

# 压气机湿压缩研究的发展

(哈尔滨·第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036) 刘建成 闻雪友

**摘要:** 湿压缩作为一种增加压气机效率的手段正日益受到关注。本文介绍这一理论在国内外的动态。

**关键词:** 压气机 湿压缩 喷水

中图分类号: TK473.8 文献标识码: A

## 1 前言

向压气机内喷入雾化水, 利用水较大的气化潜热(其气化潜热高出空气定压比热 2000 倍以上), 降低压缩过程温升, 使其更接近于等温压缩而减少耗功。但因压缩工质中存在雾化水而变为两相介质, 其液相被压缩所耗的功, 它对原工质流场的影响以及由此造成的损失增加, 都使湿压缩趋于不利。自本世纪 40 年代以来, 国内外有关学者都在研究。特别是近一二十年, 此项研究得到了较快发展。

## 2 湿压缩的研究

湿压缩研究涉及领域比较广泛, 大体上可从四方面分析:

a) 液体的喷射, 包括喷嘴的位置、尺寸、喷射比、雾化度等。

b) 液体粒子动力学研究, 包括液体粒子在旋转流场中的相对速度和运动轨迹。

c) 液滴蒸发率, 蒸发导致液滴尺寸的改变将影响液滴动力特性。

d) 两相流分析, 讨论液滴对原流场的影响。

Pinkus 等在圆柱坐标系下推导了液滴在旋转流场中的动力学方程组<sup>[1]</sup>。解此方程组得到液滴的运动轨迹。通过分析: 液滴直径小于 10 μm, 以较低速度和尽可能高的温度喷入, 若对于离心机, 喷嘴设在叶片吸力面, 相对半径  $\bar{r}_0$  (喷嘴处半径与叶轮外径之比) 大于 0.5 处可获得比较满意的效果。

БЕРМАН Я А 为分析在离心机内蒸发冷却的热力极限可能提出一种计算模型<sup>[2]</sup>: 它由热平衡方程、状态方程和气体饱和条件组成方程组:

$$dH - Vdp - dQ_T = 0 \quad (1)$$

$$PV = T(R_g m_g + R_s m_s) \quad (2)$$

$$\varphi = 1 \quad (3)$$

式中  $H$ 、 $V$ 、 $P$ 、 $T$  分别为混合物的焓、体积、压力和温度,  $R$  为气体常数,  $\varphi$  为气体的相对湿度,  $Q_T$  为摩擦的热量,  $m$  为混合物组分的质量。下标  $g$ 、 $s$ 、 $w$  分别指气体、蒸汽和液体的参数。

经推导, 把方程组转换成常微分方程组:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dT}{dP} &= \frac{a_p b_m + a_m b_p}{a_T b_m + a_m b_T} \quad (4) \\ \frac{dm_s}{dp} &= \frac{b_T}{b_m} \cdot \frac{dT}{dp} - \frac{b_p}{b_m} \quad (5) \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dT}{dP} &= \frac{a_p b_m + a_m b_p}{a_T b_m + a_m b_T} \quad (4) \\ \frac{dm_s}{dp} &= \frac{b_T}{b_m} \cdot \frac{dT}{dp} - \frac{b_p}{b_m} \quad (5) \end{aligned} \right.$$

式中:

$$\begin{aligned} b_m &= R_s(P - P_s); b_T = \\ &(R_g m_g + R_s m_s) \frac{C_2}{T^2} P_s; b_p = \\ &R_s m_s; a_T = m_g C_{pg} + m_w C_{pw} + \\ &m_s C_{ps} - m_s r_2 \end{aligned}$$

$a_m = r$ ;  $a_p = \frac{1}{\eta_s} V$ ;  $\eta_s$ —过程的多变效率;  $r$ —蒸汽比热;  $C_p$ —定压比热;  $C_1$ 、 $C_2$ 、 $r_1$ 、 $r_2$ —常数

解式(4)、(5)得出图 1 的计算结果(计算中所用温度  $T = 293$  K, 压力  $P = 0.1$  MPa)

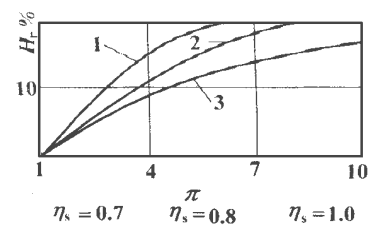


图 1 蒸发冷却对压缩功的影响  
(横坐标  $\pi$  为压比, 纵坐标  $H_r$  为能量节省与耗功的比)

结果表明: 对压比为 2 的压气机, 在多变效率等于 1 时能量节省是 5% 耗功。一般离心机的多变效率为 70% ~ 80%, 此时能

量节省增加到 6% ~ 7%。

图 2 示出在 TB-80-1.6 型多级压气机上的试验结果(图中  $\pi$  为压比,  $\eta_t$  为等温效率,  $Q$  为容积流量,  $\bar{m}_w$  为相对喷水质量)。

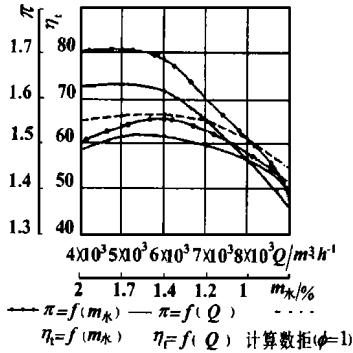


图 2 蒸发冷却对压气机特性的影响  
(饱和温度  $T = 283 \text{ K}$ )

由图中看到,在流量一定时,喷水使压气机压比及等温效率增加,在压比一定时,喷水使压气机流量增加。实验得到的等温效率曲线与计算的等温效率曲线在小喷水量时比较吻合。这说明向压气机内喷水,其经济性是提高了。但是,上述模型是基于在整个压缩过程期间水不断蒸发使空气完全饱和的基本假设,并且在模型中也未体现由于水的存在有使流动损失和耗功增加的一面,因此在较大喷水量时与试验相差较大。

БЕРКОВИЧ АЛ 等从喷水对压气机压比影响的角度提出了另一种计算模型<sup>[3]</sup>。他们认为压比的变化是由下列因素迭加而成:流量系数  $\Phi_i$  的变化,在流道内蒸发水的气动力作用变化以及级效率的偏差  $\eta_i$ :

$$\alpha_i = \alpha_{\Phi} + \alpha_{\text{气动}} + \alpha_{\eta_i} \quad (6)$$

其第一个分量表述为:

$$\delta\pi_i = \frac{\pi_i^{\frac{k-1}{k}} - 1}{k - 1} \pi_i^{\frac{k-1}{k}} \left[ \delta\Phi_i - \left( \frac{C_{ps}}{C_{pg}} - 1 \right) \sum_{j=1}^{i-1} g_j - \delta T_{i,\text{in}} \right] \quad (7)$$

其中:  $C_{ps}$ ,  $C_{pg}$  为蒸汽和空气的比热;  $T_{i,\text{in}}$  为级入口处气流温度;  $\Phi_i$  为压头系数,  $g_i$  为  $i$  级蒸发的水量。

第 2 个分量可表述为:

$$\delta\alpha_{\text{气动}} = \frac{dp_0}{p_0} = \frac{kM^2 \Delta i \cdot g_i}{2C_{pg} T} \quad (8)$$

其中:  $p_0$ ,  $M$  为空气流的总压和马赫数;  $\Delta i$  为蒸汽焓与水焓值之差。

第三个分量可表述为:

$$\delta\alpha_{\eta_i} = - \frac{\pi_i^{\frac{k-1}{k}} - 1}{k - 1} \pi_i^{\frac{k-1}{k}} (\zeta_{pi} + \zeta_{si}) \quad (9)$$

其中:  $\zeta_{pi}$  为用于液体加速的空气流的能耗;  $\zeta_{si}$  为由于附面层内存在水所造成损失增加的能耗。

由此得出总压比表达式:

$$\pi_k = \pi_{kc} \left( 1 + \sum_{i=1}^{i=n} \alpha_i \right) \quad (10)$$

式中:  $\pi_{kc}$  为未喷水的压比。

由式(6) ~ (10)组成的方程组可计算喷水后的总压比。此模型较为全面地考虑了各项损失对每一级压比产生的影响,并且给出了基于试验的部分损失取值。

实际上,水在压气机通道内运动蒸发的机理十分复杂,很难全面地考虑到各项条件。前苏联在两台压气机试验基础上对液滴运动作了分析<sup>[4]</sup>:在压气机静叶通道内液滴沿半径的上升不大,

在动叶通道内的上升可大到叶片高度的 2% ~ 4%。另外,由于液滴速度小于空气流速造成在工作轮进口条件不同:与空气流相比,液滴速度方向更接近轮周方向。早期的试验研究,由于喷嘴雾化能力所限,液滴直径大都在 40  $\mu\text{m}$  以上,这种较大直径的液滴喷入时与气流速度相对差更大,导致在通道运动时更多地被叶盆捕获,其蒸发将主要在叶片表面液膜上进行。试验表明<sup>[5]</sup>:水滴在叶片表面的热交换符合圆柱体的热交换情况。

Princeton 大学的 shao-lee-soo 通过假设:(1)压气机有无穷多级,总压比平均分配到各级;(2)压气机绝热效率为 100% 条件下,对轴流压气机的湿压缩进行分析<sup>[6]</sup>。计算中引入  $\zeta d_0^2$  项表征湿压缩效果( $\zeta = \frac{u}{L} \ln k$  为对数压缩比,式中  $u$  为轴向速度,  $L$  为压气机轴向长度,  $k$  为总压比;  $d_0$  为液滴直径)。 $\zeta d_0^2$  值小可得到好的湿压缩效果。表 1 列出  $\zeta$  在不同压气机的取值范围。

表 1  $\zeta$  的取值  $s^{-1}$

陆用及舰用压气机	60 ~ 100
航空用压气机	200 ~ 300
超音速流的压气机	600

为获得较好的效果,在  $\zeta$  值较大时,可用较小的  $d_0$  值做为补偿,  $d_0$  值一般不应超过 20  $\mu\text{m}$ 。在进气条件相同,喷入液滴直径  $d_0$  和  $\zeta$  相同的情况下,高压比较低压比的压气机湿压缩效果好。

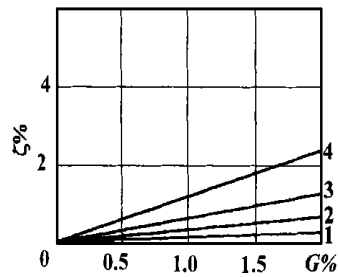
文中通过在实际压气机试验计算得出,在压比大于 12,  $\zeta d_0^2 <$

2000 的条件下, 试验上可以得到接近理想的湿压缩过程。

Арсеньев Л В 等综合考虑由于水蒸发冷却引起的级流量系数、压头系数、级效率和级工作稳定性的变化。将蒸发水量和附加湿度损失也引入水滴运动和蒸发过程的计算方程组中<sup>[8]</sup>。这样, 压气机的效率  $\eta_k$  可由下式确定。

$$\eta_k = h_{ad} / \sum_{i=1}^n (h_{ig} + h_{is} + h_{i, loss})$$
式中:  $h_{ad}$  为过程等熵压缩功;  $h_g$ 、 $h_{is}$  分别是为用于空气和水蒸汽的压缩功;  $h_{i, loss}$  为附加损失耗功。

他们用上述方法, 针对功率 150 ~ 200 MW 的动力燃气轮机装置的压气机的计算结果示于图 3 和图 4。

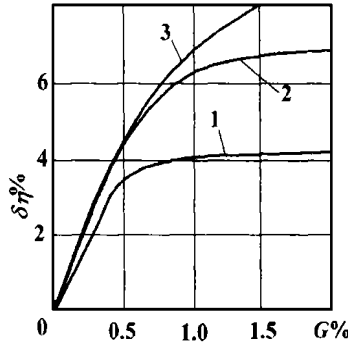


1. 由于通流部分表面存在液膜产生的损失
2. 液滴在工作轮上分离, 工作轮的制动损失
3. 消耗于空气流使水滴加速的损失
4. 级流量系数偏离设计值而引起的损失

图 3 燃气轮机装置压气机内的损失  $\zeta$  与喷水量  $G$  的关系

Романов В И 等利用 GT25000 型试验燃气轮机为研究对象, 在不超过涡轮前燃气最大温度条件下, 做了向低压压气

机入口喷水增加燃气轮机功率的各项试验<sup>[10]</sup>。主要的研究结果示于图 7、图 8。它们是在高压涡轮压气机转子转速不变的情况下, 燃机的原始特性与具有向低压压气机入口喷水的燃机特性比较:



1. 无损失, 但计及用于蒸汽压缩的能耗
2. 考虑到由于级流量系数偏离设计值引起的损失
3. 计及全部损失

图 4 压气机绝热效率的相对增加与喷水量  $G$  的关系

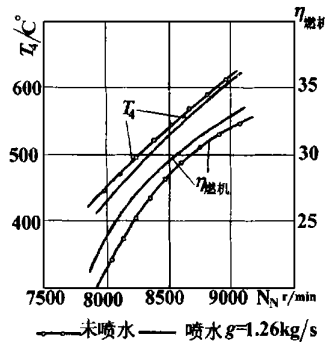


图 5 温度  $T_4$  和燃机效率  $\eta_k$  与高压转子转速  $\eta_H$  的关系

对于将雾化水喷入进气道内, 为了方便对过程的传热传质分析, 可将雾化水随气流蒸发的过程分为减速段和恒速段<sup>[11]</sup>, 经分阶段计算后, 得出喷水量对过

程影响非常显著, 从热力学上讲饱和喷水量是一个最佳喷水量。

对湿压缩的计算, 哈尔滨第七 O 三研究所推出如下计算方程组<sup>[12]</sup>:

$$\begin{cases} h = \frac{n_w}{n_w - 1} RT_1 (\pi^{\frac{n_w - 1}{n_w}} - 1) + h_r \\ h = C_{pm} T_1 (\pi^{\frac{n_w - 1}{n_w}} - 1) + g(i_s - i_w) \\ h = f(\varphi) \\ h = \frac{u^2}{2} \bar{h} \\ \frac{n_w}{n_w - 1} = \frac{l_n \pi}{l_n \frac{T_2}{T_1}} \end{cases} \quad (11)$$

式中:  $h$ 、 $h_r$  为压缩理论功和损失功,  $n_w$  为过程多变指数,  $\bar{h}$  为理论能量头系数,  $\varphi$  为流量系数,  $u$  为级圆周速度。

此计算模型可用于多级轴流压气机湿压缩的计算, 当第一级参数确定后, 便可依次进行第二级、第三级……的参数计算。他们在 SIA-02 燃气轮机试验装置上已进行了初步试验。

哈尔滨工程大学将湿压缩用于燃气轮机循环中<sup>[13]</sup>, 对不同压比, 不同初温的多方案进行循环计算, 结果表明: 在一定喷水量后随喷水量的增加, 燃机效率提高的幅度减少; 对进气初温较低的循环, 喷水后效率提高幅度更大。

美国佛罗伦萨州的 Atlas 联合循环电厂<sup>[14]</sup> 在 1989 年利用压气机进气道喷水的方法补偿夏季因高温而造成的动力不足, 7 ~ 9 月份功率输出平均增大 9.6%。

最近, 在美国科罗拉多州的 Ft. Lupton 安装的一台 LM 6000 燃气轮机采用在低、高压压气机喷水的技术。据称, 这是世界上首

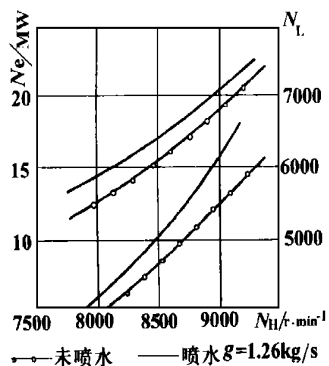


图 6 功率  $N_e$  和低压转子转速  $\eta_L$  与高压转子转速  $\eta_H$  的关系

台在压气机间采用喷水的商用燃气轮机, 功率已从 43.5 MW 提高到 47.5 MW<sup>[15]</sup>。其运行参数见下表 2; 表 2

环境温度/℃		-1	7	15	21	27	32
输出功/MW	未喷	51.1	48.2	43.3	38.9	35.2	31.9
	喷水	51.5	50.0	47.2	44.4	41.1	38.4
热比/kJ(kW·h) <sup>-1</sup>	未喷	8773	8835	8982	9195	9440	9686
	喷水	8756	8836	8936	9042	9163	9310
排气温度/℃	未喷	432	435	433	434	438	442
	喷水	427	438	440	441	444	453
流量/kg·s <sup>-1</sup>	未喷	140	134	127	121	114	108
	喷水	141	137	132	127	123	118
喷水量/L·s <sup>-1</sup>		0	0.25	0.47	0.59	0.63	0.69

### 3 结论

综上所述, 压气机湿压缩的理论已逐渐深入和成熟, 正确使用这种技术可以作为一种增加压气机效率的手段。试验结果也表明: 喷水对燃气轮机装置的输出功率、效率和环保特性都有较好的影响。

### 参考文献

[1] Pinkus O. Liquid particle dynamics and rate of evaporation in the rotating field of centrifugal compressors. *Trans of ASME J. E. Power*, 1983, 105. (1): 80 ~ 87

[2] Бейман Я А. Охлаждение компрессора ТВ-8.0-1.6 ВПРВском жидкости в проточную часть. *Хим и нефт ма шиностр.*, 1984 (12): 21.

[3] Бейксвич А Л. Расчёт параметров осевого компрессора с впрыском воды в проточную часть. *Изв вузов энерг* 1990 (8): 107.

[4] Бейксин А Л. Движения жидкой фазы в проточной части осевого компрессора. *Энергетика*, 1987(9): 66 ~ 71.

[5] Бейрман А З. Учет влияния испарения

воды в проточной части осевого компрессора на его характеристики. *Энергетика шосс троение*, 1980(4): 29 ~ 32.

[6] Shao-lee. soo. Wet compression in an axial-flow compressor. *Transaction of the ASME, July*, 1952; 879 ~ 890.

[7] Kleinschmidt R V. Value of wet-compression in gas turbine cycles. *Mechanical Engineering* 1947(69): 115 ~ 116.

[8] Арсеньев Л В. Параметры азотурбинных Установок с впрыском воды в компрессор. *Теплоэнергетика*, 1996(6): 18 ~ 20

[9] Дорфман Л А. Влияние впрыска воды во всасывание осевого компрессора азотурбинной Установки. *Энергетика шосс троение* 1960(4) 12 ~ 14.

[10] Романов В Н. Изотермизация процесса сжатия воздуха в компрессоре и его влияние на характеристики азотурбинной двигателя. *Пром, теплотехника*, 1998(6): 45 ~ 50.

[11]王永青. 压气机进气通道喷水冷却的理论研究. *工程热物理论*, 1998, 119(1): 17 ~ 20.

[12] 林枫, 闻雪友. 压气机的湿压缩特性及计算模型初步研究. *热动力工程*, 1998, 12(6): 402 ~ 405

[13] 李淑英等. 压缩过程喷水蒸发内冷却燃气轮机循环. *船舶工程*, 1998(3): 36 ~ 37.

[14] Nolan J P. *Gas turbine performance improvement direct mixing evaporative cooling system american atlas cogeneration facility facility rifle. Colorado. ASME paper*, 90-GT-368.

[15] Mark Mcneely. *Intercooling for LM6000 gas turbines. Gas Turbines*, 1998(7): 42 ~ 44.

[16] Бейксин А Л. Параметры осевого компрессора с вводом воды в проточную часть. *Энергетика (изв. вышзаведений)*, 1995(1): 67 ~ 70.

[17] Hamrick J T, Beede W L. *Some Investigations with wet compression. Transaction of the ASME*, April, 1953.

[18] 王仲奇, 秦仁. *透平机械原理*. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1981.

(复 编)

压气机湿压缩研究的发展 = **New Developments Concerning the Study of Compressor Wet Compression** [刊, 汉] / Liu Jiancheng, Wen Xueyou (Harbin No. 703 Research Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2000, 15(2). — 87 ~ 90

Wet compression as an approach for enhancing turbine compressor efficiency has been receiving increasing attention nowadays. This paper focuses on recent developments concerning the wet compression theory both at home and abroad. **Key words:** compressor, wet compression, water spray

燃煤电厂脱硫的现状分析和防治对策 = **An Analysis of the Current Status of Coal-fired Power Plant Desulfurization Technology and Some Measures Taken for its Further Advancement** [刊, 汉] / Gu Nianzu (Southeastern University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, — 2000, 15(2). — // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2000, 15(2). — 91 ~ 92, 115

A brief description is given of the present status of SO<sub>2</sub> emissions by coal-fired power plants and its development tendency. With the further development of power industry relevant measures have been taken to address the issue of environmental protection. Also discussed in this paper are some countermeasures adopted to reduce the desulfurization costs. **Key words:** sulfur dioxide, coal-fired power station, desulfurization, environmental pollution

绿色供暖(空调)系统 = **Green Heat Supply (Air Conditioning) System** [刊, 汉] Song Zhiping (North China Electric Power University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2000, 15(2). — 93 ~ 97  
This paper introduces a new technical term, “green heat supply (air conditioning) system”, i. e., “low-emission heat-supply total energy system”. It is hoped that the coining of this technical term will render some help in implementing a sustainable development strategy from the perspective of heat supply and air conditioning. To scientifically delimit and quantify the category of green heat supply (air conditioning) system, the paper describes the conception of a reversible heat supply system and the theory and methodology of “unit consumption analysis” designed by the author. On this basis the characteristics essential for the above-cited system are designated. Furthermore, in connection with the specific conditions of a certain locality a technical scheme has been proposed to implement the system. The performance indexes of the system have been calculated. In addition to an analysis of the system’s technical and economic feasibility other related issues are also discussed and studied in this paper. **Key words:** heat supply system, air conditioning system, sustainable development, combined heat-and-electricity cogeneration

考虑生态效应的能量系统三重优化分析方法 = **A Triple Optimal Analysis-method Used for an Energy System with Ecological Effects Being Taken into Account** [刊, 汉] Liu Shiqiang, Yang Yunshun (Harbin Institute of Technology) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2000, 15(2). — 98 ~ 99

By incorporating an item of total expenses of environmental protection into the energy cost equation of the existing thermoeconomics one can perform a quantitative analysis in thermoeconomics with ecological effects being taken into account. On the above basis the authors have come up with a triple optimal analysis-method. **Key words:** thermoeconomics, energy system, optimal analysis

热声热机及其应用 = **Thermoacoustic Engines and Their Applications** [刊, 汉] / Dong Kaijun, Luo Yunwen (Huazhong University of Science & Technology) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2000, 15(2). — 100 ~ 103

Due to their outstanding merits thermoacoustic engines have received a widespread attention from the general public. Described in this paper are the basic structure of the engine as well as the mechanism and conditions of a thermoacoustic conversion. In addition, a brief account is given of the present status of the thermoacoustic engine applications, its future development trends and further measures to be taken for its improvement. **Key**