

吸收式湿热空气余热回收系统的模拟分析

吴勇平¹, 郑 皎¹, 陈光明², 李建新¹

(1. 浙江大学 宁波理工学院 能源与环境工程研究所 浙江 宁波 315010; 2. 浙江大学 制冷与低温研究所 浙江 杭州 310027)

摘 要:通过对典型烘干热力过程的分析,提出了基于溶液除湿和吸收式热泵原理的湿热空气余热回收系统,该系统可以在典型烘干机排气余热和太阳能热水的共同驱动下产生120℃左右饱和蒸汽,用于部分替代烘干热源,实现节能。通过建立热力学模型,对系统方案进行了验证,并讨论了蒸发器温度、发生器温度对系统各性能指标的影响。计算表明:选用溴化锂水溶液作为吸收剂,在蒸发温度80℃,发生器工作温度为63℃的条件下,烘干机可节能33.45%,系统COP为0.43,其中驱动热量中有79%来自湿热废气,吸收液的总喷淋量为排气质量的6.33倍。

关 键 词: 余热回收 吸收式 热力学模型 烘干机

中图分类号: TK513.5 文献标识码: A

引 言

烘干是工业领域常用的生产工艺,同时也是能耗强度较高的生产环节^[1]。以造纸为例,烘干环节的能耗约占到生产总能耗的60%^[2]。烘干过程所消耗的能量绝大部分最终以湿热空气的形式排放到大气中,因此针对烘干过程的节能研究中,以回收排气能量为研究目的的占了很大一部分,其中最常用的手段是热交换^[3-5]和以热交换为目的的传热强化^[6]。而理论分析和实验数据同时证明,采用简单热交换很难实现高效的能量回收和明显的工艺节能^[7]。

第二类吸收式热泵常用于余热回收和低品位热源利用,其原理是根据溴化锂等盐类的水溶液具有很强吸湿性的特点,利用其在吸收水蒸气的过程中所释放的气化潜热有效提升温度,实现以中低温热源生产高温热量^[8]。基于以上原理针对烘干排气高温、高湿的特点,本研究提出了“双热源驱动的吸收式湿热空气余热回收系统”,在较低温度热源,如

太阳能热水的辅助下可以有效回收和提升烘干机的排气余热,部分替代烘干热源,显著降低烘干能耗。

1 基本原理及工作流程

1.1 烘干的典型热力过程

典型的烘干过程可以描述为:在热源的加热下利用被干燥物料表面与干燥环境之间的水蒸气分压差,使物料中的水分蒸发、扩散到环境中,实现物料脱水的过程。对于物料而言,提高温度可以有效提高其表面的水蒸气分压,而对于含湿量一定的空气,提高温度则可以降低相对湿度,提高其携带水蒸气的能力。因此,常见的烘干机总是在一个相对密闭的空间内同时加热物料和空气,并通过连续鼓风来控制空气的相对湿度,维持较高的干燥速率^[9]。从能量利用的角度来看,烘干机所消耗的能量除一小部分用于加热干物料和散失之外,绝大部分的能量最终以热湿空气的形式排放到大气中,这部分能量可以占到总能耗的90%以上。干燥过程的能效水平可由其进气与排气状态决定。

图1是湿空气焓湿图,以典型造纸烘干工况为例,烘干机的入口空气为20℃,相对湿度70%的新鲜空气,其状态如图1中“A”点所示,经过整个烘干过程后最终以80℃,相对湿度45%的湿空气排出,其状态如“O”点。可见,过程“AO”中每千克干空气的含湿量由入口的10.2g上升至排出状态的165.9g;同时其比焓由46.06kJ/kg上升为520.4kJ/kg。以1kg干空气为单位(入口空气质量为1.0102kg),一次过程可携带出155.7g水,所消耗的能量为560.2kJ,即忽略其它能量损失,干燥每千克水分所需能量为3598kJ。如通过回收排气热量预热入

收稿日期: 2014-05-19; 修订日期: 2014-06-12

基金项目: 宁波市科技攻关项目(2013B0029)

作者简介: 吴勇平(1982-),男,浙江杭州人,浙江大学宁波理工学院实验师。

口空气来降低干燥能耗,如图 1 中“B”点所示即为新鲜空气预热至 90 °C 后的状态,则“BO”过程干燥每千克水分的能耗可降低为 3 132 kJ,节能 12.95%,平均每提高 10 °C 节能 1.85%。可见预热入口空气有一定的节能效果,但需要有较高的预热温度。如果采用简单换热,一方面由于传热温差的存在预热空气的温度必然低于排气温度,另一方面由于排气中约 70% 的能量蕴含在水蒸气中,而其露点温度仅为 61 °C 左右,因此只有在 60 °C 以下才能通过换热获得比较理想的能量回收率。此外,烘干机进出口空气质量的平衡也限制了通过预热器入口空气所能带入系统的能量总量。综上所述,回收烘干机排气能量理想的途径之一是通过提升余热品位,作为干燥过程的补充热源,从而实现较大幅度的能耗降低。对于典型造纸烘干过程,就是要从温度为 80 °C、相对湿度 45% 的排出湿空气中,回收能量生产约 120 °C 的饱和蒸汽作为辅助热源,从源头上实现能量需求的降低。这一目标可以通过本研究所提出的“双热源驱动吸收式湿热空气余热变温回收系统”实现。

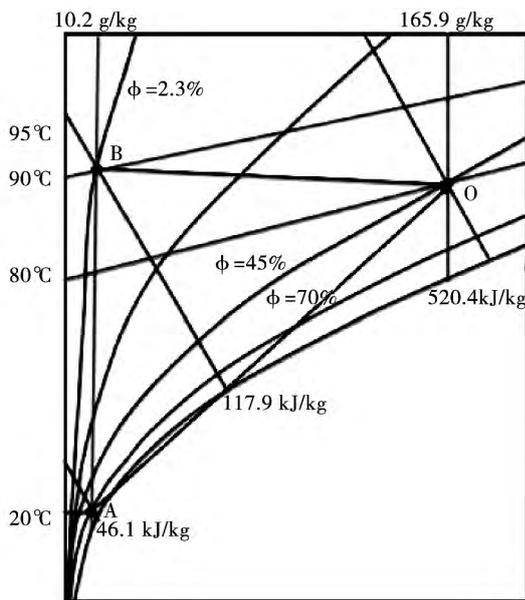


图 1 烘干过程的湿空气焓湿图
Fig. 1 Humidified air enthalpy-humidity diagram of the drying process

1.2 系统流程与基本原理

溶液除湿是空调领域常用的节能技术,典型的除湿过程是利用除湿剂饱和水蒸气压小于环境水蒸气分压的特性,使环境中的水蒸气被溶液吸收,降低

环境空气的含湿量从而减少空调系统负荷而实现节能。这一过程在除湿的同时将蒸汽的潜热转换为除湿溶液的显热而提升溶液温度。相似的原理也被用于吸收式热泵技术,其中第二类吸收式热泵可以在中低温热源的驱动下产生高品位的能量。通过流程改进和合理优化,以上原理可达到回收烘干机排气余热产生高品位蒸汽的要求。

图 2 所示为以太阳能热水作为辅助热源的烘干机排气余热回收系统流程图,其工作流程为:烘干机的排气首先进入蒸发器与喷淋下来的浓吸收溶液充分接触,由于排气中的水蒸气分压要大于溶液的饱和水蒸气压,水蒸气被溶液吸收释放出潜热提升溶液温度。蒸发器中设置蒸发受热面,经预热后的水在其中被溶液加热蒸发,生成约 80 °C 的低温蒸汽。低温蒸汽随后送入吸收器,再次被浓吸收溶液吸收,由于吸收器中的水蒸气压力取决于低温蒸汽的当前温度下的饱和压力,因此其与吸收液之间的蒸汽压差要大于蒸发器,提温幅度也大于蒸发器。吸收器的出口溶液温度可以达到 120 °C 以上,满足用于加热生产热源蒸汽的要求。最后,两级吸收器的出口稀溶液汇集到发生器中,通过太阳能加热后的热水加热溶液,利用大气中较低的水蒸气分压提升溶液浓度。该系统最大的特点是在蒸发器中通过开放式的热、质交换,在较高温度下充分回收了排气中的水蒸气潜热,从而提高了整个系统的能量回收效率,提升了余热回收的品位;在发生器中利用环境水蒸气分压较低的特点,降低了发生器热源的温度要求,可以利用 60 - 70 °C 的太阳能热水,在某些领域也可以因地制宜地利用其它工艺环节中产生的低温余热。该系统的唯一不足是由于吸收器和发生器的开放运行,加剧了吸收溶液的腐蚀性,需要在实际应用中考虑防腐问题。

2 模拟计算

2.1 热力学模型

根据系统各环节的能量和质量平衡并结合吸收器出口气、液两侧蒸汽分压平衡的条件建立了整个系统的热力学模型。其中,排气参数设定为:温度 $T_{ex} = 80\text{ °C}$,相对湿度 $Rh_{ex} = 45\%$;环境参数为:温度 $T_{am} = 20\text{ °C}$,相对湿度 $Rh_{am} = 70\%$;选用溴化锂水溶液作为吸收溶液;太阳能热水的出口温度设定为 70 - 75 °C,则发生器温度为 55 - 65 °C;溴化锂溶

液的饱和水蒸气分压、饱和温度、质量浓度及焓值的计算关联式见文献 [10]。

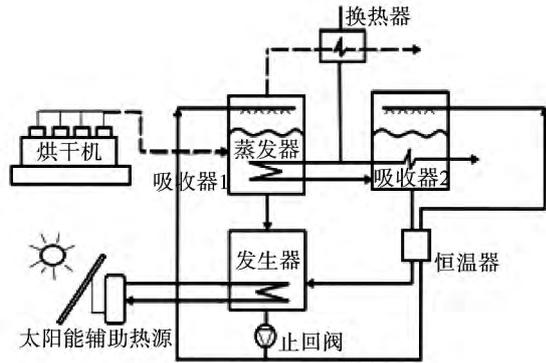


图 2 系统流程图

Fig. 2 Flow chart of the system

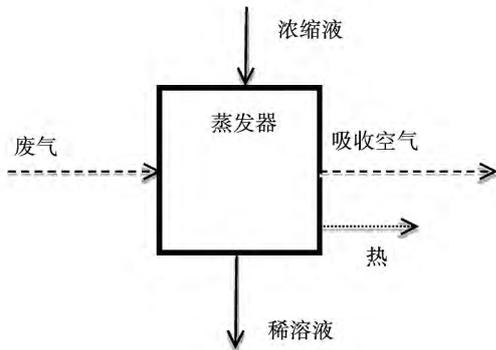


图 3 蒸发器的质能平衡图

Fig. 3 Chart showing the energy and mass balance of the evaporator

以蒸发器为例，其质能平衡如图 3 所示，设入口浓溶液质量 m'_{1s} (kg)，比焓 h'_{1s} (J/kg)；出口稀溶液质量 m''_{1s} ，比焓 h''_{1s} ；入口烘干机排气质量为 m'_{1e} ，比焓 h'_{1e} ；出口排气质量为 m''_{1e} ，比焓 h''_{1e} ；蒸发器的蒸发负荷为 q (W)，则根据质量、能量平衡有：

$$m'_{1s} + m'_{1e} = m''_{1s} + m''_{1e} \quad (1)$$

$$m'_{1s} h'_{1s} + m'_{1e} h'_{1e} = m''_{1s} h''_{1s} + m''_{1e} h''_{1e} + q \quad (2)$$

其中，溶液焓值可由浓度和温度计算获得，入口侧浓度由发生器温度和环境水蒸气分压决定；出口侧的温度根据吸收器工作条件设定为 80 - 85 °C，浓度则根据质量平衡计算获得。排气焓值根据温度和相对湿度决定，入口侧是已知参数，出口侧取温度为溶液温度，相对湿度由质量平衡计算获得。以 1 kg

入口排气为计算基准，设整个过程中吸收的水蒸汽质量为 m_{ab} ，则式 (1) 可以改写为：

$$1 - m_{ab} = m'_{1s} + m_{ab} \quad (3)$$

再根据出口水蒸气压力平衡：

$$p''_{1s} = p''_{1e} \quad (4)$$

式中： p''_{1s} —出口溶液的饱和蒸汽压，由溶液温度和浓度决定，Pa； p''_{1e} —出口排气的水蒸汽分压，由排气温度和相对湿度决定，Pa。通过调整不同 q 值，就可以计算出蒸发器的各运行参数。用类似的方法对各环节进行建模，可以对整个系统的运行参数进行模拟计算。

2.2 参数优化与分析

蒸发器热负荷：

$$Q_1 = m'_{1e} h'_{1e} - m''_{1e} h''_{1e} \quad (5)$$

发生器热负荷：

$$Q_4 = \frac{dq_4}{\eta_4} - (m''_{1s} h''_{1s} + m''_{3s} h''_{3s} - m''_{4s} h''_{4s}) \quad (6)$$

式中： η_4 —发生器的热效率，取 70%； Q_1, Q_3, Q_4 的单位均为 W； dq_4 —发生器中蒸发水分所需要的能量。

$$dq_4 = (m''_{1s} + m''_{3s} - m''_{4s}) \times h_{\text{latent}, T4} \quad (7)$$

其中， $h_{\text{latent}, T4}$ 表示发生器温度下水的气化潜热。

输出热负荷：

$$Q_3 = m''_{2s} h''_{2s} - m''_{3s} h''_{3s} \quad (8)$$

辅助能量率：

$$\alpha = \frac{\text{消耗太阳能热水能量}}{\text{消耗总能量}} = \frac{Q_4}{Q_1 + Q_4} \quad (9)$$

系统性能系数：

$$COP = \frac{\text{获得的热量}}{\text{消耗的热量}} = \frac{Q_3}{Q_1 + Q_4} \quad (10)$$

溶液喷淋倍率：

$$\varepsilon = \frac{\text{喷淋泵出口质量流量}}{\text{蒸发器入口排气质量流量}} = \frac{m'_{1s} + m'_{2s}}{m'_{1e}} \quad (11)$$

以产生 120 °C 饱和蒸汽并设定传热温差 5 °C 即吸收器出口温度 125 °C 为控制参数对模型进行计算分析，计算结果显示，蒸发器出口温度和发生器温度对系统性能影响显著；同时由于蒸发器出口温度决定了吸收器中的吸收压力，从而限制了吸收液浓度的下限也限制了最低发生器工作温度。具体而言，当蒸发器出口温度为 75 °C 时，所需的发生器温度要大于 67 °C，而当蒸发器出口温度提高到 80 和 85

℃, 发生器温度可分别降低至 62 和 56 ℃。根据太阳能热水的温度范围, 比较合理的蒸发器出口温度应当控制在 80 - 85 ℃。

图 4、图 5 所示为不同蒸发器出口温度条件下, 发生器温度对性能参数的影响, 可见随着发生器温度的升高, Q_1 、 Q_3 和 Q_4 均呈上升趋势, 并且 Q_1 和 Q_3 逐渐接近, 而 Q_4 的上升速率要明显大于 Q_1 、 Q_3 , 可见发生器温度的提高可以有效提高烘干机排气能量的回收率和增大有效输出功率, 但同时需要大幅增加辅助热源的消耗。从辅助热源的占比(太阳能辅助加热的热量与整个系统所需的热量的比例)看, 在两个不同的蒸发器温度下, 辅助能量率 α 随着发生器温度的提高都以先快后慢的趋势增加, 在发生器温度为 65 ℃ 时, 辅助能源率接近 70%。 COP 随发生器温度的升高呈先升后降的趋势, 总体看来, 蒸发器温度 80 ℃ 时的 COP 要略高于蒸发温度 85 ℃ 时。当蒸发器温度 80 ℃ 时, 发生器工作温度 63 ℃ 时, COP 达到最大值约 0.43, 此时每千克排气, 可以间接通过 120 ℃ 饱和蒸汽的形式输出 178.6 kJ 热量, 占排气总能量的 36.5%, 需额外消耗 70 - 75 ℃ 的太阳能热水 87.48 kJ。此时各环节的运行参数如表 1 所示。

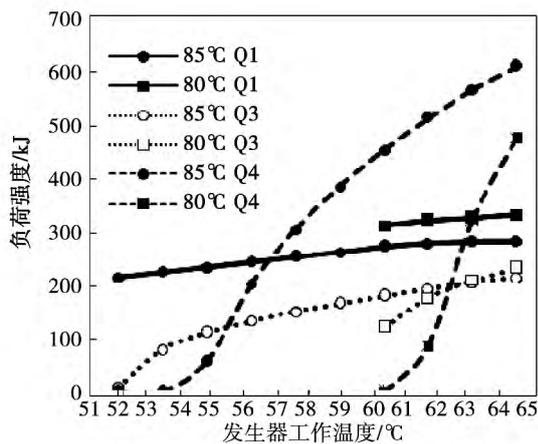


图 4 发生器工作温度对各负荷强度的影响
Fig. 4 Influence of the working temperature of the generator on various loads and strengths

3 案例分析

以年生产能力约 2 万 t 成品纸的中型造纸厂为例^[11] 造纸机参数设定为: 产品定量 70 g/m², 幅宽

1 600 mm, 车速 400 m/min; 干燥部入口纸品绝对干度 36%, 出口绝对干度 93%; 蒸汽入口压力 196.14 kPa, 温度 119.6 ℃; 排气温度 80 ℃, 相对湿度 45%, 每小时约产生排气 321.61 kg, 消耗蒸汽 77.90 kg。采用热量回用装置后, 按蒸发器温度 80 ℃, 发生器温度 63 ℃ 计算, 每小时可产生蒸汽 26.06 kg, 可替代 33.45% 的能量需求。按入口温度 75 ℃、出口温度 68 ℃ 计算, 需太阳能热水 960.23 kg/h, 并且运行时太阳能热水装置的热水温升仅为 7 ℃。详细参数如表 2 所示。

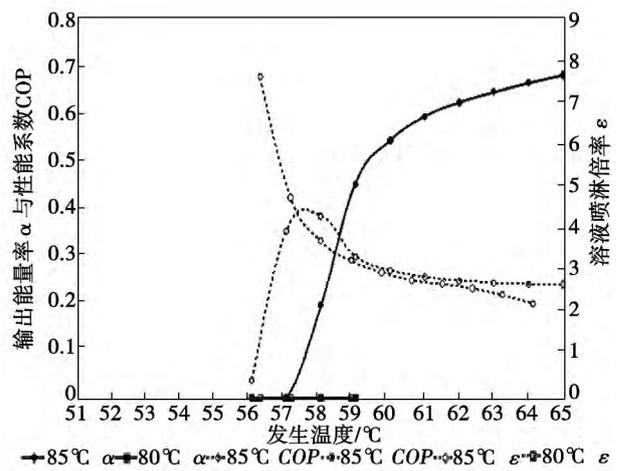


图 5 发生器工作温度对各性能指标的影响
Fig. 5 Influence of the working temperature of the generator on various performance indexes

表 1 蒸发温度 80 ℃, 发生器工作温度 63 ℃ 时的工况参数
Tab. 1 Parameters under various operating conditions when the evaporation temperature and the working temperature of the generator are 80 ℃ and 63 ℃ respectively

对象	环节	位置	温度/℃	相对湿度/%	溶液浓度/%	相对流量/kg	蒸汽压力/kPa
气侧	蒸发器	进口	80	45	-	1	21.32
		出口	80	16.18	-	0.904	7.66
	蒸发器	进口	63	-	60.97	1.47	2.218
		出口	80	-	57.24	1.57	7.66
溶液侧	吸收器	进口	115	-	60.97	4.86	23.55
		出口	125	-	59.6	4.97	38.56
	发生器	进口	114.1	-	59.04	6.54	27.09
		出口	63	-	60.97	6.33	2.218
水侧	吸收器	进口	120	-	-	0.081	-
		出口	120	-	-	0.081	198.5

表 2 烘干机能耗表

Tab.2 List of the power consumption of the dryer

指标名称	数值	指标名称	数值
产品产量/kg·h ⁻¹	26.88	出口凝结水焓/kJ·kg ⁻¹	502.00
脱水量/kg·h ⁻¹	45.76	蒸汽耗量/kg·h ⁻¹	77.90
排气量/kg·h ⁻¹	321.61	回收装置蒸汽产量/kg·h ⁻¹	26.06
排气比焓/kJ·kg ⁻¹	520.40	溶液喷淋量/kJ·h ⁻¹	2 036.78
排气能量/kJ·h ⁻¹	167 367.40	辅助热量/kJ·h ⁻¹	28 134.70
进气量/kg·h ⁻¹	278.66	发生器入口热水温度/℃	75.00
进气比焓/kJ·kg ⁻¹	46.06	发生器入口热水比焓/kJ·h ⁻¹	314.00
进气能量/kJ·h ⁻¹	12 835.23	发生器出口热水温度/℃	68.00
排气能量占比/%	90	发生器出口热水比焓/kJ·kg ⁻¹	284.70
耗能量/kJ·h ⁻¹	171 702.42	热水耗量/kg·h ⁻¹	960.23
入口蒸汽焓/kJ·kg ⁻¹	2 706.00	节能率/%	33.45

5 结 论

双热源驱动的吸收式湿热空气余热变温回收装置可以有效回收常规烘干机的排气余热,以典型造纸烘干工艺为例,在其排气及太阳能热水的共同驱动下可以生产约 120 ℃ 的饱和蒸汽,作为替代热源实现节能。经过对回收系统热力学模型的计算、分析,验证了该系统在理论上的可行性,并讨论了蒸发器温度、发生器温度对系统各性能指标的影响。经过以中型造纸厂干燥部为实际应用对象进行案例分析,在蒸发温度 80 ℃,发生器工作温度 63 ℃ 时,可以实现节能约 33.45%。

参考文献:

[1] Kudra. Energy Aspects in Drying[J]. Drying Technology 2004 22 (5): 917-932.

[2] Jobien Laurijssen ,Frans J. De Grama ,Ernst Worrell ,Andre Faaij. Optimizing the energy efficiency of conventional multi-cylinder dryers in the paper industry [J]. Energy ,2010 ,35 (2) : 3738 - 3750.

[3] Tu grul o gulata R. Utilization of waste-heat recovery in textile drying[J]. Applied Energy 2004 79: 41 - 49.

[4] Krokida M K ,Bisharat G I. Heat recovery from dryer exhaust air [J]. Drying Technology 2004 22(7) : 1661 - 1674.

[5] Sivill L ,Ahtila P ,Taimisto M. Thermodynamic simulation of dryer section heat recovery in paper machines [J]. Applied Thermal En-

gineering 2005 25: 1273 - 1292.

[6] Rittidech ,Dangeton W ,Soponronnarit S. Closed-ended oscillating heat-pipe (CEOHP) air-preheater for energy thrift in a dryer [J]. Applied Energy 2005 81: 198 - 208.

[7] Leena Sivill ,Pekka Ahtila. Energy efficiency improvement of dryer section heat recovery systems in paper machines-A case study [J]. Applied Thermal Engineering 2009 29(5) : 3663 - 3668.

[8] 张 伟 朱家玲. 低温热源驱动溴化锂第二类吸收式热泵的实验研究 [J]. 太阳能学报 2009 30(1) : 38 - 44.

ZHANG Wei ZHU Jia-ling. Experimental study of the second category absorption type lithium bromide heat pump driven by a low temperature heat source [J]. Acta Energiæ Solaris Sinica 2009 30 (1) : 38 - 44.

[9] Arun S. Mujumdar. 工业化干燥原理与设备 [M]. 北京: 中国轻工业出版社 2007.

Arun S. Mujumdar. Guide to industrial drying principles equipment and new developments [M]. Beijing: China light industry press 2007.

[10] Patek J ,Klomfar J. A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H₂O from 273 to 500 K over full composition range [J]. Int. J. of Refrigeration 2006 29(7) : 566 - 578.

[11] 张承武. 制浆造纸手册 [M]. 北京: 中国轻工业出版社 ,1998.

ZHANG Cheng-wu. Pulp and paper making handbook [M]. Beijing: ChinaLight Industry Press ,1998.

(丛 敏 编 辑)

to the pretightening force designed was obtained ,thus establishing a finite element model for tie-rod rotors of gas turbines with the contact effect of the wheel disks being taken into account. In combination with the traditional finite element model ,the critical speed calculation results were compared. It has been found that the first two-order critical speeds of the two models are basically equivalent and both relative errors are lower than 1% . Both relative errors of the three-order critical speeds are relatively big ,being 1.66% . The improved finite element model can more truly reflect the contact status of the wheel disks on the tie-rod rotor of a gas turbine. **Key Words:** contact model ,spring unit ,tie-rod rotor ,joint surface rigidity ,critical speed

吸收式湿热空气余热回收系统的模拟分析 = **Analysis of the Simulation of an Absorption Type Humidified Hot Air Waste Heat Recovery System** [刊 汉] WU Yong-ping ,ZHENG Jiao ,LI Jian-xin (Energy Source and Environment Engineering Research Institute ,Ningbo College of Science and Technology ,Zhejiang University ,Ningbo , China ,Post Code: 315010) ,CHEN Guang-ming (Refrigeration and Cryogenics Research Institute ,Zhejiang University ,Hangzhou ,China ,Post Code: 310027) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(5) . -498 - 502

Through analyzing the typical drying thermodynamic process ,the authors put forward a scheme for a humidified hot air waste heat recovery system based on the principles for dehumidification by solutions and absorption type heat pumps. The system in question produced saturated steam at a temperature of around 120℃ when it was jointly driven by the waste heat from the exhaust gases of a typical dryer and solar energy-produced hot water ,partially substituting the drying heat source to realize the energy saving. Through establishing a thermodynamic model ,the scheme for the system was verified with the influence of the evaporator temperature and generator temperature on various performance indexes of the system being discussed. The calculation results show that with the lithium bromide solution being chosen as an absorbent ,under the condition of the evaporation temperature being 80 ℃ and the working temperature of the generator being 63 ℃ ,the energy saving of the dryer at an efficiency of 33.45% can be realized with the COP (coefficient of performance) of the system being 0.43 ,among which 79% of the heat quantity serving as the driving force comes from the humidified hot exhaust gas and the total sprinkling quantity of the absorption solution is 6.33 times of the mass of the exhaust gas. **Key Words:** waste heat recovery ,absorption type ,thermodynamic model ,dryer

板壳式换热器传热与流动特性研究 = **Study of the Heat Transfer and Flow Characteristics of a Plate and Shell Heat Exchanger** [刊 汉] LUAN Hui-bao ,CHEN Bin ,ZHENG Wei-ye (Energy Source and Equipment Cause Department ,CSIC No. 711 Research Institute ,Shanghai ,China ,Post Code: 201108) ,TAO Wen-quan (Education