

文章编号: 0253-4339(2012)03-0014-08

doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2012.03.014

一种利用半导体热电效应的空调床的性能研究及其评价

周敬雯 邓 帅 代彦军 王如竹

(上海交通大学制冷与低温工程研究所 上海 200240)

摘 要 为了降低夜间空调能耗,基于帕尔帖效应设计了一种床体局部空调,简称空调床。空调床由床头制冷装置和床尾供暖装置构成,在满足床内舒适温度需求的同时,可以实现“头凉脚暖”的局部温度场。测试结果表明:冬季空调床维持床内温度为22℃时,功率为0.1kW~0.2kW,脚部空气温度比头部约高6℃;夏季当室温低于30℃,床内维持28℃时,功率为0.06kW至0.12kW,脚部空气温度比头部约高1.5℃。此外,通过系统模拟分析可知,一定条件下,空调床的使用可在冬季夜间节约空调耗电约52%,夏季节约42%。

关键词 热工学;帕尔帖效应;空调床;头凉脚暖

中图分类号: TB61⁺92; TM925.12

文献标识码: A

Research and Evaluation for a Bed Air-conditioner by Semiconductor Thermoelectric Effect

Zhou Jingwen Deng Shuai Dai Yanjun Wang Ruzhu

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China)

Abstract In order to reduce energy consumption of air-conditioner during night, one zoning air-conditioner fixed on the bed, namely bed AC, is developed based on peltier effect. The bed AC is equipped with a heating unit on the foot part and a cooling unit on the head part. It not only meets the thermal comfort of a bed, but also can create a comfortable environment about “warm foot and cool head”. In winter, bed AC can maintain bed air temperature at 22℃, and its power is about 0.1kW~0.2kW, and foot air temperature is approximately 6℃ higher than that of head. In summer, if room temperature is lower than 30℃, bed AC can keep bed air temperature at 28℃, and its power varies from 0.06kW to 0.12kW, and head air temperature is nearly 1.5℃ lower than that of foot. By system simulation, the energy-saving performance is also studied. It can be found that energy saving rate of bed AC in winter and summer sleeping time is 52% and 42% respectively, compared with traditional split air-conditioner.

Keywords Pyrology; Peltier effect; Bed air-conditioner; Cool head and warm feet

随着居民生活水平的提高,住宅建筑内部越来越多地借助空调进行室内空气调节,以提高室内舒适性。2004年上海市住宅空调的调查报告显示,在夏季、冬季分别有94.8%、63.7%的家庭不同程度地使用空调进行制冷、供暖^[1],因此降低空调设备能耗是社会节能减排的有效途径之一。夏热冬冷地区住宅建筑空调夏季冷负荷的基本特征为低负荷率,即夏季大部分时间内负荷率集中在30%,40%,10%三个典型值^[2],特别在夏季初期、末期和夜间,压缩机频繁启停运行,运行工况恶化。在冬季,因为夜间室外温度很低,建筑热负荷增大,因此空调耗电也较大。除了空调能耗问题,房间空调的安装对室内温度场、流场也有重要影响。美国暖通空调与制冷通风协会(ASHRAE)相关研究成果指出头部区域温度比脚部区域温度低时,

有利于提高人体热舒适^[3];睡眠生理研究也认为在睡眠期间会发生头部温度降低,四肢末端温度升高的生理变化^[4-5];近期研究成果也认为脑部热感阻碍睡眠(“Hot brain does not sleep”)^[6],足部温暖促进快速入眠(“Warm feet promote the rapid onset of sleep”)^[7];日本相关学者实验研究表明脚部温度比头部高4℃~6℃,有助于提高深睡率^[8]。针对以上情况,根据帕尔效应设计了一种冷暖型床体局部空调——空调床,以期利用相对较少的冷量或热量,创造局部舒适的睡眠环境,降低整个冬季和夏季睡眠期间空调的能耗,并达到睡眠期间“头凉脚暖”的生理状态,提高睡眠质量。

1 工作原理

空调床设计示意图如图1所示,将半导体制

冷片分别安装在床尾和床头。冬季开启床尾供暖模块, 床内空气通过H1回路进入供暖模块温度升高, 床外空气通过H2回路, 将供暖模块的冷量排出; 夏季开启床头制冷模块, 床内空气通过C1回路进入制冷模块温度降低, 床外空气通过C2回路, 将制冷模块的热量排出。头部制冷, 脚部加热, 使空调床在调节床内温度的同时, 实现“头凉脚暖”。空调床作为卧室家具, 必须符合人们的使用习惯, 因此空调床的蚊帐与传统蚊帐一样, 沿着床架自然下垂, 而不是将空调床内部空间完全封闭起来。图1中所示, 所设计的蚊帐下垂至距离地面大约20cm, 因此床内空气可与床外空气进行交换。这样的蚊帐设计不仅节省了新风风机, 也有效地保持床内温度。Zhongping Lin^[9]等人针对不同的床褥, 计算得到舒适睡眠对应的房间温度。根据计算结果, 并结合中国人床褥使用习惯, 可确定冬季和夏季床内设计温度应分别为28℃和22℃。冬季供暖室内设计温度为10℃, 送风量为2m³/min。夏季制冷模块风口靠近裸露的头部, 出风温度和风量有所限制, 因此设定夏季室内设计温度30℃, 送风量为1m³/min。当室温高于30℃时, 需空调床与房间空调联合运行。冬季空调床与普通房间分体空调一样, 不对空气进行加湿处理; 夏季出风温度高于露点, 无需对空气进行除湿处理。

表1 空调床负荷计算结果

Tab. 1 Load calculation result of bed air-conditioner

冬季室温/℃	冬季热负荷/W	夏季室温/℃	夏季热负荷/W
10	172	28	40
11	151	29	56
12	130	30	71
13	109	31	87
14	87	32	103
15	66	33	119
16	45	34	135
17	24	35	151

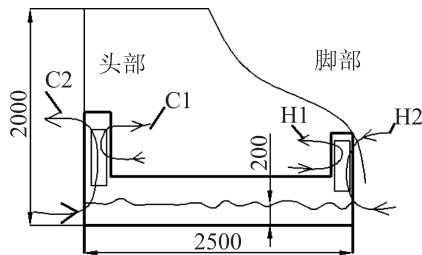


图1 空调床工作原理

Fig.1 Operation principle of bed air-conditioner

2 理论计算

2.1 负荷及选型计算

空调床空间小, 可看成一个集总模型, 再结

合第1章空调床设计尺寸和风量, 可建立热平衡方程, 如方程(1)所示:

$$Q_l = KA(T_r - T_b) + Q_p + c_p \cdot M_{\text{air}} \cdot (T_r - T_b) \quad (1)$$

式中: K —表面对流换热系数, $K=1.18\Delta T^{0.25}$, $W/(m^2 \cdot k)$; A —床幕帘表面积, $10m^2$; Q_p —睡眠期间人体发热量, $40W^{[3]}$; c_p —空气定压比热容, $1004W/(kg \cdot k)$; M_{air} —单位时间床内外空气换气量, kg/s (按照每人新风量 $30m^3/h$ 换算)。

按照以上条件, 计算得到不同房间温度对应的冬季热负荷和夏季冷负荷, 如表1所示。

利用制冷片特性参数和性能曲线图, 可以进行选型计算, 以下选型以夏季制冷为例。假设空调床在制冷工况下由两个单级制热电堆同时工作, 室温30℃时, 由表1可知单个热电堆制冷量 $Q_o=35W$ 。选择TEC1-127系列制冷片, 该系列制冷片由极限温差 $\Delta T_{\text{max}} \approx 67^\circ C$ 。令冷端温度为 $T_c \approx 20^\circ C$, 同时假设热端温度 $T_h \approx 50^\circ C$ 。根据式(2)计算得到 $Q_o/Q_{\text{max}} \approx 0.47$, $Q_{\text{max}}=74W$ 。因此 $Q_{\text{max}} \geq 74W$ 的热电堆都可以作为候选对象。TEC1-12708半导体制冷片额定制冷量80W, 额定电压12V, 额定电流8A, 体积为 $40mm \times 40mm \times 3.3mm$, 满足制冷需求, 因此可选TEC1-12708作为空调床的制冷片。根据TEC1-12708输入输出特性图, 得出制冷片在制冷量 $Q_o=35W$, 夏季工作温差 $\Delta T=35^\circ C$ 时, 工作电流大约为6A, 工作电压大约为10V。

$$\frac{Q_o}{Q_{\text{max}}} = \frac{2M(t-1)}{(M+t)(M-1)} \quad (2)$$

式(2)^[10]中: Q_o —制冷片制冷量, W ; Q_{max} —制冷片的最大制冷量, W ; M —温差倍值, $\Delta T_{\text{max}}=67^\circ C$, 查文献[10]中表11.3可知 $M=1.28$; t —热端温度(K)与冷端温度(K)的比值。

冬季设计工况下, 制冷片热端温度 $T_h \approx 45^\circ C$, 冷端工作温度 $T_c \approx 10^\circ C$, 由TEC1-12708输入输出特性曲线可知, $\Delta T=35^\circ C$, 电流为5.1A, 电压为12V, 制冷量为30W, 可计算得到单个TEC1-12708热端制热量 $Q_h \approx 90W$, 两个TEC1-12708总的制热量约为180W, 大于172W(室温10℃对应的床热负荷), 完全满足冬季供热需求。增大工作电流, 热电堆的制热量会继续增大, 因此由两个TEC1-12708构成供暖模块, 满足需求供暖需求。

2.2 耗电量计算^[10]

根据帕尔贴效应, 当P型半导体和N型半导体组成电路且通有直流电时, 如果电流由N型半导体流向P型半导体, 在PN结处吸热, 温度降低; 当电

流由P型半导体流向N型半导体，该PN结处放热，温度升高。 n 个PN结构成一级热电堆，对其进行封装加工，便制成型号各异的制冷片。给制冷片接上直流电源，制冷片两面会分别形成冷面和热面，调节电流大小，即可调节冷/热量，其数学表达式如下：

$$Q_c = n[(a_p - a_n)IT_c - \frac{1}{2}I^2R - K\Delta T]$$

$$= c_p [T_{\text{supply}} - T_{\text{return}}]m \quad (3)$$

$$U = n[IR + (a_p - a_n)\Delta T] \quad (4)$$

$$Q_h = IU + Q_c \quad (5)$$

式中： Q_c 、 Q_h —分别为产冷量和产热量，W； n —电偶对数； a_n 、 a_p —分别为n型和P型半导体的温差电动势率，V/K； I —通过制冷片的电流，A； T_c 、 T_h —分别为制冷片冷端和热端温度，K； R —热电偶的总电阻， Ω ； K —导热系数，W/K； ΔT —制冷片冷端和热端的温差，即 $\Delta T = T_h - T_c$ ，K； c_p —空气定压比热容，1004J/(kg·K)； T_{supply} 、 T_{return} —分别为空调床送风、回风温度，K； m —送风量，kg/s； U —制冷片两端的电压，V。

以上三式中，制冷片相关的物性参数计算如下：

$$R = \frac{l}{s} \left(\frac{1}{\sigma_n} + \frac{1}{\sigma_p} \right) \quad (6)$$

$$U = \frac{s}{l} (k_n + k_p) \quad (7)$$

对于目前较好的半导体材料，制冷片最大电流与长面比的关系如下所示：

$$I_{\text{max}} = 50 \frac{s}{l} \quad (8)$$

式中： σ_n 、 σ_p —分别为n型和P型半导体的电导率，1/($\Omega \cdot m$)； k_n 、 k_p —分别为n型和P型半导体的热导率，W/(K·m)； l/s —表示制冷片的长面比， m^{-1} 。

a_n 、 a_p 和 σ_n 、 σ_p 可根据参考文献[10]中温差电动势率-温度和电导率-温度的关系曲线，合理取值；随着温度变化较小，可以看成是常数，分别为1.8W/(K·m)，1.6W/(K·m)。根据上述半导体空调的数学模型，当已知 T_c 、 T_h 、 Q_c (或者 Q_h)，并将半导体制冷片相关参数带入式(3)至式(8)，可得到电流 I 和 U ，从而求出耗电量。

3 实验结果及分析

3.1 测点及运行模式

实验在上海进行，实验房间在二楼南面，面积44m²，层高4.4m，该房间除了南面为外墙

之外，其余墙体都属于内墙。为了进行耗电量对比，实验在如图2所示的两个相邻的房间进行，1号房间采用传统房间空调，2号房间采用空调床，然后对比两者耗电量。开发的空调床实物外形如图3所示，其外形尺寸为2500mm×1500mm×2000mm(长×宽×高)。

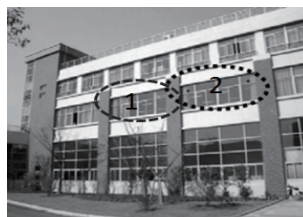


图2 实验房间位置
Fig.2 The location of experimental rooms



图3 空调床外形
Fig.3 Bed AC configuration

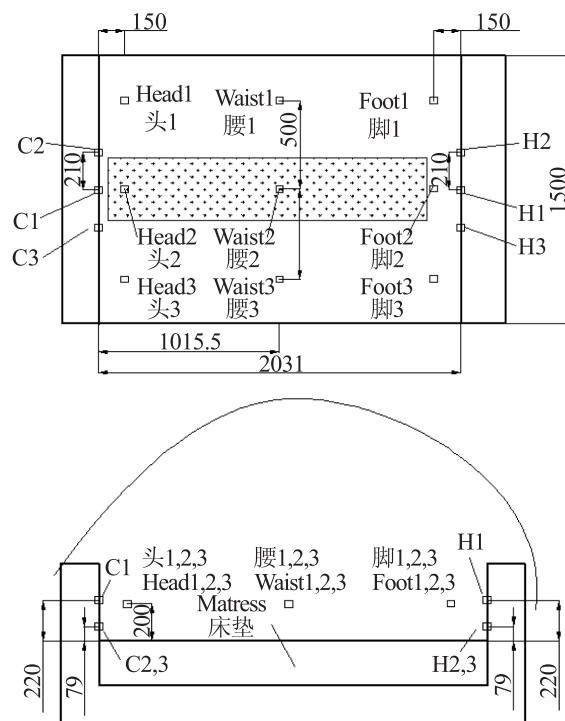


图4 实验测点布置
Fig.4 Layout of measurement point

图4为实验测点布置方式，阴影区域代表发热量为40W的电热毯，用来模拟人体睡眠时的发热量。人体平躺区域化分为头、腰、脚三个区域，每个区域布置3个温度测点。例如脚部布置了Foot1、Foot2、Foot3三个测点，这三个测点的温度平均值代表脚部平均温度，头、脚、腰三区域温度的总的平均值代表床内平均温度。图4中C1表示床头冷风出风口的温度，C2和C3的平均值表示床头冷风回风口的温度，H1表示床尾热风出风口的温度，H2和H3的平均值表示床尾热风回风口的温度。

全年睡眠期间空调模式有房间空调模式(简称

RAO, room AC only, 只运行房间空调)和空调床模式。其中空调床模式有两种, 分别为BAO (bed AC only, 只运行空调床)和BA+RA (bed AC+room AC, 空调床和房间空调联合运行), 各个模式运行条件如表2所示。在冬季, 空调床可以满足整个冬季供暖需求, 因此在冬季2号房间对应的空调床模式只有BAO模式, 此时仅控制床内温度为22℃; 同时冬季1号房间采用RAO模式, 控制整个房间温度为22℃, 然后对比两者耗电量; 在夏季, 当室温低于30℃时, 2号房间运行BAO模式, 仅床内温度维持28℃; 同时1号房间运行RAO模式, 整个房间温度控制为28℃, 然后比较两者耗电量。当夏季室温高于30℃时, 2号房间运行BA+RA模式, 房间空调维持室温为30℃, 空调床在此基础上降低床内温度到28℃; 同时1号房间仍然采用RAO模式, 控制整个房间28℃, 然后对比BA+RA和RAO的耗电量。

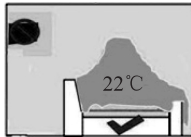
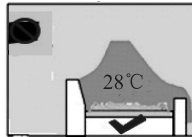
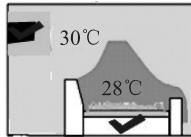
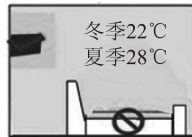
3.2 实验结果及分析

3.2.1 运行参数分析

空调床的主要目的是降低整个冬季和夏季始末睡眠期间的空调能耗, 其工作前提是能满足睡眠期间人体热舒适。在冬季, 空调床与传统家用分体空调相同, 不具备加湿功能, 室内湿度可认为在加湿装置的作用下处于合适的范围; 在夏季初期和末期可认为室内湿度也处于合适的范围, 空调床不需对空气进行除湿。因此在分析空调床的热舒适性时只考虑床内温度, 认为冬季和夏季人体舒适的睡眠温度范围分别为20℃~24℃, 夏季为26℃~28℃^[9]。图5是根据实验得到的不同环境温度下空调床能实现的满足人体舒适要求的床内温度以及对应的空调床运行模式。由图5中“冬季BAO”区域的数据点可知, 当室外温度为0℃~10℃时, BAO模式能保持床内温度大于21℃, 因此可推测当环境温度继续降低时, 空调床的制热量仍使床内温度维持在20℃以上, 那么可认为“冬季BAO”区域适用于上海地区的整个冬季。由图5中“夏季BAO”区域的数据点可知当夏季环境温度为25℃~30℃时, BAO模式能维持床内温度为27℃~28℃, 当环境温度继续升高时, BAO模式不能有效控制床内温度低于28℃, 因此“夏季BAO”只适用于夏季室外温度不高时的情况。当夏季室外温度较高时, 需启用“夏季BA+RA”模式, 该模式下, 房间空调承担主要的冷负荷, 维持室温为30℃, 空调床在此基础上继续降低床内温度为28℃。“夏季BAO”和

“夏季BA+RA”所对应的室外温度范围存在相同的部分, 例如室外温度约为27℃时, 如果在夏季初期, 由于建筑得热小, 室内温度不高, 因此可以采用BAO模式降低床内温度; 如果在夏季中期, 由于建筑得热量较大, 即使此时室外温度仅26℃, 室内温度仍然较高, 因此需采用BA+RA模式。

表2 房间空调和空调床运行模式
Tab.2 Operation mode of room air-conditioner and bed air-conditioner

季节	冬季 BAO	夏季 BAO
运行模式		
运行条件	整个冬季	$T_{\text{room}} \leq 30^{\circ}\text{C}$
季节	夏季 BA+RA	全年 RAO
运行模式		
运行条件	$T_{\text{room}} > 30^{\circ}\text{C}$	全年

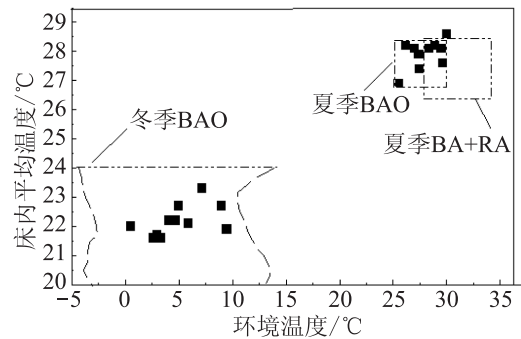


图5 空调床单独运行时床内平均温度

Fig.5 Average bed temperature maintained by bed air-conditioner

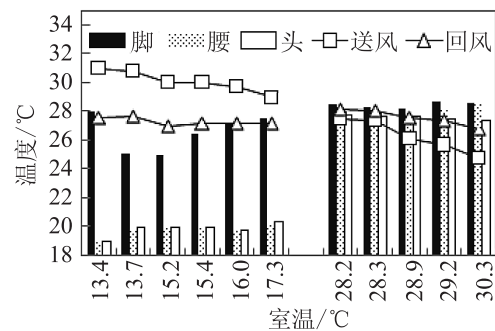


图6 空调床内温度分布

Fig.6 Temperature distribution in bed air-conditioner

创造“头凉脚暖”的睡眠环境是空调床的另一特点, 图6所示为空调床在冬季、夏季平均温度分别约为22℃和28℃时, 床内脚部、腰部、头部的

平均温度以及相应送风、回风温度。冬季脚部加热使脚部空气温度约为 26°C ，而腰部和头部温度基本相同，约为 20°C ；脚部风口送风温度随着室温的增大而减少。夏季头部制冷使头部温度约为 27°C ，脚部和腰部温度基本相同，约为 28.5°C ，头部送风温度随着室温的升高而减少。因此无论是冬季还是夏季，空调床都能实现头凉脚暖的睡眠环境，头部和脚部温差在冬季、夏季分别为 6°C 和 1.5°C 。根据文献[8]中所述脚部温度比头部温度高约 $4\sim 6^{\circ}\text{C}$ 时，深睡率提高，因此冬季温差更有利于促进睡眠。夏季脚部温度仅比头部温度高 1.5°C ，但是根据ASHRAE中“头部区域温度比脚部区域温度低时，有利于提高人体热舒适^[3]，证明空调床夏季不仅能缓解闷热感，也有改善睡眠区域舒适性的作用。由图6可知当夏季室温为 30.3°C 时，床内平均温度为 28.3°C ，证明当 $T_{\text{room}} > 30^{\circ}\text{C}$ 时，需启用BA+RA模式，与表2中设计的运行模式符合。

3.2.2 耗电量分析

在整个冬季和夏季 $T_{\text{room}} < 30^{\circ}\text{C}$ 时，比较BAO模式与RAO模式的运行功率；当夏季 $T_{\text{room}} > 30^{\circ}\text{C}$ 时，比较BA+RA模式与RAO模式的运行功率，比较结果如图7所示。冬季随着环境温度由 0°C 升高至 9°C 时，RAO运行功率从 1.4kW 逐渐减小至 0.4kW ，BAO运行功率从 0.2kW 逐渐减小至 0.1kW ，冬季BAO运行功率远小于RAO，节能效果明显。夏季室外温度由 26°C 升高至 29°C 时，此时 $T_{\text{room}} < 30^{\circ}\text{C}$ ，RAO运行功率从 0.1kW 逐渐增大至 0.7kW ，BAO运行功率从 0.06kW 逐渐增大至 0.12kW ，与RAO相比较，BAO有显著的节能效果。当夏季室外温度 29°C 升高至 31°C 时， T_{room} 大于 30°C ，RAO运行功率从 0.7kW 逐渐增大至 1.1kW ，BA+RA运行功率从 0.6kW 逐渐增大至 1.0kW ，由于与BA+RA模式中，房间空调只需维持室温为 30°C ，因此BA+RA的总功率略小于比RAO模式。

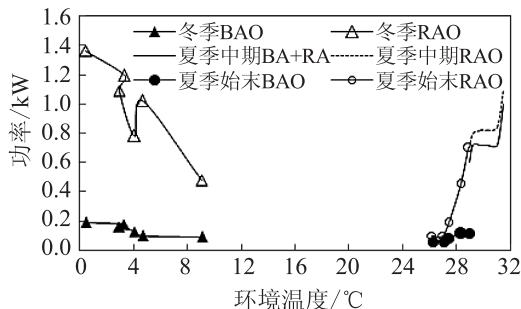


图7 空调床与传统空调运行功率的比较

Fig.7 Comparison of power consumption between bed air-conditioner and traditional air-conditioner

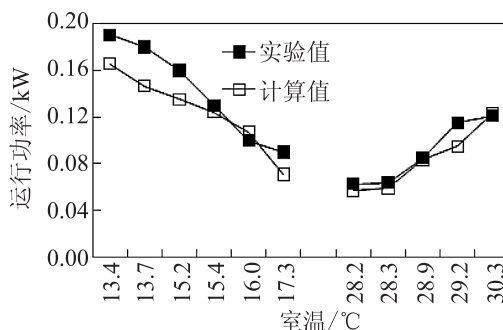


图8 空调床运行功率的实验值与理论计算值的对比

Fig.8 Comparison of experimental and calculated results about power consumption of bed air-conditioner

为方便与房间空调耗电比较，图7中将空调床模式的耗电量直接与室外温度联系。实际上空调床的耗电与室温直接相关，图8所示为实验中空床运行功率随着室温的变化趋势，通过曲线可以拟合得到不同室温条件，当冬、夏季床内温度分别维持为 22°C 、 28°C 时，空调床运行功率与室温的数学关系，为式(9)和式(10)。若认为：冬季 $T_h = 50^{\circ}\text{C}$ ， $T_c = 10^{\circ}\text{C}$ ；夏季 $T_h = 50^{\circ}\text{C}$ ， $T_c = 20^{\circ}\text{C}$ 。已知冬季脚部送风量为 $2\text{m}^3/\text{min}$ ，夏季头部送风量为 $1\text{m}^3/\text{min}$ ，结合图6中的送、回风温度，可计算出实际 Q_c （或者 Q_h ），然后利用2.2节中数学模型可以计算出实验条件下对应的空调床耗电量。将计算值与式(9)和式(10)进行对比，对比结果见图8。由于计算过程中， Q_c （或者 Q_h ）由实际实验得到， T_h ， T_c 是通过 T_{room} 估计的，所以计算值与实验值存在一定偏差，但是偏差较小，且变化趋势相同，因此理论计算具有合理性，可为以后的进一步分析提供理论基础。

$$E_{\text{winter}} = -0.027T_{\text{room}} + 0.555 \quad (9)$$

$$E_{\text{summer}} = 0.035 \times T_{\text{room}} - 0.93 \quad (10)$$

4 空调床全年节能效果分析

由于实验数据集中在部分典型日，且实验测试房与典型卧室在功能布局和围护结构上存在差别，故直接利用实验数据很难得到典型条件下空调床的全年节能效果，需要系统模拟来进行全年节能效果的评价。空调床的耗电与室温密切相关，因此借助TRNSYS创建房屋和空调床部件，便能计算出各种建筑条件和气候条件下空调床和房间空调的全年耗电量。通过第2章中数学模型可以建立空调床部件模型，但是这种方式不仅需已知 T_{room} ，还需固定设计值 T_c 和 T_h ，较为适合设计计算，并不适合含逐时动态变量的全年性能评价。如果直接利用关系式(9)、式(10)创建空调床部件，然后根据TRNSYS中所建房屋的逐时动态室温，可得到空调

床全年耗电, 进而进行评估。

TRNSYS系统图如图9所示, 其中Type56a是按照《2008年上海市居住建筑节能设计标准》^[11]构建的建筑, 建筑图如10所示, 该层楼共有两户, 朝南各有一间卧室, 面积均约为23m²。室内所有房间采用传统分体空调时, 认为空调耗电量=空调负荷/COP, 其中COP计算式为参考文献^[12-13]中相关实验数据的拟合关系式, 如式(11)和式(12)所示。睡眠期间卧室房间空调模式和空调床模式设置温度冬季22℃, 夏季28℃, 运行时间为22:00至次日07:00。其他房间仅客厅设置空调, 空调设置如下: 客厅空调设置温度为冬季20℃、夏季27℃; 周一至周五开启时间为18:00至22:00; 周六和周日开启时间分别10:00至22:00。通过两间朝南卧室的平均空调耗电量情况, 分析空调床的节能率。

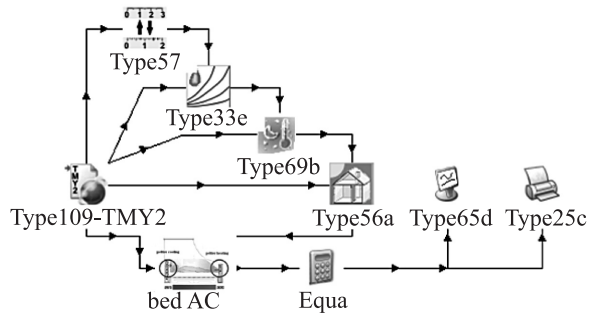


图9 TRNSYS模拟系统图

Fig.9 Diagram of simulation system in TRNSYS

冬季夜间室外温度低, 很长时间需要空调, 睡眠期间空调时间为1351h。若选择房间空调模式(即RAO), 其总耗电为800kWh, 若选择空调床模式(即BAO), 其总耗电为382kWh, 由式(13)可得空调床冬季节节能率为52%。夏季夜间环境温度较低, 因此空调时间较短, 睡眠期间需要空调的时间为477h(夜间 $T_{room} \geq 28^\circ\text{C}$ 的小时数), 其中可运行BAO模式的时间为321h。夏季若选择房间空调模式, 总耗电为128kWh, 若选择空调床模式(即BAO和BA+RA), 其中BAO耗电为40kWh, BA+RA模式耗电34kWh。因此夏季空调床模式总耗电77kWh, 由式(13)计算得到空调床模式夏季节节能率为42%。

$$COP_{summer} = 0.0477T_{room} + 2.626 \quad (11)$$

$$COP_{winter} = 3.61 - 0.035 \times (T_{amb} - 25) + 0.5 \times (T_{set} - 27) \quad (12)$$

$$\text{节能率} = \frac{\text{房间空调模式耗电} - \text{空调床模式耗电}}{\text{房间空调模式耗电}} \times 100\% \quad (13)$$

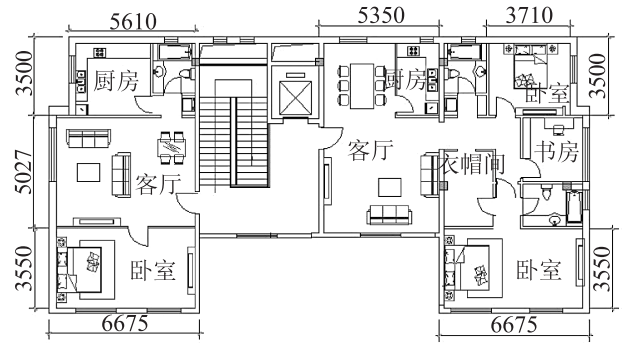


图10 建筑平面图

Fig.10 Plan figure of building

5 CFD温度场分析

5.1 实际空调床冬、夏季温度场分析

通过CFD软件模拟, 可以观察床内整体温度场分布情况。考虑研究对象是空调床内部流场和温度场, 选择适合小型空间、便于快速计算的室内零方程湍流模型。按照设计值, 冬季床尾送量为2m³/min, 夏季床头送风量为1m³/min, 风速很小, 床内空间主要为自然对流, 因此空气密度选择Boussinesq假设模型。其他处理: 空调床处于室温条件下, 所以不计辐射换热; 形体简单, 选择六面体网格; 送风口为吸入风扇, 同时设置流量和温度, 回风口设置为抽吸风扇, 只设置流量; 床板总的发热量为40W。三维模型如图11所示, 主要的观察平面为距离地面65cm(即距离床垫20cm)处的水平面Y65。按照图6中各个实验对应的室温和送风温度进行模拟, 对比实验和模拟中的头部和脚部温度, 对比结果如图12所示。从图12可以看出, 冬季(室温为13℃~17℃)脚部温度模拟值大约为24℃~28℃, 头部温度模拟值19℃~22℃; 夏季(室温28℃~30℃)脚部温度模拟值大约为27℃~29℃, 头部温度大约为27℃~28℃。可见模拟值与实验值较接近, 证明室内零方程、Boussinesq假设模型以及其他边界条件设置合理, 适用于空调床分析。

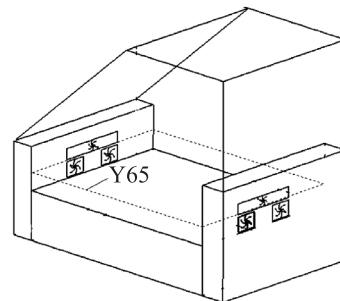


图11 空调床三维模型

Fig.11 Three dimension model of bed air-conditioner

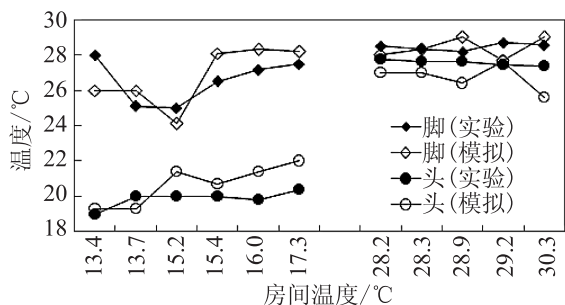


图12 头部、脚部温度的模拟结果、实验结果对比

Fig.12 Comparison between simulational and experimental results of foot and head air temperature

5.2 夏季空调床改进方案及分析

冬季空调床性能较好,能满足整个冬季的制冷需求。而夏季空调床为了创造头凉脚暖的睡眠环境,送风口靠近裸露的头部,出风温度和送风量都必须严格控制,以避免引起吹风感,进而空调床制冷量受限。如果夏季不考虑头凉脚暖的特殊需求,可采用图13所示的顶送下回方式,这样夏季出风口置于床顶部,离头部较远,因此可以降低出风温度,增大送风量,提供更大的制冷量,使空调床满足整个夏季的制冷需求。建立顶送下回空调床的CFD模型,边界条件为:室内温度为 35°C ,设置送风口送风温度为 24°C ,送风量为 $2\text{m}^3/\text{min}$ 。仍然选择室内零方程、Boussinesq假设模型进行模拟,Y65平面温度场、速度场模拟结果分别如图14、图15所示,可得到顶送下回方式的特点:1)脚、腰、头局部温度相同,均为 27.4°C ,即床内平均温度为 27.4°C ,说明顶送下回的送风方式虽不能形成“头凉脚暖”的特殊睡眠环境,但是能在夜间室温为 35°C 时有效降低床内温度,能满足整个夏季睡眠期间的制冷需求;2)当顶部送风量为 $2\text{m}^3/\text{min}$ 时,床内Y65平面空气速度小于 0.2m/s ,不会引起吹风感。

以上分析可知,由于送风方式的改变,改进后的空调床可以满足整个夏季睡眠期间的制冷需求。根据2.1节中负荷计算结果和制冷片选型方法,可得改进后的空调床共需要4个12708制冷片。假设夏季 $T_h=50^{\circ}\text{C}$, $T_c=20^{\circ}\text{C}$, $28^{\circ}\text{C}\leq T_{\text{room}}\leq 35^{\circ}\text{C}$ 时的制冷量由表1负荷取值得到,然后根据2.2节中耗电量计算模型,计算得到的耗电量如图16所示。根据计算结果可知当 $28^{\circ}\text{C}\leq T_{\text{room}}\leq 30^{\circ}\text{C}$,改进后的空调床运行功率为 $0.05\text{kWh}\sim 0.1\text{kWh}$,而实验中现有空调床运行功率为 $0.06\text{kWh}\sim 0.12\text{kWh}$,两者变化范围基本相同,可认为计算值合理。随着室温的升高,空调床运行功率增大,当室温为 35°C 时,

空调床运行功率约为 0.22kW 。将该计算模型与图9中bedAC部件整合,将改进后的空调床用于整个夏季,节能率为78%。因此改进后的空调床能有效降低床内温度,满足整个夏季制冷需求,并能避免床内吹风感,更具有实用价值。

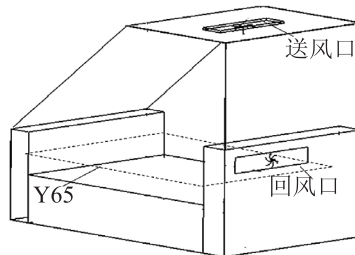


图13 空调床顶送下回三维模型

Fig.13 Three dimension model of bed air-conditioner with supplying at top and returning at bottom

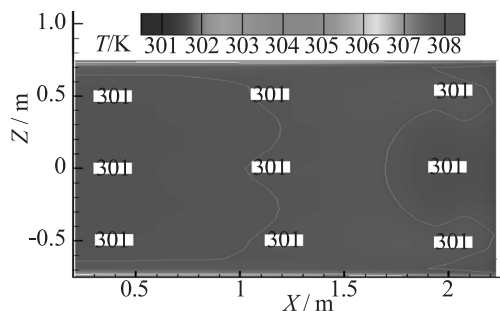


图14 顶送下回式空调床夏季Y65平面温度场模拟结

Fig.14 Temperature simulation of plane Y65 of bed air-conditioner with supplying at top and returning at bottom in summer

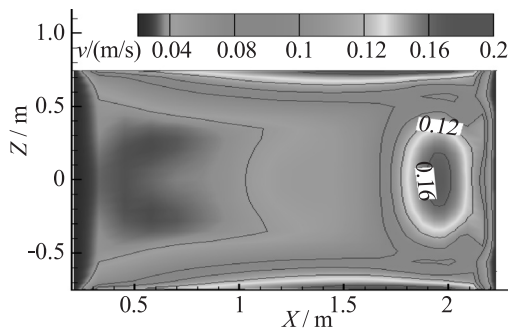


图15 顶送下回式空调床夏季Y65平面速度场模拟结果

Fig.15 Velocity simulation of plane Y65 of bed air-conditioner with supplying at top and returning at bottom in summer

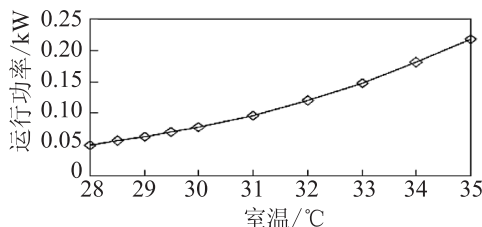


图16 顶送下回空调床夏季运行功率计算值

Fig.16 Calculation results of power consumption of bed air-conditioner with supplying at top and returning at bottom in summer

6 总结

与常规的压缩式空调器相比, 现有的空调床没有复杂的机械设备和管路系统, 因此噪音小, 振动小; 同时不采用制冷剂, 不存在环境影响。在给定条件下, 对该种半导体空调床的研究分析表明:

1) 冬季空调床单独运行可满足整个冬季睡眠期间供热需求, 与房间空调相比, 整个冬季空调床节约空调电量约52%;

2) 夏季当室温小于30℃时, 空调床单独运行, 当室温大于30℃时, 空调床与房间空调相联合运行, 整个夏季, 使用空调床可以节约电量约42%;

3) 冬季空调床开启脚部加热, 脚部温度比头部温度高约6℃, 能很好地促进睡眠; 夏季空调床开启头部制冷, 脚部温度比头部温度高约1.5℃, 解除闷热感, 提高热舒适。

4) 将夏季送风方式改为顶送下回, 并增加夏季制冷片至4个12708, 增大制冷量, 可使空调床满足整个夏季制冷需求, 初步估计改进后的空调床夏季节能率约为78%。

参考文献

- [1] 钟婷, 龙惟定. 上海市住宅空调的相关调查及其耗电量的估算[J]. 建筑热能通风空调, 2003, 22(3): 22-24. (Zhong Ting, Long Weiding. The Survey on Room Air Conditioner in Shanghai and the Calculation of Energy Consumption in Summer[J]. Building Energy and Environment, 2003, 22(3): 22-24.)
- [2] 龚延风. 住宅建筑空调部分负荷分布的研究[J]. 暖通空调, 2005, 4(35): 91-94. (Gong Yanfeng. Research on partial load distribution of air conditioning for residential buildings[J]. Heating Ventilation & Air Conditioning, 2005, 4(35): 91-94.)
- [3] American Society of Heating, Refrigeration and Air-conditioning Engineers, Inc. ASHRAE Standard 55—2004 Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy[S]. American Society of Heating, Refrigeration and Air-conditioning Engineers, 2004, 8.
- [4] Eus J W Van Someren. More than a marker: interaction between the circadian regulation of temperature and sleep, age-related changes, and treatment possibilities[J]. Chronobiology international, 2000, 17(3): 313-354.
- [5] Kurt Karachi, Circadian. Clues to Sleep Onset Mechanisms [J]. Neuropsychological pharmacology, 2001, 25(5): 92-96.
- [6] Finkbeiner AK. Getting through the sleep gate[J]. The Sciences of sleep, 1998, September /October: 14-18.
- [7] Kräuchi K, Cajochen C, Werth E, et al. Warm feet promote the rapid onset of sleep[J]. Nature, 1999, 4(10): 36-37.
- [8] Yuji HORI, Naoaki ITO, Nobuyubi SUNAGA. Evaluation of thermal comfort in a non-uniform thermal environment [C]// J. Archit. Plan. Environ. Eng. AIJ, 1997, 501: 37-44.
- [9] Zhongping Lin, Shiming Deng. A study on the thermal comfort in sleeping environments in the subtropics—Developing a thermal comfort model for sleeping Environments[J]. Building and Environment, 2008, 43: 70-81.
- [10] 徐德胜. 半导体制冷与应用技术[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1991, 58-68.
- [11] 上海市城乡建设和交通委员会. DG/TJ08—205—2008 上海市居住建筑节能设计标准[S]. 上海: 中国标准出版社, 2008.
- [12] 庞卫科, 马国远, 李准. 寒冷地区空气源热泵运行特性研究[J]. 暖通空调, 2008, 38(10): 91-94, 82-85. (Pang Weike, Ma Guoyuan, Li Zhun. Study of operation characteristics of air-source heat pump for cold regions[J]. Heating Ventilation & Air Conditioning, 2008, 38(10): 91-94, 82-85.)
- [13] 江燕涛. 温度对家用空调器制冷的影响[J]. 流体机械, 2006, 34(7): 79-83. (Jiang Yantao. Influence of Temperature on Air-conditioner Refrigerating Efficiency [J]. Fluid mechanical, 2006, 34(7): 79-83.)

通讯作者简介

代彦军, 男(1971—), 教授, 上海交通大学制冷与低温工程研究所, 021-34204358, E-mail: yjdai@sjtu.edu.cn. 研究方向: 太阳能利用与建筑节能, 除湿空调, 热电制冷系统, 基于低品位热能利用的海水淡化。现在进行的研究项目有: 上海市国际合作项目“太阳能热驱动制冷空调技术”

About the corresponding author

Dai Yanjun (1971—), male, Ph.D./lecture, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, 021-34204358, E-mail: yjdai@sjtu.edu.cn. Research fields: Utilization of solar energy and building energy saving; Desiccant air conditioning system; Thermoelectric refrigeration; Desalination based on the low grade heat. The author takes on the project supported by Shanghai international cooperation projects: refrigeration and air condition technology driven by solar energy.