

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.09.001

# 混合动力车用汽油机效率模型研究\*

梁金广 洪韬汶 宋传学

(吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025)

**【摘要】** 混合动力车用汽油机效率模型能够解决因不确定的油耗特性导致其发动机控制准确性难以保证的难题。通过理论分析和对LJ491QE1型、DA4G18-AA型汽油机的大量试验研究,提出换气当量损失和换气经验当量损失作为通用效率模型,用于确定混合动力车用自然吸气、进气道喷射式汽油机动态变化的高效工作区理论;换气经验当量损失仅利用进气压力、排气压力两个参数,就能准确地确定自然吸气、进气道喷射式汽油机动态变化的高效工作区,并且较换气当量损失具有更好的响应性。

**关键词:** 混合动力电动汽车 汽油机 控制 效率模型

**中图分类号:** TK411.12 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)09-0001-05

## Efficiency Model of Gasoline Engine Used by Hybrid Electrical Vehicle

Liang Jinguang Hong Taowen Song Chuanxue

(State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China)

### Abstract

The accuracy of HEV (hybrid electrical vehicle) engine control cannot be guaranteed because of the uncertain fuel consumption characteristic is a difficult problem. It can be resolved by the efficiency model of engine used by HEV. The theory that using the air exchange equivalent loss and the air exchange experience equivalent loss as the general efficiency model of naturally aspirated port fuel injection gasoline engine used by HEV was presented in order to determine the dynamically varied high efficient working region by theoretical analysis and by a lot of experimental investigation to a LJ491QE1 gasoline engine and a DA4G18-AA gasoline engine. The air exchange experience equivalent loss which only used two parameters of an intake pressure and an exhaust pressure could determine the dynamically varied high efficient working region of the engines and it has better responsiveness than the air exchange equivalent loss.

**Key words** Hybrid electrical vehicle, Gasoline engine, Control, Efficiency model

### 引言

发动机始终运转于高效率工况是混合动力电动汽车实现节能减排的关键因素之一。然而,发动机的外界环境(大气温度、压力、湿度等)和自身条件(机械磨损、积碳、堵塞等)动态变化造成其油耗特性的不确定性<sup>[1]</sup>,使得准确控制混合动力车用发动机运转于高效率工况的难度较大。通常采用修正系

数的方法确定动态变化的发动机高效率工况,也因其缺乏理论依据难以实现不同型号发动机之间的修正系数共享;确定修正系数的试验工作量大;修正系数无法修正因发动机自身条件改变引起的高效率工况变化;试验确定的修正系数准确性难以保证等,使得混合动力电动汽车的研发周期长、成本大、发动机控制的准确性无法保证。

目前国际上尚无确定动态变化的混合动力车用

收稿日期: 2012-01-08 修回日期: 2012-05-06

\* 国家留学基金资助项目(留金出[3020]号)

作者简介: 梁金广, 博士后, 主要从事发动机工作过程优化与控制研究, E-mail: jg.liang@163.com

通讯作者: 宋传学, 教授, 博士生导师, 主要从事汽车系统动力学研究, E-mail: songchx@126.com

发动机高效率工况的相关报道,给该方向的研究带来较大难度。为了解决混合动力车用发动机控制中存在的问题,本文建立混合动力车用发动机效率模型,以实现混合动力车用发动机的准确控制。

## 1 基础理论

研究发动机有效热效率与其工作状态参数间的规律,建立基于工作状态参数的发动机效率模型,能够实现反馈控制发动机使其工作于高效率工况。

### 1.1 发动机效率模型

模型是所研究的系统、过程、事物或概念的一种表达形式。其中,类比模型是指在不同物理学领域的系统中,若各自的变量服从相同的规律,则根据这个相同的规律可以建立物理意义完全不同的比拟和类推的模型。

发动机效率(有效热效率)是实际循环的有效功与为得到该有效功所消耗热量的比值。有效热效率与有效燃油消耗率(比油耗)成反比,它们都是衡量发动机经济性能的重要指标。实际研究中,通常用比油耗代替有效热效率以直观地表征发动机效率的变化规律。

发动机效率模型应当具有以下特征:模型参数为表征发动机工作状态的参数(如温度、压力等);负荷特性下,模型的取值与有效热效率或有效燃油消耗率的变化规律相同;模型的取值能够反映外界环境和发动机自身条件变化对发动机效率的影响。即:发动机效率模型应当是其工作状态参数、外界环境以及自身条件的函数;负荷特性下,模型的取值应当与随着外界环境和发动机自身条件动态变化的有效热效率或有效燃油消耗率的变化规律相同。

### 1.2 最优速度特性曲线和高效工作区

为便于描述,引入最优速度特性曲线的概念:相同的外界环境和发动机自身条件下,发动机转速范围内所有负荷特性下最低有效燃油消耗率工况点的连线。

通常汽油机不同转速负荷特性下的 10% ~ 100% 负荷范围内,有效燃油消耗率  $g_e$  在 250 ~ 750 g/(kW·h) 区间内变化(数据来源于对 LJ491QE1 型和 DA4G18-AA 型汽油机的万有特性试验)。为了量化发动机经济性较好的工作区域,将负荷特性下有效燃油消耗率  $g_e$  曲线上,以最低有效燃油消耗率工况点为中心、邻域半径为 5 个有效燃油消耗率单位的负荷区间定义为该转速下高效工作区(负荷特性下的工况变化范围)。高效工作区邻域半径相当于汽油机绝对最低燃油消耗率  $g_{emin}$  (250 g/(kW·h)) 的 2%, 因此,近似地将高效工作

区看作是转速下的最低有效燃油消耗率工况点,即将发动机转速范围内所有高效工作区包含的工况范围近似地看作是最优速度特性曲线。串联式混合动力车用发动机工作的线工况(功率跟随模式)或点工况(开关模式,也称为恒温器模式),则分别对应于一定转速范围内的最优速度特性曲线或绝对最低有效燃油消耗率  $g_{emin}$  的工况点。

### 1.3 汽油的燃烧效率

燃烧效率是指燃料燃烧实际释放出的总热量与燃料所能释放的总热量之比,通常用燃烧效率  $\eta_{cb}$  来衡量燃料的不完全燃烧损失。

为了简化汽油燃烧效率的理论分析,假设汽油机在稳态工况下瞬时过量空气系数  $\lambda$ <sup>[2]</sup> 大于 1 时汽油完全被氧化,燃烧效率  $\eta_{cb}$  为 100%;  $\lambda$  小于 1 时,由于空气不足,空气中的氧气先将汽油中的 H 氧化,后将汽油中的 C 氧化成 CO,若再有氧则进一步将 CO 氧化成 CO<sub>2</sub>。

通常因  $\lambda$  小于 1 造成汽油不完全燃烧而损失的热值  $\Delta H_u$  (kJ/kg) 计算式为<sup>[3]</sup>

$$\Delta H_u \approx 58\,000(1 - \alpha) \quad (1)$$

式中  $\alpha$ ——过量空气系数<sup>[3]</sup>

汽油的低热值近似为 43 960 kJ/kg, 则其燃烧效率的理论计算公式为

$$\eta_{cb} = \frac{43\,960 - 58\,000(1 - \alpha)}{43\,960} \times 100\% \quad (2)$$

当  $\lambda$  大于 1 时,式中的过量空气系数  $\alpha$  取值 1。

### 1.4 换气当量损失

汽油机实际循环的自然吸气和强制排气过程中,气体在流经空气滤清器、节气门、进气道、进气门、排气门、排气道、三效催化器、消声器等处时,由于沿程阻力损失和局部阻力损失,形成活塞的吸入功和推出功损失。此外,为了保证发动机具有较好的性能,排气门需要在膨胀行程接近下止点前开启,以排除更多的废气,降低气缸压力,减少强制排气阶段活塞的推出功,使得示功图上有功的面积减少,称为膨胀损失。

上述由于发动机吸入新鲜充量造成的吸入功损失称为进气损失;由于排气门提前开启造成的膨胀损失和强制排气造成的推出功损失称为排气损失;进气损失与排气损失之和称为换气损失。

根据牛顿理想气流能量方程<sup>[1]</sup>

$$e_{1-0} = \frac{p_1^* - p_a}{\rho_1} + c_v(T_1^* - T_0) \quad (3)$$

式中  $e_{1-0}$ ——单位质量牛顿理想气流在状态 1 下,以大气状态 0 为基准具有的能量

$p_1^*$ 、 $T_1^*$ 、 $\rho_1$ ——状态1下,牛顿理想气流的总压、总温、密度

$c_v$ ——牛顿理想气体的定容比热容

$p_a$ 、 $T_0$ ——外界环境绝对压力和热力学温度

单位质量混合气的进气损失  $e_i$  为<sup>[1]</sup>

$$e_i = \frac{p_{vi}}{\rho_i} \quad (4)$$

式中  $p_{vi}$ 、 $\rho_i$ ——进气的真空度和密度

单位质量混合气的排气损失  $e_e$  为<sup>[1]</sup>

$$e_e = \frac{p_{gage}}{\rho_e} \quad (5)$$

式中  $p_{gage}$ 、 $\rho_e$ ——排气的表压力和密度

单位质量混合气的换气当量损失  $e_{qr}$  为

$$e_{qr} = \frac{e_i + e_e}{\eta_{cb}} = \frac{p_{vi}}{\rho_i \eta_{cb}} + \frac{p_{gage}}{\rho_e \eta_{cb}} \quad (6)$$

它表征修正到相同燃烧效率水平下的单位质量混合气的换气损失<sup>[1]</sup>。

## 2 试验

图1所示为换气损失试验研究的发动机台架示意图。

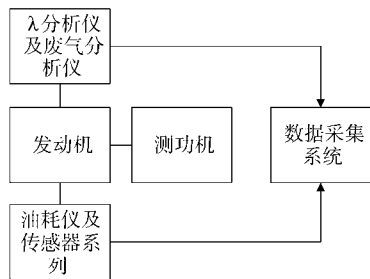


图1 发动机试验台架示意图

Fig.1 Layout of engine test bench

试验发动机为LJ491QE1型自然吸气、进气管喷射式汽油机,主要参数:排量2.237 L、压缩比8.8、最大转矩(转速)190 N·m(2400~2800 r/min)、最大功率(转速)75.0 kW(4600 r/min)。采集发动机工作状态参数的传感器系列包括:水温传感器、进气温度及压力传感器、排气温度传感器、排气压力传感器(用某型增压汽油机的进气压力传感器代替)等。

### 2.1 换气当量损失

换气当量损失试验,是研究负荷特性下有效燃油消耗率  $g_e$  和换气当量损失  $e_{qr}$  随负荷变化的规律,试验发动机转速取:1800、2200、3800、4200 r/min。

试验结果表明:LJ491QE1型汽油机的负荷特性下,换气当量损失  $e_{qr}$  与表征有效热效率的有效燃油消耗率  $g_e$  变化趋势相同;换气当量损失  $e_{qr}$  最小值对应的发动机工况处于高效工作区。

如图2所示为3800 r/min负荷特性下,换气当

量损失  $e_{qr}$  和有效燃油消耗率  $g_e$  随负荷百分比  $l_p$  变化的曲线。

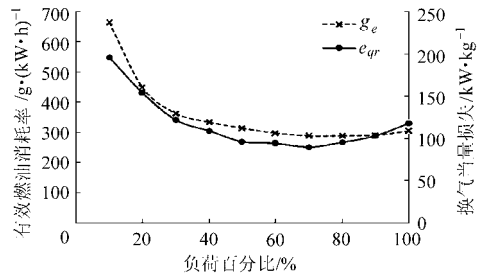


图2 3800 r/min 负荷特性下  $e_{qr}$  和  $g_e$  随  $l_p$  变化曲线

Fig.2 Curves of  $e_{qr}$  and  $g_e$  vary with  $l_p$  under

3800 r/min load characteristics

上述负荷特性试验的负荷间隔为10%,为了确定负荷特性下自然吸气、进气管喷射式汽油机换气当量损失  $e_{qr}$  与有效燃油消耗率  $g_e$  之间是否存在精确对应关系,选取转速2200、3000、3800、4200 r/min,对LJ491QE1型汽油机进行小负荷间隔负荷特性试验:最低有效燃油消耗率工况点所处的大负荷工况(负荷百分比  $l_p > 66%$ <sup>[1]</sup>),选取试验的负荷间隔为5 N·m;中、小负荷工况,试验的负荷间隔仍然取10%。按照国家标准GB/T 18297—2001《汽车发动机性能试验方法》<sup>[5]</sup>的规定,转矩的测量精度为误差不超过所测发动机最大转矩的±1%,对于试验用发动机即为±1.9 N·m,因此,5 N·m的负荷间隔基本达到了试验测量的精度极限。

试验结果表明:负荷特性下,换气当量损失  $e_{qr}$  与有效燃油消耗率  $g_e$  的变化趋势相同;换气当量损失  $e_{qr}$  最小值对应的发动机工况处于高效工作区。

图3所示为3800 r/min小负荷间隔负荷特性试验下,换气当量损失  $e_{qr}$  和有效燃油消耗率  $g_e$  随负荷百分比  $l_p$  变化的曲线。

为了排除试验用发动机的特定结构导致前述试验结果(负荷特性下,换气当量损失  $e_{qr}$  与有效燃油消耗率  $g_e$  的变化趋势相同;换气当量损失  $e_{qr}$  最小值对应的发动机工况处于高效工作区),需要对试验用发动机进行变结构的小负荷间隔负荷特性试验。

如图4所示,安装排气节流蝶阀于试验用LJ491QE1型汽油机消声器出口侧的排气管尾端,用以改变排气背压,蝶形阀一侧装有指示阀门开度的刻度盘、阀门开度的调节机构以及阀片位置的固定机构。

试验选取的发动机转速为1600 r/min,在最低有效燃油消耗率所处的大负荷工况,试验负荷间隔为5 N·m;在中、小负荷工况,试验负荷间隔为10%。当蝶形阀开度为30°时,排气背压、冷却液温度、油耗、噪声等都有不同程度上升,当蝶形阀开度小于

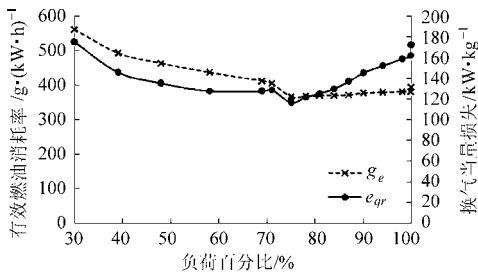


图3 3800 r/min 小负荷间隔负荷特性下  $e_{qr}$  和  $g_e$  随  $l_p$  变化曲线

Fig. 3 Curves of  $e_{qr}$  and  $g_e$  vary with  $l_p$  under 3800 r/min load characteristics of small load interval

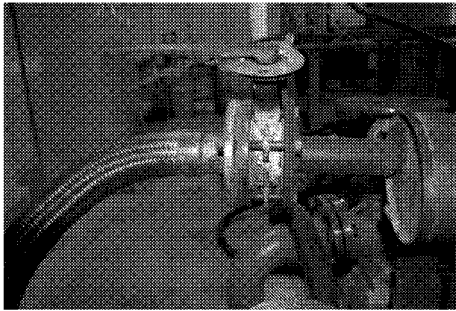


图4 排气节流蝶阀

Fig. 4 Butterfly valve for exhaust throttle

30°时,发动机的工况极不稳定,出现爆震的敲缸现象,因此,试验取蝶阀的开度分别为:90°(全开)、80°、70°、60°、50°、40°、30°。

LJ491QE1 型汽油机 1600 r/min 变结构小负荷间隔负荷特性试验的结果表明:负荷特性下,换气当量损失  $e_{qr}$  与有效燃油消耗率  $g_e$  的变化趋势相同;换气当量损失  $e_{qr}$  最小值对应的发动机工况处于高效工作区。

图5所示为LJ491QE1型汽油机排气节流蝶阀开度40°、发动机转速1600 r/min条件下的变结构小负荷间隔负荷特性试验的换气当量损失  $e_{qr}$ 、有效燃油消耗率  $g_e$ 、排气表压力  $p_{gage}$  随负荷百分比  $l_p$  变化的曲线。

## 2.2 换气经验当量损失

前述对LJ491QE1型汽油机负荷特性试验的所

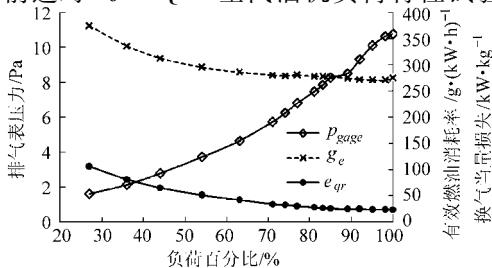


图5 1600 r/min 变结构小负荷间隔负荷特性下  $e_{qr}$ 、 $g_e$ 、 $p_{gage}$  随  $l_p$  变化曲线

Fig. 5 Curves of  $e_{qr}$ ,  $g_e$  and  $p_{gage}$  vary with  $l_p$  under 1600 r/min variable structure load characteristics of small load interval

有数据都表明:负荷特性下  $(p_{gage}^2 + p_{vi}^2)/\eta_{cb}$  与有效燃油消耗率  $g_e$  的变化趋势相同,其最小值对应的发动机工况处于高效工作区。

类似于换气当量损失  $e_{qr}$ ,引入换气经验当量损失  $E_{qr}$  的概念<sup>[1]</sup>,即

$$E_{qr} = (p_{gage}^2 + p_{vi}^2)/\eta_{cb} \quad (7)$$

图6所示为LJ491QE1型汽油机3000 r/min负荷特性下,换气经验当量损失  $E_{qr}$  和有效燃油消耗率  $g_e$  随转矩  $T_{iq}$  变化的曲线,可以看出:负荷特性下,换气经验当量损失  $E_{qr}$  与有效燃油消耗率  $g_e$  的变化规律相同,换气经验当量损失  $E_{qr}$  取最小值的工况下,有效燃油消耗率  $g_e$  也取其最小值  $g_{emin}$ 。

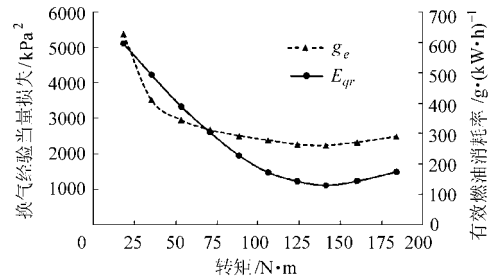


图6 3000 r/min 负荷特性下  $E_{qr}$  和  $g_e$  随  $T_{iq}$  变化曲线

Fig. 6 Curves of  $E_{qr}$  and  $g_e$  vary with  $T_{iq}$  under 3000 r/min load characteristics

为了确定负荷特性下自然吸气、进气道喷射式汽油机的换气经验当量损失  $E_{qr}$  与有效燃油消耗率  $g_e$  之间是否存在精确的对应关系,选取DA4G18-AA型自然吸气、进气道喷射式汽油机进行验证试验。

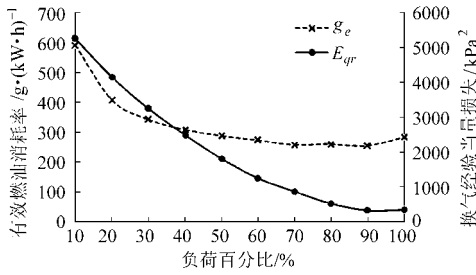
DA4G18-AA型汽油机的主要参数:排量为1.584 L、压缩比为10.0、最大扭矩(转速)为138 N·m(4500 r/min)、最大功率(转速)为79.3 kW(6000 r/min)。

试验选取的发动机转速为2600、3400、3800、4500 r/min。试验结果表明:负荷特性下,换气经验当量损失  $E_{qr}$  与有效燃油消耗率  $g_e$  的变化趋势相同,换气经验当量损失  $E_{qr}$  最小值对应的DA4G18-AA型汽油机工况处于高效工作区。

图7所示为DA4G18-AA型汽油机2600 r/min负荷特性下,换气经验当量损失  $E_{qr}$  和有效燃油消耗率  $g_e$  随负荷百分比  $l_p$  变化的曲线。

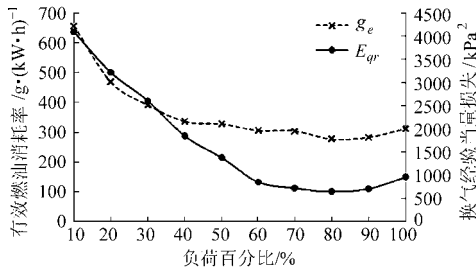
类似于前述对LJ491QE1型汽油机进行的变结构负荷特性试验,通过改变DA4G18-AA型汽油机的节气门直径(节气门直径  $\phi$  由50 mm改变至60 mm),进行变结构的负荷特性验证试验,试验转速分别取2600、3000、3600、4000 r/min。

试验结果表明:负荷特性下,换气经验当量损失  $E_{qr}$  与有效燃油消耗率  $g_e$  的变化规律相同,换气经验

图7 2600 r/min 负荷特性下  $E_{qr}$  和  $g_e$  随  $l_p$  变化曲线Fig. 7 Curves of  $E_{qr}$  and  $g_e$  vary with  $l_p$  under 2600 r/min load characteristics

当量损失  $E_{qr}$  最小值对应的 DA4G18- AA 型汽油机工况处于高效工作区。

图8所示为 DA4G18- AA 型汽油机 3600 r/min 变结构负荷特性下,换气经验当量损失  $E_{qr}$  和有效燃油消耗率  $g_e$  随负荷百分比  $l_p$  变化的曲线。

图8 3600 r/min 变结构负荷特性下  $E_{qr}$  和  $g_e$  随  $l_p$  变化曲线Fig. 8 Curves of  $E_{qr}$  and  $g_e$  vary with  $l_p$  under 3600 r/min variable structure load characteristics

### 3 混合动力车用汽油机效率模型

根据理论分析和对 LJ491QE1 型、DA4G18- AA 型汽油机的大量试验研究表明:负荷特性下,换气当量损失  $e_{qr}$  和换气经验当量损失  $E_{qr}$  与上述自然吸气、进气道喷射式汽油机的有效燃油消耗率  $g_e$  变化

规律相同,可以作为混合动力车用汽油机通用效率模型,准确地反馈控制上述混合动力车用自然吸气、进气道喷射式汽油机运转于高效工作区。

同换气当量损失  $e_{qr}$  相比,换气经验当量损失  $E_{qr}$  的计算不需排气温度参数,仅需进、排气压力 2 个参数;并且进、排气压力同排气温度相比具有更好的瞬态响应性,故换气经验当量损失  $E_{qr}$  作为描述混合动力车用汽油机效率的经验模型,能够实现响应性更好的发动机反馈控制,电控单元可以在油耗等数据未知的条件下,仅利用进、排气压力 2 个参数,准确反馈控制发动机运转于高效工作区。

需要说明的是:换气经验当量损失  $E_{qr}$  应用于混合动力车用自然吸气、进气道喷射式汽油机的反馈控制,主要是基于其与有效燃油消耗率  $g_e$  的相同变化规律,至于二者的变化率是否相同,则不在工程应用的考虑范围之内;换气当量损失  $e_{qr}$  和换气经验当量损失  $E_{qr}$  作为混合动力车用自然吸气、进气道喷射式汽油机通用效率模型,用于反馈控制发动机运转于高效工作区,还需对更多同类、不同型号汽油机进行大量试验验证。

### 4 结束语

定义了混合动力车用发动机效率模型、最优速度特性曲线、换气当量损失、换气经验当量损失等概念,量化了发动机的高效工作区。通过对 LJ491QE1 型及 DA4G18- AA 型汽油机的大量试验,验证了换气当量损失和换气经验当量损失作为混合动力车用汽油机效率模型的正确性,对于研究换气当量损失和换气经验当量损失作为混合动力车用自然吸气、进气道喷射式汽油机的通用效率模型具有重要意义。

### 参 考 文 献

- 1 梁金广. 混合动力车用汽油机效率模型研究[D]. 长春:吉林大学,2010.  
Liang Jinguang. Study on efficiency model of gasoline engine used by hybrid electrical vehicle [D]. Changchun: Jilin University, 2010. (in Chinese)
- 2 周龙宝. 内燃机学[M]. 2版. 北京:机械工业出版社,2005.
- 3 蒋德明. 内燃机原理[M]. 2版. 北京:机械工业出版社,1988.
- 4 GB 18351—2010 车用乙醇汽油(E10)[S]. 2010.
- 5 GB/T 18297—2001 汽车发动机性能试验方法[S]. 2001.
- 6 [德] Bosch 公司. 汽油机管理系统[M]. 吴森,译. 北京:北京理工大学出版社,2002.
- 7 Zhihua Li, Hui Xie, Hua Zhao. Studies of the control of in-cylinder inhomogeneities in a 4VVAS gasoline engine [C]. SAE Paper 2008-01-0052, 2008.
- 8 James F Sinnamon, Mark C Sellnau. A new technique for residual gas estimation and modeling in engines [C]. SAE Paper 2008-01-0093, 2008.
- 9 Robert G Prucka, Zoran S Filipi, Dennis N Assanis. An evaluation of residual gas fraction measurement techniques in a high degree of freedom spark ignition engine [C]. SAE Paper 2008-01-0094, 2008.

压力的增加而降低;喷射压力越高,生物柴油贯穿距离越大;随着背景温度的提高,蒸发速率加快,导致其贯穿距离下降。

#### 参 考 文 献

- 1 汤东,李昌远,葛建林,等. 柴油机掺烧生物柴油  $\text{NO}_x$  和碳烟排放数值模拟[J]. 农业机械学报,2011,42(7):1~4.  
Tang Dong, Li Changyuan, Ge Jianlin, et al.  $\text{NO}_x$  and particulate emissions numerical simulation of diesel blended with biodiesel [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(7): 1~4. (in Chinese)
- 2 马志豪,张小玉,王鑫,等. 基于热重分析法的生物柴油—柴油发动机颗粒排放研究[J]. 农业机械学报,2011,42(9):26~29.  
Ma Zhihao, Zhang Xiaoyu, Wang Xin, et al. Particulate emissions of engine fuelled with biodiesel-diesel blends using thermogravimetric analysis [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(9):26~29. (in Chinese)
- 3 葛蕴珊,何超,韩秀坤,等. 柴油机燃用生物柴油的多环芳香烃排放试验研究[J]. 内燃机学报,2007,25(2):125~129.  
Ge Yunshan, He Chao, Han Xiukun, et al. Experimental study on PANs emission of diesel engine fuelled with biodiesel[J]. Transactions of CSICE, 2007, 25(2):125~129. (in Chinese)
- 4 Slatore Alfuso, Maddalena Auriemma, Giuseppe Police, et al. The effect of methy-ester of rapeseed oil on combustion and emissions of DI diesel engines [C]. SAE Paper 932801, 1993.
- 5 William Marshal, Leon G Schumacher, Steve Howel. Engine exhaust emissions evaluation of a cummins L10E when fueled with a biodiesel blend [C]. SAE Paper 952363, 1995.
- 6 Senatore A, Cardone M, Rocco V, et al. A comparative analysis of combustion process in DI diesel engine fueled with biodiesel and diesel fuel [C]. SAE Paper 2000-01-0691, 2000.
- 7 张旭升,李理光,邓俊,等. 生物柴油喷雾特性的试验研究[J]. 内燃机学报,2007,25(2):172~176.  
Zhang Xusheng, Li Liguang, Deng Jun, et al. An experimental study of biodiesel spray characteristics [J]. Transactions of CSICE, 2007, 25(2): 172~176. (in Chinese)
- 8 施爱平,叶丽华,袁银南,等. 生物柴油喷射雾化特性试验与分析[J]. 农业机械学报,2008,39(10):44~47.  
Shi Aiping, Ye Lihua, Yuan Yinnan, et al. Experiment and analysis of the spray characteristics of biodiesel [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(10): 44~47. (in Chinese)
- 9 毛功平,王忠,杨殿勇,等. 生物柴油自由喷雾特性的数值模拟和试验研究[J]. 内燃机工程,2008,29(6):45~49.  
Mao Gongping, Wang Zhong, Yang Dianyong, et al. Numerical simulation and experimental study on free spray characteristics of bio-diesel fuel [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2008,29(6):45~49. (in Chinese)
- 10 Chang Chanteng. Experimental study of diesel spray characteristics and atomization[D]. Madison: University of Wisconsin-Madison, USA, 1998.

(上接第5页)

- 10 Seungmok Choi, Minyoung Ki, Kyoungdoug Min, et al. An on-line model for predicting residual gas fraction by measuring intake exhaust and cylinder pressure in CAI engine [C]. SAE Paper 2008-01-0540, 2008.
- 11 Leroy T, Alix G, Chauvin J, et al. Modeling fresh air charge and residual gas fraction on a dual independent variable valve timing SI engine[C]. SAE Paper 2008-01-0983, 2008.
- 12 Peter M Olin. A mean-value model for estimating exhaust manifold pressure in production engine applications [C]. SAE Paper 2008-01-1004, 2008.