

# 中小型火电机组凝汽余热利用供热系统集成研究

李岩<sup>1</sup>, 马懿峰<sup>1</sup>, 付林<sup>2</sup>, 张永贵<sup>1</sup>

(1. 燕山大学 建筑工程与力学学院, 河北 秦皇岛 066004; 2. 清华大学 建筑学院, 北京 100084)

**摘要:** 中小型火电机组凝汽余热回收节能潜力巨大, 本文将低真空运行与吸收式热泵有机结合, 针对中小型湿冷机组提出一种新型凝汽余热利用系统, 既有效降低汽轮机背压提高的幅度, 又克服了吸收式热泵投资高与占地大的问题, 进而提高了汽轮机凝汽余热回收的可行性。本文以 135 MW 湿冷机组为研究对象, 通过汽轮机末级运行安全分析, 对机组背压及抽凝比设定安全性约束条件; 并通过能效及经济性分析对构建的新型凝汽余热利用系统进行优化, 得出系统供热等效电及单位供热量成本随着背压的提高先减小后增大, 在背压  $P_b = 23$  kPa 时出现了最低值, 即系统综合能源利用效率及经济性均最佳, 具有显著的节能效益和经济效益。成果用于指导中小型火电机组凝汽余热利用系统的设计。

**关键词:** 汽轮机; 凝汽余热利用; 系统优化

中图分类号: TK11+5 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.10.010

## 引言

“十一五”期间, 我国在电力行业实施“上大压小”政策, 关停大批中小型低效纯凝火电机组, 使国家单位火电供电标准煤耗下降 37 g/kWh。为完成“十二五”单位 GDP 能耗下降 16% 的任务, 正继续推行“上大压小”政策, 使单位火电供电标准煤耗再降 10 g/kWh<sup>[1]</sup>。

然而, 国内仍会存留一批 12 ~ 100 MW 母管制工业、供热机型, 以及 125 ~ 200 MW 单元制工业、供热机型。与大容量高参数机组相比, 虽然纯凝发电效率较低, 但抽汽参数种类齐全, 仍是化工轻工等企业自备电厂、生物质发电以及小城镇供热的主力机型<sup>[2]</sup>。因此, 我们积极探讨提高这些中小型机组的综合能源利用效率, 其中较有前景的技术领域是利用汽轮机凝汽(乏汽)余热实现集中供热。

## 1 基于中小型机组新型凝汽余热利用系统

通常湿冷机组背压在 3 ~ 10 kPa 之间, 凝汽余热品位较低, 无法直接加热热网水, 目前主要采用低真空运行与吸收式热泵两种方式实现回收<sup>[3]</sup>。

**低真空运行:** 通过提高机组背压来提高凝汽饱和温度, 使凝汽可以直接加热热网水, 实现余热回收。但机组末级排汽容积流量须达到安全要求, 否则会进入鼓风工况, 危及运行安全, 因此背压提高幅度有限<sup>[4]</sup>。

**吸收式热泵:** 在电厂设置吸收式热泵, 利用蕴含在用于供热的汽轮机抽汽中的做功能力, 驱动热泵循环回收低温凝汽(循环水)余热, 用于加热热网水。但冬季凝汽器循环水温度偏低, 热泵工作条件不佳, 导致热泵投资高、占地大, 制约了该技术的可行性<sup>[5]</sup>。

显然, 上述两种方式均存在优势及不足。本文将低真空运行与吸收式热泵技术有机结合, 构建能源利用效率及可实施性更高的新型凝汽余热利用系统, 如图 1 所示。适度提高机组背压至  $P_b$ , 将温度为  $t_h$  的热网回水引入凝汽器 A 侧一级加热至温度  $t_1$ , 再进入吸收式热泵的冷凝器及吸收器二级加热至供水温度  $t_g$ ; 凝汽器 B 侧出口的闭路循环水进入吸收式热泵蒸发器降温, 再返回凝汽器升温, 全部抽汽进入热泵发生器作为驱动热源, 于热泵蒸发器处回收凝汽器 B 侧的凝汽余热。

已知汽轮机抽汽量  $G_c$ , 对应的排汽量  $G_e$ , 定义机组抽凝比  $X_{ec}$  为抽汽热量与凝汽热量的比值, 式(1)为:

$$X_{ec} = \frac{G_c (h_e - h_{e,s})}{G_e (h_c - h_{c,s})} \quad (1)$$

收稿日期: 2015-11-23; 修订日期: 2016-01-12

基金项目: 河北省自然科学基金项目基金(E2013203181), 河北省人才工程培养经费资助科研项目(A201500108)

作者简介: 李岩(1979-), 男, 吉林省吉林人, 燕山大学副教授。

式中:  $h_e, h_{e_s}$ —抽汽及疏水焓,  $\text{kJ/kg}$ ;  $h_c, h_{c_s}$ —凝汽及疏水焓,  $\text{kJ/kg}$ 。

设吸收式热泵制热性能系数  $COP_h$  根据热网水加热系统热平衡, 定义系统抽凝比  $x_{ec}$  式(2)为:

$$x_{ec} = \frac{(t_g - t_1) / COP_h}{(t_1 - t_h) + (t_g - t_1) \cdot (COP_h - 1) / COP_h} \quad (2)$$

当  $x_{ec} = X_{ec,max}$  时, 新系统能够利用汽轮机提供的抽汽, 回收全部凝汽余热; 当  $x_{ec} > X_{ec,max}$  时, 新系统不能回收全部凝汽余热, 则过剩凝汽热量通过冷却塔散失。

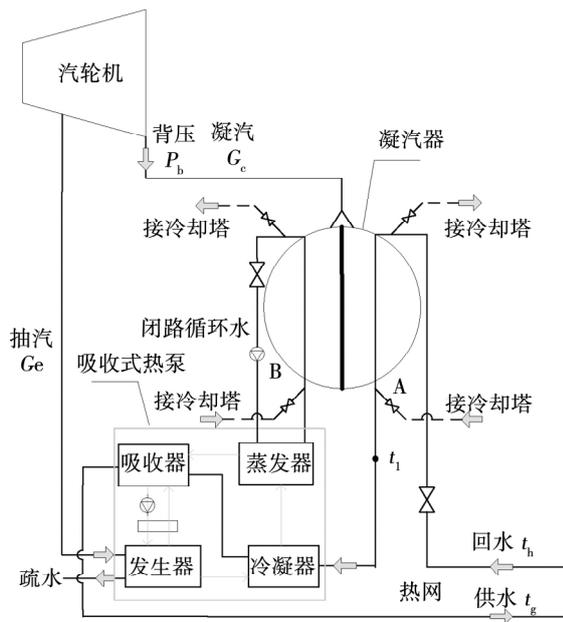


图 1 新型凝汽余热利用供热系统

Fig. 1 New system of waste heat utilization of condensing steam

本文提出的由凝汽器和吸收式热泵构建的热网水梯级加热流程, 可以实现全部凝汽余热的回收, 同时具有以下优势:

(1) 利用吸收式热泵于凝汽器 B 侧回收了 1/2 左右的余热, 降低了凝汽器 A 侧热网水出口温度  $t_1$ , 进而有效降低了机组背压提高的幅度;

(2) 由于另 1/2 左右的余热是通过凝汽器 A 侧直接换热实现回收, 显著降低了吸收式热泵的投资与占地, 同时由于机组背压提高, 热泵蒸发压力也随之提高, 进而改善了热泵的工作条件。

## 2 汽轮机安全性分析

新系统需要适当提高机组背压  $P_b$  或调整机组抽凝比  $X_{ec}$ , 可能会导致汽轮机末级容积流量减小, 此时末级由透平工况进入鼓风工况, 消耗的机械功造成末级转子和静叶栅过热, 影响机组运行安全<sup>[6]</sup>。为此, 需要对机组背压  $P_b$  及机组抽凝比  $X_{ec}$  设定安全性约束条件。

末级叶片的气动特征可归纳为排汽轴向马赫数  $Mca$  (微通道系统结构) 的变化, 中小型机组能在马赫数低于 0.23, 甚至在 0.15 左右连续运行<sup>[7]</sup>。因此, 本文将  $Mca > 0.23$  作为安全约束条件, 式(3)为:

$$Mca = \frac{G_{c_n}}{F_1 A} = \frac{G_c v_c}{F_1 A} > 0.23 \quad (3)$$

式中:  $G_{c_n}$ —排汽容积流量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $G_c$ —排汽质量流量,  $\text{kg/s}$ ;  $v_c$ —排汽比容,  $\text{m}^3/\text{kg}$ ;  $F_1$ —末级叶片环形面积,  $\text{m}^2$ ;  $A$ —末级出口端音速,  $\text{m/s}$ 。

末级叶片环形面积  $F_1$  由汽轮机设计决定, 音速  $A$  在正常范围内变化不大 (400  $\text{m/s}$  左右), 由式(3)可知  $Mca$  与排汽容积流量  $G_{c_n}$  相对应, 因此, 影响  $Mca$  的因素可归结为两方面:

(1) 抽汽量  $G_e$ : 相同机组背压  $P_b$  下, 排汽比容  $v_c$  一定, 增加抽汽量  $G_e$  会导致末级排汽量  $G_c$  下降, 使  $Mca$  下降;

(2) 机组背压  $P_b$ : 相同的抽汽量下, 提高背压  $P_b$  会导致排汽比容  $v_c$  减小, 使  $Mca$  下降。

为避免小马赫数 (小容积流量) 运行对汽轮机末级安全的不利影响, 应对抽汽量  $G_e$  和机组背压  $P_b$  做相应限制。

本文以 135 MW 湿冷汽轮机为研究对象, 分析最大机组抽凝比  $X_{ec,max}$  与背压  $P_b$  的关系, 如图 2 所示。其中, 末级叶片环形面积  $F_1 = 4.4 \text{ m}^2$ , 额定抽汽供热工况下, 背压  $P_b = 4.9 \text{ kPa}$ , 抽汽量  $G_e = 200 \text{ t/h}$ , 对应低压缸排汽量  $G_c = 160 \text{ t/h}$ 。

由图 2 可知, 当背压  $P_b < 14 \text{ kPa}$  时, 由于  $Mca$  始终大于 0.23, 因此抽汽量可保持在最大值 200  $\text{t/h}$ , 最大机组抽凝比  $X_{ec,max}$  保持在 1.51 左右; 随着  $P_b$  的进一步提高, 机组受安全性限制, 需要逐渐降低抽

汽量,凝汽量  $G_c$  相应升高,使最大机组抽凝比  $X_{ec,max}$  逐渐降低。

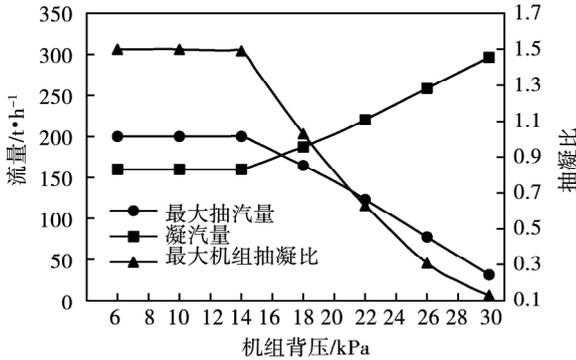


图2 最大机组抽凝比  $X_{ec,max}$  与机组背压  $P_b$  的关系

Fig. 2 Relationship between  $X_{ec,max}$  and  $P_b$

### 3 新型凝汽余热利用系统优化

#### 3.1 系统能效分析

汽轮机抽汽与凝汽作为新系统热源,其流量与压力不同,对汽轮机发电的影响也不同。为此,需要分析抽汽和凝汽的“质”与“量”对系统综合能源利用效率的影响。

本文引入供热等效电的定义及分析方法<sup>[8]</sup>,用来评价机组抽凝比  $X_{ec}$  与背压  $P_b$  的选择对系统能效的综合影响。

(1) 抽汽供热等效电  $W_{eq,e}$ : 是指利用抽汽供 1 GJ 热量,由于低压缸凝汽流量降低而减少的机组发电量 kWh 电/GJ 热;

$$W_{eq,e} = \frac{\Delta W_e}{Q_e} \quad (4)$$

式中:  $\Delta W_e$ —因抽汽而减少的发电量, kWh;  $Q_e$ —抽汽供热量, GJ。

(2) 凝汽供热等效电  $W_{eq,c}$ : 是指利用凝汽供 1 GJ 热量,由于机组背压提高使低压缸凝汽流有效焓降低而减少的机组发电量 kWh 电/GJ 热;

$$W_{eq,c} = \frac{\Delta W_c}{Q_c} \quad (5)$$

式中:  $\Delta W_c$ —因提高背压而减少的发电量, kWh;  $Q_c$ —凝汽供热量, GJ。

(3) 系统供热等效电  $W_{eq,s}$ : 综合考虑机组抽汽

量(抽凝比)和背压变化对发电的影响,系统供 1 GJ 热量(包括抽汽和凝汽)而减少的机组发电量 kWh 电/GJ 热。

$$W_{eq,s} = \frac{\Delta W_e + \Delta W_c}{Q_e + Q_c} = \frac{W_{eq,e} Q_e + W_{eq,c} Q_c}{Q_e + Q_c} = \frac{W_{eq,e} \cdot x_{ec} + W_{eq,c}}{x_{ec} + 1} \quad (6)$$

系统供热等效电  $W_{eq,s}$  综合评估了因供热所付出的能源代价,直观地体现新系统的能源利用效率。 $W_{eq,s}$  越低,则系统的能源利用效率越高。根据式(4)~式(6)可知,影响系统供热等效电  $W_{eq,s}$  的因素有:

(1) 抽汽压力  $P_e$ : 相同的系统抽凝比  $x_{ec}$ ,  $P_e$  越低,因抽汽而减少的发电量  $\Delta W_e$  越少,抽汽供热等效电  $W_{eq,e}$  越低,则  $W_{eq,s}$  越低;

(2) 机组背压  $P_b$ : 相同的系统抽凝比  $x_{ec}$ ,  $P_b$  越低,因提高背压而减少的发电量  $\Delta W_c$  越少,凝汽供热等效电  $W_{eq,c}$  越低,则  $W_{eq,s}$  越低;

(3) 系统抽凝比  $x_{ec}$ : 一般情况下  $W_{eq,e} > W_{eq,c}$ , 因此  $x_{ec}$  越小,则  $W_{eq,s}$  越低。

仍以 135 MW 湿冷机组为例设计图 1 显示的新型凝汽余热利用供热系统。已知热网供回水温度为 80、45 °C,凝汽器端差为 5 °C,分析新系统的抽凝比  $x_{ec}$ 、系统供热等效电  $W_{eq,s}$  随机组背压  $P_b$  的变化规律,如图 3 所示:

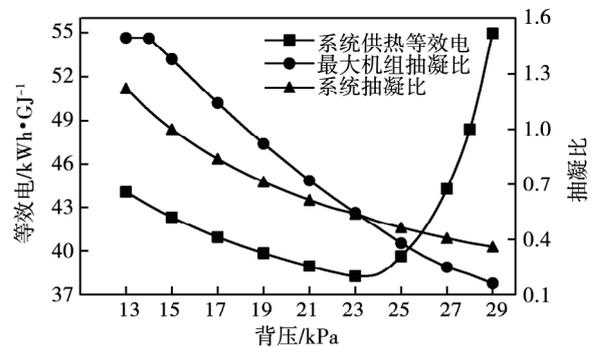


图3 系统抽凝比  $x_{ec}$  及热源供热等效电  $W_{eq,s}$  随机组背压  $P_b$  的变化规律

Fig. 3 Variation of  $x_{ec}$  and  $W_{eq,s}$  with  $P_b$

(1) 随着背压  $P_b$  提高,根据式(2),系统抽凝比  $x_{ec}$  逐渐降低,说明新系统的凝汽余热所占比例逐渐升高,即余热回收能力逐渐增强。当  $P_b < 23$  kPa

时,系统抽凝比  $x_{ec}$  低于最大机组抽凝比  $X_{ec,max}$ ,说明新系统能够在安全运行的前提下回收全部凝汽余热。当  $P_b > 23$  kPa, 出现  $x_{ec} > X_{ec,max}$ , 此时新系统不能回收全部的凝汽余热;

(2) 随着背压  $P_b$  提高,虽然凝汽供热等效电  $W_{eq,s}$  升高,但由于系统抽凝比  $x_{ec}$  降低,可提取更多的余热替代抽汽供热,因此系统供热等效电  $W_{eq,s}$  逐渐降低,在  $P_b = 23$  kPa 时,  $W_{eq,s}$  出现最低值(38.3 kWh/GJ),即系统能效到达最佳;此后,随着  $P_b$  进一步提高,由于  $x_{ec} > X_{ec}$ ,系统不能回收全部余热,则部分高温凝汽余热需要通过冷却塔散失,造成  $W_{eq,s}$  大幅提高。

### 3.2 系统经济性分析

设单位供热量成本  $c_i$  (元/(GJ·a)),由单位供热量投资成本  $c_f$  和单位供热量能源成本  $c_o$  两部分构成,式(7)为:

$$c_i = c_f + c_o \quad (7)$$

(1) 单位供热量投资成本  $c_f$

新系统总投资  $C_F$  包括吸收式热泵设备与汽轮机凝汽器改造两项投资。吸收式热泵设备购置及建筑安装工程费按 110 万元/MW 余热量计算,凝汽器改造投资按 500 万元/台计算。采暖季按 125 d (3 000 h) 计算,系统设备折旧年限  $Y$  按 10 年计算,则单位供热量投资成本  $c_f$ ,式(8)为:

$$c_f = \frac{C_F}{(Q_e + Q_c) \cdot Y} \quad (8)$$

(2) 单位供热量能源成本  $c_o$

新系统以抽汽与凝汽为热源,因此能源成本  $C_o$  应该综合考虑抽汽以及凝汽供热而影响发电的费用,即系统供热等效电对应的电费。电费  $f$  按 0.4 元/kWh 计算,则单位供热量能源成本  $c_o$ ,式(9)为:

$$c_o = \frac{C_o}{(Q_e + Q_c)} = W_{eq,s} \cdot f \quad (9)$$

根据式(7)~式(9)计算出不同背压  $P_b$  下新系统的单位供热量成本  $c_i$ ,如图 4 所示:

(1) 随着背压  $P_b$  提高,使通过凝汽器直接换热实现回收的余热份额增加,显著降低了吸收式热泵的投资,进而使单位供热量投资成本  $c_f$  呈现降低趋势;

(2) 随着背压  $P_b$  提高,系统供热等效电  $W_{eq,s}$  降低,使单位供热量能源成本  $c_o$  逐渐降低,当  $P_b = 23$

kPa 时出现最低值,此后,随着  $P_b$  进一步提高,  $W_{eq,s}$  大幅提高,进而  $c_o$  也显著提高;

(3) 综合考虑  $c_f$  和  $c_o$  的变化趋势,当  $P_b = 23$  kPa 时,单位供热量成本  $c_i$  出现最低值,约为 17.67 元/(GJ·a),即此时系统经济性达到最佳。

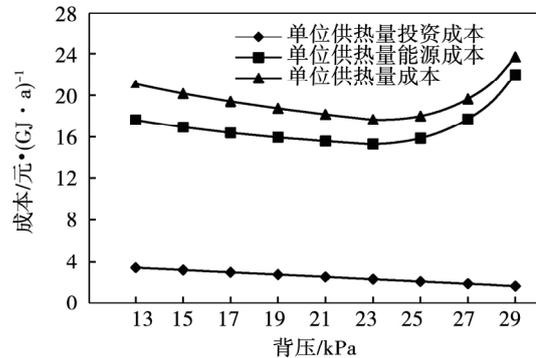


图 4 新系统的单位供热量成本  $c_i$  随机组背压  $P_b$  的变化规律

Fig. 4  $c_i$  Variation with  $P_b$

## 4 结 论

本文针对中小型湿冷机组提出一种新型凝汽余热利用系统,并以 135 MW 湿冷机组为研究对象,通过能效及经济性分析对构建的新系统进行优化,结论如下:

(1) 新系统通过适度提高机组背压,利用一部分凝汽余热直接加热热网水,再通过吸收式热泵回收另一部分余热对热网水进行二级加热,既有效避免汽轮机背压的大幅提高,又解决了吸收式热泵投资高与占地大的问题;

(2) 通过对机组末级运行安全分析,总结机组抽凝比  $X_{ec}$  与背压  $P_b$  之间的耦合关系,为新系统设计提供理论依据;

(3) 引入供热等效电的定义及分析方法,分析系统抽凝比  $x_{ec}$  及系统供热等效电  $W_{eq,s}$  随机组背压  $P_b$  的变化规律;

(4) 以 135 MW 湿冷机组构建的新型系统为例,在背压  $P_b = 23$  kPa 时分别出现了系统供热等效电  $W_{eq,s}$  及单位供热量成本  $c_i$  最低值,即系统综合能源利用效率及经济性均最佳,具有显著的节能效益和经济效益。

参考文献:

[1] 杨旭中. 现有低效火电机组改造的途径[J]. 电力勘测设计, 2007 (2): 37-38 #6.  
 YANG Xu-zhong. The reform way of low efficiency thermal power unit [J], Electric Power Survey & Design, 2007, (2): 37 - 38 #6.

[2] 王振铭. 我国热电联产发展状况分析[J]. 热电技术, 2011, (2): 1-5.  
 WANG Zhen-ming. Condition analysis of cogeneration development in our country [J]. Thermoelectric Technology 2011 (2): 1-5.

[3] 李岩, 付林, 张世刚, 等. 电厂循环水余热利用技术综述[J]. 建筑科学, 2010 26(10): 10-14.  
 LI Yan, FU Lin, ZHANG Shi-gang, et al. Technology overview of waste heat utilization of circulating water in power plant [J]. Building Science 2010 26(10): 10-14.

[4] 徐宝鹏, 王晓放, 黄钟岳, 等. 凝汽式汽轮发电机组冬季低真空运行余热供暖的节能分析[J]. 节能, 2001 (9): 6-8.  
 XU Bao-peng, WANG Xiao-fang, HUANG Zhong-yue, et al. Performance analysis of electricity and heat production from extracting of condensate steam turbine after rebuilding in low vacuum operation in winter [J]. Energy Conservation 2001 (9): 6-8.

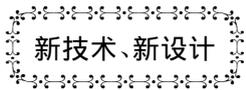
[5] YAN Li, LIN Fu. A new type of district heating method with co-generation based on absorption heat exchange (co-ah cycle) [J]. Energy Conversion and Management 2011 52: 1200-1207.

[6] 金建国, 李勇, 曹丽华. 小容积流量工况下汽轮机末级流场的计算研究[J]. 汽轮机技术, 2004 46(6): 411-414.  
 JIN Jian-guo, LI Yong, CAO Li-hua. Calculated research on the last stage flow field of steam turbine under the low volume flow condition [J]. Turbine Technology 2004 46(6): 411-414.

[7] 彭泽瑛. 大容量热电联产供汽轮机设计的有关问题//第九届工程前沿研讨会论文集[C]. 北京: 高等教育出版社, 2008: 40-50.  
 PENG Ze-ying. The relevant problems of design of large cogeneration units//Proceedings of the Ninth Engineering Frontier Conference [C]. Beijing: Higher Education Press 2008: 40-50.

[8] 李岩. 基于吸收式换热的热电联产集中供热系统配置与运行研究[D]. 北京: 清华大学建筑技术科学系, 2012.  
 LI Yan. Research on the configuration and operation strategy of district heating system with co-generation based on absorption heat exchange (Co-ah) [D]. Beijing: Department of Building Science and Technology, Tsinghua University Outline 2012.

(单丽华 编辑)



### Exelon 将是 GE 新的 7HA.02 燃气轮机初次登场

据《Gas Turbine World》2014 年 9~10 月刊报道, Exelon 正在建造的联合循环电站将使 GE 的 7HA.02 燃气轮机在电站项目中初次登场运行。

报导围绕 2 个 2×1 管道外燃的联合循环电站配置的联合循环装置给出设计特点和性能。

每台机组是由 2 台 330 MW 的燃天然气的 7HA.02 燃气轮机、2 台管道补燃的 Alstom Power 余热锅炉和 1 台 500 MW 汽轮机组成的。

在没有补燃的情况下, 该装置的额定净输出功率为 976 MW, 净效率为 61.2%。

7HA.02 简单循环的技术规范和额定性能如下:

推出年份	ISO 基本负荷额定功率/kW	热耗率/ kJ·(kW) <sup>-1</sup>	效率/%	压比	质量流量 /kg·s <sup>-1</sup>	涡轮转速 /r·min <sup>-1</sup>	排气温度/°C	大约的重量/kg	大约的尺寸 L×W×H(长×宽×高)/m
2014	337 000	8 662	41.6	22.9	691.3	3 600	630	598 752	27.4×5.2×6.1

(吉杜明 摘译)

consumption rate. **Key words:** fuel efficiency  $\mu$  net efficiency  $\rho$  coal consumption rate  $\mu$  heat balance

中小型火电机组凝汽余热利用供热系统集成研究 = **Configuration Research on Waste Heat Utilization System of Condensing Steam for Middle and Small-sized Thermal Power Unit** [刊, 汉] LI Yan, MA Yi-feng, ZHANG Yong-gui ( College of Civil Engineering & Mechanics, Yanshan University, Qinhuangdao, China, Post Code: 066004), FU Lin ( School of Architecture, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100083) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -54~58

There is tremendous energy saving potential in the waste heat recovery of condensing steam for middle and small-sized thermal power unit. Aiming at middle and small-sized water-cooled unit, this paper combines the low-vacuum operation and the absorption heat pump technologies, and then puts forward a new system of condensing steam waste heat utilization. This system overcomes the high investment and the large-scale occupation of the absorption heat pump, and therefore increases the feasibility to recover the waste heat of condensing steam. Taking the 135 MW water-cooled unit as research object, for the ratio of the extraction and the exhausted stem of the turbine, and its back pressure, we set the security constraints, through the safety analysis on the last-stage blade of the steam turbine. Also, the system is optimized through analyzing its energy efficiency and economy. Results above can be used to guide the design of condensing steam waste heat utilization system for middle and small-sized thermal power unit. **Key words:** turbine unit, waste heat recovery of condensing steam, system optimization

双螺杆膨胀机的发电特性试验研究 = **Experimental Study on Electricity Output Characteristics of Process Gas Twin Screw Expander** [刊, 汉] XU Ming-zhao, YANG Xiao-qiang, DIAO Anna, YANG Yi ( Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 200072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -59~62

The problem of using the screw expander to replace the industry pressure and temperature reducing device was theoretically analyzed and experimentally investigated. Thermodynamic model of the under-expansion working process in twin-screw expander was proposed in this paper. Through the analysis of the theoretical and experimental data, the results indicate that under-expansion can lead to the reduction in electrical generation, and the losses increases with the suction pressure. Due to the influence of heat exchange and leakage, the actual expansion process is close to isothermal expansion. The theoretical calculation results agree reasonably well with the experimental data when the suction pressure is up to 0.238 MPa, and the maximum and minimum deviations are 18% and 10%, respectively. **Key words:** pressure and temperature reduction, twin-screw expander, under-expansion

不同堆放条件下煤堆压实最低不适用风速研究 = **Study on the Minimum Inapplicable Wind Velocity of Coal Stockpile Compaction under Different Conditions of Stacking** [刊, 汉] DONG Zi-Wen, WU Xian, QI Qing-Jie, ZHENG Dan ( College of Safety Science and Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin Liaoning, China, Post Code: 123000) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -63~71