

# 吸附式汽车空调系统制冷性能的动态模拟

毛华芳, 胡 芑, 高静轩, 陈则韶

(中国科学技术大学热科学和能源工程系, 安徽合肥 230027)

**摘要:** 模拟研究了发动机排气驱动的吸附式制冷系统在汽车变工况运行中制冷性能的动态特性. 首先, 基于线性驱动力(LDF)传质模型对沸石分子筛/泡沫铝-水吸附系统建立了二维传热传质耦合的非平衡吸附模型, 并采用控制容积法对方程进行离散求解. 然后针对汽车发动机实际运行中的几种典型工况, 以沸石分子筛/泡沫铝新型复合吸附剂-水为工质对, 模拟分析了发动机从高速到低速、低速到高速、突然短暂怠速等变工况过程中系统制冷性能的动态特性. 结果表明吸附式制冷系统应用于汽车空调能通过调整周期来适应汽车的变工况运行特性.

**关键词:** 吸附式制冷; 汽车空调; 动态模拟; 沸石分子筛/泡沫铝

**中图分类号:** TK11+5      **文献标识码:** A      doi:10.3969/j.issn.0253-2778.2010.07.014

## Simulation of the dynamic performance of automotive adsorption air conditioning system

MAO Huafang, HU Peng, GAO Jingxuan, CHEN Zeshao

(Department of Thermal Science and Energy Engineering, University of Science and Technology of China, Hefei 230027, China)

**Abstract:** The dynamic performance of the adsorption refrigeration system driven by engine exhaust heat was theoretically studied. Based on the linear driving force (LDF) mass transfer model, a two-dimensional non-equilibrium adsorption coupled with heat and mass transfer model was proposed for the zeolite/foam aluminum composite adsorbent-water adsorption refrigeration system, and the equations were solved with control volume method. Then, with some typical operating conditions of automotive engine in actual, the performance of the system with an engine speed from high to low, low to high and suddenly changing conditions was simulated and analyzed. The results show that the adsorption refrigeration system used in automotive air-conditioning can adapt to the changing working conditions of motor vehicles through the adjustment of cycle time.

**Key words:** adsorption refrigeration; automotive air condition; dynamic simulation; zeolite/foam aluminum

## 0 引言

目前, 汽车空调均采用蒸气压缩式制冷方式, 它不仅消耗掉发动机 10%~20%左右的输出轴功, 而

且给城市造成了严重的大气污染. 而汽车发动机排气带走的热量占燃烧总热量的四分之一左右, 排气阀门处的温度能达到 400~500℃. 根据 Akerman<sup>[1]</sup>和 Izquierdo 等<sup>[2]</sup>的可行性研究, 在汽车

满负荷运行的情况下,利用排气驱动固体吸附式制冷可以满足制冷要求,但在汽车低负载和怠速时,制冷量太小.谭智超、王如竹<sup>[3]</sup>对吸附式汽车空调进行了数值模拟,指出提高可行性的关键在于提高吸附剂当量导热系数.马刚、李戩洪<sup>[4]</sup>则结合发动机排气的总能量和系统 COP 分析了吸附式制冷在不同汽车上应用的可行性.沸石分子筛/泡沫铝是一种具有高传热传质性能的新型复合吸附剂,采用此新型复合吸附剂后,系统的循环周期大幅度减小,制冷性能显著提高,更加适用于汽车空调<sup>[5]</sup>.但采用发动机排气驱动的吸附式制冷系统做汽车空调时,制冷功率受发动机运行工况影响较大,难以输出稳定的制冷量.所以本文结合汽车运行特性,对沸石分子筛/泡沫铝-水制冷系统做了动态特性研究,为此类系统的变频调节技术提供一定的理论基础.

## 1 吸附式汽车空调系统

基本的吸附式制冷循环由吸附床、蒸发器、储液器、冷凝器以及节流阀等部件组成<sup>[6]</sup>.由于吸附剂工作中需要经历吸附和解吸两个过程才能构成一个制冷循环,所以从工作原理上可以将吸附制冷循环分为间歇型和连续型.通常是通过采用两台或两台以上的吸附床交替运行从而达到连续供冷的目的.

根据吸附式制冷的这一特性,要将吸附式制冷应用于汽车空调,就必须采用连续型的制冷系统.综合考虑发动机排气加热和空气冷却系统的特点,系统结构设计如图 1 所示.将发动机排气稍加处理后引入吸附床的换热管内对吸附床进行加热,并采用风机引入冷空气作为冷却流体,通过电磁控制阀调

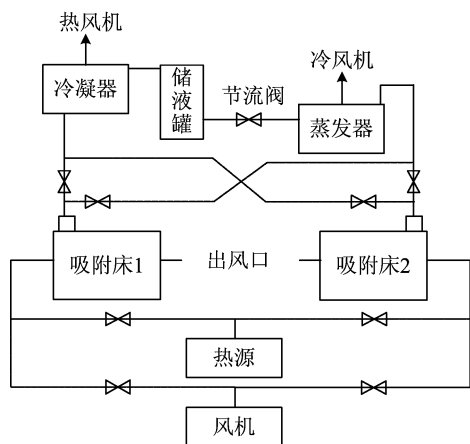


图 1 连续型吸附式汽车空调系统

Fig. 1 Continuous automotive adsorption air conditioning system

节两床交替地进行吸附和解吸作用.另外,与之相配套的有冷凝器、蒸发器和储液器等,蒸发器上的冷量和冷凝器上的热量可以经过风机根据需要选择地传递到驾驶舱内,从而达到夏天制冷和冬天制热的目的.

## 2 数学模型

建立模型所采用吸附床结构如图 2 所示,内部为一长  $L$ 、内半径  $R_0$ 、壁厚  $\delta_1$  的换热铜管,外层为固化在换热管外壁上的复合吸附剂,最外层为绝热保温外壳,内径为  $R_2$ . 换热流体从铜管内流过,对复合吸附剂进行加热或冷却从而驱动吸附床工作.

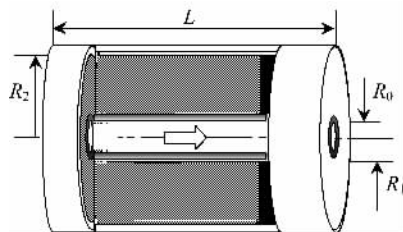


图 2 沸石分子筛/泡沫铝吸附床模型

Fig. 2 Model of zeolite/foam aluminum adsorption bed

通过对计算过程可行性和各因素影响大小的分析,做了以下合理假设:

(I) 只考虑吸附质蒸汽的密度、蒸发压力及冷凝压力和换热流体的物性是实时变化的,其他的物性参数均作常数处理.

(II) 忽略吸附床与蒸发器、冷凝器间的压力差,吸附床内无压力梯度且不计重力场.

(III) 吸附床的分子筛颗粒半径相等、性能相同.

(IV) 根据 Zhu<sup>[7]</sup>的结论,吸附剂与传热管间接触热阻可忽略.

### 2.1 传质方程

线性驱动力模型(LDF)是简化的传质扩散模型,能降低质量方程和能量方程在数值整合上的难度,相对于其他扩散模型其形式简单、精度高,因而被广泛应用<sup>[8]</sup>:

$$\frac{\partial \bar{x}}{\partial t} = \frac{15D_c}{r_p^2}(x^* - \bar{x}) \quad (1)$$

式中,  $\bar{x}$  为吸附剂颗粒平均吸附量;  $r_p$  为吸附剂颗粒半径;  $D_c$  是有效扩散系数<sup>[9]</sup>.  $x^*$  为平衡吸附量,可用简略形式的 Dubinin-Astakhov 方程来计算:

$$x^* = x_0 \exp \left[ -k \left( \frac{T}{T_s} - 1 \right)^{\gamma} \right] \quad (2)$$

式中,  $T$  为吸附剂的温度;  $T_s$  为吸附床内所处压力下对应的饱和温度;  $x_0$  为最大吸附量. 在计算中采

用的是分子筛 13X,  $x_0 = 0.331$ , 吸附常量  $k = 2.99$ ,  $\gamma = 2.0$  [6].

## 2.2 能量控制方程

吸附器内存在热交换的有三部分: 换热铜管、吸附剂、换热流体, 在循环中三者持续地进行着热交换, 对应有三个不同的能量控制方程.

换热铜管主要考虑流体侧的对流换热, 自身轴向的导热以及径向与吸附剂间的导热, 能量控制方程为

$$\rho_{\text{Cu}} c_{p,\text{Cu}} \frac{\partial T_w}{\partial t} = \lambda_{1,i} \left( \frac{\partial T_w}{r \partial r} + \frac{\partial^2 T_w}{\partial r^2} \right) + \lambda_{\text{Cu}} \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} + h_w \frac{S}{V} (T_f - T_w) \quad (3)$$

式中,  $\rho_{\text{Cu}}$ ,  $c_{p,\text{Cu}}$  和  $V$  分别为铜管的密度、比定压热容和控制体积;  $\lambda_{1,i}$  为铜管在径向的有效导热系数;  $T_w$ ,  $T_f$  分别为铜管和换热流体的温度;  $r$ ,  $z$  分别代表径向和轴向的坐标;  $S$  为铜管与换热流体接触处的面积;  $h_w$  为对流换热系数.

由于吸附热和解吸热较大, 可作内热源处理, 吸附剂的能量控制方程可用下式表示:

$$(\rho_s c_{p,s} + \epsilon \rho_{\text{Al}} c_{p,\text{Al}} + \rho_s \bar{x} c_{p,i}) \frac{\partial T_a}{\partial t} = \lambda_{\text{eff}} \left( \frac{\partial T_a}{r \partial r} + \frac{\partial^2 T_a}{\partial r^2} \right) + \lambda_{2,j} \frac{\partial^2 T_a}{\partial z^2} + \rho_s \Delta H \frac{\partial \bar{x}}{\partial t} \quad (4)$$

式中,  $\rho_s$ ,  $\rho_{\text{Al}}$  分别为沸石颗粒和铝的密度;  $c_{p,s}$ ,  $c_{p,\text{Al}}$ ,  $c_{p,i}$  分别为沸石颗粒、铝和被吸附的水的比定压热容;  $\lambda_{2,j}$  为交界节点在轴向的有效导热系数;  $\epsilon$  为复合吸附剂或吸附剂颗粒内部宏观孔隙率;  $T_a$  为吸附剂的温度;  $\lambda_{\text{eff}}$  为复合吸附剂在径向的有效导热系数;  $\Delta H$  为沸石分子筛的吸附热 [10].

由于铜管内径较小, 流体速度较大, 流体处于湍流状态. 所以不考虑它的径向温差, 只考虑了流体中轴向的温度分布, 换热流体的能量控制方程如下:

$$\rho_f c_{p,f} \frac{\partial T_f}{\partial t} = \lambda_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} - \rho_f c_{p,f} v_f \frac{\partial T_f}{\partial z} - h_w \frac{S}{V_f} (T_f - T_w) \quad (5)$$

式中,  $\rho_f$ ,  $c_{p,f}$ ,  $\lambda_f$ ,  $V_f$  和  $v_f$  分别为换热流体的密度、比定压热容、导热系数、控制体的体积和流速.

系统的制冷系数为

$$\text{COP} = Q_{\text{ref}} / Q_h \quad (6)$$

因为在系统的储液器和蒸发器之间安有节流阀, 所以冷凝温度和蒸发温度之差引起的显热损失不计, 式中制冷量  $Q_{\text{ref}}$  为

$$Q_{\text{ref}} = m_a \Delta x L_e \quad (7)$$

式中,  $m_a$  为分子筛质量;  $\Delta x$  为吸附率的变化量;  $L_e$

为水的蒸发潜热. 系统总吸热量  $Q_h$  为吸附器升温过程吸收的显热与脱附水过程吸收的脱附热之和.

单位质量吸附剂制冷功率/(W · kg<sup>-1</sup>) 为

$$\text{SCP} = \frac{Q_{\text{ref}}}{(t_{\text{cycle}}/2)m_a} \quad (8)$$

## 2.3 定解条件

根据前面的假设和分析可知, 以上控制方程所对应的边界条件有:

$$T_f|_{z=0} = T_H \quad \text{加热过程}; P_g = P_c \quad \text{与冷凝器相连}; \quad (9)$$

$$T_f|_{z=0} = T_L \quad \text{冷却过程}; P_g = P_e \quad \text{与蒸发器相连}; \quad (10)$$

$$\frac{\partial T_w}{\partial z} \Big|_{z=0} = \frac{\partial T_w}{\partial z} \Big|_{z=1} = 0 \quad (11)$$

$$\frac{\partial T_a}{\partial z} \Big|_{z=0} = \frac{\partial T_a}{\partial z} \Big|_{z=L} = \frac{\partial T_a}{\partial r} \Big|_{r=R_2} = 0 \quad (12)$$

初始条件:

$$t = 0, \begin{cases} T_a(z, r) = T_f(z, r) = T_w(z, r) = T_L \\ x = x^* \Big|_{T=T_0}, P = P_e \end{cases} \quad (13)$$

式中,  $T_H$  是加热流体温度;  $T_L$  为冷却流体温度;  $P_e$ ,  $P_c$  分别为蒸发压力和冷凝压力.

将方程(1)、(2)代入方程(4), 然后将方程(3)~(5)、(11)、(12)采用控制容积法离散, 为保证离散方程的收敛性, 控制方程(5)采用全隐离散格式. 联立各方程并在时间层上作循环迭代即可求得吸附床内各节点各时刻的温度和吸附量.

## 3 计算结果和分析

吸附床在径向的热阻包括对流换热热阻和导热热阻. 采用了复合吸附剂浇注固化的吸附床后, 导热热阻得到了显著改善. 为了减小吸附床的对流换热热阻, 此处用三维内肋铜管代替一般的光管作为换热管.

根据廖光亚等 [11] 的实验结论, 空气在叉排三维内肋管中的换热系数准则式为

$$h_w = \frac{0.000\ 031 \lambda_f Re_d^{0.988\ 9} z^{0.293\ 4} (0.5H/R_0)^{0.830\ 4}}{2R_0 (0.5B/R_0)^{1.475\ 4} (0.5P_t/R_0)^{0.477\ 3}} \quad (14)$$

式中,  $Re_d$  为以内径为特征尺寸的雷诺数;  $R_0$ ,  $B$ ,  $Z$ ,  $P_t$  和  $H$  为内肋管的类型参数, 数值如表 1 所示. 定性温度为换热流体的平均温度, 适用范围:  $pr \approx 0.7, 3\ 000 \leq Re_d \leq 2\ 2000$ .

对于卡车、客车常用的柴油发动机, 怠速时的排

气温度较满负荷时要低 100℃ 左右,而排气量只有满负荷运行时的一半甚至更少.根据汽车应用的实际情况,对吸附式汽车空调系统进行了以下情况的动态模拟:高速满负荷运行中发生短暂怠速、高速向低速过渡、低速向高速过渡以及连续短暂怠速.计算中排气参数在两种状态之间为线性过渡,高速运行向怠速过渡时间为 0.5 min,怠速总时间为 6 min,高低速转换时过渡时间为 1 min.计算中换热流体的物性和吸附质的密度和压力是随温度和压力而变的,计算时调用了日本 PROPATH 11.1 数据库<sup>[12]</sup>,综合考虑上述发排气参数以及在传输过程中的沿程损失,相关计算参数如表 1 所示.

表 1 计算中所用参数

Tab. 1 Parameters used in the calculation

内径 $d/\text{mm}$	40
肋高 $H/\text{mm}$	3
肋宽 $B/\text{mm}$	0.000 5
每周肋数 $Z$	30
肋间距 $P_t/\text{mm}$	4
管长 $L/\text{m}$	0.5
壁厚 $\delta_1/\text{mm}$	1
冷源温度 $T_L/\text{K}$	308.15
高速时热源流体温度 $T_{H1}/\text{K}$	723.15
低速时热源流体温度 $T_{H2}/\text{K}$	673.15
怠速时热源流体温度 $T_{H3}/\text{K}$	623.15
高速时热源流体流速 $v_1/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	15.0
低速时热源流体流速 $v_2/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	12.0
怠速时热源流体流速 $v_3/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	8.0
吸附层厚 $\delta_2/\text{mm}$	8
半循环周期 $T/\text{min}$	12~28
蒸发温度 $T_e/\text{K}$	283.15
冷凝温度 $T_c/\text{K}$	313.15
冷流体速度 $v_2/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	12
吸附剂孔隙率 $\epsilon$	0.56
颗粒半径 $r_p/\text{mm}$	1.8

根据胡芾等<sup>[13]</sup>的研究结果得出,吸附制冷系统的 SCP 随循环周期的增加呈现先增大后减小的趋势,COP 则在一个较大的时间范围内会随循环周期的增大而增大.所以,理论上增大或者减小系统循环周期均能调节系统的制冷能力.

图 3、4 所示,分别为半循环周期为  $T=12\text{ min}$  和  $20\text{ min}$  时,系统经过短暂的启动阶段后逐渐趋于稳定,并发生短暂怠速时系统 COP 和 SCP 的变化情况.因为怠速时间小于半循环周期,所以各取三个怠速时间点:半周期起始点、半周期中点和半周期结束的前 3 min 时刻.由图可得,怠速时间和怠速时刻相同时  $T=20\text{ min}$  的系统由于怠速时间占总循环

时间的比例小,所以系统的 COP 和 SCP 相对小周期系统要稳定,数据显示  $T=12\text{ min}$  的系统 SCP 和 COP 的最大波动幅度分别达到 11.62% 和 33.7%,长周期系统只有 5.57% 和 13.3%.所以调节时应尽量通过增大周期来实现,这样不仅能得到较稳定的制冷性能,还可以减小系统冷热交替频率,提高系统的使用寿命和稳定性.另外,我们从周期相同但怠速点不同的各曲线对比发现,怠速发生在某一个吸附床的加热过程时系统制冷性能波动比发生在两床交替过程时大一倍左右.

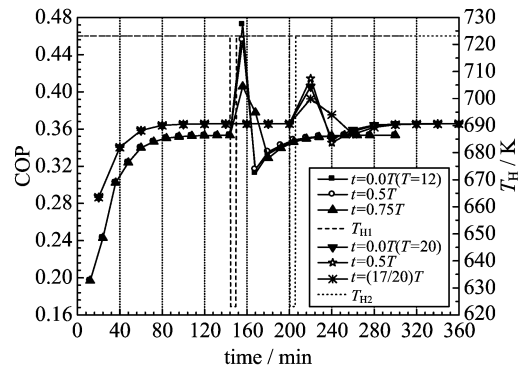


图 3 两种周期下怠速点不同时系统 COP 变化  
Fig. 3 The changes of COP in two kinds of cycle with different idle time

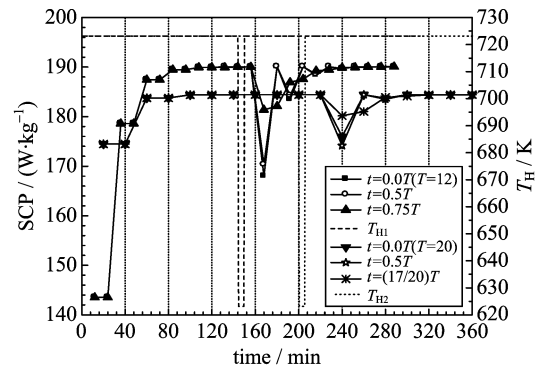


图 4 两种周期下怠速点不同时系统 SCP 变化  
Fig. 4 The changes of SCP in two kinds of cycle with different idle time

根据上述分析,汽车高速运行时排气温度和流速较大,制冷系统能获得较高的制冷性能,所以在设计系统的运行参数时必须以低速运行时系统所能达到的最大 SCP 为依据,高速运行时通过增大循环周期实现制冷能力的调节.图 5 为半循环周期  $T=18\text{ min}$  时,发动机从低速运行状态下启动,并在制冷性能达到稳定后过渡到高速运行工况时系统 SCP 的变化曲线,取了三种调整后的周期进行了计算分析,

调整从运行状态变化所在周期的结束时刻开始. 怠速点取加热过程中间时刻 ( $t = 0.5T$ ). 可以发现周期未做调整时系统的 SCP 从 158.2 W/kg 增加到 187.9 W/kg, 增幅达 18.8%. 从不同的调整曲线可以看出, 发动机提速后, 循环周期增加到一定程度后系统的 SCP 开始下降, 并且周期越大, 降低的幅度越大, 存在一个最佳循环周期, 使得制冷系统的制冷功率与提速前基本持平. 例如调整  $T = 28$  min 时, 系统的 SCP 经过短暂的波动后很快稳定在 164.2 W/kg, 基本实现制冷系统制冷量的稳定性要求.

调整吸附式制冷系统的循环周期, 可以在发动机运行状态发生改变时仍能输出较稳定的制冷量.

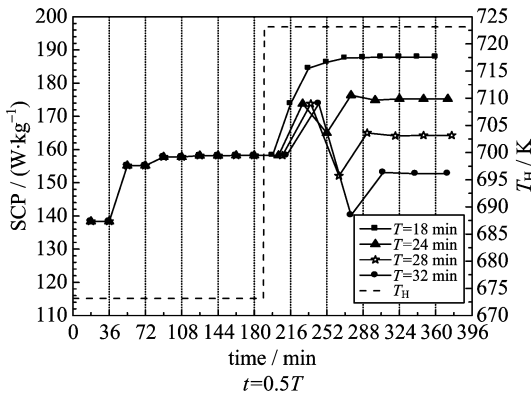


图 5 发动机低速向高速过渡时系统 SCP 变化  
Fig. 5 The changes of SCP during the low-to-high transition of engine speed

图 6 为发动机从高速运行向低速运行过渡时系统 SCP 的变化情况, 高速工况时半周期取  $T = 28$  min. 此时若不调整循环周期系统的 SCP 会有较大幅度的下降, 因为换热流体的温度和流速降低导致换热量减小, 减小了吸附床的吸附容差. 此时可以通过降低循环周期来提高系统 SCP, 而且存在一个最佳的调整幅度, 使得系统制冷量达到最大. 所以通过

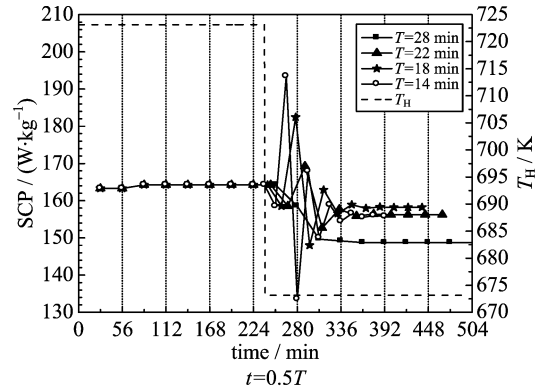


图 6 发动机高速向低速过渡时系统 SCP 变化  
Fig. 6 The changes of SCP during the high-to-low transition of engine speed.

从以上图中可以发现, 过渡的短时间内系统的 SCP 波动较大. 低速到高速过渡时吸附床内的吸附量都是未转换时残留下来的, 吸附和解吸不够充分, 导致系统的吸附容差变化不大, 所以突然增大循环周期会使得 SCP 值大大下降. 同理在高速向低速过渡时, 吸附床内的吸附质吸附和解吸均比较充分, 减小循环周期后吸附床内的吸附量对温度响应很快, 所以此时的 SCP 会瞬间增大.

当汽车在城区运行时, 会遇到红绿灯等情况需要频繁地怠速, 过渡阶段的大幅度波动势必影响系统制冷能力的调节. 由于汽车怠速的不确定性, 这里采取了局部连续怠速模型. 假设某些时间段内每间隔 6 min 发生一次怠速, 各时间段之间间隔 12 min. 怠速持续时间为 2 min, 排气参数过渡时间为 0.5 min, 并且做线性处理. 图 7 为循环半周期  $T = 12$

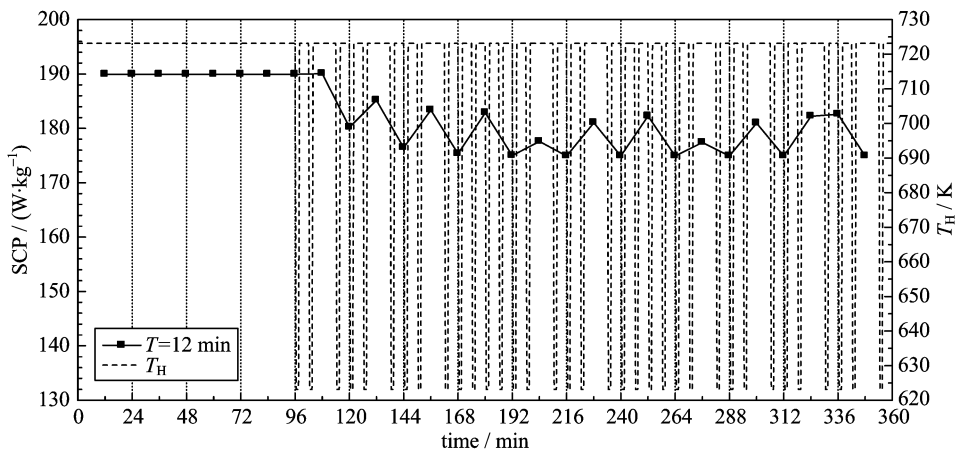


图 7 发动机发生断续怠速时系统 SCP 变化  
Fig. 7 The changes of SCP when the engine idles intermittently

min 时发动机从高速稳定运行状态进入频繁怠速状态时制冷系统的 COP 和 SCP 随时间的波动曲线。

通过与图 3、4 的分析结果相比,发动机连续地发生短暂怠速时系统的制冷性能会产生微小波动,但是比只发生一次怠速时要小,系统仍然能够输出较稳定的制冷功率.系统的 SCP 会由于换热量的减少而产生较小幅度的下滑,从原来的 190.0 W/kg 下滑至 183.4~174.9 W/kg 之间,下滑幅度为 3.47%~7.95%.这是在设计此类汽车空调时要充分考虑的制冷功率损耗,否则会导致空调系统功率不足的现象.

## 4 结论

(I) 建立了二维传热传质耦合的非平衡吸附模型,并采用控制容积法对模型进行了离散求解,此模型能比较精确地计算出所采用吸附系统的制冷性能,从而可以对影响系统性能的各参数进行模拟分析.

(II) 通过对汽车运行特性的分析和设计,针对发动机短暂怠速、从高速到低速、从低速到高速以及连续性短暂怠速等情况对吸附式制冷系统的动态性能进行了模拟分析.结果表明,吸附式制冷系统的制冷性能受换热流体参数和循环周期的影响均较大,当换热流体参数改变时,可以通过变循环周期的调节办法来实现制冷量的稳定输出.另外,当发动机低速运行时制冷系统所能达到的最大 SCP 是有限的,同时低速运行通常伴有连续性的怠速,这会进一步降低制冷系统的 SCP,所以设计此类汽车空调时应以低速运行时排气参数为依据.当发动机排气参数提高时,就可以通过增加系统循环周期来实现空调系统输出功率的稳定性.

### 参考文献(References)

- [1] Akerman J R. Automotive air-conditioning system with absorption refrigeration [R]. SAE, 1971: SAE Paper 710037.
- [2] Izquierdo M, Matin E. The engine exhaust gases as energy source of an air condensed mobile absorption machine[C]// Proceedings of the 19th International Conference of Refrigeration; Vol. 3. The Hague, The Netherlands, 1995:329-336.
- [3] Tan ZhicHao, Wang Ruzhu. Thermodynamic simulation and analysis on adsorption air conditioning system driven by exhausted gas in automobiles[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 1999, (8): 922-927.
- 谭智超,王如竹. 吸附式汽车空调的热力模拟及分析[J]. 上海交通大学学报, 1999, (8):922-927.
- [4] Ma Gang, Li Jianhong. The application of solid adsorption refrigeration in automobile air-conditioning [J]. Refrigeration, 2004, 23(1):23-26.
- 马刚,李戩洪. 固体吸附式制冷技术在汽车空调中应用的可行性及前景分析[J]. 制冷, 2004, 23(1):23-26.
- [5] Hu Peng, Yao Juanjuan, Chen Zeshao. Analysis for composite zeolite/foam aluminum-water mass recovery adsorption refrigeration system driven by engine exhaust heat[J]. Energy Conversion and Management, 2009, 50:255-261.
- [6] 王如竹,吴静怡,代彦军,等. 吸附式制冷[M]. 北京:机械工业出版社, 2002: 30, 63.
- [7] Zhu Dongsheng, Wang Shengwei. Experimental investigation of contact resistance in adsorber of solar adsorption refrigeration[J]. Solar Energy, 2002, 73: 177-185.
- [8] Sun L M, Ben Amar N, Meunier F. Numerical study on coupled heat and mass transfers in an adsorber external fluid heating[J]. Heat Recovery Systems & CHP, 1995, 15(1):19-29.
- [9] Wang Qin, Chen Guangming, Han Baoqi. Determination and analysis of the effective diffusivity of adsorption refrigeration working pair [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2001, 22(2):187-191.
- 王勤,陈光明,韩宝琦. 吸附制冷工质对的有效扩散系数测定及其分析[J]. 太阳能学报, 2001, 22(2): 187-191.
- [10] Cui Qun, Chen Haijun, Yao Huqing. Adsorption heat of composite adsorbents for adsorption refrigeration [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25 (3):375-378.
- 崔群,陈海军,姚虎卿. 吸附制冷用复合吸附剂的吸附热[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(3):375-378.
- [11] 阮春莹. 空气在肋叉排三维内肋管中换热和流阻特性的实验研究[D]. 重庆:重庆大学,2002.
- [12] Ito T, Akasaka R, Iwamoto T, et al. A Program Package for Thermophysical Properties of Fluids[M]. Version 11. 1. Japan: Propath Group, 1999.
- [13] Hu Peng, Yao Juanjuan, Chen Zeshao. Analysis of composite zeolite/foam aluminum-water non-equilibrium adsorption refrigeration [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(1):13-16.
- 胡芑,姚娟娟,陈则韶. 沸石分子筛/泡沫铝复合吸附材料-水非平衡吸附制冷特性分析[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(1):13-16.