基于吸收式换热技术的多段立式吸收-蒸发器的实验研究与应用

李静原, 谢晓云*, 江亿

清华大学建筑节能研究中心, 北京 100084

* 联系人, E-mail: xiexiaoyun@tsinghua.edu.cn

2014-12-08 收稿, 2015-02-28 接受, 2015-04-30 网络版发表

国家自然科学基金(51306098, 51138005)和北京市科委重点项目(Z111100058911005)资助

摘要 吸收式换热器是吸收式热泵应用于集中供热的关键核心部件. 采用多段吸收式热泵机构可以有效提升机组性能: 一次网回水温度一定时可大幅降低总传热面积, 更重要的是在机组面积不变情况下显著降低一次网回水温度, 实现单段机组无法实现的参数. 本文在此技术基础上, 设计并制作了三段大温差立式降膜吸收-蒸发器单元, 并进行了多组工况的实验, 测试其性能. 该实验单元可以实现水侧大温差, 形成三级蒸发压力梯度, 与传统单段吸收机相比, 实现了梯级换热, 换热过程更加匹配; 建立一维吸收器传热传质模型, 分析并解释了实验中吸收器出现的冷却水出口温度高于溶液温度的现象. 实验单元直接应用于实际供热工程中, 在不同供暖工况下取得了良好的效果, 一次网回水温度可以低至 30℃ 以下.

关键词

集中供热
吸收式换热
匹配
多段吸收-蒸发
传热传质

我国工业产业能耗约占社会总能耗的68%, 而在工业生产过程中, 有大量30~80℃的余热直接以废热的形式排放到环境中, 造成大量能源浪费, 这些低品位的废热在冬季可以用于我国的集中供暖系统中^[1]. 近年来, 基于溴化锂吸收式循环的热电联产集中供热技术被提出^[2], 可以通过吸收式热泵技术回收低温的工业余热. 在这类系统中, 安装于热力站的吸收式换热器是其中的核心部件^[3], 可将高温的(如90℃)一次热网供水降温至低温(如25℃)回水, 提供二次网55~40℃的供回水温度, 原理如图1所示. 由于获得较低温度的一次网回水, 因此可以用低温回水回收各类低品位余热, 把循环水加热到统一的供水温度, 这样热量被变换至具有统一供回水温度的大温差循环形式的热量, 再通过城市热网长距离输送至建筑附近的热力站.

吸收式换热器与常规吸收式热泵的较大区别在于, 其各个部件的热源/冷源侧都是通过大温差的循

环水提供. 如图1中所示, 吸收器/冷凝器中水侧温差为15 K, 而发生器和蒸发器的水侧温差约为20 K. 需要指出的是, 在一些工况中, 一次网供水温度可以达

图1 (网络版彩色)吸收式换热器原理

Figure 1 (Color online) Principle of absorption heat exchanger

引用格式: 李静原, 谢晓云, 江亿. 基于吸收式换热技术的多段立式吸收-蒸发器的实验研究与应用. 科学通报, 2015, 60: 3005-3013

Li J Y, Xie X Y, Jiang Y. Experimental study and application of multi-stage absorber/evaporator based on absorption heat exchanger (in Chinese). Chin Sci Bull, 2015, 60: 3005-3013, doi: 10.1360/N972014-01320

<https://engine.scichina.com/doi/10.1360/N972014-01320>

到120℃至130℃, 回水温度可低至20℃, 热源/冷源水侧温差近30 K. 而对于传统吸收式热泵, 其冷热源的供、回水温差通常仅为5 K左右. 当采用传统单段吸收式热泵时, 其4个基本部件内部都会产生明显的“三角形传热”过程, 如图2所示^[4]. 这种不匹配的换热过程会严重影响吸收机的性能, 为了实现更低的一次网回水温度, 需要极大的换热面积. 因此一种新型的多段立式大温差发生-冷凝和蒸发-吸收单元被提出^[5], 在该单元结构中, 冷凝压力和蒸发压力被分成不同的多级梯度, 工质通过隔压装置在级间流动.

图3表示了多段立式大温差蒸发-吸收器流程图. 该结构形成的蒸发压力(温度)梯度将原来的“三角形”传热转化为不匹配温差小得多的平行传热和逐级传热, 大大降低了不匹配程度, 实现了单段吸收式换热器无法实现的参数^[4]. 另外, 由于采用了立式结构, 使得在多段的情况下占地面积得到有效控制.

已有研究中, 当蒸发器中冷冻水要求实现供回水之间大温差时, 有研究提出双段-蒸发-吸收制冷循环^[6,7], 以较浓的溶液吸收低压水蒸气制取较低温冷水, 以较稀的溶液吸收高压水蒸气制取较高温冷水, 降低了水蒸气与蒸发器传热的不匹配温差, 可制取大温差冷冻水, 并减少传热传质面积. 然而都是只考虑一个部件如蒸发器中循环水侧大温差, 吸收器侧冷却水仍为常规温差, 并且其温差虽大于5 K, 但未达到20~30 K的量级, 因此只考虑了双段, 并且为常

图2 (网络版彩色)单段吸收式换热器内部传热 $T-Q$ 图^[4]
Figure 2 (Color online) $T-Q$ chart of heat transfer process in one-stage absorption heat exchanger^[4]

图3 (网络版彩色)多段立式大温差吸收-蒸发器流程图^[5]
Figure 3 (Color online) Principle of large temperature lift/drop multi-stage vertical absorption heat exchanger^[5]

规卧式单段机的两个蒸发器/吸收器的组合, 导致机组结构复杂、体积庞大. 本研究的工况中吸收器和蒸发器循环水侧温差可达到20~30 K, 因此势必需要吸收器和蒸发器都有三段甚至更多的分段. 若采用常规吸收机中的分级或分段方式, 将使得机组结构及其复杂并且体积和成本大大增加.

本文的研究按照图3的原理, 设计并制作了三段大温差立式溴化锂降膜吸收-蒸发器单元, 并进行了多组工况实验. 测试并验证了吸收式换热器最关键的隔压性能, 实现了冷冻水和冷却水的大温差且换热过程更加匹配. 实验装置经过验证测试后直接用于了实际供热工程项目中并且取得了良好的效果.

1 三段立式吸收-蒸发实验装置

本研究中三段立式吸收-蒸发器实验装置原理图和实物图如图4所示. 实验装置建立在清华大学大型吸收式传热传质实验台^[8]. 其中吸收器和蒸发器均采用水平铜管降膜传热传质方式. 通过U形管隔压方式, 吸收器和蒸发器均被分隔成三段, 因此实验单元具有三段不同的吸收和蒸发压力. 溴化锂溶液和制冷剂水的流动方向均为从上至下, 溶液由实验台的溶液罐通过溶液泵进入第一级吸收器槽; 制冷剂水在整个蒸发器中为内循环, 并通过补液管随时补充蒸发消耗的制冷剂水. 上一级的溶液/制冷剂水通过吸收器/蒸发器底部的U形管流到下一级的溶液槽/制冷剂水槽中, U形管器中为内循环, 并通过补液管随时补充蒸发消耗的制冷剂水. 上一级的溶液/制冷剂水通过吸收器/蒸发器底部的U形管流到下一级的溶液槽/制冷剂水槽中, U形管一侧为满管流而另一侧为非满管流, 两侧满液

图4 (网络版彩色)三段立式吸收-蒸发器实验原理图与实物图

Figure 4 (Color online) Principle and photo of vertical three-stage absorber-evaporator

流的高度差形成的压差即为上下两级的压力差,其必须保证一定的长度以使得足够满足上下两级的压差,形成液封.为使得溶液和冷剂水能够在级间自然流动,每一级的吸收器和蒸发器都采用孔板布液的方式,即在布液槽内通过一定厚度平板上的多个2 mm直径圆孔流入下一级形成布液,溶液和冷剂水均均匀地喷淋在下一级的盘管中进行传热和传质.通过U形管隔压和孔板布液的方式,实现工质在压力不同的三级之间的自然流动.溶液管路上的电加热器2用于控制溶液温度和计算溶液流量.蒸发器侧热源水从第一级进入依次流入二、三级,其热源为管路上的电加热器1,可以用于控制热源水温度.吸收器侧冷却水从第三级底部进入,下进上出,其冷源为一风冷式冷水机组,可用来控制冷却水温度.实验台提供溶液源、冷剂水源和冷热源,各个流体的流量和参数都可以控制.整个实验台和实验单元都处于可靠的真空环境中,实验单元的内部和外部各个位置具有温度测点,各个腔体有压力传感器.在各级溶液槽上有抽取溶液装置以测量溶液的浓度.

该实验单元的设计参数为吸收器三级盘管面积均为 1.8 m^2 ,三级总供回水温度为 $35\sim 45\text{ }^{\circ}\text{C}$;蒸发器三级盘管面积为 $1.8, 1.3, 1.1\text{ m}^2$,三级总供回水温度为 $36\sim 25\text{ }^{\circ}\text{C}$.主要的实验测量仪器包括热电偶和Agilent数据采集仪,精度 $\pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$;用于测量溶液密度的浮子式密度计,精度 $\pm 0.001\text{ g/cm}^3$;电容薄膜式真

空压力传感器,精度 $\pm 0.5\%$;电功率计,精度 $\pm 2\%$.

2 实验结果和性能分析

2.1 实验工况和结果

该多段立式吸收-蒸发器进行了10余个不同工况的测试,包括不同的溶液温度、浓度、流量,冷热源负荷等,本文主要针对几个典型工况的测试结果进行分析.表1为3个典型工况实验结果.

上述3个工况主要区别在于溶液的参数和流量,以及冷热源侧的负荷大小.各工况都形成了三级蒸发压力梯度,每级之间压差约为 $0.5\sim 1\text{ kPa}$,而冷却和热源循环水侧都形成了大升或温降,能达到 $10\sim 15\text{ K}$,与设计相符.溶液温度越低,或浓度越高时,溶液表面水蒸气压力越低,对水蒸气的吸收能力越强,蒸发压力就可以更低,因此蒸发器侧可以制取更低温度的冷冻水,即热源水出口温度更低,在吸收式换热器系统中实际为能使得一次网回水温度更低.通过图5可以看出,在实验过程中该三段立式吸收-蒸发器可以稳定地形成压力梯度.

2.2 实验结果分析

如前所述,传热过程 $T-Q$ 图能够表示传热的不匹配程度.因此将其中两个工况的传热过程通过 $T-Q$ 图表示,如图6所示,纵坐标 T 表示工质的温度变化,横

表 1 典型工况实验参数结果
Table 1 Experiment results of typical conditions

	工况一	工况二	工况三
溶液流量 (kg/s)	0.192	0.28	0.34
溶液喷淋密度 (kg/(m s))	0.068	0.098	0.12
第一级溶液入口	52℃, 52.18%	41℃, 39.08%	49.6℃, 48.2%
第二级溶液入口	51.7℃, 50.82%	41.5℃, 37.93%	52.4℃, 47.6%
第三级溶液入口	46.8℃, 50.01%	38.4℃, 37.26%	48℃, 47.11%
溶液出口	44.2℃, 49.6%	35℃, 37%	45.7℃, 46.73%
冷却水流量 (kg/s)	0.57	0.57	0.57
第三级冷却水进 (℃)	41.5	31.5	42.4
第二级冷却水进 (℃)	44	35.1	45.5
第一级冷却水进 (℃)	47.1	38.6	48.5
第一级冷却水出 (℃)	51.6	42.5	51.7
热源水流量 (kg/s)	0.5	0.5	0.56
第一级热源水进 (℃)	35.5	40.6	37.9
第二级热源水进 (℃)	29.7	34.3	33.2
第三级热源水进 (℃)	27.1	31.3	31.2
第三级热源水出 (℃)	25.2	28.7	28.9
第一级压力 (kPa)	4	5.3	4.9
第二级压力 (kPa)	3.4	4.4	4.4
第三级压力 (kPa)	3	3.8	3.8
冷却水热量 (kW)	24.1	26.2	22.2
热源水热量 (kW)	21.5	24.8	21.0
溶液热量 (kW)	3.0	2.2	2.0
热量不平衡率	1.7%	3.2%	3.6%

图 5 (网络版彩色)三段吸收-蒸发器各级压力(工况二)
Figure 5 (Color online) Pressure of different stages in the absorber/evaporator

坐标 Q 表示传递的热量。从蒸发器侧曲线可以看出, 相对于常规单段吸收式机组, 其传热不匹配程度明显减小, 在水侧大温差的情况下, 形成了蒸发压力的三段梯度, 大大降低了三角形传热的不匹配程度。若采用单段蒸发器, 则蒸发温度只能取图中的最低蒸发温度, 这会导致蒸发过程为三角形传热过程, 从而

大大增加机组所需的面积, 并且使得吸收压力一直很低, 难以吸收; 或是要达到一定的吸收量, 无法实现图中较低的蒸发温度, 这意味着在吸收式换热机组中无法制取较低温的一次网回水, 因此会大大减少能够回收的余热, 由此可见多段蒸发压力的优势。由图中可见, 第一级蒸发量远大于第二、三级, 第一级蒸发器的“传热三角形”仍然很明显, 因此在三级热量分配和传热面积分配上还有可改善的空间, 使得整个过程匹配程度更高。吸收器中, 从温度上来看第二、三级的水和溶液换热过程温差相对均匀, 整个换热过程也相对比较匹配。

图中吸收器侧与蒸发器侧之间的温差两个工况的差别较大, 这是因为工况二溶液浓度远低于工况三, 因此溶液吸收能力较弱, 从蒸发器至吸收器能提升的温差较小。

而在该三段吸收-蒸发器实验中的一个重要现象便是在第一级吸收器中出现了冷却水出口温度甚至高于溶液进口温度的情况, 并且在本文的数组实验工况中绝大多数都出现了这种情况。例如图6中两个

图6 (网络版彩色)三段吸收-蒸发器实验工况 $T-Q$ 图. (a) 工况二; (b) 工况三

Figure 6 (Color online) $T-Q$ Chart of experimental conditions in the three-stage absorber/evaporator. (a) Condition 2; (b) condition 3

工况, 可以看到两个工况的第一级吸收器中冷却水出口温度都高于溶液进口温度, 由于溶液和冷却水是逆流换热, 因此这并不是单纯换热而导致的. 出现此类现象的原因主要是溶液吸收水蒸气的过程, 和溶液与冷却水之间的传热过程同时发生, 为典型三股流体传热传质过程, 将在2.3小节中进行详细讨论.

由于第一级的传热温差方向有所改变, 无法按照常规定义计算平均传热系数, 因此只计算了各工况二、三级吸收器的平均传热系数作为参考. 工况一喷淋密度 $0.068 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, 二、三级传热系数分别为 $1114, 1177 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 工况二喷淋密度 $0.098 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, 二、三级传热系数分别为 $1398, 1293 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 工况三喷淋密度 $0.12 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, 二、三级传热系数分别为 $1390, 1418 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. 计算所得传热系数比许多文献中的数值和实验单元设计值都稍大^[9], 可能原因是本实验中的喷淋密度都较大, 接近 $0.1 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$.

2.3 实验现象的模型解释

如上节所述, 吸收器中出现了冷却水出口水温高于溶液入口温度的情况. 对于吸收器中发生的过程, 由于是三股流体的传热传质相互耦合过程, 其温度相互关系比较复杂. 为解释这一现象, 本文建立了吸收器三股流传热传质一维模型, 其中溶液和冷却水逆流换热, 并且吸收水蒸气伴有质交换.

模型的主要建立方法如下: 将吸收器在溶液和冷却水流动方向上划分一维网格微元, 网格方向和溶液流动方向一致, 即与冷却水方向相反. 对于每个微元建立溶液-水侧传热的差分方程和溶液-蒸汽吸收传热传质差分方程. 第 i 个网格的模型如下.

水侧能量方程:

$$(T_{s,i} - T_{w,i})KA/N = c_p m_w (T_{w,i-1} - T_{w,i}), \quad (1)$$

式中, s 和 w 分别代表溶液和冷却水, T 为温度, m 为质量流量, K 为传热系数, A 为单级总传热(传质)面积, N 为微元数, i 代表微元编号.

蒸汽吸收量:

$$m_{s,i} - m_{s,i-1} = (X_{s,i-1} - X_{i-1})h\rho A/N, \quad (2)$$

式中, X_s 表示溶液浓度, X_i 为根据吸收压力和溶液温度对应的“边界浓度”, 它们的差表示了溶液在某一状态下吸收驱动力的大小. h 为定义的传质系数, 单位 m/s .

溶质流量平衡:

$$m_{s,i} X_{s,i} = m_{s,i-1} X_{s,i-1}. \quad (3)$$

溶液侧能量方程:

$$(T_{w,i-1} - T_{s,i-1})KA/N + (m_{s,i} - m_{s,i-1})h_v = m_{s,i}h_{s,i} - m_{s,i-1}h_{s,i-1}, \quad (4)$$

式中, h_v 和 h_s 分别代表水蒸气和溶液的焓值.

利用该模型对工况三的进口参数进行模型计算, 在给定吸收器面积、溶液、冷却水入口参数和吸收压力后, 根据2.2节中计算的结果给定水-溶液侧传热系数 $1400 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 再给定传质系数 h , 以使得蒸汽吸收量与实验结果吻合. 这里 h 值取为 $1.5 \times 10^{-4} \text{ m}/\text{s}$.

模拟计算的结果如图7所示. 其中两条曲线表示模拟计算的溶液和冷却水温度变化情况, 其中A点和C点分别代表工况三中溶液和冷却水的进口温度, 作为模型输入条件. 图中两个单独标出的数据点为实测的溶液和冷却水出口温度. 可以看出, 通过模型中给定的传热和传质系数进行计算, 得到的结果和实

图7 (网络版彩色)吸收器模拟计算结果

Figure 7 (Color online) Simulation of absorber calculation

测温度相近,证明了模型计算的可信度。

模拟结果表明,确实出现了和常规两股流体逆流换热不同的现象,冷却水出口温度可以高于溶液进口温度。出现此种现象主要的原因在于溶液进口温度较低,相对于吸收器中的水蒸气压力,其过冷程度较高,因此在刚进入吸收器初始阶段吸收水蒸气速率较快。具体来说,从溶液入口A点到图中交点O点之前,溶液温度低于冷却水温度并且过冷度较大,此时冷却水向溶液传热,溶液一边吸收水蒸气的热量一边吸收冷却水热量,因此温度急剧上升。至O点以后,温度高于冷却水并且温差越来越大,并且吸收水蒸气驱动力越来越小,因此溶液温度升高速度减慢,直至E点达到最高值,由于吸收水蒸气进一步减慢,且与冷却水温差进一步加大,其吸收的热量小于传热给冷却水的热量,因此溶液温度出现了缓慢下降,直至B点。对于冷却水,其进口为C点,由于温度低于溶液温度,溶液向冷却水传热,因此逐渐升温,由于传热温差越来越小,温度升高则越来越慢至O点达最大之后,开始向溶液传热故温度甚至开始下降至D点。因此可以看出在吸收器这类三股流体传热传质的部件中,整个过程溶液与冷却水之间的传热方向发生了改变,自溶液喷淋开始,初始阶段冷却水向溶液传热,而由于溶液吸收水蒸气释放的潜热使得溶液迅速升温,之后溶液温度高于冷却水温度,溶液向冷却水传热,当传热量大于潜热量时,溶液又出现了降温,可见整个过程溶液先升温后降温,而冷却水也是先升温后有较小程度的降温,整个过程溶液温度和冷却水温的变化不是单调的,从而合理解释了上述实验现象。而溶液和冷却水的温度变化趋势实

际又和溶液入口状态与蒸发压力的相对关系有关,这是吸收器三股流传热传质的典型现象,也是传热和传质过程同时发生的典型现象,怎样选择溶液入口状态和蒸发压力的相对关系,设计匹配的吸收过程成为吸收过程的核心,细致的理论研究将在后续研究中讨论,这里不再赘述。

3 实际工程应用

本三段立式吸收-蒸发单元与另一三段立式发生-冷凝单元组合后成为一台完整的三段式大温差吸收式换热器,经过实验检测,已在2013年底应用于内蒙古赤峰市一处热力站供热示范项目中,为世界上第一台立式多段大温差吸收式换热器。目前已经过了严寒期和末寒期的长期运行,达到了稳定可靠的良好效果。

图8为该吸收式换热机组在3个月内供热期工况曲线,该机组在一次网供水90℃情况下稳定运行,在二次网供热温度约50℃情况下,其三段蒸发器可将一次网回水温度降至30℃以下,较好且稳定地实现了大温差换热过程。

实际工况中各流体的温度匹配情况与实验工况图6中类似,各工况均能实现蒸发压力的三段梯度,使得大传热三角形消失,换热过程也较为匹配。表2为吸收-蒸发器的工况参数情况,选取了3类典型工况,分别对应不同供热时期。工况a为严寒期满负荷工况,一次网供水温度较高达到近90℃;工况b为中间负荷工况,供水温度降低至80℃左右;工况c为末寒期,负荷较小,水温也较低。图8中还包含了停机、启动过程工况,在启动、停机、变工况过程中都实现了稳定的运行。

启动过程的特点是,在各段压力还没有建立起来的情况下,以较小的溶液泵频率启动,从而保证不会由于溶液流量过大而导致溢液等现象。随着各级压力以及压力梯度的逐渐建立,溶液泵的频率逐渐加大,最终维持在额定的溶液流量上,真实的机组启动工况吸收器三级压力建立过程如图9所示,可以看到,启机之前,三级吸收器和三级蒸发器之间不存在压力梯度。启机之后,由于冷却剂水自实际机组的冷却剂水罐被打入蒸发器第一级,冷却剂水罐冷却剂水量急剧减小,冷却剂的蒸汽空间急剧变大,使得空间压力急剧降低,由于冷却剂水罐与第三级相通,第三级压力也急剧降低,由于三级之间通过U形管隔压,因此

图8 (网络版彩色)实际吸收式换热器工况曲线

Figure 8 (Color online) Practical working condition of absorption heat exchanger

表2 三段立式吸收-蒸发器实际工程运行参数
Table 2 Results in practical application of the three-stage absorber/evaporator

	工况a	工况b	工况c
一次网供水 (°C)	88.2	81.8	75.9
一级蒸发器入口 (°C)	44.3	44.0	40.8
二级蒸发器入口 (°C)	34.8	35.6	33.0
三级蒸发器入口 (°C)	30.3	31.8	29.5
三级蒸发器出口 (°C)	25.4	29.1	27.0
第一级压力 (kPa)	5.1	5.0	4.4
第二级压力 (kPa)	3.9	4.2	3.6
第三级压力 (kPa)	3.3	3.6	3.2
第三级冷却水进 (°C)	38.5	38.8	36.2
第三级冷却水出 (°C)	40.7	40.5	37.7
第二级冷却水出 (°C)	43.5	42.5	39.5
第一级冷却水出 (°C)	47.5	46.6	43.2
冷却水热量 (kW)	45.2	38.2	34.7
热源水热量 (kW)	44.3	35.1	32.3
溶液热量 (kW)	1.4	1.1	0.8
热量不平衡率	1.2%	5.2%	4.6%

在初始启动工况,维持了第一级、第二级压力较高、第三级压力较低的状态.之后随着蒸发-吸收过程的进行,初始的压力状态逐步变化为稳定运行时的压力分布状态,三级压力梯度在一段时间内逐步建立并稳定地维持.对于启机过程,三级压力梯度出现所需时间与稳定建立所需的时间实际与启机前机组状态有关,若机组停机很短之内很快启机,机组内溶液浓度变化很小,压力梯度会很快建立;若机组

图9 (网络版彩色)启动工况压力建立过程

Figure 9 (Color online) Process of pressure formation in starting condition

停机之后较长时间再启机,由于停机时间溶液会自动吸收制冷剂水,溶液浓度逐渐变稀,再启机需要一段时间使溶液变化为需要的溶液浓度,停机时间越长,启机达到稳定的时间越长.图9所示的启动工况是在停机24 h之后的启机工况,建立稳定的压力梯度的时间达到8 h.这里仅讨论了三级蒸发-吸收压力在启机过程的建立,机组三级发生-冷凝压力的建立不再赘述.

停机过程比较简单,由于采用的是U形管隔压和孔板布液,因此停止溶液泵和制冷剂水泵的工作后,压力梯度的变化并不会影响溶液在各级之间的流动,溶液逐渐从发生器第一级流入吸收器最后一级,各级间的溶液流量越来越小,最终全部溶液流入溶液罐.对于变工况过程,多段的吸收式换热器可以非常

好地适应外部冷热源侧的变工况。机组能够自动适应于变工况下运行的核心是内部溶液浓度的变化,溶液会自然随着工况的变化变浓或变稀,此时只要保证合理的溶液充灌量和制冷剂水充灌量,就能使立式多段的吸收式换热器在比较大的变工况范围内稳定运行,从而维持比较稳定的一次网回水温度,这同时反映出机组内部具备较佳的自适应的调节性能,仅需调节一次网的入口温度和流量,就能较好地调节机组的出力来适应负荷的变化,如长期运行数据,图8所示。

该机组一次网流量为0.56 kg/s,吸收器冷却水流量为1.2 kg/s。在不同的工况下,该三段吸收-蒸发器都能可靠地运行,各段之间形成稳定的压差,实现三段梯级换热;将一次网回水温度降至30℃以下,并且实现了水侧大温差,其蒸发器总温降甚至达到15 K以上,而温降越大,分成多段的效果就越明显。由运行参数可见,对应不同供热负荷,当供热负荷减小,一次网供水温度降低,二次网供水温度也降低,冷却水和一次网水的温差减小,蒸发器和吸收器的换热量都减小,各级之间的压差也随之减小,多段的效果则越不明显。

4 结论

吸收式换热器能够显著地降低一次网的回水温度,从而可以回收大量低品位的工业余热,并实现长

距离的输送。多段立式大温差吸收式换热器的新结构可以有效降低传热不匹配程度,实现单段吸收式换热器无法实现的参数,实现更低的一次网出水温度。本文在多段立式大温差吸收式换热器的技术基础上,设计并制作了三段立式降膜吸收-蒸发器,并进行了多组工况的实验。实验结果表明,各工况都形成了稳定的三级蒸发压力梯度,每级之间压差约为0.5~1 kPa,而冷却水和热源水侧都形成了10~15 K的大温差。从传热过程 $T-Q$ 图的分析中可以看出,相对于常规单段吸收式机组,其传热不匹配程度明显减小。在吸收器第一级中出现了冷却水出口温度高于溶液进口温度的情况,这是由于三股流体复杂的传热传质过程导致的。通过建立模拟模型对吸收过程进行计算可以解释这类现象:在溶液进口状态相对于蒸发压力的过冷度较大时,会出现溶液温度和冷却水温度在整个过程中不单调变化、并且溶液和冷却水之间传热方向改变的现象,计算得出的结果与实测相符。

本三段立式吸收-蒸发单元与另一三段立式发生-冷凝单元组合后成为一台完整的三段式大温差吸收式换热器机组,应用于实际供热工程中,实际应用效果表明,该机组能够很好地实现大温差吸收式换热过程。在不同的工况下,该三段吸收-蒸发器都能可靠地运行,各段之间形成稳定的压差,实现三段梯级换热,将一次网回水温度降至30℃以下。

参考文献

- 1 Building Energy Research Center. Annual Report on Development of Building Energy Saving in China (in Chinese). Beijing: China Architecture & Building Industry Press, 2011. 76–83 [清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告 2011. 北京: 中国建筑工业出版社, 2011. 76–83]
- 2 Fu L, Jiang Y, Zhang S G, et al. District heating system based on Co-ah cycles in combined heating and power systems (in Chinese). J Tsinghua Univ (Sci & Tech), 2008, 48: 1377–1380, 1412 [付林, 江亿, 张世钢, 等. 基于 Co-ah 循环的热电联产集中供热方法. 清华大学学报(自然科学版), 2008, 48: 1377–1380, 1412]
- 3 Li Y, Fu L, Zhang S, et al. A new type of district heating system based on distributed absorption heat pumps. Energy, 2011, 36: 4570–4576
- 4 Wang S, Xie X Y, Jiang Y. Performance analysis on the large temperature lift/drop multi-stage vertical absorption temperature transformer (in Chinese). J Refrig, 2013, 34: 5–11 [王升, 谢晓云, 江亿. 多级立式大温差吸收式变温器性能分析. 制冷学报, 2013, 34: 5–11]
- 5 Jiang Y, Xie X Y, Fu L, et al. A new absorption machine unit structure which can realize large temperature difference (in Chinese). PRC Patent, 201010191072.0, 2010-10-6 [江亿, 谢晓云, 付林, 等. 一种能够实现大温差的吸收机新型单元结构. 中国专利, 201010191072.0, 2010-10-6]
- 6 Sui J, Fu L, Li Z, et al. Theoretical efficiency analysis of absorption cycle refrigeration system with large temperature difference of Chilled water (in Chinese). Heat Vent Air Cond, 2003, 33: 125–127 [隋军, 付林, 李震, 等. 吸收循环冷水大温差系统理论效率分析. 暖通空调, 2003, 33: 125–127]

- 7 Park C W, Kang Y T. Performance analysis of double stage evaporator/absorber for a large temperature difference absorption system. *Int J Refriger*, 2000, 23: 388–401
- 8 Jiang Y, Xie X, Huang H, et al. A test bench for vacuum heat and mass transfer processes. In: 7th International Symposium on Heating, Ventilating and Air Conditioning. Shanghai, 2011. 3: 823–833
- 9 Yoon J I, Phan T T, Moon C G, et al. Heat and mass transfer characteristics of a horizontal tube falling film absorber with small diameter tubes. *Heat Mass Transfer*, 2008, 44: 437–444

Experimental study and application of multi-stage absorber/evaporator based on absorption heat exchanger

LI JingYuan, XIE XiaoYun & JIANG Yi

Building Energy Research center, Tsinghua University, Beijing 100084, China

The absorption heat exchanger is a key component in the novel district heating systems based on absorption cycles. It can maintain the primary water return temperature at a quite low level and realize covering more waste heat recycle. Because in most working conditions the temperature drop and rise in a single absorber or evaporator is as high as 20–30 K, the multi-stage structure of this device has been proposed. The theoretical analysis have shown that this kind of structure can make heat transfer process more matched to realize much lower outlet temperature of primary water, while single-stage structure can only achieve a relatively high level. This is because of the multi-stage pressure and temperature gradient. In this study, based on the absorption heat exchanger technology, a vertical three-stage absorber-evaporator experiment unit was designed and built. On a large vacuum test bench, experiments were carried out in different conditions to test the performance. The result shows the experiment unit can achieve large temperature difference on the water side and form three stages of evaporating pressure gradient. With three-stage evaporating pressure gradient, the large triangle heat transfer process disappeared. The most important thing is that it can reduce the water temperature of evaporator side to a low level. Compared with traditional single-stage absorption heat pump, the heat transfer process in the whole absorber and evaporator is more matched and the performance can be better. In the experiment, an important phenomenon shows that the outlet water temperature of the first stage absorber is even higher than the inlet solution temperature. A 1-D differential model was built to analyze and explain the temperature variation inside the device so this experimental phenomenon can be reasonably explained. Finally the experiment unit was directly applied in a real district heating system. It worked as part of a complete multi-stage absorption heat exchanger in one thermal station of the district heating system. The machine has great performance in different heating conditions. It also formed three stages of evaporating pressure gradient. The primary water return temperature, that is, the water outlet temperature of the evaporator, can be as low as 25°C. The temperature level is satisfying and brings lots of benefits to the whole heating system.

district heating system, absorption heat exchanger, matched, multi-stage absorption/evaporation, heat and mass transfer

doi: 10.1360/N972014-01320