

文章编号:1672-9331(2021)01-0079-08

# 当量比条件下的掺氢汽油机冷启动工况 三维数值模拟

李岳林, 童 鹏, 张子涵

(长沙理工大学 汽车与机械工程学院, 湖南 长沙 410114)

**摘 要:** 为了提高传统汽油机的启动性能,同时降低启动阶段的燃料消耗率,本研究试图通过掺氢方式使汽油机在当量比条件下成功启动。采用数值模拟方式,研究了在当量比条件下掺氢汽油机冷启动工况的混合气分布与着火情况,期望找到一种更佳的掺氢汽油喷射方案。首先,构建了掺氢汽油机冷启动工况的三维数值模型,并对气门运动规律、喷油量与喷氢量的关系进行了试验标定;然后,对构建的三维数值模型进行试验验证,试验结果与计算结果吻合良好;最后,在当量比条件下进行了冷启动工况着火情况的模拟计算。研究表明:在当量比条件下,与纯汽油机相比掺氢能够明显加快混合气的扩散速度,使混合气更快地在缸内实现均匀分布;纯汽油启动时首循环着火困难,掺氢能够实现首循环着火,但当掺氢量过大时,会出现早燃现象;掺氢能够显著减少冷启动阶段 HC 和 CO 的排放。

**关键词:** 掺氢汽油机;冷启动工况;数值模拟;喷氢策略;首循环着火

**中图分类号:** TK411+.2

**文献标志码:** A

## 3D numerical simulation of hydrogen-gasoline engine under cold start condition with equivalent ratio

LI Yue-lin, TONG Peng, ZHANG Zi-han

(School of Automotive and Mechanical Engineering, Changsha University of Science & Technology, Changsha 410114, China)

**Abstract:** In order to improve the start-up performance of traditional gasoline engines and reduce the fuel consumption rate in the start-up phase, this study attempted to make the gasoline engine start up successfully under the condition of equivalence ratio by adding hydrogen. The mixture distribution and ignition of hydrogen-gasoline engines under the condition of equivalence ratio were studied by numerical simulation, in the hope of finding a better hydrogen-gasoline injection solution. First, a 3D numerical model of hydrogen-gasoline engine under cold start condition was constructed, and the valve movement law and the relationship between fuel injection quantity and hydrogen injection quantity were calibrated. Then, the 3D numerical model was tested and verified, and the experimental results were in good agreement with the calculated results. Finally, under the condition of equivalence ratio, the simulation calculation of ignition under cold start condition was carried out. The research results show that under the condition of equivalence ratio, adding hydrogen can significantly accelerate the diffusion speed of the mixture compared with pure gasoline

收稿日期:2020-08-04

基金项目:湖南省自然科学基金资助项目(2020JJ4616)

通讯作者:李岳林(1963—),男,教授,主要从事内燃机燃烧与排放控制方面的研究。E-mail:li.yuelin@163.com

engines, so that the mixture can be evenly distributed in the cylinder faster. When pure gasoline is used in start-up, the first cycle ignition is difficult, while adding hydrogen can achieve the first cycle ignition. But when the amount of hydrogen is too large, pre-ignition will occur. Adding hydrogen can significantly reduce HC and CO emission in the cold start phase.

**Key words:** hydrogen-gasoline engine; cold start condition; numerical simulation; hydrogen injection strategy; first cycle ignition

氢气被人类视为最为理想的燃料,一方面是因为氢气燃烧后产物只有水,对环境毫无污染;另一方面是因为氢气可以通过电解水的方式获得,能够不断地被重复利用。氢气具有优秀的物化特性<sup>[1-3]</sup>。在理论上纯氢内燃机应当是最为理想的动力装置,但是由于其本身有诸如能量密度低、NO<sub>x</sub>排放高、氢气储存困难等难以克服的缺陷,导致对纯氢内燃机的研究迟迟无法取得重大突破,目前其性能远不如掺氢内燃机。

刘利梁等<sup>[4]</sup>在试验中通过改变汽油中的掺氢量探究汽油机动力性能及排放特性,发现掺氢能提高汽油机的动力并改善排放。牛仁旭等<sup>[5]</sup>通过试验发现在汽油中掺入少量氢气,能提高混合气的燃烧速度,减少CO和HC的排放。Yu等<sup>[6]</sup>通过试验发现与纯汽油相比,掺氢能提高汽油机的动力性能,并在一定程度上减少了排放;同时, Yu等<sup>[7]</sup>发现在稀薄燃烧条件下,添加氢气可以使点火稳定并加快燃烧速度,且随着氢气直喷提前角的增大,混合气燃烧速度显著加快。Joonsuk等<sup>[8]</sup>通过试验发现在低负荷化学计量条件下,通过使用H<sub>2</sub>和部分氧化废气重整汽油,可提高汽油直喷发动机的热效率,同时可加快燃烧速度,提高燃烧稳定性。Li等<sup>[9]</sup>对一台掺氢汽油机进行了氢气分流直喷试验,发现若采用氢气分流直喷技术,发动机的热效率及排放均有所改善。以上研究证明了少量掺氢能极大改善汽油机各方面的性能。然而,这些研究多集中于稳态工况,且研究手段多为试验。但在实际使用中,汽油机工况多变,稳态工况与过渡工况相互切换。因此除稳态工况外,过渡工况的掺氢研究不可或缺。同时,试验方法受限于成本及观测手段,缸内的流场、温度场等的微观变化很难被直观监测到。

针对这一现状,本研究将着手于过渡工况冷启动阶段的掺氢研究。为了更直观地观测掺氢汽油机冷启动阶段的微观状态,进行了掺氢汽油机

冷启动工况下的数值模拟研究,结合Fluent软件建立适合掺氢汽油机在冷启动工况下使用的三维CFD燃烧模型,对不同掺氢量及不同点火提前角下掺氢汽油机的着火性能进行分析,探寻一种更好的喷射方案,为掺氢汽油机的冷启动策略研究提供一定的理论基础及模拟计算平台。

## 1 数学模型

### 1.1 基本控制方程组

基本控制方程组包括质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程及组分方程<sup>[10]</sup>。

质量守恒方程的数学表达式为:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dV + \iint_S \rho \mathbf{v} \cdot d\mathbf{S} = 0 \quad (1)$$

式中:  $\rho$  为微元密度板;  $dV$  为有限控制体  $V$  内的一个微元;  $\mathbf{v}$  为流动速度;  $S$  为控制面;  $d\mathbf{S}$  为控制面微元的面积向量,其定义为:

$$d\mathbf{S} = \mathbf{n} dS \quad (2)$$

这里需要强调的是,由于本研究所采用的CFD软件是使用有限体积法进行求解的,因此此处只给出守恒型的质量守恒方程,而不再给出非守恒型的质量守恒方程。

在  $x$ 、 $y$ 、 $z$  3个方向上推导动量守恒方程,得出3个方程分别为:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (3)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (4)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (5)$$

式中:  $\tau_{ij}$  为  $j$  方向作用在垂直于  $i$  轴平面上的应力;  $f_x$ 、 $f_y$ 、 $f_z$  分别为体积力在  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向的分量。

当以温度  $T$  作为变量时,能量守恒方程表达式如下:

$$\frac{\partial \rho(T)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u T) = \operatorname{div}\left(\frac{k}{C_p} \operatorname{grad} T\right) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_r \quad (6)$$

式中:  $C_p$  为比热容;  $T$  为温度;  $k$  为流体传热系数;  $S_r$  为微团内由于黏性力作用转化为热能的那部分能量。

组分守恒的意义为反应中的某种组分的时间变化率应当等于反应产生的该组分的生成率与扩散量之和,其表达式为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho m_l) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j m_l) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_l \frac{\partial m_l}{\partial x_j}) + R_l \quad (7)$$

式中:  $R_l$  为由化学反应引起的  $l$  组分的生成率。

为保证上述方程组封闭,还需添加气体状态方程,其表达式:

$$\begin{cases} p = RT \sum \frac{\rho_l}{M_l} \\ e(T) = \sum_l \left(\frac{\rho_l}{\rho}\right) e_l(T) \\ C_p(T) = \sum_l \left(\frac{\rho_l}{\rho}\right) C_{p,l}(T) \\ h_{lm}(T) = e_l(T) + \frac{RT}{M_l} \end{cases} \quad (8)$$

式中:  $e$  为流体比内能;  $R$  为气体摩尔常数。

## 1.2 $v^2$ - $f$ 湍流模型

湍流模型采用  $v^2$ - $f$  [11] 湍流模型,该模型为四方程模型。相对于  $k$ - $\epsilon$  模型而言,该模型具有更高的精度,也更容易收敛。

## 1.3 ECFM 燃烧模型

ECFM 燃烧模型 [12] 适用于均质或非均质的预混合燃烧,根据湍流流场中火焰表面密度和无拉伸层流火焰传播速度计算湍流燃烧反应速率:

$$\dot{\rho}_{r, fu} = \rho_{fr} \cdot Y_{fr, fu} \cdot S_L \cdot \sum \quad (9)$$

式中:  $\dot{\rho}_{r, fu}$  为由燃烧反应引起的燃料密度变化率;  $\rho_{fr}$  为新鲜混合气密度;  $Y_{fr, fu}$  为新鲜混合气中燃料组分浓度;  $S_L$  为汽油/氢气混合燃料的层流火焰传播速度;  $\sum$  为湍流火焰表面密度。

## 2 计算模型构建

### 2.1 三维建模及网格划分

本研究是基于一套汽油/氢气双燃料发动机在线测控系统进行建模的。该系统是在一台完整的汽油机台架上添加一套氢气喷射系统改装而成的,具体参数如表 1 所示。

表 1 汽油/氢气双燃料发动机参数

Table 1 Parameters of gasoline/hydrogen dual fuel engine

排量/L	缸径/mm	活塞行程/mm	压缩比	气门数/个	进气门直径/mm	排气门直径/mm
1.992	84.3	88	9.6	16	42.13	36.23
连杆长度/mm	曲柄半径/mm	活塞销偏置距离/mm	喷氢压力/MPa	喷油压力/MPa	活塞形状	
160	42.3	0.02	4	8	平顶	

计算网格采用六面体网格,全局网格尺寸为 1.5 mm。在近壁面处采用 5 层非结构网格。在进、排气门表面进行局部细化,以保证网格质量。最终得到的网格模型如图 1 所示。在网格划分完

毕后,网格数量达到 60 万个,其中适宜计算的网格约占 99.6%。

### 2.2 喷氢及喷油参数设置

本研究使用进气道喷射的方式进行氢气及燃油的喷射,且氢气与汽油起始喷射时刻相同,而喷油截止时刻则由各自的喷射脉宽决定。为了保证模型的准确性,在模型当中必须对燃料喷射基本情况设置,相关参数如表 2 所示。

在计算过程中,根据计算目的的不同自行设置喷射脉宽。本研究在计算分析环节列出相应的喷射脉宽。

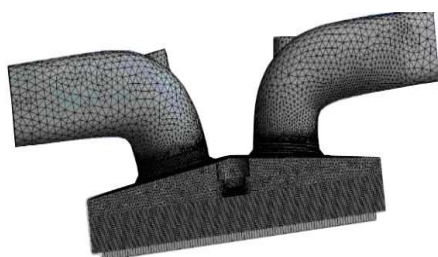


图 1 计算网格

Fig. 1 Computational grid

表 2 喷射参数的设置

Table 2 Setting of injection parameters

名称	喷射位置	喷射方向	燃料温度/K	喷射起始角度/°CA	喷射压力/MPa	喷射脉宽/ms
汽油喷射	进气歧管上端	0,1,-1	288.15	432	8	自行设置
氢气喷射	进气歧管下端	0,1,1	288.15	432	4	自行设置

2.3 初始条件及边界条件

在模型中活塞顶部以及进、排气门为运动壁面,其他边界都为固定壁面。进气道入口为压力进口边界,排气道出口为定压压力边界,其他壁面为温度边界。具体参数见表 3 及表 4。在表 4 中由试验测得的进气道入口压力如图 2 所示。

表 3 初始条件

Table 3 Initial conditions

进气道压 力/MPa	气缸压 力/MPa	排气道压 力/MPa	进气道 温度/K	气缸温 度/K	排气道 温度/K
0.061 9	0.1	0.1	288.15	288.15	288.15

表 4 边界条件

Table 4 Boundary conditions

进气道入口压力	排气道出口压力/MPa	其他壁面温度/K
由试验测得	0.1	288.15

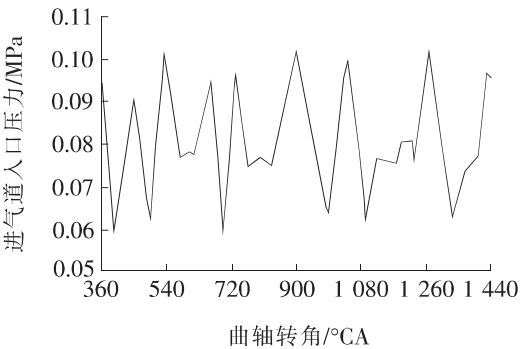


图 2 进气道入口压力波动曲线

Fig. 2 Fluctuation curve of air inlet pressure

3 试验标定及模型验证

3.1 气门运动参数标定

气门升程曲线包含发动机气门开启与关闭的时刻、气门升程随曲轴转角的变化情况,同时也反映了气门重叠角的位置及大小。经试验测定,气门升程曲线如图 3 所示,其运动参数如表 5 所示。

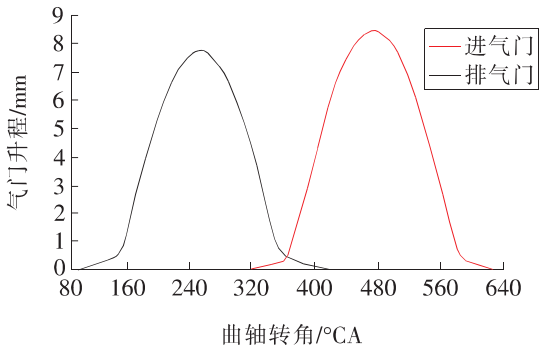


图 3 气门升程曲线

Fig. 3 Valve lift curve

表 5 气门运动参数

Table 5 Parameters of valve movement

进气门开启 时刻/°CA	进气门关闭 时刻/°CA	排气门开启 时刻/°CA	排气门关闭 时刻/°CA
315	629	98	422
进气门最大 升程/mm	进气门最大 升程时刻/°CA	排气门最大 升程/mm	排气门最大 升程时刻/°CA
8.48	475	7.82	254

3.2 掺氢量的标定

试验台架如图 4 所示。汽油机在冷启动阶段的一些特点,比如汽油难以雾化,湿壁效应明显同时又伴随着启动加浓,都极易导致喷油量和喷氢量与最终混合气中的燃料分数难以直接关联。经过考虑,本研究决定以喷氢压力和喷氢脉宽两个参数间接标定当量比条件下喷油量与喷氢量之间的关系。

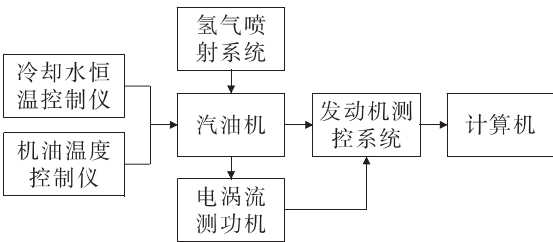


图 4 试验台架示意图

Fig. 4 Schematic diagram of test bench

在试验中,保持节气门开度为 4.5%,发动机水温及机油温度为 15℃,喷油压力为 8 MPa,喷氢压力为 4 MPa。调节喷油脉宽及喷氢脉宽,并通过燃烧分析仪对过量空气系数进行监测。在每种脉宽组合达到过量空气系数为 1.01,同时发动机运转良好时记录数据。得到的喷氢量与喷油量之间的关系如表 6 所示。

表 6 过量空气系数为 1.01 时喷氢、喷油脉宽  
Table 6 Injection pulse widths of hydrogen and fuel when excess air coefficient is 1.01 ms

喷氢脉宽	0.0	1.7	3.3	4.7
喷油脉宽	2.1	2.0	1.9	1.8

分析表 6 可知,0.1 ms 喷油脉宽在过量空气系数上所造成的效应与 1.6 ms 喷氢脉宽相同。因此,在保证过量空气系数为 1.01 的情况下,每减少 0.1 ms 喷油脉宽就增加 1.6 ms 喷氢脉宽。

3.3 燃烧模型的验证

图 5 给出了发动机转速为 650 r/min、进气道绝对压力为 61.9 kPa、过量空气系数为 1.01、点火提前角为 21 °CABTDC、表 7 所示喷氢脉宽和喷油脉宽情况下的三维数值模型计算结果与台架试验结果的对比。

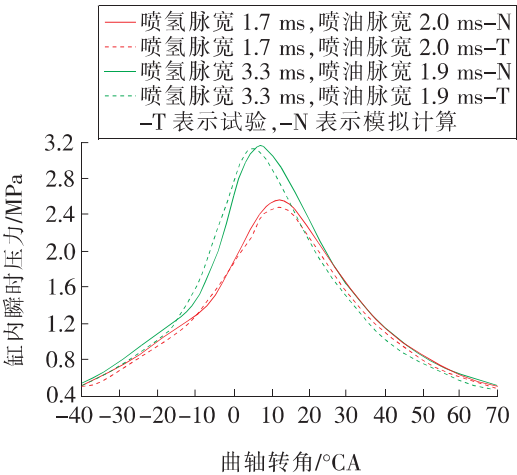


图 5 三维数值模型计算结果与试验结果对比

Fig. 5 Comparison of calculated results of 3D numerical model with experimental results

表 7 氢气/汽油喷射策略

Table 7 Hydrogen/gasoline injection strategy

组别	喷油脉宽/ms	喷氢脉宽/ms
1	2.0	1.7
2	1.9	3.3

通过两组试验与计算结果的对比,可以看出试验与计算结果吻合良好,证明该模型能比较准确地反应发动机的工作状态。

4 计算结果及分析

设置 3 组模型以不同的喷氢脉宽作为变量进行计算对比,具体参数如表 8 所示。其中喷油脉宽按表 6 与喷氢脉宽对应变化。

4.1 不同喷氢脉宽对冷启动混合气浓度的影响

对表 8 中 3 组模型分别进行模拟计算,得到了 3 组不同的混合气浓度分布云图(曲轴转角为 424~464 °CA),结果见表 9。

从表 9 可以清晰地看出,随着燃料的喷入,进气道和缸内燃料的质量分数迅速升高。其中喷氢脉宽为 3.3 ms 的模型,即模型 3 中燃料浓度升高最快,在短时间内达到很高的浓度后又迅速降低;喷氢脉宽为 0 的模型,即模型 1 中进气道燃料浓度缓慢上升,并且贴着下壁位置的浓度明显更高,燃料进入气缸后也出现了明显的局部富集现象,直到最后阶段混合气才在缸内均匀散开;而喷氢脉宽为 1.7 ms 的模型,即模型 2 中燃料浓度的变化情况介于前两者之间,燃料能以较快的速度达到均匀混合。

由此可见,掺入氢气有助于汽油机在冷启动条件下快速形成混合气。同时,随着混合燃料中氢气比重的增加、汽油比重的下降,氢气的高流动

表 8 3 组对比模型的主要参数

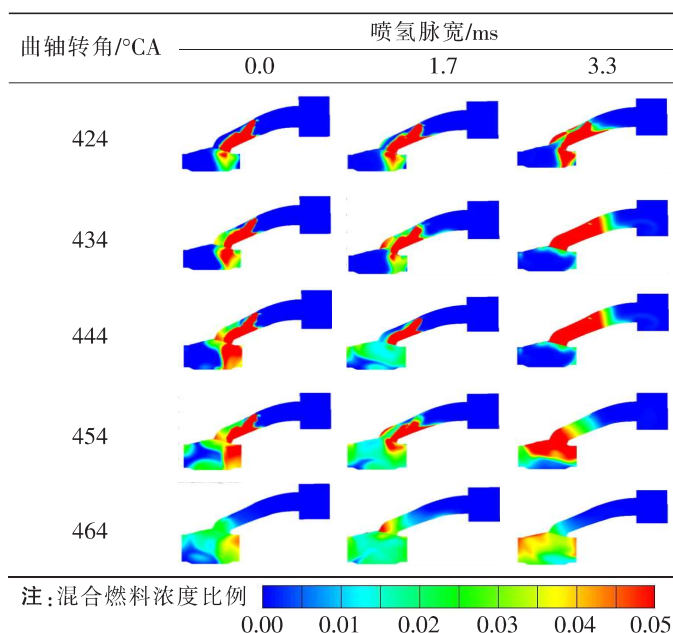
Table 8 Main parameters of three contrast models

模型	喷孔直径/mm	喷氢压力/MPa	喷氢开始时刻/°CA	点火时刻/°CA	喷氢脉宽/ms	喷油脉宽/ms	过量空气系数	点火提前角/°CABTDC
1	2	4	424	710	0.0	2.1	1.01	15
2	2	4	424	710	1.7	2.0	1.01	15
3	2	4	424	710	3.3	1.9	1.01	15



表9 3组对比模型的混合气流场云图

Table 9 Cloud images of mixed gas fluent field of three contrast models

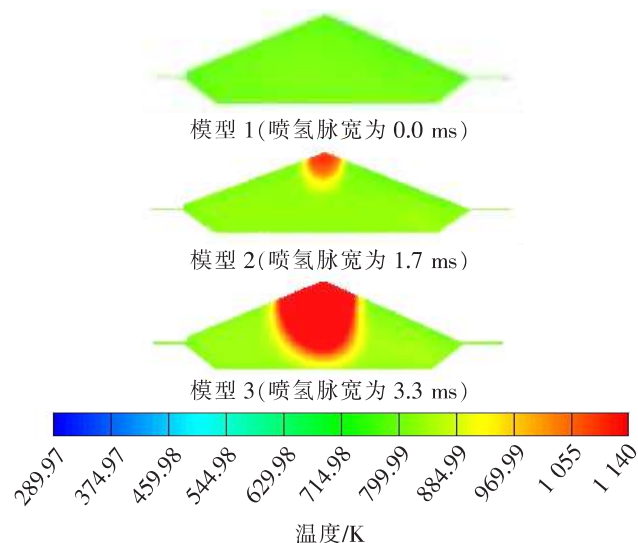


性使新鲜混合气迅速分布均匀,这极大地改善了冷启动阶段纯汽油机雾化不良导致混合气形成过缓、分布不均的问题。

#### 4.2 不同喷氢脉宽对冷启动首循环着火的影响

以火花塞跳火后  $5^{\circ}\text{CA}$  的缸内温度分布图来表示首循环着火情况,如图6所示。

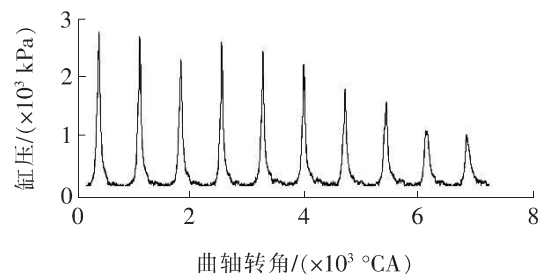
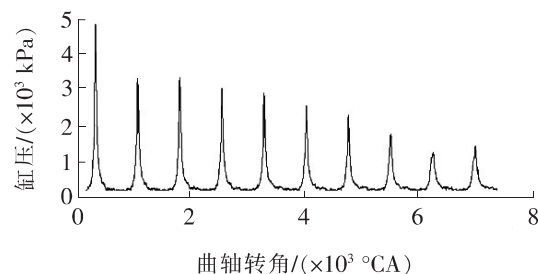
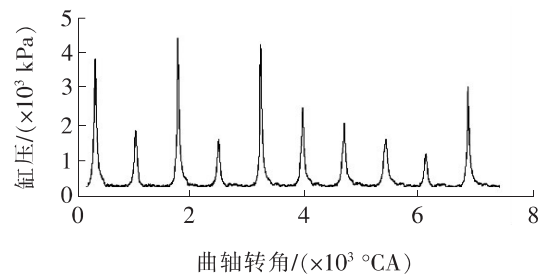
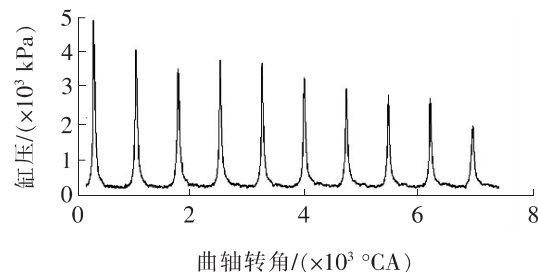
从图6可以看出,当采用喷氢脉宽为 0.0 (模型1,纯汽油启动)时,发动机首循环跳火后未发现着火现象;当喷氢脉宽为 1.7 ms (模型2)时,缸内

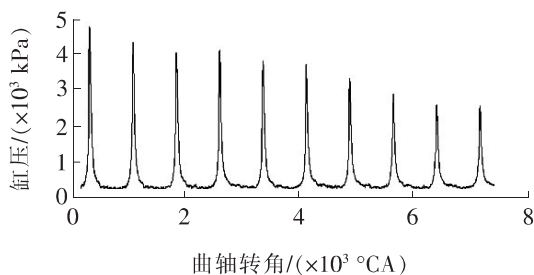
图6 首循环火花塞跳火后  $5^{\circ}\text{CA}$  缸内温度分布Fig. 6 Temperature distribution in cylinder at  $5^{\circ}\text{CA}$  after spark plug ignition in the first cycle

火花塞周围出现高温区,表明着火成功,且火焰锋面扩展速度适中;当喷氢脉宽为 3.3 ms (模型3)时,同样实现了首循环着火,但火焰锋面扩展速度过快,疑似出现早燃现象。由此可见,在表8所示的3种模型中,模型2最为理想,既能实现首循环着火,又能有效避免混合气早燃。

#### 4.3 不同点火提前角对冷启动着火情况的影响

选择5个点火提前角作为点火时刻,分别为  $10, 15, 20, 25, 30^{\circ}\text{CABTDC}$ ,其他参数沿用表8中模型2的设置,分别计算5种点火提前角下的前10循环缸压,所得结论如图7所示。

(a)  $10^{\circ}\text{CABTDC}$ (b)  $15^{\circ}\text{CABTDC}$ (c)  $20^{\circ}\text{CABTDC}$ (d)  $25^{\circ}\text{CABTDC}$



(e) 30° CABTDC

图 7 5 种点火提前角下前 10 循环缸压曲线

Fig. 7 Cylinder pressure curves of first 10 cycles at 5 ignition advance angles

由图 7 中的 5 个缸压曲线可知,当喷氢脉宽为 1.7 ms、喷油脉宽为 2.0 ms(模型 2)时,在 5 种点火提前角下,发动机都能实现首循环成功着火。这是由于氢气本身具有点火能量低、着火界限宽、易扩散、燃烧速度快的特点。在少量掺氢后,氢气能迅速与空气混合,并在火花塞附近被快速点燃,使缸内温度升高,进一步引燃进入气缸的汽油,实现着火。同时,当点火提前角为 20° CABTDC 时,发动机在第 2、4、7、9 循环时缸压下降明显,这是因为在前一循环缸内燃烧状况过好,导致混合气完全燃烧,影响了下一循环的充气效率。总之,对于模型 2 来说,点火提前角从 10° CABTDC 到 30° CABTDC 都能实现首循环顺利着火,这说明在冷启动阶段,虽然氢气在混合气中的比例小,但对于燃烧的影响很大,少量掺氢能够明显拓宽混合气的着火界限。

#### 4.4 不同点火提前角对冷启动排放的影响

同样采用表 8 中的模型 2 进行计算,在 10, 15, 20, 25, 30° CABTDC 5 种不同点火提前角下,得到了污染物的生成情况,如图 8 和图 9 所示。

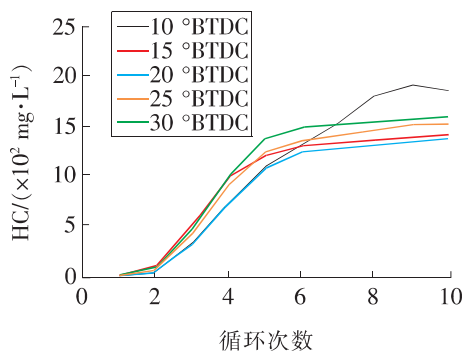


图 8 不同点火提前角下 HC 排放曲线

Fig. 8 HC emission curves at different ignition advance angles

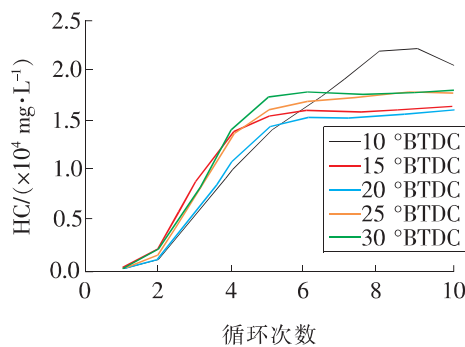


图 9 不同点火提前角下 CO 排放曲线

Fig. 9 CO emission curves at different ignition advance angles

在 15, 20, 25, 30° CABTDC 4 种点火提前角下,CO 及 HC 的排放曲线都在第 2 循环开始迅速升高,然后在第 5 循环开始稳定。其中,当点火提前角为 20° CABTDC 时,CO 及 HC 的排放曲线最低;当点火提前角为 30° CABTDC 时,CO 及 HC 的排放曲线相对较高。而在点火提前角为 10° CABTDC 时,CO 及 HC 的排放曲线显著升高,这是因为点火时间过晚使混合气的燃烧不完全。

## 5 结论

本研究在数学模型的基础上,结合试验及三维建模,构建了适用于掺氢汽油机冷启动阶段的三维数值计算模型,并通过试验标定验证了该模型。利用该模型进行模拟计算,得到以下结论:

1) 相对于纯汽油情况,掺氢能够明显改善原汽油发动机混合气的形成,加快混合气的扩散速度,使得混合气在缸内更快地实现均匀分布。

2) 在纯汽油情况下,当量比混合气无法实现首循环成功着火,而在少量掺氢后能实现当量比混合气首循环着火。但当掺氢脉宽过大时,会出现早燃现象。就本研究而言,取喷氢脉宽为 1.7 ms、喷油脉宽为 2.0 ms 最为合适,这既能实现首循环着火,又能有效避免混合气早燃。

3) 掺氢能够拓宽原汽油机的着火界限,同时在点火提前角 10~30° CABTDC 都能实现首循环着火。

4) 相对于纯汽油情况,掺氢能够显著降低冷启动阶段 HC 和 CO 的含量。但在 10° CABTDC 时排放量相对而言最大,在 20° CABTDC 时排放量最小。

本研究建立的三维数值模型,未考虑喷雾模型,而是利用试验台架直接标定了喷氢量和喷油量的关系。这样做的好处是能够在很大程度上降低模型的计算难度,缺点是过于依赖试验标定。因此,笔者希望能在接下来的工作中,嵌入喷雾模型,构建一个普遍适用的三维数值模型。

### 〔参考文献〕

- [1] Wimmer A, Wallner T, Ringler J, et al. H<sub>2</sub>-Direct injection: a highly promising combustion concept [C]//SAE 2005 World Congress & Exhibition Proceedings. Detroit:SAE,2005.
- [2] Bleechmore C, Brewster S. Dilution strategies for load and NO<sub>x</sub> management in a hydrogen fuelled direct injection engine[C]//Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition Proceedings. Rosemont;SAE,2007.
- [3] Bradley D, Lawes M, Liu K, et al. Laminar burning velocities of lean hydrogen-air mixtures at pressures up to 1.0 MPa[J]. Combustion and Flame,2007,149(1-2):162-172.
- [4] 刘利梁,张虎,张玉银,等.进气掺氢与富氧燃烧对汽油机性能影响的试验研究[J].车用发动机,2017(1):70-82.  
LIU Li-liang, ZHANG Hu, ZHANG Yu-yin, et al. Experimental study on the effect of hydrogen and oxygen-enriched combustion on the performance of gasoline engine[J]. Car Engine,2017(1):70-82.
- [5] 牛仁旭,张岳韬,于秀敏,等.喷氢时刻对缸内直喷掺氢汽油机燃烧及排放的影响[J].内燃机学报,2017,35(1):32-37.  
NIU Ren-xu, ZHANG Yue-tao, YU Xiu-min, et al. Effect of hydrogen injection timing on combustion and emissions in a direct injection gasoline engine [J]. Journal of Internal Combustion Engine, 2017, 35(1):32-37.
- [6] Yu X M, Li G T, Du Y D, et al. A comparative study on effects of homogeneous or stratified hydrogen on combustion and emissions of a gasoline/hydrogen SI engine[J]. International Journal of Hydrogen Energy,2019,44(47):25 974-25 984.
- [7] Yu X M, Li G T, Du Y D, et al. Numerical study on effects of hydrogen direct injection on hydrogen mixture distribution, combustion and emissions of a gasoline/hydrogen SI engine under lean burn condition [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2020,45(3):2 341-2 350.
- [8] Joonsuk K, Kwang M C, Soonho S, et al. Improving the thermal efficiency of a T-GDI engine using hydrogen from combined steam and partial oxidation exhaust gas reforming of gasoline under low-load stoichiometric conditions [J]. Fuel, 2020, 273: 117754.
- [9] Li G T, Yu X M, Jin Z H. Study on effects of split injection proportion on hydrogen mixture distribution, combustion and emissions of a gasoline/hydrogen SI engine with split hydrogen direct injection under lean burn condition[J]. Fuel,2020,270:117488.
- [10] 解茂昭,贾明.内燃机计算燃烧学[M].北京:科学出版社,2016:3-5.  
XIE Mao-zhao, JIA Ming. Computational combustion of internal combustion engines [M]. Beijing: Science Press,2016:3-5.
- [11] Dubin P A. Separated flow computations with the K-epsilon-V-squared model [J]. AIAA Journal, 1995,33(4):659-664.
- [12] Colin O, Benkedia A, Angelberger C. 3D modeling of mixing, ignition and combustion phenomena in highly stratified gasoline engines[J]. Oil & Gas Science and Technology,2003,58(1):47-62.