# 通道构型对全热换热器性能的影响

## 苏 铭, 闵敬春

(清华大学 航天航空学院, 传热与能源利用北京市重点实验室, 北京 100084)

摘要:薄膜式全热换热器的通道构型对其性能有重要影响,为改进全热换热器的性能以达到更好的节能效果,研究分析了几种通道结构的流动及热质传递特性,采用数值模拟方法对不同通道构型下全热换热器的性能进行了预测及比较分析。结果表明:正三角形通道全热换热器各项性能指标均最差;对于矩形通道,随着长宽比的增加,显热效率、焓效率及全热交换量变化不大,而压降减小更迅速,导致换热器整体性能有所提高;近无限大平板通道全热换热器各项性能指标均为最佳。结论是通道支撑越少,全热换热器性能越好。
 关键词:全热换热器;通道形状;焓效率;全热交换量;压力降

中图分类号: TK 124	文献标识码:	А
文章编号:1000-0054(2006)08-1485-04		

# Channel structure effects on the performance of an enthalpy exchanger

SU Ming, MIN Jingchun

(Heat Transfer and Energy Conversion Key Laboratory of Beijing Municipality, School of Aerospace, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: The channel structure of a membrane-based enthalpy exchanger has an important effect on the exchanger performance, the flow and heat/mass transfer behaviors of several different channel structures were studied numerically to improve the exchanger performance for better energy conservation. The results suggest that a regular triangular channel has the worst performance. For rectangle channels, increase in the aspect ratio slightly improve the sensible effectiveness, the enthalpy effectiveness, and the enthalpy change rate while the pressure decreases quickly, which improves the performance. Channels having an approximately infinite flat plate structure gives the best performance. Therefore, channels with less supports have better exchanger performance.

Key words: enthalpy exchanger; channel shape; enthalpy effectiveness; enthalpy exchange rate; pressure drop

现代空调系统中,如何以较小能耗获得新风越 来越受到人们的关注。由于排气中潜热巨大,所以全 热回收算有更大的节能潜力,常用的空热回收设备<sup>Pub</sup> 有转轮式全热换热器<sup>[1]</sup>和薄膜式全热换热器。后者 由于没有运动部件、具有良好的运行性能以及低运 行成本而越来越受到人们的青睐。文[2-4]建立了 薄膜式全热换热器的基本模型,数值模拟分析了相 关参数的影响,并对换热器的节能效果进行了跟踪 研究。

目前,随着全热换热器的小型化和紧凑化,芯体 通道结构对换热器性能的影响越发显著。常用的换 热器芯体多采用波纹板支撑三角形通道结构和条状 支撑矩形小通道结构。本文沿用文[2]的基本物理模 型,做了一定的修正,如控制方程中采用蒸汽浓度、 渗透系数,性能参数中整体换热系数考虑了潜热的 影响,利用修正模型对全热换热器的性能进行了预 测和分析。通道形状及结构对气体流动传递特征有 着重要的影响<sup>[5]</sup>,本文分析了流动及热质传递特征 随通道形状的变化,并且数值计算比较了不同通道 构型换热器各项性能指标的差异,提出了优化设计 方向。

1 物理数学模型及性能参数

1.1 物理数学模型

基本物理结构模型如图1所示,进气和排气以 叉流方式在各自的流道内流动,通过极薄的薄膜进 行热湿交换<sup>[2]</sup>。

由于湿空气*P*<sub>e</sub>> 10,在进行数学描述时可忽略 两股湿空气在流动方向上的热质扩散,只考虑流动 方向的热质输运及垂直流道方向上的热质传递;对 于该叉流传热传质结构,通道长度远大于通道高度, *R*<sub>e</sub>< 1000,流动基本处于充分发展层流段,入口段 影响非常小。因此,可将小通道对流传热传质近似为

作者简介:苏铭(1980-),男(汉),山东,硕士研究生。

热回收算有更大的节能潜分,常用的空热回收设备Publisan联系见。该敬喜,富教授,在Senard miniber Ringhua Wedenki.net

收稿日期: 2005-09-16

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (50576040)



图1 薄膜式全热换热器物理模型<sup>[2]</sup>

一维质量、热量交换过程。

以进气流动方向为x方向,以排气流动方向为y方向,以通道高度为z方向,建立直角坐标系。

进气流动通道中的热量、质量输运与传递平衡 方程分别为:

$$\rho_{c_{\rm p}v_{\rm s}}d \; \frac{\partial T_{\rm s}}{\partial x} + 2h_{\rm s}(T_{\rm s} - T_{\rm ms}) = 0,$$

$$v_{\rm s}d \; \frac{\partial C_{\rm s}}{\partial x} + 2k_{\rm s}(C_{\rm s} - C_{\rm ms}) = 0.$$

$$(1)$$

排气流动通道中的热量、质量输运与传递平衡 方程分别为:

$$\begin{aligned} \rho_{C_{\rm p}} v_{\rm e} d \ \frac{\partial T_{\rm e}}{\partial y} + 2h_{\rm e} (T_{\rm e} - T_{\rm me}) &= 0, \\ v_{\rm e} d \ \frac{\partial C_{\rm e}}{\partial x} + 2k_{\rm e} (C_{\rm e} - C_{\rm me}) &= 0. \end{aligned}$$
(2)

其中: $\rho$ 为空气密度,v为进口空气流速,T为温度, $C_s$ 、 $C_e$ 为水蒸汽浓度,h为对流换热系数,k为对 流传质系数,下标 s、e 分别表示进气侧和排 气侧。

薄膜中的导热方程为

$$m_{\rm w}c_{\rm pw} \frac{\partial T_{\rm m}}{\partial z} - \lambda_{\rm m} \frac{\partial^2 T_{\rm m}}{\partial x^2} - \lambda_{\rm m} \frac{\partial^2 T_{\rm m}}{\partial y^2} - \lambda_{\rm m} \frac{\partial^2 T_{\rm m}}{\partial z^2} = 0.$$

(3)

根据薄膜传质的溶解扩散原理<sup>[6]</sup>,换湿平衡方程表 示为

$$m_{\rm w} = k_{\rm s}(C_{\rm s} - C_{\rm ms}) = k_{\rm e}(C_{\rm e} - C_{\rm me}) = \frac{P_{\rm wm}}{\delta} \left( \frac{C_{\rm ms}}{C + (1 - C) \Phi_{\rm ms}} - \frac{C_{\rm me}}{C + (1 - C) \Phi_{\rm me}} \right). (4)$$

对流传热与传质具有相似性,存在简单的关联 关系:

$$k = \frac{h}{c_{\rm p}}.$$
 (5)

其中: $\lambda$ 为导热系数,P为渗透系数,m为传质速率,C为吸附曲线类型, $\phi$ 为相对湿度。下标m和w

1.2 边界条件

进气、排气均满足进口边界条件:

$$T_{s x=0} = T_{si}, \quad C_{s x=0} = C_{si},$$

$$T_{e y=0} = T_{ei}, \quad C_{e y=0} = C_{ei}.$$
 (6)

薄膜周边满足绝热边界条件:

$$\frac{\partial T_{m}}{\partial x}\Big|_{x=0} = 0, \qquad \frac{\partial T_{m}}{\partial x}\Big|_{x=xF} = 0,$$
$$\frac{\partial T_{m}}{\partial y}\Big|_{y=0} = 0, \qquad \frac{\partial T_{m}}{\partial y}\Big|_{y=yF} = 0.$$
(7)

进气侧薄膜表面:

$$-\lambda_{\rm m} \left. \frac{\partial T_{\rm m}}{\partial z} \right|_{z=0} = h_{\rm s} (T_{\rm s} - T_{\rm m}) + m_{\rm w} L_{\rm w}. \quad (8)$$

排气侧薄膜表面:

$$-\lambda_{\rm m} \left. \frac{\partial T_{\rm m}}{\partial z} \right|_{z=\delta} = -h_{\rm e}(T_{\rm e} - T_{\rm m}) + m_{\rm w} L_{\rm w}. \tag{9}$$

其中:  $L_w$  为水蒸气的潜热,  $\delta$  为薄膜厚度。

膜内水蒸气浓度与气体通道内水蒸气浓度则通 过溶解扩散模型建立连续性关系,如式(4)所示。

1.3 性能参数

性能参数是是衡量全热换热器流动及传热传质 优劣的主要参数,主要包括:总传热系数、显热效 率、焓效率、全热交换量及压降。

薄膜换湿过程中,水蒸气在薄膜上的吸附、脱附 作用将产生大量热量,使得透过薄膜的热量要大于 薄膜两侧的对流换热量,相当于增大了薄膜的导热 热阻。因此,全热换热器的总传热系数为

$$U = \left[\frac{1}{h_s} + \frac{\delta(1+k_q)}{\lambda} + \frac{1}{h_e}\right]^{-1}.$$
 (10)

其中kg为全热交换过程中的潜热与显热比。

全热交换既包括热量交换,也包括质量交换,因此,全热换热其总的能量交换即全热交换量应是两股空气能量焓值的传递。

全热交换量为

$$Q_{\rm T} = ndy_{\rm F}(\rho_v)_{\rm s}(H_{\rm si} - H_{\rm so}) = ndx_{\rm F}(\rho_v)_{\rm e}(H_{\rm sp} - H_{\rm ei}).$$
(11)

其中: *H* 为湿空气的焓值, 下标i 和o 分别表示进口和出口, *n* 为通道个数。

 $\epsilon_{\rm T} =$ 

显热效率  $\epsilon_{\rm T}$  为

$$\frac{\rho_{sc_{psv_{s}}(T_{si} - T_{so})} + \rho_{ec_{pev_{e}}(T_{eo} - T_{ei})}}{2(\rho_{c_{p}v})_{\min}(T_{si} - T_{ei})}.$$
 (12)

焓效率*ϵ*н 为

$$G_{\rm H} = \frac{\rho_{sv_{\rm s}}(H_{\rm si} - H_{\rm so}) + \rho_{e}v_{\rm e}(H_{\rm eo} - H_{\rm ei})}{2(\rho_{v})_{\rm min}(H_{\rm si} - H_{\rm ei})}$$

分别表示薄膜和水蒸气& cademic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.get

通道气体处于层流充分发展状态,沿程压降<sup>15</sup> 为

$$\Delta p = f R e \frac{2\mu v x_{\rm F}}{d_{\rm e}^2}.$$
 (14)

其中: f 为沿程阻力系数, de 为通道当量直径, xF、 γ<sub>Γ</sub>为通道长度。

结构特性 2

几种典型的通道结构如图2所示。由全热换热 器中气体流动特征可知,几种通道构型都只有长边a 侧薄膜表面进行传热传质,其余侧面均为绝热面,基 本不参与传热传质。根据文[5]可分别得到各种构型 下的Nusselt 数,由于文中仅有等壁温或等热流条件 下的值,而全热交换过程既非等壁温也非等热流情 况. 故本文中各通道构型的Nusselt 数取二者的中间 值。不同构型通道的流动传递特性见表1。





表1	不同通道构型下的流动传递特性			
通道形状	a XV	D <sub>e</sub>	Nu	$fR_{ m e}$
正三角形	2 XV. 73	2b/3	1. 98	13.33
矩形	2\\	4 <i>b</i> / 3	4. 91	15.55
矩形	5XN	56/3	6. 13	19.07
近无限大平板	1 OO XIV	2006/101	7.80	23.67

#### 数值模拟 3

由于全热换热器的通道是交叉对称排列的,计 算一对进气、排气通道即可。采用控制容积方法将控 制方程进行离散,对流传热传质采用向前差分格式, 薄膜内热质扩散则采用中心差分格式。计算工况取 室外进气干球温度为35 、湿球温度为29 、室内 排气干球温度为27, 湿球温度为20。薄膜基本 物性参数取 C= 2.5,  $\lambda= 0.1$  W m<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>,  $\delta= 0.1$ mm,  $P_{wm}$ = 6.25×10<sup>-8</sup>kg m<sup>3</sup> m<sup>-1</sup> s<sup>-1</sup>; 换热器芯 体尺寸取 $x_{F} = \gamma_{F} = 0.2 \text{ m}$ , 芯体总高度取 0.8 m, 通

不同通道构型下全热换热器的性能参数随进口 空气流率的变化示于图 3。可以看出,随着空气流率



道高度期4元202mentina Academic Journal Electronic Publishin图1301通道形状对全热换热器备项性能指标的影响ki.net

的增大,显热效率和焓效率随之减小,而全热交换量 和压降则随之增大。几种构型中,正三角形通道结构 的各项性能指标都是最差的,其压降更是其他结构 的数倍以上,而近无限大平板通道结构的各项性能 指标都是最优的。这是因为正三角形通道的当量直 径是近无限大平板通道的三分之一, 而 $N_u$  仅是后 者的四分之一,同时沿程阻力系数则比后者的二分 之一要大。矩形通道结构换热器性能优于正三角形 通道结构,而比近无限大平板通道结构要差一些; 比较a W = 2 W 和a W = 5 W 两种通道,前者的效率及 全热交换量比后者均略高一些,但后者的压降要比 前者低20%左右、故后者整体性能更优。这是因为通 道长宽比增大时, Nu 的增加快干当量直径的增加, 而压降与当量直径的平方成反比. 沿程阻力系数的 增加小于当量直径平方的增加。由此可知,通道长宽 比越大,全热换热器的性能越好。

通道支撑显著增加换热器沿程阻力,但对传热 传质贡献甚微,因此,为获得更好的性能,全热换热 器通道支撑越少越好。

5 结 论

本文采用数值计算分析方法对不同通道构型的 薄膜式全热换热器的性能进行了分析和比较。结果 表明,三角形通道结构的全热换热器性能最差;对 于矩形通道,随着长宽比的增加,效率及全热交换量 变化不大,而压降减小更迅速,换热器整体性能逐渐 提高;当为近无限大平板通道时,换热器各项性能 指标均为最优。所以全热换热器在设计时应尽量减 少支撑,以获得更好的运行效果。

## 参考文献 (References)

- Simonson J C, Besant W R. Energy wheel effectiveness [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1999, 42: 2161-2185.
- [2] Niu J L, Zhang L Z. Membrane-based enthalpy exchanger: Material considerations and clarification of moisture resistance [J]. Journal of Membrane Science, 2001, 189: 179-191.
- [3] Zhang Y P, Jiang Y, Zhang L Z. Analysis of thermal performance and energy savings of membrane-based heat recovery ventilator [J]. *Energy*, 2000, 25: 515-527.
- [4] Zhang L Z, Niu J L. Energy requirements for conditioning fresh air and the long term savings with a membrane-based energy recovery ventilator in Hong Kong [J]. *Energy*, 2001, 26: 119-135.
- [5] Shah K R, London L A. Laminar Flow Forced Convection in Ducts [M]. New York: Academic Press, 1978.
- [6] Mulder M. 膜技术基本原理 [M]. 李琳译. 北京: 清华大学 出版社, 1996.
   Mulder M. Basic Principles of Membrane Technology [M].

LI Lin, trans. Beijing: Tsinghua University Press, 1996. (in Chinese)

## 科技简讯

# 清华大学 '车载移动式车辆检查系统 " 项目通过鉴定

2006年6月20日,由清华大学工程物理系和同方威视公司联合承担的"车载移动式车辆检查系统"通过 了鉴定。鉴定认为:该系统可广泛用于港口、陆路口岸等重要关卡及其它重要场所,对打击走私犯罪,对提高 社 会的公共安全保障具有重要意义;该系统首次采用1.5 MeV 电子加速器,1m 处X 射线剂量率仅为 10 mGy/min,适合穿透中、小型车辆车体的实际需求;首次采用自动配准和变动检测的算法,实现高效率探 测;采用随车坡台设计抬高被检车体,得到整车透视图像;同时配备了无线数据传输功能,系统具有机动灵 活、占地少、成像清晰等优点,是我国具有自主知识产权的创新性成果,在车载移动式辐射检查中、小型车辆 方面达到国际领先水平。

(摘编自http://news.tsinghua.edu.cn, 2006-06-22)