

# 对一种具有余热回收系统的 LNG 联合循环电站分析

史晓军, 车得福, 王 欢

(西安交通大学 动力工程多相流国家重点实验室, 陕西 西安 710049)

**摘 要:**提出了一种深度回收以液化天然气为燃料的联合循环电站中的蒸汽轮机排汽潜热和余热锅炉排烟中水蒸气潜热的系统。热力学分析表明,相对于 240 MW 的常规联合循环,所提系统的净电效率和火用效率分别提高 1.6% 和 2.84%,其燃料利用率达 62.88%;相对于传统联合循环,所提系统从每千克排烟中可多回收 86.27 kJ/s 的热量。可从低压省煤器出口抽取质量流率大约为 46.1 kg/s,温度为 167.45 °C,压力为 0.84 MPa 的热水送入余热利用子系统;经济性分析显示,回收余热所增加投资的回收期为 0.117 年。这些特征对新建和已有 LNG 联合循环电站的改造具有很强的吸引力。

**关 键 词:**联合循环;余热回收;LNG;热力学分析;经济性分析

中图分类号: TM617 文献标识码: A

## 引 言

对于以 LNG 为燃料的燃气蒸汽联合循环电站,其能源利用率远未达到最大值,仍具有进一步提高的潜力。通常,常规大型联合循环电站排烟热损失为 10%,在凝汽器中蒸汽轮机乏汽释放给循环水的汽化潜热导致的热损失为 35% 左右<sup>[1]</sup>。尽管常规联合循环电站采用双压或三压余热锅炉,其排烟温度仍在 80~90 °C 的范围内。由于天然气的主要成分是甲烷,燃烧后产生大量水蒸气,排烟中水蒸气容积比达 8% 左右,因此烟气中蕴含可观的显热和水蒸气的汽化潜热。如果在余热锅炉尾部烟道中布置冷凝式换热器,将排烟温度降到露点温度以下,不仅可以回收排烟的显热,而且还可以回收烟气中水蒸气的潜热。目前,对回收烟气中水蒸气汽化潜热的研究,国内外主要集中于供暖燃气锅炉<sup>[2~3]</sup>。与供暖燃气锅炉相比,联合循环电站余热锅炉排烟中水

蒸气的露点温度较低,导致其汽化潜热回收率很低,甚至难以回收,而且由于回收的余热品位很低,所以也难以利用。蒸汽轮机乏汽释放给循环水的潜热是常规联合循环电站热损失最大的一项,但因为乏汽温度接近环境温度,更加难以回收利用。

以 LNG 为燃料的燃气蒸汽联合循环电站通常与 LNG 接收站一体化建设,LNG 接收站一般采用开架式气化器,用海水作为热源气化 LNG,这种方法不但消耗大量输送海水的泵功,而且浪费了 LNG 中蕴藏的大量冷能。国外学者虽然研究了利用 LNG 气化过程中释放的冷能来降低汽轮机乏汽的温度和压力<sup>[4~9]</sup>,使汽轮机的效率得到一定程度的提高,但是在燃料量不变的情况下,由于凝结水温度降低会导致余热锅炉的蒸汽产量减少或蒸汽温度下降,而且由于受到余热锅炉排烟温度限制,汽轮机排汽温度的降低有限,这均影响了汽轮机效率的进一步提高。目前,对余热锅炉排烟温度的要求而导致凝结水温度降低有限的问题和对回收利用余热锅炉排烟中水蒸气的汽化潜热系统研究成果报导很少。

根据工程热力学和系统工程的原理,提出了一种深度回收联合循环电站余热锅炉排烟中水蒸气的潜热和汽轮机乏汽潜热的方案,不但可显著提高电站性能,而且还可有效利用回收得到的低温余热气化大量 LNG,为节约能源提供了一条有效的途径。

## 1 以液化天然气为燃料的联合循环电站中低品位余热深度回收利用系统

以 LNG 为燃料的联合循环电站低温余热深度回收利用系统的流程如图 1 所示,此系统由 4 个部分构成:燃气—蒸汽联合循环、回收蒸汽轮机排汽潜热的 LNG 气化子系统、冷凝式换热器回收余热锅炉



性由美国国家标准技术研究院(NIST)研发的流体物性计算软件 REFPROP7 进行计算。

表 1 主要计算参数

	数 值		数 值
燃气透平入口温度 TIT/ °C	1 350	发电机效率	0.99
压比	15	高压蒸汽压力/ MPa	6.3
压气机入口空气流量 kg·s <sup>-1</sup>	430	低压蒸汽压力/ MPa	0.76
燃气透平排气温度 TET/ °C	593	蒸汽轮机相对内效率	0.87
漏气及抽出冷却用的相对空气量	0.17	凝汽器压力/ kPa	4
压气机入口压力损失/ %	1.0	余速损失/ kJ·kg <sup>-1</sup>	30
燃烧室压力损失/ %	4.0	主汽门压降/ %	2
燃气透平排气压力损失/ %	6.0	泵等熵效率/ %	80
燃气透平等熵效率	0.89	泵机械效率	0.92
压气机等熵效率	0.86	环境温度/ °C	20
燃烧效率	0.995	环境压力/ MPa	0.101 3
燃料温度/ °C	15	LNG 的低位发热量/ kJ·kg <sup>-1</sup>	50 056

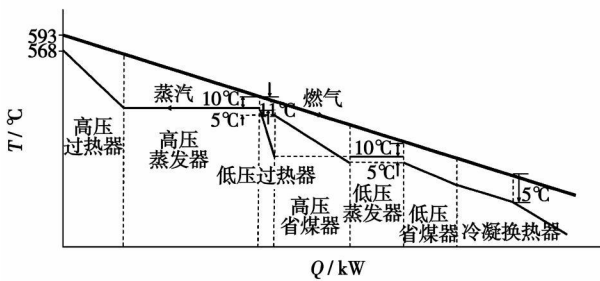


图 2 具有冷凝式换热器的双压余热锅炉燃气和汽水温度变化简图

2.1 焓平衡

焓分析参考状态点取  $T_0 = 293.15 \text{ K}$ ,  $P_0 = 0.101 \text{ MPa}$ , 工质的比焓  $e$  计算如下:

空气和燃气:

$$e = c_p(T - T_0) - T_0(c_p \ln \frac{T}{T_0} - R_g \ln \frac{p}{p_0}) \quad (1)$$

LNG:

$$e = \left( \frac{T_0}{T} - 1 \right) r - c_p(T_0 - T) + c_p T_0 \ln \frac{T_0}{T} + z R_g T_0 \ln \frac{p}{p_0} \quad (2)$$

水和水蒸气:

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3)$$

式中:  $c_p$ —定压比热;  $R_g$ —气体常数;  $z$ —压缩因子;  $r$ —汽化潜热;  $h$ —比焓;  $s$ —比熵。

在系统的各个过程中, 除了燃料其它工质的化学组分均未发生改变, 因此在焓分析中不必考虑化学焓。但在燃气轮机出口, 由于冷却空气和做功后的燃气混合改变了燃气的组分, 此状态点的化学焓

会影响燃气轮机焓损失的计算<sup>[8]</sup>, 混合气体化学焓  $E_{x_{m, ch}}$  为:

$$E_{x_{m, ch}} = \sum x_i E_{x_{m, ch_i}} + RT_0 \sum x_i \ln x_i \quad (4)$$

在燃气轮机出口, 每摩尔燃气化学焓减少  $RT_0 \sum x_i \ln x_i$ 。

式中:  $R$ —摩尔气体常数;  $x_i$ —燃气组分的摩尔分数。

焓平衡方程<sup>[9]</sup>:

$$\sum_i \dot{m}_i e_i + \sum_j (1 - T_0/T_j) Q = \sum_e \dot{m}_e e_e + W + I \quad (5)$$

式中:  $\dot{m}$ —质量流率;  $W$ —功率;  $Q$ —热量;  $I$ —不可逆损失; 下标:  $i, e$ —部件入口和出口;  $j$ —表面状况。各部件的焓损失计算如表 2 所示。

表 2 各部件的焓损失

不可逆损失	
压气机	$W_{GT} + m_a e_1 - W_{gt} - m_a e_2$
燃烧室	$1.04 \eta_{comb} m_f \text{LHV} + m_{fe} + m_a(1 - R_{cl}) \times e_2 - [m_a(1 - R_{cl}) + \dot{m}] e_3$
燃气透平	$[m_a(1 - R_{cl}) + \dot{m}] e_3 + m_a R_{cl} e_2 - m_g e_4 - W_{GT}$
余热锅炉	$\dot{m}_g(e_4 - e_5) - m_{sH}(e_7 - e_{10}) - m_{sL}(e_6 - e_{10})$
蒸汽轮机	$m_{sH} e_7 + m_{sL} e_6 - W_{st} - (m_{sH} + m_{sL}) e_8$
凝汽器	$(m_{sH} + m_{sL}) [(h_8 - h_9) - T_0(s_8 - s_9)]$
换热器	$T_0 [\dot{m}_I (s_{I, out} - s_{I, in}) + \dot{m}_{II} (s_{II, out} - s_{II, in})]$
混合箱	$m_I e_I + m_{II} e_{II} - (m_I + m_{II}) e_{III}$

注:  $\eta_{comb}$ —燃烧效率; LHV—低位发热量;  $R_{cl}$ —冷却用的相对空气量; 下标: GT、a, gt、f, g, sH、sL、st—燃气轮机、空气、燃气轮机循环、燃料、燃气、高压蒸汽、低压蒸汽、汽轮机循环; I、II、III—流体。

在常规联合循环中, 乏汽在凝汽器中向循环水

放出热量而凝结为水，它所减少的 $\dot{m}_{\text{fuel}}$ 并未被利用，全部构成损失。而对于具有余热回收利用系统的联合循环，在凝汽器中汽轮机排汽的潜热用于气化LNG，汽轮机排汽的 $\dot{m}_{\text{fuel}}$ 大部分被有效利用。为了便于比较，两者均采用表 2 中的公式计算凝汽器的不可逆损失。

### 2.2 效率

常规联合循环电站的输出功率  $W_{cc}$  为：

$$W_{cc} = W_{gt} + W_{st} - \sum W_{pump} \quad (6)$$

式中： $\sum W_{pump}$ —所有泵的耗功。

常规联合循环电站的净电效率  $\eta_{cc}$  定义为：

$$\eta_{cc} = W_{cc} / (\eta_{comb} \dot{m}_f \text{LHV}) \quad (7)$$

常规联合循环电站的 $\dot{m}_{\text{fuel}}$ 效率  $\eta_{cc,2}$  计算为：

$$\eta_{cc,2} = W_{cc} / E_f \quad (8)$$

燃料的化学 $\dot{m}_{\text{fuel}}$   $E_f$  为：

$$E_f = \Delta G_r \quad (9)$$

式中： $\Delta G_r$  Gibbs 自由能的减少率  $\Delta G_r$  等于  $\Phi \eta_{com} \dot{m}_f \text{LHV}^{[10]}$ 。对于天然气， $\Phi = 1.04 \pm 0.005$ 。

对于具有余热回收利用系统的联合循环电站，系统向外界主要输出功率的同时也输出热能  $Q_p$ ，对于功热并供系统的热力学第一定率评价标准，一般做法是采用燃料利用率  $\eta_{cc, fu}$ ，其表达式为：

$$\eta_{cc, fu} = (W_{cc} + Q_p) / (\eta_{com} \dot{m}_f \text{LHV}) \quad (10)$$

所提系统的净电效率定义为：

$$\eta_{cc} = W_{cc} / (\eta_{com} \dot{m}_f \text{LHV}) \quad (11)$$

电能和热能在质量上是有差别的。热效率没有顾及能量在质量上的差别，不能反映装置的完善程度。为了全面衡量热能转换和利用的效益，应该从综合热能的数量和质量的 $\dot{m}_{\text{fuel}}$ 的概念出发，用 $\dot{m}_{\text{fuel}}$ 效率来表示系统中进行的能量转换过程的热力学完善程度。因此，对于具有余热回收利用系统的联合循环电站， $\dot{m}_{\text{fuel}}$ 效率计算为：

$$\eta_{cc,2} = (W_{cc} + B_p) / E_f \quad (12)$$

式中： $B_p$ —热水携带的 $\dot{m}_{\text{fuel}}$ ，定义如下：

$$B_p = \dot{m}_w (e_{sh} - e_{xc}) \quad (13)$$

式中： $\dot{m}_w$ —热水的质量流量； $e_{sh}$ —供水的比 $\dot{m}_{\text{fuel}}$ ； $e_{xc}$ —回水的比 $\dot{m}_{\text{fuel}}$ 。

### 3 热力学分析结果及讨论

在给定的计算条件下，采用上述模型对常规联合循环和具有余热深度回收利用系统的联合循环进行计算，各个状态点的热力学参数分别如表 3 和表

4 所示，计算结果如表 5 所示。

表 3 常规联合循环各个状态点的热力参数

状态点	$\dot{m}$ / kg·s <sup>-1</sup>	$T$ / K	$P$ / MPa	$h$ / kJ·kg <sup>-1</sup>	$s$ / kJ(kg·K) <sup>-1</sup>	$e_x$ / kJ·kg <sup>-1</sup>
1	430	293.15	101.33	19.78	6.838	0
2	356.9	679.81	1.504.68	418.54	7.708	376.67
3	365.734	1.623.15	1.429.44	1.608.99	8.960	1.287.30
4	438.83	866.15	116.16	655.820.9	8.043	275.60
5	438.83	364.24	105	95.000.9	7.016	10.92
6	8.547.2	554.18	760.00	3.016.8	7.189	912.52
7	63.884	841.15	6.300	3.580.84	7.057	1.515.25
8	72.431	302.11	4	235.2.70	7.808	66.82
9	72.431	302.11	4	121.4	0.422	0.60
10	72.431	302.21	760	122.49	0.423	1.396
12	8.834	293.15	2.257.01	17.33	10.86	0.00

表 4 具有余热深度回收利用系统的联合循环各个状态点的热力参数

状态点	$\dot{m}$ / kg·s <sup>-1</sup>	$T$ / K	$P$ / MPa	$h$ / kJ·kg <sup>-1</sup>	$s$ / kJ(kg·K) <sup>-1</sup>	$e_x$ / kJ·kg <sup>-1</sup>
1	430	293.2	101.33	19.779	6.838	0
2	356.9	679.82	1.504.68	418.54	7.708	376.67
3	365.685	1.623.2	1.429.443	1.609.0	8.960	1.286.84
4	438.83	866.2	116.39	656.17	8.042	275.66
5	438.83	293.2	101.33	20.65	6.714	0.00
6	8.545	553.2	760	3.015.8	7.163	918.88
7	63.858	841.2	6300	3.580.84	7.057	1.515.26
8	72.403	280.1	1	2.233.90	7.902	79.42
9	72.403	280.1	1	29.3	0.106	1.28
10	118.503	280.2	760	30.01	0.105	2.13
11	118.503	280.12	1	29.3	0.106	1.28
12	8.785	393.150	2.257.01	1.121.8	5.691	500.17
13	46.1	440.6	0.84	708.12	2.017	119.96
14	3.05	280.120	1	29.3	0.106	1.28
15	43.05	280.12	1	29.3	0.106	1.28
16	315.26	111.667	0.10	-854.82	0.000	1.046.8
17	315.26	112.918	3.00	-846.26	0.015	1.050.9
18	32.13	282.407	2.850	-10.10	4.747	499.82
19	23.345	293.15	2.700	872.15	4.869	491.53

对于具有低品位余热回收利用系统的联合循环电站，在余热锅炉尾部布置冷凝式换热器，回收排烟显热的同时回收了大量烟气中水蒸气的汽化潜热，回收的总热量达 31.4 MJ/s，向余热利用子系统提供温度为 167.45 °C，压力为 0.84 MPa 的热水(流量 46.1

kg/s)。由于利用蒸汽轮机排汽的汽化潜热气化 LNG 的同时将凝汽器的真空度提高到 1 kPa, 相对于常规联合循环, 蒸汽轮机的输出功率提高 6.2 MW, 效率提高 1.5%。凝结水温度降低到 6.97 °C(对应于凝汽器压力 1 kPa), 凝结水与在天然气加热器中被冷却到 6.97 °C 的水混合后作为冷凝式换热器的冷却介质, 在此理想状况下, 余热锅炉的排烟温度降到 20.3 °C, 余热锅炉的效率提高到 96.9%。将燃料加热到 120 °C

后, 达到相同的燃气轮机入口温度所需要的燃料减少 0.49 kg/s, 尽管导致做功的燃气质量流量略有减少, 但与常规联合循环电站相比, 效率提高约 1.6%, 燃气轮机的输出功率下降约 0.15 MW。常规联合循环的热效率为 53.9%。具有余热回收利用系统的联合循环电站的净电效率为 55.5%, 由于其向外界输出功率的同时也输出热能, 燃料利用率为 62.88%, 比常规联合循环提高了 8.98%。

表 5 常规联合循环和所提系统的计算结果

	$\dot{m}_f$ / kg·s <sup>-1</sup>	$W_{gt}$ / MW	$\eta_{gt}$ / %	$T_5$ / °C	$\eta_{HHS}$ / %	$W_{st}$ / MW	$\eta_{st}$ / %	$W_{cc}$ / MW	$\eta_{cc}$ / %	$\eta_{ex,2}$ / %	$Q_p$ / MW	$\eta_{ex, fu}$ / %
常规循环	8 834	155.95	35.27	91.1	85.97	82.24	18.6	238.18	53.9	52.05	—	—
所提系统	8 785	155.80	35.43	20.3	96.94	88.44	20.1	244.24	55.5	54.89	31.4	62.88

### 3.1 热力学第一定律分析结果

常规联合循环最大的能量损失产生于凝汽器中, 是所供燃料能量的 36.53%; 其次由于余热锅炉排烟, 能量损失达 9.53%。相对于常规联合循环, 具有低品位余热回收利用系统的联合循环电站只有所供燃料能量的 2.07% 作为排烟损失掉。汽轮机排汽的热量几乎全部传递给了 LNG, 因此凝汽器中的热损失几乎等于零。

### 3.2 热力学第二定律分析结果

常规循环和所提联合循环的 $\eta_{ex}$ 损失和相对 $\eta_{ex}$ 损失计算结果如表 6 所示。常规联合循环电站的燃气轮机燃烧室的 $\eta_{ex}$ 损失最大, 占输入燃料 $\eta_{ex}$ 的 26.49%, 输入燃料 $\eta_{ex}$ 的 31.23% 离开燃气轮机进入余热锅炉, 余热锅炉的排烟 $\eta_{ex}$ 损率为 1.05%, 在凝汽器中排给循环水的 $\eta_{ex}$ 损占输入燃料 $\eta_{ex}$ 的 1.05%。常规联合循环电站的 $\eta_{ex}$ 效率为 52.05%。

表 6 常规循环和所提联合循环的 $\eta_{ex}$ 损失率和相对 $\eta_{ex}$ 损失

	常规联合循环		所提联合循环	
	$I/kW$	$I/\sum I(\%)$	$I/kW$	$I/\sum I(\%)$
压气机	12 624.2	5.75	12 622.7	6.02
燃烧室	121 201.8	55.24	123 307.9	58.77
燃气轮机	46 860.5	21.36	46 767.6	22.29
余热锅炉	11 593.0	5.28	10 524.2	5.02
蒸汽轮机	17 521.2	7.99	8 837.9	4.21
凝汽器	4 795.7	2.19	7 236.9	3.45
排烟	4 793.9	2.19	507.3	0.24
总计	219 390.3	100	209 804.5	100

系统的联合循环电站, 其主要 $\eta_{ex}$ 损失发生在燃气轮机的燃烧室中, 用损失率达 27.1%。由于在锅炉尾部布置冷凝式换热器, 将排烟温度降到接近环境温度, 所以余热锅炉排烟导致的 $\eta_{ex}$ 损失接近零。回收余热锅炉的排烟余热, 产生的热水携带输入燃料 $\eta_{ex}$ 的 1.21% 进入余热利用子系统。利用 LNG 气化过程中释放的冷能将汽轮机的排汽压力从 4 kPa 降低到 1 kPa, 蒸汽轮机的输出功率有较大提高。与常规联合循环相比, 具有余热回收利用系统的联合循环的蒸汽轮机的 $\eta_{ex}$ 效率提高了 1.47%; 由于将燃料预热到 120 °C, 减少了燃料的消耗量, 具有余热回收利用系统的联合循环电站燃气轮机的 $\eta_{ex}$ 效率为 34.24%, 相对于常规联合循环的 34.08% 略有提高; 由于做功燃气的质量流量减少, 燃气轮机的输出功率略有降低, 具有余热回收利用系统的联合循环电站 $\eta_{ex}$ 效率达 54.89%。

## 4 经济性分析

相对于常规 LNG 联合循环电站, 所提系统主要增加了部分冷凝换热器、燃料预热器及附属的管道阀门, 需要对汽轮机凝汽器进行改造。采用西安交通大学锅炉教研室编制的换热器设计软件对增加的部分冷凝换热器和燃料预热器进行设计计算, 这两种换热器均选用顺排布置圆形横肋管束, 管外径 32 mm, 壁厚 3 mm, 圆形肋片直径 42 mm, 肋厚 2 mm, 肋高 5 mm, 肋距 4 mm, 热力参数如表 4 所示, 换热器计算结果如表 7 所示。为了减少燃气侧阻力, 部分冷凝换热器采用大迎流面积的结构。在烟气发生冷凝处(约第 16 排之后), 管束采用耐腐蚀的 SUS304

与常规联合循环电站相似, 具有余热回收利用

不锈钢制造,其余为 20 号碳钢,燃料预热器的材质为 20 号钢。

表 7 换热器计算结果

	纵向 排数	换热 面积/m <sup>2</sup>	质量 /t	体积 /m <sup>3</sup>	压降 /Pa
部分冷凝换热器	24	5 234.1	40.2	45.3	293.9
燃料预热器	26	549.7	4.2	2.6	690

SUS304 不锈钢的价格取为 35 000 元/t,20 号钢价格取 5 100 元/t,换热器制造费按材料成本的 1/3 计,安装费按材料成本的 1/2 计,附属的管道阀门及汽轮机凝汽器改造费用估计为 230 万元,年维护管理费用按初投资费用的 2%计算,增加的总投资费用  $C$  为 365.7 万元。

系统年总收益的增加值:

$$\Delta A = (\Delta W_e c_e + \Delta m_h c_h + \Delta m_f c_f) \tau \quad (14)$$

将燃烧室入口的燃料温度从 15 °C 提高到 120 °C,燃料消耗率降低 0.55%,节约燃料  $m_f = 176.4$  kg/h,天然气价格  $c_f = 1.1$  元/kg。加装部分换热器导致燃气侧阻力增大,计算表明:尽管 293.9 Pa 的压降会使燃气轮机的功率下降 0.12%,但相对于常规联合循环,所提系统的总输出功率增加了,  $\Delta W_e = 5.76$  MW,电能价格  $c_e = 0.65$  元/(kWh),系统可输出的热能  $\Delta m_h = 27.37$  kW,热价  $c_h = 0.025$  元/MJ,系统年运行时间  $\tau = 6\ 000$  h。

增加设备的投资回收期<sup>[1]</sup>:

$$n = - \frac{\ln \left( 1 - \frac{C}{\Delta A} \right)}{\ln(1+i)} \quad (15)$$

式中:投资折现率  $i$  取 8%。

在上述计算条件下,增加设备的投资回收期  $n = 0.117$  年。

## 5 结 论

针对原有的以 LNG 为燃料的联合循环发电系统进行综合改进,提出一种对联合循环电站中的蒸汽轮机排汽潜热和余热锅炉排烟的显热和潜热这两种低品位热能进行深度回收的系统,在提高电站输出功率和效率的同时,还可向系统外提供热水并气化大量 LNG。

热力学分析发现,当凝汽器压力降低到 1 kPa,相对于常规联合循环,所提系统的净电效率和㊦效率分别提高 1.6% 和 2.84%。其燃料利用率达 62.88%,相对于传统联合循环,所提系统从每千克排烟中可多回收 86.27 kJ/s 的热量,可从低压省煤器出口抽取质量流率大约为 46.1 kg/s,温度为 167.45 °C,压力为 0.84 MPa 的热水送入余热利用子系统,可将 23.245 kg/s 的 LNG 加热为 20 °C 的天然气进入天然气分配系统并将 8.785 kg/s 的 LNG 加热到 120 °C 成为燃气轮机的燃料。经济性分析显示,增加设备系统的投资回收期为 0.117 年。

从上述结果可见,这种具有余热回收系统的 LNG 联合循环系统对新建和改造已有的联合循环电站均具有很强的吸引力。

## 参考文献:

- [1] ANDREAS P. An overview of current and future sustainable gas turbine technologies[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2005, 9: 409-443.
- [2] 车得福. 冷凝式锅炉及其系统[M]. 北京:机械工业出版社, 2002.
- [3] SHOOK J R. Recover heat from flue gas[J]. Chem Eng Progr, 1991, 87(6): 49-54.
- [4] 程文龙,陈则韶. 电站中液化天然气的可用冷能的回收利用[J]. 工程热物理学报, 2001, 22(2): 148-150.
- [5] BISIO G, TAGLIAFICO L. On the recovery of LNG physical exergy by means of a simple cycle or a complex system[J]. Exergy, an International Journal, 2002, 2: 34-50.
- [6] HISAZUMI Y, YAMASAKI Y, SUGIYAMA S. Proposal for a high efficiency LNG power generation system utilizing waste heat from the combined cycle[J]. Applied Energy, 1998, 60: 169-182.
- [7] 刘志刚,刘咸定,赵冠春. 工质热物理性质计算程序的编制及应用[M]. 北京:科学出版社,1992.
- [8] 傅秦生. 能量系统的热力学分析方法[M]. 西安:西安交通大学出版社,2005.
- [9] IBRAHIM D, HUSAIN A. Thermodynamic analysis of reheat cycle steam power plants[J]. International Journal of Energy Research, 2001, 25: 727-739.
- [10] KOTAS T. The exergy method of thermal plant analysis[M]. London: Butterworths, 1985.
- [11] BILGEN E. Exergetic and engineering analysis of gas turbine based cogeneration system[J]. Energy, 2000, 25: 1215-1229.

(编辑 伟)

sponds with the case when the wake of the first-stage stationary blades is located in the middle of the second-stage stationary blade passage. **Key words:** axial clearance, clocking effect, directly-bowed stationary blade

对一种具有余热回收系统的 LNG 联合循环电站分析 = **An Analysis of LNG (Liquefied Natural Gas)-fired Combined Cycle Power Plants with a Waste Heat Recovery System** [刊, 汉] / SHI Xiao-jun, CHE De-fu, WANG Huan (National Key Laboratory on Multi-phase Flows in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2009, 24(1). - 47 ~ 52

Presented was a waste heat recovery system, which fully recovers two kinds of low-temperature waste heat in a LNG (Liquefied Natural Gas)-fired combined cycle power plant, i. e. the latent heat of the exhaust steam from a steam turbine and the vapor latent heat of flue gases from a waste heat recovery boiler. A thermodynamic analysis shows that relative to a 240 MW conventional combined cycle power plant, the net electric efficiency and exergy one of the system in question can increase by 1.6% and 2.84% respectively. The fuel utilization rate can hit 62.88%. This means that a heat quantity of 86.27 kJ/s can be recovered from each kilogram of the flue gases. Hot water at a mass flow rate of about 46.1 kg/s, with a temperature of 167.45 °C and a pressure of 0.84 MPa, can be extracted from the outlet of a low-pressure economizer, which can be fed into a waste heat utilization sub-system. A cost-effectiveness analysis indicates that the payback period of the investment for the heat recovery system is 0.117 years. All these features attest to an extremely strong attractiveness inherent to newly-built LNG-fired combined cycle power plants and the retrofitting of the existing ones. **Key words:** combined cycle, waste heat recovery, LNG (Liquefied Natural Gas), thermodynamic analysis, cost-effectiveness analysis

冷热电三联供燃气机热泵系统的焓损功率分析 = **An Analysis of Exergy Loss Power for a Cooling-heating-power Cogeneration System** [刊, 汉] / FANG Zheng, YANG Zhao, CHEN Yi-guang (Thermal Energy Research Institute, Tianjin University, Tianjin, China, Post Code: 300072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2009, 24(1). - 53 ~ 59

From the viewpoint of energy grade stepped utilization, a gas-turbine-driven heat pump system based on a cooling-heating-power cogeneration was analyzed, and a definition of systematic exergy loss power, proposed. In addition, the exergy loss power of the system in question at various condensation temperatures, evaporation temperatures and compressor rotating speeds was also analyzed. Herefrom, the authors have come to the following conclusion, which can provide definite guidance for the design of the system mentioned earlier: from the perspective of energy grade, an engine with a relatively high thermal efficiency should be chosen as far as possible to reduce the power generation capacity of the generator, and an operating mode to directly drive the water pump by an engine can be considered. Depending on the location of the south or north regions, the influence of condensation and evaporation temperatures on the system should be comprehensively taken into account. A heat exchanger with a relatively good heat exchange effectiveness should be selected to minimize the exergy loss power of the heat exchanger which produces and utilizes cooling and heating exergy. The rotating speed of the engine should not be set at an excessively high value. It is better to select an engine with an economic rotating speed. A gas-turbine-driven heat pump with a high rotating speed is not cost-effective. **Key words:** cooling-heating-power cogeneration, gas-turbine driven heat pump, exergy loss power

IC 循环船用燃气轮机的可行性研究 = **Feasibility Study of an IC (Intercooled Cycle) Marine Gas Turbine** [刊, 汉] / WEN Xue-you, XIAO Dong-ming (CSIC Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2009, 24(1). - 60 ~ 64

The performance made available by the adoption of an intercooled cycle at different typical gas turbine cycle parameters