中国科学: 技术科学 2013 年 第 43 卷 第 11 期: 1230 ~ 1235
www.scichina.com tech.scichina.com
《中国科学》杂志社
SCIENCE CHINA PRESS

一种实际不可逆循环系统的等价热力变换分析法

陈则韶[①*], 谢文海[①], 胡芃[①], 贾磊[②], 史敏[②]

① 中国科学技术大学热科学和能源工程系, 合肥 230027;
② 合肥通用技术研究院压缩机技术国家重点实验室, 合肥 230031
* E-mail: zschen@ustc.edu.cn

收稿日期: 2013-05-13; 接受日期: 2013-07-01
国家自然科学基金(批准号: 51076147)资助项目

摘要 提出一种等价热力变换分析法, 它根据有效能消耗总伴随着热量输运过程的物理事实, 定义了各子过程和循环的等效热力温度, 把实际不可逆循环的热力/热泵循环系统等价变换为简单的正/逆卡诺循环系统进行分析, 导出的等效高温热源温度计算式奠定了等价热力变换分析法的基础; 提出采用 T_R-h 图和 T_R-q 图作为热力/热泵系统性能分析和有效能消耗分析的工具图, 可直观表示热力系统中多种物质的热量、功量交换和焓的变化, 易于计算出系统性能系数和各项有效能消耗; 以热泵热水器和 R22 工质为例, 系统介绍了等价热力变换分析法, 示范性给出了等价热力变换分析法中关键参数的拟合式, 展示了该分析法在变工况性能模拟和推算应用中的优势和良好前景.

关键词
不可逆热力循环
等价热力变换
等效热力温度
热泵热水器
㶲分析

实际的热力/制冷/热泵系统都由工质循环和工质与高、低温热源的换热环节构成, 工质循环和换热环节存在介质的流动、工质状态的变动、能量的输运和转换, 不可避免有驱动力的消耗, 如何准确表征能量传输和转换系统的能量流、能量转换效率与消耗驱动力的关系, 是热力学和传热学共同的主课题. 经典热力学[1, 2]采用平衡态和可逆过程的理论体系, 研究热能与机械能的相互转化规律, 由于没有引入热源与工质之间的传热制约因素, 得到的能量转换效率仅为理想的参考指标, 实际系统的性能只好采用修正系数修正. 从热力学第二定律提出的㶲分析法[3, 4]和熵产分析法[5], 只是对循环参数已知的既定系统各环节进行㶲分析, 以收益㶲与消耗㶲的比值的㶲效率分析结果, 为系统改进提供定性指导. 但是, 㶲分析法仍然没有提供传热速率和输出功率变动与消耗㶲的优化关系. 有限时间热力学分析法[6]引入时间参数, 可以弥补㶲分析法的不足, 但是其模型所假定条件相对简单, 即使我国学者[7~9]已经做了很大改进, 但是与实际系统要求能够全面考虑有限热容热源传热和工质循环不可逆损失以及实际工质影响的目标还有一定距离. 为此, 本文提出一种等价热力变换分析法, 并以实际热泵热水器为例, 把实际不可逆热泵系统变换为等价的逆卡诺循环系统进行分析.

1 热泵热水器系统

空气源热泵热水器系统有 3 个物系: 制冷工质, 热水, 冷风. 制冷工质的循环, 参见图 1 中的 T-s 图, 工质热泵理论循环 12341, 由 4 个过程: 定熵压缩 12、等压冷凝 23、等焓节流 34、等压蒸发 41 组成; 图 1

英文版发表信息: Chen Z S, Xie W H, Hu P, et al. An effective thermodynamic transformation analysis method for actual irreversible cycle. Sci China Tech Sci, 2013, 56: 2188–2193, doi: 10.1007/s11431-013-5298-y

中 1″ 和 2″ 分别为实际循环有压缩和工质流动不可逆损失时的压缩机吸气和排气点. 工质循环与变温的热水热源和环境空气流热源的能量交换环节参见图 2 的 *T*-*q* 图. 根据热力学第一定律, 理论循环 12341 有以下各式.

$$q_{\mathrm{h}} = h_2 - h_3, \tag{1}$$

$$w = h_2 - h_1, \tag{2}$$

$$q_{\mathrm{e}} = h_1 - h_4, \tag{3}$$

$$COP = q_{\mathrm{h}} / w, \tag{4}$$

其中 q_{h} 和 q_{e} 分别为单位制热量和单位制冷量; w 为理论循环的单位压缩功; h_1, h_2, h_3 和 h_4 分别表示图 1 中理论循环对应状态点的工质比焓.

2　等效热力温度

在热力过程中系统与外界可以有热量或功量的交换, 并伴随着有效能的传递和消耗. 为了方便描述过程中有效能的变化, 本文定义了等效热力温度新参数.

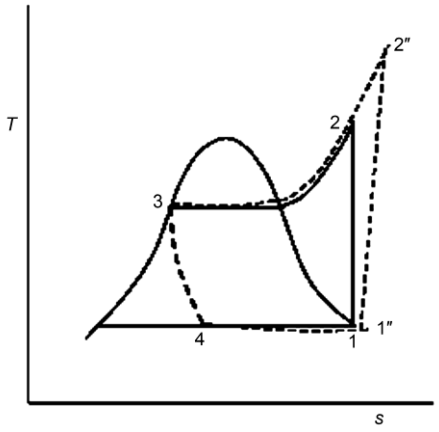

图 1　热泵工质循环 *T*-*s* 图

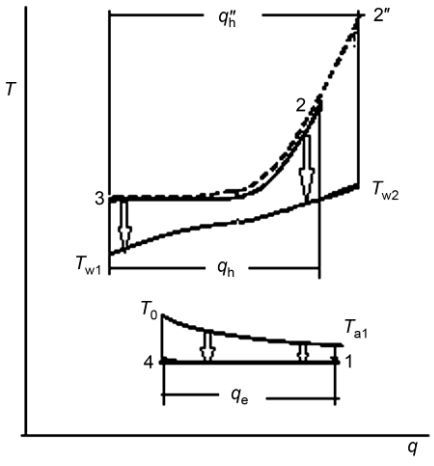

图 2　热泵工质循环 *T*-*q* 图

2.1　可逆过程的等效热力温度

根据热力学熵的定义式 $\delta q = T\mathrm{d}s$ 的热量、熵变和温度的关系, 对一个从初始 *a* 状态可逆变化到终止状态 *b* 的热力系, 在系统对外界交换热量为 q_{ab} 时系统的焓变 Δh_{ab} 和熵变 Δs_{ab} 已知时, 可定义一个系统过程的等效热力温度 $T_{\mathrm{R,ab}}$ 为

$$T_{\mathrm{R,ab}} = \frac{q_{\mathrm{ab}}}{\Delta s_{\mathrm{ab}}} = \frac{h_{\mathrm{a}} - h_{\mathrm{b}}}{s_{\mathrm{a}} - s_{\mathrm{b}}}, \tag{5}$$

其中 h, s 分别表示工质的比焓、比熵; 脚注 ab 为热力系所论状态变化的起止点. 用(5)式给出图 1 所示的热泵循环中工质冷凝过程的等效热力温度 $T_{\mathrm{R,23}}$ 为

$$T_{\mathrm{R,23}} = \frac{h_2 - h_3}{s_2 - s_3} = \frac{q_{\mathrm{h}}}{\Delta s_{23}}. \tag{6}$$

等压蒸发过程的等效热力温度 $T_{\mathrm{R,14}}$, 又记为等价逆卡诺循环的低温热源温度 $T_{\mathrm{R,e}}$

$$T_{\mathrm{R,e}} = T_{\mathrm{R,14}} = \frac{h_1 - h_4}{s_1 - s_4} = \frac{q_{\mathrm{e}}}{\Delta s_{14}}. \tag{7}$$

2.2　等价逆卡诺循环的等效热源温度 $T_{\mathrm{R,h}}$

等价热力变换分析法的核心是要获得不可逆循环的等价逆卡诺循环的等效热源温度 $T_{\mathrm{R,h}}$, 为此取循环中包含功交换和热交换的两个连续过程构成的组合过程进行分析. 例如, 把等压冷凝过程(23)与等焓节流过程(34)构成组合过程(24). 另一方面, 由于等焓(Δh_{ab}=0)过程和等熵(Δs_{ab}=0)过程不能直接由(5)式计算获得它们的过程等效热力温度, 也必须借助组合过程进行分析.

组合过程(24)的等效热力温度, 可以证明即是理论循环的等效热源温度 $T_{\mathrm{R,h}}$ 为

$$T_{\mathrm{R,24}} = \frac{h_2 - h_4}{s_2 - s_4} = \frac{s_2 - s_3}{s_2 - s_4} T_{\mathrm{R,23}} = T_{\mathrm{R,h}}. \tag{8}$$

由于 $s_4 > s_3$, 所以 $T_{\mathrm{R,24}} > T_{\mathrm{R,23}}$. 用类似方法, 取等熵压缩过程(12)+等压蒸发(41)的两个过程的组合过程(24), 求出组合过程(24)的等效热力温度 $T_{\mathrm{R,24}}$, 也可得到(8)式相同的结果.

根据(1)~(3)式, $h_2 - h_4 = q_{\mathrm{h}}$, $h_1 - h_4 = q_{\mathrm{e}}$, 等熵压缩过程 $s_1 = s_2$, $s_2 - s_4 = s_1 - s_4$, 由(8)与(7)式之比, 得到下式关系

$$\frac{q_{\mathrm{h}}}{q_{\mathrm{e}}}=\frac{T_{\mathrm{R},24}}{T_{\mathrm{R},14}}=\frac{T_{\mathrm{R,h}}}{T_{\mathrm{R,e}}}. \tag{9}$$

2.3 实际热泵循环的等价热源温度 $T''_{\mathrm{R,h}}$ 和实际输出热量 q''_{h}

在实际制冷或热泵循环中有效能除有节流过程的不可逆损失外, 压缩过程和工质流动过程都有不可逆损失. 通常用等熵效率 $\eta_{\mathrm{s}}=w/w''$ 来表示实际压缩功 w'' 与理论循环压缩功 w 之间的关系. 在吸热量相同时实际压缩功 w'' 的增加将引起热泵实际输出热量 q''_{h} 和实际等价热源温度 $T''_{\mathrm{R,h}}$ 的增加.

$$q''_{\mathrm{h}}=w''+q_{\mathrm{e}}=\Delta w+q_{\mathrm{h}}=\left(1/\eta_{\mathrm{s}}-1\right)w+q_{\mathrm{h}}. \tag{10}$$

实际循环等价热源温度 $T''_{\mathrm{R,h}}$ 为

$$\begin{aligned}T''_{\mathrm{R,h}}&=\frac{q''_{\mathrm{h}}}{s_{14}}=\frac{q''_{\mathrm{h}}}{q_{\mathrm{h}}}T_{\mathrm{R,h}}=\frac{\left(1/\eta_{\mathrm{s}}-1\right)w+q_{\mathrm{h}}}{q_{\mathrm{h}}}T_{\mathrm{R,h}}\\&=\left(\frac{\left(1/\eta_{\mathrm{s}}-1\right)w}{q_{\mathrm{h}}}+1\right)T_{\mathrm{R,h}}.\end{aligned} \tag{11}$$

实际等效冷凝平均温度 $T''_{\mathrm{R},23}$ 为

$$T''_{\mathrm{R},23}=T_{\mathrm{Rw}}+\frac{q''_{\mathrm{h}}}{q_{\mathrm{h}}}(T_{\mathrm{R},23}-T_{\mathrm{R,w}}). \tag{12}$$

2.4 热水的 $T_{\mathrm{R,w}}$

在已知进、出水温 T_{w1} 和 T_{w2} 时, 通过冷凝器的热水输出热量 $q_{\mathrm{w}}=m_{\mathrm{w}}c_{\mathrm{w}}(T_{\mathrm{w2}}-T_{\mathrm{w1}})=q_{\mathrm{h}}$, 进出水的熵变为 $\Delta s_{\mathrm{w},21}=m_{\mathrm{w}}c_{\mathrm{w}}\ln(T_{\mathrm{w2}}/T_{\mathrm{w1}})$, 据(5)式可定义热水的等效热力温度为

$$T_{\mathrm{R,w}}=\frac{q_{\mathrm{w}}}{\Delta s_{\mathrm{w},21}}=\frac{T_{\mathrm{w2}}-T_{\mathrm{w1}}}{\ln\left(T_{\mathrm{w2}}/T_{\mathrm{w1}}\right)}. \tag{13}$$

2.5 冷风的 $T_{\mathrm{R,a}}$

假定通过蒸发器进风口和出风口的冷风平均温度分别为 T_0 和 $T_{\mathrm{a},1}$, 此过程冷风放出的热量(吸收的冷量) $q_{\mathrm{a}}=m_{\mathrm{a}}c_{\mathrm{a}}(T_0-T_{\mathrm{a}1})=q_{\mathrm{e}}$, 于是据(5)式有

$$T_{\mathrm{R,a}}=\frac{q_{\mathrm{a}}}{\Delta s_{\mathrm{a},10}}=\frac{T_0-T_{\mathrm{a},1}}{\ln\left(T_0/T_{\mathrm{a},1}\right)}, \tag{14}$$

其中熵变为 $\Delta s_{\mathrm{a},01}=m_{\mathrm{a}}c_{\mathrm{a}}\ln(T_0/T_{\mathrm{a},1})$. $T_0-T_{\mathrm{a},1}=q_{\mathrm{e}}/m_{\mathrm{a}}c_{\mathrm{a}}$, 与冷风流量 m_{a} 和蒸发器工质的吸热量有关. 在参考工况下通过换热器优化得到推荐参考值 $(T_0-T_{\mathrm{a},1})_0=7.5$°C, 当风机转速为定值, $T_{\mathrm{a},1}$ 随 T_0 变化的关系为

$$T_0-T_{\mathrm{a},1}=7.5\,q_{\mathrm{e}}/q_{\mathrm{e},0}, \tag{15}$$

其中 $q_{\mathrm{e},0}$ 为参考工况下蒸发器的吸热量.

3 等价热力分析法与 T_{R}–s, T_{R}–h (q)分析图

根据 q_{h}, q''_{h}, $T_{\mathrm{R,h}}$, $T''_{\mathrm{R,h}}$, $T_{\mathrm{R,e}}$ 和 T_0, 可以得到等价逆卡诺循环 T_{R}-s 图, 参见图 3, 其中 $\Delta s=s_2-s_4=q_{\mathrm{h}}/T_{\mathrm{R,h}}=q''_{\mathrm{h}}/T''_{\mathrm{R,h}}=q_{\mathrm{e}}/T_{\mathrm{R,e}}$. 用图 3 代替图 1, 容易获得系统理论循环的 COP 和实际循环的 COP'' 分别是

$$COP=1/\left(1-T_{\mathrm{R,e}}/T_{\mathrm{R,h}}\right), \tag{16a}$$

$$COP''=1/\left(1-T_{\mathrm{R,e}}/T''_{\mathrm{R,h}}\right). \tag{16b}$$

图 4 是用于热泵性能分析的 T_{R}–$h(q)$图, 热泵理论循环和实际循环的输出热流量 q_{h} 和 q''_{h}, 吸热流量 q_{e}, 循环输入功 w 和 w'', 和系统涉及的工质、热水、冷风的各等效热力温度 $T_{\mathrm{R,h}}$, $T''_{\mathrm{R,h}}$, $T_{\mathrm{R},23}$, $T''_{\mathrm{R},23}$, $T_{\mathrm{R,e}}$, $T_{\mathrm{R,w}}$, $T''_{\mathrm{R,w}}$, $T_{\mathrm{R,a}}$ 均可在图 4 中直接表示. 利用图 4 中的热流量和各等效热力温度, 可以方便地计算理论循环和实际循环的有效能(㶲)平衡方程中各环节的有效能消耗量,

$$w=\Delta E_{\mathrm{a}}+\Delta E_{\mathrm{e}}+\Delta E_{\mathrm{J}}+\Delta E_{\mathrm{w}}+\Delta E_{23,\mathrm{w}}, \tag{17}$$

$$w''=\Delta E_{\mathrm{a}}+\Delta E_{\mathrm{e,a}}+\Delta E_{\mathrm{J}}+\Delta E''_{\mathrm{w}}+\Delta E''_{23,\mathrm{w}}+\Delta E''_{\mathrm{p}}, \tag{18}$$

其中的 ΔE_{a}, ΔE_{e}, ΔE_{J}, ΔE_{w}, $\Delta E_{23,\mathrm{w}}$ 分别是理论循环时的蒸发器冷风带走的、蒸发器传热消耗的、工质等焓节流过程损失的、热水带走的和冷凝器传热过程的有效能流; $\Delta E''_{\mathrm{w}}$, $\Delta E''_{23,\mathrm{w}}$, $\Delta E''_{\mathrm{p}}$ 分别是实际循环过程的热水带走的、冷凝器传热过程的、压缩过程消耗的有效能. 上述各项有效能消耗量计算式分别是

$$\begin{aligned}\Delta E_{\mathrm{a}}&=q_{\mathrm{e}}\left(\frac{T_0}{T_{\mathrm{R,a}}}-1\right)=q_{\mathrm{e}}T_0\left(\frac{1}{T_{\mathrm{R,a}}}-\frac{1}{T_0}\right)\\&=q_{\mathrm{h}}T_0\left(\frac{1}{T_{\mathrm{R,a}}}-\frac{1}{T_0}\right)\frac{T_{\mathrm{R,e}}}{T_{\mathrm{R,h}}},\end{aligned} \tag{19}$$

$$\Delta E_{\mathrm{e,a}}=q_{\mathrm{e}}T_0\left(\frac{1}{T_{\mathrm{R,e}}}-\frac{1}{T_{\mathrm{R,a}}}\right)=q_{\mathrm{h}}T_0\left(\frac{1}{T_{\mathrm{R,e}}}-\frac{1}{T_{\mathrm{R,a}}}\right)\frac{T_{\mathrm{R,e}}}{T_{\mathrm{R,h}}}, \tag{20}$$

$$\Delta E_{\mathrm{J}}=q_{\mathrm{h}}T_0\left(\frac{1}{T_{\mathrm{R},23}}-\frac{1}{T_{\mathrm{R,h}}}\right)=q_{\mathrm{h}}\left(1-\frac{T_{\mathrm{R},23}}{T_{\mathrm{R,h}}}\right)\frac{T_0}{T_{\mathrm{R},23}}, \tag{21}$$

$$\Delta E_{\mathrm{w}}=q_{\mathrm{h}}\left(1-\frac{T_0}{T_{\mathrm{R,w}}}\right)=q_{\mathrm{h}}T_0\left(\frac{1}{T_0}-\frac{1}{T_{\mathrm{R,w}}}\right), \tag{22a}$$

$$\Delta E_{23,\mathrm{w}} = q_{\mathrm{h}} T_0 \left(\frac{1}{T_{\mathrm{R,w}}} - \frac{1}{T_{\mathrm{R,23}}} \right), \tag{23a}$$

$$\Delta E''_{\mathrm{w}} = q''_{\mathrm{h}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\mathrm{R,w}}} \right) = q''_{\mathrm{h}} T_0 \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_{\mathrm{R,w}}} \right), \tag{22b}$$

$$\Delta E''_{23,\mathrm{w}} = q''_{\mathrm{h}} T_0 \left(\frac{1}{T_{\mathrm{R,w}}} - \frac{1}{T''_{\mathrm{R,23}}} \right), \tag{23b}$$

$$\Delta E''_{\mathrm{p}} = \Delta E''_{\mathrm{ir,c}} - \Delta E_{\mathrm{J}} = q''_{\mathrm{h}} T_0 \left(\frac{1}{T''_{\mathrm{R,23}}} - \frac{1}{T''_{\mathrm{R,h}}} \right) - \Delta E_{\mathrm{J}}, \tag{24}$$

其中 $\Delta E''_{\mathrm{ir,c}}$ 为循环的全部内不可逆损失消耗的有效能. 上述各项有效能消耗量的大小, 除 ΔE_{J}, $\Delta E''_{\mathrm{p}}$ 外, 都在图 4 的对应等效热力温度线上的左边, 用粗线段的长短进行了表示. 利用图 4 的参数, 理论循环 $COP = q_{\mathrm{h}}/w$, 实际循环 $COP'' = q''_{\mathrm{h}}/w''$ 也容易求得.

另外, 实际热泵的输入功记为 w', 它应当包括实际循环输入的压缩功 w''、蒸发器风机和热水水泵的驱动功 w_1 和 w_2, 所以有

$$w' = \Delta E_{\mathrm{a}} + \Delta E_{\mathrm{e,a}} + \Delta E''_{\mathrm{w}} + \Delta E''_{\mathrm{23,w}} + \Delta E_{\mathrm{J}} + \Delta E''_{\mathrm{p}} + w_1 + w_2. \tag{25}$$

定义 $\xi_j = \Delta E_j / w'$ 为系统每环节的有效能消耗量 ΔE_j 与系统实际输入功量 w'之比, 由方程(25)得有效能消耗率方程为

$$\xi_{\mathrm{a}} + \xi_{\mathrm{e,a}} + \xi''_{\mathrm{w}} + \xi''_{\mathrm{23,w}} + \xi_{\mathrm{J}} + \xi''_{\mathrm{p}} + \xi_1 + \xi_2 = 1. \tag{26}$$

4　q_{h}, $T_{\mathrm{R,h}}$ 和 $T_{\mathrm{R,23}}$ 的拟合式

等效热力变换分析法使用了 3 个关键参数: q_h,

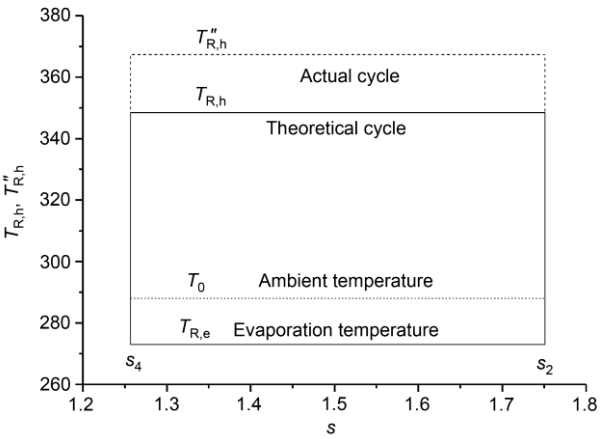

图 3　等价逆卡诺循环 T_{R}-s 图

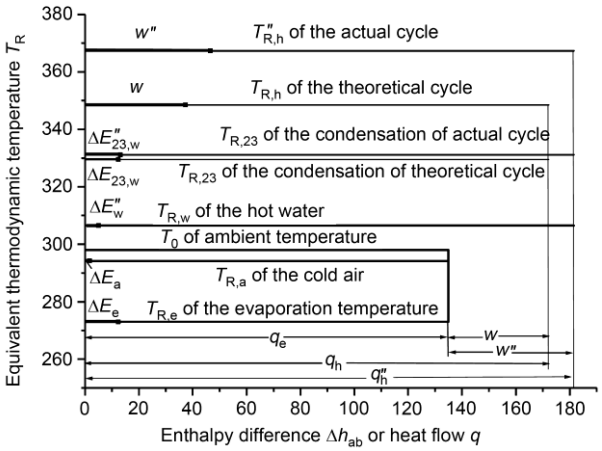

图 4　等价热力变换分析法热泵性能分析 T_{R}-$h(q)$图

$T_{\mathrm{R,h}}$ 和 $T_{\mathrm{R,23}}$, 可以由物性数据手册或软件求出. 也可以通过选择参考循环参数和对比态原理, 拟合得到简单的高精度近似计算式, 例如, R22 工质的 3 个关键参数拟合式为

$$q_{\mathrm{h}} = 172.18 \left(\frac{328}{T_3} \right)^{1.35} \left(\frac{273}{T_1} \right)^{0.8}, \tag{27}$$

$$T_{\mathrm{R,h}} = \left[T_3 + 0.372 (T_3 - 273) \right] \left(\frac{T_3}{328} \right)^{0.3} \left(\frac{273}{T_1} \right)^{a}, \tag{28}$$

其中 $a = \left[0.62 - 4.3 \left(1 - \frac{T_3}{328} \right) - \frac{0.08 T_1}{273} \right]$.

$$T_{\mathrm{R,23}} = (328 + 1.53) \left(\frac{T_3}{328} \right) \left(\frac{273}{T_1} \right)^{0.06}. \tag{29}$$

以上拟合式是利用 NIST 的 REFPROP 软件的 R22 在饱和蒸气温度从 263~328 K 的数据拟合得到, 3 个拟合式与物性表参数的计算结果平均偏差分别为: –0.25%, 0.16%, 0.12%. 拟合式参数计算的 COP 值平均偏差–0.010, 满足工程需求. 使用温度范围: 蒸发温度 263~308 K; 进水温度 278~308 K; 出水温度 313~328 K.

有了这 3 个参数的高精度拟合式, 就可以对系统变工况的性能进行模拟和预测, 而㶲分析方法无法做到这一点.

5　计算与讨论

通过实际算例计算, 可以做到以下几点. 1) 验

表 1　循环节点的 R22 物性参数

	1	2	2′	3	4	2″
T (K)	273	351.58	328	328	279.15	361.48
h (kJ kg^{-1})	404.99	442.28	417.64	270.1	270.1	451.60
s (kJ kg^{-1} k^{-1})	1.7509	1.7509	1.6783	1.2284	1.2568	1.7770
p (MPa)	0.49556	2.1678	2.1678	2.1678	0.49556	2.1678

证等价热力变换法与传统分析法的等价性; 2) 验证拟合式的计算精度; 3) 进行变工况性能分析.

分析对象为图 1 所示热泵热水器, 工质为 R22, 进、出水温度 T_{w1}=286 K, T_{w2}=328 K. 循环参数见表 1, 物性由 NIST 的 REFPROP 软件查得.

由方程(1)~(4)和表 1 物性数据计算得: 理论循环的 q_h=172.18 kW, w=37.29 kW, COP=4.617. 用等价热力变换分析法的计算数据见表 2, 序号 1~6 为理论循环的分析结果.

表 2 序号 1, 3 为根据等效温度定义式计算的结果, 其中 $w=q_h(1-T_{R,e}/T_{R,h})$=37.29 kW, $COP=1/(1-T_{R,e}/T_{R,h})$ =4.617, 证明 $T_{R,h}$ 确实是所论热泵的等价逆卡诺循环的等效热源温度, $T_{R,h}$ 大于实际的冷凝温度 T_3; 另外, 把各栏消耗的有效能相加, 有 $\sum \Delta E_i = w$ 的关系, 进一步说明等价热力变换分析法的正确性.

表 2 序号 2, 4, 6 为使用拟合(27)~(29)式计算的结果, 与对比序号 1, 3, 5 比较, 拟合式计算的性能系数平均偏差为 0.6%, 最大偏差 1.4%, 满足工程需求精度.

表 2 序号 5, 6 计算了蒸发温度改变为 T_e=288 K 的情况, 与环境温度相同的序号 1, 2 结果相比, COP 提升约 43%, 说明系统应当根据环境温度合理设计蒸发温度.

表 2 序号 7, 8 是压缩过程等熵效率 η_s=0.8, 风机功率 w_1=0.05 w 的结果. 此情况计算的 COP' 与实际热泵性能系数接近.

图 5 是表 2 第 7, 8 栏中各项有效能消耗率的表示图, 可以直观地获得不同工况下各个不可逆过程有效能损失情况.

6　结束语

1) 本文提出了一种等价热力变换分析法, 通过定义热力过程和循环的等效热力温度, 把实际不可逆循环的热力/热泵循环系统等价变换为简单的正/逆卡诺循环系统进行分析, 给出了描述内不可逆热泵

表 2　等价热力变换分析法使用的参数和系统性能分析结果

No.	$T_{R,e}$	$T_{R,a}$	$T_{R,23}$	$T_{R,w}$	$T_{R,h}$	T_0	$\Delta E_{e,a}$	ΔE_a	ΔE_w	$\Delta E_{23,w}$	ΔE_J	w	q_h	T_1	COP
1	273	294.23	329.53	306.52	348.47	298	10.624	1.729	4.786	11.689	8.463	37.29	172.18	273	4.617
2	273	294.23	329.53	306.52	348.46	298	10.624	1.729	4.592	11.883	8.462	37.29	172.18	273	4.617
3	273	278.31	329.53	306.52	348.47	281	2.2241	1.729	14.34	11.022	7.980	37.290	172.18	273	4.617
4	273	278.31	329.53	306.52	348.46	281	2.2241	1.729	14.34	11.021	7.976	37.286	172.18	273	4.618
5	288	294.23	328.78	306.52	339.47	298	3.067	1.794	4.588	10.866	4.708	25.02	165.05	288	6.594
6	288	294.23	328.47	306.52	338.62	298	3.075	1.799	4.588	10.724	4.484	24.67	164.97	288	6.690
	$T_{R,e}$	$T_{R,a}$	$T''_{R,23}$	$T''_{R,w}$	$T''_{R,h}$	T_0	$\Delta E_{e,a}$	ΔE_a	$\Delta E''_w$	$\Delta E''_{23,w}$	$\Delta E''_{ir,c}$	w''	w'	q''_h	COP'
7	273	294.23	330.78	306.52	367.34	298	10.624	1.729	5.045	12.94	16.275	46.613	48.48	181.5	3.744
8	288	294.23	329.63	306.52	352.34	298	3.067	1.794	4.762	11.676	9.982	31.282	32.52	171.13	5.262

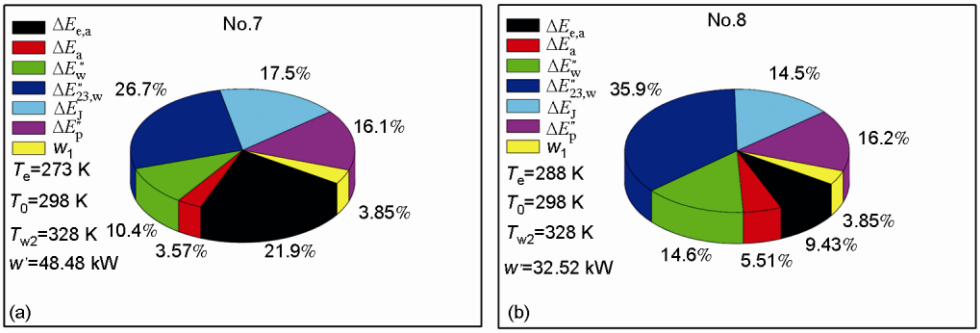

图 5　有效能消耗率图

(a) 表 2 序号 7 结果; (b) 表 2 序号 8 结果

理论循环和实际循环的等价逆卡诺循环的高温源温度 $T_{R,h}$ 和 $T''_{R,h}$ 的计算式.

2) 采用合并的 T_R-h 图和 T_R-q 图作为热力/系统性能分析和有效能消耗分析的工具图, 具有直观表示热力系统中多种物质的热量、功量交换和焓变化的特点, 易于计算出系统性能系数和各项有效能消耗.

3) 以热泵热水器和 R22 工质为例, 示范性给出了等价热力变换分析法中关键参数 $T_{R,h}$, q_h 和 $T_{R,23}$ 的拟合式, 展示了等价热力变换分析法作为热力/热泵系统变工况性能模拟和推算的良好前景.

参考文献

1 王补宣. 工程热力学. 北京: 高等教育出版社, 2011
2 施明恒, 李鹤立, 王素美. 工程热力学. 南京: 东南大学出版社, 2003
3 朱明善. 能量系统的㶲分析. 北京: 清华大学出版社, 1988
4 刘强, 段远源. 超临界 600 MW 火电机组热力系统的㶲分析. 中国电机工程学报, 2010, 30: 8–12
5 Bejan A. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite size and finite-time processes. J Appl Phys, 1996, 79: 1191–1218
6 Curzon F L, Ahlbom B. Efficiency of a Carnot heat engine at maximum power output. Am J Phys, 1975, 43: 22–24
7 陈林根, 孙丰瑞. 有限时间热力学理论和应用的现状. 物理学进展, 1998, 18: 404–422
8 陈金灿, 严子浚. 联合动力循环的有限时间热力学分析. 厦门大学学报, 1988, 27: 289–293
9 马一太, 段日强, 杨昭, 等. 变温热源制冷系统有限时间热力学分析. 工程热物理学报, 1993, 14: 353–356