

中国工程热物理学会

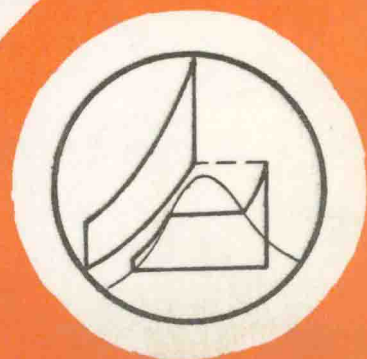
第七届年会论文集

第一分册

工程热力学与能源利用

一九九〇

南京



目 录

1. 焓分析及有限时间热力学	
能量系统焓分析的辩证法	李世武 1-1-1-6
管内流动热质传递的熵产	童钧耕 1-7-1-12
增压柴油机排气可用能及其传递过程的热力学分析	卢浩文 高桐生 1-13-1-18
不可逆卡诺热机的最小传热面积与效率和供热率间的关系	陈金灿 严子浚 1-19-1-22
另一种线性传热规律下卡诺机制冷机的最大 ER	陈丽璇 严子浚 1-23-1-28
三热源制冷机的有限时间焓经济最优性能	陈林根 孙丰瑞 陈文振 唐开元 1-29-1-32
不可逆卡诺热泵在给定热效率时的最小熵产	陈文振 孙丰瑞 陈林根 陈少棠 1-33-1-36
关于化学焓的几点思考	袁一 1-37-1-43
蒸汽管网中最佳流速的确定	王汝武 徐霞 1-44-1-49
I. 热机循环分析及节能	
以氨冷高温堆作为热源的氨气/氨水复合循环的热力学分析	余春平 陈丹之 2-1-2-6
氢氧联合循环分析	方钢 蔡睿贤 2-7-2-12
余热锅炉型联合循环性能潜力分析与超临界底循环初探	方钢 蔡睿贤 2-13-2-18
窄点设计法在功、热联合系统中的应用	谭周芳 刘咸定 2-19-2-24
热电联产中热电分摊比的合理确定	冯霄 钱立伦 蔡颐年 2-25-2-30
改进的多级闪蒸发发电系统的优化	夏金安 钱立伦 2-31-2-34
斯贝 SK15-HE 燃气轮机热电并供装置在石油化工工业中的应用	陈勇 2-35-2-41
除尘器的优化选择	顾念祖 张子馨 2-42-2-47
燃气轮机在乙烯装置中的应用	周汝良 2-48-2-52
中低温能源全流发电汽液两相螺杆膨胀机的泄漏损失	胡亮光 李学锋 薛慧军 2-53-2-58
Kalina 循环的研究与进展	严晋跃 马一太 吕灿仁 2-59-2-64
燃用变成分气体燃料燃气轮机发电机组动力透平试验性能的计算和讨论	赵秉增 2-65-2-70
匹配工艺炉的燃气轮机选择和热能系统分析	刘英哲 付文玲 2-71-2-78
能量系统的动态交互式决策系统	肖云汉 朱明善 王补宣 2-79-2-84

硅酸盐水泥烧成过程的非平衡热力学分析	王玉平 敖越 曾丹苓	2-85-2-90
我国石灰工业的节能	李惠民	2-91-2-96
III. 工质热物性		
混合物立方型状态方程的统计力学分析及混合法则的改进	徐忠	3-1-3-5
用具有变 ω 值通用对应态方程计算正烷烃类饱和蒸汽压	徐忠 刘尧固	3-6-3-11
化工机械实际气体焓变函数新关联式及其相关的相对焓分析法——三次维里型对比状态方程开发新途径	李斯特 李黎	3-12-3-17
利用微扰理论推算实际流体定容比热的一种改进	宋小明 赵冠春 郭健翔	3-18-3-23
燃烧产物绝热指数 K 的研究	彭拾义	3-24-3-32
分子的“双境模型”位能函数及其在第二维里系数计算中的应用	童景山 陈永奇 高光华	3-33-3-39
应用分子聚集理论计算含盐水溶液的渗透系数和活度系数	童景山 王少禹	3-40-3-45
混合工质泡点体积的推算	童景山 张亦文 王少禹	3-46-3-51
欠热沸腾时器内液体振荡的热力学理论(真空相变热水器欠热沸腾时不稳定性分析之二)	王克光 尚德敏 曾向东 朱兆青	3-52-3-57
P-R 方程新的混合规则与含超临界甲烷体系高压相平衡的预测	高光华	3-58-3-63
低温下风速、辐射和湿球直径对湿球温度的影响	赵玉珍 姜宝成	3-64-3-68
一个新的立方型状态方程	苏志军 严家驷	3-69-3-74
部分低沸点工质热力性质图表编制	严家驷 苏志军 李志旺	3-75-3-80
流动式气体比热实验台的建立	何志迈 胡素勤 朱强	3-81-3-86
IV. 制冷循环和替代制冷工质		
小轿车调制冷系统的模拟计算与分析	吕彦力 吴沛宜 马元	4-1-4-6
R22/R142b、R22/R152a 制冷循环分析	葛云亭 谭连城	4-7-4-12
低温区 R152a 饱和蒸汽压测定	阴建民 赵中友 郭建翔 谭连城	4-13-4-17
氟里昂 R22、R152a、R502 临界参数及汽液共存曲线的测定	王建 刘志刚 谭连城 阴建民	4-18-4-23
非共沸混合工质 R22/R142 替代 R12 的研究	刘小梅 吕灿仁 马一太	4-24-4-29
对臭氧层无破坏的电冰箱工质研究	阴建民 刘志刚 刘咸定	4-30-4-35
丙烷系氟里昂制冷剂的筛选	王建 刘志刚 谭连城	4-36-4-41

太阳能喷射式制冷系统热力循环分析——R11 和 H ₂ O 为工质的分析比较	侯德洋 王玲 孟海文	4—42—4—47
低位热能的制冷应用——氟里昂蒸喷制冷机的性能与特点	张小松 杨思文	4—48—4—54
再吸式氨水吸收式热泵实验分析与研究	杜桢 杨思文 张思群	4—55—4—54
无污染的 CFC12 替代物 HFC134a 的 PVT 试验研究	朱明善 傅屹东 韩礼钟	4—61—4—64
R500 制冷剂的热工性能试验研究	朱明善 韩礼钟 李立	4—65—4—69
非共沸混合工质 R22/R152a 替代 R12 的研究	马一太 吕灿仁 刘万福	4—70—4—75
吸收式热泵及其热力学和经济性分析	刘伯奇 Pieve Legoff	4—76—4—84
新的 HFC/34a 蒸气压方程	朱明善 吴江	4—85—4—91

能量系统的 η 分析辨识方法

李世武

(西北工业大学 706 教研室)

摘要

本文对能量系统的 η 分析辨识方法进行研究, 试图发展为一种实用技术, 使能量系统的改进, 在付出较小的代价下, 获得较大收益。

一、引言

能量系统通常由许多设备或环节组成。在对能量系统进行分析以揭示出用能效果不良的部位时, 若能找出系统的薄弱部位或环节, 并指出其出现的原因, 那么就能使系统的改进收到最佳的效果。因为只有抓住事物的主要矛盾即关键, 才能作到付出最小的代价, 获得最大的收益。

本文以文献[1]的工作为基础, 作进一步的探讨, 并试图发展为能量系统的 η 分析辨识技术, 为能量系统的分析与改进, 提供一种完备的实用方法, 以指导节能工作。

二、能量系统薄弱环节的辨识

能量系统可划分为若干个支系统, 支系统又可划分为若干个子系统, 子系统又由一些用能基单元或设备组成, 而用能单元或设备往往还联系着一些能量转换与利用环节。例如锅炉设备的用能效果, 与燃料的燃烧环节、传热环节、排烟环节及散热环节有关。系统如何划分, 以及划分的最低层次是否为环节, 取决于对问题研究的深入程度。系统划分的越细致, 得出的薄弱部位就越准确。系统的划分, 可以按照串并组合模式及并串组合模式进行, 也可以按照用能流程或结构划分。

设系统由 m 个单元组成, 每个单元联系着 n 个环节(不同的单元, n 值可能不同)。系统的 η 效率若以各环节的 η 损失系数为变量, 可使变量的类形数目下降为一类。则系统的 η 效率 $\eta_e = E^- / E^+$ 可表示为:

$$\eta_e = 1 - \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \Omega_{i,j} \quad (1)$$

其中, E^+ 与 E^- 为系统的输入 η (或代价 η)与有效输出 η (或收益 η)。 $\Omega_{i,j} = E_{i,j} / E^+$ 为 i 单元 j 环节的 η 损失系数, $E_{i,j}$ 为 i 单元 j 环节的 η 损失值。

对能量系统改进的效果, 表现在系统的 η 效率提高。对系统薄弱环节的改进, 在付出相同代价下, 比其它环节的改进要收益更大, 即系统 η 效率提高更多。由(1)式得:

$$\Delta \eta_e = \sum_i \sum_j \frac{\partial \eta_e}{\partial \Omega_{i,j}} \cdot \Delta \Omega_{i,j} = \sum_i \sum_j -\Delta \Omega_{i,j} \quad (2)$$

$$\frac{\Delta \eta_e}{\eta_e} = \sum_i \sum_j -\frac{E|_{i,j}}{E^-} \cdot \frac{\Delta \Omega_{i,j}}{\Omega_{i,j}} = -\sum_i \sum_j \gamma_{i,j} \frac{\Delta \Omega_{i,j}}{\Omega_{i,j}} \quad (3)$$

式中 $\gamma_{i,j}$ 为 $\Omega_{i,j}$ 的影响因子，它表示焓损系数变化 1% 时系统焓效率的变化率。显然，当系统各环节焓损系数变化率 $\Delta \Omega_{i,j} / \Omega_{i,j}$ 相等时，那个 $\gamma_{i,j}$ 最大的环节，对系统焓效率的变化率就影响最大。所以， $\gamma_{i,j}$ 最大的环节，可能作为系统的薄弱环节。

另一方面，系统的设立是有一定的目的，为达到此目的必须消耗一定的焓量，以取得一定的生产速率。焓损失在许多场合是过程推动力的代价，在一些场合，又受转换过程的约束，存在着固有的焓损失（例如，燃料的燃烧，存在固有的燃烧焓损失），设备的焓效率又常常依赖于技术经济水平，并非能达到理想的完善程度〔2〕。由（3）式

$$\gamma_{i,j} \cdot \frac{\Delta \Omega_{i,j}}{\Omega_{i,j}} = \frac{\Delta E|_{i,j}}{E^-} \quad (4)$$

可见， $\Delta E|_{i,j} / E^-$ 其实是 $\Delta E|_{i,j}$ ，反映环节焓损失的变化量。综合（3）式与（4）式，对系统焓效率的影响程度就不仅要看 $\gamma_{i,j}$ 的大小，更要看 $\Delta E|_{i,j}$ 的大小，它可反映环节用能效果改进的潜力，这个改进潜力，受过程及当前技术经济水平限制。

对于各单元即设备来说，由于联系着若干个环节，为了便于反映各环节的用能状况，并能体现其改进潜力，引入类似于 $\Omega_{i,j}$ 的一个指标 $\bar{\Omega}_{i,j}$ ，即：

$$\bar{\Omega}_{i,j} = E|_{i,j} / E^+ \quad (5)$$

式中， E^+ 为 i 单元的输入焓（或代价焓）。 $\bar{\Omega}_{i,j}$ 是以 i 单元的输入焓 E^+ 为参照基准的，反映 i 单元 j 环节的用能状况即 i 单元各环节焓损失的相对情况，称为 i 单元 j 环节的焓损系数。 $\bar{\Omega}_{i,j}$ 与 $\Omega_{i,j}$ 的参照基准不同，而 $\Omega_{i,j}$ 的参照基准是系统的总输入焓 E^- 。因为，设备作为用能的基本单元。相同的设备，在不同的能量系统中， $\Omega_{i,j}$ 值却不同，但 $\bar{\Omega}_{i,j}$ 却是相同的。这就是为了反映设备节能潜力，引入 $\bar{\Omega}_{i,j}$ 的必要性。

根据当前技术经济水平，国家企业可制定或规定同类设备的最低 $\bar{\Omega}_{i,j}$ 值，即 $\bar{\Omega}_{i,j}^*$ 。这样，i 单元 j 环节具有的在当前技术经济水平下的节能潜力，即改进潜力为：

$$\Delta E^*_{i,j} = E^+ (\bar{\Omega}_{i,j} - \bar{\Omega}_{i,j}^*) \quad (6)$$

通过能量系统的焓平衡计算，得出 E^+ 与 $\bar{\Omega}_{i,j}$ ，则对应得出一组各环节的改进潜力 $\Delta E^*_{i,j}$ ，那个 $\Delta E^*_{i,j}$ 最大的环节，即为系统的薄弱环节，因为它具有最大的改进潜力和保证技术实现，并且对系统焓效率的改进影响最大。

三、能量系统的熵分析辨识方法

1、能量系统的划分

能量系统按层次划分，划分的方式不限。层次的大小，取决于对问题研究的深入程度。

2、系统的熵平衡计算

通过测试或建立系统的数学模型，得出熵平衡计算所需的参数，完成熵平衡计算，得出系统各单元的输入熵 $E_{i,j}^*$ 及 $\bar{\Omega}_{i,j}, \gamma_{i,j}$ 。

3、确定对比标准 $\bar{\Omega}_{i,j}^*$

4、确定系统的薄弱环节

计算得出系统各环节的改进潜力 $\Delta E_{i,j}^*$ ，那个 $\Delta E_{i,j}^*$ 最大的环节，为系统的薄弱环节，其单元为系统的薄弱部位。

若没有 $\bar{\Omega}_{i,j}^*$ 作对比标准，则以 $\gamma_{i,j}$ 最大的环节为系统的薄弱环节，并探讨该环节是否还具有改进潜力。若没有改进潜力，进行 $\gamma_{i,j}$ 次最大的环节的讨论，并作为系统的薄弱环节。

5、薄弱环节的熵分析

对薄弱环节进行熵分析，找出发生熵损失的原因，以及减小熵损失的因素，提出减小熵损失的途径，并形成改进方案。改进方案以薄弱环节的改进为中心，可能涉及改变系统的结构工艺流程，也可能仅改变一些参数。

6、改进方案的技术经济论证

对系统薄弱环节的改进，可得到节约能源的效果，但需要改进费用。改进方案可能有若干个，通过技术经济分析，剔除技术上不能实现的方案，以及经济上不可行的方案（经济上不可行，即虽有节能效果，但改进费用过大，使在使用期内无经济效益），从技术经济可行的剩余方案中，优选出经济效益最佳的方案。

四、方法应用

现以一热电分产系统的设计方案为例，见图1，应用能量系统的熵分析辨识方法。

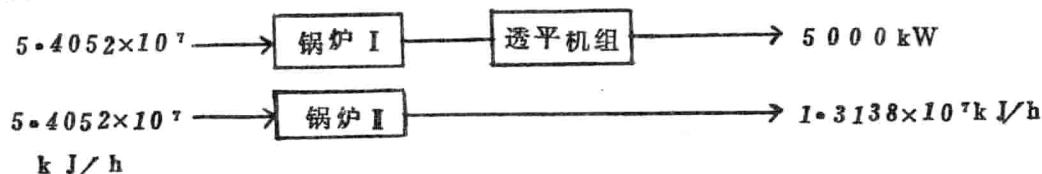


图1 热电分产系统

该系统划分为3个单元，锅炉I为发电锅炉、锅炉II为供热锅炉及透平机组。锅炉划分为四个环节，即燃烧、传热、排烟和散热环节，透平机组不再细划环节。系统各单元及环节的熵损失如下：

	锅 炉 I				锅 炉 II				透平 机组
	燃烧	传热	排烟	散热	燃烧	传热	排烟	散热	
	1.3054 $\times 10^7$ kJ/h	1.4729 $\times 10^7$ kJ/h	0.2108 $\times 10^7$ kJ/h	0.1568 $\times 10^7$ kJ/h	1.6497 $\times 10^7$ kJ/h	2.2286 $\times 10^7$ kJ/h	0.2108 $\times 10^7$ kJ/h	0.1676 $\times 10^6$ kJ/h	
$E_{I,j}$									5.997 $\times 10^6$ kJ/h

由此得出各单元或环节的 $\bar{Q}_{I,j}$ 及 $\gamma_{I,j}$ 如下

	锅 炉 I				锅 炉 II				透平 机组
	燃烧	传热	排烟	散热	燃烧	传热	排烟	散热	
	0.2415	0.2725	0.039	0.0029	0.3025	0.4123	0.039	0.0031	
$\bar{Q}_{I,j}$									0.2500
$\gamma_{I,j}$	0.4192	0.4730	0.0677	0.0050	0.5298	0.7175	0.067	0.0054	0.1927

若系统各单元或环节的对比标准为

$$\bar{Q}_{\text{燃}}^* = 0.2258$$

$$\bar{Q}_{\text{排}}^* = 0.039$$

$$\bar{Q}_{\text{透}}^* = 0.134$$

$$\bar{Q}_{\text{传}}^* = 0.2541$$

$$\bar{Q}_{\text{散}}^* = 0.0011$$

则各单元或环节的改进潜力 $\Delta E_{I,j}^*$ 为

	锅 炉 I				锅 炉 II				透平 机组
	燃烧	传热	排烟	散热	燃烧	传热	排烟	散热	
	8.4862 $\times 10^6$ kJ/h	9.9456 $\times 10^6$ kJ/h	0.0	0.9729 $\times 10^6$ kJ/h	41.458 $\times 10^6$ kJ/h	85.51 $\times 10^6$ kJ/h	0.0	1.0810 $\times 10^6$ kJ/h	
$\Delta E_{I,j}^*$									14.088 $\times 10^6$ kJ/h

由此看到, $\Delta E_{I,j}^*$ 最大的环节是锅炉 II 的传热环节, 所以系统的薄弱部位是锅炉 II, 系统的薄弱环节是锅炉 II 的传热环节。

对系统的薄弱环节即锅炉 II 的传热环节进行分析可知, 造成传热过程损失大的原因是, 传热温差较大。而减小传热过程损失的途径是提高锅炉被加热工质的温度和减小传热温差。由于热用户需低压蒸汽, 当将供热锅炉由低参数改为高参数后, 又需在热用户设置减压装置, 以满足热用户需要, 这是一个改进方案。另一改进方案是, 将发电锅炉和供热锅炉合并, 选用高参数和较大容量的锅炉, 并在热用户处设置减压装置。经技术经济分析, 后一改进方案技术经济性更好, 见图 2。

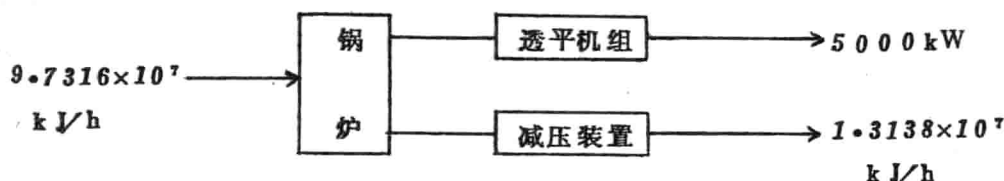


图 2 改进方案

对于图 2 的设计方案, 该能量系统的薄弱环节在哪里? 有无改进的可能呢? 再应用能量系统的焓分析辨识方法进行分析。

经系统焓平衡计算, 得出各单元或环节的焓损失 $E|_{i,j}$, 单元焓损系数 $\bar{\Omega}_{i,j}$ 和影响因子 $\gamma_{i,j}$ 如下:

	锅 炉				透平	减压
	燃烧	传热	排烟	散热	机组	装置
$E _{i,j}(\text{kJ/h})$	2.2002×10^7	2.4744×10^7	4.3794×10^6	0.1071×10^6	5.9997×10^6	9.0267×10^6
$\bar{\Omega}_{i,j}$	0.2261	0.2543	0.0450	0.0011	0.2499	0.4087
$\gamma_{i,j}$	0.7066	0.7947	0.1407	0.0034	0.1927	0.290

系统各单元或环节的对比标准 $\bar{\Omega}_{i,j}^*$ 不变, 增添减压装置的 $\bar{\Omega}_{\text{减压}}^* = 0.0$,

则减压装置的改进潜力 $\Delta E_{i,j}^*$ 即为减压装置的焓损失值 $E|_{\text{减压}}$ 。经计算得出各单元或环节的改进潜力 $\Delta E_{i,j}^*$ 如下:

	锅 炉				透平	减压
	燃烧	传热	排烟	散热	机组	装置
$\Delta E_{i,j}^*(\text{kJ/h})$	0.2920×10^5	0.1946×10^5	5.831×10^5	0.0	27.82×10^5	89.47×10^5

由 $\Delta E_{i,j}^*$ 值可知, 图 2 所示的能量系统其薄弱部位是减压装置。尽管锅炉传热环节和燃烧环节的焓损失比其它环节或单元的焓损失大, 而且它的影响因子 $\gamma_{i,j}$ 也同样如此, 但从当前技术经济水平来讲, 已没有什么改进了, 因此, 应把改进的重点放在减压装置上。

对减压装置进行焓分析可知, 造成焓损失的原因是蒸汽节流, 使高压蒸汽节流为低压蒸汽。由减压装置单元焓损系数的对比标准 $\bar{\Omega}_{i,j}^* = 0$ 可知, 要想使高压蒸汽的焓能充分利用, 最好的改进方案是去掉减压装置, 但这又与热用户要求低压蒸汽相矛盾。克服这个矛盾的改进方案是, 在热用户前设置一背压透平机组, 让高压蒸汽先通过背压透平机组做功, 乏汽供给热用户, 并去掉图 2 的减压装置。另一改进方案是, 选用大容量的透平机组, 做功后的背压乏汽供给热用户。由于透平机组受规格限制, 其背压乏汽的压力仍高于热用户要求, 因此还需在热用户处设置减压装置。这两个改进方案都可以节能, 经技术经济分析, 得出后一改进方案的技术经济性更好, 见图 3。对图 3 的设计方案, 是一热电联产系统, 其中锅炉燃烧、传热、排烟和散热的焓损失分别为 $2.076 \times 10^7 \text{ kJ/h}$ 、 $2.336 \times 10^7 \text{ kJ/h}$ 和 $0.1011 \times 10^6 \text{ kJ/h}$, 透平机组的焓损失为 $5.849 \times 10^6 \text{ kJ/h}$, 减压装置的焓损失为 $6.5984 \times 10^6 \text{ kJ/h}$, 该系统的焓效率 $\eta_e = 34\%$, 而图 1 所示系统的焓效率为 28.8% , 图 2 所示系统的焓效率为 32% 。对图 3 所示能量系统, 仍然可应用能量系统的焓分析辨识方法作进一步分析。

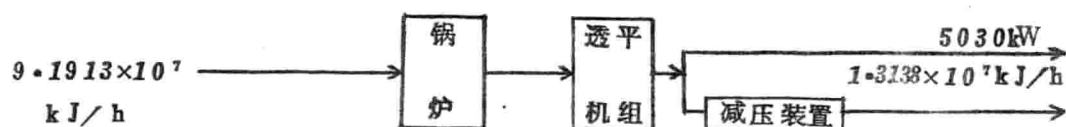


图3 第二次改进方案

从本例看出，各单元的 $\Delta E_{i,j}$ 损失系数，其对比标准 $\bar{Q}_{i,j}^*$ 不同，将影响改进的效果。对于薄弱环节进行 $\Delta E_{i,j}$ 分析，从而提出的改进方案，可以有許多个，其中可涉及对图2分析所得出的改进方案。当由 $\Delta E_{i,j}$ 得出的改进潜力均不大时，就应探讨对整个系统的全面改进，即工艺变更。

五、结束语

本文提出的能量系统的 $\Delta E_{i,j}$ 分析辨识方法，可作为企业开展节能工作的一实用方法，具有规范化和程序化的特点。对规划的、设计的和已有的能量系统均适用。对能量系统薄弱环节的改进，依赖于对系统工艺过程的理解和节能新技术的了解。本方法为国家制定能源利用导则以及提高能源利用率均有助益。

参考文献：

- [1] 朱明善：“能量系统两种基本组合模型的分析”，《工程热物理学报》，7，1986，1
- [2] 宋之平、王加璇：《节能原理》，水利电力出版社，1985年11月第一版，pp 87

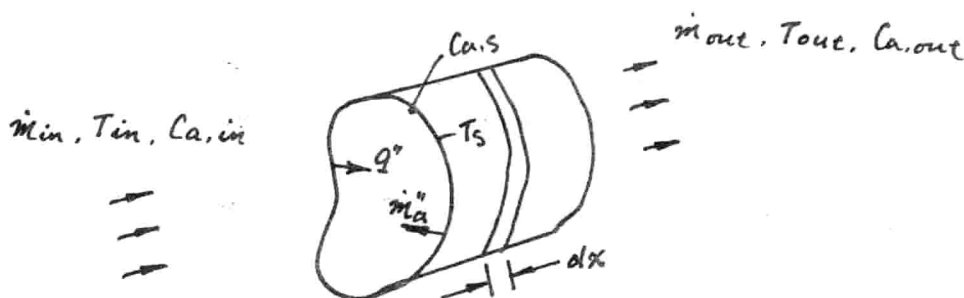
管内流动热质传递的熵产
上海交通大学 童钧耕

一、引言

进入80年代来,愈来愈多的学者运用热力学第二定律分析能量、质量及动量传输现象。他们除了研究不可逆的传输现象的熵产率^[1]、^[2],还尝试以熵产最小优化传热设备的运行条件^[3],用总熵增率作为换热器经济性评价指标^[4]。他们从单纯考虑对流传输问题中传热和粘性阻力的不可逆性扩大到同时考虑传质的不可逆性^[2]、^[5]、^[6]。本文运用不可逆热力学的基本概念,分析管内受迫流动同时进行热质传递过程的熵产,推导熵产率一般公式。

二、数理模型

考虑a物质的浓度为 $C_{a,i}$ 的主流体流经任意形状截面的通道,与壁面同时进行能量、质量和动量交换的过程(见图)。进入管段时流体的质流率为 $\dot{m}_{in}$,温度为 T_{in} 。



由于流体与壁面存在温差,主流体中组份a的浓度与壁面上组份a的浓度存在浓度差,因此这一过程是由温差、浓度差和速度差推动的能量、质量和动量传输的不可逆过程。

设单位壁面与主流体的换热率为 q'' (W/m^2)、质量交换率为 m_a'' ($kg/m^2 \cdot sec$)。据不可逆热力学的基本概念, dx 管段内熵产率可写为:

*—本文涉及的符号请参见符号表

$$ds_{gen} = \pi D (J_1 X_1 + J_2 X_2 + J_3 X_3) dx \quad (1)$$

式中 J_1 和 X_1 ($1=1, 2, 3$) 分别表示能量、质量和动量的流及推动能量、质量和动量传递的力。选择

$$J_1 = q'' + \dot{m}_a'' h_a \quad (7), \quad X_1 = -\Delta\left(\frac{1}{T}\right); \quad (2), (3)$$

$$J_2 = \dot{m}_a'' / M_a, \quad X_2 = -\Delta\left(\frac{\mu_a}{T}\right); \quad (4), (5)$$

$$J_3 = \tau, \quad X_3 = -\Delta\left(\frac{W}{T}\right), \quad (6), (7)$$

代入式(1)构成数学模型。

三、管内受迫流动同时进行热质传递时的熵产率

若混合流体可视作理想气体，并取定物性，则据文献〔8〕，组份 a 的化学位 μ_a 可写成：

$$\mu_a(T, P_a) = \mu_a^0(T) + R_m T \ln(P_a / P_0) \quad (8)$$

其中 μ_a^0 是组份 a 的标准化学位， P_a 是 a 的分压力。文献〔9〕指明 μ_a^0 是温度的函数：

$$\begin{aligned} \mu_a^0(T) = & \hat{C}_{p,a}(T - T_0) - \hat{C}_{p,a} T \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) + \hat{h}_{a,0} \\ & + T \hat{S}_{a,0} - T R_m \ln P_0 \end{aligned} \quad (9)$$

据理想气体的状态方程式，分压力 P_a 可写成：

$$P_a = C_a R_m T \quad (10)$$

把式(8)-(10)代入(5)，并把(2)-(7)式代入(1)式，沿管长积分，整理后得整个管长内熵产率的一般表达式：

$$\begin{aligned} \dot{S}_{gen} = & \pi D \int_0^L \left\{ (q'' + \dot{m}_a'' h_a) \left(\frac{1}{T_x} - \frac{1}{T_s} \right) \right. \\ & \left. + \dot{m}_a'' \left(C_{p,a} \ln\left(\frac{T_x}{T_s}\right) + R_a \ln\left(\frac{C_{a,s} T_s}{C_{a,x} T_x}\right) \right) + \tau_x \frac{W_x}{T_x} \right\} dx \end{aligned} \quad (11)$$

若过程中 $|T_s - T_x| \ll T_s$ 和 T_x ; $|C_{a,s} - C_{a,x}| \ll C_{a,s}$ 和 $C_{a,x}$, 把(11)式作泰勒展开, 忽略高价项, 近似得:

$$\dot{S}_{gen} = \pi D \left\{ \int_0^l \frac{q''}{T_x^2} (T_s - T_x) dx + \int_0^l \dot{m}_a'' R_a \left(\frac{T_s - T_x}{T_x} + \frac{C_{a,s} - C_{a,x}}{C_{a,x}} \right) dx + \int_0^l \tau_x \frac{W_x}{T_x} dx \right\} \quad (12)$$

据牛顿换热公式及热质传递的比拟关系,

$$T_s - T_x = \frac{q''}{\alpha_x}; \quad C_{a,s} - C_{a,x} = \frac{\dot{m}_a''}{M_a} \cdot \frac{1}{\alpha_{m,x}} \quad (13), (14)$$

剪应力 τ_x 可写成:

$$\tau_x = \frac{1}{2} \rho W_x^2 C_{f,x} \quad (15)$$

将式(13)-(15)代入式(12), 考虑到取常物性且通常 $\dot{m}_a'' \ll \dot{m}_{in}$, 故流体速度近似为定值, 因此式(12)可写成:

$$\dot{S}_{gen} = \pi D \left\{ \frac{1}{\alpha} \int_0^l \frac{q''^2}{T_x^2} dx + \frac{R_a}{\alpha} \int_0^l \frac{\dot{m}_a'' q''}{T_x} dx + \frac{R_a}{M_a \alpha_m} \int_0^l \frac{\dot{m}_a''^2}{C_{a,x}} dx + \frac{1}{2} \rho W^2 \bar{C}_f \int_0^l \frac{1}{T_x} dx \right\} \quad (16)$$

式中 $\bar{\alpha}$ 、 $\bar{\alpha}_m$ 和 $\bar{C}_f$ 分别是整个管长上的平均传热系数、平均传质系数和平均摩擦系数。

当 $\dot{m}_a''$ 趋向零时, 由(16)式可得单纯换热时熵产⁽³⁾, 若令 $q'' = 0$, 则可得绝热流动时传质及粘性不可逆造成的熵产。

四、简例

作为上述研究的应用, 下面导出光管内旺盛紊流, 流体与壁面同时进行热质传递且 q'' 和 $\dot{m}_a''$ 均为常数时熵产率计算式。

取 dx 微段为系统列出能量方程和关于组份 a 的质量守恒方程:

$$\dot{m}_x(h_x - h_{x+dx}) + \pi D(q'' + \dot{m}_a'' \bar{h}_a - \dot{m}_a'' h_{a, x+dx}) dx = 0 \quad (17)$$

$$\frac{\dot{m}_x M_a C_{a, x}}{\rho} + \dot{m}_a'' \pi D dx - \frac{\dot{m}_x M_a (C_{a, x} + dC_{a, x})}{\rho} = 0 \quad (18)$$

因为理想气体的 $h = C_p T$ 并考虑到 $\dot{m}_a'' \ll \dot{m}_m$, $\dot{m}_x$ 近似可取 $\dot{m}_m$, 忽略高价项后可得:

$$dT_x = \frac{\pi D q''}{\dot{m}_{in} C_p} dx; \quad dC_{a, x} = \frac{\pi D \rho \dot{m}_a''}{\dot{m}_{in} M_a} dx \quad (19), (20)$$

将(19)、(20)代入(16), 整理得:

$$\begin{aligned} \dot{S}_{gen} = & \frac{q'' \dot{m}_{in} C_p}{\bar{\alpha}} \left(\frac{1}{T_{in}} - \frac{1}{T_{out}} \right) + \frac{R_a C_p \dot{m}_{in} \dot{m}_a''}{\bar{\alpha}} \\ & \ln \frac{T_{out}}{T_{in}} + \frac{R_a \dot{m}_{in} \dot{m}_a''}{\bar{\alpha}_m \rho} \ln \frac{C_{a, out}}{C_{a, in}} \\ & + \frac{\rho w' \bar{C}_f C_p \dot{m}_{in}}{2 q''} \ln \frac{T_{out}}{T_{in}} \end{aligned} \quad (21)$$

若通道为光滑圆管, $l/D \geq 60$ 且流体温度与壁温相差不大时, 可取 $N_u = CR_e^m P_r^n$, 所以

$$\bar{\alpha} = \frac{CR_e^m P_r^n \lambda}{D}; \quad \bar{\alpha}_m = \frac{CR_e^m S_c^n Da}{D} \quad (22), (23)$$

及

$$\bar{C}_f = a R_e^{-b} \quad (24)$$

上述三式中 a 、 b 、 c 、 m 、 n 均为常数, 按 R_e 数、 P_r 数、 S_c 数范围及热流方向等选取不同值。将式(22) - (24)代入式(21)得:

$$\begin{aligned} \dot{S}_{gen} = & \frac{q'' \dot{m}_{in} C_p D}{CR_e^m P_r^n \lambda} \left(\frac{1}{T_{in}} - \frac{1}{T_{out}} \right) + \frac{R_a C_p D \dot{m}_{in} \dot{m}_a''}{CR_e^m P_r^n \lambda} \\ & \ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right) + \frac{R_a D \dot{m}_{in} \dot{m}_a''}{CR_e^m S_c^n D a \rho} \ln \left(\frac{C_{a, out}}{C_{a, in}} \right) + \end{aligned}$$

$$\frac{\rho w^b C_p a R_e^{-b}}{2q''} \ln \frac{T_{out}}{T_{in}} \quad (25)$$

式中, $w = \frac{4\dot{m}_{in}}{\pi D^2 \rho}$ 为管内流体流速;

$$T_{out} = \frac{\pi D q''}{\dot{m}_{in} C_p} l + T_{in}, \text{ 流体出口温度;}$$

$$C_{a,out} = \frac{\pi D \dot{m}_a''}{M_a \dot{m}_{in}} l + C_{in}, \text{ 出口处流体中组份 } a \text{ 的浓度.}$$

五、结论

由于传热传质及动量传递的不可逆性, 管内强迫流动流体与壁面进行热质交换时系统熵增加, 选择恰当的流和力可导得过程中熵产率表达式(16), 式中含 $\dot{m}_a''$ 趋向零时即为仅考虑传热和粘性阻力的不可逆性而引起的熵产率。作一些假设后由(16)式可导得一些特定条件下的熵产计算式, 据此可以熵产最小为目标, 导得设备优化运行参数。

参 考 文 献

1. 曾丹岑, 非平衡场中熵源强度的分布及最小熵产原理的应用, 工程热物理论文集—高校工程热物理第二届全国学术会议, 科学出版社, 1988.
2. D.Poulikakos and J.M.Johnson, Energy Vol.14, No.2(1988).
3. A.Bejan, Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow, Wiley, New York, NY(1982)
4. 倪振伟、焦芝林, 换热器的熵增算法与总熵增率, 中国工程热物理学会工程热力学与能源利用学术会议 1986.11
5. J.Y.San, W.M.Work and Z.Lavan, Energy vol. 12, No.6(1987)
6. J.Y.San, W.M.Work and Z.Lavan, Int.J.Heat Mass Transfer 30, 1359(1987).

7. 不平衡过程热力学, S. 威斯尼夫斯基, B. 斯坦尼斯捷夫斯基, R. 西马克合著, 陈军健等译, 高等教育出版社1988.10
8. D. Denbigh, The Principle of Chemical Equilibrium, 4th edn. Cambridge University Press. Cambridge (1981).
9. W.G. Vincenti and C.H. Kruger, Jr., Introduction to Physical Gas Dynamics. Wiley, New York (1965)

符 号 表

- a —准则方程中系数; P_0 —参考压力 (N/m^2);
 b —准则方程中系数; P_a —组份 a 分压力 (N/m^2);
 c —准则方程中系数; Pr —普朗特数 (ν/α);
 C_a —组份 a 的摩尔浓度 (mol/m^3); q'' —热流量 (W/m^2);
 C_f —摩擦系数 Re —雷诺数 ($\frac{WD}{\nu}$);
 C_{pa} —组份 a 的等压比热 ($J/kg \cdot K$);
 D —管径 (m); $\dot{S}_{gen}$ —熵产率 (W/K);
 D_a —组份 a 的扩散系数 (m^2/sec); T_0 —参考温度 (K);
 h —比焓 (J/kg); W —流体流速 (m/sec);
 l —管长 (m); α_m —传质系数 (m/sec);
 $\dot{m}_a''$ —组份 a 单位面积的传质率 ($kg/m^2 \cdot sec$); τ —剪应力 (N/m^2);
 M_a —组份 a 的分子量; μ_a —组份 a 化学位 ($J/mole$);
 $\dot{m}_{in}$ —通道入口流体质流率 (kg/sec); ρ —流体密度 (kg/m^3);
 R_a —组份 a 的气体常数 ($J/kg \cdot K$); Sc —史密特数 (ν/D_a);
 R_m —通用气体常数 ($J/mole \cdot K$); S_a —组份 a 的熵 ($J/kg \cdot K$);
 u_a —组份 a 比内能 (J/kg); α —传热系数 ($W/m \cdot K$);
 λ —导热系数 ($W/m \cdot K$); μ_a^0 —组份 a 标准化学位 ($J/mole$);

下标:

- 0 —参考状态; a —组份 a ; S —壁面值;
 x —局部值; in —入口; out —出口。

上标:

- $\wedge$ —每摩尔; $-$ —平均。

增压内燃机排气可用能及其 传递过程的热力学分析

卢浩义 高桐生
(西安交通大学)

摘要 本文着重探讨增压内燃机排气可用能的分析评价问题。提出了一种新的排气可用能评价参数“拟熵函数”及相应的“拟熵分析法”。通过分析计算和比较,证实了拟熵分析法的合理性。应用拟熵分析法,对 LR6100Z增压柴油机排气可用能进行了分析,为排气系统的优化设计指明了方向。

关键词: 排气可用能, 拟熵分析法, 增压内燃机

一、引言

最近几年,关于增压内燃机废气所含能量的可用性及可用能的传递问题,吸引着不少学者。因为,它关系到增压排气系统的优化设计问题。良好的排气系统,应保证废气传递过程其可用能损失尽量小。但对排气可用能及其传递过程,目前仍缺乏合理的评价标准和分析方法。

在一般热动力装置中广泛应用的熵分析法,并不适合增压内燃机排气可用能的分析。这一点在文献(1)~(3)中已有详细论述。为弥补熵分析法的不足,上述文献都进行了有益的探讨,并先后提出了几个排气可用能评价参数。即可用能(Availability) AP_0 , 涡轮功函数 W_{is} 和熵差函数 EDF。其实,这三个参数都是同一概念的不同表现形式,它们都等价于“等熵膨胀功”,以下用涡轮功函数(简称功函)代表之。

Winterbone(2)提出的功函及功函分析法与通常的熵分析法,其根本区别在于排气可用能的计算参考基准不同。熵分析法是以大气环境作为基准,而功函分析法是以不确定的虚拟基准态,即从某状态等熵膨胀到大气压力 P_0 时对应的气体状态作为基准。相对熵分析法而言,功函分析法可以较好地用于分析排气可用能及其传递过程,但它也有不足之处。首先,功函的定义依据的是一个等熵膨胀过程,这使其不再是状态参数;其次,在排气系统不同位置,功函的计算基准不同。因为,排气系统内任意两点气体的熵值不同,从这两点等熵膨胀到大气压力 P_0 时,对应的气体状态,即基准态就不同。因此,正如 Winterbone 指出的那样,“一种评价增压内燃机排气可用能的有效方法,依然有待发现”。

二、拟熵函数—拟熵分析法

众所周知,流动中的高温工质所具有的能量,包括可用能(或熵 Exergie) 和不可