

双螺纹凹槽织构对缸套-活塞环摩擦磨损性能的影响

麻凯¹, 袁成清^{1,2}, 郭智威^{1,2}, 杨超振¹

(1. 武汉理工大学 能源与动力工程学院, 武汉 430063;

2. 国家水运安全工程技术研究中心 可靠性工程研究所, 武汉 430063)

Effect of Double-Thread Groove Texture on the Friction and Wear Performance of Cylinder Liner and Piston Rings

MA Kai¹, YUAN Chengqing^{1,2}, GUO Zhiwei^{1,2}, YANG Chaozhen¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China;

2. Reliability Engineering Institute, National Engineering Research Center for Water Transportation Safety, Wuhan 430063, China)

Abstract: A kind of double-thread groove texture was designed. The double-threaded grooves with different depths were machined on the inner surface of diesel engine cylinder liner using the computer numerical control precision machining technology. The depths of the grooves were 50 μm , 100 μm , 150 μm , 200 μm and 250 μm , and the width of the grooves was 3 mm. Under the conditions of the same rotational speed and the same applied load, the effect of the groove texture with different depths on the friction and wear performance of cylinder liner and piston rings was studied using the TCLPR-1 cylinder liner and piston rings friction and wear tester. The experimental results show that the double-threaded grooves with different depths have great different effects on contact resistance, surface roughness and surface performance of cylinder liner and piston rings. The double-threaded groove with the suitable depth of 150 μm can increase the thickness of oil film, improve the lubrication state of oil film, reduce wear and roughness, enhance the capacity to store lubricating oil and supporting performance of cylinder liner under the testing conditions. The double-threaded groove with the inappropriate depth of 50 μm does the opposite.

摘要: 设计了一种双螺纹凹槽织构,通过数控精密机械加工技术在柴油机缸套内表面加工不同深度的双螺纹凹槽,槽深分别为 50 μm 、100 μm 、150 μm 、200 μm 、250 μm ,槽宽均是 3 mm。在同一负荷、同一转速下通过 TCLPR-1 缸套-活塞环摩擦磨损试验机研究不同深度凹槽织构对缸套-活塞环摩擦磨损性能的影响。试验结果表明:不同深度双螺纹凹槽对缸套-活塞环的接触电阻阻值、表面粗糙度和表面性能有较大的影响;合适深度(150 μm)的双螺纹凹槽能够增大油膜厚度,提高油膜润滑状态,降低磨损,减小粗糙度,同时提升缸套的储油能力和支承性能;不合适深度(50 μm)的凹槽织构的性能却相反。

关键词: 双螺纹凹槽织构;摩擦磨损;缸套-活塞环;接触电阻

Key words: double-thread groove texture; friction and wear; cylinder liner and

收稿日期: 2018-06-25

修回日期: 2018-07-16

基金项目: 国家自然科学基金优秀青年基金项目(51422507);湖北省自然科学基金项目(2018CFB483);武汉理工大学自主创新研究基金项目(2018-ND-A1-03)

Fund Project: Excellent Youth Fund Project of the National Natural Science Foundation (51422507); Hubei Natural Science Foundation Project (2018CFB483); The Project of Independent Innovation Research Fund of Wuhan University of Technology (2018-ND-A1-03)

作者简介: 麻凯 (1995—),男,本科生,主要研究方向为船舶动力机械摩擦学, E-mail: makai@whut.edu.cn;

郭智威 (通讯作者),副教授,硕士,主要研究方向为船舶动力机械摩擦学及表界面技术, E-mail: zwguo@whut.edu.cn。

piston ring; contact resistance

DOI: 10.13949/j.cnki.njgc.2019.02.009

中图分类号: TK427 文献标识码: A

0 概述

缸套-活塞环作为柴油机中最重要的摩擦副之一,对柴油机的动力性、耐久性、可靠性等都有着极为重要的影响,其摩擦磨损性能直接影响到内燃机的机械效率、经济性及使用寿命。文献[1-6]研究表明,在缸套内表面加工合适的纹理织构能够有效改善其润滑状态和摩擦磨损性能。

近几年,表面织构技术在材料摩擦磨损减阻方面的应用研究不断发展^[7]。文献[8]的研究表明,在往复运动条件下 V 形凹槽能够最有效地增加接触界面间的动压润滑油膜厚度。文献[9]等分析了微织构的底部造型对其减摩减阻作用的影响,利用基于表面形成和体弹性动力润滑 2 种模型进行虚拟织构和数值仿真,结果表明:纵切面为矩形、直角三角形和对称双三角形的织构更有利于提高油膜厚度。文献[10]的研究表明珩磨网纹与微凹坑织构结合可以有效降低缸套-活塞环摩擦副的摩擦系数。

文献[11-13]在往复式摩擦磨损试验机上分别进行了不同角度凹槽、不同微凹坑表面织构及横竖槽、环圆槽、环方槽等在不同工况下对缸套-活塞环摩擦性能的影响研究,证实对于某种具有固定几何参数的表面织构,存在一个合适工况条件使其能够最有效地改善摩擦学性能,该工况可为进一步研究提供依据并便于实际应用的结论。

目前对于表面织构在缸套-活塞环方面的研究,更多体现在织构形貌的种类在不同工况(转速、负荷等)上的研究,而表面织构深度对缸套-活塞环的摩擦磨损性能研究不多,更多的研究是在往复式摩擦磨损试验机上面进行,但没有考虑到动力学规律,难以模拟实际柴油机工况。为了系统探究不同深度凹槽纹理的磨损控制机理,减少往复式切片机的弊端,本研究采用基于电机倒拖的由 S195 柴油机改装的 TCLPR-1 缸套-活塞环摩擦磨损试验机进行试验,通过精密机械加工技术在缸套上加工不同深度尺寸的螺纹凹槽结构,并通过专用试验模拟平台进行纹理结构的性能试验,进而多角度评判表面织构对缸套-活塞环的影响,为实现柴油机缸套-活塞环摩擦副的减磨、耐磨优化设计及节能等方面提供试验依据。

1 试验部分

1.1 试验装置

试验在 TCLPR-1 缸套-活塞环摩擦磨损试验机上进行,其整体结构和布置如图 1 所示。该试验机基于电机倒拖,能够平稳运行和实现相关因素的控制,能成功采集到气缸压力信号、缸套-活塞环油膜接触电阻信号、缸套-活塞组件摩擦力信号及缸套温度信号,并且通过编程实现相关信号数据的采集与处理,转化为对应的物理量。

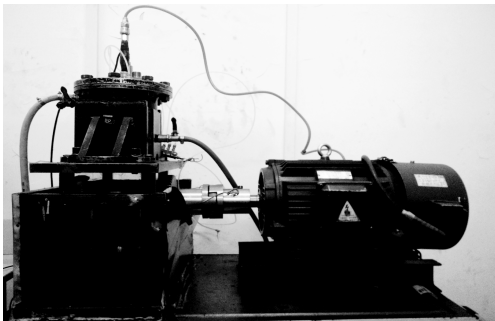


图 1 TCLPR-1 缸套-活塞环摩擦磨损试验机

1.2 试验材料与制备

S195 单缸柴油机光面缸套,通过精密机械加工技术在柴油机缸套内表面上加工不同深度的双螺纹凹槽,槽深分别为 50 μm 、100 μm 、150 μm 、200 μm 、250 μm ,与原始缸套一起总共 6 种不同形貌的缸套,相应的缸套内表面螺纹槽结构的设计参数如表 1 和图 2 所示。

表 1 缸套内表面螺纹槽结构的设计参数

项目	参数
螺纹槽深度 $h/\mu\text{m}$	0(原始)、50、100、150、200、250
槽宽 w/mm	3
螺纹条数 N	2
螺距 p/mm	176
导程 S/mm	352
槽角度 $C/^\circ$	30.5
表面占有率 $S_p/\%$	4

4 组 S195 柴油机活塞环中,前 3 道为桶面气环,第 4 道为油环(考虑接触电阻的绝缘,该油环不加涨圈)。

试验润滑油规格见表 2。

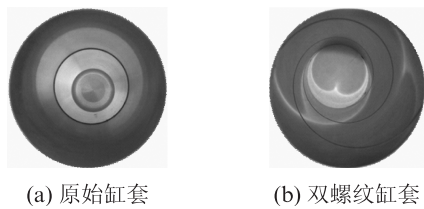


图2 双螺纹槽的制备

表2 试验润滑油规格

项目	参数	
润滑油型号	APICD15W-40	
密度/(g·cm ⁻³)	0.861	
运动黏度 ν/(mm ² ·s ⁻¹)	100℃	14.21
	40℃	85.20

1.3 摩擦磨损试验

试验方案如表3所示。

表3 试验方案

序号	缸套纹理深度/μm	转速/(r·min ⁻¹)	空压机负荷/MPa	润滑油量/(mL·h ⁻¹)
1	无	200	0.1	12
2	50	200	0.1	12
3	100	200	0.1	12
4	150	200	0.1	12
5	200	200	0.1	12
6	250	200	0.1	12

通过数控精密机械加工技术在柴油机缸套内表面加工不同深度(50 μm、100 μm、150 μm、200 μm、250 μm)的双螺纹凹槽,以5种不同深度的双螺纹凹槽纹理的缸套-活塞环为研究对象,与原始缸套表面进行比较,通过TCLPR-1缸套-活塞环摩擦磨损试验机,在转速为200 r/min,负荷为0.1 MPa,润滑油为12 mL/h的工况下通过缸压传感器、接触电阻、温度传感器分别采集缸压、接触电阻阻值、温度的相关数据。

试验在加缸盖的情况下运行,且空压机空气单向阀正接缸盖的气动接口,设置负荷为0.1 MPa。同时为了保证电机的安全工作状态,在缸盖上设置一直径为10 mm的排气孔,使电机正常运行,其效果如图3所示。由于排气孔的节流效应,在上止点附近(如曲轴转角260°~430°)产生平均缸压为0.061 MPa的气体压力,在下止点附近(如曲轴转角75°~250°及435°~630°)产生平均缸压为0.027 MPa的真空压力,相比于应用广泛的切片往复式试验机,本试验所用试验机能更好地模拟摩擦副的实际工况。

每组试验前需要在不加缸盖的情况下进行磨合,

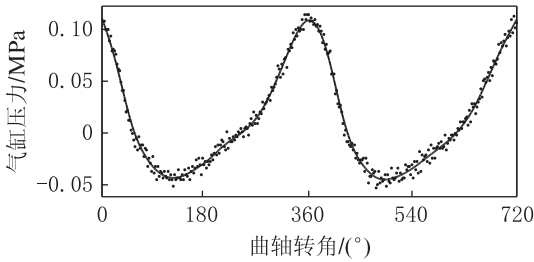


图3 一个循环的气缸压力值分布

磨合转速为100 r/min,磨合润滑油量为40 mL/h,初始磨合时间设置为30 min,磨合结束后停机,采用擦镜纸将活塞燃烧室和缸套内壁的润滑油及其磨屑擦干净,并注入新的润滑油,在低转速(30 r/min)下运转,可将活塞环间的磨屑洗出,重复擦洗。

分别在磨合后的0 min、5 min、30 min、1 h、2 h、4 h通过摩擦力传感器、缸套温度传感器、气缸压力传感器、接触电阻法进行相应的数据采集,采集时间为2 min,采集频率为2 kHz。将各信号的电压值转化为对应的物理量数据;对数据进行中值滤波去燥处理,滤波区间取4;将各个信号数据从时间轴转化为曲轴转角轴以便作循环内的分析。瞬时转速是将其其他信号由时间轴转化为曲轴转角轴的必要参数,通过基于气缸压力和往复惯性力简化模型计算得到的试验机瞬时转速如图4所示。由图可知,活塞下行阶段的瞬时转速平均值大于上行阶段,即下行阶段时间小于上行阶段。

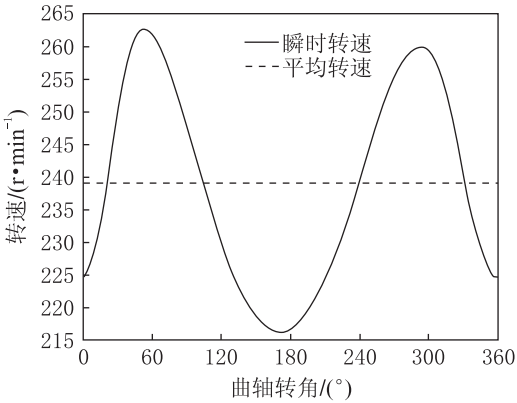


图4 基于气缸压力和往复惯性力简化模型计算得到的试验机瞬时转速

2 结果与讨论

2.1 接触电阻分析

本试验机的接触电阻传感器是利用润滑油和金属导电性能相差悬殊的原理,在缸套活塞环摩擦副之间加上恒压源组成电路回路,当油膜较厚时接触电阻较大,当油膜较薄时接触电阻阻值较小,通过接触电

阻的大小定性判断油膜的厚度大小^[14-15]。

图 5 所示为原始缸套和 5 种不同深度的双螺旋凹槽织构在一个循环的接触电阻均值。从中可以看出,深度为 50 μm 的螺纹凹槽的接触电阻值低于原始缸套,较原始缸套平均阻值降低 13.9%,而深度为 100 μm 、150 μm 、200 μm 、250 μm 的凹槽接触电阻值均高于原始缸套,较原始缸套平均阻值分别升高 78.3%、105.8%、31.3%、95.1%。结果表明,深度为 100 μm 、150 μm 、200 μm 、250 μm 的凹槽机构储油能力强,有利于增加油膜厚度,形成了良好的润滑油膜和润滑状态。其中,深度 150 μm 的凹槽的效果最佳;而深度为 50 μm 的凹槽织构反而减少了油膜厚度,摩擦副油膜状态不佳。

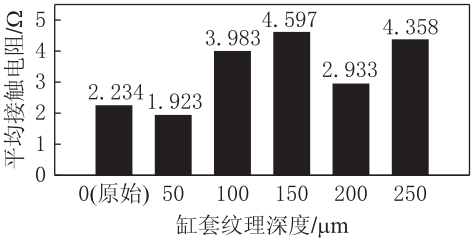
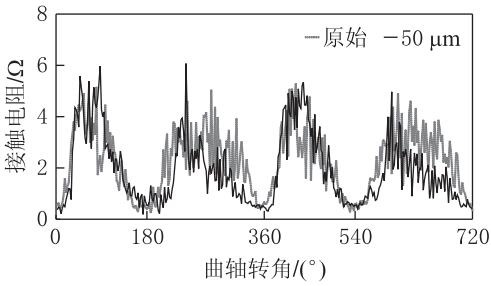


图 5 平均接触电阻

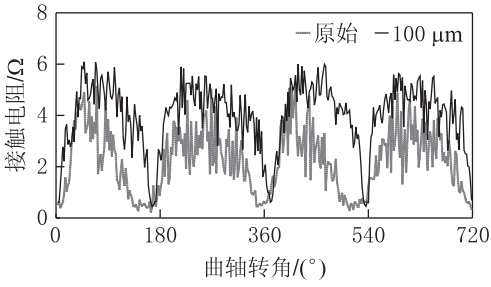
图 6 所示为 5 种不同深度凹槽纹理分别与原始缸套接触电阻的比较曲线,由图 6 可进一步观察循环内的接触电阻的变化趋势。

活塞在上下止点附近,接触电阻值均较小,在活塞行程中段,接触电阻明显增大。原因分析:当活塞处于止点位置附近时,活塞速度减小为 0 后再迅速增大,活塞加速度的方向急剧改变,导致建立的油膜被破坏,摩擦副的摩擦表面微凸体直接接触,处于边界润滑甚至是干摩擦状态;同时,活塞在止点位置的变向,导致在止点位置相对于行程中段能囤积更多的磨屑,磨屑的大量存在降低了油膜的厚度。因此,在止点位置缸套与活塞环之间无法形成稳定的润滑油膜,油膜状态变差。在行程中段,活塞速度变大且加速度方向无变化,螺旋槽具有储存磨屑的作用,储存了一部分磨屑,减小了磨屑对接触电阻的影响,在缸套活塞环之间形成了稳定的油膜,从而实现流体动压润滑,避免了金属摩擦副的直接接触,接触电阻变大。

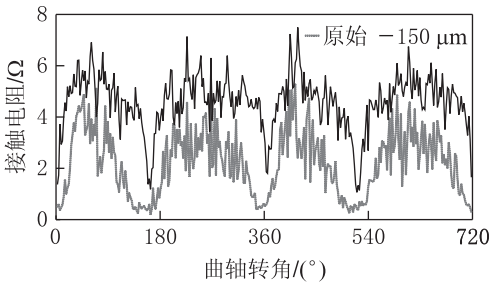
原始缸套在曲轴转角为 75°、435°附近发生了非常明显的接触电阻骤减、波动增大的现象,而深度为 100 μm 、150 μm 、200 μm 、250 μm 的凹槽纹理则没有此现象或者现象不明显。原因分析:由图 3 气缸压力分布图可知,在曲轴转角 75°、435°附近时,所测缸内压力为 0(即与外界大气压保持平



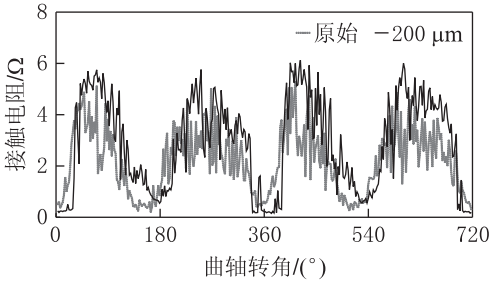
(a) 深度 50 μm 纹理与原始缸套的比较



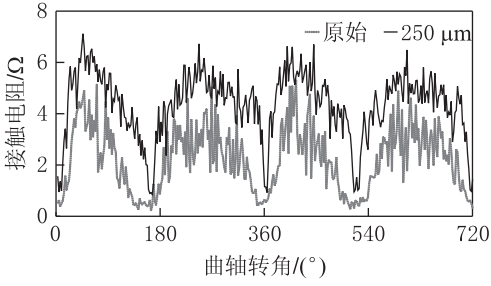
(b) 深度 100 μm 纹理与原始缸套的比较



(c) 深度 150 μm 纹理与原始缸套的比较



(d) 深度 200 μm 纹理与原始缸套的比较



(e) 深度 250 μm 纹理与原始缸套的比较

图 6 不同纹理缸套与原始缸套接触电阻的比较

衡),随后缸内气体变为真空状态(即缸内压力低于外界压力),对于原始缸套而言,有部分气体在压差

作用下,从活塞裙部窜入到各活塞环之间,破坏了缸套-活塞环之间油膜,位于最下方的油环受到的影响最大,接触电阻局部骤减,油膜润滑效果降低,在此处的油膜状态不稳定,导致油膜厚度变小。但是加工了螺纹槽织构的缸套,活塞环对应螺纹槽的部分,摩擦副间空隙体积增大,从活塞环与非螺纹槽部分缸套接触面及活塞环开口间隙间的窜气量减少,外界空气受压力势的推动进入螺纹槽,由于螺纹槽形成了迷宫密封,使气体的通过速度减小,在活塞快速运动的瞬间,油膜状态相对稳定。此现象只处于活塞下行时,这是因为在活塞上行时,由于气环的密封作用,大部分气体通过排气孔排出,通过气环再至油环的气体很少,对油环处的油膜状态几乎没有影响。

在一个循环内,深度 $50\text{ }\mu\text{m}$ 纹理结构的接触电阻在大部分位置均小于原始缸套,在活塞上行的后半段体现得更为明显,而 $100\text{ }\mu\text{m}$ 、 $150\text{ }\mu\text{m}$ 、 $250\text{ }\mu\text{m}$ 凹槽纹理的接触电阻在各个位置均大于原始缸套,深度 $150\text{ }\mu\text{m}$ 凹槽纹理的接触电阻效果最佳。原因分析:原始缸套与活塞环之间已经形成了有效的润滑膜,产生了较为理想的动压效应,而深度 $50\text{ }\mu\text{m}$ 的纹理可能破坏了已经形成的有效的润滑膜;当深度加深时,凹槽织构起到了改善油膜润滑性能的作用,因为此时织构能有效存储润滑油,在活塞往复过程和负荷的作用下,能够将储存的润滑油挤压出来,使缸套与活塞环在运行过程中产生更为理想的润滑效应,增大油膜厚度,相比于原始缸套更有利于油膜状态的稳定。这也解释了图 5 中深度 $50\text{ }\mu\text{m}$ 纹理的平均接触电阻小于原始缸套,而其他深度纹理结构的接触电阻的均值大于原始缸套的原因。另一方面,深度 $150\text{ }\mu\text{m}$ 的凹槽纹理在试验所具有的工况下接触电阻效果最佳,属于最理想的深度。

2.2 三维表面形貌分析

通过利用激光干涉位移表面轮廓仪来测量试验后缸套的磨损表面三维形貌,可以直观地反映出缸套-活塞环的磨损情况,进一步分析缸套内壁的储油性能和油膜分布能力。

缸套主、副推力面是磨损的主要区域,选择此区域的 4 个位置进行形貌测量,测点选择活塞环均经过的位置,图 7~图 12 为 6 种缸套的试验后表面形貌图。本文选取三维轮廓均方根偏差 S_q 、表面均方根斜率 S_{dq} 、表面峰顶密度 S_{ds} 、表面支承指数 S_{bi} 、谷区液体滞留指数 S_{wi} 这 5 个特征参数^[16]对磨损表面进行分析。为了减少误差,对每种缸套测量的 4 个位置数据求平均值分析,表 4 为 5 种参数平均值。

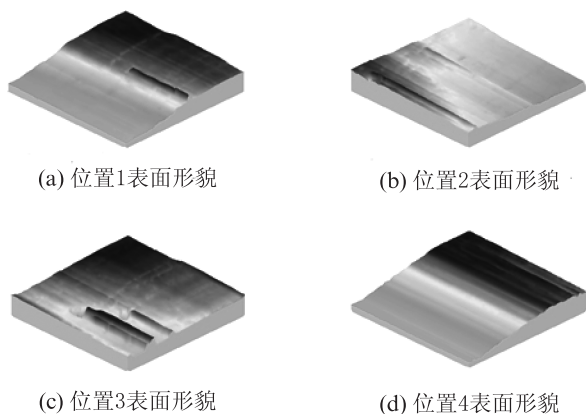


图 7 原始缸套表面形貌

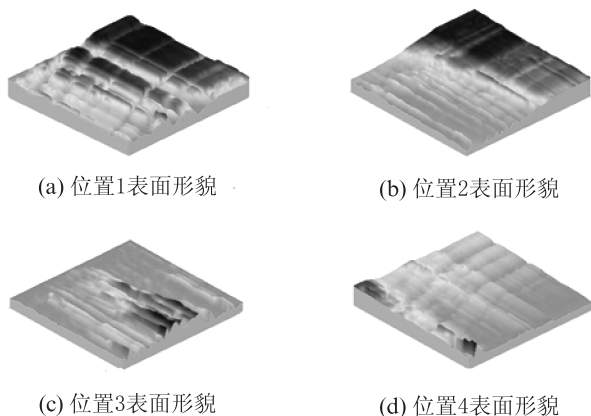


图 8 $50\text{ }\mu\text{m}$ 纹理缸套表面形貌

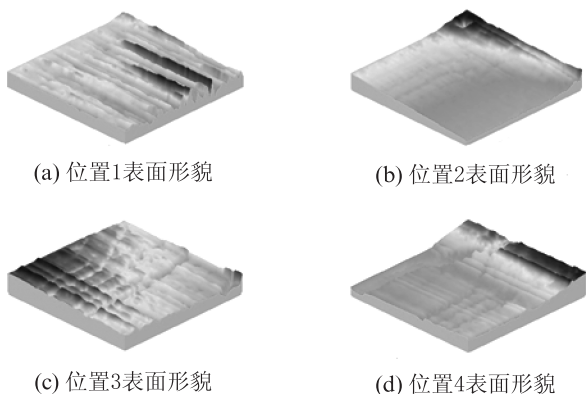


图 9 $100\text{ }\mu\text{m}$ 纹理缸套表面形貌

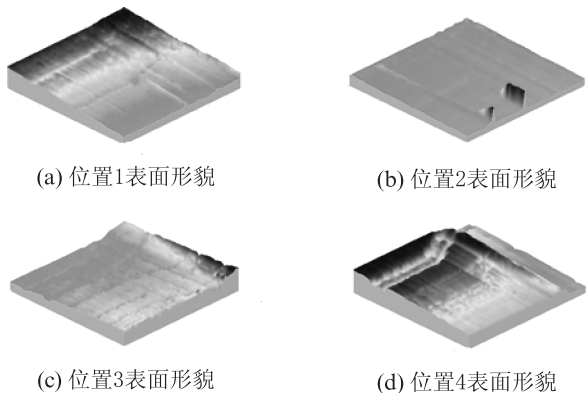


图 10 $150\text{ }\mu\text{m}$ 纹理缸套表面形貌

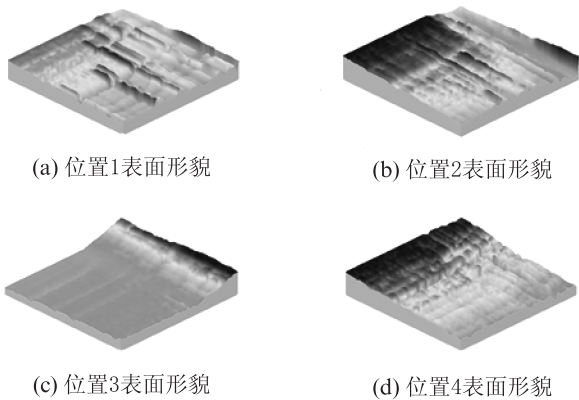


图 11 200 μm 纹理缸套表面形貌

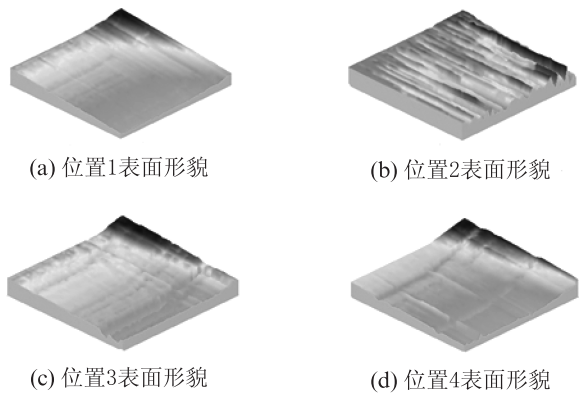


图 12 250 μm 纹理缸套表面形貌

表 4 试验后表面形貌参数平均值

纹理深度/ μm	$S_q/\mu\text{m}$	$S_{ds}/$ ($\mu\text{m} \cdot \text{mm}^{-2}$)	S_{dq}	S_{bi}	S_{vi}
原始	2.021	245.260	0.092	0.649	4.375
50	3.017	224.842	0.201	0.625	3.455
100	1.533	279.425	0.109	0.605	3.741
150	1.192	291.218	0.077	0.718	4.415
200	1.660	288.783	0.112	0.641	3.836
250	1.409	283.490	0.089	0.581	3.208

评定区域 S 见式(1), S 为边长 0.8 mm 的正方形区域。

$$S = \{(x, y) | x \in [a, b], y \in [c, d]\} \quad (1)$$

设表面各点高度为 $z(x_i, y_j)$ 。 i, j 表示表面第 i 行、第 j 列数据的位置; $i = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n; m$ 为测量数据的行数; n 为测量数据的列数。

最小二乘基准平面方程见式(2), 各点轮廓偏距 η_{ij} 见式(3), $S_q, S_{dq}, S_{ds}, S_{bi}, S_{vi}$ 分别见式(4)~式(8)。

$$f(x_i, y_j) = a + bx_i + cy_j \quad (2)$$

$$\eta_{ij} = z(x_i, y_j) - f(x_i, y_j) \quad (3)$$

$$S_q = \sqrt{\frac{1}{mn} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \eta_{ij}^2} \quad (4)$$

$$S_{dq} = \sqrt{\frac{1}{(m-1)(n-1)} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n P_{ij}^2} \quad (5)$$

$$S_{ds} = \frac{N}{(m-1)(n-1)\Delta x \Delta y} \quad (6)$$

$$S_{bi} = \frac{S_q}{h_{0.05}} \quad (7)$$

$$S_{vi} = \frac{V_v}{S_q(m-1)(n-1)\Delta x \Delta y} \quad (8)$$

式中, N 为评定区域内峰的总数目; $h_{0.05}$ 为轮廓支撑面积 5% 处的轮廓高度; V_v 为轮廓支撑面积 80% 处的空体体积。

$$P_{ij} = \sqrt{\left(\frac{\eta_{ij} - \eta_{(i-1)j}}{\Delta x}\right)^2 + \left(\frac{\eta_{ij} - \eta_{i(j-1)}}{\Delta y}\right)^2} \quad (9)$$

2.2.1 表面轮廓形貌分析

将数据以同类型数据最大值为基准归一化处理得到图 13。

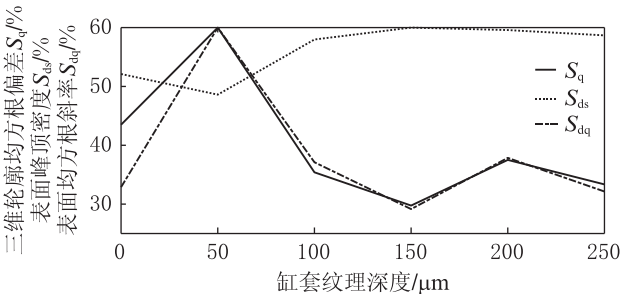


图 13 不同纹理结构各参数平均值折线图对比

根据图 13 可以看出: 不同深度的凹槽纹理对缸套表面的 S_q 有显著的影响, 均方根偏差 S_q 表示了轮廓相对基准面的偏离程度。其中, 深度为 100 μm、150 μm、200 μm、250 μm 凹槽纹理缸套的 S_q 均小于原始表面, 说明它们的轮廓相对基准面偏离更小, 表面更平坦。因为一方面, 凹槽纹理起到了储存磨屑的作用, 相对于原始表面, 它们有更少的磨屑在活塞环与缸套非纹理间运动, 对缸套表面的磨损减小; 另一方面, 储存在凹槽纹理中的润滑油在往复过程中不断被挤压出来, 在缸套活塞环间形成了良好的油膜状态, 增加了油膜的抗磨性能, 150 μm 深度的凹槽纹理作用更显著。但是, 深度为 50 μm 的纹理缸套的 S_q 明显大于原始表面, 说明表面相对不平坦, 增加了粗糙度, 破坏了油膜, 导致磨损严重, 也很好地解释了图 5 中接触电阻变小的原因。

均方根斜率 S_{dq} 是通过定义区域全部点斜率的均方根计算出来的参数, 它能够表征轮廓在高度上的斜率变化情况及其陡峭程度。 S_{dq} 的趋势与 S_q 大致相同, 但是深度为 100 μm、200 μm 凹槽纹理缸套

的 S_{dq} 略微大于原始缸套,这可能与测量的位置有一定的关系。但是 $50\text{ }\mu\text{m}$ 纹理缸套的 S_{dq} 远大于原始缸套,表明纹理深度为 $50\text{ }\mu\text{m}$ 的缸套表面不平坦,更陡峭,粗糙度更大,磨损更为严重。

表面峰顶密度 S_{ds} (即表面的凹凸情况) 直接反映了表面平整程度,在单位面积内的轮廓峰数目越多,每个轮廓峰所占的平均面积就越小,即表面轮廓就越细,粗糙度越小^[15];反之,单位面积内的轮廓峰数目越少,表面就相对越粗糙。由图 7 可知,深度为 $100\text{ }\mu\text{m}$ 、 $150\text{ }\mu\text{m}$ 、 $200\text{ }\mu\text{m}$ 、 $250\text{ }\mu\text{m}$ 凹槽纹理缸套的单位面积峰数目大于原始缸套,说明其表面轮廓更细,粗糙度小,原因是其凹槽纹理起到了很好的储存磨屑的作用。深度 $50\text{ }\mu\text{m}$ 纹理缸套的 S_{ds} 小于原始缸套,说明其表面粗糙,不利于油膜的建立与稳定。

2.2.2 缸套表面功能参数分析

将数据以同类型数据最大值为基准归一化处理得到图 14。

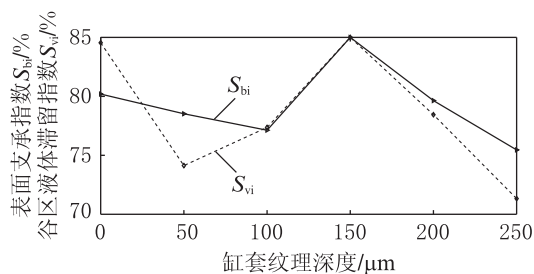


图 14 不同纹理结构各参数平均值折线图对比

表面支承指数 S_{bi} 表征表面的支承性能,表面支承指数越大,支承性能越好^[17]。由图 14 看出, S_{bi} 的大小关系为:深度 $150\text{ }\mu\text{m}$ > 原始 > $200\text{ }\mu\text{m}$ > $50\text{ }\mu\text{m}$ > $100\text{ }\mu\text{m}$ > $250\text{ }\mu\text{m}$ 。这说明深度 $150\text{ }\mu\text{m}$ 凹槽纹理缸套的表面支承性能最优,可显著提高原始表面的负荷能力。

深度谷区液体滞留指数 S_{vi} 越大,表面谷区液体滞留性能越好。 S_{vi} 的大小关系为:深度 $150\text{ }\mu\text{m}$ > 原始 > $200\text{ }\mu\text{m}$ > $100\text{ }\mu\text{m}$ > $50\text{ }\mu\text{m}$ > $250\text{ }\mu\text{m}$,这说明深度 $150\text{ }\mu\text{m}$ 的纹理结构的储油能力最好。但是其他深度纹理的 S_{vi} 却小于原始表面,原因可能是:原始表面没有储存磨屑的凹槽,往复运动的磨屑更多,在表面产生了较深且交错的刮痕,所产生的谷区间隙体积较大,但是由 S_q 、 S_{ds} 、 S_{dq} 的分析结果和接触电阻分析可知,原始表面的粗糙度较大,在活塞往复过程中破坏了油膜,导致表面油膜厚度较小。虽然原始缸套的 S_{vi} 较大,但是存在于交错刮痕中的润滑油起不到良好的润滑作用。

3 结论

(1) 从接触电阻来看,不同深度的螺纹凹槽对接触电阻的阻值影响较大,合适深度的螺纹凹槽能够增大阻值,增加油膜厚度,使油膜处于一种比较好的润滑状态;不合适深度的螺纹凹槽却减小了油膜厚度,加剧了磨损。

(2) 从表面形貌分析来看,合适深度的凹槽能够有效降低表面粗糙度,减小磨损,在储存磨屑、储存润滑油方面起到了积极的作用,使缸套支承性能更优。不合适深度的纹理结构作用却相反。

(3) 在本试验所涉及到的工况中,深度为 $150\text{ }\mu\text{m}$ 的螺纹凹槽在储存润滑油、增大接触电阻、改变油膜状态、降低表面粗糙度、减小磨损、增加支承性能方面所展示的效果最佳。

参考文献:

- [1] GUO Z W, YUAN C Q, LIU P, et al. Study on influence of cylinder liner surface texture on lubrication performance for cylinder liner-piston ring components [J]. Tribology Letters, 2013, 51(1): 9-23.
- [2] KLIGERMAN Y, ETSION I, SHINKARENKO A. Improving tribological performance of piston rings by partial surface texturing [J]. Journal of Tribology, 2005, 127(3): 632-638.
- [3] 丁行武,王家序,杨荣松,等. 微造型滑动摩擦副混合润滑数值模拟 [J]. 内燃机工程, 2013, 34(3): 82-87.
DING X W, WANG J X, YANG R S, et al. Numerical simulation on mixed lubrication of sliding friction pairs with micro-textures [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2013, 34(3): 82-87.
- [4] RYK G, ETSION I. Testing piston rings with partial laser surface texturing for friction reduction [J]. Wear, 2006, 261(7): 792-796.
- [5] 汪家道,陈大融,孔宪梅,等. 规则凹坑表面形貌润滑研究 [J]. 摩擦学学报, 2003, 23(1): 52-55.
WANG J D, CHEN D R, KONG X M, et al. Study on lubrication of regular concave surface [J]. Tribology, 2003, 23(1): 52-55.
- [6] 李凯凯,于海武,王静秋,等. 混合织构发动机缸套的减摩试验研究 [J]. 内燃机工程, 2014, 35(5): 113-118.
LI K K, YU H W, WANG J Q, et al. Experimental investigation on friction reduction of mixed texture cylinder liner [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2014, 35(5): 113-118.
- [7] 苗嘉智,郭智威,袁成清. 内燃机缸套-活塞环微织构设计与研究进展 [J]. 润滑与密封, 2017, 42(2): 124-131.
MIAO J Z, GUO Z W, YUAN C Q. Research progress on micro-texture of cylinder liner-piston ring in internal combustion engine [J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(2): 124-131.
- [8] COSTA H L, HUTCHINGS I M. Hydrodynamic lubrication

- of textured steel surfaces under reciprocating sliding conditions [J]. *Tribology International*, 2007, 40(8):1227-1238.
- [9] NANBU T, REN N, YASUDA Y, et al. Micro-textures in concentrated conformal-contact lubrication: effects of texture bottom shape and surface relative motion [J]. *Tribology Letters*, 2008, 29(3):241-252.
- [10] GRABON W, KOSZELA W, PAWLUS P, et al. Improving tribological behaviour of piston ring-cylinder liner frictional pair by liner surface texturing[J]. *Tribology International*, 2013, 61:102-108.
- [11] 常铁, 郭智威, 饶响. 不同角度凹槽结构对缸套-活塞环摩擦性能的影响[J]. *热加工工艺*, 2017, 46(16):45-48.
- CHANG T, GUO Z W, RAO X. Influence of groove textures with different angles on tribological performances of cylinder liner-piston ring[J]. *Hot Working Technology*, 2017, 46(16): 45-48.
- [12] 苗嘉智, 郭智威, 袁成清. 表面织构对内燃机缸套-活塞环系统摩擦性能的影响[J]. *摩擦学学报*, 2017, 37(4):465-471.
- MIAO J Z, GUO Z W, YUAN C Q. Effect of textured surface on the friction performance of cylinder liner-piston ring system in the internal combustion engine[J]. *Tribology*, 2017, 37(4): 465-471.
- [13] 饶响, 盛晨兴, 郭智威. 不同表面纹理结构对柴油机缸套-活塞环摩擦磨损性能的影响研究[J]. *兵工学报*, 2018, 39(2): 356-363.
- RAO X, SHENG C X, GUO Z W. Research on the friction and wear properties of diesel engine cylinder liner with different surface textures [J]. *Acta Armamentarii*, 2018, 39(2): 356-363.
- [14] 刘薄. 接触电阻法在润滑状态测试中的应用研究[D]. 大连: 大连海事大学, 2012.
- [15] 杨超振, 郭智威, 饶响, 等. 柴油机缸套-活塞环摩擦磨损试验机设计及功能验证[J/OL]. *机械科学与技术*. (2018-05-07). <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1114.TH.20180507.1701.001.html>.
- YANG C Z, GUO Z W, RAO X, et al. Research on diesel engine cylinder liner-piston ring friction and wear tester [J/OL]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*. (2018-05-07). <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1114.TH.20180507.1701.001.html>.
- [16] 卢男. 铸造表面粗糙度三维评价体系建立及检测方法研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2014.
- [17] 吴松. 三维表面形貌的评价技术及其应用基础研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2007.

(上接第 58 页)

- [5] GONZÁLEZ L T, RODRÍGUEZ F E L, SÁNCHEZ-DOMÍNGUEZ M, et al. Chemical and morphological characterization of TSP and PM_{2.5} by SEM-EDX, XPS and XRD collected in the metropolitan area of Monterrey, Mexico [J]. *Atmospheric Environment*, 2016, 143:249-260.
- [6] 杨仪方, 钱枫, 张慧峰, 等. 北京市交通干线周围可吸入大气颗粒物的污染特性[J]. *中国环境科学*, 2010, 30(7):962-966.
- YANG Y F, QIAN F, ZHANG H F, et al. Characteristics and source apportionment of PM₁₀ at urban traffic trunk roads and surrounding areas in Beijing[J]. *China Environmental Science*, 2010, 30(7):962-966.
- [7] NING Z, POLIDORI A, SCHAUER J J, et al. Emission factors of PM species based on freeway measurements and comparison with tunnel and dynamometer studies [J]. *Atmospheric Environment*, 2008, 42(13):3099-3114.
- [8] XIE Y, HOPKE P K, CASUCCIO G, et al. Use of multiple fractal dimensions to quantify airborne particle shape [J]. *Aerosol Science & Technology*, 1994, 20(2):161-168.
- [9] TANG W, WANG Y. Fractal characterization of impact fracture surface of steel[J]. *Applied Surface Science*, 2012, 258(10):4777-4781.
- [10] WENTZEL M, GORZAWSKI H, NAUMANN K H, et al. Transmission electron microscopical and aerosol dynamical characterization of soot aerosols [J]. *Journal of Aerosol Science*, 2003, 34(10):1347-1370.
- [11] 杨书申, 邵龙义, 沈蓉蓉, 等. 上海市大气可吸入颗粒物的粒度分布分形特征[J]. *中国环境科学*, 2007, 27(5):594-598.
- YANG S S, SHAO L Y, SHEN R R, et al. Fractal dimensions of size distribution of PM₁₀ in Shanghai [J]. *China Environmental Science*, 2007, 27(5):594-598.
- [12] SORENSEN C M, OH C, SCHMIDT P W, et al. Scaling description of the structure factor of fractal soot composites[J]. *Physical Review E Statistical Physics Plasmas Fluids & Related Interdisciplinary Topics*, 1998, 58(4):4666-4672.
- [13] SOUZA J D, ROSTIROLLA S P. A fast Matlab program to estimate the multifractal spectrum of multidimensional data: application to fractures[J]. *Computers & Geosciences*, 2011, 37(2):241-249.
- [14] 蔡忆昔, 王攀, 林琳. 含氧燃料对柴油机尾气中颗粒理化特性的影响[J]. *内燃机工程*, 2009, 30(1):6-9.
- CAI Y X, WANG P, LIN L. PM physiochemical characteristic of diesel engine fueled with oxygenated fuel [J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2009, 30(1):6-9.
- [15] PALM B B, CAMPUZANO JOST P, DAY D A, et al. Secondary organic aerosol formation from in situ OH, O₃, and NO₃ oxidation of ambient forest air in an oxidation flow reactor [J]. *Atmospheric Chemistry & Physics*, 2017, 17(8): 5331-5354.