

温度分层均质压燃发动机燃烧和排放数值模拟*

黄豪中^{1,2} 陈 晖¹ 裴毅强² 余红东¹ 陆志思¹ 赵瑞青¹

(1. 广西大学机械工程学院, 南宁 530004; 2. 天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室, 天津 300072)

【摘要】 通过修改 SENKIN 程序,建立起一个有质量交换和缸壁传热的 9 区化学反应动力学模型。以 SKLE 正庚烷简化模型作为燃烧反应动力学机理,利用该模型计算了发动机的主要燃烧参数和排放物含量。结果表明,该多区模型能够准确地模拟温度分层均质压燃发动机的燃烧和排放特性。在温度分层均质压燃发动机中,外核心区、壁面边界层和缝隙是 CO 和 HC 的主要来源。其中,在外核心区产生 CO 和 HC 是由于壁面边界层和缝隙内的未燃混合气在膨胀过程中流入该区被部分氧化或没有被继续氧化。NO_x 主要来源于高温的内核心区。要同时获得高效燃烧和超低排放,应适当提高壁面温度。

关键词: 内燃机 温度分层 均质压燃 数值模拟 多区模型

中图分类号: TK421 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)04-0020-06

Simulation of Combustion and Emissions in HCCI Engine
with Charge-temperature Stratification

Huang Haozhong^{1,2} Chen Hui¹ Pei Yiqiang² Yu Hongdong¹ Lu Zhisi¹ Zhao Ruiqing¹

(1. School of Mechanical Engineering, Guangxi University, Nanning 530004, China

2. State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract

A nine-zone model accounting for both mass exchange and heat loss was developed by modifying the SENKIN program. Combining with the SKLE simplified chemical kinetics model of *n*-heptane, the model was used to simulate the combustion and emissions of homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine with charge-temperature stratification. The results showed that the simulation is able to reproduce the major combustion and emission characteristics of the experiments very well. In HCCI engine with charge-temperature stratification, the outer core zone, the boundary zone and the crevice zone are the source of CO and HC emissions. The CO and HC emissions in the outer core zone result from the partial-oxidation and unburned fuels which flow into the outer core zone from both the boundary zone and the crevice zone at the expand stroke. Most of NO_x emissions are produced in the inner core zones with higher temperature compared to the other zones. High efficiency combustion and extra low emissions are achieved simultaneously by increasing the wall temperature properly in HCCI engine with charge-temperature stratification.

Key words Internal combustion engine, Temperature stratification, Homogeneous charge compression ignition, Numerical simulation, Multi-zone model

引言

要在发动机上实现均质压燃燃烧(HCCI),尚有

许多理论和工程上的问题需要解决。其中,自燃着火时刻和燃烧放热速率难以控制、HCCI 运行工况范围小和较高的 HC 和 CO 排放是亟待解决的关键问

收稿日期: 2009-05-04 修回日期: 2009-08-31

* 广西自然科学基金资助项目(桂科青 0991008)、中国博士后科学基金资助项目(20080430723)和广西大学科研基金资助项目(XBZ090152)

作者简介: 黄豪中,副教授,天津大学博士后,主要从事内燃机燃烧和排放控制研究,E-mail: hhz421@tom.com

题。

Dec 等^[1~2]通过缸内燃烧可视化研究发现,温度分层可造成 HCCI 发动机缸内混合气顺序自燃,从而降低缸内压力升高率;利用高涡流比和冷壁面来增加缸内的温度分层可以扩展 HCCI 工况范围。Lavy 等^[3]和 Wolters 等^[4]的研究结果也表明,通过混合气温度分层,可以提高 HCCI 发动机小负荷(总燃空当量比稀)时混合气的着火稳定性,同时扩展其运行工况范围。Milovanovic 等^[5]通过控制冷却水温度实现缸内温度分层,结果表明,降低冷却水温度,HCCI 发动机最大负荷可以再扩展 14%,而提高冷却水的温度,最小负荷极限可以再往下扩展 28%。上述研究表明,通过合理的温度分层,可以控制 HCCI 发动机的燃烧放热速率和拓宽发动机负荷范围。

HCCI 发动机燃烧数值模拟一般可以分为单区模型模拟、多区模型模拟和多维模型模拟。单区模型模拟最简单,但显然不适合本文所研究的情况。多维模型模拟是将计算流体力学(CFD)与详细化学反应动力学耦合起来模拟 HCCI 发动机工作过程,计算精度高,但因为涉及大量网格单元内复杂的化学反应动力学计算,这种方法的计算成本最高,目前也只有少数研究者尝试^[6]。多区模型模拟则根据不同温度范围将整个燃烧室划分成若干区域分别计算,是一种能兼顾模型预测能力和计算成本的较好选择,所以目前国际上多区模型模拟在整个 HCCI 燃烧模拟中占有较大的比例,而且也非常适合本文所研究的情况。

本文采用一个考虑质量交换和缸壁传热的 9 区模型对温度分层均质压燃发动机的燃烧过程进行全面的模拟研究,并讨论通过改变壁面温度来改变缸内温度分层对燃烧和排放的影响。

1 计算模型

多区模型将气缸分为 9 个区,各区内组分和温度均匀。如图 1 所示,第 9 区位于气缸中心,4~9 区为内核心区;3 区为外核心区;2 区为边界层区;1 区为缝隙区。在 HCCI 发动机燃烧过程中,已燃区与未燃区的气体之间几乎不发生彼此混合^[7],因此可假定内核心区质量恒定,各内核区间的相互作用仅通过膨胀做功来实现。

不过,在实验中发现^[7],在压缩和燃烧过程中,位于气缸内部的工质被压缩挤入温度较低的边界层区和缝隙区;在膨胀做功过程中,位于边界层区和缝隙区的工质又流入气缸的内部区间。为模拟这一过程,模型中假定缝隙区和边界层区以及边界层区和

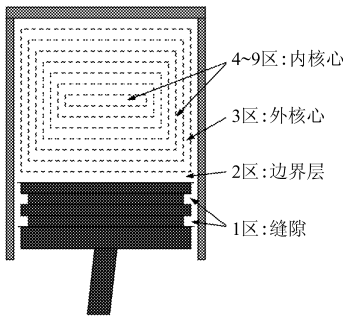


图 1 9 区模型区域划分示意图

Fig. 1 Nine-zone model schematic

外核心区之间可以进行质量交换,但是缝隙区不能直接跨越边界层区与外核心区直接进行质量交换。同时假定一个区间流出的气体立即与所流入区间的已有气体完全均匀混合。此外,假定各区压力相等。

计算使用化学反应动力学计算软件 CHEMKIN 中的 SENKIN 程序。但是,原 SENKIN 程序只能计算单区模型,为此对该程序进行修改,加入了一个能描述壁面传热和区间质量交换过程的 9 区模型。在计算过程中,对各区采用分离式求解方法,即每一个时间步长内的计算分为两部分。首先假设各个区间没有质量交换,通过热力学和化学动力学计算燃烧过程,得到缸内的平均压力和各区间的温度、组分;然后在此时间步长末,调用质量交换程序进行边界层区和缝隙区以及边界层区和外核心区的质量和能量的交换,交换完毕后返回第一部分进行下一时间步长的计算。这种方法与同时计算各区的化学反应及区间相互作用的耦合式求解方法相比,可以节省大量的计算时间,在时间步长较小时,二者的计算精度基本相同。

1.1 无质量交换时,各区温度和组分浓度的计算

在各个区间没有质量交换时,各区的能量方程可推导为

$$\dot{Q}_i = m_i \bar{C}_{v,i} \frac{dT_i}{dt} + p \frac{dV_i}{dt} \tag{1}$$

利用理想气体状态方程,可推导出各区体积

$$V_i = V_{cyl} \frac{m_i \bar{R}_i T_i}{\sum_{i=1}^N m_i \bar{R}_i T_i} \tag{2}$$

把式(2)代入式(1),整理得

$$\bar{C}_{p,i} \frac{dT_i}{dt} - \bar{R}_i T_i \frac{\sum m_i \bar{R}_i \frac{dT_i}{dt}}{\sum m_i \bar{R}_i T_i} = \frac{\dot{Q}_i}{m_i} - \bar{R}_i T_i \frac{1}{V_{cyl}} \frac{dV_{cyl}}{dt} \tag{3}$$

式中 m_i ——第 i 区的质量

T_i ——第 i 区的温度

V_i ——第 i 区的体积

$\bar{C}_{v,i}$ ——第 i 区的定容比热容

$\bar{C}_{p,i}$ ——第 i 区的定压比热容

$\bar{R}_i$ ——第 i 区的气体常数

N ——分区总数 V_{cyl} ——气缸体积

p ——气缸压力

$\dot{Q}_i$ ——第 i 区全部热源之和,包括反应放热和传热

对于内核心区 and 外核心区,假定传热量为零;对于边界层区,传热量通过修改的 Woschni 传热模型计算得到;对于缝隙区,假定温度与气缸壁的温度保持一致,由于在计算中同时假定气缸壁的温度始终不变,因此该区的热量交换项需要调整到适当的值。

在原 Woschni 传热模型,传热量表示为

$$Q_{\text{lost}} = hA(T - T_{\text{wall}}) \quad (4)$$

式中 A ——传热面积,对于边界层区, A 为气缸壁、缸盖底面和活塞顶面的总面积,是曲轴转角的函数

T_{wall} ——壁面温度 h ——传热系数

T ——缸内温度

Woschni 传热模型最初是由传统的柴油机和汽油机实验数据推导而来的,Fiveland 等^[8]和 Chang 等^[9]将该模型应用于 HCCI 发动机计算时发现,在压缩过程中计算得到的传热量过小,而在燃烧阶段计算得到的传热量过大。为此,Chang 等^[9]根据测量数据提出了一个适用于 HCCI 发动机的改进的 Woschni 传热模型。传热系数 h 定义为

$$h = 3.26D^{-0.2}p^{0.8}v^{0.8}T^{-0.73} \quad (5)$$

其中 $v = C_1 v_m + \frac{C_2 V_s T_{\text{ivc}}}{6 p_{\text{ivc}} V_{\text{ivc}}} (p - p_{\text{motored}})$

式中 D ——气缸直径, m

v ——缸内平均气体速度, m/s

v_m ——活塞平均速度, m/s

V_s ——气缸工作容积, m³

C_1, C_2 ——经验常数,对压缩过程, $C_1 = 2.28$,

$C_2 = 0$, 对燃烧和膨胀过程, $C_1 =$

$2.28, C_2 = 3.24 \times 10^{-3}$

p_{motored} ——倒拖气缸压力, kPa

下标 ivc 表示进气门关闭时的状态。各区的化学反应放热率计算式为

$$\dot{Q}_{\text{chem},i} = -\frac{1}{\rho_i} \sum_{j=1}^K u_j \dot{\omega}_j W_j = -\sum_{j=1}^K u_j \frac{dY_j}{dt} \quad (6)$$

其中 $\frac{dY_j}{dt} = \frac{\dot{\omega}_j W_j}{\rho_i} \quad (7)$

式中 $\dot{Q}_{\text{chem},i}$ ——第 i 区间的化学反应放热率

ρ_i ——第 i 区间的密度

u_j ——第 i 区间中第 j 种组分的内能

$\dot{\omega}_j$ ——第 i 区间中第 j 种组分的化学反应速率

W_j ——第 i 区间中第 j 种组分的分子量

Y_j ——第 i 区间中第 j 种组分的质量分数

其中 u_j 和 $\dot{\omega}_j$ 通过 CHEMKIN 计算得到。

由式(3)可以看到,对 N 个区间可以建立 N 个方程,当给定各区气体的 $m_i, \bar{R}_i, \dot{Q}_i, \bar{C}_{p,j}$ 和发动机的 $V_{\text{cyl}}, dV_{\text{cyl}}/dt$ 时,通过高斯消元法即可求解 N 阶代数方程组,从而求得各区的 dT_i/dt 。然后,结合各区组分的变化关系式(6)可以构成一个 $N(K+1)$ 阶的常微分方程组,通过调用 CHEMKIN 程序的 DVODE 求解刚性常微分方程组程序包,可以计算在指定初始条件下的缸内各区间温度、组分的变化。

求得各区温度后,缸内压力可由状态方程得到

$$p_{\text{cyl},t} = \frac{\sum_{i=1}^N m_{i,t-1} \bar{R}_{i,t} T_{i,t}}{V_{\text{cyl},t}} \quad (8)$$

式中 m_i ——第 i 区的总质量

下标 $t, t-1$ 分别表示当前时间步和前一时间步。

计算中以正庚烷为燃料,化学反应动力学模型为 SKLE 正庚烷简化动力学模型^[10],包括 40 种组分、56 个反应。

1.2 有质量交换时,各区体积和区间质量交换的计算

多区模型计算过程中,内核心区由于没有质量交换,其体积通过式(2)计算得到。缝隙区的体积始终保持不变。边界层区为气缸壁、活塞顶和气缸顶部的区间,其体积通过指定边界层的厚度和 t 时刻的缸壁面积计算得到。而外核心区的体积通过在 t 时刻气缸总体积减去缝隙区、边界层区和内核心区的体积计算得到。然而,由于在上述计算过程中未考虑外核心区、边界层区和缝隙区之间的质量交换,因此这 3 个区所计算出来的体积并不正确,需要按照所假定的体积重新调整。调整后的 3 区之间必然存在着压差,此压差会驱动区与区之间的质量流动,以使各区间达到缸内的平均压力。区间质量交换计算时,首先根据气体状态方程计算缝隙区、边界层区和外核心区在体积调整后的压力。各区间计算出的压力新值与式(8)所计算出的缸内平均压力进行比较。当该区的压力大于缸内的平均压力时,气体将流出该区,否则气体将流入该区。伴随着质量交换,各区之间也存在热量和功的交换。具体计算过程见文献[11]。

2 模型标定

计算用发动机是一台由单缸水冷式直喷柴油机改造而成的 HCCI 发动机^[12],其主要参数:缸径为 115 mm,冲程为 115 mm,连杆长度为 210 mm,压缩

比为 17,转速为 1 400 r/min,缝隙容积为 2 212 mm³。初始缸内温度和质量划分如表 1 所示,在 6 个内核心区中,第 9 区的温度最高,其他各区的温度由 8 区向 4 区递减。缸壁温度(350 K)固定不变,缝隙区的温度始终与缸壁温度相同。边界层厚度假定为 0.5 mm。计算时间从进气门关闭(135°CA BTDC)开始到排气门打开(−135°CA BTDC)结束。工况 1 的进气压力和当量比分别为 0.136 MPa、0.19;工况 2 的进气压力和当量比分别为 0.136 MPa、0.28。

图 2 给出了计算得到的缸内压力曲线与实测示功图的比较。可以看出,单区模型计算的缸内压力比实测示功图高很多,这主要是因为它没有考虑传热、温度分层和流动的影响,而基于 9 区模型计算的最大爆发压力低,与实测示功图基本吻合,该结果同时也说明温度分层可以减缓 HCCI 燃烧放热速率,从而控制缸内压力升高率。表 2 列出了主要排放物含量对比。可以看到,CO 计算值比实验值略低一些,主要原因是多区模型没有考虑混合和缸内浓度不均匀度的影响。CO₂ 计算值也比实验值略低,这主要是因为 CO₂ 计算值是指排气门打开时刻缸内各区 CO₂ 的平均浓度,而实测的 CO₂ 排放值是在排

气管中测量得到的,由于排气中的少量燃油在排气管中发生化学反应,使得实测的 CO₂ 排放值往往比计算值高一些。对于 HC 排放,计算值则比实验值高一些,由于 HC 预测十分困难,该模型在量级上已基本接近,因此可以说,该多区模型基本上可以准确地模拟温度分层 HCCI 发动机的燃烧和排放特性。

表 1 缸内各区初始(进气门关闭时刻)质量和温度的分布
Tab.1 Initial mass and temperature distributions in the cylinder at IVC

区间 序号	各区质量 比例/%	工况 1 各区 温度/K	工况 2 各区 温度/K
1	0.196	350	350
2	2.591	345	350
3	29.718	350	362
4	9.822	353	366
5	19.478	356	370
6	4.829	359	374
7	19.155	362	378
8	9.499	365	382
9	4.711	368	386

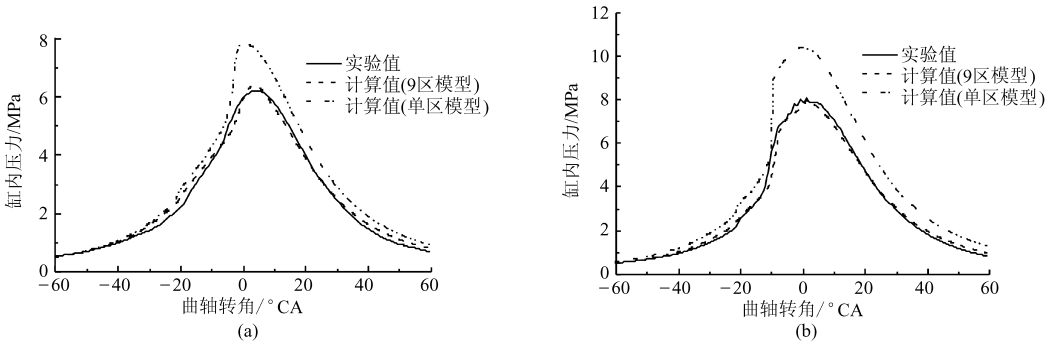


图 2 缸内压力计算值与实验值对比曲线
Fig. 2 Comparison of the predicted and tested in-cylinder pressure
(a) 工况 1 (b) 工况 2

表 2 主要排放物计算值与实验值的比较
Tab.2 Comparison of predicted engine-out emissions with experimental data

工况		$w(\text{CO})/\%$	$w(\text{CO}_2)/\%$	$w(\text{HC})$
工况 1	实验值	0.964	1.60	1.900×10^{-3}
	计算值	0.825	1.33	2.215×10^{-3}
工况 2	实验值	0.081	3.84	1.969×10^{-3}
	计算值	0.066	3.17	2.382×10^{-3}

3 温度分层对燃烧和排放的影响

为了揭示温度分层 HCCI 发动机主要排放物的产生机理,图 3 给出了在工况 1 时发动机缸内各区的温度、放热率、燃油质量分数、体积、质量,CO 质

量分数和 NO 质量分数的变化历程。在 HCCI 发动机中,HC 排放主要来源于未燃燃油,因此这里的燃油质量分数变化可以代表 HC 排放趋势。由图 3a 可见,随着活塞向上止点方向移动,各区温度逐渐升高,初始温度最高的 9 区在上止点前 22°CA 时首先发生低温反应,然后又在上止点前 10°CA 时最先发生高温反应,放热率曲线骤起(图 3b)。9 区的着火燃烧使得温度迅速升高,相应地燃油质量分数迅速降低(图 3c)。由于 9 区温度突然升高,体积膨胀(图 3d),结果缸内压力升高(图 2),压缩 4 区~8 区使它们的温度进一步升高,同时,缸内压力升高导致 3 区质量流入 2 区,2 区质量流入 1 区,如图 3e 所示。

因为9区的压缩作用,4~8区的温度逐渐升高,当达到着火温度时,它们便立刻燃烧,体积膨胀,如图3b和图3d所示。由于4~8区的体积膨胀,3区和2区的体积受到进一步压缩,从而温度进一步升高(1区温度始终与缸壁温度相同),同时3区的质量继续流入2区和1区。

由图3b可以看到,在所有内核心区(4~9区)

着火后,3区才开始着火燃烧。但是,在3区的燃烧结束后,其放热率并没有降低至零,而是随着活塞的下行出现了较长的拖尾。这是因为在压缩燃烧过程中聚集在1区和2区大量的低温未燃混合气,在膨胀过程中由于缸内压力的降低重新流入3区(图3c),于是3区中注入新的未燃混合气,又继续氧化放热。

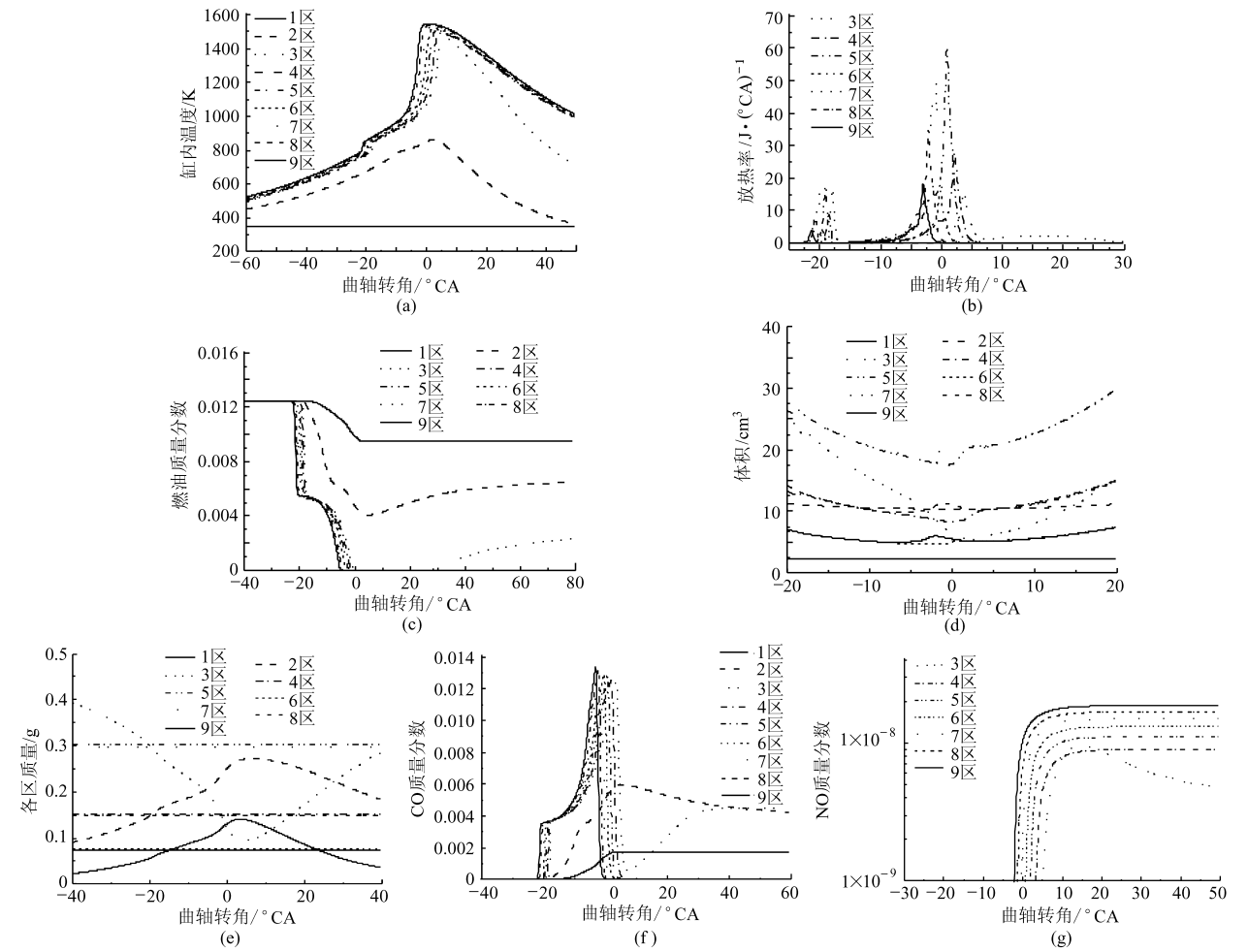


图3 温度分层 HCCI 发动机燃烧和排放模拟结果(工况 1)

Fig. 3 Simulation result of combustion and emissions in HCCI engine with charge-temperature stratification(case 1)

(a) 温度 (b) 放热率 (c) 燃油质量分数 (d) 体积 (e) 质量 (f) CO 质量分数 (g) NO 质量分数

由于3区在膨胀过程中温度不高(图3a),由2区流入3区的燃油并没有被完全燃烧,部分燃油的氧化过程只进行到CO就被“冻结”了,结果3区中CO的质量分数(图3f)和未燃HC排放又增加起来(图3c),另外,由图3a、图3c和图3f还可以看到,2区由于温度较低只发生低温反应,生成的CO大部分没有进一步氧化为CO₂,同时积累了大量的HC;1区的CO因为2区着火后有质量流入1区而有所增加。由于1区温度很低几乎没有发生任何反应,所以该区的HC很高(图3c)。因此1~3区是HC和CO排放的主要来源。

由于1区和2区的温度很低,因此在整个燃烧

过程中几乎不会产生任何氮氧化物。图3g给出3~9区的NO质量分数变化历程。可以看见,着火越早、温度越高的区间(如9区)所产生的NO越多,可见高温和长的燃烧持续期是形成氮氧化物的有利条件。

4 壁面温度对燃烧和排放的影响

通过上述分析知道,缝隙区和壁面边界层区是HC和CO排放的主要来源。因此,进一步研究它们对发动机性能和排放的影响规律,将有助于优化设计温度分层HCCI发动机。

图4和表3给出了基于9区模型计算的壁面温度对温度分层HCCI发动机性能和排放的影响。燃

烧效率 η_c 、指示热效率 $\eta_{t,i}$ 和指示燃油转换率 $\eta_{f,i}$ 分别定义为

$$\eta_c = \frac{Q_{CHR}}{m_f Q_{LHV}} \quad \eta_{t,i} = \frac{W}{Q_{CHR}} \quad \eta_{f,i} = \frac{W}{m_f Q_{LHV}}$$

式中 Q_{CHR} ——累积放热量
 Q_{LHV} ——燃料的低热值
 W ——发动机的指示功

由图可见,增加壁面温度时,由于缸内热损失相应减少,使得温度分层 HCCI 发动机的燃烧效率、指示热效率、指示燃油转换率和平均指示压力略有提高,同时提高了缸内平均温度,使得缸内的燃油燃烧更加充分,CO 和 HC 排放量随之降低,而 NO 排放量增加。其中,增加壁面温度对降低 HC 排放的效果最为显著。

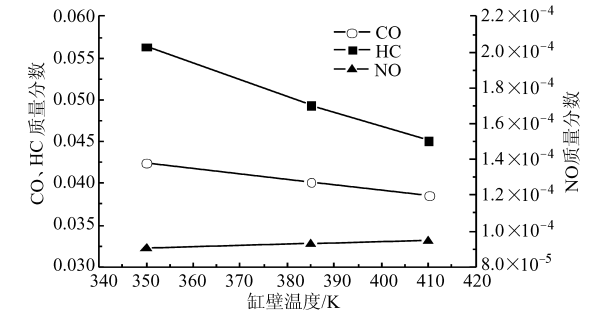


图 4 壁面温度对温度分层 HCCI 发动机排放的影响
Fig.4 Effect of wall temperature on emissions for the HCCI engine with temperature stratification

5 结论

(1) 在原 SENKIN 程序基础上,通过加入发动

表 3 不同壁面温度下温度分层 HCCI 发动机主要性能参数计算结果

Tab.3 Simulation result of main performance parameters in HCCI engine with charge-temperature stratification under various wall-temperature conditions

参数	壁面温度/K		
	350	385	410
燃烧效率	0.925	0.936	0.939
指示热效率	0.521	0.523	0.527
指示燃油转换率	0.482	0.490	0.494
平均指示压力/MPa	0.500	0.506	0.511

机多区热力学模型和修改 Woschni 传热模型,建立起一个有质量交换和缸壁传热的 9 区化学反应动力学模型。以 SKLE 正庚烷简化模型作为燃烧化学动力学机理,利用该模型计算温度分层均质压燃发动机的主要燃烧参数和排放量,其结果与实测值对比表明,该模型能够准确地模拟发动机的燃烧和排放特性。

(2) 在温度分层均质压燃发动机中,外核心区、壁面边界层和缝隙是 CO 和 HC 的主要来源。其中,在外核心区产生 CO 和 HC 是由于壁面边界层和缝隙内的未燃混合气在膨胀过程中流入该区被部分氧化或没有被继续氧化。NO_x 主要来源于高温的内核心区,其中大部分为 NO。

(3) 温度分层均质压燃发动机要同时获得高效燃烧和超低排放,应适当提高壁面温度。

参 考 文 献

1 Dec J E, Hwang W, Sjöberg M. An investigation of thermal stratification in HCCI engines using chemiluminescence imaging [C]. SAE Paper 2006-01-1518, 2006.

2 Dec J E. Understanding HCCI charge stratification using optical, conventional, and computational diagnostics [C] // SAE HCCI Symposium, Lund, Sweden, 2005.

3 Lavy J, Dabadie J C, Angelberger C, et al. Innovative ultra-low NO_x controlled auto-ignition combustion process for gasoline engine: the 4-SPACE project [C]. SAE Paper 2000-01-1837, 2000.

4 Wolters P, Salber W, Geiger J, et al. Controlled auto ignition combustion process with an electromechanical valve train [C]. SAE Paper 2003-01-0032, 2003.

5 Milovanovic N, Blundell D, Pearson R, et al. Enlarging the operational range of a gasoline HCCI engine by controlling the coolant temperature [C]. SAE Paper 2005-01-0157, 2005.

6 Kong S C, Marriott C, Reitz R D, et al. Modeling and experiments of HCCI engine combustion using detailed chemical kinetics with multidimensional CFD [C]. SAE Paper 2001-01-1026, 2001.

7 William E, Apoorva A, Lavoie G A. Modeling of HCCI combustion and emissions using detailed chemistry [C]. SAE Paper 2001-01-1029, 2001.

8 Fiveland S, Assanis D N. A four-stroke homogeneous charge compression ignition engine simulation for combustion and performance studies [C]. SAE Paper 2000-01-0332, 2000.

- Ying Huodong. The guidance of the agricultural vehicle by means of follow-up control[J]. Electro-Mechanical Engineering, 2000, 87(5): 31 ~ 33. (in Chinese)
- 4 Keicher R, Seufert H. Automatic guidance for agricultural vehicles in Europe[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2000, 25(1 ~ 2): 169 ~ 194.
- 5 Wilson J N. Guidance of agricultural vehicles——a historical perspective[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2000, 25(1 ~ 2): 3 ~ 9.
- 6 Hague T, Marchan J A, Tillett N D. Ground based sensing system for autonomous agricultural vehicles[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2000, 25(1 ~ 2): 11 ~ 28.
- 7 李兵. 小麦对行免耕播种机的研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2004.
Li Bing. Study on row-follow no-till wheat planter[D]. Beijing: China Agricultural University, 2004. (in Chinese)
- 8 陈媛. 基于机器视觉的秸秆行茬导航路径的检测研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2008.
Chen Yuan. Detection of stubble row for machine vision guidance in no-till field[D]. Beijing: China Agricultural University, 2008. (in Chinese)
- 9 李娇, 李洪文, 何卿, 等. 拖拉机自动导航与机具偏转导航的仿真对比研究[J]. 农机化研究, 2009, 31(7): 22 ~ 25.
Li Jiao, Li Hongwen, He Qing, et al. Comparative research of simulation on the automatic guidance system for tractor and the deflexion guidance system for machinery[J]. Agricultural Mechanization Research, 2009, 31(7): 22 ~ 25. (in Chinese)
- 10 刘和平, 邓力, 江渝, 等. 数字信号处理器原理、结构及应用基础——TMS320F28x[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007: 1 ~ 2.
- 11 [联邦德国]文内尔 H L. 现代农业机械化技术[M]. 现代农业机械化技术翻译组, 译. 北京: 机械工业出版社, 1990: 46 ~ 47.
- 12 王兆卫. 小杂粮免耕播种机的研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2005.
Wang ZhaoWei. Study on small kernel cereal no-tillage planter[D]. Beijing: China Agricultural University, 2005. (in Chinese)
- 13 Morrison J E. Development and future of conservation tillage in American[C] // Proceedings of China International Conference on Dryland and Water-Saving Farming, Beijing, China, 2000: 132 ~ 135.
- 14 邱宣怀. 机械设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 2005.
- 15 何卿, 高焕文, 李洪文. 接触式拖拉机导航控制系统[J]. 农业机械学报, 2008, 39(1): 97 ~ 101.
He Qing, Gao Huanwen, Li Hongwen. Automatic guidance control system of tractors with contact sensor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(1): 97 ~ 101. (in Chinese)
- 16 吴晓鹏, 赵祚喜, 张智刚, 等. 东方红拖拉机自动转向控制系统设计[J]. 农业机械学报, 2009, 40(增刊): 1 ~ 5.
Wu Xiaopeng, Zhao Zuoxi, Zhang Zhigang, et al. Development of automatic steering control system based on Dongfanghong tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(Supp.): 1 ~ 5. (in Chinese)

(上接第 25 页)

- 9 Chang J, Güralp On, Filipi Z, et al. New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux [C]. SAE Paper 2004-01-2996, 2004.
- 10 Su W H, Huang H Z. Development and calibration of a reduced chemical kinetic model of *n*-heptane for HCCI engine combustion[J]. Fuel, 2005, 84(9): 1 029 ~ 1 040.
- 11 黄豪中. 柴油均质压燃(HCCI)发动机燃烧过程数值模拟和实验研究[D]. 天津: 天津大学, 2007.
Huang Haozhong. Numerical and experimental study on the combustion process of diesel HCCI engines[D]. Tianjin: Tianjin University, 2007. (in Chinese)
- 12 张波, 尧命发, 郑尊清, 等. 正庚烷均质压燃燃烧特性和排放特性的实验研究[J]. 天津大学学报: 自然科学与工程技术版, 2006, 39(6): 663 ~ 669.
Zhang Bo, Yao Mingfa, Zheng Zunqing, et al. Experimental study on the HCCI combustion and emission characteristics of *n*-heptane[J]. Journal of Tianjin University: Science and Technology, 2006, 39(6): 663 ~ 669. (in Chinese)