



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 90108235.X

[51] Int.Cl.⁵
F24F 3/00

[43] 公开日 1991年4月17日

[22] 申请日 90.8.30

[30] 优先权

[32] 89.8.30 [33] AU [31] PJ6035

[71] 申请人 阿兰·寿

地址 澳大利亚阿德莱德

共同申请人 鲁赛尔·埃斯特柯特路米尼斯有限公司

[72] 发明人 阿兰·寿

鲁赛尔·埃斯特柯特

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利代理部

代理人 杨晓光

F24F 11/02

说明书页数: 39 附图页数: 9

[54] 发明名称 空气调节的方法及装置

[57] 摘要

在一个窄目标区(如空气湿度图上所示)内冷却一个空调空间,在该区内调节空间的居住人类将感到热舒适,其中,包括居民服装传热阻力和体力活动程度在内的因素确定该目标区,方法包括修正调节空间的控制湿度,通过控制有效干燥器尺寸,同时保持空气的低表面速率和冷却剂的高流速来本能地控制湿度,但当湿度比低于每千克空气4克水或高于13克时,改变干燥器尺寸和离开的气体温度中任何一个或两个。

<31>

权 利 要 求 书

1、一种通过空调法冷却空间的方法，所述空间在如空气湿度类型图上所示的较窄舒适度目标区，其本身通常在较宽的标准舒适区，确定所述窄目标区的因素包括居住者服装的传热阻力和体力活动的程度，该方法包括确定空气干球温度和平均辐射温度及所述调节空间的控制温度两者中的一种，并控制：

(a) 进入所述空间的供气温度和离开所述空间的干球气温之两种温度中的至少一种；

(b) 所述干燥器的有效尺寸同时保持通过所述干燥器的冷却剂速度在相当于每秒1~2.2米冷却水之间；和

(c) 使所述调节空间的湿度比在每千克干空气4~13克水蒸汽之间，措施是改变由干燥器离开的供气温度、干燥器的有效尺寸和其内冷却剂流速三者中的至少一种。

2、权利要求1所述的方法，其特征是通过确定所述平均辐射温度和所述空气干球温度来控制所述调节空间的控制温度，调节空气干球温度到低于控制温度，其差值与平均辐射温度超过所述控制温度的量相同。

3、权利要求1所述的方法，其特征是确定所述调节空间的平均辐射温度，并包括控制对调节区的供气温度足够冷，以补偿显热负荷和平均辐射温度对所述空间居民热舒适的影响，和控制对居民的相对空气流速，使之与热舒适所需的控制温度相一致。

4、权利要求1所述的方法，其特征是所述干燥器包括多个盘管部分、多个与盘管部分相连的盘管阀、多个盘管旁通管和一个节流阀，所述盘管部分、盘管阀和盘管旁通管在结构上是可调的，以便改变干燥器的有效冷却尺寸；所述方法包括有效地控制盘管阀，以

便从干燥器盘管部分通过盘管旁通管选择性地旁路流动，从而在负荷降低时减少干燥器的有效冷却容量，但通过盘管部分流动的冷却剂保持为相当于每秒1~2.2米的冷却剂量。

5、权利要求4所述的方法，其特征是空调器包括一个使空气通过干燥器流动的风扇，所述方法包括限定空气流速非常低，以使调节空间的湿度比不超过每千克干空气13克水，但不少于每千克4克水。

6、权利要求4所述的方法，其特征是空调器包括一个使空气通过多排干燥器盘管流动的风扇，所述盘管部分的外形是这样的，即在进行所述盘管穿通的同时，剩余的有效盘管部分遍布空气通过几排干燥器盘管流动的整个通道中。

7、权利要求1所述的方法，还包括确定通过所述调节空间的空气体积流量，在调节空间重要位置的辐射温度计温度和环境温度，计算控制温度，将计算的控制温度与所述窄舒适目标区的温度相比较，按需要调节权利要求1步骤(a)、(b)和(c)中的至少一步，以保持所述空间在所述窄舒适目标区内。

8、权利要求1所述的方法，还包括确定通过所述调节空间的空气体积流量、在调节空间重要位置的辐射温度计温度(这里辐射温度不同于空气温度)、环境空气温度、及调节空间的相对湿度、露点和湿度比中的至少一种；对调节空间的至少一个居民计算热能平衡，以确定居民与该空间环境达到热平衡时的平衡气温；和调整所述气温到该平衡值，同时保持湿度比在每千克干空气4.2~12克水之间和相对湿度在30~60%之间两种条件中至少一种。

9、一种冷却一个空调空间的方法，包括：

- (a) 使空气通过空调器干燥器的冷却盘管流动；
- (b) 确定空气流动速度和空气体积流量两者之中至少一个；
- (c) 当气温和辐射温度不同时， 测量所述调节空间的干球温度和
和在调节空间至少一部分的辐射温度计温度；
- (d) 测量环境温度；
- (e) 提供一个带有来自 (b)、 (c) 和 (d) 的输入数据的控制器；
- (f) 用所述控制器计算供气体积和控制温度， 并将对居民的相对空气速度和计算的控制温度与描述相对空气速度和控制温度结合的人类舒适目标区相比较， 该目标区已通过解热能平衡方程确定， 其中包括居民服装的传热阻力和体力活动程度， 以及居民与其环境的对流、 辐射和蒸发形式的能量交换；
- (g) 调节所述空间的供气和供气温度中至少一种， 以保持所述空间在所述窄目标区内。

10、 权利要求1所述的方法， 还包括进行所述控制， 使所述调节空间的条件要求可变空气体积系统对50%最大显热负荷时的气流对最大显热负荷时的气流比不小于0.65。

11、 权利要求4所述的方法， 其特征是用一个不变空气体积系统调节该空间， 包括通过起初保持供气温度和干燥器器容量不变并重新调节所述调节空间的空气干燥温度进行所述控制， 直到所述空间的温度接近所述窄舒适区的极限为止， 然后控制所述盘管阀以改变所述干燥器的尺寸。

12、 一种冷却空调系统的方法， 包括接近确定居民活动的信息， 并包括下述信息：

- (a) 供气和返回气干球温

- (b) 辐射温度和控制温度中至少一种，
- (c) 测量和估价相对湿度中至少其一，
- (d) 供气体积流量、气速、可用气流面积和压差中至少一项，
- (e) 日期、时间和定义下列各项的数据：
- (f) 在代表性的季节和环境条件下调节空间居民最可能穿的服装范围，
- (g) 衣服类型隔热值的范围
- (h) 代谢能量释放率和代表性活动所作的外功；

并选择合适的代谢能释放率、外功输出和服装隔热值，由在居民产生的净代谢热和在所述空间与环境的换热率之间的平衡，计算所需的调节空间干球气温和相对湿度的变化，以使与环境的换热速率等于在小允许范围居民产生的净代谢热，该范围经参考人类对热环境反应的研究结果而确定；和开始改变所述气温和相对湿度的动作，即改变供气流量和干燥器的有效尺寸、冷却剂流速、和供气温度几者中至少一项，以保持调节空间在所述允许范围内。

13、权利要求12所述的方法，包括计算在调节空间的显热负荷的变化，该变化是由于传递的热负荷改变和从设备和居民除去热的速度改变所致。后者又是由所述空间温度和相对湿度的改变所引起的，并使用所述计算来确定进行所述变化的最佳措施。

14、权利要求13所述的方法，还包括进行相对空气速度的改变以保持该调节空间在所述允许带中。

15、权利要求13所述的方法，还包括记录所述提问和计算数据。

16、权利要求13所述的方法，其特征是用P. O. Fanger推导的、在ASHRAE基准手册(1989)上公布的舒适度方程计算居民产生的净代

谢热与在所述调节空间与环境换热速率之间的平衡，用该条件估价平衡中的允许误差，即称为预测平衡选票并由所述ASHRAE手册公布的量不应小于 -0.5 或大小 $+0.5$ 。

17、一种冷却调节空间的空调器，该空间在如空气湿度类型图上所示的较窄舒适目标区内，后者通常在较宽的标准舒适区内，确定该目标区的因素包括居民服装的换热阻力和体积活动程度，空调器包括：一个有多个盘管部分的干燥器，一个装配来推动空气通过所述盘管部分流动的风扇，温度传感装置（它包括一个用来测量所述调节空间平均辐射温度和控制温度至少之一的温度计），在所述调节空间的湿度传感装置，和

(a) 空气控制装置，控制所述空间居住区域的相对空气速度为每秒 $0.05\sim 0.30$ 米，但通过空气调节器干燥器的空气速度不超过每秒 3 米，

(b) 温度控制装置，控制所述空间的供气温度和干球空气温度，

(c) 冷却剂控制阀装置，控制所述干燥器的有效尺寸，同时保持通过所述干燥器的冷却剂速度相当于每秒 $1\sim 2.2$ 米，和

(d) 湿度控制装置，与所述湿度传感器和至少所述温度控制装置和冷却剂控制阀中之一相联结，以控制所述调节空间的湿度比为每千克干空气 $4\sim 13$ 克水蒸汽，当所述湿度比接近于所述的每千克 4 克时，改变从干燥器离开的供气温度、干燥器有效尺寸和冷却剂流速三者中至少一项。

18、权利要求17所述的空调器，其特征是所述温度传感装置包括向调节空间供气和从其离开的返回气中的干球温度计，还包括空气流速传感装置、环境空气温度传感装置，和一个与所述传感装置

和控制装置相联结的电子控制器，以控制所述的相对空气速度、所述空间的干球温度、供气温度、有效干燥器尺寸和所述空间的最小及最大湿度。

19、权利要求18所述的空调器，其特征是所述空气控制装置包括位于干燥器和调节空间之间的调节风门和与风门相匹配的电机，以控制所通过的空气流，所述电子控制器将相对空气速度限制在通过调节空间时为0.05~0.30米/秒。

20、权利要求18所述的空调器，其特征是所述温度控制装置包括所述冷却剂控制阀装置，所述电子控制器改变所述干燥器有效盘管部分的数目，以保持通过所述有效盘管的冷却剂速度为每秒1~2.2米。

21、权利要求18所述的空调器，其特征是湿度比降到每千克干空气4克水蒸汽时，所述控制器增加供气的离开温度。

22、权利要求18所述的空调器，其特征是所述空气控制装置包括通过所述空气流动控制装置和电子控制装置之间的联络起作用的风机转速控制装置。

23、权利要求17所述的空调器，其特征是所述控制装置是空气处理单元的构件，所述空调空间包括多个分开的区，在至少有些区的每个区中有另外的所述传感装置，在所述另外的传感装置和所述空气处理单元之间有通讯装置。

24、权利要求18所述的空调器，其特征是风扇与空气控制装置相配合，以便以不低于每个7.5升换气的速率向调节空间提供通风换气，所述通风换气是由楼外抽入的供气部分 f ，并在其通过干燥器以前与再循环空气相混合。

25、权利要求13所述的空调器，其特征是所述电子控制器编有程序，以便把通过干燥器表面的空气流速降低到不大于每秒0.5米，并使冷却剂以不低于每秒1.0米但不大于每秒2.2米的速度在干燥器的至少部分管内流动至少一段时间，此期间调节区无人占用，这种程序允许空气的湿度比降低到最小值而无抑制作用，这样来干燥空气分布系统的所有沉积水，以降低调节空间建筑结构和设施的水分含量。

空气调节的方法及装置

本发明涉及一种空气调节的方法和控制空气调节器的装置，以便在控制条件较宽的范围内实现非常接近于人类居住热环境条件的ASHRAE(美国采暖制冷与空调工程师协会)标准或其它基于“舒适度方程”的类似标准提出的热条件。

题目为“人类居住热环境条件”的ASHRAE标准55—1981提出了下列供设计参考参数：

控制温度(大多数固定居民居住的建筑的一般范围取决于湿度，但在整体范围内温度差约为 3.5°C ，夏天 $22^{\circ}\text{C} \sim 27^{\circ}\text{C}$ ，冬天 $20^{\circ}\text{C} - 23^{\circ}\text{C}$)

湿度(4.2—12g/Kg湿度比)

空气运动(夏天不超过 0.25m/sec.)，
(冬天不超过 0.15m/sec.)

平均辐射温度(控制温度通常为空气温度和平均辐射温度的平均值)

衣服的隔热

居民平均代谢率(与活动程度有关)。

该标准的一种修正版，称作ANSI/ASHRAE标准55—81R已经出版供公众审查，该标准提出了更严的限制，规定相对湿度应在60%至30%之间，并使温度范围缩小了约 0.5°C 。

本发明建议采用所有上述参数，另外，还提议了要求最小空气

流速通过空气分布调节器以使供入空气适宜扩散的通风要求。虽然没有直接提出标准中所列的其它参数，诸如不稳定和不均匀温度、辐射的不对称性和楼板温度等，然而，提供了一种装置和方法来测定控制温度及大众服装的隔热效果，并由此使得调节的空间保持在ASHRAE标准第5页空气湿度图对特例状态所说明的“适宜区”范围内，必须保证ASHRAE基准1985第8章图17所述的相对空气流速要求始终得到满足。

改变供入调节空气的体积以补偿局部区域显负荷的能力常常使得可变空气体积 (VAV) 系统优于不变空气体积 (CAV) 系统，在系统中，通过改变调节的供入空气温度而维持其体积流量的方法来适应显负荷的变化。两个系统都有不完善的缺点，当控制系统测出的负荷减少时，即当显负荷减少时，这些缺点就更加明显。在VAV系统，送入最小负荷区的通风空气的体积常常不足以避免窒息；缺乏空气流动更加重了居民所感到的不舒适和不满意感觉。在未达到满负荷情况下，空气的湿度也可能升高到不能被接受的程度。CAV系统避免了窒息、污浊的空气缺陷，但常常引起更加不可接受程度的湿度。

本发明可用于现存和新VAV或CAV两种系统。

可参考澳大利亚专利530554和597757及美国专利4942740。这些专利涉及一系列授予专利权、待审批的发明申请中的某些，它们描述了若干空气调节方法的发展过程，将其相互结合，就变成了已知的低表面速度/高冷却剂速度(LFV/HCV)方法。本发明包括了所述专利的特征，并涉及一种装置和方法，由此可更加近似地实现使人类舒适的温度条件，这是该具体发明的主要目的。如上所述，该方法可以与不变空气体积 (CAV) 和可变空气体积 (VAV) 两种系统一起使用，

并与所有常规使用的冷却剂相适用。在一定限度内，本发明也可以与那些和所提出的早期发明无关、但最容易与所述专利597757和4942470的发明联用的常规系统相适用。

已经提出若干物理学的经验方程来描述人体与环境之间的热平衡。以上讨论的每个参数对人体散热速率的影响都被结合进一个称作“舒适度方程”的等式中。该长等式及其物理和经验基础由B. W. Olesen简要地总结在题目为“热舒适度”(BrueI & Kjaer Technical Review No. 2, 1982)的文章中，在正文中有更详细的说明。基于物理学的“舒适度方程”可以定量地估算人体的各种增热和散热，但没有表明人体对这些增热和散热的反应。热舒适度定义为“人对温度环境表示满意的条件”。通过在全套装备的环境试验室中测试成百上千人对特定条件的反应，丹麦工业大学的P. O. Fanger教授确定了人体最可能发生的反应，并将其与“舒适度方程”中包括的对增热和散热的各种影响关联起来。他所作的方式是可以通过解“舒适度方程”来推论人们对他们的温度环境最可能采取的“预测平均选票(PMV)”。Fanger的结果与美国A. P. Gagge教授等人的结果是一致的，并已被研究人员在其它许多国家证实和推广。将这些结果汇总起来，就形成了人类居住温度环境条件ASHRAE标准55-81的基础。这种标准是咨询性的。它表明了设计人应当对准的温度条件，以保证大多数居民感到热舒适。也就是说，不太热，不太冷，不太潮湿，不太干燥。

重要的是要注意，人类的舒适包括热舒适之外的其它因素。光照程度和颜色、噪音程度及光谱、身心状态、臭气、感触、微风的影响及其它人的干扰。如果不能接受，就能引起不舒适感，以致于使

本发明特别涉及的寻求令人满意的热舒适条件的努力无效。

由“舒适度方程”已经构制了数目众多的表格和曲线图，没有一个单独的表或图足以包括所有上述变量的影响。尽管如此，通过检查几个这样的图表，展示了影响人类舒适的主要因素。B. W. Olesen的上述文章指出，为了说明“舒适度方程”的所有方面，需要二十八个不同的图表或图。

舒适度方程表示个人与其环境之间的能量平衡，前提是假定已经建立了稳定状态平衡。利用ASHRAE基准手册(1989)的注册，人在稳定状态下总的能量输出率等于新陈代谢率。其中某些能量消耗在进行物理做功上，例如举起一个重物、上楼梯，但剩余的表现为热。假如人的体温要保持不变，而天太热时不发生大量出汗的热调节反应，或太冷时不打冷颤(为了增加新陈代谢率)，这些热不得不散失在周围环境中。因此，人体每单位面积皮肤表面的净散热率为 $(M-W)$ 每平方米的瓦数。

散热的机理是通过皮肤传递 Q_{sk} 和通过肺(即呼吸作用)传递 Q_{res} 。

由皮肤的散热可细分为通过对流 C 和辐射 R 的显热散失和由皮肤挥发水分的潜热散失 E_{sk} 。

呼吸散热是主要的。它可分为对流散热 C_{res} 和挥发散热 E_{res} 。

所有量以每平方米皮肤表面的瓦数为单位表示。规定称为“Dubois表面积”为“标准”人体表面积时，为了便于比较，新陈代谢率可以“met”为单位表示，这里， $1\text{met} = 58.2\text{w}/\text{m}^2 = 50^{\text{千卡}}/(\text{小时} \cdot \text{m}^2)$ 是一个健康的成年人静坐时的新陈代谢。

可对一个裸露的人体确定皮肤的表面积，并在有代表性的点测其皮肤温度。此外，可以确定对流和辐射传热系数，从而确定与环

境的显热交换和水分从皮肤挥发的速率。与此类似，用由Fanger教授推出的经验方程，可以得出肺的显热和水分散失。这样，即可对裸体人确定舒适度方程的所有参数。

衣服的作用是对身体各部位加上一层隔热层。该隔热层可描述成仿佛整个人体上为一相同均质的单层。隔热值以“clo”为单位表示，这里， $1\text{clo} = 0.155\text{m}^2 \cdot \text{C}/\text{W}$ 。衣服也改变了与环境进行热交换和水份交换的表面积，因此必须对Dubois表面积进行一个小的修正。各种参考书中用表列出了从内衣到毛皮外套的宽范围的服装的clo值，上述ASHRAE标准则对其进行了汇总。

P. O. Fanger在1982年由Krieger出版公司(位于Florida)出版的畅销书“热舒适”中，考虑了所有因素，提出了一个现在最通常称为“舒适度方程”的简单方程。该方程的书写形式如下所述。在本发明中，理论上，它是作为控制系统内的一个规则系统求解的，或者，在最简单的现实中，其解是由列表的数据估算的，以便以后与其它数据相结合，人为地建立一个区域恒温器。

Fanger的舒适度方程为

$$\begin{aligned} (M-W) = & 3.96 \times 10^{-8} fcl [tcl + 273]^4 - (tr + 273)^4 \\ & - fclhc (tcl - ta) \\ & + 3.05 [5.73 - 0.007 (M-W) - Pa] \\ & + 0.42 [(M-W) - 58.15] \\ & + 0.0173M (5.87 - Pa) \\ & + 0.0014M (34 - ta) \end{aligned}$$

式中 $tcl = 35.7 - 0.0275 (M - W)$

$$- KIcl [(M - W)$$

$$\begin{aligned}
& -3.05 [5.73 - 0.007 (M - W) - Pa] \\
& -0.42 [M - W] - 58.15] - 0.0173M (5.87 - Pa) \\
& -0.0014M (34 - t_a)]
\end{aligned}$$

和M=新陈代谢能量生产率, W/m²

W=外界做功, W/m²

Fcl=人体穿衣后与裸体表面积之比

tcl=衣服表面的温度, °C

tr=人体接受的平均辐射温度, °C

hc=对流传热系数, w/m²k

ta=调节空间的空气温度, °C

Pa=空气中的水蒸汽分压, KPa

k=0.155m²·°C (clo. w) = 一个换算单位

Icl=原设计的衣服隔热

hc和fcl值如下:

$$2.38 (t_{cl} - t_a)^{0.25} \quad [2.38 (t_{cl} - t_a)^{0.25} > 12.1 \sqrt{V} \text{时}]$$

hc=

$$12.1V \quad [2.38 (t_{cl} - t_a)^{0.25} < 12.1 \sqrt{V} \text{时}]$$

$$1.00 + 0.2I_{cl} \quad (I_{cl} < 0.5 \text{clo时})$$

fcl=

$$1.05 + 0.1I_{cl} \quad (I_{cl} > 0.5 \text{clo时})$$

式中V=空气的相对速度, m/s。

舒适度方程左手和右手侧之间的差为人体上的热负荷。热负荷L在ASHRAE 1989基准手册中被定义为一个人假定保持在舒适的皮肤温度下和对实际活动程度的热调节、汗分泌速率时其内部热生成与

向实际环境的散热之间的差。

Fanger设计了一种舒适度投票记数法和确定一大组人对给定环境的预测平均选票 (PMV) 的手段, 该计数尺度为:

+3	热
+2	暖
+1	稍暖
0	适中
-1	稍凉
-2	凉
-3	冷

发现预测平均选票与下式非常吻合:

$$PMV = [0.303 \exp(-0.036M) + 0.028] L$$

这里的热负荷L按如上方式由舒适度方程确定。

可将对给定温度环境不满意人的百分比与预测平均选票相关联, 发现, 如果

$$-0.5 < PMV < +0.5,$$

不满意的居民将不超过10%, 即90%的人是满意的。

这些界限确定了本发明控制的温度环境的条件范围。应该指出, 即使预测的平均选票为零, 也有5%的居民不会满意的。

必须强调, 这是可以用来确定可接受温度环境条件的一个仅有的判断标准。我们这里寻求的是建立实现人类热舒适的方法, 而不是用来测量热舒适度的具体判断标准。

虽然大多数设计者在最高负荷条件下可成功地满足热舒适标准, 但很少有人能在所有运行负荷下也满足该标准而不依靠高造价地过

冷和再加热空气。这种不成功使得许多设计者不管上述标准的建议。这又依次促成了“病态建筑物综合症”的发展。这种问题是由于标准的建议与常规空调系统的控制装置之间严重的不协调所引起的。

本发明的目的是消除这种不协调性，在空调系统的所有运行条件下都能满足居民对热舒适的要求。为此，上述ASHRAE空气湿度图中所绘出的宽广的舒适区必须细分为一系列窄带，为每个窄带区域提供覆盖其运行负荷条件和与居民有关的特性的控制“目标”。

该狭窄的“目标区域”必须包括空调空间居民在控制年份所穿的宽范围的各种服装、居民从静坐不动($met=1$)到非常活泼($met=3$)变化的各种活动范围、需要考虑的相对空气流速(相对于调节空间居民的空气流速)、空气干球温度、辐射温度和控制温度、空气的体积流动速率、显热和总热负荷、以及湿度比。如果考虑了这些事项，仅仅通过从一个狭窄目标区调整到另一个目标区，即可达到现在追求的人类舒适程度，实际上，一个窄小的“移动舒适目标区”确定在较宽的ASHRAE标准舒适区中。由于与居民有关和与系统有关的条件在控制年份都在变化，该移动目标区在空气湿度或空气湿度类型的图中将占有不同的位置。

然而，申请人在此已经查明，在大多数气候条件下，LFV/HCV空调系统(前述美国专利4942740的主题)可本能地抑制所在空间的湿度不升到上述标准建议的界限以上。本发明中，相对空气流速、供气干球温度和干燥器尺寸的控制可以达到处于在总舒适区内的极窄目标区中所要求的设计条件。目标区本身的位置可以人为或自动地(或两者结合)“移”到空气湿度图上，方法是改变控制的调定点，以适应居民服装或活动的变化、直接日照或其它热辐射程度的变化

和环境条件的变化。只要建筑物设计避免了从窗户的过分直接日光射入，就不需要每天的调整。

在本发明中，在一个窄舒适目标区内（如空气湿度类型图上所示）冷却空气调节空间，其中包括居民服装的传热阻力和体力活动程度在内的因素确定该目标区，方法包括调节空间控制温度、相对空气流速和湿度的相互补偿和感应补偿，通过控制干燥器的有效大小本能地控制湿度，同时维持空气的低表面流速和冷却剂流的高流速，但是如果湿度比降到每千克干空气4.2克水以下，则增加干燥器大小和表面温度两者之一或两者。

希望使用一种电子控制器，该控制器可直接或间接地向供人空气流控制和一个空气处理单元控制器指示目标区要求的变化，以便它们进行适当的调整。环境空气与调节空间的焓差在要求经济循环操作的地方也可以很方便地测定。

预调参数包括调节服装和居民的活动，在某些情况下还有空气流速。显然，利用前述发明专利主题时有明显的优点，所述专利的主题，特别是与可变空气体积相联系，由于增加了脱湿作用，因而可用于最高负荷，原因是降低通过空气处理单元干燥器盘管的空气流速大大加宽了在可以调节的不同区域同前加载的范围；但是，如下所述，如果不同房间要求的差别不大，和/或如果CAV系统可以分步改变空气流动体积，CAV系统也可利用具有明显优点的本发明。

下面参考附图，更详细地描述本发明的具体实施方案。其中：

图1是空气湿度图，图中示出了常用VAV系统和本发明综合系统的对比性能；

图2是空气湿度类型图，表示薄衣服(0.5clo)和中间衣服(1.0clo)

对静坐工作者目标区位置的影响，并表示在空气相对流速为 $<0.1\text{m/s}$ 至 1.5m/s 范围内，高活动程度对人体温度感觉的影响；

图3将ASHRAE标准55(1981)界限图扩大到统计学上主要做静坐工作的80%的人会感到热舒适的范围内，即向一个衣服保温和控制温度相结合的范围添加一年中不同季节服装的变化和与必须保持调节空间在满足80%人可接受范围内相应的控制温度范围。(ASHRAE标准草案指出，图3所示的可接受极限适用于90%的居民)；

图4是空气湿度图的一部分，表示在冷年度期间居民的一般服装变化时，相对速度线在最高和最低负荷条件之间随控制温度的移动范围。还表示了宽的标准舒适区，并修正了ASHRAE建议的湿度上下限；

图5A和5B表示没有或有本发明的现有舒适加合时相对速度的影响。为清楚起见，横坐标标有控制温度刻度；

图6A和6B是体现本发明的空气调节装置的示意图，图6A表示供单个区域用的不变空气体积系统，图6B表示多区可变空气体积系统；

图7是干燥器的示意图，说明逐步降低干燥器有效尺寸的七盘管的构型，以便在热负荷降低时提供一系列步骤来维持高冷却剂速度；

图8是局部控制器的逻辑图，其中在VAV系统中结合了该说明书中的技术；和

图9是局部控制器的逻辑图，其中在CAV系统中结合了该技术

图1是本发明的空气湿度(实线)表示与常规VAV系统空气湿度(虚线)的对比图。

如LFV—HCV的美国专利4942740的说明书所述，常规VAV系统的

平衡室条件3'比LFV—HCV室条件的室内湿度比高。如该例所示，常规系统的平衡条件可以升高到位于超出可接受舒适度区域的水分含量。

虽然LFV—HCV室内条件(点3)位于可接受舒适度范围内，更严格的检测表明，室内的条件可能不一定是舒适的。ASHRAE标准55—1981的第一条标准是，至少80%的居民感到热舒适。如前节所述，许多因素都影响该判断或“头脑的感觉条件”。认为该标准指出的“舒适区”是十分需要的，这是一种错觉。即使舒适区仅为一个图例，例中平均辐射温度假定等于空气干球温度。实际上，有一个比图1所示小得多的区域来确定满足热舒适第一标准的充分且必要的条件。该区域由从前所述的其它变量来确定。

目前可用来确定人类最佳舒适条件的最准确方法是利用已产生了许多出版图表的经验方程。这是优先选用的方法，虽然本发明不依赖于所用的具体方法，但只要它能满足人类舒适的可接受标准就行。为了简化本发明的描述，将采用已由这些方程构制的具有有限适用性的图表。

图2表示空气相对运动和活动程度的重要性。画有三条窄带，各有四条曲线穿过。第一条带和右侧的一组四条曲线(实线)表示衣服隔热值为0.5clo、相对空气流速分别为1.5m/s、0.5m/s、0.2m/s和 $<0.1\text{m/s}$ 且主要在办公楼中高静坐工作者的热舒适条件，这些人的新陈代谢率为1met。第二条带和一组四条曲线(虚线)也表示夹衣(1.0clo)静坐时(1met)的舒适条件，而左手带和一组点划线表示高强度活动(3met)和薄衣(0.5clo)的舒适条件。在右侧带中“目标区域”是温度约 26°C ，衣服隔热值约0.5clo，相对速度在 $<0.1\text{m/s}$ 和

0.25m/s之间，相对湿度在30%和60%之间。在相对速度超过0.25 m/s时，居住者虽然可以感到热舒适，但他们会发现相对速度干扰的直接影响。

这些曲线表明了活动和服饰对所需控制温度的巨大影响。例如，在一个换季的边界日期，对于给定的相对速度，在24℃控制温度下的穿夹衣(1.0clo)静会工作者和在14℃控制温度下的穿薄衣(0.5clo)进行剧烈活动者感到同样的令人满意。与此类似，在从热的夏季日子里(右侧和左侧的两组曲线，假定居住者穿有薄衣服)，26℃、19℃和14℃全都是令人舒适的控制温度条件，这分别是对静坐(26℃)和剧烈活动者而言的，其中19℃时涉及很高的空气流速(1.5m/s)，14℃时涉及 <0.1 m/s的空气流速。(1.5m/s的图大大超出了ASHRAE的建议，但用其来说明速度的影响)。

在所有图表中，空气流速的变化缩小了最佳舒适的有效面积。权威性的ASHRAE标准ASHRAE 55—1981规定：

“夏天：居民区域的平均空气运动不应超过0.25m/s”。

“冬天：居民区域的平均空气运动不应超过0.15m/s”。

注意，居民区允许的最大时(间平)均空气运动在冬天低于在夏天。ASHRAE标准中还指出，如果温度和湿度可以接受，就没有什么热舒适的最小空气运动。

在正常的空调实践中，在夏天，区域温度高于26℃好象不能认为是舒适的。然而，在标准范围内的舒适则允许温度增加到28℃，条件是对于区域温度每增加1℃，就要相应增加空气运动0.27m/s。在这种情况下，空气运动的增加提高了居住者的传热速率，以补偿室内的高温空气，因而可保持令人舒适的皮肤温度和皮肤润湿度。

为了展示冬天和夏天ASHRAE 55—1981标准状态的最大相对速度，

“松散的纸、头发和其它轻物体约在0.8m/s (160英尺/分) 的空气运动下即开始被吹起”。

上述考虑强调了空调系统设计时保证供入空气和扩散器放置和设计的重要性，即使其将空气以适当方式送入室内，使得居住者附近的相对速度位于ASHRAE 55—1981设计标准规定的范围内或与此相当。本发明认为，利用最好的实际设计方法可以实现这一点，在设计最高负荷操作的空气分布系统时，室内任意给定点的相对速度与空气向室内的体积流量成正比。通过在最高和最小部分负荷之间缩小体积流量的变化范围，本发明本身将有助于满足这种假设。

文献对舒适条件所报导的大部分数据涉及低速空气运动。例如，标准55—1981的表1报导“80% 热可接受性的控制温度范围是基于0.15m/s的空气运动的”。使衣服隔热作为在50% 相对湿度下静坐活动控制温度的函数而绘制的标准的图1也是基于 $<0.15\text{m/s}$ 的相对速度的。

要估价符合人类舒适原则的空调系统存在的范围，就要考虑为澳大利来亚西海岸温带气候的高层办公楼设计的实际可变空气体积(VAV)系统的设计性能。可以使用许多类型的空调系统。已经确定了LFV—HCV系统在维持显温度和湿度比总是位于图1所示舒适区范围的优异性能，并被实践所证实。现在将这种高低能多区LFV—HCV系统的性能与在设计中结合了本发明的舒适加合的系统相对比。

在进行该对比之前，介绍一下LFV—HCV—VAV多区系统的概况。

LFV—HCV方法中保留了常规VAV系统的以下各方面：

保持恒定的供气温度，控制冷却剂流速以保持供气温度的恒定，每区有一个控制空气调节器调节的恒温器以维持区域干球温度，用几种常用方法之一调节风扇的体积流量以便与不同区域的空气调节器的调整的加合效应相协调。

然而，LFV—HCV方法在下述方面区别于常规VAV系统：

系统在相当低的表面速度下操作，

冷却剂速度较高，特别是在部分负荷条件下，在此期间，降低干燥器的有效尺寸，

翅片密度、环路和冷却剂温度是整个操作范围性能最佳化的重要设计因素，

该系统有更大的容量以适应同时的多区范围变化，和

该系统使用较少能量。

下面是使用VAV的LFV—HCV系统中将利用的方法，这里结合了我们所述的适于示范的装置专利：

选择一个盘管，使其满足空气处理单元的设计要求，以便对位于温带气候的高层办公大楼提供一些区域。当与一个确保湿度在图4(例如参见图1)所示舒适区内的系统联用时，24℃的室内夏季干球温度可认为是好的设计。在图4中用虚线和剖面线画出了一个标准的宽舒适区域。除了这个和下面的设计空气分布系统时的最佳实际设计外，没有特别注意人类舒适原则。

在最大负荷下，该选择提供24℃和48%相对湿度的室内条件，对地方气候设计条件补偿了0.87的室内显热比。

在65%的室内显负荷下，选择提供的室内条件为24℃和57%的相对湿度，对温和但潮湿的部分负荷设计条件补偿的室内显热比为

0.67, 以下称该条件为潮湿的部分负荷设计条件。

在最高负荷条件下, 楼房居民大都穿薄衣服。这样, 图5A的曲线图就用开环适当地表明了最高负荷下LFV—HCV系统的性能, 而没有舒适加合。在潮湿的部分负荷条件下(这常常在秋季发生), 一般的服装将会稍微变厚, 可用图5B的曲线图。没有舒适加合的部分负荷条件再次用一个开环表示。

首先, 参照最高负荷性能, 24°C、48%相对湿度的室内条件远远位于标有“小于0.1m/s”的舒适相对速度下方。因此, 使80%居民感到舒适的空气流速必须小于0.1m/s。它们必须远远小于0.1m/s这一事实并不重要, 因为, 如果控制温度和湿度令人满意, 就没有任何规定的最小空气运动是热舒适所必需的。因此, 如果空气分布系统能达到这样的低速, 该性能就在“可接受”范围内。

所达到的室内条件确定地落在图4的舒适区内。但不大可能同时补偿最高负荷且满足通风要求而没有更高的空气流速。设计者总想以较高的风扇开销来增加供气温度和增加空气体积。但这会在潮湿的部分负荷运行期间加重调节空间湿度增高的问题。因此, 这种方案应被拒绝。除非天花板高于地板很多米, 否则, 很难引入所需体积流量的空气, 而同时又维持最高负荷设计所要求的低相对速度。而且, 在部分负荷运行期间, 该空气运动将进一步在VAV系统中降低。因此, 24°C不是最高负荷运行的实用的室内干球温度。即使乍看起来好象可以满足如图3所示“舒适区”所代表的人类舒适条件, 实际上, 当满足最高负荷时舒适度所要求的低度空气运动时, 就很难满足热负荷和规定的通风要求, 并将在部分负荷时出现污蚀状态。要求的最低通风标准是每人每秒7.5升。

现在参考在潮湿的部分负荷运行期间所达到的24℃和57%相对湿度的室内条件，这在热力学上与峰值选择是一致的，按照LPV、HCV发明，实现的方法是降低干燥器盘管的运行范围，增加通过剩余运行的冷却剂流速，以补偿在部分负荷条件下经常发生的0.67的低室内显热比时的显和潜负荷。但是在设计的室内条件下(图5A和5B)舒适所要求的相对速度高于0.4m/s。这显然在ASHRE标准建议的最大相对速度之上。这与最高负荷条件也是不一致的，其中只向室内供入很少的空气，但又要求空气运动要大几倍。因此，在部分负荷下，该系统虽然以正确的比例适当地补偿显热和潜热负荷，同时维持室内舒适的湿度比，但无法保持合适的相对速度。如果该系统是常规的VAV系统，而没有LPV—HCV的改进，舒适所需的相对速度甚至会更大，以便补偿图1中室内条件3'所表示的更大的湿度。

空气分布系统对于最高负荷和潮湿部分负荷运动都是一样的，其后者仅需要前者所需空气流动体积的65%。这样，就不可能提供图5A所示在最高负荷和潮湿或其它任何部分负荷条件下舒适所需的性能。不可能通过相同的供气系统以造成大于最高负荷时相对速度的方式传送补偿部分负荷所需的空气。

虽然上例是一种特殊的应用，结果却是现有最佳实践的典型。正如可直接或间接看到的那样，该最佳实践与人类居住温度环境条件标准ASHRAE 55—1981是不相适合的，与ASHRAE 1985基准第8章所述的人类舒适原则是不相适宜的，尤其是与丹麦工业大学加热及空调及空调实验室的P. O. Fanger的实验是不一致的。

图5A和5B图表的研究清楚地表明，空调空间的控制温度不应该限制为不变的数值，而应使其随室内的具体瞬间负荷和与季节适应

的衣服变化而变化。在上述室温预定为 24°C 的例子中，很清楚，在最大负荷时，该干球温度太低，在部分负荷时，对于实际设计所达到的舒适而言又太高。

上述分析表明，没有任何一种合乎逻辑的方法能满足舒适标准而同时所有区域保持固定的室内干球温度。在引用的例子中，发现不可能保持满足ASHRAE舒适标准的相对速度。这种结论被看作取决于图5曲线图的可靠程度。为了制作这些曲线图，通过假定空气温度等于平均辐射温度而减小了难标的因次问题。另一方面，ASHRAE“舒适区域”（图4）以“控制温度”来表示。在ASHRAE标准55—1981的3.9节，定义人类舒适热环境范围“控制温度”为空气和平均辐射温度近似的简单平均值。当然，如果空气温度不等于平均辐射温度，如在低温日照的室内区域，应当满足该定义。因为它们常常不相等，由图5A和5B推出的结论就只能看作是定性的。基于采用完全的“舒适度方程”（由该方程提出了图4和5所具体化的商化）的更详细的分析表明，这些定性的结论还是代表了平均辐射温度不同于干球温度的实际情况，如在大部分边缘区间可发现的一样。

图4中所用的曲线值即使用“控制温度”作横坐标，当在所设计的“夏季”服装的隔热值不是 0.5clo 时，也要与由完全的舒适度方程得出的实际值有偏差。ASHRAE 55—1981建议了每 0.1clo 为 -0.6°C 的校正因子。这样，对于例中设计所用的 24°C 和65%部分负荷的边界条件，对于从 0.5clo 至 0.9clo 的变化，在图4和图5（这里假定空气温度等于平均辐射温度）的条件下，控制温度将需要把舒适区域向左移动 2.4°C 。

显然，在应用本发明于测量其实值的控制系统时，这一点是优

先选用的，然后使用基础方程而不是利用曲线值。以这种方式可以补偿季节和每天的在不同房间或区域的变化。

通过对比，提出以下对本发明的要求：

以上分析中已经指出，人类舒适原则并未被现有空调系统所充分体现。虽然设计者仍误认为，只要保持室内条件在图4所标的区域界限内即可保证舒适，但并没有设计出满足人类舒适的这些系统。这些发现可能有助于解释居民的不满意，这一直是学术界在技术论文和公开讨论会中争论的主题。

本发明的目的是提供一种能将人类舒适与适于空气处理相结合的空调新方法；也就是说，要提出一种可借助于在所有时间都可与热舒适的所有其它要求相一致的手段来实现空气处理的方法和系统。为说明这种方法将继续采用美国专利4942740的LFV—HCV—VAV系统。然而，如上所述，通过改进，本发明方法也可以扩展到其它类型空调系统的设计上。

为了说明发明及其众多优点，将按与上述分析的已有优良系统相同的热设计技术要求确定具有舒适加合的LFV—HCV—VAV设计的性能。这将能够成为新系统与现在最佳实际系统的合理对比，并将支持这种现象，即在本发明中将人类舒适原则与空调系统的性能相结合。作为图3基础的ASHRAE标准55—1981“人类居住热环境条件”的图1指出了如果湿度和空气运动也在允许范围内时80%居民感到舒适的控制温度范围。对于夏季条件，假定服装隔热约为0.5clo，该范围是22.8℃至26.1℃。对于秋季产生的潮湿部分负荷条件中，当衣服隔热约为1.0clo时，该范围为19.5℃至23.2℃。因此，对于最高负荷操作的室内控制温度设定为26℃，对于潮湿部分负荷条件

设定为23℃，这两个温度都在各自的80%可接受范围内。这些范围都不是强制性的，而是为了便于与ASHRAE标准55—1981进行比较才选定的。应当注意，它们可按如下所述的那样进行改进。

图3中，已经改变了温度范围，以考虑在澳大利亚通常所穿的常常更薄的衣服和适应居民所穿衣服重量的混合。这缩小了图3中‘A’、‘B’和‘C’所指范围表示的可接受控制温度范围：

夏天范围‘A’是假定没有脱下或穿上夹克衫时80%可接受控制温度范围。

边际范围‘B’是在春季和秋季型限定的舒适范围。

冬天范围‘C’是为供暖型限定的舒适范围。

每穿上(在下限处)或脱下(在上限处)隔热值0.1clo衣服，这些范围就在每个方向扩大0.6℃。一件薄夹克衫加0.22clo，一件无钮衫上衣加0.15clo。

下面说明人类舒适的LFV—HCV—VAV系统设计：

对于这里考虑的设计，图4中标明了ASHRAE标准55—1981的范围，其内的图线满足于最大负荷(右边的面积，0.5clo)和对于潮湿部分负荷条件(左边的面积，1.0clo)下目前被公认的人类舒适条件。标出了一个四边区域，左边表示选定相对速度为<0.1m/s的边界，右边代表相对速度为0.25m/s的边界，以确定可接受相对速度的范围。为了位于ASHRAE界限内，该区域的顶边应由16.6℃的露点温度表示，底边由2.7℃的露点温度表示。然而，在考虑标准的修正时，图4所示范围的上下界分别采用了60%和30%的相对湿度线。图4用细密的剖面线表示每种操作条件的互容区域。为了遵循ASHRAE标准和符合人类舒适热条件，设计者在选择室内控制温度时，不得不控

制在细密剖面线所限定的非常小的区域内。在这种情况下，图4表示允许室内控制温度有一定灵活性所达到的最大负荷和潮湿部分负荷运行条件。两种条件都落在80%居民感到舒适的条件范围内。没有示出连续的目标区，在该区内，由连线所示的最大和最小负荷之间的条件必须在空调系统运行的整个范围内满足热舒适。

本说明书所附表1的左侧栏目表示带有室内恒温器系统的可能特性，当显负荷由其最高值改变时，该恒温器逐步改变其调节温度。表中列出了在56%和50%的最高值的显负荷下的系统性能。

图5A和5B显示了LFV—HCV—VAV系统，在最高负荷到65%部分负荷条件的整个范围内，该系统都与空调设计负荷及人类热舒适要求完全相一致。如果该系统转到50%部分负荷条件，曲线图的相对速度线也将向左稍移，以适应可能会穿的更厚的衣服。图上的室控气温仅仅从65%部分负荷时的23℃变到部分负荷为50%的最大显负荷时的22.8℃。

在整个控制范围内，所需的最佳舒适相对速度将从最大负荷条件下的0.14m/s变到65%部分负荷时的0.12m/s，再变到50%部分负荷时的0.09m/s。如果室内的相对速度与供入室内的空气体积流量的变化成正比地改变，且室温和供气温度保持不变，则65%负荷条件下的相对速度为0.09m/s，而在50%条件下为0.07m/s。如果湿度可能增加而不超过舒适范围，则最佳的相对速度与所达到的相对速度之间的小偏差可以通过稍稍提高供气温度而消除。这同先例设计中统一技术规范的不一致性能形成鲜明的对比，那里发现了在部分负荷时比最大负荷时舒适所需的相对速度更高这一不可能的情况。

表1的左侧栏目反映了该方法在补偿热负荷、满足通风换气和

实现供气要求与舒适所需相对速度的一致性方面的优良性能，这样，就同时最佳地满足了性能和众知的人类舒适原则。

以上讨论和实例可归纳如下：

落入ASHRAESFUW55—81所定义舒适区的控制条件对于产生“感觉上对热环境表示满意的状态”可能是必需的，但在大部分情况下，它们并非在所有运行负荷条件下都是充分的。在每种运行负荷下，也必须满足ASHRAE标准55—1981规定的相对速度极限所提出的限制。相对速度极限将可接受条件限定在一般舒适区内的狭窄带内，在上例中可以看到，相应于空调系统以最大负荷到最小负荷条件的变化，该窄带从右向左横向移动。本发明调整的就是这种移动。目的是同时将负荷、通风和人类舒适要求极有效地加合在空调系统的设计中。

现在参数图6A、6B和7所表示的系统。

在图6A中，不变空气体积的空调器包括驱动空气通过干燥器102导管103和调节空间104用的风扇101。空气经导管105和述滤器106返回风扇101。部分返回的空气由一个或多个控制或不控制的通风口107流出，这部分空气由通过控制或不控制的调节气门108从外界抽入的新鲜空气所取代。由冷却设备(未示出)向干燥器供给冷却剂。

电子控制器110接受下列来自传感器的信号：

- 环境气温……………温度计111
- 供气温度(任选)……………温度计112
- 直接或间接的调节
- 空间控制温度……………辐射温度计113
- 调节空间湿度(任选)……………湿度传感器126
- 返回气温……………温度计114

供气体积流速(任选)……………压力或速度传感器115

控制器控制整体标为116的冷却剂阀门117和节流阀117, 以及排气和通风调节口107及108(如果它们同样是活动的)。在CAV系统中,不用供气管内的流动控制调节器,但风扇的马达可在控制器110的指令下在两种或多种速度之间进行转换。

在图6B中,可变空气体积的空调器包括风扇101, 风扇从干燥器102抽吸空气,并将空气压过管103和调节风门109到调节空间104,空气由此经管105和过滤器106返回干燥器102。与图6A的CAV系统相同,部分空气由一个或多个控制或不控制的通风口107流出,代之以经验制成不控制的调节风门108从外界抽入的新鲜空气。也可以任选性地在空气返回通道中设置一个排风扇131和/或返回风扇132和/或返回气调节风门133。供气调节风门125也可以用来改变风扇送入的空气体积。这种改变最好通过用变速传动器134改变风扇电机的转速来实现。

图6B所示的控制功能在局部区域VAV控制器120和空气处理单元(AHU)控制器110之间分开。两个控制器可合并成一个单元,但为清楚起见,对于包括几个区的大系统,可方便地在若干区内设置区域控制器120、220、320等,并利用局部区域网络(AN)140或类似的联络装置来向空气处理单元控制器发生或接受其信息。

区域VAV控制器120接受来自传感器的下述信号:

该区供气温度……………温度计112

直接或间接的空调空间

控制温度……………辐射温度计113

区域及返回温度……………温度计114

供气体积流量·····	用压力或速度传感器115
区域供气风门调节·····	角度109
湿度(任选) RH或DP·····	126

此外，区域VAV控制器120可接收由AHU控制器110测出和加工的信息，例如关于环境条件的信息。

区域控制器120有各种手工输入信号119，其中有些是在系统的运行过程中调整的，有些是按季节调整的，在简单的系统中，还有的可以在一天之内间隔地输入。在下面讨论控制功能时描述这些人工输入信号。对所有区域共同的人工输入信号最好直接输入AHU控制器，如121所表示的，如图所示，如果使用分控制系统，再用LAN 140联通所有区域。

在最简单的情况下，区域VAV控制器可以是一个常用的恒温器它可以由该区的居民借助于对一年中不同时间、活动程度、太阳的角度和每天的天气预报的设计一览表来人工重新调整。在更复杂的应用中，上述参数是直接测定的，或者是通过计算或由控制器110和120的记忆为所储存的资料确定的。

AHU控制器由传感器接收下列信号：

环境气温·····	温度111
离开AHU的供气温度·····	温度122
进入AHU的混合气温度·····	温度123
返回气和环境的焓差·····	焓差124
风扇马达转速·····	转速计134
供气风门调整(如有)·····	角度125
冷却剂节流阀调整·····	角度或移动117

干燥器旋转阀	状态116
排风扇 (如有)	状态131
返回风扇 (如有)	状态132
返回气风门调整 (如有)	角度133
排气风门调整 (如果活动)	角度107
通气风门调整 (如果活动)	角度108
人工输入信号	字母数字121。

此外，AHU控制器还向和从不同的区域控制器发送和接收信号，并通过建筑局部区域网络 (LAN) 140与中央建筑系统控制器118保持联通。

图7表示干燥器102可能选用的构型，空气流的整个范围为什么总和有效冷却盘管相交叉，即使具有最小的有效尺寸也一样。通过绕过某些盘管流动（旁通管135），可保持高的冷却剂流速（专利US 4942740）。

下面说明控制系统：

请参考图8和9：

空气处理单元用于的每个区域有一个局部控制器，但最好不要全是程序控制型的。在最低控制水平，需要一个可按调整表人工调整的区域恒温器。下面的描述涉及在不直接测量湿度时使用一个程序控制器。用湿度测量可以解完整的舒适度方程和求出预测平均选票，如本说明书前面详述的那样。

要求两类因素作为由控制系统输入的信号；即与居民有关的物理/环境因素和人的因素。第一类因素可用常规手段测量。第二类因素则可借助于列表的数据推断。

局部区域控制功能要求

- (a) 测定区域显负荷,
- (b) 测定区域内的实际控制温度,
- (c) 计算控制温度的最佳值和可接受范围,
- (d) 确定 (b) 与最佳值之间的“补偿”,
- (e) 开始启动以便在可接受范围内进行“补偿”。

上述功能体现在图8VAV系统的区域控制逻辑图中。在最优选的实施方案中, 区域的最佳气温由结果为 $L=0$ 的舒适度方程直接计算。对于该实施方案, 必须配备湿度和平均辐射传感器。

我们现在依次考虑上述控制要求的每一个方面:

(a) 由测量供气的体积流量 q_s (通过测量经过某已经压缩管道的压差或通过由于已知流动特性作为供气节门角度的函数来测量供气压力得知) 和测量进入与离开该区的供气温度上升, 得到区域显负荷。然后由 $Q_s = \rho_s q_s C_p (t_a - t_s)$ 计算区域显负荷, 这里 ρ_s 是供气的密度, C_p 是空气的比热, t_a 、 t_s 分别是返回(室内)气和供气的温度。这个表达式也可为公认的关系式 $Q_s = m C_p \Delta t$, 这里 m 是空气的质量流速, Δt 是负荷间的温差。

(b) 实际控制温度大约等于平均辐射温度 t_r 与室内空气温度 t_a 的平均值。室内气温可直接用常用方法测量。平均辐射温度 t_r 是辐射黑色围墙表面的均匀温度, 在围墙表面的均匀温度, 在围墙内, 居民将进行与在实际上不均匀的室内同样数量的辐射换热。如果室的几何形状和所有表面的温度是已知的, 即可对其进行计算。这种资料很少是已知的, 因此必须求近似值。但是, 可以通过测量空气温度、空气运动的相对速度 V 和“辐射温度” t_g 来导出平均辐射温

度。后者(t_g)是在直径6英寸(0.15m)的薄壁非反射球中心测出的温度。然后,由下式计算平均辐射温度:

$$t_r = t_g + k\sqrt{V}(t_g - t_a)$$

式中温度以摄氏温度计,速度以m/s计, $k=2.2$ 。

在试验中已经发现,自然对流对速度 V 有一下限值。因此,上述方程有一限制条件“ $V>0.05\text{m/s}$ ”。

如果辐射温度计顶球的直径 d 不是0.15m。应按下式调整 K 值:

$$K_d = K(0.15/d)^{0.4}$$

A. P. Gagge, G. M. Rappe和J. O. Hardy (ASHRAE Inc. 1967年5月, 63页)曾说明,如果标准玻璃球的外表面涂上一层皮肤色,在其中心所测的温度就更接近于控制温度。但这种传感器的时间常数为30分钟左右,除了其引人注目的体积之外,这使它不适于在实际空调系统中用作控制传感器。本发明控制系统的一个组成部分是使用具有短时间常数的不引人注目的微型直接测量控制或辐射温度传感器。在系统运行期间,测量微型球位置处的相对速度。用这种方式,可以得到较好的平均辐射温度近似值。实际上用几个微型球在整个区内抽取平均辐射温度分布的样品。ASHRAE标准55—1981规定了应该测量的位置。

(c)最佳控制温度是在给定相对温度和给定相对速度条件下在给定室内满足最大多数穿类似衣服居民的控制温度。对这些对象确定的控制温度的可接受范围是各种各样的,但ASHRAE标准55—1981规定可接受性最一条件带区,在该区内80%的居民稍冷、适中或稍暖。通过用“舒适度方程”计算并参考如本文前面所述的、由许多志愿参加试验者的反应情况所得到的统计数据,有可能确定该

带区。在建议的修正标准中(标为55—1981R)，可接受标准上升到了90%。该实施方案进一步提出了在给定时间里居民最可能穿的衣服范围。

(d) 计算控制温度与最佳控制温度的“补差”由简单求差式得到。然后将该差值与控制温度的“可接受范围”相比较。

(e) 如果该补差不在可接受范围内，控制系统就开始改变区内气温的校正动作。这通常将包括增加或减少向区域的空气流动，这可以由打开或关闭通向特定区之通道中的供气风门来实现。

注意，项目(b)和(c)需要知道楼内或楼的特定房间或区域内居民最可能穿的服装范围的隔热值。可以设想几种确定或估算该值的手段。例如，在楼内的某些区域，居民可能在所有时间内全都要求穿一种特定的制服或防护服。保温值以clo为单位测量，这里 $1\text{clo} = 0.155\text{m}^2\text{k/w}$ 。可以准确地测定隔热值，然后在计算中变成一种特有的值。对于这种一种情况，可接受温度范围为最大。

相反，在一般的办公在楼或百货商店，人们所穿的服装常常是各种各样的。在雇员来上班时，可让一个门卫用训练有素的眼睛确定人们所穿衣服的范围。然后将这一信息转换成一定范围的clo值。要调节适应的clo值范围越宽，可接受的温度范围越窄。

利用门卫观察技术的一种选择方案是要估价最可能穿的服装范围。服装的选择取决于当地的文化、活动的类型、年中的时间和清早的天气预报。在给定文化的活动类型时，可由计算机或控制器内的时钟来确定年时，该年时衣服类型的变化好像很大程度上依赖于室外的环境温度，该温度可以直接测量。可对特定的日子评估clo值的近似范围。较好的方法是，在冷的时期进行这种估算时向高的

一端产生误差，因为穿得厚的人脱去一件外衣或夹克比穿得薄的人设法保暖通常更容易。

除了局部区域控制外，空气处理单元的运行也由一个控制器控制。按较简单的情况，该控制器是一个排气恒温器（它驱动一个或几个阀门以调节通过干燥器盘管的冷却剂流量，从而保持排气温度不变）和测量及控制VAV系统供气体积的常用装置，在用CAV系统区域控制器所确定的调整点保持区域温度。更好的控制器实例是一个程序控制器，它由每个区域控制器接收数据，并由对于特定系统预先编成程序的“性能图”确定空气流动风扇、有效盘管面积、冷却剂流量和（在直接膨胀（DX）系统情况下）压缩机速度之运行点的最佳组合。

这里所述的控制系统保持对以前动作和目前这些动作的结果进行记录。这些数据可被用来更新和改进上述性能图。

现在参考图8的VAV系统逻辑图，空气流动体积 q_s 与 ΔP 成正比，由控制器按下式计算：

$$q_s = K_1 \sqrt{P}$$

式中， K_1 是设计和运行期间确定的比例常数。另外， q_s 也可由流动 V_s 风门角度校正计算。

通过测量 q_s ，可以得到 $mcp = C_p q_s$ ，式中， m = 空气质量流速， $P_s C_p$ = 空气的比热， P_s = 供气的密度。

该量乘以离开区域气温 t_a 与供到区域气温 t_s 的差值即得到区域显热负荷 Q_s ，如以前所述的那样。

由于知道在设计时确定或现场测定的建筑物的热特性和测量环境温度，可以估算由于通过墙壁、窗户和某些地方还有楼顶的热传

递所造成的部分显热负荷 Q_s 。因此，

$$Q_{strans} = K_3 (t_{amb} - t_a)$$

式中， K_3 是建筑特性的相关因子。如果必要可对太阳向墙壁和楼顶的直接照射进行修正。

应当注意，建筑物结构的热物质使得建筑物仅仅缓慢地响应环境或室温的变化。因此，在任意给定时间 Q_{strans} 的实际值将由较早和通常不同的时间的 t_{amb} 和 t_a 值确定。由于这种原因，这些值被贮存下来，并在由建筑物时间常数确定的拖延一段时间后再恢复。类似地贮存 Q_{strans} 值以用来确定在区内作为时间函数发生的显负荷。该情报对于楼房管理人制定计划时用。而且，在轻质结构的楼房如现在的许多办公大楼中，建筑物时间常数很短，内部空气温度变化的影响仅在短时间后即可引起所传递的显负荷的改变。在这些环境中，合适的是通过如下计算得出新的显热负荷来预测变化：

$$\text{旧 } Q_s = \text{旧 } Q_{sinternal} + \text{旧 } Q_{strans}$$

$$\text{新 } Q_s = \text{新 } Q_{sinternal} + \text{新 } Q_{strans}$$

由于 $\text{旧 } Q_{sinternal} = \text{新 } Q_{sinternal}$

$$\begin{aligned} \text{因而新 } Q_s &= \text{旧 } Q_s - \text{旧 } Q_{strans} + \text{新 } Q_{strans} \\ &= \text{旧 } Q_s - K_3 (t_{arqd} - t_a) \end{aligned}$$

这里 t_{arqd} 是新要求的空气温度， t_a 是现存空气温度。

由新 Q_s ，可用下式计算需要的供气量：

$$(mC_p) r_{qd} = \text{新 } Q_s / (t_{arqd} - t_a)$$

$$\text{旧 } Q_s$$

$$\text{或 } q_{srqd} = \frac{\text{旧 } Q_s}{P_s C_p (t_{arqd} - t_a)} - K_3 / P_s C_p$$

然后可以调节区域风门并将信息传送给AHU控制器。

以这里所述的许多更大容量类型的控制系统为例，可用操作逻辑计算机迅速报导实际风门角度(ϕ)与控制器确定角度之间的偏差。可以调设极限警报，并可以容易被理解的方式精确地记录和报导运行费用。

作为本发明控制措施的另一个特征，当结合使用美国专利US 4942740的空调方法时(那里AHU服务区晚上的占有率为零)，调整系统在最高干燥循环下运行一段时间，以干燥所有管道、地毯、织物和低张。这也可以通过在部分盘管中以最高冷却剂速度在最小负荷下运行来实现，并降低表面速度(从而降低空气流动体积)到不大于每秒0.5米。这种方法消除了在管路中、建筑物结构上和设备上霉菌和细菌生长的可能性。

空气处理单元(AHU)接收来自所有局部控制器(图8)的信号，将显热负荷和要求的空气体积加到一起，基于最低负荷区的需要调整通风量，并计算有效干燥器尺寸、冷却剂流量、风扇转速和主供气风门位置的最佳结合，以满足空调区的供气需要。滞后一段时间保证了在调整AHU参数后才调节区域风门。对于一个DX系统，压缩机转速(吸气压力)也要最佳化。

当辐射重要时，气温不等于控制温度，昼夜间和季节的变化理论上需要测量平均辐射温度，或直接测量控制温度，作为控制系统的输入信号，如上所述。尽管如此，也可以用较便宜的方案得到改进的结果，如像仅用显负荷来确定室温，或用所有方案最便宜的方案，即按照列表或由舒适度方程计算值靠手工调整每个区或房间的恒温器调整装置。

图9CAV系统的控制逻辑线路仅仅在采取的控制作用方面不同于图8的VAV系统。VAV系统所起的作用是调整风门角度和向AHU控制器报导数据，CAV控制系统(它通常是AHU控制系统的必备部分)向AHU控制器报导区内的气温以便达到所需控制温度。该AHU控制器由其它区(如果有)的要求确定最佳供气温度以减少整个系统的再加热。

下面介绍带有舒适度加合的不变空气体积(CAV)系统:

在以上有和没有舒适度加合的比较分析中，集中讨论了LFV—HCV—VAV。这是因为这样一个系统目前代表的是“最佳的实施系统”因为它结合了低能耗和较宽的多区容量。然而，虽然在昼夜循环的任何部分同时所需的空气量可能没有多大变化，因为多区VAV系统中单个区的要求是不同的，这个特别的因素也可能在某些低负荷区将空气变化速度降低到低于必须通风的程度。不变空气体积(CAV)系统不存在这种问题。

在常规的CAV空调系统中，对所有服务区的空气流量保持不变，所有的区域是十分类似的，就像一个单个区一样进行处理。冷却剂流量随负荷的降低而节流，如VAV系统的情况一样，与VAV系统不同的是由盘管离开的干球温度可以上升以保持一固定的室内干球温度。CAV系统的这种特性对部分负荷运行有不利的影响。盘管条件曲线的斜率在由单位冷却的干燥作用降低引起的部分负荷条件下降低；确切地说，这刚好与需要补偿较低显热化的相反。正是由于这种原因，过去的CAV系统常常使用过冷以适应潜热负荷，并利用二次加热来重新平衡显热负荷。在用一个干燥器盘管作用于几个区域并各区差别很大的情况下，当空气被加进每个其它区时，已经实践过满足区域所需的最低供气温度和二次加热气，以满足那个区所要求的

空气条件。如果用这种系统实现的舒适程度为良好的话，它将以大部分负责的设计者现在认为对其它具体应用是不可接受的速度消耗能量。

在本发明的舒适度加合用于一个CAV系统时，该系统理论上不应当存在区域差别，与通过改变供气的显温度以适应显负荷不同，当首先重调室内或区域恒温器或控制器以补偿负荷和尽可能接近把达到所需控制温度时，供气温度和干燥器容量起初基本上保持不变，如果用这种方式得到不充分的控制，并且盘管大小是固定的，则改变通过干燥器的冷却剂流动以便引起供气温度的变化。这种措施比常规实施方案更有效地保持了干燥能力。如果存在区域差别，则调整部分负荷室或区域，以保持低于最高负荷室的温度。这样，终端再加热需要降低至“平衡调整”。

在一个不变空气体积系统作用于几个区域的情况下，按照好的设计实践，这些区域应当具有非常接受相同的热负荷条件特性。在发生变化的情况下，具有恒定的最小热负荷的区域可作为决定同一系统所有区的主基准区，并确定在该“主基准”区的显温度调整值。然而，还要向有关的其它类似区提供再加热盘管，以便将室温调整到相同的室内显调整值。在这些其它室有不同的平均辐射温度时，必须有可变的室温恒温器，以便在给定平均辐射温度和季节控制温度条件下确定合适的室内湿调整值。

在微负荷的室内区域，已知平均辐射温度等于室内显温度，在这种情况下，合适的控制温度也等于“主基准”区显温度调整值，不需要分开测量平均辐射温度。如果包括一些周边区域，只在一个区域测量辐射温度，与对昼夜偏差预定信息和一般适用季节控制温

度的列表一起，即可自动(或人工)地确定所需的室内显温度调整值，而不需要另外的辐射温度计。通过控制骤冷水节流阀，确定所需的室内显温度。以这种方式操作温度调节装置和控制器控制的阀门，使调节空间的温度范围在舒适度方程所确定的22°C至27°C之间。

虽然完成同样的工作额，所述系统比VAV系统使用更多的能量，但它们比常规的CAV系统节省得多，后者系统必须在所有时间使所有房间保持不变的室内干球温度。常规CAV系统与具有舒适度加合的CAV系统的重要区别在于，在后者中盘管条件曲线起初当负荷降低时变得较陡，这样就可以补偿潜在负荷，而不需要象常规系统要求的那样严重过冷。

本发明具有以下优点：除了成功地满足热负荷和实现最佳舒适度之外，表1的检验结果还反映了本发明方法所具有的以下几种优点。这里，对于同样的设计要求，对于同样的办公大楼，有和设有舒适度加合的同样空调系统HFV—HCV—VAV进行了对比。

(a) 空气处理单元供气扇小。在本发明中，仅仅选用4800LPS的空气扇，相比之下，没有舒适度加合的系统需要6000LPS。这降低了固定成本和运行成本。供气扇尺寸的减小是由于ASHRAE55—1981允许的室间的温差增加引起的，由于在最大负荷条件下室内与室外条件之间的较小温差，向室内的热传递也降低了。在表1示例的情况下，室内之间负荷比线的温差由 $[24^{\circ}\text{C} - 12.4^{\circ}\text{C}] = 16.6^{\circ}\text{C} \sim [26^{\circ}\text{C} - 12.4^{\circ}\text{C}] = 13.6^{\circ}\text{C}$ ，将6000LPS条件降低到 $11.6/13.6 \times 6000 = 5118\text{LPS}$ 。

(b) 提高了VAV系统的多区容量。为了说明本发明的空气处理单元如何之泛适用于多区域负荷，要在同步设计最高负荷条件下考察

一个多区单元。为了简单起见，只考察三个区，最新设计了一个九区系统，每区配有分开选择服装隔热值的装置。

在表示本发明方法提供的人类舒适条件的表1的上述比较中，仅仅考虑了单个区的性能。提出了三个控制条件，假设每个条件涉及由分开专用的空气处理单元作用的分离区。然而，正是同步设计的最大负荷性能在实际上确定了用于几个区的一个空气处理单元中盘管和风扇的选择。该包括所有区的同步最大负荷总是小于单个区最大负荷之总合，因此比满足每个区最大负荷的总合所需的元件材料和能量要少，这是设计者周知的一个特点。为了选择空气处理单元，为便于说明而假定表1中所列的三段盘管同时存在，并同时调整在同步最高设计负荷。我们还假定，在三个区的每个区中不同时间存在的每个最高负荷能量是相等的。人们可以观察到，空气处理单元在仲夏日的下午4点达到了同步最大负荷。根据高层建筑的一般外形假定表1所示100%负荷段代表西部区域，在该区消耗总空气处理单元能量的55%，北、南及东面合并成一个第二区，下午4点，该第二区在其最大负荷60%的平均值下运行，发现它耗用空气处理单元35%的能量。楼的内部是第三区，它在同步最大负荷时在其耗用空气处理单元10%能量的几乎稳定的状态下运行。

在表1中，假定65%和50%的两个部分负荷区发生在春秋季节天气的日子里，这时，居民将穿戴夹衣。现在考虑这两部分负荷同时在最高负荷的夏天设计日子里，因此，已知年份中的时间和测定了环境温度(t_{amb})为36℃(见图8控制图的左下角)，控制系统就确定了舒适的clo值范围。然后用其来调整控制温度到其24.5℃的最佳值。以便为该区穿薄衣服的居民提供舒适的环境(在前面的例子中，

该区的控制温度仅为23℃，该区别是由于居民在春秋季节气候下穿衣较厚的缘故)。表2表示同步峰值性能。舒适度加合所需的体积流速进而降低到4136LPS。为了对比，需要没有舒适度加合的LFV—HCV—VAV系统，对比同样的同步峰值设计，调节的供气为4965LPS，在这种情况下，两种要求的比本与1比较所发现的相类似。应当强调指出，这个例子是一种特殊的假想情况，数值可能有较大的变化。因此，下述比较应该仅之看作是定性的：

(a)降低的最大负荷意味着较小的冷却器、冷却塔、管路和通道工程。

(b)干燥器设计中具有优点。降低供气的体积流量意味着可用更小表面积的盘管。另外，如果最大负荷结合有低显热比，就象美国在海岸和热带那样，进一步降低通过大盘管表面的表面速度的优点可以用在选用4136LPS中，以得到盘管条件曲线更陡的斜率，由此增强干燥作用。在这种情况下，有时可能减少盘管层次的排数。

(c)设计时有更大的灵活性。该系统中增加舒适度加合提供了更宽的多区性能范围，其中每个房间有其较好的控制温度和其较好的相对速度。因此需要更少的空气处理单元。

(d)在低负荷时保留了槽式分布节气门的“附壁效应”。当用VAV系统于一个从最大到譬如50%显负荷的范围时，存在一种由于通过节气门的低气流而失去附壁效应的危险，这会造成冷空供气的“排泄”和跟着发生的相不舒适。如表1所示，最大与50%部分负荷运行之间的体积比对于没有舒适度加合的系统为0.5，但对有舒适度加合的为0.64。从6000LPS降到3000LPS可能是困难的，但从4800LPS降到3080LPS不大会影响附壁效应(见表1)。

(e) 消除了辅助VAV单元的低效风扇对能量的浪费。 VAV单元辅助风扇用来在低负荷时增加供气量以保持附壁效应和增加空气运动, 通过混合一定比例的热返回气和调节供气, 得到一定程度的二次加热。这种设计实践增加了VAV单元的成本, 也增加了运行成本, 因为小风扇是低效的, 而且, 特别是在该区有影印机或抽烟者时, 不过滤的返回空气可能是不卫生的(Fanger, 1987)。在该“舒适度加合”系统中, 降低最大空气流速与增加最小空气流速相结合, 消除了对该昂贵且不适用方案的需要。

(f) 改善了空调房间的通风。 这是增加部分负荷室与最大负荷室之间供气体积流量比带来的附带好处。 即使常规VAV系统增加了春秋季节天气期间外界空气对通过空气处理单元的返回气的总比率, 最小的部分负荷室仍将收到比同时的更高负荷室体积少的外界空气。

(g) 在春秋季节气候将供气温度在更高处调整的那些系统的空调性能得到改善。为了增加向较低部分负荷房间的供气体积, 通常要重新调整离开干燥器盘管的供气温度。无论如何, 温度都是一个重要因素, 这是一种较差的实际情况, 因为较低部分负荷房间特性上有较低的显热比, 因此要求更多的干燥作用。向上重调供气温度与干燥器较高的表面温度相结合, 就降低了干燥作用。而且, 在向上再调期间负荷增加的房间可以不抵消它们。利用本发明的舒适度加合, 供气温度保持不变, 在极低负荷的房间其控制温度自动降低, 结果, 它们得到更多的供气, 并可达到所需的干燥程度。

表 1

澳大利亚西部佩思市高层办公
大楼设计中设计的区域性能

有本发明的
舒适度加合

没有本发明的
舒适度加合

全盘管段(在100%负荷时)

室干球温度℃	26	24
供气干球温度℃	12.4	12.4
室内水分(g/Kg)	9.28	9
室内相对湿度%	44	48
类似供气LPS	4800	6000
室湿负荷KW	79	83
室内显热比	0.87	0.87
总冷却容量KW	110	116
总水LPS	3.6	4.0

部分盘管段(65%负荷)

室干球温度℃*	23	24
供气干球温度℃	12.4	12.4
室内水分g/Kg	10.6	10.6
室内相比湿度%	60	57
供气体积LPS	4000	3900

室显负荷KW	51.0	54.3
室内显热比	0.65	0.67
总冷却	88.4	90.2
总水LPS	4.5	4.5

最大负荷对65%部分负荷 的供气体积比	1.2	1.54
------------------------	-----	------

部分盘管段(50%)		
室内干球温度℃	22.8	24
供气干球温度℃	12.4	12.4
室内水分g/Kg	11.3	11.5
室内相对湿度%	64	61
供气体积LPS	3080	3000
室可显负荷KW	39.6	42.0
室显热比	0.60	0.60
总冷却KW	7.10	74.9
总水PLS	2.8	3.0

最大负荷对50%部分负荷 的供气体积比	1.56	2.00
------------------------	------	------

★如图3曲线所示，假定空气干球温度 t_a = 平均辐射温度 t_r 。

表 2

同步峰值下空气处理单元的设计性能

	有舒适度加合		没有舒适度加合	
	KW	LPS	KW	LPS
在55%A. H. U. 负荷下的西区	60.5	2640	63.8	3300
在35%A. H. U. 负荷下的东、北南区	31.0	1232	31.5	1365
在10%A. H. U. 负荷下的内区	7.0	264	7.6	300
总 计	98.5	4136	102.9	4965

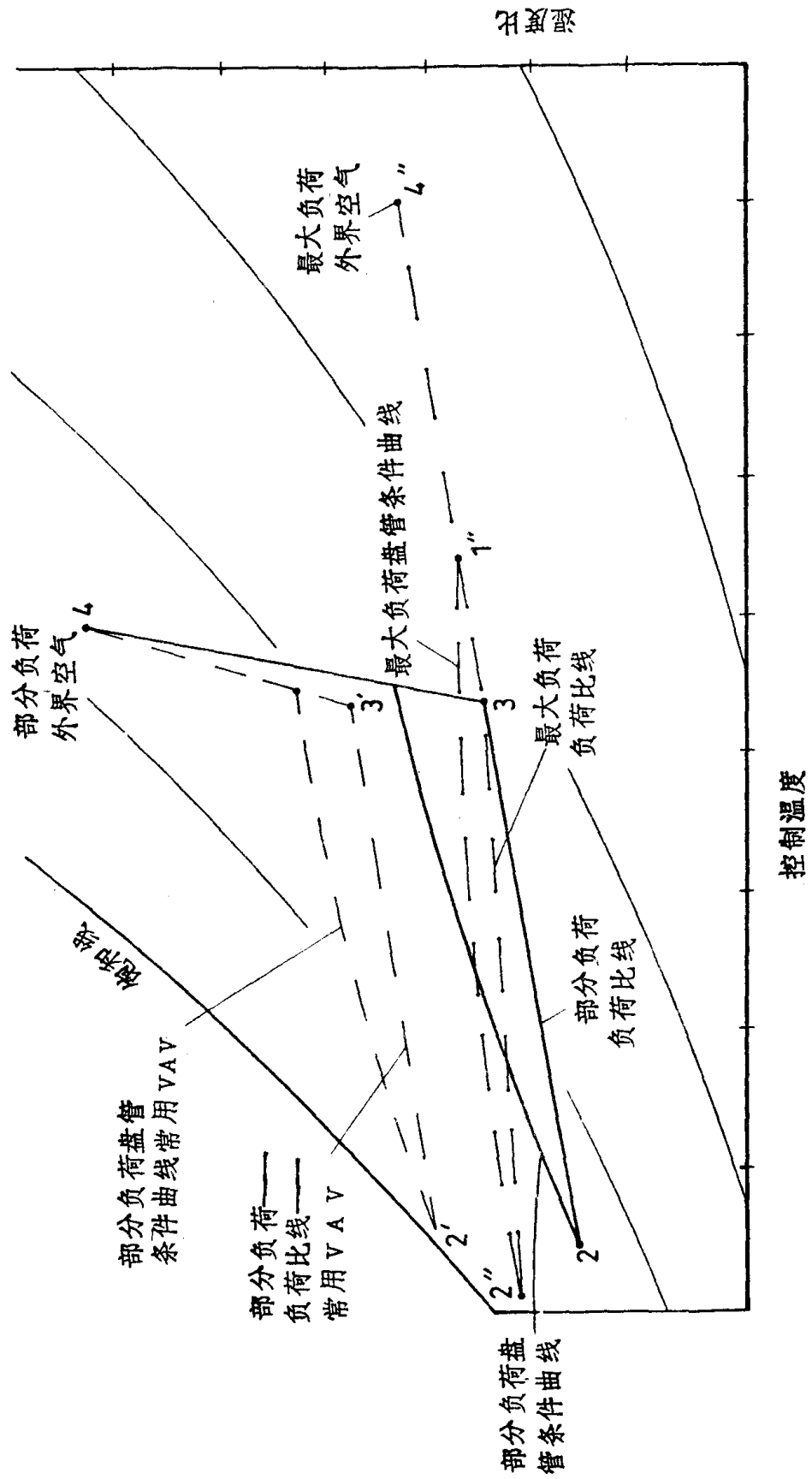


图 1

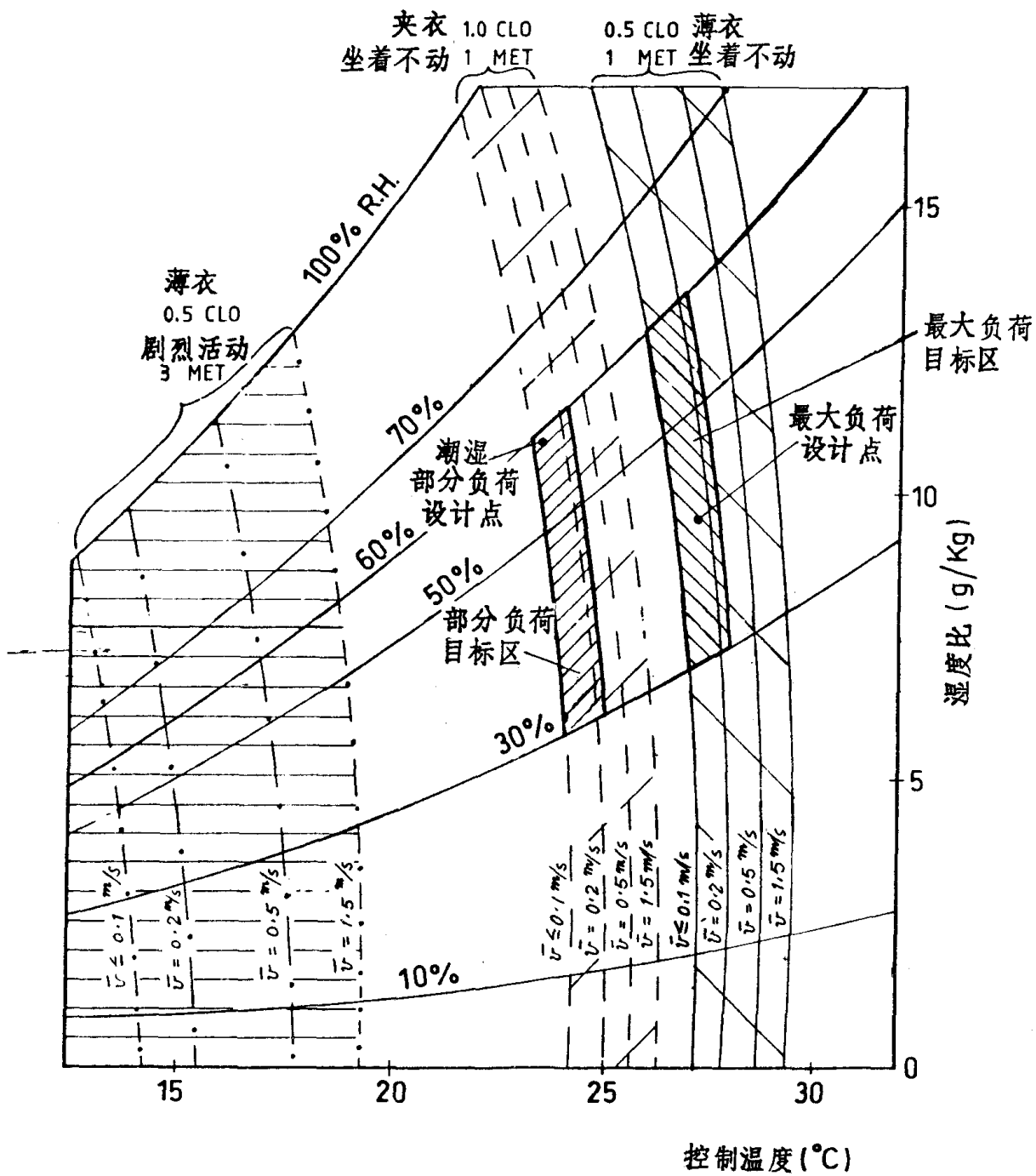


图 2

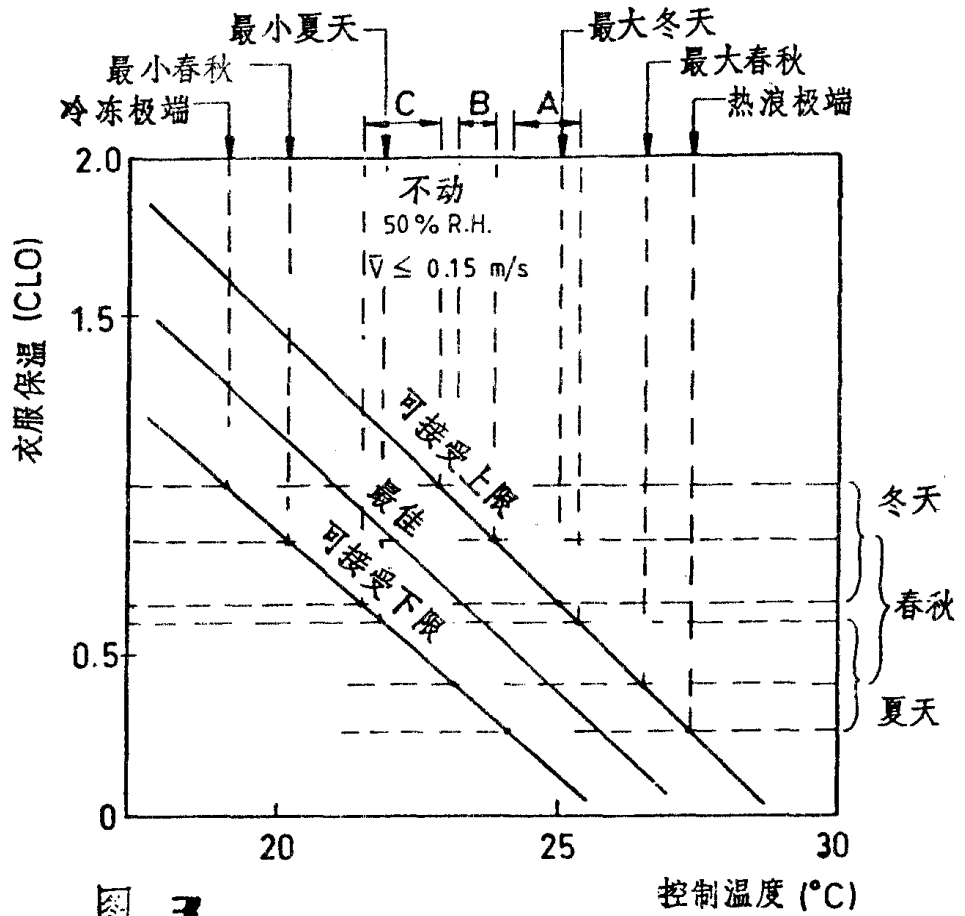


图 3

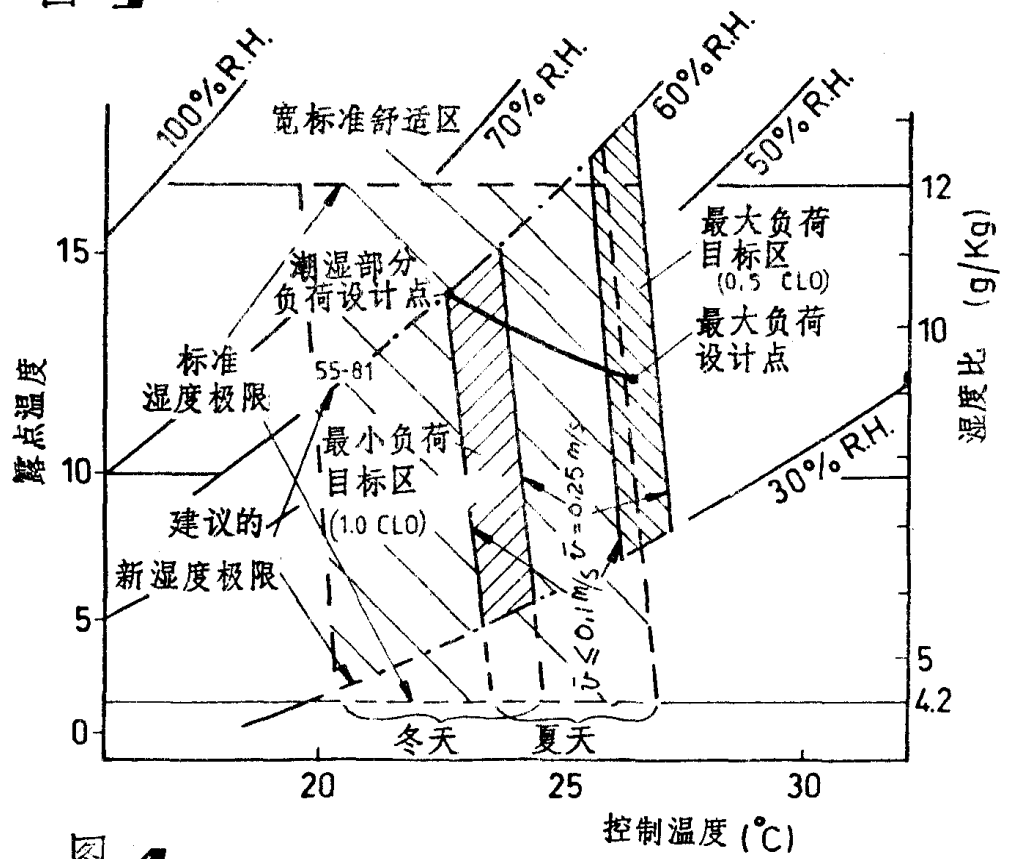


图 4

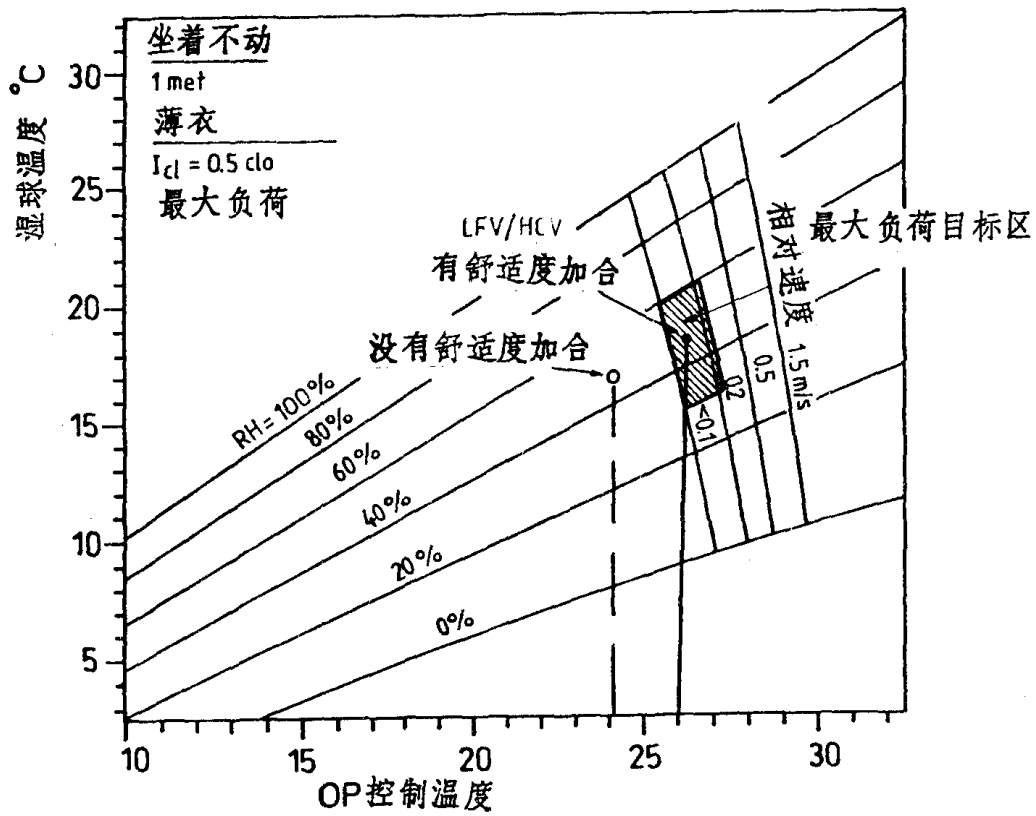


图 5a

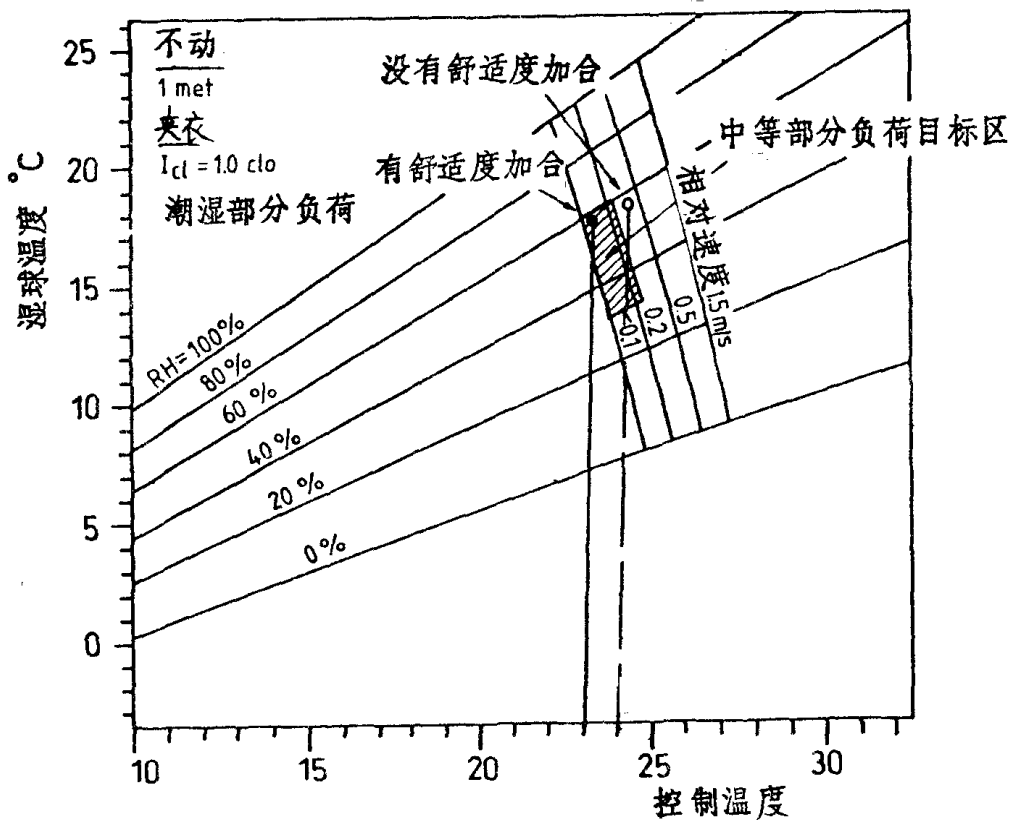


图 5b

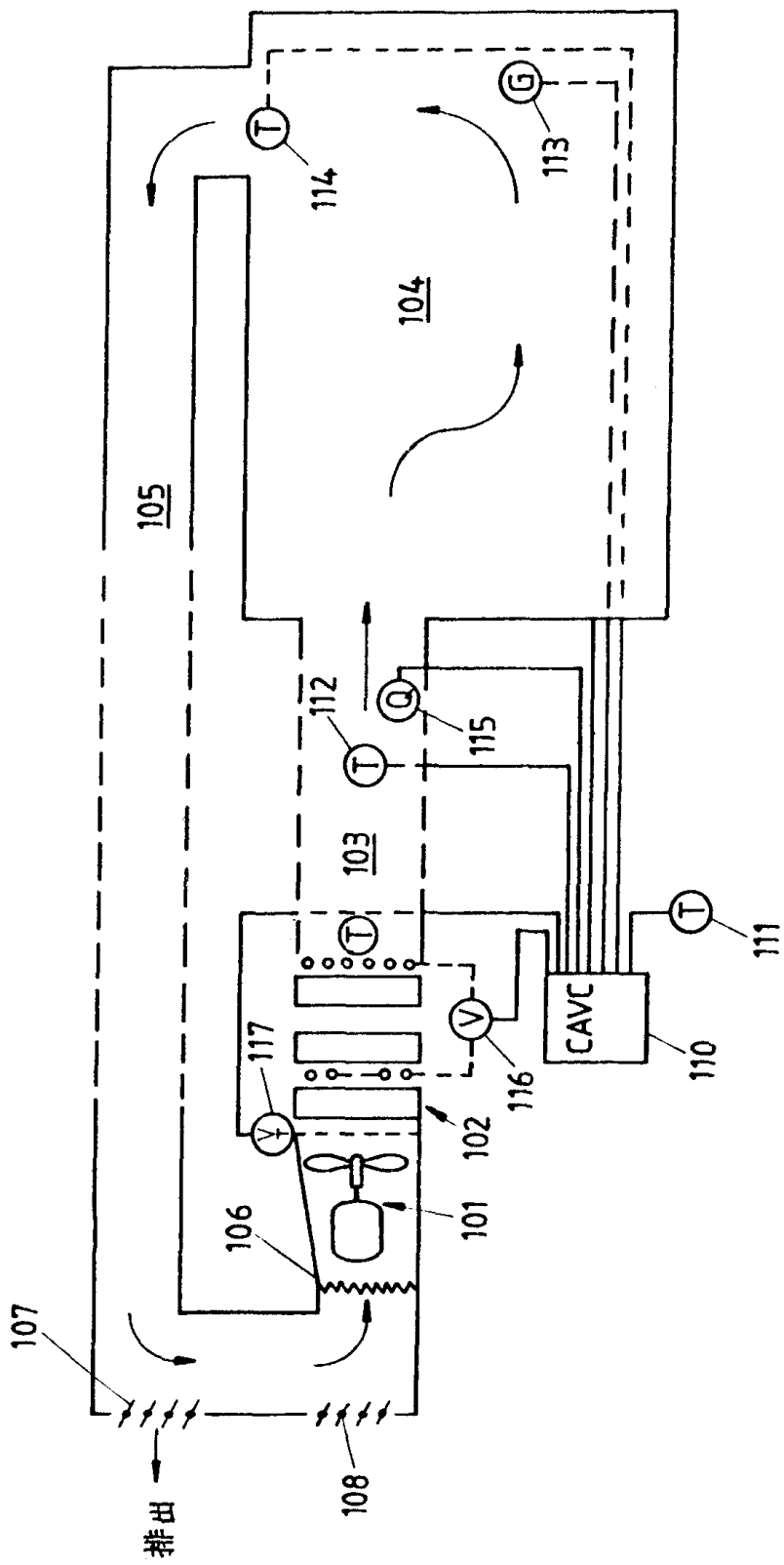


图 6a

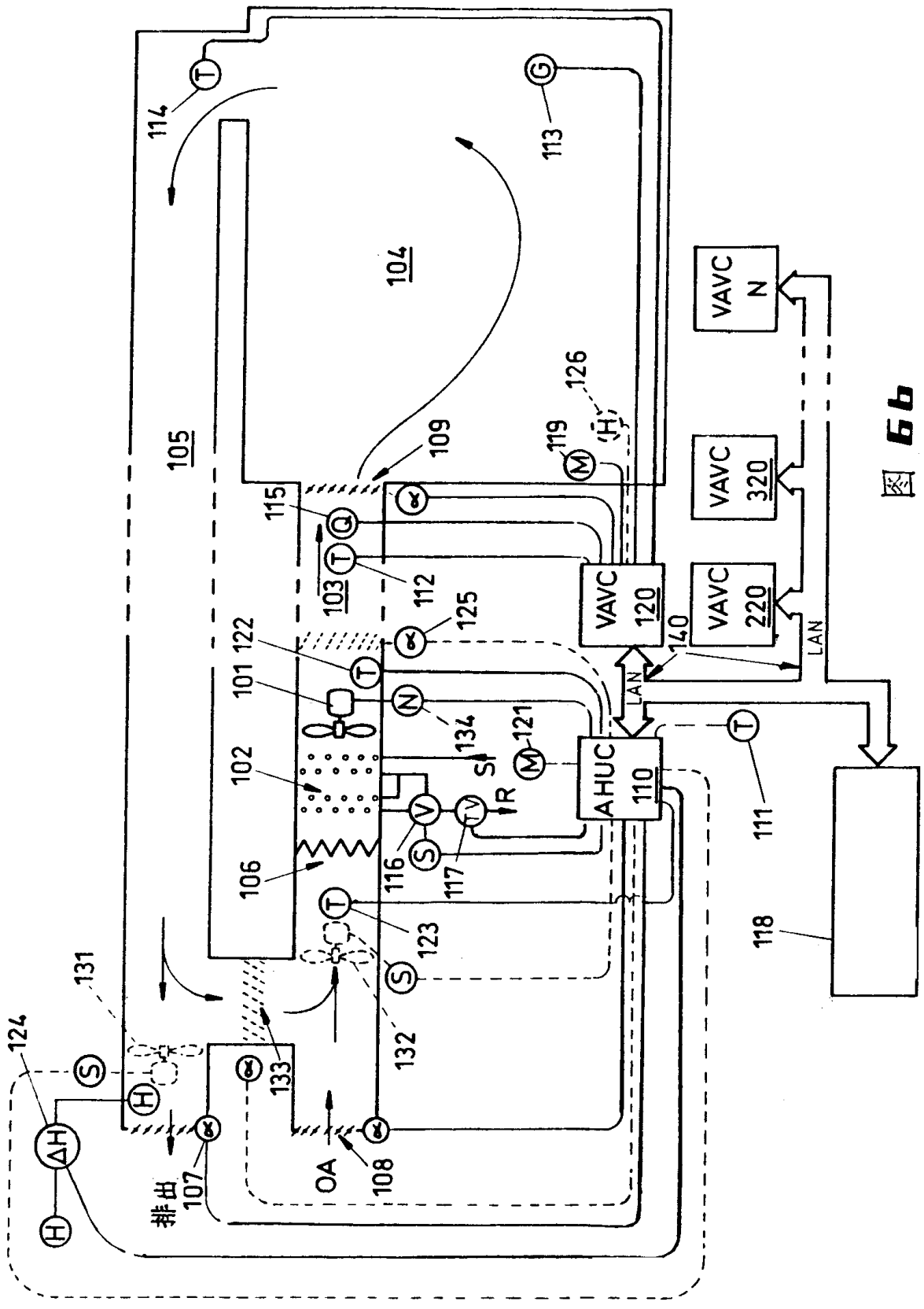


图 6b

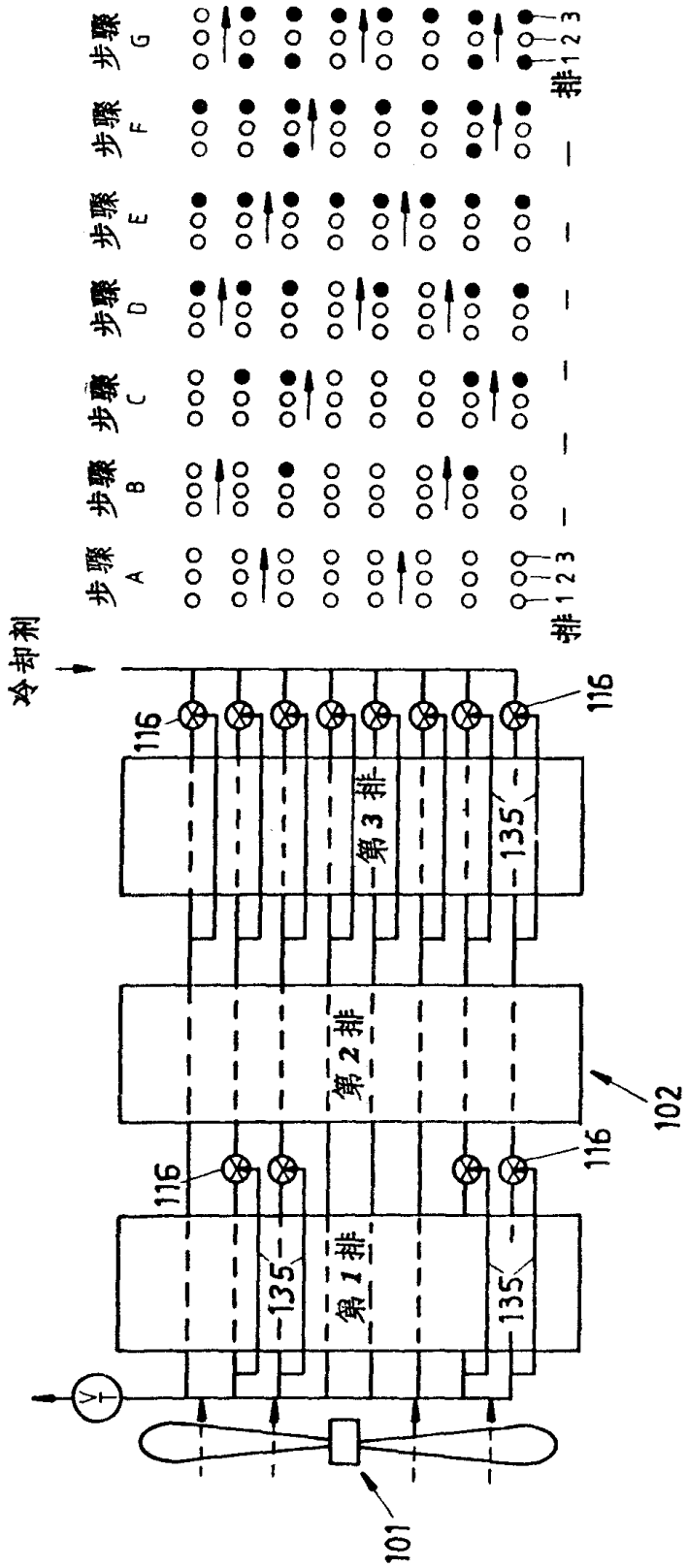


图 7

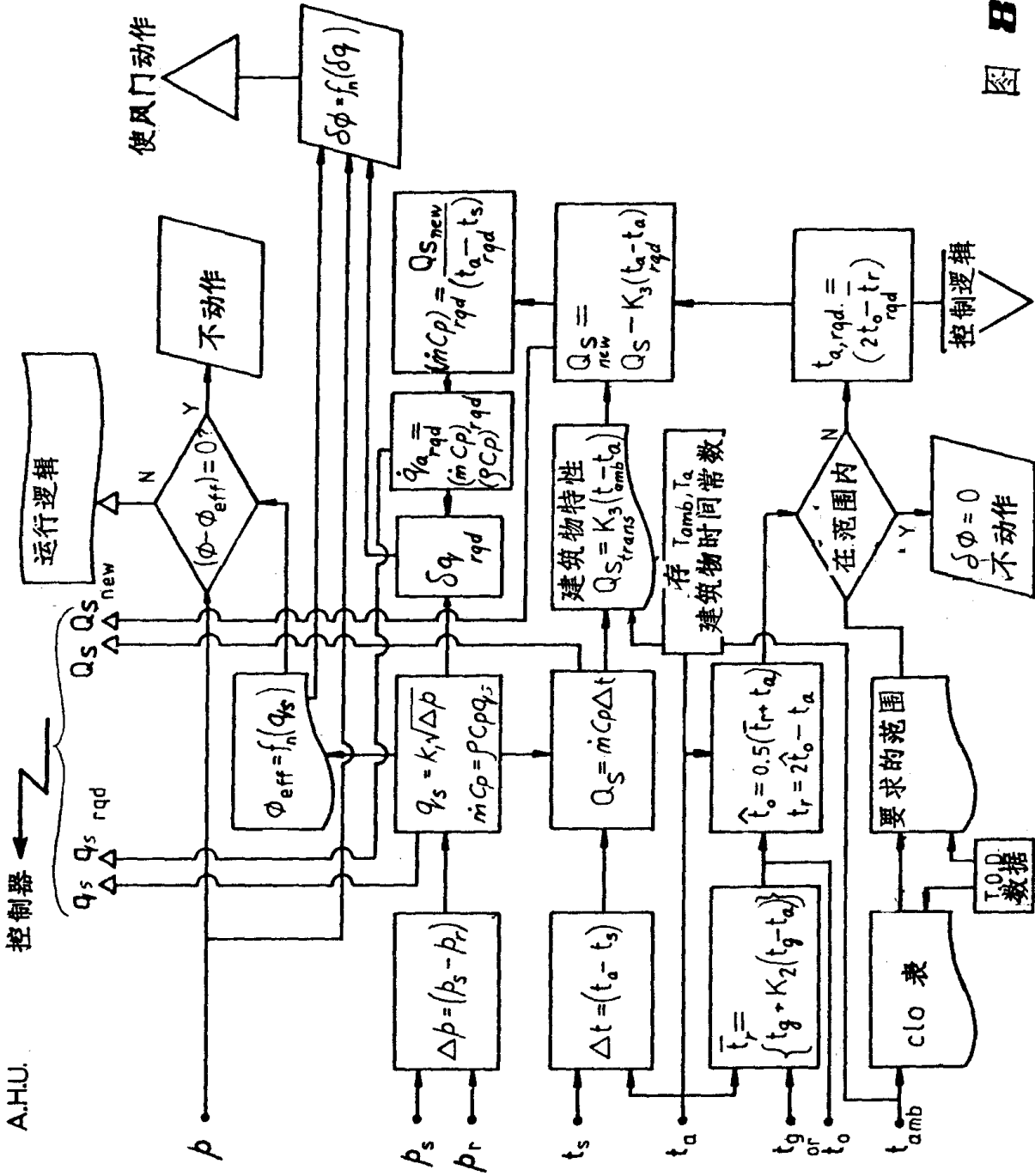


图 8

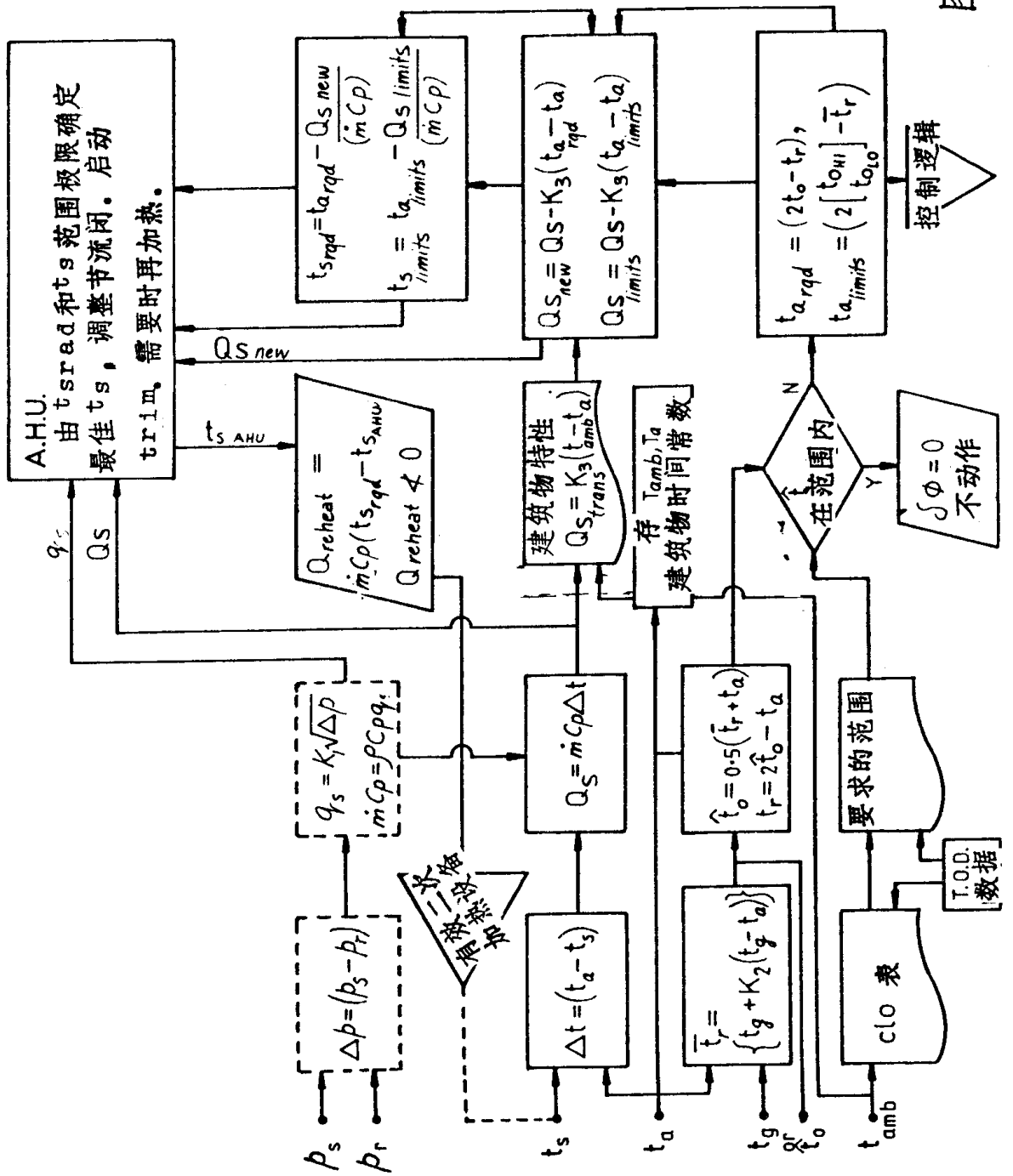


图 9