

# 高强度活塞振荡冷却的场协同分析

朱海荣<sup>1,2</sup>, 张卫正<sup>1</sup>, 原彦鹏<sup>1</sup>

(1. 北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081;

2. 河北科技大学 机械工程学院, 石家庄 050018)

**摘 要:** 数值模拟了高强度活塞内冷油腔中机油的振荡冷却过程, 定义了有效速度的概念, 通过数据处理得到了内冷油腔壁面的各场参数在时间和空间上的分布规律, 分析了壁面表面传热系数与场协同性能间的联系, 结果表明: 在面相位为  $60^\circ \sim 120^\circ$  和  $240^\circ \sim 300^\circ$  范围内, 场协同匹配性能较好; 有效速度的分布规律与协同角余弦值的分布规律一致; 内冷油腔壁面表面传热系数分布规律与协同角余弦值和有效速度的分布规律一致, 表明可以使用场协同机理阐述机油振荡冷却的对流换热规律。

**关键词:** 高强度活塞; 振荡冷却; 场协同机理; 协同角; 有效速度

**中图分类号:** V23; TK124

**文献标志码:** A

## Field synergy analysis of highly-intensified piston oscillating cooling

ZHU Hai-rong<sup>1,2</sup>, ZHANG Wei-zheng<sup>1</sup>, YUAN Yan-peng<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering,

Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China;

2. School of Mechanical Engineering,

Hebei University of Science and Technology, Shijiazhuang 050018, China)

**Abstract:** The oscillating cooling-process of oil in the oil cooling gallery of highly-intensified piston was simulated numerically and the effective speed was defined. Through the post processing of data, the distributions of field parameters of oil cooling gallery wall in time and space were obtained, and the connection between wall surface heat transfer coefficient and the field synergy performance was analyzed. The results show that: the field synergy performance is good enough in the space range of 60 degree to 120 degree and 240 degree to 300 degree. Distribution rules of effective speed match well with the field synergy angle cosine value; uniform distributions of surface heat transfer coefficients of oil cooling gallery wall are in accord with the distributions of synergy angle cosine value and effective speed, illustrating that field synergy mechanism can explain the convective heat transfer rules of oil oscillating cooling.

**Key words:** highly-intensified piston; oscillating cooling; field synergy mechanism; synergy angle; effective speed

在强化发动机中, 为保证高强度活塞(下文简称活塞)在高热负荷和高机械负荷下安全可靠地工作, 通常采用振荡冷却的方式对活塞进行冷却。即在活塞头部设置内冷油腔(下文简称油腔), 油腔中部分地充满机油, 伴随着活塞的高速往复

运动, 机油在油腔中产生强烈的振荡, 使得对活塞的冷却效果变好, 强化散热<sup>[1-3]</sup>。

油腔中的振荡冷却是一个复杂的多相流周期性振荡流动传热过程<sup>[4-6]</sup>。早期的研究者通过实验和仿真的手段得到了机油温度、流量、油腔形状以

收稿日期: 2014-08-03

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(613570303)

作者简介: 朱海荣(1979-), 女, 河北廊坊人, 讲师, 博士生, 主要从事流体传热传质方面的研究。

及油腔填充率等宏观参数对振荡冷却效果的影响规律. Evans, Yoshikawa, Kajiwara 等<sup>[7-9]</sup>按不同原则将机油的振荡流动过程分为几个不同阶段进行研究,各阶段流态采用不同的传热关系式,然后建立耦合模型,试图探明振荡冷却方式的传热机理.但是由于各阶段之间的相互影响不能考虑,各阶段流态采用的传热关系式的准确性也有待验证.因此到目前为止,还未见有关于振荡冷却方式传热机理的明确阐述,对其还需进行深入研究.

场协同理论是一种展示对流换热机理的新理论<sup>[10-12]</sup>.该理论把对流换热比拟为有内热源的导热过程,热源强度决定了对流换热的强度.它不仅与温差、流动强度、物性大小有关,更取决于速度与温度梯度的夹角大小<sup>[13]</sup>.已有文献通过场协同理论阐述了振动圆管、圆柱等单相流振动强化换热的机理并指导其实际应用,取得了令人满意的效果<sup>[14-15]</sup>.

活塞油腔中机油的振荡传热与单相流的振动强化换热相似,但它是一种更复杂的多维、多相、大振幅、非定常的强迫对流换热过程.油腔壁面是进行往复运动的动态边界,机油、空气及其与壁面之间的传热是周期性的瞬态导热、射流冲击和对流换热等过程的综合.本文采用场协同理论对其进行深入分析,研究有效速度对活塞振荡冷却性能的影响,研究振荡冷却过程所反映出的场协同特征随时间和空间的变化规律.以期在此基础上探悉活塞振荡强化换热的机理.

## 1 数学模型

将活塞油腔中机油的振荡冷却过程进行必要的简化.忽略可能存在的机油蒸气相以及机油与空气之间的换热,将其简化成只有机油、空气两相,且两相互不相容的气液两相流问题,选用VOF(volume of fluid)多相流模型来进行研究.VOF多相流模型假设模型中的多种流体(或相)没有互相穿插,对增加到模型中的每一相,引进一个变量,计算单元里相的体积分数.在每个控制单元内,所有相的体积分数之和为1.

所采用的流动和换热控制方程如下:

连续性方程

$$\frac{\partial \varphi_n}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{u} \varphi_n) = 0 \quad (1)$$

式中  $\varphi_n$  为第  $n$  相体积分数,本文中  $n$  为空气时,  $\varphi_{\text{air}}$  为空气体积分数,  $n$  为机油时,  $\varphi_{\text{oil}}$  为机油体积分数;  $\mathbf{u}$  为速度矢量.

控制单元内,两相的体积分数通过式(2)计算得到

$$\varphi_{\text{oil}} + \varphi_{\text{air}} = 1 \quad (2)$$

物性参数方程

$$\rho = \varphi_{\text{oil}} \rho_{\text{oil}} + \varphi_{\text{air}} \rho_{\text{air}} \quad (3)$$

控制单元中流体的其他属性,如黏度  $\mu$  等均按式(3)的形式计算.

动量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{u}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot \mu [\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T] + \rho \mathbf{g} + \nabla \cdot \sigma \quad (4)$$

能量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \mathbf{u} \nabla (\rho c_p T) = \nabla \cdot (\kappa \nabla T) \quad (5)$$

式中  $t$  为时间,  $T$  为温度,  $\rho$  为控制单元中的密度,  $p$  为控制单元中的压力,  $\sigma$  为表面张力,  $\kappa$  为有效导热系数,  $c_p$  为比定压热容.

参照单相流周期性脉冲对流换热的场协同处理方法<sup>[16]</sup>,对能量方程(5)在一个周期内求积分平均,并考虑其是周期性对流换热问题,化简后

$$\frac{1}{T^*} \int_0^{T^*} \left[ \int_0^{\delta_{i,y}} \mathbf{u} \nabla (\rho c_p T) dy \right] dt = \overline{q_w}(x) \quad (6)$$

式中  $T^*$  为振荡周期,  $\overline{q_w}(x)$  为周期平均热流密度.

定义在壁面上任意微元  $ds$  处的协同角余弦值和协同角分别为

$$\cos \theta_i = \frac{|\mathbf{U}_i \nabla (\rho_i c_{pi} T_i)|}{|\mathbf{U}_i| \times |\nabla (\rho_i c_{pi} T_i)|} \quad (7)$$

$$\theta_i = \arccos \frac{|\mathbf{U}_i \nabla (\rho_i c_{pi} T_i)|}{|\mathbf{U}_i| \times |\nabla (\rho_i c_{pi} T_i)|} \quad (8)$$

式中  $\mathbf{U}_i$  为面相位  $i$  处速度.

机油的振荡流动是一个大振幅、高转速的瞬态运动过程.相比于振动圆管等的振动传热过程,油腔壁面的运动速度、机油速度、机油与壁面之间的相对速度差别较大.为了全面分析影响换热的因素,研究机油有效速度的变化规律.在壁面上任意微元  $ds$  处,机油速度为  $\mathbf{U}_{\text{oil}}$ ,壁面的运动速度为  $\mathbf{U}_w$ ,则任意微元  $ds$  处机油的相对速度为

$$\mathbf{U}_r = \mathbf{U}_{\text{oil}} - \mathbf{U}_w \quad (9)$$

定义协同角余弦值与相对速度的乘积作为有效速度,其大小表达式为

$$U_{\text{eff}} = |\mathbf{U}_r| \cos \theta_i \quad (10)$$

有效速度  $U_{\text{eff}}$  的物理意义为机油相对速度在温度梯度方向上的分量.有效速度包含了速度、 $\nabla(\rho c_p T)$  及两者夹角余弦值的信息,兼顾了场协

同理论中的大值性原则与匹配性原则,并且还包含了多相流的流体物性参数(如密度、比热容等)。

## 2 物理模型

活塞的油腔为环状轴对称结构,油腔中的振荡传热由三部分构成:一是由于活塞往复运动引起的机油与油腔壁面之间的换热称为轴向换热;二是由于机油从油腔入口流向出口时引起的换热称为周向换热;三是由于机油黏附在壁面引起的换热称为静态换热。其中,活塞往复运动引起的轴向换热占据主导地位<sup>[17]</sup>。因此为简化计算,采用二维空间作为处理问题的环境,常用活塞油腔的截面形状。本文基于某型活塞(见图 1)建立模型。考虑到边界层效应,对壁面附近网格进行局部加密,直到网格数目的变化不再影响壁面表面传热系数的计算,达到网格无关性的条件。划分好的网格模型如图 2 所示,采用四边形网格单元,网格数目为 10 880。

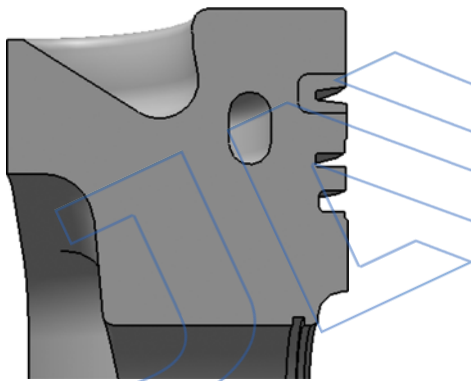


图 1 近椭圆型油腔模型

Fig. 1 Model of highly elliptical oil cooling gallery

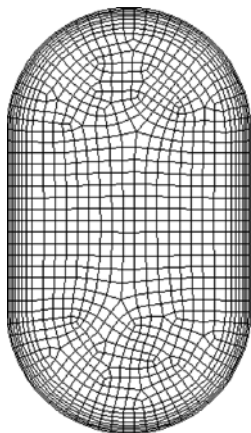


图 2 油腔截面二维网格模型

Fig. 2 Two-dimensional grid model of oil cooling gallery section

采用 Fluent 软件进行模拟,冷却介质选为机油,参照文献[18]设置机油填充率为 50%。计算时采用的物性参数见表 1。湍流模型选用 SST (shear stress transport)  $k-\omega$  模型,壁面处理采用强化壁面处理方式,压力速度耦合选用 PISO (pressure implicit with splitting of operators) 算法,动量方程和能量方程均采用 2 阶迎风格式,并采用 Fluent 动网格技术模拟油腔的往复运动,曲轴转速为 2000 r/min,曲轴回转半径为 50 mm,连杆长度为 150 mm。计算采用的边界条件:壁面设为无滑移速度边界条件,温度为 353 K。初始时刻,整个计算区域内上半部分为空气,下半部分为机油,机油温度为 373 K。仿真分析时以油腔壁面表面传热系数为收敛监测指标。计算采用的时间步长为  $0.25^\circ$  曲轴转角,连续性方程和动量方程误差收敛至  $10^{-3}$ ,能量方程误差收敛至  $10^{-6}$ 。多个计算循环之后,当壁面表面传热系数只与曲轴转角有关,且循环与循环之间的变动较小时,说明油腔中机油的流动换热处于相对稳定状态,取此循环之后的计算结果进行分析。

表 1 机油和空气的物性参数

Table 1 Physical parameters of oil and air

| 参数   | 机油 15W40              | 空气                    |
|--|-----------------------|-----------------------|
| 密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$                     | 847                   | 0.946                 |
| 黏度 $\mu/(\text{Pa} \cdot \text{s})$                  | $11.9 \times 10^{-3}$ | $2.18 \times 10^{-6}$ |
| 比定压热容 $c_p/(\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K}))$    | 2219                  | 1009                  |
| 有效导热系数 $\kappa/(\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K}))$ | 0.137                 | 0.031                 |

## 3 计算结果分析及讨论

### 3.1 协同角余弦值随面相位的分布规律

壁面各处的协同角余弦时均值如式(11):

$$\overline{\cos \theta_{i,\alpha}} = \frac{1}{T^*} \int_0^{T^*} \cos \theta_{i,\alpha} dt^* \quad (11)$$

式中  $i$  为面相位;  $\alpha$  为曲轴转角(与时相位  $t^*$  成正比例关系)。

图 3 为油腔壁面各处的协同角余弦时均值随面相位的分布规律。可以看出,在面相位为  $60^\circ \sim 120^\circ$ (油腔底部区域)和  $240^\circ \sim 300^\circ$ (油腔顶部区域)范围内,即垂直于往复运动方向的油腔顶部和底部,机油在惯性力作用下反复冲击壁面,速度方向近似垂直于壁面。此时,振荡方向与壁面法向方向相同,壁面上的协同角较小,协同角余弦时均值则较大,表明在此空间范围内速度与  $\nabla(\rho c_p T)$

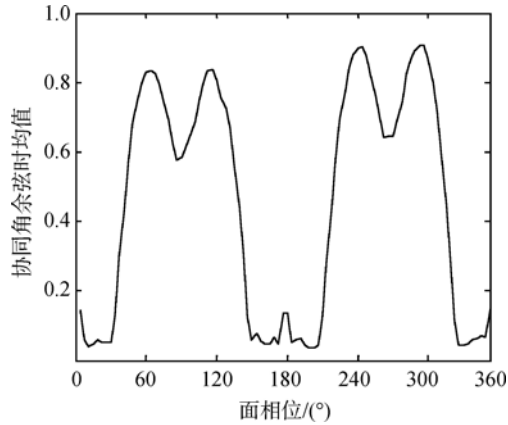


图3 协同角余弦时均值随面相位的分布

Fig. 3 Distributions of time-averaged synergy angle cosine value varying with space

实现了良好的协同匹配;在平行于往复运动方向的油腔两侧壁面,机油近似于沿壁面进行“贴壁”流动,振荡方向与壁面基本平行,此时协同角逐渐增大,因此协同角余弦时均值普遍偏小,表明速度场与 $\nabla(\rho c_p T)$ 协同性能很差.由于油腔是近椭圆形结构,机油又是沿轴向进行往复振荡,因此机油冲击油腔顶部和底部的时间较短.当已有部分机油覆盖油腔顶部或底部时,后续机油对壁面的冲击效应减弱.由图中可见,在面相位为 $90^\circ$ 和 $270^\circ$ 时,协同角余弦时均值略有下降.

### 3.2 相对速度和有效速度的变化规律

壁面各处相对速度及有效速度的时均值如式(12)~式(13)所示:

$$\overline{U_{r,i,\alpha}} = \frac{1}{T^*} \int_0^{T^*} U_{r,i,\alpha} dt^* = \frac{1}{T^*} \int_0^{T^*} (U_{i,oil} - U_{i,w}) dt^* \quad (12)$$

$$\overline{U_{eff,i,\alpha}} = \frac{1}{T^*} \int_0^{T^*} U_{eff,i,\alpha} dt^* = \frac{1}{T^*} \int_0^{T^*} (U_{i,\alpha} \cos \theta_{i,\alpha}) dt^* \quad (13)$$

各时相位的相对速度及有效速度面均值如式(14)~式(15)所示:

$$\overline{U_{r,\alpha,i}} = \frac{1}{S} \int_S |U_{r,\alpha,i}| ds_i \quad (14)$$

$$\overline{U_{eff,\alpha,i}} = \frac{1}{S} \int_S |U_{eff,\alpha,i}| ds_i \quad (15)$$

式中 $S$ 为油腔壁面面积.随着时相位的变化,油腔壁面场参数呈周期性变化规律,因此可只取曲轴转角为 $0^\circ \sim 360^\circ$ 一个周期内的数据进行分析.

图4给出了相对速度和有效速度时均值随面相位的分布规律.在面相位为 $0^\circ$ 和 $180^\circ$ 位置附近

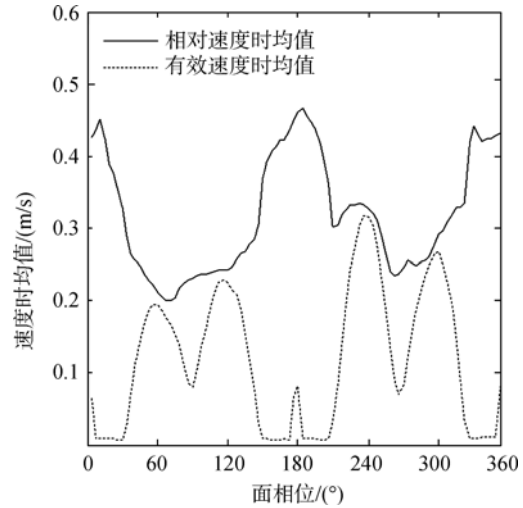


图4 相对速度和有效速度时均值随面相位的分布

Fig. 4 Distributions of time-averaged relative speed and effective speed varying with space

(两侧壁的中心),相对速度时均值达到最大值,但由于该位置速度矢量与壁面基本平行,场协同性能很差,因此该位置的有效速度时均值很小;相反,面相位在 $60^\circ \sim 120^\circ$ (油腔底部区域)和 $240^\circ \sim 300^\circ$ (油腔顶部区域)范围内,相对速度时均值虽然较小,协同角余弦值却很大,有效速度时均值也较大.对比图3可见,有效速度时均值随面相位的分布规律与相对速度时均值的分布规律截然相反,而与协同角余弦时均值的分布规律相同.由此可见,机油振荡之所以能够强化换热,与相对速度的关系不大,而主要取决于有效速度的大小.因此,有效速度时均值可以作为评价机油振荡强化换热性能优劣的指标.

图5给出了相对速度和有效速度面均值随曲轴转角的变化规律.结合图6活塞速度和加速度随曲轴转角的变化规律,分析可知:在 $90^\circ$ 和 $270^\circ$

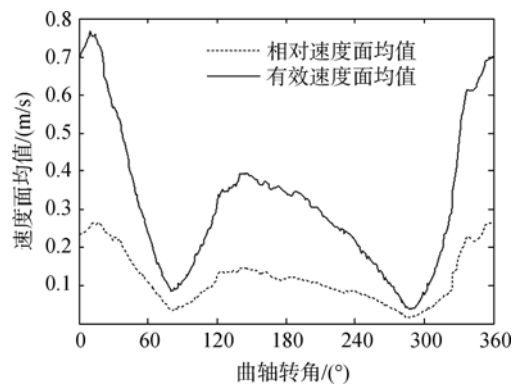


图5 相对速度和有效速度面均值随曲轴转角的变化

Fig. 5 Space-averaged relative speed and effective speed varying with crank angle



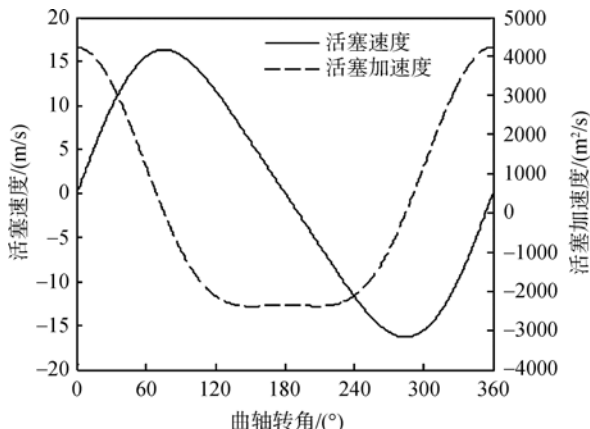


图 6 活塞速度和加速度随曲轴转角的变化

Fig. 6 Speed and accelerated speed of piston varying with crank angle

曲轴转角附近,活塞速度虽然达到最大,但此时加速度为零,因此该时刻机油与壁面之间的相对速度最小,有效速度也最小.该时刻之后,活塞减速运行,但油腔中的机油却仍以最大速度继续流动,在 180°和 360°曲轴转角附近冲击到油腔的底部和顶部,在该时刻附近机油与壁面之间的相对速度和有效速度达到峰值.有效速度面均值随曲轴转角(时相位)的变化规律与相对速度的变化规律基本相同.

### 3.3 表面传热系数的分布规律

壁面各处表面传热系数时均值如下:

$$\overline{h_{i,\alpha}} = \frac{1}{T^*} \int_0^{T^*} h_{i,\alpha} dt^* \quad (16)$$

图 7 给出了壁面各处表面传热系数时均值随面相位的分布规律.图中面相位为 60°~120°为油腔底部区域;面相位为 240°~300°为油腔顶部区

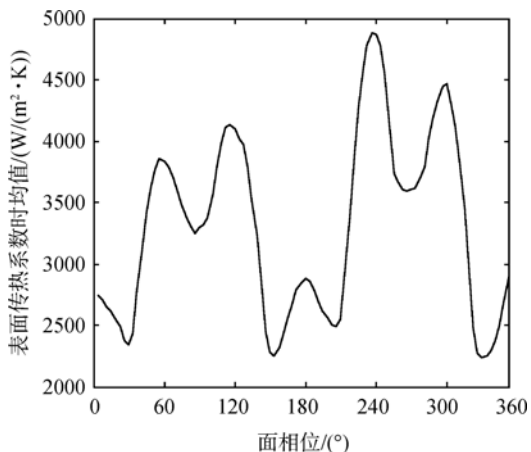


图 7 表面传热系数时均值随面相位的分布

Fig. 7 Distributions of time-averaged surface heat transfer coefficient varying with space

域.结合图 3 可以看出,在协同角余弦值较大的面相位上,其表面传热系数也较大,即油腔顶部和底部区域的表面传热系数明显高于侧壁.其原因主要有两点:一是当协同角余弦时均值较大时,速度方向近似垂直于壁面,机油以较高频率周期性地变速冲击壁面时,壁面滞留的油膜受到冲击振动会减薄,滞留层变薄有利于强化换热,因此在此区域内表面传热系数明显增大;二是由于机油质点进入边界层以后,受到边界层内机油的阻滞作用导致速度逐渐减慢,动量减小,在该机油质点进入到边界层内部的同时,将挤出壁面边界层内的机油或将边界层内层的机油挤到外层,以满足不可压缩连续性控制方程.机油质点在壁面法线方向上的速度分量(即有效速度)决定了机油质点进入到边界层的垂直距离.因此,壁面机油的有效速度越大,表明机油质点进入到边界层内部越深,越有利于壁面与边界层外机油之间热量的交换.由此可见,协同角余弦时均值和有效速度时均值的分布规律决定了表面传热系数时均值的分布规律.

在面相位为 60°~120°和 240°~300°范围内,其场协同匹配性较好,随面相位趋向 180°和 360°时逐渐变差.油腔表面传热系数的分布规律与场协同特征具有明显的一致性,从而发现场协同原理可以有效地解释油腔机油振荡冷却的对流换热特性.

## 4 结 论

1) 油腔壁面的协同角余弦值在面相位为 60°~120°和 240°~300°范围内较大,表明此区域内速度场和温度场实现了良好的协同匹配.在面相位为 90°和 270°时,机油冲击油腔顶部和底部的时间较短,后续机油对壁面的冲击效应减弱,协同角余弦值略有下降.

2) 有效速度随面相位的分布规律与协同角余弦值的分布规律一致.有效速度随曲轴转角(时相位)的变化规律与相对速度的变化规律基本相同.因此,有效速度可以作为评价机油振荡冷却性能优劣的指标.

3) 在场协同的作用下,油腔壁面表面传热系数分布规律与协同角余弦值和有效速度的分布规律一致.

## 参 考 文 献:

[1] 马重芳,宋家林,马庆芳.内燃机的传热和热负荷[M].北京:中国农业机械出版社,1981.

- [2] Kajiwara H, Fujioka Y, Suzuki T, et al. An analytical approach for prediction of piston temperature distribution in diesel engines[J]. The Society of Automotive Engineers of Japan Review, 2002, 23(4): 429-434.
- [3] Nozawa Y, Noda T, Yamada T, et al. Development of techniques for improving piston cooling performance; first report measurement of heat absorption characteristics by engine oil in cooling channel[J]. The Society of Automotive Engineers of Japan Review, 2005, 26(1): 5-8.
- [4] 曹元福, 张卫正, 杨振宇, 等. 封闭空腔中多相流振荡传热特性的数值模拟[J]. 化工学报, 2013, 64(3): 891-896. CAO Yuanfu, ZHANG Weizheng, YANG Zhenyu, et al. Numerical simulation of oscillating heat transfer characteristics in a cavity partly filled with cooling liquid[J]. CIESC Journal, 2013, 64(3): 891-896. (in Chinese)
- [5] 张卫正, 曹元福, 原彦鹏, 等. 基于CFD的活塞振荡冷却的流动与传热仿真研究[J]. 内燃机学报, 2010, 28(1): 74-78. ZHANG Weizheng, CAO Yuanfu, YUAN Yanpeng, et al. Simulation study of flow and heat transfer in oscillating cooling pistons based on CFD[J]. Transactions of CSICE, 2010, 28(1): 74-78. (in Chinese)
- [6] Pottebaum T S, Gharib M. Using oscillations to enhance heat transfer for a circular cylinder[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(17): 3190-3210.
- [7] Evans C A. Cocktail shaker heat transfer science library [D]. Nottingham, Britain: University of Nottingham, 1977.
- [8] Yoshikawa T, Reitz R D. Development of an oil gallery cooling model for internal combustion engines considering the cocktail shaker effect[J]. Numerical Heat Transfer: Part A Applications, 2009, 56(7): 563-578.
- [9] Kajiwara H, Fujioka Y, Negishi H. Prediction of temperatures on pistons with cooling gallery in diesel engines using CFD tools[R]. SAE Paper 2003-01-0986, 2003.
- [10] 过增元. 对流换热的物理机制及其控制: 速度场与温度场的协同[J]. 科学通报, 2000, 45(19): 2118-2122. GUO Zengyuan. Physical mechanism and its control of convective heat transfer: coordination of velocity field and temperature field[J]. Chinese Science Bulletin, 2000, 45(19): 2118-2122. (in Chinese)
- [11] Guo Z Y, Li D Y, Wang B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1998, 41(14): 2221-2225.
- [12] Guo Z Y, Wang S. Novel concept and approaches of heat transfer enhancement[C]// Proceedings of Symposium on Energy Engineering in the 21st Century. New York: Begell House Press, 2002: 118-126.
- [13] 过增元, 黄逸素. 场协同原理与强化传热新技术[M]. 北京: 中国电力出版社, 2004.
- [14] 姜波, 田茂诚, 冷学礼, 等. 振动管外流动与传热实验研究及场协同分析[J]. 振动与冲击, 2009, 28(5): 102-105. JIANG Bo, TIAN Maocheng, LENG Xueli, et al. Experimental study on flow and heat transfer outside vibrating tube and its field synergy analysis[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(5): 102-105. (in Chinese)
- [15] 俞接成, 李志信, 邢程. 流体低速绕流振动圆柱对流换热数值研究[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(4): 670-672. YU Jiecheng, LI Zhixin, XING Cheng. Numerical analysis on convection heat transfer of air flow across a vibrating cylinder[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(4): 670-672. (in Chinese)
- [16] 俞接成. 脉冲流动和壁面振动传热研究[D]. 北京: 清华大学, 2005. YU Jiecheng. Effect of fluid pulsation and wall vibration on heat transfer[D]. Beijing: Tsinghua University, 2005. (in Chinese)
- [17] Nozawa Y, Noda T, Yamada T. Development of techniques for improving piston cooling performance; second report oil movement and heat transfer simulation in piston cooling channel with CFD[J]. The Society of Automotive Engineers of Japan Review, 2005, 26(1): 9-13.
- [18] 曹元福. 高强度活塞振荡冷却强化传热研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2012. CAO Yuanfu. Investigations of oscillating cooling enhanced heat transfer in high power diesel engine piston [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2012. (in Chinese)