

# 液压熵与回热加热系统的微循环

张友山 (武钢自备电厂)

〔提要〕朗肯循环理论光凭一条下界限饱和线不便表达回热加热循环过程。本文提出了液压熵的概念,试图建立朗肯微循环理论,藉以描述超高参数下运行的热电厂中构成回热加热循环的每台设备的运行工况,以便对热力循环系统实行全面的监控。此外,还以水的物理特性参数表作为液压熵的实验依据,对液压熵的存在性进行了验证。

关键词 熵 兰金循环 加热系统

## 一. 朗肯微循环的任务

首先列举一个简单的蒸汽动力装置,来说明朗肯循环理论<sup>〔1〕</sup>。图1为该装置的系统图。

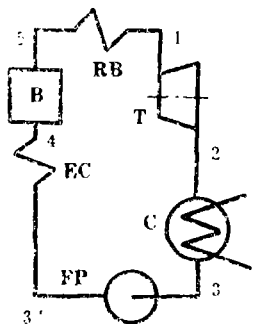


图1 蒸汽动力装置系统图

B锅炉; RB过热器; T汽轮机; C凝汽器;  
FP给水泵; EC省煤器

图2为本装置所对应的T-S图。图中3-3'为凝结水在水泵中绝热压缩; 3'-4为水在省

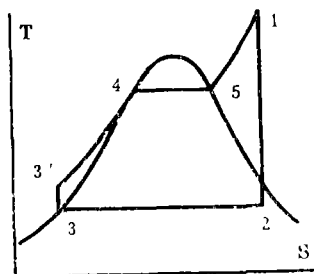


图2 朗肯循环T-S图

煤器中定压加热成饱和水。由于水的压缩性很小,水经泵加压后温度升高很少,故在T-S图上状态点3'极其接近3。同时水的定压升温线3'-4非常接近下界限饱和线。因此可以认为点3'与点3重合,3'-4与下界限饱和线重合。因此朗肯循环在T-S图上表示为1-2-3-4-5-1。

这种基本的蒸汽动力循环理论,是由英国人 Rankine 在1854年提出来的,他还来不及考虑回热加热的微循环就于1872年谢世了。现代热电厂都在超高参数以上运行,都

**【编者按】** Rankine 循环的理论是蒸汽动力热力循环的基本理论。作者在实际工作中发现,在超高参数下运行的热电厂中,机组容量越来越大,参数越来越高,机炉制约越来越密切,调节回路与监控参数越来越多。为了进行计算机控制,提出液压熵的概念,试图建立 Rankine 微循环理论,以便更详细描述回热加热的循环过程,为数据采集系统提供软件模型,将图象或字符显示在屏幕上进行人机联系,以加强对蒸汽动力循环系统的全面监测,使机炉间的协调控制达到更佳的经济效果。作者的努力是可取的。希同行专家和有兴趣的读者对这一理论进行评价和讨论。以达活跃学术、推进科技进步的目的。讨论稿请寄本编辑部。

普遍采用抽汽回热加热。因此给水回路则包括凝结水泵、低压回热加热器、疏水泵、除氧器、高压回热加热器、省煤器等。工质在这些设备中运行时、其热力参数的变化很大，如在水泵前后压力的变化在过程线上是不连续的；又如在传质换热（混合式换热）过程中温度的变化也不连续；各级加热器的换热并不均衡。很明显，光凭一条下界限饱和线无法表达回热加热循环系统中每台设备的工况。本文将提出液压缩的概念，试图建立朗肯微循环理论，藉以描述超高参数下运行的回热加热系统中每台设备的工况。

## 二、导出液压缩

以水泵为研究对象，建立工质流经水泵前后的能量方程。按开口系统来考虑，对于 1kg 工质而言，它的能量方程为<sup>[2]</sup>：

$$\Delta q = \Delta h + (C_0^2 - C_s^2)/2 + g(Z_0 - Z_s) + w \tag{1}$$

在 (1) 式中， $\Delta q$  为水泵传给工质的热量，对于绝热过程

$$\Delta q = 0 \tag{2}$$

$\Delta h$  为水泵进出口处工质的焓增，根据焓的定义表达式：

$$h = u + pv \tag{3a}$$

式 (3a) 中  $u$ 、 $p$ 、 $v$  分别为工质的内能、压力、比容。对式 (3a) 微分：

$$dh = du + d(pv) \tag{3b}$$

对于难于压缩的液体，其内能的分子位能可以认为不受比容的微小变化而改变。当温度一定时分子内动能也不改变，所以  $du = 0$ ，则

$$dh = d(pv) \tag{3c}$$

在超高压或超临界压力下，如果不忽略比容的变化，则有  $dh = pdv + vdp$ 。对该式求积

$$\Delta h = \int pdv + \int vdp$$

$$= \int_{v_s}^{v_0} pdv + \int_{p_s}^{p_0} vdp$$

根据积分中值定理：

$$\Delta h = p(v_0 - v_s) + v(p_0 - p_s) \tag{3d}$$

式中： $p_s$ 、 $p_0$ 、 $v_s$ 、 $v_0$  分别为水泵进、出口处的压力、比容。 $p$ 、 $v$  分别为状态从  $p_s$ 、 $v_s$  变到  $p_0$ 、 $v_0$  时的压力、比容的平均值。水泵前后状态参数的变化相对朗肯循环的全过程而言，其过程时间极短、中间状态只能以  $p_s - p_0$ 、 $v_s - v_0$  的连线表式。连线的平均值为：

$$p = (p_0 + p_s)/2, v = (v_0 + v_s)/2; \text{代入式(3d)}$$

$$\Delta h = (p_0 + p_s)(v_0 - v_s)/2 + (v_0 + v_s)(p_0 - p_s)/2 \text{ 化简为}$$

$$\Delta h = p_0 v_0 - p_s v_s \tag{3e}$$

在式 (1) 中： $(C_0^2 - C_s^2)/2$  为水泵进出口处动能的增量，为了减少管道阻力，水泵前后的流速是有限制的，实际速度不超过 3m/s。按最大值计算，设  $C_s = 0$ ， $C_0 = 3\text{m/s}$ ， $(C_0^2 - C_s^2)/2 \leq 4.5\text{J/kg}$ ，这个量对照式 (3e) 给出的超高压下焓的增量  $\Delta h$  来微乎其微，故忽略不计：

$$(C_0^2 - C_s^2)/2 = 0 \tag{4}$$

在式 (1) 中： $g(Z_0 - Z_s)$  为水泵进出口处位能的增量，水泵进出口处的高度差也是忽略不计的，即：

$$g(Z_0 - Z_s) = 0 \tag{5}$$

在式 (1) 中： $w$  为工质从水泵吸收的功。

将 (2)、(3e)、(4)、(5) 各式代入式 (1)，得

$$\Delta h + w = 0$$

$$w = -\Delta h = -(v_0 p_0 - v_s p_s) \tag{6}$$

式 (6) 中： $w$ 、 $h$  取 kJ/kg； $v$  取  $\text{m}^3/\text{kg}$ ， $P$  取 bar。则式 (6) 的计算式为

$$w = -100(v_0 p_0 - v_s p_s) \text{ kJ/kg} \tag{6a}$$

根据热功当量原理，功可以用相对应的热量来取代，而热量在 T-S 图上的值为  $T \cdot \Delta S$ ，

令  $w = T \cdot \Delta S$ , 即  $w = T(S_0 - S_s)$  代入式 (6a)

$$T(S_0 - S_s) = -100(v_0 p_0 - v_s p_s) \quad \text{kJ/kg} \quad (7a)$$

$$S_s - S_0 = 100(v_0 p_0 - v_s p_s) / T \quad \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \quad (7b)$$

$$S_0 = S_s - 100(v_0 p_0 - v_s p_s) / T \quad \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \quad (7c)$$

在式 (7) 中:  $S_s$  为水泵入口处温度为  $T$  时饱和水的熵。

$S_0$  为水泵出口处温度为  $T$  出口压力为  $p_0$  时过冷水的熵, 它就是本文所要推导的液压缩熵。水泵的进口参数  $P_s, V_s, S_s$  已知, 出口参数  $p_0$  已知, 通过  $p_0, T$  可以查出  $v_0$ 。设  $p_0$  为某一常数, 则可以在  $T-S$  图上饱和下界限左侧的液化区作出各种  $p_0$  相对应的等压线, 如图 3 所示。图中等压线的间距扩大了 10 倍, 以便清晰醒目。再回顾图 1 所示的蒸

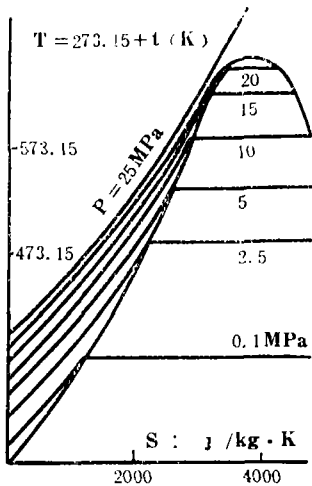


图 3 液态区的等压线

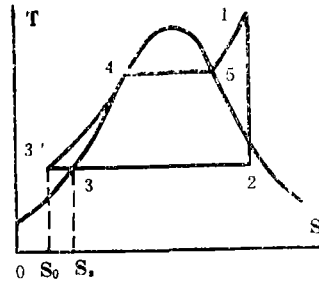


图 4 利用等压线表示的  $T-S$  图

汽动力循环, 有了液化区的等压线后它的  $T-S$  图应为图 4 所示。图 4 与图 2 的区别在于: 3-3' 以定温压缩取代了绝热压缩, 但是并没有排除 3-3' 同时也是绝热过程 (式 (2) 中  $\Delta q = 0$ ), 因为不可逆绝热过程的熵是可能变化的, 所以液压缩熵所引起的  $\Delta S \neq 0$  是符合熵增原理的。液压缩熵的出现使得  $T-S$  图上多出了 3-3'-4 的能量, 同时也多出了 3-3'- $S_0-S_s$  所表示的泵功  $w = T \cdot \Delta s = -\Delta h$ , 负号表示工质获得能量。

### 三、回热加热系统的微循环

使用朗肯微循环理论描述发电机组抽汽回热加热循环系统的运行工况是本文的任务。以武钢自备电厂拟建的 N200-12.57 (130)/535/535 型机组为例来说明之 [3]。

此机组回热抽汽共八级, 即“三高四低一除氧”如图 5 所示。

抽汽回热加热系统的微循环如图 6 所示。

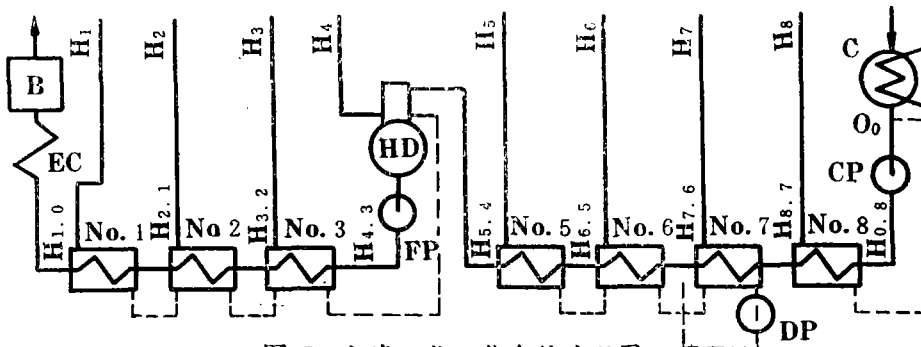


图 5 抽汽回热加热系统流程图

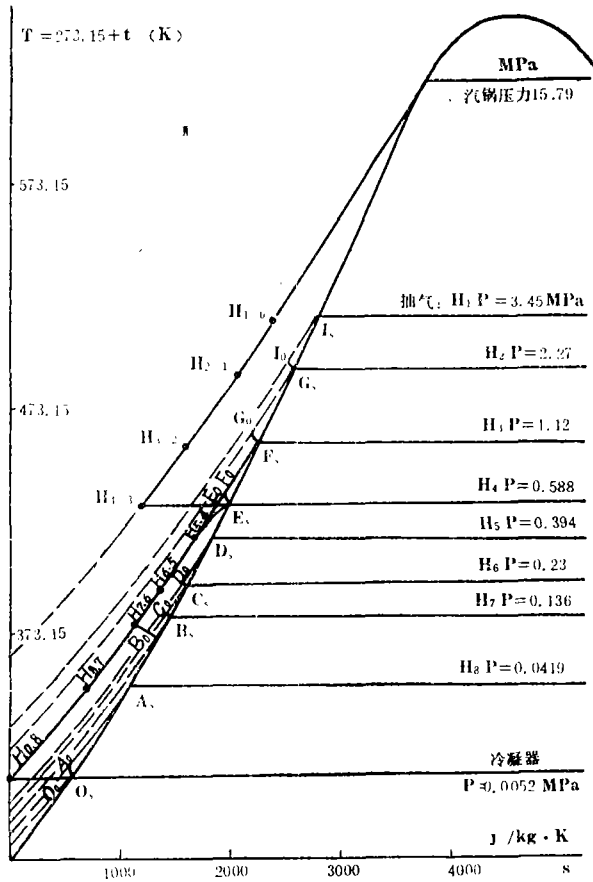


图 6 抽汽回热加热系统的微循环

图中：冷凝器的汽在  $O_0$  点凝结，如不忽略凝结水的过冷，则进入凝结水泵的状态为  $O_0$ ，凝结水泵  $CP$  出口为  $H_{0.8}$ ，主凝水进入低压加热器逐级加热。

第八级抽汽  $H_8$ ，经 №8 加热器放热，在其间凝结于  $A_8$ ，继续放热流出 №8 加热器，疏水沿  $A_8 O_0$  流入冷凝器汇入主凝水，进入凝结水泵  $CP$ 。第五、六、七级抽汽  $H_5$ 、 $H_6$ 、 $H_7$  分别流经 №5、№6、№7 加热器冷却，在其间凝结于  $D_5$ 、 $C_6$ 、 $B_7$ ，继续放热流出各自对应的加热器，沿  $D_5 D_0 C_6 C_0 B_7 B_0$  进入下一级加热器放热，于  $B_0$  点经疏水泵  $DP$  打入 №6 与 №7 加热器间的联管。主凝水与各级抽汽的疏水汇合，从 №8 到 №5 加热器逐级接受各级抽汽加热而升温。途经各级加热器的进出口为等压线上的  $H_{0.8}$ 、 $H_{8.7}$ 、 $H_{7.6}$ 、

$H_{6.5}$  和  $H_{5.4}$  再沿  $H_{5.4} E_5$  进入除氧器  $HD$ 。

第一、二、三级抽汽  $H_1$ 、 $H_2$ 、 $H_3$  分别流经 №1、№2、№3 加热器冷却，在其间凝结于  $I_3$ 、 $G_2$ 、 $F_1$ ，继续放热流出各自对应的加热器，疏水沿  $I_3 G_2 G_0 F_1 F_0$  流经下一级加热器混合放热，再沿  $F_0 E_1$  进入除氧器  $HD$ 。

第四级抽汽  $H_4$  直接进入除氧器  $HD$ ，与各级疏水或冷凝水进行传质换热。 $E_4$  为  $HD$  中的汽水分界面的状态。考虑到  $HD$  对给水泵  $FP$  的落差以  $E_0$  表示  $FP$  的进口状态， $FP$  将凝结水从  $E_0$  泵入高压加热器，沿 №3、№2、№1 加热器逐级接受各级加热器的加热而升温，途经各级加热器的进出口为等压线上的  $H_{4.3}$ 、 $H_{3.2}$ 、 $H_{2.1}$ 、 $H_{1.0}$ ，直到省煤器  $EC$ ，从而完成回热加热系统的朗肯微循环。

本文在探讨微循环的时候，没有顾及到排污扩容、轴封汽水损失、散热损失、补充水、加热器阻力与管道阻力、水泵效率、蒸汽冷却器等的循环状况，这些状况在微循环中是有可能表达出来的，只是为了突出问题的本质才省略了它。

当代机组的发展，趋向于容量越来越大，参数越来越高，机炉制约越来越密切，调节回路与监控参数越来越多，只有计算机控制技术才能适应其发展。朗肯微循环理论能为数据采集系统提供回热加热循环的软件

模型，将图象或字符显示在屏幕上进行人机联系，将有可能对蒸汽动力循环系统进行全面的监测，或许会使机炉间的协调控制达到更佳的经济效果。

#### 四、液压熵存在性的验证

从水的物理特性表<sup>[4]</sup>中，通过已知的冷水温度和压力可以查出冷水熵，下面将冷水熵作为液压熵的实验依据，对液压熵的存在性进行验证。以表1、表2、表3为例说明之。

表 1  $t = 100^{\circ}\text{C}$ 时的状态参数

饱和水	$P_s$ (MPa)	$v_s$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	$S_s$ ( $\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$ )	$t = 100^{\circ}\text{C}$	$T = 273 + t = 373\text{K}$	
	0.10133	0.001047	1.3096	(7c) 式	$S_0' - S_0$	$(S_0' - S_0)/S_0'$ 的
	$P_0$	$v_0$	$S_0'$	求液压熵 $S_0$	的差值	相对差值%
冷	5	0.001041	1.3030	1.2900	0.0130	1.0
	10	0.001039	1.2992	1.2793	0.0199	1.5
	16	0.001036	1.2946	1.2672	0.0320	2.4
	20	0.001034	1.2916	1.2511	0.0405	3.1
水	25	0.001031	1.2997	1.2380	0.0516	4.0
	30	0.001029	1.2843	1.2244	0.0599	4.7

表 2  $t = 160^{\circ}\text{C}$ 时的状态参数

饱和水	$P_s$ (MPa)	$v_s$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	$S_s$ ( $\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$ )	$t = 160^{\circ}\text{C}$	$T = 273 + t = 333\text{K}$	
	0.61804	0.001102	1.9425	(7c) 式求	$S_0' - S_0$	$(S_0' - S_0)/S_0'$ 的
	$P_0$	$v_0$	$S_0'$	液压熵 $S_0$	的差值	相对差值%
冷	10	0.001095	1.9315	1.9188	0.0127	0.7
	14	0.001093	1.9269	1.9088	0.0128	0.9
	20	0.001089	1.9203	1.8938	0.0265	1.4
水	25	0.001086	1.9148	1.8814	0.0334	1.7
	30	1.001082	1.9095	1.8691	0.0404	2.1

表 3  $t = 300^{\circ}\text{C}$ 时的状态参数

饱和水	$P_s$ (MPa)	$v_s$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	$S_s$ ( $\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$ )	$t = 300^{\circ}\text{C}$	$T = 273 + t = 573\text{K}$	
	8.5917	0.001404	3.2559	(7c) 式求	$S_0' - S_0$	$(S_0' - S_0)/S_0'$ 的
	$P_0$	$v_0$	$S_0'$	液压熵 $S_0$	的差值	相对差值%
冷	16	0.001347	3.2245	3.2372	-0.0129	0.1
	20	0.001361	3.2095	3.2294	-0.0199	0.6
	25	0.001345	3.1922	3.2183	-0.0216	0.8
水	30	0.001332	3.1763	3.2072	-0.0309	0.97

表中： $S_0'$ 为从物性表中查出的冷水熵； $S_0$ 为式(7c)求解的液压熵

表1是低参数的例子,当冷水温度低于 $100^{\circ}\text{C}$ 、压力低于 $5\text{MPa}$ 时,其相对差值小于1%。压力升高,相对差值增加。 $P_0 = 30\text{MPa}$ 时,相对差值达4.7%。

表2是与给水回路的参数比较接近的例子,在超高压下( $P_0 = 14\text{MPa}$ )其相对差值也低于1%,在超临界压力下,最大相对差值小于2%。

表3是接近临界参数的例子。在临界压力下, $S_0' - S_0$ 由正变负,不难设想:高于超高参数后存在着 $S_0'$ 与 $S_0$ 非常接近的区间,而本表的相对差值便小于1%。

#### 验证结果表明:

1. 冷水温度不变时, $S_0' - S_0$ 随冷水压力的升高而增加。
2. 冷水压力不变时, $S_0' - S_0$ 随冷水温度的升高而减少。

3. 在低温( $t < 100^{\circ}\text{C}$ )、低压( $P_0 < 5\text{MPa}$ )时, $S_0$ 很接近 $S_0'$ ,其相对差值小于1%。

4. 冷水温度高于 $100^{\circ}\text{C}$ 后,相对差值小于1%的冷水压力将随温度的上升而提高,冷水温度接近临界值后,其相对差值小于1%。

#### 参 考 文 献

- (1) 沈维道等编,工程热力学(第二版),高等教育出版社,1983
- (2) 邱信力等编,工程热力学(第二版),中国建筑工业出版社,1985,12
- (3) 清华大学热能工程教研室,热力发电厂,水利电力部出版社,1981
- (4) 庞麓鸣等编,水和水蒸汽饱和和简表,人民教育出版社,1982

## Hydraulic Entropy and Heat-Recovery Heating System Microcycle

Zhang Youshan

(Wuhan Iron & Steel Company, Power Plant)

#### Abstract

Since the Rankine cycle theory based only on a lower saturation boundary line cannot well express a heat-recovery heating cycle, a hydraulic entropy concept is presented in this paper in an attempt to establish a Rankine microcycle theory for describing the operation status of each equipment of the heat-recovery heating cycle in a heating and power plant operating under superhigh parameters, so that the whole thermal cycle system can be monitored in an all-round way. The paper also verifies the existence of the hydraulic entropy using the water physical characteristic parameters table as experimental basis for the hydraulic entropy.

**Key Words:** entropy, Rankine cycle, heating system