



DOI: 10.12382/bgxb.2024.0699

湿式多片换挡离合器温度场综合优化方法

赵钦¹, 郑怡扬¹, 于亮^{*}, 刘宇健², 党国强³, 董懿¹

(1. 北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081; 2. 中兵智能创新研究院有限公司 智能系统总体部, 北京 100071;
3. 中国航天科工集团公司六院 四十一所, 内蒙古 呼和浩特 010011)

摘要: 为解决湿式多片换挡离合器摩擦元件径向温差过大产生的热翘曲等热失效问题, 开展了摩擦元件径向接触压力均匀化和摩擦系数梯度化的数值仿真和试验研究。首先基于离合器的紧凑结构, 设计并拓扑优化了压板结构, 提升了压板刚度, 减轻了摩擦元件的变形趋势, 使定工况下各摩擦元件的最大压差和温差分别降低了 28.64% 和 28.48%; 然后对摩擦片表面进行织构处理和试验, 发现摩擦系数随织构线密度增大而减小, 提出了织构密度沿摩擦片径向递减的梯度化设计方法, 使定工况下最大温差降低 17.69%。最后综合应用优化压板和织构摩擦片, 使径向接触压力均匀化和摩擦系数沿径向递减, 相比于原始设计, 摩擦元件的最大温差和热弯矩分别降低了 41.73% 和 45.33%。研究为更高功率密度离合器设计提供了理论基础。

关键词: 多片离合器; 接触压力; 结构优化; 摩擦系数; 温度场

中图分类号: U463.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-1093(2025)07-240699-12

Comprehensive Optimization of Temperature Field of Wet Multi-disc Shifting Clutch

ZHAO Qin¹, ZHENG Yiyang¹, YU Liang^{1*}, LIU Yujian², DANG Guoqiang³, DONG Yi¹

(1. School of Mechanical and Vehicle Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China; 2. Intelligent System General Department, China North Artificial Intelligence & Innovation Research Institute, Beijing 100071, China;
3. The 41th Institute, CASIC, Hohhot 010011, Inner Mongolia, China)

Abstract: In order to solve the thermal failures such as thermal buckling caused by excessive radial temperature difference of friction elements in the wet multi-disc shifting clutch, the numerical simulation and experimental research are made on the homogenization of radial contact pressure and the gradient design of friction coefficient of friction elements. Firstly, based on the compact structure of clutch, a back plate is designed and topologically optimized. The stiffness of the optimized back plate is improved and the deformation trend of friction elements is reduced, thereby reducing the maximum pressure difference and temperature difference of friction elements by 28.64% and 28.48%, respectively. Then the texture treatment and test are carried out on the surface of friction plate. It is found that the friction coefficient decreases with the increase in the texture line density. A gradient design method for the texture density decreasing along the radial direction of friction plate is proposed, reducing the maximum temperature difference by 17.69%. Finally, the optimized back plate and textured friction plate are comprehensively applied to homogenize the radial contact pressure and decrease the radial friction coefficient. Compared

收稿日期: 2024-08-14

基金项目: 国家自然科学基金项目(52205047, 52175037)

* 通信作者邮箱: yuliang@bit.edu.cn

with the original design, the maximum temperature difference and thermal bending moment are reduced by 41.73% and 45.33%, respectively. This study provides a theoretical basis for the design of higher power density clutches.

Keywords: multi-disk clutch; contact pressure; structure optimization; coefficient of friction; temperature field

0 引言

湿式多片换挡离合器作为装甲车辆综合传动装置的核心部件,对车辆的动力性和换挡的可靠性起决定性作用。随着国防领域改革的进一步深化,装甲车辆的电动化已成为进一步提升陆战能力、适应更复杂作战环境的必由之路,而机电复合传动是装甲车辆电动化的主要技术路径与研究热点^[1-2]。机电复合传动显著特征之一为电机输出端的高转速。电机输出端通过花键毂与离合器主动端的摩擦片相连(见图 1)。在换挡接合过程中,受控制油压提供的加载压力作用,摩擦片与被动端的钢片相互滑摩,减小速差直至完成接合。当能量密度提升即转速提升时,接合时间延长,摩擦热流密度增大,摩擦元件滑摩的摩擦热会快速积累,进而迅速升温,产生热翘曲、烧蚀、过铜等热失效问题^[3-5]。由离合器摩擦元件径向温差导致的热失效问题已成为制约传动系统进一步发展的主要瓶颈。

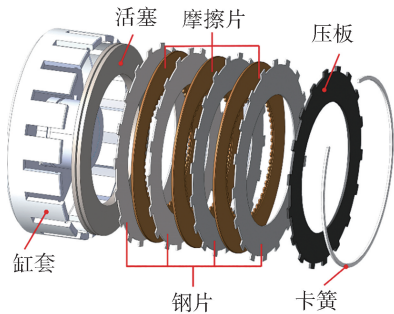


图 1 湿式多片换挡离合器示意图

Fig. 1 Schematic diagram of wet multi-disk shifting clutch

因此国内外学者就离合器摩擦元件的温度场特征与热失效进行了大量研究。Audebert 等^[6]发现离合器钢片的径向温差是导致其发生锥形翘曲变形的重要因素;“铁木辛柯梁理论”^[7]从理论分析的角度论述了钢片的径向温差对其发生翘曲变形的决定性影响,而 Wu 等^[8]通过试验的方式证实了温差越大,钢片越容易发生热翘曲变形。Zhao 等^[9]的研究通过改变接触面积比例,强调了非均匀接触压力容易导致局部高温,进而导致热翘曲。当离合器钢片发

生翘曲后,接触压力的非均匀性随之增加,在接合阶段的摩擦元件会产生更大的径向温差与额外的热弯矩^[6]。Zheng 等^[10]进一步指出,受翘曲变形片的影响,即使在分离阶段,摩擦元件也会因无法完全分离导致的滑摩而继续升温,最终造成离合器的换挡失效。由摩擦生热的热流密度公式^[11] $q = p_c \cdot \mu \cdot v$ (式中: p_c 为接触压力, μ 为摩擦系数, v 为线速度)可知(见图 2),摩擦元件的滑摩会导致较高的径向温差,其主要原因有:1. 接触压力 p_c 的非均匀性:离合器的轴向约束由卡簧提供。卡簧约束导致了摩擦元件接触压力沿径向呈现外高内低的分布形式^[12],摩擦元件各处接触压力存在明显差异;2. 线速度 v 的差异性:线速度在径向表现由内径 r_i 至外径 r_o 的线性增长趋势,摩擦元件的外径线速度显著大于内径。接触压力与线速度的径向差异性造成热流密度外高内低,因此最终造成钢片的径向温差较大。

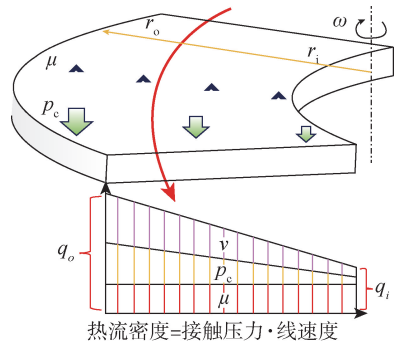


图 2 摩擦元件的径向热流密度

Fig. 2 Radial heat flux density of friction components

由于线速度差异性无法改变,一些学者尝试通过以下两个途径降低径向温差:1) 改变径向压力分布,使之均匀化。王立勇等^[13]研究了非均匀分布活塞压力对摩擦元件温度场的影响,发现活塞压力由内径向外径先下降后上升可减小内外径温差。于亮等^[14]研究了卡簧约束导致的摩擦副间接触压力和应力不均匀现象,认为离合器轴向约束的改进可使钢片的径向接触压力更均匀,一定程度规避锥形翘曲变形。陈漫等^[15]将增加卡簧宽度和增加压板厚度作为缓解径向接触压力非均匀性的解决途径。2) 改变摩擦元件的径向摩擦特性,使摩擦系数沿着径

向方向逐渐递减。由于材料的各向同性,摩擦磨损特性在径向方向基本相同,但表面织构或梯度材料等技术可以改变摩擦副表面的摩擦特性。Wang 等^[16]分析了表面织构应用于摩擦片表面对于减摩的可能性, Yang 等^[17]通过对淬火 DC53 钢在表面构造火山状表面织构,发现不同的表面形貌参数会增大或减小摩擦系数。Royal 等^[18]证实了粉末冶金材料制作梯度圆形摩擦元件的可行性。Chen 等^[19]研制的梯度 Al/AP 材料可使燃烧速率、压力输出和能量释放得到调控。然而目前的研究尚存局限性:对压板、卡簧的简单加厚加宽会破坏离合器的紧凑性并大幅加重;径向摩擦系数的梯度改变的设计尚无法实现。

因此,本文首先通过数值仿真对压板结构进行了设计和拓扑优化以改善接触压力的非均匀性;然后通过对摩擦片进行表面织构处理和试验,发现并应用了摩擦系数梯度化的规律;最后综合应用优化压板与织构摩擦片,通过台架试验验证了综合优化设计降低径向温差和热弯矩的可行性。本文降低了离合器摩擦元件的径向温差,扩展了离合器转速差范围,使其更适应机电复合传动系统的高速差特性。

1 摩擦副接触压力均匀化设计

1.1 接触压力有限元模型

由于锥形翘曲变形为离合器钢片的主要翘曲变形模式^[6],且其主要成因是由接触压力等引起的径向温差,因此需对离合器各摩擦元件接触压力进行分析。根据离合器实际结构特征建立有限元模型如图 3 所示,摩擦片及钢片从活塞端至卡簧端交替布置,其中钢片依次定义为 SP1 至 SP4,各摩擦副依次定义为 S_1 至 S_7 。摩擦元件的材料及几何参数如下表 1 所示。基于对称法取 1/6 圆周进行计算,网格采用六面体网格并进行网格独立性检验,如表 2 所示随网格数量增加结果呈收敛态,且由于网格方法 D 兼具计算的准确性和节约计算资源,因此采用该网格绘制方法。接触面采用“罚函数”,活塞压力为均匀加载的 100 kPa。

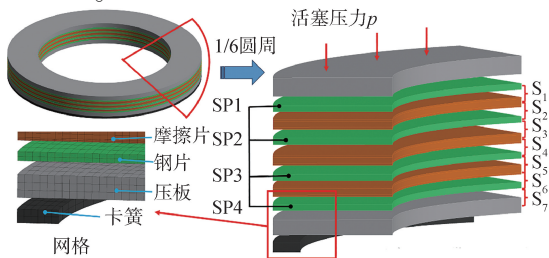


图 3 离合器有限元模型

Fig. 3 Finite element model of clutch

表 1 摩擦元件的材料和结构参数

Table 1 Material and geometric parameters of friction components

摩擦元件	内径/ mm	外径/ mm	厚度/ mm	泊松比	弹性模量/ GPa
活塞	86	125	6	0.3	216
钢片	86	125	2	0.3	216
摩擦衬层	86	125	0.6	0.16	4
摩擦芯材	86	125	2	0.3	216
压板	86	125	5	0.3	216
卡簧	116	125	3	0.3	216

表 2 网格独立性检验

Table 2 Grid independence check

网格	特征	节点数	计算时间/min	接触压力变化/%
A	整圆	202 972	900	
B	1/6 圆	22 656	18	2.2~6.8
C	1/6 圆	31 054	39	0.6~2.0
D	1/6 圆	69 174	158	0.2~1.0
E	1/6 圆	77 006	230	0.05~0.1

将接触压力进行无量纲化处理,获得表征接触压力与活塞压力差异性的接触压力系数 p^* :

$$p^* = \frac{p_c}{p} \quad (1)$$

式中: p_c 为接触压力; p 为活塞压力。 $p^* = 1$ 表明此处接触压力与活塞压力大小相同, p^* 越大/小,表明越偏离活塞压力。各摩擦副 p^* 的标准差可用于比较摩擦副间接触压力的非均匀性。

根据有限元模型计算初始设计条件下各摩擦副的径向接触压力及接触压力系数如图 4 所示,受卡簧的约束作用,各摩擦副接触压力呈现显著的非均匀性。径向上,各摩擦副接触压力随半径的增大而增大,其中最靠近卡簧的摩擦副 S_7 接触压力差异性最大,最高压力为 144.72 kPa,位于卡簧内径,最大压差高达活塞压力的 1.44 倍。就 SP4 的摩擦副 S_6 及 S_7 而言,当由很窄的卡簧进行约束时,摩擦元件受活塞力的作用产生微小的锥形形变,使接触压力主要集中于产生线接触的卡簧内径,而使卡簧外径处接触压力降低。轴向上, p^* 的标准差从 S_1 至 S_7 依次由 0.113 0 增至 0.375 3,即越接近卡簧端接触压力越不均匀。而距卡簧最远的 S_1 的接触压力仍存在接触压力非均匀性,最大压差为 34.89 kPa。

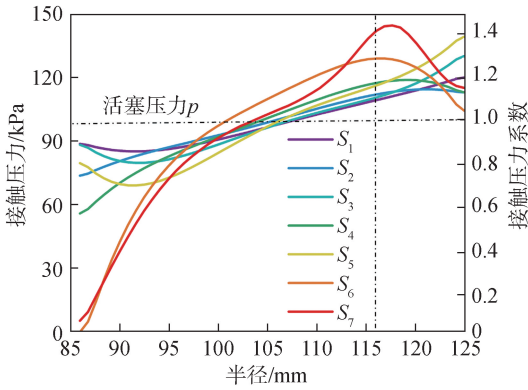


图 4 初始设计径向接触压力

Fig. 4 Radial contact pressure distribution of original design

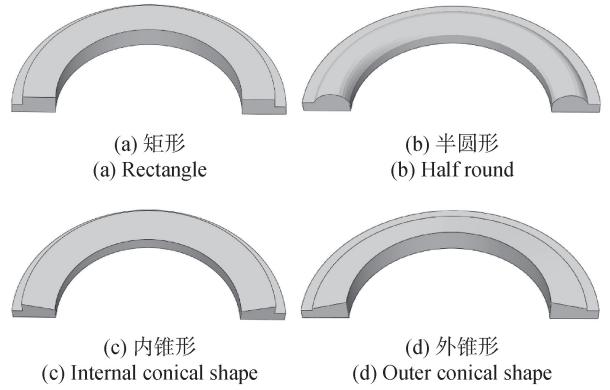


图 6 压板凸台形状

Fig. 6 Shape of back plate boss

1.2 压板结构拓扑优化

陈漫等^[15]提出增厚压板可削弱摩擦元件的接触压力非均匀性,但如图 1 及图 3 所示,离合器的轴向结构尺寸受卡簧严格约束,难以简单增厚压板。由于卡簧位于压板外径,压板内径至中径区域存在与缸套的结构空隙,可适当加厚形成凸台结构以提升刚度,进而减轻各摩擦元件的变形趋势,达到接触压力均匀化的目的。由于结构空隙有限,且增厚压板会增加离合器的总质量,为同时满足几何结构约束、接触压力均匀化和有限增重的要求,需对压板结构进行拓扑优化,流程如图 5 所示:

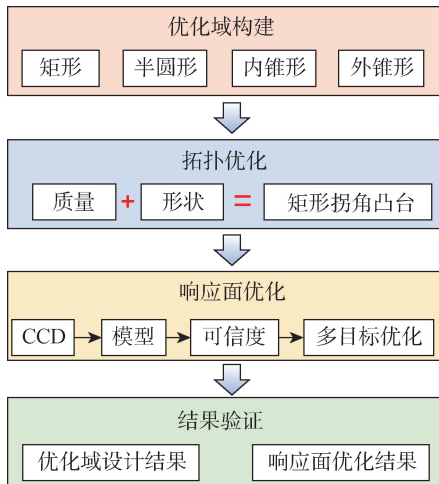


图 5 拓扑优化流程图

Fig. 5 Flow chart of topology optimization

如图 6 所示,提出 4 种凸台结构:矩形、半圆形、内锥性和外锥形。以参与摩擦生热且最接近压板的 S_6 副作为指标,当活塞端施加 100 kPa 均布压力时,4 种结构的 S_6 副最大压差分别为 11.06 kPa、15.1 kPa、19.85 kPa 和 18.26 kPa,且矩形凸台压板 p^* 标准差最小,故设置矩形凸台为优化域。

为获得最佳结构特征,合理减重,需进一步对矩形凸台优化域进行拓扑优化。采用变密度法联合各向同性材料惩罚模型^[20](Solid Isotropic Material with Penalization, SIMP),如式(2)所示,进行插值获取压板整体密度,将接近 0 密度的区域去除而保留接近 1 密度区域的材料。

$$\begin{cases} \text{find } \mathbf{X}_i = [x_{i1} \ x_{i2} \ \dots \ x_{in}]^T, x_{ii} \in \mathbb{R}^N \\ \min C(\mathbf{X}) \\ \text{s. t. } g(\mathbf{X}) = M - M_0 \leq 0 \\ x_i^l \leq x_i \leq x_i^u, i = 1, 2, \dots, N \end{cases} \quad (2)$$

式中: x_{ii} 为设计变量; i 为第 i 个单元的伪密度; \mathbf{X}_i 为设计变量构成的矩阵; N 为单元的总数目; $C(\mathbf{X})$ 为目标函数; $g(\mathbf{X})$ 为约束条件; M_0 为初始结构的质量; M 为优化后的质量; l 和 u 分别为设计变量的下限和上限。

当载荷与材料不变时,接触压力越大,应变位移越大,因此应变位移可表征接触压力分布的差异性。将应变位移设置为设计约束。获取的压板拓扑优化结果如图 7 所示,拓扑优化云图中蓝色部分为可切除区域,红色部分为保留区域。当凸台质量分别为初始状态下的 80%、50% 和 30% 时, S_6 副的最大压力差分别为 23.7 kPa、43.1 kPa 和 67.6 kPa; 即压力差会随着压板质量的减少而增大,因此需寻求压板质量与接触压力差的多目标最佳权衡点。

由 80% 质量至 30% 质量的变化发现,凸台质量的减少会使凸台由矩形向方形拐角截面形状变化。该形状由 5 个变量 x_1 、 x_2 、 x_3 、 x_4 和 x_5 决定(见图 8),其具体数值需通过响应面法确定。通过中心复合试验设计法(Central Composite Design, CCD)^[21]在样本空间选取具有代表性的样本点以构建响应面模型;选取 56 个点作为模型拟合基本点,并增加额外

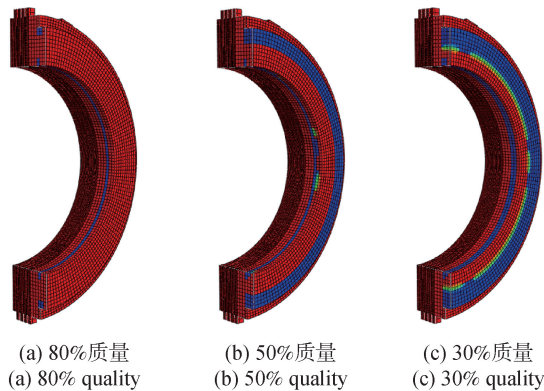


图 7 不同质量目标下的压板设计

Fig. 7 Back plate designs under different qualities

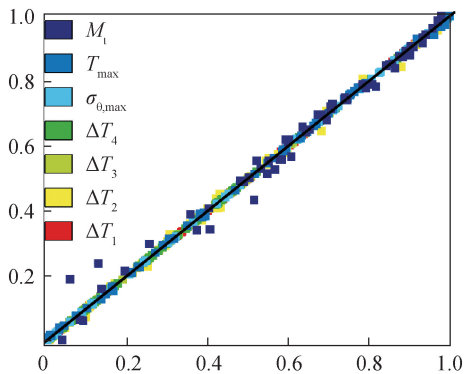


图 9 遗传聚合拟合效果

Fig. 9 Fitting results of genetic aggregation

6 个空缺点以填补因素空间,并插入 5 个复制点进行模型的验证和最优化评定。同时满足拓扑优化后的设定形状,需要满足式(3)的形状特征的约束条件:

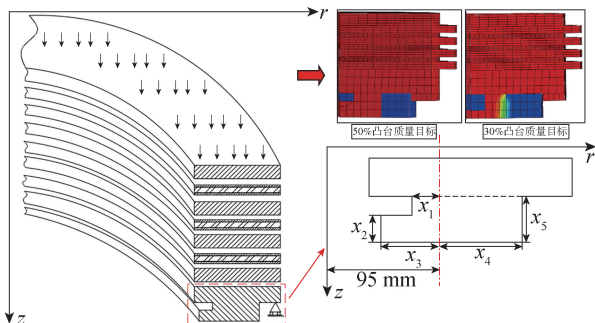


图 8 压板形状图

Fig. 8 Shape of the back plate

$$\begin{cases}
 2 \leq x_1 \leq x_3 - 1 \\
 2 \leq x_2 \leq x_4 - 1 \\
 3 \leq x_3 \leq 10 \\
 3 \leq x_4 \leq 20 \\
 2 \leq x_5 \leq 10
 \end{cases} \quad (3)$$

摩擦元件的径向温差过高时会导致高热应力、热弯矩,并可能使摩擦元件发生热翘曲失效。因此,针对热翘曲变形问题,选取离合器工作的最高温度 T_{max} 、各钢片的最大温差 ΔT 、最大热应力 $\sigma_{\theta,max}$ 和热弯矩 M_1 作为响应变量。在长时滑摩条件下(活塞压力 0.1 MPa,环境温度 40 °C,相对转速 300 r/min,滑摩时间 5 s,润滑条件各组一致),如图 9 所示,基于遗传聚合方法的响应面模型的预测值随观测值的变化斜率趋近于 1 且偏离点很少,各指标的 R^2 值均在 0.985 以上,拟合效果良好。

在以遗传聚合拟合构建的响应面模型上进行多目标优化,以 NSGA-II 优化算法^[22] 获得全局 Pareto

最优解集,获得最优候选点尺寸如表 3 所示(精度 0.1 mm),优化压板较初始压板增重约 366 g,增重 36.5%,而简单增厚型压板达到近似压力均匀化效果需较初始压板增重约 1 403 g,增重 140%,即优化压板具有显著的轻量化优势。

表 3 压板的优化结构参数

Table 3 Optimized structural parameters of the back plate

参数	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5
尺寸/mm	2.7	2.4	6.9	7.0	7.0

图 10 为优化后各摩擦副接触压力分布,接触压力分布差异性相较于优化前大幅减小,表现为最低压力值显著上升,最高压力值略微下降。最靠近卡簧的 S_7 副压力差为活塞压力的 1.07 倍,较初始设计减小了 25.69%。表 4 所示的各摩擦副非均匀性较初始设计均有下降。凸台改变了钢片的受力状态,由于凸台主要集中在内径至中径处,内径等效刚度增大,变形趋势减弱,使得各摩擦副的接触压力更均匀。

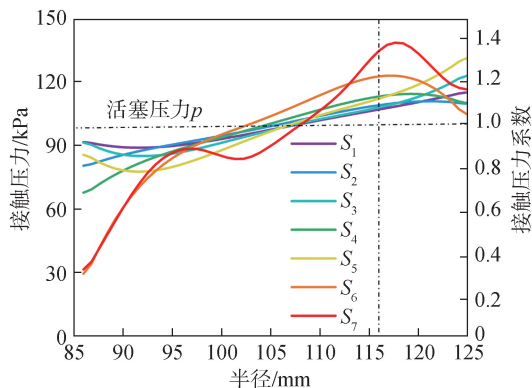


图 10 优化压板的各摩擦副径向压力分布

Fig. 10 Radial contact pressure distribution of friction pairs with optimized back plate

表 4 初始与优化压板接触压力系数标准差

Table 4 Standard deviation of initial and optimized designs

项目	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
初始设计	0.113 0	0.128 2	0.148 4	0.187 3	0.214 4	0.349 1	0.375 3
优化压板	0.085 4	0.096 8	0.112 5	0.140 4	0.163 3	0.249 1	0.279 8
优化程度	24.3%	24.5%	24.2%	25.0%	23.8%	28.7%	25.4%

2 径向摩擦系数差异化设计

2.1 缩比织构摩擦片设计

本节对摩擦片进行表面织构处理以改变摩擦副的径向摩擦特性。为适应旋转摩擦件工作特点,规避非旋转对称形状在周向布置时存在的角度影响^[23],保证织构单元在周向和径向上的分布均匀性,采用圆柱凹坑织构单元形式。基于圆形凹坑织构的周向分布参数,设计如图 11 所示的织构摩擦片。圆形凹坑织构单元使用激光加工,直径 $d = 0.8 \text{ mm}$ 、深度 $h = 0.4 \text{ mm}$,在圆盘样件上按照同心圆周样式分布,圆周径向间隔 $l = 2 \text{ mm}$,织构单元的线密度决定了其在周向方向的总数量,线密度 ρ (个/mm) 定义如下:

$$\rho = \frac{n}{2\pi r} \quad (4)$$

式中: n 为某一半径上的织构数量; r 为织构单元几何中心所在半径。

限制,工况为干式工况,摩擦系数具体数值与湿式存在差异,但其变化规律基本一致^[24]。其中“无织构”代表平整摩擦片,“轻载”、“中载”、“重载”分别代表在轻(30 N)、中(80 N)、重载(150 N)下进行试验的织构摩擦片,编号 1 到 5 分别代表线密度由 0.5 个/mm 降低至 0.3 个/mm,滑摩时间为 1 200 s。

表 5 织构片试验工况

Table 5 Test conditions of textured friction plates

样件	线密度/(个·mm ⁻¹)	压力/N	转速/(r·min ⁻¹)
无织构	0	30, 80, 150	
轻载		30	1 000
中载	0.5, 0.45, 0.4, 0.35, 0.3	80	
重载		150	

各样件平均摩擦系数 $\bar{\mu}$ 是经过磨合后的稳定摩擦阶段的瞬时摩擦系数的算术平均值:

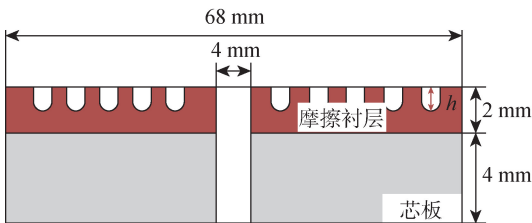
$$\bar{\mu} = \frac{\sum_{i=1}^N \mu_i}{N_f} \quad (5)$$

式中: μ_i 和 $\bar{\mu}$ 分别为瞬时摩擦系数和平均摩擦系数; N_f 表示瞬时摩擦系数在给定时间段的总样本数;取样段为稳定摩擦阶段(即结束磨合直至试验结束)。

2.2 缩比织构摩擦片试验结果

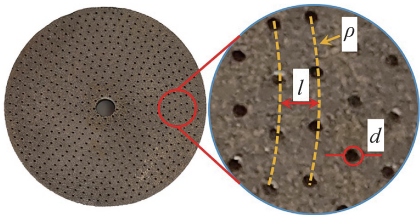
如图 12(a) 所示,在低压(30 N)工况下,轻载 1、轻载 3 和轻载 4 样件的整体稳定性较好,在较短时间内($t_1 = 250 \text{ s}$)达到稳定状态;轻载 2 和轻载 5 样件摩擦系数稳定性不足,轻载 2 的摩擦系数呈现缓慢上升趋势,轻载 5 摩擦系数呈现先上升后下降的趋势。平整样件在较长时间($t_u = 400 \text{ s}$)后达到稳定状态,且持续存在微小抖动。在轻载条件下,所有线密度的织构件平均摩擦系数均较平整样件有 10%~65% 的降低。在施加载荷较小的情况下,织构主要是通过改变摩擦副的实际接触面积实现对于摩擦系数的影响^[21]:当线密度较大时,实际接触面积较小,与平整样件相比,摩擦系数会大幅减小;同时,织构样件的摩擦系数呈现出一定的规律性,即摩擦系数随着线密度的减小而增加。

当加载压力提升至 80 N 时,除中载 4 外其余织构摩擦片摩擦系数变化规律具有较高的一致性,均于 $t_1 = 400 \text{ s}$ 后达到稳定阶段,且摩擦系数保持在 0.35 左右。部分织构片的摩擦系数在稳定阶段超过了非织构片,表明摩擦系数不仅和宏观的表面接触面积有关,还可能会受到微凸体接触、磨损颗粒等多因素影响。



(a) 织构摩擦片示意图

(a) Schematic diagram of textured friction plate



(b) 织构摩擦片实物图

(b) Physical image of textured friction plate

图 11 织构摩擦片

Fig. 11 Textured friction plate

由于织构单元的线密度影响实际接触面积、磨屑磨粒的储存排出等,为获取不同线密度对表面摩擦特性影响的规律,对不同线密度的织构摩擦片进行了销-盘试验^[13],试验工况如表 5 所示,由于设备

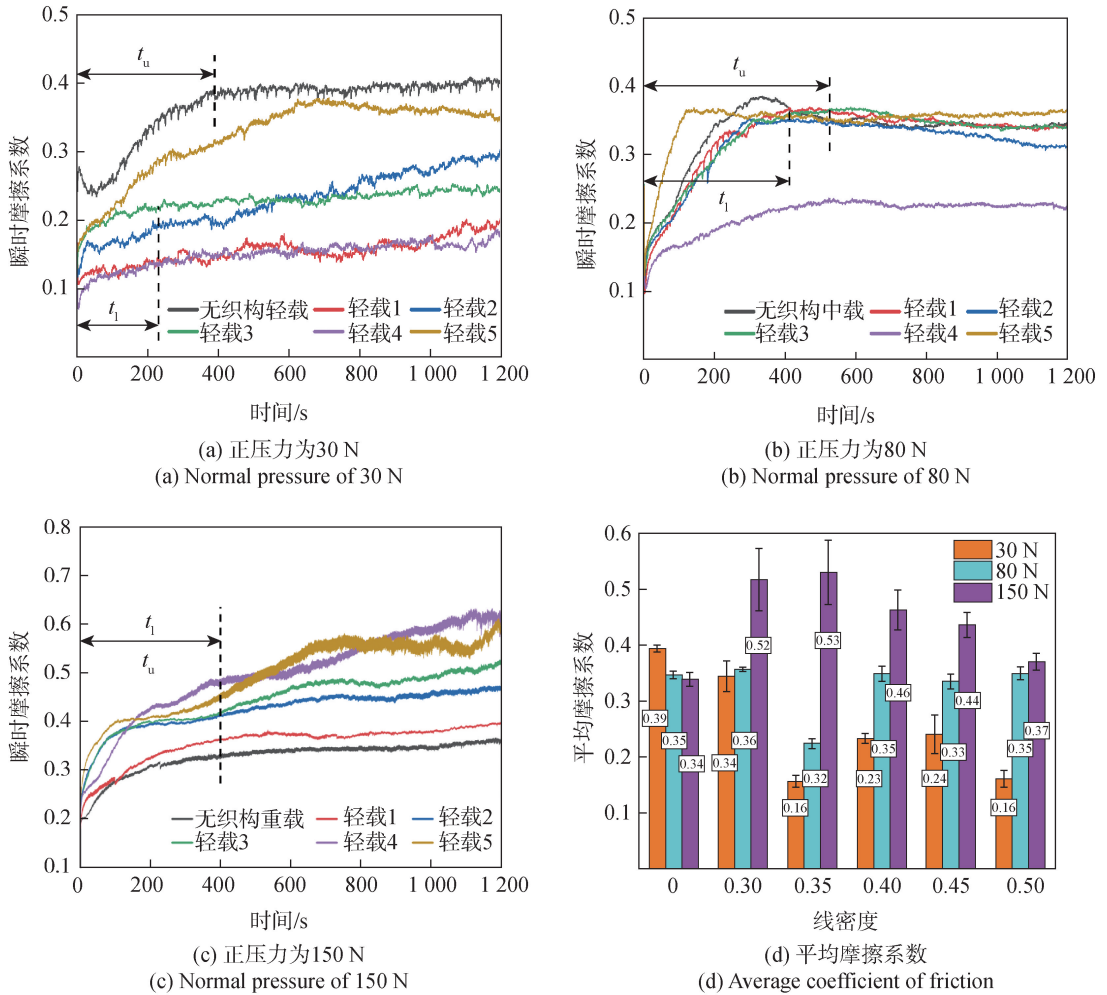


图 12 不同工况下的织构片摩擦系数
Fig. 12 COFs under different working conditions

当给予样件 150 N 的高压时,经磨合阶段的快速上升后 ($t_1 = 400$ s),各样件摩擦系数趋于平稳或呈缓慢上升趋势,部分样件出现了摩擦系数波动。平整样件平均摩擦系数最小,织构样件基本符合线密度越小,稳定阶段平均摩擦系数越大的规律。

2.3 等比织构摩擦片设计

基于缩比织构片获得的摩擦系数-线密度关系,如图 13 所示,根据摩擦片结构尺寸设计等比织构摩擦片,以满足径向方向摩擦系数梯度变化的需求。具体地,使用圆形凹坑织构单元,织构单元的直径 $d = 1.0$ mm、深度 $h = 0.8$ mm,同心圆周样式分布,圆周的径向间隔 $l = 4$ mm。织构单元在径向方向存在线密度梯度以形成内疏外密分布形式:由内径至外径线密度分别为 0.1 个/mm、0.2 个/mm、0.3 个/mm。每个线密度梯度为 3 个织构圆周。径向方向的摩擦系数应大致呈梯度降低的规律。

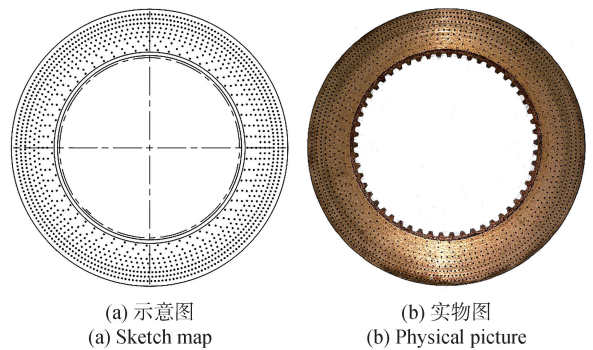


图 13 等比例织构摩擦片
Fig. 13 1 : 1 textured friction plate

3 试验验证

3.1 试验设计

优化压板和织构摩擦片对径向温升的影响需通过离合器温升试验进行验证。图 14 所示为试验台架,主要由离合器、液压及润滑油路、数据采集系统等

组成。其中离合器摩擦元件的温度通过插入钢片中平面的不同半径位置的热电偶获取。ID、MD 和 OD 分别对应半径 $r=90\text{ mm}$ 、 $r=105\text{ mm}$ 和 $r=120\text{ mm}$ ，每张钢片的各半径值各有 4 个测量点位，结果取平均值。试验工况如表 6 所示，其中综合优化指同时采用优化压板与织构摩擦片。

根据温度场可计算热应力及热弯矩，如式(6)^[12]所示。

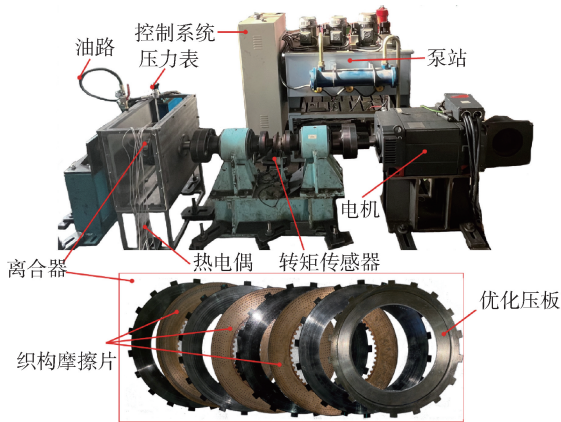
$$\begin{cases} \sigma_{\theta} = \frac{\alpha_1 E}{r^2} \left(\frac{r^2 + r_i^2}{r_i} \int_{r_i}^r T r dr + \int_{r_i}^r T r dr - T r^2 \right) \\ M_l = s \cdot \int_{r_i}^r \sigma_{\theta}(r) \cdot r dr \end{cases} \quad (6)$$

式中： σ_{θ} 为热应力； α_1 为热膨胀系数； E 为弹性模量； r_i 和 r_o 分别为钢片的内径、外径； T 为温度； s 为钢片的厚度。

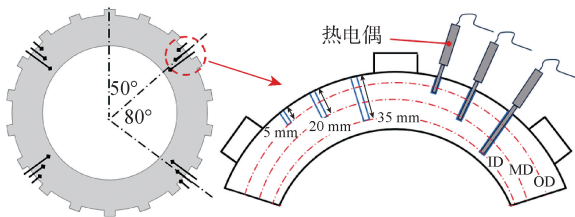
表 6 温度试验工况

Table 6 Conditions of temperature tests

序号	特征	活塞压力/ kPa	转速/ ($r \cdot \text{min}^{-1}$)	环境温 度/ $^{\circ}\text{C}$	滑摩时 间/s
T-1	初始设计				
T-2	仅优化压板	100	300	40	13
T-3	仅织构摩擦片				
T-4	综合优化				



(a) 试验台架
(a) Test bench



(b) 热电偶测量位置
(b) Thermocouple measurement position

图 14 试验方法

Fig. 14 Experimental approach

3.2 优化压板试验结果

图 15 为仅采用优化压板与初始设计的结果对比，由于仅受单面摩擦，SP1 和 SP4 的升温低于双面摩擦的 SP2 与 SP3。初始设计的 SP1~SP4 的 3 个半径位置的温度上升速率基本保持不变且接近直线上升；内径的升温速率明显低于中径和外径，尤其是最靠近卡簧端的 SP4 最为明显。初始设计的 SP3 和 SP4 热弯矩高达 $-244.05\text{ N}\cdot\text{m}$ 和 $-136.38\text{ N}\cdot\text{m}$ 。

由图 15 可知优化压板使全部钢片的外径温度降低，内径温度提升，降低了内外径温差。其中距离卡簧最近的 SP4 的外径温度降低了约 $7.87\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，内径提升了约 $5.97\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，使得内外径温差降低了约 28.48%，热弯矩降低了 28.19%。

优化压板温度场仿真具有良好的拟合性，仿真与试验结果的最大差值约为 6.9%，差异较小，可验证仿真结果的准确性和模型的可行性。距压板最近的 SP4 试验与仿真结果对比经图 16 列出。

3.3 织构摩擦片试验结果

图 17 为仅采用织构摩擦片与初始设计的结果对比，在 SP1~SP3 中均出现了中径温度超过外径温度成为径向最高温度的现象，由于 T-3 组的工况和接触压力与 T-1 对照组一致，因此温度分布差异性主要来自于摩擦系数的差异性，即外径摩擦系数的减小。试验结果证明了摩擦系数梯度设计的可行性，径向方向摩擦系数的改变对温度场分布具有显著影响。由于靠近卡簧，接触压力集中于外径，SP4 仍为外径>中径>内径的温度分布形式。图 17(c) 和图 17(d) 说明接触压力较小时，摩擦系数的作用被凸显，内径温度明显较初始设计升高。SP3 和 SP4 的最大温差较对照组减小 17.53% 和 17.69%，热弯矩降低约 22.46% 和 17.10%。

3.4 综合优化试验结果

图 18 为综合优化设计与初始设计的结果对比，较仅采用织构摩擦片相比，由于采用优化压板降低了 SP4 的接触压力非均匀性，SP1~SP4 的温度分布均为中径>外径>内径。综合优化设计与初始设计相比，除均为中径温度最高的特点外，各钢片内径温度均有明显提升，这是由织构摩擦片导致的内径摩擦系数提升和优化压板对内径压力的提升的耦合作用造成的。SP3 最大温差约为 $47.04\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，低于仅采用优化压板和仅采用织构摩擦片的设计，较初始设计的 $66.86\text{ }^{\circ}\text{C}$ 降低了 29.64%。且由于最高温度出现在中径，使得热弯矩大幅降低了 32.45%。而受卡簧影响最大的 SP4 的最大温差降低了 41.73%，热弯

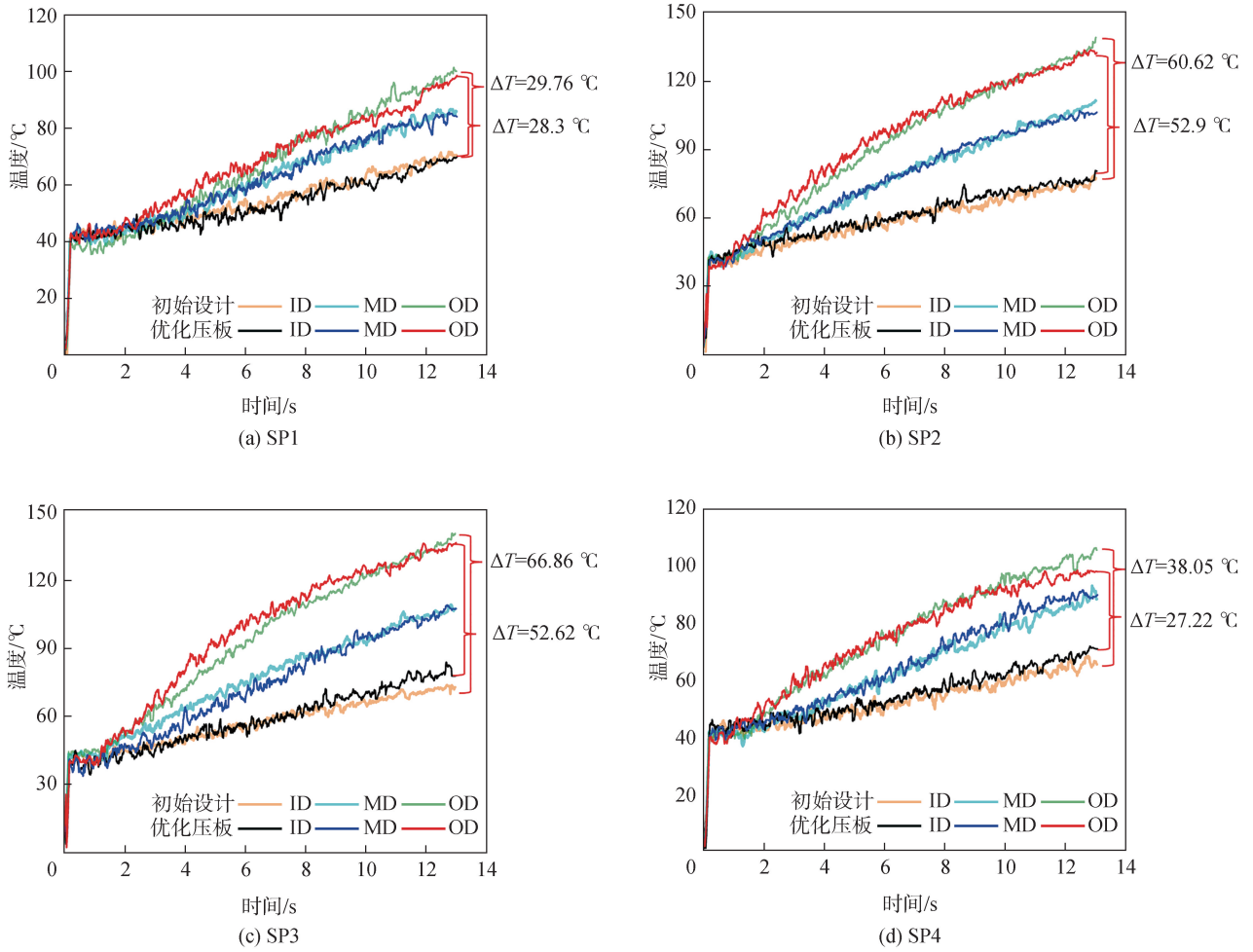


图 15 优化压板温度场试验结果

Fig. 15 Temperature field experimental results of optimized back plate

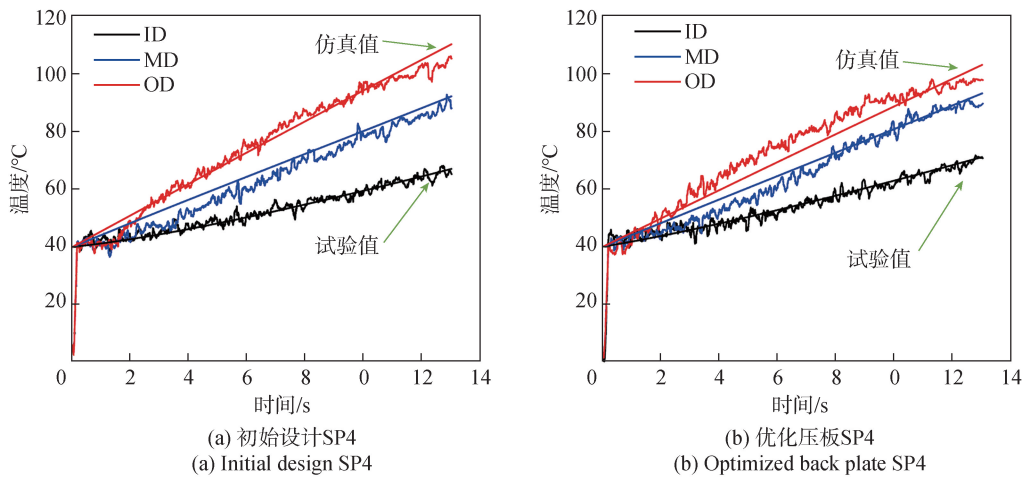


图 16 优化压板仿真与试验结果对比

Fig. 16 Comparison between experimental and simulated results of optimized back plate

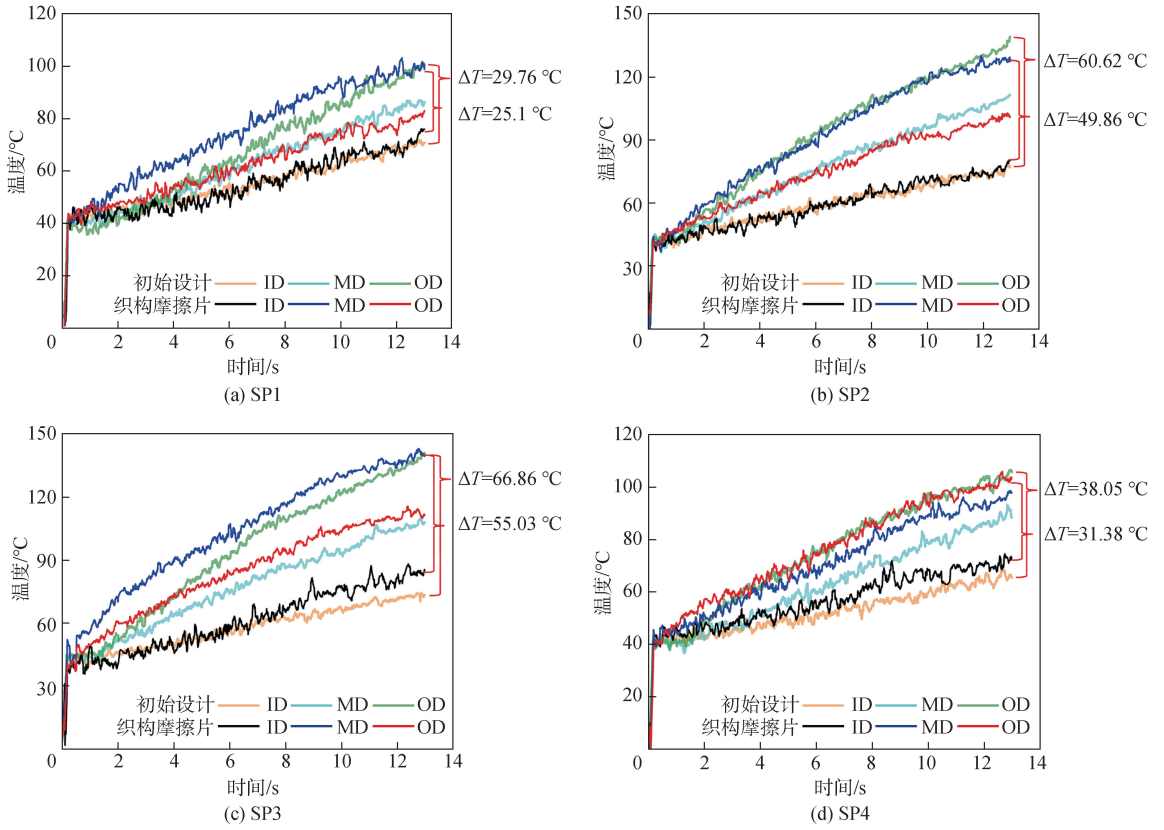


图 17 织构摩擦片温度场试验结果

Fig. 17 Temperature field experiment results of textured friction plate

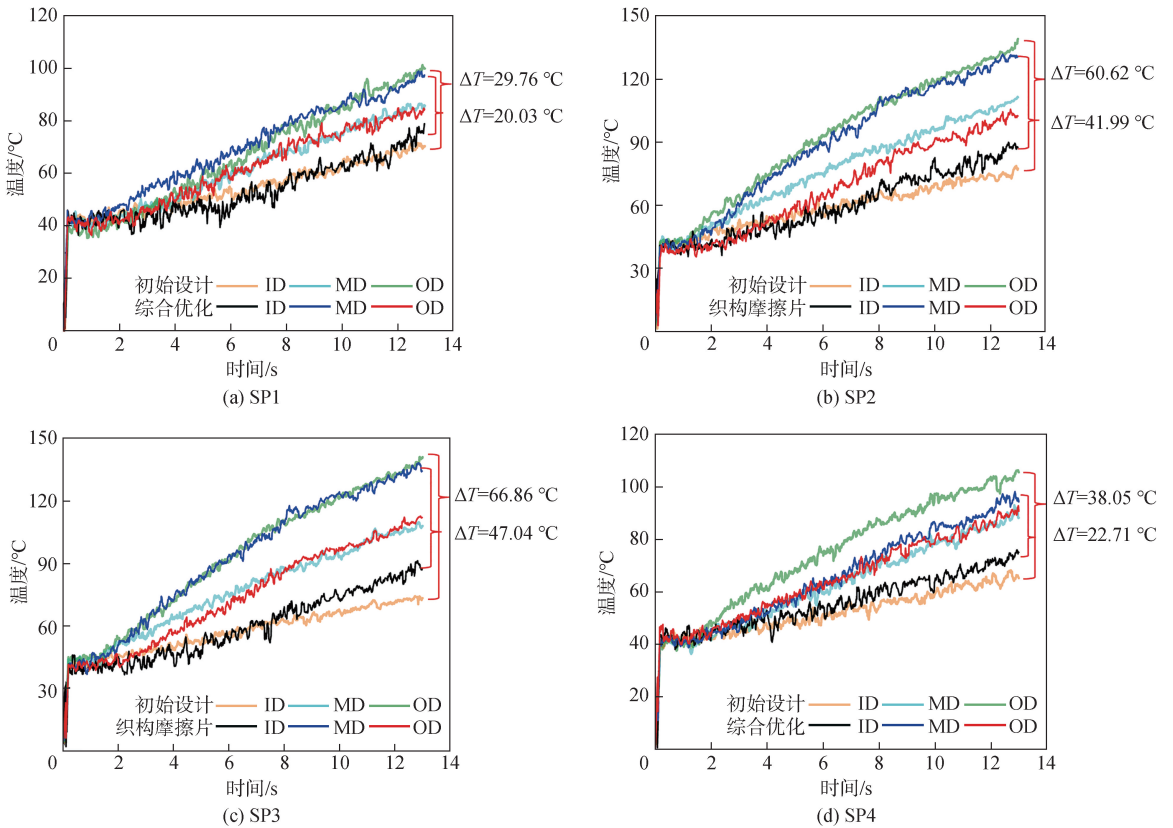


图 18 综合优化设计温度场试验结果

Fig. 18 Temperature field experiment results after comprehensive optimized design

矩降低了 45.33%。综合优化设计使所有钢片径向温差均产生不同程度的降低,大幅降低热弯矩(见表 7),降低了钢片发生热失效的可能性,进而提升了离合器转速差范围。

表 7 综合优化表现

项目	SP1/%	SP2/%	SP3/%	SP4/%
最大温差减小	32.69	30.73	29.64	41.73
热弯矩减小	30.94	32.38	32.45	45.33

3.5 转矩试验结果

图 19 为各试验的摩擦转矩-时间关系图,分为 A 和 B 两个阶段。在 A 阶段中经历了电机启动、超调

和回落,此过程的摩擦转矩呈现先迅速升高后快速下降的趋势。B 阶段电机的稳定运行使摩擦元件平稳滑摩,转矩较为稳定。初始设计和仅采用优化压板的摩擦转矩变化规律较为接近,均拥有较长的 A 阶段(7 s),当进入 B 阶段后转矩的波动较小;而图 18(c)和图 18(d)的织构摩擦片和综合优化设计的 A 阶段很短(3 s),且 B 阶段的转矩波动较大。其原因是织构片存在大量凹坑,孔隙特征更明显,在滑摩过程中更易发生频繁的油膜的剪切破坏与重塑,黏性转矩和接触转矩始终在互相转化,外在表现为转矩的波动较大。以转矩较为稳定的 B 阶段求得平均转矩如图 19 中 \bar{T} 所示,4 种条件下的摩擦转矩差异在 3.35%之内,表明综合优化设计不会降低离合器的转矩传递能力。

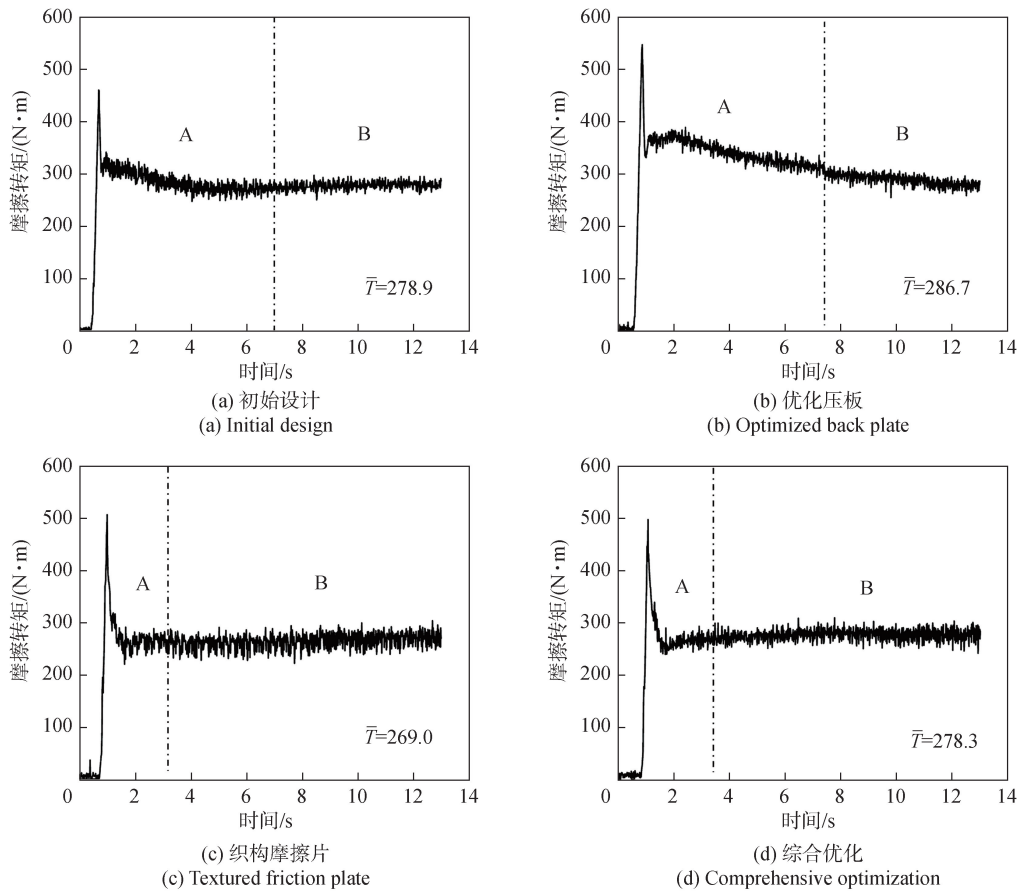


图 19 摩擦转矩试验结果图

Fig. 19 Experimental results of friction torque

4 结论

本文针对湿式多片换挡离合器摩擦元件径向温差过大导致的热翘曲等失效问题,采用有限元仿真和试验探究的方法,分别对径向接触压力非均匀性和摩擦系数梯度化提出了优化和设计方案,并综合应用,温度试验的结果验证了综合设计的可行性,为

更高功率密度离合器的设计提供了理论基础。所得主要结论如下:

1) 基于离合器结构特征,设计了带矩形凸台的压板,并通过拓扑优化改进,优化后的压板提升了刚度,削弱了摩擦元件的变形趋势,进而降低了径向接触压力的非均匀性和温差,最大压差和温差分别降低了 28.64%和 28.48%。

2) 通过对摩擦片表面进行织构处理的研究发现,摩擦片表面摩擦系数随织构线密度增大而减小,基于此规律设计出了由内径到外径摩擦系数递减的织构摩擦片,显著降低了外径温度,最大径向温差降低了 17.69%。

3) 综合优化方法同时采用优化压板与织构摩擦片,径向接触压力更为均匀且摩擦系数由内径至外径递减,实现了对径向热流密度的大幅改变,试验结果表明,与初始设计相比,最大径向温差和热弯矩分别降低了 41.73% 和 45.33%。综合优化设计可显著降低离合器摩擦元件的径向温差,规避热翘曲、提升转速差范围,以适应机电复合传动系统发展的要求。

参考文献 (References)

- [1] 帅志斌,贺帅,李国辉,等.特种履带车辆机电复合传动装置低温启动过程建模与优化控制[J].兵工学报,2023,44(1):117-128.
SHUAI Z B, HE S, LI G H, et al. Modeling and optimal pcontrol of low-temperature starting process of electro-mechanical transmission for special tracked vehicles[J]. Acta Armamentarii, 2023, 44(1): 117-128. (in Chinese)
- [2] SHI Z Y, LIU S K, YUE H J, et al. Noise analysis and optimization of the gear transmission system for two-speed automatic transmission of pure electric vehicles [J]. Mechanical Sciences, 2023, 14(2): 333-345.
- [3] 马彪,陈飞,李和言,等.湿式离合器摩擦副平均温升特性研究[J].兵工学报,2016,37(6):961-968.
MA B, CHEN F, LI H Y, et al. Research on average temperature rise characteristic of wet clutch [J]. Acta Armamentarii, 2016, 37(6): 961-968. (in Chinese)
- [4] YU L, MA B, CHEN M, et al. Investigation on the thermodynamic characteristics of the deformed separate plate in a multi-disc clutch [J]. Engineering Failure Analysis, 2020, 110: 104385.
- [5] YU L, MA B, ZHENG C S, et al. Study on the groove area effects on the friction-wear properties of a Cu-based wet clutch [J]. Tribology International, 2021, 163: 107096.
- [6] ZHAO Q, MA B, YU L, et al. Numerical and experimental studies on the thermodynamic characteristics of post-buckling separate plate in the clutch [J]. Tribology International, 2024, 195: 109607.
- [7] AL-HABABI T, ALKAYEM N F, ASTERIS P G, et al. Time-frequency domain methods for the identification of breathing cracks in beam-like structures [J]. Tribology International, 2023, 180: 108202.
- [8] WU J P, MA B, LI H Y, et al. The temperature field of friction disc in wet clutch involving the unconventional heat dissipation on the contact surface [J]. Tribology Transactions, 2021, 64(1): 1-9.
- [9] ZHAO E H, MA B, LI H Y. The tribological characteristics of Cu-based friction pairs in a wet multi-disc clutch under non-uniform contact [J]. Journal of Tribology, 2018, 140: 011401.
- [10] ZHENG L J, MA B, CHEN M, et al. Numerical studies on the dynamic characteristics of a wet multi-disc clutch during the disengaging process [J]. Journal of Mechanical Science & Technology, 2022, 36(7): 1-13.
- [11] WU J P, CUI J H, SHU W Y, et al. Elastohydrodynamic lubrication model and failure test for micro-contact thermodynamic characteristics of friction interface [J]. Tribology International, 2023, 185: 108499.
- [12] YU L, MA B, LI H Y, et al. Numerical and experimental studies of a wet multidisc Clutch on temperature and stress fields excited by the concentrated load [J]. Tribology Transactions, 2019, 62(1): 8-21.
- [13] 王立勇,吴瑾,李乐,等.径向非均匀布压力分布对湿式摩擦副热-机耦合影响[J].北京理工大学学报,2021,41(6):588-596.
WANG L Y, WU J, LI L, et al. Influence of radial non-uniform pressure distribution on thermo mechanical coupling of wet friction pairs [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2021, 41(6): 588-596. (in Chinese)
- [14] 于亮,马彪,李和言,等.卡簧约束对多片离合器温度场的影响分析[J].兵工学报,2018,39(4):635-644.
YU L, MA B, LI H Y, et al. Effect of circlip constraint on temperature field of multi-disc clutch [J]. Acta Armamentarii, 2018, 39(4): 635-644. (in Chinese)
- [15] 陈漫,刘宇键,于亮,等.湿式多片离合器结构特征对接触压力特性的影响[J].兵工学报,2023,44(2):406-416.
CHEN M, LIU Y J, YU L, et al. Effects of structure characteristics of a wet multi-disk clutch on contact pressure [J]. Acta Armamentarii, 2023, 44(2): 406-416. (in Chinese)
- [16] WANG Z Q, YE R H, XIANG J B. The performance of textured surface in friction reducing: A review [J]. Tribology International, 2023, 177: 108010.
- [17] YANG J, FU H, He Y Y, et al. Investigation on friction and wear performance of volcano-shaped textured PVD coating [J]. Surface & Coatings Technology, 2022, 431: 128044.
- [18] ROYAL M, SHUBHANKAR B. Fabrication, microstructural characterization and finite element analysis of functionally graded Al-Al₂O₃ disk using powder metallurgy technique [J]. Materials Today Communications, 2022, 32: 103878.
- [19] CHEN Y J, DENG Y C, REN H, et al. Additive manufacturing and performance tuning of functionally graded Al/AP with continuous change of content [J]. Journal of Materials Research and Technology, 2023, 24: 6992-7003.
- [20] ZHU B L, WANG R X, ZHANG H C, et al. An approach for geometrically nonlinear topology optimization using moving wide-bézier components with constrained ends [J]. Journal of Mechanical Design, 2021, 144(1): 011704.
- [21] NAVEEN P, RAKESH N, GADDALA B, et al. Central composite design for the removal of copper by an Adansonia digitata [J]. Desalination and Water Treatment, 2024, 317: 100164.
- [22] JING G X, ZHAO L B, MA T, et al. Failure analysis and pin hole profile optimization design of combined piston for marine diesel engine based on Kriging model and NSGA-II algorithm [J]. Engineering Failure Analysis, 2024, 163: 108505.
- [23] HU T, XIE L X, FAN Z P, et al. Weight analysis of the factors affecting friction performance of textured surface in rotary vane actuator end seal [J]. Tribology International, 2022, 174: 107709.
- [24] WU B Z, QIN D T, HU J J, et al. Experimental data mining research on factors influencing friction coefficient of wet clutch [J]. Journal of Tribology, 2021, 143(12): 121802.