

海水源热泵空调系统冷却水水温的优化分析

青岛理工大学 胡松涛[★] 陈茂科 李绪泉 郭潇潇 辛岳芝 郑小峰 刘 恺 生晓燕

摘要 介绍了海水源热泵空调系统能耗的影响因素,建立了优化冷却水温度的数学计算模型,由此计算出冷却水最优温度点,并阐述了优化冷却水温度点的控制方法。

关键词 海水源热泵 运行优化 冷却水温度

Optimization of the cooling water temperature for seawater-source heat pump systems

By Hu Songtao[★], Chen Maoke, Li Xuquan, Guo Xiaoxiao,
Xin Yuezhi, Zheng Xiaofeng, Liu Kai and Sheng Xiaoyan

Abstract Presents the energy consumption influencing factors of the system, and establishes the computational model of the cooling water temperature optimization. Calculates the optimization value of cooling water temperature, and expounds the controlling methods of the optimization of cooling water temperature.

Keywords seawater-source heat pump, operation optimization, cooling water temperature

[★] Qingdao Technological University, Qingdao, Shandong Province, China

①

0 引言

目前,海水源热泵空调系统在全球范围内已得到广泛的应用,在我国青岛也有使用该系统的工程建成并投入使用。根据海水的利用方式不同,海水源热泵系统可分为两大类,一类是海水直接进热泵机组的系统,这种系统适用于大型集中供热、供冷站,对热泵机组冷凝器的防腐蚀能力要求较高。另一类是海水通过板式换热器与冷却水换热而不直接进入热泵机组。目前国内投入使用的海水源热泵系统大都采用后一种方式^[1]。

热泵机组在实际投入使用后,有 90% 以上的时间是在非设计工况下运行的。此时,不但热泵机组的工作负荷与设计负荷有较大的偏离,而且由于海水温度的变化,热泵机组的工作点也与设计工作点有很大的不同。在全年各种不同的空调工况(非设计工况)下冷却水的温度应该控制在某一特定范围内,在这个范围内冷却水温度存在一个最优控制点使得整个空调系统的能耗最低。本文将探讨如何确定冷却水最优温度点,并且进一步阐述这个温度点如何控制。

1 冷却水的优化温度

冷却水温度控制是整个水冷热泵空调系统优化的核心问题之一。对海水源热泵系统来说,板式换热器内海水流速增大则换热器换热系数增大,冷却水温度降低,热泵机组 COP 值提高,热泵能耗降低,但海水泵能耗升高。反之亦然^[2]。如何确定一个最佳冷却水温度,使热泵系统的综合能耗最低,对热泵系统的运行优化至关重要。

2 冷却水温度对热泵机组 COP 的影响

为得出冷却水温度对热泵机组 COP 的影响规律,需建立热泵机组的数学模型。本文采用 Gordon-Ng 制冷机数学模型^[3],模型包含蒸发器出水温度、冷凝器进水温度、机组制冷量 3 个已定参数和 a_1, a_2, a_3 3 个与热泵性能有关的待定系数。

①☆ 胡松涛,男,1968 年 7 月生,博士生导师,教授,副院长
266033 青岛理工大学环境与市政工程学院
(0532) 85071710
E-mail: h-lab@163.com
收稿日期:2007-12-05
一次修回:2008-01-23

$$p = \frac{q(T_{\text{cdi}} - T_{\text{cho}}) + a_1 T_{\text{cdi}} T_{\text{cho}} + a_2 (T_{\text{cdi}} - T_{\text{cho}}) + a_3 q^2}{T_{\text{cho}} - a_3 q} \quad (1)$$

式中 T_{cho} 为蒸发器出水温度, K; T_{cdi} 为冷凝器进水温度, K; q 为制冷机组制冷量, kW; p 为热泵机组功耗, kW。

由式(1)可以看出, 在蒸发器出水温度 T_{cho} 和热泵制冷量 q 为某一定值时, 热泵机组功耗 p 与冷凝器进水温度 T_{cdi} 呈线性关系。

$$p(T_{\text{cdi}}) = \frac{T_{\text{cdi}}(q + a_1 T_{\text{cho}} + a_2) + (a_3 q^2 - q T_{\text{cho}} - a_2 T_{\text{cho}})}{T_{\text{cho}} - a_3 q} \quad (2)$$

$$p(t_{\text{lo}}) = \frac{(t_{\text{lo}} + 273)(q + a_1 T_{\text{cho}} + a_2) + (a_3 q^2 - q T_{\text{cho}} - a_2 T_{\text{cho}})}{T_{\text{cho}} - a_3 q} \quad (3)$$

式中 t_{lo} 为板式换热器出水温度, 亦即冷凝器进水温度, °C。

$$\text{已知 } T_{\text{cdi}} = 273 + t_{\text{lo}}$$

$$\text{令 } \frac{q + a_1 T_{\text{cho}} + a_2}{T_{\text{cho}} - a_3 q} = a,$$

$$\frac{273(q + a_1 T_{\text{cho}} + a_2) + (a_3 q^2 - q T_{\text{cho}} - a_2 T_{\text{cho}})}{T_{\text{cho}} - a_3 q} = b$$

$$\text{则 } p(t_{\text{lo}}) = at_{\text{lo}} + b \quad (4)$$

3 板式换热器传热系数和压降的计算

板式换热器有结构紧凑、占地面积小、换热面积大及传热系数大的优点。由于板式换热器由许多换热面积相同的换热板组成, 可以方便地根据换热量决定精确的换热面积以使工程设计达到最优。在海水源热泵系统中, 由于海水具有腐蚀作用, 除了集中供冷、供热站中的大型热泵机组采用经特殊防腐处理的蒸发、冷凝换热器外, 其余热泵系统都是海水经钛合金板式换热器与二次冷却水(乙二醇溶液)进行换热。

在海水源热泵系统中, 板式换热器的选型尤为重要。板式换热器的优化选型是根据换热器的用途和工艺过程中的参数和传热单元数 NTU 、对数平均温差选择板片形状、板式换热器的类型和结构^[4]。若板式换热器设计不合理可能使换热面积过大, 造成初投资的浪费, 也可能使板式换热器间流体流速太高, 阻力过大, 导致运行不经济。

板式换热器的传热系数^[5]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \gamma_1 + \frac{\delta}{\lambda} + \gamma_2 + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5)$$

式中 K 为板式换热器传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; δ 为板式换热器板片厚度, m; γ 为板式换热器污垢系数, $m^2 \cdot K/W$; α 为板式换热器板片与流体的表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; λ 为板式换热器板片导热系数, $W/(m \cdot K)$ 。

由于板片导热热阻和污垢导热热阻变化较小, 本文将其看作板式换热器固有的热工参数, 而将可变性较大的流体表面传热系数看作影响总传热系数的主要因素。在板式换热器运行过程中, 表面传热系数的变化主要由流体流速变化引起, 同时板式换热器的压降也主要与流体流速有关。在此基础上, 笔者对厂家提供的板式换热器热工试验数据进行研究, 发现换热器的总传热系数、压降与冷热流体的流速存在定量关系, 对这些试验数据进行回归拟合可得到总传热系数 K 、压降与冷热流体的流速的关联式^[4]:

$$K = f(u_h, u_l, \Delta p) \quad (6)$$

当 u_l 为某一特定值时, 传热系数、板式换热器海水侧压降与 u_h 的关联式为

$$K = (c_0 + c_1 u_h + c_2 u_h^2 + c_3 u_h^3) \times 10^3 \quad (7)$$

$$\Delta p = b_0 + b_1 u_h + b_2 u_h^2 + b_3 u_h^3 \quad (8)$$

式(6)~(8)中 Δp 为板式换热器压降, kPa; u_l 为二次水流速(乙二醇溶液), m/s; u_h 为一次水(海水)流速, m/s。

根据厂家提供的设备参数经拟合可求得式(7), (8)中的待定系数 $c_0, c_1, c_2, c_3, b_0, b_1, b_2, b_3$ 。

4 海水泵功耗与蒸发器进水温度的关系

$$\text{制冷机冷凝器散热量: } Q = q + p(t_{\text{lo}}) \quad (9)$$

$$\text{板式换热器换热量: } Q' = KA\Delta t_m = cm\Delta t \quad (10)$$

式中 q 为制冷机制冷量, kW; A 为板式换热器换热面积, m^2 ; c 为流体比热容, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$; m 为流体质量流量, kg/s ; Δt 为流体进出口温差, $^\circ C$; Δt_m 为对数平均温差^[6], $^\circ C$ 。

$$\Delta t_m = \frac{(t_{\text{lo}} - t_{\text{hi}}) - (t_{\text{li}} - t_{\text{bo}})}{\ln \frac{t_{\text{lo}} - t_{\text{hi}}}{t_{\text{li}} - t_{\text{bo}}}} \quad (11)$$

式中 $t_{\text{hi}}, t_{\text{bo}}$ 分别为板式换热器中海水的进出水

温度, °C; t_{hi} 为板式换热器中冷却水的进水温度, °C。

根据能量平衡方程 $Q=Q'$, 有

$$p(t_{lo}) + q = KA\Delta t_m = cm\Delta t \quad (12)$$

根据制冷量、板式换热器水系统进出口温度可对板式换热器进行选型, 海水进板式换热器温度一定, 冷却水出板式换热器温度待定, 根据式(12)可求得

$$t_{ho} = \frac{p(t_{lo}) + q}{c_h m_h} + t_{hi} \quad (13)$$

$$K(u_h)A \left(\frac{1}{c_h u_h An} - \frac{1}{c_l u_l An} \right) = \ln \frac{t_{lo} - t_{hi}}{t_{lo} - t_{hi} + [p(t_{lo}) + q] \left(\frac{1}{c_l u_l An} - \frac{1}{c_h u_h An} \right)} \quad (15)$$

式中 A 为板式换热器流道截面积, m^2 ; n 为板式换热器单流体流道数, 个。

令 $\frac{1}{c_h u_h An} - \frac{1}{c_l u_l An} = M(u_h)$, 则式(15)可简化为

$$\frac{p(t_{lo}) + q}{t_{lo} - t_{hi}} = \frac{1 - e^{-K(u_h)AM(u_h)}}{M(u_h)} \quad (16)$$

$$\text{令 } \frac{1 - e^{-K(u_h)AM(u_h)}}{M(u_h)} = c(u_h)$$

则式(16)可简化为

$$t_{lo} = t_{hi} + \frac{q + b + t_{hi}a}{c(u_h) - a} \quad (17)$$

$$u_h = c^{-1} \left(\frac{at_{lo} + b + q}{t_{lo} - t_{hi}} \right) \quad (18)$$

$$\text{令 } c^{-1} \left(\frac{at_{lo} + b + q}{t_{lo} - t_{hi}} \right) = f(t_{lo})$$

则板式换热器海水流量、压降分别为

$$Q = u_h An = f(t_{lo}) An \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= b_3 u_h^3 + b_2 u_h^2 + b_1 u_h + b_0 \\ &= y(u_h) = y(f(t_{lo})) \end{aligned} \quad (20)$$

设海水泵管路压头损失为 Δp_2 , 则海水泵总压头损失为

$$\Delta p = H = \Delta p_1 + \Delta p_2 = y(f(t_{lo})) + \Delta p_2 \quad (21)$$

根据海水流量(流速)和压头可确定水泵功耗^[7]:

$$p_1(t_{lo}) = \frac{\rho g Q H}{1\,000 \eta} = \frac{\rho g f(t_{lo}) An [y(f(t_{lo})) + \Delta p_2]}{1\,000 \eta} \quad (22)$$

式中 $p_1(t_{lo})$ 为海水泵功耗, kW; ρ 为海水的密

$$t_{li} = \frac{p(t_{lo}) + q}{c_l m_l} + t_{lo} \quad (14)$$

式(13), (14)中 c_h, c_l 分别为海水和冷却水的比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; m_h, m_l 分别为海水和冷却水的质量流量, kg/s 。

把 $t_{hi}, t_{ho}, t_{li}, t_{lo}$ 代入式(11)可求得对数平均温差 Δt_m 。把 $p(t_{lo}), q, K(u_h), A, \Delta t_m$ 代入式(12)可得冷却水出水温度 t_{lo} 与海水流速 u_h 的函数关系式:

度, kg/m^3 ; g 为自由落体加速度, m/s^2 ; η 为海水泵的效率。

系统总功耗:

$$W = p(t_{lo}) + p_1(t_{lo}) + p_2 + p_3 \quad (23)$$

式中 p_2, p_3 分别为冷水泵和冷却水泵功耗, 设为定值, kW。

通过式(23)可求得某一工况下最佳冷却水温度, 同时可求得与此对应的海水流速, 以便于通过调速水泵使系统在最优工作状态点下运行。

5 工程算例

设定沿海某一建筑夏季冷负荷为 700 kW, 海水温度 24 °C, 冷水供水温度 6 °C, 选用水冷热泵, 其制冷量为 574~726 kW, 制冷输入功率 156~185 kW。将其样本参数代入式(1)得到 $a_1 = 0.216\,2, a_2 = 162.689\,2, a_3 = 0.018\,6$ 。

把以上参数代入式(3), (4)可得

$$p(t_{lo}) = 3.47t_{lo} + 76.717 \quad (24)$$

板式换热器选用 BR0.5 型 201 片, 换热面积 100 m^2 , 流道截面积 0.001 69 m^2 。根据板式换热器厂家提供的热工参数, 在设定二次水流速为 0.4 m/s 时可以求得式(7), (8)中传热系数的参数。

$$K = (1.867\,3 + 7.606\,8u_h - 6.026\,8u_h^2 + 1.779\,3u_h^3) \times 10^3 \quad (25)$$

压降与流速的关联式为

$$\Delta p = 0.006\,6 - 0.024\,1u_h + 0.139\,1u_h^2 - 0.001u_h^3 \quad (26)$$

把式(24), (25)代入式(26)可以求得板式换热器内各海水流速值所对应的温度, 见表 1。由此可以看出冷却水温度随海水流速的增加而降低。把

表 1 各流速点对应的参数

海水流速/(m/s)	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55
冷却水温度/℃	35.02	30.79	28.84	27.73	27.02	26.52	26.17	25.89	25.68	25.52
海水流量/(m ³ /h)	60.84	91.26	121.68	152.10	182.52	212.94	243.36	273.78	304.20	334.62
板式换热器海水侧压降/m	0.56	0.61	0.73	0.92	1.19	1.51	1.91	2.38	2.92	3.52
海水管路沿程局部损失/m	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00
海水管路总扬程/m	18.56	18.61	18.73	18.92	19.19	19.51	19.91	20.38	20.92	21.52
水泵理论功率/kW	3.07	4.62	6.20	7.83	9.53	11.31	13.19	15.19	17.32	19.60
热泵功耗/kW	198.23	183.55	176.79	172.94	170.47	168.75	167.52	166.56	165.83	165.26
总功耗/kW	201.30	188.18	183.00	180.77	180.00	180.06	180.71	181.75	183.16	184.86
海水流速/(m/s)	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00	
冷却水温度/℃	25.38	25.27	25.18	25.11	25.04	24.99	24.94	24.90	24.86	
海水流量/(m ³ /h)	365.04	395.46	425.88	456.30	486.72	517.14	547.56	577.98	608.40	
板式换热器海水侧压降/m	4.20	4.94	5.75	6.63	7.58	8.59	9.68	10.83	12.05	
海水管路沿程局部损失/m	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	18.00	
海水管路总扬程/m	22.20	22.94	23.75	24.63	25.58	26.59	27.68	28.83	30.05	
水泵理论功率/kW	22.06	24.70	27.53	30.59	33.89	37.43	41.26	45.36	49.77	
热泵功耗/kW	164.79	164.41	164.10	163.83	163.61	163.42	163.26	163.12	163.00	
总功耗/kW	186.85	189.11	191.63	194.43	197.50	200.86	204.52	208.48	212.77	

各流速值代入对应的公式中可得到相应的参数,见表 1。

由于将冷水泵和冷却水泵功耗 p_2, p_3 设为定值,则根据式(23)可求得系统总功耗,作为海水各温度(流速)点对应总功耗对比,本算例 p_2, p_3 不计入系统总能耗。

由图 1 可以看出,冷却水供水温度在 27.02℃

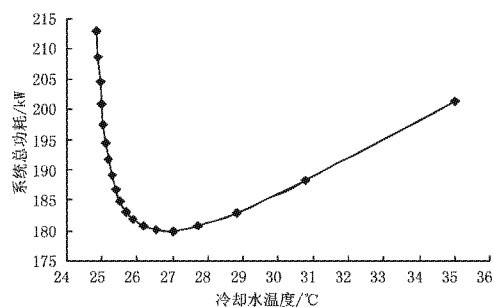


图 1 系统功耗随冷却水温度变化趋势

(上接第 76 页)

由于地下岩土体中热堆积形成的热岛效应会使地埋管换热器的运行恶化,且夏热冬暖地区的广州等地的全年浅层地下岩土体的平均温度较其他气候区域偏高,长期以来该地区的住宅空调以空气源热泵为主,很少采用地源热泵。广州地区居住建筑取热量约为排热量的 15%,在设计中应考虑辅助以冷却塔等散热设备和为建筑提供生活用水等方法,对地埋管地源热泵系统进行优化。因此建议

时系统总功耗最低,所对应海水流速为 0.3 m/s。

参考文献:

- [1] 张莉,胡松涛. 海水作为热泵系统冷热源的研究[J]. 建筑热能通风空调,2006,25(3):34-38
- [2] 徐新华,王盛卫. 中央空调海水冷却系统自适应优化控制[J]. 建筑科学,2007,23(2):76-79
- [3] 刘洋,刘金祥,丁高. 水源热泵机组变工况运行的数学模型研究[J]. 暖通空调,2007,37(3):21-24
- [4] 杨艳,王英龙. 板式换热器设计选型的一种计算方法[J]. 石油炼制与化工,2004(5):54-56
- [5] 文继卿,任子荣. 板式换热器的应用与选型计算[J]. 甘肃科学学报,1998,10(3):49-52
- [6] 章熙民,任泽需,梅飞鸣. 传热学[M]. 5 版. 北京:中国建筑工业出版社,2007:252
- [7] 蔡增基,龙天渝. 流体力学泵与风机[M]. 4 版. 北京:中国建筑工业出版社,1999:288

采用方案 2~7,以求其接近热平衡。

参考文献:

- [1] 徐伟. 地源热泵技术在中国建筑中的应用[J]. 暖通空调标准与质检,2008(4):5-9
- [2] 何耀东,孟震. 地源热泵中央空调的多种设计方案及其特性分析[C]//第三届中国制冷空调工程节能应用新技术研讨会论文集. 上海,2008:59-64
- [3] 刘晓茹. 地埋管地源热泵系统热平衡及其地域性分析[J]. 暖通空调,2008,38(9):57-59