

短道速滑馆空调系统设计

林艳艳¹ 单滨² 许玲¹

1. 中南建筑设计院股份有限公司 湖北武汉 430000

2. 中煤科工集团武汉设计研究院 湖北武汉 430000

摘要: 介绍了短道速滑馆工程概况及空调设计参数。针对速滑馆制冰负荷特点, 采用了节能可靠的制冰系统形式。分析了速滑馆冰面活动区域、观众区的负荷特点, 针对各自特点分别采用了不同的空调系统形式。针对速滑馆高大空间重点分析了高大空间分层空调设计要点, 介绍了空间气流组织形式。重点介绍了冰面除湿、空间防结露的关键技术。针对以上分析总结, 为其他冰场空调系统设计提供一定的参考。

关键词: CO₂制冰系统; 转轮除湿; 空调设计; 气流组织

一、工程概况

短道速滑馆为四川省某冰上运动学校教学场馆, 也作为冬奥会赛事项目国家专业运动员的集中训练基地以及省级比赛场馆, 场地冰面满足冬奥会赛事标准, 室内冰场环境按照冬奥会标准进行设计。场馆建筑面积3080m², 建筑高度8.7m, 地下一层, 地上两层, 主要由短道速滑训练场地(407座位)、配套用房、设备用房等组成, 屋面作为风雨操场使用。

二、室内设计参数

室内冰场不同于普通高大空间建筑, 受冰面的影响, 冰面上方温度梯度较大。临近冰面的空气温度与冰面温度十分接近, 随着与冰面距离增大, 空气温度提升很快。当观众席处室内温度24℃, 相对湿度75%时, 冰场上方距冰面1.8m处空气温度约为18℃。冰面附近的空气不断地与室内空气混合, 当混合点低于室内空气露点温度(约为19.5℃), 冰面会出现雾区^[1], 影响运动员视线。室内空气温度越高、相对湿度越大, 就越容易造成冰面起雾; 室内空气温度过低又会影响人员舒适性, 因此观众席室内设计参数的确定需同时考虑冰面起雾和人员舒适性两个因素。

短道速滑场地为满足国家队专业集训任务以及省级比赛要求, 冰面温度需满足赛事标准。场馆空调室内设计参数见表1。

三、负荷分析

短道速滑馆制冷负荷包括场地制冰冷负荷和场馆空调冷负荷。

(一) 制冰负荷

室内人工冰面的冷负荷分为初始冷冻负荷和冰面维

表1 空调室内设计参数

区域	夏季		冬季		新风量 m ³ /h.p	风速 m/s
	温度 /℃	相对湿度 /%	温度 /℃	相对湿度 /%		
冰面	-6~-4	--	-6~-4	--	30	≤0.2
冰区上方1.5m	16	≤40	16			≤0.2
观众席	24	≤40	18	--	20	≤0.3

持冷负荷。

初始冷冻负荷大小与初始水温、冰层厚度、冰面温度以及冻结时间相关。冰层厚度及冰面温度根据场地使用功能及赛事标准确定。本工程短道速滑场地冰层厚度30~50mm, 冰面温度-6℃~-4℃。初始冷冻负荷还需考虑地面混凝土冻结负荷。

初始冷冻负荷受冻结时间影响较大。冻结时间过短, 制冰系统配置容量过大, 初投资较大; 冻结时间过长, 可能无法满足使用需求。应结合冰面维持负荷及运维模式选择合适的冻结时间, 由此确定制冰系统容量, 减少初投资。经与建设单位协商, 初始冻结时间取24小时, 初始冷冻负荷330W/m²。

冰面维持冷负荷即运行时维持冰面温度恒定所需的单位时间制冷量。冰面与围护结构表面及室内空气因对流传热传质及辐射传热形成的冷负荷, 在冰面维持冷负荷中占比较大。冰面使用过程中会出现划痕磨损, 通常利用浇冰车喷洒热水速冻结成冰, 使得冰面恢复平整。浇冰作业形成的整修冰面负荷, 在冰面维持冷负荷中占有较大比例。夏季冰场单位面积维持冷负荷374W/m²。

(二) 空调负荷

冰面以对流、辐射传热的形式向室内空间传输冷量,

可以抵消室内部分得热量，在室内空调冷负荷计算时可酌情考虑扣除该部分冷量。

空调湿负荷主要来源于新风湿负荷及人员散湿量。浇冰车洒水整修冰面过程中热水蒸发形成湿负荷，该部分散湿量占比不小，湿负荷计算时不应忽视，按照敞开水面散湿计算湿负荷。场馆为地下室空间，尚应考虑围护结构壁面散湿量，壁面平均散湿量可取 $0.5g/(h \cdot m^2) \sim 1.0g/(h \cdot m^2)$ 。

四、制冰系统设计

制冰系统的供冷方式分直接供冷和间接供冷两种方式。直接供冷方式利用敷设于冰面以下的冷却排管作为制冷循环中的蒸发器供冷，减少中间换热环节，冷量损失少，输送能耗低于间接供冷。本工程采用CO₂跨临界直冷式制冰系统，CO₂制冷剂单位质量制冷量高，系统

能效高^[2]。系统在CO₂气体冷却过程中产生大量冷凝热，根据CO₂气体冷却过程特点，制冰主机内设热回收换热器回收冷凝热，分2个温度段回收冷凝热。第一段提供80℃热水用于浇冰及转轮除湿再生预热，第二段提供40℃热水用于地面防冻胀盘管和融冰池融冰。换热器水侧设置电动流量调节阀用以调节循环水量使得出水温度恒定。用于浇冰的水系统设置蓄热水箱。

冰面选用一套制冰系统供冷，制冰主机额定工况制冷量为670kW，机组热回收换热器最大换热量700kW，机组能效COP为2.13。主机配置两台气体冷却器，气体冷却器最大换热量1000kW。机组可回收600kW热量用于提供80℃热水，其中105kW热量用于浇冰，495kW热量可用于转轮除湿再生预热。

制冰系统原理图见图1。

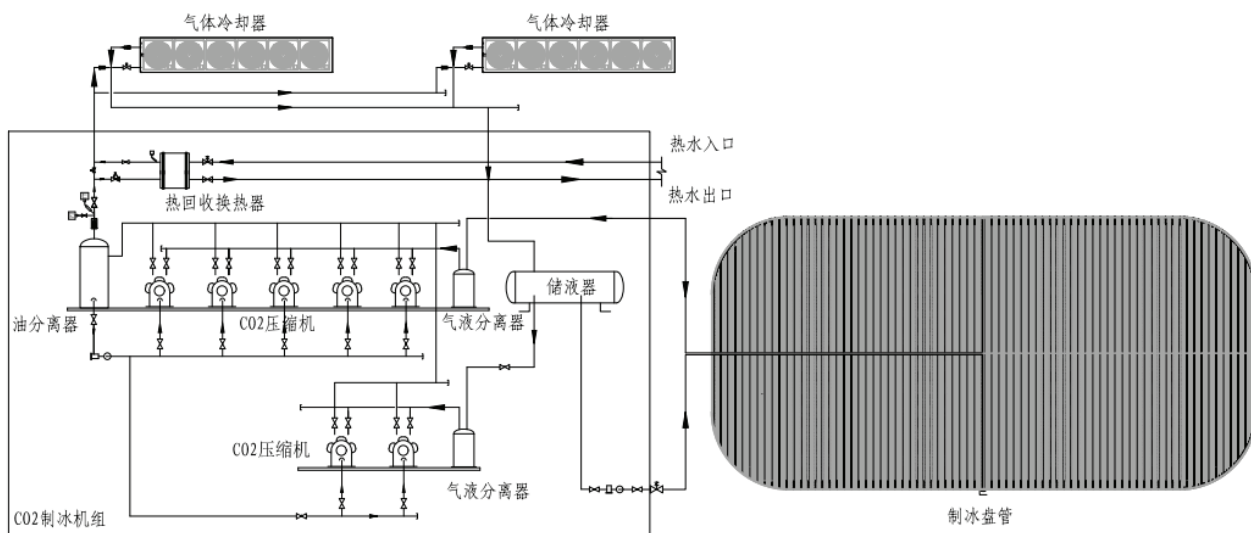


图1 制冰系统原理图

五、空调系统设计

(一) 空调系统

冰面活动区与观众席区的设计参数不同，空调系统分区独立设置，分别承担各自区域的负荷。为减小送风温差，提高人员舒适度，观众席区采用二次回风空调系统。系统采用冷水盘管冷冻除湿。

冰面活动区温湿度比观众席区低，系统湿负荷比观众席空调湿负荷大，空调系统除湿能力要求更高。冰面活动区设计含湿量低至 $4.8g/kg$ ，仅靠冷冻除湿难以消除活动区湿负荷，本工程采用“冷冻预除湿+转轮深度除湿”的一次回风空调系统形式。室外新风经过冷水盘管预冷后与室内回风混合再经过转轮进行等焓除湿过程，空气被吸湿剂吸附水分除湿后温度升高，利用冷水盘管

冷却降温至送风状态点，通过风机送入冰面活动区。吸附水分的吸湿剂在转轮再生区通过被热源加热的室外空气脱附水分再生。CO₂直冷制冰系统的冷凝回收热可提供稳定的80℃热水作为再生空气的热源。机组另配置热水盘管用于冬季制热。

冰面活动区空调系统空气处理过程见图2。

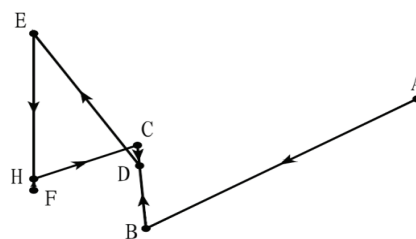


图2 冰面活动区空调系统空气处理过程图

冰面活动区选用2台送风量30000m³/h的组合式空气处理机组，转轮除湿量180kg/h，送风状态点含湿量3g/kg，送风侧冷水盘管的供回水温度7℃/12℃，热水盘管的供回水温度45℃/40℃，冷热源由空气源热泵提供。排风侧再生空气风量10000m³/h，热水盘管供回水温度80/50℃。热源由CO₂直冷制冰系统的冷凝回收热提供。机组送排风机变频运行。

在冰面冷辐射的作用下，场馆顶棚的内表面温度往往低于室内空气的露点温度，引起顶棚表面结露，破坏顶棚内的音响设备，严重时凝水滴至冰面形成冰疙瘩影响冰面质量。设计设置全空气系统向顶棚内送热风，防止顶棚结露，通过设置于顶棚处的温度传感器检测温度

信号控制机组启停。空气处理机组热源由CO₂直冷制冰系统的冷凝回收热提供。

(二) 气流组织

速滑馆长70m，宽44m，空间高度12.4m，观众席区为一层固定座席。冰面活动区采用喷口对送，低位侧墙下回风的气流组织，回风口尽可能贴近冰面，以加剧室内空气与冰面附近空气的混合，使混合后的空气状态接近室内空气状态点，远离露点，尽可能地消除冰面雾区。观众座席采用座椅送风、后排侧回风的气流组织形式。顶棚防结露空调系统采用平送顶回的气流组织形式。

速滑馆送回风系统原理图见图3。

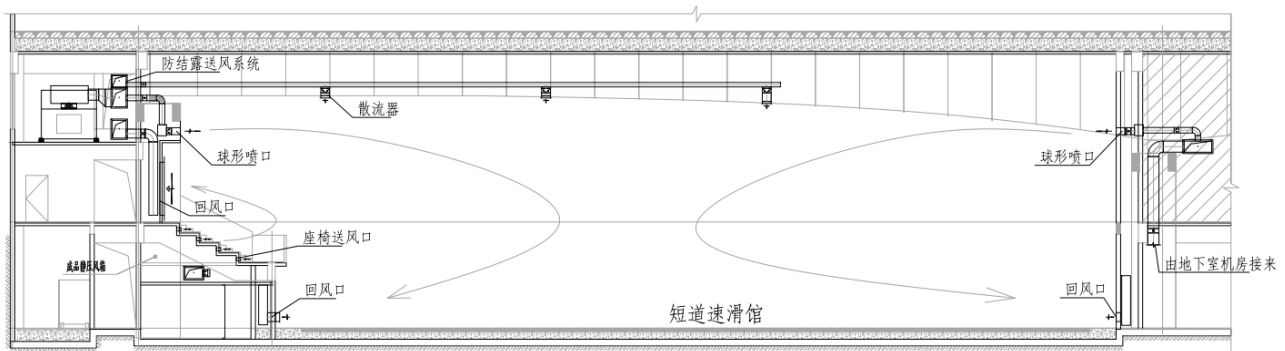


图3 速滑馆送回风系统原理图

(三) 冰面活动区空调系统控制

冰面活动区空调系统由PLC控制器经设在空调器回风口处的温度传感器，控制后表冷器回水管上的电子式动态平衡电动调节阀的开度，以维持设定的室内温度。由设在回风总管上的湿度传感器经过PLC控制器与设定值比较，控制前表冷器回水管上电子式动态平衡电动调节阀的开度以及转轮的除湿量，以维持设定的室内湿度。根据室外气候状况及室内使用情况在满足人员舒适度前提下，空调送风机变频运行，实现节能，并设定风机最小运行频率。根据CO₂浓度控制新风管及回风管上电动风阀的开度，调节新风量，保证室内空气品质，通过比较空调房间及室外空气焓值，采用变新风比运行模式，实现夏、冬季工况维持最小新风开度，过渡季新风阀全开，回风阀关闭。

结语

- 1) 场馆采用CO₂直冷式制冰系统，系统能效高，同时对冷凝热进行回收，实现较好的节能效果。
- 2) 冰面活动区采用“冷冻预除湿+转轮深度除湿”的空调系统形式，有效消除冰面湿负荷。
- 3) 冰面活动区和观众席区分区设置独立的空调系统。冰面活动区采用合适的气流组织形式，避免冰面起雾。

参考文献

- [1] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 2版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008: 1716-1733
- [2] 余琼. 冬奥冰场制冷剂适宜性研究[J]. 暖通空调, 2022, 52(6), 12-16