

文章编号: 1671-6612 (2019) 03-274-09

# 变频器间暖通设计探讨

郝海洋 张海贤

(西南电力设计院有限公司 成都 610021)

**【摘要】** 对变频器设备构造、变频器间室内温度设计参数等进行了分析探讨,在此基础上,结合工程设计实例,对不同气候条件及布置位置下风冷变频器间的各种降温设计方案进行了研讨和比较。

**【关键词】** 变频器; 设备发热量; 通风; 降温通风; 空调

中图分类号 TU83

文献标识码 A

## Discussion on the Design of HVAC System for VFC Room

Hao Haiyang Zhang Haixian

(Southwest Electric Power Design Institute, Chengdu, 610021)

**【Abstract】** Analyzed the structure of variable frequency converter (VFC) and indoor design temperature. Researched and compared all the kinds of cooling ventilating system for the VFC room which located in different climatic and place with project examples.

**【Keywords】** variable frequency converter; heat gain from equipment; ventilation, cooling ventilation; air conditioning

## 0 引言

节能是我国经济发展的长远战略方针。作为目前电能最主要生产者的火力发电厂,其自身消耗的电能非常大。而变频调速技术对负荷变化较大的设备进行变频调速改造后,可降低辅机能耗、降低厂用电率,是电厂内应用较多的一种节能方法。

变频器能改变电动机电源频率及电压。变频器柜由移相变压器柜、功率单元柜、控制柜组成,在工作时发热量很大,因此对安装环境(温度、粉尘等因素)有较高要求,需布置在房间中。变频器间的室内环境与其能否长期、安全、可靠运行有很大关系。

变频器设备本体均自带风冷或水冷装置,以降低柜体内环境温度,确保功率器件的管芯温度在允许值以下。水冷变频器的绝大部分热量均由冷却水带走,暖通专业只需另外设置通风或空调装置即可。风冷变频器自带的完整的冷却系统由带滤网的进风口、内循

环风道、风机、出风口以及隔热排风管等组成。

本文结合工程设计实例,对风冷变频器间的各种降温设计方案进行了研讨和比较。

## 1 变频器间室内温度要求

对于电气变频器间的室内设计温度,《发电厂供暖通风与空气调节设计规范》(DL/T 5035—2016)规定如下:变频器室夏季室内环境温度不宜高于35℃,冬季室内环境温度不应低于5℃。

而在具体工程设计中,厂家提供的参数则更为详细。如四川福溪电厂,厂家提供的参数如下:变频器上部排风口处报警温度为55℃,建议按照排风口处温度不超过50℃进行设计;变频器室内最佳环境温度为25℃,最高不超过40℃;变频器产生的总散热量都由其自带的风冷冷却系统带走,该冷却系统内的风机的风量是按照进、排风温差为15℃计算确定的。

作者简介:郝海洋(1971-),男,本科,高级工程师, E-mail: 448787636@qq.com

通讯简介:张海贤(1983-),男,本科,高级工程师, E-mail: 755388954@qq.com

收稿日期:2018-05-11

综合规范规定及厂家提供的技术参数, 该房间室内设计温度设定为 28~35℃较为适宜。设计中具体采用哪种方式, 需根据当地的气象条件、业主及设备厂家的具体要求确定。

## 2 变频器间设备发热量

变频器间通常房间面积不大, 但设备发热量较大。在暖通设计中, 设备发热量占了绝大部分负荷。部分工程各种变频器间设备散热量统计表如表 1 所示。

表 1 变频器间设备散热量统计表

Table 1 Statistical table of heat release of VFC Room

工程名称	机组容量 (M)	变频器间设备散热量 (kW)						
		一、二次风机变频器间	引风机变频器间	送风机变频器间	增压风机变频器间	凝结水泵变频器间	给水泵变频器间	空冷岛变频器间
珙县电厂	600MW	/	/	/	/	70	/	/
福溪电厂	600MW	/	/	/	/	84	/	/
达四电厂	600MW	/	/	/	/	/	/	192
发耳电厂	600MW	/	224	128	264	80	/	/
波黑电厂	300MW	240	168	/	/	/	424	/
联盛电厂	300MW	/	/	/	/	70	/	135

## 3 变频器间暖通设计

本文将从变频器间的通风、降温和空调三个方面的暖通设计方案进行介绍。

### 3.1 通风设计

通风设计主要划分为两种情况下的设计方式:

(1) 变频器自带排风系统; (2) 变频器不带排风系统。每种通风方式又按变频器间是否布置在汽机房内进行介绍。

#### 3.1.1 变频器自带完整排风系统的通风设计

此时变频器排热由其自带的隔热排风管引至室外排放, 暖通专业只需进行与之配套的进风系统设计。

按变频器间所处位置不同, 有以下两种进风方式:

(1) 当变频器间布置在汽机房内时, 采用自然进风、负压通风方式。通过墙上设置的百叶窗进风, 进风量等于变频器自带排热风机的总排风量。但进风温度应附加, 建议取汽机房作业地带温度。此外, 若汽机房作业地带温度较高, 建议在变频器间内同时设置空调机, 供设备检修时使用。

(2) 下面以福溪工程为例, 介绍该方案的计算流程, 并给出其布置图。

①核算变频器自带排热风机的总排风量:

变频器排风温度

$$t_{ex} = t_{in} + 3600 \times Q_B / (L_B \times C \times \rho)$$

式中,  $L_B$  为变频器自带排热风机的总排风量, 39200m<sup>3</sup>/h;  $Q_B$  为变频器总排热量, 84kW;  $C$  为空气比热容, 1.01kJ/(kg·℃);  $\rho$  为空气密度;  $t_{in}$  为变频器进风温度, 即汽机房作业地带温度, 33℃。

经计算,  $t_{ex} < t_{ex,max}$  (50℃), 故  $L_B$  满足要求。

注: 若计算所得  $t_{ex} > t_{ex,max}$ , 则  $L_B$  不满足要求, 需提请厂家修改变频器排热风机配置。

②布置如图 1 所示。

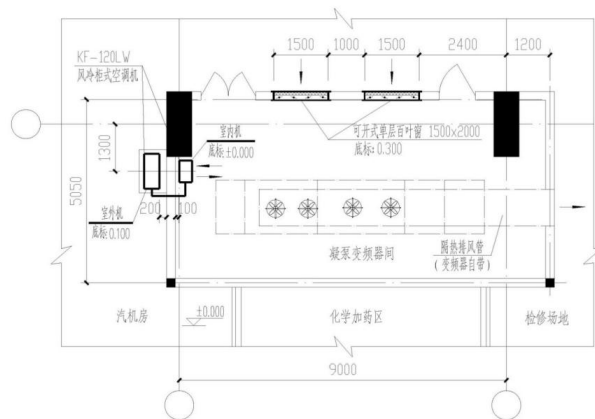


图 1 福溪凝泵变频器间负压通风

Fig.1 Negative Ventilation for VFC Room of Fuxi Project

(3) 当变频器间布置在汽机房外时, 采用机械送风方式。设置带可拆过滤器的机械送风机组, 送风量大于变频器自带排热风机的总排风量, 室内保持正压, 以阻止室外灰尘的侵入。对变频器自带排热风机的总排风量同样需要按上面的方法进行核算, 保证计算排风温度小于厂家允许的变频器最

高排风温度，送风温度取夏季通风室外计算温度。

### 3.1.2 变频器排热直接排入室内时的通风设计

由暖通专业设置进、排风系统将变频器排热排至室外。设计中首先还是需对变频器风机风量进行核算。

按变频器间所处位置不同，有以下两种通风方案：

当变频器间布置在汽机房内时，采用自然进风、机械排风的负压通风方式。通过墙上设置的百叶窗自然进风，进风温度取汽机房作业地带温度。在变频器上部设置由排风罩（建议与变频器脱开）、排风管及排风机组成的机械排风系统。为在排风罩吸风口四周边缘形成负压以利更好地排出室内热量，排风机风量建议取变频器排热风机总排风量的1.1~1.2倍。进风百叶窗面积按照排风机风量计算确定。此外，若汽机房作业地带温度较高，建议设置检修用空调机。

当变频器间布置在汽机房外时，采用机械送风、机械排风的正压通风方式。排风系统设置同3.1.1节。送风系统由带可拆过滤器的机械送风机组、送风管及房间下部送风口组成，送风量大于排

风量，室内保持正压，以阻止室外灰尘的侵入，送风温度取夏季通风室外计算温度。

下面以达四工程为例，介绍该方案的计算流程，并给出其布置图。

室外气象参数：夏季通风室外计算（干球）温度：28℃，室内共设置了64台变频柜，单台变频柜散热量为3kW、自带排热风机风量为730m<sup>3</sup>/h。

#### (1) 核算变频器风机风量

经核算该风量满足要求（过程从略）。

#### (2) 排风系统设置及计算

每8个变频柜为一组，设置一个排风罩，每个排风罩的排风量配1台屋顶风机，总排风量为52000m<sup>3</sup>/h。

#### (3) 送风系统设置及计算

设置两台风量为27000m<sup>3</sup>/h的组合式空气处理机组（由进风段、初效过滤段、送风机段、出风段组成），总送风量54000m<sup>3</sup>/h。

#### (4) 该系统布置参见图2

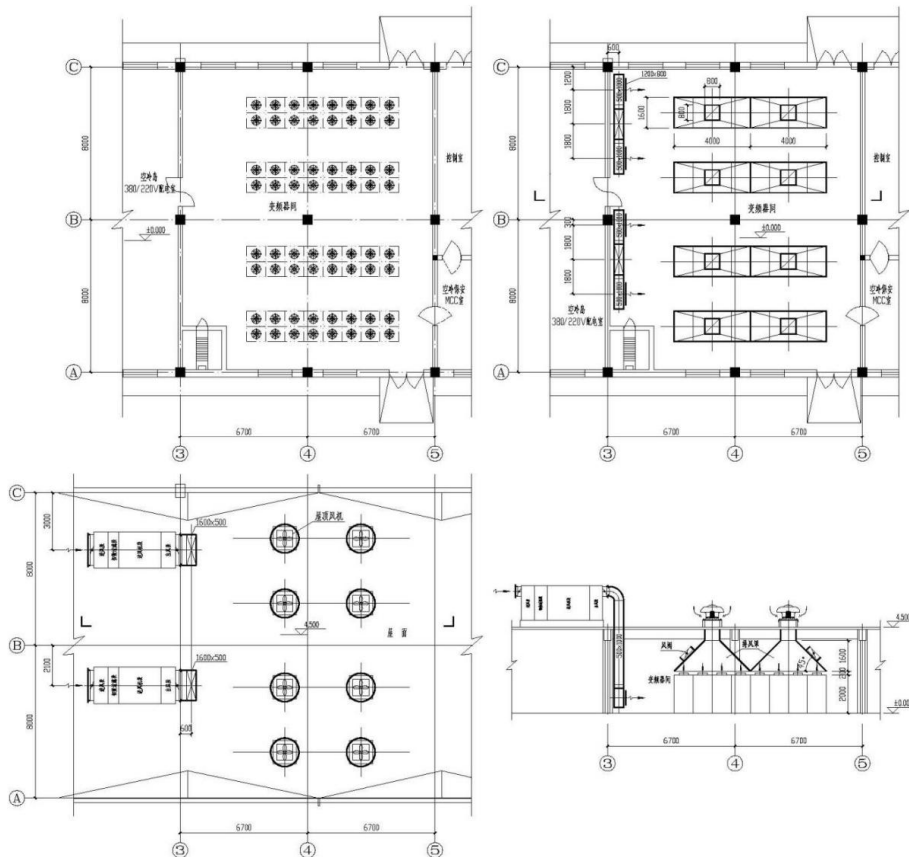


图2 达四空冷变频器间正压通风通风

Fig.2 Pressurize Ventilation for VFC Room of Dalate Project

### 3.2 降温通风

降温设计主要划分为三种情况下的设计方式, 即①变频器厂商配套提供空-水冷冷却系统, ②变频器自带排风系统时的降温送风设计, ③变频器不带排风系统热量时的降温机组送风、机械排风设计。

#### 3.2.1 变频器厂家配套提供的降温通风系统

该系统为空-水冷却系统, 由变频器厂家配套提供, 暖通仅需根据变频器间所处位置提供计算温度, 作为空-水冷却系统设计的参考环境温度依据。该系统布置参见图3。

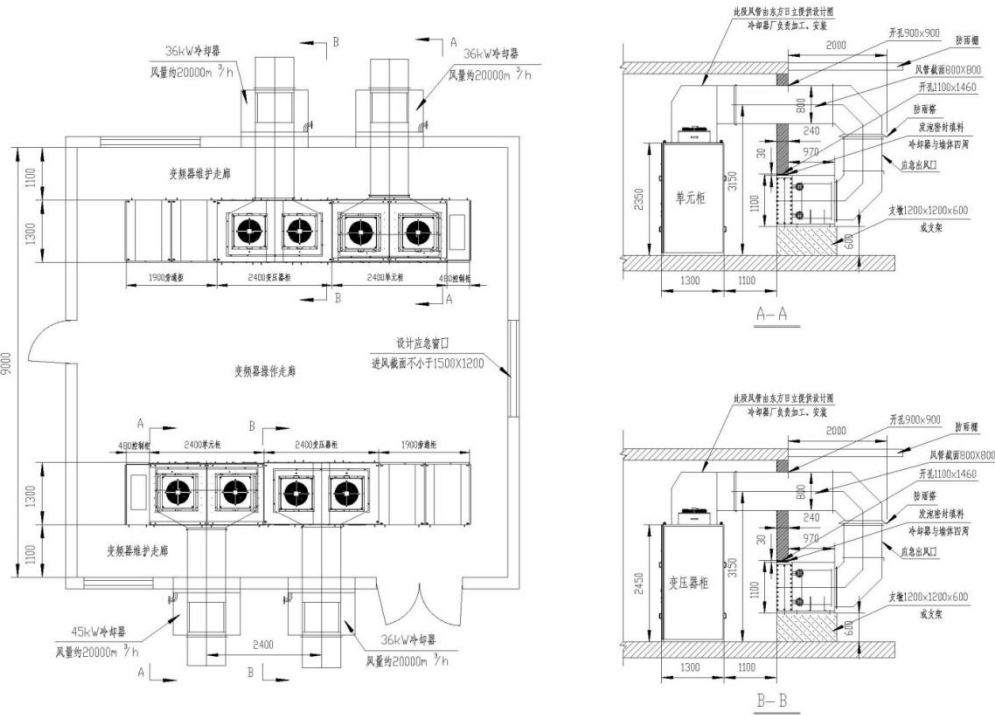


图 3 发耳电厂送风机变频器空-水冷却系统布置图

Fig.3 Air-water system for VFC Room of Faer Project

#### 3.2.2 变频器自带完整排风系统 (含隔热排风管) 时的降温通风

变频器排热由其自带的隔热排风管引至室外排放, 暖通专业只需进行与之配套的降温送风系统设计。

降温通风设计冷源主要分为以下三种: ①电厂冷却水, ②集中冷水, ③直接蒸发。

降温送风系统由降温送风机组、送风管及房间下部送风口组成, 送风量大于变频器排热风机总排风量, 室内保持正压, 以阻止室外灰尘的侵入。建议取送风温度 $\leq 30^{\circ}\text{C}$ 。降温送风机组的冷段可采用冷水表冷器或氟利昂直接蒸发式表冷器。

当采用冷水表冷器时可采用工艺专业提供的冷却水, 也可采用集中冷水系统提供的冷水。

当采用直接蒸发式表冷器时, 由于常规空调允许的进风温度 $\leq 32^{\circ}\text{C}$ , 因此当温度 $> 32^{\circ}\text{C}$ 时应向空调

机设备厂家提出, 以便其根据该进风温度特殊供货。

#### 3.2.3 变频器排热直接排入室内时的降温通风

由暖通专业设置降温送风系统及机械排风系统将变频器排热排至室外。

降温送风系统的形式及配置同3.2.2节, 机械排风系统的形式及配置同3.1.2节, 送风量大于排风量, 室内保持正压, 以阻止室外灰尘的侵入。

#### 3.2.4 降温通风设计计算

为了便于类比, 以下将均以达四工程空冷变频器间作为设计模板, 将其设定在不同的气候条件下, 选取 $28^{\circ}\text{C}$ 和 $30^{\circ}\text{C}$ 两种室内设计温度, 进行降温通风设计计算对比。为便于方案比较, 计算中室外气象参数均取空调室外计算参数。

系统布置如图4所示。

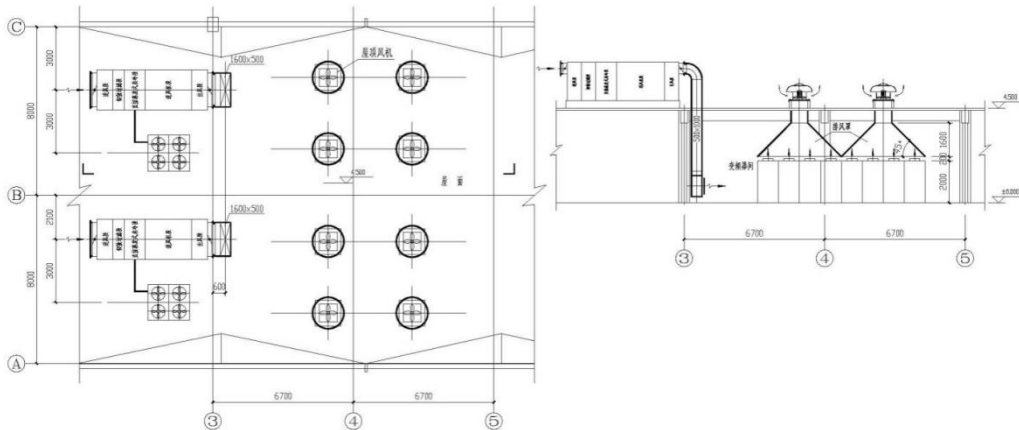


图4 空冷变频器间降温通风

Fig.4 Cooling system for VFC Room of Faer Project

(1) 汪秘空冷变频器间降温通风计算

现假定房间位于越南汪秘电厂,该地区属于高温高湿地区,主要气象参数如下:

夏季室外计算(干球)温度: 35℃, 夏季室外计算相对湿度: 80%, 大气压力: 1013hPa, 降温处理过程及各状态点参数如图5所示。

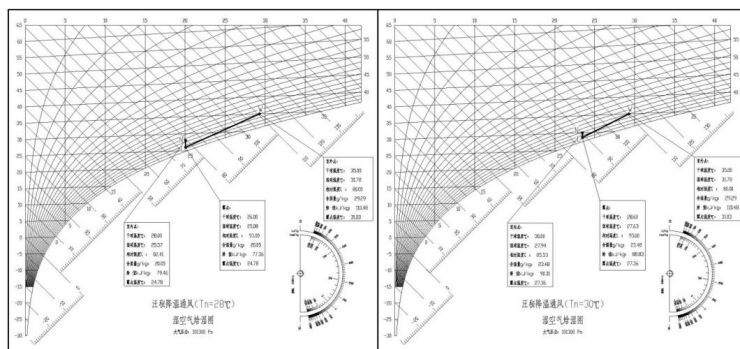


图5 汪秘降温通风处理过程

Fig.5 Handling process chart for cooling system of Uong Bi project

①室内设计温度为28℃时

即变频器进风温度为 28℃。

排风系统: 风量计算及设备选择同 3.1.2。

送风系统: 风量计算同 3.1.2。

确定降温送风机组送风温度:

由于变频器的散热基本被排风系统排至室外, 因此室内冷负荷即维护结构冷负荷, 按冷负荷指标法计算, 房间面积 214.4m<sup>2</sup>, 取冷负荷指标为 0.15kW/m<sup>2</sup>, 计算如下:

该冷负荷引起的送风温升:

$$\Delta t = 3600 \times Q / (L \times \rho \times C) \approx 2^\circ\text{C}$$

故降温送风机组送风温度:  $t_s = 28 - 2 = 26^\circ\text{C}$

降温送风机组冷负荷的确定:

$$Q = (L/3600) \times \rho \times (I_w - I_L) \approx 298\text{kW}$$

设置两台处理风量为 27000m<sup>3</sup>/h、制冷量为 298kW 的组合式空气处理机组。

②室内设计温度为30℃时

计算过程及方法同上。

冷负荷指标: 0.12kW/m<sup>2</sup>

送风温升:  $\Delta t \approx 1.4^\circ\text{C}$

降温送风机组送风温度:  $t_s = 30 - 1.4 = 28.6^\circ\text{C}$

降温送风机组冷负荷:  $Q \approx 195\text{kW}$

设置两台处理风量为 27000m<sup>3</sup>/h、制冷量为 195kW 的组合式空气处理机组。

(2) 福溪空冷变频器间降温通风

现假设房间位于四川宜宾地区的福溪电厂, 该地区属于温度较高、湿度中等地区, 主要气象参数如下:

夏季空调室外计算(干球)温度: 33.2℃; 夏

季空调室外计算湿球温度: 27.6℃。

夏季大气压力: 964.9hPa。

虽然福溪的室外计算温度低于汪秘, 但为简便

起见, 取维护结构冷负荷值与汪秘对应相同。

降温处理过程及各状态点参数如图 6 所示, 计算过程从略。

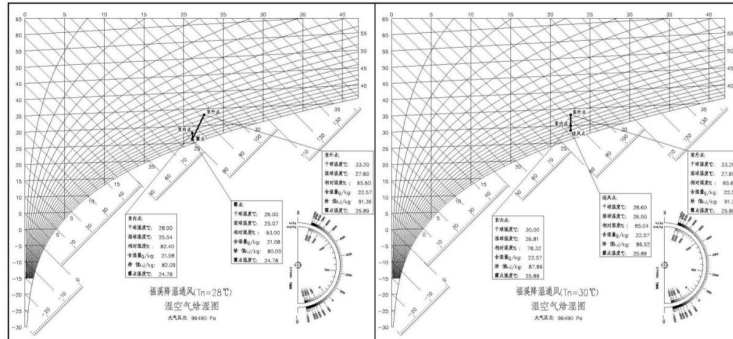


图 6 福溪降温通风处理过程

Fig.6 Handling process chart for cooling system of Fuxi project

①室内设计温度为28℃时,  $Q \approx 102\text{kW}$   
设置两台处理风量为 27000m<sup>3</sup>/h、制冷量为 102kW 的组合式空气处理机组。

②室内设计温度为30℃时,  $Q \approx 44\text{kW}$   
设置两台处理风量为 27000m<sup>3</sup>/h、制冷量为 44kW 的组合式空气处理机组。

### 3.3 空调

当设置空调系统时, 变频器排热直接排入室内且不导出室外。

#### 3.3.1 采用分体空调机的空调系统

在变频器间就地设置分体空调机。对于汽机房内布置的变频器间, 由于汽机房内的温度较高, 推荐采用水冷柜机; 对于汽机房外布置的变频器间,

则可采用风冷柜机。考虑到变频器是下部吸入冷风、上部排出热风, 为避免冷、热空气在变频器上部交汇而可能产生冷凝水影响设备安全运行, 故宜采用下部送风、上部回风形式的柜式空调机。此种形式较简单, 但不能维持室内正压。

#### 3.3.2 采用组合式空调机组的空调系统

系统由组合式空调机组、送风管及房间下部送风口、回风管及房间上部回风口组成, 组合式空调机组的表冷段可采用冷水表冷器或氟利昂直接蒸发式表冷器。系统采用 5%固定新风比, 室内保持正压, 以阻止室外灰尘的侵入。

系统的布置图见图 7。

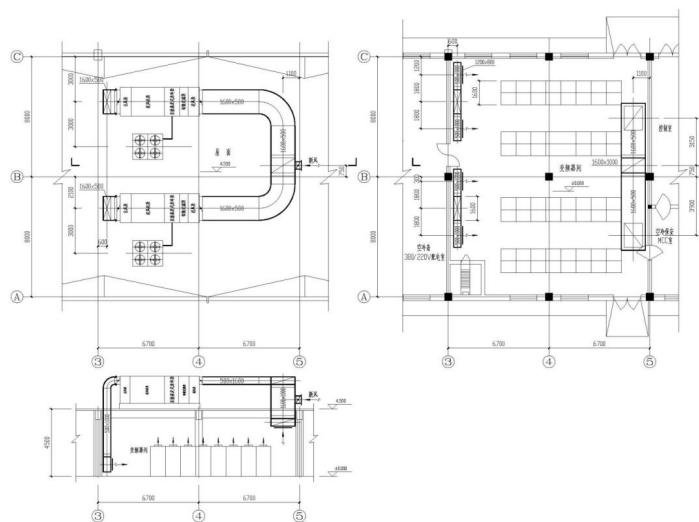


图 7 空冷变频器间空调

Fig.7 Layout plan of air condition for VFC room

3.3.3 空调设计计算

仍以达四工程作为设计模板进行空调的设计计算

对比, 计算中室外气象参数仍取空调室外计算参数。

空气处理过程及各状态点参数如图 8 所示。

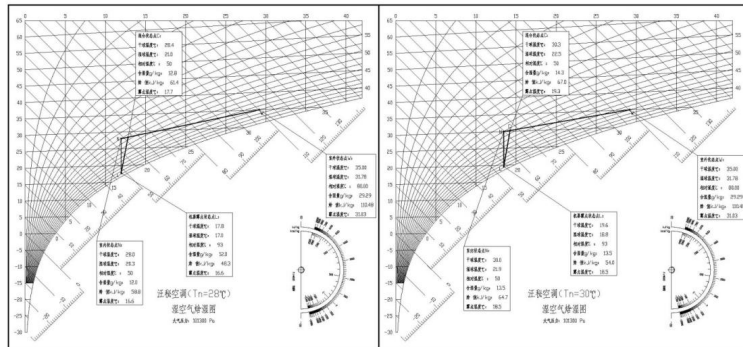


图 8 汪秘空调处理过程

Fig.8 Handling process chart for air condition system of Uong Bi project

(1) 汪秘空冷变频器间空调

①室内设计温度为28℃(相对湿度50%)时, 室内冷负荷 $Q_N$ 计算:

$$Q_N = Q_W + Q_B$$

式中:  $Q_W$ 为维护结构冷负荷, 计算同上,  $Q_W=32\text{kW}$ ;  $Q_B$ 为变频器总排热量,  $Q_B=3 \times 64=192\text{kW}$ 。

计算空调风量 $L_Z$ (质量流量, kg/s):

$$L_Z = Q_N / (I_N - I_L) = 21.3\text{kg/s}$$

计算组合式空调机组冷负荷 $Q$ :

$$Q = L_Z \times (I_C - I_S) = 279\text{kW}$$

计算组合式空调机组风量 $L_T$ (体积流量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ):

$$L_T = 3600 \times L_Z / \rho_c = 66103\text{m}^3/\text{h}, \text{取 } 66000\text{m}^3/\text{h}$$

设置两台处理风量为 $33000\text{m}^3/\text{h}$ 、制冷量为

$140\text{kW}$ 的组合式空气处理机组。

②室内设计温度为30℃(相对湿度50%)时, 室内冷负荷 $Q_N$ 计算:

计算过程及方法同上。

维护结构冷负荷:  $Q_W=26\text{kW}$ , 变频器总排热量:  $Q_B=3 \times 64=192\text{kW}$ , 空调风量(质量流量):  $L_Z=20.4\text{kg/s}$ , 空调机组冷负荷:  $Q=265\text{kW}$ , 空调机组风量(体积流量,  $\text{m}^3/\text{h}$ ):  $L_T=63860\text{m}^3/\text{h}$ , 取 $64000\text{m}^3/\text{h}$ 。

设置两台处理风量为 $32000\text{m}^3/\text{h}$ 、制冷量为 $133\text{kW}$ 的组合式空气处理机组。

(2) 福溪空冷变频器间空调

空气处理过程及各状态点参数如图 9 所示, 计算过程从略。

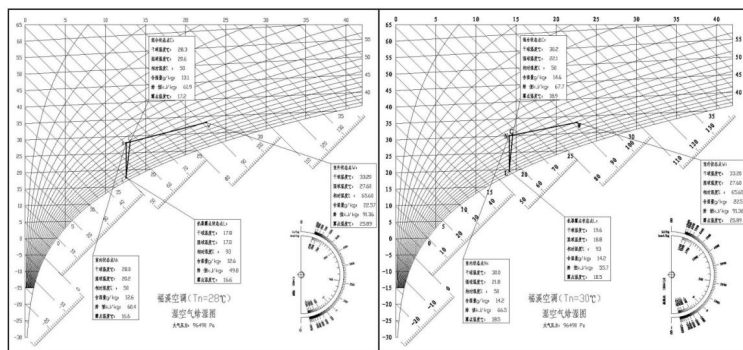


图 9 福溪空调处理过程

Fig.9 Handling process chart for cooling system of Fuxi project

(1) 室内设计温度为28℃(相对湿度50%)时 设置两台处理风量为 $34500\text{m}^3/\text{h}$ 、制冷量为 $128\text{kW}$ 的组合式空气处理机组。

(2) 室内设计温度为30℃(相对湿度50%)时 设置两台处理风量为 $33000\text{m}^3/\text{h}$ 、制冷量为 $121\text{kW}$ 的组合式空气处理机组。

### 4 方案比较及结论

在通风、降温通风和空调三个方案中, 通风方案最为简单、投资也最低, 因此当变频器间周围环境温度和空气条件适宜的情况下, 应予以优先采用。

如前所述, 变频器室内最佳环境温度为 25℃, 从厂家资料看, 降低变频器运行温度有利于系统的

长期稳定运行, 还可以延长设备的使用寿命。而采用降温通风或空调可以有效地降低变频器运行温度, 因此当变频器间周围环境温度较高时, 推荐采用降温通风或空调方案。从满足变频器正常运行要求出发, 建议将变频器间的室内设计温度设定为 28~35℃。

表 2 降温通风方案与空调方案对照表

Table 2 Comparison table of cooling system and air conditioning system

降温通风 (降温机组送风、机械排风、室内正压)				空调 (组合式空调机送回风、5%新风量、室内正压)			
室内设计参数	空气处理机组主要参数	室内设计参数	空气处理机组主要参数	室内设计参数	空气处理机组主要参数	室内设计参数	空气处理机组主要参数
汪秘室外气象参数:							
$T_g=28^\circ\text{C}$	$L=27000\times 2\text{m}^3/\text{h}$	$T_g=30^\circ\text{C}$	$L=27000\times 2\text{m}^3/\text{h}$	$T_g=28^\circ\text{C}$	$L=33000\times 2\text{m}^3/\text{h}$	$T_g=30^\circ\text{C}$	$L=32000\times 2\text{m}^3/\text{h}$
$T_g=35^\circ\text{C}$	$\Phi=82.4\%$	$\Phi=85.5\%$	$Q=195\times 2\text{kW}$	$\Phi=50\%$	$Q=140\times 2\text{kW}$	$\Phi=50\%$	$Q=133\times 2\text{kW}$
$T_s=31.78^\circ\text{C}$							
福溪室外气象参数:							
$T_g=28^\circ\text{C}$	$L=27000\times 2\text{m}^3/\text{h}$	$T_g=30^\circ\text{C}$	$L=27000\times 2\text{m}^3/\text{h}$	$T_g=28^\circ\text{C}$	$L=34500\times 2\text{m}^3/\text{h}$	$T_g=30^\circ\text{C}$	$L=33000\times 2\text{m}^3/\text{h}$
$T_g=33.2^\circ\text{C}$	$\Phi=82.4\%$	$\Phi=78.3\%$	$Q=44\times 2\text{kW}$	$\Phi=50\%$	$Q=128\times 2\text{kW}$	$\Phi=50\%$	$Q=121\times 2\text{kW}$
$T_s=27.6^\circ\text{C}$							

注: 仅对变频器排热直接排入室内时的降温通风方案和采用组合式空调机组的空调系统方案比较

由表 2 可见:

对于高温、高湿地区的变频器间, 空调方案中的空气处理机组的风量略大于降温通风方案, 而其制冷量却远远小于降温通风方案, 故此类地区的变频器间宜采用空调方案。

对于温度较高、湿度中等地区的变频器间, 降温通风方案中的空气处理机组的风量及制冷量均小于空调方案, 故此类地区的变频器间宜采用降温通风方案。

此外, 与空调系统相比, 降温通风系统还具有以下优势: 在降温送风机组进风管内设置与机组电控箱联锁的温湿度传感器, 当室外空气的焓值低于机组设计送风点焓值时, 降温送风机组表冷段停止工作, 此时机组中只有送风机运行, 大大降低了机组运行能耗, 节能效果非常明显。

上述比较的主要意义在于: 不管是采用降温通风还是采用空调, 空气处理过程均是焓处理过程, 必须通过具体项目所处地区空气处理过程焓湿图进行详细空气状态分析计算后比较确定。

下面提供一种以夏季室外空气状态点在空气

处理焓湿图中所处区域来确定变频器间暖通设计方案的简略方法, 供参考:

假设某变频器间室内设计参数设定值为:  $t_N=30^\circ\text{C}$ 、 $\Phi_N=50\%$ , 采用机器露点送风, 其空气处理焓湿图及室外状态点分区如图 10 所示。

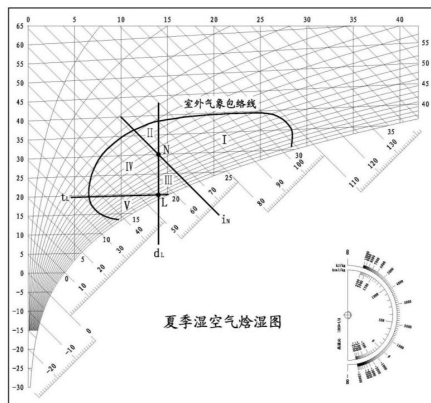


图 10 空气处理焓湿图

Fig.10 Psychrometric chart of air handling process

图中,  $N$  为室内状态点,  $L$  为机器露点。依据工程所在地夏季室外状态点 ( $W$ ) 在本图中所



处区域，暖通设计方案选择如表3所示。

表3 暖通设计方案对照表

Table 3 Comparisontable of design plan for HVAC system

夏季室外状态点 所在区域	相关参数分析	暖通初步设计方案
I 区	$i_w > i_N, t_w > t_L, d_w > d_L$	设置室内空气循环使用的空调系统，变频器排热直接排入室内， 处理过程：降温（无新风）或降温除湿（有新风）。
II 区	$i_w > i_N, t_w > t_L, d_w < d_L$	设置室内空气循环使用的空调系统，变频器排热直接排入室内， 处理过程：降温（无新风）或降温加湿（有新风）。
III 区	$i_w < i_N, t_w > t_L, d_w > d_L$	设置全新风降温通风系统，变频器排热直接排至室外，处理过程：降温除湿。
IV 区	$i_w < i_N, t_w > t_L, d_w < d_L$	设置全新风降温通风系统，变频器排热直接排至室外，处理过程：降温加湿。
V 区	$i_w < i_N, t_w < t_L, d_w < d_L$	设置全新风通风系统，变频器排热直接排至室外。

参考文献：

[1] DL/T 5035—2016,发电厂供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国计划出版社,2016.

[2] GB 50019—2015,工业建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国计划出版社,2015.

[3] GB 50660—2011,大中型火力发电厂设计规范[S].北京:中国计划出版社,2011.

[4] GB/T 50155—2015,供暖通风与空气调节术语标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2015.

[5] 吴显庆,钱付平,阚竟生,等.通风方式对室内热舒适性影响的数值模拟[J].制冷与空调,2015,(1):20-25.

[6] 陈柳,王蓉鑫.空调冷负荷影响因素相关分析[J].制冷与空调,2015,(2):65-28.

[7] 陆耀庆.实用供热空调设计手册(第二版)[M].中国建筑工业出版社,2008:1514-1564.

[8] 李善化,康惠,孙相军.火力发电厂供暖通风空调设计手册[M].北京:中国电力出版社,2001:162-165.