

环境温度对燃气轮机分布式供能系统优化配置的影响

杨 允,张士杰,肖云汉

(中国科学院先进能源动力重点实验室(工程热物理研究所)北京 100190)

摘 要: 在建立的分布式供能系统优化配置混合整数线性规划模型基础上增加了修正函数,用以考虑环境温度对燃气轮机性能的影响。在不同能源价格体系下考虑环境温度的影响,对某燃气轮机分布式供能系统进行优化配置研究。计算结果表明:环境温度对系统的经济性和能源消耗影响显著,考虑环境温度影响后,系统年运行能耗费用和年总费用分别增加 2.4% 和 1.8%,天然气年耗量增加 10.3%,年购电总量减少 8.4%;在不同能源价格体系下,环境温度对系统优化配置的影响程度不同,在一定的能源价格体系下影响比较显著;采用典型日各自的环境温度平均值与逐时考虑环境温度的优化配置结果基本一致。

关 键 词: 环境温度; 燃气轮机; 分布式供能系统; 优化配置

中图分类号: TM611.24; X24 文献标识码: A

引 言

作为分布式供能系统的主机,燃气轮机的性能受环境条件的影响,尤其受环境空气温度影响显著^[1]。随着入口空气温度的升高,机组进气密度减小,造成压气机进口空气质量流量减小,最终导致燃气轮机的发电功率及发电效率下降^[2]。文献[3]指出,空气温度升高 1℃最大可导致燃气轮机额定发电能力下降 1%。同时,环境空气温度还会对燃气轮机排气温度和流量产生影响,从而影响整个分布式供能系统的综合性能。因此,在燃气轮机分布式供能系统优化配置中,考虑燃气轮机在工作温度偏离设计工况时的性能变化具有重要意义。

国内外学者对分布式供能系统优化配置已进行了大量研究^[4-7]。但多数研究在涉及到燃气轮机分布式供能系统时,大都假定燃气轮机在设计工况下运行,即忽略环境温度变化对燃气轮机性能的影响。本研究以文献[8]提出的基于超结构方法的分布式供能系统优化配置模型为基础,在燃气轮机模型中

引入温度修正函数,考虑环境温度对燃气轮机性能的影响。以南方某建筑物为应用对象,在不同能源价格体系下,在不考虑和考虑环境温度影响两种情况下,对燃气轮机分布式供能系统进行优化配置研究。其中,在考虑环境温度影响时,各时段环境温度的取值又分别取逐时值和典型日平均值两种情况,用以研究用典型日温度平均值代替温度逐时值的可行性。

1 分布式供能系统模型

1.1 优化配置模型

假设分布式供能系统中具有同一类能量产出的部分共有 I 种设备,这些设备的容量和台数可进行选择,其中第 i ($i=1, 2, \dots, I$) 种设备的能量输入功率为 x_i , 能量输出功率为 y_i , Y 表示该类能量总输能量。假设全年划分为多个典型日,各典型日持续时间已知,而每个典型日又划分为多个时段,各时段用 k ($k=1, 2, \dots, K$) 表示, K 为全年划分的总时段数。

1.1.1 设备、容量和数目

假定第 i 种设备有 J_i 种容量可供选择,其中第 i 种 j 容量设备是否选择用二元变量 g_{ij} (0 代表不选择, 1 代表选择) 表示,实际选择数目为 n_{ij} ,最多可以选择 N_{ij} 台,则有如下约束:

$$\left. \begin{aligned} \frac{n_{ij}}{N_{ij}} &\leq \gamma_{ij} \leq n_{ij} (j = 1, 2, \dots, J_i) \\ \sum_{j=1}^{J_i} \gamma_{ij} &\leq 1 \\ \gamma_{ij} &\in \{0, 1\} (j = 1, 2, \dots, J_i) \\ n_{ij} &\in \{0, 1, \dots, N_{ij}\} (j = 1, 2, \dots, J_i) \end{aligned} \right\} \quad (i = 1, 2, \dots, I) \quad (1)$$

1.1.2 设备运行特性

一般而言,各设备的性能可近似表示成输入能

收稿日期: 2012-11-30; 修订日期: 2012-12-26

作者简介: 杨允(1988-),男,山东高唐人,中科院工程热物理研究所硕士研究生。

量与出力的线性关系^[9]。假定任意时刻同一种设备中所有运行设备的负荷水平均相同,则有如下约束:

$$\left. \begin{aligned} y_i(k) &= \sum_{j=1}^{J_i} p_{ij} \gamma_{ij} x_i(k) + \sum_{j=1}^{J_i} q_{ij} \gamma_{ij} \delta_i(k) \\ \sum_{j=1}^{J_i} x_{ij} \gamma_{ij} \delta_i(k) &\leq x_i(k) \leq \sum_{j=1}^{J_i} \bar{x}_{ij} \gamma_{ij} \delta_i(k) \\ \delta_i(k) &\leq \sum_{j=1}^{J_i} n_{ij} \\ \delta_i(k) &\in \{0, 1, \dots, \max_{1 \leq j \leq J_i} N_{ij}\} \end{aligned} \right\} \quad (i = 1, 2, \dots, I; k = 1, 2, \dots, K) \quad (2)$$

式中: δ —整型变量,表示设备机组中处于运行状态的设备数目; p 、 q —设备单元的性能参数,为常数; x 、 \bar{x} —设备单元能量输入功率的下限和上限。需要说明的是,由于 d 代表的是整个设备的运行状态,保证了上式中二元变量的数目尽可能少,这可使计算时间控制在可接受的范围内。

对于燃气轮机,当工作环境温度偏离设计工况温度时,燃气轮机的性能会发生变化,其运行特性会变复杂。引入燃气轮机性能参数 p 、 q 随工作环境温度变化的函数,用以考虑环境温度对燃气轮机性能的影响,即:

$$\left. \begin{aligned} p(k) &= at(k) + b \\ q(k) &= ct(k) + d \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: t —燃气轮机工作的工作环境,为已知参数; a 、 b 、 c 和 d 为常数。另外,引入修正系数 ϕ ,用于对燃气轮机设备单元能量输入功率的下限和上限进行修正, ϕ 同样随燃气轮机工作工作环境温度的变化而变化,对于小型燃气轮机:

$$\phi(k) = 1 - k_1 [t(k) - t_0]^3 - k_2 [t(k) - t_0]^2 - k_3 [t(k) - t_0] - k_4 \quad (4)$$

式中: t_0 —燃气轮机设计工况温度; k_1 、 k_2 、 k_3 和 k_4 为常数。

1.1.3 蓄能装置模型

假定在能量传递过程中蓄能装置内部无能量损失,根据能量平衡关系,蓄能装置动态数学模型可表示为^[10]:

$$H(k+1) = H(k) (1 - \mu)^{\Delta t} + \Delta t E(k) \quad (k = 1, 2, \dots, K) \quad (5)$$

式中: H —蓄能装置的蓄存量; E —蓄能装置的蓄放功率,规定蓄能为正,放能为负; Δt —相邻两时段的时间间隔; μ —蓄能装置向环境的能量损失系数。

蓄能装置的蓄存量有上、下限,规定蓄能装置的蓄放功率不超过总容量的 30%,同时考虑蓄能装置一个工作周期的初始和终止条件^[7]。有:

$$\left. \begin{aligned} 0 &\leq H(k) \leq 3600H^V \\ -0.3H^V &\leq \frac{E(k)}{3600} \leq 0.3H^V \\ H(0) &= H(T) = w \end{aligned} \right\} (k = 1, 2, \dots, K) \quad (6)$$

式中: H^V —蓄能装置的容量; T —一个工作周期的终止时刻; w —每个工作周期初始和终止时刻蓄能装置的蓄存量,不同工作周期内取值可不同。

1.1.4 系统能流平衡关系

当输出能量为冷量或热量时,有如下能量供需关系(输出为电能时等式左边第二项由系统中耗电设备消耗的电能代替即可):

$$\sum_{i=1}^I y_i(k) - E(k)/3600 = Y(k) \quad (k = 1, 2, \dots, K) \quad (7)$$

1.1.5 目标函数

目标函数取为年总费用最小。年总费用 Z 包括年运行能耗费用和初投资年等值费用。即:

$$Z = \sum_{i=1}^I \sum_{k=1}^K \varphi_i(k) \Delta t D(k) x_i(k) + R \left(\sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^{J_i} c_{ij} n_{ij} + c_{st} \right) \quad (8)$$

式中: 等式右边第一项为年运行能耗费用,是指系统全年消耗的能源所产生的费用; 第二项为初投资年等值费用,是指系统中设备总投资根据使用年限折合到每年的平均投资; φ —能源价格(一般为电价或天然气价),需要说明的是 φ 对于消耗一次能源的设备及电接收装置才有意义,否则 φ 取值为 0; $D(k)$ —时段 k 所在典型日全年持续的天数; $R = r(1+r)^T / ((1+r)^T - 1)$,为资本投资回收系数, r 为贷款年利率, T —设备使用年限; c_{ij} —第 i 种 j 容量设备的单位成本; c_{st} —系统蓄能装置的成本(输出为电能时去掉此项即可)。

1.2 求解方法

约束条件式(1)~式(7)及目标函数式(8)构成了优化配置模型,可实现系统结构和运行同步优化、各设备同时优化。但由于约束条件式(2)中存在乘积 $\gamma_{ij} x_i(k)$ 和 $\gamma_{ij} d_i(k)$,该模型为混合整数非线性规划模型,直接求解较为困难甚至无法求解。采用文献[8]中提出的方法,将模型转化为混合整数线性规划模型。

首先,引入新的连续变量 $\xi_{ij}(k)$ 和 $\zeta_{ij}(k)$ 分别取代式(2)中的 $\gamma_{ij}x_i(k)$ 和 $\gamma_{ij}d_i(k)$, 即:

$$\left. \begin{aligned} \xi_{ij}(k) &= \gamma_{ij}x_i(k) \\ \zeta_{ij}(k) &= \gamma_{ij}d_i(k) \end{aligned} \right\} \begin{cases} i = 1, 2, \dots, J; \\ j = 1, 2, \dots, J_i; \\ k = 1, 2, \dots, K \end{cases} \quad (9)$$

为了保证模型转换前后的等价性,增加约束:

$$\left. \begin{aligned} \underline{\alpha}_i(k) \gamma_{ij} &\leq \xi_{ij}(k) \leq \bar{\alpha}_i(k) \gamma_{ij} \\ x_i(k) + \underline{\alpha}_i(k) (\gamma_{ij} - 1) &\leq \xi_{ij}(k) \leq x_i(k) + \bar{\alpha}_i(k) (\gamma_{ij} - 1) \\ \underline{\beta}_i(k) \gamma_{ij} &\leq \zeta_{ij}(k) \leq \bar{\beta}_i(k) \gamma_{ij} \\ \delta_i(k) + \underline{\beta}_i(k) (\gamma_{ij} - 1) &\leq \zeta_{ij}(k) \leq \delta_i(k) + \bar{\beta}_i(k) (\gamma_{ij} - 1) \end{aligned} \right\} \quad (i = 1, 2, \dots, J; j = 1, 2, \dots, J_i; k = 1, 2, \dots, K) \quad (10)$$

其中: $\bar{\alpha}_i$ 、 $\underline{\alpha}_i$ 及 $\bar{\beta}_i$ 、 $\underline{\beta}_i$ 为新引入的变量,取值为:

$$\left. \begin{aligned} \underline{\alpha}_i(k) &= 0 \\ \bar{\alpha}_i(k) &= \max_{1 \leq j \leq J_i} N_{ij} x_{ij} \\ \underline{\beta}_i(k) &= 0 \\ \bar{\beta}_i(k) &= \max_{1 \leq j \leq J_i} N_{ij} \end{aligned} \right\} \quad (i = 1, 2, \dots, J; k = 1, 2, \dots, K) \quad (11)$$

至此,原非线性模型已经等价地转化为线性模型。采用分枝定界法结合单纯形算法对转化后的混合整数线性模型进行求解,其中分枝定界法用于求解混合整数规划问题和0-1规划问题,单纯形算法用于求解线性规划问题。

2 算例研究

2.1 热力系统

某建筑物拟建立燃气轮机冷电联供系统,如图1所示。以天然气为燃料的燃气轮机首先产生并输出电能,同时利用余热锅炉和蒸汽吸收式制冷机回收烟气排热,用于制冷。根据国内现实情况,规定联供系统可并网购电,但不允许售电。另外,系统中还配备电制冷机、蒸汽锅炉、蓄冷器和电接收装置等设备。

2.2 计算参数

2.2.1 外部应用条件

假定建筑物处于我国南方地区。根据建筑物所在地区气候特点,将供冷季依次划分为 I (4、11

月)、II (5、6、10月)和III (7、8、9月)3种典型日。每个典型日分为24个时段,每个时段持续1h。3种典型日的全年持续时间和平均气温如表1所示。图2为建筑物所在地区3种典型日的逐时气温变化图。图3为该建筑物3种典型日的逐时冷、电负荷曲线。

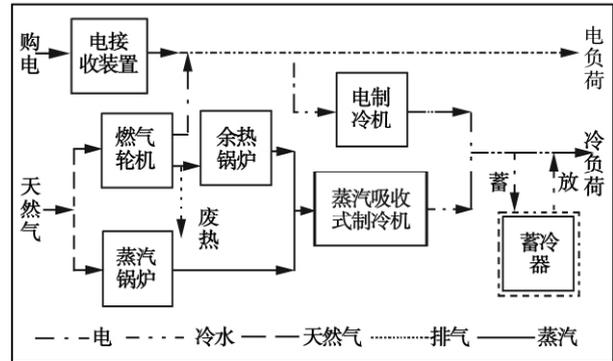


图1 燃气轮机冷电联供系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the cooling and power cogeneration system of a gas turbine

表1 各典型日的持续时间和平均温度

Tab. 1 Time duration and average temperature of various typical days

	典型日		
	I	II	III
全年持续时间/天·a ⁻¹	60	20.55	92
平均气温/°C	25.08	29.11	25.08

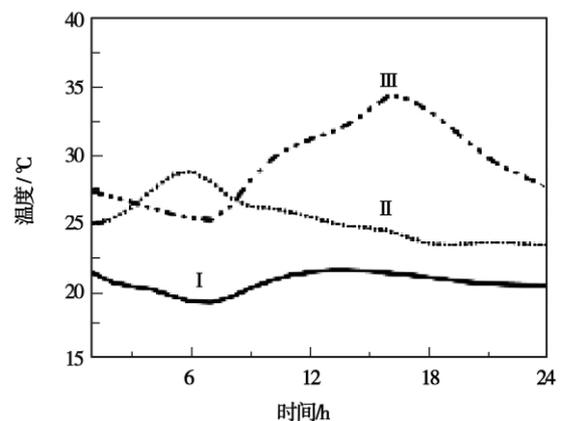


图2 各典型日逐时温度曲线

Fig. 2 Hourly temperature curves of various typical days

计算中的能源价格体系如下:售电单价采取分时电价政策,峰谷时段划分及3种典型日内各时段的电价如表2所示;天然气价格取为2.42元/m³,低位热值取为35.2MJ/m³。

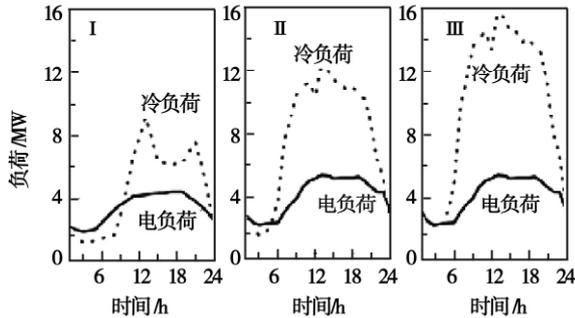


图3 各典型日负荷曲线

Fig. 3 Load curves of various typical days

表2 各典型日售电单价(元/kWh)

Tab. 2 Electricity sales price in various typical days

	典型日		
	峰段	平段	谷段
	10:00 - 15:00 18:00 - 21:00	7:00 - 10:00 15:00 - 18:00 21:00 - 23:00	23:00 - 7:00
冬季和过渡季	1.194	0.781	0.391
夏季	1.194	0.816	0.336

2.2.2 设备参数

将燃气轮机和余热锅炉视为一套设备,在优化配置中同时进行选择。蓄冷器安装1台,容量为连续变量,计算中假定在I、II、III 3种典型日中蓄冷器的初始和终止条件w的取值分别为其容量的20%、30%和50%。电接收装置安装1台,容量已知且足够满足要求。因此,系统中待选设备有4类。其中,燃气轮机有3种,每种最多可选8台;蒸汽吸收式制冷机、电制冷机及蒸汽锅炉均有两种可供选择,每种最多可选5台。表3为3种燃气轮机在额定负荷下的性能参数及单位容量成本。表4为其它3种设备在额定负荷下的性能参数及单位容量成本。计算中同时考虑了部分负荷对设备性能的影响。

蓄冷器的初投资成本取为120元/kW,能量损失系数μ为0.02。余热锅炉的单位容量成本取为1100元/kW。假定所有设备的有效使用期均为

15a,年利率取为5%。

表3 燃气轮机计算参数

Tab. 3 computational parameters of gas turbines

	1号	2号	3号		
额定容量/kW	648	1004	1184		
额定效率/%	18.9	24.7	24.3		
设计工况温度/°C	15	15	15		
特性函数关系	发电量与燃料流量的关系	a_1	-0.00022	-0.00048	-0.00041
		b_1	0.3484	0.3424	0.3591
		c_1	-1.74733	0.9593	0.7933
		d_1	-481.03	-373.56	-531.69
环境温度的影响	烟气余热与燃料流量的关系	a_2	-0.0000333	-0.00049	0.00033
		b_2	0.4383	0.4364	0.4207
		c_2	8.732	7.1413	8.7047
		d_2	219.37	157.17	149.07
	k_1	0	0	-0.000023	
	k_2	0	0	0.0008	
	k_3	0.003	0.0039	-0.0019	
	k_4	-0.0002	0	0.00086	
单位容量成本/元·kW ⁻¹	6180	5890	5740		

表4 其它设备计算参数

Tab. 4 Parameters for calculating other equipment items

可选设备	容量/kW	效率 COP	单位容量成本/元·kW ⁻¹
1号蒸汽吸收式制冷机	1697	1.4	1100
2号蒸汽吸收式制冷机	1939		
1号电制冷机	3110	5.04	650
2号电制冷机	3750		
1号蒸汽锅炉	1041	0.9	800
2号蒸汽锅炉	1860		

2.3 计算结果及分析

为研究不同能源价格体系下环境温度对系统优化配置和运行的影响程度,计算中气价保持不变,电价在原值的基础上以0.01元/(kWh)为一个单位逐步上调或下调。最高上调0.28元/(kWh),最低下调0.18元/(kWh),共计47种能源价格体系。

针对上述能源价格体系,在不考虑环境温度(方案一)和考虑环境温度(方案二取逐时温度值,方案3在典型日内取各自的环境温度平均值)两种情况下,进行了优化配置计算。

图4~图7为3种方案在不同能源价格体系下

的优化配置计算结果,图中负号表示电价下调。总体上看,当电价升高时,3种方案都倾向于选择更大的燃气轮机容量和更小的电制冷机容量;能源价格体系对优化配置结果有重要影响。由图亦可见,在不同能源价格体系下,考虑与否以及如何考虑环境温度因素,也会对系统优化配置结果产生不同程度的影响。例如,当电价变化量为 $-0.14 \sim -0.09$ 元/(kWh)、 $0.23 \sim 0.25$ 元/(kWh)时,考虑与否环境温度对系统优化配置影响显著。与方案一相比:电价变化量为 $-0.14 \sim -0.09$ 元/(kWh)时,方案二燃气轮机的安装容量较低;电价变化量为 $0.23 \sim 0.25$ 元/(kWh)时,方案二中燃气轮机的安装容量从 $3\,552$ kW提高至 $4\,016$ kW。当电价变化量为 $-0.18 \sim -0.15$ 元/(kWh)、 $-0.08 \sim 0.22$ 元/(kWh)、 $0.26 \sim 0.28$ 元/(kWh)时,环境温度对系统优化配置的影响并不显著,除蓄冷器安装容量存在一定差异外,方案一和方案二中其它设备的选择情况均一致。

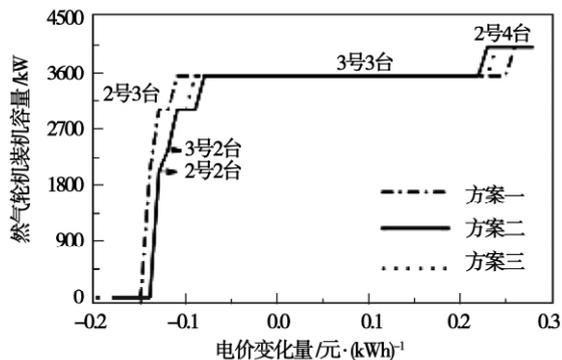


图4 燃气轮机的安装容量

Fig. 4 Installed capacity of the gas turbine

造成上述结果的原因是当电价(变化量为 $-0.18 \sim -0.15$ 元/(kWh)较低时,系统选择更倾向于以传统分供方式运行,仅选择5台1号电制冷机。随着电价的提升,系统开始采用燃气轮机发电。当电价变化量为 $0.23 \sim 0.25$ 元/(kWh)时,电价较高,系统会更多地采用燃气轮机发电。由于考虑环境温度时,燃气轮机的功率会下降,所以方案二会比方案一更快地增加其安装容量。当电价更高(变化量在 $0.26 \sim 0.28$ 元/(kWh)时,系统会尽可能利用燃气轮机发电,此时决定燃气轮机装机容量的是用户侧冷、电负荷的大小。另外,系统中燃气轮机安装容量的改变通常会引起吸收式制冷机、电制冷机和

蓄冷器安装容量的变化。

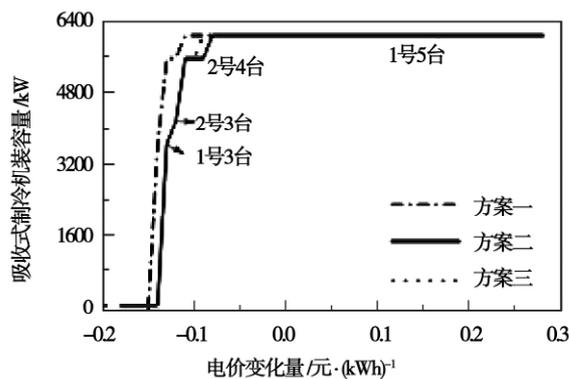


图5 吸收式制冷机的安装容量

Fig. 5 Installed capacity of the absorption type refrigerator

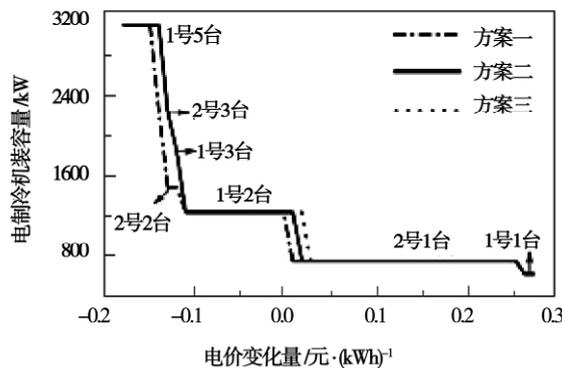


图6 电制冷机的安装容量

Fig. 6 Installed capacity of the electrically driven refrigerator

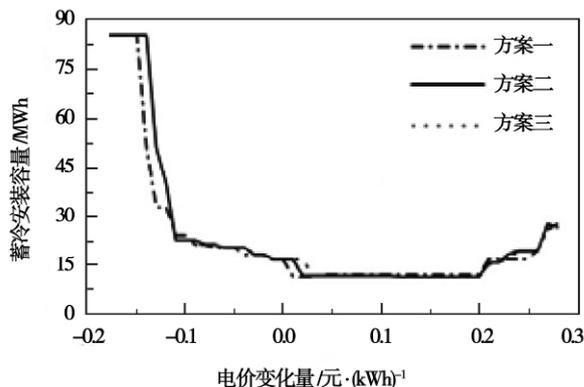


图7 蓄冷器的安装容量

Fig. 7 Installed capacity of the cooling energy storage device

图 8 ~ 图 11 为各种能源价格体系下 3 种方案的费用和能耗情况。从中可以看出,在各种能源价格体系下(包括对配置结果影响不大的情况),环境温度对联供系统的经济性和能源消耗影响显著。当电价变化量为 $-0.14 \sim 0.28$ 元/(kWh) 时,与方案一相比,方案二年运行能耗费用平均增加 2.4%,年总费用平均增加 1.8%,天然气年耗量平均增加 10.3%,年购电总量平均减少 8.4%。

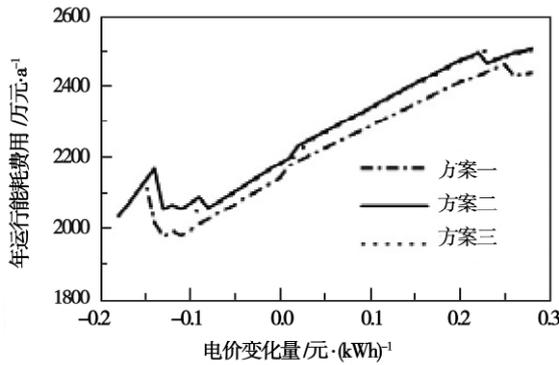


图 8 年运行能耗费用
Fig. 8 Cost of annual energy consumed during operation in each year

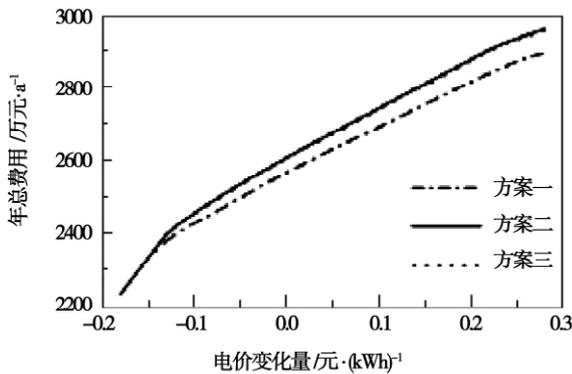


图 9 年总费用
Fig. 9 Total cost in a year

从图 4 ~ 图 11 中还可看出,在绝大多数能源价格体系下,采用典型日各自的环境温度平均值与逐时考虑环境温度的优化配置和运行结果基本一致。对于电价变化量为 -0.09 、 -0.04 、 0.02 、 0.23 元/(kWh) 以外的能源价格体系,除蓄冷器的装机容量存在较小差异外,方案二和方案 3 中其它设备的选择情况完全一致。方案 3 的年运行能耗费用、年总费用、天然气年耗量和年购电总量与方案二的变化

差异均在 0.5% 以下。

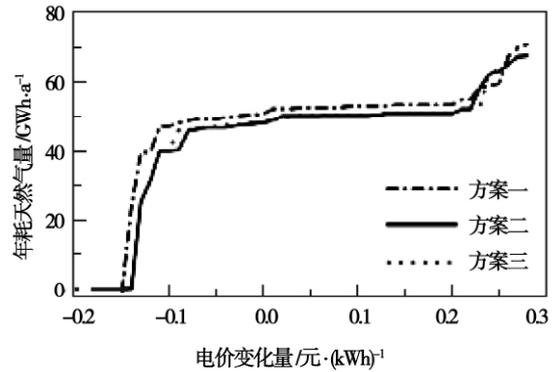


图 10 年耗天然气量
Fig. 10 Amount of natural gas consumed in a year

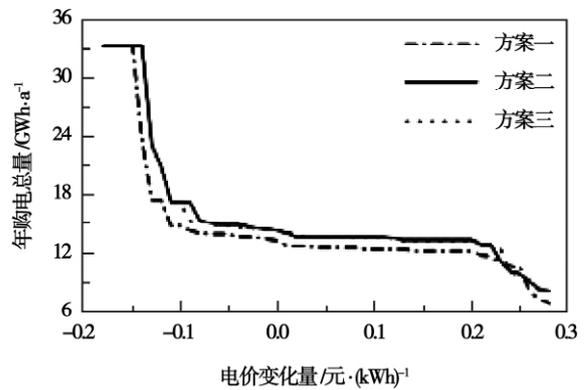


图 11 年购电总量
Fig. 11 Total electricity amount purchased in a year

3 结论

(1) 环境温度对联供系统的经济性和能源消耗影响显著。考虑环境温度影响后,系统年运行能耗费用和年总费用分别增加 2.4% 和 1.8%,天然气年耗量增加 10.3%,年购电总量减少 8.4%。

(2) 在不同能源价格体系下,环境温度对系统优化配置的影响程度不同,在一定的能源价格体系下影响比较显著。所以,对于环境温度偏离燃气轮机 ISO 设计工况温度较大、时间较长的地区,在进行燃气轮机分布式供能系统优化配置计算时,应当重视和考虑环境温度的影响。

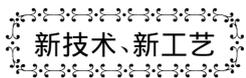
(3) 采用典型日各自的环境温度平均值与逐时考虑环境温度的优化配置结果基本一致,因此在优化配置时如逐时考虑环境温度存在困难,可用典型

日环境温度平均值代替。

参考文献:

- [1] Bacigalupo E, Tasso L, Zinnari R G. Power augmentation using an inlet air chilling system in a cogenerative power plant equipped with a heavy duty gas turbine [J]. ASME, 1993, 8: 1 - 10.
- [2] 李 辉, 付 林, 朱颖心. 燃气轮机入口空气冷却系统的技术经济性能[J]. 热能动力工程, 2006, 21(3): 231 - 234.
LI Hui, FU Lin, ZHU Ying-xin. Technical performance and cost-effectiveness of gas turbine inlet air cooling systems [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2006, 21(3): 231 - 234.
- [3] Mohanty B, Paloso G. Enhancing gas turbine performance by intake air cooling using an absorption chiller [J]. Heat Recovery and CHP, 1995, 15(1): 41 - 50.
- [4] Oh S D, Oh H S, Kwak H Y. Economic evaluation for adoption of cogeneration system [J]. Applied Energy, 2007, 84(3): 266 - 278.
- [5] Arcuri P, Florio G, Fragiaco P. A mixed integer programming model for optimal design of trigeneration in a hospital complex [J]. Energy, 2007, 32(8): 1430 - 1447.
- [6] Li H W, Nalim R, Haldi P A. Thermal-economic optimization of a distributed multi-generation energy system—A case study of Beijing [J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(7): 709 - 719.
- [7] 刘爱国, 张士杰, 肖云汉. 带蓄能装置的分布式热电联产系统优化配置[J]. 热力发电, 2010, 39(6): 14 - 20.
LIU Ai-guo, ZHANG Shi-jie, XIAO Yun-han. Optimization and configuration of a distributed heat-power-cooling cogeneration system provided with energy accumulators [J]. Thermal Power Generation, 2010, 39(6): 14 - 20.
- [8] Yokoyama R, Ito K. Optimal Design of Gas Turbine Cogeneration Plants in Consideration of Discreteness of Equipment Capacities [J]. Transaction-ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2006, 128(2): 336 - 343.
- [9] Horii S, Ito K, Pak P S, Suzuki Y. Optimal planning of gas turbine co-generation plants based on mixed-integer linear programming [J]. International Journal of Energy Research, 1987, 11(4): 507 - 518.
- [10] 陆 伟, 张士杰, 肖云汉. 有蓄冷器的联供系统优化运行[J]. 中国电机工程学报, 2007, 27(8): 49 - 53.
LU Wei, ZHANG Shi-jie, XIAO Yun-han. Optimized operation of a cogeneration system equipped with cooling energy storage devices [J]. Proceedings of China Electric Machinery Engineering, 2007, 27(8): 49 - 53.

(丛 敏 编辑)



清洁能源系统

据《Diesel & Gas Turbine Worldwide》2012 年 1 - 2 月刊报道, 清洁能源系统公司专门研究可移动和分布式电力生产系统, 已与多伦多 Gas Gen Canada Ltd 公司签订了一项协议。

通过该协议, CES 将首要产品 - Genesis 1000 - 投入加拿大分布能源市场。Genesis 1000 为紧凑、轻量级的 1 MW 电力生产系统。

仅 5.7 m 长和 7 348 kg 重, 全封闭的 Genesis 机组明显比典型的 1 MW 电力系统更小并且重量更轻。

Gas Gen 向加拿大能源市场供应天然气发电机组。燃料灵活的 Genesis 1000 可以利用天然气、液化石油气、来自陆地回填和生物蒸炼的生物甲烷以及来自石油钻井和加工排空的火炬气运行。

(吉桂明 摘译)

ing precisions and reflect very well the working process of the high pressure bypass system of the steam turbine. As an important integral part of the model for simulating the mechanism of coal-fired power generator units at the full load ,the model under discussion has laid a foundation for simulating and studying the energy consumption under the start-up ,shutdown and special off-design operating conditions of the units. **Key words:** high pressure bypass system ,throttle and pressure reduction ,water-spraying temperature reduction ,simulation model

涡轮叶片冷却通道换热特性研究 = **Study of the Heat Exchange Characteristics of the Cooling Passages of a Turbine Blade** [刊 ,汉] YANG Zi-long (China Warship Academy ,Beijing ,China ,Post Code: 100192) ,XIAO Wei-yan ,WANG Zhi-qiang ,YU Shun-wang (CSIC Harbin No. 703 Research Institute ,Harbin ,China ,Post Code: 150078) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013 28(4) . - 341 ~ 344

With the cooling flow passage scheme prepared for the high pressure turbine blades of a marine gas turbine newly designed serving as the object of study ,by adopting the full three-dimensional flow-heat coupling method studied was the influence of different cooling passage forms on the heat exchange in the blades of the turbine. A total of three schemes were compared. The merits of the Scheme I lie in its eliminating the high temperature zone on the top boss of the blade and making the average temperature in a section and cooling effectiveness acceptable. The Scheme II makes full use of the temperature difference between the cooling air and metallic surface and makes the cooling effectiveness to the blades and the average temperature distribution in a section to be relatively well. The Scheme III intensifies the heat exchange in the middle of the blades. It has been found that the passage form remarkably affects the temperature distribution on the surface of the blades and at the same time also influences the cooling effectiveness of the blades and the distribution of the average temperature along the blade height. The foregoing can offer a theoretical basis for choosing appropriate cooling passages of the turbine blades. **Key words:** turbine ,cooling blade flow-heat coupling ,heat exchange characteristics ,snake-shaped passage

环境温度对燃气轮机分布式供能系统优化配置的影响 = **Influence of the Ambient Temperature on the Optimized Configuration of a Gas-turbine-based Distributed Energy Supply System** [刊 ,汉] YANG Yun ,ZHANG Shi-jie ,XIAO Yun-han (Chinese Academy of Sciences Key Laboratory on Advanced Energy and Power ,Engineering Thermophysics Research Institute ,Chinese Academy of Sciences ,Beijing ,China ,Post Code: 100190) //Journal of

Engineering for Thermal Energy & Power. – 2013 28(4). – 345 ~ 351

On the basis of establishing a hybrid integral linear planning model for optimally configured distributed energy supply systems, a correction function was added and used to consider the influence of the ambient temperature on the performance of the gas turbine. Under different energy price systems with the ambient temperature being considered, the optimized configuration of a gas-turbine-based distributed energy supply system was studied. The calculation results show that the influence of the ambient temperature on the cost-effectiveness and energy consumption is remarkable. After the ambient temperature had been considered, the annual cost spent on the energy consumption during the operation of the system and the annual total cost will increase by 2.4% and 1.8% respectively. The annual natural gas consumption will increase by 10.3% while the annual total quantity of electricity purchased will decrease by 8.4%. Under different energy price systems, the extent of the influence of the ambient temperature on the optimized configuration of the system in question will be from case to case. Under a certain energy price system, such an influence will be comparatively marked. The optimized configuration results with the influence of the ambient temperature considered by using the various typical day ambient temperature average values and hour by hour are basically identical. **Key words:** ambient temperature, gas turbine, distributed energy supply system, optimized configuration

矩形微通道内弹状流流动特性 = **Flow Characteristics of a Slug Flow Inside a Rectangular Microchannel**

[刊 汉] ZHOU Yun-long (College of Energy Source and Power Engineering, Northeast University of Electric Power, Jilin, China, Post Code: 132012), LIU Bo (Huadian Academy of Electric Power Sciences, Hangzhou, China, Post Code: 310030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. – 2013 28(4). – 352 ~ 356

With air serving as the gas phase medium and a liquid having various surface tensions as the liquid-phase medium, measured by using the visualization technology were the air column speed, air column length, void fraction in a section and air column production frequency of a slug flow inside a microchannel having a rectangular section of $100\mu\text{m} \times 800\mu\text{m}$. It has been found during the test that C_0 (a flow parameter) will have an effect on the air column speed while the flow parameters will decrease with an increase of the surface tension. According to the correlation formulae proposed by Qian and others, a new model for predicting the air column length was presented. The average devi-