

某商用车鼓式制动器热固耦合分析

鲁启立

(广东富华重工制造有限公司 广东 江门 529000)

摘要：制动器作为车辆发挥重要作用的关键部件，其热稳定性对于保证车辆的可靠性、行车安全发挥着重要的作用。鼓式制动器的分析模型是以有限元软件为基础建立，热应力特点与制动鼓的温度分布场的研究可根据完全热固耦合法。研究数据显示，紧急制动情况一旦发生，制动鼓的温度最高可以达到 157℃，热应力最大值为 131MPa。通过有限元分析，可以准确掌握工作中制动器应力分布特点和温度情况，方便了产品的优化设计，还有助于缩短产品迭代升级的周期。

关键词：商用车；鼓式；热固耦合；制动器；有限元分析

0 引言

制动频率化和轻量化已成为现代商用汽车发展的态势，制动器在保证汽车有效制动中发挥着重要的作用。制动器的可靠性由于到设计、加工精度、装配质量及使用方式等多种因素的影响，在使用中易出现龟裂、老化等现象，严重时会发生制动鼓开裂，严重威胁到人的生命安全。鼓式制动器（见图 1）体现出价格低，易于维护等多种优势，可以用于载货车、载人车等各类大中型车辆中。车辆在制动时，在动能转换为内能的过程中，完全可以利用热量实现。有调研表明，热衰退和疲劳破坏是鼓式制动器失效最常见的因素。所以，关键的措施就是对工作中制动器热力分布和温度分布的研究。

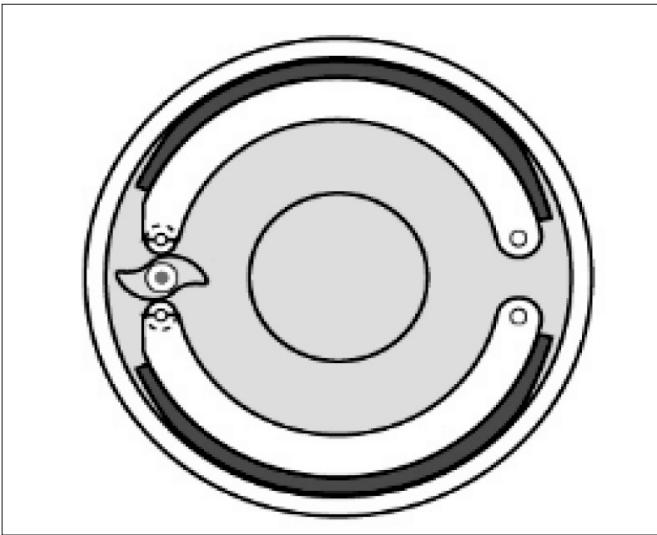


图 1 凸轮轴鼓式制动器

1 热固耦合分析

热固耦合分析可以利用顺序热固耦合和完全热固耦合两种形式。在温度场的分析基础上进行顺序热固耦合的分析，相关计算可利用有限元，将温度场分析结果确定为边界条件然后导入到机械模型中，分析热应力。进行完全热固耦合的分析过程中必须综合考虑存在的影响因素，即温度和机械力，保证在时域条件下持续发生相互耦合。本文结合制动器在紧急制动条件下的工况，借助完全热固耦合法分析制动鼓在制动过程中受力特点，特别是针对温度分布与应力变化

加以分析。

2 商用车制动器有限元模型搭建

为了保证计算效率，对于部分模型加以简化，仅针对三个关键部分，分别为制动蹄、摩擦片、制动鼓。网格划分通过软件 HyperMesh 进行，能够获取关联的制动器的有限元分析模型，其装配体见图 2 所示，其中对于网格单元的划分借助于六面体单元；针对求解器通过 Abaqus；对于计算单元以解决热固耦合问题，借助专用缩减积分单元加以分析，进行 C3D8 R T 位移耦合温度的确定。质量与数量的离散化在单元分析中得以控制，这种方式可以将网格数量控制于特定的范围内。



图 2 制动器有限元装配体模型

2.1 材料参数

本次研究某品牌商用车的鼓式制动器作为对象，该制动器的制动鼓、摩擦片和制动蹄参数如表 1 所示。

2.2 边界条件

在建立的模型中通过热力学计算出边界，并通过机械计算确定极限数据，借助完全热固耦合加以求解。

2.2.1 热力学边界

制动器在制动条件下摩擦片与制动鼓发生摩擦，因此在大量热量会在制动中产生。按照基本原理实现热能传递，传递的形式可以利用对流、热传导或通过热辐射。倘若热交

表 1 制动鼓材料属性

密度 / kg·m ⁻³	温度 /℃	弹性模 量 /GPa	泊松 比	热导率 / (W/(m·K))	热膨胀系数 /(10 ⁻⁵ /K)	比热容 / (J/(kg·K))
7.28 × 10 ³	20	138	0.258	50	1.1	480
	100	134	0.258	50	1.15	500
	200	131	0.256	48.3	1.15	512
	300	127	0.256	46.5	1.21	523
	400	123	0.254	46.5	1.26	530
	500	119	0.254	45	1.29	535

换是在空气与制动鼓的外表面直接摩擦完成的，封闭状态下的制动鼓内部，其换热无需在对流时进行，在不同车速条件下的换热系数表达为

$$h=5.67826 \times 0.92 + \alpha v \exp \frac{-v}{359} \tag{1}$$

式中表达：α 为热交换的经验因数，制动器前轮取值 0.7，后轮取值为 0.3；v 代表车速，单位为 km/h。

通常来说，占总热量 10% 的是车辆制动器造成的热辐射量，考虑到制动鼓制作材料的性能，本文在研究过程中设定制动鼓热辐射率为 0.6。

2.2.2 机械边界

制动蹄在向外扩张时需要保证足够的力，这可以理解为促动力。在有限元模型构建中没有考虑凸轮轴的影响因素，所以需要将促动力认定为机械载荷，直接作用到制动蹄的端部，通过软件模拟制动蹄的制动，相关参数如表 4 所示。

制动器促动力计算公式为：

$$P=\frac{M}{2K_iR} \tag{2}$$

上式中：M 作为制动鼓的力矩；Ki(i=1, 2) 表现的是效能因数，该因数为领蹄与从蹄产生制动的结果。

具体的领蹄与从蹄制动过程的效能因数见表 4，依次为 1.9550、0.6234。在式（2）中代入效能因数实施计算，领蹄促动力计算结果为 3.8 × 10³N，计算从蹄促动力结果为

表 2 摩擦材料属性

密度 / kg·m ⁻³	温度 /℃	弹性模 量 /GPa	泊松比	热导率 / (W/(m·K))	热膨胀系数 /(10 ⁻⁵ /K)	比热容 / (J/(kg·K))
1.55 × 10 ³	20	2.2	0.25	0.9	1	1200
	200	1.4	0.25	0.9	2	1200

表 3 制动蹄材料属性

参数	密度 / kg·m ⁻³	弹性模 量 /GPa	泊松比	热导率 / (W/(m·K))	热膨胀系数 / (10 ⁻⁵ /K)	比热容 / (J/(kg·K))
参数值	1.55 × 10 ³	169	0.257	40	1	480

表 4 制动器参数

参数	制动鼓半 径 R/mm	制动蹄片 宽度 /mm	摩擦片包 角 α/(°)	摩擦片起始 角 β/(°)	凸轮轴位 置 h/mm	制动蹄支承点到制 动器中心 a/mm	制动蹄支承点 坐间距 e/mm	制动器调整 臂长 L/mm	制动力矩 / (kN·m)	摩擦 因数 f
参数 值	205	220	119.5	42	319	165	28	145	25	0.38

10.5 × 10³N。
借助模拟器分析制动时的状态，对于制动器采用以下约束研究：有效约束的自由度在制动鼓除轴向旋转以外位置；制动蹄的自由度表现为除主销孔轴向旋转力外的位置。

3 计算结果

按 QC/T 479-1999 货车、客车制动器台架试验方法。假设车辆的最初速度是 60km/h，该车辆制动时的加速度为 -6m/s²，分析制动过程中制动鼓温度与应力发生的变化。

3.1 测试温度与仿真温度对比

为了进一步分析有限元模型的可行性，将温度传感器安装在制动鼓选取的 3 个点上，温度测试利用台架试验完成。安

表 5 测试温度与仿真温度对比

安装点	1	2	3
测试温度 /℃	94.6	123.3	138.3
仿真温度 /℃	101.8	135.4	151.1
仿真误差 /%	7.6	9.8	9.3

装点处于制动鼓的轴向上，距法兰面的距离依次为 100mm、180mm、240mm；3 个点在圆周上以 0°、120°、240° 三个角度均匀分布。制动器在紧急工况停止时，在 3 个安装点上对比温度与仿真温度，具体见表 5。分析仿真数据，误差最

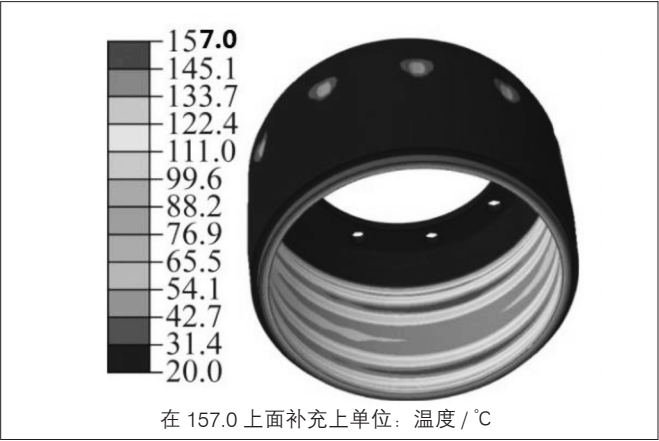


图 3 制动鼓温度分布云图，温度 /℃
大为 9.8%，差异在有效范围内，仿真分析可用于下一步的研究。

3.2 结果分析

车辆在制动条件下持续运行 2.8s 后发生停止，热应力的分布和制动鼓的表达温度详细数据见图 3 与 4。制动鼓表面的最高温度 157℃，位于内表面。其应力的最高值可达 131MPa，位于鼓口，这是因为制动鼓受到热膨胀作用，存在制动蹄的持续压力影响，该应力不会突破材料的极限抗拉强度。

为了掌握不同条件温度在制动鼓内的波动情

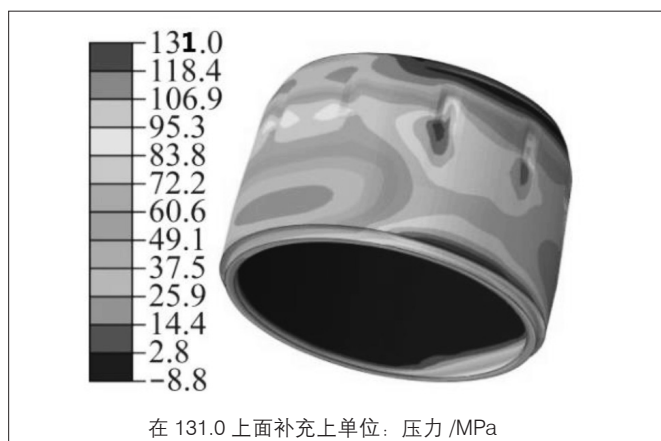


图4 制动鼓应力分布云图，MPa

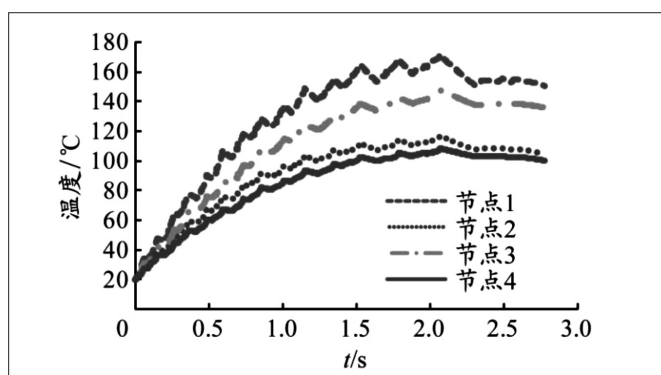


图5 制动鼓内表面温度变化曲线

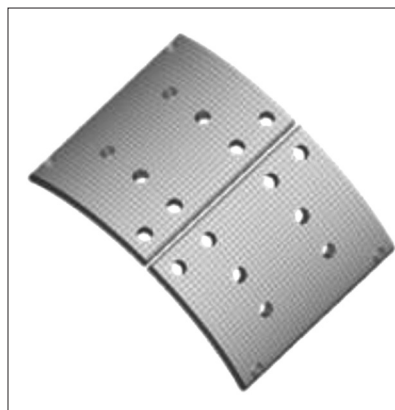
况，在内表面沿着轴线分别取 4 个节点，画出温度变化曲线，(如图 5 所示)。各个节点温度变化特点均为先上升、后平缓下降、最后平稳下降。前期的转速高是发生这一现象的关键原因，在制动时由于摩擦作用会有大量的热量产生，热量远高于向外散发，因此制动鼓会大量吸引热能，温度因此升高；在后期，制动鼓转速快速下降，摩擦产热同时减少，因为摩擦产热低于外界吸收的热量，也会降低制动鼓温度。

图 5 中的 4 条曲线表明了计算周期内温度发生的波动，

可以表明摩擦片与制动鼓接呈现出周期性温度变化。从图 6 中可了解摩擦片的结构特点。摩擦片中安装孔，这导致在不同位置有不同的接触面，制动鼓的表面温度分布呈条带状(见图 3)。

4 结语

不同于传统的顺



序耦合，分析制动鼓 图 6 摩擦片结构示意图

的温度以及热应力分布特点，完全热固耦合能够客观地表现制动鼓应力分布与温度的特点，这种特点是基于不同条件下的状态。将仿真数据和测试数据进行对比，并利用有限元对其可靠性进行研讨，数据显示制动鼓的应力水平、温度分布等，都可以在误差范围内表现出来，表明该方法可以应用于设计中。一旦发生紧急制动，会迅速变化制动鼓的温度，尽管制动鼓的应力水平不会超过材料本身的抗拉强度，但在驾驶中仍要控制急刹车的频率，通过控制内部温度预防制动性能降低，影响到行车安全。

参考文献：

- [1] 边疆,王晓颖,桂良进,范子杰.双金属鼓式制动器高温工况的试验与仿真[J].汽车安全与节能学报,2021,12(02):173-179.
- [2] 叶清风.基于有限元方法的重卡鼓式制动器改进[D].安徽理工大学,2020.
- [3] 孙继宇,张晓东.鼓式制动器不同工况下热—应力耦合分析[J].中国农机化学报,2020,41(01):109-113+119.

作者简介：鲁启立(1985.12-)，男，汉族，广东江门人，大学本科，中级工程师，研究方向：商用车底盘件（以车桥为主）。

(上接第 60 页)

规发动机相同的机械、燃油、管路等常见方面的故障，尤其是当发动机出现异常而故障指示灯又不亮时，应主要检查机械或油路方面的故障；如果故障指示灯亮，说明电喷系统出现了故障，应先读取故障码，继而进行相应的检测排障工作，虽然强调的一点是虽然排查电喷系统故障过程中我们可以借助诊断仪，但诊断仪只能检查到电控元件的故障，并不能直接检测到机械故障，也就是并非所有的故障都要通过故障诊断仪进行判断。

以上便是潍柴 WP7.270E30 型电喷发动机最常遇到的故障以及对应的排除检修方法，经过反复的研究具备了一定的维修经验，同时对电喷柴油机的认识也在不断加深，但鉴于

电喷柴油机相较传统柴油机其结构更为复杂，故障排除难度更大，这就要求维保技术人员需要具备较强的技术专业水平和维修保养的能力，才能更好地发挥出电喷柴油发动机的应用优势。

参考文献：

- [1] 李新甫.电喷柴油机的检测与故障诊断[J].工程机械与维修,2006,(5):166-168.
- [2] 王林.柴油机常见故障现象原因解析[J].农机使用与维修,2019,(9):67.

作者简介：陈紫阳(1987.07-)，男，汉族，广东省汕头人，本科，助理工程师，研究方向：机械设计与制造及其自动化。