

专题综述

文章编号: 1001-2060(2014)04-0349-06

燃气热电联产系统余热挖潜方式研究

赵玺灵, 付 林, 李 锋, 王 潇
(清华大学 建筑技术科学系 北京 100084)

摘 要: 针对燃气蒸汽联合循环热电联产机组的烟气和乏汽余热, 介绍了 3S 离合技术、吸收式热泵技术、压缩式热泵技术、吸收式热泵 + 压缩式热泵技术及基于 Co-ah 循环供热技术(吸收式换热的热电联产集中供热技术) 5 种余热利用技术, 对其供热能力提升、节能性和经济性进行了定量分析。通过对供热能力提升程度的分析得出, 利用 5 种技术均可以提升供热能力, 其中基于 Co-ah 循环供热技术提升供热能力最大。通过节能性分析得出, 5 种技术均有节能效果, 其中基于 Co-ah 循环供热技术节能效果更为显著。通过经济性分析得出, 增加单位供热能力(1MW)的情况下, 在电厂应用吸收式热泵技术和基于 Co-ah 循环供热技术初投资略高, 但运行费用节省也较为明显。综合考虑供热能力提升和经济性两方面因素, 基于 Co-ah 循环供热技术更具优势。

关 键 词: 热电联产; 吸收式换热; 烟气余热回收; 乏汽余热回收

中图分类号: TK651

文献标识码: A

引 言

燃气-蒸汽联合循环热电联产是利用清洁能源天然气来满足城市供热需求的一项重要技术^[1], 与燃煤热电联产技术类似, 为了保证机组的安全运行, 热电联产机组必需要保证低压缸的最小通流量, 即为了发电而必需通过空冷岛或者湿冷塔排放一部分乏汽余热。同时, 天然气发电后排出的烟气中含有大量的余热(包含冷凝热)。如果能利用一定的技术将这两部分余热回收用于供热, 则可以使机组供热能力大幅增加, 解决联合循环供热能力不足的问题。近年来, 为提高热电厂的供热能力, 提出多种余热回收技术, 一些技术的不合理应用导致了巨大的投资浪费。本文针对燃气蒸汽联合循环热电联产机组烟气和乏汽余热, 介绍 5 种余热挖潜方式并进行了适用性分析, 可为该类技术的合理应用提供重要

参考。

1 余热潜力分析

1.1 烟气余热潜力

天然气燃烧后排出的烟气中含有大量的水蒸气, 烟气中水蒸气的冷凝潜热, 占天然气低位发热值的 10% - 11%, 若能将此冷凝热全部回收利用, 可使天然气的利用效率在现有基础上提高 10% - 11%。烟气的排烟温度与天然气的利用效率的关系如图 1 所示, 联合循环机组的过量空气系数在 2.6 - 3.1 左右, 燃烧的过量空气系数越大, 可回收的余热就越大^[2]。

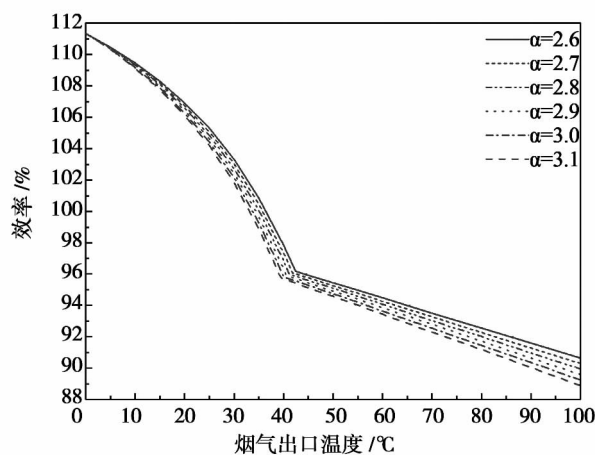


图 1 排烟温度与天然气的利用效率的关系图

Fig. 1 Exhaust gas temperature vs. natural gas utilization efficiency

从图 1 中可以看到, 当烟气温度从 100 °C 降低至 40 °C 时, 可回收余热与烟气温度基本呈线性关系, 这时只有烟气中的显热被回收, 单位烟气降温回

收稿日期: 2013-10-17; 修订日期: 2013-12-28

基金项目: 国家科技支撑计划基金资助项目(2012BAJ04B03)

作者简介: 赵玺灵(1980-), 女, 内蒙古多伦人, 哈尔滨工业大学博士。

收的余热基本相等。当烟气温度低于 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 后,烟气中的可回收余热与排烟温度呈非线性关系,烟气中的显热和潜热同时被回收,单位烟气温降回收的余热呈显著增加趋势。因此,当排烟温度低于烟气的露点温度,进入冷凝潜热回收区后,温度每降低 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$,可回收的余热是非常大的。通过对几种典型的 E 级、F 级联合循环机组进行统计分析可知,烟气余热回收可增加的供热量可占机组原额定供热量的 $48\% - 65\%$ 。以一套典型的 9E 级联合循环机组为例,在冷凝潜热回收区,排烟温度降低 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$,可以回收的余热可达 2 MW 。对于燃气热电厂而言,发电效率受机组特性影响提高空间不大,由于燃气轮机燃烧天然气的过量空气系数较大,排烟余热比燃气锅炉大得多。

1.2 乏汽余热潜力

以一套 9E 级燃气蒸汽联合循环机组为例,分析乏汽余热。如图 2 所示,该机组共计发电量为 220 MW ,中压缸排汽为 283.24 t/h ,最大供热抽汽 183.24 t/h ,乏汽为 100 t/h ,则乏汽余热约为 63 MW ,这部分余热可占机组额定供热量的 50% 。

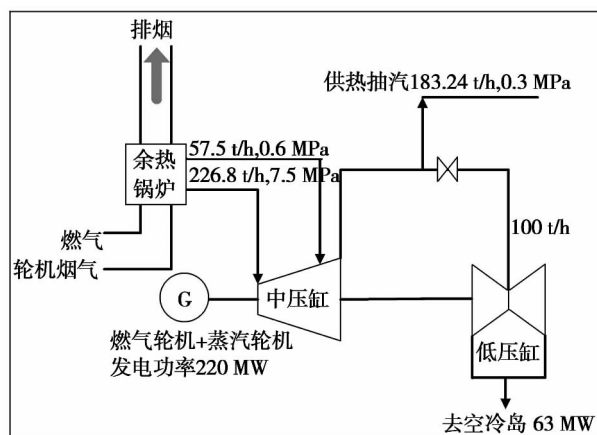


图2 燃气蒸汽联合循环热电联产系统

Fig. 2 Natural gas-steam combined cycle cogeneration system

类似地,分析了几种不同厂家不同容量的燃气蒸汽联合循环机组,乏汽余热约占机组额定供热量的 $27\% - 50\%$ 。

2 余热挖潜方式研究

针对联合循环热电厂的余热,可以利用吸收式热泵、压缩式热泵、大温差吸收式换热等一系列技术

实现余热回收,但是各技术有其特点和适用性,热回收效果也不尽相同,为了避免一些技术的不合理应用带来的投资浪费、运行效果不佳等问题,本文将对不同的技术进行分析比较,研究各种技术适用性及余热回收效果。

2.1 常规吸收式热泵技术

常规的热电联产集中供热系统,供水温度约为 $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右,回收温度约为 $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右。采用吸收式热泵技术,即只在电厂内设置吸收式热泵,利用汽轮机抽汽驱动热泵回收乏汽余热,可增加供热能力,实现部分余热的回收,其系统如图 3 所示。

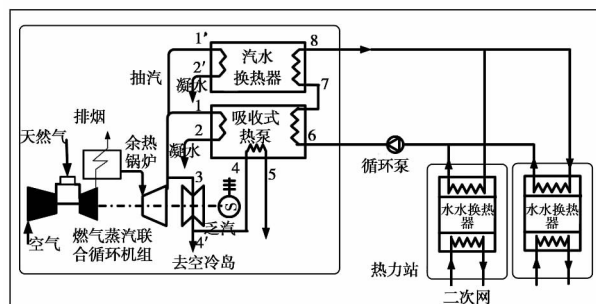


图3 热电厂内利用吸收式热泵技术回收余热流程图

Fig. 3 Chart showing the flow path for waste heat recovery by using the absorption type heat pump technology in a thermal power plant

该技术在一定程度上降低了热电厂原汽水换热的不可逆损失,利用已有抽汽回收部分乏汽余热,可以降低供热能耗,但由于热网回水温度较高,热泵制热温度上限有制约,因此增加供热能力受限。

以图 2 所示一套 9E 级燃气蒸汽联合循环机组为例,利用该技术能够回收约 32 MW 的乏汽余热,占总乏汽余热的 50% ,无法回收烟气余热。

2.2 3S 离合背压供热技术

在燃气-蒸汽联合循环热电联产技术中,应用 3S 离合器,主要是考虑其可以实现低压缸的解列运行。在如图 2 所示系统中,在中压缸和低压缸之间增加一个离合器,在供热工况下,3S 离合器实现中压缸与低压缸的分离,蒸汽不需进入低压缸,避免了凝汽损失,蒸汽从中压缸排出后全部用于供热,从而实现供热能力的增大。因为蒸汽不进入低压缸,因此会少发一部分电,多供一部分热。该技术以牺牲部分发电为代价提升供热能力。以图 2 所示一套

9E级联合循环机组为例,利用该技术可以增大供热能力70 MW,低压缸减少发电约9 MW。该技术无法回收烟气余热。

2.3 压缩式热泵技术

压缩式热泵技术即利用电能或机械能驱动热泵回收余热,系统流程如图4所示。热网回水回到热电厂后被回收乏汽余热的压缩式热泵、回收烟气余热的压缩式热泵、汽水换热器梯级加热后送出。热网回水也可以采取并联的方式,即分别进入两个压缩式热泵,再进入汽水换热器被加热,根据所回收的乏汽和烟气的余热品位的不同可以采取不同的梯级加热方式。该技术需要额外消耗大量电能,比单纯的热电联产高,经济性也较差。同时,由于受热网回水温度高和热泵制热温度上限制约,也只能回收部分烟气余热,因此目前也没有实质性的推广应用。

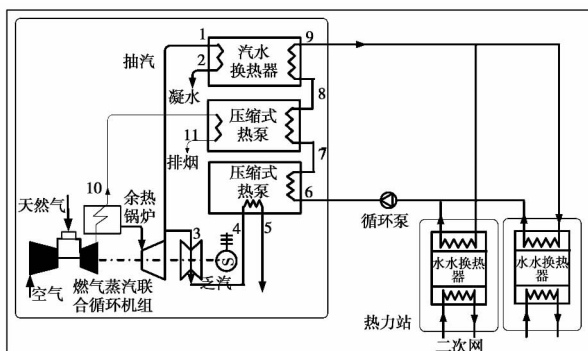


图4 热电厂内利用压缩式热泵技术回收余热流程图

Fig. 4 Chart showing the flow path for waste heat recovery by using the compression type heat pump technology in a thermal power plant

仍以图2所示一套9E级燃气蒸汽联合循环机组为例,利用压缩式热泵技术基本能够回收全部的乏汽余热63 MW,同时可以回收约29 MW的烟气余热,此时系统排烟温度可以降低至40℃。

2.4 压缩式热泵+吸收式热泵技术

与燃煤热电联产不同,燃气蒸汽联合循环热电联产烟气余热加上乏汽余热两部分的热量较大,而针对固定机组,汽轮机的抽汽量有限,单独设置吸收式热泵无法将余热全部回收,这时可以利用压缩式热泵来回收一部分余热,这种方案与单独利用压缩式热泵技术相比,系统消耗的电能可以大幅度减少。该系统流程如图5所示,热网回水回到热电厂后被回收乏汽余热的压缩式热泵、回收烟气余热的吸收

式热泵、汽水换热器梯级加热后送出。热网回水也可以采取并联的方式,即分别进入两类热泵,再进入汽水换热器被加热,根据所回收的乏汽和烟气的余热品位的不同可以采取不同的梯级加热方式。吸收式热泵+压缩式热泵组合系统回收的余热量介于2.1节和2.2节两种技术之间。

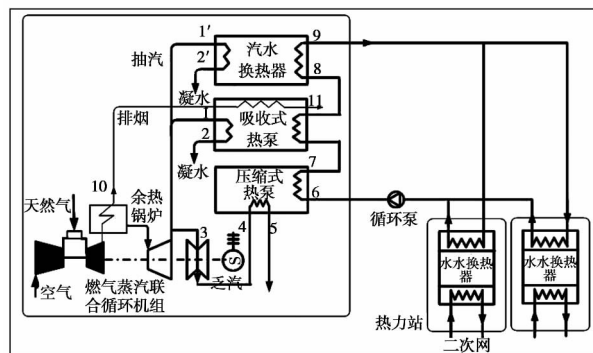


图5 热电厂内利用压缩式热泵+吸收式热泵系统流程图

Fig. 5 Chart showing the flow path for waste heat recovery by using the compression + absorption type heat pump technology in a thermal power plant

2.5 吸收式换热(Co-ah循环)技术

常规的集中供热系统为增大热网输送能力,需要通过提高一次网供水温度以加大热网供回水温差,但这又会导致汽轮机供热抽汽压力升高,从而使热电厂的发电煤耗增加。从热力学角度看,在热电厂处的汽轮机抽汽与热网水之间以及在热力站处的一次网与二次网之间两个换热环节存在不可逆损失,此损失随一次网供水温度的提高而增加。基于吸收式换热的热电联产集中供热技术^[3,4],如图6所示。该技术克服了热源能效与热网输送之间的矛盾,可以增大供热能力、降低供热能耗并提高热网输送能力,该项技术已取得成功应用^[5,6]。

该技术同常规系统相比:

(1) 在热力站有所不同。一般而言,一次网供回水温度为120/60℃,二次网供回水温度为60/50℃。巨大的换热温差造成大量不可逆损失。可以使用其有效位能作为驱动力,通过吸收式换热机组来实现一二次网间的换热。该机组由吸收式热泵和水水换热器组成。一次网供水首先作为吸收式热泵的驱动热源,从吸收式热泵的发生器流出后进入水-水换热器加热一部分二次网回水,最后作为吸收式热泵的低位热源进入蒸发器被冷却。二次网

回水分两部分,一部分在烟气-水换热器中被加热,另一部分被吸收式热泵加热。在该流程里,一次网回水温度被降至 20℃,低温回水为回收各种余热创造了有利条件:由于回水温度降低,更易于回收电厂内的低温余热。

(2) 在该燃气蒸汽联合循环系统中回收了乏汽余热和烟气余热。一次网低温回水(约 20℃)在凝汽器中被加热至 40~50℃,然后进入烟气-水换热器被加热至 50~60℃,然后进入吸收式热泵被加热至 90℃,最后进入汽-水换热器被加热至设计温度 120℃ 后用于供热。余热锅炉排烟温度约 90℃,在烟气-水换热器中被冷却至 50~60℃,然后作为吸收式热泵的低位热源被冷却至 20~30℃。汽轮机抽汽一部分用于驱动吸收式热泵,另一部分进入汽-水换热器直接加热热网水。在加热过程中,抽汽供热和各种余热占总供热量比例均约为 50%。

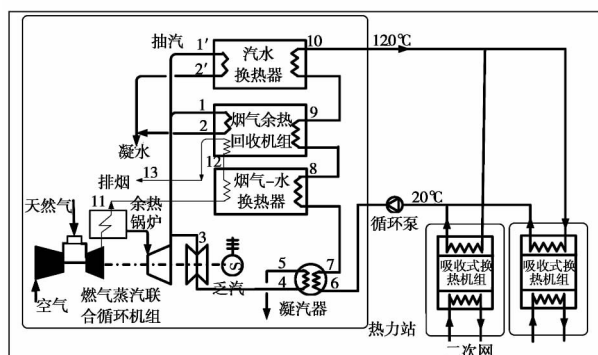


图6 基于Co-ah循环的联合循环
热电联产供热技术

Fig. 6 Combined cycle cogeneration heat
supply technology based on the Co-ah cycle

该系统根据乏汽余热和烟气余热的品质和回收量的大小不同,可以采用热网回水先回收乏汽余热、再回收烟气余热的流程形式,也可以采取热网回水先回收烟气余热、再回收乏汽余热的流程形式,也可以采用热网回水分两股分别回收乏汽余热和烟气余热的流程形式,具体流程形式需要根据不同的个案进行优化分析来确定。

仍以图2所示一套9E级燃气蒸汽联合循环机组为例,该技术基本可以回收全部的乏汽余热和烟气余热共计 126 MW,系统排烟温度可以降低至 30℃ 以下。

3 不同余热回收方式的效果对比

3.1 供热能力提升情况对比

以图2所示一套9E级承担基本负荷的燃气蒸汽联合循环机组为例,常规热电联产集中供热系统为参考系统(系统冬季运行小时数为 2 873 h,供热半径为 10 km),利用不同技术实现余热回收对供热能力提升的贡献如图7所示,技术1(常规吸收式热泵技术)能够提升供热能力有限,技术3(压缩式热泵技术)虽然能实现供热能力的大幅提升,但是因为要消耗大量的电能,经济性上不可取,技术4(压缩式热泵+吸收式热泵技术)回收效果介于技术2、技术3之间,技术5(吸收式换热技术)可以实现供热能力的全面提升。

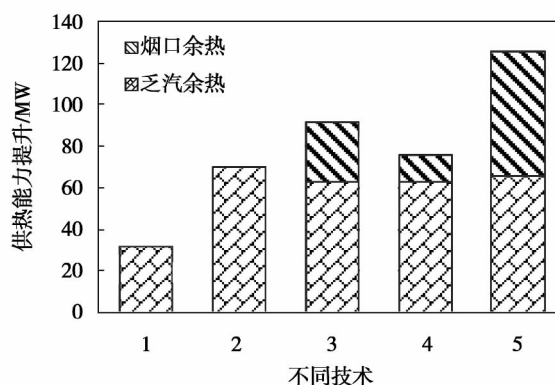


图7 供热能力提升情况对比

Fig. 7 Comparison of the increase in the
heat supply capacity

3.2 节能性对比

因为燃气蒸汽联合循环机组用的一次能源均为天然气,为了对不同的余热回收技术进行节能性比较,将不同技术对发电量和供热量的影响均折算到一次能源天然气量上。即发电量按照燃气蒸汽联合循环电厂发电效率(该机组纯凝发电效率)折算成天然气量,测算中取 47.7%;多供热量视为减少了燃气锅炉的燃气耗量,按照燃气锅炉供热效率折算成天然气量,测算中取 90%。

以技术1为例,与参考系统相比,该方案运行时吸收式热泵需要少量的系统自耗电,仅为几百千瓦,因此运行能耗中这部分电能的增加可忽略不计。经过计算,该方案因为需要将多供的热量输送出去,因此热网系统的循环水泵电耗需要增加 0.4 MW,整

个采暖期增加耗电量为 $0.4 \text{ MW} \times 2\,873 \text{ h} = 1\,149 \text{ MWh}$, 这部分的耗电量折算成燃气耗量为 25 万 m^3 。该方案多供热 36 MW , 整个采暖期增加供热量 $32 \text{ MW} \times 2\,873 \text{ h} \times 3.6 = 33 \text{ 万 GJ}$, 折算为天然气量为 $1\,041 \text{ 万 m}^3$, 则年节能量相当节省天然气 $1\,016 \text{ 万 m}^3$ 。其余技术均按照这种方法折算, 与常规热电联产系统相比, 利用不同技术的年节能量如图8所示。

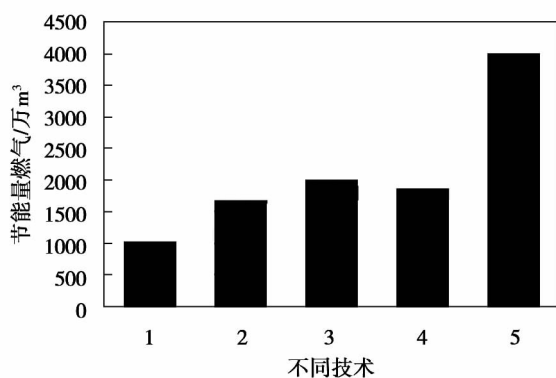


图8 年节能量情况对比

Fig. 8 Comparison of the annual energy saving situation

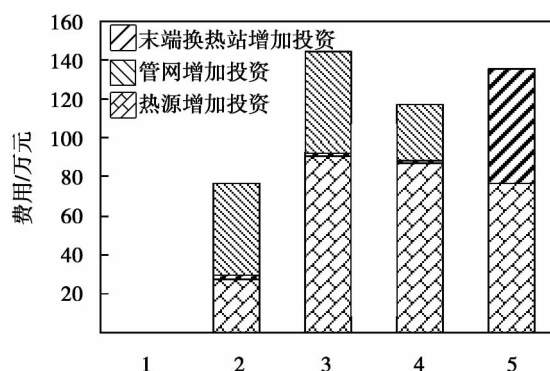
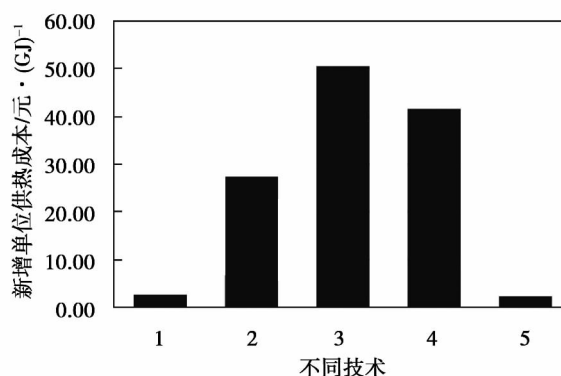
3.3 经济性对比

新增单位供热能力(1 MW)的初投资如图9所示, 从图中可以看出各种技术的初投资整体情况及投资的分布状况。技术1的热电厂内投资和管网投资均最大, 技术2的初投资最少, 前4种技术投资分布在热源处和管网处, 在既有管网管径没有余量的情况下, 都需要破路扩容管网, 将会对城市市容和交通等造成很大的影响, 这是无法用经济因素来衡量的。技术5投资分布在热源和末端换热站, 不需要增加管网投资。

以技术1为例, 与参考系统相比, 该技术整个采暖期的新增运行成本是 $1\,149 \text{ MWh}$ 电, 按照电价 0.7 元/kWh 测算, 其运行费用为 80 万元 , 整个采暖期供热 33 万 GJ , 折算到单位新增供热 GJ 运行成本为 2.44 元/GJ 。各种技术折算后的新增供热量的运行成本如图10所示, 技术1和技术5因为仅需要少量的设备自耗电就可回收大量的余热废热, 实现了低成本供热, 技术2因为用了3S离合技术牺牲了较多发电量, 新增运行成本近 30 元/GJ , 技术3和技术4因为需要消耗大量的电能回收余热, 因此供热成本更高。

综合考虑供热能力、初投资和运行成本多方面

因素, 技术5更具优势。

图9 增加单位供热能力(1 MW)的投资Fig. 9 Increase of heat capacity(1 MW) of investment

按照北京市燃气气价 2.28 元/Nm^3 ,
电价 0.7 元/kWh 测算的结果。

图10 年增加单位供热量(GJ)的新增运行成本Fig. 10 Operation cost newly added by increasing the unit heat supply quantity in each year(1 GJ)

4 结 论

针对燃气蒸汽联合循环热电联产如何提高供热机组烟气和乏汽余热, 介绍了5种余热利用技术, 进行了定量分析, 给出了回收烟气余热和乏汽余热的系统形式。

(1) 通过对供热能力提升程度的分析得出, 在电厂设置吸收式热泵、压缩式热泵、或两种形式组合式热泵及基于吸收式换热的热电联产集中供热等几种技术均可以提升供热能力, 基于吸收式换热的热电联产集中供热技术提升供热能力最大。

(2) 通过对节能性的分析得出, 5种技术均有

节能效果,基于 Co-ah 循环热电联产集中供热技术节能效果更为显著。

(3) 通过对经济性的分析得出,增加单位供热能力(1 MW)的情况下,在电厂设置吸收式热泵技术和基于 Co-ah 循环供热技术初投资略高,但运行费用节省也较为明显。

综合考虑供热能力提升和经济性两方面因素,基于 Co-ah 循环热电联产集中供热技术更具优势。

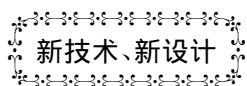
参考文献:

- [1] 叶大均,李宇红. 燃气-蒸汽联合循环城市小区热电冷联供——我国利用天然气的理想途径[J]. 热能动力工程, 2001, 16(2): 125-128.
YE Da-jun, LI Yu-hong. Combined Supply of Heat, Electricity and Refrigeration for Municipal Residential Areas through the Use of a Gas and Steam Turbine Combined Cycle Power Plant-an Ideal Approach for the Utilization of Natural Gas Resources in China [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. 2001, 16(2): 125-128.
- [2] 赵玺灵,付林,江亿. 天然气供热中烟气余热利用的潜力及途径[J]. 区域供热, 2013(3): 41-45.
ZHAO Xi-ling, FU Lin, JIANG Yi. Potential and approach for utili-

zing the waste heat from flue gases during the heat supply by using natural gas [J]. District Heat Supply, 2013; 3: 41-45 (in Chinese).

- [3] 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), 2008, 48(9): 1377-1380.
FU Lin, JIANG Yi, ZHANG Shi-gang. Cogeneration centralized heat supply method based on the Co-ah cycle [J]. Tsinghua University (Natural Science), 2008, 48(9): 1377-1380.
- [4] FU Lin, LI Yan, ZHANG Shi-gang, et. al. A new type of district heating method with co-generation based on absorption heat exchange (co-ah cycle) [J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52(2): 1200-1207.
- [5] LI Yan, FU Lin, ZHANG Shi-gang. A new type of district heating system based on distributed absorption heat pumps [J]. Energy, 2011(36): 4570-4576.
- [6] 赵玺灵,付林,张世钢. 吸收式气-水换热技术及其应用研究[J]. 湖南大学学报, 2009, 36(12): 146-150.
ZHAO Xi-ling, FU Lin, ZHANG Shi-gang. Absorption type gas-water heat exchange technology and its applied study [J]. Journal of Hunan University, 2009, 36(12): 146-150.

(丛敏 编辑)



新技术、新设计

额定输出功率 50 到 100 MW 的 LM2500 型合成煤气装置

据《Gas Turbine World》2013 年 3-4 月刊报道,合成能源系统和通用电力公司成套动力公司已经同意共同鉴定和销售合成能源系统公司气化技术与通用公司 LM2500 型燃气轮机结合的小型发电设备。

两公司声称,它们关注将非传统的原料源例如褐煤和贫煤,转换成合成煤气燃料,可以比传统的燃气轮机燃料源例如天然气和燃料油。

经过 12 个月的工作,两公司称已经完成了组合技术应用初步鉴定,将在世界范围内专门征询初始用户。

按照 GE 公司的说法,其燃料灵活的 LM2500 + G4 航改型燃气轮机的设计完全适用于额定输出功率为 52-100 MW 以合成煤气作为燃料的小型发电装置。

用天然气作为燃料,在 ISO 条件下,GE 公司最新 PGT25 + G4 型在基本负荷下额定输出功率为 33 MW,热耗率为 8 956 kJ/kWh(效率 40.0%)。低发热值合成煤气增加的质量流量可以使燃气轮机机组的输出功率增加 10%-20%。

合成能源系统公司气化技术设计用于合成煤气,小规模地气化廉价的超低质量煤、贫煤和由废料转化的固体燃料。

(吉桂明 摘译)

燃气热电联产系统余热挖潜方式研究 = **Study of the Modes for Tapping the Latent Power in Utilizing the Waste Heat of a Gas Heat and Power Cogeneration System** [刊, 汉] ZHAO Xi-ling, FU Lin, LI Feng, WANG Xiao (Department of Architectural Technology and Science, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014 29(4). - 349 - 354

In the light of the waste heat from the flue gases and steam exhausted from a gas-steam combined cycle heat and power cogeneration unit, described were five technologies for utilizing the waste heat, namely, 3S clutch technology, absorption type heat pump technology, compression type heat pump technology, absorption type heat pump + compression type heat pump technology and heat supply technology based on the Co-ah cycle (absorption type heat exchange heat and power cogeneration centralized heat supply technology) with their enhancement in the capacity to supply heat, energy-saving and cost-effectiveness being quantitatively analyzed. Through the above-mentioned analysis, the authors have come to a conclusion that all the five technologies can be used to enhance the heat supply capacity and the heat supply technology based on the Co-ah cycle, however, can lead to a maximal rise in the heat supply capacity. An analysis of the energy-saving performance leads us to conclude that all the five technologies can achieve their respective energy-saving effectiveness but the heat supply technology based on the Co-ah cycle can accomplish the most outstanding energy-saving effectiveness. An analysis of the cost-effectiveness induces one to conclude that under the condition of increasing the unit heat supply capacity (1 MW), if the absorption type heat pump technology and the heat supply technology based on the Co-ah cycle were adopted, the initial investment would be slightly higher than those of the others and the savings in the operation cost, however, would be relatively more obvious. With the factors in the two aspects, i. e. a rise in the heat supply capacity and cost-effectiveness being considered in a comprehensive way, the heat supply technology based on the Co-ah cycle is regarded as having more leading edges. **Key Words:** heat and power cogeneration, absorption type heat exchange, waste heat recovery from flue gases, waste heat recovery from the steam exhausted

可控扩散叶型正问题设计方法的研究与应用 = **Study and Applications of the Methods for Designing the Positive Problems Relating to the Controllable Diffusion Blade Profile** [刊, 汉] WANG Qi, MA Yun-xiang, ZHAO Duo, WANG Yu-jing (CSIC No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150060) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014 29(4). - 355 - 360

Based on the ideas for designing the positive problems, developed was a method for geometrically modeling a CDA custom-tailored blade profile. A dual-arc intermediate arc line and multi-section arc thickness distribution parameterizedly designed as well as the elliptical leading edge were adopted to realize an aim to control the air flow on the blade surfaces of a compressor and not produce any separation. It has been found that compared with conventional blade profiles, the CDA blade profile thus designed can obtain an even higher pressure ratio and efficiency. The in-