

DOI:10.11918/j.issn.0367-6234.201804061

# 串联补燃型吸收式换热机组最大供热能力分析

张承虎<sup>1,2</sup>, 廉雪丽<sup>1,2</sup>, 李亚平<sup>1,2</sup>

(1. 哈尔滨工业大学 建筑学院 哈尔滨 150006; 2. 寒地城乡人居环境科学与技术工业和信息化部重点实验室(哈尔滨工业大学), 哈尔滨 150009)

**摘要:**为进一步降低供热热力站一次侧的回水温度,增大供热量,采用串联补燃型吸收式换热机组代替常规单段吸收式换热机组。在仅考虑可行性传热端差的技术制约条件下,通过分析串联补燃型吸收式换热机组内各传热部件的热力循环过程及传热过程,建立机组的数学模型并采用迭代的数值方法进行求解,定量分析了在满足换热站设计要求的一次侧供水温度,二次侧供、回水温度条件下,一次侧回水最低温度、机组最大供热能力以及机组内换热量的分配规律。研究结果表明:在一次侧供水温度为110℃,二次侧供、回水温度为60/45℃时,串联补燃型吸收式换热机组的一次侧回水最低温度为22℃,管网输送能力是传统110/60℃水-水板式换热器的1.76倍,供热量是传统水-水板式换热器的2倍;对于常规单段吸收式换热机组而言,一次侧和二次侧的供水温度对其扩大系数基本没有影响,其值约为1.5。在一次侧供水温度为100℃,二次侧供、回水温度为69℃/54℃时,补燃型吸收式换热机组的扩大系数最大约为3.3。

**关键词:**吸收式换热;串联补燃型;最大供热能力;可行性传热端差;扩大系数

中图分类号:TK11

文献标志码:A

文章编号:0367-6234(2019)10-0164-07

## Analysis of maximum heating capacity of series-type supplemental fired absorption heat exchanger

ZHANG Chenghu<sup>1,2</sup>, LIAN Xueli<sup>1,2</sup>, LI Yaping<sup>1,2</sup>

(1. School of Architecture, Harbin Institute of Technology, Harbin 150006, China;

2. Key Laboratory of Cold Region Urban and Rural Human Settlement Environment Science and Technology, Ministry of Industry and Information Technology (Harbin Institute of Technology), Harbin 150009, China)

**Abstract:** To further reduce the outlet temperature of the primary water and increase the transmission capacity of the heating pipe network, the series-type supplemental fired absorption heat exchanger was used at the heat station of central heating system to replace the conventional single-segment absorption heat exchanger. In this study, with the technical constraints of feasibility of heat transfer terminal difference considered only, by analyzing the heat transfer process and thermodynamic cycle of each heat transfer component in series-type supplemental fired absorption heat exchanger, the mathematical model of the unit was established and solved by iterative numerical method, and the temperature conditions of primary water inlet, secondary water inlet and outlet satisfying the design requirements of heat exchanger station were quantitatively analyzed. The distribution rules of the minimum temperature of primary water outlet, the maximum heat supply of unit, and the heat transfer in unit were discussed. Research results show that when the temperatures of the primary water inlet was 110℃, the secondary water inlet and outlet were 60/45℃, the minimum temperature of the primary water outlet of the supplemental heat exchange unit was 22℃. The conveying capacity of the pipe network was 1.76 times of a conventional 110/60℃ water-to-water heat exchanger and the heat supply was twice of a conventional water-water heat exchanger. For conventional single-stage absorption heat exchangers, the primary and secondary water supply temperatures had little effects on the expansion coefficient, which was about 1.5. When the primary water inlet temperature was 100℃ and the secondary water inlet/outlet temperature was 69/54℃, the maximum expansion coefficient of the supplementary combustion absorption heat exchanger was about 3.3.

**Keywords:** absorption heat transfer; series-type supplemental fired; maximum heating capacity; feasible heat transfer terminal; expansion coefficient

收稿日期:2018-04-10

基金项目:中央高校基本科研业务费专项资金(HIT.NSRIF.2017056)

作者简介:张承虎(1980—),男,副教授

通信作者:廉雪丽,lianxueli150@163.com

2001—2013年,北方城镇建筑供暖面积从50亿m<sup>2</sup>增长到120亿m<sup>2</sup>,增加了1.5倍<sup>[1]</sup>,负荷的增加使供热面临挑战。为解决供热管网输送能力不足的问题,付林等<sup>[2-5]</sup>提出了吸收式换热的概念,并

在此基础上构建了吸收式换热机组.陈鹏飞<sup>[6]</sup>在仅考虑技术可行性情况下,对比研究了一段半吸收式换热机组与常规单段吸收式换热机组的适用性,得出在常见的一次水出口温度为 110℃,二次水进、出口温度为 45/60℃ 的条件下,一段半吸收式换热机组适用性更广.山西大同吸收式换热技术改造项目<sup>[7]</sup>,一次水流量按 100 t/h,采暖综合热指标按 50 W/m<sup>2</sup> 计算,采用一段半吸收式换热机组可供采暖面积 19.3 万 m<sup>2</sup>,较常规 110/60℃ 水-水板式换热器增大了 7.7 万 m<sup>2</sup>,增幅为 55%.赵玺灵等<sup>[8]</sup>针对在热力站处设置补燃型吸收式换热机组和常规燃气锅炉两种调峰供热系统进行了对比分析,发现补燃型吸收式换热机组在增加管网供热能力方面具有优势.但是补燃型吸收式换热机组增加管网供热能力的程度尚无研究报道.本文针对串联补燃型吸收式换热机组增加管网供热能力的程度,研究加入燃气直燃型吸收式热泵后整个机组能够达到的最大供热能力,研究成果可为当供热需求超过常规单段吸收式换热机组供热能力时,选用补燃型吸收式换热机组提供理论依据.

## 1 补燃型吸收式换热机组原理

由于流经补燃型吸收式换热机组的一次水的顺序是一定的,根据流经机组换热器二次水顺序的差异性,可以构建的机组结构形式有 8 种.综合考虑机组构型的复杂程度及在之后分析过程中建模的可行性等因素,本文针对最为常见的串联补燃型吸收式换热机组进行研究,其系统原理如图 1 所示.

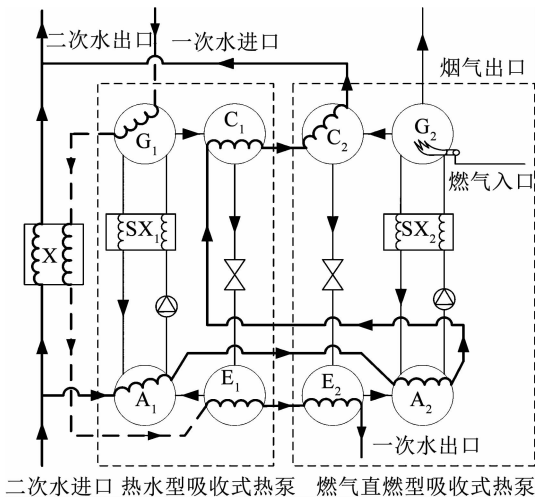


图 1 补燃型吸收式换热机组示意

Fig. 1 Schematic diagram of supplementary absorption heat exchanger unit

串联补燃型吸收式换热机组(本文简称补燃型换热机组)由直燃型机组和热水型机组组成,由一次侧热水和燃气分别向发生器  $G_1$  和发生器  $G_2$  提供

热源.作为驱动热源,一次侧的高温热水首先进入发生器  $G_1$ ,降温之后流经水-水换热器  $X$ ,进一步降温后依次流经蒸发器  $E_1$  和  $E_2$ ,最终返回集中热网;二次侧回水一路进入水-水换热器  $X$ ,另一路依次流经吸收器  $A_1$ 、 $A_2$  和冷凝器  $C_1$  和  $C_2$  后,两路热水混合后送出.

## 2 补燃型吸收式换热机组热力模型

### 2.1 数学模型

在模型建立的过程中作出的合理假设如下:

- 1) 溴化锂溶液在吸收器和发生器出口为饱和溶液;冷剂蒸汽在蒸发器出口为饱和蒸汽,冷剂水在冷凝器出口为饱和水;
- 2) 忽略工质在设备和管道流动过程中产生的阻力;假定节流过程是等焓的.

根据质量及能量的守恒方程、溶液热物性及状态方程<sup>[9-13]</sup>,建立在系统循环过程中,各个主要部件的平衡方程如下:

$$Q_{e,g,sx} + \sum (\dot{m}h)_{in} = \sum (\dot{m}h)_{out},$$

$$(G_a - D)\xi_n = G_a\xi_x,$$

$$Q_{e,g,x} = G_h c_p (t_{he,g,xi} - t_{he,g,xo}),$$

$$Q_{c,a,sx} + \sum (\dot{m}h)_{out} = \sum (\dot{m}h)_{out},$$

$$Q_{c,a} = G_{yah} c_p (t_{yc,ao} - t_{yc,ai}),$$

$$Q_x = G_{yx} c_p (t_{yxo} - t_{yxi}).$$

式中: $Q_{e,g,sx}$ 为蒸发器、发生器、溶液热交换器浓溶液侧的热负荷,kW; $Q_{c,a,sx}$ 为冷凝器、吸收器、溶液热交换器稀溶液侧的热负荷,kW; $Q_{e,g,x}$ 为一次水在蒸发器、发生器、水-水换热器高温水侧释放的热量,kW; $Q_{c,a}$ 为二次水流经冷凝器和吸收器过程中吸收的热量,kW; $Q_x$ 为二次水在水-水换热器低温水侧吸收的热量,kW; $\dot{m}_{in}$ 为流入各个换热器的介质流量,kg/s; $\dot{m}_{out}$ 为流出各个换热器的介质流量,kg/s; $h_{in}$ 为流入各个换热器的介质焓值,kJ/kg; $h_{out}$ 为流出各个换热器的介质焓值,kJ/kg; $\xi_x$ 为溴化锂稀溶液的浓度,%; $\xi_n$ 为溴化锂浓溶液的浓度,%; $G_a$ 为溴化锂稀溶液的流量,kg/s; $D$ 为冷剂蒸汽的流量,kg/s; $G_{yah}$ 为二次水流经吸收式换热机组的流量,kg/s; $G_h$ 为一次水的流量,kg/s; $G_{yx}$ 为二次水流经水-水板式换热器的流量,kg/s; $t_{he,g,xi}$ 为蒸发器、发生器、溶液热交换器高温水进口温度,℃; $t_{he,g,xo}$ 为蒸发器、发生器、溶液热交换器高温水出口温度,℃; $t_{yc,ai}$ 为冷凝器和吸收器二次水进口温度,℃; $t_{yc,ao}$ 为冷凝器和吸收器二次水出口温度,℃; $t_{yxi}$ 为水-水换热器高温水进口温度,℃; $t_{yxo}$ 为水-水换热器低温水出口温度,℃.

2.2 最大供热能力确定方法

机组最大供热能力是在忽略经济制约前提下,仅考虑技术制约即取换热器的技术可行性最小传热端差,以机组正常运行为判定依据,计算在满足设计要求的一次侧供水温度和二次侧供、回水温度条件下,一次侧回水温度最低值和机组能提供的最大耗热量.因此,换热器最小传热端差的取值大小对求解机组最大供热能力起着决定性的作用.文献[6]提出了不同类型换热器技术可行性最小传热端差的求解方法,在求解补燃型换热机组的换热器技术可行最小传热端差时需额外考虑热水型机组和直燃型机组的耦合关系,技术可行性最小传热端差和机组内部热力参数的取值见表 1.

表 1 技术可行性最小传热端差及内部热力参数取值  
Tab. 1 Technically feasible minimum temperature difference and internal thermal parameters

| 参数         | 符号                               | 数值      |
|------------|----------------------------------|---------|
| A 的传热端差    | $\Delta t_a / ^\circ\text{C}$    | 8       |
| G 的传热端差    | $\Delta t_g / ^\circ\text{C}$    | 10      |
| E 的传热端差    | $\Delta t_e / ^\circ\text{C}$    | 3       |
| C 的传热端差    | $\Delta t_c / ^\circ\text{C}$    | 3       |
| SX 的传热端差   | $\Delta t_{sx} / ^\circ\text{C}$ | 15      |
| X 的传热端差    | $\Delta t_x / ^\circ\text{C}$    | 3       |
| 放气范围       | $\Delta \xi / ^\circ\text{C}$    | 3       |
| 溴化锂浓溶液浓度   | $\xi_n / \%$                     | 43 ~ 62 |
| 溴化锂溶液的最高温度 | $t_{sg2o} / ^\circ\text{C}$      | 155     |

补燃型换热机组正常运行与否受热源侧供水温度以及用户侧供、回水温度的影响,同时也会受到溶液浓度、温度和放气范围的限制.为避免溶液发生结晶,其浓度需介于 40% ~ 65% 之间;同时从防腐的角度考虑,其温度不宜高于 160 ℃.考虑机组的安全运行,本文取发生器 G<sub>2</sub> 出口溶液温度限值为 155 ℃,浓溶液浓度上、下限分别为 62% 和 43%.

放气范围  $\Delta \xi$  指溴化锂浓溶液与稀溶液浓度的差值, $\Delta \xi$  的取值与机组热效率的高低息息相关. $\Delta \xi$  的取值大,则溶液的循环量小,从而导致热效率高.然而溶液循环量小,换热器的传热能力下降,使溶液有结晶的可能. $\Delta \xi$  的取值小,溶液循环量大,机组热效率低.因此, $\Delta \xi$  的值在一定程度上能够衡量机组设计的合理性.在工程上, $\Delta \xi$  的取值介于 3% ~ 7% 之间,经研究发现  $\Delta \xi$  值越小,机组的最大供热能力越强,这是因为溴化锂溶液的循环量随着放气范围的减小而增大,而溶液的循环量大,吸收式热泵的制冷量增大<sup>[14]</sup>,因此在一次水进口温度和流量不变的情况下,一次水出口温度降低.

因此,在仅考虑技术条件制约的前提下,本文在机组最大供热能力的求解过程中,取发生器 G<sub>1</sub> 和 G<sub>2</sub> 的  $\Delta \xi$  值均为 3%.

3 模型求解

系统的复杂性导致直接进行模型求解难度大,因此本文采取迭代的方法进行求解,模型求解的框架如图 2 所示.

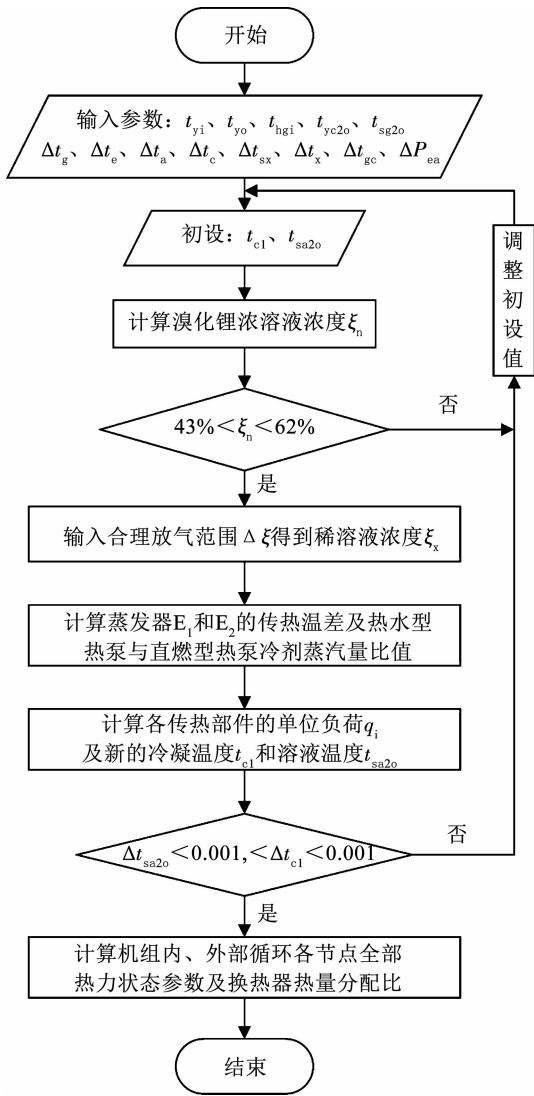


图 2 模型求解框架

Fig. 2 Model solution framework

已知一次网供水温度  $t_{hgi}$ , 二次网供、回水温度  $t_{yo}$ 、 $t_{yi}$ , 二次水流出冷凝器 C<sub>2</sub> 的温度  $t_{yc2o}$ , 溴化锂浓溶液流出补燃发生器 G<sub>2</sub> 的温度  $t_{sg2o}$ , 放气范围  $\Delta \xi$ , 冷凝器与发生器、吸收器与蒸发器之间阻力的损失  $\Delta P_{gc}$  和  $\Delta P_{ea}$ , 技术可行性最小传热端差  $\Delta t$ , 将机组能否正常运行作为判断的依据, 迭代参数为冷凝温度  $t_{c1}$  和溴化锂稀溶液流出吸收器 A<sub>2</sub> 的温度  $t_{sa2o}$ , 结束迭代的判断条件为溴化锂浓溶液浓度在 43% ~ 62% 之间, 溴化锂稀溶液流出吸收器 A<sub>2</sub> 的温度  $t_{sa2o}$ .

的迭代残差  $\Delta t_{sa2o}$  以及冷凝温度  $t_{cl}$  的迭代残差  $\Delta t_{cl}$  是否小于  $0.001\text{ }^{\circ}\text{C}$ . 迭代计算完成后, 即可求解机组各节点的热力状态以及最大供热能力.

## 4 结果与分析

### 4.1 一、二次水温对热泵制热量的限制

在研究的过程中可以发现: 1) 当一次侧的供水温度较低时, 根据文献[9]中关于单段式换热机组运行特性的相关研究可知, 流出蒸发器  $E_1$  的一次水温度  $t_{he1o}$  随一次侧供水温度的降低而升高, 而蒸发器  $E_1$  进口一次水温度  $t_{he1i}$  随着二次水进口温度的升高而升高, 直至  $t_{he1o} = t_{he1i}$ , 此时热水型热泵的制冷剂蒸汽量  $D_1$  为  $0\text{ kg/s}$ , 即出现了热泵的制热量  $Q_{B1}$  的值为  $0\text{ kW}$  的情形, 此时二次侧的供水温度达到极大值. 2) 当一次侧的供水温度较高时, 随着一次水进口温度的升高, 蒸发器  $E_1$  的一次水出口温度  $t_{he1o}$  随之降低, 此时一次水的供热量已经满足二次水的需求, 导致蒸发器  $E_2$  的一次水进、出口温差为  $0^{\circ}\text{C}$ , 此时补燃型热泵的制冷剂蒸汽量  $D_2$  为  $0\text{ kg/s}$ , 则热泵制热量  $Q_{B2}$  为  $0\text{ kW}$ , 此时二次侧的供水温度达到极小值.

表 2 二次水出口的极限温度

| Tab. 2 Extreme temperature of secondary water outlet $^{\circ}\text{C}$ |              |                             |                             |
|-------------------------------------------------------------------------|--------------|-----------------------------|-----------------------------|
| $t_{hgi}$                                                               | $\Delta t_y$ | $t_{yo}(Q_{B1}=0\text{ 时})$ | $t_{yo}(Q_{B2}=0\text{ 时})$ |
| 100                                                                     | 10           | 82                          | 32                          |
| 110                                                                     | 10           | 92                          | 39                          |
| 120                                                                     | 10           | 102                         | 46                          |
| 130                                                                     | 10           | 112                         | 53                          |
| 100                                                                     | 15           | 84                          | 38                          |
| 110                                                                     | 15           | 94                          | 45                          |
| 120                                                                     | 15           | 104                         | 52                          |
| 130                                                                     | 15           | 114                         | 59                          |
| 100                                                                     | 20           | 86                          | 44                          |
| 110                                                                     | 20           | 96                          | 51                          |
| 120                                                                     | 20           | 106                         | 58                          |
| 130                                                                     | 20           | 116                         | 65                          |

在上述两种极端情况下, 直燃型机组和热水型机组的换热面积将会相差很大, 从而导致补燃型换热机组的严重畸形, 因此在实际应用过程中是不予采用的. 表 2 显示了在不同一次侧供水温度  $t_{hgi}$  和二次侧供、回水温差  $\Delta t_y$  已知的条件下, 直燃型机组和热水型机组的制热量分别为  $0\text{ kW}$  时, 二次侧供水的极限温度.

以一次侧供水温度为  $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 二次水的温升为  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  为例, 见表 2, 在二次水供水温度高于  $94^{\circ}\text{C}$  的

设计条件下,  $Q_{B1}$  的值为  $0\text{ kW}$ ; 在二次水供水温度低于  $45^{\circ}\text{C}$  的设计条件下,  $Q_{B2}$  的值为  $0\text{ kW}$ . 因此, 为了避免补燃型换热机组的换热面积分配出现严重畸形, 可以要求  $Q_{B1}/(Q_{B1} + Q_{B2})$  的值在合理的范围之内, 本文推荐  $30\% \sim 70\%$ .

近年来, 因有助于降低能耗和提高供暖的舒适性, 适当降低建筑供暖热媒参数, 保持低温连续供暖被提倡. GB50736—2012《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》规定, 集中供暖系统中散热器的供、回水温度宜按  $75^{\circ}\text{C}/50^{\circ}\text{C}$  设计, 本文在研究过程中考虑二次侧供水温度的变化, 将其范围限制在  $50^{\circ}\text{C} \sim 80^{\circ}\text{C}$  之间.

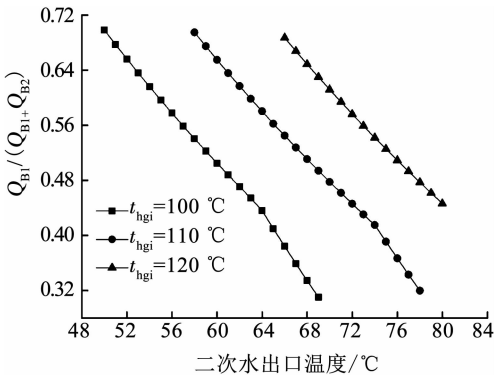


图 3 二次水出口温度的合理范围

Fig. 3 Reasonable range of secondary water outlet

图 3 显示了二次侧供水温度在  $Q_{B1}/(Q_{B1} + Q_{B2})$  的值合理的前提下, 当一次侧供水温度变化时必须满足的范围. 例如在二次侧供、回水温差为  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  和一次侧供水温度为  $110\text{ }^{\circ}\text{C}$  的设计条件下, 能够满足用户侧需求的供水温度范围为  $58\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 78\text{ }^{\circ}\text{C}$ . 由图 3 可知: 1) 在一次侧供水温度和二次侧供、回水温差不变的条件下, 随着二次侧供水温度的升高,  $Q_{B1}/(Q_{B1} + Q_{B2})$  的值随之减小; 2) 在二次水温升和二次侧供水温度不变的情况下, 随着一次侧供水温度的降低,  $Q_{B1}/(Q_{B1} + Q_{B2})$  的值随之减小. 上述规律使直燃型热泵制热量  $Q_{B2}$  和热水型热泵制热量  $Q_{B1}$  会出现  $0\text{ kW}$  这两种极端情况的观点得到了验证.

### 4.2 机组内换热量分配规律

直燃型机组中的发生器  $G_2$  是由燃气驱动的, 补燃量  $Q_{补}$  是指发生器  $G_2$  的换热量,  $Q_{总}$  为机组的总换热量. 在一定范围内,  $Q_{补}/Q_{总}$  的值越大, 说明在补燃型换热机组中直燃型机组的贡献越大, 机组的性价比越高.

图 4 为补燃量占总换热量的比值与二次水出口温度的关系曲线, 由图 4 可知: 1) 在二次水温升和二次侧供水温度不变的情况下, 随着一次侧供水温度的升高,  $Q_{补}$  与  $Q_{总}$  的比值随之减小. 例如当二次侧

供水温度为 66 ℃ 时,一次侧供水温度分别为 100、110、120 ℃ 时,与之对应的  $Q_{\text{补}}/Q_{\text{总}}$  值为 0.255、0.175、0.113. 这是由于二次侧供、回水温度在不变的情况下,一次水流经的换热器换热随一次水供水温度的升高而增强;2) 在一次侧供水温度和二次侧供、回水温差不变的情况下,随着二次侧供水温度的升高,  $Q_{\text{补}}$  与  $Q_{\text{总}}$  的比值随之增大. 特别地,  $Q_{\text{补}}$  与  $Q_{\text{总}}$  的比值在一次侧供水温度 110 ℃ 和二次侧供水温度 78 ℃ 时达最大为 0.29. 这是由于  $Q_{\text{补}}$  的值随二次侧供水温度的升高而增大,一次水流经各换热器的热量  $Q_{\text{h}}$  与  $Q_{\text{补}}$  的总和即机组总换热量增大,而增大的幅度小于,因此  $Q_{\text{补}}/Q_{\text{总}}$  的值随之增大.

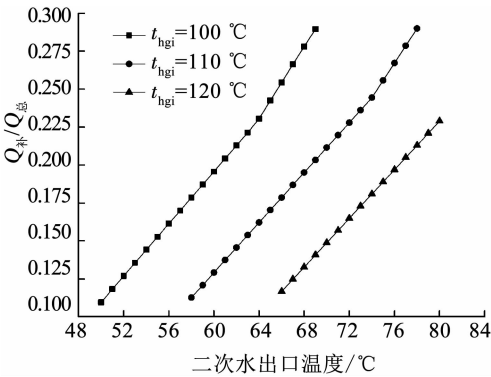


图 4 补燃量占总换热量比值 ( $\Delta t_y = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Fig. 4 Ratio of recharge amount to total heat exchange ( $\Delta t_y = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

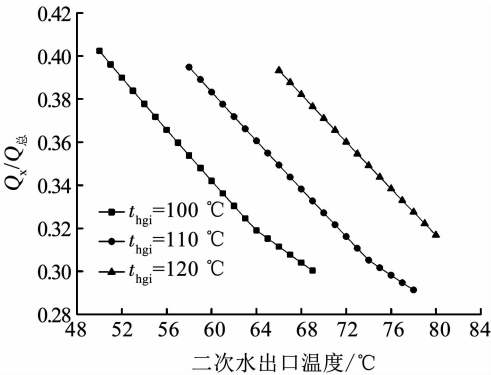


图 5 水-水板式换热器换热量比值 ( $\Delta t_y = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Fig. 5 Heat transfer ratio of water-to-water heat exchanger ( $\Delta t_y = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

一般认为,当水-水板式换热器的换热量  $Q_{\text{x}}$  占总换热量  $Q_{\text{总}}$  的比值越大,说明投入的直燃型热泵和热水型热泵收益越小,因此  $Q_{\text{x}}/Q_{\text{总}}$  的值也是衡量机组性价比的重要参数. 图 5 显示了  $Q_{\text{x}}/Q_{\text{总}}$  的比值与二次水供水温度的关系曲线.

在二次侧出口温度和温升不变的情况下,随着一次侧供水温度的升高,  $Q_{\text{x}}/Q_{\text{总}}$  的值随之增大. 例如当二次侧供水温度为 66 ℃ 时,一次侧供水温度分别为 100、110、120 ℃ 时,与之对应的  $Q_{\text{x}}/Q_{\text{总}}$  值为

0.310、0.348、0.392. 这是由于一次水流出发生器  $G_1$  的出口温度随一次侧供水温度的升高而升高,水-水换热器的传热温差随之增大,而一、二次水的流量之比和二次侧的供、回水温差几乎不变,因此  $Q_{\text{x}}/Q_{\text{总}}$  的值增大. 在二次水温升和一次侧供水温度不变的情况下,随着二次侧供水温度的不断升高,  $Q_{\text{x}}/Q_{\text{总}}$  的值随之减小. 这是因为一次水流经各换热器的热量  $Q_{\text{h}}$  变化较小,而补燃量  $Q_{\text{补}}$  随着二次水温度的升高而增大,因此  $Q_{\text{x}}/Q_{\text{总}}$  的值随之减小.

4.3 供热能力对比分析

在一定条件下,一次侧回水温度越低,换热机组供热量越大,供热能力也越大. 图 6 显示了二次水温升为 15 ℃,一次侧供水温度分别为 100、110、120 ℃ 时,一次侧回水的最低温度与二次侧供水温度的关系曲线.

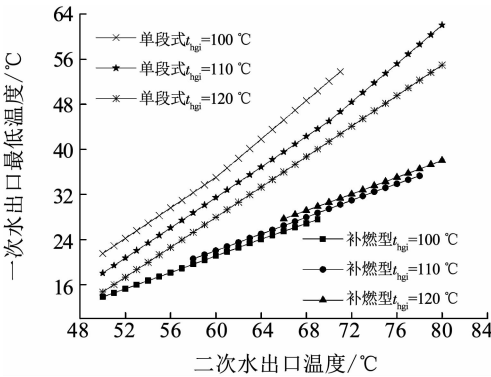


图 6 一次水出口最低水温的对比 ( $\Delta t_y = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Fig. 6 Comparison of the minimum water temperature of a water outlet ( $\Delta t_y = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

由图 6 中可以发现:1) 与单段吸收式换热机组相比,在相同的设计条件下,补燃型吸收式换热机组所能达到的一次侧回水最低温度值更小. 然而由于直燃型机组和热水型机组换热面积匹配问题,补燃型吸收式换热机组的应用范围比单段吸收式换热机组小;2) 补燃型吸收式机组随着二次侧供水温度的升高优势更加突出,例如在一次侧供水温度为 110 ℃,二次侧供、回水温度为 63 ℃/78 ℃ 时,补燃型机组一次侧回水温度最低值为 34 ℃,单段式机组一次侧回水温度最低值为 60 ℃,二者相差了 26 ℃. 这是因为随着二次水出口温度的升高,补燃量  $Q_{\text{补}}$  的值增大,机组一次水出口温度随之降低;3) 在二次侧供、回水温度相同的条件下,随着一次侧供水温度的升高,补燃型机组一次侧回水温度的最低值随之增大. 这是由于随着一次侧供水温度的升高,  $Q_{\text{补}}$  的值随之减小,机组一次侧出口温度随之升高. 由此可见,二次水采用串联的形式限制了直燃型热泵的制热量.

相比于传统水-水换热器, 常规单段式换热机组和补燃型换热机组增加了供热量。本文主要考虑用户侧供热量的增大情况, 因此定义扩大系数  $\varphi$  为单段式机组 (或补燃型机组) 的供热量在相同一次水流量的前提下和水-水换热器供热量的比值。当二次侧供、回水温差为 15/20  $^{\circ}\text{C}$ , 一次侧供水温度分别为 100、110、120  $^{\circ}\text{C}$  时,  $\varphi$  的值与二次侧供水温度的关系曲线如图 7、8 所示。

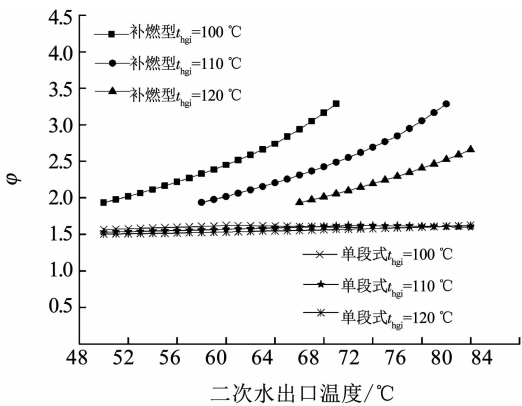


图 7 扩大系数  $\varphi$  与二次水出口温度关系 ( $\Delta t_y = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Fig. 7 Relationship between expansion factor  $\varphi$  and secondary water outlet temperature ( $\Delta t_y = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

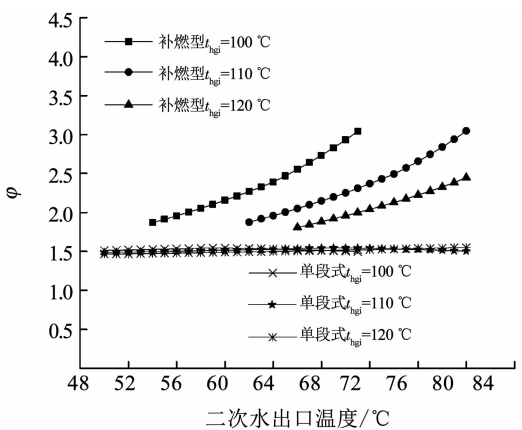


图 8 扩大系数  $\varphi$  与二次水出口温度关系 ( $\Delta t_y = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Fig. 8 Relationship between expansion factor  $\varphi$  and secondary water outlet temperature ( $\Delta t_y = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

从图 7、8 中可以看出: 1) 对于单段式换热机组而言, 一次水供水温度和二次水供水温度对其  $\varphi$  的值基本没有影响,  $\varphi$  的值约为 1.5, 这是由于单段式机组和水-水换热机组的传热温差之比随一次水供水温度和二次水供、回水温度的变化几乎没有改变。2) 在二次水供、回水温差不变的条件下, 随着一次水供水温度的升高, 补燃型换热机组的  $\varphi$  逐渐减小。这是由于补燃型换热机组一次水与二次水的流量之比和水-水换热器的传热温差随一次水供水温度的升高而增大, 从而导致  $\varphi$  减小。3) 在一次水供

水温度和二次水供、回水温度不变的前提下, 补燃型换热机组的  $\varphi$  随二次水供水温度的升高而增大。这是由于一次水与二次水的流量之比和水-水换热器的传热温差随二次水供水温度的升高而减小, 从而导致  $\varphi$  增大。4) 在一次水和二次水的供水温度不变的前提下, 随着二次水供、回水温差的增大, 一次水与二次水的流量之比和水-水换热器的传热温差逐渐增大, 从而导致补燃型换热机组的  $\varphi$  随之减小。

此外, 在一次水供水温度为 100  $^{\circ}\text{C}$ , 二次水供、回水温度为 69/54  $^{\circ}\text{C}$  时, 补燃型换热机组的  $\varphi$  达到最大为 3.3 左右。

5 结 论

1) 补燃型换热机组由于更低的一次侧回水温度, 提高了供热管网的输送能力, 增加了供热量, 在一次侧供水温度为 110  $^{\circ}\text{C}$ , 二次侧供、回水温度为 60/45  $^{\circ}\text{C}$  时, 补燃型吸收式换热机组一次侧回水温度的最低值达最小约为 22  $^{\circ}\text{C}$ , 供热量是常规单段吸收式换热机组的 2 倍。

2) 作为衡量机组性价比的重要参数,  $Q_{\text{补}}$  与  $Q_{\text{总}}$  的比值随着一次侧供水温度的升高而减小, 随着二次侧供水温度的升高而增大, 且在一次侧供水温度为 110  $^{\circ}\text{C}$ , 二次侧供水温度为 78  $^{\circ}\text{C}$  时达到最大值约为 0.29。

3) 一次侧供水温度和二次侧供水温度对单段吸收式换热机组的扩大系数  $\varphi$  基本没有影响, 其值在 1.5 左右, 而补燃型吸收式换热机组的扩大系数  $\varphi$  较单段式机组有较大的提升, 且在一次侧供水温度为 100  $^{\circ}\text{C}$ , 二次侧供、回水温度为 69/54  $^{\circ}\text{C}$  时达最大约为 3.3。

参考文献

[1] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展报告 2015 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2015  
Building Energy Conservation Research Center, Tsinghua University. 2015 Annual report on China building energy efficiency [M]. Beijing: China Architecture and Building Press, 2015

[2] 付林, 江亿, 张世钢. 基于 Co-ah 循环的热电联产集中供热方法 [J]. 清华大学学报 (自然科学版), 2008, 48(9): 1377  
FU Lin, JIANG Yi, ZHANG Shigang. District heating system based on Co-ah cycles in combined heating and power systems [J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2008, 48(9): 1377. DOI: 10.3321/j. issn. 1000-0054. 2008. 09. 002

[3] LI Yan, FU Lin, ZHANG Shigang, et al. A new type of district heating method with co-generation based on absorption heat exchange (co-ah cycle) [J]. Energy Conversion & Management, 2011, 52(2): 1200. DOI: 10.1016/j. enconman. 2010. 09. 015

[4] FU Lin, LI Yan, ZHANG Shigang, et al. A district heating system

- based on absorption heat exchange with CHP systems[J]. *Frontiers of Energy and Power Engineering in China*, 2010, 4(1): 77. DOI: 10.1007/s11708-010-0022-0
- [5] 付林, 李岩, 张世钢, 等. 吸收式换热的概念与应用[J]. *建筑科学*, 2010, 26(10): 136
- FU Lin, LI Yan, ZHANG Shigang, et al. The concept and application of absorption heat transfer[J]. *Building Science*, 2010, 26(10): 136. DOI: 10.3969/j.issn.1002-8528.2010.10.028.
- [6] 陈鹏飞. 一段半吸收式换热机组优化与运行研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2016
- CHEN Pengfei. Research on the optimal design and operation of one and half stage absorption exchanger[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2016
- [7] 付林, 孙健, 李岩, 等. 山西大同一电厂基于吸收式换热的热电联产集中供热系统工程测试[J]. *区域供热*, 2013(3): 10
- FU Lin, SUN Jian, LI Yan, et al. Engineering test of cogeneration combined heating system based on absorption heat exchange in Shanxi Datong Power Plant[J]. *District Heating*, 2013(3): 10. DOI: 10.3969/j.issn.1005-2453.2013.03.003
- [8] 赵玺灵, 付林, 王笑吟, 等. 分布式热泵调峰型燃气热电联产烟气余热回收供热系统综合评价[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2018, 50(2): 152
- ZHAO Xiling, FU Lin, WANG Xiaoyin, et al. Analysis of the recovery system of flue gas from combined heat and power plant with distributed peak-shaving heat pumps[J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2018, 50(2): 152. DOI:10.11918/j.issn.0367-6234.201607029
- [9] SUN Fangtian, ZHAO Jinzi, FU Lin, et al. New district heating system based on natural gas-fired boilers with absorption heat exchangers[J]. *Energy*, 2017, 138: 405. DOI:10.1016/j.energy.2017.07.030
- [10] SUN Jian, GE Zhihua, FU Lin. Investigation on operation strategy of absorption heat exchanger for district heating system[J]. *Energy and Buildings*, 2017, 156: 51. DOI: 10.1016/j.enbuild.2017.09.054
- [11] 朱添奇. 单效溴化锂吸收式换热机组研发与性能实验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015
- ZHU Tianqi. The development and experimental study of LiBr absorption exchanger[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2015
- [12] WANG Xiaoyin, ZHAO Xiling, FU Lin. Entransy analysis of secondary network flow distribution in absorption heat exchanger[J]. *Energy*, 2018, 147: 428. DOI:10.1016/j.energy.2017.11.157
- [13] 孙方田, 赵金姊, 付林, 等. 基于吸收式换热的燃气锅炉烟气余热回收技术的节能效益分析[J]. *建筑科学*, 2016, 32(10): 59
- SUN Fangtian, ZHAO Jinzi, FU Lin, et al. Energy efficiency analysis of the waste heat recovery of flue gas from natural gas boiler based on the absorption heat exchange[J]. *Building Science*, 2016, 32(10): 59. DOI:10.13614/j.cnki.11-1962/tu.2016.10.11
- [14] 戴永庆. 溴化锂吸收式制冷空调技术实用手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000
- DAI Yongqing. Practical manual of LiBr absorption refrigeration and air conditioning technology[M]. Beijing: China Machine Press, 2000
- [15] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范: GB 50736—2012[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012
- Ministry of Housing and Urban-Rural Development of the People's Republic of China. Design code for heating ventilation and air conditioning of civil buildings: GB 50736—2012[S]. Beijing: China Architecture and Building Press, 2012

(编辑 张 红)