

旋流式进气系统性能分析及设计方法

王磊^{1,2}, 马建², 杨志刚¹, 张文博¹, 侯峨明¹

(1. 陕西汽车集团有限责任公司, 西安 710200; 2. 长安大学, 西安 710064)

Performance Analysis and Design Method of Whirl-Type Inlet System

WANG Lei^{1,2}, MA Jian², YANG Zhigang¹, ZHANG Wenbo¹, HOU Eming¹

(1. Shaanxi Automoblie Group Co., Ltd., Xi'an 710200, China; 2. Chang'an University, Xi'an 710064, China)

Abstract: The air flow characteristics in the whirl-type inlet system of a domestic heavy commercial vehicle were studied and its visualization was made. Through the simulation of rear side flow field of a moving vehicle cab, it is discovered that there is a stable pressure region outside the vehicle body, in which the inner pressure is lower than the outer pressure, and the air flow has a tendency to flow inward. A right angle design at the top of the main duct of lateral inlet pipe can cause whirl flow in this area, which makes the flowability of air flow worse, while the fillet transition design can make the flow of airflow smoothly without whirl flow. Compared with the four-blade cyclone, the central low-pressure area of six-blade cyclone is relatively large, and the movement trend of internal particles is basically consistent with that of the in-pipe pressure distribution, and there is no particle area at the center while the particle-rotation area is relatively thin and closer to the wall. The shutter can provide the best particle-obstructing performance in the fully closed state of front projection.

摘要: 针对国产重型商用车辆旋流式进气系统进行研究分析,了解其内部气流特性并使其可视化。模拟车辆行驶时驾驶室后侧流场,发现车体外侧压力区域稳定,内侧区域压力比外侧低,气流存在向内部流动的趋势;侧向进气管道主流道顶部直角设计会造成气流在此区域旋流,气流流动性差,进行圆角过渡设计后流动明显顺畅且无旋流产生;与四叶片相比,六叶片旋风筒的中心低压区域较大,其内部粒子运动趋势与管内压力分布基本一致,中心存在无粒子区,六叶片旋风筒内粒子旋转区域更靠近壁面且区域较薄;百叶窗在正面投影全封闭状态下阻隔粒子性能最好。

关键词: 内燃机;商用车;进气系统;流动特性;数值模拟;旋流管;两相流

Key words: IC engine; commercial vehicle; inlet system; flow characteristics; simulation; swirl-type tube; two phase flow

DOI: 10.13949/j.cnki.nrjgc.2017.01.015

中图分类号: TK421

文献标识码: A

0 概述

发动机进气系统是指将空气或者混合气导入发动机气缸内的零部件集合体。柴油机进气系统主要由进气管道、空气滤清器、连接管路、增压器及中冷

器等部件组成,其功能是为发动机提供清洁、干净、温度适当的空气进行燃烧,以最大限度地降低发动机磨损并保持最佳的发动机性能。进入发动机的空气首先要经过进气管道。重型商用车进气管道按结构形式可分具有粗滤功能的进气管道和无粗滤功能

的进气管道。目前,国内具有粗滤功能的进气管道基本上采用黑色塑料,由发动机的废气涡轮增压器提供动能进行吸气供给发动机,其底端连接空气滤清器^[1]。无粗滤功能的进气管道在国外车型有应用,国内基本不用。

由于我国道路灰尘浓度较高,导致重型商用车的空滤滤芯两个星期就要更换新件,增加了车辆的养护费用。为降低更换次数,减小使用成本,进气管道防雨防尘的性能也逐渐成为为车辆设计的重点。进气管道在研发设计时要满足发动机的进气流量及压降要求,还要符合车身造型需求,设计完成后采用吹塑工艺生产^[2]。

传统的设计方式是凭借设计人员的宏观认识及经验积累,对比分析各种试验数据,结合压降和防雨防尘试验进行反复对比,来获得相对较优的方案。这种方式周期长,花费大,适用性小,效果不明显,很难寻找到最优方案。随着计算机技术的发展,产品设计与数值计算的联系也越来越紧密^[3]。本文基于流动及两相流理论对带有旋流管的进气管道进行研究,借助于仿真模拟进行设计,将管道流场可视化,得到数据为设计提供参考,在原结构基础上提出两种构型方案,后期进行试验验证,确定最优设计。

1 道路灰尘粒径分布

国内重型商用车辆的进气道入口大部分设计在驾驶室后方,按不同车型布置在左边或右边,在允许条件下进气口应尽量抬高,避免集灰区和甩泥区,部分高端车型已将进气管道置于驾驶室顶部。普通柴油发动机工作时需要吸入大量的空气,一台发动机正常工作时需要空气 1 500 m³/h,若没有防雨防尘和空气滤清器装置,发动机每小时会吸入 15 g 灰尘,产生严重磨损甚至报废。道路区域空气中的灰尘以固体悬浮的方式存在,其尺寸范围在 1 μm~1 000 μm之间,尺寸大于 200 μm 的灰尘粒子在空气中迅速沉降,不易漂浮,所以汽车的进气系统处理对象是悬浮在空气中 1~200 μm 的颗粒。表 1 为灰尘粒度分级。表 2 为雨滴尺寸。表 3 为路面空气灰尘度。路面灰尘中以 SiO₂、Fe₂O₃ 占绝大比例,属于高硬度研磨材料,其硬度达莫氏硬度 7 级左右。本文依据以上数据设置两相流计算中粒子粒径呈 1~200 μm 的正态分布。

表 1 灰尘粒度分级

项目	参数		
灰尘粒子级别	a	b	c
直径范围/μm	1~5	6~30	31~200

表 2 雨滴粒度尺寸

天气	雨滴尺寸范围/μm
雨雾	2~100
大雨	100~10 000

表 3 路面空气灰尘度

道路条件	空气灰尘浓度/(g·m ⁻³)
清洁的沥青路面	0.001
土路	0.013
多灰路面、建筑工地、沙漠公路	0.500

2 模拟设计分析

2.1 驾驶室外侧气流流动

为仿真计算,本文提出以下假设:(1) 进气系统工作时,气体来源于外界大气,颗粒和气体的混合物看作是一种均匀介质,它们之间没有相对滑移;(2) 流动过程中密度不变,是不可压缩流体;(3) 工作过程中温度不变,是等温过程。

计算中采用使用非常广泛的双方程湍流模型,其在计算成本不高的前提下保证了良好的计算精度。其用独立的运输方程解决速度和长度尺度,所以定义为双方程^[4-7]。目前应用较多的是琼斯和劳德提出的 $k-\epsilon$ 双方程模型。其中 k 是指湍流动能,定义为速度的波动变化; ϵ 是湍流耗散率(速度波动耗散率)。 $k-\epsilon$ 标准方程为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \tag{1}$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + G_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \tag{2}$$

式中, $G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$,为平均速度梯度引起的湍动能产生项; $G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{\rho r_i} \frac{\partial T}{\partial x_i}$,为浮力引起的湍动能 K 的产生项; $Y_M = 2\rho\epsilon M_i^2$,为可压湍流中脉动扩张的贡献; μ_t 为湍动能;模型常数 $C_{1\epsilon}$ 、 $C_{2\epsilon}$ 、 $C_{3\epsilon}$ 、 S_k 、 S_ϵ 、 $G_{1\epsilon}$ 、 $G_{2\epsilon}$ 、 $G_{3\epsilon}$ 、 σ_k 、 σ_ϵ 由试验得到具体取值。 $C_{1\epsilon}$ 、 $C_{2\epsilon}$ 、 $C_{3\epsilon}$ 为经验常数, S_k 和 S_ϵ 是用户定义的源项 ϵ , $G_{1\epsilon} = 1.44$, $G_{2\epsilon} = 1.92$, $G_{3\epsilon} = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$ 。

首先建立驾驶室数模,模拟车辆行驶时驾驶室后侧流场如图 1 所示。驾驶室后方与装载区域存在一定空间,车身外侧流动方向稳定,驾驶室与载货区之间的空间内气流流动呈顺时针旋转。这说明在车辆行驶过程中,气流会带着灰尘或雨滴在此区域旋

转,而进气管道一般布置在驾驶室后方侧面,这就造成吸入灰尘和雨滴的流量增加,导致空滤器内部滤芯过早报废。国外主流车型进气管道布置在车顶上方或机舱内,顶部入口设计呈流线造型,以减少灰尘及雨滴吸入量。国内进气管道设计以平面为主,因为加工工艺及成本限制很难与国外设计一致,故国内设计构型基本都有粗滤功能。

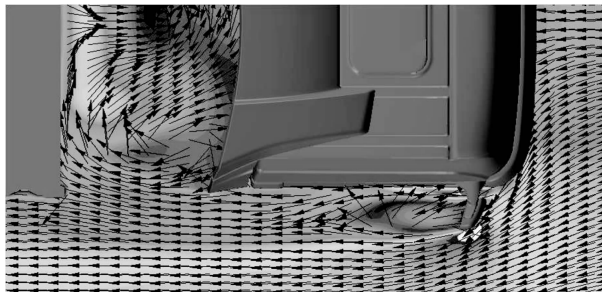


图 1 驾驶室外侧流场图

2.2 进气管道内部气流流动

设计新型进气管道必须加强粗滤功能,首先对原进气管道构型进行模拟,了解其流动特性以便进行针对性的设计。原进气管道为普通的旋流式结构,计算取用 13 L 大功率发动机,进气流量 $2\,200\text{ m}^3/\text{h}$,空气密度取 $1.100\text{ kg}/\text{m}^3$,质量流率为 $0.672\text{ kg}/\text{s}$ 。图 2(a)为原进气管道的压力云图,由于旋流管存在,进气入口端阻力较大,造成旋流管外侧区域压力较高。由于旋流管的作用造成管壁附近的气流压力大于中心区域,气流向旋流管壁面运动,在进入主流道时气流呈集束状。观察主流道发现上半部分压力小,下半部分压力大,整个主流道的压力未平衡。分析认为,气流经过旋流管后垂直进入主流道,撞击侧面壁面后改变流动方向,造成下部气流压力较大,上部压力较小。图 2(b)为原进气管道速度切面云图,气流流动特性与压强图基本趋势一致,在主流道下半区域气流流动速度较快。图 3(a)为进气管道上部区域放大图。气流在主流道顶部出现逆时针旋流运动,此现象会造成气体动能的多余损失,流速下降,旋流速度过高也会使噪声增加。分析认为这主要是由进气口和主流道呈垂直布置且边界区域无圆角过渡造成的^[8]。

针对原结构流动特性进行优化设计,降低进气系统压降,将旋流管增加到 40 个(原旋流管 28 个),进气入口面积增加 30%(旋流管的个数和截面积决定了进气流量的大小,进气口面积等于旋流管的内径面积乘以旋流管的个数);为避免主流道顶部的旋流产生,进行圆角过渡设计;内部主流道加装导流板,加宽主流道纵向宽度,增加通截面积。图 4(a)和

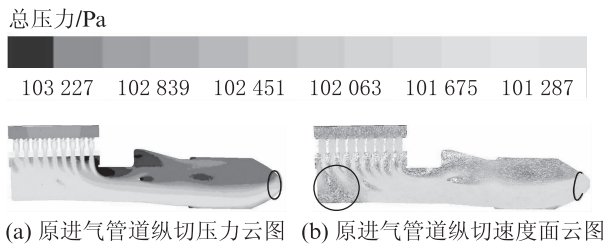


图 2 进气管道压力云图

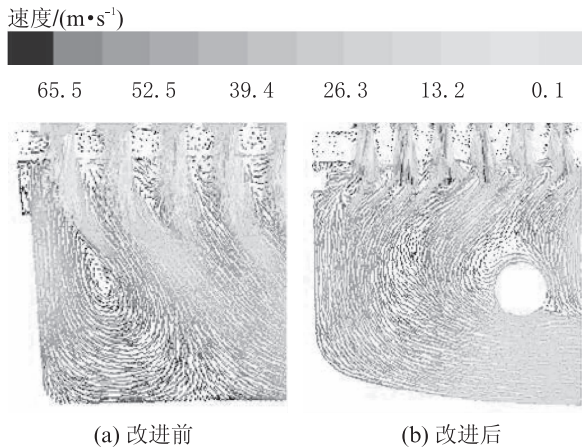


图 3 进气管道上部区域速度流线局部放大图

4(b)为改进后的进气管道压力云图和速度云图。对比图 2(a)发现:在主流道内压力明显趋于均匀,加装导流板后有助于气流分布(图 4 主流道长条空白部分为导流板),速度分布与压力分布趋势一致。新进气管道顶部气流流线图见图 3(b)。顶部改进圆角过渡,此区域内气流沿壁面圆角流动,无旋流现象,流动顺畅。通过对比分析,确定优化后的进气管道设计方案可行。

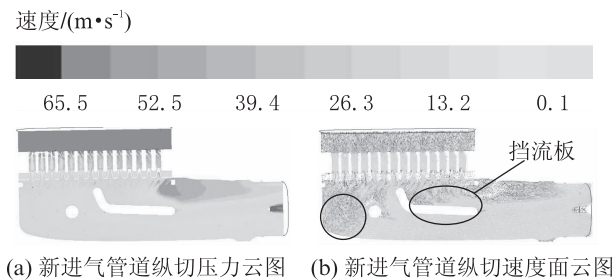


图 4 优化构型压力及速度云图

2.3 旋流管内部气流流动

设计进气管道的粗滤功能,首先选用旋流管设计。目前旋转或者旋涡流动已经广泛应用在工业生产中,由于旋转流场中的颗粒会受到惯性离心力作用而被分离,因此在多相流分离技术中,旋转流可以用于气液、气固或液固等多相流的分离。内部起旋是将起旋部件置于整个流动通道内,从而形成连续的强度不发生改变旋转流动,也称为连续性旋转

流。考虑到叶片的制造工艺,设计时确定叶片为偶数。初期设计四叶片和六叶片两种结构(内径相同),图5为旋流管结构示意图。气流旋流会带动灰尘和叶滴的旋转,最终进入桶后方隔离环的外侧,灰尘和雨滴从隔离环的外侧流入隔板内后从排尘口排出,空气则从隔离环的内部进入管道,达到分离效果^[9-10]。

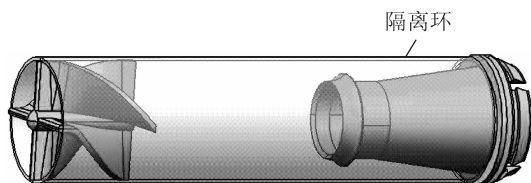


图5 旋流管结构示意图

图6为旋流管气流压力云图。四叶片和六叶片的旋流管内部气流经过旋流叶片后都形成螺旋式旋转,且壁面处压力高于中心区域。与四叶片设计相比,六叶片设计中心低压区域明显变大,这也说明叶片数越多旋流效果越明显;但由于六叶片在旋流管内部的遮挡面积较多,会造成压降比四叶片大。考虑压降及生产工艺旋风桶内最多装配六叶片,这也对后期设计提出限制。若装配六叶片旋风筒的进气管道,为满足压降要求,进气端外部无法再加装任何防雨防尘装置。

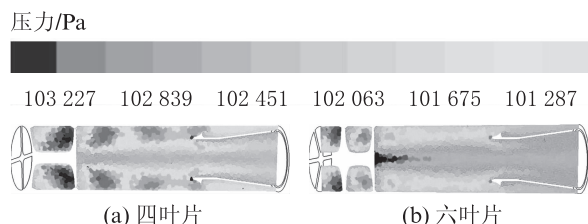


图6 旋流管壁面压力云图

2.4 旋流管内部粒子运动特性

旋流桶是根据管道中气、固两相的离心力不同而进行相分离的设备,含粒子或液滴两相流在旋转流动过程中产生离心力,密度大于气体的颗粒被甩向壁面实现分离。对旋流作用进行两相流模拟以了解其内部流动特性。在两相流研究中,把物质分为连续介质和离散介质:气体和液体属于连续介质,也称为连续相或流体相;固体颗粒、液滴和气泡属于离散介质,也称为离散相或颗粒相。本文利用欧拉-拉格朗日方法来计算模拟。

颗粒作用力平衡方程(粒子惯性等于作用在粒子上的各种力)在笛卡尔坐标系下的形式(以X方向为例)为:

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x \quad (3)$$

式中, u 为流体速度; u_p 为粒子速度; ρ 为流体密度; ρ_p 为粒子密度; $F_D(u - u_p)$ 为颗粒的单位质量曳力。

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D Re}{24} \quad (4)$$

式中, μ 为流体动力黏度; d_p 为粒子直径; Re 为相对雷诺数(颗粒雷诺数)。

$$Re = \frac{\alpha d_p |u_p - u|}{\mu} \quad (5)$$

拖曳力系数 C_D 可采用如下表达式:

$$C_D = \frac{24}{Re} (1 + b_1 Re^{b_2}) + \frac{b_3 Re}{b_4 + Re} \quad (6)$$

其中:

$$b_1 = \exp(2.3288 - 6.4581 + 2.4486\phi^2) \quad (7)$$

$$b_2 = 0.0964 + 0.5565\phi \quad (8)$$

$$b_3 = \exp(4.905 - 13.8944\phi + 18.4222\phi^2 - 10.2599\phi^3) \quad (9)$$

$$b_4 = \exp(1.4681 - 12.2584\phi + 20.7322\phi^2 - 15.8855\phi^3) \quad (10)$$

式中, ϕ 为形状系数, $\phi = s/S$,其中 s 为与实际粒子具有相同体积的球形粒子的表面积, S 为实际粒子的表面积^[10]。

流体计算中加入两相流模型,粒子直径采用1~200 μm 的正态分布。图7为旋风筒内粒子相的横切面图,粒子轨迹呈旋转流动,且中心区域无粒子,说明旋流叶片起到了气固分离的作用;六叶片的粒子旋转区域更靠近壁面且区域较薄,四叶片粒子旋转区域较大且不靠近壁面。两种设计粒子的运动趋势与管内压力云图基本一致,都说明六叶片产生的旋流作用更强,气固分离效率更高。然而雨滴实际运动中的碰撞聚合碎裂无法模拟,设计构型不可能百分百防雨防尘,所以设计性能还需试验验证。

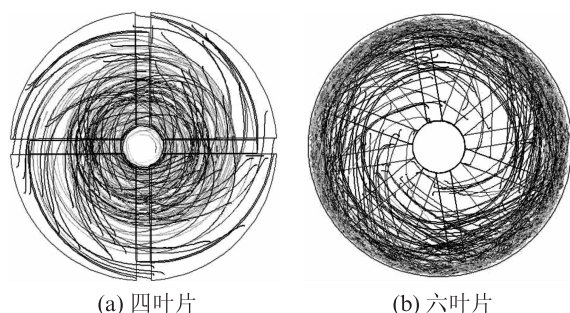


图7 旋流管两相流模拟切面轨迹图

3 百叶窗设计分析

为了达到更好的粗滤效果,在进气口的外部加装百叶窗设计。考虑到压降问题,针对百叶窗的倾斜角度确定两种设计方案:百叶窗投影面未封闭和百叶窗投影面全封闭。根据经验及两相流数值模拟对比分析得到,百叶窗闭合角度对粒子阻隔的影响很大。百叶窗正面投影在未封闭状态下,有部分粒子会通过挡片之间的空隙直接进入到进气管道内部;百叶窗正面投影全封闭状态(图 8),粒子进入进气管道内部个数较少,只能通过挡片与挡片之间下部空隙进行,粒子要克服自身重力由下向上进入。最终确定百叶窗为投影全封闭设计。



图 8 百叶窗投影面全封闭

研究发现,旋流管四叶片和六叶片的粒子分离性能都达到要求。综合以上结果并考虑压降性能,最终确定两种设计方案:方案 1,六叶片无百叶窗;方案 2,四叶片加投影面全封闭百叶窗。图 9 为产品组装示意图。

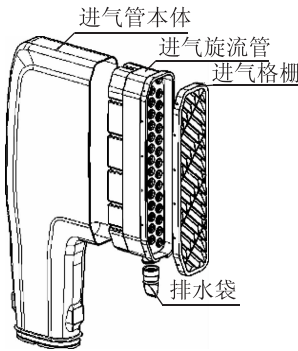


图 9 产品组装示意图

4 试验测试

利用实车进行两种设计的淋雨及压降试验对比。直列 6 缸涡轮增压柴油机涡轮前进气系统压降要求小于 3.5 kPa;进气系统排水总质量为进气管道各排水口(共有 3 个)排水质量与空滤芯增重之和(排水质量越多说明进入管道的水量越大,防雨能力越差),淋雨时间均为 10 min。为模拟行驶时雨滴运动轨迹,喷头相对车身有一定的喷射角度(雨滴实际运动方向为车辆速度矢量与雨滴速度矢量的方向之和,与汽车行驶方向相反,斜向下)进行怠速、中转速、高转速 3 种工况测试,得到 3 组数据,最后称重

各自相加得到总排水量。试验结果对喷雾嘴产生的水滴分布很敏感,形成的水滴由喷头和供水压力决定,为便于直接比较,采用同样喷嘴和压力,试验时车辆位置和供水压力一致,确保对比时工作环境工况的一致。淋雨试验的降雨量高于日常暴雨降雨量。试验设备如表 4 所示。

表 4 试验设备

名称	型号	精度
数字电子秤	ACS-II	0.010 kg
数字微差压计	477-1-FM	0.010 kPa

通过试验得到方案 1 的排水量为 7.068 kg,方案 2 的排水量为 5.050 kg,见表 5。试验结果表明四叶片加全封闭百叶窗(方案 2)防雨性能更好。

表 5 排水量数据

项目	参数	
	方案 1	方案 2
1 号排水量/kg	1.633	0.820
2 号排水量/kg	1.750	2.185
3 号排水量/kg	3.485	1.955
空滤器滤芯增重/kg	0.200	0.090
排水总量/kg	7.068	5.050

通过压降试验测试(表 6),得到最大转速点的压力值,分两个测压点(进气管道处和增压器前)。方案 1 增压器前 2.191 kPa,进气管道处 0.576 kPa;方案 2 增压器前 2.967 kPa,进气管道处 1.395 kPa。测试数据说明两种设计都满足压降性能要求。综合上述试验数据可知,百叶窗对防雨性能明显,但会产生较大压降,综合考虑进气性能,在满足压降指标下确定防雨性能较好的方案 2 为生产构型。试验数据证明前期理论和模拟准确,可为后期开发研究提供积累和指导。

表 6 压降测试数据

工况	项目	参数	
		方案 1	方案 2
最大转速工况 (2 400 r/min)	进气管道处压降/kPa	0.576	1.395
	增压器前压降/kPa	2.191	2.967

5 结论

(1) 对旋流式进气管道展开研究,通过计算发现,驾驶室车身外侧流动方向稳定,驾驶室与载货区之间的区域内气流流动呈顺时针旋转,气流会带动灰尘或雨滴运动。对于布置在驾驶室后方的进气管道,吸入灰尘和雨滴的流量会增加。

(2) 侧向进气管道主流道顶部直角设计会造成

气流在此区域旋流,气流流动性差;进行圆角过渡设计的构型,气流在此区域流动明显顺畅无旋流产生;主流道内部加装导流板可使内部气流的压降及速度分布趋于均匀。

(3) 旋流管内部的旋流叶片数决定自身流动特性,且壁面处压力高于中心区域。与四叶片构型相比,六叶片构型中心低压区域大。粒子的运动趋势与管内压力分布基本一致,且中心存在无粒子区;六叶片构型粒子旋转区域更靠近壁面且区域较薄,四叶片粒子旋转区域较大且不靠近壁面。在压降及生产工艺允许的条件下应选用多叶片设计。

(4) 百叶窗闭合角度对粒子阻隔的影响很大。百叶窗正面投影在未封闭状态下,粒子可通过挡片之间的空隙直接进入进气管道内部。百叶窗正面投影全封闭状态,粒子只能通过挡片与挡片之间的下部空隙进入,进入区域明显减小且粒子由下向上吸入还需克服自身重力,推荐此设计方案。

参考文献:

- [1] 李海渡,苏国萃.起重运输车辆发动机进气系统的设计计算[J].起重运输机械,2008(8):60-69.
LI H D, SU G C. Design and calculations for air intake system of hoisting and conveying vehicle[J]. Hoisting and Conveying Machinery,2008(8):60-69.
- [2] 张红岩,陈珂,刘岩.轻型工程自卸车进气系统设计布置[J].专用汽车,2010(5):57-59.
ZHANG H Y, CHEN K, LIU Y. Design and layout of air intake system on light construction tipper [J]. Special Purpose Vehicle,2010(5):57-59.
- [3] SCHARSCHAN J, CAGUIAT D. Development and improvement of compressor performance prognostics for US navy gas turbine engines[J]. IEEE,2005,8:1-7.

- [4] 谷芳,刘伯潭,潘书杰.排气系统的数值模拟及优化设计[J].汽车工程,2007,29(11):950-953.
GU F, LIU B T, PAN S J. Numerical simulation and optimal design for automotive exhaust systems [J]. Automotive Engineering,2007,29(11):950-953.
- [5] 李虎强,褚超美,凌建群.基于CFD的柴油机进气性能仿真研究[J].内燃机工程,2011,32(5):88-92.
LI H Q, CHU C M, LING J Q. Simulation study on intake performance of diesel engine based on CFD [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering,2011,32(5):88-92.
- [6] 贾彦龙,韩青,陈宪琳.空气滤清器内不可压缩三维湍流流场的数值模拟[J].农业装备与车辆工程,2007(11):30-32.
JIA Y L, HAN Q, CHEN X L. Simulation of incompressible three-dimensional turbulent flow in air filter[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering,2007(11):30-32.
- [7] 福军.计算流体动力学分析[M].北京:清华大学出版社,2004.
- [8] 马宏伟,贺象,张晶辉,等.内燃机进气道流场显示试验研究[J].内燃机工程,2013,34(1):46-50.
MA H W, HE X, ZHANG J H, et al. Experimental investigation on engine intake port flow field visualization[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering,2013,34(1):46-50.
- [9] 陈涛,诸葛伟林,张扬军,等.高压差下增压柴油机进气道流通特性研究[J].内燃机工程,2008,29(5):58-60.
CHEN T, ZHUGE W L, ZHANG Y J, et al. Research on flowability in intake port of turbocharged diesel engine at high port pressure drop[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering,2008,29(5):58-60.
- [10] 邱卓丹,沈捷.直喷式柴油机螺旋进气道性能试验及评价方法[J].内燃机工程,2005,26(3):27-30.
QIU Z D, SHEN J. Helical inlet port test and evaluation method for direct injection diesel engine[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering,2005,26(3):27-30.

(编辑:姜文玲)