

基于缸内燃烧分析的发动机金属温度场计算方法

丁 宁^{1,2}, 徐 政^{1,2}, 陈 明^{1,2}, 张小矛^{1,2}, 王玲芳^{1,2}, 邬文睿^{1,2}

(1. 上海汽车集团股份有限公司技术中心, 上海 201804;

2. 上海市汽车动力总成重点实验室, 上海 201804)

Engine Metal Thermal Analysis Method Based on In-Cylinder Combustion Analysis

DING Ning^{1,2}, XU Zheng^{1,2}, CHEN Ming^{1,2}, ZHANG Xiaomao^{1,2}, WANG Lingfang^{1,2}, WU Wenrui^{1,2}

(1. SAIC Motor Technical Center, Shanghai 201804, China;

2. Shanghai Key Laboratory of Automobile Power-Train, Shanghai 201804, China)

Abstract: In order to improve the accuracy of engine head and block metal thermal analysis, a thermal analysis method based on the in-cylinder combustion analysis was put forward. First, the in-cylinder combustion analysis was performed to research convections according to the engine calibration. Then, the water jacket flow analysis was done to evaluate heat transfer coefficient. Next, the friction between piston rings and liner and the conduction between piston and liner were taken into account. Finally, the head and block thermal analysis was done based on the above thermal boundary conditions. The result shows that with the proposed method the head and block temperature ranges and distributions are very reasonable, and the temperatures show good consistency at the monitor points in the simulation and test.

摘要: 为了提高发动机缸盖、缸体金属温度场分析的准确度,提出了一种基于缸内燃烧分析的发动机金属温度场分析方法。首先,基于发动机的标定信息,进行了缸内的燃烧分析,研究了各部分边界上的对流传热量;其次,进行了水套的流动分析,对其传热系数进行了评估;再次,考虑了活塞环与缸壁的摩擦换热及活塞与缸壁的热传导;最后,基于上述的热边界条件进行了金属温度场的计算,并与试验进行了验证。结果表明:采用该算法,缸盖、缸体金属温度场分布比较合理,监测点温度与试验比较吻合。

关键词: 发动机; 燃烧分析; 传热系数; 摩擦; 热传导

Key words: engine; combustion analysis; heat transfer coefficient; friction; conduction

DOI: 10.13949/j.cnki.nrjgc.2017.05.021

中图分类号: TK464

文献标识码: A

0 概述

发动机缸盖、缸体的结构温度场计算作为发动机 CAE 的重要内容,是缸盖、缸体强度分析的重要组成部分,同时也是高周疲劳分析、低周疲劳分析的基础,在整个发动机 CAE 分析体系当中具有十分关键的作用^[1-2]。但是,该温度场的计算受到气体侧对流传热、

水侧对流传热、活塞与缸壁的摩擦换热、活塞与缸壁的热传导及金属的材料属性等多种因素共同影响,计算难度比较大。对于现有机型的计算,现在行业内普遍采用的方法是基于经验来调整各部件的传热系数,通过多轮的重复计算不断接近试验值。这种方法存在的缺陷主要有三个方面:(1) 无法反映发动机标定对于温度的影响。金属温度依赖于发动机的燃烧,而

收稿日期: 2016-06-12

作者简介: 丁 宁(1981—),男,博士生,高级工程师,主要研究方向为内燃机燃烧学, E-mail: dingning5551430@163.com。

燃烧又受到了发动机配气、喷油、点火时刻等发动机标定参数的影响,同一机型不同的标定策略,金属温度场是不同的。(2)对于新机型的开发,燃烧系统往往进行较大的变动,在这种情况下无法基于原有的经验来调整传热系数,因此不具备预测性。(3)传统经验方法一般是分区域输入热膜值,相同区域输入的量是一样的,由于经验的限制,区域不会很多,数值也不会很精确。

本文提出了一种新的基于缸内燃烧分析的发动机金属温度场计算方法。该方法是在燃烧分析后直接投射热膜边界到结构网格对应的表面,每个网格上的数据都是精确的,因此准确度更高。另外,在缸体温度场计算方面该方法考虑得更加细致,不仅包括燃烧的对流传热计算,还考虑了摩擦换热计算和热传导计算;并且这些量均基于活塞空间的位置而加载不同的数值,均有相应的算法进行支撑;更重要的是该方法可以反映发动机具体的燃烧标定,并且具有一定的预测性。利用该方法进行了某款排量为 1.5 L 的直列 4 缸发动机缸盖、缸体温度场分析,并且与试验进行对比研究。

1 金属温度场分析体系

图 1 为温度场分析的体系图,分为缸盖和缸体两部分,分别提供热膜边界条件。所谓“热膜”就是指 CFD 计算输出的各部件表面的温度和对流传热系数。该数值是一个循环平均的量,并且部件表面的位置和结构不同,数值也是不同的。一般先将结构分析软件 Abaqus 的缸盖、缸体燃烧域的内表面提取出来,在流体分析软件 Converge 中建模进行瞬态燃烧计算。将表面的温度、传热系数进行循环平均,再利用投射(Mapping)的方法输入到结构网格对应的表面,实现数据的加载。同样水套部分热膜加载,是通过 STAR-CCM+ 软件进行流体 CFD 计算,然后再通过投射的方法加载到结构网格对应的表面。加载了对应部件表面的热膜输入,再结合其他的一些数据,Abaqus 软件就能够完成温度场计算、热应力计算和变形计算等一系列复杂的计算。缸盖部分需要提供火焰面热膜、进排气道热膜、气门和导管热膜及缸盖水套热膜;缸体部分需要提供衬套气体侧热膜、活塞缸壁摩擦热膜、活塞缸壁热传导热膜和缸体水套热膜。

2 缸内燃烧分析

2.1 试验样机

本文所研究的发动机是一款排量为 1.5 L 的直

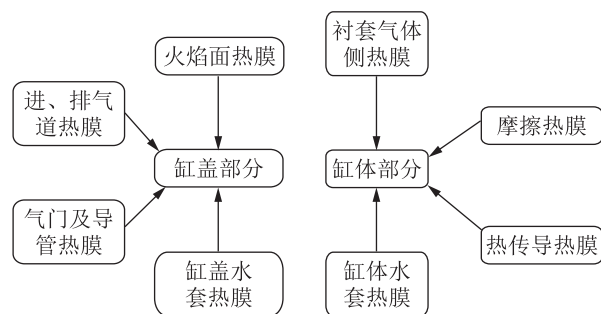
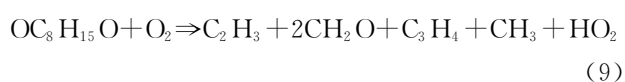
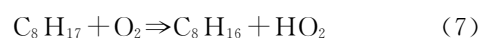
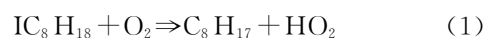


图 1 温度场分析的体系

列 4 缸自然吸气发动机,其喷射系统采用进气道低压喷射。针对最大功率点 6 000 WOT,采用了 Converge 软件 2.1 版进行缸内瞬态流动、燃烧分析。由于是在进气道中闭阀喷射,采用了在进气边界设置吸入均匀混合气的方法。进排气门配气相位和一维瞬态边界条件均来自于 GT-Power 软件的结果,点火时刻的设置为止点前 18°曲轴转角。该分析过程包括了进气、压缩、做功和排放完整的 4 个冲程,共 720°曲轴转角。

2.2 模型设置

本文中流体网格的基础尺寸设置为 4 mm,对于气阀和缸内网格采用了局部网格加密方法(Grid embedding),并对整个流体区域应用了自适应网格加密(Adaptive Mesh Refinement),进一步提高了计算精确度和计算速度。自适应网格的上限是 100 万。图 2 为该发动机燃烧系统几何示意图。本文湍流模型采用了 RNG $k-\epsilon$ 模型;燃烧模型应用的是 SAGE and multi-zone 模型,该模型是一款详细化学反应模型^[3-5],考虑了 38 种组分和 58 步化学反应,部分化学反应式如下。



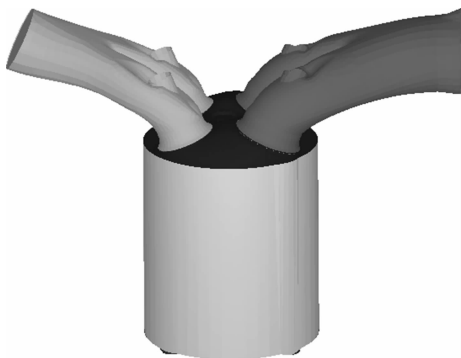
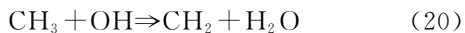
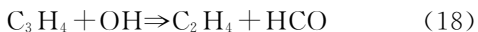
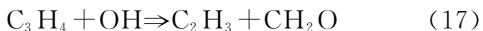
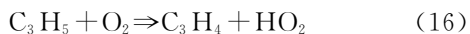
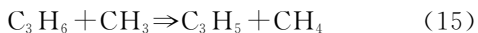


图 2 发动机燃烧系统几何示意图

2.3 计算结果

图 3 和图 4 分别为缸内平均压力和温度随曲轴转角变化的曲线。从中可以发现 Converge 软件分析的结果和 GT-Power 软件预测的结果基本一致,说明计算结果具有可靠性。之后需要将燃烧分析的温度和传热系数结果按式(22)和式(23)进行时间的积分平均,然后投影到相应的结构网格上。图 5 和图 6 分别为缸内燃烧输出的各部件的积分平均温度和传热系数。表 1 为各部分边界上具体的对流传热量列表,从中可以清楚地看出排气道、火焰面和活塞的传热比例较高。

$$\bar{h}_{(x)} = \frac{1}{\varphi_2 - \varphi_1} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} h_{(x)} \cdot d\varphi \quad (22)$$

$$\bar{T}_{G(x)} = \frac{1}{(\varphi_2 - \varphi_1) \cdot \bar{h}_{(x)}} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} h_{(x)} \cdot T_{G(x)} \cdot d\varphi \quad (23)$$

式中, φ 为曲轴转角; φ_1 与 φ_2 分别为分析的起始曲轴转角和结束曲轴转角; $\bar{h}_{(x)}$ 为在特定位置的平均传热系数; $\bar{T}_{G(x)}$ 为特定位置的近壁面平均温度。

3 活塞环-缸壁的摩擦换热

对于缸壁上的热量输出,除了要考虑到燃烧所引起的对流传热之外,活塞环和缸壁之间的摩擦换

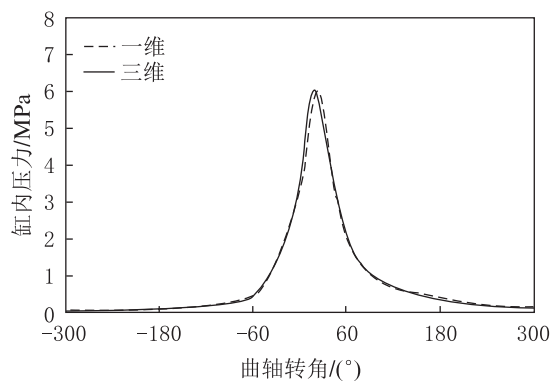


图 3 缸内平均压力

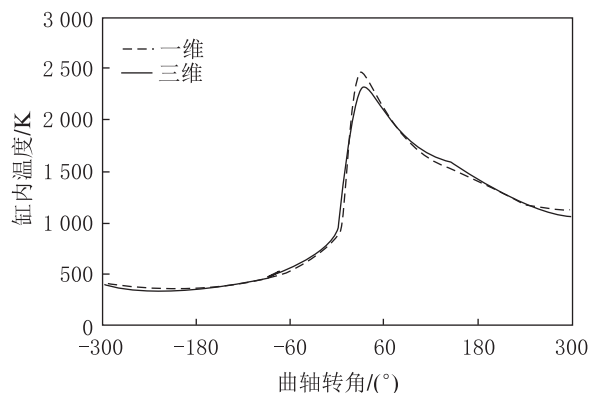


图 4 缸内平均温度

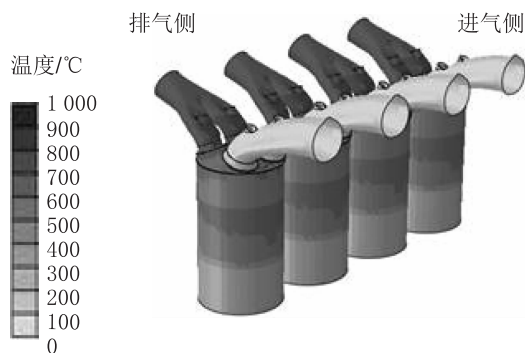


图 5 积分平均温度场



图 6 积分平均传热系数

热也是不可或缺的。一般活塞总成都包括 3 个活塞环,即 2 个气环和 1 个油环。活塞在缸内进行高速

表 1 各部分边界上的对流传热量

位置	平均传热系数/ (W·(m ² ·K) ⁻¹)	平均温度/ ℃	传热面积/ m ²	传递功率/ W
排气道	467.45	653	0.041 70	-8 440.2
排气阀底部	1 058.19	760	0.004 74	-805.3
排气阀杆部	818.12	759	0.007 12	-637.6
火力面	726.67	534	0.013 00	-2 689.6
进气道	198.26	52	0.052 00	181.8
进气阀底部	763.79	613	0.006 48	-561.2
进气阀杆部	309.64	157	0.008 48	637.4
活塞	643.19	648	0.018 77	-5 415.8

往复运动时,与缸壁之间产生的摩擦力公式为^[6]:

$$F_R = (-\operatorname{sign}(u) \cdot c_1 \sqrt{|u|}) \cdot \left(1 - c_2 \frac{T_{\text{Ol}} - T_{\text{Ol,Bez}}}{T_{\text{Ol,Bez}}}\right) \cdot \left(1 + c_3 \frac{p - p_{\text{Bez}} - \tau_{\text{Bez}} + \tau}{p_{\text{Bez}}}\right) \cdot c_4 \cdot \left(\frac{d}{d_{\text{Bez}}}\right) \quad (24)$$

式中, F_R 为活塞环与缸壁之间的摩擦力; u 为活塞的瞬态运动速度; T_{Ol} 为机油的温度; $T_{\text{Ol,Bez}}$ 为机油的标准参考温度(40℃); p 为缸内气体的压力; p_{Bez} 为标准参考压力(0.1 MPa); τ 为活塞环张紧力; τ_{Bez} 为活塞环标准参考张紧力(3 个环从上到下分别为 35 N、39 N、57 N); d 为缸径; d_{Bez} 为标准参考缸径(165 mm);常数 c_1 、 c_2 、 c_4 分别为 28、0.25、2.59; c_3 取值见式(25)。

$$c_3 = \begin{cases} a \cdot \left(\frac{v_{\text{Bez}}}{b \cdot v^2 + c \cdot |u| + d} + e \cdot |u|^h\right) \cdot \left(f \cdot \frac{p^g}{p_{\text{Bez}}}\right) \cdot \left(\frac{T_{\text{Ol,Bez}} + 20}{T_{\text{Ol}}}\right)^k & u > 0 \\ a \cdot \left(\left(\frac{v_{\text{Bez}}}{b \cdot v^2 + c \cdot |u| + d} \cdot \frac{p^g}{p_{\text{Bez}}} \cdot f\right) + e \cdot |u|^h\right) \cdot \left(\frac{T_{\text{Ol,Bez}} + 20}{T_{\text{Ol}}}\right)^k & u < 0 \end{cases} \quad (25)$$

式中, a 、 b 、 c 、 d 、 e 、 f 、 g 为常数,取值见表 2。

表 2 常数列表

条件	a	b	c	d	e	f	g	h	k
$u > 0$	0.10	3.00	3.00	5.00	1.35	0.20	1.02	1.00	2.00
$u < 0$	0.18	0.15	0.15	0.15	0.38	0.65	0.88	0.71	3.60

活塞环与缸壁摩擦所产生的热流密度方程如下:

$$\dot{q}_{\text{Reibung}}(\varphi) = \frac{F_R \cdot c(\varphi)}{d \cdot \pi \cdot h_{\text{Ring}}} \quad (26)$$

式中, $\dot{q}_{\text{Reibung}}(\varphi)$ 为活塞环与缸壁之间的瞬态热流密度; $c(\varphi)$ 为活塞环的瞬态速度; h_{Ring} 为活塞环的高度。

本文活塞总成的 3 道活塞环分别距离活塞顶面

5 mm、8 mm、10 mm。各个活塞环与缸壁的侧向摩擦力随曲轴转角的变化见图 7,摩擦所产生的热流密度沿缸筒轴向分布规律见图 8。

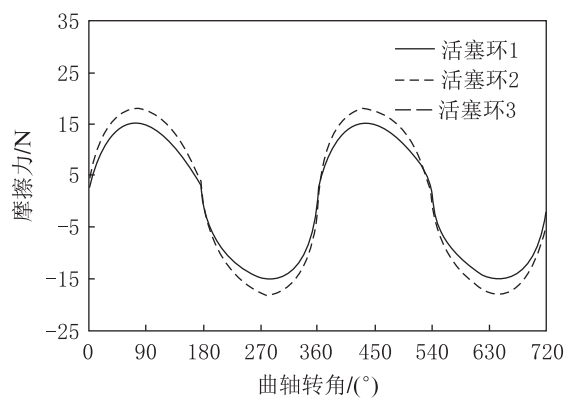


图 7 活塞环与缸壁之间的侧向摩擦力

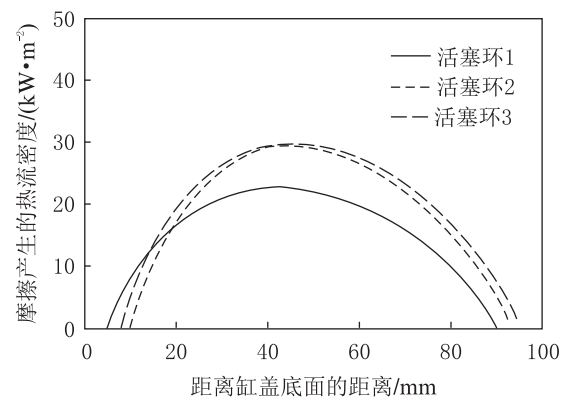


图 8 摩擦所产生的热流密度

4 活塞-缸壁的热传导

对于活塞总成和缸壁之间的热传导,除了要考虑 3 个活塞环和缸壁之间的热量传递,还要考虑活塞裙部与缸壁之间的热传导。根据文献^[6]的测试数据结果,活塞环的传热比例和活塞裙部的传热比例分别占到缸内气体向活塞换热总量的 6% 和 18%,其余 68% 的热量则由刮下的机油通过活塞油槽带入油底壳中,各部分的热流密度分配基于对试验测试数据曲线的拟合。总的缸内气体与活塞换热热量来自 Converge 软件进行的燃烧计算,为 5 416 W。其热流密度沿着缸筒轴向分布规律见图 9。

5 水套 CFD 分析

发动机冷却水套 CFD 计算采用 STAR-CCM+ 软件 8.04 版,分析主要考虑冷却水在发动机燃烧室附近的流速分布及流动阻力。通过一维冷却水循环分析模拟了整个冷却系统的流量分配,将计算得到的水套流量、压力等结果作为三维 CFD 分析的边界

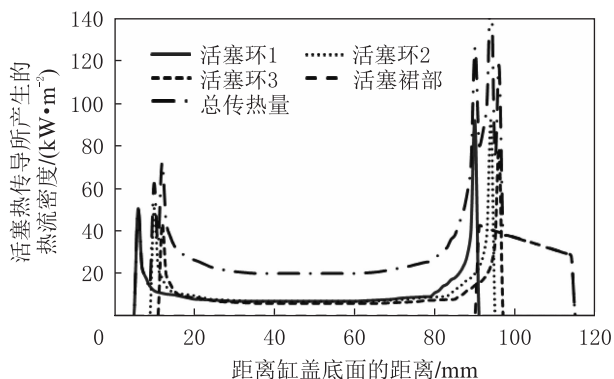


图9 活塞热传导所产生的热流密度

条件。在三维 CFD 分析中,主要考察发动机在最高负荷工况下的冷却液分布。由于采用了双节温器控制,模型中包含了水泵蜗壳、发动机水套及节温器壳体三部分。根据水泵叶轮的几何参数计算得到叶轮出口流速分布,输入模型中作为进口边界条件,出口则设置为压力边界条件。进口温度、壁面温度等边界条件也进行了相应的设置。计算结束需要将有限元网格导入 CFD 软件,然后将水套侧热膜映射上去。

图 10 为标定工况下缸盖水套壁面传热系数 HTC 的分布图。水套传热系数的大小主要取决于壁面附近流体边界层性质。在壁面温度较低而不出现沸腾时,其传热性质可参考一般湍流放热来进行分析。考虑到冷却水套内局部区域的冷却水可能进入核态沸腾,计算中通过 Rosehnow 模型来计算和修正发生沸腾后冷却液与壁面间的传热:

$$q_{bw} = \mu_l h_{lat} \sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}} \left(\frac{c_{pl}(T_w - T_{sat})}{C_{qw} h_{lat} Pr_{lp}^{n_p}} \right)^{3.03} \quad (27)$$

式中, μ_l 为动力黏度; h_{lat} 为汽化潜热; c_{pl} 为比热容; ρ_l 为密度; Pr_{lp} 为普朗特数; n_p 为普朗特系数,默认值为 1.73; g 为重力加速度; ρ_v 为蒸汽密度; σ 为气液表面张力系数; T_w 为壁面温度; T_{sat} 为饱和蒸汽温度; C_{qw} 为经验系数。

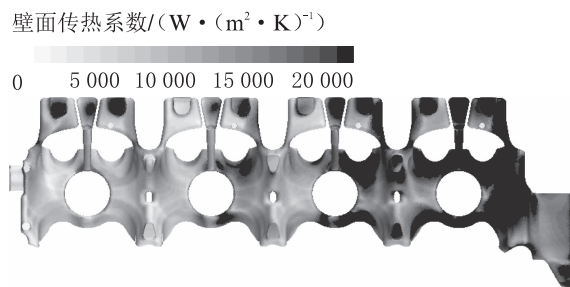


图10 缸盖水套壁面传热系数分布图

6 结构温度场分析

缸体、缸盖结构温度场分析是发动机结构 CAE

分析的基础。各部件温度大小和温度的分布规律直接关系到结构的可靠性、耐久性。通过传统的布置热电偶等试验方法,仅能测得局部结构温度值;而通过 CAE 方法可以直观地观测到各个部件的温度,有利于解决实际工程问题。

本文发动机结构有限元模型是采用 Abaqus 软件 6.14 版建立的,包括缸盖、机体、缸盖螺栓、垫片、气门、气门座圈、导管、火花塞等,网格总数约为 100 万。其中热问题比较突出的部位主要是发动机火焰面的鼻梁区、排气门座圈、排气门导杆、排气阀和机体缸间区域等。图 11 为缸盖温度场分布图,其中火焰面的鼻梁区温度最高为 250 °C,整体分布十分合理。图 12 为缸体燃烧室壁面的温度场分布图,温度分布在 100 °C~205 °C 之间,温度最大值出现在缸间中上部,符合实际情况。

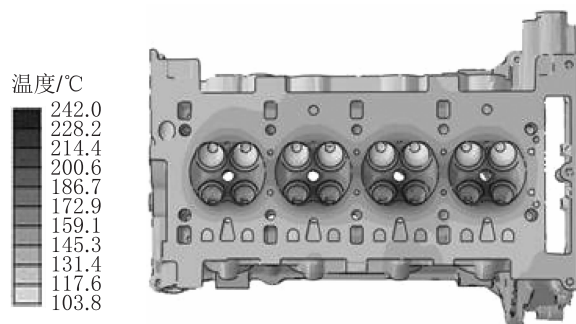


图11 缸盖温度场分布图



图12 缸体燃烧室壁面温度场分布图

7 试验验证

进行了缸盖金属温度测试,测点总数为 5 个,位置如图 13 所示。所有测点均使用 K 型铠装热电偶,并使用导热胶以便于热电偶测点与金属内孔表面接触,用高温粘结剂密封穿水套的孔,用快干胶将热电偶快速固定于发动机合适位置,用金属修补剂或液态金属或 AB 胶成形固定热电偶以防止脱落或振动,且排气侧热电偶使用锡箔纸包裹以防止过热对热电偶造成损伤。试验主要进行了稳态工况的测

量。节温器处于全开状态,发动机沿全负荷功率曲线,从 1 000 r/min 开始以 500 r/min 的速度增至 6 000 r/min,冷却液出口温度控制在 $(105 \pm 2)^\circ\text{C}$ 。CAE 分析和台架试验主要对比 6 000 r/min 全负荷工况的结果,如表 3 所示。可以发现各测点的计算值和温度值比较吻合,误差均在 4% 以内,其中鼻梁区的误差最小,为 2.42%。上述对比证明了该算法具有较高的准确度。

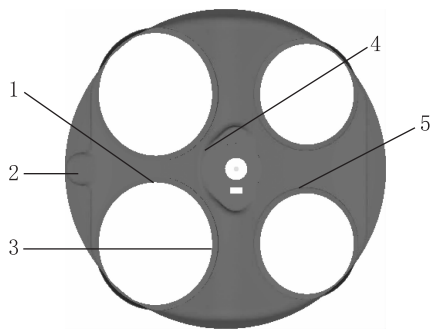


图 13 测点对应位置示意图

表 3 温度测试结果对比

测点	温度计算值/K	温度测量值/K	误差/%
1	185	178	3.78
2	151	147	2.64
3	201	196	2.48
4	211	205	2.84
5	247	241	2.42

8 结论

(1) 利用 Converge 软件分析得到的缸内瞬态平均压力和温度结果与 GT-Power 软件预测的结果基本一致,说明计算结果具有可靠性。各部分边界上具体的对流传热量表明,排气道、火焰面和活塞的传热比例较高。

(2) 缸盖、缸体温度场分布比较合理。缸盖火焰面的鼻梁区温度最高为 250°C ;缸体燃烧室壁面的温度分布在 $100^\circ\text{C} \sim 205^\circ\text{C}$ 之间,温度最大值在缸间中上部,符合实际情况。

(3) 通过 CAE 分析和台架试验对比发现,各测点的计算值和温度值比较吻合,误差均在 4% 以内,其中鼻梁区的误差最小,为 2.42%,证明了该算法的准确度。

参考文献:

- [1] 杨怀刚,詹樟松,郑建军,等. 内燃机缸盖开发的 CAE 系统工程与应用[J]. 内燃机工程,2015,36(3):140-146.
YANG H G, ZHAN Z S, ZHENG J J, et al. CAE system engineering and application of cylinder head of internal combustion engine[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering,2015,36(3):140-146.
- [2] 徐元利,姚春德. 高强度柴油机燃烧过程的优化研究[J]. 内燃机工程,2011,32(3):32-36.
XU Y L, YAO C D. Optimization of combustion process for high power diesel engine[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering,2011,32(3):32-36.
- [3] MANDHAPATI R, WANG M, DAI M, et al. Acceleration of detailed chemical kinetics using multi-zone modeling for CFD in internal combustion engine simulations [C]//SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2012, 2012-01-0135.
- [4] CONVERGETM. A three-dimensional computational fluid dynamics program for transient flows with complex geometries [M]. Madison:Convergent Science Inc.,2009.
- [5] BABAJIMOPOULOS A, ASSANIS D N, FLOWERS D L, et al. A fully coupled computational fluid dynamics and multi-zone model with detailed chemical kinetics for the simulation of premixed charge compression ignition engines[J]. International Journal of Engine Research,2005,6(5):497-512.
- [6] KLAUS B, ZEILINGER K. Heat transfer of piston rings and liner[M]. Munich: FVV,1995.