

文章编号: 1671-6612 (2020) 06-719-08

空气—空气能量回收装置热湿回收效果研究

董际鼎¹ 刘期武²

(1.武汉海尔电器股份有限公司 武汉 430000; 2.四川大学 成都 610065)

【摘要】 通过对空气能量回收装置在销售中碰到的空气能量的显热、潜热计算实际问题,对“不传湿”的金属传热膜“显热交换器”和传热传湿的复合传热膜“全热交换器”进行对比研究,发现GB/21087-2007国家标准由于以显热交换器和潜热交换器分类空气—空气能量回收装置理论不够充分。无论以传热膜透湿性还是以有无显热交换或潜热交换定义显热交换器和全热交换器都有商榷之处,空气能量回收装置的显热交换或潜热交换只与产生能量交换空气的温湿度差有关,与热交换膜材料的透湿性无关。研究发现以铝箔作为传热膜的空气能量回收装置具有较高的湿量传递效果,夏季引进新风时有除湿降温的作用,冬季引进新风时有加湿升温的作用,对新风有恒湿恒温的效果。

【关键词】 温度交换效率;焓交换效率;显热交换器;全热交换器;能量回收效率

中图分类号 TH3 文献标识码 A

Air-to-air energy Recovery Equipment Study on the Effect of Heat and Moisture Recycling

Dong Jiding¹ Liu Qiwu²

(1.Wuhan haier Eoelectric Co., Ltd, Wuhan, 430000; 2.Sichuan University, Chengdu, 610065)

【Abstract】 In this paper, through the calculation on the actual air energy of the sensible heat and latent heat encountered in the sales of air energy recovery devices, a comparative study between the "non-moisture transfer" sensible heat exchange equipment with metal heat transfer film and the "moisture-transfer" total heat exchanger with complex heat transfer film was conducted, indicating that there exists an inadequate theory in the GB / 21087-2007 national standard due to the classification of air-air energy recovery devices by total heat exchange equipment and sensible heat exchange equipment. It is to question the to define sensible heat exchangers and total heat exchangers based on the permeability of heat transfer film, or the presence and absence of sensible and latent heat exchange. The sensible heat exchange or the latent heat exchange of air energy recovery device is solely related to the difference in temperature and humidity of the exchanged air, and has no relation to the permeability of heat transfer film. The study found that the air energy recovery device using aluminum foil as heat transfer film has a higher moisture transfer effect. The introduction of fresh-air can dehumidify and cool down the air during summer. It also humidifies and heats the air during winter. This system has the function of keeping constant humidity and temperature of fresh-air.

【Keywords】 Temperature exchange effectiveness; Enthalpy exchange efficiency; Sensible heat exchange equipment; Total heat exchange equipment; Energy recovery efficiency

作者(通讯作者)简介:董际鼎(1945.9-),男,本科,高级工程师, E-mail: dongjd2008@qq.com

收稿日期: 2020-03-03

0 引言

在销售“空气能量回收装置”时,通讯机站方

面的顾客提出了反向应用显热交换器为高热的机房降温要求,并要求按他们提供的计算式进行“显

热交换器”显热量的测试和计算。实际上是按《空气—空气能量回收装置》GB/T21087-2007^[1]交换效率制冷工况和《房间空调器》GB/T7725-2004 国家标准^[2]中 A.3.2 焓值法的显冷量、潜冷量和总冷量计算式进行计算：

GB/T7725-2004 标准空调器空气焓值法计算原公式：

$$\text{显冷量: } \varphi_{sci} = \frac{q_{mi} C_{pa} (t_{a1} - t_{a2})}{V'_n (1 + W_n)} W \quad (1)$$

$$\text{潜冷量: } \varphi_{lci} = \frac{q_{mi} K_1 (W_{i1} - W_{i2})}{V'_n (1 + W_n)} W \quad (2)$$

$$\text{制冷量 (总冷量): } \varphi_{tci} = \frac{q_{mi} (h_{a1} - h_{a2})}{V'_n (1 + W_n)} W \quad (3)$$

式中： φ_{sci} 为显冷量，W； φ_{lci} 为潜冷量，W； φ_{tci} 为制冷量（总冷量），W； q_{mi} 为室内侧风量， m^3/s ； t_{a1} 为回风空气温度， $^{\circ}C$ ； t_{a2} 为送风空气温度， $^{\circ}C$ ； W_{i1} 为回风空气绝对湿度， kg/kg （干）； W_{i2} 为送风空气绝对湿度， kg/kg （干）； h_{a1} 为回风空气焓（干空气）， $J/(kg \cdot K)$ （干）； h_{a2} 为送风空气焓（干空气）， $J/(kg \cdot K)$ （干）； V'_n 为测点处湿空气比容， m^3/kg ； W_n 为测点处空气湿度， kg/kg （干）； C_{pa} 为 $1005+1846W_n J/(kg \cdot K)$ （干）； K_1 为 2.76×10^6 （ $15^{\circ}C \pm 1^{\circ}C$ 时的蒸发潜热）， J/kg 。

由于空气能量回收装置与空调器有较大不同，空调器热交换器与能量回收装置热交换器都是以铝材作为散热片，但散热片外部和内部的散热工质有很大不同，两种热交换器一侧为空气，空调器铝箔铜管内部的工质是致冷剂，而能量回收装置散热片的另一侧仍是空气，两侧空气的温湿度不同，一

侧是引进的新风，另一侧是排出的污风。测试计算时，空气的参数中一般提供的是空气密度，而不是空气比容，因此在实际测试计算过程的参数符号按空气能量回收装置处理。

(1) 空气能量回收装置显冷量：

$$\varphi_{sci} = \frac{0.27778 q_x C_{px} \rho_{xc} (t_{xjg} - t_{xcg})}{1 + d_{xc}} W \quad (4)$$

式中符号定义见表 1。

(2) 空气能量回收装置潜冷量：

$$\varphi_{lci} = \frac{0.27778 K q_x \rho_{xc} (d_{xj} - d_{xc})}{1 + d_{xc}} W \quad (5)$$

式中符号定义见表 1。

(3) 空气能量回收装置交换总冷量：

$$\varphi_{tci} = \frac{0.27778 q_x \rho_{xc} (h_{xj} - h_{xc})}{1 + d_{xc}} W \quad (6)$$

式中符号定义见表 1。

由于订购的是“铝箔传热膜能量回收装置”，按国家标准 GB/T 21087-2007 对空气能量回收装置分类定义，“显热交换器”的定义是“新风和排风之间只产生显热交换的装置”；“全热交换器”的定义是“新风和排风之间同时产生显热和潜热交换的装置”。从铝箔传热膜热交换器实际测试的效果看，该热交换器既有温度交换效率，也有湿量交换效率，更有焓交换效率，也就是说“新风和排风之间同时产生显热和潜热交换”，符合全热交换器的要求，应该是全热交换器，不是显热交换器。所购空气能量回收装置应该是总冷量，即本机冷量回收量为 φ_{tci} 。按空调器对显冷量、潜冷量和总冷量定义测试与计算结果如表 1 所示。

表 1 按机站铝箔显热交换器实际使用情况计算值^[3]

Table 1 Calculated value according to actual use of aluminum foil sensible heat exchanger at machine station

项 目	制 冷	备 注
新风量 q_x (m^3/h)	492.96	≥ 475 为合格
排风量 q_p (m^3/h)	504	≥ 475 为合格
进风干球温度 t_{xjg} ($^{\circ}C$)	27.10	新风进空气密度 $\rho_{xy}=1.17kg/m^3$ ；新风进焓值 $h_{xy}=55.07kJ/kg$
进风湿球温度 t_{xjs} ($^{\circ}C$)	19.51	新风进含湿量 $d_{xy}=0.01091kg/kg$ （干）
出风干球温度 t_{xcg} ($^{\circ}C$)	31.7	新风出空气密度 $\rho_{xc}=1.14kg/m^3$ ；新风出焓值 $h_{xc}=81.51kJ/kg$
出风湿球温度 t_{xcs} ($^{\circ}C$)	26.37	新风出含湿量 $d_{xc}=0.0194kg/kg$ （干）
进风干球温度 t_{pjg} ($^{\circ}C$)	35.02	排风进空气密度 $\rho_{pj}=1.13kg/m^3$ ；排风进焓值 $h_{pj}=89.06kJ/kg$
进风湿球温度 t_{pjs} ($^{\circ}C$)	28.05	排风进含湿量 $d_{pj}=0.02099kg/kg$ （干）

出风干球温度 t_{pcg} (°C)	32.24	排风出空气密度 $\rho_{pc}=1.15\text{kg/m}^3$; 排风出焓值 $h_{pc}=63.94\text{kJ/kg}$
出风湿球温度 t_{pcs} (°C)	22.11	排风出含湿量 $d_{pc}=0.01232\text{kg/kg}$ (干)

续表 1 按机站铝箔显热交换器实际使用情况计算值^[3]

项 目	制 冷	备 注
蒸发潜热 K (kJ/kg)	2470	
新风定压比热容 C_{px} (kJ/(kg·K))	0.9944	
温度交换效率 η_t (%)	58.08	$\eta_t = (t_{xjg} - t_{xcg}) / (t_{xjg} - t_{pjg}) \geq 57\%$ 为合格
焓交换效率 η_h (%)	77.79	$\eta_h = (h_{xj} - h_{xc}) / (h_{xj} - h_{pj})$ 国标无要求 (焓交换效率只适用于全热交换器, 不适用于显热交换器)
湿量交换效率 η_s (%)	84.23	$\eta_s = (d_{xj} - d_{xc}) / (d_{xj} - d_{pj})$ 国标无要求
输入功率 N (W)	309.97	小于名义值 110% 为合格
交换总冷量 Φ_{tci} (W)	-3551.64	$\Phi_{tci} = 0.27778 q_x (h_{xj} - h_{xc}) / (1 + d_{xc})$ 国标无要求
显冷量 Φ_{sci} (W)	-700.47	$\Phi_{sci} = 0.27778 q_x C_{px} \rho_{xc} (t_{xjg} - t_{xcg}) / (1 + d_{xc})$ 国标无要求
潜冷量 Φ_{lci} (W)	-3211.28	$\Phi_{lci} = 0.27778 K q_x \rho_{xc} (d_{xj} - d_{xc}) / (1 + d_{xc})$ 国标无要求
能效比 EER (W/W)	11.46	$EER = \Phi_{tci} / N$ 国标无要求

注: 冷量计算式中, 我们将单位进行了调整, 风量 m^3/s 改为 m^3/h ; 比容积改用密度, 单位也由 kg/m^3 改为 m^3/kg ; 焓值单位由 J/kg , 改为 kJ/kg ; 换算后, 原冷量公式中增加了前面的系数 0.27778。

虽然测试结果应该是全热交换器, 计算的总冷量达到 3551.64W, 能效比高达 11.46W/W, 焓交换效率 77.79%。但机站方说铝箔热交换器是显热交换器, 按机站实际使用状态和提供的计算公式测试计算的结果显冷量只有 700.47W。以显冷量计算能效比只有 2.25W/W。如此差的效果, 根本达不到要求, 客户不满意。按空调器标准显冷量计算公式计算空气能量回收装置显热交换器测试参数换算为显热交换器的显冷量本身合理的, 但计算的结果也只是显热交换器的显冷量, 并不是显热交换器的全部冷量, 还应该包括显热交换器的潜冷量, 显冷量和潜冷量才是显热交换器的全部制冷量。空调器标准中写明了空调器的总制冷量包含了显热量和潜热量, 空调器之所以采用测试计算出显热量和潜热量, 主要是从测试计算方便而已, 空调器制冷过程中存在湿空气凝露现象, 同时存在显热传热和潜热传热, 显热传热和潜热传热结果都是空调器的实际制冷量。通讯机站方将空气能量回收装置的铝箔热交换器定义为显热交换器, 显热交换器当然只有显冷量, 没有潜冷量。到底铝箔热交换器是显热交换器还是全热交换器, 空气能回收装置没有从热交换器的材料进行分类。

由于机站实际使用状态只用于降温, 室内排风为高温侧, 室外新风为低温侧, 所测试结果与空气—空气能量回收装置的使用状态有较大区别; 空气

—空气能量回收装置室外新风为高温侧, 室内排风为低温侧。按空气—空气能量回收装置的使用状态进行计算如下 (注: 计算符号保持原机站各参数符号):

(5) 空气能量回收装置的温度交换效率:

$$\eta_t = (t_{xjg} - t_{xcg}) / (t_{xjg} - t_{pjg}) = (35.02 - 32.24) / (35.02 - 27.1) = 35.1\%$$

(6) 空气能量回收装置的焓交换效率:

$$\eta_h = (h_{xj} - h_{xc}) / (h_{xj} - h_{pj}) = (89.06 - 63.94) / (89.06 - 55.07) = 73.9\%$$

(7) 空气能量回收装置湿量交换效率:

$$\eta_s = (d_{xj} - d_{xc}) / (d_{xj} - d_{pj}) = (0.02099 - 0.01232) / (0.02099 - 0.01091) = 86.0\%$$

(8) 空气能量回收装置的显冷量:

$$\Phi_{sci} = 0.27778 q_x C_{px} \rho_{xc} (t_{xjg} - t_{xcg}) / (1 + d_{xc}) = 0.27778 \times 504 \times 0.9944 \times 1.13 \times (35.02 - 32.24) \div (1 + 0.01232) = 432.0\text{W}$$

(9) 空气能量回收装置的潜冷量:

$$\Phi_{lci} = 0.27778 K q_x \rho_{xc} (d_{xj} - d_{xc}) / (1 + d_{xc}) = 0.27778 \times 2470 \times 504 \times 1.13 \times (0.02099 - 0.01232) \div (1 + 0.0194) = 3323.4\text{W}$$

(10) 空气能量回收装置的总冷量:

$$\Phi_{tci} = 0.27778 q_x (h_{xj} - h_{xc}) / (1 + d_{xc}) = 0.27778 \times 504 \times (89.06 - 63.94) \div (1 + 0.01232) = 3474\text{W}$$

(11) 空气能量回收装置的能效比:

$$EER = \Phi_{ici} / N = 3474 \div 309.97 = 11.2 \text{ W/W}$$

从以上计算结果可以看出：能量回收装置可以反向使用，反向使用的效果高于正常使用。总冷量机站使用状态高于空气能量回收装置正常使用状态 2.23%，能效比高 2.32%。但如果按显冷量计算，显冷量只有 432W，比正向使用还低，更达不到机站方的要求。

1 以传湿定性“显热交换器”和“全热交换器”有待商榷

为何机站方将铝箔热交换器定性为显热交换器，在标准中找不到答案，我们也知道这是行业不成文的模糊概念，能量传播方式为隔膜传热，但湿量传播方式是质量传播，认定质量传播不可能象能量那样，可以隔膜传播，没有通水孔不可能进行湿量传播。因此没有通水孔的铝箔传热膜，就没有湿量传播，只有能量传播。自然这种“没有湿量传播的铝箔热交换器”定义为显热交换器。在工程上，传播过程中为了测试计算简化，不管有没有水蒸汽还是液态水的相态变化，所有的湿气传热都用潜热公式加上干空气的显热公式进行测试和计算其传热量。

造成将铝箔热交换器定义为显热交换器有两个条件，一是将湿量交换认定为潜热交换；二是湿量只有透湿膜才能交换，非透湿膜没有湿量交换，哪怕铝箔非透湿膜热交换器实际测试中表现出有湿量交换，也因标准中“温度交换效率适用于显热交换器”的注释而被认定为无效。为了理清铝箔热交换器到底是什么交换器，必须清楚以上两个概念的实用性。在没有深入研究前，我们也认为无孔传热膜没有湿量传播^[4]。

(1) 湿量交换不全是潜热交换。

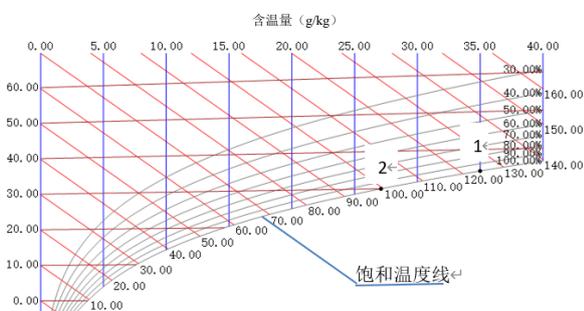


图 1 湿空气焓湿图

Fig.1 Enthalpy wet figure of air

图 1 是湿空气的焓湿图，图中有条饱和温度线，湿空气的湿量即是水蒸汽或液态水的含量，水有三种表现形式，冰、水、水气（或水蒸汽），水也有两种表现形式，液态水和水雾。在湿空气的传热过程中，有两种潜热，一是气化潜热（或凝结潜热），二是固化潜热（或液化潜热）。潜热必须有两个条件：传热过程中温度不变和相态变化。所有温度变化过程的热量传播，都是显热传播。在空气的焓湿图中，有一条饱和温度线，在饱和温度线以上是非饱和区，一般情况下，大气都在非饱和区，只在雨露天，大气相对湿度达到 100%的饱和线上。空气能量回收装置的热交换器通道中的新风和排风运行温度点基本上都处于非饱和区，标准规定的制冷工况新风和排风的进风温度点都在非饱和区，新风进风干球温度 35℃，湿球温度为 28℃，其饱和温度为 25.57℃。排风进风干球温度 27℃，高于饱和温度。因此在热交换器传热过程中没有产生凝露，无论是“显热交换器”还是“全热交换器”，根本没有潜热交换。但在实际运行过程，特别是在热湿天气，新风干球温度达 38℃，相对湿度可达 100%，其饱和温度为 38℃，出风温度为 30℃，相对湿度为 100%，热交换过程既有潜热交换也有显热交换。图 1 中有状态点 1 为新风进风温度，2 为新风出风温度。整个过程都在饱和温度线上进行，在出风低温的作用下，新风已达到饱和温度，进入热交换器后，便凝结成液态水或雾气，并在热交换器中继续降温，这是液态水继续放热降温，但没有凝固成冰或蒸发成水气，没有相态变化，这个过程为显热交换。整个湿量交换过程，不全是潜热交换，在非饱和区进行热交换时，无论是显热交换器还是全热交换器大多数全是显热交换。前面的铝箔热交换器在标准制冷工况下进行的测试试验，全过程虽然有湿量交换，但没有出现湿空气的相态变化，全过程只有显热交换。

(2) 湿量交换不全是透孔膜传递，湿量交换的传递通道是直接与室内和室外相通的主通道。

水气分子很小，可以说是气体中体积最小的气体之一，特别是比挥发性气体的分子都小。在湿量传播时，又是高湿向低湿方向传播，孔小本身流阻就大，新风通道与排风通道之间的压差不大，不可能将 50%以上的水气分子全部通过透湿膜传递。主通道直接与室内外相通，通道中空气的温湿度有较

大差别, 由于新风和排风有温差和湿量差, 即使不通过隔膜新风也能直接进入室内, 室内污风也能直接排出室外。通过隔膜的能量传播引起通道中的湿量密度发生变化, 改变了湿量传递量。铝箔的导热系数 $204\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 水的导热系数 $0.552\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 一般复合膜的导热系数只有 $0.036\sim 0.056\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 之间。由于传热膜的厚度一般都小于 0.0002m , 将膜的导热率缩小了万分之二。但铝箔仍远大于透湿气的复合膜许多。铝箔的传热速度远高于复合膜, 引起的湿量传递也远高于复合膜。这是采用机站铝箔热交换器的湿量传播和能量传播都较大的主要原因。

通过以上理论, 可以看出空气能量回收装置的主要性能是能量回收和湿量回收。空气性能中对人影响较大的除了有害气体外, 就是空气的温度和湿度, 且温度和湿度对人的舒适度影响几乎相同, 能量传播对温度和湿度的影响偏重于湿度, 因为湿空气中水气的热容量远大于干空气。普通的非金属复合膜的“全热交换器”与金属铝箔膜的“显热交换器”相比, 其实温度交换效率相差不大, 但湿量交换效率和焓交换效率却相差很大, 特别是湿量交换效率相差最大。这是测试的结果, 不得不让人相信。从以上分析看, 以传湿定性“显热交换器”和“全热交换器”有待商榷。

2 湿量传递通道分析

工程中, 为了计算方便, 将湿量交换的湿量差与气化潜热之积计算潜热量, 干空气的热量按空气比热与空气量之积计算显热量, 在计算交换热量上并没有什么不对。但用这种计算方法区分显热交换过程和潜热交接过程就有待商榷。理论上空气能量回收装置在标准制冷工况条件下, 能量回收运行过程中没有发生凝露现象, 只有显热交换, 没有潜热交换, 用焓差法计算的热量, 就是空气能量回收装置标准工况的全部热量。没必要采用湿空气的潜热量和干空气的显热量分别进行计算, 这样容易造成概念上的混乱。两种计算空气传热量的方法计算的总传热量的精度没有太大的差别, 作为全热交换器的计算结果差别不大; 但“显热交换器”忽略湿空气的“潜热量”, 其传热量计算结果与实际传热量偏差极大。

2.1 研究空气能量回收装置能湿传播通道

“全热交换器”的传热膜大都为透湿纸质膜, 透湿孔必不小于水气分子直径, 但也不能大于一氧化碳气体分子直径, 这样才能保证有害气体不会被回收。

湿量传递应该是质量传递, 不会象能量那样进行隔膜传递。“全热交换器”湿空气中水气能透过传热膜相互传递, 必有空气流的短路或泄漏, 从测试效果看, 湿量交换效率达 50% 以上, 如果都是透湿膜传递的效果, 其空气内部漏风率必大于 50% 。新国家标准规定, “内部漏风率 $\leq 5\%$ ”, 从这一点看, 湿空气的湿量不可能全是通过“透湿孔”传播。铝箔热交换器没有透湿孔, 但湿交换量却远远高于纸质透水膜热交换器, 说明了湿交换不全是通过膜上通孔传递的。传热膜上没有通孔仍能传递湿量。

在封闭的铝箔热交换器通道内, 从进口到出口出现了湿量差, 说明通道中有湿量传递, 既没有透湿孔与邻膜通道相通, 湿量只能质量传递, 为何封闭的通道内流动空气的湿量会有变化? 这是我们必须研究的课题。

2.2 铝箔热交换器热湿传递过程分析

铝箔热交换器的传热膜没有透湿孔, 更有研究价值。图 2 是机站用铝箔热交换器新风热湿传递过程焓湿图。

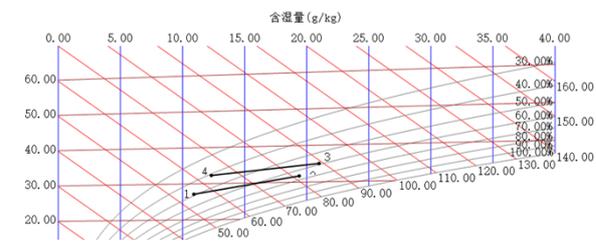


图 2 铝箔热交换器新风热湿传递过程焓湿图

Fig.2 Enthalpy wet figure of heat and humidity transfer process of fresh air in aluminum foil heat exchanger

表 2 铝箔热交换器通道空气状态点参数

Table 2 Air state point parameters of aluminum foil heat exchanger channel

状态点	干球温度 °C	焓 kJ/kg	湿度 kg/kg	密度 kg/m ³
1	27.1	55.07	0.01091	1.17
2	31.7	81.51	0.0194	1.14
3	35.02	89.06	0.02099	1.13
4	32.24	63.94	0.01232	1.15

新风从1点流向2点，排风从3点流向4点。先查新风的过程线空气状态参数的变化情况。1—2线与3—4逆向传播。新风从低温27.1°C逐渐加热流向31.7°C；能量焓值从55.07kJ/kg逐渐传热增加到81.51kJ/kg，此能量变化是排气侧空气的能量隔膜传播给新风通道空气的现象；空气密度由1.17kg/m³逐渐扩散降低密度到1.14kg/m³，密度的降低仅是空气内部质量因获得能量后分子运动加速的现象；湿度由0.01091kg/kg增加到0.0194kg/kg，在空气体积流速相同的同一新风通道内由于能量的传播，引起空气密度和湿度的变化，这就是湿量从室外到室内传递的途径，并非通过膜孔的传递。排风与新风一样，从35.02°C逐渐放热流向32.24°C；能量焓值从89.06kJ/kg逐渐传热流向63.94kJ/kg；空气密度由1.13kg/m³逐渐收缩增加密度到1.15kg/m³；湿度由0.01091kg/kg增加到0.0194kg/kg，按空气焓湿图中非饱和区基本性质规律运行。只要有能量隔膜传播，在与外界相通整个通道上的空气状态必有相应变化，温度、密度、湿量等状态参数变化的规律符合焓湿图的描述。

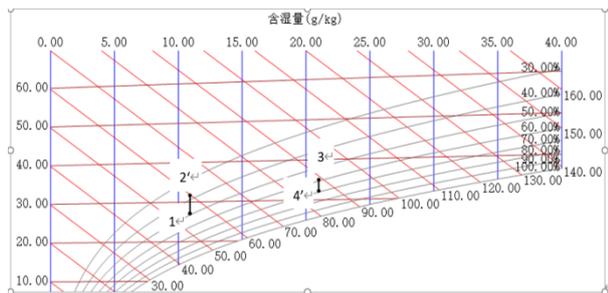


图3 等湿传播的焓湿状态图像

Fig.3 Image of enthalpy and humidity state of Equal wet propagation

图3是等湿传播的焓湿状态图。1—2'干球温度仍以新风进出风温度，按进风温度27.1°C，出风温度31.7°C，进出风湿度都是0.01091kg/kg，进出风焓差为4.08kJ/kg，只有1—2状态点的出风焓15.43%，按进风量计算成能量交换量只有590.9W，比铝箔热交换器的显热量还低。查得1点进风水蒸汽分压1746.73Pa，出风水蒸汽分压1746.45Pa，几乎没有变化。由此可以看出，只有干空气的传热过程，才可能是等湿传热。

表3 铝箔热交换器等湿传播通道空气状态点参数

Table 3 Air state point parameters of Equal wet channel spread as aluminum foil heat exchanger

状态点	干球温度°C	焓 kJ/kg	湿度 kg/kg	密度 kg/m ³
1	27.1	55.07	0.01091	1.17
2	31.7	59.78	0.01091	1.15
3	35.02	89.06	0.02099	1.13
4	32.24	86.16	0.02099	1.15

2.3 分析湿量对空气流变化的规律

封闭通道空气流流量的变化规律十分明确，在体积流量相同的条件下，加热则轻，冷却则重。对空气加热时，尽管空气体积流量未变，但空气密度变小，空气变轻，水蒸汽热量增加。空气的温度是表征空气能量变化过程的物理量，在热力学中，将空气温度分为干球温度、湿球温度、饱和温度（露点温度）、绝对温度等。温度与焓有着直接的关系^[5]。

$$i=1.01t+0.001d(2501+1.84t) \quad (7)$$

$$\text{变换公式: } d = \frac{i-1.01t}{2501+1.84t} \quad d = \frac{0.622p_q}{B-p_q} \quad (8)$$

式中：*i* 为焓，kJ/kg（干空气）；*d* 为含湿量（绝对湿度），kg/kg（干空气）；*t* 为干球温度，°C；*B* 为大气压，*B*=101325Pa；*P_q* 为水蒸汽分压力，Pa。

从公式(7)能量焓的公式中可以看出，温度*t*和含湿量*d*是湿空气焓*i*的函数；从变换公式看，焓*i*和温度*t*是湿空气含湿量*d*的函数。在传热过程中，有能量传播和温度变化都会引起湿空气含湿量的变化。公式(8)湿量随水蒸汽分压力变化，水蒸汽分压力*p_q*是湿量*d*的函数，水蒸汽分压力变化量比温度变化量更大，因此湿空气加热时空气变轻、湿量密度减小和热量增加的主要原因是湿空气中的水蒸汽分压力变化，水蒸汽能量增加的表征是水蒸汽分压力的增加。图2中1—2'非等湿过程的蒸汽分压力由1746.73Pa上升到3064.33Pa，增加了75.43%；图3中1—2'等湿过程的水蒸汽分压力从1746.73Pa到1746.45Pa反而有所降低，降低幅度极小，0.016%，空气中水蒸汽的能量几乎没有变化，只有干空气能量的微小变化。

从以上分析可以看出，湿量传递的效果在保证内部漏风率条件下，与传热膜的透气性没太大关系，达到可以忽略不计的程度。

3 讨论与意见

3.1 讨论

(1) 关于显热交换器和全热交换器的理念商榷经实际测试和理论分析,我们对空气能量回收装置的显热交换、全热交换和潜热交换的理念如下:

GB/T21087-2007 国家标准对空气-空气能量回收装置分为显热交换器和全热交换器两大类,并给出了定义。按定义很难从结构上区分这两类热交换器。行业内以传热膜的透湿性区分其类属,经前面的测试、计算和分析,充分说明传热膜透湿性并不能证明透湿膜热交换器就同时有显热交换和潜热交换,更不能证明不透湿膜热交换器只有显热交换。

测试、计算和分析证明了能量回收装置都同时有显热交换和潜热交换的可能性。在标准制冷工况下运行时,所有的能量回收装置都只有显热交换,没有潜热交换;但在标准制热工况时,由于新风进风干球温度 5°C 低于露点温度 6.17°C ,所以在标准制热工况下运行时,所有空气能量回收装置都应该有潜热交换,同时也有显热交换。在非标准工况下运行时,所有的空气能量回收装置在制冷和制热运行时都可能有显热交换和潜热交换。只要可能同时发生显热交换和潜热交换的能量回收装置都应该有全热交换器,根本不会有显热交换器。

对于透湿膜热交换器,与非透湿膜热交换器在不同工况下与透湿膜热交换器基本相同。我们认为用传热膜的透湿性不能区分出显热交换器和全热交换器。采用显热交换器和全热交换器作为空气-空气能量回收装置的分类,为空气能量回收装置能量回收和恒湿效应的应用造成混乱。

(2) 工程中,将空气能分为显热、潜热和全热,如GB/T7725-2004《房间空气调节器》国家标准、GB/T31437-2015《单元式通风空调用空气-空气热交换机组》^[6]的制冷量、额定换热量的计算有显热量、潜热量、总热量或全热量的概念和计算式,都是将湿度随温度变化的能量传播全过程按潜热进行计算,作为对空气传热量的计算是可行的,但计算结果必需表明计算的显热量和潜热量之和才是能量交换的总热量,不能只用温度交换效率作为空气能量回收装置能量回收主要参数。这里仅表达支持空气温度变化的是显热量,支持空气湿度变化的是潜热量,产品的总制(换)热量是全热量,这样既体现产品的功能与作用也保证了产品主要

性能的准确性,不能以此理念将能量回收装置分为显热交换器和全热交换器。

(3) 空气能量回收装置温度交换效率计算的讨论。

GB/T21087 国家标准以温度交换效率为空气能量回收装置的显热交换器显热回收效率的有效性能。实际上是以空气能量回收装置的进出风测试点测出的干球温度作为计算温度交换效率的参数。空气能量回收装置实际测试参数不仅有干球温度,还有湿球温度,在空气焓湿图上,等湿球温度线与等焓线几乎重合,湿球温度的变化率才是湿空气显热变化效率,而干球温度变化效率只是干空气的显热变化效率。

前面铝箔膜空气能量回收装置的湿空气显热交换效率可以用湿球温度交换效率表示,按正向运行计算。

湿球温度交换效率计算如下:

$$\eta_{st} = \frac{t_{pjs} - t_{pcs}}{t_{pjs} - t_{xjs}} \cdot 100\% = 69.56\% \quad (9)$$

式中: η_{st} 为湿空气温度交换效率, %。

空气显热交换效率应该是包括干球温度和湿球温度两个温度参数的函数,湿球温度交换效率是湿空气显热交换效率的表征,干球温度交换效率只是干空气显热交换率的表征。干球温度交换效率作为显热交换器的能量回收效果有损显热交换器的实际能量回收效果。

(4) 能量交换和湿量传递的主通道基本相同分析能量传播过程,室内室外空气温度和湿度存在差异的情况下,才存在通过热交接器能量的传播,对室内外能量的传播主通道有两个,一个是膜间空气能量的对流传播,二是隔膜方向的导热传播,且都是高温向低温方向进行能量的传递。没有膜间通道的对流传播就不会有隔膜方向的导热传播。能量传播量与温度差、气流速度、空气含湿量和传热膜的导热率有关。空气能量回收装置的能量传播实际上就是平壁能量传播。平壁能量传播的传热系数 K 按以下公式计算:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (10)$$

式中: K 为平壁传热系数, $\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; α_1 为1侧高温介质(空气)对平壁的放热系数,

$\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; δ_1 为平壁厚度, m ; λ_1 为平壁导热系数, $\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; α_2 为 2 侧低温介质(空气)对平壁的放热系数, $\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

从公式中可以看出, 传热系数与平壁的厚度和导热系数有关, 更与平壁两侧空气的放热系数有关。空气能量回收装置的能量回收量不仅仅是隔膜传热量, 更有膜间主通道空气流的导热量。

空气能量回收装置全热交换器的传热膜通道的能量传播包括两部分, 一是传热膜的导热, 二是传热膜的透湿孔和密封缝隙漏热。透湿孔只允许水气分子通过, 全热交换器的传热膜目前国内有两种, 一种是普通纸质膜, 另一种是具有吸湿性的异相膜^[7]。普通纸质膜受到内部漏风率的限制, 即使能通过水气分子, 也会提高内部漏风率, 所以普通纸质膜几乎没有透气孔; 具有吸湿性的异相膜水气分子只能吸附在膜和透湿孔表面封闭这些水气通孔, 不会大幅度增加内部漏气率, 吸附的水分子通过量不会很大, 但可以改变水内部能量的传播方式, 将通过封闭孔的水气分子层的隔膜导热变成水分子内部的对流传热, 且异相膜的导热率也远远高于普通纸质膜, 可以双重提高传热效果^[8]。吸湿性的异相膜由于改变了膜的传热方式和导热效果, 其热回收效果还高于铝箔传热膜, 但异相膜热交换器的湿量传递效果并不比铝箔热交换器高。这也说明了能量回收装置的湿量交换并非是传热膜上的透湿孔的效果。

能量传播的主通道有膜间通道和传热膜通道两个, 湿量传递的主通道也有膜间通道和传热膜通道两个。其中传热膜通道有两个因素, 一个因素是传热膜的导热系数; 另一个因素是传热膜的透湿孔和传热膜的密封性, 由于传热膜的密封性和透湿孔与能量回收装置内部漏风率有直接关系, 通过传热膜孔直接进行湿量交换极少, 达到忽略不计的程度, 只有传热膜的导热系数能改变膜间通道湿量的传递效果。所以能量回收装置的湿量传递(交换)也是膜间和传热膜两个通道。

3.2 我们的见建议

(1) 按空气—空气回收装置国家标准分类的定义, 能量回收装置只有全热交换器, 没有显热交换器;

(2) 以温度交换效率作为显热交换器能量交换效率有严重的不实;

(3) 行业以传热膜的透湿性定性全热交换器和显热交换器没有可信依据;

(4) 工程上将湿量变化的能量差全部按潜热量处理, 作为产品标准的计算方法没问题, 但容易引起用户对能量交换量和除湿量的误判;

(5) 原国家标准偏重装置能量回收功能, 忽略了装置的湿量回收功能。

参考文献:

- [1] GB/T 21087-2007, 空气—空气能量回收装置[S]. 北京: 中国标准出版社, 2007.
- [2] GB/T 7725-2004, 房间空气调节器[S]. 北京: 中国标准出版社, 2005.
- [3] 王平, 邵安春, 董际鼎. 关于空气能显热、潜热概念与计算讨论[C]. 2013 年中国制冷学术年会论文集, 2014.
- [4] 董际鼎, 邵安春, 郑光群, 等. GB/T21087-2007《空气—空气能量回收装置》能效问题的讨论[J]. 制冷与空调, 2015, (2): 130-135.
- [5] 尉迟斌, 卢士勋, 周祖毅. 实用制冷与空调工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [6] GB/T 31437-2015, 单元式通风空调用空气—空气热交换机组[S]. 北京: 中国标准出版社, 2015.
- [7] 宁波东大空调设备有限公司. 一种异相膜、异相膜机芯及其制造装置和方法[P]. 中国专利: 发明专利申请号 201210439761.8, 2013-04-24.
- [8] 宁波东大空调设备有限公司. 一种异相膜和异相膜机芯[P]. 中国专利: 实用新型专利号 ZL201120409407.1, 2012-10-03.
- [9] 董际鼎, 邵安春, 郑光群, 等. 异相膜 NIMTE 在空气能量回收装置中使用效果试验研究[J]. 制冷与空调, 2015, (2): 11-18.