

湿工况下低气压对翅片管换热器换热特性的影响

刘旗¹, 柳建华², 徐小进³, 祁良奎¹

(1. 上海理工大学能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室, 上海 200093;
3. 中国船舶重工集团公司第七〇四研究所, 上海 200031)

摘要:在高空低气压环境下模拟舱内对开缝翅片管换热器在湿工况下的换热特性进行了实验研究,分析了不同环境压力对空气侧换热特性的影响,包括显热换热、潜热换热和努赛尔数的变化规律。实验结果表明,当干球温度和相对湿度不变时,湿工况下空气侧显热换热量、潜热换热量和空气侧传热系数均随着环境压力的降低而减小;而单位质量潜热换热量几乎不变,潜热换热所占比例略微增大。同一个环境压力下,入口空气的相对湿度对换热器的显热换热量影响不大,而对潜热换热量影响显著。当相对湿度分别为40%、60%和80%时,显热换热量差异小于5%;而潜热换热量当相对湿度为80%时,是相对湿度为40%时的5.9~6.8倍。

关键词:湿工况;低气压;相对湿度;潜热换热

中图分类号:TK172 文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.11.002

引言

翅片管换热器由于具有体积小、传热表面大、效率高等特点,近年来在动力、冶金、化工和制冷空调等行业中都有广泛的应用。而在不同行业中,随着应用场合和使用地区的变化,换热器工作环境压力将发生显著变化,比如西宁地区海拔高度为2.3 km,环境压力仅77.3 kPa;青藏高原3 km高度区域环境压力为70 kPa;地表20 km高空平流层内气压低至10 kPa。这些场合和地区环境压力的变化将对换热器空气侧换热特性产生显著影响^[1]:随着环境压力的下降,空气密度减小,与常压工况相比,空气在同样的流态下,与换热器翅片表面的对流换热强度明显削弱。同时,考虑到翅片管换热器工作条件大部分为湿工况,此时环境压力的降低将引起湿空气物性参数的变化,从而影响换热器空气侧显热和

潜热换热性能。

当前翅片管换热器研究工作的重点集中在常压下换热器结构参数和入口空气状态对换热器空气侧换热特性的影响。Choi等人对多种不同翅片间距、管排数、管排形式和翅片垂直距离的平翅片管换热器进行了测试^[2],研究了大翅片间距时离散平翅片管换热器空气侧换热特性;Lin等人研究了湿工况下波纹翅片倾斜角和波纹高度对人字形波纹翅片管换热器的影响^[3];Wang等人测试了管排数从1到16排的多种波纹翅片管换热器空气侧换热性能^[4],分析了不同管排数和翅片间距对换热器特性的影响;Thirapat等人对10组不同翅片厚度的波纹翅片管换热器进行测试^[5],研究了不同管排数时,翅片厚度对换热系数的影响;Rin等人研究了大管径、管排数和进风条件对开缝翅片管换热器湿工况下空气侧换热和压降特性^[6];Tang等人对5种不同翅片形式的换热器进行了数值模拟与实验研究^[7],分析了不同翅片形式对空气侧换热和压降特性的影响,并将遗传算法的优化结果与数值模拟结果进行了比较。

由上可知,翅片管换热器的相关研究工作都集中在常压工况下,而对低气压工况关注甚少,环境压力变化对换热器空气侧换热特性的影响机理不明。因此,本文利用高空低气压环境模拟舱,对开缝翅片管换热器在湿工况下的换热特性进行实验研究,分析不同环境压力下显热换热、潜热换热和努赛尔数的变化规律,阐明环境压力对翅片管换热器换热特性的影响机理。

1 实验部分

1.1 实验装置

实验所用低气压环境模拟舱如图1所示,实验

收稿日期:2016-01-11; 修订日期:2016-03-10

基金项目:上海市教育委员会重点学科资助项目(J50502);上海市科委建设项目(13DZ2260900)

作者简介:刘旗(1989-),男,湖南益阳人,上海理工大学博士研究生。

装置主要包括 4 部分:空气系统、冷水系统、参数测量系统和被测翅片管换热器。

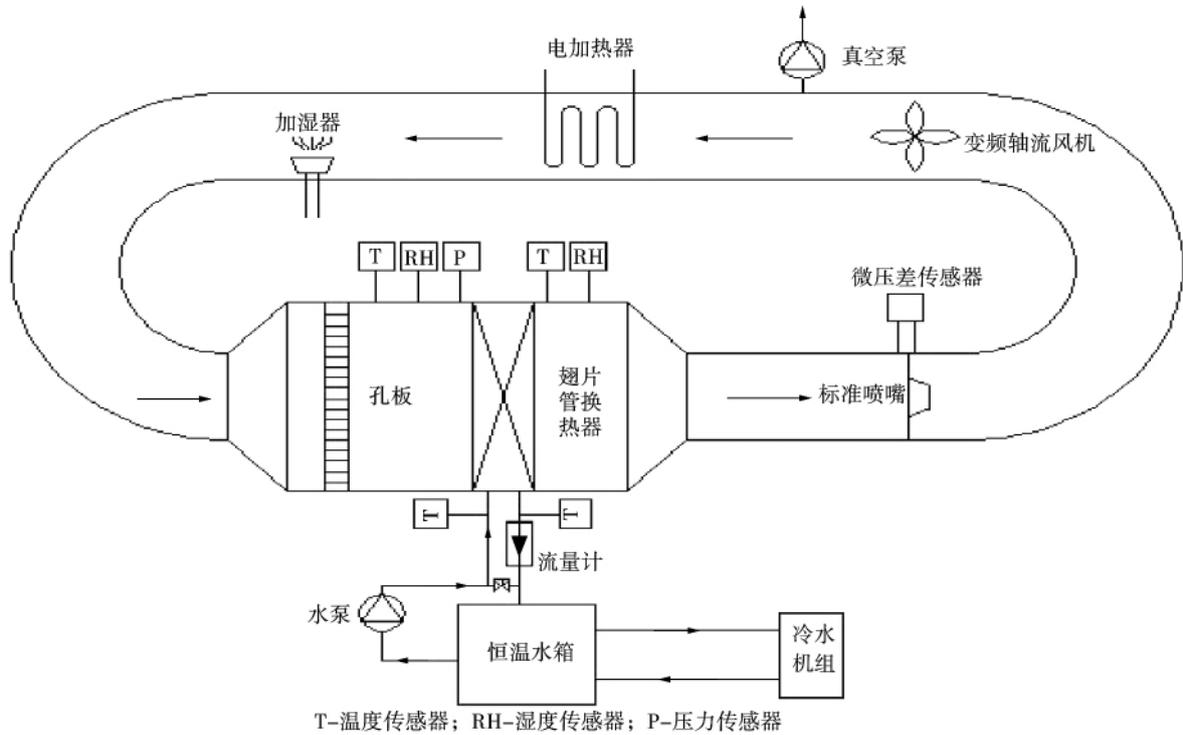


图 1 实验装置原理图

Fig. 1 Schematic diagram of a test rig

表 1 传感器测量精度

Tab. 1 Measurement precision of the sensors

参 数	型 号	测 量 范 围	测 量 误 差
空气温度	Pt100	0 ~ 50 °C	±0.1 °C
空气相对湿度	VAISALA	15 ~ 100%	±1%
标准喷嘴	ISA1932	10 ~ 101 kPa	±0.8%
微压差传感器	Rosemount	0 ~ 600 Pa	±0.1%
水温	Pt100	0 ~ 45 °C	±0.05 °C
水流量	Omega	0 ~ 35 LPM	±1%
环境压力	Yokogawa	1.3 ~ 130 kPa	±0.15%

空气系统由一个闭式的空气调节循环组成,变频轴流风机可调节空气循环量;电加热器和加湿器控制换热器入口空气状态;真空泵可调节环境模拟舱的环境压力。冷水系统也是一个闭式回路,恒温水箱内冷水通过冷水泵送入换热器管内;水流量通过旁通阀调节;恒温水箱温度利用一台冷水机组维持稳定。参数测量系统包括各类传感器,换热器入

口、出口空气干球温度由 Pt100 铂电阻温度传感器测量,相对湿度由湿度传感器测量,换热器水侧进出口水温由 Pt100 铂电阻温度传感器测量,循环风量由标准喷嘴测量,喷嘴前后压差选用微压差传感器,传感器测量精度如表 1 所示。实验对象是一台四排正三角形叉排开缝翅片管换热器,翅片表面为条缝,且作亲水层表面处理,换热器模型如图 2 所示。换热器的具体参数如表 2 所示。

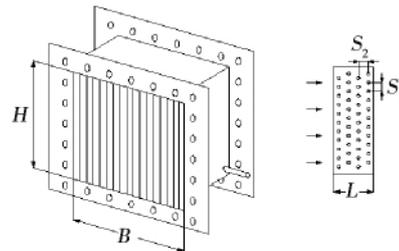


图 2 换热器模型

Fig. 2 Model for heat exchangers

表 2 换热器的几何参数(mm)

Tab. 2 Geometry parameters of the heat exchangers(mm)

几何参数	数值
管外径 D_o	9.6
管壁厚度 δ	0.6
横向管间距 S_1	24.8
纵向管间距 S_2	21.5
翅片厚度 δ_f	0.2
翅片间距 s_f	2
换热器厚度 L	86
换热器宽度 B	270
换热器高度 H	270

1.2 实验方法

实验装置启动后,通过轴流风机调节循环风量,使得换热器迎面风速达到 2.4 m/s,相当于空调器设计中常用迎面风速,同时利用电加热器调节换热器入口空气干球温度至 27 °C 左右。水系统水泵开启后,调节旁通阀使得换热器管内冷水流量维持在 14 L/min 不变,同时调节恒温水箱温度使换热器入口水温维持在 6 °C 左右。环境压力变化共进行了 3 组实验,测量了 40%、60% 和 80% 3 个不同相对湿度条件下,换热器换热性能随环境压力的变化。第一组实验时维持入口空气相对湿度在 40% 不变,改变低气压环境模拟舱内环境压力,同时记录空气系统和冷水系统各参数,环境压力取 101、80、60 和 40 kPa 4 个值。然后,再调节入口空气相对湿度至 60% 和 80%,分别开始第 2 组和第 3 组实验。

实验开始后需要实时判定实验系统是否达到稳定状态,判定条件包括换热器入口水温在 20 min 内波动小于 ± 0.1 °C,入口空气干球温度波动小于 ± 0.5 °C,入口空气相对湿度波动小于 $\pm 3\%$,环境压力波动小于 $\pm 0.5\%$ 以及换热器水侧吸热量和空气侧放热量之间的热平衡偏差小于 $\pm 5\%$ 。实验系统稳定后,每隔 5 min 采集一组数据,取连续 4 组数据的平均值作为有效数据。若稳定过程中参数波动值超出允许范围,则实验系统需重新判定稳定状态,重新实验。

2 实验数据处理

当翅片管换热器翅片表面温度低于来流空气露

点温度时,翅片表面凝露而形成水膜,空气与翅片间发生热质交换^[8],此时换热器在湿工况下运行,将换热器换热性能分为显热换热和潜热换热两部分来讨论。换热器运行在湿工况时,换热器管外空气流经翅片表面,温度不断降低,这部分由于温度降低损失的热量即为显热换热量。同时,空气中不断有水蒸气凝露析出,这部分由水蒸气带走的热量为潜热换热量。凝露析出的水蒸气在达到翅片表面温度前,存在一个降温过程,该过程中产生的热量相比水蒸气凝结时的汽化潜热可忽略不计,因此在计算潜热换热量时该部分热量不作考虑。

则湿工况时,换热器空气侧显热换热量计算公式为:

$$Q_s = G_a c_{p,a} (T_{i,a} - T_{o,a}) \quad (1)$$

式中: Q_s —空气侧显热换热量, kW; G_a —空气侧质量流量, kg/s; $c_{p,a}$ —空气比定压热容, kJ/(kg·K); $T_{i,a}$ 、 $T_{o,a}$ —空气进口、出口温度, °C。

空气侧潜热换热量计算公式为:

$$Q_l = G_a r (d_i - d_o) \quad (2)$$

式中: Q_l —空气侧潜热换热量, kW; r —水蒸气汽化潜热, kJ/kg; d_i —入口空气绝对含湿量, kg/kg; d_o —出口空气绝对含湿量, kg/kg。

实验中,换热器总换热量取空气侧和水侧换热量的平均值:

$$Q = \frac{1}{2} (Q_a + Q_w) \quad (3)$$

$$Q_a = G_a (i_i - i_o) \quad (4)$$

$$Q_w = G_w c_{p,w} (T_{o,w} - T_{i,w}) \quad (5)$$

式中: Q 、 Q_a 、 Q_w —换热器总换热量、空气侧换热量和水侧换热量, kW; i_i 、 i_o —空气进口、出口焓值, kJ/kg; G_w —水侧质量流量, kg/s; $c_{p,w}$ —水的比定压热容, kJ/(kg·K); $T_{i,w}$ 、 $T_{o,w}$ —水侧进口、出口温度, °C。

从换热器两侧流体传热过程考虑,总换热量可表示为:

$$Q = KA_o \Delta T_m \quad (6)$$

式中: K —总传热系数, W/(m²·K); A_o —空气侧总换热面积, m²; ΔT_m —对数平均温差, °C。

忽略传热过程中接触热阻和翅片、翅片管导热热阻,采用 Wilson 分解法计算换热器总传热系数^[9]:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_a} + \frac{A_o}{h_w A_i} \quad (7)$$

式中： h_a 、 h_w —空气侧和水侧传热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ； A_i —翅片管内表面换热面积 m^2 。

定义换热器空气侧换热准则数努赛尔数为^[10]：

$$Nu = \frac{h_a D'}{\lambda_a} \quad (8)$$

式中： D' —特征长度， $D' = D_o + 2\delta$ ， D_o —翅片管外径， mm ； δ —翅片厚度， mm ； λ_a —空气导热系数， $W/(m \cdot K)$ 。

水侧对流换热关联式选用 Gnielinski 公式^[11]：

$$\frac{h_w D_i}{\lambda_w} = \frac{(f_w/8)(Re_w - 1000) Pr_w}{1 + 12.7 \sqrt{f_w/8}(Pr_w^{2/3} - 1)} \quad (9)$$

其中，

$$f_w = (1.82 \lg Re_w - 1.64)^{-2} \quad (10)$$

式中： Re_w 、 Pr_w —水侧无量纲准则数； D_i —翅片管内径， mm ； λ_w —水的导热系数， $W/(m \cdot K)$ 。

利用式(1)和式(2)可分别计算换热器空气侧显热交换量和潜热交换量；通过式(9)和式(10)可求解水侧传热系数 h_w ；利用式(6)可求解总传热系数 K ；将求解结果带入式(7)则可以计算空气侧传热系数 h_a ；最后，通过式(8)可得到换热器空气侧努赛尔数。求解过程中，当环境压力变化范围 10 ~ 101 kPa，空气温度变化范围 -25 ~ 100 °C 时，干空气热物性参数——导热系数、动力粘度、比定压热容和普朗特数随压力的变化值小于 1%^[12]，因此计算过程中可忽略环境压力对干空气这 4 个热物性参数的影响。不同环境压力下，湿空气的物性参数值——湿球温度、绝对含湿量、空气比焓可查湿空气通用焓湿图得到^[13]。应用莫法特方法对实验系统进行误差分析，结果如表 3 所示^[14]。

表 3 实验系统参数误差分析

Tab. 3 Analysis of the errors existing in various parameters of the testing system

参数	不确定度	
	最小值	最大值
G_a	$\pm 0.8\%$	$\pm 1.7\%$
G_w	$\pm 1.0\%$	$\pm 2.6\%$
Q_a	$\pm 2.7\%$	$\pm 4.1\%$
Q_w	$\pm 2.9\%$	$\pm 5.2\%$
Q	$\pm 2.8\%$	$\pm 4.6\%$
h_a	$\pm 5.3\%$	$\pm 9.9\%$
Nu	$\pm 6.0\%$	$\pm 11.2\%$

3 实验结果与分析

3.1 空气侧总换热量随环境压力的变化

图 3 ~ 图 5 分别为 3 种湿工况条件下，不同环境压力时空气侧换热量、单位质量换热量和努赛尔数的变化规律。所有湿工况的入口空气干球温度都为 27 °C，湿工况 1、2、3 的入口空气相对湿度分别为 40%、60% 和 80%，实验中维持不同环境压力时各湿工况干球温度和相对湿度不变。

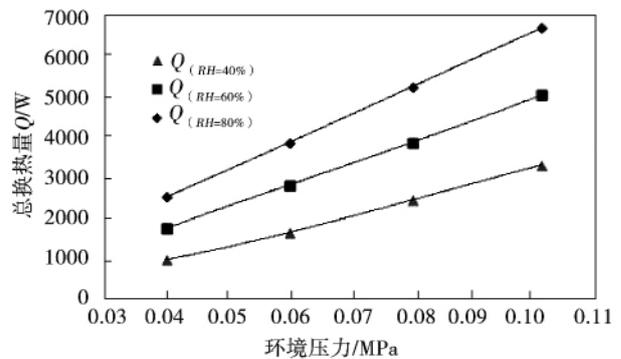


图 3 不同入口相对湿度时环境压力对空气侧总换热量的影响

Fig. 3 Effect of the ambient pressure on the total heat quantity exchanged at the air side when various relative humidities are present at the inlet

从图 3 可以看出：各湿工况下总换热量 Q 随着环境压力的下降迅速减少，40 kPa 时总换热量衰减为 101 kPa 时的 30% ~ 38%，入口空气相对湿度越大，环境压力对总换热量的影响越大。环境压力每下降 20 kPa 时，湿工况 3 的总换热量的减少量分别是湿工况 1 的 1.67 ~ 1.99 倍和湿工况 2 的 1.24 ~ 1.31 倍。同一个环境压力条件下，入口空气相对湿度增大时，总换热量显著增大，环境压力为 101 kPa 时，湿工况 3 的总换热量最大可达到湿工况 1 的 2.5 倍。从图 4 可以看出：努赛尔数随着环境压力的下降而降低，且降低的趋势变缓；随着相对湿度的提高，环境压力对努赛尔数的影响增大；同一个环境压力下，入口空气相对湿度越高努赛尔数越大。这是因为换热器湿工况换热时，入口空气相对湿度对显热换热几乎没有影响^[15]，但对潜热换热影响显著。环境压力不变时，相对湿度增大引起空气中水蒸气分压力增大，加强了空气与换热器翅片表面的质交

换 空气中有更多的水蒸气凝露析出,增大了换热器的潜热换热量和总换热量。

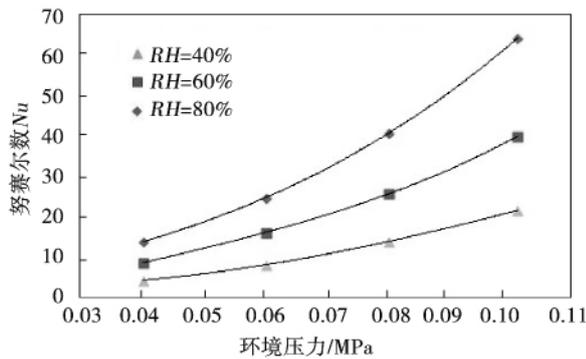


图 4 不同入口相对湿度时环境压力对努赛尔数的影响

Fig. 4 Effect of the ambient pressure on the Nusselt number at various relative humidities at the inlet

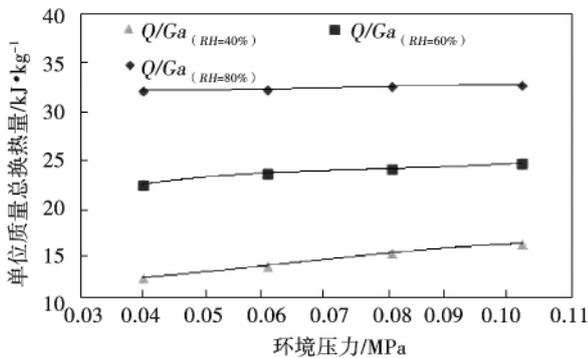


图 5 不同入口相对湿度时环境压力对空气侧单位质量总换热量的影响

Fig. 5 Effect of the ambient pressure on the total quantity of heat exchanged in unit mass at various relative humidities at the inlet

由图 5 可知,单位质量总换热量随环境压力下降略微减小,且减小的趋势远远小于总换热量的减小趋势。结合图 4 和图 5 可以看出,引起换热器总换热量下降的主要原因是空气密度的减小。随着环境压力下降,空气密度不断减小,在相同的循环风量下,空气的质量流量减小,换热过程热载体质量减少,40 kPa 时空气质量流量衰减为 101 kPa 时的 39%,直接导致换热器总换热量的显著下降。

3.2 空气侧显热换热量和潜热换热量随环境压力的变化

图 6 ~ 图 8 分别为 3 种湿工况条件下,不同环

境压力时空气侧显热、潜热换热量,单位质量显热、潜热换热量和显热、潜热比例的变化规律。从图 6 中可以看出:同一个环境压力下,入口空气相对湿度对显热换热量影响不大,对潜热换热量影响明显。环境压力为 101 kPa 时,湿工况 3 潜热换热量为湿工况 1 的 5.9 倍,环境压力为 80、60 和 40 kPa 时分别为 6.2、6.3 和 6.8 倍。环境压力为 101、80、60 和 40 kPa 时,湿工况 1、2、3 的显热换热量偏差小于 5%。

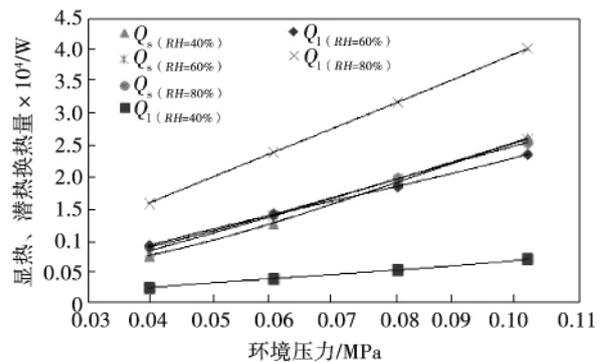


图 6 不同入口相对湿度时环境压力对显热换热量和潜热换热量的影响

Fig. 6 Effect of environmental pressure on sensible and latent heat transfer with different relative humidity

同时,由图 6 可知,显热换热量和潜热换热量均随着环境压力的下降而减少,环境压力越低时各湿工况潜热换热量的差值越小。这是因为越低的环境压力下,空气质量流量越小,潜热换热量的绝对数值越小,从而差值越小。由图 7 可知,各湿工况单位质量潜热换热量的差值几乎不随环境压力变化。

从图 7 中可以看出:随着环境压力下降,单位质量潜热换热量几乎不变,单位质量显热换热量略微减少。相对湿度 RH 为 40% 时,不同环境压力下单位质量潜热换热量差异为 4% ~ 8%,相对湿度 RH 为 60% 和 80% 时,该差异分别为 1% ~ 2% 和 0.4% ~ 1%。这是因为实验中换热器管内侧入口水温维持在 6 °C 不变,管外侧入口空气干球温度和相对湿度不变,当环境压力下降时,空气中水蒸气分压力保持不变,空气中水蒸气与换热器翅片表面水膜上水蒸气分压差不变,则质交换强度几乎不变,单位质量潜热换热量几乎不变。而当环境压力下降时,空气

密度减小,空气流动性变差,在同样的质交换强度时,空气对流换热强度减弱,单位质量显热换热量减少。

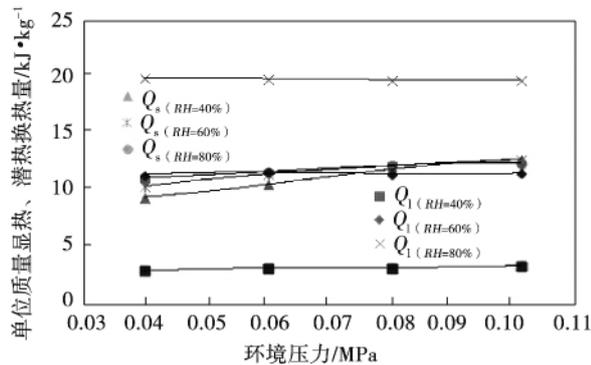


图7 不同入口相对湿度时环境压力对单位质量显热换热量和潜热换热量的影响
Fig. 7 Effect of environmental pressure on sensible and latent heat transfer per unit mass with different relative humidity

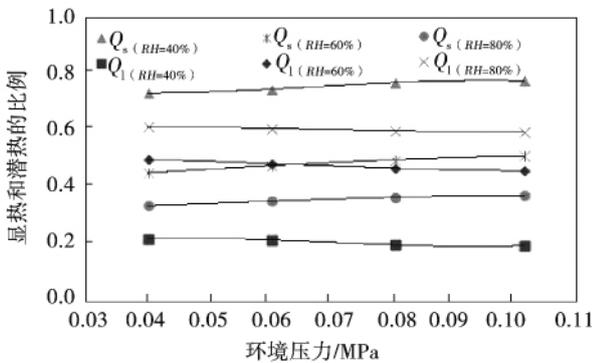


图8 不同入口相对湿度时环境压力对显热和潜热比例的影响
Fig. 8 Effect of the ambient pressure on the proportion between the sensible and latent heat at various relative humidities at the inlet

显热换热量和潜热换热量与总换热量的比例随环境压力的变化如图8所示。湿工况1时显热换热量占主要部分,占比75%左右;湿工况3时潜热换热量占61%,为主要部分;湿工况2时显热换热量与潜热换热量区别不大。环境压力下降时,潜热换热量与总换热量的比例略微增大,显热换热占比减小。主要原因是环境压力下降时单位质量潜热换热量

量维持不变,而单位质量显热换热量减少,单位质量总换热量下降,如图5所示,因此潜热换热占比增大。

4 结论

(1) 环境压力下降时,换热器总换热量、显热换热量和潜热换热量都减小,主要原因是空气密度减小,热载体质量减少,对流换热强度削弱。维持入口空气干球温度和相对湿度不变,40 kPa时空气质量流量衰减为101 kPa时的39%,相应的总换热量衰减为30%~38%。

(2) 入口空气干球温度和相对湿度不变时,单位质量潜热换热量不随环境压力变化,实验研究范围内,不同环境压力下单位质量潜热换热量差异为0.4%~8%。因为此时空气中水蒸气分压力保持不变,与换热器质交换强度几乎不变。

(3) 通过定量研究不同环境压力下翅片管换热器换热性能的衰减幅度,可为换热器在多种环境压力下的应用设计提供参考。

(4) 本文通过实验研究了环境压力引起的换热器换热量和传热系数的变化规律。为了阐明环境压力对翅片管换热器换热特性的影响机理,有必要在已搭建的试验台上作进一步研究。

参考文献:

[1] J. A. Mathias; J. Cao; M. E. Ewing; et al. Experimental characterization of compact heat exchangers with short flow lengths at simulated elevated altitudes [J]. Transactions of ASME 2003, 125, 171-180.

[2] Choi Jong Min; Kim Yonghan; Lee Mooyeon et al. Air side heat transfer coefficients of discrete plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch [J]. Applied Thermal Engineering 2010, 30, 174-180.

[3] Yur-Tsai Lina, Young-Ming Hwanga, Chi-Chuan Wang. Performance of the herringbone wavy fin under dehumidifying conditions [J]. Heat and Transfer 2002 (45): 5035-5044.

[4] Chi-Chuan Wang, Jane-Sunn Liaw. Air-side performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying condition-Data with larger diameter tube [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer 2012, 55, 3054-3060.

[5] Thirapat Kuvannarat, Chi-Chuan Wang, Somchai Wongwises. Effect of fin thickness on the air-side performance of wavy fin-and-tube

- heat exchangers under dehumidifying conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer 2006 49 2587 - 2596.
- [6] Rin Yun ,Yongbae Kim ,Yongchan Kim. Air side heat transfer characteristics of plate finned tube heat exchangers with slit fin configuration under wet conditions [J]. Applied Thermal Engineering , 2009 29 3014 - 3020.
- [7] Tang Linhong ,Zeng Ming ,Wang Qiuwang. Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns [J]. Experimental Thermal and Fluid Science 2009 (33) :818 - 827.
- [8] 刘金平 ,戴绍碧 ,叶立平. 析湿工况下波纹翅片管换热器空气侧换热与压降特性[J]. 化工学报 2009 60(10) :2438 - 2445. LIU Jin-ping ,DAI Shao-bi ,YE Li-ping. Air-side heat exchange and pressure drop characteristics of a corrugated finned tube heat exchanger under dehumidification conditions [J]. Journal of Chemical Engineering 2009 60(10) :2438 - 2445.
- [9] 唐凌虹 ,谢公南 ,曾 敏 等. 三种大管径翅管式换热器传热与阻力特性的试验研究[J]. 西安交通大学学报 2007 41(5) :522 - 525. TANG Ling-hong ,XIE Gong-nan ,ZENG Min ,et al. Experimental investigation of the heat transfer and resistance characteristics of three types of large tube diameter finned tube heat exchanger [J]. Journal of Xi' an Jiaotong University 2007 41(5) :522 - 525.
- [10] 余建祖. 换热器原理与设计[M]. 北京:北京航空航天大学出版社 2006
- YU Jian-zu. Principles and design of heat exchangers [M]. Beijing: Publishing House of Beijing University of Aeronautics and Astronautics 2006.
- [11] 杨世铭 ,陶文铨编著. 传热学. 北京:高等教育出版社 2006: 246 - 249 YANG Shi-ming ,TAO Wen-quan. Heat transfer [M]. Beijing: Higher Education Press 2006:246 - 249.
- [12] J. H. Keenan ,J. Kaye. Gas table [M]. John Wiley & Sons , Inc. 1945.
- [13] 严家驊 ,赵玉珍 ,尚德敏. 湿空气的比相对湿度和通用焓湿图 [J]. 工程热物理学报 1984 5(4) :319 - 325. YAN Jia-lu ,ZHAO Yu-zhen ,SHANG De-min. Specific relative humidity and general-purpose enthalpy humidity chart for wet air [J]. Journal of Engineering Thermophysics ,1984 ,5 (4) :319 - 325.
- [14] Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. Experimental Thermal and Fluid Sciences 1988 1(1) :3 - 17.
- [15] Chi-Chuan Wang ,Chang-Tsair Chang. Heat and mass transfer for plate fin-and-tube heat exchangers with and without hydrophilic coating [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer , 1998 41 (20) :3109 - 3120.

(刘 瑶 编辑)

更 正

由于作者疏忽 在《热能动力工程》2016 年第 31 卷第 8 期第 51 ~ 58 页 DOI:10.16146/j.cnki.rndl-gc.2016.08.009 《减压型风力发电机组功率追踪及功率平滑多目标控制研究》一文中出现错误:原文作者一栏:张 寅³,孔祥东¹,陈立娟³,艾 超²(1……;2……;3.燕山大学 机械工程学院,河北 秦皇岛 066004)。现更正为:张 寅³,孔祥东¹,陈立娟³,艾 超²(1……;2……;3.秦皇岛职业技术学院 机电工程系,河北 秦皇岛 066004)。

在页首下部一栏,作者简介原文:张 寅(1979 -) ,男,河北省秦皇岛人 燕山大学副教授。现更正为:作者简介:张 寅(1979 -) ,男,河北省秦皇岛人 秦皇岛职业技术学院机电工程系副教授。

特此更正

更正人: 张 寅,陈立娟

混合工质功冷联产循环与吸收式制冷循环的热力性能分析与比较 = **Analysis of the Thermal Performance of a Hybrid Working Medium Power and Cooling Cogeneration Cycle and an Absorption Type Refrigeration Cycle and Their Comparison** [刊, 汉] CHEN Yi, HAN Wei (Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190), SUN Liu-li (State Nuclear Power Technology R&D Centre, Beijing, China, Post Code: 100190) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(11). - 1 ~ 6

Compared with a traditional single absorption type refrigeration cycle, a hybrid working medium power and cooling cogeneration cycle will be favorable to enhancing the utilization efficiency of the intermediate temperature waste heat from an industry, however, the study of the mechanism governing the enhancement of the performance and efficiency is still not going deep into enough. Models for a simplified ammonia-water power and cooling cogeneration cycle system and an ammonia-water absorption type refrigeration cycle system were established and a fair bench mark for comparison was proposed. Through an analysis and comparison of the flow path, structure and thermodynamic characteristics, the difference between the hybrid working medium power and cooling cogeneration cycle and absorption type refrigeration cycle in the energy conversion and utilization was revealed and the mechanism governing the enhancement in the performance of the power and cooling cogeneration cycle was also analyzed. It has been noted that the expansion extent in the turbine is a key factor influencing the proportion of the thermal energy distributed in the power sub-cycle and the refrigeration sub-cycle and the thermal energy stepped utilization extent and the influence of the thermal energy on the performance of the system was also studied. **Key words:** power and cooling cogeneration, hybrid working medium, absorption type refrigeration, thermodynamic analysis, thermal energy stepped utilization

湿工况下低气压对翅片管换热器换热特性的影响 = **Influence of the Low Atmospheric Pressure on the Heat Exchange Characteristics of a Finned Tube Heat Exchanger** [刊, 汉] LIU Qi, LIU Jian-hua, QI Liang-kui (College of Energy Source and Power Engineering, Shanghai University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093), LIU Jian-hua (Shanghai City Key Laboratory on Multi-phase Flow and Heat Transfer in Power Engineering, Shanghai, China, Post Code: 200093), XU Xiao-jin (CSIC No. 704 Research Institute, Shanghai, China, Post Code: 200031) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(11). - 7 ~ 13

In a high altitude low atmospheric pressure environment imitation chamber, tested were the heat exchange characteristics of a slotted type finned tube heat exchanger under the wet operating condition and analyzed was the influence of various ambient pressures on the heat exchange characteristics of the air side, including the law governing changes of the sensible heat exchange, latent heat exchange and Nu number. The test results show that when the dry bulb temperature and relative humidity are kept constant, the amount of sensible heat and latent heat exchanged

at the air side under the wet operating condition as well as the heat transfer coefficient at the air side will all decrease with a decline of the ambient pressure , however , the amount of latent heat exchanged in unit mass will be kept almost unchanged and the proportion of the amount of latent heat exchanged will somewhat increase. At a same ambient pressure , the relative humidity of the air at the inlet will have no big influence on the amount of sensible heat exchanged in the heat exchanger but notable influence on the amount of latent heat exchanged. When the relative humidity is 40% , 60% and 80% respectively , the difference among the amounts of sensible heat exchanged will be less than 5% and when the relative humidity is 80% , the amount of latent heat exchanged will be 5.9 to 6.8 times higher than that when the relative humidity is 40% . **Key words**: wet operating condition , low atmospheric pressure , relative humidity , latent heat exchange

石墨纳米溶液的沸腾传热特性研究 = **Study of the Boiling Heat Transfer Characteristics of a Graphite Nano Solution** [刊 汉]/LI Hu-ang , MEI Yong , ZHANG Bo-tao , GONG Sheng-jie (College of Mechanical and Power Engineering , Shanghai Jiaotong University , Shanghai , China , Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016 , 31 (11) . - 14 ~ 18

To investigate the enhanced boiling heat transfer coefficient and the critical heat flux method , with a graphite nano solution serving as the boiling working medium , analyzed was the influence of the graphite nano solution at various mass concentrations on the boiling heat transfer coefficient and critical heat flux density. The test results show that compared with deionized water , the graphite nano solution can enhance the boiling heat transfer coefficient. Under the test conditions , the heat transfer coefficient can maximally increase by 30% . When the concentration of graphite increases from 0.05 g/L to 2.5 g/L , the enhanced boiling heat transfer coefficient will first increase and then decrease. In the meantime , the nano solution will enhance the critical heat flux. With an increase of the concentration , the enhanced critical heat flux will first increase and then decrease. Among all the test conditions , the graphite nano solution at a concentration of 1 g/L will have a strongest ability in enhancing the boiling heat transfer and at such a time , the critical heat flux will be maximal. After the graphite nano solution had been boiled , the hydrophilicity of the heating surface will be enhanced and the static contact angle will become smaller , which is an important factor to enhance the critical heat flux. **Key words**: pool boiling , graphite , nano-fluid , heat transfer coefficient , critical heat flux

周向弯曲方向对 NACA65 翼型轴流叶轮叶顶间隙流动影响 = **Influence of the Bending Along the Circumferential Direction on the Flow in the Blade Tip Clearance in an Axial Flow Impeller Adopting the NACA65 Airfoil** [刊 汉]/YAN Pei-di , JIN Guang-yuan , CUI Zheng-wei (College of Mechanical Engineering , Jiangnan University , Wuxi , China , Post Code: 214122) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016 , 31 (11) . - 19 ~ 25