

基于Workbench盘式制动器摩擦生热耦合分析

王 伟

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2025年2月25日; 录用日期: 2025年3月18日; 发布日期: 2025年3月27日

摘 要

为进一步研究盘式制动器在制动过程中的行为, 在建立盘式制动器热 - 结构耦合简化计算模型的基础上, 考虑温度变化对材料物理性能和摩擦因数的影响, 运用ANSYS Workbench对制动器进行热 - 结构耦合分析, 得到刹车后制动盘温度随时间的变化云图。热耦合分析结果表明, 刹车后该设计制动盘的温度变化及分布规律是合理的, 研究结论为制动盘的进一步优化设计提供参考意义。

关键词

Workbench, 制动器, 温度场, 应力场

Coupled Analysis of Friction-Induced Heat Generation in a Disc Brake Based on Workbench

Wei Wang

School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Feb. 25th, 2025; accepted: Mar. 18th, 2025; published: Mar. 27th, 2025

Abstract

To further investigate the behavior of disc brakes during braking, a simplified thermal-structural coupling calculation model for disc brakes was established, taking into account the influence of temperature changes on the physical properties of materials and the friction coefficient. Using ANSYS Workbench, a thermal-structural coupling analysis was conducted on the brake to obtain a contour plot of the brake disc temperature variation over time after braking. The results of the thermal coupling analysis indicate that the temperature change and distribution pattern of the designed brake disc after braking are reasonable. The findings of this study provide valuable insights for further

optimizing the design of brake discs.

Keywords

Workbench, Brake, Temperature Field, Stress Field

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着高速公路网络的不断拓展、驾驶员的非职业化、车辆流量密集化和行驶高速化,汽车制动装置的工作可靠性越来越重要[1]。汽车制动装置的工作可靠性极大地影响了汽车的行驶安全和驾驶员的生命安全[2]。

汽车车轮制动器主要包括 2 种基本类型:盘式制动器以及鼓式制动器。其中,根据不同种类的固定结构方式又可以将盘式制动器细分为全盘式和钳盘式制动器。因为全盘式制动器的制动蹄接触面积尺寸较大,所以在重工器械中更为常见[3]。钳盘式制动器广泛应用于轿车或轻型货车上,适用于对制动性能要求较高的前轮制动器[4]。但近年来,前、后车轮都使用盘式制动器的结构日渐增多。

盘式制动器工作效率在很大程度上取决于其使用的制动盘,因此,制动盘的重要性显然不可忽视。设计出良好性能的制动盘,能有效提升制动系统的工作效率,并能在一定程度上减少交通事故的发生,保护驾驶人员的生命财产安全[5]。在本研究中,通过 ANSYS 对制动盘进行制动盘摩擦生热耦合分析,得出制动盘的温度变化及分布规律。

2. 盘式制动器热 - 结构模型构建

2.1. 模型假设

在摩擦制动过程中,由于产生的摩擦热与摩擦接触压力的大小存在着直接的关系,不同接触状态下温度分布的不均匀性导致物体的热变形差异[6],而这又会直接引起接触状态或接触压力改变,接触状态的改变反过来影响摩擦热流密度的大小分布。可知,摩擦制动器的摩擦热问题是温度场与应力场的耦合问题[7]。由于存在诸多影响摩擦副相互作用的因素,为了提高计算效率,做出以下假设:

- (1) 制动盘和来令片间的接触为面与面接触,忽略各自表面的粗糙度和摩擦表面的磨损情况;
- (2) 由于制动时间较短,忽略制动系统工作过程中的热辐射现象;
- (3) 制动压力均匀的分布在来令片上;
- (4) 摩擦制动过程为库仑摩擦,摩擦系数为定值;
- (5) 各部件密度不随温度变化。

2.2. 模型的建立

制动系统由一块刹车盘和两块对称的刹车片组成。制动盘成圆环形状,制动盘厚度为 10 mm,外圆直径为 130 mm,内圆直径为 70 mm,刹车片厚度为 5 mm。制动器系统的建立在 SolidWorks 上完成,将建立好的文件保存为.x_t 格式,该格式的好处是导入快速,且模型不会发生变形,建立好的制动器模型如图 1 所示。

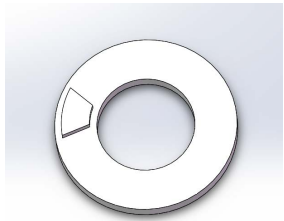


Figure 1. Brake model
图 1. 制动器模型

2.3. 制动器各部件材料的定义

为了提高有限元分析精度，制动系统各部件使用材料本构模型。与制动盘和来令片热 - 结构耦合相关的物理量有：密度、热膨胀系数、导热系数、比热、杨氏模量和泊松比。两种材料本构模型参数分别如表 1、表 2 所示。

Table 1. Material parameters of brake disc based on standard test system result data
表 1. 标准试验系统结果数据刹车盘的材料参数

温度/℃	密度/kg·m ⁻³	热膨胀系数/10 ⁻⁵ ·K ⁻¹	弹性模/GPa	泊松比	导热系/W·m ⁻¹ ·K ⁻¹	比热/J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
20	7330	1.098	148	0.31	40	494
100	7330	1.098	145	0.31	40	494
200	7330	1.141	141	0.29	40.3	536
300	7330	1.207	140	0.29	38.3	537
400	7330	1.268	137	0.27	36.5	565
500	7330	1.299	132	0.27	36.1	573

Table 2. Material parameters of brake pads
表 2. 刹车片的材料参数

密度/kg·m ⁻³	热膨胀系数/10 ⁻⁵ ·K ⁻¹	弹性模/GPa	泊松比	导热系/W·m ⁻¹ ·K ⁻¹	比热/J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
2660	0.3	340	0.25	1.2	1465

2.4. 瞬态结构仿真

2.4.1. 几何体连接关系的定义

进入 Transient Structural 分析的 model 模块，现将几何结构的材料赋予到先前建立好的材料中。赋予好材料之后，建立几何体之间的连接关系，定义两个摩擦片与刹车盘之间的接触关系为摩擦接触，设置摩擦系数为 0.2，其他设置均为默认。定义刹车盘回转中心与地面形成回转约束。

2.4.2. 网格的划分

根据有限元分析软件的流程，在完成几何建模与材料的建立后，需要对几何模型进行网格划分，网格划分是有限元计算的重要内容，它的质量直接影响到计算的可靠性，一般采用下列方法进行网格划分：自动网格划分(Automatic)、四面体网格划分(Tetrahedrons)、扫掠网格划分(Sweep)、多区域网格划分(MultiZone)等

在本文中的网格划分采用面网格剖分映射法划分，映射区域选择刹车盘的表面区域，设置分区内部数量为 6，并且对网格进行细化，插入边缘尺寸调整，参考范围选择刹车盘的外圆边线，划分类型选择数

量，分区数量选择 60。生成的网格如图 2 所示，网格节点为 5620，单元为 892，单元质量标准如图 3 所示，如图 3 可见网格质量均大于 0.66 表明质量良好，为分析结果的可靠性提供了依据。

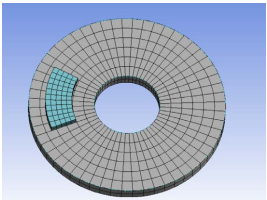


Figure 2. Meshing results of the brake
图 2. 制动器网格划分结果

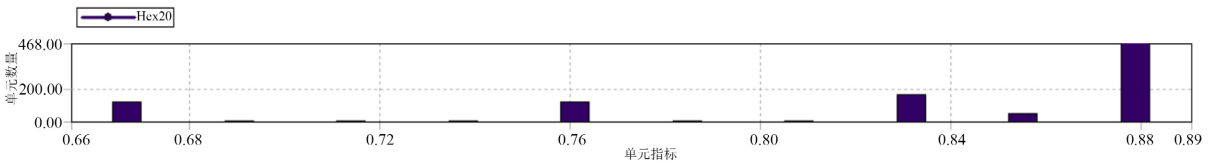


Figure 3. Quality standards for mesh elements
图 3. 网格单元质量标准

2.4.3. 施加载荷与约束

本文假设的工况是刹车系统工作时，在刹车盘旋转一周时，刹车片对刹车盘进行制动压力的施加，此时主要对该过程产生的热进行分析。

基于以上的工作情况，本文对两个刹车片外表面施加垂直表面的压力，压力大小为 5 MPa，并且由于已经对刹车片外表面施加压力，所以在对刹车片外表面进行位移约束时，定义垂直表面的自由度为自由状态，其余两个自由度位移为 0。插入连接副载荷，选择之前定义的刹车盘回转中心与地面的连接副进行设置，运动类型选择旋转速度，大小定义为由 0 递增到 6 rad/s 的线性加载。施加的载荷和约束如图 4 所示。

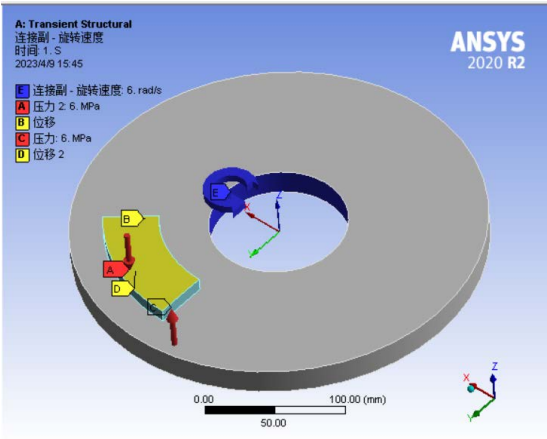


Figure 4. Addition of loads and constraints for the brake
图 4. 制动器载荷和约束的添加

2.4.4. 瞬态动力学求解与后处理

在 Ansys Workbench 分析中，求解器的设置正确与否对于分析的收敛性是非常关键的，在求解器分

析设置中，定义步骤数量 1，自动时步为开启，定义依据为子步，初始子步 25，最小子步为 20，最大子步为 250。

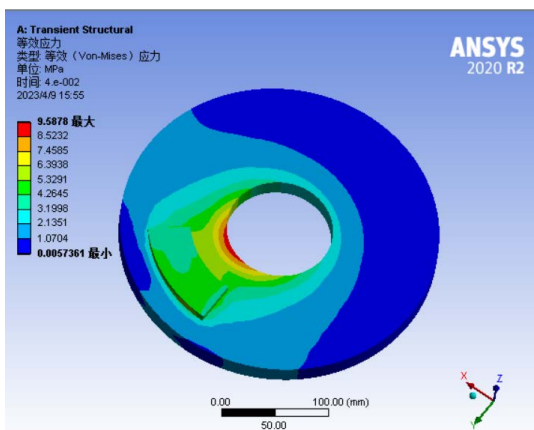


Figure 5. Stress contour plot

图 5. 应力云图

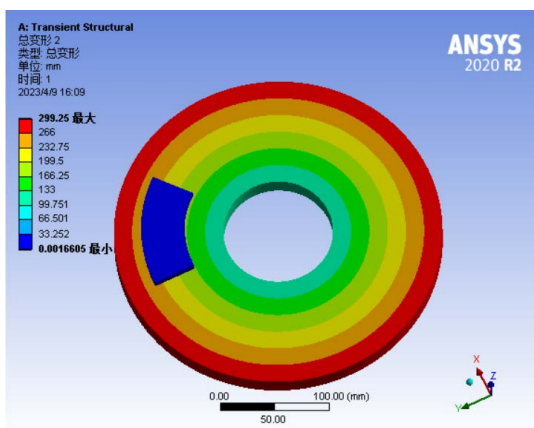


Figure 6. Deformation contour plot

图 6. 变形云图

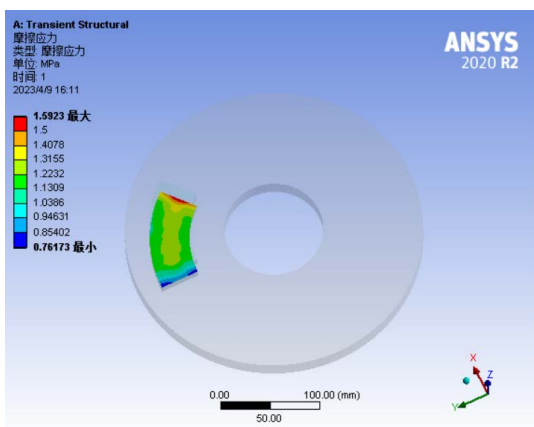


Figure 7. Frictional stress

图 7. 摩擦应力

求解好之后进行求解后处理的数据查看，得到的等效应力云图如图 5 所示，变形云图如图 6 所示，插入接触工具便可查看接触面的接触应力如图 7 所示，滑动距离如图 8 所示。由图 5 可以看出在制动压力为 5 MPa 时，等效应力最大为 9 MPa，出现在刹车盘回转中心靠近摩擦片的区域，并且由此区域向外呈现减小趋势。

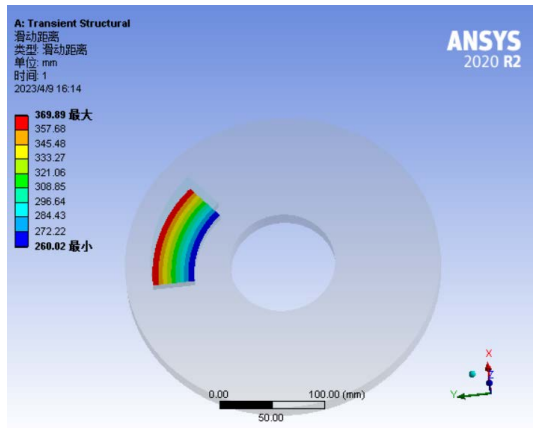


Figure 8. Sliding distance
图 8. 滑动距离

2.4.5. 热 - 结构耦合求解与后处理

由于 Transient Structural 分析默认的网格类型为 solid186 固体单元，没有温度自由度，需要将网格类型进行转化。方法是使用 APDL 命令流更改单元自由度，将 solid186 单元转化为 sold226 单元。

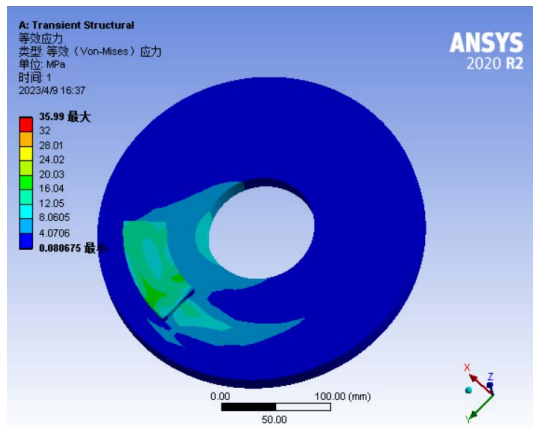


Figure 9. Thermal stress in braking system
图 9. 制动系统热应力

在几何结构中插入命令流: Et,matid,solid226,11; 在摩擦接触的关系副中插入命令流: keyopt,cid,1,1; 在瞬态分析栏中插入如下命令流:

```
/SOLU
ALIST
tunif,25
tref,25
```

TIMINT,off,struc

在以上命令中设置了初始温度为 25℃，零热应变参考温度为 25℃。在插入完成命令流之后就可以进行仿真分析了，在分析设置中使用牛顿-拉菲逊完全积分法进行求解计算，线搜索为打开状态以便于运算的收敛性。

求解之后就可以查看结果。由于考虑温度自由度，得到的热应力相比瞬态动力学求解得到的结果有所变化，热应力结果如图 9、图 10 所示，摩擦片与刹车盘接触的摩擦应力如图 11 所示，摩擦应力相比瞬态动力学得到的结果变得偏大。相比瞬态动力学得到的最大应力是出现在刹车盘回转中心靠近刹车片处，热-结构耦合得到的热应力最大值出现在刹车片与刹车盘接触的表面，主要原因是添加了温度的自由度，产生了热应力的缘故，这也更符合实际情况。

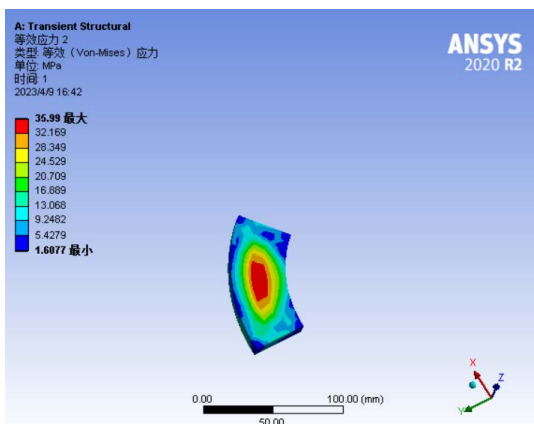


Figure 10. Thermal stress in friction lining

图 10. 摩擦片热应力

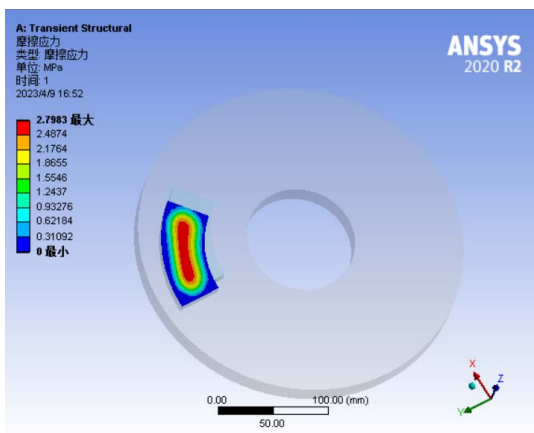


Figure 11. Frictional stress

图 11. 摩擦应力

由于 Transient Structural 后处理结果插入选项中没有查看温度的模块，故需要插入“用户自定义结果”，表达式输入“temp”，单位选择为温度，得到的温度云图如图 12、图 13 所示。由图可知温度的升高区域主要出现在摩擦片与刹车盘接触区域，这是由于在刹车盘的转动过程中与摩擦片产生摩擦生热的作用，分析结果与实际比较相符。由于 Transient Structural 模块默认没有查看温度云图的功能吗，需要插入命令流来调用，插入命令流：OUTRES,erase，在“用户自定义结果”中输入表达式“TFSUM”，得到

的温度梯度云图如图 14、图 15 所示。

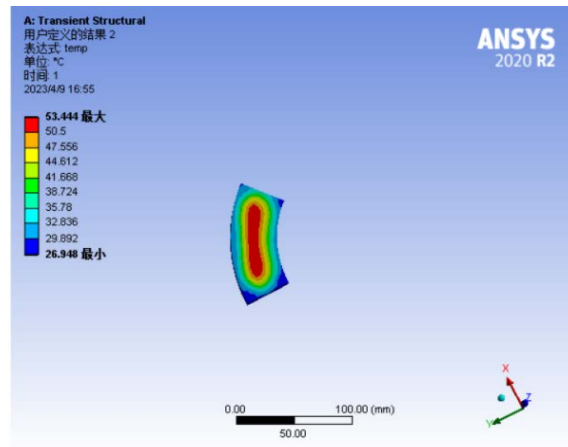


Figure 12. Temperature contour plot of friction lining
图 12. 摩擦片温度云图

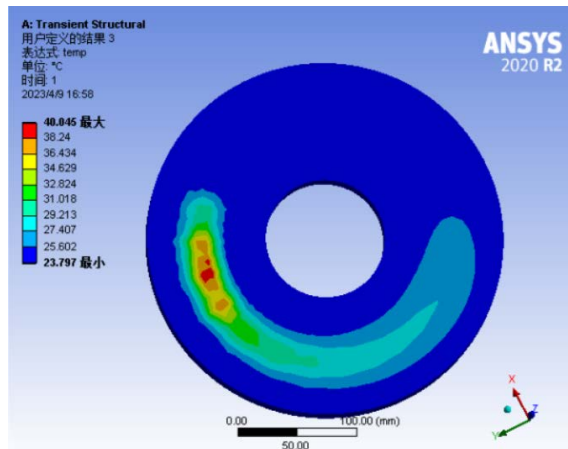


Figure 13. Temperature contour plot of brake disc
图 13. 刹车盘温度云图

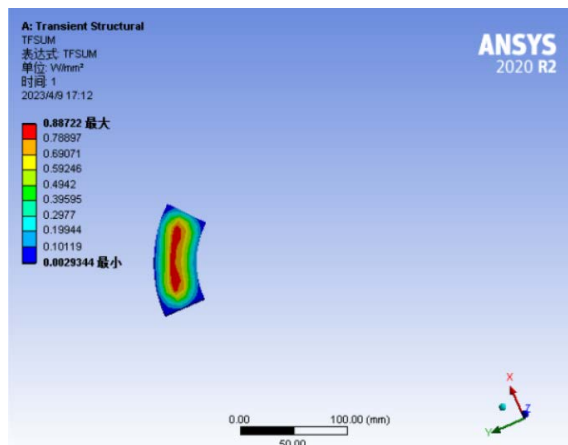


Figure 14. Temperature gradient contour plot of friction lining
图 14. 摩擦片温度梯度云图

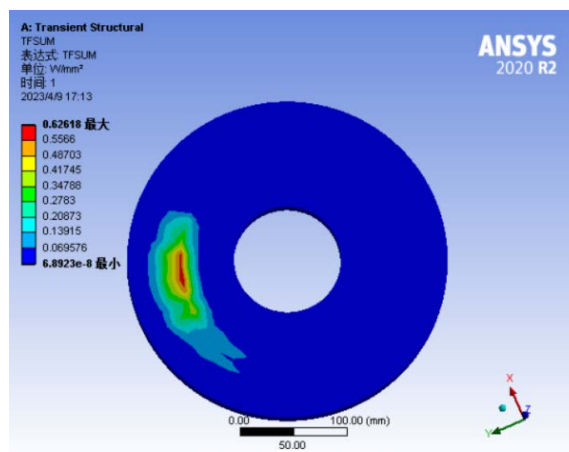


Figure 15. Temperature gradient contour plot of brake disc
图 15. 刹车盘温度梯度云图

3. 结论

本文基于 ANSYS Workbench 平台对盘式制动器进行了热-结构耦合分析,旨在深入探究制动过程中摩擦生热对制动盘和刹车片的影响。通过建立简化的热-结构耦合计算模型,并考虑温度变化对材料物理性能和摩擦因数的影响,成功模拟了制动过程中的温度场与应力场分布。研究结果显示,制动过程中摩擦热导致制动盘和刹车片接触区域的温度升高,温度分布呈现不均匀性,且高温区域主要集中在接触面上。这种温度变化对制动系统的应力状态产生了显著影响,导致热应力相比瞬态动力学分析结果偏大。特别地,最大热应力出现在刹车片与制动盘接触的表面,这与实际情况更为吻合,进一步验证了热-结构耦合分析的有效性。此外,通过对比瞬态动力学分析和热-结构耦合分析的结果,我们发现考虑温度自由度后,制动系统的应力分布和最大值均发生了显著变化。这表明在进行制动器设计和优化时,必须充分考虑摩擦生热及其引起的热应力对制动性能的影响。综上所述,本研究不仅揭示了盘式制动器制动过程中的温度场与应力场分布规律,而且为制动器的进一步优化设计提供了理论支持和实践指导。未来的研究可以进一步考虑更多复杂因素,如制动盘和刹车片的磨损、热辐射效应等,以更全面地模拟和分析制动过程。

参考文献

- [1] 解文昊,周润东,王颂扬,王禹,孙一涵,周志茹.一种车用制动器摩擦片温度场分析[J].技术与市场,2023,30(3): 83-85.
- [2] 李瑞辰,张传芳.盘式制动器的热力学耦合分析[J].专用汽车,2023(1): 46-48.
- [3] 钟陈,蒋宝军,梁月平.石油钻机盘式制动器的热机耦合分析[J].设备管理与维修,2022(20): 27-28.
- [4] 程焱,苏旭武,石康,夏海龙.周盘式制动器热-结构耦合分析及实验研究[J].组合机床与自动化加工技术,2022(4): 162-166, 170.
- [5] 吴刚,张东东.基于 ANSYS Workbench 的盘式制动器热-机耦合分析[J].润滑与密封,2022,47(10): 126-133.
- [6] 刁鑫伟,沈瞳,李旭峰,雷超钦.基于 ANSYS Workbench 的盘式制动器动力学分析[J].农业装备与车辆工程,2020,58(10): 115-117.
- [7] 吴昊.汽车通风式盘式制动器热-结构耦合分析及结构的优化设计[D]:[硕士学位论文].广州:华南理工大学,2016.