

直喷柴油机燃烧的现象学快速预测模型

孟 维^{1,2}, 邓康耀^{1,2}

(1. 上海交通大学 动力机械及工程教育部重点实验室, 上海 200240;

2. 高新船舶与深海开发装备协同创新中心, 上海 200240)

摘要: 为了快速且准确地预测直喷柴油机的放热及排放情况, 提出了直喷柴油机燃烧的现象学快速预测模型。该模型基于气相射流喷雾模型, 将柴油机的燃烧过程分为预混燃烧、喷射中的扩散燃烧及喷射后的扩散燃烧三个阶段进行燃烧计算, 并将喷雾区域分为已燃区和未燃区进行排放计算。该模型相较于多区模型, 简化了分区, 考虑了喷油产生湍动能的影响。在额定转速下, 基于90% 负荷标定的模型预测结果和潍柴 WP7 柴油机其它负荷的试验结果相比, 最高燃烧压力和平均压力误差均小于5%; 中高负荷的放热率趋势基本相同, 10% 累计放热对应的曲轴转角误差小于0.6 °CA, 90% 累计放热时对应的曲轴转角误差小于5 °CA; 高负荷的排放预测误差在5% 左右; 且各工况计算可在数秒内完成。表明: 所提出的模型能快速且较准确地预测直喷柴油机中高负荷工况下的燃烧情况。

关键词: 现象学燃烧模型; 燃烧; 排放; 试验

中图分类号: TK421 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2019)05-0005-06

A Phenomenological Fast Prediction Combustion Model for Direct Injection Diesel Engine

Meng Wei^{1,2}, Deng Kangyao^{1,2}

(1. Key Laboratory for Power Machinery & Engineering of Ministry of Education, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240; 2. Collaborative Innovation Center for Advanced Ship and Deep-Sea Exploration, Shanghai 200240)

Abstract: In order to predict the heat release and emission for direct injection diesel engine quickly and precisely, a phenomenological fast prediction combustion model for direct injection diesel engine was proposed. The model is based on a gas phase jet spray model, and divides the diesel combustion process into three steps including premixed combustion, diffusion combustion during injection and diffusion combustion after injection to calculate the combustion, and calculates the emission by dividing the spray zone to burned zone and unburned zone. Comparing to multi-zone combustion model, the model simplifies partition and considers the influence of turbulence energy from injection. In rated speed, comparing the results of prediction calibrated by 90% load working condition with the experiment results of Weichai WP7 diesel engine on other loads, the errors of both detonation pressure and mean pressure are less than 5%, the tendency of heat release rate on medium and high load is basically the same, the error of CA10 is less than 0.6 °CA, the error of CA90 is less than 5 °CA, the error of emission prediction on high load is about 5%, the computation can be completed within several seconds. As the results show, the phenomenological combustion model can predict the combustion in direct injection diesel engine on medium and high load rapidly and exactly.

Key words: phenomenological combustion model; combustion; emission; experiment

收稿日期: 2018-12-07

作者简介: 孟维(1992-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为内燃机燃烧模拟及仿真, shenkuel@sjtu.edu.com。

0 引言

柴油机因其热效率较高而在中大型车辆发动机以及工程机械等领域得到广泛应用。近年来,在柴油机研发过程中,无论是在初期的开发设计,还是在后续的控制标定,为了更快更准确地达到相应的指标,往往借助于计算机软件对柴油机的工作状况进行模拟。而燃烧过程的模拟则是柴油机仿真模拟的重中之重。

自20世纪70~80年代以来,基于现象学的柴油机燃烧放热预测的准维燃烧模型逐渐出现,康明斯模型和广安模型便是其中的代表^[1]。康明斯模型是将柴油油束当成准稳态的气体射流来处理,随着空气的卷吸,油束不断发展,在此基础上按油雾浓度划分燃烧小区并进行传质传热、燃烧等计算。但当时柴油机的燃油喷射压力和强化程度均较低,基于气体射流计算模型的适应性不如基于燃油喷射的模型。广安模型是基于燃油喷射的典型模型,它是将喷出的燃油按时间和空间进行分区,假设小区内是均匀的,再在每个小区内对后续的一系列诸如蒸发、卷吸等物理化学过程进行简化计算。广安模型经过最近二三十年的发展,在柴油机性能仿真领域得到了广泛应用,但其仍然存在计算速度较慢,标定参数较多等问题。国内对于准维燃烧模型的研究主要有:苏万华等^[2]提出的四区模型,以及崔毅等^[3]提出的基于油滴蒸发模型的准维多区燃烧模型。

现代柴油机对标定控制和响应速度的要求不断提高,自本世纪初以来,快速预测放热率和排放的燃烧模型取得了很大进展。这类模型的代表有混合控制燃烧模型、显性燃烧时间模型以及一系列按照燃烧阶段进行小区划分的模型等^[4-7],但这些模型都有各自的局限性,比如高低负荷计算结果与试验误差较大,只进行了放热率预测等。为了同时快速预测排放和放热率,美国伽马科技公司在GT-Power软件中推出了DIPulse模型,大幅降低了DIJet模型(基于广安模型修正后的燃烧模型)的计算量,已得到较广泛的应用^[8]。

随着燃油喷射压力的提高和柴油机强化程度的提高,燃油喷入气缸后迅速气化,可合理采用气体射流模拟燃油蒸气的浓度场。本文的研究将缸内分为喷雾已燃区,喷雾未燃区和空气区,以混合控制燃烧模型为基础,基于实际的燃烧过程发展出一种直喷柴油机燃烧的现象学快速预测模型;且使用MATLAB进行程序编写,并与WP7柴油机在额定

转速下不同负荷的试验结果进行对比验证。

1 模型框架

1.1 喷雾几何模型

因为现代的直喷柴油机普遍采用高压共轨系统,喷雾雾化较好。根据Desantes J M和Payri R的理论^[9],做出如下假设:(1)从锥形喷雾开始就全变为气态,忽略燃油蒸发和相关的现象;(2)沿着喷嘴轴向的喷雾周向对称;(3)沿着喷嘴轴向周围的燃油浓度和喷雾速度呈高斯分布,且斯密特数为1;(4)假设仅有来自喷雾的动量,即忽略缸内气体的动量;(5)存在一个喷雾核心,其截面的喷油初始速度都为 u_0 。喷雾模型截面如图1所示:

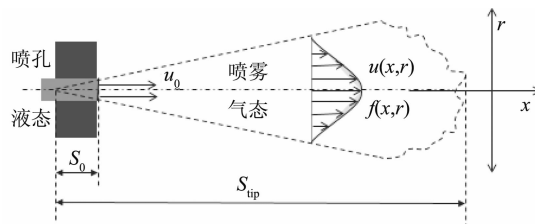


图1 喷雾模型截面图

喷油初始速度的计算公式为:

$$u_0 = c_v \sqrt{\frac{2(P_{\text{nozzle}} - P)}{\rho_f}} \quad (1)$$

式中: C_v 为流量系数; P_{nozzle} 为喷嘴压力,Pa; P 为缸内压力,Pa; ρ_f 为液态燃油密度, $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$ 。

设动量通量 $\dot{M}$ 是时间的函数,且根据假设(4)和(5),由动量守恒可以得出喷雾的贯穿距 S_{tip} 与喷油动量通量的关系:

$$\dot{M} = \int_0^t \dot{M} dt = \int_0^t \rho_f u_0^2 A_0 dt = 2\pi \int_{S_0}^{S_{\text{tip}}} \int_0^R \rho u r dr dx \quad (2)$$

式中: A_0 是喷孔截面积, m^2 ; ρ 是喷雾平均密度, $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$,由燃油蒸气与卷吸的空气计算; u 是当地速度, $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$; r 是径向距离; x 是轴向距离。

由假设(3),可以得到当地速度和当地浓度与轴向速度和轴向浓度的关系:

$$\frac{u(x,r)}{u_{\text{axis}}(x,r)} = \frac{f(x,r)}{f_{\text{axis}}(x,r)} = e^{-k(\frac{r}{R})^2} \quad (3)$$

再由假设(2),可得 $R = x \tan(\frac{\theta}{2})$,其中, θ

为喷雾锥角,可以通过Reitz-Bracco公式进行计算,也可以进行稳态假设^[10]。设边界的速度为轴向速度的1%,则可以解得值为4.605。

又因为

$$\dot{M} = \int_0^R \rho u^2 dA \quad (4)$$

联立方程 (3) 和 (4) 可以解得动量通量与轴向速度的关系:

$$u_{\text{axis}}(x) = \sqrt{\frac{2k\dot{M}}{\pi\rho}} \frac{1}{x \tan(\frac{\theta}{2})} \quad (5)$$

设喷雾核心处速度为 u_0 , 则喷雾核心的长度为:

$$S_0 = \sqrt{\frac{2k\dot{M}}{\pi\rho}} \frac{1}{u_0 \tan(\frac{\theta}{2})} \quad (6)$$

则联立方程 (2) 和 (6) 可以解出贯穿距 S_{tip} 。

1.2 滞燃期模型

燃料从喷射到燃烧须经历一系列的物理化学过程, 如雾化、蒸发、混合、预反应等。一般来说, 可以将滞燃期分为化学滞燃期和物理滞燃期。大部分的滞燃期计算模型是基于一种温度, 用一个 Arrhenius 形式的公式来进行化学滞燃期的计算。为了能够表明低温区、高温区以及中间的 NTC (负温度系数) 区域对滞燃期的影响, 本文的研究采用了 Weisser 的方法^[11]来计算化学滞燃期。以正庚烷燃烧的最小二乘拟合为基础, 化学燃烧特征时间 $\tau_{\text{ID,chem}}$ 的计算方法如下:

$$\tau_{\text{ID,chem}} = \frac{1}{\frac{1}{\tau_{\text{ID,chem},1}} + \frac{1}{\tau_{\text{ID,chem},2}} + \frac{1}{\tau_{\text{ID,chem},3}}} \quad (7)$$

$$\tau_{\text{ID,chem},i} = A_i \Psi_i(\Phi) \left(\frac{P}{P_{\text{ref}}}\right)^{\beta_i} T^{\gamma_i} \exp\left(-\frac{T_{A,i}}{T}\right) \quad i = 1, 2, 3 \quad (8)$$

式中: A_i 、 B_i 、 γ_i 、 $T_{A,i}$ 对于不同的 i 都是确定的参数值; $\Psi_i(\Phi)$ 是关于当量比 Φ 的函数; P_{ref} 为参考压力, Pa; T 为缸内平均温度, K。

对于物理滞燃期的计算, 显然燃烧之前燃油须先蒸发成燃油蒸气。且为了与之前的喷雾几何模型相统一, 这里选用了简单的蒸发模型^[12]:

$$\tau_{\text{ID,phy}} = C_{\text{evap}} d_{\text{nozzle}} P_{\text{nozzle}}^{-0.5} \rho_{\text{cyl}}^{-0.3} T^{-3.3} \quad (9)$$

式中: C_{evap} 为蒸发系数; d_{nozzle} 为喷嘴直径, m; ρ_{cyl} 为缸内平均密度, ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)。

总滞燃期为两者之和, 又根据 Livengood-Wu 积分可得:

$$\int_{t_{\text{inj}}}^{t_{\text{inj}}+\tau_{\text{ID}}} \frac{1}{\tau_{\text{ID,chem}} + \tau_{\text{ID,phy}}} \geq C_{\text{ID}} \quad (10)$$

式中: C_{ID} 为滞燃期系数。当积分值大于滞燃期系

数这个阈值时, 燃油开始燃烧。

1.3 预混燃烧模型

在负荷比较低以及喷油正时比较大的情况下, 预混燃烧的占比较大。柴油机的预混燃烧类似于汽油机的燃烧, 物理混合过程可以忽略, 化学反应是其主流, 因此, 采用一个 Arrhenius 形式的公式来进行预混燃烧的放热率计算^[13]:

$$\frac{dQ_{\text{pre}}}{dt} = C_{\text{pre}} \lambda_{\text{pre}} \left(\frac{A}{F}\right)_{\text{stoich}} \frac{m_{\text{f,pre}}^2}{V_{\text{mix}}} LHV (t - t_{\text{SOC}})^2 \exp\left(-\frac{T_{\text{ref}}}{T}\right) \quad (11)$$

式中: C_{pre} 为预混燃烧系数; λ_{pre} 为预混燃烧的过量空气系数; $\left(\frac{A}{F}\right)_{\text{stoich}}$ 为当量空燃比; $m_{\text{f,pre}}$ 为预混燃烧的燃油质量, g; V_{mix} 为混合物的体积, m^3 , 可以由燃油蒸气及其卷吸的空气进行计算; LHV 为燃油低热值, ($\text{J} \cdot \text{g}^{-1}$); t_{SOC} 为燃烧开始时间, s, 由滞燃期模型给出; t 为当前时间; T_{ref} 为参考温度, K。

假设滞燃期喷射的燃油在蒸发且与空气充分混合后才能发生预混燃烧, 因此, 预混燃烧的燃油质量为:

$$m_{\text{f,pre}} = X_{\text{pre}} m_{\text{f,ID,evap}} - Q_{\text{pre,tot}}/LHV \quad (12)$$

式中: X_{pre} 为燃油与空气充分混合的比例; $m_{\text{f,ID,evap}}$ 由滞燃期喷射的燃油质量和之前提到的简单蒸发模型计算, g; $Q_{\text{pre,tot}}$ 为总计预混燃烧放热量, J。

1.4 扩散燃烧模型

扩散燃烧是柴油机燃烧的主流, 因为其主要由混合控制, 且燃油喷射带来的湍动能远远大于其它物理过程产生的湍动能^[4,5], 所以将扩散燃烧在时间上分成喷射中的扩散燃烧与喷射后的扩散燃烧来计算。又根据之前的喷雾几何模型, 能够在扩散燃烧的空间分布与燃油浓度之间建立联系, 因此, 可以将扩散燃烧在空间上粗略地分为当量比周围的扩散燃烧及其它扩散燃烧。为了对扩散燃烧阶段的时间空间分布进行耦合, 这里引入等效喷射速度的概念, 用于计算喷射后的扩散燃烧的燃油分布。

$$u_{0,\text{afterEOI}} = u_{0,\text{EOI}} \exp\left(-\frac{t}{C_D \exp\left(\frac{t}{C_M}\right)}\right) \quad (13)$$

式中: $u_{0,\text{EOI}}$ 为实际喷油期间最后的喷射速度, ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$); C_D 和 C_M 为耗散系数。

燃油浓度与过量空气系数之间的关系为:

$$f = \frac{1}{1 + \lambda(A/F)_{\text{stoich}}} \quad (14)$$

设喷雾核心处 $\lambda = 0$, 将上式代入喷雾几何模型中, 可以得到从喷雾核心到选定的过量空气系数 λ_s 的喷油质量:

$$m_{f,0 \rightarrow \lambda_s} = 2\pi\rho \int_{s_0}^{s_{ip}} \int_0^{r_{axis,x}} f_{axis}(x) e^{-k(\frac{r}{R})^2} r dr dx \quad (15)$$

此公式主要用来计算当量比周围的扩散燃烧燃油量。

扩散燃烧的放热率计算采用 Magnussen 公式的形式^[13]:

$$\frac{dQ_{diff,i}}{dt} = C_{diff,i} LHV m_{f, diff,i} \frac{\sqrt{k_i}}{\sqrt[3]{V_i}} \quad (16)$$

式中: C_{diff} 为扩散燃烧系数, 下标 i 代表当量比周围和其它两个部分。

扩散燃烧的初始阶段氧气量很充足, 起限制作用的主要是燃油量; 而扩散燃烧的末期起限制作用的则是氧气量。为了表征这个现象, 本模型在计算扩散燃烧的燃油量时加入了氧气浓度计算。当量比周围和其它两个部分总计的扩散燃烧燃油量为:

$$m_{f, diff, tot} = F_{O_2} [(1 - X_{pre}) m_{f, JD, vap} + (m_{f, vap} - m_{f, JD, vap}) - Q_{diff, tot} / LHV] \quad (17)$$

此外, 为了表明碰壁对当前燃油量的影响, 本文的研究还加入了一个简单的碰壁系数。

根据 Dec 的火焰模型理论^[14], 不是所有的燃油都在火焰区中燃烧, 在喷射结束时, 许多燃油仍然未燃。因此, 不同区域以及不同阶段的湍动能的计算都应该不同。

对于当量比周围的扩散燃烧燃油的湍动能计算主要基于喷雾几何模型; 对于其它的扩散燃烧燃油的湍动能计算则是基于缸内的总体湍动能。

因此, 燃烧放热率 HRR 的计算为预混燃烧和扩散燃烧两部分之和:

$$HRR = \frac{dQ_{rep}}{dt} + \sum \frac{dQ_{diff,i}}{dt} \quad (18)$$

1.5 排放模型

为了计算排放, 首先将缸内分为已燃区和未燃区, 已燃区包括喷雾已燃区和卷吸的空气; 未燃区包括喷雾未燃区和空气区, 示意图如图2所示。

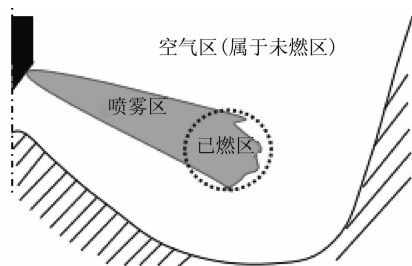


图2 缸内分区示意图

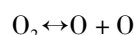
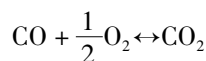
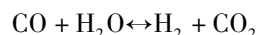
做如下假设: (1) 缸内气体为理想气体且区域中的温度均匀, 各个区域的压力相等, 即 $p = p_b = p_u$; (2) 区域间仅能进行质量传递, 没有热量

传递; (3) 忽略辐射和漏气; (4) 氮氧化物排放主要由 NO 排放组成且 NO 只在已燃区中生成; (5) 未燃区的热力学过程是等熵过程; (6) 缸内混合气体的摩尔数在燃烧时保持不变。则由理想气体状态方程和体积与摩尔数的关系可得^[15]:

$$T_b = \frac{n_{tot} T - (n_{tot} - n_{b,f} - n_{b,a}) T_u}{n_{b,f} + n_{b,a}} \quad (19)$$

式中, 下标: b 表示已燃, u 表示未燃, tot 表示总计, f 表示燃油, a 表示空气; n 表示摩尔数, mol。

除了温度之外, 氧气浓度对 NO 的生成影响也很大, 考虑离解反应, 通过以下化学反应方程式进行平衡浓度计算:



NO 生成速率的计算则基于拓展的 Zeldovich 机理:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{15.2 \times 10^{13} e^{-\frac{38000}{T}} [O]_e [N_2]_e (1 - (\frac{[NO]}{[NO]_e})^2)}{1 + \frac{7.6 \times 10^{13} e^{-\frac{38000}{T}} [N_2]_e (\frac{[NO]}{[NO]_e})}{1.5 \times 10^9 e^{-\frac{19500}{T}} [NO]_e}} \quad (20)$$

式中: 下标 e 表示平衡浓度, $(\text{mol} \cdot \text{cm}^{-3} \cdot \text{s}^{-1})$ 。又因为计算区域 V_b 在不断变化, 所以还须对上述公式进行相应的修正。

碳烟排放的计算则采用一个相对简单的经验模型^[11]:

$$\frac{dm_{SOOT, form}}{dt} = A_{form} m_f P^{0.5} \exp(-\frac{E_{SOOT, form}}{RT}) \quad (21)$$

$$\frac{dm_{SOOT, oxi}}{dt} = A_{oxi} m_{SOOT} Y_{O_2} P^{1.8} \exp(-\frac{E_{SOOT, oxi}}{RT}) \quad (22)$$

式中: A_{form} 为碳烟生成速率系数, A_{oxi} 为碳烟氧化速率系数, 其余参数的取值都能在广安模型中查到。

1.6 其它模型

因上述不少模型须将缸内压力、温度作为输入量, 所以, 基于能量守恒方程, 本文采用 Woschni 公式^[16]计算传热; 结合燃烧工质的物性计算和实际气体的修正, 由当前时刻缸内的温度、压力, 用龙格库塔法计算下一时刻缸内的温度、压力, 从而完成柴油机从进气门关到排气门开的工作过程的计算。

2 结果验证

基于上述模型及相关公式, 在 MATLAB 中编

程并通过试验进行模型验证。试验验证的主要参数如表 1 所示。

表 1 试验柴油机主要参数

发动机型号	潍柴 WP7
类型	直列 水冷 增压中冷
缸数	6
缸径/mm	108
行程/mm	130
连杆长度/mm	209.7
排量/L	7.14
额定转速/($r \cdot \min^{-1}$)	2 200
压比	18
喷孔数	7
喷孔直径/mm	0.2
进气阀关闭时刻/($^{\circ}$)	206
排气阀开启时刻/($^{\circ}$)	485
喷油时刻/($^{\circ}$)	356
喷油持续期/($^{\circ}$)	18

在额定转速下，先对循环喷油量为 102.3 mg 的 90% 负荷工况进行标定，标定结果如图 3 所示。由此可见：标定的缸压和试验缸压基本吻合。计算的放热率在 380 $^{\circ}\text{CA}$ 和 410 $^{\circ}\text{CA}$ 时偏小；10% 累计放热量（CA10）的试验值为 364 $^{\circ}\text{CA}$ ，计算值为 363.8 $^{\circ}\text{CA}$ ，误差为 0.2 $^{\circ}\text{CA}$ ；90% 累计放热量（CA90）的试验值为 399 $^{\circ}\text{CA}$ ，计算值为 394.2 $^{\circ}\text{CA}$ ，误差为 4.8 $^{\circ}\text{CA}$ 。根据分区温度进行排放计算，得到的 NO 排放为 863.528×10^{-6} ，试验值为 880×10^{-6} ，误差为 1.87%。

在此基础上，本文又对不同负荷的工况进行了预测，并将计算结果与试验结果进行了对比，如图 4 所示。从图中可以发现：100%、75% 和 50% 负荷时缸压的计算值与试验值吻合得较好，最高燃烧压力与缸内平均压力的误差均在 3% 以内；25% 负荷缸压的计算值与试验值则有一定误差，虽然最高燃烧压力和缸内平均压力的误差在 5% 以内，但部分时刻的缸压误差大于 5%。10% 累计放热量和 90% 累计放热量对应的试验值和计算值对比如表 2 所示。

可见 CA10 的误差均在 0.6 $^{\circ}\text{CA}$ 以内，中高负荷 CA90 的误差均在 5 $^{\circ}\text{CA}$ 以内，但 25% 负荷 CA90 的误差达到了 10.9 $^{\circ}\text{CA}$ 。这是因为本文采用的燃烧模型的基础是气体射流模型，而低负荷时因喷射压力低和缸内热氛围减弱，完全气化的假设将带来误差，从而使计算放热率的下降速度快于试验放热率，从而出现图 4d) 中的情况。另外，放热率计算在 100% 和 75% 负荷的情况下仍会出现部分

计算值提前于试验值的情况，归因为碰壁模型比较简单，无法完全模拟出高负荷时燃油碰壁造成放热滞后的现象。

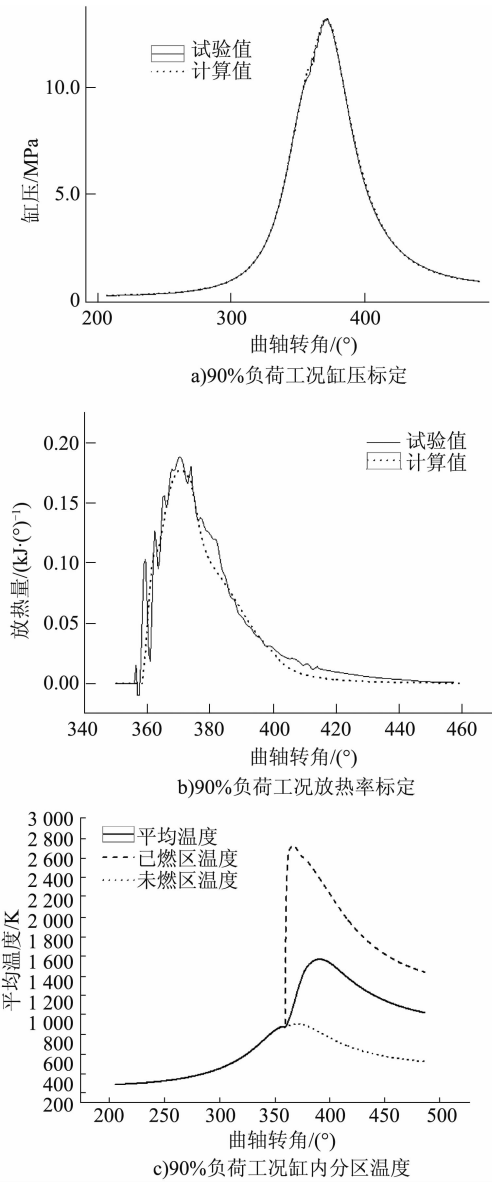


图 3 90% 负荷工况标定结果

表 2 不同负荷工况计算与试验的 CA10 和 CA90 对比

负荷	燃烧放热指标	试验值/ $^{\circ}\text{CA}$	计算值/ $^{\circ}\text{CA}$	误差/ $^{\circ}\text{CA}$
100%	CA10	364.5	363.9	0.6
	CA90	399.5	394.5	5
75%	CA10	363.5	363.9	0.4
	CA90	391	387.4	3.6
50%	CA10	364	363.5	0.5
	CA90	386.5	382.7	3.8
25%	CA10	363	362.9	0.1
	CA90	385.5	374.6	10.9

这四种工况的 NO 排放计算值与试验值的对比如表 3 所示。

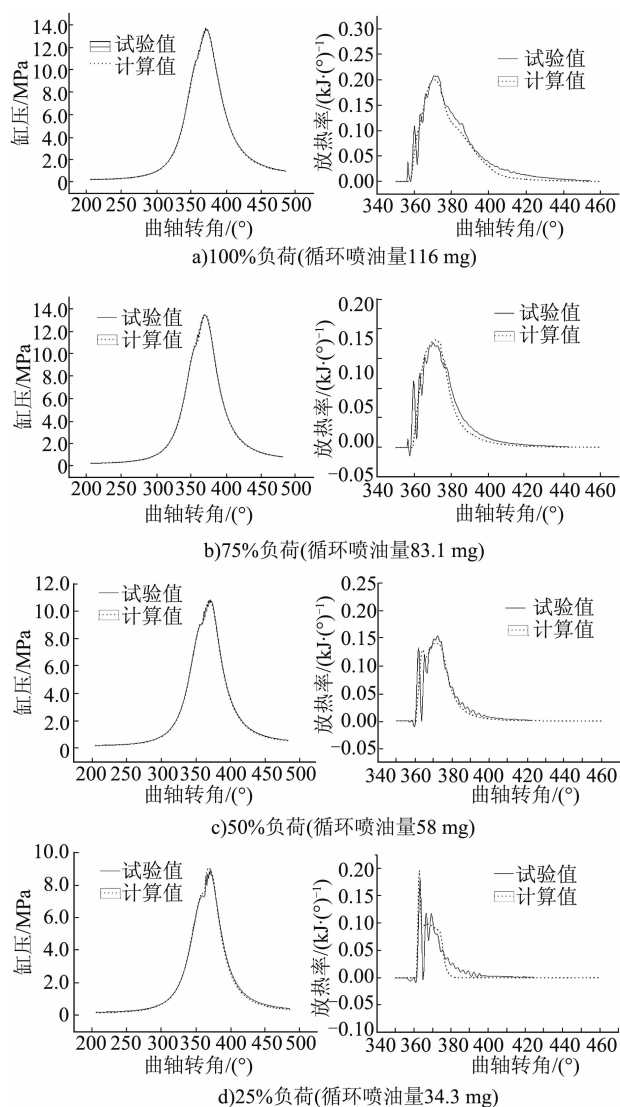


图 4 不同负荷工况计算与试验的缸压和放热率对比

表 3 氮氧化物计算值与试验值对比

负荷	NO 排放计算值/ $\times 10^{-6}$	NO 排放试验值/ $\times 10^{-6}$	相对误差
100%	759.089 8	800	5.11%
75%	1 005.711 8	1 050	4.22%
50%	584.355 1	650	10.1%
25%	258.643 3	300	13.79%

可见：高负荷时计算误差较小；低负荷时因为前述预混燃烧计算的影响，分区温度的计算与实际值会有偏差，从而导致 NO 排放的计算值与试验值误差较大。

最后，因为本文的模型对某些物理化学过程使用了简化模型，所以计算速度较快。在主频 2.6 GHz 的笔记本电脑上使用 MATLAB 计算的时间如表 4 所示。

表 4 不同工况的计算时间对比

负荷	计算时间/s
100%	2.31
90%	2.779
75%	3.439
50%	3.047
25%	3.742

各工况的平均计算时间为 3.06 s。

3 结论

本文提出的直喷柴油机燃烧的现象学快速预测模型的计算结果与试验结果的对比表明：

(1) 此模型能够比较准确地预测直喷柴油机中高负荷工况的放热率趋势及排放；

(2) 此模型在预测低负荷工况的放热率及排放时误差会增大；

(3) 此模型的计算速度较快，在一台配置一般的电脑上计算可在数秒内完成。

参考文献

- [1] HIROYASU H, KADOTA T, ARAI M. Development and use of a spray combustion modeling to predict diesel engine efficiency and pollutant emissions; Part 1 combustion modeling [J]. Bulletin of JSME, 1983, 26 (4): 569-575.
- [2] 苏万华, 史绍熙, 赵奎翰, 等. 现象学燃烧分析模型及其在柴油机燃烧研究中的应用 [J]. 内燃机学报, 1991 (3): 213-220.
- [3] 崔毅. 涡轮增压柴油机瞬态排放性能研究 [D]. 上海, 上海交通大学, 1999.
- [4] CHMELA F G, ORTHABER G C. Rate of heat release prediction for direct injection diesel engines based on purely mixing controlled combustion [C]. International Congress & Exposition. 1999.
- [5] ARREGLE J, LOPEZ J J, GARCIA J M, et al. Development of a zero-dimensional Diesel combustion model. Part 1: Analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase [J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23 (11): 1301-1317.
- [6] LEBAS R, FREMOVICI M, FONT G, et al. A Phenomenological combustion model including in-cylinder pollutants to support engine control optimisation under transient conditions [C]. SAE Technical Paper, 2011.01-1837.
- [7] FINESSO R, SPESSA E. Real-time predictive modeling of combustion and NO_x formation in diesel engines under transient conditions [C]. SAE Technical Paper, 2012-01-0899.

(下转第 17 页)

- International Journal of Environment & Pollution, 2016, 59 (1): 30.
- [3] 邓康耀, 朱义伦, 张砾. 涡轮增压柴油机废气再循环系统的发展 [J]. 车用发动机, 2000 (5): 12-15.
- [4] ØYVIND E, SØRGARD E, SUNDET J K, et al. Emission from international sea transportation and environmental impact [J]. Journal of Geophysical Research Atmospheres, 2003, 108 (D17).
- [5] ALEGRET G, LLAMAS X, VEJLGAARD-LAURSEN M, et al. Modeling of a large marine two-stroke diesel engine with cylinder bypass valve and EGR system [J]. IFAC-Papers Online, 2015, 48 (16): 273-278.
- [6] RAPTOTASIOS S I, SAKELLARIDIS N F, PAPAGIANNAKIS R G, et al. Application of a multi-zone combustion model to investigate the NO_x reduction potential of two-stroke marine diesel engines using EGR [J]. Applied Energy, 2015, 157: 814-823.
- [7] CONWAY R, CHATTERJEE S, BEAVAN A, et al. NO_x and PM reduction using combined SCR and DPF technology in heavy duty diesel applications [C]. SAE, 2005-01-3548.
- [8] SHIRAI T, SKJOLDAGER P, YOKOBE S, et al. Testing an integrated EGR system on a marine two-stroke diesel engine [J]. MTZ Industrial, 2014, 4 (1): 46-51.
- [9] 孙坤, 朱思鹏, 陆振华, 等. 基于 EGR 技术的船用低速二冲程柴油机增压系统匹配研究 [J]. 柴油机, 2018, 40 (1): 1-7.
- [10] 董天普, 张付军, 刘波澜, 等. EGR 对涡轮增压柴油机瞬态特性的影响 [J]. 内燃机学报, 2017 (2): 118-124.
- [11] 安晓辉, 刘波澜, 张付军, 等. 带 EGR 的涡轮增压柴油机瞬态特性研究 [J]. 车用发动机, 2013 (5): 17-21.
- [12] 胡必柱. 废气再循环对船用中速柴油机性能及排放的影响研究 [D]. 北京: 中国舰船研究院, 2013.
- [13] 魏宇坤, 安士杰, 张志友. EGR 率对船用柴油机中低负荷燃烧排放性能影响的仿真及试验研究 [J]. 柴油机, 2016, 38 (2): 11-15.

(上接第 10 页)

- [8] MIRZAEIAN M, MILLO F, ROLANDO L. Assessment of the predictive capabilities of a combustion model for a modern downsized turbocharged si engine [C]. SAE Technical Paper, 2016-01-0557.
- [9] DESANTES J M, PAYRI R, GARCIA J M, et al. A contribution to the understanding of isothermal diesel spray dynamics [J]. Fuel, 2007, 86 (7-8): 1093-1101.
- [10] KATRASNIK T. Innovative 0D transient momentum based spray model for real-time simulations of CI engines [J]. Energy, 2016, 112: 494-508.
- [11] WEISSER G A. Modelling of combustion and nitric oxide formation for medium-speed DI diesel engines: a comparative evaluation of zero-and three-dimensional approaches [D]. ETH Zurich, 2001.
- [12] KATRASNIK T. An advanced real-time capable mixture controlled combustion model [J]. Energy, 2016, 95: 393-403.
- [13] PIRKER G, CHMELA F, WIMMER A. ROHR simulation for DI diesel engines based on sequential combustion mechanisms [C]. SAE Technical Paper, 2006-01-0654.
- [14] DEC J E. A conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet imaging [C]. SAE technical paper, 970873.
- [15] EGNELL R. Combustion diagnostics by means of multi-zone heat release analysis and NO calculation [C]. SAE Technical Paper, 981424.
- [16] WOSCHNI G. Die berechnung der wandverluste und der thermischen belastung der bauteile von dieselmotoren [J]. MTZ, 1970, 31: 491-499.