

DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.04.001

柴油机喷油助燃再生系统微粒捕集器油气匹配研究*

龚金科^{1,2} 吁璇¹ 伏军¹ 刘云卿¹ 余明果¹

(1. 湖南大学机械与运载工程学院, 长沙 410082; 2. 湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 长沙 410082)

【摘要】 基于自行设计的微粒捕集器(DPF)喷油助燃再生系统,对燃烧器内以不同油气比混合燃烧后气体与柴油机排气混合形成的高温废气温度进行试验研究,并采用过滤体孔道内的热再生模型,对DPF喷油助燃再生过程进行数值模拟,模拟结果与DPF再生试验数据吻合良好。根据再生过程的仿真结果,以怠速工况下DPF再生时过滤体壁面峰值温度、温度梯度及再生时间等为条件,研究喷油助燃再生方式下燃烧器的油气配比问题,怠速工况下再生时油气比取0.025~0.016时能够实现合理匹配。

关键词: 柴油机 喷油助燃再生系统 微粒捕集器 油气匹配

中图分类号: TK411+.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)04-0001-05

Study on Fuel-air Matching Forms in Burner-type Diesel Particulate Filter

Gong Jinke^{1,2} Yu Xuan¹ Fu Jun¹ Liu Yunqing¹ Yu Mingguo¹

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China)

2. State Key Laboratory of Advanced Design and Manufactory for Vehicle Body, Hunan University, Changsha 410082, China)

Abstract

Based on self designed burner-type system diesel particulate filter (DPF), the temperature of both gas in burner mixed with combusted combustion gas by several fuel-air matching forms and diesel exhaust gas was experimentally studied. The pyrogenation regeneration model for a channel of DPF was used to obtain the regeneration computational result, which is verified to match with experimental results well. Further, according to simulation results, the problem of fuel-air matching forms on idle condition was analyzed in regeneration performance requirements, such as wall maximum temperature, temperature gradient, regeneration time and so on, to achieve the reasonable matching for burner-type DPF.

Key words Diesel, Burner-type system, Diesel particulate filter, Fuel-air matching forms

引言

柴油机微粒捕集器(DPF)能有效地解决柴油机微粒排放问题^[1],但DPF一直存在再生问题。在众多过滤体微粒再生技术中,喷油助燃再生技术是一种有发展前景的再生方式。本文研究的喷油助燃再生系统是在过滤体前端的燃烧器内喷入一定量的柴油和补充一定量空气,并采用电点火来引发柴油燃烧,使柴油机排气温度升高到微粒着火点(850 K),从而引发微粒的再生^[2]。和其它主动再生方式不同,喷油助燃再生技术的外加能量来自于喷入柴油的燃烧,所以不需要消耗汽车电池的功率,而且也没

有催化再生、连续再生等被动再生技术对于柴油中含硫量低于 1.5×10^{-4} ^[3]的要求,是一种适用性好、效率高和可靠性好的再生技术。

喷油助燃再生过程中,过滤体前端燃烧器内的油气匹配直接影响到燃烧过程。因此,本文基于过滤体孔道内的热再生过程数学模型,分析油气比对再生性能的影响,实现喷油助燃再生型DPF燃烧器中油气的合理匹配。

1 喷油助燃再生系统

如图1所示,在DPF工作过程中,DPF捕集的微粒越来越多,过滤体前后压力传感器1、2所测排

收稿日期:2009-05-12 修回日期:2009-08-27

* 国家自然科学基金资助项目(50876027)和国家“863”高技术研究发展计划资助项目(2008AA11A116)

作者简介:龚金科,教授,博士生导师,主要从事发动机排放污染与控制研究,E-mail: gongjinke@126.com

气背压超过该工况下 ECU 所设定的排气背压极限值时,燃烧器立即工作,即喷油系统和供气系统分别通过喷油器 3 和进气阀 4 按照 ECU 所发出的指令定时定量进行喷油和进气,迅速地完雾化 and 混合过程。混合气形成后则由 ECU 控制安装在燃烧器出口处的高能火花塞 5 在合适的点火时刻点火,混合气燃烧后形成高温燃气,使柴油机排气温度提高到微粒着火点,则沉积在 DPF 中的微粒得以迅速燃烧实现整个再生过程。

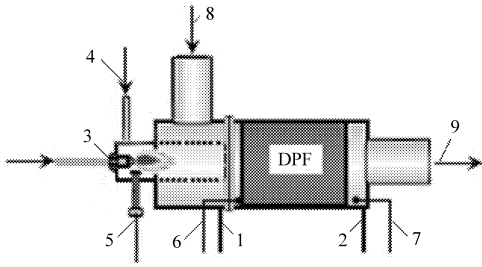


图 1 喷油助燃再生系统结构简图

Fig. 1 Burner-type diesel particulate filter

1, 2. 压力传感器 3. 喷油器 4. 进气阀 5. 高能火花塞
6, 7. 温度传感器 8. 排气 9. 干净气体

针对以上自行设计的喷油助燃再生系统对 DPF 内的柴油燃烧设计了以下几种油气匹配方案,如表 1 所示。表中的油气比指喷入的柴油与 DPF 内柴油机排气及引入的空气中的混合气体质量比。本文采用的柴油机排量 $V = 1.6 \text{ L}$, 柴油机怠速时排气含氧量为 9%; DPF 内喷油嘴喷油量 2.2 kg/h , 喷油压力 5 MPa ; 引入空气温度为 25°C , 流速 0.36 m/s 。柴油机怠速工况下再生时,燃烧器内未引入空气时的油气比为 0.064, 引入不同量的空气后分别得到其它的油气比。过滤体入口处安装的氧浓度传感器与温度传感器可分别测得燃烧前后气体含氧量和温度。

表 1 油气匹配方案

Tab. 1 Fuel-air matching scheme

参数	方案编号				
	A	B	C	D	E
油气比	0.064	0.032	0.025	0.016	0.011
燃烧前气体含氧量/%	9	15.5	16.6	18.2	19.0
燃烧后气体含氧量/%	0.9	7	9	13.3	15.7
燃烧后气体温度/K	713	931	931	921	910

从表 1 中可以看出,方案 A 中燃烧后气体中的氧气基本燃烧殆尽,但燃烧后气体温度没有达到微粒着火点,这是由于此方案中未引入空气,柴油机排气含氧量不足,喷入的柴油没有完全燃烧,因而燃烧后气体温度比较低。引入一定量空气后,燃烧气体的含氧量增加,其燃烧后气体的温度明显升高:当油

气比为 0.032 ~ 0.025 时,燃烧后还有 7% ~ 9% 氧气量,说明其燃烧前气体充足的含氧量能够使喷入柴油完全燃烧,因而燃烧后气体燃烧温度也达到最高;继续增大引入的空气量使油气比达到 0.011 时,由于引入的空气温度低于柴油机排气温度,当引入的空气量增大时,相当于加大了对混合气的冷却,从而使过滤体进气温度下降。

2 再生过程数学模型

基于 Bissett 的研究^[4],过滤体的结构如图 2 所示,过滤体端面相邻孔道交替堵封,且同一孔道也一端堵封另一端开口。图中 v_1, ρ_1, T_1, p_1 为进口孔道内的气流速度、密度、温度、压强; v_2, ρ_2, T_2, p_2 为出口孔道内的气流速度、密度、温度、压强; v_w, ρ_w, T_w 为过滤体面的气流渗透速度、密度、壁面温度; D 为方形孔道边长; L 为孔道的轴向长度。根据过滤体的结构和微粒燃烧再生的特点,对微粒的燃烧模型作适当简化,其假设如下^[5]:

- (1) 微粒成分为纯碳,且在壁面上分布均匀。
- (2) 孔道的堵塞处密封良好,没有流动渗透。
- (3) 再生时气流速度较低,孔道内气流为层流。
- (4) 气体混合物近似满足理想气体状态方程,各组分比热容为相等的常数。

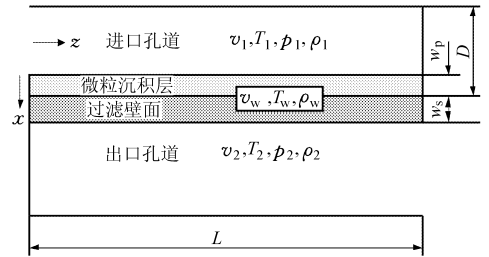


图 2 壁流式微粒捕集器进口和出口孔道模型

Fig. 2 Model for inlet and outlet of wall-flow DPF

过滤体再生过程的控制方程:

气相与固相质量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho_i v_i) = (-1)^i \left(\frac{4}{D} \right) \rho_w v_w \quad (i = 1, 2) \quad (1)$$

$$\rho_p \frac{\partial w_p}{\partial t} = - \left(\frac{M_C}{M_{O_2}} \right) Y_1 \rho_w v_w \left[1 - \exp \left(- \frac{S_p k(T_w) w_p}{v_w} \right) \right] \quad (2)$$

其中 $k(T_w) = k_0 T_w \exp \left(- \frac{E}{RT_w} \right)$

式中 ρ_p ——微粒层密度

w_p ——微粒层厚度

M_C, M_{O_2} ——碳和氧的分子量

Y_1 ——入口孔道的氧质量分数

S_p ——微粒层的比面积

$k(T_w)$ ——微粒的氧化速率

$\frac{E}{R}$ ——反应活化能气体常数比^[6],取 1.8×10^4

气相动量方程

$$\frac{\partial p_i}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z}(\rho_i v_i^2) = \frac{-\alpha \mu(T_i) v_i}{D^2} \quad (3)$$

式中 α ——方形管道内的压降系数,根据 Shah 等人的研究结果, $\alpha = 28.45$ ^[7]

气相与固相能量守恒方程

$$c_g \rho_i v_i \frac{\partial T_i}{\partial z} = \left(\frac{4}{D}\right) [h_i + (-1)^i c_g \rho_w v_w] (T_w - T_i) \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_p w_p c_p T_w + \rho_s w_s c_s T_w) = -h_1(T_w - T_1) -$$

$$h_2(T_w - T_2) - c_g \rho_w v_w (T_w - T_1) + H_{\text{reat}} + H_{\text{cond}} \quad (5)$$

其中

$$H_{\text{reat}} = \frac{\Delta H}{M_{\text{O}_2}} Y_1 \rho_w v_w \left[1 - \exp\left(-\frac{S_p k(T_w) W_p}{v_w}\right)\right]$$

$$H_{\text{cond}} = -\lambda_p \frac{\partial}{\partial z} \left(w_p \frac{\partial T_w}{\partial z}\right) - \lambda_s w_s \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2}$$

式中 c_g ——气体比热容

H_{reat} ——微粒燃烧释放的热量

h_i ——孔道 i 内的气流与壁面之间的对流换热系数

H_{cond} ——传导热

c_p ——微粒层比热容

w_s ——陶瓷壁面厚度

c_s ——陶瓷壁面比热容

ΔH ——燃烧反应生成焓

λ_p, λ_s ——微粒层和陶瓷壁面的导热系数

氧组分在壁面上满足平衡方程

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho_w v_w w_w) = -S_p \rho_w v_w k(T_w) \quad (6)$$

式中 w_w ——壁面内的含氧量

进口孔道与出口孔道之间的压力差为

$$p_1 - p_2 = \frac{\mu(T_w) w_p v_w}{K_p} + \frac{\mu(T_w) w_s v_w}{K_s} \quad (7)$$

式中 K_p, K_s ——微粒层和陶瓷壁的渗透率

微粒氧化反应机理为



式中 a ——反应的完全程度,文中取 a 为 0.6 ^[8]

$$\Delta H = 2(a - 0.5)\Delta H_{(\text{CO}_2)} + 2(a - 1)\Delta H_{(\text{CO})} \quad (9)$$

式中 $\Delta H_{(\text{CO}_2)}, \Delta H_{(\text{CO})}$ —— CO_2 和 CO 的生成焓

3 模型的试验验证

基于文献[4]的研究,刘云卿等采用以上再生数学模型对主动热再生系统壁面峰值温度进行了预测,并与试验结果进行对比,结果较为吻合,证明了

此模型的正确性。本文用 DPF 再生台架试验数据来验证此模型应用于喷油助燃再生系统的合理性。

试验设备由 HDi16 型轿车柴油机、燃烧器、DPF、控制系统、测量系统等 5 部分组成,如图 3 所示。采用的过滤体材料为壁流式蜂窝陶瓷,过滤体参数见表 2。柴油机转速稳定在怠速 800 r/min 左右,整个再生过程历时 10 min 。

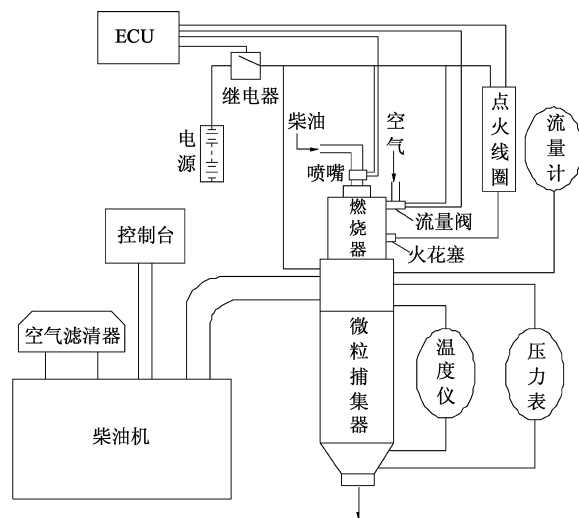


图3 DPF再生台架原理图

Fig. 3 Schematic diagram of the experimental apparatus

表2 模型计算数据

Tab. 2 Input data of model

参数	数值
过滤体直径/mm	143.8
过滤体比热容/ $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	1250
过滤体长度/mm	152.4
过滤体导热系数/ $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$	5
壁面厚度/mm	0.31
微粒层沉积厚度/mm	0.10
过滤体孔道宽度/mm	1.54
过滤体初始温度/K	500
过滤体密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	1500
柴油机排气流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.0374

过滤体入口和出口处安装的 MYD-5510 型压力传感器可得到再生时排气背压的试验数据。由上文可知,油气比方案 A 由于燃烧后气体含氧量不足,过滤体进气温度不够高使得微粒不能顺利地进行再生,所以下面不再对此方案进行研究。图 4 所示为燃烧器内以方案 B 的油气比燃烧后,DPF 再生时的理论排气背压与实测排气背压的比较图。可以看出在再生的初始 $0 \sim 180 \text{ s}$ 的时间内,排气背压没有降低而是逐渐升高。这是由于温度刚开始升高还没有达到微粒燃烧着火点,微粒还没有开始燃烧,而温度快速升高使排气的动力粘度 μ 增大,根据式(7)可知其排气背压必然增大。当温度达到微粒着火点

后,微粒逐渐燃烧殆尽,过滤体内的排气背压也降低,直至再生完成后达到相对稳定的排气背压值。

图5为其它油气比方案下再生过程的实测排气背压图,均可得到与图4类似的背压变化曲线。综合图4、图5可以看出,再生过程中的排气背压均先升高后降低,空气量的增大使得初始时的排气背压增大,但是增加空气量使得燃烧过程加快,排气背压下降得也更快。由模型得到的理论排气背压值与台架试验相关数据,除个别点由于压力表示值误差或其它因素干扰等所引起的误差产生了较大偏差外,基本吻合,这表明此模型可以用来预测喷油助燃再生过程的一些基本规律。

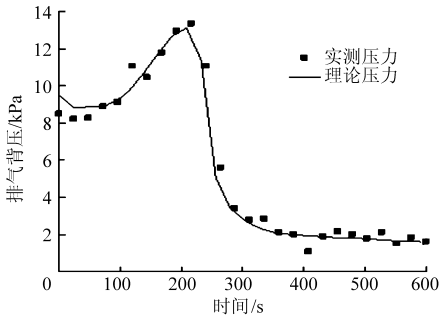


图4 柴油机再生时理论与实测排气背压的比较

Fig.4 Computational results vs experimental results of back-pressure

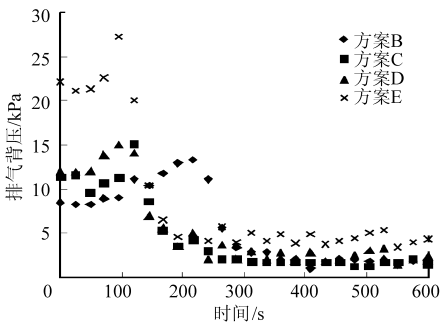


图5 不同油气比再生时的实测排气背压

Fig.5 Experimental back-pressure at several fuel-air matching forms

4 不同油气配比再生过程的模拟分析

4.1 对再生壁面峰值温度的影响

图6为DPF内各时间点的整个过滤体孔道内最高温度值拟合得到的过滤体壁面峰值温度随时间的变化规律。可以看出选用方案B时,由于引入空气量较小,过滤体进气的含氧量不充足使过滤体内微粒燃烧不充分,再生时壁面峰值温度较低;随着空气量的增大,油气比达到0.025~0.016时,较充足的氧气含量使微粒能快速升温并燃烧,燃烧释放的热量又反过来促进燃烧,这使得过滤体内的燃烧进行得更加快速和充分,壁面的峰值温度也相应升高;

继续增大空气流量使油气比达到0.011时,供氧量对壁面峰值温度的影响减小,此时增加空气的流量会使得热量的对流散失作用增加,反而导致壁面峰值温度降低。

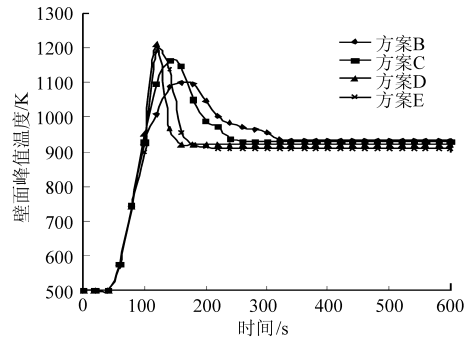


图6 油气比对壁面峰值温度的影响

Fig.6 Effect of fuel-air ratio on wall maximum temperature

4.2 对过滤体温度梯度的影响

由于过滤孔道前端沉积的微粒燃烧释放的热量通过对流和传导的方式向孔道后端传输,所以过滤体后半端,即过滤体 $L/2$ 处至 L 处(其中 L 为过滤体长度)的热负荷会大于前端。因此图7仅比较4种油气比再生过程的过滤体后半端的轴向温度梯度。不难看出,方案B中引入空气量较少,DPF内再生进行不充分,其燃烧峰值温度较低,过滤体轴向温度差相对较小,因而温度梯度较小;随着引入空气量的增加,含氧量的增大使得微粒再生更加迅速,再生的峰值温度升高,这使得过滤体轴向温度差增大,即温度梯度加大;但是随着空气量继续增加,过滤体后端的峰值温度降低,因而过滤体轴向的温度梯度也随之减小。

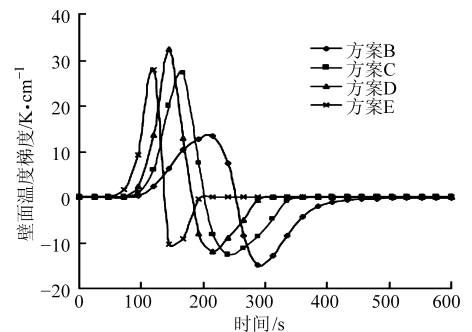


图7 不同油气比对壁面温度梯度的影响

Fig.7 Effect of diesel-air ratio on temperature gradients

4.3 对再生时间的影响

试验中的再生时间定义为:燃烧器内气体燃烧后从高温燃气进入DPF开始到过滤体微粒层厚度下降到相对稳定为止所经历的时间。可以看到采用方案B时,过滤体内的微粒再生500s后微粒层厚度才基本达到稳定,再生时间较长;增大引入的空气量后微粒燃烧速率明显增大,采用方案D时再生时间缩短到190s左右;当采用方案E继续增大引入

空气量时,微粒燃烧速率反而有所减慢,再生时间增至300 s左右。这可解释为空气流量前期的增加使氧气量增加,使得过滤体孔道内前后端的对流换热作用加强,从而使微粒的氧化燃烧反应速度增加;进一步增大空气的流量,由于壁面温度下降以及热量的散失严重,使得微粒燃烧速率降低,再生时间反而延长。

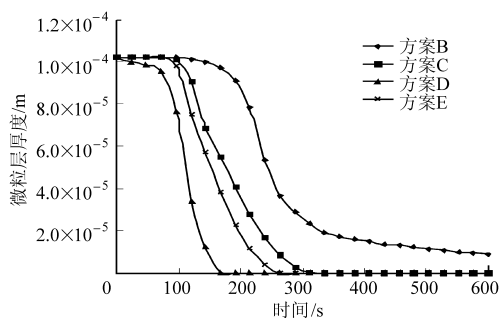


图8 油气比对微粒再生时间的影响

Fig. 8 Effect of fuel-air ratio on regeneration time

4.4 优化结果

一般来说为了保证车辆行驶48万km DPF过滤体正常工作的寿命,过滤体壁面峰值温度最好不超过1200~1300 K,过滤体的温度梯度在 ± 35 K/cm^[9]范围内。根据以上模型的分析结果,可以看出此柴油机怠速工况下再生时油气比取0.025~0.016

之间较合适,取此区间内油气比再生时温度能够快速升高,但其过滤体壁面峰值温度基本低于1200 K,再生时间较短(约5 min),而壁面温度梯度都保持在 ± 35 K/cm内,过滤体工作在比较安全的热负荷条件下,能够保证再生的可靠性。

5 结论

(1)喷油助燃再生系统在怠速工况下再生时,燃烧器内因未引入空气而含氧量不足,喷入的柴油不能完全燃烧,其燃烧后气体温度也很难达到微粒着火点;引入空气后,燃烧器内的气体含氧量提高,使得柴油燃烧更加充分,燃烧后的气体温度也升高;但若引入空气过量,气流散热作用和空气的冷却作用反而会使燃烧后气体温度降低。

(2)燃烧器内不引入或引入空气过少,微粒燃烧过程缓慢,过滤体峰值温度较低,温度梯度较小,再生时间较长;引入一定量的空气后再生过程充分而迅速,过滤体峰值温度和温度梯度都增大,再生时间减少到3~5 min;引入空气量过多,气流引起的热量的对流散失作用增加,反而会延缓燃烧过程。

(3)为了保证过滤体的寿命,怠速工况下再生时油气比取0.025~0.016最为适宜,能够满足再生需要的温度,再生时间较短,而且能够保证再生的可靠性。

参 考 文 献

- 1 龚金科,刘云卿,龙罡,等. 柴油机壁流式过滤体捕集与流阻性能影响规律[J]. 农业机械学报,2009,40(12):1~7,18.
Gong Jinke, Liu Yunqing, Long Gang, et al. Characteristics of filtration and flow-resistance of wall-flow diesel particulate filter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(12):1~7,18. (in Chinese)
- 2 龚金科. 汽车排放及控制技术[M]. 北京:人民交通出版社,2007.
- 3 Walker A P, Allansson R, Blakeman P G. Optimizing the low temperature performance and regeneration efficiency of the continuously regenerating diesel particulate filter system[C]//SAE 2002 World Congress, Detroit, Michigan, USA; 2002-01-0428.
- 4 Bissett E J. Mathematical model of the thermal regeneration of a wall-flow monolith diesel particulate filter[J]. Chemical Engineering Science, 1984, 39(7/8): 1232~1244.
- 5 龚金科,刘云卿,鄂加强,等. 柴油机微粒捕集器加热再生过程的数值模拟[J]. 华南理工大学学报:自然科学版,2007,35(6):14~20.
Gong Jinke, Liu Yunqing, E Jiaqiang, et al. Numerical simulation of phrogenation regeneration process in particulate filter of vehicle diesel[J]. Journal of South China University of Technology: Natural Science Edition, 2007,35(6):14~20. (in Chinese)
- 6 Grigorios C K, Anastasios M S. Modeling catalytic regeneration of wall-flow particulate filters[J]. Ind. Eng. Chem. Res., 1996, 35(1): 2~13.
- 7 Shah R K, London A L. Laminar flow forced convection in ducts: a sourcebook for compact heat exchanger analytical data [M]. New York: Academic Press, 1978: 196~205.
- 8 Koltsakis G C, Stamatelos A M. Modes of catalytic regeneration in diesel particulate filters[J]. Ind. Eng. Chem. Res., 1997, 36(10): 4155~4165.
- 9 Park D S, Kim J V, Kim E S. A burner-type trap for particulate matter from a diesel engine[J]. Combustion and Flame, 1998, 114(3~4):585~590.