

同濟大學

TONGJI UNIVERSITY

毕业设计(论文)

课题名称

火星空间站环境控制概念设计

副标题

火星基地温湿度控制系统概念设计

学院

机械与能源工程学院

专业

建筑环境与能源应用工程

学号

1651836

学生姓名

李国文

指导教师

吴利瑞 校内副导师：许鹏

日期

2020-06-12

火星基地温湿度控制系统概念设计

摘要

未来建立适宜人类居住的火星基地，对于深化人类对太阳系行星及宇宙起源与演变的了解具有非凡意义。不同于地球舒适的气候环境，火星是一个极度寒冷的沙漠世界。本文论述了国内外关于空间站、航天器等温湿度控制的研究现状，发现尚无针对于人类居住的火星基地的温湿度控制系统的研究。对此，本文在冷源为火星稀薄大气以及低温天空的情况下，提出了中低温双循环供冷工质的换热器系统概念，解决了在复杂微重力环境以及封闭空间下的温湿度控制难题。基于火星基地全年处于供冷工况的结论，本文进行了温湿度控制系统的概念设计与选型计算。此外本文制作了火星基地以及供冷系统的三维展示模型并渲染了效果图，可用于暖通学科的宣传。最后本文建立了供冷系统的数学模型，并完成了一个火星年期间系统的运行工况模拟，模拟结果验证了系统的可行性。

关键词：火星基地，供冷系统，冷凝式热交换器，单槽道式热管辐射器、能耗模拟

Conceptual design of thermal and humidity control system for Mars base

ABSTRACT

The establishment of a Mars base for human habitation in the future has extraordinary significance for deepening human understanding of the origin and evolution of the solar system and universe. Unlike the comfortable climate environment of the earth, Mars is an extremely cold desert world. This paper discusses the research status of temperature and humidity control for the space station and spacecrafts, and finds that there is little research on the temperature and humidity control system for the Mars base. In this regard, in the case where the cold source is the thin atmosphere of Mars and the low-temperature sky, this paper proposes the concept of a heat exchanger system with double circulating cooling medium, which solves the problem of temperature and humidity control in the complex microgravity environment and closed space. Based on the conclusion that the Mars base is in the cooling condition throughout the whole year, this paper carries out the conceptual design and type selection design of the temperature and humidity control system. In addition, this paper also constructs a three-dimensional display model of the Mars base and the cooling system, which can be used for HVAC publicity. Finally, this paper establishes a mathematical model of the cooling system, and completes a simulation of the system's energy consumption during a Martian year. The simulation results verify the feasibility of the system.

Key words: Mars base, cooling system, Condensing heat exchanger, Monogroove heat pipe radiator, Energy consumption simulation

目 录

1	引 言	1
1.1	课题背景与意义	1
1.2	国内外研究现状	2
1.3	课题目的及主要工作	3
1.4	本章小结	4
2	火星基地设计参数	6
2.1	火星基地概况	6
2.2	基地内设计参数	7
2.3	基地外设计参数	7
2.4	本章小结	7
3	火星基地负荷计算	9
3.1	计算方法	9
3.2	冬至夜晚负荷	10
3.3	夏至白天负荷	13
3.4	本章小结	16
4	温湿度控制系统概念设计	18
4.1	温度控制系统	18
4.2	湿度控制系统	19
4.3	系统图绘制及选型计算	20
4.4	本章小结	24
5	系统水力计算	26
5.1	机械循环异程式双管系统水力计算	26
5.2	本章小结	30
6	气流组织计算	31
6.1	冷凝式热交换器的气流组织计算	31
6.2	本章小结	33
7	三维模型及效果图展示	34
7.1	火星基地三维展示模型	34
7.2	温湿度控制系统三维展示模型	35
7.3	本章小结	37
8	火星基地供冷系统能耗模拟	38
8.1	换热器数学模型	38
8.2	风机数学模型	38
8.3	管道数学模型	39
8.4	房间数学模型	40
8.5	阀门数学模型	40
8.6	水泵数学模型	41
8.7	其他部件数学模型	41
8.8	仿真模拟流程图	41
8.9	模拟结果及分析	42
8.10	本章小结	45
9	结论和展望	46

9.1 结论	46
9.2 创新性	46
9.2 展望	47
参考文献	48
谢 辞	50

装
订
线

1 引言

1.1 课题背景与意义

火星作为太阳系中最接近于人类可居住的类地行星，它与地球的最近距离仅有 4300 万公里，开发火星，可以深化人类对地球、太阳系以及宇宙起源与演化等方面的认知，还可以利用火星本身所具有的特殊性开展科学研究与实验。而火星基地的建设更加意义深远，它可以成为人类飞向外太阳系的“跳板”，航天器从那出发，进一步探测木星、土星、天王星和海王星等等。从 1960 年苏联率先向火星发射探测器以来，到如今中国将于 2020 年 7,8 月期间实施“天问一号”火星探测器发射任务，人类从未停止探索火星的脚步。随着载人航天等空间技术的不断成熟和空间应用需求的扩大，火星日渐成为各国二十一世纪深空探测的首要目标之一。我国作为世界空间技术大国，在太空竞争日益激烈的情况下，进行火星探测、建立火星基地必将成为我国的重要空间发展战略。

人类派往登陆火星的探测器实地勘测得到的部分数据如表 1.1 所示^{[1]-[3]}。由此可见火星大气含氧量极低，约 95% 大气含量为二氧化碳，并且火星表面平均温度为零下 53 摄氏度，显然人类无法直接在火星表面生存，为了能够在火星基地中健康地长期生活与开展工作，需要在基地内维持一个与地球相近的大气环境。而这有赖于一套合适的环境控制与生命保障系统^[4]。

表 1.1 火星的基本物理特性数据（与地球进行对比）

参数	火星	地球
赤道半径/km	3397.2	6378.1
恒星年(绕太阳 1 周)/d	686.98	365.24
恒星日(自转 1 周)	24h37min	23h56min
平均密度/($g \cdot cm^{-3}$)	3.933	5.507
表面重力加速度/($m \cdot s^{-2}$)	3.7252	9.78
逃逸速度/($km \cdot s^{-1}$)	5.024	11.2
表面平均大气温度/ $^{\circ}C$	-53	15
表面土壤密度/(g/cm^3)	1~1.6	2.6~2.7
表面气压/Pa	560	1.013×10^5
表面大气密度/($g \cdot cm^{-3}$)	1.51×10^{-5}	1.29×10^{-3}
平均太阳照射度/($W \cdot m^{-2}$)	590	1400
表面风速/($m \cdot s^{-1}$)	0~50	0~8
低层大气成分/%	$CO_2 95.3$ 、 $N_2 2.7$ 、 $O_2 0.13$	$N_2 78$ 、 $O_2 20.9$ 、 $CO_2 0.032$

环境控制与生命保障系统在载人飞船和空间站上的应用已经相当成熟。依据载人航天器的飞行规划（包括乘员数量、飞行时间、飞行任务等），航天器可采用贮存式或再生式生保系统技术

方案。对于两种方案，一套完整的环境控制与生命保障系统一般由以下 6 个部分组成：(1)供气与舱压调节；(2)CO₂ 排除与微量污染物控制；(3)温度湿度控制；(4)供水及水管理；(5)废物收集和处理；(6)火情探测和灭火。六个子系统相互联系，共同保障乘员的生命健康。其中供气与舱压调节、CO₂ 排除与微量污染物控制、温度湿度控制三个子系统一起维持了舱内大气环境的稳定。本文将对“温度湿度控制”子系统进行重点介绍，并提出适用于火星基地的温湿度控制系统概念设计。

1.2 国内外研究现状

徐济万^[5]介绍了俄罗斯多种型号飞船的热控系统，着重描述了联盟号飞船所采用的被动与主动热控措施。将其分被动热控、电加热控温与液体冷却回路系统三部分加以介绍。被动热控措施有隔热材料与涂层，整个飞船外表面除对接机构与观测窗外均包覆多层隔热材料，在返回舱与轨道舱壁内表面上粘贴有玻璃纤维棉、泡沫塑料与耐火布，以隔离外部深冷环境以及日照与阴影的交替影响；热辐射器表面覆有氧化锌涂层，使其能充分地向空间散热。主动热控措施有银-锌(Ag-Zn)蓄电池与太阳电池形成的船上能源系统，保证轨道上日照与阴影的供电；与空间站对接后，为了维持舱内温度，接通内循环回路上的电加热器回路加热，保证舱内仪器设备温度；液体冷却回路系统分为外散热回路与生活舱内回路，生活舱内回路吸收舱内宇航员与仪器设备的热量，通过液-液中间换热器传递给外散热回路，由外散热回路中的热辐射器向空间散热，达到控制舱内温度的目的。

范宇峰等学者^[6]根据航天器密封舱湿度控制方法的原理和工作方式的不同，将湿度控制技术划分为被动湿度控制技术和主动湿度控制技术。被动湿度控制指在湿度控制过程中不存在对被控湿度的反馈作用，即开环控制。其包括吸湿材料、可再生除湿装置和调湿涂层，特点是湿度控制自主独立进行，对密封舱内温度基本没有影响。例如，在苏联的东方号和上升号飞船中，使用含化合氧的碱性金属(如超氧化钾)作为吸湿材料，同时使用硅胶作为干燥剂，对飞船密封舱进行湿度控制。

卜珺珺等学者^[7]详细介绍了国际空间站的主动湿度控制技术(闭环控制)。以冷凝干燥器，又称冷凝热交换器(Condensing Heat Exchanger, CHX)为代表设备的主动湿度控制技术得到广泛应用。CHX 实质上是一种气液换热器。液侧液体的温度低于空气的露点温度，使空气中的水蒸气遇冷凝结，形成的小液滴附着在芯体表面亲水材料内，再由专门的水汽分离装置收集储存起来，实现空气的除湿过程。国际空间站便采用主动冷凝干燥器以及旋转气液分离器对密封舱的环境进行湿度控制。该文还特别分析了 NASA 新近研制的新型多孔吸水冷凝干燥器，其完全利用毛细作用同时实现了汽水冷凝及气液分离，技术优势明显，作者认为其是未来冷凝干燥器的发展方向。

Theodore D. Swanson 等学者^[8]提出了一种适用于月球基地高温工况的温度控制系统，月球在没有大气吸收以及保温的条件下，被太阳晒到的区域温度接近 130℃，太阳照不到的区域则低至零下 180℃，因此月球没有四季之分，只有月夜低温和月昼高温两个状态。在月昼时，由于月表温度会接近甚至超过辐射散热器的温度，月球基地散热将会面临巨大的挑战，该文提出的主动热控技术包含三个可行的散热系统：辅助中央热总线的热泵；视野选择性的散热器；利用月球风化层进行散热。热泵连接至中央总线，中央总线连接至视野选择性散热器，散热器再与月球风化层

进行换热，从而满足高温状态下月球基地的散热需求。

夏益霖等学者^[9]综述了前苏联载人航天器环境控制和生命保障系统的技术和设备，介绍了在载人飞船和空间站上使用的贮存式和再生式生保系统的技术方案。作者认为载人航天器舱内湿度与温度控制系统的主要任务是散热和大气去湿。美国与俄罗斯的各种载人航天器的温、湿度控制原理基本相同，温度控制采用主动温控系统，由气体强迫对流和冷却液循环实现，湿度控制使用冷凝水分离装置。温控系统的设计参数主要取决于轨道飞行段。航天器外表面采用被动温控系统实现隔热，因此主动温控设计主要考虑内部热源，航天器使用辐射器向外部散热。主动温控系统主要由三个温控回路组成：辐射器散热循环回路；舱内液体冷却循环回路；舱内大气冷却循环回路。

过增元等学者^[10]研究了空间站的热管理，热管理是空间站热控制的更高层次。热控和热管理技术的发展大体有两个阶段，第一阶段是热控制（thermal control），目的仅仅是控制舱内的温度、湿度和风速，为航天员和仪器设备创造合适的环境条件。第二阶段是热管理(thermal management)除了控制舱内的温度和湿度以外，还要利用有限的电力资源和一切可利用的能量，使能量消耗和排散废热达到最小的程度。热管理是热控制的扩展，要对所要求的环境及各子系统组件的热行为进行监测、管理和优化利用，将全站各部分能量作统一调配与综合利用，对于降低单舱空间站质量、提高能量的综合利用率、提高空间站整体性能、降低成本以及提高可靠性等方面具有十分重要的价值。

K. R. Sridhar 等学者^[11]提出了一种能够为月球永久居住基地降温的热控制系统的设计方案，即基于热泵的月球基地散热温控方案。该设计应用于容纳 6 名宇航员并连续运行 10 年以上的月球基地。温控方案中朗肯循环热泵采用 R11 工质、散热回路采用 R717 工质。该循环可在月球基地温度为 270k 时，将散热器温度提高到 362K 进而使得 100kW 的月球基地热量释放到月球环境中。

沈学夫等学者^[12]论述了国外载人航天器环境控制和生命保障技术的发展历史并对温湿度控制方案进行了详细介绍。美国“水星”飞船直接用消耗性水蒸发排除余热，在航天服循环和座舱中分别设置水蒸发散热器，由水蒸发的供水量控制排热量，调节座舱和航天服内的温度和湿度。“双子座”飞船采用了冷却液循环主动温控方案，冷却液通过串联在航天服气体回路中的冷凝热交换器和座舱热交换器，余热由冷却液循环带到空间辐射器排除。“阿波罗”与“双子座”飞船基本相似，其排热装置除了用辐射散热器外，在航天服回路中和冷却液循环系统中还分别串联了一个水蒸发散热器，并设置了主副冷却液回路，不仅改善了系统性能还提高了系统工作的可靠性。

1.3 课题目的及主要工作

本论文目的是对火星基地的温度控制系统、湿度控制系统进行概念设计，以满足未来人类在火星上的居住需求。本文总结国内外对外太空航天器的环境控制研究经验（如载人航天器、国际空间站的环境控制设计等等），结合火星特殊的地理气候环境特征，提出适用于火星的温湿度控制系统，并进行系统的概念设计及运行工况模拟，同时进行三维模型以及效果图的制作。

通过对火星基地温湿度控制系统的概念设计，不仅可以为本科阶段所学习的空调工程、通风

工程、制冷工程、流体力学、传热学、建筑环境能耗模拟技术等专业课知识应用于实践，还可以激发个人的对探索外太空、星际移民等前沿科技的兴趣。在原计划中，本设计最终制作的模型将展览于同济大学开物馆内，这对于普及暖通知识在前沿科技中的应用、激发暖通人对本专业的学习热情有着潜在且深远的作用，虽然受到疫情影响无法进行实物模型的制作，但是电子版三维模型的制作同样可以起到宣传与展示的作用。

本文对火星大气环境、火星基地构造、非地球重力环境条件下的空调系统以及系统仿真模拟进行了研究。主要做了以下工作：

- (1) 查阅并收集了火星大气参数；
- (2) 确定了火星基地的结构尺寸、人员配置以及功能分区等，并完成了基地负荷计算；
- (3) 提出了微重力环境下封闭空间的温湿度控制系统概念；
- (4) 对概念进行工程设计并提出选型要求；
- (5) 制作了火星基地及空调系统的三维展示模型以及渲染效果图；
- (6) 对本文概念设计提出的供冷系统进行了能耗模拟，完成了可行性分析验证。

1.4 本章小结

本章对有关地球以外的温湿度控制研究进行了概述，发现国内外的研究主要集中在航天器、国际空间站、探测器以及好奇号火星车等领域，尚无针对于未来人类居住的火星基地的温湿度控制概念研究。然而不同于国际空间站的失重环境，火星存在约为地球表面重力加速度三分之一的微重力环境，并且火星大气密度仅为地球的百分之一，含氧量极低且表面气温极低。

综上所述，本论文的研究思路为，在冷源为火星稀薄大气以及低温天空的情况下，提出一套适用于微重力环境以及封闭空间的温湿度控制系统。本文的技术路线如图 1.1 所示。

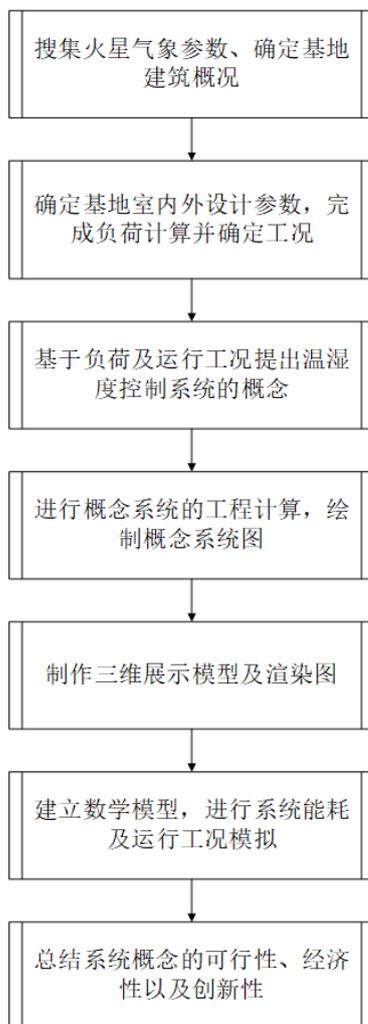


图 1.1 毕业论文技术路线

装
订
线

2 火星基地设计参数

2.1 火星基地概况

(1) 基地选址

火星基地选址于乌托邦平原（Utopia Planitia），其为火星上最大的平原，直径 3200 公里，中央坐标为 49.7°N 118°E，该平原为 1976 年 9 月 3 日海盗 2 号火星探测器的着陆与探索区域。

(2) 基地面积及功能

如图 2.1 所示，火星基地为“蛋壳式”竖向四层结构。基地占地面积**38.5m²**，楼高**14.3m**。各楼层面积如下：

表 2.1 火星基地四层房间面积参数

楼层	面积 (m ²)
一层	28.3
二层	38.5
三层	34.2
四层	24.6
总楼层面积	125.6

火星基地室内大气维持系统为封闭自循环系统。如图 2.1 所示，火星基地供六名成年人使用，可满足居住、做饭、卫生、健身、实验等功能。顶层开圆形玻璃天窗，各楼层之间存在正对玻璃天窗的贯通口，可满足白天的采光要求，各贯通口安装有可开启式玻璃封盖以及连接扶梯，即满足了各层之间存在独立隐私空间的要求，又满足了日常的上下楼功能。

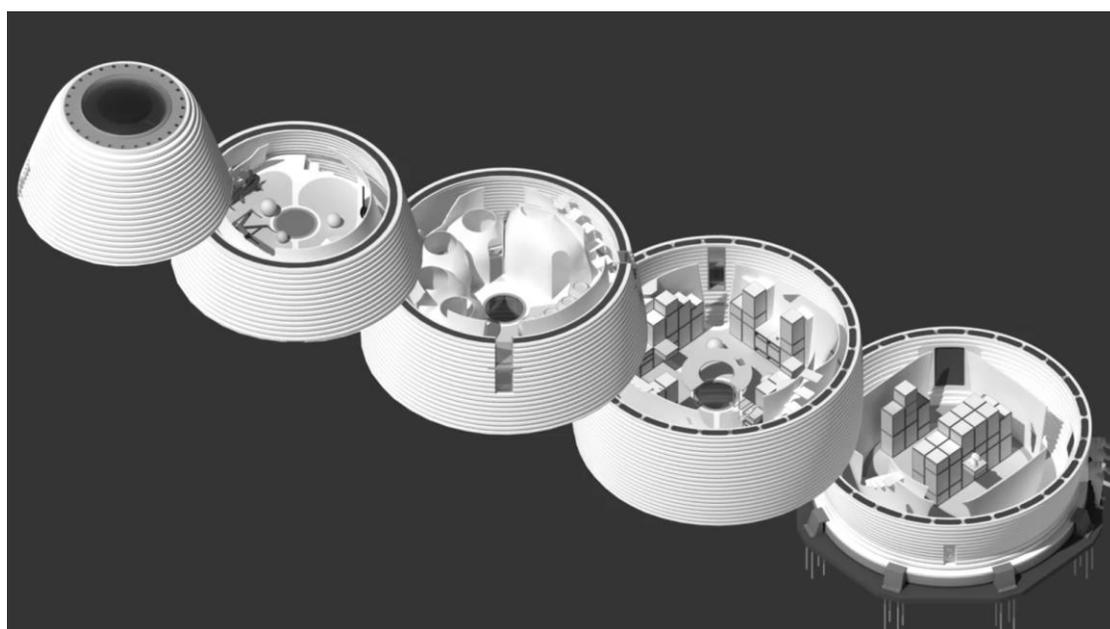


图 2.1 火星基地各楼层功能^[13]

2.2 基地内设计参数

由于火星基地内部为接近地球环境的封闭空间，因此可以依据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》（GB50736-2012）^[14]来确定室内舒适的环境参数，对于人员长期逗留区域，空调室内设计参数如下：

表 2.2 人员长期逗留区域空调室内设计参数

类别	舒适度等级	温度（℃）	相对湿度（%）	风速（m/s）
供热工况	I 级	22~24	≥30	≤0.2
	II 级	18~22	—	≤0.2
供冷工况	I 级	24~26	40~60	≤0.25
	II 级	26~28	≤70	≤0.3

因此，可将火星基地的全年室内设计参数设为温度 24℃(297K)、风速 0.2m/s、相对湿度 60%，查焓湿图知，此时露点温度为15.8℃。

2.3 基地外设计参数

根据海盗号、好奇号等火星探测器所得数据，着陆场夏季白天最高温度 250K，白天平均温度 240K；夜间最低温度 180K（-93℃），夜间平均温度 190K；冬季夜间最低温度 140K，夜间平均温度 150K。因此夏季最高室外温度取 250K（-23℃），冬季最低室外温度取 140K（-133℃）。夏至室外气压变化范围 807~892Pa，冬至室外气压变化范围 882~1078Pa；夏至太阳辐照度取 718W/m²，冬至太阳辐照度取 493W/m²。火星土壤温度夏季最高温度取 257k（-16℃），冬季最低温度取 163K（-110℃），计算负荷所用数据如表 2.3 所示。

表 2.3 火星室外环境计算参数

参数（取极值）	冬至夜晚	夏至白天
室外温度	140K（-133℃）	250K（-23℃）
室外气压	882Pa	892Pa
太阳辐照度	—	718W/m ²
表面土壤温度	157K（-110℃）	257k（-16℃）

注：火星实时天气状况 Rover Environmental Monitoring Station(REMS) Mars Science Laboratory (NASA)

<https://cab.inta-csic.es/rems/>

2.4 本章小结

总结来说，本章将火星基地选址于“乌托邦平原”。不同于常规概念中的“倒扣碗式结构”，火星基地建筑采用了“蛋壳式竖向四层构造”，有效地提升了基地内部空间利用率。最后本章确

定了火星基地的室内外设计参数，如表 2.4 所示。

表 2.4 火星基地室内、室外计算参数

基地	设计参数描述
室内	舒适温度的设定值 24°C、室内风速 $\leq 0.2\text{m/s}$ 、相对湿度 60%、室内噪音 $< 45\text{dB}$
室外	冬至夜晚室外温度-133°C、土壤温度-110°C、气压 882 Pa、太阳辐照度 0 W/m^2 夏至白天室外温度-23°C、土壤温度-16°C、气压 892 Pa、太阳辐照度 718W/m^2

装
订
线

3 火星基地负荷计算

3.1 计算方法

由于火星基地采用了超保温且轻热容的围护结构，因此其热惰性较低，计算负荷时可采用稳态算法。一方面由于多数涉及负荷计算的火星大气参数（如室外温度逐时变化系数、朝向修正系数等）以及特种保温材料的放热衰减系数等参数未知，动态情况下火星基地的负荷无法进行严格计算；另一方面基地简化模型的计算过程会不可避免的带来负荷误差；再者负荷相对于得热是有“延迟”和“衰减”的，即负荷峰值小于得热峰值，因此不妨采用得热等于负荷的稳态算法，这样由得热峰值确定的系统设备容量具有富裕度，同时计算过程不至于十分复杂，有利于后续工况分析以及系统模拟。采用稳态算法求热负荷时，负荷由火星基地外表面与火星大气的对流传热、外表面与地面和天空的辐射换热、基地底部与火星土壤的热传导、室内设备和人员的热湿负荷组成。由于室内为正压环境，所以无冷风渗透负荷及冷风侵入负荷。

在计算火星基地负荷时，如图 3.1 所示，可将火星基地简化为底部半径 3.5m、高 14m 的圆柱体，即基地占地面积 $A_{ground} = 38.5m^2$ 、侧墙壁面积 $A_{wall} = 307.9m^2$ 、屋顶面积 $A_{roof} = 38.5m^2$ ，包含玻璃天窗的面积 $A_{skylight} = 3.2m^2$ 。

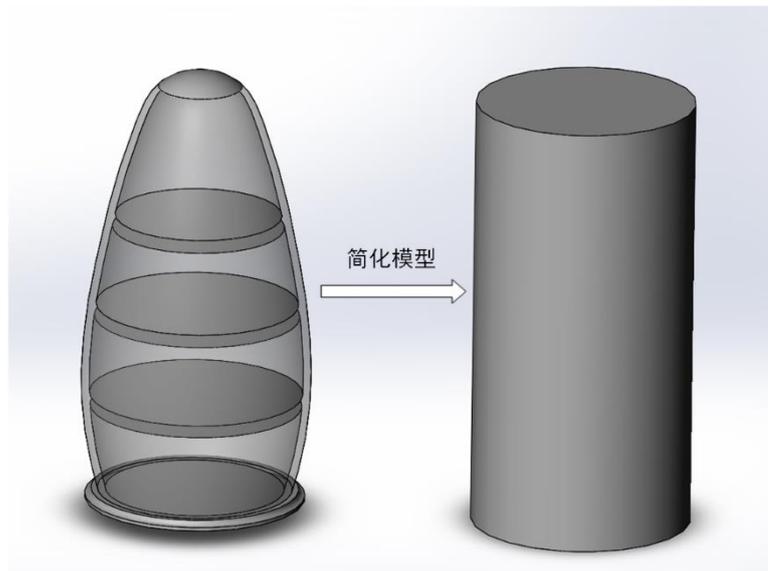


图 3.1 火星基地简化计算模型

虽然火星大气温度全年低于基地室内设计温度，但由于火星基地采用了超隔热保温材料，因此基地向外耗散的热量反倒低于室内人员设备等的产热量，下文负荷计算将验证本文的观点“火星基地全年处于供冷工况”，负荷计算选取了两个极端工况：火星全年最冷日（冬至夜晚）和火星全年最热日（夏至白天）。

3.2 冬至夜晚负荷

冬至夜间温度为 140K (-133℃)，气压为 882Pa，此时大气中多达 25%的二氧化碳会凝华成干冰，而火星大气成分中 95.32%是CO₂，加之火星大气本就十分稀薄（火星大气的密度不到地球大气的百分之一）。因此在计算火星冬至夜晚负荷时可以忽略基地外表面的对流传热，负荷的类型包括基地墙壁的辐射传热、基地屋顶的辐射传热、通过天窗的传热、基地底部的热传导以及室内人员、设备等的热湿负荷。

(1) 基地墙壁的辐射传热

基地墙壁的构造^[5]为：外保温层（二氧化硅气凝胶），厚度 $\delta_1 = 300\text{mm}$ ，热导率 $\lambda_1 = 0.013\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ；中间结构层（玄武岩纤维复合材料）厚度 $\delta_2 = 300\text{mm}$ ，热导率 $\lambda_2 = 0.036\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ；内保温层（二氧化硅气凝胶），厚度 $\delta_3 = 300\text{mm}$ ，热导率 $\lambda_3 = 0.013\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。 h_{in} 为内保温层与室内空气的对流换热系数，取 $10\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

利用热平衡法^[6]计算基地的外表面温度 T_w ，基地内部向基地墙壁外表面传递的热量等于基地墙壁向外辐射的热量（忽略外表面的对流散热）。基地内部向基地墙壁外表面传递的热量为 Q_a ：

$$Q_a = K \cdot A_{\text{wall}} \cdot (T_{in} - T_w) = \frac{A_{\text{wall}} \cdot (T_{in} - T_w)}{\frac{1}{h_{in}} + \sum_{i=1}^3 \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \quad (3.1)$$

基地墙壁向外辐射的热量为 Q_{wall} ，由两部分组成：侧墙壁与地面之间的辐射换热量，侧墙壁与天空之间的辐射换热量。

$$Q_{\text{wall}} = \alpha_1 \cdot \varepsilon \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_w}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_s}{100} \right)^4 \right] \cdot A_{\text{surface}} + \alpha_2 \cdot \varepsilon \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_w}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{sky}}}{100} \right)^4 \right] \cdot A_{\text{surface}} \quad (3.2)$$

式中， T_w 为基地外表面温度； T_s 为火星地表温度； T_{sky} 为室外大气温度； ε 为基地外保温层发射率，取 0.9； C_0 为斯蒂芬-波尔兹曼常数； α_1 、 α_2 分别为基地外表面与地表、天空的辐射传热分配系数， $\alpha_1 = \alpha_2 = 0.5$ 。

由 $Q_a = Q_{\text{wall}}$ ，可得关于 T_w 的一元四次方程，解得基地墙壁的外表面温度为 $T_w = 137.8\text{K}$ 。

因此基地墙壁的辐射散热为：

$$Q_{\text{wall}} = 0.5 \times 0.9 \times 5.67 \times \left[\left(\frac{137.8}{100} \right)^4 - \left(\frac{157}{100} \right)^4 \right] \times 307.9 + 0.5 \times 0.9 \times 5.67 \times \left[\left(\frac{137.8}{100} \right)^4 - \left(\frac{3}{100} \right)^4 \right] \times 307.9 = 898\text{W}$$

此时计算可知屋顶内表面温度为 23.7°C ，高于露点温度 15.8°C ，因此屋顶内表面不结露。

(2) 基地屋顶的辐射传热

用热平衡法计算基地屋顶的外表面温度 T'_w ，基地内部向屋顶外表面传递的热量等于屋顶外表面辐射的热量，即 $Q'_a = Q_{\text{roof}}$ 。基地内部向屋顶外表面传递的热量为 Q'_a ：

$$Q'_a = K \cdot A_{\text{roof}} \cdot (T_{in} - T'_w) = \frac{A_{\text{roof}} \cdot (T_{in} - T'_w)}{\frac{1}{h_{in}} + \sum_{i=1}^3 \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \quad (3.3)$$

式中， $A_{\text{roof}} = 38.5 - (1 - \varphi)A_{\text{skylight}}$ ， φ 为内遮阳设施开启程度， A_{skylight} 为天窗面积。

屋顶外表面的辐射散热量：

$$Q_{roof} = \varepsilon \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T'_w}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{sky}}{100} \right)^4 \right] \cdot A_{roof} \quad (3.4)$$

由 $Q'_a = Q_{roof}$ 可得关于 T'_w 的一元四次方程，当内遮阳设施开启程度为 0 时，解得基地墙壁外表面温度为 $T_w = 111K$ 。

故基地屋顶的热负荷为：

$$Q_{roof} = 0.9 \times 5.67 \times \left[\left(\frac{111}{100} \right)^4 - \left(\frac{3}{100} \right)^4 \right] \times 35.3 = 132W$$

此时计算可知屋顶内表面温度为 $23.6^\circ C$ ，高于露点温度 $15.8^\circ C$ ，因此屋顶内表面不结露。

当改变内遮阳设施开启程度分别为 25%、50%、75%、100% 时，夏至白天时基地屋顶的热负荷如表 3.1 所示：

表 3.1 内遮阳设施在不同开启程度时屋顶的热负荷（夏至白天）

内遮阳设施开启程度 φ /%	屋顶热负荷 Q_{roof}/W	内表面温度/ $^\circ C$	是否结露
0	132	23.6	否
25	135	23.6	否
50	138	23.6	否
75	141	23.6	否
100	144	23.6	否

(3) 基地天窗的传热负荷

基地天窗由可开启式内遮阳设施和玻璃天窗组成。通过改变内遮阳设施的开启程度可调节玻璃天窗的露出面积，进而调节通过玻璃天窗的传热量，可认为内遮阳设施和基地之间进行绝热连接。玻璃天窗采用双玻中空玻璃（6mm 高透光 Low-E+12mm 氩气+6mm 透明），其传热系数为 $K_{skylight} = 1.33W/(m^2 \cdot K)$ 。

通过玻璃天窗的传热量有瞬变传热散热和夜晚的辐射散热量（或者白天的日射得热量）两部分。瞬变传热散热由室内外温差引起。夜晚的辐射散热分成两部分，室内物体直接透射到室外的辐射热和被玻璃吸收的辐射量传向室外的热量。

1. 瞬变传导散热

采用稳态计算法忽略玻璃热容，当内遮阳设施开启程度 $\varphi = 0$ 时，通过玻璃天窗的瞬变传导得热为：

$$Q_{skylight1} = K_{skylight} \cdot (1 - \varphi) \cdot A_{skylight} \cdot (T_{in} - T_{out}) = 668W$$

式中， $K_{skylight}$ 为玻璃天窗的传热系数，取 $1.33W/(m^2 \cdot K)$ ； φ 为内遮阳开启度，取值范围 $0 \sim 100\%$ ； $A_{skylight}$ 为天窗面积，取 $3.2m^2$ ； T_{out} 为室外温度，取 $140K$ 。

2. 天窗的辐射散热

夜晚天窗的辐射散热分成两部分，室内物体直接透射到室外的辐射热 q_t 和被玻璃吸收的辐射量传向室外的热量 q_a 。可将玻璃对辐射传热的影响简化为“室内物体表面与外太空的辐射换热量 Q_w ”乘以“有效辐射系数 β ”。

装
订
线

$$Q_{skylight2} = q_t + q_a = \beta \cdot Q_w = \beta \cdot \varepsilon \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_{interior}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{sky}}{100} \right)^4 \right] \cdot A_{skylight}$$

$$= 0.5 \times 0.6 \times 5.67 \times \left[\left(\frac{293}{100} \right)^4 - \left(\frac{3}{100} \right)^4 \right] \times 3.2 = 401W$$

式中， ε 为室内物体（如家具地板等）表面的发射率，取 0.6； C_0 为斯蒂芬—波尔兹曼常数； β 为有效辐射系数，反映了玻璃对辐射传热的影响，取 0.5； $T_{interior}$ 为室内物体表面温度，取 293K； T_{sky} 为天空温度，取 3K。

故当内遮阳设施开启程度 $\varphi = 0$ 时，天窗的换热负荷为

$$Q_{skylight} = Q_{skylight1} + Q_{skylight2} = 1069W$$

当改变内遮阳设施开启程度分别为 25%、50%、75%、100%时，基地天窗的热负荷如表 3.2 所示：

表 3.2 内遮阳设施在不同开启程度下天窗的热负荷（冬至夜晚）

内遮阳的开启程度 φ /%	基地天窗的热负荷 $Q_{skylight}$ /W
0	1069
25	802
50	534
75	267
100	0

(4) 基地底部与火星土壤的热传导

总传热热阻：

$$R = \frac{1}{h_{in}} + \sum_{i=1}^3 \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{1}{10} + \frac{0.3}{0.013} + \frac{0.3}{0.036} + \frac{0.3}{0.013} = 54.64 \text{ m}^2 \cdot K/W$$

式中， h_{in} 为内保温层与室内空气的对流换热系数；内外保温层采用二氧化硅气凝胶，厚度 $\delta_1 = \delta_3 = 300mm$ ，热导率 $\lambda_1 = \lambda_3 = 0.013W/(m \cdot K)$ ；基地底部采用玄武岩纤维复合材料，厚度 $\delta_2 = 300mm$ ，热导率 $\lambda_2 = 0.036W/(m \cdot K)$ 。

故热传导形成的负荷为：

$$Q_{ground} = K_{bottom} \cdot A_{ground} \cdot (T_{in} - T_{soil}) = \frac{1}{R} \cdot A_{ground} \cdot (T_{in} - T_{soil})$$

$$= 0.0183 \times 38.5 \times (297 - 157) = 99W$$

式中， K_{bottom} 为基地底部总传热系数； A_{ground} 为基地底部面积； T_{soil} 为土壤表面温度。

(5) 室内设备和人员的热湿负荷

查表知在 24℃下成年男子散热散湿量为显热 70W/人，潜热 64 W/人，散湿 96g/(h·人)；夜晚时室内设备负荷取 500W，照明负荷则取 50W。

$$Q_{interior} = -[550 + (70 + 64) \times 6] = -1309W$$

综上：当内遮阳设施开启程度 $\varphi = 0$ 时，冬至夜晚热负荷为

$$Q = Q_{wall} + Q_{roof} + Q_{skylight} + Q_{ground} + Q_{interior} = 894W$$

当改变内遮阳设施开启程度分别为 25%、50%、75%、100%时，冬至夜晚时基地的热负荷如

表 3.3 所示，通过计算可知，当内遮阳设施开启程度为 84.6%时。基地的热负荷为 0W。

表 3.3 内遮阳设施在不同开启程度时基地的热负荷（冬至夜晚）

内遮阳的开启程度 φ /%	基地热负荷 Q/W
0	889
25	625
50	360
75	96
100	-168

3.3 夏至白天负荷

夏至白天时可考虑基地外表面和火星大气之间的对流换热。因此负荷的类型包括基地墙壁的对流与辐射、基地屋顶的对流与辐射、通过天窗的传热、基地底部的热传导以及室内设备人员等的热湿负荷。

在计算基地外表面的对流传热系数时，由于火星基地简化为圆柱体，故可采用《传热学》教材^[18]中的自然对流准则关系式，如下：

$$Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n = C \cdot Ra^n \quad (3.5)$$

式中， Ra 为瑞利准则； $Gr = g\alpha\Delta t l^3 / \nu^2$ 为格拉晓夫准则； α 为体积膨胀系数， $1/K$ ； ν 为运动粘度； l 为定性尺寸； Δt 为 t_w 与 t_f 之差， t_f 为远离壁面的流体温度； n 取值范围 $1/5 \sim 1/3$ 。

将 $h = \frac{\lambda \cdot Nu}{l}$ 、 $Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{v \cdot \rho \cdot c}{\lambda}$ 代入准则关系式中，可知表面换热系数 h 为：

$$h = C \cdot \lambda^{1-n} \cdot g^n \cdot \alpha^n \cdot \Delta t^n \cdot l^{3n-1} \cdot \rho^n \cdot c^n \cdot \nu^{-n} \quad (3.6)$$

式中，由于火星的表面重力加速度约为地球的 $1/3$ ，火星大气的密度约为地球大气的 $1/100$ ， n 取值范围为 $1/5 \sim 1/3$ ，根据地球上建筑物围护结构外表面的换热系数为 $10 \sim 20W/(m^2 \cdot K)$ ，因此可以将火星基地外表面的对流换热系数合理取值为 $h_w = 0.2W/(m^2 \cdot K)$ 。

(1) 基地墙壁的对流与辐射传热

用热平衡法计算基地墙壁的外表面温度 T_w ，基地内部向墙壁外表面传递的热量等于墙壁外表面对流和辐射的热量，即 $Q_a = Q_1 + Q_2$ 。基地内部向墙壁外表面传递的热量为 Q_a ：

$$Q_a = K \cdot A_{wall} \cdot (T_{in} - T_w) = \frac{A_{wall} \cdot (T_{in} - T_w)}{\frac{1}{h_{in}} + \sum_{i=1}^3 \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \quad (3.7)$$

墙壁外表面的对流传热量：

$$Q_1 = h_w \cdot A_{wall} \cdot (T_w - T_{out}) \quad (3.8)$$

基地墙壁的辐射散热量由墙壁与地面之间的辐射、墙壁与天空之间的辐射两部分组成：

$$Q_2 = \alpha_1 \cdot \varepsilon \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_w}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_s}{100} \right)^4 \right] \cdot A_{wall} + \alpha_2 \cdot \varepsilon \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_w}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{sky}}{100} \right)^4 \right] \cdot A_{wall} \quad (3.9)$$

联立 $Q_a = Q_1 + Q_2$ 可得关于 T_w 的一元四次方程，解得基地墙壁外表面温度为 $T_w = 220K$ 。

故基地墙壁的热负荷为：

$$Q_{wall} = Q_1 + Q_2 = 436W$$

此时计算可知屋顶内表面温度为**23.9℃**，高于露点温度**15.8℃**，因此屋顶内表面不结露。

(2) 基地屋顶的对流与辐射传热

用热平衡法计算基地屋顶的外表面温度 T_w ，基地内部向屋顶外表面传递的热量等于屋顶外表面对流和辐射的热量，即 $Q'_a = Q'_1 + Q'_2$ 。基地内部向屋顶外表面传递的热量为 Q'_a ：

$$Q'_a = K \cdot A_{roof} \cdot (T_{in} - T_w) = \frac{A_{roof} \cdot (T_{in} - T_w)}{\frac{1}{h_{in}} + \sum_{i=1}^3 \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \quad (3.10)$$

式中， $A_{roof} = 38.5 - (1 - \varphi)A_{skylight}$ ， φ 为内遮阳设施开启程度， $A_{skylight}$ 为天窗面积。

屋顶外表面的对流传热量：

$$Q'_1 = h_w \cdot A_{roof} \cdot (T_w - T_{out}) \quad (3.11)$$

屋顶外表面的辐射散热量：

$$Q'_2 = \varepsilon \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_w}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{sky}}{100} \right)^4 \right] \cdot A_{roof} \quad (3.12)$$

联立 $Q'_a = Q'_1 + Q'_2$ 可得关于 T_w 的一元四次方程，当内遮阳设施开启程度为0时，解得基地墙壁外表面温度为 $T_w = 120K$ 。

故基地屋顶的热负荷为：

$$Q_{roof} = Q'_1 + Q'_2 = 129W$$

此时计算可知屋顶内表面温度为**23.7℃**，高于露点温度 **15.8℃**，因此屋顶内表面不结露。当改变内遮阳设施开启程度分别为 25%、50%、75%、100%时，夏至白天时基地屋顶的热负荷如表 3.4 所示：

表 3.4 内遮阳设施在不同开启程度时屋顶的热负荷（夏至白天）

内遮阳设施开启程度 φ /%	屋顶热负荷 Q_{roof} /W	内表面温度/°C	是否结露
0	114	23.7	否
25	117	23.7	否
50	120	23.7	否
75	122	23.7	否
100	125	23.7	否

(3) 基地天窗的传热负荷

通过玻璃天窗的传热量有瞬变传热量和白天的日射得热量（或者夜晚的辐射散热量）两部分。瞬变传热量由室内外温差引起。白天的日射得热，因太阳照射到窗户上时，除了一部分辐射能量反射回大气之外，其中一部分能量透过玻璃以短波辐射形式直接进入室内；另一部分被玻璃吸收，提高了玻璃温度，然后再以对流和长波辐射的方式向室内外散热。

1. 瞬变传热量

采用稳态算法忽略玻璃热容，当内遮阳设施开启程度 $\varphi = 0$ 时，通过玻璃天窗的瞬变传导得热为：

装 订 线

$$Q_{skylight1} = K_{skylight} \cdot (1 - \varphi) \cdot A_{skylight} \cdot (T_{in} - T_{out}) = 200W$$

式中, $K_{skylight}$ 为玻璃天窗的传热系数, 取 $1.33W/(m^2 \cdot K)$; φ 为内遮阳开启度, 取值范围 $0 \sim 100\%$; $A_{skylight}$ 为天窗面积, 取 $3.2m^2$; T_{out} 为室外温度, 取 $140K$ 。

2. 日射得热量

日射得热量分成两部分, 直接透射到室内的太阳辐射热 q_t 和被玻璃吸收的太阳辐射热传向室外的热量 q_a 。已知夏至时太阳辐照度 $I = 718W/m^2$; 可将玻璃对日射得热量的影响简化为“等效天窗面积得到的太阳辐射量 $I \cdot (1 - \varphi) \cdot A_{skylight}$ ”乘以“有效辐射系数 β' ”。当内遮阳设施开启程度 $\varphi = 0$ 时, 通过玻璃天窗的日射得热量为:

$$\begin{aligned} Q_{skylight2} &= q_t + q_a = \beta' \cdot Q_w = \beta' \cdot I \cdot (1 - \varphi) \cdot A_{skylight} \\ &= 0.6 \times 718 \times (1 - 0) \times 3.2 = 1379W \end{aligned}$$

式中, β' 为有效辐射系数, 反映了玻璃对日射得热量的影响, 取 0.6 ; I 为太阳辐照度, 夏至时取 $718W/m^2$ 。

故当内遮阳设施开启程度 $\varphi = 0$ 时, 天窗的换热负荷为

$$Q_{skylight} = Q_{skylight1} - Q_{skylight2} = -1179W$$

当改变内遮阳设施开启程度分别为 25% 、 50% 、 75% 、 100% 时, 基地天窗的热负荷如表 3.5 所示:

表 3.5 内遮阳设施在不同开启程度时天窗的热负荷（夏至白天）

内遮阳设施的开启程度 $\varphi/\%$	基地天窗的热负荷 $Q_{skylight}/W$
0	-1179
25	-884
50	-589
75	-295
100	0

(4) 基地底部与火星土壤的热传导

$$\begin{aligned} Q_{ground} &= K_{bottom} \cdot A_{ground} \cdot (T_{in} - T_{soil}) = \frac{1}{R} \cdot A_{ground} \cdot (T_{in} - T_{soil}) \\ &= 0.0183 \times 38.5 \times (297 - 257) = 28W \end{aligned}$$

(5) 室内设备和人员的热湿负荷

白天时室内设备负荷取 $1000W$ （含照明负荷）。故室内设备、照明、人体总热负荷为:

$$Q_{interior} = -[1000 + (70 + 64) \times 6] = -1804W$$

综上所述, 当内遮阳设施开启程度 $\varphi = 0$ 时, 夏至白天热负荷为

$$Q = Q_{wall} + Q_{roof} + Q_{skylight} + Q_{ground} + Q_{interior} = -2451W$$

当改变内遮阳设施开启程度分别为 25% 、 50% 、 75% 、 100% 时, 夏至白天时基地的热负荷如表 3.6 所示:

表 3.6 内遮阳设施在不同开启程度时基地的热负荷（夏至白天）

内遮阳设施的开启程度 ϕ /%	基地热负荷 Q/W
0	-2388
25	-2091
50	-1793
75	-1496
100	-1198

3.4 本章小结

本章采用稳态计算法计算了火星基地在两个极端工况下的负荷，火星基地在最冷日（冬至）夜晚的负荷随内遮阳开启度改变的变化情况如图 3.2 所示，各项负荷绝对值对比如图 3.3 所示；在最热日（夏至）白天的负荷随内遮阳开启度改变的变化情况如图 3.4 所示，各项负荷绝对值对比如图 3.5 所示。

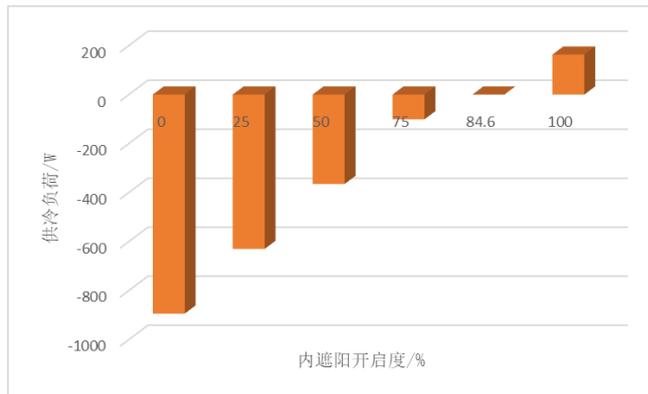


图 3.2 冬至夜晚基地负荷随内遮阳开启度改变的变化规律

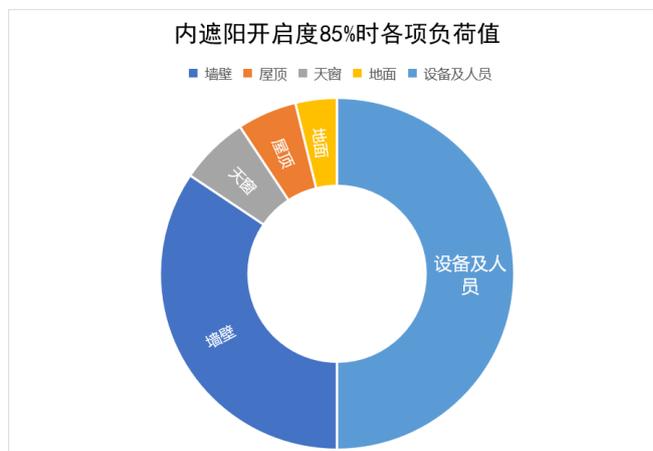


图 3.3 冬至夜晚基地各项负荷值对比

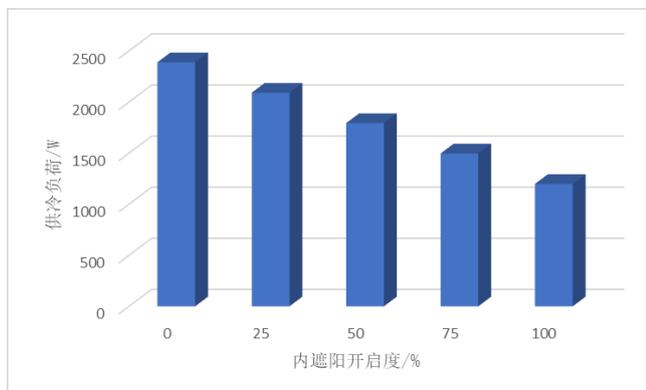


图 3.4 夏至白天基地负荷随内遮阳开启度改变的变化规律

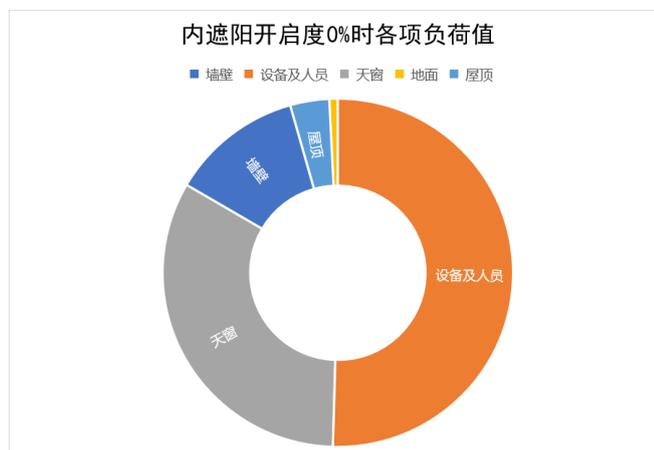


图 3.5 夏至白天基地各项负荷值对比

综上所述，火星基地在最热日（夏至）白天为供冷工况，在最冷日（冬至）夜晚仍可以通过调节内遮阳开启度的方式实现负荷为零的状态。通过进一步计算发现，在 1 个火星年（即 687 个火星日，6911 个小时）中，火星基地白天需供冷，而夜晚可通过内遮阳设备的调节而不供冷，因此得到关于运行工况的结论：在正常情况下，火星基地全年处于供冷工况。

装
订
线

4 温湿度控制系统概念设计

结合前文论述，火星基地全年处于供冷工况，因此火星基地室内温湿度控制系统的主要任务是散热和去湿。

4.1 温度控制系统

主动温控系统如图 4.1 所示，包含三个回路，其中液体循环采用离心泵驱动，并且泵的组件为两台并联，一台工作，一台备用。室内大气循环采用风扇驱动，风扇组件亦为两台并联，一台工作，一台备用，以提高工作的可靠性。

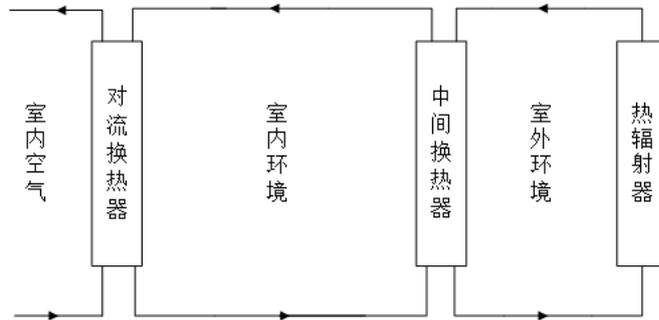


图 4.1 温度控制系统示意图

选用内外两个冷却液体回路的原因是，室外的热辐射器系统处于火星大气中，夜间温度极低，所以要求在热辐射器内的工作液体必须具有低的冰点。与此同时，基地室内温度较高，所以要求室内工作液体的工作温度不要过低，无毒无味，传热性能好，无腐蚀，不易燃等特性。由于很难找到可同时满足内外两回路的工作液体，因此内回路采用安全的工质，外回路采用冰点低的工质。

采用双冷却液体回路的好处是，一方面双液体回路比单液体回路更为安全，室内如果冷却液体发生泄漏，不至于严重危害到室内人员的生命健康；另一方面，双液体回路的温度控制适应性更好，温度控制系统的关键部件室内气—液热交换器两侧的温差不至于过大，可保护设备并延长使用寿命。同时由于室内换热器换热温差不大，应提高其换热效率，可以选用换热面积大的板式换热器，并采用强化换热，使得工作介质处于紊流状态。

(1) 室外低温循环工质散热回路

该循环回路用于向室外辐射换热，工作介质需选择能在 -70°C 不结冰的低温液体工质。前苏联载人航天器曾选用的低温工质为硅脂。俄罗斯飞船曾选用牌号为 A3-TK-2 的低温工质。美国航天飞机曾选用的低温工质为氟利昂。对于火星基地，可考虑采用液氨作为低温循环工质。

(2) 室内中温循环工质冷却回路

该循环回路用于室内空气的冷却及设备温控，通过液—液中间热交换器将热量传送给辐射器回路。俄罗斯飞船曾选用牌号为 A3-TK-5 的工作介质，是加了添加剂的防冻液体。前苏联载人航天器曾选用乙二醇水溶液作为工作介质，冰点为 -20°C 。乙二醇由于其沸点高（ 197.4°C ），不会产

生蒸汽被人吸入体内而引起中毒。因此对于火星基地可考虑采用乙二醇水溶液作为中温循环工质。

(3) 室内空气冷却循环回路

该回路用于实现室内空气的强迫对流，从而使得室内空气中的热量更有效地通过气—液换热器传递给中温制冷工质。由于火星微重力环境下大气的自然对流不显著，室内大气温度应该采用强迫对流实现均匀化，以避免二氧化碳气体和仪器设备发热在局部地区浓缩或聚集。即使如此，火星基地室内的温差不能完全消除，为防止室内局部温度过低引起表面结露，冷却管路和温度较低的设备需要采用有效的隔热措施。

室内空气温度的控制可以通过改变中温工质冷却回路中工质的流量和变频风机的频率来实现。当室内负荷增加，空气温度升高时，加大室内液体冷却循环回路的冷却液流动速度，或者增大风机频率以加大流过换热器的风量；当室内负荷降低，空气温度下降时，降低冷却液流动速度，或者调节风阀减小流过换热器的风量，从而主动调控室内空气温度，以维持室内空气舒适条件。

4.2 湿度控制系统

通过对航空航天密闭舱的环境湿度控制进行归纳总结，得到如表 4.1 所示的各种湿度控制方法的特点及应用。

表 4.1 航天器中各种湿度控制方法的特点及应用^[6]

湿度控制方法		特点	应用
主动湿度控制	冷凝干燥器	(1)具有强大的除湿功能，控湿精度高，并且可以调节控湿范围	各类载人航天航空飞行器均有应用
		(2)需流体回路提供冷源	
		(3)系统复杂组件较多，但操作方便	
被动湿度控制	吸湿材料	(1)结构简单，使用方便	如苏联上升号、东方号飞船和中国神舟号飞船
		(2)除湿性能稳定、可靠	
		(3)吸湿材料越多，除湿能力越强	
被动湿度控制	可再生除湿装置	(1)再生型，可循环使用	美国和西欧的空间实验室
		(2)除湿能力强，但湿度控制功能较差	
		(3)结构复杂，引入运动部件，可靠性降低	
被动湿度控制	调湿涂层	(1)本身不具有除湿功能	预研阶段，适用于无产湿设备(或人)的航天器
		(2)湿度能有效地控制在一定范围内	
		(3)结构简单，安装和使用方便，可靠性高	

由表 4.1 可知，与被动湿度控制技术相比，由于主动湿度控制技术存在一种或多种对被控湿度的反馈作用（即闭环控制，包括对湿度的测量和控制执行部件等），所以主动湿度控制技术的湿度控制精度更高。因此火星基地宜采用主动湿度控制技术。

结合文献综述中对美国、俄罗斯等国的载人航天器以及国际空间站的温湿度控制原理的讨论，对于火星基地而言，温度控制可以采用主动温度控制系统，由气体强迫对流和冷却液循环实现，湿度控制可以采用主动湿度控制。再结合 NASA 的研究，可采用以冷凝式热交换器为代表的

末端换热设备同时实现温湿度的控制。

结合文献^[19]可知，在国际空间站中，传统的湿度控制是通过使用水冷翅片作为冷凝表面来实现的：湿空气在翅片表面上冷凝，然后抽吸泵将冷凝物和空气吸入旋转分离器，进而分离出冷凝水。而采用冷却多孔基板来替代水冷翅片具有更加优异的应用前景。如图 4.2 所示，基于多孔吸水基质的冷凝式热交换器可以将除热和气液分离集成成一个单元，不仅能够同时实现温度和湿度的主动控制，而且去除了抽吸泵等冗余设备。因此火星基地供冷系统可以采用基于多孔介质的冷凝式热交换器作为末端换热部件。

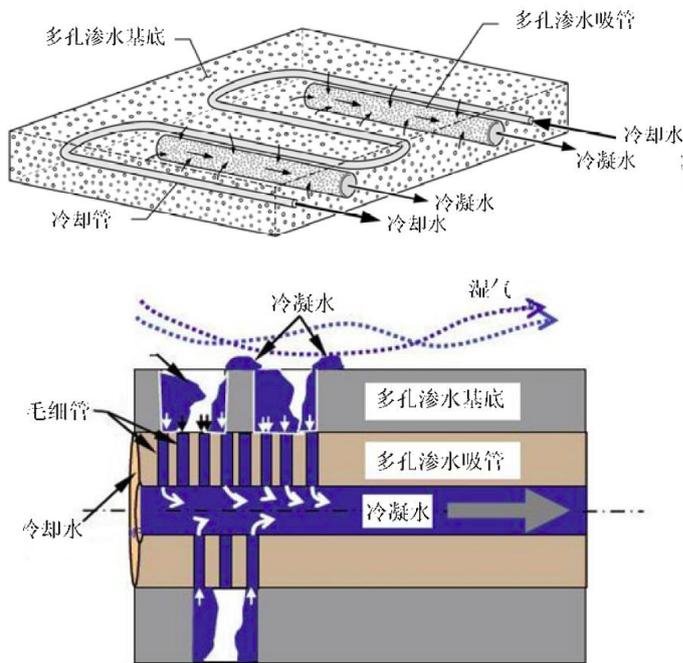


图 4.2 具有不同孔径的多孔基质除热和分离冷凝水示意图^[19]

4.3 系统图绘制及选型计算

结合 4.2 节论述，火星基地的温湿度控制系统如图 4.3 所示。

装
订
线

装
订
线

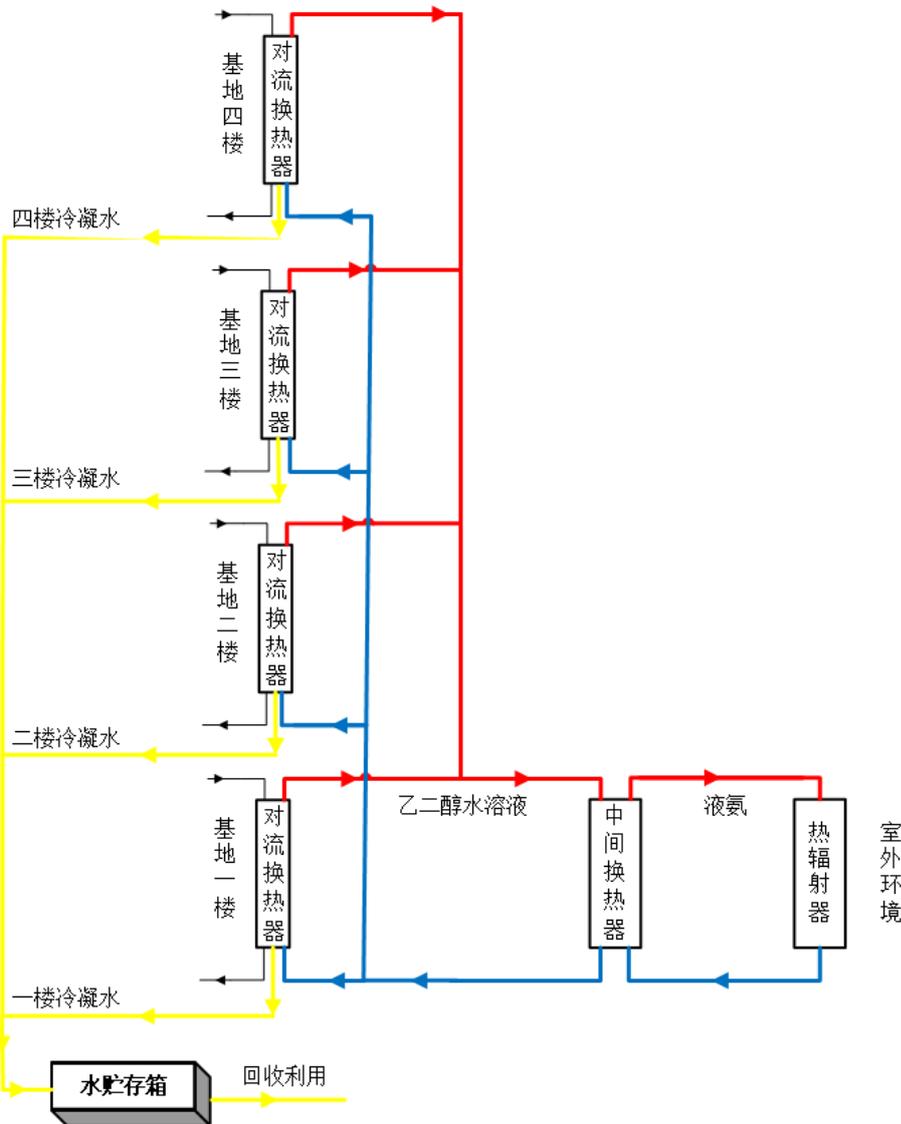


图 4.3 火星基地供冷系统示意图

(1) 冷凝式热交换器（气-液换热）选型计算

冷凝式热交换器的工质采用体积浓度为 40%、冰点为-34.3℃的乙二醇水溶液。

对于冷凝式换热器，乙二醇水溶液入口温度 $t_2' = 5^\circ\text{C}$ 、出口温度 $t_2'' = 15^\circ\text{C}$ ，质量流量 G_2 待求，比热容 $c_{p2} = 3.44\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。空气入口温度 $t_1' = 24^\circ\text{C}$ 、出口温度 t_1'' 待求，质量流量 $G_1 = 70\text{g/s}$ (风量 $200\text{m}^3/\text{h}$ ，空气密度 $1.293\text{kg}/\text{m}^3$)，比热容 $c_{p1} = 1.004\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ，即 $G_1 \cdot c_{p1} = 70$ 。

换热器计算的基本公式有传热方程式 (4.1)、热平衡方程式 (4.2)、平均换热温差 (4.3)

$$Q = KF\Delta t_m \tag{4.1}$$

$$Q = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') = G_2 c_{p2} (t_2' - t_2'') \tag{4.2}$$

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \tag{4.3}$$

式中 $\Delta t' = t'_1 - t'_2$, $\Delta t'' = t''_1 - t''_2$

在上述三个关系式中，已知六个变量 $G_1 c_{p1}$ 、 $G_2 c_{p2}$ 、 Q 、 t'_1 、 t'_2 、 t''_2 ，便可以求出载冷剂乙二醇水溶液的质量流量 G_2 、空气处理后的出口温度 t''_1 、平均换热温差 Δt_m 、换热器性能参数 KF 。

$$G_2 = \frac{Q}{c_{p2}(t'_2 - t''_2)} \quad (4.4)$$

$$t''_1 = t'_1 - \frac{Q}{G_1 c_{p1}} \quad (4.5)$$

$$\Delta t_m = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{\ln \frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}} \quad (4.6)$$

$$KF = \frac{Q}{\Delta t_m} \quad (4.7)$$

计算结果如表 4.2 所示。

表 4.2 对流换热器计算表

计算项	一层	二层	三层	四层
火星基地冷负荷/W	563.3	766.3	680.7	489.7
空气入口温度/°C	24	24	24	24
空气出口温度/°C	15.98	13.10	14.31	17.03
空气比热容kJ/(kg·K)	1004	1004	1004	1004
空气质量流量kg/s	0.07	0.07	0.07	0.07
乙二醇入口温度/°C	5	5	5	5
乙二醇出口温度/°C	15	15	15	15
乙二醇比热容kJ/(kg·K)	3430	3430	3430	3430
乙二醇质量流量kg/s	0.023	0.032	0.028	0.020
平均换热温差/°C	9.61	6.28	7.93	10.51
对流换热器 KF 值	58.60	122.08	85.89	46.58

选型采用额定制冷量大于 1000W 的冷凝式热交换器，且热交换器性能参数需满足表 4.2 中对流换热器 KF 值一项。具体选型要求如表 4.3 所示。

表 4.3 冷凝式热交换器选型要求

允许温差 °C	额定风量 m ³ /h	额定供冷能力 W		供冷能力 W	额定流量 L/s	压降 kPa	噪声 dB(A)
		全热量	显热量				
> 20°C	≥180	≥780	≥220	≥1000	≥0.032	≤1.2	≤35

(2) 中间换热器（气-液换热）选型计算

中间换热器左侧回路为中温循环工质乙二醇水溶液，右侧回路为低温循环工质液氨。

对于中间换热器，乙二醇水溶液入口温度取 15°C，出口温度取 5°C；设定液氨入口温度为

-25℃，液氨入口温度为-10℃；换热量 $Q = 2500W$ 。标准工况下液氨熔点为-77.7℃，沸点为-33.5℃，比热容为 $2159.97J/(kg \cdot K)$ ，密度为 $729kg/m^3$ （-73.15℃，8.666kPa）。结合公式（4.8）、（4.9），计算可得液氨的质量流量 G_2 、中间换热器的性能参数 KF 值，具体计算结果如表 4.4 所示。

$$G_2 = \frac{Q}{c_{p2}(t'_{NH3} - t''_{NH3})} \quad (4.8)$$

$$KF = \frac{Q}{\Delta t_m} = \frac{Q}{\frac{(t'_1 - t'_{NH3}) - (t''_1 - t''_{NH3})}{\ln \frac{t'_1 - t'_{NH3}}{t''_1 - t''_{NH3}}}} \quad (4.9)$$

表 4.4 中间换热器设计计算

计算项	数值
冷负荷/W	2500
液氨入口温度/℃	-25
液氨出口温度/℃	-10
液氨比热容 $kJ/(kg \cdot K)$	2160
液氨质量流量 kg/s	0.077
乙二醇入口温度/℃	15
乙二醇出口温度/℃	5
乙二醇比热容 $kJ/(kg \cdot K)$	3430
乙二醇质量流量 kg/s	0.104
平均换热温差/℃	24.37
中间换热器 KF 值	102.60

中间换热器选型可以采用“氨液板式换热器”，氨液板式换热器的性能参数需满足如表 4.5 所示的选型要求。

表 4.5 中间板式换热器选型要求

允许温差	额定处理冷量	换热器性能参数 KF 值	使用温度	板片及密封垫材
℃	kW	W/K	℃	质
> 40	> 2.5	> 103	-120~25	耐碱耐低温

(3) 空间辐射器选型计算

热管式空间辐射器具有良好的传热及抗碎片撞击性能，是最有应用前景的空间辐射器之一。单槽道热管^[20]（Monogroove HP）由美国格鲁曼公司开发，如图 4.4 所示，管路分蒸汽流道和液体流道，通过单纹毛细槽分开，单纹毛细槽尺寸小，具有较大毛细压力，从而使液体抽吸到蒸汽管道，液体和蒸汽的分离能降低黏度，显著增加了热管的传热能力。将单槽道热管加入空间辐射器面板就形成了单槽道式热管辐射器。单槽道热管性能已成功通过了微重力环境试验的考验。格

装
订
线

鲁曼公司开发的单槽道热管辐射器采用铝/氨热管，蒸汽流道管径为 1.5cm，液体流道管径 1.0cm，上下辐射面间距约 3.2cm，单纹槽宽 0.2mm，深 1.2mm。该公司对长 15m，宽 0.3m 的高性能单槽道热管辐射器进行了热真空试验，其中含一根单槽道热管，试验得到了辐射器的散热功率及各种极限（沸腾限、毛细限等），最大散热功率达 2kW。

故对于火星基地而言，可采用两根长 15m，宽 0.3m 的槽道热管（可根据实际负荷选择多根备用热管）进行散热，如表 4.6 所示。

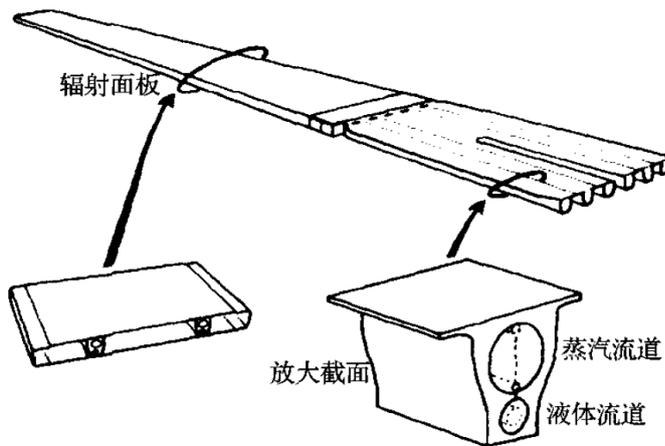


图 4.4 单槽道热管辐射器及热管结构^[20]

表 4.6 空间辐射器选型性能参数

辐射器类型	数量	单根最大散热功率	蒸汽流道管径	液体流道管径	辐射面间距	单纹槽
单槽道热管辐射器（铝/氨热管）15m × 0.3m	2 根	2kW	1.5cm	1.0cm	3.2cm	长 1.2mm 宽 0.2mm

4.4 本章小结

本章基于“火星基地全年处于供冷工况”的结论，提出了中低温双循环供冷换热器系统。基地内部为中温循环工质乙二醇水溶液，外部为低温循环工质液氨；同时室内换热末端采用基于多孔吸水介质的冷凝式热交换器，室外辐射器采用了单槽道热管式空间辐射器。本文提出的温湿度控制概念系统具有以下好处：

- ① 双液体回路比单液体回路更为安全，室内如果冷却液体发生泄漏，不至于严重危害到室内人员的生命健康；
- ② 双液体回路避免了室外低温液体工质与室内空气直接换热，温度控制适应性更好，温度控制系统的关键部件室内冷凝式热交换器两侧的温差不至于过大，可保护设备并延长使用寿命；
- ③ 基于多孔吸水基质的冷凝式热交换器可以将除热和气液分离集成成一个单元，不仅能够

同时实现温度和湿度的主动控制，而且去除了抽吸泵等冗余设备；

④ 与国际空间站、航天器等温湿度控制系统相比，本概念设计提出的系统省去了冷凝水抽吸泵、压缩机等部件，在满足火星基地除热除湿要求的同时，系统更加稳定可靠；

⑤ 室外回路采用了单槽道热管式空间辐射器，与载人航天器及国际空间站采用的单相流体回路辐射器相比，单槽道热管式空间辐射器的单位面积散热能力更强、控温精度更高、温度适应范围更广。

装
订
线

5 系统水力计算

中间换热器和对流换热器之间的供冷系统可以视为机械循环异程式双管系统。如图 5.1 所示，乙二醇水溶液供给设计温度 $t_g = 5^\circ\text{C}$ （密度 $\rho_g = 1065.21\text{kg/m}^3$ ），返回设计温度 $t_h = 15^\circ\text{C}$ （密度 $\rho_h = 1048.08\text{kg/m}^3$ ）。中间换热器与第一层对流换热器的中心距离为 2m ，每层对流换热器相隔 3m 。中间换热器出口处设有泵，提供乙二醇水溶液工质的循环压力。图 5.1 中小圆圈内的数字表示管段号，圆圈旁的数字：上行表示管段热负荷（W），下行表示管段长度（m）。对流换热器内的数字表示其制冷量（W）。

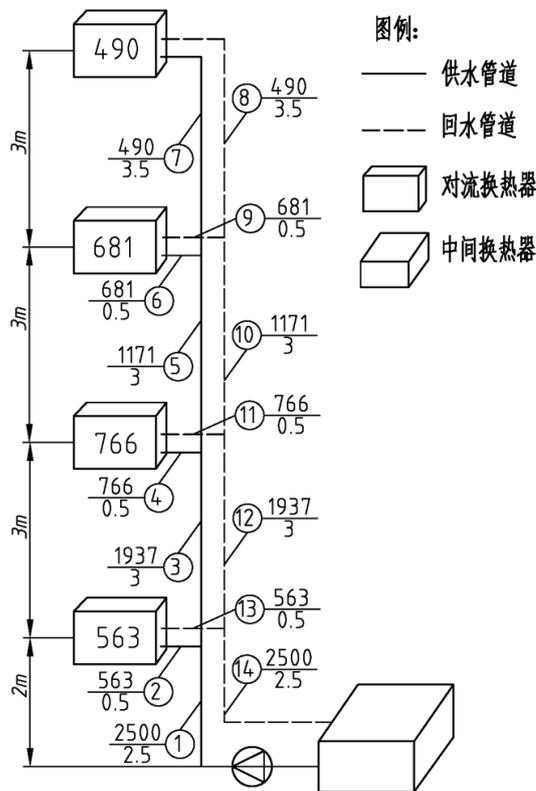


图 5.1 火星基地供冷系统（机械循环异程式双管系统）

5.1 机械循环异程式双管系统水力计算

(1) 选择最不利环路

该系统的最不利环路是通过最高层（即第四层）换热器的循环环路，计算应由此开始。该环路从中间换热器出发经过管段①、③、⑤、⑦进入第四层对流换热器、再经管段⑧、⑩、⑫、⑭回到中间换热器。

(2) 计算通过最不利环路的作用压力

机械循环异程式双管系统的循环作用压力（考虑重力循环）的计算公式^[21]如下，

$$\Delta P_{xh} = \Delta P_p + \Delta P_g + \Delta P_f = \Delta P_p + g_M H(\rho_h - \rho_g) - \Delta P_f \quad (5.1)$$

式中 ΔP_p ——泵的作用压力，取 1450Pa；

g_M ——火星表面重力加速度，取 3.73m/s^2 ；

H ——所计算的对流换热器中心与中间换热器中心的高度差，m；

ρ_h ——乙二醇水溶液的返回密度，取 1048.08kg/m^3 ；

ρ_g ——乙二醇水溶液的供给密度，分别取 1065.21kg/m^3 ；

ΔP_f ——乙二醇水溶液在循环环路中温升的附加作用压力，Pa。

根据已知参数可求得通过第四层对流换热器的作用压力 ΔP_{xh4} 为，
 $\Delta P_{xh4} = 1450 + 3.73 \times 11 \times (1048.08 - 1065.21) - 2500 = 497.2 \text{ Pa}$

(3) 确定最不利环路各管段的管径

1. 求单位长度平均比摩阻

$$R_{pj} = \frac{\alpha \Delta P_{xh}}{\sum l} = 10.4 \text{ Pa/m}$$

式中 $\sum l$ ——最不利环路的总长度，计算得 24m；

α ——沿程损失占总压力损失的估计百分比，取 $\alpha = 50\%$ 。

2. 根据各管段的冷负荷，求出各管段的流量

$$G = \frac{3600Q}{3.44 \times 10^3 (t_h - t_g)} \quad (5.2)$$

3. 根据 G 、 R_{pj} 选择最接近 R_{pj} 的管径，进而根据选择的管径确定比摩阻 R_{pj} ，再计算流量 G 、流速 v

(4) 确定沿程压力损失

$$\Delta P_y = Rl \quad (5.3)$$

(5) 确定局部阻力系数

根据系统图中管道的实际情况，列出各管段局部阻力管件名称，并计算各管段总阻力系数 $\sum \xi$ ，用于计算局部阻力损失 ΔP_j 。

$$\Delta P_j = \Delta P_d \cdot \sum \xi = \frac{\rho v^2}{2} \cdot \sum \xi \quad (5.4)$$

(6) 求各管段的压力损失

$$\Delta P = \Delta P_y + \Delta P_j \quad (5.5)$$

(7) 求环路总压力损失

$$\Delta P_{\text{总}} = \sum (\Delta P_y + \Delta P_j) \quad (5.6)$$

(8) 计算富裕压力值

考虑到实际系统的压力损失会大于理想计算情况，因此可以要求系统有 10% 以上的富裕度。计算结果如表 5.1 所示。

$$\Delta\% = \frac{\Delta P_{xh4} - \sum (\Delta P_y + \Delta P_j)}{\Delta P_{xh4}} \times 100\% \quad (5.7)$$

表 5.1 最不利环路（第四层对流换热器）水力计算表

编号	Q W	G kg/h	L m	d mm	v m/s	R Pa/m	ΔP_y Pa	$\sum \xi$	ΔP_d Pa	ΔP_j Pa	阻力 Pa
1	2500	373.75	2.5	31	0.13	9.90	24.75	10.0	8.95	89.53	114.28
3	1937	289.58	3.0	28	0.12	9.82	29.46	1.0	8.08	8.08	37.54
5	1171	175.07	3.0	24	0.10	9.43	28.29	1.0	5.47	5.47	33.76
7	490	73.26	3.5	18	0.08	9.11	31.89	6.0	3.03	18.16	50.04
8	490	73.26	3.5	18	0.08	9.11	31.89	6.0	3.03	18.16	50.04
10	1171	175.07	3.0	24	0.10	9.43	28.29	1.0	5.47	5.47	33.76
12	1937	289.58	3.0	28	0.12	9.82	29.46	1.0	8.08	8.08	37.54
14	2500	373.75	2.5	31	0.13	9.90	24.75	4.0	8.95	35.81	60.56

总长度 24m, 总阻力 417.5Pa

系统作用压力富裕率 19% > 10%

(9) 计算通过第三层对流换热器环路中各管段的管径

1. 计算通过第三层散热器环路的作用压力

$$\Delta P_{xh3} = 1450 + 3.73 \times 8 \times (1048.08 - 1065.21) - 3000 = 638.8 \text{ Pa}$$

2. 计算平均比摩阻, 进而确定各管段的管径

根据并联环路节点平衡原理（管段 6、9 与管段 7、8 为并联管路），通过第三层管段 6、9 的资用压力为

$$\Delta P_{6,9} = \Delta P_{xh3} - \Delta P_{xh4} + \sum (\Delta P_y + \Delta P_j)_{7,8} = 241.8 \text{ Pa}$$

管段 6、9 总长度已知，由 $R_{pj} = \Delta P_{6,9} / \sum l$ ，可求得平均比摩阻，进而根据 G、 R_{pj} ，选择最接近 R_{pj} 的管径。

3. 计算通过第三层与第四层并联环路的压降不平衡率

$$x_{34} = \frac{\Delta P_{6,9} - \sum (\Delta P_y + \Delta P_j)_{6,9}}{\Delta P_{6,9}} \times 100\% = \frac{241.8 - 147.8}{241.8} = -2.5\%$$

此压降不平衡率在允许的 $\pm 15\%$ 范围内，可见管径选择较为合理。通过第三层对流换热器环路的计算结果如表 5.2 所示。

表 5.2 第三层对流换热器环路的水力计算表

编号	Q W	G kg/h	L m	d mm	v m/s	R Pa/m	ΔP_y Pa	$\sum \xi$	ΔP_d Pa	ΔP_j Pa	阻力 Pa
1	2500	373.75	2.5	31	0.13	9.90	24.75	10.0	8.95	89.53	114.28
3	1937	289.58	3	28	0.12	9.82	29.46	1.0	8.08	8.08	37.54

装 订 线

续表 5.2

编号	Q	G	L	d	v	R	ΔP_y	$\sum \xi$	ΔP_d	ΔP_j	阻力
	W	kg/h	m	mm	m/s	Pa/m	Pa		Pa	Pa	Pa
5	1171	175.07	3	24	0.10	9.43	28.29	1.0	5.47	5.47	33.76
6	681	101.81	0.5	19	0.09	12.38	6.19	25.0	4.71	117.70	123.89
9	681	101.81	0.5	19	0.09	12.38	6.19	25.0	4.71	117.70	123.89
10	1171	175.07	3	24	0.10	9.43	28.29	1.0	5.47	5.47	33.76
12	1937	289.58	3	28	0.12	9.82	29.46	1.0	8.08	8.08	37.54
14	2500	373.75	2.5	31	0.13	9.90	24.75	4.0	8.95	35.81	60.56

压降不平衡率 $-2.5\% < 15\%$ ，管径选择较为合理

(10) 计算通过第二层对流换热器各管段的管径

第二层管路管径的计算方法与前文相同，结果如表 5.3 所示。

表 5.3 第二层对流换热器环路的水力计算表

编号	Q	G	L	d	v	R	ΔP_y	$\sum \xi$	ΔP_d	ΔP_j	阻力
	W	kg/h	m	mm	m/s	Pa/m	Pa		Pa	Pa	Pa
1	2500	373.75	2.5	31	0.13	9.90	24.75	10.0	8.95	89.53	114.28
3	1937	289.58	3	28	0.12	9.82	29.46	1.0	8.08	8.08	37.54
4	766	114.52	0.5	20	0.10	8.66	4.33	35.0	4.85	169.81	174.14
11	766	114.52	0.5	20	0.10	8.66	4.33	35.0	4.85	169.81	174.14
12	1937	289.58	3	28	0.12	9.82	29.46	1.0	8.08	8.08	37.54
14	2500	373.75	2.5	31	0.13	9.90	24.75	4.0	8.95	35.81	60.56

压降不平衡率 $10.1\% < 15\%$ ，管径选择相对合理

(11) 计算通过第一层对流换热器各管段的管径

计算方法与前文相同，计算过程中发现通过第一层环路的循环作用压力过大，解决办法是增加第一层对流换热器入口处阀门的阻力，即增大表中 $\sum \xi$ 值。计算结果如表 5.4 所示。

表 5.4 第一层对流换热器环路的水力计算表

编号	Q	G	L	d	v	R	ΔP_y	$\sum \xi$	ΔP_d	ΔP_j	阻力
	W	kg/h	m	mm	m/s	Pa/m	Pa		Pa	Pa	Pa
1	2500	373.75	2.5	31	0.13	9.90	24.75	10.0	8.95	89.53	114.28
2	563	84.17	0.5	18	0.09	12.68	6.34	60.0	3.99	239.68	246.02

装 订 线

续表 5.4

编号	Q	G	L	d	v	R	ΔP_y	$\sum \xi$	ΔP_d	ΔP_j	阻力
	W	kg/h	m	mm	m/s	Pa/m	Pa		Pa	Pa	Pa
13	563	84.17	0.5	18	0.09	12.68	6.34	60.0	3.99	239.68	246.02
14	2500	373.75	2.5	31	0.13	9.90	24.75	4.0	8.95	35.81	60.56

压降不平衡率**13.3% < 15%**，管径选择相对合理

通过该机械循环异程式双管系统的水力计算结果，可以看出，由于泵放置于一层以及重力循环作用压力的存在，层数越低，其循环作用压力越大，表现为低层的系统回路作用压力富裕率较大，可调节低层换热器调节阀，使其局部阻力系数变大，从而该循环回路的作用压力富裕率降低，但与此同时系统的压降不平衡率会增加。因此在进行水力计算时需要合理地选择平均比摩阻、各管段的管径以及阀门的局部阻力系数等等，从而满足各项要求。

5.2 本章小结

本章对第 4 章提出的概念系统进行了水力计算并确定了管道尺寸选型，同时根据水力计算结果，确定了循环回路中泵的选型要求，具体选型参数要求如表 5.5 所示。

表 5.5 泵选型要求（工质为乙二醇水溶液）

额定流量	扬程	噪声要求	使用温度	叶轮材质及密封垫材质
kg/h	m	dB	°C	
> 375	20	≤ 45	-45~25	耐酸碱、耐低温

装
订
线

6 气流组织计算

6.1 冷凝式热交换器的气流组织计算

基地室内换热器的气流组织计算分别用到了以下公式：工作区风速校核公式 6.1、温度波动校核公式 6.2 以及贴附长度校核公式 6.3、6.4、6.5。

$$u_x = u_o \frac{\sqrt{2}m_1K_1K_2K_3\sqrt{F_o}}{x' + l} \quad (6.1)$$

式中 u_o ——送风口出风速度，m/s；

m_1 ——特性系数，本设计取 1.0；

K_1 ——考虑射流受限的修正系数，本概念设计为贴附射流；

K_2 ——考虑射流重合的修正系数，本概念设计取 1.0；

K_3 ——考虑非等温影响的修正系数，本概念设计取 1.0；

F_o ——散流器有效面积，m；

x' ——垂直射程，m；

l ——水平射程，m。

$$\Delta t_x = \Delta t_o \frac{\sqrt{2}n_1K_1K_2K_3\sqrt{F_o}}{x' + l} \quad (6.2)$$

式中 Δt_o ——送风温差， $^{\circ}\text{C}$ ；

n_1 ——特性系数，本设计取 0.88

$$x_l = 0.4 \cdot z \cdot \exp^k \cdot \frac{g_E}{g_M} \quad (6.3)$$

$$z = 5.45\sqrt{2}m_1u_o^4 \sqrt{\frac{F_o}{(\sqrt{2}n_1\Delta t_o)^2}} \quad (6.4)$$

$$k = 0.35 - 0.62 \frac{h_o}{\sqrt{F_o}} \quad (6.5)$$

式中 h_o ——风口高度，本概念设计取 0.1m；

g_E ——地球表面重力加速度，取 9.78m/s^2 ；

g_M ——火星表面重力加速度，取 3.73m/s^2 。

以火星基地二楼为例进行气流组织计算，二楼简化为底部半径 3.5m、高 3m 的圆柱体，室内温度要求 $22 \pm 4^{\circ}\text{C}$ ，夏季显热冷负荷峰值 2250kJ/h ，室内对流换热器处理后的冷风通过散流器进入室内。拟采用如图 6.1 所示的散流器进行送风。

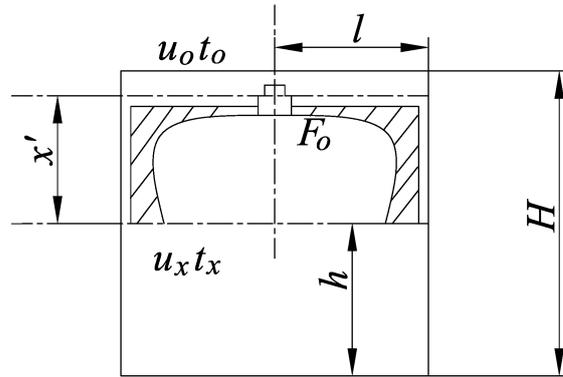


图 6.1 径向散流器送风气流分布方式及计算条件^[16]

(1) 散流器基本参数

按一个散流器布置，散流器水平射程为 $l = 3.5\text{m}$ ，垂直射程 $x' = 3 - 2 = 1\text{m}$ 。

(2) 确定换气次数

送风温差设定为 $\Delta t_0 = 6^\circ\text{C}$ ，因此总风量 L 、换气次数 n 分别为，

$$L = \frac{2250}{1 \times 1.01 \times 6} = 371\text{m}^3/\text{h}$$

$$n = \frac{371}{\pi \times 3.5^2 \times 3} = 3\text{次}/\text{h}$$

(3) 确定散流器有效面积

散流器的出风速度 u_0 选定为 3.0m/s ，因此散流器有效面积 F_0 为，

$$F_0 = \frac{371}{3.0 \times 3600} = 0.03435\text{m}^2$$

(4) 工作区边界风速校核

检查射流至工作区边界的风速 u_x ，公式 6.1 中 $\sqrt{2}m_1 = 1.41$ ， K_1 根据 $0.1l/\sqrt{F_0} = 1.9$ ，按 $l/x' = 3.5$ ，查表可得 $K_1 = 0.4$ ，因此工作区边界风速为，

$$u_x = 3.0 \times \frac{1.41 \times 0.4 \sqrt{0.03435}}{1 + 3.5} = 0.07\text{m/s}$$

对于工作区的流速我国现行的《采暖通风与空气调节设计规范》规定：舒适性空气调节室内冬季风速不应大于 0.2m/s ，夏季风速不应大于 0.3m/s ，计算检查结果说明 u_x 满足要求，室内人员不会有吹风感。

(5) 工作区温度波动校核

检查射流到达工作区边界的温度波动 Δt_x ，计算过程如下，

$$\Delta t_x = \Delta t_0 \frac{\sqrt{2}n_1 K_1 K_2 K_3 \sqrt{F_0}}{x' + l}$$

$$= 6 \times \frac{\sqrt{2} \times 0.88 \times 0.4 \sqrt{0.03435}}{1 + 3.5} = 0.123^\circ\text{C} < 0.5^\circ\text{C}$$

计算结果表明 Δt_x 及 u_x 均满足要求，因此室内人员不会有明显的吹风感。

(6) 射流贴附长度校核

检查射流的贴附长度 x_1 ，计算过程如下，

$$z = 5.45 \sqrt{2} m_1 u_0^4 \sqrt{\frac{F_0}{(\sqrt{2} n_1 \Delta t_0)^2}}$$

$$= 5.45 \times 1.41 \times 3.0^4 \sqrt{\frac{0.03435}{(\sqrt{2} \times 0.88 \times 6)^2}} = 3.63$$

$$x_1 = 0.4ze^k \cdot \frac{g_E}{g_M} = 0.4 \times 3.63 \times e^{0.35 - 0.62 \times 0.1 / \sqrt{0.03435}} \times 3$$

$$= 4.4m > 3.5m$$

计算结果表面贴附的射流长度满足要求，因此在房间长度方向上，射流不会脱离基地天花板成为下降流。

6.2 本章小结

本章对冷凝式热交换器出口的空气进行了气流组织计算。校核结果如下：

- ① 射流至工作区边界的风速 $u_x = 0.07m/s$ ，满足小于 $0.2m/s$ 的室内风速要求；
- ② 射流到达工作区边界的温度波动 $\Delta t_x = 0.123^\circ C$ ，满足小于 $0.5^\circ C$ 的温度波动要求；
- ③ 射流的贴附长度 $x_1 = 4.4m$ ，大于火星基地最大半径 $3.5m$ ，满足了贴附流的要求。

综上所述，气流组织计算的各项指标均满足要求，根据设计结果，室内人员不会有吹风感。

7 三维模型及效果图展示

7.1 火星基地三维展示模型

建模软件选用了 SOLIDWORKS 2016 版本以及 SketchUp 2017 版本，其中 SOLIDWORKS 用于火星基地模型的制作，SketchUp 用于火星的场景布设。火星基地及其周围环境展示模型如图 7.1 所示，周围设施包括：① 能源供给设施：核反应堆、太阳能板；② 通讯设施；③火星蔬菜种植设施（经过实验验证^[17]可以通过营造温室，利用火星土壤来种植部分地球蔬菜）；⑤出行设备：火星车。

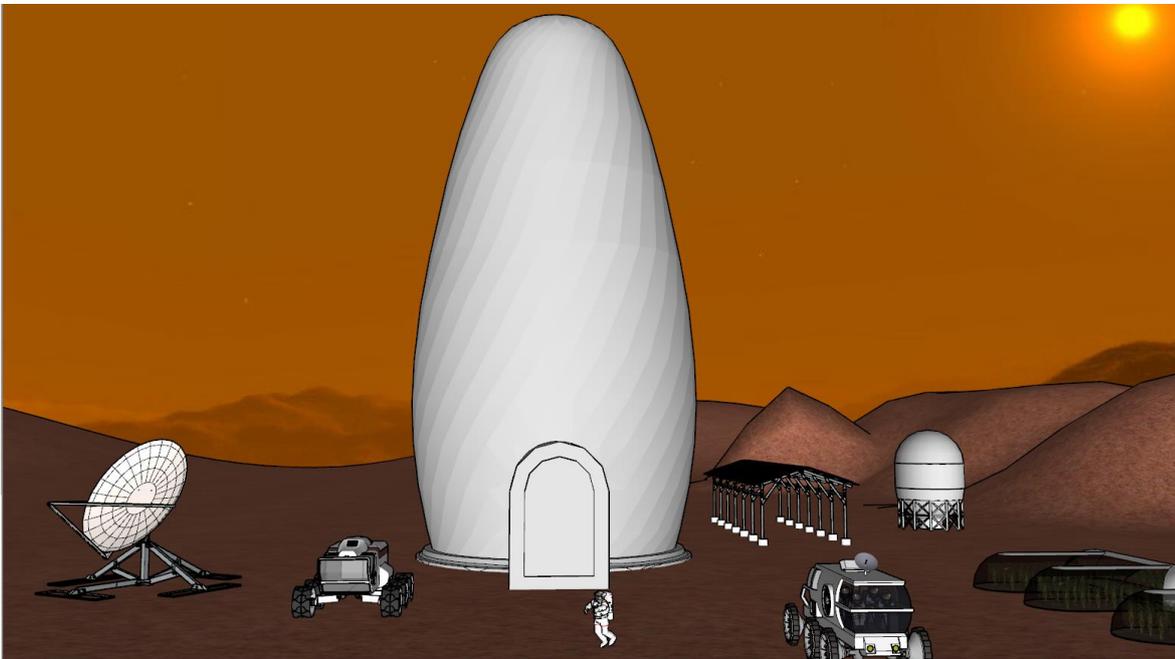


图 7.1 火星基地及其周围环境展示模型

装
订
线

值得一提的是，本概念设计中的火星基地采用了“太阳能/核能+可再生燃料电池联合供电”的能源供应方式。通过电源控制系统输出稳定的母线电压，并对电压进行变换，输出基地负载所需的各类电压，如图 7.2 所示，太阳能、核能提供电能，利用水实现可再生燃料电池的能量循环。

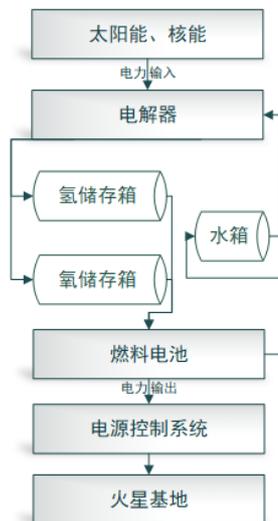


图 7.2 火星基地的能源供应策略

火星基地模型的渲染选用了 V-Ray for Sketchup 软件，火星基地的渲染效果如图 7.3 所示。

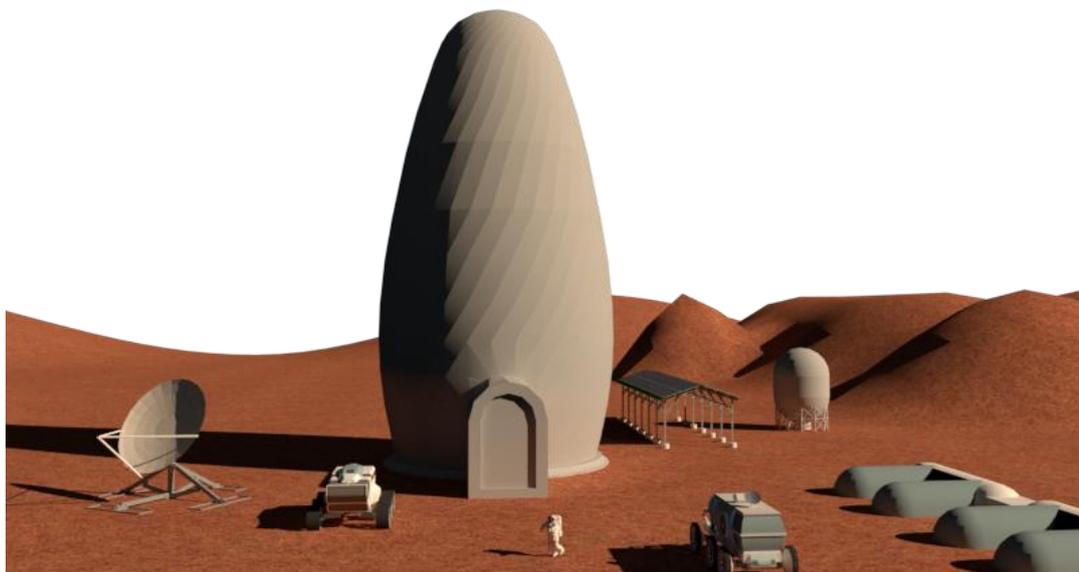


图 7.3 火星基地 V-Ray 渲染效果图

7.2 温湿度控制系统三维展示模型

火星基地的温湿度控制系统三维模型如图 7.4 所示，图 7.5 为一楼的局部放大细节图，由图

可知，中间板式换热器左侧深蓝色管道为中温供冷循环工质（乙二醇水溶液）的供水管、左侧红色管道为乙二醇水溶液的回水管、左侧浅蓝色管道为冷凝水管，冷凝水通过冷凝水管进入冷凝水贮存罐中，以便循环利用；相对于中间板式换热器右侧的深蓝色管道为低温供冷循环工质（液氨）入口管道、右侧的红色管道为液氨的出口管道。模型的渲染选用了 VRay for Sketchup 软件，基地供冷系统的最终渲染效果图如图 7.6 所示。

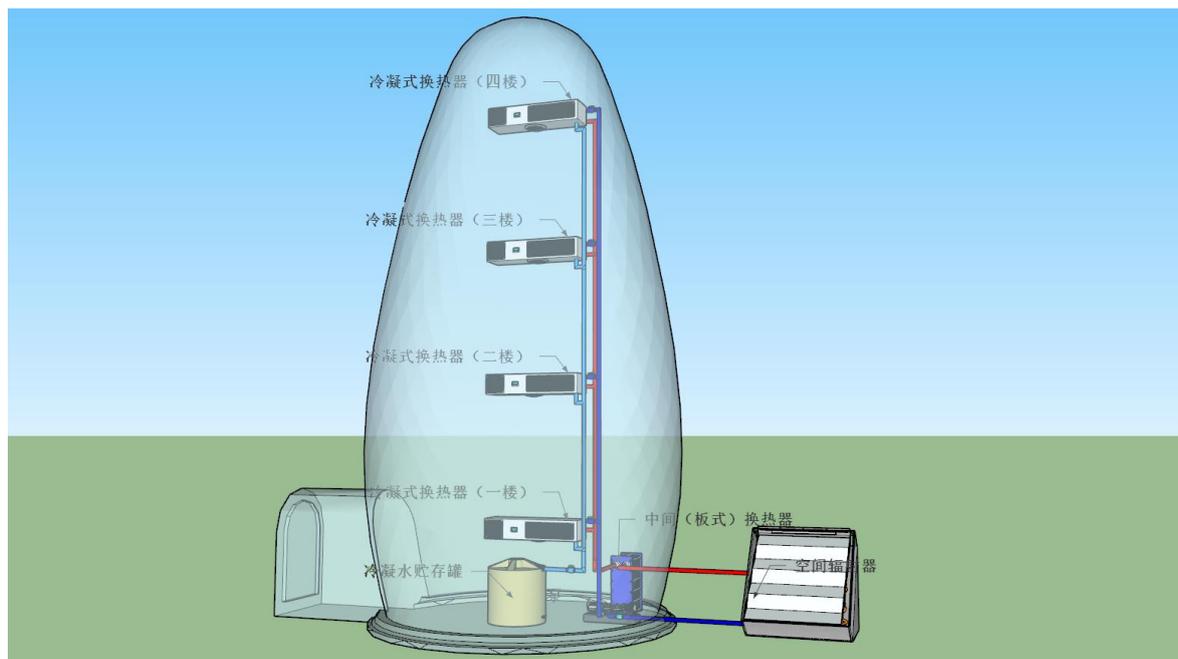


图 7.4 供冷系统三维展示模型

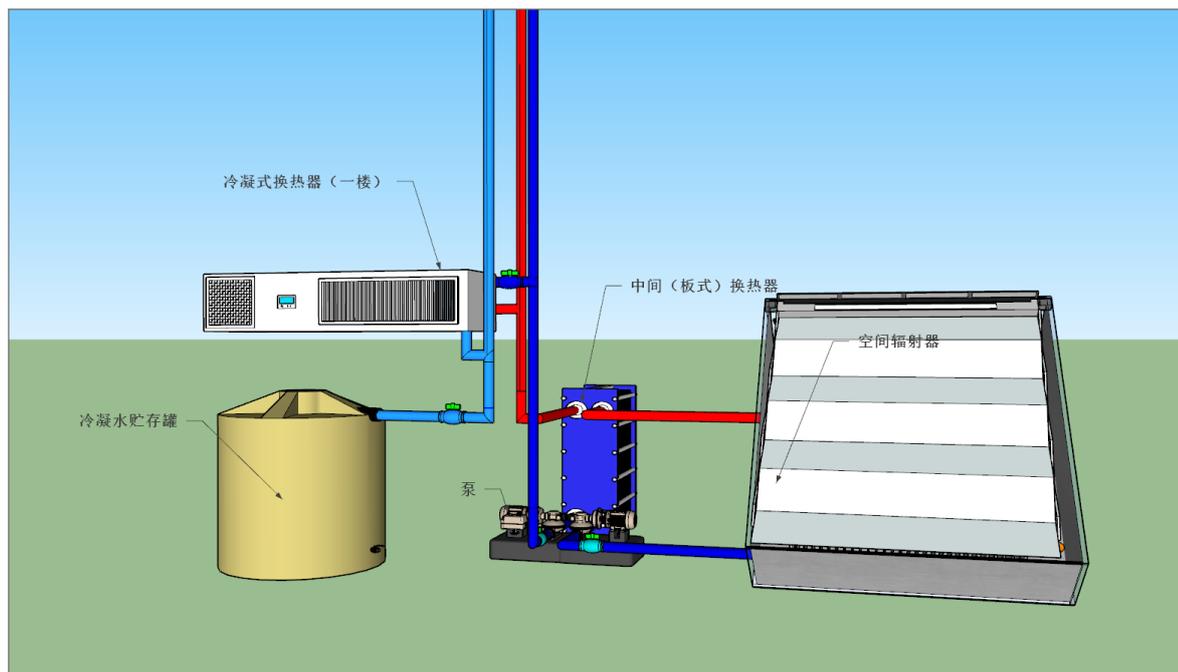


图 7.5 一楼供冷系统放大细节展示模型

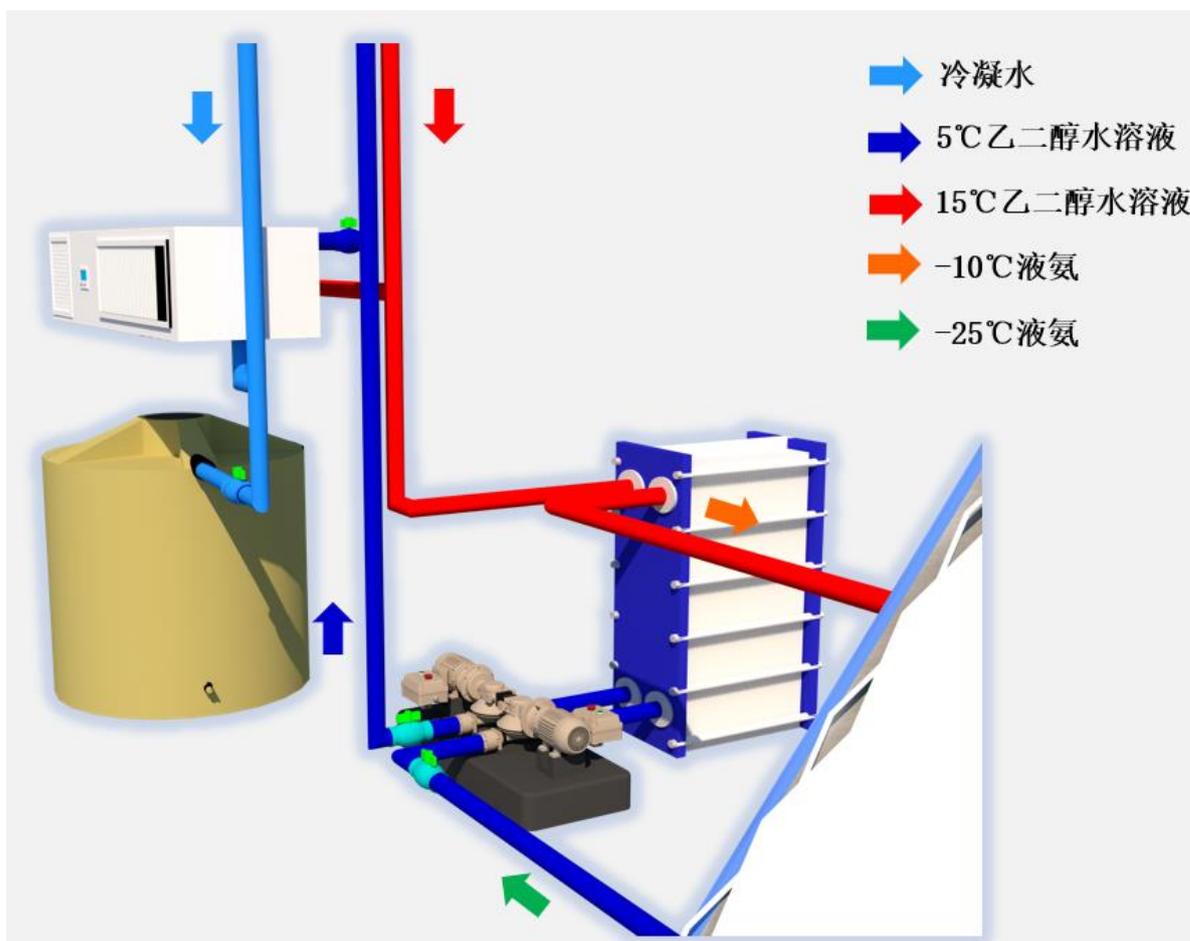


图 7.6 一楼供冷系统渲染效果图

7.3 本章小结

本章完成了温湿度控制系统、火星基地以及基地附属设施概念模型的制作，并渲染了效果图。按照毕业设计的原计划应制作实体展示模型并最终展示于同济大学开物馆内，但由于受到疫情等不可抗因素，实体模型的制作被搁置。尽管如此，本章制作的三维立体模型将来仍可用于暖通学科的宣传，乃至宣传视频的制作，在展现暖通专业风采的同时可以吸引更多未来人才投身于暖通行业。笔者认为，我们暖通工程师的征途不只有地球上的高楼大厦，更有宇宙中的星辰大海！

8 火星基地供冷系统能耗模拟

本节建立了火星基地供冷系统各部件的数学模型并完成了系统的仿真模拟。采用了从组件到系统的建模方法。首先创建基本的制冷系统组件模型（泵，盘管，导管等），然后将其连接到系统中。之后整个系统进行 1 个火星年（16911 小时）的工况模拟。

8.1 换热器数学模型

换热器的数学模型^[22]如图 10.1 所示，该模型基于“ $\epsilon-NTU$ ”方法。模型输入变量为空气和乙二醇水溶液的质量流量(\dot{m}_a, \dot{m}_w)、空气和乙二醇水溶液的入口温度(T_{ai}, T_{wi})；模型输出变量为空气和乙二醇水溶液的出口温度(T_{ao}, T_{wo})。输出变量的计算公式为

$$T_{ao} = T_{ai} + \frac{(T_{wi} - T_{ai}) \epsilon C_{\min}}{C_{p,a} m_{ai}} \quad (8.1)$$

$$T_{wo} = T_{wi} - \frac{(T_{ao} - T_{ai}) C_{p,a} m_{ai}}{C_{p,w} m_{wi}} \quad (8.2)$$

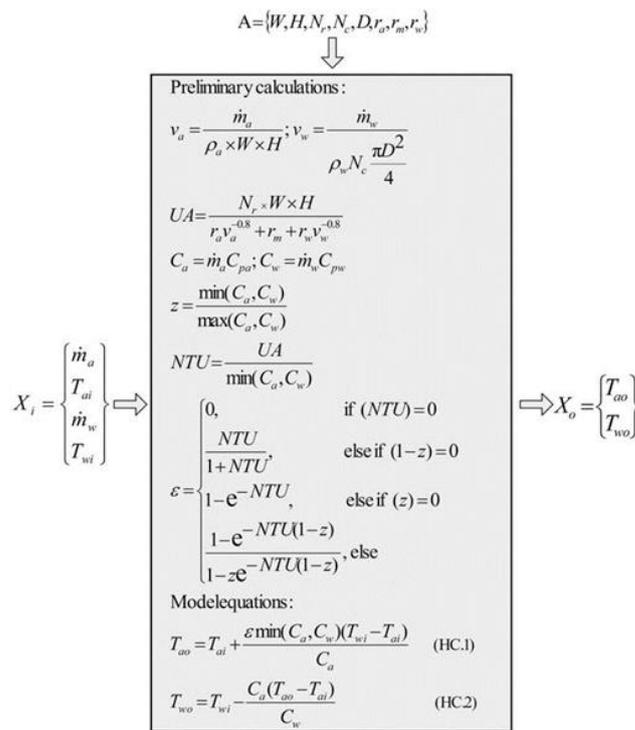


图 8.1 换热盘管数学模型示意图

8.2 风机数学模型

风机模型如图 8.2 所示。该模型基于无量纲数据的多项式曲线拟合， Φ, ψ 和 λ 分别对应于空气质量流量、压力和风机能耗的无量纲数。模型输入变量为空气质量流量、进气温度、进气压力；模型输出变量为出气温度、出气压力；模型参数包含风机直径、多形式系数、进气密度和空气的比热容。通过风机的压力变化和温度变化公式如下，

$$\Delta P = \frac{\psi \rho_i (\pi d n / 60)^2}{2} \tag{8.3}$$

$$\Delta T = \frac{\lambda \rho_i \pi^4 d^5 (n / 60)^3}{8 m C_{p,a}} \tag{8.4}$$

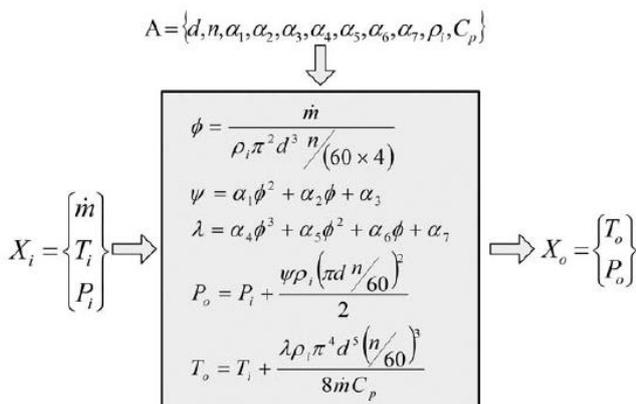


图 8.2 风机数学模型示意图

8.3 管道数学模型

管道的数学模型如图 8.3 所示。管道认为是绝热的，即不考虑管道温升。管道的压力损失 ΔP 可以通过 Darcy 公式^[23]给出，

$$\Delta P = \frac{f L}{D_h} \times \frac{\rho v^2}{2} \tag{8.5}$$

式中， L 为管道长度， D_h 为水力半径， ρ 为工质密度， v 为工质流速， f 为摩擦系数，可通过 Colebrook 方程求得，

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D_h} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \tag{8.6}$$

式中， Re 为雷诺数， ε 为绝对粗糙度。

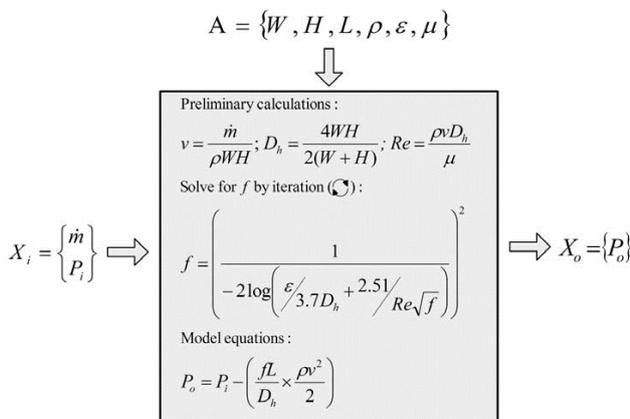


图 8.3 管道数学模型示意图

8.4 房间数学模型

房间模型的计算逻辑框图如图 8.4 所示。可认为房间每个时段的送风制冷量能够承担室内产生的负荷，以维持所设定的室内舒适温度。模型的输入变量为房间负荷、送风的空气质量流量；模型的输出变量为该时刻的室内温度 T_{in} 、送风温度 T_{sup} 。

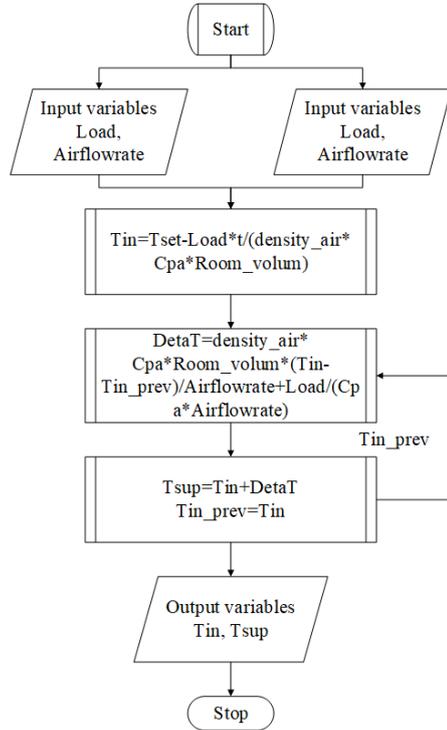


图 8.4 房间数学模型计算逻辑框图

8.5 阀门数学模型

阀门数学模型的计算逻辑框图如图 8.5 所示。阀门局部阻力系数与阀门开度之间的函数关系表达式的系数通过拟合得到。

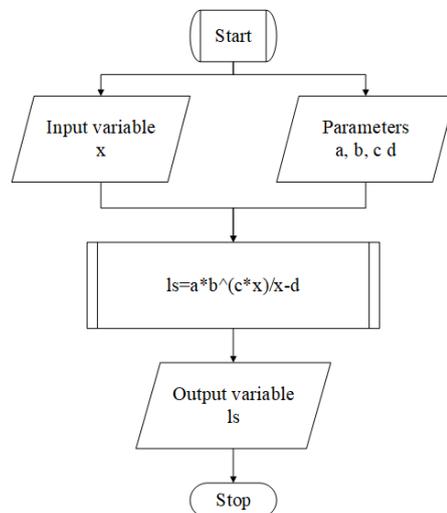


图 8.5 阀门数学模型计算逻辑框图

8.6 水泵数学模型

泵数学模型的计算逻辑框图如图 8.6 所示。泵的三条性能曲线由多形式拟合得到：泵功耗和流量的性能曲线、泵压头和流量的性能曲线、泵效率和流量的性能曲线。

$$\text{Pump}_{\text{power}} = a_1 + a_2 \dot{m} + a_3 \dot{m}^2 \quad (8.7)$$

$$\text{Pump}_{\text{head}} = b_1 + b_2 \dot{m} + b_3 \dot{m}^2 \quad (8.8)$$

$$\text{Pump}_{\text{efficiency}} = c_1 + c_2 \dot{m} + c_3 \dot{m}^2 \quad (8.9)$$

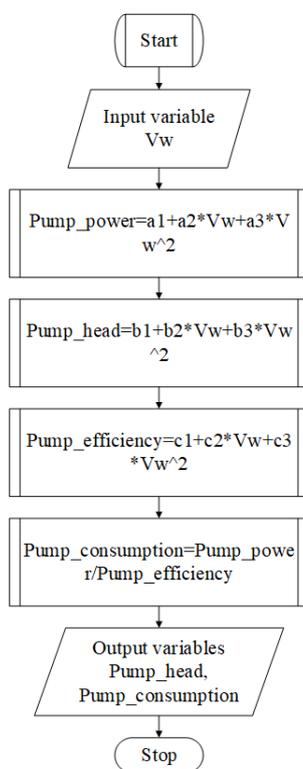


图 8.6 泵数学模型计算逻辑框图

8.7 其他部件数学模型

中间（板式）换热器模型可采用 8.1 节的换热器模型。换热器左侧中温循环工质（乙二醇水溶液）的出口温度设定为 5°C ，入口温度随着房间负荷的变化而变化；换热器右侧低温循环工质（液氨）的入口温度设置为 $t_2' = -25^{\circ}\text{C}$ ，出口温度设置为 $t_2'' = -10^{\circ}\text{C}$ ，液氨的质量流量随着中间换热器换热量的变化而变化，液氨质量流量 G_{NH_3} 可由公式 8.4 计算得到，

$$G_{\text{NH}_3} = \frac{Q_{\text{total_load}}}{c_{\text{NH}_3} (t_2'' - t_2')} \quad (8.10)$$

8.8 仿真模拟流程图

使用 Python 对火星基地供冷系统进行仿真模拟^[24]，计算过程如图 8.7 所示。

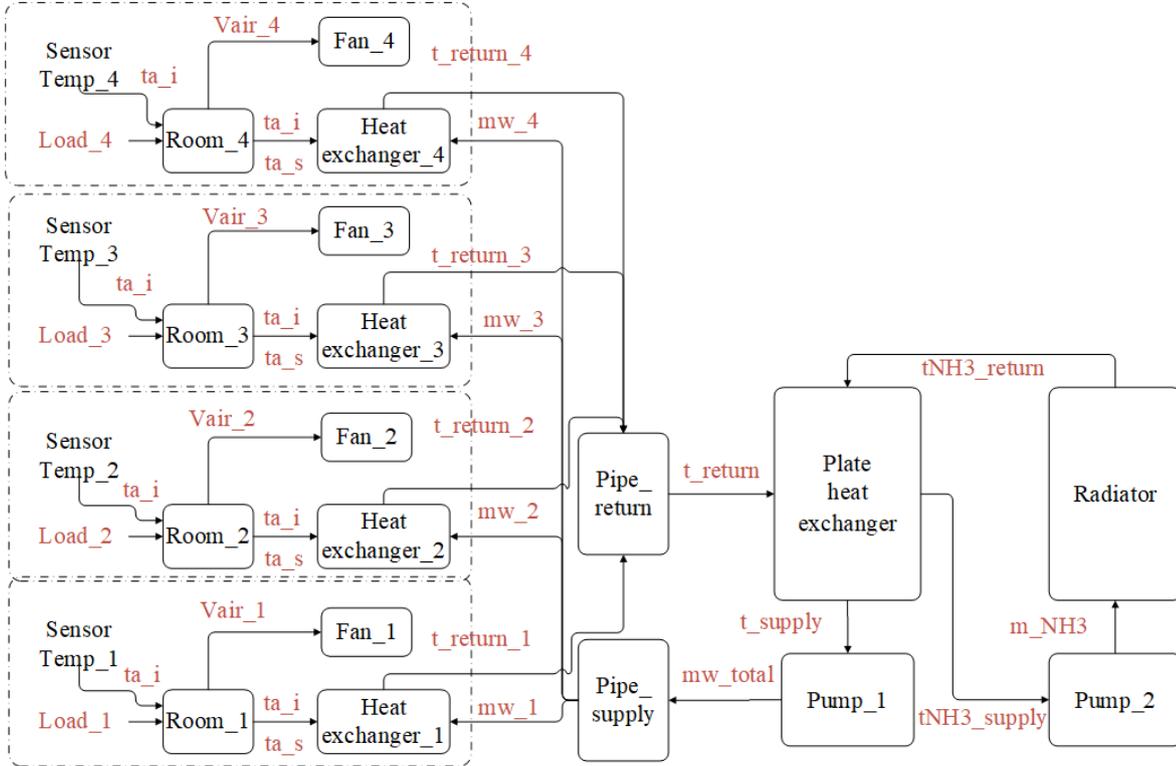


图 8.7 火星基地供冷系统仿真模拟流程图

8.9 模拟结果及分析

(1) 火星基地一个火星年的负荷变化

基地全年负荷变化如图 8.8 所示，夏至(12000hr 左右)时负荷达到全年最高值，在冬至(3500hr 左右)时，由于火星基地内遮阳自控设施的存在，通过调节内遮阳开启度便可以使得基地产热与散热平衡，因此负荷可调控为零，故在冬季极为寒冷期间，供冷系统多数时间不工作。

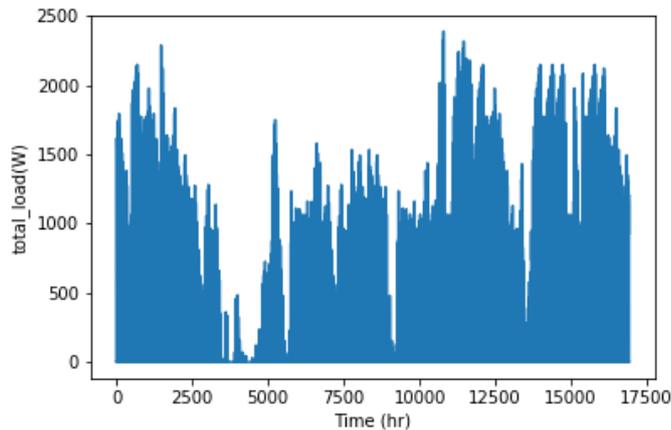


图 8.8 火星基地全年负荷变化 (16911hr)

装
订
线

(2) 各楼层室内换热器的风量变化、乙二醇水溶液流量变化

如图 8.9 所示，第一列代表基地一层至四层的流经冷凝式热交换器的风量变化，第二列代表基地一层至四层的乙二醇水溶液（中温供冷工质）的流量变化。

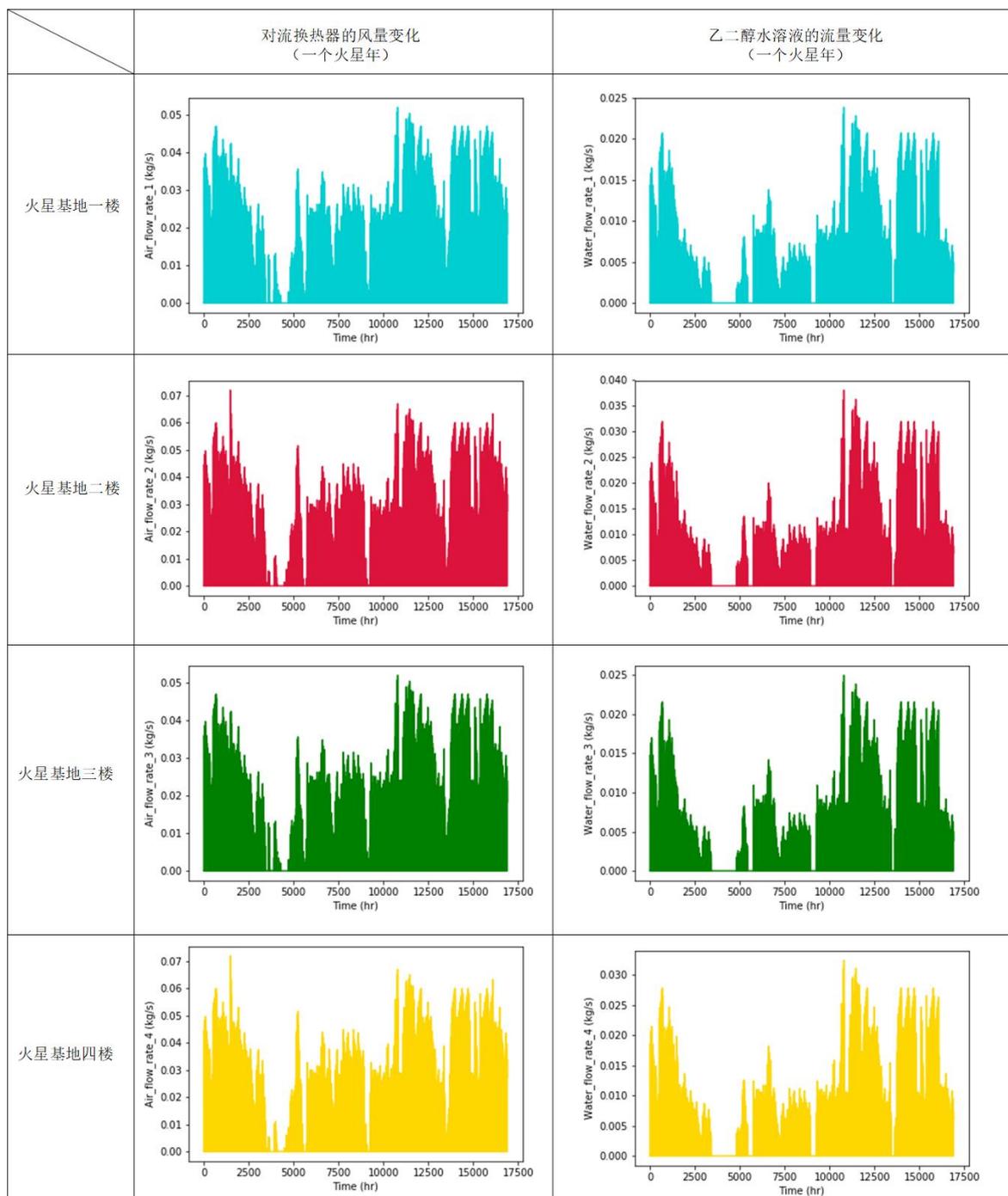


图 8.9 火星基地各楼层的全年风量以及供冷工质流量变化（16911hr）

装 订 线

（3）乙二醇水溶液的总回水温度变化

如图 8.10 所示，中温供冷循环工质全年的总回水温度变化在**10~20°C**之间波动，大部分工况处于**15°C**左右，由此可见，系统模拟符合中温供冷工质**5°C**出水温度、**15°C**回水温度的设计要求。

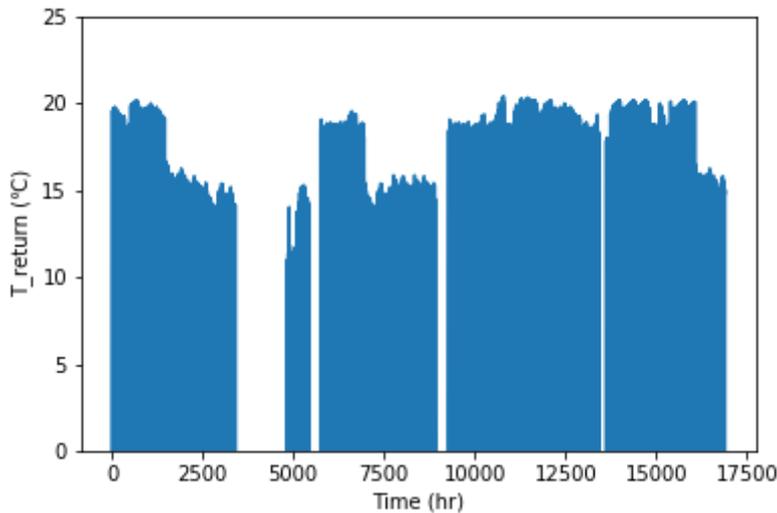


图 8.10 中温供冷循环工质（乙二醇水溶液）全年总回水温度变化

（4）系统中温循环工质（乙二醇水溶液）、低温循环工质（液氨）的总流量变化

如图 8.11 所示，蓝色线条为中温循环工质（乙二醇水溶液）的全年总流量变化，橙色线条为低温循环工质（液氨）的全年流量变化。

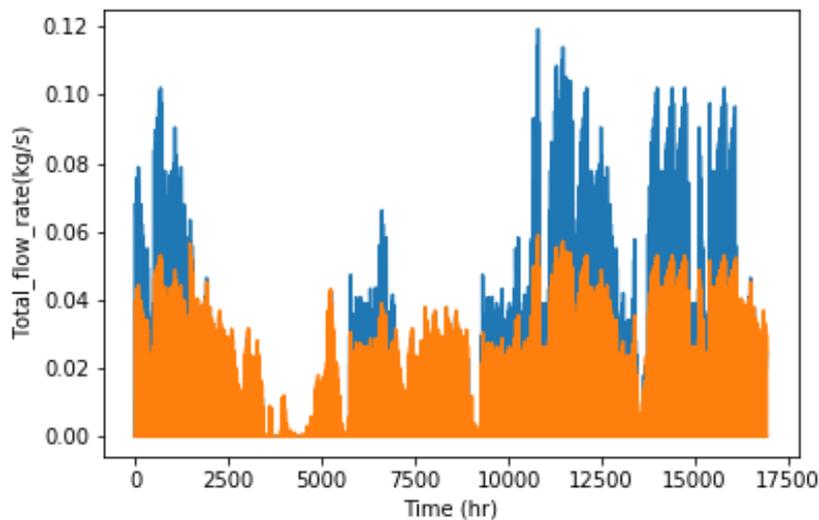


图 8.11 乙二醇水溶液（蓝）、液氨（橙）供冷循环工质全年流量变化

装
订
线

（5）系统总能耗变化

供冷系统全年总能耗如图 8.12 所示。

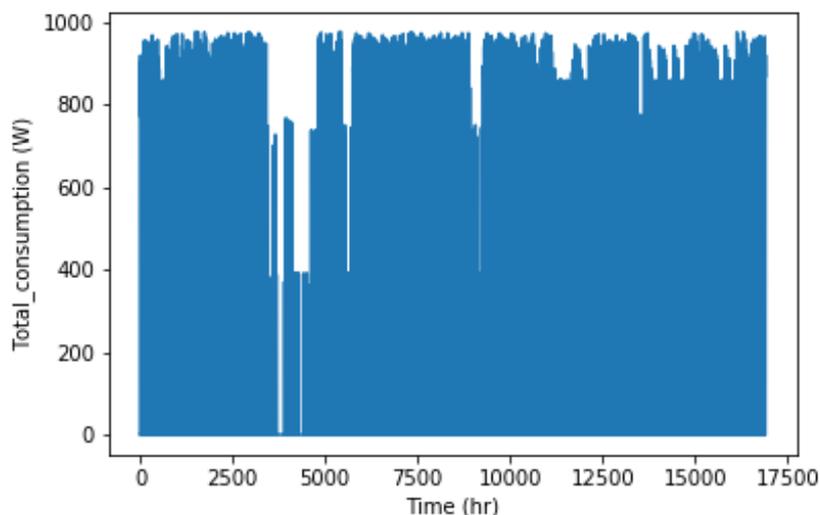


图 8.12 火星基地供冷系统全年总能耗变化（16911hr）

8.10 本章小结

本章建立了温湿度控制概念系统各部件的数学模型，包含换热器、风机、管道、房间、阀门、水泵等。利用 Python 实现了火星基地全年（一个火星年=687 个火星日=16911 个小时）运行工况的模拟，模拟结果也验证了系统的可行性，分析如下：

① 系统总能耗满足负荷计算中对室内设备功耗的要求。火星基地供冷系统总能耗包括风机能耗、中温供冷工质循环回路水泵能耗、低温供冷循环工质回路水泵能耗。由于水泵和风机均放置于室内，因此两者功耗应算入室内负荷，能耗模拟计算结果表明，系统总能耗低于 1000W，小于本文第三章火星基地负荷计算中对室内设备能耗的设定值，因此验证了系统的可行性。

② 中温供冷循环工质的回水温度满足设计要求。在出口温度设定为 5°C 的情况下，乙二醇水溶液全年的总回水温度变化在 10~20°C 之间波动，大部分工况处于 15°C 左右，由此可见，系统符合中温供冷工质回水温度 15°C 的设计要求，再次验证了系统的可行性。

9 结论和展望

9.1 结论

本文论述了国内外有关外太空航天器的温湿度控制研究现状，发现国内外的研究主要集中在航天飞机、国际空间站、探测器以及好奇号火星车等领域，尚无针对于未来人类居住的火星基地的温湿度控制的研究。对此，本文在冷源为火星稀薄大气以及低温天空的情况下，提出了中低温双循环供冷工质的换热器系统概念，解决了在复杂微重力环境以及封闭空间下的温湿度控制难题。

首先，本文通过论证得到了火星基地全年处于供冷工况的结论。在全年供冷的情况下，本文提出了双循环供冷工质的换热器系统：室外低温循环工质（液氨）散热回路、室内中温循环工质（乙二醇水溶液）供冷回路。系统包括室外的单槽道热管式空间辐射器、室内的中间板式换热器以及各楼层的基于多孔吸水介质的冷凝式热交换器。

其次，在确定系统的选型之后，本文完成了温湿度控制系统三维模型、火星基地以及基地附属设施概念模型的制作，并渲染了效果图，可用于火星基地温湿度控制系统的展示及宣传。由于受到疫情等不可抗因素的影响，实体模型的制作被搁置。尽管如此，三维立体模型以及效果图将来仍可用于暖通学科的宣传，展现暖通专业风采，我们暖通工程师不仅着眼于传统行业，更是放眼于宇宙中的星辰大海。

最后，本文建立了温湿度控制概念系统各部件的数学模型，使用 Python 完成了火星基地温湿度控制系统全年运行工况的模拟，如各楼层流经换热器的风量变化、乙二醇水溶液的流量变化以及回水温度变化、液氨的流量变化、系统能耗变化等。模拟结果也进一步验证了系统的经济性和可行性。

9.2 创新性

本文的创新之处有以下几点：

- （1）概念设计提出了双循环供冷工质的换热器系统，一方面，保证了安全无毒的室内中温工质不会威胁室内人员的健康，保证了室外低温工质可适应火星极低温的大气环境；另一方面，双液体回路的温度控制适应性更好，室内冷凝式热交换器两侧的温差不至于过大，可保护设备并延长使用寿命；
- （2）采用基于多孔介质的冷凝式热交换器作为换热末端设备，冷凝式热交换器可同时实现温度和湿度的控制，同时利用多空基质的毛细吸力分离冷凝水，而不需要多余的抽吸泵，设备调控精度高并且组件少，有利于日常的运维管理；
- （3）为火星基地顶部天窗配备了可自动调控开启度的内遮阳设备，该设备的应用使得火星基地在夜晚以及冬季的部分工况下室内负荷为零，原理是当室内产热量增加时，降低内遮阳设备的开启度，室内物体的内表面将向极低温的天空进行辐射散热，从而使得基地产热与散热维持平衡，该设备使得系统更具经济性；
- （4）与国际空间站、航天器等温湿度控制系统相比，本概念设计提出的系统省去了冷凝

水抽吸泵、压缩机等部件，在满足火星基地除热除湿要求的同时，系统更加稳定可靠；

- (5) 室外回路采用了单槽道热管式空间辐射器，与载人航天器及国际空间站采用的单相流体回路辐射器相比，单槽道热管式空间辐射器的单位面积散热能力更强、控温精度更高、温度适应范围更广。

9.2 展望

虽然本文提出了火星基地温湿度控制系统的概念设计方案，但在进行系统计算的过程中，仍有以下问题有待研究和解决：

- (1) 在未来能够获得更详尽的火星大数据情况下，应该将火星基地负荷的计算方法由稳态算法改为动态算法，这样负荷计算的理论值更贴切实际值，更有利于后续系统的选型计算；
- (2) 在火星基地负荷仅几千瓦的情况下，提出的供冷系统的水量会较正常系统水量偏小，实际的管道阻力可能存在较大误差，同时水泵选型存在小流量大扬程的难题。在未来条件允许的情况下，可以搭建试验台以验证系统的可行性；
- (3) 在进行系统能耗模拟时，系统部件数学模型的参数是基于地球上的工程数据得到的，如阀门的阻力公式拟合数据、泵的功耗拟合数据等等，由于火星的重力环境与地球的重力环境不同，能耗模拟的设置参数仍有待进一步研究，并且对于基于多孔基质的冷凝式换热器而言，尚无用于系统能耗模拟的数学模型，而本文使用了换热盘管数学模型进行替代，替代的可行性有待进一步研究；
- (4) 在原计划中，本应该制作实体展示模型并放置于同济大学开物馆内，用于暖通学科的宣传，但由于受到疫情等不可抗因素的影响，实体模型的制作被搁置。希望未来有机会可以制作展示模型，更好地展现暖通学科的风采，吸引更多未来人才选择暖通学科并投身于暖通行业。

根据中国国家航天局的消息，中国将于 2020 年 7,8 月执行首次火星探测任务“天问一号”，标志着我国火星探测的大幕正式拉开，笔者相信在火星上建造人居基地将不再成为天马行空的想象。值此之际，希望本文对未来火星乃至外太空人居建筑的设计提供参考。

参考文献

- [1] Johnson D H, Toksoz M N. Internal structure and properties of Mars[J]. ICARUS, 1977, 32: 73-84
- [2] Kieffer H H, Chase S C, Miner E D, et al. Infrared thermal mapping of Martian surface and atmosphere: 1st results[J]. Science, 1976, 193: 780-786
- [3] Owen T, Biemann K, Rushneck D R, et al. The composition of the atmosphere at the surface of Mars[J]. Journal of Geophysics Research, 1977, 82: 4635-4639
- [4] 于喜海.载人航天器及其环境控制与生命保障系统[J].科技术语研究,2003(03):41-43.
- [5] 徐济万.俄罗斯飞船热控系统[J].航天器工程,1994(02):39-46.
- [6] 范宇峰,黄家荣,范含林.航天器密封舱湿度控制技术综述[J].航天器工程,2007(04):89-93.
- [7] 卜珺珺,曹军,杨晓林.国际空间站舱内空气温湿度控制技术综述[J].航天器环境工程,2013,30(01):20-25.
- [8] Swanson T D, Radermacher R, Costello F, et al. Low-temperature thermal control for a lunar base[J]. SAE Technical Papers, 1990, <https://www.engineeringvillage.com/selected/detailed.url>.
- [9] 夏益霖;刘钟.前苏联载人航天器的环境控制和生命保障系统[J].航天出国考察技术报告.1993.30-41
- [10] 过增元,梁新刚,张信荣.空间站热管理[J].科学通报,2001(16):1403-1408.
- [11] K R Sridhar, Matthias Gottmann. Thermal control system for lunar base cooling[J]. Journal of thermophysics and heat transfer, 1996.10-3.
- [12] 沈学夫,付岚,邓一兵.飞船环境控制与生命保障系统[J].航天医学与医学工程,2003(S1):543-549.
- [13] In an alien environment 54.6 million kilometers away, construction and materials must be rethought entirely.[EB/OL].(2018-07-24)[2019-02-06].<https://www.aispacefactory.com/marsha>.
- [14] 中华人民共和国住房和城乡建设部.民用建筑供暖通风与空气调节设计规范:GB50736-2012[S].北京:中国建筑工业出版社,2012:10-01.
- [15] 中华人民共和国住房和城乡建设部.民用建筑热工设计规范:GB50176-2016[S].北京:中国建筑工业出版社,2017:04-01.
- [16] 赵荣义,范存养,薛殿华,钱以明.空调工程(第四版)[M].北京:中国建筑工业出版社,2008.
- [17] How to Grow Vegetables on Mars. [EB/OL].(2017-06-01)[2020-05-10]. <https://blogs.Scientificcamerican.com/observations/how-to-grow-vegetables-on-mars/>.
- [18] 章熙民,朱彤等人.传热学[M](第五版).北京:中国建筑工业出版社,2014.
- [19] Hasan M M, Khan L, Nayagam V, et al. Conceptual Design of a Condensing Heat Exchanger for Space Systems Using Porous Media[J]. SAE Technical Papers, 2005, 35th International Conference on Environmental Systems, ICES 2005
- [20] 丰茂龙,范含林,黄家荣,陈江平.国外新型热管式空间辐射器研究进展[J].航天器工程,2011,20(06):94-103.

-
- [21] 贺平, 孙刚. 供热工程 (第四版)[M]// 供热工程, (第四版). 中国建筑工业出版社, 2009.
- [22] Jan Hensen, Roberto Lamberts. Building Performance Simulation for Design and Operation[M]. Routledge, 2012
- [23] 蔡增基, 龙天渝. 流体力学泵与风机.第 5 版[M]. 中国建筑工业出版社, 2009.
- [24] Kristoffer Negendahl. Building performance simulation in the early design stage: An introduction to integrated dynamic models[J]. Elsevier B.V.,2015,54.

谢辞

本论文完成期间得到了来自老师、同学、朋友以及家人们的无尽支持。

致谢人生导师。“随风潜入夜，润物细无声”。其中要特别感谢我的本科导师许鹏教授，当 2019 年的年底确定了毕设选题之后，我开始了漫长的毕设准备及设计之路，在此期间许老师始终耐心指导我的论文写作，事无巨细。2020 年的前三个月，本人在准备毕设的同时，又在准备出国申请材料以及和国外导师的面试，许鹏老师也在我出国申请的道路上给予了无尽的帮助。特别感谢许鹏老师、潘毅群老师、李铮伟老师的推荐信，让我顺利联系到国外教授。同时感谢叶蔚老师，叶老师在我出国彷徨之际为我指点迷津，正是老师们的提携和无私帮助使得我顺利完成了毕业论文的同时，也收获了美国全奖博士的录取，感激涕零，无以言表！

致谢专业教师。“所谓大学者，非谓有大楼之谓也，有大师之谓也。”在此特别感谢教授《空气调节》课程的许鹏老师和潘毅群老师、《供热工程》课程的高军老师、《建筑设施智能化》课程的李铮伟老师、《建筑材料污染散发》课程的叶蔚老师、《工程设计方法与实践》的李峥嵘老师、《建筑环境学》的周翔老师、《自控原理》的李振海老师、《空调课设》的林忠平老师、《通风工程》课程的刘东老师、以及明岗老师、于航老师、张旭老师等等。本科学习期间，同济大学暖通专业优秀的老师们对我知识、能力与人格的塑造起到了不可磨灭的影响。

致谢大学同学。我很庆幸大学里遇到了一群志同道合的同学们。特别感谢两位室友梁育民同学、赵恒昕同学大学期间对我的帮助，还记得大二刚成为新室友时，我还是成绩不怎么优秀的迷茫少年，三年期间，在两位优秀室友潜移默化的影响下，我已蜕变为目标坚定的有志青年。在这里也祝福两位已经保研的室友在未来学术道路上更上一层楼。

致谢家人。大学期间本人还是很少顾及家里事情的，本科四年绝大部分时间都呆在校园里，即使是寒暑假，也会为了学业而晚回家早返校，因此与父母在一起的时间甚少。在此特别感谢父亲母亲和姐姐一直以来默默的付出与无尽的关怀，你们辛苦了！

大学本科即将毕业，在此我要感谢所有教导我的老师们、陪伴我一齐成长的同学们以及背后默默支持我的家人们，最后再次感谢我的本科导师许鹏教授和指导老师吴利瑞教授在本文选题、构思及设计等方面的悉心指导与帮助！