

# 湿压缩对压缩系统失速后瞬态响应的影响分析

王云辉<sup>1</sup>, 刘敏<sup>2</sup>, 孙聿峰<sup>1</sup>, 刘子巨<sup>2</sup>

(1. 哈尔滨工程大学 动力与核能工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001; 2. 哈尔滨·第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

**摘要:**建立了湿压缩系统的 Moore-Greitzer 模型, 该模型可以用来分析湿压缩对压缩系统失速后瞬态响应的影响, 模型仿真结果定性的描述了湿压缩对压缩系统不稳定工作特性的影响, 结果显示: 在一定条件下, 湿压缩可以消除喘振和旋转失速, 提高系统的运行稳定性, 增强压气机、压缩系统和燃气轮机的性能。

**关键词:**湿压缩; 压气机; 压缩系统

中图分类号: TK474.8 文献标识码: A

## 1 引言

湿压缩技术已经获得了巨大的发展, GE 公司的 LM6000 SPRINT 机组和 ALSTOM 的 GT9D 机组采用了湿压缩技术<sup>[2-3]</sup>, 投入商业运行, 并取得了很好的效果, 文献[4]从热力学过程对湿压缩进行了详细的分析, 仿真结果表明: 在压比相同的条件下, 湿压缩可以降低压缩终了温度, 同时减少压缩功, 并提出了新的湿压缩过程效率的概念, 文献[5]在一定假设的基础上, 湿压缩可以获得使喘振裕度增加的结论。

F. K. Moore 和 E. M. Greitzer 在 1986 年推导出了多级轴流压缩系统失速后瞬态过程的近似理论, 得到了轴流压缩系统的不稳定工作模型, Moore-Greitzer 模型<sup>[1]</sup>。这个模型由三个分别关于无量纲压力系数、无量纲流量系数和角变化幅值平方值的偏微分方程组成。Moore-Greitzer 模型可以描述压气机质量流量瞬态变化过程中旋转失速区的发展和可能的消散情况, 并且将旋转失速类状态和喘振类状态联系起来。

压气机、压缩系统和燃气轮机喷水后, 使压缩系统工作物质热物理性发生改变; 同时压缩过程也由纯粹的单项传热问题变成了伴随着传热、传质、颗粒相变蒸发过程的复杂两相流问题; 引入了阻力, 流场发生了改变……这些微观上的变化都会影响到压缩

系统压比、流量等宏观参数。本文采用 Moore-Greitzer 模型对其进行了一定的修正, 推导出了湿压缩系统的 Moore-Greitzer 模型, 该模型可以描述湿压缩系统的不稳定工作特性, 仿真结果表明: 湿压缩可消除喘振和旋转失速。

## 2 模型建立

要分析的压缩系统如图 1 所示。压气机向下游的大容腔排气, 大容腔的尺寸与压气机尺寸和管道尺寸相比非常大, 这样就可以忽略大容腔中气体的速度和加速度, 并认为其内部压力在空间上是均衡的。安装在大容腔出口的节流阀控制系统的流量, 可以在压气机进口或级间喷入雾化水, 进行湿压缩。为了简化分析过程, 采用以下假设: (1) 水喷出后和空气进行很好的掺混; (2) 喷水量比较小, 一般在空气流量的 5% 以下, 喷入的水滴的粒径非常小, 小于 20  $\mu\text{m}$ , 水的喷射对原有流场所造成影响不大; (3) 马赫数较低, 振荡频率远远低于声共振频率, 压气机内气体为不可压流体, 但是, 大容腔内的气体则认为可压缩的。

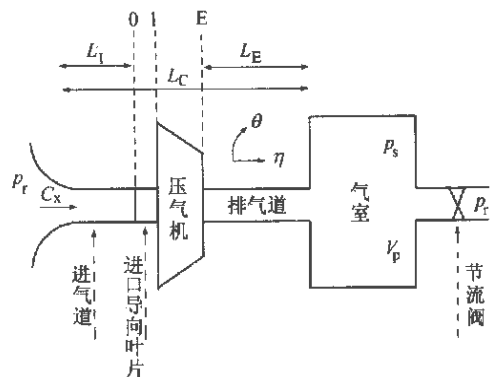


图 1 压气机和压缩系统几何示意图

收稿日期: 2002-04-25; 修订日期: 2002-06-26

作者简介: 王云辉(1975-), 男, 河南遂平人, 哈尔滨工程大学博士研究生。

系统中的长度通过压气机平均半径( $R$ )被无量纲化。无量纲的圆周坐标就是叶轮的转角  $\theta$ ，而轴向坐标相对于  $R$  表示为  $\eta$ 。无量纲时间表示成：

$$\xi = Ut/R \quad (1)$$

和文献[1]一样，所采用的压气机不稳定特性的基本模型是流经单排叶栅的压力升高<sup>[6]</sup>：

$$\frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho U^2} = F(\varphi) + F_w(F(\varphi), \varphi_w) - \tau \frac{d\varphi}{dt} \quad (2)$$

式中： $\varphi (= \varphi_a + \varphi_w = C_x/U)$  是压气机瞬时的、不稳定的轴向速度系数， $\varphi_w$  代表了由于喷水所带来的速度系数的变化，也代表了喷水量，这一点和文献[1]不同； $F(\varphi)$  是叶栅的轴对称稳定特性； $F_w(F(\varphi), \varphi_w)$  是进行喷水湿压缩后由于水的蒸发冷却而引起的压力升高改变量，它不但和喷水量有关，还和  $F(\varphi)$  有关，并且： $F_w(F(\varphi), \varphi_w) \geq 0$ ； $\tau$  是与压气机的内部惯性有关的时间常数； $\rho$  是进行喷水湿压缩后的进口密度； $U$  是压气机进口平均半径处的速度。

以方程式(2)为出发点，使用水气比  $r_w = \frac{\varphi_w}{\varphi_a}$  表

示喷水量，假设水颗粒的轴向速度不稳定分量( $g_w$ )和切向速度不稳定分量( $h_w$ )与空气的轴向速度不稳定分量( $g_a$ )和切向速度不稳定分量( $h_a$ )之间的

比值也分别等于  $r_w$ ，即  $r_w = \frac{\varphi_w}{\varphi_a} = \frac{\Phi_w}{\Phi_a} = \frac{g_w}{g_a} = \frac{h_w}{h_a}$ ，

用  $\Psi_w$  表示由于喷水湿压缩所引起的压力系数的改变量，按照文献[1]中的步骤，最终得到湿压缩系统的 Moore-Greitzer 模型：

$$\frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{1}{4l_c B^2} [\Phi - F_T^{-1}(\Psi)] \quad (3)$$

$$\frac{d\Phi}{d\xi} = \left[ -\frac{\Psi - \psi_{c0} - \Psi_w}{H} \right] + 1 +$$

$$\frac{3}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right) \left( 1 - \frac{J}{2} \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right)^3 \frac{H}{l_c} \quad (4)$$

$$\frac{dJ}{d\xi} = J \left[ 1 - \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right)^2 - \frac{1}{4} J \right] \frac{3aH}{(1+ma)W} \quad (5)$$

式(3)~式(5)分别代表了周向平均流量系数( $\Phi$ )，总压—静压压力升高系数( $\Psi$ )和角变量幅值平方( $J$ )的瞬态值，都是关于无量纲时间( $\xi$ )的微分方程。决定这些方程解的压气机和系统的参数有：特征曲线斜度( $H/W$ )，断流压头( $\psi_{c0}/H$ )，压气机管道长度( $l_c$ )和压气机特性线斜率( $m$ )，压气机内部滞后系数( $a$ )，大容腔容积( $V_p$ )和节流阀压力特性函数  $F_T(\Phi)$ ，这些参数的意义见文献[1]。

式(3)~式(5)就是湿压缩系统喘振和旋转失

速的统一模型。从上面可以看出，在未进行喷水湿压缩时， $r_w = 0$ ，并且  $\Psi_w = 0$ ，式(3)~式(5)就成了文献[1]中方程式(59)~式(61)。

### 3 进口蒸发冷却对 $B$ 参数的影响

根据文献[6]中的定义，

$$B = \frac{U}{2a_s} \sqrt{\frac{V_p}{A_c L_c}} \quad (6)$$

式中： $a_s = \sqrt{kRT_0}$ ——压缩系统进口音速。

湿压缩改变了压缩系统的  $B$  参数，是因为喷出的水雾在进入压缩系统之前和空气进行了掺混、并蒸发，降低了进气温度  $T_0$ ，同时也改变了工质的气体常数  $R$ 。

文献[7]给出了  $R$  和  $k$  与水蒸气含量  $x$  的关系式：

$$R = \frac{R_{air} + xR_{vapor}}{1 + x} \quad (7)$$

$$\frac{k}{k-1} = \frac{c_{p,air} + x c_{p,vapor}}{R_{air} + x R_{vapor}} \quad (8)$$

式中： $R_{air}$ 、 $R_{vapor}$ ——干空气和水蒸气的气体常数； $c_{p,air}$ 、 $c_{p,vapor}$ ——干空气和水蒸气的等压比热，干空气和水蒸气可按照理想气体处理。

结合方程式(6)~式(8)可得到进口蒸发冷却对  $B$  参数的影响，见图2。

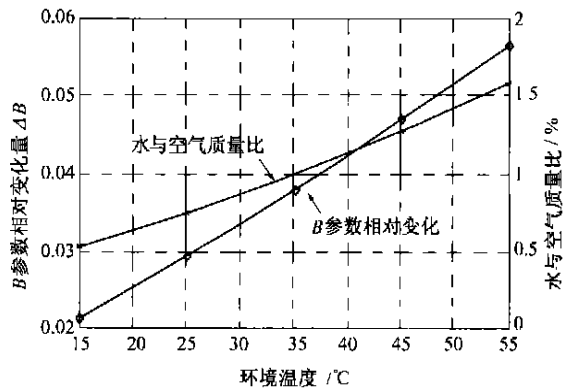


图2 不同环境温度情况下进口蒸发冷却的最大蒸发量及其对  $B$  参数的影响

可以看出，在不同的环境温度下，进口蒸发冷却使  $B$  参数的值变大，而且随着环境温度的增高，进口蒸发冷却的效果越明显， $B$  参数的相对增加量越多。

### 4 $\Psi_w$ 的确定

$\Psi_w$  代表了喷水湿压缩对压气机稳定特性的影响程度, 即喷水湿压缩后, 压气机压力升高的改变量。

根据 Euler 方程可知, 在一定转速下, 对于单位质量气体来说, 用来压缩气体的能量是:

$$\Delta h = (U_2 C_{2\theta} - U_1 C_{1\theta}) - \Delta h_{b,ss} \quad (9)$$

得到没有进行喷水湿压缩时的压比是:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \left( \frac{T_1 c_p + \Delta h}{T_1 c_p} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (10)$$

压气机喷水后会给压缩过程带来一些其它的损失, 如果忽略喷水所带来的其它损失及对原有损失的改变, 这样在保持压气机转速恒定时, 在特定的运行点, 对于单位质量的空气来说, 喷水前后所消耗的压缩功基本相同,  $\Delta h \approx \Delta h_w$ 。

文献[4] 中方程式(21) 给出了在一定的条件下, 喷入一定量的水所消耗的压缩功:

$$W_c = h_{a2} - h_{a1} + w_1(h_{w2} - h_{w1}) + \Delta h_{w,2} + f_2(h_{f2} - h_{f1}) - \Delta h_{f1}$$

式中:  $h_a, h_w, h_f$ — 干空气的焓, 水蒸气的焓, 水的焓;  $w, f$ — 水蒸气 / 空气质量比, 液态水 / 空气质量比。

现在要求解在一定的初始条件下, 消耗一定量的压缩功, 并喷入一定量水后, 混和气体最终的压力和温度。将  $\Delta h = \Delta h_w = W_c$  代入上式,  $h_{a2} + w_2 h_{w2} + f_2 h_{f2} = \Delta h + h_{a1} + w_1 h_{w1} + f_1 h_{f1}$  (11)

反复迭代方程式(11) 就可得到湿压缩的压缩终了温度  $t_{2w}$  和压力  $p_{2w}$ 。

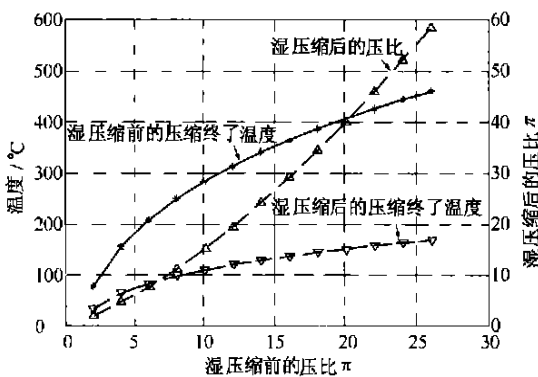


图 3 在保持压缩功不变的情况下的压缩终了温度和压比的变化

从图 3 可以看出, 在保持压缩功不变的情况下, 湿压缩降低了压缩终了温度, 同时提高了压比, 有利于改善燃气轮机的性能。

根据文献[1] 中的定义, 干压缩的无量纲压力系数是:

$$\Psi = \frac{p_s - p_T}{\rho U^2}$$

当进行喷水湿压缩时, 压力系数就成了

$$\Psi + \Psi_w = \frac{p_{sw} - p_T}{\rho_w U^2} \quad (12)$$

式中:  $p_{sw}, \rho_w$ — 湿压缩时的大容腔内的压力和进气密度。这时可以得到  $\Psi_w$  的表达式:

$$\Psi_w = \frac{p_{sw} - p_T}{\rho_w U^2} - \frac{p_s - p_T}{\rho U^2} \quad (13)$$

根据上面的假设, 忽略进口蒸发冷却对密度的影响, 得到:

$$\Psi_w = \frac{p_{sw} - p_T}{\rho U^2} - \frac{p_s - p_T}{\rho U^2} = \frac{\Delta \pi}{\pi - 1} \Psi \quad (14)$$

式中:  $\pi, \Delta \pi$ — 湿压缩前的压比, 湿压缩所产生的压比的改变量。只要知道进行湿压缩前的压比和进行湿压缩时压比的改变量, 就可以得到  $\Psi_w$ 。

### 5 仿真结果

仿真中所用到的数据:  $\psi_{c0} = 0.3, m = 1.75, a = 0.3, H = 0.18, W = 0.25$ , 阀门开度系数  $K_T = 5.6$ , 与文献[1] 中的一样。

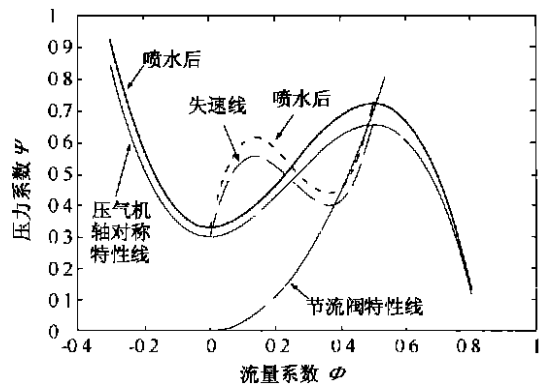


图 4 湿压缩后压气机稳定特性线及失速线的变化

从图 4 可以看出湿压缩对压气机稳定特性线和失速线的影响。

从图 5~图 8 可以看出: 在一定条件下, 没进行喷水湿压缩情况下,  $B = 2$  时系统发生了喘振, 当  $B = 0.5$  时, 系统发生了旋转失速; 相同的条件下, 如

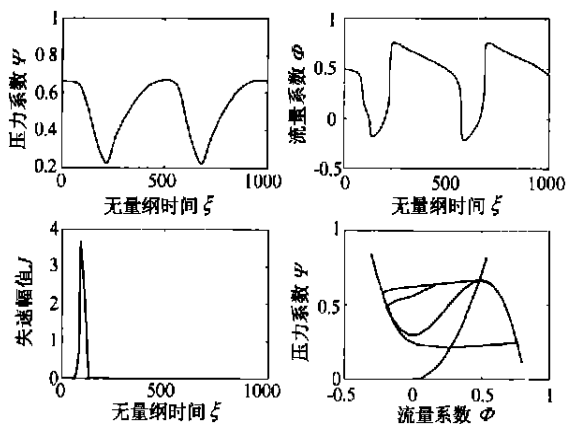


图5 B=2.0, 未进行湿压缩时, 系统发生了喘振

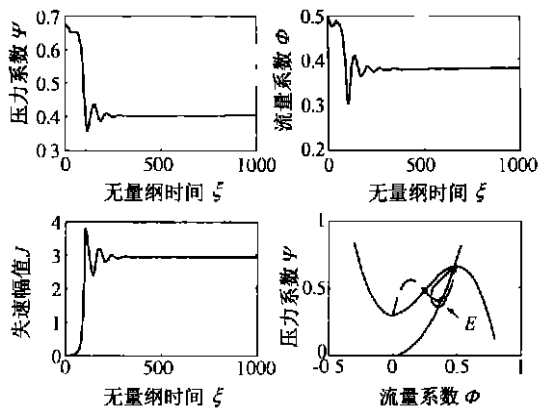


图7 B=0.5, 未进行湿压缩, 系统发生了旋转失速

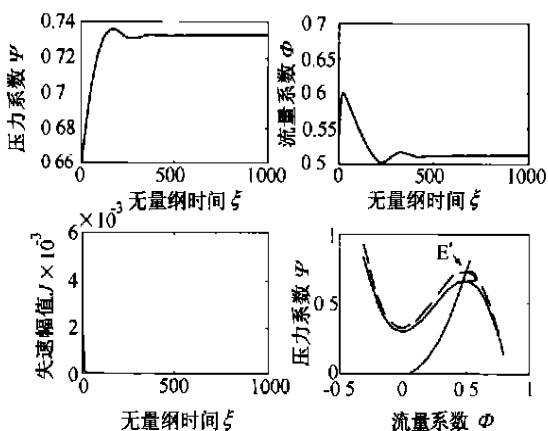


图6 B=2.0, 进行湿压缩时, 喘振消失

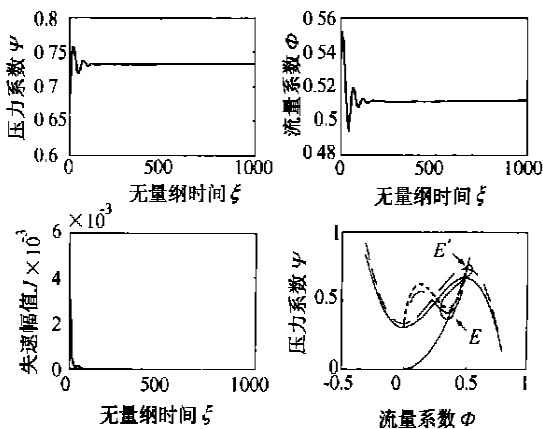


图8 B=0.5, 进行湿压缩时, 系统旋转失速消失

果进行了湿压缩, 则喘振和旋转失速都消失, 系统最终平稳运行在 E' 点。

### 6 结论

本文在 Moore-Greitzer 模型的基础上, 考虑了进口蒸发冷却的作用和压气机湿压缩过程的压力升高, 推导出了湿压缩系统喘振和旋转失速的统一模型。该模型可以模拟系统发生喘振和旋转失速时的瞬态反应。该模型和初步仿真结果表明湿压缩对压缩系统的影响, 主要是因为湿压缩(在消耗的压缩功相同的情况下)提高了排气压力, 使压缩系统的运行点沿节流阀特性线发生了移动。仿真结果表明, 在一定的条件下, 在系统刚发生喘振或旋转失速的时候, 喷水湿压缩可以用来消除喘振或旋转失速, 这有利于增大压气机的稳定运行范围, 提高压气机和燃气轮机的性能。

### 参考文献

- [1] MOORE F K, GREITZER E M. A theory of post-stall transients in axial compression systems; part I — development of equations [J]. *Journal of Engineering for Power*, 1986, 108(1): 68—76.
- [2] BIAS DE V. IM6000 sprint design enhanced to increase power and efficiency [J]. *Gas Turbine World*, 2000(4): 16—19.
- [3] LIERE VAN J, LAAGLAND G H M, MEIJER C G. Hot water for power augmentation [J]. *Diesel & Gas Turbine Worldwide*, 2001(6): 74—75.
- [4] ZHENG QUN, SUN YUFENG, LI SHUYIGN, et al. Thermodynamic analyses of wet compression process in the compressor of a gas turbine [R]. *Proceeding of ASME Turbo Expo*, GT-2002-30590. The Netherlands: Amsterdam, 2002. 3—6.
- [5] WANG YUNHUL, WANG GUOXUE, LI SHUYING, et al. Analysis on effects of wet compression on surge margin of a small gas turbine [R]. *International Joint Power Generation Conference*, IJPGC2002-26042. Arizona: USA, 2002.
- [6] GREITZER E M. Surge and rotating stall in axial flow compressors parts I, II [J]. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1976, 98(2): 190—217.
- [7] 里斯 B Φ. 离心压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1986. 220—232.

(渠源 编辑)

tual initiation of creep-strain stage III process there will emerge the problem of nonlinear localized (large deformation) creep damage. With reference to the latter the authors have given a damage constitutive description and presented a nonlinear localized creep-damage constitutive model along with its numerical variation theory and finite-element discretization form. This has led to the formation of another kind of elastic-plastic creep-damage theory and a new numerical variation method. **Key words:** heat-resistant steel, pressure parts and components, nonlinear localization, creep damage theory

湿压缩对压缩系统失速后瞬态响应的影响分析= **An Analysis of the Influence of Wet Compression on the Post-stall Transient Response of a Compression System** [刊, 汉] / WANG Yu-hui, SUN Yun-feng (College of Power and Nuclear Engineering under the Harbin University of Engineering, Harbin, China, Post Code: 150001), LIU Ming, et al (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(1). — 67 ~ 70

A Moore-Greitzer model of a wet compression system was set up, which can be used to analyze the effect of wet compression on the post-stall transient response of a compression system. The simulation results of the model, qualitatively describing the effect of wet compression on the unstable operation performance of the compression system, indicate that under certain conditions the wet compression is conducive to eliminating surge and rotating stall. As a result, the operation stability of the system is enhanced along with an improved performance of the compressor, compression system and gas turbine. **Key words:** wet compression, compressor, compression system

高温过热器壁温测试及计算= **Test and Calculation of the Tube Wall Temperature of a High-temperature Superheater** [刊, 汉] / YU Yan-zhi, TANG Bi-guang (Power Generation Machine College under the Wuhan University, Wuhan, China, Post Code: 430072), LI Shu-lei (Huainan Pinxu Power Generation Co. Ltd., Huainan, Anhui Province, China, Post Code: 232089) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(1). — 71 ~ 73

Superheater tube explosions resulting from overtemperature is one of the major causes leading to an unscheduled shutdown of thermal power plants. To fully keep track of the situation regarding the superheater tube wall temperature, a real-time acquisition of the tube wall temperatures inside and outside the furnace and their changes was carried out on a 410 t/h super-high pressure boiler. Taking into account the distribution of three-dimensional flue gas temperature and speed, the authors have set up a model for calculating the distribution of the superheater tube-wall temperature inside the furnace and prepared a MATLAB language based three-dimensional visual-display computation program. With the help of this program it is possible to calculate the tube-wall temperature distribution at various locations of the superheater tube rows. Furthermore, one can also obtain a graphic display of the three-dimensional distribution of the flue gas temperature and speed as well as the superheater tube-wall temperatures. The results of a theoretical calculation were found to agree fairly well with those of experiments. **Key words:** superheater, tube wall temperature, boiler, calculation

应用焓方法分析 PFBC-CC 系统的环境影响= **An Analysis of the Environmental Impact of a PFBC-CC (Pressurized Fluidized Bed Combustion Combined Cycle) System by Using an Exergy Method** [刊, 汉] / ZHENG Pu-yan, CAI Ning-sheng, XIAO Jun, QIU Fang-fang (Research Institute of Thermal Energy Engineering under the South-eastern University, Nanjing, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(1). — 74 ~ 77

By using an exergy method a model for the thermal analysis of system emissions and waste heat was set up. Starting from the concept of exergy the environmental impact of emissions is analyzed in general. Furthermore, the impact on environment of a PFBC-CC (pressurized fluidized bed combustion combined cycle) power generation system has also been analyzed. The results of the analysis indicate that the environmental impact of CO<sub>2</sub> emissions and waste heat of the system should not be ignored. The transfer of element S from SO<sub>2</sub> into CaSO<sub>4</sub> can drastically reduce the environmental impact of the system. To achieve a more comprehensive analysis of the environmental impact with the help of the exergy method, it