

文章编号: 0253-4339(2013)01-0069-04

doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2013.01.069

冷水机组能效的理论极限

周锦生

(英格索兰亚太工程技术中心 上海 200001)

摘要 分析了冷水机组的换热器热平衡, 推导了其制冷性能系数极限值的计算方法。在GB/T18430.1—2007及AHRI 550/590—2011规定的工况下, 分别对水冷冷水机组及风冷冷水机组的制冷性能系数COP的极限值及综合部分负荷性能系数IPLV的极限值进行了计算。结果表明, 水冷冷水机组在GB/T18430.1—2007下的满负荷COP的极限值为10.01, IPLV的极限值为14.51, 在AHRI 550/590—2011下的相应值分别为10.07及17.30。风冷冷水机组的相应值分别为7.37/10.25及7.30/16.11。风冷冷水机组盘管换热面积的大小及效率的高低会直接影响空气的温升大小, 进而决定冷凝温度的高低, 如果不能通过改进盘管设计、增大换热面积、提高盘管换热效率的方法, 使满负荷下的盘管空气温升低于10℃, 风冷冷水机组满负荷COP的极限值只有7.37, IPLV不可能超过10.25。

关键词 冷水机组; 能效; 极限

中图分类号: TU83; TB61⁺¹

文献标识码: A

Theoretical Limit of Chiller Efficiency

Zhou Jinsheng

(Ingersoll Rand Engineering & Technology Center – Asia Pacific, Shanghai, 200001, China)

Abstract The energy conservation in chiller exchangers are analyzed in this paper, the formula of limit of coefficient of performance (COP) is then deduced. According to the working condition of GB/T 18430.1—2007 and AHRI 550/590—2011, the limits of COP and IPLV are calculated for water cooled chiller and air cooled chiller respectively. The results show that, the COP limit and IPLV limit of water cooled chiller is 10.01/14.51 at GB/T 18430.1—2007 condition and 10.07/17.3 at AHRI 550/590—2011 condition. For air cooled chiller, those values are 7.37/10.25 and 7.30/16.11. The air temperature increase through condenser coil and the condensing temperature is decided by its heat transfer area and effectiveness. If the former temperature in full load at rated condition can't be achieved to be less than 10℃ by means of improving coil configuration, enlarging heat transfer area and improving the heat transfer effectiveness, the limit of COP of air cooled chiller in full load will be no more than 7.37, IPLV can't be higher than 10.25.

Keywords chiller; efficiency; limit

节能环保永远是制冷空调工业的主题。各种类型的制冷设备, 都在追求使用环保的制冷剂, 提高系统能效, 减少制冷剂充注量及金属等原材料的使用量, 减少系统制冷剂泄漏, 提高机组报废时的材料回收率^[1]。

各种制冷设备的能效指标是不同的, GB/T 18430.1—2007^[2]规定冷水机组的能效指标是制冷名义工况下的性能系数COP及综合部分负荷性能系数IPLV(制冷); GB/T 19049—2003^[3]规定水源热泵的能效指标是制冷EER及制热COP, 目前正在讨论采用制冷制热综合性能系数(ICOP=0.56EER+0.44COP); GB/T18837—2002^[4]规定多联机的能效指标是制冷综合性能系数IPLV(C)及制热综合性能系数IPLV(H); GB/T17758—2010^[5]则规定单元机的能效指标是

SEER(风冷单冷机)、APF(风冷热泵)、IPLV(C)(水冷式)。

在致力于提高各种制冷设备的能效指标的同时, 必然会产生这样一系列问题: 能效指标究竟有没有极限, 目前的能效是否已到达了一定的水平, 是否值得花费很大努力继续提高其能效。这里致力于解答冷水机组的第一个问题。

1 冷水机组能效极限的推导

1.1 热平衡计算

压缩机的耗功为 $P_i = Q_{i, \text{Evap}} / \text{COP}_i$, 其中下标 i 为各负荷工况下的负荷百分比, 取值为100%, 75%, 50%, 25%, $Q_{i, \text{Evap}}$ 为各负荷工况下的制冷负荷, COP_i 为各负荷工况下的机组能效比。

冷凝器的热负荷为:

$$Q_{i, \text{Cond}} = Q_{i, \text{Evap}} + P_i = Q_{i, \text{Evap}} \left(1 + \frac{1}{\text{COP}_i} \right) \quad (1)$$

式中: $Q_{i, \text{Cond}}$ 为各负荷工况下的冷凝器热负荷。

冷凝器的水侧或空气侧换热量为:

$$Q_{i, \text{Cond}} = m_{i, \text{Cond}, \text{AW}} \cdot c_p \cdot dT_{i, \text{Cond}, \text{AW}} \quad (2)$$

式中: $m_{i, \text{Cond}, \text{AW}}$ 为空气或冷却水流量; 下标 AW 表示冷却介质为空气或冷却水; c_p 为空气或冷却水比热; $dT_{i, \text{Cond}, \text{AW}}$ 为各负荷工况下空气或冷却水流经冷凝器的温升。

将式(1)和(2)综合可得:

$$m_{i, \text{Cond}, \text{AW}} \cdot c_p \cdot dT_{i, \text{Cond}, \text{AW}} = Q_{i, \text{Evap}} \left(1 + \frac{1}{\text{COP}_i} \right) \quad (3)$$

1.2 蒸发温度及冷凝温度

根据式(3)将部分负荷工况与100%负荷工况进行比较, 可得:

$$\frac{m_{i, \text{Cond}, \text{AW}} \cdot dT_{i, \text{Cond}, \text{AW}}}{m_{100\%, \text{Cond}, \text{AW}} \cdot dT_{100\%, \text{Cond}, \text{AW}}} = \frac{Q_{i, \text{Evap}}}{Q_{100\%, \text{Evap}}} \cdot \frac{\left(1 + \frac{1}{\text{COP}_i} \right)}{\left(1 + \frac{1}{\text{COP}_{100\%}} \right)} \quad (4)$$

对于水冷冷水机组, GB/T 18430.1—2007规定其冷却水流量在各种部分负荷下, 保持不变。对于风冷冷水机组, 由于盘管风阻特性不变, 故可认为非变频风机机组的风量维持不变。故,

$$m_{i, \text{Cond}, \text{AW}} = m_{100\%, \text{Cond}, \text{AW}}$$

因此, 式(4)可以化为:

$$dT_{i, \text{Cond}, \text{AW}} = dT_{100\%, \text{Cond}, \text{AW}} \cdot \text{Load}_i \cdot \frac{\left(1 + \frac{1}{\text{COP}_i} \right)}{\left(1 + \frac{1}{\text{COP}_{100\%}} \right)} \quad (5)$$

式中: Load_i 为该负荷工况下的制冷量与满负荷制冷量的比值, 取值为100%, 75%, 50%, 25%。则空气或冷却水在各负荷工况下离开冷凝器的温度为:

$$\begin{aligned} T_{i, \text{Cond}, \text{LeavingAW}} &= T_{i, \text{Cond}, \text{EnteringAW}} + dT_{i, \text{Cond}, \text{AW}} \\ &= T_{i, \text{Cond}, \text{EnteringAW}} + \text{Load}_i \cdot dT_{100\%, \text{Cond}, \text{AW}} \cdot \frac{\left(1 + \frac{1}{\text{COP}_i} \right)}{\left(1 + \frac{1}{\text{COP}_{100\%}} \right)} \end{aligned}$$

式中: $T_{i, \text{Cond}, \text{EnteringAW}}$ 为该负荷工况下的冷凝器

进水或进风温度。

冷凝器在该负荷工况下的冷凝温度为:

$$\begin{aligned} T_{i, \text{Cond}, \text{ST}} &= T_{i, \text{Cond}, \text{LeavingAW}} + T_{i, \text{Cond}, \text{Approach}} \\ &= T_{i, \text{Cond}, \text{EnteringAW}} + \text{Load}_i \cdot dT_{100\%, \text{Cond}, \text{AW}} \cdot \frac{\left(1 + \frac{1}{\text{COP}_i} \right)}{\left(1 + \frac{1}{\text{COP}_{100\%}} \right)} + T_{i, \text{Cond}, \text{Approach}} \end{aligned} \quad (6)$$

式中: $T_{i, \text{Cond}, \text{Approach}}$ 为该负荷工况下的冷凝器内制冷剂饱和温度与冷却介质出口温度间的温差。

蒸发器在该负荷工况下的蒸发温度为:

$$T_{i, \text{Evap}, \text{ST}} = T_{i, \text{Evap}, \text{LeavingWater}} - T_{i, \text{Evap}, \text{Approach}} \quad (7)$$

式中: $T_{i, \text{Evap}, \text{Approach}}$ 为该负荷工况下的蒸发器内制冷剂饱和温度与冷水出口温度间的温差。

在此蒸发温度和冷凝温度下, 机组制冷COP的理论极限值为:

$$\text{COP}_{i, \text{max}} = \frac{273.15 + T_{i, \text{Evap}, \text{ST}}}{T_{i, \text{Cond}, \text{ST}} - T_{i, \text{Evap}, \text{ST}}} \quad (8)$$

1.3 能效极限

为了对式(8)进行具体计算, 显然蒸发温度应尽量高, 冷凝温度应尽量低, 即:

$$\text{COP}_{i, \text{max}} = \frac{273.15 + T_{i, \text{Evap}, \text{ST}, \text{max}}}{T_{i, \text{Cond}, \text{ST}, \text{min}} - T_{i, \text{Evap}, \text{ST}, \text{max}}} \quad (9)$$

将式(6)(7)中的 $T_{i, \text{Cond}, \text{Approach}}$ 及 $T_{i, \text{Evap}, \text{Approach}}$ 均取值为零, 即可求得式(9)中的最低冷凝温度 $T_{i, \text{Cond}, \text{ST}, \text{min}}$ 及最高蒸发温度 $T_{i, \text{Evap}, \text{ST}, \text{max}}$, 再代入式(9), 经过推导, 可得,

$$\begin{aligned} \text{COP}_{i, \text{max}} &= \frac{273.15 + T_{i, \text{Cond}, \text{EnteringAW}}}{T_{i, \text{Cond}, \text{EnteringAW}} - T_{i, \text{Evap}, \text{LeavingWater}}} - 1 + \\ &\quad \frac{\text{Load}_i \cdot dT_{100\%, \text{Cond}, \text{AW}}}{\left(1 + \frac{1}{\text{COP}_{100\%, \text{max}}} \right)} \end{aligned} \quad (10)$$

2 冷水机组能效极限的计算

按照GB/T 18430.1—2007及AHRI 550/590—2011的规定值, 即可根据式(10)对水冷冷水机组及风冷冷水机组的制冷工况进行计算, 求出各部分负荷下的COP极限, 进而根据各自权重累加算出IPLV的极限, 结果如表1、表2所示。

由表1可见, 水冷冷水机组在GB/T 18430.1—2007规定工况下, 其满负荷COP的极限值为10.01, IPLV的极限值为14.51, 而在AHRI 550/590

—2011规定的工况下则分别为10.07及17.30，这是因为AHRI 550/590—2011所有部分负荷下的冷却水进水温度均低于GB/T 18430.1—2007的对应点，尤其其50%负荷下的冷却水进水温度要低4.67℃，而且其25%工况的权重也比GB/T 18430.1—2007高2%。

由表2可见，风冷冷水机组在GB/T 18430.1—2007规定工况下，其满负荷COP的极限值为7.37，

IPLV的极限值为10.25，而在AHRI 550/590—2011规定的工况下则分别为7.3及16.11，这是因为AHRI 550/590—2011所有部分负荷下的环境温度均远低于GB/T 18430.1—2007的对应点，尤其其25%负荷下的环境温度要低11.72℃，而且其25%工况的权重也比GB/T 18430.1—2007高2%。

对于风冷冷水机组，盘管换热面积的大小及效率的高低会直接影响空气的温升大小。一般的机

表1 水冷冷水机组在GB/T 18430.1—2007及AHRI 550/590—2011规定工况下的能效极限值
Tab.1 Efficiency limit of WC chillers at condition of GB/T 18430.1—2007 and AHRI 550/590—2011

标准	单位	GB/T 18430.1—2007				AHRI 550/590—2011			
蒸发器负荷 $Load_i$	%	100	75	50	25	100	75	50	25
蒸发器出水温度 $T_{i,Evap,LeavingWater}$	℃	7	7	7	7	6.67	6.67	6.67	6.67
蒸发器最小传热温差 $T_{i,Evap,Approach}$	℃	0							
最高蒸发温度 $T_{i,Evap,ST,max}$	℃	7	7	7	7	6.67	6.67	6.67	6.67
冷凝器冷却介质进口温度 $T_{i,Cond,EnteringAW}$	℃	30	26	23	19	29.44	23.89	18.33	18.33
冷凝器负荷百分比	%	100	73.71	48.45	23.80	100	73.32	47.77	23.79
冷凝器冷却介质温升 $dT_{i,Cond,AW}$	℃	5	3.69	2.42	1.19	5	3.67	2.39	1.19
冷凝器冷却介质出口温度 $T_{i,Cond,LeavingAW}$	℃	35	29.69	25.42	20.19	34.44	27.55	20.72	19.52
冷凝器最小传热温差 $T_{i,Cond,Approach}$	℃	0							
最低冷凝温度 $T_{i,Cond,ST,min}$	℃	35	29.69	25.42	20.19	34.44	27.55	20.72	19.52
机组耗功百分比	%	100	60.76	32.90	11.78	100	56.40	25.30	11.57
COP极限值 $COP_{i,max}$	—	10.01	12.35	15.21	21.24	10.07	13.40	19.91	21.77
权重	%	2.3	41.5	46.1	10.1	1	42	45	12
IPLV极限值	—	14.51				17.30			

注：水冷冷水机组满负荷下的冷却水温差取5℃

表2 风冷冷水机组在GB/T 18430.1—2007及AHRI 550/590—2011规定工况下的能效极限值
Tab.2 Efficiency limit of AC chillers at condition of GB/T 18430.1—2007 and AHRI 550/590—2011

标准	单位	GB/T 18430.1—2007				AHRI 550/590—2011			
蒸发器负荷 $Load_i$	%	100	75	50	25	100	75	50	25
蒸发器出水温度 $T_{i,Evap,LeavingWater}$	℃	7	7	7	7	6.67	6.67	6.67	6.67
蒸发器最小传热温差 $T_{i,Evap,Approach}$	℃	0							
最高蒸发温度 $T_{i,Evap,ST,max}$	℃	7	7	7	7	6.67	6.67	6.67	6.67
冷凝器冷却介质进口温度 $T_{i,Cond,EnteringAW}$	℃	35	31.5	28	24.5	35	26.67	18.33	12.78
冷凝器负荷百分比	%	100	73.55	48.08	23.57	100	72.68	46.92	22.92
冷凝器冷却介质温升 $dT_{i,Cond,AW}$	℃	10	7.36	4.81	2.36	10	7.24	4.65	2.26
冷凝器冷却介质出口温度 $T_{i,Cond,LeavingAW}$	℃	45	38.86	32.81	26.86	45	33.91	22.99	15.04
冷凝器最小传热温差 $T_{i,Cond,Approach}$	℃	0							
最低冷凝温度 $T_{i,Cond,ST,min}$	℃	45	38.86	32.81	26.86	45	33.91	22.99	15.04
机组耗功百分比	%	100	62.87	33.96	13.06	100	53.29	21.29	5.46
COP极限值 $COP_{i,max}$	—	7.37	8.79	10.85	14.11	7.30	10.27	17.14	33.41
权重	%	2.3	41.5	46.1	10.1	1	42	45	12
IPLV极限值	—	10.25				16.11			

注：风冷冷水机组满负荷下通过盘管的空气的温升取10℃

组设计中,满负荷下通过盘管的空气的温升都高于10℃。表3列出了在GB/T 18430.1—2007规定工况下,风冷冷水机组在不同的满负荷盘管空气温升下所能达到的IPLV极限值。

表3 GB/T 18430.1—2007规定工况的风冷冷水机组在不同满负荷盘管空气温升下所能达到的IPLV极限值
Tab.3 IPLV limit of AC chillers for different coil temp. increase at full load of GB/T 18430.1—2007 condition

满负荷下的盘管空气温升/℃	10	12	15	18
IPLV极限值	10.25	9.87	9.36	8.9

由表3可以看出,在GB/T 18430.1—2007规定工况下,如果不能通过改进盘管设计、增大换热面积、提高盘管换热效率的方法,使满负荷下的盘管空气温升低于10℃,风冷冷水机组的满负荷COP的极限值只有7.37, IPLV是不可能超过10.25的。

3 结论

水冷冷水机组在GB/T 18430.1—2007规定的工况下,其满负荷COP的极限值为10.01, IPLV的极限值为14.51,而在AHRI 550/590—2011规定的工况下则分别为10.07及17.30。风冷冷水机组的相应值分别为7.37/10.25及7.30/16.11。

风冷冷水机组盘管换热面积的大小及效率的高低会直接影响空气的温升大小,进而决定冷凝温度的高低,如果不能通过改进盘管设计、增大换热面积、提高盘管换热效率的方法,使满负荷下的盘管空气温升低于10℃,风冷冷水机组的满负荷COP的极限值只有7.37, IPLV是不可能超过10.25的。

符号说明

COP ——各负荷工况下的机组制冷性能系数, kW/kW
 c_p ——冷却介质(空气或冷却水)的比热, kJ/(kg·K)
 dT ——冷却介质(空气或冷却水)流经冷凝器的温升, °C
IPLV ——综合部分负荷性能系数, kW/kW
Load ——部分负荷工况的制冷量与满负荷制冷量的比值, 取值为100%, 75%, 50%, 25%
 m ——冷凝器冷却介质(空气或冷却水)的流量, kg/s
 P ——压缩机功耗, kW
 $Q_{i, \text{Evap}}$ ——各负荷工况下的蒸发器负荷, kW
 $Q_{i, \text{Cond}}$ ——各负荷工况下的冷凝器负荷, kW
 T ——温度, °C

下标

Approach ——制冷剂饱和温度与换热器出口流体的温差
AW ——冷却介质为空气或冷却水
Cond ——冷凝器
Evap ——蒸发器
EnteringAW ——冷凝器进口处的冷却介质
 i ——各负荷工况下的负荷百分比, 取值为100%, 75%, 50%, 25%
LeavingAW ——冷凝器出口处的冷却介质
max ——最大值
min ——最小值
ST ——饱和温度

参考文献

- [1] 周锦生. 制冷空调设备环境友好性评价的一种新指标-AEP[J]. 制冷与空调, 2012, 12(1): 8-11. (Zhou Jinsheng. AEP- A New Index Evaluating the Environment Performance of Refrigeration and Air Conditioning Equipment[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2012, 12(1): 8-11.)
- [2] 全国冷冻空调设备标准化委员会. GB/T 18430.1—2007, 蒸气压缩循环冷水(热泵)机组 第1部分: 工业或商业用及类似用途的冷水(热泵)机组[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- [3] 全国冷冻空调设备标准化委员会. GB/T 19049—2003, 水源热泵机组[S]. 北京: 中国标准出版社, 2004.
- [4] 全国冷冻空调设备标准化委员会. GB/T 18837—2002, 多联式空调(热泵)机组[S]. 北京: 中国标准出版社, 2003.
- [5] 全国冷冻空调设备标准化委员会. GB/T 17758—2010, 单元式空气调节机[S]. 北京: 中国标准出版社, 2011.

作者简介

周锦生, 男(1967—), 博士, 副教授, 英格索兰亚太工程技术中心, (021) 53599566-268, E-mail:jszhoush@sina.com。研究方向: 制冷空调装置的系统设计、性能仿真及新工质的应用

About the author

Zhou Jinsheng (1967—), male, Ph.D, Associate Prof., Ingersoll Rand Engineering & Technology Center – Asia Pacific, (021) 53599566-268, E-mail:jszhoush@sina.com. Research fields: System design and simulation of HVAC products, new refrigerant application.