

预冷型蒸发式冷凝器的设计与性能分析

刘杨 臧润清

(天津商业大学制冷与空调工程系 天津 300134)

摘要 本文介绍了一种预冷型蒸发式冷凝器的设计思路。这种蒸发式冷凝器由预冷器和冷凝盘管两部分组成,能够很方便地转换成风冷式冷凝器,转换温度可通过设计的初始参数变化给与调整。文章还概述了这种蒸发式冷凝器的传热过程和主要优势。通过理论计算分析了在不同冷却方式下的性能特点。

关键词 蒸发式冷凝器;预冷器;设计方法

Design and Performance Analysis on Precooling-type of Evaporative Condenser

Liu Yang Zang Runqing

(Refrigeration and Air-Conditioning Institute, TianJin University of Commerce, TianJin, 300134)

Abstract: This article describes design ideas of precooling type of evaporative condenser. The precooling type of evaporative condenser is composed of precooler and the condensing coil, and can be easily converted into air-cooled condenser, inversion temperature can be adjusted by initial designed parameters. This article also outlines the heat transfer process and its main advantage of the evaporative condenser. Through theoretical calculations, the autor analyse the performance characteristics of evaporative condenser in different cooling-down methods.

Keywords: Evaporative condenser; Precooler; Design methods

1 前言

蒸发式冷凝器是一种利用水在蒸发时吸收潜热而使制冷剂蒸汽凝结的高效换热设备,其具有节水、节能、结构紧凑等优点。与水冷式冷凝器相比,蒸发式冷凝器的冷却水用量明显减少,其循环水流量仅为水冷式冷凝器的10%,因而水泵的能耗将明显降低。同时由于蒸发式冷凝器不需要设置冷却塔,省去了大量的管道和阀件,使设备的占地面积减少,结构更加紧凑。风冷式冷凝器虽然不用水泵,但其空气流量比蒸发式冷凝器大得多,风机能耗将明显增加,同时冷凝温度也较高。蒸发式冷凝器在国外的应用已经十分广泛,文献[1]对美国 and 加拿大62家冷库的调查表明应用蒸发式冷凝器的约占80%。我国从20世纪70年代末引进蒸发式冷凝器技术,国内许多学者进行了大量的理论和实验研究,并取得了一定的科研成果。目前蒸发式冷凝器已被应用于化工、医药、食品加工、建筑空调等许

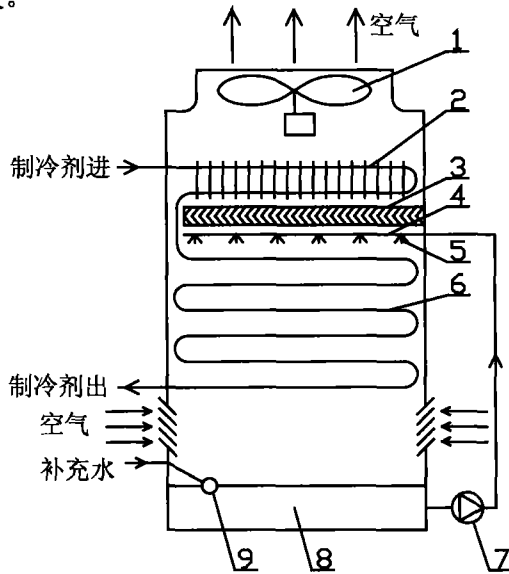
多行业和领域,带来了较好的经济和社会效益。

2 预冷型蒸发式冷凝器简介

2.1 结构特点

预冷型蒸发式冷凝器是传统蒸发式冷凝器的技术升华,其结构特点是在挡水板的上部增设一组翅片盘管作为预冷器。这种预冷型蒸发式冷凝器由换热盘管、水循环系统和空气流路三部分组成,其结构示意图如图1所示。其中换热盘管包括预冷器和冷凝盘管。工作时,来自压缩机的高温高压制冷剂蒸汽首先进入位于上部的预冷器,与将要排出冷凝器的低温高湿空气进行显热换热。在预冷器中制冷剂从过热蒸汽状态被冷却为冷凝压力下的饱和蒸汽状态。然后制冷剂再进入下部的冷凝盘管,在冷凝盘管中制冷剂与管外的水膜和空气进行热交换,由气态冷凝为液态。冷却水储于底部的水箱中,用浮球阀保持一定的水位,水箱中的水由水泵送至布

水管,通过喷嘴喷淋在冷凝盘管的外表面,形成薄层水膜。水膜中部分水吸收制冷剂蒸汽冷凝过程中释放的热量蒸发为水蒸气,未蒸发的水流回到水箱中进行下一次循环。空气由位于顶部的风机驱动,从底部的进风格栅进入,在箱体中自下而上流动,流经冷凝盘管时将蒸发的水蒸气带走。布水管的上方装有挡水板,其作用:一方面除去空气中夹带的小水滴,防止预冷器结垢;另一方面防止水的飞散损失。



1-风机 2-预冷器 3-挡水板 4-布水管 5-喷嘴
6-冷凝盘管 7-水泵 8-水箱 9-浮球阀
图1 预冷型蒸发式冷凝器结构示意图

2.2 传热传质机理

制冷剂在预冷型蒸发式冷凝器中的冷却冷凝过程实际上分成两个阶段:

第一阶段为制冷剂过热蒸汽在预冷器中被横掠过翅片盘管的空气冷却为饱和蒸汽。预冷器中的传热过程不存在相变,其换热量完全依靠显热交换,提高预冷器换热效率的关键是管内制冷剂与管外流动空气的大温差换热。通常预冷器热负荷占蒸发式冷凝器总热负荷的15%。

第二阶段为制冷剂饱和蒸汽在冷凝盘管中的冷凝放热过程,其冷却方式为蒸发式冷却。图2所示为冷凝盘管部分传热机理简图。从换热环节来看,冷凝盘管中的传热传质过程由两部分组成:

- 1、管内制冷剂蒸汽与管外水膜间的传热过程,传热的驱动力是制冷剂与水膜的温差;
- 2、水膜表面与空气之间的水膜蒸发传热过程,该过程由水蒸发为水蒸气的潜热传热和对流换

热引起的显热传热组成,是一个传质带动传热的过程。它的推动力是水膜表面温度与空气间的温度之差,以及水膜表面水蒸气分压力与主流空气中水蒸气分压力之差。

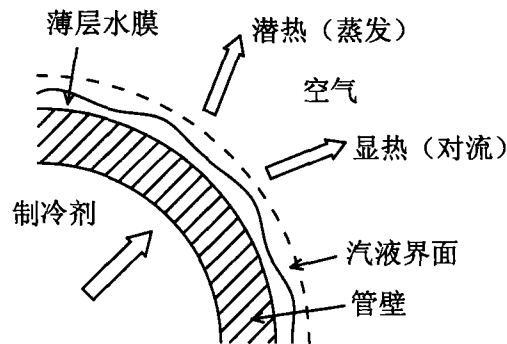


图2 冷凝盘管部分传热机理简图

2.3 主要优点

预冷型蒸发式冷凝器的优点可以归纳为以下几点:

1、提高换热效率。由于一部分热负荷由上部预冷器承担,使冷凝盘管部分依靠水膜蒸发的热负荷减少,冷却水用量也相应减少。据文献[2]介绍采用预冷翅片盘管的蒸发式冷却器较普通蒸发式冷却设备节水20%~40%。另外,由于冷凝盘管中的制冷剂处于饱和状态,其管内冷凝换热系数较过热状态制冷剂高,因此换热效率得到提高。文献[3]指出带预冷盘管的蒸发式冷凝器的传热效果比没有预冷盘管的蒸发式冷凝器增加10%。

2、防止结垢。蒸发式冷凝器依靠水的蒸发吸热,而水温上升会导致水中的盐类物质发生化学变化产生水垢沉积在管表面。在设计中,可以通过控制换热盘管的温度来防止结垢。因为当换热盘管的表面温度高于50℃时,产生的垢质坚硬,难以清除,而当换热盘管的表面温度低于50℃时,产生的垢质疏松,易于冲洗掉^[4]。预冷型蒸发式冷凝器通过添加预冷器使过热的制冷剂蒸汽预冷至冷凝温度后再进入冷凝盘管,从而避免了盘管初段的外表面温度过高,有效减缓了垢质的产生。

3、冬季空冷运行。蒸发式冷凝器在冬季冰冻季节运行时存在冷却水的冻结问题。预冷型蒸发式冷凝器由于加入了带有翅片的换热盘管,使得传热面积大大增加。在冬季温度较低时,可以关闭水泵只开风机进行空气冷却,此时冷凝器完全以风冷运行。

3 设计思路及方法

3.1 冷凝器热负荷的确定

从图2所示的压焓图上看, 首先冷凝器的总排热量 Q_k 应等于制冷剂在蒸发器中的制冷量 Q_o 与压缩机轴功率 P_e 之和, 即 $Q_k = Q_o + P_e$; 其次蒸发式冷凝器的热负荷 Q_k 包括冷凝盘管热负荷 Q_{k1} 和预冷器热负荷 Q_{k2} , 即 $Q_k = Q_{k1} + Q_{k2}$ 。

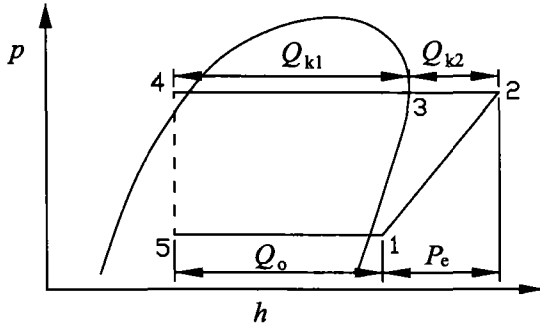


图3 制冷循环压焓图

3.2 空气状态参数的变化

蒸发式冷凝器的设计工况包括冷凝温度和进口空气干湿球温度。空气在蒸发式冷凝器中的变化过程如图4所示。点1表示空气进入蒸发式冷凝器时的状态, 也就是室外空气状态 (h_1, d_1, t_1), 点w表示水膜表面饱和空气状态 (h_w, d_w, t_w)。空气流经冷凝盘管时吸收水蒸气, 含湿量不断增加, 其状态变化过程将沿连线1-w进行到点2, 点2表示空气离开冷凝盘管时的状态, 也就是空气进入预冷器时的状态 (h_2, d_2, t_2)。点m表示空气在冷凝盘管中的平均状态 (h_m, d_m, t_m)。空气在预冷器中吸收制冷剂冷却过程中放出的热量, 温度升高但含湿量不变, 其状态变化过程将沿等含湿量线进行到点3。点3表示空气离开预冷器时的状态 (h_3, d_3, t_3)。

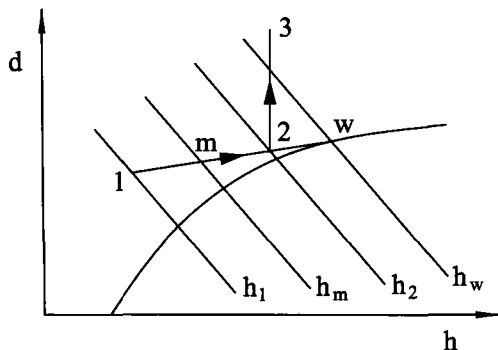


图4 空气的状态变化过程图

在冷凝盘管中推动总热交换的动力是空气与水膜周围饱和空气之间的焓差。而进口空气湿球温度越低, 推动热交换的焓差就越大, 冷凝盘管的换热能力就越强。因此, 湿球温度对冷凝盘管的排热性能有重要影响。文献[5]通过数值模拟分析了空气进口状态对换热面积的影响。得出结果在一定的冷凝负荷下, 湿球温度越低, 所需换热面积越小, 换热效率越高, 而干球温度对换热基本没有影响。相对而言, 预冷器中热交换的动力是制冷剂与空气的温差, 其排热性能则主要受进口空气的干球温度影响。进口空气干球温度越低, 换热温差越大, 由牛顿冷却公式得到预冷器的排热量越大。

3.3 冷凝盘管部分的设计方法

工程上对于蒸发式冷凝器的设计方法主要有概算-校核法和温差法。本文推荐采用温差法来进行冷凝盘管部分的设计计算。温差法的优点是考虑了水膜热阻对传热过程的影响。

3.3.1 初步规划冷凝盘管的结构

已知冷凝盘管的热负荷 Q_{k1} , 初步估计单位面积换热量 q_f , 得到冷凝盘管所需的传热面积 $F_o = Q_{k1}/q_f$ 。蒸发式冷凝器的换热盘管多为不带翅片的蛇形光滑盘管, 管束呈正三角形叉排排列。传热管采用 $\phi 25mm$ 的无缝钢管或 $\phi 16mm$ 的紫铜管。管排数一般不大于20排。因为管排数过多, 下部几排管的水膜覆盖率会较差。

3.3.2 传热计算

(1) 假设制冷剂与管内壁的放热温差 Δt_r 并计算管内冷凝放热系数 α_i

氟利昂蒸汽在空冷式冷凝器或蒸发式冷凝器管内冷凝时一般都处于液膜层流区, 此时可采用以下公式:

$$\alpha_i = 0.683r_s^{1/4} B_m \Delta t_r^{-1/4} d_i^{-1/4} \quad (1)$$

式中 B_m —制冷剂液膜的组合物性参数
 Δt_r —假设的制冷剂与管内壁的放热温差
 d_i —管内径, m

对于氨制冷剂

$$\alpha_i = 2116 \Delta t_r^{-1/6} d_i^{-1/4} \quad (2)$$

(2) 计算管内制冷剂侧的热流密度 q_i

$$q_i = \alpha_i \Delta t_r \quad (3)$$

(3) 计算各层热阻的温度降

通过管内油膜的温度降 Δt_y

$$\Delta t_y = q_i r_i \quad (4)$$

式中 r_i —油膜热阻, $m^2 \cdot K/W$, 对于氟利昂制冷剂可不考虑管内油膜热阻。

通过管壁的温度降 Δt_p

$$\Delta t_p = q_i \frac{d_i \delta_p}{d_m \lambda_p} \quad (5)$$

式中 d_m —管子平均直径, m

δ_p —管壁厚度, m

λ_p —管壁导热系数, $W/(m \cdot K)$

通过管外表面水垢的温度降 Δt_s

水垢的厚度很小, 可以认为水垢的传热面积即管子的外表面积, 因此, 通过水垢的平均热流密度为 $q_i \frac{d_i}{d_o}$ 。水垢热阻可取 $r_o = (1.0 \sim 3.0) \times 10^{-4} m^2 \cdot K/W$ 。于是水垢的温度降为:

$$\Delta t_s = q_i \frac{d_i}{d_o} r_o \quad (6)$$

式中 d_o —管外径, m

通过水膜的温度降 Δt_w

$$\Delta t_w = q_i \frac{d_i \delta_w}{d_o \lambda_w} \quad (7)$$

式中 δ_w —水膜厚度, 可取 $0.2 \times 10^{-3} m$

λ_w —水膜的导热系数, $W/(m \cdot K)$

(4) 计算水膜表面温度 t_w 及水膜表面饱和空气的焓 h_w

$$t_w = t_k - (\Delta t_r + \Delta t_y + \Delta t_p + \Delta t_s + \Delta t_w) \quad (8)$$

水膜表面饱和空气的温度可近似为水膜温度 t_w , 进而由湿空气的焓湿图可以查得水膜表面饱和空气的焓 h_w 。

(5) 计算空气的平均焓值 h_{am}

由热平衡, 空气带走的热量应等于制冷剂冷凝时的放热量, 即:

$$h_{a2} = \frac{F_i q_i}{q_{ma}} + h_{a1} \quad (9)$$

式中 q_{ma} —空气的质量流量, kg/s

h_{a1} , h_{a2} —进出口处空气的焓, J/kg

F_i —制冷剂侧的传热面积, m^2

于是得到空气的平均焓值 h_{am} :

$$h_{am} = \frac{h_{a1} + h_{a2}}{2} \quad (10)$$

(6) 计算水膜与空气间的显热换热系数 α_c

$$\alpha_c = 0.88c \frac{\lambda_f}{d_o} \text{Re}_f^m \text{Pr}_f^{0.36} \quad (11)$$

式中 c 、 m —与管簇排列方式有关的参数

λ_f —空气的导热系数, $W/(m \cdot K)$

Re_f 、 Pr_f —空气的雷诺数和普朗特数

(7) 计算管外空气侧的热流密度 q_o

$$q_o = \frac{A \alpha_c}{C_{pa}} (h_w - h_{am}) \beta_w \quad (12)$$

式中 A —与水膜温度有关的系数

C_{pa} —湿空气的比热, $J/(kg \cdot K)$

β_w —由于水的飞溅和水膜波动所增加的面积系数, $\beta_w = 1.3 \sim 1.5$

(8) 计算管内制冷剂侧热流密度 q_i 的外表面换算值 q_o'

$$q_o' = \frac{d_i}{d_o} q_i \quad (13)$$

比较折算的外表面热流密度 q_o' 与空气侧热流密度 q_o 。如果 $q_o' \neq q_o$, 再设 Δt_r , 重复上述计算。可以采用迭代计算, 直至两者相等为止。

(9) 计算所需的换热面积 F_o

$$F_o = \frac{Q_{k1}}{q_o} \quad (14)$$

要求计算所得传热面积 F_o 与初步规划的传热面积相比基本接近, 并稍有富裕。如果两者相差较大, 则重新计算。

3.3.3 空气流动的阻力计算

空气横向流过湿表面叉排管簇时的流动阻力可按下式计算:

$$\Delta P_1 = \phi \xi \frac{w_{\max}^2 \rho_f}{2} (Pa) \quad (15)$$

ϕ 为考虑存在水膜而使空气阻力增加的系数,

$\phi = 1.2 \sim 1.5$

ξ 为局部阻力系数, 对于叉排管簇

$\xi = (5.4 + 3.4n_L) \text{Re}_f^{-0.28}$, n_L 为管排数

3.4 预冷器部分的设计方法

3.4.1 预冷器结构初步规划

预冷器一般采用较大翅片间距的套片和圆翅片盘管, 以降低空气侧的阻力并减少清洗维护的难度。管排数为2~4排。可以采用较小的管径, 以提高制冷剂在管内的流速, 增加管内制冷剂侧的换

热系数。预冷器翅片盘管结构确定后应计算出每米管长各有关传热面积,包括每米管长翅片侧面积 a_f 、每米管长翅片间管面面积 a_b 、每米管长总的外表面积 a_{of} 、每米管长管内面积 a_i 。

3.4.2 传热计算

(1) 计算管内制冷剂侧换热系数 α_i

由于在预冷器中制冷剂处于单相流动状态,故采用以下公式计算:

$$\alpha_i = 0.023 \frac{\lambda}{d_i} \text{Re}_f^{0.8} \text{Pr}_f^{0.3} \quad (16)$$

式中 λ 为制冷剂的传热系数, $W/(m \cdot K)$

Re_f 、 Pr_f 为制冷剂的雷诺数和普朗特数
定性温度取制冷剂的平均温度

(2) 计算空气侧换热系数 α_{of}

当采用平片的整套片顺排管簇时,空气侧表面传热系数 α_{of} 可由下式计算:

$$\alpha_{of} = C \Psi \frac{\lambda_a}{d_e} \text{Re}_f^n \left(\frac{b}{d_e} \right)^m \quad (17)$$

式中 C 、 Ψ 、 n 、 m —系数及指数

λ_a —空气的导热系数, $W/(m \cdot K)$

d_e —当量直径, m

Re_f —空气的雷诺数

b —沿气流方向翅片的长度, m

(3) 计算翅片效率 η_f

$$\eta_f = \frac{th(mh')}{mh'} \quad (18)$$

h' 为当量翅高, m

m 为翅片参数

$$m = \sqrt{\frac{2a_{of}}{\lambda_f \delta_f}} \quad (19)$$

式中 λ —翅片材料的导热系数,

δ_f —翅片厚度, m

(4) 计算总传热系数 K_o

$$K_o = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} \frac{a_{of}}{a_i} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{a_{of}}{a_m} + r_o + r_b + \frac{1}{\alpha_{of} \eta_o}} \quad (20)$$

式中 r_o —空气侧尘埃垢层热阻

r_b —管壁与翅片间接触热阻

(5) 计算管内制冷剂与管外空气侧的对数平均温差 Δt_m

制冷剂在预冷器中的进口温度为压缩机排气

温度 t_p , 出口温度为冷凝温度 t_k 。于是制冷剂与管外空气的对数平均温差为

$$\Delta t_m = \frac{(t_p - t_{a3}) - (t_k - t_{a2})}{\ln \frac{t_p - t_{a3}}{t_k - t_{a2}}} \quad (21)$$

(6) 计算所需传热面积 F_o

$$F_o = \frac{Q_{k2}}{K_o \Delta t_m} \quad (22)$$

如果计算得到的传热面积 F_o 与前面初步规划的传热面积接近,不必重算。否则需重新计算。

3.4.3 空气流动的阻力计算

空气流过预冷盘管的阻力由下式计算:

$$\Delta P_2 = 0.108 \frac{b}{d_e} (\rho_a w_{\max})^{1.7} (Pa) \quad (23)$$

4 理论分析

现有一冷库系统使用一台ZNX400型蒸发式冷凝器。已知蒸发温度 $t_o = -10^\circ\text{C}$, 冷凝温度 $t_k = 40^\circ\text{C}$, 压缩机制冷量 $Q_o = 16.1\text{kW}$, 轴输入功率 $P_e = 16.1\text{kW}$, 三机并联。于是得到蒸发式冷凝器的热负荷 $Q_k = 3 \times (Q_o + P_e) = 178.8\text{kW}$ 。

该蒸发式冷凝器不带预冷器, 风量为39000 m^3/h , 水量为65吨/小时。传热管采用长轴31.8mm、短轴21.6mm的椭圆型钢管, 计算时可将其圆整为 $\phi 25 \times 1.5\text{mm}$ 的圆管。设进口空气干球温度 $t_{a1} = 32^\circ\text{C}$, 湿球温度 $t_{s1} = 27^\circ\text{C}$, 用温差法计算该蒸发式冷凝器的排热量为 $Q_k = 210.7\text{kW}$ 。现将其改造为预冷型蒸发式冷凝器。改造方案为: 将冷凝盘管由20排减为16排, 每排20或19根, 其它参数不变。同时在挡水板的上部增加翅片盘管作为预冷器。预冷器的传热管采用 $\phi 25 \times 1.5\text{mm}$ 的圆型钢管, 翅片为平套片, 结构参数如表1所示。

表1 预冷器翅片盘管结构参数

项目	数值
管排数	4
单排管数	20或19
单根管长	2.32
管排方式	正三角形叉排
管道横向间距	53.2mm
管道纵向间距	46mm
翅片片距	5.5mm
翅片节距	5.7mm
翅片厚度	0.2mm

经计算在相同的冷凝温度及进口空气干球温度下改造后蒸发式冷凝器冷凝盘管部分的排热量为 $Q_{k1}=174.3kW$ ，预冷器部分的排热量为 $Q_{k2}=22.5kW$ ，总排热量 $Q_k=196.8kW$ 。说明改造后的蒸发式冷凝器仍然能够满足冷库系统热负荷的要求。

在冬季室外气温较低时，由于冷却水有冻结的危险，此时需要关闭水泵，蒸发式冷凝器以风冷方式运行。设冷凝温度为 $37^{\circ}C$ ，保持风量不变，通过理论计算得出在风冷条件下该蒸发式冷凝器总排热量、冷凝盘管排热量及预冷器排热量随空气进口温度的变化情况。计算结果如图6所示。由图可见，蒸发式冷凝器的排热性能随进口空气温度的降低而提高。当进口空气温度为 $5^{\circ}C$ 时，总排热量为 $Q_k=199kW$ ，其中冷凝盘管部分的排热量为 $Q_{k1}=122.7kW$ ，预冷器部分的排热量为 $Q_{k2}=76.3kW$ 。即使在室外温度为 $10^{\circ}C$ 时，总排热量 Q_k 仍然可以达到 $167.8kW$ ，满足94.4%的热负荷。而改造前的蒸发式冷凝器在进口空气温度为 $5^{\circ}C$ 的风冷条件下，其排热量经计算为 $Q_k=146.3kW$ ，显然无法满足冷库的正常工作。由此可见，由于加入了翅片盘管的预冷器使换热盘管的传热面积大幅提高，当冬季风冷运行时该预冷型蒸发式冷凝器仍然能够满足冷库系统热负荷的要求，同时达到了节水的效果。

5 结论

预冷型蒸发式冷凝器是传统蒸发式冷凝器在技术上的进一步发展。冷凝盘管与预冷器共用设备上部的风机，实现了冷却水和风机的充分利用，达到了节能、节水的效果。同时，由于冬季室外气温

较低时蒸发式冷凝器可以关闭水泵以风冷方式运行，提高了蒸发式冷凝器对气候条件的适应性。防止结垢的特点也拓展了其应用范围。本文对预冷型蒸发式冷凝器进行了理论分析，进一步的实验研究是有必要的。相信预冷型蒸发式冷凝器必将成为蒸发式冷凝器技术发展的重要方向。

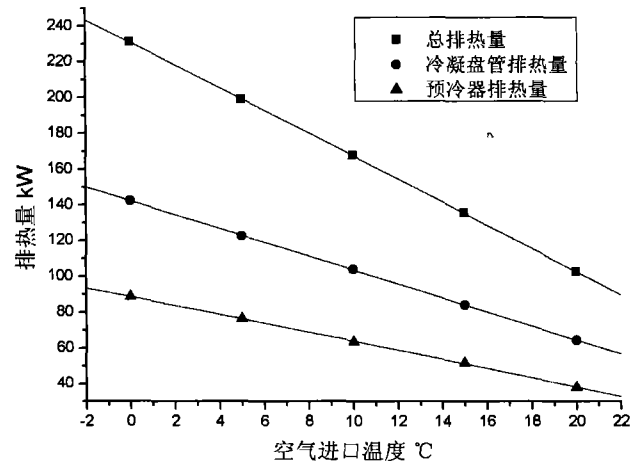


图5 蒸发式冷凝器排热量随空气进口温度的变化

参考文献

- [1].邱嘉昌.蒸发式冷凝器的应用与管系设计研究[J].制冷技术.2003(2): 28-33
- [2].李卫军,董晓强.蒸发式冷凝/冷却技术的应用及研究进展[J].制冷与空调.2010(1): 40-44
- [3].王东屏.蒸发式冷凝器的设计[J].大连铁道学院学报.1999(1): 45-49
- [4].刘洪胜,陈江平.小型氟里昂蒸发式冷凝器的设计[J].上海市制冷学会2003年学术年会论文集: 142-145
- [5].郝亮.蒸发式冷凝器稳态模型数值模拟[J].制冷与空调.2005(4): 31-34