热力系统整体分析和优化的热量流法

赵甜, 陈曦, 贺克伦, 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

* E-mail: chenqun@tsinghua.edu.cn

收稿日期: 2021-04-08; 接受日期: 2021-05-19; 网络版发表日期: 2021-08-27

国家自然科学基金(批准号: 51836004)和清华大学“水木学者”计划(编号: 2020SM028)资助项目

摘要 热力系统的性能优化对提高能源利用效率具有重要意义, 但传统分析方法难以满足复杂系统高效分析的需求. 近年来基于焓理论发展的热量流法及相应的求解算法为热力系统的分析与优化提供了一种新的解决方案. 本文首先介绍热力系统热量流模型的规范化构建方法, 并以余热回收朗肯循环为例说明了模型构建的具体流程. 随后, 结合系统中工质的流动约束及物性, 提出了热力系统整体数学模型的规范化构建方法, 能够分离系统约束中线性、非线性显式和非线性隐式约束, 最少化需要迭代求解约束的数量. 利用上述约束分离特性提出了热力系统整体数学模型的分层-分治求解算法, 能够大幅降低计算复杂度, 并显著提高计算鲁棒性. 最后, 以三压蒸汽发电系统为例, 阐明了热量流模型及分层-分治算法与传统求解方法相比在求解时间、所需初值数量等方面的优势.

关键词 热力系统, 热量流法, 规范化建模, 分层-分治算法

1 引言

为了充分提升热能的综合利用效率, 热力系统不断向大型化、集成化的方向发展, 包含的部件种类和数量显著增加. 部件中工质的物性变化以及工质流动、热量传递和热功转换过程的非线性, 导致热力系统中的工质流动、工质间换热以及热功转换过程之间的相互影响规律复杂. 并且, 受材料强度等限制, 实际热力系统运行通常还受到各种设计、安全条件的约束. 因此, 热力系统分析呈现多部件集成、多过程耦合、多参数叠加和强非线性等特征, 其性能优化的难度也越来越大, 已成为制约能源利用效率有效提升的

瓶颈之一.

传统热力系统建模方法基于还原论的思想(图1), 首先将系统拆分为多个独立部件; 分析每个部件中发生的物理过程, 导出相应的数学模型; 并将所有部件的数学模型叠加作为热力系统的整体模型. 该方法缺乏热量在热力系统中整体传递和转换规律的直接认识. 如此获得的系统数学模型除了包含工质的质量、能量守恒等线性方程之外, 大多数是描述热量传递与热功转换等物理过程的非线性方程. 同时, 系统拆分过程中引入了大量额外的中间参数, 且各参数间的耦合关系复杂, 难以利用显式函数进行描述, 从而导致按照上述方法获得的数学模型呈现高维、非线性、隐

引用格式: 赵甜, 陈曦, 贺克伦, 等. 热力系统整体分析和优化的热量流法. 中国科学: 技术科学, 2021, 51: 1251–1274

Zhao T, Chen X, He K L, et al. Heat current method for integrated analysis and optimization of thermodynamic systems (in Chinese). Sci Sin Tech, 2021, 51: 1251–1274, doi: 10.1360/SST-2021-0151

图1 (网络版彩图)热力系统的传统分析与建模方法
Figure 1 (Color online) Conventional analysis and modeling method of thermodynamic systems.

式特征, 其求解不存在普适方法^[1]. 此外, 由于系统数学模型的非线性, 当未知变量数目较大时, 联立方程法求解通常难以收敛^[2], 因此不得不利用序贯模块法, 通过逐个求解部件的控制方程, 并引入多层嵌套迭代实现系统整体模型的求解计算. 当系统复杂度增加后, 求解时长迅速增长^[3], 甚至达到难以接受的程度^[4].

为了降低模型求解的复杂度, 现有研究将整个复杂系统分解为子系统, 从而减小系统的规模, 并以子系统的单独分析代替系统的整体分析^[5,6]. 这一方法简化了子系统之间的相互影响, 难以实现系统的整体性能最优. 还有一些研究中基于经验直接规定系统中某些参数的取值, 从而减少系统分析中的变量数目^[7,8]. 该方法在工程分析中应用广泛, 但系统的性能优劣严重依赖经验参数的取值. 也有研究通过线性简化或直接忽略部分非线性约束降低系统模型的非线性程度^[9,10]. 常见的简化方法包括固定换热器效能^[11]、端差^[12]、夹点温差^[13,14], 以及通过算术平均温差代替对数平均温差^[15,16]等. 这样的简化无法考虑系统固有的非线性特征, 其准确性必然有所损失^[17], 甚至可能出现冷热流体温度交叉等违反热力学第二定律的非物理结果^[18].

近年来, 基于过增元等人提出的焓理论^[19,20]以及换热器的焓耗散热阻^[21]分析方法, Chen等人^[22]提出了热力系统建模与分析的热量流法. 这一方法基于热电比拟思想, 引入热阻与热动势等元件建立热力系统的整体热量流模型来描述系统中热量的整体输运与转换规律^[23]. 由于热量流方法中不对物理过程进行额外的数学简化, 其分析与计算结果更为准确. 目前, 热量流法已被应用于多种热力系统的模拟与优化研究中, 如换热系统^[24]、蒸汽发电循环^[25]、有机朗肯循环^[26]、

吸收式储能系统^[27,28]与制冷系统^[29]、超临界CO₂换热^[30]与发电循环^[31]、水泥回转窑余热回收系统^[32]和移动填充床^[33]等. 由于热系统热量流模型具有电路图的形式, 热量流法也被应用于电-热综合能源系统的分析与优化中^[34,35]. 此外, 热量流方法还可以与其他研究方法耦合. 例如, 与流动换热过程的数值模拟结合, 能够实现换热系统的多层次协同优化^[36,37].

本文将系统阐述热量流方法的发展现状, 阐明基于热量流法的热力系统建模与求解方案的特点. 第2节介绍热量流方法的基础, 即换热器的热量流模型; 第3节介绍热力系统热量流模型的规范化构建方法以及系统整体数学模型的规范化建立框架; 第4节介绍系统热量流模型的分层-分治求解算法, 并结合实例, 阐明分层-分治算法在复杂热力系统模拟计算中的优势.

2 换热器的热量流模型

对于常物性逆流换热器, 其能量守恒方程和传热方程为

$$Q = m_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) = m_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}), \quad (1)$$

$$Q = kA \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln \frac{(T_{h,in} - T_{c,out})}{(T_{h,out} - T_{c,in})}}, \quad (2)$$

式中, m , c_p 与 T 分别代表流体质量流量、比热容和温度, 下标h和c分别代表热、冷流体, 下标in和out代表进口与出口, k 代表换热器的传热系数, A 为其换热面积, Q 为流体间的换热量.

结合冷、热流体的能量守恒方程与传热方程, 可得到两股流体的微元能量守恒方程:

$$m_h c_{p,h} \frac{dT_h}{dx} = -\frac{kA}{L} (T_h - T_c), \quad (3)$$

$$-m_c c_{p,c} \frac{dT_c}{dx} = \frac{kA}{L} (T_h - T_c), \quad (4)$$

式中, L 代表换热器的长度, 两式相减可得:

$$d(T_h - T_c) = (T_h - T_c) \left(-\frac{kA}{m_h c_{p,h} L} + \frac{kA}{m_c c_{p,c} L} \right) dx. \quad (5)$$

自 $x=0$ 至 L 积分式(5), 并以流体的进、出口温度为积分限, 可得到

$$(T_{h,out} - T_{c,in}) = (T_{h,in} - T_{c,out}) \exp\left(\frac{kA}{m_c c_{p,c}} - \frac{kA}{m_h c_{p,h}}\right). \quad (6)$$

根据能量守恒方程, 冷、热流体的出口温度为

$$T_{h,out} = T_{h,in} - \frac{Q}{m_h c_{p,h}}, \quad (7)$$

$$T_{c,out} = T_{c,in} + \frac{Q}{m_c c_{p,c}}. \quad (8)$$

将式(7)和(8)代入式(6), 可得到

$$R = \frac{T_{h,in} - T_{c,in}}{Q} = \frac{m_c c_{p,c} \exp(kA/m_h c_{p,h}) - m_h c_{p,h} \exp(kA/m_c c_{p,c})}{m_c c_{p,c} m_h c_{p,h} (\exp(kA/m_h c_{p,h}) - \exp(kA/m_c c_{p,c}))}. \quad (9)$$

式(9)给出了冷、热流体进口温度、换热量与换热器的结构和运行参数之间的关系. 式中左侧为冷、热流体进口温度之差与换热量的比值, 右侧包含了换热器的结构参数(换热面积)和运行参数(冷、热流体的质量流量、比热及传热系数), 并且不包含冷、热流体的出口温度等其他热力学状态参数. 与电学中欧姆定律类似, 将冷、热流体的进口温差视为换热器中传热过程的驱动力, 换热量为由驱动力引起的热流, 温差与热流的比值即可定义为换热器的热阻 $R^{[22]}$. 对于顺流、叉流等不同结构的换热器, 其热阻的计算式可参见文献^[22,38].

上述换热器热阻定义中采用了流体的进口温差, 它是换热器沿程的最大温差, 表征了换热器中可能的最大换热能力. 对比换热器焓耗散热阻 R_g 的表达式^[20,21], 可以发现式(9)定义的热阻包含两部分: 一部分为冷、热流体热容量流倒数的一半, 由流体的有限热容量流引起; 另一部分即为换热器的焓耗散热阻, 表征了传热过程中的不可逆性:

$$R_g = \frac{1}{2G_h} + \frac{1}{2G_c} + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{G_h} - \frac{1}{G_c} \right) \frac{\exp(kA/G_h + kA/G_c) + 1}{\exp(kA/G_h + kA/G_c) - 1} = R - \frac{1}{2G_h} - \frac{1}{2G_c}, \quad (10)$$

式中, G 为流体的热容量流, 即流体质量流量与比热容的乘积. 由此可见, 流体的有限热容量流不仅导致了流体在传热过程中温度发生变化, 还与换热器换热面积及换热系数共同构成了传热过程的阻力. 因此, 换热器中传热过程的阻力包含了热量传递阻力(焓耗散热阻)和输运阻力(流体热容量流有限)两部分, 式(9)定义

的热阻则同时描述了这两种阻力.

基于式(9)可以构建换热器的热量流模型, 如图2所示. 其中, 热流量 Q 在温差 $\Delta T = T_{h,in} - T_{c,in}$ 的驱动下, 从热流体经由热阻传递至冷流体. 换热过程中热流体携带的焓减少, 温度下降至 $T_{h,out}$; 冷流体携带的焓增加, 温度升高至 $T_{c,out}$. 为了反映冷热流体的能量守恒关系, 引入两个热势 ε_h 与 ε_c 来表示流体流经换热器的温度变化, 并约定均取正值:

$$\varepsilon_h = T_{h,in} - T_{h,out} = \frac{Q}{m_h c_{p,h}}, \quad (11)$$

$$\varepsilon_c = T_{c,out} - T_{c,in} = \frac{Q}{m_c c_{p,c}}. \quad (12)$$

如图2所示, 换热器中流体间的热量传递过程由热阻 R 描述, 而单股流体的能量守恒特性通过节点上的能量守恒关系及相应的热势描述. 由此可见, 热量流模型可以全面描述换热器中的物理过程.

为了考虑流体物性的变化, 可以将换热器划分为多个微元. 在每个微元中, 流体可视为常物性, 如图3所示. 对每段建立其热量流模型, 并通过温度相同的节点连接各小段热量流模型, 即可建立整个变物性换热器的热量流模型, 如图4所示. 拓扑连接过程中消除了中间温度节点, 显著降低了换热器性能分析的复杂度, 并且完整反映了变物性工质在换热器中的整体传热规律. 应用上述思路, Zhao和Chen^[30]和Hao等人^[39]研究了超临界CO₂换热器的传热特性及换热系统的优化.

相变过程可视为一种特殊的变物性情形, 也可以通过分段处理. 以蒸发器为例, 冷流体进口处于温度为 $T_{c,in}$ 的过冷状态, 被热流体加热至沸点 T_b 后沸腾, 随后被加热至过热后流出换热器, 出口温度为 $T_{c,out}$. 此时, 可以根据冷流体的状态将蒸发器划分为三段, 并构建其如图5所示的热量流模型. 模型中蒸发段的热

图2 (网络版彩图)逆流换热器的热量流模型

Figure 2 (Color online) Heat current model of a counter-flow heat exchanger.

图 3 (网络版彩图)变物性换热器的分段处理方法. (a) 分段示意图; (b) 微元段示意图

Figure 3 (Color online) Segmental approach for heat exchanger modeling with non-constant fluid properties. (a) Sketch of the division; (b) sketch of a segment.

图 4 (网络版彩图)变物性换热器的热量流模型. (a) 微元段模型; (b) 微元段模型拓扑连接

Figure 4 (Color online) Heat current model of heat exchangers with non-constant fluid properties. (a) Segmental model; (b) topology connection of segments.

图 5 (网络版彩图)蒸发器的热量流模型

Figure 5 (Color online) Heat current model of an evaporator.

阻 R_{eva} 可通过对式(9)取冷流体比热无穷大的极限求得:

$$R_{eva} = \frac{\exp(kA / m_h c_{p,h})}{m_h c_{p,h} (\exp(kA / m_h c_{p,h}) - 1)}. \quad (13)$$

以上仅分析了纯物质的相变过程, 一定压力下其相变温度维持不变. 实际应用中还会遇到混合物的相变过程, 其相变温度将随当地组分发生变化, 如采用非共沸工质的有机朗肯循环^[40]、氨水吸收式制冷循环^[41]、Kalina循环^[42]及溴化锂吸收式制冷循环等. 此时也可以在分段的基础上, 结合等效热容量流的概念进行拓扑连接, 建立这类过程的热量流模型. 非共沸工质受热沸腾过程中, 在一小段内吸收热量 Q_i , 温度从 $T_{c,i-1}$ 上升至 $T_{c,i}$, 则可定义此段非共沸工质的等效热容量流为

$$G_c = \frac{Q_i}{T_{c,i} - T_{c,i-1}}. \quad (14)$$

由于非共沸工质在给定压力下沸腾的 T - q 曲线总可以根据工质的气液平衡等热力学性质获得^[43], 因而式(14)定义的等效热容量流可视为混合工质的一种等效物性. 基于等效热容量流即可计算本小段的热阻并构建其热量流模型. 应用上述变物性换热器的拓扑连接方法, 可以构建非共沸工质完整换热过程的热量流模型, 其形式与一般变物性情形(图4)一致. Zhao等人^[29]应用这一方法建立了溴化锂吸收式制冷机的热量流模型, 并进一步研究了制冷机的性能设计优化.

3 基于热量流法的热力系统建模方法

3.1 热力部件的热量流模型

第2节介绍了换热器的热阻, 并通过热电比拟方法构建了其热量流模型, 能够同时描述流体间的热量传递过程与单股流体的能量守恒关系. 热力系统的热量流建模中还需要其他部件的热量流模型, 如仅包含单股工质的汽轮机、压缩机、泵及阀门等部件, 以及工质流动的拓扑连接环节, 如流股的汇合与分离过程等.

对于仅包含单股工质的部件, 其热量流模型的建立原则与换热器的热量流模型类似, 即以温度表征工质在部件进出口的状态, 以热动势反映工质温度的变化, 并通过输入、输出的机械功率或热功率反映过程的能量守恒关系. 以汽轮机为例, 工质的入口温度为 T_{in} , 携带的焓为 $(mh)_{in}$, 在汽轮机中膨胀后输出功为 W_{out} , 出口温度下降至 T_{out} , 携带的焓为 $(mh)_{out}$. 根据上述建模原则, 可以构建其热量流模型, 如表1所示. 需要指出的是, 这里的热动势仅是定义式, 其数值还需结合工质进出口状态、热力学过程方程和设备参数确定. 压缩机、泵和节流阀等部件的热量流模型可参见文献^[44].

对于工质混合过程, 以表1所示的两股流混合过程为例, 其质量与能量守恒方程为

$$\begin{aligned} m_1 + m_2 &= m_3, \\ m_1 h_1 + m_2 h_2 &= m_3 h_3. \end{aligned} \quad (15)$$

混合后的温度 T_3 可由式(15)及流体的物性确定. 例如, 对同种流体混合且流体比焓与温度成正比的情形, 出口温度 T_3 为

$$T_3 = \frac{m_1 c_{p,1} T_1 + m_2 c_{p,2} T_2}{m_3 c_{p,3}}. \quad (16)$$

基于式(16)并结合上述建模原则可以构建混合过程的热量流模型. 模型中通过两个热动势描述流体的温度变化, 并以节点间的连接关系反映流股的混合拓扑连接关系. 上述建模过程可以自然推广到多股流及不同种流体混合的情形, 但需要根据具体情形补充相应的物理过程方程.

最后, 对于单股流体的分离过程, 同样以分离为两股流情形为例, 其物理模型和热量流模型如表1所示. 此时三个节点温度相同, 不需要引入热动势, 仅需通过节点连接关系反映流股间的拓扑连接关系. 对于分离为多股流的情形, 其建模方法是完全一致的.

3.2 热力系统的热量流模型

为了保证热力系统热量流建模过程的通用性与正确性, Zhao等人^[44]提出了一种规范化的建模方法, 这里以图6所示的余热回收朗肯循环发电系统为例介绍其流程. 该系统主要包括余热锅炉内的省煤器(EC)、蒸发器(包括预热段PRE和蒸发段EVA)和过热器(ESH)以及蒸汽轮机(T)、凝汽器(包括过热段SHC、冷凝段COND和过冷段SUB)、给水泵(P)等部件. 循环运行中, 低压乏汽进入凝汽器, 被来自环境的冷却水冷却凝结, 进入给水泵, 升压后进入余热锅炉; 余热锅炉内高温烟气依次流经过热器、蒸发器和省煤器, 加热高压给水. 给水经过省煤器、蒸发器与过热器后被加热至过热, 并进入汽轮机膨胀做功. 循环的详细描述可参考文献^[25,45]. 此外, 分析中采用以下假定: (1) 系统处于稳态; (2) 汽轮机出口蒸汽为过热态, 凝汽器出口为过冷态; (3) 忽略换热器和管路的漏热; (4) 忽略烟气在余热锅炉中的压降; (5) 忽略循环工质中的不凝性气体. 具体规范化建模流程如下.

(1) 根据工质的流动拓扑关系连接各部件的热量流模型, 获得系统的原始热量流模型. 系统原始热量流模型如图7所示, 其中不仅包含了流体间的换热量以及工质与外界交换的功量, 也包含了各流体流动过程中携带的焓流.

(2) 根据工质与焓流的对应关系对焓流分组, 并根据每组焓流间的线性相关性确定其自由度. 本节所研究的朗肯循环中包含三种工质: 烟气、循环工质及冷却水. 对应于系统中的21个状态点, 原始热量流模型

图 7 (网络版彩图)朗肯循环发电系统的原始热量流模型
Figure 7 (Color online) Preliminary heat current model of a Rankine cycle power generation system.

表 2 朗肯循环发电系统中焓流分组与等价变换
Table 2 Group of enthalpy flows and their equivalent transformation in the Rankine cycle power generation system

编号	组内焓流	自由度	基焓流	焓流变换(能量守恒)关系
1	$(mh)_1 \sim (mh)_{12}$	2	$(mh)_1, (mh)_9$	$(mh)_2 = P_p, (mh)_3 = P_p + Q_{ec}, (mh)_4 = (mh)_3$ $(mh)_5 = P_p + Q_{ec} + Q_{pre}$ $(mh)_6 = P_p + Q_{ec} + Q_{pre} + Q_{eva}$ $(mh)_7 = P_p + Q_{ec} + Q_{pre} + Q_{eva}$ $(mh)_8 = P_p + Q_{ec} + Q_{pre} + Q_{eva} + Q_{esh}$ $(mh)_{10} = P_p + Q_{ec} + Q_{pre} + Q_{eva} + Q_{esh} - P_t$ $(mh)_{11} = P_p + Q_{ec} + Q_{pre} + Q_{eva} + Q_{esh} - P_t - Q_{csh}$ $(mh)_{12} = P_p + Q_{ec} + Q_{pre} + Q_{eva} + Q_{esh} - P_t - Q_{csh} - Q_{cond}$ $(mh)_{11} = P_p + Q_{ec} + Q_{pre} + Q_{eva} + Q_{esh} - P_t - Q_{csh} - Q_{cond}$ $(mh)_{12} = P_p + Q_{ec} + Q_{pre} + Q_{eva} + Q_{esh} - P_t - Q_{csh} - Q_{cond} - Q_{sub}$
2	$(mh)_{13} \sim (mh)_{17}$	1	$(mh)_{17}$	$(mh)_{13} = Q_{ec} + Q_{pre} + Q_{eva} + Q_{esh}$ $(mh)_{14} = Q_{ec} + Q_{pre} + Q_{eva}$ $(mh)_{15} = Q_{ec} + Q_{pre}$ $(mh)_{16} = Q_{ec}$
3	$(mh)_{18} \sim (mh)_{21}$	1	$(mh)_{18}$	$(mh)_{19} = Q_{sub}$ $(mh)_{20} = Q_{sub} + Q_{cond}$ $(mh)_{21} = Q_{sub} + Q_{cond} + Q_{csh}$

$(mh)_{17} < (mh)_{16} < (mh)_{15} < (mh)_{14} < (mh)_{13}$, 因而这组焓流的基准可以取为 $(mh)_{17}$. 类似地, 循环工质对应焓流的基准可取为 $\{(mh)_1, (mh)_9\}$, 冷却水对应焓流的基准可取为 $(mh)_{18}$.

(4) 根据每组焓流中的能量守恒关系确定各节点焓流的取值, 并对原始模型进行等效变换, 获得系统

的规范化热量流模型. 基于上述基准焓流的取值和焓流组内的能量守恒关系, 表2给出了上述朗肯循环中各焓流变换后的取值, 由此可得到系统的规范化热量流模型, 如图8所示. 在规范化热量流模型中, 所有焓流均被转换为换热量与做功/耗功量的线性组合, 不包括任何仅含热动势的闭环, 从而消除了所有“自由”焓

流. 此外, 对比系统的原始模型和规范化模型可见, 各个焓流仅出现在与其对应工质流经的位置, 其影响范围是局部的; 换热量与功量则在不同流体间及工质与外界间进行交换, 并在整个系统中输运, 其影响范围是全局的. 因此, 热量流模型揭示了热力系统中实际输运的“能量流”是换热量与机械功, 而非传统工质流分析视角中所认为的焓流; 热量流模型描述了系统中能量流之间的拓扑关系, 而非原始模型所描述的工质流动拓扑关系.

上述规范化建模方法中的模型等效变换也可以通过电路分析的相关定理实现, 如星-三角变换、诺顿定理和戴维南定理等. 基于电路原理的模型简化方法中, 首先通过连接部件的热量流模型直接建立热力系统的模型. 此时, 所建立的模型通常包含仅存在热动势的冗余闭合回路, 因而需要通过电路原理对所构建的热量流模型进行等效简化. 例如, Li等人^[31]应用戴维南定

理去除了所建立超临界CO₂发电循环热量流模型中的额外闭环回路. 可以看到, 基于电路原理的模型简化方法与本节给出的规范化建模方法的步骤类似, 最终效果一致. 两种方法的等价性也说明建立热力系统的热量流模型后, 热力系统与电力系统即可以通过统一的分析框架研究, 从而可以将热量流方法用于电-热综合能源系统的整体建模与分析中^[35]. 根据以上分析, 图9概括了热力系统规范化热量流建模方法的流程, 并给出了每个步骤相应的理论依据.

3.3 热力系统的热量流模型与传统能流分析方法的比较

与传统的建模方法对应, 研究人员也提出了热力系统分析的“能流”方法, 其中桑基图(Sankey diagram)^[46~48]最具代表性. 桑基图中通过定向箭头反映系统中的能量流动, 箭头的粗细与对应能量的数量成

图 8 (网络版彩图)朗肯循环发电系统的规范化热量流模型
Figure 8 (Color online) Heat current model of the Rankine cycle power generation system.

图 9 (网络版彩图)规范化热量流建模方法小结
Figure 9 (Color online) Summary of the standardized heat current modeling method.

比例^[49]. 如选择 101.325 kPa, 273.15 K 的标准状态为焓值计算的基准点, 上述朗肯循环发电系统在某工况下的桑基图如图 10 所示.

形式上看, 桑基图与热量流模型都是热力系统的图形化“能流”分析方法, 然而它们之间存在显著、本质的差异. 首先, 热量流模型的建立并不需要事先获得系统的模拟计算或实验结果, 反而可以在建立热量流模型后通过基尔霍夫定律获得系统的部分约束方程; 桑基图则不能给出热力系统的控制方程, 且其绘制中需要实验测试或仿真计算结果以确定各能流箭头的宽度, 因而仅是一种后验的可视化手段. 其次, 热量流模型直接反映了温差是热量传递的驱动力, 描述了系统中的整体能量转换与输运规律; 而桑基图中只涉及功、热等能量参数, 忽略了驱动势(温度、压力差)对能量输运的影响, 因此仅反映了系统内的能量守恒关系, 无法反映其中能量传递与转换的规律. 此外, 系统热量流模型中出现的能流是换热量与机械功, 不需要为其设置特定的基准点; 桑基图中的能量流则是工质流动所携带的焓流, 其数值的确定需借助于人为定义的基准点. 最后, 注意到上述规范化建模方法的第一

步中, 即通过工质流动的拓扑关系建立了系统的原始热量流模型, 其中包含了各工质携带的焓流. 也就是说, 将系统原始热量流模型中的连接线改为具有合适宽度的箭头, 并去掉所有的电路元件即可获得其桑基图. 系统的规范化热量流模型则只描述流股间及流体与外界的能量交换过程, 这在实际分析与模拟中更受关注.

综合以上分析, 表 3 从功能、分析视角及表示形式等方面总结对比了两种方法. 由此可见, 热量流模型描述了系统中能量的输运与转换过程, 能够作为系统的分析工具, 导出其控制方程. 桑基图则表示了工质流动携带的焓流, 描述系统中各个子系统或部件之间工质焓的输入-输出平衡关系, 主要作为可视化工具.

3.4 热力系统整体模型的构建框架

对热力系统的热量流模型应用基尔霍夫电流定律(Kirchhoff's circuit law, KCL)与电压定律(Kirchhoff's voltage law, KVL), 可以获得系统中能量输运与转换过程的控制方程. 例如, 对于上述的朗肯循环发电系统, 其热量流模型给出如下矩阵形式的控制方程:

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} - R_{\text{sub}} & R_{\text{ec}} & \frac{1}{G_4} & \frac{1}{G_5} & \frac{1}{G_7} \\ 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} - R_{\text{sub}} & \frac{1}{G_2} & \frac{n}{G_4} & 0 & R_{\text{esh}} \\ 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} - R_{\text{sub}} & \frac{1}{G_2} & R_{\text{pre}} + \frac{n-1}{G_4} & \frac{1}{G_5} & \frac{1}{G_7} \\ 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} - R_{\text{sub}} & \frac{1}{G_2} & \frac{n}{G_4} & R_{\text{eva}} & \frac{1}{G_7} \\ -R_{\text{csh}} & -\frac{1}{G_{19}} & \frac{1}{G_{12}} - \frac{1}{G_{18}} & \frac{1}{G_2} & \frac{n}{G_4} & 0 & R_{\text{esh}} \\ 0 & -R_{\text{cond}} & \frac{1}{G_{12}} - \frac{1}{G_{18}} & \frac{1}{G_2} & \frac{n}{G_4} & 0 & R_{\text{esh}} \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_{\text{csh}} \\ Q_{\text{cond}} \\ Q_{\text{sub}} \\ Q_{\text{ec}} \\ Q_{\text{pre}} \\ Q_{\text{eva}} \\ Q_{\text{esh}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{13} - T_{18} + \frac{P_p}{G_p} \\ T_{13} - T_{18} + \frac{P_p}{G_p} \\ T_{13} - T_{18} + \frac{P_p}{G_p} \\ T_{13} - T_{18} + \frac{P_p}{G_p} \\ T_{13} - T_{18} + \frac{P_p}{G_p} \\ T_{13} - T_{18} + \frac{P_p}{G_p} \\ P_p + P_t \end{bmatrix} \quad (17)$$

式(17)反映了系统的整体拓扑特性, 可称为系统的输运拓扑约束. 各换热过程对应的热阻与热动势等元件约束则由其部件模型给出. 确定汽轮机等热功转换部件对应的热动势时还需补充其能量守恒方程、过程方程及部件效率等物理约束. 系统拓扑约束中, KCL 方程既表征了热量流动的网络结构和方向性, 也描述了系统层次的能量守恒关系; KVL 方程反映了部件层次上

的能量守恒关系, 也阐明了热量的整体传递与转换规律. KVL 方程中, 热阻表征了热量传递过程的阻力特性, 热动势和热量源描述了热量传递与转换过程中的能量守恒关系, 它们同关键运行参数的影响关系则通过元件约束进行量化.

由热量流模型获得的约束方程仅描述了系统中热量的传递与转换规律, 还需补充工质流动的约束方程

图 10 (网络版彩图)朗肯循环发电系统的桑基图
Figure 10 (Color online) Sankey diagram of the Rankine cycle power generation system.

表 3 热量流模型与桑基图的对比
Table 3 Comparison between heat current model and Sankey diagram

方法	功能	分析视角	反映规律	表示形式
桑基图	后处理可视化	伴随载体流动的能量流动(焓流)	能量守恒定律	定向箭头表征能量流动, 箭头粗细与能量数量呈正比
热量流模型	数学建模与分析	传输与转换的能量流	能量守恒定律、能量传递与转换规律	热阻、热动势、热量源等元件的整体拓扑关系

以获得完整的系统模型, 这可由回路中工质的动力-阻力平衡关系获得. 朗肯循环发电系统中工质回路为“给水泵→余热锅炉→汽轮机→凝汽器→给水泵”, 忽略工质流经换热器及管路的压力损失, 仅考虑泵与汽轮机引起的工质压力变化, 可建立工质的动力-阻力平衡约束, 详细表达式可见文献^[25]. 此外, 还需引入循环工质的物性约束, 如工质的比热、密度、饱和温度、饱和压力及其与相变潜热的对应关系等. 在物性变化较大时, 既可以采用上述变物性分段模型, 也可以通过定义平均比热等参数并结合迭代策略的方法处理.

最后, 闭式热力系统中循环工质与外界无物质交换, 其中有限容积回路中工质质量(充灌量)有限. 此时, 工质的密度分布将受质量守恒方程与系统容积的制约, 同时也通过状态方程与工质的压力、温度分布相互耦合. 由此可见, 闭式回路的充灌量将影响工质的密度分布, 从而影响压力与温度分布, 进而影响整

个系统的性能. 因此, 在构建闭式循环的完整模型时, 还需要补充充灌量约束或其等价描述. 本文研究的余热回收朗肯循环发电系统通常处于滑压运行模式, 机组的滑压曲线描述了汽轮机发电量与主蒸汽压力间的关系, 它即是机组循环回路中充灌量约束的等价描述形式. 另一方面, 对于开式系统, 其工质的压力与温度分布与充灌量没有必然联系, 因此流体的出/入口压力通常是可以直接设定的边界条件.

根据上述分析, 图11给出了热力系统整体数学模型的规范化构建框架. 按照这一框架, 表4列出了上述朗肯循环发电系统模型的控制方程, 并按照物理来源将其分类, 各控制方程的具体表达式可参考文献^[25,45].

上述热量流建模过程中未对传热过程的非线性约束等引入额外的数学简化和假设等, 保证了模型的物理可靠性. 以上述的朗肯循环发电系统为例, 实际中常通过商业软件Epsilon进行其性能模拟计算^[50], 计算

图 11 (网络版彩图)热力系统整体数学模型的构建框架
Figure 11 (Color online) Constructing framework of global mathematical model for thermodynamic systems.

表 4 朗肯循环发电系统控制方程分类
Table 4 Classification of governing equations of the Rankine cycle power generation system

约束分类	来源	数目	
热量流模型	拓扑约束	KCL方程 KVL方程	7
	元件约束	热阻表达式	7
		热动势表达式	12
		汽轮机热功转换 热力学过程方程	4
		泵热力学过程方程	2
		热功转换功率方程	4
		蒸发器、凝汽器 相变换热量约束	2
		蒸发器、凝汽器 换热面积约束	2
		物质流模型	泵通流方程
	汽轮机通流方程		1
工质物性	压力-饱和温度关系	2	
	压力-相变潜热关系	2	
	比热容方程	9	
	密度方程	2	

中会引入如下简化处理: (1) 忽略凝汽器中的过热与过冷段, 认为凝汽器出口凝结水为饱和状态; (2) 余热锅

炉循环倍率无穷大; (3) 汽轮机出口乏汽为饱和状态. 此外, 还认为一些换热器效能为固定值, 对换热过程进行线性化. 如图12所示, 在上述的系统整体热量流模型中引入相同的简化处理后可以获得与Ebsilon相同的计算结果, 从而验证了模型的正确性. 另一方面, 若不引入简化处理, 热量流模型的计算结果将与Ebsilon的计算结果存在差别. 图13给出了分别由无简化的系统热量流模型和Ebsilon求解得到的冷凝压力 p_c 以及余热锅炉出口烟气温度 $T_{fg,o}$ 的比较结果, 其中 δ 表示结果的相对偏差. 可见, 随着循环工质质量流量 m_{cf} 降低, 由Ebsilon模拟计算给出的唯一运行状态点逐渐偏离系统热量流模型模拟给出的实际运行状态, 其中 p_c 的最大计算偏差达到了72%. 由此可见, 由于引入简化假设, Ebsilon的计算结果与真实情况偏差较大, 而系统的热量流模型不需要引入简化假设, 更适用于热力系统的实际运行分析^[25].

综上所述, 与基于物质流视角, 通过部件控制方程直接组合构建系统模型的传统分析方法不同, 上述分析框架有效地结合了热量流和物质流的分析视角, 并基于网络分析理论提出了一种热力系统整体数学模型的规范化构建方法. 由此构建的系统整体模型通过引入少量中间变量描述了系统运行参数间的内在联系, 并通过划分拓扑特征和元件特征厘清了系统变量间的

图 12 (网络版彩图)朗肯循环热量流模型的验证. (a) 循环净量和过热蒸汽温度; (b) 蒸发与冷凝压力

Figure 12 (Color online) Validation of heat current model of the Rankine cycle. (a) Net power generation and superheated steam temperature; (b) vaporization and condensation pressures.

图 13 (网络版彩图)热量流模型与Ebsilon模拟对比. (a) 冷凝压力; (b) 余热锅炉出口烟气温度

Figure 13 (Color online) Comparison of simulation results obtained from heat current model and Ebsilon. (a) Condensation pressure; (b) flue gas temperature at the outlet of HRSG.

耦合关系, 为后续系统模型的快速、鲁棒求解奠定了基础.

4 热力系统整体数学模型的分层-分治求解算法

4.1 热力系统约束的分类

第3节给出的热力系统整体建模方法并非通过部件约束的组合构建系统控制方程组, 采用序贯模块法逐部件求解无法从本质上改善求解的速度和稳定性. 此外, 复杂热力系统模型中未知变量多、非线性强, 联立方程法同样不能有效实现系统模型的求解. 由此可见, 有必要结合系统控制方程的数学性质, 有针对性地发展一种鲁棒、快速的求解算法.

换热器的热量流模型可以理解为在线性广义力(工质线性进口温差)推动下产生了广义流(输运量, 即热流量), 反映了输运过程中“力”与“流”间的线性本构关系, 从而能够利用成熟的网络建模方法. 相比于对数平均温差方法, 热量流模型将存在于驱动势中的非线性因素全部转移至热阻中, 并将热阻表示成影响换热器性能的所有参数的显式关系式, 从而实现了“势-流-阻”间隐式非线性关系的解耦. 因此, 换热器的相关计算可以直接应用代入法, 以热阻为纽带进行快速、直接求解. 引入换热器的热量流模型不仅构建了热量传递过程的线性输运定律, 也同时实现了换热器诸参数间的隐式非线性关系的解耦. 另一方面, 根据系统热量流模型获得的能量运输拓扑约束具有线性形式, 且其中热阻及与换热过程相关的热动势均是相关结构

与运行参数的显式表达式. 基于这一特性, 可以根据系统约束的数学性质, 将线性的系统拓扑约束和显式非线性的元件约束从隐式非线性方程组中分离, 从而最小化剩余隐式非线性约束的数量. 非线性显式方程可通过代入法直接求解, 而线性方程组可以通过具有全局收敛性的迭代算法求解, 对初值不敏感. 因此, 上述的热力系统量流建模方法除了能够减少未知中间变量以外, 还可以将约束方程按照数学性质进行分类, 相应选择合适的求解方法.

4.2 分层-分治算法的基本思想与一般流程

按照上述约束方程划分思路, 结合不同类型约束方程的相应求解方法, Chen等人^[25,51,52]提出了热力系统整体模型的分层-分治算法, 其基本思路如图14所示. 具体地说, 求解中首先假定系统热量流模型中热阻和热动势的计算式中除换热量外的未知变量(包括做功量/耗功量 P_i , 质量流量 m_i 和换热面积 A_i 等), 此时KCL和KVL约束成为关于换热量 Q_i 的线性方程组, 可以通过矩阵迭代方法快速求解. 另一方面, 换热器的热阻及其热动势等元件具有显式非线性的约束方程, 可以直接通过代入法求解. 此时系统约束中剩余的非线性约束显著减少, 仅包括热功转换部件的热力学过程方程、工质流动的动力-阻力平衡方程和物性方程等. 对于其中的显式方程, 仍采用直接代入的方式求解; 对于隐式方程则构造其不动点格式进行迭代求解. 最后, 通过直接迭代或牛顿迭代的方式对预设的未知变量进行更新, 重复计算直至收敛, 即完成了系统整

体模型的求解. 这一算法流程中, 针对系统整体控制方程的数学性质所呈现出的“分层”特征, 相应地采取各自合理的“分治”求解策略. 因此, 可将其称为热力系统整体模型的分层-分治求解算法(hierarchical and categorized algorithm, 简称H&C算法).

基于上述分析可以提出分层-分治算法的一般流程, 如图15所示.

(1) 确定模型求解的边界条件和需求解的未知量.

(2) 预设部分未知变量, 即除换热量外, 热阻/热动势计算式中的未知变量: (a) 热阻 R_i 中的可能未知变量包括换热面积 A_i , 传热系数 K_i , 工质质量流量 $m_{h,i}$ 和 $m_{l,i}$, 以及工质定压比热容 $c_{p,i}$; (b) 热动势 e_i 中的可能未知变量包括做功/耗功量 P_i , 工质质量流量 m_i , 以及等效比热容 $c_{p,eq,i}$.

(3) 根据变量预设初值确定各热阻 R_i , 热动势 e_i 的数值, 联立KCL与KVL约束, 并通过矩阵运算求解获得各换热量 Q_i , 继而获得各节点工质温度 T_i .

(4) 基于上述计算结果更新预设未知变量的值: (a) 通过热功转换过程方程与功率方程, 更新做功/耗功量 P_i ; (b) 通过热阻和热动势的计算式, 更新质量流量 m_i 与换热面积 A_i .

需要说明的是, 由于热力系统结构的多样性及剩余约束的非线性本质, 并不存在普适的剩余约束求解顺序. 因此, 预设未知变量的更新流程存在多种方案, 需要自行设计, 其基本设计原则是: 尽可能通过代入法依次求解各显式非线性约束, 避免在求解隐式非线性约束时引入额外的迭代嵌套.

分 层					分治
物 理				数 学	
热力系统数学模型	热量流模型	拓扑约束	基尔霍夫电流方程 基尔霍夫电压方程	线性	矩阵运算
		元件约束	热阻表达式	显式 非线性	直接代入
			热功转换过程方程	显、隐式 非线性	直接代入、 不动点迭代
	物质流模型		动力 - 阻力平衡方程		
	物性模型		工质物性约束		

图 14 (网络版彩图)热力系统整体模型求解的分层-分治算法思路

Figure 14 (Color online) Basic principle of the hierarchical and categorized algorithm.

图 15 分层-分治算法的一般流程

Figure 15 General principle of the hierarchical and categorized algorithm.

(5) 比较各预设变量的初值和更新值, 并重复步骤(2)~(4)直至计算收敛。

下面简要论证分层-分治算法对热力系统模拟计算的普遍适用性。对于任一热力系统, 基于热量流法构建的整体数学模型均由热量流元件与拓扑约束、物质流约束和物性约束构成, 其控制方程数目总与待求变量的数目一致, 记其为 X 。另一方面, 根据电路原理可知, 基于KCL, KVL定律推导所得的热量流拓扑约束数目等于热量流模型中包含的独立支路数, 也等于待求解换热量的数目^[53], 记为 Y 。此外, 由于KCL, KVL方程的无关性, 联立获得的方程系数矩阵总是非奇异的。因此, 当所有其他未知变量(热阻 R_i , 热动势 ε_i 和功量 P_i)的数值事先确定后, 总是可以通过 Y 个热量流拓扑约束方程求得 Y 个换热量 Q_i , 进而可以求得系统各节点工质温度 T_i 。此时, 剩余待求解的控制方程数与未知变量数均为 $(X-Y)$ 。由于剩余的 $(X-Y)$ 个控制方程相互独立, 因此剩余 $(X-Y)$ 个未知变量必然存在唯一解。实际操作中可以设计迭代计算流程求解该封闭方程组, 获得所有的未知变量。由此可见, 上述分层-分治算法能够普遍适用于基于热量流方法的热力系统整体模型的求解。

4.3 分层-分治算法的应用案例

本节以470 MW级9F燃气-蒸汽联合循环机组为例, 阐明所提出分层-分治算法在复杂热力系统运行模拟中的应用。如图16所示, 联合机组包括燃气发电系统和三压蒸汽发电系统。燃气发电系统主要由压气机、燃烧室及燃气轮机等部件构成; 三压蒸汽发电系统则主要由高、中、低压给水泵(HP, MP, LP), 凝结水泵(LP)、高、中、低压调节阀(HV, MV, LV)、余热锅炉(HRSG)、汽轮机(包括高压缸HT, 中压缸MT和低压缸LT)、凝汽器(C)、轴封冷却器(SC)及冷却塔等部件构成。余热锅炉包括高、中、低压省煤器(HEC1, HEC2, HEC3, MEC1, MEC2, LEC), 高、中、低压蒸发器(HEV, MEV, LEV), 高、中、低压过热器(HSH1, HSH2, MSH, LSH)及再热器(RH1, RH2)。机组的具体运行原理可参考文献^[52]。为简化系统的建模与分析, 此处采用以下假设: (1) 机组处于稳态; (2) 忽略汽包中的排污水质量流量; (3) 为保证机组动态调节过程的稳定与安全性, 凝结水泵后的给水压力维持为2.1 MPa。

以联合循环中的蒸汽发电系统为研究对象, 应用上述规范化热量流建模方法建立其热量流模型, 如图17所示。模型直观地反映了蒸汽发电循环中的热量输运与转换过程, 即循环工质在给水泵的驱动下, 通过各级换热器与冷却水、余热烟气、燃气和透平冷却空气交换热量, 并最终通过汽轮机将各环节吸收的能量转化为输出功。根据上述系统整体模型的构建框架可以获得系统的所有控制方程, 方程的分类与数量如表5所示, 其具体表达式可参考文献^[52]。

在蒸汽发电系统的运行模拟中, 各换热器的热导, 以及泵、阀、汽轮机和管路等部件特性参数均为已知量。凝汽器中冷却水的进口温度由外界环境决定; 受上游燃气发电系统的限制, 余热锅炉中烟气的进口温度、流量, 燃气加热器(FGH)中燃气的进、出口温度和质量流量, 以及透平冷却空气冷却器(TCA)中透平冷却空气的进、出口温度和质量流量也均为已知量。系统中剩余的未知变量包括12个压力值, 8个工质质量流量, 18个温度值, 21个换热量, 6个功量, 6个换热面积与6个相变潜热。仍需求解77个未知变量。另一方面, 以上建立的系统整体数学模型中, 除非线性显式的热阻与热动势表达式以外, 共包含75个约束方程。因此, 此

图 16 (网络版彩图)燃气-蒸汽联合循环发电系统示意图
Figure 16 (Color online) Physical model of the gas-steam combined cycle power generation system.

图 17 (网络版彩图)联合循环蒸汽发电子系统整体热量流模型
Figure 17 (Color online) Heat current model of the steam power generation subsystem.

表 5 三压蒸汽发电系统控制方程分类

Table 5 Classification of governing equations of the triple-pressure steam power generation system

约束分类	来源	数目
热量流约束	拓扑约束	
	KCL方程	22
	KVL方程	
	热阻表达式	23
	热动势表达式	54
	汽轮机热功转换	
	热力学过程方程	6
	泵热功转换	
	热力学过程方程	6
	蒸发器、凝汽器	
	换热面积约束	4
	蒸发器、凝汽器	
	相变换热量约束	4
	燃气加热器(FGH)	
	透平冷却空气冷却器(TCA)	2
工质流约束	换热量约束	
	热功转换功率方程	9
	泵通流方程	3
	汽轮机通流方程	3
	阀通流方程	3
物性约束	换热器及管路通流方程	5
	压力-饱和温度方程	4
	压力-相变潜热方程	4

处选择循环工质和冷却水的质量流量 m_{cf} 和 m_{cw} 封闭系统模型,并应用上述分层-分治求解算法进行系统模拟计算,具体求解流程可参考文献^[52]。

为了验证上述分层-分治求解算法的正确性,在系统的26组已知工况点附近0.1%误差范围内随机生成未知变量的初值,分别通过分层-分治求解算法(H&C)和联立方程法(SEM),在相同的收敛精度下求解系统的整体模型。两种算法获得的蒸汽循环净发电量 P_{net} 和高压主蒸汽压力 $p_{th,in}$ 如图18所示,可见两种方法获得的模拟结果吻合良好,从而验证了分层-分治求解算法的准确性。

上述计算结果是在未知变量初值偏离精确值0.1%以内的条件下获得的,然而实际计算中并不能保证各未知变量计算初值的精确度。因此,还需考察两种求解策略在不同初值偏差条件下的计算时长与稳定性。以图18中第一个算例为例,分别采用联立方程法和分层-分治算法,基于多组不同初值进行整体模型的模

图 18 (网络版彩图)分层-分治求解算法准确性验证

Figure 18 (Color online) Validation of the H&C algorithm.

拟计算,其结果如图19所示。图中横坐标 d 代表所有未知变量初值 x_{in} 偏离精确值 x_{acc} 的比例:

$$d = \frac{x_{in} - x_{acc}}{x_{acc}} \quad (18)$$

纵坐标代表在该初值条件下进行10次计算所需时长的平均值。右侧子图为左侧子图在 $|d| \leq 0.6\%$, $|\tau| \leq 10$ 区间内的局部放大。由图19可见,当所有未知变量的初值偏离精确值的相对大小超出 $[-0.46\% \sim 0.51\%]$ 范围后,联立方程法的计算无法收敛,图中以计算时长无穷大表示。相比之下,分层-分治算法则将收敛范围扩展至 $[-11.1\%, 10.6\%]$ 。并且,在两种算法均收敛的区间 $[-0.46\%, 0.51\%]$ 中,联立方程法和分层分治算法的计算耗时基本相同。当 $-0.19\% \leq d \leq 0.18\%$ 时,分层-分治算法耗时稍优于联立方程法;而在 $-0.46\% \leq d < -0.19\%$ 和 $0.18\% < d \leq 0.51\%$ 时,联立方程法耗时略优于分层-分治算法。总而言之,分层-分治算法大大提升了系统模拟计算的稳定性,并且具有与联立方程法接近的计算时间,从而能够满足工程计算的需求。此外需要指出,本例中分层-分治算法可将迭代初值与精确值的最大偏差从0.5%提升至10.6%,但这一提升并非理论上的限制。对于不同系统和不同的迭代更新流程,迭代初值偏差的提升程度可能会有所变化,需要结合具体情况进一步分析。

下面基于以上三压蒸汽发电系统的模拟计算,进一步从计算耗时和鲁棒性两方面比较传统与热量流建模与求解策略。具体考察四种组合方案:传统建模方法+联立方程法、传统建模方法+序贯模块法、热量流建模方法+联立方程法、热量流建模方法+分层-分治

图 19 (网络版彩图) 分层-分治算法与联立方程法对比

Figure 19 (Color online) Comparison between H&C algorithm and SEM.

算法。

首先考察各方案的计算耗时。联立方程法中联立所有控制方程和设计、安全条件，并同步求解所有未知变量，并不区分不同数学特性的控制方程的求解难度差异，求解时长同方程个数和未知变量的总个数呈正相关。上述三压蒸汽发电系统的传统模型包含128个控制方程，基于热量流的整体模型则仅包含75个控制方程，可见热量流模型中的控制方程和未知变量显著减少。此外，图19表明针对基于热量流法的系统整体模型，在收敛范围内分层-分治算法和联立方程法所需求解时长基本相同。因此，可以预见，热量流建模方法+分层-分治算法方案的计算时长同样不会高于传统建模+联立方程法的方案。

文献^[52]的附录中给出了通过序贯模块法模拟此系统的计算流程，其中涉及多层嵌套迭代计算。多层嵌套迭代计算消耗的时长 t 可由下式估计：

$$t \propto M^N, \quad (19)$$

式中， M 为单层迭代的运算次数， N 为迭代嵌套层数。因此，考虑到“指数爆炸”现象，不同求解方案所需的迭代嵌套层数可以直观反映其计算时长的差异^[54]。由计算流程可见，通过序贯模块法求解此系统传统模型时共涉及36层迭代，其中迭代嵌套的最深层数为16层。另一方面，通过分层-分治算法求解系统的整体模型仅涉及5层嵌套迭代^[52]，因此这一方案的求解耗时将远低于序贯模块法方案。

此外，序贯模块法将系统的整体计算问题分割为

一系列部件计算问题，通过“减而治之”思想，将控制方程按照所属部件进行划分并求解；而分层-分治求解策略基于“分而治之”思想，将控制方程按照其数学性质进行划分，并对不同数学性质的方程对应采取相匹配的求解方法。针对部件的划分随着系统规模的复杂化而逐渐繁冗，而针对方程性质的划分对不同规模的系统却近乎相同。因此，从计算时长的角度，随着热力系统规模的增大，分层-分治算法计算时长的增加量远小于序贯模块法。图20直观地对比了两种算法的求解逻辑，其中系统包含相互连接的 n 个部件，水平方向代表通过序贯模块法求解系统的传统模型，垂直方向代表通过分层-分治算法求解系统的整体模型。可见，当系统规模增大时，序贯模块法的迭代求解流程通常会因新部件的引入而导致嵌套层数增加，从而导致计算时长大幅度增长；另一方面，虽然根据热量流模型导出的KCL、KVL拓扑约束和元件约束中将增加相应于新部件项，但其基本求解流程并不发生显著改变。因此，基于热量流的系统整体模型结合分层-分治算法的求解方案可以有效降低迭代嵌套层数，大幅度降低求解时长，更适合复杂热力系统的运行性能分析。

下面考察各种方法的鲁棒性。鲁棒性概念用于表征算法对异常参数扰动的不敏感性^[55]，此处特指计算收敛性对未知变量初值的不敏感性，具体表现为算法对未知变量初值个数和初值偏差的依赖性。若算法中需要给定未知变量初值的个数越多，则出现不良初值的可能性越大，无法收敛的概率增加，算法的鲁棒性越差；另一方面，若算法对未知变量初值偏差的敏感

图 20 (网络版彩图)序贯模块法与分层-分治法求解方向对比

Figure 20 (Color online) Comparison between solving directions of the H&C algorithm and SMM.

度越高,未知变量初值越需要接近于其精确值,其取值难度越大,因而算法的鲁棒性越差.因此,可以基于这两个角度对比分析不同求解方案的鲁棒性.

首先考察各方案所需的初值个数.联立方程法+传统系统模型方案需要给定128个未知变量初值,序贯模块法+传统系统模型方案则需给定36个未知变量初值.这是由于序贯模块法按照工质的流向逐个求解各部件的控制方程,因而与联立方程法相比仅需较少的初值即可开始计算.然而,分层-分治求解算法+系统整体模型的求解方案中,仅需给定热阻计算式中未知的换热面积、质量流量和热功转换部件的做功/耗功量等16个未知变量的初值.也就是说,分层-分治求解算法+系统整体模型的求解方案能够显著降低求解流程所需未知变量初值的个数.这是因为基于热量流的规范化系统建模方法剥离了系统中的线性拓扑约束和显式非线性元件约束,最少化了需基于初值迭代求解的非线性隐式约束.

其次考察不同方案对未知变量初值偏差的依赖性.对比中采用随机初值生成器,按照独立均匀分布分别在 $x_{\text{ini}} \in [0.9x_{\text{acc}}, 1.1x_{\text{acc}}]$, $x_{\text{ini}} \in [0.8x_{\text{acc}}, 1.2x_{\text{acc}}]$ 和 $x_{\text{ini}} \in [0.7x_{\text{acc}}, 1.3x_{\text{acc}}]$ 三组范围内生成各算法需要的所有未知变量初值.随后,针对传统建模方法+联立方程法和热量流建模方法+分层-分治算法两种方案分别进行10000次计算测试,并统计其中收敛算例所占比例.表6给出了不同偏差范围下两种方案测试计算中收敛案例的占比.由结果可见,在所有未知变量的初值偏离真实解10%以内时,热量流建模方法+分层-分治算法的方案具有100%的收敛率,因而它的鲁棒性足以满足工程

实际需求.相比之下,传统建模方法+联立方程法的计算方案在测试中仅有7.91%的算例达到收敛.此外,当未知变量初值偏离精确解的幅度更大时,热量流建模方法+分层-分治算法方案相较于传统建模方法+联立方程法的方案也具有充分的鲁棒性优势.

表7汇总了上述四种不同方案的定量对比结果.综合对比可见,与传统求解方案相比,通过热量流方法建立系统模型,并应用分层-分治算法的系统求解方案在初值个数、计算时长与变量收敛域等多方面均具有优势.

最后简要讨论分层-分治算法与牛顿-拉夫逊法等联立方程法中局部线性化方法及联立模块法中线性化响应模型的差异.联立模块法^[56,57]同时建立各个部件的严格模型和简单模型,并在计算时将简单模型和严格模型的方程组交叉迭代求解.其中,严格模型即各独立部件控制方程的叠加,而简单模型则由严格模型通过一阶泰勒展开近似获得,实质为用一组线性代数方程来表示各部件的输出变量和输入变量间的响应关系.

从模型类型角度看,换热器的热量流模型与其对数平均温差分析方法是物理等价的,均属于机理模型.牛顿-拉夫逊法等联立方程法中的局部线性化模型和联立模块法中的输入-输出线性响应模型则是基于对数平均温差方法,通过一阶泰勒展开建立的非机理近似模型.基于近似模型的迭代计算中可以快速得到下一步的前进方向,但无法保证收敛解的正确性,每步迭代计算均需对非机理模型进行修正.因此,当等效线性模型的联立解偏离生成线性系数的展开点时,线

表 6 两种方案收敛算例占比对比

Table 6 Comparison of convergence of two modeling and solving strategies

	$ d \leq 10\%$	$ d \leq 20\%$	$ d \leq 30\%$
传统建模方法 + 联立方程法求解	7.91%	1.87%	0.77%
热量流建模方法 + 分层-分治法求解	100%	57.23%	23.45%

表 7 建模与求解方案对比汇总

Table 7 Summary of the comparison between modeling and solving strategies

建模方法 求解方法	传统建模方法		基于热量流法的规范化建模	
	联立方程法	序贯模块法	联立方程法	分层-分治算法
所需初值个数	128	36	75	16
迭代嵌套层数	1	16	1	5
可解最坏耗时 (s)	<10	>>10	<10	<50
典型收敛域	/	/	-0.46%~0.51%	-11.1%~10.6%
$ d \leq 20\%$ 收敛占比	/	/	1.87%	57.23%

性近似模型的精度较差, 从而影响迭代计算的收敛性及收敛速度。

作为辅助求解工具, 联立模块法中基于外部输入-输出参数的线性响应模型和联立方程法中的局部线性化模型对于一般的物理及化学过程更具有通用性。然而, 在输运过程模型的线性化处理中它们却存在固有的局限性。以换热器为例, 联立模块法中的线性响应模型借助一阶泰勒展开, 将冷、热流体出口温度近似表示为其质量流量和进口温度的线性组合, 如式(20)和(21)所示。

$$T_{h,out} = T_{h,out,0} + \beta_{h,1}(T_{h,in} - T_{h,in,0}) + \beta_{h,2}(T_{l,in} - T_{l,in,0}) + \beta_{h,3}(m_h - m_{h,0}) + \beta_{h,4}(m_l - m_{l,0}), \quad (20)$$

$$T_{c,out} = T_{c,out,0} + \beta_{c,1}(T_{h,in} - T_{h,in,0}) + \beta_{c,2}(T_{c,in} - T_{c,in,0}) + \beta_{c,3}(m_h - m_{h,0}) + \beta_{c,4}(m_c - m_{l,0}), \quad (21)$$

式中, 线性系数 $\beta_{h,i}$ 和 $\beta_{c,i}$ ($i = 1, 2, 3, 4$)分别为冷、热流体出口温度在0工况(进口参数分别为 $T_{h,in,0}$, $T_{c,in,0}$, $m_{h,0}$, $m_{c,0}$)下关于各进口参数的一阶导数。以 $\beta_{h,i}$ 为例, 其表达式为

$$\beta_{h,1} = \left. \frac{\partial T_{h,out}}{\partial T_{h,in}} \right|_0, \beta_{h,2} = \left. \frac{\partial T_{h,out}}{\partial T_{c,in}} \right|_0, \quad (22)$$

$$\beta_{h,3} = \left. \frac{\partial T_{h,out}}{\partial m_h} \right|_0, \beta_{h,4} = \left. \frac{\partial T_{h,out}}{\partial m_c} \right|_0.$$

理论上, 可以通过隐函数求导获得式中各系数的值。然而, 实际应用中上述两类方程通常无法解析地求偏导, 因此常采用摄动差商法近似求解。摄动法中需逐个对输入变量的数值添加小扰动, 并通过求解严格模型获得输出参数的变化值, 从而求得各线性系数的数值。例如,

$$\beta_{h,1} = \left. \frac{\partial T_{h,out}}{\partial T_{h,in}} \right|_0 = \frac{T_{h,out}|_{T_{h,in,0} + \Delta T_{h,in}} - T_{h,out}|_{T_{h,in,0}}}{\Delta T_{h,in}}. \quad (23)$$

由此可见, 联立模块法构建的线性响应模型中各线性系数的数值不仅是冷、热流体质量流量的函数, 并且还与节点温度的数值有关, 即

$$\beta_i = f(T_{h,in}, T_{c,in}, m_h, m_c). \quad (24)$$

因此, 在实际计算中联立模块法响应模型中的线性系数需要多次更新与迭代。由于各线性系数的影响因素众多, 收敛空间维度高且复杂, 因此迭代计算的鲁棒性较低。另一方面, 简单模型中各线性系数需要借助摄动法更新, 因此在严格模型和简单模型的每次交替迭代过程中, 需额外进行多次换热器严格模型的模拟计算, 每次由换热器已知进口参数求解出口参数的模拟计算过程均需迭代求解, 计算时长问题十分显著。此外, 在线性系数迭代求解过程中, 需要给定初值的未知变量尚且包含各节点温度参数, 这也进一步增

加了计算收敛的困难度.

借助于换热器的热量流模型, 可以将其冷、热流体出口温度表示为其质量流量和进口温度间的线性关系. 仍以逆流换热器为例, 其表达式为

$$T_{h,out} = T_{h,in} - \frac{T_{h,in} - T_{c,in}}{G_h R}, \quad (25)$$

$$T_{c,out} = T_{c,in} + \frac{T_{h,in} - T_{c,in}}{G_c R}, \quad (26)$$

$$R = \frac{G_c \exp\left(\frac{KA}{G_h}\right) - G_h \exp\left(\frac{KA}{G_c}\right)}{G_h G_c \left[\exp\left(\frac{KA}{G_h}\right) - \exp\left(\frac{KA}{G_c}\right) \right]}. \quad (27)$$

由此可见, 热量流模型中相应的线性系数即为热阻, 其描述了热量传递过程中“势”(冷、热流体进口温差)与“流”(换热量)间的线性输运关系. 基于外部输出-输入参数线性化的响应模型则无法给出这一线性关系. 在热量传递过程中, 非线性因素本身来源于工质输运对热量传递的影响, 热量流热阻的引入显式地反映了该非线性影响关系. 由于热阻具有显式表达式, 可通过直接代入法实现线性系数的求解与更新. 此外, 热阻的表达式中仅包含了冷、热流体的质量流量, 与节点温度参数无关, 实现了热量传递过程中“势-流-阻”的变量分离. 因此, 在质量流量已知的系统运行模拟问题中, 不需要引入迭代计算; 在质量流量未知的系统运行模拟问题中, 迭代计算需要给定的未知变量初值个数更少, 因此计算鲁棒性获得了显著提升.

5 结论

本文首先基于换热器等部件的热量流建模, 介绍了热力系统热量流模型的规范化构建方法及热力系统整体数学模型的规范化构建框架. 结合整体数学模型的特性介绍了其分层-分治求解算法, 形成了一套完

整、规范的热力系统建模与求解方案. 随后, 以三压蒸汽循环发电系统为对象, 从准确性、计算耗时和鲁棒性的角度, 定量对比了所发展的建模与求解方案 and 传统分析方法的性能. 主要结论如下.

(1) 提出了热力系统热量流模型的规范化构建流程: 首先, 基于换热器及其他热力部件的热量流模型, 结合热力系统中工质流动的拓扑连接关系, 构建系统的原始热量流模型; 随后, 结合线性代数的自由度分析, 对系统原始模型进行等效简化, 消除原始模型中只包含热动势的闭合回路, 获得系统的规范化热量流模型. 系统的规范化热量流模型表明, 系统中真正的能量流是换热量与做功/耗功量, 而非工质携带的焓流; 描述工质焓流的桑基图仅能反映能量守恒关系, 无法替代物理建模与分析; 系统的热量流模型则可以直接反映能量的输运与转换过程, 也可以结合基尔霍夫定律导出系统的控制方程.

(2) 结合热量流和物质流分析视角, 建立了热力系统整体数学模型的规范化构建框架. 以余热朗肯循环发电系统为例, 介绍了热力系统整体数学模型的构建, 并阐明了模型中拓扑约束和元件约束具有的分层特征. 基于这一特征, 可以将系统的线性拓扑约束及显式非线性元件约束从系统整体模型中分离, 最少化需要迭代求解的非线性隐式约束.

(3) 针对分离后各类约束的数学特征提出了普遍适用于热力系统模拟求解的分层-分治求解算法, 并以三压蒸汽循环发电系统为例验证了算法的正确性. 分层-分治算法计算耗时与联立方程法接近, 收敛范围则远优于联立方程法. 与序贯模块法相比, 分层-分治算法能够显著降低嵌套迭代层数, 有效降低求解时长. 此外, 系统规模增加时, 分层-分治算法的基本求解流程变化不显著, 求解时长增加较少. 因此, 基于热量流法的热力系统建模与求解方案更适合复杂热力系统的性能分析及其后续优化.

参考文献

- 1 Aslam Noor M, Waseem M. Some iterative methods for solving a system of nonlinear equations. *Comput Math Appl*, 2009, 57: 101–106
- 2 Amat S, Argyros I K, Busquier S, et al. On the local convergence study for an efficient k-step iterative method. *J Comput Appl Math*, 2018, 343: 753–761
- 3 Arnold M. Stability of sequential modular time integration methods for coupled multibody system models. *J Comput Nonlinear Dyn*, 2010, 5: 031003

- 4 Zhao F, Chen X, Zhu L. A hybrid numerical-symbolic solving strategy for equation-oriented process simulation and optimization. *AIChE J*, 2017, 63: 2764–2780
- 5 Li J, Wang K, Cheng L. Experiment and optimization of a new kind once-through heat recovery steam generator (HRSG) based on analysis of exergy and economy. *Appl Thermal Eng*, 2017, 120: 402–415
- 6 Cao Y, Huang L, Cui Z, et al. The optimal operation of cooling tower systems with variable-frequency control. *IOP Conf Ser-Earth Environ Sci*, 2018, 113: 012085
- 7 Song Y, Zhang L, Lv Q, et al. Assessment of gas production from natural gas hydrate using depressurization, thermal stimulation and combined methods. *RSC Adv*, 2016, 6: 47357–47367
- 8 Zhao Y, Liu M, Wang C, et al. Increasing operational flexibility of supercritical coal-fired power plants by regulating thermal system configuration during transient processes. *Appl Energy*, 2018, 228: 2375–2386
- 9 Avanesian T, Ameri M. Energy, exergy, and economic analysis of single and double effect LiBr-H₂O absorption chillers. *Energy Buildings*, 2014, 73: 26–36
- 10 Song J, Gu C. Performance analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (ORC) system with wet steam expansion for engine waste heat recovery. *Appl Energy*, 2015, 156: 280–289
- 11 Kayabasi E, Kurt H. Simulation of heat exchangers and heat exchanger networks with an economic aspect. *Eng Sci Technol*, 2018, 21: 70–76
- 12 He W F, Yang H X, Han D. Thermodynamic analysis of a power and water combined system with geothermal energy utilization. *Geothermics*, 2018, 76: 106–115
- 13 Shu G, Shi L, Tian H, et al. An improved CO₂-based transcritical Rankine cycle (CTRC) used for engine waste heat recovery. *Appl Energy*, 2016, 176: 171–182
- 14 Kim S, Cho Y, Kim M S, et al. Characteristics and optimization of supercritical CO₂ recompression power cycle and the influence of pinch point temperature difference of recuperators. *Energy*, 2018, 147: 1216–1226
- 15 Jäschke J, Skogestad S. Optimal operation of heat exchanger networks with stream split: Only temperature measurements are required. *Comput Chem Eng*, 2014, 70: 35–49
- 16 Østergaard D S, Svendsen S. Case study of low-temperature heating in an existing single-family house—A test of methods for simulation of heating system temperatures. *Energy Buildings*, 2016, 126: 535–544
- 17 Choi Y, Song D, Seo D, et al. Analysis of the variable heat exchange efficiency of heat recovery ventilators and the associated heating energy demand. *Energy Buildings*, 2018, 172: 152–158
- 18 Kronberg A, Glushenkov M, Knoke T, et al. Theoretical limits on the heat regeneration degree. *Int J Heat Mass Transfer*, 2020, 161: 120282
- 19 Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entransy—A physical quantity describing heat transfer ability. *Int J Heat Mass Transfer*, 2007, 50: 2545–2556
- 20 Chen Q, Liang X G, Guo Z Y. Entransy theory for the optimization of heat transfer—A review and update. *Int J Heat Mass Transfer*, 2013, 63: 65–81
- 21 Chen Q. Entransy dissipation-based thermal resistance method for heat exchanger performance design and optimization. *Int J Heat Mass Transfer*, 2013, 60: 156–162
- 22 Chen Q, Hao J H, Zhao T. An alternative energy flow model for analysis and optimization of heat transfer systems. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 108: 712–720
- 23 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
- 24 Shao W, Chen Q, Zhang M Q. Operation optimization of variable frequency pumps in compound series-parallel heat transfer systems based on the power flow method. *Energy Sci Eng*, 2018, 6: 385–396
- 25 Chen X, Chen Q, Chen H, et al. Heat current method for analysis and optimization of heat recovery-based power generation systems. *Energy*, 2019, 189: 116209
- 26 Shen G, Yuan F, Li Y, et al. The energy flow method for modeling and optimization of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Energy Convers Manage*, 2019, 199: 111958
- 27 Zhao T, Min Y, Chen Q, et al. Electrical circuit analogy for analysis and optimization of absorption energy storage systems. *Energy*, 2016, 104: 171–183
- 28 Zhao T, Chen Q. A new perspective of analysis and optimization for absorption thermal energy storage system based on entransy theory. *Energy*

- Procedia*, 2015, 75: 2074–2079
- 29 Zhao T, Chen X, Chen Q. Heat current method-based modeling and optimization of the single effect lithium bromide absorption chiller. *Appl Thermal Eng*, 2020, 175: 115345
 - 30 Zhao S Y, Chen Q. A thermal circuit method for analysis and optimization of heat exchangers with consideration of fluid property variation. *Int J Heat Mass Transfer*, 2016, 99: 209–218
 - 31 Li X, Chen Q, Chen X, et al. Graph theory-based heat current analysis method for supercritical CO₂ power generation system. *Energy*, 2020, 194: 116911
 - 32 Yin Q, Du W J, Ji X L, et al. Optimization design based on the thermal resistance analyses of heat recovery systems for rotary kilns. *Appl Thermal Eng*, 2017, 112: 1260–1270
 - 33 Shao W, Chen X, Zhao T, et al. Heat current model of solid granule cooling processes in moving packed beds and its applications. *Chem Eng Res Des*, 2020, 156: 384–390
 - 34 Hao J, Chen Q, He K, et al. A heat current model for heat transfer/storage systems and its application in integrated analysis and optimization with power systems. *IEEE Trans Sustain Energy*, 2020, 11: 175–184
 - 35 Chen Q, Zhao T. Heat recovery and storage installation in large-scale battery systems for effective integration of renewable energy sources into power systems. *Appl Thermal Eng*, 2017, 122: 194–203
 - 36 Zhao T, Liu D, Chen Q. A collaborative optimization method for heat transfer systems based on the heat current method and entransy dissipation extremum principle. *Appl Thermal Eng*, 2019, 146: 635–647
 - 37 Liu D, Chen Q, He K L, et al. An integrated system-level and component-level optimization of heat transfer systems based on the heat current method. *Int J Heat Mass Transfer*, 2019, 131: 623–632
 - 38 Hao J, Chen Q, Li X, et al. A correction factor-based general thermal resistance formula for heat exchanger design and performance analysis. *J Therm Sci*, 2021, 30: 892–901
 - 39 Hao J H, Ge Z H, Chen Q, et al. The coupled process-component modeling and optimization for heat exchanger of supercritical CO₂ with property variation based on heat current method. *Appl Thermal Eng*, 2020, 168: 114833
 - 40 Bamorovat Abadi G, Yun E, Kim K C. Experimental study of a 1 kw organic Rankine cycle with a zeotropic mixture of R245fa/R134a. *Energy*, 2015, 93: 2363–2373
 - 41 Chen X, Wang R Z, Du S. Heat integration of ammonia-water absorption refrigeration system through heat-exchanger network analysis. *Energy*, 2017, 141: 1585–1599
 - 42 Modi A, Haglind F. Performance analysis of a Kalina cycle for a central receiver solar thermal power plant with direct steam generation. *Appl Thermal Eng*, 2014, 65: 201–208
 - 43 Modi A. Numerical evaluation of the Kalina cycle for concentrating solar power plants. Dissertation of Doctoral Degree. Lyngby: Danmarks Tekniske Universitet, 2015
 - 44 Zhao T, Chen X, He K L, et al. A standardized modeling strategy for heat current method-based analysis and simulation of thermal systems. *Energy*, 2021, 217: 119403
 - 45 Chen X, Chen H, Xin X Y, et al. The power flow method for analysis and optimization of heat recovery and power generation system (in Chinese). *J Eng Thermophys*, 2019, 40: 612–620 [陈曦, 陈宏, 辛献云, 等. 余热回收发电系统的能量流模型及优化. *工程热物理学报*, 2019, 40: 612–620]
 - 46 Perez-Lombard L, Ortiz J, Maestre I R. The map of energy flow in HVAC systems. *Appl Energy*, 2011, 88: 5020–5031
 - 47 Soundararajan K, Ho H K, Su B. Sankey diagram framework for energy and exergy flows. *Appl Energy*, 2014, 136: 1035–1042
 - 48 Harendra S, Oryshcyhn D, Gerdemann S, et al. Modeling energy flow in an integrated pollutant removal (IPR) system with CO₂ capture integrated with oxy-fuel combustion. *Energy Fuels*, 2012, 26: 6930–6937
 - 49 Schmidt M. The Sankey diagram in energy and material flow management. *J Ind Ecol*, 2008, 12: 173–185
 - 50 Steag Inc. Ebsilon Professional Version 10.3.0 User's Guide. Essen: STEAG GmbH
 - 51 Chen X, Zhao T, Chen Q. Heat current-based energy management platform for analysis and optimization of gas-steam combined cycle cogeneration system. In: *Proceedings of 12th International Conference on Applied Energy. Part 2*. Bangkok, 2020. 250
 - 52 Zhao T, Chen X, He K L, et al. A hierarchical and categorized algorithm for efficient and robust simulation of thermal systems based on the heat current method. *Energy*, 2021, 215: 119105

- 53 Nilsson J W, Riedel S A. Electric Circuits. 10th ed. New Jersey: Pearson Education Limited, 2015
- 54 Goodman S E, Hedetniemi S T. Introduction to the Design and Analysis of Algorithms. New York: McGraw-Hill, 1977
- 55 Chen Y. Algorithm and Data Structure (in Chinese). Beijing: Tsinghua University Press, 2005 [陈媛. 算法与数据结构. 北京: 清华大学出版社, 2005]
- 56 Perz E. A computer method for thermal power cycle calculation. *J Eng Gas Turbines Power*, 1991, 113: 184–189
- 57 Mahalec V, Kluzik H, Evans L B. Simultaneous modular algorithm for steady-state flowsheet simulation and design. *Comput Chem Eng*, 1979, 3: 373–383

Heat current method for integrated analysis and optimization of thermodynamic systems

ZHAO Tian, CHEN Xi, HE KeLun & CHEN Qun

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

Performance analysis and optimization of thermodynamic systems are important in increasing the efficiency of energy systems, but traditional approaches cannot meet the demand of high-efficiency performance analysis for complex thermodynamic systems. Based on the entransy theory, the recently developed heat current method, combined with the specialized simulation algorithm, offers a new and attractive solution for performance analysis of thermodynamic systems. This paper first presents the standardized heat current modeling strategy for thermodynamic systems, taking a Rankine cycle power generation system as an example to present the modeling procedure. Combining flow constraints and physical property constraints of working fluids, the framework of construction of a global system mathematical model is then presented. In the proposed framework, linear, nonlinear explicit, and nonlinear implicit system constraints can be separated. Consequently, the number of constraints needing to be solved iteratively is minimized. Based on this separation feature, this paper further proposes and presents a hierarchical and categorized algorithm that could reduce calculation time greatly and improve calculation stability significantly. Finally, a triple-pressure steam power generation system is investigated to demonstrate the advantages of the proposed hierarchical and categorized algorithm compared with conventional methods from the aspects of the time required for calculation and the initial values required.

thermodynamic systems, heat current method, standardized modeling, hierarchical and categorized algorithm

doi: [10.1360/SST-2021-0151](https://doi.org/10.1360/SST-2021-0151)