

非稳态工况下组合式空调机组性能的数值模拟

杜江* 周亚素

(上海东华大学 200051)

【摘要】 目前对组合式空调机组性能的研究多为稳态运行工况下机组性能的实验研究,研究具有单一性;另一方面,目前对机组在非稳态运行工况下性能的研究比较少。本文采用数值模拟的方法,较为详细的分析了从开机运行到最终稳定过程中机组的性能参数变化情况,得到一些可用来指导空调机组运行调节的参考数据和研究方法。

【关键词】 组合式空调机组;非稳态;性能;数值模拟;保温层厚度

Numerical Simulation of the Central-station Air Handling Unit Performance in Unsteady Process

Du Jiang, Zhou Yasu

(Donghua University, Shanghai, China 200051)

【Abstract】 The research of the central-station air handling unit performance is carried out by experiment widely at present. But the experiment research is confined by the experiment conditions and other factors, and the research of unit performance in unsteady process is quite limited. In this paper, we analyze the performance of this unit in unsteady process from the start of this unit to the steady working process. At last, we get some useful data and conclusions that can be used in practical using.

【Keywords】 central-station air handling unit; unsteady process; performance; numerical simulation; the depth of the insulation

1、引言

随着我国国民经济的快速发展,集中式中央空调在各行各业中的应用日益广泛。典型的大型集中式中央空调一般采用组合式空调机组,机组的性能对整个空调系统的影响是关键性的。目前对组合式空调机组性能的研究多为稳态运行工况下机组性能的实验研究^[1-3],实验研究难免具有单一性;而且目前对非稳态运行工况下机组性能的研究还比较少,所以,本文将采用数值模拟的方法,较为详细的研究组合式空调机组在非稳态工况下的性能,以达到指导空调机组运行调节的目的。

2、数学模型

2.1 物理模型

本文研究的组合式空调机组由新回风混合段、加热/表冷段、干蒸汽加湿段、风机段和送风

段组成,如图1。

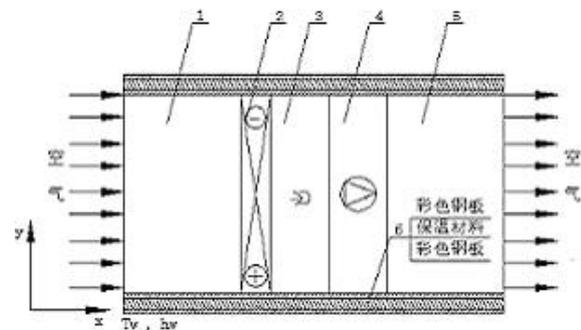


图1 组合式空调机组示意图

其中:1.新回风混合段 2.加热/表冷段 3.干蒸汽加湿段 4.风机段 5.送风段 6.彩钢板

新风和回风充分混合后由左侧送入机组,空气在机组内部由于风机的作用与处理设备之间进行强制对流

换热:冬季运行工况下,机组内部空气在加热段与加热器进行热量交换,经过加热的空气在

*杜江,男,1978年4月出生,硕士研究生,上海市东华大学环境学院

干蒸汽加湿段中加湿；夏季运行工况下，机组内部空气在表冷段中除湿降温；处理后的空气经过风机段时由于风机的作用有一定的温升；最后，空气经过送风段由机组右侧送入空调房间。由于目前在使用过程中常常出现机组的保温层厚度不合适的问题^[4]，因而机组通过机箱仍然存在一定的热量散失。

2.2 数学模型的简化

为了便于数学模型的建立，提出简化假设如下：

- (1) 假设新风和回风在进入机组前已经充分混合，空气以混合后的状态进入机组。
- (2) 由于风机的强制对流作用，机组内部空气流场仅有图中 x 轴方向速度 u，忽略机组内部空气 y 轴方向的速度 v，机组内部空气流场按照一维处理。
- (3) 处理设备对空气的处理过程等效为内热源的作用。
- (4) 机组内部空气与环境之间除通过机组机箱的换热外，没有其它形式的能量交换。
- (5) 忽略粘性耗散。

2.3 数学模型的建立

2.3.1 微元体的选择

数学模型中微元体的选择如图 2，图中各符号代表的意义与图 1 相同。

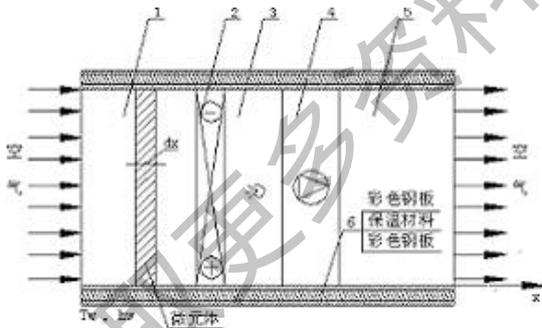


图 2 微元体的选择

2.3.2 通过机组机箱的换热

组合式空调机组在实际使用过程中常常出现机组保温层厚度不合适的问题，因而有必要考虑通过机组机箱的换热。

通过机组机箱的换热量可用内部空气与机组内表面之间的对流换热量^[5]表达为：

$$Q_{cin} = 2h * (T_e - T) * (W + H) * dx ; \quad (1)$$

其中：h—空调机组内壁与内部空气之间的对

流换热系数，W/(m² C)；

T—机组内部空气温度，C；T_e—机组内壁温度，C；

W—机组宽度，m；H—机组高度，m；

由式(1)可以看出：机组内表面温度 T_e 的确定是求解机组通过机箱换热的关键。

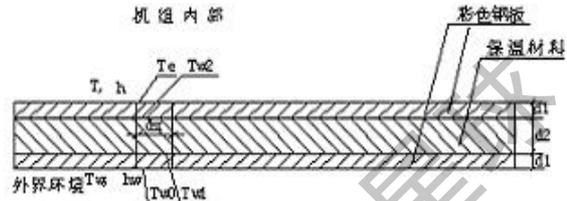


图 3 空调机组内表面温度的确定

(1) 机组内表面对流换热系数的确定

机组的当量直径：de=2HW/(H+W)； (2)

其中：de—当量直径，m；

机组内部空气的雷诺数：Re=u*de/g (3)

其中：Re—机组内部空气的雷诺数；u—机组内部空气流速，m/s；

a—机组内部空气的运动粘度，m²/s；

空气的努谢尔特数选用格尼林斯基 (Gnielinski) 公式^[6]：

$$Nu = \frac{(f_g/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7\sqrt{f_g/8}(Pr^{2/3}-1)} [1+(\frac{de}{L})^2]c_i \quad (4)$$

其中：L—空调机组总长度，m；f_g—达尔西阻力系数，按照弗罗年柯公式 (Filonenko) 计算：

$$f_g = (1.82\lg Re - 1.64)^{-2} ; \quad (5)$$

$$\text{对气体：} c_i = \left(\frac{T_f + 273.15}{T_e + 273.15} \right)^{0.45} ; \left(\frac{T_f}{T_e} = 0.5 \sim 1.5 \right) \quad (6)$$

则式子(4)可简化为：

$$Nu = 0.0214 * (Re^{0.8} - 100) * Pr^{0.4} * [1 + (\frac{de}{L})^2] * \left(\frac{T_f + 273.15}{T_e + 273.15} \right)^{0.45} ; \quad (7)$$

实验验证范围：1.5 < Pr < 500, 2300 < Re < 10⁶

其中：Nu—机组内部空气的努谢尔特数；

T_f—机组内部空气的平均温度，C；

空调机组内表面与内部空气之间的对流换热

$$\text{系数：} h = \frac{Nu * \lambda}{de} ; \quad (8)$$

(2) 保温层上下表面温度的确定

根据大平板导热的相关计算, 可以得出:

保温层上表面温度 T_{w2} :

$$T_{w2} = T_f + h * (T_e - T_f) * (\frac{d1}{I_1} + \frac{1}{h}); \quad (9)$$

保温层下表面温度 T_{w1} :

$$T_{w1} = T_w + h * (T_e - T_f) * (\frac{d1}{I_1} + \frac{1}{h_w}); \quad (10)$$

其中: $d1$ —彩钢板的钢板厚度, m ; ϵ_1 —彩钢板的钢板导热系数, $W/(m \cdot C)$;

h_w —空调机组外表面对流换热系数, $W/(m^2 \cdot C)$; T_w —环境空气温度, C ;

(3) 机组外表面的对流换热系数 h_w 的确定
环境空气外掠空调机组, 空气的雷诺数为:

$$Re_w = u_w * de / g_w \quad (11)$$

其中: u_w —环境空气流速, m/s ; \bar{a}_w —环境空气运动粘度, m^2/s ;

环境空气的努谢尔特数可以按照气体外掠长方形截面柱体来选择实验关联式^[6],

$$Nu_w = 0.102 * Re_w^{0.675} * Pr_w^{1/3} \quad (12)$$

其中: Nu_w —环境空气的努谢尔特数; Pr_w —环境空气的普朗特数;

则: 机组外表面的对流换热系数为:

$$h_w = \frac{Nu_w * I_w}{de} \quad (13)$$

(4) 空调机组内表面温度 T_e 的确定

根据换热的相关计算, 可以得出:

$$T_e = T_f + (T_w - T_e) / (h * (\frac{2d1}{I_1} + \frac{d2}{I_2} + \frac{1}{h_w})); \quad (14)$$

其中: $d2$ —彩钢板保温层的厚度, m ; ϵ_2 —保温材料的导热系数, $W/(m \cdot C)$;

由以上各式可以看出: 机组内表面温度 T_e 隐含在式子(4)~(13)中, 必须通过环境空气温度与机组内部空气温度的耦合才可以求得。

(5) 通过机组机箱换热等效热源强度的确定

根据模型简化5: 通过机组机箱的换热可以等效为一内热源, 则:

等效的内热源强度为:

$$q_{vw} = \frac{Q_{cm}}{G * \Delta t} = \frac{2 * h * (T_e - T) * (W + H) * dx}{G * \Delta t_0} \quad (15)$$

其中: q_{vw} —通过机组机箱换热等效的内热源

强度, W/m^3 ;

G —组合式空调机组处理风量, m^3/s ;

Δt_0 —选取的时间段, s ;

(15) 式可化为:

$$q_{vw} = \frac{2 * h * (c_p * T_e - I) * (W + H) * dx}{G * c_p * \Delta t_0} \quad (16)$$

其中: c_p —空气的定压比热, $J/(kg \cdot C)$;

I —机组内部空气的焓值, J/kg ;

2.3.3 新回风混合段

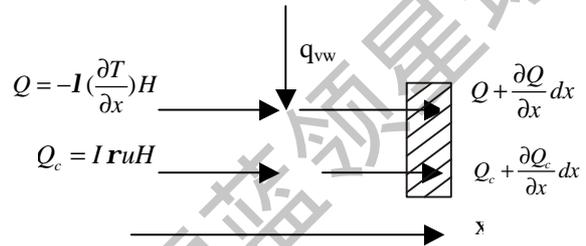


图4 能量微分方程的推导

选取微元进行换热分析。根据模型简化(2), 机组内部空气沿 x 轴方向的一维换热。

根据能量守恒定律, 得:

$$\frac{\partial(rI)}{\partial t} + \frac{\partial(rIu)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} (\frac{I}{c_p} \frac{\partial I}{\partial x}) + \frac{2 * h * (c_p * T_e - I) * (W + H) * dx}{G * c_p * \Delta t_0} \quad (17)$$

其中: t —时间坐标, s ; x, y —空间坐标, m ;

u —机组内部空气沿 x 轴方向的速度, m/s ; ϵ —机组内部空气的导热系数, $W/(m \cdot C)$; c_p —机组内部空气的定压比热, $J/(kg \cdot C)$;

式(17)即为新回风混合段空气能量微分方程。

2.3.4 加热/表冷段

根据模型简化(3), 加热器/表冷器与空气之间的能量交换等效为内热源的作用。

等效内热源强度为:

$$q_{vh/c} = \frac{Q_{h/c}}{G * \Delta t_0} \quad (18)$$

其中: $q_{vh/c}$ —加热器/表冷器对空气处理过程的等效内热源强度, W/m^3 ;

$Q_{h/c}$ —加热器/表冷器的换热量, W ; Δt_0 —计算过程中选取的时间段, s ;

则 加热/表冷段中空气能量微分方程为:

$$\frac{\partial(rI)}{\partial t} + \frac{\partial(rIu)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} (\frac{I}{c_p} \frac{\partial I}{\partial x}) + \frac{2 * h * (c_p * T_e - I) * (W + H) * dx}{G * c_p * \Delta t_0} \quad (19)$$

2.3.5 干蒸汽加湿段

冬季工况下，经过加热段后的空气温度较高，相对湿度较小不能满足人们湿度舒适性的要求，由于一般情况下机组对空气的加湿量较小，所以，一般采用干蒸汽来加湿空气。

根据模型简化(3)，干蒸汽与空气之间的热量交换等效为内热源的作用。

等效内热源强度为：

$$q_{vz} = \frac{Q_z}{G * \Delta t_0} = \frac{m * r + m * (I_g - \frac{c_{pg}}{c_p} * I)}{G * \Delta t_0} \quad (20)$$

其中： Q_z —干蒸汽与空气的换热量，W；
 m —单位时间干蒸汽的加入量，kg/s；
 r —干蒸汽的汽化潜热，J/kg；
 c_{pg} —干蒸汽的定压比热，J/(kg·C)；
 I_g —干蒸汽的焓值，J/kg；

则 干蒸汽加湿段中空气的能量微分方程为：

$$\frac{\partial(rI)}{\partial t} + \frac{\partial(rIu)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{I}{c_p} \frac{\partial I}{\partial x} \right) + \frac{2 * h * (c_p * T_e - I) * (W + H) * dx}{G * c_p * \Delta t_0} + \frac{m * r + m * (I_g - \frac{c_{pg}}{c_p} * I)}{G * \Delta t_0} \quad (21)$$

2.3.6 风机段

风机段中空气的温升过程与风机的机械损失有关，风机的机械损失包括摩擦损失和圆盘损失。根据文献[7]，

风机摩擦损失为： $\Delta P_1 = (0.01 \sim 0.03)P$ ；

圆盘损失为： $\Delta P_2 = kn^3 D^5$ (22)

其中： P —风机的轴功率，W； k —实验系数；
 n —风机转速，r/s； D —风机叶片的进口直径，m；
 所以，风机机械损失的总功率为：

$$Q_f = \Delta P_1 + \Delta P_2 \quad (23)$$

风机段中空气的能量微分方程为：

$$\frac{\partial(rI)}{\partial t} + \frac{\partial(rIu)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{I}{c_p} \frac{\partial I}{\partial x} \right) + \frac{2 * h * (c_p * T_e - I) * (W + H) * dx}{G * c_p * \Delta t_0} + \frac{(\Delta P_1 + \Delta P_2)}{G * \Delta t_0} \quad (24)$$

2.3.7 送风段

送风段中空气的能量微分方程为：

$$\frac{\partial(rI)}{\partial t} + \frac{\partial(rIu)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{I}{c_p} \frac{\partial I}{\partial x} \right) + \frac{2 * h * (c_p * T_e - I) * (W + H) * dx}{G * c_p * \Delta t_0} \quad (25)$$

综上所述，式子(17)(19)(21)(24)(25)构成了组合式空调机组性能研究数学模型的控制方程。

数学模型的初始条件： $t=0$ 时，

$$T=T_0; I=I_0; d=d_0; \quad (26)$$

数学模型的边界条件： $x=0$ 时，

$$T=T_n; I=I_n; d=d_n; \quad (27)$$

其中： T_0 —机组内部空气的初始温度，C；

d_0 —机组内部空气的初始含湿量，kg/kg；

I_0 —机组内部空气的初始焓值，J/kg；

T_n —新风和回风混合后空气的温度，C；

d_n —新风和回风混合后空气的含湿量，kg/kg；

I_n —新风和回风混合后空气的焓值，J/kg；

2.4 数学模型的求解

本文采用控制容积积分法离散上述控制方程，然后采用逐次亚松弛的 Gauss—Seidel 迭代法^[8]，即在采用 Gauss—Seidel 迭代法求解机组内部空气温度场的基础上，引入亚松弛因子以尽快获得离散方程稳定解的方法求解数学模型的控制方程，获得了所需要的结果。

3. 模拟计算及结果分析

数值计算中选取的参数值如下：

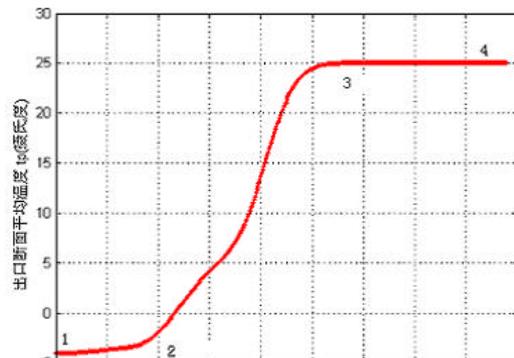
组合式空调机组长度 4.5m；宽度 2.6m；高度 2.85m；机组处理空气量 50000m³/h；

冬季：上海室外环境温度-4 C 相对湿度 75%；
 机组加热量 153kW；干蒸气加入量 42kg/h；
 空调室内设计温度 20 C；湿度 55%；新风比 20%；

夏季：上海室外温度 34 C，湿球温度 28.2 C；
 机组制冷量 268kW；新风比 25%；
 空调室内设计温度 26 C；湿度 55%；

3.1 机组从开机运行到最终稳定的非稳态过程

从开机运行到最终稳定过程中，机组出口断面空气的平均温度变化情况如图 5。



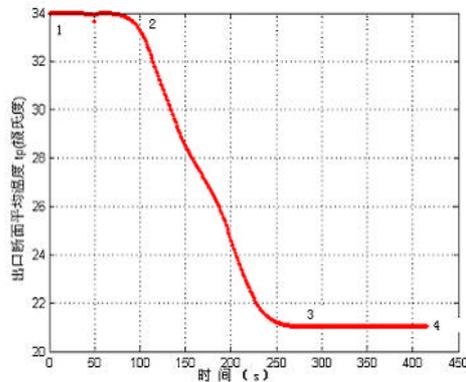


图5 机组出口断面空气平均温度随时间的变化情况

机组从开机运行到最终稳定的过程中, 机组内部空气温度场的非稳态变化过程包括三个阶段: 不规则情况阶段, 如图中1—2之间的过程; 正常情况阶段, 如图中2—3之间的过程; 稳定建立阶段, 如图中3—4之间的过程。从机组开机运行到最终稳定需要大约6分钟的时间, 在这段时间内, 空气温度场变化的不规则情况阶段持续约80秒, 约占机组非稳态运行时间的27.3%; 空气温度场变化的正常情况阶段持续约113秒, 约占机组非稳态运行时间的72.7%, 即从机组开机到机组开机运行80秒时间内为机组内部空气状态非稳态变化过程的不规则情况阶段, 从机组开机运行80秒到机组开机运行293秒为机组内部空气状态非稳态变化过程的正常情况阶段。

3.2 机组外表面温度

如前所述, 组合式空调机组在实际使用过程中常常出现机组保温层厚度不合适的问题, 所以, 机组保温层厚度的确定是机组使用过程中急待解决的问题。

从机组开始运行到最终稳定过程中, 机组外表面温度的变化情况如图6。

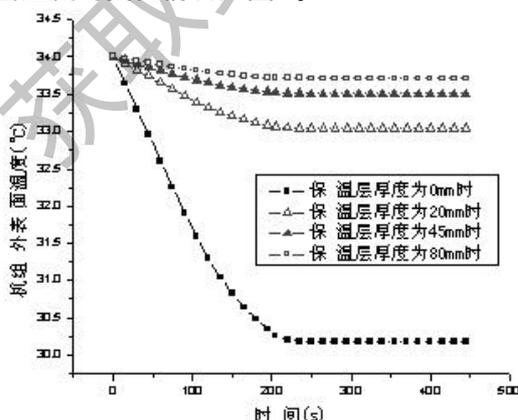


图6 机组保温层外表面温度的变化情况

由图中可以看出: 当机组保温层厚度在0mm、20mm和45mm时, 机组保温层外表面温度随时间的变化比较剧烈, 说明机组保温效果不良; 当保温层厚度达到80mm时, 机组保温层外表面温度随时间的变化比较平缓, 机组外表面温度变化小于0.3°C, 机组的保温效果比较好, 所以, 机组的临界绝热保温层厚度为80mm。

4、结论

本文通过建立组合式空调机组性能研究的数学模型, 并采用数值模拟的方法, 得出从开机运行到最终稳定的过程中, 机组内部空气温度场变化的不规则情况阶段约占机组非稳态运行时间的27.3%; 空气温度场变化的正常情况阶段约占机组非稳态运行时间的72.7%; 并通过研究机组外表面温度的变化情况, 为机组保温层厚度的确定提供了一种方法。

参考文献

- [1] 林强, 无一次加热段组合式空调机组的系统分析, 通风除尘, 1998.2
- [2] 武俊梅 黄翔等, 直接蒸发冷却空调机性能研究, 制冷与空调, 2001.1, vol (1)
- [3] 张家平 高洪澜, 当前组合式空调机组的质量问题和改进建议, 暖通空调, 1998.5 vol (28)
- [4] 邹月琴, 我国空调机组质量现状分析, 暖通空调, 1998.2, vol128
- [5] 章熙民 任泽霏 梅飞鸣, 传热学(第三版), 中国建筑工业出版社, 1997.6
- [6] Gnielinski V., New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flows, Int Chem Eng, 1976
- [7] 周谟仁, 流体力学泵与风机(第二版), 中国建筑工业出版社, 1979
- [8] 陶文铨, 数值传热学, 西安交通大学出版社, 1988.7