汽车盘式制动器疲劳失效与结构优化研究综述

文星祺[1,2] 张飘飘[2,3] 石朋[2,3] 吕松林[2] 韩涛[2,3]

(1.陕西理工大学 机械工程学院,汉中 723001;2.郑州财经学院 智能工程学院,郑州 450000;3.河南省智能冷链物流装备制造工程技术研究中心,郑州 450000)

摘要: 基于汽车盘式制动器温升引起的制动效能衰退、热疲劳开裂问题,综述了温度场分析、疲劳寿命分析、散热结构优化等方面的研究进展;分析制动器的温度场特性,揭示制动盘热疲劳失效机理,对比制动器散热方式,总结摩擦副结构优化方法。制动器温升受行车工况的影响,制动盘最高温集中在摩擦副滑出区域,温度场与应力场强耦合,热应力诱发热疲劳,宏观表现为裂纹,微观缺陷诱发其扩展。散热途径以空气对流为主,强制散热需匹配最优工作温度。优化摩擦衬片与制动盘尺寸、改善通风结构可显著降低温升、延长使用寿命。

关键词: 盘式制动器 制动盘 摩擦衬片 温度场 结构优化

中图分类号: U463.512 **文献标志码:** B **DOI:** 10.19710/J.cnki.1003-8817.20260094

Review on Fatigue Failure and Structural Optimization of Automotive Disc Brakes

Wen Xingqi[1,2], Zhang Piaopiao[2,3], Shi Peng[2,3], Lü Songlin[2], Han Tao[2,3]

(1. Mechanical Engineering College, Shaanxi University of Technology, Hanzhong 723001; 2. School of Intelligent Engineering, Zhengzhou College of Finance and Economics, Zhengzhou 450000; 3. Henan Engineering Technology Research Center of Intelligent Cold Chain Logistics Equipment Manufacturing, Zhengzhou 450000)

Abstract: Addressing the issues of brake efficiency degradation and thermal fatigue cracking due to temperature rise in automotive disc brakes, this paper provides a systematic review of research advancements in temperature field analysis, fatigue life analysis, and heat dissipation structure optimization. It delves into the temperature field characteristics of brakes, uncovers the mechanisms behind thermal fatigue failure in brake discs, compares various heat dissipation methods for brakes, and summarizes optimization techniques for friction pair structures. The temperature rise of the brake is influenced by the driving conditions. The highest temperature of the brake disc is concentrated in the sliding area of the friction pair. The temperature field is strongly coupled with the stress field, and thermal stress induces thermal fatigue, which manifests macroscopically as cracks, while microscopically, it promotes crack propagation due to pre-existing defects. The primary heat dissipation mechanism is air convection, and forced cooling needs to be optimized for the optimal operating temperature. Optimizing the dimensions of the friction lining and brake disc, and improving the ventilation structure can significantly reduce temperature rise and extend service life.

Key words: Disc brake, Brake disc, Friction lining, Temperature field, Structural optimization

1 前言

制动系统直接决定车辆制动效能与安全性能,盘式制动器由制动盘、卡钳、摩擦衬片等组成,凭借其散热性能好、制动稳定、结构紧凑等优点,已广泛应用于各类车辆[1],随着我国汽车产业的快速发展,制动温升引发的制动效能衰退、热疲劳裂纹、寿命锐减等问题已成为行业研究的焦点[2]。国

作者简介: 文星祺(2004—),男,学士学位,研究方向为车辆设计与CAE仿真。

通信作者:韩涛(1992—),男,讲师,硕士学位,研究方向为车辆设计与仿真、硬脆材料精密加工技术,han_tao2016@163.com。

基金项目:河南省科技攻关项目(252102220045)。

参考文献引用格式:

文星祺, 张飘飘, 石朋, 等. 汽车盘式制动器疲劳失效与结构优化研究综述[J]. 汽车工艺与材料, 2026(9): 1-11.

WEN X Q, ZHANG P P, SHI P, et al. Review on Fatigue Failure and Structural Optimization of Automotive Disc Brakes[J]. Automobile Technology & Material, 2026(9): 1-11.

内外学者通过仿真、试验等手段开展了大量研究，形成了丰富的理论与工程成果，但目前对相关关键技术体系的系统性整合梳理较少。

本文对汽车盘式制动器关键技术研究现状进行综述，围绕制动器温度场分布、制动盘热疲劳寿命分析、散热结构优化等方面，梳理当前的研究进展与关键技术，并展望未来发展趋势，以期为盘式制动器的设计优化提供参考。

2 制动器温度场分析

制动过程中，制动盘与摩擦衬片紧密接触并相互作用，在接触面摩擦、粘结、剪切、切削使接触面材料发生塑性变形并产生大量的热，进而使摩擦副元件温度升高。

2.1 制动盘与摩擦衬片的温度场

制动盘与摩擦衬片的温度影响制动性能与寿命，国内外学者开展诸多研究，揭示了其温度分布与变化特性。

张西良等[3]探究了动态摩擦加载中温度对摩擦载荷的影响规律。摩擦件温度与时间的平方呈线性关系，且温度低于200 ℃时摩擦力随温度升高而增大，超过200 ℃后摩擦力逐渐减小。制动盘温度最高处位于转动方向与摩擦衬片滑出区域，径向温度最大值出现在摩擦区域中部。刘献栋等[4]模拟制动盘-衬块摩擦副间的接触关系及摩擦副的温度场。制动盘与摩擦衬片接触面温度随时间先上升后下降，摩擦副的最高温度随摩擦因数、制动压力和初始转速的增大而增大。韩伟[5]发现制动盘温度场中径向温度由接触部位中心向两侧递减，且温度梯度增大。不同转速下，温度随时间出现“锯齿状”上升，如图1所示。制动中后期，随制动压力和速率升高，表面温度显著升高，热流密度增加，后期热量达到动态平衡。王全伟等[6]仿真发现制动时节点温度呈“锯齿状”变化，接触副温度先升后降；最高温在接触中心环面附近，距离中心越远速度越低；最高温随摩擦因数、制动压力增大而增大，呈线性关系，随转速先升后稳，近似对数函数关系，且拟合结果与仿真吻合。王沅等[7]针对制动盘温度分布不均引起的热变形问题，模拟制动压力和速度对最高温度、热变形和热应力的影响。发现制动盘的温度场和应力场存在耦合关系；制动压力和速度增大，制动盘热变形增大，温度和应力特性曲线急速上升，温度试验与仿真误差小于5%。

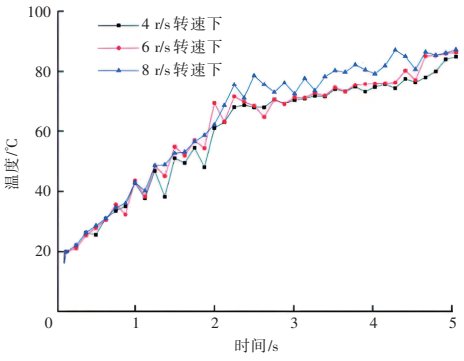


图1 在不同速度下的最高温度曲线[5]

姚冠新等[8]模拟制动过程的三维瞬态温度场，发现摩擦衬片材料的导热系数增大，摩擦材料的表面温度升高，轴向和径向温度梯度减小。随着比热容增大，摩擦材料的表面温度降低，轴向和径向温度梯度增大。刘莹等[9]模拟得出摩擦副高温区位于制动盘与摩擦衬片滑出区域，摩擦衬片表面温度沿制动盘转动反方向递减。摩擦副径向温度峰值出现在摩擦区域中部，轴向温度由摩擦面表层向内层递减，增大制动盘或摩擦衬片的导热系数、比热容和密度可降低最大温度。Borawski[10]分析摩擦衬片磨损过程中摩擦副的温度变化，完全磨损时摩擦副温度最高，且磨损程度对制动过程的最大温度和产热量无显著影响。Koranteng等[11]研究摩擦衬片几何参数对制动性能的影响，选取20°~100°扇形夹角，在相同摩擦功下，衬片扇形夹角越小，制动盘局部温度越高。袁琼等[12-13]分析制动器的热-机耦合特性与摩擦振动行为。在热-机耦合作用下，热变形导致制动盘两侧摩擦衬片温度分布和振动强度存在差异。拖曳制动时，摩擦衬片两侧温度分布及振动特性不均，钳指侧振动加剧、活塞侧振动稳定。启停制动时，快速制动温度低但振动强，慢速与分步制动温度升高但振动减弱，分步制动振动尤为微弱。紧急制动时，两侧摩擦衬片温度分布相近，但活塞侧易出现自激振动；缓慢制动时两侧摩擦衬片外径均存在高温区，活塞侧后期高温呈点状分布且振动微弱。

摩擦产生的热量按照材料的导热能力、热容

量分配,大部分热量流入制动盘,小部分传至摩擦衬片。制动盘最高温度位于摩擦副滑出区域,温度随时间呈“锯齿状”变化。沿径向,摩擦区域中部温度最高,向两侧递减;沿轴向,由摩擦接触面表层向内递减,周向存在明显的温度梯度。摩擦副最高温度与摩擦因数、制动压力、转速呈正相关,摩擦衬片的磨损程度影响较小;同时受材料比热容、导热系数、密度的影响。制动盘在热-机耦合作用下的温度场分布不均,温度越高,热变形越大,进而引发摩擦振动。

2.2　紧急制动的温度场

紧急制动是车辆行驶过程中的极限工况之一,短时间内剧烈的摩擦生热会使制动盘产生极大的温升与热应力,直接决定制动系统的可靠性与行车安全。

张婷婷等[14]仿真模拟了紧急制动工况下盘式制动器瞬态温度场,用Starccm+计算验证,表明制动中温度场与应力场有较强的耦合关系。王强等[15]搭建温度场和应力场模型。单次紧急制动工况下,温度场呈非轴对称分布且具有明显局部特征,温度和应力场的耦合增加了热应力,降低了制动盘的疲劳强度。简弃非等[16]对紧急制动工况下制动盘瞬态温度场进行分析,发现温度场的分布不是轴对称的,在径向、周向及轴向3个方向均存在一定温度梯度。王兴[17]建立热力耦合模型,获得单次紧急制动工况下制动器瞬态温度场分布。该工况制动器温度场分布不均且在空间三轴方向呈明显梯度特征;刹车片、刹车盘表面温度分别在3.3 s、4.2 s时达到峰值472.24 K、394.36 K;制动产热远大于散热且产热速度快,摩擦副边缘温度梯度远高于刹车盘外边缘。Jian等[18]建立了紧急制动工况下制动器瞬态热-结构耦合模型。结果表明,制动盘温度曲线随时间呈锯齿状变化,且高温区域主要集中在有效摩擦区。潘公宇等[19]模拟紧急制动工况下的瞬态温度场,并优化制动盘结构。结果表明,在紧急制动工况下,高温区域主要集中在制动盘摩擦区域表面,散热筋构造对制动盘散热性能有一定影响。杨周等[20]分析了紧急制动工况下制动器瞬态温度场分布,制动盘单侧厚度对可靠性影响最大,导热系数、比热容和散热筋厚度次之,密度影响最小。Minh等[21]通过数值模拟,研究实心盘和通风盘在紧急制动情况下的热效应,分析灰口铸铁、AISI420和INCONEL718的热性能。灰口铸铁在高温下性能最佳,INCONEL718因导热性差,温度最高。

紧急制动工况下,制动盘瞬态温度场无典型特征,该工况下制动盘温度场与应力场存在较强耦合关系,耦合作用会增加热应力、降低制动盘疲劳强度。材料热特性对散热性能影响显著,且灰口铸铁高温热性能表现最优。

2.3　连续制动的温度场

连续制动是车辆下长坡路段最常见的行车工况,具有制动频次高、热量持续累积、温升周期长等特点,易引发制动热衰退,进而导致制动失效。

刘艳等[22]研究不同工况下制动盘摩擦表面最高温度的变化规律,建立三维模型及热结构耦合分析,研究结果表明:单次制动时,制动盘的温度在轴向有较大的梯度变化,周向上分布均匀,多次连续制动后,摩擦表面温度场周向差异逐渐减小。制动过程中,制动盘的最高温度随载重和初速度的增加而增大。高若奇等[23]对盘式制动器进行热力耦合分析,以温度系数和连续制动工况为变量,得到制动盘的温度场及应力场结果。连续10次制动后制动盘仿真最高温度为378.8 ℃,摩擦环附近温度梯度小、内径处梯度大;应力场受温度梯度影响,最大应力集中在制动盘内径处。台架试验结果表明,考虑温度系数的影响,首次制动未磨合误差为12.13%,其余9次误差均小于6%。初亮等[24]针对制动器热衰退、制动效能不足、温度无法实时监测问题,构建盘式制动器实时温度模型并实车试验。制动盘温度随制动强度呈阶段性变化,间歇性低强度制动温升较小(约70 ℃),高强度制动温度快速攀升(前制动盘约410 ℃),再次间歇性制动温度快速下降;制动盘温度降至200 ℃需200 s以上,此过程中摩擦因数急剧下降,导致制动效能显著衰减。王鸿飞等[25]为分析制动器在连续下长坡后的温度场特性,设计了基于底盘测功机的制动器温度场性能测试系统,包含整车制动器最高温度、升温速率和降温速率的评价指标。经实车试验,该测试系统稳定可靠。赵轩等[26]针对重型货车长下坡路段制动器升温问题,构建制动器升

温和降温模型，并在京昆高速进行试验验证。结果表明，模型预测和实际结果误差为7.74%，该模型可预测重型货车长下坡时制动器的温度。针对长大下坡路段制动器温度过高而导致制动失效的问题，建立制动器升温模型，并进行实车道路试验。在坡度和坡长相同的道路条件下，制动器温度升高量的主要影响因素为制动方式；在坡度和制动方式相同的情况下，坡长越长，温度增量越大；在坡长和制动方式相同的情况下，坡度对制动器升温量影响较大[27]。道路坡度、长度、制动方式和车速是制动器升温量的关键影响因素，搭配使用行车制动器和辅助制动器，实施联合制动可以有效降低交通事故风险[28]。

连续制动工况下，制动盘的温度场存在明显温升累积效应，单次制动时轴向梯度显著、周向分布均匀，多次制动后周向温度差异减小，基本呈轴对称分布。制动盘最高温升受载重、道路坡度、长度、制动强度以及车速的影响，且制动方式的影响最为显著。结合辅助制动器进行联合制动可有效抑制温升、降低制动失效风险。

3 制动盘疲劳寿命分析

制动过程中温度场与应力场的耦合效应产生了循环交变的热应力，进而导致制动盘热疲劳失效开裂，直接威胁行车安全，制动盘寿命主要受制动工况与温度场的影响。

3.1 制动盘疲劳失效

制动盘的疲劳失效是循环交变载荷下的热应力累积所致，最常见的失效形式是热疲劳裂纹。黄健等[29]针对温度造成制动器疲劳破坏问题，建立模型并分析，发现制动盘应力场分布与温度场应力分布相似，温度的升高是产生高热应力的主要因素，制动盘厚度和半径对表面最高温度影响显著。鲁国富等[30]发现温度交替变化引起的热应力周期变化是制动盘疲劳破坏的原因之一，径向和轴向温度梯度产生的热应力是产生热裂纹的潜在原因。Zemlik等[31]分析了灰铸铁制动盘过早失效原因。宏观显示，制动盘表面热疲劳裂纹主要集中在通风孔周围，源于反复制动产生的热应力；微观显示，制动盘微观组织为片状石墨和珠光体基体，片状石墨的尖锐形态在热应力作用下容易引发热疲劳裂纹，将石墨形态由片状改为球状可提高抗热疲劳性能。Luo等[32]分析了灰铸铁制动盘失效问题，在宏观层面，制动盘表现为径向裂纹、密集的热裂纹、表面剥落磨损和磨粒磨损及整体硬度下降，在微观层面，摩擦热和机械应力耦合作用导致石墨片成为裂纹扩展和内部氧化的通道，且使珠光体基体中层状碳化物发生球化与溶解，微观结构的演变最终决定了制动盘宏观失效行为。臧传相等[33]针对SiCp/Al复合材料制动盘摩擦面热裂纹问题，开展力学性能测试、裂纹微观分析及制动热仿真。经试验，材料力学性能衰退和高应力是裂纹形成的主要因素，制动盘成形质量越好，产生裂纹的概率越小，材料孔洞缺陷为裂纹产生的主要原因；夹杂对裂纹的产生和扩展具有明显诱发作用，且会加速裂纹扩展速度。Liu等[34]的研究表明，灰铸铁制动盘同相热机械疲劳寿命显著高于异相，在异相条件下高温受压、低温受拉导致氧化加剧和拉伸应力积累；高温氧化沿石墨片渗入球光体基体是热疲劳损伤及裂纹萌生和扩展的关键机制。Maluf等[35]针对灰铸铁制动盘热疲劳开裂问题，探究不同合金灰铸铁的高温疲劳行为。结果表明，异相热机械疲劳（Out-of-Phase Thermomechanical Fatigue，TMF）是最危险的加载模式，更易诱发热裂纹；制动过程中循环热应变、机械氧化损伤与微观组织相互作用，是疲劳裂纹萌生与扩展的核心因素。Cr、Cu合金可显著提升TMF抗性。

制动盘失效行为需结合宏观与微观特征综合分析。宏观表现为热疲劳裂纹，且主要集中在通风孔周围，温度的升高和交替变化会导致热应力的升高与周期变化，径向和轴向温度梯度产生的热应力易诱发热裂纹。微观裂纹的产生主要源于石墨形态及材料孔洞缺陷。片状石墨尖锐形态易引发热裂纹，同时片状石墨有助于裂纹的拓展；高温氧化沿石墨片渗入珠光体基体，微观结构的演变导致制动盘宏观失效。含有铬（质量分数0.29%）和铜（质量分数0.52%）合金的制动盘热疲劳抗性更高。

3.2 制动盘寿命分析

制动盘在不同工况下的热-机耦合效用呈现

出不同的疲劳特性,研究制动盘寿命的影响因素并预测其寿命,可提升制动盘综合性能。

Han等[36]发现制动盘摩擦面的热疲劳寿命受应力幅值影响,温度升高热应力增大,制动压力越高疲劳寿命越低,螺栓孔处存在应力集中。制动盘在正常制动工况(中低温)下呈弹性变形主导的高周疲劳特征,极端制动工况(高温)下呈塑性变形主导的低周疲劳特征。秦岭等[37]研究表明,制动盘失效是循环交变热载荷导致的热应力累积,属于低周疲劳;高应力区集中在摩擦半径附近,且该区域寿命最短。当紧急制动工况下(100 km/h)循环次数达到9 593次时,累积损伤将导致制动盘疲劳失效。Moghanlou等[38]针对重型车辆制动盘的疲劳失效问题,模拟得出:周向应力变化是导致疲劳开裂的主要原因,制动减速度与疲劳寿命呈强非线性负相关,当制动减速度超过5 rad/s^{2}时,疲劳寿命会大幅降低,且制动工况越剧烈,热效应越强,应力越大,寿命衰减越严重。Yin等[39]针对商用车盘式制动器的热-力耦合疲劳失效问题,模拟制动盘疲劳寿命,并进行台架试验验证。制动盘表面高温高应力区域的疲劳寿命最小,也是疲劳裂纹萌生与径向扩展的多发区域;制动盘初速度与制动压力越高,平均等效应力越大,疲劳寿命衰减越显著。紧急制动工况下,疲劳失效循环次数为2 945次,经理论、仿真与试验分析,疲劳寿命仿真与试验偏差仅0.78%。

极端工况下制动,引发强烈的热-机耦合效应,高温高应力区多出现于摩擦半径、结构孔处,也是疲劳裂纹萌生与扩展的高发区,寿命最短,为塑性变形主导的低周疲劳,一般制动则表现为弹性变形主导的高周疲劳。制动盘热疲劳寿命与温度、制动压力、初速度、制动减速度呈负相关,制动工况越剧烈,热效应与应力越大,寿命衰减越严重。改进通风散热结构,对应力集中区做圆角过渡,减小温度与应力梯度;提升材料性能,控制行车工况均可延长寿命。

4　制动器散热

制动温升将引发制动盘疲劳失效问题,改善制动器散热性能,是降低制动温升、缓解热疲劳失效的有效手段,散热方式有空气对流换热与强制散热。

4.1　空气对流散热

空气对流散热是车用制动器最主要的散热途径,结构简单且无额外能耗,满足汽车在常规行驶工况下的基本散热需求。

Voller等[40]分析传导、对流和辐射在不同转速下的散热情况。结果表明,转速对热量散发有显著影响,对流在高转速时占据主导地位。Yigit等[41]模拟盘式制动器冷却特性,对流是制动盘冷却的主导方式,冷却系数与驱动速度(等效车辆行驶速度)成线性关系,无防尘罩的冷却能力高于有防尘罩。Sathiyan等[42]研究了制动盘转速与制动盘内空气流动及温度的关系。空气流量随转速呈线性变化,散热筋决定空气流动路径和泵气效率。杨志刚等[43]模拟了盘式制动器在不同转速下的流场和冷却性能,制动器转速提高可增强气流质量和对流换热,当转速从343 r/min提高到1 027 r/min时,最高温度从412 ℃降至200.6 ℃,下降了51%,显著提高制动盘散热性能。张荣荣等[44]提出对流及辐射综合换热的通用拟合关系式,经台架试验,当制动盘表面平均温度500 ℃且无防尘罩时,制动盘外表面对流换热起主导作用。防尘罩遮挡制动盘时,因通风道进气量明显减少,导致散热能力显著降低。Vdovin等[45]模拟汽车下山过程中制动系统的温度变化。结果表明,内叶片对流在散热中起主导作用。防尘罩的设计可以引导空气流向以促进散热。

制动盘外表面对流散热占主导地位,转速对散热影响显著,转速升高,空气流量增大,最高温度显著降低。散热筋决定空气流动路径与泵气效率,影响散热效果;无防尘罩时散热能力更强,合理设计引导气流可促进散热。

4.2　强制散热

空气对流换热可满足常规行驶工况下散热需求,但无法满足低速、高负荷等极端工况的散热需求,部分车辆需强制散热以确保行车安全。

苏旭武等[46]分析强制风冷散热对盘式制动器温度场的影响。通过热应力耦合和流固热耦合仿真模型,得到制动器温度场云图。在同种制动工况下,强制风冷使制动器温升从125.9 ℃降到85.8 ℃,降低了40.1 ℃。Stojanović等[47]发现强

制冷却能有效降低摩擦副温升峰值，但摩擦副存在最优工作温度区间，一定范围内的温升有助于缩短制动距离。温度未超过热衰退临界值时，施加强制冷却会使摩擦系数下降延长制动距离。张诗波等[48]针对汽车连续制动导致制动器温升过高问题，研究不同情况下制动器温度。大型车辆在连续长陡下坡后，制动器温度可攀升至300 ℃，满载车辆制动温度高于空载车辆，淋水降温措施能有效降低制动器温度，提高行驶安全。杨俊锋等[49]研究淋水降温对载货汽车刹车片温度的影响，在长下坡连续制动时，淋水降温使刹车片达到衰减温度时间延长50%，达到失效温度时间延长12.18%，温升速率降低9.93%，且衰减温度前的降温效果更为显著。范江鹏[50]针对矿用车长距离大坡度工况下高温引起的制动失效问题，设计油液循环系统，采用油液强制冷却后，制动器最高温度从138 ℃降到了71 ℃。

强制散热通过强制风冷、淋水、液压油冷却等方式，可解决在极端工况下散热性能不足问题，但使用时需考虑制动器最优工作温度区间。

5 制动器结构优化

提高制动器散热性能可在一定程度抑制制动温升，优化制动器摩擦副的结构，可轻量化的同时降低制动盘温度，提升制动性能，延长使用寿命。

5.1 摩擦衬片优化

摩擦衬片为制动器核心摩擦部件，易出现热稳定性差、制动抖动、制动噪音等问题，优化摩擦衬片结构，可提升制动性能。

王正国等[51]对通风盘式制动器进行热机耦合分析，发现摩擦衬片温度分布呈动态变化，热机耦合作用影响制动器振动特性。设计3种摩擦衬片结构，如图2所示，发现开沟、倒角或两者结合能有效降低界面温度、改善热弹性变形并减弱振动，其中C型摩擦衬片效果最佳。Liu等[52]分析摩擦衬片沟槽和倒角结构对制动尖叫的影响并优化。摩擦衬片采用单沟槽设计（角度68.85°、深度4.99 mm），倒角角度为10.27°、长度为14.52 mm，如图3所示，制动尖叫不稳定模态数从8阶降至1阶，不稳定性倾向从155.29降至5.09，降幅达96.7%，制动稳定性显著提升。

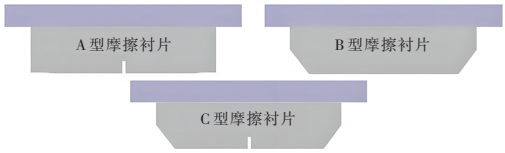
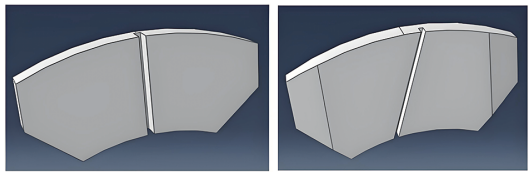


图2 不同结构的摩擦衬片[51]



(a)优化前 (b)优化后

图3 优化前和优化后的摩擦衬片结构对比[52]

杨祖孝等[53]以制动力矩最大和摩擦衬片体积最小为目标，优化摩擦衬片结构。优化后参数如表1所示，优化后制动力矩提升10.9%，体积减小2.014 cm^3；经仿真与实车验证，优化后摩擦衬片制动距离缩短1.08 m，电子驻车制动模式下缩短6.16 m，在高速高附着系数路面制动性能提升显著。Dongre等[54]为实现摩擦衬片轻量化设计，对比分析3款软件，优化中材料去除率统一为30%，其中ANSYS轻量化效果最优，摩擦衬片背板质量减轻35.7%，Solidworks、Fusion360优化后质量分别减轻27.9%、31.7%，优化后等效应力均未超出材料屈服强度，总变形量无显著劣化。

表1 结构优化前后参数值比较[53]

变量	优化前	优化后	变化量
圆心角 θ/rad	0.93	0.993	+0.063
厚度 h/mm	10.21	8.72	−1.490
内径 R_1/mm	82.56	96.12	+13.56
外径 R_2/mm	130.42	141.25	+10.83
体积 T/mm^3	48 393	46 379	−2 014
制动力矩 M/N·m	957.7	1 062.4	+104.7

摩擦衬片表面开沟、倒角处理，可降低界面温度与热弹性变形，抑制衬块振动，改善制动噪音。调整结构参数（圆心角、厚度、内外径）可有效提升制动性能，实现摩擦衬片轻量化设计。

5.2 制动盘优化

制动盘是制动器的核心承载与散热部件，易出现热变形、热裂纹等问题，对制动盘进行结构优化，可有效提高散热能力，提升制动系统稳定性。

吴家虎等[55]建立制动盘三维瞬态热传导微分方程并优化,50 km/h紧急制动工况下,制动盘表面节点温度随时间呈锯齿状波动上升,接触区域温度高于非接触区域,有效制动半径处温度最高;且厚度越小,温升越高,振幅越大;优化前后参数对比如表2所示,温升从133.2 ℃降至113.6 ℃,有效降低了制动温升。许金龙等[56]对制动盘的外径、厚度以及摩擦衬片的内径、厚度进行优化,优化后制动盘参数如表3所示,制动器最高温度降低13%,最大应力降低15%,经台架试验验证优化方案可行。

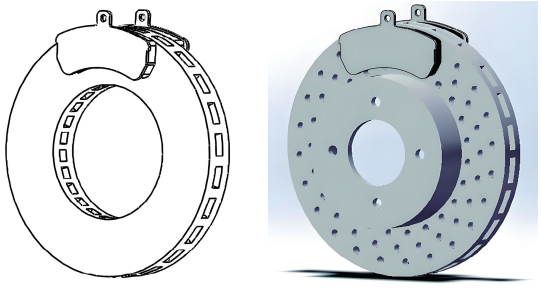
表2　优化前后参数对比[55]

参数	衬块内径/mm	衬块外径/mm	衬块中心角/(°)	制动盘直径/mm	制动盘厚度/mm	轮缸活塞直径/mm	制动管路压力/MPa	摩擦副温升/℃
优化前	71	95	30	190	4.5	25	8	133.2
优化后	70.5	96.4	34.9	195	4	24.2	7.4	113.6

表3　制动器结构参数优化对比[56]

参数	制动盘外径/mm	制动盘厚度/mm	衬块内径/mm	衬块块厚度/mm	最高温度/℃	最大应力/MPa
优化前	128.00	12.0	88.0	13.0	672.6	766.7
优化后	126.22	10.6	86.3	14.4	587.0	652.0

Shinde等[57]对制动盘进行优化设计,通风制动盘最优参数为内侧板厚度11 mm、外侧板厚度9.7 mm、叶片高度4 mm、有效偏移量16 mm、中心孔半径30 mm,该结构经仿真验证,在间歇制动工况下,疲劳寿命可达1 002 560次循环,疲劳寿命提升7.67%。汤进瑞等[58]优化制动盘结构(开孔圈数、开孔数量、盘体直径、厚度),如图4所示。最终制动盘结构确定为3圈共24个通风孔,侧面设置24个通风道,直径266 mm、厚度28 mm。在连续紧急制动工况下最大等效应力满足强度要求,优化后全制动时段工作温度均显著降低,如表4所示,制动盘散热性能与寿命大幅提升。



(a)优化前　　(b)优化后

图4　优化前后制动盘模型对比[58]

表4　停止制动表面最高温度[58]　　℃

阶段	制动1.8 s	制动4 s	制动20 s
优化前	360.27	396.21	428.48
优化后	351.23	384.21	404.52

Park等[59]以制动盘开孔形状、开孔数量、孔径、通风叶片直径为变量。对比分析圆孔、狭缝、孔缝混合的开孔形式以及径向、弧形、针翅型等形式的差异。最终确认为30个直径4 mm的狭缝型开孔结构,内部设置30个直径4 mm、长58 mm的弧形通风叶片结构,制动盘最大应力降低28.4%、温升峰值降低10.77℃。李金龙等[60]优化了制动盘散热筋结构,圆柱状结构散热效果最好但热位移超过0.25 mm;斜长条状散热筋结构热应力最大值为310.5 MPa,超出材料限值;长条状散热筋结构相比最优,温升适中。Karbalaei等[61]对通风叶片形状进行优化,如图5所示,以超临界翼型为基准、保留前缘与后缘核心气动特征的波浪形结构,在40~80 rad/s的转速范围内,对流导热较直叶片提升45.21%,对流换热系数提升30.50%,相较已有的翼型叶片对流热导提升18%。Jafari等[62]对制动盘结构参数进行优化。优化后制动盘最优参数如表5所示,采用缩减型防尘罩的制动盘从400 ℃冷却至100 ℃的时间最短为334 s;经验证,冷却速率仿真与试验误差为12.5%,优化后的制动盘可显著抑制连续制动工况下的热衰退问题。Li等[63]以槽宽、槽倾斜角、叶片数量为优化变量,结构如图6所示,变量范围如表6所示。最终制动盘通风叶片数量N为36个、槽倾斜角α为56.38°、槽宽H为12.7 mm。相较于直叶片制动盘,能有效抑制回流、气

流分布均匀，总散热率提升 9%，内部流道散热率提升 5.6%，泵气效率提升 12%。

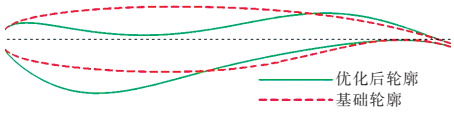


图 5　优化轮廓和基础轮廓[61]

表 5　优化后制动盘结构参数[62]

阶段	通风间隙/mm	叶片数量/个	叶片角度/(°)	叶片内径/mm	叶片外径/mm	扭转点位置/mm
优化前	8	50	0	8	12	225
优化后	14	30	37	5	9	266

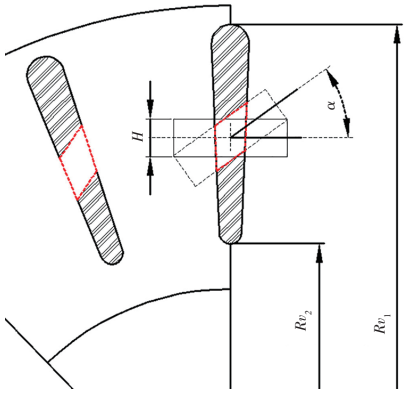


图 6　叶片变量详细参数示意[63]

表 6　设计变量取值范围[63]

变量	H/mm	α/(°)	N
范围	8~13	30~60	20~40

制动盘结构优化可分为基础尺寸、通风孔、通风叶片/散热筋 3 类。优化制动盘直径、厚度，调整通风孔开孔数量、圈数、孔径大小及形状，改变通风叶片/散热筋结构，均可提升散热能力、降低热应力与温升，延长疲劳寿命。

6　结束语

本文综述了盘式制动器温度场分布、热疲劳失效、散热性能及结构优化的研究成果，得到以下结论：

制动盘最高温集中在摩擦副滑出区域；温度场与应力场存在强耦合关系，轴向上温度由摩擦接触面表层向内递减，多次制动后热量累积周向温度趋于均匀。温升受载重、坡度、转速、制动方式等外因及摩擦因数、材料热特性等内因影响，联合制动可有效抑制过热风险。制动盘疲劳宏观表现为热疲劳裂纹，微观上材料形态、孔洞缺陷会诱发裂纹扩展。热应力加剧会降低疲劳强度，常规制动为高周疲劳，极端工况为低周疲劳，热应力幅值与疲劳寿命呈负相关。制动器散热以空气对流为主，强制散热可弥补散热不足问题，但需兼顾最优工作温度。

优化摩擦衬片尺寸（开沟、倒角），可降温减振。优化制动盘外径厚度、改善通风孔与叶片结构，可显著降低温升与热应力，抑制热变形与裂纹萌生，延长使用寿命。

制动系统在多场耦合精度与先进材料工程领域中仍存在短板，开发高导热、高强韧、低成本特性的陶瓷基/金属基复合材料，可突破现有材料技术瓶颈。未来应建立多维大数据平台，结合深度学习，实现制动盘与摩擦衬片的动态寿命预测，持续深化热-力-机耦合，融合微观损伤与宏观性能，优化制动器的结构，以满足高载荷高频制动的需求。

参考文献：

[1] 张军. 盘式制动器摩擦片异常磨损原因分析与改进措施 [J]. 汽车知识, 2026, 26(2): 95-97.

[2] 侯岷炎, 杨民东. 汽车盘式制动器常见故障分类及其致因和诊断技术解析[J]. 汽车维修与保养, 2025(9): 147-149.

[3] 张西良, 刘宁, 顾阳阳, 等. 盘式制动器摩擦件温度对动态摩擦载荷的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2019, 37(6): 504-507+552.

[4] 刘献栋, 尚可, 万志帅, 等. 盘式制动器温度模型构建与温度场仿真 [J]. 汽车工程, 2016, 38(4): 453-458+505.

[5] 韩伟. 制动参数对盘式制动器制动盘温度分布影响的仿真分析[J]. 煤炭科技, 2019, 40(3): 5-8.

[6] 王全伟, 卜旭阳, 郭仝兴, 等. 盘式制动器温度场的分析研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2024, 38(2): 141-147.

[7] 王沅, 李玉龙, 李军霞. 盘式制动器热力耦合分析及其温度试验[J]. 煤炭技术, 2019, 38(1): 145-149.

[8] 姚冠新, 牛华伟. 制动器摩擦片材料热物性参数对其温度场的影响[J]. 润滑与密封, 2015, 40(10): 61-64.

[9] 刘莹, 周启兴. 盘式制动器摩擦温度场的数值模拟[J]. 南昌大学学报(工科版), 2012, 34(3): 258-263.

[10] BORAWSKI A. Simulation Study of the Process of Friction in the Working Elements of a Car Braking System at Different Degrees of Wear[J]. Acta Mechanica et Automatica, 2018, 12(3): 221-226.

[11] KORENTENG K, SHAAHU J, YI Y. Transient Heat Transfer Simulation and Buckling Analysis of Disc Brakes in In-Wheel Motor-Driven Vehicles[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2020, 13(2): 189-198.

[12] 袁琼, 李仕生. 拖曳与启停制动模式下盘式制动器热-机耦合特性研究[J]. 机械强度, 2020, 42(5): 1191-1197.

[13] 袁琼. 盘式制动器在不同制动模式下的热-机耦合行为研究[J]. 机械科学与技术, 2024, 43(3): 446-456.

[14] 张婷婷, 王国权, 王书文, 等. 盘式制动器温度场瞬态分析方法研究[J]. 计算机仿真, 2019, 36(1): 181-186.

[15] 王强, 崔志华, 杨保海. 工程车辆盘式制动器孔盘结构对散热影响分析[J]. 机械设计与制造, 2019(9): 42-45.

[16] 简弃非, 吴昊. 紧急制动工况下汽车通风盘式制动器瞬态温度场分布的研究[J]. 江西师范大学学报(自然科学版), 2016, 40(2): 153-161.

[17] 王兴. 轿车制动器紧急制动瞬态温度场仿真分析[J]. 安徽科技学院学报, 2018, 32(3): 93-100.

[18] JIAN Q, SHUI Y. Numerical and Experimental Analysis of Transient Temperature Tield of Ventilated Disc Brake under the Condition of Hard Braking[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2017, 122: 115-123.

[19] 潘公宇, 阚云峰. 散热筋结构盘式制动器温度场有限元分析与优化[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2017, 31(7): 12-19.

[20] 杨周, 朴银成, 权哲优. 盘式制动器热-机耦合渐变可靠性灵敏度分析[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2022, 43(1): 48-55,64.

[21] MINH C N, VAN Q D, DINH T N, et al. Numerical Investigation of Material and Structural Influence on Transient Temperature Behavior in Disc Brakes During Single-Stop Braking[J]. International Journal of Heat and Technology, 2024, 42(4): 1337-1348.

[22] 刘艳, 陈燕峰, 吴跃成, 等. 客车盘式制动器温度场仿真分析[J]. 浙江理工大学学报(自然科学), 2017, 37(3): 389-393.

[23] 高若奇, 付道琪, 杨志峰. 考虑温度系数的盘式制动器热力耦合分析[J]. 农业装备与车辆工程, 2021, 59(2): 110-112, 117.

[24] 初亮, 马文涛, 蔡健伟, 等. 基于车速的实时盘式制动器温度模型[J]. 汽车工程, 2016, 38(1): 61-64.

[25] 王鸿飞, 方华, 丁文俊, 等. 基于底盘测功机的乘用车制动器温度场性能测试与评价[J]. 西华大学学报(自然科学版), 2019, 38(5): 48-54.

[26] 赵轩, 余强, 袁晓磊, 等. 重型货车长下坡行驶制动器温升模型的研究[J]. 汽车工程, 2015, 37(4): 472-475.

[27] 史培龙, 余强, 余曼, 等. 重型商用汽车长下坡制动器升温模型研究[J]. 公路交通科技, 2016, 33(1): 147-152.

[28] 王丰元, 钟健, 杨立超, 等. 基于 STM32 单片机的卡车制动器温度无线监测系统设计[J]. 工业仪表与自动化装置, 2017(6): 65-69.

[29] 黄健, 孔令洋, 李卫民. 盘式制动器的温度场及应力场分析[J]. 机械设计与制造, 2015(2): 143-145.

[30] 鲁国富, 郭世永. 盘式制动器瞬态温度场的数值模拟[J]. 机械研究与应用, 2006(1): 31-32, 35.

[31] ZEMLIK M, DZIUBEK M, PYKA D, et al. Case Study of Accelerated Wear of Brake Discs Made of Grey Cast Iron Characterized by Increased Thermal Stability[J]. Combustion Engines, 2022, 189(3): 78-85.

[32] LUO Q, SHEN J, WANG X, et al. Microstructure Evolution and Tribo-oxidation Induced by Friction and Wear of Cast Iron Brake Discs[J]. Surface Science and Technology, 2024, 2(1): 1-12.

[33] 臧传相, 邹震, 余毅权. SiCp/Al 制动盘摩擦面热裂纹形成机制[J]. 失效分析与预防, 2025, 20(5): 391-398+409.

[34] LIU Y, LEE H, HESS D, et al. Thermomechanical Fatigue Behavior of Gray Cast Iron in Brake Rotors[J]. SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 2025, 18(2): 45-53.

[35] MALUF O, MORETO J A, ANGELONI M, et al. Thermomechanical and Isothermal Fatigue Behavior of Gray Cast Iron for Automotive Brake Discs[M]. Rijeka: In Tech, 2011: 14-166.

[36] HAN M J, LEE C H, PARK T W, et al. Low and high Cycle Fatigue of Automotive Brake Discs Using Coupled Thermo-mechanical Finite Element Analysis under Thermal Loading[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2018, 32(12): 5777-5784.

[37] 秦岭, 苏小平, 国营, 等. 汽车制动盘热-结构耦合仿真

及寿命预测[J]. 机械设计与制造, 2017(2): 203-206.

[38] MOGHANLOU R M, GOOGARCHIN S H. Three-dimensional Coupled Thermo-mechanical Analysis for Fatigue of a Heavy Vehicle Brake Disk: Simulation of Braking and Cooling Phases[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(13).

[39] YIN X J, ZHANG S, GUO F, et al. Thermal Stress Simulation and Fatigue Life of Commercial Vehicle Disk Brakes under Emergency Braking Conditions[J]. AIP Advances, 2023, 13(12).

[40] VOLLER G P, TIROVIC M, MORRIS R, et al. Analysis of Automotive Disc Brake Cooling Characteristics[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering, 2003, 217(8): 657-666.

[41] YIGIT S, PENTHER P, WUCHATSCH J, et al. A Monolithic Approach to Simulate the Cooling Behavior of Disk Brakes[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2013, 6(2): 1430-1437.

[42] SATHIYAN T K, VDOVIN A, JOHANSSON S, et al. Experimental Thermal Analysis of Brake Cooling Relative to Mass Flow of Air Through a Ventilated Brake Disc[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2024, 64.

[43] 杨志刚, 邹宇琦. 基于Fluent和Workbench对盘式制动器的冷却性能分析[J]. 佳木斯大学学报(自然科学版), 2013, 31(2): 161-164.

[44] 张荣荣, 孙思睿, 樊杰, 等. 碳陶盘式制动器散热特性台架实验分析与数值仿真研究[J]. 汽车工程, 2023, 45(11): 2165-2174.

[45] VDOVIN A, GUSTAFSSON M, SEBBEN S. A Coupled Approach for Vehicle Brake Cooling Performance Simulations[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2018, 132: 257-266.

[46] 苏旭武, 吴炎炎,石康,等. 基于多物理场耦合的周盘式制动器散热特性探究[J]. 机械设计与研究, 2023, 39(2): 224-228+233.

[47] STOJANOVIĆ N R, BELHOCINE A, ABDULLAH O I, et al. The Influence of the Cooling on the Disc Brakes Temperature Increment from the Aspect of Traffic Safety[J]. Thermal Science, 2025, 29(5B): 3887-3898.

[48] 张诗波, 查治涌, 庞劭荣, 等. 山区公路长陡下坡路段大型汽车制动器温度研究——以317国道鹧鸪山隧道西引道为例[J]. 公路与汽运, 2022(2): 39-42.

[49] 杨俊锋, 兰富安, 王学光, 等. 长下坡路段淋水对货车刹车片温度影响量化研究[J]. 交通世界, 2024(20): 26-28.

[50] 范江鹏. 矿用车辆制动强制冷却系统的设计研究[J]. 煤炭技术, 2021, 40(11): 214-216.

[51] 王正国, 钟宏民, 付磊, 等. 不同摩擦衬片结构下盘式制动器瞬态热机耦合特性研究[J]. 机械设计, 2020, 37(3): 77-85.

[52] LIU S, LI L, LÜ H, et al. Structure Analysis and Optimization of Brake Pad for Disk Brake Squeal Suppression[J]. AIP Advances, 2025, 15(3).

[53] 杨祖孝, 卢曦, 刘迎冬. 摩擦片结构优化及制动性能研究[J]. 建模与仿真, 2024, 13(3): 3322-3334.

[54] DONGRE G, RAUT R, ATRE N, et al. Topology Optimization of Brake Pad[J]. Materials Today: Proceedings, 2023, 65: 1245-1250.

[55] 吴家虎. 盘式制动器温度场和尺寸的多目标优化[J]. 农业装备与车辆工程, 2017, 55(12): 18-23.

[56] 许金龙, 王东方. 汽车盘式制动器的优化设计[J]. 轻工学报, 2017, 32(3): 102-108.

[57] SHINDE D, ÖKTEM H, UYGUR I. A Nature-inspired Optimal Design for a Ventilated Brake Disc[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2024, 238(6): 2587-2598.

[58] 汤进瑞, 尚慧琳. 基于极端工况的通风制动盘结构设计优化[J]. 应用技术学报, 2024, 24(4): 426-431.

[59] PARK S, LEE K, KIM S, et al. Brake-Disc Holes and Slit Shape Design to Improve Heat Dissipation Performance and Structural Stability[J]. Applied Sciences, 2022, 12(3): 1171.

[60] 李金龙, 刘海玲, 劳永浩, 等. 某型汽车制动盘结构优化设计研究[C]// 第三十二届中国汽车工程学会年会论文集, 2025: 75-78.

[61] KARBALAEI M J, NEJAT A, SHARIAT PANAHI M. Heat Transfer Improvement in Automotive Brake Disks Via Shape Optimization of Cooling Vanes Using Improved TPSO Algorithm Coupled with Artificial Neural Network[J]. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2017, 9(6): 061013.

[62] JAFARI R, AKYÜZ R. Optimization and Thermal Analysis of Radial Ventilated Brake Disc to Enhance the Cool-

ing Performance[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2022, 30.

[63] LI J, TAO L, CHEN Y, et al. Heat Dissipation Optimization of Ventilated Brake Disc Recirculation Zone Based on NSGA-II Algorithm[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering, 2022, 238(5): 1263-1276.

AT&M