

压气机的湿压缩特性及计算模型初步研究

(哈尔滨七〇三研究所) 林 枫 闻雪友
(哈尔滨锅炉有限责任公司) 栾 坤

[摘要] 在大量分析国外有关向压气机通流部分喷水的资料基础上,根据已取得的初步实验结果,总结了喷水后压气机性能的主要特点及影响性能的关键因素,从理论上对这些特点进行了分析论证。最后根据“湿压缩”的特点,提出了一种计算模型。

关键词 压气机 湿压缩 模型

中图分类号 TK474.8

1 简介

向压气机通流部分内喷水(以下简称湿压缩)的研究可以说是一个由来已久的课题。早在四十年代,美国海军就曾资助过该项目的研究⁽¹⁾。到五十年代初湿压缩的研究曾在美国国内成为一个热点,在各种压气机(轴流式,离心式)上的湿压缩实验相继进行。与此同时前苏联也开始了湿压缩的研究。然而早期所进行的这些实验研究由于受到当时对湿压缩过程认识程度的限制,在实验组织,实施及关键因素控制方面没有得到很好的优化,因而大部分情况下所得到的实验结果远低于最初的期望值。(例如,由于水没有得到很好处理,使得压气机叶片很快积垢;由于水喷入发动机时没有得到很好的雾化,造成了叶片的严重水蚀;由于对喷水量没有进行合理控制,造成压气机内部流动损失过大,效率下降等等)加之当时燃气轮机参数及部件效率均较低,从这两方面提高发动机性能的潜力还很大,也从另一方面淡化了湿压缩研究的必要性。所以五十年代中期以后美国国内关于湿压缩的研究基本中断。前苏联在这方面的研究却一直见于资料中,特别是七十年代至今,他们进行了较深程度的理论和实验方面的研究,取得了很好的效果,其研究表明向压气机通流部分喷水,在适当的优化条件下可使压气机效率提高 3% ~ 4% (相对值)。哈尔滨七〇三研究所结合燃气轮机进气蒸发式冷却研究,在 SIA-02 燃气轮机实验装置上也进行了初步喷水实验,取得了较好效果。

综合分析国内外已获得的研究成果可以发现:向压气机通流部分喷水对压气机的性能有着显著影

响,压气机通流部分的结构、尺寸,压气机的设计参数,向压气机内喷水的部位,水滴的粒度,喷水量等因素又使得这种影响有很大差别,而只有对这些因素进行综合考虑,对喷水条件进行优化控制,湿压缩才能给出积极效果。此外,环境温度对喷水效果的影响应引起足够的重视。大气温度越高,向压气机通流部分喷水所起到的积极效果越明显,本文作者认为,大气温度应做为确定喷水条件的一个不可忽视的因素。

2 湿压缩的特点及理论分析

2.1 压气机的效率

喷水后压气机效率是升高还是降低取决于 $T-S$ 图上其工作过程线的走向及损失增加情况。图 1 为各种压缩过程的 $T-S$ 图,从图上分析:

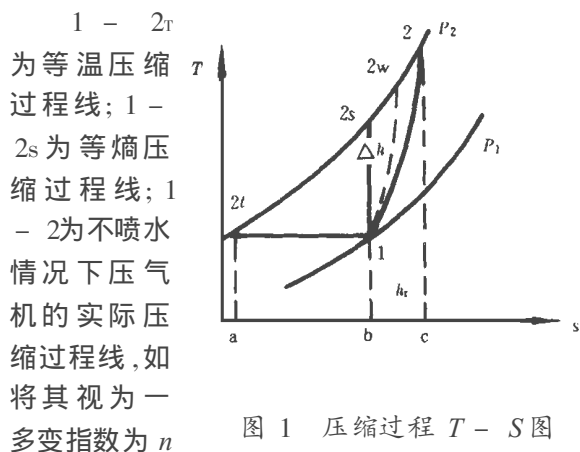


图 1 压缩过程 $T-S$ 图

为等温压缩过程线; $1-2s$ 为等熵压缩过程线; $1-2$ 为不喷水情况下压气机的实际压缩过程线,如将其视为一多变指数为 n 的多变过程,显然 $n > K$ (绝热指数)。等熵过程 $1-2s$ 所需要的理论压缩功为面积 $a2r2sba$, 而实际压缩过程 $1-2$ 所需要的理论功为 $a2r2ca$ 。二者之差为面积 $b2s2cb$, 它是由过程线 $1-2$ 以上的面积 Δh 及其以下的面积 hr 两部分组成。由热力学第二定律可知 hr 是为克服摩擦力所损失的功, Δh 的物理涵义则是: 多变过程 $1-2$ 中,除了直接克服摩擦阻力耗功 hr 之外,由于摩擦加热气体使气体比容增加还要多耗一部分附加功 Δh 。向压气机通流部分喷水的目的就是要通过水的蒸发来冷却气体使其比容降低,以

减小附加功 Δh 这种冷却方法与气流用外部冷源进行冷却是有本质区别的。湿压缩过程中气流放给水的热量并没有损失掉而是转化为蒸气的焓值保留在气流中,这正是湿压缩的一个优点,它对提高燃机循环效率特别有益。如果把湿压缩过程看做一个多变指数为 n_w 的多变过程,由上述分析可知,在因水蒸发而对气流产生冷却作用的同时,由于湿压缩过程摩擦损失的增加,其对气流的加热作用也要增大,这两种因素相比较,通常前者要占据优势,所以 $n_w < n$,在 $T-S$ 图上其工作过程线为 $1-2_w$ 为分析问题方便,只考虑气流受到的冷却作用,而忽略水蒸气加入的影响(由后面分析可知,这种近似是具有一定准确度的)根据简化的广义伯努力方程,湿压缩理论功为 $h = \frac{n_w}{n_w-1} R T_1 (\bar{X}_{n_w}^{n_w-1} - 1) + h_{rw}$; 不喷水时理论功 $h = \frac{n}{n-1} R T_1 (\bar{X}_n^{n-1} - 1) + h_k$ 两式中第一项分别为各自压缩过程的多变压缩功,显然当 $n_w < n$ 时,湿压缩的多变压缩功较小,但其摩擦损失 h_{rw} 却较大。湿压缩过程中当多变压缩功的减小值超过了摩擦损失的增加值,则压气机效率提高,反之则下降。早期的湿压缩实验大多属于后一种情况。

2.2 压比

在湿压缩过程中,一方面由于水蒸气的出现,使得容积流量增大的趋势,而伴随水蒸气出现的吸热作用又使得容积流量呈减小趋势。计算表明由于水蒸发的汽化潜热高出空气定压比热 2000 倍以上,从而使得后一种趋势远远大于前一种趋势,结果是使得容积流量减小。

在压气机转速一定的情况下,容积流量减小则流量系数 h 减小,冲角 i 增大。图 2 表示压气机叶栅的冲角特性。图中 ΔU 为叶栅气流转折角, ΔU 越大,叶栅对气流加工能量越强,增压能力越强。 C_x 和 $\bar{\omega}$ 为阻力系数和总压损失系数。

经过良好设计的压气机工作在 C_x 和 $\bar{\omega}$ 变化平缓的区间之内,如图中 i_A 点。当向压气机喷水使得 h 减小, i 增大时,从图中可以看到 ΔU 会直线上升,而 C_x 和 $\bar{\omega}$ 基本不变,即增压能力得到很大增强而损失系数变化不大,显然压气机压比要提高。在实际情况中,喷水后 C_x 和 $\bar{\omega}$ 的变化要比图中所表示的大,但只要不严重过量喷水引起脱流,损失的增加仍不能淹没 ΔU 上升所引起的压比升高,这一点已为实验所证实。

除冲角变化影响压气机压比之外,水滴在基元级内部的蒸发冷却作用仍对增压能力有一定影响。

分析如下:

根据绝对坐标系下动叶栅内流的广义伯努力方程

$$h = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + hr \quad (1)$$

式中: h 为理论功; C_1, C_2 为级前、后气流绝对速度; hr 为损失功。

该方程是在普遍适用条件下导出的,适合于有热交换和摩擦损失存在的情况。

基元级的理论功表达式为:

$$h = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} \quad (2)$$

式中: W_1, W_2 为级前、后气流相对速度; U_1, U_2 为周向速度。

由方程 (1) 和 (2) 可得:

$$\frac{W_1^2 - W_2^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + hr \quad (3)$$

为简化讨论,考虑无能量损失 $hr = 0$ 的理想情况。同时考虑到叶栅前后气流密度变化不大,将密度取平均值 $d_m = \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$, 则式 (3) 变为:

$$\Delta P_{12} = \frac{d_m(W_1^2 - W_2^2)}{2} + \frac{d_m(U_2^2 - U_1^2)}{2} \quad (4)$$

在转速不变情况下,式 (4) 中 $\frac{d_m(U_2^2 - U_1^2)}{2}$ 项不变,由于级内水滴蒸发冷却,使得级出口容积流量降低, W_2 下降,而 ΔD_{12} 增加。这种情况下与亚音速条件下,叶栅流道扩张角增大的情况很相近。

2.3 流动损失

毫无疑问向压气机通流部分喷水将使得损失增加,但要计算出损失增加的具体数值却是一个十分复杂的问题。尽管如此,弄清损失产生的机理及各项损失所占的比例仍有着重大意义。

经过理论与实验分析,通常认为向压气机通流部分喷水所引起的能量损失主要包括以下几个方面:

1) 由于蒸发冷却作用,导致压气机的级,特别是后面几级的流量系数严重偏离设计值,出现脱流损失。

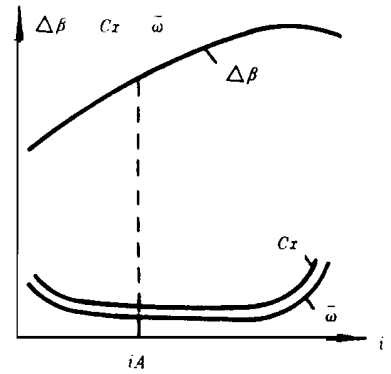
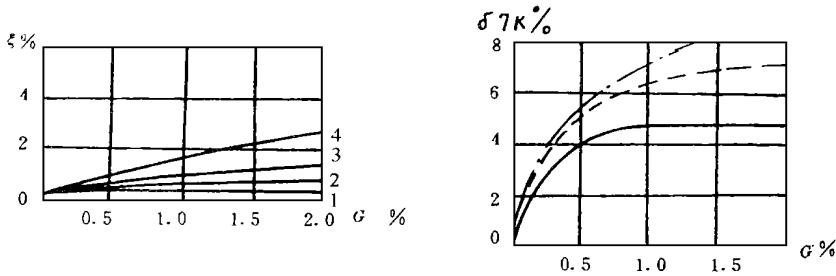


图 2 叶栅冲角特性

- 2) 空气使水滴加速消耗一部分能量。
- 3) 水滴与叶片碰撞,产生对工作叶片的制动损失。
- 4) 液膜沿通道表面运动所消耗的能量

除上述几个主要因素外,产生损失的因素还包括:因冷却不均匀引起气流密度分布不均而造成的二次流损失,过量喷水时叶轮与壳体之间摩擦增大造成的损失等等。因为在喷水条件控制适当的情况下,它们所占的比例很小,通常在研究中予以忽略。



- 1. 由于通流部分表面存在液膜产生的损失
- 2. 液滴对工作轮的制动损失
- 3. 气流加速液滴的损失
- 4. 流量系数偏离设计值而引起的损失
- 无损失,但考虑了压缩被蒸发的水蒸气所消耗的能量
- - 考虑了级流量系数偏离设计值所产生的损失
- 计入全部损失

图3 压气机内损失(a)及绝热效率相对增加(b)与喷水量G的关系曲线

对上述4项损失的理论分析表明,它们在总的损失中所占的比例按顺序依次减小。文献[4]针对轴流式压气机的计算结果见图3。

从图3中可以看出,流量系数变化(偏离设计点)引起的附加损失约占总损失的40%以上。所以可以认为流量系数的变化是限制喷水量的一个最主要的因素。喷水使流量系数偏离设计值而出现的附加损失主要产生在压气机的最后几级,因为越是后面几级,流量系数减小越明显,冲角*i*增加越大。从图3b中可以看到,当考虑流量系数偏离所产生的损失后,压气机效率增加率在喷水量超过0.5%时明显减缓。文献[4][5]针对25-30MW及15-200MW燃气轮机的计算及实验结果表明,考虑全部上述几项损失因素,当喷水量超过1%时,压气机效率增加非常缓慢,甚至出现下降趋势。

值得注意的是上述结果是针对压气机工作在设计点而言。当燃气轮机运行在高温环境下时,其轴向速比 C_{z2}/C_{z1} (C_{z2} 为末级进口处轴向分速, C_{z1} 为第一级进口处轴向分速)加大,结果使得压气机前几级流量系数 h 有所减小,冲角 i 增大,而后几级中流量系数 h 增加,冲角 i 减小。即后几级的通流能力在与前几级的通流能力进行匹配时,显得过小,当大气温度较高时,流量系数 h 的偏离程度也很大。这时向压气机通流部分喷水,根据前面的分析,后几级的通流能力会得到显著增强,轴向速比 C_{z2}/C_{z1} 与喷水前

相比变小而更接近于设计值,压气机前后级之间的匹配会得到明显改善。这种情况下向压气机喷水所引起的流量系数 h 的变化恰恰会使得流动损失减小或只有微小的增加,假设不考虑流量系数变化的影响(认为“喷水后流量系数 h 仍保持最佳”),根据文献[4]计算结果,在设计点效率相对增加值将从3.5%增加到4%~6.5%。因此可以推断:在高温环境下向压气机内喷水,不但最大喷水量可以提高,而且效果将更加明显。从这一点讲,研究用喷水来解决高温运行环境所引起的燃机变工况问题更具有实际意义。在研究向压气机通流部分喷水问题时,大气温度是一个不可被忽视的因素。

与流量系数 h 变化引起损失的情况相反,喷水后引起的其它几项损失则主要发生在压气机的前几级中,在后几级中显著下降。从压气机入口到第一级导叶出口处,气流速度要在约0.002秒之内由十几米提高到一百四十米以上,气流带动水滴加速所引起的损失相当大。从第一级以后,气流的流速则相对变化较小,但因水滴碰到壁面,再由壁面重新进入气流时,又要耗费部分能量来被加速,因此在前2-3级内均有一定程度的损失存在。研究认为2-3级以后,水主要以水滴的形式跟随气流运动,这时由于蒸发,水滴直径变小,加上气流密度增大,携带能力加强,损失迅速减小。

水滴撞击工作叶片造成的制动损失可从图4所示的速度三角形来进行分析。

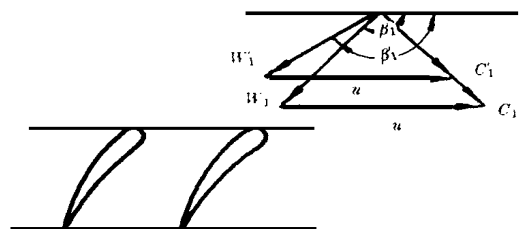


图4 动叶入口速度三角形

在前几级,由于水滴被气流加速的时间极短,使得水滴速度 $C_1 < C_1$,入口角 $\alpha > \alpha_1$,于是容易造成水滴与叶片的碰撞。水滴碰撞叶片后,部分被反射回气流中,其余部分则沿流道以膜状在气流推动下运动,这便是液膜所产生的损失。液膜运动到叶片尾缘时,又会被高速气流吹散以滴状进入气流。

2.4 工作叶片的水蚀

研究表明气流中水滴对压气机叶片造成的水蚀危险性要小于湿蒸汽对汽轮机末级叶片造成水蚀的危险性。其主要原因在于空气做为非凝结气体在其中起到“气垫”作用。

长期运行实验已证实,只要喷水组织得当,严格控制水的粒度,叶片的水蚀是可以完全避免的。

4 湿压缩的计算模型

向压气机通流部分喷水后其性能的计算,到目前为止还没有一种非常成熟的、详尽的计算方法。本文在抓住这一压缩过程的主要特征,并进行一定程度的必要简化的前提下,提出一种数学计算模型。

根据 2 节中的分析,向通流部分喷水对压气机每一级所产生的影响是不同的,而且有较大差异。所以采用逐级叠加法来计算压气机喷水后的特性是合理而且必要的。

通常喷水量不超过 2%,在这种情况下,可以假定喷水对每级特性的影响可以忽略(级效率除外),而只是使得每级的工作点在其特性上有所改变。这样根据原压气机的特性,结合有关热力学方程,便能逐级计算出喷水后的压气机的特性。

首先以第一级为例来对压缩过程进行分析:空气和水在压缩过程中,水的蒸发吸收了空气的一部分热量,为分析问题方便人为地将空气与本级蒸发产生的水蒸气分开,则对空气而言,其压缩过程相当于一个放热的压缩过程,能量方程式可写成:

$$dh-dq = di + \frac{dc^2}{2} \quad (5)$$

其中: h 为外界给气流的作功量; q 为气流放出的热量

从级进口到出口对 (5) 式积分,并略去 C 的变化得:

$$h = i_2 - i_1 + q = C_{pm} T_1 (X_{nw}^{n_w-1} - 1) + q \quad (6)$$

其中: X 为级的压比; T_1 为入口空气温度; C_{pm} 为空气的平均定压比热; n_w 为多变指数。

空气放热量等于所产生的水蒸汽的焓增:

$$q = g_1 (i_s - i_w) \quad (7)$$

g_1 为本级内蒸发的水量; i_s 为 T_2 温度下蒸汽焓值; i_w 为 T_1 温度下水的焓值。

将 (7) 式代入 (6) 式得:

$$h = C_{pm} T_1 (X_{nw}^{n_w-1} - 1) + g_1 (i_s - i_w) \quad (8)$$

计算表明,多级轴流压气机每一级中蒸发的水量很小,平均不超过 0.1% 空气流量,因此本级内产生的水蒸汽被压缩所消耗的理论功在本级计算中可以略去,而在下一级计算时予以考虑。

根据广义伯努力方程 (1) 并忽略 C 的变化,可得:

$$h = \frac{n_w}{n_w - 1} R T_1 (X_{nw}^{n_w-1} - 1) + hr_1 \quad (9)$$

其中: hr_1 为损失功, R 为气体常数

根据热力学公式:

$$\frac{n_w}{n_w - 1} = \frac{\ln X}{\ln \frac{T_2}{T_1}} \quad (10)$$

根据喷水前压气机级特性:

$$\bar{h} = f_1(h_1) \quad (11)$$

其中: h_1 为流量系数, \bar{h} 为理论能量头系数

$$h = \frac{u_1^2}{2} \bar{h} \quad (12)$$

u_1 为第一级圆周速度

这样,在方程 (8) ~ (12) 组成的方程组中,参数 u_1, T_1, h_1, g_1, hr_1 做为已知数, \bar{h}, h, X, n_w, T_2 做为未知数,未知数数目与方程数相等,方程组封闭。第一级参数确定后,便可依次进行第 2 级,第 3 级……的参数计算。

对于任一级 K ,方程组可以写为:

$$h_k = (1 + \sum_{j=1}^{k-1} g_j) C_{pmk} T_{1k} (X_k^{n_{wk} - 1} - 1) + g_k (i_{sk} - i_{wk}) \quad (13)$$

$$h_k = (1 + \sum_{j=1}^{k-1} g_j) \left[\frac{n_{wk}}{n_{wk} - 1} R_k (X_k^{n_{wk} - 1} - 1) + h_{rk} \right] \quad (14)$$

$$\frac{n_{wk}}{n_{wk} - 1} = \frac{\ln X_k}{\ln \frac{T_{2k}}{T_{1k}}} \quad (15)$$

$$\bar{h}_k = f_k(h_k) \quad (16)$$

$$h_k = \frac{u_k^2}{2} \bar{h}_k \quad (17)$$

式中 g_k 与 h_{rk} 根据数值计算或实验确定。

上述模型是在一定假设条件下得到的,还有待于我们下一步的实验验证或修正。

参考文献

- 1 Kleinschmidt R V. Value of wet-compression in gas turbine cycles. Mechanical Engineering, 1947, 69: 15~ 116.
- 2 Hamrick J T. and Beede W L. Some Investigations with wet compression. Transactions of the ASME, April, 1953.
- 3 Shao-lee Soo. Wet compression in an axial-flow compressor. Transactions of The ASME, July, 1952.
- 4 Агеньев Л В, Беркович А Л. Параметры азоту ринных Установок с впрыском воды в компрессор. Теплоэнергетика, 1996, (6): 18~ 22.
- 5 Беркович А Л. Параметры осевого компрессора с вводом воды в проточную часть. Энергетика (Изв. высш. заведений) 1995, No 1.
- 6 Беркович А Л, Розенор Е Е. Расчет параметров осевого компрессора с впрыском воды в проточную часть. Энергетика (Изв. высш. Учеб. заведений) 1990, (8): 107~ 110.
- 7 Дорфман Л А, Кузнецов А Л. Влияние впрыска воды во всасывание осевого компрессора азоту ринной Установки Энергомашиностроения 4.
- 8 Баerman А З, Тимошев В В. Учет влияния испарения воды в проточной части осевого компрессора на его характеристики. Энергомашиностроение. 1980, (4).
- 9 王仲奇,秦仁编.透平机械原理.哈尔滨工业大学出版社.1981, 1.
- 10 Hinds W C 著,孙聿峰译.气溶胶技术.哈尔滨船舶工程学院 331 教研室.
- 11 周力行著.气粒两相流动和燃烧的理论及数值模拟.科学技术出版社,1994. (渠源 编辑)

压气机的湿压缩特性及计算模型初步研究 = **A Preliminary Study of Compressor Wet Compression Characteristics and its Calculation Model** [刊, 中] / Lin Feng, Wen Xueyou (Harbin No. 703 Research Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power). - 1998, 13(6). - 402~ 405

After analyzing a huge amount of information and data published abroad concerning water spray into a compressor flow path and on the basis of the preliminary test results already obtained the authors sum up the main features of the compressor performance after a water spray and key factors which can exercise an influence on the compressor performance. A theoretical analysis and argumentation/justification of these features have been conducted. Finally, a calculation model is proposed based on the features of "wet compression". Key words compressor, wet compression, model

锅炉过热器汇流集箱流动机理研究 = **A Study of the Flow Mechanism in the Collector of a Boiler Superheater** [刊, 中] / Wang Junye, Wu Guojiang, Wang Deping, et al (Shanghai Jiaotong University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power). - 1998, 13(6). - 406~ 408

The uniform distribution of flow in a boiler header constitutes one of the key technological factors ensuring the safe design of boiler superheaters and reheaters. On the basis of momentum conservation this paper focuses on the study of flow mechanism of the header and its flow static pressure distribution. Furthermore, an analysis is also conducted of the basic governing rules and design parameters of the flow in the boiler header. Key words boiler, header, superheater, branch flow, reheater

电站辅机可靠性考核验证方案 = **A Reliability Verification Scheme for Power Station Auxiliaries** [刊, 中] / Xu Hongquan, et al (China National Aviation Comprehensive Technology Research Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power). - 1998, 13(6). - 409~ 411

MTBF(mean time between failure) and AF(availability factor) indexes are employed to verify the reliability of power station auxiliaries. Presented is a scheme for reliability index verification of power station auxiliaries by the use of power station on-site operation data along with some pertinent practical examples. This can serve as a guide for power station auxiliaries manufacturers and electric power operation departments in formulating reliability verification methods. Key words power station auxiliaries, mean time between failure, availability factor, reliability verification test

自然循环锅炉启动过程中过热器超温机理的研究 = **A Study of the Overheating Mechanism of Superheaters During Start-up of Natural Circulation Boilers** [刊, 中] / Yan Weiping (North China University of Electric Power Engineering) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power). - 1998, 13(6). - 412~ 414

On the basis of a heat balance principle presented in this paper is a simple and intuitive analytical method of calculation for analysing and substantiating the underlying cause of superheater overheating during a boiler start-up. The results obtained agree well with those of actual measurements. The essence of superheater overheating during the boiler start-up is hereby clarified, which can have a certain reference value for the study of the superheater overheating mechanism and the determination of measures for solving the superheater overheating issues. Key words boiler, boiler start-up, superheater overheating

氢能燃气轮机循环低温能有效利用及热力学分析 = **The Effective Utilization of Hydrogen Energy-based Gas Turbine Cycle Low-temperature Energy and Its Thermodynamic Analysis** [刊, 中] / Cao Huiling, Yu