



制冷空调系统性能优化的焓耗散热阻法研究进展

付荣桓, 许云超, 陈群*

清华大学工程力学系, 热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084

* 联系人, E-mail: chenqun@tsinghua.edu.cn

2015-02-03 收稿, 2015-03-03 接受, 2015-04-30 网络版发表

国家自然科学基金优秀青年科学基金(51422603)和国家自然科学基金(51356001, 51321002)资助

摘要 制冷空调系统是典型的能源利用系统, 优化其性能有利于提高能源利用效率. 本文总结了制冷空调系统性能全局优化的焓耗散热阻法的研究进展. 首先介绍了焓的由来以及换热器焓耗散热阻概念, 并以此为基础阐述了制冷空调系统中所涉及的换热器网络的等效热阻网络图的构建方法. 通过分析等效热阻网络图, 结合电路原理从物理上导出了系统中各变量间的整体约束方程. 根据该约束方程和拉格朗日条件极值法, 介绍了换热器网络的定量优化方法, 实现了换热器网络性能的多目标优化. 在此基础上, 对于包含热功转换过程的制冷系统, 通过对系统中换热器网络的焓耗散热阻分析以及热功转换过程的热力学分析, 构建了系统中各变量间的整体约束方程, 结合拉格朗日方程, 实现了制冷系统的性能优化.

关键词

制冷空调系统
优化
焓
焓耗散热阻
换热器

制冷空调系统^[1~3]是生产生活中常见的能源利用系统, 其内部包含大量的换热器(网络)以及蒸汽压缩制冷等热功转换系统^[4,5]. 在运行过程中, 这些热量传递与热功转换过程将消耗大量的能源. 因此, 对制冷空调系统进行优化设计与运行控制有利于提高能源利用效率, 这也成为广大研究人员的关注点之一.

对于换热器网络, 国内外学者提出了众多优化设计理论. 在各股换热工质的初始温度和目标温度给定的前提下, Linnhoff等人^[6,7]提出的夹点理论给出了换热器网络流程设计的优化准则, 提高了各物流的热量利用率, 降低了工业加热与制冷设备的能耗. 并且, 随着计算机技术的发展, 很多研究者以夹点理论为基础, 提出了换热器网络流程设计的遗传算法^[8]、搜索算法^[9]、神经网络算法^[10]等众多优化算法, 进一步提高了复杂换热器网络流程优化设计的效率. 另一方面, 对于流程给定而工质温度未定的换热器网络, 人们通常根据能量守恒和传热方程, 对系统内的换热器进行逐一分析, 并结合数值优化算法^[11~18]来获得系统的整体结构和运行参数, 降低泵/风机等

部件的运行能耗.

对于蒸汽压缩制冷等热功转换系统, 由于其内部存在热力循环, 优化设计时的控制方程和设计参数较为复杂, 因此Bejan^[19]在对其进行简化的基础上进行了优化设计. 考虑到上述简化模型过于理想, Klein^[20]进一步分析了换热器面积对制冷性能的影响, 并在蒸发/冷凝器的传热性能给定的前提下, 获得了系统能效比最高的设计方案^[21~24]. 其他研究者也对制冷系统的蒸发/冷凝温度进行了优化设计, 并通过调节蒸发/冷凝器的面积分配实现系统总换热面积的最小化^[25,26]. 当然, 在制冷系统的优化设计中, 数值寻优算法也同样得到了广泛应用. Swide等人^[27]应用神经网络算法对冷冻水机组的运行性能进行了预测. West和Sherif^[28]及Richardson等人^[29]以制冷性能系数最高为优化目标, 应用遗传算法优化了蒸发/冷凝温度, 进而确定蒸发/冷凝器的面积分配方案. 在此基础上, Gholap和Khan^[30]进一步应用遗传算法对制冷系统进行了多目标优化. 上述方法有效降低了制冷空调系统能耗和制造运行成本, 然而, 对于一

引用格式: 付荣桓, 许云超, 陈群. 制冷空调系统性能优化的焓耗散热阻法研究进展. 科学通报, 2015, 60: 3367~3376

Fu R H, Xu Y C, Chen Q. Progress on the entransy dissipation-based thermal resistance method for optimization of refrigeration and air-conditioning systems (in Chinese). Chin Sci Bull, 2015, 60: 3367~3376, doi: 10.1360/N972015-00127

个结构复杂且工作部件众多的换热器网络和热功转换系统,其内部的结构运行参数数量巨大,且各个参数之间的物理约束关系复杂,难以建立系统性能与结构/运行参数的整体约束关系,导致上述方法或多或少仍然属于试凑法,计算量庞大且无法确定优化结果是否最优.

近年来,Guo等人^[31]提出了一个新物理量——“焓”来描述物体在不涉及热功转换的传热过程中所具有的传热能力.在传热过程中,虽然热量守恒,但焓不守恒,存在耗散,因此焓耗散也是传热过程不可逆性的衡量标准之一.在此基础上,Guo等人^[31]定义了焓耗散热阻的概念,以焓耗散热阻最小为优化目标并结合变分原理,对导热、对流和辐射这3类换热过程进行了优化.另一方面,Chen等人^[32-40]应用焓耗散热阻构建了换热器网络和热功转换系统中各结构和运行参数间的整体约束关系,提出了相应的全局优化方法,实现了系统各参数间的最优匹配.本文在介绍焓、焓耗散和焓耗散热阻等基本概念的基础上,主要以集中供热系统、气体压缩制冷系统以及蒸汽压缩制冷系统为对象,综述焓耗散热阻法在制冷空调系统性能全局优化中的研究进展.

1 焓、焓耗散和焓耗散热阻

Guo等人^[31]类比电学中电势能的概念,提出了一个新的热学物理量——“焓”来描述物体在不涉及热功转换的传热过程中所具有的传热能力.在换热器内,换热工质的比焓 g 的定义式为

$$g = \frac{1}{2} c_p T^2, \quad (1)$$

式中, c_p 为定压比热, T 为温度.

类比与导电过程中的电能耗散,在换热器内发生的有限温差下的传热过程中也存在焓耗散 Φ :

$$\Phi = \iiint_{\Omega} \lambda |\nabla T|^2 dV, \quad (2)$$

式中, λ 为导热系数, V 为体积.

考虑到已有文献[41,42]中给出的热阻表达式只适用于一维稳态导热问题分析,而在其他传热问题中无法给出热阻的统一表达式,Guo等人^[31]进一步类比电学中的电阻定义,将焓耗散与热流的平方定义为焓耗散热阻 R_h :

$$R_h = \frac{\Phi}{Q^2}, \quad (3)$$

式中, Q 为换热量.

对于换热器,Chen等人^[32]通过分析“温度-热流(T - Q)”图,发现冷、热流体温度随热流变化曲线之间所包含的面积代表了换热器内的总焓耗散率.据此,将换热器内冷、热流体的能量守恒方程和传热方程代入焓耗散热阻的定义式,得到了不同类型换热器的焓耗散热阻与换热器热导和流体热容量流的定量关系^[33].例如,对于图1所示的逆流换热器的 T - Q 图,纵坐标为流体的温度,横坐标为换热量; ab 和 cd 分别为换热器中冷、热流体温度随换热量的变化曲线; ab 和 cd 所围成的梯形面积代表了该换热器内的总焓耗散率.将能量守恒方程和传热方程代入焓耗散热阻的定义式(3),导出焓耗散热阻的计算式为

$$R_h = \frac{\xi \exp(kA\xi) + 1}{2 \exp(kA\xi) - 1}, \quad (4)$$

式中, k 为换热器的换热系数, A 为换热面积, ξ 为流动排布因子,是换热器的类型和冷、热流体热容量流的函数.对于不同类型的换热器,文献[33]给出了 ξ 的不同表达式.

此外,换热器的换热量和算数平均温差与焓耗散热阻之间满足以下“线性”关系:

$$Q = \frac{\frac{T_{h,a} + T_{h,b}}{2} - \frac{T_{c,c} + T_{c,d}}{2}}{R_h}. \quad (5)$$

根据式(5),Chen等人^[34]将换热器的算数平均温差定义为特征温差,将换热器内的传热过程表述为在算数平均温差驱动下的热量传递过程,并类比电路图,给出了单一换热器的等效热阻图.如图2所示,

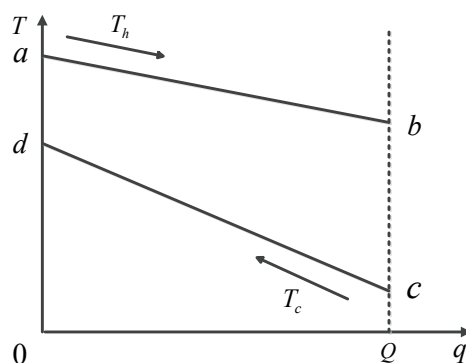


图1 逆流换热器 T - Q 图

Figure 1 T - Q diagram for a counter-flow heat exchanger

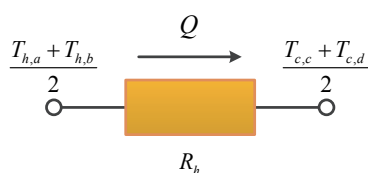


图2 (网络版彩色)单一换热器等效热阻图^[34]

Figure 2 (Color online) The equivalent thermal circuit for a heat exchanger^[34]

热阻两端的高低电势分别由热流体和冷流体的进、出口算术平均温度表示,通过热阻的热流由换热器的换热量表示,而热阻阻值即为换热器的焓耗散热阻。

2 换热器网络的全局优化方法

换热器网络由大量换热器以及换热器间的管道

连接而成。在运行过程中,管道中的工质在水泵/风机驱动下在各个换热器中进行循环实现热量交换。因此,合理分配各个换热器的面积以及各个水泵/风机的运行功率可以在保证换热需求的前提下降低系统的制造和运行成本。根据换热器的焓耗散热阻, Xu 等人^[35]对航天器的热管理系统进行了分析,建立了整个换热系统的焓平衡方程,以此为约束条件并结合条件极值原理,对该热管理系统进行了优化设计。目前,这一方法已应用于中央空调冷却水系统^[36,37]和集中供热系统^[38]的优化设计。根据换热器的 T - Q 图, Chen 等人^[34]获得了以串联、并联及多回路形式连接的换热器网络各自所对应的等效热阻网络图,如图3所示。

图3中, $R_{i,h}$ 代表各换热器的焓耗散热阻, $T_{i,h}$ 表示

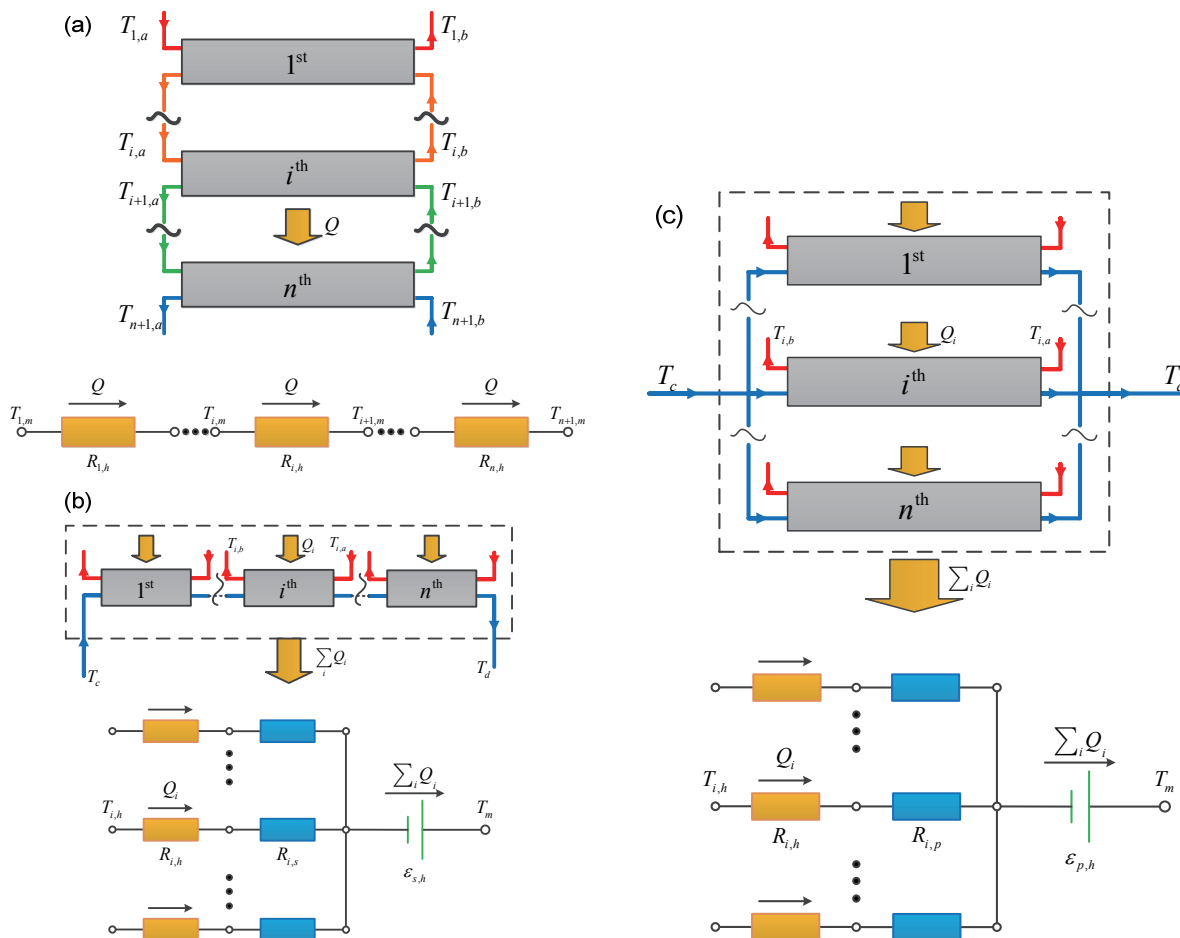


图3 (网络版彩色)三种基本换热网络及其等效热阻图。(a) 多回路换热器网络及其等效热阻图; (b) 串联换热器网络及其等效热阻图; (c) 并联换热器网络及其等效热阻图^[34]

Figure 3 (Color online) Three basic heat exchanger networks and their equivalent thermal circuits. (a) The sketch of a multiple-loop HEN and its equivalent thermal circuit; (b) the sketch of a series HEN and its equivalent thermal circuit; (c) the sketch of a parallel HEN and its equivalent thermal circuit^[34]

第*i*个换热器中热流体进、出口温度 $T_{i,a}$ 和 $T_{i,b}$ 的算术平均值, T_c 和 T_d 分别为冷流体的入口温度和出口温度, T_m 表示二者的算术平均值. 图3(b)中 R_s 和 ε_s 为串联换热网络中的附加热阻和附加热动势, 图3(c)中 R_p 和 ε_p 为并联换热网络中的附加热阻和附加热动势. 附加热阻和附加热动势与流体的进、出口温度相关, 其表达式为

$$R_{i,s} = \frac{1}{2m_w c_{p,w}} + \frac{\sum_1^{i-1} Q_i}{Q_i m_w c_{p,w}}, \quad (6)$$

$$\varepsilon_{s,h} = \frac{\sum_i Q_i}{2m_w c_{p,w}}, \quad (7)$$

$$R_{i,p} = \frac{1}{2m_{i,w} c_{p,w}}, \quad (8)$$

$$\varepsilon_{p,h} = \frac{\sum_i Q_i}{2\sum_i m_{i,w} c_{p,w}}, \quad (9)$$

式中, Q_i 为各换热器的换热量, m_w 为冷流体的总质量流量, $m_{i,w}$ 为每个换热器内冷流体的质量流量, $c_{p,w}$ 为冷流体的定压比热.

考虑到大多数复杂换热器网络是由多回路、串联和并联网络组合而成, 因此可以将其按3种基本连接形式进行拆分, 画出每部分的等效热阻网络图, 最后将每部分的热阻网络图按原有串、并联关系进行组成来得到整个换热器网络的等效热阻网络图. 在此基础上, 结合电路原理中的基尔霍夫电压和电流定律, 获得换热器网络全局优化中所必需的各参数全局约束关系. 以图4所示的集中供热网络为例, 各个房间内的暖气片是典型的换热器, 同一单元楼房中的各个换热器以串联形式连接, 每一单元作为一个大的换热单元以并联形式连接, 而最终整个小区供热管网又以回路形式与主换热管网进行连接, 实现热交换. 通过对该换热器网络进行拆分, 可以得到与图

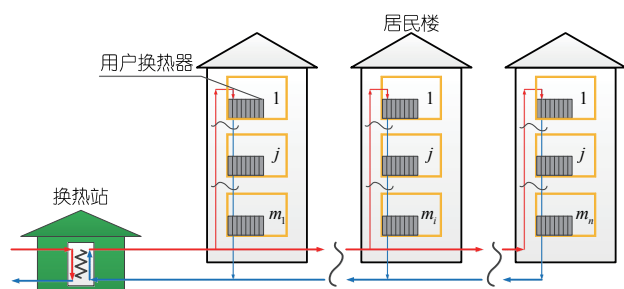


图4 (网络版彩色)集中供热系统示意图^[34]

Figure 4 (Color online) The sketch of a district heating system^[34]

3类似的每部分的等效热阻网络图, 进而将每部分的等效热阻网络图进行连接得到整个系统的等效热阻网络图, 如图5所示. 其中, 各个虚线框内的热阻网络图与各单元中的换热器网络相对应.

基于换热器网络的等效热阻网络图, 各换热器及其之间的传热规律就可以完全由换热器的换热量、算术平均温差与燃烧散热阻的“线性”关系以及基尔霍夫“电流”、“电压”定律定量描述. 对于图5所示的热阻网络图, 其基尔霍夫“电流”约束方程为

$$\sum_i \sum_j Q_{ij} = Q_0. \quad (10)$$

基尔霍夫“电压”约束方程为

$$\frac{T' + T''}{2} - T_{ij} = Q_0 R_{s,h} - \varepsilon_{p,h} + Q_{ij} R_{ij,s} + Q_{ij} R_{ij,h}. \quad (11)$$

式(10)和(11)描述了换热器网络中各参数间的约束关系, 因此在优化设计时只需结合条件极值原理即可获得满足给定优化目标的系统优化方案. 例如, 对于图4所示的集中供热系统, 每个房间的温度和热负荷给定, 供热主网中工质的进口温度也已知, 此时降低换热器网络的制造或运行成本通常是系统优化的主要目标. 由于换热器网络的总换热面积是换热器网络主要制造成本之一, 而换热器网络中各支路内工质的流量是影响其运行成本的关键因素, 因此为了突出重点并不失一般性, 对于换热器网络的优化目标可以简化为换热器的总面积或各支路内工质的总流量. 此时, 换热器网络的结构和运行参数的优化

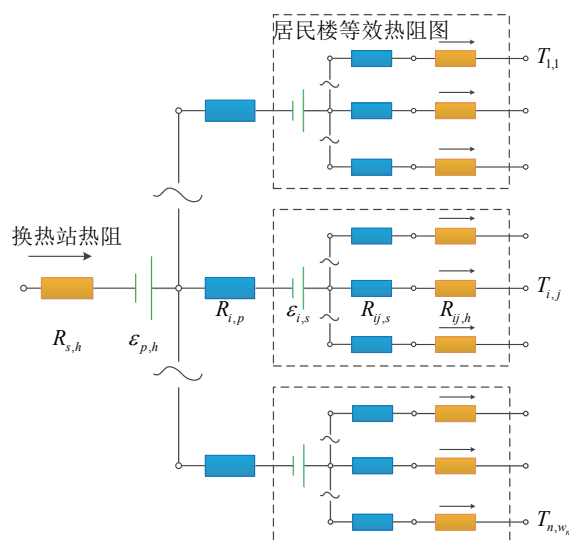


图5 (网络版彩色)区域供暖系统等效热阻网络图^[34]

Figure 5 (Color online) The equivalent thermal circuit for a district heating system^[34]

可以转变为以下两种问题:

(1) 在各支路流体的总质量流量给定的前提下(运行成本给定), 优化换热面积和流体流量分配, 使得所有换热器的总换热面积最小(最小化制造成本);

(2) 在所有换热器的总换热面积给定的前提下(制造成本给定), 优化流体流量和换热面积分配, 使得各支路流体的总质量流量最小(最小化运行成本)。

对于第1种问题, 式(10)和(11)以及各支路流体的总质量流量给定为系统优化的约束方程, 优化目标为系统内所有换热器的总换热面积最小。根据约束方程和目标函数, 可以获得系统优化的拉格朗日函数(式(S1))。对于第2种问题, 式(10)和(11)以及系统内换热器的总换热面积给定为系统优化的约束方程, 优化目标为系统内所有支路中流体的总质量流量最小。同样, 根据约束方程和目标函数, 可以获得系统优化的拉格朗日函数(式(S2))。

根据以上拉格朗日函数, 结合条件极值原理, 直接获得了换热器的总换热面积最小或支路中流体的总质量流量最小时, 每个换热器的换热面积和各支路流体的流量所需满足的优化控制方程。求解该优化控制方程, 可以直接获得系统最优的设计和运行参数来实现系统优化设计的不同优化目标。

综上, 对于任意给定流程的换热器网络的性能优化, 焓耗散热阻法的主要步骤如下:

(1) 分析换热器网络中各个换热器之间的连接关系, 将其分解成串联、并联、回路等基本连接结构;

(2) 画出各基本连接结构的等效基本热阻网络图, 并按照原换热器网络的连接形式连接各基本热阻网络图, 得到整个换热器网络的等效热阻网络图;

(3) 基于热阻网络图, 并根据基尔霍夫“电流”和“电压”定律, 获得系统优化设计时各参数间的整体约束方程;

(4) 根据上述整体约束方程, 结合实际设计时所需满足的其他约束方程以及优化目标, 构建拉格朗日函数;

(5) 应用条件极值原理, 获得了满足优化目标时, 系统设计所需满足的优化控制方程;

(6) 求解该优化控制方程, 直接获得系统的最优设计参数, 满足系统的不同优化目标。

3 制冷系统的全局优化方法

换热器网络中尽管换热器数目较多, 但整个系

统仅涉及传热和流动这两类物理过程。对于制冷系统中, 除了包含换热器中的传热过程和流动过程外, 还有压气机、膨胀机、汽轮机和燃气轮机等设备中的热功转换过程, 因而物理分析更为复杂。尽管如此, 在换热器网络优化的基础上, 焓耗散热阻依然可以应用于构建制冷系统优化的约束方程, 实现系统性能优化。例如, 文献[39,40]基于焓耗散热阻, 建立了气体压缩制冷循环以及蒸汽压缩制冷循环的优化设计方法。

如图6所示的气体压缩制冷系统, 包含压气机C, 热端换热器 HX_h , 膨胀机E和冷端换热器 HX_l 4个主要部件, 涉及4个基本物理过程: (1) 在热端换热器中, 气体在等压条件下向外界环境流体放热, 温度由 T_2 冷却至 T_3 , 压力保持不变, 即 $p_2=p_3$; (2) 在膨胀机中, 气体经历多变指数为 n_E 的膨胀过程, 对外做功 W_E , 温度由 T_3 降至 T_4 , 压力由 p_3 降至 p_4 ; (3) 在冷端换热器中, 气体在等压条件下吸收外界流体热量, 温度由 T_4 上升至 T_1 , 压力保持不变, 即 $p_4=p_1$; (4) 在压气机中, 气体经历多变指数为 n_C 的压缩过程, 接受外界输入功 W_C , 温度由 T_1 上升至 T_2 , 压力由 p_1 提高至 p_2 。 T_h 和 T_l 分别表示热端和冷端外界流体的温度, 下标in和out分别表示流体的进、出口。 Q_h 和 Q_l 分别表示热端换热器和冷端换热器的换热量。

对于气体压缩制冷系统, 随着应用场合的不同, 优化目标可以有很多。如果 $T_{h,in}$, $T_{h,out}$, $T_{l,in}$, $T_{l,out}$, Q_h 和 Q_l 均已知, 则优化问题为如何匹配气体工质的流量以及两端换热器的热导, 实现换热器的总热导最

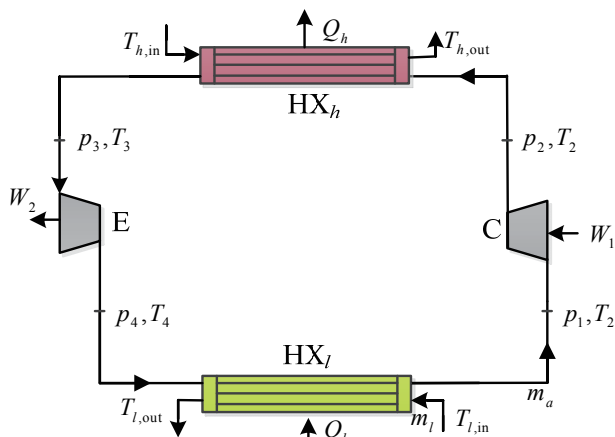


图6 (网络版彩色) 气体压缩制冷系统示意图^[39]

Figure 6 (Color online) The sketch of a gas refrigeration cycle^[39]

小. 这里, 不妨以该优化问题为例来说明基于焓耗散热阻进行制冷系统全局优化的基本思路.

图6所示的气体压缩制冷系统分析按照所涉及的物理过程可以划分为两部分: 基于焓耗散热阻的换热器传热分析以及热功转换过程的热力学分析.

(i) 换热器内的传热过程分析. 基于焓耗散热阻, 描述换热器HX_h和HX_l内传热过程的控制方程为

$$Q_h = \frac{1}{R_h} \left(\frac{T_2 + T_3}{2} - \frac{T_{h,in} + T_{h,out}}{2} \right), \quad (12)$$

以及

$$Q_l = \frac{1}{R_l} \left(\frac{T_{l,in} + T_{l,out}}{2} - \frac{T_1 + T_4}{2} \right). \quad (13)$$

其中 R_h 和 R_l 分别为热端和冷端换热器的焓耗散热阻

$$R_h = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{(mc_p)_a} - \frac{1}{(mc_p)_h} \right] \frac{e^{N_{hh}} + 1}{e^{N_{hh}} - 1}, \quad (14)$$

以及

$$R_l = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{(mc_p)_l} - \frac{1}{(mc_p)_a} \right] \frac{e^{N_{ll}} + 1}{e^{N_{ll}} - 1}. \quad (15)$$

其中

$$N_{hh} = (kA)_h \left[\frac{1}{(mc_p)_a} - \frac{1}{(mc_p)_h} \right],$$

$$N_{ll} = (kA)_l \left[\frac{1}{(mc_p)_l} - \frac{1}{(mc_p)_a} \right],$$

$(kA)_h$ 和 $(kA)_l$ 分别为换热器HX_h和HX_l的热导. $(mc_p)_a$ 为气体工质的热容量流, $(mc_p)_h$ 为热端换热器中热流体的热容量流, $(mc_p)_l$ 为冷端换热器中冷流体的热容量流.

联立式(12)~(15), 并结合气体工质在两换热器中的能量守恒方程可得气体工质在压缩机和膨胀机进、出口处的温度关于焓耗散热阻的表达式(式(S3)~(S6)).

(ii) 压气机和膨胀机中的热功转换过程分析. 由于气体工质在换热器中压力近似不变, 因此根据可逆多变过程中进、出参数间的关系可以得出气体工质在压缩机和膨胀机进、出口处的温度存在如下关系:

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_c}{n_c-1}} = \pi = \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{n_E}{n_E-1}}. \quad (16)$$

结合传热和热力学分析, 将式(S3)~(S6)代入式(16)中, 可得

$$\left\{ \frac{\frac{T_{h,in} + T_{h,out}}{2} + Q_h \left[R_h + \frac{1}{2(mc_p)_a} \right]}{\frac{T_{l,in} + T_{l,out}}{2} - Q_l \left[R_l - \frac{1}{2(mc_p)_a} \right]} \right\}^{\frac{n_c}{n_c-1}} = \left\{ \frac{\frac{T_{h,in} + T_{h,out}}{2} + Q_h \left[R_h - \frac{1}{2(mc_p)_a} \right]}{\frac{T_{l,in} + T_{l,out}}{2} - Q_l \left[R_l + \frac{1}{2(mc_p)_a} \right]} \right\}^{\frac{n_E}{n_E-1}}. \quad (17)$$

式(17)建立了包括换热器热导和气体热容量流等系统设计参数与外界环境流体温度及换热量等边界条件的直接数学联系. 在此基础上, 制冷系统的优化问题转化为以式(17)为约束方程, 以 $(kA)_h + (kA)_l$ 最小为目标函数的条件极值问题, 可以建立式(S7)所示的拉格朗日函数 F . 分别令 F 对 $(kA)_h$, $(kA)_l$, $(mc_p)_a$ 和乘子 λ 的偏导等于零得到系统优化的控制方程组, 求解该优化控制方程组可以直接获得系统的最优设计参数.

对于图7所示的由压缩机、膨胀阀、冷凝器和蒸发器组成的典型蒸汽压缩制冷系统, 其优化问题之一是在满足给定制冷量和制冷系数的前提下, 设计蒸发器和冷凝器的换热面积以及制冷工质的流量, 使得系统的总换热面积最小, 从而达到降低制造成

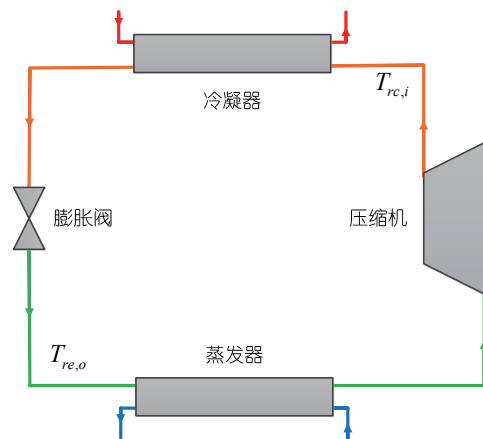


图7 (网络版彩色)蒸汽压缩制冷系统^[40]

Figure 7 (Color online) The sketch of a vapor-compression refrigeration system^[40]

本的目的。其中, 冷凝器内发生的过热制冷剂蒸汽放热、饱和制冷剂蒸汽冷凝、以及制冷剂液体放热3个阶段等效为3个换热器的串联, 进而通过焓耗散热阻分析, 得到冷凝器面积、制冷剂流量、外界环境温度以及压缩机出口和膨胀阀进口参数之间的数学关系式。相似地, 蒸发器内发生的两相制冷剂蒸发和气相制冷剂吸热两个阶段等效为两个换热器的串联, 并通过焓耗散热阻分析, 得到冷凝器面积、制冷剂流量、外界环境温度以及压缩机进口和膨胀阀出口参数之间的数学关系式。

除此之外, 蒸汽压缩制冷系统的约束方程还包括压缩机内的能量守恒方程(式(S8)), 以及压缩机与膨胀阀中压力温度关系。将压缩机与膨胀阀中的温度压力关系式联立, 得到工质在冷凝器入口温度与在蒸发器出口温度之间的约束关系:

$$\ln \frac{T_{rc,i}}{T_{re,o}} = \frac{\gamma-1}{\gamma} B \left(\frac{1}{T_e} - \frac{1}{T_c} \right), \quad (18)$$

其中, $T_{rc,i}$ 为冷凝器入口温度, $T_{re,o}$ 为蒸发器出口温度, T_c 为制冷剂冷凝温度, T_e 为制冷剂蒸发温度, γ 为制冷剂蒸汽的比热比, B 为克拉伯龙方程常量。

将式(S8)和(18)以及冷凝器和蒸发器中各参数间的数学关系作为约束方程, 以蒸发/冷凝器总面积最小为优化目标, 可以写出式(S9)所示的拉格朗日方程。根据式(S9)和条件极值方法, 可以直接获得在蒸发/冷凝器总面积最小时, 制冷系统的各工作参数, 包括蒸发温度、冷凝温度和工质流量等。

同样, 以上分析方法也可以应用到其他包含热功转换过程的能源系统优化设计, 其优化步骤如下:

(1) 基于焓耗散热阻分析系统中传热过程, 得到系统中各中间温度关于焓耗散热阻以及设计变量的表达式;

(2) 与热功转换过程的热力学分析相结合, 建立已知参数与设计变量间的约束方程;

(3) 基于约束方程, 结合目标函数, 建立拉格朗日函数;

(4) 通过拉格朗日函数对各设计变量及拉格朗日乘子偏导为零, 得到优化问题的优化方程组;

(5) 求解上述优化方程组, 得到系统设计变量的最优匹配, 实现优化目标。

综上, 对于包括换热器网络及热力循环在内的热系统分析和优化的传统思路是将传热过程和热力

学过程各自的过程方程, 比如换热器传热方程、流体能量守恒方程、做功元件中工质温比与压比的关系等, 简单地集合在一起组成描述整个系统性能的约束方程组, 这样从物理上讲过程与过程之间的联系较为模糊, 方程组也很难直观地反映系统整体性质; 从数学上讲, 上述过程方程的使用必然带来大量流体中间温度等不必要的中间变量, 进而导致变量数和方程数均较多, 使得分析和计算更为复杂。

基于焓耗散及焓耗散热阻概念, 以焓耗散热阻为“广义坐标”, 建立了系统的整体约束方程, 直接描述系统内换热器热导和流体流量等设计参数间的数学关系; 系统的整体约束体现了不同系统的独特性, 代表了整体性质; 从数学上, 整体约束的使用, 避免了流体中间温度等大量不必要中间变量的引入, 替代了由过程方程“堆砌”而成的约束方程组, 减少了变量数与方程数, 使得系统数学模型更为简单和清晰。

4 结论

本文论述了焓耗散热阻在制冷空调系统性能优化中的应用方法。对于冷冻水系统和集中供热系统等换热器网络, 在分析各个换热器之间的串、并联关系基础上, 基于换热器的焓耗散热阻构建了换热器网络的等效热阻网络图, 并根据电路原理, 获得了系统中各参数间的整体约束关系。结合拉格朗日函数和条件极值原理, 结合不同优化目标, 获得了系统优化设计所需满足的控制方程。求解控制方程, 直接获得系统的最优设计参数, 实现系统的多目标优化。与此类似, 对于气体压缩制冷和蒸汽压缩制冷等热功转换系统, 在换热器网络的焓耗散热阻分析基础上, 结合热功转换过程的热力学分析, 构建了系统设计的已知参数与设计变量间的约束方程; 结合目标函数, 通过建立拉格朗日函数, 并令其对各设计变量的偏导数为零得到系统设计的优化方程组。求解该优化方程组, 可以在不同优化目标下实现系统设计变量的最优匹配。

以换热器焓耗散热阻为基础发展而来的热力系统热电比拟分析方法, 理清了制冷空调系统中众多参数之间的内在联系, 方便地获得了各参数之间的整体约束方程。在此基础上, 结合拉格朗日函数和条件极值原理获得制冷空调系统中参数优化设计的统一方法。当然, 该优化方法的研究也正处于起步阶段, 还未能广泛应用到实际生产设计。另一方面, 在

对制冷空调系统的分析和优化设计时,该方法目前只适用于系统参数的优化设定,而对系统运行时参数间的动态变化过程,还需进一步探索,从而最终实现系统节能.

参考文献

- McQuiston F C, Parker J D, Spitler J D. Heating, Ventilating, and Air Conditioning: Analysis and Design. 6th ed. Hoboken: John Wiley & Sons Inc, 2005
- Ahn B C, Mitchell J W. Optimal control development for chilled water plants using a quadratic representation. *Energy Build*, 2001, 33: 371–378
- Dotzauer E. Simple model for prediction of loads in district-heating systems. *Appl Energy*, 2002, 73: 277–284
- Selbas R, Kizilkan O, Sencan A. Thermoeconomic optimization of subcooled and superheated vapor compression refrigeration cycle. *Energy*, 2006, 31: 2108–2128
- Khan J, Zubair S M. Thermodynamic optimization of finite time vapor compression refrigeration systems. *Energy Convers Manag*, 2001, 42: 1457–1475
- Linnhoff B, Flower J R. Synthesis of heat-exchanger networks 1 systematic generation of energy optimal networks. *AIChE J*, 1978, 24: 633–642
- Linnhoff B, Hindmarsh E. The pinch design method for heat-exchanger networks. *Chem Eng Sci*, 1983, 38: 745–763
- Ravagnani M, Silva A P, Arroyo P A, et al. Heat exchanger network synthesis and optimisation using genetic algorithm. *Appl Therm Eng*, 2005, 25: 1003–1017
- Khorasany R M, Fesanghary M. A novel approach for synthesis of cost-optimal heat exchanger networks. *Comput Chem Eng*, 2009, 33: 1363–1370
- Garcia R F. Improving heat exchanger supervision using neural networks and rule based techniques. *Expert Syst Appl*, 2012, 39: 3012–3021
- Ning M, Zaheeruddin M. Neuro-optimal operation of a variable air volume HVAC&R system. *Appl Therm Eng*, 2010, 30: 385–399
- Ma Z J, Wang S W. Supervisory and optimal control of central chiller plants using simplified adaptive models and genetic algorithm. *Appl Energy*, 2011, 88: 198–211
- Jin X Q, Du Z M, Xiao X. Energy evaluation of optimal control strategies for central VWV chiller systems. *Appl Therm Eng*, 2007, 27: 934–941
- Sun J. Optimal supervisory control of a central chilled water plant with heuristic search sequential quadratic programming. *Eng Optim*, 2010, 42: 863–885
- Fong K F, Yuen S Y, Chow C K, et al. Energy management and design of centralized air-conditioning systems through the non-revisiting strategy for heuristic optimization methods. *Appl Energy*, 2010, 87: 3494–3506
- Baker D K, Sherif S A. Heat transfer optimization of a district heating system using search methods. *Int J Energy Res*, 1997, 21: 233–252
- Wright J A, Loosemore H A, Farmani R. Optimization of building thermal design and control by multi-criterion genetic algorithm. *Energy Build*, 2002, 34: 959–972
- Cammarata G, Fichera A, Marletta L. Using genetic algorithms and the exergonomic approach to optimize district heating networks. *ASME J Energy Res Technol*, 1998, 120: 241–246
- Bejan A. Theory of heat transfer-irreversible refrigeration plants. *Int J Heat Mass Transf*, 1989, 32: 1631–1639
- Klein S A. Design considerations for refrigeration cycles. *Int J Refrig*, 1992, 15: 181–185
- El-Din M M S. Optimization of totally irreversible refrigerators and heat pumps. *Energy Convers Manag*, 1999, 40: 423–436
- Goktun S. Optimal performance of an irreversible, heat engine-driven, combined vapor compression and absorption refrigerator. *Appl Energy*, 1999, 62: 67–69
- Khan J, Zubair S M. Thermodynamic optimization of finite time vapor compression refrigeration systems. *Energy Convers Manag*, 2001, 42: 1457–1475
- Torres-Reyes E, De Gortari J C. Optimal performance of an irreversible solar assisted heat pump. *Int J Exergy*, 2001, 1: 107–111
- Chen L G, Sun F R, Wu C. Optimal allocation of heat-exchanger area for refrigeration and air-conditioning plants. *Appl Energy*, 2004, 77: 339–354
- Sarkar J, Bhattacharyya S. Overall conductance and heat transfer area minimization of refrigerators and heat pumps with finite heat reservoirs. *Energy Convers Manag*, 2007, 48: 803–808
- Swider D J, Browne M W, Bansal P K, et al. Modelling of vapour compression liquid chillers with neural networks. *Appl Therm Eng*, 2001, 21: 311–329
- West A C, Sherif S A. Optimization of multistage vapour compression systems using genetic algorithms, part 1: Vapour compression system model. *Int J Energy Res*, 2001, 25: 803–812

- 29 Richardson D H, Jiang H, Lindsay D, et al. Optimization of vapour compression systems via simulation. In: Proceedings of International Refrigeration and Air Conditioning Conference. West Lafayette, 2002
- 30 Gholap A K, Khan J A. Design and multi-objective optimization of heat exchangers for refrigerators. *Appl Energy*, 2007, 84: 1226–1239
- 31 Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entransy—A physical quantity describing heat transfer ability. *Int J Heat Mass Transf*, 2007, 50: 2545–2556
- 32 Chen Q, Xu Y C, Guo Z Y. The property diagram in heat transfer and its applications. *Chin Sci Bull*, 2012, 57: 4646–4652
- 33 Chen Q. Entransy dissipation-based thermal resistance method for heat exchanger performance design and optimization. *Int J Heat Mass Transf*, 2013, 60: 156–162
- 34 Chen Q, Fu R H, Xu Y C. Electrical circuit analogy for heat transfer analysis and optimization in heat exchanger networks. *Appl Energy*, 2015, 139: 81–92
- 35 Xu Y C, Chen Q. Minimization of mass for heat exchanger networks in spacecrafts based on the entransy dissipation theory. *Int J Heat Mass Transf*, 2012, 55: 5148–5156
- 36 Chen Q, Xu Y C. An entransy dissipation-based optimization principle for building central chilled water systems. *Energy*, 2012, 37: 571–579
- 37 Chen Q, Wang Y F, Xu Y C. A thermal resistance-based method for the optimal design of central variable water/air volume chiller systems. *Appl Energy*, 2015, 139: 119–130
- 38 Xu Y C, Chen Q. An entransy dissipation-based method for global optimization of district heating networks. *Energy Build*, 2012, 48: 50–60
- 39 Chen Q, Xu Y C, Hao J H. An optimization method for gas refrigeration cycle based on the combination of both thermodynamics and entransy theory. *Appl Energy*, 2014, 113: 982–989
- 40 Xu Y C, Chen Q. A theoretical global optimization method for vapor-compression refrigeration systems based on entransy theory. *Energy*, 2013, 60: 464–473
- 41 Yener Y, Kakac S. *Heat Conduction*. 4th ed. New York: Taylor & Francis Group, 2008
- 42 Holman J P. *Heat Transfer*. 10th ed. Boston: McGraw Hill Higher Education, 2010

Progress on the entransy dissipation-based thermal resistance method for optimization of refrigeration and air-conditioning systems

FU RongHuan, XU YunChao & CHEN Qun

Department of Engineering Mechanics, Key Laboratory for Thermal Science and Power Engineering of Ministry of Education, Tsinghua University, Beijing 100084, China

Refrigeration and air-conditioning systems are typical energy utilization systems, and their performance optimization is significant for improvement of energy utilization efficiency. Researchers proposed many optimization methods for these systems, but there are still many limitations in previous research. As the concept of entransy is proposed in recent years, many new research methods for heat exchanger systems are presented. This paper reviews a newly proposed entransy dissipation-based thermal resistance (EDTR) method for optimization of refrigeration and air-conditioning systems. We first introduce the origin of entransy, the concept of EDTR, and the equivalent circuit for three basic heat exchanger networks, and on this basis we introduce the construction of equivalent thermal resistance networks (ETRNs) for heat exchanger networks (HENs) in refrigeration and air-conditioning systems, which gives a clear description for the heat transfer process in HENs. Analysis of ETRNs by the circuitous philosophy gives the inherent constraints of each system parameter in physics, and then we establish all the constraint equations for HENs. Based on these constraints together with the Lagrange multiplier method, we introduce a global optimization method for HENs, which can optimize the HEN performance with multi-objectives. This method gives the optimal distributions of heat exchanger area of each heat exchanger and mass flow rates in each pipe to minimize the cost and energy consumption. In addition, for a refrigeration system including heat-work conversion processes, analysis of the HENs with the EDTR method and the heat-work conversion processes with the thermodynamic method also gives the inherent constraints of each system parameter. We also use these all the constraint equations established by the EDTR and the thermodynamic method to construct a Lagrange function for refrigeration system, and get the optimal design scheme for a refrigeration system by conditional extreme value method. Finally, We summarize the advantage of EDTR method in thermal system optimization.

refrigeration and air-conditioning system, optimization, entransy, entransy dissipation-based thermal resistance, heat exchanger

doi: 10.1360/N972015-00127

附录:

$$L = \left(\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{w_i} (kA)_{ij} + (kA)_0 \right) + \alpha \left(\sum_{i=1}^n G_i - G_0 \right) - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{w_i} \lambda_{ij} \left(\frac{T'_i + T''}{2} - T_{ij} - Q_0 R_{s,h} + \varepsilon_{p,h} - Q_{ij} R_{ij,s} - Q_{ij} R_{ij,h} \right), \quad (S1)$$

式中, α 和 λ_{ij} 为拉格朗日乘子.

$$L' = \left(\sum_{i=1}^n G_i \right) + \alpha' \left(\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{w_i} (kA)_{ij} + (kA)_0 - K \right) - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{w_i} \lambda'_{ij} \left(\frac{T'_i + T''}{2} - T_{ij} - Q_0 \frac{1/G_s - 1/G_0}{2} \frac{e^{(kA)_0(1/G_s - 1/G_0)} + 1}{e^{(kA)_0(1/G_s - 1/G_0)} - 1} \right. \\ \left. + \frac{Q_0}{2G_0} - Q_{ij} \left(\frac{1}{2G_i} + \frac{\sum_{l=1}^{j-1} Q_{lj}}{Q_{ij} G_i} \right) - Q_{ij} \frac{1}{2G_i} \frac{e^{(kA)_{ij}/G_i} + 1}{e^{(kA)_{ij}/G_i} - 1} \right), \quad (S2)$$

式中, α' 和 λ'_{ij} 为拉格朗日乘子.

$$T_1 = \frac{T_{l,\text{in}} + T_{l,\text{out}}}{2} - Q_l \left[R_l - \frac{1}{2(mc_p)_a} \right], \quad (S3)$$

$$T_2 = \frac{T_{h,\text{in}} + T_{h,\text{out}}}{2} + Q_h \left[R_h + \frac{1}{2(mc_p)_a} \right], \quad (S4)$$

$$T_3 = \frac{T_{h,\text{in}} + T_{h,\text{out}}}{2} + Q_h \left[R_h - \frac{1}{2(mc_p)_a} \right], \quad (S5)$$

$$T_4 = \frac{T_{l,\text{in}} + T_{l,\text{out}}}{2} - Q_l \left[R_l + \frac{1}{2(mc_p)_a} \right], \quad (S6)$$

$$F = (kA)_h + (kA)_l + \lambda \left\{ \frac{\frac{T_{h,\text{in}} + T_{h,\text{out}}}{2} + Q_h \left[R_h + \frac{1}{2(mc_p)_a} \right]}{\frac{T_{l,\text{in}} + T_{l,\text{out}}}{2} - Q_l \left[R_l - \frac{1}{2(mc_p)_a} \right]} - \frac{\frac{T_{h,\text{in}} + T_{h,\text{out}}}{2} + Q_h \left[R_h - \frac{1}{2(mc_p)_a} \right]}{\frac{T_{l,\text{in}} + T_{l,\text{out}}}{2} - Q_l \left[R_l + \frac{1}{2(mc_p)_a} \right]} \right\}, \quad (S7)$$

$$W = m_r c_{p,r} (T_{rc,i} - T_{re,o}), \quad (S8)$$

$$F = (KA)_{\text{total}} + \xi \left[\ln \frac{T_{rc,i}}{T_{re,o}} - \frac{\gamma - 1}{\gamma} B \left(\frac{1}{T_e} - \frac{1}{T_c} \right) \right] + \omega [W - m_r c_{p,r} (T_{rc,i} - T_{re,o})], \quad (S9)$$

式中, W 为压缩机耗功, m_r 为制冷剂质量流量, $c_{p,r}$ 为制冷剂定压比热容, ω 和 ξ 为拉格朗日乘子, $(KA)_{\text{total}}$ 为蒸发器和冷凝器中换热系数与换热面积乘积之和.