

# 《汽轮机原理》

## 第五章 供热式汽轮机

任课教师

胡丹梅

上海电力学院动力系

# 第五章 供热式汽轮机

- ❖ 能同时对外供电、供热的汽轮机称为供热式汽轮机（或者称热电联产汽轮机）。
- ❖ 安装有供热式汽轮机的电厂称为热电厂。
- ❖ 供热式汽轮机有背压式汽轮机和调节抽汽式汽轮机两大类：
  - ⊗ 背压式汽轮机排汽压力（背压）高于一个大气压力。
  - ⊗ 调节抽汽式汽轮机是将在汽轮机内作过功的蒸汽从某个中间级后抽出来供给热用户。根据热用户对用汽参数的不同要求，调节抽汽式汽轮机可以是单抽汽的，也可以是双抽汽的。
- ❖ 供热式汽轮机的供热参数一般有两种，即工业用汽和采暖用汽两种不同的参数。工业用汽的压力一般为  $0.8 \sim 1.3 \text{ Mpa}$  ( $8 \sim 13 \text{ a t a}$ )；采暖用汽压力一般为  $0.05 \sim 0.12 \text{ Mpa}$  ( $0.5 \sim 1.2 \text{ a t a}$ )。

# 第一节 背压式汽轮机

## 一、背压式汽轮机的特点

- ❖ 背压式汽轮机的任务是**供热**，同时**发电**。
- ❖ 背压机没有回热抽汽，也没有凝汽器。排汽全部送到热用户。因此，其**热经济性是最好的**。
- ❖ 背压机**排汽参数高**，**整机理想焓降小**。都采用喷嘴调节。调节级形式多为双列级。
- ❖ 由于整机理想焓降小，对于同功率大小的凝汽式汽轮机来说，背压机的**流量大**，相应各级通流部分的**几何尺寸就大**，**叶高长、部分进汽度大**。
- ❖ 背压机的初参数一般不会很高，多为中参数。排汽压力要根据热负荷的性质而定。**工业用汽**，压力一般为**0.8 ~ 1.3 Mpa**；**采暖用汽**，一般为**0.12 ~ 0.25Mpa**。

## 二，背压机热电负荷之间的关系

图5--1为背压式汽轮机装置示意图。新蒸汽进入背压机1膨胀做功后，排汽送到热用户4。由于无回热抽汽，进汽量等于排汽量。所以，当热负荷增大时，进汽量增大，发电功率增大；反之亦然。这就是说，背压机的发电功率要受供热量大小的限制，不能同时满足热、电两负荷的要求。因此，背压机常常和凝汽式汽轮机并列运行（如图4--1所示）。凝汽机2承担电负荷的变化，以满足电负荷的要求。

另外，当背压机出故障或者需要检修时，由减温减压器3向热用户供汽。

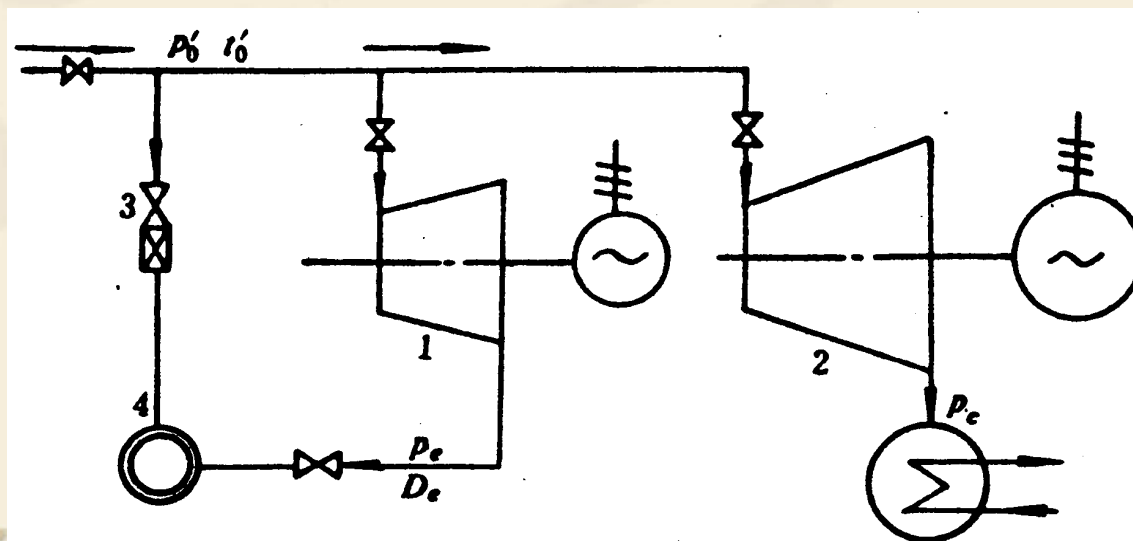


图5--1



### 三，背压机的工况图

- ❖ 对背压机进行变工况计算后，可绘制出它的汽耗特性曲线，如图5—2中b线所示。为了便于比较，在图中同时给出了功率和参数相同的凝汽机汽耗特性曲线c。
- ❖ 从图可见，背压机的汽耗微增率（b线的斜率）比凝汽机的大。这是因为背压机的背压高，

整机理想焓降小，所以要发出相同功率，则所需蒸汽流量就大。从而，背压机的空载汽耗量也比凝汽机的大。

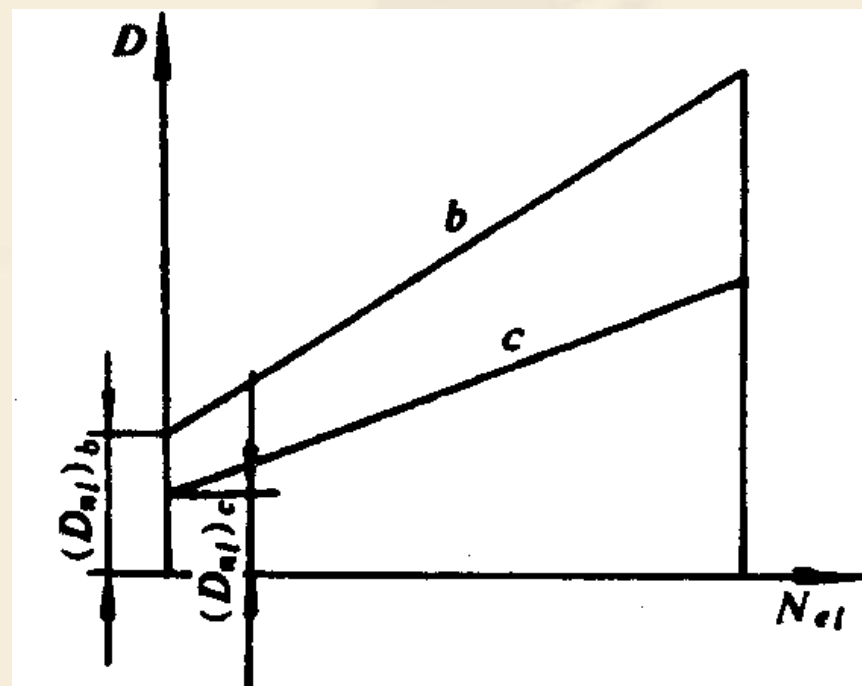


图5—2

## 第二节 一次调节抽汽式汽轮机

调节抽汽式汽轮机同时发电和对外供热，并能在较大范围内同时满足热、电两负荷的要求。也就是说，当发电功率不变时，供热抽汽量可以在所在范围内任意变动；当供热量不变时，发电功率可以在所在范围内任意变动。根据热负荷的要求，调节抽汽式汽轮机可以向外提供一种或者两种不同参数的蒸汽，并且，

供汽参数和流量大小可以控制。因此，调节抽汽式汽轮机得到了广泛地应用。

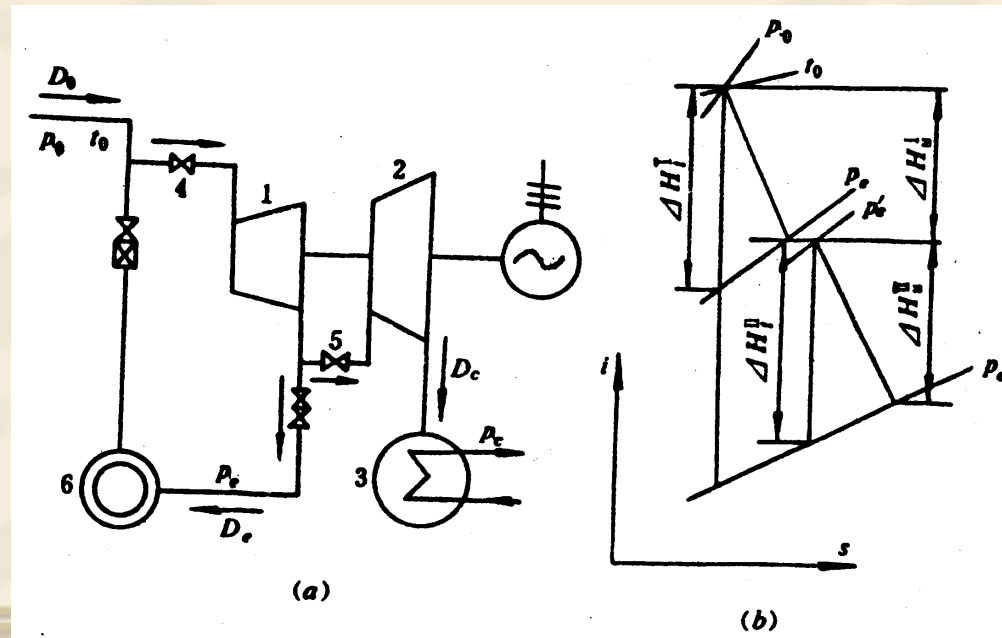


图5---3

## 一、一次调节抽汽式汽轮机的工作原理

图5--- 3为一次调节抽汽式汽轮机的工作原理和热力过程曲线示意图。它由高压部分和低压部分所组成。从锅炉出来的蒸汽（参数 $p_0$ 、 $t_0$ ），经主汽阀、调节阀先在高压缸膨胀做功之后，分为两股：一股蒸汽从高压缸抽出送到热用户；另一股蒸汽经低压调节阀进入低压缸继续膨胀做功，做功后的乏汽最后排入凝汽器（压力 $p_e$ 为）。一次调节抽汽式汽轮机有高、低压两个调节阀（有的机组的低压调节装置是旋转隔板），由机组本身的调节系统的调速器和调压器控制，以同时满足外界不同热、电负荷的要求。也就是说，一次调节抽汽式汽轮机的控制系统，可使当热负荷改变时而电负荷不变，或者，当电负荷改变时而热负荷不变。

对于一次调节抽汽式汽轮机，其流量和功率可用下式来表示：

$$D_0 = D_e + D_c \quad (5-3)$$

$$P_i = P_i^I + P_i^{II} \quad (5-4)$$

其中， $D_0$ 、 $D_e$ 、 $D_c$  分别为机组的进汽量、抽汽量、凝汽量；

$P_i$ 、 $P_i^I$ 、 $P_i^{II}$  分别为机组的功率、高、低缸功率。

用图5—3中的符号，则高、低缸功率和整机的功率为

$$P_i^I = \frac{D_0 \Delta H_t^I \eta_i^I}{3600} = G_0 \Delta H_t^I \eta_i^I \quad P_i^{II} = \frac{D_c \Delta H_t^{II} \eta_i^{II}}{3600} = G_c \Delta H_t^{II} \eta_i^{II}$$

$$P_i = \frac{D_0 \Delta H_t^I \eta_i^I}{3600} + \frac{D_c \Delta H_t^{II} \eta_i^{II}}{3600} = \frac{D_0 \Delta H_t^I \eta_i^I}{3600} + \frac{(D_0 - D_e) \Delta H_t^{II} \eta_i^{II}}{3600} \quad (5-5)$$

或者 
$$P_i = \frac{D_0 \Delta H_t \eta_i}{3600} - \frac{D_e \Delta H_t^{II} \eta_i^{II}}{3600} = P_i' - P_{ie}^{II} \quad (5-5a)$$

由式(5—5)可见，当供汽量一定时，可通过调节进汽量而得到不同的电功

率。也就是说，一次调节抽汽式汽轮机在一定范围内，可同时满足热、电两负荷的需要。



## 二，一次调节抽汽式汽轮机的工况图

一次调节抽汽式汽轮机的进汽量、调节抽汽量和功率三者之间的关系曲线称为一次调节抽汽式汽轮机的工况图，如图5—4的形式：

1，纯凝汽工况线：当机组抽汽量  $D_e = 0$  时，机组的功率与流量的关系曲线称为纯凝汽工况线。这时，机组的功率为：

$$P_i = \frac{D_0 \Delta H_t \eta_i}{3600} = B_c D_0 \quad (5-6)$$

根据假设，上式的  $B_c$  为一常数。显然，功率  $P_i$  与流量  $D_0$  呈直线关系，如图5—4中的  $0a$  线所示。该线就是纯凝汽工况线，其斜率为  $d_c = \frac{3600}{\Delta H_t \eta_i}$ 。图中

$D_{nl}$   $a$

段  $oo'$  表示机组有效功率为零时的空载汽耗量，点所对应的功率为额定功率。

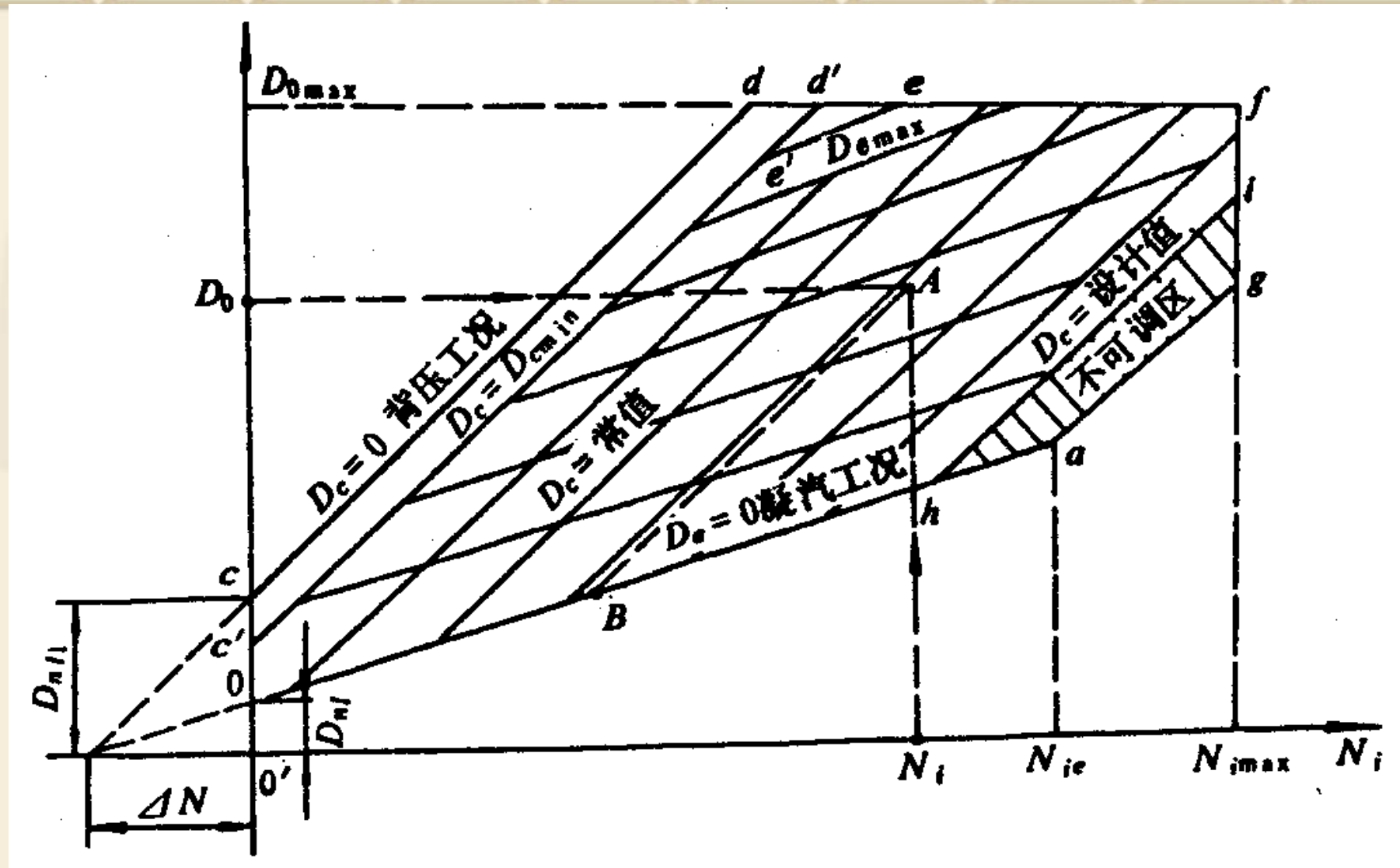


图5--4 一次调节抽汽式汽轮机的简化工况图

## 2, 纯背压工况线

当低压缸流量  $D_c = 0$  时, 机组的功率与流量的关系曲线称为纯背压工况线。这时, 机组相当于一台背压式汽轮机, 用汽量等于进汽量, 机组的功率为:

$$P_i = \frac{D_0 \Delta H_t^I \eta_i^I}{3600 d_b d_c} = B_b D_0 \quad (5-7)$$

纯背压工况线的其斜率  $>$  。其空载汽耗量 (线段) 比凝汽工况的大。

在实际运行中, 纯背压工况是不可能实现的。为了冷却低压缸, 必需要有一个最小流量  $(D_c)_{\min}$  通过低压缸。因此汽轮机所发出的功率要增大, 即

$$P_i = B_b D_0 + (\Delta P_i^{\text{II}})_{\min} \quad (5-8)$$

其中,  $(\Delta P_i^{\text{II}})_{\min}$  为低压缸通过最小流量时所发出的功率。由于为一常数  $c'd$  所以,

在这种工况下机组的功率与流量的关系曲线应与线平行, 如图5—4的 线所示, 称为实际背压工况线 (最小凝汽工况线)。

### 3, 等抽汽量工况线

当抽汽量  $D_e$  为不同常数时, 机组的功率与流量的一组关系曲线称为等抽汽量工况线。由于抽汽量的存在, 机组的功率为:

$$P_i = \frac{D_0 \Delta H_t \eta_i}{3600} - \frac{D_e \Delta H_t^{\text{II}} \eta_i^{\text{II}}}{3600} \quad B_{\text{e}} D_0 - P_{ie}^{\text{II}} \quad (5-9)$$

式中  $P_{ie}^{\text{II}}$  为由于抽汽量没通过低压缸而少发的功率, 当抽汽量一定时  $P_{ie}^{\text{II}}$  也为定值。这时, 机组的功率与流量的关系曲线应是一组平行于  $aa'$  线的曲线, 如图5-4中的  $ee'$  线等所示。很显然, 当抽汽量  $D_e = 0$  时,  $P_{ie}^{\text{II}}$  也为零, 其工况线就是纯凝汽量工况线。  $ee'$   $D_e = D_{e \max} \quad D_{e \max}$

图5-4中的  $ee'$  线为最大抽汽量工况线, 即  $D_e = D_{e \max}$ , 的大小决定于设计条件。若在设计时, 最大抽汽量只能在最大进汽量时抽出。



## 4, 等凝汽量工况线

当通过低压缸流量  $D_c$  为不同常数时, 机组的功率与流量的一组关系曲线称为等凝汽量工况线。这时候, 机组的功率为:

$$P_i = \frac{D_0 \Delta H_t^I \eta_i^I}{3600} + \frac{D_c \Delta H_t^{II} \eta_i^{II}}{3600} = B_b D_0 + P_i^{II} \quad (5-10)$$

$$D_c \quad P_i = B_b D_0 \quad cd$$

当  $D_c = 0$  时, 则  $P_i = B_b D_0$ , 即为线  $cd$  (纯背压工况线)。

所以, 在不同的  $D_c$  下就可以得到一组平行的线。

上述的各线所围成的一块封闭面积, 即为一次调节抽汽式汽轮机的可能工作区, 区内任意一点  $(D_0, D_c, P_i)$  都代表一种工况。因此, 在工作区内, 只要知道四个参数 ( $D_0$ 、 $D_c$ 、 $P_i$ ) 中的任意两个, 就可以通过查工况图而求得另外两个量。

## 第三节 两次调节抽汽式汽轮机

### 一、两次调节抽汽式汽轮机的工作原理

两次调节抽汽式汽轮机的热力系统简图和热力过程曲线如图5—5所示。其工作原理和一次调节抽汽式汽轮机大体相同。汽轮机由高、中低三部分所组成。三部分都具有各自的配汽机构，能同时向外供应两种不同参数的抽汽。

如果不考回热抽汽，则机组总的功率和蒸汽流量的基本关系为：

$$D_0 = D_{e1} + D_{e2} + D_c \quad (5-1)$$

$$P_i = P_i^1 + P_i^{11} + P_i^{111}$$

1)  $D_0, D_{e1}, D_{e2}, D_c$

(5-12)

$P_i, P_i^1, P_i^{11}, P_i^{111}$

其中，

--分别为总进汽量和一、二次抽汽量及凝汽量；

量；

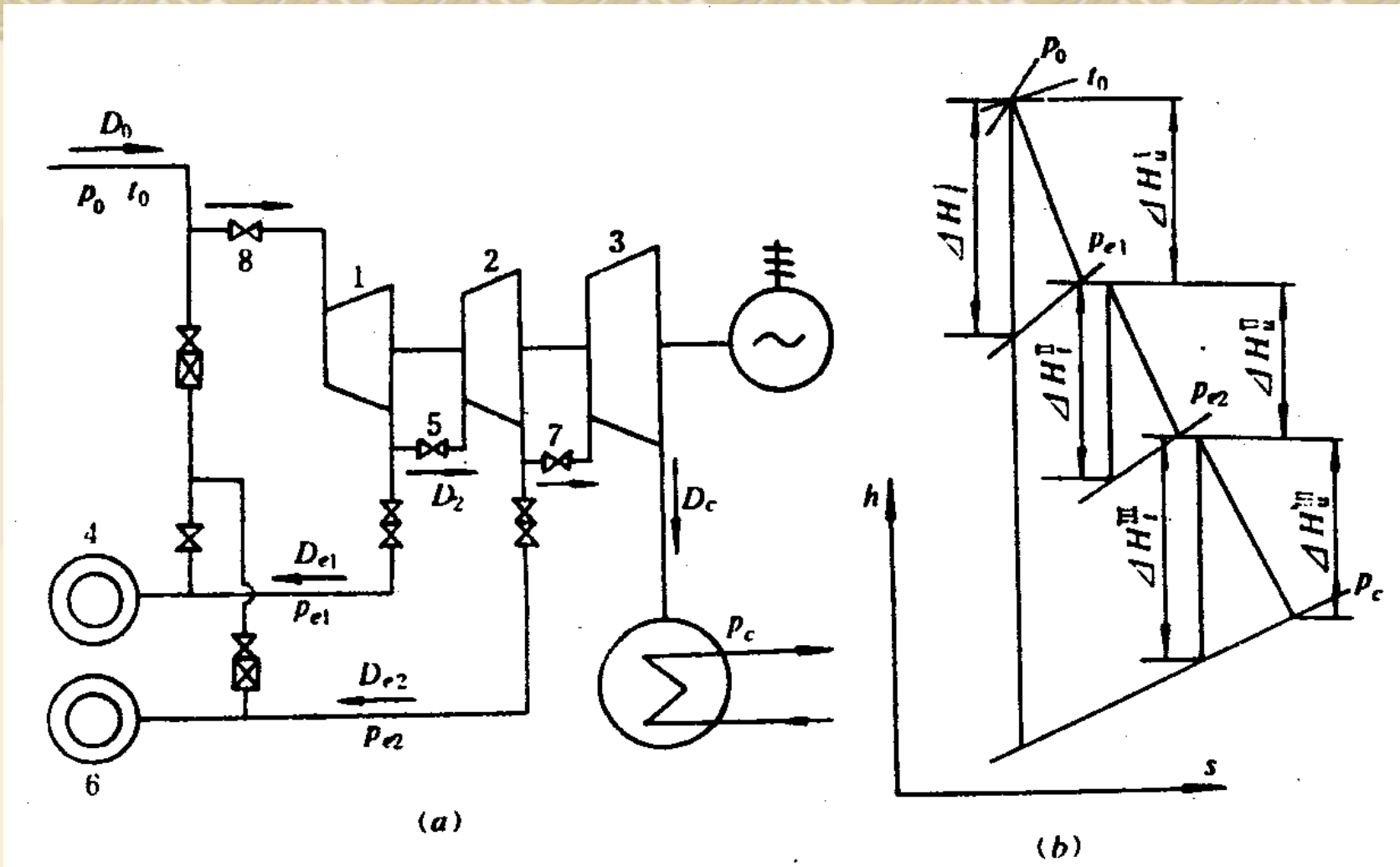


图5—5两次调节抽汽式汽轮机热力系统和热力过程曲线  
二，两次调节抽汽式汽轮机的工况图（略）

## 第四节 供热式汽轮机的经济性

在动力循环中，不可避免地有一部分热能没有转换为机械能，而排放到低温热源中，形成冷源损失，使循环的热效率降低。这一部分低位热能，数量是相当可观的。对于凝汽式汽轮机来说，排汽压力一般为**0.005Mpa**左右，排汽焓值和相应凝结水的焓值之差 $(h_c - h'_c)$ ，一般有**2200 kJ / kg** (小机组有**2300 kJ / kg**)，这也就是**1 kg** 蒸汽在凝结时所放出的热量。这个数字比机组的整机理想焓降还要大。如国产**200 MW** 汽轮机，整机理想焓降为 **1720.7 kJ / kg**，小于**2200 kJ / kg** (冷源损失)。如果能充分利用其中一部分热能，则可以大大提高火电厂的循环热效率。



对于凝汽式汽轮机，其热效率为：

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_0} \quad (5-18)$$

其中，**W**为汽轮机发出的电能，**Q<sub>0</sub>**为蒸汽在锅炉中的吸热量。

对于供热式汽轮机来说，同时发电**W**和供热**Q**，其热效率为：

$$\eta_{th}' = \frac{W + Q}{Q_0} = \eta_{th} \left(1 + \frac{Q}{W}\right) \quad (5-19)$$

式中，**Q / W**称为供热式汽轮机**热电比**。由于 $\left(1 + \frac{Q}{W}\right) > 1$ ，因此， $\eta_{th}' > \eta_{th}$

这就表明，**供热式**汽轮机的热效率比**凝汽式**汽轮机高。

目前，大功率火电机组的热效率约**40%**。但实行热电联产之后，由于热电比 $\frac{Q}{W} > 0$ ，因此，热效率就会提高。对于**背压式**汽轮机，热电比可达**6 ~ 8**，从而使整机热效率达**85%**左右。而**调节抽汽式**汽轮机组，由于保留了**冷源损失**装置，其热效率高于凝汽式汽轮机组而低于背压式汽轮机组，约为**(40 ~ 85%)**之间。

# 第五节 调节抽汽式汽轮机的热力设计特点

## 一、热力系统方面的特点

图5—7是CC25—9 / 1 / 0.12型调节抽汽式汽轮机热力系统简图。从图中数据不难看出，由于有了两级调节抽汽，使流经各缸的流量相差很大，这与一股凝汽式汽轮机的情况大不相同。此外，调节油汽机组的回热抽汽量占总进汽量的比例也较小。

## 二、通流部分热力设计特点

### (一) 各缸设计流量的确定

#### 1. 高压缸设计流量

对于调节抽汽式汽轮机，当功率和抽汽量为额定位时，总进汽量就作为高压缸的设计流量，而高压缸的最大流量一般为设计流量的1.2倍。

## 2. 中压缸的设计流量

对于两次调节抽汽的汽轮机，当功率为额定值，工业抽汽为零，供暖抽汽量为最大时，汽轮机进汽量的**70%—90%**作为中压缸的设计流量。

## 3. 低压缸的设计流量

调节抽汽式汽轮机在抽汽量为零时，一般仍要求机组发出额定功率。这时，取通过低压缸流量的**65%—80%**作为低压缸的设计流量。

## (二) 抽汽压力的确定

工业抽汽压力为**0.7~1.0MPa**。

供暖油汽压力由**0.05 ~0.25MPa**。

## 思考题与作业题：

- 1, 为什么说供热式汽轮机的热经济性比凝汽式汽轮机好？
- 2, 作出一次调节抽汽式汽轮机的系统图和热力过程曲线。
- 3, 作出一次调节抽汽式汽轮机的工况图。