

阳极氧化层对活塞热负荷的影响研究

王毅 杨靖 张云飞 刘凯敏 邓帮林 冯仁华

湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室,长沙,410082

摘要:为了探究某发动机铝质活塞阳极氧化对其热负荷的影响,借助硬度塞温度测试法及数值分析手段,分别对该发动机原始活塞和阳极氧化活塞进行温度场和热应力计算分析。结果表明,在最大负荷工况下,阳极氧化活塞最高温度较原始活塞最高温度降低了 7.1%,其最大热应力较原始活塞最大热应力减小了 24.5%,其他区域温度和热应力均有不同程度的减小。阳极氧化工艺降低了活塞的热负荷,同时有利于增强活塞的可靠性,延长其使用寿命。

关键词:活塞;阳极氧化;温度场;热应力

中图分类号:TK411.6

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2015.09.004

Influences of Anodic Oxidation Coating on Thermal Loads of Piston

Wang Yi Yang Jing Zhang Yunfei Liu Kaimin Deng Banglin Feng Renhua

State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacture for
Vehicle Body, Hunan University, Changsha, 410082

Abstract: In order to investigate heat loads of an engine piston made of aluminum after anodic oxidation, both of temperature field and thermal stress of original piston and anodic oxidation piston were researched combined simulation with experiments. It shows that, under peak load conditions, compared with the original piston the highest temperature of anodic oxidation piston is reduced by 7.1%, the maximum thermal stress is reduced by 24.5%, the situations of other points of piston are of the same trends. As a result, heat loads of the piston are decreased after anodic oxidation and it is benefit for the reliability and working life of piston.

Key words: piston; anodic oxidation; temperature field; thermal stress

0 引言

活塞是发动机的主要受热零件,发动机工作时,活塞处于高温、高压、高负荷的恶劣环境中,经受周期性交变机械负荷和热负荷,容易发生故障^[1]。热负荷是造成活塞失效的主要因素之一,随着发动机强化指标的不断提,热负荷的影响作用也越来越突出^[2-5]。阳极氧化技术广泛应用于铝及其合金的表面处理以提高其表面力学性能和耐蚀性,阳极氧化膜本身有着良好的耐高温性能^[6]。采用铝件硬质阳极氧化工艺能够满足高强度活塞耐腐蚀、抗摩擦等要求^[7]。活塞热负荷是发动机设计人员研究的重要内容,杨杰^[1]研究了 DME 发动机活塞的温度场,薛明德等^[5]利用有限元方法研究了活塞温度场及热应力。然而,目前的研究均没有涉及活塞阳极氧化层对活塞热负荷的影响。

为了提高发动机原始活塞的表面力学性能和耐蚀性,人们采用了阳极氧化工艺。因此,阳极氧化活塞的热负荷状况是设计者非常关心的问题。本文借助于发动机性能试验数据,计算活塞传热边界条件,利用 ABAQUS 有限元分析软件对活塞进行温度场计算,然后利用温度实测数据对其

进行标定,在误差小于 5% 的状况下,分别得到原始活塞和阳极氧化活塞的温度场分布,并分别进行了热应力计算,对比分析阳极氧化后活塞热负荷的变化情况。

1 活塞温度测试及装机试验

1.1 活塞温度测试

硬度塞法测试温度是利用某种合金经过淬火后在不同温度下进行回火,其表面硬度将随之变化这一现象进行的。对好的硬度塞材料而言,其回火温度和硬度变化特征基本成线性关系,同时材料在同一回火温度下的硬度值稳定。本次试验选用材料为 GCr15 滚珠轴承钢。

硬度塞的淬火处理在气体保护电炉中进行,淬火后抽取 10 只硬度塞进行硬度测量,每只硬度塞上取 3 个测量点。测量数据表明,淬火后的硬度塞硬度均匀性很好,硬度值偏差在 ± 5 MPa 内,满足硬度塞材料要求,如图 1 所示。

硬度塞达到所需硬度要求后进行硬度塞回火测试,整理不同温度回火后的温度数据,并利用最小二乘法拟合得到硬度-回火温度标准曲线,如图 2 所示。

1.2 装机测试

为了更好地提供充足、可靠的试验标定数据,本次试验根据活塞结构选用了 20 个有代表性的

收稿日期:2013-11-28

基金项目:国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目
(2012AA111801)

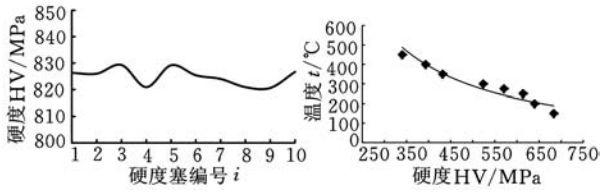


图1 硬度淬火热后检测值

图2 硬度-回火温度曲线

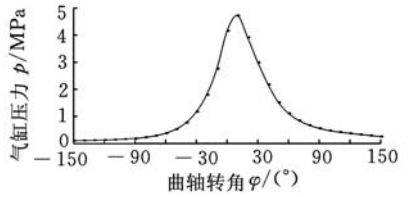


图4 发动机 p-φ 图

测点。为了便于进行对比分析,原始活塞与阳极氧化活塞测点布置位置相同。

本次测试分两组进行,即对原始活塞和阳极氧化活塞分别进行试验,试验条件见表1。试验时最大限度地确保外界条件的一致性,保证发动机前后试验均在相同状态下运行。

表1 试验工况及试验条件

工况	转速(r/min)	进气压力(kPa)	功率(kW)
最大负荷	2250±10	$p_0 + 10.7 \pm 2.3\%$	199

注: p_0 为当时当地外界大气压, kPa

1.3 活塞测点温度及数据分析

两种活塞的测点温度如图3所示,可以看出,阳极氧化活塞顶部大部分测点温度比原始活塞对应位置测点温度低。活塞裙部测试数据(测点16、17、18、19、20)数值不稳定,主要原因是受活塞与缸套间摩擦的影响。

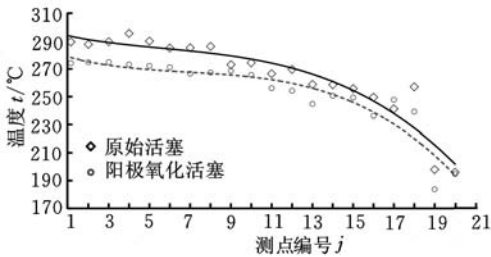


图3 活塞测点温度

已知缸内燃气压力后,可计算气缸瞬时温度:

$$T_g = \frac{p_g V}{m R} \quad (1)$$

式中, T_g 为气体瞬时温度, K; p_g 为气体瞬时压力, MPa; V 为气缸工作容积; m 为气缸气体质量; R 为理想气体常数。

气缸工作容积 V 随曲轴转角 φ 的变化关系为^[6]

$$V = \frac{V_s}{2} \left[\frac{2}{\epsilon_c - 1} + 1 - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda_s} (1 - \sqrt{1 - \lambda_s^2 \sin^2 \varphi}) \right] \quad (2)$$

式中, V_s 为气缸总容积; ϵ_c 为发动机压缩比; λ_s 为发动机曲柄连杆比。

气体与气缸壁面之间瞬时对流换热系数采用 Eickelberg 公式^[9] 计算, 即

$$\alpha_g = 7.8 \sqrt[3]{u_m} \sqrt{p_g T_g} \quad (3)$$

式中, u_m 为活塞平均速度。

在本试验工况下, 气体瞬时温度与对流换热系数结果如图5所示。

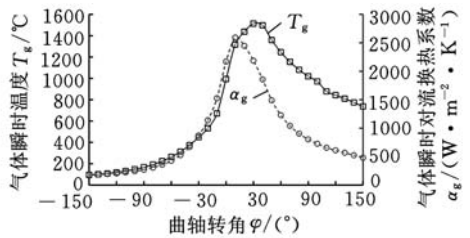


图5 气体瞬时温度与瞬时对流换热系数

2 活塞传热边界条件的建立

2.1 活塞顶部传热边界条件

发动机工作过程中, 燃料燃烧释放的热能转化为机械能, 该过程中活塞顶部直接与高温燃气接触, 热量通过活塞顶面传到活塞头部, 然后通过冷却油腔和活塞环将热量传给其他冷却介质^[7]。根据周期瞬态温度波动理论^[5,8], 活塞顶面的温度沿活塞顶面法线方向迅速衰减, 而这个温度的波动只发生在活塞顶面1~2 mm的表层, 不对活塞的温度场产生大的影响, 所以在某一特定工况下一般将活塞温度场近似为稳定的温度场。

活塞顶面的传热边界条件包括传热系数和燃气温度。此次试验测试了发动机的气缸压力, 如图4所示。

计算气缸内瞬时压力和温度后, 可计算每个循环的平均对流换热系数和平均温度^[6]:

$$\alpha_{gm} = \int_0^{720^\circ} \frac{\alpha_g}{720} d\theta \quad (4)$$

$$T_{gm} = \frac{\int_0^{720^\circ} \frac{\alpha_g T_g}{720} d\theta}{\alpha_{gm}} \quad (5)$$

为了更精确地分析活塞顶面传热边界, 对活塞顶部进行分区。根据 Seal 等的活塞试验所得公式来进行活塞顶面传热系数分区^[6]:

$$\alpha_r = \begin{cases} \frac{2\alpha_m}{1 + \exp(0.1N^{1.5})} \exp(0.1(\frac{r}{25.4})^{1.5}) & 0 < r \leq N \\ \frac{2\alpha_m}{1 + \exp(0.1N^{1.5})} \exp(0.1(\frac{2N-r}{25.4})^{1.5}) & N < r \leq 52.5 \text{ mm} \end{cases} \quad (6)$$

式中, r 为活塞半径; N 为活塞最大温度发生点到其中心的距离。

2.2 活塞内腔传热边界条件

活塞内腔对流换热系数与活塞内腔温度和曲轴箱内部气流的流动状况相关。活塞内腔表面的对流换热系数为^[8]

$$\alpha_{oil} = \frac{(T_1 - T_2)k}{(T_1 - T_{oil})\sigma} \quad (7)$$

式中, T_1 、 T_2 、 T_{oil} 分别为活塞顶部温度、活塞内腔底部温度、曲轴箱气体温度; k 、 σ 分别为活塞的热导率、活塞厚度; α_{oil} 为活塞内腔表面与曲轴箱气体的对流换热系数。

2.3 活塞侧面传热边界条件

活塞火力岸、环槽和裙部对流换热系数比较难确定, 目前一般采用经验公式的方法。传热模型如图 6 所示, 影响这些区域的对流换热系数的因素主要有气膜厚度、油膜厚度、活塞环厚度、缸套厚度, 还有油膜、活塞环、缸套的热导率和缸套与冷却水之间的对流换热系数, 活塞侧面区域的对流换热系数求解公式如下^[1]:

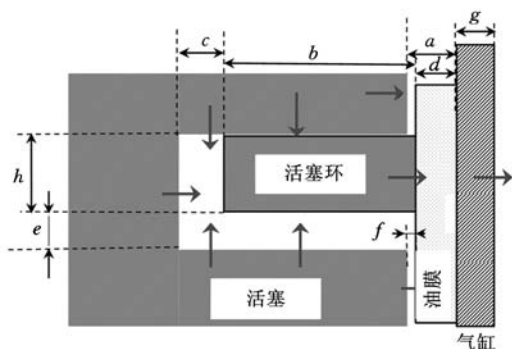


图 6 活塞侧面传热模型

(1) 火力岸对流换热系数

$$\alpha_{k,1} = \frac{f}{\lambda_0} + \frac{d}{\lambda_2} + \frac{g}{\lambda_3}$$

(2) 其他环岸对流换热系数

$$\alpha_{k,2} = \frac{2a}{\lambda_0} + \frac{2d}{\lambda_2} + \frac{g}{\lambda_3}$$

(3) 气环槽上下缘对流换热系数

$$\alpha_{k,3} = \frac{f}{\lambda_0} + \frac{d}{\lambda_2} + \frac{g}{\lambda_3} + \frac{h}{2\lambda_1}$$

(4) 油环上下缘表面对流换热系数

$$\alpha_{k,4} = \frac{e}{\lambda_0} + \frac{d}{\lambda_2} + \frac{g}{\lambda_3} + \frac{f}{\lambda_0}$$

(5) 环槽内侧表面传热系数

$$\alpha_{k,5} = \frac{c}{\lambda_0} + \frac{d}{\lambda_2} + \frac{g}{\lambda_3} + \frac{f}{\lambda_0}$$

(6) 活塞裙部表面对流换热系数

$$\alpha_{k,6} = \frac{d}{\lambda_2} + \frac{g}{\lambda_3}$$

式中, λ_0 、 λ_1 、 λ_2 、 λ_3 分别为燃气、活塞环、机油、缸套的热导率; a 、 c 、 d 、 e 、 f 、 g 、 h 为活塞、活塞环及气缸组件计算模型的结构尺寸, 如图 6 所示。

活塞在最大负荷工况下各个区域的对流换热边界条件见表 2。

表 2 活塞传热边界条件

边界对应区域		环境温度(°C)	对流换热系数 (W/(m ² ·°C))
活塞顶部	0~N	1186.6	480.3
	N~r	1112.3	487.6
火力岸		178.8	350.3
其他环岸		157.6	400.6
气环槽	上下面	143.4	300.7
	底面	149.5	250.1
油环槽	上下面	138.7	300.7
	底面	142.3	250.1
裙部		123.8	300.6
活塞销孔		102.1	270.3
内腔	下部	102	630.9
	上部	110.3	600.3

3 材料属性与最终边界条件的确定

3.1 材料属性

活塞基体材料为锻铝, 其弹性模量为 72 GPa, 泊松比为 0.33, 抗拉强度为 375 MPa; 活塞环槽镶圈材料为铸铁, 其弹性模量为 202 GPa, 泊松比为 0.28, 抗拉强度为 635 MPa; 其他随温度变化的属性如表 3 所示。

表 3 材料属性

温度 (°C)	热导率(W/(m·K))		线膨胀系数(10 ⁻⁶ /K)	
	活塞	环槽镶圈	活塞	环槽镶圈
25	146.5	35.58	21.8	11.2
100	150.7	35.17	21.8	12.5
200	159.1	34.75	23.9	13.0
300	167.5	34.33	24.9	13.6
400	171.7	33.08		13.7

3.2 最终边界条件的确定及误差分析

数值计算过程中, 所有初始边界条件都是从以上边界条件模型计算得来的^[9], 但部分边界条件是由经验公式推导出来的, 会出现一定的误差。因此, 结合试验数据对边界条件进行标定是解决误差问题的有效方法。

计算结果与试验值比较如图 7、图 8 所示, 结果表明, 计算值与试验值吻合较好, 误差均小于 ±5%, 此次计算的精度达到工程应用要求^[9-10]。

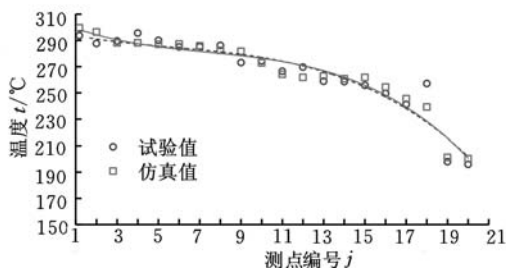


图 7 原始活塞试验值与仿真值比较

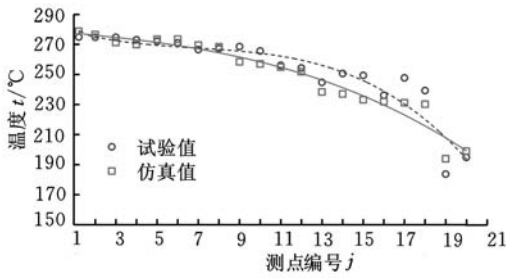


图8 阳极化活塞试验值与仿真值比较

4 计算结果及分析

4.1 温度场计算结果及分析

活塞温度场分布如图9、图10所示,原始活塞最高温度为295.5℃,阳极氧化活塞最高温度为274.5℃,阳极氧化后活塞最高温度降低了7.1%,最高温度均出现在活塞顶部。同时还可以看出,阳极氧化后活塞头部温度明显降低,这表明活塞顶部阳极氧化层热导率较小,具有一定的隔热作用。试验中,对试验活塞所在气缸的缸盖进行了温度监测,工况稳定后,装上原始活塞,测试缸盖温度为190℃;装上阳极氧化活塞,测试缸盖的温度为208℃。根据能量守恒定律,进一步说明活塞阳极氧化层具有一定的隔热作用,缸盖温度的升高是由于活塞散热量减少所引起的。

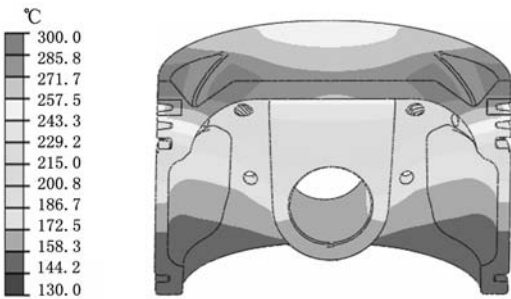


图9 原始活塞温度场

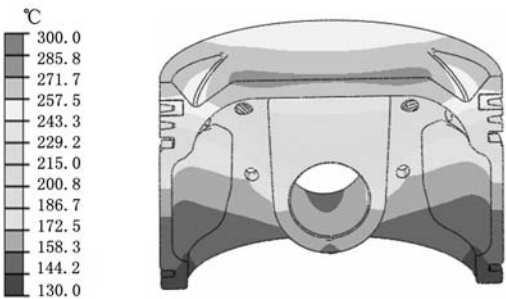


图10 阳极氧化活塞温度场

图11所示为活塞内腔中心对称面沿AB路径温度分布,整体上看,原始活塞温度分布在144~286℃之间,阳极氧化活塞温度分布在141~269℃之间,阳极氧化活塞温度梯度较原始活塞降低了9.86%。局部上看,沿AB路径70~130 mm

间,原始活塞温度分布在270.4~286℃之间,阳极氧化活塞温度分布在263~269℃之间,阳极氧化活塞温度梯度较原始活塞降低了61.5%。

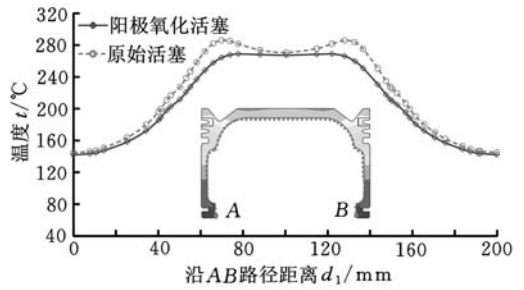


图11 沿AB路径活塞温度对比

图12所示为活塞顶部对称面沿CD路径温度分布,整体上看,原始活塞温度分布在274.8~295.5℃之间,阳极氧化活塞温度分布在250.6~274.5℃之间,阳极氧化活塞温度梯度较原始活塞升高了15%。局部上看,沿CD路径距离在0~30 mm间,原始活塞温度分布在274.8~295.5℃之间,阳极氧化活塞温度分布在250~274.5℃之间,阳极氧化活塞温度梯度较原始活塞也升高了15%,沿CD路径在95~125 mm间的趋势与之相同。然而沿CD路径在30~95 mm间,原始活塞温度分布在276.1~295.5℃之间,阳极氧化活塞温度分布在273~274.5℃之间,阳极氧化活塞温度梯度较原始活塞降低了92%。

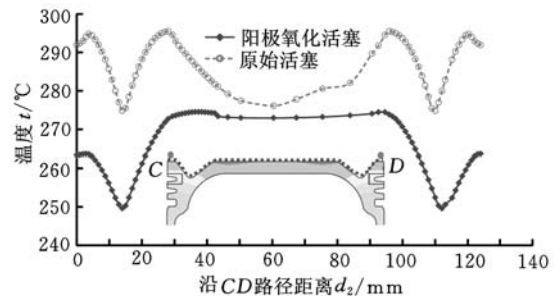


图12 沿CD路径活塞温度对比

图13所示为活塞对称面上镶圈与活塞本体接触边界温度分布,原始活塞温度分布在256.1~284.9℃之间,阳极氧化活塞温度分布在234.9~256.7℃之间,阳极氧化活塞温度梯度较原始活塞降低了24.3%。

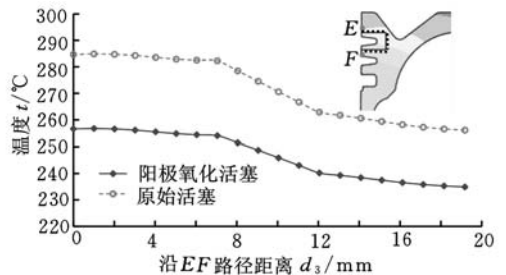


图13 沿EF路径活塞温度对比

4.2 热应力计算结果

活塞热应力计算结果如图 14、图 15 所示,原始活塞最大热应力为 113.4 MPa,阳极氧化活塞最大热应力为 85.6 MPa,阳极氧化后活塞最大热应力较原始活塞减小了 24.5%,最大热应力均出现在活塞镶圈边缘处。阳极氧化活塞顶部热应力比原始活塞与之对应区域的热应力小。

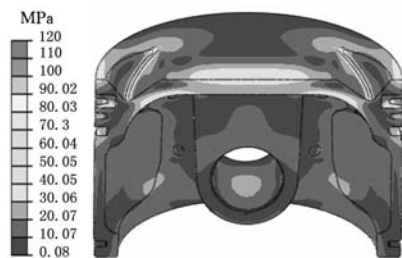


图 14 原始活塞热应力分布

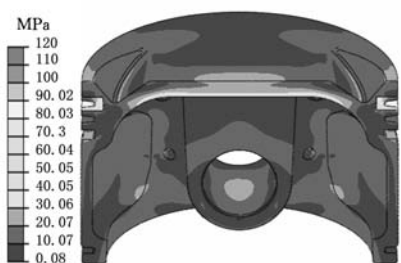


图 15 阳极氧化活塞热应力分布

活塞镶圈与活塞本体接触边界的热应力状况是评价活塞热负荷的重要指标^[10-11]。图 16 所示为沿路径 GH 活塞热应力对比情况,可以看出,沿 GH 路径,阳极氧化活塞热应力比原始活塞小。活塞周向沿 OP 路径热应力如图 17 所示,可看出阳极氧化活塞热应力也比原始活塞热应力小。

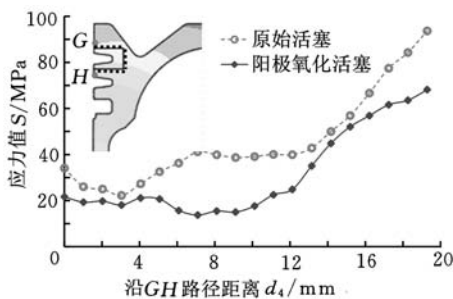


图 16 沿 GH 路径活塞热应力对比

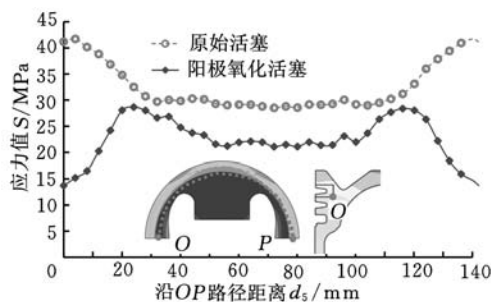


图 17 沿 OP 路径活塞热应力对比

5 结论

(1)在相同工况下,阳极氧化活塞最高温度较原始活塞降低了 7.1%;活塞内腔对称面阳极氧化活塞温度梯度较原始活塞降低了 9.86%;活塞表面阳极氧化可以有效减少活塞顶面导入的热量,同时减少了活塞裙部向外导出的热量,因此有效降低了活塞的温度梯度。

(2)在相同工况下,阳极氧化后活塞最大热应力较原始活塞减小了 24.5%,阳极氧化活塞顶部热应力比原始活塞与之对应区域的热应力小;在活塞镶圈与活塞本体接触边界,阳极氧化活塞热应力也有所减小。

(3)阳极氧化工艺提高表面力学性能及耐腐蚀性的同时,阳极氧化层有一定的隔热作用,对减小活塞热应力、提高活塞可靠性和寿命有积极作用。

参考文献:

- [1] 杨杰. DME 发动机活塞温度场的三维有限元分析与试验研究[D]. 武汉:华中科技大学,2007.
- [2] 雷基林,申立中,毕玉华,等. 增压中冷柴油机活塞温度场试验研究[J]. 内燃机工程,2007,28(5):41-44.
Lei Jilin, Shen Lizhong, Bi Yuhua, et al. Experimental Research on Piston Temperature Field of a Turbocharged Intercooled Diesel Engine[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2007, 28(5):41-44.
- [3] 周龙,白敏丽,吕继组,等. 纳米流体强化活塞组-气缸套传热的数值模拟研究[J]. 内燃机工程,2011,32(6):74-81.
Zhou Long, Bai Minli, Lü Jizu, et al. Numerical Simulation on Enhancement of Piston Set-Cylinder Liner Heat Transfer by Applying Nanofluids[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2011, 32(6):74-81.
- [4] Madison D, Miers S, Barna G, et al. Comparison of Piston Temperature Measurement Methods: Templegus Versus Wireless Telemetry with Thermocouples[J]. ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 2013, 135:061602-1-8.
- [5] 薛明德,丁宏伟,王利华. 柴油机活塞的温度场、热变形与应力三维有限元分析[J]. 兵工学报,2001,22(1):11-18.
Xue Mingde, Ding Hongwei, Wang Lihua. 3-D Finite Element Analysis of the Temperature Field Thermal Deformation and Stress of Piston in Diesel Engine [J]. Acta Armamentarii, 2001, 22(1):11-18.
- [6] 刘伟华. 热循环作用下铝合金阳极氧化膜的开裂行为与机理研究[D]. 北京:北京化工大学,2008.

主从式机器人系统中力反馈的实现

盛国栋¹ 曹其新¹ 潘铁文² 冷春涛¹ 顾凯¹

1. 上海交通大学,上海,200240

2. 第二军医大学附属上海长征医院,上海,200003

摘要:设计了一套适用于医疗和装备维修的主从式机器人系统,并对其力反馈实现进行了研究。采用六维力传感器获得了从端的受力情况,并对获得的力信息进行了滤波、离线坐标系标定和重力补偿等处理,提高了力反馈信息的准确性和抗干扰能力。为进一步减小主从位置误差对系统的影响,在力反馈中实时附加一个与主从位置误差反向的作用力,并将其与传感器获得的力信息进行线性融合。实验结果表明,该方法可以提高系统的力反馈性能,满足主从式机器人系统对力反馈的要求。

关键词:主从式;机器人;力反馈;滤波;重力补偿

中图分类号:TP242.3

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2015.09.005

Implementation of Force Feedback in Master-slave Robot Systems

Sheng Guodong¹ Cao Qixin¹ Pan Tiewen² Leng Chuntao¹ Gu Kai¹

1. Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240

2. Shanghai Changzheng Hospital Affiliated to Second Military Medical University, Shanghai, 200003

Abstract: A set of master-slave robot systems were designed for medical use or equipment maintenance, and its implementation of force feedback was studied. In order to obtain good force telepresence, a six-dimensional force sensor was used to get the forces from the slave site. And the force informations obtained were filtered to improve the noise immunity. Off-line coordinate system calibration and gravity compensation were done to improve the accuracy of the signals. In addition, to further reduce the negative impacts brought by the position errors of the master and slave sites, a force which is opposite with the position error was appended. Experimental results show that this method can meet the force telepresence requirements for the master-slave robot systems.

Key words: master-slave; robot; force-feedback; filtering; gravity compensation

0 引言

主从式机器人系统可广泛应用于远程医疗、装备维修、空间探索等领域,具有广阔的应用前景^[1-3]。能否获得良好的力反馈效果是评价主从式机器人系统性能优劣的一个重要指标^[4]。为了

获得更好的力反馈效果,国内外学者对主从式机器人系统控制策略进行了相关研究^[5-6]。为了减小末端工具尺寸,一些学者在主从式机器人系统双边控制中不是使用力传感器而是使用主从位置误差与滑模控制相结合的算法计算从端与环境的接触力^[7-8]。这种方法需要对系统主手模型进行假设^[9],控制透明性差,适用于对力反馈要求不高的场所。为了获得更精确的力反馈效果,需要在

收稿日期:2013-07-18

基金项目:国家自然科学基金资助项目(81371650);国际热核聚变实验堆(ITER)计划资助项目(2011GB113005)

[7] 李贤成. 铝件常温硬质阳极氧化[J]. 电镀与环保, 2001, 31(1): 49-50.

Li Xiancheng. Normal Temperature Hard Anodization of Aluminum Parts[J]. Electroplating & Pollution Control, 2001, 31(1): 49-50.

[8] Buyukkaya E. Thermal Analysis of Functionally Graded Coating AlSi Alloy and Steel Pistons[J]. Surface and Coatings Technology, 2008, 202: 3856-3865.

[9] Floweday G, Petrov S, Tait R B, et al. Thermo-mechanical Fatigue Damage and Failure of Modern High Performance Diesel Pistons [J]. Engineering Failure Analysis, 2011, 18: 1664-1674.

[10] Lu X, Li Q, Zhang W, et al. Thermal Analysis on Piston of Marine Diesel Engine[J]. Applied Ther-

mal Engineering, 2013, 50: 168-176.

[11] Cerit M. Thermo Mechanical Analysis of a Partially Ceramic Coated Piston Used in an SI Engine[J]. Surface and Coatings Technology, 2011, 205: 3499-3505.

(编辑 苏卫国)

作者简介:王毅,男,1986年生。湖南大学机械与运载工程学院博士研究生。研究方向为车用发动机结构设计。发表论文4篇。杨靖,女,1957年生。湖南大学机械与运载工程学院教授、博士研究生导师。张云飞,男,1989年生。湖南大学机械与运载工程学院硕士研究生。刘凯歌,1987年生。湖南大学机械与运载工程学院博士研究生。邓帮林,男,1981年生。湖南大学机械与运载工程学院博士研究生。冯仁华,男,1983年生。湖南大学机械与运载工程学院博士研究生。