

# 湿化器的传热传质机理和性能分析

(哈尔滨工业大学 能源学院, 黑龙江 哈尔滨 150001) 尚德敏 王永青 陈安斌 严家骥  
(辽宁省能源总公司, 辽宁 沈阳 110000) 刘 铭 何健勇

**摘 要:** 从传热传质基本原理出发, 建立了 HAT 循环的重要部件——湿化器的数学模型, 研究了湿化器的工作性能, 并指出了目前某些处理方法的不合理之处。

**关键词:** HAT 循环; 湿化器; 传热传质; 工作性能

中图分类号: TK471

文献标识码: A

## 主要符号表

$c_w$ — 水的定压比热容	$G$ — 干空气流量
$L$ — 水流量	$r$ — 汽化潜热
$TWM$ — 理论水量	$x$ — 空气的含湿量
$\alpha_{gv}$ — 气相对流传热系数	$\beta_{xv}$ — 传质系数
$\alpha_{lv}$ — 液相对流传热系数	$\phi$ — 相对湿度
角标	$w$ — 水
$a$ — 空气	$i$ — 水/气界面

## 1 引言

湿空气透平(HAT—Humid Air Turbine)循环是一种新型高效热力循环, 自 1985 年提出以来, 因其优良的热力性能而受到人们的普遍重视, 被认为是 21 世纪动力循环发展的主要方向之一<sup>[1~4]</sup>。

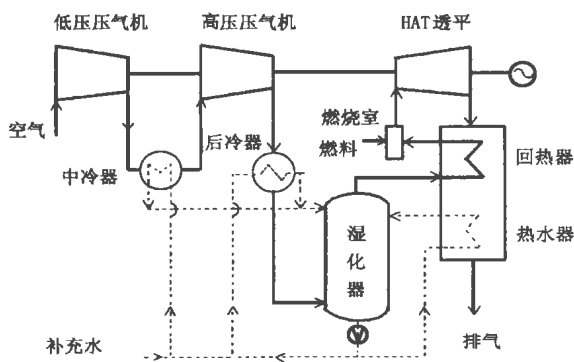


图 1 典型 HAT 循环系统图

图 1 为典型 HAT 循环的系统图。循环中, 空气经加压、冷却后进入湿化器底部; 水回收低温热量后从湿化器顶部进入。在湿化器中, 空气和水逆流直

接接触, 空气被加热湿化, 水被冷却并部分蒸发。从湿化器出来的湿空气回收透平排气高温余热, 并经燃烧室加热后进入湿燃气透平做功, 透平排气经回热后排向大气。

湿化器是一直接接触式传热传质部件。HAT 循环中, 湿化器主要起两个作用: 增加工质流量, 进而增大比功; 降低水温, 使系统低温余热的回收成为可能, 进而提高效率。因此湿化器在 HAT 循环中占有非常重要的地位, 可以说是 HAT 循环的核心部件, 对其性能的认识关系到整个系统的性能分析。

目前, 人们对湿化器已经进行了一些研究, 但这些研究有的预先规定了工质的工作状态<sup>[1~3]</sup>, 有的只考虑了工作过程的一部分<sup>[4]</sup>, 都未能全面反映湿化器总的工作规律和特点。本文从传热传质基本理论出发, 给出了湿化器的数学模型, 研究了湿化器的工作性能, 以期对湿化器的研制提供理论依据。

## 2 湿化器的传热传质模型

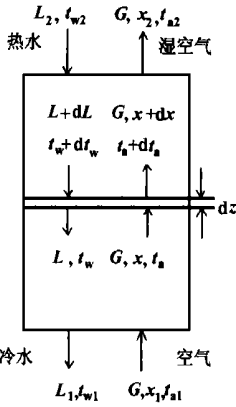
在计算和分析过程中, 作者发现湿化器的全工作过程包括两个阶段, 这两个阶段特点不同, 数学模型也不相同。

为直观起见, 可以这样来考虑问题: 设湿化器开始时空气流量非常大, 热水流量非常小, 则湿化器出口空气是未饱和的。保持其它参数不变, 增大湿化水量, 出口空气湿度会随之上升, 到某一流量的时候, 空气刚好饱和。本文将这个水量定义为理论水量( $TWM$ —Theoretical Water Mass)。继续增大湿化水量, 则空气在未到出口前就已达饱和, 并且一直是饱和的, 直到湿化器出口, 因为空气的相对湿度不可能超过 100%。

由此可见, 当水量大于理论水量时, 过程可分为两个阶段: 第一阶段空气相对湿度由初值增到 100%, 第二阶段相对湿度保持 100%。如果水量小

于或等于理论水量, 则只经过第一阶段; 如果入口空气状态为饱和, 则只经过第二阶段。

### 2.1 水量大于理论水量时第一阶段的数学模型



湿化器中, 水和空气间发生复杂的热量传递和质量传递。水与水/气界面、水/气界面与空气间的温差是热量传递的推动力, 界面和空气间含湿量之差是质量传递的推动力。取图 2 所示微元 \$dz\$ 为研究对象, 根据传热传质基本原理, 可得水/气界面到气相主体的传热微分方程:

$$Gdh_a = \alpha_{gv}(t_i - t_a) \cdot dz + G_0 dx \quad (1)$$

图 2 湿化器示意图

水/气界面到气相主体的传质微分方程:

$$dL = \beta_{xv}(x_i - x) dz \quad (2)$$

水到水/气界面的传热微分方程:

$$Lc_w dt_w = \alpha_{lv}(t_w - t_i) dz \quad (3)$$

微元的质量平衡方程:

$$Gdx = dL \quad (4)$$

微元的能量平衡方程:

$$Gdh_a = d(Lc_w t_w) \quad (5)$$

方程(1) ~ (5) 构成了湿化器第一阶段的数学模型, 五个方程中有五个未知数: 水的流量 \$L\$、空气和水的温度 \$t\_a\$ 和 \$t\_w\$、空气的含湿量 \$x\$ 和水/气界面的温度 \$t\_i\$, 所以方程组是闭合的。

### 2.2 水量大于理论水量时第二阶段的数学模型

首先利用第一阶段的数学模型分析湿化器的工作规律, 发现当湿化水量较大时, 在湿化器上部, 从水/气界面蒸发来的水蒸气量大于空气可以吸收的水蒸气量。原因在于此时空气始终为饱和状态, \$x\$ 和 \$t\_a\$ 具有一一对应的函数关系, 也就是说, 饱和空气的吸湿能力取决于其温度的增量, 因而有限的。蒸发来的水分只有部分被空气吸收, 余下的部分必然重新凝结为水滴。这部分凝结水量虽然不大, 但因水的凝结热很大, 所以对传热过程的影响不可忽视<sup>[5]</sup>。这时, 空气得到的能量来自三部分: 界面和空气间的温差引起的对流换热量、被空气吸收的水蒸气携带的潜热、凝结的水蒸气放出的凝结热。可见, 这是与第一阶段不同的工作过程。通常的分析只考虑第一阶段, 是不全面的。

用 \$G\_c\$ 表示凝结水量, 第二阶段水/气界面到气

相主体的传热微分方程和传质微分方程分别为:

$$Gdh_a = \alpha_{gv}(t_i - t_a) dz + G_0 dx + r_a dG_c \quad (6)$$

$$Gdx + dG_c = \beta_{xv}(x_i - x) dz \quad (7)$$

其它方程与第一阶段相同。

以上即为湿化器全工作过程的数学模型, 通过数值方法求解, 可以分析湿化器的工作规律。

### 3 湿化器的工作过程

由于气体和液体之间的热量传递和质量传递关系非常复杂, 所以目前尚缺乏求取传热系数和传质系数的理论方法, 本文采用的是日本的稻积所整理的实验关联式<sup>[5]</sup>。

图 3 和图 4 为空气压力 1 MPa, 干空气入口流量 \$G = 1.0 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})\$、温度 \$t\_{a1} = 90 \text{ }^\circ\text{C}\$、含湿量 \$x\_1 = 0.006 \text{ kg}/(\text{kg} \text{ 干空气})\$、入口水流量 \$L\_2 = 0.905 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})\$、温度 \$t\_{w2} = 141 \text{ }^\circ\text{C}\$ 时, 湿化器中工质参数的变化规律, 图 5、图 6 为传热百分比、传质百分比和焓产百分比与湿化器高度的关系。因为此时入口水量大于理论水量, 所以过程分为两个阶段。图 7 直观地示出了湿化器的全工作过程。由图可见:

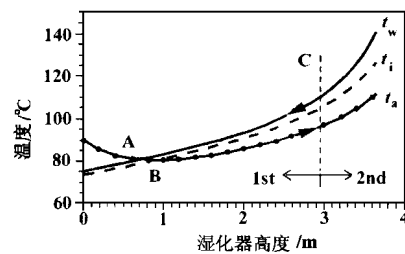


图 3 \$L\_2 > TWM\$ 时工质温度的变化

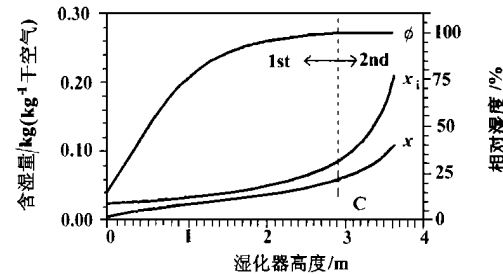


图 4 \$L\_2 > TWM\$ 时空气相对湿度和含湿量的变化

(1) 在湿化器上部, 水温高于界面温度, 界面温度高于空气温度, 显热由水向界面、由界面向空气传递, 同时, 水蒸气携带潜流向气相, 由于空气已处于饱和状态, 因温度升高而继续容纳的水蒸气量有限, 因而其余部分的水蒸气会重新凝结为水; 到某一截面 C 时, 凝结水量为 0, 这一截面为第一阶段和第二阶段的分界面; 由截面 C 到

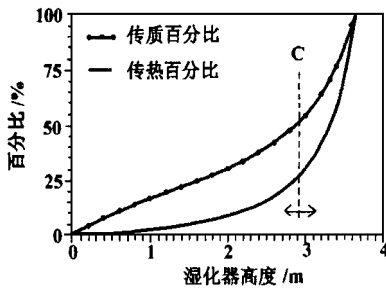


图 5  $L_2 > TWM$  时传热和传质百分比的变化

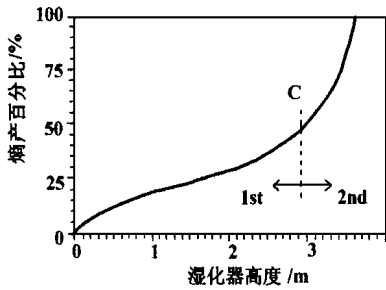


图 6  $L_2 > TWM$  时熵产百分比的变化

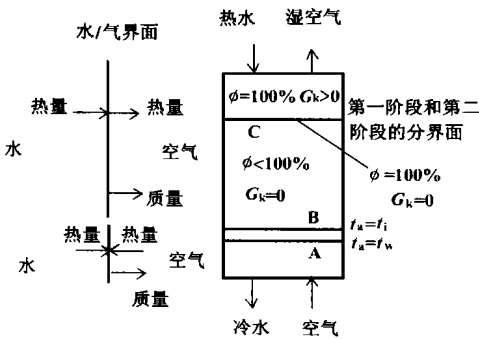


图 7 湿化器的全工作过程

截面  $B$ , 潜热和显热的传递方向不变, 蒸发的水蒸气完全被空气吸收, 无凝结水; 从截面  $B$  到湿化器底部, 水温高于界面温度, 气体温度也高于界面温度, 这两部分热量都用于水的蒸发。这就是湿化器的工作过程。

(2) 湿化器出口水温可以降低到低于入口空气温度, 其理论极限为入口空气的湿球温度。这一点

对循环的合理实现和低温余热的回收有重要意义, 应充分予以利用。文献 [2] 认为

湿化器

底部温差 ( $t_{w1} - t_{a1}$ ) 总为正值, 为满足回热温度限制, 只好将湿化器出口水通过空气冷却器加以冷却, 这样, 不但增加了投资, 而且增大了系统向外界排放的热量、降低了系统热效率, 显然很不合理。

(3) 由图 5 可以看到, 在第二阶段低于总高度 20% 的高度内, 传热量几乎为整个过程总传热量的 70%, 传质量约为总传质量的 50%, 因此第二阶段传热和传质强度都很大, 在湿化器中占有重要地位, 分析和设计时必须予以考虑。图 6 的熵产百分比曲线表明第二阶段传热和传质强度的增大是以高熵产为代价的, 传热传质推动力越大, 不可逆性越大。

下面分析湿化水量小于理论水量和湿化水量非常大时湿化器的工作情况。

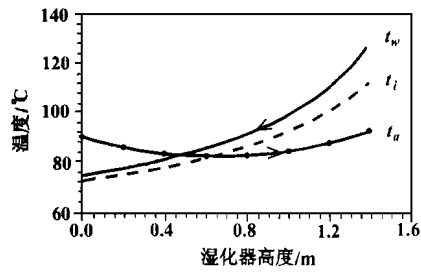


图 8  $L_2 < TWM$  时工质温度的变化

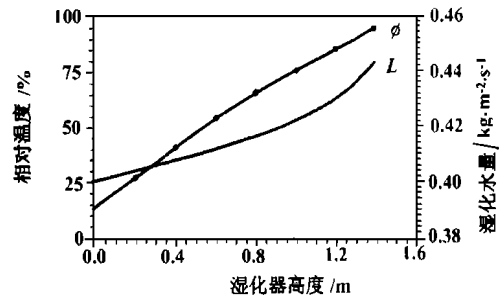


图 9  $L_2 < TWM$  时空气相对湿度和水量的变化

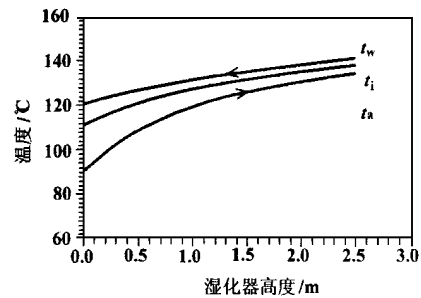


图 10 水量很大时工质温度的变化

图 8 和 9 所示为  $L_2 = 0.44 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、 $t_{w2} = 127^\circ\text{C}$ 、 $G = 1.0 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、 $t_{a1} = 90^\circ\text{C}$ 、 $x_1 = 0.006 \text{ kg}/(\text{kg 干空气})$  时湿化器内工质参数的变化。

此时入口水流量低于  $TWM$ , 只经过工作过程的第一阶段。

值得注意的是, 虽然这

时出口空气非饱和, 但湿化器出口仍有剩余水存在 (图 9)。当然, 如果进一步减少湿化水量, 则到某一数值时, 湿化器底部剩余水量将为 0, 这显然已不能满足 HAT

循环需要一定质量的循环水以有效回收系统余热的要求, 因此对这种情况这里不予研究。

图 10 为  $L_2 = 6.5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、 $t_{w2} = 141^\circ\text{C}$ 、 $G = 1.0 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、 $t_{a1} = 90^\circ\text{C}$ 、 $x_1 = 0.006 \text{ kg}/(\text{kg 干空气})$  时湿化器内工质温度的变化。由图可见当湿化水量很大时, 可将空气加热到接近入口水温, 但出口水不能被冷却到低于入口空气温度。

湿化水量较小时, 在湿化器上部, 水由上而下温度下降得快, 而空气由下而上温度升高得慢, 从而在湿化器顶部出口, 湿空气温度远低于入口热水的温度 (图 8), 这是因为水量较小时, 水温必须降低很多

(上转 209 页)

- 学出版社, 1989.
- [2] Bathe K J. Finite element procedure in engineering analysis. Prentice-Hall Inc, 1982.
- [3] 何君毅, 林详都. 工程中非线性问题数值方法. 北京: 国防工业出版社, 1993.
- [4] 张汝清, 詹先义. 非线性有限元分析. 重庆: 重庆大学出版社, 1990.
- [5] Mota Soares C A, Petyt M. Finite element dynamic analysis of practical bladed disks. Journal Sound and Vibration 1978, 61: 561 ~ 566.
- [6] Thomas D L. Dynamics of rotationally periodic structures. Int J Num Meth Engng 1979 14: 81 ~ 88.
- [7] Henry R Ferrais G. Substructuring and Wave Propagation: An efficient technique for Impeller dynamic analysis. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106, 2 ~ 10.
- [8] 胡海岩. 循环对称结构振动分析的广义模态综合法. 振动与冲击, 1986, 4, 1 ~ 7.
- [9] 张锦. 带有  $N$  条叶片的轮盘耦合系统的主模态分析— $C_{NV}$  群上对称结构的模态综合. 固体力学学报, 1984, 4: 469 ~ 481.
- [10] Hall R M, Armstrong E K. The vibration characters of an assembly of interlock shrouded turbine blades. Structural Dynamic Aspects of Bladed Disk Assemblies, Srinivasan A V, ed. ASME, 1976.
- [11] 闻雪友, 刘岩. 涡轮转子整圈带冠叶片振动分析. 船舶工程, 1993, (2): 15 ~ 19.
- [12] 翁维雄. 燃气轮机轮盘和叶片振动特性的多通道无线电遥测. 中国造船, 1982, (3): 21 ~ 25.
- [13] 胡寻峰. 带摩擦阻尼叶片与轮盘耦合系统的振动分析. 航空动力学报, 1998, 14(4): 375 ~ 379.
- [14] Keilb R E, Chiang H D. Recent advancements in turbomachinery forced Response Analysis. AIAA Joint Propulsion Conference Proc. 1992, (28).
- [15] Srinivasan A V, Fabunmi J A. Cascade flutter of cantilevered blades. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 107: 121 ~ 125.
- [16] Srinivasan A V, Tavares G G. Direct use of unsteady aerodynamic pressures in the flutter analysis of mistuned blades. Journal Physics, 1995, 3(5): 525 ~ 530.
- [17] Hall K C, Lorence C B. Calculation of three dimensional unsteady flows in turbomachinery using lineared harmonic euler equations. ASME Journal of Turbomachinery, 1993, 115: 800 ~ 809.
- [18] Bakhle M A. Time domain flutter analysis of cascades using a full-potential solver. AIAA Journal, 1992, 30(1): 15 ~ 158.

(渠 源 编 辑)

(下接 231 页)

才能满足潜热传递和显热传递尤其是潜热传递的热量要求。水量很大时情况就不同了, 比如说水温降低  $1^{\circ}\text{C}$ , 不仅能提供汽化所需潜热, 而且还可以将空气加热不止  $1^{\circ}\text{C}$ (图 10), 所以温度曲线的相对变化就大不相同。入口水量足够大时, 空气被加热的极限状态是其温度等于入口水温并达到饱和, 但因为过程存在热阻, 实际上这一极限状态不可能达到。

在 HAT 循环中, 既希望湿化器出口水温尽量低, 以充分回收系统低温余热, 又希望出口空气含湿量尽量大、温度尽量接近入口水温, 以增大系统输出功率和充分吸收循环水中的低温热能。显然, 二者对湿化器参数的要求是相互矛盾的(前者要求湿化水量尽可能少, 后者要求湿化水量尽可能多), 必须折衷选择, 而最有利的折衷参数所对应的即是湿化器的最佳工作状态。

## 4 结论

本文从传热传质基本原理出发, 建立了湿化器的数学模型, 研究了湿化器的工作规律。指出目前通常采用的某些处理方法如预先规定湿化器出口工质状态, 是不合理的, 而把湿化器的工作过程视为一

个统一的阶段, 则是不全面的。

文中给出了理论水量的定义, 即湿化器出口空气达到饱和所需要的最小湿化水量。当湿化水量大于理论水量时, 湿化器的工作过程分为两个阶段, 两个阶段特点不同, 数学模型也不相同。第二阶段的传热和传质强度都很大, 在湿化器中占有重要地位, 分析和设计时必须予以考虑。湿化器中, 水可以被冷却到低于入口空气温度, 空气可以被加热到接近入口水温, 这很大程度上取决于湿化水量的多少。

## 参考文献

- [1] Rao A D. A feasibility and assessment study for FT4000 Humid Air Turbine(HAT). EPRI RP- 3251- 05. 1993.
- [2] Stecco S S. The Humid Air Cycle: Some thermodynamic considerations. ASME Paper 93-GT- 77.
- [3] Lindgren G. The HAT Cycle, a possible future for power and cogeneration. Proc. of the FLOWERS Congress. Italy, 1992.
- [4] Chiesa P. An assessment of the thermodynamic performance of mixed gas-steam cycles ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 1995, (3)
- [5] 胡伦桢(译). 循环水的蒸发冷却. 中国工业出版社, 1965.
- [6] 化学工程手册编辑委员会. 化学工程手册第四卷. 化学工业出版社, 1989.

(复 编)

Ate, Feng Xiao (Department of Chemical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, Shaanxi, China, Post Code 710049), Sui Xinha, Gao Wuxia (Shandong Provincial Dongying Shenli Petroleum Management Bureau, Dongying, Shandong, China) // *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*. —2000, 15(3). —226~228

A constant change of situations in a factory demands that a steam power system should lend itself to be readily regulated within certain limits. With general composite curves serving as a tool this paper makes an analytical comparison of the steam power systems using respectively a back-pressure steam turbine unit and an extraction condensing steam turbine unit. Furthermore, a specific example is used to explain how to design a steam power system featuring a good regulation possibility with the help of the general composite curves. **Key words:** steam power system, regulation possibility, general composite curves, steam turbine

湿化器的传热传质机理和性能分析 = **Heat and Mass Transfer Mechanism and Performance Analysis of a Humidifier** [刊, 汉] / Shang Demin, Wang Yongqing, Chen Anbin, *et al* (College of Energy Science and Engineering under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code 150001) // *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*. —2000, 15(3). —229~231, 209

Proceeding from the basic principles of heat transfer and mass transfer, the authors have set up a mathematical model for a humidifier, a major component of a humid air turbine (HAT) cycle. The humidifier performance is studied with the irrationality of some current treatment methods being identified. **Key words:** humid air turbine cycle, humidifier, heat transfer and mass transfer, work performance

有限时间内不可逆卡诺热机的最少循环时间和熵产的关系 = **The Relation Between the Minimum Cycle Time and Entropy Generation of a Finite-time Endo-irreversible Carnot Engine** [刊, 汉] / Liu Shiqiang, Yang Yushun (College of Energy Science and Engineering under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code 150001) // *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*. —2000, 15(3). —232~234

An exploratory study is conducted of the issue of finite-time thermodynamics time. Deduced in this paper is a simple decreasing relationship between the minimum cycle time and the irreversible entropy generation of a finite-time endo-irreversible Carnot engine. It is noted that the entropy can not only mark the time arrow but also calculate the quantity of time. **Key words:** finite time thermodynamics, time, entropy generation

三种催化剂对半焦燃烧特性的影响 = **The Effect of Three Kinds of Catalyst on Semicoke Combustion Properties** [刊, 汉] / Zhu Tingyu, Wang Yang (Shanxi Provincial Institute of Coal Chemistry under the Chinese Academy of Sciences, Taiyuan, Shanxi, China, Post Code 030001) // *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*. —2000, 15(3). —235~238

The combustion properties of four types of semicoke were studied with the help of a thermobalance. The results of the study show that the semicoke prepared with the addition of a catalyst possesses a relatively small MI value and a fairly good reaction activity with a small oxygen absorption quantity needed prior to a coal combustion reaction. By way of combustion dynamics calculation it is found that the semicoke prepared with calcium oxide added has the highest combustion activation. In conclusion, the conception of an average activation energy is proposed to represent an index of the semicoke combustion activity, which is compared with other combustible comprehensive index S put forward by other researchers. **Key words:** thermobalance, semicoke, combustion kinetics, average activation energy

叶片弯曲对跨音速涡轮叶栅流场的影响 = **The Effect of Turbine Blade Positive Curving on the Flow Field of a Turbine Transonic Cascade** [刊, 汉] / Wang Songtao, Wu Meng, Feng Guotai, *et al* (College of Energy Science and Engineering under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code 150001) // *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*. —2000, 15(3). —239~242

A numerical simulation was conducted on the flow field of a straight cascade composed of uniformly loaded blades and a bowed cascade composed of blades of different curved angles. A study was performed of the change under the curved blade action of the blade profile pressure distribution, Mach number contour lines and blade surface pressure distribution.