

燃气轮机装置中湿压缩过程的数学模型

王永青¹, 刘 铭², 严家马¹, 何健勇², 廉乐明¹

(1. 哈尔滨工业大学, 黑龙江 哈尔滨 150001; 2. 辽宁省能源总公司, 辽宁 沈阳 110014)

摘要:以广义热力学力为驱动势研究传质过程, 得出了水蒸气在空气中传质系数的表达式, 在此基础上, 建立了湿压缩过程的数学模型。

关键词:燃气轮机装置; 湿压缩; 数学模型

中图分类号: TK479

文献标识码: A

1 引言

世界性的能源危机和环境污染对动力机械的有效性和合理性提出了更高的要求, 作为一种基本动力机械, 燃气轮机装置性能的改善已成为动力生产领域研究的热点之一。

在燃气轮机装置中, 压气机耗功通常要占透平功的50%以上, 大大限制了燃机性能的提高。湿压缩技术就是由此提出的。所谓湿压缩, 就是在压气机进口或在压缩过程中向被压缩气体喷入水, 利用水的汽化吸热, 使压缩过程更接近于等温, 以此达到增大输出、提高效率的目的。水的加入还可使燃烧产物中 NO_x 的生成量大大降低(试验表明, 喷入1%水量, NO_x 生成量可减少40%), 减少环境污染^[1]。因此, 湿压缩有着节能和环保双重效益。

从热力学原理可知, 湿压缩技术与传统的分级压缩、中间冷却方法目的相同, 都是使压缩过程接近等温, 以减少压缩耗功。但又有不同之处:

(1) 中冷是将被压缩气体从压气机级间抽出, 经冷却后再送回压气机继续压缩。为防止系统过于复杂和成本过高, 中冷的次数是有限的, 一般只有一两次, 因此中冷只能对气体进行间断冷却。湿压缩则是让水滴与空气在压气机中直接接触, 发生热量传递和质量传递, 空气在被压缩的同时被冷却, 因此湿压缩过程是一个连接的冷却过程。

(2) 采用中冷时, 中冷热量通常被冷却水带走。冷却水升温有限, 很难加以利用。因此中冷热量通常被释放给环境, 成为系统能损的又一来源, 同时还

会对环境造成热污染。湿压缩通过水的蒸发来降低空气温度, 空气减少的能量等于水或水蒸气增加的能量, 仍存在于系统中, 因此湿压缩过程又是一个回热过程。

(3) 采用中冷后, 燃机装置的工质流量变化很小, 因此透平功变化很小。湿压缩时, 水蒸气的存在使工质流量增加, 同时因为水蒸气的比热容较大, 相同温降时的焓降也大, 从而透平功增加, 系统输出显著增大。

(4) 热力学分析表明, 只有在回热燃机中采用中冷才能使燃机效率提高; 而若采用湿压缩技术, 则只要水滴雾化良好、喷嘴位置合理、喷水对压气机效率影响不大, 就可使燃机装置的热效率得到改善。

可见, 湿压缩技术是一种更有效、更合理的改进燃机性能的方法。同时, 实现湿压缩, 无需对燃机装置进行大改动, 简单易行、投资少、收效快。良好的热力性能、环境性能和经济性预示着湿压缩技术的广阔前景。

湿压缩技术早在几十年前就已提出^[2], 但因技术条件(主要是雾化技术)所限, 此技术并未被广泛采用, 而只在飞机临时加力等小范围内应用。近年来, 湿压缩技术又被重新提出, 无论使用背景还是技术背景都已与以前大不相同。目前, 湿压缩技术仍处于理论研究和试验研究阶段。美国和一些独联体国家研究得较多^[1, 3]。在我国, 哈尔滨·第703研究所和哈尔滨工程大学也进行了研究^[4-5], 并搭建了湿压缩试验台。

尽管人们已经对湿压缩作了许多工作, 但要使湿压缩真正实用化, 还有许多理论和技术问题需要解决。例如, 建立全面而准确的数学模型是研究湿压缩性能的理论基础, 但迄今还没有一套成熟的计算湿压缩性能的方法。再如, 雾化喷嘴的位置和性能是湿压缩过程有效进行的两个关键问题, 但喷嘴

收稿日期: 2000-07-10

基金项目: 中国博士后科学基金资助项目(2000-07)

作者简介: 王永青(1970-)女, 河北石家庄人, 哈尔滨工业大学讲师, 博士

究竟应装在压气机进口,还是在级间,若装在级间,则对多级压气机而言,装在第几级更合适,对此各文献说法不一;同样,究竟什么类型的喷嘴更适合于湿压缩,或者反过来,要发挥湿压缩技术的优势,需要什么样的喷嘴流量特性和粒度分布,这些问题也没有人系统研究过。

作者拟对湿压缩的有关问题进行研究,本文主要建立湿压缩过程的数学模型。

2 湿压缩过程的数学模型

湿压缩过程的关键在于水的汽化吸热,因此水在空气中的传质速率(或称蒸发速率)很重要,要建立全面而准确的湿压缩模型,首先要建立全面而准确的传质方程。

2.1 传质微分方程

以往的湿压缩模型无一例外都以浓度差(如密度差、压力差)作为传质驱动力,此时传质速率表示为:

$$dm/d\tau = \beta_c(\rho_k - \rho_{ms})A \quad (1)$$

或
$$dm/d\tau = \frac{\beta_c}{R_s T}(\rho_{ls} - \rho_{ms})A \quad (1a)$$

式中, m 为传质质量, τ 为时间, ρ_{ls} 、 ρ_{ms} 分别为水滴表面和空气主流中水蒸气的质量浓度(即密度), p_{ls} 、 p_{ms} 分别为水滴表面和空气主流中水蒸气的分压力, A 为传热传质面积, R_s 为水蒸气的气体常数; β_c 为以密度差为驱动力时水蒸气在空气中的传质系数,其计算由半经验公式给出^[10]:

$$Sh = \frac{\beta_c d_p}{D_c} = 2 + 0.6 Re^{1/2} Sc^{1/3}$$

式中, Sh 为薛伍德数, d_p 为液滴直径;施密特数 $Sc = \nu/D_c$, ν 为气流的运动粘度,计算时取定性温度 $T = (T_1 + T_m)/2$ 和定性浓度 $\rho = (\rho_k + \rho_{ms})/2$ 下的值; D_c 为水蒸气在空气中的等温扩散系数。

这种方法未考虑温差对传质过程的影响,不全面也不精确,有时甚至是不正确的。文献[6]对文献[7]中以 $(-\nabla\rho)$ 为驱动力所得结果进行分析,发现在边界层内空气的扩散将沿化学势增大的方向进行,这与热力学原理是相悖的。

表1示出了一定干球温度和相对湿度下空气湿球温度的真实值和由式(1)计算得到的值,可见以 $(-\nabla\rho)$ 为驱动力进行计算,在空气主流与水滴温差较小时,误差较小,温差增大时,误差增大。在湿压缩过程中,压比较大时,空气主流与水滴的温差可达

200℃以上,此时温差对传质的影响不容忽视。

表1 空气湿球温度的真实值*和计算值
(t ——空气干球温度, p ——空气压力, Φ ——空气相对湿度, t_w ——空气湿球温度)

$\frac{t}{\Phi}$ / °C	p / MPa					
	100	300	500	100	300	500
真实值	74.5	133.4	142.2	83.6	174.3	185.7
0.2 式(1) 计算值	72.7	125.1	130.7	82.2	165.5	172.7
式(2) 计算值	74.7	133.7	142.8	84.0	174.3	186.6
真实值	82.7	149.9	155.0	88.3	196.0	202.2
0.4 式(1) 计算值	81.2	141.2	142.2	87.0	187.0	187.6
式(2) 计算值	83.0	149.8	155.6	88.8	195.2	203.0
真实值	89.4	162.1	164.9	92.5	211.6	214.9
0.6 式(1) 计算值	88.2	153.4	151.5	91.5	202.9	199.6
式(2) 计算值	89.6	161.8	165.5	92.9	210.9	215.6
真实值	95.1	171.8	173.0	96.4	223.8	225.2
0.8 式(1) 计算值	94.3	163.2	159.5	95.7	215.7	209.8
式(2) 计算值	95.3	171.8	174.0	96.6	223.3	226.7

* 实验表明,空气的湿球温度与其绝热饱和温度基本相等,表中以绝热饱和温度作为湿球温度的真实值。

非平衡热力学原理表明,广义热力学力 $(-\mu/T)$ 才是传质的真正驱动力(μ 为化学势, T 为温度)^[8],故水分由液滴向空气主流的传质势应为

$$\frac{\mu_1}{T_1} - \frac{\mu_{ms}}{T_m} = \left(\frac{\mu_1}{T_1} - \frac{\mu_{ls}}{T_1}\right) + \left(\frac{\mu_{ls}}{T_1} - \frac{\mu_{ms}}{T_m}\right)$$

式中, T_1 、 T_m 分别为水滴和空气主流的温度; μ_{ls} 为水滴表面水蒸气的化学势,也即 T_1 所对应的饱和蒸气的化学势; μ_1 为水滴的化学势,由于水滴压力为系统的总压力,大于 T_1 所对应的饱和压力,所以水滴处于过冷状态, $\mu_1 > \mu_k$; μ_{ms} 为空气中水蒸气的化学势。式中右边第一项表示水分由液滴内部向液滴表面迁移的驱动力,即液滴汽化驱动力;第二项表示水分由液滴表面向空气主流传递的驱动力,即液滴外部传质驱动力。

贴近水滴表面的蒸汽可以认为处于饱和状态,传质速率实际上只受外部传质势的影响,因此,传质速率为

$$dm/d\tau = B(\mu_{ls}/T_1 - \mu_{ms}/T_m)A \quad (2)$$

式中, B 为以 $(-\mu/T)$ 为驱动力时水蒸气在空气中的传质系数,单位为 $(\text{kg/s})/[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \cdot \text{m}^2]$,即 $(\text{kg} \cdot \text{K} \cdot \text{s})/\text{m}^4$ 。

显然,建立以 $(-\mu/T)$ 为驱动力时传质速率的计算式,关键在于确定传质系数 B 。由于以往研究传质都是以浓度差为驱动力,因此目前几乎没有以 $(-\mu/T)$ 为驱动力时水蒸气在空气中质量传递的试验和理论数据。在湿压缩过程中,工质的压力范围为 0.1 ~ 3.5MPa,温度范围为环境温度至 500℃。显

然, 如果通过实验来研究此范围内的质量传递, 实验难度和工作量都非常大。为此, 作者拟根据湿球温度下水滴和空气的传热传质平衡来分析并拟合传质系数 B 的表达式, 这样既避免了复杂的试验, 又能保证足够的精确性。

如果将低压水蒸气看作理想气体, 则外部传质势可写为

$$\frac{\mu_k}{T_1} - \frac{\mu_{ms}}{T_m} = \frac{h_k}{T_1} - \frac{h_{ms}}{T_m} + (c_{ps} - R_s) \ln \frac{T_m}{T_1} + R_s \ln \frac{\rho_k}{\rho_{ms}}$$

式中, h_{1s} 为水滴表面饱和水蒸气的焓, h_{ms} 为空气主流中水蒸汽的焓, c_{ps} 为水蒸气的定压比热容。理想

$$B = \frac{\left[1 - 0.725 \left(\frac{T_m - T_1}{273.15} \right)^{-0.073} \left(\frac{p_{ms}}{p} \right)^{0.291} \left(\frac{0.101325}{p} \right)^{0.044} \right] (\rho_{1s} - \rho_{ms})}{2 \times 10^6 \left[\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_m} \right] + 1200 \ln \frac{T_m}{T_1} + R_s \ln \frac{\rho_{1s}}{\rho_{ms}}} \beta_c \quad (4)$$

p 为体系的总压力, 单位为 MPa。

表 1 也相应地给出了根据式(2) 计算得到的空气湿球温度, 与式(1) 的计算结果比较, 显示出考虑了温差对传质影响的计算误差大大减小。

式(4) 虽然是在水滴与空气传热传质平衡的情况下得出的, 但因其表示的是传质速率与传质势的一般关系, 因此亦适用于传热传质不平衡的情况。

2.2 湿压缩过程的数学模型

2.2.1 液滴动量微分方程

液滴在运动过程中受到三个力作用:

方向向下的重力: $F_G = 1/6(\pi d_p^3 \rho_l g)$

方向向上的空气浮力: $F_D = 1/6(\pi d_p^3 \rho_m g)$

因与空气存在相对速度而产生的摩擦阻力: $F_R = 1/2(C_D \rho_m u_r A_p) = 1/8(C_D \rho_m u_r \pi d_p^2)$

式中, A_p 为液滴截面积, d_p 为液滴直径, 它随湿压缩过程的进行而不断减小; ρ_l, ρ_m 分别为液滴和空气主流的密度; g 为重力加速度; u_r 为液滴与空气主流的相对速度; C_D 为阻力系数, 为计算方便, 文献[9] 将其总结为以下形式:

$$C_D = \begin{cases} 24/Re & (Re \leq 0.6) \\ 0.05 \exp(6.193 Re^{-0.1496}) & (0.6 < Re < 1500) \\ 0.398 & Re \geq 1500 \end{cases}$$

Re 为与相对速度对应的雷诺数, $Re = u_r d_p / \nu$ 。

从而, 液滴的动量微分方程为:

$$\frac{d(m_p \vec{u}_l)}{d\tau} = \frac{d(m_p \vec{u}_r)}{d\tau} + \frac{d(m_p \vec{u}_m)}{d\tau} = F_D + F_G + F_R \quad (5)$$

m_p 为液滴质量, \rightarrow 表示向量。

2.2.2 能量平衡微分方程

压缩过程进行得很快, 基本上与外界来不及进

气体的焓只与温度有关, 即等温传质($T_1 = T_m$) 时, 有 $h_{1s} = h_{ms}$, 所以等温传质量可写为

$$dm/d\tau = B_T R_s \ln \rho_k / \rho_{ms} A \quad (3)$$

由于式(1) 也只考虑了等温传质的情况, 所以, 式(1)、(3) 应有近似的相等关系, 从而 B_T 可大致表示为 $(\rho_{1s} - \rho_{ms}) / \left[R_s \ln \left(\frac{\rho_{1s}}{\rho_{ms}} \right) \right] \beta_c$ 形式, 真正的 B 需在此基础上进行修正。

根据湿球温度下水滴与空气的传热和传质平衡, 经过大量计算, 拟合得 $0^\circ\text{C} \sim 500^\circ\text{C}$ 、 $0.1 \sim 3.5$ MPa 范围内 B 的表达式如下:

行热量交换, 因此可看作是绝热过程。以 1kg 压气机进口干空气为基准进行研究, 由热力学第一定律可得湿压缩过程的能量平衡微分方程:

$$\delta W_c = dH_m + dH_l$$

δW_c 为微元压缩功, dH_m 和 dH_l 分别表示空气和水滴的能量变化。上式可进一步写为:

$$(1 + D) \nu_m dp_m / \eta_c = dh_a + d(Dh_s) + d(yh_1) \quad (6)$$

式中, D 为空气含湿量, η_c 为压气机多变效率, y 为水量, ν 为比容; 角标 l, m, a, s 分别表示液滴、湿空气主流、干空气和水蒸气。

2.2.3 质量平衡微分方程

湿压缩过程中, 水滴质量的减少等于空气中水蒸气质量的增加:

$$dy = -dD \quad (7)$$

2.2.4 传热微分方程

由于空气和水滴之间的温差而产生的热量传递为:

$$\alpha A (T_m - T_1) d\tau - h_{1s} dD = d(yh_1) \quad (8)$$

式中, 左边第一项表示由于温差而由气相传向液相的能量, 第二项表示随水蒸气由液相迁移到气相的能量, 右边项表示液相能量的变化。 h_{1s} 为迁移到气相的单位质量的水蒸气携带的能量, 也即液滴表面饱和水蒸气的焓; α 为空气与液滴间的对流换热系数, 可由半经验公式计算^[10]:

$$Nu = \frac{\alpha d_p}{\lambda} = 2 + 0.6 Re^{1/2} Pr^{1/3}$$

式中, 普朗特数 $Pr = \nu/a$, ν, a 分别为气流的运动粘度和导热系数, 计算时皆取定性温度和定性浓度

下的值。

2.2.5 传质微分方程

$$dD/d\tau = B(\mu_{ls}/T_1 - \mu_{ms}/T_m)A \quad (9)$$

B 由式(4)计算。

式(5)~(9)即为湿压缩过程的数学模型。这个数学模型既用来分析整个湿压缩过程的工作规律和性能,也可用来分析轴流式压气机和离心式压气机的每一级的工作规律和性能,还可用来分析级间喷水湿压缩过程,这时只需将喷水开始时的气体状态作为初始状态即可。

在上述数学模型中未考虑液滴内部的传热过程,即认为液滴内部温度均匀一致,传热温差只存在于空气主流和液滴表面之间。这样处理是有根据的。研究固体的传热过程时,常用到毕渥数($Bi = \alpha l / \lambda$, 其中, α 为流体与固体表面的对流换热系数; l 为特征尺寸,对球体而言, $l = r/3$, r 为球体半径; λ 为固体材料的导热系数),它表示的是固体内部传热热阻与外部传热热阻之比。对本文所研究的问题,若认为液滴内部只有导热,则也可以利用类似的无量纲数来研究液滴的传热, $Bi' = \alpha r / (3\lambda_w)$ (λ_w 为液滴的导热系数)。大量计算表明,在通常研究的湿压缩范围内, Bi' 始终小于 0.05,说明内部热阻远小于外部热阻。若考虑液滴内部的对流换热和液滴外部由于质量迁移而导致的传热强度的降低(传质引起的热流方向与对流换热方向相反,使总的传热强度降低,外部热阻增大),则液滴内部的热阻更显得微不足道。因此,本文和文献[16]中忽略液滴内部传热热阻,即认为液滴内部温度均匀一致,引起的误差很小,但却使数学模型和计算大大简化。

另外,为与 B 的拟合条件相对应,利用上述数学模型进行计算时,水蒸气的导热系数和粘度要采用文献[11]提供的公式,干空气的导热系数和粘度采用文献[12]提供的公式,湿空气的导热系数和粘度分别采用简化结合系数法和 Wilk 法^[13];水蒸气在空气中的等温扩散系数采用改进的 Sutherland 模型扩散系数方程^[13];水蒸气的焓、熵、比容及水的焓采用文献[14]中的公式,空气的焓、比热采用文献[15]中的公式。

3 结束语

本文从非平衡热力学基本原理出发,以广义热

力学力 $\nabla(-\mu/T)$ 为驱动势来研究传质过程,根据湿球温度下水滴与空气的传热传质平衡拟合给出了相应传质系数的表达式,既避免了复杂的试验,又为类似的传质研究提供了简洁的方法和准确的公式;在此基础上,研究并给出了较全面且相对简单的湿压缩的数学模型。

作者将在文献[16]中利用本文提出的数学模型研究湿压缩过程的一般规律和性能。

参考文献:

- [1] РОМАНОВ В И, ДИКИЙ Н А. Изотермизация процесса сжатия воздуха в компрессоре и его влияние на характеристики воздухоплавания в движителях [J]. Прогр. Теплотехника, 1998(6): 45-50.
- [2] KLEINSCHMIDT R. V. Value of wet compression in gas turbine cycles [J]. *Mechanical Engineering* 1947, 69: 115-116.
- [3] IRWIN STAMBLER. Spray cooling inlet and compression flow increases hot day plant rating [J]. *Gas Turbine World*. 1997(3): 37-41.
- [4] 林枫. GT25000 燃气轮机喷水冷性能分析 [A]. 中国工程热物理年会工程热力学与能源利用学术会议 [C]. 1999. II-71-76.
- [5] 李淑英. 压气机级间喷水湿压缩燃气轮机原理研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 1999.
- [6] 李友荣. 多孔介质对流干燥过程的热力学理论 [D]. 重庆: 重庆大学, 1999.
- [7] CHOW L C, CHUNG J N. Evaporation of water into a laminar stream of air and superheated steam [J]. *Int J Heat and Mass Transfer*, 1983: 373-380.
- [8] 曾丹苓. 工程非平衡热力学 [M]. 北京: 科学出版社, 1991.
- [9] PINKUS O. Liquid particle dynamics and rate of evaporation in the rotating field of centrifugal compressors [J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1983(1): 80-87.
- [10] 化学工程手册编辑委员会. 化学工程手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 1989.
- [11] 赵兆颐. 译. 国际单位制的水和水蒸气性质 [M]. 北京: 水利电力出版社, 1983.
- [12] 刘志刚. 工质热物理性质计算程序的编制及应用 [M]. 北京: 科学出版社, 1992.
- [13] 童景山. 流体的热物理性质 [M]. 北京: 中国石化出版社, 1996.
- [14] 严家騫, 余晓福. 水和水蒸气热力性质图表 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1995.
- [15] 严家騫, 尚德敏. 湿空气和天然气热力性质图表 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1989.
- [16] 王永青, 刘铭. 燃气轮机装置中湿压缩过程的一般规律及性能 [J]. (待发表) 热能动力工程 2001(3).

(渠 源 编辑)

超临界机组控制技术及发展 = Control Technology of Supercritical Power Generation Units and its Development

Trend [刊, 汉] / YU Da-ren, XU Zhi-qiang (Energy College under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2001, 16(2). — 115 ~ 121

The development of supercritical power generation units represents a realistic and feasible approach for enhancing the efficiency of energy resources utilization in China. Because of the complicated dynamic characteristics of such a unit its operation stability and cost effectiveness heavily depends on the high performance of its control system. On the basis of an analysis of the status quo concerning the development of supercritical power plant control system and of some difficulties involved in its implementation the authors focus on the exploratory study of a wide range of advanced control technologies and their prospective use for the above-cited units. The relevant techniques include nonlinear control, fault tolerance control and multi-sensor data fusion, etc. Also discussed and analyzed in this paper are some key technical issues, which need to be resolved during the development of pertinent control systems for Chinese-made supercritical power generation units. **Key words:** supercritical power generation unit, control technology, nonlinear control, fault tolerance control, multi-sensor data fusion

船用新型传动技术研究进展 = Recent Advancements in the Study of Innovative Marine Gear Transmission

Technology [刊, 汉] / LI Jie, JI Gui-ming, LIU Jian-cheng (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2001, 16(2). — 122 ~ 124

Expounded in this paper are the research and development of some innovative gear transmission units for marine applications as well as their recent notable progress. Discussed in detail are a whole variety of topics, focusing mainly on the configuration and performance of mechanical cross-connected gear transmission units, mechanical transmission units with electrical cross-connection, electric transmission devices and SSS (synchro-self-shifting) Tosi transmission units as well as their applications on new type naval vessels. **Key words:** power transmission unit, gear transmission, electric transmission unit, marine propulsion plant

燃气—蒸汽联合循环城市小区热电冷联供—我国利用天然气的理想途径 = Combined Supply of Heat, Electricity and Refrigeration for Municipal Residential Areas through the Use of a Gas and Steam Turbine Combined Cycle Power Plant—an Ideal Approach for the Utilization of Natural Gas Resources in China

[刊, 汉] / YE Da-jun, LI Yu-hong (Thermal Energy Engineering Department, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2001, 16(2). — 125 ~ 128

The development and use of natural gas as a clean energy source will soon become a reality in China. This paper makes an exploratory study of the selection of natural gas utilization approaches. It is noted that the use of natural gas by way of a combined cycle plant-based simultaneous supply of heat, electricity and cooling medium represents a highly ideal and feasible approach both in terms of energy source utilization and environmental protection. Moreover, due to its cost-effectiveness, such an approach should first be actively and meticulously pursued on a trial basis and then put into widespread use. By presenting a detailed discussion of the issues involved in the specific implementation of the above-mentioned approach this paper can serve as a helpful guide during the development and utilization of natural gas resources in China. **Key words:** natural gas, combined cycle, cogeneration and simultaneous supply of heat, electricity and cooling medium, municipal residential area

燃气轮机装置中湿压缩过程的数学模型 = A Mathematical Model for the Wet Compression Process in a Gas

Turbine Power Plant [刊, 汉] / WANG Yong-qing, YAN Jia-lu, LIAN Le-ming (Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001), LIU Ming (Liaoning Provincial Energy Source General Co., Shenyang, China, Post Code: 110014) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2001, 16(2). — 129 ~ 132

The study of a mass-transfer process was performed with generalized thermodynamic force serving as a driving potential. As a result, obtained was an expression of mass-transfer coefficient for water steam in air. On this basis a mathematical model for a wet compression process has been set up. **Key words:** gas turbine, wet compression, mathematical model