

DOI: 10.16236/j.cnki.nrxj.202103034

柴油机 DPF 孔道气相流场及噪声特性分析

李 冰, 李靛雪, 陈贵升, 周群林, 孙富贤, 黄 震

(昆明理工大学 云南省内燃机重点实验室, 云南 昆明 650500)

摘要: 利用数值模拟(CFD)软件建立柴油机微粒捕集器(DPF)孔道三维模型,对孔道内气体流动情况进行计算;通过建立加装 DPF 的一维整机仿真模型,结合孔道流场分布特性,分析不同转速工况下 DPF 载体及加载不同碳烟量对其噪声特性的影响。结果表明:各入口流速下,流速分布在 DPF 进气孔道内呈现从中心径向递减、从始端轴向递减趋势,且后段出现波纹状流速突变区;排气孔道流速分布趋势与进气孔道相反;进气孔道内压力分布相对均匀;排气孔道前中段压力分布较均,在低流量下中后段呈轴向递减趋势,高流量下在后段出现骤增。高转速工况下 DPF 气动再生噪声量大于低转速工况;深层碳烟在较高转速工况下对 DPF 噪声的影响更显著,A 计权声压级降幅可达 2 dB 以上;碳烟饼层在较低转速工况下对 DPF 噪声特性影响更大。

关键词: 柴油机微粒捕集器;孔道;流动;噪声;碳载量

中图分类号: TK422 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-0909(2021)03-0265-08

Analysis of Gas Phase Flow in Channels and Its Noise Characteristics for a Diesel Engine DPF

Li Bing, Li Liangxue, Chen Guisheng, Zhou Qunlin, Sun Fuxian, Huang Zhen

(Yunnan Key Laboratory of Internal Combustion Engine, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China)

Abstract: A 3D model of diesel particulate filter (DPF) channel was established and the gas flow in the channel was calculated. A one-dimensional thermodynamics model of the engine with DPF, combined with flow field distribution characteristics in the channel, was used to analyze the influence of the DPF carrier and different soot loads on its noise performance under different rotating speed conditions. The results show that at each inlet velocity, the velocity distribution in the DPF inlet channels decreases radially from the center and axially from the beginning end, and an abrupt transition zone of corrugated velocity appears in the rear section. The distribution trend of velocity in outlet channels are opposite to that in inlet channels. The pressure distribution in the inlet channels is relatively uniform. The pressure distribution in the front middle section of the outlet channels is relatively uniform, showing an axial decreasing trend at low flow rate in the middle and rear section and a sharp increase at high flow rate in the rear section. At higher engine speed, the noise quantity of DPF pneumatic regeneration is higher than that at lower engine speed. The influence of deep soot on DPF noise is more significant at higher engine speed with a decrease of more than 2 dB. The influence of soot cake on DPF noise is greater at lower engine speed.

Keywords: diesel particulate filter; channels; flow; noise; soot load

近年来,柴油机各项技术性能的提升以及油耗的降低使得其用户需求大量增长。然而柴油机燃烧过程所产生的颗粒物排放以及做功过程的噪声控制是柴油机能否在市场上得到进一步推广所面临的重大

问题^[1-4]。为应对最为严苛的国 VI 排放法规限值,需要先进的机内燃烧技术作为基础,并辅以高效的后处理系统。柴油机微粒捕集器(diesel particulate filter, DPF)能有效降低排放物中的颗粒物(particulate mat-

收稿日期: 2020-09-17; 修回日期: 2020-12-27.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51866004).

作者简介: 李 冰, 硕士研究生, E-mail: 799163804@qq.com.

通信作者: 陈贵升, 博士, 副教授, E-mail: cgs_yly@163.com.

ter, PM) 和粒子数量 (particulate number, PN), 被视为目前柴油机后处理技术中至关重要的一环^[5-6]。

DPF 内部流动情况直接影响其压降损失、捕集效率以及噪声排放等。目前, 国内外学者就 DPF 流场问题的研究已经有了较为深入的进展。Wu 等^[7]和 Liu 等^[8]研究了 DPF 孔道内颗粒物运动轨迹及沉积分布特性; Kong 等^[9]和李志军等^[10]研究了孔道内部的气相流动及微粒运动。DPF 的排气噪声来源一部分是发动机做功过程所产生的原排气噪声, 另一部分则是气流流经 DPF 产生气动再生噪声。Gao 等^[11]和 Hua 等^[12]研究了 DPF 消声系统的传递损失及声压分布; Montenegro 等^[13]分析了后处理系统声学特性; 邓兆祥等^[14]通过流场数值计算得出气流剪切层不稳定而产生气流噪声, 并分析气动再生噪声的产生机理。

目前对 DPF 流场分析大多用于结合分析 DPF 压降损失或者颗粒物在孔道内的沉积特性; 而发动机排气噪声研究这一领域重心主要在消声单元的噪声分析上。笔者通过建立三维孔道 CFD 模型来分析其孔道流动情况, 并结合一维噪声模型计算, 从多孔介质消声和气动再生噪声产生机理角度去分析其噪声特性, 为日后 DPF 的结构优化设计提供参考价值。

1 数学模型

1.1 流动模型

1.1.1 连续性方程

连续性运动方程来源于质量守恒定律, 用在流体运动中, 其代表在单位时间内流入某系统单元的流体质量与流出单元的质量相同。将 DPF 的进、排气孔道看作一个系统单元, 其表达式为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中: ρ 为流体的密度; t 为流动时间; u 、 v 和 w 分别表示流速在 x 、 y 和 z 方向上的分量。

1.1.2 动量守恒方程

动量守恒方程为

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u u_1) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v u_1) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w u_1) =$$

$$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z \quad (4)$$

式中: p 为作用在微元流体上的压强; u_1 为流速; τ_{xx} 、 τ_{yy} 和 τ_{zz} 分别为各方向上黏性应力 τ 的分量; F_x 、 F_y 和 F_z 分别为微元体上所受各方向的分力; x 、 y 和 z 轴依据笛卡尔直角坐标系建立, z 轴正方向与重力反向, 为竖直向上。

1.2 噪声模型

当声波入射到一定孔隙的多孔介质层, 一部分会被反射, 另一部分则进入多孔介质结构内部。这部分入射声波激发孔隙间空气振动, 一方面受到气体本身黏度、摩擦作用, 部分声能转化成热能被消耗; 另一方面气体分子在孔隙间运动, 所受挤压和膨胀伴随与材料骨架结构的热交换而将部分声能消耗, 最后剩余声能透射过多孔介质层继续传播。DPF 过滤体壁面及其碳烟层符合多孔介质层结构特点, 理论上具备衰减噪声的条件; 但 DPF 本身具有多孔道结构, 排气流经截面突变位置会产生气动再生噪声。当流速达到一定时, 气动噪声的产生量会大于多孔介质层衰减的噪声量。排气噪声进入 DPF 载体孔道后的传播规律以及再生噪声产生过程如图 1 所示。

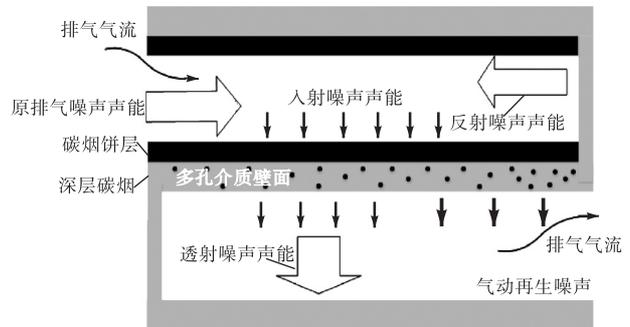


图 1 壁流式 DPF 孔道噪声示意

Fig.1 Schematic diagram of DPF channel noise

根据 DPF 内声能量关系, 建立方程为

$$E_{\text{out}} = E_{\text{trans}} + E_{\text{regen}} \quad (5)$$

$$E_{\text{trans}} = E_{\text{in}} - E_{\text{ref}} - E_{\text{ab}} \quad (6)$$

式中: E_{out} 为 DPF 排气端噪声量; E_{trans} 为透射过 DPF 孔道壁面进入排气孔道的噪声量; E_{regen} 为流经 DPF 的排气所产生的再生噪声量; E_{in} 为进入 DPF 的发动机原排气噪声量; E_{ref} 为 DPF 进气孔道内反射的噪声量; E_{ab} 为 DPF 所吸收的噪声量。

气动噪声的产生来源于气流剪切层的不稳定, 当气流从多孔介质孔隙突然进入 DPF 排气孔道内, 以及从排气孔道出口处排出时, 会在相对稳定的层流区形成大量喷注, 产生气动再生噪声。其公式^[15]为

$$W = K\rho^2 D^2 v^2 / \rho_0 c_0 \quad (7)$$

式中： W 为气动再生噪声功率； ρ 为喷注密度； D 为喷注口径； v 为喷注速度； ρ_0 、 c_0 分别为喷注环境的气体密度和声速； K 为常数，取值为 $0.3 \times 10^{-4} \sim 1.8 \times 10^{-4}$ 。由此可以看出，气动噪声量的大小直接受流速、孔径等因素影响。

2 仿真模型介绍

2.1 CFD模型

模型采用的孔密度为31个/cm²碳化硅DPF载体，其详细参数如表1所示。

表1 DPF技术参数
Tab.1 Parameters of DPF

参数	数值
材质	碳化硅
直径/mm	143.8
长度/mm	254
DPF载体体积与发动机排量比	1.22
孔密度/(个·cm ⁻²)	31
孔隙率/%	>43
孔径分布/ μm	5~32

由于DPF载体符合进、排气孔道交替排列布局的规律性，且结构完整对称，故只需分别构建两个相邻的1/4进、排气孔道即可模拟整个DPF的流场特性。对孔道模型进行结构化网格划分如图2所示。

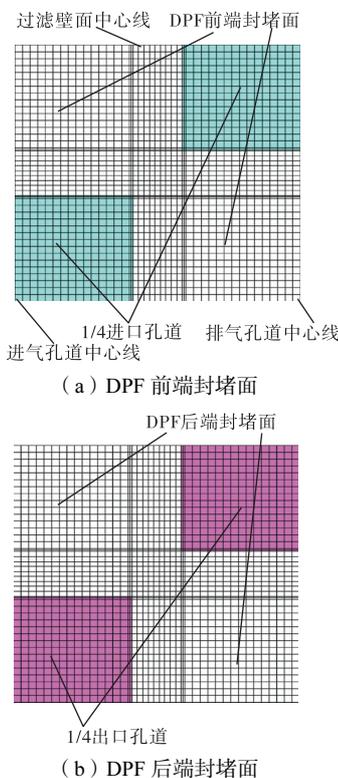


图2 对称孔道几何模型及网格划分

Fig.2 Geometric model and meshing of symmetrical channels

采用CFD软件计算DPF进、排气孔道微观流动情况。进气端的气流视作不可压缩气体，孔道内气流运动的雷诺数较低，可当作稳定层流运动，采用层流模型进行计算。孔道壁面采用多孔介质模型，假设其内部各向阻力均匀。

2.2 一维噪声模型

采用电控高压共轨D30柴油发动机作为整机模型，耦合DPF进行排气端噪声的仿真计算。所采用的DPF详细参数如表1所示，发动机技术参数如表2所示。为确保仿真结果准确性，须对耦合整机的DPF仿真模型进行试验数据验证。

表2 发动机技术参数

Tab.2 Parameters of engine

参数	数值
发动机机型	直列4缸四冲程
活塞行程/mm	105
气缸直径/mm	95
燃油系统	电控高压共轨
进气形式	增压中冷
压缩比	16.6
排量/L	2.977
标定功率/kW	100(3 000 r/min)
最大转矩/(N·m)	381(1 600~2 600 r/min)

2.3 模型验证

DPF孔道内部流动特性通过实际试验进行测量的难度较大，故参考现有经过试验验证的文献结果与模拟仿真结果进行对比。

图3将采用模型所计算的DPF进、排气孔道量纲为1的中心线速度与文献[1]中经过试验验证的模型数值进行对比分析。李志军等^[16]关于孔道流场及微粒沉积特性的仿真研究亦采用文献[1]数据进行模型验证，对比发现：采用三维模型计算结果与文献[1]曲线走势一致，数值上最大相对误差控制在5%以内，该模型可用于后续计算。

图4所示转速为1 200~2 400 r/min外特性工况下DPF噪声试验与模拟结果对比。DPF排气端噪声

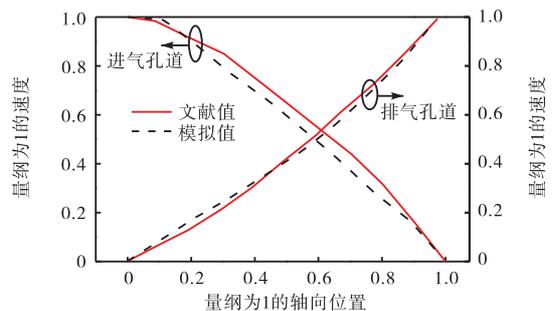


图3 DPF进、排气孔道中心线速度

Fig.3 DPF inlet and outlet center line velocity

总声压级仿真结果与试验值随转速变化趋势基本一致,其误差在 5% 以内,符合仿真计算要求^[17].

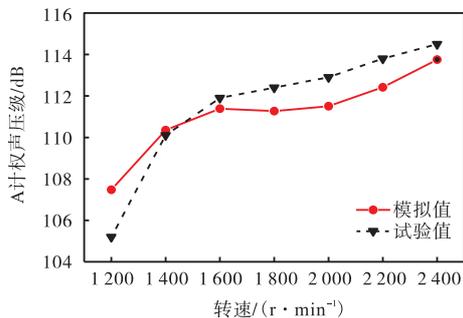


图 4 DPF 噪声仿真与试验值对比

Fig.4 Comparison of DPF noise between simulation and experiment

3 DPF 气相流场及噪声分析

3.1 气相流动分析

选取 100% 负荷、转速分别为 1200 r/min 和 2400 r/min 时发动机排气作为 DPF 流场计算的入口端边界条件. 经换算后,即将进气孔道的入口流速分别设置为 26.5 m/s 和 79.8 m/s. 此时 DPF 初始碳载量为 0 g/L. 为了更加直观地反映 DPF 孔道内气体的运动情况,特将进、排气孔道对角斜截面作为流场分析的参考截面.

进、排气孔道内流速分布情况分别如图 5、图 6

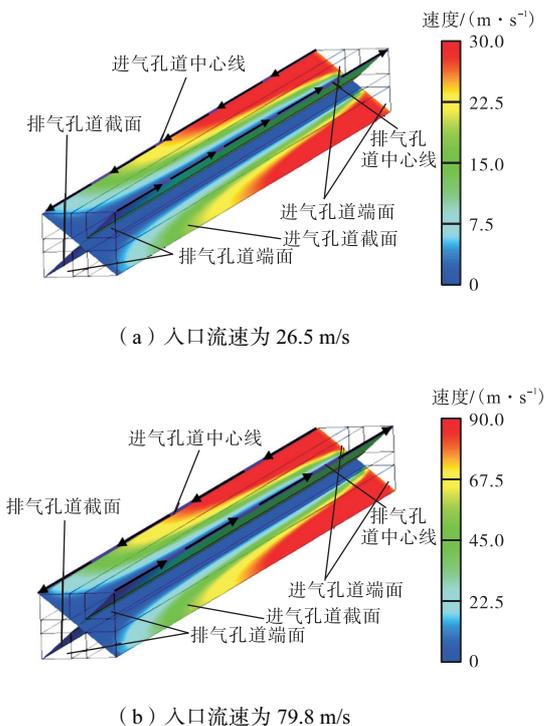


图 5 进气孔道流速分布

Fig.5 Flow velocity distribution of inlet channel

所示. 对比图 5a 和图 5b 可知,不同入口流速下,进气孔道内入口初始段流速分布较均匀,随气流在孔道内继续运动,其均匀性逐渐发生改变,从孔道中心沿径向递减,从进气端沿 DPF 轴向递减,在末端降至为零;且在后段出现波纹状的流速突变区. 因为进气孔道内的气流在气体本身的黏度和粗糙壁面的作用下使得流速出现分层,越靠近壁面流速越低,属典型的层流运动,加之孔道末端封堵作用,使得流速随运动方向递减,最后在末端大量积聚,快速穿行多孔壁面.

由图 6a 与图 6b 可知,不同入口流速下,排气孔道内流动形式虽仍保持层流运动,流速分布却与进气孔道截然不同. 从孔道中心沿径向递增,从封堵端沿 DPF 轴向呈递增趋势. 因为排气流渗流进入多孔介质壁面后流速减缓,进入排气孔道后形成多个不均匀分布喷射气流,致使贴近孔道壁面侧流速较大,随着运动进行,喷射气流渐渐与周边气流混合,流速降低;随着排气不断渗流过壁面,孔道内气体量不断增加,尤其在末端存在大量气体经由壁面进入孔道内,流速沿 DPF 轴向快速增长,在出口端达到流速最大值.

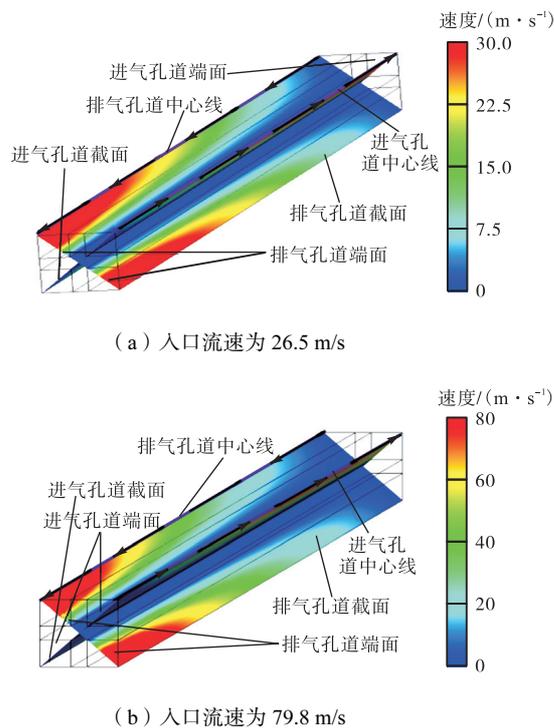


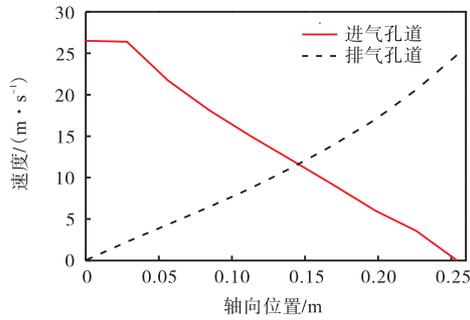
图 6 排气孔道流速分布

Fig.6 Flow velocity distribution of outlet channel

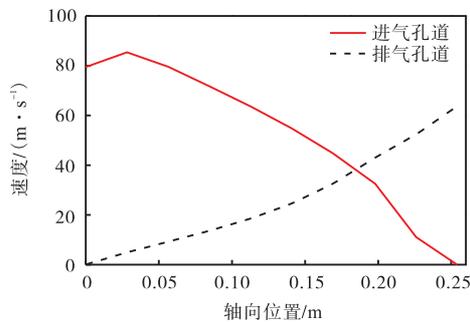
图 7 为进、排气孔道中心线速度在不同入口流速下的变化趋势. 低入口流速时,进气孔道轴向初始段流速先基本稳定,之后转而出现在下降;高入口流速时,进气孔道初始段流速则先略有增长后急转下降. 且高入口流速下进、排气孔道中心流速变化幅值

大于低入口流速情况。

图8为不同入口流速下DPF进气孔道内的压力分布。入口流速为26.5 m/s时,进气孔道前、后段压



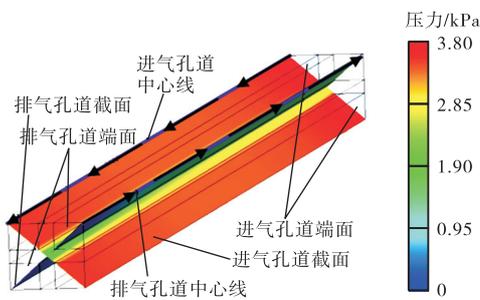
(a) 入口流速为 26.5 m/s



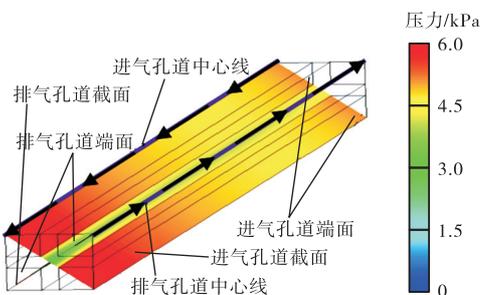
(b) 入口流速为 79.8 m/s

图7 DPF进、排气孔道中心线速度

Fig.7 DPF inlet and outlet center line velocity



(a) 入口流速为 26.5 m/s



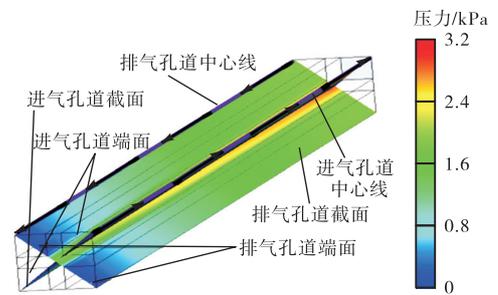
(b) 入口流速为 79.8 m/s

图8 进气孔道压力分布

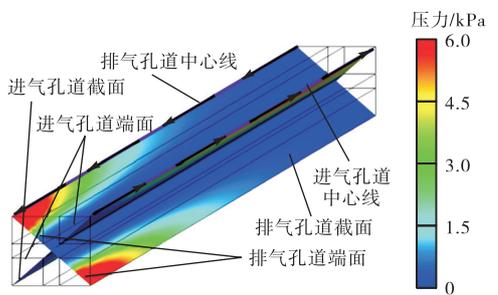
Fig.8 Pressure distribution of inlet channel

力变化不大;当入口流速提升至 79.8 m/s 时,前、中段压力趋于稳定,且分布均匀,后段出现较为明显增幅。因为低流速情况,单位时间气流量少,进气孔道内沿途阻力损失较小,沿程壁面低速渗流量基本与进气量保持在一个相对平衡的状态,孔道静压变化不明显;高流速环境单位时间进气量大,气体分子碰撞、摩擦几率增加,流动损失相应增大,加上进气孔道末端的封堵作用以及多孔介质壁面渗流能力有限,使得孔道内气流动能更多转换成静压,孔道后段压力迅速增长。

图9为不同入口流速下DPF排气孔道内的压力分布。低入口流速时,排气孔道内DPF轴向沿程静压在前中段位置差异小,中后段呈现逐步递减趋势,末端降至最低;因为排气孔道前中段流速小,静压高;中后段开始流速渐增,静压随之降低,DPF排气端由于与大气相连,气流运动所受阻滞可忽略不计,故在排气孔道出口端附近流速达到最大,静压亦降至最低。高入口流速时,排气孔道内DPF轴向沿程前中段压力分布亦较为均匀稳定,中后段压力渐显逐步递增趋势,末端中心出现红区。因为高入口流量下大量气体流质通过壁面渗入进入排气孔道,导致气体在排气孔道内被压缩,动压升高且随轴向位置呈增长趋势,至末端达到峰值。



(a) 入口流速为 26.5 m/s



(b) 入口流速为 79.8 m/s

图9 排气孔道压力分布

Fig.9 Pressure distribution of outlet channel

3.2 噪声分析

为探究DPF对排气噪声的影响,故选取100%负

荷、发动机转速为 1 200 r/min 和 2 400 r/min 两个工况,以发动机原始排气作为 DPF 的入口边界条件,排气流速为入口源流速,排气噪声作为入口源噪声。

3.2.1 插入损失分析

插入损失 I_L 指在空间某固定点所测安装声学元件前、后的声压级之差。所测的插入损失即为安装 DPF 前、后 DPF 出口排气下游所测的声压级之差(测量未安装 DPF 的声压级时,用与 DPF 同长径尺寸的圆柱形空筒代替,布置在 DPF 的同一位置)。当 $I_L > 0$ 时表示噪声被衰减,其值代表所衰减的声能量大小;当 $I_L < 0$ 时代表噪声不但没被衰减反而有所增加,其数值代表再生噪声的增长量。

图 10 为不同转速工况下排气噪声 DPF 插入损失随频率的变化。各转速下均在不同频域内存在多个插入损失的离散峰值和谷值。转速为 1 200 r/min 时,大部分离散峰值均大于 A 计权声压级为 0 dB,峰值数量较多,且峰值所处频域存在倍数关系;转速为 2 400 r/min 时,离散峰值仅小部分大于 A 计权声压级为 0 dB,峰值数量较少,且插入损失峰值在频域分布上缺乏规律性。插入损失峰值在低转速下较多分布在中、高频率,而高转速下则较多分布在低、中频率。

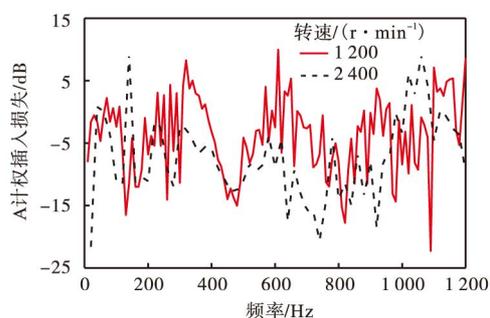


图 10 排气噪声 DPF 插入损失

Fig.10 Insert-loss of DPF exhaust noise

各转速工况下,排气噪声 DPF 插入损失谷值均小于 A 计权声压级为 0 dB,分布较多集中在中、高频区域。在高转速下,其插入损失谷值相对较低转速数量更多,绝对值更大。在中、高频率区域,高转速工况下插入损失基本为负值,且其绝对值大部分要大于低转速工况。

不同转速工况下,排气噪声 DPF 插入损失在频域范围内存在差异性的根本原因在于 DPF 对原排气噪声的衰减以及排气流经 DPF 过程产生气动再生噪声的叠加作用。转速为 1 200 r/min、2 400 r/min 对应的基频分别为 20 Hz、40 Hz,由于所采用机型为 4 缸

柴油机,根据发动机排气脉冲频率特点,其原排声能量集中于四、八阶谐频,即 400 Hz 以内,还有部分声能量存在于更高阶谐频。低转速时,发动机排气流速低,DPF 进气孔道流速低,在排气孔道侧喷注气流区域小,流速低且 DPF 排气出口的多个射流区流速较低,高频再生噪声少;高转速时,排气流速较高,进气孔道流速高,排气孔道侧喷注气流区域大,流速高且 DPF 排气端高速射流区域广,产生噪声更多。发动机排气流经 DPF 时,其壁流式结构一定程度可以衰减部分噪声,但亦会激发气动再生噪声,且排气流速越大这种现象愈明显。

3.2.2 深层碳烟对噪声的影响

为避免碳烟饼层对噪声结果的干扰以及背压过高引起模拟计算无法进行,故此次计算只设定壁面深层碳烟。考虑到多孔介质壁面空间有限,故将碳烟总质量分别定义为 0、1.2、2.4 和 3.6 g,发动机工况选用 100% 负荷以及 1 200、1 800 和 2 400 r/min 的低、中和高转速工况,观察不同深层碳烟量下 DPF 噪声特性。模型中假定碳烟在孔道内均匀分布的前提下进行 DPF 工作特性的仿真研究^[17-19]。

图 11 为不同深层碳烟总质量下 DPF 的总噪声和四、八阶噪声声压级变化曲线。转速为 1 200 r/min 时,随着深层碳烟总质量的增加,总噪声及各阶次噪声相较于中、高转速降幅更明显,其中总噪声 A 计权声压级降幅最大达 2 dB 以上。因为一方面低转速时,发动机排气流速低,孔道内流速突变幅值小,当多孔介质壁面碳烟总质量增加,流阻增大,气流动能损耗增加,进入排气孔道侧流速降低,使得 DPF 出口端剪切流域范围减小,所产生气动噪声量降低;另一方面随碳烟总质量增加,壁面孔隙率下降,随流质进入壁面的声波损耗增加,原始排气所携噪声衰减增加;二者共同作用,使得总噪声降幅最大。

由图 11 可知,当转速提高深层碳烟对 DPF 各阶次噪声的衰减能力降低,当转速升至 2 400 r/min,总噪声和各阶次噪声随深层碳烟总质量的增加基本无变化。因为发动机转速提高,单位时间内进入 DPF 的排气流量增加,进气孔道末端积聚大量气体,唯有从孔道后段壁面穿行见图 5b。随着深层碳烟总质量增加,多孔介质壁面内的孔径、空腔体积减小,在孔道压差作用下,排气孔道侧剪切流流速增加,激发孔道内空气分子振动,产生再生噪声。这个过程产生的气动噪声量与壁面衰减的噪声量基本持平,故随深层碳烟总质量增加,各阶次噪声声压级变化不大。

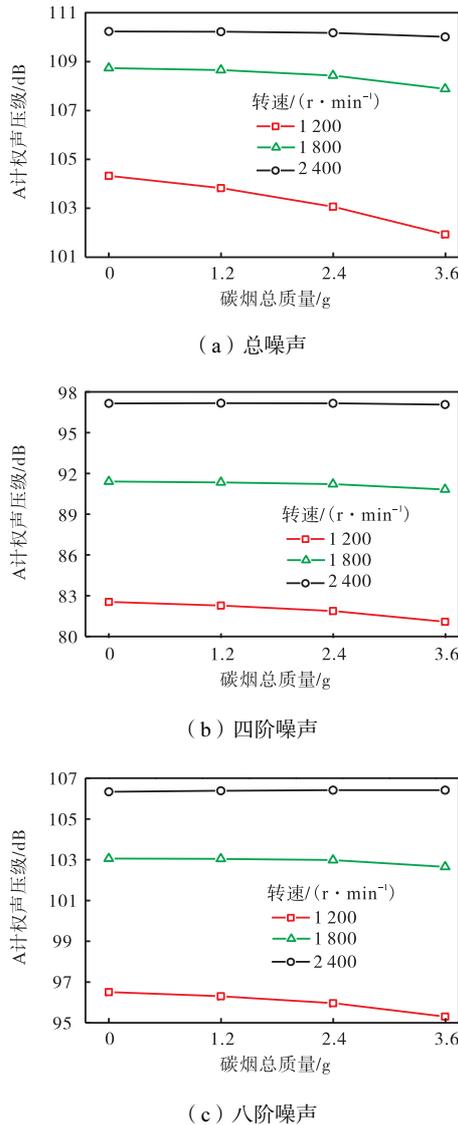


图 11 深层碳烟对 DPF 排气噪声的影响
Fig.11 Influence of soot on DPF noise

3.2.3 碳烟饼层对噪声的影响

初始碳载量分别定义为 0、2、4 和 6 g/L, 将深床捕集碳烟量设为 1 g, 以排除多孔介质壁面内深层碳烟对所测噪声结果的影响。

图 12 为不同碳载量下 DPF 的排气噪声变化曲线。随碳载量的增加, 各转速下排气总噪声和四、八阶次声压级皆出现降低趋势, 且转速越低, 降幅越大。各转速下总噪声对碳载量变化的敏感度大于四、八阶声压级。其中, 转速为 1800 r/min 和 2400 r/min 时, 碳载量增长至 6 g/L, A 计权声压级降低 1 dB 以上; 转速为 1200 r/min 时, A 计权声压级降幅达 2 dB 以上; 而四、八阶噪声随碳载量增加而降低的幅值皆小于 A 计权声压级为 1 dB。随着碳载量的增大, 碳烟滤饼层厚度增加, 由于微粒捕集、沉积过程具有随机性, 随沉积过程的进行, 其内部多孔介质结构愈发

复杂, 声能量损耗增加。而且一定厚度的碳烟饼层与壁面构成不同孔隙率组合层, 层交界处更易发生反射, 增加声损耗; 另一方面碳烟层厚度的增加会增大气体流阻, 增加动能损耗, 流速降低, 气动噪声产生量减少。

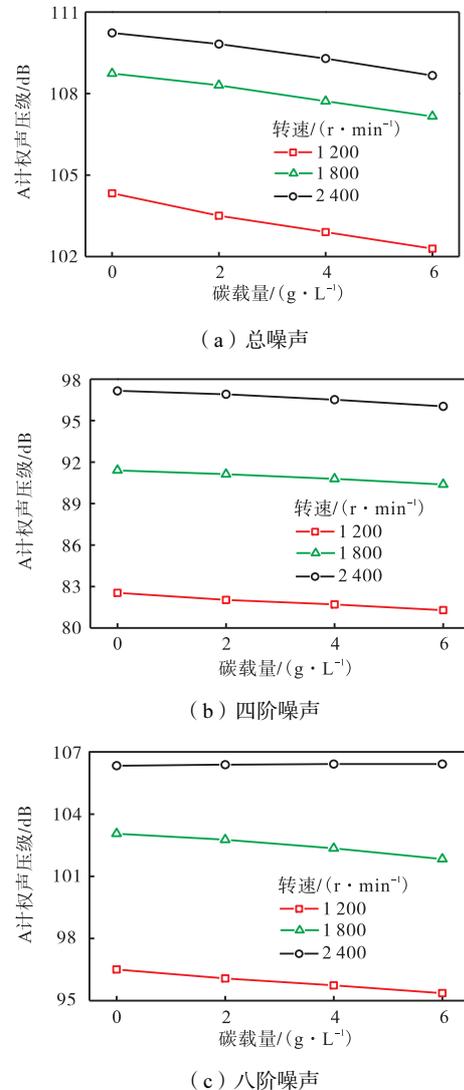


图 12 碳烟饼层对 DPF 排气噪声的影响
Fig.12 Influence of soot layer on DPF noise

4 结论

(1) 入口流速为 26.5 m/s 时, 单位时间壁面渗流量与进气量基本持平, 前、后压力变化不大; 流速升至 79.8 m/s 时, 前、中段压力较均, 但沿程壁面渗流作用有限加上末端封堵, 使压力出现明显增幅; 低入口流速下, 排气孔道内前中段压力分布较均匀稳定, 中后段递减, 但高入口流速条件下由于气流在排气孔道被大量压缩, 压力值在孔道后段出现骤增。

(2) 在所测频域范围内, 发动机低转速工况下, DPF 插入损失离散峰数量较多且大于 A 计权声压级

为 0 dB; 高转速工况下, 插入损失离散峰较少且小于 A 计权声压级为 0 dB; 高转速时的插入损失离散谷值数量多于低转速, 数值为负, 绝对值更大; 高转速工况下 DPF 的气动再生噪声量大于低转速工况。

(3) 低转速时, 随初始深层碳烟总质量增加, DPF 排气总噪声及四、八阶噪声声压级相较于中、高转速降幅更明显, 当碳烟总质量增至 3.6 g 时, 总噪声 A 计权声压级降幅达 2 dB 以上。

(4) DPF 孔道壁面初始饼层碳载量增加, 各转速下排气总噪声及四、八阶噪声均有所降低; 其中转速越低, 降幅越大, 且总噪声的降幅大于四、八阶噪声。

参考文献:

- [1] Piscaglia F, Rutland C J, Foster D E. Development of a CFD model to study the hydrodynamic characteristics and the soot deposition mechanism on the porous wall of a diesel particulate filter[C]// SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2005, 2005-01-0963.
- [2] Zhang Q, Chen G, Zheng Z, et al. Combustion and emissions of 2, 5-dimethylfuran addition on a diesel engine with low temperature combustion[J]. Fuel, 2013, 103: 730-735.
- [3] 谭旭光, 王天友, 李志杰, 等. 高效清洁高可靠重型柴油机开发关键技术[J]. 内燃机学报, 2020, 38(5): 385-391.
- [4] Yamamoto K, Sakai T. Simulation of continuously regenerating trap with catalyzed DPF[J]. Catalysis Today, 2015, 242: 357-362.
- [5] Tonetti M, Rustici G, Buscema M, et al. Diesel engine technologies evolution for future challenges[C]// SAE Paper. Capri, NA, Italia, 2017, 2017-24-0179.
- [6] 陈鹏, 朱磊, 刘德文, 等. DPF 降怠速再生温度场分布测试及过滤效率分析[J]. 内燃机学报, 2021, 39(2): 159-166.
- [7] Wu Y, Li Z, Kong X, et al. A simulation study on particle motion in diesel particulate filter based on microscopic channel model[C]// SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2018, 2018-01-0964.
- [8] Liu Y, Gong J, Fu J, et al. Nanoparticle motion trajectories and deposition in an inlet channel of wall-flow diesel particulate filter[J]. Journal of Aerosol Science, 2009, 40(4): 307-323.
- [9] Kong X, Li Z, Liang X, et al. Simulating the flow and soot loading in wall-flow DPF using a two-dimensional mesoscopic model[C]// SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2018, 2018-01-0955.
- [10] 李志军, 王楠, 张立强, 等. 柴油机微粒捕集器非对称孔道内流场和压降特性模拟[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2016, 46(6): 1892-1899.
- [11] Gao W, Feng L. FEM analysis on acoustic performance of wall flow diesel particulate filters[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011, 24(4): 701-706.
- [12] Hua X, Herrin D W, Wu T W, et al. Simulation of diesel particulate filters in large exhaust systems[J]. Applied Acoustics, 2013, 74(12): 1326-1332.
- [13] Montenegro G, Onorati A, Torre A D, et al. The 3Dcell approach for the acoustic modeling of after-treatment devices[J]. SAE International Journal of Engines, 2011, 4(2): 2519-2530.
- [14] 邓兆祥, 赵海军, 赵世举, 等. 穿孔管消声单元气流再生噪声产生机理[J]. 内燃机学报, 2009, 27(5): 452-457.
- [15] 马大猷, 李沛滋, 戴根华, 等. 小孔喷注噪声和小孔消声器[J]. 中国科学, 1977, 20(5): 445-455.
- [16] 李志军, 侯普辉, 焦鹏昊, 等. DPF 孔道内流场及微粒沉积特性的数值模拟[J]. 天津大学学报: 自然科学与工程技术版, 2015, 48(10): 914-920.
- [17] 陈贵升, 周群林, 马龙杰, 等. 柴油机 DPF 压降及噪声特性分析[J]. 汽车工程, 2020, 42(7): 874-881.
- [18] 沈颖刚, 吕誉, 陈春林, 等. 非对称孔结构载体对 DPF 及柴油机性能的影响研究[J]. 内燃机工程, 2018, 39(6): 31-38.
- [19] 周一闻. 柴油机 DPF 工作特性仿真及结构参数优化研究[D]. 镇江: 江苏大学汽车与交通工程学院, 2019.