

变风量空调系统的设计和工程实例

邱步 聂报安 THOMAS A. PODGURSKI 马跃田 谭保东

美国皇家空调设备工程公司

510620 广州市黄浦大道西 201 号金泽大厦 808 室

摘要:

简要介绍了变风量空调系统;从工程角度出发对变风量空调系统的设计要点作了说明;着重阐述了采用变风量风口作为末端的变风量空调的系统设计;对工程中的重点——控制与调试,作了介绍;以北京北大太平洋电子科技广场为代表引入了变风量的节能计算;以厦门国际银行大厦为代表介绍了以变风量箱结合变风量风口的变风量空调工程实例;以北京爱立信移动通信公司空调系统为代表,介绍了以电子式控制单元结合单风管再热型末端的变风量空调系统控制工程实例;以卡夫广通麦氏咖啡食品公司空调系统为代表,介绍了以直接数字式控制单元及计算机网络结合双风管系统的变风量空调系统控制工程实例。

关键词: 变风量系统 TF 变风量风口 自动控制 调试 节能

Variable Air Volume System Design and Application

Abstract:

Gives an introduction of variable air volume (VAV) system design and its based applications in several working projects. Giving a detailed design method and procedure for Therma Fuser™ type VAV system. Discussing controls and commissioning of VAV system. Using Beijing Peking University Pacific Electronic technology Plaza as an example for energy-saving analysis. Using Beijing Ericsson Air-conditioning System as an working example for single-duct electronic terminal control with reheat. Example using Maxwell House Coffee as a working dual-duct VAV system with DDC control and network.

Keywords: VAV system, Therma Fuser™, Automation, Commissioning, Energy-saving

前言

变风量空调系统是利用改变进入空调区域的送风量来适应区域内负荷变化的一种空调系统。其最大优点在于节能和提供良好的舒适性。

当今变风量空调系统已经发展到可以通过计算机网络对空调系统进行实时采样、监测、分析和调控,实现全天候、全方位、全过程控制智能化,并成为现代化智能化大楼的一部分。

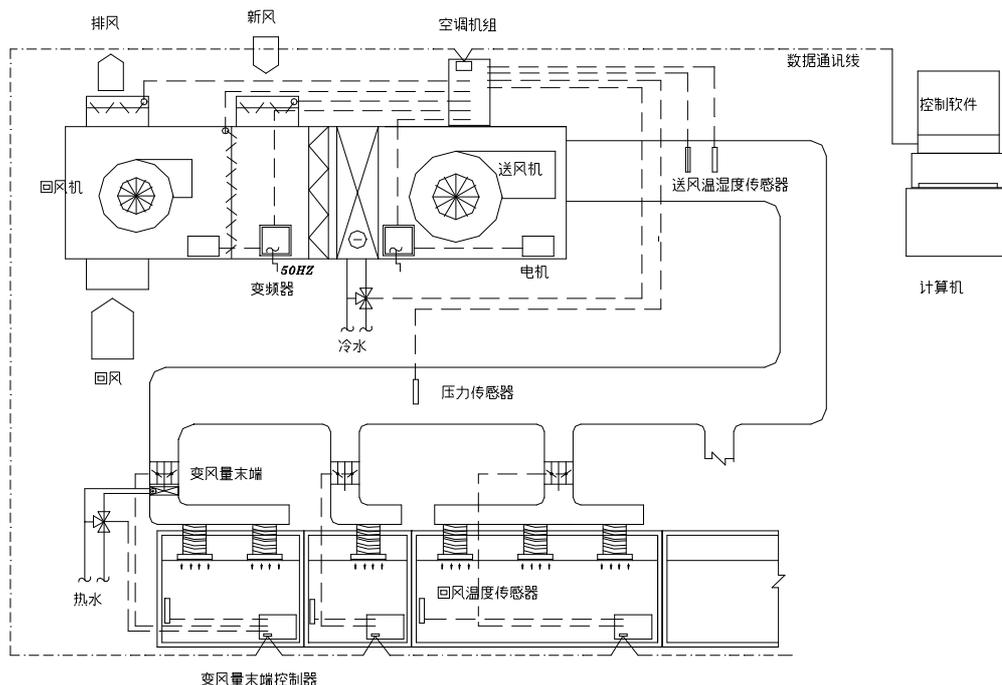


图 1 典型的变风量系统

1. 变风量空调系统简介

1.1 变风量空调系统的工作过程

一个典型的智能化控制型单风管带再热盘管的变风量空调系统如图 1 所示。

空调室内回风与室外新风混合，经集中式空调机组处理后，由风管送到各个空调区域。控制器根据室内负荷的大小，通过改变变风量末端风阀的开度，调节送入室内的风量；当室内需要供热时，再热盘管的热水阀打开，送风温度提高，通过改变变风量末端风阀的开度，调节送入室内的热风量。

空调房间送风量的改变，导致送风总管静压的变化，总管压力传感器测量风管系统静压后，由自控系统通过调节风机的送风量实现定静压控制。

冷水盘管的三通阀调节冷水的流量使送风温度保持恒定，新风量和室内正压由送风机和回风机同时控制。

系统的各个测量点可以与计算机通讯，进行实时监测、分析和调控并可以优化控制参数，实现最佳的控制方案。

1.2. 变风量空调系统的分类

广义上说，凡是改变系统送风量的空调系统都是变风量空调系统。在目前的工程实际中，变风量空调系统主要有以下两种形式：单风管变风量系统和双风管变风量系统。其中单风管变风量系统又分为普通单风管变风量系统和单风管末端再热变风量系统。

双风管变风量空调系统分别设有冷、热风管，可以根据室内的负荷情况精确地调节供冷量和供热量，在任何情况下均可满足房间的温度要求，具有调节方便、热稳定性好的特点。适合在一些舒适性要求高的空调场所使用。

1.3. 变风量末端的分类

变风量末端分为两种类型：变风量箱和变风量风口，其区别在于前者改变风量后再由某种形式的风口向空调室内送风，而后者则是直接在送风口处改变送风量。二者的工作特性和气流组织有很大的不同。

目前常用的变风量箱有三种类型：节流型、风机动力型和旁通型。

节流型变风量箱是最基本也是应用最多的一种的变风量箱，单风管型变风量箱由一个节流阀加上对该阀的控制和调节装置及外壳组成，双风管型变风量箱则由两个节流型变风量箱组成。按是否补偿压力变化，可分为压力无关型和压力有关型两种。压力无关型因反应快，室温波动小，控制稳定性好，在目前使用较普遍。

目前在工程中应用的变风量风口主要有两种类型：电力驱动型和热力驱动型。

1.4. 变风量空调系统的优点

1.4.1 变风量空调系统具有卓越的节能性

变风量空调系统最大的优点在于节能，它主要体现在以下三个方面：

1) 减少空调风机运行能耗

由于空调系统在全年实际运行的大部分时间内均处于部分负荷状态，变风量空调系统相应的送风量随之减少，带变频驱动装置的风机大多数情况下在中低速下运行。根据理论计算，空调风机的电力消耗全年平均可降低 50%以上，有关数据在本文后面的章节中将作进一步讨论。

2) 充分利用室外新风作为冷源，降低制冷系统的运行能耗

由于变风量空调系统是全空气空调系统，在任何季节，只要当室外新风的焓值低于室内值时，室外新风就可以作为系统冷源，变风量空调系统就可以在经济循环模式下运行。

3) 能量动态转移，实现综合效益

变风量空调系统节能很重要的一点在于变风量空调系统在设计时充分考虑了瞬时负荷及内外区的热平衡。

变风量空调系统的设计是真正基于逐时负荷的设计，系统可以根据需要随时调节分配到各个区域内的送风量和供冷量(或供热量)。系统总送风量为各时段中所有区域要求风量之和的最大值，而不是所有区域要求风量最大值之和。前者通常只占后者的 70%~90%，因此变风量空调系统可以显著减少系统的总送风量。

在现代建筑尤其是现代高层建筑的空调系统设计中，由于负荷的内外区的特性差异大，内区通常表现为全年冷负荷，而外区则既有冷负荷又有热负荷。变风量空调系统通过回风的混合可以实现能量在区域之间流动，内区的一部分得热可以转移到外区。这就是所谓热平衡。

据统计，在一般的办公楼及商用建筑中，采用变风量空调系统设计通常可以减少制冷设备总容量的 10%至 30%，带来的直接和间接的经济利益非常可观。

1.4.2 变风量空调系统的其他优点还包括具有良好的舒适性及自平衡特性，维护非常方便，运行费用低等。

1.5. 变风量空调系统的适用范围

由于变风量空调系统特性优良和技术成熟，它已经被广泛地用于各种工程实践中。但在选择变风量空调系统时，应注意分析系统中负荷的性质，并考虑系统是否对风量有特殊的要求。通常变风量空调系统对于室内负荷变化较大的舒适性智能化建筑非常适合，如办公室、会议中心、银行、商场、宴会厅等。

对于一些特殊场所，如室内负荷变化不大，通风要求较高时，使用定风量系统空调可能是更好的选择。例如在医院手术室、实验室、工业机房等。

2. 变风量系统设计

2.1 空调分区

一般空调系统是按不同用途和使用时间进行分区的，而变风量空调系统系统的设计中，还经常按负荷特性分区，对于进深较大的空调房间宜分为内、外区，其中外区进深可取 3~5m(距离外墙或外窗)。

2.2 风系统设计

2.2.1 空调机组选型

空调机组是变风量空调系统中最重要部件之一，在设计上比普通的空调机组要多考虑一些问题。它要求风机的工作范围在流量—静压特性曲线中较为陡峭的一段，这和普通的空调机组刚好相反。因为变风量空调系统一般通过维持送风系统静压来控制送风机的风量，这就要求在风机的特性中，流量的变化对系统静压变化必须敏感。

2.2.2 变风量末端的选择

在目前的工程实践当中，主要使用两种类型的变风量末端：(压力无关型)变风量箱和变风量风口。两者均能实现区域的独立温度控制，不过变风量箱具备较大的通风能力，通常每个变风量箱带 3~6 个风口，可控制的空调区域范围较大；当要求将空调空间划分为多个较小单元的独立控制区域时，从经济性考虑，可采用变风量风口。

2.2.3 气流组织设计

- 1) 对普通变风量箱+送风口形式的系统而言，在风量减少时送风口的风速衰减较快，可能会产生送冷风时冷气流下坠，送热风时热空气无法抵达工作区域等弊端，解决办法是采用扩散性能好的送风口：如条缝形风口，灯具型风口等。
- 2) 对采用变风量风口的系统而言，因为可随室内负荷变化自动调节送风口风阀开度，从而改变送风量，因此能维持送风口风速相对恒定，可以保证送风的高射程和良好的贴附能力。

2.2.4 风管设计

2.2.4.1 普通变风量箱+送风口形式的系统风管设计

- 1) 由于变风量系统是一种全空气系统，相对风机盘管+新风系统而言，势必要在节省吊顶空间上多作考虑，通常做法是提高送风的流速；在吊顶空间受限制的情况下，一种可行办法是采用风机动力型变风量箱，只输送一次风，可加大送风温差，减少送风量，缩小风管尺寸。
- 2) 因为压力无关型变风量箱都带有风速传感器，对于连接变风量箱的入口支管，应留有 3 倍管径以上长度的直管段，以保证测量准确。
- 3) 在设计风量下从变风量箱出风口到房间送风口间的风管压力损失一般不要超过 50Pa。

3. TF 变风量风口的系统设计

本章介绍美国 ACUTHERM 公司生产的变风量风口(Therma Fuser™，简称 TF 变风量风口)的工作原理和系统设计方法。

3.1 TF 变风量风口的工作原理

TF 变风量风口 (Therma Fuser™) 是一种带有内置温度控制器, 依靠热敏感物质的膨胀收缩作用来驱动风阀进行风量调节的变风量末端。

温控器是一个充有石油蜡状物的小铜柱。温度升高时, 蜡状物融化膨胀, 向外推动柱塞, 温度降低时, 蜡状物凝固收缩, 弹簧将柱塞拉回。通过柱塞运动成比例地调节风阀的开度。

TF 变风量风口是通过空气诱导作用感受进入风口的室内空气 (二次风) 的温度来得到室内平均温度的, 其结构示意图如下 (图 2):

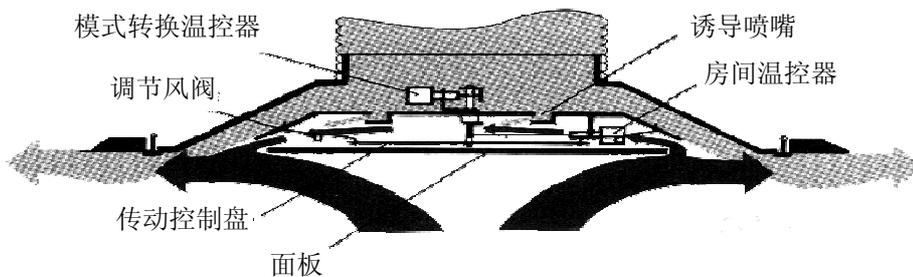


图 2. TF 风口 结构示意图

上图为冷热型 TF 变风量风口。它有三个温控器, 其中一个为模式转换温控器, 另两个为房间温控器, 分别是: 供冷温控器和供热温控器。

模式转换温控器位于风管入口处, 感应送风温度, 用来控制供冷和供热的模式转换。当送风温度升高, 达到 24.5°C 时, 风口由供冷模式开始向供热模式进行转换, 并在送风温度达到 26.5°C 时完成转换。在此温度以上, 风口处于供热模式, 即供冷温控器对风阀不起调节作用, 风阀仅由供热温控器进行控制。当送风温度降低到 20°C 以下时, 风口由供热模式转换回供冷模式。

供冷温控器和供热温控器均安置在回风诱导管内, 它们可以充分感应诱导风温来控制风阀。在供冷模式下, 由供冷温控器负责控制风阀的开度, 风阀的开度会随房间温度的升高而增大; 而在供热模式时, 则由供热温控器负责控制风阀开度, 风阀开度会随房间温度的升高而减小。

TF 变风量风口还有其他两种类型: 单冷带快速供热型和单冷型。

单冷带快速供热型风口中除了有一个供冷温控器外, 在风管入口处, 还有一个快速供热温控器。当送风温度升高, 达到 23.3°C 时, 快速供热温控器开始动作, 通过膨胀作用推动传动臂打开风阀, 使热空气送入房间, 当送风温度达到 26.7°C 时, 风阀处于全开状态。

单冷型风口中仅有一个供冷温控器, 其温度调节范围为: 21~25.5°C。

3.2. TF 变风量风口的特点

3.2.1 独立的温度控制

每个 TF 变风量风口内均设置有温控器、执行机构和调节阀门, 因而构成一套独立的区域温度控制系统。它不但适用于多个不同的房间, 并且也适用于将一个开敞的空间划分为若干个独立控制区域的房间。

3.2.2 适应房间布局的任意变化

对使用 TF 变风量风口的空调系统, 在一般情况下, 增加或拆除房间隔墙不会破坏系统分区。除非在特殊的情况下——增加的隔墙刚好位于风口下方, 这时亦只需简单地移动一下风口即可, 施工极为简便。

3.2.3 在变风量末端中最节能

TF 变风量风口的阻力接近于普通送风口, 因此它是阻力最小的一种变风量末端。与普通的变风量箱系统相比, 它避免了变风量箱的压力降, 因而可以采用较低压的送风系统及选用较低功率的送风机, 大幅降低送风机的能耗。

因为每个 TF 变风量风口均构成独立的温度控制区域, 可避免空调房间的局部出现过冷或过热的现象, 从而节省制冷或供热系统的能耗。

另外，TF 变风量风口的控制调节完全依靠本身的热敏元件提供驱动力，不需消耗任何外界能量。

3.2.4 气流组织卓越

普通的变风量箱系统的下送天花型送风口均不能自动调节开度，风口风速会随送风量的改变而变化，在送风量减少的情况下，送风风速相应降低，可能出现供冷时冷气流下坠或供热时热风达不到工作区域等弊端。

采用 TF 变风量风口可圆满地解决这个问题。它是随负荷的变化自动调节风阀开度的，在送风风速相对恒定的前提下，通过改变风口的流通面积来调节送风量。因此它能够保证送风的高射程和良好的贴附能力，使室内空气的流动更加充分，从而使室内的温度场分布更趋于一致。

3.2.5 实现独立区域控制的投资最少

因为 TF 变风量风口自身带有实现控制的所有部件，安装时只需接上送风管道即可，无需任何特殊技术和设备，一个人即可方便地安装 TF 变风量风口。同时，因为 TF 变风量风口无需电源，也不用任何外界动力来驱动执行装置，因而可以节省复杂而昂贵的电气布线系统以及电动(或气动)驱动装置和控制接线的材料费和安装费。选用 TF 变风量风口的系统总造价低于其他类型的变风量系统。

3.2.6 精确地控制室内温度

TF 变风量风口的温度传感器置于风口内部，随时诱导室内空气的温度来调节风阀，因此它永远处于最合适的位置。这种设计能控制室内平均温度保持在 $\pm 0.9^{\circ}\text{C}$ 偏差范围内。

3.2.7 维护量极少

据使用了 TF 变风量风口 15 年之久的用户证实，该风口无需任何维护工作。仅需在适当的时候抹一抹外表面的灰尘。用户无需储存任何备件。

3.3 适用范围：

TF 变风量风口适用于办公大楼、会议中心、图书馆、商场和宴会厅等建筑类型。

- 新建项目：提供相对较低的一次性投资的独立温度控制。
- 改建项目：无需更改空调管道即可使原有空调系统升级，实现独立的温度控制。
- 满足特定的需要：改善原有系统不尽人意的区域的空调；满足局部区域特殊的温度控制要求等等。
 - ❖ 对原有的定风量空调系统进行局部的变风量改造时，只要变风量之和不超过系统总风量的 30%，就可以直接安装 TF 变风量风口而无需增加静压控制装置。

3.4 采用 TF 变风量风口的空调系统设计

3.4.1 送风管系统

TF 变风量风口的原理及构造决定了其风管入口静压必然受到限制，它是一种低压变风量末端。TF 变风量风口在低压风管系统中是完全适用的。

如果想在高压或中压送风管系统中采用 TF 变风量风口，可以用加装压力无关型调节装置（PIM）的方法来进行管路设计。空调机组与 PIM 之间的送风管可以设计为高压或中压风管，PIM 之后的风管设计为低压风管，TF 变风量风口可用在 PIM 之后的低压风管中。

3.4.2 管路设计

3.4.2.1 在进行 TF 变风量风口的低压送风管路设计时，应注意使第一个 TF 变风量风口（距离送风机或静压控制装置最近）的入口静压不超过 62Pa（依据不同的噪音标准而不同），并保证最后一个 TF 变风量风口有足够的入口静压（不低于 12Pa）。

3.4.2.2 对于简单（等效长度在 15 米以内）的 TF 变风量风口低压管路系统可直接在风机处进行静压控制（如采用变频驱动器、旁通风阀、出风口调节风阀等方式）即可满足设计要求。

3.4.2.3 对于复杂的管路系统，应进行适当的管路布置和水力计算，使每一支路的压力降能满足 TF 变风量风口的入口静压要求，并在支路的始端设置压力无关型调节装置（PIM），以保证支路中静压控制点维持在设定值。

3.4.3 低压送风管道计算方法:

- A. 在建筑平面图中画出空调送风管道系统简图, 布置好 TF 变风量风口, 标出每个风口的设计风量。
- B. 从 TF 变风量风口的性能参数表中找出距风机或静压控制装置最远的风口在设计风量下所对应的静压值。
- C. 确定距风机或静压控制装置最近的风口的风管分支处的静压值。这个静压值通常为 62Pa, 如果此处风口要求的噪音标准要求较高的话, 则应取更小的静压值。
- D. C 项减去 B 项, 得出允许的压力降值。
- E. 计算从第一个风口的分支处到最后一个风口的风管等效长度。

注: 等效长度是指风管的实际长度加上弯头、三通等风管部件的折算长度。对于低速风管, 弯头的等效长度通常可折算为 1.3 米。

- F. D 项除以 E 项得出单位长度风管压力降 P_m 值。
- G. 确定风管截面尺寸。通常用两种方法: 等压降法和非等压降法。

- 等压降法:

以单位长度风管压力降 P_m 值相等为前提, 在已知总压力降值的情况下, 取最长的环路或压力损失最大的环路将总的压力降平均分配给风管的各个部分, 再根据各部分的风量和所分配的压力降值确定风管截面的尺寸。

通常建议低压送风管的风速选择在 3.6m/s~6.6m/s 之间; 单位长度风管的阻力降 P_m 值控制在 0.33~0.82Pa/m 之间。

- 非等压降法:

在采用等压降法受限制的情况下, 可以采用非等压降法。例如采用等压降法, 在接近风机处的风管管径很大, 而安装空间又不够时, 可以采用非等压降法。即在距风机较近处可选用较高的 P_m 值, 而在距风机较远的系统末端可选用较低的 P_m 值。具体步骤如下:

- A. 选择恰当的分段点, 通常将 30 米~45 米长的风管分成 6 米~9 米长的若干段, 如果风管总长度超过 45 米, 则超过部分也视为一段。

注: 这里风管长度指的是等效长度而非实际长度。

- B. 分配每段的压力降值, 从距风机最近的一段开始, 依次向后。通常第一段的 P_m 值= P_m 的平均值 $\times 1.5$, 该段压力降值为最大值, 最后一段压力降值为最小值。
- C. 根据各段的风量和所分配的压力降值确定风管截面的尺寸, 并结合环路间的平衡进行调节, 以保证总压力降值小于允许的压力降值。

4. 变风量空调工程中的控制与调试

4.1. 变风量空调系统的参数控制

4.1.1 变风量末端的控制

- 压力有关型

压力有关型变风量末端控制器通过对温度传感器的信号进行采样, 输出以风阀开度为控制目标的信号, 从而维持室温恒定。当一个区域的风量变化而引起主管的静压变化时, 会导致其他区域内的送风量也相应变化, 系统随各区域负荷的变化不断重新平衡。

- 压力无关型

压力无关型变风量末端控制器通过对温度传感器的信号进行采样, 输出以送风量为控制目标的信号, 以控制风阀开度, 使得送入房间的送风量趋向于所要求的风量, 从而维持室温的恒定。

压力无关型变风量末端风阀的开度是服从于送风量的, 所以当区域的风量变化而引起主管的静压变化

时，其他区域内的送风量不会相应变化。风阀驱动器的控制只由计算所需的风量信号决定。需要注意的是，风阀驱动器的控制在有些系统中与送风温度有关，例如供冷、供热时的动作是相反的。

4.1.2. 空调风系统静压控制

- 单风管变风量系统

变风量系统必须控制送风量。否则当末端风阀关小时，系统总送风量减少，风管内静压升高，漏风增加。末端风阀会出现噪音增大，无法控制的情况。同时也造成风机能量浪费。

送风量的控制普遍采用的是静压控制法。静压控制点的静压应尽可能低，以节约风机能量。但必须保证设计工况下每个区域在此静压下能得到所需风量。静压控制器应该是比例积分型，以消除静态偏移及提高系统的稳定性。如果采用单纯的比例型静压控制器，当上游区域负荷减少时，静压增加会造成风机动作较快。造成风机不必要的能量损失。

静压控制点的选择应在风管系统的压力曲线上优化选择，通常安装在送风机到系统末端的 $2/3 \sim 3/4$ 之间。

除了安装静压控制器以外，在风机出口应安装静压保护装置，以避免出口静压过高而损坏风管。（例如在火警时防火阀关闭）。进风控制系统应与送风机开停控制联锁，当风机停止运行时，风机进风阀应关闭或回到最小开度位置。这样就可以避免风机在启动或运行在通风模式时出现风机过载，损坏风管的现象。

- 双风管双风机变风量系统

双风管变风量空调系统的静压控制与单风管类似，只是每一路风管都有独立的静压控制。

4.1.3. 送风温度的控制

变风量空调系统通常采用的是定送风温度控制。当系统负荷很低时，我们也可以通过提高送风温度来节约冷量，因为此时提高送风温度后可以避免再热，即冷热抵销。但节省冷量的同时也可能带来风机能耗的增大。有时提高送风温度，还可能会影响舒适性。所以这里存在一个优化的问题。必须在总体节能的前提下，才能考虑实行调节送风温度的方案。

供冷模式中送风温度通常设计 13°C 左右，在供暖或预热模式时冷水阀关闭，送风温度重新设定。在新风节能经济循环中，送风温度也在 13°C 左右。

4.1.4 新风量的控制

- 设定变风量末端最小开度

变风量空调系统的送风量大小是由空调室内负荷决定的，当室内负荷的减少时，送风量和新风量同时减少。为了保证房间最小新风量，在系统设计时，一种方法是对变风量末端风阀设置最小开度。最小开度的意义是，风阀永远不会完全关闭，始终有一部分空气进入房间，以保证房间的新风及换气要求。但是，采用从空调机组引入新风，在末端设定最小开度的方法，在室内负荷较低的情况下，有可能造成室内过冷。同时，采用设定变风量末端最小开度的方法，在确定系统新风比时，需要进行复杂的经济技术比较。如果要保证每个末端风阀在 $15\% \sim 30\%$ 的最小开度时，相对应的区域仍能得到所需的新风量，通常所要求系统的新风比会很高，造成耗能过大。而且采用设定变风量末端最小开度的方法，需要根据室内负荷变化，不断对系统总新风比进行调节。

- 系统总新风量的控制

新风阀由新风焓控制器控制，当室外新风的焓值不适宜作为冷源时，新风阀回到最小开度。只要当室外新风的焓值低于室内值时，变风量系统就可以在经济循环模式下运行。即采用 100%室外新风，充分利用室外新风作为冷源。

需要注意的一点是，变风量系统在采用经济循环模式时，必须对新风阀、回风阀及排风阀加以控制，以满足室内静压要求。

4.1.5 其他系统部件的控制：

4.1.5.1 加热盘管的控制

加热盘管在变风量系统中用于除湿或寒冷季节的供暖。在寒冷季节，我们经常用早晨预热模式对空调房间进行快速升温。

4.1.5.2 回风控制

通过一个室内静压控制器调节回风阀及回风机转速，可以得到所需回风量。

4.1.6 变风量末端的网络化

我们可以利用网络将空调系统各个部分联系起来，用来对系统进行分析和优化，以得到最大的节能和舒适效果。利用系统联网，我们可以监测每个运行或非运行的空调房间，观测每个变风量末端的温度和流量，优化送风温度，根据设定时间计划定时开机或停机，自动关闭每个不需使用的房间的空调。而且系统管理员可以方便地进行系统诊断及故障排除。对于大型空调系统，运用网络技术能带来巨大的节能效果。而对于一些小的系统，可以根据业主要求建立网络，只对系统的一些关键控制点进行监测，同样也有很好的节能效果。

4.2. 变风量空调系统运行控制：

系统运行模式可分成三类：

4.2.1 正常工作模式

正常工作模式是指在正常工作时间内，空调系统利用人工冷/热源或室外新风冷源向空调房间进行空气调节。

4.2.2 值班模式

所谓值班模式是指室内无人工作的时间内，变风量空调系统重新设定工作状态。当建筑物内温度低于一定的设定温度时，空调机组将向建筑物内供热，防止建筑物内部过冷。当建筑物内温度高于一定的设定温度时，空调机组将向建筑物内供冷，防止建筑物内部过热。

4.2.3 早晨预热模式

早晨预热是变风量系统运行控制中一个重要组成部分，它可以保证空调系统在上班之前将室内环境迅速调节到人体舒适的状态。然后启动正常工作模式。

早晨预热适用于单风管、双风管等各种空调系统。是否选用早晨预热模式取决于建筑物的特性。早晨预热是实行值班模式向正常工作模式的转化。当早晨预热模式结束时，系统进入正常工作模式。

早晨预热的的时间可以进行初始设定，例如 2 小时，然后根据系统的实际效果进行调整。这种调整可以通过建筑物内一个或多个温度控制器的反馈信号来实现。如果选用一个温度传感器，该传感器应设置在最有代表性的房间内。如果选用多个温度传感器，则取其加权平均值，可以更准确地反映系统早晨预热的效果。然后系统控制器可以根据这种效果优化早晨预热时间。

在早晨预热模式中，空调机组风机通常以最大风量运行，末端风阀完全打开，满负荷运行。带加热盘管的空调机组将重新设定该模式下的送风温度，空调机组将采取全回风方式，加速室内空气循环。尽快将室内环境处理到舒适状态。

4.3. 变风量空调系统的工程调试(送风系统部分)

变风量空调系统的工程调试非常重要，其工作质量直接影响系统的运行结果，某些原本正确的设计由于没有进行合理的调试而不能正常工作。或者勉强能工作，也使得变风量空调系统的优势变得不明显。调试工作是一项严谨的工作，必须按要求及步骤进行。

4.3.1 变风量系统的风量平衡(以节流型变风量末端为例)

- A. 确定系统的最大送风量及最大回风量。由于负荷的非同时使用特性，总风量应该小于各末端风口的最大风量之和。
- B. 需要厂家提供送、回风机的特性曲线。
- C. 如果采用调速器或变频器，确定最大、最小风量时的转速或频率。
- D. 需要厂家提供变风量末端的最大、最小工作压力。
- E. 建立系统阻力曲线，确定系统在最大送风量下的工作点。系统应该运行在最小总风量同时变风量末端入口静压为最低设计值与最大总风量的状态之间。
- F. 将系统以最大风量运行，检查每个变风量末端的开度。
- G. 调整风机转速，确定系统正常运行时转速。
- H. 测量变风量末端在最大、最小入口静压时的流量
- I. 绘制风管压力分布曲线
- J. 调整送风机的转速，得到正确的设计流量与静压控制值。
- K. 重复 G— J，同时调整回风机到设计工况，绘制最小总新风量下的风管压力分布曲线。

- L. 分别在最大和最小风量下，用变风量箱后的手动风阀并调整使每个出风口风量达到平衡。
- M. 将变风量风口设定在最小开度，调节变频器使静压控制点到设计最小值。
- N. 静压控制点的位置需由设计工程师与现场调试工程师共同确定，它应能代表系统的平均静压特性。
- O. 检查回风机与送风机的匹配，以保证一定的新风量。
- P. 在全新风下运行系统，检查送回、风机的功率与系统的静压。

4.3.2 变风量系统的调试报告

变风量系统的调试报告应有设计数据和安装及调试数据。

其中包含：最大送风量，静压，电机额定功率，最小新风比，设计静压及送风量下的电气数据，风机转速，风机入口、出口压力，风机运行曲线，实际的运行工作点的送、回风量，末端风口风量，静压，天花内静压，在双风管系统中各支管压力，在最大最小新风下室内正压值，手动风阀位置等。

5. 变风量空调系统节能的计算：

变风量空调系统的节能原理前已叙及。下面以一个具体工程实例的节能计算来进一步阐述这个问题。北京北大太平洋电子科技广场总建筑面积：41038m²，其中空调面积：28320m²，该大厦空调系统原设计为风机盘管加新风系统(方案 A)，后进行变风量空调系统的设计(方案 B)。变风量空调系统的节能主要体现在以下三个方面：

5.1 变风量空调系统通过对空调机组的风机加装变频装置，而大大节约空调机组的风机的运行能耗。

该工程为变风量空调系统服务的空调机组的电机总容量为 363Kw，每天工作 11 小时，每月工作日 22 天，全年工作 264 天。

变风量空调系统的空调机组不加装变频装置时，全年的用电量为：

$$363\text{Kw} \times 11 \text{ 小时/天} \times 264 \text{ 天} = 1054152\text{Kwh}$$

营业电费：0.9 元/度，则一年的总运行费用为：948737 元

在变风量空调系统的空调机组的风机上加装美国 AC-TECH 公司生产的变频驱动器，则有如下数据：

在设计工况下，电机输入功率为 100%；在 80%的设计工况下，电机输入功率减少到 51%，

在 50%设计工况下，电机输入功率减少到 15%。

送风量与风机电机输入功率关系曲线见图 3。

据实际统计，在北京这样的气候条件下，次类建筑的空调系统全年运行中，有 10%的时间在设计工况下运行，20%的时间在 80%的设计工况下运行，70%的时间在 50%的设计工况下运行(不同特性或不同地点的空调系统会有所不同)。

采用变风量空调系统的空调机组加装变频装置后，一年的用电量为：

$$363\text{Kw} \times 11 \text{ 小时/天} \times 264 \text{ 天} \times (10\% \times 100\% + 20\% \times 51\% + 70\% \times 15\%) = 323625\text{Kwh}$$

(这仅是工程上一种简化的统计计算方法，精确计算不在本文讨论范围)

营业电费：0.9 元/度，则一年的总运行费用为：

$$291263 \text{ 元}$$

由此可见，空调机组的风机加装变频装置后，每年可节约运行费用：

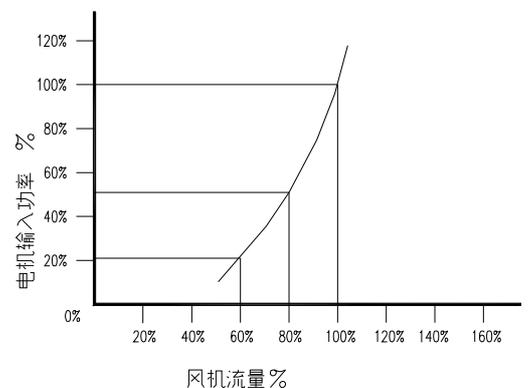


图 3. 风机流量与电机输入功率

948737 元-291263 元=657474 元

5.2 变风量空调系统可以充分利用室外新风做为冷源，这种方式被称做“经济循环”。在过渡季，变风量空调系统可以直接将室外新风送入室内，由排风机排走，系统用做直流式系统，从而节约能源，而这一点在方案 A(风机盘管+新风)中是做不到的。过渡季采用经济循环节约的费用如下：

经济循环节约费用表

表 1

方案 B:	月份	列表当 月电费	节约 指数	月节约 电费	列表当月 燃气费	节约 指数	月节约 燃气费
		元	%	元	元	%	元
	4 月	67847.75	40	27139.10	36402.22	40	14560.89
	5 月	81417.30	40	32566.92	48536.29	40	19414.52
	10 月	88202.07	40	35280.83	48536.29	40	19414.52
			合计	94986.85		合计	53389.92

NOTE: 仅考虑 4 月, 5 月和 10 月因采用室外新风制冷而节约的费用。

5.3 变风量空调系统基于对瞬时负荷的计算，能量可以实现动态转移，因而系统设计通常可节约冷量 15%至 40%，系统的总装机容量可减少 10%至 30%。

该工程原设计(方案 A)中，制冷及空调设备用电量为：1004.54Kw, 改做变风量空调系统设计(方案 B)后，制冷及空调设备用电量为 778.79Kw。因此系统的总装机容量可减少：

$$\frac{1004.54\text{Kw}-778.79\text{Kw}}{1004.54\text{Kw}} \times 100\% = 22.5\%$$

冷热源采用直燃型溴化锂机组，方案 A 的额定天然气消耗量为 408.00NM³/h；
方案 B 的额定天然气消耗量为 348.20NM³/h。

额定天然气消耗量可减少

$$\frac{408.00\text{NM}^3/\text{h} - 348.20\text{NM}^3/\text{h}}{408.00\text{NM}^3/\text{h}} \times 100\% = 14.7\%$$

基于变风量空调系统上述的节能优势，下面对方案 A 与方案 B 全年的运行费用比较如下：

8 月份空调系统运行电费对照表

表 2

最热月—8 月份运行电费							
	设备用 电量	部分负 荷指数	每天使 用时间	每月工作日	每月用 电量	营业 电费	月电费
	Kw	%	Hours/day	Days/month	Kw/h	元/Kwh	元
方案 A	1004.541	80	11.00	22.00	194479.14	0.90	175031.22
方案 B	778.785	80	11.00	22.00	150772.78	0.90	135695.50
差值 B-A					-43706.36		-39335.72

说明:

1. 设备用电量计算扣除排烟风机, 正压送风机等平时不使用的设备, 方案 B 还扣除经济循环用的排风机。
2. 每日运行时间 8:00—18:00, 计 10 小时/天, 考虑商场使用时间延长和夏季预冷和冬季预热, 乘系数 1.1, 故取 11 小时/天。
3. 部分负荷指数主要考虑水泵的台数控制, 因使用吸收式冷水机组, 用电量较少, 故 不考虑冷水机组部分负荷指数, 而在燃气费用中考虑。
4. 冷水泵和冷却水泵按定流量泵考虑, 排风机和空调机组送风机按定风量考虑。

8 月份空调系统运行燃气费对照表

表 3

最热月 8 月份运行燃气费用:

	额定天然气消耗量	部分负荷指数	每日使用时间	每月工作日	每月耗气量	营业电费燃气	月燃气费用
	Nm ³ /h	%	Hours/day	Days/month	Nm ³ /h	元/Nm ³ /h	元
方案 A	408.00	80	11.00	22.00	78988.80	1.80	142179.84
方案 B	348.20	80	11.00	22.00	67411.52	1.80	121340.74
差值 B-A					-11577.28		-20839.10

说明:

方案 A 和方案 B 均考虑按负荷变化设置有冷水机组台数控制。

6. 变风量空调系统工程实例—厦门国际银行大厦

6.1 工程概况

厦门国际银行大厦位于厦门市思明区鹭江道与水仙路交汇处的西北角，地下3层，地上3层，是一幢综合性高级写字楼。总建筑面积 55,326m²，其中空调面积 34,974m²。地下1至3层为汽车库和设备用房，其中地下3层兼为5级人防；地上1至4层西侧为国际银行的办公营业区域，东侧为酒楼；5至12层及14至28层为高级办公室，13层为避难层兼设备层；29层至32层为高级会所，其中29、30层为公寓，31层为会所办公，32层为会所餐厅。33层为制冷机房，屋顶布置水箱间和冷却塔。

建筑主体高度 129.5m。

6.2 室内空调设计参数

区域名称	夏季室内温度 (°C)	夏季室内相对湿度 (%)	冬季室内温度 (°C)	最小新风量 m ³ /h.人	噪声 NC 值
门厅	25	60	>=15	30	<=40
高级办公室	24	55	>=15	25	<=40
酒楼/餐厅	26	60	>=15	20	<=45
银行营业厅	25	55	>=15	25	<=40
公寓	24	55	20	50	<=40

6.3 冷热源

主体部分冷源采用三台水冷离心式冷水机组，总制冷量为 4767Kw。冷水供/回水温度为 7/12°C，冷却水供/回水温度为 32/37°C。热源为设置在各空调机组内的电加热器。公寓部分(29, 30层)的冷热源为各自独立的水源热泵机组，总冷量为 281Kw。

6.4 空调风系统的设计(见图4, 图5)

本大厦各区域(除公寓部分)空调系统均为全空气变风量空调系统，分述如下：

6.4.1 门厅和所有办公部分均采用空调机组+变风量箱+送风口方式。

6.4.1.1 每层平面从外墙向内 3~5m 划分为外区，其空调负荷主要是建筑围护结构瞬时负荷，受室外气温和日照的影响，夏季表现为冷负荷，冬季表现为热负荷。外区送风口采用条缝型风口，沿外墙(窗)布置。

6.4.1.2 其余部分为内区，负荷主要是人体、照明及设备发热等室内负荷和新风负荷，室内负荷是全年性冷负荷，新风负荷则有冷热之分。一般情况下，即便在冬季室内负荷也会大于新风负荷(最小新风量时)，因此内区的空调负荷表现为全年冷负荷。内区冬季和过渡季可利用室外新风进行经济循环。内区采用方形散流器送风。

6.4.1.3 标准层每层采用一台空调机组，所有空调机组中均设有电加热器，主要用于冬季早晨预热，亦适用在阴雨天气时补充热量。空调机组接冷水管，在夏季做供冷设备使用，冬季则作为通风机使用，进行循环换气。

6.4.1.4 每个房间的内外区分别采用独立的变风量箱和温度控制器，参见图5。根据需要，在负责外区的变风量箱出口增设电加热器，满足该区域冬季温度要求。

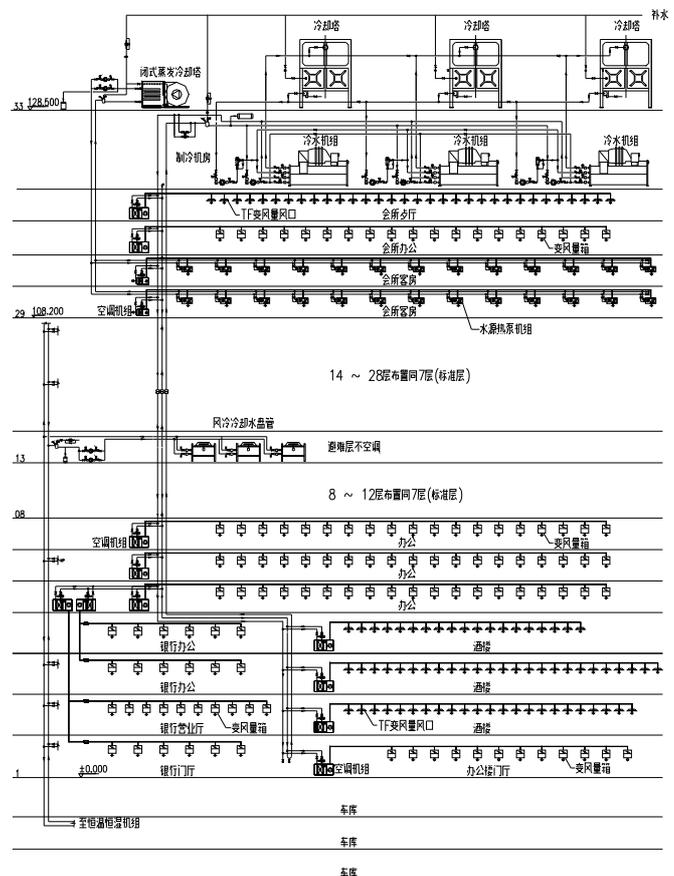


图4 厦门国际银行大厦空调系统图

变风量箱的入口静压为 370~500Pa。6.4.2 二至四层的右半部酒楼和 32 层餐厅，采用空调机组+TF 变风量风口方式。

每个 TF 变风量风口下方均构成一个独立温度控制的区域。采用这种空调方式能灵活适应餐桌布局变化和隔间的增减而无需修改风管系统。而且，由于餐厅内各区域负荷随时间波动较大，各送风口独立控制可实现最大程度的节能效果，避免局部过冷过热的情况。

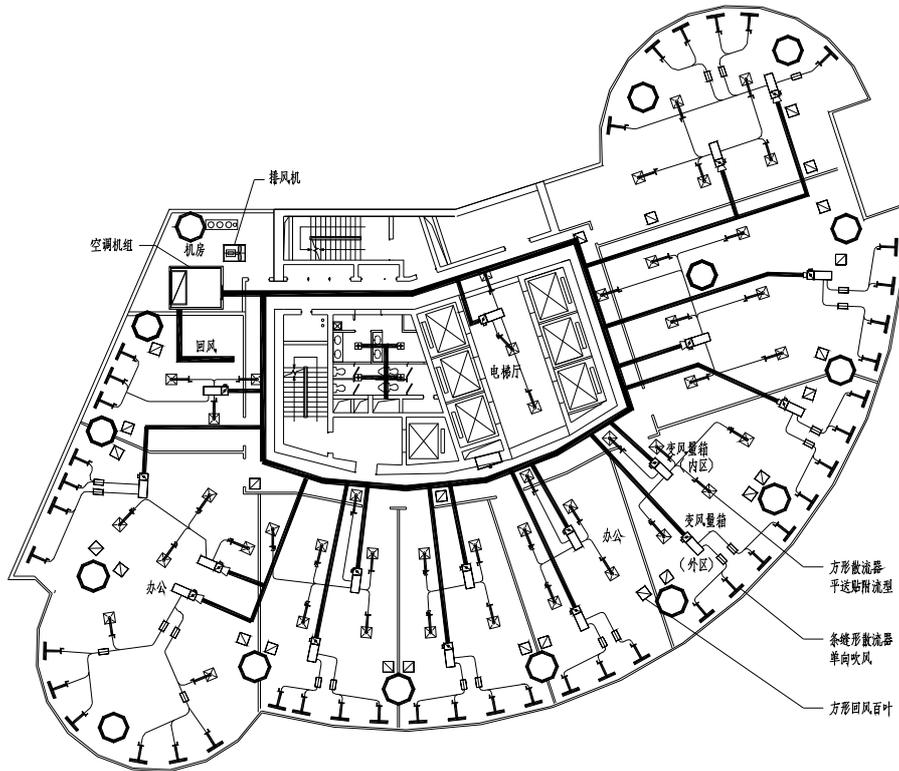


图5 标准层空调平面图

TF 变风量风口的入口静压为 25~62Pa。

6.4.3 公寓部分(29, 30 层)，采用水源热泵机组+新风系统

6.5 空调水系统的设计

6.5.1 因大楼主体高度超过 120 米，因此曾提出水系统分区，设两个制冷机房分别服务于避难层以上部分和以下部分，其中一个机房位于屋面层，另一个位于避难层。后经经济比较和综合分析，认为设一个主机房更好，机房设在屋面层。冷水系统总高度为 126 米，在水系统最低点由循环水泵压头形成的静压不超过 25m，故最高压力承受点不超过 1.6Mpa。

设备承压要求：16 层及以上层所有用水设备：1.0Mpa。16 层以下至首层所有用水设备：1.6MPa。

6.5.2 冷水系统设计成两管制，立管同程式，以利于水力平衡。

6.5.3 冷水泵和冷却水泵均为定流量泵，与冷水机组，冷却塔一一对应，并能互为备用。冷却塔采用方形低噪声不锈钢冷却塔，置于制冷机房上部屋面。因冷却塔距离冷却水泵较近，为避免水泵抽空，采取了加深冷却塔水盘、设置连通平衡管和控制启动顺序等措施。

6.5.4 冷水系统采用密闭式膨胀水箱，置于机房内部，便于维护管理。

6.5.5 冷却水的水质处理装置采用高频电子除污器。

6.5.6 制冷机房设在屋顶，隔振抗震措施参照 ASHRAE 标准和国家有关规范进行。

6.6. 新风和排风系统的设计

6.6.1 新风系统

由于新风在春、秋季一段时间内是一种天然的冷源，在冬季还可为内区和其他发热量大的场所(如酒楼、餐厅)提供冷量。新风直接从室外引入经过滤后与回风混合，再送入空调机组进行处理。新风管路设计满足过渡季大量使用新风的需要，并能确保最小新风量，从而满足节能和卫生两方面的要求。

6.6.2 排风系统

相对于新风系统的设计，所有变风量空调区域设计与之匹配的排风系统，以满足过渡季大量使用新风的需要，防止室内出现过大的正压。该排风系统在使用最小新风量的条件下不运行。

各设备机房、库房、洗手间等房间的排风量的确定根据空调区的最小新风量和不同使用功能有所区别。

地下汽车库的排风系统兼作排烟系统使用，排风机采用双速驱动型式，平时排风以低速运行，当接到火灾信号时自动切换为高速运行，加大排风量，提高风压。

6.7 系统控制

6.7.1 通过测量供回水温度和流量，计算空调实际负荷，按预编程序控制离心式冷水机组、冷却塔、水泵及配套设备的运行台数。

6.7.2 对变风量空调机组采用定送风温度控制方式，由设在送风管道的温度传感器所测的温度值与空调机组控制器的设定值比较，用比例积分方式控制，输出电信号，控制电动三通阀的开度，改变水流量，以使送风温度保持在所需温度。

6.7.3 变风量空调机组采用交流变频器拖动送风机，根据静压传感器的信号来感知系统风量的变化，调节风机转速，改变送风量，恒定系统静压控制点的静压值，静压传感器放在送风机到系统末端的 2/3~3/4 处。

6.7.4 办公部分的变风量末端为节流式压力无关型变风量箱，由温度传感器—温控器、风速传感器—风量控制器组成串级控制，温控器根据温度偏差设定风量值，风量控制器根据风量偏差自动调节风阀的开度，调节送风量。

6.7.5 对采用 TF 变风量风口的空调系统而言，其静压控制与普通变风量空调系统略有不同。基于风口的工作原理，其入口静压有一定限制，即 12Pa~62Pa 之间。计算控制使每一支路的压力降能满足风口的入口静压要求并在支路的始端设置压力无关型控制阀门(PIM)，以保证支路中压力控制点维持在设定值。主管风里的压力控制与普通的变风量箱系统类似，但静压设定值可以小很多，大幅节约风机功耗。

6.7.6 新风量的调节：

系统送风量的变化必然导致新、回风量的变化，在需要维持最小新风量时候通过设在新风管的流量传感器来控制新、回风阀开度。过渡季节时根据室外焓值自动转换为全新风工况。

7. 北京爱立信移动通讯公司变风量空调控制系统实例

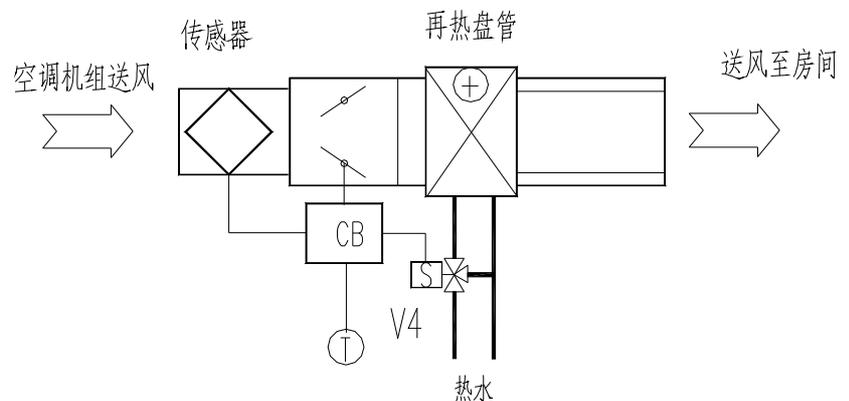
爱立信移动通讯公司空调系统采用压力无关型变风量箱+再热盘管单风管变风量系统，变风量箱采用电子式控制。

● 变风量箱控制过程 (图 6)

由房间温度传感器测量室内温度并与设定值比较。当房间温度低于供热设定值时，热水阀 (V4) 将打开；如果温度高于供冷设定值，则关闭热水阀 (V4)，并根据温度的偏差和送风量的大小自动调节风阀的开度，使房间温度保持恒定。

● 空调机组控制过程 (图 7)

空调系统使用变频驱动器 (VFD) 控制风机的转速来控制送风量。控制器根据送风主管的静压自动调节送风机和回风机



CB —— 控制箱
V4 —— 热水阀

T —— 房间温度传感器

的转速，使主风管保持一定的静压。

当室内负荷增大时，变风量箱的风阀开度加大，主风管静压降低，控制器将提高风机的转速以维持恒定的

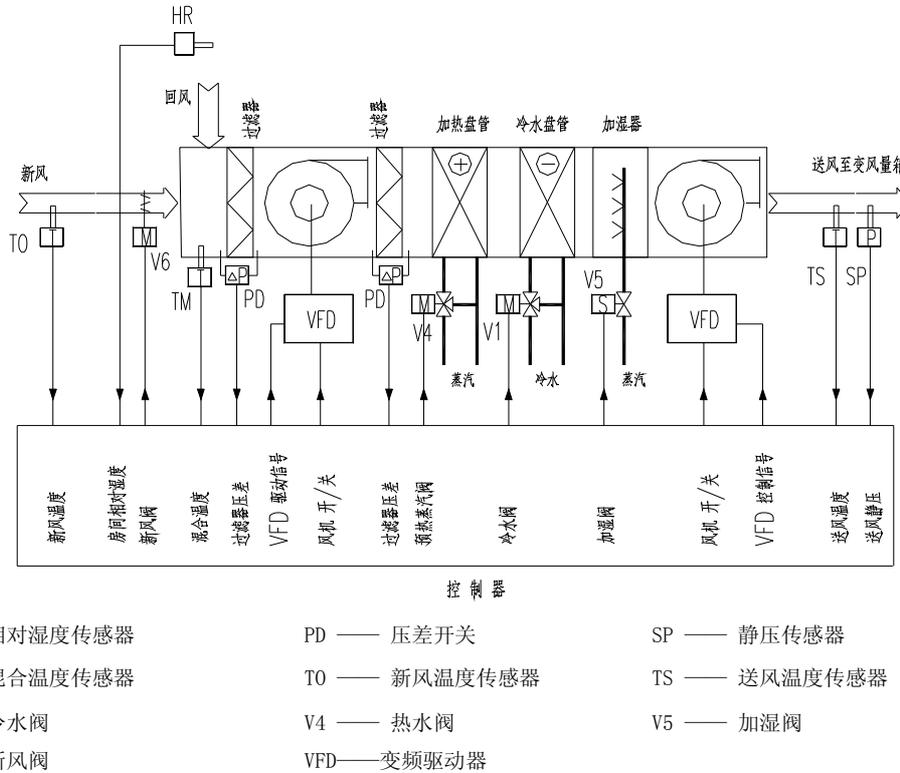


图 7 空调机组控制图

静压。若负荷变小时，变风量箱的开度减小，系统静压上升，控制器则会降低风机的转速，以维持恒定的静压。热水阀（V4）和冷水阀（V1）由送风温度控制。当送风温度低于加热设定值时，控制器将打开热水阀，并根据温度的偏移量调节比例阀的开度。当送风温度高于制冷设定值时，控制器将打开冷水阀，并自动调节阀门的开度。

当房间的相对湿度低于设定下限时，控制器会启动加湿器（V5）并自动调节到适当位置，使得湿度保持在设定值。如果相对湿度高于设定上限，控制器将会开启冷水阀（V1）进行除湿，并根据需要开启热水阀，保证送风温度的要求。

经济循环模式控制能自动检测室外空气的温度值，根据外界空气温度值决定是否采用全新风的工作方式，以达到节能的目的。

压差开关（PD）检测过滤器两端的压力差，当过滤器积尘量超过设定值时，控制器给出报警信号，通知用户更换过滤器。

● 新风机组控制过程（图 8）

由控制器启动送风机，使新风机投入运行。控制器自动调节蒸汽阀（V4）或冷水阀（V1）的开启度，使的送风温度恒定在设定范围：16.7℃~21.7℃。

压差开关（PD）检测过滤器两端的压力差，当过滤器容尘量超过设定值时，控制器发出报警信号，通知用户更换过滤器。

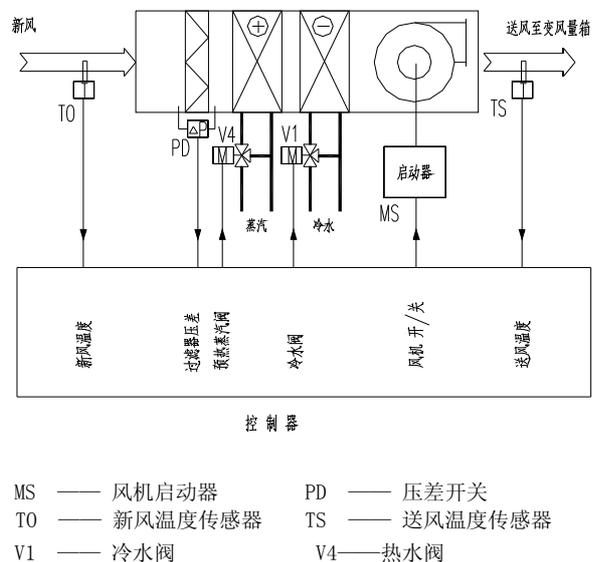


图 8. 新风机组控制图

8. 卡夫广通麦氏咖啡食品有限公司空调控制系统实例

卡夫广通麦氏咖啡食品有限公司空调系统采用双风管变风量系统，每个空调系统由两台空调机组分别提供冷风和热风。采用直接数字式控制（DDC），整个系统通过通讯电缆（N2 BUS）联网，并配以计算机终端可以实施对空调系统的实时监控、分析与管理。

● 双风管变风量箱控制过程（图 9）

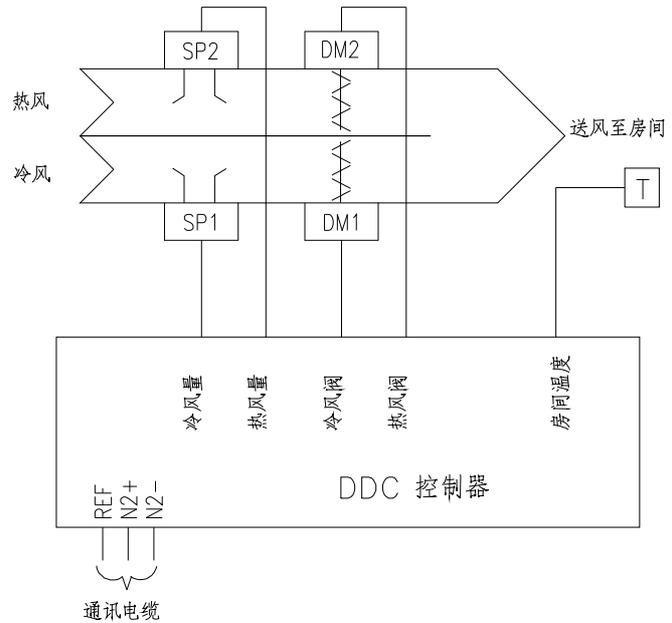
DDC 控制器通过温度传感器（T）检测到房间

的温度，然后与设定值比较、分析，计算出当前所需的冷风量与热风量，再分别与当前实际冷风量和热风量的测量值比较，进而发出命令给冷/热风阀作相应的动作。如果此时房间温度低于设定值，DDC 控制器会关闭冷风阀到最小开度，同时加大热风量，若房间温度上升到接近设定值时，DDC 控制器将会逐渐减少热风量；如果房间温度高于设定值，DDC 控制器会关闭热风阀，同时加大冷风量，若房间温度下降到接近设定值时，DDC 控制器将逐渐减少冷风量。

新风由冷风机引入，所以每个变风量箱的冷风阀设置最小开度以保证房间起码有最小新风量。

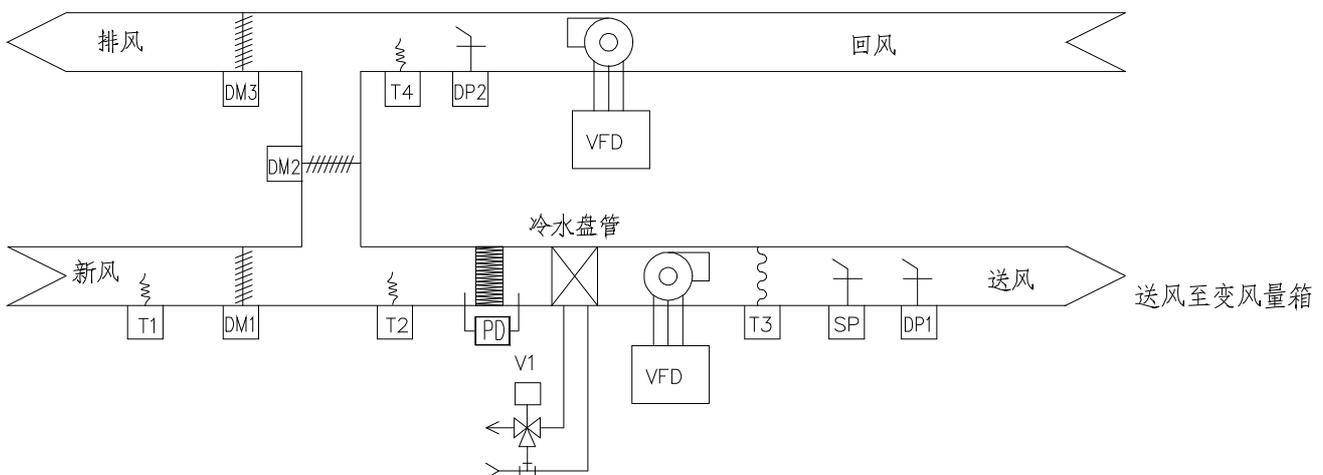
● 空调机组控制过程（图 10，图 11）

供冷空调机组由 DDC 控制器通过变频驱动器（VFD）控制风机转速来调节供冷风系统的送风量。DDC 控制器根据供冷送风主管管的静压自动调节送风机和回风机的转速，使供冷主管管上维持恒定的静压。变风量箱的供冷风量增大时，供冷主管管静压降低，DDC 控制



DM1——冷风阀执行器 DM2——热风阀执行器
SP1, SP2——风量传感器 T——房间温度传感器

图 9. 双风管变风量箱控制图



DM1——新风调节阀 DM2——回风调节阀 DM3——排风调节阀
DP1——送风风压传感器 DP2——回风风压传感器 PD——压差开关
SP——静压传感器 T1——新风温度传感器 T2——混合室温度传感器
T3——送风温度传感器 T4——回风温度传感器 V1——冷水阀
VFD——变频驱动器

图 10 供冷空调机组控制图

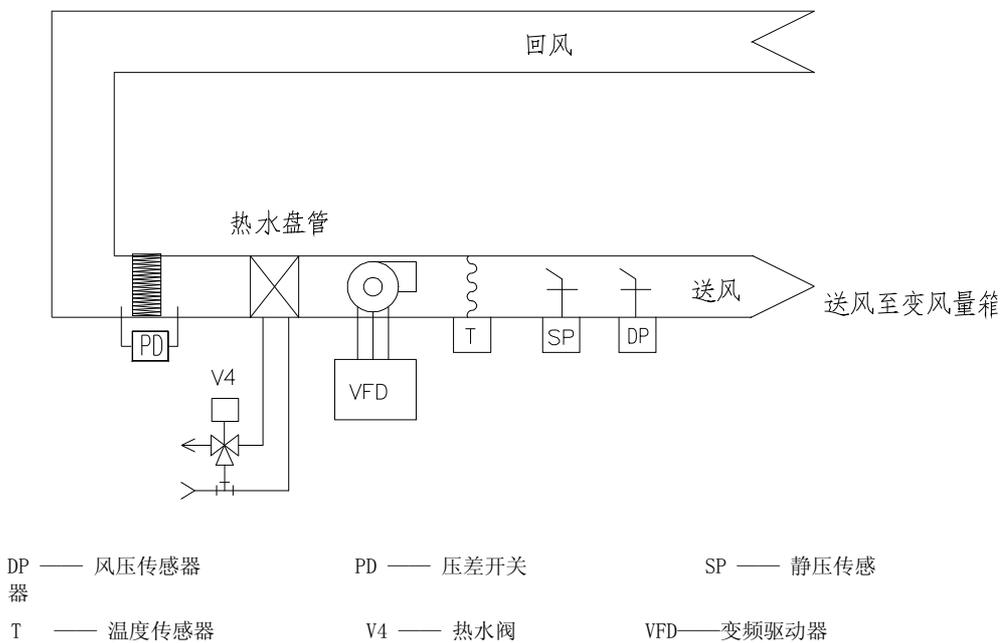
器会提高风机的转速以维持恒定的静压。若变风量箱的供冷风量减小，供冷主管静压上升，控制器则会降低风机的转速，以维持恒定静压。

冷水阀（V1）的开度与回风温度（T4）、混合温度（T2）和送风温度（T3）有关。当送风温度低于设定值时，DDC 控制器将减少冷冻阀（V1）的开度。当送风温度高于设定值时，DDC 控制器将增大冷水阀的开度。回风温度和混合温度的变化也会使 DDC 控制器发出相应的控制命令。

为了保证系统的最小新风量，新风阀（DM1）设置了一个最小开度值。

节能模式控制能自动检测室外空气的温度值，根据外界空气温度值决定是否采用全新风的工作方式。以达到节能的目的。

压差开关（PD）检测过滤器两端的压力差，当过滤器容尘量超过设定值时，控制器发出报警信号，通知用户更换过滤器。



供热空调机组也由 DDC 控制器通过变频驱动器（VFD）控制风机转速来调节系统供热送风量。DDC 控制器根据送风主管的静压自动调节送风机的转速，使主管上保持一定的静压。当变风量箱的供热风量增大时，供热主管静压降低，DDC 控制器会提高风机的转速以维持恒定的静压。若变风量箱的供热风量减小，供热主管静压上升，控制器则会降低风机的转速，以维持恒定的静压。

热水阀（V4）由送风温度（T）控制。当送风温度高于设定值时，DDC 控制器将减小热水阀（V4）的开度。当送风温度低于设定值时，DDC 控制器将命令增大冷热水阀的开度。

压差开关（PD）检测过滤器两端的压力差，当过滤器容尘量超过设定值时，控制器发出报警信号，通知用户更换过滤器。

● 网络控制过程（图 12）

通过通讯电缆（N2 BUS）把各变风量箱和空调机组的 DDC 控制器联接起来，并用串行通讯接口与计算机（PC）联接，实行计算机监控。

计算机通过通讯电缆（N2 BUS）逐个访问 DDC 控制器，读取实时数据并显示在屏幕上或打印。若空调系统发生故障，计算机将发出报警信息。计算机发出的命令也通过通讯电缆（N2 BUS）发送到 DDC 控制器

上。

计算机位于中央控制室内，系统管理人员可实时监控整个空调系统的运行情况。

通过计算机编程，可定时启动和关闭系统，并对系统的运行状态自动进行优化。实现智能化管理。

运用调制解调器，可从任何地方对该空调系统进行远程监控。

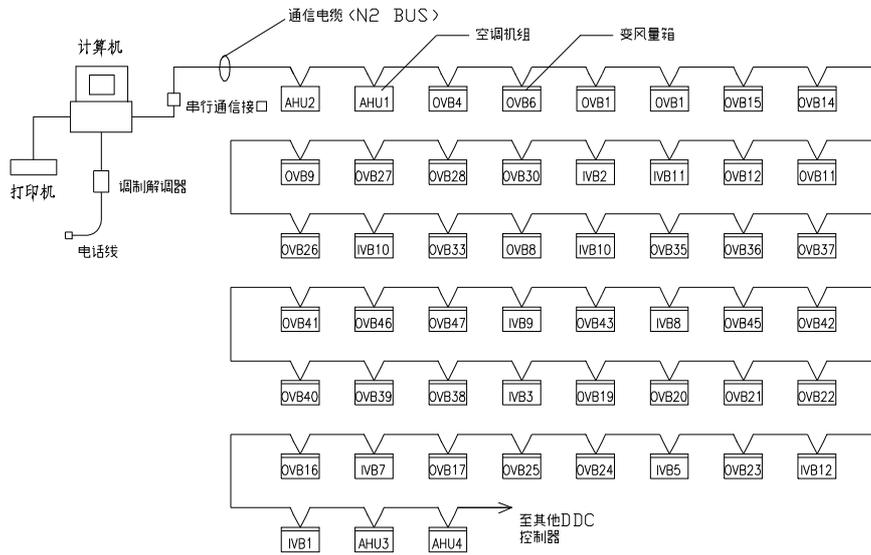


图 12. 变风量系统 网络控制图

作者简介

邱步：系统工程师

聂报安：设计工程师

THOMAS A. PODGURSKI：自控工程师

马跃田：设计工程师

谭保东：调试工程师