

# 内燃机仿生孔型活塞热-结构耦合特性分析

吴波<sup>1,2</sup>, 丛茜<sup>2</sup>, 熙鹏<sup>2</sup>, 闫振<sup>3</sup>

1. 长春工程学院工程训练中心, 长春 130012
2. 吉林大学工程仿生教育部重点实验室, 长春 130022
3. 三一重型装备有限公司, 沈阳 110027

**摘要** 将凹坑型结构优化变形应用于内燃机活塞-缸套摩擦副中,研究了仿生孔型活塞的热-结构耦合特性。以XL-2V型发动机活塞为试验母体,根据标准活塞的受力分布,运用正交试验法建立了9种仿生孔型活塞试验模型,应用传热分析第3类边界条件和最大侧压力,对其进行了热-结构耦合有限元分析。结果表明,9种仿生孔型活塞模型的裙部最大变形( $D_{max}$ )和裙部径向变形范围( $U_{x,max}-U_{x,min}$ )均小于标准活塞,其中综合性能最优的1<sup>#</sup>仿生活塞裙部的仿生孔为凹坑型,孔径相对最小( $d_1\sim d_6$ 分别为1、1.5、2、2.5 mm),且均匀分布(间距 $1.2^\circ$ );小孔径、均匀分布的凹坑型仿生孔使活塞表面润滑油膜更均匀,同时使裙部应力卸载,从而可以有效地减少摩擦磨损,降低机械损耗,提高刚度,延长使用寿命。

**关键词** 仿生孔型活塞;热-结构耦合特性;有限元分析

**中图分类号** TH128, TH126

**文献标志码** A

**doi** 10.3981/j.issn.1000-7857.2014.06.012

## Thermal-structural Coupling Analysis of Internal Combustion Engines' Bionic Piston Skirt

WU Bo<sup>1,2</sup>, CONG Qian<sup>2</sup>, XI Peng<sup>2</sup>, YAN Zhen<sup>3</sup>

1. Engineering Training Center, Changchun Institute of Technology, Changchun 130012, China
2. Key Laboratory of Bionic Engineering, Ministry of Education; Jilin University, Changchun 130022, China
3. SANYHE International Holdings Co., Ltd., Shenyang 110027, China

**Abstract** In this paper, the pit non-smooth structure is used in the piston-liner system of internal combustion engines, because it has relatively little friction and wear. Pits and pores are machined on the piston skirt surface, reducing the friction and wear of the piston-liner system. In this way, the working life of the system is extended. Taking XL-2V type engine for example, the stress distribution is analyzed when the standard piston motions. Using the orthogonal experiment method, this paper has established nine types of bionic pass piston test models. Thermal-structural coupling finite-element analysis of bionic and standard pistons was carried out using the third class boundary conditions in heat transfer analysis and maximum lateral pressure. The maximum deformation and radial deformation range of piston skirts were obtained. The former affected the skirt oil film thickness and the latter affected the oil film distribution uniformity degree. Finally, the first type of bionic piston was selected, which has better performance on friction reduction and wear-resistance compared with standard pistons. The results show that the uniformly distributed pit-styled bionic pores with relatively small diameters in pistons could increase the uniformity of oil films on the surface of the piston, and at the same time

收稿日期:2013-08-20;修回日期:2013-12-29

基金项目:吉林省科技发展计划重点项目(20040331);国家科技攻关计划引导项目(2005BA429C);吉林省科技发展计划重大项目(20061101);高等学校博士学科点科研基金项目(20100061110022)

作者简介:吴波,博士研究生,研究方向为仿生科学与工程,电子信箱:loverwb@qq.com;丛茜(通信作者),教授,研究方向为仿生科学与技术,电子信箱:congqian@jlu.edu.cn。

引用格式:吴波,丛茜,熙鹏,等.内燃机仿生孔型活塞热-结构耦合特性分析[J].科技导报,2014,32(6):75-79.

reduce the stress around the skirt, thus reducing the friction and wear, reducing mechanical losses, improving stiffness, and extending the working life of pistons.

**Keywords** bionic pistons; thermal-structural coupling; finite-element analysis

内燃机工作过程中活塞在缸套内往复运动,同时又受到连杆的侧向推力导致活塞在径向存在二阶摆动,这是活塞与缸壁间产生敲缸、拉缸、缸套穴蚀或噪声过大现象的主要原因。

Richardson 等<sup>[1-3]</sup>采用透明缸套进行试验,发现活塞裙部和缸套的间隙中存在一层起到垫子作用的润滑油膜,减小了接触表面间的冲击,防止了拉缸和穴蚀现象的发生,但未考虑热载荷作用。谢友柏<sup>[4]</sup>发现活塞在工作状态中同时受到热载荷、摩擦热和外载荷作用,润滑油膜难以形成,影响了活塞的可靠性。杨俊伟等<sup>[5]</sup>通过实验测出活塞在整个运动过程中曲轴在旋转到某个角度时会出现无油润滑状态。Herbst 等<sup>[6]</sup>在柴油发动机的缸套表面微造型,发现磨损减少 23%~89%。裴荣薛<sup>[7]</sup>通过有限元软件分析,发现非光滑活塞-缸套在热载荷的作用下无热集中部位,使油膜分布更均匀、活塞集中磨损更小,但未施加应力载荷。

本文以 XL-2V 型发动机活塞为样本,运用正交试验法得到 9 种仿生孔形活塞,通过热-结构耦合有限元分析,研究仿生孔型活塞的减阻耐磨性能。

## 1 正交试验

由于仿生孔型活塞是在活塞侧表面加工出不同大小、不同间距、不同深浅的仿生孔,会影响到活塞整体刚度。为了尽量减少活塞刚度受影响的程度,以标准活塞侧面受力云图分布为设计依据,将活塞侧表面受力带的大致分界线取点拟合,绘出如图 1 所示的 4 条理想受力带(活塞受力由上至下依次减小),受力带 1 的宽度为 4 mm,受力带 2 的宽度为 5.5 mm,受力带 3 的宽度为 7 mm,受力带 4 的宽度为 8.5 mm。

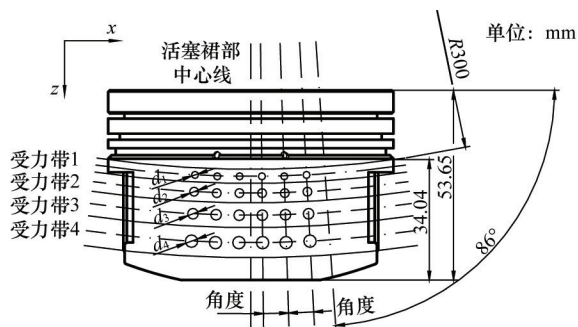


图 1 活塞侧表面受力云图分界线划分

Fig. 1 Division of boundaries in the force diagram of the side surface of a piston

仿生孔型活塞仿生孔的设计依据有关研究成果:邓宝

清<sup>[8]</sup>通过雷诺方程对非光滑表面进行油膜分析表明,凹坑尺寸要远小于凹坑间距;丛茜等<sup>[9,10]</sup>通过有限元分析和摩擦试验表明,凹坑之间的最佳距离为 5 mm,凹坑的最佳半径为 1 mm;杨洪秀<sup>[11]</sup>考虑活塞在缸套内上行飞溅润滑、下行缺油的情况,通过 ALE 有限元分析凹坑储油的晃动飞溅润滑过程表明,凹坑深度为 1 mm 时晃动润滑效果最佳,同时通孔也可以直接将气缸内飞溅润滑油提供给摩擦界面。本文所选取的凹坑和通孔的孔径、排列间距均基于以上成果加以优化改进。之前在活塞裙部加工减阻耐磨的非光滑表面都是均匀排布,没有考虑活塞裙部在工作过程中应力分布的不均匀情况。本文的凹坑和通孔结构根据活塞裙部应力分布,采用变间距、变孔径的设计理念,使仿生活塞在减阻耐磨的同时,有更好的刚度以延长其使用寿命。

仿生孔采用 3 种孔类型,即凹坑型、通孔型和凹坑通孔交错型(坑孔交错),考虑活塞裙部的厚度和刚度,选取凹坑深度为 1 mm。

根据标准活塞侧表面尺寸参数,将仿生孔的加工部位设置在裙部中心线两侧距离活塞顶部 86°的 2 条边界线之间。每条受力带的孔排布数量根据孔间距和孔径调整。Z 轴方向排布的仿生孔中心线与活塞裙部中心线间的角度分别取 1.2°、1.6°和 2°。

仿生孔中心定位在活塞裙部各个受力带的中心线上。考虑活塞的刚度和受力受热产生变形的情况,Z 轴方向排布的仿生孔的孔径从上至下依次增大,即从第 1 条受力带到第 4 条受力带的孔径依次为  $d_1$ 、 $d_2$ 、 $d_3$ 、 $d_4$ ,且  $d_1 < d_2 < d_3 < d_4$ 。设计中将孔深度  $l'$  和孔直径  $d$  的比值范围确定为  $0.5 < l'/d \leq 4$ <sup>[12]</sup>,这个范围内的仿生孔在气缸负压影响下可以更好地储油并改善润滑状况。仿生孔型活塞裙部各个受力带分别采用 3 种(I、II、III)孔径尺寸排布,如表 1 所示。

采用 3 种孔分布,即均匀分布、交错分布和逐行增加分布(逐行增加),如图 2 所示。

表 1 仿生孔型活塞裙部各受力带的孔径尺寸排布  
Table 1 Pore diameters of each stress zone at the bionic piston skirt

活塞裙部 受力带	相应的 孔径代号	孔径/mm		
		I	II	III
受力带 1	$d_1$	1	1.5	2
受力带 2	$d_2$	1.5	2	2.5
受力带 3	$d_3$	2	2.5	3
受力带 4	$d_4$	2.5	3	3.5

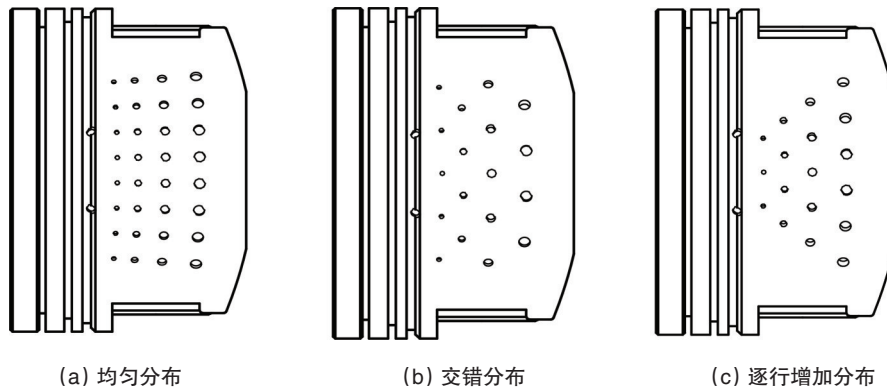


图2 仿生孔的分布  
Fig. 2 Distribution of bionic holes

选用3水平4因素正交表 $L_9(3^4)$ 编制模拟试验方案<sup>[13]</sup>,如表2所示。

表2 仿生孔型活塞模拟试验方案  
Table 2 Bionic porous piston simulation test model

仿生活塞的试验模型	孔类型	孔排列/(°)	孔分布	孔径
1#	凹坑	1.2	均匀分布	I
2#	凹坑	1.6	交错分布	II
3#	凹坑	2.0	逐行增加	III
4#	通孔	1.2	交错分布	III
5#	通孔	1.6	逐行增加	I
6#	通孔	2.0	均匀分布	II
7#	坑孔交错	1.2	逐行增加	II
8#	坑孔交错	1.6	均匀分布	III
9#	坑孔交错	2.0	交错分布	I

## 2 热-结构耦合有限元分析

### 2.1 标准活塞热-结构耦合有限元分析

活塞在气缸内往复运动,顶部受到燃气压力、销孔受到由连杆传递到销轴上的支反力、侧表面受到油膜压力的作用,活塞裙部的油膜压力分布规律是:沿活塞裙部轴向呈抛物线分布,沿活塞裙部径向呈余弦分布。因此根据受力平衡原理,可以得到活塞裙部油膜压力的空间分布函数为<sup>[14]</sup>

$$P(x,y,z) = 1.4965 \times 10^{-6} (56.35 - z)^2 \cdot [y(40.49 + y)^{1/2} - x(40.49 - y)^{1/2}] \quad (1)$$

式中, $P$ 为裙部油膜压力,MPa; $y \in (0, 40.49)$ ,mm; $x \in (-40.49, 40.49)$ ,mm; $z \in (19.34, 53.65)$ ,mm。

发动机的实际工况为瞬态,但发动机启动进入正常工作状态后,活塞受热的温度分布即可认为进入稳态。活塞的传热分析通常采用第3类边界条件,即已知活塞与周围介质的

热交换系数 $\alpha$ 和介质的温度 $T_0$ <sup>[15]</sup>:

$$\lambda(\partial T/\partial n) = \alpha(T_0 - T) \quad (2)$$

式中, $\lambda$ 为活塞导热系数,W/(mm·K); $\partial T/\partial n$ 为法向边界温度梯度; $\alpha$ 为活塞与介质间的换热系数; $T_0$ 为活塞周围介质温度,°C; $T$ 为活塞外部边界温度,°C。

目前,研究活塞传热系数主要应用经验公式进行计算,常采用的经验公式为<sup>[16]</sup>

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} P_{ef}^{0.43} (P_{ef}/P_{rw})^{0.25} \quad (3)$$

式中, $Nu$ 为努赛尔数; $Re$ 为雷诺数; $P_{ef} = \gamma/\alpha_f$ , $\gamma$ 为运动黏度, $\alpha_f$ 为以流体温度为定性温度的流体导热系数; $P_{rw}$ 为以固体壁面温度为定性温度的勃朗特数, $P_{rw} = \gamma/\alpha_w$ , $\alpha_w$ 为以固体壁面温度为定性温度的流体导热系数。

标准活塞的温度区间如图3所示,设置了9个温度区间,分别用a、b、c、d、e、f、g、h、i标记。各个温度区间的计算温度值与实际测量温度值<sup>[17]</sup>的对比见表3,可以看出温度值均在误差允许范围内,故可采用计算温度值作为标准活塞和仿生孔型活塞热力学有限元分析的边界条件。

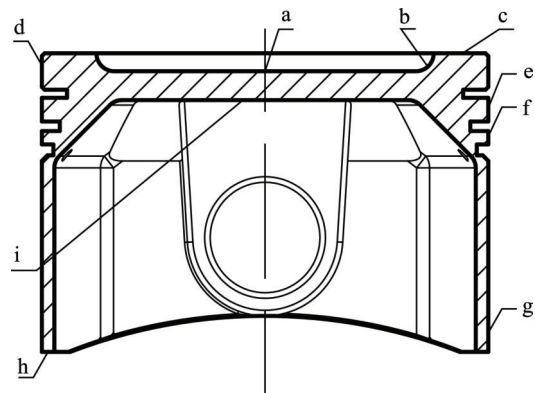


图3 标准活塞温度区间  
Fig. 3 Temperature range of standard pistons

表3 标准活塞计算温度与实测温度对比

Tab. 3 Comparison of theoretical and actual temperature of standard pistons

温度区间	实测温度/°C	计算温度/°C
a	285	303
b	299	295
c	294	280
d	310	277
e	226	249
f	229	241
g	138	125
h	138	121
i	262	242

根据油膜压力和温度场计算结果,同时为了减少有限元分析过程的计算量,选取轴对称活塞的一半为分析对象,采用手工间接耦合有限元分析法对标准活塞进行热-结构耦合分析<sup>[18]</sup>。分析结果如图4所示,可见活塞受热膨胀变形,导致

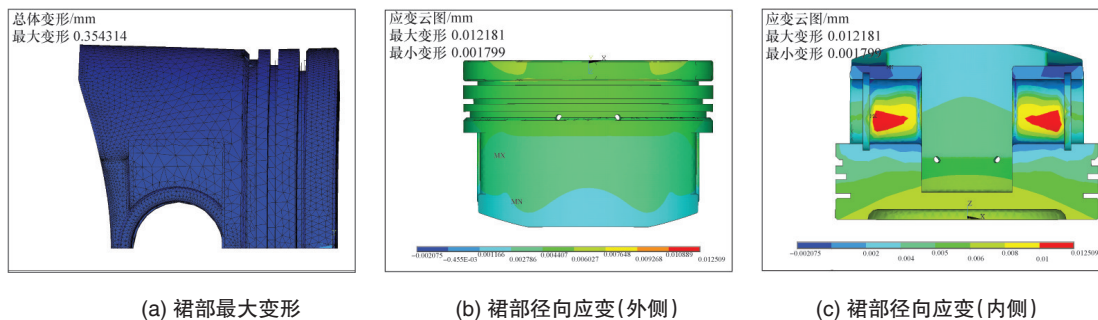


图4 标准活塞的热-结构耦合变形

Fig. 4 Thermal-structural coupling deformation of standard pistons

表4 仿生孔型活塞裙部热-结构耦合最大变形及径向变形范围  
Table 4 Maximum distortion and radial deformation range of thermal-structural coupling of bionic porous

仿生活塞的 试验模型	$D_{max}/mm$	$U_x/mm$		
		$U_{x\ min}$	$U_{x\ max}$	$U_{x\ max}-U_{x\ min}$
1#	0.354255	-0.001726	0.012006	0.013732
2#	0.354761	-0.001691	0.012198	0.013889
3#	0.353717	-0.001728	0.012197	0.013925
4#	0.354740	-0.001685	0.012211	0.013896
5#	0.354431	-0.001704	0.012192	0.013896
6#	0.354856	-0.001692	0.011735	0.013427
7#	0.355518	-0.001678	0.012204	0.013882
8#	0.355317	-0.001700	0.012201	0.013901
9#	0.353826	-0.001696	0.012197	0.013893
标准活塞	0.354314	-0.001799	0.012181	0.013980

### 2.3 仿生活塞与标准活塞的热-结构耦合特性对比

通过对表4中仿生孔型活塞和标准活塞的裙部最大热-

裙部更接近气缸内壁,减小了润滑油膜厚度,增大了摩擦阻力。因此,选用影响油膜厚度的活塞裙部最大变形( $D_{max}$ )和影响裙部油膜分布均匀程度的裙部径向变形( $U_x$ )范围,作为试验研究的目标变量。

### 2.2 仿生孔型活塞热-结构耦合有限元分析

在活塞裙部加工孔,减小了裙部表面积,增加了裙部油膜的表面压强,故要根据裙部表面积的变化调整所施加的油膜侧压力边界条件。对式(1)进行加权调整,可得仿生孔型活塞裙部油膜侧压力的表达式<sup>[14]</sup>,即

$$P_i = S_0/S_i \times P(x, y, z) \quad (i = 1, 2, \dots, 9) \quad (4)$$

式中, $P_i$ 为仿生孔型活塞裙部油膜侧压力,MPa; $S_0$ 为1/2标准活塞裙部侧面面积,2865.50 mm<sup>2</sup>; $S_i$ 为1/2仿生孔型活塞裙部侧面面积,mm<sup>2</sup>; $x$ 、 $y$ 、 $z$ 的取值范围同标准活塞。

仿生孔型活塞的热-结构耦合有限元分析采用与标准活塞一样的热载荷边界条件。分析得到9种仿生孔型活塞(模型1#~9#)的2个目标变量:裙部最大热-结构耦合变形( $D_{max}$ )和裙部热-结构耦合径向变形范围,其中热-结构耦合径向变形范围为径向变形( $U_x$ )的最大值与最小值之差( $U_{x\ max}-U_{x\ min}$ )。分析结果如表4所示。

结构耦合变形、热-结构耦合径向变形范围的对比分析,可以看出1#仿生活塞的综合性能最为优越,故以此活塞的形貌特性分析仿生活塞的机理特性。

仿生活塞的仿生孔内存储了润滑油,在活塞运动过程中使润滑油供给充分,润滑油流动性更好,从而提高了活塞的散热效力<sup>[19]</sup>,减小了热膨胀变形。但仿生活塞受热载荷作用时又受到最大侧压力的作用,所以要考虑仿生孔对活塞裙部刚度削弱的影响;同时还要考虑仿生孔具有卸载应力<sup>[20]</sup>的效果,可以缓解应力过于集中现象。由标准活塞有限元分析可以看出,最大应力集中在活塞刚度最薄弱的油环槽的回油孔处,此处也是活塞极易发生疲劳断裂的位置,而仿生孔型活塞可将集中应力卸载使其均布于活塞裙部。

在热载荷和最大侧压力的耦合作用下,标准活塞和仿生孔型活塞整体变形趋势相同。1#仿生活塞的最大变形( $D_{max}$ )小于标准活塞,其试验方案特点是,孔类型为凹坑型,孔排列间距最小故密度最高,孔为均匀分布,且孔径为最小,可以看出较小孔径和凹坑型仿生孔在不影响活塞刚度的情况下既

起到散热作用、减小了热膨胀率又卸载了应力。而较密集的孔排布可以存储更多的润滑油和磨屑,从而可为活塞往复运动提供充足的润滑油,也使活塞上下边缘部位油膜厚度增加<sup>[21]</sup>,降低了敲缸、拉缸的发生率,减小了磨屑对裙部和缸壁的磨损。

活塞裙部的径向变形直接影响到活塞与气缸内壁的间隙大小,从径向变形范围可以看出活塞与气缸内壁间隙中油膜分布的均匀程度,继而了解活塞在工作状态下的稳定程度。所有仿生孔型活塞的变形范围均小于标准活塞,可见仿生活塞较标准活塞具有更稳定的工况。1#仿生活塞的孔类型和孔径对其变形范围( $U_s$ )受热膨胀影响情况与上述最大变形( $D_{max}$ )的趋势相同,仿生孔在每条受力带上排布的孔数量相同且均匀分布,使应力卸载效果更平缓均匀,故更有利于减缓裙部几何变形,从而使其表面油膜分布的均匀程度高于标准活塞,达到相对稳定的工作状态。

### 3 结论

通过仿生孔型活塞和标准活塞热-结构耦合有限元分析结果对比,可以看出仿生活塞的裙部最大变形和裙部径向变形范围均小于标准活塞。仿生活塞的试验方案特点表明,较高密度且均匀分布的仿生孔使发动机工况更稳定,凹坑型和小孔径使仿生活塞表面润滑油膜分布更均匀,且卸载应力保证了刚度,可以更好地减阻、降噪、耐磨,降低油耗,减少废气排放量,延长活塞寿命。

#### 参考文献(References)

- [1] Richardson D E, Borman G L. Using fiber optics and laser fluorescence for measuring thin oil film with application to engines[C]// SAE Technical Paper Series. Detroit: Society of Automotive Engineers, 1991: 25-32.
- [2] Inagaki H, Saito A, Murakami M, et al. Measurement of oil film thickness distribution on piston surface using fluorescence method[J]. JSME International Journal, Series B: Fluids and Thermal Engineering, 1997(3): 487-493.
- [3] Zhu D, Cheng H S, Arai T, et al. A numerical analysis of piston skirt in mixed lubrication, part I: basic modeling[J]. ASME Journal of Tribology, 1992(11): 53-62.
- [4] 谢友柏. 摩擦学设计主要是摩擦系统的设计[J]. 中国机械工程, 1999(9): 16-21.  
Xie Youbo. Tribology design is mainly as tribo-systems design[J]. China Mechanical Engineering, 1999(9): 16-21.
- [5] 杨俊伟, 于旭东, 王成焘, 等. 活塞裙部润滑油膜厚度的计算及试验研究[J]. 内燃机学报, 2001(5): 485-488.  
Yang Junwei, Yu Xudong, Wang Chengtao, et al. Research on the oil film thickness on piston skirt by simulation and experiment[J]. Transactions of Csice, 2001(5): 485-488.
- [6] Herbst L, Lindner H, Heglin M, et al. Targeting diesel engine efficiency [J]. Industrial Laser Solutions, 2004(19): 32-35.
- [7] 裴荣薛. 非光滑活塞-缸套摩擦副贮油润滑与摩擦生热模拟[D]. 长春: 吉林大学机械科学与工程学院, 2008.  
Pei Rongxue. The simulation of oil storage lubrication and friction heating of non-smooth piston-cylinder friction pair[D]. Changchun: School of

Machinery Science and Engineering, Jilin University, 2008.

- [8] 邓宝清. 内燃机活塞缸套系统非光滑效应的仿生研究[D]. 长春: 吉林大学生物与农业工程学院, 2004.  
Deng Baoqing. Bionic study of non-smooth effect on engine piston-cylinder system[D]. Changchun: School of Biological and Agricultural Engineering, Jilin University, 2004.
- [9] Cong Q, Jin J F, Zhang H T, et al. Experiment research on friction and wear of bionics non-smooth structure[J]. Lubrication Engineering, 2006(3): 22-24.
- [10] Cong Q, Jin J F, Zhang H T, et al. Friction performance of bionic non-smooth surfaces with mixing lubrication[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2006(3): 63-66.
- [11] 杨洪秀. 活塞缸套系统仿生非光滑界面摩擦与润滑机理的研究[D]. 长春: 吉林大学, 2008.  
Yang Hongxiu. Study on friction and lubrication mechanism of bionic non-smooth interface in piston-linear system[D]. Changchun: Jilin University, 2008.
- [12] 唐华. 微孔润滑式内燃机活塞: 中国, ZL200520072962.4[P]. 2005-06-20.  
Tang Hua. Microporous lubrication piston of internal combustion engine: China, ZL200520072962.4[P]. 2005-06-20.
- [13] 任露泉. 试验设计及其优化[M]. 第2版. 北京: 科学出版社, 2009.  
Ren Luquan. Optimum design of experiments[M]. 2nd ed. Beijing: Science Press, 2009.
- [14] 闫振. 活塞裙部仿生孔形结构优化设计及有限元分析[D]. 长春: 吉林大学, 2011.  
Yan Zhen. The bionic hole structure optimization design of piston skirt and finite element analysis[D]. Changchun: Jilin University, 2011.
- [15] Kiss E. Dirichlet integral principle for elliptic type quasilinear PDEs of irreversible heat conduction process with minimum principles for first, second and third type boundary conditions[C]//22nd International Workshop on Bayesian Inference and Maximum Entropy Methods in Science and Engineering. Russia: Moscow, 2003: 356-378.
- [16] Liu J, Garrett S. Relationship between nusselt number and the thermoviscous (Rott) functions[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2006, 119: 1457-1462.
- [17] 元成浩, 赵元姬. CA488型发动机活塞温度场及热应力的有限元计算分析[J]. 汽车技术, 1996(6): 12-19.  
Yuan Chenghao, Zhao Yuanji. CA488 engine piston temperature field and thermal stress analysis of the finite element calculation[J]. Automobile Technology, 1996(6): 12-19.
- [18] 周宁. ANSYS 机械工程应用实例[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2006.  
Zhou Ning. Ansys mechanical engineering application examples[M]. Beijing: China Water Power Press, 2006.
- [19] Fu W S, Lian S H, Hao L Y. An investigation of heat transfer of a reciprocating piston[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006(3): 360-371.
- [20] 于晓璐. 465汽油机仿生活塞的有限元分析[D]. 长春: 吉林大学, 2007.  
Yu Xiaolu. Finite element analysis of the bionic piston on the 465 gasoline engine[D]. Changchun: Jilin University, 2007.
- [21] 韩晓静. 延长发动机使用寿命的活塞: 中国, ZL00237433.1[P]. 2001-06-14.  
Han Xiaojing. The piston can prolong life of engine: China, ZL00237433.1[P]. 2001-06-14.

(责任编辑 韩星明)