

区域供冷系统设计分析

中国电力工程顾问集团西南电力设计院 马钧[☆] 陈进
重庆大学三峡库区生态环境教育部重点实验室 李春蝶 卢军

摘要 以广西某工程为例,应用模拟和理论计算,对区域供冷设计时常见的负荷计算、节能控制策略及二次管网冷量损失3个方面进行了分析。结果表明,该案例满负荷折算率为0.37;在优化运行策略下,机组的负载率提高,从而系统的能效明显提高;管沟埋管冷量损失大于直埋管,在相同的埋管方式下,水泵做功的冷量损失比例最高,其次为供水管,回水管最小。

关键词 分布式能源 区域供冷系统 负荷计算 节能运行策略 冷量损失

Analysis of district cooling system

By Ma Jun[★], Chen Jin, Li Chundie and Lu Jun

Abstract With an actual example project in Guangxi Zhuang Autonomous Region, by simulation and theoretical calculation, analyses the three common issues of load calculation, energy saving control strategies and cooling loss of secondary pipeline. The result shows that the equivalent full load rate of the project is 0.37, and that the energy performance of system is improved significantly resulting from the improved loading rate of refrigerating units with optimal operation strategy, and that cooling loss of trench buried pipe is greater than that of direct buried pipe, and in given pipe buried mode, cooling loss of pump operation is the largest, followed by that of supply pipeline, and that of return pipeline is the least.

Keywords distributed energy, district cooling system, load calculation, energy saving operation strategy, cooling loss

★ Southwest Electric Power Design Institute of China Power Engineering Consulting Group, Chengdu, China

①

0 引言

分布式冷热电联供能源系统通过各种一次能源转换技术的集成运用,在一个区域内同时提供电、热、冷等多种终端能源,实现能源的梯级、高效利用^[1]。其中,区域供冷系统包括三个基本组成部分:能源站、输送管道和末端设备。

由于分布式冷热电联供系统相对于常规空调系统来说,具有整体化、集约化及复杂化,能源使用效率高,能更有效利用建筑空间几方面特点,因此“十二五”期间,国家拟建设约1 000个天然气分布式能源项目^①,其设计任务艰巨,待解决问题多。本文以广西某分布式能源项目设计为例,具体分析末端用户冷热负荷计算、输送管网冷量损失计算与系统优化运行和调节这类重点关注问题,为今后分布式冷热电联供项目提供工程经验参考。

1 项目概况

该分布式能源项目一期规划供能面积217万m²,建筑性质包含办公(32.7万m²)、商业(35.3万m²)、酒店(31.9万m²)、商贸物流(117.1万m²)。区域内建设一个能源站,利用电厂发电余热(蒸汽、热水等)向规划区域提供空调用冷/热以及生活热水。本文重点分析夏季空调供冷问题。

2 区域冷负荷特性分析

准确的负荷计算不仅可以合理确定装机容量,减少不必要的浪费,还是优化机组控制策略的前提^[2]。区域供冷系统负荷与单体建筑供冷系统不同,它受建筑物的影响程度更为复杂。其负荷计算并非各建筑设计负荷的简单叠加,而应在考虑各建筑不同时刻内外扰和围护结构蓄热特性对建筑空调负荷影响以及同时使用率基础上,对各建筑负荷

①☆ 马钧,男,1968年3月生,大学,高级工程师
610021 成都市东风路二段18号西南电力设计院
(028) 84402346 13808036517
E-mail: mmx1103@sina.com
收稿日期:2011-11-16

① 国家发展与改革委员会. 关于发展天然气分布式能源的指导意见,2011

进行逐时叠加。

2.1 区域冷负荷模拟计算方法

根据当地标准年逐时气象参数,利用建筑热环境设计模拟分析软件 DeST 进行建筑全年冷负荷动态模拟计算,其具体方法为:

- 1) 建立建筑物理模型;
- 2) 输入围护结构具体信息、房间空调参数、房间相互通风系数,定义全年房间内的照明、人员、设备等内扰的发热量,门、窗、窗遮阳等的开启状况,房间的使用情况;

3) 根据建筑供冷时间段(见表 1)对建筑热特性进行逐时计算,获取建筑冷负荷;

表 1 建筑物供冷时段

办公	商业	酒店	商贸物流
07:00—20:00	08:00—21:00	00:00—23:00	08:00—20:00

4) 将区域内所有建筑冷负荷逐时汇总,得到总冷负荷及其分布特征。

2.2 区域冷负荷计算结果及分析

该区域内建筑群的空调动态负荷预测结果包括逐时空调动态负荷,空调负荷率时间分布,月、全年累计冷负荷及设计日逐时负荷。根据模拟结果(见图 1),发现该区域需要供冷时间长,有 5 个多月之久,且从 5 月至 10 月期间冷负荷较为稳定,除在第 3 500 h 及 6 400 h 左右有明显降低外,其余大部分时刻均大于 100 MW;预计整个项目的峰值负荷出现在 8 月 6 日 15:00,为 156.53 MW,全年累计冷负荷为 241 852.25 MW·h,其中月总冷量

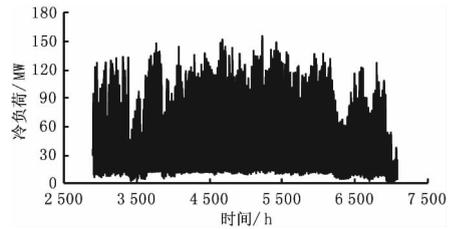


图 1 供冷季节逐时冷负荷

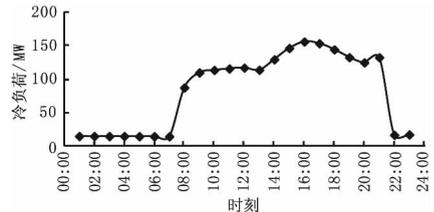


图 2 设计日逐时冷负荷

以 8 月最高,7 月次之。从设计日冷负荷(见图 2)变化规律可以看出,22:00—08:00 期间由于仅有酒店类建筑空调运行,冷负荷值较低,为 14 MW,自 8:00 非酒店类建筑开始使用后,冷负荷突增 74 MW,为 88 MW;且该日累计负荷为 1 937.87 MW·h。

表 2 为空调季逐时冷负荷频率分布,由表可知,冷负荷率在 70%~100% 范围内的时间仅占 16.37%,即运行期间大部分时间处于部分负荷状态;冷负荷率在 40%~70% 范围内的时间占 32.6%;但冷负荷率低于 10% 的时间频率高达 39.29%,这是由于建筑用能时间不同引起的,即在夜晚仅有酒店需要用冷,而酒店冷负荷占总负荷比例较小,因此导致低负荷运行时间比例较大。

表 2 空调季逐时冷负荷频率分布

负荷区间/MW	0~15.65	15.65~31.31	31.31~46.96	46.96~62.61	62.61~78.27
负荷率	0~10%	10%~20%	20%~30%	30%~40%	40%~50%
时间频率	39.29%	4.6%	2.64%	4.5%	7.9%
负荷区间/MW	78.27~93.92	93.92~109.57	109.57~125.22	125.22~140.88	140.88~156.52
负荷率	50%~60%	60%~70%	70%~80%	80%~90%	90%~100%
时间频率	11.04%	13.66%	11.23%	4.57%	0.57%

将总运行时间 4 202 h 折算成满负荷运行的当量时间,为 1 555 h,满负荷折算率为 0.37。

3 区域供冷系统节能策略

区域供冷系统中制冷机组容量大,台数多且大部分时间处于部分负荷状态,系统能耗高,因此优化控制策略分析便成为区域供冷系统节能一个不能缺少的方面。

本文通过引入全年动态冷负荷变化规律,建立冷源模型,确定机组启停优先原则及输配运行方式,编制适合该项目的系统能耗模拟软件,以分析最优机组启停方式及全年能耗变化情况。

3.1 冷源模型

根据前文计算出的最大负荷确定装机容量为 176.4 MW,包括 10 台 9 100 kW 蒸汽型溴化锂制冷机、2 台 3 117 kW 热水型溴化锂制冷机、8 台 8 800 kW 和 2 台 4 400 kW 离心式制冷机。

1) 电制冷离心机分析

根据厂家提供的电制冷离心机性能在不同负载率和冷却水进水温度下的变化情况,采用 origin 8.0 对 4 400 kW 和 8 800 kW 离心机性能特性参数分别进行拟合,得出两种机组 EER 与冷却水进水温度及机组负载率的关系,分别为式(1)和式(2)。

$$EER = \frac{Q_c}{W} = \frac{151.125 + 5257.1875\epsilon - 16.46875t_{c,i} + 132.10227\epsilon^2 + 0.48437t_{c,i}^2 - 10.56818\epsilon t_{c,i}}{331.53482 + 151.96334\epsilon - 19.15t_{c,i} + 161.31629\epsilon^2 + 0.43571t_{c,i}^2 + 12.93506\epsilon t_{c,i}} \quad (1)$$

$$EER = \frac{Q_c}{W} = \frac{-1.47917 + 10271.86174\epsilon - 0.10417t_{c,i} - 1.60985\epsilon^2 - 0.00208t_{c,i}^2 - 0.01515\epsilon t_{c,i}}{578.71637 + 727.94359\epsilon - 36.43155t_{c,i} + 206.86553\epsilon^2 + 0.70387t_{c,i}^2 + 23.12987\epsilon t_{c,i}} \quad (2)$$

式中 Q_c 为机组制冷量, kW; W 为机组功率, kW; ϵ 为机组负载率; $t_{c,i}$ 为机组冷却水进水温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

2) LiBr 吸收式制冷机分析

LiBr 吸收式制冷机的热力系数与负载率无关且冷却水进水温度影响较小, 采用 origin8.0 对热水型和蒸汽型溴化锂制冷机性能特性参数分别进行拟合, 得出蒸汽型机组和热水型机组热力系数与冷却水进水温度 $t_{c,i}$ 的关系式。

热水型溴化锂制冷机热力系数 ξ_{rs} :

$$\xi_{rs} = -0.0032t_{c,i} + 0.85976 \quad (3)$$

蒸汽型溴化锂制冷机热力系数 ξ_{zq} :

$$\xi_{zq} = -0.00207t_{c,i} + 1.46017 \quad (4)$$

3.2 运行原则

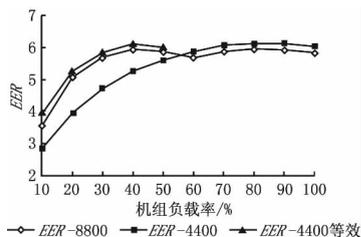
1) 机组启停原则: 在模拟全年能耗时, 根据判定时刻的负荷与上一时刻负荷之差与该 4 种类型制冷机容量的比值, 确定加减机组种类及台数。

2) 机组优先开启原则: 由于热水型溴化锂制冷机利用燃气发电系统中的余热锅炉出来的高温废水作为制冷动力, 蒸汽型溴化锂制冷机则需抽取用于发电的蒸汽作为制冷动力, 为了避免发电量受抽气量的影响, 故该项目考虑优先开启热水型溴化锂制冷机, 当负荷超过 2 台热水型溴化锂制冷机制冷容量时, 再开启蒸汽型溴化锂制冷机, 用于调峰的电制冷离心机最后开启。其中优先考虑开启制冷量 4 400 kW 的离心机, 当 4 400 kW 离心机全部投入制冷运行后, 再开启 8 800 kW 离心机, 具体原因为: 8 800 kW 离心机配置了 2 台离心式压缩机, 当机组负载率小于等于 50% 时, 8 800 kW 离心机只启动 1 台压缩机, 其 EER 等效于 2 倍负载率下的单台 4 400 kW 离心机 EER (见图 3), 反映了单台压缩机在两种机型上单独运行时的机组性能特性。

3) 冷水系统采用二次泵系统, 一次泵为机组侧, 定流量运行; 二次泵为用户侧, 变流量运行, 采用定干管温差控制策略。

4) 冷却水系统为定流量运行, 冷却水泵采用“一机对一泵”的配置方式。

3.3 全年运行结果分析



注: 当负载率小于 50% 时, 为对比开启 8 800 kW 机组单台压缩机与 4 400 kW 机组的能效, “EER-4 400 等效”曲线是 2 倍机组负载率下的 4 400 kW 机组能效

图 3 $t_{c,i} = 30^{\circ}\text{C}$ 时双机头与单机头离心机 EER 比较

根据机组优先开启原则, 在整个制冷期中, 2 台热水型溴化锂机组均一直开启; 蒸汽型溴化锂机组在白天约开启 10 台, 夜晚一般开启 3 台; 2 台 4 400 kW 电制冷机在白天多处于开启状态, 夜晚则处于停机状态; 8 800 kW 电制冷机用于调峰, 因此启停较频繁, 大部分时间开启台数多于 5 台 (见图 4)。

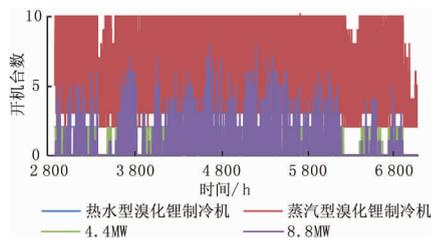


图 4 全年最佳开机台数组合

由图 5 可知, 经过优化控制后, 电制冷机组多数时间通过加减机组来向用户提供冷量, 其机组负载率较高, 有效提高了系统能效。第 4 700 h 至第 5 700 h 之间, 系统能效在 4.5~5 之间波动, 整个制冷期系统能效最高可达 5.9。

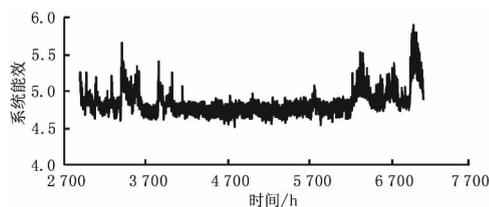


图 5 仅开启电制冷机全年系统能效

4 二次管网冷量损失分析

区域供冷系统二次管网是将能源站生产出来的冷水输送至各用户, 经过换冷后的冷水回水由各

用户输送回能源站,其输送距离远,输送水量大,所造成的冷量损失也大。冷量损失计算是保证末端进水水温与公平冷量计量的前提,因此本文对比分析该项目的1个环路(见图6)直埋管、管沟埋管两种敷设方式冷量损失与管路温升。

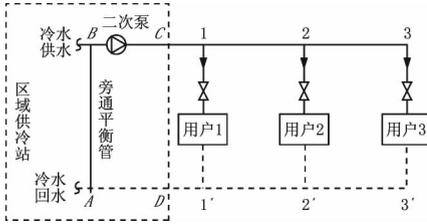


图6 二次管网布置示意图

二次管网的冷量损失应主要考虑:1) 二次泵所引起的冷量损失;2) 能源站至各用户之间的直埋管道冷量损失。

4.1 直埋敷设方式冷量损失计算方法

直埋方式冷量损失热阻计算内容包括:管壁热阻、保温热阻、土壤热阻、附加热阻。直埋敷设双根保冷管道示意图见图7。

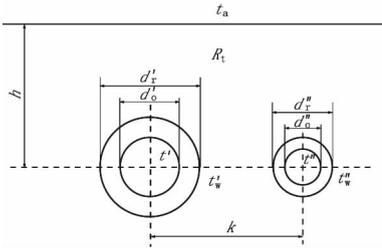


图7 直埋敷设双根保冷管道示意图

直埋敷设方式冷损失计算公式如下^[4]:

$$q = \frac{(t_a - t)(R_b + R_t) - (t_a - t')R_k}{(R_b + R_t)(R_b + R_t') - R_k^2} \quad (5)$$

式中 q 为直埋敷设方式管道冷损失, W/m ; t_a 为土壤表面空气温度, $^{\circ}C$; t 为管道内介质温度, $^{\circ}C$; R_b 为管道保温层导热热阻, $m \cdot ^{\circ}C/W$; R_t 为其中一根管道的计算土壤热阻, $m \cdot ^{\circ}C/W$; R_k 为双管直埋敷设时考虑管道相互传热的假想附加热阻, $m \cdot ^{\circ}C/W$; t' 为另一管道内介质温度, $^{\circ}C$; R_t' 为另一管道的计算土壤热阻, $m \cdot ^{\circ}C/W$ 。

直埋敷设方式冷损失引起的温升计算公式如下:

$$\Delta t = \frac{q(1+\beta)L}{Gc} \quad (6)$$

式中 Δt 为管内冷介质沿程温度升高值, $^{\circ}C$; β 为管道考虑沿程阀门、附件等冷损失的附加系数; L 为管段计算长度, m ; G 为管段内冷介质质量流量,

kg/s ; c 为管道内冷介质比热容, $J/(kg \cdot ^{\circ}C)$ 。

4.2 管沟敷设方式冷损失计算方法

管沟敷设方式冷损失热阻计算内容除直埋方式热阻外还包括:保温外壁与管沟空气换热热阻、单根管道与管沟空气换热热阻、管沟空气与沟内壁换热热阻、地面空气至管沟空气传热热阻。管沟敷设双根保冷管道示意图见图8。

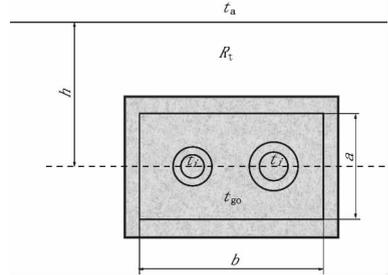


图8 管沟敷设双根保冷管道示意图

当管沟内有若干根保冷管道时,它们之间相互影响,共同形成温度场。计算的关键是求出管沟内空气温度 t_{go} 。

$$q = \frac{t_a - t_{go}}{R_0} = \sum_{i=1}^m \frac{t_{go} - t_i}{R_i} (1 + \beta) \quad (7)$$

式中 t_a 为管沟上方空气温度, $^{\circ}C$; t_i 为管沟内第 i 根管道内介质温度, $^{\circ}C$; R_i 为管沟内第 i 根管道从管沟空气到管内冷介质的传热热阻, $m \cdot ^{\circ}C/W$; R_0 为从管沟上方空气到管沟内空气的传热热阻, $m \cdot ^{\circ}C/W$ 。

管沟保冷管道单位长度冷损失计算公式如下:

$$q' = \frac{t_{go} - t'}{R_b + R_w} \quad (8)$$

式中 q' 为单位长度管道冷损失, W/m ; t' 为环境(空气)温度, $^{\circ}C$; R_w 为保冷结构与周围空气的换热热阻, $m \cdot ^{\circ}C/W$ 。

经过长度为 L 的保冷管道温升计算公式同式(6)。

4.3 计算参数确定

该环路总共负担3个用户,直埋管深或管沟中心距地面3.5m,所有管道保温材料均为硬质聚氨酯泡沫,各管段的管径、保温层厚度、长度及各管段对应见表3。二次管网冷水供/回水设计温度为 $6^{\circ}C/13^{\circ}C$ 。当末端用户所需冷量减少,经过二次泵变频调节,管内流量减少,即流速减小,冷量损失增大^[3],为此本文计算最小设计流量(10%额定流量)所对应的最大冷量损失及温升。

二次泵设计工况运行参数为:水泵流量764.11

表3 二次管网各管段相关参数

	干管			支管	
	B1(A1')	12(1'2')	233'2'	用户1	用户2
流量/(m ³ /h)	764.11	571.46	262.52	251.29	308.94
管径/m	0.9	0.8	0.6	0.6	0.7
管长/m	599	328	268	32	70
保温层厚度/mm	60	50	50	50	50

m³/h;扬程 43.3 m;水泵效率为 0.6。冷损失计算过程中各参数参考取值为:土壤导热系数 2.5 W/(m·K);土壤表面换热系数 18 W/(m²·K);埋管导热系数 52.80 W/(m·K);保温导热系数 0.033 W/(m·K);保温外壁与管沟空气换热系数(管沟敷设特有)10 W/(m²·K);管沟内壁与管沟空气换热系数(管沟敷设特有)10 W/(m²·K)。

表4为10%额定流量下二次管网的冷量损失。

表4 10%额定流量下二次管网的冷量损失

		冷量损失/ kW	环路温升/ C	平均单位长度冷 损失/(W/m)
直埋	供水管	68.44	0.118 5	49.30
	回水管	54.82	0.095 1	39.67
管沟	供水管	70.26	0.121 5	50.62
	回水管	55.49	0.096 3	40.18
二次泵		149.81	0.169 0	

4.4 计算结果分析

从表4可以看出:

1) 该环路中供水管平均单位长度冷量损失较回水管高 10 W/m 左右,故引起供水管总冷量损失较回水管最大可高出 14.77 kW(管沟埋管)。

2) 无论是供水管还是回水管,管沟埋管冷量损失总是高于直埋管,最大差值为 1.82 kW(供水管)。

3) 虽然该环路总冷量损失较高,直埋管与管沟埋管敷设分别为 272.45,275.56 kW,但引起的温升并不高,供/回水管、二次泵都不超过 0.2℃,其中直埋方式供水管所引起的温升为 0.118 5℃,由此可保证用户端进水水温不超过 7℃。

4) 对比供/回水管、二次泵冷量损失所占比例(见表5)可知,水泵做功引起的冷量损失比例最高,直埋管与管沟埋管分别为 54.86%与 54.37%,其次为供水管,回水管的冷量损失最低。因此,在管道保温材料性能达到要求、施工合格的情况下,合理设计二次管网系统,降低二次泵功率,不仅可以优化管网运行,而且能有效降低二次管网的冷量损失。

表5 10%额定流量下各部分冷损失比例 %

	直埋	管沟
供水管	25.06	25.50
回水管	20.08	20.14
二次泵	54.86	54.37

5 结论

5.1 区域供冷系统中负荷计算应采用全年动态逐时计算方式,并通过全年负荷变化特性发现区域供冷系统大多数时间处于部分负荷状态,案例项目负荷率低于10%的时间频率占39.29%。

5.2 区域供冷系统节能控制策略以系统能效最高为目的,得出4种不同类型机组优先开启顺序及全年逐时最优开启组合,发现经节能优化后的电制冷系统能效最高可达5.9。

5.3 该环路直埋与管沟敷设总冷损失分别为272.45 kW与275.56 kW,由此引起的供/回水管、二次泵温升都不超过0.2℃。

参考文献:

- [1] 华贲. 区域型分布式冷热电联供能源系统的规划设计[J]. 中外能源, 2011, 3(16): 13-20
- [2] 彭友辉,连之伟,付海明. 基于负荷特性的区域供冷系统节能性分析[J]. 东华大学学报:自然科学版, 2011,37(1): 109-114
- [3] 康英姿,左政. 区域供冷系统二次管网的冷量损失分析[J]. 暖通空调, 2009,39(11): 31-36
- [4] 贾晶. 供冷管道与设备保冷计算和分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2006