doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.03.030

气体性质对旋风分离器性能影响的数值模拟*

李　凯　陈登宇　朱锡锋

(中国科学技术大学安徽省生物质洁净能源重点实验室, 合肥 230026)

摘要: 利用计算流体动力学(CFD)软件包 FLUENT 6.3 对密度 $\rho = 0.612\,5 \sim 2.450\,0$ kg/m^3、粘度 $\mu = 4.473\,5 \times 10^{-6} \sim 4.473\,5 \times 10^{-5}$ kg/(m·s) 的一系列模型气体在旋风分离器中的流动进行模拟,采用单因素分析法分别研究了气体性质对无量纲切向速度、压强的影响。结果表明:无量纲切向速度随着密度增加而增大,随着粘度的增加而减小;无量纲最大切向速度与密度、粘度均呈对数关系;压降阻力系数不仅与旋风分离器几何结构有关,还与气体粘度相关;压降随粘度呈对数降低。同时,拟合得到了无量纲切向速度与密度、粘度的二元方程式,具有较好的普适性。

关键词: 旋风分离器　性能　气体粘度　气体密度　数值模拟

中图分类号: TK6; TQ051.8$^+$4　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2014)03-0179-05

引言

生物质热解[1]是生物质在缺氧条件下进行热化学处理,产生气体、固体和液体产物的过程。为得到较纯净的液体或气体产物,需将固体颗粒/焦油从热解气中分离。在众多除尘设备中,旋风分离器因其结构简单、运行成本低、适用性强等特点而成为生物质热解装置中最主要的净化设备。而随着操作条件、原料种类和性质变化,热解气的性质也发生改变,这对固体颗粒的分离影响较大。

目前较多的研究集中于常温空气下旋风分离器流场分布、结构改进和数值优化[2-6],而很少研究气体性质对旋风分离器性能的影响。虽然万古军[7]、Shi 等[8]研究了不同温度和压强下旋风分离器内部流场,分析了气体性质对旋风分离器性能的影响,但由于温度和压强中任一量发生改变都将引起气体密度和粘度同时改变,因此尚无法单独定量地分析气体密度和粘度与旋风分离器性能参数之间的关系。

本文采用高效型 Stairmand 旋风分离器计算模型,对一系列模型气体在旋风分离器中的流动进行模拟,利用单因素变量法分别研究气体性质对旋风分离器性能的影响,通过总结不同条件下旋风分离器运行规律,得到旋风分离器性能表征参数与气体密度和粘度之间的关系式。

1　研究方法

1.1　几何模型

以高效型 Stairmand 旋风分离器[9]为计算模型(图 1),其几何尺寸为:$D = 290$ mm, $D_x = S = a = 145$ mm, $H_x = 435$ mm, $b = 58$ mm, $c = 246$ mm, $H_c = 725$ mm, $H = 1\,160$ mm, $D_d = 108$ mm。以本体的顶面为水平面($z = 0$),向下为正。对模型进行分区,采用贴体网格法进行网格划分,共生成六面体网格 243 300个,如图 1 所示。

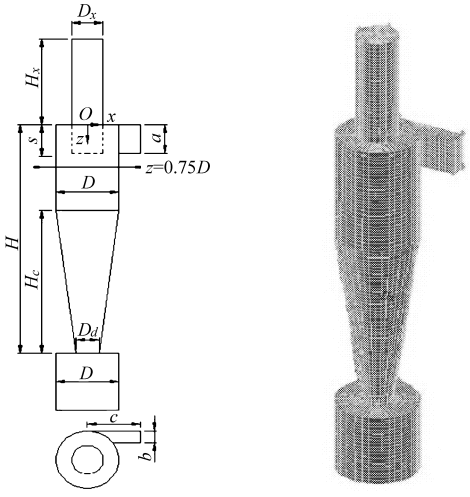

图 1　旋风分离器模型尺寸及计算网格

Fig. 1　Geometry and grid distribution of cyclone

收稿日期: 2013-03-25　修回日期: 2013-04-27

*国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2012AA051803)、"十二五"国家科技支撑计划资助项目(2011BAD22B07)和中国科学院重点部署项目资助项目(KGZD-EW-304-3)

作者简介: 李凯,博士生,主要从事生物质热解及其净化系统研究,E-mail: likai11@mail.ustc.edu.cn

通讯作者: 朱锡锋,教授,博士生导师,主要从事生物油制取、精制及应用研究,E-mail: xfzhu@ustc.edu.cn

1.2 数值模拟

旋风分离器中气相流动是复杂的三维强旋湍流流动,湍流模型选用了能更好模拟强旋湍流流动的雷诺应力模型(RSM),速度压力耦合方式采用 SIMPLE,控制方程中对流项离散格式采用 QUICK 格式,雷诺应力项采用 First Order Upwind 格式,压力插补格式选用 PROSTO! 格式。入口边界条件设为 VELOCITY INLET,进口速度为 16.1 m/s。出口边界条件为 OUTFLOW。壁面设为无滑移边界,并采用标准壁面函数 Standard Wall Function 处理,默认壁面粗糙度为 0.5[10]。收敛标准为全部残差值小于 1.0×10^{-6}。

1.3 气体参数

为使计算结果具有普适性,选择模型气体密度 $\rho=0.612\,5\sim2.450\,0$ kg/m^3,粘度 $\mu=4.473\,5\times10^{-6}\sim4.473\,5\times10^{-5}$ kg/(m·s),涵盖了大部分工况下的气体性质参数。并以常态空气($\rho=1.225\,0$ kg/m^3,$\mu=1.789\,4\times10^{-5}$ kg/(m·s))为基准,按等差方式将粘度分为 6 组(以 Mm 命名),密度分为 7 组(以 Nn 命名),利用正交组合设计,构成一系列不同密度和粘度的模型气体(以 MmNn 命名,m、n 代表组序号,空气为 M3N3),如表 1 所示。

表 1 气体性质

Tab.1 Properties of the gases

粘度 μ/(kg·(m·s)$^{-1}$)	密度 ρ/(kg·m^{-3})						
	0.612 5	0.918 75	1.225 0	1.532 5	1.837 5	2.143 75	2.450 0
	N1	N2	N3	N4	N5	N6	N7
M1:$4.473\,5\times10^{-6}$	M1N1	M1N2	M1N3	M1N4	M1N5	M1N6	M1N7
M2:$8.947\,0\times10^{-6}$	M2N1	M2N2	M2N3	M2N4	M2N5	M2N6	M2N7
M3:$1.789\,40\times10^{-5}$	M3N1	M3N2	M3N3	M3N4	M3N5	M3N6	M3N7
M4:$2.684\,10\times10^{-5}$	M4N1	M4N2	M4N3	M4N4	M4N5	M4N6	M4N7
M5:$3.578\,80\times10^{-5}$	M5N1	M5N2	M5N3	M5N4	M5N5	M5N6	M5N7
M6:$4.473\,50\times10^{-5}$	M6N1	M6N2	M6N3	M6N4	M6N5	M6N6	M6N7

2 结果与讨论

2.1 可行性验证

为验证数值模拟的可行性,首先模拟了常温下空气在旋风分离器内流动状态,并选定了最具代表性的表征参数——切向速度与 Hoekstra[9] 所测的实验值进行了对比。从图 2(图中 R 为旋风分离器半径,r 为距旋风分离器中心的距离)可知,切向速度并非呈严格对称分布,这是由于旋风分离器不对称结构造成的流场不对称,数值模拟计算所得到的切向速度与实验实测值基本吻合,说明选用该模拟方法是可行的。

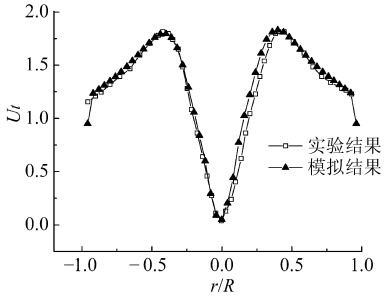

图 2 数值模拟和实验测量切向速度对比($z=0.75D$)

Fig.2 Comparison of dimensionless tangential velocities obtained from simulation and experiment ($z=0.75D$)

2.2 流场

鉴于各组数据结果具有相似性,本文首先以 M3 和 N3 两组为代表,用单因素分析法研究气体密度和粘度对旋风分离器性能的影响,然后再利用所有组的模拟结果确定无量纲最大切向速度和压降与气体性质之间的关系式。

2.2.1 切向速度

本文均以无量纲速度为研究对象

$$U_t=\frac{u_t}{u_{in}}$$

$$U^*=\frac{u_{tmax}}{u_{in}}$$

式中 u_t——切向速度 u_{in}——入口速度

u_{tmax}——最大切向速度

U_t——无量纲切向速度

U^*——无量纲最大切向速度

图 3a($\mu=1.789\,4\times10^{-5}$ kg/(m·s))和图 3b($\rho=1.225\,0$ kg/m^3)分别对比了气体粘度和密度变化时,旋风分离器内部流场中无量纲切向速度沿径向的分布。由图可知,随着密度增加,无量纲切向速度不断增加,无量纲最大切向速度也随之增加,但其增加幅度逐渐减小,即$\frac{\partial U_t}{\partial\rho}>0$,而$\frac{\partial^2U_t}{\partial\rho^2}<0$。当粘度增加时,无量纲切向速度不断减小,且减小趋势减缓,即$\frac{\partial U_t}{\partial\mu}<0$,而$\frac{\partial^2U_t}{\partial\mu^2}<0$。切向速度越大,旋风分离

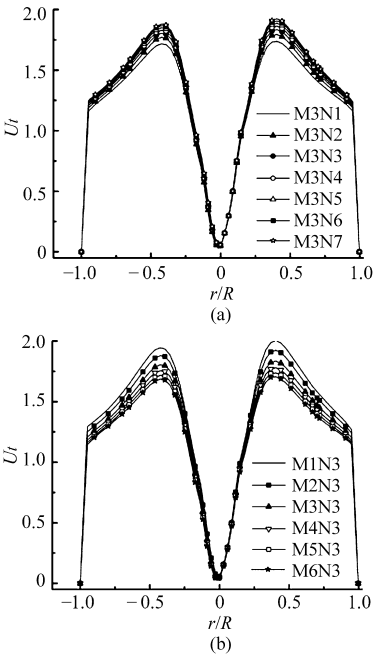

图 3　$z=0.75D$ 时，不同条件下无量纲切向速度分布

Fig. 3　Dimensionless tangential velocity distribution for different gases at $z=0.75D$

(a) $\mu=1.789\,4\times10^{-5}$ kg/(m·s)　(b) $\rho=1.225\,0$ kg/m^3

效率越高，因此密度较大或者粘度较小的气体较易进行净化。

以无量纲最大切向速度为研究对象，分别对不同密度和粘度条件下无量纲最大切向速度进行曲线拟合，可得

$$U^*(\rho)=0.133\,64\ln\rho+1.805\,46\quad(R^2=0.999\,4)$$

$$U^*(\mu)=-0.129\,42\ln\mu+1.904\,37\quad(R^2=0.997\,9)$$

即无量纲最大切向速度随密度的增加呈对数增长(图 4)，而随粘度增大呈对数降低趋势(图 5)。

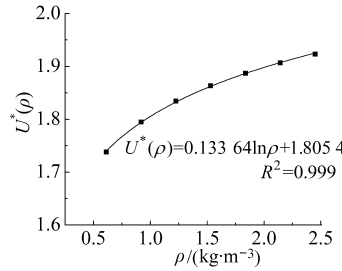

图 4　U^* 与 ρ 之间的拟合关系

Fig. 4　Fitting relation between U^* and ρ

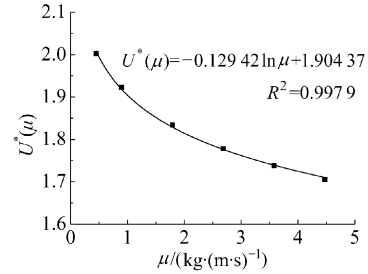

图 5　U^* 与 μ 之间的拟合关系

Fig. 5　Fitting relation between U^* and μ

同样，对其他组数据进行拟合，也可得到类似的方程

$$U^*(\rho)=A_1\ln\rho+B_1\qquad(1)$$

$$U^*(\mu)=A_2\ln\mu+B_2\qquad(2)$$

以上分别研究了无量纲最大切向速度与密度、粘度之间的关系，其中 A_1、B_1 为关于 μ 的函数，而 A_2、B_2 则为 ρ 的函数，合并式(1)、(2)可得 $U^*(\rho,\mu)$ 的表达式，即

$$U^*(\rho,\mu)=A_3\ln\rho\ln\mu+B_3\ln\rho+C_3\ln\mu+D_3\qquad(3)$$

以式(3)为拟合函数，对相应的实验数据进行曲面拟合，可得

$$U^*(\rho,\mu)=0.022\,71\ln\rho\ln\mu+0.384\,4\ln\rho-0.135\,8\ln\mu+0.313\,9$$

$$(R^2=0.995\,5,\text{RMSE 为 }0.008\,534)\qquad(4)$$

为简化计算形式，将 A_1、A_2 定义为常数，B_1、B_2 分别为关于 μ 和 ρ 的函数，则 $U^*(\rho,\mu)$ 表达式为

$$U^*(\rho,\mu)=A_0\ln\left(\frac{\rho}{\mu}\right)+B_0\qquad(5)$$

同样，以式(5)为拟合函数对实验数据进行曲面拟合(图 6)，可得

$$U^*(\rho,\mu)=0.130\,1\ln\left(\frac{\rho}{\mu}\right)+0.377\,8$$

$$(R^2=0.990\,1,\text{RMSE 为 }0.012\,33)\qquad(6)$$

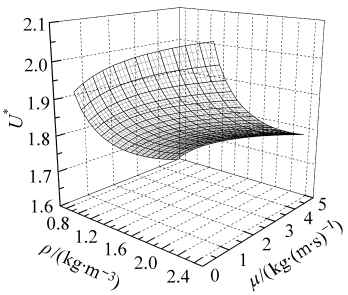

图 6　U^* 与 μ、ρ 的关系图

Fig. 6　Relationship between U^* and μ, ρ

对照式(4)和式(6)发现：式(4)具有很高的可信度，且其均方根误差也较小；而式(6)则较为简洁，且其可信度也较高，因此可用以表征速度与气体密度、粘度之间的关系。

根据雷诺数定义：$Re=\dfrac{\rho vd}{\mu}$，可将式(6)转换为关于雷诺数的函数关系式

$$U^*(\rho,\mu)=0.130\,1\ln Re+0.340\,3\qquad(7)$$

这与 Shi 等[8]所得出的结果相一致。

2.2.2　压降

目前许多学者，如 Shepherd[11]、Casal[12]、Staimand[13]、Dirgo[14]、Coker[15]、Alexander[16] 和 First[17] 等都对旋风分离器压降进行了深入研究，并得出了相应的经验模型，其格式均相对统一

$$\Delta p = \xi \frac{u_{in}^2}{2}\rho \tag{8}$$

压降与密度呈正比例关系,但式中阻力系数 ξ 的表达式则不尽相同。在这些研究中,阻力系数 ξ 仅仅被视为旋风分离器结构参数的函数,与气体粘度无关,因而不能很好地预测压降变化。

本文在不改变式(8)压降计算模型的情况下,将阻力系数定义为

$$\xi = \xi_g \xi_\mu$$

式中 ξ_g——与旋风分离器几何参数相关的阻力系数

ξ_μ——与气体粘度相关的阻力系数

由于旋风分离器的几何参数不变,因此 ξ_g 为常数,下面主要对 ξ_μ 进行分析。

图 7 和图 8 分别对 M3 和 N3 两组数据进行了拟合

$$\Delta p = 813.73\rho - 75.394 \quad (R^2 = 0.9998)$$

$$\Delta p = -69.61\ln\mu + 953.97 \quad (R^2 = 0.9990)$$

可见,压降与密度呈线性增加,这与式(8)的呈正比例关系基本一致;而压降则随气体粘度增加而呈对数减小。

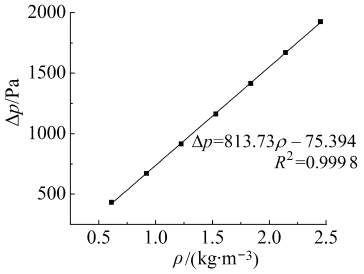

图 7 $z = 0.75D$ 时,压降与密度之间的拟合关系

Fig. 7 Fitting relation between Δp and ρ at $z = 0.75D$

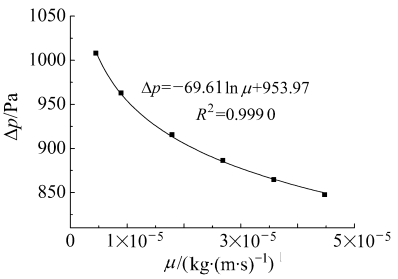

图 8 $z = 0.75D$ 时,压降与粘度之间的拟合关系

Fig. 8 Fitting relation between Δp and μ at $z = 0.75D$

同样,对其他组中压降与密度、粘度关系进行研究,也发现相同规律,即

$$\Delta p = a_1\rho + b_1 \tag{9}$$

$$\Delta p = a_2\ln\mu + b_2 \tag{10}$$

为与式(8)保持一致,忽略式(9)中的常数项,压降模型可定义为

$$\Delta p = \xi \frac{u_{in}^2}{2}\rho = \xi_g\xi_\mu \frac{u_{in}^2}{2}\rho = (a_3\ln\mu + b_3)\xi_g \frac{u_{in}^2}{2}\rho \tag{11}$$

则 $\xi_\mu = a_3\ln\mu + b_3$。

以式(11)为拟合函数对实验结果进行拟合(图 9),得

$$\Delta p = \xi \frac{u_{in}^2}{2}\rho = \xi_g\xi_\mu \frac{u_{in}^2}{2}\rho = (-54.78\ln\mu + 171.1)\rho \quad (R^2 = 0.9967) \tag{12}$$

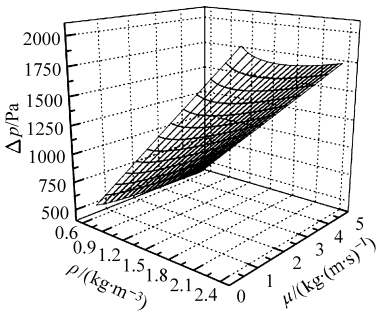

图 9 Δp 与 μ、ρ 的关系图

Fig. 9 Relationship between Δp and μ, ρ

采用 Casal-Benot[12] 所提出的阻力系数计算公式,$\xi_g = 11.3\left(\frac{ab}{D_x}\right)^2 + 3.33 = 5.138$,并将 $u_{in} = 16.1$ m/s代入式(12),得

$$\xi_\mu = a_2\ln\mu + b_2 = \frac{2\Delta p}{\xi_g\rho u_{in}^2} = -0.082\,263\ln\mu + 0.256\,94$$

2.3 结果验证

为验证结果的合理性,分别对生物质热解气[18]($\rho = 1.175\,7$ kg/m^3,$\mu = 1.492\,0 \times 10^{-5}$ kg/(m·s))、烟气[19](200℃,$\rho = 0.748\,0$ kg/m^3,$\mu = 2.450\,00 \times 10^{-5}$ kg/(m·s))和天然气[20]($\rho = 0.814\,1$ kg/m^3,$\mu = 1.025\,5 \times 10^{-4}$ kg/(m·s)) 3 种气体在旋风分离器中流动进行了模拟。

表 2 所示为 3 种不同气体工况下旋风分离器性能表征参数的预测值和实测值对比情况。从表中可以看出,式(7)基本能准确预测无量纲最大切向速度。式(12)由于只考虑了压降与密度呈正比例关系,而忽略了式(9)中的常数项,因而对压降预测误差稍大,但误差基本都小于 5%,结果是可以接受的。

表 2 旋风分离器性能参数预测值和模拟值的比较

Tab. 2 Comparison of prediction and simulation values of the two performance parameters

参数		气体		
		生物质热解气	烟气(200℃)	天然气
U^*	预测值	1.845	1.721	1.854
	模拟值	1.853	1.715	1.846
	相对误差/%	0.4	0.3	0.4
Δp	预测值/Pa	916	563	651
	模拟值/Pa	888	537	624
	相对误差/%	3.2	4.8	4.3

3 结论

（1）随着气体密度增加，旋风分离器内相应位置处的无量纲切向速度不断增加，但增加幅度逐渐减小，无量纲最大切向速度随着密度增加呈对数方式增加；而当密度一定、气体粘度不断增加时，无量纲切向速度随之不断减小，无量纲最大切向速度也随着粘度的增加呈对数减小趋势。

（2）旋风分离器压降不仅与气体密度有关，还随着气体粘度增加而呈对数减小的趋势。

（3）根据计算结果，分别拟合了无量纲最大切向速度和压降与气体性质参数之间的关系式，所得计算公式能够很好预测不同气体工况下旋风分离器无量纲最大切向速度和压降，且误差均小于 5%。因此，具有较好的普适性和应用价值，从而避免了大量复杂的实验检测和模拟计算。

参 考 文 献

1 朱锡锋. 生物质热解原理与技术[M]. 合肥：中国科学技术大学出版社，2006.

2 Hoffman A C, Stein L E. Gas cyclones and swirl tubes: principles, design and operation [M]. Germany: Springer, 2008. (in Chinese)

3 Martignoni W P, Benrnard S, Quintani C L. Evaluation of cyclone geometry and its influence on performance parameters by computation fluid dynamics (CFD) [J]. Brazilian Journal of Chemical Engineering, 2007, 24(1):83 – 94.

4 陈建义，罗晓兰，时铭显. PV-E 型旋风分离器性能试验研究[J]. 流体机械，2004,32(3):1 – 4, 43.
Chen Jianyi, Luo Xiaolan, Shi Mingxian. Experiment research on performance of model PV-E cyclone separator[J]. Journal of Fluid Machinery, 2004,32(3):1 – 4, 43. (in Chinese)

5 钱付平，章名耀. 底部加直管旋风分离器的性能预测[J]. 热能动力工程，2005,20(1):41 – 44.
Qian Fuping, Zhang Mingyao. Performance prediction for a cyclone separator with an added vertical pipe at its bottom[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2005,20(1):41 – 44. (in Chinese)

6 Shukla S K, Shukla P, Ghosh P. Evaluation of numerical schemes using different simulation methods for the continuous phase modeling of cyclone separators[J]. Advanced Powder Technology, 2011, 22 (2): 209 – 219.

7 万古军，孙国刚，魏耀东，等. 温度和压力对旋风分离器内气相流场的综合影响[J]. 动力工程，2008, 28(4):579 – 584.
Wan Gujun, Sun Guogang, Wei Yaodong, et al. The combined effect of temperature and pressure on gas flow field in cyclone separator[J]. Journal of Power Engineering, 2008,28(4):579 – 584. (in Chinese)

8 Shi L M, Bayless D J, Kremer G, et al. CFD simulation of the influence of temperature and pressure on the flow pattern in cyclones [J]. Industrial & Engineering Chemistry Research,2006, 45(22): 7667 – 7672.

9 Hoekstra A J. Gas flow field and collection efficiency of cyclone separators [D]. Delft: Technische Universiteit Delft, 2000.

10 王福军. 计算流体动力学分析：CFD 软件原理与应用[M]. 北京：清华大学出版社，2010.

11 Shepherd C B, Lapple C E. Flow pattern and pressure drop in cyclone dust collectors cyclone without intel vane[J]. Industrial and Engineering Chemistry, 1940,32(9):1246 – 1248.

12 Casal J, Martinez J M. A better way to calculate cyclone pressure drop [J]. Chemical Engineering, 1983, 90 (2): 99 – 115.

13 Stairmand C J. Pressure drop in cyclone separators [J]. Industrial and Engineering Chemistry, 1949,16(B):409 – 411.

14 Dirgo J. Relationships between cyclone dimensions and performance[D]. Boston: Harvard University, 1988.

15 Coker A K. Understand cyclone design [J]. Chemical Engineering Progress, 1993,89(12): 51 – 55.

16 Alexander R M. Fundamentals of cyclone design and operation [J]. Proceedings Aus. Inst. Min. Met., 1949,152 – 153:203 – 208.

17 First M W. Cyclone dust collector design [C]// ASME Annual General Meeting, 1949:49 – 127.

18 董玉平，董磊，强宁，等. 旋风分离器内生物质焦油湍流特性的数值模拟[J]. 农业工程学报，2010,26(9): 171 – 175.
Dong Yuping, Dong Lei, Qiang Ning, et al. Numerical simulation of biomass gas and tar torrential flow characteristics in cyclone separator[J]. Transactions of CSAE, 2010, 26(9):171 – 175. (in Chinese)

19 杨世铭，陶文铨. 传热学[M]. 北京：高等教育出版社，2006.

20 魏凯丰，宋少英，张作群. 天然气混合气体粘度和雷诺数计算研究[J]. 计量学报，2008,29(3):248 – 250.
Wei Kaifeng, Song Shaoying, Zhang Zuoqun. Research on calculation of natural mix gas viscosity and Reynolds number [J]. Acta Metrologica Sinica, 2008,29(3):248 – 250. (in Chinese)

（下转第 195 页）

15　Baum M M, Street P J. Predicting the combustion behavior of coal particles[J]. Combustion Science Technology, 1971, 3(5): 231 – 243.

16　黄波. 生物质成型燃料应用于取暖炉的燃烧特性实验研究[D]. 长沙:中南大学, 2011:46 – 55.
Huang Bo. Experiment research on combustion character of heating furnace using the biomass pellet[D]. Changsha: Central South University, 2011:46 – 55. (in Chinese)

Numerical Simulation and Optimization on Combustion of Wood Briquette Heating Stove

Jiang Shaojian[1]　Wang Tao[2]　Ai Yuanfang[1]　Sun Yanwen[1]　Peng Haoyi[1]

(1. *School of Energy Science and Engineering, Central South University, Changsha* 410083, *China*
2. *China Chengda Engineering Co., Ltd., Chengdu* 610041, *China*)

Abstract: The technology of swirling combustion and a new kind of wood briquette fuel swirling burner were proposed to improve thermal efficiency and reduce pollution emissions of the wood briquette heating stove. Numerical simulation on combustion processing of different excess air coefficient and different inclination between the secondary air inlet and grate wall in the heating stove was considered, aiming to solve the velocity, temperature and concentration field. The results reveal that high temperature backflow zone coming out through rotational flow secondary wind effectively strengthened combustion and improved the furnace using area; combustion efficiency is the highest and pollution is the lowest, when excess air coefficient is 1.5 and inclination angle is 30°.

Key words: Heating stove　Wood briquette　Swirling combustion grate burner　Numerical simulation　Optimization

(上接第 183 页)

Numerical Simulation of the Effect of Gas Property on the Performance of Cyclone Separator

Li Kai　Chen Dengyu　Zhu Xifeng

(*Key Laboratory for Biomass Clean Energy of Anhui Province, University of Science and Technology of China, Hefei* 230026, *China*)

Abstract: The flow fields in cyclone at various model gases with $\rho = 0.612\,5 \sim 2.450\,0$ kg/m^3 and $\mu = 4.473\,5 \times 10^{-6} \sim 4.473\,5 \times 10^{-5}$ kg/(m·s) were simulated by the computational fluid dynamics (CFD) software package, FLUENT 6.3. The influences of density and viscosity of gases on the dimensionless tangential velocity and pressure drop were performed respectively by single factor analysis. The result indicated that the dimensionless tangential velocity of gas flow in cyclone increases as the viscosity increase, while decreases with the increase of viscosity. Both density and viscosity have logarithmic function relations with the dimensionless maximum tangential velocity. The drag coefficient is not only influenced by the geometric parameters of the cyclone, but also affected by the viscosity of gases; there is a logarithmic regression between the pressure drop and viscosity of gas. Moreover, a fitting bivariate polynomial equation between the dimensionless tangential velocity and the factors was obtained.

Key words: Cyclone separator　Performance　Viscosity　Density　Simulation