

DOI: 10.3901/JME.2009.12.311

柴油机缸内辐射换热的多维数值模拟研究*

刘健^{1,3} 吕继组² 计时鸣³

- (1. 浙江工业职业技术学院机电工程分院 绍兴 312000;
2. 大连理工大学工程力学系 大连 116023;
3. 浙江工业大学机电工程学院 杭州 310032)

摘要: 对柴油机来说,辐射换热极为重要,在缸内总传热量中占有非常大的比重,直接关系到发动机热效率及因传热引起的各种热负荷、热强度问题,同时,辐射换热对燃烧系统的研究也十分重要,辐射热流量会深刻影响内燃机的燃烧性能,对发动机的各种燃烧产物的形成产生至关重要的影响。为此,利用离散传递法实现柴油机缸内辐射换热的多维数值模拟,通过多维模拟计算同时考察燃烧室部件表面发射率及喷雾提前角对柴油机缸内辐射换热的影响。结果表明:活塞的辐射热流量峰值高于缸盖的辐射热流;缸盖的辐射热流量的最大值并不在中心位置处,而是随时间变化;随着壁面辐射率的增加,缸内向燃烧室部件辐射换热量逐渐增大;喷雾提前角直接影响所有燃烧室部件表面的辐射热流密度。

关键词: 柴油机 辐射换热 缸内 多维模拟

中图分类号: TK421

Study on Multi-dimensional Numerical Simulation of In-cylinder Radiation Heat Transfer of Diesel Engine

LIU Jian^{1,3} LV Jizu² JI Shiming³

- (1. School of Mechanical Manufacture and Automation, Zhejiang Industry Polytechnic College, Shaoxing 312000;
2. Department of Engineering Mechanics, Dalian University of Technology, Dalian 116023;
3. School of Mechanical Manufacture and Automation, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310032)

Abstract: Radiation heat transfer is extremely important for diesel engine and occupies very high ratio in total heat transfer capacity of in-cylinder. It is directly related to the diesel engine heat efficiency and all kinds of heat load and heat intensity caused by heat transfer. At the same time, the study on radiation heat transfer on combustion system is also important, for the combustion performance of internal combustion engine and formation of all combustion products will be observably effected. Hence, the multi-dimensional transient numerical simulation of in-cylinder radiation heat transfer is performed by using discrete transfer radiation method (DTRM), and the effect of surface emissivity and fuel injection advance angle on in-cylinder radiation heat transfer is investigated. The results show that the maximal radiative heat flux of piston surface is larger than that of head surface; the maximal radiative heat flux of head surface is not at the central position but changes with time. The radiative heat flux of wall surfaces is enhanced with the increase of emissivity of wall surfaces; the radiative heat flux of all combustion chamber components is directly affected by the advance angle of fuel injection.

Key words: Diesel engine Radiation heat transfer In-cylinder Multi-dimensional numerical simulation

0 前言

对柴油机来说,辐射换热极为重要,在缸内总

传热量中占有非常大的比重,直接关系到发动机热效率及因传热引起的各种热负荷、热强度问题,同时,辐射还会深刻影响内燃机的燃烧性能。因此,它历来都是发动机传热研究的一个重要领域。特别是随着计算机技术和计算方法的飞速发展,内燃机辐射传热的模拟仿真技术也在不断完善。早期主要

*国家自然科学基金(50575208)和浙江省自然科学基金(M503099)资助项目。20090212收到初稿,20090831收到修改稿

是利用试验结果得出经验性公式进行计算,直到 20 世纪 80 年代以后,一些研究者开始致力于开发内燃机缸内辐射换热的准维、多区乃至多维模型。1983 年, CHAPMAN^[1]提出一个在几何处理上比较细致的柴油机辐射换热多区模型。1986 年, MOREL 等^[2]提出缸内辐射的双区辐射模型;1990 年,周全保等^[3]沿用林慰梓气相射流喷雾模型建立了一个多区辐射模型;1992 年, BLUNSDON 等^[4]利用 KIVA-2 程序,采用离散传递法对一台柴油机辐射传热进行了模拟研究,计算结果与试验结果相当吻合;1997 年, ABRAHAM 等^[5]采用多维 CFD 软件利用离散坐标法计算了柴油机缸内辐射传热;2000 年,严兆大等^[6]将蒙特卡洛法引入柴油机缸内辐射传热计算;2003 年, WIEDENHOEFER 等^[7]同样采用离散坐标法与 KIVA-III 耦合计算了柴油机缸内辐射传热;2008 年,姜晓光等^[8]利用 Fluent 中的 P-1 模型对一柴油机缸内辐射换热进行了多维模拟计算。而目前主要的多维辐射传热模拟方法有:热流法、蒙特卡洛法、球形谐波近似法、离散坐标法和离散传递法等^[9]。其中,离散传递法是一种相对较新的辐射传热计算方法,它通过离散的空间和边界网格对热辐射射线进行跟踪,因此兼具区域法和蒙特卡洛法的特点,同时此方法还易于与流场计算相耦合。因此本文利用离散传递法对柴油机缸内工程辐射换热进行多维数值模拟计算,分别考察燃烧室部件表面发射率及喷雾提前角对缸内辐射换热的影响。

1 模型的建立

对柴油机缸内辐射换热的多维瞬态模拟计算来说,其缸内工作过程涉及气体流动、燃油喷射、雾化、燃烧、污染物形成和壁面换热等,为了对其进行模拟计算,需要建立的数学模型主要包括:湍流模型、喷雾燃烧模型、排放模型以及壁面换热模型,其中壁面换热模型包括对流换热模型和辐射换热模型。

1.1 湍流模型

本文选用的湍流模型是 AVL-Fire 中的 $k-\zeta-f$ 湍流模型^[10]。此模型是在 DURBIN^[11]的 $\overline{v^2}-f$ 模型的基础上发展起来的,其中,速度尺度 $\zeta = \overline{v^2}/k$, 替代 $\overline{v^2}$ 。经过修正后, $k-\zeta-f$ 模型与 DURBIN 的 $\overline{v^2}-f$ 模型相比,更加稳定,收敛性也得到极大改善。湍能 k , 湍能耗散率 ε , 速度尺度 ζ 的求解方程为

$$\rho \frac{dk}{dt} = \rho(p_k - \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (1)$$

$$\rho \frac{d\varepsilon}{dt} = \rho \frac{C_{\varepsilon 1} p_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon}{T} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (2)$$

$$\rho \frac{d\zeta}{dt} = \rho f - \rho \frac{\zeta}{k} p_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

模型中 f 的计算由式(4)得到

$$f - L^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x_j \partial x_j} = \left(C_1 + C_2 \frac{p_k}{\zeta} \right) \frac{(2/3 - \zeta)}{T} \quad (4)$$

在湍流耗散率 ε 方程式(2)中, $C_{\varepsilon 1}^*$ 采用式(5)计算

$$C_{\varepsilon 1}^* = C_{\varepsilon 1} (1 + 0.045 \sqrt{1/\zeta}) \quad (5)$$

式中, ρ 为气体密度; p_k 为压力; T 为湍能时间尺度; L 为湍能长度尺度; μ 为粘度; μ_t 为涡流粘度; $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k , σ_ε , σ_ζ , C_1 , C_2 为定常数。

1.2 喷雾燃烧模型

喷雾模型必须包括一些用于计算燃油雾化、蒸发、破碎、碰壁的子模型。本研究在计算中选用的喷雾子模型主要有:燃油湍流耗散选用 Gosman 模型^[12];粒子相互作用选用 O'Rourke 模型^[13];蒸发选用 Dukowicz 模型^[14];破碎选用 Wave 模型^[15];碰壁选用 Walljet1 模型^[16]。

燃烧模型是建立在物质运输和有限速率化学反应基础上的,模型的准确性直接决定整个模拟计算的准确性。为此,本文采用特征时间模型^[17] (Characteristic timescale model, CTM)模拟柴油机的缸内燃烧过程,其与 Wave 破碎模型相结合可以更好地应用于柴油机的喷雾燃烧模拟。

1.3 壁面对流换热模型

Han-Reitz^[18]的湍流壁面换热模型在本研究中被用来计算缸内气体与壁面的对流换热。壁面对流换热是一种典型的边界层现象,而此模型充分考虑了壁面边界层内气体密度的变化和湍流 Plantl 数的增加对传热的影响,且对壁面附近的网格质量要求较低。

壁面热流计算采用

$$q_w = \frac{\rho C_p u_\tau T \ln(T/T_w)}{2.1 \ln(y^+) + 2.5} \quad (6)$$

式中, C_p 为气体比定压热容, u_τ 为壁面剪切速率, T_w 为壁面温度, y^+ 为壁面边界量纲一距离。

1.4 壁面辐射换热模型

本文采用离散传递法对柴油机缸内辐射传热进行多维瞬态模拟计算。离散传递法是一种相对较新的辐射传热计算方法^[19],它通过离散的空间和边界

网格对热辐射射线进行跟踪,因此兼具区域法和蒙特卡洛法的特点,与蒙特卡洛法的主要区别在于其特征射线的方向是人为规定的而不是随机选取的。其基本思想是将换热的边界作为辐射的吸收和发射源,将边界网格面上向半球空间发射的辐射能离散成有限数量的能束,这些能束穿过内部网格被介质吸收后到达另外的边界面,在各边界网格面上进出的辐射能达到平衡。因此,离散传递法只在两个边界之间跟踪能束的传递和吸收,而不像蒙特卡洛法要跟踪到概率吸收位置,但常需要考虑壁面的反射,故此也克服了蒙特卡洛法的统计误差及计算时间长的缺点。同时此方法还易于与流场计算相耦合。

另外,由于离散传递法在特征射线中处理散射法尚有困难,故均假定介质无散射,则在第 n 个网格单元上的辐射强度变化为

$$i'_{n+1} = i'_n(1 - \varepsilon(T, x_i)) + \frac{\sigma T_g^4}{\pi} \varepsilon(T, x_i) \quad (7)$$

式中, i'_n 和 i'_{n+1} 分别为进入和离开内部控制单元体 n 的辐射强度; $\varepsilon(T, x_i)$ 表示所有波长射线总的发射率,其取决于局部的温度和流体的物性; σ 为波尔茨曼常数; T_g 为介质温度。

而离开壁面的辐射强度为

$$i' = \frac{q_{\text{out}}}{\pi} = (1 - \varepsilon_w) \frac{q_{\text{in}}}{\pi} + \varepsilon_w \frac{\sigma T_w^4}{\pi} \quad (8)$$

式中, ε_w 为壁面发射率; T_w 为壁面温度。

对柴油机缸内工作过程的辐射换热的模拟计算来说,由于其涉及燃烧反应及碳烟的生成,必须考虑参与介质(辐射气体)随光谱强烈变化的辐射特性。本文将缸内燃气处理为灰气体,其吸收系数利用灰气体加权和模型(Weighted sum of gray gases model, WSGGM)^[20]计算。

1.5 排放模型

柴油机中 NO_x 的生成过程十分复杂,一般需要通过试验或数值模拟来确定,其中扩展的 Zeldovich 机理^[21]在 NO_x 的预测中较为准确,为此本文采用扩展的 Zeldovich 机理来预测缸内 NO_x 排放物的生成。

碳烟(Soot)作为柴油机最重要的有害排放物之一,是影响缸内辐射的主要因素,其是燃料在高温缺氧条件下燃烧时形成的,主要成分是碳。对缸内工作过程的多维瞬态模拟来说,碳烟的准确预测是十分重要的。本文认为碳烟的生成是燃油蒸汽与氧的一次反应,碳烟的氧化则是碳烟与氧进行的二次反应,分别采用 Hiroyasu Model 模型^[22]计算碳烟的成核和颗粒的表面成长,利用 Nagle and Strickland-Constable Model 模型^[23]计算碳烟的氧化。

2 模拟计算

2.1 发动机参数

本文以一柴油机单缸作为研究对象,发动机的基本性能参数为:功率为 180 kW,转速为 2 300 r/min,缸径为 106 mm,活塞行程为 125 mm,压缩比为 17.5:1,喷雾持续角为 26°CA,喷空数量为 6 个,喷孔直径为 0.23 mm,定义压过程活塞位于上止点为 0° 曲轴转角。

2.2 计算网格生成

在三维数值模拟计算中,网格的划分是一个重要且棘手的问题。高质量的网格是实现数值模拟成功的首要条件,网格过疏或过密都会对计算产生直接的影响。网格过疏会使计算结果不精确,在一定情况下还会导致计算不收敛;网格过密不仅使计算量大大幅度增加,而且对计算机的硬件要求也较高。另外,对柴油机缸内工作过程的多维瞬态模拟来说,还存在活塞的运动,要想真实地反映其实际工作情况,必须采用动网格才可以实现。为了提高缸内计算的精确度,本文在网格划分上完全采用结构化六面体进行。六面体网格不但可以使计算网格数量减少,而且有计算精度高、适应的算法较多等优点。将缸内区域进行网格划分,活塞位于上止点事缸内网格如图 1 所示,上止点后 30° 位置缸内网格如图 2 所示。

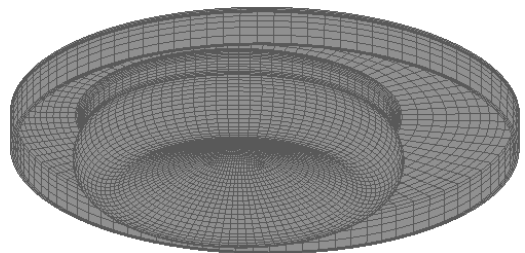


图1 上止点计算网格示意图

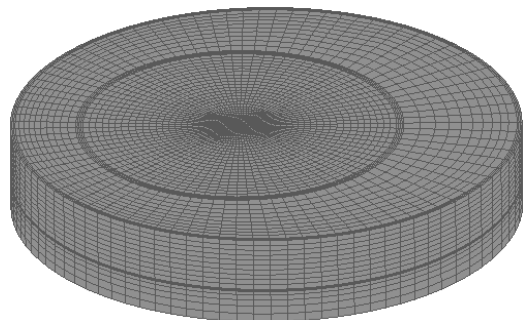


图2 上止点后 30° 计算网格示意图

2.3 初始条件

柴油机工作过程和燃烧过程都具有高度瞬变且

周期循环特性, 其时均运动和湍流运动的弛豫时间都非常短, 这样就降低了数值模拟中初始条件的重要性。理论上, 只要取足够多的时间步, 进行足够长的循环计算, 这样流场的解最终将自动显示出周期性, 而与初始条件无关。实际计算中为了使求解尽快达到收敛, 提高计算精度, 尽量合理地规定初始条件还是很有必要的, 特别当计算持续时间不足一个循环时更是如此。对本计算来说, 由于计算是从进气门关闭开始, 持续到排气门开启, 远远小于一个循环过程, 这就使初始条件的确定显得尤为重要。其初始条件就是确定进气门关闭时刻缸内新鲜空气的运动状态, 而不采用废气再循环(Exhaust gas recycle, EGR), 初始条件包括: 缸内气体压力、缸内气体温度、缸内气体湍流强度等。

湍能强度

$$k_{TKE} = \frac{3[0.5 \times 2 \times h(n/60)]^2}{2} \quad (9)$$

湍能尺度

$$L_{TLS} = \frac{h_v}{2} \quad (10)$$

式中, h 是发动机冲程; n 为发动机转速; h_v 为最大气门升程。

2.4 边界条件

在柴油机缸内工作过程中, 由于进排气门都处于完全关闭状态, 因而不存在气门边界条件; 同样在此过程中除去燃油的喷入, 就不存在其他流体的输入与输出, 因此也不涉及空气流动边界条件, 故此过程中仅仅存在壁面边界条件。对于壁面边界而言, 认为所有壁面无质量传递, 但存在热量传递, 即无绝热壁面。将缸内工作过程涉及的燃烧室部件进行分区, 即分为: 气缸盖底面与缸内气体接触区、活塞顶面区以及气缸套内表面与缸内气体接触区, 不同区域定义不同大小温度值, 如下表所示。

表 燃烧室表面温度

表面	缸盖底面	缸套内表面	活塞顶面
温度 T/K	560	450	570

3 计算结果及分析

利用 AVL-Fire 软件将建立的计算模型对实际柴油机缸内工作过程进行模拟计算, 从而可以获取整体工作过程中缸内辐射换热的计算结果。

3.1 壁面热流分布

以上止点前 6° 曲轴转角为喷雾提前角, 对缸

内辐射过程进行多维瞬态模拟计算, 从而可以获得不同曲轴转角状态下燃烧室部件壁面的辐射热流密度分布。如图 3~8 给出气缸盖底面和活塞顶面的在不同曲轴转角状态下的热流密度分布。

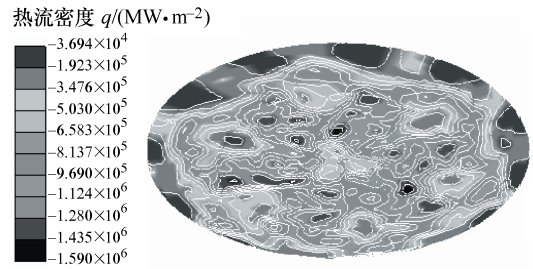


图 3 上止点后 12°CA 状态气缸盖辐射热流分布

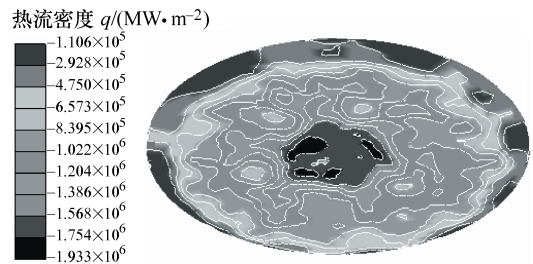


图 4 上止点后 30°CA 状态气缸盖辐射热流分布

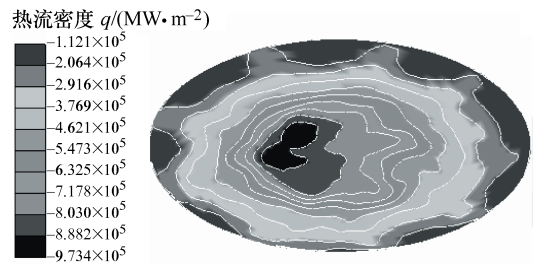


图 5 上止点后 60°CA 状态气缸盖辐射热流分布

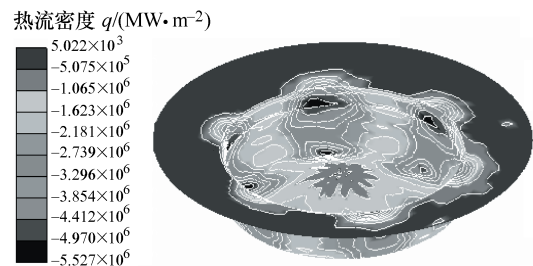


图 6 上止点后 12°CA 状态活塞辐射热流分布

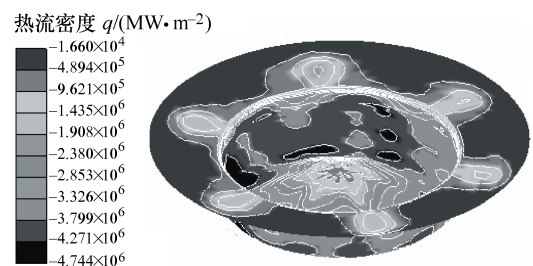


图 7 上止点后 30°CA 状态活塞辐射热流分布

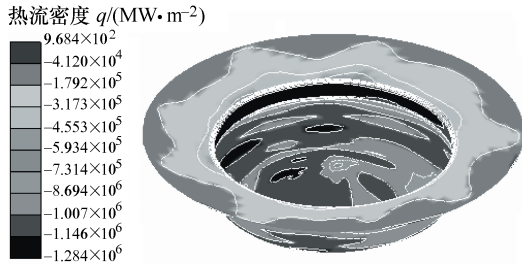


图 8 上止点后 60°CA 状态活塞辐射热流分布

图 3~5 分别是上止点后 12°CA、30°CA、60°CA 气缸盖壁面辐射热流密度分布。从图 3~5 中可以看到：气缸盖的辐射热流量最大值并不在中心位置处，且随时间而变化，这是因为对应中心位置处的温度比较低，对应区域光学厚度较大，燃料喷雾液滴对辐射来的能束具有散射衰减的作用，因而到达缸盖的辐射热流量的数值较小。

图 6~8 分别是上止点后 12°CA、30°CA、60°CA 活塞顶面辐射热流密度分布。从图 6~8 中可以看到：在燃烧火焰前锋接触的区域壁面辐射热流量较大，燃烧室中心位置辐射热流量相对较小，且整体分布趋势随时间进行变化。

3.2 燃烧室部件壁面辐射率的影响

柴油机在运转过程中，燃烧室部件表面随发动机运行时间的长短逐渐变化，而燃烧室壁面的变化将直接导致壁面辐射率(黑度)的不同，特别当有积炭存在时，其壁面辐射率几乎与黑体相同(黑度为 1)，这将直接影响燃烧室壁面的辐射换热。为此，研究不同壁面辐射率对柴油机缸内辐射换热的影响。假定所有燃烧室壁面辐射率分别取：0.7、0.8、0.9、1.0。

通过多维瞬态模拟计算给出是气缸盖和活塞的辐射热流密度随时间变化的对比曲线分布，如图 9 和图 10 所示。

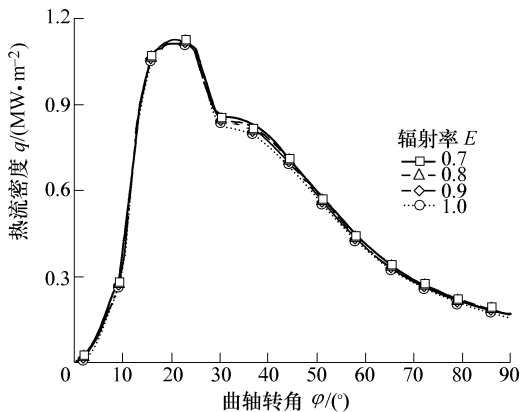


图 9 气缸盖底面平均辐射热流密度的比较

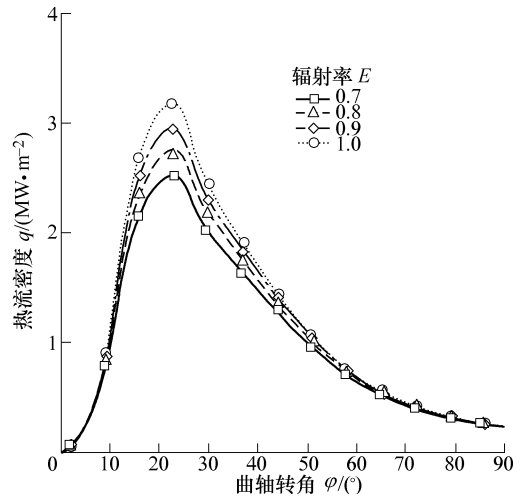


图 10 活塞顶面平均辐射热流密度的比较

可以看到壁面辐射率的变化会对缸内辐射强度产生重要影响。对气缸盖来说，上止点后 30°CA 之前，辐射热流密度随壁面辐射率的增大而增大，但幅度较小；上止点后 30°CA 之后，辐射热流密度随壁面辐射率的增大而减小，且较为明显。对活塞来说，整个计算时间内壁面平均辐射热流密度随壁面辐射率的增大而增大，且幅度较大；对比辐射率为 1 和辐射率为 0.7 的计算结果可以看到其最大值增加 25%。说明随着发动机运行时间的加长，燃烧室部件表面出现积炭，会造成缸内向燃烧室部件的辐射热强度进一步增加，从而使缸内热损失增大，缸内平均有效压力和温度有所降低。

3.3 喷雾提前角的影响

供油提前角直接决定燃油喷入气缸的时刻，因而影响燃油的滞燃期，从而造成燃料燃烧点火时刻及放热律的不同，进而影响整个燃烧过程，最终影响柴油机的辐射换热。为此，对不同喷雾提前角状态下缸内辐射过程进行模拟，给出气缸盖和活塞的平均辐射热流密度随时间变化的对比曲线分布，如图 11 和图 12 所示。

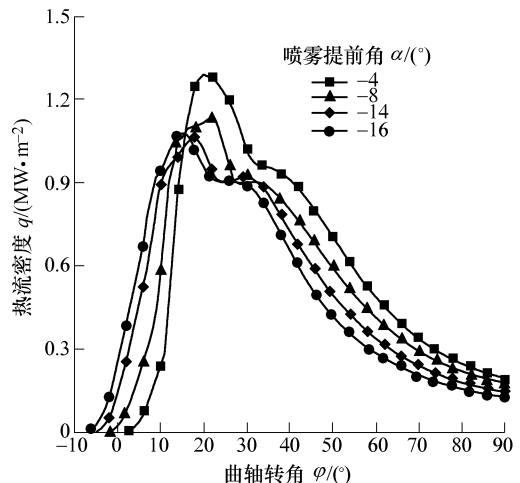


图 11 气缸盖底面平均辐射热流密度的比较

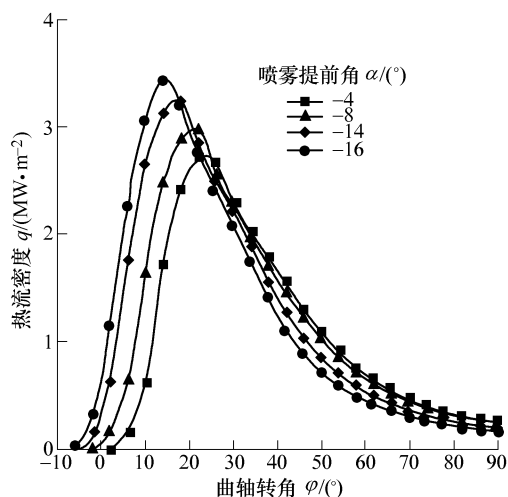


图 12 活塞顶面平均辐射热流密度的比较

由图 11、12 可以看出,随着喷雾提前角的变化,壁面辐射热流密度有较为明显的变化,辐射热流密度的变化将会直接造成缸内传热量的变化。对气缸盖来说,随着喷雾提前角的增大,辐射热流密度的最高值反而有所降低,整体换热量将有所减小;对活塞来说,随着喷雾提前角的增大,辐射热流密度最大值逐渐增大,对比上止点前 4°CA 和上止点前 16°CA 两种喷雾提前角下活塞顶面辐射热流密度的最大值提高了 25.8%,将会造成缸内燃气向活塞顶面辐射换流量的增加。

4 结论

(1) 在设定工况下,通过多维瞬态模拟给出燃烧室部件表面辐射热流密度分布,可以知道:在燃烧期间,活塞的辐射热流量峰值要比缸盖的辐射热流量大;缸盖的辐射热流量的最大值并不在中心位置处,而是随时间变化;活塞面上的辐射热流量分布,中心位置并不是辐射热流量最大处。

(2) 通过对比不同燃烧室部件壁面辐射率的多维数值模拟计算可以得到,随着燃烧室部件壁面辐射率的增加,缸内向燃烧室部件辐射换热量逐渐增大,其将会对缸内排放物的生成上造成一定影响。

(3) 对比不同喷雾提前角状态下燃烧室部件壁面热流密度分布可以得到,喷雾提前角的变化对燃烧室部件壁面辐射热流密度有着极为重要的影响。

参 考 文 献

[1] CHAPMAN M. A time-dependant spatial model for radiant heat transfer in diesel engine[R]. SAE 831752, 1983.
 [2] MOREL T, KREIBER R. Heat radiation in D. I. diesel engines[R]. SAE 860445, 1986.

[3] 周全保, 魏象仪, 朱铁柱, 等. 研究直喷式柴油机碳粒排放及缸内辐射传热的一种数学方法[J]. 内燃机学报, 1990(3): 279-289.

ZHOU Quanbao, WEI Xiangyi, ZHU Tiezhu, et al. A mathematical method to study the soot emission and the heat radiation transfer in DI diesel engine cylinder[J]. Transactions of CSICE, 1990(3): 279-289.

[4] BLUNSDON C A, MALALASEKERA W M, DENT J C. Application of the discrete transfer model of thermal radiation in a CFD simulation of diesel engine combustion and heat transfer[R]. SAE 922305, 1992.

[5] ABRAHAM J, MAGI V. Application of the discrete ordinates method to compute radiant heat loss in a diesel engine[J]. Numerical Heat Transfer (Part A), 1997, 31: 597-610.

[6] 严兆大, 沈纪胜, 刘震涛, 等. 用蒙特卡洛法计算柴油机缸内多元热辐射[J]. 内燃机学报, 2000(2): 123-128.
 YAN Zhaoda, SHEN Jisheng, LIU Zhentao, et al. Calculation of the radiation heat transfer in cylinder of diesel engine by the Monte-Carlo method [J]. Transactions of CSICE, 2000(2): 123-128.

[7] WIEDENHOEFER J F, REITZ R D. Multidimensional modeling of the effect of radiation and soot deposition in heavy-duty diesel engines[R]. SAE 2003-01-0560, 2003.

[8] 姜晓光, 聂宇宏, 谢凯弘, 等. 基于 Fluent 的柴油机缸内辐射换热分析[J]. 科学技术与工程, 2008, 8(15): 4 099-4 103.

JIANG Xiaoguang, NIE Yuhong, XIE Kaihong, et al. Diesel engine cylinder internal radiation heat transfer analysis based on fluent[J]. Science Technology and Engineering, 2008, 8(15): 4 099-4 103.

[9] 解茂昭. 内燃机计算燃烧学[M]. 大连: 大连理工大学出版社, 2005.

XIE Maozhao. Computational combustion dynamics of ICE [M]. Dalian: Dalian University of Technology Press, 2005.

[10] HANJALIC K, POPOVAC M, HADZIABDIC M. A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD[J]. Int. J. Heat and Fluid Flow, 2004, 25: 1 047-1 051.

[11] DURBIN P A. Near-wall turbulence closure modeling without damping function[J]. Theoret. Comput. Fluid Dynamics, 1991(3): 1-13.

[12] GOSMAN A D, IOANNIDES E. Aspects of computer simulation of liquid-fueled combustors[J]. Journal of Energy, 1983, 7(6): 482-490.

- [13] O'ROURKE P J. Statistical properties and numerical implementation of a model for droplet dispersion in turbulent gas[J]. *J. Computer Physics*, 1989, 83: 345-360.
- [14] DUKOWICZ J K. Quasi-steady droplet phase change in the presence of convection[R]. New Mexico, NM, USA: Los Alamos Scientific Laboratory, 1979.
- [15] LIU A B, REITZ R D. Modeling the effects of drop drag and break-up on fuel sprays[R]. SAE 930072, 1993.
- [16] SENDA J, KOBAYASHI M. Modeling of diesel spray impingement on a flat wall[R]. SAE 941894, 1994.
- [17] KONG S C, HAN Z, REITZ R D. The development and application of a diesel ignition and combustion model for multidimensional engine simulation[R]. SAE 950278, 1995.
- [18] HAN A, REITZ R D. A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling[J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1997, 40(3): 613-625.
- [19] LOCKWOOD F C, SHAD N G. A new radiation solution method for incorporation in general combustion prediction procedures[C]//Proc. 18th Symposium (Int.) on Combustion, Elsevier Inc., 1981: 1405-1414.
- [20] TRUELOVE J S. A mixed gray gas model for flame radiation[R]. Harwell: United Kingdom Atomic Energy Authority Report, 1976.
- [21] ZELDOVICH Y B. The oxidation of nitrogen in combustion and explosions[J]. *Acta Physicochim*, 1946, 21: 577-582.
- [22] HIROYASU H, NISHIDA K. Simplified three-dimensional modeling of mixture formation and combustion in a D.I. diesel engine[R]. SAE Technical Paper 890269, 1989.
- [23] NAGEL J, STRICKLAND-CONSTABLE R F. Oxidation of carbon between 1000-2000 °C[C]//Proc. of the Fifth Carbon Conf., New York, Pergamon Press, 1962, 1: 154.

作者简介: 刘健, 男, 1965年出生, 副教授。主要研究方向为机械制造及自动化。

E-mail: 20lj08@163.com