

DOI:10.11918/j.issn.0367-6234.201804195

加速寿命过程的湿式摩擦副滑摩温升特性

吴健鹏¹,马彪¹,李和言²,王立勇³,马成男¹,刘继凯¹,师路骐¹

(1.北京理工大学机械与车辆学院,北京 100081;2.深圳技术大学,广东 深圳,518118;

3.现代测控技术教育部重点实验室(北京信息科技大学),北京 100192)

摘要:为更深层次地探究湿式摩擦副滑摩温度场变化规律和失效机理,引入平均温升速率、最大径向温差、径向温度不均匀系数和径向温度偏移系数4个评价指标,建立湿式摩擦副滑摩温升特性评价体系.基于摩擦元件的实际工况,设计加速寿命试验,根据摩擦因数变化规律和最大径向温差划分了滑摩特性的不同阶段.建立温升特性评价体系,研究磨合期、稳定期和失稳期的滑摩温升特性变化规律,分析滑摩稳定期转速差、净面压和单位面积润滑流量对温升特性的影响规律,探究滑摩失稳期湿式摩擦副失效预警信息.研究结果表明:建立的湿式摩擦副滑摩温升特性评价体系可以有效评判滑摩温升特性的优良与否和变化情况;摩擦因数和最大径向温差可以作为摩擦片磨合状态判别依据;相比其他因素,净面压对稳定期滑摩温升特性的影响最为显著;失稳期的径向总体温升速率有一定升高,径向温度差异性变大,径向散热差异性显著升高.

关键词:湿式离合器;磨合期;加速寿命试验;摩擦因数;评价指标

中图分类号:U463.2 **文献标志码:**A **文章编号:**0367-6234(2019)07-0103-09

Temperature rise of wet friction pair during sliding in the accelerated life test

WU Jianpeng¹, MA Biao¹, LI Heyan², WANG Liyong³, MA Chengnan¹, LIU Jikai¹, SHI Luqi¹

(1.School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China; 2. Shenzhen Technical University, Shenzhen 518118, Guangdong, China; 3. The Ministry of Education Key Laboratory of Modern Measurement and Control Technology, Beijing Information Science and Technology University, Beijing 100192, China)

Abstract: To further explore the changing temperature field and the failure mechanism of wet friction pairs, four evaluation indexes of mean temperature rise rate, maximum radial temperature difference, radial temperature non-uniformity coefficient and radial temperature deviation coefficient are introduced, and the evaluation system of sliding temperature rise characteristics is established. Then accelerated life tests are designed based on the actual working conditions. According to the variation role of friction coefficient and the maximum radial temperature difference, the different stages of sliding characteristics are divided. Based on the evaluation system, the role of sliding temperature rise characteristics are studied during running-in period, stable period and unstable period. The influence rules of speed, surface pressure and lubrication volume on temperature rise characteristics are analyzed in stable period. Moreover, the failure warning information of wet friction pairs is explored during unstable period. The study shows that, the evaluation system of sliding temperature rise characteristics can be used to evaluate the performance of sliding temperature, and the friction coefficient and the maximum radial temperature difference can be used as the indexes for judging running-in state of friction disc. The effect of surface pressure on temperature rise characteristic is the most significant compared with other factors. The temperature rise rate, the radial temperature difference and the radial heat dissipation difference increase significantly in unstable period.

Keywords: wet clutch; running-in period; accelerated life test; friction coefficient; evaluation index

离合器是车辆传动系统的重要部件.湿式离合器以其传递力矩大、使用寿命长等优点已得到广泛应用.湿式离合器传递动力的核心部件是摩擦片和钢片,通过其接合与分离实现转矩的传递与中断.较恶劣工况下,离合器摩擦元件在滑摩过程中易发生变形烧毁.摩擦元件的烧蚀变形机理十分复杂,

滑摩温升特性则是其中重要一环^[1],它受多种因素影响,比如转速差、控制油压、润滑条件和作用时间等.通过研究湿式离合器滑摩温升特性可以有效分析各个因素影响摩擦元件烧蚀变形的机理,且对提高离合器监测水平和延长使用寿命都具有重要意义.

近几年,国内外对湿式离合器滑摩特性的相关研究较多.关于摩擦因数的研究中,Suh等^[2]将摩擦因数分成变形分量、磨损颗粒分量、粘着分量三部分;同时,Chuprynin^[3]、Ivanovic^[4]、Marklund^[5]等对

收稿日期:2018-04-27
基金项目:国家自然科学基金(51575042,51775045).
作者简介:吴健鹏(1991—),男,博士研究生;
马彪(1964—),男,教授,博士生导师.
通信作者:李和言,lovheyang@bit.edu.cn

摩擦因数的影响因素进行了多角度研究;龚中良^[6]从微观角度假设低速滑摩过程的能量守恒,推导了宏观滑动摩擦因数表达式. 热负荷特性研究方面,Jonas^[7]、Jen^[8]、Ingram 等^[9]应用了光纤传感器等多种工程技术手段研究了定速滑摩工况的温升特性;学者对热负荷特性的研究方法也各不相同;马彪等^[10]应用热阻网络模型,熊涔博等^[11-13]引入无量纲温度,王阳阳等^[14]基于高加速寿命试验,陈胡芳等^[15]则从热弹稳定性的角度对滑摩温升特性进行分析. 变形与失稳研究方面,Zagrodzki 等^[16]认为摩擦元件变形中摩擦元件中径部分首先达到屈服极限;Williams^[17-18]考虑往复摩擦、残余应力和摩擦震颤等因素,研究了摩擦元件的失效机理;Vadiraj^[19]将摩擦元件经过 5 000 次接合试验后得出了能量耗散和磨损量随滑摩距离的变化规律. 但是,目前研究中还缺少针对湿式摩擦副温度场的评价体系,滑摩各阶段的划分也缺少量化指标,最重要的是湿式摩擦元件变形失效过程与实时的温度场突变过程没能良好对应起来.

针对这些问题,本文研究的总体逻辑如图 1 所示.

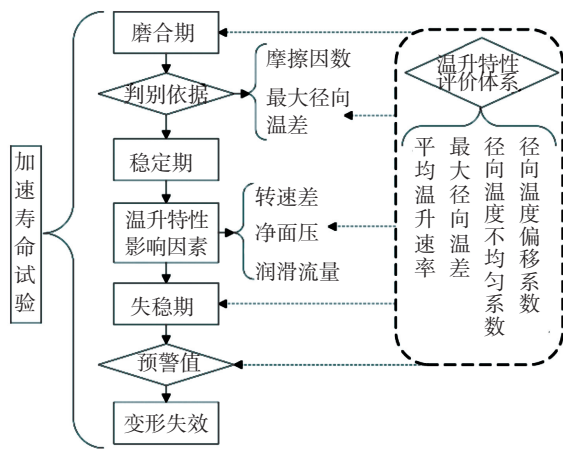


图 1 总体逻辑框图

Fig.1 Logic diagram of the research

首先,提出了湿式摩擦副滑摩温升特性评价体系,并基于实际工况进行加速寿命试验. 以滑摩过程的摩擦因数和最大径向温差为判别依据,进行了磨合期与稳定期的划分. 基于多通道的热电偶测温技术,得出了摩擦元件径向和周向不同位置温度分布变化规律,为试验研究提供了重要支撑. 本文还研究了磨合期、稳定期和失稳期的滑摩温升特性变化规律;在滑摩稳定期分析了转速差、净面压和单位面积润滑流量对温升特性的影响规律;在失稳期为摩擦元件变形失效提供了一定安全系数的预警值.

1 温升特性评价指标

为了综合评价湿式摩擦副滑摩温升特性,初步

选定平均温升速率 S 、最大径向温差 L 、径向温度不均匀系数 E 、径向温度偏移系数 Y 这 4 个评价指标,即为湿式摩擦副滑摩温升特性评价体系.

以钢片为研究对象,首先,定义平均温升速率和最大径向温差:

$$S = (\bar{T}_{\text{end}} - \bar{T}_0) / t,$$

$$L = T_{\text{max}} - T_{\text{min}}.$$

式中: t 为接合时间, $\bar{T}_{\text{end}}$ 为接合后 t 时刻径向平均温度, $\bar{T}_0$ 为钢片初始径向平均温度, T_{max} 为接合后 t 时刻径向最高温度, T_{min} 为接合后 t 时刻径向最低温度. 为了表征离合器摩擦元件径向温度分布不均匀的程度,定义接合后 t 时刻内径向温度不均匀系数为

$$E = (T_{\text{max}} - T_{\text{min}}) / (T_{\text{max}} - \bar{T}_0).$$

将离合器钢片的环面分为无数个宽度为 h 的计算单元,如图 2 所示. 假设每个计算单元只有单一热流输入,则摩擦做功与热量分别为:

$$W = \mu \cdot p \cdot (2\pi \cdot R_i \cdot h) \cdot \omega \cdot R_i \cdot t, \quad (1)$$

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta T = c \cdot \rho \cdot (H \cdot 2\pi \cdot R_i \cdot h) \cdot \Delta T_i. \quad (2)$$

式中: p 为片上均布压强; R_i 为某点半径, $i = 1, 2, 3, 4, 5$ 分别代表内径、中内径、中径、中外径、外径; ω 为旋转角速度; c 为钢片材料比热容; m 为单个计算单元质量; ΔT_i 为径向某点温度变化; ρ 为钢片材料密度; H 为计算单元的厚度,如图 2 所示.

$$p = (P \cdot A_1 - F_k - F_f) / A_r. \quad (3)$$

式中: P 为活塞内的控制油压, A_1 为副间名义接触面积, A_r 为活塞作用面积,假设计算单元四周均无散热,由功能守恒原理得

$$Q = \gamma \cdot W. \quad (4)$$

其中 γ 为热流分配系数. 由式(1) ~ (4) 得

$$\Delta T_i = \frac{\gamma \cdot \mu \cdot (P \cdot A_1 - F_k - F_f) \cdot \omega \cdot t}{c \cdot \rho \cdot H \cdot A_r} \cdot R_i.$$

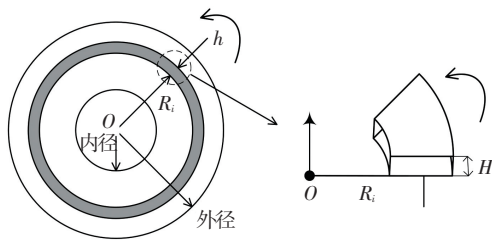


图 2 钢片盘面剖析图

Fig.2 Dissection diagram of steel disc

由此可得,在不考虑散热的情况下,一定时间内某点温度变化与所在位置的半径大小是成正比的. 为了排除由半径不同引起的径向温升差异性,定义径向温度偏移系数:

$$Y = \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2},$$
$$x_i = \Delta T_i / R_i.$$

式中: N 为径向数据数目, 本研究中 $N = 5$; x_i 为径向某点温升与半径的比值; $\bar{x}$ 为 x_i 的平均值. 由于温升主要由产热和散热两方面决定, x_i 排除了因热流输入不同带来的径向温度差异性, 故 x_i 均方差可表征散热差异性, 即径向温度偏移系数主要体现径向不同位置散热的差异性. 此外, 为了方便统计, ΔT_i 单位取 $^{\circ}\text{C}$, R_i 单位取 mm .

2 加速寿命试验

2.1 湿式离合器综合试验台

为了研究滑摩温升特性, 设计了湿式离合器综合试验台. 试验台由 85 kW 西门子电机提供动力, 带动 $20\text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 惯量和离合器包箱转动, 惯量与包箱的两端分别连接转速转矩传感器, 末端法兰盘用制动销制动, 如图 3 所示. 试验中的摩擦元件均为单片双副, 电机带动摩擦片旋转, 两侧均采用平直钢片, 其中最靠近摩擦片且近活塞端的钢片为测温钢片, 活塞最大行程 2.1 mm.

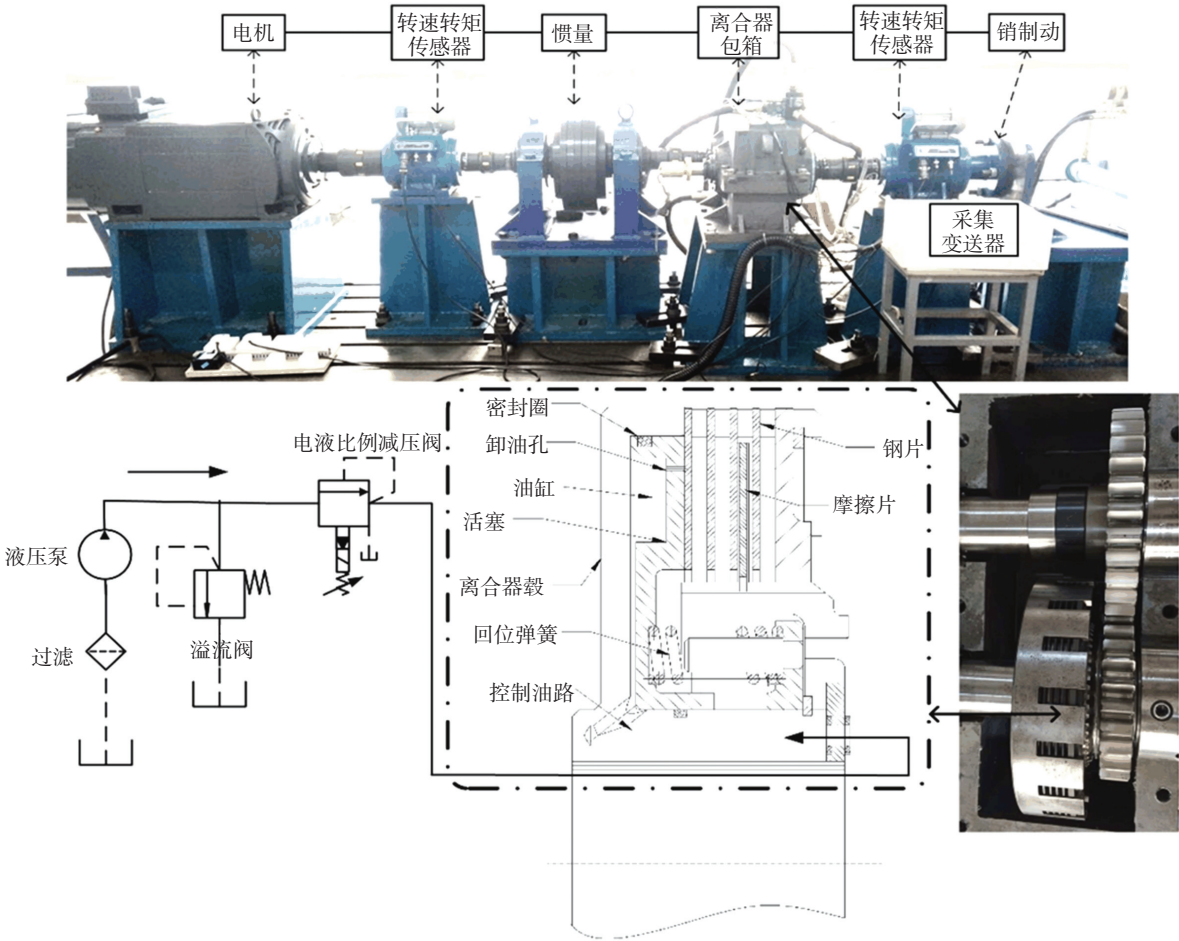


图 3 湿式离合器摩擦元件综合试验台

Fig.3 Friction component test bench for wet clutch

湿式离合器综合试验台的控制油压和润滑油压由泵站提供. 控制油通过油路进入离合器油缸, 推动活塞压紧离合器摩擦片和钢片, 从而实现接合过程; 油压撤去后, 回位弹簧将活塞推回, 实现摩擦片和钢片的分离. 钢片外边缘埋入热电偶进行测温, 为了精确地测量周向和径向不同位置温度的分布, 连续布置了 25 路 K 型铠装热电偶, 响应时间为 0.3 s, 布置情况如图 4 所示.

将 25 个测温点按照埋入深度分为 5 组, 如表 1

所示. 在数据分析时, 每一组数据都取同组多通道的平均值.

表 1 热电偶埋入位置及分组表

Tab.1 Location and grouping of thermocouples

距离圆心尺寸/mm	标记组别	热电偶编号
122(R_5)	外径	4,7,12,19,20,23
114(R_4)	中外径	2,5,8,13,18,21,24
106(R_3)	中径	3,6,9,14,17,22
98(R_2)	中内径	1,10,16,25
90(R_1)	内径	11,15

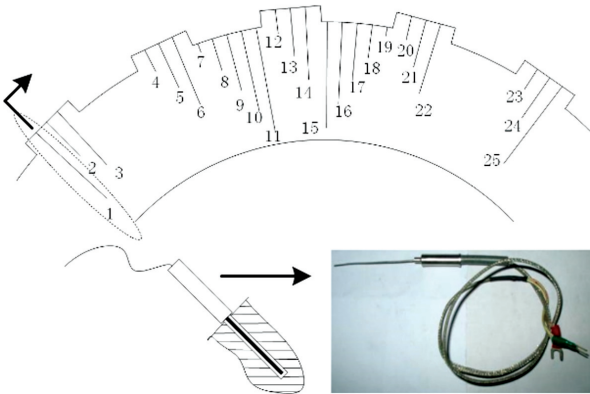


图 4 热电偶布置图

Fig.4 Thermocouple arrangement

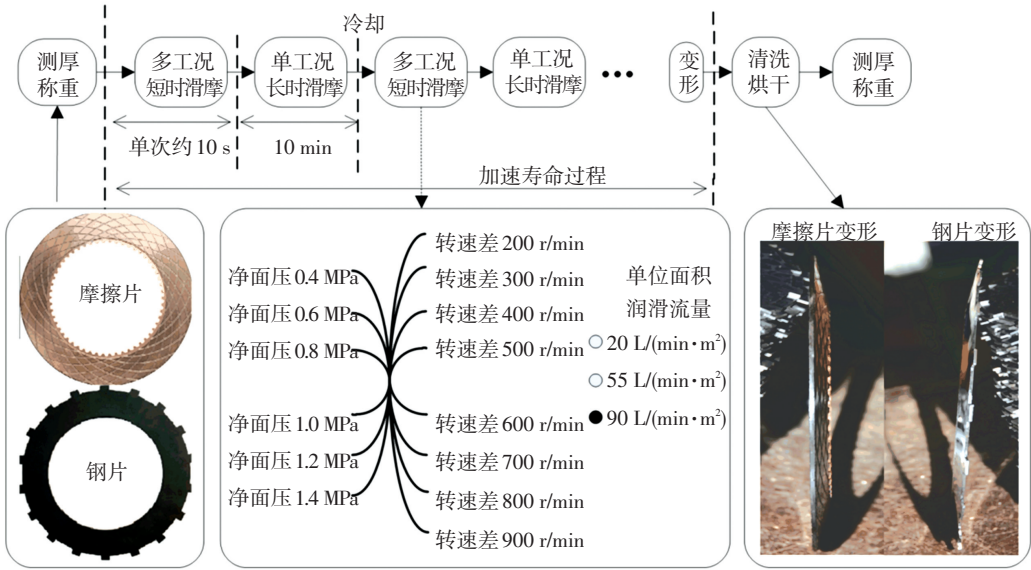


图 5 加速寿命试验流程

Fig.5 Accelerated life test process

多工况滑摩分别在 6 种净面压和 8 种转速差下进行 48 次单循环接合试验, 单次接合滑摩时间为 10 s, 目的是为了测试某时间节点下的温升特性; 单工况长时滑摩在净面压 0.8 MPa、转速差 600 r/min、单位面积润滑流量 90 L/(min·m²) (下文统称 J 工况, J_n 时间节点则表示 J 工况累计滑摩时间为 n) 下滑摩 10 min, 目的是为了研究加速摩擦元件的工作寿命; 冷却降温后(各通道降至(45±3)℃)重复多工况短时滑摩与单工况长时滑摩, 直至发现摩擦元件变形; 在加速寿命过程前后分别对摩擦元件测厚和称重. 由于要考虑润滑流量对滑摩温升特性的影响, 分别在 20、55、90 L/(min·m²) 的单位面积润滑流量下进行加速寿命试验.

2.3 阶段划分

在加速寿命试验的多工况滑摩中, 选择净面压 1.0 MPa, 转速差 600 r/min, 单位面积润滑流量 90 L/(min·m²) 进行分析(下文统称为 I 工况). 由

2.2 试验方案

为了研究摩擦元件不同使用阶段滑摩温升特性的变化, 通过湿式离合器综合试验台对摩擦元件进行循环工况的滑摩, 模拟摩擦元件寿命过程. 本文结合实际摩擦元件使用情况, 与真实工况中的转速差、净面压和单位面积润滑流量等条件相贴近, 采用了单一工况长时滑摩(接合 10 min 后分离)与多工况短时滑摩(接合 10 s 后分离)交替进行的方法. 由于试验方案和数据采集速率的限制, 本研究中施加的净面压较实际工况中偏小, 但一定程度上仍然可以模拟湿式摩擦元件的寿命过程和温升特性. 湿式离合器摩擦元件加速寿命试验的流程如图 5 所示.

转矩值计算得摩擦因数的变化过程, 如图 6 所示, 为各时间段接合过程中摩擦系数平均值. 其中, 转矩与摩擦系数关系为

$$\mu = \frac{M}{(P \cdot A_1 - F_k - F_f) \cdot r_e \cdot Z}$$

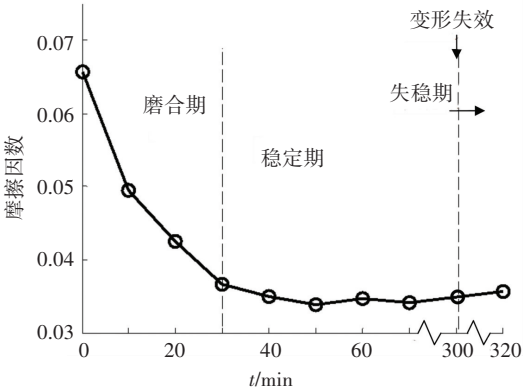


图 6 不同时期接合过程摩擦因数

Fig.6 Friction coefficient at different times

式中: M 为离合器传递转矩; F_k 为弹簧回复力, 共 20 根弹簧, 取 $F_k = 8\ 000\ \text{N}$; F_f 为键处摩擦力, 取 $F_f = 100\ \text{N}$; μ 为摩擦因数; r_e 为摩擦等效半径; Z 为摩擦副数目, $Z = 2$ 。

安装后的首次接合中, 由于摩擦片未经过磨合, 接触面微凸体存在较多塑性变形和脱落^[20], 稳定后摩擦因数为 0.066; 经过一次 J 工况长时滑摩后, 摩擦因数为 0.049 (较初次接合摩擦因数降低 25.8%); 每经历一次 J 工况长时滑摩, 平均摩擦因数都会稍有下降, 直至 J_{30} 时间节点, 摩擦因数约为 0.035 (较初次接合摩擦因数降低 47.0%), 之后基本不变, 初

步认为进入稳定期; 在 J_{300} 时间节点发现摩擦元件周向温度分布不均匀现象, 认为进入失稳期。由此初步判定, J 工况长时滑摩累计时长到达 30 min, 摩擦片由磨合期进入稳定期; J 工况长时滑摩累计时长 300 min, 摩擦片进入失稳期。

3 磨合期温升特性

在磨合期中, 观察 I 工况下 J_0 、 J_{10} 、 J_{20} 、 J_{30} 这 4 个时间节点径向不同位置的温度数据, 如图 7 所示, 滑摩温升特性评价指标统计见表 2。

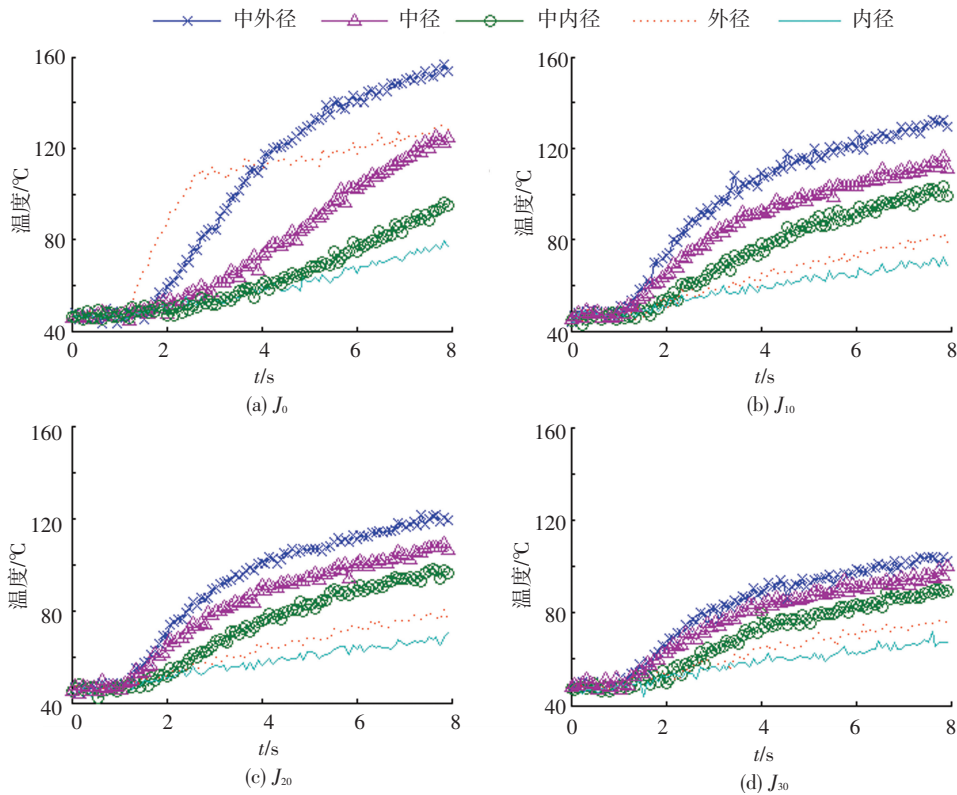


图 7 湿式离合器摩擦元件径向温升

Fig.7 Radial temperature rise of friction component in wet clutch

表 2 磨合期滑摩温升特性评价指标统计表
Tab.2 Evaluation indexes of temperature rise characteristic during running-in period

时间节点	$S/(^{\circ}\text{C} \cdot \text{s}^{-1})$	$L/^{\circ}\text{C}$	E	Y
J_0	10.3	80.2	0.699	0.052
J_{10}	7.9	63.3	0.706	0.046
J_{20}	7.6	54.8	0.653	0.032
J_{30}	6.2	41.5	0.703	0.017

摩擦片首次接合过程处于未磨合状态, 温度上升迅速且温度峰值较高, 接合 7 s 后 (图中时间 8 s) 的温度最大径向温差为 80.2 °C。首次接合摩擦片外径受磨合状态影响最为明显, 初始阶段温度最高, 2 s 后被中外径超越, 而后趋于稳定; 经过 J 工况长时滑摩, 温度由高到低依次是: 中外径、中径、中内

径、外径、内径, 这也与相关文献^[7]研究结论基本一致, 原因主要是内、外径对流换热较充分, 而中外径相对中径和中内径有更大的线速度。

磨合过程中, J_0 、 J_{10} 、 J_{20} 、 J_{30} 时间节点的平均温升速率从 10.3 °C/s 降至 6.2 °C/s, 下降了 39.8%; 径向温度不均匀系数基本不变; 径向温度偏移系数由 0.052 下降到 0.017, 下降了 67.3%。可见, 磨合期同工况接合过程中, 总体温升速率逐渐下降, 径向温度均匀性基本不变, 径向散热差异性逐渐降低。

在 J_{10} 、 J_{20} 、 J_{30} 时间节点, 接合 7 s 后的温度最大径向温差分别为 63.3、54.8、41.5 °C, 较首次接合过程, 依次降低了 21.1%、31.7%、48.3%, 逐渐进入稳定期, 且与上文中摩擦因数降低的 25.8%、34.8%、47.0% 对应关系良好。由此可以验证: 摩擦因数和最

大径向温差 L 可以作为评定摩擦片磨合状态的重要指标,当该型号摩擦片接合 7 s 后摩擦因数(最大径向温差)降低为初次接合同期的 47.0%(48.3%)时,可以初步判定摩擦片进入稳定期。

4 稳定期温升特性

湿式摩擦副在稳定期的滑摩性能相对平稳,便于研究温升特性的影响因素。利用加速寿命试验的稳定期多工况滑摩来研究净面压、转速差、单位面积润滑流量对滑摩温升特性的影响。首先设计 3 组试验 A、B、C,每组设定 3 个对比试验,具体工况如表 3

所示。按照工况设定进行滑摩试验并采集数据,应用湿式摩擦副滑摩温升特性评价体系进行温升特性评价。

A 组试验结果如图 8 所示,结合表 3 可以看出:当滑摩转速差由 300 r/min 提升为 600、900 r/min 时,平均温升速率由 5.1 $^{\circ}\text{C}/\text{s}$ 依次上升了 33.3% 和 52.9%;最大径向温差基本不变;径向温度不均匀系数依次降低了 16.8% 和 31.6%;径向温度偏移系数依次上升了 8.7% 和 47.8%。由此可见,转速差的提升使总体温升加快,温度最大值也升高,径向温度不均匀性下降,径向散热差异性稍有上升。

表 3 温升特性影响因素对比试验
Tab.3 Tests of factors affecting temperature rise characteristics

工况编号	工况参数			评价指标			
	净面压/ MPa	转速差/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	单位面积润滑流量/ ($\text{L}/(\text{min} \cdot \text{m}^2)$)	$S/(\text{^{\circ}C} \cdot \text{s}^{-1})$	$L/^{\circ}\text{C}$	E	Y
A1	1.0	300	90	5.1	39.2	0.843	0.023
A2	1.0	600	90	6.8	43.8	0.701	0.025
A3	1.0	900	90	7.8	42.1	0.577	0.034
B1	0.6	600	90	3.3	21.9	0.619	0.004
B2	1.0	600	90	6.8	43.8	0.701	0.025
B3	1.4	600	90	12.4	80.7	0.755	0.081
C1	1.0	600	20	10.7	62.1	0.742	0.067
C2	1.0	600	55	8.9	66.8	0.765	0.056
C3	1.0	600	90	6.8	43.8	0.701	0.025

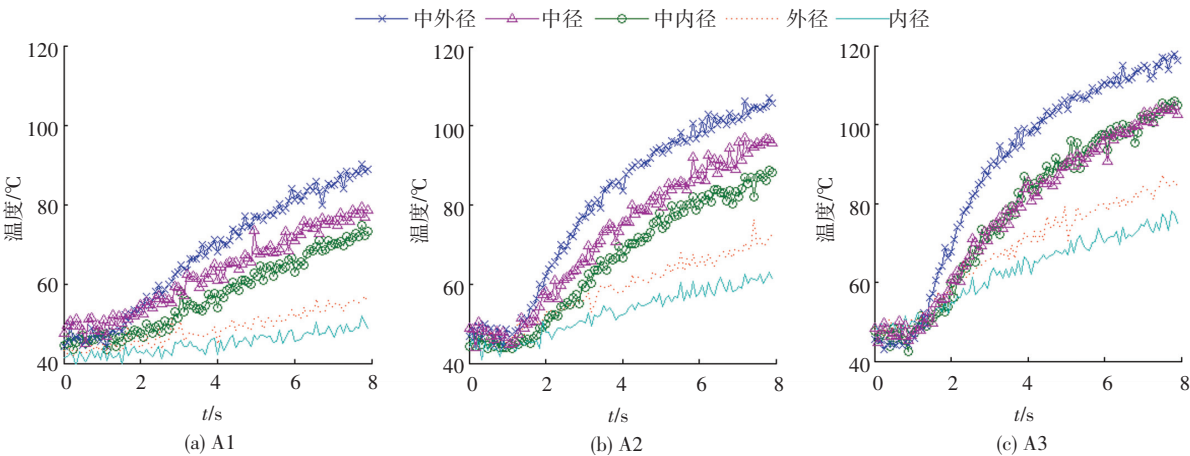


图 8 转速差对温升特性影响规律

Fig.8 Influence of rotational speed difference on temperature rise characteristics

B 组试验结果如图 9 所示,结合表 3 可以看出:当净面压由 0.6 MPa 提升为 1.0 MPa 和 1.4 MPa 时,平均温升速率由 3.3 $^{\circ}\text{C}/\text{s}$ 依次上升了 106.1% 和 275.8%;最大径向温差由 21.9 $^{\circ}\text{C}$ 依次上升 100.0% 和 268.5%;径向温度不均匀系数依次上升了 15.1%

和 22.0%;径向温度偏移系数依次上升了 525.0% 和 1 925.0%。由此可见,净面压对滑摩温升特性的影响非常显著,净面压的提升使总体温升显著加快,温度最大值也明显升高;径向温差显著增大,对应的径向温度不均匀程度也稍有提高;径向散热差异性显著增大。

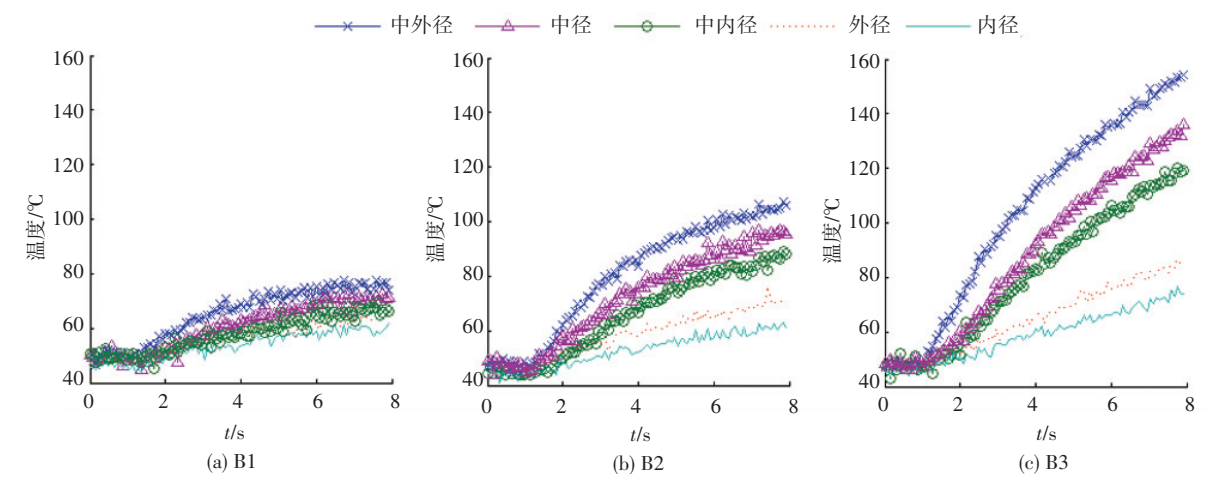


图 9 净面压对温升特性影响规律

Fig.9 Influence of surface pressure on temperature rise characteristics

C 组试验结果如图 10 所示,结合表 3 可以看出:当单位面积润滑流量由 $20\text{ L}/(\text{min}\cdot\text{m}^2)$ 提升为 $55\text{ L}/(\text{min}\cdot\text{m}^2)$ 和 $90\text{ L}/(\text{min}\cdot\text{m}^2)$ 时,平均温升速率由 $10.7\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{s}$ 依次下降了 16.8% 和 36.4% ;最大径向温差分别为 62.1 、 66.8 、 $43.8\text{ }^{\circ}\text{C}$,径向温度不均匀系数稍有下降趋势;径向温度偏移系数依次下降了 16.4% 和 62.7% . 由此可见,单位面积润滑流量的增加使总体温升减缓,径向温度分布更加均匀,径向散热差异性明显下降.

另外,单位面积润滑流量对滑摩温升特性的影

响相对复杂. 由图 10 所示, $20\text{ L}/(\text{min}\cdot\text{m}^2)$ 单位面积润滑流量时,径向温度整体较高,且接合过程的温升速率基本不变,中径与中外径、中内径温差不明显; $55\text{ L}/(\text{min}\cdot\text{m}^2)$ 单位面积润滑流量时,中外径温升较高,温升速率前期较快,后期逐渐平缓,径向其他位置温度均同比下降,中外径与中径、中内径的温差拉大; $90\text{ L}/(\text{min}\cdot\text{m}^2)$ 单位面积润滑流量时,由于流量较大,温升得到整体遏制,各项评价指标均有下降. 可见,润滑流量对温升特性的影响是由内外径向中径逐渐显现的,且有时滞性.

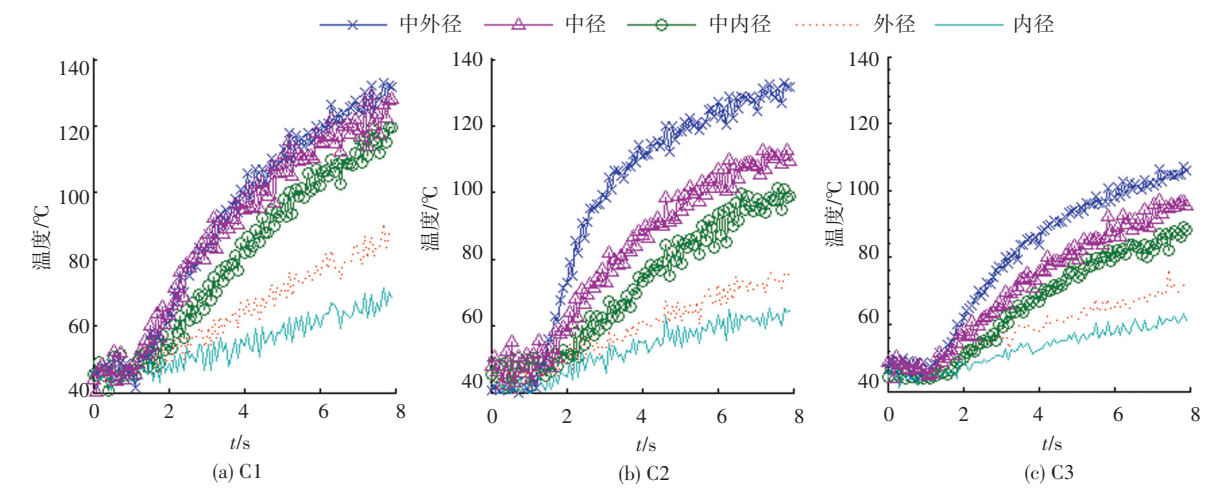


图 10 单位面积润滑流量对温升特性影响规律

Fig.10 Influence of unit area lubrication flow on temperature rise characteristics

综上所述,转速差、净面压和单位面积润滑流量对滑摩温升特性的影响规律各不相同;相比转速差和单位面积润滑流量,净面压对滑摩温升特性的影响最为显著. 而在相关文献^[14]中论证过干式离合器的滑摩转速差是影响热稳定性最显著地因素,与本文的湿式摩擦副研究结论形成了鲜明的对比. 换角度分析,总体温升和径向温差受净面压的影响十分明显,径向温度不均匀程度受转速差影响较显著,径向散热差异

性受净面压和单位面积润滑流量的影响较为明显.

5 失稳期温升特性

加速寿命试验中,从 J_{300} 时间节点开始接合过程温度同期数据逐渐偏高,认为进入失稳期, J_{320} 时间节点观察到摩擦元件翘曲变形. 如图 11 所示为变形过程的径向温度变化,滑摩温升特性评价指标统计于表 4.

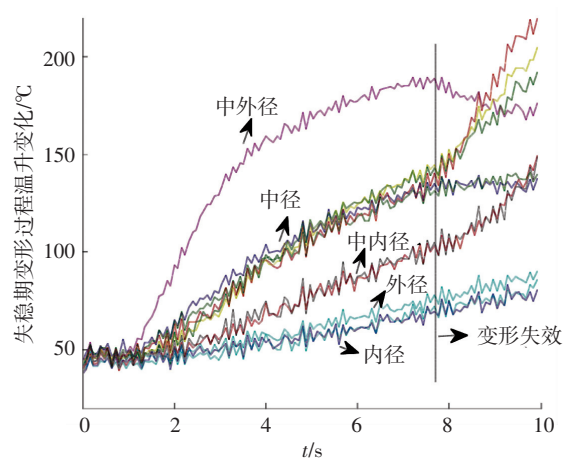


图 11 湿式离合器摩擦元件变形过程径向温度

Fig.11 Radial temperature of friction element in wet clutch during deformation process

表 4 失稳期滑摩温升特性评价指标统计表

Tab.4 Evaluation indexes of temperature rise characteristic during unstable period

时间	$S/(\text{℃}\cdot\text{s}^{-1})$	$L/\text{℃}$	E	Y
稳定期	6.8	43.8	0.701	0.025
失稳期	8.5	124.3	0.867	0.201

在 I 工况下接合 7 s 后,中外径温度迅速升至 187.1 ℃,最大径向温差为 124.3 ℃,较首次滑摩增加了 55.0%,较稳定期增加了 199.5%;中外径温度稍有下降;中径温度分为两部分,一部分急剧上升,另一部分稍有下降;中内径温升速率加快;内径和外径温度变化不大,说明变形过程伴有周向温度的不均匀分布现象.该试验现象与热弹不稳定性相关研究^[21]中出现周向分布的热斑不谋而合.

由表 4 可得,相比稳定期同工况下的接合试验,失稳期的平均温升速率由 6.8 ℃/s 上升为 8.5 ℃/s,上升了 25.0%;最大径向温差上升了 183.8%;径向温度不均匀系数上升了 23.7%;径向温度偏移系数上升了 704.0%.由此可见,失稳期的径向总体温升速率有一定升高,最大径向温差变大,相应的径向温度不均匀性恶化,径向散热差异性显著升高.

通过测定 I 工况下滑摩温升特性的评价指标可以预测摩擦元件热斑和变形的出现.设定同型号摩擦元件在 I 工况下接合 7 s 后的最大径向温差预警值、径向温度不均匀系数预警值、径向温度偏移系数预警值分别为 113 ℃、0.79、0.18(安全系数均取 1.1).

6 结 论

1)根据实际工况设计的加速寿命试验,最大限度地精确观测了摩擦元件径向和周向的温度分布规律,为理论研究提供了重要依据.由平均温升速率 S 、最大径向温差 L 、径向温度不均匀系数 E 和径向

温度偏移系数 Y 这 4 个评价指标构成了湿式摩擦副滑摩温升特性评价体系,可以有效评判滑摩温升特性的优良.

2)磨合期接合过程中,总体温升速率逐渐下降,径向散热差异性逐渐降低.随着磨合过程的进行,径向温度由高到低依次是:中外径、中径、中内径、外径、内径.同型号摩擦片, J 工况长时滑摩累计时长约 30 min 时由磨合期进入稳定期,到达 300 min 时进入失稳期;当该型号摩擦片在 I 工况下接合 7 s 后摩擦因数(最大径向温差 L)降低为初次接合同期的 47.0%(48.3%)时,可以判定摩擦片进入稳定期.

3)在滑摩的稳定期,增大转速差可以使总体温升加快,径向温度不均匀性改善;增大净面压可以使总体温升显著加快,径向温度差异性和散热差异性显著增大;单位面积润滑流量的增加使总体温升减缓,径向散热差异性明显下降,且单位面积润滑流量对温升特性的影响是由内外径向中径逐渐显现的,有时滞后性.相比转速差和单位面积润滑流量,净面压对滑摩温升特性的影响最为显著.

4)失稳期的径向总体温升速率有一定升高,径向温度差异性变大,径向散热差异性显著升高;该型号摩擦元件在 I 工况下接合 7 s 后的最大径向温差预警值、径向温度不均匀系数预警值、径向温度偏移系数预警值分别为 113℃、0.79、0.18.

参考文献

[1] 闫涛.湿式双离合温度特性的研究[D]. 长春:吉林大学,2015
YAN Tao. Study on temperature characteristics of wet double clutch [D]. Changchun: Jilin University, 2015

[2] SUH N P, SIN H C. The genesis of friction[J]. Wear, 1981, 69 (1): 91.DOI: 10.1016/0043-1648-(81)90315-X

[3] CHUPRYNIN Y V. Effect of variation in friction coefficient of tractor's friction clutch on transient processes in transmission[J]. Journal of Friction and Wear, 2000, 21(1): 83

[4] IVANOVIĆ V, HEROLD Z, DEUR J, et al. Experimental characterization of wet clutch friction behaviors including thermal dynamics [J]. SAE International Journal of Engines, 2009, 2(1): 1211. DOI: 10.4271/2009-01-1360

[5] MARKLUND P, MÄKI R, LARSSON R, et al. Thermal influence on torque transfer of wet clutches in limited slip differential applications[J]. Tribology International, 2007, 40(5): 876. DOI: 10.1115/WTC2005-63532

[6] 龚中良,黄平.基于热力耦合的滑动摩擦系数模型与计算分析[J].华南理工大学学报(自然科学版), 2008, 36(4): 10
GONG Zhongliang, HUANG Ping. Model and calculation analysis of sliding friction coefficient based on thermo mechanical coupling[J]. Journal of South China University of Technology(Natural Science Edition), 2008, 36(4): 10. DOI: 10.3321/j.issn: 1000-565X. 2008.04.003

[7] JONAS K, MICHAEL G, BENOIT L. A new approach for the optimization of the thermo-mechanical behaviour of dry-running clutches

using fibre-optic sensing technology with high spatial measurement density[J]. Journal of Engineering Tribology, 2015, 229(8): 1994. DOI: 10.1177/ 1350650115580186

[8] JEN T C, NEMECEK D J. Thermal analysis of a wet-disk clutch subjected to a constant energy engagement[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2008, 51(7/8): 1757. DOI: 10.1016/j. ijheatmasstransfer.2007.07.009

[9] INGRAM M, REDDYHOFF T, SPIKES H A. Thermal behaviour of a slipping wet clutch contact[J]. Tribology Letters, 2011, 41(1): 23. DOI: 10.1007/ s11249-010-9669-2

[10] 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. DOI: 10.3969/ j. issn. 1000-1093.2016. 06.001

MA Biao, CHEN Fei, LI Heyan, et al. Study on the average temperature rise characteristic of the friction pair of wet clutch [J]. Acta Armamentarii, 2016, 37(6): 961. DOI: 10.3969/ j. issn. 1000-1093.2016.06.001

[11] 熊潞博, 马彪, 李和言, 等. 多片离合器定速滑摩过程摩擦元件间的热量分配系数研究[J]. 科学技术与工程, 2016, 16(21): 92. DOI: 10.3969/ j. issn. 1671-1815. 2016. 21.015

XIONG Cenbo, MA Biao, LI Heyan, et al. Study on heat transfer coefficient between friction elements in multi disc clutch during constant speed sliding process[J]. Science Technology and Engineering, 2016, 16(21): 92. DOI: 10.3969/ j. issn. 1671-1815. 2016. 21.015

[12] XIONG C B, MA B, LI H Y, et al. Experimental study and thermal analysis on the buckling of friction components in multi-disc clutch [J]. Journal of Thermal Stresses, 2015, 38(11): 1325. DOI: 10.1080/ 01495739. 2015. 1073524

[13] XIONG C, MA B, LI H, et al. Modeling and analysis of transient temperature field in finite thickness plate under symmetrically located moving heat sources[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2015, 7(11). DOI: 10.1177/ 1687814015619554

[14] 王阳阳, 陈广达, 李南, 等. 高加速寿命试验下的干式离合器半联动热稳定性[J]. 交通运输工程学报, 2016, 16(3): 84

WANG Yangyang, CHEN Guangda, LI Nan, et al. Semi linkage thermal stability of dry clutch under high acceleration life test [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2016, 16(3): 84

[15] 陈胡芳, 杨为, 梅琦, 等. 湿式多片摩擦离合器的热弹不稳定特性研究[J]. 自动化与仪器仪表, 2016(5): 77. DOI: 10.14016/ j. cnki.1001- 9227. 2016.05.077

CHEN Hufang, YANG Wei, MEI Qi, et al. Study on thermoelastic instability of wet multi disc friction clutch[J]. Automation & Instrumentation, 2016(5): 77. DOI: 10.14016/ j. cnki. 1001-9227. 2016. 05.077

[16] ZAGRODZKI P, FARRIS T D. Analysis of temperatures and stresses in wet friction disks involving thermally induced changes of contact pressure[J]. SAE Technical Papers, 1998. DOI: 10.4271/982035.

[17] WILLIAMS J A. The influence of repeated loading, residual stresses and shakedown on the behaviour of tribological contacts[J]. Tribology International, 2005, 38(9): 786. DOI: 10.1016/ j. triboint. 2005.02.006

[18] WILLIAMS J A. Repeated loading, residual stresses, shakedown, and tribology[J]. Journal of Materials Research, 1999, 14(4): 1548. DOI: 10.1557/ JMR.1999.0208

[19] VADIRAJ A. Engagement characteristics of a friction pad for commercial vehicle clutch system[J]. Sadhana, 2010, 35(5): 585. DOI: 10.1007/ s12046-010-0042-9

[20] HANIEF M, WANI M F. Modeling and prediction of surface roughness for running-in wear using Gauss-Newton algorithm and ANN [J]. Applied Surface Science, 2015, 357(1): 1573. DOI: 10.1016/ j. apsusc.2015.10.052

[21] ZHAO J, MA B, LI H, et al. The effect of lubrication film thickness on thermoelastic instability under fluid lubricating condition [J]. Wear, 2013, 303(1/2): 146. DOI: 10.1016/ j. wear.2013.03

(编辑 杨 波)

封面图片说明

封面图片来自本期论文“晶粒度对多晶铜纳米压痕表面变形机理影响”, 是哈尔滨工业大学郭永博教授课题组制作完成的多晶铜纳米压痕的分子动力学仿真展示. 该课题组采用 Poisson-Voronoi 和 Monte Carlo 方法建立大规模多晶铜分子动力学模型, 针对多晶铜 Hall-Petch 效应曲线建立具有不同晶粒度的多晶铜模型并与单晶铜纳米压痕模型对比, 采用分子动力学方法模拟计算金刚石探针压入模型的纳米压痕过程. 结果表明: 具有不同晶粒度的多晶铜纳米压痕过程存在显著的规律性, 单晶铜压痕力高于多晶铜, 多晶铜压痕力随着晶粒度降低而下降; 多晶铜的晶界结构能够限制压痕缺陷、内应力与原子势能向材料内部传递, 而单晶铜难以限制此传递过程; 压痕过程中, 具有较小晶粒度的多晶铜具有更高的静水压力、范式等效应力与原子势能, 单晶铜内应力与原子势能低于多晶铜. 因而, 表层及亚表层为较低晶粒度而材料内部为较大晶粒度的梯度晶粒度材料具有极大的研究价值.

(图文提供: 赵鹏越, 郭永博. 哈尔滨工业大学精密工程研究所)