

经验交流

# 风冷热泵冷热水机组的选型与工程设计

舟山海洋渔业公司 李 浙

**【摘要】** 本文阐述了风冷热泵冷热水机组选型中应注意的几个方面问题,并对其在工程设计中的几个应注意事项谈了作者自己的体会。

**【关键词】** 风冷热泵、选型、工程设计

## 1 引言

风冷热泵冷热水机组是 90 年代在我国开始应用的一种新型空调主机,此类机组既可供冷又可供热,省却了锅炉房和冷却水系统,安装灵活方便。机组运行采用微电脑控制,可靠性较高,在长江流域的许多空调工程中得以广泛采用。但由于各地气候条件不同,再加上工程设计方面也缺少经验,因此在使用中也发现了不少问题。本文作者根据自己近年来的工程经验谈几点体会,以供广大同行参考。

在进行一个工程的设计过程中,如果当地气候环境允许,同时经过工程经济分析比较后确定该工程空调冷热源采用风冷热泵机组,那么设计人员就应该着手对国内外相关厂家的产品进行分析比较,然后为用户选择一种较为经济合理的热泵产品。选型的主要内容首先是机组的总体性分析,它包括热泵机组的制冷量、制热量、COP 值、噪声、外形尺寸、运行重量等参数;其次是分析该种热泵的内部配置,它包括压缩机型式、冷凝器结构及布置、热力膨胀阀的配置、蒸发器型式、能量调节方式、融霜方式、安全保护及自动控制内容等等。在进行上述分析比较后我们就可以选择一种较为理想的机组;接下来的工作就是进行设备布置,这过程中我们必须考虑设备之间的合理间距,辅助热源的配置以及多台热泵整体运行噪声对周围环境的影响等等。下面就对以上几方面的问题分别加以阐述。

## 2 风冷热泵的性能分析

### 2.1 风冷热泵的冷、热量

这两个参数是决定风冷热泵正常使用最关键参数,它是指风冷热泵的进风温度、进出水温度在设计工况下时其所具备的制冷量或制热量。它可从有关厂家提供的产品样本中查得。但目前在设计中也发现这样的情况,即有的厂所提供的样本参数并未经过测试而是抄自其它厂家的相关样本。这给设计人员的正确选型带来了一定困难。因此笔者建议在有条件的情况下设计人员可根据有关厂家的风冷热泵所配置的压缩机型号,从压缩机生产厂家处获得该压缩机的变工况性能曲线,根据热泵的设计工况查得该压缩机在热泵设计工况下的制冷量和制热量,从而判断该样本所提供参数的真伪。

### 2.2 风冷热泵的 COP 值

该值是确定风冷热泵性能好坏的重要参数,其值的高低直接影响到风冷热泵使用中的耗电量,因此,应尽量选择 COP 值高的机组。目前我国国家标准是 COP 值为 2.57,多数进口或合资品牌的 COP 在 3 左右,个别进口品牌的高效型机组其值可达到 3.8。

### 2.3 噪声

噪声是衡量一台风冷热泵机组的重要参数,它直接关系到热泵运行时对周围环境的影响。国内有关专家曾根据工程实测对各类进口热泵的噪声划分为三档:第一档在 85dB 以上,第二档在 75~85dB 之间,第三档在 75dB 以下。设计选型中应优先选择噪声在 80dB 以下的机组。

### 2.4 外形尺寸

风冷热泵机组大多布置在室外屋顶,它在进行设备布置时对设备与周围墙面的间距、设备之

间的间距都有明确要求,因此我们在进行设备选型时必须考虑所选设备尺寸是否符合设备布置的尺寸要求。在性能相同的前提下应优先选用尺寸较小的机组,以减小设备的占地面积。

### 2.5 运行重量

由于风冷热泵机组大多布置在屋面,因此在选型时必须考虑屋面的承重能力,必要时应与结构专业人员协商,增强屋面的承重能力。但在设备选型时我们应优先选择运行重量较轻的机组。

## 3 风冷热泵的系统分析

所谓风冷热泵的系统分析,就是在风冷热泵的选型过程中除了比较各自的制冷量、制热量、COP 值、噪声、运行重量、外形尺寸等参数外,还要对其各自的压缩机型式、冷凝器型式及布置、热力膨胀阀的配置、蒸发器型式、除霜方式、能量调节方式以及热泵系统的自控和安全保护等等加以分析,比较其各自在系统配置方面的优缺点。

### 3.1 压缩机的型式

目前用于风冷热泵的压缩机型式主要有活塞式、涡旋式、螺杆式三种型式。根据热泵工作的特点是运行时间长、压缩比较大等情况,笔者认为涡旋式或螺杆式压缩机将成为热泵压缩机的主流。其理由是:

a) 涡旋式或螺杆式压缩机传动件较活塞式压缩机传动件少,从而使压缩机的摩擦损耗相应减少,整机的效率相应提高;

b) 由于热泵机组的压缩比较大,因此在相同的余隙容积下对于活塞式压缩机其容积效率较低,从而造成整机效率的下降。涡旋式和螺杆式压缩机不存在这方面的问题;

c) 用于风冷热泵的压缩机其工作环境较其它在普通空调工况下工作的压缩机要恶劣,每年的运行时间也较长,工况变化范围也较大,因此对压缩机的可靠性要求就较高。涡旋式和螺杆式压缩机具有零部件少,结构紧凑的特点,所以尤其适用于热泵机组;

d) 目前所采用的风冷热泵机组一般都采用热气除霜的方法来排除冬季供热工况下空气侧换热器上积聚的霜。在除霜开始和结束时,系统要进行反向运行,在原冷凝一方盘管中所积聚的液体制冷剂由于其中压力骤然降低为吸汽压力而大量通向压缩机,造成压缩机的湿冲程。这对于涡旋式和螺杆式压缩机或许并没有什么大问题,而这

对于活塞式压缩机来讲,极易造成气阀和连杆的损坏;

e) 就热泵压缩机本身而言,涡旋式和半封闭螺杆式比活塞式的噪声要低。

### 3.2 冷凝器的型式与布置

冷凝器一般用翅片型式,目前主要有开窗片和波纹片两种。开窗片换热效率较高,因此前两年生产的热泵机组中经常得以采用。但由于我国城市大气质量较差,而这类翅片极易积灰,且较难清理,使用时间一长,换热效果大大下降。所以当前热泵用冷凝器多采用波纹片配内螺纹铜管,它具有换热效率较高,不易积灰,风阻小等特点。

冷凝器的翅片间距也很有讲究,作为冷凝器使用时以肋化比高、传热系数大为好,故希望片距小些较好。但当其作为蒸发器使用时,翅片一结霜,使用时的换热效果就会大大降低,因此又希望片距大一些。综合考虑,一般片距取 3mm 为宜。

冷凝器的布置型式同换热效果和外形尺寸有着直接的关系。通常热泵的冷凝盘管布置成直型盘管、V 型盘管、W 型盘管三种型式。V 型盘管间的较大空间内除了轴流风机外并无其它零部件,空间利用率低。直型盘管间虽然集中布置了压缩机、四通阀、蒸发器等系统有关零部件,但由于盘管高度较高,迎面风速不均匀,冷凝器换热效率较低,且气流组织不理想,空气阻力较大。W 型布置克服了上述缺点,不仅可改善气流组织提高换热效率,降低空气阻力,而且由于在同样空间条件下,冷凝盘管传热面积增大,空间利用率较高,从而缩小了机组外形尺寸。

### 3.3 热力膨胀阀配置

在目前出现的热泵制冷系统中有采用单膨胀阀和双膨胀阀两种方式。所谓双膨胀阀就是制热工况和制冷工况各采用一只膨胀阀。如果系统采用一只膨胀阀,按标准制冷工况进行选型,由于热泵系统在制热工况下运行时系统的制热量随着环境温度的下降而下降,此时膨胀阀的制热能力也会有所下降,但其下降的幅度要小于系统制热能力的下降。这样在制热工况下随着环境温度的下降,对系统而言所配置的膨胀阀显得过大。过大的膨胀阀会引起蒸发器供液过多,蒸发压力上升,与室外空气换热量减少,从而导致热泵供热量的减少。

当前许多厂家的热泵机组多采用双膨胀阀型

式,制冷膨胀阀按标准制冷工况来选择。制热膨胀阀如若按标准制热工况来选择,那在低温工况下运行时膨胀阀会显得过大。所以,根据笔者自己的体会,建议制热膨胀阀按环境温度 $-7^{\circ}\text{C}$ 、热水进口温度 $40^{\circ}\text{C}$ 、出口温度 $45^{\circ}\text{C}$ 来选型,按这样条件计算后选定的膨胀阀能在不低于 $-15^{\circ}\text{C}$ 的环境温度下正常运行。

### 3.4 蒸发器型式

目前在风冷热泵机组中常用的蒸发器主要是板式换热器和干式壳管式蒸发器。板式换热器多用在小型风冷热泵中,它具有传热效率高、蒸发器不易结油的特点。尤其是新的带有内置式分配装置的板块,解决了板片间制冷剂分配均匀性这一关键问题,能在相同的出水温度下提高蒸发温度 $1.5\sim 2^{\circ}\text{C}$ ,提高了制冷效率;干式壳管式蒸发器多用在大中型风冷热泵中,目前其传热管已广泛采用高效管,因此换热效率有很大提高。但总的来讲干式壳管式蒸发器不及板式换热器。而且其回油相对困难,常积存于换热器底部。如在底部设回油管与吸汽管相通,则由于有液体制冷剂带入,导致制冷剂过热度不稳定,影响膨胀阀的工作和系统的制冷量。

### 3.5 轴流风机的配置

轴流风机的配置首先要满足冷凝器(空气侧换热器)的换热要求,根据经验,风冷热泵机组所配轴流风机风量与标准制冷量(环境温度 $35^{\circ}\text{C}$ ,出水温度 $7^{\circ}\text{C}$ )之比约为 $0.071\sim 0.095\text{m}^3/\text{kJ}$ 。此外还要保证冷凝器迎风面的风速,因这关系到冬季运行时空气侧换热器的结霜速度。迎风面风速越大,冬季运行时越不容易结霜,但风量过大风机的功耗也要增大,同时噪声也要增大。因此一般情况下迎风面风速取 $3\sim 5\text{m/s}$ 。另外,风机配置时还要考虑噪声,目前一般选用大直径、低转速、叶片扭转角较小的轴流风机以降低风机噪声。

### 3.6 能量调节方式

目前在风冷热泵机组中常用的能量调节方式有压缩机台数控制、压缩机间隙运行、气缸卸载调节(活塞式)、变频调速(涡旋式)、滑阀无级调节(螺杆式)等。从能量调节方式中我们可以看出台数控制、压缩机间隙运行、气缸卸载调节都是属于有级调节,而变频调速和滑阀无级调节属于无级调节。无级调节具有节能、噪声和振动小、起动性能好等优点,同时也降低了对供电系统的干扰。

从这点也可看出涡旋式和螺杆压缩机的优势。

### 3.7 除霜方式

目前各生产厂家的除霜方法基本相同,大多采用热汽除霜法。所不同的是除霜的控制技术。常见的有压差控制法、温差控制法、温度时间控制法,其中以温度时间控制法最为普遍。这种控制技术中除霜参数的设置最为关键。除霜参数包括除霜温度、除霜时间、除霜间隔。除霜温度是由通过位于膨胀阀后的感温元件来感应节流后的液体温度,一般设定值为 $-5^{\circ}\text{C}$ 。除霜间隔是计时器控制的,一般定为 $40\text{min}$ 。除霜时间也是由计时器控制,一般不超过 $10\text{min}$ 。热泵在冬季处于制热工况运行时,随着蒸发器上结霜的加重,蒸发温度也不断下降。当蒸发温度下降到 $-5^{\circ}\text{C}$ ,并且距上一次除霜时间间隔达 $40\text{min}$ ,机组就进入除霜模式。如果除霜时间超过 $10\text{min}$ 而盘管内的液体温度仍未上升到 $+5^{\circ}\text{C}$ ,机组也要停止化霜,恢复制热。

在上述三个参数中除霜时间间隔是直接受环境影响的,但目前多数厂家的除霜时间间隔仍采用固定值,这种做法导致在低温高湿地区结霜严重的情况下,由于没有到设定时间而不能进行除霜,从而造成霜层过厚甚至冻结,机组低压保护而停机的现象。这个问题应在机组调试中加以注意。因此笔者建议一方面在热泵的除霜参数设置上应该因地制宜,不能一概而论。另一方面就是前面曾提到的在低温高湿的地区不宜使用热泵机组。

### 3.8 安全保护与控制

目前国内风冷热泵机组的保护与控制多采用计算机控制,其又包括可编程控制和微电脑控制,两者的控制原理大致相同。

一台风冷热泵的安全保护系统至少要包括以下几个方面:a)吸气压力过低保护;b)排气压力过高保护;c)油压保护;d)冷水温度过低保护;e)水侧换热器断水保护;f)压缩机启动时间间隔保护;g)压缩机内埋电机过热保护;h)电机过载保护;i)电源电压过低保护;j)三相电缺相保护;k)油温控制。

风冷热泵控制至少要包括以下几部分:a)除霜控制;b)多台压缩机顺序控制;c)能量调节;d)故障停机与显示;e)远程控制接口(用于远程设置运行参数以及控制机组启停、将机组运行参数和故障内容显示于控制终端)。

## 4 风冷热泵的工程设计

### 4.1 风冷热泵的布置

目前风冷热泵冷热水机组在使用中不同程度的都存在这样一种现象,即夏季制冷量不足,冬季制热量不足的现象。造成这种现象的原因是多方面的,这里除了设备本身的因素也有工程设计中的问题。主要是设备布置不合理造成气流短路,夏季机组高温排风被重新吸入,造成进风温度过高,冷凝压力上升,直接导致机组制冷量下降;冬季正在融霜的机组排出的湿空气被旁边正在供暖的机组吸入,造成吸入空气湿度过高,加剧了供暖机组的结霜速度,从而使其融霜时间延长,供暖时间减少,机组的供热量减少。

因此,风冷热泵应尽可能布置在室外,进风应通畅,排风不应受到阻挡,避免造成气流短路。如有阻挡物,应符合一定的要求。许多公司提供的设计手册中对机组之间的间距及机组与墙间的距离均有明确要求。一般如下:机组间的距离应保持在 2m 以上,机组与主体建筑(或高度较高的女儿墙)间的距离应保持在 3m 以上。另外为避免排风短路,在机组上部不应设置挡雨棚之类的遮挡物。如果机组必须布置在室内,应采取提高风机静压的办法,接风管将排风排至室外。排风口的风速要大(7m/s),使其具有一定的射程,而进风口速度则小(2m/s),进排风口垂直高度应尽可能大,以避免气流短路。

### 4.2 辅助热源的配置

风冷热泵冬季的供热量是随室外气温的下降而降低,室外气温每降低 1℃,供热量大约降低 2%;而随室外气温的下降,室内需热量却是增加的,所以应考虑设置辅助热源。辅助热源可以是电锅炉、燃油锅炉、燃气锅炉、汽-水热交换器等

等。根据工程经验,风冷热泵机组每 1Rt 制冷量配置 0.6kW 辅助热源是较为稳妥的,这样的配置可以保证整幢建筑在冬季的空调效果。当然目前许多工程出于投资的考虑往往不配置辅助热源,这也是许多采用热泵的建筑在冬季空调效果不好的其中一个原因。

影响风冷热泵冬季供热量的主要原因是冬季室外空气的相对湿度。特别是室外空气相对湿度大于 75% 的地区,风冷热泵的结霜较快,除霜时将停止供热,使机组的总供热量下降,功耗增大。因此笔者建议冬季室外空气相对湿度平均值高于 75% 的地区不宜使用此类机组。如有其它原因而必须选用热泵机组的话,应考虑配置辅助热源。

### 4.3 工程的噪声控制

风冷热泵空调工程的噪声控制首先是在设备选型阶段就要优先选择那些噪声较低的品牌。目前单台风冷热泵的噪声一般在 65~85dB 之间,每增加一台机组,整体噪声将增加 3dB。当一个工程中热泵的台数较多时则噪声就较难控制。因此在选用热泵的工程中机组的台数不宜过多,换句话说就是热泵不宜在大型空调工程中采用。一般情况下一个工程的热泵台数不应超过 5 台。

另外,在机组的布置中除应考虑前面所述的保证排风通畅、避免排风回流以外,在机组的底座及进出水管处必须安装减震装置,隔震效率要满足设计要求等。在供冷、供热站内的空调水主干管要安装减震吊架或支架,防止机组和水泵的振动通过管道传到其它地方。

再则,在有条件的情况下机组应尽可能布置在主楼屋面,减小其噪声对主楼本身和周围环境的影响。

收稿日期 20000317

## Selection of air-cooled heat pump and engineering design

By Li Zhe

**Abstract** This paper has expatiated the issue that should pay attention to in selecting air-cooled heat pump, and discussed the author's experience in engineering design.

**Keywords** air-cooled heat pump, selectio, engineering design

李浙,男,1967年10月生,工程师,浙江省制冷学会理事,浙江省制冷学会技术咨询委员