

第一届燃煤电厂能效提升技术交流研讨会



李 勇

汽轮机能效评价指标及其 测量技术

东北电力大学能源与动力工程学院院长，教授/博导，吉林省火电机组节能减排工程技术研究中心主任。长期从事汽轮机节能诊断与优化运行、大型火电厂汽轮机深度调峰等方面教学、科研工作。承担国家重点研发计划项目、国家自然科学基金项目、吉林省科技发展计划项目以及相关发电集团科技项目50多项，发表SCI、EI收录论文60余篇，获吉林省科技进步一等奖1项，二等奖4项。

汽轮机能效评价指标及其测量技术

东北电力大学能源与动力工程学院

李 勇

汇报内容

一

火电机组能效评价指标

二

汽轮机本体能效指标及测量

三

热力系统能效指标及测量

四

改进的等效热降法

五

凝汽器能效提升技术

六

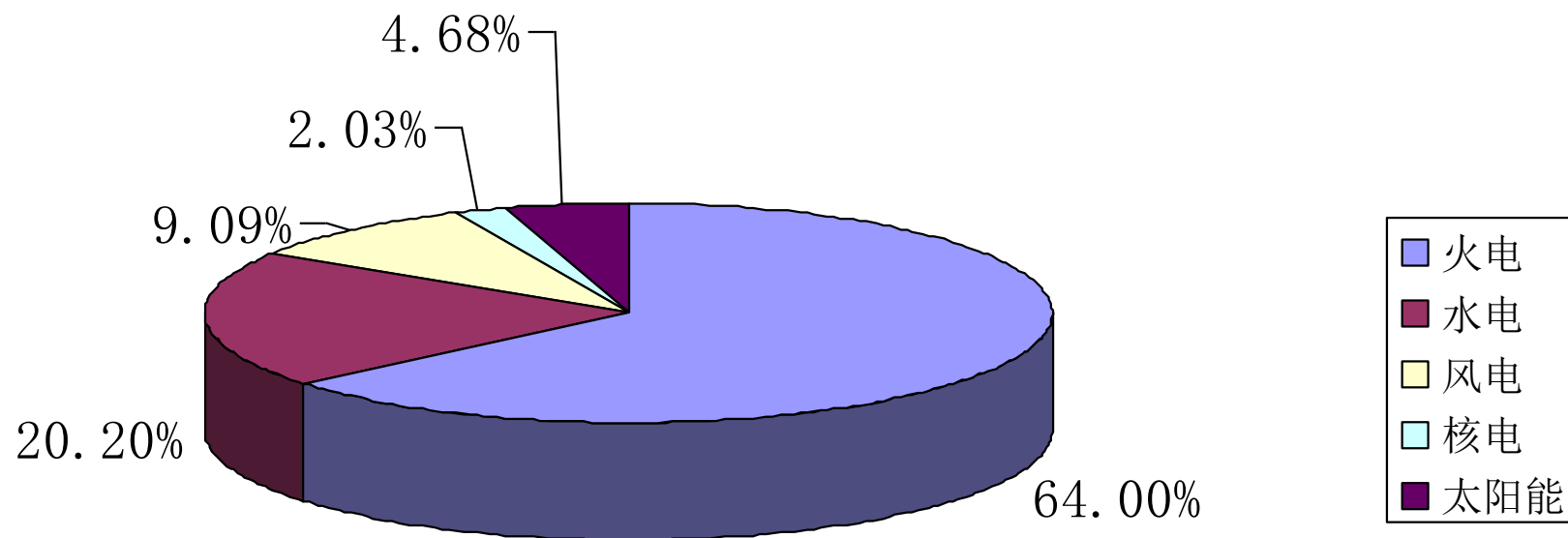
应用实例

—

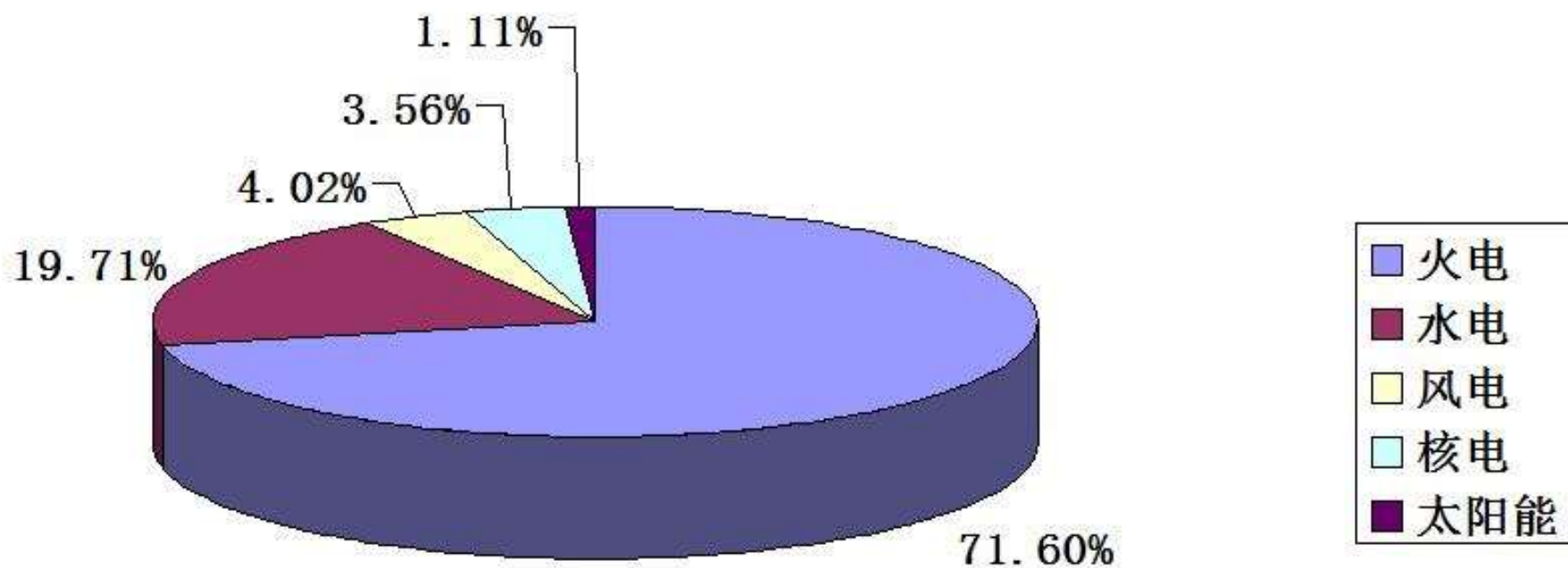
火电机组能效评价指标

电力工业是我国国民经济发展中最重要的基础能源产业，同时也是高耗能、高污染的产业之一。

在相当长的时期内，火力发电机组仍将在我国电源结构中占主导地位，全国的用电主要靠火电机组提供。



2016年全国装机容量比例



2016年全国发电量比例

火电机组的节能在我国节能中占有重要的地位！
没有计量，就没有节能！



火力发电厂的能量平衡方程式

在火力发电厂的动力循环中，锅炉的输入热量转化为蒸汽的热能后，以高温高压蒸汽的形式进入汽轮机进行热功转换，在克服各项损失后，由发电机输出有效电功率。这个过程的能量传递方程为

$$P_{\text{el}} = Q_r \frac{Q_b}{Q_r} \frac{Q_0}{Q_b} \frac{P_t}{Q_0} \frac{P_i}{P_t} \frac{P_m}{P_i} \frac{P_{\text{el}}}{P_m} = Q_r \eta_b \eta_p \eta_t \eta_{ri} \eta_m \eta_g$$

全厂热效率

$$\eta_c = \frac{3600P_{el}}{Q_r} = \eta_b \eta_p \eta_t \eta_{ri} \eta_m \eta_g$$

发电标准煤耗率

$$b = \frac{3600}{q_l \eta_c}$$

供电标准煤耗率

$$b_n = \frac{3600}{q_l \eta_c (1 - \xi_{eq})}$$

标准煤发热量

- 各种不同种类的煤具有不同的发热量，并且往往差别很大。
- 所以，不能简单地用耗用原煤量的多少来说明设备的运行经济性和运行人员的操作技术水平。
- 发电煤耗率和供电煤耗率必须统一用标准煤进行计算。
- 我国以往使用的热量单位为“卡”，并规定低位发热量等于7000大卡的固体燃料，称为1千克标准煤。推行国标单位制后，热量单位统一为“焦耳”。

➤ 由于过去使用的热量单位有20°C卡、国际蒸汽表卡、热化学卡三种不同的热量“卡”，所以“卡”与“焦耳”就出现了三种不同的系数。

➤ 20°C卡意义是：在标准大气压下，1克纯水从19.5°C升高到20.5°C所需的热量。与焦耳的换算关系是：

$$1\text{卡} (20^\circ\text{C卡}) = 4.1816\text{焦耳}$$

➤ 国际蒸汽卡（15°C卡）是在1956年伦敦第五届国际大会上规定的。与焦耳的换算关系为：

$$1\text{国际蒸汽卡} = 4.1868\text{焦耳}$$

➤ 热化学卡是人为规定的卡。与焦耳的换算关系为：

$$1 \text{ 国际蒸汽卡} = 4.1840 \text{ 焦耳}$$

对于7000千卡标准煤，采用不同的卡得到不同的标准煤发热量。

20°C卡 标准煤发热量： $7000 \times 4.1816 = 29271.2 \text{ kJ/kg}$

15°C卡 标准煤发热量： $7000 \times 4.1868 = 29307.6 \text{ kJ/kg}$

热化学卡 标准煤发热量： $7000 \times 4.1840 = 29288 \text{ kJ/kg}$

- “卡”与“焦耳”之间不同的换算关系，给实际工作带来很大的不方便。
- 1981年，我国国家标准《综合能耗计算通则》（GB2589—81）规定，燃料发热量所用卡系指20℃卡，即1卡（20℃）=4.1816焦耳。并规定：低位发热量等于29.27兆焦(或7000千卡)的固体燃料，称1千克标准煤。
- 我国现行国家标准《电站锅炉性能试验规程》（GB10184-88）中，规定1千克标准煤的低位发热量为29310千焦。

- 为了统一换算关系，综合能耗计算通则（GB/T2589-1990）关于《热量单位、符号与换算》中明确规定：低位发热量等于29307.6千焦（或7000大卡）的固体燃料，称为1千克标准煤。
- 2004年，我国电力行业标准《火力发电厂技术经济指标计算方法》（DL/T904-2004）中，规定1千克标准煤的低位发热量为29271千焦，此规定显然与国家标准《综合能耗计算通则》（GB2589—90）相矛盾。

- 2007年，我国国家标准《煤质及煤分析名词术语》（GB/T3715-2007）中规定：以收到基低位发热量为29.27兆焦的任何能源，均可以这算成1千克标准煤。此规定也与国家标准《综合能耗计算通则》（GB2589—90）相矛盾。
- **（现行标准）**综合能耗计算通则（GB/T2589—2008）：低（位）发热量等于29307千焦（kJ）的燃料，称为1千克标准煤。

采用20℃卡和15℃卡得到不同的供电标准煤耗率。

若采用20℃卡得到的供电标准煤耗率为300g/kWh，则采用标煤发热量为29307kJ/kg时，供电标准煤耗率变为299.6g/kWh。

标准煤耗降低0.4g/kWh，对于300MW机组，相当于：

- 给水温度升高10℃；
- 凝汽器真空提高0.1kPa；
- 高压缸相对内效率提高1%。

锅炉热效率

我国现行国家标准

《电站锅炉性能试验规程》（ GB10184-88 ）

电力行业现行标准《火力发电厂能量平衡导则 第3部分：热平衡》（ DL/T606.3-2006 ）

其输入不仅包括入炉煤的收到基低位发热量，还包括燃料的物理显热、用汽轮机抽汽或其他外来热源加热暖风器空气而带入锅炉系统内的热量和燃油雾化蒸汽带入锅炉的热量。

- 我国电力行业标准《火力发电厂技术经济指标计算方法》（DL/T904-2004）中规定：锅炉热效率是指锅炉输出热量占输入热量的百分比，锅炉的输入热量为入炉煤的收到基低位发热量。
- 基于DL/T904-2004、GB10184-88、及DL/T606.3-2006标准下，只有当燃料温度、空气预热器入口风温、雾化蒸汽参数均与送风温度相等时，在相同的运行工况条件下，同一锅炉计算得到的锅炉热效率和发电标准煤耗率才完全相等。
- 否则，两种算法得到的供电标准煤耗率相差1~2克/千瓦时。

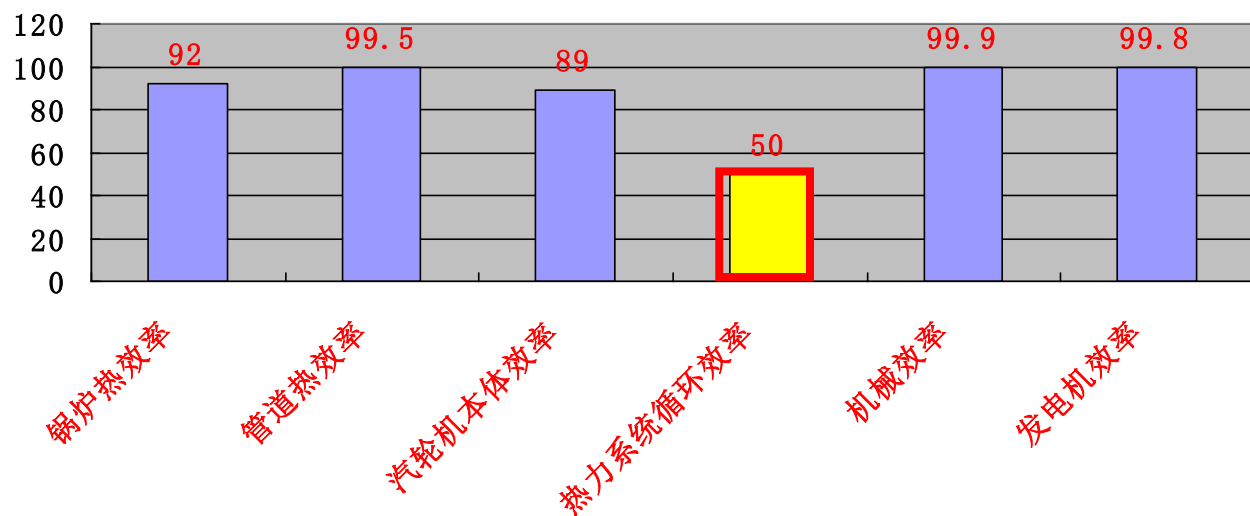
煤耗计算中的其他问题

正平衡计算中增大煤场损耗，减小供电标准煤耗率；

无分炉计量问题；

其他问题。

火电机组的发电标准煤耗率主要取决于锅炉热效率、管道热效率、汽轮机本体相对内效率、汽轮机热力系统的循环热效率及机械效率和发电机效率。其中，汽轮机和热力系统的效率最低。火力发电厂的节能潜力主要从汽轮机本体及热力系统中挖掘。



冷却塔带走的热量约占蒸汽在锅炉中吸收量的50%



二

汽轮机本体能效指标及测量

汽轮机运行经济性诊断技术

- 了解和掌握汽轮机运行过程中的热经济性状态
- 确定其整体或局部的热经济性是否正常
- 及早发现引起热经济性降低的原因和部位
- 预测其未来发展趋势

该技术的实施，对于提高火力发电厂的运行热经济性、挖掘节能潜力，提高火力发电厂的经济效益，具有重要的意义。

- 有利于汽轮机运行经济性失常的早期发现并及时处理
- 有利于诊断火力发电厂运行经济性能降低的原因和部位
- 有利于**有的放矢**地深入挖掘火力发电厂的节能潜力
- 为汽轮机的状态维修奠定基础



鲁迅先生《集外集拾遗·中山先生逝世后一周年》中指出：

“不能诊断，如何用药？”



火电机组的节能：

➤ 需要外加设备

设备或流程改造、增加设备（补药）

➤ 不需要外加设备，挖掘节能潜力

保证设备健康水平（治疗）

汽轮机热耗率

$$q = \frac{3600}{\eta_t \eta_{ri} \eta_m \eta_g}$$

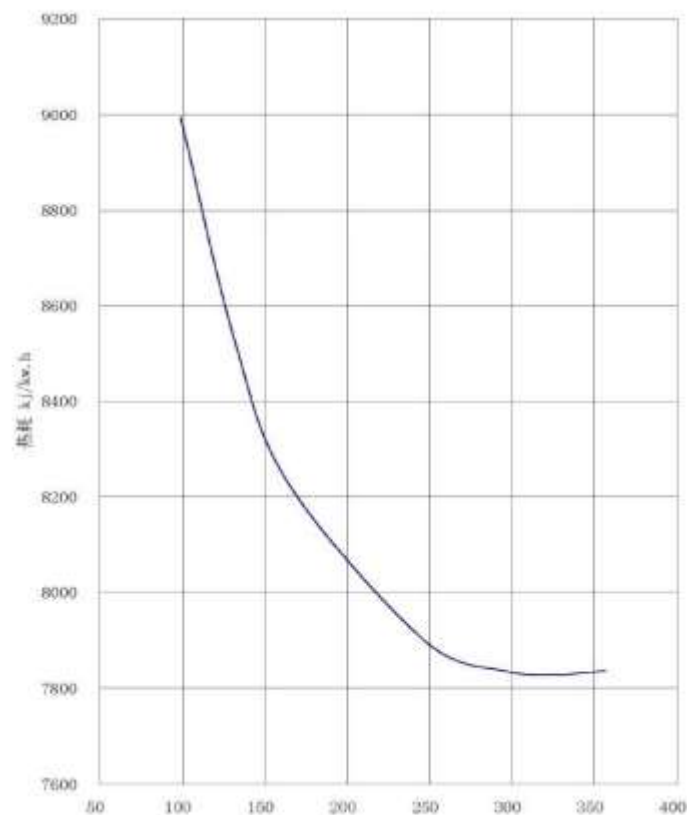
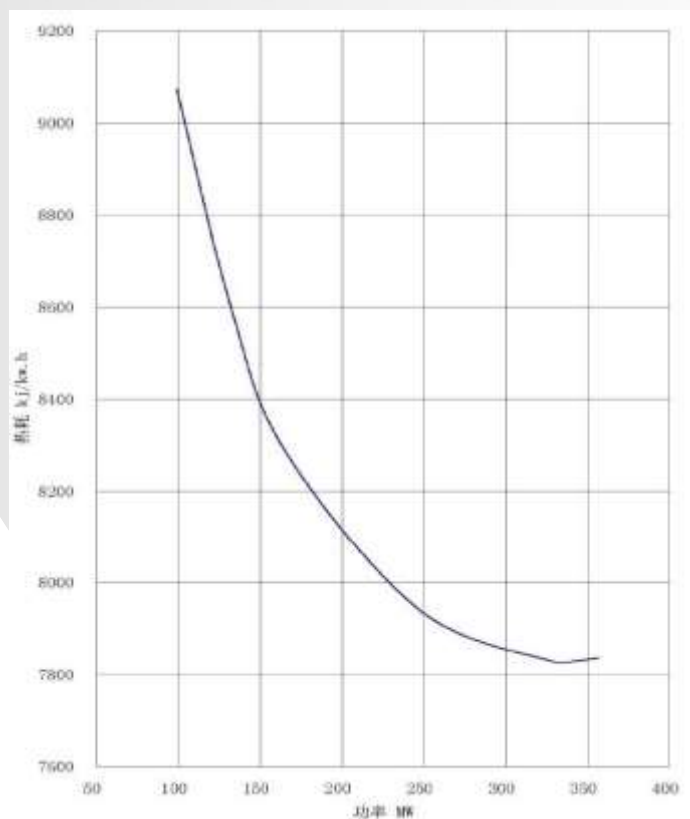
- 汽轮机热耗率是反映汽轮机运行经济性的评价指标。
- 汽轮机热耗率越高，说明汽轮机的运行经济性越差。
- 在汽轮机运行过程中，当实测汽轮机热耗率与热耗率的应达值比较接近时，说明汽轮机运行经济状态正常，否则，说明汽轮机的运行经济性失常。

汽轮机热耗率的应达值

是指汽轮机对应当前的运行初、终参数及再热蒸汽参数及主蒸汽流量，在汽轮机通流部分及回热系统状态正常情况下的热耗率值。

汽轮机热耗率应达值的确定

首先根据汽轮机制造厂家提供的电功率与热耗率的关系曲线，得到对应当前电功率下热耗率



汽轮机热耗率应达值的确定

- 再由汽轮机制造厂家提供的主蒸汽压力、主蒸汽温度、再热蒸汽温度及背压变化对汽轮机热耗率的修正曲线，得到上述这些参数偏离设计值对汽轮机热耗率的影响；
- 最后，基于当前主蒸汽流量及当前的主蒸汽压力、主蒸汽温度、再热蒸汽温度及背压，得到当前主蒸汽流量及当前初、终参数及再热蒸汽参数下热耗率。
- 此热耗率即为当前运行工况下汽轮机热耗率应达值。

汽轮机运行经济状态的识别

实测热耗率与热耗率应达值之间偏差不得超过允许值，即表示汽轮机运行经济性正常。

否则，若实测热耗率与热耗率应达值之间出现偏差超过允许值，即表示汽轮机运行经济性降低。

汽轮机热耗率增大的原因

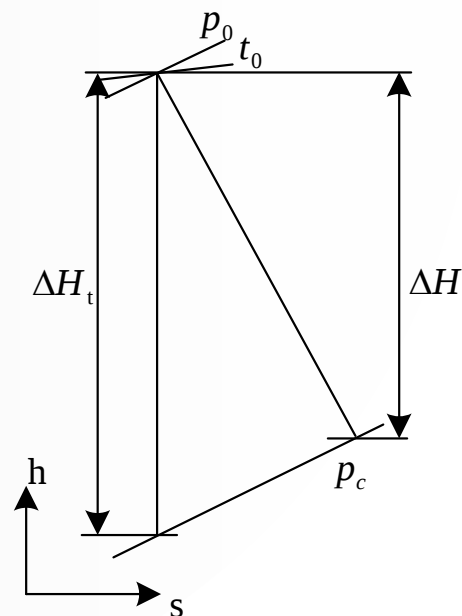
- 汽轮机相对内效率降低
- 理想循环效率降低
- 二者都降低

汽轮机本体运行经济性状态的识别

在我国现行的电工名词术语中，汽轮机相对内效率的概念是依据蒸汽在汽轮机内的热力过程线来定义的，即

$$\eta_{ri} = \frac{\Delta H_i}{\Delta H_t}$$

焓降型相对内效率，不满足能量平衡方程



汽轮机相对内效率

从能量平衡的角度看

$$\eta_{\text{pi}} = \frac{P_{\text{i}}}{P_{\text{t}}}$$

$$P_{\text{i}} = P_{\text{el}} + \Delta P_{\text{me}}$$

功率型相对内效率，满足能量平衡方程。

两种相对内效率比较

$$\eta_{\text{pi}} = \frac{P_{\text{i}}}{P_{\text{t}}} = \frac{G_{\text{ms}} \left(1 - \sum \alpha_{\text{i}} Y_{\text{i}} - \sum \alpha_{\text{sg}} Y_{\text{sg}} \right) \Delta H_{\text{i}}}{G_{\text{ms}} \left(1 - \sum \alpha_{\text{it}} Y_{\text{it}} - \sum \alpha_{\text{sgt}} Y_{\text{sgt}} \right) \Delta H_{\text{t}}} = \beta \eta_{\text{ri}}$$

$$\beta = \frac{1 - \sum \alpha_{\text{i}} Y_{\text{i}} - \sum \alpha_{\text{sg}} Y_{\text{sg}}}{1 - \sum \alpha_{\text{it}} Y_{\text{it}} - \sum \alpha_{\text{sgt}} Y_{\text{sgt}}}$$

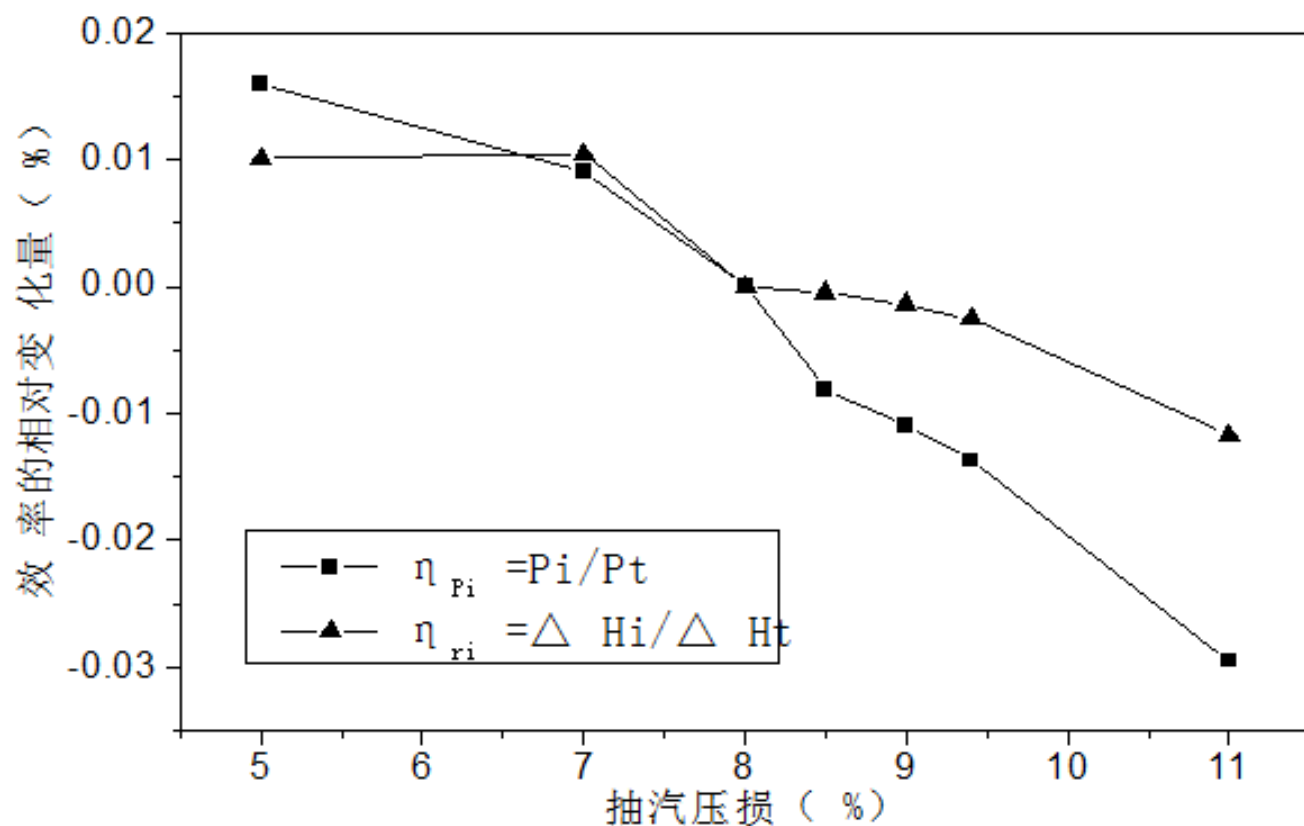
$$\delta = \frac{|\eta_{\text{pi}} - \eta_{\text{ri}}|}{\eta_{\text{ri}}} = |\beta - 1|$$

两种相对内效率比较

名称 负荷率	η_{ri}	η_{Pi}	δ	β
50%	0.82414	0.81972	0.9946	0.0054
60%	0.83967	0.83728	0.9972	0.0028
70%	0.85222	0.85171	0.9994	0.0006
75%	0.85800	0.85835	1.0004	0.0004
80%	0.86269	0.86394	1.0014	0.0014
90%	0.86855	0.87086	1.0027	0.0027
100%	0.87569	0.87895	1.0037	0.0037

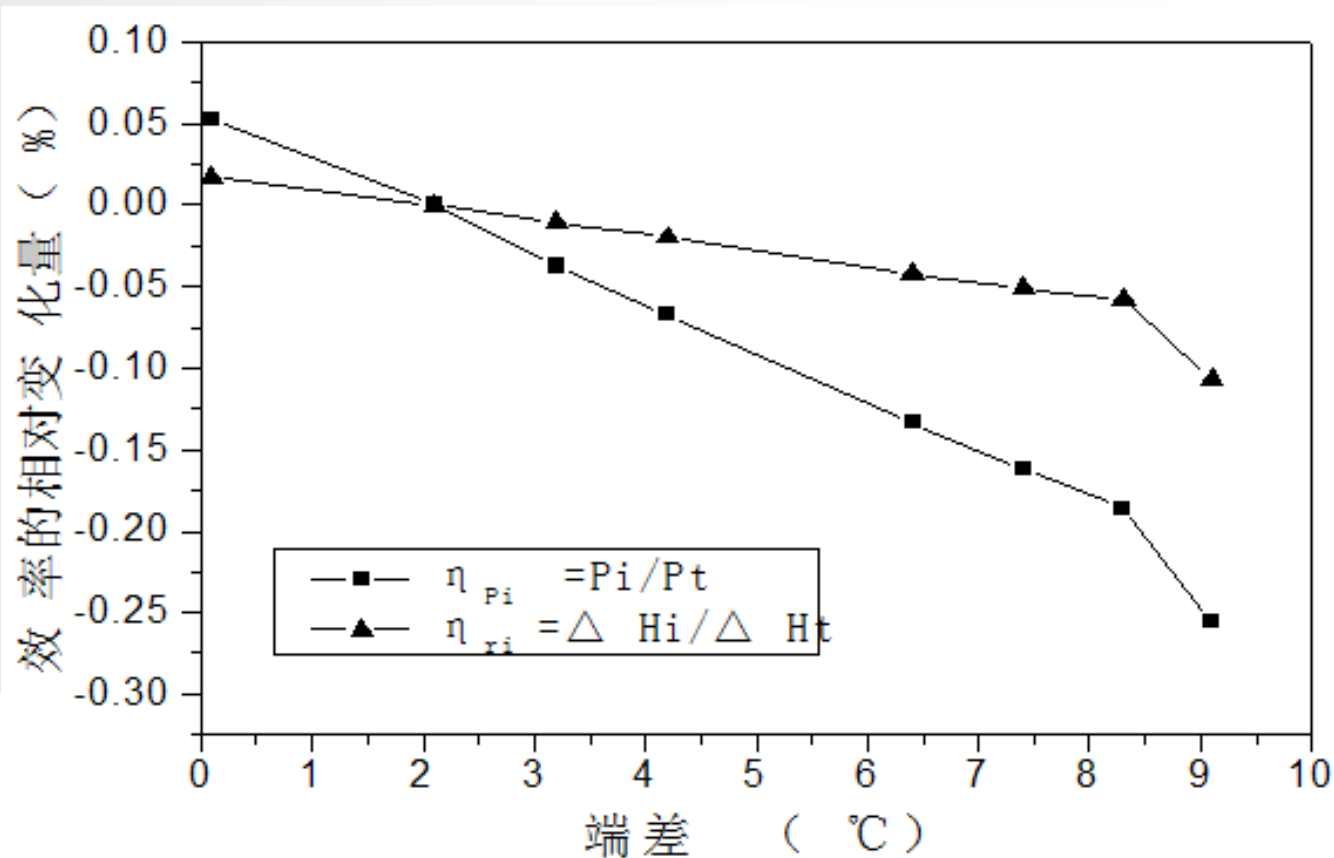
两种相对内效率比较

抽汽压损变化对两种相对内效率的影响



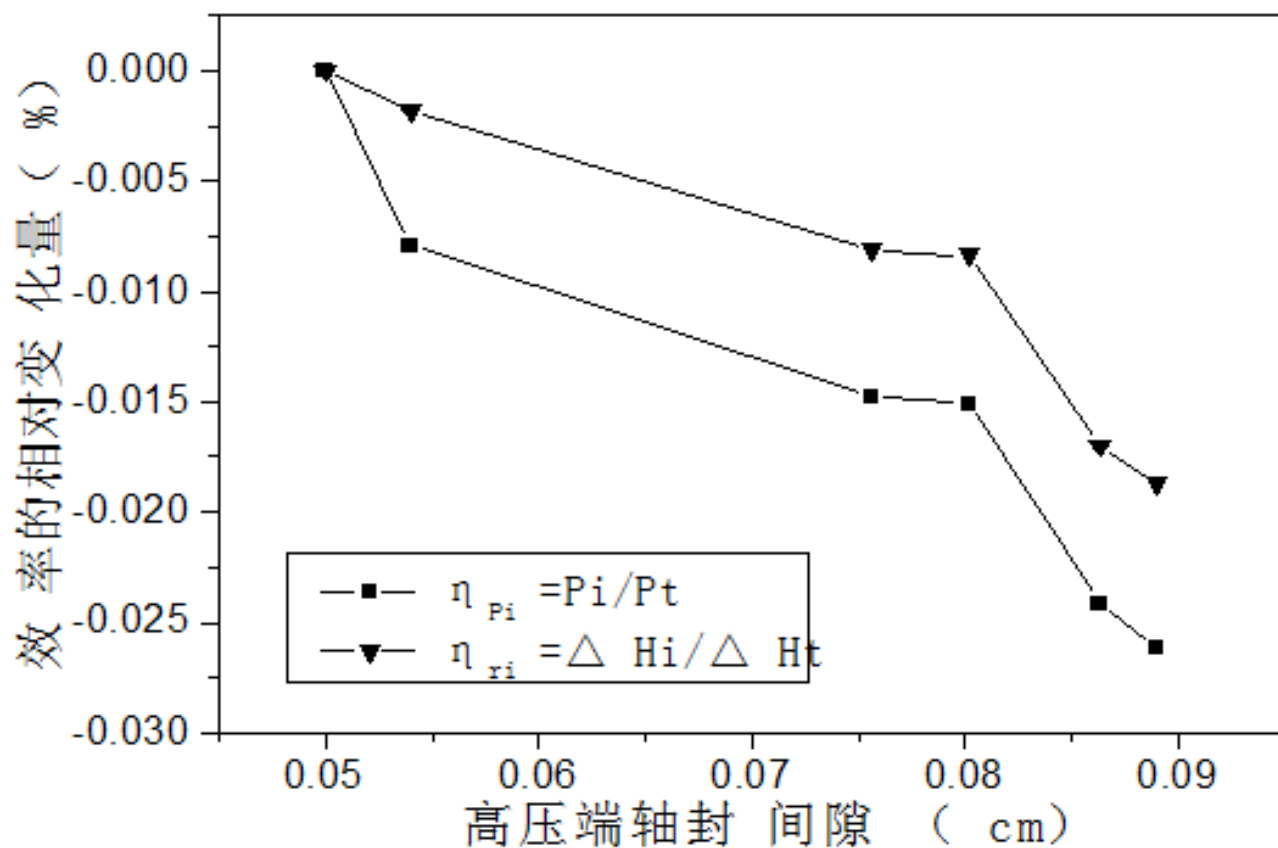
两种相对内效率比较

加热器端差变化对两种相对内效率的影响



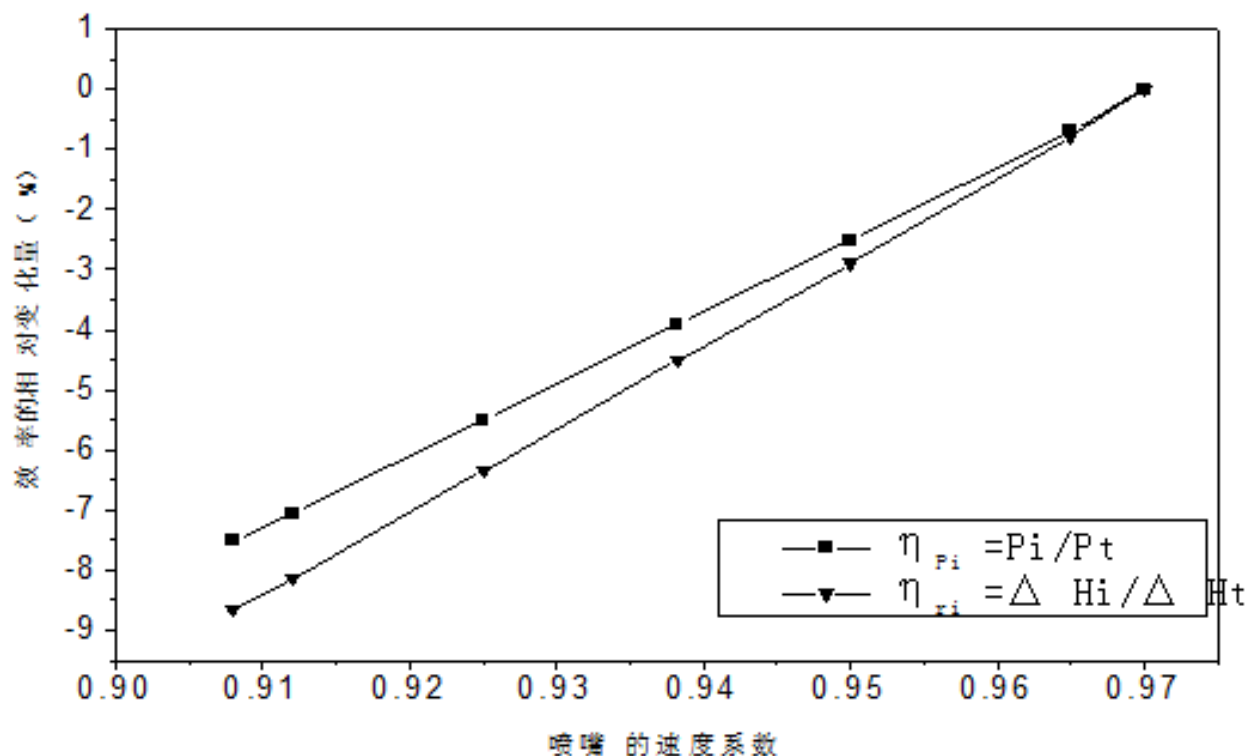
两种相对内效率比较

轴封漏汽变化对两种相对内效率的影响



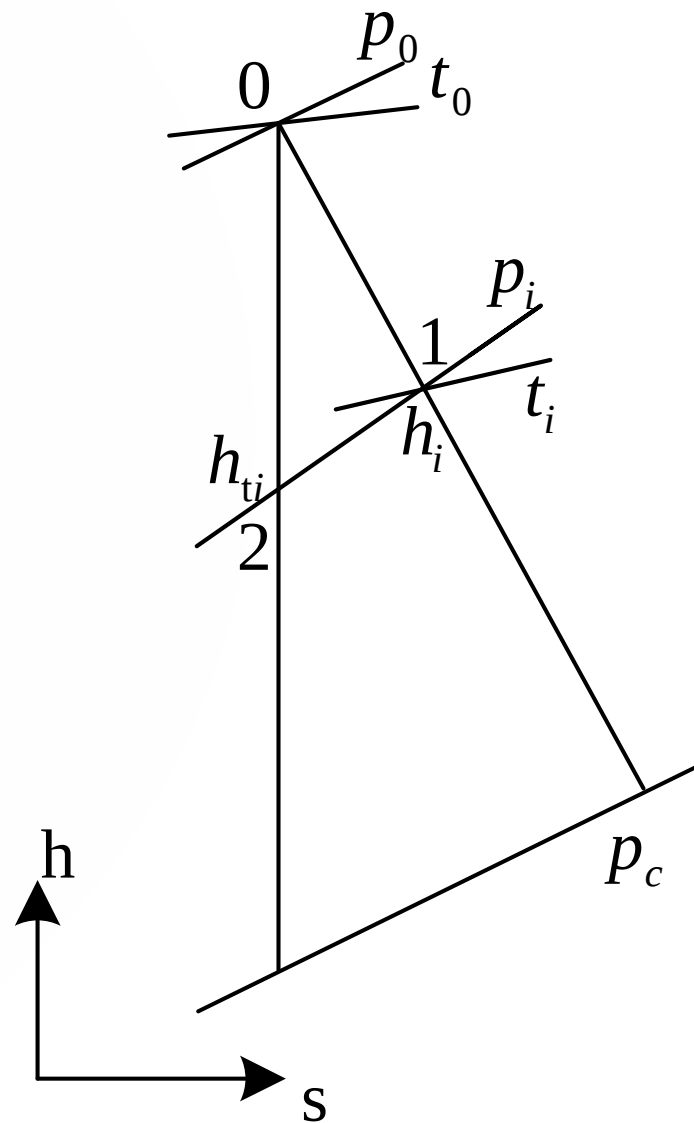
两种相对内效率比较

通流部分状态变化对两种相对内效率的影响



两种相对内效率比较

对于功率型相对内效率，无论回热抽汽点是过热蒸汽区还是湿蒸汽区，其回热抽汽点的焓值均由等熵膨胀过程线和回热抽汽压力线的交点得到。



两种相对内效率比较

- 汽轮机等熵膨胀过程的排汽点焓值也由等熵膨胀过程线和排汽压力线的交点得到，不必测量各回热抽汽点的温度和估计回热抽汽点的状态。
- 测点数量减少，不必进行汽轮机排汽焓的反复迭代计算，测量计算误差均小于焓降型相对内效率。

两种相对内效率比较

- 功率型相对内效率测量过程中需要的测点数比较少，计算过程简单，测量和计算结果的精度高，便于实现对汽轮机功率型相对内效率的在线监测与计算。
- 不会出现由于汽轮机排汽焓计算的误差造成低压缸相对内效率的误差累计，便于对汽轮机低压缸相对内效率的在线监测。

相对内效率的测量

整机相对内效率

$$\eta_{\text{pi}} = \frac{P_{\text{i}}}{P_{\text{t}}}$$

各缸相对内效率

$$\eta_{\text{ri}} = \frac{\Delta H_{\text{i}}}{\Delta H_{\text{t}}}$$

整机相对内效率与各缸相对内效率之间的关系

$$\eta_{ri} = \eta_{riH} \lambda_H + \eta_{riM} \lambda_M + \eta_{riL} \lambda_L = \eta_{pi}$$

λ 各缸理想焓降与高、中、低压缸理想焓降之和的比值

各缸相对内效率的应达值

高压缸

$$\eta_{\text{riHe}} = f(D_0, L)$$

中压缸

$$\eta_{\text{riMe}} = f(D_{\text{rh}})$$

低压缸

$$\eta_{\text{rim}} = f(D_0, p_c, \theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5, \theta_6, \theta_7, t_r)$$

各缸相对内效率变化对整机相对内效率的影响

高压缸

$$\Delta\eta_{ri} = \lambda_H \Delta\eta_{riH}$$

中压缸

$$\Delta\eta_{ri} = \lambda_M \Delta\eta_{riM}$$

低压缸

$$\Delta\eta_{ri} = \lambda_L \Delta\eta_{riL}$$

各缸相对内效率变化对热耗率的影响

$$\frac{\Delta q}{q} = \left[\frac{\alpha_{\text{rh}} \Delta H_{\text{tH}}}{q_0} - \frac{1}{\eta_{\text{pi}}} \right] \frac{\Delta H_{\text{tH}}}{\Delta H_{\text{t}}} \Delta \eta_{\text{riH}}$$

$$\frac{\Delta q}{q} = - \frac{1}{\eta_{\text{pi}}} \lambda \Delta \eta_{\text{riL}}$$

三

热力系统能效指标及测量

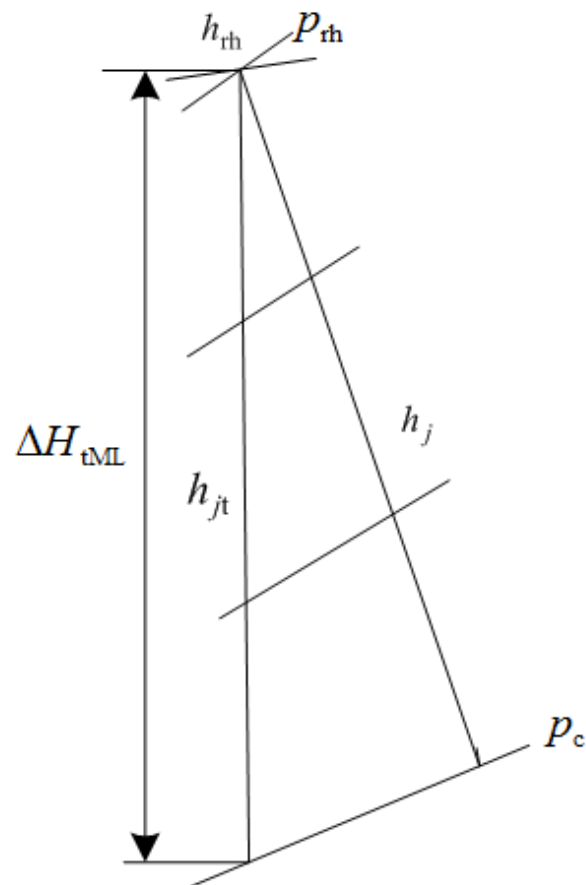
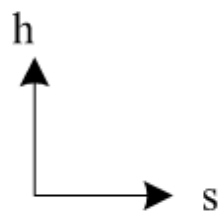
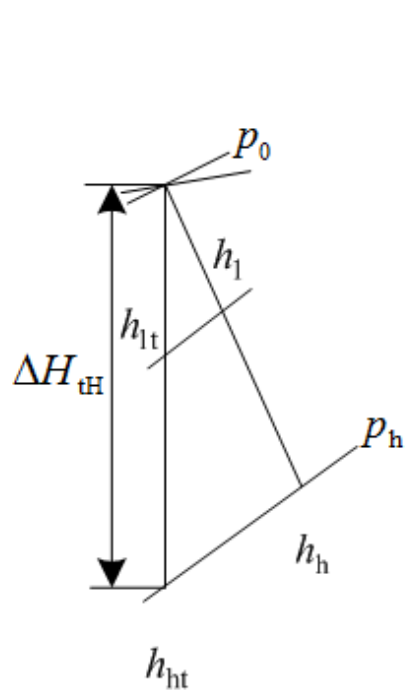
热力系统运行经济状态的识别

从能量平衡的角度来分析，理想循环热效率定义为汽轮机的理想功率与进入汽轮机的总热量之比。

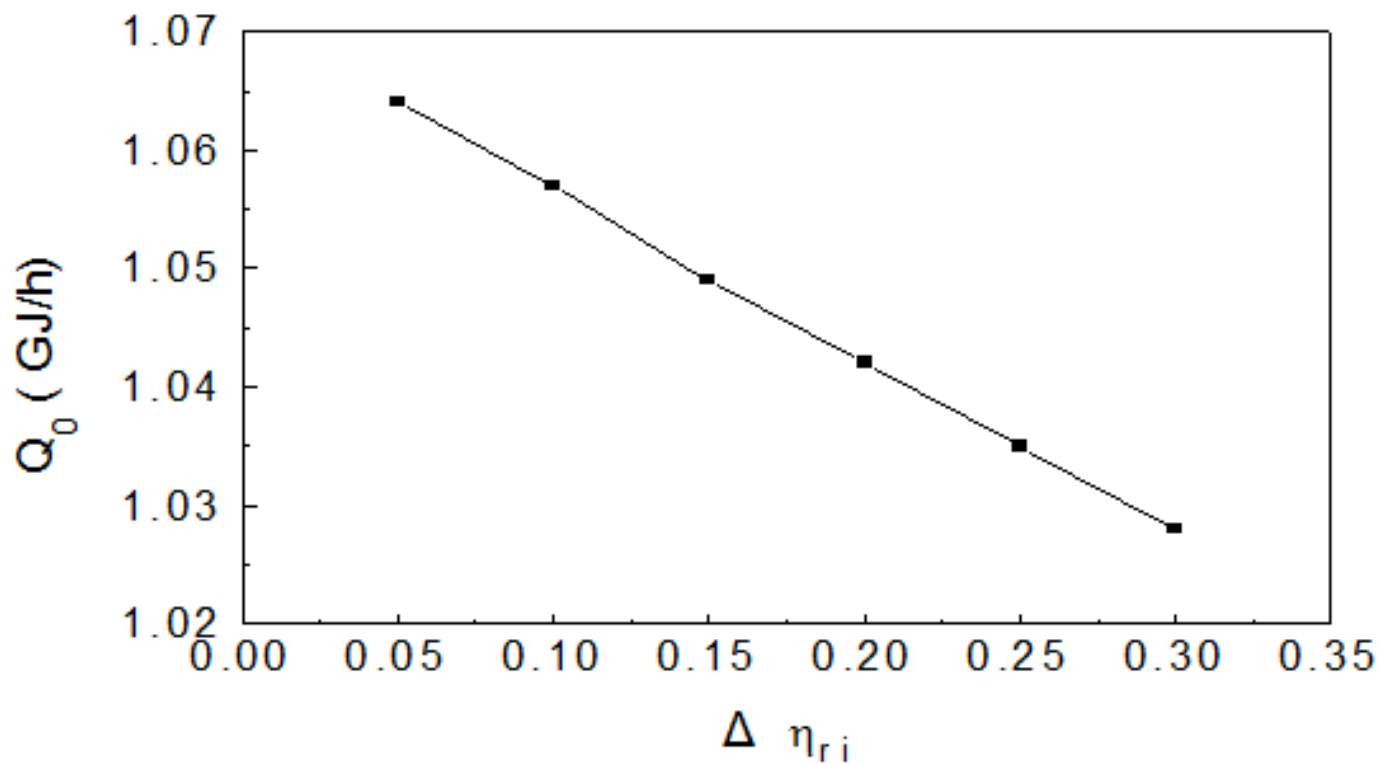
$$\eta_t = \frac{P_t}{Q_0}$$

$$Q_0 = D_0[(h_0 - h_{fw}) + \alpha_{rh}(h_{rh} - h_h)]$$

热力系统运行经济状态的识别



热力系统运行经济状态的识别



当汽轮机相对内效率发生变化时，汽轮机的总热耗量将发生变化，而理想内功率不变，则必然引起汽轮机理想循环热效率的变化。

热力系统运行经济状态的识别

在汽轮机实际运行中，当汽轮机相对内效率降低时，引起理想循环热效率增大，掩盖了汽轮机回热系统的某些因素（如回热加热器端差增大、抽汽压损增大或加热器的散热损失增大）引起的理想循环热效率降低，不利于汽轮机热力系统运行经济性降低的早期发现和及时处理。

热力系统运行经济状态的识别

- 理想循环热效率受汽轮机本体和回热系统二者共同的影响，即理想循环热效率不是回热系统运行经济性能的单值函数。
- 对于带有中间再热的汽轮机，不能采用理想循环热效率来评价回热系统的运行经济性能。

热力系统运行经济状态的识别

在实际应用中，普遍采用实际循环热效率

$$\eta_i = \frac{3600P_t}{Q_0} \frac{P_i}{P_t} = \eta_t \eta_{ri}$$

$$q = \frac{3600}{\eta_i \eta_m \eta_g}$$

- 只反映了汽轮机及热力系统的整体运行经济性，而不便于分析整体经济性降低的原因和部位。
- 我们关心的是热耗率增大的原因和部位。

热力系统运行经济状态的识别

- 常规的理想循环热效率定义不能真正反映汽轮机回热系统的运行经济状态。
- 必须对汽轮机理想循环热效率的定义方法进行了改进。

基本思路就是使理想循环热效率不受汽轮机相对内效率的影响。

热力系统运行经济状态的识别

一种新的汽轮机理想循环热效率定义方法，其表达式

$$\eta_{tt} = \frac{P_t}{Q_{0t}}$$

$$Q_{0t} = D_0[(h_0 - h_{fw}) + \alpha_{rht}(h_{rh} - h_{ht})]$$

热力系统运行经济状态的识别

理想循环热效率的定义方法改进后，实际循环热效率与相对内效率和理想循环热效率之间的关系改为

$$\eta_i = \frac{P_i}{Q_0} = \frac{Q_{0t}}{Q_0} \frac{P_t}{Q_{0t}} \frac{P_i}{P_t} = \lambda_q \eta_{tt} \eta_{pi}$$

吸热系数

$$\lambda_q = \frac{Q_{0t}}{Q_0}$$

其表示在相同主蒸汽流量和相同初参数及再热蒸汽参数条件下，蒸汽在汽轮机内等熵膨胀与实际膨胀时在锅炉内吸热量之比。

热力系统运行经济状态的识别

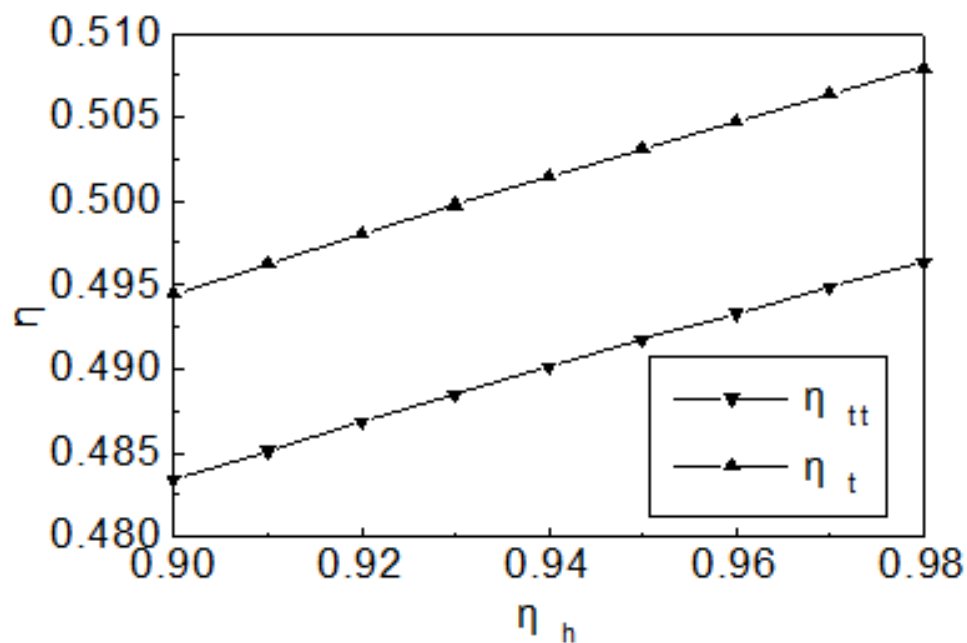


图 4-6 理想循环热效率随加热器热效率的变化情况

热力系统运行经济状态的识别

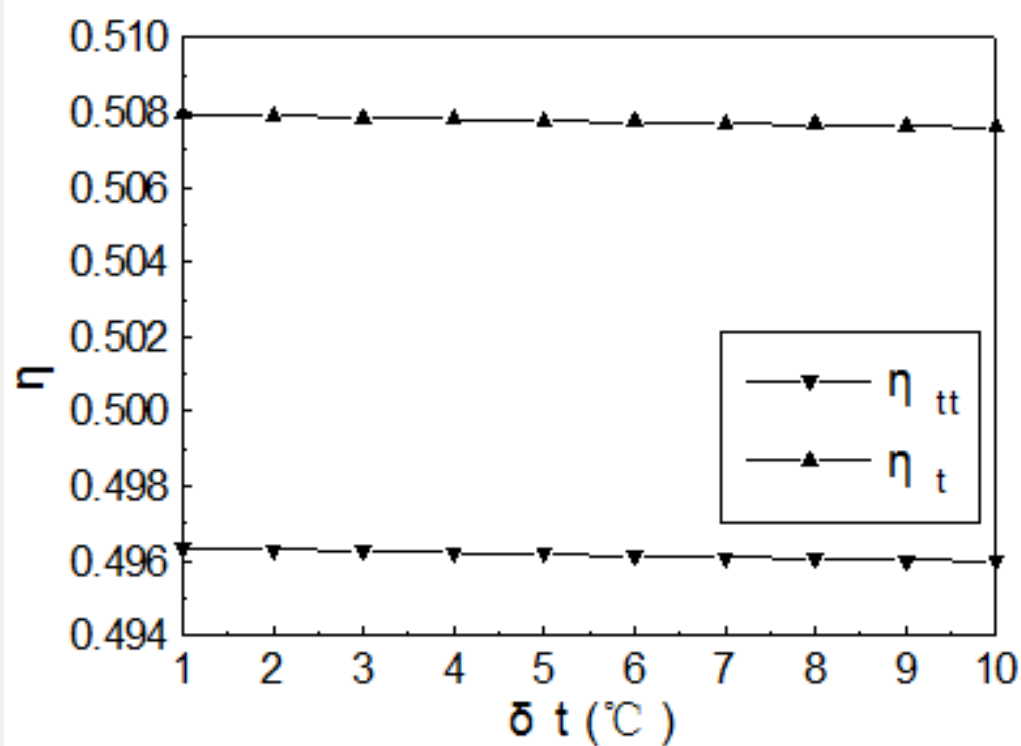
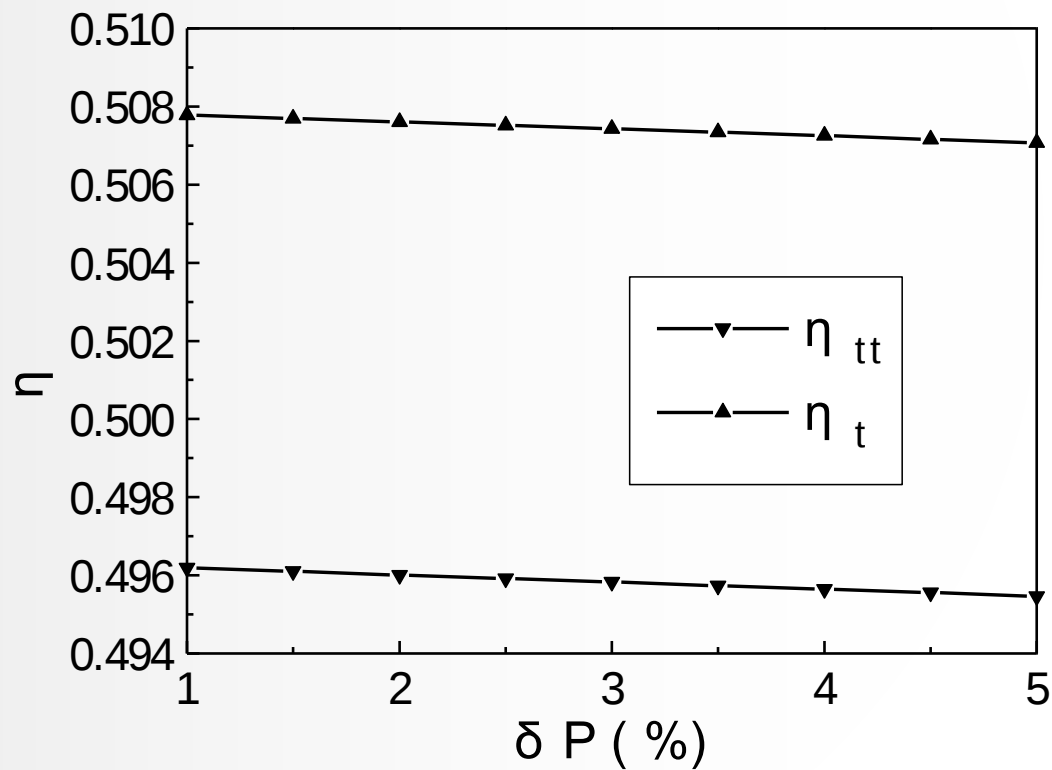
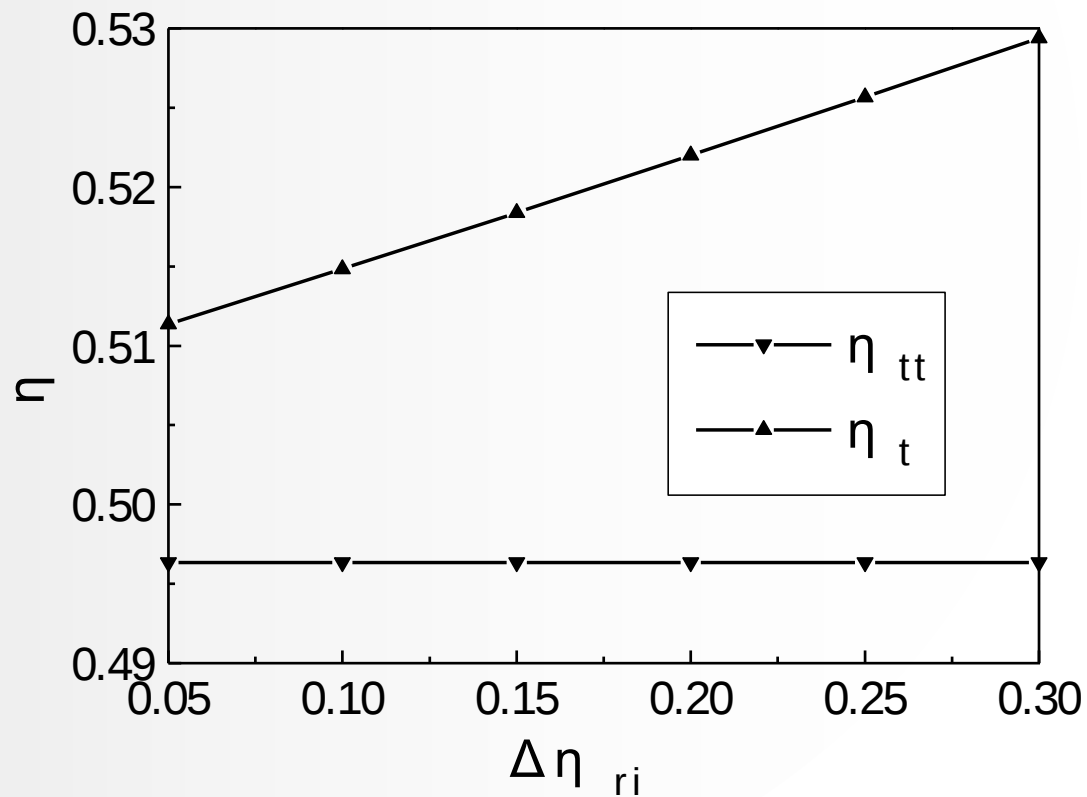


图 4-7 理想循环热效率随加热器端差的变化情况

热力系统运行经济状态的识别



热力系统运行经济状态的识别



热力系统运行经济状态的识别

所谓理想循环热效率的应达值，是指在主蒸汽流量一定，热力系统各部分性能完好的条件下，理想循环热效率的数值。

在汽轮机热经济性诊断过程中，在实际测量得到回热系统理想循环热效率后，与其相应主蒸汽流量下的应达值进行对比，从而确定汽轮机回热系统的运行经济状态是否正常。

为此，必须对理想循环热效率的测量值进行系统修正，得到理想循环热效率的应达值（汽轮机热力试验规程）。

根据当前汽轮机各回热抽汽压力 p_i 及等熵膨胀过程线，确定汽轮机等熵膨胀过程回热抽汽点的焓值 h_{it} 。

根据回热抽汽压力及设计工况下回热抽汽压损和加热器端差，确定各加热器进出口水焓及疏水焓，通过计算得到汽轮机等熵膨胀条件下的回热抽汽量，并同时计算小汽轮机用汽量。

根据回热抽汽量和小汽机的用汽量，确定汽轮机通流部分流量，根据弗留格尔公式，得到各回热抽汽点的压力 p_i' ，并根据新得到的回热抽汽压力，得到新的回热抽汽点的焓值 h_{it}' ，并重新核算轴封漏汽量及供汽量。

$$\begin{aligned} p_i &= p_i' \\ h_{it} &= h_{it}' \end{aligned}$$

$$\text{All}[\text{abs}(p_i - p_i') / p_i] \leq \epsilon$$

是

计算汽轮机理想内功率及蒸汽在锅炉中的吸热量，从而得到理想循环热效率的应达值。

四

改进的等效热降法

等效热降法首先由前苏联学者于二十世纪60年代后期提出，70年代传入我国。经过西安交通大学林万超教授的逐步完善，形成了一种完整的热力系统分析理论体系。

为我国火力发电厂挖掘节能潜力做出了巨大的贡献。

新蒸汽等效热降

$$H = (h_0 + \sigma - h_c) \left(1 - \sum_{j=1}^Z \alpha_j Y_j - \sum_{j=1}^{Z_1} \alpha_{sgj} Y_{sgj} \right)$$

抽汽等效热降

$$H_j = (h_j - h_c) - \sum_{r=1}^{j-1} \frac{A_r}{q_r} H_r$$

热力系统局部因素变化引起的实际循环热效率相对变化

$$\delta\eta_i = \frac{\eta'_i - \eta_i}{\eta'_i} = \frac{\Delta H - \Delta q_0 \eta_i}{H + \Delta H}$$

汽轮机热耗率的相对变化

$$\delta q = \delta\eta_i$$

等效热降法存在下列问题：

- 当系统局部变化时，采用等效热降法得到的是对实际循环热效率的影响，亦即反映了对汽轮机综合经济性的影响，不便于实现对引起回热系统和通流部分经济性降低原因和部位的分离。
- 从等效热降法的计算公式中可看到，采用等效热降法对汽轮机经济性进行分析时，需预先知道汽轮机排汽焓。
- 凝汽式汽轮机，排汽焓不能准确得到。从而，导致用等效热降法计算的结果不够准确。

当汽轮机排汽焓存在0.25%的误差时，导致由等效热降法得到的汽轮机实际循环热效率相对变化的误差达到1%。

采用等效热降法分析汽轮机热经济性时，其计算结果的准确程度受到汽轮机排汽焓的限制。

等效热降法的改进—理想等效热降法

新蒸汽理想等效热降

$$H_t = (h_0 + \sigma_t - h_{ct})(1 - \sum_{j=1}^Z \alpha_{jt} Y_{jt} - \sum_{j=1}^{Z_1} \alpha_{sgjt} Y_{sgjt})$$

理想抽汽等效热降

$$H_{jt} = (h_{jt} - h_{ct}) - \sum_{r=1}^{j-1} \frac{A_r}{q_r} H_{rt}$$

热力系统局部因素变化引起的理想循环热效率相对变化

$$\delta\eta_{\text{tt}} = \frac{\eta'_{\text{tt}} - \eta_{\text{tt}}}{\eta'_{\text{tt}}} = \frac{\Delta H_{\text{t}} - \Delta q_{0\text{t}}\eta_{\text{tt}}}{H_{\text{t}} + \Delta H_{\text{t}}}$$

$$\delta\lambda = \frac{\lambda' - \lambda}{\lambda} = \frac{\Delta q_{0\text{t}} - \lambda\Delta q_0}{q_{0\text{t}} + \Delta q_{0\text{t}}}$$

汽轮机热耗率的相对变化

$$\delta q = \delta\eta_{\text{i}} = \delta\eta_{\text{pi}} + \delta\eta_{\text{tt}} + \delta\lambda$$

当热力系统某局部因素变化发生在再热热段及以后时，不影响蒸汽在锅炉再热器内的吸热量，故

$$\delta\lambda = \frac{\lambda' - \lambda}{\lambda} = 0$$

由于回热系统某因素变化引起汽轮机相对内效率变化对热耗率的影响，已经在本体经济性诊断中进行了考虑，为避免重复计算，故

$$\delta\eta_{pi} = 0$$

五

凝汽器能效提升技术

凝汽器真空应达值

冷却水在凝汽器内的温升应达值

$$\Delta t = \frac{(h_c - h'_c)D_c}{c_p D_w}$$

凝汽器真空应达值

凝汽器端差应达值

$$\delta t = \frac{\Delta t}{\frac{kA_c}{e^{C_p D_w} - 1}}$$

凝汽器真空应达值

汽轮机排汽温度

$$t_{\text{st}} = t_{\text{w1}} + \Delta t + \delta t$$

应达真空

$$H_{\text{t}} = p_{\text{ata}} - p_{\text{ct}}$$

p_{ct} 为汽轮机排汽温度对应的饱和压力

凝汽器真空应达值

75D.000.45M-1(N276.005M)

共 10 页 第 8 页

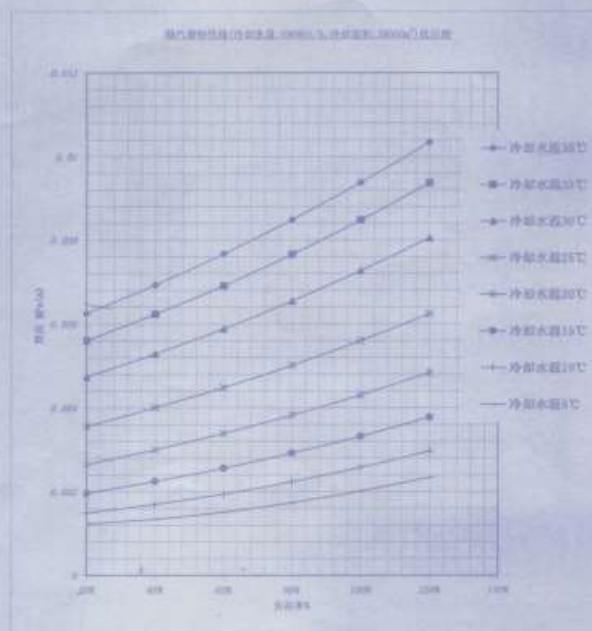


图 1-3

六

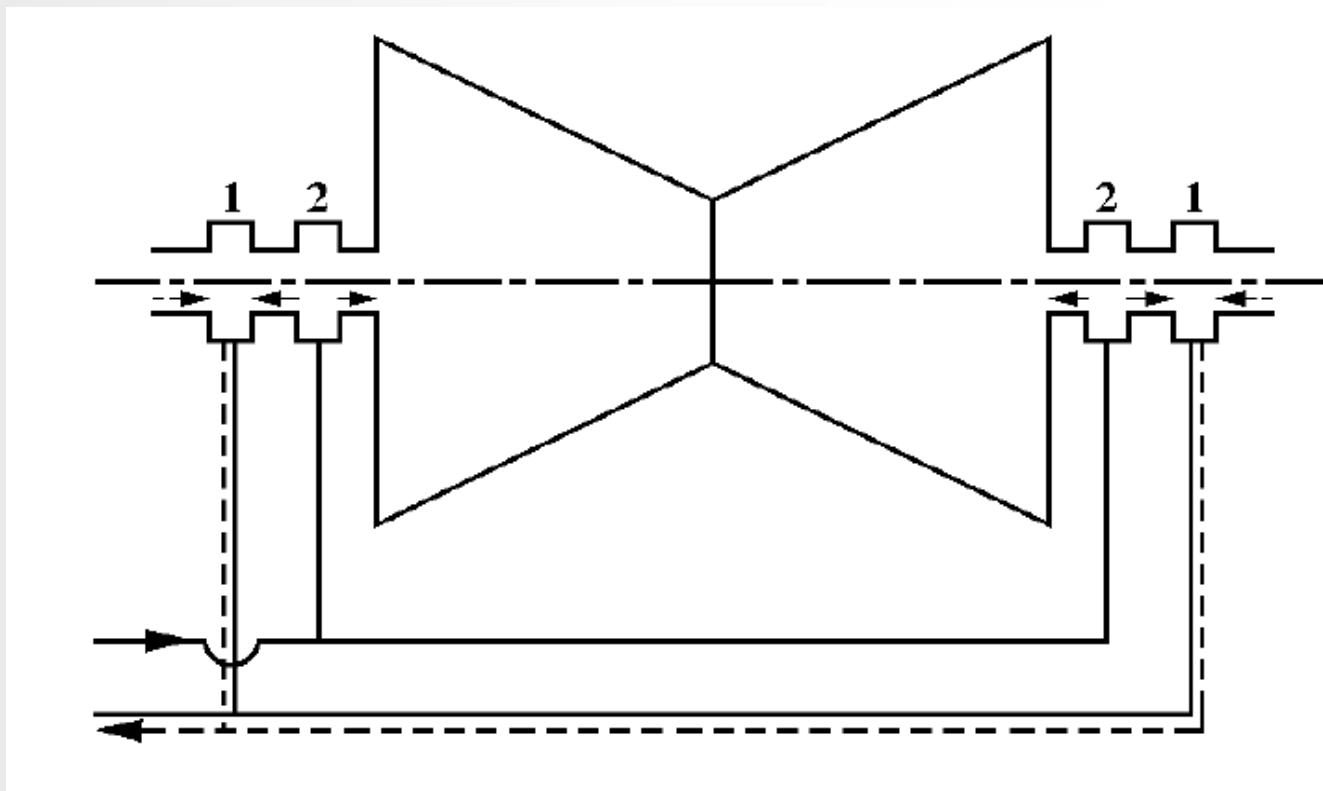
应用实例

1、热力系统经济性诊断

序号	项目	应达值	实测值	Δq [kJ/(kW·h)]
1	E:中压缸冷却用汽(t/h)	16.64	17.97	2.38
2	锅炉排污水(t/h)	0.00	8.72	31.91
3	过热器减温水(t/h)	0.00	20.50	5.53
4	再热器减温水(t/h)	0.00	15.31	25.47
5	1#加热器上端差(°C)	-1.60	4.34	9.99
。。	。。	。	。	。
26	8#加热器下端差(°C)	5.6	8.3	0.621
累计值				274.60

热力系统各因素变化对汽轮机热耗率影响量的累计值为274.60kJ/(kW·h)，与预先确定的热力系统存在失常对热耗率影响量为276.62kJ/(kW·h)的相对误差为0.724%。

2、汽轮机低压缸轴封系统状态监测



2、汽轮机低压缸轴封系统状态监测

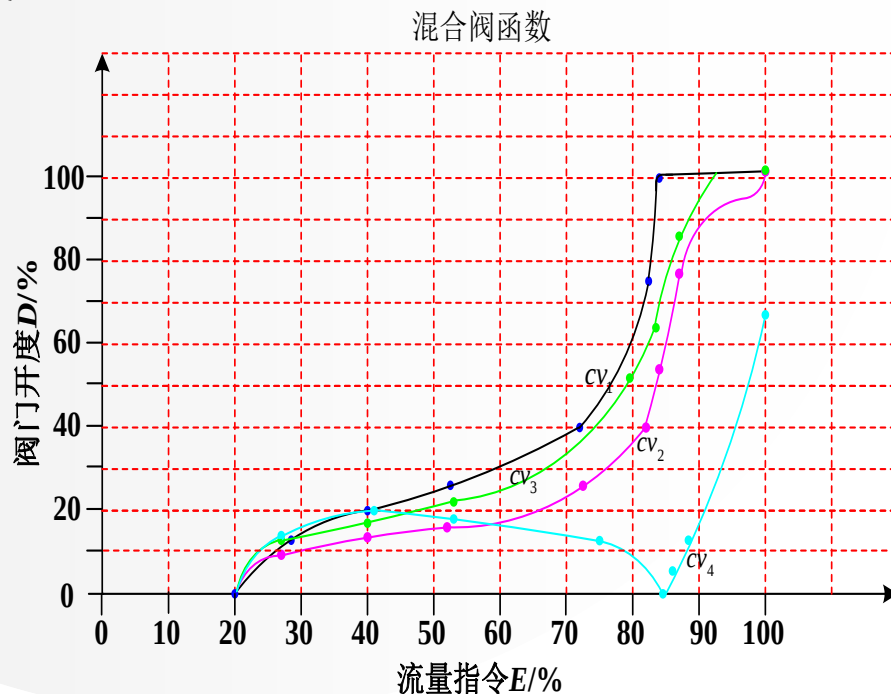
- 当实测轴封抽汽温度等于理论温度，说明汽轮机轴封间隙就是安装间隙，亦即轴封间隙未发生变化；
- 当实测轴封抽汽温度小于理论温度，说明抽汽室1中漏入空气量增加。则可以诊断为轴端至抽汽室1之间的轴封间隙增大；
- 当实测轴封抽汽温度大于理论温度，说明混合室1中蒸汽流量增加。则可以诊断为轴封供汽室至抽汽室1之间的轴封间隙增大。
- 当实测轴封抽汽温度等于环境空气温度，说明抽汽室1中没有蒸汽流入，亦即轴封供汽压力过低，使空气进入低压缸；
- 当实测轴封抽汽温度等于轴封供汽温度，说明抽汽室1中没有空气流入，亦即轴封供汽压力过高，使蒸汽漏出低压缸。

3、东汽600MW汽轮机配汽方式改造

1.1 东汽600MW汽轮机高压调节汽门配汽方式

东方汽轮机厂600MW汽轮机是引进日本技术制造的汽轮机，采用中压缸启动方式。

该汽轮机的高压调节汽门配汽方式不同于常规的单阀或顺序阀控制方式，而是采用混合控制方式。



3、东汽600MW汽轮机配汽方式改造

1.2 高压调节汽门开度与负荷指令之间关系

流量指令	k	27	40	54	76	84	87	90	100
开度 (%)	1#	14	20.1	27.1	40	74	77	100	105
	2#	9.32	13.37	18.25	26.1	40.8	52.58	75.56	105
	3#	13.13	18.5	24.69	34.2	51.84	64.4	85.56	105
	4#	14	20	18.1	13.1	0	5.6	13.33	67

3、东汽600MW汽轮机配汽方式改造

1.3 现有配汽方式的优缺点

这种配汽方式的优点

汽轮机启动初期，四个调节汽门同时开启，使汽轮机接近于全周进汽，汽缸受热比较均匀，有利于防止高压缸热变形，减少进汽端热应力。

这种配汽方式的缺点

这种配汽方式只有在机组带**100%**额定负荷（**84%**最大负荷）运行时，其经济性才最高（节流损失最小）。当机组负荷低于**100%**额定负荷（**84%**最大负荷）运行时，由于四个调节汽门均处于部分开启状态，导致汽轮机节流损失很大，机组经济性降低。

3、东汽600MW汽轮机配汽方式改造

1.4 东方汽轮机厂已经开展的工作

- 针对东方汽轮机厂**600MW**汽轮机高压调节汽门配汽方式存在的问题，东方汽轮机厂也进行了大量的研究工作。
- 东方汽轮机厂对这个问题目前尚没有很好的解决办法。
- 以大唐内蒙古托克托电厂为例，该厂装有**6**台东汽**600MW**汽轮机。当电厂发现该汽轮机高压调节汽门配汽方式存在上述问题时，曾请求东方汽轮机厂协助解决，东汽厂给出了一种新的阀门开度与负荷指令曲线，但实际上电厂无法按照其所提供的曲线进行实施。

3、东汽600MW汽轮机配汽方式改造

1.5 改造的基本思路

- 针对目前东汽600MW汽轮机配汽方式存在的问题，本课题组成功地对其进行了改进，并已经在大唐内蒙古托克托电厂6台东汽600MW汽轮机进行了实施。
- 该改造的基本思路是将东汽600MW汽轮机现在的混合配汽方式改变为顺序阀控制方式，减少汽轮机高压调节汽门的节流损失，提高汽轮机的运行经济性。

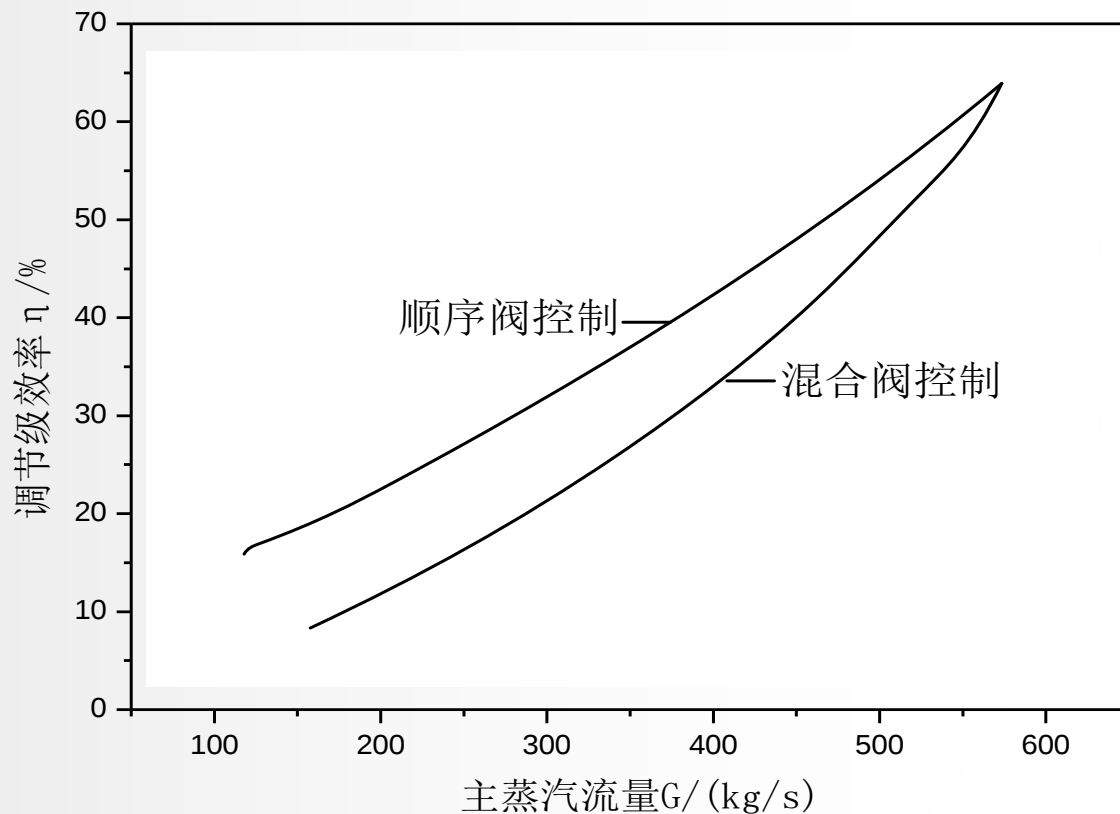
3、东汽600MW汽轮机配汽方式改造

1.6 具体步骤

- 通过试验，确定各个调节汽门的特性曲线。即给出调节汽门的流量比系数与调节汽门开度及前后压力差之间的函数关系（因为日本机组制造厂家不提供该曲线，只有通过试验确定）；
- 计算顺序阀控制方式下阀门组的流量和升程特性；
- 借助于各调节汽门的特性曲线，计算顺序阀控制方式下负荷指令与阀门开度请求值之间的输入-输出关系；
- 将该输入-输出关系输到DEH系统中，改变原来的输入输出关系，从而实现顺序阀控制。

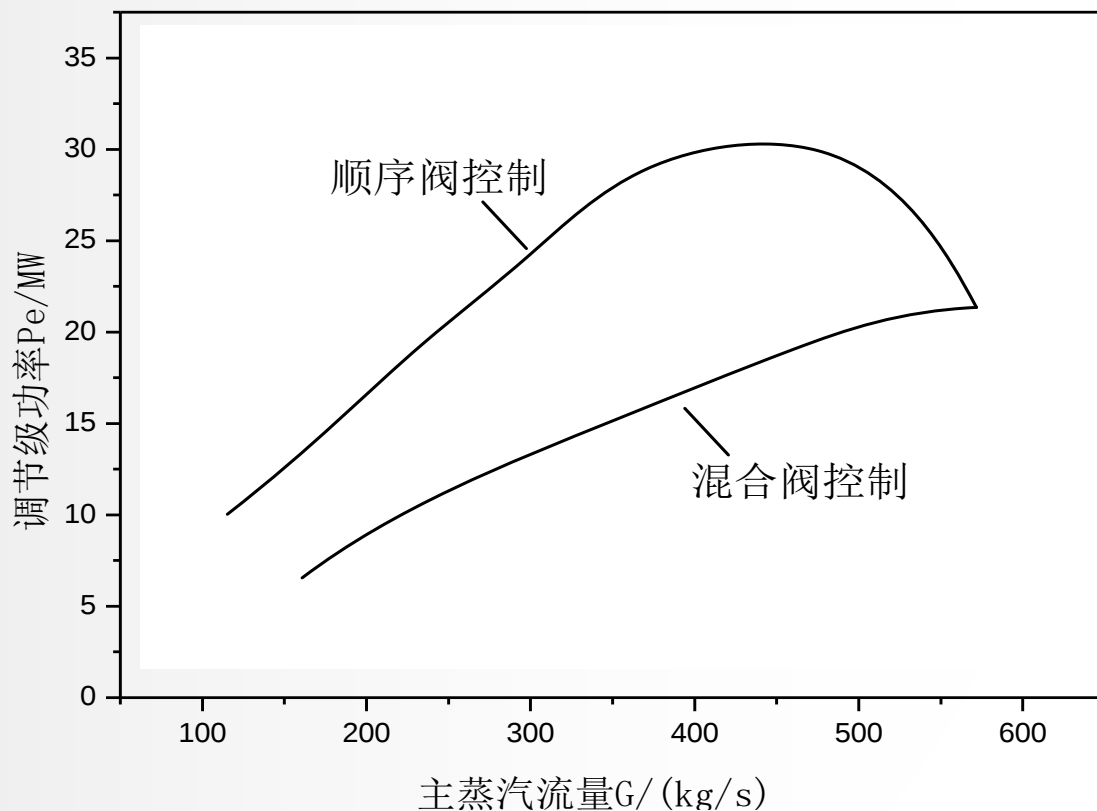
3、东汽600MW汽轮机配汽方式改造

1.7改进前后经济性对比



两种控制方式下的调节级效率曲线

3、东汽600MW汽轮机配汽方式改造



两种控制方式下的调节级功率曲线

3、东汽600MW汽轮机配汽方式改造

1.8配汽方式改进可能带来的问题

(1) 调节级后转子的热应力问题

当汽轮机由混合控制改为顺序阀控制后，当负荷变化时，调节级后温度变化量要大于原混合配汽方式，从而导致调节级后转子的热应力增大。

(2) 汽轮机转子振动问题

由于原混合配汽方式接近于全周进汽，转子受蒸汽作用力比较均匀，转子振动问题不是很突出。改为顺序阀控制后，由于调节级采用部分进汽，可能造成转子所受蒸汽作用力不均匀，引起转子振动。

3、东汽600MW汽轮机配汽方式改造

1.9 解决手段

- 本课题组通过采用高压调节汽门开启初期，使位于汽缸对角线处的两个调节汽门同时开启的方式，保证转子受力的均匀性。
- 采用优化顺序阀控制调节汽门重叠度的方法，有效防止了汽轮机的振动问题。
- 本课题组采用美国商用软件**ANSIS**，对汽轮机调节级后转子的热应力进行分析，给出新的变负荷速度，以保证汽轮机转子的安全性。

谢谢各位！