

第四章 汽轮机的调节

第一节 汽轮机自动调节系统

一，汽轮机自动调节系统的任务：

1，汽轮机为什么必需具备自动调节系统？

电能不能大量储存，火电厂发出的电力必须随时满足用户要求，即在数量、质量要求同时满足用户要求。

(1) 数量要求：用户对发电量的要求。这就是要求电力负荷根据用户要求来调整发电大小，以满足用户要求。

(2) 供电质量要求：供电质量就是指**频率和电压**。其中，电压可以通过变压器解决。电网频率则直接取决于汽轮机的转速。转速高则频率高，转速低则频率低。

因此汽轮机必须具备调速系统，以保证汽轮发电机组根据用户要求，供给所需电力，并保证电网频率稳定在一定范围之内。

(3) 火电厂自身安全的需要：汽轮发电机组工作时，转子、叶轮、叶片等承受很大的离心力，而且离心力与转速的平方成正比。转速增加，离心力将迅速增加。当转速超过一定限度时就会使部件破坏，出大事故。

2, 调速系统的任务：

(1) 满足用户足够的电力（数量、质量）；

(2) 保证汽轮发电机组始终在额定转速左右运行。

**** 除了调速系统之外，汽轮机组还必须具有保护系统（超速保护、轴向位移保护等）。**

3, 汽轮发电机组转子运动方程式:

机组在工作时, 作用在转子上的力矩有三个: 蒸汽主力矩、发电机反力矩、摩擦力矩。在稳定状态下, 三者的代数和为零:

$$M_t - M_e - M_f = 0 \dots \dots \dots (4-1)$$

通常, 摩擦力矩很小, 这样一来, 上式可写成:

$$M_t - M_e = 0 \quad \quad \quad (4-2)$$

机组运行时, 只要蒸汽主力矩和发电机反力矩不平衡, 就会产生角加速度。

4, 调速系统的功能:

蒸汽主力矩和发电机反力矩随转速的变化如图4----1所示: 当转速n增加时, 蒸汽主力矩减小, 发电机反力矩增加; 当转速n减小时, 蒸汽主力矩增加, 发电机反力矩减小。A点是两力矩

平衡状态点: 曲线1、2之交点。

(1) 当外界负荷减少时，反力矩由曲线2变到曲线2'，而主力矩曲线1不变。其工作点由A移到B，机组转速由（自平衡能力：当不考虑调速系统的功能作用下，负荷变动时，机组能自动保持平衡状态的能力）。

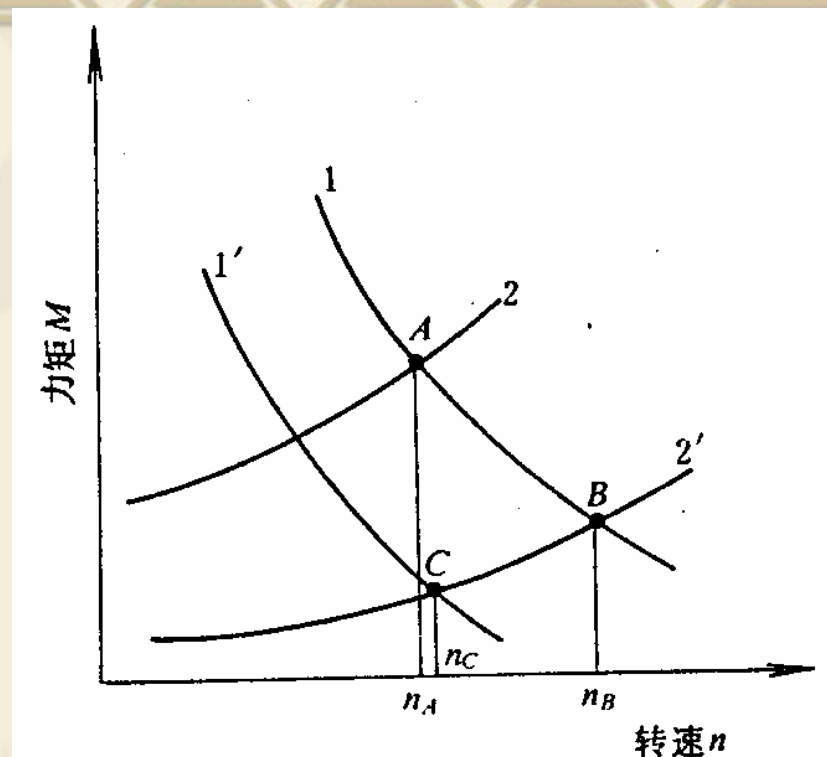


图4-1

(2) 当调速系统动作，减小进汽量，主力矩曲线由1变为1'，与反力矩曲线2'交于C点，机组转速变为接近）。

二，运行对调速系统的要求

- 1，调速系统应能保证：当蒸汽参数和电网频率在允许范围内变化时，机组能从满负荷到空负荷范围内稳定运行，并保证机组能顺利地并网和解列；
- 2，当负荷变化时，调速系统应能保证机组从一稳定工况安全地过度到另一稳定工况，而不发生较大的长期的负荷摆动；
- 3，为了保证机组稳定运行，各种因素引起的负荷摆动应在允许范围内；
- 4，当机组突然甩电负荷时，调速系统应能保证机组转速最大升高值小于超速保护装置动作转速。

三，汽轮机调速系统的基本原理

(一) 简单的汽轮机自动调速系统 (图4---2)

1, 主要部件: 调速器, 滑阀 (错油门), 油动机, 调节阀。

2, 油路: P_o -----高压油, P_n -----排油。

3, 工作原理:

当外界负荷 N 减少, 机组转速 n 升高, 调速器飞锤向外扩张, 滑环 A 上移, 杠杆 ABC 以 C 点为支点带动滑阀 B 点上移, 高压油 P_o 通过滑阀油口进入油动机上油室, 油动机下油室与排油 P_n 相通, 活塞下移, 关小调节阀 5 , 减小进汽量, 机组功率减小。

同时, 杠杆以 A 点为支点带动滑阀 B 点下移, 滑阀回中, 切断窗口, 高压油停止流动。调速系统达到新的平衡状态。

* 当外界负荷 N 增加时, 机组转速 n 下降, 调速系统各部套调节过程相同, 而动作方向相反。

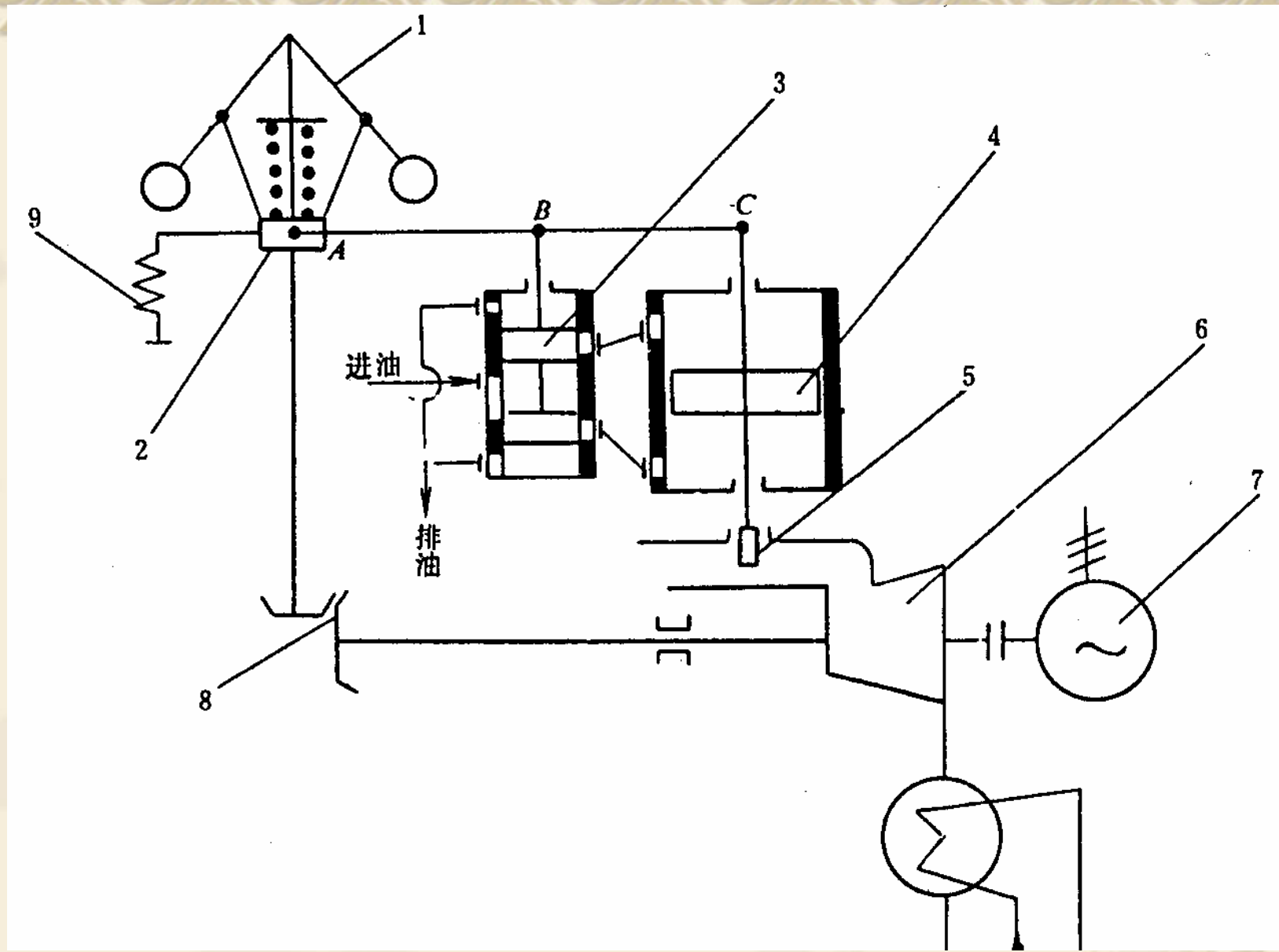


图4---2

(二) 调速系统的静态特性曲线 (图4--3)

1, 有差调节: 从图4--2可知, 杠杆

C有不同位置, 则A就有不同位

置, 而B点在任何一平衡状态其

位置不变。这就是说, 对应不同的

功率, 就有不同的转速。

2, 静态特性曲线: 汽轮发电机组

转速与功率的关系曲线称为调速

系统的静态特性曲线。如图4--3

所示。

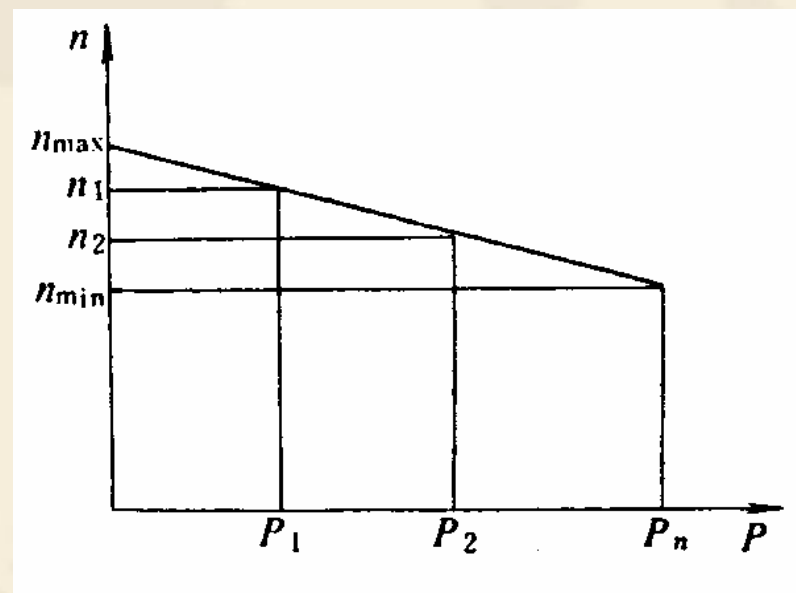


图4--3 静态特性曲线

3, 静态特性曲线的平移-----同步器

同步器是调速系统的部件之一。操作同步器, 可使汽轮机在同一转速下有不同功率, 或者是在同一功率下有不同转速。

4, 速度变动率: 当同步器位置不变, 机组的功率从额定功率变为零功率时, 其转速由 n_1 上升到 n_2 。转速的变化量与额定转速 n_0 之比称为调速系统的速度变动率, 用 δ 表示。

(4----3)

$$\delta = \frac{(n_2 - n_1)}{n_0} * 100\%$$

(三) 调速系统的组成部分

(1) 转速感受元件：转速感受元件的作用是测量机组转速的变化，并把转速变化信号转化为其他物理量而输送给下一调节环节。

(2) 传动放大机构：传动放大机构接收的信号，并输送给下一机构。

(3) 配汽机构：配汽机构是接受放大后的信号，调节汽轮机的进汽量，改变机组功率。

❖ 另外，还有同步器等

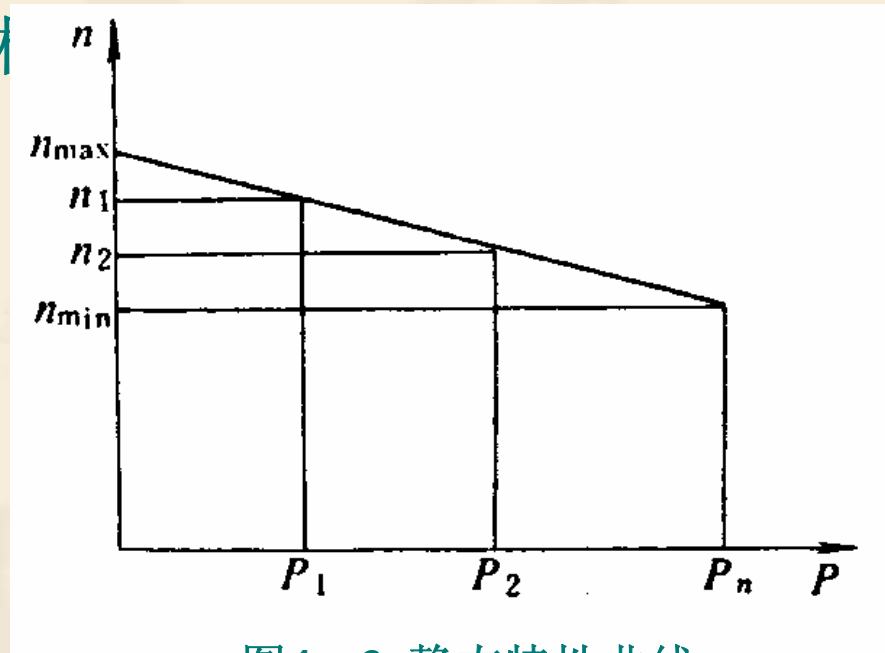


图4---3 静态特性曲线

四，国产汽轮机调速系统简介

(一) 机械液压调速系统 (哈尔滨汽轮机厂)

1, 主要部件: 调速器 (高速弹性调速器), 随动滑阀, 分配滑阀, 同步器, 油动机滑阀, 油动机, 反馈滑阀。

2, 油路: 高压油 P_o , 排油 P_b , 控制油 P_x 。

3, 工作原理:

a, 在任意稳定工况下, 转速 n 一定, 油动机滑阀在中间平衡位置, 高压油不流动。其余各部件都有相应位置。

b, 当外界负荷 N 减小, 转速 n 上升, 调速器重块向外扩张, 挡油板右移, 随动滑阀右移。由于杠杆作用, 使分配滑阀右移, 油口 A 开大, 泄油量增加, 控制油压 P_x 下降, 滑阀下移, 打开 a 、 b 油口, 高压油 P_o 进入油动机上油室, 下油室与排油相通, 活塞在压差作用下向下移动。关小调节阀, 汽轮机功率减小。

在油动机活塞下移的同时, 由于斜板作用, 反馈滑阀右移, 开大反馈油口 C , P_x 进油量增加, 油压 P_x 增加, 滑阀上移回中, 切断 a 、 b 油口, 高压油不流动, 油动机在某一位置, 使调速系统稳定在一新的平衡位置。

c, 当外界负荷 N 增加时, 机组转速 n 下降, 调速系统各部套调节过程相同, 而调节方向相反。

(二) 径向泵液压调速系统

1, 主要部件: 径向泵(调速器), 压力变换器, 滑阀, 油动机, 反馈油口, 调节阀, 同步器。

2, 油路: 高压油 P_0 , 排油 P_b , 控制油 P_x 。

3, 工作原理:

a, 当外界负荷 N 减小: b, 当外界负荷 N 增加:

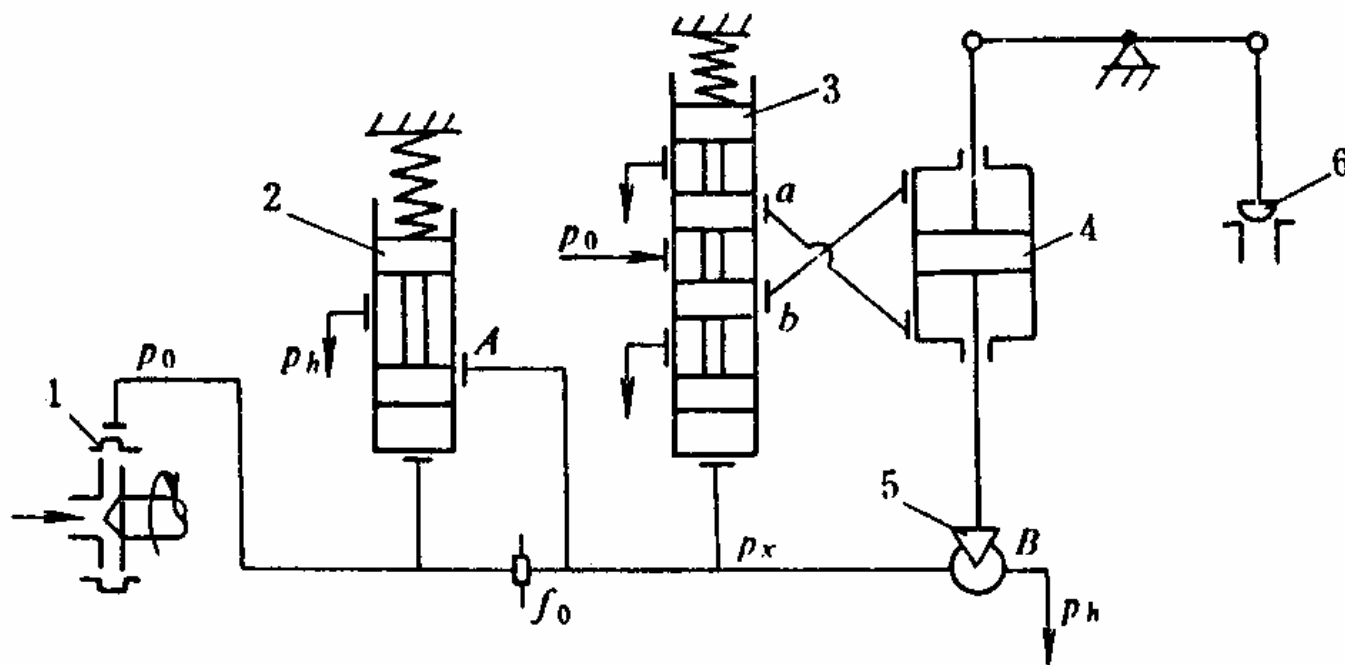


图4-5 径向泵液压调速系统

东方汽轮机厂汽轮机的调速系统

- 1, 主要部件: 脉冲泵(调速器), 压力变换器, 滑阀, 油动机, 反馈滑阀, 调节阀, 同步器。
- 2, 油路: 高压油 P_0 , 排油 P_b , 控制油压 P_{x1}, P_{x2} 。
- 3, 工作原理: a, 当外界负荷 N 减小, a, 当外界负荷 N 增加时

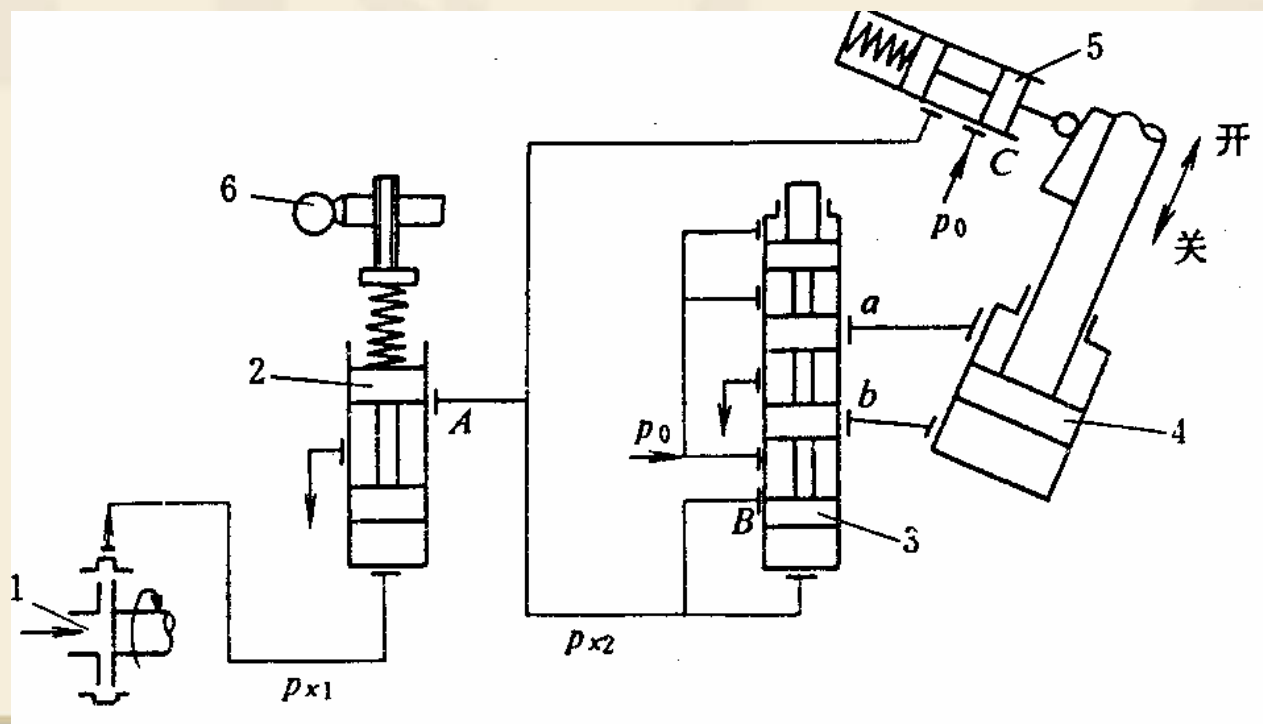


图4—6

(二) 旋转阻尼液压调速系统 (上汽)

- 1, 主要部件: 主油泵, 旋转阻尼 (调速器), 放大器, 碟阀, 继动器, 滑阀, 油动机, 调节阀, 同步器弹簧。
- 2, 油路: 高压油 P_0 , 排油 P_b , 一次油压 P_1 、二次油压 P_2 、三次油压 P_3 (继动油压)。
- 3, 工作原理:

- a, 当外界负荷 N 减小,
- b, 当外界负荷 N 增加:

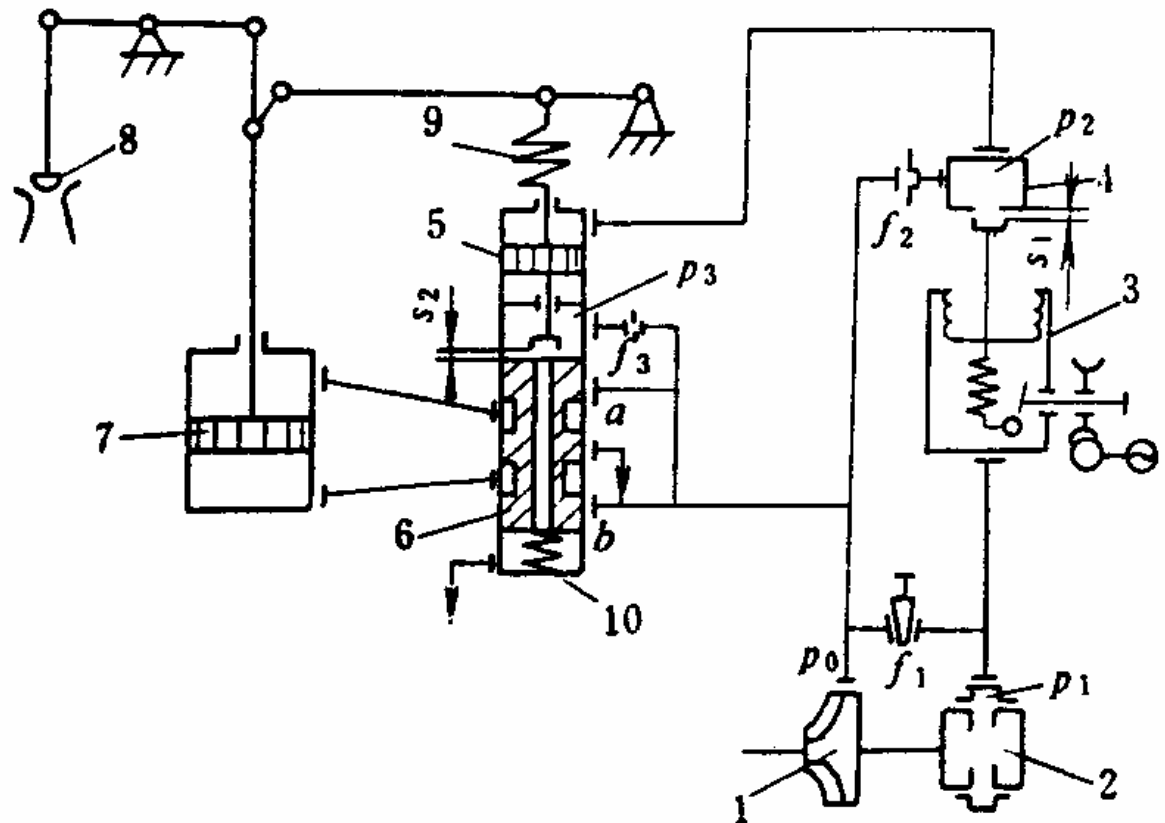
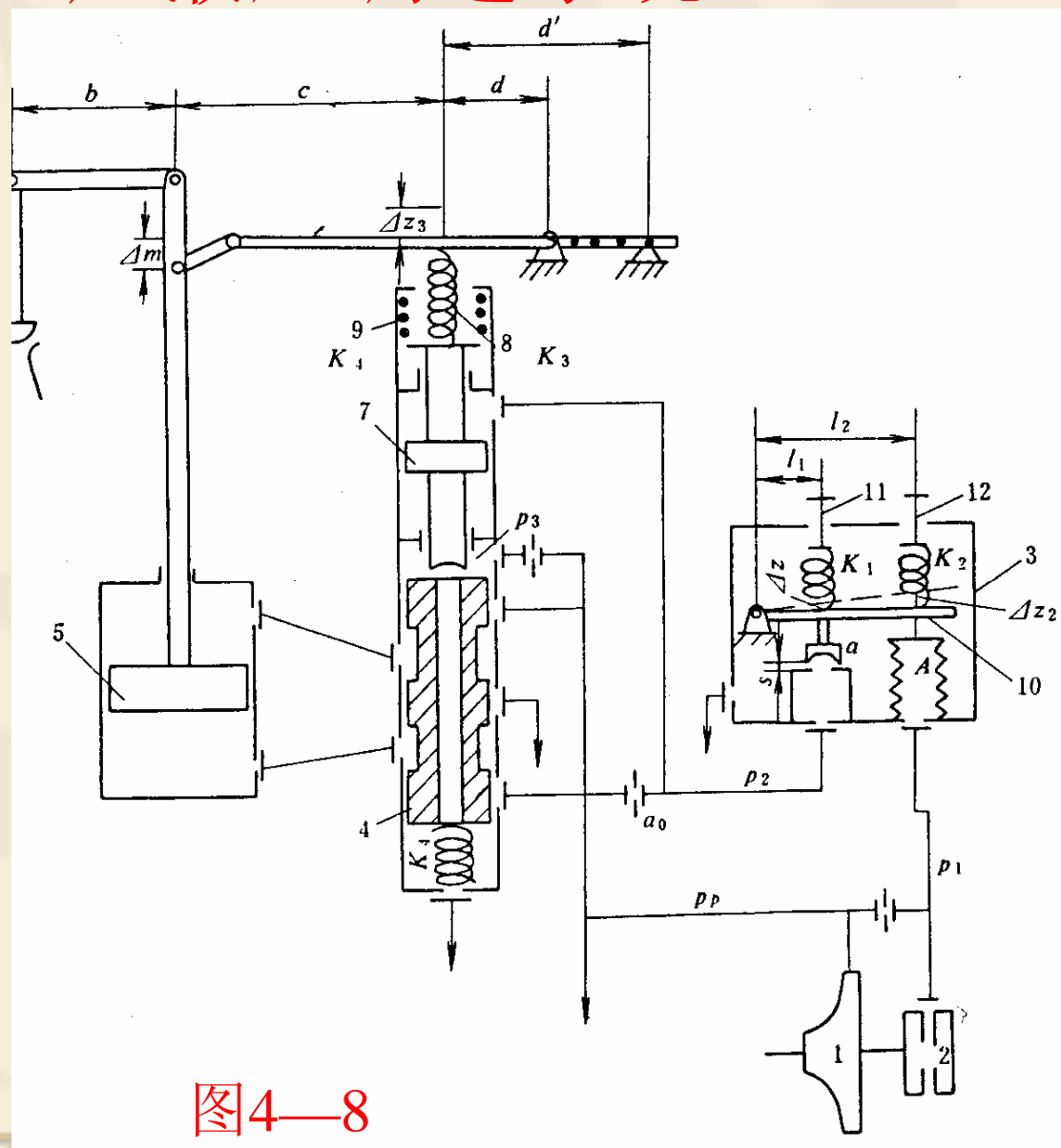


图4-7 旋转阻尼调速系统

改型后的旋转阻尼液压调速系统

这里主要是放大器作了改变。改变前是，当转速升高时P1和P2都升高；而改变后是，当转速升高时P1升高而P2、P3都下降。



五，汽轮机的供油系统

1， 供油系统的作用： 润滑轴承，带走热量；给调速系统、保护系统供工作油。

2， 供油系统的主要部件及其作用：

a， 主油泵： 机组正常工作时，向各部件供油；

常用的主油泵有：离心式：效率高，压力---流量特性稳定，流量大。用于大机组。

b， 射油器： 共两个，一个给主油泵供油，另一个给轴承供油；

c， 冷油器： 利用冷油器冷却油，维持轴承油膜正常工作；

d， 油箱： 储油，把水份和蒸汽、杂物去掉；

e， 交流电动高压油泵： 启动时，代替主油泵；

f， 交流辅助油泵： 开机前，打开油循环；停机时，向轴承供油；

g， 直流事故油泵： 在厂用电全停时，向轴承供油（惰走**21**分钟）；

h， 排烟机：

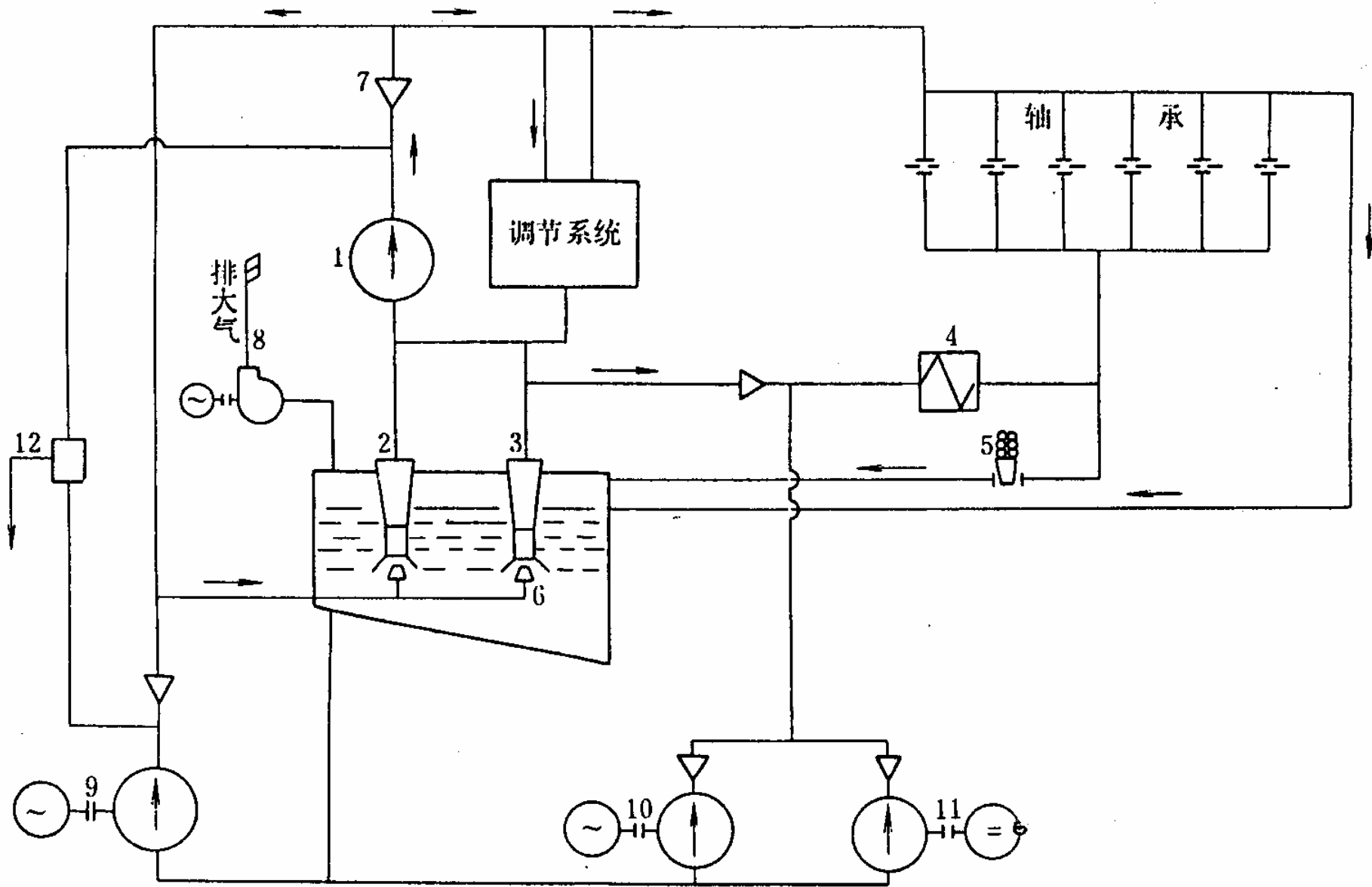


图4—9 200MW汽轮机的油系统

作业：

- 1、叙述汽轮机液压调节系统主要组成部分及其功能。
- 2、叙述汽轮机供油系统主要组成部分及其功能。
- 3、简述p321图7—4所示液压调节系统的工作原理。

第二节 调速系统的转速感受机构（调速器）

调速器的作用就是将一个物理量（转速）转换为另一个物理量（位移、油压），并作为下一个调节环节的输入。

一、机械式转速感受元件（高速弹性调速器）

图4-10为高速弹性调速器示意图。

1，结构：重块，弹簧片，弹簧，挡油板，限位器。

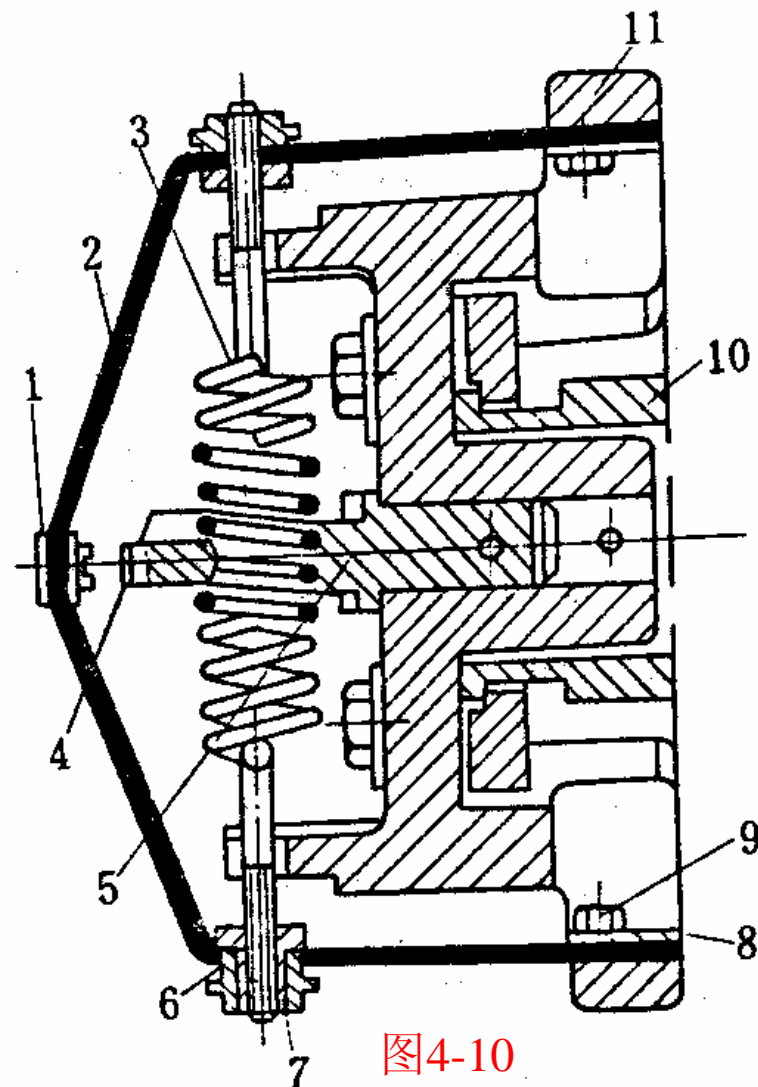


图4-10

2, 优点: 没有摩擦元件, 灵敏度高, 能全速调节。

3, 工作原理: 调速器工作时, 重块的离心力与弹簧力相平衡。

当转速变化时, 引起重块离心力变化, 使弹簧伸长或缩短。同时使弹簧片变形, 即使挡油板1产生相对位移。挡油板1位移, 会引起随动滑阀排油面积变化, 将转速变化信号输送给传动放大机构, 完成物理量测量与转换任务。

4, 调速器的静态特性: 机组转速 n 与调速器产生的信号 (位移或油压) 的关系。对于高速弹性调速器来说, 就是机组转速 n 与调速器挡油板位移的关系 (图4---11)。

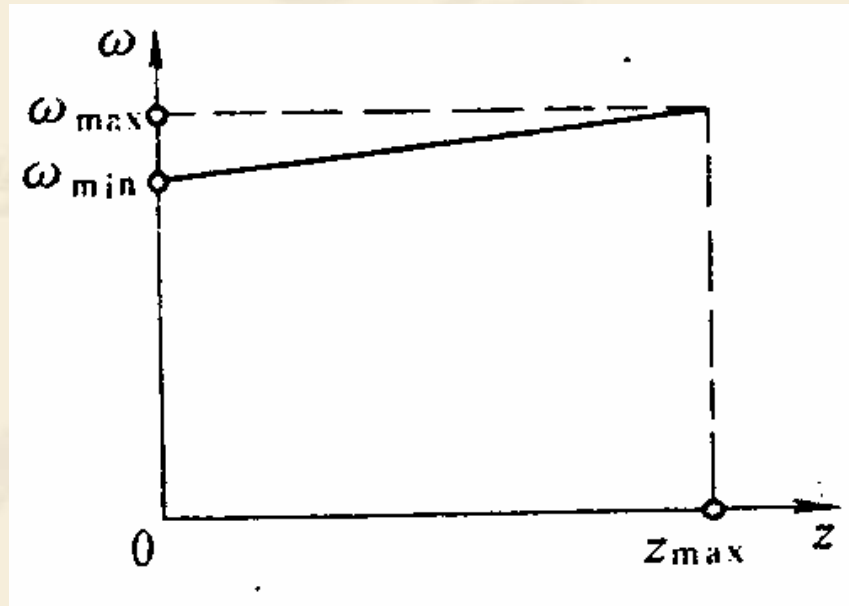


图4---11

二，液压式转速感受元件

特点：结构简单，工作可靠，灵敏度高。液压式转速感受元件有两种：径向泵（或称脉冲泵、信号泵、赞孔泵），旋转阻尼。

（一）径向泵

1，结构：在轮体上赞有十个径向孔。图4----12为径向泵示意图，

2，工作原理：由径向泵、压力变换器、活塞

径向泵进出口油压分别接在压力变换器活塞上下油室，当转速变化引起油压变化时，使压力变换器活塞上下移动，开大（或关小）控制油压 P_x 的泄油量，使控制油压 P_x 发生变化。即把转速变化信号转换为油压变化信号。

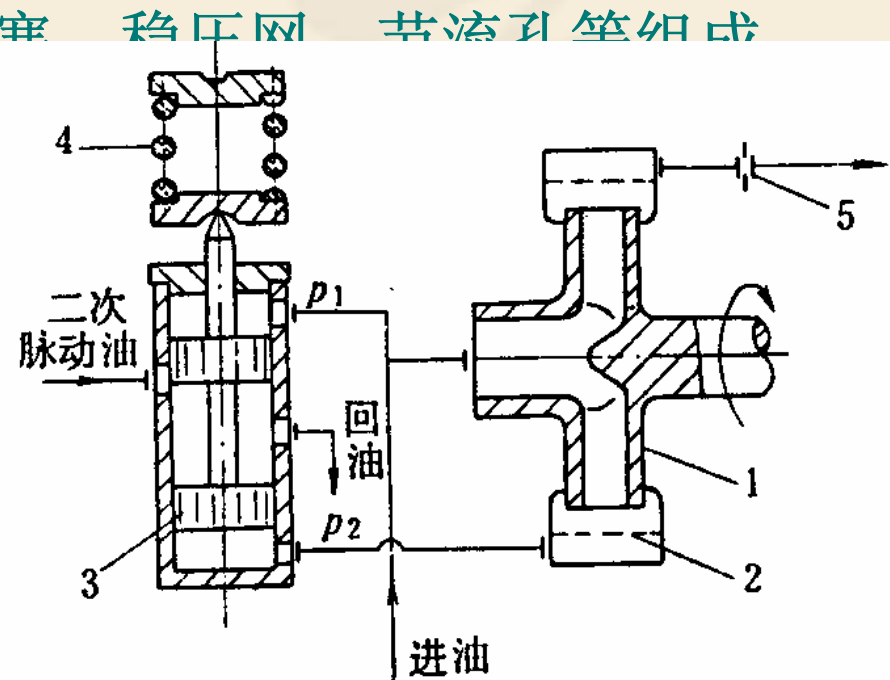


图4----12

3, 油压与转速的关系: 当转速由 n_1 上升为 n_2 时, 工作点有1升为2点 (图4---13), 油泵进出口油压差的变化率与转速的变化率 关系为:

$$13) \frac{\Delta P}{P_{21} - P_1} = \frac{2An_1\Delta n}{An_1^2} = 2\frac{\Delta n}{n_1} \quad (4-)$$

其中, A -----阻力特性;
 p_{21} 、 p_{22} 分别为转速为 n_1 、 n_2 时的油泵出口压力;
 p_1 -----为油泵进口压力。

(4----6) 式表明: 当转速变化不大时, 油泵进出口油压差的变化率与转速的变化率 成线性关系。

(二) 旋转阻尼 (图4---14)

- 1, 结构: 主油泵, 旋转阻尼, 节流阀 (针形阀), 阻尼管。
- 2, 工作原理: 从主油泵来的压力油经针形阀节流后进入旋转阻尼外油室, 再经阻尼管由外向内径流动并排出。油室中的油压 P_1 是阻尼管中的油柱旋转离心力而产生的。当转速变化时, 油柱的离心力也在发生变化, 使泻油量变化, 就使得一次油压 P_1 变化。

3, 油压与转速的关系:

旋转阻尼工作时, 油柱的离心力与油压力相平衡, 油压与转速的平方成正比, 油压变化的相对值与转速变化的相对值成正比。

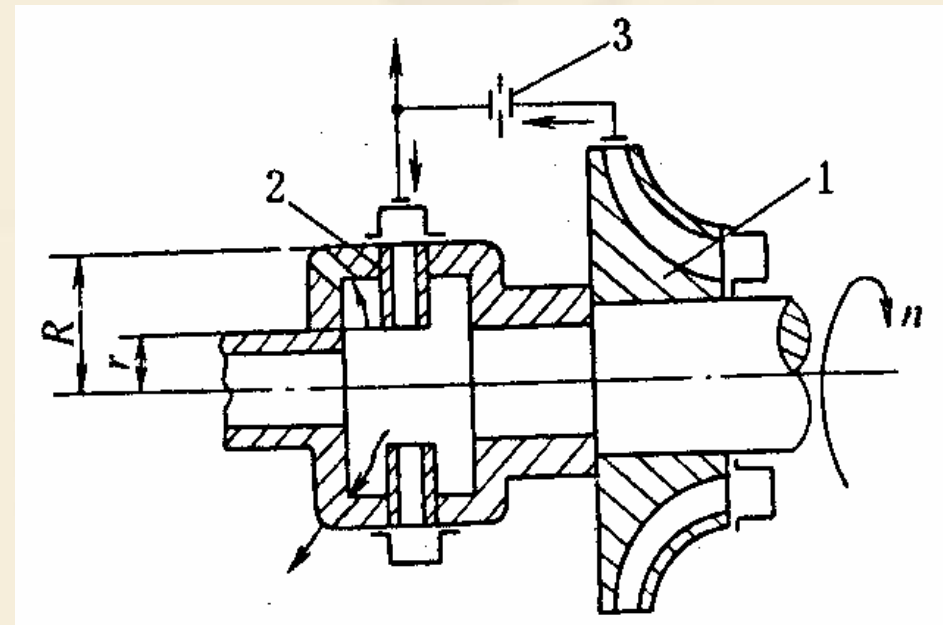


图4---14

(三) 液压调速器的静态特性 (P---n、x---n 的关系)

当转速变化时，使压力变换器活塞移动（图4---12），根据力平衡，有：

$$k \bullet \Delta x = A \bullet \Delta P$$

$$\Delta x = \frac{1}{k} A \Delta P \dots\dots\dots(4-8)$$

式中， Δx -----压力变换器活塞位移；

k -----弹簧刚度；

A -----油压 p_1 有效作用面积；

Δp -----油压 p_1 的变化量，可近似认为 $\Delta p = 2bn\Delta n$ 。所以

$$\Delta x = \left(\frac{2}{k} Abn_0\right)\Delta n \quad (4---$$

9)

上式为压力变换器活塞位移与转速变化的关系曲线-----**液压调速器静态特性曲线。**

液压调速器的优点：结构简单 工作可靠 灵敏度低

第三节 调速系统的传动放大机构

调速器位移产生的作用力是很小的，不足以开启、关闭调节阀门。因此，必需设置中间放大机构，将调速器位移（油压）信号加以放大、传递和转换。液压式传动放大机构有两类：即断流式滑阀油动机机构和节流式滑阀油动机机构。前者可作为中间放大和执行机构；后者一般只作中间放大机构。

一，断流式滑阀油动机机构(图4----15)

断流式滑阀油动机机构一般用于最后一级放大，带动调节阀。

- 1, 结构：断流式滑阀（错油门），
双侧进油往复式油动机。

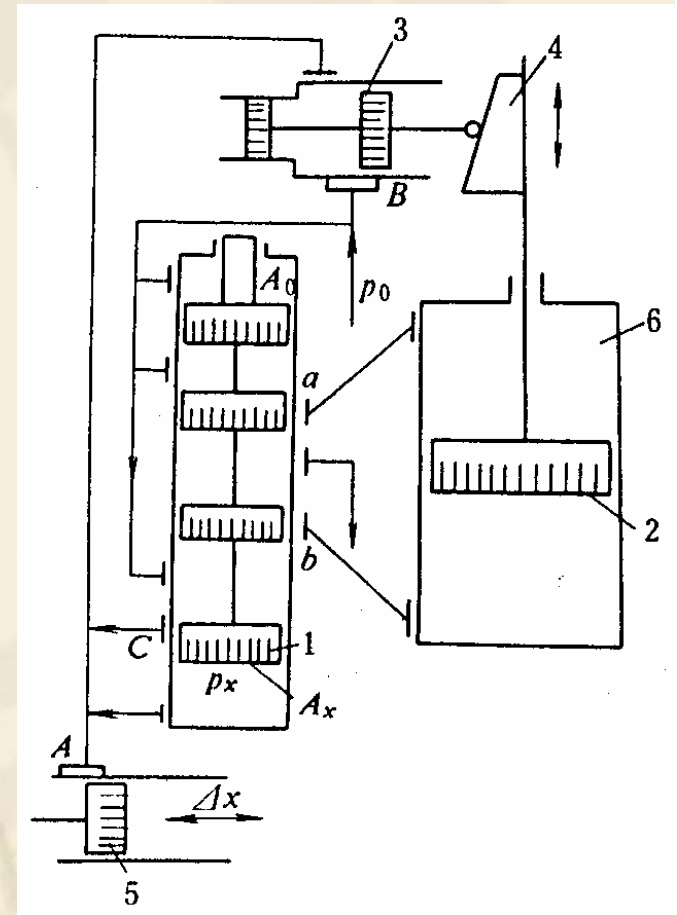


图4----15

2, 工作原理:

- ❖ **控制油压** p_x 为“二进一出”，即油高压油 p_0 经**B**、**C**油口进入控制油路，从**A**油口排出。在稳定工况下，滑阀上下油压平衡，滑阀居中，凸肩正好堵住**a**、**b**油口，油动机活塞不动。控制油压来自**B**、**C**油口，从**A**油口排出， p_x 为稳定值。
- ❖ **当调速器滑阀5右移**，**A**油口开大，控制油压 p_x 下降，滑阀平衡破坏，滑阀下移，打开**a**、**b**油口，高压油进入油动机**6**的上油室，下油室与排油相通，油动机活塞下移，关小调节阀。

在油动机活塞下移的同时，由于斜杆作用，反馈滑阀**3**由移，开大**B**油口，控制油压 回升，滑阀回中，堵住**a**、**b**油口，高压油不流动，油动机到达新的平衡位置。系统处于新的平衡状态。

- ❖ **当调速器滑阀5左移时**，调节过程相同，而调节方向相反。

(一) 油动机

上述调节系统中的为双侧进油往复式油动机。为了迅速关闭调节阀，必需具备足够大的提升力和较小的时间常数。

1, 提升力: 油动机两侧有压差作用, 作用面积为A, 最大阻力为

R_{\max} , 则

$$A(P_o - P_b) \geq 1.5R_{\max}$$

(4-----)

10) p_o p_b

其中, p_o 、 p_b ----- 高压油及排油压力;

R_{\max} ----- 油动机活塞面积;

----- 阻力最大值 (开启调节阀的力)。

2, 油动机时间常数 T_m

油动机时间常数 T_m 定义为: 当滑阀的a、b油口全开时, 油

最大进油量：
$$Q_{\max} = \mu n S_{\max} b_s \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_0 - P_b)} \quad (4-11)$$

式中， μ ——油口流量系数；

..... n 、 b_s 、 S_{\max} ——油口个数、宽度、油口开度（滑阀最大位移）

..... ρ ——油密度；

..... P_0 、 P_b ——压力油、排油压力。

油动机时间常数：

$$T_m = \frac{Am_{\max}}{Q_{\max}} = \frac{Am_{\max}}{\mu n S_{\max} b_s \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_0 - P_b)}} \quad \dots\dots\dots(4-12)$$

其中， A ——活塞有效面积；

m ——油动机行程。

油动机时间常数 T_m 越大，其移动速度越慢，开启调节阀动作慢，会引起超速。通常，大机组： $T_m = 0.1 \sim 0.25 \text{ s}$ 。

为了迅速关闭调节阀，需减小油动机时间常数。可通过增大油口宽度和提高高压油压力来减小油动机时间常数。

(二) 断流式滑阀（错油门）

滑阀的盖度：盖度如图4---16所示，有 Δ_1 、 Δ_2 、 Δ_3 、 Δ_4 。当机组处于稳定时，滑阀居中，凸肩盖住a、b油口，压力油不流动。凸肩的宽度大于油口的高度。

优缺点：**a**，降低了灵敏度；
b，有效地克服了各种因素引起负荷摆动。

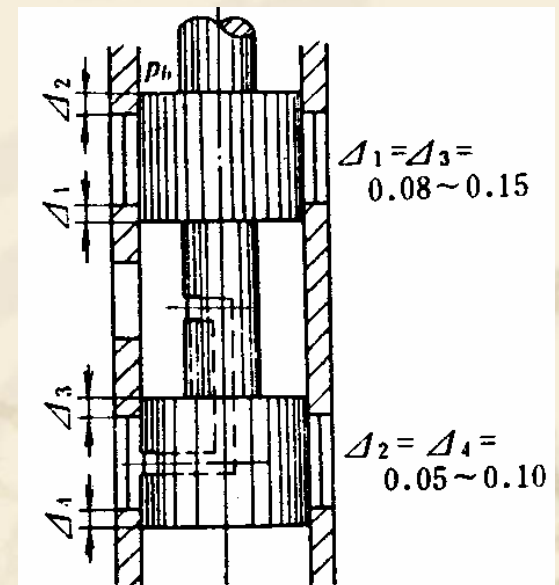


图4-16 断流式滑阀的盖度

(三) 断流式滑阀油动机机构的静态特性 (图4---17)

断流式滑阀油动机机构的静态特性是指在稳定工况下, 油动机行程 Δm (输出量) 与继电器活塞 (Δz) 或者控制油压 p_x (输入量) 之间的关系。即,

$$\Delta m / \Delta z = AB / OA = \text{常数} \quad (4\text{---}13)$$

或者, $\Delta m / \Delta P = \text{常数}$

二者成线性关系。

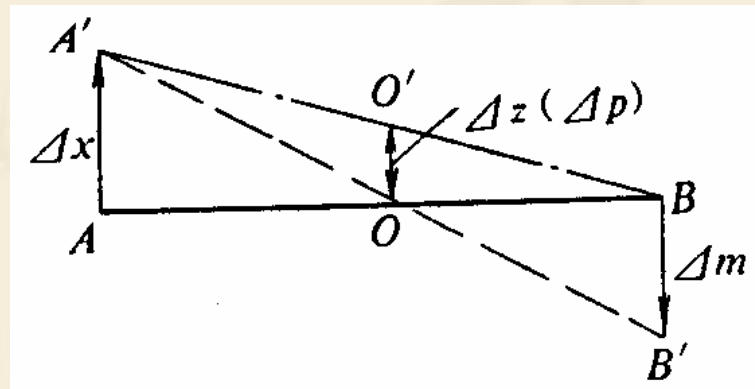


图4---17

传动放大机构的静态特性

二，节流式滑阀油动机机构（图4-----18）

- 1，结构：节流式滑阀，单侧进油油动机活塞，弹簧。
- 2，控制油路：压力油 p_0 经节流孔板 f_0 进入控制油路 p_x ，控制油分两路：一路通往油动机（或继动器）活塞下部；另一路通节流式滑阀控制的油口 **A** 排出。**A** 的大小可变动，但不关死（节流）。

- 3，工作原理：当滑阀下移时，关小 **A** 油口，控制油 上升，油动机平衡破坏，活塞上移；当滑阀上移时，下降，油动机平衡破坏，活塞下移。

** 图中， Δx -----输入量， Δz -----输出量。

这种油动机提升力小，只用于中间传动放大机构。

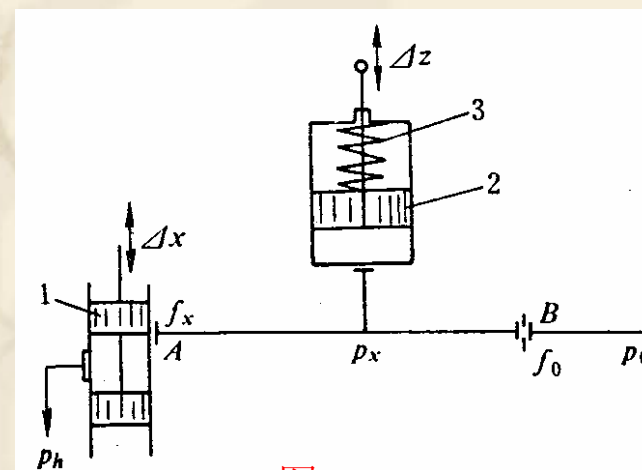


图4-----18

(一) 带压力变换器的中间传动放大机构

- 1, 结构: 压力变换器, 节流式油动机, 断流式滑阀, 油动机, 反馈油口。
- 2, 控制油路: 压力油 p_0 经节流孔板 f_0 进入控制油路 p_x , p_x 一路经压力变换器A油口排出, 另一路通往反馈油口5排出。
- 3, 工作原理: 当负荷减小, 转速 n 上升, 压力变换器活塞上移, 关小A油口, 控制油路 p_x 上升, 节流式油动机2带动滑阀3上移, 打开油口a、b, 压力油 p_0 经油口a进入油动机下油室, 上油室与排油相通, 油动机活塞上移, 关小调节阀; 当油动机活塞上移时, 反馈滑阀5开大, 控制油路 p_x 下降为原值, 滑阀3回中, 油动机活塞停止移动, 系统达新的平衡状态;

当负荷增加, 机组转速 n 下降时, 调节过程相同而方向相反。

图4----20所示系统为简化的系统, 只是将图4---19中的部件2、3做为一体。

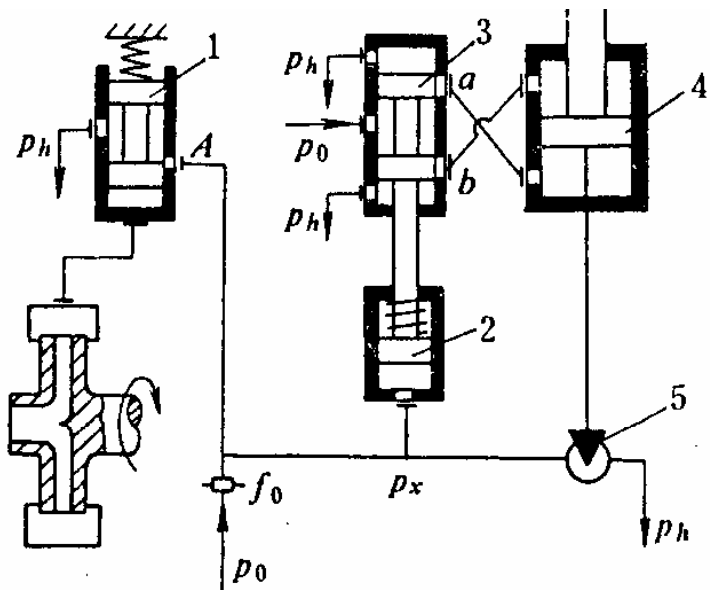


图4-19 两级放大的液压调速系统

1—压力变换器；2—节流式油动机；3—断流式滑阀；4—油动机；5—反馈油口

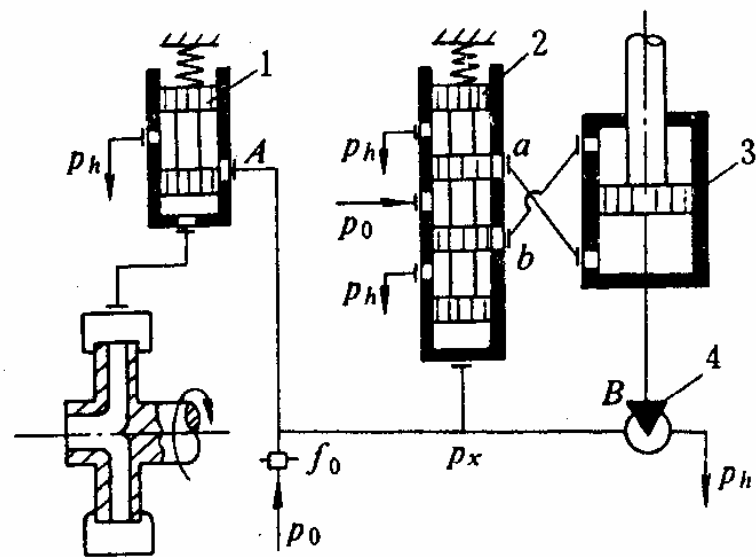


图4-20 全液调速系统

1—压力变换器；2—滑阀；3—油动机；4—反馈油口

3, 控制油压 p_x 的确定

如图4-20, 从 f_0 进入的油流量和从油口A、B排出的流量

分别为:

$$Q_x = \mu_x f_x \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_x - P_b)}$$

$$Q_0 = \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_0 - P_x)}$$

稳定时二者相等，则 $Q_x = Q_0$ ，设 $\mu_x = \mu_0, P_b = 0$ ，则

$$P_x = \frac{1}{1 + \left(\frac{f_x}{f_0}\right)^2} P_0 \dots\dots\dots(4-14)$$

上三式中： f_x --- A 、 B 油口面积和， $f_x = f_A + f_B$ ；

.

$\dots\dots\dots\mu_0$ 、 μ_x --- 流量系数；

.

$\dots\dots\dots P_0$ 、 P_x 、 P_b --- 压力油、控制油、排油油压力。

通常，控制油压 P_x 为压力油压 P_0 一半时，调节系统灵敏度最高。即当压力变换器有一定位移时，控制油压 P_x 的变化幅度最大。

4, 静态特性:

如图4----20所示, 在稳定工况下, 滑阀居中。压力变换器活塞位移 Δx 所引起的油口A的流量变化等于反馈油口B流入的流量变化, 即

$$\mu_A b_A \Delta x \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_x - P_b)} = \mu_B b_B \Delta m \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_0 - P_x)}$$

若, $\mu_B = \mu_A$, 取 $P_b = 0$, $P_x = \frac{1}{2} P_0$, 则有

$$b_A \Delta x = b_B \Delta m, \text{ 即, } \frac{\Delta m}{\Delta x} = \frac{b_B}{b_A} = \text{常数} \dots \dots \dots (4 \text{ --- } 15)$$

(二) 具有随动滑阀的中间放大器

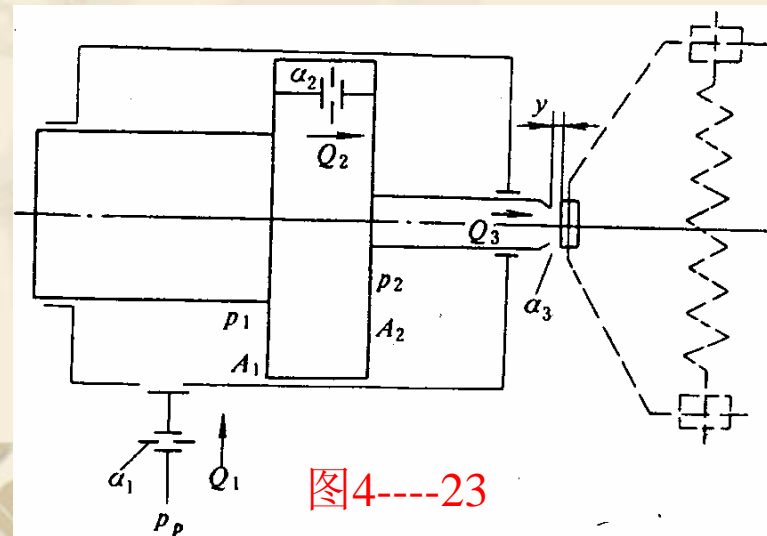
1, 结构: 如图4----23 所示;

2, 工作原理:

- ❖ 压力油 p_0 经孔板 a_1 首先进入活塞左油室, 形成一次油压 p_1 , 再经孔板 a_2 进入活塞右油室, 形成二次油压 p_2 , 最后从间隙 f 排出。

$$p_1 \times A_1 = p_2 \times A_2$$

- ❖ 随动滑阀力平衡: y_0 y_1
- ❖ 当挡油板右移时, 间隙增大为 y , 排油量增大, 活塞右油室油压 p_2 降低, 则活塞右移。同时, 间隙塞停止移动。
- ❖ 当挡油板左移时, 调节动作相同而方向相反。



3, 静态特性: 活塞位移量 (Δy) 等于挡油板位移量 (Δx), 即

$$\Delta x = \Delta y \quad (4-16)$$

通常, 随动滑阀左右面积比为: $A_2 / A_1 = 2$, 故 $P_2 / P_1 = 1 / 2$

4, 随动滑阀的时间常数

随动滑阀的时间常数 T_m 为滑阀走完最大行程 ΔY_{max} 所需要的时间。即在喷油嘴最大出油条件下, 流出随动滑阀扫过容积所需要的时间。

$$T_m = \frac{V}{Q_{max}} = \frac{A_2 \Delta Y_{max}}{\pi d \Delta x_{max} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2}}, \text{ 将式(4-16)代入, 则有}$$

$$T_m = \frac{A_2}{\pi d \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2}} \dots\dots\dots (4-17)$$

其中, d ---喷油嘴直径; ΔY ---活塞位移; Δx ---挡油板位移。

通常 $T_m = 0.01 \sim 0.03 \text{ S}$

(三) 具有波纹管放大器的中间放大器 (图4---24)

1, 结构: 同步器, 波纹管蝶阀, 弹簧, 二次油压 p_2 室。

- ❖ 油路: 一次油压 p_1 进入波纹管下油室, 压力油 p_0 经节流孔板进入二次油压 p_2 室, 再经蝶阀控制的油口**A**排出。
- ❖ 力平衡: 在放大器蝶阀上作用有力: p_1 、 p_2 、弹簧力、波纹管弹力。四个力保持平衡, 油口**A**有一定开度。

2, 工作原理:

- ❖ 当转速 n 升高, 一次油压 p_1 升高, 蝶阀上移, **A**关小, 二次油压 p_2 升高。使继电器向下移动。
- ❖ 当转速 n 降低, 一次油压 p_1 下降, 动作方向与上相反。

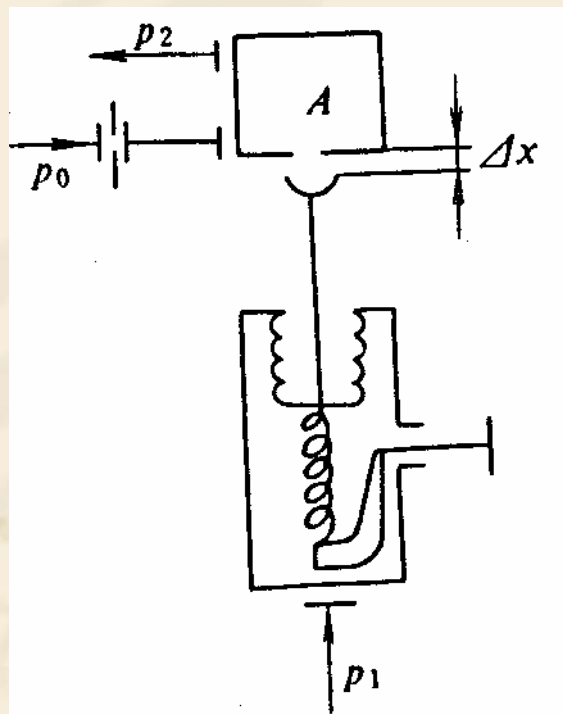


图4---24

改型后的波纹管放大器（图4---25）：

1， 结构：主同步器， 主同步器， 杠杆， 波纹管， 碟阀。

❖ 油路：一次油压 p_1 进入波纹管下油室，二次油压 p_2 从油口A排出。

❖ 力平衡： 、 、主同步器弹簧力、主同步器弹簧力，四个力在杠杆上保持平衡，油口A有一定开度

2， 工作原理：

❖ 当转速 n 升高，一次油压 p_1 升高，杠杆力平衡破坏而逆时针转动，油口A开大，二次油压 p_2 下降

❖ 当转速 n 下降，一次油压 p_1 下降，杠杆力平衡破坏而顺时针转动，

油口A关小，二次油压 p_2 升高。

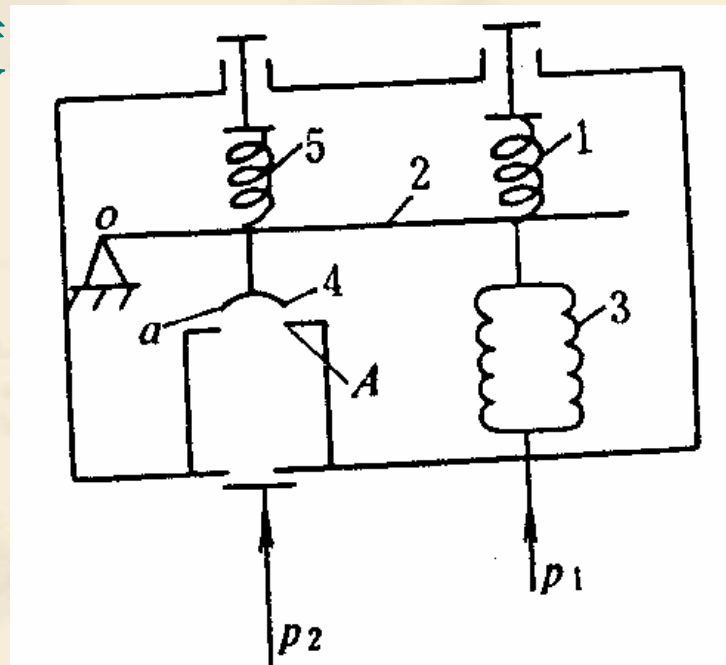


图4---25

三，反馈机构

反馈机构是调速系统的重要部分。
没有反馈的系统是不稳定的系统。

(一) 机械反馈 (图4----26)

右图所示反馈为旋转阻尼调速系统的反馈系统，是杠杆反馈。

在稳定工况下，滑阀1居中， p_3 为一定值，继电器在某一位置。这样， p_2 和弹簧4对继电器活塞2的作用力保持平衡，

$A_3 \times \Delta p_2 = K_4 \times \Delta Z_4$ 根据杠杆平衡条件，则有

$$\Delta P_2 = \frac{K_4}{A_3} \Delta Z_4 = \frac{K_4}{A_3} \frac{K_4}{c+d} \Delta m = \frac{K_4}{A_3} \frac{d}{c+d} \frac{a+B}{a} \Delta L \dots (4---19)$$

可见：改变弹簧刚度 K_4 和杠杆比，可以改变静态特性曲线的斜率。

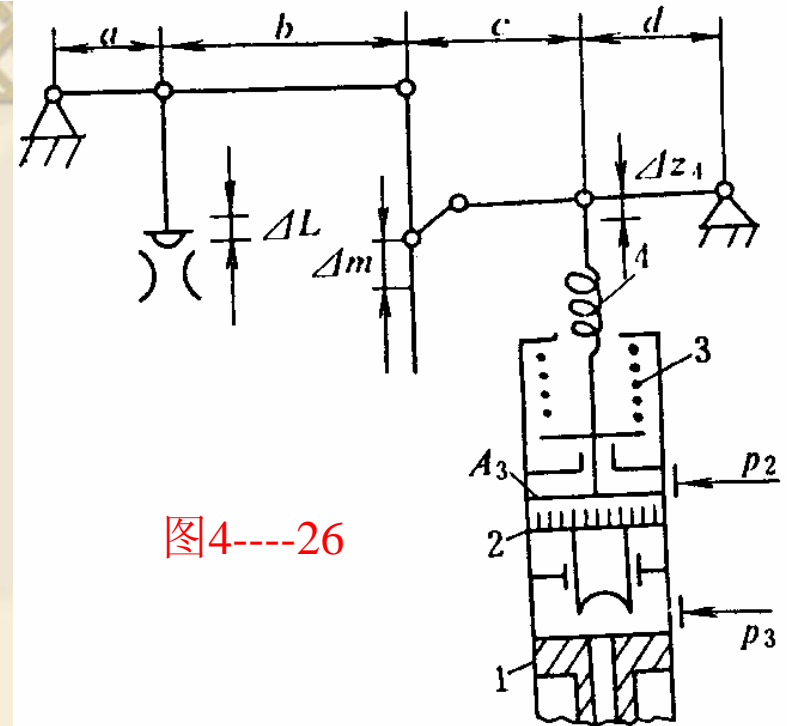


图4----26

(二) 液压反馈

用油口开度实现反馈，称为**液压反馈**，如图4---6中的反馈就是液压反馈。

1, 工作原理: (如东方厂系统) 在稳定工况下, 滑阀居中, **Px2** 一定, 油口**B**为常数。当工况由稳定工况过渡到另一种工况时, **B**不变。只用油口**A**、**C**起变, 二者变化量应相等, 即

2, 静态特性

$$\Delta a_A = \Delta a_C$$

若压力变换器移动 Δx , 油口**A**的宽度为**b**, 反馈滑阀位移 $\Delta m'$, 油口**C**的宽度为**b**, 则有

$$b_C \Delta m = b_A \Delta x \dots \dots \dots (4---20)$$

根据图4---27, 则有 $\Delta m = \Delta m \frac{x}{y}$, 代入上式

$$\frac{\Delta m}{\Delta x} = \frac{b_A y}{b_C x} = \text{常数} \dots \dots \dots (4---21)$$

(三) 动反馈

静反馈: 静反馈是工况稳定后起作用。静反馈只对静态特性有影响。

动反馈: 只是在工况变动时起作用，工况稳定后不起作用。

1, 图4---9中, B油口为滑阀凸肩所控制。在稳定工况下, 滑阀居中, B油口开度一定, 控制油压 p_x 一定, 不影响静态特性。但在工况变动过程中, 如控制油压上升, 滑阀上移时, B油口关小, 减少进入的油量, 使上升速度减慢, 滑阀上移减慢, 机产生反馈作用。

2, 图4---26中, 继动器上的压弹簧就是动反馈。在稳定工况下, 继动器居中, 压弹簧(动反馈)不受力。不影响静态特性。但当上升, 继动器下移时, 静弹簧拉长, 动弹簧也伸长, 使弹力减小, 相当于加了一向上的力。继动器受到弹力为两个弹簧力之和。

四，传动放大机构的静态特性

传动放大机构的输入信号为 Δx (ΔP)，输出信号为 Δm ，
如图4----28，则有

$$\frac{\Delta m}{\Delta x} = \frac{\Delta Z}{\Delta x} \frac{\Delta m}{\Delta Z}, \text{ 由图4---17可知, 右边因皆为线性关系}$$

$$\therefore \dots \frac{\Delta m}{\Delta x} = \text{常数} \dots (4---22)$$

第四节 配汽机构

一，调节阀

- 1，单座阀：如图4----29所示，结构简单，提升力大。
- 2，带减压阀的调节阀：如图4----30所示。开启时，先开预启阀，使上下相通，再提起主阀。
- 3，调节阀的提升力特性（图4---31）：当开度为零时，提升力R最大，随L增大，R变小。
- 4，调节阀的生程流量特性（图4----32）：当开度较小时，流量D与开度L成直线关系；当开度继续开大时，通流面积增大，但是压力差变小，但流量不会再增大。
- 5，球形阀的流量：
$$G = \chi G_{cr}$$
- 6，阀门提升力R
$$R = \zeta A_v P_0$$

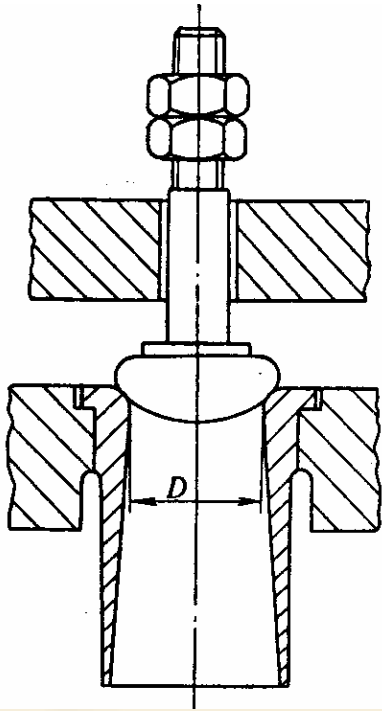


图4----29

单座阀:

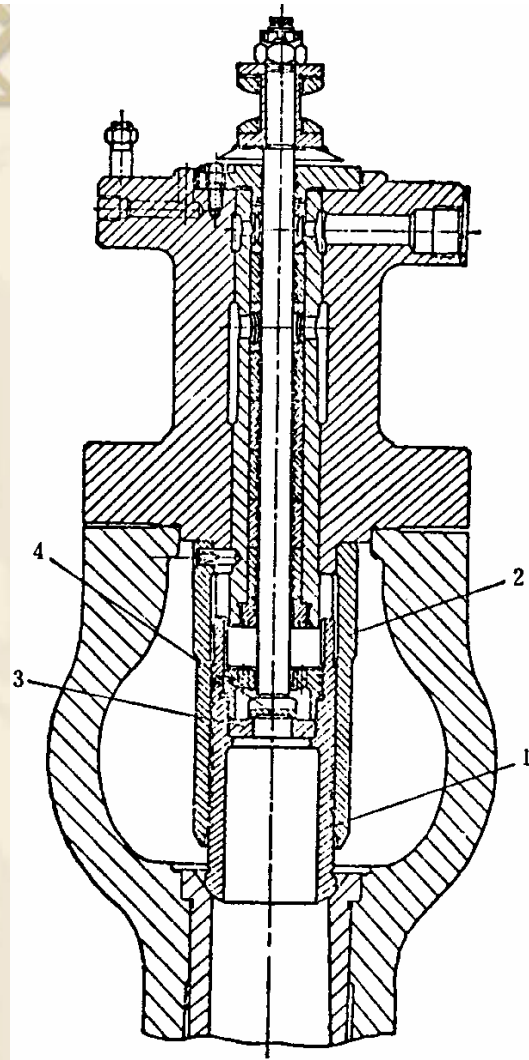


图4----30

带减压阀的调节阀

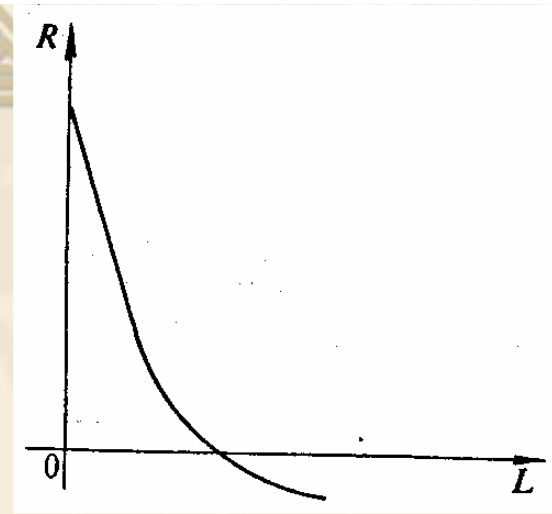


图4---31

调节阀的提升力特性

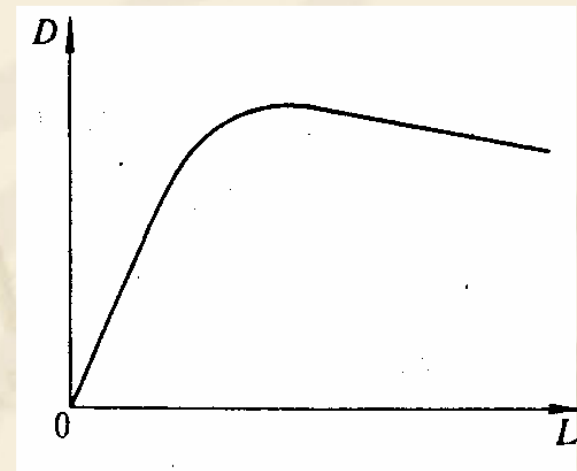


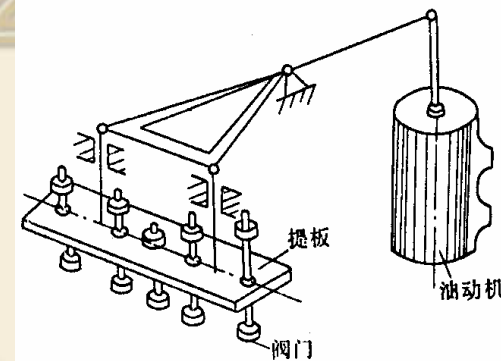
图4----32

调节阀的行程流量特性

二，调节阀的传动机构

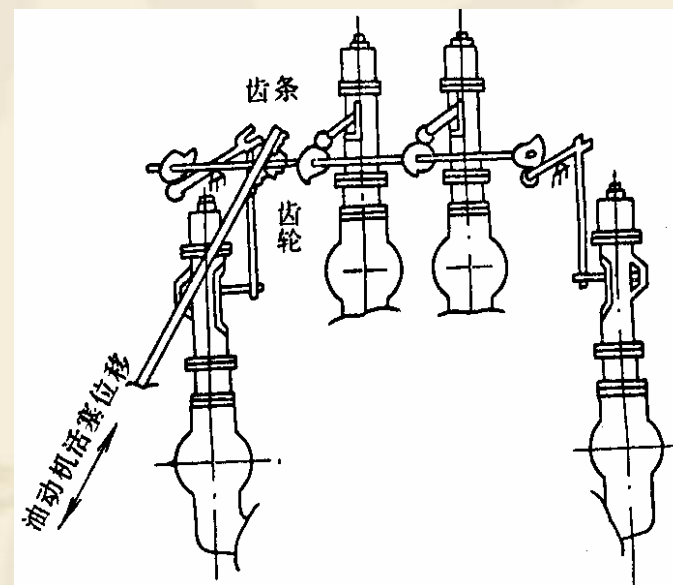
(一) 体板式传动机构：（图4----35a）

用于中小型机组，结构简单，提升力小。



(二) 凸轮传动机构：（图4-----35b）用于5万KW机组。

油动机通过齿轮、齿条和凸轮带动调节阀。

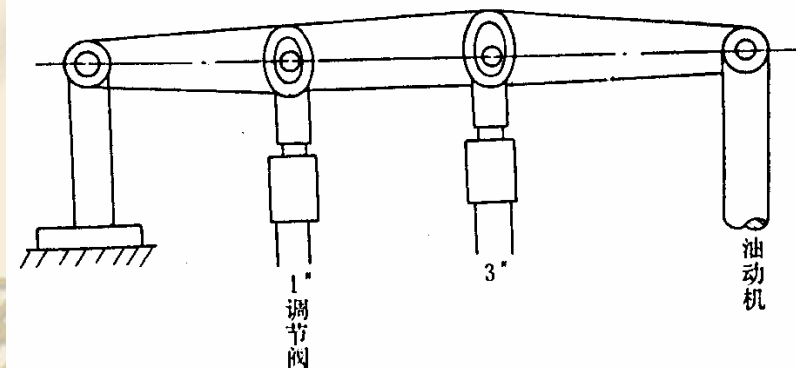


(三) 杠杆传动机构：（图4-----35c）

用于大型机组，200MW、300Mw机组。

三，配汽机构的静态特性

配汽机构的静态特性就是油动机活塞位移 (Δm) 和机组功率N之间的关系。



第五节 调节系统的静态特性

一、调节系统的静态特性曲线

汽轮机调节系统的静态特性曲线是由转速感受机构、中间放大机构和执行机构的静态特性曲线所组成，如图4---36、图4---37所示。其中，将调速器、中间放大机构和执行机构的静态特性曲线分别画在直角坐标系的第二、三、四象限，将调节系统的静态特性曲线画在直角坐标系的第一象限，组成四象限图。

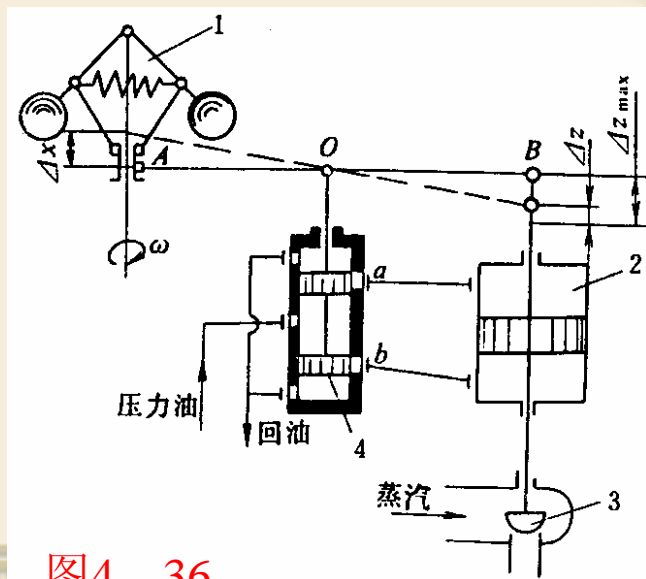


图4---36

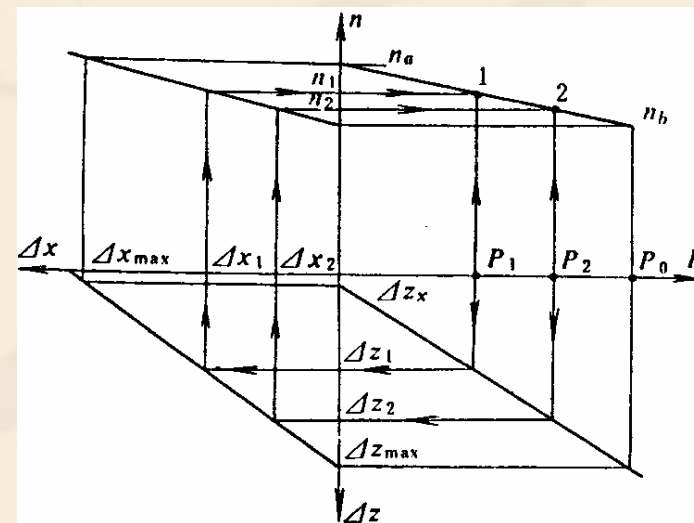


图4---37

二、速度变动率（不等率）

1, 定义：在稳定工况下，汽轮机的功率由满负荷减到零负荷时，其转速的改变量 Δn 与额定转速 n_0 （或者最高与最低转速的平均值）之比的百分数称为速度变动率（图4---38），用 δ 表示：

$$\delta = \frac{\Delta n_{\max}}{n_0} * 100\% = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{\frac{1}{2}(n_{\max} + n_{\min})} * 100\% \quad (4---25)$$

* 单机运行的机组，由一台机组向用户供电，机组负荷等于用户消耗量，这样，当功率变化时，转速也要变化（图4---39）。

* 并列运行的机组，网内所有机组同时向电网送电，再由电网向用户供电

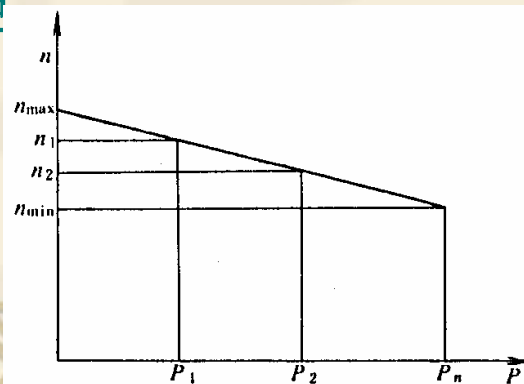


图4---38

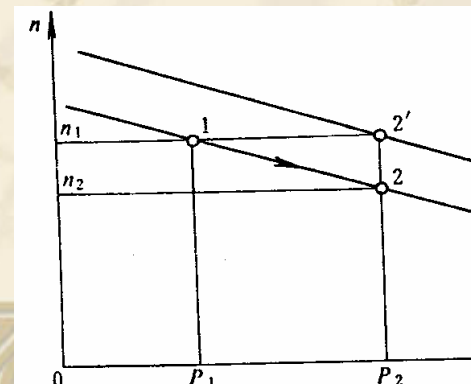


图4---39

2, 一次调频: 并列运行的机组, 网内频率相同, 所有机组转速一样, 机组总功率正好等于用户总耗电量。当外界负荷变动而引起电网频率变化时, 网内各机组调速系统同时动作, 自动增减负荷, 以适应外界负荷变动的要求。这种由调速系统随电网周波变化, 自动控制机组负荷增减, 以保证电网频率稳定的方式, 称为一次调频。如图4---40所示。

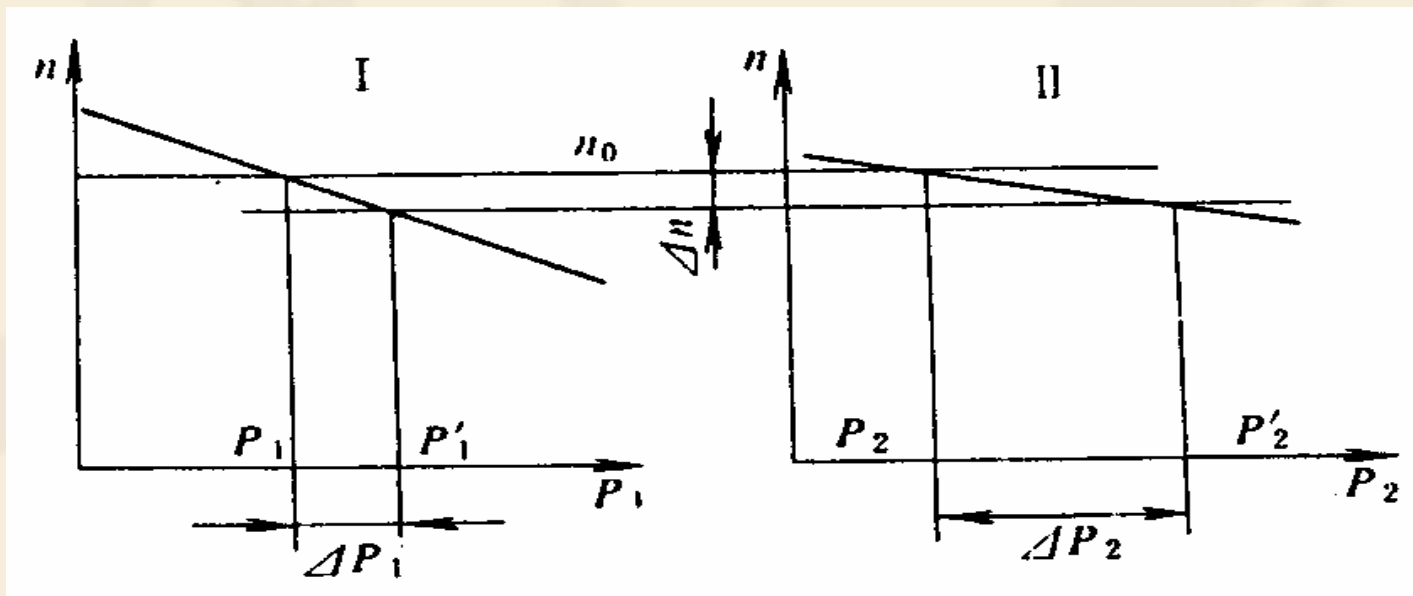


图4---40

3, 并列运行的机组功率变化与速度变动率的关系:

如图4---40所示, 两台机组并列运行, 其速度变动率分别为 δ_1 、 δ_2 , 额定功率分别为 N_1 、 N_2 。当电网频率变化时, 二者转速变化值相同 (Δn)。这样:

$$\text{对于机1: } \frac{\Delta n}{\Delta N_1} = \frac{\Delta n_{\max}}{N_1}, \frac{\Delta n}{\Delta N_1 \cdot n_0} = \frac{\Delta n_{\max}}{N_1 n_0} = \frac{\delta_1}{N_1};$$

$$\text{对于机2: } \frac{\Delta n}{\Delta N_2} = \frac{\Delta n_{\max}}{N_2}, \frac{\Delta n}{\Delta N_2 \cdot n_0} = \frac{\Delta n_{\max}}{N_2 \cdot n_0} = \frac{\delta_2}{N_2}$$

$$\text{则有: } \frac{\Delta n}{n_0} = \frac{\Delta N_1}{N_1} \delta_1 \dots\dots (=) \dots\dots \frac{\Delta n}{n_0} = \frac{\Delta N_2}{N_2} \delta_2$$

$$\therefore \dots\dots \frac{\Delta N_1}{\Delta N_2} = \delta_2 / \delta_1 \dots\dots (4---26)$$

上式表明, 并列运行的机组, 在一次调频时, 机组功率变化的相对值与其速度变动率成反比。即速度变动率 δ 大的机组, 功率变化小; 速度变动率 δ 小的机组, 功率变化大。

4, 速度变动率 δ 的选定:

- (1) 对于承担基本负荷的机组, 希望运行稳定, 速度变动率 δ 应取大一些, 一般为(4~6)%;
- (2) 对于承担尖峰负荷的机组, 希望增强对负荷的适应性, 速度变动率 δ 应取小一些, 一般为(3~4)%。
- (3) 为了保证机组在甩负荷时, 其超速保护装置不动作, 对速度变动率 δ 有一定的要求: 从静态曲线上来看, 机组功率由满负荷变为零负荷时, 其转速将由额定转速 n_0 上升为 $(1+\delta)n_0$; 但从动态曲线上来看, 机组功率由满负荷变为零负荷时, 其转速将由额定转速 n_0 上升为 $(1+1.5\delta)n_0$ 。所以, δ 上限为6%。

5, 局部速度变动率 δ' : 实际上, 调速系统的静态特性曲线为一曲线, 在不同的功率下有不同的速度变动率, 即局部速度变动率 δ' 。这样, 在电网频率变动时, 各机组的功率变化取决于工作点的局部速度变动率 δ' , 而不是系统总速度变动率 δ 。

三，迟缓率 ϵ

1, 迟缓现象: 如下图, 当外界负荷下降而转速上升时, 机组功率并不马上降低。而是当转速上升到一定程度时, 功率才开始下降。同样, 当外界负荷上升, 机组转速下降时, 机组功率并不马上增加, 而是当转速降低到一定时, 功率才开始上升。这就是说, 机组在同一功率下有不同的转速, 或者说在同一转速下有不同的功率。这就是调速系统的迟缓现象。

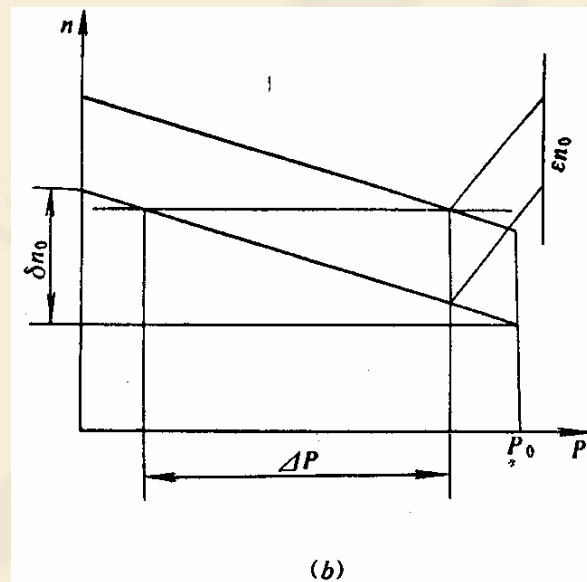
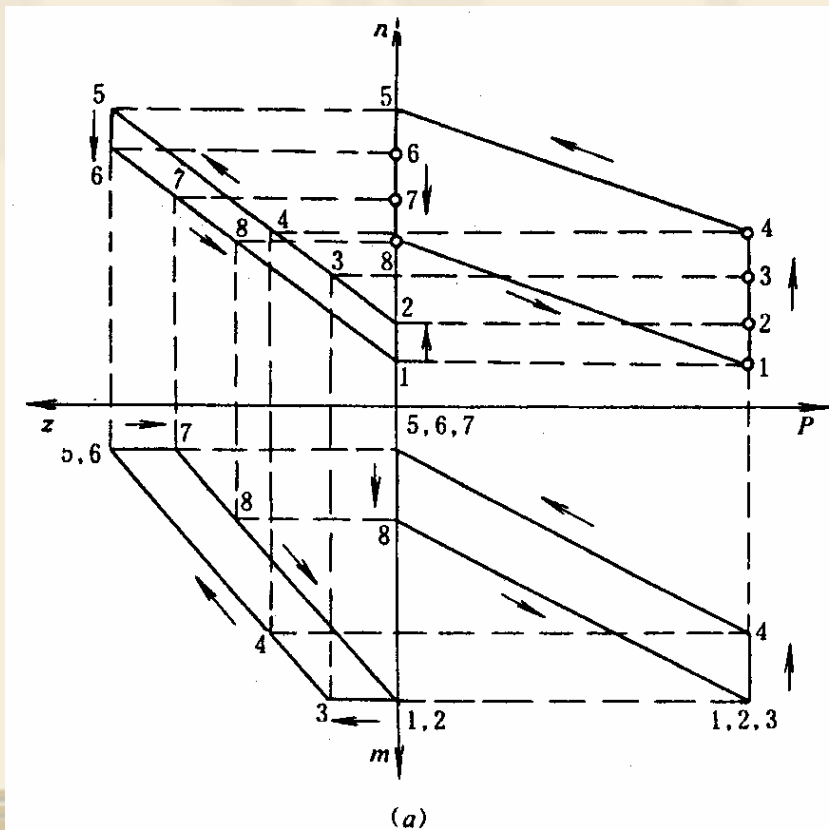


图4—42

2, 产生迟缓的原因: 调速系统的各部件存在着摩擦、铰链间隙、滑阀重叠度。这样, 各部件的静态特性曲线就不是一条线, 而是一个带状区域。因此, 当电网频率变化时, 机组功率并不马上变动而是有一段迟缓。通常用迟缓率 ε (不灵敏度) 来表示这种迟缓程度的大小。

3, 迟缓率 ε : 同负荷条件下的最大转速变动 ($n_2 - n_1$) 与额定转速之比, 即

$$\varepsilon = \frac{n_2 - n_1}{n_0} * 100\% \quad (4\text{---}42)$$

42)

4, 机组最大负荷摆动 ΔN

从图4----42中的三角形相似就可以看出:

$$\Delta N = \frac{\varepsilon}{\delta} N$$

5, 迟缓率 ε 的大小: 调速系统的迟缓率为各部件迟缓率的累积。为了减小负荷摆动, 一般要求 ε 不大于0.5%, 最好 ε 不大于0.3%。要减小迟缓率, 则应在各元件的设计、制造、安装和运行个方面予以减小。

四, 静态特性曲线的平移(同步器)

(一) 同步器的作用

1, 单机运行的机组, 当功率由 N_1 上升到 N_2 时, 转速(频率)

将由 n_1 降为 n_2 , 这样, 就不能满足供电质量的要求。而同

步器则可以平移调速系统的静态特性曲线(即用同步器改变机组的进汽量), 使机组的转速不变(n_1), 如图4---43所示。

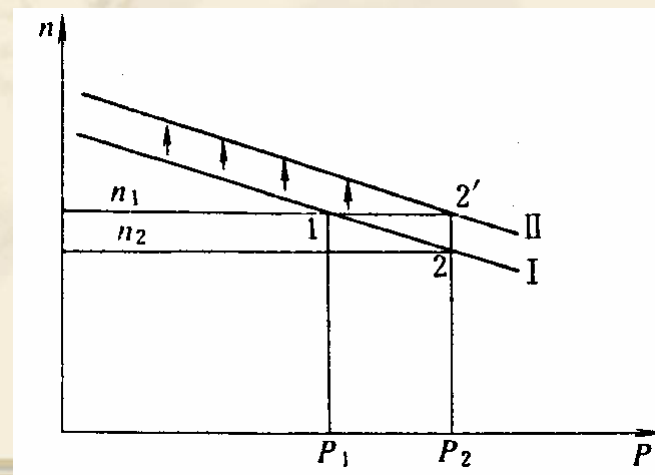


图4---43

2, 并列运行的机组, 可以用同步器调整网内各机组的负荷, 使之按给定负荷运行, 调整电网频率, 以维持电网稳定在额定范围之内。这种用同步器调频的方式称为“二次调频”。如图4---44a有两台并列运行的机组, 功率分别为 N_1 和 N_2 。可以用同步器增加 ΔN 给1号机, 而使二号机减少 ΔN , 而使总的功率不变, 转速(频率)不变。

3, 机组启动时, 可以用同步器改变进汽量以增加转速, 使之从0转速上升到额定转速 n_0 -----同步。

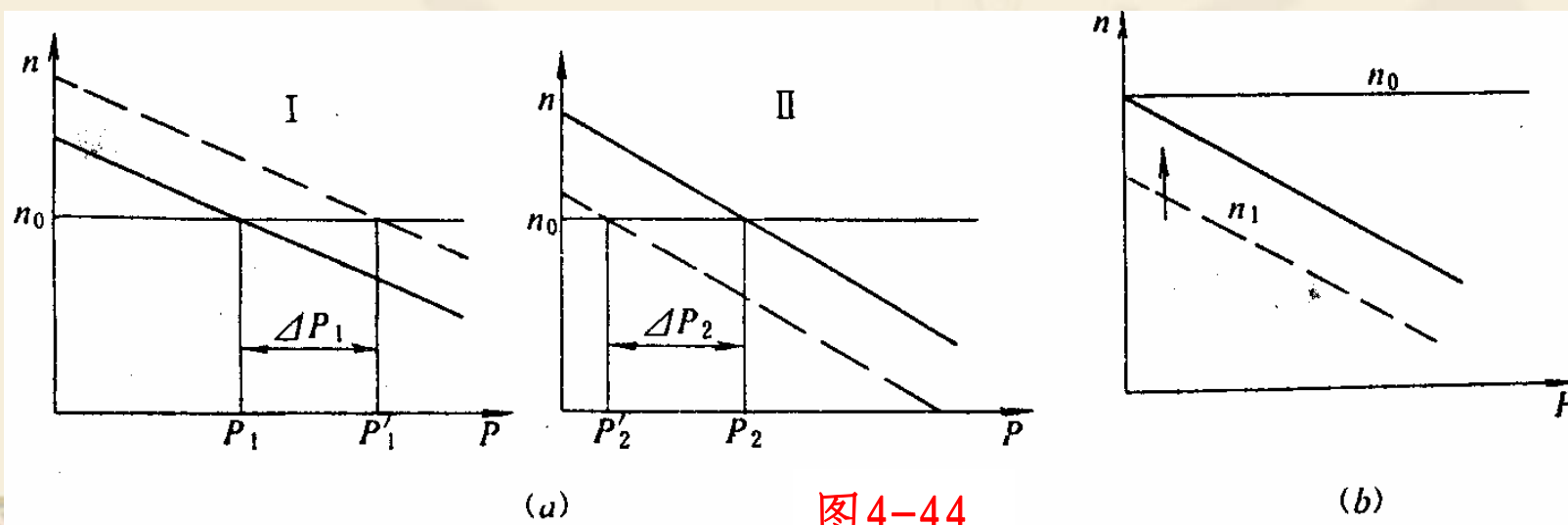


图4-44

(二) 平移调速器的静态特性曲线

如图4---45a，调速器飞锤离心力与a、b弹簧的弹力相平衡。当转速不变时，可以改变b弹簧的预紧力而改变调速器滑环的位置A，使调节阀开度改变。相反，当转速增加或者减少时，可以用同步器使调速器滑环位置A不变。这就是说，同步器可以上下平移调速器的静态特性曲线（图4---45b）。

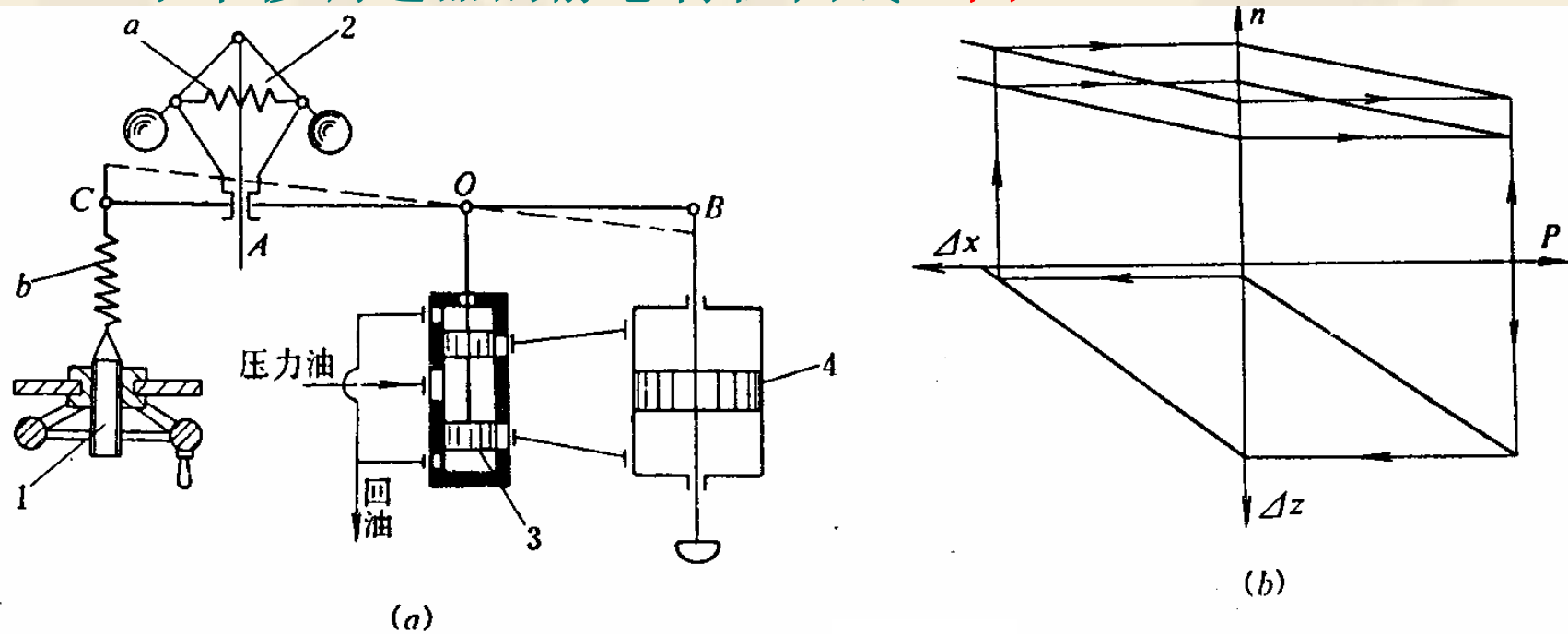


图4-45

(三) 平移放大机构的静态特性曲线

如图4-47是高速弹性调速汽调节系统。当转速一定时，随动滑阀位置一定。当用同步器通过杠杆改变调速器滑阀位置时，改变了油口开度，使控制油压改变，油动机位置变化，即用同步器平移放大机构的静态特性曲线（图4-47b）。

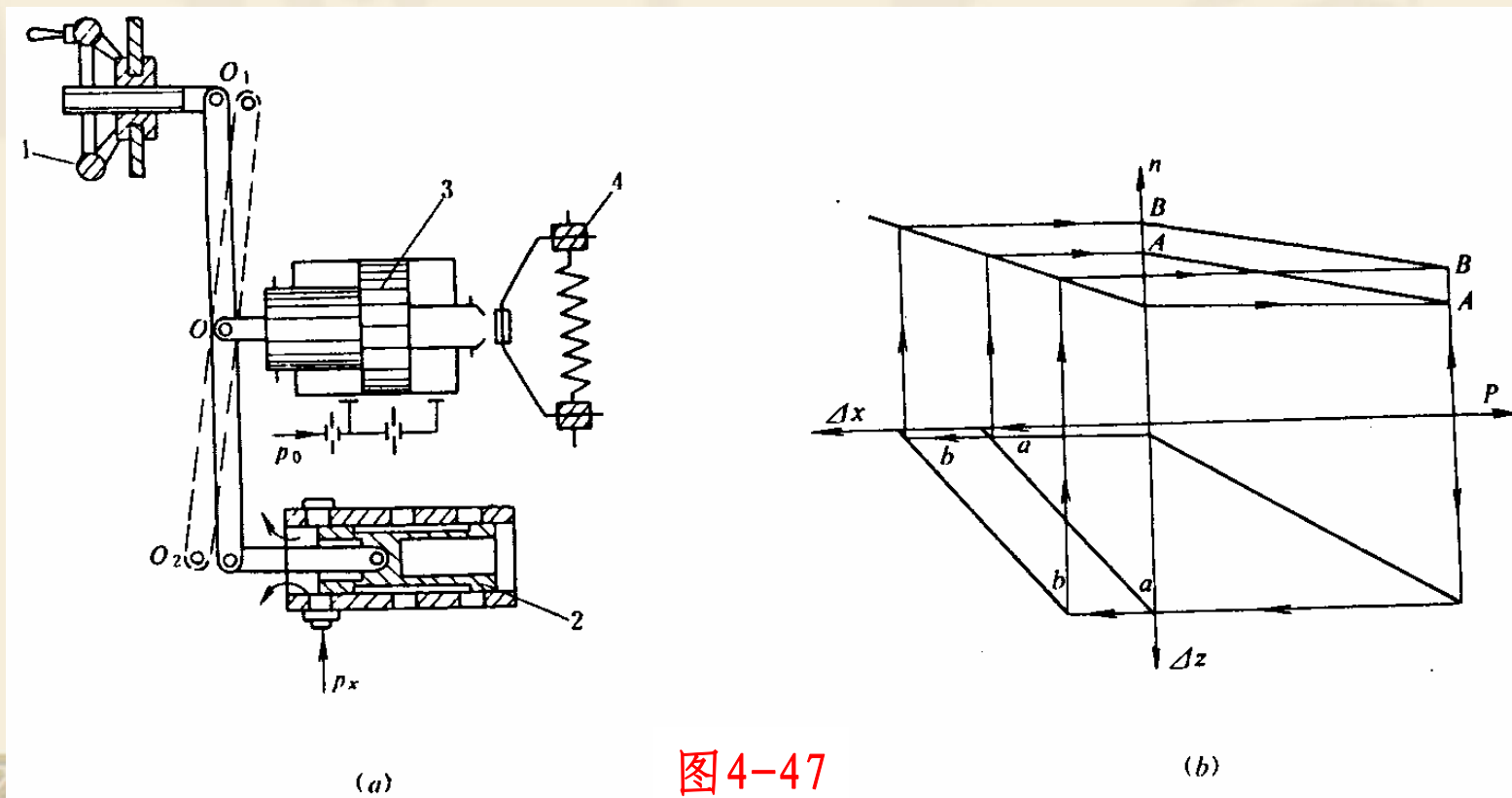


图4-47

(四) 同步器的工作范围:

为了满足在额定参数、额定转速下机组能从满负荷到0负荷稳定运行，同步器的工作范围至少是等于大于调速系统所控制的转速范围。

a, 上限位置: 应能保证在电网频率升高、初参数偏低而背压升高时，能使机组带满负荷；

b, 下限位置: 应能保证在电网频率下降、初参数上升而背压下降时，能使机组减负荷到零。如图4----49所示。

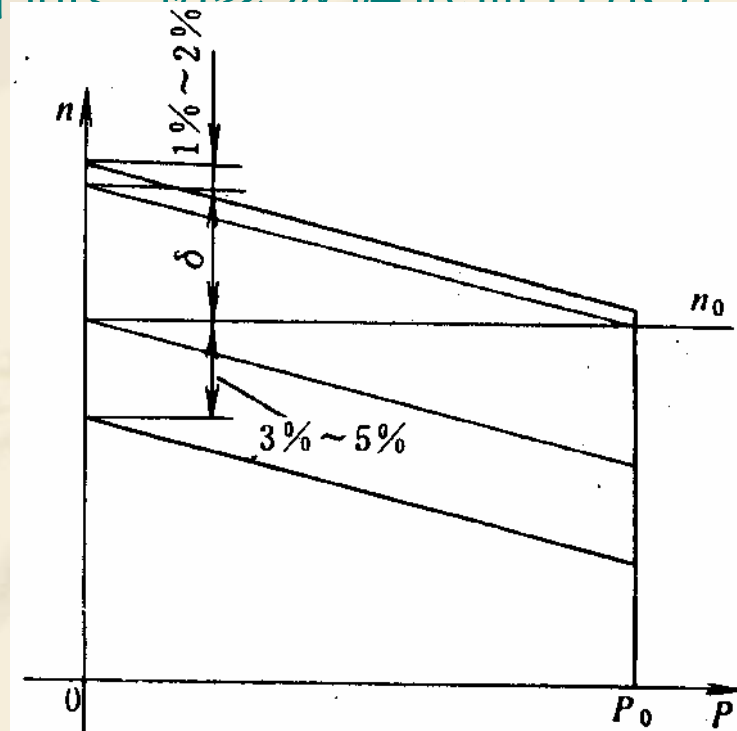


图4-49

五，静态特性曲线的合理形状

1，带不同负荷的机组对速度变动率 δ 的要求：

a，带基本负荷的机组，要求负荷稳定，则速度变动率 δ 大一些好；

b，带尖峰负荷的机组，要求负荷适应性好，速度变动率 δ 小一些。

2，调速系统动态特性对速度变动率 δ 的要求：

速度变动率 δ 大，则机组甩负荷后的转速飞升大，容易超速，则要求速度变动率 $[\delta = 4\sim 5)\%]$ 。但速度变动率 δ 大，调速系统稳定性好；速度变动率 δ 小，调速系统稳定性差，则要求速度变动率 δ 不小于3%。

3, 静态特性曲线的合理形状(图4-----50):

- * 在0负荷附近 ($10\%N_0$)，局部速度变动率 δ' 要求大一些，以便于机组并网；
- * 在额定负荷附近，局部速度变动率 δ' 也要求大一些，为的是使机组在经济负荷下稳定运行，提高效率；
- * 在中间应较平滑，但不允许有平直段，以免负荷不稳定。

六, 调速系统静态特性试验 (略)

七, 调速系统静态特性的调整 (略)

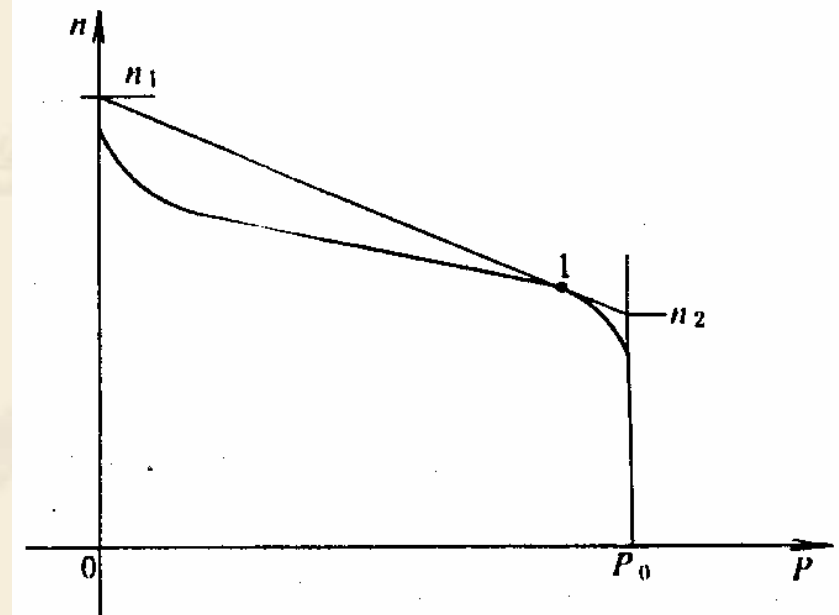


图4-----50

作业：

- 1、解释专业名词：调速系统的静态特性、速度变动率、迟缓率、一次调频、二次调频、油动机时间常数。
- 2、叙说同步器的作用。
- 3、画出调速系统四象限图，并说明各部分的意义。
- 4、带不同负荷的机组对速度变动率有何要求？
- 5、画出合理的调速系统静态特性曲线，并说明为什么。

第六节

汽轮机保护装置

一，汽轮机保护系统

汽轮机保护系统的功能在于监视机组运行的各参数。当这些参数超过一定范围时，保护装置动作，是机组减负荷或者停止运行。

- 1，超速保护：**当机组转速超过额定转速的(10~12)%时，危急遮断器动作，泄掉安全油，主汽门自动关闭，实现紧急停机。
 - 2，轴向位移和胀差保护：**机组运行时，动静部分必需保持一定间隙。当位移或者胀差超过一定范围时，使停机。
 - 3，低油压保护：**当润滑油压低于一定值时，发信号；再继续降低时，启动辅助油泵，并使停机。
 - 4，低真空保护：**当真空度低于一定值时，发信号；再继续降低时，使停机。
- 此外，还有热应力保护、振动保护、低汽压保护、安全防火保护等。

二、主要保护装置

(一) 自动关闭器:

1, 结构: 见 (图4---55)。

2, 工作原理: 机组正常运行时, 关闭器处于全开状态。当安全油泄油之际, 关闭器活塞在弹簧力作用下快速右移, 关闭主汽阀, 使停机。

(二) 超速保护装置

当机组突然甩电负荷而调速系统因某种原因不能正常停机时, 转速迅速上升, 因超速而引起巨大的离心力, 使机组破坏。因此, 汽轮机必需具备超速保护装置。当机组转速达到 $(1.10 \sim 1.12)n_0$ 时, 超速保护装置动作, 实现紧急停机。

1, 结构: 见(图4---56、图4---57、图4---58), 危急遮断器, 杠杆, 油门。(危急遮断器由撞击子、弹簧、调整螺母组成)。

2, 工作原理: 撞击子为一偏心重块。

- ❖ 机组正常运行时, 弹簧力大于重块的离心力, 撞击子不飞出;
- ❖ 当转速升高, 则重块的离心力增大;
- ❖ 当 $n \geq (1.1 \sim 1.12)n_0$ 时, 重块的离心力大于弹簧力, 撞击子飞出, 打击危急保安器, 通过杠杆使危急遮断器错油门动作, 泄掉安全油, 关闭主汽阀, 实现紧急停机。

3, 危急保安器动作转速:

当弹簧力等于离心力时, 有

$$mr_0 \left(\frac{2n_1\pi}{60} \right)^2 = k * x_0$$
$$\therefore n_1 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{kx_0}{r_0 m}} \dots\dots\dots(7 --- 30)$$

一般说来, $n_1 = (1.10 \sim 1.12)n_0$

(三) 轴向位移保护

- 1, 轴向位移产生的原因: * 推力轴承熔化; * 启、停、工况变动时, 动静部分膨胀不同, 动静间隙减小。
- 2, 胀差: 动、静部分膨胀之差, 有正、负胀差。
- 3, 轴向位移监测装置: 有电动式、液压式
- 4, 工作原理:

电动式: 利用轴向间隙改变引起磁场变化, 从而使电动势、电容等改变。其信号经放大后, 指示及报警, 直到停机。

液压式: 利用轴向间隙改变引起泄油量变化, 油压变化。当油压一定值时, 使滑阀动作, 实现停机。

(四) **轴承油压保护:** 润滑油压过低, 轴承不能正常工作, 轴瓦烧坏。(略)

(五) **低真空保护** (略) (六) **安全防火保护:** (略)

第七节 调速系统动态特性

一，调速系统的动态过程

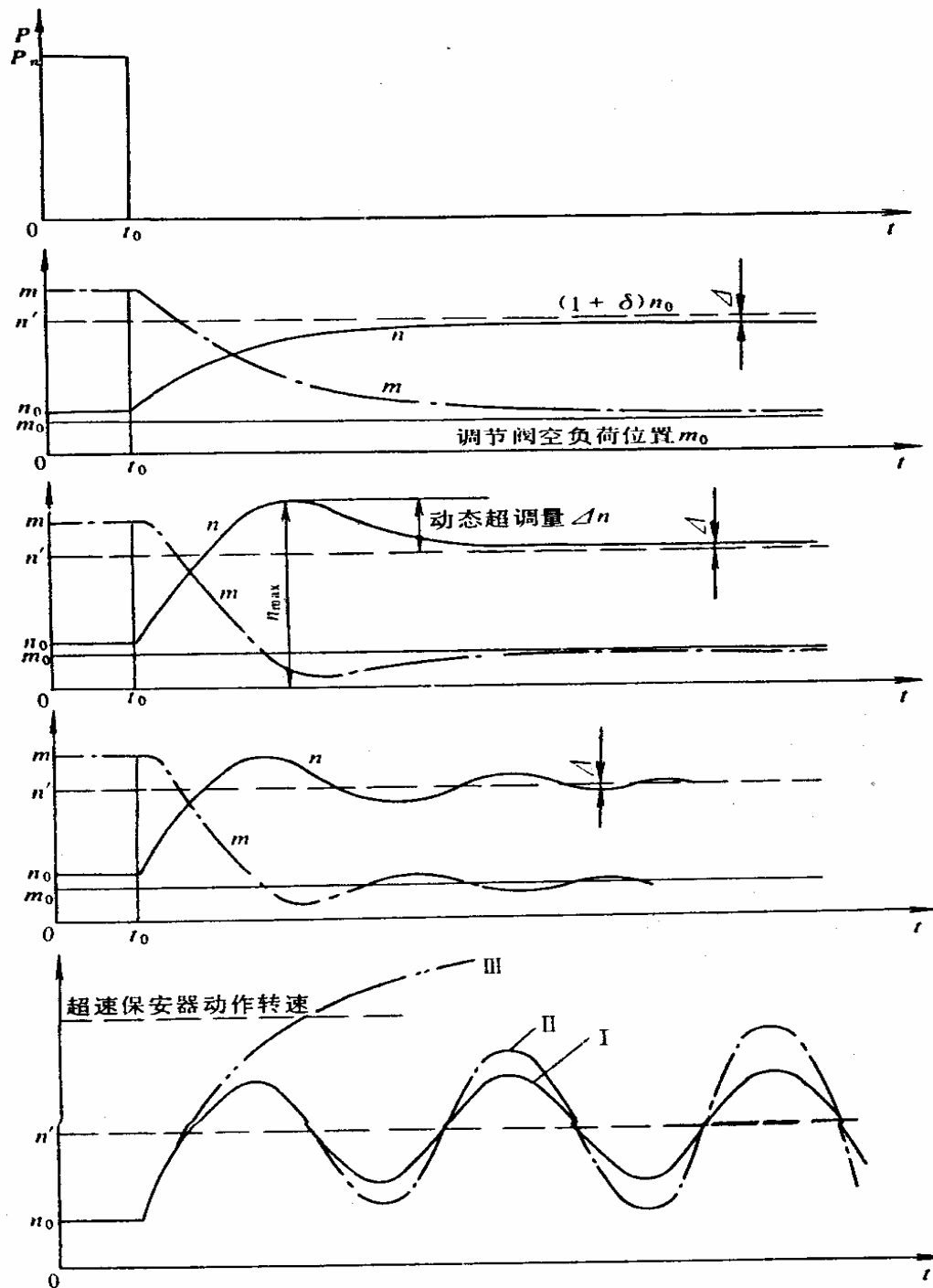
1，静态特性与动态特性

* **静态特性**，是指汽轮机稳定工况下的特性 (n --- N)，不涉及两个稳定工况之间的过渡过程；

* **动态特性**，是研究调速系统从一个稳定工况过渡到另一个稳定工况的过渡过程。动态特性是指过渡过程中，机组的功率、转速、调节阀开度等参数随时间的变化规律。

2，调速系统的动态过程曲线 图4---63

a，发电机突然甩全负荷的功率曲线，自时间 t_0 后，功率 P_n 为零；



(a)

(b)

(c)

(d)

(e)

图4—63

- b**, 刚甩负荷时, 转速没有突然升高。在 t_0 之后, 由于迟缓的存在, 调节阀仍在进汽, 而发电机负荷为0。因此, 这时候进入的蒸汽全部用于汽轮机升速, 转速升高, 调速系统开始动作, 调节阀逐渐关小, 转子转速增加率减慢。当调节阀关到空负荷位置时, 转速升高到新的位置 (空负荷转速) [$n_0 = (1+\delta)$];
- c**, 当机组甩负荷时, 由于迟缓较大, 动作较慢, 当转速升高到 n' 时, 调节阀还未关小到空负荷位置, 转速要超过 n' 。当调节阀关到空负荷位置时, 由于惯性的存在, 转速上升到峰值。其高出空负荷转速的部分称为**动态超调量** (Δn)。此时, 调节阀要继续关到空负荷以下位置时, 转子才停止加速。当调节阀反方向开大到空负荷位置时, 转速才慢慢地停留在空负荷转速。

d，由于惯性的存在，转速不会一下子停留在空负荷转速 n' ，而会低于 n' ；调节阀反而要高于 m_0 。调速系统反复动作几次，最后衰减到平衡位置转速。

以上三种情况，当机组甩负荷后，调速系统最后可以使转速过渡到空负荷转速 n' 。这种系统是稳定系统。

e，如果设计、检修、调试不好，则会产生图4---63e所示三种情况：

* 曲线**1**，一直振荡，不会衰减，不会稳定。

* 曲线**2**，摆动越来越大，直到超过允许值。

* 曲线**3**，机组甩负荷后直到危急保安器动作转速。

这三种系统都是**不稳定系统**，不稳定系统是不可以采用的。

3, 动态稳定指标

(1) 稳定性: 运行机组受到干扰后离开平衡位置, 经调节系统作用后, 嫩过渡到新的平衡状态; 或者在扰动撤消后, 能恢复到原来平衡位置, 这样的系统就是稳定系统。如上述前三种情况。

(2) 超调量: 在过渡过程中, 转速超过最后稳定值的最大转速偏差量称为超调量, 即

$$\Delta n = n_{\max} - (1 + \delta)n_0 \dots \dots \dots (\delta < 6\%)$$

一般要求汽轮机甩负荷后的转速升高不超过危急保安器动作转速, 而且有一定余量 3%左右; 危急保安器动作转速为 (1.10~1.12) n_0 , 因此, 最高转速不超过(1.07~1.09) n_0 。 所以,

$$\Delta n < (0.02 \sim 0.04)n_0$$

(3) 过渡时间: 机组经扰动之后, 从原来的平衡状态过渡到新的平衡状态所需要的时间称为过渡时间。过渡时间不能太长, 一

二、影响动态特性的主要因素

(一) 调节对象对动态特性的影响：

1, 转子飞升时间常数**Ta**-----在额定功率时的蒸汽力矩(**Mto**)作用下, 机组转速由**0**上升到额定转速时所需要的时间, 即

$$T_a = \frac{I_\rho(\omega_0 - 0)}{M_{t,0}} = \frac{I_\rho \cdot \omega_0}{M_{t,0}} \dots\dots\dots(4-31)$$

其中, I_ρ --- 转子转动惯量;

.

..... $M_{t,0}$ --- 额定蒸汽力矩;

.

..... ω_0 额定转速时的角速度。

随着机组容量增加, 蒸汽力矩(**Mto**)增加, 则转子飞升时间常数**Ta**降低。对于中小型机组, **Ta = 11~14** 秒; 高压机组, **Ta = 7~10** 秒; 中间再热机组, **Ta = 5~8** 秒。机组越大, 时间常数**Ta**越小, 越容易超速。

2, 中间容积时间常数 T_v -----蒸汽在额定流量 G_0 下, 以多变过程充满中间容积并达到密度为 ρ_0 所需要的时间称为容积时间常数 T_v , 其值为:

$$T_v = \frac{D_0}{G_0} = \frac{V\rho_0}{G_0} = \frac{V}{v_0 G_0} \quad (4---32)$$

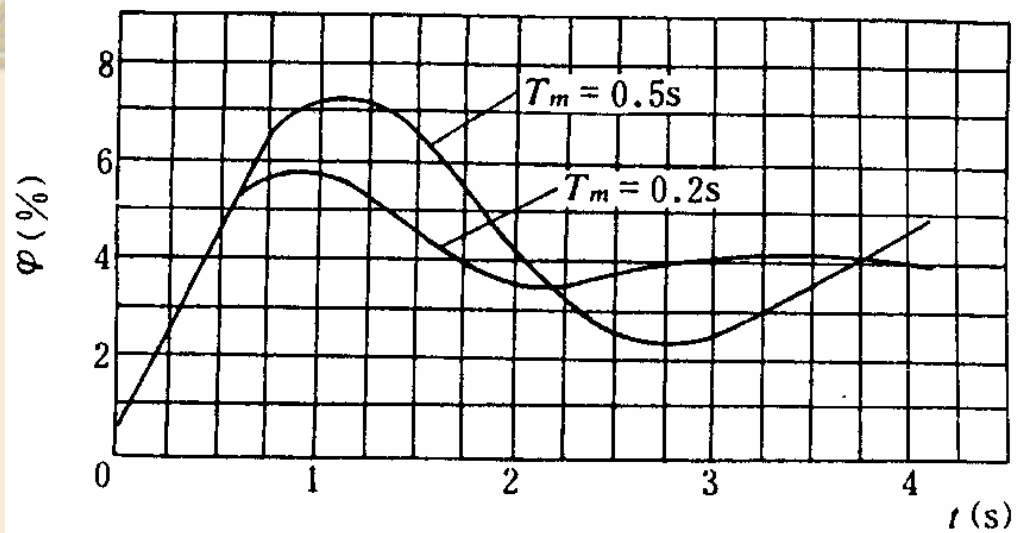
其中, D_0 ---中间容积蒸汽参数为 P_0 、 ρ_{v0} 时, 整个容积的充汽量;

V -----中间容积;

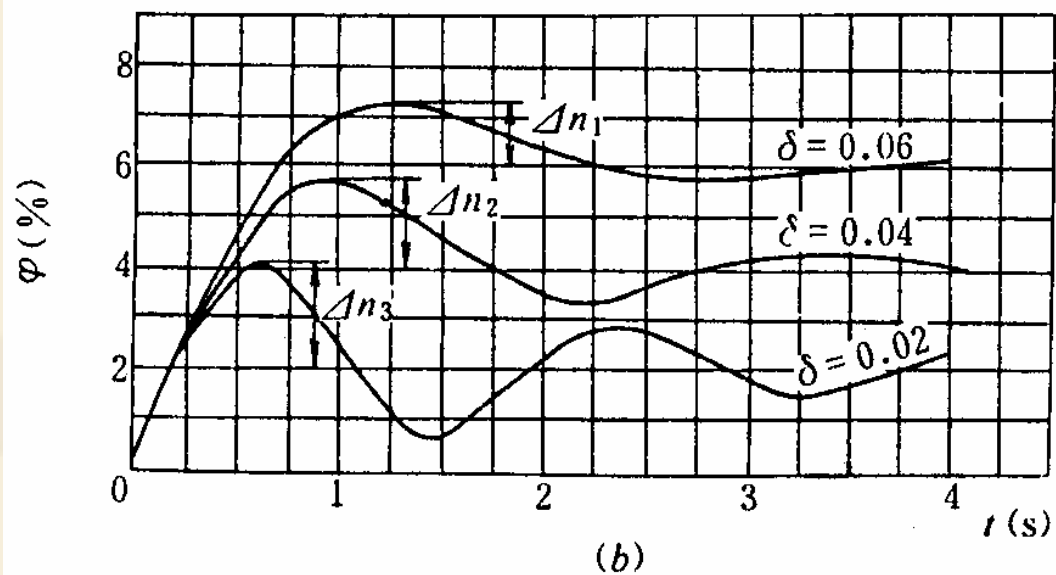
ρ_{v0} -----蒸汽密度;

G_0 -----额定进汽量。

中间容积 V 越大, 参数越高, 则中间容积时间常数 T_v 越大。 G 越大, 中间储汽越多, 作功能力越强, 使汽轮机转速额外飞升越大。对于中间再热机组来说, 除了本色容积之外, 还有再热器再热蒸汽管道, 容积很大。因此必需有中压调节阀。



(a)



(b)

图4----64

(二) 调速系统对动态特性的影响

1, 速度变动率 δ 的影响, 如图4---64b所示:

a, 速度变动率 δ 越大, 甩负荷后的机组转速飞升越高, 所以, 速度变动率 δ 不大于**6%**;

b, 速度变动率 δ 越小, 超调量 (Δn) 越大, 波动次数多, 衰减慢, 稳定性差。所以 要求速度变动率 δ 不小于**3%**。般为**0.04~0.05**。

2, 油动机时间常数 T_m 的影响: 图4----64a所示。

a, 油动机时间常数 T_m 越大, 最大转速越高, 过渡曲线摆动大, 过渡时间长, 甩全负荷增大了超调量, 调节品质差。

b, 油动机时间常数 T_m 太小, 则要增加主油泵的功率, 引起调速系统摆动。

3, 迟缓率的影响: 迟缓率对动态特性的影响是不利的。迟缓率越大, 调节阀关闭迟缓, 转速超调量大。

第八节 中间再热汽轮机的调节

一、中间再热汽轮机调节的特点

(一) 中间容积的影响：

中间再热汽轮机有再热器、再热管道这一巨大的中间容积，机组甩负荷之后，即使高压调节阀全关，但是，中间容积的储汽足以使机组超速（40~60）%。为了解决这一问题，需设置中压调节阀。这样一来，在机组甩负荷之后，同时关闭高、中压调节阀，是机组停止运行。

(二) 中间再热机组的功率滞后：

1, 功率滞后如图4---67a所示。当外界负荷增大，高压调节阀马上开大，高压缸的功率马上增加。但由于中间容积大，要等中间容积内汽压上升之后，中、低缸的功率 N_2 才会增加。即中、低缸的功率有一滞后。通常， $N_{中}$ 、低缸的功率占总功率的(2 / 3 ~ 3 / 4)。因此，降低了机组一次调频的能力。

N_2

2, 动态过调: 为了解决中、低缸的功率滞后问题, 要求高压缸在动态过程的开始阶段就有所过调 (即高压缸多开一些), 暂时弥补中、低缸的功率滞后。等中间容积的储汽参数稳定之后, 中、低缸的功率滞后消除, 再将高压调节阀过调逐渐消失。图4-

--67

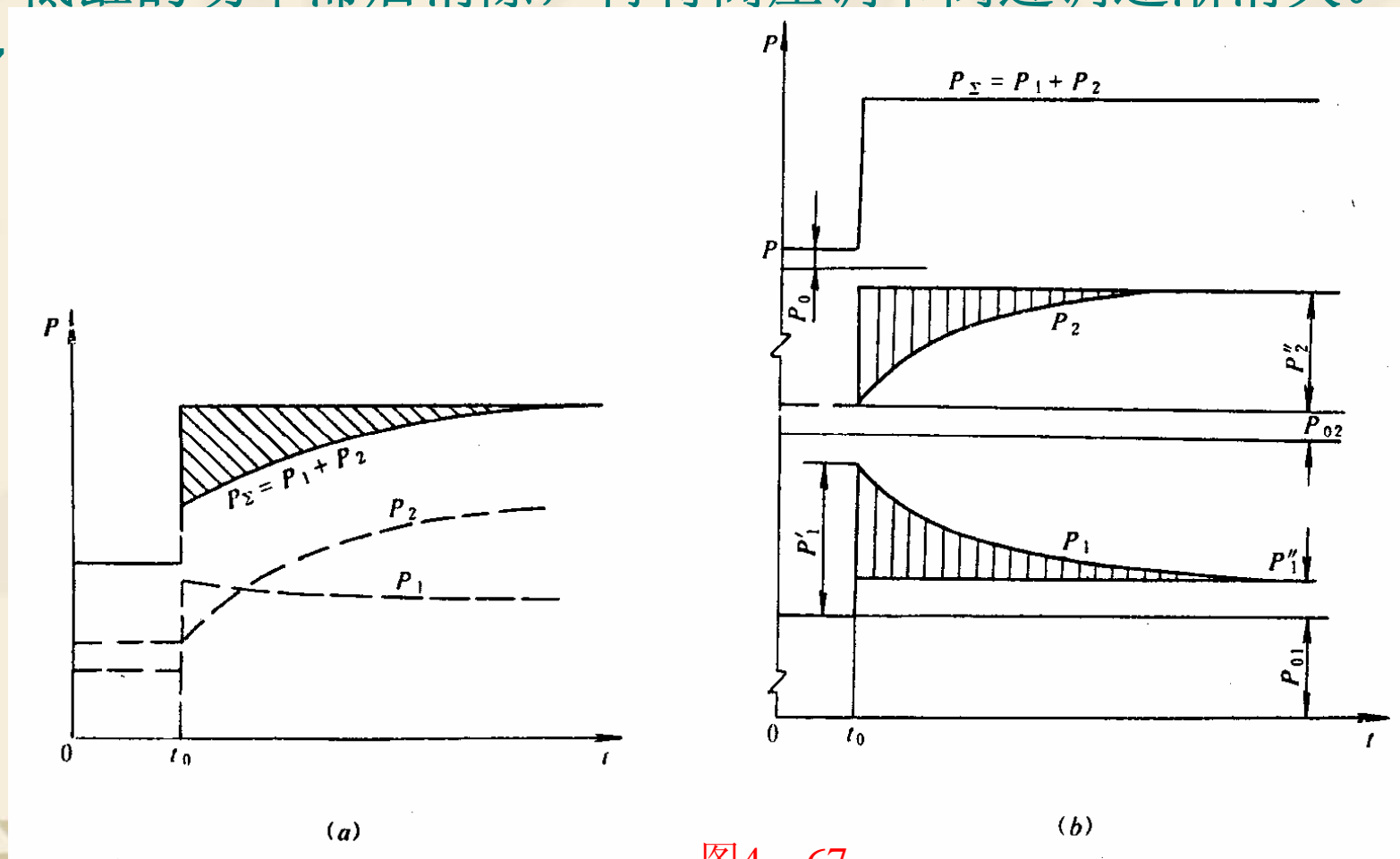


图4---67

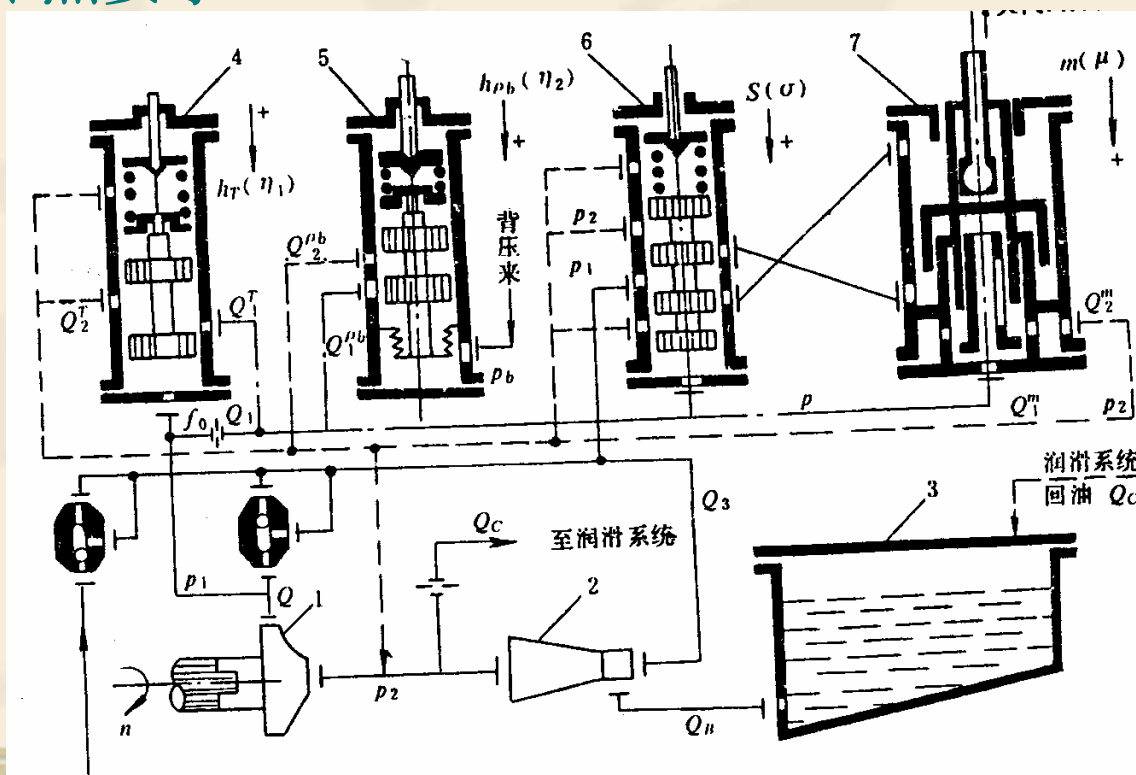
第九节 供热汽轮机的调节

一、背压式汽轮机的调节

(一) 背压式汽轮机的运行方式：

1, 按电负荷运行：“以电定热”，这种运行方式，电负荷变，则进汽量变，不能满足供热要求。

2, 按热负荷运行：“以热定电”，这种运行方式，由调压器控制排压力，可满足供热压力和流量要求。



(二) 背压式汽轮机调节系统的工作原

理：

(二) 背压式汽轮机的调节系统的工作原理：

1, 主要部件：径向泵，压力变换器，调压器，滑阀，油动机。

2, 油路： P_0 、 P_b 、 P_x 。

3, 工作原理：（按热负荷运行）机组并网运行时，其转速由电网决定。当热负荷增加，则 P_b 降低，调压器活塞下移， P_x 下降，滑阀下移。高压油进入油动机上油室，下油室与排油相通，油动机活塞下移，调节阀开大， D 增加，功率增加。（反馈作用）滑阀会中、平衡。当热负荷下降时，与之相反。

4, 调节系统的静态特性曲线：背压式汽轮机的调节系统的静态特性曲线如图4-----75所示。

5, 压力变动率:

$$\delta_p = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{\frac{1}{2}(p_{\max} + p_{\min})} * 100\% = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_b} * 100\%$$

其中, **Pb**-----排汽压力额定值。压力变动率在**10%~20%**]左右。

6, 反调问题:

(1) 反调现象: 当机组甩全负荷时, 转速迅速上升, 这时候调节器动作, 通过压力变换器、滑阀和油动机动作, 关闭调节阀。但关闭调节阀后, 排汽压力下降。这时候, 调压器动作, 它将维持排汽压力不变。结果, 将使重新开启调阀。这就是“反调现象”。

(2) 克服反调的办法: 在压力变换器上开设“T”型油口, 以便在转速迅速上升时, 急剧减少脉动油压的泄油量, 使调节系统仍然可以迅速关小调阀, 维持机组空转, 保证机组安全。

二、调节抽汽式汽轮机的调节

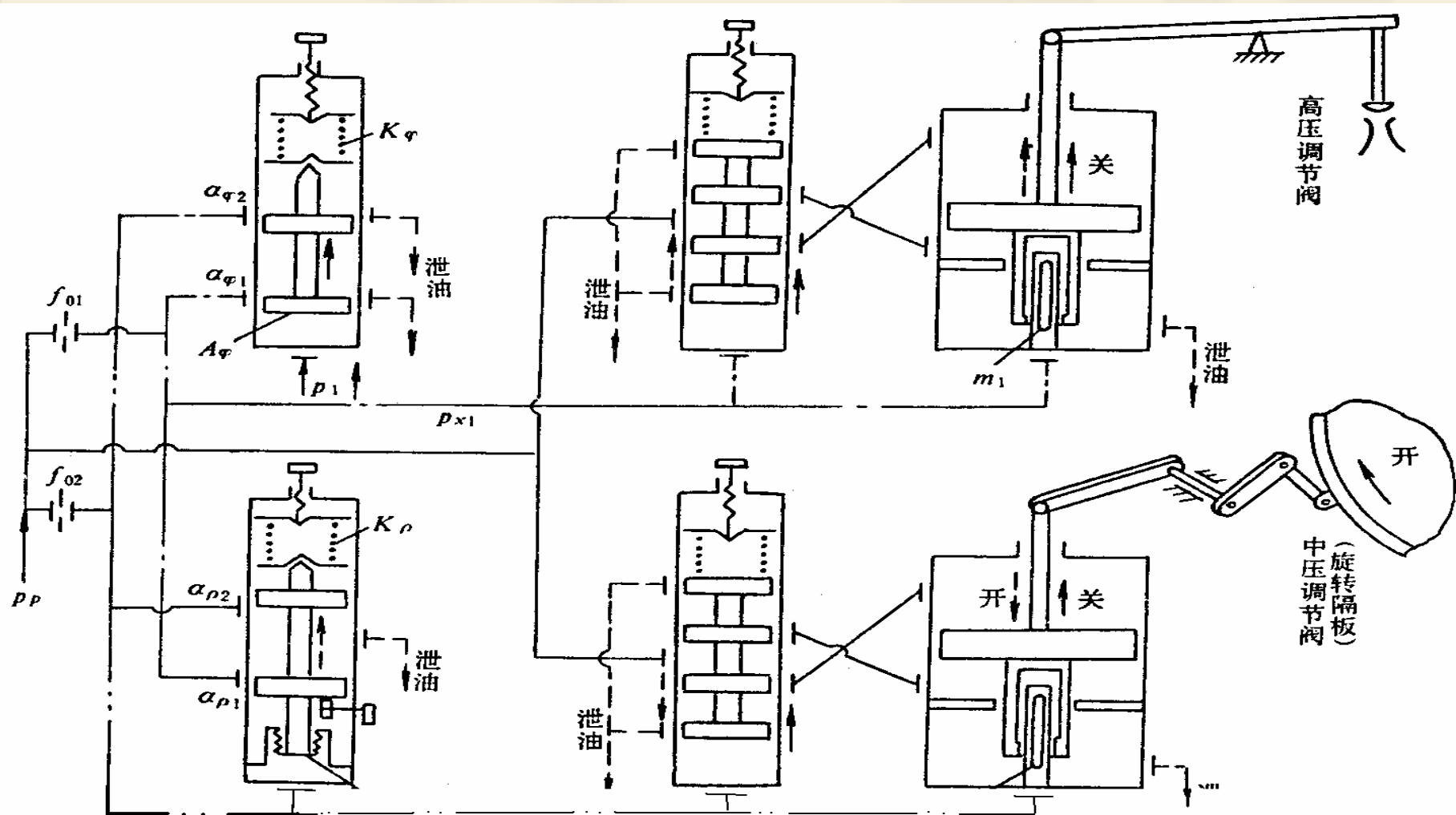


图4---76 一次调节抽汽式汽轮机的调节系统图。

(一) 工作原理

调节抽汽式汽轮机能同时满足热、电两负荷的要求。其调节系统有特殊要求。

- 1, 当电负荷减小, 转速上升, 则 P_1 上升, 压力变换器活塞上移, 使 α 、 α 油口减小, P_{x1} 、 P_{x2} 上升, 结果是高中调节阀门关小, 电功率减少, 而热负荷不变。
- 2, 当热负荷减少, 供汽压力升高时, 调压器滑阀上移, 关小 α 油口, P_{x1} 升高。结果是高调节阀门关小; 同时开大 α , P_{x2} 下降, 结果是中调节阀门开大, 使热负荷减少, 而总电负荷不变。
- 3, 当热负荷增加时, 调节过程相同而调节方向相反。
- 4, 当机组甩电负荷时, 在压力变换器上开有“T”油口, 能在机组甩电负荷时急剧关小 α , Q 。使 P_{x1} 、 P_{x2} 急剧上升。同时关闭高中调节阀, 保证机组安全。

(二) 静态自整条件 (略) (三) 动态自整条件 (略)

思考与作业题：

- 1、汽轮机主要保护系统有哪些？并叙述各自功能。
- 2、叙述调节系统动态稳定性的主要指标。
- 3、影响调节系统稳定性的主要因素有哪些？
- 4、叙述中间再热汽轮机中、低缸功率滞后的原因及其解决办法。

第十节 汽轮机数字电液调节系统 (DEH) 简介

如上述所讲，根据功能的不同，汽轮机有不同的型式，其调节系统也有不同的型式。而非中间再热汽轮机的液压调节系统是最基本的调节系统。中间再热式汽轮机和供热式汽轮机的调节系统根据不同的功能需要，在非中间再热汽轮机的液压调节系统基础上增加了一些部件（环节）而成。

汽轮机的调节系统的发展过程

汽轮机的调节系统有一个从低级到高级的发展过程。根据发展过程来分，可分为**液压**（机械液压）调节系统、**功率—频率电液**调节系统、**数字电液**调节系统。

- ❖ 国产**100MW**及以下机组都是采用**液压**调节系统。
- ❖ 国产**200MW**机配备有**液压**调节系统和**功率—频率电液**调节系统，二者可互相切换。
- ❖ 国产**300MW**、**600MW**大型汽轮机都普遍采用**数字电液**调节系统。

数字电液调节系统

汽轮机数字电液调节系统DEH（**Digital Electro-Hydraulic Control System**）是当前汽轮机调节技术的新发展，集中了两大新成果：**计算机系统**和**高压抗燃油系统**。使得汽轮机调节系统有关部套尺寸小、结构紧凑、调节质量大大提高。

(一) DEH调节系统的组成

国产引进型300MW汽轮机组的DEH调节系统，是根据美国西屋公司DEH-3型的功能原理研制开发而成。

300MW汽轮机组的DEH调节系统图，主要由五大部分组成：

1. **电子控制器**：主要包括：计算机、混合数模插件、接口和电源设备等。集中布置在6个控制柜内。其作用是用于给定、接受反馈信号、逻辑运算和发出控制指令等。
2. **操作系统**：主要设置有：操作台盘、图象站的显示器和打印机等。其作用是为用户提供运行信息、监督、人机对话和操作等服务。

3. 油系统：汽轮机调节用油与润滑油分开。高压油（EH油系统）

采用三芳基磷酸脂抗燃油，为调节系统提供控制与动力用油。

❖ **EH油系统作用：** EH油系统接受调节器和或操作盘来的指令，对机组进行控制。

❖ **润滑油系统作用：** 是为轴承润滑油系统提供汽轮机油。

4. 执行机构（油动机）：

主要由伺服放大器、电液转换器和具有快关、隔离和逆止装置的单侧油动机组成。其作用是带动高压主汽阀、高压调节阀和带动中压主汽阀、中压调节阀。

5. **保护系统：** 设有6个电磁阀。其作用是其中两个用于机组超速（103%）时关闭高、中压调节阀。其余用于机组严重超速（110%）、轴承油压低、EH油压低、推力轴承磨损过大、凝汽器真空度低等情况下进行危急遮断和手动停机之用。

❖ 此外，还有些测量元件，如传感器：用于测量机组转速、调节汽室压力、发电机功率、主汽压力等；汽轮机自动程序控制（ATC）所须的测量值。

(二) DEH调节系统的功能

总体来说，DEH调节系统有**四大功能**，其功能形式为：

1. 汽轮机自动程序控制（ATC）功能

DEH调节系统的汽轮机自动程序控制（ATC），是通过**状态监测、计算转子应力**，并在机组应力许可范围内，优化启动程序，用最大的速率、最短的时间来实现机组启动过程的全部自动化。

ATC允许机组有**冷态启动和热态启动**两种方式。冷态启动包括**盘车、升速、并网和带负荷**。其各种启动操作、阀门切换等全过程均由计算机自动控制完成。在机组正常运行过程中，还可以实现ATC监督。

2. 汽轮机的负荷自动调节功能

汽轮机的负荷自动调节有**两种**情况：

- ❖ **冷态启动时**，机组并网带初负荷（**5%**额定负荷）后，负荷由高压调节阀控制；
- ❖ **热态启动时**，机组负荷未达到**35%**额定负荷以前，负荷由高、中压调节阀控制，以后，中调阀全开，负荷只由高压调节阀控制。
- ❖ **当机组处于负荷控制阶段，DEH调节系统具有下述功能：**
 - (1)具有操作员自动、远方控制和电厂计算器控制方式，以及它们分别与**ATC**组成的联合控制方式；
 - (2)具有自动控制（**A**和**B**机双机容错）、一级手动和二级手动冗余控制方式；
 - (3)可采用串级或单级**PI**控制方式。当负荷大于**10%**以后，可由运行人员选择是否采用调节级汽室压力和发电机功率反馈回路，这也就是决定采用何种**PI**控制方式；

(4)可采用定压运行或滑压运行。当采用定压运行时，系统有阀门管理功能，以保证汽轮机能获得最大的效率；

(5)根据电网的要求，可采用调频运行方式或基本负荷运行方式；设置负荷上下限和其速率等。此外，还有主汽压控制（TPC）和外部负荷返回（RUNBACK）等保护主要设备和辅助设备的控制方式，运行控制十分灵活。

3. 汽轮机自动保护功能

为了避免机组因超速或其它原因遭受破坏，DEH的保护系统有以下三种保护功能：

(1) 超速保护（OPC）：

当机组转速达到103%时，快关中压调节阀；当机组转速在(103%~110%)范围内时，超速控制系统通过OPC电磁阀快关高、中压调节阀，实现对机组的保护。

(2) 危机遮断控制 (ETS)：当ETS系统检测到机组超速达到110%或其它安全指标达到安全界限后，通过AST电磁阀关闭所有的主汽门和调节汽门，实现紧急停机。

(3) 机械超速保护和手动脱扣：机械超速保护为超速的多重保护，即当转速高于110%时，实现紧急停机；手动脱扣是当保护系统不起作用时进行手动停机，以保证人身和设备的安全。

4. 机组和DEH系统的监控功能：

监控功能在启动和运行过程中对机组和DEH装置两部分运行状况进行监督。其内容包括：操作状态按钮指示、状态指示和CRT画面，其中对DEH监控的内容包括重要通道、电源和内部程序的运行情况等。CRT画面包括机组和系统的重要参数、运行曲线、潮流趋势和故障显示等。

(三) DEH系统的运行方式

为了确保DEH系统控制的可靠性，DEH系统设有四种运行方式，机组可以在其中任何一种方式下运行，其顺序为：

二级手动 \Leftrightarrow 一级手动 \Leftrightarrow 操作员自动 \Leftrightarrow 汽轮机自动（ATC），相邻两种运行方式互相跟踪，并且可以无扰切换。此外，在二级手动以下还有一种硬手操，它作为二级手动的备用，但二者不能跟踪和切换。

1. **二级手动** 运行方式是跟踪系统中最低级的运行方式，仅作为备用运行方式。它全部由成熟的常规模拟元件组成，以便在数字系统出现故障时，自动转入模拟系统控制，确保机组安全可靠。

2. **一级手动** 是一种开环运行方式，运行人员在操作盘上按键就可以控制各阀门的开度，各按键之间逻辑互锁，同时具有操作超速保护控制器（**OPC**）、主汽阀压力控制器（**TPC**）、外部触点返回（**RUNBACK**）和脱扣等保护功能。此运行方式作为汽轮机自动（**ATC**）方式的备用。
3. **操作员自动**方式是**DEH**调节系统的最基本的运行方式，用这种方式可实现汽轮机**转速**和**负荷**的闭环控制，并且具有各种保护功能。该方式设有完全相同的**A**和**B**双机系统，双机容错，具有跟踪和自动切换功能，也可以实现强迫切换。在这种方式下，目标转速和目标负荷及其速率，均由操作员给定。
4. **汽轮机自动（ATC）**是最高一级运行方式。此时包括**转速**和**负荷**及其**速率**，都不是来自操作员，而是由**计算机程序**或外部设备进行控制。因此它是最高一级运行方式。

（四）DEH调节系统的控制模式

DEH的控制器，是DEH调节系统的核心。它有两种控制模式：

1. 主汽阀（TV）控制模式：主汽阀控制又有两种控制方式：

（1）主汽阀自动（**AUTO**）方式，此亦称为数字系统控制方式。当计算机发出指令进行控制时，称为汽轮机主汽阀自动控制（**ATC**）方式；当由操作员在操作盘通过计算机进行控制时，称为汽轮机主汽阀操作员自动控制。

（2）主汽阀手动方式，此时，数字系统不参与，而是通过模拟系统对机组进行控制。主汽阀控制系统用于启动升速和机组跳闸时进行紧急停机。在冷态启动开始阶段，是由主汽阀控制汽轮机的转速，调节阀处于全开状态；当转速达到96%时，转速控制由主汽阀切换到调节阀，然后主汽阀全开，直到并网带负荷运行，在此期间只会出现机组跳闸，机组始终由调节阀进行控制。

2. 调节阀（GV）控制模式

(1) 调节阀自动（AUTO）方式：

调节阀自动（**AUTO**）方式即计算机参与的控制方式，是数字系统运行。在负荷控制阶段，**GV**有以下五种运行方式：操作员自动控制方式（**OA**）、遥控方式（**REMOTE**）、电厂计算机控制方式（**PLANT COMP**）、自动汽轮机控制方式（**ATC**）、
(5) 电厂限制控制方式。

(2) 调节阀手动方式

在调节阀手动控制方式下，计算机不参与控制，而是由运行人员发出指令，通过模拟系统输出的信号进行控制。

因此，不管是主汽门（**TV**）控制还是调节汽门（**GV**）控制，都有数字控制和模拟控制两种方式。它们之间应设有数/模（**D/A**）转换和跟踪系统，便于在系统或运行方式变化时，实现无扰切换。