

# 吸收-喷射复合式高温热泵系统模型与性能分析

李化森<sup>1</sup>, 郑 皎<sup>2</sup>, 陈光明<sup>3</sup>, 宣永梅<sup>1</sup>

(1. 西安工程大学 环境与化学工程学院, 陕西 西安 710048; 2. 浙江大学宁波理工学院  
机电与能源工程学院, 浙江 宁波 315100; 3. 浙江大学 制冷与低温研究所, 浙江 杭州 310027)

**摘 要:** 本研究提出一种吸收-喷射复合式高温热泵, 可将工业生产中普遍存在的湿热废气转换为 0.3-0.4 MPa 的蒸汽回用于生产。在热力学分析的基础上, 利用 Engineering Equation Solver 软件对该新型热泵系统建立了数学模型, 并对其性能进行模拟分析。结果表明: 在参考工况下, 系统可以输出 0.4 MPa 的工艺蒸汽, COP(系统性能系数) 可达到 1.32; 湿热废气热量回收率大于 60%, 且提温幅度大于 70 °C, COP 随废热源温度、相对湿度、吸收器进口溶液浓度、新蒸汽压力及喷射系数的增高而上升; 随液气比、一效发生比的增加而下降。

**关键词:** 湿热废气; 开式吸收式热泵; 喷射器; 数学模拟

中图分类号: TK123 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.02.004

## 引 言

常规换热的方法回收湿热废气中潜热需将其冷却至露点以下, 造成能量贬值, 回用能量品位无法满足生产需要。吸收式热泵消除了露点温度对潜热回收的影响, 可有效回收废气余热。但是传统闭式热泵系统存在着废热温升小, 系统性能低, 废热源要求高, 系统复杂等问题<sup>[1-2]</sup>。

开式吸收式热泵克服了传统闭式系统的诸多弊端, 吸收过程中吸收剂与湿空气直接接触, 传热、传质阻力减小因而能量回收效率和品位均较高<sup>[3-4]</sup>。然而, 某些生产工艺(烘干、定型等)必须由高温蒸汽为设备提供热量, 若仍采用单级开式吸收式热泵回收废热排气潜热并产生工艺蒸汽, 需要非常高的发生温度<sup>[5]</sup>, 并且系统性能不高。

为了进一步实现废热回收热量品位大幅度的提升, 提高开式吸收式热泵的性能。本研究以将烘干湿热排气转化为工艺蒸汽为目的, 将喷射器与两级

的开式吸收式热泵相结合, 提出了一种全新的喷射-吸收复合式热泵, 充分利用了高压蒸汽的做功能力, 提高热能利用效率。与传统吸收式热泵相比在保证能量回收率的前提下, 大幅提高废热的升温幅度。在流程优化设计的基础上, 对该新型热泵系统建立了热力学模型, 并对其性能进行了数值模拟分析。

## 1 系统模型

### 1.1 系统流程图

以某造纸厂实际烘干条件为参考工况: 新蒸汽压力 2.0 MPa, 减温减压至 0.4 MPa, 作为烘干热源; 烘干机排气温度 65 °C、相对湿度 80%。

热泵系统流程如图 1 所示: 来自干燥室的湿热空气 1 经空、空换热器等湿加热成排气 2 后进入开式吸收器, 被浓溶液 10 直接喷淋吸收, 吸收过程放出大量热量, 用于加热吸收器内置换热器中的给水, 产生低压蒸汽 13(约 0.2 MPa)。湿热废气在吸收器中除湿、升温变为高温干空气 3 经与湿热废气 1 换热后进入干燥室作为干燥介质。低压蒸汽 13 被新蒸汽 14 通过喷射器引射为工艺蒸汽 15, 一部分输出用于生产, 一部分作为一效发生器的发生热源。稀溶液 5 由溶液泵输送到一效发生器进行发生, 一效发生器产生的过热冷剂蒸汽 8, 用于二效发生器的发生, 而中间浓度溶液 6 与经二效发生后的浓溶液 9 换热后, 降温至溶液 7 然后进入二效发生器发生。二效发生器发生过程产生的低压乏气 11 经冷凝器冷凝后排出系统或用于生活热水。浓溶液 9 经溶液热交换器加热后进入吸收器完成以上循环。

收稿日期: 2015-05-29; 修订日期: 2015-11-23

基金项目: 宁波市科技攻关项目(2013B0029); 中国纺织工业联合会科技指导性项目(2014047)

作者简介: 李化森(1988-), 男, 河北邢台人, 西安工程大学硕士研究生。



发生器压力相同; (6) 忽略系统的流阻、压损、散热损失; (7) 忽略溶液泵和加压泵功耗。

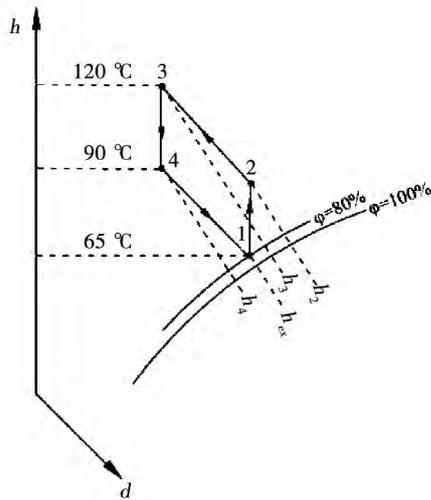


图 3 废热排气在循环系统中的状态变化示意图  
Fig. 3 State variation of wet exhaust gas pump at high temperature

系统模型基于各主要部件的能量平衡,质量平衡例出具体方程如下。

吸收器能量与质量平衡的方程式:

$$Q_{a\rho} = m_2 h_2 + m_5 h_5 - m_3 h_3 - m_{10} h_{10} \quad (1)$$

$$P_{a\text{vap}i} = 101.3 \times \omega_2 / (\omega_2 + 0.622) \quad (2)$$

$$P_{a\text{vap}\rho} = P_{\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}}(t_{10}, x_{a\rho}) \quad (3)$$

$$d_\omega = \omega_2 - \omega_3 \quad (4)$$

$$R = d_\omega / (x_{a i} / x_{a\rho} - 1) \quad (5)$$

$$m_{10} = m_2 R \quad (6)$$

式中:  $x_{a i}$ 、 $x_{a\rho}$ —吸收器进出口溶液的浓度, kg/kg;  $P_{a\text{vap}i}$ 、 $P_{a\text{vap}\rho}$ —吸收器进出口溶液的水蒸气分压力, kPa;  $\omega_2$ 、 $\omega_3$ —废热空气的含湿量, kg/kg。  $d_\omega$ —吸收过程中的除湿量, kg/kg; 可通过定义液气比, 求得浓溶液进液量  $m_{10}$ 。

LiBr / H<sub>2</sub>O 溶液物料平衡方程式:

$$m_5 - m_9 = m_{g1s} + m_{g2s} \quad (7)$$

$$m_5 x_{a\rho} = m_9 x_{a i} \quad (8)$$

$$m_6 = (m_{g1s} x_{a\rho} + m_{g2s} x_{a i}) / (x_{a i} - x_{a\rho}) \quad (9)$$

$$x_6 = (m_{g1s} + m_{g2s}) x_{a\rho} x_{a i} / (m_{g1s} x_{a\rho} + m_{g2s} x_{a i}) \quad (10)$$

式中:  $m_{g1s}$ 、 $m_{g2s}$ —一效和二效发生器产生蒸汽的量, kg/s。  $x_6$ —中间溶液浓度。

一效发生器、二效发生器、溶液热交换器、空、空换热器能量平衡方程式:

$$Q_{g1i} = Q_{g1\rho} + m_6 h_6 - m_5 h_5 \quad (11)$$

$$Q_{g2i} = Q_{g2\rho} + m_9 h_9 - m_7 h_7 \quad (12)$$

$$m_6 h_6 + m_9 h_9 = m_7 h_7 + m_{10} h_{10} \quad (13)$$

$$m_2 c_{p1} (t_2 - t_1) = m_3 c_{p2} (t_3 - t_4) \quad (14)$$

注: 方程中的数字下标对应图 1 中的状态点。

$h_i$  ( $i = 1, 2, \dots, 15$ )—各状态点的比焓, kJ/kg;

$m_i$  ( $i = 1, 2, \dots, 15$ )—各状态点的质量流量, kg/s。

以上各式涉及湿空气及 LiBr / H<sub>2</sub>O 溶液性质的参数, 均调用 EES 软件物性程序计算得到。

根据以上公式, 定义计算复合系统的性能系数 COP 为:

$$COP = \text{输出能量} / \text{输入能量} = (Q_{e\rho} + Q_{con}) / Q_{e i} \quad (15)$$

基于以上模型, 采用 EES 语言编写计算程序, 计算流程框图如图 4 所示。

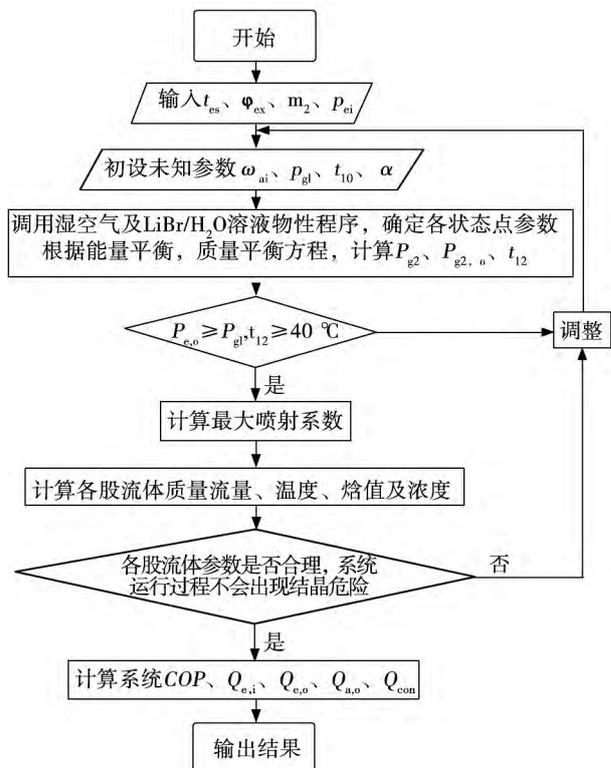


图 4 吸收-喷射复合式高温热泵计算流程图  
Fig. 4 Calculation flow chart of hybrid absorption-ejector heat pump at high temperature

### 1.4 系统设计参数

根据已知的设计参数, 确定了一效发生器温度,

吸收器出口溶液浓度 喷射器的喷射系数等 具体的设计参数如表 1 所示。

表 1 系统设计参数

Tab. 1 System design parameters

系统参数	数值
废热排气温度 $t_{ex}/^{\circ}\text{C}$	65
废热排气相对湿度 $\varphi_{ex}$	0.8
进入吸收器的废热排气量 $m_2/\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	0.9
吸收器输出蒸汽压力 $P_{12}/\text{MPa}$	0.2
新蒸汽压力 $P_{14}/\text{MPa}$	2.0
喷射器出口蒸汽压力 $P_{15}/\text{MPa}$	0.4
一效发生器温度 $t_6/^{\circ}\text{C}$	138
二效发生压力 $P_8/\text{MPa}$	0.065
液气比 $R$	3.0
一效发生比 $\alpha$	0.52
喷射系数 $\mu$	0.57

## 2 系统性能分析

在系统稳定条件下 改变运行参数 通过系统变工况下的运行 分析废热排气的温度、湿度 吸收器进口溶液浓度 一效发生比 液气比及新蒸汽压力对系统的影响。

### 2.1 废热气体参数对系统性能的影响

图 5、图 6 为废热的温度和相对湿度对系统的影响。相对湿度的范围为 60% - 100%。吸收过程中 LiBr/H<sub>2</sub>O 溶液直接喷淋高湿废气 相对湿度越高 废气中的含湿量和水蒸气的分压力都会增大 势必会增大吸收的传质驱动力 加强了吸收过程的进行。废热的温度越高 系统回收的潜热量也会越大。图 5 中显示了除了系统 COP 随着进气的含湿量的增加而增加外 系统的输出能量也在增加 而且是相对湿度越大 增加的越快。图 6 表示了当废热的进气温度为 65、70 和 75 °C 时 进气的含湿量和系统 COP 的关系。

### 2.2 吸收器进口溶液浓度对系统性能的影响

吸收器进口溶液浓度的确定至关重要 既要保证较低的蒸汽压 加强吸收过程的进行 又要保证系统不会出现结晶的危险。图 7 是溶液浓度在 0.60

-0.68 之间时 系统 COP、吸收器输出能量、一效发生器输出能量、二效发生器输出能量的变化曲线。随着溶液浓度的增加 吸收传质推动力变大 利于吸收过程 吸收器输出能量明显增加;当浓度超过 0.65 后 不改变进气参数 废热中的潜热回收量已达到极限 发生过程产能量也已确定 故系统 COP 不再增加 一效发生器输出能量、二效发生器输出能量虽稍有增加 但基本稳定。可见若只是单纯的提高溶液的浓度 系统 COP 不会持续增加 浓度过大对系统不利 必须考虑系统部件的实际运行情况。而且为防止溶液热交换器处中间溶液出现结晶危险 稀溶液与中间溶液之间的浓度差不宜过大 一般不大于 5%。

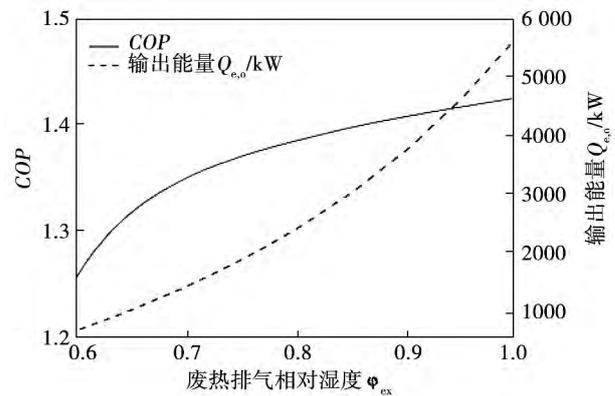


图 5 废热的相对湿度对系统的影响

Fig. 5 Variations of the COP with relative humidity of the exhaust gas

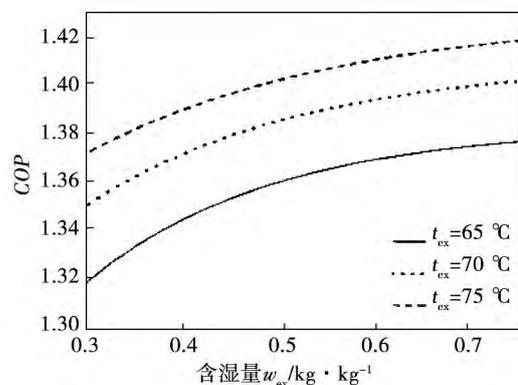


图 6 废热的温度对系统的影响

Fig. 6 Variations of the COP with humidity ratio under different exhaust gas temperatures

### 2.3 一效发生比对系统性能的影响

“一效发生比”即发生过程中,一效发生产生的蒸汽量占吸收过程废热被吸收水分的百分比。图 8 表示了随一效发生比的增大,一效发生器产生的蒸汽会增多,输出能量也相应变大,但是,此时一效发生能耗也会迅速增长,导致系统总的输出能量减少,最终使得系统 COP 的曲线出现直线下滑的趋势。另外,本系统的二效发生的驱动热源来自于二效发生产生的蒸汽,因此,一效发生输出能量必须大于等于二效发生消耗能量,才能确保二效发生能够进行。综合考虑,本研究确定的一效发生除湿比例为 0.52,使得 COP 最大,输出能量最多,系统能够稳定运行,并且兼顾了各部件的平衡性。

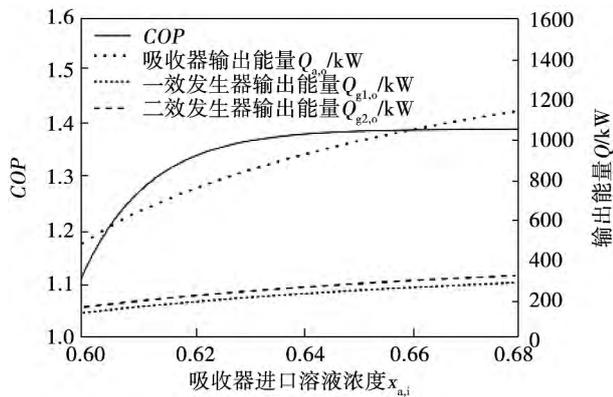


图 7 吸收器进口溶液浓度对系统性能的影响

Fig. 7 Variations of the COP with inlet solution concentration

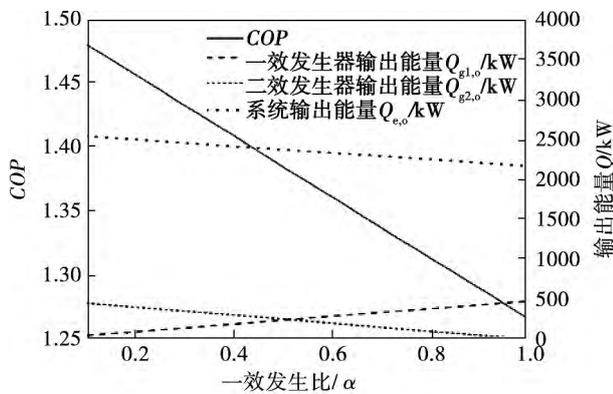


图 8 一效发生比对系统性能的影响

Fig. 8 Variations of the COP with the primary generator ratio

### 2.4 液气比对系统性能的影响

图 9 给出了,在溶液浓度不改变的情况下,不同的液气比对系统性能的影响。图中显示出随着液气比不断增加,吸收器输出能量虽有所增加,但增加幅度非常小,这意味着在设计参数下,废气中的大部分水分已被浓溶液吸收。若吸收过程的溶液喷淋量过大,会使吸收器出口的溶液温度变低,进而使一效发生消耗能量和二效发生消耗能量都变高,导致了系统性能减弱。但是,为保证吸收过程废气能与溶液充分接触,液气比也不宜过低,这也与吸收器的结构形式(填料,降膜等)有关。由此可见,液气比的确定应从系统性能系数,发生能耗和运行稳定性等方面综合考虑。

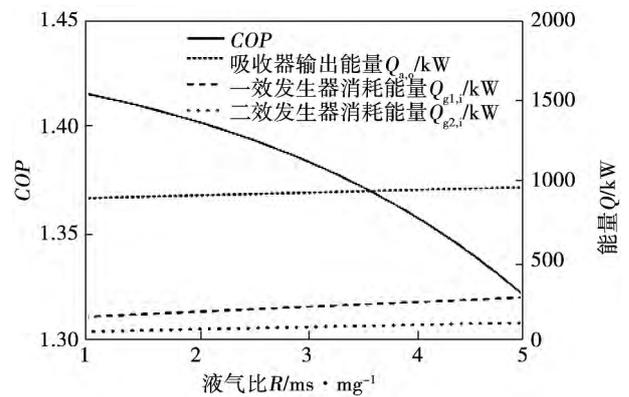


图 9 液气比对系统性能的影响

Fig. 9 Variations of the COP with liquid-gas ratio

### 2.5 新蒸汽压力对系统性能的影响

新蒸汽压力会直接影响喷射系数,一效发生压力进而影响系统。喷射系数是喷射器设计的核心参数,并且计算过程非常繁杂,本研究采用索科洛夫法计算出喷射系数。图 10 中,发生压力不变情况下,新蒸汽压力与喷射系数和系统 COP 的关系十分吻合,随着新蒸汽压力变大,喷射系数增大,系统的性能系数也在显著的提高,因此,喷射系数越大对本循环越有利,但当喷射器与吸收热泵复合时,若只提高喷射系数,则须提高新蒸汽、低压蒸汽的压力,或降低输出蒸汽的品位,使吸收器负荷,发生器负荷增大,系统输出能量降低。因此,喷射器的工作工况将受到复合系统实际运行工况的限制。

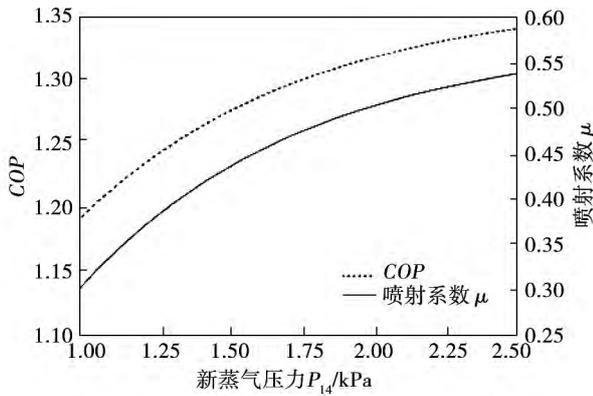


图 10 新蒸汽压力对系统性能的影响

Fig. 10 Variations of the COP with new steam pressure

### 3 结 论

本研究对复合喷射器的双效吸收式热泵系统热力过程进行了模拟与分析,讨论了不同工况下系统性能系数的变化规律,结果表明:

(1) 在设计参数下,吸收器输出蒸汽的饱和压力为 0.2 MPa,喷射器出口的蒸汽压力为 0.4 MPa,二效发生器的工作压力为 65.5 kPa,冷凝器出口的饱和和冷凝水的温度为 40 °C。废热的除湿率为 61.3%,热回收效率可达 64.1%,系统 COP 为 1.32。热回收效果十分显著。

(2) 适用范围:以新蒸汽压力不高于 2.0 MPa,工艺蒸汽需求不小于 0.3 MPa,冷凝器温度不低于 40 °C 为应用要求,可回收 65 °C 以上的高湿废热,提

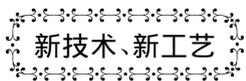
温幅度可达 70 °C 以上,热回收率超过 60%,COP 最大可达 1.48。

(3) 系统 COP 随废热源温度、相对湿度、吸收器进口溶液浓度、新蒸汽压力及喷射系数的增高而上升;随液气比、一效发生比的增加而下降。吸收器进口溶液浓度过高对系统不利,液气比过低影响吸收过程。

#### 参考文献:

- [1] Jeong S, Kang B H, Kang S W. Dynamic simulation of an absorption heat pump for recovering low grade waste heat [J]. Applied thermal engineering, 1998, 18(1): 1-12.
- [2] 焦 华. 第二类吸收式热泵在炼厂余热领域的应用 [D]. 大连理工大学, 2012.  
JIAO Hua. Application of absorption heat transformer in the field of refinery waste heat [D]. Dalian University of Technology, 2012.
- [3] Westerlund L, Hermansson R, Fagerström J. Flue gas purification and heat recovery: A biomass fired boiler supplied with an open absorption system [J]. Applied Energy, 2012, 96: 444-450.
- [4] 魏 璠. 开式循环吸收式热泵理论及部件实验研究 [D]. 中国科学院研究生院(工程热物理研究所), 2008.  
WEI Fan. Theoretical analysis of open cycle absorption heat transformer and experiment on absorber and generator [D]. Institute of Engineering Thermophysics Chinese Academy of Sciences, 2008.
- [5] Ye B, Liu J, Xu X, et al. A new open absorption heat pump for latent heat recovery from moist gas [J]. Energy Conversion and Management, 2015, 94: 438-446.
- [6] Hyland R W, Wexler A. Formulations for the thermodynamic properties of the saturated phases of H<sub>2</sub>O from 173.15 K to 473.15 K [J]. ASHRAE transactions, 1983, 89: 500-519.
- [7] Patek J, Klomfar J. A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H<sub>2</sub>O solutions from 273 to 500 K over full composition range [J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(4): 566-578.

(刘 瑶 编辑)



## Siemens 又销售了 5 台 SGT6/5-8000H 燃气轮机

据《Diesel & Gas Turbine Worldwide》2015 年 1-2 月刊报道, Siemens 将供应 2 台 SGT5-8000H 燃气轮机给富士电力公司, 该公司根据总承包合同正在安装 1 个联合循环电站, 用于终端用户日本神户钢铁公司。

Siemens 将供应 1 台 SGT5-8000H 燃气轮机、1 台余热锅炉、1 台具有 SCon-2000PF 冷凝器的 SST5-5000 汽轮机和 1 台 SGen5-3000W 发电机给矿物油公司 PKN Orlen, 用于在波兰普沃茨克的 1 个 596 MW 的联合循环电站。

Siemens 将供应 2 台 SGT6-8000H 燃气轮机、1 台 SST6-5000 汽轮机、3 台 SGen6-2000H 发电机和相关的设备给在美国俄亥俄州俄勒冈的 OCEC(俄勒冈清洁能源中心), 用于 1 个新的 869 MW 联合循环电站。

(吉桂明 摘译)

thermal resistance and the overall heat transfer coefficient were analyzed. The results show that rotating heat pipe can effectively remove the heat of reaction and its heat transfer power reaches 1 kW at the temperature of 85 °C and rotating speed of 200 r/min. Rotating speed has a great impact on the heat transfer performance of the rotating heat pipe. The thermal resistance of this heat pipe at still condition and temperature of 75 °C is 0.082 °C/W but it decreases to 0.048 °C/W at the speed of 150 r/min, implying a considerable improvement in the heat transfer performance. Furthermore, the thermal resistance of the heat pipe is more sensitive to the changes in rotating speed when the filling amount is low and will decrease with the increase in reaction temperature. **Key words:** rotating heat pipe, thermal resistance, rotating speed, filling amount

**套管式相变储热单元储热换热性能的研究 = Numerical Simulation of Charging Process for Double Pipe Latent Heat Storage Unit** [刊, 汉] HAN Guang-shun, DING Hong-sheng ( School of Mathematics and Physics, University of Science and Technology, Beijing, China, Post Code: 100083 ), HUANG Yun ( State Key Laboratory of Multiphase Complex Systems, Institute of Process Engineering, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190 ), TONG Li-ge ( School of Mechanical and Technology, University of Science and Technology, Beijing, Post Code: 100083 ) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(2). -154-160

Two-dimensional and unsteady-state model for double pipe latent heat storage unit was established by using paraffin wax as the phase change material (PCM). Natural convection was considered in the modeling. The heat transfer from inner and outer tubes in charging process were compared to investigate the heat transfer behavior. Temperature field variation, streamline and the position of phase change interface with time were obtained and discussed. Meanwhile, effects of various factors including Stefan ( $Ra$ ) number and Rayleigh ( $Ste$ ) number were also examined. The results show that for the same amount of PCM, the melting time required for heat transfer from outer tube reduces by 60.7%, indicating much better the heat transfer behavior. These simulation results could serve as guidance for the design and optimization of the latent heat storage systems. **Key words:** phase change material, heat transfer, natural convection, numerical simulation

**吸收-喷射复合式高温热泵系统模型与性能分析 = Model and Performance Analysis of a Hybrid Absorption-ejector Heat Pump System at High Temperature** [刊, 汉] LI Hua-miao ( Xi'an Polytechnic University, Xi'

an ,China ,Post Code: 710048) ,ZHENG Jiao ( Ningbo Institute of Technology ,Ningbo ,China ,Post Code: 315100) ,CHEN Guang-ming ( Institute of Refrigeration and Cryogenics Zhejiang University ,Hangzhou ,China ,Post Code: 310029) ,XUAN Yong-mei ( Xi'an Polytechnic University ,Xi'an ,China ,Post Code: 710048) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(2) . -161 -166

A hybrid absorption-ejector heat pump at high temperature is presented in this paper ,which can convert humid hot exhaust gas into 0.3 -0.4 MPa work steam and reuse it in industrial production processes. The corresponding mathematical model was established upon thermodynamic analysis and using Engineering Equation Solver program. Results show under referenced operating conditions 0.4 MPa steam can be generated and coefficient of performance ( COP) can reach 1.32. The heat recovery efficiency is greater than 60% ,and the increase in temperature exceeds 70 °C. Furthermore ,system COP increases with the increases in exhaust gas relative humidity and temperature ,absorber inlet solution concentration and entrainment ratio ,and decreases with the increase in liquid-gas ratio and the primary generator ratio. **Key words:** humid hot air ,open cycle absorption heat pump ,ejector ,mathematical modeling

基于状态空间的燃气轮机建模与控制优化 = **Modeling and Optimization of Gas Turbine Control Based on State Space** [刊 汉] CHEN Mei-shan ,CHEN Jin-wei ,ZHOU Deng-ji ,ZHANG Hui-sheng ( School of Mechanical Engineering ,Shanghai Jiao Tong University ,Shanghai ,China ,Post code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(2) . -167 -171

Against the conventional PID regulating system having a single variable control ,the state space method of modern control theory can control multiple variables ,and was used in this paper to establish a control simulation model for a power plant gas turbine with the consideration of actuator and transducer characteristics. This control simulation model along with the control strategy optimized by the method of pole assignment was used to simulate the load process of gas turbine. The simulation results show that in the process of increasing load ,the response time of fuel valves decreases from 35 seconds to approximately 5 seconds ,the corresponding response time for fuel flow ,exhaust temperature and engine power also reduce from 40 seconds to less than 10 seconds ,and the oscillation duration of rotation speed falls from 40 seconds to 20 seconds. **Key words:** modern control ,state space ,gas turbine ,modeling