

doi: 10.3969/j.issn.1005-3026.2015.07.028

# 基于生物质气化湿式净化装置防冻技术模拟研究

闫放, 许开立, 姚锡文, 王贝贝  
(东北大学资源与土木工程学院, 辽宁沈阳 110819)

**摘要:** 提出一种利用生物质气化装置加热空气对净化间采暖的方法,按传热学基本理论进行建模,推导出计算盘管出口空气温度的线性方程及计算采暖后净化间温度的非线性方程.以某生物质气化站数据为例计算盘管内径为0.08,0.10,0.12 m时满足采暖要求所需盘管长度及风速,验证了该方法的可行性.利用软件Origin对计算得出的净化间温度值进行线性拟合,求出了净化间温度与风速之间的对数函数关系式.确定了风速的设定范围,并对比了采暖能耗与采暖产热量.相比于传统的电暖气,可降低能耗95%以上.

**关键词:** 生物质气化;盘管采暖;对流换热;线性拟合;能耗

**中图分类号:** X 913.4      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1005-3026(2015)07-1042-05

## Simulation Research on Antifreezing Technology of Biomass Gasification Wet Purification Device

YAN Fang, XU Kai-li, YAO Xi-wen, WANG Bei-bei

(School of Resources & Civil Engineering, Northeastern University, Shenyang 110819, China. Corresponding author: YAN Fang, E-mail: yanfang3543@126.com)

**Abstract:** A heating method was proposed for heating of clean room by using biomass gasification device to heat air. Calculation model was built by heat transfer theory, linear equation to calculate temperature of coil outlet air and non-linear equation to calculate temperature of clean room after heating were deduced. Under condition of some biomass gasification station with 0.08 m, 0.10 m, 0.12 m coil inner diameter, required coil length and wind speed fitting for heating were calculated. Then feasibility of this method was verified. The "Origin" software was used to make linear fitting for calculated temperature of clean room. Logarithmic function relation of clean room temperature and wind speed was determined. Then range of wind speed was confirmed, and the heating energy consumption and quantity of heat production were compared. Be compared with traditional electric heating, it could reduce energy consumption for 95% and more.

**Key words:** biomass gasification; coil heating; convection heating; linear fitting; energy consumption

发展生物质气化工艺是解决能源紧张与环境污染的一项有效措施<sup>[1-2]</sup>.在生物质气化工艺中需在气化间与净化间之间设防火墙<sup>[3]</sup>来消除因净化间泄漏带来的火灾爆炸隐患,但设置防火墙会阻止气化间热量向净化间传递.农村生物质气化站缺乏供暖,净化间的湿式净化装置在温度达到0℃以下时会发生冻裂现象,致使系统漏气导致气化站无法运行甚至引发火灾爆炸或中毒事故.因此部分生物质气化站采用了成本较高的电

暖气,而大部分则在冬季无法开工.法国的Boulard等<sup>[4]</sup>提出了一种对温室热环境进行模拟的方法;You等<sup>[5]</sup>研究了盘管的传热强化;日本的Boadi等<sup>[6]</sup>对盘管采暖的效果进行了分析.本文提出一种利用盘管将气化装置的余热用于生物质气化站湿式净化间供暖的方法,使用风机从室外向盘管内通入空气,利用干式除尘器表面的热量对盘管内的空气进行加热后通入净化间,从而可在设置防火墙后为净化间供暖.该方法可以防止

收稿日期: 2014-08-29

基金项目: 农业部农村能源专项(2012-27); 辽宁省自然科学基金资助项目(2013020137).

作者简介: 闫放(1989-),男,湖南长沙人,东北大学博士研究生;许开立(1965-),男,山东郓城人,东北大学教授,博士生导师.

湿式净化装置冻裂,避免因燃气泄漏而导致事故.因为利用反应余热进行采暖,所以可达到节能减排的目的.

### 1 盘管空气加热分析

热量从干式除尘器经盘管外壁传至盘管内壁,然后盘管内壁与盘管内流动的空气通过对流与热辐射将热量传递给空气,从而使得空气的温度升高.

#### 1.1 盘管内壁温度计算

盘管外壁的温度可以直接测量,盘管壁上的热流密度由式(1)求得<sup>[7]</sup>.

$$q = \frac{T_{w1} - T_{t2}}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_c}} \quad (1)$$

式中: $q$  为盘管壁热流密度,  $W/m^2$ ;  $\delta$  为盘管壁厚,  $m$ ;  $\lambda$  为盘管壁的导热系数,  $W/(m \cdot K)$ ;  $h_c$  为盘管内壁对流换热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $T_{w1}$  为盘管外壁温度,  $K$ ;  $T_{t2}$  为盘管内空气温度,  $K$ . 其中  $h_c$  采用如下方法求得.

1) 按式(2)求得盘管内空气流动的雷诺数.

$$Re = \frac{u_m d}{\nu} \quad (2)$$

式中: $u_m$  为盘管内空气流速,  $m/s$ ;  $d$  为盘管内径,  $m$ ;  $\nu$  为盘管内空气运动黏度,  $m^2/s$ .

2) 计算管流摩擦系数.若  $Re \leq 2 \times 10^4$ , 则  $f = 0.316Re^{-0.25}$ ; 若  $Re \geq 2 \times 10^4$ , 则  $f = 0.184Re^{-0.2}$ .

3) 求得盘管内空气对流换热系数.首先采用文献[8]给出的由湍流边界层三层速度分布模型推出的式(3)计算斯坦顿数  $St$ <sup>[9]</sup>.

$$St = \frac{f/8}{1 + 5 \sqrt{f/8} \{Pr - 1 + \ln[1 + 5(Pr - 1)/6]\}} \quad (3)$$

式中: $f$  为管流摩擦系数;  $Pr$  为盘管内空气的普朗特数.

又  $St = h_c / (\rho c u_m)$ , 其中  $\rho, c, u_m$  分别为盘管内空气的密度 ( $kg/m^3$ )、热容比 ( $kJ/(kg \cdot K)$ )、盘管内空气流速 ( $m/s$ ), 由此求得  $h_c$ . 根据以上步骤求得盘管壁的热流密度, 然后根据式(4)求得盘管内壁的温度  $T_{w2}$ .

$$T_{w2} = T_{w1} - q \frac{\delta}{\lambda} \quad (4)$$

#### 1.2 盘管内空气温度计算

盘管内壁温度为  $T_{w2}$  ( $K$ ), 通入的室外空气温度为  $T_{t1}$  ( $K$ ), 加热后盘管内空气温度为  $T_{t2}$  ( $K$ ),

通入空气体积流量为  $q_v$  ( $m^3/s$ ), 盘管内径为  $d$  ( $m$ ), 盘管的长度为  $L$  ( $m$ ). 盘管长度  $L$  由式(5)求得,

$$L = \frac{\pi(D + 0.5d)n}{\cos\alpha} \quad (5)$$

式中: $D$  为干式除尘器外径,  $m$ ;  $d$  为盘管内径,  $m$ ;  $n$  为盘管缠绕圈数;  $\alpha$  为盘管缠绕螺旋升角.

建立该段盘管能量平衡方程如式(6)<sup>[7]</sup>所示,

$$q_m c (T_{t2} - T_{t1}) = h_c A \frac{T_{t2} - T_{t1}}{\ln[(T_{w2} - T_{t1}) / (T_{w2} - T_{t2})]} \quad (6)$$

式中: $q_m$  为通入盘管内空气的质量流量,  $kg/s$ ;  $c$  为空气的热容比,  $kJ/(kg \cdot K)$ ;  $h_c$  为盘管内壁的对流换热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $A$  为空气在盘管内受热的面积, 即盘管的内表面积,  $A = \pi dL$ .

### 2 净化间采暖分析

稳定后净化间通过盘管内热空气获得的热功率等于净化间围护耗散的热功率, 即

$$Q_{\text{盘管}} = Q_{\text{围护}} \quad (7)$$

同时需要设置回风口, 回风温度可视为等于  $T_3$ . 因此盘管热空气提供的热功率通过式(8)得出,

$$Q_{\text{盘管}} = q_m c (T_{t2} - T_3) \quad (8)$$

而围护耗热功率  $Q_{\text{围护}}$  则根据式(9)计算得出,

$$Q_{\text{围护}} = \sum U_i A_i (T_i - T_o) \quad (9)$$

式中: $U_i$  为围护耗热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $A_i$  为  $U_i$  对应的围护面积,  $m^2$ ;  $T_i$  为净化间内温度  $T_3$ ,  $K$ ;  $T_o$  为室外环境温度  $T_{\text{sur}}$ ,  $K$ .

围护耗热系数  $U_i$  采用如下方法得出.

1) 围护耗热系数  $U_i$  根据式(10)求得<sup>[10]</sup>,

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \quad (10)$$

式中: $h_o$  为外表面换热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $h_i$  为内表面换热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $\delta_i$  为围护壁厚,  $m$ ;  $\lambda_i$  为围护壁的导热系数,  $W/(m \cdot K)$ .

2) 外(内)表面换热系数等于外(内)表面对流换热系数与辐射换热系数之和<sup>[10]</sup>.

$$\left. \begin{aligned} h_o &= h_{oc} + h_{or}, \\ h_i &= h_{ic} + h_{ir}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

外表面对流换热系数根据式(12)<sup>[10]</sup>求得,

$$h_{oc} = 18.63 v_c^{0.605} \quad (12)$$

若围护处于迎风面,且风速  $v > 2 \text{ m/s}$ ,  $v_c = 0.25v$ ; 风速  $v < 2 \text{ m/s}$ ,  $v_c = 0.50v$ . 若围护处于背风面,则  $v_c = 0.3 + 0.05v^{[10]}$ . 而室内可视为静风,静风条件下对流换热系数  $h_{ic}$  可以取为  $6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})^{[10]}$ .

3) 外表面辐射换热系数根据式(13)求得,

$$h_{or} = \varepsilon\sigma(T_2^2 + T_{sur}^2)(T_2 + T_{sur}) \quad (13)$$

式中:  $T_2$  为围护外表面温度, K;  $T_{sur}$  为室外环境温度, 实际测量得出, K.

内表面辐射换热系数根据式(14)求得,

$$h_{ir} = \varepsilon\sigma(T_1^2 + T_3^2)(T_1 + T_3) \quad (14)$$

式中:  $T_1$  为围护内表面温度, K;  $T_3$  为净化间内温度, K.

假设  $T_2 = T_{sur}$ ,  $T_1 = T_3$ , 这样在计算中只含有一个未知数  $T_3$ . 根据以上步骤, 最终将围护耗热系数表示为一个含有未知数  $T_3$  的变量, 而  $T_3$  也就是最终需要求得的净化间温度, 再联立式(7)~式(9)即可求得供暖后的净化间内的温度.

### 3 净化间采暖数值模拟计算

#### 3.1 采暖后净化间温度计算

按以下步骤对采暖后的净化间温度进行计算.

1) 根据式(3)可得盘管内壁对流换热系数  $h_c$  的解, 联立式(1), 式(4)和式(6)可以消去未知数  $T_{w2}$  最终得出  $T_{t2}$  的解, 其线性方程如式(15)所示.

$$T_{t2} = \frac{\lambda T_{wl} e^{\frac{h_c A}{q_m c}} + T_{fi}(\lambda + \delta h_c)}{\lambda e^{\frac{h_c A}{q_m c}} + \lambda + \delta h_c} \quad (15)$$

其中  $\lambda, c, \rho$  可通过查阅相关资料<sup>[7]</sup> 获得;  $\delta, T_{wl}, T_{fi}, A, q_m, d$  为实际测量值;  $h_c$  根据式(2), 式(3)和式(6)计算得出, 由此求得  $T_{t2}$ .

2) 由  $t_{t2}$  及式(8), 式(9), 可将  $Q_{盘管}$  及  $Q_{围护}$  均用含有未知数  $T_3$  的代数式表示出来. 再根据式(7)列出含有未知数  $T_3$  的非线性方程为

$$q_m \cdot c \cdot (T_{t2} - T_3) = \sum U_i(T_3) \cdot A_i \cdot (T_3 - T_{sur}) \quad (16)$$

式中,  $U_i(T_3)$  为用  $T_3$  表示的围护耗热系数  $U_i$ .

采用 Excel 进行迭代计算, 最终求得  $T_3$ .

本文对沈阳周边某生物质气化站在加设防火墙采用盘管采暖后进行计算. 气化站净化间长 4 m、宽 4 m、高 3 m, 共有 3 扇窗户与 1 扇门, 处于迎风面的墙上没有窗户与门, 其中墙由 0.30 m 厚的砖与两边各厚 0.01 m 的水泥砂浆组成, 门窗的

主要部分为玻璃. 室外温度取沈阳历年冬季最低温度 240.15 K(2001 年沈阳历史记录最低气温). 相应的其余各物性取值如表 1 所示. 根据干式除尘器高度  $H(\text{m})$  与外径  $D(\text{m})$ 、盘管缠绕螺旋升角  $\alpha$  以及盘管内径  $d(\text{m})$  与壁厚  $\delta(\text{m})$  可得盘管可缠绕的最大圈数  $n$ , 如式(17)所示,

$$n = \frac{H - D \tan \alpha}{d + 2\delta} \quad (17)$$

表 1 各物性取值  
Table 1 Value of each physical property

符号	数值	符号	数值	符号	数值
$\rho$	1.453	$c$	1.013	$Pr$	0.723
$\nu$	1.08E-05	$D$	0.5	$H$	0.5
$\lambda$	60	$\delta$	0.003	$\alpha$	7.5°
$\sigma$	5.67E-08	$T_{fi}$	240.15	$T_{wl}$	400
$v$	3.2	$\varepsilon_w$	0.9	$T_{sur}$	240.15
$\lambda_{w1}$	0.69	$\delta_{w1}$	0.30	$\lambda_{w2}$	0.72
$\delta_{w2}$	0.02	$\varepsilon_{wd}$	0.95	$\lambda_{wd}$	0.78
$\delta_{wd}$	0.005				

本文假设了 3 种盘管内径尺寸 0.08, 0.10, 0.12 m 进行计算, 由式(17)得出最大缠绕圈数分别为 5 圈、4 圈、2 圈, 分别对缠绕 1 圈至最大圈数在不同空气流速下盘管出口空气温度  $T_{t2}$  与采暖后净化间温度  $T_3$  进行计算, 共得到 11 组数据. 根据《采暖通风与空气调节设计规范》(GB50019—2003)(以下简称规范)4.6.6 条, 出风口风速一般采用 5.0~15.0 m/s, 因此将  $u_m$  取值范围定为 0.1~15.0 m/s, 以 0.1 m/s 为间隔, 由此计算不同内径、不同缠绕圈数盘管在不同空气流速下采暖效果, 如图 1 所示. 根据规范 4.6.3 条, 净化间的温度需要至少达到 5 °C (278.15 K). 同时根据规范 3.1.1 条, 净化间内采暖后的最高温度不宜超过 21 °C (294.15 K), 所以  $T_3$  的取值范围为 [278.15, 294.15]; 同时又根据规范 4.6.6 条, 热风采暖送风温度应在 35 °C (308.15 K)~70 °C (343.15 K) 之间, 所以  $T_{t2}$  的取值范围为 [308.15, 343.15]. 因此采用内径 0.08 m 的盘管, 在缠绕 1 圈并且空气流速为 10.9~15.0 m/s 时, 缠绕 2 圈并且空气流速为 9.1~15.0 m/s 时可满足要求; 采用内径 0.10 m 的盘管, 在缠绕 1 圈并且空气流速为 7.2~15.0 m/s 时, 缠绕 2 圈并且空气流速为 6.1~12.9 m/s 时, 缠绕 3 圈并且空气流速为 7.7~10.8 m/s 时可满足要求; 采用内径 0.12 m 的盘管, 在缠绕 1 圈并且空气流速为 5.1~11.2 m/s 时, 缠绕 2 圈并且空气流速为 5.0~

9.3 m/s时可满足要求。

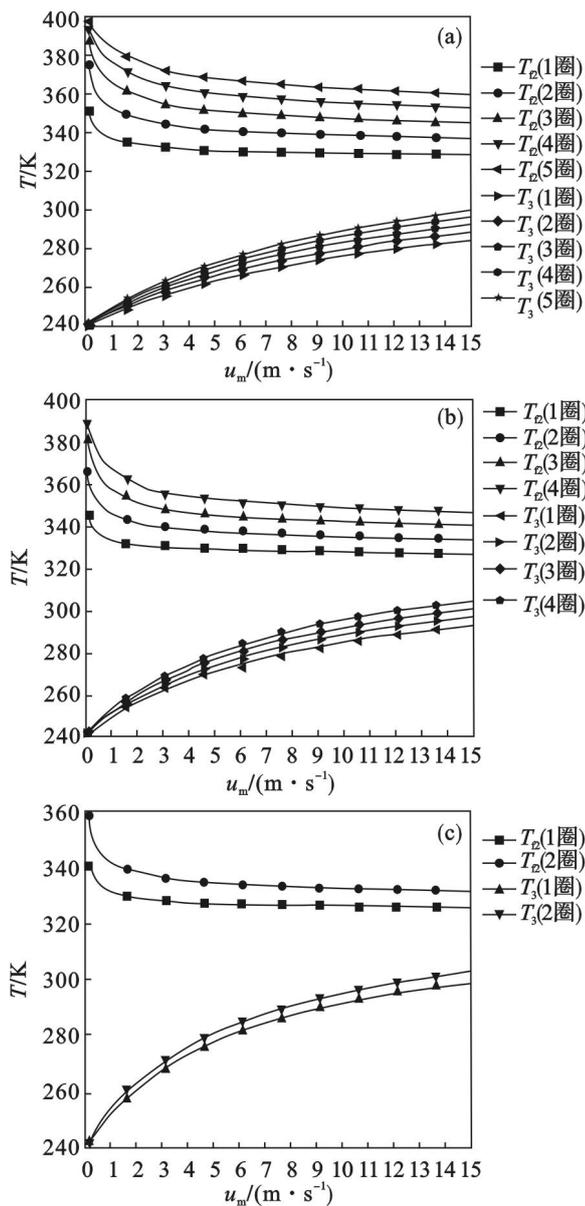


图 1 采用不同内径盘管后在不同空气流速下盘管出口空气温度与净化间温度

Fig. 1 The temperature of coil outlet air and clean room in different wind speed by using coil with different inner diameter

(a)—盘管内径 0.08 m; (b)—盘管内径 0.10 m;  
(c)—盘管内径 0.12 m.

### 3.2 采暖限制条件的确定

盘管出口空气温度  $T_2$  与盘管内空气流速  $u_m$  的关系可以直接通过式(15)中的线性方程得出。而采暖后净化间温度  $T_3$  与空气流速  $u_m$  的关系则是通过式(16)中的非线性方程得出。本文利用软件 Origin 根据图 1 中的曲线对  $T_3$  与  $u_m$  的关系进行线性拟合,拟合结果表明,  $T_3$  为  $u_m$  的对数函数,即

$$T_3 = d + a \ln(bu_m + c) \quad (18)$$

式中,  $a, b, c, d$  为系数,其大小与气化站尺寸、物性条件、环境条件、盘管材质等有关,在以上条件确定的情况下,该系数还受盘管尺寸、盘管缠绕圈数、风速的影响。

对本文中的  $T_3$  计算值按照式(18)进行线性拟合,全部 11 组数据拟合度均达到了 0.998 以上。图 2 为内径 0.08 m 盘管缠绕 2 圈的  $T_3$  拟合结果。

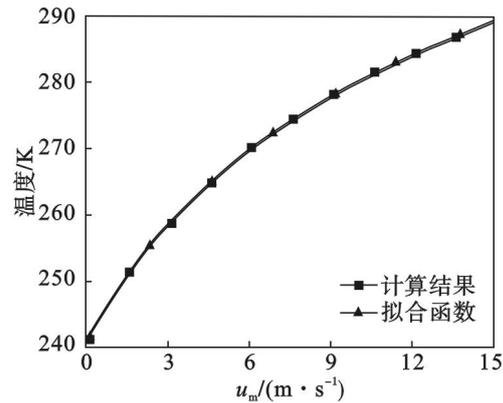


图 2 内径 0.08 m 盘管缠绕 2 圈后  $T_3$  值的拟合结果  
Fig. 2 Fitting result of  $T_3$  value by using 0.08 m inner diameter coil convolved with 2 circles

因此式(18)为关于  $u_m$  的单调递增函数,而式(15)为关于  $u_m$  的单调递减函数。所以随着空气流速的增大,  $T_2$  不断降低,  $T_3$  不断升高,当空气流速达到一定值时,会出现式(19)的情况:

$$T_3 = T_2 \quad (19)$$

之后  $T_3$  会随着  $T_2$  的降低而降低,此时再提高空气流速反而会降低采暖效果,也就是说式(19)的情况即为设置  $u_m$  时在满足规范要求的前提下所能取的最大值。联立式(15),式(18),式(19)便可得出  $u_m$  的最大值。以内径 0.08 m 盘管缠绕 2 圈为例,拟合出  $T_3$  关于  $u_m$  的方程如式(20)所示,

$$T_3 = 85.6373 + 29.3512 \ln(55.9984u_m + 193.347) \quad (20)$$

最终计算得出  $u_m = 76.7$  m/s。该值远超规范要求的最大值 15.0 m/s,所以在这里空气流速最大值按照规范要求取 15.0 m/s。但根据气化站尺寸与物性条件、环境条件、盘管材质的不同以及盘管尺寸、盘管缠绕圈数不同可能会出现满足式(20)情况时的  $u_m$  值小于 15.0 m/s,那么此时空气流速所能取的最大值则要根据计算出来的确定。

### 3.3 产热功率与风机耗能对比

联立式(8),式(15),式(16)可计算出单位时间内不同盘管内径、盘管长度、空气流速条件下从气化间进入净化间的热量,本文称为产热功率,计

算得出满足采暖要求的最小产热功率与最大产热功率分别为 4 112.8 W 与 5 965.8 W.

按照式(21)计算风量  $q_v$  ( $\text{m}^3/\text{min}$ ),

$$q_v = \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot u_m. \quad (21)$$

由此计算内径分别为 0.08, 0.10, 0.12 m 盘管所需风量范围为 4.0 ~ 6.6, 4.2 ~ 10.3, 4.9 ~ 11.0  $\text{m}^3/\text{min}$ , 也就是在满足采暖要求的条件下, 所需最大风量为 11.0  $\text{m}^3/\text{min}$ , 最小风量为 4.0  $\text{m}^3/\text{min}$ . 现在市售轴流风机达到 11.0  $\text{m}^3/\text{min}$  风量所需功率一般为 65 W; 达到 4.0  $\text{m}^3/\text{min}$  风量所需功率一般为 32 W, 所以轴流风机消耗的电功率远低于产热功率. 又因为最高产热功率与最低产热功率相差 1 853.0 W, 而轴流风机所需的最小功率与最大功率也只相差 33 W, 所以空气流速的增加导致轴流风机消耗的电功率增加也远低于产热功率的增加, 采暖成本低廉.

## 4 结 论

1) 本文提出一种在冬季利用气化装置余热为净化间供暖的方法, 该方法可防止湿式净化装置冻裂, 从而避免燃气泄漏, 进而避免火灾、爆炸或中毒事故的发生. 以沈阳市周边某生物质气化站为例进行建模计算, 验证了该方法的可行性; 并通过计算得出采暖所需能耗远低于采暖的产热量, 证明该采暖方法成本低廉, 符合节能减排的要求.

2) 推导出了盘管出口空气温度  $T_{12}$  的线性方程以及采暖后的净化间温度  $T_3$  的非线性方程. 并对  $T_3$  的计算结果进行线性拟合, 得出  $T_3$  关于  $u_m$  的线性关系一般形式为  $T_3 = d + a \ln(bu_m + c)$ .

3) 一定范围内提高空气流速  $u_m$  可提高采暖

效果, 得出空气流速  $u_m$  的取值范围.  $u_m$  最小值等于规范要求最小值, 最大值等于规范要求最大值与求解方程  $T_3 = T_{12}$  所得  $u_m$  值这两者中较小者.

## 参考文献:

- [1] Thanapal S S, Annamalai K, Sweeten J M, et al. Fixed bed gasification of dairy biomass with enriched air mixture [J]. *Applied Energy*, 2012, 97 (9): 525 - 531.
- [2] Zhang W N. Automotive fuels from biomass via gasification [J]. *Fuel Processing Technology*, 2010, 91 (8): 866 - 876.
- [3] Cao Y, Wang Y, Riley J T, et al. A novel biomass air gasification process for producing tar-free higher heating value fuel gas [J]. *Fuel Processing Technology*, 2006, 87 (4): 343 - 353.
- [4] Boulard T, Wang S. Greenhouse crop transpiration simulation from external climate conditions [J]. *Agriculture and Forest Meteorology*, 2000, 100 (1): 25 - 34.
- [5] You Y H, Fan A W, Liu W, et al. Thermo-hydraulic characteristics of laminar flow in an enhanced tube with conical strip inserts [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2012, 61: 28 - 37.
- [6] Boadi A, Tsuchida Y, Todaka T, et al. Designing of suitable construction of high-frequency induction heating coil by using finite-element method [J]. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2005, 41 (10): 4048 - 4050.
- [7] 赵镇南. 传热学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2008. (Zhao Zhen-nan. Heat transfer [M]. Beijing: Higher Education Press, 2008.)
- [8] Kays W M, Crawford M E, Weigand B. Convective heat and mass transfer [M]. New York: McGraw Hill Higher Education, 2004: 189 - 213.
- [9] Chen J, Muller-Steinhagen H, Duffy G G, et al. Heat transfer enhancement in dimpled tubes [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2001, 21 (4): 535 - 547.
- [10] Rohsenow W M. Handbook of heat transfer fundamentals [M]. New York: McGraw Hill Higher Education, 1985.