

风速非均匀分布对蒸发器性能的影响

黄东, 吴蓓

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 研究、对比了均匀和非均匀风速下蒸发器的性能, 实验测量了某空调蒸发器表面的风速非均匀分布, 数值模拟了该非均匀风速下蒸发器的性能, 实验验证了非均匀风速下模拟结果的准确性。研究表明: 非均匀分布时风速比均匀风速大的管路换热量较之均匀风速时的有所增加, 风速比均匀风速小的管路换热量较之均匀风速时的有所减小, 且换热量减小的幅度比增加的更加显著; 传热系数随风速非线性增加; 各支路出口状态差别越大, 蒸发器换热量的衰减幅度就越大。

关键词: 非均匀风速; 传热系数; 换热量; 蒸发器

中图分类号: TB65 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2010)09-0006-05

Effect of Non-Uniform Air Velocity Distribution on Evaporator Performance

HUANG Dong, WU Bei

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The performance of an evaporator with a non-uniform air velocity distribution was compared with that with a uniform air velocity distribution. The non-uniform air velocity distribution on the surface of the evaporator was measured experimentally. The evaporator simulation was conducted with the air velocity profile measured. The simulation results for the evaporator with the non-uniform air velocity distribution agree well with the experimental data. The results show that for the non-uniform air velocity profile, the capacity sum of the tubes with higher air velocity than the uniform one is greater than that for the uniform velocity. The capacity sum of the tubes with lower air velocity for the non-uniform air velocity is smaller than that for the uniform velocity, however, the decrease in the capacity sum of the tubes with lower velocity is much greater than the increase in the capacity sum of the tubes with higher air velocity. Moreover, the heat transfer coefficient has a non-linear relationship with the air velocity. In addition, the decline of the evaporator capacity increases with the difference between the circuit outlet states.

Keywords: non-uniform air velocity; heat transfer coefficient; capacity; evaporator

风速非均匀分布会导致蒸发器换热量降低。在国外, Chwalowski 研究了同一蒸发器在 5 种风速分布下的性能, 结果表明风速非均匀分布引起的换热量衰减达 30%^[1]; Domanski 建立了平直翅片的换热模型, 发现风速的非均匀分布会引起制冷剂侧流量的非均匀分布, 从而引起蒸发器性能显著降低^[2]。在国内, 文献[3]研究了上三角、中三角、下三角等风速分布对蒸发器换热的影响, 3 种风速分布的换热量最大差别超过了 12%; 柳成文等人在抛物

线型和直线型 2 种风速分布下对蒸发器性能进行了测试, 发现风速非均匀分布导致的换热量衰减达 11.33%^[4]。

以上研究均基于人为假设或设计的风速分布, 其与实际风速分布存在着一定的差别。本文从实际出发, 测量了分体式空调器室内换热器表面的二维非均匀风速分布, 并对该风速分布下的蒸发器性能进行了研究。

1 风速测量及其结果

本文以某品牌 5 级能效的分体落地式 KFR72 房间空调器,制冷工况下的蒸发器为研究对象,在蒸发器表面均匀布置测点并进行了风速测量.蒸发器表面被划分成(17×8)个 4.4 cm×5 cm 的网格,每个网格的四边中点位置为测点.测试采用 KA32 热线式风速仪,每个测点测量 5 次,结果取平均值.图 1 为实测的蒸发器表面二维风速的等高图.利用该风速分布求出每排网格的面积平均值,从而获得蒸发器表面一维风速分布.

图 2 是蒸发器的流路布置和一维风速分布的对照图,其中蒸发器的几何结构尺寸见表 1.蒸发器有 2 排,每排 29 根管,2 排管均按照从上到下的顺序编号,迎风第 1、第 2 排的管编号分别为 1~29 和 30~58.对照不同位置风速的情况,将这些管划分为长短不同的 4 个支路,风速大的位置支路较短,管根数较

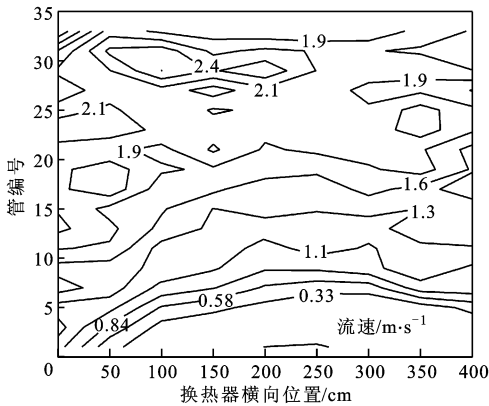


图 1 蒸发器表面风速的二维分布

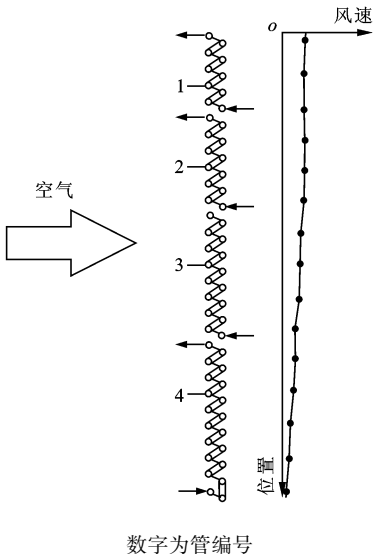


图 2 蒸发器结构及其对应风速分布

表 1 换热器的几何结构参数

带翅管长/mm	400
管内径/mm	8.82
管外径/mm	9.52
管间距/mm	25.4
排间距/mm	22
翅片类型	平直翅片
翅片厚度/mm	0.11
管内表面	光管
翅片间距/mm	1.5
空气流量/m³·min ⁻¹	16.65

少;风速小的位置支路较长,管根数较多.4 个支路从上到下依次排号,见图 2.

2 非均匀风速下蒸发器实验结果与模拟结果对比

为了证明模拟结果的准确性,本文对图 2 所示风速分布下的蒸发器性能进行了实验测量和数值模拟,并比较了这 2 种结果.

空调器的标准制冷实验在焓差室中进行,室内干/湿球温度为 27/19 ℃,室外干/湿球温度为 35/24 ℃.实验采用的空调器在制冷时的额定输入功率为 2.85 kW,额定制冷量为 7.2 kW,制冷剂 R22 的充灌量为 2 050 g.空调器的内机尺寸为 610 mm×1850 mm×340 mm,外机尺寸为 905 mm×684 mm×370 mm,毛细管规格为 1.9 mm×500 mm,压缩机型号为 PH421.实验测量了蒸发器的制冷量和各支路的入口、中间、出口位置的管壁温度.

模拟结果通过美国 NIST 的 Domanski 设计软件 EVAP-COND 2.3 计算得出.该软件在翅片管式换热器的数值模拟方面很具代表性^[5-7],相关的软件介绍以及压降、传热系数关联式等见文献[8-9].本文模拟采取了与实验条件相符的约束条件,见表 2.

表 3 为模拟结果和实验结果对比.从表 3 可知,蒸发器换热量的模拟结果为 7.010 kW,实验结果为 6.963 kW,模拟的比实验的提高了 0.67%.在各支路的入口及中间位置上温度的模拟结果与实验结果差别较小,均在 1 ℃以内;在出口位置上的温度差别较大,4 个支路分别为 2.463 ℃、3.137 5 ℃、12.56 ℃和 1.2 ℃.通过分析可知,模拟与实验温度偏差较

表 2 蒸发器模拟的约束条件

制冷剂侧			空气侧		
进口干度	出口饱和温度/℃	出口干度	进口温度/℃	进口压力/kPa	进口相对湿度
0.2	4.6	0.98	27.0	95.9	0.47

表 3 实测风速下各支路沿程温度
模拟与实验结果对比

位置	模拟温度/℃	实验温度/℃
支路 1 出口	4.6	7.062 5
支路 1 中间	5.3	6.187 5
支路 1 进口	5.6	6.200 0
支路 2 出口	14.7	10.662 5
支路 2 中间	5.2	6.637 5
支路 2 进口	5.6	6.312 5
支路 3 出口	23.1	10.137 5
支路 3 中间	5.2	6.087 5
支路 3 进口	5.6	6.575 0
支路 4 出口	4.6	5.800 0
支路 4 中间	5.3	6.562 5
支路 4 进口	5.6	6.587 5
换热量/kW	7.010	6.963

大者主要出现在制冷剂为过热状态的支路出口位置上.这是因为当制冷剂为过热状态时,制冷剂侧的表面传热系数比两相状态时小得多,因此管壁与制冷剂之间的温差会增大.由于实验测量的是管壁温,而模拟结果显示的是制冷剂温度,所以对于出口带有过热的支路,实验与模拟所得的出口温度偏差较大.

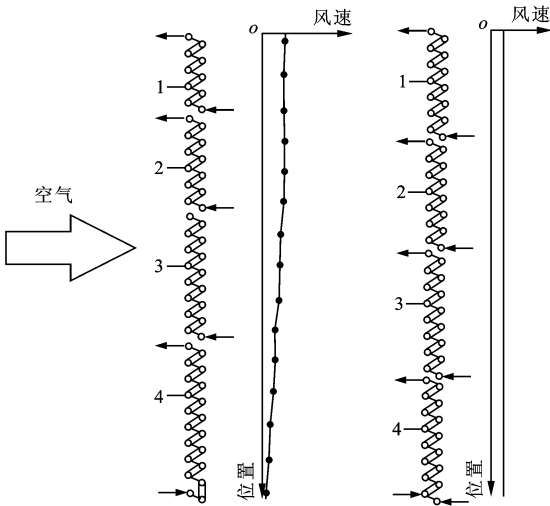
模拟与实验的换热量相差 0.67%,各支路沿程温度差别在合理的范围内,从而验证了模拟结果的准确性.

3 非均匀、均匀风速下的传热性能对比

为了研究非均匀风速对蒸发器换热性能的影响,取相同风量下的均匀风速与之进行对比.图 3 为非均匀、均匀风速下蒸发器流路布置的对照图.在非均匀风速下,编号为 1~19 的上部 19 根管的风速要比均匀风速时大,编号为 20~29 的下部 10 根管的风速要比均匀风速时小.

3.1 蒸发器总体性能对比

表 4 是 2 种风速下模拟结果的对比.从表 4 可知:非均匀风速下蒸发器的换热量比均匀风速时减



(a)非均匀风速下
换热器结构

(b)均匀风速下
换热器结构

图 3 风速分布与蒸发器流路布置的对照图

表 4 2 种风速分布下蒸发器换热结果对比

风速类型	出口干度	出口温度/℃	制冷剂流量/ kg·h ⁻¹	总换热量/ kW	支路号
非均匀	0.87	4.6	164.08	7.10	1
	1.00	14.7			2
	1.00	23.1			3
	0.97	4.6			4
均匀	0.95	4.6	178.40	7.71	1
	0.95	4.6			2
	0.98	4.6			3
	1.00	18.0			4

小了 0.61 kW,占均匀风速时的 8.59%;非均匀风速下蒸发器的制冷剂流量比均匀风速时减小了 14.32 kg/h,占均匀风速时的 8.73%.

在均匀风速下,各支路制冷剂的出口干度比较接近,差值在 0.05 以内;在非均匀风速下,各支路制冷剂的出口干度差别较大,最大差值达 0.13. 制冷剂的出口温度也有类似的现象:在均匀风速下,前 3 个支路出口温度均为 4.6℃,第 4 个支路由于多出 2 根管,所以比前 3 个支路的温度高 13.4℃;在非

均匀风速下,各支路的出口温度差别显著,最大差值 18.5℃. 综上,非均匀风速下各支路制冷剂出口的干度、温度差别很大,而在均匀风速下这种差别比较小.

风速非均匀分布时,蒸发器的某些支路出口物为过热气体,其他支路出口物带有液体. 若带液支路的出口干度小于 0.98,则需利用其他支路出口的过热气体的显热来蒸发掉多余的液体,这样出口总干度才能达到 0.98. 蒸发温度为 4.6℃时,制冷剂 R22 的潜热是显热的 265 倍,为了蒸发掉某些支路很少的带液量,其他支路出口过热度必须很大. 若过热气体无法蒸发掉多余的带液量,则需要减小蒸发器的总供液量,使带液支路出口的带液量减小,过热支路出口的过热度增大,从而达到出口总干度为 0.98 的要求. 因此,当各支路出口制冷剂干度差别过大时,制冷剂流量应减小,换热量随之也会减小.

3.2 换热性能逐管对比

图 4 为逐管换热量对比. 非均匀风速下蒸发器的总换热量为 7.102 kW,其中迎风排的为 4.794 kW,背风排的为 2.308 kW;均匀风速下蒸发器总换热量为 7.713 kW,其中迎风排的为 5.336 kW,背风排的为 2.377 kW. 非均匀风速下蒸发器的换热量比均匀风速时减小了 0.611 kW,其中迎风排减小了 0.542 kW,背风排仅减小了 0.069 kW. 可见,非均匀风速下蒸发器换热量的衰减主要来自迎风排. 非均匀风速下,迎风排上部 19 根管的换热量之和为 3.753 kW,下部 10 根管的之和为 1.041 kW;均匀风速下,上部 19 根管的换热量之和为 3.637 kW,下部 10 根管的之和为 1.699 kW. 也就是说,非均匀风速时上部 19 根管的换热量比均匀风速时增大了 0.116 kW,而下部 10 根管却减小了 0.658 kW,换热量增大的幅度比减小的幅度要小,所以非均匀风速时的换热量比均匀风速时的小.

图 5 为 2 种风速分布下换热器逐管传热温差对比. 迎风排上部 19 根管在非均匀风速下的平均传热温差为 13.66℃,比均匀风速下的 14.30℃要低;下部 10 根管在非均匀风速下的平均传热温差为 15.31℃,比均匀风速下的 13.51℃要高.

图 6 是 2 种风速分布下逐管传热系数对比. 迎风排的平均传热系数在非均匀风速下为 46.67 W/(m²·℃),在均匀风速下为 52.97 W/(m²·℃). 非均匀风速下,上部 19 根管的平均传热系数为 56.63 W/(m²·℃),比均匀风速下增大了 3.65 W/(m²·℃),而下部 10 根管的平均传热系数仅为

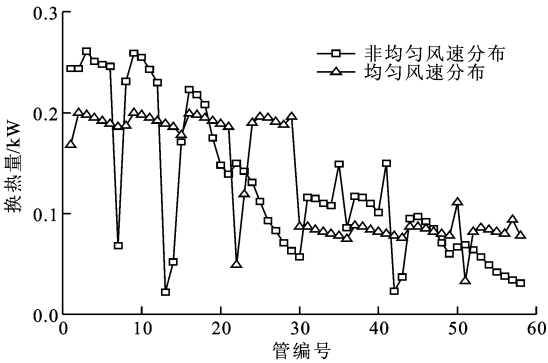


图 4 逐管换热量对比

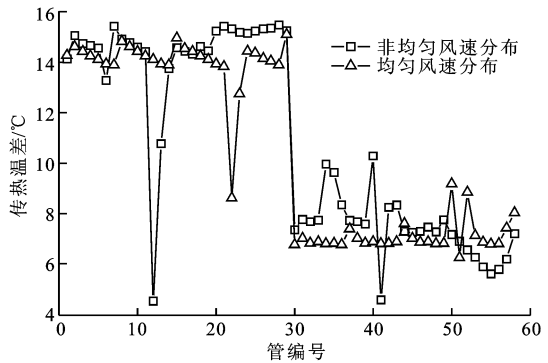


图 5 逐管传热温差对比

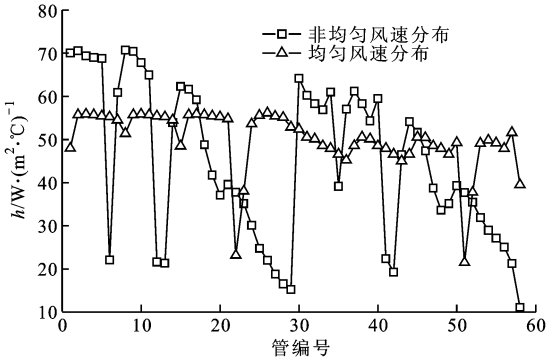


图 6 逐管换热系数对比

27.75 W/(m²·℃),比均匀风速下减小了 25.22 W/(m²·℃). 可见,与均匀风速相比,非均匀风速下风速较大的上部 19 根管传热系数增大的幅度较小,但风速较小的下部 10 根管传热系数减小的幅度却较大.

上部 19 根管和下部 10 根管的传热系数随风速的变化特点是由它们的函数关系决定的. 横掠单管的传热系数关联式为 $Nu=CRe^nPr^{1/3}$,其中 n 为小于 1 的常数. 传热系数 h 与风速的乘幂 v^n 成正比关系,当 n 小于 1 时,指数函数的性质决定了传热系数随风速的增大非线性变化. 当风速较小时,传热系数

曲线的斜率较大,当风速较大时,传热系数的曲线却比较平缓.因此,在非均匀风速下,风速较大处的平均传热系数只比均匀风速时的略大,但在风速较小处却比均匀风速时显著减小.

换热量是由传热温差、传热系数和传热面积3部分决定的.本文中传热面积不变,故换热量取决于传热温差和传热系数.风速非均匀分布与均匀分布相比,风速较大时传热温差较小,而传热系数较大,最终的换热量比较大,说明传热系数是换热量增大的主导因素;风速较小时传热温差较大,而传热系数较小,最终的换热量比较小,可见传热系数也是换热量减小的主导因素.因此,在非均匀风速下,传热系数是影响换热量的主导因素.

4 结 论

(1)与均匀风速相比,非均匀风速下风速较大的管路换热量大,风速较小的管路换热量小,且后者减小的幅度显著,使得非均匀风速下蒸发器的换热量比均匀风速时减小了8.59%.

(2)在非均匀风速下,传热系数是影响换热量的主导因素.

(3)传热系数随风速呈非线性增大,风速较小时增加显著,风速较大时增加比较平缓.

(4)蒸发器各支路出口状态差别越大,换热量的衰减幅度就越大.

参考文献:

- [1] CHWALOWSKI M, DIDION D A, DOMANSKI P A. Verification of evaporator computer models and analysis of performance of an evaporator coil[J]. ASHRAE Trans, 1989,95(1):1229-1236.
- [2] DOMANSKI P A. Simulation of an evaporator with nonuniform one-dimensional air distribution [J]. ASHRAE Trans, 1991,97(1):793-802.
- [3] 黄东,孙敏超,贾杰楠,等. 风速非均匀分布对单支路蒸发器性能的影响[J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(5):36-39.

HUANG Dong, SUN Minchao, JIA Jienan, et al. Simulation of effect of air velocity distribution on performance of two-row finned tube evaporator with one flow path [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2009,43(5):36-42.

- [4] 柳成文,王冬青,龚建英. 风速分布不均匀性对空气源热泵换热器性能的影响[J]. 制冷与空调, 2008,8(3):87-90.
- LIU Chengwen, WANG Dongqing, GONG Jianying. Effect of airflow maldistribution on the performance of airside heat exchanger of air source heat pump [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2008,8(3):87-90.
- [5] DOMANSKI P A. Simulation models for finned-tube evaporator and condenser: EVAP-COND 2.1 [CP/OL]. [2006-08-12]. <http://www2.bfrl.nist.gov/software/EVAP-COND>.
- [6] DOMANSKI P A. Finned-tube evaporator model with a visual interface [C]//20th International Congress of Refrigeration. Sydney, Australia: International Institute of Refrigeration, 1999:1-7.
- [7] DOMANSKI P A, DAVID Y, MINSUNG K. Performance of a finned-tube evaporator optimized for different refrigerants and its effect on system efficiency [J]. International Journal of Refrigerant, 2005, 28(6):820-827.
- [8] 黄东,陈群,袁秀玲. 支路数对热泵空调中冷凝和蒸发两用换热器性能的影响[J]. 西安交通大学学报, 2007,41(5):543-548.
- HUANG Dong, CHEN Qun, YUAN Xiuling. Effect of circuit number on the indoor coil serving as both condenser and evaporator in heat pump [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2007,41(5):543-548.
- [9] 黄东,李权旭,吴蓓,等. 流路布置对热泵空调中冷凝和蒸发两用换热器性能的影响[J]. 西安交通大学学报, 2008,42(9):1107-1112.
- HUANG Dong, LI Quanxu, WU Bei, et al. Effect of refrigerant circuitry on indoor coil serving as condenser and evaporator in heat pump [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008,42(9):1107-1112.

(编辑 苗凌 王焕雪)