

中图分类号: TB657

学校代码: 10081

U D C:

密 级: 公开



硕 士 学 位 论 文

以 CO₂ 为冷剂的冰场传热及制冷系统的研究

论文作者: 刘 西

学生类别: 全日制专业型

学科专业: 建筑与土木工程

学位类别: 工程硕士

指导教师: 张振迎 教授

企业导师: 赵 灵 高级工程师

唐山 华北理工大学

2021 年 6 月

Study on Heat Transfer and Refrigeration System of Ice Rink Using CO₂ as Coolant

Dissertation Submitted to
North China University of Science and Technology
in partial fulfillment of the requirement
for the degree of
Master of Engineering

by

Liu Xi

(Architectural and Civil Engineering)

Supervisor: **Professor Zhang Zhenying**
Senior Engineer Zhao Ling

June, 2021

摘要

2022 年的北京申奥成功预示着我国冰雪产业进入了新的篇章。冰场作为高能耗的建筑，在节能与环保方面有着巨大的潜力，并且人们对环境也提出了新要求，如碳中和、碳达峰等新概念的提出，因此，有必要在满足环境的要求下对 CO₂ 再次利用。

在冰场传热规律方面，对冰场传热进行了模拟，研究了冰面温度、供冷管间距、供冷管径、供冷管上方距离、保温层材料和厚度及地区对冰场传热规律的影响，结果表明：冰面温度为 -3~-5℃ 时，夏季热流密度和供冷管的蒸发温度分别为 287.02~298.86W/m²、-29~-32℃；夏季供冷管间距每增加 10mm，所需的冷管热流密度约增加 28~39W/m²，蒸发温度约降低 1.2~1.5℃；夏季冷管的管径每增加 5mm，冷管内工质的蒸发温度约提高 2.88℃，热流密度减小 49.4W/m²；夏季冷管上方距离每增加 1mm 时，冷管内工质的蒸发温度约降低 0.99℃，热流密度约提高 0.17W/m²；保温层厚度由 0mm 增加到 30mm 时，冷管热流密度变化剧烈，再由 30mm 增加时，冷管热流密度变化逐渐变缓；在地下 10m 的温度云图中，在温度分布上，哈尔滨地区冰场的土壤温度分布最低，广州的最高。在温度变化上，重庆地区的地下土壤温度变化最小，冻胀影响最小，而广州地区的土壤温度变化大，冻胀影响较大。在 CO₂ 制冷系统方面，建立了冰场制冷系统的全年能耗计算模型，在同一个地区的夏季工况的制冷系统中，直接式的 COP 比间接式约高 49%~171.6%；CO₂ 载冷剂的 COP 比盐水载冷剂约高 3.2%~8.3%；以 CO₂ 为冷剂的双级压缩系统的 COP 相对于单级压缩约高 4.4%~20%；针对中国的 8 个典型城市，对 CO₂ 和 NH₃ 冰场制冷系统的能耗进行了对比，结果表明：在能耗对比方面，各个制冷系统的压缩机、冷凝风机、载冷剂泵及总能耗的分布规律相同，并且广州>重庆>长沙>上海>郑州>西安>北京>哈尔滨，且纬度越高，能耗越小，CO₂ 制冷系统的优势越明显。

图 46 幅；表 15 个；参 62 篇。

关键词：CFD 模拟；冰场结构；供冷管温度；热流密度；压降；CO₂ 制冷系统；

分类号：TB657

Abstract

Beijing's successful bid for the 2022 Olympic Games heralds a new chapter in China's ice and snow industry. As a building with high energy consumption, the ice rink has great potential in energy saving and environmental protection. Moreover, people have put forward new requirements for the environment, such as carbon neutral, carbon peak and other new concepts. Therefore, it is necessary to reuse CO₂ under the requirements of meeting the environmental requirements.

In terms of the heat transfer law of the ice rink, this paper simulated the heat transfer of the ice rink, and studied the effects of ice surface temperature, cooling pipe spacing, cooling pipe diameter, distance above the cooling pipe, insulation layer material and thickness and region on the heat transfer law of the ice rink. The results showed that: When the ice surface temperature is -3~-5°C, the summer heat flux and evaporation temperature of the cooling pipe are 287.02~298.86W/m² and -29~-32°C, respectively. In summer, when the distance between the cooling pipes increases by 10mm, the heat flux of the cooling pipes required increases by 28~39W/m², and the evaporation temperature decreases by 1.2~1.5°C. In summer, the evaporation temperature of working medium in the cold pipe increases by 2.88 °C and the heat flux decreases by 49.4W/m² for every 5mm increase in the diameter of the cold pipe. When the distance above the cold pipe increases by 1mm in summer, the evaporation temperature of the working medium in the cold pipe decreases by 0.99°C, and the heat flux increases by 0.17W/m². When the thickness of the insulation layer increases from 0mm to 30mm, the heat flux of the cold pipe changes sharply, and then increases from 30mm, the heat flux of the cold pipe gradually decreases. In the temperature cloud map of 10m underground, in terms of temperature distribution, the soil temperature of the ice rink in Harbin has the lowest distribution, while that of Guangzhou has the highest. In terms of temperature change, the change of underground soil temperature in Chongqing area is the least, and the effect of frost heaving is the least, while the change of soil temperature in Guangzhou area is great, and the effect of frost heaving is great. In the aspect of CO₂ refrigeration system, the annual energy consumption calculation model of the ice rink refrigeration system was established. In the refrigeration system under summer working conditions in the same area, the direct COP was about 49%~171.6% higher than that of the indirect one. The COP of CO₂ carrier is about 3.2%~8.3% higher than that of brine carrier. The COP of the two-stage compression system with CO₂ as coolant is about 4.4%~20% higher than that of the single-stage compression system. According to 8 typical cities in China, the energy consumption of CO₂ and NH₃ ice rink refrigeration system is compared. The results show that: In terms of energy consumption comparison, the compressor, condensing fan, refrigerant carrier pump and total energy consumption of each refrigeration system have the same distribution law, and Guangzhou>Chongqing>Changsha>Shanghai>Zhengzhou>Xi'an>Beijing>Harbin, and the higher the latitude, the smaller the energy consumption, the more obvious advantages of CO₂ refrigeration system.

Figure 46; Table 15; Reference 62

Keywords: cfd simulation, Ice rink structure, Cold tube temperature, Heat flux, pressure drop, CO₂ refrigeration system

Chinese books catalog: TB657

目次

第1章 绪论	1
1.1 课题研究背景和意义	1
1.2 国内外冰场研究现状及 CO ₂ 制冷剂的发展	3
1.2.1 国内外冰场发展现状	3
1.2.2 CO ₂ 制冷剂的发展	6
1.2.3 国内外 CO ₂ 制冷剂在冰场的发展	7
1.2.4 CO ₂ 两相流在水平管道的阻力研究	8
1.3 研究内容与技术路线	11
1.3.1 研究内容	11
1.3.2 技术路线	11
1.4 课题来源	11
第2章 冰场传热的理论分析	13
2.1 冰场介绍	13
2.1.1 冰场分类	13
2.2 冰场负荷的计算	14
2.3 冰场传热模型建立	17
2.3.1 建立物理模型	17
2.3.2 建立数学模型	18
2.3.3 网格无关性检验	21
2.3.4 防冻管无关性检验	22
2.4 本章小结	23
第3章 冰场传热的模拟结果分析	24
3.1 冰场内部温度分布	24
3.2 冰面温度对供冷管的影响	25
3.3 冰场结构对传热的影响	26
3.3.1 供冷管间距对冰场的影响	26
3.3.2 管径对冰场的影响	28
3.3.3 冷管上方距离对冰场的影响	30

3.3.4 保温层厚度及材料对冰场的影响	33
3.4 不同地区对传热的影响	37
3.5 本章小结	40
第 4 章 室内人工冰场制冷系统的理论分析	42
4.1 研究对象与基本参数	42
4.2 制冷剂介绍	43
4.3 制冷系统的介绍和热力计算	44
4.3.1 单级压缩制冷系统及热力计算	44
4.3.2 双级压缩制冷系统	46
4.3.3 间接式，直接式制冷系统	47
4.3.4 不同室外工况的制冷系统处理	48
4.4 载冷剂环路	49
4.4.1 载冷剂介绍	49
4.4.2 蒸发温度的确定	50
4.5 阻力计算	51
4.6 能耗计算	55
4.6.1 压缩机能耗计算	55
4.6.2 泵与风机功计算	55
4.6.3 冷凝风机所需的轴功率	56
4.6.4 系统的总能量	56
4.7 本章小结	57
第 5 章 冰场制冷系统的能耗模拟结果分析	58
5.1 制冷系统对能耗的影响	58
5.2 不同城市室外温度分布	63
5.3 本章小结	67
结 论	70
参考文献	72
致 谢	77
在学期间研究成果	78

第1章 绪论

1.1 课题研究背景和意义

我国的冰上运动悠久历史，宋代已经存在滑冰娱乐活动，即冰上杂耍，冰床等，但冰雪运动发展缓慢。改革开放初期，冰场运动陷入萧条、低迷的阶段。为了促进冰雪运动的发展，体育部提出“北冰南展”的冰上运动发展战略，使得冰雪运动得到推广与发展。到了21世纪，我国商业冰场的数量不断增加。直至2015年，国际奥委会在吉隆坡投票北京为冬奥会场所时，使得我国冰雪运动迎来了黄金期。

在冰场运动产业区域发展方面，东北地区有着得天独厚的冰雪资源、深厚多元的区域文化、著名的冰雪旅游品牌及政策支持；华北地区存在区域经济优势、冬奥助力、赛事活动丰富及冰场运营专业；西北地区属于四大冰雪资源富集区，附有民族特色的冰雪文化，并且因为冰雪资源优势开始受到各界关注；南方地区兴起冰雪旅游热，冰场建设和赛事与培训热潮^[1]。

在战略调控方面，为了推动我国冰雪运动快速发展，带动更多人参与冰雪运动。教育部发布《教育部等四部门关于加快推进全国青少年冰雪运动进校园的指导意见》^[2]、国务院印发《关于以2022年北京冬奥会为契机大力发展冰雪运动的意见》^[3]、以及三部委联合印发《冰雪旅游发展行动计划（2021—2023年）》^[4]，对于推动全民体育事业发展和体育强国建设具有十分重要的意义。助力2022北京冬奥会和实现“带动三亿人参与冰雪运动目标”。

在节约能源的方面，溜冰场属于不仅消耗大量能源，还会导致温室效应的大型建筑。冰面是通过制冷系统进行冷却和保持低温的，同时还要对看台进行冷却来满足观众舒适的。此外，冰场通常每天使用18个小时，一周7天，一年11个月，冰场的暖通空调、制冷系统也可全年运行，系统运行时数是商业建筑的2.5~3倍^[5]。冰场的年能耗约为750kWh/m²，几乎是办公楼能耗强度的3倍，属于高能耗设备^[6]。据《国际冰球技术指南》统计，欧洲三个溜冰场每年的能源消耗在900~1500MWh，平均能源消费在5~9万美元^[7]。溜冰场的能源使用差异很大，可以有很多因素解释，如冰场的规模、溜冰场的活动时间，人员数量和建筑特点。制冷系统是主要的能源消耗者，平均占总能源消耗的43%^[8]，因此，降低溜冰场的热负荷是降低溜冰场制冷系统能耗的关键。

冰场的数量表现出冰场的发展速度，截至 2013 年，美国和加拿大有超过 5000 座人工冰场，数量全球最多^[9]。而对中国大陆现有冰上运动场馆的调研统计，截止 2016 年底，国内的冰场总共有 214 家，其中，室内冰场的数量为 188 家，天然冰场的数量为 26 家^[1]，如图 1，2 所示。同年，七部委联合发布《全国冰雪场地设施建设规划》，提出到 2022 年，全国滑冰场数量不低于 650 座，滑雪场数量达到 800 座^[10]。

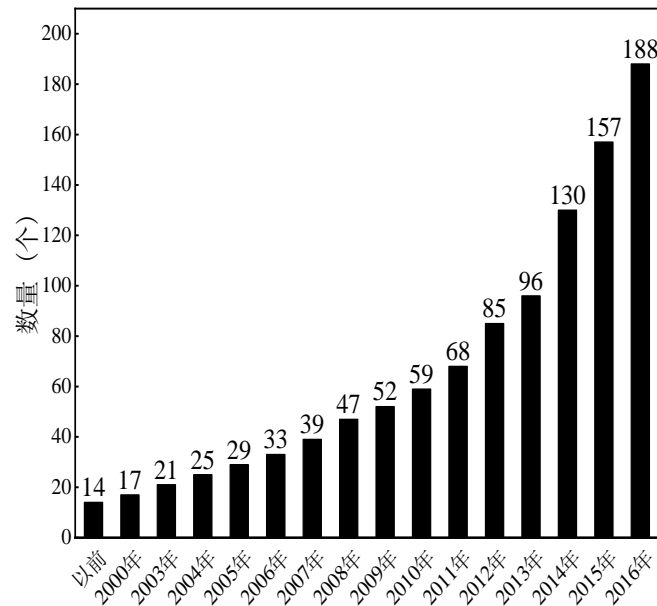


图 1 我全国室内冰场数量统计

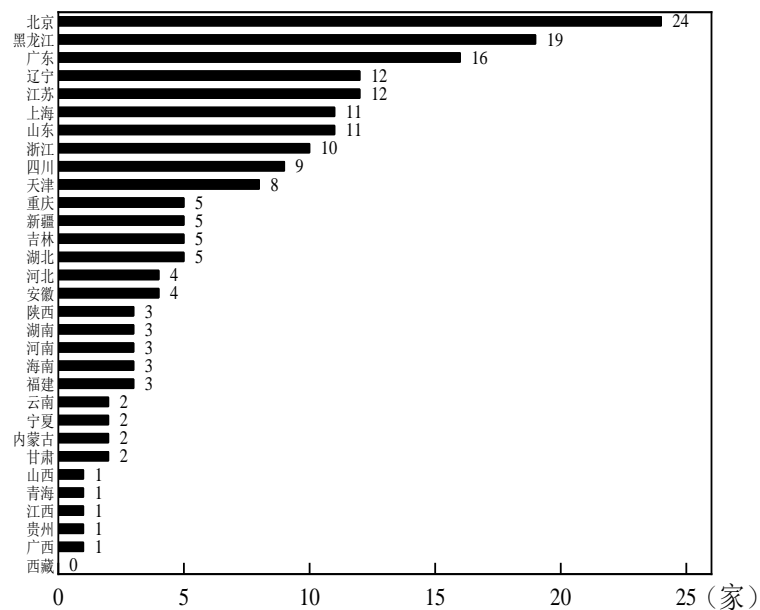


图 2 2016 年各省各省份室内冰场统计

因此，在能源使用愈加严格的要求下，冰场作为高能耗建筑，有必要对其进行

研究。在新的全球环保的政策下，碳达峰，碳中和^[11]等概念的提出，以及随着设备制造技术的提升，经济环保的 CO₂ 又重新利用起来。2022 年北京冬奥会场馆首次采用 CO₂ 直接蒸发式系统，使得 CO₂ 直接蒸发式冰场在国内市场有了应用基础，也为 CO₂ 制冷剂的推动与发展起了重要作用。因此有必要进行高能耗冰场的传热以及冰场 CO₂ 制冷系统的研究。因此，本文在冰场的设计指导方面进行了一些研究。

1.2 国内外冰场研究现状及 CO₂ 制冷剂的发展

主要收集了冰场在结构层传热、CO₂ 制冷剂的阻力计算、CO₂ 制冷系统能耗方面的研究成果。并将其分为四类来了解冰场的发展：国内外冰场的发展现状、CO₂ 制冷剂的发展、国内外 CO₂ 制冷剂在冰场的发展、CO₂ 两相流在水平小管径中的压降发展。

1.2.1 国内外冰场发展现状

王清勤等^[12]首先分析冰场的冻胀原因，建立非稳态冰场的数学方程，得出理论解，并对解进行编程计算，计算出冰场不发生冻胀的连续使用天数和合理的保温层厚度。其中连续使用时间最长的保温层分别为 500mm 的加气混凝土和 50mm 聚苯乙烯泡沫塑料，为 104 天，而 50mm 的沥青珍珠岩的最长连续使用时间最短，为 34 天。

王清勤等^[13]总结了以往供冷管管径和管间距的选择，在给定的冰场结构和物性参数下，采用控制冰面温度法（在维持冰面温度不变的情况下，改变其余参数），重新验证并通过软件模拟了供冷管管径，间距和室内空气温度对供冷管温度，冰面温度不均匀性的影响。采用控制供冷管温度，模拟了供冷管管间距对冰面温度、冰面温度不均匀性的影响。最后进行经济型分析，模拟出供冷管间距对冰场总费用的影响。

刘新，全贞花，孙育英等^[14]结合了 2020 年冬奥会雪橇赛道的实际结构，对其传热过程进行了理论分析和模拟计算。利用 Fluent 建立赛道传热仿真模型，并搭建了小型直接蒸发式氨制冷系统的赛道模型，验证了模型的准确性。研究发现：制冷排管上方的混凝土为主要热阻；管间距每减小 10mm，混凝土热阻减少 2.3%；管径平均每增大一个型号，混凝土热阻平均减少 6.1%。

黄真真等^[15]针对我国冰雪运动大众化发展中的若干问题，提出利用冬奥会的契机推广与发展冰雪运动的观点。研究发现：对于冰雪运动的普及、文化建设、条件设施，人才以及体育组织方面的各种不足。借助冬奥会的举办，以青少年重点，加

大冰雪产业的文化宣传和运动场地的建设，并培养人才，最后发挥社会组织冬季运动作用来推广冰雪产业。

董冰等^[16]介绍哈尔滨体育学院大学生滑冰馆，即在节省用地和节约能源的基础上设计的双层冰面建筑，对其冻胀性方面的不足进行了分析，并提出改进方案。发现：在传统的冰场构造下面采用铺设热水管道、电加热或架空层方式不可取的情况下，通过在其结构层下设置横向 7 道，纵向 1 道的地沟来抵消冻胀对整个冰场的影响，并针对此建筑提出了加强措施，即选择 200mm 挤塑苯板为理想的保温材料、设置双道防水层，设置 500mm 厚干砂防冻胀层。

邱爱杰等^[17]对 CO_2 在人工冰场上的应用进行了分析，分别介绍了常规制冷系统、 CO_2 间接、直接制冷系统以及带热回收的 CO_2 制冷系统与应用。从节能环保的方面分析了 CO_2 人工冰场的意义，对比了系统的性能系数与经济性。可以得出，冰场是一种高能耗建筑， CO_2 作为二次环路的载冷剂时，可以大幅度降低泵功。

束庆等^[18]从室内设计参数的确定、防结露设计、防雾设计及节能措施的方面系统的介绍了娱乐性冰场的空调系统设计注意细节，并提出了对建筑专业和空调专业的要求，运用 CFD 软件对冰场室内环境进行模拟，并对结果进行防结露和防结雾分析。

Li 等^[19]对冰场的制冰、维护和表面重修的过程进行传热研究，通过建立冰场的实验与模拟，发现载冷剂管均为 18°C 与相邻载冷剂管道为 17°C 和 19°C 时，冰面温度相差 0.5°C ，表明冰表面温度可以保持均匀；又发现制冰的过程中，都会经历四个阶段，水的冷却、部分水的相变、部分水的完成相变、冰温的稳定，并且在制取新冰层的过程中，开始阶段会出现冰面消融；对于每一层的浇冰会导致冰面温度、冰面热流呈周期性变化；制造厚度为 6 mm 冰面大约需要 5 小时。整个制冰过程将持续 30 小时甚至更长时间；并且热水会导致最大的瞬时热量，并将水分从水转移到冰区的空气中。大约 2.7kg/s 水将被释放到整个溜冰场的周围空气中。

Strand 等^[20]利用 EnergyPlus 建立冰场模型进行模拟，并建立一个长 0.91m、宽 1.524m、高 0.61 m 的实际小型冰场模型，地面由冰层、含铜管的砂层和有隔热功能的木层结构组成。并将其连接到小型电冰箱上。通过改变铜管内的盐水温度来保持理想的冰面温度和采用空调控制冰场地面上的空气温度。在每次实验中，对盐水出口温度、冰面温度、空气温度和制冷系统能耗进行连续监测，最后对 EnergyPlus 集成的模拟冰场地板模型的预测结果与实验数据进行了比较。Strand RK 又测试无绝缘、R-4.3($\text{RSI}=0.75\text{m}^2 \text{K/W}$)和 R-11 ($\text{RSI}=1.9\text{m}^2 \text{K/W}$) 三种绝缘层在相同的冰面温度下盐

水温度的对比。

Bellache 等^[21]将冰场中的预测值与蒙特利尔市冰场中的测量值进行比较,开发了一个包括对流、辐射、凝结的二维冰场空气流动的热质传递瞬态模型,并计算了稳态、周期性气象条件下的热流量,地面散热量和地板管道的散热量。又重新分析了气候、设计参数、运行条件(天花板发射率,地板下保温层厚度和载冷剂平均温度)对日负荷的影响。

Seghouani 等^[22]在先前开发的包含对流、辐射和相变的冰场传热耦合模型中,补充了空气传热传湿过程中的能量计算。并将其应用在北美四个地区的冷负荷和设备能耗计算中,结果表明:四个地区的年制冷负荷变化不大,在 $\pm 7.5\%$ 之内,并且气候条件对通风系统的年能耗影响显著、冰场的高低滞后测温器对冰场负荷的影响,载冷剂温度、冰面厚度、隔热层对制冷负荷和冰面温度的影响,最后提出了加热和加湿、冷却再加热、空气通风的四个新的关系式。

Khalida 等^[23]对室内室外冰场的能耗进行了预测与比较。通过利用瑞典气象研究所的室外空气温度测量值,热力学关系式和现场测量数据计算室外冰场热负荷。制冷系统能耗通过对仪器的监控和分析计算,并且考虑温度、风速、相对湿度和太阳负荷等对冰场负荷的影响。实验表明:在2010–2011年的整个季节,4天内制冷机组产生的制冷量与总热负荷的偏差分别平均为19%和27%。并且分析偏差可能是由于高估了压缩机机体的热损失、压缩机的开关机操作、未测量的负辐射而高估的辐射热负荷以及缺乏实际的冰面热负荷评估。室内和室外溜冰场在制冷系统的能量预测和总能量的比较,为选择建造室内外溜冰场提供建议。

Somrania 等^[24]提出了两种冰场冰面与土壤耦合模型。第一个模型基于一种分析方法:区间温度分布估计技术,而第二个模型使用隐式有限差分格式。利用这两个模型研究了冰面和地面内的时变传热。对两种模型的预测进行了比较,发现两者吻合较好。又将瞬态数值模型的结果与实验室条件下运行的小型溜冰场模型的测量结果进行了比较。测量提供了冻结冰场表面所需的时间以及冰场地面不同位置的冰温,然后利用数值模型的结果来研究各种设计条件对冰场热性能的影响。

Mun 等^[25]从经济分析的角度来估计室内冰场地板所需的最佳隔热水平。利用EnergyPlus建立冰场地板系统模型进行分析,确定在不同设计和运行条件下的设备性能,并用每月实际数据进行校准模型,最后运用生命周期的方法,考虑能源使用成本以及隔热层的安装和材料成本。分别得出美国3个不同气候地区的热阻与年耗电量、经济成本的关系,从而选择最佳隔热层。

1.2.2 CO₂ 制冷剂的发展

1850 年, Alexander Catlin Twining 最早提出二氧化碳压缩制冷系统的概念。1866 年, Thaddeus Lowe 首次将二氧化碳实际用于蒸汽压缩系统来制冰。后来, 德国的 Franz Windhausen 设计了一台二氧化碳压缩机, 然后英国霍尔公司购买了专利, 进行了改进, 并于 1890 年开始生产二氧化碳压缩机。第一个产品成功地安装在一艘英国商船上。据统计, 1900 年, 全球 356 艘船舶中, 37% 使用空气制冷, 37% 使用氨吸收制冷, 其余 25% 使用 CO₂ 蒸汽压缩制冷。第一次世界大战后, Voorhees^[26] 开发了一种多用途二氧化碳制冷系统, Linde 也将二氧化碳应用于两级压缩装置。到 1930 年, 80% 的船舶使用二氧化碳压缩机制冷, 其余 20% 使用氨吸收制冷。CO₂ 压缩机用于空调系统相对较晚。1919 年, 二氧化碳压缩机开始广泛应用于空调系统, 应用于剧院和百货商店的空调系统; 1920 年, 它扩展到教堂; 1925 年, 固态二氧化碳用于空调; 1927 年, 它被用于办公室的空调系统; 1930 年, 它扩展到住宅空调; 以及后来的各种商业建筑和公共设施^[27-29]。然而, 由于当时技术落后, 二氧化碳的低临界温度(31.1℃)和高临界压力(7.37MPa), 其冷却介质往往是低温地下水或海水, 结果是 CO₂ 系统的亚临界循环, 导致制冷效率低。

1926 年, Midgley^[30]创造性的将氯氟化碳作为制冷剂, 如 R12。R12 和 R11 分别于 1931 年和 1932 年首次引入商业用途^[31]。它们无毒、不易燃, 并且在一定温度范围内高效运行。到 20 世纪 50 年代和 60 年代, 合成制冷剂已经开始取代二氧化碳, 并开始主导非工业系统。

20 世纪 90 年代初, 人们对二氧化碳重新产生了兴趣, 部分原因是臭氧消耗制冷剂的逐步淘汰, 挪威的 Lorentzen 认为它是一种不可替代的制冷剂。并在 1990 年发表了跨临界二氧化碳自动空调系统的专利申请^[32]。技术和制造的改进使得现在有可能实现跨临界操作所需的高压。最早的跨临界二氧化碳系统之一是由 Lorentzen 和 Pettersen^[33]建造和测试的原型汽车空调系统。Pettersen^[34]进一步报道了该系统, 其性能类似于 R12 系统, 这鼓励了跨临界 CO₂ 系统的进一步发展。二氧化碳制冷、空调和热泵系统的研究仍在继续, 而一些二氧化碳系统已经在以下三个方面成功商业化。第一个方面是在汽车空调中的应用。第二个方面是热泵热水器的应用。第三个方面是在商用制冷系统中的应用。

CO₂ 作为天然制冷剂。它的 GWP 值为 1, ODP 值为 0。采用二氧化碳制冷剂的一个原因是: 根据 1987 的《蒙特利尔议定书》、1997 年的《京都议定书》、2015

年的《氟化气体法》、2016年的《巴黎协定》和2019年的《蒙特利尔议定书基加利修正案》，具有全球高升温潜能值(GWP)和臭氧消耗潜能值(ODP)的制冷剂被宣布为非法或面临有使用时限的限制。采用二氧化碳制冷剂的另一个原因是“合成制冷剂的成本不断上升”，至少在超市和食品零售行业是如此。仅在过去五年中，由于政策的原因，氢氟碳化合物的产量减少，导致常用的合成制冷剂氢氟碳化合物(R404A)的成本大幅上升，不仅提高了初始安装成本，还提高了运行和维护成本。根据这份国家工业委员会报告，二氧化碳的价格约为2.2美元/千克，而氢氟碳化合物混合物(R404A和R407A)的价格约为8.8美元/千克^[35]，并且使用二氧化碳作为制冷剂的其他好处是：(a)由于其高单位体积制热量，压缩机和管道的尺寸减小；(b)由于压缩比低，压缩等熵效率较高；(c)由于其稳定的分子，系统内分解的风险较低^[36]。但是系统在超临界状态下运行，使用二氧化碳作为主要制冷剂对系统性能提出了挑战。尽管二氧化碳的临界温度相对较低，但使用二氧化碳作为制冷剂的系统必须在非常高的压力下运行^[37]。因此，二氧化碳系统部件、管道和设备的设计需要符合高压要求。

在商用制冷领域，二氧化碳跨界制冷正迅速成为新店的主流技术，目前全球有超过2000家店在使用这项技术。在欧洲，二氧化碳为基础的超市占总食品零售商店的14%。在日本，CO₂冷凝机组多年来已经是一项成熟的技术，到2018年底，市场上运行的CO₂冷凝机组已超过10200台。在世界各地，商用制冷的CO₂竞争日益激烈，预计将导致成本的降低。二氧化碳还进入了工业部门和溜冰场的应用领域，与氨作为低GWP的解决方案竞争。在许多国家，大小不同的溜冰场被普遍用于曲棍球、冰壶、花样滑冰、速滑、休闲滑冰、雪橇赛道、公共场馆、礼堂和竞技场等。溜冰场的冰是通过制冷剂流体吸热造成的。在冰面下管道内的二次冷却剂通常是甲醇、乙二醇、氯化钙、R22、R717、R12、R502、R744和R134a^[38]。CO₂制冷系统的冰场也在商业制冷领域有了应用。

1.2.3 国内外CO₂制冷剂在冰场的发展

刘楷等^[39]介绍了CO₂跨临界直接蒸发冰场和CO₂载冷冰场的优缺点，设计要点和注意事项，并分别介绍了对应的工程案例。CO₂跨临界直接蒸发冰场和CO₂载冷冰场冰面温差小于0.5℃，冰面质量好，冻结速度快，比乙二醇载冷剂冰场综合节能40%。CO₂跨临界直接蒸发冰场的制冰系统可以冷热综合利用，能效比高，综合COP达到5.5~7.0。

马一太等^[40]回顾了国家速滑馆建设与制冷系统的论证过程。包括国家速滑馆（冰丝带），中车二七厂大道速滑馆（冰坛）的设计方案的选取，以及采用 CO_2 跨临界制冷循环技术的意义。从天然、环保、绿色、引领、节能和创新的方面分析了 CO_2 制冷系统。又介绍了带废热利用系统的国家雪车雪橇运动中心的氨制冷系统。可以看出 2022 年冬奥会必然会推动冰雪产业的大力发展以及 CO_2 制冷剂的发展。

王派等^[41]介绍了 CO_2 直接蒸发式冰场的兴起，及 CO_2 跨（亚）临界直接蒸发式冰场的成功案例，得出：在给定工况下，通过与间接 NH_3 /盐水制冷系统的对比，节能率为 25%，与改造前的 R22/甲醇间接制冷系统相比，每年节省 13% 运行费用；又得出不同工况下的 CO_2 跨临界系统的 COP 为 2.21~5.8，平均值为 4.02，又对 CO_2 跨临界系统的蒸发器设计、回油问题、余热回收问题冰面温度均匀性、压力问题、部件热膨胀等问题提供了解决建议。

王冠邦等^[42]首先介绍了冰上运动的发展史，再拓展了 CO_2 在冰场运动中的发展史。对比了不同冰上运动场馆能源系统的单位制冷制热量的年平均能耗和温室气体排放对比。 CO_2 与传统能源系统相比，具有安全性高，能耗和运行成本低、环境友好型的特点，且相对于 CO_2 间接制冷，直接制冷是主要趋势。用 CO_2 替代含氟制冷剂，可使能耗约降低 50% 左右，温室气体排放约降低 95%。

Shahzad 等^[43]对供冷排管为铜管，载冷剂为 CO_2 的冰场，进行了传热、压降和成本优化。通过设计建造一个微冰场，并用文献传热和压降关联式与实验结果进行对比，找出最适合此设计的关联式，继而开发一个理论模型。研究表明： CO_2 两相流循环速率对传热几乎没有影响，对压降影响很大，因此管内循环速率应尽可能选择低一些。冰面平均热负荷越高，间距应选择得越小。对于中等负荷 $100\text{W}/\text{m}^2$ 左右，标准的 100mm 间距对 1/2 管是足够的。

Rogstam 等^[44]将传统冰场系统与 CO_2 直接式制冷系统进行了比较，并现场测量冰场数据，生成了能耗曲线。分析结果表明： CO_2 直接式系统总能耗最低、效率最高；当 CO_2 系统的冷凝温度越高时，包括热回收在内的系统的整体效率显著增加，且 CO_2 直接式冰场热回收的总 COP 从不低于 4；这表明在大多数情况下，具有优化控制的 CO_2 系统与单独的热泵一样好或更好；不管考虑什么热源和制冷剂，热泵的 COP 很少会高于 4；因此，证明了二氧化碳系统在未来的冰场中有着有趣的潜力。

1.2.4 CO_2 两相流在水平管道的阻力研究

Seong Jun Bae^[45] 采用均相平衡模型，对印刷电路换热器中临界点附近 CO_2 的冷

凝传热和多相压降关系进行评估和开发,并通过实验进行验证。可知在对于临界点两相流并没有广泛接受的传热和压降关联式,但通过对几个传热和压降模型评价可知,在传热方面 Shah 的模型结果仅次于 baik 的,意味着临界点附近 CO_2 的两相流动条件在传热方面更接近 CO_2 单相流动条件。在压降方面,当采用反映形状损失效应的修正系数时,baik 的基于单相流预测两相流结果与 Pche 两相流条件下的实验数据吻合较好。又得出管道中 CO_2 两相流的最佳壁面摩擦模型确定为 Müller-Steinhagen and Heck 关联式。

John 等^[46]对大通道(直径大于约 3 毫米)和小通道(直径小于约 3 毫米)的二氧化碳的流动沸腾传热和两相流进行了综合评述。 CO_2 宏观和微观尺度传热预测方法与实验数据库的比较可知:二氧化碳比传统制冷剂具有更高的传热系数;与传统制冷剂相比,在相对较低的蒸汽质量下,由于可能的表面干燥,传热系数急剧下降;在低/中等蒸汽质量下,传热系数随着饱和温度和热流量的增加而增加,几乎与质量速度无关;Thome 和 Hajal 针对 CO_2 提出的传热计算方法确保了宏观尺度 CO_2 数据库的最佳拟合;预测中等/高蒸汽质量下的传热系数, Friedel 方法似乎能相当好地预测 CO_2 两相摩擦压降,但是,仍然建议与更广泛的数据库进行比较。

Yu Xu^[47]等对两相摩擦压降的关联式和实验研究进行了综合评述。获得了 15 种制冷剂的 2622 个实验数据点,水力直径 0.81~19.1mm,质量流量 25.4~1150kg/(m²·s),热通量从 0.6~150kW·m²。并对现有的 29 个两相摩擦压降关联式进行了验证,提出了新的管内蒸发流两相摩擦压降方程。在所研究的模型中, Muller-Steinhagen and Heck 和 Friedel 的相关性表现最好,平均绝对偏差不到 30%,平均相对偏差在 ±15% 以内。新的关联式更准确地预测了管内蒸发流的两相摩擦压降,所有实验数据的平均绝对偏差为 25.2%,微通道的平均绝对偏差为 19.3%。比现有的任何关联都好很多。

Muller-steinhagen 等^[48]提出了一种预测管内两相流摩擦压降的新关联式,将此关联式和与各种流动条件下的 14 个关联式的结果与 9300 个摩擦压降测量值的数据库进行了比较。发现使用 Bandel 建议的相关性获得预测值和测量值之间的最佳一致性。且 Bandel 的关联式更方便,以合理的精度对单相液体和气体预测摩擦压降,但对管内两相流摩擦压降的预测远不能令人满意,预测值和测量值之间存在超过 230% 的平均偏差。

Aakenesa 等^[49]将两相摩擦压降模型与内径为 10 毫米的纯二氧化碳的实验数据进行了比较。绝热流动,质量通量在 1058~1663kg/(m²·s)之间,饱和温度在 3.8~17℃ 之间,蒸汽分数在 0.099~0.7420 之间变化。考虑了三种摩阻压降模型与 6 个稳态压降

实验进行了比较。Friedel 模型是最准确的,标准偏差为 9.7 %; Cheng 的模型不如 homogenous 模型精确,相对标准偏差分别为 57.74 %, 29.18 %; 当使用 homogenous 模型时,所有实验的摩擦压降都被低估,而当使用 Cheng 模型时,低蒸汽分数实验的摩擦压降也被低估;当仅考虑高流动蒸汽分数时,Cheng 的模型最准确,相对标准偏差仅为 1.85 %。

Kim 等^[50]给出了水平和垂直光滑微管道中绝热 CO₂ 流动的压降数据和分析。实验在内径 3.48 毫米内径,外径 3.51 毫米的微玻璃管试管,质量流量 200~800kg/m²,饱和温度为 25°C,分析了质量流量、饱和温度和管径等参数对压降的影响。分析表明:二氧化碳在 20°C 左右饱和温度下的热物理性质与常规冷凝条件下其他常用制冷剂相似;所研究的二氧化碳在光滑管中的水平压降特性在性质上类似于常用制冷剂的水平压降特性;由于流态的差异和重力效应,垂直两相流中的摩擦压降不同于水平两相流中的摩擦压降,摩擦压降关联和空隙率模型的简单组合不能适用整个范围;在重力压降的情况下,Hajal 等人考虑了临界点处的均匀状态,空隙率模型表现出相对较好的性能;实验结果也表明,光滑管和微细管的饱和温度和管径对压降的影响是相同的,即现有的摩擦压降关联式可以与微细管摩擦系数一起使用。

Liu 等^[51]研究了超临界 CO₂ 在大直径管内的传热和压降特性。首先验证了测试管段的传热系数和压降分别和进出口平均温度的关系,结果与 Dang&Hibara 关联式预测的传热压降吻合性好,表明了实验的合理性。继而通过实验结果表明,随着管内超临界 CO₂ 质量流量的增加、进出口的平均温度的上升、进口压力的增加,均会导致压降增大。并且随着管内超临界 CO₂ 进出口的平均温度的上升,传热系数先增大在减小,传热系数的最大值出现在临界点附近。又将测得的传热系数与现有四种关联式的预测值进行了比较。实测结果与预测结果偏差较大,这主要是由于管径对传热系数的影响。为了更准确地预测管径为 10.7 mm 管内超临界 CO₂ 的传热系数,以实验结果提出了一种修正的 Dittus-Boelter 关联式。新的关联式与实验数据的最大误差为 15%。

Oha 等^[52]对水平管内 CO₂ 的流动沸腾传热系数进行了实验研究。实验结果表明:CO₂ 的沸腾传热系数与蒸汽质量、热流量和饱和温度密切相关;CO₂ 的沸腾传热系数比 R22 和 134a 分别高 87.2%和 93%;CO₂ 的沸腾压降随着质量流量的增大而增大,随着饱和温度的升高而减小;二氧化碳的压降比 R22 低得多,二氧化碳的沸腾压降约为 R22 的 10-15%,二氧化碳的低压降归因于其独特的热性质;通过与试验结果和现有关联式的比较,用 Jung 等人的关联式获得了与当前传热实验数据的最佳拟合,

用 Choi 等人的关联式获得与当前压降实验数据的最佳拟合, 且现有的关联式大多无法预测 CO_2 的沸腾传热系数和压降。

Sona 等^[53]对水平管内 CO_2 气体冷却过程中的传热系数和压降进行了实验研究。实验对象为套管型气体冷却器, 内侧为制冷剂, 外侧为水。水侧内径为 7.75mm, 外径为 9.53mm, 制冷剂侧套管外径为 25mm, 并且将管长为 6m 长的气体冷却器分为 12 个分段。实验可得: 气体冷却器中二氧化碳的压降与 Blasius 的相关预测相对一致; CO_2 的局部传热系数与 Bringer-Smith 的关联式吻合较好, 然而, 在接近伪临界温度的区域, 实验结果比 Bringer-Smith 关联式的预测值高; 基于测量的实验数据, 建立了一种预测超临界 CO_2 管内冷却传热系数的新关联式, 且大多数实验值在新相关性预测值的 18% 以内。

1.3 研究内容与技术路线

1.3.1 研究内容

1) 传热方面: 建立冰场负荷计算模型, 对冰面温度、供冷管间距、冷管管径、冷管上方距离, 保温材料和厚度及不同地区等因素的冰场传热、能耗进行分析。

2) 能耗方面: 建立制冷系统, 编写制冷方式为直接式和间接式、制冷剂为 NH_3 和 CO_2 , 载冷剂为 CaCl_2 、 NH_3 和 CO_2 的程序, 对其进行能效比较, 并对 8 个典型地区的全年制冰能耗分析。

1.3.2 技术路线

首先介绍了冰场的研究现状, 发现对冰场结构方面研究比较分散, 以及以 CO_2 为冷剂的冰场研究比较少, 确定了研究的方向以及目标; 接着, 对冰场负荷进行理论计算, 建立冰场传热的物理模型和数字模型, 并对冰场管间距为 30~60mm, 管径为 25~80mm, 供冷管上方为 0~17mm, 保温层材料分别为聚氨酯、聚苯乙烯和聚乙烯, 厚度分别 0~150mm, 8 个典型区域的冰场进行了传热分析; 选择冰场一种传热工况和冷管的两相流阻力方程, 进行多种制冷系统的理论能耗分析, 最后对不同地区的不同制冷系统的能效比, 全年能耗进行比较, 本文技术路线如图 3 所示。

1.4 课题来源

本课题来源于河北省体育局体育科技研究项目 (20203004) 和河北省省级科技计划 (科技冬奥专项) 资助项目 (20474501D)。

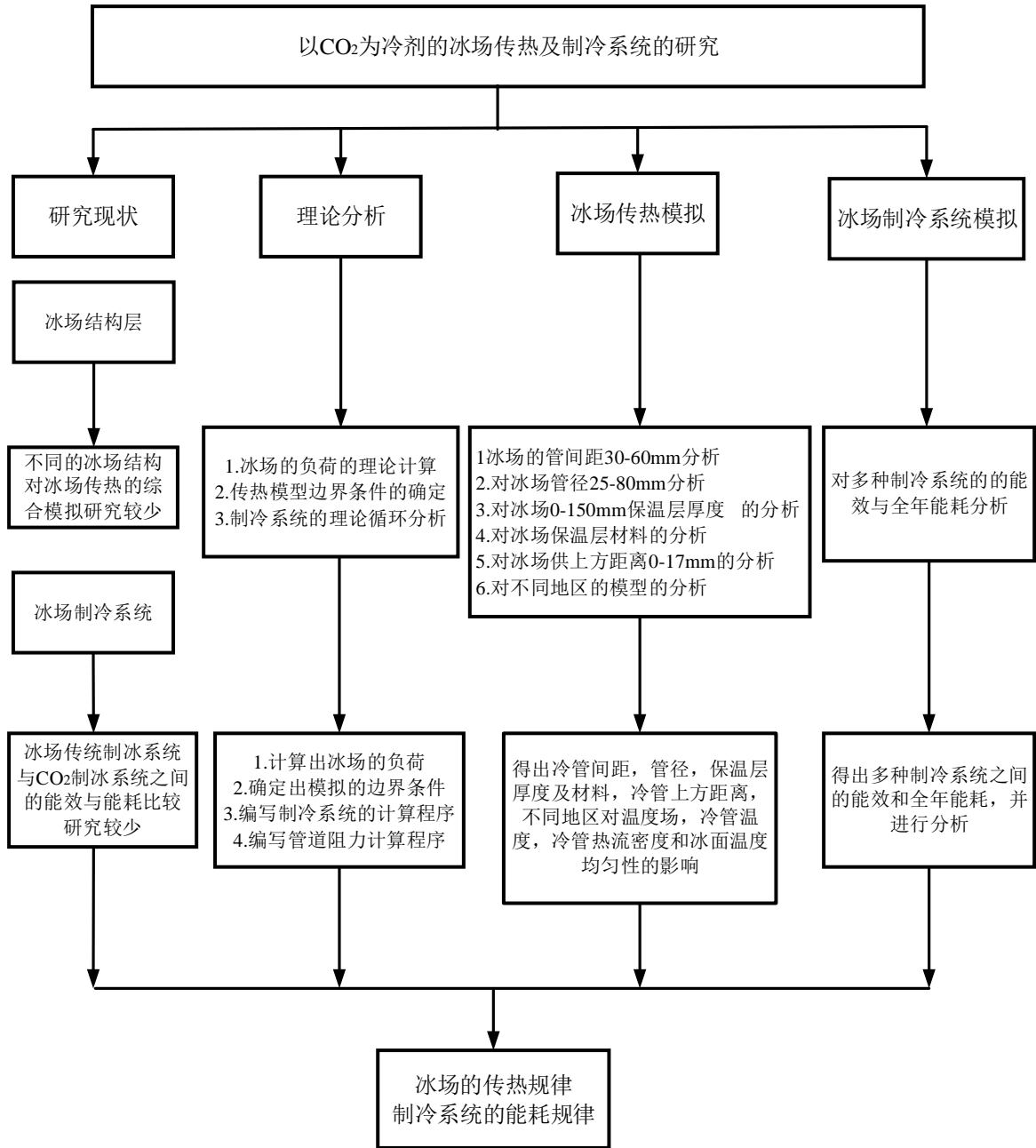


图3 技术流程图

第 2 章 冰场传热的理论分析

在对冰场进行传热模拟之前，需要建立准确的模型。本章介绍冰场的种类、选择冰上运动、确定运动的要求工况、进行制冰负荷计算、建立物理模型、进行网格无关性检验，完成模拟工况所需条件。

2.1 冰场介绍

2.1.1 冰场分类

冰场作为一项已经慢慢融入人们生活的运动，不仅可以锻炼人们的身体，也可以增添生活的趣味性。但是我国冰场的发展缓慢，主要集中在寒冷地区和发达城市。随着冬奥会的举行，这不仅会增加人们对冰上运动的重视，也有利于冰上运动在我国的发展与推广。

冰场的种类有很多种，

1) 按用途分类：运动型冰场、训练型冰场和娱乐性冰场。

2) 按比赛项目分类：

(1) 冰球：场地一般为 $30\text{m} \times 60\text{m}$ 或 $30\text{m} \times 61\text{m}$ 。

(2) 400m 速度滑冰：分为 2 个比赛道，宽度为 4m、4.5m、5m 三种规格，总面积为 5599m^2 。场地有 2 人比赛。

(3) 短道滑冰：短道滑冰一般在冰球场进行，冰场规格 $30\text{m} \times 60\text{m}$ ；一般为 4~6 人。

(4) 花样滑冰：花样滑冰竞赛一般在冰球场内进行。冰场规格在 $30\text{m} \times 60\text{m}$ 或 $30\text{m} \times 61\text{m}$ 。

(5) 冰壶：冰壶场地规格为 $4.75\text{m} \times 44.5\text{m}$ 。可以在冰球产地进行，也可以在专门的冰壶场进行。

3) 按场地位置分类为：

(1) 室内冰场：冰场位于建筑物内，建筑物顶部有遮阳、遮雨措施，同时设置空调系统。

(2) 室外冰场：冰场位于室外，阳光能够直射。

比赛用人工冰场的尺寸和面积由体育竞赛标准确定。娱乐性冰场的尺寸可任意确定，如表 1 所示。本文采用的是娱乐性冰场，尺寸为长 60m，宽 30m，角弧半径为 8.5m。

表 1 冰场尺寸

比赛项目	冰球	速度滑冰	短道速滑	花样滑冰	冰壶
冰场尺寸 (m·m)	30×60 或 30×61	/	30×60	30×60 或 30×61	4.75×44.5
冰场面积 (m ²)	1800 或 1830	5599	1800	1800 或 1830	211

2.2 冰场负荷的计算

冰场的冰面温度对冰场的负荷的影响显著，为了达到节能的要求，在冰场的设计阶段时，会明确冰场的类型，冰场的用途，从而确定达到冰场的冰面的温度要求。冰面温度不但要满足冰场负荷所对应的最低温度，还要满足冰场的冰面的结构要求，达到节能、环保，高效的目的。冰面温度如表 2 所示。

表 2 不同冰上运动项目冰面温度的推荐值

运动项目	冰球	花样滑冰	短道速滑
冰面温度(°C)	-7~ -6	-5 ~ -3	-6~ -4

选取的运动为花样滑冰运动，所以对应的冰面温度要求为-5~-3°C。

冰场负荷是指为了维持冰面温度时，冰面与整个建筑环境之间的换热。冰场负荷包括空气与冰面间的对流换热，空气中水蒸气的凝结放热，围护结构内表面与冰面间的辐射换热，照明设备与冰面间的辐射换热，冰上人员活动放热和土壤放热。冰场负荷决定冰场制冷系统设备选型的大小，也对冰场的冰面质量，传热效率，经济性都至关重要，因此，冰场的负荷计算是冰场模拟要解决首要问题，目前负荷计算的方法很多，有经验数据法、图表法、分项计算法等。采取分项计算法来计算负荷。

1) 空气与冰面间的对流换热量^[54]

$$q_c = a_c(t_a - t_i) \quad (1)$$

$$a_c = 2.583v_a^{0.871} \quad (2)$$

式中：

q_c —空气与冰面的换热，W/m²；

a_c —空气与冰面之间的对流换热系数，W/(m²·°C)；

t_i —冰面温度，°C；

t_a —冰场中的空气温度, °C;

v_a —冰面对应的风速, m/s。

冰面风速直接影响冰场负荷大小。

表3 不同冰上运动项目冰面风速的推荐值

运动项目	冰球	速度滑冰	花样滑冰	娱乐性
风速(m/s)	1.0	1.5	0.7	1.0

研究的冰场运动项目是花样滑冰运动, 由表3可知, 取冰面风速为0.7m/s。

2) 空气中水蒸汽的凝结放热量

$$q_m = h_{md}(d_a - d_i)r_c \quad (3)$$

$$\frac{h_{md}}{h} = \frac{le^{-2/3}}{c_p} \quad (4)$$

式中:

q_m —空气中水蒸汽的凝结放热量, W/m²;

h_{md} —单位面积冰面接受的凝结水量, J/(kg·°C);

d_a —冰场空气的含湿量, kg/kg 干空气;

d_i —冰面空气的含湿量, kg/kg 干空气;

r_c —水的汽化潜热 J/kg;

l_e —刘伊斯准则数;

c_p —冰面空气的比热 J/(kg·°C)。

3) 围护结构内表面与冰面间的辐射换热

$$q_r = \varepsilon_i \varepsilon_e \sigma [(t_a + 273)/100]^4 - [(t_a + 273)/100]^4 \quad (5)$$

式中:

q_r —围护结构内表面与冰面间的辐射换热 W/m²;

ε_i —冰面黑度, 取0.95;

ε_e —围护结构内表面黑度, 取0.9;

σ —黑体辐射系数, 取5.67W/(m²·°C⁴)。

4) 照明设备与冰面间的辐射换热

照明负荷作为不可忽视的一部分, 并且冰场对照明的要求很高, 但照明负荷产生的辐射散热不易确定。以标准建筑中的照明负荷的分布, 取冰面获得照明总辐射热的1/3^[55]。

5) 冰上人员活动放热

冰上活动人员可看作建筑中的内部热扰, 根据制冷规范中负荷的计算标准, 可以取冰场人员的负荷为 $q_p=50\sim100\text{W/m}^2$, 取 75W/m^2 。

6) 土壤放热

由于土壤放热量在热负荷中占的比例很小, 所以可以忽略不计。

选取的是河北省唐山市的气象数据, 如表 4; 在负荷计算过程中的参数值如表 5 所示。

表 4 唐山市室内设计温度

唐山					
夏季室内			冬季室内		
温度 (°C)	相对湿度 (%)	气流速度 (m/s)	温度 (°C)	相对湿度 (%)	气流速度 (m/s)
22~28	40~80	0.3	16~24	30~60	0.2

表 5 负荷计算中参数取值

参数	意义	夏季	冬季
t_a	空气温度(°C)	27	17
	冰面温度(°C)	-3	-3
t_i	冰面温度(°C)	-4	-4
	冰面温度(°C)	-5	-5
a_c	空气与冰换热系数 [W/(m·°C)]	2.5830	2.5830
h_{md}	传质系数 (含湿度下)	0.0028	0.0028
	[kg(m ² ·s)]		
d_a	冰场空气的含湿量 (g/kg)	3 (-3°C)	4.5 (-3°C)
	冰场空气的含湿量 (g/kg)	2.75 (-4°C)	5.5 (-4°C)
	冰场空气的含湿量 (g/kg)	2.5 (-5°C)	6.5 (-5°C)
	冰面空气的含湿量 (g/kg)	14.5 (-3°C)	1.5 (-3°C)
d_i	冰面空气的含湿量 (g/kg)	15.5 (-4°C)	2.75 (-4°C)
	冰面空气的含湿量 (g/kg)	16.5 (-5°C)	4 (-5°C)
v_a	冰面对应的风速(m/s)	0.7	0.7
l_e	路易斯数	0.86	0.86
c_p	水蒸气定压比热 [J/(kg·°C)]	1.005	1.005

表5 负荷计算中参数取值的(续)

参数	意义	夏季	冬季
r_t	干饱和水蒸气的比热 [J/(kg·°C)]	2437.92	2461.32
ε_i	冰面黑度	0.95	0.95
ε_e	围护结构表面内黑度	0.90	0.90
σ	黑体辐射系数 [W/(m ² ·K ⁴)]	5.67×10^{-8}	5.67×10^{-8}

2.3 冰场传热模型建立

由于冰场的运行情况复杂，并且冰场除初冻时间外，大部分时间是处于稳态情况，所以论文研究的是达到稳态时，不同条件下冰场温度场的变化。人工冰场系统是一个三维系统，在考虑其传热时需将其作为一个三维传热问题考虑，但考虑到通常情况下沿供冷排管轴线方向的长度相比于排管的管径要大得多，在研究时可仅考虑供冷排管横截平面上的二维传热，整个系统可视为二维的稳态传热系统^[56]。由于把冰场按二维情况处理，并且冰场具有对称性，所以选取了二维部分截面来分析冰场的温度场。

2.3.1 建立物理模型

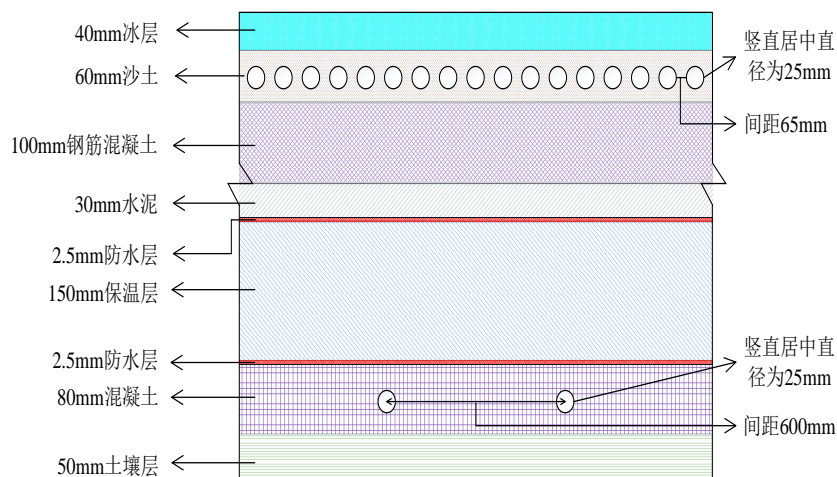


图4 冰场结构层

人工冰场的构造一般由三部分组成，（1）面层，面层的构造通常有三种形式，即裸管面层，砂质面层和钢筋混凝土面层。其中裸管面层的最大的优点是初投资低，但是由于排管裸露，极易损伤，而且，在初冻时，浇水冻冰也很不方便，因

此，在实际中很少应用。（2）基层，基层是由承载层、滑动层、防水层和绝热层构成。（3）防冰层，防冰层采用架空或热油管加热的方式。选择砂质面层，基层完整，并且存在防冰层。冰场的结构和材料物性如图 4、表 6 所示。

表 6 材料物性

材料	密度(kg/m ³)	比热[J/(kg·°C)]	导热系数[W/(m·K)]
冰	995	2.1	2.22
沙	1600	0.1	0.335
混凝土	2299.98	0.657	1.046
水泥	1859.97	0.84	0.72
防水层	2330	0.84	1.15
聚苯乙烯	23	1.47	0.035
土壤	1300	1.046	0.837

2.3.2 建立数学模型

在二维冰场传热过程中，冰场的微分方程为

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0 \quad (6)$$

式中：

t_i —为各点温度，°C；

x, y —为坐标点，m。

（1）冰场边界条件

在计算出冰场的负荷的情况下，可以确定出稳态时冰面的热流密度。在确定冰面，供冷排管表面和供热排管表面的边界条件时，可以应用第一类边界条件，第二类边界条件或第三类边界条件。冰面的边界采用第二类边界条件，供冷排管、供热排管、左右壁面和土壤边界可以采用第一类边界条件。

第一类边界条件：

$$t = c \quad (7)$$

第二类边界条件：

$$q_w = c \quad (8)$$

（2）确定土壤边界条件

由于不同地区的土壤温度是不一样的，确定边界条件对模拟结果的准确性起到重要作用。对于土壤温度的确定^[57]，温度波从空气到土壤，经历两个过程：空气到地表、地表到土壤内部。三处温度波分布如下：

空气流体：

$$\theta_f = A_f \cos\left(\frac{2\pi}{T}t\right) \quad (9)$$

土壤表面：

$$\theta_w = A_w \cos\left(\frac{2\pi}{T}t - \phi\right) \quad (10)$$

土壤内部：

$$\theta(x,t) = A_w \exp\left(-x\sqrt{\frac{\pi}{aT}}\right) \cos\left(\frac{2\pi}{T}\tau - x\sqrt{\frac{\pi}{aT}} - \phi\right) \quad (11)$$

式中：

- θ_f —空气的过余平均温度，℃；
- A_f —空气平均温度的月波动振幅，℃；
- θ_w —土壤表面的过余平均温度，℃
- A_w —土壤表面平均温度的月波动振幅，℃；
- τ —距离地表温度最值时刻的时间，月；
- T —土壤温度的时间周期，取12（月）；
- $\theta(x,t)$ —某土壤深度某月份的过余平均温度，℃；
- x —土壤深度，m；
- θ —过余温度，℃， $\theta = t - t_m$ ；
- t_m —平均温度，℃；
- t —温度，℃；

$$\phi = \arctan \frac{\Theta}{\Theta + 1} \quad \text{其中：} \Theta = \frac{\lambda}{h} \sqrt{\frac{\pi}{aT}} \quad (12)$$

式中：

- λ —土壤的导热系数，W/（m·℃）；
- h —土壤与空气的表面对流系数 W/（m²·℃）；
- a —土壤的保温系数，取：3.1553×10⁻⁷（m²/s）；

土壤表面的对流换热系数 h 与风速变化，范爱武^[7]等在研究风速对土壤温度的影响时，指出风速的变化范围在 0~20m/s 时，土壤的对流换热系数 h 与风速 V 的关系式可以式子表示：

$$h = 5.8 + 3.7V_a \tag{13}$$

式中：

V_a —风速平均变化值。

因此， h 取 15W/(m²·°C)， λ 取 0.835W/(m·°C)。

依据地下建筑规范中不同地区的土壤表面温度，得出月平均地表温度振幅 A_w 和温度的平均值 t_m ，如表 7。

表 7 不同城市的月平均地表温度与温度平均值

城市	杭州	西安	石家庄	兰州	广州
月平均地表 温度振幅 $A_w(^{\circ}\text{C})$	14.55	15.55	16.60	17.35	7.95
平均值 $t_m(^{\circ}\text{C})$	18.13	15.63	14.61	11.64	24.66

分别选取中国典型地区^[9]地下土壤温度，来确定冰场模型中土壤温度边界层。

由图 5 可知，各个地区不同月份的土壤温度会随着深度变化慢慢收敛，当深度超过 10m 时，不同月份土壤的温度变化非常小，可以认为该深度的土壤温度在一年四季中为常数。唐山和石家庄都属于河北省，因此按石家庄的土壤温度来计算。石家庄地下土壤超过 10 米的温度在 14.32°C~14.9°C，所以取唐山的超过 10 米的土壤温度为 14.5°C，即在建立模型时，可以设置地下 10m 处的土壤边界条件为 14.5°C。

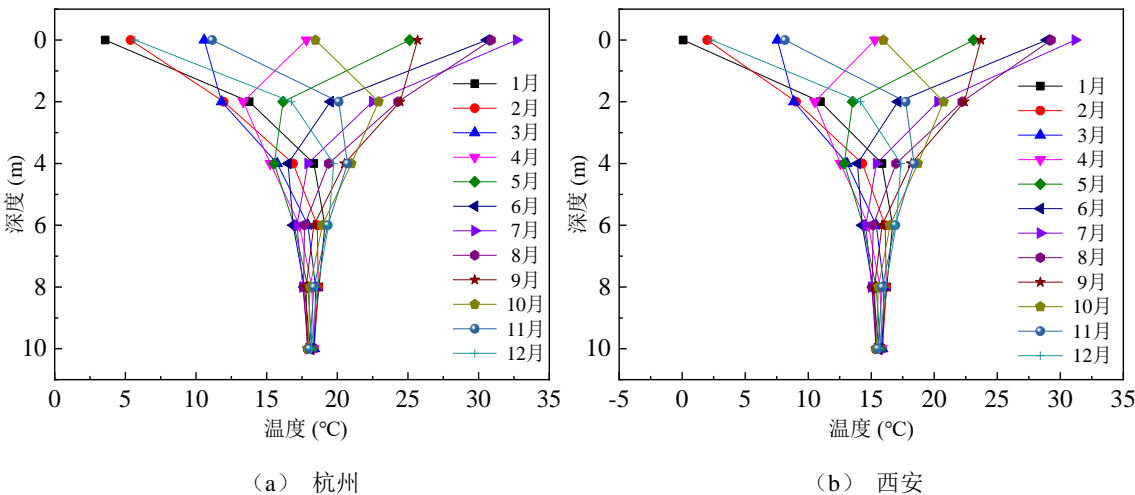


图 5 不同地区的地下土壤温度

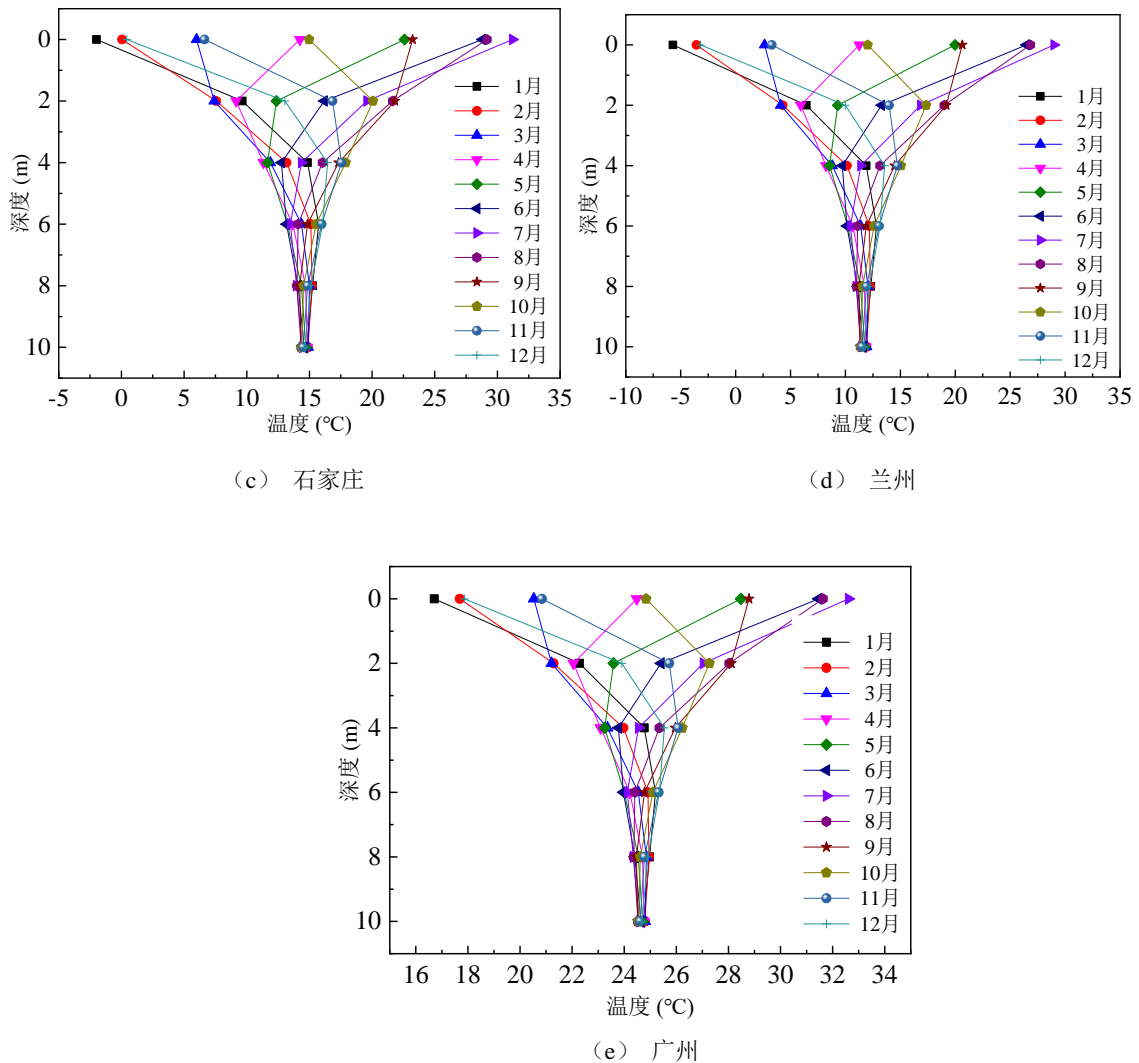


图5 不同地区的地下土壤温度(续)

2.3.3 网格无关性检验

在模拟实际冰场的传热的情况时,运用数值模拟软件的时候需排除模型对实验的影响,进行网格无关性检验,并且网格的精度可以提高模拟结果的准确性。为了验证文中网格对模拟结果无影响,在相同参数设置情况下,即边界条件为冰面热流密度 287.02W/m^2 ,热管温度为 15°C ,冷管温度为 -29°C ,土壤边界为 14.5°C ,模型左右边界为绝热条件 $q=0\text{W/m}^2$,对三种不同网格数即21万,27万和32万情况下的模拟结果进行对比。

如图6所示,建立冰场模型,并对冰场网格进行划分,通过加密冷管附近网格密度和稀疏土壤区域的网格密度来合理地节约计算速度和提高计算精度。

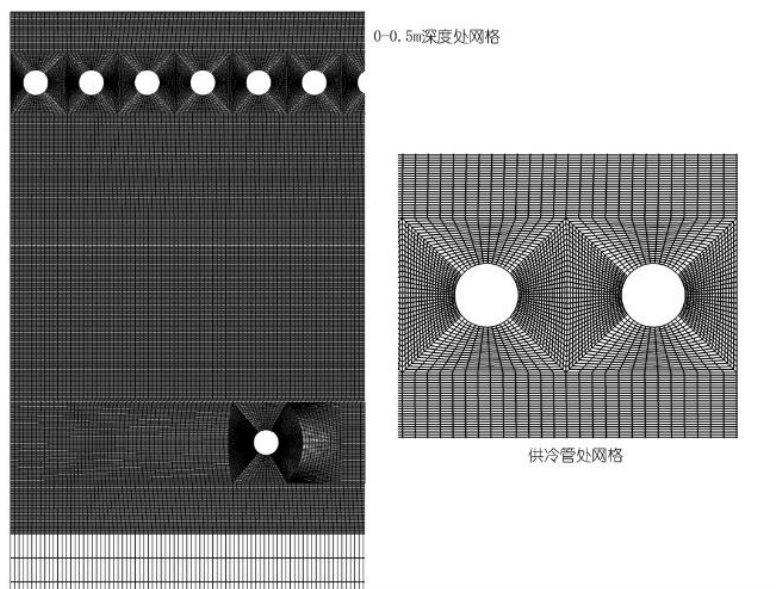


图 6 计算域网格

如图 7 所示，可以看出，在相同的设置参数情况下，不同网格数的冰场模型使模拟的冰面温度差别在 $0\sim0.02^{\circ}\text{C}$ ，不会影响模拟结果。

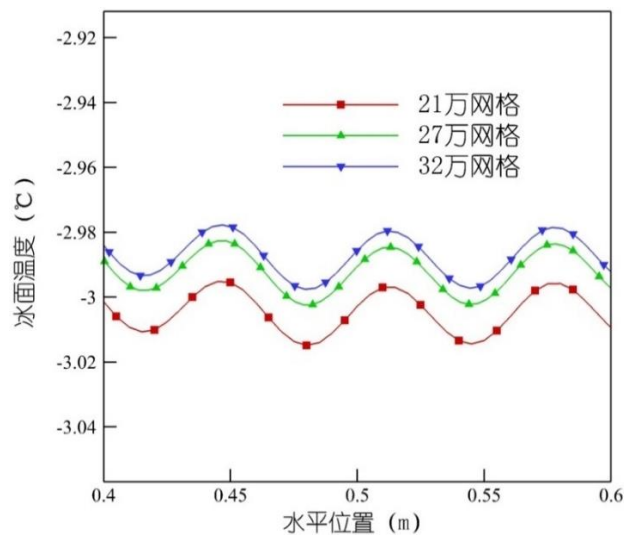


图 7 不同网格时的冰面温度

2.3.4 防冻管无关性检验

在进行模拟的过程中，不同边界条件参数的变化对模拟结果的影响不一样，运用数值模拟软件的时候要尽量减少无关参数的影响从而简化模拟过程。例如在冰场的传热条件中，冰面，冷管，防冻管和土壤边界条件中，可以进行验证。取冰面热流为 $298.86\text{W}/\text{m}^2$ ，供冷管温度为 -32°C ，土壤边界温度为 14.5°C ，模拟随防冻管温度

的变化对冰面温度和供冷管热流密度的影响，为了更清晰的表现热管温度对冰面温度的影响，取冰层局部位置观察对冰层温度的影响。

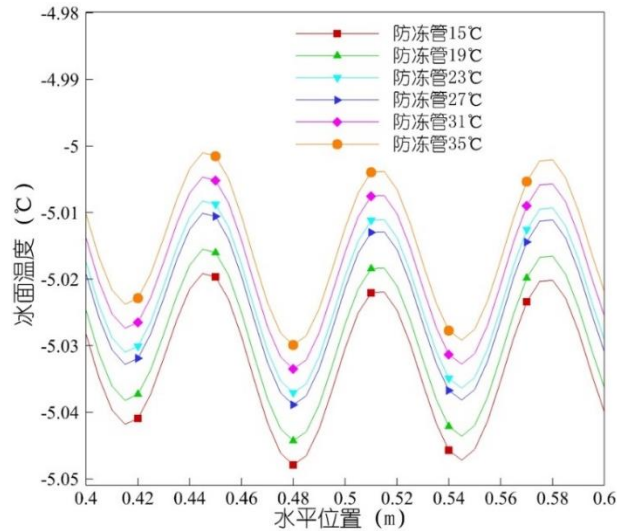


图8 不同防冻管与冰面温度的关系

从图8中可以看出，对于防冻管温度由15°C~35°C的变化过程中，冰面温度的变化0~0.02°C，即变化的范围为0.4%内，因此可以得出结论，对于防冻管温度的变化对冰面温度的影响可以忽略。存在保温层时，虽然防冻管对冰面温度影响极小，但防冻管的温度对冷管下方温度场影响大，尤其是防冻管周围的温度场。为了保证土壤温度均匀，将冻胀影响降到最低，本文模拟时防冻管的温度取接近模拟得到的地下10m处土壤温度，取15°C。

2.4 本章小结

采用的是娱乐性冰场，尺寸为长61m，宽30m，角弧半径为8.5m。冰上运动为花样滑冰运动，该运动的冰面温度要求为-3~-5°C，冰面风速为0.7m/s，分项负荷法计算制冰负荷，包括空气与冰面间的对流换热量，空气中水蒸汽的凝结放热量，围护结构内表面与冰面间的辐射换热，照明设备与冰面间的辐射换热，冰上人员活动放热。建立冰场物理模型，数学模型，并通过温度函数计算出杭州、西安、石家庄、兰州、广州的地下土壤温度，确定唐山的土壤温度边界。进行网格无关性检验，得到在相同的设置参数情况下，对21万、27万、32万网格数的冰场模型模拟的冰面温度差别在0~0.02°C，不会影响模拟结果。进行防冻管无关性检验，得出防冻管温度由15°C~35°C的变化过程中，冰面温度的变化范围为0.4%内，因此防冻管温度的变化对冰面温度的影响可以忽略，完成模拟所需要的条件。

第 3 章 冰场传热的模拟结果分析

冰场的温度场对了解冰场内部传热有重要意义，通过观察温度场可以对传热进行优化。通过冷管附近的温度分布，了解冷管在冰场中的传热特点。通过温度场的中温度的变化梯度，可以了解在冰场不同的材料中温度的传递特点。

3.1 冰场内部温度分布

夏季冰面温度为 -3°C 时的冰场温度云图如图 9 所示。可以看出，冷管表面的温度最低，冷管的冷量一部分来自冰面来维持冰面的冷负荷，另一部分来自防冻管方向，而防冻管的产生的热量也防止了冷量对冷管底部的冰场结构造成影响。也可以

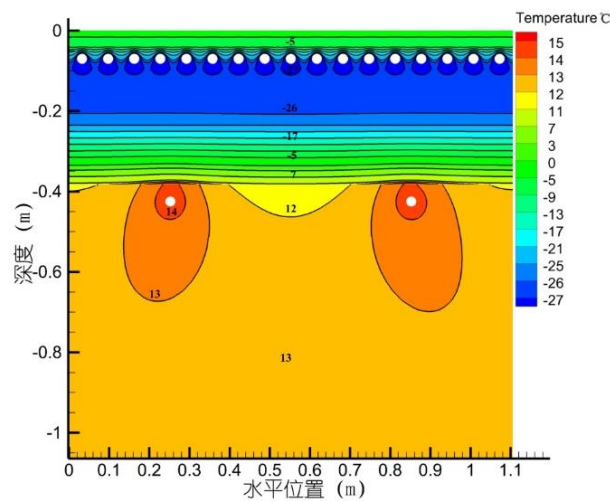


图 9 夏季冰面温度为 -3°C 时的冰场温度云图

看出，由于冰场的结构中的材料的热阻不一样，导致温度的变化梯度不一样。已知在模拟的局部冰场中冰面到冷管的热流量为 317.16W ，冷管表面的总热流量为 328.46W ，热流量越大，沿着传热的方向温度变化的幅度越大。冷管上方的材料为沙子和冰，冰的导热系数为 $2.22\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，沙子的导热系数为 $0.335\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，沙子的导热系数远远小于冰的导热系数，从模拟的结果可以看出，沙层的等温线比冰层密集，经计算可得沙层的温度变化梯度约为冰层的 6.63 倍。在冷管下方传递的冷量为 11.15W ，混凝土的导热系数为 $1.046\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，聚苯乙烯的导热系数为 $0.035\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，即在冷量传递不变的情况下，在聚苯乙烯处的温度变化幅度为混凝土处温度变化幅度约为 29.89 倍，所以保温层的等温线十分密集，温度变化剧烈，而混凝土层的温度变化不大，可以看出通过保温层和防冻管的综合作用，使得混凝土

层和土壤层温度分布均匀，有效地防止了冻胀对冰场结构层的影响。

3.2 冰面温度对供冷管的影响

先对娱乐性冰场进行负荷计算。已知花样滑冰的使用要求是 $-3^{\circ}\text{C}\sim-5^{\circ}\text{C}$ ，冰面的风速为 0.7m/s ，因此可计算出娱乐性冰场的冰场负荷。不同的冰面温度导致冰场负荷不同，从而供冷管提供的冷量也不同，图 10 和图 11 表示出不同冰面温度对

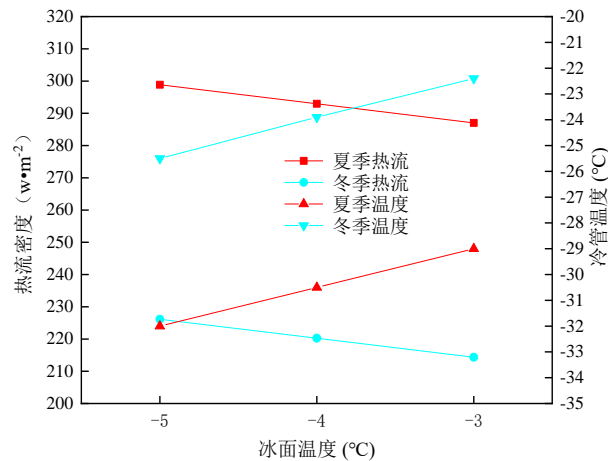


图 10 冰面温度对冰场负荷和供冷管内工质蒸发温度的影响

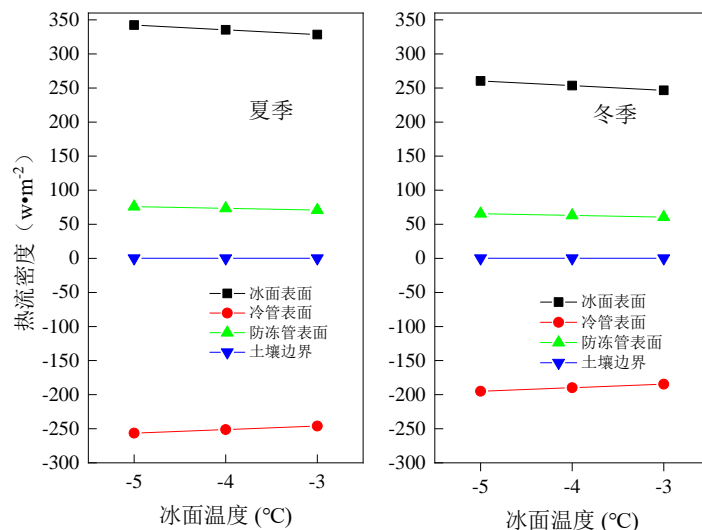


图 11 冰面温度对冰场内热流密度的影响

供冷管内工质的蒸发温度与冷管热流密度的影响。由图 10 可以看出冰场的热流密度范围是 $214.36\sim298.86\text{W}/\text{m}^2$ ，冰场冷管的温度范围为 $-32\sim-22.4^{\circ}\text{C}$ ，并且夏季的冷管热流远高于冬季的情况，夏季供冷管内工质的蒸发温度远低于冬季供冷管内工质的蒸发温度。随着冰面温度的降低，冷负荷的需求也越来越大，冰面温度降低 1°C ，

冰场冷负荷约增加 5.9 W/m^2 ，所需供冷管内工质的蒸发温度降低 1.5°C 。从图 11 可以看出在冰场结构中，冷管的热流密度是冰场中冷量的唯一来源，冷管的热流量大小等于冰面热流量、防冻管热流量，土壤边界热流量之和。土壤边界的热流密度很小，可以忽略不计，即冷管的冷量几乎没有传递到地下 10m 深的土壤处，有效的防止了冻胀影响。冬夏工况对比，可以看出冬季的各部分的热流密度明显小于夏季，所以可以增加冰场在冬季的运行时间，减少夏季的运行时间，从而可以节省能量和运行费用。

3.3 冰场结构对传热的影响

3.3.1 供冷管间距对冰场的影响

在冰场的运行时，设计阶段的冰场供冷管道的布置对冰场的制冷效果有一定影响。在传统的冰场的供冷管布置时，采用 25mm 的管径，冷管的管心距为 65mm ，即管间距为 40mm 。默认条件为：在娱乐性冰场的花样滑冰运动中，冰面温度的取值为 -3°C ， -4°C ， -5°C 时，对应的夏季冰面负荷为 287.02W/m^2 、 292.96W/m^2 、 298.86W/m^2 ，冬季冰面负荷为 214.36W/m^2 、 220.27W/m^2 、 226.13W/m^2 ，边界条件中防冻管道的温度为 15°C ，土壤的边界为地下 10 米处的边界，即温度为 14.5°C 。取冰场的 2 维模型，长 1.105m ，深 10 米的局部进行研究，在满足冰场负荷的同时，从冰面温度的均匀性，冰面温度均匀性最值，冰场的纵向温度方面分别对供冷管道管间距为 30 、 35 、 40 、 45 、 50 、 55 、 60mm 时冰场的传热性能进行研究。

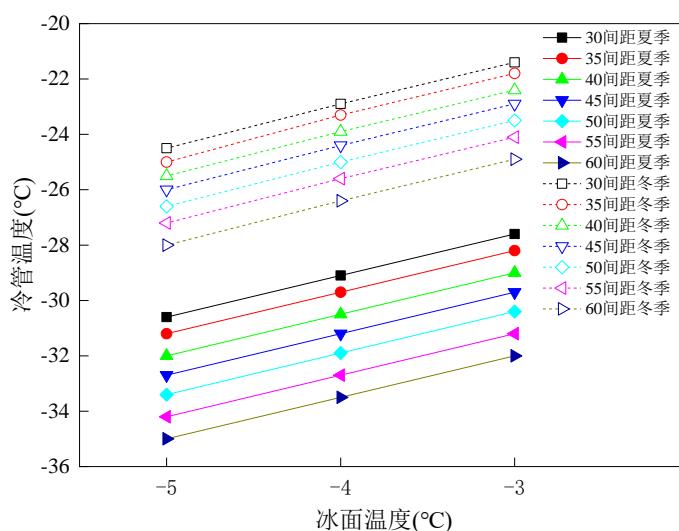


图 12 冷管间距对供冷管内工质蒸发温度的影响

从图 12、13 中可以看出，在满足冰面温度为 -3°C ， -4°C ， -5°C 时，随着供冷管

道间距增大,所需的冷管的温度降低,冷管热流密度增大,这是因为管间距的增加导致了冷管数量的减少,即冷管的传热面积减少,为了维持冰面的温度和热流密度的要求,必然要降低冷管的温度,而降低的冷管温度又会引起热流密度的增加,从而满足冰场的能量守恒。从图13中还可以看出,冬季冰场管间距影响的变化趋势与夏季相同,区别就是冬季的冷管热流密度整体小。在冰面温度不同,冷管间距相同时,随着冰面温度的下降,供冷管内工质的蒸发温度也会跟着下降。夏季,间距从30mm增加到60mm时,间距每增加10mm,所需的冷管热流密度约增加 $37.6\text{W}/\text{m}^2$,供冷管内工质的蒸发温度降低 1.5°C 。冬季,间距从30mm增加到60mm时,间距每增加10mm,所需的冷管热流密度约增加 $28.3\text{W}/\text{m}^2$,供冷管内工质的蒸发温度降低 1.2°C 。

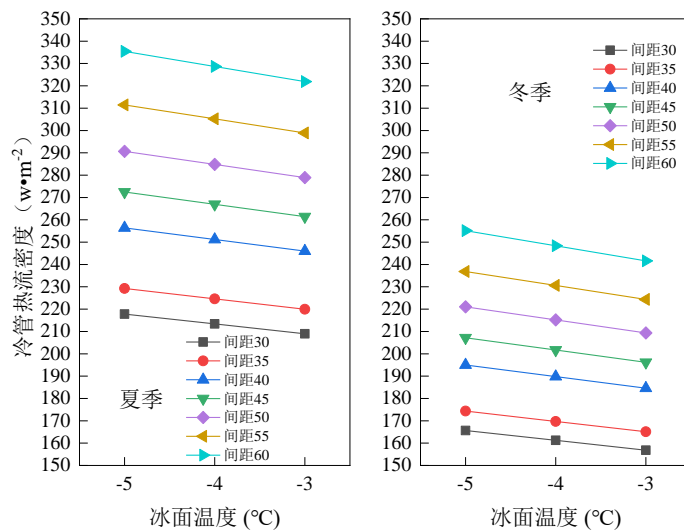


图13 冷管间距对供冷管道热流密度的影响

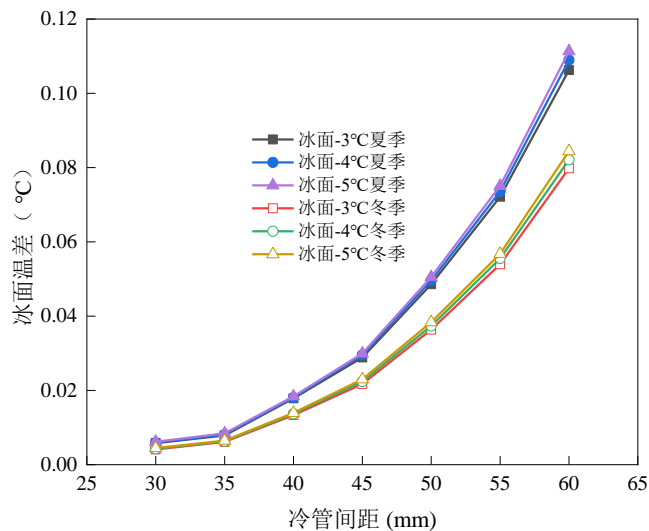


图14 供冷管间距对冰面温度均匀性的影响

冰面温度的均匀性决定了冰面整体的质量。本文中用不均匀性温差最值来表示冰面温度的均匀性。不均匀性温差最值指的是，同一条件下冰面温度的最大值与最小值的差值，图 14 表示出冷管间距对冰面不均匀性温差最值的影响。可以看出，随着冷管间距的增加，冰面温度的均匀性变差。因为管间距的增加会相当于改变冷源之间的距离，并且冷管间距的增加也会导致冷管温度的降低，在冷管间距和冷管温度的综合作用下，冰面均匀性降低。又可以看出，相同冰面温度下，夏季的冰面的均匀性比冬季的冰面温度的均匀性差。供冷管间距从 30mm 增加到 60mm 时，夏季冰面温度不均匀性温差最值约从 0.006°C 增加到 0.111°C ，冬季冰面温度的温差最值约从 0.004°C 增加到 0.084°C 。

因此，在满足冰面温度的要求时，只改变供冷管间距，在 30~60mm 的管间距中选择供冷管间距小的布置可以使供冷管温度升高，冷管热流量降低，以及冰面的均匀性更好。

3.3.2 管径对冰场的影响

在冰场运行时，不同的供冷管径会对冰场的制冷效果有一定影响。在传统的冰场布置条件下，默认条件除管径变化外，其余的条件与不同间距的条件相同。本节在满足冰场负荷的同时，从冰面温度的均匀性，供冷管的温度和热流密度方面分别对供冷管道管径为 16、20、25、32、40mm 时冰场的传热性能进行研究。

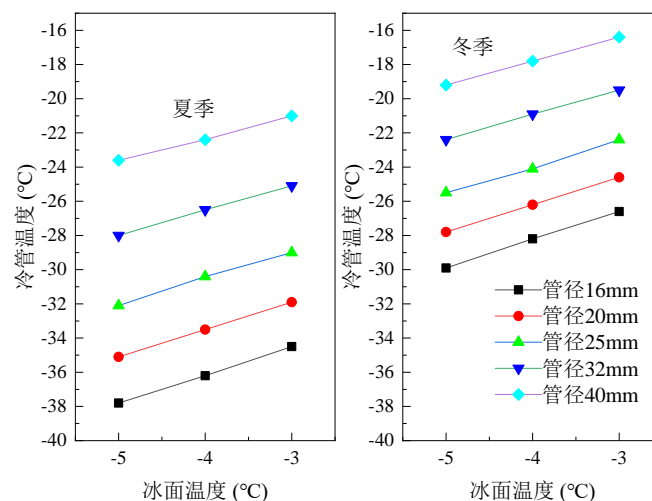


图 15 供冷管管径对冷管温度的影响

从图 15 和图 16 中可以看出，供冷管道管径不变时，随着冰面温度的增加，冷管温度上升，冷管热流密度下降且冬夏季的趋势相同。在其它条件不变的情况下，夏季工况所要求的供冷管温度明显低于冬季，热流密度明显高于冬季，因为夏季负

荷大于冬季负荷，会使冰场冷管温度的要求更低，从而热流密度要求更高。在冰面温度不变时，随着供冷管管径的增加，冷管的表面温度升高，冷管热流密度降低。因为冷管数量不变，增加管径会使冷管的表面积增加，在相同的冰场负荷需求下，即在相同换热量下，必然导致冷管温度的上升，也必然会导致冷管热流密度的降低。在夏季冰面温度为 $-3\sim-5^{\circ}\text{C}$ 的工况时，当冷管的管径由 $16\sim 40\text{mm}$ 时，管径每增加 5mm ，冷管内工质的蒸发温度约提高 2.88°C ，冷管的热流密度减小 $49.4\text{W}/\text{m}^2$ ，冬季管径每提高 5mm ，冷管内工质的蒸发温度约提高 2.17°C ，冷管的热流密度减小 $37.3\text{W}/\text{m}^2$ 。

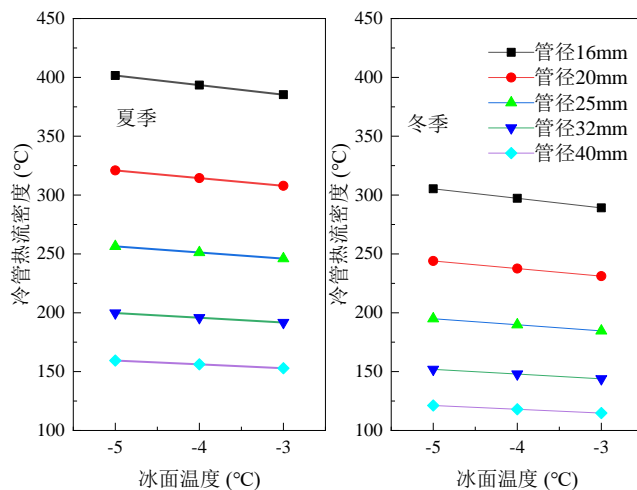


图 16 供冷管管径对冷管热流密度的影响

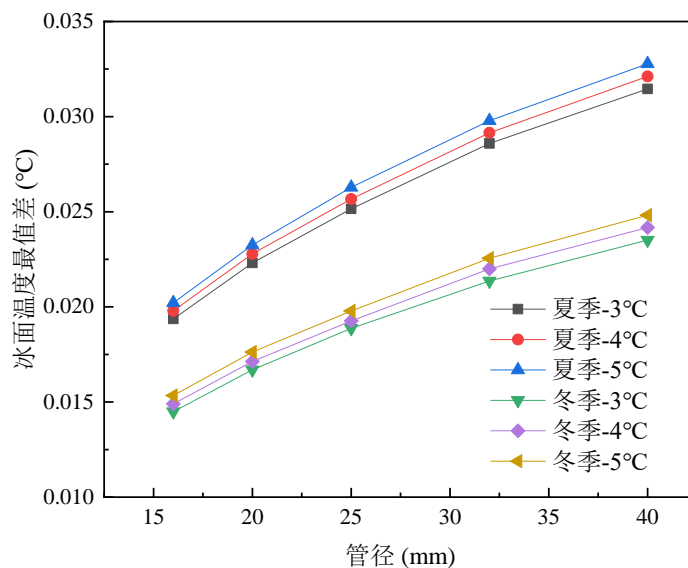


图 17 供冷管管径对冰面均匀性的影响

图 17 表明了供冷管管径对冰面温度均匀性的影响。由图可以看出，随着冷管管径的增加，冰面温度的均匀性变差，这是因为在管间距、冰面温度和冰面热流密度

不变的情况下，冷管管径的增加会导致冷管温度的升高，而冷管温度的升高会减少了与冰面的温度差，降低了冷管对冰面的温度影响，从而降低了冰面均匀性。相同冰面温度下，夏季的冰面的均匀性比冬季的冰面温度的均匀性差。供冷管管径由16mm增加到40mm时，夏季冰面温度不均匀性温差最值约从0.02℃增加到0.032℃，冬季冰面温度不均匀性温差最值约从0.015℃增加到0.024℃。

因此，在满足冰面温度的要求时，只改变供冷管管径，在16~40mm的管径中选择供冷管管径大的布置可以使供冷管温度升高，冷管热流量降低，但冰面的均匀性会降低。

3.3.3 冷管上方距离对冰场的影响

供冷管在结构层的位置会对冰场的传热有一定的影响。默认条件除冷管上方距离变化外，其余的条件与不同间距的条件相同。在满足冰场的结构的基础上，对沙层中的供冷管位置进行了改变，即沙层的总厚度不变，将供冷管从竖直居中的位置向上移动，采用控制冰面温度法，分别对冷管上方距离为1、3、5、7、9、11、13、15、17mm的工况进行研究。冷管上方距离图如18所示。

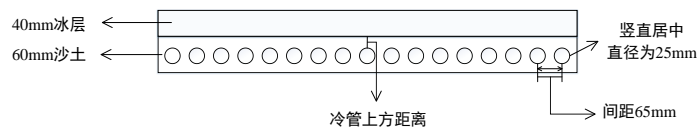


图 18 冷管上方距离示意图

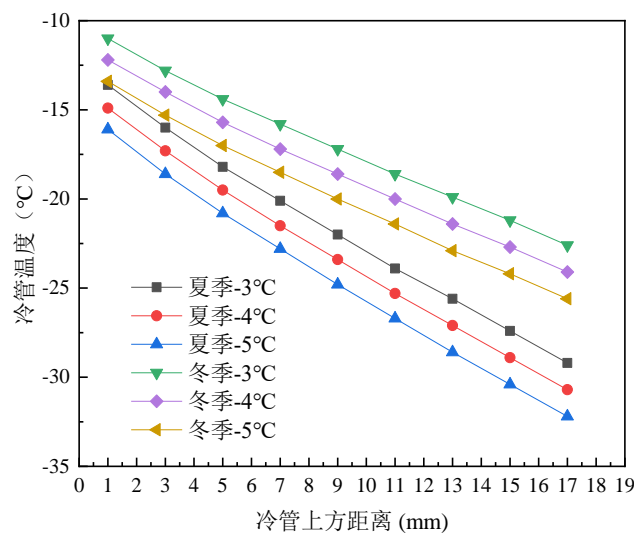


图 19 供冷管上方距离对冷管温度的影响

由图 19、20 可以看出, 首先, 夏季的供冷管温度普遍低于冬季供冷管温度, 夏季的冷管热流密度大于冬季冷管热流密度, 其次, 当供冷管上方距离不变时, 冬夏季的冷管温度随着冰面温度的降低而降低, 冷管热流密度随冰面温度的降低而升高。接着, 随着供冷管上方距离的增加, 冷管温度逐渐降低, 冷管热流密度增加很小, 这是因为当冷管上方距离的增大时, 也就是冷管距离冰面的距离变远了, 此时冷管与冰面之间的热阻会变大, 为满足冰面的热流密度, 所需要的冷管温度自然降低了。冷管的热流密度来自冰面的热流量、防冻管和土壤中的热流量, 由于采用控制冰面温度法, 冰面热流密度不变, 冷管的数量不变, 所以来自冷管上方的热流密度是不变的, 但是防冻管的边界条件为固定温度 15°C , 而随着冷管上方的距离的增加时, 冷管的温度降低, 导致防冻管与冷管之间的换热增加, 所以冷管来自下方的热流量会增加, 所以综合作用下, 冷管的热流密度会增加, 但是增大比例特别小。在夏季冰面温度为 $-3\sim-5^{\circ}\text{C}$ 的工况时, 当冷管上方距离由 $1\sim 17\text{mm}$ 时, 冷管上方距离每增加 1mm 时, 冷管内工质的蒸发温度约降低 0.99°C , 热流密度约提高 0.17 W/m^2 , 在冬季, 冷管上方距离每增加 1mm 时, 冷管内工质的蒸发温度约降低 0.74°C , 热流密度约提高 0.13 W/m^2 , 所以随着冷管上方间距的增加冷管温度变化明显, 而冷管热流密度变化不大。

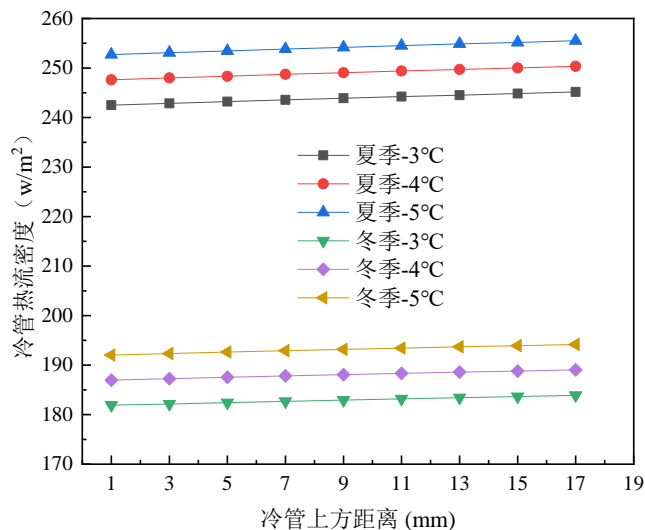


图 20 供冷管上方距离对冷管热流密度的影响

由图 21 可知, 夏季防冻管和土壤中的热流密度大于冬季, 并且在冷管距离不变的情况下, 随着冰面温度的降低, 防冻管和土壤的热流密度增加。又可以看出, 随着冷管上方距离的增加, 防冻管与土壤边界的热流密度逐渐增加, 因为冷管上方距离的增加, 导致了冷管温度降低, 由于防冻管和土壤为温度边界条件, 因此也导致

了防冻管和土壤与冷管之间的热流密度增加，而防冻管的数量远小于冷管的数量，所以对于防冻管的热流密度变化自然会比冷管的热流密度明显。在夏季冰面温度为-3~-5℃的工况时，当冷管上方距离由1~17mm时，冷管上方距离每增加1mm时，防冻管内工质的热流密度约提高1.42 W/m²，土壤的热流密度约提高0.004 W/m²，在冬季，冷管上方距离每增加1mm时，防冻管内工质的热流密度约提高1.07 W/m²，土壤的热流密度约提高0.003 W/m²。

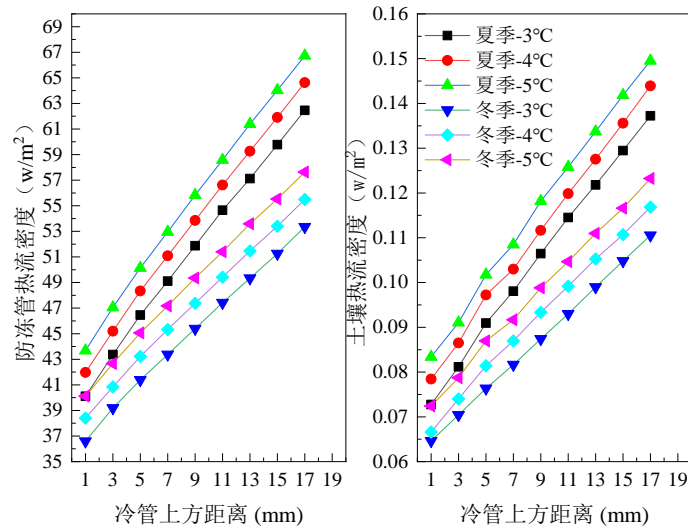


图 21 供冷管上方距离对防冻管和土壤边界的热流密度影响

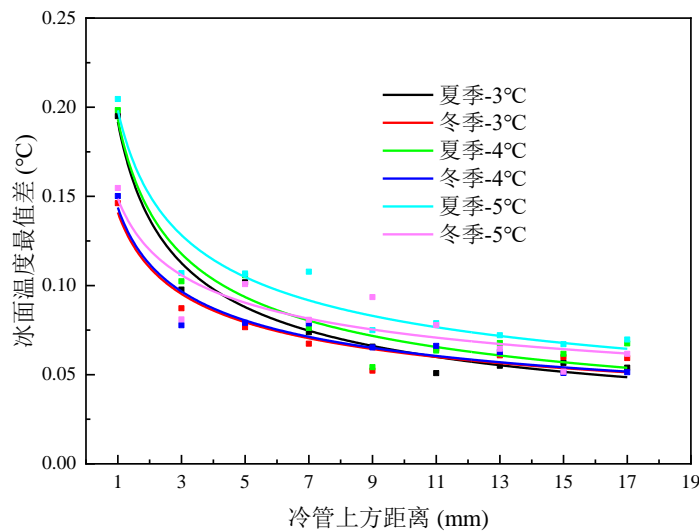


图 22 供冷管上方距离对冰面温度均匀性的影响

冰面温度的均匀性决定了冰面整体的质量。由于数据具有一定的波动性，采用曲线拟合的方法对数据进行处理。由图 22 可以看出，夏季的冰面均匀性整体比冬季

差。当冷管上方距离不变时，随着冰面温度的降低，冰面温度均匀性会变差。当冷管上方距离的增加时，冰面温度均匀性会提高，这是因为：一方面：冷管上方距离的增加会使得冷管温度的降低，从而增加了温度差，会增加降低冰面的均匀性，另一方面：冷管上方距离的增加会减少冷管温度对冰面的影响，降低温度波的影响，因此，综合作用下，冰面温度的均匀性会变差。又可以看出随着冷管上方距离的增加，刚开始冰面温度均匀性变化快，逐渐变慢。

因此，在满足冰面温度的要求时，只改变冷管上方距离时，在 1~17mm 的冷管上方距离中选择供冷管上方距离越小的布置可以使供冷管温度升高，冷管热流量降低，但冰面的均匀性会降低。

3.3.4 保温层厚度及材料对冰场的影响

冰场的结构对冰场的影响至关重要。不但影响着冰场的力学稳定性，还会影响冰场的传热特性。对冰场的保温层材料与厚度进行了改变，即采用聚氨酯、聚苯乙烯、聚乙烯材料的保温层且厚度分别为 0、30、60、90、120、150mm 的冰场结构，研究其传热特性。由于保温层的密度小，质量轻，所以改变保温层厚度不会破坏冰场的力学结构。保温层的材料物性表 8 如下所示：

表 8 保温层材料物性表

保温层材料	密度 (kg/m^3)	导热系数 [$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$]	热容 [$\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$]
聚氨酯	40	0.025	1.38
聚苯乙烯塑料	23	0.035	1.38
聚乙烯	100	0.047	1.38

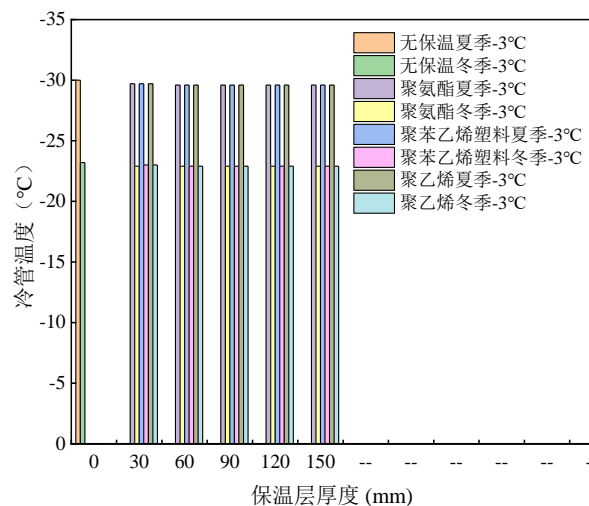


图 23 保温层的厚度及材料对供冷管温度的影响

由图 23 可以看出, 冬夏季时, 不同保温层的厚度对冷管温度无影响。在相同的保温层厚度时, 不同的保温层材料对冷管温度也无影响。这是因为采用控制冰面温度法时, 冷管的热量是由冰面、防冻管和土壤的热流量组成的, 但冷管的温度只需要满足冰面负荷即可, 而且冷管内的工质为两相流, 即冷管温度表面温度保持一致, 所以改变冷管下方的结构时, 并不会影响冷管的温度, 只会影响冷管下方的温度分布以及防冻管和土壤的热流密度。也就是保温层的变化并不会影响冷管中来自冰面的热量, 冷管的温度自然不会变化。

由图 24 可以看出, 夏季的冷管热流密度大于冬季的冷管的热流密度。在保温层厚度不变时, 随保温层的热阻的增大, 冷管的热流密度逐渐减小, 即聚氨酯保温层<聚苯乙烯保温层<聚乙烯保温层的冷管热流密度, 说明聚氨酯保温材料更有利于降低防冻管的热量传递, 利于节能, 这是因为由冷管温度与保温层关系得到的冷管温度不变, 而防冻管温度也不变时, 保温层的热阻越大, 在相同的温差传递关系中, 则需要热流密度越小。也可以看出, 当保温层不变时, 随着保温层厚度的增加, 冷管热流密度逐渐减小, 这是因为在相同的温差传递关系中, 保温层厚度的增加意味着热阻的增加, 则所需要的热流密度越小, 说明了保温层厚度的增加也可以降低防冻管热量的传递。最后发现, 保温层厚度由 0~30mm, 冷管热流密度变化最为剧烈, 而 30~150mm, 冷管热流密度变化逐渐变缓。说明在选择保温层厚度的时候, 尽量选择 30~60mm 左右, 既节能又经济。

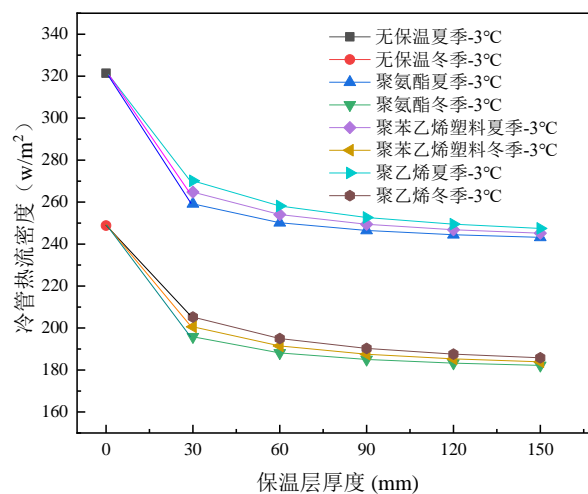


图 24 保温层的厚度及材料对供冷管热流密度的影响

又由图 24 知, 夏季冰面温度为-3°C时, 当保温层的传热系数在 0.025、0.035、0.047W/m·K, 厚度为 0~150mm 时, 采用控制冰面温度法, 聚苯乙烯保温层结构的

冷管热流密度平均比聚氨酯的低 3.37 W/m^2 ，聚乙烯平均比聚氨酯的低 6.89 W/m^2 ，冬季，聚苯乙烯保温层结构的冷管热流密度平均比聚氨酯的低 2.88 W/m^2 ，聚乙烯平均比聚氨酯的低 5.89 W/m^2 ，当保温层材料不变时，保温层由 $0\sim 150 \text{ mm}$ 变化时且材料为聚氨酯，夏季冰面温度为 -3°C 时，保温层材料每增加 30 mm ，冷管热流密度增加 15.64 W/m^2 ，冬季，冷管热流密度增加 13.32 W/m^2 ；保温层材料为聚苯乙烯，夏季保温层材料每增加 30 mm ，冷管热流密度增加 15.25 W/m^2 ，冬季，冷管热流密度增加 12.98 W/m^2 ；保温层材料为聚乙烯，夏季保温层材料每增加 30 mm ，冷管热流密度增加 14.80 W/m^2 ，冬季，冷管热流密度增加 12.60 W/m^2 。夏季冰面温度为 -3°C ，当保温层厚度从 $0\sim 30 \text{ mm}$ 时，冷管热流密度平均变化 56.71 W/m^2 ，当保温层厚度从 $30\sim 150 \text{ mm}$ 时，冷管热流密度平均变化 $10.57\sim 1.66 \text{ W/m}^2$ ，冬季保温层厚度从 $0\sim 30 \text{ mm}$ 时，冷管热流密度平均变化 48.27 W/m^2 ，当保温层厚度从 $30\sim 150 \text{ mm}$ 时，冷管热流密度平均变化 $9.01\sim 1.44 \text{ W/m}^2$ 。

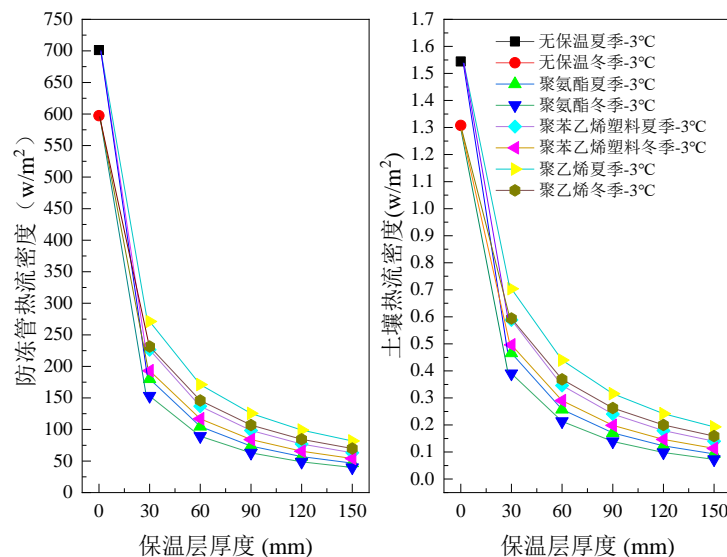


图 25 保温层的厚度及材料对防冻管和土壤边界的热流密度的影响

由图 25 可以看出，防冻管与土壤的热流密度变化与冷管的热流变化趋势及特点一致且土壤边界的热流密度非常小，因为保温层有效的降低了冷管与防冻管和土壤边界的热流密度，而且防冻管的散热也代替了土壤向冷管的放热量，因此土壤边界的热流密度非常小，从而有效的保护了土壤。冰面温度为 -3°C 且保温层厚度不变时，夏季的防冻管和土壤热流密度比冬季大，此外随着保温层热阻的增加，防冻管和土壤热管热流密度也逐渐减小。因为稳态时，在相同的温度边界条件下，保温层热阻

的增加会提高冷管到防冻管和冷管到土壤的整体热阻，从而导致热流密度的减小。当冰面温度为 -3°C ，保温层材料不变，随着保温层厚度的增加，防冻管和土壤边界热密度逐渐减小，因为保温层厚度的增加，自然会增大热阻，从而导致热流密度也减小。并且在 $0\sim 30\text{mm}$ 之间，热流密度变化剧烈，而在 $30\sim 150\text{mm}$ 时，热流密度变化缓慢，说明了保温层可以有效的减少防冻管的热流密度，有利于节约能源。

由上图 26 可以看出，改变保温层的材料和厚度对冰面的均匀性无变化。这是因为保温层处于冷管的下方，防冻管与土壤的热量由下到上传递到冷管，而冰面处于冷管的上方，由来自室内冰场的热流经过冰面传递到冷管，改变保温层的材料与厚度自然不会影响冰面到冷管的热流，从而不会影响冰面均匀性。

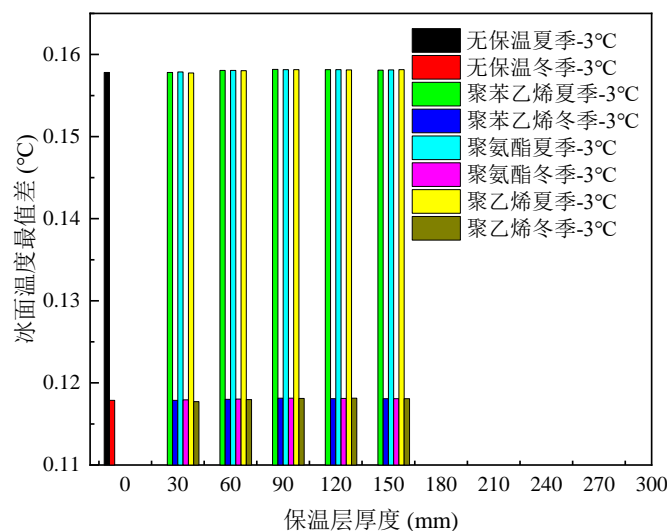


图 26 保温层的厚度及材料对冰面温度均匀性的影响

由冰场的温度云图 27 可以看出，采用控制冰面温度法，夏季冰面温度为 -3°C 、保温层为聚氨酯时，改变保温层的厚度对冷管下方温度影响很大，其中对冰场土壤处的温度分布影响最大，可以有效的保护土壤。因为在防冻管和土壤的热量向冷管传递时，在相同的温度边界下达到稳态时，由于不同的保温层厚度导致不同的热阻，热阻大的地方温度变化大，相对热阻小的地方温度分布变化小，即在冷管下方和防冻管上方的保温层可以将温度的变化主要集中在该处，使得土壤部分的温度变化不大，并且由于防冻管提供了一部分热量，降低了冷管从土壤中的吸热量，从而保护了土壤，即防止了土壤冻胀对冰场的破坏。

因此，在满足冰面温度的要求时，保温层材料厚度为 $30\sim 150\text{mm}$ 时，只改变保温层材料时，选择聚氨酯对冰面温度和冰面的均匀性无影响，冷管热流量降低；保

保温层材料不变时，在 0~150mm 的厚度中改变厚度中，且保温层越厚，冷管热流密度降低，土壤保护效果越显著。

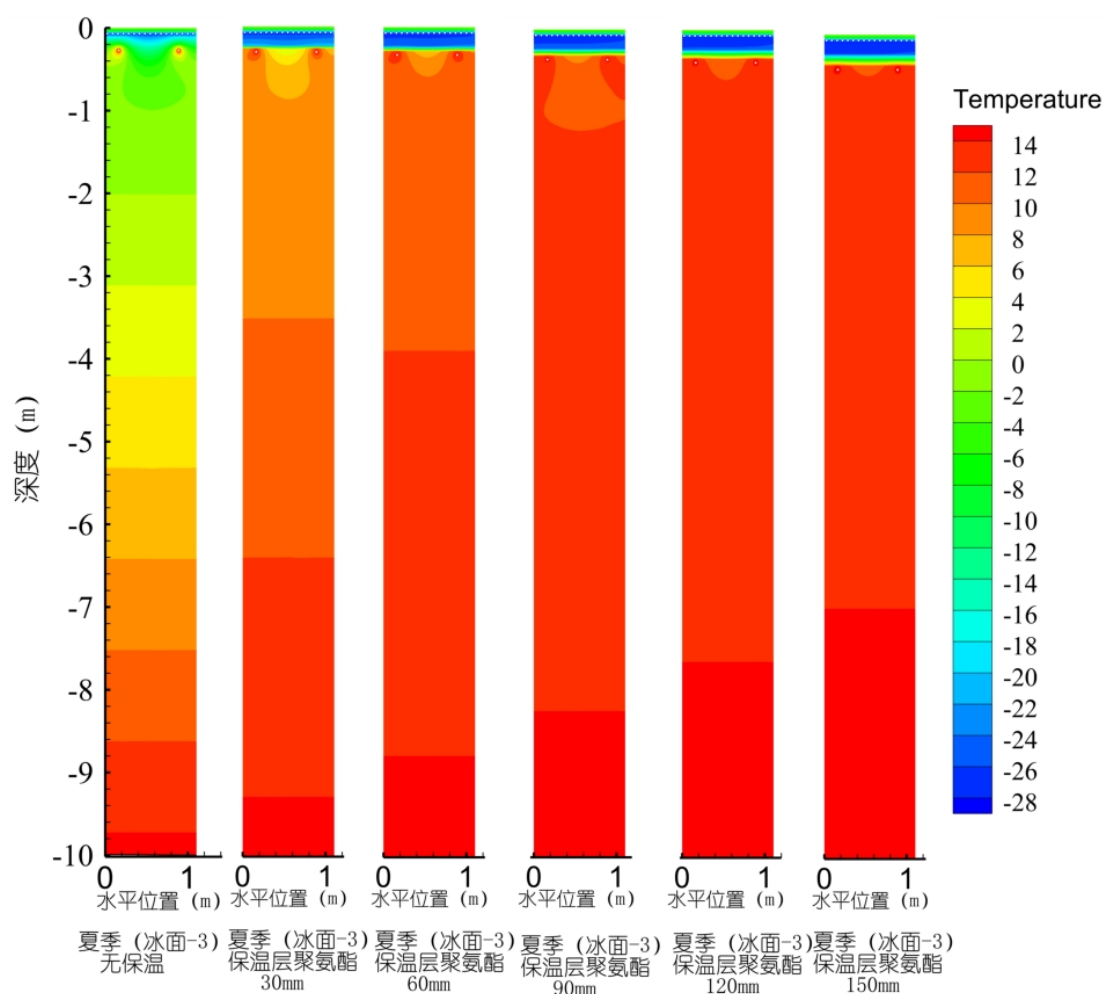


图 27 保温层的厚度对冰面温度云图的影响

3.4 不同地区对传热的影响

不同地区都开设室内冰场，并且冰上运动相同的冰场其室内设计参数相同，冰场的制冰机组与空调机组独立运行，所以对冰场的温度场模拟时，只有不同地区的土壤边界条件是不一样的，因此有必要对不同地区的冰场的温度进行研究。本章选取了 8 个典型城市进行了模拟，即寒冷地区（北京、西安、郑州），严寒地区（哈尔滨），夏热冬冷地区（长沙、武汉、重庆、上海），夏热冬暖地区（广州）。气候分区图 and 不同城市的月平均地表振幅与平均温度如图 28、表 9 所示。



图 28 气候分区图

表 9 不同城市的月平均地表振幅与平均温度

城市	哈尔滨	北京	郑州	西安	上海	重庆	长沙	广州
月平均地表振幅 Aw	23	17.2	14.35	15.55	13	10.75	12.5	7.95
平均温 t (°C)	5.86	13.71	13.95	15.63	17.4	16.95	17.1	24.66

对冰场温度场的模拟，采用控制冰面温度法，默认条件为，夏季室内冰场的花样滑冰运动，冰面为 -4°C ，室内负荷为 292.6 W/m^2 ，防冻管温度 15°C ，地下 10 米的土壤边界条件根据城市而定。根据 4.2.2 的方法求得各个城市的地下 10m 处温度边界，得到模拟温度云图 29，发现在地下 10m 的温度云图中，哈尔滨地区冰场的土壤温度分布最低，广州的最高，这是因为哈尔滨的土壤边界温度低，而广州的地下土壤边界温度最高。又可以看出各个地区的冰场由于有保温层的存在，所以土壤的温度变化普遍不大，但相比较重庆地区的地下土壤温度变化最小，冻胀影响最小，而广州地区的土壤温度变化大，冻胀影响较大，这是因为土壤边界的温度越高，土壤边界与冷管的温度差越大，则土壤的热流密度越大，在热阻不变的情况下，自然温度变化更快。

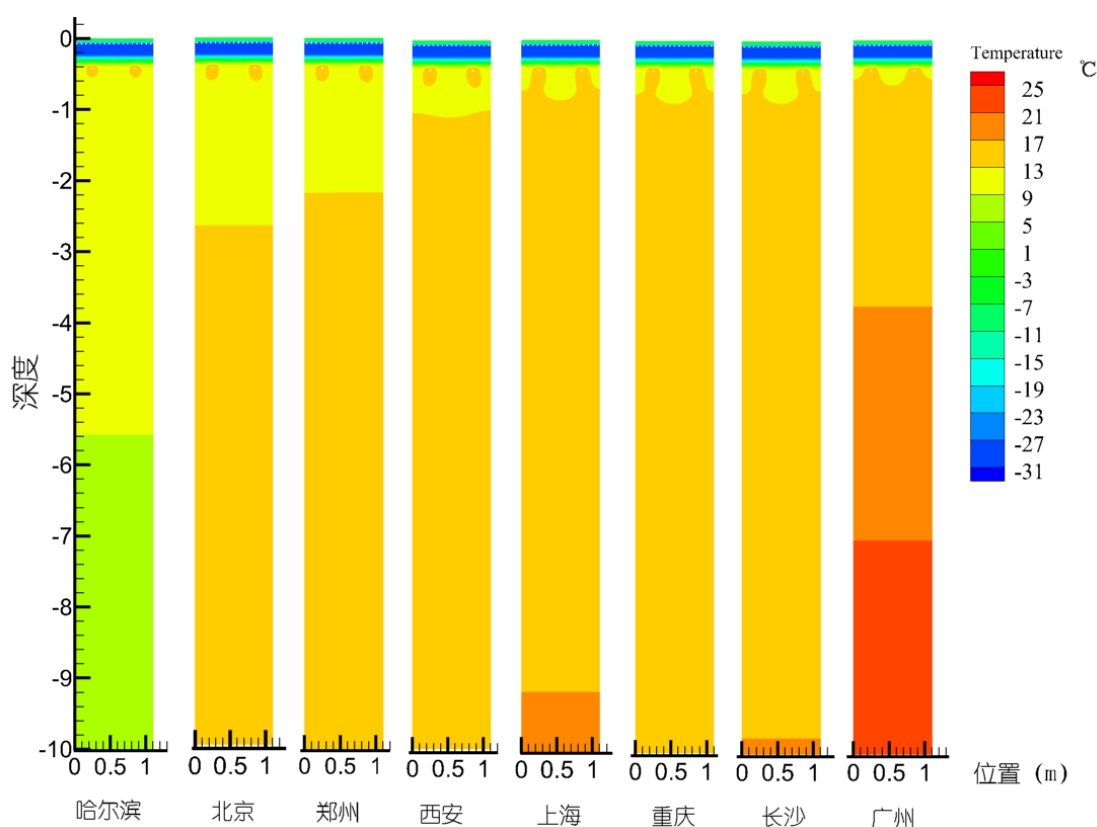


图 29 不同地区的冰场温度云图

由图 30 (a) 可以看出, 在冷管的热流密度中, 哈尔滨的最低, 广州的最高, 但相差都在 $0.07\text{W}/\text{m}^2$, 总体来说这些典型城市的冷管热流密度变化不大。因为冷管的热流密度来自冰面的负荷、防冻管和土壤边界, 其中主要是冰面负荷和防冻管, 土壤边界由于有保温层和防冻管的存在, 土壤边界的热流一直很小, 改变土壤边界条件对冷管热流密度影响很小。

由图 30 (b) 可以看出, 在防冻管的热流密度中, 广州的最低, 而哈尔滨的最高, 作为土壤边界温度最低的哈尔滨与最高的广州, 并且随着土壤边界温度的升高, 防冻管的热流密度减小且变化明显, 因为防冻管的热流量一部分必然会向冷管放热, 而另一部分会与土壤进行换热, 又由于土壤边界温度与防冻管温差的不同, 广州地区的防冻管会向冷管放热, 土壤中的热流会流向防冻管, 而哈尔滨地区的防冻管既向冷管放热, 又向土壤放热, 所以广州的防冻管热流大于哈尔滨的。

图 30 (c) 表示了进入或流出土壤边界的热流密度的绝对值的大小。在土壤边界的热流密度中, 北京的最低, 而广州的最高, 并且整体的数值比较小, 这是由土壤边界与防冻管温差决定的。

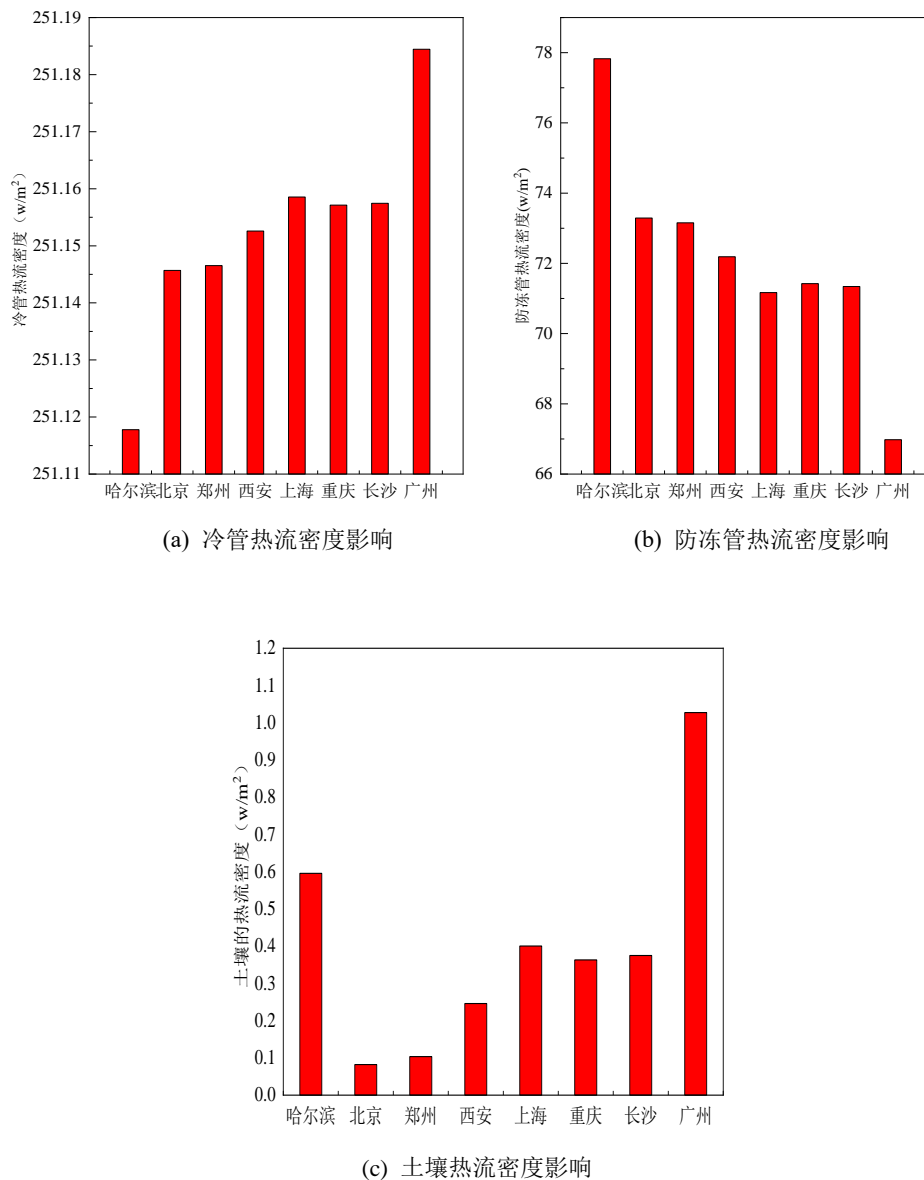


图 30 不同城市冰场对冷管、防冻管和土壤热流密度的影响

3.5 本章小结

本章分别对在花样滑冰运动中不同的冰面温度下，不同的供冷管间距、不同的供冷管管径，不同的冷管上方距离以及不同的保温层材料与厚度下的模拟数据进行了总结与分析，得出其对冰场温度场的影响。结论如下：

1) 防冻管的温度对冰面温度、冷管热流密度的影响可以忽略；随着冬夏冰面温度的降低，冷管热流密度的增加，对应供冷管内工质的蒸发温度的降低，并且也增加了冰面温度的不均匀性。相同冰面温度下，夏季的冰面的均匀性比冬季的冰面温度的均匀性差。

2) 采用控制冰面温度的方法，随着管间距的增加，导致冷管的热流密度增加，

对应供冷管内工质的蒸发温度降低和冰面的温度均匀性的变差；随着供冷管管径的增加，冷管的表面温度升高，冷管的热流密度降低，冰面温度的均匀性变差；随着供冷管上方距离的增加，冷管温度逐渐降低，冷管热流密度增加很小，防冻管与土壤边界的热流密度逐渐增加，且防冻管的热流密度变化比冷管的热流密度明显；改变保温层的材料和厚度对冰场供冷管的温度，冰面均匀性无影响；改变保温层的厚度对冷管下方温度影响很大，其中对冰场土壤处的温度分布影响最大；在保温层厚度不变时，聚氨酯保温层<聚苯乙烯保温层<聚乙烯保温层的冷管热流密度；当保温层不变时，随着保温层厚度的增加，冷管热流密度逐渐减小；保温层厚度由0~30mm，冷管热流密度变化最为剧烈，而30~150mm，冷管热流密度变化逐渐变缓。

3) 在地下10m的温度云图中，哈尔滨地区冰场的土壤温度分布最低，广州的最高。重庆地区的地下土壤温度变化最小，冻胀影响最小，而广州地区的土壤温度变化大，冻胀影响较大。

第 4 章 室内人工冰场制冷系统的理论分析

为了研究采用 CO_2 作为制冷剂或载冷剂在不同制冷系统中冰场的能效比和能耗的影响，在以室内人工冰场的传热和满足室内人工冰场的使用条件的基础上，选取冰场传热的一种工况来研究冰场多种制冷系统。分别对制冷剂为 NH_3 、 CO_2 ，载冷剂为 NH_3 、 CO_2 、盐水，制冷方式为直接、间接系统的能效比、能耗进行研究。

4.1 研究对象与基本参数

冰场模型为北京市的娱乐性室内人工冰场，尺寸为长 60m，宽 30m，角弧半径为 8.5m，冰场的用途为花样滑冰运动。制冷系统的选择如表 10 所示：按制冷方式有直接式、间接式；按制冷系统有单级压缩，双级压缩（二级节流，中间完全冷却），制冷剂的选择有 NH_3 、 CO_2 ，载冷剂的选择有 NH_3 、 CO_2 、盐水，

表 10 系统类型

	制冷剂	载冷剂	系统方式	制冷系统
制冷系统	NH_3	CO_2	间接	单级压缩
	NH_3	盐水	间接	单级压缩
	CO_2	CO_2	间接	双级压缩
	CO_2	盐水	间接	双级压缩
	NH_3	NH_3	直接	单级压缩
	CO_2	CO_2	直接	单级压缩
	NH_3	NH_3	直接	双级压缩
	CO_2	CO_2	直接	双级压缩

冰场物理模型选择图 4，冷管温度以冰场的传热分析为准，如表 11 所示：选择冰面温度为 -4°C 时冬夏的冰场负荷，冬夏冰场负荷分别为 220.27 W/m^2 、 292.26 W/m^2 。由于载冷剂的不同，对 NH_3 、 CO_2 采用管径为 25mm，冷管间距（中心距）为 65mm，经过传热模拟得到的冬夏冷管温度为 -22.3°C ， -24.1°C ，冷管热流密度为 189.8 W/m^2 ， 192.57 W/m^2 ；对盐水溶液采用管径为 38mm，冷管间距（中心距）为 100mm，经过传热模拟得到的冬夏冷管温度为 -28.3°C ， -30.4°C ，冷管热流密度为 189.8 W/m^2 ， 192.57 W/m^2 。由传热模拟可知，当管间距不变时，随着管径的增大，冷管的平均温度会升高；当管径不变时，随着管间距的增大，冷管温度会降低，但当综合影响作用之时，只能通过传热模拟得：盐水的冷管温度比 NH_3 ， CO_2 高一些，盐水的热流密度比 NH_3 ， CO_2 大一些。

表 11 系统参数

冰面温度 (℃)	冬季负荷 (W/m ²)	冬季冷管温度 (℃)			冬季冷管热流密度 (W/m ²)			防冻管温度 (℃)
-4	220.27	载冷剂			载冷剂			189.8
		NH ₃	CO ₂	盐水	NH ₃	CO ₂	盐水	
		-24.1	-24.1	189.8	192.57			
	夏季负荷 (W/m ²)	夏季冷管温度 (℃)			夏季冷管热流密度 (W/m ²)			防冻管温度 (℃)
	292.26	载冷剂			载冷剂			15
		NH ₃	CO ₂	盐水	NH ₃	CO ₂	盐水	
-30.4		-28.3	251.2	254.85				

4.2 制冷剂介绍

在以往的冰场研究中，通常采用的制冷剂为 NH₃ 或 R22。由于《蒙特利尔协议》和《京都协议书》的颁发，对破坏臭氧层和导致温室效应的制冷剂 R22 限制使用，对环境破坏能力非常大，因此选择 NH₃、CO₂ 两种制冷剂进行研究。

由图 31（a）可以直接观察出 CO₂ 的固-液-气状态分区。CO₂ 的三相点的状态为压力 5.2bar，温度为-56.6℃，即在此状态点之后可以改变状态参数，使制冷剂向任意相态改变。CO₂ 的临界点的状态为压力 73.6bar，温度为 31.3℃，即当 CO₂ 温度超过 31.3℃，压力超过 73.6bar 时，进入超临界状态。由图 31（b）可以看出，空白的区域分别是在各种相同温度下的固-液，固-气，气-液汽化潜热。因为 CO₂ 作为一种重新利用的环保制冷剂，有很大的应用价值。

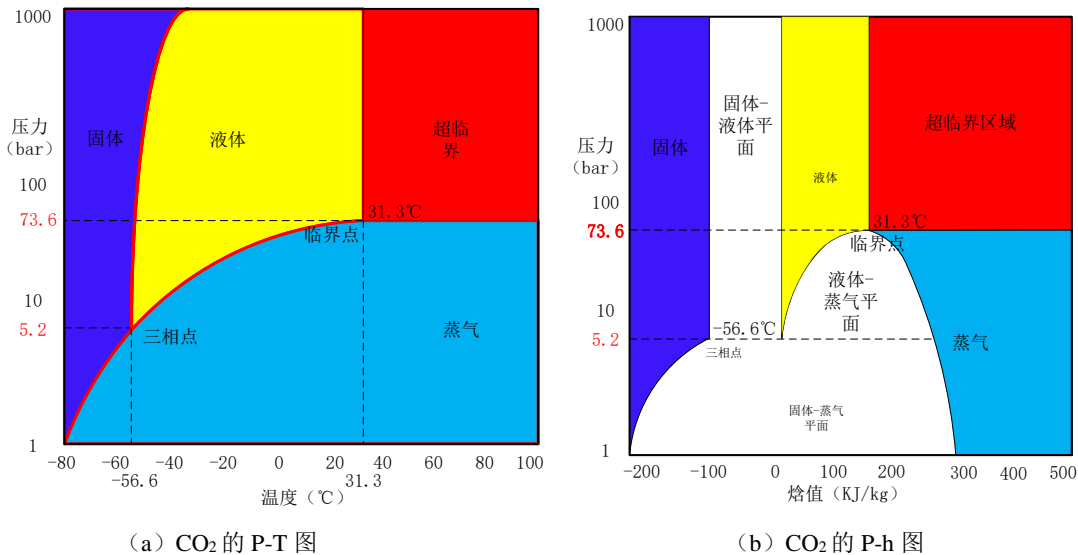


图 31 CO₂ 制冷剂的状态图

由图 32 可以看出,当压力由 20~73.6bar 时,CO₂ 在两相区的焓值变化约为 0~282kJ/kg,而在气液相的时候,等熵条件时,每变化 1℃,焓值变化为 0.5~0.7kJ/kg。

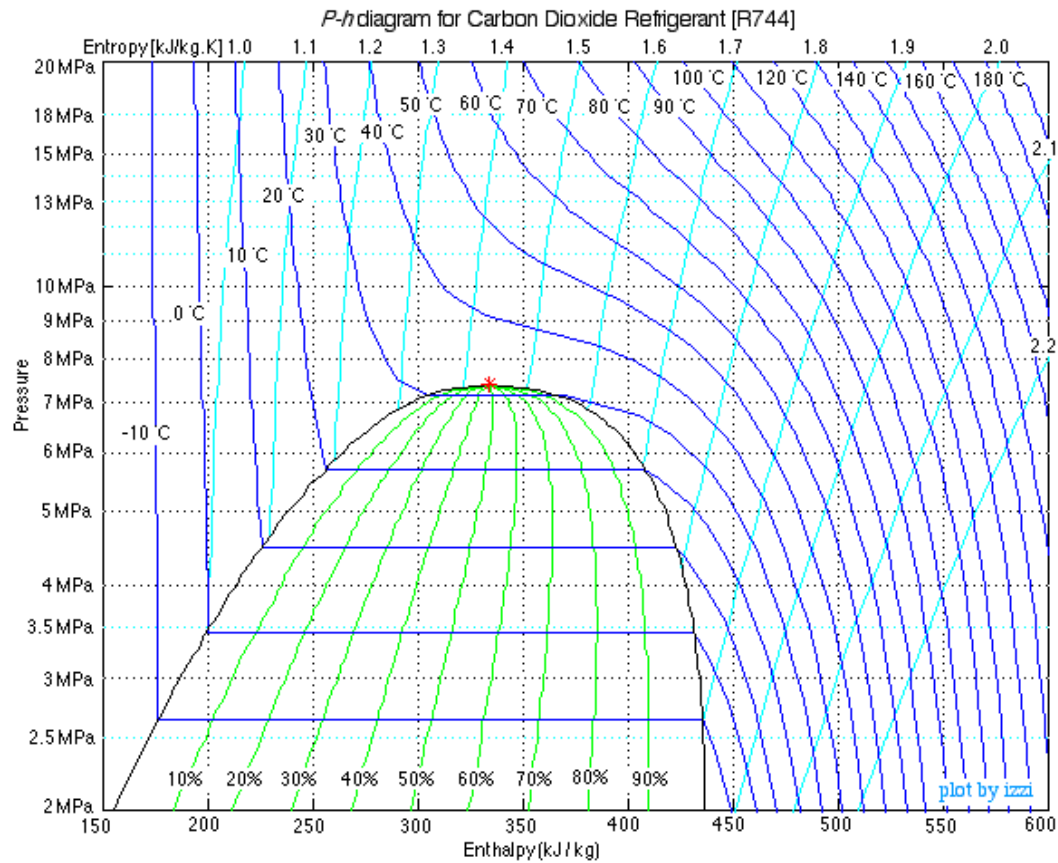


图 32 CO₂ P-h 图

由表 12 可知,CO₂ 不仅作为环保制冷剂,而且具有很高的相变潜热量。

表 12 载冷剂物性参数^[58]

制冷剂	ODP/OGP	可燃性/ 毒性	分子量 (kg/mol)	标准沸点 (°C)	临界温度 (°C)	临界压力 (MPa)	制冷能力 (kJ/m ³)
CO ₂	0/1	无/无	44	-78.4	31.3	7.38	22545
NH ₃	0/0	有/有	17	-33.3	133.0	11.42	4382
R22	0.05/1700	无/无	86.5	-40.8	96	4.97	4356

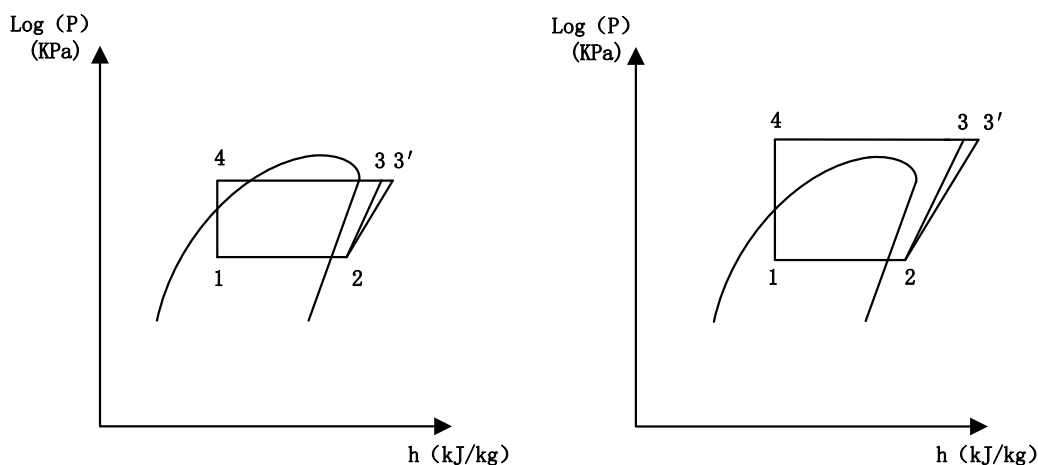
注:制冷能力为 0℃的容积制冷能力。

4.3 制冷系统的介绍和热力计算

4.3.1 单级压缩制冷系统及热力计算

本节对采用 NH₃, CO₂ 的单级压缩制冷系统进行研究。单级压缩制冷系统具有设备少,简洁方便的特点。单级压缩制冷系统由蒸发器、压缩机、冷凝器或空气冷

却器、节流阀部件组成。CO₂的压缩比较大，这里采用的是理论压缩。



(a) 单级 NH₃, CO₂ 制冷系统示意图

(b) 单级 CO₂ 跨临界制冷系统示意图

图 33 制冷系统示意图

图 33(a)指的是 NH₃ 的单级压缩制冷系统，对于 NH₃ 的临界温度为 133℃，临界压力为 11.42MPa，而冰场室外温度的范围通常在临界状态点之内。图 33(b)指的是理论状态下 CO₂ 的单级压缩制冷系统，对于 CO₂ 的临界温度为 31.3℃，临界压力为 7.38MPa，当时室外温度对应的冷凝温度超过 31.3℃时，此时称为跨临界制冷循环。当时室外温度对应的冷凝温度低于 31.3℃时，此时称为亚临界制冷循环。

对于单级压缩的等熵效率取 0.8。即

$$\frac{h_3 - h_2}{h_{3'} - h_2} = 0.8 \quad (15)$$

制冷系统的制冷量

$$Q = q_m (h_2 - h_1) \quad (16)$$

制冷系统的压缩功

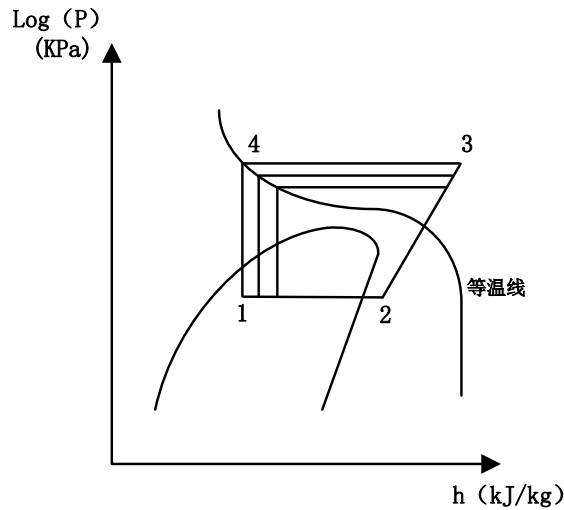
$$W = q_m (h_{3'} - h_2) \quad (17)$$

制冷系统的冷凝放热

$$Q = q_m (h_{3'} - h_4) \quad (18)$$

制冷系统的制冷效率

$$COP = \frac{h_2 - h_1}{h_{3'} - h_4} \quad (19)$$


 图 34 CO₂ 最佳出口压力示意图

如图 34 所示，对于 CO₂ 制冷系统超过临界温度时，冷凝器称为空气冷却器，此时制冷剂没有冷凝过程，对 CO₂ 的空气冷却器出口温度则存在多种出口压力，对于不同的排气压力也对应了不同的制冷效率，所以确定出口压力至关重要。CO₂ 系统的最佳出口压力为^[59]：

$$p_{\text{opt}} = 2.7 \cdot (T_{\text{amb}} + \Delta T_{\text{gc}}) - 6.1 \quad (20)$$

式中：

T_{amb} — 室外环境温度，℃；

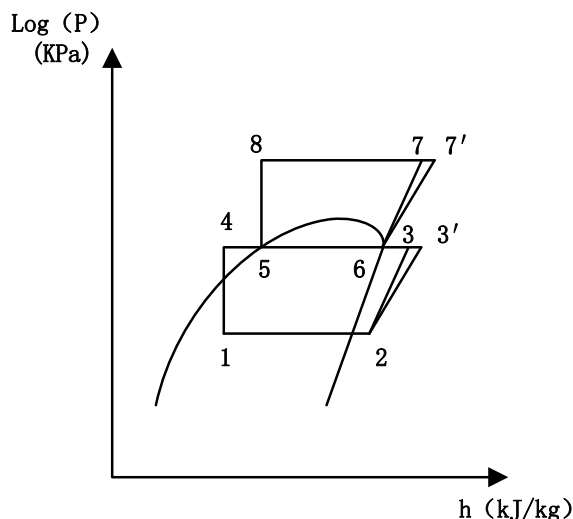
ΔT_{gc} — 空气冷却器换热温差，℃；

P_{opt} — 最佳空气冷却器压力，bar。

4.3.2 双级压缩制冷系统

双级压缩制冷循环是指来自蒸发器的制冷剂蒸汽要经过低压与高压压缩机两次压缩后，才能进入冷凝器。当蒸发温度低的时候，采用双级压缩制冷循环可以达到降低压缩机排气温度，提高实际输气量，制冷机运行的平衡性提高等。

由于 CO₂ 单级压缩制冷循环的压缩比大，所以应采用双级压缩，双击压缩制冷循环可以分为四种，即双级压缩-中间不完全冷却-一次节流，双级压缩-中间完全冷却-一次节流，双级压缩-中间不完全冷却-两次节流，双级压缩-中间完全冷却-两次节流，采取双级压缩-中间完全冷却-两次节流制冷循环，如图 35 所示：

图 35 CO₂ 双级压缩 P-h 图

采用间接 CO₂-盐水，间接 CO₂-CO₂，直接 CO₂，NH₃ 双级压缩（两次节流，中间完全冷却）制冷系统。对 NH₃ 制冷系统，在是室外工况内不存在跨临界系统。对 CO₂ 制冷系统则对超过临界温度，压力的工况也存在跨临界系统。不同的双级压缩制冷系统的中间压力会导致不同的压缩功，也会导致制冷效率不同。

热力计算：对于双级压缩的等熵效率取 0.8。即

$$\frac{h_3 - h_2}{h_{3'} - h_2} = \frac{h_7 - h_6}{h_{7'} - h_6} = 0.8 \quad (21)$$

制冷系统的制冷量：

$$Q = q_{m1}(h_2 - h_1) \quad (22)$$

制冷系统的压缩功：

$$W = q_{m1}(h_{3'} - h_2) + q_{m1}(h_{7'} - h_6) \quad (23)$$

制冷系统的冷凝放热：

$$Q = q_{m2}(h_{7'} - h_8) \quad (24)$$

制冷系统的制冷效率：

$$COP = \frac{q_{m1}(h_2 - h_1)}{q_{m1}(h_{3'} - h_2) + q_{m2}(h_{7'} - h_6)} \quad (25)$$

4.3.3 间接式，直接式制冷系统

直接供冷系统将冰场的冷却排管作为制冷循环中的蒸发器，制冷剂（一般为氨）通过输送机械设备（氨泵）循环直接膨胀供冷。间接供冷系统先在蒸发器里冷却载冷剂，再用水泵将冷却后的载冷剂送至排管向冰场供冷。在相同的冰场制负荷和载冷剂排管布置相同时，对于单级，双级制冷系统而言，载冷剂的平均温度是相同的。冰场的排管布置为平行于冰场的长边，总供、回液管布置在冰场的中间，采用同程式回液方式。如图 36 所示：

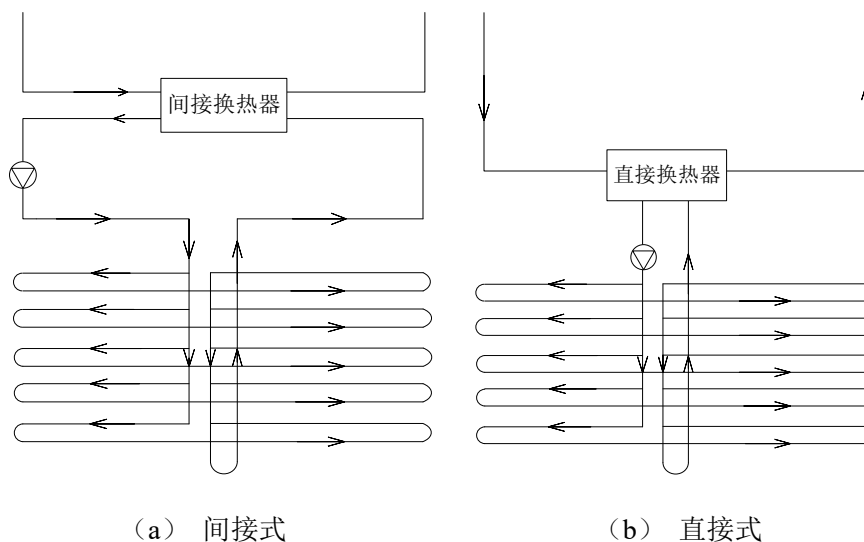


图 36 间接、直接式的冰场同程式排管示意图

4.3.4 不同室外工况的制冷系统处理

对于单级、双级制冷系统在不同室内外工况时，为了维持冬夏季制冷系统的正常运行，需要对制冷系统进行有效的控制调节。对于室内人工冰场，不但要满足冰场的制冷负荷，还要满足冰场内的空调负荷。对于冰场的空调系统，则在冬夏季可以通过制冷与供热的转换来满足室内工况。但对于冰场的制冰负荷，在夏季冰场运行时，冰场冰面为 -4°C 时对应蒸发温度为 -30.4°C ，室外温度 10°C 以上，制冷系统可以正常运行。冬季冰场运行时，冰场冰面为 -4°C 时对应蒸发温度为 -24.1°C ，室外温度很低，可以达到 -20°C 以下，此时对应的冷凝温度使得压缩机无法正常运行，因此，为了让冰场制冷系统正常运行，采用调节压缩机出口压力，对压缩机出口设置压力调节阀，将压缩机的出口压力设置为制冷剂为 10°C 的冷凝压力，过冷度控制在 5°C 。如图 37 所示：

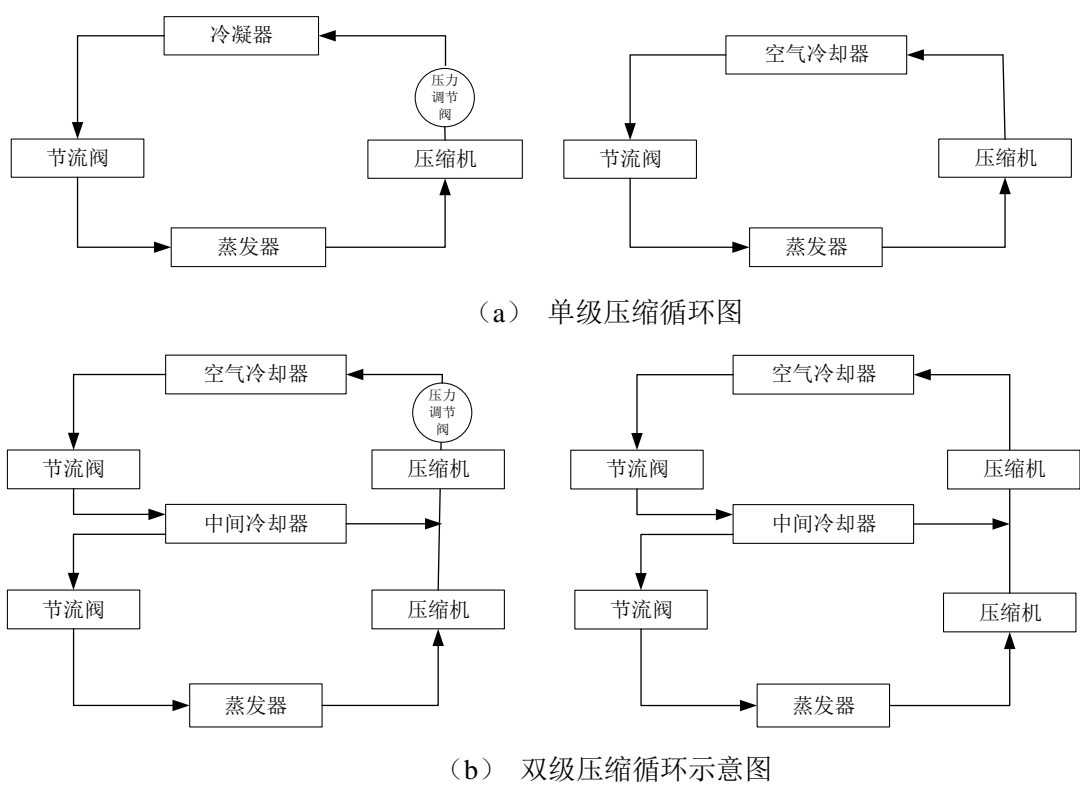


图 37 制冷循环示意图

4.4 载冷剂环路

4.4.1 载冷剂介绍

工程中常用的载冷剂有乙烯乙二醇（简称乙二醇）水溶液、丙三醇水溶液和氯化钙（钠）（镁）水溶液等，他们的优缺点见表 13：

表 13 载冷剂介绍

溶液名称	适用温度℃	优点	缺点
乙二醇	5~25℃	比热容大、传热性好、腐蚀性低、稳定性好、无沉淀、市场易购、价格适中、使用方便	黏度高，有一定毒性
丙三醇	5~25℃	与乙二醇溶液基本相同，但比热容较乙二醇大，传热性比乙二醇差，黏度比乙二醇高	黏度高，价格高
盐分	低于-25℃	比热容大、黏性低，市场易购、价格低	腐蚀性强、有沉淀、对人的皮肤有损害、使用不方便

因为模拟所得的冷管平均温度为 $-30.4\sim-22.3^{\circ}\text{C}$ ，所以为了满足适用温度要求。选取盐水作为载冷剂。在直接式或间接制冷系统中采用 NH_3 、 CO_2 作为载冷剂时，由于相变换热潜热高，载冷剂管道流量需求小，而对于采用盐水作为载冷剂的制冷系统时，人工冰场要求的供回水温差一般仅为 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ 。因为载冷剂温升的能量小，所以载冷剂的流量大，这样，在相同的制冷量条件下，盐水载冷剂的冰场所需的循环量，远远大于冷水机组的额定流量。如果让冰场的所需要的载冷剂循环量全部通过冷水机组的蒸发器，则必然造成载冷剂的流速过高，流动阻力过大，从而导致无法运行的结果。这时，最好的办法是通过手动或自动方式，对载冷剂进行旁通调节或采用二次泵系统，如图 38 所示：

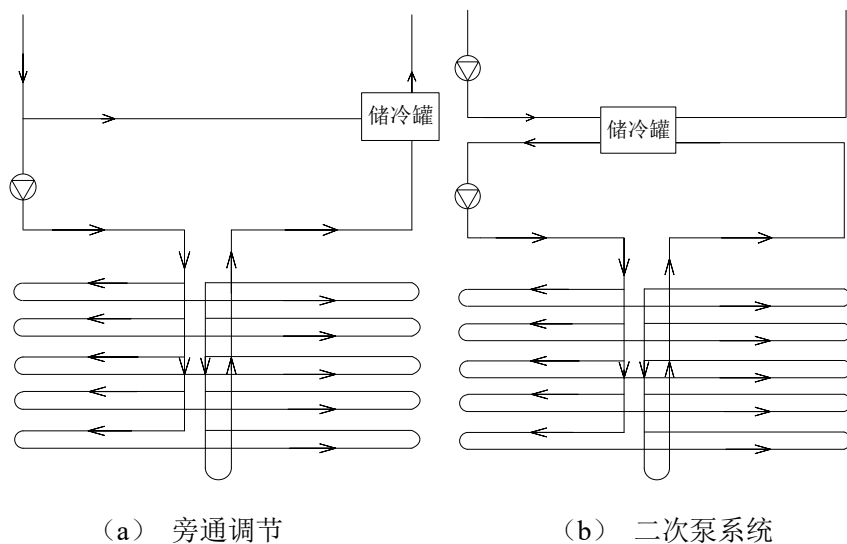


图 38 载冷剂流量调节示意图

对于盐水载冷剂采用旁通调节方法。选取载冷剂回水温差为 1°C 。

4.4.2 蒸发温度的确定

当采取旁通调节的载冷剂流量时，载冷剂在盐水时，蒸发温度的确定。

$$t_z + \Delta t_z = t_{lg} + t_{lg,w} + t_{lg,z,w} \quad (26)$$

式中：

t_z —蒸发温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

Δt_z —载冷剂与蒸发器的换热温差取 5°C ；

t_{lg} —供冷管的入口温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

$t_{lg,w}$ —载冷剂在冰场中的温升，取 1°C ；

$t_{lg,zw}$ —载冷剂在蒸发器中的换热温升，取 5°C 。

当载冷剂为 CO_2 或 NH_3 时, 因为此时载冷剂管道内为两相流动, 温度不发生不变化, 换热效率高, 并且对应的质量流量小, 此时不需要旁通调节流量。蒸发温度的确定。

$$t_z + \Delta t_z = t_{lg} \quad (27)$$

4.5 阻力计算

对 NH_3 、 CO_2 和盐水的冰场排管进行了阻力计算。冰场排管的阻力计算可以完成载冷剂泵的选型, 以及能耗的计算。对 NH_3 、 CO_2 载冷剂的阻力计算模型为间距 65mm, 管径为 25mm; 盐水载冷剂的为间距 100mm, 管径 38mm。冰场排管属于水平排管, 且水平管的阻力研究有多种模型。

首先, 盐水的物性随 CaCl_2 的百分数变化而变化。因为模拟盐水载冷剂的平均温度在 $-22.3 \sim -30.4^\circ\text{C}$, 所以选择凝固点低于平均温度时的比例, 即根据手册 ASHRAE Handbook 选择 27% CaCl_2 盐水的载冷剂物性, 比热为 $2721.42\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, 结晶点为 -35.1°C , 密度为 $1260\text{kg}/\text{m}^3$, 动力粘度为 $18.5 \times 10^{-3}\text{m}^2/\text{s}$ 。根据手册可以看出, 在给定浓度的 CaCl_2 盐水下, 冬夏载冷剂温度差范围内和盐水的温升 1°C 时的物性变化不大, 所以对于冬夏工况, 盐水物性取该定值。

对于单相载冷剂 (盐水) 的压降计算步骤为:

流体的雷诺数为:

$$\text{Re} = \frac{ud_n}{\mu} \quad (28)$$

式中:

Re —单相流体的雷诺数;

u —单相流体的速度;

d_n —当量直径;

μ —单相流体的运动粘度;

当 $\text{Re} < 2000$ 时, 采用流体得摩擦系数为:

$$\xi = \frac{64}{\text{Re}} \quad (29)$$

式中:

ξ —单相流体的摩擦系数;

当 $\text{Re} > 2000$ 时, 采用流体的摩擦系数为:

$$\xi = \frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}} \quad (30)$$

流体的摩擦压降为:

$$\Delta p = \xi \frac{l_f}{d_n} \times \frac{u^2}{2} \quad (31)$$

式中:

Δp —单相流体的总阻力 (pa) ;

l_f —供冷排管长度 (m) 。

因为选取的 CO₂、NH₃ 排管管径为 25mm, 而目前的对两相流的压降为微管道压降, 或小管径 (10mm 以内) 压降, 所以只能根据已有的主流压降公式对大管径进行预测。根据现有的两相流压降文献可得五种主要的两相摩擦压降关联式, 五种模型分别对不同的两相态流制冷剂进行了压降预测。对 CO₂ 载冷剂的误差范围在 22.8~54.2% 内, 选取 Muller-Steinhagen and Heck^[60] 的两相流压降计算。对于两相流 NH₃, CO₂ 压降步骤为:

$$\Delta p_{pg} = \Delta p_a + \Delta p_f \quad (32)$$

式中:

Δp_{pg} —总阻力 (Pa) ;

Δp_a —相变引起的加速压降(Pa);

Δp_f —摩擦压降(Pa);

$$\Delta p_a = G^2 (x_o - x_i) (\nu_o - \nu_i) \quad (33)$$

式中:

G —质流密度 kg/m²;

x_i —CO₂ 进口干度;

x_o —CO₂ 出口干度;

ν_i —CO₂ 进口比容(m³/kg);

ν_o —CO₂ 出口比容(m³/kg);

$$\Delta p_f = \phi_{lo}^2 \cdot \Delta p_{lo} \quad (34)$$

$$\Delta p_{lo} = f_{lo} \frac{L_f}{d_n} \times \frac{G^2}{2\rho_l} \quad (35)$$

式中:

ϕ_{lo}^2 —全液相折算系数;

Δp_{lo} —全液相压降 (pa) ;

f_{lo} —液相摩擦系数;

ρ_l —液相密度(kg/m³);

其中, 摩擦压降采用 Muller-Steinhagen and Heck 关系式^[60]计算。

$$\phi_{lo}^2 = Y^2 x^3 + (1-x)^{1/3} [1 + 2x(Y^2 - 1)] \quad (36)$$

$$Y = \sqrt{\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{go} / \left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{lo}} \quad (37)$$

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{lo} = \xi_l \frac{G^2 (1-x)^2}{2\rho_l d} \quad (38)$$

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{go} = \xi_g \frac{G^2 (1-x)^2}{2\rho_g d} \quad (39)$$

式中:

$\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{lo}$ —液相压降关系;

$\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{go}$ —气相压降关系;

ξ_l —液相摩擦系数;

ξ_g —气相摩擦系数;

l_o —纯液体;

g_o —纯气体;

\dot{x} —平均干度;

x —干度;

ρ_g —气相密度 kg/m³。

$$\xi_l = \frac{0.3164}{\text{Re}_l^{0.25}} \quad (40)$$

$$\xi_g = \frac{0.3164}{\text{Re}_g^{0.25}} \quad (41)$$

$$\text{Re}_{lo} = \frac{u d_n}{\mu_l} \quad (42)$$

$$\text{Re}_{go} = \frac{u d_n}{\mu_g} \quad (43)$$

Re_{lo} —全液相雷诺数;

Re_{go} —全气相雷诺数;

μ_l —液体的运动粘度;

μ_g —气体的运动粘度。

冰场供冷排管阻力计算分段示意图, 将供冷排管进行分段。如图 39 所示:

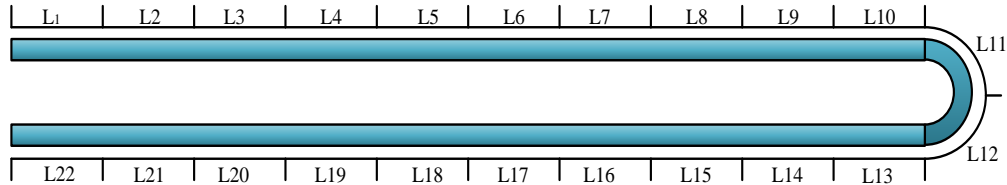


图 39 管道阻力计算分段示意图

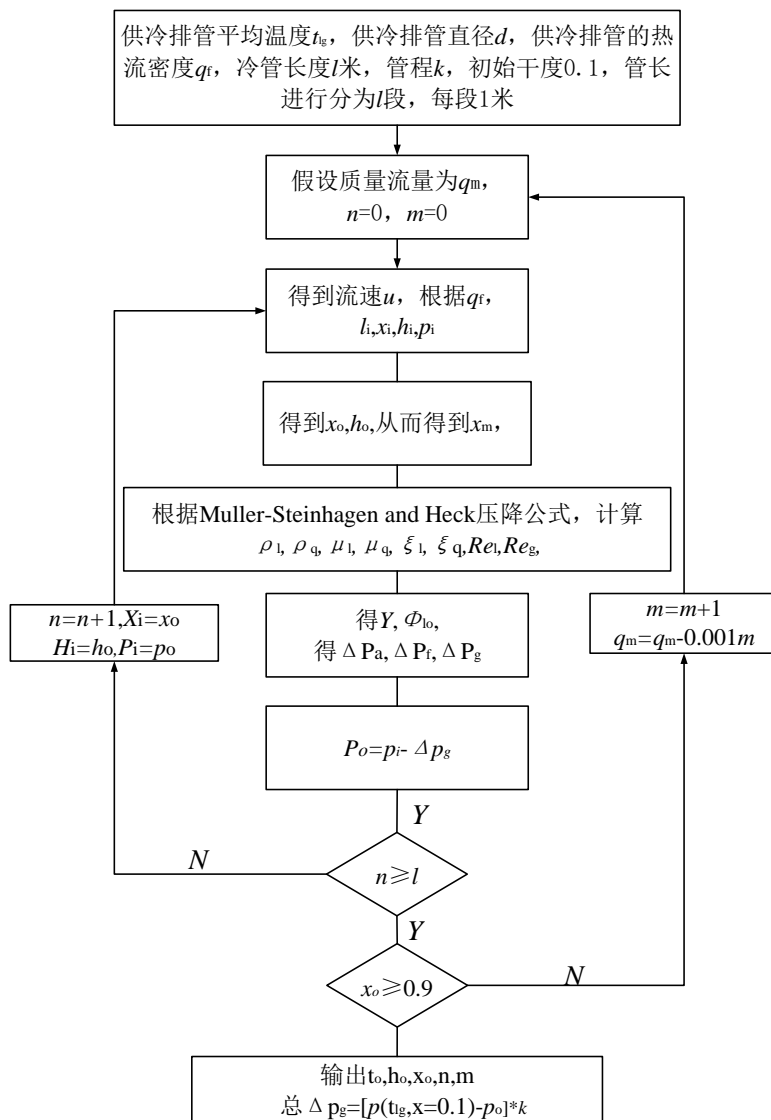


图 40 阻力求解程序框图

运用 EES 编写循环程序。在对供冷排管进行阻力计算时，可以有多种思路，采取的是在满足冷管模拟热流密度、温度的基础上，通过调节质量流量来控制进口干度，使其满足主管道进出口干度为 0~0.1、0.9~1，冰场排管进出口干度为 0.1~0.9。阻力求解框图如图 40 所示。

4.6 能耗计算

4.6.1 压缩机能耗计算

压缩机所需要的轴功率

$$N_{\text{in}} = \frac{N_n}{\eta_i \eta_m \eta_d} \quad (44)$$

式中：

N_n —输出功率，kW；

N_{in} —输入功率，kW；

η_i —指示效率，取 0.85；

η_m —机械效率，取 0.9；

η_d —电机效率，取 0.92^[61]。

4.6.2 泵与风机功计算

对载冷剂系统泵功计算如下：

水泵流量 G 可按下式确定。

$$G = 1.1 \frac{Q}{\Delta t \cdot c \cdot \rho} \quad (45)$$

式中：

Q —系统的负荷，W；

Δt —系统的供回水温差，℃；

c —水的比热容，J/kg·℃；

ρ —流体的密度 kg/m³；

G —体积流量 m³/s；

水泵的压力（扬程） h （m）的确定：

$$\Delta p = (1.1 \sim 1.2) \sum (\Delta p_m + \Delta p_i) \quad (46)$$

$$h = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (47)$$

式中:

Δp —总压力 Pa;

$\Delta p_m, \Delta p_i$ —整个管路的摩擦损失和局部损失, Pa;

h —管路折算扬程;

g —重力加速度 m/s^2 ;

水泵的轴功率 N_z (kW) 可按下式计算:

$$H = H_1 + h \quad (48)$$

$$N_z = \frac{\rho \cdot G \cdot H}{102 \cdot \eta} \quad (49)$$

式中:

H —总扬程;

H_1 —静扬程;

泵配用的电机容量 N (kW):

$$N = k_a \cdot N_z \quad (50)$$

K_a 电机容量安全系数。取 1.05。

4.6.3 冷凝风机所需的轴功率

由论文可知, 冷凝风机所消耗的功, 可以取冷凝器或空气冷却器损失的能量的 3%^[62]。这样可以简化冷凝风机的能量计算步骤。

4.6.4 系统的总能量

$$E_{\text{总}} = E_{\text{压缩机}} + E_{\text{泵, 载冷剂}} + E_{\text{风机, 冷凝器}} \quad (51)$$

式中:

$E_{\text{总}}$ —系统的总消耗能量;

$E_{\text{压缩机}}$ —压缩机的消耗能量;

$E_{\text{泵, 载冷剂}}$ —载冷剂泵的消耗能量;

$E_{\text{风机, 冷凝器}}$ —冷凝风机的消耗能量。

4.7 本章小结

本章在原有模型的基础上，选择花样滑冰运动且冰面温度为 -4°C 的工况，并选取了8种制冷系统为研究对象，分别从制冷剂有 NH_3 和 CO_2 ，载冷剂有 NH_3 、 CO_2 和盐水，制冷方式有间接和直接，压缩形式有单级和双级，进而分析出各个因素对制冷系统的COP的影响，以及能耗的比较。在理论分析中，首先，介绍 CO_2 、 NH_3 制冷剂的性质，可知 CO_2 和 NH_3 都具有很高的相变换热量，但相对于 NH_3 、 CO_2 是一种更加环保的制冷剂；又分别列出单级，双级系统的制冷量，压缩功，冷凝放热，制冷效率的理论公式；介绍了直接、间接制冷方式，又介绍了室外温度很低的时候的制冷系统的处理情况，即在压缩机的出口处设置压力调节阀，将室外温度很低时，将压力设置为制冷剂为 10°C 的饱和压力；又介绍了载冷剂环路，对大流量的盐水管路采用旁通调节，并采取Muller-Steinhagen and Heck的 CO_2 管径阻力计算方法；最后，列举了压缩机、载冷剂泵、冷凝风机的能耗理论公式。

第5章 冰场制冷系统的能耗模拟结果分析

冰场采用不同的制冷系统、不同的制冷剂和载冷剂所消耗的能耗是不一样的，而且冰场作为高能耗的运行场所，具有很大的节能潜力。本章对同一地区不同制冷系统的能耗进行了对比与分析，也对不同地区的冰场运行进行了能耗对比与分析，从能耗的角度来分析冰场。

5.1 制冷系统对能耗的影响

模拟的基本参数以4.2节为准，并对室外温度按温度区间分为夏季工况、过渡季工况、冬季工况，不同的室外工况对应的室内工况也不一样。如当冰面温度为 -4°C 时，夏季工况：室外温度范围为 $15\sim 40^{\circ}\text{C}$ ，室内设计温度 27°C ，直接、间接的冰场负荷分别为 389KW ， 407KW ，两相载冷剂和盐水供冷管平均温度和热流密度分别为 -30.4°C 、 -28.3°C 和 251.2 W/m^2 、 254.8W/m^2 。过渡季工况：室外温度为 $-10\sim 15^{\circ}\text{C}$ ，室内设计温度 22°C ，直接间接的冰场负荷分别为 341KW 、 357KW ，两相载冷剂和盐水的供冷管平均温度和热流密度分别为 -27.25°C 、 -25.3°C 和 220.5 W/m^2 、 223.7W/m^2 。冬季工况：室外温度再 $-30\sim -10^{\circ}\text{C}$ ，室内设计温度 17°C ，直接间接的冰场负荷分别为 297KW ， 306KW ，两相载冷剂和盐水供冷管平均温度和热流密度分别为 -24.1°C ， -22.3°C 和 189.8 W/m^2 、 192.6W/m^2 。在满足各个工况制冷负荷不变的条件，并以温度间隔 5°C 模拟了不同的室外温度的8种制冷系统的COP值，并且对模拟结果进行分析。

由图41的系统1~8可以看出，当室外温度低于 -10°C 时或在 $-5\sim 5^{\circ}\text{C}$ 时，制冷系统的COP不变，并且在 $-10\sim -5^{\circ}\text{C}$ 时，制冷系统的COP会变小，这是因为对于室外环境温度低于 5°C 时，此时制冷系统冷凝温度低于 10°C ，而蒸发温度保持不变时，制冷系统无法运行，为了使制冷系统系统正常运行，通过冷凝压力调节阀将冷凝压力为 10°C 的固定压力，因此室外温度在 $-30^{\circ}\text{C}\sim -10^{\circ}\text{C}$ 和 $-5\sim 5^{\circ}\text{C}$ 时的制冷系统的COP保持不变。又因为当室外温度低于 -10°C 时处于冬季工况，而对于室外温度在 $-5\sim 5^{\circ}\text{C}$ 时处于过渡季工况，此时两种工况的冷凝温度是相等的，但由于过渡季工况的供冷管温度比冬季工况的低，从而导致过渡季的工况的蒸发温度比冬季低，因此当由冬季转化为过渡季时，系统的COP会降低。当室外温度低于 -10°C 时，此时处于冬季工况，各系统的COP在 $3.665\sim 5.427$ ，室外温度在 -10 到 -5°C 变化时，此时处于过渡季工况，即工况发生变化时，COP降低 $0.309\sim 0.562$ 。

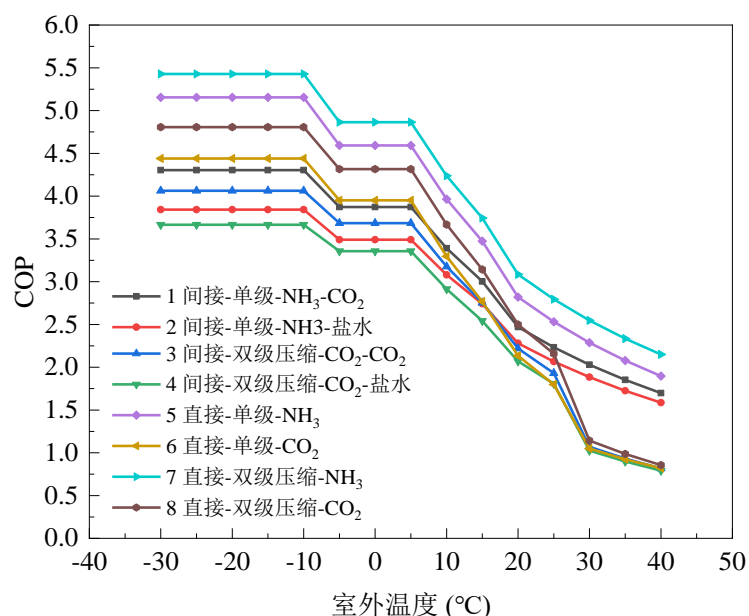


图 41 室外温度对制冷系统 COP 的影响

又由图 41 中的系统 3、4、6、8 发现，当室外温度大于 5℃时，对于 CO₂ 制冷系统的 COP 都一直降低，并且在 25~30℃时，变化率增大，大于 30℃之后变化率变小。这是因为一方面是随着室外温度的上升，相当于增加冷凝温度，制冷效率降低，另一方面由于 CO₂ 存在临界点 31.3℃，即环境温度超过 26.3℃时，此时冷凝器称为空气冷却器，不存在冷凝过程，需要确定空气冷却器中的压力，采用的是最佳冷却压力，综合作用之下，制冷系统的 COP 降低的变化率会增大，之后变化率又减小。随着室外温度由-30℃到 40℃，CO₂ 制冷系统的 COP 的变化在 2.874~3.951，并且在室外温度由 25℃变化为 30℃时，变化范围在 0.748~1.016。

由系统 1、2、5、7 发现，当室外温度大于 5℃时，对于 NH₃ 制冷系统的 COP 都一直降低，且由于 NH₃ 不存在空气冷却器，因此在室外温度在 25℃变化为 30℃时，变化率不会发生明显变化。这是因为对于 NH₃ 的临界温度为 132.3℃，室外温度的变化都在临界温度之内，所以对于室外温度上升，NH₃ 系统的 COP 会逐渐变小，但变化率变化不大。随着室外温度由-30℃到 40℃，NH₃ 的制冷系统的 COP 的变化在 2.257~3.277。

对系统 1~4，5~8 的对比看出，直接式制冷系统的 COP 总体上大于间接式制冷系统，这是因为直接式制冷系统的制冷剂直接流向冰场的制冷排管，不存在换热温差。在相同的冰场负荷下，相当于升高了制冷剂的蒸发温度，从而提高了制冷效率。在冬季、过渡季、夏季工况中，其中 COP 最高的直接-双级压缩-NH₃ 比最低的间接-双级压缩-CO₂-盐水分别高 48.1%、45%~47.3%，49%~171.6%。

分别对比系统 1-3、2-4、5-6、7-8 发现无论是直接式还是间接式制冷系统, NH_3 的制冷系统的 COP 都大于 CO_2 的, 这是因为对于 CO_2 和 NH_3 的冰场排管都采用的是相变制冷, 并且两种制冷剂的冰场管径以及布管都相同, 即在冰场负荷不变的情况下, 载冷剂和制冷剂的温度相同, 而 NH_3 的相变焓值远远大于 CO_2 , 例如在 0°C 时, NH_3 的相变焓差约为 1264kJ/kg , CO_2 的相变焓差约为 231kJ/kg , 因此对于 NH_3 的制冷系统, 由于相变能量大, 在同样的冰场制冷量下, 导致制冷系统所需要的质量流量小, NH_3 压缩机需要的压缩功小, 制冷效率大。数据统计可知, 在冬季、过渡季、夏季工况中, NH_3 制冷系统比 CO_2 分别高 4.8%~16.1%、4%~25.5%, 10.1%~151.2%。

再分别对比系统 1~2、3~4 发现, 对于相同的制冷系统和制冷剂时, CO_2 载冷剂的 COP 比盐水载冷剂高。这是因为夏季盐水载冷剂的出口温度为 -28.3°C , CO_2 载冷剂的入口温度为 -30.4°C , 但是对应的蒸发温度换算时, 盐水对应的制冷剂蒸发温度为 -38.3°C , CO_2 对应的为温度 -35.4°C , 在其它条件不变时, 蒸发温度越低时, 制冷系统的 COP 越低。在冬季、过渡季、夏季工况中, CO_2 载冷剂的 COP 比盐水载冷剂分别高 10.9%~12%、8.3%~10.9%, 3.2%~8.3%。

又分别对比系统 5-7、6-8 发现对相同制冷剂的制冷系统, 双级压缩制冷系统的 COP 大于单级压缩制冷系统, 这是因为在制冷剂不变的情况下, 单级压缩的压缩功大于双级压缩, 所以在相同的制冷量下, 双级压缩的 COP 大于单级压缩。在冬季、过渡季、夏季工况中, 双级压缩制冷系统比单级分别高 5.3%~8.3%、5.9%~13.5%, 4.4%~20%。

综上所述, 可以看出直接式制冷系统的 COP 比间接式高, 制冷剂为 NH_3 的制冷系统的 COP 比 CO_2 高, CO_2 载冷剂系统的 COP 比盐水载冷剂高, 双级压缩制冷系统的 COP 比单级高。这对选择高 COP 的制冷系统提供了理论依据。

由图 42, 表 14 可知, 在压缩机的能耗对比中, 分别对比系统 1-2-5 和系统 3-4-8 发现, 对于制冷系统和制冷剂相同的情况, 间接式的压缩能耗大于直接式。因为间接式的制冷方式存在载冷剂环路, 而载冷剂与制冷剂存在换热温差, 因此间接式的制冷剂蒸发温度会低一些, 导致在相同的冷凝温度下的间接式的压缩功大一些。

分别对比系统 1-3、2-4、5-6、7-8 系统可得, 当制冷系统相同而制冷剂不同的时, 制冷剂为 CO_2 的制冷系统的压缩功耗比 NH_3 大的多, 因为 NH_3 的相变热量比 CO_2 大的多, 相同的制冷量所对应的制冷剂的质量流量不一样, 例如对于系统 5、6, 当室外温度为 20°C 时, CO_2 , NH_3 的质量流量分别为 2.107 、 0.3444kg/s , 单位质量压缩功分别为 86.5 、 400.6kJ/kg , 因此综合作用下, 使得 CO_2 的压缩功大于 NH_3 的。

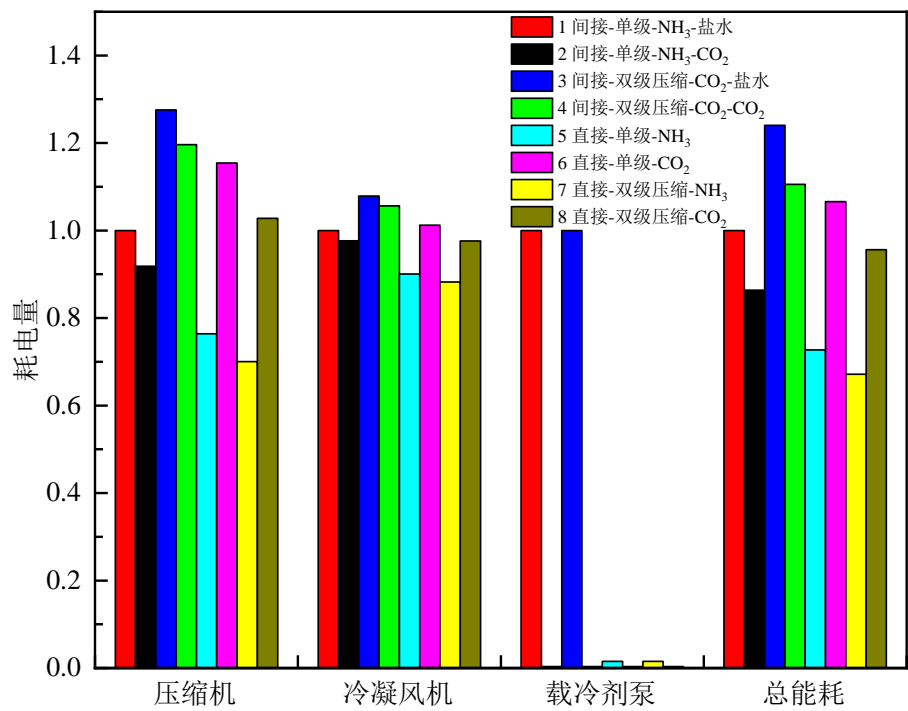


图 42 北京冰面-4℃各部分能耗图

表 14 制冷系统能耗分布图

制冷系统	压缩机 (kWh)	冷凝风机 (kWh)	载冷剂泵 (kWh)	总能耗 (kWh)
1-间接-单级压缩- NH ₃ -盐水	1332347	139659	103312	1575318
2-间接-单级压缩- NH ₃ - CO ₂	1223582	136396	350	1360328
3-间接-双级压缩- CO ₂ -盐水	1699767	150681	103312	1953760
4-间接-双级压缩- CO ₂ - CO ₂	1593629	147497	350	1741476
5-直接-单级-----NH ₃	1018163	125793	1599	1145555
6-直接-单级-----CO ₂	1537734	141381	350	1679465
7-直接-双级压缩- NH ₃	933246	123246	1599	1058090
8-直接-双级压缩- CO ₂	1369469	136333	350	1506152

又由图 42、表 14 可知，分别对比系统 1-2、3-4 发现，在相同的制冷系统和制冷剂中，盐水载冷剂的压缩功略大于 CO₂ 的，因为盐水载冷剂的出口为-28.3℃（夏季），CO₂ 载冷剂的为-30.4℃，但是对应的蒸发温度换算时，盐水对应的制冷剂蒸发温度为-38.3℃，CO₂ 对应的为温度-35.4℃，导致了载冷剂为盐水的压缩机的入口温度低于 CO₂ 的，即要达到相同的冷凝温度中时，盐水载冷剂系统所需要的压缩功大于 CO₂ 载冷剂。

分别对比系统 5-7、6-8 发现, 制冷剂相同时, 单级压缩制冷系统的压缩功明显大于双级压缩, 这是因为在等熵效率相同的情况时, 双级压缩中间完全冷却系统利用节流后的制冷剂冷却降低了一级压缩的出口温度, 相当于间接增加了冷凝器的过冷度, 但因为采用的保持制冷量不变, 所以导致了质量流量的减小, 即在相同的单位质量的压缩功下, 双级压缩的压缩功会小一些。

由系统 1~8 发现, 系统 3 的压缩机能耗最高, 系统 7 的能耗最低, 因为由我们观察到的规律可知, 间接制冷方式的能耗大于直接式, 单级压缩系统的能耗大于双级压缩的, CO_2 系统的能耗大于 NH_3 的, 盐水载冷剂的能耗大于两相载冷剂的, 综上所述, 所有进行综合相加可得, 间接-双级压缩- CO_2 -盐水制冷系统必然远大于直接-双级压缩- NH_3 。

由压缩机的能耗数据可得, 间接式制冷系统的压缩功比直接式平均高 268515kWh, 制冷剂为 CO_2 的制冷系统的压缩功能耗平均比 NH_3 高 126591.1kWh, 盐水载冷剂系统的压缩功平均比 CO_2 载冷剂高 107451.5kWh, 单级压缩制冷系统的压缩能耗平均比双级高 477897.4kWh, 压缩机能耗最大的间接-双级压缩- CO_2 -盐水制冷系统比直接-双级压缩- NH_3 高 766521.4kWh。

冷凝风机的能耗对比中发现, 冷凝风机的能耗总体远远小于压缩机能耗, 并且各个制冷系统的冷凝风机能耗分布与对压缩机能耗的趋势相同, 但系统之间的变化幅度小于压缩机, 这是因为对于冷凝风机的能耗占冷凝负荷的 3%, 而冷凝负荷又由制冷量与压缩机能耗组成, 而冬、夏和过渡季中的制冷量分别是不变的, 因此压缩机的变化影响着冷凝负荷, 从而影响冷凝风机的能耗。由冷凝风机的能耗数据可得, 间接式制冷系统得冷凝风机能耗比直接式平均高 12495.1kWh, 制冷剂为 CO_2 的制冷系统的冷凝风机能耗比 NH_3 平均高 3797.7kWh, 盐水载冷剂系统的冷凝风机能耗比 CO_2 载冷剂平均高 3233.5kWh, 单级压缩制冷系统的冷凝风机能耗比双级压缩平均高 14336.9kWh, 冷凝风机能耗最大的间接-双级压缩- CO_2 -盐水制冷系统比直接-双级压缩- NH_3 高 27435.3kWh。因此可以看出, 对冷凝风机能耗影响程度的大小顺序为: 单级或双级>间接式或直接式>制冷剂 CO_2 、 NH_3 >载冷剂盐水、 CO_2 、 NH_3 。

载冷剂泵的能耗对比中, 由系统 1~8 发现, 无论哪种制冷系统, 载冷剂相同的制冷系统的泵功相等, 因为载冷剂泵属于末端设备, 泵功的消耗只与载冷剂的性质, 管道布置和冬、夏, 过渡季的时间相关, 与制冷系统无关。又由系统 1~8 发现, 载冷剂的泵功中, 盐水>> NH_3 > CO_2 , 这是因为盐水属于液体换热, 而 NH_3 和 CO_2 属于两相换热, 液体与壁面的粘性力远大于气体, 即盐水载冷剂的泵功远远大于 NH_3 和 CO_2 的, 又因为在相同的温度下, CO_2 的饱和压力远远大于 NH_3 , 即在冰场载冷

剂度为-30.4℃时，NH₃ 和 CO₂ 的饱和压力约为 117.1KPa、1411.2KPa，而压力越大，载冷剂的阻力越小。由载冷剂泵的能耗数据可得，在同一个地区，NH₃ 载冷剂的泵功是 CO₂ 的 4.57 倍，盐水载冷剂的泵功是 CO₂ 的 295.1 倍。

总能耗对比中可以发现，各个制冷系统的总能耗分布与压缩机能耗分布趋势相同，但各系统之间的变化幅度大于压缩机。这是因为对于制冷系统的总能耗由载冷剂泵能耗、压缩机能耗、冷凝风机能耗组成，而压缩机的能耗远大于其余能耗，因此影响着总能耗的分布。又因为冷凝风机的分布与压缩机相似，而在载冷剂泵中，盐水载冷剂的能耗远远大于 CO₂，NH₃，因此，各个系统之间差距会进一步被放大，尤其是对于采用盐水载冷剂泵的制冷系统与 NH₃，CO₂ 载冷剂的制冷系统。由总能耗数据可得，间接式制冷系统的总能耗比直接式平均高 331867.3kWh，制冷剂为 CO₂ 的制冷系统的总能耗比 NH₃ 平均高 130388.8kWh，盐水载冷剂系统的总能耗比 CO₂ 载冷剂平均高 213636.8kWh，单级压缩制冷系统的总能耗比双级平均高 490985.8kWh，总能耗最大的间接-双级压缩- CO₂-盐水制冷系统比直接-双级压缩- NH₃ 高 895670kWh。

综上所述，压缩机、冷凝风机以及总能耗中对 COP 影响程度的大小顺序为：单级或双级>间接式或直接式>制冷剂 CO₂、NH₃>载冷剂盐水、CO₂，NH₃。而 CO₂ 的泵功远远小于 NH₃、盐水的载冷剂。

5.2 不同城市室外温度分布

由于不同城市的室外温度分布不同，选取了 8 个典型地区进行了模拟运算，地区的温度分布百分比如表 15 所示。

表 15 不同地区的温度分布百分数

地区	哈尔滨	北京	郑州	西安	上海	重庆	长沙	广州
纬度	45.75°	39.92°	34.76°	34.27°	31.22°	29.59°	28.21°	23.16°
冬季工况								
~-30℃	0	0	0	0	0	0	0	0
-30~-25℃	1.08%	0	0	0	0	0	0	0
-25~-20℃	5.43%	0	0	0	0	0	0	0
-20~-15℃	9.11%	0	0	0	0	0	0	0
-15~-10℃	9.24%	0.90%	0	0	0	0	0	0
过渡季工况								
-10~-5℃	7.24%	5.81%	0.95%	0.89%	0	0	0	0

表 15 不同地区的温度分布百分数（续）

地区	哈尔滨	北京	郑州	西安	上海	重庆	长沙	广州
纬度	45.75°	39.92°	34.76°	34.27°	31.22°	29.59°	28.21°	23.16°
-5~0℃	8.13%	11.37%	7.56%	10.11%	1.56%	0	0.90%	0
0~5℃	8.48%	11.63%	14.42%	14.59%	10.10%	0.63%	9.24%	0.06%
5~10℃	8.30%	11.85%	14.47%	12.25%	16.32%	17.63%	16.99%	3.15%
10~15℃	9.98%	12.85%	11.36%	11.96%	14.12%	19.24%	16.46%	14.97%
夏季工况								
15~20℃	14.69%	12.95%	14.69%	16.82%	15.67%	17.24%	14.39%	16.24%
20~25℃	12.03%	15.95%	17.74%	16.22%	21.20%	21.88%	19.11%	26.26%
25~30℃	5.48%	12.52%	12.91%	11.39%	17.56%	16.53%	16.24%	29.38%
30~35℃	0.81%	4.01%	5.42%	5.31%	3.31%	6.18%	6.00%	9.63%
35~40℃	0	0.16%	0.48%	0.46%	0.15%	0.68%	0.66%	0.31%
总小时数	8760	8760	8760	8760	8760	8760	8760	8760

由图 43 可知，在不同的地区中，各个制冷系统的压缩机能耗分布规律相同，因为在同一个地区中，无论哪种制冷系统分别对应的冬、夏，过渡季的工况时间是一样的，因此相当于仅仅比较的是不同制冷系统之间的综合差距，因而各个地区的制冷系统影响规律相同，区别就是由于各个地区的时间分布不一样，造成了各个地区虽然分布规律相同，但能耗的差距随着时间分布的而变化。

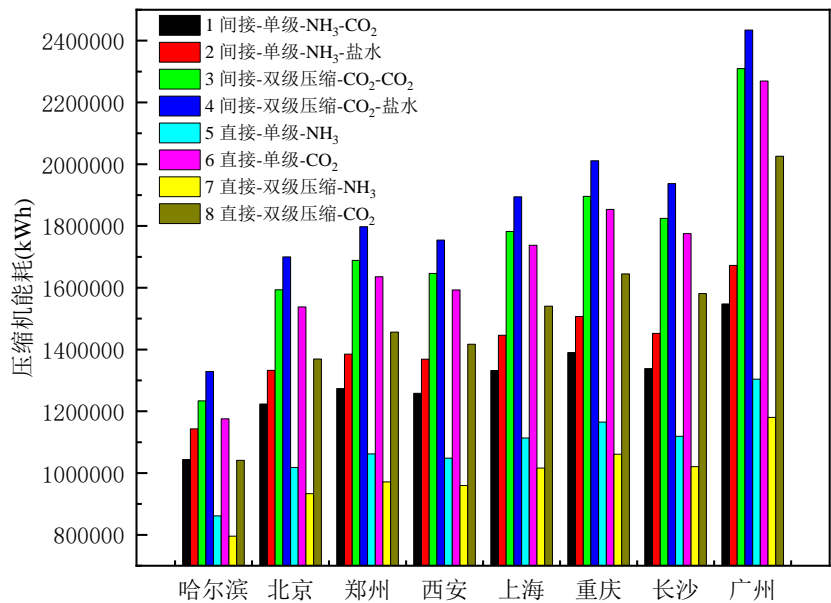


图 43 不同地区压缩机能耗分布图

又由于各个地区间的制冷系统的能耗规律相似，且已分析过北京地区制冷系统的影响，因此对于每个地区的制冷系统结论一样，除了系统 1 与系统 8 的规律，可以看出，哈尔滨的系统 1 与系统 8 的能耗相差不大，而随着纬度的升高，系统 1 与系统 8 之间的能耗差距被拉大。从能耗的角度选择时，高纬度的可以选择任意一种，在低纬度时，则选择能耗低的系统。

又由图 43 发现，当制冷系统不变时，压缩机能耗中，广州>重庆>长沙>上海>郑州>西安>北京>哈尔滨，其中广州地区的压缩机能耗最高，哈尔滨地区的压缩功能耗最低。因为不同地区中压缩机能耗的大小取决于室外温度的高低，在全年的室外温度分布中，高温时间占比越大，则压缩机的能耗越高，例如，在广州地区的室外温度中，夏季工况占 82%，过渡季工况占 18%，即室外温度常年比较高，导致了在相同的制冷量中，广州地区的冰场的冷凝温度高的时间很长，则压缩机需要做的功也多。而哈尔滨地区的夏季工况占 33%，过渡季占 42%，冬季工况占 25%，主要集中在过渡季中，因此广州的压缩功远大于哈尔滨。

通过对比不同地区的系统 1-2、3-4、5-6、7-8 对比可以发现，对于间接式制冷系统，不同地区由于载冷剂变化而导致的能耗差距不变，而对于直接式制冷系统，载冷剂的变化随着纬度的降低，系统之间的差距越来越大。

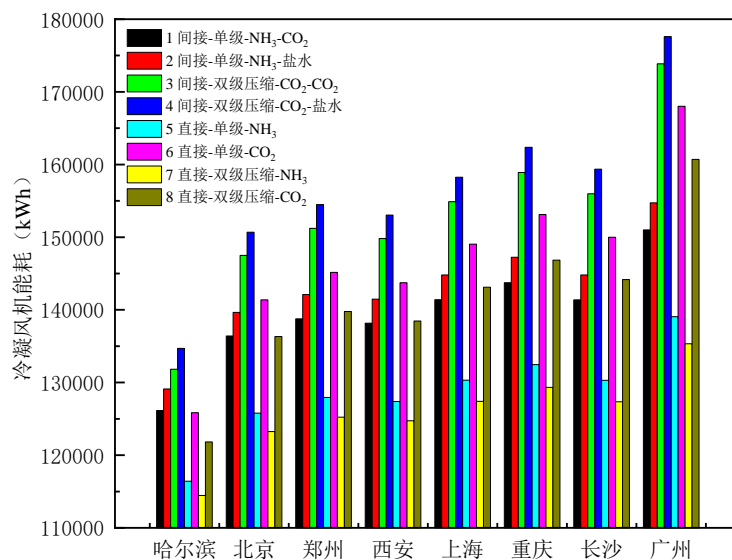


图 44 不同地区冷凝能耗分布图

由图 44 可知，在不同的地区中，各个制冷系统的冷凝风机能耗分布规律相同，原因与不同地区的压缩机能耗的相同。又发现当制冷系统不变时，冷凝风机能耗中，其中广州地区的冷凝风机能耗最高，哈尔滨地区的冷凝风机功能耗最低。这是因为广州地区的室外温度常年处于高温范围，因此对应的压缩机能耗大，而由于能量守

恒可知冷凝负荷又由制冷量与压缩机能耗组成，而冷凝风机的能耗占冷凝负荷的 3%，因此，不同地区的冷凝风机能耗分布规律与压缩机分布规律相同。也说明在选择室外温度低的地区的时候，有利于节约冷凝风机的能耗。

由图 45 可以看出，在不同的地区中，各个制冷系统的载冷剂泵能耗分布规律相同，原因与不同地区的压缩机能耗的相同。发现当制冷系统不变时，载冷剂泵能耗中，其中广州地区的载冷剂泵能耗最高，哈尔滨地区的载冷剂泵能耗最低。因为室外温度的在载冷剂泵能耗中，夏季工况对应的供冷管温度更低，载冷剂得流量更大，因此对应得阻力越大，而广州地区得夏季和过渡季工况占比最高，因为对应得总阻力也最大。

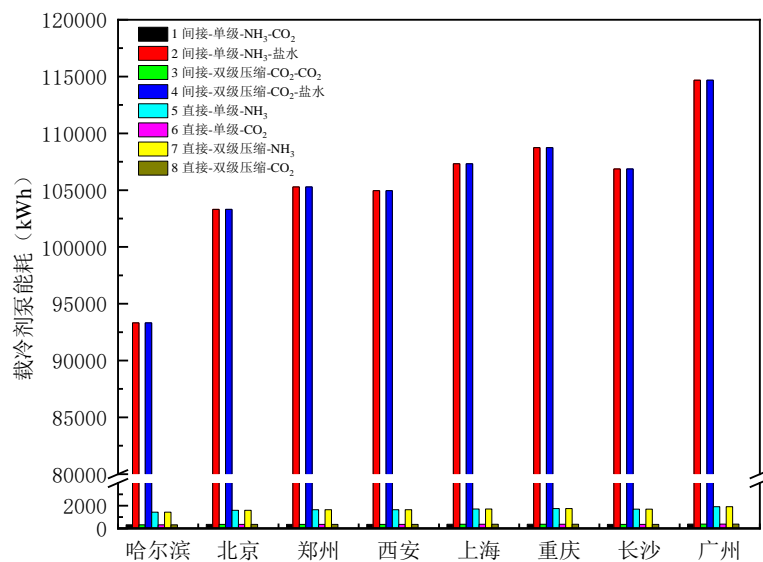


图 45 不同地区载冷剂泵能耗分布图

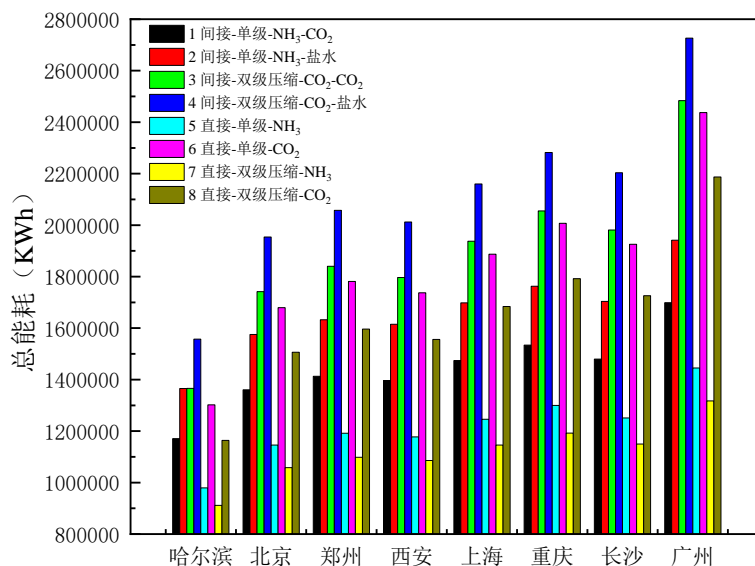


图 46 不同地区总能耗分布图

由图 46 可以看出在总能耗的分布中, 广州>重庆>长沙>上海>郑州>西安>北京>哈尔滨, 其中广州地区的总能耗最高, 哈尔滨地区的总能耗最低。这是因为由于广州室外温度常年处于夏季或过渡季工况, 相比其它地区的高温工况时间多, 因此广州地区的各种能耗比较高。又因为综合分析, 广州地区的压缩机能耗、冷凝风机能耗、载冷剂泵能耗均大于其它地区, 因此广州地区的总能耗肯定大于其它地区。也说明了, 冰场地区的选择对总能耗的影响很大。

又由图 43, 44, 45, 46 数据分析可得, 哈尔滨地区直接-双级-CO₂ 系统与间接-单级-NH₃-CO₂ 的能耗相等, 而对于北京、郑州、西安、上海、重庆、长沙、广州的直接-双级-CO₂ 系统比间接-单级-NH₃-CO₂ 分别高 12%、14%、13%、16%、18%、18%、31%。在压缩的能耗对比中, 由直接-双级压缩-CO₂ 系统可以看到北京、郑州、西安、上海、重庆、长沙、广州分别比哈尔滨地区的压缩机能耗高 31%、40%、36%、48%、58%、52%、95%。在地区不变时, 广州地区系统 4 的压缩机、冷凝风机、载冷剂泵、总能耗最高, 分别为 2434353kWh、177602.2kWh, 114686.9 kWh 和 2726642kWh, 系统 7 最低分别为 1180137kWh、135340.8kWh, 381.3 kWh 和 1317392kWh, 广州的压缩机、冷凝风机、载冷剂泵、总能耗的最高能耗是最低能耗的 2.06、1.31, 300.8 和 2.07 倍。哈尔滨地区系统 4 的压缩机、冷凝风机、载冷剂泵、总能耗最高, 分别为 1329073 kWh、134697.5 kWh, 93316.2 kWh 和 1557087 kWh, 系统 7 的最低为 795871.4 kWh、114453.8 kWh, 317.2 kWh 和 911754.9kWh, 哈尔滨的压缩机最高能耗是最低能耗的 1.67、1.18, 294.2 和 1.71 倍。在制冷系统不变的情况下, 广州地区的压缩机、冷凝风机、载冷剂泵、总能耗分别是哈尔滨的 1.46~1.95、1.18~1.32, 1.20~1.34 和 1.42~1.88 倍。在制冷系统和地区变化的情况下, 可知广州的最高制冷系统的能耗是哈尔滨的最低制冷系统能耗的 3.06、1.55, 361.6 和 2.99 倍。还可以看出随着纬度的升高, 压缩机、冷凝风机和总能耗随着纬度的升高, 能耗明显降低。

5.3 本章小结

本章对冰场的模拟结果进行了总结与分析。同一个地区中的 COP 与能耗方面:

1) 直接式制冷系统的 COP 总体上大于间接式制冷系统, 间接式的压缩、冷凝风机能耗总体大于直接式, 在冬季、过渡季、夏季工况中, COP 最高的直接-双级压缩-NH₃ 比最低的间接-双级压缩-CO₂-盐水分别高 48.1%、45%~47.3%, 49%~171.6%, 间接式制冷系统的压缩机, 冷凝风机以及总能耗分别比直接式平均高 268515 kWh, 12495.1 kWh 和 331867.3kWh。

2) 无论是直接式还是间接式制冷系统, NH_3 制冷系统的 COP 都大于 CO_2 的, 制冷剂为 CO_2 的制冷系统的压缩、冷凝风机以及总能耗比 NH_3 大的多, 在冬季、过渡季、夏季工况中, NH_3 制冷系统比 CO_2 分别高 4.8%~16.1%、4%~25.5%、10.1%~151.2%, 制冷剂为 CO_2 的制冷系统的压缩机, 冷凝风机以及总能耗分别比 NH_3 平均高 126591.1 kWh, 3797.7 kWh 和 130388.8kWh。

3) 对于相同的制冷系统和制冷剂时, CO_2 载冷剂的 COP 比盐水载冷剂高。 CO_2 载冷剂的压缩功、冷凝风机以及总能耗略大于盐水的。在冬季、过渡季、夏季工况中, CO_2 载冷剂的 COP 比盐水载冷剂分别高 10.9%~12%、8.3%~10.9%、3.2%~8.3%, 盐水载冷剂系统的压缩机, 冷凝风机以及总能耗分别比 CO_2 载冷剂平均高 107451.5 kWh, 3233.5 kWh 和 213636.8kWh。

4) 双级压缩制冷系统的 COP 大于单级压缩制冷系统, 单级压缩制冷系统的压缩、冷凝风机以及总能耗明显大于双级压缩, 在冬季、过渡季、夏季工况中, 双级压缩制冷系统比单级分别高 5.3%~8.3%、5.9%~13.5%、4.4%~20%, 单级压缩制冷系统的压缩机、冷凝风机以及总能耗分别比双级平均高 477897.4 kWh, 14336.9 kWh 和 490985.8kWh。

5) 由载冷剂泵的能耗数据可得, 在同一个地区, NH_3 载冷剂的泵功是 CO_2 的 4.57 倍, 盐水载冷剂泵功是 CO_2 的 295.1 倍。综上所述, 当管道费用合理时, CO_2 制冷系统的载冷剂泵功会非常低, 因此, 在设计载冷剂环路的时候, 采用 CO_2 则可以大幅度减少泵功能耗。并且虽然 NH_3 制冷系统的 COP 高于 CO_2 , 但是由于 NH_3 制冷剂具有毒性, 泄露危险, 但 NH_3 确实是一种高效的制冷剂, 但随着环境要求越来越高以及新的政策的实施, 已经采用 CO_2 作为替代能源, 因此在 CO_2 应用时, 采用直接-双级- CO_2 制冷系统即节能又环保。

6) 在不同地区的能耗对比方面: 各个制冷系统的压缩机、冷凝风机和载冷剂泵的能耗分布规律相同, 并且广州>重庆>长沙>上海>郑州>西安>北京>哈尔滨, 其中广州地区的能耗最高, 哈尔滨地区的能耗最低。广州地区间接-双级压缩- CO_2 -盐水的压缩机、冷凝风机、载冷剂泵及总能耗分别为 2434353 kWh、177602.2 kWh, 114686.9 kWh 和 2726642kWh, 直接-双级压缩- NH_3 的压缩机、冷凝风机、载冷剂泵及总能耗分别为 1180137 kWh、135340.8 kWh, 381.3 和 1317392kWh, 广州的压缩机、冷凝风机、载冷剂泵及总能耗的最高能耗分别是最低能耗的 2.06、1.31、300.8、2.07 倍。哈尔滨地区间接-双级压缩- CO_2 -盐水的压缩机、冷凝风机、载冷剂泵及总能耗分别为 1329073 kWh、134697.5 kWh, 93316.2 kWh 和 1557087kWh, 直接-双级压缩- NH_3 的压缩机、冷凝风机、载冷剂泵及总能耗分别为 795871.4 kWh、114453.8

kWh, 317.2 kWh 和 911754.9kWh, 哈尔滨的压缩机、冷凝风机、载冷剂泵及总能耗的最高能耗分别是最低能耗的 1.67、1.18、294.2、1.71 倍。

综上所述,可以看出地区的选择对冰场的制冰能耗的影响非常大,因此在常年室外温度低的地区节能效果显著。冰场应该建在室外温度比较低的地区,利于节约能源。

结 论

研究了室内冰场的结构层的传热，以及不同的结构层对冰场传热的影响。并对采用 CO₂ 制冷系统在冰场上的应用方面进行了分析。主要成果与结论如下：

1) 利用 ANSYS 软件建立冰场的传热模型，采用控制冰面温度的方法，研究不同的结构对供冷管，防冻管和土壤的温度、热流密度的影响。模拟可得：采用控制冰面温度的方法，从节约能源方面：冷管间距 30~60mm 时，应选择供冷管间距小一些；当冷管的管径由 16~40mm 时，应选择管径大一些，虽然管径的增加会增加冰面温度的不均匀性，但影响温度影响不显著；当冷管上方距离由 1~17mm 时，应选择冷管上方距离小一些；当保温材料为聚氨酯、聚苯乙烯、聚乙烯保温层时，应选择聚氨酯保温材料，当保温层材料厚度在 0~150mm 时，应选在 30-60mm 厚度时，节能效果最为显著；哈尔滨地区的土壤平均温度低且温度变化不大，冻胀影响小，而广州地区的高且温度变化大，冻胀影响大，并且重庆是土壤温度适中且温度变化最小，冻胀影响最小。

2) 选在传热模拟中的一种工况，编写制冷系统、阻力计算程序，模拟可得：同一个地区中的 COP 与能耗方面：直接式制冷系统的 COP 总体上大于间接式制冷系统，间接式的压缩、冷凝风机能耗总体大于直接式；无论是直接式还是间接式制冷系统，NH₃ 的制冷系统的 COP 都大于 CO₂ 的，制冷剂为 CO₂ 的制冷系统的压缩、冷凝风机以及总能耗比 NH₃ 大的多；对于相同的制冷系统和制冷剂时，盐水载冷剂的 COP 比 CO₂ 载冷剂低，盐水载冷剂的压缩功、冷凝风机以及总能耗略大于 CO₂ 的；双级压缩制冷系统的 COP 大于单级压缩制冷系统，单级压缩制冷系统的压缩、冷凝风机以及总能耗明显大于双级压缩；由载冷剂泵的能耗数据可得，在同一个地区，NH₃ 载冷剂的泵功是 CO₂ 的 4.57 倍，盐水载冷剂泵功是 CO₂ 的 295.1 倍。综上所述，可以看出 CO₂ 在作为载冷剂的时候会大幅度降低载冷剂的泵功，有明显的节能效果。而在制冷剂中采用 CO₂ 时，它的 COP 虽然不如 NH₃，但是作为清洁能源，CO₂ 是很好的代替品。

3) 在不同地区的能耗对比方面：可以看出在不同的地区中，各个制冷系统的压缩机、冷凝风机和载冷剂泵的能耗分布规律相同，并且广州>重庆>长沙>上海>郑州>西安>北京>哈尔滨，其中广州地区的能耗最高，哈尔滨地区的能耗最低。广州的压缩机、冷凝风机、载冷剂泵及总能耗的最高能耗分别是最低能耗的 2.06、1.31、300.8、2.07 倍。哈尔滨地区的压缩机、冷凝风机、载冷剂泵及总能耗的最高能耗分

别是最低能耗的 1.67、1.18、294.2、1.71 倍。综上所述，可以看出地区的选择对冰场的制冰能耗的影响非常大，因此在常年室外温度低的地区节能效果显著。

对于此研究，有两点展望：

1) 在研究冰场不同的结构对传热方面的影响时，对冰场模型进行了简化，选择了 2 维 1.105×10 米的模型，虽然有利于计算且能说明研究的内容，但是若采用 3 维的实际大小模型 ($30 \times 60 \times 10$ 米) 进行模拟，则会对冰场的每一处细节传热影响分析的更加透彻，但计算量非常大。

2) 由于 CO_2 具有很高的出口温度，但在研究冰场的制冷系统能耗的利用时，没有考虑 CO_2 制冷系统的热回收。实验研究，带有热回收的制冷系统实际运行效果更好。

参考文献

- [1] 孙承华, 尹振华, 伍斌, 等. 中国滑雪产业发展报告[M]. 北京: 社会科学文献出版社, 2017, 1-36.
- [2] 教育部等四部门关于加快推进全国青少年冰雪运动进校园的指导意见[J]. 中华人民共和国教育部公报, 2019, 19(05):12-15.
- [3] 关于以 2022 年北京冬奥会为契机大力发展冰雪运动和冰雪经济的实施意见[N]. 吉林日报, 2019-12-02(005).
- [4] 陈珂. 三部委联合印发《冰雪旅游发展行动计划(2021-2023 年)》—打造一批高品质冰雪主题旅游度假区[J]. 中国会展(中国会议), 2021, 21(04):26-29.
- [5] LIN J T, CHUAH Y K. Prediction of infiltration rate and the effect on energy use for ice rinks in hot and humid climates[J]. Building and Environment, 2010, 45(1):189-196.
- [6] MONCEF K. Energy Audit of Building Systems: An Engineering Approach, Third Edition [M]. Boca Raton: CRC Press Inc, 2020, 10-25.
- [7] International Ice Hockey Federation. Technical guides of an ice rink[R/OL]. (2006) [2021-4-15]. https://blob.iihf.com/iihfmedia/iihfmvc/media/downloads/projects/ice%20rink%20guide/iihf_ice_rink_guide_web_pdf.pdf.
- [8] ROGSTAM J, HJERT J. Energianvändning i svenska isarenor-Stoppsladd-Slutrapport[R/OL]. (2010-6-2) [2021-4-20]. http://www.stoppsladd.se/Slutrapport_Stoppsladd_fas_1.pdf.
- [9] 郭冰茹. 娱乐型室内人工冰场新风除湿系统节能设计的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2017.
- [10] 国家体育总局等七部委. 《全国冰雪场地设施建设规划(2016—2022 年)》[EB/OL]. (2016-11-25) [2021-04-20]. http://www.gov.cn/xinwen/201611/25/content_5137605.htm.
- [11] 林伯强. 积极应对碳中和目标, 鼓励能源国企全面低碳转型[N]. 21 世纪经济报道, 2021-04-08(004).
- [12] 王清勤. 冰场连续使用时间和保温层合理厚度的计算方法[J]. 低温建筑技术, 1989, 11(02):2-4.
- [13] 王清勤, 路煜. 室内冰场最佳排管间距的研究[J]. 建筑技术通讯(暖通空调), 1989, 11(06):8-11+15.
- [14] 刘新, 全贞花, 孙育英, 等. 基于 Fluent 的雪车雪橇赛道传热特性分析[J]. 全国暖通空调模拟学术年会, 2021, 44(20):1-10.

- [15] 黄真真. 利用冬奥会契机推广和普及大众冰雪运动[J]. 当代体育科技, 2017, 7(22):255-256.
- [16] 董冰, 孙清军, 阎广君. 某滑冰馆地下冰场地基防冻胀设计[J]. 低温建筑技术, 2007, 29(05):31-32.
- [17] 邱爱杰, 董建锴, 姜益强. CO₂ 应用于冰场制冷系统的研究进展[J]. 制冷与空调(四川), 2015, 29(01):11-15.
- [18] 束庆. 娱乐性冰场暖通空调设计[J]. 暖通空调, 2008, 38(06):36-41.
- [19] Li L S, Liu X H, Zhang T. Investigation of heat and mass transfer characteristics in the ice rink: Ice making, maintaining and resurfacing processes[J]. Building and Environment, 2021, 103(1):1-13.
- [20] STRAND, KARL R. Heat source transfer functions and their application to low temperature radiant heating systems [D]. Illinois:University of Illinois at Urbana-Champaign. 1995.
- [21] BELLACHE O, GALANIS N, OUZZANE M. Two-Dimensional Transient Model of Airflow and Heat Transfer in Ice Rinks[J]. ASHRAE Transactions, 2006, 112(2):518-525.
- [22] SEGHOUANI L, DAOUD A, GALANIS N. Prediction of yearly energy requirements of indoor ice rinks[J]. Energy and Buildings, 2009, 41(5):500-511.
- [23] KHALID W, ROGSTAM J. Energy usage prediction model comparing outdoor vs indoor ice rinks[J]. Energy and Buildings, 2013, 6(7):195-200.
- [24] SOMRANI R, MUN J, KRARTI M. Heat transfer beneath ice-rink floors[J]. Building and Environment, 2007, 43(10):1687-1698.
- [25] MUN J, KRARTI M. Optimal insulation for ice rink floors[J]. Energy and Buildings, 2015(108):358-364.
- [26] CLEMENS H, PLANTIKOW U, WUSTHOF F. Compression refrigeration machine: US5671607A[P]. 1997-9-30.
- [27] INOKUTY H. Graphical Method of Finding Compression Pressure of CO₂ Refrigerating Machines for Maximum Coefficient of Performance[J]. Transactions of Korean Society of Automotive Engineers, 2008, 16(3):12-53.
- [28] INOKUTY H. Optimum operating conditions for carbon dioxide[J]. Refrigerating Engineering, 1928, 5(16):122-123.
- [29] GOOSMAN J. The progressive development of carbon dioxide refrigerating methods. Refrigerating Engineering, 1927, 4(14):188-189.
- [30] MIDGLEY T, HENNE AL. Organic Fluorides as Refrigerants[J/OL]. ind.eng.chem, (1930-1) [2021-4-15]. DOI:10.1021/ie50245a031.

- [31] CALM J M. The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(7):1123-1133.
- [32] LORENTZEN G. Trans-critical vapour compression cycle device:WO190007683A1[P]. 1989-01-09.
- [33] LORENTZEN G, PETTERSEN J. A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning[J]. International Journal of Refrigeration, 1993, 16(1):4-12.
- [34] PETTERSEN J. An efficient new automobile air-conditioning system based on CO₂ vapor compression[J]. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE) annual meeting, 1994, 100(2):1372.
- [35] U S Department of Energy. Case Study: Transcritical Carbon Dioxide Supermarket Refrigeration Systems[R/OL]. (2015-1) [2021-4-15]. https://www.energy.gov/sites/prod/files/2015/02/f19/Hannaford%20Study%20Report%201-22-2015_CLEAN.pdf.
- [36] Emerson Climate Technologies. Commercial CO₂ Refrigeration Systems Guide for Subcritical and Transcritical CO₂ Applications[R/OL]. (2014) [2021-4-15] https://www.r744.com/files/675_commercial_co2_guide.pdf.
- [37] FOURIE M. A Subcritical and Transcritical Carbon Dioxide Refrigeration System Utilizing Multiple Expansion Devices[D]. South Africa :University of Stellenbosch, 2014.
- [38] ATLANTA. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers [M]. Boston:American Professional Association, 1997, 10-30.
- [39] 刘楷. 自然工质 CO₂ 在 2022 年北京冬奥会冰场的运用[J]. 制冷技术, 2020, 40(02):20-24.
- [40] 马一太, 王派. 2022 年北京冬奥会国家速滑馆 CO₂ 制冷系统和国家雪车雪橇中心氨制冷系统的简介[J]. 制冷技术, 2020, 40(02):2-7.
- [41] 王派, 李敏霞, 宋瑞涛, 等. CO₂ 跨（亚）临界制冷人工冰场的分析与研究[J]. 制冷技术, 2020, 40(02):25-30.
- [42] 王冠邦, 张信荣. 冰上运动场馆中的 CO₂ 热力学系统综述[J]. 制冷技术, 2020, 40(02):31-37+45.
- [43] SHAHZAD K. An Ice Rink Refrigeration System based on CO₂ as Secondary Fluid in Copper Tubes[J]. Building and Environment, 2011, 46(5):1087-1093.
- [44] ROGSTAM J, ABDI A, SAWALHA S. Carbon dioxide in ice rink refrigeration[J]. Applied Thermodynamics and Refrigeration, 2013, 4(1):10-25.
- [45] BAE S J, KWON J, SEONG KIM G K, Condensation heat transfer and multi-phase pressure drop of CO₂ near the critical point in a printed circuit heat exchanger[J]. International Journal of Heat

- and Mass Transfer, 2019, 129(2):1206-1221.
- [46] JOHN R. State-of-the-art of two-phase flow and flow boiling heat transfer and pressure drop of CO₂ in macro and micro-channels[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(8):1149-1168.
- [47] XU Y, FANG X D. A new correlation of two-phase frictional pressure drop for evaporating flow in pipes[J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(7):2039-2050.
- [48] MÜLLER-STEINHAGEN H, HECK K. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes[J]. Elsevier, 1986, 20(6):297-308.
- [49] AAKENES F, MUNKEJORD S T, DRESCHER M. Frictional Pressure Drop for Two-phase Flow of Carbon Dioxide in a Tube: Comparison between Models and Experimental Data[J]. Energy Procedia, 2014, 6(51):373-381.
- [50] KIM Y J, JANG J, HMJAK P, et al. Adiabatic Horizontal and Vertical Pressure Drop of Carbon Dioxide Inside Smooth and Microfin Tubes at Low Temperatures[J]. Journal of Heat Transfer, 2008, 130(11):1617-1620.
- [51] LIU Z B, HE Y L, YANG Y F. Experimental study on heat transfer and pressure drop of supercritical CO₂ cooled in a large tube[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 70(1):307-315.
- [52] OH H K, KU H G, ROH G S, et al. Flow boiling heat transfer characteristics of carbon dioxide in a horizontal tube[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(8-9):1022-1030.
- [53] SON C H, PARK S J. An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide during gas cooling process in a horizontal tube[J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(4):539-546.
- [54] 刘少杰. 基于 CFD 技术的室外滑冰场负荷研究[D]. 株洲:湖南工业大学, 2018.
- [55] 范爱武, 刘伟, 王崇琦. 不同环境条件下土壤温度日变化的计算模拟[J]. 太阳能学报, 2002, (24)3:167-171.
- [56] 王斌. 以 CO₂ 为冷剂的人工冰场制冷系统应用研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2018.
- [57] 周明卫. 水平地埋管周围温度场分析及模拟[D]. 长沙: 湖南大学, 2014.
- [58] SAWALHA S. Carbon Dioxide in Supermarket Refrigeration[D]. Sweden:Royal Institute of Technology, 2008.
- [59] XU Y, FANG X. A new correlation of two-phase frictional pressure drop for condensing flow in pipes[J]. Nuclear Engineering and Design, 2012, 35(7):2039-2050.
- [60] NGUYEN T. Carbon dioxide in ice rink refrigeration[J]. Applied Thermodynamics and Refrigeration, 2014, 1(1):1-8.

- [61] MOMENI H. Thermodynamic, Economic, and Environmental Comparison Between the Direct and Indirect CO₂ Refrigeration Cycle With Conventional Indirect NH₃ Cycle With Considering a Heat Recovery System in an Ice Rink: A Case Study[J]. Journal of Energy Resources Technology, 2019, 142(1):1.
- [62] HOSSAIN M H, Keshtkar M M. Thermodynamic, Economic, and Environmental Comparison Between the Direct and Indirect CO₂ Refrigeration Cycle With Conventional Indirect NH₃ Cycle With Considering a Heat Recovery System in an Ice Rink: A Case Study[J]. Journal of Energy Resources Technology, 2020, 142(1):1-3.

致 谢

三年的硕士生涯转瞬即逝，回首走过的岁月，感慨万千。我首先要感谢我的母校，它收留了我，让我有了学习的机会，有了新征程的开端。

接着，感谢我的导师张振迎教授，老师的为人做事让我真切地体会到了亦师亦友，相互尊敬，平等交流的感觉。不论是学术问题的探讨还是生活问题的鼓励，老师总是最无私的那个，给我们最真切的答案，尽力帮助我们。是您让我从阴霾的状态中走了出来，重新调整学习状态，开始学术生活。在您这里的学生可以选择自己喜欢的课题进行研究，这是一件让学术变得有意思的事情。现在还清楚记得我们讨论过许许多多的问题，有白天的讨论，有晚上凌晨之后的讨论，我们总是在试图说服对方。您没有老师的架子，也没有强硬的命令，和您的交流让我感觉很充实。这不仅是一次次知识的探讨，也是我一次次对您品德的钦佩。作为您的学生，荣幸备至，也会传承您的品德，低调做人，专心做事。

接着我要感谢我的家人，在我的研究生的生涯中默默支持，哪有什么岁月静好，不过是有人替你负重前行。研究生生涯的结束，也意味着多了一份责任，回报家人，让他们的生活过的更好。

再感谢那些给我们上过课的老师，您们辛苦了。老师是一个神圣的职业，也是我最尊重的职业，能有幸听到您们的传授是学生的荣幸。

最后感谢我的室友、学姐、学弟们、朋友，他们让我们的学术生涯变得充满趣味。大家一起的奋斗让校园成为一个学术与娱乐的天堂。

在学期间研究成果

在学期间发表论文和著作:

刘西, 张振迎, 高尚宣. 保温层材料及厚度对冰场传热性能的影响[J]. 建筑工程技术与设计, 2021,(11):321-322.

刘西, 张振迎. 直接蒸发式人工冰场传热的数值模拟[J]. 热科学技术.

联系方式:

E-mail: