

# 扫路车风机选择与风道设计的研究

王成生

(江苏悦达专用车有限公司,江苏盐城 224007)

**摘要:**针对3 t扫路车的风机选型和风道设计问题,基于NX NASTRAN的流体分析平台,结合风机风压、风量的理论计算与相关的试验数据,建立了风机的气体模型。通过流体仿真,明确了风道流速的分布情况,并对风机与风道的噪声进行了初步分析。结果表明,通过风机选型与风道设计,吸筒中的风速超过50.8 m/s,满足了吸筒中垂直向上的运输要求。

**关键词:**扫路车;风机;风道;降噪

**中图分类号:**TP391.7

**文献标识码:**A

**文章编号:**1671-5322(2015)02-0035-05

扫路车的风力输送系统由风机、风道组成。风机是扫路车风力输送系统的核心部件,而风道设计的合理与否对风机工作效果有直接影响<sup>[1]</sup>。风机选择的主要依据是风力输送系统正常工作时风机静压所要克服的风道阻力,因此,风机的静压是风机选择的主要参数。风力输送系统的基本功能要求是通过气流实现对垃圾的拾取、输送和收集,这一过程是通过一定速度的气流来实现的,因此,确定相应部位气体的工作流速就成了满足风力输送系统基本功能要求的关键因素。相应部位气体的流速确定了,该部位的气体流量也就确定了,这就是整个风力输送系统的流量,这个流量值是选择风机的另一主要参数<sup>[2]</sup>。此外,风力输送系统工作时对环境辐射的噪声,应满足相应的环保要求,这是风机选择和风道设计的另一要求<sup>[3]</sup>。

本文对3 t扫路车风机风道的风压、风量进行了理论计算,并通过测试进行了相关验证,基于NX NASTRAN平台,建立了3 t扫路车的风道气体模型,并对其进行了流体分析,明确了风道流速的分布情况,为后续产品的开发升级提供了可靠的参考依据。

## 1 风机风压

### 1.1 风机静压

风机静压 $P_{st}$ 是由风道阻力 $P_r$ 确定的,而风

道阻力与气体流速 $v$ 的平方成正比<sup>[4]</sup>,即:

$$P_r = \xi \frac{\rho}{2} v^2 \quad (1)$$

式中, $\xi$ 是风道阻力系数,属于风道的固有属性,仅与风道的形状有关; $\rho$ 为空气密度。

由式(1)可知,对固定的风道而言,其阻力大小仅取决于其内部的气体流速,以及气体的密度。由于扫路车的风道截面为不规则形状,不同部位气体的流速相差很大,所以通过理论计算风道阻力系数 $\xi$ ,再计算其阻力值比较困难<sup>[5]</sup>。

### 1.2 伯努利能量守恒方程

流体的伯努利能量守恒方程为:

$$P + \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho gh = C \quad (2)$$

式中, $P$ 为流体中某点的压强, $v$ 为该点的流速, $\rho$ 为流体密度, $g$ 为重力加速度, $h$ 为该点高度, $C$ 是一个常量。由于伯努利方程是通过机械能守恒推导出来的,本式只适于粘度可以忽略、不可被压缩的理想流体,即不存在摩擦阻力。而在真实流体中,机械能沿流线并不守恒,粘性摩擦力的存在使得在实际粘性流体中推广伯努利能量守恒方程时,必须考虑摩擦阻力造成的能量损失。

在等高条件下,流体的伯努利定理为:静压+动压+阻力=总能量。式中各项分别表示单位流体的位能、动能和静压能之差。风道阻力是气体在风道内沿途的气体能损失的总和<sup>[6]</sup>。

### 1.3 风机风压的测量

根据扫路车的风道结构,分别在其吸盘外、吸筒处、箱体出口法兰处、风机进风口处、风机出风口处、出风箱等处<sup>[7]</sup>设立测压点,测量各测点处的静压和动压。

假定风道进、出口总能量为 0,对于 3 t 扫路

车,在满足基本功能的气体流速下,结合伯努利定理,与风道各测点的测压值,计算各个部分的风道阻力(一般情况下是递增的关系)。

表 1 为 3 t 扫路车的风道阻力、风机的静压、动压和全压,图 1 为其压力分布。

表 1 3 吨扫路车的风道阻力、风机静压、动压和全压

Table 1 Air duct drag, fan static pressure, dynamic pressure and total pressure of the 3 ton road sweeping truck

|          | 吸盘外 | 吸筒处    | 法兰处    | 风机进风口  | 风机出风口 | 出风箱口  |
|----------|-----|--------|--------|--------|-------|-------|
| 全部的压力能总和 | 0   | 0      | 0      | 0      | 517   | 7 392 |
| 静压       | 0   | -5 261 | -6 326 | -7 312 | -218  | 0     |
| 动压       | 0   | 2 461  | 148    | 248    | 546   | 139   |
| 风道阻力     | 0   | 2 800  | 6 178  | 7 064  | 189   | 7 253 |
| 测点的全压    | 0   | -2 800 | -6 178 | -7 064 | 328   | 139   |
| 风机的全压    |     |        |        |        |       | 7 392 |

由表 1 可知,进风口段 7 064 Pa 和出风口段 189 Pa 的阻力总和为风道阻力 7 253 Pa;风机的静压为 0 Pa、动压为 139 Pa(以出风箱口计算),全压为静压+动压+风道阻力=0+139+7253=7 392 Pa。

但对现有结构的风道系统,当吸盘放下处于正常工作状态时,吸筒内的风速达到 64 m/s,吸取效果较好。

风量计算公式:

$$Q_0 = 900 \pi D^2 v \quad (3)$$

式中, $Q_0$  为吸筒处计算风量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ;  $D$  为吸筒内径,  $D = 188 \text{ mm}$ ;  $v$  为吸筒内的风速,  $\text{m/s}$ 。

当  $v = 46.6 \text{ m/s}$  时,  $Q_0 = 4 655 \text{ m}^3/\text{h}$ ; 当  $v = 50.8 \text{ m/s}$  时,  $Q_0 = 5 074 \text{ m}^3/\text{h}$ ; 当  $v = 64 \text{ m/s}$  时,  $Q_0 = 6 395 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

为了满足现有结构的风道系统,风机的风量当取  $6 395 \text{ m}^3/\text{h}$ ,此时吸筒内的风速达到 64 m/s。由于风机的静压、动压与风速的平方成正比,风速的提高,会提高对风机静压和动压的要求;此外,风速的提高,会增加风机的噪声,影响周边环境。因此,如何提高风速使其从 50.8 m/s 提高到 64 m/s,既能满足工作要求,又能抑制噪声,满足环境保护要求,是风道设计者需要优化设计的重点。

### 3 风机选型与测试

根据图 2 风机气动性能概况,并参考风机提供的风压和风量,选择黄色区域的 9~19 或 9~26 系列的风机。

根据上面风机风压 7 392 Pa 和风量 6 395  $\text{m}^3/\text{h}$  的要求,选择风机:型号为 9-26No5.6A,  $n = 2 900 \text{ r}/\text{min}$ ,  $\rho = 1.2 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。

3 t 扫路车风道压力分布图

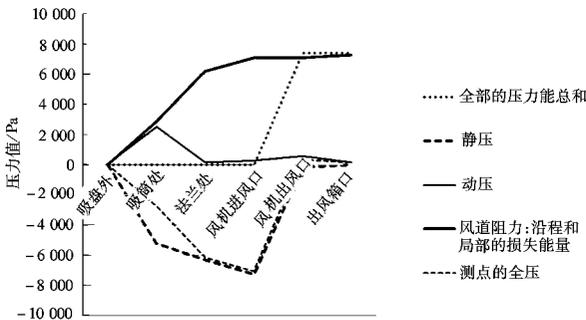


图 1 风机的压力分布

Fig. 1 Pressure distribution of the fan

### 2 风机风量

气流在输送垃圾时,在风道的各个环节,以被吸取物在吸筒内垂直上升时所需要的气流速度为最大。吸筒直径为 188 mm,对于石子和砣,根据实测,当吸盘全提时:

吸筒内的风速达到 46.6 m/s,当量直径不超过 44 mm 的石子和砣,都能正常吸取,基本满足正常扫路的一般要求;吸筒内的风速达到 50.8 m/s,当量直径不超过 120 mm 的石子和砣,都能正常吸取,完全满足正常扫路的功能要求。



|                   |         |        |          |                 |      |          |              |             |
|-------------------|---------|--------|----------|-----------------|------|----------|--------------|-------------|
| DSF T35 T40 DH-38 | HL3-2A  | DHF-KH | T4-7Z-21 | 9-19 9-26       | 4-7Z | 4-73 DTF | DHF-KQ 11-6Z | D6-48 Y5-48 |
| DTF XYT DCF WDT   | DMF SWF | DHF-KQ | DHF-TH   | DHF-Z 8-09 9-12 | 4-68 |          |              | C6-46 4-6Z  |

### 风机气动性能概况 Preslection for Standard Fans Programme

本图所示性能其气体密度  $\rho=1.2 \text{ kg/m}^3$ ;  $t=20 \text{ }^\circ\text{C}$  (The Density of Fans On The Chart Are  $\rho=1.2 \text{ kg/m}^3$ ;  $t=20 \text{ }^\circ\text{C}$ )

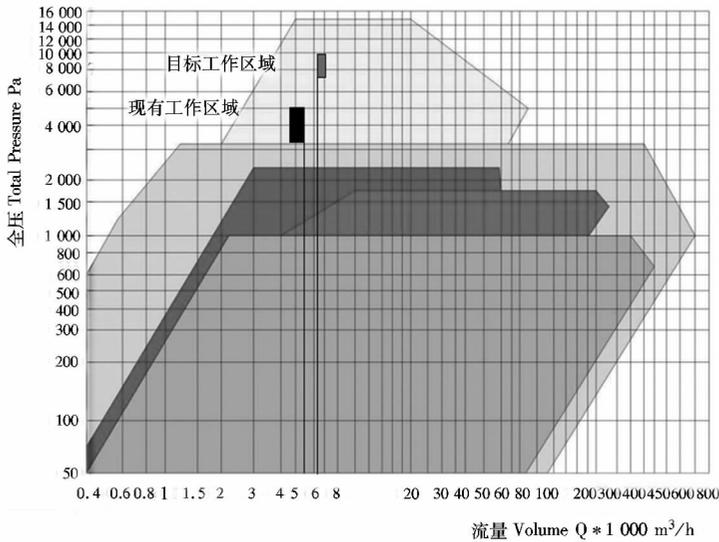


图 2 风机气动性能概况

Fig. 2 Aerodynamic performance of the fan

对选择的风机进行静压与风道阻尼测试,结果如图 3 所示。由图 3 可知,风机静压线与风道阻尼线在风机合理的工作区域内有交点,说明风机能够克服风道的阻力,满足选择要求。

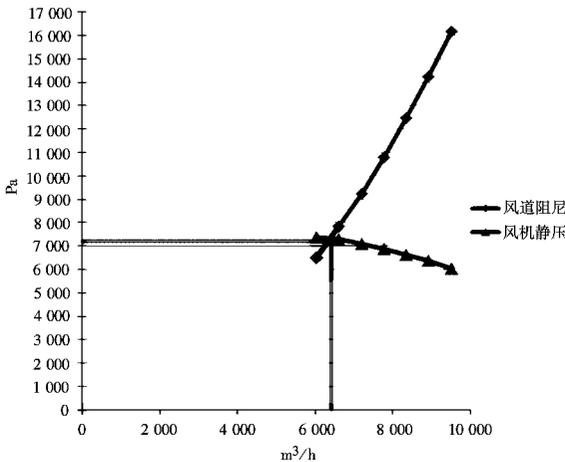


图 3 风机静压和风道阻尼曲线

Fig. 3 Static pressure and air duct damping curve of the fan

风道流场的变化规律,用来检验风道设计是否合理,因此本文无需对风道中的固相垃圾进行建模,而只对其空气流动问题进行分析研究<sup>[8]</sup>。

设定外界环境大气压为一个标准大气压(即 105 Pa),空气密度为  $1.205 \text{ kg/m}^3$ ,温度为  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,重力加速度为  $9.8 \text{ m/s}^2$ ,在整个工作过程中吸嘴内的气体与外界气体无热量交换,且气体不具可压缩性<sup>[9]</sup>。基于上文计算的风压、风量数据,在 NX NASTRAN 平台上建立风道的有限元模型,并添加相应的边界条件,经求解获得风道关键部分的风道流速仿真结果如图 4 所示。

由图 4 可知,吸筒处风速平均为  $63.3 \text{ m/s}$  时,吸盘内低速区风速为  $27 \text{ m/s}$ ;吸筒处风速平均为  $55.6 \text{ m/s}$  时,吸盘内低速区风速为  $23 \text{ m/s}$ 。即风筒中的风速由  $55.6 \text{ m/s}$  提高到  $63.3 \text{ m/s}$  时,吸盘中低速区的风速由原来的  $23 \text{ m/s}$  上升到  $27 \text{ m/s}$ 。

由此可见,吸筒中的风速已经达到了上文所提的  $50.8 \text{ m/s}$  的要求,远远地满足吸筒中垃圾垂直向上的运输要求。

## 4 风道流体分析

扫路车工作时,风机风道需要处理的垃圾种类繁多,无法对其进行一一建模,且本文主要是对风道的流场分布情况进行研究,分析不同工况下

## 5 风机和风道的噪声分析

由于风机功率与风速的 3 次方成正比,风速的提高,会增加风机的噪声,从而影响周边环境。因此通过优化风道结构,降低对风机静压和流量

的要求,对降噪工作意义重大<sup>[10]</sup>。

图 5 为优化后的风道流速仿真图。吸盘进风路径经过优化后,整个吸盘、吸筒内的流速比较均

匀,其所产生的噪音理论值相对较小。优化后的实际效果,还需进一步的试验验证。

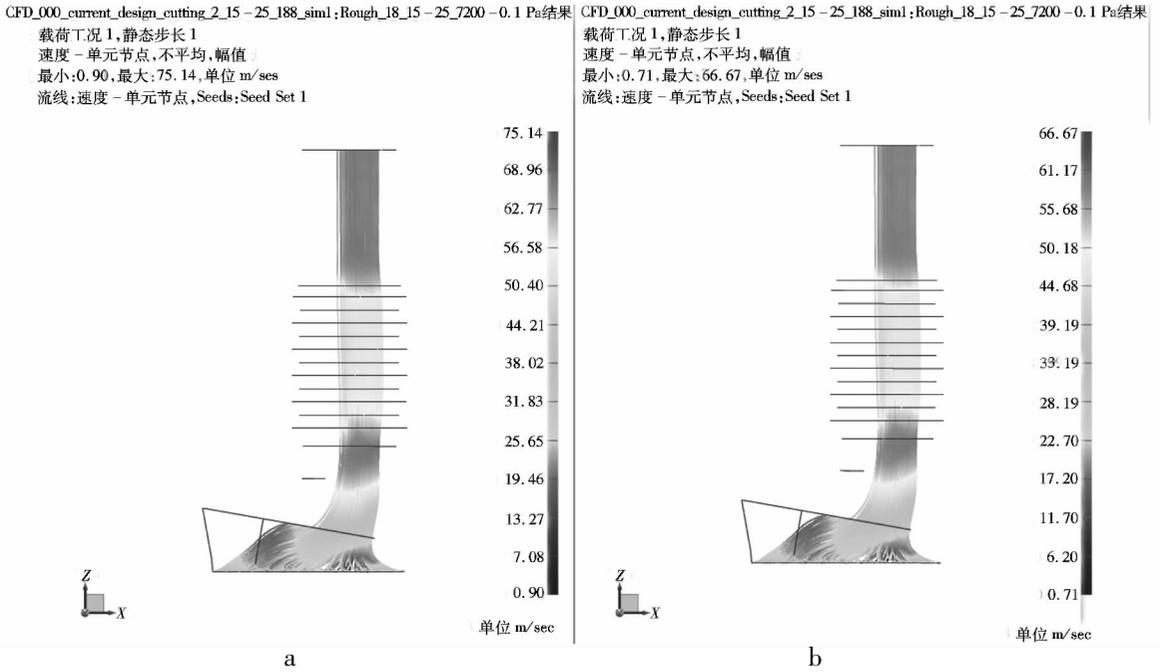


图 4 风道流速仿真结果

Fig. 4 Simulation of air duct flow velocity

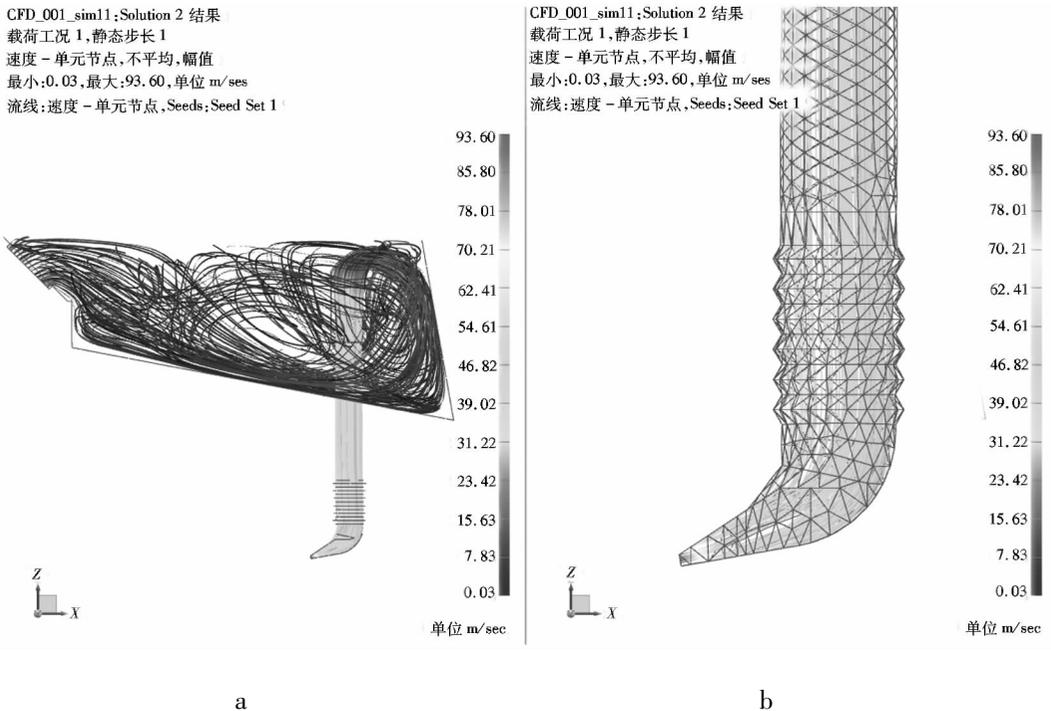


图 5 经优化的风道流速仿真结果

Fig. 5 Simulation of optimized air duct flow velocity

## 6 结论

(1) 风机的静压是选择风机的关键, 风量的选择是由风速决定的。通过合理的风机选型与风道设计, 使吸筒中的风速超过 50.8 m/s, 满足了

吸筒中垃圾垂直向上的运输要求;

(2) 基于 NX NASTRAN 的流体 CAE 分析可直接显示气体的运行轨迹, 为风道优化设计提供了直观依据; 同时气体模型的建立, 为后续产品的数字化开发和模拟分析提供了可靠的参考依据。

### 参考文献:

- [1] 3Rd C A P, Bates D V, Raizenne M E. Health effects of particulate air pollution: time for reassessment[J]. Environmental Health Perspectives, 1995, 103(5):472-480.
- [2] 罗善脊. 扫路车类型和结构型式[J]. 建设机械技术与管理, 2002, 5(7):39-43.
- [3] Young D L, Liu Y H, Eldho T I. A combined BEM - FEM model for the velocity - vorticity Formulation of the Navier - Stokes equations in three dimensions[J]. Engineering Analysis with Boundary Elements, 2000, 24(4):307-316.
- [4] Rumsey C L, Ying S X. Prediction of high lift: review of present CFD capability[J]. Progress in Aerospace Sciences, 2002, 38(2):145-180.
- [5] 姜兆文, 成凯, 耿宇明. 吸扫式扫路车吸嘴流场性能分析[J]. 专用汽车, 2012(6):92-94.
- [6] LI Xinfeng, MEI Chi, Xiao Tianyuan. Numerical simulation analysis of Guixi copper flash smelting furnace[J]. Rare Metals, 2002, 21(4):260-265.
- [7] 曾广银, 李欣峰, 肖田元, 等. 公路清扫车吸尘系统仿真设计[J]. 系统仿真学报, 2004, 16(12):2770-2773.
- [8] 徐云, 李欣峰, 肖田元, 等. 计算流体力学在清扫车仿真分析中的应用研究[J]. 系统仿真学报, 2004, 16(2):270-273.
- [9] 陈忠基, 吴晓元, 徐广普, 等. 路面清扫车吸嘴装置的实验研究[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2001, 29(12):83-85.
- [10] Murthy B, Ghadge R S, Joshi J B. CFD simulation of gas - liquid - solid stirred reactor prediction of critical impeller speed for solid suspension[J]. Chemical Engineering Science, 2007, 62(24):84-95.

## A Research on the Selection of Sweep Truck Fan and the Design of Air Dust

WANG Chengsheng

(Jiangsu Yueda Special Vehicle Co., Ltd., Yancheng Jiangsu 224007, China)

**Abstract:** Aiming at the problems of fan selecting and air duct design for 3 tons sweeper truck, the theoretical calculation of air pressure and air volume for fan is discussed. Combining the calculation with the experiment data, the fan gas model of 3 tons sweeper truck is built based on NX NASTRAN fluid analysis platform. Through the fluid simulation, the distribution of wind velocity of air duct is made clear, and the noise of the fan and air duct is analyzed preliminarily. The results show that the wind velocity in the suction tube is greater than 50.8m/s through the fan selecting and air duct design. This meets the requirement of upward transport in the vertical suction tube.

**Keywords:** Sweeper Truck; Fan; Air Duct; Noise Reduction

(责任编辑:李华云)