

# 第 5 篇 热工学和流体力学

主 编	叶大均 (清华大学)
编 写 人	林兆庄 (清华大学)
	陈佐一 (清华大学)
责任编辑	王光大
	朱亚冠
	辛 宁



# 1 热 力 学

## 1.1 热力学的基本概念和定义

### 1.1.1 热力学体系

人为地划分出来作为热力学分析对象的那部分物体称为热力学体系，简称为体系。体系之外的物体统称为外界。体系和外界的分界面称为边界。体系分为闭口体系（也称控制质量）和开口体系（也称控制体积）两种。闭口体系在边界没有质量交换，而开口体系在界面处则有质量交换。边界可以是实际物体的界面，也可以是想象的界面。如图 5-1 所示（虚线代表所取的体系）。

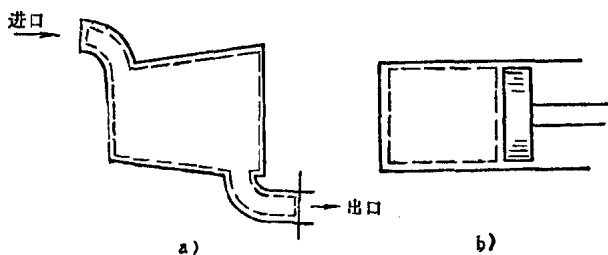


图5-1 热力学体系  
a) 开口体系 b) 闭口体系

### 1.1.2 热力状态和状态参数

热力状态是指工质所处的宏观热力状况。描述热力状态的物理量，称为状态参数。例如压力、温度、比容等等。

### 1.1.3 热力过程、可逆和不可逆过程

热力过程是指工质热力状态发生变化的过程。典型的热力过程有定温过程、定压过程、定容过程和绝热过程等。

可逆过程是指体系经过一系列热力状态变化之后（如图 5-2 中的

1-2过程),如果使它沿原来过程的逆向进行(如图5-2中的2-1过程),体系与外界都能恢复到原始状态而不留下任何痕迹的过程。这里实质上要求在功量交换时,体系与外界的压力无限小;在热量交换时,温差无限小,且不存在耗散效应(例如摩擦等)。不能满足这些要求的过程,称为不可逆过程。实际机器中的热力过程都是不可逆过程。

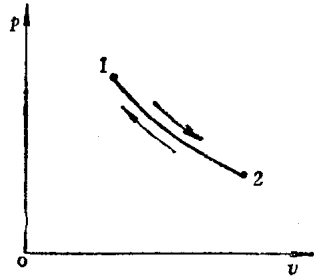


图5-2 可逆过程

#### 1.1.4 热力循环

从某一状态开始,经若干过程后又回到起始状态的封闭过程,称为热力循环。为了实现连续的功能转换,热力机械总是按照某种热力循环进行工作的。如果组成循环的所有过程都是可逆过程,则称可逆循环,否则称为不可逆循环。实际热力机械的循环都是不可逆循环。

### 1.2 热力学第一定律

热力学第一定律,是热力学领域中的能量转换与守恒定律。

存在有两种类型的热力过程:凡参与热力过程的工质处于宏观相对静止状态,该热力体系称为静止系,分析这类问题常采用闭口体系。凡参与热力过程的工质处于宏观流动状态,称为流动系,经常用开口体系来分析这类过程。相应地就有两种体系的热力学第一定律表达式。

#### 1.2.1 热力学第一定律的各种表达式

由于体系不同,热力学第一定律可以写于静止系或流动系上。对于工程问题,大都处于定常状态,其功可直接写出。这些表达式及其解释见表5-1。

#### 1.2.2 定常流动方程式在热工设备中的应用

对于大多数热工设备和机械,都可以看成处于定常态下工作,由于设备或机械任务不同,设计方法不同,故而表达方法也有差异(见表5-2)。

表5-1 热力学第一定律的表达式

体系	表 达 式	备 注
静止系 (第一解 析式)	$dq = du + dw \quad q = \Delta u + w$ $dw \leq p dv \quad w \leq \int p dv$ <p>(“=”用于可逆过程“&lt;”用于不可逆过程)</p>	$q$ —系统与外界交换的热量,系统接受热量取正值,排出热量取负值; $w$ —系统与外界交换的功量,系统对外界作功取正值,反之取负值。 $q, w$ 都是过程量,其数值与过程有关,故 $dq, dw$ 中的“ $d$ ”只表示微小变化而不代表全微分; $u$ —内能,指内热能,即分子运动动能和位能,是状态量,数值大小与过程无关, $du$ 是全微分
流动系 (第二解 析式)	$dq = dh + dw_T \quad q = \Delta h + w_T$ $dw_T \leq -v dp \quad w_T \leq \int -v dp$ $h = u + pv$ $dw_T = dw - d(pv) \quad w_T = w - \Delta(pv)$	$h$ —焓,是状态参数; $pv$ —稳定流动工质所具有的推进功; $w_T$ —技术功,工质作出的功有一部份转换为推进功后对外作出的可资利用的功; $w$ —膨胀功

(续)

体系	表 达 式		备 注
定常流 动能量方 程式	$dq = dh + \frac{d(c^2)}{2}$ $+ g dz + dw_i$ $dw = dw_T + d(\rho v)$ $= \frac{d(c^2)}{2} + g dz$ $+ dw_i + d(\rho v)$	$q = \Delta h + \frac{\Delta(c^2)}{2}$ $+ g \Delta z + w_i$ $w = w_T + \Delta(\rho v)$ $= \frac{\Delta(c^2)}{2} + g \Delta z$ $+ w_i + \Delta(\rho v)$	$c$ —工质宏观流动的速度 m/s; $g$ —重力加速度 m/s <sup>2</sup> ; $z$ —工质所处的相对高度 m; $w_i$ —机械功 $q$ 、 $w$ 、 $u$ 、 $h$ 的单位皆为 J/kg 或 kJ/kg

表5-2 定常流动方程式的应用

热工设备	能量转换关系式	适用条件	
喷管或扩压器	$\frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) = h_1 - h_2$ $\frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) = - \int_1^2 v dp$	$q = 0$ , $q = 0$ 可逆过程	工质的位能变化可以略去不计
锅炉或各类换热设备	$q = h_2 - h_1$	$w_T = 0$	工质的位能变化和进出口体系的动能变化可以略去不计
热机或压气机	$w_T = h_1 - h_2 + q$ $w_T = h_1 - h_2$ $w_T = - \int_1^2 v dp$	工质与外界有热交换 工质与外界绝热 ( $q = 0$ ) 可逆过程	

## 1.2.3 理想气体的可逆过程

理想气体可逆过程的热力计算, 见表5-3。

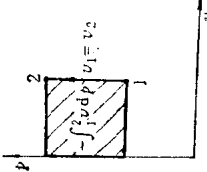
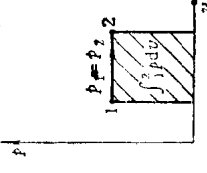
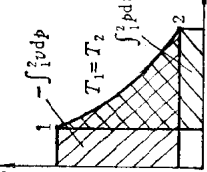
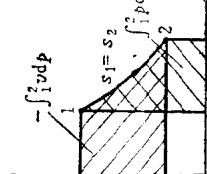
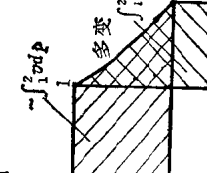
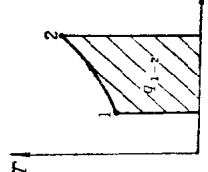
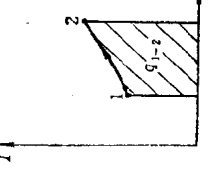
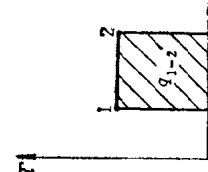
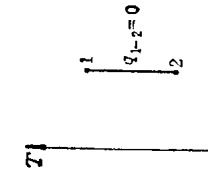
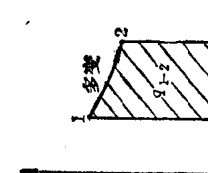
表5-3 理想气体可逆过程计算表

项 目	定容过程	定压过程	定温过程	定嫡过程	多变过程
过程指数	$\pm \infty$	0	1	$k$	$n$ (任意)
初终状态 之间关系 式	$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}$	$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}$	$\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1}$	$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} = \frac{v_1}{v_2}$	$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} = \frac{v_1}{v_2}$
$\Delta h_{1-2}$ kJ/kg	$c_p(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$	0	$c_p(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$
$\Delta u_{1-2}$ kJ/kg	$c_v(T_2 - T_1)$	$c_v(T_2 - T_1)$	0	$c_v(T_2 - T_1)$	$c_v(T_2 - T_1)$

(续)

项 目	定容过程	定压过程	定熵过程	定嫡过程	多变过程
$\Delta s_{1-2}$ kJ/kg	$c_v \ln \frac{T_2}{T_1}$	$c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$	$R \ln \frac{p_1}{p_2} = R \ln \frac{v_1}{v_2}$	0	$\frac{k-n}{n-1} c_v \ln \frac{T_2}{T_1}$
$w = \int_1^2 p dv$ kJ/kg	0	$p(v_2 - v_1)$ 或 $R(T_2 - T_1)$	$RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1}$ 或 $p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$	$\frac{RT_1}{k-1} \times \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$ 或 $\frac{RT_1}{k-1} \left( 1 - \frac{T_2}{T_1} \right)$	$\frac{RT_1}{n-1} \times \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$ 或 $\frac{RT_1}{n-1} \left( 1 - \frac{T_2}{T_1} \right)$
$w_T = \int_1^2 -v dp$ kJ/kg	$v(p_1 - p_2)$	0	$RT_1 \ln \frac{p_1}{p_2}$ 或 $p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1}$	$\frac{kRT_1}{k-1} \times \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$ 或 $\frac{kRT_1}{n-1} \left( 1 - \frac{T_2}{T_1} \right)$	$\frac{nRT_1}{n-1} \times \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$ 或 $\frac{nRT_1}{n-1} \left( 1 - \frac{T_2}{T_1} \right)$



<p><math>q</math> kJ/kg</p>	<p><math>\Delta u</math></p>	<p><math>\Delta h</math></p>	<p><math>RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1} - p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2}</math> <math>T(s_2 - s_1)</math></p>	<p>0</p>	<p><math>\frac{n-k}{n-1} c_v (T_2 - T_1)</math></p>
<p>示功图 (<math>p-v</math> 图)</p>					
<p>示热图 (<math>T-s</math> 图)</p>					

注：表中的比热容都假定为常量。

### 1.3 热力学第二定律及其运用

#### 1.3.1 热力学第二定律的表述

热力学第二定律的本质，在于确认自然界的实际过程都是单方面进行的不可逆过程，在以它组成的热力循环中，加给工质的热量不可能全部转换为机械功。

热力学第二定律最典型的表达式为

(1) 单热源热机是不存在的；

(2) 热量不可能自发地从低温物体转移到高温物体。

各种表述方法是等价的，可以互相转化的。

#### 1.3.2 卡诺循环及其热经济指标

由两个理想绝热过程和两个定温过程组成的可逆循环称为卡诺循环，见图5-3。

卡诺循环的热经济指标是热效率  $\eta_K$ ，为循环对外作功量和从热源吸入热量之比，即

$$\eta_K = \frac{W}{q_1} = \frac{|q_1| - |q_2|}{|q_1|} = 1 - \frac{|q_2|}{|q_1|} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (5-1)$$

式中  $q_1$ ——1 kg 工质从高温热源（温度为  $T_1$ ）所吸取的热量

$q_2$ ——放给低温热源（温度为  $T_2$ ）的热量

用热力学第二定律可以证明，不论采用何种工质，也不论机器的结构如何，工作在相同温限（ $T_1$  和  $T_2$ ）的一切热机，以卡诺机的热效率（ $\eta_K$ ）为最高，卡诺逆循环的制冷系数  $e_K$  也最大。这就是卡诺定理。

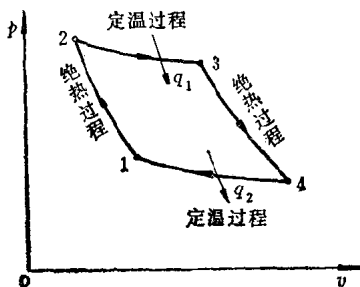


图5-3 卡诺循环

从式 (5-1) 可见，即使是卡诺循环，加给工质的热量

$q_1$ ，也不能百分之百地转换为机械功，因为  $\eta_K$  只能小于 1，这是  $T_2 \neq 0$  或  $T_1 \neq \infty$  的缘故。此外，如果  $T_1 = T_2$ ，则可得  $\eta_K = 0$ ，即单热源的

热机不可能实现热能转换为机械能，也就是说它是不可能实现的。

### 1.3.3 熵和熵方程

定义可逆过程中的

$$ds = dq/T \quad (5-2)$$

$s$  称为熵。对于任一可逆循环，有

$$\oint dq/T = 0$$

即  $\oint ds = 0$ ，故熵是状态函数，只取决于热力过程的起始状态，而与过程无关。

将 (5-2) 式改写为积分式后，有

$$q = \int_1^2 T ds \quad (5-3)$$

将过程绘出于图 5-4 所示。过程曲线下的面积代表该过程中工质与外界交换的热量，称为示热图。

对于不可逆过程，由于过程内部存在有耗散热，这部分热量引起了熵值的增加，故有

$$ds > dq/T \quad (5-4)$$

综合可逆过程的式 (5-2) 和不可逆过程的式 (5-4)，可得

$$ds \geq dq/T \quad (5-5)$$

克劳修斯分析论证了全部正向与逆向、可逆与不可逆的热力循环，得到这些循环，都应满足的克劳修斯不等式，即

$$\oint \frac{dq}{T} \leq 0 \quad (5-6)$$

式中，可逆循环取等号，不可逆循环取 < 符号。

式 (5-5) 和式 (5-6) 是为热力学第二定律的两个表达式。

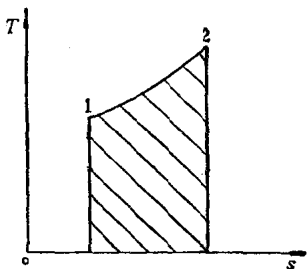


图5-4 T-s图(示热图)

熵方程用以表示经历一定的过程后，体系中熵的变化。

对于闭口体系，熵方程表达式为

$$ds = \frac{dQ}{T} + \frac{dQ_f}{T} = ds_f + ds_g \quad (5-7)$$

式中  $ds$ ——系统熵的变化； $dQ$ ——与外界交换的热量； $dQ_f$ ——不可逆因素造成的耗散热； $ds_f$ ——熵流； $ds_g$ ——熵产。

式 (5-7) 也可以写成

$$ds \geq ds_f = \frac{dQ}{T}$$

对于可逆过程，因为  $ds_g = 0$ ，所以取等号。

对于开口体系，熵方程表达式为

流入系统的熵 +  
系统的熵产 - 流出系统的熵 = 系统熵的变化

将图 5-5 中各项数值  
代入上述文字表达式，得

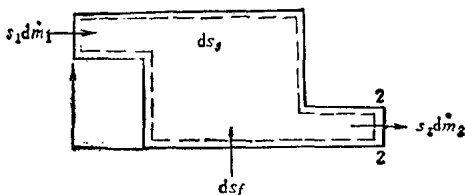


图5-5 开口体系熵方程示意图

$$(s_1 d\dot{m}_1 + ds_f) + ds_g - s_2 d\dot{m}_2 = ds$$

式中  $d\dot{m}_1$ 、 $d\dot{m}_2$ ——单位时间流入、流出系统的质量； $s_1$ 、 $s_2$ ——进、出体系时工质的比熵。

如果对时间积分并考虑到  $\Delta s_g$  总是大于零的数，故可以写作

$$\Delta s \geq \Delta s_f + s_1 \dot{m}_1 - s_2 \dot{m}_2 \quad (5-8)$$

对于稳定流动，则  $\Delta s = 0$ ，故有

$$\Delta s_f + \Delta s_g + s_1 \dot{m}_1 - s_2 \dot{m}_2 = 0$$

对于绝热流动，则有  $\Delta s = 0$ 、 $\Delta s_f = 0$ ，所以熵方程变成

$$\Delta s_g + s_1 \dot{m}_1 - s_2 \dot{m}_2 = 0$$

### 1.3.4 孤立体系的熵增原理

按照定义，孤立体系与外界之间不存在任何质量和能量的交换，即该体系的熵流  $\Delta s_f = 0$ 。那么孤立体系熵变化只能来源于体系中的不

可逆因素的耗散热。由于工质总是吸收了耗散热，故不可逆因素总是带来体系的熵增。所以孤立体系熵增原理可以表示为

$$\Delta S_I \geq 0 \quad (5-9)$$

式中，等式代表可逆的情况，而“>”表示不可逆的情况。

利用式(5-9)可以判断任意孤立体系的热力过程存在的可能性，因为孤立体系中出现熵减的热力过程是不可能进行的。

孤立体系中熵增就是该系统作功能力的损失，若以  $I$  表示作功能力的损失，单位为 J，则有

$$I = \Delta S_I \cdot T_0 \quad (5-10)$$

式中  $T_0$ ——环境的绝对温度

### 1.3.5 热力学温标

从卡诺循环的研究得知，不管利用什么工质，也不管热机的结构形式，总存在下列的关系式

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\theta(T_2)}{\theta(T_1)} \quad (5-11)$$

也就是说，卡诺循环的吸热量 ( $Q_1$ ) 和放热量 ( $Q_2$ ) 之比，是高温热源温度 ( $T_1$ ) 和低温热源温度 ( $T_2$ ) 的函数。只要选定了  $T_1$  和函数关系  $\theta$ ，那么，通过测量工作，在这两个热源之间，卡诺循环的  $Q_1$  和  $Q_2$  就可以求到  $T_2$ 。因此，在控制卡诺机的  $Q_1$  和  $Q_2$  情况下，可以得到完全相同的温度差值。显然，这时测得的温度与采用何种工质毫无关系。这种温标称为热力学温标（或称绝对温标）。开尔文选定  $\theta(T) = T$  得到开尔文温标。用 K 表示。目前以水的三相点作为定点温度，即水的三相点为 273.16 K。

由于卡诺机是无法实现的理想热机，因此热力学温标难于实际应用。但是它与理想气体温标是完全一致的。而后者可以通过对实际气体温度计加以适当修正后得到实现，所以最终可以用热力学温标来检定由通常的实用温标所测得的温度。

### 1.3.6 焓和焔

焓的定义为：当体系由一任意状态可逆地变化到与给定环境相平衡的状态时，理论上可以无限转换为任何其它能量形式的那部份能

量。

可无限转换的能量，系指理论上可以百分之百地转换为其它形式的能量。例如，机械能、电能、势能等。这种能量可以称为可用能，亦称“烟”。而热量、内能、化学能等能量，则属于可有限转换的能量。按照热力学第二定律，即使在理想的热力循环中，这类能量也只是一部分可以转换为机械功。还存在着不可转换的能量，例如环境介质的内能，尽管它具有相当数量的能量，但其中可以转换为可用能的部分为零，也就是说这种能量中的烟值为零。烟值为零的能量称为死。因此任何能量 ( $E_n$ ) 均由烟 ( $E_x$ ) 和死 ( $A_n$ ) 所组成，即

$$E_n \equiv E_x + A_n \quad (5-12)$$

从上述可见，烟反映了各种形态能量的转换能力，代表了能量中数量和质量相统一的部分。可作为对各种能量的动力利用价值的统一的度量标尺，而且是更为科学的标尺。

工质各类能量形态不同，因此它们的烟值表示方式也不同。

伴随过程吸入或放出热量相应烟值的变化，称为热量烟，以  $E_{x,q}$  表示之，为

$$E_{x,q} = \int_0^Q \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) dQ \quad (5-11)$$

式中  $Q$ ——系统吸入或放出的热量 J； $T$ ——热源的绝对温度 K； $T_0$ ——环境的绝对温度 K。

静止工质的内能烟，以  $E_{x,u}$  表示之，有

$$E_{x,u} = U + P_0 V - T_0 S' \quad (5-14)$$

式中  $U$ 、 $V$ 、 $S'$ ——工质的内能、占有体积和熵； $P_0$ 、 $T_0$ ——环境的压力、温度。

定常流动工质的焓烟，以  $E_{x,h}$  表示之，有

$$E_{x,h} = H - T_0 S \quad (5-15)$$

式中  $H$ 、 $S$ ——工质的焓和熵； $T_0$ ——环境的绝对温度。

### 1.3.7 热过程与循环的能量分析和烟分析

能量分析是基于热力学第一定律对热过程、热设备或热力循环所

作的热经济性分析。它从能量守恒的观点分析能量输入、输出、损失和转换各部分之间的数量关系，通常以各种效率为指标。熵分析则还要结合热力学第二定律，从熵的角度，分析熵的转移和损耗之间的关系。

以蒸汽动力循环为例，具体说明这两种分析方法。蒸汽动力循环装置及各处参数见图5-6。

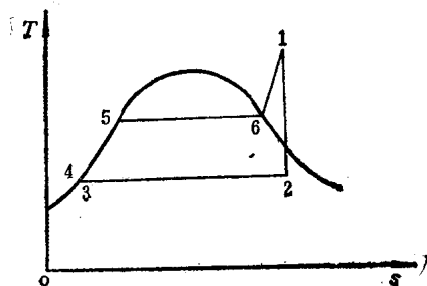
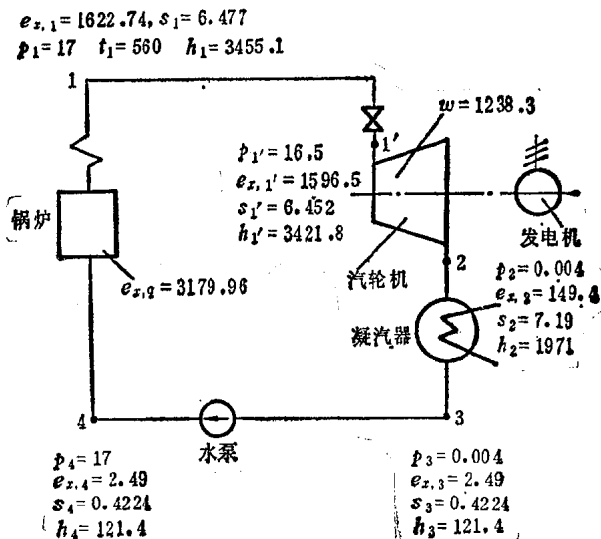


图5-6 蒸汽动力循环的能量和熵分析 (实例)  
 图中各物理量单位:  $w, e_x, h - \text{kJ/kg}$   $p - \text{MPa}$   
 $s - \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$   $t - ^\circ\text{C}$

表5-4 蒸汽动力循环的能量分析和烟分析

设备	能量分析法		烟分析法			
	效率	散热损失	输入烟 $e'_{x,1} \text{ kJ/kg}$	输出烟 $e_x \text{ kJ/kg}$	烟散失 $\Delta e_{x,1} = e'_{x,1} - e_x$	占总烟的份额 $\frac{\Delta e_{x,1}}{e_{x,1}} \%$
		份 额				
锅炉	$\eta_B = 0.9$	$1 - \eta_B = 0.1$	$e_{x,1} + e_{x4} = 3182.45$	1622.74	1559.71	49
管道	$\eta_P = 0.99$	$\eta_B(1 - \eta_P) = 0.009$	1622.74	1596.5	26.2	0.8
汽轮机	$\eta_T = 0.85$	0 (内部摩擦耗散热为工质所吸收, 未散失到外界)	1596.5	1238.3 + 149.4 = 1387.7	208.8	6.6
汽轮机机械耗散	$\eta_m = 0.98$	$\eta_B \cdot \eta_P \cdot \eta_T \cdot \eta_{TR} \cdot (1 - \eta_m) = 0.0067$	1238.3	1213.5	24.8	0.78
发电机损失	$\eta_G = 0.98$	$\eta_B \cdot \eta_P \cdot \eta_T \cdot \eta_{TR} \cdot \eta_m \cdot (1 - \eta_G) = 0.0066$	1213.5	1189.3	24.2	0.76
凝汽器		$\eta_B \cdot \eta_P \cdot (1 - \eta_T \cdot \eta_{TR}) = 0.554$	149.4	2.49	149.9	4.6
总计		$\eta_{TR} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_4} = 0.445$			67.63	62.54



各个热设备的效率以实际的工作效果与理论工作效果来定义，它们的具体数值为：锅炉效率  $\eta_B = 0.90$ ，汽轮机相对内效率  $\eta_T = 0.85$ ，管道热效率  $\eta_p = 0.99$ ，汽轮机机械效率  $\eta_m = 0.98$ ，发电机效率  $\eta_G = 0.98$ ，具体计算见表5-4。

由表可见，用焓分析方法得知，在整个蒸汽动力厂中，作功能力损失最大的设备是蒸汽锅炉，欲改善整个动力厂热经济性应从改善锅炉内燃烧及传热过程着手。相反，从能量分析方法可得出结论，最大的热损耗存在于凝汽器之中，虽则这个结论也是正确的，但凝汽器中的热损耗多数属于无作功能力的焓，从获得更大作功能力的角度分析，显然，焓分析法所获结论更能正确指明热设备或循环提高能源利用率的方

## 1.4 物质的热力学性质

### 1.4.1 热力学一般关系式

根据热力学第一定律和第二定律的两个表达式

$$du = Tds - pdv$$

$$dh = Tds + vdp$$

以及自由能  $f$ （亥姆霍兹函数）、及自由焓  $g$ （吉布斯函数）的定义

$$f = u - Ts$$

$$g = h - Ts$$

可得

$$df = -s dT - p dv \quad (5-16)$$

$$dg = -s dT + v dp \quad (5-17)$$

同时，由于  $u$ 、 $h$ 、 $f$  和  $g$  都是状态参数，其基本关系式应满足全微分条件，由此可得如下关系式，即

$$\left. \begin{aligned} \left( \frac{\partial T}{\partial v} \right)_s &= - \left( \frac{\partial p}{\partial s} \right)_v & \left( \frac{\partial u}{\partial s} \right)_v &= T = \left( \frac{\partial h}{\partial s} \right)_p \\ \left( \frac{\partial T}{\partial p} \right)_s &= \left( \frac{\partial v}{\partial s} \right)_p & \left( \frac{\partial u}{\partial v} \right)_s &= -p = \left( \frac{\partial f}{\partial v} \right)_T \end{aligned} \right\} \quad (5-18)$$