单缸电控单体泵低压油路供油特性*

王裕鹏　刘福水　刘兴华　陈宇航
（北京理工大学机械与车辆学院，北京 100081）

【摘要】 进行了单缸电控单体泵试验台实验，分析了电控单体泵电磁阀在动作和不动作时低压油路燃油压力之间的关系，结果表明其不动作时的燃油压力状态可以表征单体泵电磁阀工作时的燃油压力状态；建立并校核了低压油路的 AMESim 仿真模型，获得了泵端及柱塞腔内燃油压力之间的关系，进而采用泵端压力代替柱塞腔内压力来进行电控单体泵充油过程分析；分析了单体泵泵端燃油压力，计算了充油时间，讨论了不同转速和供油压力下充油时间的影响规律，并通过充油时间表征了低压油路的供油能力；探讨了不同供油压力下低压油路的充油临界转速，确定了适合全工况范围最佳供油压力为 0.6 MPa，并分析了柱塞腔充油不足对电控单体泵燃油系统的影响。结果表明计算的充油时间可确定单体泵的临界充油转速，从而确定最佳供油压力来保证燃油喷射系统在高压大流量下的循环供油稳定性。

关键词：电控单体泵　低压油路　供油特性
中图分类号：TK421⁺.4　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1000-1298(2011)05-0024-06

Characteristics of Fuel Supply Loop for Electronic Unit Pump Fuel System

Wang Yupeng　Liu Fushui　Liu Xinghua　Chen Yuhang
(*School of Mechanical Engineering*, *Beijing Institute of Technology*, *Beijing* 100081, *China*)

Abstract

The relationship of fuel pressure in fuel supply loop between the solenoid movement was analyzed at first. The results indicated that the consistency of the fuel pressure showed good. Secondly, the simulation model of fuel supply loop was established and validated by AMESim in which the relationship of the high pressure between electronic unit pump (EUP) and the inner of plunger chamber was obtained. Thirdly, the fuel pressure near to the EUP was analyzed, the time of fuel filling was calculated and the effect of it at different fuel supply pressures and speeds was discussed. Finally, the threshold speed of fuel filling process at different fuel supply pressures was analyzed, and the optimal fuel supply pressure was fixed which adapted to all engine conditions. Simultaneously, the effect of insufficient fuel filling was discussed.

Key words　Electronic unit pump, Fuel supply loop, Fuel supply capability

引言

电控单体泵系统是一种电磁阀溢流时间控制式燃油喷射系统[1~2]，不但具有喷油量和喷油正时灵活可控的工作特性，而且具有较高的喷射压力和良好的工作可靠性。但电控单体泵由于高压油管内燃油压力是每工作循环内分别建立的，存在一定的波动，因此使喷油量存在一定的循环变动。对此，文献[3]通过匹配凸轮型线与单体泵柱塞的运动规律已初步解决。但是高压油管内燃油压力仍然存在一定波动，这是由柱塞腔在吸油过程中形成的气穴在柱塞上行时压缩破裂所导致的，而气穴形成与低压油路的供油能力存在很大关系。电控单体泵本身是集合电、磁、机、液多种过程的复杂系统，其柱塞腔内燃油压力受到低压油路、溢流阀、高压油管三者的耦合作用，因此其成为连接高低压油路的关键部件，若与

收稿日期：2010-09-17　修回日期：2010-12-14
* 国防“973”资助项目(97361357)
作者简介：王裕鹏，博士生，主要从事柴油机电控和燃油系统匹配研究，E-mail：w.yp@163.com

单体泵相连的低压油路、高压油路二者匹配不当，会影响整个单体泵燃油喷射系统稳定可靠的运转。

国内外已经有很多学者对低压油路的供油特性进行了研究[4~7]，但低压油路的波动特性研究对象大多为多缸柴油机，各缸单体泵共用同一条低压油路，为避免各缸同时供油对单体泵供油特性带来的影响，降低多缸间耦合，本文在前人研究的基础上，仅分析单缸电控单体泵的工作过程，将其从多缸协同的工作中分离出来，研究其充油过程，以期弄清供油压力对单体泵柱塞腔内充油状态的影响规律。

1　实验研究

1.1　实验装置

电控单体泵系统简图如图 1 所示，用油泵台控制系统控制输油泵的供油压力和凸轮轴的转速。数据采集系统采集高压油管和低压油路的燃油压力，英国的 INOV8 Akribis Ⅲ燃油喷射测量系统获取喷油器的喷油速率和喷油量，N_2 瓶模拟缸内背压，实验中设置为 4 MPa。电控单体泵选用 Delphi-E1，通过 ECU 控制其电磁阀的开闭实现高压喷射。通过对不同驱动电流参数的影响研究，确定驱动电流为 11 A 和 5 A[8]。单体泵匹配的凸轮型线如图 2 所示。

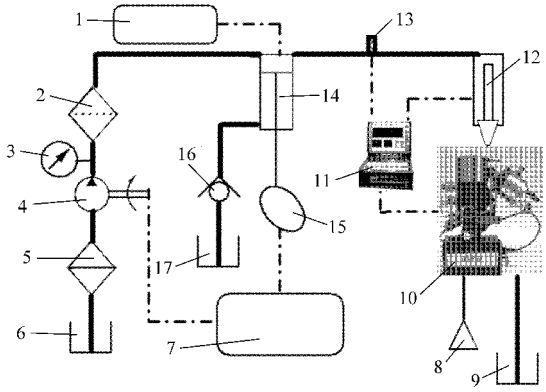

图 1　电控单体泵燃油系统原理图

Fig. 1　Schematic diagram of the experimental apparatus

1. ECU　2. 精过滤器　3. 油压表　4. 输油泵　5. 粗过滤器　6、9、17. 油箱　7. 油泵台控制系统　8. N_2 瓶　10. INOV8 系统　11. 数采系统　12. 喷油器　13. 油压传感器　14. 单体泵　15. 凸轮轴　16. 溢流阀

1.2　实验方法

电控单体泵燃油系统低压油路供油压力为 0.3 ~ 0.6 MPa，对应的溢流阀开启压力为 0.3 ~ 0.6 MPa。分别测试相应控制条件下不同转速时单体泵入口处低压油路、电控单体泵泵端和嘴端（简称为泵端和嘴端）的燃油压力，以便交叉分析高低压油路中压力波动的相互影响。凸轮轴转速为300 ~ 1 250 r/min，对应的发动机转速为凸轮轴转速的 2 倍，文中无特殊说明均为凸轮轴转速。

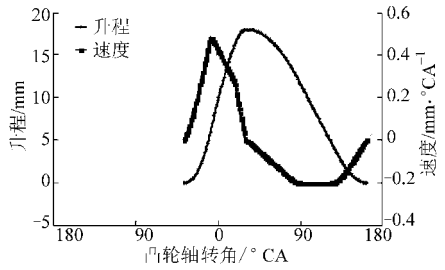

图 2　匹配的凸轮型线

Fig. 2　Characteristics of cam profile

2　仿真校核及分析

2.1　研究方法的充分性

电控单体泵工作时，伴随着燃油高度压缩、波动和燃油喷射等多个物理过程，无法通过泵端燃油压力准确获知柱塞腔内的充油状态，为此采用单体泵不工作时低压油路的燃油压力替代工作时燃油压力对柱塞腔的充油状态进行分析，进而衡量低压油路的供油能力。

为了验证上述方法是合理可行的，将相同工况下两种燃油压力进行比较，供油压力为 0.5 MPa，转速分别为 300 r/min 和 1 100 r/min。从图 3 可看出，单体泵工作时，电磁阀将柱塞腔与低压油路隔开，喷油时低压油路燃油压力较低，而喷射结束时刻高压燃油泄流回低压油路导致燃油压力升高很大；对比单体泵工作与不工作时的压力曲线可以看出，除喷油时刻外燃油压力吻合得较好，走势基本一致，而单体泵柱塞腔充油过程的研究本身也不包含喷射过程，在其他转速下也有类似趋势，因此可以采用单体泵电磁阀不工作时的燃油压力对单体泵充油状态进行分析。

2.2　仿真模型

柱塞腔内燃油压力很难直接通过安装压力传感器来测量，为此建立仿真模型对实验数据进行外延和补充，以分析柱塞腔内和泵端之间燃油压力的关系。

2.2.1　模型建立与校核

建立的燃油系统仿真模型如图 4 所示，主要由低压油路、电控单体泵、高压油管和喷油器组成，其中低压油路部分由输油泵、滤清器和回油单向阀组成。模型结构参数由实物测量获取，控制参数由控制器参数确定。

在凸轮轴转速为 650、850 和 1 250 r/min 时，对仿真模型进行了校核和验证，如图 5 所示。通过误差分析可知，除了转速为 650 r/min 时泵端的最高燃

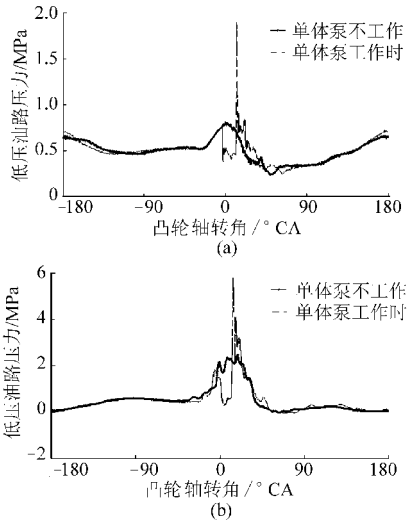

图 3 单体泵工作与否时低压油路压力对比

Fig. 3 Comparison of fuel supply pressure at different speeds

(a) 300 r/min (b) 1 100 r/min

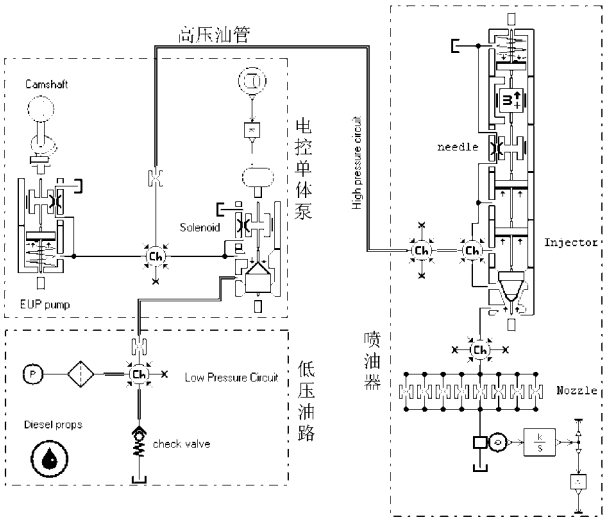

图 4 电控单体泵燃油系统仿真模型

Fig. 4 Simulation model of EUP fuel system

油压力仿真误差稍大于 5% 外,其余工况下泵端最高压力和循环喷油量的实验和仿真值均吻合较好,误差在可接受范围内。

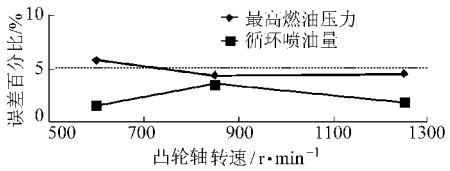

图 5 不同转速下的误差分析

Fig. 5 Error analysis at different speeds

2.2.2 模型预测

采用校核和验证后的电控单体泵燃油系统仿真模型可以对系统性能进行预测,达到对实验进行外延和补充的作用。

仿真计算 0.6 MPa 供油压力 1 250 r/min 时泵端和柱塞腔内燃油压力之间的关系如图 6 所示,可以看出除了在相位上稍有差别外,泵端和柱塞腔内燃油压力基本完全一致。柱塞腔内燃油压力可以反映出低压油路的供油特性,而柱塞腔内压力可以通过泵端燃油压力来代替,因此可以通过泵端燃油压力来分析柱塞腔内的充油状态,以此衡量低压油路的供油能力。

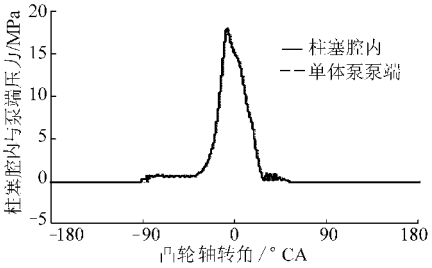

图 6 泵端及柱塞腔内燃油压力仿真曲线

Fig. 6 Simulation results on the fuel pressure

3 结果分析与讨论

3.1 参数定义

在 0.6 MPa 供油压力、转速 700 和 1 200 r/min 时,相邻两循环泵端燃油压力曲线如图 7 所示。由于单体泵柱塞下行吸油,导致柱塞腔内燃油压力低于供油压力,当该压力在下一循环前再次达到供油压力时认为柱塞腔内充油过程结束,将此时的凸轮轴转角称为柱塞腔充油结束角度,如图 7 圆圈处所示。因此,充油时间为图中箭头所涵盖的凸轮轴转角,700 r/min 对应实线箭头范围,而 1 200 r/min 对应虚线范围,而这段时间的平均燃油压力称为充油压力,供油压力和充油压力之间的压力差称为充油压差。通过上述参数的定义,可以用来分析和表征单体泵柱塞腔的充油状态。

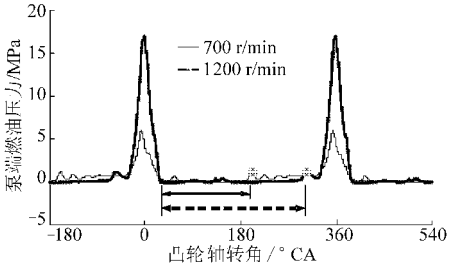

图 7 0.6 MPa 供油压力时相邻两循环泵端燃油压力

Fig. 7 Fuel pressure at two adjacent cycles

从图 8 可以看出,固定供油压力 0.6 MPa,随着转速升高,充油压力不断降低,而充油压差不断增加。这主要是由于转速越高,柱塞下行吸油的绝对时间越短,充油完成时刻柱塞腔容积不变,即容积变化率增大,因此充油速率会加大,充油压力随着转速的升高而降低。

而充油结束角随着转速的增加不断滞后,转速

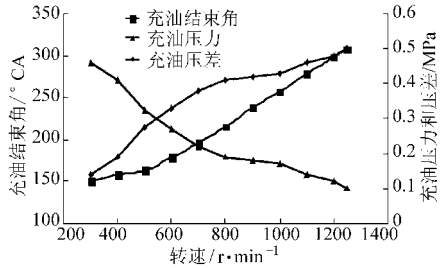

图 8　0.6 MPa 时充油结束角及充油压力和压差

Fig. 8　End angle of fuel filling, fuel filling pressure and the differential pressures

越高,每循环的时间越短,因此充油结束角相应地延长。

3.2　充油时间

电控单体泵泵端燃油压力达到供油压力的充油时间可以通过两种方式得到。

(1)实验方法:通过实验数据找出充油角度 α,然后根据当前转速换算成充油时间

$$t = \frac{1\,000\alpha}{120n}$$

(2)计算方法:根据充油时间段内的供油压力与充油压力之间的充油压差,应用流量计算公式换算得到充油时间 t。柱塞腔容积为

$$V = \pi(d/2)^2 h$$

其中柱塞直径 d 为 11 mm,柱塞腔高度 h 为 19 mm,因此柱塞腔体积 V 为 1 805.63 mm^3。而低压油路供油的流量为

$$Q = C_q A_0 \sqrt{2\Delta p/\rho}$$

单体泵进油孔数量为 2 个,孔径为 1.6 mm,充油压差由实验数据读取,由此即可求得一定供油压力下柱塞腔内充油的流量。再根据柱塞腔容积和充油的流量,就可计算出不同充油压差下柱塞腔内充油时间为

$$t = V/Q$$

根据上述充油时间的实验方法与计算方法,求取 0.6 MPa 供油压力、不同转速时的充油时间,如图 9 所示。可以看出实验方法和计算方法得出的充油时间吻合较好,具有良好的一致性,说明计算方法的正确性。

根据实验方法,得到不同供油压力下柱塞腔内充满燃油所需的充油时间如图 10 所示。

由图 10 可知:

(1) 不同供油压力下充油时间均存在趋于平缓的拐点。

不同供油压力下,随着转速增加,充油时间不断降低,但到达一定拐点后下降趋势减缓,如图 10 虚线右侧所示。以供油压力 0.6 MPa 为例,在转速大

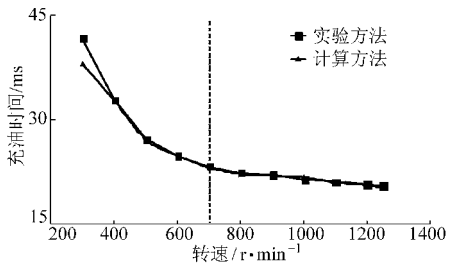

图 9　0.6 MPa 时实验与计算方法的充油时间

Fig. 9　Fuel filling time between calculative and experimental method at 0.6 MPa

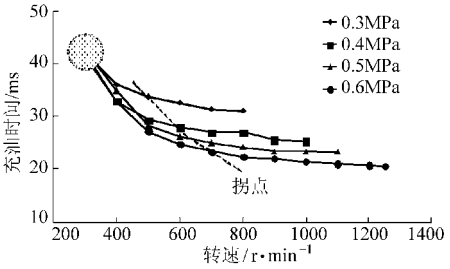

图 10　不同供油压力下实验获取的充油时间

Fig. 10　Fuel filling time acquired by the experiment

于 700 r/min,充油时间变化缓慢;而 700 r/min 以下,充油时间随着转速升高而明显缩短。原因是转速超过 700 r/min,充油结束时柱塞挺杆处于基圆上,即对应的柱塞腔容积是不变的,因此此时柱塞充油时间只和充油压差有关(图 7);而转速低于 700 r/min,充油结束时柱塞还未到达基圆上,因此充油时间不仅由充油压差决定,而且与柱塞下行速度有关,这两者的综合作用导致充油时间较长。但此时转速较低,因此充油时间虽长,仍可保证下一循环前柱塞腔内充满燃油。

可见,充油时间拐点位置是由充油结束时柱塞所处的凸轮轴位置决定的。若柱塞不在基圆上,说明此时柱塞正在下行,充油时间随着转速的增加在增加;若柱塞处于基圆上,虽然充油结束角还在增加,但充油时间已趋于一定值。

(2) 300 r/min 时充油时间基本一致。

由图 10 可见,300 r/min 时不同供油压力下对应的充油时间基本一致。从图 11 和 12 可以清楚地看到,供油压力从 0.3 MPa 升到 0.6 MPa 过程中充油压力在增加,但充油压差基本不变,因此柱塞腔内充满燃油的时间基本一致。

(3) 相同转速下,供油压力越大,充油时间越短;相同供油压力下,转速越高,充油时间越短。以 800 r/min 为例,0.6 MPa 充满柱塞腔时间为 22.4 ms,而 0.3 MPa 时则为 31.1 ms。这说明转速大于上述的拐点后,供油压力越大,单体泵泵端与柱塞腔内的供油压差越大,充油时间越短,对单体泵的稳定正常工作越有利。

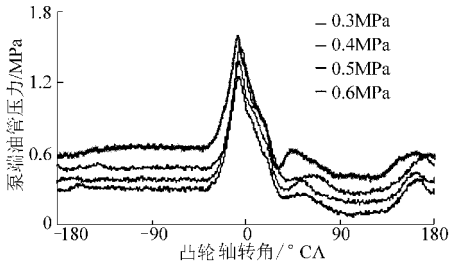

图 11 300 r/min 泵端燃油压力

Fig. 11 Fuel pressure near the pump side at 300 r/min

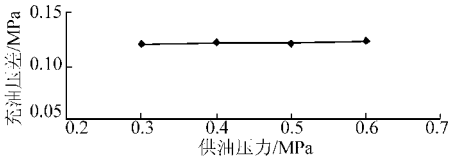

图 12 图 11 中不同供油压力对应的充油压差

Fig. 12 Difference of fuel filling pressures

3.3 临界转速

电控单体泵燃油系统要保证工作正常,须保证其在下一个工作循环之前完成充油过程,即充油结束角度需在下一循环柱塞开始上行点所对应的角度之前,将此时的充油结束角度称为临界充油结束角度。大于该角度后泵端燃油压力再不会达到供油压力的情况,即柱塞腔内无法完全充满燃油。此时的充油时间称为临界充油时间,而转速称为临界充油转速。

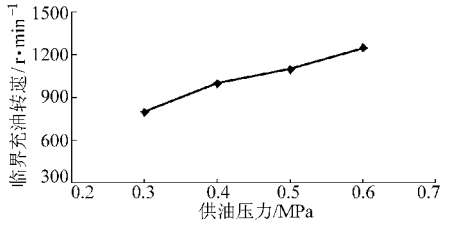

图 13 不同供油压力下临界充油转速

Fig. 13 Threshold fuel filling speed

从图 13 可见,随着供油压力的降低,下一循环前充满燃油的临界充油转速在降低,供油压力 0.3 MPa时临界充油转速仅为 800 r/min,而 0.6 MPa 时为 1 250 r/min。随着供油压力的提高,柱塞腔内临界充油转速在提高,充油能力也在提高。当供油压力为 0.6 MPa 时,临界充油转速可达 1 250 r/min,低压油路的供油压力可以覆盖全工况下电控单体泵的工作范围。

图 14 为不同供油压力下临界充油结束角度所对应充油时间的计算值和实验值,两者吻合较好。临界充油时间随着供油压力的提高而减小,也说明充油能力的提升。

因此,可以通过计算方法进行电控单体泵燃油系统充油时间的匹配,以此来保证燃油喷射系统在高压大流量下的供油稳定性。通过对柱塞腔充油时间的计算,可以得到一定供油压力下电控单体泵充满燃油的临界充油转速;同样地,可以针对特定发动机的最高工作转速计算出电控单体泵所需的临界充油时间,从而选择供油压力使其满足柱塞腔充油时间的要求。

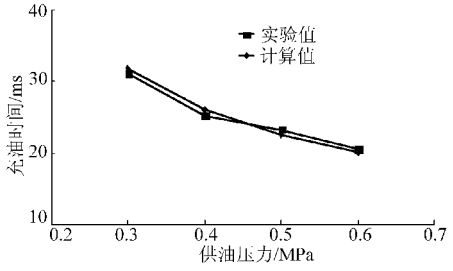

图 14 不同供油压力下临界充油时间的实验和计算值

Fig. 14 Fuel filling time between calculative and experimental method at different fuel supply pressures

3.4 充油不足的影响

通过上述分析可知,若供油压力低于 0.6 MPa,电控单体泵在部分工况下均会存在柱塞腔内无法充满燃油的情况,这会给燃油系统带来一系列影响。从图 15 可见,不同供油压力下,当转速未达到临界充油转速(0.3 MPa 临界充油转速 800 r/min,0.6 MPa为 1 250 r/min),泵端最高燃油压力随着转速的升高不断地增加;当转速超过临界充油转速,0.3 MPa时泵端燃油压力峰值比 0.6 MPa 时的峰值还要高。主要原因是由于柱塞腔内没有充满燃油,存在由气穴作用析出的空气,柱塞上行压缩燃油时就会导致气泡的破裂,从而瞬间释放出较大的能量,导致油压抖动严重。

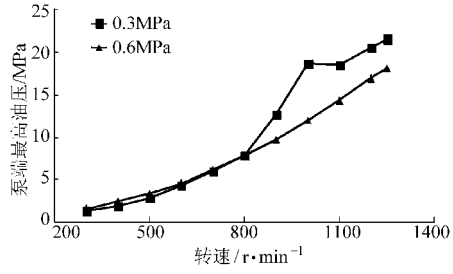

图 15 不同供油压力时泵端最高燃油压力

Fig. 15 Maximal fuel pressure near pump side

从图 16 可见,当供油压力为 0.6 MPa 时燃油压力上升十分平稳;当供油压力为 0.3、0.4、0.5 MPa 时,燃油压力抖动剧烈。通过前述充油临界转速分析可知,只有 0.6 MPa 供油压力在 1 250 r/min 时可以保证柱塞腔内完全充满燃油,而其他供油压力均无法达到要求,燃油中空气在低于空气分离压后析出,气泡破裂导致燃油压力剧烈抖动上升。

4 结论

(1) 建立的 AMESim 仿真模型能够准确地反映

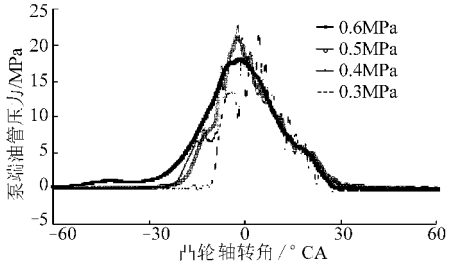

图 16　转速为 1 250 r/min 时泵端燃油压力

Fig. 16　Fuel pressure near pump side at 1 250 r/min

出电控单体泵燃油系统在各工况下的喷射特性，通过仿真预测了柱塞腔和泵端燃油压力之间的关系，确定可以采用泵端燃油压力取代柱塞腔内燃油压力进行充油状态分析。

（2）不同供油压力下，低转速时单体泵柱塞腔的充油时间基本一致；同时，均存在使充油时间趋于平缓的拐点，该拐点由充油结束时柱塞所处的凸轮位置决定。

（3）提出通过柱塞腔容积和充油流量计算单体泵柱塞腔充油时间的计算方法，并用实验数据验证了其准确性。计算的充油时间可确定单体泵临界充油转速，并可选定供油压力使其满足柱塞腔充油时间的要求，以此来保证燃油喷射系统在高压大流量下的循环供油稳定性。

（4）随着供油压力的增加，临界充油转速在不断增加，0.3 MPa 供油压力时临界充油转速为 800 r/min，而 0.6 MPa 时为 1 250 r/min。对现有系统而言，低压油路可以覆盖全工况下单体泵正常工作范围的理想供油压力为 0.6 MPa。

（5）柱塞腔内无法完全充满燃油时，泵端燃油压力抖动剧烈，燃油系统工作不稳定，应尽量避免。

参　考　文　献

1　仇滔，刘兴华. 电控单体泵供油系统仿真研究[J]. 车用发动机，2005，4(2)：23～25.
Qiu Tao, Liu Xinghua. Simulation of the EUP fuel injection system [J]. Vehicle Engine, 2005, 4(2): 23～25. (in Chinese)

2　刘波澜，陆宏泽，张付军，等. 电控单体泵燃油喷射系统一维耦合仿真[J]. 兵工学报，2007，3(3)：267～271.
Liu Bolan, Lu Hongze, Zhang Fujun, et al. One-dimensional coupled simulation of an electronic unit pump injection system [J]. Acta Armamentarii, 2007, 3(3): 267～271. (in Chinese)

3　仇滔，刘兴华，刘福水，等. 电控单体泵燃油系统凸轮型线优化研究[J]. 内燃机学报，2008，26(5)：476～479.
Qiu Tao, Liu Xinghua, Liu Fushui, et al. The study for cam profile design of EUP [J]. Transactions of CSICE, 2008, 26(5): 476～479. (in Chinese)

4　Matteo L D, Fortunato F, Oliva P, et al. Modeling and analysis of the low pressure fuel system for a direct injection diesel engine[C]. SAE Paper 2005－01－3854, 2005.

5　蒋丹，李松晶，包钢. 伴随气泡和气穴的低压液压管路瞬态分析[J]. 工程力学，2007，24(11)：36～40.
Jiang Dan, Li Songjing, Bao Gang. Transient analysis for hydraulic low pressure pipeline of accompanying gas bubble and cavitation [J]. Engineering Mechanics, 2007, 24 (11): 36～40. (in Chinese)

6　仇滔，尹文辉，刘兴华，等. 低压油路对电控单体泵循环变动的影响试验[J]. 农业机械学报，2010，41(2)：21～24.
Qiu Tao, Yin Wenhui, Liu Xinghua, et al. Effect of fuel supply loop for EUP's cyclic variation characteristics [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(2): 21～24. (in Chinese)

7　范立云，宋恩哲，李文辉，等. 电控组合泵低压系统压力动态特性研究[J]. 内燃机学报，2010，28(2)：147～154.
Fan Liyun, Song Enzhe, Li Wenhui, et al. Investigation on fuel pressure dynamic characteristic of the electronic control assembly pump low pressure system [J]. Transactions of CSICE, 2010, 28(2): 147～ 154. (in Chinese)

8　Wang Yupeng, Liu Xinghua, Chen Yuhang, et al. The optimal drive current of solenoid valve and analysis of its effect on fuel injection characteristics [C]// Proceedings of the 2010 International Conference on Electrical and Control Engineering (ICECE 2010), 2010: 2 383～2 387.