



能源总线系统的焓分析与碳分析

同济大学 中国建筑科学研究院上海分院 樊 瑛[☆]

同济大学 龙惟定

摘要 建立了天然水源能源总线系统、冷却塔能源总线系统以及单体建筑供冷系统的焓分析与碳分析通用模型,并以上海某商业中心为例,基于 TRNSYS 软件,对系统进行了动态逐时焓分析与碳分析。结果表明,按单位冷量的焓损失排序,由高到低依次为单体建筑供冷、冷却塔能源总线系统、天然水源能源总线系统,其值依次为 0.304, 0.266, 0.185;按单位冷量的碳排放量排序,单体建筑供冷系统碳排放量最大,其次为冷却塔能源总线系统,最小的是天然水源能源总线系统形式,其值依次为 0.254, 0.215, 0.189 kg/(kW·h)。同单体建筑供冷相比,能源总线系统在焓效率与碳排放量方面均具有明显的优势。

关键词 能源总线系统 焓分析 碳分析 冷却塔 水源热泵

Exergy and carbon dioxide emission analysis for energy bus systems

By Fan Ying[★] and Long Weiding

Abstract Develops a general exergy and carbon dioxide emission analysis model for the natural water energy bus system (EBS), cooling tower EBS and single building cooling system. Taking a commercial building in Shanghai as an example, dynamically analyses hourly exergy and carbon dioxide emission of the three systems by means of TRNSYS software. The result shows that the descending order according to the exergy loss per unit refrigeration output is the single building cooling system, cooling tower EBS and natural water EBS with the respective value of 0.304, 0.266 and 0.185. In accordance with carbon dioxide emission per unit refrigeration output, the single building cooling system is the largest, the cooling tower EBS the second and the natural water EBS the smallest, with the value being 0.254, 0.215 and 0.189 kg/(kW·h) respectively. Compared with single building cooling system, the two EBSs have obvious superiority in exergy efficiency and carbon dioxide emission.

Keywords energy bus system, exergy analysis, carbon dioxide emission analysis, cooling tower, water-source heat pump

★ Tongji University, Shanghai, China

①

0 引言

伴随着我国快速的城市化进程,区域级开发项目层出不穷。区域建筑能源规划对于建筑节能与减碳的实现具有非常重要的意义。

能源总线系统是一种很有前景的区域能源系统。该系统起初是为了利用天然水源而发展起来的。

能源总线系统是将来自于可再生能源或未利用能源的热源或热汇水,通过作为基础设施的管网输送到各用户。在用户端,能源总线系统来的水作为水源热泵的热源或热汇或者水冷制冷机组的热汇,经换热后回到源头、或排放(地表水)、或循环再次换热(通过换热器与各种源和汇耦合)、或回灌

(地下水)^[1]。能源总线系统指的是将冷却水集中供给各建筑物内的制冷机或热泵,简单地说,就是集中供给冷却水系统。

能源总线系统具有以下优点:1) 集成利用低品位的未利用能源,发挥规模效应;2) 克服了分散的末端空气源热泵机组的许多缺陷,为末端机组提供优质的热源与热汇,提高机组性能系数;3) 集中排热方式,可有效缓解城市局部热排放造成的热岛

①☆ 樊瑛,女,1977年1月生,博士,讲师
200032 上海市打浦路88号海丽大厦19楼
(021) 53964550-229
E-mail: mrsfanying@163.com
收稿日期:2012-05-18

效应;4) 克服了区域供冷供热系统温差与流量之间的矛盾,对管网保温隔热的要求也大大降低;5) 末端机组可以根据需要进行调节,实现分户计量。

焓是一种能量,具有能的量纲和属性。焓是能量中“量”与“质”相统一的部分。焓反映了能量中的质,质也就是能量中真正有用的部分。在相同的参考环境下,相同形式和总量的能量其焓值往往不同。在可逆过程中,焓的总量是守恒的,没有焓损失;在不可逆过程中,有焓损失,并且,不可逆性越大,焓损失越大。

焓分析是能量系统设计、优化和性能评估中的一个工具。通过焓分析可明确不可逆性或焓损失的主要来源,最小化给定过程的熵产,可确定系统中能量损失的大小、位置以及产生的原因,有助于改善与优化系统设计^[2]。

国外有许多学者将焓分析应用于各种能源利用系统,如地热区域供热系统^[3-8]、地源热泵系统^[9-13]、太阳能驱动的热泵系统^[14-17]以及热电联产系统^[18]等的评价。到目前为止,未曾有能源总线系统的焓分析方面的研究文献。本文将基于热力学第一定律和热力学第二定律,对能源总线系统进行焓分析,并基于 TRNSYS 软件对能源总线系统进行动态逐时焓损失模拟。另外,也对能源总线系统进行了动态逐时碳排放分析。

1 系统描述

本文将研究地表水能源总线系统与冷却塔能源总线系统,系统示意图见图 1,2。地表水能源总

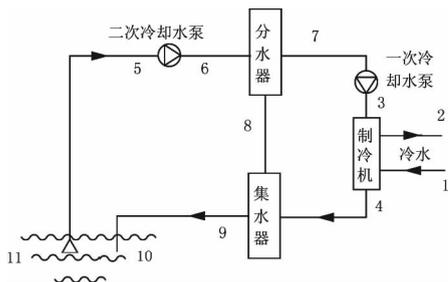


图1 地表水能源总线系统示意图

线系统是指集中供给地表水作为单体建筑内的冷水机组的热汇的冷却水集中供给系统。冷却塔能源总线系统是指冷却塔集中设置的冷却水集中供给系统。由于末端用户负荷错峰,所以区域内集中设置冷却塔时,冷却塔的容量要小于各单体建筑单独设置冷却塔的容量的总和。同时,在研究中,以单体建筑单独设置冷却塔的系統形式作为能源总线系统比较的基础。单体建筑单独供冷系统示意

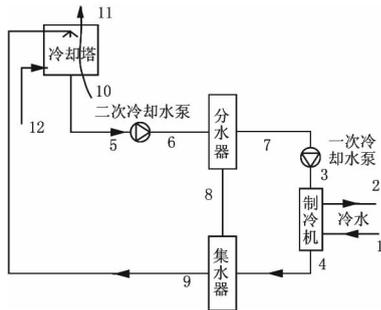


图2 冷却塔能源总线系统示意图

图如图 3 所示。图 1,2,3 中的数字表示各个设备的进出口状态编号。

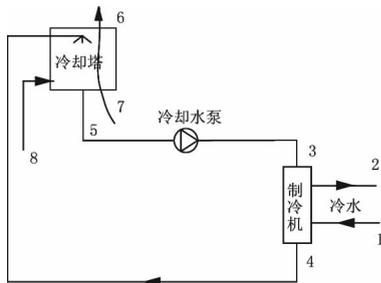


图3 单体建筑供冷系统示意图

2 能源总线系统的焓分析通用模型

2.1 质量、能量及焓平衡方程式

对于稳态稳流过程,质量平衡通用方程式为

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \quad (1)$$

式中 \dot{m}_i 为入口质量流率,kg/s; \dot{m}_o 为出口质量流率,kg/s;下标 i 表示流入,o 表示流出。

能量平衡通用方程式为

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i = \dot{W} + \sum \dot{m}_o h_o \quad (2)$$

式中 \dot{Q} 为传入系统的净热量,kW; \dot{W} 为系统对外所作的功,kW; h 为比焓,kJ/kg。

焓平衡方程式为

$$\dot{E}x_i - \dot{E}x_o = \dot{E}x_l \quad (3)$$

式中 $\dot{E}x_i$ 为进入系统的焓,kW; $\dot{E}x_o$ 为离开系统的焓,kW; $\dot{E}x_l$ 为系统的焓损失,kW。

当忽略系统的动能焓、位能焓、化学焓时,根据物质流、功量与热量的相互作用,焓平衡方程式可表达为

$$\dot{E}x_h - \dot{E}x_w + \dot{E}x_{m,i} - \dot{E}x_{m,o} = \dot{E}x_l \quad (4)$$

式中 下标 h,w,m 分别表示热量、功、质量,相应项分别表示热量焓、功焓以及流焓。

将式(4)中的各项展开,焓平衡方程式可进一步表达为

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum \dot{m}_i \psi_i - \sum \dot{m}_o \psi_o = \dot{E}x_1 \quad (5)$$

式中 第一项为热量焓, T_0 为基准温度, K, T_i 为发生传热时的热力学温度, K; 第三项和第四项为流焓, kW; ψ 为比焓, kJ/kg。在此, 比焓可表示为

$$\psi = (h - h_o) - T_0 (s - s_o) \quad (6)$$

式中 s 为工质的比熵, kJ/(kg · K); s_o 为基准比熵, kJ/(kg · K)。

2.2 地表水能源总线系统的焓分析

2.2.1 假设条件

- 1) 所有过程为稳态稳流过程, 忽略宏观动能与位能的变化;
- 2) 系统向外传热、外界向系统做功为正;
- 3) 忽略管路的传热损失;
- 4) 认为水与空气的比热容保持恒定。

2.2.2 地表水能源总线系统的焓平衡方程式

地表水能源总线系统中各设备的焓损失如表

$$\dot{E}x_1 = \dot{m}_1 (\psi_1 - \psi_2) + \dot{m}_5 \psi_5 - \dot{m}_9 \psi_9 + \dot{W}_{ep} + \dot{W}_{ec1} + \dot{W}_{ec2} \quad (10)$$

系统焓效率 η_{II} 为系统的收益焓与代价焓之比, 该系统的焓效率表达式为

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_1 (\psi_2 - \psi_1)}{\dot{m}_5 \psi_5 - \dot{m}_9 \psi_9 + \dot{W}_{ep} + \dot{W}_{ec1} + \dot{W}_{ec2}} \quad (11)$$

2.3 冷却塔能源总线系统的焓分析

冷却塔能源总线系统的焓分析基于的假设条件同地表水能源总线系统, 不再赘述。冷却塔能源总线系统中各设备的焓损失如表 2 所示。

表 2 冷却塔能源总线系统各设备的焓损失

	焓损失
制冷机	$\dot{m}_1 (\psi_1 - \psi_2) + \dot{m}_3 (\psi_3 - \psi_4) + \dot{W}_{ep}$
冷却塔	$\dot{m}_{10} (\psi_{10} - \psi_{11}) + \dot{m}_9 (\psi_9 - \psi_5) + \dot{W}_{ef} + \dot{m}_{12} \psi_{12}$
一次冷却水泵	$\dot{m}_7 (\psi_7 - \psi_3) + \dot{W}_{ec1}$
二次冷却水泵	$\dot{m}_5 (\psi_5 - \psi_6) + \dot{W}_{ec2}$
分水器	$\dot{m}_6 \psi_6 - \dot{m}_7 \psi_7 - \dot{m}_8 \psi_8$
集水器	$\dot{m}_8 \psi_8 - \dot{m}_4 \psi_4 - \dot{m}_9 \psi_9$

表 2 中

$$\dot{W}_{ef} = \frac{\dot{W}_f}{\eta_f} \quad (12)$$

式中 η_f 为冷却塔风机效率, %。

冷却塔能源总线系统总的焓损失为

$$\dot{E}x_1 = \dot{m}_1 (\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{ep} + \dot{W}_{ef} + \dot{W}_{ec1} + \dot{W}_{ec2} + \dot{m}_{10} (\psi_{10} - \psi_{11}) + \dot{m}_{12} \psi_{12} \quad (13)$$

1 所示。

表 1 地表水能源总线系统各设备的焓损失

	焓损失
制冷机	$\dot{m}_1 (\psi_1 - \psi_2) + \dot{m}_3 (\psi_3 - \psi_4) + \dot{W}_{ep}$
一次冷却水泵	$\dot{m}_7 (\psi_7 - \psi_3) + \dot{W}_{ec1}$
二次冷却水泵	$\dot{m}_5 (\psi_5 - \psi_6) + \dot{W}_{ec2}$
分水器	$\dot{m}_6 \psi_6 - \dot{m}_7 \psi_7 - \dot{m}_8 \psi_8$
集水器	$\dot{m}_8 \psi_8 - \dot{m}_4 \psi_4 - \dot{m}_9 \psi_9$

表 1 中

$$\dot{W}_{ep} = \frac{\dot{W}_p}{\eta_m \eta_l} \quad (7)$$

$$\dot{W}_{ec1} = \frac{\dot{W}_{cl}}{\eta_{cl}} \quad (8)$$

$$\dot{W}_{ec2} = \frac{\dot{W}_{c2}}{\eta_{c2}} \quad (9)$$

式(7)~(9)中 η_m 为压缩机的机械效率, %; η_l 为压缩机的指示效率, %; η_{cl} 为一次冷却水泵效率, %; η_{c2} 为二次冷却水泵效率, %; \dot{W}_{ep} 为压缩机的输入功率, kW; \dot{W}_{ec1} 为一次冷却水泵的输入功率, kW; \dot{W}_{ec2} 为二次冷却水泵的输入功率, kW。

地表水能源总线系统总的焓损失为

系统焓效率为

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_1 (\psi_2 - \psi_1)}{\dot{W}_{ep} + \dot{W}_{ef} + \dot{W}_{ec1} + \dot{W}_{ec2} + \dot{m}_{10} (\psi_{10} - \psi_{11}) + \dot{m}_{12} \psi_{12}} \quad (14)$$

2.4 单体建筑供冷系统的焓分析

该单体建筑内供冷系统的冷却水与冷水系统为定流量系统。该系统的热力分析边界仅至制冷机冷水侧。建筑内部冷水泵以及建筑内部系统在此不涉及。单体建筑供冷系统与所比较的能源总线系统应具有相同的热力边界。单体建筑供冷系统焓平衡方程式如表 3 所示。

表 3 单体建筑供冷系统各设备的焓损失

	焓损失
制冷机	$\dot{m}_1 (\psi_1 - \psi_2) + \dot{m}_3 (\psi_3 - \psi_4) + \dot{W}_{ep}$
冷却塔	$\dot{m}_7 (\psi_7 - \psi_6) + \dot{m}_4 (\psi_4 - \psi_5) + \dot{m}_8 \psi_8 + \dot{W}_{ef}$
冷却水泵	$\dot{m}_5 (\psi_5 - \psi_3) + \dot{W}_{ec}$

表 3 中

$$\dot{W}_{ec} = \frac{\dot{W}_c}{\eta_c} \quad (15)$$

式中 η_c 为冷却水泵效率, %。

单体建筑供冷系统总的焓损失为

$$\dot{E}x_t = \dot{m}_1(\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{ep} + \dot{W}_{ef} + \dot{W}_{ec} + \dot{m}_7(\psi_7 - \psi_6) + \dot{m}_8\psi_8 \quad (16)$$

系统焓效率为

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_1(\psi_2 - \psi_1)}{\dot{W}_{ep} + \dot{W}_{ef} + \dot{W}_{ec} + \dot{m}_7(\psi_7 - \psi_6) + \dot{m}_8\psi_8} \quad (17)$$

3 能源总线系统的碳分析通用模型

3.1 地表水能源总线系统的碳分析通用模型

地表水能源总线系统消耗电力的设备包括制冷机、一次冷却水泵与二次冷却水泵。该系统的二氧化碳排放量 CE_r 为

$$CE_r = C_e(\dot{W}_{ep} + \dot{W}_{ec1} + \dot{W}_{ec2})t \quad (18)$$

式中 C_e 为电力碳排放系数, $\text{kg}/(\text{kW} \cdot \text{h})$, 取 $0.8 \text{ kg}/(\text{kW} \cdot \text{h})$; t 为运行时间, h 。

3.2 冷却塔能源总线系统的碳分析通用模型

冷却塔能源总线系统消耗电力的设备包括制冷机、一次冷却水泵、二次冷却水泵与冷却塔风机。该系统的二氧化碳排放量 CE_c 为

$$CE_c = C_e(\dot{W}_{ep} + \dot{W}_{ec1} + \dot{W}_{ec2} + \dot{W}_{ef})t \quad (19)$$

3.3 单体建筑供冷系统的碳分析通用模型

单体建筑供冷系统消耗电力的设备由冷却塔、冷却水泵与制冷机组组成。该系统的二氧化碳排放量 CE_s 为

$$CE_s = C_e(\dot{W}_{ep} + \dot{W}_{ec} + \dot{W}_{ef})t \quad (20)$$

4 能源总线系统的案例分析

以上海某中央商业中心为例,进行能源总线系统的焓分析。选择不同的建筑类型来进行研究,分别为办公建筑 B-1、酒店 B-2 以及商场 B-8。3 个单体建筑均分别选用 2 台电动压缩式冷水机组, B-1, B-2, B-8 的制冷机容量依次为 700, 1 205, 5 410 kW; 额定 COP 分别为 4.7, 5.0, 5.8。

4.1 单体建筑供冷系统 TRNSYS 建模

模拟基于以下假设条件:冷却塔风机电动机效率为 80%, 机械效率为 50%; 制冷机指示效率为 65%, 机械效率为 90%; B-1 与 B-2 的冷却水泵机械效率为 80%, B-8 的冷却水泵机械效率为 85%, 电动机效率均为 90%。制冷机冷水供水温度设定为 7°C , 进出口温差为 5°C ; 冷却水供回水温差为 5°C 。冷却水、冷水系统均为定流量系统。冷却水泵台数与制冷机对应。制冷机、冷却塔与冷却水泵连锁运行, 采用负荷控制。模型如图 4 所示。

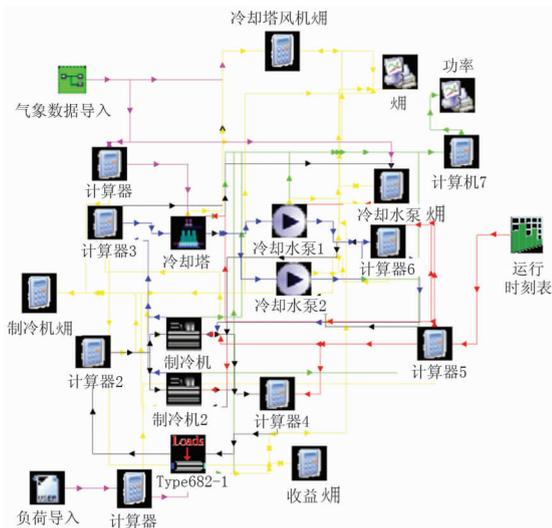


图 4 单体建筑供冷系统模型

4.2 天然水源能源总线供冷系统 TRNSYS 建模

二次冷却水泵流量基于区域逐时冷负荷峰值, 结合 5°C 的冷却水供回水温差来计算。一次冷却水泵流量、台数与制冷机流量、台数相对应。二次冷却水泵台数为 8 台。一次冷却水泵与制冷机连锁运行, 采用负荷控制; 二次冷却水泵由冷却水流量进行控制。一次冷却水环路长度取为 100 m, 二次冷却水泵环路长度取为 60 m。

模拟基于以下假设条件: 制冷机指示效率为 65%, 机械效率为 90%; B-1 与 B-2 的一次冷却水泵机械效率为 80%, B-8 的一次冷却水泵机械效率为 85%, 电动机效率均为 90%。二次冷却水泵机械效率为 80%, 电动机效率为 90%。天然水源温度为上海市江水源逐时温度值。模型如图 5 所示。

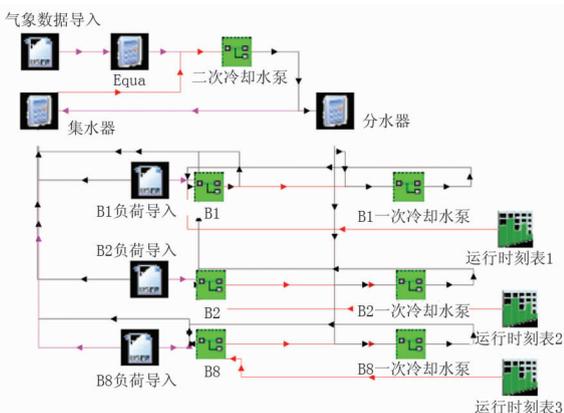


图 5 天然水源能源总线系统模型

4.3 冷却塔能源总线供冷系统 TRNSYS 建模

冷却塔基于区域逐时冷负荷峰值来选型;二次冷却水泵流量基于区域逐时冷负荷峰值,结合 5°C 的冷却水供回水温差来计算;二次冷却水泵台数为8台。一次冷却水泵流量、台数与制冷机流量、台数相对应。

制冷机、冷却塔与一次冷却水泵联锁运行,采用负荷控制;二次冷却水泵采用冷却水流量控制。一次冷却水环路长度取为100 m,二次冷却水泵环路长度取为60 m。模拟假设条件同天然水源能源总线供冷系统。模型如图6所示。

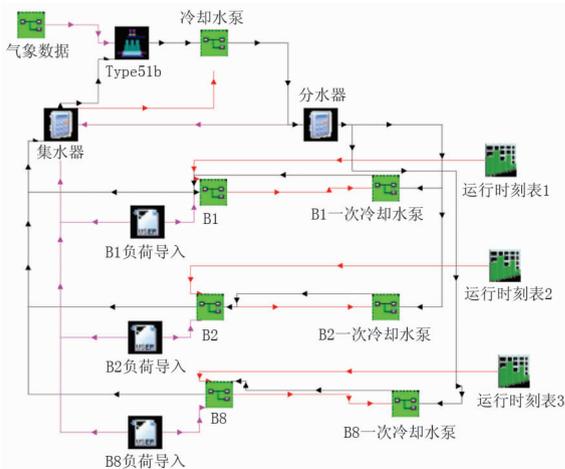


图6 冷却塔能源总线系统模型

5 模拟结果分析

5.1 焓损失

从图7可看出,按照系统焓损失排序,由高到低依次为3个单体供冷系统(TSB)、冷却塔能源总线系统(CTEBS)以及天然水源能源总线系统(NWEBS)。同3个单体供冷系统相比,冷却塔能源总线系统的焓损失降低了12.50%,天然水源能源总线系统的焓损失降低了39.14%;天然水源能源总线系统焓损失比冷却塔能源总线系统降低了30.45%。

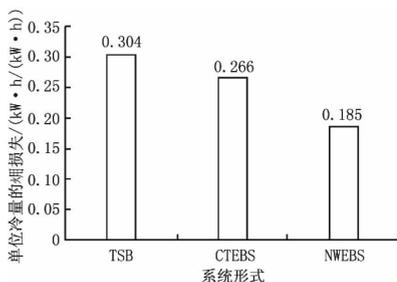


图7 能源总线系统与单体供冷系统焓损失

5.2 碳分析

从图8可看出,按照系统碳排放量排序,由高

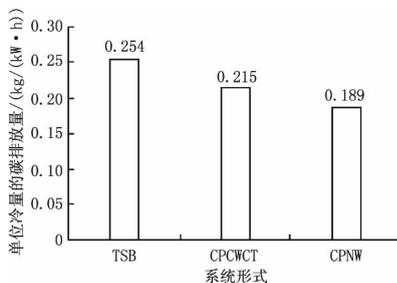


图8 能源总线系统与单体供冷系统碳排放量

到低依次为3个单体供冷系统(TSB)、冷却塔能源总线系统(CTEBS)、天然水源能源总线系统(NWEBS)。同单体建筑供冷系统相比,冷却塔能源总线系统的碳排放量降低了15.35%,天然水源能源总线系统碳排放量降低了25.59%;天然水源能源总线系统碳排放量比冷却塔能源总线系统降低了12.09%。

6 结论

按单位冷量的焓损失排序,由高到低依次为单体建筑供冷、冷却塔能源总线系统、天然水源能源总线系统,其值依次为 $0.304, 0.266, 0.185 \text{ kW}\cdot\text{h}/(\text{ kW}\cdot\text{h})$ 。从焓损失角度来看,冷却塔能源总线系统及天然水源能源总线系统优于单体建筑单独供冷的系统形式,且天然水源能源总线系统优于冷却塔能源总线系统。

按碳排放量排序,单体建筑供冷系统碳排放量最大,其次为冷却塔能源总线系统,最小的是天然水源能源总线系统形式,其值依次为 $0.254, 0.215, 0.189 \text{ kg}/(\text{ kW}\cdot\text{h})$ 。采用碳排放量指标评价,同单体建筑供冷系统相比,冷却塔能源总线系统具有明显的优势。

焓损失高,意味着焓效率低。综合碳排放量与焓效率可见,3种系统形式中天然水源能源总线系统最优,冷却塔能源总线系统居中,单体建筑供冷最差。

参考文献:

- [1] 龙惟定,白玮,梁浩. 低碳城市的能源系统[J]. 暖通空调,2009,39(8):79-84,127
- [2] Bejan A. Advanced engineering thermodynamics [M]. New York: John Wiley & Sons,1997
- [3] Ozgener L, Hepbasli A, Dincer I. Energy and exergy analysis of the Gonen geothermal district heating

