

水源热泵机组变工况运行的数学模型研究^{*}

南京工业大学 刘 洋[☆] 刘金祥
中国建筑设计研究院 丁 高

摘要 通过对水源热泵机组定温差、变工况运行时蒸发器侧和冷凝器侧水温对机组性能影响的分析,得到了机组性能随两侧水温变化的数学模型。利用某厂家的产品数据进行了验证,并与其他模型进行了比较,验证了该模型的准确性。

关键词 水源热泵 变工况 COP 数学模型 蒸发器侧 冷凝器侧 水温

Mathematical model of water-source heat pump units under variant working conditions

By Liu Yang[★], Liu Jinxiang and Ding Gao

Abstract Deduces a mathematical model reflecting the relationship between the coefficient of performance(COP) of water-source heat pump units and the water temperatures on evaporator side and condenser side through analysing the influence of the water temperatures of the two sides on the COP under constant temperature difference and variant working conditions. This model is verified by the confirmation of the production data provided by a manufacturer and comparison with other models.

Keywords water-source heat pump, variant working condition, COP, mathematical model, evaporator side, condenser side, water temperature

★ Nanjing University of Technology, Nanjing, China

①

对水源热泵机组及其空调系统性能的优化越来越受到关注,数学模型的建立对优化设计有重要作用。水源热泵机组变工况运行时,机组性能也随之变化。笔者通过对水源热泵机组在定温差、变工况运行情况下,蒸发器侧和冷凝器侧水温变化的分析,得出了水源热泵机组的性能随蒸发器侧和冷凝器侧水温变化的数学模型。

1 水源热泵机组变工况数学模型的理论分析

最常用的表示热泵性能的指标是性能系数 COP。对于蒸汽压缩式热泵机组,其设计工况(或额定工况)制热性能系数 COP 定义为

$$COP = \frac{Q_k}{W} = \frac{Q_0 + W}{W} = \frac{Q_0}{W} + 1 \quad (1)$$

式中 Q_k 为水源热泵机组制热量, kW; W 为水源热泵机组的输入功率, kW; Q_0 为水源热泵机组制热时从低温热源吸收的热量, kW。 Q_0/W 即为热泵的设计工况制冷性能系数,由式(1)可知,热泵的设计工况制热性能系数 COP 总大于 1。

热泵实际上往往是在非额定工况或变工况下运行的,因此机组的 COP 也是变化的。下文从卡诺循环 COP 的表达式进行分析^[1],在循环区间考察两个热源温度对 COP 的影响。

①☆ 刘洋,男,1978 年 4 月生,在读硕士研究生
210009 南京市中山北路 200 号南京工业大学城市建设与安全环境学院
(025) 83239965 (0) 13218153665
E-mail: Zeyaliu@126.com
收稿日期:2006-05-24
一次修回:2006-08-14
二次修回:2007-01-28

* 江苏省建设厅基金资助项目(编号:JS200121)

制热时,已知逆卡诺热泵循环的 COP 为

$$COP = \frac{t_k}{t_k - t_0} \quad (2)$$

式中 t_k 为冷凝器侧水温, $^{\circ}\text{C}$; t_0 为蒸发器侧水温, $^{\circ}\text{C}$ 。

将式(2)分别对 t_0 和 t_k 求导后得到:

$$\left(\frac{\partial COP}{\partial t_0}\right)_{t_k} = \frac{t_k}{(t_k - t_0)^2} \quad (3)$$

$$\left(\frac{\partial COP}{\partial t_k}\right)_{t_0} = -\frac{t_0}{(t_k - t_0)^2} \quad (4)$$

由式(3),(4)可得, COP 随着蒸发器侧水温的升高而增大,随着冷凝器侧水温的升高而减小。

同样,制冷时,已知逆卡诺热泵循环的 COP 为

$$COP = \frac{t_0}{t_k - t_0} \quad (5)$$

求导分析后也可得到上述结论。对文献[2-3]实验结果的分析可以验证该结论。文献[4]给出了 Q_k 和 W 分别与 t_0 和 t_k 的二次多项式关系,所以本文在验证时将 COP 分别拟合成 t_0 或 t_k 的二次多项式,效果很好,且二次项的系数远小于一次项,因此在建立模型时忽略二次项,即 COP 与蒸发器侧水温度 t_0 成正比,而与冷凝器侧水温度 t_k 成反比。

在文献[1,5]中, Q_k , W , COP 与 t_0 和 t_k 的关系还用指数形式来表示,见式(6),并且都有很好的回归性。

$$\left. \begin{aligned} Q_k &= A \exp(k_1 t_0 + k_2 t_k) \\ W &= B \exp(k_3 t_0 + k_4 t_k) \\ Q_0 &= C \exp(k_5 t_0 + k_6 t_k) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中 $A, B, C, k_1 \sim k_6$ 均为拟合系数。

2 水源热泵机组变工况数学模型

水源热泵机组的外界条件稳定,运行稳定,通过对机组变工况特性的研究,寻求热泵机组系统的

状态平衡点。因此,建立水源热泵机组变工况运行的数学模型对机组的研究有十分重要的意义。

水源热泵机组开停机不频繁,机组大部分时间处于稳定运行状态,热泵系统在稳定运行状态应满足能量平衡、压力平衡和质量平衡,各组件之间的工作参数是相互耦合的^[3]。笔者针对整个热泵系统在稳定运行状态下的数学建模,是对机组整体进行研究,不需考虑压缩机、冷凝器、蒸发器和节流装置的具体结构,因此可以研究影响机组性能的外部因素,而忽略其内部参数之间的关系,从而简化热泵系统的建模。由前文水源热泵机组变工况特征式(6)可知, Q_k 和 W 分别都是关于 t_0 和 t_k 的函数,所以可以简化为 $COP = f(t_0, t_k)$, 即在整個机组系统中,忽略中间过程(即转移中间过程),直接考虑冷凝器侧水温和蒸发器侧水温变化对 COP 的影响,并加入一些修正因素。

根据 COP 与蒸发器侧水温 t_0 成正比,与冷凝器侧水温 t_k 成反比的关系,以及指数形式曲线的特点,并考虑到 t_0 和 t_k 交互作用的影响,根据制热和制冷时蒸发器侧和冷凝器侧水的进出口温度对 COP 影响不同,提出变工况下的数学模型如下:

$$\text{制冷时 } COP = a \exp(n_1 t_{0,o} + n_2 t_{k,i}) + b \frac{t_{0,o}}{t_{k,i}} + c \quad (7)$$

$$\text{制热时 } COP = e \exp(n_3 t_{0,i} + n_4 t_{k,o}) + f \frac{t_{0,i}}{t_{k,o}} + g \quad (8)$$

式中 $a, b, c, e, f, g, n_1 \sim n_4$ 均为拟合系数; $t_{0,i}, t_{0,o}$ 分别为蒸发器侧进、出水温度, $^{\circ}\text{C}$; $t_{k,i}, t_{k,o}$ 分别为冷凝器侧进、出水温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

文献[4]中的两个经典模型同样是建立在以上物理意义上的,制冷时, Aellen and Hamitom 模型为

$$\left. \begin{aligned} Q_c &= B_1 t_{0,o} + B_2 t_{k,o} + B_3 t_{0,o} t_{k,o} + B_4 t_{0,o}^2 + B_5 t_{k,o}^2 + B_6 \\ W &= B_7 t_{0,o} + B_8 t_{k,o} + B_9 t_{0,o} t_{k,o} + B_{10} t_{0,o}^2 + B_{11} t_{k,o}^2 + B_{12} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Gordon and Ng 模型为

$$\frac{1}{COP} = -1 + \frac{t_{k,i}}{t_{0,o}} + \frac{-A_0 + A_1 t_{k,i} - A_2 \frac{t_{k,i}}{t_{0,o}}}{Q_c} \quad (10)$$

3 数据验证

利用型号为 SRSW-280-2 的水源热泵机组的数据对本文提出的数学模型进行验证,并与

Gordon and Ng 模型进行比较。

已知:在标准工况下,制冷时,制冷量为 990 kW,输入功率为 182.8 kW,冷凝器水流量为 90.1

m³/h,蒸发器水流量为 170.7 m³/h;制热时,制热量为 1 058 kW,输入功率为 237.6 kW,冷凝器水流量为 183.9 m³/h,蒸发器水流量为 88.7 m³/h。采用进口半封闭螺杆压缩机(制冷剂为 R22),冷凝

器和蒸发器均为卧式壳管式换热器。

表 1,2 是厂家样本中所提供的关于水源热泵机组变工况运行的修正系数。

在夏季工况,利用最小二乘法对表 1 数据进行

表 1 制冷变工况性能修正系数

冷水进/出水温度/℃	冷却水进/出水温度/℃									
	10/21		14/25		18/29		21/32		25/36	
	制冷量	输入功率	制冷量	输入功率	制冷量	输入功率	制冷量	输入功率	制冷量	输入功率
10/5	0.97	0.90	0.94	0.96	0.92	0.98	0.89	1.04	0.85	1.07
12/7	1.05	0.91	1.02	0.97	1.00	1.00	0.96	1.06	0.93	1.10
14/9	1.13	0.92	1.10	0.99	1.07	1.02	1.03	1.08	0.99	1.14
16/11	1.20	0.93	1.17	1.01	1.15	1.04	1.11	1.10	1.05	1.16
18/13			1.22	1.02	1.20	1.05	1.17	1.12	1.10	1.19
20/15			1.25	1.03	1.24	1.06	1.24	1.13	1.15	1.20

表 2 制热变工况性能修正系数

冷水进/出水温度/℃	冷却水进/出水温度/℃							
	40/45		43/48		45/50		47/52	
	制热量	输入功率	制热量	输入功率	制热量	输入功率	制热量	输入功率
13/5	0.96	0.99	0.94	1.04	0.93	1.07	0.92	1.12
15/7	1.00	1.00	0.98	1.06	0.97	1.09	0.97	1.13
17/9	1.05	1.01	1.03	1.06	1.02	1.09	1.00	1.13
19/11	1.10	1.01	1.08	1.07	1.07	1.10	1.06	1.15
21/13	1.15	1.02	1.12	1.07	1.11	1.10	1.10	1.16
23/15	1.20	1.02	1.18	1.08	1.16	1.11	1.15	1.19

拟合并对拟合结果进行误差分析,分别得到当夏季水源(冷却水)进水温度为 14℃时,冷水出水温度 $t_{0,o}$ 与制冷性能系数 COP 的关系(如图 1 所示)和公式 $COP=-0.000\ 9t_{0,o}^2+0.147\ 3t_{0,o}+3.918\ 3$;当冷水出水温度为 7℃时,夏季水源(冷却水)进水温度与制冷性能系数 COP 的关系(如图 2 所示)和公式 $COP=0.000\ 7t_{k,i}^2-0.134\ 5t_{k,i}+7.511\ 2$ 。从拟合得到的两个公式可以看出,一次项系数远大于二次项系数,结合图 1,2 可以验证前文假设:在建立模型时忽略二次项,即近似地认为 COP 与蒸发器侧水温 t_0 成正比,而与冷凝器侧水温 t_k 成反比。

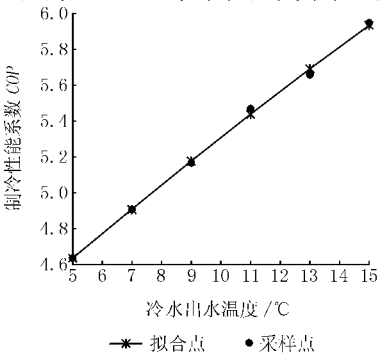


图 1 冷水出水温度与制冷性能系数的关系

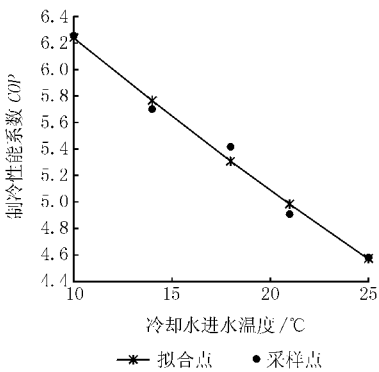


图 2 冷却水进水温度与制冷性能系数的关系

在夏季制冷工况时,由表 1 中的数据,选用冷却水进水温度从 25℃下降到 10℃、冷水出水温度从 5℃升高到 15℃的 9 个采样点,同时考虑 $t_{0,o}$ 和 $t_{k,i}$ 对 COP 的影响进行数据拟合。在冬季制热工况时,由表 2 中的数据,水源热泵机组蒸发器侧(水源水进出口)温差为 8℃,冷凝器侧(循环水进出口)温差保持为 5℃,选用循环水出水温度从 45℃升高到 52℃,水源水进水温度从 13℃升高到 23℃的 16 个采样点,同时考虑 $t_{0,i}$ 和 $t_{k,o}$ 对 COP 的影响进行数据拟合。

利用最小二乘法分别按照式(7),(8)对以上数据进行拟合,分别得到制冷和制热工况下 COP 与

$$\text{制冷工况 } COP = -0.0119 \exp(-0.00498t_{0,o} + 0.17644t_{k,i}) + 1.79254 \frac{t_{0,o}}{t_{k,i}} + 4.99642$$

$$\text{制热工况 } COP = -0.00037 \exp(-0.03579t_{0,i} + 0.13454t_{k,o}) + 4.90531 \frac{t_{0,i}}{t_{k,o}} + 3.06314$$

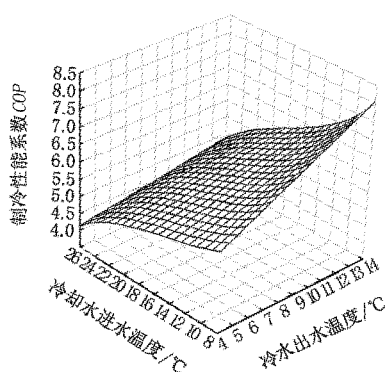


图3 制冷工况下 COP 与 t_0 和 t_k 的关系

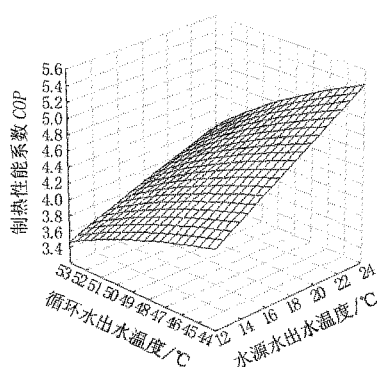


图4 制热工况下 COP 与 t_0 和 t_k 的关系

根据文献[6]的误差分析方法,对以上两个拟合公式进行分析,各项指标均符合要求,其中回归方程的相关系数 R 分别为 0.988 7 和 0.994 0,回归方程的相关性很强。对 Gordon and Ng 模型也作了同样的回归分析并进行了比较,其回归方程的相关系数 R 分别为 0.995 4 和 0.994 7,两个模型的回归效果基本一致。由此可知,本文模型对该型号水源热泵在满足回归精度的同时,简化了优化条件,得到的拟合公式在实验数据范围内将有利于该型号机组的优化设计和应用。从图 3,4 中可以很清晰地看出,水源热泵的制冷/制热性能系数 COP 随着蒸发器侧水温 t_0 的升高(或降低)而增大(或减小),随着冷凝器侧水温 t_k 的升高(或降低)而减小(或增大)。因此在一定条件下,通过对 t_0 和 t_k 的优化会有利于水源热泵系统的优化和节能。

t_0 和 t_k 的关系,分别如图 3,4 所示。

得到的拟合公式为

4 结语

通过对水源热泵机组变工况下各因素之间关系的分析和对比,得到性能系数 COP 与蒸发器侧水温 and 冷凝器侧水温之间关系的数学模型,并以厂家数据进行验证,得到该厂水源热泵机组的拟合公式,为水源热泵机组及其空调系统的优化设计提供了一定的依据。

参考文献

- [1] 郑祖义. 热泵空调系统的设计与创新[M]. 武汉:华中理工大学出版社,1994
- [2] 刘婷婷. 冬冷夏热地区应用地表水源热泵系统供暖的优化方法[D]. 长沙:湖南大学,2005
- [3] 包涛,董玉军,周翔,等. 水源热泵系统的稳态模拟与实验研究[J]. 制冷与空调,2004,4(4):57-60
- [4] Hui Jin. Parameter estimation based models of water source heat pumps[D]. Oklahoma: Oklahoma State University,2002
- [5] 李鹏翔,戎卫国. 水源热泵机组的变工况特性研究[J]. 流体机械,2004,32(8):50-53
- [6] 李金海. 误差理论与测量不确定度评定[M]. 北京:中国计量出版社,2003

• 简讯 •

《空调用电制冷机房设计与施工》图集 (07R202)

本图集内容包括设计选用说明、机房设计实例、典型实例、系统原理及电气控制。图集内的冷热源机房用水量、用电量、设备明细表及相关数据为机房设计提供了基础数据。图集内的工程实例,按不同系统形式、不同参数及不同规模的建筑形式进行编制,内容丰富,方案多样化。典型实例为工程设计提供了规范化的设计方案。为方便图集的选用,根据系统特点、使用范围编制了工程实例选用索引表。

本图集适用于工业及民用建筑集中空调用冷热源机房的设计、安装。也可供从事空调系统冷热源运行管理及其他有关专业人员与策划者参考。

(王淑敏)