

带补气增焓的热泵型多联式空调系统稳态仿真方法

李文博¹ 张辉¹ 李双良¹ 吴庆壮¹ 单联瑜¹ 耿浩² 段钟弟²

(1 小米智能家电(武汉)有限公司 武汉 430075; 2 上海交通大学船舶海洋与建筑工程学院 上海 200240)

摘要 中间补气增焓技术可有效提升热泵型多联机的低温制热性能,但其系统结构复杂、部件耦合性强,需要更为通用的多联机稳态仿真方法。本文提出一种改进的基于图论的补气增焓多联机稳态仿真方法,通过将部件抽象转化为计算单元,建立了以制冷剂流路为引导的计算单元图论描述方法;采用计算单元有向图表征制冷/制热模式下的邻接关系,结合四通阀模型实现模式切换。提出了系统压力路径与流路径的双层路径生成方法,开发了流量-压力解耦迭代算法。基于一拖四补气增焓多联机实测数据验证表明,额定制冷/制热工况下模型预测误差小于 $\pm 5\%$ 。基于本文仿真方法开发了支持自定义系统结构的多联机稳态仿真平台,为多联机设计开发提供便捷的数字化工具。

关键词 多联机;热泵;补气增焓;稳态仿真;图论

中图分类号: TB61*5;TB657.2

文献标识码: A

Steady-State Simulation Approach of Heat Pump Type Multi-Unit Air Conditioning Systems with Vapor Injection

Li Wenbo¹ Zhang Hui¹ Li Shuangliang¹ Wu Qingzhuang¹ Shan Lianyu¹
Geng Hao² Duan Zhongdi²

(1. Xiaomi Smart Appliances (Wuhan) Co., Ltd., Wuhan, 430075, China; 2. School of Ocean & Civil Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China)

Abstract Vapor injection technology can effectively enhance the heating performance of heat pump-type multi-unit air conditioning systems (heat pump VRF) under low-temperature conditions. However, complex system configuration and component coupling necessitate a more general steady-state simulation approach for VRF heat pumps. This study proposes an improved graph-theory-based steady-state simulation method for a multiunit air-conditioning system with vapor injection. By abstracting the components into computational units, a graph-theory-based description method guided by the refrigerant flow paths was established. A directed graph of computation units was employed to characterize the adjacency relationships in cooling/heating modes, with mode switching achieved using a four-way valve model. A dual-layer path generation method for system pressure and flow paths is proposed, along with a decoupled iterative algorithm for flow pressure calculation. Validation based on experimental data from a heat pump VRF system with vapor injection (four indoor units) shows that the model prediction error is within $\pm 5\%$ under rated cooling/heating conditions. A steady-state simulation platform with customizable system configurations was developed based on the proposed method, providing a convenient digital tool for the VRF system design.

Keywords multi-unit air conditioning systems; heat pump; vapor injection; steady-state simulation; graph theory

多联式空调系统(简称:多联机)凭借其室内机独立控制、运行模式灵活以及能效比高等显著优势,已成为现代商用与住宅建筑暖通系统的优选方案^[1-2]。其中,空气源热泵型多联机系统通过其独特的逆向循环特性,可实现全年制冷/制热模式的自由切换,有效满足建筑空间的全季节热舒适需求^[3]。随着GB 21454—2021多联式空调(热泵)机组能效限定值及能效等级^[4]等能效标准将全年性能系数(annual

performance factor, APF)作为核心评价指标,兼具高效节能与环境适应性的热泵型多联机系统已发展成为市场主流产品形态。

热泵型多联机系统的性能优化需兼顾制冷与制热双工况需求,其能效提升涉及压缩机、换热器、电子膨胀阀等核心部件与系统充注量的协同优化设计,且测试工况多、测试周期长,导致实验工作量大、成本高昂。通过仿真方法预测多联机在不同测试工

况下的稳态性能参数,代替部分实验测试,能够为系统优化设计提供有效指导,提高产品开发效率,是多联机系统开发的重要手段和工具^[5-6]。

多联机稳态仿真模型包含2类:一是黑箱模型,二是基于部件的仿真模型。前者采用经验拟合公式^[7]或人工神经网络方法^[8],获得系统总体性能;后者基于部件级性能仿真和系统迭代算法,预测符合物理规律的系统及部件性能参数,成为多联机系统仿真设计开发的主要手段。

基于部件的仿真方法,在开发或选择合适的部件模型基础上,难点在于复杂多联式系统的数学描述和仿真算法开发。针对单冷式多联机的系统描述和计算,主要的方法包括 Shi Wenxing 等^[9]、邵双全等^[10-11]提出的两相流体网络模型、鲁红亮等^[12]提出的基于流阻平衡的制冷剂分配模型、Sun Haoran 等^[13]提出的基于图论的系统仿真模型等。对于热泵型多联机,王龙炎等^[14]采用邻接矩阵及其转置矩阵,实现对多联机制冷/制热模式切换下的系统制冷剂流向描述。

为进一步提升热泵型多联机系统性能,中间补气增焓技术通过采用带中间补气的变频压缩机、经济器和中间补气支路,可有效提高热泵型多联机的能力能效,并在低温环境下具有良好的制热性能,近年来受到广泛关注^[15]。但与此同时,补气增焓多联机相比传统多联机形式,系统构型更为复杂、系统各部件耦合性更高,给多联机系统的性能仿真带来了更多挑战,包括:

1)系统构型方面,传统多联机仅在室内机具有分支结构,而补气增焓多联机具有额外的补气支路,系统构型上需要更为通用的描述方法;

2)制冷剂流向上,补气增焓多联机系统在制冷与制热模式下的流向相比传统多联机系统更加复杂,不能简单通过制冷剂流向的逆向切换来表征制冷/制热模式切换;

3)部件与流路耦合关系上,传统多联机形式的部件为典型的“一进一出”,而补气增焓多联机在压缩机、经济器、四通换向阀等部件上,具有“多进一出”、“多进多出”等不同特点,制冷剂会数次流经同一部件(如经济器),针对传统多联机开发的迭代算法难以适用。

因此,本文将针对补气增焓多联机的系统特点,在已有方法基础上,提出更为通用的多联机系统描述方法和仿真算法,将已有方法拓展至具有复杂流路的多联机系统仿真,从而满足热泵型补气增焓多联机系统的稳态仿真需求。论文将从系统描述方

法、部件数学模型、系统仿真算法3个方面介绍基本模型和算法,然后采用某一拖四机型实验数据进行模型验证,最后介绍基于本文模型算法的多联机能力能效仿真软件实现方法。

1 系统描述方法

补气增焓多联机系统由制冷剂管路连接而成,流经部件的流路存在分叉汇合,并且补气支路进一步增加了系统流路的复杂度,所以需要建立一种通用的数学方法来描述系统中制冷剂的流动信息和部件的上下游关系。本文提出一种改进的图论描述方法来描述多联机系统构型及不同模式下的制冷剂流路,用于补气增焓多联机系统仿真。

1.1 系统构型描述

补气增焓多联式空调系统由1个带补气的压缩机、1个室外机、经济器、气液分离器和若干室内机组组成。典型结构如图1所示。

图1所示为具有4个室内机的多联机系统结构,实线和虚线箭头表示制冷剂在制冷和制热模式中的2种流动方向,蓝色线为补气支路。从系统构型图可以看出,部件的连接关系不完全等价于制冷剂的流路信息,压缩机、经济器、四通换向阀部件具有多个制冷剂进出口。为了准确描述制冷和制热模式下的制冷剂流路信息,本文进一步将各个部件转化为一个或多个对应的抽象计算单元,基于单元的连接关系进行单元内的流动传热计算。

1.2 单元分类方法描述

在多联机仿真时,不同部件的仿真模型输入参数、求解过程各异。从系统迭代算法流程和部件解耦计算的角度出发,在系统描述时可以将部件和管道根据其模型求解特点,抽象成不同类型的计算单元,用于构建系统计算次序和迭代求解。

系统仿真中,将计算单元根据对应的部件在系统仿真中的求解参数不同,分为以下3类:

1)流量单元:单元对应的部件模型用于求解流经部件的制冷剂流量,单元的上下游具有较大压差,代表部件有压缩机和电子膨胀阀。

2)压力单元:单元对应的部件模型用于求解部件的制冷剂压力,并基于当前压力进行流动传热计算,如室内机、室外机、经济器。

3)虚拟单元:单元对应的部件主要处理系统拓扑结构和流动关系,用于计算制冷剂流量分配,通常代表单一流路的起始和汇合点,如汇合管、分歧管、T型管。

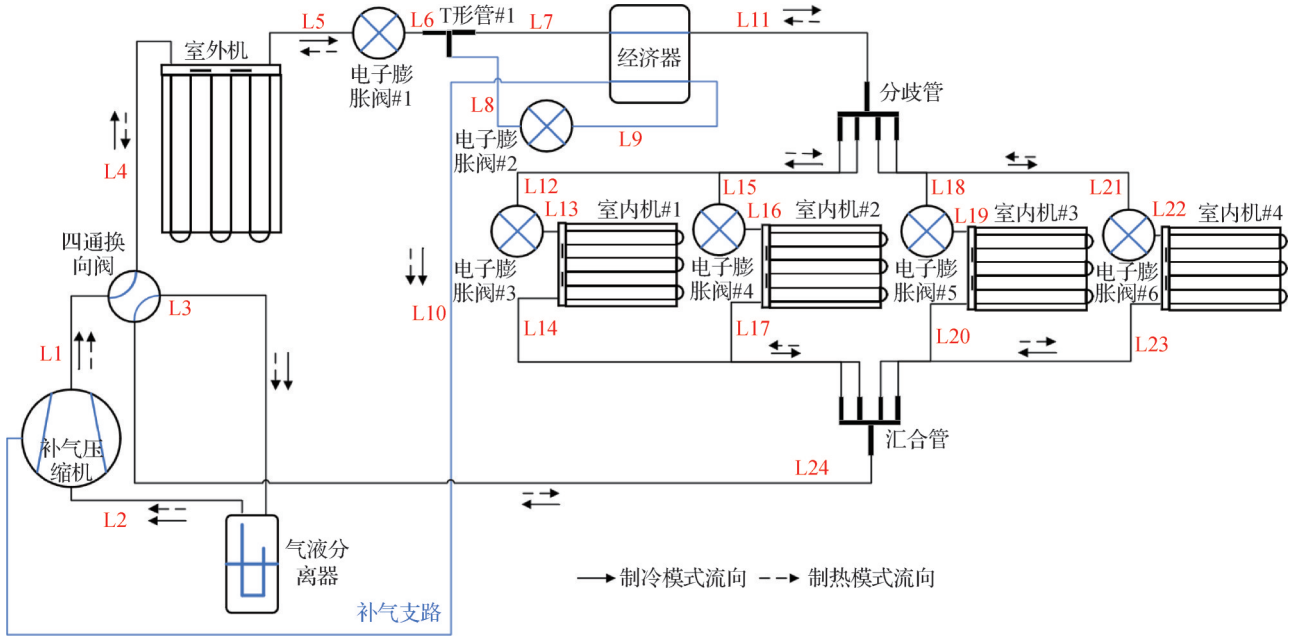


图1 补气增焓多联机系统典型结构

Fig.1 Typical structure of the VRF system with vapor injection

单个部件可以根据连接关系分解为一个或多个不同计算单元,如四通换向阀、经济器。系统实际部件之间的连接管和配管,同样需要转化为计算单元参与仿真计算。

以图1中系统图为例,先将部件进行单元编号,再对连接管编号,形成计算单元转化表。如表1所示。

1.3 计算单元有向图转化

根据上节生成的控制单元转化表和实际系统构型,采用有向图的方式进行流路信息描述,分别生成

表1 计算单元转化表

Tab.1 Control unit conversion table

对应部件/连接管	单元类型	单元编号
补气压缩机	流量单元	1
四通换向阀	压力单元	2,3
室外机	压力单元	4
电子膨胀阀#1	流量单元	5
T形管	虚拟单元	6
电子膨胀阀#2	流量单元	7
经济器	压力单元	8,9
分枝管	虚拟单元	10
电子膨胀阀#3-6	流量单元	11-14
室内机#1-4	压力单元	15-18
汇合管	虚拟单元	19
气液分离器	压力单元	20
管路	压力单元	21-44

制冷和制热2种模式下计算单元的有向图,如图2所示。

1.4 有向图邻接矩阵生成

有向图可以通过邻接矩阵 Q 直观表述计算单元的连接关系。

$$q_{ij} = \begin{cases} 0 & \text{单元间无连接关系} \\ 1 & \text{单元为上下游连接关系} \end{cases} \quad (1)$$

式(1)中,当矩阵 (i,j) 中元素为1时表示第 i 行和第 j 列计算单元为连接状态(其中 i 行计算单元为上游部件, j 列单元为下游部件)。由此,系统有向图可转化为图3中的矩阵形式,矩阵 Q 的 i 行和 j 列为计算单元编号。

2 部件数学模型

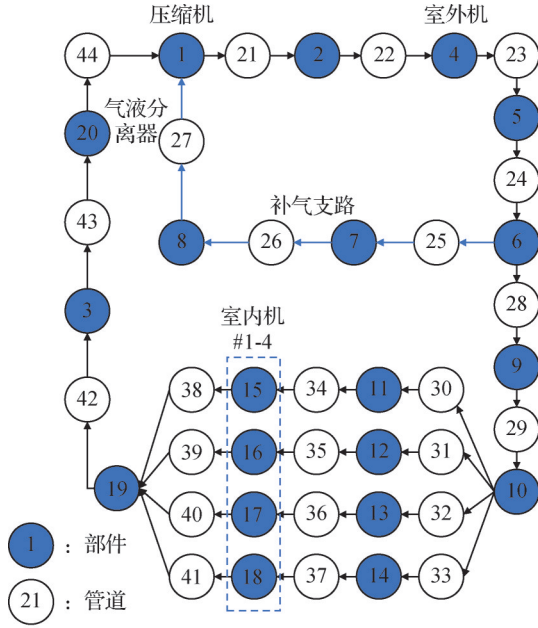
2.1 中间补气型变频压缩机

对于中间补气型变频压缩机,本文采用Sun Haoran等^[16]提出的半经验半理论模型进行计算,压缩机的吸气流量、补气流量、功率和出口焓计算公式如下:

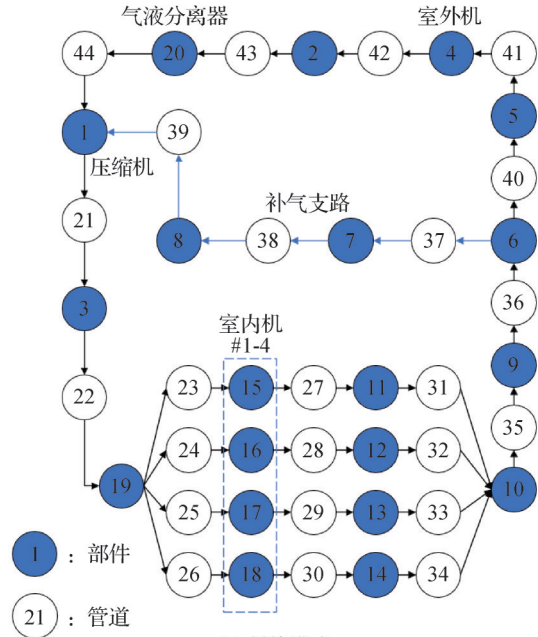
$$\dot{m}_{suc} = \frac{\dot{V}_{suc}}{v_{suc}} N (a_1 + a_2 f_r + a_3 f_r^2) \left(a_4 + a_5 \frac{p_{inj}}{p_{suc}} \right) \quad (2)$$

$$\dot{m}_{inj} = \frac{\dot{V}_{inj}}{v_{inj}} N (b_1 + b_2 f_r + b_3 f_r^2) \left(b_4 + b_5 \frac{p_{dis}}{p_{inj}} \right) -$$

$$R_g \frac{\dot{m}_{suc} T_{suc}}{v_{inj} p_{inj}} \left[b_6 + b_7 \left(\frac{p_{inj}}{p_{suc}} - 1 \right) + b_8 \left(\frac{p_{inj}}{p_{suc}} - 1 \right)^2 \right] \quad (3)$$



(a) 制冷模式



(b) 制热模式

图2 系统计算单元有向图

Fig.2 Directed diagram of system computation units

$$W_{tot} = \dot{m}_{suc} v_{suc} p_{suc} \left[c_1 + c_2 \left(\frac{p_{inj}}{p_{suc}} - 1 \right) + c_3 \left(\frac{p_{inj}}{p_{suc}} - 1 \right)^2 + p_{inj} \dot{V}_{inj} N (d_1 + d_2 f_r + d_3 f_r^2) \left(d_4 + d_5 \frac{p_{dis}}{p_{inj}} \right) \cdot \left[e_1 + e_2 \left(\frac{p_{dis}}{p_{inj}} - 1 \right) + e_3 \left(\frac{p_{dis}}{p_{inj}} - 1 \right)^2 + e_4 \right] \right] \quad (4)$$

$$h_{dis} = (1 - \varphi_{leak}) (W_{tot} + \dot{m}_{suc} h_{suc} + \dot{m}_{inj} h_{inj}) / \dot{m}_{dis} \quad (5)$$

式中： \dot{m} 为质量流量，kg/s； \dot{V} 为排气量， m^3/r ； v 为比体积， m^3/kg ； N 为转速， r/s ； f_r 为运行频率和额定频率比

$$Q_c = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \#Q_i \\ \#1 \\ \#2 \\ \#3 \\ \#4 \\ \vdots \\ \#21 \\ \#22 \\ \#23 \\ \#44 \\ \#Q_i \end{matrix}$$

(a) 制冷模式矩阵

$$Q_h = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \#Q_i \\ \#1 \\ \#2 \\ \#3 \\ \#4 \\ \vdots \\ \#21 \\ \#42 \\ \#43 \\ \#44 \\ \#Q_i \end{matrix}$$

(b) 制热模式矩阵

图3 计算单元邻接矩阵

Fig.3 Calculating element adjacency matrix

值； p 为压力，kPa； T 为温度，K； h 为比焓，kJ/kg； φ_{leak} 为漏热因子；下标 suc、inj、dis 分别表示吸气、补气 and 排气状态；系数 a_1 - a_5 、 b_1 - b_8 、 c_1 - c_3 、 d_1 - d_5 、 e_1 - e_4 为拟合系数。

2.2 翅片管换热器

为准确反映换热器内流路和风速分布的影响，本文中翅片管换热器采用分布参数方法进行建模。控制单元按照换热器的管排布置进行划分，并沿单根换热管轴向方向等距划分，划分方法具体参见文献[17]。对于单个控制单元，划分为制冷剂、空气和管翅3个子单元，分别建立控制方程如下：

$$\dot{m}_r (h_{r,out} - h_{r,in}) = \alpha_r A_r (T_w - T_{r,ave}) \quad (\text{制冷剂侧}) \quad (6)$$

$$\dot{m}_a (h_{a,out} - h_{a,in}) = \alpha_a A_a (T_w - T_{a,ave}) \quad (\text{空气侧}) \quad (7)$$

$$\alpha_r A_r (T_w - T_{r,ave}) = \alpha_a A_a (T_{a,ave} - T_w) \quad (\text{管翅}) \quad (8)$$

式中： h 为比焓，kJ/kg； α 为传热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ； A 为传热面积， m^2 ；下标 r 表示制冷剂侧参数，air 表示空气

侧参数,ave表示平均值。

本文在换热器仿真计算过程中,将制冷剂侧子单元、空气侧子单元和管翅子单元解耦进行交替迭代求解。具体为:

1)对于制冷剂侧子单元,传热计算根据换热器的流路布置,按照广度优先搜索算法得到的控制单元计算次序遍历计算;压降计算按照深度优先搜索算法生成控制单元计算次序遍历计算。

2)对于空气侧子单元,按照空气流向首先计算迎风面的管排各控制单元,然后依次计算空气流经的各管排对应的控制单元。

3)对于管翅子单元,在完成所有制冷剂侧子单元和空气侧子单元的计算和参数更新后,基于能量平衡更新各控制单元的管翅子单元温度。

在多联机系统仿真过程中,换热器的制冷剂、空气和管翅子单元的迭代求解,根据系统级仿真算法的解耦需求,被分别嵌入算法流程的不同阶段,具体迭代算法将在3.2节详细阐述。

本文采用的制冷剂侧与空气侧的传热与压降模型如表2所示,关联式详细内容见参考文献。

表2 换热器传热与压降模型

Tab.2 Heat exchanger heat transfer and pressure drop model

类别	传热压降模型
空气侧换热 (Wang Chichuan等 ^[18])	$Nu = j \cdot Re \cdot Pr^{1/3} \quad (9)$
	$j = C_1 Re^{C_2} Pr^{C_3} \quad (10)$
空气侧压降 (Wang Chichuan等 ^[18])	$\Delta p = \frac{G_c^2}{2\rho_1} \left[\frac{A_0 \rho_1 f}{A_c \rho_m} + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho_2} \right) \right] \quad (11)$
冷凝传热(黄翔超 ^[19]):	
制冷剂侧换热	$a_{TP} = a_L \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{\left(\frac{p}{p_c}\right)^{0.38}} \right] \quad (12)$
蒸发传热(胡海涛 ^[20]):	
	$\alpha_p = \frac{\theta_{dry} \alpha_v + (2\pi - \theta_{dry}) \alpha_{wet}}{2\pi} \quad (13)$
	$\Delta p_{e,0,frict} = \Phi_v^2 \Delta p_v \quad (14)$
冷凝压降(黄翔超 ^[19]):	
制冷剂侧压降	$\Phi_v = 1 + 1.777X_u^{0.561} \quad (15)$
蒸发压降(胡海涛 ^[20]):	
	$\Phi_v = 1 + 1.43X_u^{0.996} \quad (16)$

2.3 电子膨胀阀

电子膨胀阀视作等焓节流过程,根据进出口压力和入口比焓计算节流流量和出口状态,公式如下:

$$\dot{m}_{ev} = \frac{\pi}{4} C_d d_c^2 \theta \sqrt{2\rho_{in}(p_{in} - p_{out})} \quad (17)$$

式中: \dot{m}_{ev} 为节流流量,kg/s; C_d 为流量系数; d_c 为阀芯直径,m; θ 为阀门开度,根据厂家提供的脉冲频率 f_{pul} 分段拟合得到; ρ_{in} 为阀前制冷剂密度,kg/m³; p_{in} 和 p_{out} 分别为阀门进、出口压力,Pa。

对于热泵型多联机,在室内机上游和室外机下游均会布置电子膨胀阀,根据制冷和制热模式将对应的电子膨胀阀设为全开。此时,电子膨胀阀对应的流量单元自动转变为压力单元,并根据制冷剂流量通过式(17)计算压降。

2.4 气液分离器

气液分离器位于压缩机上游,出口为饱和或过热气体,进出口满足质量与能量守恒。

当入口制冷剂为两相状态时,满足:

$$\dot{m}_{out,v} = \dot{m}_{in}(1 - x_{in}), h_{out,v} = h_{sat,v} \quad (18)$$

当入口为气相时,满足:

$$\dot{m}_{out,v} = \dot{m}_{in}, h_{out,v} = h_{in} \quad (19)$$

式中: x 为干度;下标in,out,v分别表示进口、出口和气相。

稳态时,气液分离器液位高度与回油孔流量之间根据伯努利方程,满足以下关系:

$$H_l = \frac{1}{2g} \left(\frac{\dot{m}_{in} x_{in}}{C_d \rho_{sat,1} A_{hole} N_{hole}} \right)^2 + H_{hole} \quad (20)$$

式中: H_l 、 H_{hole} 分别为气液分离器内液位和回油孔高度,m; g 为重力加速度,m/s²; A_{hole} 为回油孔面积,m²; N_{hole} 为回油孔数目;下标sat,1分别表示饱和态和液相。

2.5 四通换向阀

根据运行模式不同,四通换向阀在制冷/制热模式切换后,生成的2个计算单元也随之变化。以表1生成的单元编号为例,制冷模式下,四通换向阀计算如下:

$$F_{outdoor}(\dot{m}, p, T, h, \dots) = F_{comp}(\dot{m}, p, T, h, \dots) \quad (\text{unit } 2) \quad (21)$$

$$F_{sep}(\dot{m}, p, T, h, \dots) = F_{indoor}(\dot{m}, p, T, h, \dots) \quad (\text{unit } 3) \quad (22)$$

式中: F 为制冷剂状态,包含流量、压力、温度、焓等;下标comp,outdoor,indoor,sep分别表示四通换向阀4个进出口对应的相邻压缩机、室外机、室内机、气液分离器部件。

切换为制热模式后,四通换向阀生成的计算单元编号不变,但对应的进出口分配发生变化,如下所示:

$$F_{indoor}(\dot{m}, p, T, h, \dots) = F_{comp}(\dot{m}, p, T, h, \dots) \quad (\text{unit } 2) \quad (23)$$

$$F_{sep}(\dot{m}, p, T, h, \dots) = F_{outdoor}(\dot{m}, p, T, h, \dots) \quad (\text{unit } 3) \quad (24)$$

2.6 经济器

经济器的冷流体和热流体均为制冷剂,为使系统计算次序和部件连接次序解耦,经济器同样拆分生成成为2个计算单元(如表1的unit 8和unit 9),分别对应主路热流体和辅路冷流体,在系统仿真时,主路和辅路的计算单元根据计算单元的求解序列分别位于不同的计算路径中分开计算,并通过壁面温度迭代使其满足能量平衡,具体算法见3.2节。

考虑到补气流量相对于系统总流量很小,经济器换热比较充分,本文采用分段模型来对经济器进行建模,将经济器等分为多个控制单元,每个控制单元同样划分为主路侧、辅路侧和壁面3个子单元。具体计算如下:

$$\dot{m}_{pri}(h_{pir,out} - h_{pri,in}) = \alpha_{pri} A_{pir}(T_w - T_{pri,ave}) \quad (\text{主路}) \quad (25)$$

$$\dot{m}_{sec}(h_{sec,out} - h_{sec,in}) = \alpha_{sec} A_{sec}(T_w - T_{sec,ave}) \quad (\text{辅路}) \quad (26)$$

$$\alpha_{pri} A_{pri}(T_w - T_{pri,ave}) = \alpha_{sec} A_{sec}(T_w - T_{sec,ave}) \quad (\text{壁面}) \quad (27)$$

式中:下标pri、sec分别表示主路和辅路。

本文中,经济器计算采用得传热与压降模型见表3,关联式详细内容见参考文献。

表3 经济器传热与压降模型

Tab.3 Economizer heat transfer and pressure drop model	
类别	传热压降模型
冷凝	传热系数(D. H. Han等 ^[21]): $h = G_{cl} \left(\frac{k_l}{D_h} \right) Re_{eq}^{C_{c2}} Pr^{\frac{1}{3}}$ (28)
	摩擦因子(D. H. Han等 ^[21]): $f = G_{c3} Re_{eq}^{C_{c4}}$ (29)
蒸发	传热系数(H. Arima等 ^[22]): $h = 16.4h_{l,eq} \left(\frac{1}{X_{vv}} \right)^{1.08}$ (30)
	摩擦因子(M. S. Khan等 ^[23]): $f = 4 \times 305.590 Re_{eq}^{-1.26} p^{*0.9}$ (31)

2.7 连接管与配管

系统内包含众多部件之间的连接管和配管,其内部制冷剂质量、压降以及与环境的换热均应考虑在模型内。根据第1节系统描述方法,本文同样将连接管和配管视作部件,并生成相应的计算单元,参与系统仿真计算。任意相邻实体部件之间的连接管或配管,视作1个计算单元。考虑到多联机中配管布置较为复杂,因此对配管的计算单元进一步做分段处理,可分别设置其管径、管长、高度差、对应环境温度等参数,进行充注量和传热压降计算。具体的传热压降计算与换热管类似,此处不再赘述。

2.8 分歧管、汇合管与T型管

为方便系统构型设置、流路描述和计算单元次序生成,本文模型引入了分歧管、汇合管和T型管部件,均视为虚拟计算单元,参与系统仿真计算。

分歧管与汇合管随制冷与制热模式切换而相应切换,模型公式如下:

$$\sum_1^N \dot{m}_{b,out,i} = \dot{m}_{b,in}, h_{b,out,i} = h_{b,in} \quad (32)$$

$$\sum_1^N \dot{m}_{c,in,i} = \dot{m}_{c,out}, \sum_1^N \dot{m}_{c,in,i} h_{c,in,i} = \dot{m}_{c,out} h_{c,out} \quad (33)$$

式中: N 为分歧管、汇合管的支路数目;下标b为分歧管;c为汇合管。

T型管具有唯一进口,其模型不随制冷/制热模式切换而变化,但根据制冷剂流向改变其进口和出口属性,模型公式如下:

$$\dot{m}_{T,in} = \dot{m}_{T,out1} + \dot{m}_{T,out2}, h_{T,in} = h_{T,out1} = h_{T,out2} \quad (34)$$

式中:下标T表示T型管;in为T型管进口;out1和out2为T型管的2个出口。

3 系统仿真算法

补气增焓多联机系统中,部件运行在3个不同的压力水平,分别为蒸发压力、冷凝压力和补气支路压力。本文采用基于压力的模型求解思路,建立系统仿真算法。具体步骤为:1)根据第1节划分的不同类别的计算单元及有向图,生成计算单元的压力路径,并根据节点的流路分叉、汇合等关系,进一步生成单个压力路径内的多条流路径。2)开发基于双层路径的仿真算法,对于压力路径,根据流量单元的流量计算,通过质量引导迭代求解制冷剂压力;然后基于压力状态,依次求解压力路径内各条流路径的计算单元传热压降。

3.1 压力路径和流路径的生成

压力路径和流路径,通过访问计算单元的有向图和邻接矩阵,使用深度优先搜索算法依次生成,相同路径中计算单元的压力相同。

系统以图1为原构型,采用深度优先算法(depth first search, DFS),生成了压力路径以及压力路径中的所有流路径,如图4所示。

3.2 迭代求解算法

仿真算法采用动态过程收敛的迭代思路,设定系统的初始状态,每个时间步代表1个迭代步,直至系统达到稳定状态。

迭代计算时,将流量和压力进行解耦。每个迭代步,首先基于当前各路径的制冷剂压力,计算各个流量单元(压缩机、电子膨胀阀),获取其流量参数。然后在当前迭代步,基于当前流量和质量守恒,迭代各压力路径的制冷剂压力。每个压力迭代步内,基于当前假定的制冷剂压力,计算各流路径的传热压降,并汇总求和计算压力路径的制冷剂总质量。

迭代算法流程如图5所示,包含以下步骤:

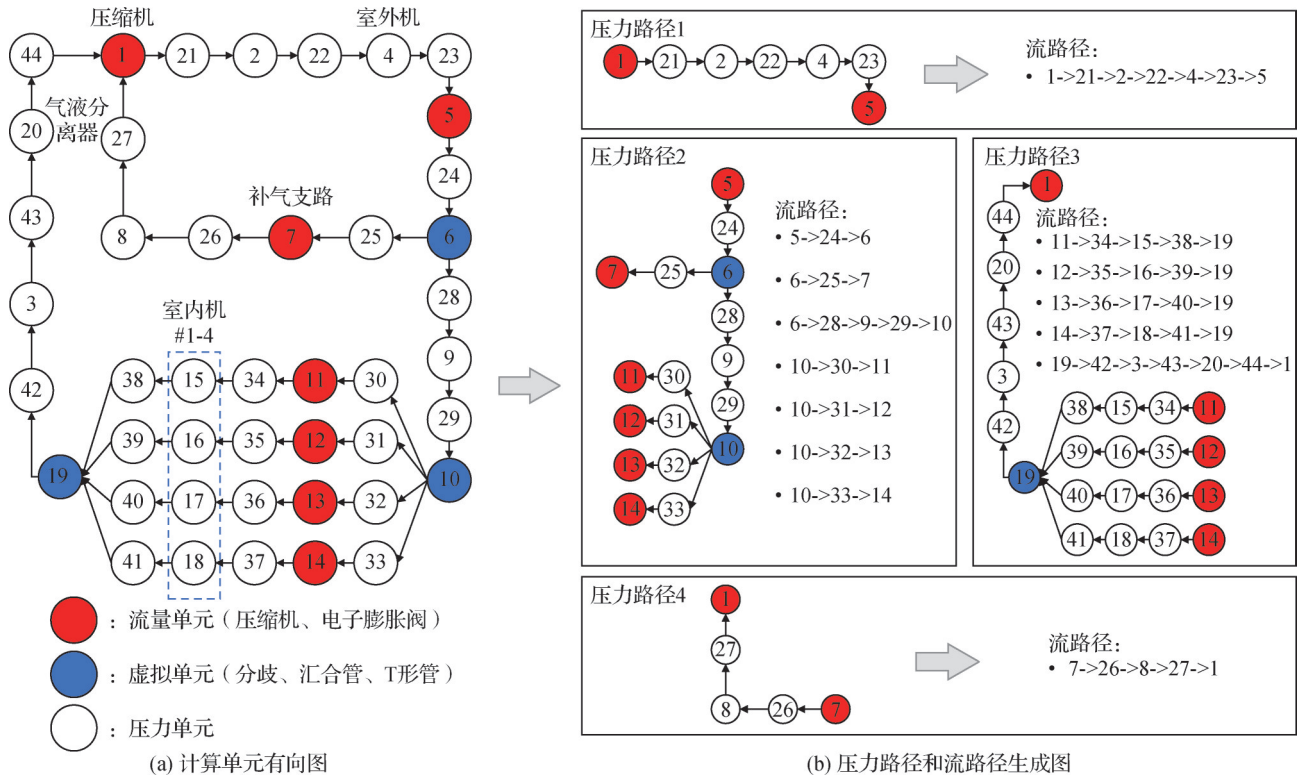


图4 压力路径和流路径生成有向图

Fig.4 Directed graph of pressure paths and flow paths

1)加载系统结构,生成计算单元和路径,进入单步迭代算法。

2)根据初始化数据,计算各流量单元流量,并分配给各压力路径。

3)从第1个压力路径开始遍历,假定压力路径压力,遍历路径中所有流路径内的压力单元,依次进行传热压降计算直至终点,并求和得到单条压力路径的制冷剂总质量。

4)基于进出口流量和制冷剂总质量,迭代当前压力路径的制冷剂压力,重复步骤3),直至压力路径的质量满足守恒条件。

5)依次遍历所有压力路径,重复步骤3)和步骤4)。

6)完成所有压力路径的遍历计算后,根据当前迭代步的制冷剂状态,计算当前翅片管换热器空气侧子单元和管壁子单元状态。

7)完成单步迭代,进入下一迭代步,直至系统满足稳态收敛条件,结束仿真计算。

4 模型验证

本文模型通过对比实际多联机系统的测试数据进行精度对比验证。实验样机为带有补气喷焓的R410A热泵型多联机,主要部件包含1台带补气变频压缩机、4台室内机、1台室外机、6个电子膨胀阀组

成。主要部件的结构参数信息如表4所示。

实验测试采用标准空调性能焓差实验台对多联机进行制冷和制热工况下的性能测试,具体环境参数和多联机控制参数如表5所示。

基于上述测试工况,通过本文模型计算得到的多联机系统能力、功率、能效和压力结果与实验测试数据如表6所示。其中,蒸发压力和冷凝压力预估值为正误差,可能的原因是多联机实际系统包含过滤器等辅件,内容积预估偏小,导致蒸发和冷凝压力预估值偏大;由于板式换热器容积预估相比实际内部流道所占容积偏大,导致补气喷焓压力预估为负误差。

5 软件开发

5.1 软件功能与界面

通过本文提出的多联机系统描述模型和仿真方法,开发了多联机系统稳态性能仿真软件,方便设计人员开展设计优化工作。软件具有如下功能:

1)系统构型自定义功能:可通过用户交互图形界面,对多联机系统中的各部件图形进行创建/拖拽/连接等功能,从而进行系统构型设计和搭建;

2)系统及部件仿真功能:基于该软件开展多联机系统的总体性能仿真计算,同时可针对压缩机、换热器等部件进行单独的性能仿真;

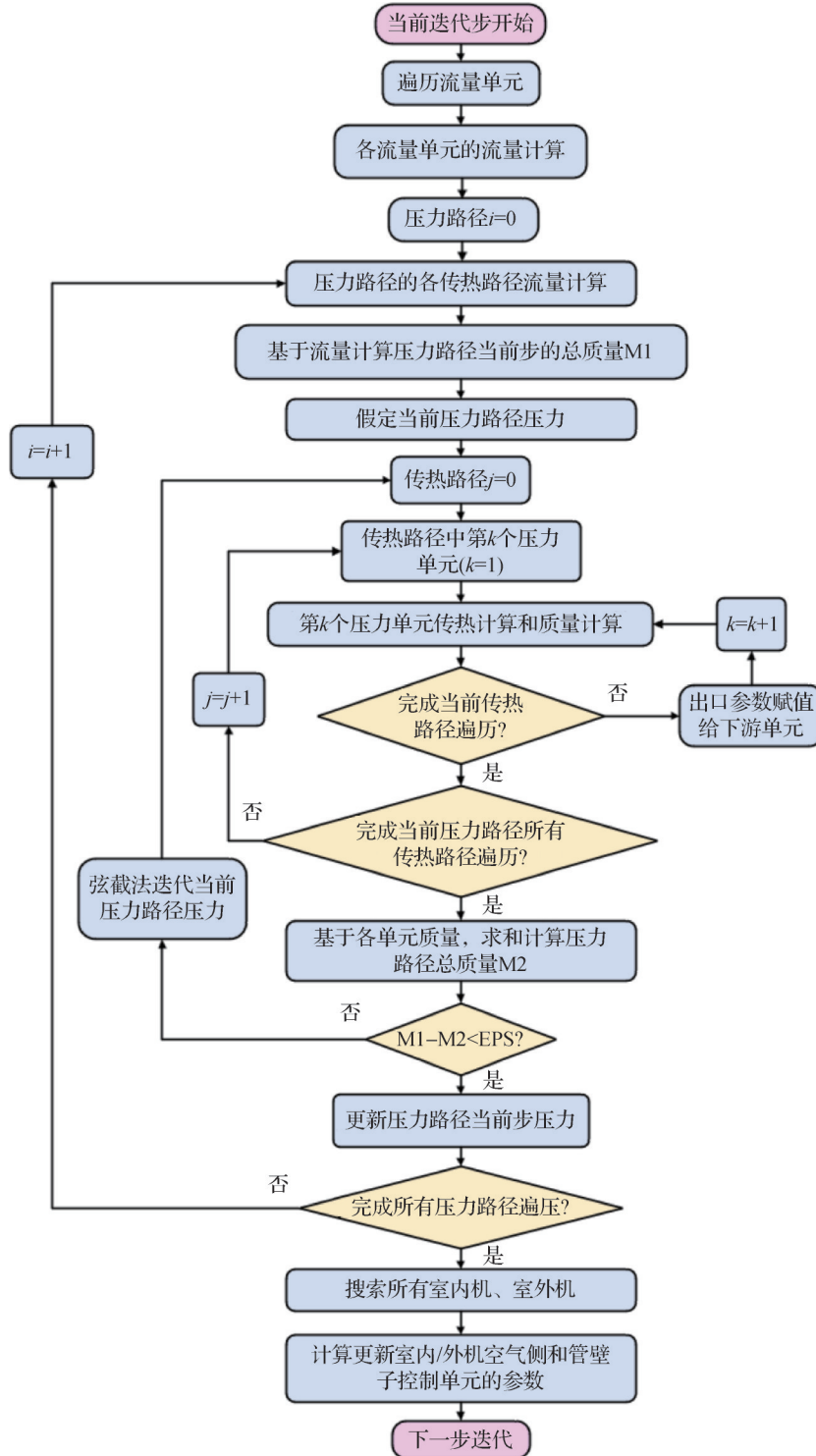


图5 单步计算流程图

Fig.5 Computation flow chart of a single iteration step

3) 制冷/制热智能切换: 通过同一套带有四通换向阀的系统构型, 实现热泵型多联机系统在制冷与制热模式下一键切换。

软件基于面向对象编程, 界面采用 C# 语言在 .Net 8.0 环境下开发, 底层采用 C++/CLI 在 .NetFramework 4.3 环境下进行混合编程开发, 通过 .json 文件进行界面和底层的数据交互。软件的主要

界面如图 6 所示。

5.2 系统构型创建与存储

软件界面上, 通过创建、拖拽、连接操作, 实现与实物系统对应的系统构型设计搭建, 并将系统构型信息通过以下 3 个类型的类对象进行保存:

1) 部件: 包括压缩机、蒸发器、经济器、冷凝器、气液分离器、电子膨胀阀等实际部件, 以及汇总管、

表 4 主要部件结构参数

Tab.4 Main component structural parameters

对应部件	参数	数值
室外机	尺寸/mm	880×970×60
	管间距/mm	22×19
	翅片类型	波纹片
	管类型	7 mm 螺纹管
室内机	尺寸/mm	1 080×230×40
	管间距/mm	19×13
	翅片类型	百叶片
	管类型	5 mm 螺纹管
补气压缩机	吸气腔体积/(m ³ /r)	4.15×10 ⁻⁵
	额定频率/(r/s)	50
电子膨胀阀	外机/内机/喷焓直径/mm	2.4/2.0/1.65
板式换热器	尺寸/mm	154×76×33
	主路/辅路总容积/L	0.076/0.083
气液分离器	分离器高度/m	0.496
	分离器容积/L	0.002 8
	回油孔径/mm	1.5

表 5 实验测试工况参数

Tab.5 Experimental test parameters

部件	工况参数	额定制冷	额定制热	
压缩机	频率/Hz	55	70	
室外机	干/湿球温度/°C	35/24	7/6	
	风量/(m ³ /h)	5 200	5 300	
室内机	干/湿球温度/°C	27/19	20/15	
	风量/(m ³ /h)	4 350	4 650	
电子膨胀阀	主阀	480	400	
	喷焓	70	50	
	内机 1	脉冲频率/pls	176	480
	内机 2		180	480
	内机 3		180	480
内机 4		180	480	

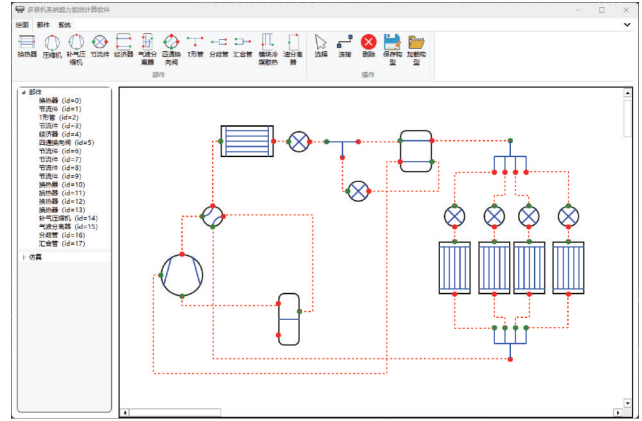
表 6 仿真与实验结果对比

Tab.6 Comparison of simulation and experimental results

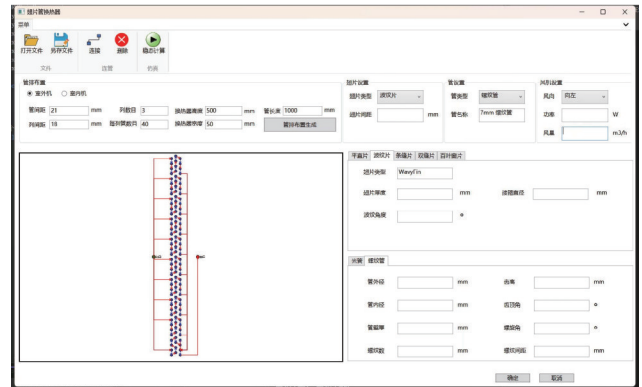
系统参数	额定制冷			额定制热		
	实验值	仿真值	误差	实验值	仿真值	误差
能力/kW	16.08	15.99	-0.6%	17.46	17.50	0.2%
功率/kW	4.33	4.24	-2.1%	4.06	3.89	-4.0%
能效	3.74	3.77	1.5%	4.30	4.50	4.7%
冷凝压力/MPa	3.23	3.36	4.0%	2.29	2.36	3.1%
蒸发压力/MPa	1.20	1.24	3.3%	0.77	0.79	2.6%
补气压力/MPa	2.12	2.08	-1.9%	1.45	1.38	-4.8%

分歧管、四通换向阀等流路控制相关的构件。

2)端口:部件进出口统称,单个部件根据实际情



(a) 系统构型搭建界面



(b) 换热器流路与参数设置界面

图 6 仿真软件界面

Fig.6 Simulation software interface

况设置有多多个端口,并分别具有进口和出口属性,任意端口只包含 1 条连接信息。

3)连接:包含各个端口之间的连接信息,在构建连接关系时按照制冷模式下的制冷剂流向进行连接,任意连接只包含上下游 2 个端口信息。

5.3 系统构型信息的转化调用

在进行底层计算之前,将实物系统构型信息进行处理转化,包括如下步骤:

1)连接信息的部件化:将各端口之间的连接信息,转化为实际的连接管/配管部件;

2)部件信息的单元化:将各部件(含连接管/配管),按照表 1 方法,转化为抽象的计算单元,任意单元只包含一进一出 2 个端口;

3)端口信息生成有向图:基于各端口的上下游单元信息,生成有向图,之后即可按照本文系统描述模型和算法建立求解次序。

4)单元与部件模型绑定:将抽象化的单元和端口信息,与对应类型的实体部件模型(如换热器等)和进出口进行绑定,调用部件仿真模型进行计算,并根据计算结果自动更新端口信息,然后依次进行下一单元计算。

通过上述步骤,即可将根据实物对象搭建的系统构型,转化为底层抽象计算单元,进行系统和各部件的仿真计算。完成计算后,仿真结果即可传递给界面进行显示。

6 结论

本文提出了适用于带中间补气增焓的热泵型多联机稳态仿真方法,主要方法包括:提出了实体部件到计算单元的转化和分类方法,建立了基于计算单元有向图与邻接矩阵的制冷剂流路数学描述方法;搭建了基于分布参数的蒸发器/冷凝器模型、中间补气压缩机半经验模型,以及电子膨胀阀、气液分离器、四通换向阀等各部件计算模型;建立了系统压力路径和流路径的双层路径生成方法,设计了基于双层路径的系统流量和压力解耦求解算法。

通过一拖四的实际补气增焓多联机系统测试数据对模型精度进行验证,结果表明在额定制冷和额定制热工况下,模型的预测值与实验值误差小于 $\pm 5\%$ 。基于本文仿真方法,开发了支持自定义系统构型的多联机仿真平台,为多联机产品设计开发提供了便捷的数字化工具。

本文受小米青年学者科研专项资助。(The project was supported by Xiaomi Young Scholars Research Project.)

参考文献

- [1] Aynur T N. Variable refrigerant flow systems: a review[J]. *Energy and Buildings*, 2010, 42(7): 1106-1112.
- [2] Wan Hanlong, Cao Tao, Hwang Y, et al. A review of recent advancements of variable refrigerant flow air-conditioning systems [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 169: 114893.
- [3] Kwon L, Lee H, Hwang Y, et al. Experimental investigation of multifunctional VRF system in heating and shoulder seasons [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 66(1/2): 355-364.
- [4] 中国标准化研究院,珠海格力电器股份有限公司,美的集团股份有限公司,等.多联式空调(热泵)机组能效限定值及能源效率等级:GB 21454—2021[S].北京:中国标准出版社,2021:2.(China National Institute of Standardization, Zhuhai Gree Electric Appliances Co., Ltd., Midea Group Co., Ltd., et al. Minimum allowable values of energy efficiency and energy efficiency grades for multi-connected air conditioner (heat pump) units: GB 21454—2021 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2021: 2.)
- [5] 丁国良.面向产品设计的空调设备性能仿真方法[J].暖通空调,2022,52(7):31-40.(Ding Guoliang. Practical simulation techniques for design of air conditioning appliances[J]. *Journal of HV&AC*, 2022, 52(7): 31-40.)
- [6] Ding Guoliang. Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2007, 30(7): 1119-1133.
- [7] Hong T, Pang X, Schetrit O, et al. A new model to simulate energy performance of VRF systems[C]//ASHRAE Annual Conference, 2014.
- [8] Chung M H, Yang Y K, Lee K H, et al. Application of artificial neural networks for determining energy-efficient operating set-points of the VRF cooling system [J]. *Building and Environment*, 2017, 125: 77-87.
- [9] Shi Wenxing, Shao Shuangquan, Li Xianting, et al. A network model to simulate performance of variable refrigerant volume refrigeration systems [J]. *ASHRAE Transactions*, 2003, 109(2):61-66.
- [10] Shao Shuangquan, Shi Wenxing, Li Xianting, et al. Simulation model for complex refrigeration systems based on two-phase fluid network—part i: model development[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2008, 31(3): 490-499.
- [11] 邵双全,梁楠,田长青.多联式空调制冷系统动态仿真研究[J].制冷学报,2011,32(1):16-22.(Shao Shuangquan, Liang Nan, Tian Changqing. Dynamic simulation of variable refrigerant flowrate air-conditioning system [J]. *Journal of Refrigeration*, 2011, 32(1): 16-22.)
- [12] 鲁红亮,陈焕新,谢军龙,等.多联机室内机制冷剂管网流量分配仿真模型[J].系统仿真学报,2009,21(22):7057-7060,7065.(Lu Hongliang, Chen Huanxin, Xie Junlong, et al. Simulated model for refrigerant flow distributary of MAU indoor pipe network [J]. *Journal of System Simulation*, 2009, 21(22): 7057-7060, 7065.)
- [13] Sun Haoran, Ding Guoliang, Hu Haitao, et al. A general simulation model for variable refrigerant flow multi-split air conditioning system based on graph theory [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017, 82: 22-35.
- [14] 王龙炎,曹昊敏,丁国良,等.热泵型多联式空调系统稳态仿真[J].暖通空调,2024,54(9):25-33.(Wang Longyan, Cao Haomin, Ding Guoliang, et al. Steady state simulation of heat pump type multi-connected air conditioning systems [J]. *Journal of HV&AC*, 2024, 54(9): 25-33.)
- [15] 宋培刚,余鹏飞,代文杰,等.补气增焓低温多联机制热性能实验研究[J].制冷学报,2021,42(2):107-117.(Song Peigang, Yu Pengfei, Dai Wenjie, et al. Experimental investigation on heating performance of

- variable refrigerant flow system with vapor injection at low ambient temperature [J]. *Journal of Refrigeration*, 2021, 42(2): 107-117.)
- [16] Sun Haoran, Hu Haitao, Wu Jingwei, et al. A theory-based explicit calculation model for variable speed scroll compressors with vapor injection [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2018, 88: 402-412.
- [17] Liu Jian, Wei Wenjian, Ding Gouliang, et al. A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2004, 27(8): 965-973.
- [18] Wang Chichuan, Lee C J, Chang C T, et al. Some aspects of plate fin-and-tube heat exchangers: with and without louvers [J]. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 1999, 6(5): 357-368.
- [19] 黄翔超. R410A-润滑油混合物小管径管内冷凝冷凝换热和压降特性的研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2010. (Huang Xiangchao. Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R410A-oil mixture inside small horizontal tubes [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2010.)
- [20] 胡海涛. R410A-润滑油混合物管内流动沸腾换热和压降特性的研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2008. (Hu Haitao. Heat transfer and pressure drop of R410A-oil mixture flow boiling inside tubes [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2008.)
- [21] Han D H, Lee K J, Kim Y H. The characteristics of condensation in brazed plate heat exchangers with different chevron angles [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 23(10): 1209-1225.
- [22] ARIMA H, Kim J H, Okamoto A, et al. Local boiling heat transfer characteristics of ammonia in a vertical plate evaporator [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2010, 33(2): 359-370.
- [23] Khan M S, Khan T S, Chyu M C, et al. Evaporation heat transfer and pressure drop of ammonia in a mixed configuration chevron plate heat exchanger [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2014, 41: 92-102.

通信作者简介

段钟弟,男,副研究员,上海交通大学船舶海洋与建筑工程学院,13761445683, E-mail: duanzhongdi@sjtu.edu.cn。研究方向:制冷系统仿真,换热器优化设计。

About the corresponding author

Duan Zhongdi, male, associate researcher, School of Ocean and Civil Engineering, Shanghai Jiao Tong University, 86-13761445683, E-mail: duanzhongdi@sjtu.edu.cn. Research fields: refrigeration system simulation, optimization and design of heat exchangers.

(责任编辑:王亚薇)