



热泵/空调系统仿真和控制研究述评^{*}

清华大学 史琳[☆] 薛志方

摘要 讨论了热泵/空调系统的部件模型和系统模型、稳态模型和优化设计、动态模型和控制之间的关系。通过归纳热泵/空调系统仿真和控制方面的研究成果,指出了存在的研究难点和今后的研究方向。

关键词 热泵 空调 数学模型 仿真 控制

Simulation and control researches for heat pump/air conditioning systems: a review

By Shi Lin[★] and Xue Zhifang

Abstract Discusses the relationship between component model and system model, steady-state model and optimizational design, and dynamic model and control for heat pump/air conditioning systems. Summarizes the research achievements of simulation and control for heat pump/air conditioning systems, and points out the research difficulties and research trend in future.

Keywords heat pump, air conditioning, mathematical model, simulation, control

★ Tsinghua University, Beijing, China

①

0 引言

由于应用对象的不同,热泵和空调制冷系统的设备选型,系统运行热工参数、工质的选择等许多方面有着各自的独特要求,热泵机组由于要兼顾供暖和制冷两种功能,其优化和控制更为复杂。但热泵和空调制冷系统内的循环毕竟同属制冷循环,并且系统所包含的部件也基本相同,因此在仿真和控制的理论及方法上依然具有共性,故本文把热泵和空调系统的仿真和控制问题一并讨论。按照驱动方式的不同,热泵/空调系统又可分为压缩式、吸收式和喷射式等。本文仅讨论压缩式热泵/空调系统的仿真和控制问题。

早期的针对热泵/空调系统的试验研究方法具有直接、直观、数据准确的特点,但由于受试验设备、试验条件、数据有限等诸多因素的限制,较难完全揭示系统的特性。如果要阐明系统的客观规律

就必须借助系统的数学模型。通过对系统建模,把对热泵/空调系统的客观规律的研究转化为对数学模型方程特性的研究。20 世纪 60 年代发展起来的建模和数值仿真实论(也称为计算机仿真)及方法被迅速应用到热泵/空调系统后,加快了热泵/空调的研究进展。最初出现了一批部件和系统的稳态数学模型和仿真成果,近年来有关动态数学模型和动态仿真的研究比较活跃。控制方面,经典控制理论在 20 世纪 40,50 年代已经发展得比较成熟,如广泛应用的 PID 控制(控制对象的模型为 SISO (single input single output)传递函数),但经典控

①[☆] 史琳,女,1964 年 2 月生,博士研究生,博士,教授,博士生导师

100084 清华大学热能工程系工程热物理研究所 A107
(010) 62788608

E-mail: rnxsl@mails.tsinghua.edu.cn

收稿日期:2006-08-07

一次修回:2007-05-22

二次修回:2007-07-09

* 国家自然科学基金资助项目(编号:50576042)

制理论应用到热泵/空调系统却是 20 世纪 90 年代的事了;此外,智能控制理论,如模糊控制、人工神经网络等在热泵控制领域也有所应用。但经典控制理论只能解决简单的控制问题,如蒸发器出口工质过热度、单回路恒温控制、单回路恒湿控制问题等;而模糊控制等智能控制理论都不是基于系统的数学模型的,以上控制方法经过长期的实践证明虽然能够保证系统运行的可靠性,但对提升系统的运行效率作用并不大。这是因为运行效率和安全性是系统性的指标,并且热泵/空调系统的制冷循环系统是非线性系统,依靠对单个部件进行简单控制难以实现系统的运行效率优化;而采用基于非系统的数学模型的控制策略时,系统效率虽会有所改善,但依然有提升的空间。在我国,有关热泵/空调系统的仿真、设计、控制理论和技术的研究长期落后于国外,产品开发主要依靠引进和吸收国外技术。

从时间序列看,热泵/空调系统的研究经历了试验研究、稳态数学模型和数值仿真、动态数学模型、仿真和控制这样一个过程。几种研究方法中,试验研究方法是验证系统数学模型有效性的必要手段;稳态数学模型和数值仿真是系统优化设计的基础;动态数学模型和数值仿真是优化控制的基础。因此这几种研究方法有着同等重要的地位。本文按照从稳态到动态、从部件到系统的顺序,选择有代表性的部分研究成果按照时间顺序进行分析和归纳。

1 系统规范和建模方法

热泵/空调系统的建模遵循所有系统建模的一般过程^[1-2],人们对一个被研究对象的认知水平有以下从低到高的三个层次:1) 功能描述;2) 对象的输入输出行为;3) 对象的内部结构和工作机理。表述这三个层次的概念、格式、方法,通称为系统规范(system specification)。在系统规范的基础上,发展出了多种热泵/空调系统的系统或部件的建模方法。

压缩机是影响热泵/空调系统容量、效率的关键因素。不同类型的压缩机^[3]的工作原理、外部封闭结构、内部元件结构、工作温度范围等有较大区别。研究压缩机内部工作过程一般采用可变容积法。以在热泵和制冷系统中广泛应用的容积型压缩机为例,要揭示压缩机的内部工作状态和性能,

就要考虑齿型曲线,设计参数,运行工况,各压缩腔的时变规律、摩擦阻力、换热规律,压缩腔径向和切向的工质泄漏等诸多因素,结合各个压缩腔的可变容积控制方程进行研究^[4-8]。这种研究方法常用于压缩机设计领域。当压缩机应用到实际的热泵/空调系统中时,更应该关注的是其输入输出行为即外部特征,如进出口参数特性、流量特性和功耗特性。此时,建模的思路是:按照热力学分析方法,完全忽略压缩机内部的工作细节,根据可获得的压缩机外部特征信息,采用数理统计及曲线拟合方法得到数学模型。常用的建模方法有:1) 图形法。根据压缩机厂家提供的额定工况或一组典型工况的特性图或表,得到一定工作范围内的特性拟合曲线。2) 效率法。多用于修正压缩机耗功特性和流量特性的效率系数等。3) 参数辨识法。多变指数是表征蒸气压缩热力过程的特征参数,在过程方程、压缩功方程已知的情况下,结合试验数据即可求出方程中的多变指数;也可采用神经网络或神经网络结合遗传算法实现参数的高精度辨识。

早期的节流装置多采用毛细管、热力膨胀阀,现在采用电子膨胀阀 EEV (electronic expansion valve) 的越来越多。毛细管和热力膨胀阀模型已比较成熟。电子膨胀阀具有对工质不敏感、调节范围宽、适用于自动控制等优点,应用到具体的系统时,要根据特定的需要选择特定的控制算法和自动控制装置。电子膨胀阀作为一种新型的节流装置,和压缩机变频技术、风量或水量调节技术等一起为热泵/空调系统的自动控制提供了支持手段,如果根据热泵/空调系统的实际设定优化控制目标,并结合最优控制理论构造出最优控制问题,就能够实现真正意义上的系统最优控制(如节能控制)。电子膨胀阀的工作机理相当复杂,受工质热物性、阀内部结构和几何参数、阀针行程、外部工作状态等诸多因素的影响,研究方法多采用理想情况下的特性方程结合试验数据进行参数辨识,得到半经验公式,如流量特性方程。

换热器(蒸发器和冷凝器)的换热效果是影响系统效率的关键因素,系统建模的难点和工作量主要体现在换热器建模的难点和工作量上。工质流经换热器管路时会发生相变,按工质状态可将管路划分成液相、两相和过热三段,在不考虑换热器几何结构和参数对换热效率影响的情

况下,工质相变与否对换热系数的影响有着数量级的差别。因此换热器建模必须解决以下两个问题:1) 段间边界的判别;2) 两相段流型和换热系数的判别和选择,均相模型或分相模型的选择。两相流工质沸腾或凝结传热过程中流动与传热紧密耦合,气液两相界面间存在着复杂的质量、动量、能量交换,至今尚没有严格的理论体系能够准确描述这个过程,研究成果多为试验结论和半经验关联式。热泵/空调系统的换热器建模更关注两相流沸腾或凝结传热的宏观统计特性,结合换热和摩擦力等关联式建立均相或分相对流换热的控制方程。笔者认为,把换热器建模限定在这个层次是合理和必要的。

换热器模型还可分为集总参数模型和分布参数模型。集总参数法建模的思路是沿工质流程划分出有限的控制容积,用控制容积内的状态代替整个划分段的状态。控制容积的划分一般与工质的过冷段、两相段、过热段相对应,还有一些与此类似的衍生方法。可以看出,采用集总参数法建模会导致控制容积内的状态参数丢失了空间信息,因此这种方法只适合于系统整体性能(如制热量、COP等)的仿真、基于 SISO 传递函数的简单控制问题研究这两类应用。集总参数法建模的优点是方程(稳态时是代数方程组,动态时是一阶常微分方程组)数少、计算量小。如果仿真结果要同时涉及系统整体性能和系统各点的状态,或者要建立现代控制理论中最基本的状态空间法(state-space method)^[9-10]描述的动态数学模型时,就要借助分布参数法。分布参数法的建模思路是:首先建立对流换热的控制方程(动态时对应偏微分方程组),然后经过空间离散化把偏微分方程组转换成相对于时间的常微分方程组;根据模型的精度要求,沿工质流向将管路划分成适当小的微元;最后用微元模型组成整个换热器的模型。由于在每个微元上建模时,可用点的参数代替平均参数,如表面传热系数、摩擦因数、空隙率等,因此用分布参数法建模可得到更高的精度;另一方面,由于分布参数法建模是面向微元的,因此对换热器的结构不敏感,也就是说可适用于任何结构和管路布置。

在系统模型由部件模型合成的过程中,重要的是要找出部件间的关键条件,得到关联方程,消去多余变量^[11]。

2 稳态数学模型、仿真和优化设计

提高典型工况下热泵/空调系统的效率和降低设计成本是稳态特性研究和优化设计的目的,稳态数学模型是系统优化设计的基础,系统设计参数的优化总是对应于稳态典型设计工况的,这也是实施优化计算的前提。

2.1 稳态建模的描述和模型要求

达到稳态时系统的输入输出量、状态量都不再随时间变化,这是一种理想的状态,这种理想化的假设对于系统设计是必需的。稳态研究的一般步骤和内容:

1) 根据系统的外部环境,确定一个或一组具有代表性的工况,划定优化设计的范围。

2) 根据系统的运行机理划分子系统,确定各个子系统的描述变量,描述变量包括:输入量——外部可改变的量,对稳态模型而言,可以是外部环境条件、机组设计参数等,它们直接影响系统的状态;状态变量——描述系统当前状态的变量,状态变量一旦确定,系统效率、制热量等描述系统某个特征的函数值也唯一确定;输出量——可观测的变量。

3) 模型的形式化表述。模型可采用数学模型(稳态模型对应代数方程)、图表、推理规则库等形式表达。为了进行系统的数值仿真和优化设计,必须给出数学模型。由子系统的模型再根据子系统间的关联条件进行综合就可得到系统模型,然后完成模型的有效性验证。

4) 建立了有效的系统模型后,就可以脱离实际的物理系统,用数值仿真代替试验难以实现的过程;更重要的是,只有利用稳态数学模型作为约束,才可以实现系统的优化设计工作。

2.2 稳态研究综述

热泵/空调系统的建模工作大致始于上世纪 70 年代,Stoecher 开发了热泵机组的稳态仿真通用程序,模型依据热力学第一定律建立,建模时在符合稳态仿真规范的前提下对各部件的工作过程作了高度简化,该模型可以完成系统性能的预测^[12]。

Hiller 等人建立了可变容量空气源热泵系统的稳态数学模型,用以计算不同稳态运行工况下的系统性能^[13]。系统的容量可控是因为在压缩机的排气腔和吸气腔间加了旁通管以回流出口蒸气,旁

通蒸气的流量通过阀门控制,这样就可以根据不同工况实现压缩机容量的可控匹配。此时的压缩机模型除了自身的近似关系式外,还包括阀门开度流量特性,旁通管传热特性。蒸发器和冷凝器都采用集总参数建模方法分段建模,冷凝器侧分为过热蒸气段、两相冷凝段和过冷段,蒸发器侧分为两相蒸发段和过热蒸气段。

在 Hiller 等人开发的模型^[13]的基础上, Ellison 等人建立了带毛细管的空气源热泵的稳态模型^[14-15],研究目的是用于评价部件的设计参数改变时,特别是压缩机容量改变时系统性能的变化。换热器模型仍然采用分段的集总参数模型。由于关注的主要是系统的性能,因此对压缩机模型作了简化,压缩机模型由试验数据拟合得来。之后,美国能源部橡树岭国家实验室(ORNL/DOE)对热泵或制冷系统进行了深入的研究^[16-26],特别是建立了一套从 MARK I 到 MARK V 系列的空气源热泵的稳态模型和相应完整的系统数值仿真、系统设计和性能评估软件,并在工程中广泛应用。

压缩机的运行工况总是偏离额定工况,而压缩机厂商一般采用图形给出额定工况的压力、功耗、制冷量等参数,为了能够适应数值仿真的要求,一般要结合试验数据拟合出压缩机的有关特性。Dabiri 等人利用试验数据拟合出了压缩机制冷量、压缩功和工质流量与蒸发器出口工质过热度之间的曲线^[16],在此基础上 Dabiri 建立了空气源热泵的数学模型^[17],用于性能评估。

Rice 等人为了提高热泵的设计效率,把数学模型引入了最优设计程序中^[18-19]。他们的工作开创了热泵/空调系统理论优化设计的先河,这种方法是:结合运行工况,选出 10 个影响系统性能系数的设计参数,在最优设计程序中改变这些设计参数(设计参数的变化要满足引入的数学模型),同时评估性能系数,直到寻找到一个最优解。可以看出这种优化设计方法在理论上是严格的。另外,这种算法还具有灵敏度分析功能,当设计参数偏离最优设计参数时,可给出性能系数相对于设计参数的变化。

早期的热泵设计局限于单个工况点、压缩机恒转速、供热单模式这些设定。随着技术的进步,制冷量可调的压缩机开始在热泵/空调系统中得到应用,一些地区出现了对具有供热和制冷两种工作模

式的热泵/空调机组的需求,而即使在供热模式下,随着季节变化运行工况也有很大不同。针对以上情况, Rice 等人对早期的 ORNL/DOE 稳态热泵设计模型^[19]进行了拓展^[20],引入季节和年性能因子 APF(annual performance factor)取代 COP 作为优化设计的指标,由于是连续变速(continuously variable-speed, CVS)系统,文中把压缩机转速处理成一个设计参数,拓展了的稳态数学模型既可用于评估恒转速系统^[21]也可评估连续变速系统^[22]的 APF。文中研究的 4 种案例中,连续变速系统比恒转速系统具有更高的 APF。到了 1997 年, ORNL/DOE 稳态热泵模型已经发展到 MARK V 代,技术相当成熟^[23]。

Damasceno 等人总结了之前的空气源热泵元件和系统的建模方法,详细比较了当时比较成熟的空气源热泵的两种稳态数学模型和自己开发更新的一种数学模型^[24],这些模型是:1) 美国 ORNL/DOE 的 MARK III 模型^[19,22]。压缩机采用等熵压缩模型,考虑压缩机散热损失和电动机功耗损失,用效率系数进行修正;蒸发器和冷凝器采用分区段模型,采用不同的换热系数关联式,把换热器内部工质的压降、冷凝器出口工质的过冷度和蒸发器出口工质的过热度作为设计时的输入量;毛细管采用拟合曲线模型,热力膨胀阀和短喷嘴采用经验关联式。2) 美国 NBS(National Bureau of Standard)的 HPSIM 模型,由 Domanski 等人开发^[25-26]。在建模时,忽略压缩机吸气口压降和排气口压降,考虑压缩机外壳散热损失,采用效率系数修正的等熵压缩特性或者多变指数压缩特性模型;换热器模型与 ORNL/DOE 的 MARK III 模型^[19,22]类似,略有不同的是控制容积是按管段划分的;流通面积恒定的节流膨胀装置采用绝热模型。3) HN 模型,由 Nguyen 等人建立并由 Damasceno 等人更新^[27-28]。压缩机建模采用图形法;换热器采用分段集总参数模型。和上述两种模型不同的是,该模型增加了换向阀模型。

Kyle 也对热泵/空调系统的稳态模型进行了总结,认为以前的模型^[13-14,25,28]都是针对建筑物的,在公开的文献中还没有针对汽车空调的研究成果,他在变速建筑热泵模型的基础上研发出了一套汽车空调模型,增加了皮带传动压缩机、板翅式蒸发器盘管以及蒸发器压力调节器的数学模型,此系

统模型可用于汽车空调的优化设计^[29]。

除了以上相对成体系的研究外,还有很多学者在稳态建模、仿真、设计方面作了很多研究。Parken 等人除了分析参数对机组性能的影响外,还分析了机组结霜过程和除霜过程中机组的 COP 变化和能量损失^[30]。对空气源热泵而言,结霜和除霜过程中机组的性能、除霜方式和除霜时系统的能量损失至今依然是值得研究的问题。

众所周知,利用热泵的稳态模型可以评估不同设计参数、不同工况下的部件效率和系统性能系数,但正式把热泵基于稳态模型的数值仿真和优化设计结合起来^[31]的是 Carrington。针对空气源热泵,机组的经济计算基于仿真得到的系统性能系数,供热负荷简单地取为与环境空气温度成正比,目的是选择蒸发器和冷凝器的类型并优化其尺寸参数。在计算中,考虑了长期和短期经济效益,以确保系统性能和经济成本得以兼顾。为了简化,蒸发器模型假定只有工质蒸发段,在设计阶段这种假设是允许的。冷凝器模型按工质状态划分为三段:过热段、冷凝段、过冷段,对应地,冷凝器的空气侧和工质侧三段都选择了合适的换热系数关联式和压降关联式。

变速热泵系统的稳态特性研究始于上世纪 80 年代,除了前面提及的 Rice 等人的研究^[20]外, Tassou 等人在研究电驱动变速空气-水 (air-to-water) 热泵系统时建立了数值仿真模型^[32-33]。根据不同工况下的特定负荷和大气状态、不同设计参数,此模型可计算出系统的性能系数和此负荷下的压缩机转速。压缩机模型根据试验数据拟合得到,蒸发器采用两段式集总参数模型,冷凝器采用三段式集总参数模型。

Praise 给出了两个仿真模型:一是水源热泵机组的简化模型,用于评估水源热泵的性能;二是空气源热泵模型^[34]。第二个模型的复杂性体现在部件模型上,压缩机为多缸往复式,考虑了吸气阀和排气阀特性、缸壁与工质之间的换热等因素;风冷冷凝器被划分为很多微元,按照工质流态选择不同的压降和换热关联式;蒸发器模型和冷凝器类似。Praise 对第二种模型进行了简化,输入参数包括压缩机的气缸排量、余隙比、转速和其他部件设计参数^[35]。

较早进行冷水机组稳态性能研究的是 Allen

等人。研究方法是把冷水机组系统当作黑箱 (black box) 处理,不关注系统内部的工作机理,只根据外部输入输出的对应试验数据拟合相关曲线。他们拟合出了部分负荷率与蒸发器出水温度和流量、冷凝器出水温度和流量、压缩机功率与部分负荷率的关系式等^[36]。

Welsby 等人回顾了 1975 年到 1988 年间的稳态和动态热泵模型的一些研究成果^[37]。Hamilton 等人建立了根据空气源热泵的部件试验数据拟合的系统数学模型^[38],和 Allen 等人的成果^[36]类似,用这种方法得到的研究成果只对与试验系统同类型的机组有效。

进入上世纪 90 年代后,热泵/空调系统的稳态建模方法和数值仿真方法已经比较成熟,稳态建模研究集中在新型部件的建模、稳态模型的应用以及仿真程序的完善上。Cecchini 等人开发了一个热泵的仿真模型,可以适用于所有空气源和水源的热泵/空调系统^[39]。该仿真模型的换热器模型相对简单,只需要知道换热器表面平均温度、蒸发饱和压力、冷凝饱和压力、工质的过冷度和过热度等。

美国 NIST (National Institute of Standards and Technology) 提出的 Cycle-11 是一个半理论的蒸气压缩循环仿真模型,用于循环工质或工质混合物性能的初步快速评估,由 Domanski 等人提出^[40],后续版本为 Domanski 于 2000 年提出的 Cycle-11-UA。仿真时需要知道压缩机排气量、转速,电动机效率,换热器换热系数、换热面积;载热流体的流动方式;载热流体的进出口温度等。建模时考虑了压缩机吸气口和排气口的压降等。

在研究往复式冷水机组的性能时,为了能利用最少的试验数据得到系统的稳态模型, Bourdouxhe 等人采用曲线拟合的方法得到了部件模型^[41]。在该模型中,蒸发温度、冷凝温度、过冷度和过热度被认为是已知的,根据这些已知条件可确定压缩机参数,压缩过程被认为是等熵过程,在给定蒸发器和冷凝器的换热系数(假定为常数)后就可以仿真系统的性能。Gordon 和 Popovic 分别建立了往复式制冷系统的稳态数学模型^[42-43]。Jabardo 等人利用稳态数学模型研究汽车空调的性能^[44]。Joudi 等人利用试验手段和数学模型研究了替代工质在汽车空调中的性能^[45]。Hosoz 等人评估了具有供热和制冷两种工作模式的汽车空调

的性能^[46]。

近年来信息技术、控制技术逐渐被引入热泵/空调系统。在稳态建模方面,人工神经网络(artificial neural network, ANN)的应用有方兴未艾之势^[47-50]。

3 动态数学模型、数值仿真和控制

系统运行过程中状态是不断变化的,必须有一套研究系统动态行为、控制策略的理论和方法。在运行过程中,系统的状态(由系统各处的状态量表征)总是随时间的推移在其容许的空间内迁移。引起系统迁移的原因有:

1) 系统负荷变化。负荷变化分为长动态负荷变化、短动态负荷变化和瞬时负荷变化,这三种变化叠加在一起就形成了负荷的实时波动。长动态负荷变化一般受季节性气候变化或工业生产周期的影响,短动态负荷的变化趋势比长动态负荷剧烈,受一天中的天气变化或生产工艺影响;瞬时负荷变化包括用户侧负荷的随机扰动和操作热泵机组引起的瞬时扰动等。

2) 系统外部运行参数改变,例如载热流体的流量和进口温度产生波动。

3) 系统设计参数的不确定性。系统实际参数和设计参数总存在着差异,这些参数包括几何参数和设备运行参数。

4) 系统自身的调节作用。例如毛细管或热力膨胀阀等节流装置对工质流量的调节等。

5) 系统的自动控制设备的调节作用。如变频压缩机容量调节、工质流量调节、载热流体的流量调节等。

6) 系统开停机的影响。

这些因素都会导致热泵系统运行状态偏离设计工况点,甚至在状态空间内发生大范围的波动。

3.1 动态建模的描述和模型要求

热泵/空调系统的节流装置、压缩机等部件中的流动、换热过程很快,属于快动态过程,与负荷变化、自动控制作用、启停机等引起的慢动态过程相比,快动态过程的动态行为可以忽略,这样数学模型就是代数方程而不是微分方程(组)。

系统动态变化时,受控制量和负荷的影响,各部件的不同位置的工质流量、换热器的状态(包括工质、管壁、二次载热流体的状态)、压缩机和节流装置的进出口状态都发生改变,在动态建模时,要

想对系统状态有详细的了解,可以采用分布参数建模方法,直接运用包含动量守恒方程在内的对流换热控制方程得到数学模型。笔者认为,用分布参数法建模时,一方面要保证动态数学模型精度,另一方面为了实现快速仿真和面向实时控制的目的,对应数学模型的方程组的维数不能太多。

3.2 动态建模和仿真研究综述

在热泵/空调系统的建模中,冷凝器和蒸发器的建模是重点。Wedekind 等人采用体积平均空泡份额空隙率来表征工质的两相流态,根据体积平均空泡份额来确定换热器的两相区和其他区的移动边界,最后建立了可变控制容积的集总参数换热器模型^[51]。他们的研究为换热器动态建模提供了思路。

Dhar 等人建立了针对蒸气压缩循环空调系统的完整动态数学模型^[52]。在换热器建模时采用移动边界法确定换热器的分段,冷凝器分为过热、两相和过冷三段;蒸发器的处理略有不同,蒸发器只按一种模式工作,采用液相和气相混合的流动换热分相模型,液相和气相之间存在传质和传热。忽略工质在换热器中的流动压降,认为沿流向工质压力恒定,这样可以省去控制方程中的动量守恒方程。压缩机为半封闭往复式压缩机,认为压缩过程为恒速、多变过程,并忽略压缩机吸气阀和排气阀的压降。考虑工质与缸壁和活塞之间的换热、工质在油中的溶解等,以期得到更准确的排气量。忽略贮液罐的动态过程。

Murphy 等人建立了空调的简化模型,用以研究冷凝器和回液管在系统启动和关闭过程中对系统性能的影响^[53-55]。

Chi 等人建立了热泵的动态仿真模型,换热器模型包含动量守恒方程,研究的对象为蒸气压缩空气-空气(air-to-air)热泵系统^[56]。换热器采用移动边界、可变控制容积集总参数模型,两相段按均相流处理。在换热器的各段,都选择了合适的换热系数关联式和压降关联式,忽略换热器管壁的热惰性。换热器每段上的动态对流换热控制方程构成了一阶微分方程组形式的动态模型。压缩机可变速,压缩机的转矩-转速特性根据厂家提供的数据拟合得到。部件模型还包括风扇、贮液罐、热力式膨胀阀等。

热泵/空调系统的动态建模大部分是面向 air-

to-air 系统的, Yasuda 等人建立的模型是为数不多的水-水(water-to-water)蒸气压缩制冷循环系统的动态数学模型之一, 此模型可用于系统的反馈控制^[57]。其建模过程和文献^[52]类似。假定冷凝器只有两相段且过冷度恒定, 建立管壁、工质气相、工质液相、循环水等各自的动态集总参数模型, 工质与管壁、管壁与大气之间的换热系数假定为常数。蒸发器建模方法是, 两相段以集总参数法建模, 而过热段采用分布参数法建模, 在蒸发器的两相段和过热段, 管壁和循环水都采用分布参数法建模。蒸发器过热段采用分布参数建模便于更精确地掌握蒸发器出口的状态, 并可以观察到蒸发器出口工质状态参数的变化。热力膨胀阀的感温包和管当控制容积看待, 然后按集总参数法建立动态模型, 热力膨胀阀从感受到蒸发器工质出口温度变化到阀针动作, 是个比较慢的动态过程。

随着计算机技术和数值仿真算法的发展, 利用高精度的分布参数模型仿真系统的动态特性不再是难题。MacArthur 给出了一个比较完善的分布参数形式的动态数学模型^[58]。对冷凝器, 沿工质流程把管路离散化为和工质相态相关的有限控制容积, 对应每个控制容积对工质、管壁和二次循环水用质量守恒和能量守恒方程建模。蒸发器两相段工质按分相模型处理。对贮液罐内部的气相和液相分别用质量守恒和能量守恒方程建模。建立了往复式压缩机膨胀、吸入、压缩、排出四个阶段的动态方程, 压缩机流量按多变压缩过程的流量方程给出; 热力膨胀阀按稳态集总参数形式给出。MacArthur 的工作^[59]和文献^[58]类似, 文献^[58-59]的模型都不包含求解流速场的动量方程, 认为换热器中的工质流速是均匀的, 而且在每个时间步长内都把换热器进出口状态参数作为已知条件迭代到稳态方程以确定流速、换热器内各控制容积的状态参数值(例如比焓), 把新的出口状态参数作为下一个部件的进口状态参数开始下一个部件的仿真, 这种算法显然不符合系统的实际动态变化规律, 预测出的工质分布结果不准确, 系统各部件的状态量也不是系统同一时刻的值。MacArthur 等人建模时考虑了压力和温度场的耦合, 但仿真算法依然不够严谨^[60-61]。文献^[61]给出了换热器中工质的动量守恒方程, 对多种压缩机进行了动态建模; 换热器模型基于对流换热的控制方程, 但把动

量守恒方程结合在了能量守恒方程中。另外, MacArthur 等人研究了变频压缩机热泵/空调系统的舒适性最优控制问题, 控制目的是根据系统不同工况实时调节压缩机转速、蒸发器工质过热度 and 室内空气流量, 使系统的实时舒适函数最优^[62], 虽然依据的模型(为稳态关联式模型)和构造的优化控制(基于稳态模型解动态最优控制)不严格, 但是首次提出了通过自动控制来实现系统某方面性能实时优化的思想, 具有重要意义。

Sami 等人建立了空气源热泵的集总参数模型, 并考虑了换热器中润滑油对工质换热的影响^[63]。Chen 等人较早在国内开展了蒸气压缩制冷系统的动态研究, 建立一个小型制冷系统的完整数学模型^[64]。Wang 等人建立了空气源空调系统的简单数学模型, 在换热器的两相段建模时考虑了气相和液相的滑移效应, 用空泡份额传播方程表示^[65]。

Nyers 等人建立了面向过热度控制的蒸发器分布参数模型, 着重分析了热泵系统蒸发器的建模, 建模时把气液两相分开考虑, 不考虑蒸发器进口出现过冷工质的情况^[66]。按换热过程工质状态把蒸发器分为蒸发段、界面段(干度刚好为 1 处)、过热段。把气液两相分开处理有助于得到更多的状态信息。对不同的换热段使用不同的状态方程、比焓方程。

Jia 等人建立了针对蒸发器的分布参数模型, 工质两相段采用空泡份额表征的均相流模型^[67]。John 建立了空气源热泵的动态和稳态模型, 用于评估采用不同工质的系统的性能^[68]。Rasmussen 研究变速家用空调的动态性能时, 对封闭往复式压缩机采用等熵压缩模型建模, 用效率系数进行修正, 压缩机的等熵指数和容积效率都与转速有关, 通过试验数据辨识得到^[69]。

Wang 研究了多台热泵/空调机组联合运行时机组的组合和负荷分配问题^[70]。研究机组组合和负荷分配问题的目标是: 根据每台机组的负荷率-COP 特性(由试验数据回归得到)在机组间进行负荷分配使得总体能效比最高。

Williatzen 等人提出了两相流换热器移动边界集总参数模型^[71-72], 这个模型的特点是简单、通用、计算快速, 可以处理不同换热器配置的各种两相流暂态过程, 建立的模型可用于研究蒸发器内各

种相态的分布。

早期的热泵/空调系统的动态特性研究主要针对 air-to-air 系统,而针对冷水机组或水源热泵系统的研究自上世纪 90 年代末才逐渐活跃起来^[73-81]。

Svensson 为了研究变工况下水源热泵系统的动态特性,建立了一个完整的系统数学模型^[73]。换热器模型采用移动边界、集总参数、三段模型,依据的是热力学第一定律。

Browne 等人提出的单螺杆冷水机组和双螺杆冷水机组动态模型是用于设计目的的,即设计参数确定后,用一些动态工况大致验证系统的性能,因此模型比较简单,换热器只考虑了循环水和管壁的动态,忽略工质的动态特性,认为工质流速恒定,换热器管壁和循环水都处理成了集总参数的形式,动态数值仿真采用 5 阶 Runge-Kutta 法^[74]。Wang 等人提出的冷水机组模型^[75]与 Browne 等人提出的模型^[74]类似,但更加简化,进一步忽略了换热器管壁的动态特性,需要强调的是该模型是针对离心式压缩机冷水机组建立的。

Grace 等人在研究冷水机组的动态特性时,采用的建模方法和 MacArthur 等人的建模方法^[60-61]类似。冷凝器为壳管式,工质在壳内。换热器采用分布参数法建模。数值求解方法采用系统循环解环,对逐个部件进行仿真,直至完成一个循环,如此反复。在对每个部件仿真时,先根据部件进出口状态参数反复迭代求出内部状态参数分布的平衡收敛,然后根据新的进口状态参数求出新的参数分布^[76]。这种算法在设计思想上不严格,而且计算量很大。

对于热泵/空调系统,除了要解决系统设计和运行控制这两个基本问题外,随着系统的复杂化和大型化,故障检测和诊断(fault detection and diagnosis, FDD)问题也开始受到重视。McIntosh 采用基于系统稳态模型的 FDD 法分析了冷水机组冷凝器和蒸发器循环水泄漏、工质泄漏、冷凝器管壁结垢、蒸发器管壁结垢、压缩机故障、电动机故障等故障的特征^[77]。

Bechtler 等人在建立系统的动态数学模型时采用了基于广义径向基函数(generalized radial basis function, GRBF)的神经网络方法,并把建立的数学模型应用于两个不同的冷水机组的两个不

同的动态过程,结果都能准确给出系统的动态特征^[78]。

Mekarapiruk 试图根据动态数学模型把设计参数优化问题和最优控制问题结合起来,数学模型为一阶常微分方程组形式的状态空间方程^[79]。文中构造的优化问题为:首先确定一个和系统状态有关性能的优化函数,再选取系统运行的一个时间段,假定系统的初始状态已知,优化问题的目标是求取冷水机组的最优设计参数和在这一时间段内的控制量最优变化规律以使得系统终态的性能函数最优。

Fu 等人建立了螺杆压缩机双模式 air-to-water 机组的动态仿真数学模型^[80]。

至今,热泵/空调系统的动态建模理论和方法已经比较成熟,但有关离心式冷水机组动态特性的研究成果很少。Satyam 等人针对离心式冷水机组从系统建模、模型校核和数值仿真算法方面进行了详细的研究^[81]。

3.3 控制问题综述

有了热泵/空调系统的动态数学模型,就可以进行动态数值仿真问题和控制问题理论层次上的研究。数值仿真是在系统环境条件改变时并已知控制量时变规律时用以“揭示”系统状态的动态迁移过程,而且数值仿真时,外部条件和控制量是等同的,统称为仿真输入量。控制是在系统环境外部条件改变时,依据系统的动态数学模型、其他约束和不同的控制目的,求解各个控制量随时间变化的规律(称为控制策略或控制率)。数值仿真和控制是动态问题的两个方面,都离不开动态数学模型,数值仿真是被动改变系统的动态过程;控制是主动改变系统的动态过程,是对系统动态特性更高层次的研究,相对于数值仿真,难度更大,意义更重要。

热泵/空调系统的动态建模和数值仿真研究已经比较完善,而其控制的研究自上世纪 90 年代才逐渐受到重视。

电子膨胀阀在热泵/空调系统中的应用,提高了过热度调节的自动控制水平,也必然要求有相应的控制算法,现在过热度控制算法一般采用成熟的 PID 算法。近年来,出现了热泵/空调系统的蒸发器传递函数模型^[82-83]和汽车空调过热度 Fuzzy-PID 控制方面的研究成果^[84]。Masato 等人还研究了其他输出量(如室温)的 PID 控制问题^[85]。

Steven 在研究热泵/空调系统的控制问题时,分析了影响系统性能的控制量,如压缩机转速、换热器空气流量、热力膨胀阀过热度、工质充灌量等,具有了对系统性能进行多变量协调控制的思想。但在研究控制量对系统性能的影响时,仅应用了稳态数值仿真算法来评估稳态时的系统状态。他还建立了一个简化的预测开机过程状态响应的动态数学模型^[86]。

上世纪 70 年代发展起来的现代控制理论为研究多输入、多输出 MIMO 大系统的动态特性提供了强有力的数学工具,状态空间法(state-space method)在现代控制理论中占据着主导地位,是众多现代控制理论算法的基石,在各个工业控制领域得到了广泛的应用。热泵/空调系统的分布参数动态建模法实质上就是采用状态空间法建模。He 等人在研究空调系统的控制问题时首次引入了基于状态空间方程的多变量反馈控制,建立了空调系统严格形式的、面向控制的 MIMO 状态空间方程^[87-89]。但近年来基于 MIMO 状态空间方程的控制研究没有得到发展,控制方面的研究依然集中在 SISO 这种类型的 PID 控制上。

热泵/空调系统过热度控制问题的研究对象为电子膨胀阀和蒸发器,当前的研究方法是选取过热度为输出量,电子膨胀阀出口工质流量为输入量,研究对象的模型采用 SISO 传递函数,根据设定过热度与实际过热度构造 PID 算法。这种算法应用到实际系统的效果并不理想,调节过程中过热度波动很大,蒸发器出口工质的波动必然引起压缩机工作状态的波动。为了解决这个问题,文献^[84, 90-91]中采用了智能控制算法(如模糊控制)与 PID 控制相结合的研究方法。

近年来一些学者认识到控制的重要性,初步研究了单个控制变量对系统动态特性的影响,研究时不考虑其他控制量对系统影响的耦合作用。Gordon 等人针对离心式冷水机组,研究了冷凝器水流量对系统性能系数的影响,研究方法为稳态法,研究内容不是严格的控制问题,研究成果也不能应用到实际系统中实现在线控制,只是优化出了典型负荷下的循环水流量^[92]。Finn 等人分析了节流装置的控制特性^[93]。

Horaacio 研究了变速压缩机冷水机组的性能,主要侧重于变级、可调磁阻电动机的性能与转

速的关系^[94]。Jin 采用参数估计法对水源热泵进行了建模,这种依据试验数据拟合出各个部件的代数方程形式的模型,可以预测特征工况下的系统性能,但这种模型不能用于控制研究^[95]。

Jia 把离心式冷水机组的 FDD、动态数值仿真和控制问题结合在了一起,完成这些工作的基础是建立动态数学模型^[96]。

Andrew 等人建立了多蒸发器(即“一拖多”)空调系统的动态数学模型^[97]。多个换热器的建模依然依据热力学第一定律,由控制方程描述,用分段式集总参数法建模;在多个蒸发器入口补充流量分配方程;电子膨胀阀(多个)开度可调,其流量特性取动态;压缩机认为是多变压缩过程,流量和压缩耗电特性根据多变压缩的特点得出。把各个部件的模型进行合成,就得到一个 MIMO 状态方程。文中用系统模型模拟了单控制量改变、多个控制量同时改变的情况下系统的一些特征量(如各个蒸发器的出口过热度、蒸发压力,系统能效比等,根据需要选定)的开环响应。该文没有讨论在线闭环控制问题。

由于热力系统的复杂性,当难以建立系统的解析模型时,智能辨识和控制算法,如神经网络、模糊控制、专家系统等就成为了有力的工具。文献^[98-101]对智能控制方法在热力系统中的应用做了深入的研究工作,取得了显著成效。

4 结语

从热泵/空调系统诞生至今,研究课题涉及工质、稳态试验测试、稳态建模和仿真、系统优化设计、动态建模和仿真、控制研究等诸多领域,而且各个领域的研究依然都充满活力。但各个领域的发展程度有所不同,有些领域的一些问题还远没有完善的理论和方法体系。回顾过去的成果和现在的研究状况,可得出如下结论:

- 1) 大多数研究对象为空气源机组,水源热泵或冷水机组的研究成果不多。
- 2) 稳态方面的研究已经比较成熟和完善。
- 3) 动态特性的建模理论比较完善,但动态数值仿真算法不成熟,这是由于热泵/空调系统的内部分布状态参数难以测量,初始状态难以确定。基于稳态数学模型的启发式试凑迭代算法工作量大,不适于有大量多变工况的动态数值仿真的需要。
- 4) 对系统的控制还停留在简单控制的水平

上,基本上都是一些单回路控制。在有系统层面的性能优化要求时,简单的单个部件控制是无能为力的。另外,采用智能控制策略的热泵/空调系统,在节能上也依然有提升的空间。

5) 虽然 MIMO 反馈控制的概念已经引入到热泵/空调系统中,但至今没有相应的系统层面的性能最优控制问题的完整表述、求解和实现。

6) 在设计阶段一般要求 COP 最优,但在运行过程中如何保持 COP 实时最优,即节能最优控制问题无人提及。对于大型机组,实行最优节能运行控制效益会很显著。

7) 国内研究滞后国外,无论是设计或是运行控制主要依靠对国外先进技术的引进、吸收。

基于以上结论,笔者认为,水源热泵系统的节能运行优化控制问题是个尚未解决的重要科学问题之一。节能运行控制问题是非线性、强耦合、MIMO、多状态维数的最优控制问题,需要进一步对系统动态特性,控制求解理论和方法、工程可实现性等方面进行深入研究。新型替代工质、高效紧凑换热器、高效压缩机、新型控制设备与技术等都是未来热泵/空调研究领域的主要方向。

参考文献:

- [1] Bernard P Z, Herbert P, Tag G K. Theory of modeling and simulation [M]. 2nd Edition. San Diego: Academic Press, 2000;3-72
- [2] 王红卫. 建模和仿真[M]. 北京: 科学出版社, 2002: 7-28
- [3] 缪道平, 吴业正. 制冷压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000: 1-289
- [4] 李文林, 周瑞秋, 赵超人. 制冷压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990
- [5] 李连生. 涡旋压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997
- [6] Chen Yu, Nils P H, Eckhard A G, et al. Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression process modeling [J]. Int J Refrig, 2002, 25(6): 731-750
- [7] Chen Yu, Nils P H, James E B, et al. Mathematical modeling of scroll compressors—part II: overall scroll compressor modeling [J]. Int J Refrig, 2002, 25(6): 751-764
- [8] Wang Baolong, Shi Wenxing, Li Xianting. Mathematical modeling of scroll refrigeration compressors [J]. J Tsinghua University: Sci & Tech, 2005, 45(6): 726-729
- [9] Ashish T. Modern control design—with MATLAB and SIMULINK [M]. New York: John Wiley & Sons, 2002;125-170
- [10] 段广仁. 线性系统理论[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2004;46-66
- [11] Singh M G, Titli A. Laboratoire d'automatique et d'analyse des systèmes du C N R S. Systems: decomposition, optimization and control [M]. Oxford: Pergamon Press, 1978
- [12] Stoecker W F. A generalized program for steady-state system simulation [G] // ASHRAE Trans, 1971, 77(1): 140-148
- [13] Hiller C C, Glicksman L R. Improving heat pump performance via compressor capacity control—analysis and test [R] // Energy laboratory reports MIT-EL 76-001, MIT-EL 76-002. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 1976
- [14] Ellison R D, Creswick F A. A computer simulation of steady state performance of air-to-air heat pumps, ORNL/CON-16 [R]. Tennessee: Department of Energy, Oak Ridge National Laboratory, 1978
- [15] Ellison R D, Creswick F A, Rice C K. Heat pump modeling: a progress report [C] // Proc 4th Annual Heat Pump Technology Conference. Stillwater: Oklahoma State University Press, 1979; 1-9
- [16] Dabiri A E, Rice C K. A compressor simulation model with corrections for the level of suction gas superheat [G] // ASHRAE Trans, 1981, 87(2): 771-782
- [17] Dabiri A E. A steady-state computer simulation model for air-to-air heat pumps [G] // ASHRAE Trans, 1982, 88(2): 973-987
- [18] Rice C K, Fischer S K, Ellison R D, et al. Design optimization of conventional heat pumps: application to steady-state heating efficiency [G] // ASHRAE Trans, 1981, 87(1): 1037-1055
- [19] Fischer S K, Rice C K. The Oak Ridge heat pump models: a steady-state computer design model for air-to-air heat pumps, ORNL/CON-80/R1 [R]. Tennessee: Department of Energy, Oak Ridge National Laboratory, 1983
- [20] Rice C K, Fischer S K. A comparative analysis of single and continuously variable-capacity heat pump concepts [C] // Proc ORNL/ODE Heat Pump Conference: Research and Development on Heat Pumps for Space Conditioning Applications.

- Washington D C 1984. Tennessee; Department of Energy, Oak Ridge National Laboratory, 1984
- [21] Fischer S K, Rice C K. System design optimization and validation for single-speed heat pumps [G] // ASHRAE Trans, 1985, 91(8): 509-523
- [22] Fischer S K, Rice C K, Jackson W L. The Oak Ridge heat pump design model: MARK III Version Program documentation, ORNL/TM-10192 [R]. Tennessee; Department of Energy, Oak Ridge National Laboratory, 1988
- [23] Rice C K. ORNL/DOE heat pump design model, overview and application to R-22 alternatives [C] // Proc 3rd Int Conf on Heat Pumps in Cold Climates, Wolfville, Nova Scotia, Canada. Mississauga; Caneta Research Inc, 1997: 391-405
- [24] Damasceno G S, Rooke S P, Goldschmidt V W. Comparison of three steady-state heat pump computer models [G] // ASHRAE Trans, 1990, 96(2): 191-204
- [25] Domanski P A, Didion D A. Computer modeling of the vapor compression cycle with constant flow area expansion device [R] // Report No NBS Building Science Series 155. Washington D C: National Bureau of Standard, National Engineering Lab, 1983: 1-148
- [26] Domanski P A, Didion D A. Mathematical model of air-to-air heat pumps; equipped with a capillary tube [J]. Int J Refrig, 1984, 7(4): 249-255
- [27] Nguyen H. Reversing calve heat transfer and pressure drop and their effects on the steady-state performance of a heat pump [D]. Purdue; Purdue University, 1986
- [28] Damasceno G S, Goldschmidt V W. An update of the August 1986 user's guide of the heat pump performance model HN [R] // Ray W. Herrick Laboratories Report No HL 87. West Lafayette; Purdue University, 1987: 37
- [29] Kyle D M. Automobile heat pump model; user's guide, ORNL/CON-359 [R]. Tennessee; Department of Energy, Oak Ridge National Laboratory, 1993
- [30] Parken W H, Beausoleil R W, Kelly G E. Factors affecting the performance of a residential air-to-air heat pump [G] // ASHRAE Trans, 1977, 83(1): 839-849
- [31] Carrington C G, Sun Z F, Sun O, et al. Optimizing efficiency and productivity of a dehumidifier batch dryer—part 1: capacity and airflow [J]. Int J Energy Res, 2000, 24 (33): 187-204
- [32] Tassou S A, Marquand C J, Wilson D R. Modeling of variable speed air-to-water heat pump systems [J]. J Institute of Energy, 1982, 55(42): 59-64
- [33] Tassou S A, Marquand C J, Wilson D R. Comparison of the performance of capacity controlled and conventional on/off controlled heat pumps [J]. Applied Energy, 1983, 14(4): 241-256
- [34] Praise J A R. Theoretical and experimental analysis of a diesel engine driven heat pump [D]. Manchester; University of Manchester Institute of Science and Technology, 1983
- [35] Praise J A R. Simulation of vapor-compression heat pumps [J]. Simulation, 1986, 46(2): 71-76
- [36] Allen J J, Hamilton J F. Steady-state reciprocating water chillers models [G] // ASHRAE Trans, 1983, 89(2A): 398-407
- [37] Welsby P, Devottoa S, Diggory P J. Steady-and dynamic-state simulation of heat pumps—part I; literature review [J]. Applied Energy, 1988, 31(3): 189-203
- [38] Hamilton J F, Miller J L. A simulation program for modeling an air-conditioning system [G] // ASHRAE Trans, 1990, 96(1): 213-221
- [39] Cecchini C, Marchal D. A simulation model of refrigerant and air-conditioning equipment based on experimental data [G] // ASHRAE Trans, 1991, 97(2): 388-393
- [40] Domanski P A, McLinden M O. A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures [J]. Int J Refrig, 1992, 15(2): 81-88
- [41] Bourdouxhe J P H, Grodent M, Lebru J J, et al. A toolkit for primary HVAC system energy calculation—part 2: reciprocating chiller models [G] // ASHRAE Trans, 1994, 100(2): 774-786
- [42] Gordon J M, Ng K C. Thermodynamic modeling of reciprocating chillers [J]. J Applied Physics, 1994, 75(6): 2769-2774
- [43] Popovic P, Shapiro H N. A semi-empirical method for modelling a reciprocating compressor in refrigeration systems [G] // ASHRAE Trans, 1995, 101(2): 367-382
- [44] Jabardo J M S, Mamani W G, Ianella M R. Modeling

- and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor [J]. *Int J Refrig*, 2002, 25(8): 1157-1172
- [45] Joudi K A, Mohammed A S, Aljanabi M K. Experimental and computer performance study of an automotive air conditioning system with alternative refrigerants[J]. *Energy Conv & Man*, 2003, 44(18): 2959-2976
- [46] Hosoz M, Direk M. Performance evaluation of an integrated automotive air conditioning and heat pump system[J]. *Energy Conv & Man*, 2006, 47 (5): 545-559
- [47] Massie D D, Curtiss P S, Kreider J F. Predicting central plant HVAC equipment performance using neural networks; laboratory system test results[G]// *ASHRAE Trans*, 1998, 104 (1A): 221-228
- [48] Diaz G, Sen M, Yang K T, et al. Simulation of heat exchanger performance by artificial neural networks [J]. *Int J HVAC & R Res*, 1999, 5(3): 195-208
- [49] Swider D J, Browne M W, Bansal P K, et al. Modeling of vapor-compression liquid chillers with neural networks[J]. *Applied Thermal Eng*, 2001, 21 (3): 311-329
- [50] Ding G L, Zhang C L, Zhan T. An approximate integral model with an artificial neural network for heat exchangers[J]. *Heat Transfer-Asia Research*, 2004, 33(3): 153-160
- [51] Wedekind G L, Bhatt B L, Beck B T. A System mean void fraction model for predicting various transient phenomena associated with two-phase evaporating and condensing flows [J]. *Int J Multiphase Flow*, 1978, 4(1): 97-114
- [52] Dhar M, Soedel W. Transient analysis of a vapor compression refrigerant system: part I—the mathematical model & part II—computer simulation and results [C] // *Proc XVth Int Congress of Refrigeration*, Venice, 1979, 1035-1048
- [53] Murphy W E, Goldschmidt V. Transient response of air-conditioners—a qualitative interpretation through a sample case[G] // *ASHRAE Trans*, 1984, 90 (1B): 997-1008
- [54] Murphy W E, Goldschmidt V W. Cyclic characteristics of a typical residential air-conditioner—modeling of start-up transients[G] // *ASHRAE Trans*, 1985, 91(2): 427-444
- [55] Murphy W E, Goldschmidt V W. Cyclic characteristics of a residential air conditioner—modeling of shutdown transients[G] // *ASHRAE Trans*, 1986, 92(1): 186-202
- [56] Chi J, Didion D A. A simulation model of the transient performance of a heat pump [J]. *Int J Refrig*, 1982, 5(3): 176-184
- [57] Yasuda H, Touber S, Machielsen C H M. Simulation model of a vapor compression refrigeration system[G]// *ASHRAE Trans*, 1983, 89(2A): 408-425
- [58] MacArthur J W. Analytical representation of the transient energy interactions in vapor compression heat pumps[G]// *ASHRAE Trans*, 1984, 90(1B): 982-996
- [59] MacArthur J W. Transient heat pump behavior: a theoretical investigation[J]. *Int J Refrig*, 1984, 7 (2): 123-132
- [60] MacArthur J W, Grald E W. Prediction of cyclic heat pump performance with a fully distributed model and a comparison with experimental data[G]// *ASHRAE Trans*, 1987, 93(2): 1159-1178
- [61] MacArthur J W, Grald E W. Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data [J]. *Int J Refrig*, 1989, 12(1): 29-41
- [62] MacArthur J W, Grald E W. Optimal comfort control for variable-speed heat pumps [G] // *ASHRAE Trans*, 1988, 94 (2): 1283-1297
- [63] Sami S M, Duong T N, Mercadier Y, et al. Prediction of the transient response of heat pumps [G]// *ASHRAE Trans*, 1987, 93(2): 471-490
- [64] Chen Zhijiu, Lin Weihai. Dynamic simulation and optimal matching of a small-scale refrigeration system [J]. *Int J Refrig*, 1991, 14(6): 329-335
- [65] Wang H, Touber S. Distributed and non-steady-state modeling of an air-cooler[J]. *Int J Refrig*, 1991, 14 (2): 98-111
- [66] Nyers J, Stoyan G. A dynamical model adequate for controlling the evaporator of a heat pump[J]. *Int J Refrig*, 1994, 17(2): 101-108
- [67] Jia X, Tso C P, Chia P K. A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator [J]. *Int J Refrig*, 1995, 18(5): 336-342
- [68] John J. A transient and steady study of pure and mixed refrigerants in a residential heat pump[D]. Maryland: University of Maryland, 1996
- [69] Rasmussen B D. Variable speed hermetic reciprocating

- compressors for domestic refrigeration[D]. Copenhagen: Technical University of Denmark, 1997
- [70] Wang Shengwei. Dynamic simulation of a building central chilling system and evaluation of EMCS on-line control strategies[J]. *Building and Environment*, 1998,33(1): 1-20
- [71] Williatzen M, Petit N B O L, Ploug-Sorensen L. A general dynamic simulation model for evaporators and condenser in refrigeration; part I—moving boundary formulation of two-phase flows with heat exchange [J]. *Int J Refrig*, 1998, 21(5): 398-403
- [72] Petit N B O L, Williatzen M, Ploug-Sorensen L. A general dynamic simulation model for evaporators and condenser in refrigeration; part II—simulation and control of an evaporator[J]. *Int J Refrig*, 1998, 21(5): 404-414
- [73] Svensson M C. Non-steady-state modeling of a water-to-water heat pump unit [C] // Proc 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, 1999;263
- [74] Browne M, Bansal P. Dynamic modeling of in-situ liquid chillers [C] // Proc 2000 International Refrigeration Conference at Purdue, 2000: 425-431
- [75] Wang S W, Wang J B, Burnett J. A mechanistic model of centrifugal chillers for HVAC system dynamics simulation[J]. *Building Services Eng Res & Tech*, 2000, 21(2): 73-83
- [76] Grace I N, Tassou S A. Dynamic simulation of liquid chillers[C] // Proc 2000 International Refrigeration Conference at Purdue, 2000:433-470
- [77] McIntosh I B D. A model-based fault detection and diagnosis methodology for HVAC subsystems[D]. Wisconsin: University of Wisconsin-Madison, 2000
- [78] Bechtler H, Browne M W, Bansal P K, et al. New approach to dynamic modeling of vapor-compression liquid chillers; artificial neural networks[J]. *Applied Thermal Eng*, 2001, 21(9): 941-953
- [79] Mekarapiruk W. Simultaneous optimal parameter selection and dynamic optimization using iterative dynamic programming[D]. Toronto: University of Toronto, 2001
- [80] Fu Long, Ding Guoliang, Zhang Chunlu. Dynamic simulation of air-to-water dual-mode heat pump with screw compressor[J]. *Applied Thermal Eng*, 2003, 23(13): 1629-1645
- [81] Satyam B, James E B, Eckhard A G. Dynamic model of a centrifugal chiller system-model development, numerical study, and validation [G] // *ASHRAE Trans*, 2005,111(1): 132-148
- [82] Gruhle W D, Isermann H. Modeling and control of a refrigerant evaporator [J]. *ASME J Dynamic Systems, Measurement and Control*, 1985,107(11): 235-240
- [83] Aprca C, Rcnno C. Experimental analysis of a transfer function for an air cooled evaporator[J]. *Applied Thermal Eng*, 2001,21(4): 481-493
- [84] Li Xuquan, Chen Jiangping, Chen Zhijiu, et al. A new method for controlling refrigerant flow in automobile air conditioning [J]. *Applied Thermal Eng*, 2004, 24(7): 1073-1085
- [85] Masato K, Tadahike M, Yoshi K. Design and robust PID controller for HVAC system[G] // *ASHRAE Trans*, 1999, 105(2):154-165
- [86] Steven P R. Study of heat pump operating parameters related to controls and performance including variable speed and transient effects [D]. Purdue: Purdue University, 1992
- [87] He X D, Liu S, Asada H. Modeling of vapor compression cycles for advanced controls in HVAC systems [C] // Proc of the American Control Conference, 1995:3664-3668
- [88] He X D, Liu S, Asada H. Modeling of vapor compressor cycles for multivariable feedback control of HVAC systems[J]. *ASME J Dynamic Systems, Measurement and Control*, 1997, 119(2): 183-191
- [89] He X D, Liu S, Asada H, et al. Multivariable control of vapor compression systems [J]. *Int J HVAC & R Res*, 1998, 4(3): 205-230
- [90] Chia P K, Tso C P, Jolly P G, et al. Fuzzy control of superheat in container refrigeration using an electronic expansion valve[J]. *Int J HVAC & R Res*, 1997, 3(1): 81-97
- [91] Jolly P G, Tso C P, Chia P K, et al. Intelligent control to reduce superheat hunting and optimize evaporator performance in container refrigeration[J]. *Int J HVAC & R Res*, 2000, 6(3): 243-255
- [92] Gordon J M, Ng K C, Chua H T, et al. How varying condenser flow rate affects chiller performance; thermodynamic modeling and experimental confirmation [J]. *Applied Thermal Eng*, 2000,20(13): 1149-1159

(下转第 27 页)

同的激励制度。

1) 国家机关与政府办公建筑业主

国家机关与政府办公建筑运行费用全部由财政支付,相应的节能改造投资应由财政负担,中央财政和地方财政各承担一部分,并通过行政命令强制性要求对实施低成本或无成本改造后仍有较大节能潜力的建筑进行节能改造。

2) 教科文卫等部分财政支持的组织机构的建筑业主

对其节能改造投资国家应给予部分财政补助,同时对于改造后节能效果较好的项目业主给予事后奖励。

3) 纯商业类建筑业主

纯商业类建筑的节能改造可以节省能源费用,降低运营成本,这本身就具备驱动效益。对于此类业主,可考虑采取税收优惠等手段进行激励,如对节能设备采取加速折旧的办法,但国家激励政策设计思路重点在如何通过市场机制放大这种驱动效应,适宜采取选择价格手段,通过阶梯电价,能耗定额与超定额加价等制度,激励商业建筑业主自觉节能。

4) 节能服务公司

节能服务公司是节能服务市场的供给主体,现阶段我国建筑节能服务处于起步状态,节能服务公司力量相对薄弱。制约节能服务公司发展的重要障碍之一是融资困难,对于建筑节能服务企业而言,商业银行可提供的信贷工具和产品很少,无法为节能服务企业提供应有的金融服务。国家主要通过贷款贴息方式,帮助节能服务公司融资,培育

(上接第 62 页)

[93] Finn D P, Doyle C J. Control and optimization issues associated with algorithm-controlled refrigerant throttling devices [G] // ASHRAE Trans, 2000,106(1): 524-533

[94] Horaacio G V. Variable speed control of a switched reluctance motor in a heat pump application[D]. Tuscaloosa Alabama; University of Alabama, 2003

[95] Jin Hui. Parameter estimation based models of water source heat pumps[D]. Oklahoma; Oklahoma State University, 2002

[96] Jia Yongzhong. Model-based generic approaches for automated fault detection, diagnosis, evaluation (FDDE) and for accurate control of field-operated

市场主体服务能力。今后一个时期,政府还需不断完善政策法规,创新融资模式、拓宽融资渠道,促进建筑节能服务公司的发展,形成良性的建筑节能服务市场机制,使其成为驱动建筑节能向前发展的内在动力。

5 结论

建筑节能是社会公益性较强的领域,仅依靠自发的市场机制难以奏效,政府部门必须采取一定的经济手段,建立一套激励机制来解决大型公共建筑节能中的诸多问题。本文借鉴激励机制设计理论,通过对大型公共建筑激励模型的分析,建立起以需求为导向的大型公共建筑节能激励机制,充分利用市场经济中利益驱动的效应,调动各方的利益主体参与节能的积极性,挖掘大型公共建筑的节能潜力,释放节能需求,最终实现从节能潜力到节能需求再到节能量的转化。

参考文献:

[1] 向响,任健. 西方经济学界外部性理论研究评介[J]. 经济评论, 2002(3): 58-62

[2] 武涌. 发挥政府公共管理职能推进建筑节能[J]. 建筑, 2003(12):12-15

[3] 李巍巍,施祖麟. 计划与激励: 经济机制设计理论的模型方法及思考[J]. 数量经济技术经济研究, 1994 (4): 54-60

[4] David B G. 关于能源效率激励政策及其在能源政策中所占地位的最佳实践[R/OL]. http://www.efchina.org/csepupfiles/report/2006102695218348.45420196476596.pdf/David_CNEN.pdf

[97] Rajat S, Andrew G A, Clark W B. Dynamic modeling and control of multi-evaporator air-conditioning systems[G]// ASHRAE Trans, 2004, 110(1): 109-119

[98] 叶海文. 循环流化床锅炉建模与控制的人工神经网络方法研究 [D]. 北京:清华大学,1997

[99] 徐春晖. 中小型煤粉炉眼绕控制的主导因素法 [D]. 北京:清华大学,1999

[100] 蒋方帅. 热力系统自主模糊控制技术的研究 [D]. 北京:清华大学,2003

[101] 马涛. 热力系统变工况运行监控和优化方法研究 [D]. 北京:清华大学,2005