

逆流式气-气换热器的设计与性能试验

宋卫堂, 姚珑璐, 丁涛, 黄之栋, 李保明

(1. 中国农业大学水利与土木工程学院, 北京 100083; 2. 农业部设施农业工程重点开放实验室, 北京 100083)

摘要: 介绍了一种逆流式气-气换热器的结构、设计及工作过程, 并利用数值计算与现场试验的方法对该换热器进行了性能测试。该气-气换热器采用聚丙烯 (PP) 塑料材料作为换热片, 流体方向为逆流式换热。数值方法计算结果表明, 换热器换热量与风量呈正相关关系, 换热效率随热端风量的增大而提高: 热端风量为 $4\,475\text{ m}^3/\text{h}$ 时, 换热效率为 $0.55\sim 0.75$; 热端风量为 $7\,800\text{ m}^3/\text{h}$ 时, 换热效率为 $0.6\sim 0.8$ 。性能测试的结果表明, 该换热器的实际换热效率与数值计算的换热效率基本吻合: 热端风量为 $4\,475\text{ m}^3/\text{h}$ 时, 实测值为 $0.45\sim 0.7$; 热端风量为 $7\,800\text{ m}^3/\text{h}$ 时, 实测值为 $0.65\sim 0.9$ 。因此, 该 PP 逆流式气-气换热器具有很好的换热性能。

关键词: 换热器, 余热, 效率, 逆流式, 性能

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2011.05.023

中图分类号: S214.4; TK172

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2011)-05-0136-05

宋卫堂, 姚珑璐, 丁涛, 等. 逆流式气-气换热器的设计与性能试验 [J]. 农业工程学报, 2011, 27(5): 136-140.

Song Weitang, Yao Longlu, Ding Tao, et al. Design and performance test of a counter flow gas-gas heat exchanger [J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(5): 136-140. (in Chinese with English abstract)

0 引言

气-气换热器是一种余热回收装置, 广泛用于冶金、动力、暖通、农业等领域。换热器按传送热量方式的不同可分为间壁式、混合式、蓄热式换热器等, 而间壁式换热器又是应用较广的一种换热器, 它主要包括管壳式、板式、板翅式、热管式换热器等。气-气换热器可以有效降低热负荷, 并能提供 100% 新风量, 同时又避免了热回收过程中因为相变而效率降低的问题, 因此是一种有效的热回收方式。

目前关于气-气换热的研究主要包括: 研制新型换热器来改进其传热性及紧凑性, 也包括对换热器模型进行模拟。Rousse^[1]等人研究了一种厚 1 mm 的聚乙烯 (PE) 管壳式换热器, 用于温室热回收, 虽不紧凑但却有很好的经济性; Jia^[2]研制了一种厚 1.5 mm 的聚四氟乙烯 (PTFE) 板式换热器, 用于除去工业废气中的 SO_2 ; Dobbs 和 Freihaut^[3]研制了一种比较新颖的膜换热器, 膜采用磺化与羧基聚合物, 可以实现湿热回收; Saman 和 Alizadeh^[4]对一种紧凑板式气-气换热器进行了数值模拟和实验研究, 可用于除湿制冷过程; Hagens^[5]对一种热管式气-气换热器进行了性能估计与实验; Nielsen^[6]等人则对气-气换热器在寒冷季节下的冷凝模型进行了分析; Liu^[7]对纤维膜、含固体吸附剂纤维膜、含液体吸附剂纤维膜 3 种不同材料气-气换热的传质模型进行了分析。国内对于换

热器的研究, 主要集中在工业应用领域^[8-9]。而气-气换热器也可用于农业设施的冬季热回收与夏季降温, 如: 袁小艳^[10]等将热管式换热器用于回收密闭式畜禽舍冬季换气中的余热; 刘建禹^[11]等将板翅式换热器用于回收畜禽舍的热量。夏季降温中, 气-气换热器也可以用于农业设施通风系统中的间接蒸发制冷, 通过换热器与直接蒸发降温后的空气进行热交换, 达到冷却空气而含湿量不增加^[12]。

气-气换热器换热性能不及气-液或液-液换热器, 现有气-气换热器的主要问题是如何提高其换热性能并实现换热效率与压降的最优化、降低气体对换热器腐蚀作用等。现有气-气换热器的换热效率在 $40\%\sim 75\%$ 之间^[13-14]。针对上述研究的不足, 本文研制了一种逆流换热式的气-气换热器, 在计算、设计换热器基本结构参数的基础上, 试制了换热器样机, 并对不同风量下的热交换效率进行了测定。

1 气-气换热器的设计

1.1 换热器的结构

采用板翅式换热器的结构进行设计。换热片是换热器中最重要的组成部分, 采用聚丙烯 (Polypropylene, PP) 塑料压制成波纹片。因为换热中以逆流换热的效率最高, 因此将换热片设计为六边形, 使得六边形中间部分能形成逆流换热; 进出口的三角形部分则为叉流换热。换热片的结构如图 1 所示。

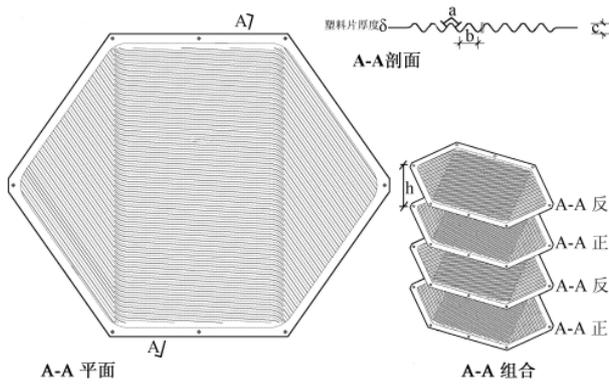
1.2 换热器的设计计算

换热片的主要参数采用平均温差法进行计算^[15-16]。假设换热器热端进口温度 36°C , 冷端进口温度 25°C , 通过查表确定各进出口空气密度 ρ 、比热 c_p 、传热系数 λ 、粘度 ν 、普朗特数 Pr 等物性参数。

收稿日期: 2011-01-29 修订日期: 2011-04-13

基金项目: 浙江省科技厅高新技术与产业化项目“新型高效太阳能除湿降温关键技术与装备研制及产业化示范”(2009C110251)

作者简介: 宋卫堂 (1968-), 男, 副教授, 博士, 主要从事农业生物环境与能源工程的新技术研究及设备开发。北京 中国农业大学水利与土木工程学院, 100083。Email: songchali@cau.edu.cn



注： δ 为换热片厚度； a 为换热片波纹最近两中心点沿波纹的长度； b 为波间距； c 为波高； h 为相邻两层换热片之间的距离； l 为换热片通道的长度

图 1 换热片结构示意图

Fig.1 Sketch of fins in the heat exchanger

气-气换热器内部主要由波纹片组成，总的换热面积为

$$A = \frac{2aBlH}{bh} \quad (1)$$

式中各参数取值如表 1 所示。

表 1 塑料波纹片基本参数

Table.1 Parameters of corrugated plastic fin

参数名称	取值
塑料片厚 δ /mm	0.3
波间距 b /mm	19
波长 a /mm	10
波高 c /mm	8.5
波纹片净宽 B /mm	0.7
换热器总高 H /m	1.5
层高 h /mm	9
通道长度 l /m	1.4
换热片层数	166

气-气换热器冷端或热端的换热量如式 (2) ~ (3)

$$Q_1 = qc_p(T_i - T_0) \quad (2)$$

$$Q_2 = q'c_p(T_0' - T_i') \quad (3)$$

式中， q 为热端空气质量流量，kg/s； q' 为冷端空气质量流量，kg/s，根据流速、空气截面面积计算； c_p 为空气比热，kJ/(kg·°C)； T_i —热端进口温度，°C； T_0 为热端出口温度，°C； T_0' 为冷端出口温度，°C； T_i' 为冷端进口温度，°C。

换热器内空气的雷诺数 Re 、努塞尔数 Nu 及对流换热系数 ξ ，如式 (4) ~ (7)

$$Re = \frac{dW}{\nu} \quad (4)$$

$$Nu = 0.349 Re^{0.641} P_r^{0.3} \quad (5)$$

或

$$Nu = 0.349 Re^{0.641} P_r^{0.4} \quad (6)$$

$$\xi = Nu \frac{\lambda}{d} \quad (7)$$

式 (5) 为热端通道的计算公式，式 (6) 为冷端通道的计算公式，其中： d 为通道的当量直径，m； W 为冷端或热端空气流速，m/s。

换热器内的努塞尔数 Nu ，视管内为强迫对流，采用式 (8) ~ (9)

$$Nu = 1.86(Re Pr \frac{d}{l})^{1/3} (\eta_f / \eta_w)^{0.14} \quad (8)$$

当 $Re Pr \frac{d}{l} > 10$ 时

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668 Re Pr \frac{d}{l}}{1 + 0.04(Re Pr \frac{d}{l})^{2/3}} (\eta_f / \eta_w)^{0.14} \quad (9)$$

当 $Re Pr \frac{d}{l} < 10$ 时

式中： η_f / η_w 为修正数， l 为通道长度。

总的传热系数 K

$$K = 1 / (\frac{1}{\xi_1} + \frac{\delta}{\lambda_p} + \frac{1}{\xi_2}) \quad (10)$$

式中， ξ_1 为热端对流换热系数， ξ_2 为冷端对流换热系数， λ_p 为 PP 材料的对流换热系数，污垢热阻忽略。

再求出传热温差 Δt_m

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (11)$$

式中， Δt_{\max} 和 Δt_{\min} 为换热时冷、热流体端部温差的最大值和最小值，°C。

而换热量如式 (12)

$$Q_m = KA\Delta t_m \quad (12)$$

比较 Q_m 与 Q_1 、 Q_2 ，使得两者换热量相等，达到最大化换热效率。

1.3 换热器的工作过程

如图 2 所示，换热片按正、反交替放置；用橡胶条对侧面进行密封，同时进出口处通过粘胶密封，使得热、冷空气进入各自通道；每个热、冷空气通道分别与其相接触的上、下通道进行换热；同时波纹结构使得每个空气通道内空气达到紊流状态，增加换热效果。

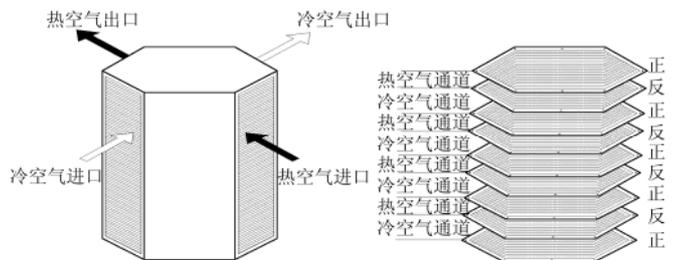


图 2 气-气换热器的工作过程原理图

Fig.2 Sketch of working process of gas-gas heat exchanger

2 性能试验

2.1 试验方法

性能测试于 2010 年 8-9 月在浙江省缙云县进行。

冷空气采用冷水装置直接蒸发后产生的冷风，热风采用室外空气。冷、热空气的流动由两台风机实现。

据计算，当冷端风量为 4 963、6 867 m³/h 时，风机所需功率为 1.29、3.43 kW；当热端风量为 4 475、7 800 m³/h 时，风机所需功率为 0.51、2.71 kW。因此，冷、热两端分别选用功率为 4 和 3 kW 的风机。试验过程中，通过变频器调节风机转速，以满足风量要求。

分别在冷、热空气的进出口处，安装温、湿度测量仪器，并对于冷、热通道进行风速测量。

换热器的性能由热交换效率来评价。由于气-气换热过程为显热交换，热交换效率等于显热效率，按式 (12) 计算

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{m_h(t_{o,h} - t_{i,h})}{m_{\min}(t_{i,h} - t_{i,c})} \quad (12)$$

式中， Q 为热流体换热量，kJ； Q_{\max} 为热流体最大可能换热量，kJ； $t_{o,h}$ 为出口热端流体温度，℃； $t_{i,h}$ 为进口热端流体温度，℃； $t_{i,c}$ 为进口冷端流体温度，℃； m_h 为热端流体的质量流量，kg/s； m_{\min} 为冷热端流体最小质量流量，kg/s。

2.2 测试仪器

空气温度采用 WZP-Pt100 型温度传感器测量，测量范围 0~150℃，通过数据采集器由计算机读取并记录；湿度采用干湿球水银温度计，测量范围 0~100℃，通过干湿球方法获得相对湿度，由人工测量完成；风速采用 ZRQF 系列智能热球风速计，并利用风速与风管截面面积计算送风质量通量。

3 结果与分析

3.1 不同流量下换热量的计算

图 3 显示了 3 种不同热端风量下，换热量随冷端风量变化的趋势。可以看出，换热器的换热量与风量呈正相关关系，换热量随着冷端风量的增加而加大。在热端风量为 6 290 m³/h、冷端风量分别为 1 696、3 058、6 025 m³/h 时，对应的换热量分别为 4.7、9.13、12 kW；同时，换热量也随着热端风量的增加而增加，如：在冷端风量为 6 867 m³/h、热端风量分别为 4 475、6 290、7 800 m³/h 时，换热量分别为 10、12.3、14 kW；另外，随着冷端风量的加大，不同热端风量下换热量之间的差值在增大。

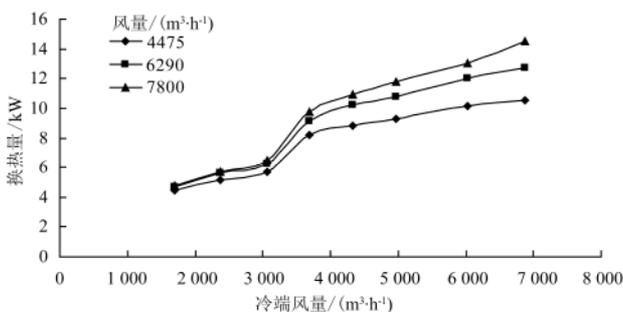


图 3 不同风量下换热器的换热量

Fig.3 Calculated values of heat-transfer quantities with different air volumes

由于假设热、冷端进口温度不变，随着热、冷端风量的加大，单位时间内热、冷端通道内热量交换增大，也就使得换热量增大。在冷端风量 3 000~4 000 m³/h 时，换热器的换热量明显上升，这是由于空气由层流逐渐变为紊流，从而使得 Nu 数变化而引起的。

3.2 不同流量下热交换效率的计算

图 4 显示了 3 种不同热端风量下，换热器的热交换效率随冷端风量变化的趋势。可以看出，在冷端风量为 1 500~3 000 m³/h 范围内，热交换效率 ε 随着冷端风量的增加而下降；当冷端风量接近 3 000 m³/h 时出现拐点，随后在冷端风量为 3 000~3 500 m³/h 范围内，热交换效率 ε 随着冷端风量增加明显增加；当冷端风量接近 3 500 m³/h 时再次出现拐点，热交换效率 ε 随着冷端风量的增加而下降；直至第 3 拐点：热端风量为 4 475 m³/h 时，冷端风量接近 4 700 m³/h 时出现；热端风量为 6 290 m³/h 时，冷端风量接近 6 100 m³/h 时出现；随后热交换效率 ε 随着冷端风量增加又缓慢增加。热端风量越高，换热器的换热量也越高；当热端风量为 4 475 m³/h 时，热交换效率在 0.55~0.75 之间，当热端风量为 7 800 m³/h 时，热交换效率在 0.6~0.8 之间。

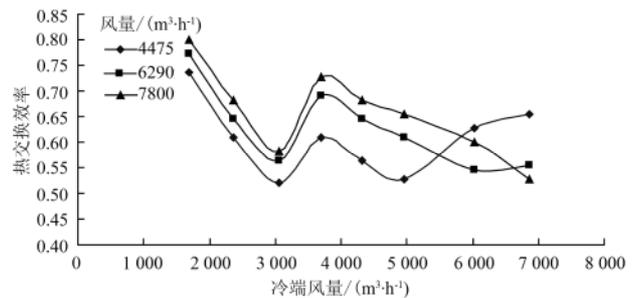


图 4 不同风量下换热器的热交换效率

Fig.4 Calculated values of heat-transfer efficiency with different air volumes

换热器的第 1、2 拐点也是由于层流至紊流状态 Nu 数的变化引起的。引进 $\varepsilon-NTU$ 法^[17]中 $\varepsilon-NTU$ 与 C_r 曲线关系图可以对第 3 个拐点的出现进行解释，其中 NTU 、 C_r 为无量纲量，两者关系如式 (13)~(14) 表示

$$NTU = \frac{KA}{m_{\min}} \quad (13)$$

$$C_r = \frac{m_{\max}}{m_{\min}} \quad (14)$$

当 NTU 不变， C_r 为 1 时则 ε 最小，因此，第 3 个拐点出现在冷端风量近似等于热端风量时。

3.3 计算值与实测值的比较

如图 5 所示，在热端风量为 4 475 m³/h 时，样机的热交换效率实测值在 0.45~0.7 之间，而计算值在 0.52~0.74 之间，二者差异很小。在 1 696、4 963 m³/h 冷端风量下，热交换效率低于计算值，其它则高于计算值。

如图 6 所示，在热端风量为 7 800 m³/h 时，样机的热交换效率实测值在 0.65~0.9 之间，而计算值在 0.53~0.8 之间。只有在 1 696 m³/h 冷端风量下热交换效率低于计算

值, 其它则均高于计算值。产生这种情况的原因, 是由于在数值计算过程中, 没有考虑换热片每个通道上层波纹对空气紊流的加大作用; 同时 $7\ 800\ \text{m}^3/\text{h}$ 下产生紊流的作用大于 $4\ 475\ \text{m}^3/\text{h}$, 因此 $7\ 800\ \text{m}^3/\text{h}$ 试验值与计算值之间的差值, 也就大于 $4\ 475\ \text{m}^3/\text{h}$ 试验值与计算值之间的差值。这说明, 热端风量越大, 热交换效率越高。图中, $7\ 800\ \text{m}^3/\text{h}$ 热端风量下, 最大换热效率能达到 0.9, $4\ 475\ \text{m}^3/\text{h}$ 热端风量最大为 0.7, 这与计算值是相吻合的; 另一方面, 在 $4\ 475$ 、 $7\ 800\ \text{m}^3/\text{h}$ 两种热端风量条件下, 其试验值在冷端风量 $1\ 696\ \text{m}^3/\text{h}$ 时都低于计算值, 则说明层流下 Nu 系数计算值小于试验值, 需在后续研究中对公式进行修正。

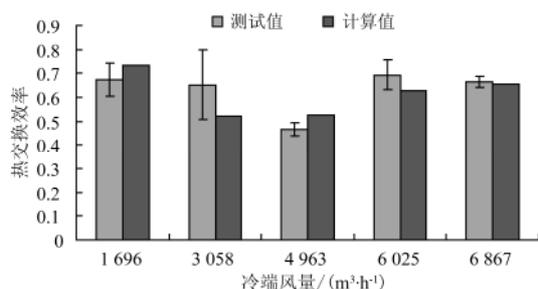


图5 热端风量 $4\ 475\ \text{m}^3/\text{h}$ 时热交换效率的实测值与计算值对比
Fig.5 Comparison of calculated and experimental heat-transfer values at hot air volume of $4\ 475\ \text{m}^3/\text{h}$

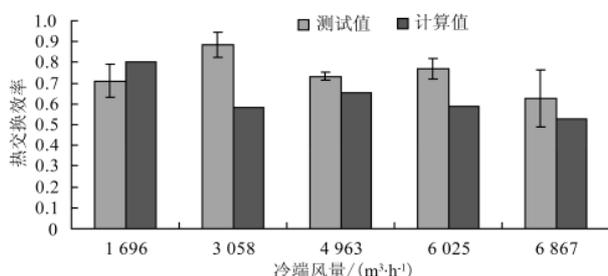


图6 热端风量 $7\ 800\ \text{m}^3/\text{h}$ 时热交换效率的实测值与计算值对比
Fig.6 Comparison of calculated and experimental heat-transfer values at hot air volume of $7\ 800\ \text{m}^3/\text{h}$

综上所述, 该气-气换热器的热交换效率实测值达到 $0.65\sim 0.9$, 数值计算值则在 $0.6\sim 0.8$ 之间, 显示了计算与实测的较好吻合; 当冷端、热端风量分别为 $6\ 025$ 、 $7\ 800\ \text{m}^3/\text{h}$ 时, 平均换热效率为 0.78。

4 结论与讨论

1) 采用平均温差法, 对聚丙烯 (PP) 材质的逆流式气-气换热器进行了设计, 换热片的基本结构参数是: 波间距 b 为 $19\ \text{mm}$, 波长 a 为 $10\ \text{mm}$, 波高 c 为 $8.5\ \text{mm}$, 层高 h 为 $9\ \text{mm}$ 。在此基础上, 试制了气-气换热器样机。

2) 假设换热器热、冷端进口空气温度分别为 36°C 、 25°C , 数值计算的结果表明: 换热器换热量与风量呈正相关关系; 换热效率的极值位于冷端风量极小处、冷端层流与紊流交界处、 C_r 为 1 处; 随着热端风量的提高, 换热效率随着提高: 当热端风量为 $4\ 475\ \text{m}^3/\text{h}$ 时, 热交换效

率在 $0.55\sim 0.75$ 之间, 热端风量为 $7\ 800\ \text{m}^3/\text{h}$ 时, 热交换效率在 $0.6\sim 0.8$ 之间。

3) 在热端风量为 $4\ 475\ \text{m}^3/\text{h}$ 时, 热交换效率实测值在 $0.45\sim 0.7$ 之间; 在热端风量为 $7\ 800\ \text{m}^3/\text{h}$ 时, 热交换效率实测值在 $0.65\sim 0.9$ 之间; 实测值与计算值最大偏差 0.23。实测值在紊流阶段高于计算值, 是由于换热片波纹状通道加大了紊流作用, 提高了换热系数, 提升了换热效率; 而实测值在层流阶段低于计算值, 说明层流公式不能较好反映实际效率变化; 另外, 本文未对换热器压降 Δp 进行分析, 这些都有待以后做进一步研究。

[参 考 文 献]

- [1] Rouse D R, Martin D Y, Thériault R, et al. Heat recovery in greenhouses: a practical solution[J]. Applied Thermal Engineering, 2000, 20(8): 687—706.
- [2] Jia L, Peng X F, Sun J D, et al. An experimental study on vapor condensation of wet flue gas in a plastic heat exchanger[J]. Heat Transfer-Asian Research, 2001, 30(7): 571—580.
- [3] Dobbs G, Freihaut J. Plastic compact heat exchangers for single effect desalination systems[P]. US patent 7152670, 2006.
- [4] Saman W, Alizadeh S. Modeling and performance analysis of a cross-flow type plate heat exchanger for dehumidification/cooling[J]. Solar Energy, 2001, 70 (4): 361—372.
- [5] Hagens H, Ganzevles F L A, van der Geld C W M, et al. Air heat exchangers with long heat pipes: Experiments and predictions[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(14/15): 2426—2434.
- [6] Nielsen T R, Rose J, Kragh J. Dynamic model of counter flow air to air heat exchanger for comfort ventilation with condensation and frost formation[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(2/3): 462—468.
- [7] Liu S, Riffat S, Zhao X, et al. Impact of adsorbent finishing and absorbent filming on energy exchange efficiency of an air-to-air cellulose fibre heat & mass exchanger[J]. Building and Environment, 2009, 44(9): 1803—1809.
- [8] 钟毅, 高翔, 霍旺, 等. 湿法烟气脱硫系统气-气换热器的结垢分析[J]. 动力工程, 2008, 28(2): 275—278.
Zhong Yi, Gao Xiang, Huo Wang, et al. Analysis of scaling on gas-gas heater surfaces of wet flue gas desulfurization systems[J]. Journal of Power Engineering, 2008, 28(2): 275—278. (in Chinese with English abstract)
- [9] 胡志光, 惠远峰, 常爱玲, 等. 火电厂湿法烟气脱硫省却气-气换热器(GGH)的可行性研究[J]. 热力发电, 2007, 36(1): 1—4.
Hu Zhiguang, Hui Yuanfeng, Chang Ailing, et al. Study on feasibility wet flue gas desulfuration without gag-gas heat exchanger[J]. Thermal Power Generation, 2007, 36(1): 1—4. (in Chinese with English abstract)
- [10] 袁小艳, 李保明, 俞宏军. 用热管换热器回收密闭式畜禽舍冬季换气中的余热[J]. 中国农业大学学报, 1992, 4(2): 86—89.
Yuan Xiaoyan, Li Baoming, Yu Hongjun. Application of thermal pipe heat-exchangers in recovery of waste heat in closed poultry housing in winter[J]. Journal of China Agricultural University, 1992, 4(2): 86—89. (in Chinese with English abstract)

- English abstract)
- [11] 刘建禹, 陈立, 冯江. 畜禽舍通风系统余热回收板翅式热交换器传热性的分析[J]. 农机化研究, 2000, 22(3): 40—43.
Liu Jianyu, Chen Li, Feng Jiang. Heat transfer analysis of the heat exchanger in birds and stock barn ventilation system[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2000, 22(3): 40—43. (in Chinese with English abstract)
- [12] 马承伟, 黄之栋, 李保明, 等. 农业建筑蒸发降温技术研究与应用现状及展望[J]. 农业工程学报, 1995, 11(3): 95—102.
Ma Chengwei, Huang Zhidong, Li Baoming, et al. The development of evaporative cooling technology for farm buildings[J]. Transactions of CSAE, 1995, 11(3): 95—102. (in Chinese with English abstract)
- [13] 钟珂, 亢燕铭, 黄璞洁. 板翅式空气全热交换器热回收效率的实验研究[J]. 暖通空调, 2007, 37(2): 62—67.
Zhong Ke, Kang Yanming, Huang Pujie. Experimental study on the efficiency of cross-flow heat recovery ventilators[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2007, 37(2): 62—67. (in Chinese with English abstract)
- [14] 杨开篇, 刁彦华, 赵耀华, 等. 热管式通风换热器热回收的实验研究[J]. 化学工程, 2009, 37(7): 17—20.
Yang Kaipian, Diao Yanhua, Zhao Yaohua, et al. Experimental investigation of heat recovery with thermosyphon heat exchanger[J]. Chemical Engineering, 2009, 37(7): 17—20. (in Chinese with English abstract)
- [15] 钱颂文. 换热器设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2003.
- [16] 史美中, 王中铮. 热交换器原理与设计[M]. 南京: 东南大学出版社, 2003.
- [17] 连之伟. 热质交换原理与设备[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2006.

Design and performance test of a counter flow gas-gas heat exchanger

Song Weitang, Yao Longlu, Ding Tao, Huang Zhidong, Li Baoming

(1. College of Water Conservancy and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China;

2. Key Laboratory of Agricultural Engineering in Structure and Environment, Beijing 100083, China)

Abstract: A gas-gas heat exchanger (GGHE) was designed and its working process was introduced in this paper. Based on the numerical method, a commercial prototype of GGHE was worked out and manufactured, and its performance was tested. Polypropylene (PP) plastic material was used to make the heat transfer fins and the counter flow of hot and cold gases in GGHE was achieved. The calculation results showed that there was a positive correlation between the quantity of heat-transfer and air volumes, and the efficiency of heat-transfer increased with rise of hot air volume as well. The calculated heat-transfer efficiency was 0.55-0.75, 0.6-0.8 when hot air volume was 4 475, 7 800 m³/h, respectively. Meanwhile the efficiency of measured heat-transfer was 0.45-0.7, 0.65-0.9 while hot air volume was 4 475, 7 800 m³/h, respectively. The experimental values matched with calculated ones, this indicated that the PP GGHE had good heat-transfer performance and the design of GGHE was reasonable.

Key words: heat exchangers, waste heat, efficiency, counter flow, performance