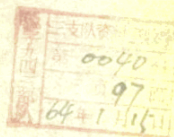


0915

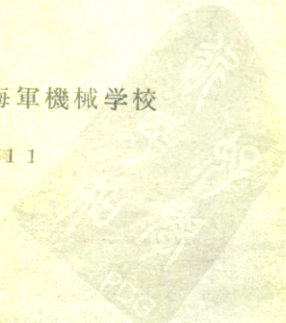


艦用蒸汽動力裝置原理及其 戰鬥使用講義

(第二章)

中國人民解放軍海軍機械學校

1959. 11



目 錄

第二章 蒸汽动力装置的基本原理及热綫圖

§ 2—1	蒸汽动力装置的实际郎肯循环, 实际循环与理論循环的区别	1
§ 2—2	回热循环	9
§ 2—3	蒸汽的再热循环	17
§ 2—4	蒸汽动力装置热力循环研究中的主要結論、已有装置保証 循环效率的方法	26
§ 2—5	蒸汽动力装置的最簡單热綫圖	27
§ 2—6	单級預热上水无多余蒸汽的第二类热綫圖	32
§ 2—7	具有背压式及凝汽式副机組的单級无多余預热上水的第二类热綫圖	35
§ 2—8	背压凝汽式綫圖中最有利的副机排汽背压的求法	38
§ 2—9	单級預热上水有多余加热蒸汽的第二类热綫圖	41
§ 2—10	单級預热第二类热綫圖的比較、簡單結論、带除氧器綫圖	44
§ 2—11	副机排汽預热上水和通入主机中間級作功的热綫圖	46
§ 2—12	用副机排汽进行兩級預热的綫圖	49
§ 2—13	装置功率与損耗的关系、管理上減少損耗保証功率或經濟性的方法	52
§ 2—14	热綫圖計算	57
§ 2—15	船用蒸汽动力装置的变工况性能	75

第二章 蒸汽动力装置的基本原理及热线图

蒸汽动力装置是一种热机。任何热机都是在特定条件下将燃料的能量转换为机械功的一种装置，因而它们都要解决热和功转换中的根本问题。船用蒸汽动力装置是在舰艇条件下实现能量转换的装置，因此存在于装置内部矛盾的诸方面，除去功率与损失外，还有可靠性、生命力、机动性等等。这在第一章中已经讨论了。

蒸汽动力装置是按一定的循环来实现热能转化的，因此研究其热力原理就应该从循环开始；研究在船用条件下各种循环如何解决效率与损失的矛盾；然后实现这些循环的热力线图是如何解决效率与损失的矛盾。掌握了这些基本原理后就可以进一步解决在已使用的船用装置中功率及损失的矛盾，这就为装置在战斗时发出最大功率打下了理论基础。

本章就是按上述程序展开的。

§ 2.1 蒸汽动力装置的实际即肯循环、实际循环与理论循环的区别

蒸汽动力装置是一种热机，在其中作功的工质是水蒸汽。根据热力学的研究可知：蒸汽的卡诺循环虽然具有理论上最高的循环热效率。但是实际上实现它是有困难的。因此，即肯循环便成为研究蒸汽动力装置的基础。然而，在研究即肯循环时我们总希望能将它向卡诺循环的方向改善以提高其效率。

即肯循环的 $T-S$ 图，如图 (2-1) 所示，其热效率可以按下式计算：

$$\eta_L = \frac{(I_0 - I_2) - A_0(p_0 - p_2)}{(I_0 - i_0) - A_0(p_0 - p_2)} \dots\dots\dots (2.1)$$

式中： I_0 、 I_2 各为蒸汽在进入主机前及膨胀終了时的焓，千卡/公斤，

i_0 为冷凝終了时凝水的焓，千卡/公斤。

v 为上水的比容, 公斤/米

焓差 $I_{10} - i_0$ 一般为

700 千卡/公斤, 而 Av ($p_{10} - p_2$)

值即使在高压装置

中也很少超过 2 千卡/公斤, 因

此在分母中的该项可略去而得:

$$\eta_z = \frac{(I_{10} - I_2) - Av(p_{10} - p_2)}{I_{10} - i_0} \dots\dots\dots (2.2)$$

对于用不高的初始蒸汽参数

的装置来说, 上述公式更可简化

, 即将分子中的 $Av(p_{10} - p_2)$ 项

亦略去不计。例如, 当 $p_{10} = 30$

绝对气压, $t_{10} = 450^\circ\text{C}$ 及 p_2

$= 0.1$ 绝对气压时, 上水泵所作

的功 $Av(p_{10} - p_2)$ 约为 0.7 千卡

/公斤。而此时主机所作的有效

功约为 250 千卡/公斤。可以看出上水泵功佔主机功的 0.28%。此装置的

循环热效率 η_z 为 38.3%。如果略去上水泵功, 所引起的误差约佔 0.1%。

计算热效率所要求的精确度一般为 0.1%。因此, 我们知道, 在高参数下, 水泵

的功应当考虑, 而低於 30 绝对气压时, 可以忽略水泵的功。此时, 式(

2.2) 即成为:

$$\eta_z = \frac{I_{10} - I_2}{I_{10} - i_0} \dots\dots\dots (2.3)$$

利用这个公式, 根据水蒸汽图表, 在已知蒸汽的初终参数后, 即可求出

循环热效率之值。

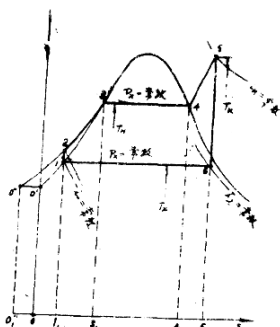


图 2.1 蒸汽机循环的 T-s 图

图 2.1

我們知道：要提高循环的效率就必须减少其损失，这可依靠提高进热温度和降低放热温度来达到。对即肯循环讲，提高进热温度包括提高其初温和初压，降低放热温度即是降低蒸汽压力，因此，即肯循环是沿着提高初参数和降低终参数发展的。

以实际例子来说明一下参数变化对循环效率的影响：当 $p_1 = 25$ 绝对气压， $t_1 = 340^\circ\text{C}$ ， $p_2 = 0.1$ 绝对气压时， $\eta_c = 32.6\%$ 。如果我们把蒸汽初温由 340°C 提高到 460°C 时， η_c 将为 34.3% 。因此，将蒸汽过热温度增高 120°C ，热效率即会增加 5.2% （对我们所举的例而言）。假如初温不变当 p_1 由 25 增至 60 绝对气压，则 η_c 为 36.5% ，循环热效率增加 11.9% 。如果同时提到初温和初压至 460°C 及 60 绝对气压时， $\eta_c = 38.1\%$ ，效率增加了 17% 。

终参数变化对循环效率影响也是很大的。例如当初温参数为 301.84°C 时， p_2 由 1 绝对气压降低至 0.1 绝对气压，循环效率可由 0.233 提高到 0.355 亦即增加了 49% ，然而降低 p_2 会使装置尺寸重量增加，这是不符合舰用汽力装置要求的。

效率的增加意味着每马力的耗油量减少了，即是舰艇在一定的续航力下可以减少燃油的装载，这对改善舰艇战技性能有显著的好处。

从热力学上我們还知道：对一定的初温，有相应的最合适的初压。一般舰用装置中它们的组合大致是：

29 绝对气压	$400 \div 420^\circ\text{C}$ ；
32 ÷ 35 绝对气压	$430 \div 460^\circ\text{C}$ ；
50 ÷ 60 绝对气压	$450 \div 500^\circ\text{C}$ ；
90 绝对气压	$500 \div 585^\circ\text{C}$ 。

当然这并不是绝对的，要根据具体情况来组合。

提高蒸汽初参数除了热力上的利益外，还在很大程度上影响了装置的

其他性能。例如工作可靠性、寿命、重量尺寸、个别机械的性能等等。这些影响中，有些是有利的；有些却很不利，我们将在设计一章内详细叙述，了解这些，对于管理高参数装置来说是必要的。但从发展来看，大功率的船用，汽力装置的蒸汽初参数仍有提高的趋势。

单纯从热力学角度研究即肯循环时，我们假定它们是在理想条件下完成的。当它们在实际条件下实施的时候，不但需要考虑由热力学第二定律所决定的热损失，而且也要考虑由于实际装置的工作与理想条件不符而产生的损失。

图 2·2 表示了汽力装置完全膨胀的实际循环的 T-S 图。从图上可以看出，这个循环与完全膨胀的理论循环有些不同，这是由要克服在动力装置各个部份中的阻力而产生的一系列能量损失。我们从蒸汽锅炉开始来讨论这些损失的性质。当蒸汽在过热器管中流动时产生了阻力，蒸汽压力从 p_{10} 降低到 p'_{10} 。

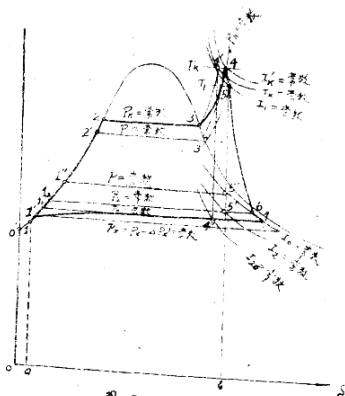


图 2·2
汽力装置完全膨胀的实际循环

图 2·2

但是它由过热器出来的温度仍保持予定的温度 T_{10} 。从过热器出来的蒸汽状态以点 4 表示。这一点是在等压线 p'_{10} 与等温线 T_{10} 相交点上。其蒸汽的焓 I'_{10} 比点 4' 的焓稍高一些。当蒸汽沿着管路从锅炉流到透平，蒸汽压力从 p'_{10} 降低到 p_1 。此外，由于蒸汽管路散热到外界，也同样使蒸汽温度 T_{10} 降低到 T_1 ，于是蒸汽进入透平的状态就是以点 5 来表示。点 5 是等压线 p_1 与等温线 T_1 的交点。相当於这个蒸汽状态的焓为 I_1 ， I_1 值略小于焓 I'_{10} ，但是可以认为蒸汽在主导管中的焓降可由过热器中焓的升高来补偿。因此在热焓图坐标中往往可以取 $I_1 \approx I'_{10}$ 。在图 [2.2] 上散热损失 $I'_{10} - I_1$ 是夸大了的，所以等焓线 I_1 与 I'_{10} 不重合。

蒸汽在透平机中的实际膨胀过程是伴随着各种能量损失，因此其焓值增加并为不可逆过程。蒸汽在膨胀終了时的状态便不是点 5' 而是在等压线 p_1 靠右的另一点 6，线 5~6 假想地表示了透平中蒸汽膨胀的过程，点 6 表示膨胀終了出透平最后一級后面的蒸汽状态。

当蒸汽从透平最后一級排出凝汽柜时部份能量损失於克服排汽管中的阻力。蒸汽在实际循环中膨胀終点的压力 p_2 就应高於凝汽柜压力 p_z ，而在理论循环中这两个压力是相同的。当蒸汽沿着排汽管流动时它的动能在等焓下转变为热量，这个过程用线 6~7 表示。点 7 是位於等焓线 I_6 与等压线 p_z 之相交点上，并表示进入凝汽柜时蒸汽的状态。在实际的循环中，凝汽柜的压力同样也是变动的。冷凝过程是从透平排汽管端在压力 p_z 时开始，而在凝水聚集端压力为 $p_z - \Delta p_z$ 时结束（ Δp_z 为凝汽柜的蒸汽阻力），凝水在冷凝終了的焓是由点 1' 决定，点 1' 是在等压线 $p_z - \Delta p_z$ 及饱和水线的相交点上；实际上在凝汽柜中凝水是有一定过冷的。因此进入锅炉中的上水温度比相应於冷凝終了压力 $p_z - \Delta p_z$ 时的饱和温度 T_z 低 Δt_c 。表示其状态的点是 1，其焓为 i_1 ，低於理论循环中凝水的焓，冷凝过程如线 7—1'—1 所示。

在实际循环中工质加热的过程用线 1—2—3—4 表示。与理论循环相比较我们可以看出热能转换为机械能的条件在实际循环中比理论循环来得差些。这可以由下面几点来说明：

一在实际循环中进入锅炉中的上水温度比在理论循环中低；

二在实际循环中进入透平的蒸汽温度及压力比理论循环中低；

三在实际循环中蒸汽膨胀终了的压力比理论循环中高。

所有这一切都说明了所加入热量的利用效果在实际循环中比在理论循环中低。在实际循环中透平机前工质初始参数的降低以及在透平机后压力的升高是由于在蒸汽主管中及排气管中的蒸汽运动阻力而产生，这样在实际循环中能在主机中作功的配置焓降（即总焓降）为面积 $1_1 - 2' - 3' - 5 - 5' - 1_2$ ，亦即等于 $H_a = I_1 - I_2$ 。而在理论循环中则为面积 $1_0 - 2 - 3 - 4' - 1_0$ ，其值为 $H'_a = I_{10} - I_2$ 。

H_a 值小于 H'_a ，比值 $\frac{H_a}{H'_a}$ 称为动力装置的管路效率，用符号 η_{mp} 表示。

$$\eta_{mp} = \frac{H_a}{H'_a} \dots\dots\dots (2.4)$$

$\eta_{mp} = 0.96 \sim 0.98$ 。根据过热器型式、工质参数，蒸汽管路的长度，蒸汽在管中的流速以及绝缘的好坏而定。研究汽力装置的实际循环除了考虑如何提高理论循环的效率外，还必须研究如何提高管路效率。

从图上我们还可以看出，在透平机中实际上利用了焓降是 $I_1 - I_2$ ，即 H_i （内焓降），而透平机的内效率 η_i 就等于 $\frac{H_i}{H_a}$ 。

管路效率的求法或者是按照母函数值求，或者根据一般统计资料取蒸汽在管路中的压降及焓降，再从 T—S 图上求出，也可以利用计算方法求出。下面介绍其中某些常用的方法。

一蒸汽在透平机排气管中的压降 $p_1 - p_2$ ，可以取蒸汽在管中流速 C_2

为 $80 \div 150$ 公尺/秒，与其相应的焓降则为：

$$\varphi_x = \frac{G_x}{(\phi \cdot 9158)^2} \text{ 千卡/公斤} \dots\dots (2.5)$$

式中 $\phi \sim \sim$ 系数等於 $0.8 \div 0.95$

根据 φ_x 、 p_x 值，已知蒸汽在透平机前的状态，便可求出 p_2 。如图(2.3)。

三蒸汽在蒸汽过热器中的压力降落，可以根据锅炉的流动阻力计算求得或按下列经验数值取：

对中压力蒸汽参数为 $8 \div 6$

公斤/厘米²。

对高压蒸汽参数 $8 \div 10$

公斤/厘米²。

三蒸汽在主导管中的压力降落(即过热器后至喷管前的压差)可按下列数值取：

对中压蒸汽参数为 $8 \div 6$ 公斤/厘米²。

对高压蒸汽参数为 $8 \div 10$ 公斤/厘米²。

或按下列公式计算：

$$\Delta p = 0.84 \times 10^{-5} \frac{1}{r_{cp} \cdot d_{Bn}} \Sigma Q^2 \text{ 公斤/厘米}^2 \dots\dots (2.6)$$

式中 r_{cp} $\sim \sim$ 蒸汽的平均单位重 公斤/米³；

d_{Bn} $\sim \sim$ 蒸汽导管的内径，米；

$Q \sim \sim$ 某蒸汽管段中的蒸汽流量，吨/时。

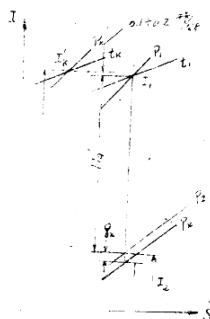


图2.3 蒸汽在汽轮机中的膨胀过程

图2.3

$l \sim \sim$ 該管段的实际長度加上局部阻力的等值長度，米。
局部阻力的等值長度可按表 1 取：

表 1. 局部阻力的等值長度

局部阻力名称	等值長度 (米)
弯管 (弯曲 90° $R \approx 3d$)	7.5
波形弯管 ($R \approx 2d$)	2.6
十字接头	11.8
三通管	3.0
闸	3.5
喇叭形弯管	4.2
波形膨胀接头 ($R \approx 2d$)	10.4
膨胀接头	2.1
閘門	1.0
隔离閘	15.0
止回閘	10.0
速关停汽閘	23.0

求出 Δp 之后便可在 $I-S$ 图上找出透平噴管閘前的压力 p_1 。然而蒸汽在节流过程的同时还有与外界空气的傳热存在。蒸汽傳給外界空气的热量根据一般的包有絕緣的园管热交换公式来計算。

$$Q = \frac{2\pi l(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\lambda_m} \frac{d}{d_n} + \frac{c}{a_m d}} \text{ 千卡/时} \quad \dots\dots\dots (2-7)$$

上式是簡化了的多层园管傳热公式；然而在实际計算中足夠准确。

式中： $d, d_n \sim \sim$ 絕緣的外、內徑；米；

$\lambda_m \sim \sim$ 絕緣材料的导热係数，千卡/米时 $^\circ\text{C}$ 。

$\alpha_M \sim$ 从锅筒表面到外界空气的散热系数, 千卡/米²·时·°C, 一般
 $\alpha_M \sim 11 \div 12$ 千卡/米²·时·°C。

$L \sim$ 蒸汽导管长度, 米。

$t_1, t_2 \sim$ 蒸汽及外界空气的温度, °C。

求出 Q 值后, 就可求出蒸汽对外界空气散热后所减少的焓值, 此值为:

$$\Delta i = \frac{Q}{1000G} \text{ 千卡/公斤} \dots\dots\dots (2.8)$$

式中 $G \sim$ 导管中蒸汽流量, 吨/时。

实际上, 在全工况时 Δi 值一般不超过 $0.1 \div 0.2$ 千卡/公斤, 在低负荷时, 由于 Q 值减小得很有限, 而 G 值却大大减小, 所以 Δi 可达 $1 \div 2$ 千卡/公斤。

已知蒸汽在主导管中的压降及焓降, 便可在 $I-S$ 图上找出蒸汽在喷嘴前的状态 p_1, t_1 , 如图 (2-8) 所示。

计算 Δp 及 Δi 在热核图计算中用得着。在管理中要使 Δp 最小可以使蒸汽按最短的导管流通及开满阀门 (特别是速关停汽阀) 两方面考虑。

2.3 回热循环

对船用汽力装置来讲, 由于可靠性生命力的性能非常重要, 不可能像陆用电站那样选用高超参数来解决循环效率与损失间的矛盾。因此就有必要研究不提高参数是否也有可能提高循环效率。人们的注意点首先集中在循环初终参数不变的条件下如何改善即肯循环使之接近卡诺循环。

从热力学研究可知, 工质的加热过程在即肯循环中是在不等流情况下进行的, 因此就使其远离卡诺循环, 不等流加热包括上进锅炉的水加热至沸腾及饱和和蒸汽加热至过热这段过程。由于过热蒸汽有一系列的优点, 所以我们并不去取消这段过程, 而是考虑如何使上入锅炉的水具有较高的温度以缩小水加热至沸腾的过程, 采取的办法就是利用在主机或付机中工作的蒸汽来预热上水, 这种循环就叫回热循环, 利用主机蒸汽进行回热的线图如图 (2-4), 部份

蒸汽的热量(包括汽化热)给了上水,进入凝汽柜的蒸汽量减少,因而被冷却水带走的热量就减少了,提高了循环的效率。

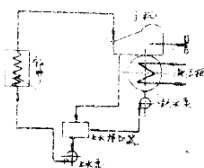


图 2-4

用于汽轮机运行的回热式
简单循环图

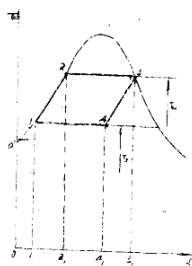


图 2-5

汽轮机运行时的极限回热式循环图

图 2-4

图 2-5

如果装置中具有无限多数目的抽汽点和上水预热器,而在每个预热器中上水温度提高得无限少,则循环将如图(2-5)所示,其效率可达卡诺循环的值(采用过热蒸汽不可能)。这叫做极限回热循环。

极限回热循环在实际上实现是不可能的。因为这样透平机就要做成无数个级和无数多个上水预热器。然而我们为了研究回热循环,却愿意把它作为典型型式。在理论上为了实现极限回热循环可以有不同的热线图。为了研究方便,我们举出了图(2-6)所示的热线图,它是具有无数多次抽汽和无数表面上水预热器的装置。当然也可以用混合式上水预热器。在后一种装置中多了无数个循环泵,如图(2-7)所示。

按图(2-7)所示的线图工作的回热循环的温熵图将如图(2-8)。由于在整个循环中工质的量在蒸汽膨胀过程及上水加热过程中是变数,故可用T-QS图来表示其循环,在此图上画有两条边界线:对于1公斤工质的曲线1及对于(1+W)公斤的工质曲线2。W是抽汽的量 1-2-3-4-1

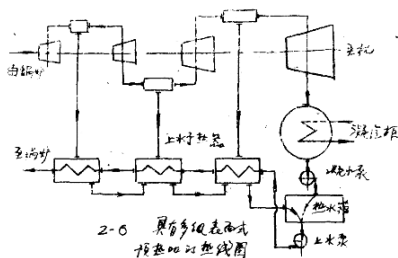


图 2 · 6

就是整个循环过程

我們知道，採用回热后循环效率将高於即背循环的，然而不同上水的預热程度对回热循环带来的好处究竟是多少，还值得进一步研究。要研究它們的关系，首先是从研究相对撤汽量开始。

假定：某一段时间由主机最后一級排出的蒸汽为 1 公斤，而在此期間为預热上水撤出的总蒸汽量为 W 公斤。設进入无限个預热器中的一个的蒸汽量为 d 公斤。此种单元表面式預热器示於图 (2 · 9) 中。

如果蒸汽的焓及熵以字母 I 及 S 来表示，而水的則以字母 i 及 s 表示則单元上水預热器的热平衡可写成

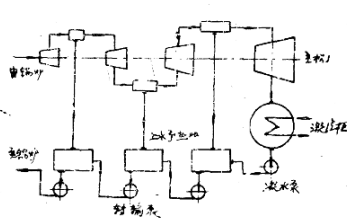


图 2-7 具有单元式预热器时的热网

图 2 · 6

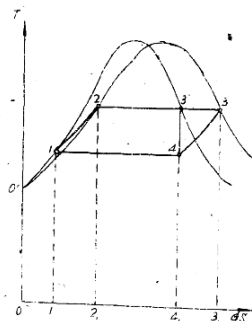


图 2-8 循环的 T-QS 图

图 2 · 8

下式：

$$(1+W)di = dW(I' - i)$$

式中： $d_i = i_{m+1} - i_m$ 在

经过单元预热器时上水预热无限小的增加量。把上公式移项：

便得：

$$\frac{d_i}{I' - i} = \frac{dW}{1+W} \dots\dots (2.9)$$

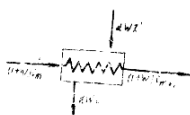


图 2.9

如果知道 $I' - i$ 与 d_i 之间的函数关系，则上式可以积分。为了求出此关系，我们来研究一下蒸汽在无限多级数的主机中的膨胀过程。此过程可假想的如图(2.10)。

设在撒汽点的压力为 p ，在 $p = \text{常数}$ 的等压线和蒸汽在主机中的实际膨胀过程线的相交点的热焓为 I' ，而在此压力下的凝水焓即为 i 。

以 X 来表示上水的预热度

$$X = \frac{i - i_0}{i_K - i_0} \dots\dots (2.10)$$

式中： i_0 ~ 凝汽柜中(压力为 p_K)的凝水焓；

i_K ~ 锅炉中(压力为 p_K)的饱和水焓。

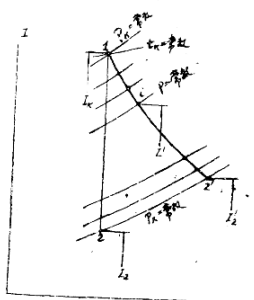


图 2.10

对 一定的锅炉及凝汽柜压力：焓差 $i_K - i_0$ 是一个常数，而焓差 $i - i_0$ 是随撒汽点的压力而变化，因此上水预热度 X 是在从 $0 \rightarrow 1$ 的范

圈内变动。

微分(2.10)式得:

$$d i = (i_k - i_0) dx \dots\dots\dots (2.11)$$

設 $y = i' - i$ 。如果能找到 y 与 預热度 x 之間的函数关系, 則式(2.9)就可以积分以求 W 值。

最方便的办法是选择不同的蒸汽压力 p 。从图(2.17)及蒸汽表上找出 i' 及 i 。这样即可求出 y 及 x 值, 以 y 及 x 为坐标, 可以画出 $y = f(x)$ 曲线, 图(2.11)即是一般透平机的 y 与 x 的关系曲线。

像图上所示的曲线可以用二次方程式来表示:

$$y = ax^2 + bx + c \dots\dots\dots (2.12)$$

这对于实际計算来讲已足够精确。因

此可以说 $y = f(x)$ 的关系已经求得。

方程式(2.12)中系数 a, b, c 如已知蒸汽在主机中的实际膨胀过程线是很容易求出的。这只需将几个特殊点代入解系数 a, b, c 的联立方程即可。

将式(2.12)及式(2.11)代入式(2.9)中, 得到:

$$(i_k - i_0) \frac{dx}{ax^2 + bx + c} = \frac{dW}{1+W} \dots\dots\dots (2.13)$$

把上式积分, 可得到在无限多个預热器中上木預热到預定預热度所需的蒸汽量的公式:

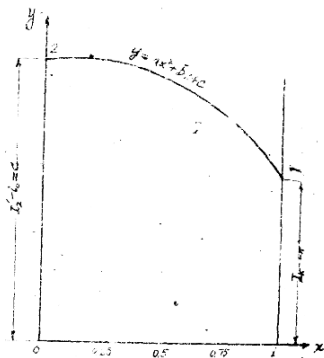


图 2-11 $y = f(x)$ 曲线

图 2.11

$$W = \left(\frac{bx + 2c + x\sqrt{b^2 - 4ac}}{bx + 2c - x\sqrt{b^2 - 4ac}} \right)^{\frac{1 + \sqrt{1 + 4c/b^2}}{2}} - 1 \dots (2.14)$$

比较一下回热循环的效率与郎肯循环效率，就可以求出预热到一定预热度的再生循环的经济效果。一般用相对节省量来表示这经济利益。

$$E = \frac{\eta_P - \eta_R}{\eta_P} \dots (2.15)$$

式中， η_P 、 η_R 为回热及郎肯循环的效率。

为了求出 E ，我们进行如下的推导：

$$E = 1 - \frac{\eta_R}{\eta_P} = 1 - \frac{\eta_R \cdot \eta_i}{\eta_P \cdot \eta_i}$$

式中， η_i 为主机内效率。

根据以前所讲过的概念，我们知道

$$\eta_R = \eta_i \frac{I_{10} - I_2'}{I_{10} - I_0}$$

$$\eta_P \cdot \eta_i = \frac{(I_{10} - i)(1+W) - (I_2' - i_0)}{(I_{10} - i)(1+W)}$$

$$\frac{I_{10} - I_2'}{I_{10} - I_0}$$

$$\text{因此：} \quad E = 1 - \frac{(I_{10} - i)(1+W) - (I_2' - i_0)}{(I_{10} - i)(1+W)}$$

$$= \frac{(I_{10} - i)(1+W)(I_{10} - I_2')}{(I_{10} - i_0)[(I_{10} - i)(1+W) - (I_2' - i_0)]}$$

$$\text{又因：} i = x(I_{10} - i_0) + i_0$$

经过一系列的演算，最后可得到：

$$\varepsilon = \frac{I_1' - i_0}{I_1' - i_0} \times \frac{W(I_1' - i_0) - Z(i_0 - i_0)(1+W)}{W(I_1' - i_0) - Z(I_1' - i_0)(1+W) + I_1' - I_1'} \quad \dots (2-16)$$

还需指出一点即是在导演 ε 的公式时假定了主机的效率在回热和即背循环中维持不变。

从公式 (2-16) 中可以看出：相对节省 ε 与许多因素有关。例如：相对撤汽量 W ；上水预热器 Z ；蒸汽及水的初终状态 I_1' ， i_0 ， i_1' 以及主机的内效率，因为它决定了 I_1' 值。

图 (2-12) 所示为理想回热循环中的相对节省随预热器而变化的曲线。三条曲线是对相同的蒸汽压力及相同内效率（且各级效率相等）的情况下，不同的初参数时作

出，曲线 1 是 $P_1 = 15$
绝对气压， $t_1 = 220^\circ\text{C}$
，曲线 2 是 $P_1 = 20$
绝对气压， $t_1 = 220^\circ\text{C}$
，曲线 3 是 5.3 绝对气压
， $t_1 = 450^\circ\text{C}$ 。

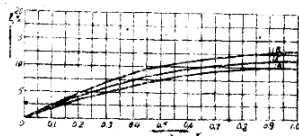


图 2-12
相对节省与预热器之比

图 2-12

由曲线分析可知：蒸汽初参数越高，相对节省的利益就越大以及在初温增加预热器时所获得的好处比预热器高时大。

我们知道：实际的主机是有一定的级数 Z 的，因此最多的撤汽数目只能是 $Z-1$ 。然而实际上所采用的撤汽数比这个值少得多，否则装置将会太复杂了。

回热装置除了纯粹的热力上的利益外，对透平装置来讲尚有一系列的优点：例如：前几级叶片的效率能提高；最后级的排出速度损失减少，以及最后几级蒸汽湿度的减少。