

# 室外翅片管换热器的设计对空气源燃气机 热泵系统性能的影响

陈轶光, 杨 昭

(天津大学 热能研究所, 天津 300090)

**摘 要:** 研究了翅片管换热器的流路布置和支路数对空气源燃气机热泵系统性能的影响, 研究表明: 采用逆交叉流的流程布置方式空气源燃气机热泵的性能最好, 而采用顺流的流程布置方式最差, 与顺流相比, 采用逆交叉流的流程布置方式空气源燃气机热泵性能提高了 10% 左右。翅片管换热器支路数采用 14 路比采用 7 路时空气源燃气机热泵性能提高了 7% 左右。因此, 翅片管换热器的设计对空气源燃气机热泵系统性能有较大的影响, 合理设计翅片管换热器对提高空气源燃气机热泵的性能起到了一定的作用。

**关 键 词:** 空气源燃气机热泵; 流路布置; 支路数; 系统性能

中图分类号: TK124 文献标识码: A

## 引 言

目前, 随着经济的快速发展, 热泵空调已经相当普及, 其耗能占世界的总耗能的比例逐年增加, 因此在节约能源和高效利用能源日益得到全人类广泛关注的今天, 热泵空调在满足人们舒适需求的前提下最大限度地节约能量和高效地运行引起大量学者的关注, 热泵空调能否高效运行受制于很多因素的影响, 其中包括翅片管换热器空气侧的传热传质特性, 强化传热一般可以通过提高传热系数、增加传热面积和增大空气侧和制冷剂侧传热温差 3 种途径来实现<sup>[1]</sup>, 为了增大传热面积, 研究者在管外加装了各种翅片, 从最初的平翅片一直发展到后来的波纹翅片、开缝翅片及百叶窗翅片, 这些翅片大大增加了空气换热面积, 同时改变了主流方向, 增强了流体扰动, 使得换热加强。要增加空气与制冷剂之间的传热温差, 较实用的方法是通过制冷剂流路的改变来实现。由于管外空气热物性的限制, 管翅式换热器的热阻主要集中于管外, 因此国内外大多数学者主要对影响翅片管换热器传热性能的因素进行了大量的研究。文献 [2~12] 通过理论分析与实验研究了

流路布置对蒸发器和冷凝器换热器性能的影响, 结果表明当高温、低温介质的进口温度一定时, 逆流传热比顺流传热有着更大的传热平均温差, 因而也具有更大的换热量, 叉流的换热量处于这两者之间, 且逆流的压降较小。Thomas J 等人通过理论分析和实验研究了来流不均对蒸发器和冷凝器换热性能影响<sup>[13~17]</sup>, 研究表明当风速均匀分布时, 换热器的换热量最大, 风扇来流不均匀会造成制冷剂在不同回路间的分配不均, 从而造成换热器换热量的下降。西安交通大学研究了支路数对热泵空调中冷凝和蒸发两用换热器性能的影响<sup>[18~20]</sup>, 研究表明换热器存在换热量最大的最佳支路数。

从已发表的文献中, 对于热泵系统性能影响因素的研究十分有限, 特别是关于室外换热器的设计对空气源燃气机热泵性能影响的研究。与其它供热制冷系统相比, 燃气机热泵既具有其它热泵本身的一切优势, 还兼有燃气燃烧污染物排放少、具有一次能源利用率高、部分负荷性能好、可实现无级容量调解、经济节能和平衡气电季节峰谷差等优点。因此燃气机热泵已被越来越多的人关注, 合理设计和使用燃气机热泵已经成为中国乃至全世界共同研究的课题。针对上述问题, 本研究通过对室外翅片管换热器的管子排列方式和支路数的设计研究了不同形式的室外换热器对空气源燃气机热泵系统性能的影响, 为空气源燃气机热泵系统优化设计和实验研究提供理论基础。

## 1 系统仿真模型

空气源燃气机热泵系统仿真模型由燃气机系统模型和热泵系统模型组成, 本研究分别建立各个系统的数学模型。

收稿日期: 2010-01-25; 修订日期: 2010-04-23

基金项目: 国家高技术研究发展计划(863 计划) 基金资助项目(2007AA05Z223); 天津市科技支撑基金资助项目(07ZCGYSF02600, 07ZCGYSF01500); 教育部博士点基金资助项目(200800560041)

作者简介: 陈轶光(1982-), 男, 浙江金华人, 天津大学博士研究生。

### 1.1 燃气机系统模型

#### 1.1.1 燃气机模型<sup>[21]</sup>

把气缸看成是一个热力系统,系统的边界由气缸套周壁、气缸盖和活塞顶面组成,该热力系统满足能量和质量平衡方程,此外还需补充气缸内工质的状态方程,由于气缸内的气体可视为理想气体,因此补充理想气体的状态方程。为了简化计算,做如下假设:缸内工质为理想气体且均匀分布,气体流入和流出气缸为准稳态流动,流入和流出时的动能忽略不计,缸内工质在封闭过程中无泄漏。

能量守恒方程:

$$\frac{dT}{d\phi} = \frac{1}{m \cdot c_v} \left[ \frac{dQ_B}{d\phi} + \frac{dQ_{cy}}{d\phi} - P \frac{dV_{cy}}{d\phi} + (h_{cy,in} - u) \frac{dm_{cy,in}}{d\phi} + (h_{cy,out} - u) \frac{dm_{cy,out}}{d\phi} \right] \quad (1)$$

质量守恒方程:

$$\frac{dm}{d\phi} = \frac{dm_{cy,in}}{d\phi} + \frac{dm_{cy,out}}{d\phi} + \frac{dm_B}{d\phi} \quad (2)$$

理想气体状态方程:

$$PV = mRT \quad (3)$$

式中:  $T$ —气缸内工质温度, K;  $\phi$ —曲轴转角, ( $^\circ$ );  $m$ —系统内工质的质量;  $C_v$ —定容比热, kJ/(kg · K);  $Q_B$ —燃料在气缸内燃烧放出的热量, kW;  $Q_{cy}$ —通过气缸壁面传入或传出的热量, kW;  $P$ —气缸内工质压力, Pa;  $V_{cy}$ 为瞬时气缸工作容积,  $m^3$ ;  $h_{cy,in}$ 、 $h_{cy,out}$ —进气门处和排气门处工质的比焓, kJ/kg;  $m_{cy,in}$ 、 $m_{cy,out}$ —流入和流出气缸的质量, kg;  $m_B$ —喷入气缸的瞬时燃料质量, kg;  $u$ —工质比内能, kJ/kg;  $R$ —气体常数, kJ/(kg · K)。

上面 3 个方程构成求解缸内工质状态的通用方程组,联立求解可得循环过程中缸内工质温度、压力、质量的变化,进而对燃气机的实际工作过程进行模拟计算。

#### 1.1.2 余热回收系统模型<sup>[22]</sup>

根据燃气机能量守恒发动机余热回收模型可表示为:

$$Q_B = Q_e + Q_{cj} + Q_g + Q_s \quad (4)$$

缸套水回收废热:

$$Q_{cj} = M_{cj} C_{pw} (T_{cj,out} - T_{cj,in}) \quad (5)$$

烟气废热:

$$Q_g = (B + M_a) (C_{pg} T_{g,out} - C_{pa} T_{g,in}) \quad (6)$$

式中:  $Q_e$ —有效功率, kW;  $Q_s$ —散失的废热, kW;  $Q$ —换热量, kW;  $M$ —质量流量, kg/s;  $T$ —温度, K;  $B$ —燃料消耗量, kg/s;  $C_p$ —比热容, kJ/(kg ·  $^\circ$ C); 下标:  $a$ —空气;  $cj$ —缸套;  $w$ —水;  $g$ —烟气;  $in$ —进口;  $out$ —

出口。

### 1.2 热泵系统模型

#### 1.2.1 压缩机模型<sup>[23]</sup>

假设压缩机流进与流出的质量流量相等,而且其工作过程为绝热变化过程,因此,压缩机的质量流量计算为:

$$M_{cp} = N \cdot V_{cp} \cdot \rho_{ep,in} \{ 0.98 - 0.085 \times \left[ \left( \frac{P_c}{P_e} \right)^{1/n} - 1 \right] \} \quad (7)$$

压缩机出口焓值则计算为:

$$h_{cp,out} = h_{cp,in} + P_e \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{P_c}{P_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \times (\rho_{cp,in} \cdot \eta_{cp})^{-1} \quad (8)$$

式中:  $N$ —压缩机转速, r/min;  $V$ —容积,  $m^3$ ;  $\rho$ —密度, kg/ $m^3$ ;  $k$ —绝热指数;  $n$ —压缩指数;  $\eta$ —效率; 下标:  $cp$ —压缩机;  $c$ —冷凝器;  $e$ —蒸发器。

#### 1.2.2 换热器模型

在空气源燃气机热泵系统中,室内换热器采用板式换热器,室外换热器则采用翅片管换热器。换热器是整个制冷系统的主要部分,而其换热过程又是一个复杂的传热传质过程,为了提高计算速度和稳定性,本研究采用分布参数的控制容积法建立板式换热器和翅片管换热器,通过将整个换热器划分为许多控制容积,并对每个控制容积按集中参数建立相应的控制方程,求解其内部的传热及压力变化。

将制冷剂进口处取一微元作为控制体,建立制冷剂的质量、动量和能量守恒方程:

质量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial z} [a\rho_v u_v + (1-a)\rho_l u_l] = 0 \quad (9)$$

能量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial z} [a\rho_v u_v h_v + (1-a)\rho_l u_l h_l] = q_r \quad (10)$$

动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial z} [a\rho_v u_v^2 + (1-a)\rho_l u_l^2] = -\frac{\partial P}{\partial z} - \frac{\tau_w S_w}{A} \quad (11)$$

式中:  $a$ —空泡率;  $u$ —制冷剂流速, m/s;  $\tau_w$ —制冷剂与管壁之间的摩擦切应力, N/ $m^2$ ;  $S_w$ —管内壁周长, m;  $A$ —管内截面积,  $m^2$ ;  $h$ —焓值, kJ/kg;  $q$ —管内壁热流密度, W/ $m^2$ ;  $d$ —管内径, m;  $G$ —质量流速, kg/( $m^2 \cdot s$ ); 下标:  $l$ —液态,  $v$ —气态,  $r$ —制冷剂。

板式换热器传热计算采用如下关联式: 冷凝时, 单相区换热系数和两相区换热系数方程采用文献 [24] 的关联式, 蒸发时, 单相区换热系数方程采用文献 [25], 两相区换热系数方程采用文献 [26]。翅

片管换热器传热计算采用如下关联式: 蒸发时, 两相区换热系数采用文献 [27 ~ 28] 的关联式。冷凝时, 管内制冷剂在两相区可分为雾状流、环状流和波状流 3 种流型, 制冷剂侧换热系数根据不同的流型采用不同的换热系数关联式计算, 具体流型的划分及换热系数方程参考文献 [29]; 单相区换热系数采用 Dittus-Boeler 的关联式 [30]。当换热器内的制冷剂流动处于单相流时, 式 (9) ~ 式 (11) 中有 3 个未知数, 方程封闭可解。当制冷剂处于两相流时只有 3 个方程而有 4 个未知数, 所以要使方程封闭可解就必须增加一个补充方程, 本研究采用了 Premoli 滑动比模型 [30]。

板式换热器水侧的能量方程为:

$$M_r \alpha_r (t_r - t_p) - M_w \alpha_w (t_p - t_w) = 0 \quad (12)$$

式中:  $\alpha$ —换热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $t_p$ —壁面温度,  $^{\circ}C$ 。

翅片管换热器管外侧空气换热模型:

由于不考虑结霜工况, 因此空气侧的换热工况可分为干、湿工况。

在干工况时, 翅片管换热器中空气侧能量平衡方程为:

$$\begin{aligned} dQ_a &= M_{a,in} h_{a,in} - M_{a,out} h_{a,out} \\ &= \alpha_a (\eta_f dA_f + dA_p) \cdot (t_a - t_p) \end{aligned} \quad (13)$$

在湿工况时, 翅片管换热器中空气侧能量平衡方程为:

$$\begin{aligned} dQ_a &= M_{a,in} h_{a,in} - M_{a,out} h_{a,out} \\ &= \xi \alpha_a (\eta_{fg} dA_f + dA_p) \cdot (t_a - t_p) \end{aligned} \quad (14)$$

式中:  $\xi$ —析湿系数;  $\eta_{fg}$ —湿工况下的翅片效率;  $\eta_f$ —肋片效率;  $A_p$ —基管面积,  $m^2$ ;  $A_f$ —肋片面积,  $m^2$ 。

### 1.2.3 电子膨胀阀模型

制冷剂流经电子膨胀阀可以看作是一个等焓过程, 因此能量方程可表示为:

$$h_{ev,in} = h_{ev,out} \quad (15)$$

电子膨胀阀流量模型采用文献 [31] 的经验式:

$$M_{ev} = C_d A_{ev} \sqrt{2\rho_{ev,in} (P_{ev,in} - P_{ev,out})} \quad (16)$$

式中:  $C_d$ 、 $A_{ev}$ —流量系数和电子膨胀阀流通面积, 其计算方法参见文献 [32];  $M_{ev}$ —电子膨胀阀的制冷剂流量,  $kg/s$ ;  $\rho_{ev,in}$ —电子膨胀阀进口制冷剂密度,  $kg/m^3$ ;  $P_{ev,in}$ 、 $P_{ev,out}$ —制冷剂进出电子膨胀阀的压力,  $Pa$ 。

## 2 系统模型方程的求解

在确定系统各部件的结构参数、管道连接关系

以及空气和制冷剂的工况参数后, 通过调整系统冷凝压力、蒸发压力和燃气机节气门开度, 使整个系统的各个参数收敛到一定精度范围, 其流程如图 1 所示。

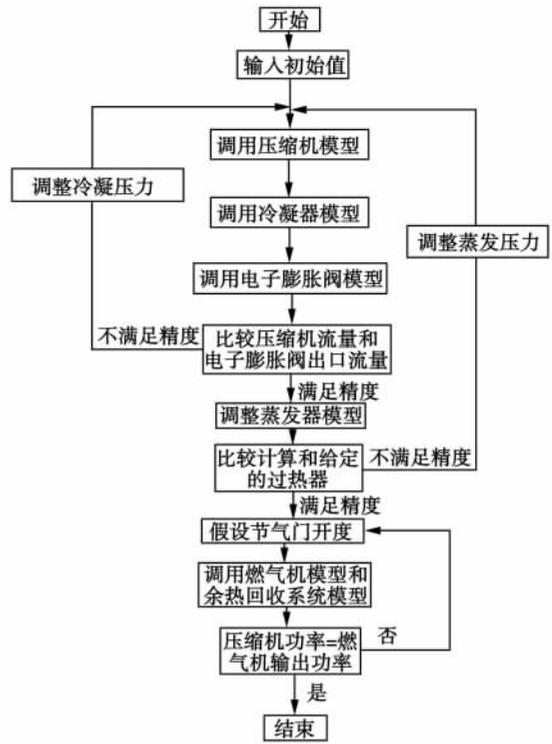


图 1 空气源燃气机热泵系统模型求解算法流程

## 3 计算结果与分析

### 3.1 室外换热器管子排列方式对空气源燃气机热泵系统性能的影响

由于各控制容积空气侧进口参数未知, 在已知空气进口参数的情况下, 采用由空气进口向空气出口逐管进行计算, 在已知进口制冷剂参数和假设制冷剂出口焓值的条件下, 得出每根管的焓降, 按照制冷剂的流动顺序, 根据上一根管的出口焓值是下一根管的进口焓值进行迭代计算, 调整每根管的焓降直到收敛。在空气侧, 假设迎风管排每根管路入口空气的温、湿度相同, 对于后排的管路入口空气状态为前排与其距离最近的两根管路出口混合后的状态。

室外换热器以翅片管换热器为研究对象, 采用 14 个支路, 但是流程布置不同, 具体的流程布置如图 2 所示, 计算条件和结构尺寸如表 1 所示, 由于篇幅的限制, 这里只给出制热工况的计算结果。

表 1 空气源内燃机热泵系统性能计算工况

换热器参数	室外翅片管 换热器
入口空气干球与湿球温度/℃	5/4
入口空气风速/ $m \cdot s^{-1}$	1.98
翅片间距/mm	2.5
管子外径/mm	10
翅片厚度/mm	0.2
进水温度/℃	35
水流量/ $m^3 \cdot h^{-1}$	1.2
板片数	100
流动形式	逆流
发动机转速/ $r \cdot min^{-1}$	2 000

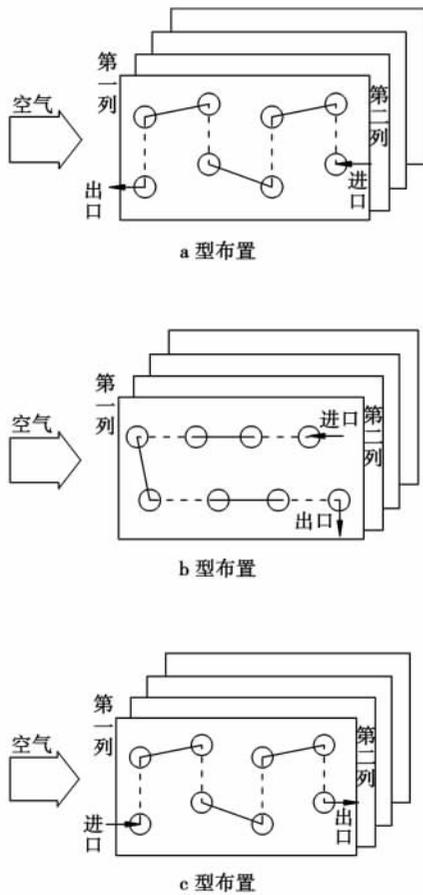


图 2 室外换热器流路布置

图 3 ~ 图 8 表明了空气源燃气机热泵的 COP、PER、室外翅片管换热器的换热量、室内板式换热器的换热量、余热回收的热量和压缩机耗电随翅片管换热器管子排列方式的变化。从图 3 ~ 图 8 可以看出,这几种管子排列方式对空气源燃气机热泵的性能影响十分明显,采用逆交叉流的流程布置方式(即 a 型布置)时空气源燃气机热泵的性能最好,采

用顺流的流程布置方式(c 型布置)最差。与 c 型布置相比,采用 a 型布置方式空气源热泵性能提高了 10% 左右。在几种流程布置中,总换热量(板式换热量加上余热回收热量)最大相差 22 kW。空气源燃气机热泵制热运行时,翅片管换热器作为蒸发器使用,从图 5 可以看出,逆流时翅片管换热器的换热量比顺流时的换热量要大,这与文献 [3] 的结果相同。

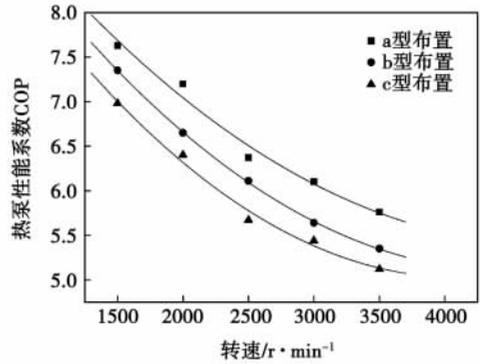


图 3 管子排列对系统 COP 的影响

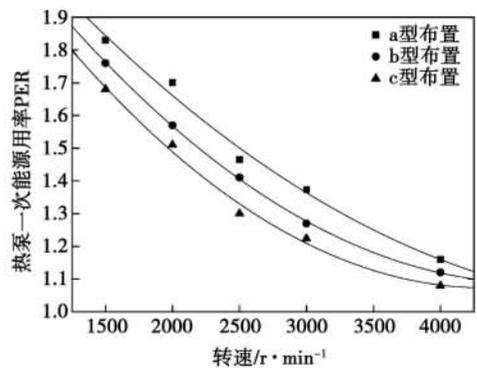


图 4 管子排列对一次能源利用率的影响

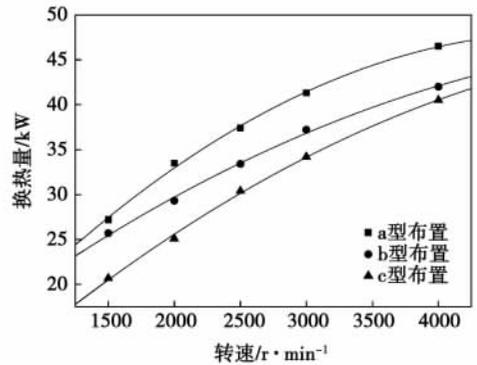


图 5 管子排列对翅片管换热器换热量的影响

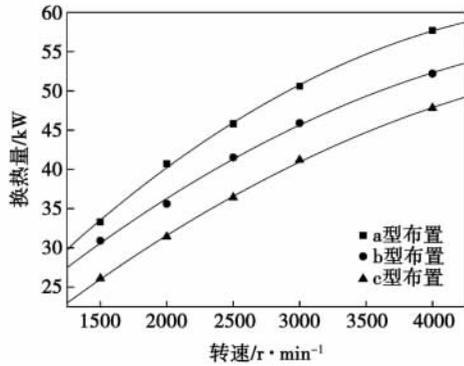


图6 管子排列对主板换热量的影响

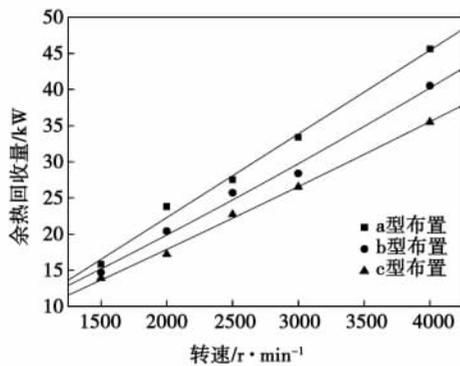


图7 管子排列对余热回收的影响

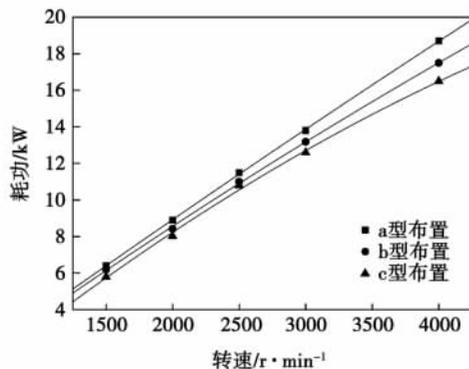


图8 管子排列对压缩机耗功的影响

从上面的叙述可以得出翅片管换热器管子逆流布置时系统性能的优越性,这是因为在顺流布置时,沿着空气流动的第一排,入口处以两相区存在的制冷剂始终与温度较高的空气进行换热,后半段的两相区和过热区的制冷剂与温度较低的空气进行热交换,传热温差呈现前半段较大,后半段则很小,换热量随着管长呈现前面较大,后面很小的分布;而逆流布置时,入口处以两相区存在的制冷剂与出口的温度较低空气进行换热,而后半段的两相区和过热区

的制冷剂则与较高的入口空气进行热交换,保持着相对较高的传热温差,换热量随着管长分布比较均匀。作为蒸发器而言,管外空气测是湿工况,存在水蒸气凝结的潜热交换,湿工况增大了空气侧的传热系数,有利于总传热系数趋于均匀化<sup>[3]</sup>,因此平均温差是影响换热量的主要因素。在前半段,顺流和逆流布置时的平均温差的差别相对较小,使前半段的换热量相差不是很大,但是逆交叉流布置将后半段放在迎风的第一排,逆交叉布置的后半段传热温差比顺流大很多,因此逆流布置的换热量要比顺流布置大,空气源燃气机热泵的性能最好。

### 3.2 室外换热器分路数对空气源燃气机热泵系统性能的影响

为了着重研究室外翅片管换热器支路数对空气源燃气机热泵性能的影响,在研究计算中,支路内采用相同的流程布置,具体的流程布置形式采用 a 型布置,翅片管换热器被分为 7 路、10 路和 14 路,其几何结构尺寸和计算工况与上面所述完全相同。

图 9 ~ 图 14 表明了空气源燃气机热泵的 COP、PER、室外翅片管换热器的换热量、室内板式换热器的换热量、余热回收的热量和压缩机耗功随翅片管换热器支路数的变化。从图中可以看出,翅片管换热器支路数采用 14 路比采用 7 路时空气源热泵性能 (PER) 提高了 7% 左右,几种支路分配中,总换热量(板式换热量加上余热回收热量)最大相差 17 kW 左右。其原因主要是随着支路数的减少,流过每一支路的制冷剂流量将增大,而且制冷剂流经每一支路的长度也增大,这样会导致制冷剂的压降急剧增大,当蒸发器出口状态相同时,压降会抬高制冷剂进口的饱和压力和饱和温度<sup>[18]</sup>,增大了进、出口制冷剂的饱和温度之差,换热器表面的温度出现不均匀,减小了管路的传热温差。由于管翅式换热器的热阻主要集中于管外,管外热阻占总热阻的 80% ~ 90%<sup>[12]</sup>,而空气侧的进口状态、流量和风速分布均相同,使得空气侧的表面传热系数几乎不变,虽然制冷剂侧的表面传热系数主要取决于制冷剂的流量,但是它对总传热系数的影响较小,制约翅片管换热器换热量的主导因素还是传热温差,所以翅片管支路数越多,空气源燃气机热泵的性能越好。从图 11 可以看出,随着翅片管支路数的增加,翅片管换热器的换热量也不断增加,这与文献 [18] 的结果有点不同,主要原因是在文献 [18] 中,考虑了由于支路数的增加而引起的制冷剂总流量不断减小。在本研究中制冷剂的总流量是不变的。

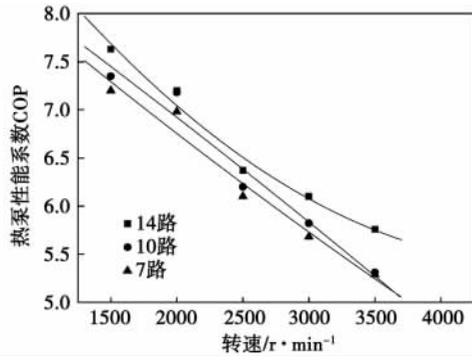


图 9 室外换热器分路数对 COP 的影响

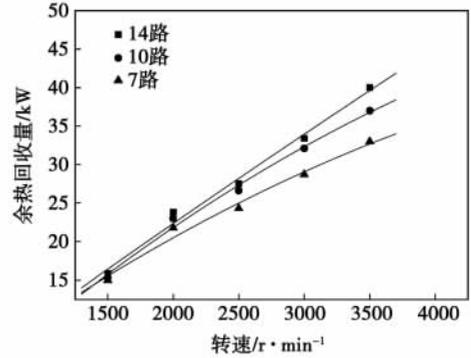


图 13 室外换热器分路数对余热回收热量的影响

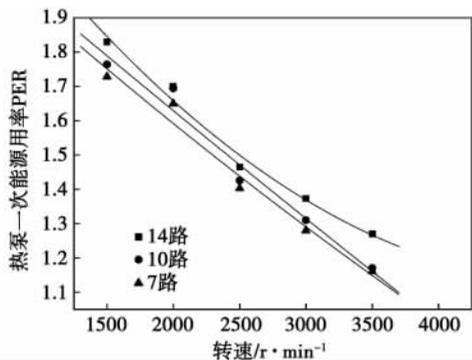


图 10 室外换热器分路数对 PER 的影响

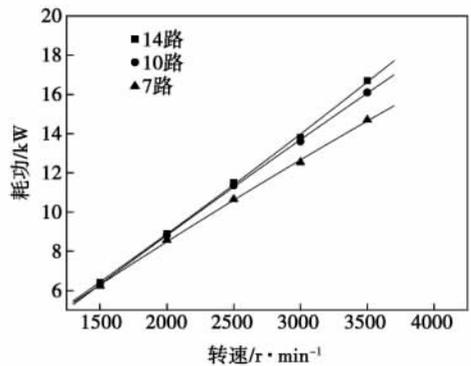


图 14 室外换热器分路数对压缩机耗电的影响

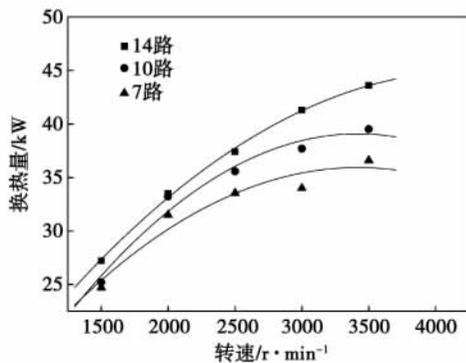


图 11 室外换热器分路数对翅片管换热器换热量的影响

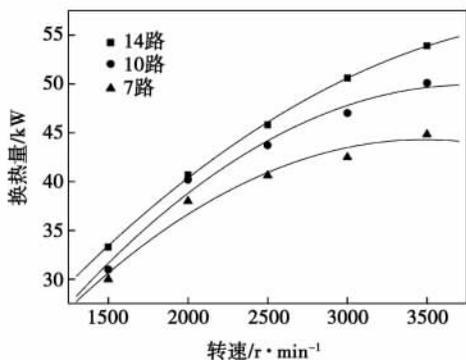


图 12 室外换热器分路数对板式换热量的影响

### 4 结 论

(1) 建立了由燃气机系统和热泵系统组成的空气源燃气机热泵机组工作过程的系统仿真模型,模型可以较好地预测机组的运行特性,在缺乏满足中、大型风冷热泵冷热水机组试验要求的人工环境的情况下,采用计算机仿真模拟的方法合理设计翅片管换热器为空气源燃气机热泵系统优化设计提供理论基础。

(2) 管子排列方式对空气源燃气机热泵的性能影响十分明显,采用逆交叉流的流程布置方式空气源燃气机热泵的性能最好,采用顺流的流程布置方式最差,与顺流的流程布置方式相比,空气源热泵性能提高了 10% 左右,在几种流程布置中,总换热量(板式换热量加上余热回收热量)最大相差 22 kW 左右。

(3) 随着翅片管换热器支路数的增加空气源燃气机热泵的性能也不断提高,翅片管换热器支路数采用 14 路比采用 7 路时空气源热泵性能 (PER) 提高了 7% 左右,在几种支路分配中,总换热量(板式

换热量加上余热回收热量)最大相差 17 kW 左右。

(4) 由于室外换热器的设计对压缩机的耗功也有一定程度的影响,普通电力驱动的空气源热泵可以直接通过改变压缩机的输入功率,而空气源燃气机热泵在转速一定的情况下则必须通过改变燃气机节气门开度来增加或减小燃气机输出功率来匹配压缩机输入功率,而空气源燃气机热泵还涉及发动机冷却及排烟废热的利用,因此相对普通电力驱动的空气源热泵,室外换热器的设计对空气源燃气机热泵的系统性能影响更加复杂。

#### 参考文献:

- [1] 姜盈霓,虎小红. 流程布置对翅片管换热器换热性能影响的研究现状与展望[J]. 制冷与空调,2007,7(7):14-20.
- [2] WANG C C,JIANG J Y,LAI C C, et al. Effect of circuit arrangement on the performance of air cooled condensers [J]. International Journal of Refrigeration,1999,22(6):275-282.
- [3] 黄东,李权旭. 流路布置对热泵空调中冷凝和蒸发两用换热器性能的影响[J]. 西安交通大学学报,2008,42(9):1107-1112.
- [4] DOMANSKI P A,YASHAR D,KIM M S. Performance of a finned-tube evaporator optimized for different refrigerants and its effect on system efficiency [J]. International Journal of Refrigerant,2005,28(6):820-827.
- [5] LIANG S Y,WONG T N,NATHAN G K. Numerical and experimental studies of refrigerant circuitry of evaporator coils [J]. International Journal of Refrigerant,2001,24(8):823-833.
- [6] LIANG S Y,WONG T N,NATHAN G K. Study on refrigerant circuitry of condenser coils with energy destruction analysis [J]. Applied Thermal Engineering,2000,20(6):559-577.
- [7] WANG CHICHUAN,LIU MINSHENG,LEU J S. Influence of circuitry arrangement on the pressure drops of two-row finned tube evaporators [J]. ASME Journal of Energy Resources Technology,2001,123(1):100-103.
- [8] 邓斌,陶文铨,林澜. 流程布置对 R407C 蒸发器性能的影响研究[J]. 流体机械,2005,33(11):66-72.
- [9] 陈蕴光,袁秀玲. 单回路不同布置形式的风冷冷凝器的模拟计算与分析[J]. 西安交通大学学报,2003,37(11):1186-1189.
- [10] LEE J H,BAE S W. Experimental and numerical research on condenser performance for R22 and R407C refrigerants [J]. International Journal of Refrigeration,2002,25(5):372-382.
- [11] 刘建,魏文建,丁国良,等. 对具有复杂流程布置的翅片管换热器的性能仿真与分析[J]. 化工学报,2005,56(1):47-52.
- [12] 田丽亭,何雅玲. 不同排列方式下三角翼波纹翅片管换热器的换热性能比较[J]. 动力工程,2009,29(1):78-83.
- [13] THOMAS J,FAGAN J R. The effect of air flow maldistributions on air-to-refrigerant heat exchanger performance [J]. Ashrae Transaction,1980,86(2):699-713.
- [14] DOMANSKI P A. Simulation of an evaporator with nonuniform one-dimensional air distribution [J]. ASHRAE Transaction,1991,97(1):793-802.
- [15] AGANDA A A, CONEY J E R, SHEPPARD C G W. Airflow maldistribution and the performance of a packaged air conditioning unit evaporator [J]. Applied Thermal Engineering,2000,20(6):515-528.
- [16] AMGAD. Effect of airflow maldistribution on pressure drop and thermal performance of heat exchangers in residential heat pump systems [J]. ASHRAE Transaction,2003,109(1):9-14.
- [17] 黄东,孙敏超. 风速分布对单流路双排管蒸发器性能影响的模拟研究[J]. 西安交通大学学报,2009,43(5):36-39.
- [18] 黄东,李权旭. R22 与 R410A 热泵中蒸发器性能随支路数变化的比较[J]. 西安交通大学学报,2009,43(7):58-62.
- [19] 黄东,陈群,袁秀玲. 支路数对热泵空调中冷凝和蒸发两用换热器性能的影响[J]. 2007,41(5):543-548.
- [20] 张智. 制冷剂流路对冷凝器换热特性的影响[J]. 暖通空调,2002,32(3):61-63.
- [21] 张世刚. 燃气机热泵仿真与优化匹配研究[D]. 天津:天津大学,2003.
- [22] 杨建华,龚金科. 内燃机性能提高技术[M]. 北京:人民交通出版社,2000.
- [23] 吴业正. 小型制冷装置设计指导[M]. 北京:机械工业出版社,1998.
- [24] YAN YI YIE, LIO HSIANG CHAO, LIN TSING FA. Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,1999,42(6):993-1006.
- [25] MULEY A, MANQLIK R M. Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates [J]. Journal of Heat Transfer, Transaction ASME,1999,121(1):110-117.
- [26] YAN YI YIE, LIN T F. Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger [J]. Transactions of the ASME,1999,121(1):118-127.
- [27] 黄虎. 风冷热泵冷热水机组动态特性与结霜除霜过程的研究[D]. 西安:西安交通大学,1999.
- [28] 王培勇,袁修干. 轿车空调制冷系统的计算机模拟[J]. 北京航空航天大学学报,1997,23(5):590-595.
- [29] NITHEANANDAN T, SOLIMAN H M, CHAN R E. A proposed approach for correlating heat transfer during condensation inside tubes [J]. ASHRAE Trans,1990,96:230-241.
- [30] 丁国良,张春路. 制冷空调装置仿真与优化[M]. 北京:科学出版社,2001.
- [31] 张书贤. 蒸发器试验台制冷系统数值模拟研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2001.
- [32] 翁文兵,王瑾竹. 电子膨胀阀的制冷剂流量特性的试验研究[J]. 流体机械,1998,26(10):25-30.

(编辑 伟)

太阳能高温热发电蓄热技术研究进展 = **Recent Advances in the Study of Solar Energy High-temperature Heat Power Generation and Accumulation Technologies** [刊, 汉] YANG Xiao-ping ( Education Ministry Key Laboratory on Heat Transfer Intensification and Process Energy-saving, South China University of Science and Technology, Guangzhou, China, Post Code: 510640 ), YANG Xiao-xi, YANG Min-lin ( Guangdong Provincial Key Laboratory on Distributed Energy Source Systems, Dongguan University of Science and Technology, Dongguan, China, Post Code: 523808 ), DING Jing ( Polytechnic College, Zhongshan University, Guangzhou, China, Post Code: 510062) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26( 1) . - 1 ~ 6

An analysis and comparison in detail of various heat accumulation theories, media and processes used in solar energy high-temperature heat power generation was conducted. The heat accumulation methods using concrete or cast ceramics as a medium have a low investment cost, thus mostly used in trough type power generation systems. The dual tank heat accumulation system using melted salt as its medium has a low technical risk and can realize a continuous and stable power generation, therefore relatively applicable for a tower type system. The slanting temperature layer single tank heat accumulation system has a relatively high technical risk, but its investment cost can be reduced. The direct steam power generation system sets a very high standard for the pressure endured by its transmission system. The high-temperature phase change heat accumulation and chemical reaction heat accumulation technologies are still in the stage for experimental study, needing to find a more appropriate phase change material, thermal chemical reaction and device. **Key words:** solar energy, thermal power generation, heat accumulation

涡轮平面叶栅变几何试验研究 = **Variable Geometry Experimental Study of a Turbine Plane Cascade** [刊, 汉] CHEN Sheng, QIU Chao, SONG Hua-fen ( College of Mechanical and Power Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26( 1) . - 7 ~ 12

Through the setting-up of a variable geometry plane cascade test rig, measured were the blade surface static pressure distribution, outlet total pressure distribution and outlet gas flow angles of a plane cascade at different installation angles. Furthermore, the regularity governing the change of various aerodynamic parameters with blade installation angles was analyzed in detail. The change of various losses of the cascade with deflection angles, which were measured during the test, was compared with the results predicted by using three loss models. The research results show that in the range of the deflection angles being measured, the blade surface diffusion section will increase conspicuously with an increase of the installation angle and the outlet gas flow angle of the cascade will also increase. Moreover, the total loss of the cascade will constantly decrease. Among them, the blade profile loss will first decrease and then increase, and both the secondary flow loss at the two ends and blade tip clearance loss will invariably drop. **Key words:** plane cascade, variable geometry, installation angle, loss, outlet gas flow angle

室外翅片管换热器的设计对空气源燃气机热泵系统性能的影响 = **Influence of the Design of an Outdoor Finned Tube Heat Exchanger on the Performance of Its Air Source Gas Engine Heat-pump System** [刊, 汉] CHEN Yi-guang, YANG Zhao ( Thermal Energy Research Institute, Tianjin University, Tianjin, China, Post Code: 300090) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26( 1) . - 13 ~ 19

Studied was the influence of the flow path arrangement and number of branch lines in a finned tube heat exchanger on the performance of its air-source gas engine heat-pump system. The research results show that when a reverse cross flow path arrangement mode is adopted, the air-source gas engine heat pump will obtain the best performance, while that adopting a positive flow path arrangement mode will result in the worst. Compared with the direct flow path arrangement mode, the above-mentioned performance can increase by about 10% when the reverse cross flow path arrangement mode is adopted. The foregoing performance adopting 14 branch lines for a finned tube heat exchanger will increase by about 7% when compared with that adopting 7 branch lines. Therefore, the design of a finned tube heat exchange has a relatively big influence on the performance in question and a rational design of the finned tube heat exchange can play a definite role in enhancing the performance under discussion. **Key words:** air-source gas turbine heat pump, flow path arrangement, number of branch lines, system performance

不同叶轮高速部分流泵非定常压力场数值分析 = **Numerical Analysis of Unsteady Pressure Fields of a High-speed Portion Flow Division Pump in Various Impellers** [刊, 汉] CHAI Li-ping, PAN Bing-hui, DING Ya-na ( Research Center for Fluid Mechanical Engineering Technology, Jiangsu University, Zhenjiang, China, Post Code: 212013 ), SHI Hai-xia ( Hefei Institute of Technology, Hefei, China, Post Code: 230009 ) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(1) . - 20 ~ 22

To study the pressure pulsation caused by the interference between the rotating and static portion, i. e. an impeller and a volute in a high speed portion flow division pump by using the S-A turbulent flow equation and sliding grid technology in software Fluent 6.3, a straight impeller and a complex one were chosen respectively. An unsteady numerical simulation was performed at the design operating point to analyze the total pressure and static pressure distribution chart in the middle section. It has been found that the total pressure of the complex straight impeller is higher than that of the straight impeller but their static pressures are close. 4 monitoring points were arranged at the circumferential locations of  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  and  $270^\circ$  of the inner volute wall at the outlet. A comparison of the total pressure pulsations shows that the peak values of the complex impeller are conspicuously higher than those of the straight one and the fluctuation amplitude between the peaks, however, is smaller than that of the straight one. **Key words:** Impeller, high-speed flow division pump, unsteady pressure field, pressure pulsation

Muszynska 模型经验系数对转子系统稳定性的影响 = **Influence of Muszynska Model Empirical Coefficient on the Stability of a Rotor System** [刊, 汉] LI Yong, DONG Hong-yun ( College of Energy Source and Mechanical Engineering, Northeast University of Electric Power, Jilin, China, Post Code: 132012 ) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(1) . - 23 ~ 26

Based on Muszynska model, derived and established was a non-linear dynamic equation for a rotor-gland seal system under the action of a seal fluid excitation force. A numerical analysis was performed of the movement differential equation and a law governing the influence of the bifurcation characteristics of the system under discussion and the empirical coefficient in Muszynska model on the system stability was studied. The analytic results show that the nonlinear kinetic behavior of the rotor caused by the seal fluid excitation force features a very complicated evolution process. During this process, the average circumferential speed ratio constant and the empirical coefficient depic-