

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.03.002

直喷汽油机多孔喷油器喷嘴内部流动数值模拟*

丁红元 刘芬 黄荣华 王兆文 李智

(华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074)

摘要:采用双流体法应用线性空化模型对某直喷汽油机多孔喷油器喷嘴内部流动形态进行模拟,分析了喷嘴内空化流动发展规律,总结并比较了几种判断空化流动的方法。模拟结果表明:在喷孔内及针阀开启关闭时与阀座缝隙间均发现有空化现象;空化形态不稳定,随时间变化;空化造成喷嘴流量减小流速增大,各孔流量亦产生差异;临界空化数可以有效预测空化现象;GDI多孔喷嘴仅在喷射压力很小而喷射背压很大的分层燃烧方式下有可能不空化。

关键词:汽油机 直接喷射 多孔喷嘴 空化流动 数值模拟

中图分类号:TK413.8⁺4 **文献标识码:**A **文章编号:**1000-1298(2013)03-0006-06

Numerical Simulation of Nozzle Flow in GDI Multi-hole Injector

Ding Hongyuan Liu Fen Huang Ronghua Wang Zhaowen Li Zhi

(School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract: The two-fluid method using linear cavitation model was utilized to simulate GDI multi-hole injector nozzle flow. The evolutionary law of the cavitation flow pattern was analyzed. Cavitation criterions were summarized and compared. Results showed that cavitation was formed at the hole corner and the gap between the moving needle and valve seat. Cavitation flow pattern was unstable and changed with time. Nozzle flow rate decreased and while exit velocity increased due to the cavitation. Also each hole flow rate was different. The critical cavitation number was efficient to predict the cavitation. The non-cavitation flow of GDI multi-hole injector could only be appeared when the injector worked in low injection pressure and high ambient pressure for stratified combustion applications.

Key words: Gasoline Direct injection Multi-hole injector Cavitation flow Numerical simulation

引言

缸内直喷(GDI)汽油机以其良好的燃油经济性、瞬态响应及冷启动性能而受到市场的欢迎,逐渐成为轿车发动机的主要型式^[1]。发动机燃烧过程的好坏直接影响其动力性及排放性能,因此燃烧过程组织是GDI发动机设计开发的重点与难点之一。喷雾雾化过程直接影响燃油分布及混合气的形成,进而影响燃烧过程,因此喷油器的喷雾特性是GDI发动机设计的基础。不同工况要求GDI喷油器选用不同的喷油时刻、喷油时长及喷油压力以产生适

当的喷雾,保证燃烧的稳定性。此外在保证“不湿壁”的条件下喷雾贯穿距要尽量长,喷雾锥角尽量大以使得燃油能在空气中迅速蒸发,同时形成的混合气要能保证可靠点火。过大的贯穿距或锥角会使燃油碰壁,在活塞顶面及缸壁上形成油膜使HC排放增加^[2],同时使燃油经济性变差。当前采用高压电控喷射的多孔喷油器已逐步取代了旋流式和外开式喷油器,在GDI发动机上广泛应用。该类型喷油器通过调整喷孔直径、孔数、安装角度等方法获得适当喷雾结构,以满足GDI发动机对喷雾的不同要求。随着GDI发动机的喷射压力逐渐提高(目前的

收稿日期:2012-03-06 修回日期:2012-04-17

* 国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2008AA11A121)

作者简介:丁红元,博士生,主要从事汽油机喷雾燃烧研究,E-mail: dh86107@163.com

通讯作者:黄荣华,教授,博士生导师,主要从事发动机燃烧及流动研究,E-mail: rhuang@mail.hust.edu.cn

使用压力可达到 10 ~ 15 MPa), 以及汽油本身较好的蒸发性能, 有学者研究中发现 GDI 多孔喷油器在喷射过程会产生空化现象^[3]。空化现象的产生, 不仅极大地影响了喷嘴出口处的速度、流量以及出口处湍动能的分布, 而且是引起初次雾化的重要原因之一, 对燃油雾化有重要影响, 成为 GDI 发动机设计中必须要考虑的因素。现阶段喷嘴内部流动分析多集中于柴油机喷嘴, 由于 GDI 多孔喷油器自身结构特点与柴油机不同, 其空化规律及影响与柴油机有很大的差异。目前国内外一些学者就 GDI 汽油机空化现象开展了相关研究。Aleiferis P G 等在实际大小的 GDI 透明喷嘴上观测到空化现象的发生, 比较归纳了发生空化的条件, 以及各条件对空化现象的影响。然而该试验无法进一步了解喷嘴内部流动的细节。Bianchi G M^[4]、Mitroglou N^[5] 采用 1D 模型对 GDI 多孔喷油器内部流动进行分析, 对雾化的初始条件进行修正, 模拟结果与实验吻合很好, 但是 1D 模型无法描述空化流动随时间空间的发展变化; Bizhan^[6] 采用 VOF-LES 的方法对 GDI 内部流动做了详细分析, 但是其本身模型中并未包含空化模型。本文针对某 GDI 多孔喷油器采用双流体法, 对其内部流动进行三维数值模拟, 获得喷嘴内部流动的细节, 分析和总结 GDI 多孔喷油器发生空化流动的条件和发展规律。

1 计算方法

1.1 控制方程

喷嘴内部的空化流动为气液两相流动。本文采用欧拉双流体法分别计算气相及液相的守恒方程, 通过质量动量交换项描述两相之间的相互作用。

连续性方程为

$$\frac{\partial \alpha_k \rho_k}{\partial t} + \nabla \cdot \alpha_k \rho_k V_k = \Gamma_k \quad (1)$$

动量方程为

$$\frac{\partial \alpha_k \rho_k V_k}{\partial t} + \nabla \cdot \alpha_k \rho_k V_k V_k = -\alpha_k \nabla p_k + \nabla \cdot \alpha_k \tau_k + \alpha_k \rho_k g + M_k + V_{\text{int}} \Gamma_k \quad (2)$$

式中 k ——相, k 取 l 表示液相, k 取 v 表示气相

α_k —— k 相的平均体积分数

ρ_k —— k 相的平均密度, kg/m^3

V_k —— k 相的平均速度, m/s

p_k —— k 相的压力, Pa τ ——湍流应力

V_{int} ——气液界面间的速度, m/s

Γ_k ——界面间的质量交换项, kg/s

M_k ——界面间的动量交换项, $\text{kg} \cdot \text{m}/\text{s}$

同时方程必须满足: 各相的体积分数之和为 1。

1.2 空化模型

对于气液界面间的质量交换(即式(1)中的 Γ_k), 采用线性空化模型处理简化的 Rayleigh 单气泡动力学方程。质量交换项的表达式为

$$\Gamma_c = 4\rho_d N''' \pi R^2 \dot{R} = -\Gamma_d \quad (3)$$

下标 c, d 分别表示液相和气相。其中 N''' 为气泡的数密度, R 为气泡半径。 N''' 经验公式为

$$N''' = \begin{cases} N''_0 & (\alpha_d \leq 0.5) \\ 2(N''_0 - 1)(1 - \alpha_d) + 1 & (\alpha_d > 0.5) \end{cases} \quad (4)$$

式中 α_d ——气相平均体积分数

其中, N''_0 是初始数密度, 通常取 10^{12} 。 R 对时间的偏导数由简化的 Rayleigh 单气泡动力学方程进行估算

$$R\ddot{R} + \frac{3}{2}R^2 = \frac{\Delta p}{\rho_c} = \frac{p_{\text{sat}} - \left(p - \frac{2}{3}C_E \rho_c k_c\right)}{\rho_c} \quad (5)$$

其中, Δp 是导致气泡成长与溃灭的有效压力差, 它包含压力波动的影响。 C_E 为 Egler 系数, 取决于当地流场的湍流水平, 取值范围是 1 ~ 1.4。 p_{sat} 为液相的饱和蒸汽压, k_c 为当地流场中液相的湍动能, 可由湍流模型计算。

两相间动量交换项的表达式为

$$M_c = C_D \frac{1}{8} \rho_c A''_i |v_r| v_r + C_{TD} \rho_c k_c \nabla \alpha_d = -M_d \quad (6)$$

式(6)中第 1 项为阻力项, 第 2 项为湍流扩散项。

$$\text{其中 } C_D = \begin{cases} \frac{192}{Re_b} (1 + 0.10 Re_b^{0.75}) & (Re_b \leq 1000) \\ 0.438 & (Re_b > 1000) \end{cases} \quad (7)$$

$$Re_b = \frac{v_r D_b}{\nu_d} \quad (8)$$

$$A''_i = \pi D_b^2 N''' = (36\pi)^{\frac{1}{3}} N'''^{\frac{1}{3}} \alpha_d^{\frac{2}{3}} \quad (9)$$

其中

$$v_r = v_d - v_c$$

式中 C_{TD} ——湍流扩散系数, 其值为 0.05 ~ 0.5

C_D ——气泡在液体中运动的阻力系数

D_b ——气泡直径

v_d ——气泡运动速度

v_c ——液体运动速度

Re_b ——气泡的雷诺数

v_r ——气液两相相对速度

A''_i ——气液交界面的面积密度

其中气泡数密度 N''' 由质量交换模型获得。当气相体积分数 α_d 和 N''' 都已知时, 气泡直径可以唯一确定, 即

$$D_b = \left(\frac{6\alpha_v}{\pi N'''} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (10)$$

1.3 几何模型

本文研究的是 SAC 六孔喷嘴,孔径 0.2 mm,长径比为 1.1,针阀最大升程 0.065 mm,针阀头部为球形,其压力室由一个圆锥形部分和球形部分组成。喷嘴头部也呈半球形,从而保证能得到均匀的喷孔长度。喷油器几何参数及内部结构如图 1 所示。六

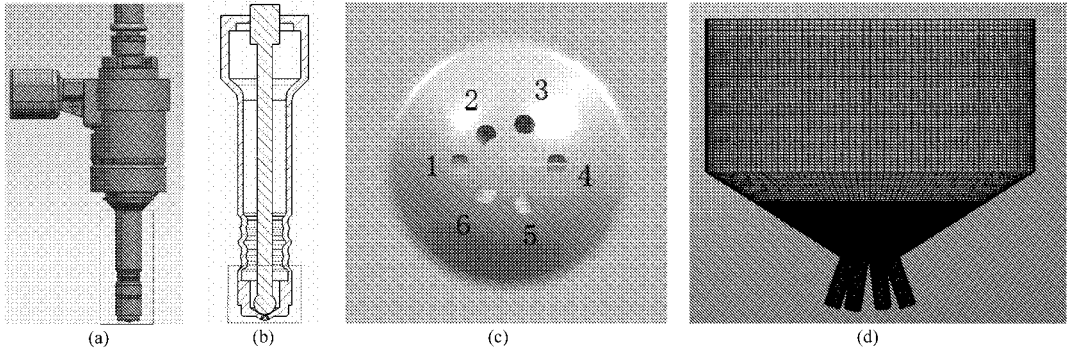


图 1 喷嘴内部结构示意图

Fig. 1 Internal structure of nozzle

(a) 喷油器模型 (b) 喷油器前端内部结构 (c) 喷孔编号 (d) 喷嘴计算网格

1.4 湍流模型

本文采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型。

2 计算工况及重要参数定义

2.1 流量系数

流量系数 (C_d) 指喷孔实际流量与理论流量之比,表征喷孔流动效率

$$C_d = \frac{q_m}{A \sqrt{2\rho_i \Delta p}} \quad (11)$$

式中 q_m ——实际流量, kg/s

A ——喷孔出口截面积, m^2

Δp ——喷孔两侧压差, Pa

ρ_i ——燃油密度, kg/m^3

喷嘴内部流动研究中,流量系数的突变表征流动形态的改变,常用来判断是否发生空化流动。

2.2 空化数

空化数是表征空化程度的无量纲参数。柴油机喷嘴内部流动研究中通常选用^[7]

$$C_{N1} = \frac{p_i - p_v}{p_i - p_b} \quad (12)$$

式中 p_i ——喷射压力, Pa

p_v ——燃油蒸汽压, Pa

p_b ——喷射背压, Pa

在柴油机喷射中, p_i 一般远大于 p_b 、 p_v , 因而该形式下的空化数接近 1, 其值随 p_b 、燃油温度 (影响 p_v) 变化不明显。

由于汽油蒸发性能好于柴油, 相同温度下饱和蒸汽压也远大于柴油机; 且 GDI 多孔喷嘴亦非常容

易发生空化现象; 采用式 (12) 定义的空化数无法表征 GDI 多孔喷嘴内部流动对喷射条件的敏感性, 因此有学者^[3]使用公式

$$C_{N2} = \frac{p_i - p_b}{p_b - p_v} \quad (13)$$

与式 (12) 不同的是分母变为 $p_b - p_v$, 由于 p_b 、 p_v 大小相当, 因此 C_{N2} 在不同喷射条件下变化很大。值得注意的是当燃油温度升高时, 在某些温度下可能 $p_b \leq p_v$, 此时 C_{N2} 为负数没有意义。然而当 $p_b \leq p_v$ 时将会发生闪急沸腾喷雾现象, 此时的内部流动将更为复杂。

2.3 计算工况

为了研究空化流动发生的条件, 以及空化流动的发展规律, 本文根据空化数大小模拟了不同喷射压力及喷射背压条件下的内部流动, 具体见表 1。

表 1 计算工况安排

Tab. 1 Simulation conditions

喷射压力 p_i /MPa	喷射背压 p_b /MPa
4	0.05/0.1/0.2/0.4/0.6/0.8/1/1.2/1.4
6	0.1/1.2
8	0.1/0.5
10	0.05/0.1/1.2

3 计算结果及分析

采用双流体法、线性空化模型和标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型; 使用 FIRE 软件对某 GDI 喷油器喷孔内部流动进行数值模拟, 气泡初始密度取 1.00×10^{12} , Egler 系数取 1.2, 冷凝系数取 1。计算流体为标定液, 其

物性参数(293 K)与汽油接近:液相密度 790 kg/m^3 , 动力粘度 $1.40 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$;气相密度 4.8 kg/m^3 , 动力粘度 $1.00 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。喷射压力 10 MPa, 环境压力 0.1 MPa, 喷射持续时间 2.5 ms, 其中喷油器开启/关闭延时为 0.4 ms/0.43 ms, 由于缺少针阀升程实验数据, 本文设计针阀开启/关闭时速度一定。

3.1 空化流动对喷嘴流量的影响

为了比较空化现象对喷孔流量的影响, 文中增加了采用单流体方法的计算结果。喷射压力为 10 MPa, 喷射背压为 0.1 MPa, 燃油温度为 293 K。

采用单相流计算时流量为 16.47 g/s, 而采用多相流计算结果为 13.9 g/s, 喷油器厂家给定的标定数据为 14.2 g/s。由此看出采用单相流计算其流量严重偏大, 其计算误差约为 16%; 由于喷孔内空化时产生了大量气泡, 使得流通面积减小流通阻力增大, 流量减小。采用双流法考虑喷孔内空化现象计算结果与厂家标定数据十分接近, 误差仅为 2%。同时由于各孔自身结构及空化程度不同造成各孔的流量不相等, 喷孔内湍流发展也有别于非空化流动, 喷孔出口处初次雾化过程必须要考虑空化的影响。

图2为各喷孔出口处的流速及流量。由于喷孔非均匀布置(图1), 各喷孔与轴线间的夹角不同, 造成了各孔的流量也不同。即使是对称的喷孔其流速流量亦有差别。其流量最大相差约为 5% 左右, 流速最大相差 2% 左右。这是喷孔本身结构造成的内部流动差别, 是需要今后继续研究的内容。由于各孔流量流速的差别, 使得各孔喷射出的燃油初始动量不同, 进而影响雾束的贯穿距离以及雾化效果, 是发动机燃烧过程组织中需要考虑的问题。喷孔出口的速度、流量、湍流强度可以作为喷雾模拟的初始条

件, 以提高模拟精度。

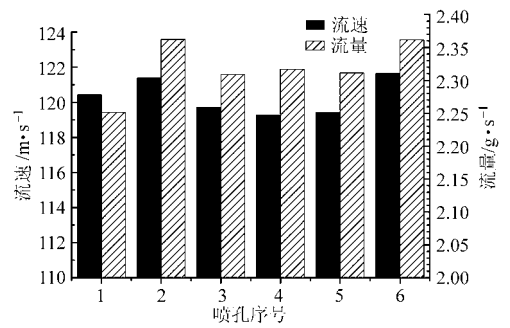


图2 各喷孔出口流速及流量

Fig. 2 Exit velocity and mass flow of each nozzle

3.2 喷嘴内空化流动发展规律

在喷射过程中, 空化流动随时间以及针阀运动而发展。图3、4为喷孔表面及孔1、4截面上的气相体积分数分布图。计算条件同3.1节, 针阀最小升程取 $10 \mu\text{m}$ 。从图中明显看出此喷射条件下喷孔内部经历了单相流、部分空化、超空化流动3种流动形态。针阀开启时, 在喷孔转角处发生空化, 产生气泡并逐步向下游发展。这是由于在转角处流动发生分离以及孔口收缩, 使得此处的流通截面减少, 流速增大, 静压降低, 静压低于饱和蒸汽压时即会产生气泡。空化在 0.06 ms 时发展至喷孔出口, 形成超空化流动。注意到在 0.06 ~ 0.10 ms 时间内最左侧的1号喷孔一直保持超空化流动状态, 而在 0.20 ms 时突然褪变为部分空化。这种不稳定空化流动现象在图4中更为明显。在 0.04 ms 时, 空化区域的附着点在喷孔中段; 在 0.06 ms 时发生超空化流动; 而在 0.20、0.30 ms 时喷孔末端又发生局部附着的部分空化流动。空化的不稳定性与流场不稳定性相互影响。同柴油机空化现象相同^[9], 这主要是

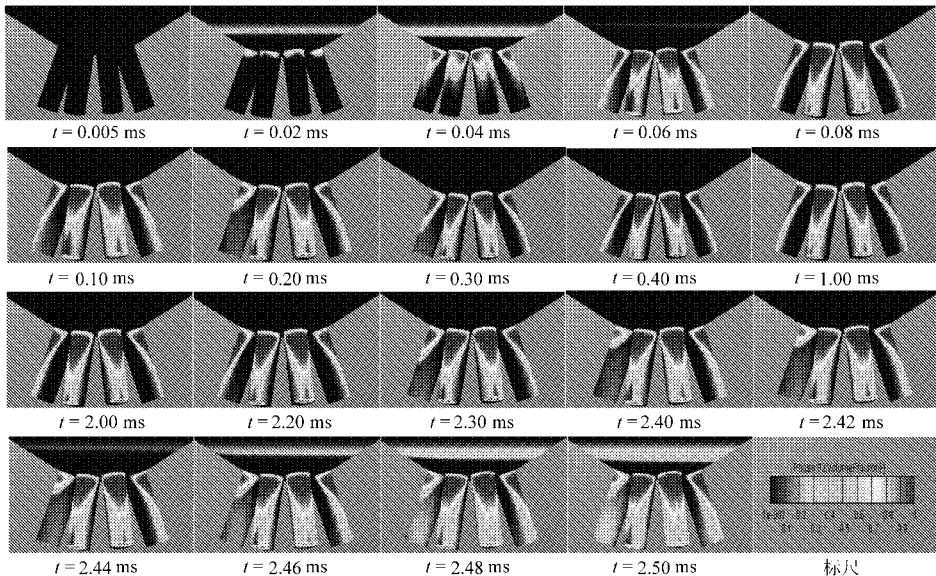


图3 喷孔表面气相体积分数分布

Fig. 3 Gas phase volume fraction distribution of nozzle surface

由于针阀在开启瞬间产生了压力波动,以及针阀在轴向上运动时流动面积改变亦加剧了压力波动。压力波动造成的空化流场机理比较复杂,需要进一步深入研究。6号喷孔亦表现出不稳定的

空化流动,但变化没有1号喷孔明显。这是由于喷孔不同几何结构造成的,因此几何结构对空化流动的影响是GDI发动机在选用喷油器时需要考虑的因素。

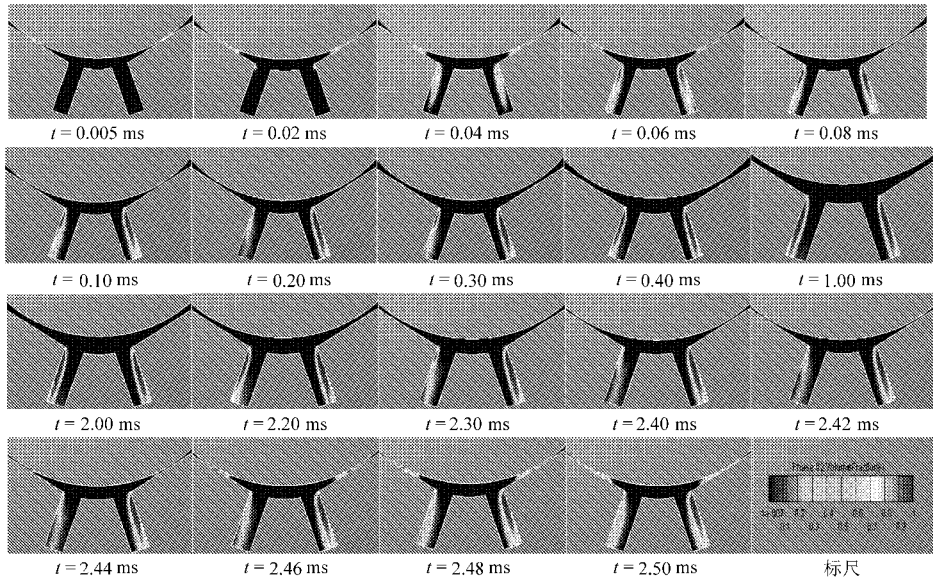


图4 孔1、4截面气相体积分数分布

Fig. 4 Gas phase volume fraction distribution on cross-section of hole 1 and 4

图3、4还表明空化不仅发生在喷孔处,在针阀开启及关闭时,针阀距离阀座十分近时,针阀密封面附近还出现了环形空化。这个环形空化与流通截面密切相关,因此在针阀开启时环形空化的强度是先增后减,而针阀关闭时环形空化的程度是越来越剧烈。此时空化现象的原因也是由于流道面积改变引起的。但是这部分空化产生的气泡不会向下游发展,在针阀完全打开后不久就消失。另外还发现,尽管针阀运动对孔1、6的空化流动影响很大,但是孔4的流动形态基本不改变,比较稳定。因此喷孔结构对空化稳定性的影响是未来要深入研究的内容。

3.3 喷嘴内空化流动的发生条件

前文分析了空化流动的发展规律以及可能对雾化过程的影响,本节将讨论如何判断是否发生空化,以及发生空化的条件。当前判断空化流动最直观的方法是在透明喷嘴上观察,但由于实验成本较高且在设计阶段无法确定喷孔结构,此方法不是很方便。Nurick^[8]发现喷孔出口流量与进出口压差的平方根近似呈线性关系,但当压差增加到某特定值时,喷孔内由于空化现象发生阻塞流,有

$$C_d = C_c \sqrt{C_{N1}} \quad (14)$$

其中 C_c 为喷孔收缩系数,与实验条件有关。此时的空化数即为发生空化流动的临界值 C_{N1crit} 。当空化数小于临界值时就会发生空化流动。

如图5,本文所研究的GDI多孔喷嘴其临界空化数 $\sqrt{C_{N1crit}}$ 约为1.15,与文献[9]中柴油机喷嘴略

有差别。这是由不同喷嘴结构及燃油性质造成的。图6为保持喷射压力为4 MPa,喷射背压由1.4 MPa不断减小时,喷嘴流量随喷射背压的变化。在背压减少到0.8 MPa以前,流量随着背压的减少而增加;当背压减少到0.8 MPa以下,流量不再增加。同样说明了在0.8 MPa以下的背压条件,喷嘴内发生空化形成了阻塞流。如要得到精确的临界背压,需要更为细致的模拟或者实验。

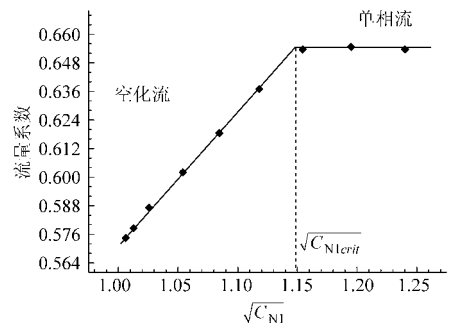


图5 喷孔流量系数随 $\sqrt{C_{N1}}$ 的变化

Fig. 5 Nozzle discharge coefficient vs $\sqrt{C_{N1}}$

采用式(12)计算的空化数在1.005~1.538之间变化,十分接近。GDI汽油机喷嘴的空化对喷射条件十分敏感,而且当喷射背压低于燃油当前温度下的饱和蒸汽压时(或者是燃油温度高于喷射背压对应的饱和温度),喷孔内会急剧产生大量气泡(即发生闪急沸腾现象),同样会造成阻塞流,因此用式(12)定义的空化数判断GDI汽油机喷嘴内部流态能力不足。式(13)计算的空化数在1.858~

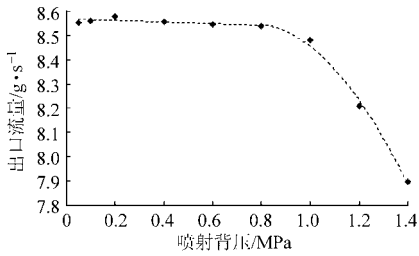
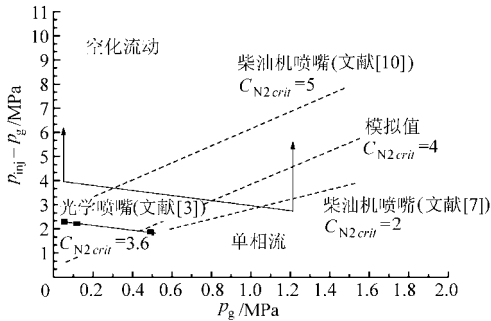


图6 喷嘴出口流量随喷射背压的变化曲线

Fig. 6 Nozzle outlet mass flow vs ambient pressure

201.691 之间变化非常大,其值对喷射条件敏感。

图7中绘制了文献[3]、[7]、[10]中喷嘴的临界空化数 C_{N2crit} 以及本文 C_{N2crit} 的模拟值。图中 p_{inj} 表示喷射压力, p_g 表示喷射背压。可以看到 GDI 汽

图7 C_{N2crit} 实验值、模拟值以及喷嘴实际工作范围示意图Fig. 7 Experimental and simulation data of C_{N2crit} and injector operating conditions

油机的临界空化数和柴油机喷嘴接近,且模拟值与光学实验值吻合较好。GDI 喷嘴喷射压力在 4 ~ 15 MPa 之间,喷射背压在 0.05 ~ 1.4 MPa 之间。

图7箭头所示范围为喷嘴实际工作范围。图中显示喷嘴大部分工作于空化流动区域,仅在喷射压力很小且背压很大的情况下不空化。采用均质燃烧方式的 GDI 汽油机由于喷射时刻较早,缸内压力较小,非常容易发生空化;而对于分层燃烧方式的发动机,部分负荷时在压缩过程中喷射,此时缸内压力较大,如果同时采用了增压技术则更大,有可能不空化。

4 结论

(1) 采用双流体法应用线性空化模型可以有效模拟 GDI 汽油机多孔喷嘴内部空化流动。

(2) 在喷孔入口转角处以及针阀开启或关闭时针阀与阀座壁面缝隙处均有空化现象发生。喷孔入口转角处的空化流动逐渐向下游发展,可发生部分空化及超空化流动;针阀缝隙处的空化气泡不向下游发展,在针阀完全打开或关闭时消失。

(3) 喷嘴内部流动形态受燃油性质及喷嘴几何结构影响较大,在针阀保持最大升程时,喷孔内仍观察到不稳定的空化流动;空化流动造成喷嘴各孔流量、速度产生差异,进而影响喷雾雾化过程,是设计和喷雾模拟时必须考虑的因素。

(4) C_d 、 C_{N1} 、 C_{N2} 可以作为判断喷嘴内部流动形态的参数。使用临界空化数判断方便可靠, C_{N2} 对喷射条件敏感,变化范围大,更适合 GDI 汽油机喷嘴空化流动的预测。

参 考 文 献

- Zhao F Q, Harrington D L, Lai M C. Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines [J]. Progress in Energy and Combustion Science, 1999 (25): 437 ~ 562.
- Yang J, Kenney T. Some concept of DISI engine for high fuel efficiency and low emissions [C]. SAE Paper 2002-01-2747, 2002.
- Serras-Pereira J, Aleiferis P G, van Romunde Z, et al. Cavitation, primary break-up and flash boiling of gasoline, iso-octane and n-pentane with a real-size optical direct-injection nozzle [J]. Fuel, 2010, 89(9): 2592 ~ 2607.
- Bianchi G M, Negro S, Forte C, et al. The prediction of flash atomization in GDI Multi-hole injectors [C]. SAE Paper 2009-01-1501, 2009.
- Mitroglou N, Nouri J M, Gavaises M, et al. Spray characteristics of a multi-hole injector for direct-injection gasoline engines [J]. International Journal of Engine Research, 2006, 7(3): 255 ~ 270.
- Bizhan Befrui, Giovanni Corbinelli, D'Onofrio M, et al. GDI multi-hole injector internal flow and spray analysis [C]. SAE Paper 2011-01-1211, 2011.
- Bode J. Zum Kavitationseinfluß auf den Zerfall von Flüssigkeitsfreistrahlen [D]. Dissertation; Uni-versität Göttingen, 1991.
- Nurick W H. Orifice cavitation and its effects on spray mixing [J]. Fluids Engineering, 1976, 98: 681 ~ 687.
- 汪翔. 柴油喷嘴中的不稳定空化过程及其影响射流雾化的基础研究 [D]. 天津: 天津大学, 2010.
Wang Xiang. Fundamental investigation of unsteady cavitation process inside diesel injection nozzles and its effects on the jet atomization [D]. Tianjin: Tianjin University, 2010. (in Chinese)
- Gilles-Birth I, Rechs M, Spicher U, et al. Experimental investigation of the in-nozzle flow of valve covered orifice nozzles for gasoline direct injection [C] // Proceedings of the Seventh International Symposium on Internal Combustion Diagnostics, Baden-Baden, Germany, 2006: 59 ~ 78.