

文章编号:1673-0062(2018)01-0046-07

单元式水冷多联热管空调系统有限时间热力学 分析与能效评价

陈飞虎^{1,2}, 廖曙光¹, 柴 宁¹, 张 泉^{2*}

(1.长沙麦融高科股份有限公司,湖南 长沙,410081;2.湖南大学 土木工程学院,湖南 长沙,410081)

摘 要:近年来,随着信息化的飞速发展,数据中心的规模不断扩大.在带来变革的同时,数据中心的迅速扩张也产生了日益严重的能源问题.降低数据中心冷却系统能耗,已成为节能减排的迫切要求.利用热管技术进行自然冷却和冷水主机水冷方式是降低这一能耗的有效方法之一.本文根据数据中心负荷的特点,以湖南常德某数据中心(111°39'E,29°00'N)的 72 台背板热管空调为对象,利用有限时间热力学方法对该数据中心应用的单元式水冷多联热管系统进行分析,并建立了全年能耗计算的评价方法.该分析方法提高了传统的评价方法的精度,可以为热管技术在数据中心的推广与能效分析提供参考.

关键词:数据中心;单元式水冷多联热管空调;有限时间热力学;全年能耗

中图分类号:TB66 **文献标志码:**A

Finite Time Thermodynamic Analysis of a Unit Type Water Cooled Multi Coupling Heat Pipe Air Conditioning System and Energy Efficiency Evaluation

CHEN Fei-hu^{1,2}, LIAO Shu-guang¹, CHAI Ning¹, ZHANG Quan^{2*}

(1.Changsha Maxxom High-Tech Incorporated Limited Company, Changsha, Hunan 410081, China;

2.Civil Engineering College, Hunan University, Changsha, Hunan 410081, China)

Abstract: In recent years, with the rapid development of information technology, the scale of the data center is expanding. While bringing about changes, the rapid expansion of the data center has also produced an increasingly serious energy problem. Reducing energy consumption in the cooling system of data center has become an urgent requirement for energy saving and emission reduction. Natural cooling of heat pipe is one of the effective ways to reduce the

收稿日期:2018-01-14

基金项目:中国与芬兰国际合作项目:数据中心自然水源冷却与热回收技术研究(2016YFE114300)

作者简介:陈飞虎(1982-),男,工程师,博士,主要从事数据中心高效冷却技术方向的研究.E-mail: maxxom121@163.com.

* 通讯作者:张 泉,E-mail: 283146708@qq.com

energy consumption. According to the characteristics of data center load, the finite time thermodynamic method has been employed to thermodynamic analysis of the data center heat pipe system in Changde City, Hunan Province. (111 degrees 39'E, 29 ~ 00'N), 72 backboard heat pipe air conditions as the object, the evaluation method of calculating annual energy consumption was presented, which improves the calculation of the traditional evaluation method precision. The calculation and evaluation method provides a reference for the extension and energy consumption analysis of the heat pipe technology in the data center.

key words: data center; unit type water cooled multi couplet heat pipe air conditioning; finite time thermodynamics; energy consumption for the whole year

0 引言

目前数据中心的能源消费在世界能源消费总量占了很大比重,如果能在冷热源领域的节能研究能够取得成效,其节能效益是十分显著的。但目前动态仿真和分析的评价方法为准静态的评价方法^[1]。系统运行时,外界环境温度、系统的运行参数等是逐时变化的。其评价方法粗糙,且不能反应系统的实际运行状态。本文将用有限时间热力学分析方法分析数据中心的焓流情况,并提出了全年能效的评价方法。该分析方法与模拟方法能够反应真实的系统实际的运行过程。可为热力系统的评价提供参考。

1 有限时间热力学分析方法

工程热力学或者经典热力学的可逆过程和可逆循环,其内外势差趋于 0,这就要求过程进行的无限缓慢,过程所花费的时间无限长,因此可逆循环的功率或者制冷效率趋于 0,或者说,在有限的换热时间内,换热器的面积必须无限大。这就是说,获得此种不涉及时间概念的理想可逆循环的热效率或制冷系数是以循环的功率或者制冷效率趋于 0 为代价的。事实上,工程实际对此不但无法接受,而且可逆循环在实际过程中也是无法实现的^[2]。

20 世纪 70 年代中叶,柯曾 (Curzon)、阿尔伯恩 (Ahlborn) 和吴治 (Chih Wu) 首先论涉了有限时间热力学概念,提出在有限时间内完成循环和优化循环这样一个具有实际工程意义的问题,为宏观热力学的近代发展开辟了一个新的领域。典型内可逆循环如图 1 所示。所谓内可逆卡诺循环是指不考虑工质的粘性摩阻,工质在循环过程中是可逆的;然而,工质在吸热过程和放热过程中与热源间存在温差。

对于内可逆循环,假设工质在吸热和放热过程中的温度分别为 T_1 和 T_2 ,热源和冷源的温度分

别为 T_H 和 T_L ,则根据传热理论,吸热量 Q_1 和放热量 Q_2 分别为^[3]:

$$Q_1 = K_1 A_1 (T_1 - T_H) \tau_1 \quad (2)$$

$$Q_2 = K_2 A_2 (T_L - T_2) \tau_2 \quad (3)$$

式中: k 为传热系数, A 为传热面积, τ 为传热时间。

在输出功率最大时内可逆卡诺循环的热效率:

$$\eta_{C,\tau} = 1 - \left(\frac{T_L}{T_H} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

同时可以推出:

$$\frac{\tau_1}{\tau_2} = \left(\frac{k_2}{k_1} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

以及最大功率的计算式:

$$P_{\max} = \frac{k_1 k_2}{\gamma} \left[\frac{T_H^{0.5} - T_L^{0.5}}{k_1^{0.5} + k_2^{0.5}} \right]^2 \quad (6)$$

从上述结果我们可以看到一个合理的结论:利用有限时间热力学所得到的内可逆卡诺循环的热效率(式)与传统卡诺循环相比更接近实际,也更具有实际指导意义。由图 1 中,这些公式中的 T_H 、 T_L 、 T_1 和 T_2 都是时间的函数,在实际工程中这些温度参数也是随着时间的不同而不同的,随着时间的变化有不同的结论,同样的功率也是时间的函数,也就是随着一定的变化规律变化。

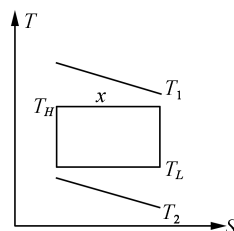


图 1 典型内可逆循环的 T-S 图

Fig. 1 T-S diagram of a typical irreversible cycle

2 单元式水冷多联热管空调系统的物理模型

数据中心冷却系统是极为复杂的能量系统,它包含了若干个子系统,最简单的划分可以是冷热源系统、日冷夜分配装置(coolant distribution unit, CDU)系统、末端与环境控制系统等.本文将对目前数据中心广泛应用的单元式水冷多联热管空调进行仿真研究.

如图2,制冷主机通过压缩机提供冷量到冷量分配单元(CDU),与背板热管空调吸收的热量进行交换,达到冷却降温的目的.

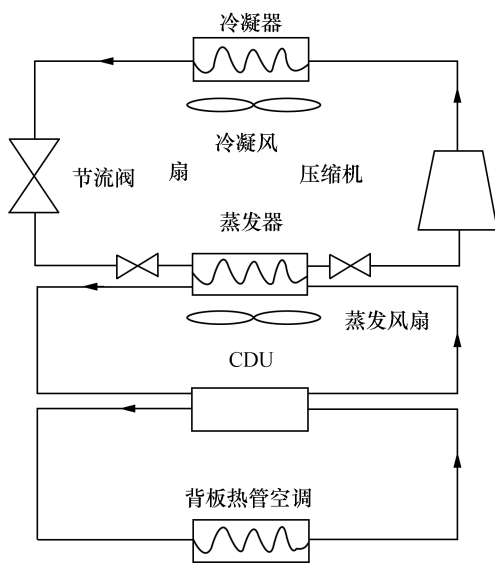


图2 单元式水冷多联热管系统图

Fig. 2 Diagram of a unit type water cooled multi coupling heat pipe system

3 水冷多联热管空调系统的数学模型

3.1 压缩机的焓分析

如图3,制冷剂的 $T-s$ 图, $1'-2'-3'-4'-5'$ 为理论制冷循环, $1-2-3-4-5$ 为实际的制冷循环.

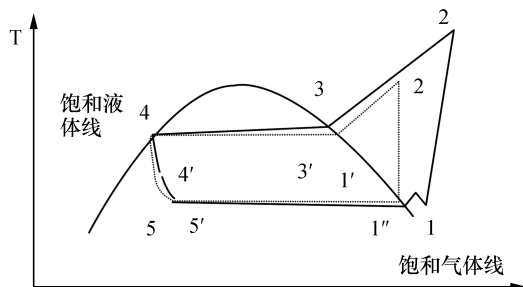


图3 空调制冷机组的 $T-s$ 图

Fig. 3 $T-s$ diagram of air conditioning refrigeration unit

质量流量为 m_{ref} 的制冷剂逐时进入压缩机的状态为 1, 排出时为 2, 由于压缩机压缩过程的不可逆性, 产生了过程的熵增和焓损失, 其焓平衡方程为^[4]:

$$\dot{e}_1 + \dot{w} = \dot{e}_2 + \dot{i}_{\text{comp}} \quad (7)$$

压缩机逐时输入的焓量即有用功为:

$$\dot{e}_{\text{in, comp}} = \dot{w} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (\dot{h}_2 - \dot{h}_1) \quad (8)$$

不可逆压缩过程的熵增为:

$$\dot{s}_{\text{gen, 12}} = \dot{s}_2 - \dot{s}_1 \quad (9)$$

则压缩机压缩过程的焓损失为:

$$\dot{I}_{\text{comp}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot \dot{T}_0 \cdot (\dot{s}_2 - \dot{s}_1) \quad (10)$$

理想可逆压缩时, 压缩机耗功为:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (\dot{h}_{2'} - \dot{h}_1) \quad (11)$$

压缩机实际压缩终点状态 2 点参数可由式 (12) 来确定:

$$\eta_{\text{is, c}} = \frac{\dot{h}_{2'} - \dot{h}_1}{\dot{h}_2 - \dot{h}_1} \quad (12)$$

所以:

$$\dot{h}_2 = \frac{(\dot{h}_{2'} - \dot{h}_1)}{\eta_{\text{is, c}}} + \dot{h}_1 \quad (13)$$

式中 $\eta_{\text{is, c}}$ 表示压缩机的等熵压缩效率, 本机组采用离心式压缩机, 其等熵压缩效率与活塞式压缩机相比提高约 10%, 这里取 0.85. 状态点 1 和点 3 由蒸发温度和冷凝温度可以得到.

3.2 冷凝器焓分析

冷凝热 Q_{cond} 等于从 2 状态到状态点 4 的焓降^[5].

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{H}_2 - \dot{H}_4 \quad (14)$$

根据 $T-s$ 图, 4 点的状态可以确定.

$$\dot{I}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot \dot{i}_{\text{cond}} \quad (15)$$

又有:

$$\dot{i}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot [(\dot{h}_2 - \dot{h}_4) - \dot{T}_0 \cdot (\dot{s}_2 - \dot{s}_4)] \quad (16)$$

3.3 节流阀的焓分析

如图3, 节流过程线为 4~5, 由焓平衡方程和绝热节流过程方程有节流阀的焓损失^[6]为:

$$\dot{I}_{\text{exp}} = \dot{T}_0 \cdot \dot{m}_{\text{ref}} (\dot{s}_5 - \dot{s}_4) \quad (17)$$

3.4 蒸发器的焓分析

在蒸发器中循环制冷剂从低温热源吸热以转

化为气态,进入压缩机.如图 1 中的过程线 5~1. 当冷量被利用时,由熵平衡方程知熵损失为:

$$\dot{I}_{ev} = \dot{m}_{ref} \cdot [(\dot{h}_5 - \dot{h}_1) - \dot{T}_0 \cdot (\dot{s}_5 - \dot{s}_1)] + \dot{m}_{ev,w} \cdot [(\dot{h}_{evwo} - \dot{h}_{evwi}) - \dot{T}_0 \cdot (\dot{s}_{evwo} - \dot{s}_{evwi})] \quad (18)$$

式中 $\dot{m}_{ev,w}$ 为冷水流量, $\dot{h}_{evwi}$ 、 $\dot{h}_{evwo}$ 为进、出口冷水的焓值, $\dot{h}_{evwi}$ 、 $\dot{h}_{evwo}$ 为冷水进出口的熵值.

3.5 冷量分配单元 CDU 的熵分析

如图 4 所示,冷凝热 $\dot{Q}_{cond}$ 等于从 7 状态到状态点 8 的焓降^[7].

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{H}_7 - \dot{H}_8 \quad (19)$$

根据图 4 中,7、8 点的状态可以确定.

$$\dot{I}_{cond} = \dot{m}_{ref} \cdot \dot{i}_{cond} \quad (20)$$

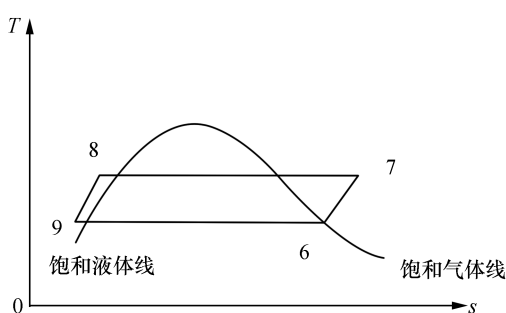


图 4 热管换热器中制冷剂的 T - S 图

Fig. 4 T - S diagram of refrigerant in heat pipe heat exchanger

又有:

$$\dot{i}_{cond} = \dot{m}_{ref} \cdot (\dot{h}_7 - \dot{h}_8) - \dot{T}_0 \cdot (\dot{s}_7 - \dot{s}_8) \quad (21)$$

3.6 热管末端的熵分析

热管末端实际上是一个换热器,可以采用蒸发器的模型.近年来多用的是平行流换热器代替原来的铜管铝翅片换热器^[8].

在热管换热器中循环制冷剂对室内回风吸热转化为气态,进入 CDU.空气温度降低.如图 4 中的过程线 9~6.当冷量被利用时,由熵平衡方程知熵损失为:

$$\dot{I}_{ev} = \dot{m}_{ref} \cdot [(\dot{h}_9 - \dot{h}_6) - \dot{T}_0 \cdot (\dot{s}_9 - \dot{s}_6)] + \dot{m}_{ev,a} [(\dot{h}_{evao} - \dot{h}_{evai}) - \dot{T}_0 \cdot (\dot{s}_{evao} - \dot{s}_{evai})] \quad (22)$$

式中 $\dot{m}_{ev,a}$ 为冷水流量, $\dot{h}_{evai}$ 、 $\dot{h}_{evao}$ 为进、出口空气的焓值, $\dot{s}_{evai}$ 、 $\dot{s}_{evao}$ 为空气进出口的熵值.

4 单元式水冷多联热管系统的仿真模型

4.1 压缩机的仿真模型

由输入的蒸发温度 T_e 计算得到制冷剂的熵值 s_1 ;再由冷凝温度 T_c 计算得到制冷剂的熵值 s_2 ;根据 T_e 、 T_c 和压缩机的压缩效率 $\eta_{is,c}$ 计算得出 $(h_2 - h_1)$ 的值,然后将 $(h_2 - h_1)$ 减去初始温度 T_0 乘以 $(s_2 - s_1)$ 的积,将计算结果 $(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)$ 乘以制冷剂流量 $\dot{m}_{ref}$ 就得到压缩机的熵损失 $\dot{m}_{mef}$ $[(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)]$,如图 5 所示^[9].

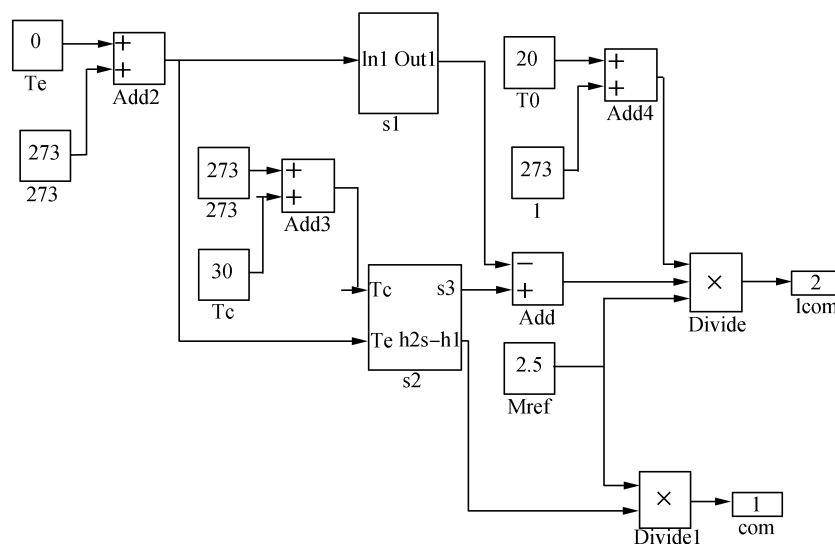


图 5 压缩机仿真模型

Fig. 5 Compressor simulation model

4.2 冷凝器的仿真模型

根据冷凝温度 T_c 、蒸发温度 T_e 、2点的焓 h_2 、熵 s_2 、4点的焓 h_4 和熵 s_4 值可以得到冷凝器的焓损.于是,模块 $M_{ref} \cdot [(h_2 - h_4) - T_0 \cdot (s_2 - s_4)]$ 的值可以计算得出,如图6所示.

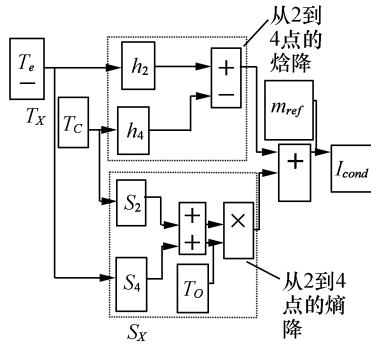


图6 冷凝器的仿真模型

Fig. 6 The simulation model of condenser

4.3 膨胀阀的仿真模型

由输入的冷凝温度 T_c 得到 T_e ;又由输入的蒸发温度 h_2 计算出 s_5 ;将 h_4 减去 s_5 ,得到的 $(s_4 - s_5)$ 乘以基准温度 T_0 和制冷剂质量流量 m_{ref} ,则可以得到膨胀阀的焓损失 $T_0 \cdot m_{ref} \cdot (s_4 - s_5)$.如图7所示.

4.4 蒸发器的仿真模型

根据进出蒸发器进出口的水温 T_{evi} 和 T_{evo} ,计算出进出水的焓 h_{evi} 、 h_{evo} 与熵值 s_{evi} 、 s_{evo} ,将基准温度 T_0 乘以 $(s_{evo} - s_{evi})$,然后将进出水温焓值差 $(h_{evo} - h_{evi})$ 减去 $T_0(s_{evo} - s_{evi})$,将计算结果乘以冷水制冷流量 $m_{ev,w}$,就得到蒸发器水侧的焓损 $m_{ev,w} [(h_{evo} - h_{evi}) - T_0(s_{evo} - s_{evi})]$.同样计算出制冷剂侧的焓损 $m_{ref} [(h_5 - h_1) - T_0(s_5 - s_1)]$,从而得到蒸发器的焓损失 $m_{ev,w} [(h_{evo} - h_{evi}) - T_0(s_{evo} - s_{evi})] + m_{ref} [(h_5 - h_1) - T_0(s_5 - s_1)]$,如图8所示.

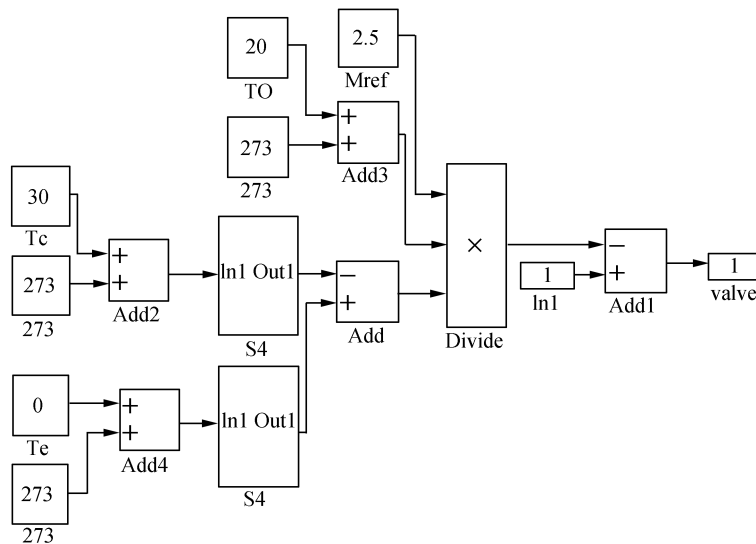


图7 膨胀阀的仿真模型

Fig. 7 The simulation model of expansion valve

4.5 CDU 的仿真模型

CDU 的实质是一个冷凝器,建模方式与冷凝器同样,热管末端相当于一个蒸发器,可以用蒸发器的仿真模型^[10].

4.6 系统的仿真模型

将系统的各个部件按制冷剂的流动方向进行连接,并建立系统的仿真模型,如图9所示:

系统的制冷效率与焓效率公式如下:

$$COP_{hp} = \int_0^t \frac{\dot{q}_{co}}{\dot{w}} dt \quad (23)$$

$$\eta = \int_0^t \frac{\dot{e}_{co}}{\dot{e}_w} dt \quad (24)$$

式中,热管空调(heat pipe)的能效比表示为 COP_{hp} ,即热管系统的制冷系数;

$\dot{q}_{co}$ 为逐时的制冷量;

$\dot{w}$ 为压缩机逐时的输入功;

η 为系统的焓效率;

$\dot{e}_{co}$ 为系统逐时产生的焓量;

$\dot{e}_w$ 为压缩机逐时的输入焓值.

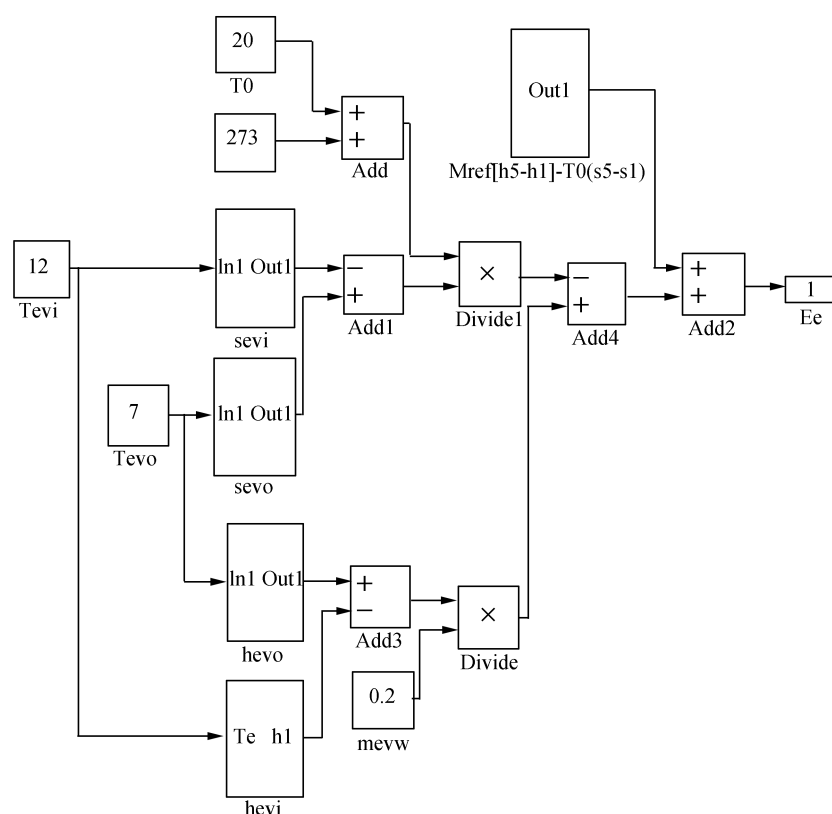
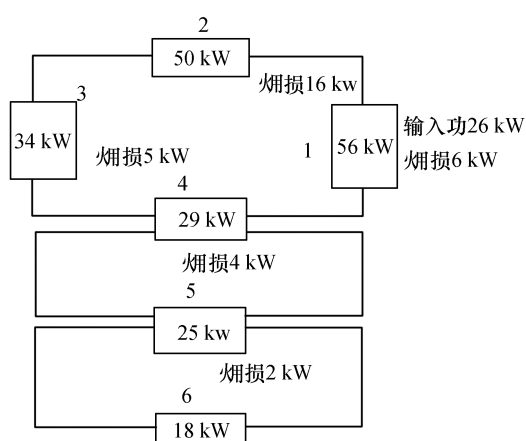


图 8 蒸发器的仿真模型

Fig. 8 The simulation model of evaporator



1.压缩机;2.冷凝器;3.膨胀阀;4.蒸发器;5.CDU;6.热管末端。

图 9 单元式水冷多联热管系统的仿真模型及计算结果

Fig.9 The simulation model and calculation result of the unit type water cooling multi coupling heat pipe system

5 结果与讨论

当制冷剂流量在 $0.1 \sim 1 \text{ m/s}$ 之间变化时,系统的实际输入净功变化如图 10,可以看出,制冷剂流量为 0.003 2 kg/s 时,系统的输入净功为 27 kW 。

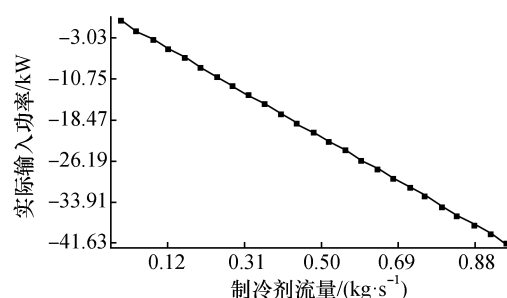


图 10 水冷主机模式下系统实际输入功率与制冷剂流量的关系图

Fig.10 The relation diagram of input power and refrigerant flow rate in water cooling host model system

图 11 为自然风冷模式下室外风量与室外温度的关系图,由图 10 可以看出,在室外温度为 $5.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,循环风量为 0.384 kg/s 。

图 12 为自然风冷模式下能处理的数据中心的空气量与数据中心室内温度的关系图,由图 12 可以看出,在数据中心温度为 $37 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,能处理的风量为 0.22 kg/s 。

将全国典型地区的气象数据作为输入参数,可以计算出系统实际的衡量制冷剂系统的能效比 (Coefficient of performance,简称 COP) 和焓效率,如图 13 所示。

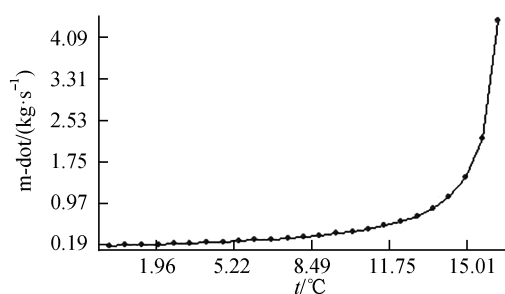


图 11 自然风冷模式室外风量与室外温度的关系图

Fig.11 The relation diagram of outdoor air volume and outdoor temperature in natural air cooling mode

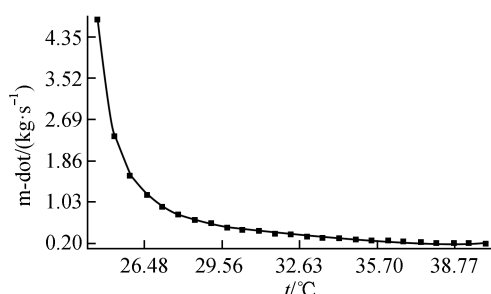
图 12 自然风冷模式能处理的数据中心的
空气量与数据中心室内温度的关系图

Fig.12 The relationship between the air volume of the machine room and the room temperature of the machine room that can be treated by natural air cooling mode

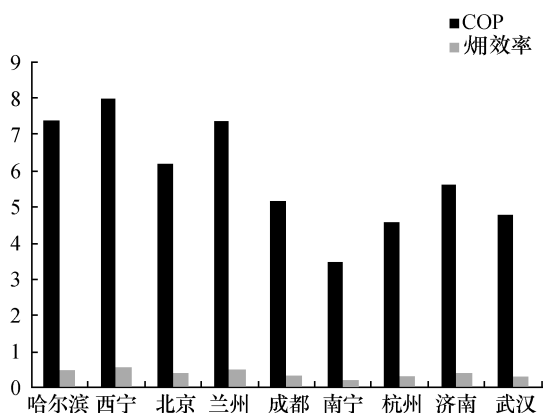


图 13 单元式水冷多联热管系统在全国典型城市实际的 COP 与炯效率

Fig.13 The COP and exergy efficiency of the unit type water cooled multi couplet heat pipe system in typical cities in China

6 结 论

传统的经典热力学在计算系统工作状况时是

计算在稳定工况静态的 COP ,而在实际的运行环境中,各个状态参数如室外空气温度、冷水温度、冷却水温度等是不断的发生变化的.而动态的方法实际上也是从一个准静态过程到另一个准静态过程,不能反应系统的真实运行状态,因此系统性能的评价指标粗糙.应用有限时间热力学分析方法能对于机组工作的整个过程中的各个参数发生变化对于系统运行所产生的影响进行全面的分析,再现系统的实际运行状况.该算例提出了一种分析与评价热管系统的新的方法,可以为实际的管网系统的分析与准确的能耗评价提供参考.

参考文献:

- [1] 杨惠山.线性唯象律下三热源制冷机的传热面积优化和生态学优化性能[J].低温工程,2002(4):51-54.
- [2] 龚光彩,王洪金,吕东彦,等.基于有限时间热力学的结霜工况热泵性能分析[J].湖南大学学报(自然科学版),2009(增刊2):4-8.
- [3] 陈飞虎,廖曙光,龚光彩.数据中心热管空调系统仿真研究—基于热力学模拟软件 CYCLPAD [J].制冷与能源,2016(2):28-34.
- [4] ZHANG P L, WANG B L, WU W. Heat recovery from Internet data centers for space heating based on an integrated air conditioner with thermosyphon[J]. Renewable energy, 2015, 80:396-406.
- [5] WANG Z Y, ZHANG X T, LI Z, et al. Analysis on energy efficiency of an integrated heat pipe system in data centers[J]. Applied thermal engineering, 2014, 90(5):937-944.
- [6] MARIJA S, TODOROVICA B, JEONG TAI KIM B. Data center's energy efficiency optimization and greening—Case study methodology and R&D needs[J]. Energy and buildings, 2014, 85:564-578.
- [7] WHITEHEAD A B, ANDREWS A D, SHAH A, et al. Amip shahb, assessing the environmental impact of data centers part 1: Background, energy use and metrics[J]. Building and environment, 2014, 82:151-159.
- [8] BEITELMAL A H, FABRIS D. Servers and data centers energy performance metrics[J]. Energy and buildings, 2014, 80:562-569.
- [9] WANG H T, ZHOU S B, WEI Z S. A study of secondary heat recovery efficiency of a heat pipe heat ex-changer air conditioning system[J]. Energy and buildings, 2016, 133(1):206-216.
- [10] 肖凯,廖龙涛,周科,陈智.多堆多机核动力装置控制方案建模及仿真研究[J].南华大学学报(自然科学版),2017,30(3):17-20.

(责任编辑:龙威)