

# 新型盘鼓式制动器设计与分析

冯向波,喻高远,孙瑞,孙汝奇,石永军  
(中国石油大学机电工程学院, 山东青岛 266555)

**摘要:** 针对重型载货汽车上下坡频繁刹车和轻型汽车紧急刹车制动力不足的现象,研究了盘式和鼓式制动器各自的优缺点,设计出一种新型的盘鼓式制动器,该新型制动器可以继承盘式与鼓式制动器的优点,相互弥补对方缺点,并且表现出较高的制动效能。基于 UG NX 8.0 各个模块对制动器的结构设计、零部件 CAE 分析以及运动仿真等方面进行研究,采用理论计算与软件辅助设计相结合的方法,得出两种可行的结构,并对该新型结构与传统制动器进行研究比较,研究结果表明:(1)新型制动器可实现较大制动力;(2)鼓式与盘式制动部分均实现制动增势效果,提高制动效能;(3)鼓式制动部分亦可实现驻车制动功用。

**关键词:** 盘鼓式制动器;有限元分析;运动仿真;制动增势

中图分类号: TE355.5 文献标识码: A 文章编号: 1001-2354 (2015) 02- -

## The design and analysis of new disc&drum brake

FENG Xiang-bo, YU Gao-yuan, SUN Rui, SUN Ruqi, SHI Yong-jun

(College of Mechanical & Electronic Engineering, China University of Petroleum, Qingdao, Shandong, 266555)

**Abstract:** Aiming at improving the situation of the heavy truck's frequent braking in downhill & uphill and the insufficiency of the braking force of the light vehicle, this paper sheds some light on the research of advantages and disadvantages of drum brake and disc brake, based on which we designed a new type of brake, which can inherit the merits of the drum brake and disc brake and avoid the drawbacks, performing high braking efficiency. This paper intends to conduct effective research on the structure design, CAE analysis of components and motion simulation of UG NX 8 brake, using the method of the combination of theoretic analysis and computer aided design, producing two feasible structures, and comparing the new model structure with the traditional brake. We find out that: (1) New brake can produce larger braking force; (2) drum and disc brake parts can both realize braking growth, and enhancing braking performance; (3) the drum brake part can also achieve the parking brake function.

**Key words:** disc&drum brake; finite element analysis; motional simulation; braking growth;

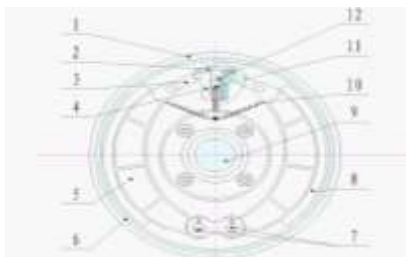
制动器是汽车的主要部件,其性能的好坏直接影响着汽车行驶的安全性,汽车在重负荷工作条件下制动时,制动温度常在  $300^{\circ}\text{C}$  以上,有时高达  $600\sim 700^{\circ}\text{C}$ <sup>[1]</sup>,行车时频繁制动,使得制动器表面温度不断升高,摩擦因数发生变化,摩擦力矩甚至会显著下降。现有的鼓式制动器制动效能良好,但是由于单面传热,热能易在制动鼓内滞存,内外两面温差较大,使得长时间制动后,制动效能减弱<sup>[2]</sup>;现有的盘式散热量好但制动力矩小且无制动增势,为了解决上述问题,设计了一种新型盘鼓式制动器,其结构特点为外盘内鼓双作用式制动器。

## 1 方案设计与建模

新型制动器主要有鼓式部分和盘式部分组成,它通过连杆机构使得盘式部分获得了制动增势,鼓式部分获得增力效果,使得在相同条件下所获得的制动力矩大大增加。

### 1.1 鼓式制动部分方案设计与建模

鼓式制动器部分采用楔形制动器原理,优化为连杆形式,如图 1 所示。该新型结构可以使领蹄和从蹄均实现制动增势作用,如图 2 所示。制动主泵施加的制动力  $P$  分解为  $P'$  和  $P''$ ,  $P'' \cdot e$  产生增势,并且在制动过程中,  $P$  与  $F$  之间的夹角变大,使得制动更加省力。



1 制动盘; 2 鼓式制动主泵; 3 鼓式制动推杆; 4 鼓式制动滑块; 5 制动蹄; 6 制动鼓; 7 支撑销; 8 摩擦片; 9 半轴; 10 制动蹄回位弹簧; 11 制动主缸回位弹簧; 12 限位板

图 1 结构图

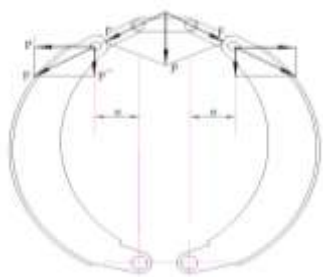


图 2 连杆张开图

制动鼓 6 与盘式制动部分的制动盘（图 3）结合。制动鼓 6 应具有非常好的刚性和大的热容量，在通风盘底部（制动鼓外侧）开有通风孔，借助通风盘散热，制动鼓外侧设计如图 3m 示，用于安装半轴和轮毂；制动底板是除制动鼓和盘式制动钳外制动器各零部件的安装基体，设计中应保证各安装零件相互间的正确位置，如图 4 所示；制动滑块是用于连接鼓式制动主泵 2 与鼓式制动推杆 3，并将制动主泵产生的压力传递到制动推杆上，依靠制动主泵泵壳作为导轨，内端伸入制动主泵内与活塞作用，并且留有手刹安装位置，如图 4 所示。

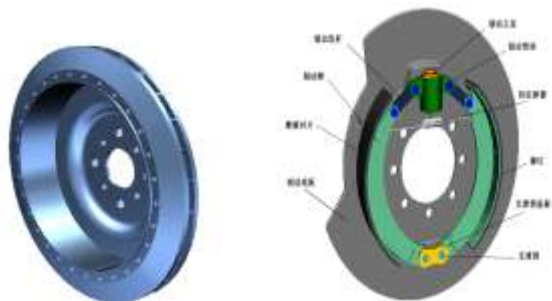


图 3 制动鼓和制动盘

图 4 总装图

## 1.2 盘式制动部分方案设计与建模

该新型制动器提出一与制动盘相适应的锥形结构，如图 5 所示，制动活塞推动制动推杆，作

用于主动臂，驱动制动钳旋转靠近制动盘，制动钳由两动臂构成的四连杆机构作用，可浮动，制动主泵固定于制动底板，制动钳制动盘，由锥形结构中的摩擦片压紧制动盘，从而实现制动效果。制动钳在摩擦力  $F_f$  作用下，产生绕铰支点  $O$  的转矩，增大制动钳与制动盘的压紧力，从而产生自增势效果，如图 6 所示。该新型制动器制动盘设计为锥盘式，如图 7 所示，该类制动盘承受热负荷，因此该制动盘中间铸有径向通风叶片，依靠制动盘旋转时产生的离心力作用使空气流动而散热；制动钳两半并由铰制螺栓连接，其结构与制动盘锥角相适应，并且铆有两片摩擦片，两片制动钳之间由调整垫片调整摩擦片与制动盘间隙，如图 7 所示；制动执行机构：四连杆机构，设计中取三个状态确定四杆机构参数，建立三维模型如图 7 所示。

其他附属零件大部分为标准件或者简单零部件，在此不一一描述，各个零部件设计完成后进行装配和后续校核仿真等工作。

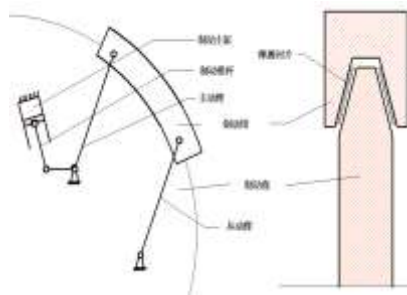


图 5 盘式制动部分方案设计



图 6 盘式制动部分自增势

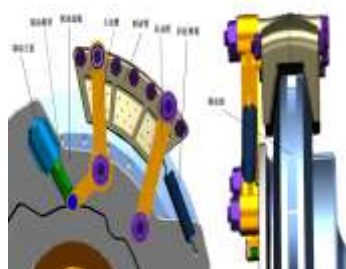


图 7 四连杆机构模型

## 2 盘鼓式制动器的设计计算

### 2.1 制动力矩的计算

#### 2.1.1 鼓式制动部分的制动力矩

制动力矩:

$$T_{Tf1} = f \cdot N_1 \cdot \rho_1$$

式中:  $f$ ——摩擦因数;

$N_1$ ——单元法向力的合力;

$\rho_1$ ——摩擦力的作用半径。

如图 8 所示, 对制动蹄领蹄进行受力分析。如图 9 所示, 对制动蹄从蹄进行受力分析。得:

$$\text{领蹄: } T_{Tf1} = 105.03 \cdot P$$

$$\text{从蹄: } T_{Tf2} = f \cdot N_2 \cdot \rho_2 = 49.79 \cdot P$$

则鼓式部分总的制动力矩:

$$T_{f\text{鼓}} = T_{Tf1} + T_{Tf2} = 154.62 \cdot P_{\text{鼓}}$$

式中:  $P_{\text{鼓}}$ ——鼓式制动主泵产生的液压力。

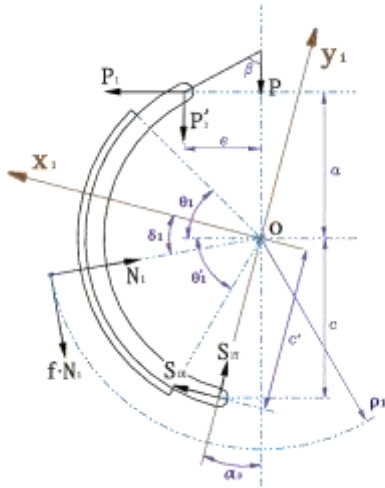


图 8 领蹄计算

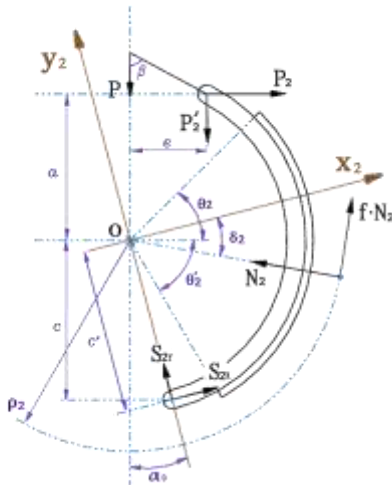


图 9 从蹄计算

设计中取得:

$$\begin{aligned} a &= 56 \text{ mm}, c = 90 \text{ mm}, e = 70 \text{ mm}, \theta'_1 = 55^\circ; \\ \delta_1 &= (\theta + \theta') + \alpha_0 = 12.53^\circ; \theta_1 = 45^\circ; \rho_1 = 110 \text{ mm}, \\ \alpha_0 &= 7.53^\circ; f = 0.35 \end{aligned}$$

半金属衬片材料的摩擦性能如表 1 所示。

表 3-1 半金属衬片材料的摩擦性能<sup>[3]</sup>

| 温度/℃ | 100   | 150   | 200   | 250   | 300   | 350   |
|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 摩擦因数 | 0.358 | 0.344 | 0.372 | 0.386 | 0.365 | 0.346 |

#### 2.1.2 盘式制动部分的制动力矩

计算中假设衬块的摩擦表面与制动盘接触良好, 且各处的单元压力分布均匀, 则制动力矩:

$$T_{f\text{盘}} = 2 \cdot f \cdot N_1 \cdot R_e$$

设计中取得:

$$\varphi_a = 36.7^\circ; \varepsilon = 74.5^\circ; \gamma = 14^\circ; P_A = (39/66) \cdot P = 0.49$$

对铰支点 A 分析计算得:  $N_1 = (N_{A1} + N_{B1})/2 = 1.23 \cdot P$

对铰支点 A, B 受力分析如图 10、图 11 所示。

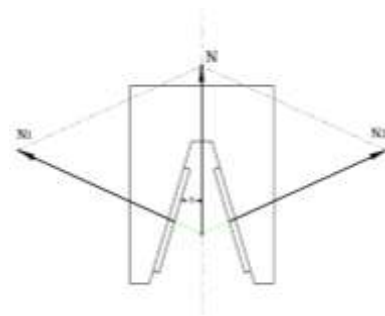


图 10 制动衬块受力分解图

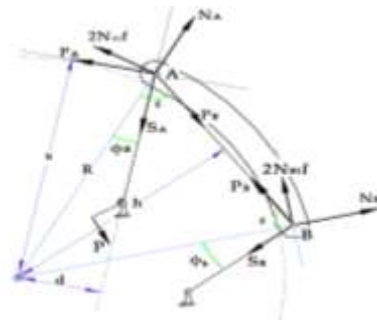


图 11 盘式制动器制动力矩计算

设计中取得摩擦衬片:  $R_1 = 118 \text{ mm}, R_2 = 145 \text{ mm}$

摩擦片有效半径取<sup>[4]</sup>:

$$R_e = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} = 131.96 \text{ mm}$$

因此, 盘式制动部分制动力矩:

$$T_{f\text{盘}} = 2 \cdot f \cdot N_1 \cdot R_e = 113.6 \cdot P_{\text{盘}}$$

该新型制动器的行车制动时制动力矩为:

$$T_f = T_{f\text{鼓}} + T_{f\text{盘}} = 154.62 P_{\text{鼓}} + 113.6 P_{\text{盘}}$$

式中:  $P_{\text{盘}}$ ——盘式制动主泵产生的液压力。

### 2.2 制动器热容量和温升核算

核算制动器的热容量和温升是否满足如下条件<sup>[2]</sup>:

$$(m_d c_d + m_h c_h) \Delta t \geq L$$

该新型制动器中各相关参数如下:

制动鼓和制动盘总质量  $m_d = 5.86 \text{ kg}$ ，材料为铸铝合金  $C_d = 880 \text{ J/(kgK)}$ ；受热件总质量（包括轮毂、轮辐、轮辋等）  $m_{h1} = 15 \text{ kg}$ ，铸铝材料  $C_{h1} = 880 \text{ J/(kgK)}$ ；受热件质量（盘式制动钳）  $m_{h2} = 2.84 \text{ kg}$ ，铸铁材料  $C_{h2} = 482 \text{ J/(kgK)}$ ；制动器的温升  $\Delta t$  取  $13^\circ\text{C}$ 。（一次由  $v_a = 30 \text{ km/h}$  到完全停车的强烈制动，温升不应超过  $15^\circ\text{C}$ ），则，每个盘鼓式制动器散热：

$$Q_{\text{散}} = (m_d c_{d1} + m_{h1} c_{h1} + m_{h2} c_{h2}) \cdot \Delta t = 256433.8 \text{ J/K}$$

制动器产热（取汽车由  $80 \text{ km/h}$  减速至  $0$ ），则前轴产热：

$$L_1 = m \cdot v^2 / 2 \cdot \beta = 386296.3 \text{ J/K}$$

后轴产热：

$$L_2 = m \cdot v^2 / 2 \cdot (1 - \beta) = 218901.2 \text{ J/K}$$

前轴每个车轮制动器产热：

$$L_1 / 2 = 193148.15 \text{ J/K} < Q_{\text{散}}$$

后轴每个车轮制动器产热：

$$L_2 / 2 = 109450.6 \text{ J/K} < Q_{\text{散}}$$

故制动器的热容量和温升满足条件：

$$(m_d c_d + m_h c_h) \Delta t \geq L$$

### 3 制动器主要零件的静强度计算

对关键零部件静强度分析计算，以理论分析计算为主，软件 CAE 分析为辅，制动蹄和制动钳主要依靠 NX Nastran 模块进行 CAE 分析<sup>[5]</sup>。

#### 3.1 制动块拉杆的静强度计算

图 12 所示为主动臂的结构图，当盘式制动器作用时，在制动主泵推杆力  $P$  的作用下，主动臂上下两部分均受弯矩，比较其界面形状和受力情况可知，A-A 截面产生的弯曲应力要大于 B-B 截面，该节仅计算 A-A 截面弯矩。

首先计算 A-A 截面的抗弯截面模量，结构参数如图 12 所示，最大弯曲应力：

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{T_w}{W_z} = \frac{P \cdot b \cdot h}{2 \int_A y^2 dA} < [\sigma]$$

运行 NX Nastran 模块，得出主动臂应力分布如图 13 所示。图 14 所示为主动臂和从动臂的应力比较。

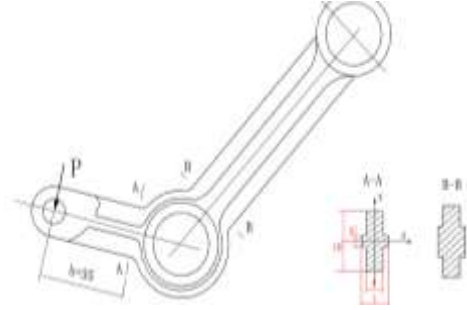


图 13 主动臂强度计算用图

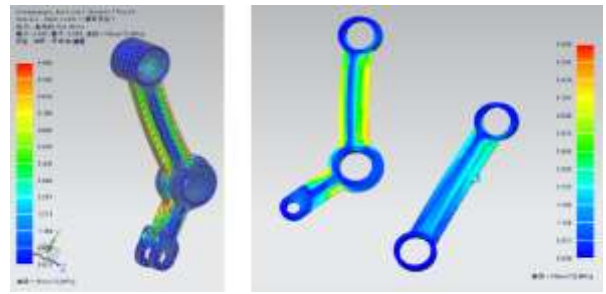


图 13 主动臂应力分析 图 14 两臂受力情况对比

#### 3.2 制动钳静强度 CAE 分析

制动钳受力情况比较简单，在摩擦衬片位置受到制动盘上的法向压力和周向摩擦力，另外还受到两连杆的作用力，如图 15 示施加边界条件。对整体施加 10 节点四面体网格，结果如图 16、图 17 所示。

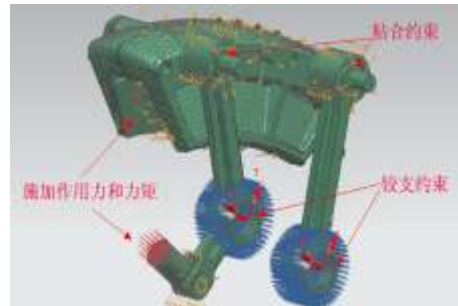


图 15 制动钳施加相应约束图

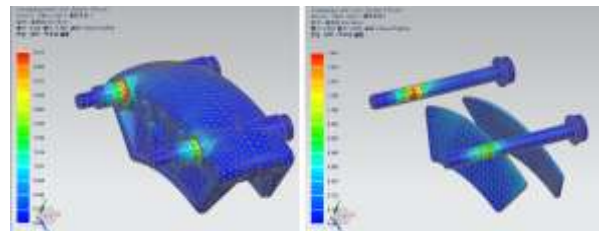


图 16 制动钳应力分析云图 图 17 铰制螺栓和衬片应力云图

#### 3.3 制动蹄片的静强度 CAE 分析



进行 CAE 仿真时，进行整体约束，并对运动副施加相应的约束条件、网格划分、施加载荷，解算，并输出应力分布云图和变形位移云图，如图 18、图 19 所示。

由分析结果可知，对该种结构制动蹄而言，两端位置受力较大，并且由图 20 可以看出，制动蹄结构类似简支梁，故其中间部位变形较大，并且制动翼板的两侧变形较大。

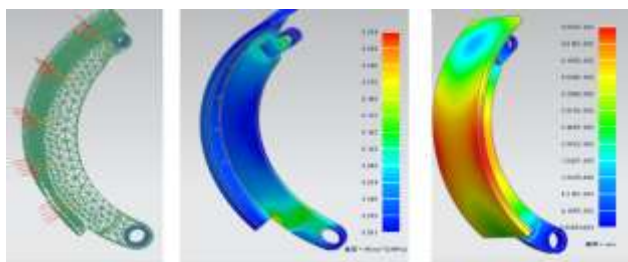


图 18 网格划分 图 19 制动蹄应力云图 图 20 制动蹄变形云图

## 4 结论

(1) 实现了领从蹄同时获得制动增势的理想效果；盘式制动器也获得制动增势；新型结构简化了制动钳的结构形式，散热和维护更优。

(2) 鼓式部分驱动机构设计为滑块推杆机构；盘式制动部分首次使用四杆驱动机构；制动钳与制动盘均设计为锥面接触；制动钳设计为分半固定式结构。

(3) 该种新型制动器解决了制动增势和制动钳结构复杂的问题；由于采用锥面结构，使其安装空间需求减小，采用组合式结构，制动效能明显改善。

## 参考文献

- [1] 余志生. 汽车理论[M]. 4 版. 北京：机械工业出版社，2007:100-101
- [2] 施宗成. 鼓式制动器热结构耦合参数化有限元分析[D]. 长春：吉林大学，2011.
- [3] 戴雄杰，王涛. 摩擦学基础[M]. 上海：上海科技出版社，1983.
- [4] 张智铁. 制动器热特性分析[J]. 工程机械，1980.5.
- [5] 沈春根，王贵成. UG NX7.0 有限元分析入门与实例精讲[M]. 北京：机械工业出版社，2010.
- [6] 吕英民. 材料力学（I）[M]. 北京：中国石油大学出版社，2007.
- [7] 陈建，袁盛治，翟东升，等. 盘式制动器周期性制动时非稳态温度场的计算与分析[J]. 机械设

计，1995.6

作者简介：冯向波（），男，助理工程师，学士，研究领域：车辆工程。