文章编号:0253-4339(2013) 06-0035-08
doi:10. 3969/j. issn. 0253-4339. 2013. 06. 035

基于循环水能级的非标工况下水环热泵系统能耗研究

于齐东　朱 能

(环境科学与工程学院,天津大学　天津　300072)

摘　要　为了研究非标工况下水环热泵系统能耗规律,以循环水作为研究基础,依据建立的循环水能量方程,利用线性传递函数方法建立系统能耗方程。理论结果表明:系统能耗随负荷率变化呈非线性规律且冬季的影响更显著;受负荷率的影响系统能耗随循环水能量变化会出现畸变特征显著影响系统节能性。为了确定畸变工况点出现范围与持续时间,选取天津地区工程进行实验测试,利用循环水能级方法分析系统能耗变换规律。实验结果表明:针对此类建筑,畸变工况点出现在能级 4 ~5 范围内持续时间不超过系统总运行时间的 10% ;辅助热源容量按建筑热负荷 55% 选取将更具有合理性。

关键词　水环热泵;非标准工况;循环水能量 ;线性传递函数;系统能耗 ;循环水能级方法

中图分类号:TU83　　**文献标识码**:A

Research for Energy Consumption of Water-loop Heat Pump System Based on Circulating-water Energy Gap under Nonstandard Conditions

Yu Qidong　Zhu Neng

(School of Environmental Science and Engineering, Tianjin University, Tianjin, 300072, China)

Abstract　In order to study the energy consumption law of water-loop heat pump system under nonstandard conditions, the circulating water was selected as the research foundation and on the basis of the circulating water energy equations, the system energy consumption equations were built by using a linear transfer function method. The theoretical results show that the change law is nonlinear between the system energy consumption and load rate, and it will more remarkable in winter; because the effect of load rate on the energy consumption, with the circulating water energy changing, the change law of system energy consumption will appear a distortion characteristic, which significantly affect system energy saving. In order to determine the range and lasting time of distortion condition point, an engineering was selected in Tianjin as the experiment object, and the test data was analyzed by energy gap method of circulating water. The experimental results show that for this building, the distortion condition point is in the range of 4 ~5 level, and its lasting time is less 10% of the total run time; the capacity of auxiliary heat source is reasonable with 55% of building heat load.

Keywords　water-loop heat pump; nonstandard condition; circulating water energy; linear transfer function; energy consumption; energy gap method of circulating water

热泵空调系统作为一种开发和强化高质能源利用率的重要手段与获得可再生能源及维护生态平衡的有效途径,已被广泛应用于世界范围并成为解决能源与环境问题的重要技术手段[1-7]。但伴随着建筑类型的多样化与节能方式的复杂化,传统热泵空调技术已难以满足当前的需要。针对新世纪“节能减排”问题,解决问题的核心在于更新传统节能方式与构建用能梯度理念。

进入 21 世纪后,随着热工理论的发展,以回收建筑自身能量与高舒适度为特征的水环热泵空调系统在我国得到了广泛的应用。究其原因:水环热泵不但是一种节能装置,更是一种节能理念。它改变了传统热泵空调系统用能的模式,通过回收与分配系统内部的能量,真正实现了建筑可持续发展的目标。正是由于上述原因,对水环热泵空调系统的理论与应用研究,在我国当前“节能减排”的大背景下,更显其意义重大。

目前国内不少学者对水环热泵应用地域,建筑类型,相比其他热泵空调经济性等进行了较深入的应用研究[8-15],但研究的基础为建筑负荷,且侧重建筑类型对系统能耗的影响,这就使得相关的研究方法应用中存在着一定的局限性,特别是针对水环热泵空调系

基金项目:住房和城乡建设部研究开发项目(2011-K1-46)资助。(The project was supported by Housing and Urban-Rural Department Foundation (No. 2011-K1-46).)

收稿日期:2012 年 9 月 12 日

统辅助热源容量优化研究。目前工程中常采用一些经验公式选取辅助热源容量,缺少对热泵机组与辅助热源能耗关联性进行研究。由于循环水是水环热泵系统的能量载体,其温度无论对热泵机组运行效率还是对辅助热源的能耗都具有显著的影响,因此以循环水能量的变化作为研究基础将更具研究意义。这样可以将系统在复合运行下的冷热负荷并存问题转化为循环水能量的变化,同时也利于对系统辅助热源容量的研究。

更重要的一点,对于空调系统,其设计工况下的运行时间相比系统总运行时间所占份额较少,研究非标准工况下水环热泵系统能耗的变化规律将具有极大的工程应用意义。

基于上述原因,这里选取水环热泵冬夏两季的系统能耗作为研究对象,以部分负荷率作为研究的切入点,以循环水能量变化作为研究基础,对非标工况下的水环热泵系统能耗变化规律进行深度应用研究,以供此领域相关学者研究参考。

1 系统能耗在非标工况下的理论分析

水环热泵具有不同于传统热泵系统的特殊能量回收方式。这一方面使得部分负荷率对热泵系统运行能耗产生的影响会更加显著;另一方面循环水能量的变化对热泵系统运行能耗的影响将更直接。为此分析负荷率对循环水能耗的影响,将是研究水环热泵在非标准工况下的运行能耗以及合理选取辅助热源容量的研究基础。

1.1 非标工况下系统能耗研究的理论意义

对于热泵空调系统而言,在非标工况下运行时,热泵机组 COP 值会随负荷率变化而变化。基于热泵机组处于相同运行模式特性,这种 COP 值变化虽然会导致系统能耗具有非线性或近似线性变化特征,但不会改变系统能耗的变化规律而仅在影响程度上产生作用。

对于水环热泵空调系统而言,系统内部存在复合运行模式。当负荷率变化时,一方面,热泵机组 COP 值会发生变化影响系统能耗;另一方面,也是更为重要的一点,随负荷率的变化,系统内部吸热与放热机组数量会发生变化,由于吸热与放热机组对循环水能量的作用完全相反,导致系统能耗会在某一工况点偏离原先的变化规律产生显著的能耗畸变特征,这是水环热泵的特点也是能耗理论研究的难点。因此研究系统能耗畸变工况点出现的负荷段与持续的时间将对水环热泵空调系统适用性研究具有重要意义。

1.2 部分负荷率对循环水能量影响分析

水环热泵空调系统是用水环路将小型水/空气热泵并联在一起,构成以回收建筑物内部余热为主要特征的热泵供暖与供冷空调系统。由于循环水作为系统中每个单元机组的能量载体同时向机组提供热量与冷量,因此循环水温将对机组的换热效率产生巨大的影响。制冷时,机组向循环水放热量为 $Q_c(1+\frac{1}{\varepsilon})$,此过程循环水温度会上升为循环水蓄能;制热时,机组从循环水中取热量为 $Q_h(1-\frac{1}{\mu})$,此过程循环水温度会下降为循环水放能。

由于循环水温度在 13 ~ 32℃ 范围内,热泵机组运转效率较高,当水温低于 13℃ 或高于 32℃ 时热泵机组运转效率都会降低,且下降幅度会呈现一种非线性的变化规律,因此控制循环水温是水环热泵空调系统节能性的关键环节。

建筑负荷率变化会造成循环水蓄能量与放能量不断改变,进而通过循环水温影响机组的运转效率,因此部分负荷率是影响循环水温的关键因素,同时也会造成循环水蓄能量与放能量的转换。也就是说,在不同的负荷率下,循环水会产生转换能差。所谓转换能差是指循环水在部分负荷率下运行时,循环水蓄能量与放能量的相互转换的量值,这种转换量表现为一种量的形式,将会影响热泵机组的运转效率与外界辅助能源的消耗。

1.3 循环水能量变化方程及其变化规律分析

1.3.1 能量方程的建立依据

系统内部循环水是连接建筑与系统能耗的媒质,同时建筑负荷的变化效应又是以循环水温改变的方式影响系统能耗,因此循环水相比建筑负荷率对热泵系统能耗的影响更直接。另一方面,影响水环热泵系统能耗的因素多且关系复杂,如果以循环水作为研究对象,可以将所有的影响因素转化为循环水能量的变化,进而将复杂问题简单化,突出了影响系统能耗的核心因子。最重要的一点,循环水能量与系统能耗具有对性关系,同时在能量传递的过程中没有中间环节,它的能量变化规律与系统能耗变化规律是相同的,因此可以通过对循环水能量变化规律的研究达到对系统能耗研究的目的。

基于上述分析,本文将对水环热泵空调系统能耗的研究转化为对系统循环水能量变化的研究。应强调一点,循环水的能量变化仅受负荷率的影响,系统水泵能耗不会对所建立的能量方程产生影响。

1.3.2 循环水能量变化方程

通过上述部分负荷率对循环水能耗的影响分析，可得到循环水在不同运行工况下的能耗变化方程，如公式(1)、(2)所示：

制冷工况：

$$\Delta q_c = \eta q_c - (1-\eta)\frac{1-\frac{1}{\mu}}{1+\frac{1}{\varepsilon}} q_c \tag{1}$$

制热工况：

$$\Delta q_h = \eta q_h - (1-\eta)\frac{1+\frac{1}{\varepsilon}}{1-\frac{1}{\mu}} q_h \tag{2}$$

式中：q_c 为制冷工况循环水能量，kWh；q_h 为制热工况循环水能量，kWh；ε 为热泵机组制冷系数；μ 为热泵机组制热系数。

1.3.3 数学分析式的解释说明

1)制冷运行模式数学分析式解释

当建筑负荷发生变化时，系统内部循环水能量也将发生变化，此时部分机组将由制冷运行转变为制热运行，相应对循环水由蓄能状态转变为放能状态，循环水转换能差为 $(1-\eta)q_c$。这种能差的变化是由于负荷率变化时，在系统内部冷负荷转变为等量的热负荷即 $Q_h = \frac{(1-\eta)q_c}{1+\frac{1}{\varepsilon}}$ 所引起的。由于空调系统内部热负荷存在必定又会使循环水处于放能状态，其放能量为 $Q_h(1-\frac{1}{\mu})$。循环水在制冷工况运行时，能量变化为公式(1)所示。

2)制热运行模式数学分析式解释

当建筑负荷发生变化时，部分机组将由制热运行模式转变为制冷运行模式，相应对循环水从放能的状态转换为蓄能状态，循环水转能差为 $(1-\eta)q_h$。这种能差的变化是由于负荷率变化时，在系统内部热负荷转变为等量的冷负荷即 $Q_c = \frac{(1-\eta)q_h}{1-\frac{1}{\mu}}$ 所引起的。由于空调系统内部冷负荷存在必定又会使循环水处于蓄能状态，其蓄能量 $Q_c(1+\frac{1}{\varepsilon})$，循环水制热工况运行能量变化为公式(2)所示。

1.3.4 基于负荷率的数学分析

通过上述分析可以看出：循环水能量的变化与建筑物负荷率之间存在函数关系，为了使这种函数关系得到简化，本文采用以下处理方法：

制冷工况：

$$\Delta q_c = \eta q_c - (1-\eta)A q_c \tag{3}$$

制热工况：

$$\Delta q_h = \eta q_h - (1-\eta)B q_h \tag{4}$$

式中：$A = \frac{1-\frac{1}{\mu}}{1+\frac{1}{\varepsilon}}$，$B = \frac{1+\frac{1}{\varepsilon}}{1-\frac{1}{\mu}}$，系数 A 与 B 是只与热泵机组有关的性能系数。依据《单元式水环热泵产品手册》，ε 与 μ 受循环水温影响，而循环水温的变化又与负荷率直接挂钩，因此系数 A 与 B 也是负荷率的函数。虽然负荷率变化对热泵机组性能系数影响显著，但系数 A 与 B 是机组性能系数的分数比值，变化并不大，同时鉴于水环热泵系统能耗分析的复杂性，这里将系数 A 与 B 作为常数处理。

由于部分负荷率是系统循环水能耗转换的关键影响因素，因此可将公式(3)、(4)表达为：

$$\Delta Q = F(\eta) \tag{5}$$

当建筑负荷发生变化时，系统内部循环水能量也将发生变化。此时部分机组将发生运行模式的转换，系统运行工况的改变往往会使系统的运行能耗在某工况点发生畸变即：

$$\frac{d(\Delta Q)}{d\eta} \neq const \tag{6}$$

1.4 热泵系统能耗变化规律分析

1.4.1 热泵系统能耗变化方程

通过上述分析，当循环水能量变化方程(3)、(4)发生变化，与其耦合的系统能耗方程也将发生变化。

由于循环水能量的变化与热泵系统能耗之间具有高度的关联性，可以认为两者之间存在线性函数关系。这样考虑的理由是循环水作为系统的能源，它的能量变化直接影响热泵机组与辅助热源的能耗，因此系统能耗的变化规律应与循环水能量变化规律具有相同性。至于循环水泵的能耗问题，由于水环热泵空调系统是以循环水作为系统能量回收与分配的媒质，基于这种特殊的能量回收方式，无论系统在任何工况下运行，系统循环水流量不变，也就是说水泵的功耗不变，因此不存在变频问题。

基于上述分析，循环水能量变化与系统能耗变化之间传递的线性函数可设为公式(7)所示：

$$K(X) = K_1 X + K_2 \tag{7}$$

式中：K_1，K_2 分别为传递函数方程系数。

由于系统辅助热源或冷却塔都用来维持循环水的常温状态，而循环水所具有的能量又直接作用于单元式热泵机组，且在能量传递的过程中没有中间环

节,因此能量转移过程的传递函数可由公式(7)退化为系数 K。

基于上述分析,系统能耗变化方程分别为公式(8)、(9)所示:

制冷工况:

$$\Delta P_c = K_c \eta q_c - K_c (1 - \eta) A q_c \tag{8}$$

制热工况:

$$\Delta P_h = K_h \eta q_h - K_h (1 - \eta) B q_h \tag{9}$$

式中:ΔP_c 为制冷工况系统能耗变化量,kWh;K_c 为制冷工况能量方程之间的传递系数;ΔP_h 为制热工况系统能耗变化量,kWh;K_h 为制热工况能量方程之间的传递系数。

1.4.2 热泵系统能耗变化规律分析

1)负荷率对系统能耗的影响分析

为了研究系统能耗随负荷率的变化规律,这里基于公式(8)、(9),对系统能耗变化方程进行求导,其制冷与制热工况下导函数如公式(10)、(11)所示:

$$\frac{\partial \Delta P_c}{\partial \eta} = K_c (1 + A) q_c \tag{10}$$

$$\frac{\partial \Delta P_h}{\partial \eta} = K_h (1 + B) q_h \tag{11}$$

由公式(10)、(11)可以看出:系统能耗随负荷率变化存在非线性规律特征,且在冬季系统能耗变化更加显著。其原因是在冬季由于辅助热源加热循环水使得 $q_h > q_c$,这也是水环热泵系统能耗分析重点在冬季的原因所在。

2)循环水能量对系统能耗的影响分析

为了研究循环水能量对系统能耗的变化规律,这里基于公式(8)、(9),对系统能耗变化方程进行求导,其制冷与制热工况下导函数如公式(12)、(13)所示:

$$\frac{\partial \Delta P_c}{\partial q_c} = K_c (1 + A) \eta - K_c A \tag{12}$$

$$\frac{\partial \Delta P_h}{\partial q_h} = K_h (1 + B) \eta - K_h B \tag{13}$$

由公式(12)、(13)可以看出:系统能耗随循环水能量变化也存在非线性规律特征。由于系统负荷率的变化范围 $\eta = 0\% \sim 100\%$,因此上述导函数方程将会出现正负值。也就是说,系统能耗随循环水能量的变化将出现不同的规律特征,其能耗规律改变的工况点就是水环热泵系统能耗的畸变工况点。

3)系统能耗畸变工况点出现的原因分析

通过上述分析,水环热泵系统能耗与系统循环水能量变化一样也将在某一运行工况点产生能耗畸变现象,出现这种能耗畸变现象的根本原因:

①系统负荷发生变化时,循环水温将产生剧烈的变化,进而影响热泵机组 COP 值,导致系统能耗变化。

②由于系统内部存在复合运行模式,当负荷率变化时,会导致系统内部吸热与放热机组数量发生较大的变化。由于吸热与放热机组对循环水能量的作用完全相反,因此这种变化会导致系统能耗在某一工况点偏离原先的变化规律产生显著的能耗畸变特征。

这种畸变工况点出现的范围与建筑物所处的气象参数区以及建筑类型有关,但可以肯定一点,水环热泵系统能耗与部分负荷率之间存在非线性关系。

1.5 分析结论

通过上述部分负荷率对水环热泵系统能耗影响分析可得以下三点结论:

1)部分负荷率是水环热泵系统能耗变化的关键影响因子,其变化效应通过改变循环水温影响热泵系统能耗。

2)由于存在畸变运行工况点,系统能耗与部分负荷率之间存在非线性变化关系。畸变工况点出现的负荷段与持续的时间会对系统节能性产生明显影响,同时也是选取冬季辅助热源容量的重要依据。

3)由于循环水与系统能耗之间的高度关联性,因此可以通过对循环水能量变化的研究达到对系统能耗研究的目的。

2 实验测试

2.1 拓展系统应用建筑模型分析

水环热泵作为一项具有节能与环保意义的空调技术,目前在我国夏热冬冷与夏热冬暖为特征的两大气象参数区得到了广泛的应用,其中使用的建筑模型主要为具有明显内外区划分的复合型建筑。

为了进一步拓展此热泵空调系统的应用价值,本文基于水环热泵空调系统节能特点,选取位于寒冷地区的天津作为研究拓展区域,并以此区域单体建筑作为研究拓展模型,这样考虑的理由:

1)随着我国经济高速发展,单体类办公建筑在城市覆盖密度越来越高,此类建筑模型的应用价值也越来越大。

2)水环热泵系统核心技术在于回收系统内部的余热,其中太阳辐射能是一类重要的热源。基于这种想法,本文中所选取的建筑为具有明显南北区域划分的单体建筑模型。经过调研分析,此类建筑在津京地区具有明显代表性。这类建筑由于南北区域得热量存在较大差异,因此可以通过循环水来实现热量的转移与分配,同时办公类建筑夜间可暂停热泵系统运

行,水环热泵系统具有应用可能。

基于上述两点原因,本文选取上述建筑作为研究的模型建筑。

2.2 实验对象与空调设备方案

1)实验对象

选取天津地区单体办公建筑作为测试对象。该建筑面积约 1000m^2,夏季室内房间设计温度 t = 27℃,冬季设计温度为 t' = 21℃,建筑冷负荷为 Q_c = 105.5kW,热负荷为 Q_h = 70kW。

2)空调设备方案

此建筑采用 23 台 SHR 系列单元式水环热泵空调机组,机组总制冷量为Q_{wc} = 105.5kW,总制热量为 Q_{wh} = 120.8kW,制冷时输入功率 P_{ec} = 23.5kW,制热时输入功率 P_{eh} = 25.2kW。冬季采用电加热水箱作为空调系统辅助热源,依据建筑热负荷的 50%、55%、60% 选取三种辅助热源容量方案(即 Q_1 = 35kW, Q_2 = 38.5kW, Q_3 = 42kW)进行能耗测试分析,以确定最佳辅助热源容量方案。

2.3 测试方案

基于建筑的使用功能并结合工程实验特点,本文采用全年运行时间部分负荷率测试方法对热泵系统冬夏两季的运行能耗进行实验测试。

具体测试方法:依据室外气象条件与系统负荷的差异,将空调系统全年运行时间划分为 5 个用能负荷段,具体为 100% ~80%,80% ~60%,60% ~40%,40% ~20%,20% ~0%,并选取每段中典型的部分负荷率即 100%,80%,60%,40%,20% 作为实验测试工况点,对热泵系统冬夏两季的运行能耗进行实验测试。

2.4 实验测试数据

1)水环热泵空调系统夏季运行能耗测试数据如表 1 所示(压缩机运转率为 70%,空调主设备耗电量计算中已考虑压缩机运转效率)。

表 1 水环热泵夏季运行能耗测试数据表

Tab. 1 Energy consumption test data in summer

负荷率/%	设备功率/kW	水泵功率/kW	冷却塔功率/kW	总功率/kW	时间/h	耗电量/kWh
100	16.46	2.2	1.5	20.16	75	1512
80	9.24	2.2	0.8	12.24	375	4590
60	6.91	2.2	0.63	9.74	600	5844
40	4.61	2.2	0.42	7.23	300	2169
20	2.30	2.2	0.21	4.71	150	707

2)水环热泵空调系统冬季运行能耗测试数据如表 2 ~ 表 4 所示(压缩机运转率为 70%,空调主设备耗电量计算中已考虑压缩机运转效率)。

表 2 方案 1 冬季运行能耗测试表

Tab. 2 Energy consumption test data of 1program in winter

负荷率/%	设备功率/kW	水泵功率/kW	热源功率/kW	总功率/kW	运行时间/h	耗电量/kWh
100	12.19	2.2	35.00	49.39	72	3556
80	4.15	2.2	28.00	34.35	360	12366
60	3.12	2.2	21.00	26.32	576	15160
40	2.08	2.2	14.00	18.28	288	5265
20	1.03	2.2	7.00	10.23	144	1473

表 3 方案 2 冬季运行能耗测试表

Tab. 3 Energy consumption test data of 2program in winter

负荷率/%	设备功率/kW	水泵功率/kW	热源功率/kW	总功率/kW	运行时间/h	耗电量/kWh
100	8.65	2.2	38.50	49.35	72	3553
80	5.12	2.2	21.56.	28.88	360	10397
60	3.84	2.2	16.04	22.08	576	12718
40	2.54	2.2	10.78	15.52	288	4470
20	1.27	2.2	5.39	8.86	144	1276

表 4 方案 3 冬季运行能耗测试表

Tab. 4 Energy consumption test data of 3program in winter

负荷率/%	设备功率/kW	水泵功率/kW	热源功率/kW	总功率/kW	运行时间/h	耗电量/kWh
100	4.16	2.2	42.00	48.36	72	3482
80	4.83	2.2	23.52	30.55	360	10998
60	3.61	2.2	17.64	23.45	576	13507
40	2.40	2.2	11.76	16.36	288	4712
20	1.20	2.2	5.88	9.28	144	1336

3 测试结果分析

3.1 循环水能级分析方法

由表 1 ~ 表 4 可以看出运行工况对热泵系统能耗的影响显著。为了能够更直观反映这种影响,体现出非标工况下系统能耗的研究价值,本文提出“循环

水能级分析方法”对系统能耗进行分析。

1)方法的基本思想

由于循环水是水环热泵系统的能量载体,其温度无论对热泵机组运行效率还是对辅助热源的能耗都具有显著的影响,而建筑负荷的变化效应又是改变循环水温的重要方式,因此可将建筑在不同负荷率下的系统能耗转换为循环水在不同能级下的能量进行思考。这里提出的循环水能级就是与建筑负荷率对应的循环水的能量等级。

这种分析方法的主要思想是以设计工况下系统能耗与循环水能量作为对比基础,对系统在不同非标工况下的相对能耗与循环水所处能级进行分析计算。此分析方法中循环水能量是一个过渡值,不需要测试循环水的水温,也不需要对循环水能量进行计算,只需建立每级中的循环水能量与不同负荷率下的系统的能耗建立起一一对应的关系。由于此分析方法所采用的是相对值,因此更有利于对水环热泵空调系统能耗变化规律的分析。

2)数学分析公式

$$E = \frac{Q_m}{Q} \tag{14}$$

$$N = \frac{P}{P_m} \tag{15}$$

式中:E 为循环水能级;Q_m 为设计工况下循环水能量,kWh;Q 为非标工况下循环水能量,kWh;N 为系统相对能耗值;P 为非标工况下系统能耗,kWh;P_m 为设计工况下系统能耗,kWh。

3)循环水能级的划分

基于循环水能级分析方法的核心思想并结合工程实验测试方案,将循环水划分为 1 ~5 档能量级,并选取各段中典型负荷率下系统能耗作为此工况段对应的循环水的能级,即 $E_5 = 5$($\eta = 100\%$ 系统能耗)、$E_4 = 4$($\eta = 80\%$ 系统能耗)、$E_3 = 3$($\eta = 60\%$ 系统能耗)、$E_2 = 2$($\eta = 40\%$ 系统能耗)、$E_1 = 1$($\eta = 20\%$ 系统能耗)。

4)方法的表达方式

为了使对比效果表达更清晰,将上述对比分析值绘制成无因次能耗曲线。这种方法通过无因次能耗曲线变化趋势,可以清楚显示不同能级下系统能耗的变化规律,特别是对系统能耗畸变工况点出现范围的分析。

3.2 系统无因次能耗曲线分析

3.2.1 夏季系统无因次能耗曲线分析

夏季系统无因次能耗曲线如图 1 所示。

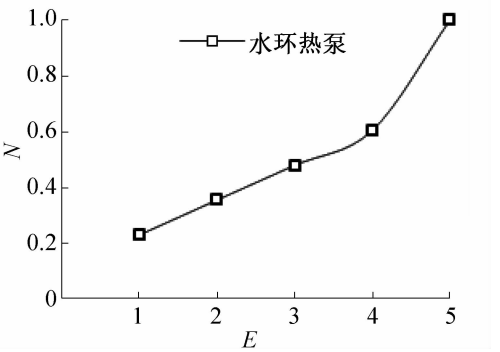

图 1 夏季系统无因次能耗曲线

Fig. 1 Dimensionless energy curve in summer

由图 1 可以看出:在能级为 1 ~4 范围内,其相对能耗随循环水能级的变化具有近似线性关系;但在能级为 4 ~5 范围内,其相对能耗会随能级的改变产生剧烈变化,也就是说,$E = 4$ 是水环热泵无因次能耗曲线的畸变工况点,以此工况点为界,循环水能级对水环热泵系统能耗产生不同的影响规律。

通过上述分析可以得出以下两点结论:

1)水环热泵无因次能耗曲线以循环水能级 $E = 4$ 为界,呈现出非线性变化特征。

2)由于水环热泵空调机组 COP 值小于大型冷水机组,因此系统长期在畸变工况段($E = 4 \sim 5$)运行不具有节能性。

3.2.2 冬季系统无因次能耗曲线分析

冬季系统无因次能耗曲线如图 2 所示。

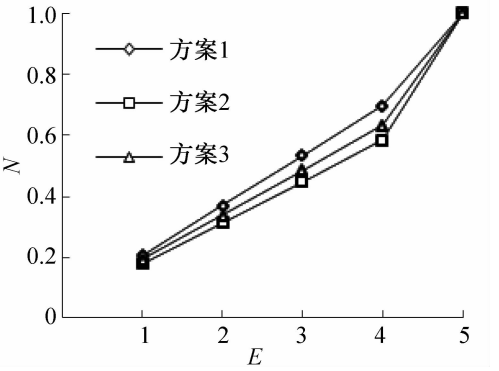

图 2 三种方案空调系统相对能耗曲线图

Fig. 2 Dimensionless energy curves of 3 programs in winter

由图 2 可以看出:三种方案系统能耗具有近似相同的变化规律,即系统无因次能耗曲线均会在循环水能级 4 ~5 范围内发生畸变,而在能级 1 ~4 范围内具有线性变化特征。由于辅助热源容量选择的差异,其畸变程度与具体畸变点存在不同。

通过上述分析可以得出以下两点结论:

1)三种方案系统无因次能耗曲线均以循环水能级 $E = 4$ 为界,呈现出近似相同的变化规律,仅在畸

变程度有所差异。

2)方案 2 系统能耗在能级 4 ~5 范围内变化最显著,说明方案 2 辅助热源容量与空调机组能耗平衡效果最好,是此建筑最佳辅助热源容量方案。

3.3 实验分析结论

通过对此建筑冬夏两季的运行能耗测试分析结果表明:

1)系统无因次能耗曲线在能级 1 ~4 范围内具有线性变化特征;在能级 4 ~5 范围内发生畸变呈现出非线性特征。针对测试的建筑,畸变工况段的运行时间不超过系统总运行时间的 10%,因此水环热泵空调系统具有推广价值。

2)针对此类建筑,水环热泵空调系统辅助热源容量按建筑热负荷 55% 选取(即 Q_2 = 38.5kW),系统能耗曲线畸变程度最好,这也说明其系统节能效果最好,是此建筑的最佳辅助热源容量选择方案。

4 结论

通过对水环热泵系统循环水能耗理论分析与系统能耗实验测试分析可得到以下三点具有应用价值的分析结论:

1)建筑负荷率的变化效应会通过改变循环水温影响系统能耗,系统能耗与负荷率之间存在非线性变化关系。

2)水环热泵空调系统能耗与循环水能级之间存在非线性关系,畸变工况点出现在能级 4 ~5 范围的负荷段范围内。

3)针对此类建筑,辅助热源容量按建筑热负荷 55% 选取将更具有合理性。

参考文献

[1] Al-Sarkhi A, Abu-Nada E, Nijmeh S, et al. Performance evaluation of standing column well for potential application of ground source heat pump in Jordan [J]. Energy Conversion and Management, 2008, 49(4): 863-872.

[2] Wang H, Qi C. Performance study of underground thermal storage in a solar-ground coupled heat pump system for residential building[J]. Energy and Building, 2008, 40(7): 1278-1286.

[3] Han Z, Zheng M, Kong F, et al. Numerical simulation of solar assisted ground-source heat pump heating system with latent heat energy storagein severely cold area[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(11/12): 1427-1436.

[4] Wang H, Qi C, Wang E, et al. A case study of underground thermal storage in a solar-ground coupled heat pump system for residential buildings [J]. Renewable Energy, 2009, 34(1): 307-314.

[5] Lee J-Y. Current status of ground source heat pumps in Korea[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009, 13(6/7): 1560-1568.

[6] Rui Fan, Yiqiang Jiang, Yao Yang. A study on the performance of a geothermal heat exchanger under coupled heat conduction and groundwater advection[J]. Energy, 2007, 32(11): 2199-2209.

[7] Rui Fan, Yiqiang Jiang, Yao Yang. Theoretical study on the performance of an integrated ground-source heat pump system in a whole year[J]. Energy, 2008, 33(11): 1671-1679.

[8] 于齐东. 部分负荷率对热泵系统能耗的影响分析[J]. 流体机械, 2012, 40(1): 76-80. (Yu Qidong. Part-load Ratio on the impact of energy consumption of heat pump system[J]. Fluid Machinery, 2012, 40(1): 76-80.)

[9] 刘天伟, 杜凯. 水环热泵空调系统应用于综合办公建筑的节性研究[J]. 暖通空调, 2010, 40(3): 63-67. (Liu Tianwei, Du Kai. Research on the energy saving of water-loop heat pump system applied to office buildings[J]. Journal of HVAC, 2010, 40(3): 63-67.)

[10] 卢琼华, 徐菱虹, 胡平放, 等. 水环热泵空调系统的适用性研究[J]. 流体机械, 2008, 36(3): 63-66. (Lu Qionghua, Xu Linghong, Hu Pingfang, et al. Applicability Research on Water Loop Heat Pump Air conditioning System [J]. Fluid Machinery, 2008, 36(3): 63-66.)

[11] 宋应乾, 龙惟定, 吴玉涛. 水环热泵应用于大型商业裙房的模拟与分析[J]. 暖通空调, 2010, 39(10): 62-66. (Song Yingqian, Long Weiding, Wu Yutao. Simulation and analysis of water-loop heat pump's application to large-scale commercial podiums[J]. Journal of HVAC, 2010, 39(10): 62-66.)

[12] 唐丹, 苏艳辉. 广州纺织博览中心水环热泵中央空调系统设计与分析[J]. 制冷, 2011, 30(3): 51-54. (Tang Dan, Su Yanhui. Design & Analysis of water-loop heat pump Air Conditioning system for Guangzhou Textile Exhibition Center[J]. Refrigeration, 2011, 30(3): 51-54.)

[13] 孙婷婷, 倪龙, 姚杨. 水环多联复合空调在北京高层建筑的应用分析[J]. 湖南大学学报, 2009, 36(12): 133-136. (Sun Tingting, Ni Long, Yao Yang. Application of Water Loop Variable Refrigerant Flow Air-conditioning System in-High Rise Buildings in North China [J]. Journal of Hunan University, 2009, 36(12): 133-136.)

[14] 韩欣欣, 刘剑飞. 水环热泵在夏热冬暖地区住宅建筑的应用[J]. 建筑节能, 2011, 38(12): 18-19. (Han Xinxin, Liu Jianfei. Water-Loop Heat Pump Utilized in Residential Buildings of Hot Summer and Warm Winter Area[J]. Building energy saving, 2011, 38(12): 18-19.)

(下转第 83 页)

[J]. ASHRAE Transactions, 2004, 110(1):109-119.

[13] Chen W, Deng S M. Development of a dynamic model for a DX VAV air conditioning system[J]. Energy Conversion and ManALGement, 2006, 47 (18/19): 2900-2924.

[14] 张春路,丁国良. 制冷系统稳态仿真算法研究[J]. 上海交通大学学报, 2002, 36 (11): 1667-1670. (Zhang Chunlu, Ding Guoliang. A Generalized Algorithm for Steady-State Simulation of Refrigeration Systems[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2002, 36 (11): 1667-1670.)

[15] Parise J A R. Simulation of vapor-compression heat pumps [J]. Simulation, 1986, 46(2):71-76.

[16] 周宴平. 变频多联空调系统的能耗分析和实验研究[D]. 上海:上海交通大学机械与动力工程学院, 2007.

通信作者简介

晋欣桥,男(1965 -),教授,博士生导师,上海交通大学制冷与低温工程研究所,021-34206774,E-mail:xqjin@ sjtu. edu. cn。研究方向:制冷空调系统仿真与优化控制等研究。现在进行的研究项目有:国家自然科学基金项目——空调系统容错控制及其能耗评估方法研究等。

About the corresponding author

Jin Xinqiao (1965 -), male, Ph. D. /Professor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, 021-34206774, E-mail: xqjin@ sjtu. edu. cn. Research fields: simulation and optimal control of HVAC&R systems. The author takes on project supported by the National Natural Science Foundation: Air conditioning fault tolerant control and energy efficiency evaluation method research.

(上接第 41 页)

[15] 于齐东. 水环热泵与空气源热泵节能性对比分析[J]. 煤气与热力,2011,31(6):8-11. (Yu Qidong. Comparative analysis of energy saving between water loop heat pump and air-source heat pump[J]. GAS&HEAT,2011,31(6):8-11.)

作者简介

于齐东,男(1978 -),博士研究生,天津大学环境科学与工程学院,15822479475,E-mail:stevenyu78@ sina. com。研究方向:建筑节能与热泵新技术研究.

About the author

Yu Qidong(1978 -), male, Doctor Candidate, School of Environmental Science and Engineering, Tianjin University, 15822479475, E-mail: stevenyu78@ sina. com. Research fields: Building energy saving & advanced technologies on heat pump system.