

风冷机组与水冷机组耗电量大小的比较

北京首都开发控股(集团)有限公司 郭秋燕

摘要 本文从理论上对风冷及水冷系统的输入功率进行了分析。结论是在额定负荷时,风冷机组的输入功率是水冷系统总输入功率的1.35倍。考虑部分负荷时机组效率的变化及气温对机组效率的影响后,风冷机组的输入功率是水冷机组输入功率的1.26倍。

关键词 耗电量 理论分析 风冷 水冷

Analysis the Input Power of Air-Cooling Chiller to Water-Cooling Chiller

By Guo Q iuyan

Abstract Analysis the input power of air-cooling chiller and water-cooling chiller. The input power of air-cooling chiller is 35% higher than the water-cooling chiller in full load. But considering the change of COP and the impact of air temperature to COP of the chillers, the input power of air-cooling chiller is 26% higher than the water-cooling chiller in partial load.

Keywords Input power, Analysis, Air-cooling chiller, Water-cooling chiller

0 引言

在相同的制冷量条件下,风冷机组的造价高于水冷机组加冷却循环水泵再加冷却塔三者造价的总和,这方面没有争议。但是风冷机组与水冷系统的耗电量,哪个多哪个少却争议甚多,在选择设备时,由于比较条件不同,按装机容量计算,有时风冷的功率大,有时水冷系统的总功率大。水冷机组压缩机的能效比同类型风冷机组压缩机能效比高,但是水冷机组加循环水泵再加冷却塔后,总耗能量与风冷机组相比,哪个多哪个少众说纷纭,有的说水冷多,有的说风冷多,还有的说不同情况下有不同的结果。这使设计师难以较准确地做出技术经济比较。常常根据经验或根据所选设备样本中提供的功率进行比较,因为缺乏理论基础,所以常常发生误差,本文试图从理论上详细分析二者的差别。

首先以额定负荷下设备耗能量计算的理论公式为基础进行比较,然后考虑负荷变化,水泵扬程变化,室外气象条件变化对水冷及风冷耗电量的影响,进行动态比较。

1 额定制冷量条件下输入功率的计算及静态比较

1.1 主机的输入功率

$$N_z = P_N / \text{COP} \quad (1)$$

式中 N_z ——主机的输入功率, kW ;

P_N ——额定制冷量, kW ;

COP ——额定制冷量时的能效比, kW / kW。

COP 随主机品牌不同而异,同一品牌水冷和风冷相差很大,同一品牌同一冷却方式,主机制冷量变化, COP 略有变化。表1列出几种常用品牌的 COP 及有关数据。

根据表1得知:

表1 几种常用品牌的 COP 及其有关数据

品牌	特灵	约克	日立	东元	格力	美的	高林	平均
水冷 COP_s	5.39	4.73	4.45	5.14	4.33	4.62	4.25	4.70
风冷 COP_f	3.28	3.29	2.99	3.26	3.02	3.00	2.72	3.08
$\text{COP}_s / \text{COP}_f$	1.64	1.44	1.49	1.58	1.43	1.54	1.56	1.53

注:1.表中数据是根据各品牌2005年的样本编制的;

2.表中数据是制冷量在100~1000kW之间,不同制冷量时的 COP 平均值;

3.风冷 COP_f 中计算了压缩机及冷凝器风机的输入功率。

水冷机组的平均输入功率为 $N_{zs} = P_N / 4.70 = 0.2128 P_N$

风冷机组的平均输入功率为 $N_{zf} = P_N / 3.08 = 0.3247 P_N$

1.2 水冷机组冷却水泵的输入功率

$$N_{BS} = \frac{QH}{102 \eta_s} \quad (2)$$

式中 N_{BS} ——水泵的输入功率, kW ;

ρ ——水的密度, t/m^3 ;

Q ——水泵流量, l/s ;

H ——水泵扬程, m ;

η_s ——水泵效率, %。

在额定冷量时水泵流量 $Q_N = 1.2 P_N / (1.163 \times 3.6) \quad (3)$

式中 P_N ——额定工况时主机的制冷量 kW。

t ——进出水温差 = 5 代入(3)式得：

$$Q_N = 1.2P_N / (1.163 \times 3.6 \times 5) = 0.0573P_N \quad (4)$$

因为风冷不宜用于大型系统，故本文只针对中小型系统进行比较。在中小型系统比较中，冷却水泵扬程一般为 25m 左右。一般水泵的效率为 0.75 左右，将以上数据代入(2)式得：

$$N_{BS} = 0.0573P_N \times 25 / (102 \times 0.75) = 0.0187P_N \quad (5)$$

1.3 冷却塔风机的输入功率 N_{LS}

$$N_{LS} = PQ_L / (1000 \eta_f \eta_j) \quad (6)$$

式中 N_{LS} ——冷却塔风机输入功率 kW；

P ——风机全压 Pa；

Q_L ——风量 m^3/s ；

η_f ——风机效率 %；

η_j ——传动效率 皮带传动效率为 0.95。

$$P = \rho_m \frac{Q_L^2}{2} \quad (7)$$

式中： ρ_m ——冷却塔总阻力系数横流式冷却塔为 56；

ρ ——湿空气的密度 = 0.98 $\times 1.2 = 1.176$ (kg/m^3)；

m ——填料中的平均风速取 1.5m/s。

代入式(7) $P = 56 \times 1.176 \times 1.5^2 / 2 = 74.09$ (Pa)

一般玻璃钢冷却塔气水比为：气:水 = 0.86kg/s:1kg/s

或 气:水 = 0.72 m^3/s :1 l/s

故 $Q_L = 0.72Q_N = 0.72 \times 0.0573P_N = 0.0413P_N$

将 $P = 74.09$ Pa, $Q_L = 0.0413P_N$ 代入式(6) $N_{LS} = 74.09 \times 0.0413P_N / (1000 \eta_f \eta_j)$

一般冷却塔风机效率 η_f 为 0.35。

则 $N_{LS} = 74.09 \times 0.0413P_N / (1000 \times 0.35 \times 0.95) = 0.092P_N$ (8)

1.4 风冷机组与水冷机组的输入功率比较

在相同制冷量下，风冷机组的总输入功率为 $N_F = N_Z = 0.325P_N$

水冷机组的总输入功率为 $N_S = N_{ZS} + N_B + N_L$

$= 0.2128P_N + 0.0187P_N + 0.0092P_N = 0.241P_N$

风冷机组的总输入功率大于水冷机组的总输入功率： $N_F > N_S$

其比值为 $N_F/N_S = 0.325P_N / 0.241P_N = 1.35$

2 综合分析

使用同一品牌主机的气冷系统与水冷系统，在相同的气

象参数、水泵扬程为 25m 的条件下，总输入功率的理论计算如上所述。但是有时对不同品牌的风冷机组与水冷机组进行比较，系统阻力大小不一，如某水泵扬程不是 25m，气候情况经常变化，系统经常不在额定负荷下运行。在这些情况下风冷系统与水冷系统总输入功率如何比较呢？请看下面的分析：

2.1 不同品牌风冷机组和水冷机组，如风冷机组输入功率与水冷机组总输入功率达到相等，则有：

$$P_N \cdot C O P_F = P_N \cdot C O P_S + N_{BS} + N_{LS} = P_N \cdot C O P_S + 0.0187P_N + 0.0092P_N$$

化简： $C O P_F = C O P_S + 0.028$

$$\text{即 } C O P_S - C O P_F = 0.028 C O P_S \cdot C O P_F \quad (9)$$

$C O P_S$ 最低为 4.0 代入式中得： $4 - C O P_F = 0.028 \times 4 C O P_F$

$$1.112 C O P_F = 4$$

$$C O P_F = 3.597$$

即用能效比最低的水冷机组构成冷源系统总输入功率，与能效比高达 3.597 的风冷机组的输入功率相等。此时：

$$C O P_S \cdot C O P_F = 4 / 3.597 = 1.112$$

2.2 水冷系统的冷却水泵扬程增高时的比较

冷却水泵扬程变化后，水冷系统的总输入功率为：

$$N_S = 0.212P_N + 0.0092P_N + 0.0573P_N \cdot H / (102 \times 0.75)$$

$$= 0.2212P_N + 0.000749P_N \cdot H$$

N_S 随冷却水泵扬程的变化见图 1。

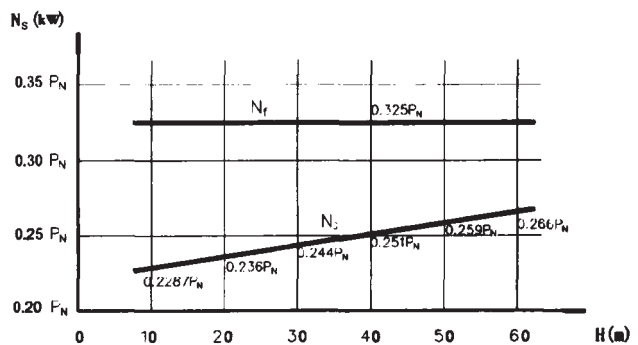


图 1 总输入功率随水泵扬程变化图

从图 1 可见水冷系统的总输入功率随冷却水泵扬程的增高而增大，但不会超过风冷的总输入功率。

2.3 部分负荷时的比较

空调系统大部分时间在部分负荷下运行，按各种负荷工况条件综合比较。在部分负荷时主机的能效比，水泵的效率都

表2 部分负荷时风冷机水冷机的能效比

项 目	负荷率(%)	风冷主机	水 冷				备注
			主机	水泵	冷却塔	合计	
主机 COP 水泵效率	100	3.08	4.70	0.75			冷却塔 按风量不变计算
	75	3.57	6.96	0.72			
	50	3.48	6.53	0.55			
	25	3.33	4.37	0.35			
输入功率	100	0.325P _N	0.213P _N	0.0187P _N	0.0092P _N	0.241P _N	
	75	0.210P _N	0.108P _N	0.0146P _N	0.0092P _N	0.132P _N	
	50	0.144P _N	0.077P _N	0.0127P _N	0.0092P _N	0.099P _N	
	25	0.075P _N	0.057P _N	0.0100P _N	0.0092P _N	0.076P _N	
IPLV		0.1686P _N				0.1136P _N	

有变化,搜集以上几个品牌的资料综合比较见表2:

IPLV按《公共建筑节能设计标准》计算见表3。

表3 负荷率所占比重

负荷率(%)	100	75	50	25
所占频率(%)	2.3	41.5	46.1	10.1

2.4 气候变化的影响

风冷机组的室外计算温度为35℃,但大部分空调时间气温低于35℃。当气温低于35℃时,风冷机组的冷凝温度降低,机组的输入功率随之下降。根据深圳某空调工程公司对深圳市几个项目的实测统计,风冷机组的实际耗电量比设计计算值低5%~10%。北方地区应比深圳更低一些,假设能下降15%。水冷机组的输入功率随冷却水温的降低而下降,冷却塔的水温随湿球温度的变化而变化,而湿球温度的变化一般不大,故水冷机组的输入功率下降不多。本文不予计算。考虑气温变化,风冷与水冷系统输入功率的比较为:

$$\text{风冷系统} / \text{水冷系统} = 0.1686P_N \times 0.85 / 0.1136P_N = 1.26$$

3 结论

3.1 按照几种品牌的综合参数,在额定负荷下风冷与水冷系统的输入功率比为1.35:1。

3.2 如选用不同品牌的机组,当水冷机组的COP_s与风冷机组的COP_r之比小于1.112时,风冷的输入功率才小于水冷系统的总输入功率,

$$\text{即 } COP_s / COP_r < 1.112 \quad N_r < N_s。$$

冷却水泵的扬程在可能范围内不会使水冷系统的总输入功率超过风冷系统。综合考虑部分负荷及气温的影响,风冷系统输入功率与水冷系统总输入功率之比为1.26:1。 [供制热冷]

(责编:罗增润)

参考文献

彦启森,石文星,田长青.空气调节用制冷技术.第3版.2004

·维修记录·

空调故障维修实例分析

一般来说,空调器经常出现的故障为不制冷或不制热,制冷或供热效果差,主要存在的问题是系统发生故障,制冷剂缺少,外机的散热器脏,压缩机不能启动。检测外机有无电压,电容器以及压缩机是否完好。在冬天空调不制热,机组要在制冷状态下,检测外机是否有电压输

出,才可判断四通阀是否能够换向,如氟利昂充足,四通阀不能换向,则需要更换四通阀。

中央空调风冷冷水机组,主要看水系统、水流量,管径是否在正常范围内。如果机组水流量偏小,夏天机组运转可能会出现机组防冻保护、板式换热器冻坏。冬

天制热会出现机组高压保护,检查电控制面板是否有故障代码出现。如有,可根据代码来判断如何维修。如果出现“SE”故障,则是管路回水探头开路,需更换。制冷剂系统,检测高低压力情况,压缩机热膨胀阀开启度,在机组正常运转之后,可以测试压缩机的运转电流。(罗增润)