

一种穿戴式空调服的设计与测试

摘要

在人们对活动范围内环境的舒适性要求不断提高的当代，如何改善人在室外或特殊工作岗位的热舒适性，成为一个急需解决的问题。空调服可以以较低的代价保障高温环境中人体热舒适性和生理健康。本文分析了过往空调服中存在的缺点集中在穿脱不便、工作时间短、冷量流失大、系统笨重、噪声大这五个方面，而后设计、制造并测试了一种新型可穿戴式空调服系统 a 和他的改进版系统 b，测试结果证实新型空调服基本解决以上所有问题。

空调服系统 a 使用水冷式系统，循环水与冰在 3D 打印的换热器内换热，而后循环水由水泵泵入空调服的换热管道内与人体充分换热，再回到换热器内。系统 a 冰的重量占系统总重量的 1/5，均大于之前的几款空调服，穿着更为轻便。实际测试在 29℃ 下工作时间达到 70 分钟，31℃ 下可工作 50 分钟，工作时间是过去的 2.4 倍，且热舒适性好，噪声极低。

在系统 a 的改进版系统 b 中，我们成功设计并制作了具有更大的蓄冷量和更好的换热器效能的软体换热器，并实现了空调服与背包合二为一。系统 b 为闭式系统，循环液为不冻液（40% 乙二醇），冰冻时可整体放入冰箱，无需拆换换热器，相变材料也由冰改为一种高分子吸水凝胶，具有更好的缓释效果，使得系统运行时间延长。系统 b 的重量仅 1.8kg，可载冰 600g，冰占比达到了 33%，是过去系统的 3.3 倍。经过实测在 29℃ 的环境下，系统 b 的续航时间超过 2 小时，是往届空调服的 4.8 倍，同时保证了较好的人体热舒适性和极低的噪声。

此外，本文还对空调服系统 a 和系统 b 的人体各部位温度分布情况、各时刻换热器进出口温度和换热器效能、不同温度下穿着空调服的人体热舒适和热感觉、系统有效工作时间、过冷问题的解决、相变材料的影响进行了测试，还讨论了为来的应用前景和优化方向。

关键词：空调服，相变材料，人体热舒适，软体换热器

Design and test of a wearable air-conditioning Garment

ABSTRACT

With the increasing demand for the people's comfort requirements to environment, how to improve the thermal comfort of people in outdoor or special jobs has become an urgent problem to be solved. In this paper, we analysis the shortcomings of the past air-conditioning garment: wearing inconvenience, short effective working time, large loss of cooling capacity, heavy and big noise. Then a new wearable air-conditioning garment, System A, and its improved version, System B, are designed, manufactured and tested. The test results show that the new air-conditioning garments basically solve these above problems.

The air conditioning garment System A uses a water-cooled system. The circulating water and ice transfer heat in a heat exchanger produced by 3D Printing. Then the circulating water is pumped into the heat-exchanging pipe of the air conditioning garment and fully exchange heat with the human body in the pipe before returning to the heat exchanger. The weight of the ice stored in System A accounts for one fifth of the total weight of the system, which is far larger than the previous air-conditioning garment. The actual working time is 70 minutes at 29°C, and 50 minutes at 31°C. The working time is 2.4 times of the previous air-conditioning garment. The people have good thermal comfort and the noise is very little.

As the improved version, System B, in which a soft heat exchanger was designed and successfully manufactured, has greater cold storage capacity and better heat exchanger efficiency. System B is a closed system, and the circulating liquid is non-freezing liquid. When frozen, it can be put into the refrigerator without disassembling the heat exchanger. The PCM is also changed from ice to a polymer absorbent gel, which has better sustained release effect and prolongs the system running time. The weight of System B is only 1.8 kg, while the ice is up to 600 g, and the ice proportion reaches 33%, which is 3.3 times of the previous system. At 29 °C, the actual working time of system B is more than 2 hours, which is 4 times of previous garments. It also guarantees good thermal comfort and very low noise.

In this paper, we also test the temperature distribution at different parts of the body of the System A and B, the inlet and outlet temperature of the heat exchanger and its efficiency, the thermal comfort and thermal sensation of the human body wearing the air conditioning suit at different environment temperatures, the effective working time of the two systems, the solution of the supercooling problem and the influence of phase change materials. The application and optimization in the future are also discussed.

Key words: air conditioning garment, PCM, human thermal comfort, soft heat exchanger

目 录

1	引言	1
1.1	课题的背景与意义	1
1.2	国内外相关空调服的研制情况	1
1.2.1	国内外空调服的研制历史	1
1.2.2	目前空调服的研究现状	2
1.3	课题组往届设计与本设计中的空调服的说明	4
1.3.1	原有空调服的设计以及存在问题	4
1.3.2	本设计的优点与说明	5
2	空调服设计中的人体热舒适理论	7
2.1	环境参数	7
2.2	人体的体温调节系统	7
2.3	人体皮肤温度、冷点、热点分布	7
2.4	人体躯干代谢产热	8
2.5	人体从环境得热量	9
2.6	热感觉	9
2.7	热舒适	10
3	空调服系统 a 的总体设计与换热器的设计、计算及加工	11
3.1	需求分析	11
3.2	系统 a 的总体设计	11
3.3	换热器的设计	13
3.3.1	换热器流量与进回水温度	13
3.3.2	换热器形状、尺寸与建模	14
3.4	换热器换热量的计算	16
3.4.1	热流密度与对数温差	16
3.4.2	管内受迫对流换热系数	17
3.4.3	换热器的换热量	18
3.5	换热器的强度计算	18
3.6	换热器的制作	19
3.7	换热器的保温	20
4	系统 a 的服装部分设计	22
4.1	服装面料、换热管道的选择	22
4.1.1	服装面料	22
4.1.2	换热管道	22
4.2	空调服与人体换热	23
4.2.1	空调服与人体之间的传热模型	23
4.2.2	空调服管道与人体之间的热阻	24
4.2.3	管内受迫对流换热系数	24
4.2.4	空调服与人体的换热量	25
4.3	空调服管道排布方法	25
4.4	阻力计算	27
4.4.1	沿程阻力	27
4.4.2	局部阻力	27
4.5	空调服的制作	28

5	空调服系统 a 的系统连接件与电控.....	30
5.1	连接件.....	30
5.1.1	三通.....	30
5.1.2	连接背包总管与空调服总管连接的快接头.....	30
5.1.3	背包内总管与换热器连接的密封接头.....	31
5.2	电控部分.....	31
6	系统 a 的总结、优缺点与优化方向.....	33
6.1	系统 a 的总结.....	33
6.2	系统 a 的优点.....	33
6.3	系统 a 的不便之处.....	33
6.4	系统 a 的改进方向.....	34
7	系统 b 的设计与计算.....	35
7.1	系统 b 的总体设计.....	35
7.2	关键性步骤——软体换热器的制作.....	36
7.3	新型凝胶相变材料.....	38
7.4	软体换热器换热量的计算.....	40
7.4.1	设计工况最大换热量.....	40
7.4.2	开始融化后的情形.....	41
8	系统 b 的服饰部分、管路排布、制作、连接与电控.....	42
8.1	系统 b 的服饰部分原型.....	42
8.2	空调服服体的改造与管路排布.....	43
8.2.1	空调服的改造.....	43
8.2.2	管路排布.....	43
8.2.3	管路换热能力计算.....	45
8.3	循环液的配比.....	45
8.4	缝制、连接、电控与封装.....	46
8.4.1	空调服的缝制.....	46
8.4.2	系统的连接件.....	47
8.4.3	系统的电控.....	47
8.4.4	空调服的封装.....	48
8.4.5	空调服的第二种冷冻方式.....	48
8.5	空调服系统 b 的总结.....	48
9	两种空调服系统的热工状况测试.....	50
9.1	穿戴空调服后人体各部位温度分布与不均匀度.....	50
9.1.1	实验原理与目的.....	50
9.1.2	实验方法.....	50
9.1.3	实验步骤.....	51
9.1.4	实验结果.....	51
9.2	实际状态下换热器进出水温度与换热器效能.....	54
10	两种空调服系统的热舒适与热感觉测试.....	57
10.1	热舒适与热感觉测试.....	57
10.2	结果统计.....	57
10.2.1	系统 a 的测试结果.....	58
10.2.2	系统 b 的测试结果.....	59
10.3	有效工作时间.....	60
10.4	过冷的解决.....	61
10.5	凝胶相变材料的效果.....	61
10.6	综合评价.....	62

装
订
线

11 总结与展望	63
11.1 系统 a 的总结	63
11.2 系统 b 的总结	63
11.3 应用前景	64
11.4 优化方向	64
参考文献	65
谢 辞	66

装
订
线

1 引言

1.1 课题的背景与意义

近年来,随着全球化和工业化进程的加快,越来越多的发展中国家迈入全球市场。与此同时,过量的温室气体的排放也使得“全球变暖”这一问题日趋严峻,极端高温时有发生,气候条件也更加恶劣。因此,在极端高温天气时人们不得不依赖于室内空调设备,来保持人体的热舒适。然而,有许多关乎于国计民生的重要工作的工作人员,如解放军战士、消防员、建筑工人、炼钢车间工人等,必须在室外或是恶劣的高温环境中进行工作,这些场合往往不具备装备和使用传统空调系统的条件,或者是具备使用条件但因使用传统暖通空调系统会消耗大量能源,不经济且会加剧全球变暖。此外,对于高温天气有户外出行与活动需求的人员,如城市白领在高温天气上下班,人们在面对较热的天气时舒适度极差,时常有面临中暑、热射病等情况的可能,可穿戴式空调服的使用可以保证他们的人身安全。因此,研究和改进可以穿戴的空调系统,使之在高温下可创造热舒适的微环境,具有十分重要的实用价值。

与此同时,近年来随着智能穿戴技术的快速发展,各种微型制冷机、轻便优质的保温材料和微型热交换器和 3D 打印技术在实际场合的应用,也使得研发可实现人体感温度控制的便携式空调服成为可能。并且对于各种相变材料性能的研究,也使得相变蓄能技术快速发展,可现在狭小空间内储存更多的能量。

故在这些背景下,研究一种可穿戴的空调服,使其拥有较轻的重量、更小的体积和较低的成本的基础上,具更长的单次工作和蓄冷能力时间,成为我们重要的研究目标。

1.2 国内外相关空调服的研制情况

1.2.1 国内外空调服的研制历史

空调服这一概念最早是由 Green 于 1958 年提出,其目的在于解决在太空舱内外太空服的温度调节问题^[1]。1965 年 3 月人类首次进行太空行走时的 Gemini 宇航服采用了循环空气冷却系统作为散热系统。而到了 1969 年 7 月,阿波罗宇航服则采用了液体循环冷却系统^[2]。

后来在相关组织的支持下,空调服的发展十分迅速,例如有年,美国 Natick 陆军士兵中心开发了轻型微气候制冷空调服,在 35℃ 环境下可以实现 230W 的制冷量。瑞士联邦材料测试研究实验室(EMPA)为多发性硬化症患者研发了轻质降温服,它采用三层结构,使用时向降温服内注入冷水,单次注水可给身体提供持续 60 分钟的降温效果^[3]。美国的 VESKIMO 公司研制并向个体销售他们的个人空调服系统,该产品由冷却背心和冷却水箱组成,如图 1.1(a)所示。冷却服中埋有水管与人体贴合良好,冷却水箱可以存放约 7 磅的冰和冷水,并在水箱旁设置了 12V 水泵驱动冷水流入空调服与人体换热^[4]。

而国内的空调服起步较晚,可以查询到的最早版本为 1984 年由航空医学工程研究所研制的 YL-1A 型空调服,主要为航空、航天、舰艇和装甲兵研制。该系统可分为两部分:液冷服(包括液冷帽和液冷背心)和致冷装置,致冷装置采用冰为冷源,通电后微型水泵开始工作,在水泵的驱动下,冷却水循环流入液冷服内,而液冷服内部以对流、传导的方式将人体代谢产生热吸收后,

流回冷源冷却完成循环。温度调节阀可以由使用者调节，使液冷服入门的循环水温满足不同的高温作业人员对温度的不同要求，达到舒适^[5-6]。



图 1.1 VESKIMO 公司空调服（左）^[4]与国内 YL-1A 型空调服（右）^[5]

1.2.2 目前空调服的研究现状

目前研发出的空调服，根据工作原理，可分为五种：（1）利用相变材料蓄冷来为人体供冷的空调服；（2）加快体表水分蒸发带走热量的吹风式空调服；（3）利用气体绝热膨胀原理制冷的空调服；（4）利用半导体制冷技术的空调服；（5）利用冷机制冷的空调服。除此以外，根据输送冷量介质的不同，空调服还可分为气体冷却服和液体冷却服。根据冷源供给方式的不同，冷却服又可分为主动型冷却服和被动型冷却服^[7]。

在文献中，李利娜等人^[7]对制冷型服装的历史进行了简单叙述，它起源于 20 世纪 60 年代末美国宇航局的设想。文中对制冷空调服的三大类进行了细致的分类介绍，这三大类主要按冷却介质划分为液体冷却服、气体冷却服和相变冷却服。此外，文章还对每种冷却服的基本工作原理和对现阶段冷却服装在航空、军事和医疗等方面的应用状况进行了阐述和总结。

杜国杰和孟运余在他们的论文中详细介绍了三十多年前他们关于由航空医学工程研究所研制的中国第一套空调服——YL-1A 型空调服的工作。文中包含设计原理、制造工艺、测试方法和性能指标，完成了从无到有的飞跃。在测试中他们围绕阻力测定、系统漏热率、系统有效换热率以及穿戴之后包括平均体温、平均皮温、心率、血压、出汗率等人体医学实验。其中许多前辈的经验值得我们学习^[5-6]。

金敬业在他的硕士论文中研究了使用被动式冷源的局部性躯干空调服，工作时需要将蓄冷物放入冰箱，相变蓄冷后作为空调服的冷源。在论文中他以恒温水浴作热源，蒸馏水作为传热介质，分别测试了以冰、相变微胶囊乳状液、高吸水冰晶、乙二醇溶液作蓄冷物时，蒸馏水温随时间变化情况，并以动态平衡时间、降温速率、升温速率、最低温度、特定温度以下有效时间作为测试指标，分析不同蓄冷物的蓄冷效果^[8]。

刘杰在他的硕士论文中针对智能微型空调服的设计提供了一种思路，首先基于 Pennes 生物传热学方程建立了人背部温度场分布方程，而后使用 Matlab 计算得到人背部温度分布。之后利用

三维建模软件 Solidworks, 对人进行高仿真三维建模, 导入 ICEM-CFD 中进行网格划分。最后把划完网格的模型导入 ANSYS, 再利用 CFX 流体计算软件, 并对制冷时空调服的内部流场进行模拟, 直观求得穿上空调服后的人背部的温度分布, 从而确定制冷的相关参数^[9]。

范一强等人在介绍了人体温调节的基本原理与换热机制的基础上, 着重介绍了目前各类制冷和制热空调服的工作原理, 并比较了他们的优缺点。在制冷类空调服领域, 着重介绍了相变冷却、空气冷却、液体冷却和冰袋冷却这四类主被动降温的方法; 而在制热类空调服领域, 着重介绍电热、化学制热、相变制热等方法。最后在空调服未来发展方向上, 提出可穿戴式技术与空调服结合的新构想, 同时对具有生命体征监测与体温调节功能的新型空调服, 进行了展望^[10]。

曾亮等人针对相变材料的导热性能的强化进行了研究和归纳分类性总结, 分别比较了三大类主流相变材料: 有机相变储能材料、金属相变储能材料和无机盐相变储能材料在物理特性与应用范围上的不同。最后总结了适合这三大主流相变储能材料的不同形式复合相变储能方案, 以及对它们在不同场合的优势^[11]。

曾彦彰等人论证了微型风扇阵列空调服的概念可行性, 他从理论和实验方面对其进行评估, 通过数值求解各类典型热环境下三维 Pennes 生物传热方程, 揭示了在皮肤表面引入了微型风扇阵列后, 其强化散热作用可以显著降低体表温度。同时, 还采用红外线成像技术和热电偶测温的方式, 对模拟人体的发热块, 经过风扇阵列强化散热后的降温情况, 进行了实验测定, 进一步证实使用微型风扇阵列的高效降温效果, 期望以此引申出新一代可灵活调节的空调服^[12]。

孙晓阳提出了一种新型高效制冷空调服的设计, 他利用涡流管制冷的原理, 由电池组驱动小型空气压缩机向涡流管提供压缩空气, 使得通过涡流管产生的冷气沿着管道进入空调服内部, 并通过喷深系统喷射到人体躯干上的热敏感部位, 从而达到高效制冷的目的。该设计在制冷效果、调节性能、使用时间、绿色环保上均有较大优势^[13]。

Vadim Dubovsky 等人对常见的管束换热器中载有 PCM (相变材料) 的情况建立了分析模型。该模型考虑了管内 PCM 的熔化分数, 故这是一个变热阻的传热问题。通过带入热流量与温度的关系和熔化分数与热流量的关系, 建立两个偏微分方程, 而后通过热流量与热阻、温差和换热面积的关系建立一个代数方程。以上三个方程构成了该模型的控制方程, 之后求出第一排管子的解析解, 并通过对熔化分数的显示函数假设求出整个换热器的分析解。文章的最后还对解析解和数值解进行了对比。作者提出了关于 PCM 显热和装置材料蓄热相比于 PCM 潜热很小的假设, 以及对两种情况进行简化建立独立数学模型的分析值得学习^[14]。

K.B'LEN 等人对常温无机盐相变材料——六水氯化钙的凝固和融化过程, 进行了实验研究, 搭建了以冷水浴、温水浴、PCM 容器以及换热管为主的实验装置, 通过实验数据分析了换热流体质量流率、旋涡发生器旋转角度以及翅片的布置, 对六水氯化钙的融化与凝固时间的影响, 即换热强度。最终证实翅片的有无与布置数量是上述三者中影响最大的, 即指出相变换热装置的设计中, 翅片对换热效果的影响最为显著^[15]。

杨春在他的硕士论文中, 对不同边界条件下圆管对流换热过程进行理论推导和归纳总结。他对常壁温和常热流的边界条件下的圆管层流换热方程的其数学过程进行了详细的推导。在此基础上, 又对更复杂的第三类边界条件, 即管道内外流体耦合换热时的边界条件进行了数值计算, 并做实验对比分析^[16]。

SeongJin Chang 等人利用差示扫描量热仪、热导率分析仪等仪器，对宏观包装相变材料（Macro-packed PCM，类似栅格式结构）的热力学性能进行了分析研究。此外，他们设计了一个模拟小型房间的实验台，其中包括夹层布置的 PCM、上部空间、下部空间等，通过对其给予 8 小时的照明时间和 16 小时非照明时间，记录其上部空间、夹层上表面、夹层下表面、下部空间的温度变化。通过使用正十八烷、正二十烷和正二十二烷这三种不同 PCM，分别进行测试记录，得出一个重要结论：所使用的 PCM 材料的相变温度与环境温度越接近，其相变时间就越长，在保温方面就越有效。同时，亦证实了宏观包装相变材料的热导率可比纯相变材料提高大约三倍，在提高 PCM 换热强度方面，提供了一个可行的方法^[17]。

1.3 课题组往届设计与本设计中的空调服的说明

1.2.2 原有空调服的设计以及存在问题

2017 年由陈智博和童乐棋设计的空调服由换热单元和衣服两部分组成。换热单元为一直径 92mm 的圆柱状换热器，其内部均匀分布边长为 6mm，壁厚为 1.2mm 的正方形换热格栅。其中一半的栅格用以储存相变材料，另一部分流通外界空气。动力为一个直径约为 100mm 的风机，电源放在单独的电路盒内。换热器出风口通过管道与空调服连接，并共有个连接口，连接口的位置处于空调服背面对应人腰部的位置。连接口的连接方式为螺栓、螺母和法兰盘连接（即一旦连接上，不能随意拆卸）。整个换热单元和电路盒子可以放在腰包里，穿戴者可以将腰包系在腰上。

2018 年由李泓名和王世杰设计的空调服同样由换热单元和衣服两部分组成，其中换热器、风机和电池置于背包中。该设计以冰为换热单元核心供给冷量，空气借由风机吹入换热器进行冷却，通过内置管道将气体送至特殊设计的空调服内，达到在较高室温时人体仍感觉到较好的热舒适度的效果。此外，该设计可使用手机软件与 Arduino 单片机进行交互，对风机转速实现有效控制。



图 1.2 陈智博版空调服（左）与李泓名版空调服（右）

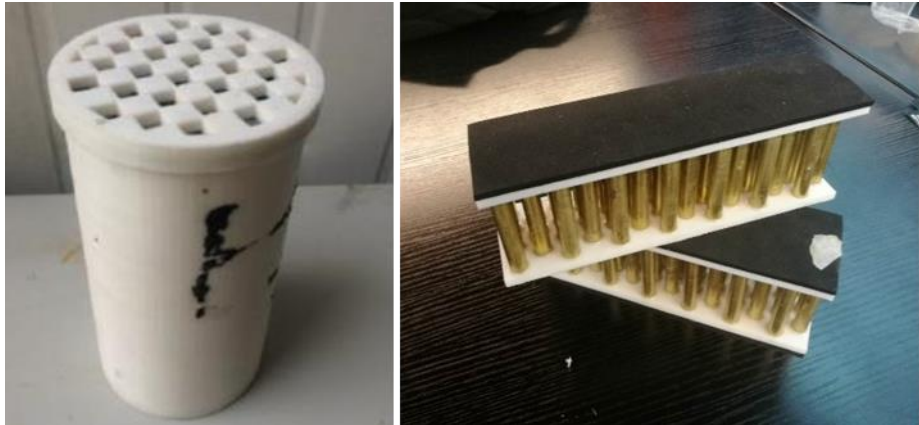


图 1.3 陈智博版空调服的换热器（左）与李泓名版空调服的换热器（右）

综合对比以上两款空调服，并咨询曾经穿过该产品的受试者，不难发现存在以下问题：

（1）穿戴不方便

换热单元部分和风机的体积过大，不易携带，必须单独设置一个背包或者腰包存放，对用户的便携性带来不便。

（2）冷量流失大

由于上述系统皆为风系统，冷风经过人体后的冷量无法循环利用，造成冷量的巨大流失。

（3）续航时间短

以上两系统经过测试发现，在 30 度的环境温度下，实际使用时间均小于 30 分钟，难以满足在日常出行中使用的需求。

（4）系统重量大，冰占比低

以李泓名和王世杰的系统为例，系统总重量超过 2.5kg，但存放的冰量仅 250g，冰重量占系统总重量不到 10%，致使轻便性和续航能力均不佳。

（5）噪音较大

陈智博的空调服系统风机暴露在外，并未对噪声进行处理，致使系统运行时噪声较大；而李泓名的空调服系统尽管对噪声进行处理，但是在 42dB 的环境噪声下，风机以 75%效率运行时，在距离背包 0.5 米远处，噪声仍然比环境噪声高 10dB，在距离背包 0 米处，更是比环境噪声高 22dB，如此噪音会对使用者的工作产生一些影响。

1.3.2 本设计的优点与说明

在本次毕业设计中我一共制作了两款空调服，成为系统 a 和系统 b。为了提高能源的利用效率均为水系统。将循环液与换热器中的相变材料进行换热后，再由水泵打入空调服内带走人体热量。两套系统的区别在于 a 系统使用的是 3D 打印的硬换热器，仍然保留背包，造成一定的穿戴不变，系统总重量 2400g，能存储 450g 冰，在 30℃的环境下能有效工作 1 小时以上，且几乎无噪声。

而系统 b，首次使用了软体换热器藏于空调服内部，无需再设置背包或者腰包，穿脱时无需

对接头进行拆装，十分便捷；冰冻时，可将整个系统放入冰箱（也可以冰袋的形式更换蓄冷材料），而摆脱了此前需要将换热器拆下后单独放入冰箱的拆装过程，对用户友好，更为便捷；并且对相变材料进行了改进，使用了一种凝胶材料再进行冰冻，可以得到比单纯冰更长的使用时间，经过测试在 30 摄氏度的环境下可以使用约 2 小时。该系统总重量 1800g，其中相变材料重 600 克，相变材料占比达到了 1:3，系统效率更高，且经过测试该系统噪声较小，在最大运行功率下距离系统 0 米处噪声仅比环境噪声高 4dB，不会对使用者造成影响，基本解决了过去系统的所有缺点。

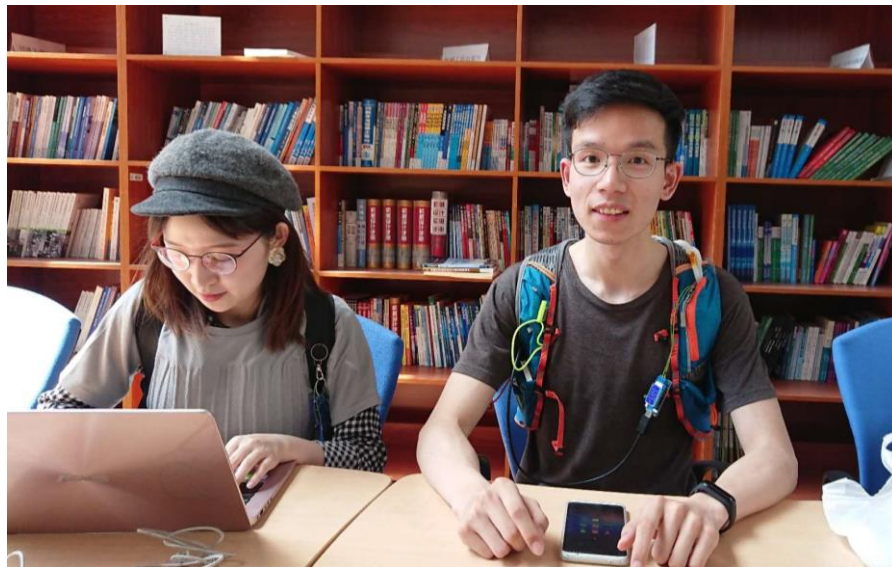


图 1.4 穿着系统 a（左）和系统 b（右）的受试者

2 空调服设计中的人体热舒适理论

2.1 环境参数

空调服通常在炎热的夏季使用，结合《实用供热空调设计手册》^[19]中给出的上海室外气象参数，可以确定空调服的夏季室外使用工况。

查得上海夏季空调室外计算干球温度为 34.6℃，室外通风计算温度为 30.8℃，夏季空调室外计算湿球温度 28.2℃。实际上根据空调衣的使用场所，环境温度一般达不到 34.6℃，参考往届空调衣的设计环境温度为 31℃，本届系统性能应更加优异，故本届空调服设计室外环境温度取 32℃。

2.2 人体的体温调节系统

体温调节主要是依靠神经调节和体液调节来完成的。对体温调节系统最重要的输入量是核心温度和平均皮肤温度。当核心温度与设定值之间出现偏差，体温调节系统开始工作。

人体体温的调节方法包括调节皮肤表层的血流量、调节排汗量和提高产热量。人体的皮肤表层的血流量能够在很大范围内变动，可以从几乎为零直至达到心脏输出量的 12%。如果周围环境温度（空气、围护结构、周围物体表面的温度）提高，或进行大运动量的活动，热感受器就会向大脑发出信息。只要下丘脑前部的温度稍高于设定值，它就会发送出神经脉冲以引发人体的相关扩张和排汗机能。皮肤表层的血管就会扩张以便增加血液流量，这样血液就能够把更多的热量带到皮肤表面，提高皮肤温度，从而增加皮肤向环境的散热量。如果这样仍然不能抑制身体内部温度上升，体温调节系统就会命令皮肤出汗，通过蒸发来带走身体的热量。

下丘脑的后部执行着抵御寒冷的功能。当人体处于冷环境下，下丘脑的后部从冷感受器接受温度信号，然后指示皮下血管收缩以减少身体表层的血流量，通过这种方式可以降低皮肤温度以减少人体辐射和对流热损失。如果人体内部温度仍不能维持恒定，人体体温调节系统就会自动通过冷颤等方式增加代谢率。如果人体产热量不能抵偿热损失，体温就不可避免地要下降。因此，人体的御寒能力是很弱的，相对而言，人体防止过热的能力却要强得多。这也可能是人体对冷刺激的反应要比对热刺激的反应更敏感的原因^[20]。

2.3 人体皮肤温度、冷点、热点分布

根据研究发现，人体皮肤温度与人体热感觉之间有着明显的关系，见表 2.1。

表 2.1 皮肤温度与人体热感觉的关系^[20]

皮肤温度	状态	皮肤温度	状态
41~43℃	被烫伤的疼痛	32~33℃	中等运动量时感到舒适
39~41℃	疼痛感	30~32℃	较大运动量时感到舒适
37~39℃	热的感觉	29~31℃	坐着时有不愉快的冷感
35~37℃	开始有热的感觉	局部 25℃	皮肤丧失感觉
33~34℃	休息时处于热中性	20℃（手）	非常不愉快的冷感

可见将人体皮肤温度维持在 33℃左右，对于办公或者轻度活动的人员，会较为舒适。

人体对冷刺激的反应要比对热刺激的反应更敏感可以通过冷点和热点密度的不同来体现。冷点与热点即人皮肤上对冷和热敏感的区域。根据 Strughold 和 Porz 以及 Rein 等人的研究结果，可知人体主要部位冷点和热点的分布密度，见表 2.2。

表 2.2 人体主要部位冷点与热点分布密度表（单位：个/cm²）^[20]

部位	冷点	热点	部位	冷点	热点
前额	5.4~8.0	0	腹部	8.0~12.5	0
鼻子	8.0	1.0	上臂	5.0~6.5	0
脸部	8.4~9.0	1.7	前臂	6.0~7.5	0.3~0.4
胸部	9.0~10.2	0.3	大腿	4.4~5.2	0.4
后背	7.8	0	小腿	4.3~5.7	0

由此可发现人体的冷点密度远高于热点密度，这对我们空调服降温系统着重覆盖的区域的选择有重要的参考意义。对于人的躯干部分，腹部的冷点密度高于胸部和后背，而热点密度为 0，代表腹部怕冷且对热不敏感，这与生活中的经验相符，故对于腹部，空调服可不覆盖，以免着凉和产生不适的冷觉。而对于胸部和后背，胸部有一定的热点分布，空调服应该覆盖之，但是胸部的冷点密度同样高于后背，故空调服对胸部的覆盖程度应略小于对后背的覆盖程度，以免使用者有过冷的不适感。

与此同时，根据 NASA 研究发现人的头部、躯干、手与手臂、腿与脚占人体总代谢率分别为 17.9%，74.3%，2.1%和 5.7%，同样验证了躯干部位应当是空调服保障的核心区。

2.4 人体躯干代谢产热

根据热平衡方程，在人体热平衡时，不计环境得热，人体的散热量等于人体产热量减去所做的机械功。产热量可由代谢率计算，表 2.2 为成年男子不同活动下的代谢率和对应的机械效率。

表 2.3 成年男子在不同活动强度条件下的代谢率和机械效率^[20]

活动类型	代谢率/W·m ⁻²	机械效率/%	活动类型	代谢率/W·m ⁻²	机械效率/%
睡眠	40	0	步行 0.9m/s	115	0
静坐	58.2	0	步行 1.2m/s	150	0
站着休息	70	0	步行 1.8m/s	220	5
办公室打字	65	0	跑步 2.4m/s	366	10
办公室阅读	55	0	上楼	707	20

我们取人的活动状态为以 1.2m/s 的快速步行的状态，则代谢率为 150W/m²，该代谢率足以满足人体日常活动需求，代谢率计算产热量的公式为：

$$Q = MS \tag{2.1}$$

其中： Q 为人体产热量，W；

M 为代谢率，W/m²；

S 为人体表面积，m²。

对于不同国家、不同人种、不同身高和体重的人体表面积不同，本设计采用中国人民 60 例数据，采用 SAS 软件的非线性回归拟合得到的公式为：

$$S = 0.018802H^{0.459}W^{0.512} \quad (2.2)$$

其中： H 为身高，cm；

W 为体重，kg。

对身高 1.75m，体重 60kg 的成年男子，计算 S 为 1.72m²。

上节得出我们的服装仅覆盖上半身，对于上半身面积，在 20 世纪 40 年代的 Pulaski 与 Tennison 提出了“九分法”的基础上，我国科学家于 60 年代提出了适合我国人体的“九分法”，用于我国成人烧伤面积估算，在此我们假设空调服面积与躯干面积相同，该方法得出人体躯干面积占体表面积的 27%，故本设计的人体躯干面积为 0.46m²。

故计算得人体躯干部分的产热量 Q 为 69W，考虑以 1.2m/s 快速步行的机械效率为 0，则人体躯干散热量也为 69W。

2.5 人体从环境得热量

当人在室外环境活动时，当环境风速大于人行走的速度较多时，外界空气与衣服表面换热形式为受迫对流换热，可以选择环境风速为受迫流速度。

根据 Kerslake 在 1972 年提出的人体在受迫换热中的对流系数公式：

$$h = 8.3v^{0.5} \quad (2.3)$$

其中： v 为受迫流体速度，m/s。

查阅《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》（GB50736-2012）中上海夏季最多风向平均风速为 3.0m/s，则取受迫流动速度为 3.0m/s，计算得对流换热系数 h 为 14.37W/(m²K)。

设空调服表面温度为 26℃，已知设计工况环境温度为 32℃，由公式：

$$q = h(t_2 - t_1) \quad (2.5)$$

其中 t_2 为环境温度，℃

t_1 为空调服表面温度，℃

q 为单位面积受迫换热量，W/m²。

计算得空调服与环境换热量，即人体从环境的得热量为：

$$Q = 14.37 \times (32 - 26) \times 0.46 = 39.66W$$

则空调服所需要带走的热量为人体代谢产热与人体从环境得热的和，即 108W。

2.6 热感觉

热感觉是人体对周围环境“冷”与“热”的主观描述。热感觉并不仅仅是由于冷热刺激的存在造成的，与刺激的延续时间和人体原本的热状态有关。由于无法直接测量热感觉，因此只能通过问卷调查的形式获取。

ASHRAE 在 1966 提出热感觉投票(TSV)的七级热感觉标度，与贝式标度相比，它的优势在于精确指出了热感觉而不易混淆，见表 2.4。

表 2.4 ASHRAE 热感觉标度^[20]

得分	含义
+3	热
+2	暖
+1	稍暖
0	中性
-1	稍凉
-2	凉
-3	冷

2.7 热舒适

ASHRAE 对热舒适的定义为：人体对热环境表示满意的意识状态。实际上，当人处于中性温度时，并不一定能得到舒适的感觉；同样，当人获得带来快感的刺激时，也不能确定其总体热状况为中性的。可见，热舒适与热感觉有分离的现象存在，在量化人体热反应时还需要设置热舒适投票，其标准见表 2.5。

表 2.5 热舒适（TCV）投票^[20]

得分	含义
4	不可忍受
3	很不舒适
2	不舒适
1	稍不舒适
0	舒适

3 空调服系统 a 的总体设计与换热器的设计、计算及加工

3.1 需求分析

需求分析是指开发人员对用户进行针对产品的需求调研，以准确理解用户对产品的功能、性能、舒适性等具体要求。本次设计中，对许鹏教授课题组的研究生进行需求调研，他们多数都参与了之前几版空调服的人体实验，故对于空调服的产品需求、功能、性能、舒适性等有着更科学准确的参考价值。

我们选定了续航能力、系统重量和体积、穿脱方便程度、换热部件冰冻方便程度、运行噪声、系统造价、外形美观这几个方面的需求，让受试者以 1~7 分进行优先级排序，分数越大，该项目在受试者心目中的重要性越高，而后对调研得到的数据求平均值后排序，见图 3.1。

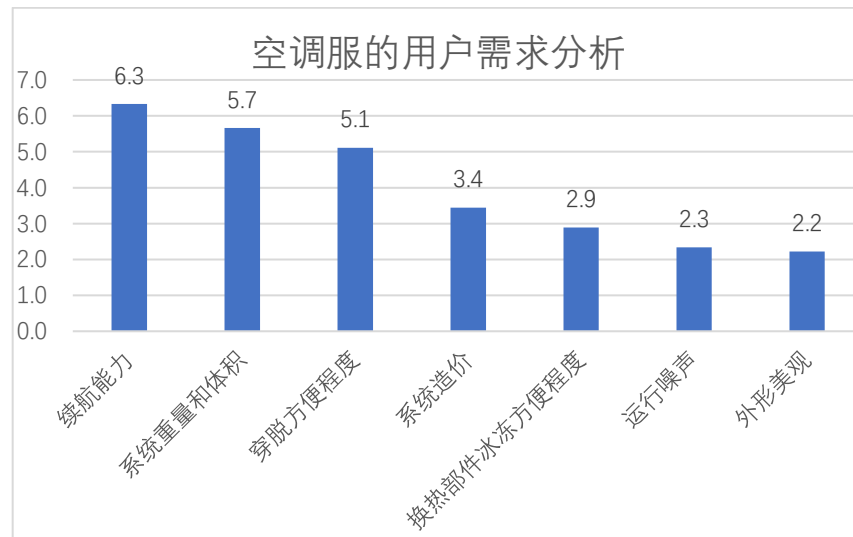


图 3.1 空调服的用户需求分析优先级排序

由图 3.1 可知，用户对于续航能力、系统重量和体积、穿脱方便程度这三项的要求最高，且远高于其余四项，故应当着重考虑，其余四项中，系统造价和用户对换热器冰冻方便程度再次之，用户要求最低的是运行噪音和外形美观。

3.2 系统 a 的总体设计

用户需求调研结果给了我们空调服总体设计的指导，我们需要优先考虑续航能力、系统重量和体积、穿脱方便程度这几个指标。

为了延长系统续航能力，可以适当增加换热器中作为冷源的相变材料的重量，但是相变材料质量太大，会导致系统总质量过大，不宜加的太多；此外将风系统改为水系统，可以减少因为风的渗透导致的冷量散失，延长续航时间。

对于系统重量和体积，水系统由于管道更小、水泵体积也小于风机，故可以减小系统总体积，但是水系统的循环液会加大系统质量。

对于穿脱方便程度，若可以将背包与空调服结合为一体，可以省去系统间接，且免去了背包的束缚，是最方便的，这一点后来在系统 b 中得到了实现。

系统造价在目前的试制阶段较难控制，可以等到开发成熟后着手降低。

对于换热部件冰冻方便程度，若能将整个换热部件放进冰箱吗，而省去了拆装换热器的步骤，是最方便的，这一点后来在系统 b 中得到了实现。

对于系统噪音，水系统的噪音也远小于风系统。而对于系统造价和美观程度，在试制的过程中难以把握，我们可以记住这两点，在之后进行改进。

基于以上经讨论，决定先试制一种水系统空调服系统 a，最终制定的系统 a 总体设计参数如下：

(1) 试制的系统 a 选用 500g 冰作为冷源。冰具有融化热大，制取方便，成本低廉，且不污染环境等多项优点，冰的溶解热为 335kJ/kg，往届空调服的冰重量为 250g，今年为延长续航时间，设定储冰量为 500g，放在换热器内，则依靠相变的蓄冷量为 167.5kJ。

(2) 水系统具有体积小、能量利用率高、噪音低等优点，为尽量延长系统续航时间，选定系统为水系统。

(3) 系统分为两部分，即空调服本体和背包，背包内设有换热器、水泵、电池和保温材料。空调服本体选用具有弹性的又透气的聚酯纤维运动短袖，内附有水管，管内走冷却水，冷却水从换热器被水泵泵出，与身体换热后流回换热器完成循环。

(4) 系统 a 的换热器设计体积目标为尽可能的薄。背包尽可能的薄可以减小背包体积，设置的厚度限制为不超过 3.2cm，长度和宽度应不超过 22cm，则可使得背包尽可能的轻薄。

(5) 根据能量守恒，换热器的换热量等于人体散热量和人体从环境的得热量，即章节 2.4 和 2.5 的内容，则换热器的换热量为 108W，则 500g 的冰可以维持 26 分钟，当然当人体处静坐、办公、轻度劳动或以 1.2m/s 以下的速度行走时的热量远低于 108W，故实际工作时间可远大于 26 分钟。考虑到换热器设计工况的流量为保守流量，当人从事更高代谢率的活动时，只需要增加换热器的流量，就能满足需求，故换热器设计换热量按 108W 设计。

(6) 换热器制作方式为 3D 打印，综合考虑制作精度与强度、导热性能，选择材料为 3D 打印用尼龙。

(7) 结合人体各部分代谢率和热点及冷点分布，空调服换热部位以胸部和背部为主，且优先顾及背部，制作方式为在较为紧身的短袖中编排缝制换热细管，管内走冷却水与人体换热，预计使得人体皮肤温度维持在 32~33℃左右。

(8) 考虑穿脱的方便程度，空调服与背包的连接应选用快接头，且空调服不影响人的自由活动。

最终的空调服系统如下，换热器中放置冰做冷源，内部有通道走循环水，循环水由水泵泵出，进入空调服内的流道与人体充分换热后流回换热器。换热器、电池、水泵在背包中，背包内的管道与空调服内的管道通过快接头相连。冰冻时将换热器放入冰箱。

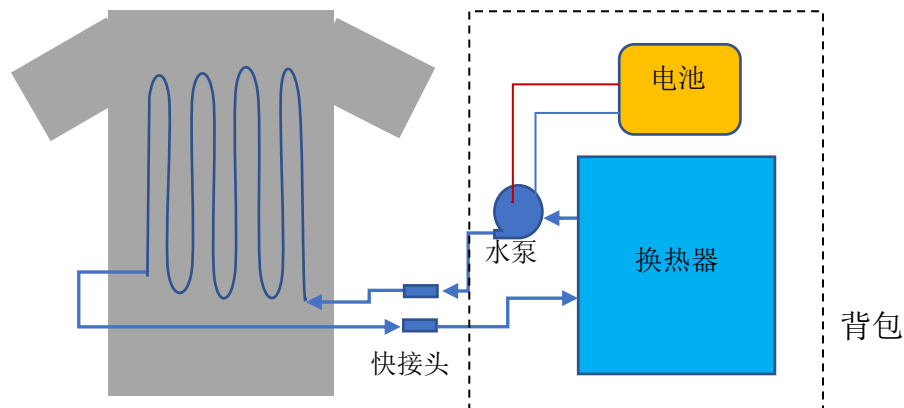


图 3.2 空调服系统图

3.3 换热器的设计

3.3.1 换热器流量与进回水温度

换热器是空调服设计的重中之重，换热器换热量大，则整个空调服就能应对更高的环境温度。根据能量守恒，换热器中冰与循环液的换热量等于循环液与人体的换热量加上空调服与外界环境的换热量。

若要计算换热器的换热量，需要知道换热器进出口循环液温度和流量，但进出口循环液温度与空调服和人体的换热量耦合，而循环液流量又与水泵工作状况和管路阻力耦合，在多重耦合下，我们很难确定换热器真实工况。

由于市面上常见的微型水泵仅 280 型、365 型和 385 型这 3 种，可以选择水泵为突破口，实测发现 280 型水泵扬程和流量均太小，难以满足需求，360 型和 385 型水泵在相同电压下的扬程和流量差距不大但 385 型水泵均更高，且 385 型水泵可耐受最大 24V 的电压，具有更广泛的调控范围，故选用 385 型水泵为系统循环提供动力。

表 3.1 三种类型水泵参数

型号	流量(L/min)	扬程(m)
280 水泵	0.8	1.5
365 水泵	1.4	2
385 水泵	1.6	>4

由于此类微型水泵加工误差较大，很难保证其流量和扬程与商家标注一直，根据实际测量水泵在不同电压和阻力下的表现，发现在较大阻力下水泵依然能够工作，经过测试水泵的保守流量为 6ml/s，以此作为换热器设计工况计算流量，是安全的。

对于进出口温度，文献研究发现空调服出口冷却水温过低，会导致人体皮肤表面温度过低，产生肌肉震颤引发强烈的不适感，故出口水温一般不低于 15℃，故该空调服所设定的换热器出口

装
订
线

温度为 15℃。

根据身体换热量为 117W，则回水温度可以由：

$$Q = cm\Delta T \tag{3.1}$$

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{d(cm\Delta T)}{dt} \tag{3.2}$$

由于在短时间内温度的变化很小，可以视为不变，则：

$$\frac{dQ}{dt} = c\Delta T \frac{dm}{dt} \tag{3.3}$$

其中 dm/dt 即流量，将流量为 6g/s, c 取 4.2J/g, 得到回水温差为 4.64℃, 即回水温度为 19.64℃, 即换热器入口温度。换热器设计工况见表 3.1。

表 3.2 换热器设计工况

流量 (ml/s)	入口温度 (°C)	出口温度 (°C)	内部冷源温度 (°C)	设计换热量(W)
6	19.64	15	0	175

3.3.2 换热器形状、尺寸与建模

在确定了换热器进出口温度和流量后，根据 3.2 章的总体设计要求，设计换热器的形状与尺寸，而后计算其换热功率，当换热功率小于要求值时，修改模型以扩大换热功率，直到满足为止。

根据总体设计要求，换热器设置的厚度限制为不超过 3.2cm，长度和宽度应不超过 22cm，内部放置水，工作前放入冰箱冻成冰，循环液体通入换热器内部与冰换热，但不与冰接触，制作方式为 3D 打印。经过多次修改换热器模型，最终设计的换热器形状如下：

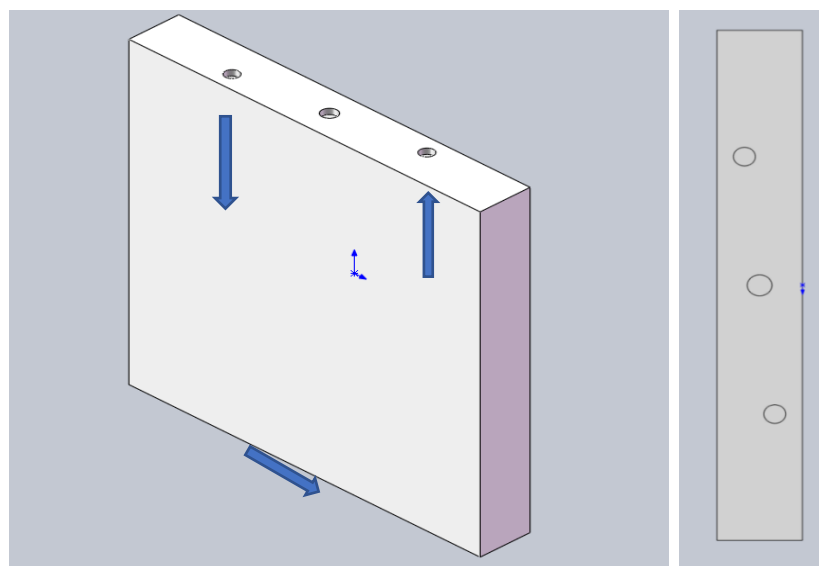


图 3.3 换热器模型等轴侧图（左）和顶部俯视图（右）

装订线

换热器的外形呈长方体，正面为边长 21.8cm 的正方形，厚度为 3.1cm，在顶部开右三个孔，从左往右孔径依次为 8mm、9mm 和 8mm。其中 8mm 孔为进水口和出水口，9mm 孔关注水后封死，冰冻后用于存储冰作为冷源。

换热器中间设有 U 字型换热流道，冷却液从 U 字型左侧顶部入口流入到底部后，在 U 字形底部流道（呈 Z 字状）通往右侧，而后在 U 字型右侧流道中向上流动，从右侧顶部出口流出。U 字型左侧和右侧流道横截面积为 $64 \times 12 \text{mm}$ ，U 字型底部的 Z 字形流道高为 9mm，宽为 5mm，在弯折处的宽度同样保持 5mm，这段 Z 字形通道的垂直长度为 47mm，具体构造见图 3.4 和图 3.5。

换热器的外壳壁厚为 4mm，内部通道壁厚均为 1.5mm，换热器内部除了 U 字形流道走水之外，其他部分皆为冰。

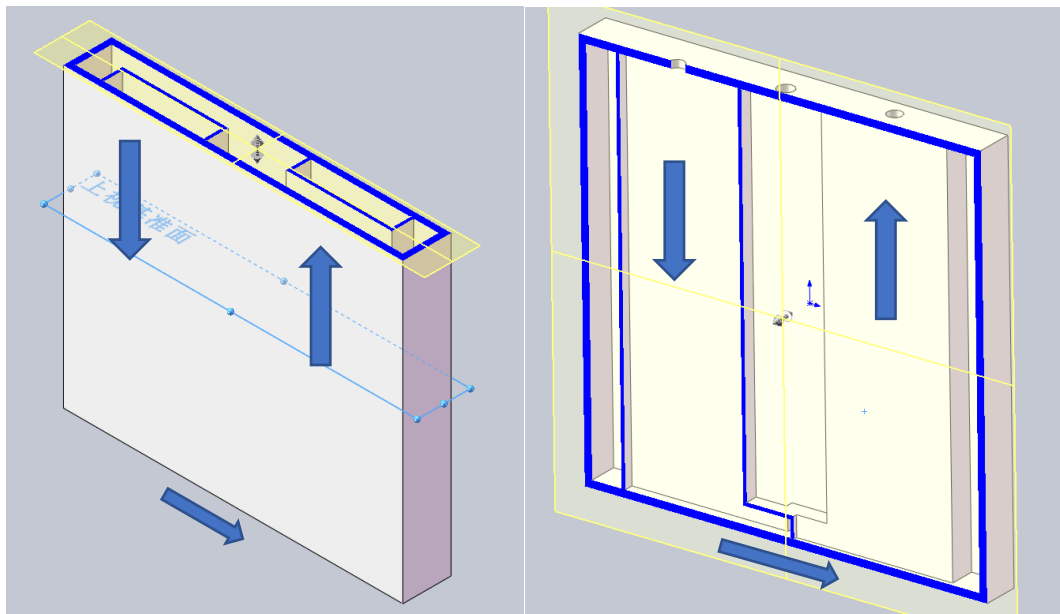


图 3.4 换热器内部流道剖面图

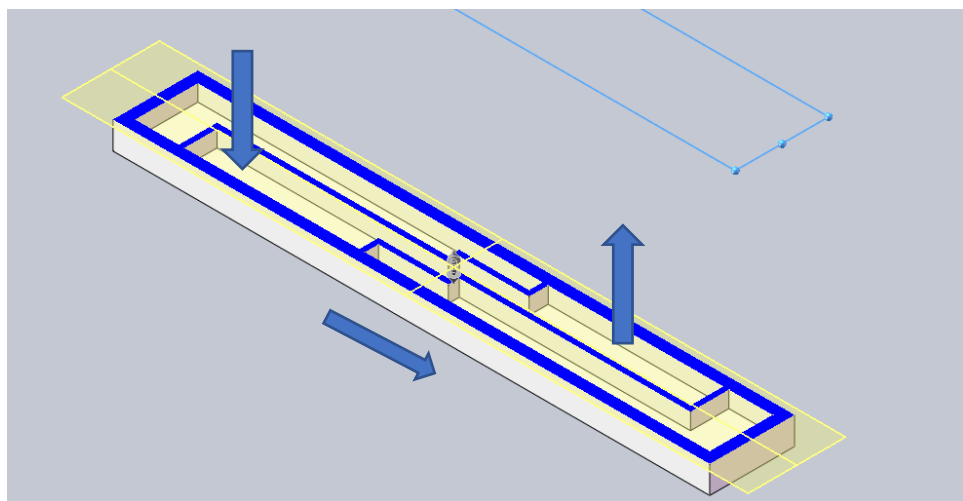


图 3.5 换热器底部流道剖面图

由此可经过精确计算，该换热器储冰腔体积为 609.906cm³，换热器壳体体积为 537.871cm³，换热器内部可走循环水体积为 325.467cm³。换热器内部 U 字型通道的左右垂直部分的有效换热面积为 369.60cm²，底部 Z 字形流道的有效换热面积为 11.68cm²。换热器信息汇总见表 3.2。

表 3.2 换热器信息汇总表

最大储冰体积 (cm ³)	换热器壳体 体积(cm ³)	最大循环水 体积(cm ³)	左右换热通 道有效面积 (cm ²)	底部换热通 道有效面积 (cm ²)	左右换热通 道截面形状 (cm ²)	底部换热通 道横截面积 (cm ²)
609.91	537.87	325.47	389.60	13.68	6.4x1.2	0.9x0.5

3.4 换热器换热量的计算

3.4.1 热流密度与对数温差

换热器内部存放的冰块相变温度为 0℃，当系统运行时冰块吸收循环液的热量融化为冰水混合物，由于冰水换热剧烈程度远高于循环液在换热器内部流道中的换热强度，故设冰水混合物的温度能始终保持在 0℃，则设计工况下换热器内部流道的外壁为 0℃。

由于换热器内部为平壁，则根据能量守恒，流道内部传入外壁的热流密度等于内部流体与流道内部对流换热的热流密度，即：

$$q = h(t_2 - t_f) = \frac{\lambda}{\delta}(t_1 - t_2) \quad (3.4)$$

其中 t_2 为换热流道内壁温度，℃

t_1 为外壁温度，℃

t_f 为流体温度，℃

λ 为平壁导热系数， δ 为平壁厚度。

整理之后可以得到换热器向内部流体换热的热流密度为：

$$q = \frac{t_f - t_1}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h}} \quad (3.5)$$

对于换热器，由于内部流体的温度在变化，常采用对数平均温度差代替流体与外壁温度差：

$$\Delta t = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln\left(\frac{\Delta t'}{\Delta t''}\right)} \quad (3.6)$$

其中 $\Delta t'$ 为出口温度差， $\Delta t''$ 为入口温度差。

则带入入口温度差为 19.64℃，出口温差为 15℃，则该换热器对数平均温差为 17.22℃。

查得换热器使用的 3D 打印用尼龙导热系数为 0.35W/(mK)，厚度为 1.5mm，则求出该换热器换热量的关键在于求得循环液与换热流道的对流换热系数 h 。

装订线

3.4.2 管内受迫对流换热系数

(1) 当量直径

尽管换热流道为矩形，对于非圆形管换热时，定型尺寸常采用当量直径^[22]：

$$d_e = 4f/U \tag{3.7}$$

其中 f 为流道横流面积， cm^2 ；

U 为流体润湿的流道周边， cm

则对于 U 型流道左右竖直部分， $d_e = 2.021\text{cm}$ ，对于 U 型流道底部部分， $d_e = 0.623\text{cm}$ 。

(2) 粗糙度

由于 3D 打印材料是采用喷口将热熔状态的塑料挤出并层层堆叠的形式制作，其表面有肉眼可见的起伏，应视为粗糙管。对于粗糙管内换热，首先要求出其粗糙度 Δ/d_e 。 Δ 为平均上下起伏程度，查得采用的 3D 打印机喷口为 0.2mm ，取 $\Delta = 0.3\text{mm}$ ，故对 U 型流道左右竖直部分粗糙度为 0.015 ，而 U 型流道底部部分，粗糙度为 0.048 。

(3) 雷诺数

雷诺数是反应惯性力与粘滞力相对大小的重要相似性数，公式为：

$$Re = \rho v d / \mu \tag{3.8}$$

其中 μ 为水的动力粘度，取平均温度为 17.2°C 时水的动力粘度为 $1089 \times 10^{-6} \text{Ns/m}^2$ 。

则对于 U 型流道左右竖直部分，流速为 0.781cm/s ， $Re = 145$ ，对于 U 型流道底部部分，流速为 13.33cm/s ， $Re = 753$ 。

(4) 流动摩擦系数

在雷诺数小于 2320 时，流体流动状态为层流，根据层流理论，不论粗糙度为多少，流动摩擦系数如下：

$$\lambda = 64/Re \tag{3.9}$$

对于 U 型流道左右竖直部分， $\lambda = 64/145 = 0.441$ ，对于 U 型流道底部部分， $\lambda = 64/753 = 0.085$ 。

(5) 动量传递与热量传递

动量传递与热量传递存在明显的相似性规律^[21]：

$$q = -\rho c_p a dt/dy \tag{3.10}$$

$$\tau = -\rho v du/dy \tag{3.11}$$

将二式相除，并分子分母同时乘以 ρc_p ，即可引入普朗特数 Pr ：

$$\frac{q}{\tau} = -\frac{1}{Pr} \frac{d(\rho c t)/dy}{d(\rho u)/dy} \tag{3.12}$$

当普朗特数为 1 时，上式改写为：

装 订 线

$$\frac{q}{\tau} = -c \frac{dt}{du} \quad (3.13)$$

将上式积分，速度由 0 积到 u_{∞} ，温度相应由 t_f 到 t_w ，对一层结构可认为 q/τ 为常数，引入 $q = h(t_f - t_w)$ ，并考虑：

$$\tau = C_f \frac{\rho u_{\infty}^2}{2} \quad (3.14)$$

得到：

$$\frac{h}{\rho c u_{\infty}} = \frac{\tau}{\rho u_{\infty}^2} = St = \frac{C_f}{2} \quad (3.15)$$

其中 St 为斯坦登数， C_f 是切应力摩擦系数，他与之前我们求得的 λ 的关系是：

$$C_f = \lambda/4 \quad (3.16)$$

考虑当普朗特数不为 1 的情形，可以用 $Pr^{2/3}$ 修正，最终得到的准则是：

$$St \times Pr^{2/3} = \lambda/8 \quad (3.17)$$

综合以上，对于我们需要的粗糙管受迫流动换热系数 h ，可以推导出最终公式：

$$h = St \times \rho c u_{\infty} = \lambda/8 \times Pr^{-2/3} \rho c u_{\infty} \quad (3.18)$$

对于平均温度为 17.2°C 的水，其普朗特数为 7.72，带入上式中，对于 U 型流道的左右竖直部分， $h = 0.4411/8 \times 7.72^{-\frac{2}{3}} \times 998.4 \times 4185 \times 0.00781 = 493.81\text{W}/(\text{m}^2\text{C})$ ，对于 U 型流道的底部部分， $h = 0.085/8 \times 7.72^{-\frac{2}{3}} \times 998.4 \times 4185 \times 0.133 = 1511.6\text{W}/(\text{m}^2\text{C})$ ，

3.4.3 换热器的换热量

由公式：

$$q = \frac{\Delta t}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h}} \quad (3.19)$$

查得对于换热器材料 ABS 导热系数 λ 为 $0.35\text{W}/(\text{m}^{\circ}\text{C})$ ，厚度为 1.5mm，带入对流换热系数，对于 U 型流道的左右竖直部分， $q = 17.22/(0.0015/0.35 + 1/493.81) = 2728.7\text{W}/\text{m}^2$ ，对于 U 型流道的底部， $q = 17.22/(0.0015/0.35 + 1/1511.6) = 3480.7\text{W}/\text{m}^2$ 。

由表 3.2，该换热器左右流道面积为 389.6cm^2 ，底部流道面积为 13.68cm^2 ，则换热器总换热量为 $Q = \sum qS = 2728.7 \times 389.6/10000 + 3480.7 \times 13.68/10000 = 111\text{W} > 108\text{W}$ 。

故该换热器在设计工况下换热量为 111W，满足设计需求。

3.5 换热器的强度计算

由于当水相变为冰后体积将膨胀为原来的 1.11 倍，当换热器冰入冰箱后，换热器内部为密闭空间，为防止冰膨胀后将换热器顶坏，发生类似水管爆裂的损坏，在设计时换热器储冰空间应大于实际存储的冰体积，且需要对冰膨胀后换热器内部气压升高，对于薄壁压力容器，应对其强度进行校核。

装订线

本设计中换热器储冰空间为 609.9cm^3 ，考虑换热器设计存放冰量为 500g ，则冰冻前冰体积为 500cm^3 ，空气体积为 109.9cm^3 ，冰冻后体积为 555cm^3 ，空气体积为 54.9cm^3 ，体积缩小为原来的一半，不考虑温升温降，则压强会变为原来的两倍，即换热器内部密封区比外界高一个大气压。

对于塑性材料制成的薄壁压力容器，根据材料力学的强度理论，应采用第三强度理论或第四强度理论，对其强度进行校核，校核时，应选择最危险的面。由于该容器最大切应力与最大拉应力相等，但一般材料的切应力极限小于拉应力极限，故本设计采用第三强度理论进行校核，第三强度理论又称最大切应力理论，它认为塑性材料发生破坏的原因是最大切应力达到材料的切应力承受极限^[24]。

查《工程材料》得尼龙的许用剪切应力为 $50\sim 80\text{MPa}$ ，取 50MPa ，考虑 3D 打印材料较铸造材料相比强度较低，则取安全系数为 10，则许用切应力极限为 5MPa 。储冰区受到了向四周的压力，受力情况如下图所示^[25]：

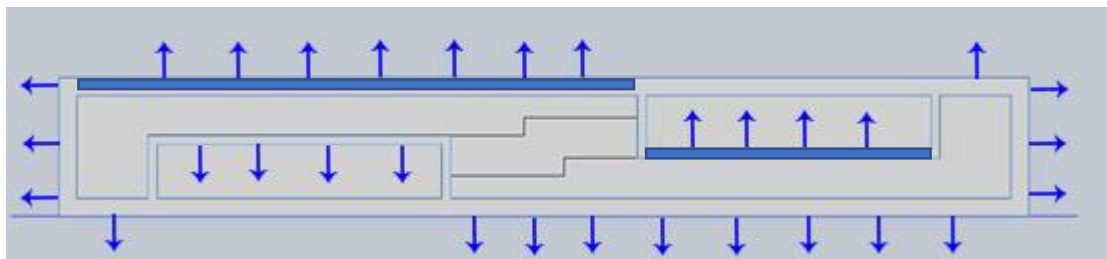


图 3.6 换热器受压力情况图

对于受压的平面，由于受力平衡，压力与其四条边与其他平面的连接处所受切应力的合力平衡，当连接处的厚度相同时：

$$PS = \tau L\delta \quad (3.20)$$

其中 S 为平面面积，

L 为平面周长，

δ 为连接处的厚度。

对于该换热器，较危险平面为图 3.6 中两处粗蓝线所示的面，原因是左侧粗蓝线所在的面面积最大，而右侧粗蓝线所在的面壁厚最薄。

对于左侧粗蓝线上的切应力， $\tau = PS/L\delta = 10^5 \times 0.126 \times 0.21 / (0.126 + 0.21) / 2 / 0.004 = 0.984\text{MPa} < 5\text{MPa}$ ，故安全。

对于右侧粗蓝线上的切应力， $\tau = PS/L\delta = 10^5 \times 0.064 \times 0.21 / (0.064 + 0.21) / 2 / 0.0015 = 1.635\text{MPa} < 5\text{MPa}$ ，故安全。

所以该换热器强度符合要求。

3.6 换热器的制作

该换热器由于形状复杂，传统加工方式难以满足功能需求，于是采用 Solidworks 建模后使用 3D 打印进行加工。

Solidworks 是一款功能强大的三维建模软件，其参数化设计给建模者提供了很大的方便，被广泛应用于航空航天、机械工程、车辆工程、电子通讯、医疗器械、模具生产等领域，本文中图 3.3、3.4、3.5 均为使用 Solidworks 建立的模型效果。

而 3D 打印是一种快速成型技术，它以数字模型文件为基础，使用粉末状金属或 ABS 工程塑料等可粘合材料，通过逐层打印累加的方式来构造物体的技术。他可以制造出传统翻模铸造等快速成型技术无法制作的复杂结构，除了工业领域外，甚至可用于打印人造器官、头盖骨等重要部件，自诞生起至今，在越来越多的领域发挥重要用途。

将 Solidworks 数字模型进行打印前首先需要将模型保存成三维通用文件（扩展名为.step），而后使用切片软件（如 ReplicatorG）对模型进行切片后，编译成 3D 打印机控制程序，上传入打印机后方可打印，对于较大且精细的实体打印时间可达数小时至十余小时，再加上材料的原因，3D 打印的制作成本高于普通加工方式。



图 3.7 换热器成品及注水检验是否漏水

3.7 换热器的保温

最终放入背包内的换热器外表面贴附了一层 1.5cm 厚的高密度防火保温棉，其导热系数为 0.034W/(mK)，实测将换热器放入背包内后，再填充一定量的聚酯纤维保温棉，在环境温度 31°C 时，背包内的温度为 22°C，我们可以计算其漏热量,对外表面对应是冰的部分：

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{22 - 0}{\frac{0.004}{0.35} + \frac{0.015}{0.034}} = 48.6W/(mK) \quad (3.21)$$

对于外表面对应的是循环液的部分：

$$q = \frac{t_1 - t_3}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{22 - 17.2}{\frac{0.004}{0.35} + \frac{0.015}{0.034}} = 10.6W/(mK) \quad (3.22)$$

经计算，换热器的外表面面积为 0.122m²，其中外表面对应的是冰部分的面积是 0.0923m²，对

于外表面对应为循环水的面积为 0.0296m^2 ，则换热器的漏热量为：

$$Q = \sum qS = 48.6 \times 0.0923 + 10.6 \times 0.0296 = 4.79\text{W} \quad (3.23)$$

约占换热器设计换热量的 4.3%，可认为不对系统造成影响。

装
订
线

4 系统 a 的服装部分设计

4.1 服装面料、换热管道的选择

4.1.1 服装面料

系统 a 的空调服采用在较为紧身的短袖中编排缝制换热细管，管内走冷却水与人体换热的形式，故面料的选择需要满足以下要求：

- (1) 具有良好的透气性。
- (2) 具有较好的弹性，让空调服贴近身体，有助于换热。
- (3) 面料安全无毒无害。
- (4) 穿着时轻薄舒适

综合以上几点，可见一般夏季运动型服饰可以满足要求，最终选择聚酯纤维运动短袖，与棉质服饰相比，聚酯纤维运动服饰更具有弹性且排汗速干，穿着更为舒适。



图 4.1 富有弹性的透气面料（左）与食品级硅胶管（右）

4.1.2 换热管道

换热管道的材料采用食品级硅胶软管，它无毒无味，化学性能稳定，在常态下除苛性碱和氢氟酸外，不和任何酸碱盐和有机溶剂起反应。它具有柔软，弹性好，耐扭结不变形、不开裂，使用寿命长，耐寒耐高温等诸多优点，非常适合在空调服中作为换热管道使用。

对于管道直径和管壁厚度的选择，有如下要求：

- (1) 为了更好的换热性能，需要降低热阻，应选用尽可能薄壁厚的管子。
- (2) 为了更好的贴附性和更轻的重量，管径也应尽可能小。
- (3) 小管道的阻力尽管会增加，但是流速的加快也有利于提高对流换热系数 h ，只要水泵能够负担，选用小管径是更优的。

综合以上考虑，选择内径为 2mm，外径为 4mm，壁厚为 1mm 的无色食品级硅胶管作为换热管材。

4.2 空调服与人体换热

若将冷却水通入空调服后，分为同程式的四路，则每路的流量可认为相等，为总流量的 1/4，对于设计工况，即 1.5ml/s。而后每一路管路尽可能均匀地分布在人体的背部和前胸，以达到均匀的换热效果。现在我们计算每一路管路最少所需长度，能够满足 108W 的设计工况换热需求。

4.2.1 空调服与人体之间的传热模型

所用外径为 4mm 的圆形硅胶管，壁厚为 1mm，为了更好的固定管路，需在后背和前胸核心区的空调服内侧缝制内衬，管路从中穿行。



图 4.2 在空调服内侧，缝制内衬，用以固定管路

通过分析空调服管路内的液体与人体之间的换热，有以下 4 部，从体表通过贴身衣物向空调服内衬导热，再通过空调服内衬向换热管路外壁导热，再由外壁通过管壁向内壁导热，最后由内壁向循环液液体对流传热，这 4 部分分别对应了 4 个热阻，但我们可以将从体表通过贴身衣物向空调服内衬导热，再通过空调服内衬向换热管路外壁导热的热阻，合并为从体表向空调服管路之间导热热阻，故我们可以将传热模型简化为三个热阻。

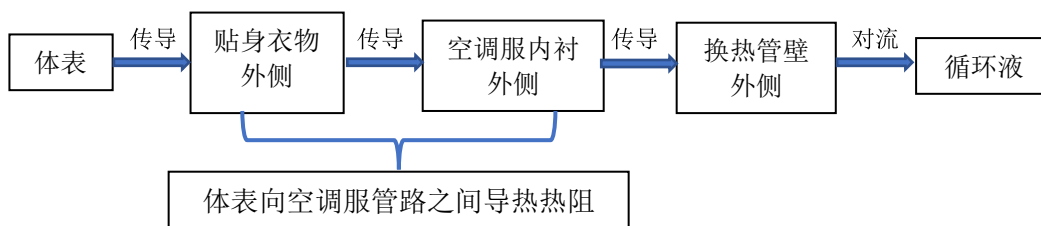


图 4.3 体表到循环液之间的传热方式

与此同时，循环液到外界环境的传热也是经过了外界环境通过空调服马甲向空调服内衬导热，

再通过空调服内衬向换热管路外壁导热，再由外壁通过管壁向内壁导热，最后由内壁向循环液液体对流传热这四个热阻。由于设计工况的环境温度与人体皮肤温度相同，空调服马甲也是普通夏季服饰，其热阻与体表通过贴身衣物向空调服内衬导热热阻相同，故可认为循环液向人体传热与循环液向环境传热情况相同，可以合并为一个问题，则可以使用传热学的热阻理论计算单位长度的热流量：

$$q_l = \frac{t_1 - \bar{t}}{\frac{1}{h\pi d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{\delta'}{2\pi d_3 \lambda'}} \quad (4.1)$$

其中 t_1 为人体体表温度，为 32°C ；

\bar{t} 为循环液平均温度，为 17.2°C ；

h 为循环液与管路的对流换热系数；

d_1 为管路内径；

d_2 为管路外径；

λ 为硅胶管导热系数，查得为 0.35 。

$\frac{\delta'}{\lambda'}$ 为空调服管道与人体之间的热阻；

d_3 为管路外包裹衣物后的等效直径。

4.2.2 空调服管道与人体之间的热阻

由于内衬的存在，增加了管道与人体换热的热阻，在空调服内部往往需要穿一件夏季短袖，内衬的布料为单层普通棉布，可以认为增加内衬后，空调服与人体之间的热阻相当于两件短袖的热阻。

根据《建筑环境学》，夏季普通短袖的热阻为 $0.5\text{clo}(0.077\text{m}^2\text{K/W})$ ，则体表向空调服管路间导热热阻为 $1\text{clo}(0.155\text{m}^2\text{K/W})$ 。经过测量管路外包裹衣物后的等效直径 $d_3 = 0.011\text{m}$

$$\text{则 } \frac{\delta'}{2\pi d_3 \lambda'} = \frac{0.155}{2 \times 3.14 \times 0.0011} = 2.243\text{mK/W}。$$

4.2.3 管内受迫对流换热系数

硅胶管为光滑圆管，内径为 2mm ，设计工况流量为 1.5ml/s ，则管内流速为 $v = \frac{1.5}{3.14 \times 0.1 \times 0.1} = 47.77\text{cm/s}$

在第三章中我们以动量传递与能量传递的相似性详细推导了粗糙管对流换热系数，对于光滑管内对流换热系数，也有类似使用相似性准则，但理论推导难以合理描述换热现象，需要借助实验确定参数，最常用的换热准则关联式是^[22]：

$$Nu = C Re^n Pr^m \quad (4.2)$$

其中 C, m, n 需要实验测得。

但上述公式适用于 $Re > 104$ 的紊流换热，经计算本设计中的雷诺数为 $Re = 0.477 \times \frac{0.002}{1.09} \times 10^6 = 863 < 10000$ ，故该管路应按层流换热计算。由于假设人体体表温度恒定，故管路可以按常

壁温考虑。

根据西德与塔西研究的管内层流换热理论，常壁温层流换热关联式为^[22]：

$$Nu_f = 1.86Re^{\frac{1}{3}}Pr^{\frac{1}{3}}\left(\frac{d}{l}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (4.3)$$

值得注意的是当管路较长， $Re^{\frac{1}{3}}Pr^{\frac{1}{3}}\left(\frac{d}{l}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.14} < 2$ 时， Nu_f 可按常数处理。

$$Nu_f = 3.66 \quad (4.4)$$

查物性，在循环液平均温度为 17.2°C 时， $Pr = 7.72$ ， $\frac{\mu_f}{\mu_w} = 0.74$ ， $Re^{\frac{1}{3}}Pr^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.14} = 18.03465$ ，

则若要 $Re^{\frac{1}{3}}Pr^{\frac{1}{3}}\left(\frac{d}{l}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.14} < 2$ ，则管路 $l > 1.466m$ 。

实际换热管路远大于 1.466m，则在热充分发展段， $Nu_f = 3.66$ 。

$$h = \frac{Nu_f \lambda}{d} = 3.66 \times \frac{0.593}{0.002} = 1085W/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

而在管路的入口段，由于层流底层比较薄， $Nu_f > 3.66$ ，故我们只取 $h = 1085W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 计算所需管长是安全的。实际管长还可以略小于计算值。

4.2.4 空调服与人体的换热量

回到公式(4.1)：

$$q_l = \frac{t_1 - \bar{t}}{\frac{1}{h\pi d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{\delta'}{2\pi d_3 \lambda'}} \quad (4.5)$$

现在所有所需的量均已求出，带入公式中，得

$$q = \frac{32 - 17.2}{\frac{1}{1085 \times \pi 0.002} + \frac{1}{2\pi 0.35} \ln(2) + 2.243} = 5.471W/m$$

故计算得每路管段所需管长为：

$$l = \frac{Q}{4 \times q} = \frac{108}{4 \times 5.471} = 4.935m$$

则空调服每路管路所需管长为 4.935 米，考虑管路入口段后管长还可以取小一点，故在本设计中实际管长为 4.9 米。

4.3 空调服管道排布方法

对于空调服管路的排布方式，详见图 4.4 和图 4.5。图片中红色为换热管路，绿色为总出水管，蓝色为总进水管，箭头表示冷却液流向。

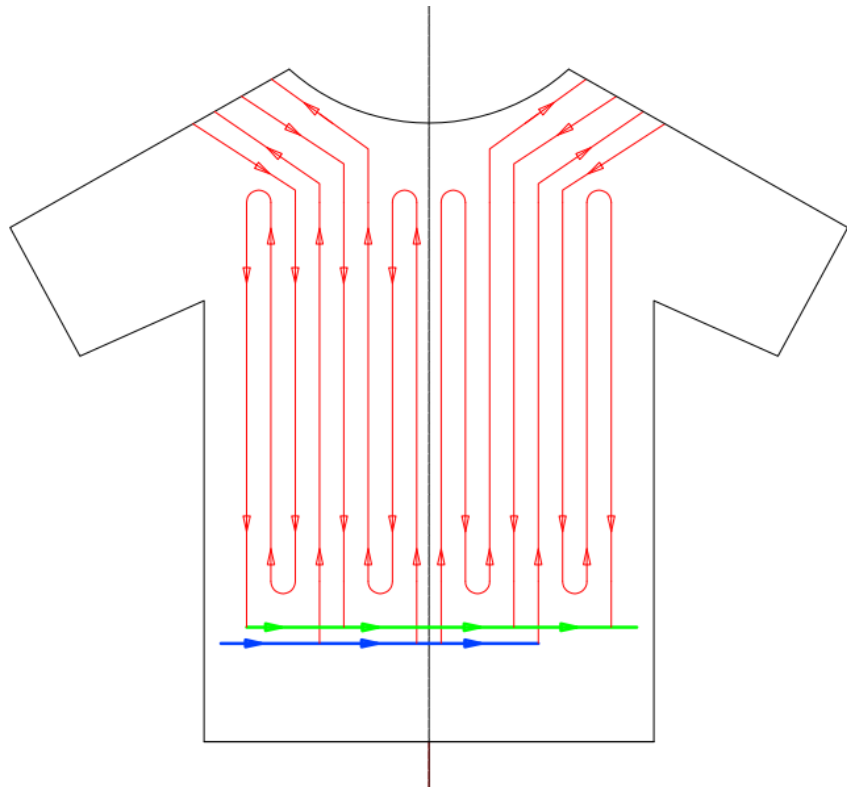


图 4.4 空调服冷却管路排布（背面）

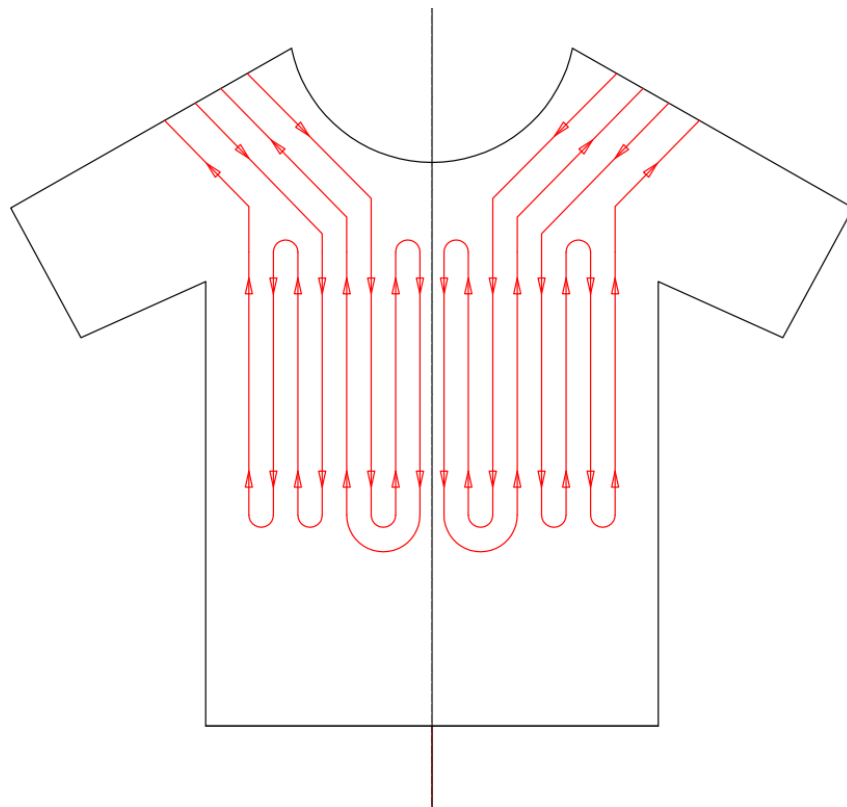


图 4.4 空调服冷却管路排布（正面）

装
订
线

从图片中可以看出，管路一共有 4 路，根据 4.3 节，每一路管长约为 5.0 米。空调服前胸与后背都分布了 16 根流道，故每一路在前胸与后背都需通过 4 根流道，管路以镜像对称排布，故我们只用考虑左侧两路管道，称为左一路管和左二路管。

冷却液从背部流入，先到达的地方由于换热温差大，故降温效果好，考虑到人体背部的冷点少于前胸，且背部发热量巨大，故左二路管优先在背后上下三次，而后从肩通往前胸，完成前胸的 4 路后，再回到背部走完剩余的 1 路后，进入总出水管。而为了防止背部过冷，左一路管先在背后向上走一次，即从肩通往前胸，经过前胸的 4 路流道后回到背后，再从中间向外侧走三次，进入总出水管。

对于前胸的管路排布，对于左二路管，为了使温度更为均匀，采用回字形排布。对于左一路管，认为越靠近核心区的换热重要性更高，故优先通过靠近中间的流道，按顺序走过四路流道后回到背后。

对于总进水管和总出水管的走向，采用同程式系统，使得每一路的换热管道的流量更为均匀，总进水管的内径为 3mm。

4.4 阻力计算

4.4.1 沿程阻力

根据流体力学，管路阻力分为沿程阻力和局部阻力。对于沿程阻力^[22]：

$$\Delta P_1 = \lambda \frac{l \rho v^2}{d} \quad (4.6)$$

在 4.2 节中已知雷诺数为 $863 < 2320$ ，故该管路为层流，阻力系数 λ 与管路粗糙度无关， $\lambda = 64/Re = 0.0742$ ，管内流速为 0.477m/s，则沿程阻力为：

$$\Delta P_1 = 0.0742 \times 5 \div 0.002 \times 998.5 \times 0.477 \times 0.477/2 = 2.080 \times 10^4 \text{Pa}$$

4.4.2 局部阻力

局部阻力的计算公式为^[22]：

$$\Delta P_2 = \sum \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (4.7)$$

其中 ξ 为阻力件的局部阻力系数。

局部阻力计算按最不利管路阻力来计算，选定为左二路管为最不利管路，其阻力件和局部阻力系数见表 4.1。

表 4.1 左 2 路管的局部阻力系数

阻力件	局部阻力系数	速度 (m/s)	个数	局部阻力 (Pa)
旁流三通	1.5	0.477	1	170
合流三通	3.0	0.637	1	608
直流三通	1.0	0.849	1	360
合流三通	3.0	0.477	1	341

续表 4.1

合流三通	3.0	0.849	1	1080
180°弯①	0.275	0.477	5	156
180°弯②	0.263	0.477	1	30
阀门	2	0.849	2	1439
合计				4184

对于表 4.1 中 180°圆弧弯管，维斯巴赫通过实验测得了经验公式：

$$\xi = \left(0.131 + 1.847 \left(\frac{r}{R} \right)^{3.5} \right) \times \theta / 90^\circ \quad (4.8)$$

则局部阻力位 4184Pa。

管路总阻力等于局部阻力加上沿程阻力，则总阻力为 $2.498 \times 10^4 \text{Pa}$ ，约为 2.5 米水柱。已知水泵扬程为 4 米，则该空调服换热管路可满足水泵需求。

4.5 空调服的制作

为了追求美观，整齐划一，空调服内衬为用缝纫机踏制。内衬采用带条纹的棉布，方便剪裁，根据一定宽度剪裁成等距长条，剪裁后的边会有许多断线，为美观约折剪裁的边线后才能使用。在上缝纫机前需要对衣服测量划线，保证缝纫精度使每根管道之间等距离，管道可以穿入内衬中且紧凑不松散，这些工序实际需要约一周实际才能缝制完毕。

换热管道每路长 5 米，需要通过穿引器才能完全穿入内衬中。



图 4.5 穿引器



图 4.6 空调服服装部分成品图

5 空调服系统 a 的系统连接件与电控

5.1 连接件

相较于风系统，水系统制作的一大难点是密封。系统 a 的连接件主要包括：连接总进水（出水）管与换热管路的三通、连接背包总管与空调服总管的快接头、连接背包内总进水（出水）管与换热器内部流道的密封接头。由于系统需要有防漏要求，故各连接件需要能够做到不泄露。

5.1.1 三通

空调服中，三通用于连接总管与换热管道，由于总管内径为 3mm，换热管道内径 2mm，故选用的是 3-2-3 宝塔型三通。该三通接总管处宝塔前端外径为 3.2mm，后端外径为 4.5mm；接换热管宝塔前端外径为 2.6mm，后端外径为 3.6mm，皆大于对应硅胶管内径，依靠硅胶管弹性可以实现很好的密闭性。

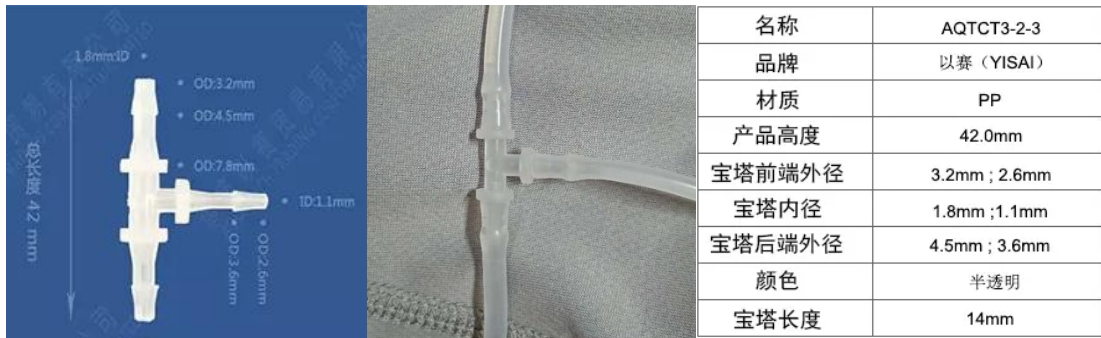


图 5.1 3-2-3 宝塔型三通具体尺寸

5.1.2 连接背包总管与空调服总管连接的快接头

由于穿戴空调服时，需要先穿上空调服服饰部分，再背上换热器所在的背包，故在空调服和背包的管道之间，需要快接头，以方便穿脱。总进水管和总出水管从空调服的左右腰部传出，在背包的对应位置开两个孔，将从换热器里接出的总进水管和总出水管从洞中伸出，在管的最前端装上快接头，只要人摸到背包腰部的该快接头，按下端扣的同时将空调服的对应总管插入，松开端扣后快接头的卡簧便会自动压紧管道，达到连接和密封的作用，最高可耐 1MPa 的压力。



图 5.2 快接头使用方法和位置

快接头的型号选择以需要连接管路的外径为准，这里选用的是 6mm 快接头。

5.1.3 背包内总管与换热器连接的密封接头

背包内总管插入换热器后也需要进行密封，对该处密封，选用图 5.3 的密封接头，该接头可耐 100kPa 的压力，使用时将水管插入其中，然后悬紧迫紧螺帽(F)，螺帽内侧有一锥度会压紧夹紧爪(E)，而后夹紧圈会压紧管道，达到密封的效果。



图 5.3 密封接头原理图和安装位置

5.2 电控部分

本设计的电控原理是通过控制水泵的电压以调节电机速度，来改变水泵的流量。当电压较高时，电机输出功率大，水泵的扬程和流量都相应提高。

本设计电控系统采用手动控制，当穿着空调服的人员感到空调服提供的冷量不够舒适时，则通过转动调压旋钮，改变加到水泵电机上的电压。旋钮向右旋转，输出电压增大，旋钮向左旋转时，输出电压减小。而在相同电压下，水泵电机的电流与阻力相关，阻力较大时，水泵电机的电流也较大，阻力较小时，水泵电机的电流也较小。

所选用的调压模块是 DC-DC 液晶显示 USB 数字调压模块，该模块使用 5 伏 USB 接口作为系统输入电源，即可使用普通充电宝作为电源输入端，使系统便携性大大提升。在 5V 电压输入下，通过调节调压旋钮，使得输出电压能从 1.2V 到 24V 进行无级调压，满足水泵运行的电压要求。

该调压模块的安全性十分可靠，具有欠压保护、防止电流过载和防止功率过载这三重安全保障。当输出电压小于 0.8V 时，系统液晶屏显示“LVP”，标志欠压保护后自动停机；当输出电流大于 2A 时，系统液晶屏显示“OCP”，标志电流过载保护后自动停机；当输出功率大于 3.2W 时，系统液晶屏显示“OPP”，标志功率过载保护后自动停机。自动停机后按右下角的按钮开关后可以重新开机。

相比于其他调压模块（无液晶屏），该调压模块带有背光功能的液晶显示屏，可实时显示当前

水泵的电压和电流，免除使用万用表测量的繁琐过程，用户交互性好，可实时了解当前系统的运行情况和水泵功率。实际使用时，电压在 3.7V 到 8.2V 之间调节较为合适。

实际使用时，还需要配备 USB 公母头，将调压模块与充电宝连接；配备两根导线作为水泵正负极电源线，从模块右侧接线端子接出，连接到水泵电机的电极上。

调压模块图像见图 5.4。

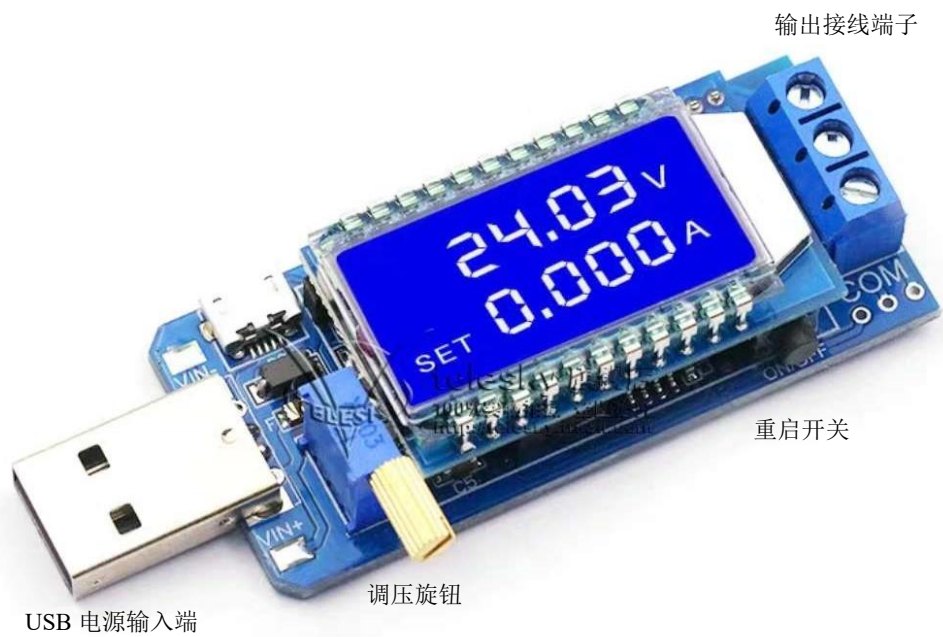


图 5.4 调压模块

6 系统 a 的总结、优缺点与优化方向

6.1 系统 a 的总结

在第三章到第五章中我们设计并制作了一款新型穿戴式空调服，该空调服采用水系统，制作完成后经过测试，系统总重量为 2.4kg，而实际载冰量 450g（因为换热器 3D 打印误差），系统冰占比约 1/5，均大于之前的几款空调服。由此带来系统更为轻便、工作时间更长的优势。实际测试在 29°C 下工作时间达到 1 小时 10 分钟，31 摄氏度环境下可工作 50 分钟，远大于之前的空调服在 30°C 环境下工作时间 25 分钟的缺陷，工作时间延长了 2.4 倍（测试部分将在第九、十章详述）。

该空调服在设计工况的设计换热量为 111W，采用 3D 打印制作，换热器中放置冰做冷源，制作完成后内部实际载冰 450g。换热器内部有通道走循环水，循环水由水泵泵出，进入空调服内的流道与人体充分换热后流回换热器，换热器外内贴了保温层。

空调服服装部分采用轻薄透气富有弹性的聚酯纤维运动服面料，内部用缝纫机踏制内衬以均匀排布换热管道。系统采用 2mm 内径的食品级硅胶管与人体换热，设计换热量为 108W，服装在设计工况阻力为 2.5kPa，使用 385 型水泵可有效运行。

换热器、电池和水泵防止在背包内，背包体积小巧，内部设置了保温棉以加强保温效果，背包与空调服的连接使用快接头，拆装快捷，此外换热器与总进出水管的连接采用密封接头，满足密闭性要求。

系统的电控使用液晶显示数字调压模块，用户可从液晶屏实时了解系统运行电压、电流和功率。用户通过手动调节输出电压控制水泵运行情况，以达到人体热舒适要求。

6.2 系统 a 的优点

- （1）系统 a 冰占比大，冰的重量占系统总重量的 1/5，穿着更为轻便，重量效率更高。
- （2）系统 a 的工作时间更长，实际测试在 29°C 下工作时间达到 1 小时 10 分钟，31 摄氏度环境下可工作 50 分钟，提升了 2.4 倍。
- （3）系统 a 的噪音更低，在环境噪声 42dBd 时，紧贴空调服背包的噪声为 43dB，对穿戴者工作学习不造成干扰，远低于过去 67dBd 噪声。
- （4）系统 a 采用水系统，相较于过去的风系统，冷量流失小，也更为节能。
- （5）证实了水系统的可行性和在延长续航时间上的优越性。

6.3 系统 a 的不便之处

在 1.3 节中，我们分析了过去空调服的不足之处，主要包括：

- （1）穿戴不方便
- （2）冷量流失大
- （3）续航时间短
- （4）系统重量大，冰占比低
- （5）噪音较大

本设计的空调服系统 a，对于第二点，水系统有着冷量流失小的先天优势；对于第三点，将

续航时间提升了 50%；对于第四点，冰占比提高了一倍；对于第五点，噪音从 67dB 降到几乎与环境噪音一致，可见已基本解决了过去系统存在的许多问题。但是对于第一点，空调服的穿戴方便性，并没有得到改进。基本延续了过去一件衣服+一个背包的形式，尽管背包的体积已经缩小，但是仍然较为不便。

此外，尽管冰占比原来相比提升了一倍，但实际系统总重量并没有小太多，且很大程度是由于换热器由 3D 打印制成，该制作方式需要一定的壁厚才能保证材料的强度和打印时不变形，这样会导致换热器重量较大，经过实测换热器重 645g，已超过蓄冰的重量，由此带来系统总重仍然较大。

第三，水系统对密封的要求较高，但空调服和背包在拆装的过程中难免会有几滴液体流出，这个缺陷是风系统不存在的。

第四，若将换热器放入冰箱，则在放入冰箱前，需要将换热器换热流道中的水倒干净，否则一旦冻上会导致换热流道阻塞。

6.4 系统 a 的改进方向

综合 6.3 章节内容，系统 a 存在以下四点不便之处：①仍需要使用背包来存放换热器，造成不便。②换热器质量仍需优化。③空调服和背包在拆装的过程中难免会几滴液体。④换热器放入冰箱前需要倒干净水，存在不便。

以上四点是系统 a 的缺点，综合分析不难发现换热器是所有问题的根源：

1) 首先由于换热器是坚硬物体，难以直接固定在服饰上，故需要一个背包来存放衣服，造成不便点 1。

2) 其次由于需要设置背包，才会有后续空调服和背包在拆装的过程中难免会几滴液体的问题，造成不便点 3。

3) 由于换热器是坚硬固体，3D 打印的制作方式导致了换热器的质量较大，造成不便点 2。

4) 换热器拆下后才能放入冰箱，造成不便点 4。

综合以上四点分析，若我们能够制作出柔软的换热器，则可以直接固定在服装上，就不需要设置背包，不需要设置背包，就不存在拆装漏液的问题，且衣服和换热器融为一体，则可以把整个衣服放进冰箱，也不存在需要把循环液倒干净的问题（只要循环液是不冻液），而软体换热器没有 3D 打印壁厚的要求，则质量可大大降低，以上四点问题均可以解决。

所以整个问题的关键是制作出软体的换热器，并将换热器和空调服结合为一体，即可省去背包部分，当系统封装后，也无需拆装，可整体放入冰箱，更为方便，这便是系统 a 优化的方向，于是我制作了新的系统 b。

7 系统 b 的设计与计算

7.1 系统 b 的总体设计

根据 6.4 节的系统 a 改进方向，问题的根源在于制作出能与空调服服装部分合为一体的软体换热器，新制作的系统 b 便是这样的空调服，解决了第六章中的所有问题。

空调服系统 b 同样为水系统，使用了软体换热器，换热器为一袋状容器，设置一个进口与出口，内置一个冰袋，循环液覆盖在冰袋外流动，达到换热的效果，由于冰袋很薄，所以换热系数很大，目前的蓄冰量为 600g，而最大蓄冰量可大于 800g。将换热器和空调服结合为一体，换热器位于空调服背后舱内，总进水管也从此接出，通过换热管网流遍全身，再回到换热器中，而水泵与电控系统与系统 a 相同。系统 b 最终将做成闭式系统，内部灌注的循环液为不冻液（40%乙二醇），冰冻时可整体放入冰箱，也不存在拆转换热器的过程，体积小巧更为轻便，操作便捷，更适合商业推广使用。系统 b 与系统 a 的原理类似，便不再赘述。



图 7.1 系统 b 的成品图（空调服内侧布满了换热细管）

装
订
线

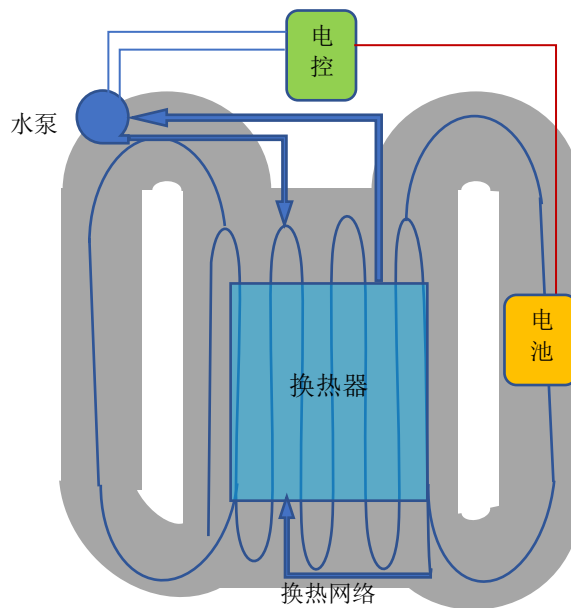


图 7.2 空调服系统 b 的系统示意图

7.2 关键性步骤——软体换热器的制作

软体换热器的原理是，将一柔软的袋状容器，在其表面设置一个进口与出口，内置一个冰袋，循环液包覆在冰袋外流动，达到换热的效果，由于冰袋很薄，所以热流密度很大。且冰袋的外壳和软体换热器重量很小，远小于蓄冰量，使得整个系统的冰占比有很大提升。

由于制作成本的限制，目前尚无法以开模注塑的方式制造一个软体换热器，而用现有的材料制造软体换热器难度较大，这也是长期以来人们都无法将换热器与空调服合为一体的原因。

后来终于找到了一种以可接受成本制作软体换热器的方法。



图 7.2 软体水袋

图 7.2 是一种供户外运动爱好者使用的饮水带，其顶部的密封插条可以重复开启和关闭水袋

装 订 线

顶部，以灌水和密封，软体水袋底部的出水口上自带宝塔接头，套上了水管以方便户外运动爱好者吸水。软水袋重量约 50g，材料为安全的食品级塑料，可有效容纳液体 1L。

在改造时，由于软体换热器需要一个进水口和一个出水口，而软体水袋只有一个出水口，故需要进行改造，增加一个进水口，且需保证密封性。原本的计划是在软水袋表面开洞，穿入出水管后用胶水密封，如图 7.3。

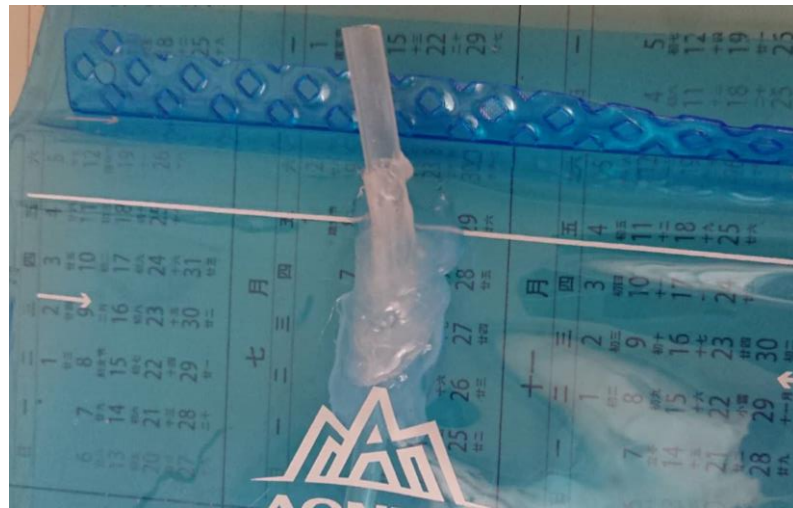


图 7.3 软水袋的改造方案①

然而这样的改造在使用时十分容易出现渗流，哪怕最初几次使用时不漏，测试次数增加后还是会漏水，所以需要新的改造方案 2。

改造方案②是利用了改造方案①失败后报废的软水袋上的塑料出水口，将该出水口完整的剪下，然后用锉刀刮毛其光滑表面后用强力胶沾到新的软水带的顶部，作为进水口，等完全干燥后将进水口对于的水袋表面扎破，即完成了进水口的制作，如图 7.4。



图 7.4 软水带改造方案②（开偏了是避免水袋表面印字对其黏贴密封性造成影响）

装订线

经过测试，软水带改造方案②可成功实现增加一个进水口且不漏的要求，并省去了 3D 打印一个新接头的成本，是经济可行的方案。

7.3 新型凝胶相变材料

冷源采用的是容量为 600ml 的注水自封型冰袋，该冰袋注水口采用自封结构设计，可注水后自动密封，冰袋袋体为 PE 乳白膜，壁厚 0.12mm，承压性好，不易破裂。



图 7.5 冰袋注水前（13cm*23cm）

冰袋内部已填充了一种相变凝胶粉末，经调查该相变凝胶材料为一种高吸水性聚丙烯酸树脂，吸水前为沙粒状固体，吸水后可迅速成为果冻状凝胶，吸水能力可达自身重量的 200 倍以上，吸水后富有弹性，具有比冰更好的蓄冷效果，循环次数可达 1000 次。



图 7.6 相变凝胶（左侧沙状为吸水前，右侧凝胶状为吸水后）

该凝胶相变材料蓄冷本质上仍然是冰蓄冷，其相变潜热与冰相同，之所以使用该凝胶可以延长换热时间，是因为正常冰袋融化时，最外侧的冰融化成水，可继续与内侧的冰进行剧烈的对流换热，而凝胶材料融化时，最外侧的冰融化后成为凝胶，其流动性能较差，其传热方式从冰水对流换热变成了凝胶内部传导与对流并存换热，由于水的导热能力远小于其对流换热能力，故凝胶的存在起到了缓释冷量的作用，可以有效延长系统使用实际。

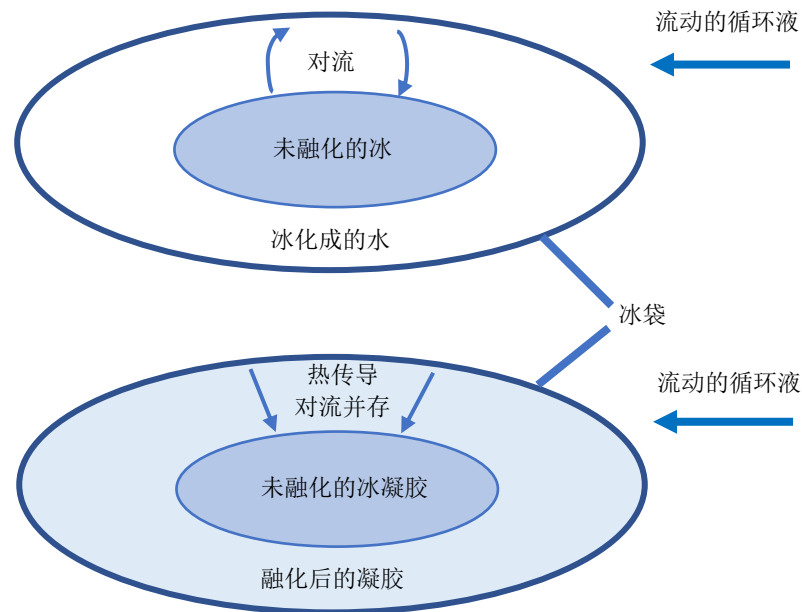


图 7.7 普通冰袋（上）与凝胶冰袋（下）换热形式示意图

凝胶的缓释效果是否会导致换热器换热能力不足，可具体分析其热流密度的变化。不论是凝胶还是冰，在最初其热流密度都是最大的，经过一段时间换热后，由于融化的凝胶增多导致热传导厚度增加，热流密度降低较快，而冰融化后的水仍可以和冰剧烈对流换热，其热流密度降低较慢。较长时间后，由于总蓄冷量相同，冰已基本化完，而凝胶中尚有较多还未融化，只要此时的热流密度大于人的要求，则凝胶就能有效延长系统使用时间，其热流密度变化曲线见示意图 7.8。

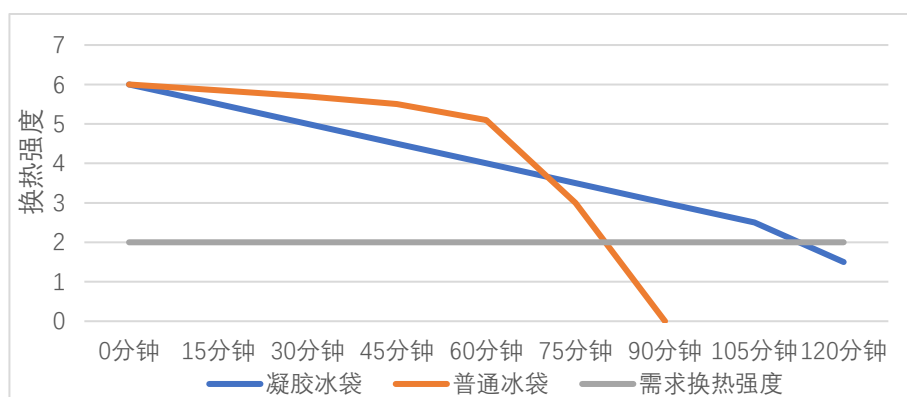


图 7.8 凝胶冰袋与普通冰袋换热强度示意图

7.4 软体换热器换热量的计算

7.4.1 设计工况最大换热量

当系统按标准工况运行时，最大换热量即最初时刻的换热量。初始换热时，冰袋内的凝胶还未融化，冰袋内表面被稳定在 0℃，其透过冰袋 PE 膜材料传导换热，而后冰袋外表面与循环液对流换热，其换热过程见图 7.9。

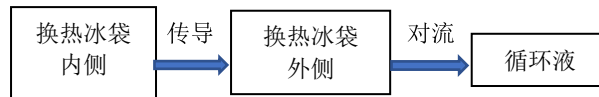


图 7.9 软体换热器的传热过程

由于相对于冰袋 PE 膜厚度，冰袋表面曲率半径远大于他，故可以当做平板换热计算。计算热流密度的公式为：

$$q = \frac{t_f - t_1}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h}} \quad (7.1)$$

其中 t_f 为设计工况流体平均温度，依然是 17.2℃；

t_1 为冰袋内表面温度，取 0℃；

δ 为冰袋厚度，以千分尺实测为 0.12mm；

λ 为 PE 膜导热系数，查得为 0.33W/(m K)；

h 为 PE 膜外侧与循环液对流换热系数，需要计算。

由此可知，要求得最大换热功率，只缺 PE 膜外侧与循环液对流换热系数需要计算。

由于换热器为柔软物体，表面光滑，我们很难直接计算其换热系数，故通过传热模型对其进行简化。相对于换热器表面曲率半径，冰袋外循环液的厚度远小曲率半径，故把他当做外掠平板简化。

经过实际测量，在冰袋灌注了 600ml 的水后，换热器软水袋也灌注适量液体，冰袋外循环液的平均厚度约为 0.25cm，设计工况流量为 6ml/s，则流速 $v = \frac{6/2}{0.25 \times 13} = 0.923\text{cm/s}$

由于该系统最终将做成闭式系统（见 8.3 节），内部灌注的循环液为不冻液（40%乙二醇），查乙二醇水溶液物性表，在 17℃时 40%乙二醇溶液物性参数见表 7.1。

表 7.1 17℃时 40%乙二醇溶液物性参数

动力粘度($10^3\text{Pa} \cdot \text{s}$)	密度 (kg/m^3)	传热系数(W/(mK))	比热 kJ/(kgK)
2.90	1054	0.456	3.473

首先求雷诺数，由于入水口和出水口在同侧，其相距 20cm，则 $Re_x = 0.923 \times 0.01 \times 0.20 \times 1054 / 2.90 / 0.001 = 670.92$ ，为层流。

普朗特数 $Pr = \mu/(\rho a) = \mu c/\lambda = 22.09$

则常壁温平板局部表面传热系数:

$$h_x = \frac{0.332\lambda}{x} \times Re_x^{0.5} Pr^{\frac{1}{3}} = 0.332 \times \frac{0.456}{0.20} \times 670.92^{0.5} \times 22.08^{\frac{1}{3}} = 55.01 \quad (7.2)$$

则平均表面对流系数为:

$$h = \int_0^l h_x dx/l = 2h_l = 110.0 \quad (7.3)$$

带回公式:

$$q = \frac{t_f - t_1}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h}} = \frac{17.2 - 0}{\frac{0.12}{1000}/0.33 + 1/110.0} = 1819W/m^2 \quad (7.4)$$

最终设计工况最大换热量为:

$$Q = qS = 1819 \times 0.23 \times 0.26 = 108.77W > 108W$$

满足设计要求。

7.4.2 开始融化后的情形

当凝胶开始融化后, 由于凝胶流动性差, 融化了的凝胶换热方式成为对流与传导并存, 则换热量会小于在 7.4.1 节计算的换热量。但设计工况的流量为安全流量, 且 108W 的换热量大于一般情况的实际需求, 实际运行时只要调节水泵功率, 即可使得换热器换热量提升。

此外, 随着流速的增加, 空调服与身体的换热效率也更高, 则循环液平均温度可以更高, 则与 0°C 的温差也更大, 都更加有利于换热。

故对于凝胶材料开始融化后的换热性能, 只需要提高水泵功率即可, 之后的实验也证实了我们的想法。

8 系统 b 的服饰部分、管路排布、制作、连接与电控

8.1 系统 b 的服饰部分原型

本设计的空调服服饰部分采用了一种供户外运动爱好者补给使用的运动背包，并在该背包贴近人体部分均匀排布换热管网，达到与人体的高校换热。该系统原本就为越野长跑爱好者打造，采用了可调节胸带设计，穿着该空调服，哪怕进行剧烈运动时也无背负感，十分轻便。系统 b 为了省去背包部分，将换热器与空调服合体合二为一，换热器存放于空调服背后的大容量口袋中。



图 8.1 空调服服饰原型（左）与放入换热器后的厚度（右）

该空调服的采用了 3D 蜂巢网状弹性棉面料，轻盈有弹性且更具透气性和舒适性。

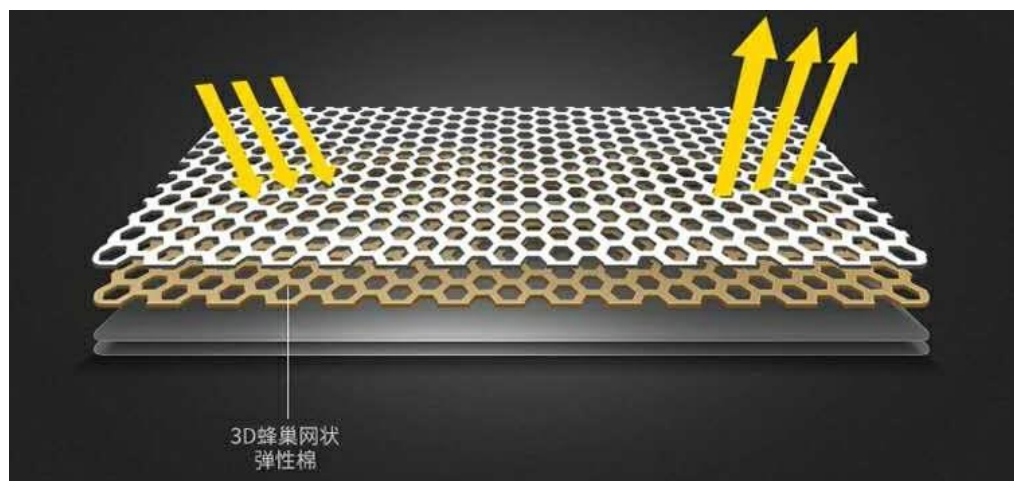


图 8.2 空调服面料

该空调服原型体的另一优势是，作为户外爱好者补给用背包，其上游许多可收纳用口袋，方便电源、水泵、电路板等组件的收纳，最终实现了空调服与背包的功能合体。

8.2 空调服体体的改造与管路排布

8.2.1 空调服的改造

将图 8.1 中的服饰改装成该空调服需要进行以下几点改造：

（1）换热器周围增加保温

为了减少换热器的漏热量，在换热器靠环境侧设置了 2.5cm 后聚酯纤维保温棉，减少冷量散失，而在靠体内一侧设置了两层薄泡沫海绵层，防止换热器袋体与人体之间过大的换热。



图 8.3 换热器外层设置的保温棉

（2）在空调服内侧均匀排布换热细管，实现与人体均匀换热，我们在 8.2.2 中详细讨论。

8.2.2 管路排布

从外观上看，空调服系统 b 覆盖人体的面积小于系统 a，但经过实测发现，由于系统 a 的换热管网覆盖面积仅占服饰覆盖面积的一部分，以实际换热面积计算，空调服系统 b 的换热覆盖面积仅比系统 a 少约 15%，故适当增加管网的密度，使得原本总管分为 4 路分管换热变为 6 路分管。且系统 b 更兼顾了腋下这一系统 a 无法换热的区域，而对于人体核心区的覆盖，仅前胸处的覆盖面积有所减少，所以穿着系统 b 并不会会有换热能力不够的情况。

此外，系统 b 的背负设计使得换热管网与人体贴得更近，换热效果更佳，而系统 a 服饰中无换热管网的部分会给人体带来不必要的热阻，故系统 b 的换热效率可能会优于系统 a。

系统 b 的管路排布详见图 8.4。现进行一定的说明：

（1）系统采用同程式系统，一共有 6 路换热支管，每一路管道会上下弯折 4 次，故一共有 24 道。

（2）系统的管路排布左右镜像对称，故只需要讨论左侧 1/2，称为左一路、左二路和左三路。

(3) 左一路起源于左肩，共上下弯折为 4 道，完全位于左带上，按回字形排布，以保证温度分布的均匀。

(4) 左二路也起源于左肩，共 4 道，其中 2 道位于左带上，2 道位于背部的左侧。

(5) 左三路起源于背部，考虑到后背部位的长度小于左肩带，而宽度较大，故上下弯折为 6 道，完全位于背后上，按回字形排布，保证温度分布均匀。

(6) 考虑到换热器的进出水管在上部，故总进水管和总出水管位于空调服背后中央上部。

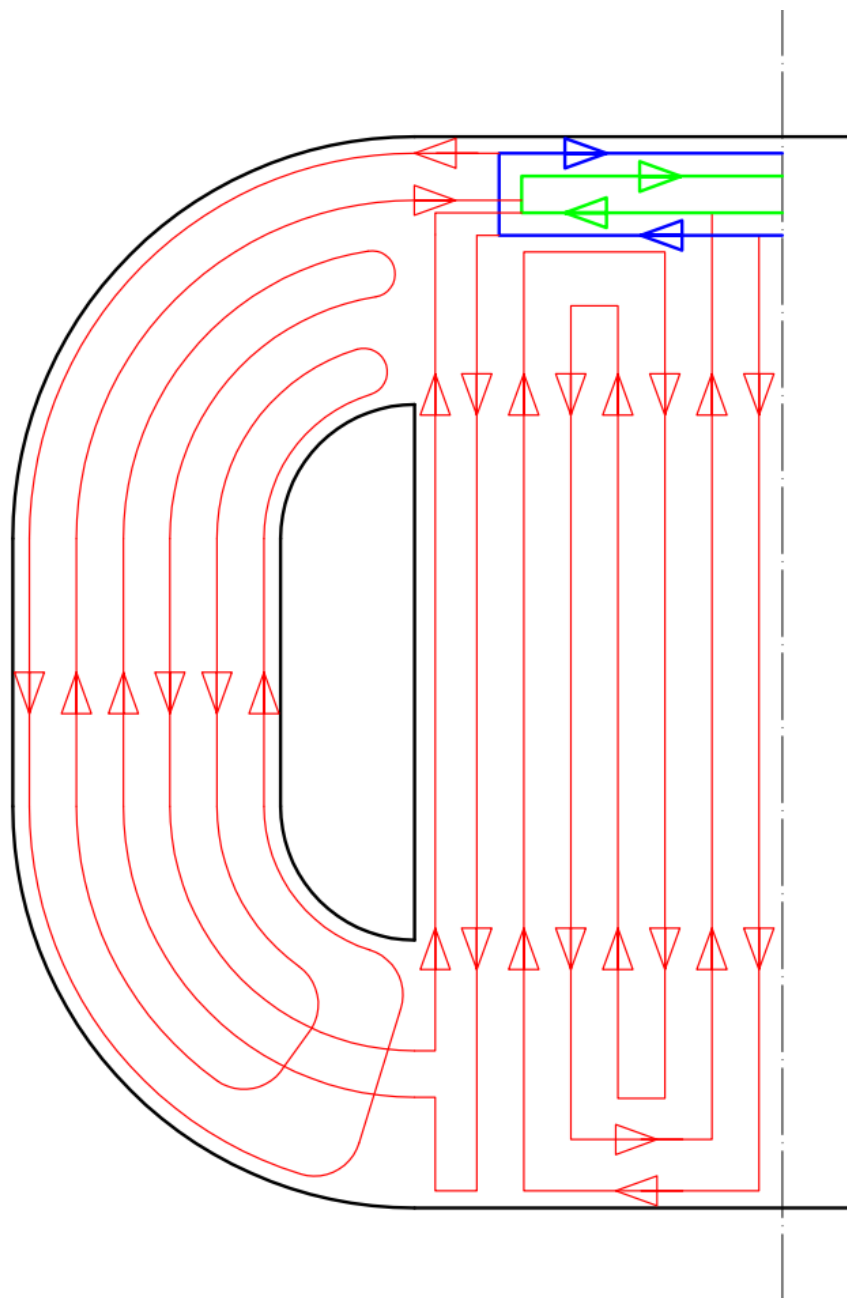


图 8.4 空调服管路排布示意图（红线为换热管网，蓝线为总进水管，绿色为总出水管）

8.2.3 管路换热能力计算

计算管路的换热能力，沿用第 4 章中的模型，则计算公式为：

$$q_l = \frac{t_1 - \bar{t}}{\frac{1}{h\pi d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{\delta'}{2\pi d_3 \lambda'}} \quad (8.1)$$

区别为在系统 b 中，总进水管被分为 6 路支管，当设计工况下总流量不变，则每一分支的流量减小，由于管径不变，则流速也相应减小，以表 7.1 的循环液物性参数计算雷诺数。

$$v = L/S = 6/6/3.14/0.1/0.1 = 31.85\text{cm/s}$$

$$Re = 0.3185 \times 0.002 \times 1054/2.90/0.001 = 231.5$$

管内流动情况为层流，根据第 4 章的理论分析，管内层流换热理论关联式为：

$$Nu_f = 1.86Re^{\frac{1}{3}}Pr^{\frac{1}{3}}\left(\frac{d}{l}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (8.2)$$

当管路较长， $Re^{\frac{1}{3}}Pr^{\frac{1}{3}}\left(\frac{d}{l}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.14} < 2$ 时， Nu_f 可按常数处理。

$$Nu_f = 3.66 \quad (8.3)$$

而在管道入口段， $Nu_f > 3.66$ ，故按 $Nu_f = 3.66$ 计算换热强度是保守的，则：

$$h = \frac{Nu_f \lambda}{d} = 3.66 \times \frac{0.456}{0.002} = 835\text{W}/(\text{m}^2\text{C})$$

带入回去计算热流密度：

$$q = \frac{32 - 17.2}{\frac{1}{835 \times \pi \times 0.002} + \frac{1}{2\pi \times 0.35} \ln(2) + 2.243} = 5.384\text{W/m}$$

故计算得每路管段所需管长为：

$$l = \frac{Q}{6 \times q} = \frac{108}{6 \times 5.384} = 3.343\text{m}$$

实测发现空调服系统 b 的每一路管路长度都大于 3.343m，故满足换热需求。

由于系统 b 的管路较短，其阻力应小于等于系统 a，实际测试中水泵也完全可以负担空调服的阻力，故不再进行计算。

8.3 循环液的配比

当系统整体放入冰箱时，要确保循环液不会冻上，故以水作为循环液不再满足需求。循环液需要满足比热容大、无色无味（防止泄露后污染衣物）。对人体无害、沾染衣物后可以挥发干净、不易燃等要求。

常见的液体如乙醇、盐水、糖水等，均无法满足不易燃或沾染衣物后可以挥发干净，故此处使用了乙二醇水溶液作为循环液，乙二醇能与水、乙醇等任意比例混溶，微溶于乙醚，但不溶于石油烃及油类，是一种理想的不冻液。

经过试验一般家用冰箱最低能达到 -20°C 左右，故配比 40% 质量分数乙二醇水溶液作为循环

液，其冰点可达 -24°C ，经过数十次试验，均不会冻上。

需要注意的是乙二醇作为有机物，是可燃的，其闪点为 111°C ，根据《化学品分类和危险性公示通则》(GB13690-2009)，易燃液体指其闪点不高于 93°C 的液体。根据燃烧理论，易燃液体燃烧是通过其挥发出的蒸气与空气混合后形成可燃混合物，达到一定的浓度后遇火源即可燃烧的，而乙二醇闪点高于 100°C ，其水溶液难形成足够浓度的蒸汽，我们需要验证40%质量分数乙二醇水溶液在常温下是否能被明火点燃。

实验的方法是配取30ml40%质量分数乙二醇水溶液置于敞口瓶，静置在室外避风处15分钟，待其产生足够的蒸汽后，使用打火机引燃纸条，用纸条的明火靠近乙二醇溶液液面，直至明火纸条浸入乙二醇溶液后熄灭，乙二醇溶液都无法点燃，重复十次后情况相同。后配置60%质量分数乙二醇水溶液，依然无法点燃。将吸满40%和60%质量分数乙二醇水溶液的纸条置于明火之上，依然无法点燃，可以证明使用40%质量分数的乙二醇水溶液是安全的。

8.4 缝制、连接、电控与封装

8.4.1 空调服的缝制

空调服的缝制是整个制作过程中最耗时的部分，仅将管路根据排布设计缝制在空调服上就耗时8天8夜，尽管只需要一句话即可描述。缝制采用针线手工缝制，每隔6cm左右，用线将换热细管缝制在规定处，缝制时需要将管路与服装内料缝在一起缠绕两圈，而后打一个三合一的死结，确保不会松脱。



图 8.5 中央区域缝制成品图



图 8.6 缝制方法

8.4.2 系统的连接件

该系统为一闭式系统，无论是运行还是冰冻过程，都无需拆装，整个系统封装完毕后可整个放进冰箱，故系统的连接也简单很多，无需再像系统 a 中使用快接头和密封接头，也不存在拆装过程中不可避免的漏液等现象。

故系统 b 需要连接件均为三通，系统 b 所使用的总进水管和总回水管为内径 4mm、外径 6mm 的食品级硅胶管，而换热管网所用的是外径 4mm，内径 2mm 的细硅胶管，故总管与各换热细管之间的三通为 4-2-4 型三通。该三通的精确尺寸见图 8.6。

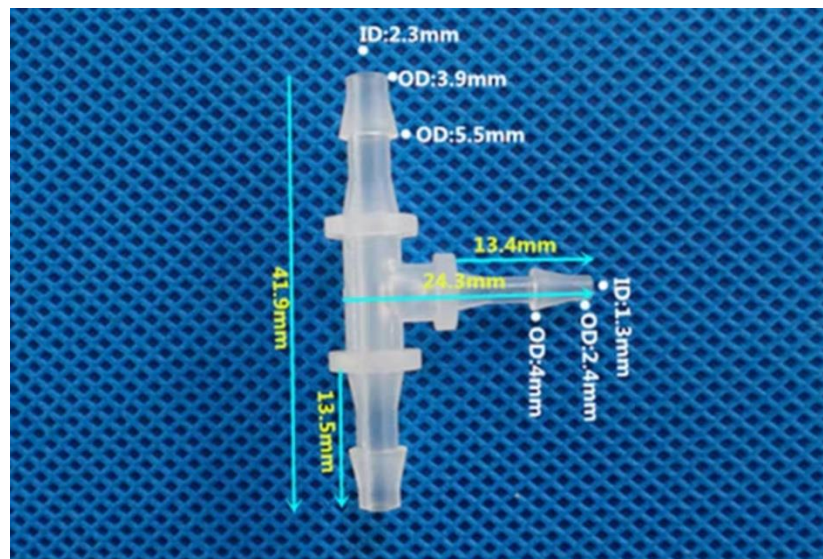


图 8.7 4-2-4 型三通的尺寸

8.4.3 系统的电控

系统 b 的电控原理和系统 a 相同，都是手动调节提供给水泵电机的电压，来改变水泵流量，使得空调服提供的冷量满足人的舒适要求。

所使用的电控板也与系统 a 一致，可实时监控水泵的电压、电路和功率，十分便捷。

8.4.4 空调服的封装

由于系统 b 是一套闭式系统，使用时无需拆装，故在制作完毕后对系统进行封装。封装的目的是当系统的某些管路收到拉扯和经过较长时间后，几个重要的接口处不会发生脱落和泄露。

封装步骤的对象是换热器的进出水口与总进水管和总出水管直接连接，在灌注完循环液后，用强力胶对其进行加固，确保其强度对拉着这些管路将系统提起也不会发生脱落和漏液。对于水泵的进出口，也需要进行封装。

封装步骤的最后是对于总进水管和总出水管以及水泵出水管裸露在外的部分缠上保温层。



图 8.8 总进水管和总出水管以及水泵出水管上的保温层

8.4.5 空调服的第二种冷冻方式

由于系统 b 冰冻一次需要约 10 小时，为了应对一天之中需要多次使用和测试的情况，封装后的系统 b 保留了通过替换冰袋的方式来重新获得冷量。其操作方法是向左拉动换热器上方的密封拉手至完全取下，可以打开换热器，将融化了的冰袋取出，将新的冰袋放入，再将密封拉手重新插回，系统又可以继续使用。

8.5 空调服系统 b 的总结

我们设计了空调服系统 b，它与系统 a 同为水系统，最大的区别在于系统 b 设计并制作成功了软体换热器，首次做到了空调服与背包合二为一。软体换热器为一袋状容器，设置一个进口与出口，内置一个冰袋，循环液覆盖在冰袋外流动，达到换热的效果，由于冰袋很薄，故换热系数大，目前的蓄冰量为 600g，而最大蓄冰量可大于 800g。换热器位于空调服背后舱内，总进水管也从此接出，通过换热管网流遍全身，再回到换热器中，而水泵与电控系统与系统 a 相同。系统 b 为闭式系统，内部灌注的循环液为不冻液（40%乙二醇），冰冻时可整体放入冰箱，也不存在拆换换热器的过程，同时也保留了通过换冰袋的方法来延长使用时间和增加一天内使用次数。系统 b 体积小巧更为轻便，质量仅 1.8kg，低于之前的系统，而冰占比更是达到了 33%，是过去系统的 3.3 倍，此外系统 b 冰冻过程操作便捷，更适合商业推广使用。

综合以上，系统 b 的优点与突破点有：

- （1）首次制作了软体换热器，做到了背包与换热器的合二为一。
- （2）在第九、十章中经过测试表明，在 29°C 的环境下，系统 b 的续航时间超过 2 小时，是往届空调服的 4.8 倍，是系统 a 的 1.8 倍，效果远超过过去的系统。
- （3）系统 b 的重量轻，仅 1.8kg，而载冰量更大，达 600g，冰占比达到了 33%，是过去系统的 3.3 倍，是系统 a 的 1.76 倍。
- （4）系统 b 在冰冻时无需拆换热器，可整体投入冰箱，操作方便，同时也保留了通过换冰袋的方法。
- （5）系统 b 的穿戴更便捷，空调服可紧贴身体，换热性能更高，且无背负感。
- （6）系统 b 为水系统，冷量流失小，更为节能。
- （7）与系统 a 相同，系统 b 的噪声几乎没有。
- （8）系统 b 的成本可控制在 200 元人民币以内，成本更低，满足普通人的消费水平。

9 两种空调服系统的热工状况测试

对空调服系统的热工状况进行测试主要包括两部分，①穿戴空调服后人体各部位温度分布与不均匀度的测试；②实际运行时换热器进出口温度与换热器效能的测试。

9.1 穿戴空调服后人体各部位温度分布与不均匀度

9.1.1 实验原理与目的

空调服实际降温效果可以由人体皮肤表面温度来衡量，若测得的人体各部位温度在人体皮肤适宜温度范围内，则空调服的降温效果较好。由第二章可知，本空调服的设计是希望把人体皮肤温度控制在 32°C 左右，太高与太低都会产生不适，故认为 $29^{\circ}\text{C}\sim 34^{\circ}\text{C}$ ，都是人体体表舒适温度范围。

对于人体而言，希望人体同一部位的温度较为均匀，不会有某一点特别冷和特别热的情况，对于人体的不同部位，温度分布也不应差距太大。

本实验正是为了检验该空调服的管路排布是否合理，是否存在某一部位温度过高或者过低，以及同一部位某些点的温度过高或者过低存在。

9.1.2 实验方法

对于穿戴空调服后人体各部位温度分布和不均匀度，由于本空调服主要针对胸部、腹部、腋下（系统 b）和肩部送风，因此在空调服对应左胸、右胸、左肩、右肩、左背、右背和左腋与右腋（系统 b）部位分别布点测温，每个部位布 4 个测点。测点温度采用 T 型热电偶配合 ADAM-4118 数据采集仪采集，每隔 10 分钟采集一次数据。采集完毕后对其测得数值进行统计，对同一部位的 4 个测点求平均值和标准差，作为该部位平均温度和不均匀度。



图 9.1 热电偶配合 ADAM-4118 数据采集仪

由于每个测点所表征的体表区域所需供冷量相近，在研究各个部位的降温效果的差异时，可取各时刻各测点与人体皮肤舒适温度的差值（人体皮肤舒适温度取 32°C 为计算温度），得到差值随时间的变化图。而研究各个测点的不均匀度的差异时，可取各时刻各部位 4 个测点标准差，得到标准差随时间的变化图。

9.1.3 实验步骤

(1) 将热电偶连接 ADAM-4118 数据采集仪，通过 USB 数据线转接至电脑，打开 ADAM utility 4000-5000 数据采集软件，读取并记录目前环境空气温度值，检查各个测点温度值是否偏差严重，检查无误后开始实验；

(2) 让受试者静坐，将热电偶贴至人体表面的测点，每个部位贴 4 个测点，以左胸、右胸、左肩、右肩、左背、右背和左腋与右腋（系统 b）的顺序测量，记录初始温度值；

(3) 穿上空调服后，让受试者根据当前热舒适状况，将空调服水泵功率调到令人体感到舒适的位置，记录当前电压和电流

(4) 每 5 分钟记录一次水泵的电压与电流，并根据左胸、右胸、左肩、右肩、左背、右背和左腋与右腋（系统 b）的顺序测量并记录各测点温度，并询问受试者的热舒适和热感觉。

(5) 实验直至受试者感到空调服无法满足冷却需求。

(6) 处理分析数据。

9.1.4 实验结果

实验实测结果如下，在环境温度为 29°C，相对湿度为 33%时：

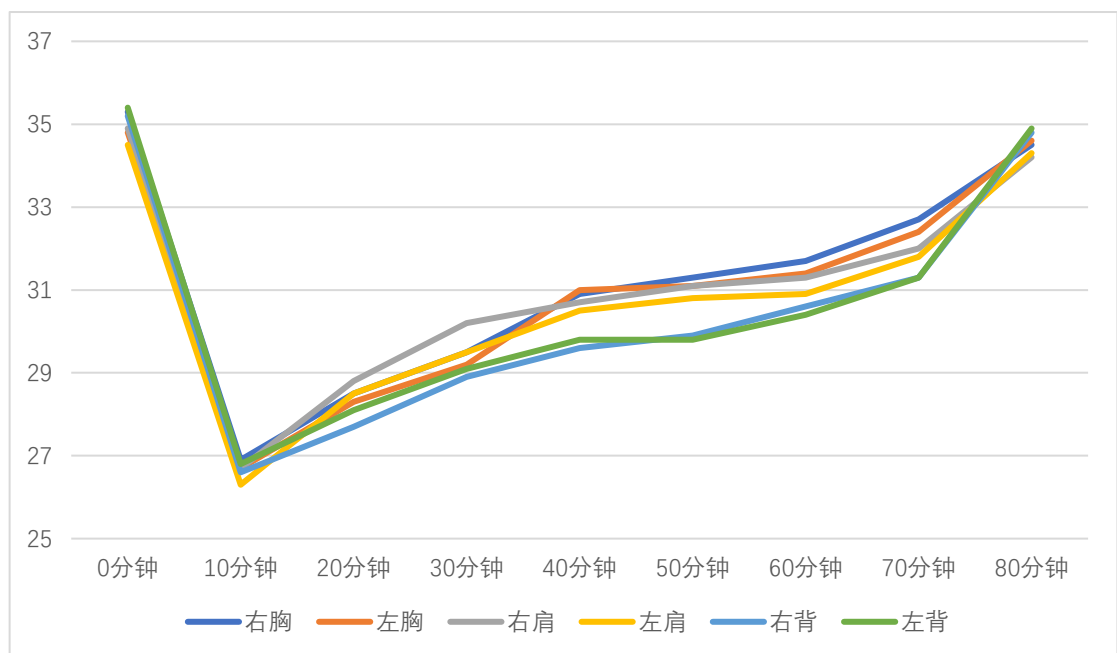


图 9.2 系统 a 人体各部位温度分布

由图 9.2 可知，穿戴系统 a 后各部位温度较为均匀，同一时刻不同部位平均温度相差最大为 1.6°C。若我们认为 29°C~34°C 为较为舒适的温度，则空调服的有效工作时间为 70 分钟，而在前 20 分钟，皮肤表面温度过低，可能会出现过冷的不适感。值得注意的是在 70 分钟左右，皮肤温度有一个快速的上升，对应的物理现象是换热器中的冰基本耗尽，而在系统 b 中，由于相变材料的不同，临近最后时刻的温度变化也不同，见图 9.4。

询问受试者的热感觉和热舒适情况，在穿戴的前十分钟，会出现舒适的偏冷感，而在第 70 分

装订线

钟后，哪怕在最大电压下空调服的效果也逐渐消失，这与我们的测试结果相符。

本次实验各时刻令受试者舒适的水泵电压如下：

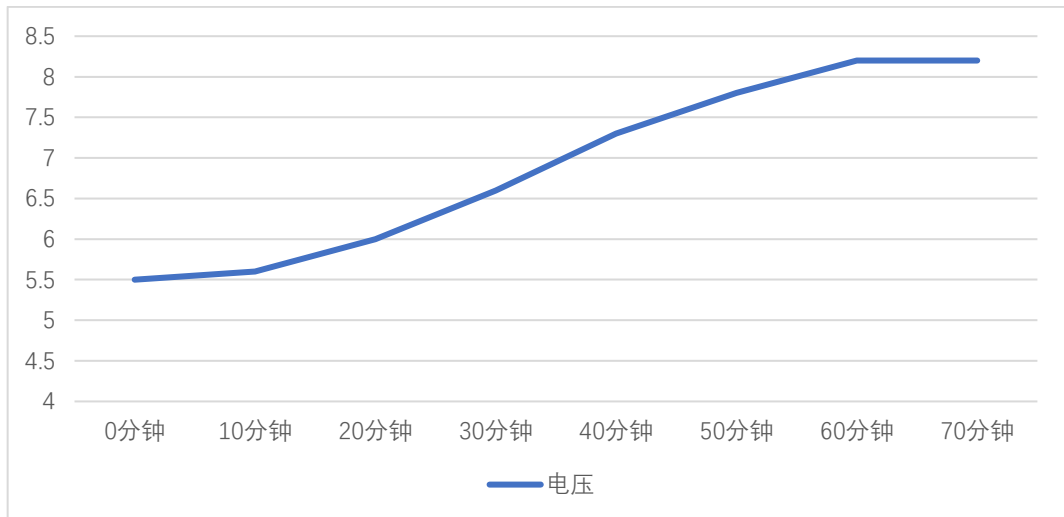


图 9.3 系统 a 各时刻令受试者舒适的水泵电压

对于系统 b，数据见图 9.4 与 9.5.

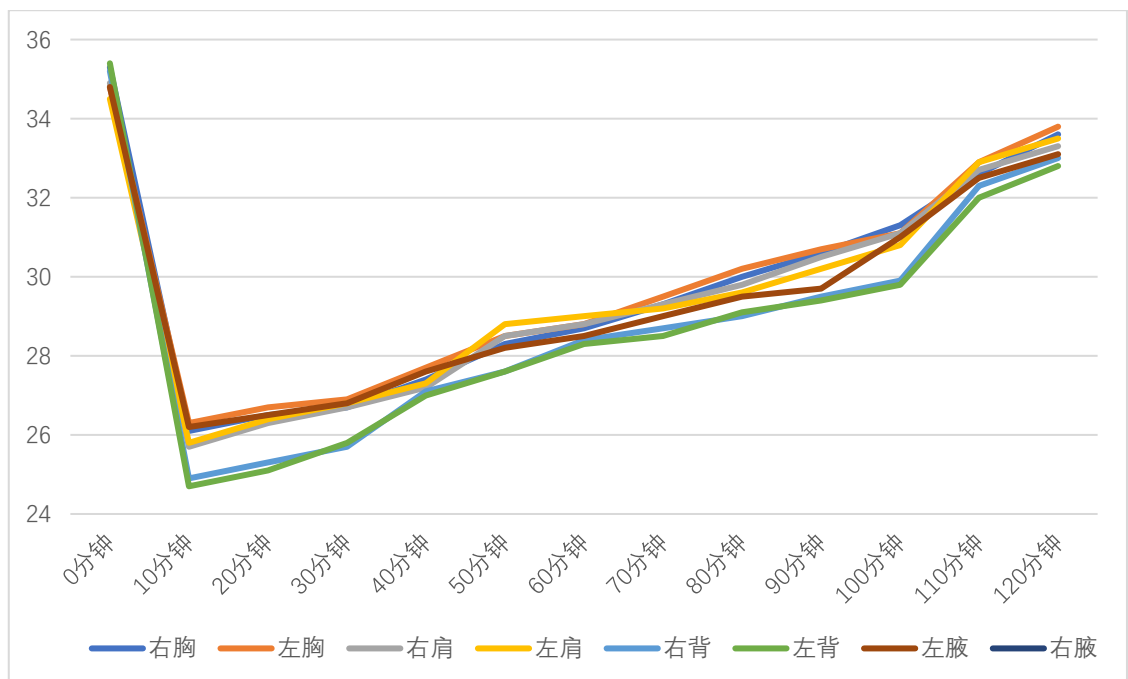


图 9.4 系统 b 人体各部位温度分布

由上图可得，对于系统 b，穿戴系统 b 后除了后背之外各部位温度较为均匀，当后背区域温度远低于其他区域，对应的是软体换热器表面温度太低，尽管做了保温，还是存在与人体的较多换热，导致了背部温度偏低，故应当加强软体换热器的保温。若我们认为 29°C~34°C 为较为舒适的温度，则空调服的有效工作时间大于 120 分钟，值得注意的是相比于系统 a，系统 b 的升温更

为平缓，对应的物理现象是凝胶相变材料的缓释作用，使得冷量释放较为均匀。

在前 60 分钟，皮肤表面温度均低于 29℃，会出现过冷的不适感。询问受试者的热感觉和热舒适情况，在穿戴的前 30 分钟，会出现不舒适的冷感，在 30 分钟后开始缓解为舒适的凉感，哪怕此时皮肤表面的温度仍然较低，但这表现了人体对较冷温度的适应性。

系统 b 实验各时刻令受试者舒适的水泵电压如下：

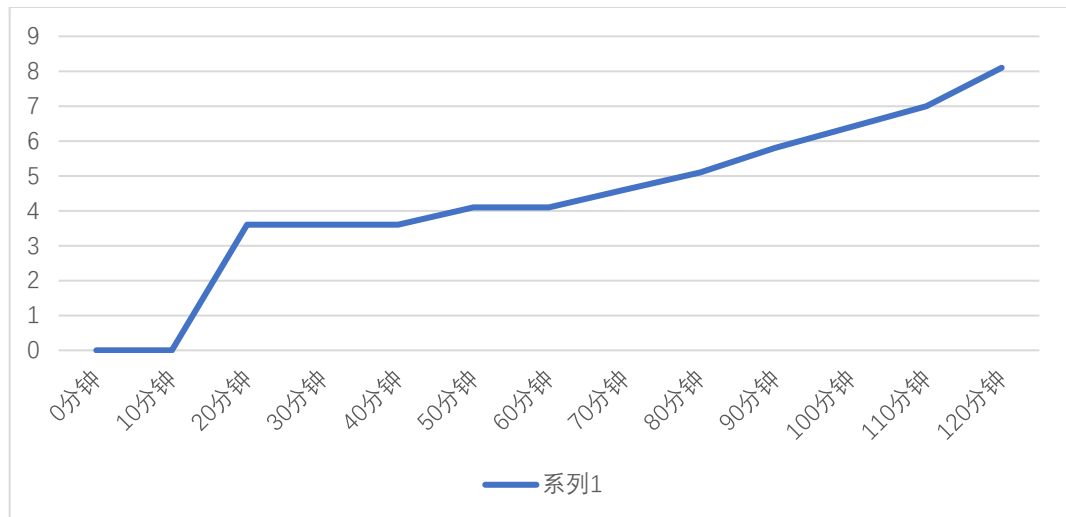


图 9.5 系统 b 各时刻令受试者舒适的水泵电压

值得说明的是系统 b 在最初的 20 分钟只需要间断开机，从 20 分钟后，才需要以 3.6V 的水泵最低电压运行开机。

与此同时，系统 a 与系统 b 的各部位温度不均匀度如下：

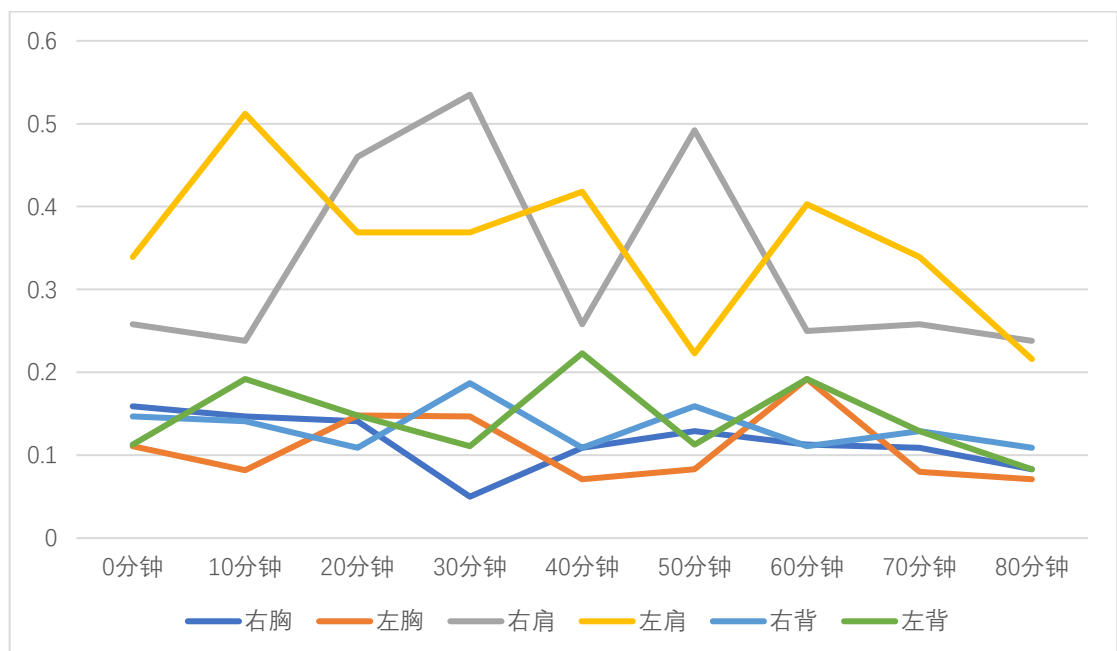


图 9.6 系统 a 各时刻各测点温度不均匀度

由上图可以看出，系统 a 各部位的 4 个测点的不均匀度最大的是左肩与右肩，其他部位的不均匀度基本相同，则可知是由于系统 a 的肩带部分为设置内衬，导致了局部不均匀度上升，可见内衬的设置有助于提高局部温度均匀性。

由图 9.7 可以看出，系统 b 各部位的 4 个测点的不均匀度略大于系统 a，最大的是左胸和右胸，左腋与右腋也略大于其他，其他部位的不均匀度基本相同，这是由于左胸和右胸，左腋与右腋的换热管路在肩带上，密度较其他地方较低。

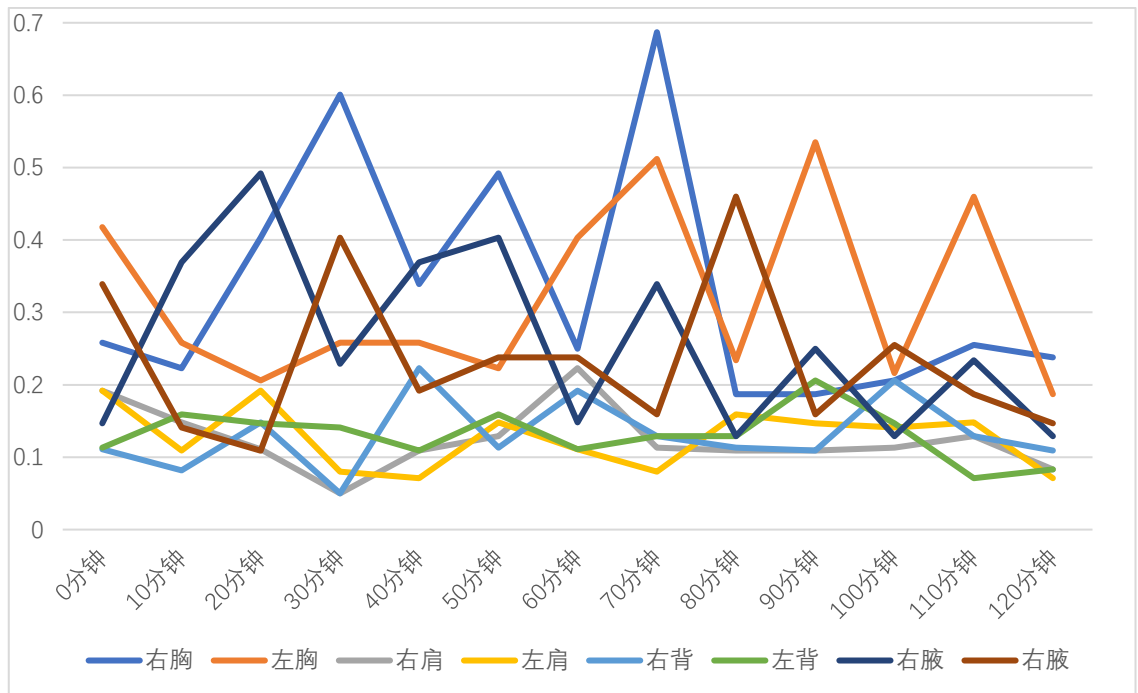


图 9.7 系统 b 各时刻各测点温度不均匀度

9.2 实际状态下换热器进出水温度与换热器效能

在刚才的实验过程中（环境温度 29℃），还测量了换热器进出口温度，计算了换热器效能，以反映换热器的换热性能。

由《传热学》可知，换热器效能 ε 定义为：换热器实际传热量与最大可能的传热量之比，反映了换热器对于冷热流体的最大温差（进口温差）的利用率。本设计中，换热器内芯中的相变材料融化以吸收循环液的热量，相变材料在融化殆尽前核心温度始终为 0℃，换热器效能 ε 的公式如下：

$$\varepsilon = \frac{t_{in} - t_{out}}{t_{in} - t_{pcm}} \quad (9.1)$$

测试使用换热器进出口温度使用了自制的仪器：

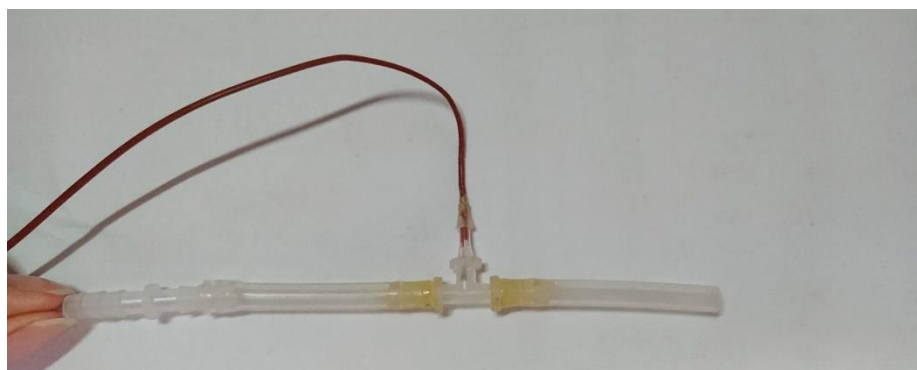


图 9.8 测试换热器进出口温度使用的改装热电偶

系统 a 与系统 b 的换热器进出口温度见图 9.9、9.10。

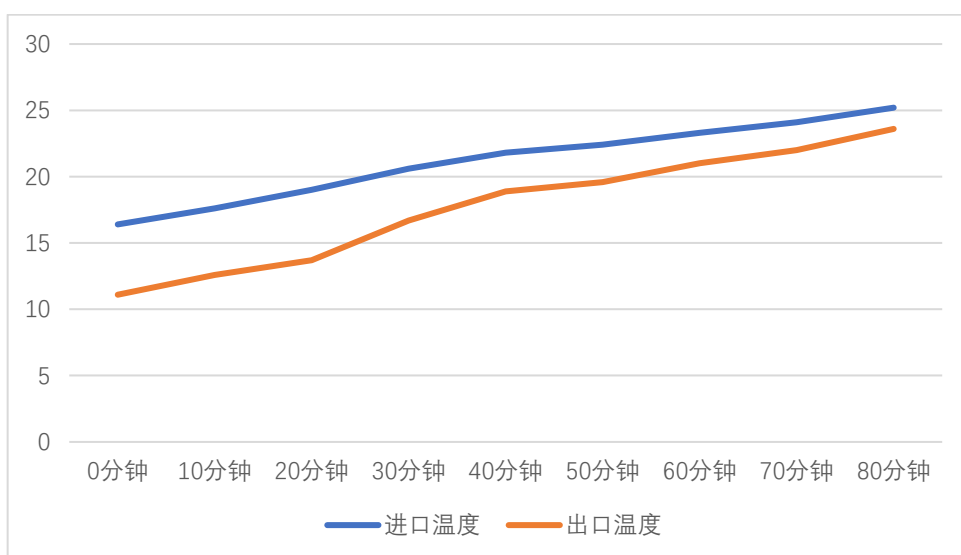


图 9.9 系统 a 各时刻换热器进出口温度

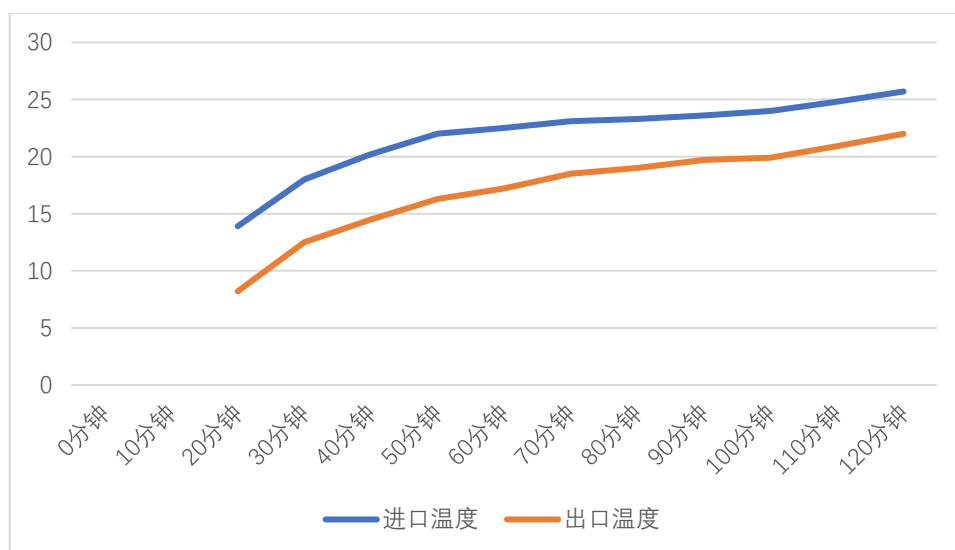


图 9.10 系统 b 各时刻换热器进出口温度（前 20 分钟过冷系统间断开启）

装
订
线

图 9.10 的前 20 分钟缺失是因为受试者反映空调服过冷，故系统采用间断开启的方法。由此可计算换热器效能 ϵ 。



图 9.11 两系统各时刻换热器效能

由图 9.11 可见，系统 b 的换热器在工作的各个时刻其换热器效能都优于系统 a，其最大换热器能效为 0.7，代表我们系统 b 软体换热器的设计是成功的。

装
订
线

10 两种空调服系统的热舒适与热感觉测试

10.1 热舒适与热感觉测试

人体对环境的热反应可以用热感觉与热舒适投票来量化。为了量化穿戴者对空调服系统的主观评价，本论文中采用了问卷调查的方法，用于得出空调衣系统的舒适度及一般性的控制策略。问卷设计中，需要考虑空调衣系统运行时供冷量及出口温度随时间的变化。故在整个工作时间内，需要定时调查实验者的热感觉和热舒适度。

问卷调查的内容包括：

- (1) 实验者的性别、年龄、身高、体重；
- (2) 隔 10 分钟进行一次热感觉及热舒适投票，并询问受试者有无某一局部感到不适，且以受试者最舒适的为目标，调节供给水泵的电压。。
- (3) 对于系统 a，测试总时间为 80 分钟，对于系统 b，测试总时间为 2 小时。
- (4) 在问卷调查的最后对空调衣系统的穿戴体验、外观、重量、舒适效果、制冷效果等进行综合评价。

在问卷中，最重要的热感觉和热舒适投票指标为：

表 10.1 热舒适投票指标

得分	含义
+3	热
+2	暖
+1	稍暖
0	中性
-1	稍凉
-2	凉
-3	冷

表 10.2 热感觉投票指标

得分	含义
4	不可忍受
3	很不舒适
2	不舒适
1	稍不舒适
0	舒适

10.2 结果统计

由于今年 5 月上海的天气较为凉爽，最高气温普遍低于 30℃，给我们的测试工作带来了一些

困难，故本论文中的测试，选取了两组不同的环境温度下分别做了多组测试。测试情况①的环境温度为 29℃，对应的实际环境温度为 28~29.5℃，测试情况②的环境温度为 31℃，对应的实际环境温度为 31~32℃，

10.2.1 系统 a 的测试结果

对于系统 a，在测试情况①的温度下，一共有 5 为受试者进行了测试，测试者在测试时的活动为用办公或阅读；在测试情况②的温度下，一共有 3 为受试者进行了测试，测试者在测试时的活动同样为办公或阅读。

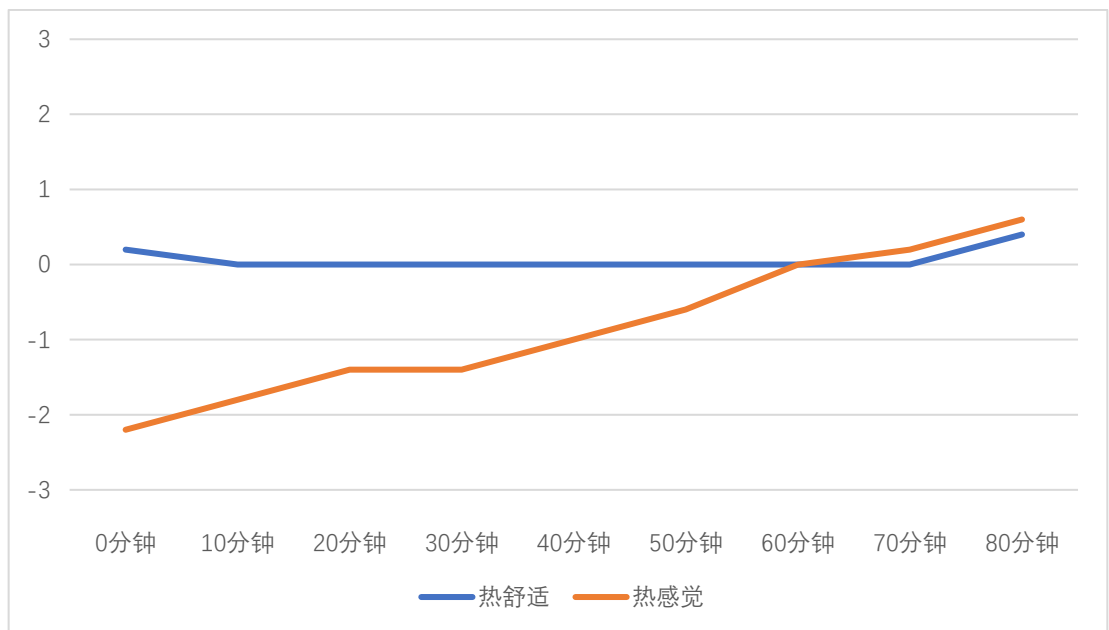


图 10.1 29℃时系统 a 的热舒适和热感觉平均结果

在环境温度 29℃时，在系统 a 刚开始运行时，受试者普遍的热感觉是凉，但是对于大多数人来说这种凉是舒适的，只有 1/5 的人对于这种凉感认为是稍不舒适。在系统运行 10 分钟后，所有人都认为系统是舒适的，热感觉也逐渐向微凉转移。在系统 a 运行 40 分钟后，所以人都认为此时的热感觉是微凉。在系统运行 60 分钟时，所有人的热感觉都是中性。在系统运行 70 分钟后，人们的热感觉逐渐向微暖转移，且当系统运行超过 70 分钟后，少数人会产生稍不舒适的微暖感。故认为在 29℃的环境温度下，系统 a 的有效工作时间为 70 分钟，是往届的空调服的 2 倍以上。

图 10.2（见下页）表示在环境温度 31℃时，人体的热舒适与热感觉变化。在系统 a 刚开始运行时，所有受试者的热感觉是凉，且这种凉是舒适的。在系统运行 20 分钟后，所有人都认为系统是舒适的，且热感觉也都是微凉。在系统 a 运行 50 分钟后，所以人都认为此时的热感觉是中性，且热舒适依然是舒适。在系统运行超过 50 分钟时，人们的热感觉逐渐向微暖转移，有 1/3 的受试者感到了稍不舒适。当系统运行超过 70 分钟后，有 1/3 的人会产生不舒适的暖感，而其他的人感到了稍不舒适的微暖感。故认为在 31℃的环境温度下，系统 a 的有效工作时间为 50 分钟，同样是往届的空调服的 2 倍以上。

整个测试过程中，受试者均未反应某一局部过冷或过热。

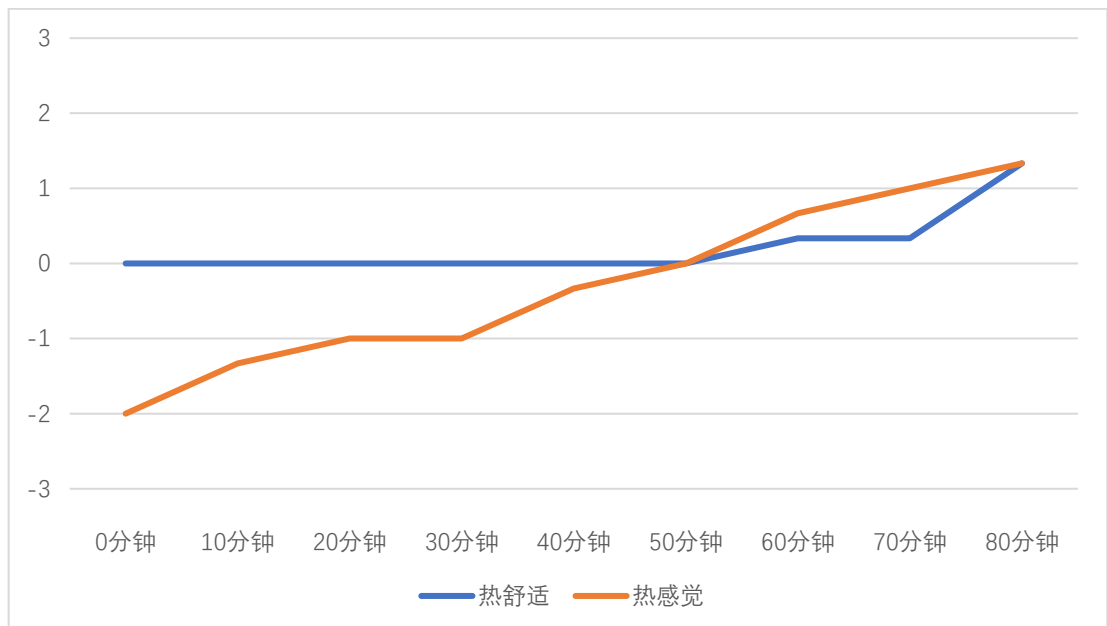


图 10.2 31°C时系统 a 的热舒适和热感觉平均结果

10.2.2 系统 b 的测试结果

对于系统 b，在测试情况①的温度下，一共有 5 为受试者进行了测试，测试者在测试时的活动为用办公或阅读；在测试情况②的温度下，一共有 4 为受试者进行了测试，测试者在测试时的活动同样为办公或阅读。

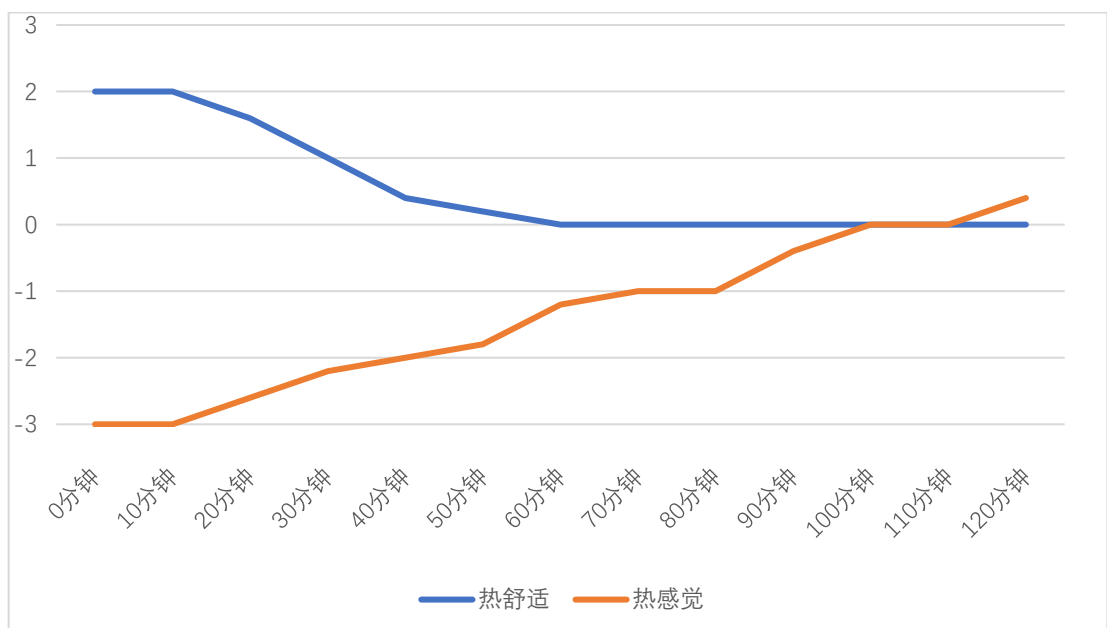


图 10.3 29°C时系统 b 的热舒适和热感觉平均结果

装订线

在环境温度 29℃ 时，在系统 b 刚开始运行时，受试者普遍的热感觉是不舒适的冷感，这是由于系统刚刚从冰箱中取出，循环水过冷，其温度远低于设计工况导致的。在系统运行 20 分钟后，受试者的感受从不舒适的冷感转为舒适的凉。在系统运行 40 分钟时，绝大多数人都认为是舒适的，热感觉也开始从凉转为微凉。在系统运行 60 分钟时，所有人都感受到了舒适，热感觉也普遍维持在了微凉。在系统运行 100 分钟时，所有人都感到中性且舒适。在系统运行 120 分钟时，一部分受试者感到了舒适的暖，而其他人依然是中性且舒适。故认为在 29℃ 的环境温度下，系统 b 的有效工作时间为 120 分钟，是往届的空调服的 4 倍。

通过 29℃ 环境的测试，发现空调服在刚开始运行时会有明显的不舒适的冷感，这种不舒适感一般在半小时左右转变为舒适的凉感，这是由于系统刚刚从冰箱中取出，循环水过冷，其温度远低于设计工况导致的。可见对于空调服系统 b，29℃ 的环境温度有一点低，系统 a 可能更为合适。

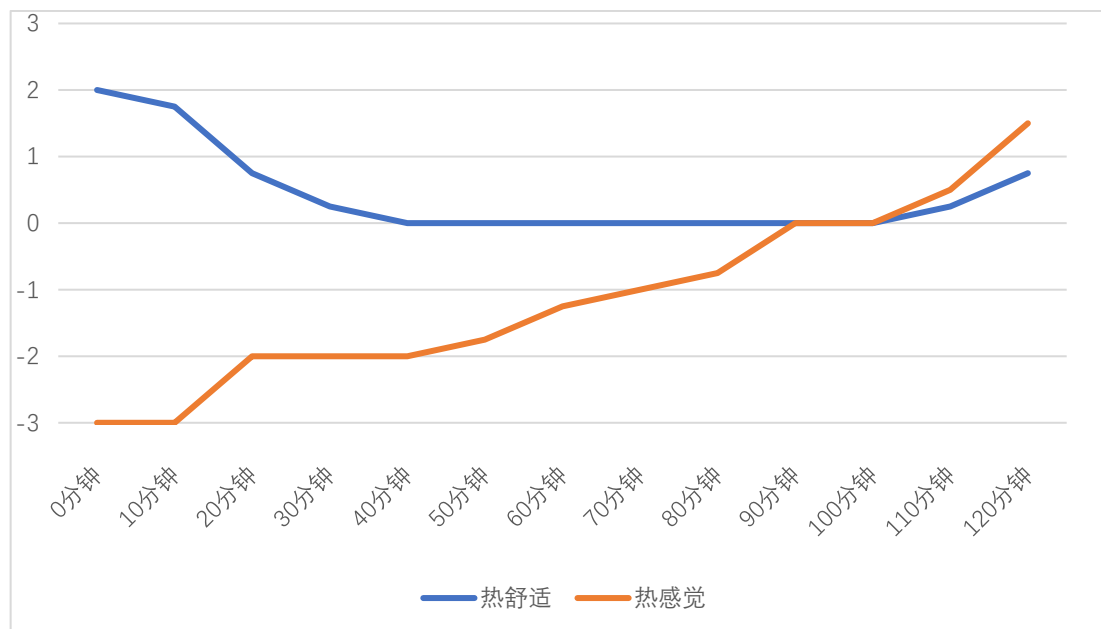


图 10.4 31℃ 时系统 b 的热舒适和热感觉平均结果

在环境温度 31℃ 时，在系统 b 刚开始运行时，受试者同样普遍感到舒适的冷感。在系统运行 20 分钟后，受试者的感受从不舒适的冷感转为舒适的凉，此时大多数人以已认为是舒适的。在系统运行 30 分钟时，绝大多数人都认为是舒适的。在系统运行了 40 分钟后，所有人认为是舒适的，热感觉也从凉转为微凉。此后系统一致维持在舒适状态，在系统运行 90 分钟时，所有人都感到中性且舒适。在系统运行 110 分钟后，一小部分受试者感到了稍舒适的微暖，此后人们的热感觉开始偏向于稍不舒适的暖。故认为在 31℃ 的环境温度下，系统 a 的有效工作时间为 100 分钟，是往届的空调服的 4 倍以上。

由本节的测试可知，在 31℃ 下系统 b 的不舒适的冷感明显缩短，而系统仍能保持较长时间的运行，故认为在 31℃ 的情况下使用系统 b 更为适合。

10.3 有效工作时间

通过 10.2 章节的使用，根据受试者们的反馈，在 29℃ 的环境温度下，系统 a 的有效工作时

间为 70 分钟，系统 b 的有效工作时间为 120 分钟，但系统 b 在运行之初存在明显的冷感，故 29℃ 的情况下系统 a 更适合。

在 31℃ 的环境温度下，系统 a 的有效工作时间为 50 分钟，系统 b 的有效工作时间为 100 分钟，且系统 b 的冷感时间缩短，运行时间是系统 a 的 2 倍，故 31℃ 的情况下系统 b 更适合。

对于更大代谢率的活动，如行走和体力劳动，系统 b 更为合适。

10.4 过冷的解决

空调服系统 b 在刚开始运行时会有明显的不舒适的冷感，这种不舒适感是由于系统刚刚从冰箱中取出，循环水的平均温度约为 -10℃，远低于设计工况（17℃）而导致的，且循环液一共有约 500g，故循环液积累了较大的过冷量，导致了人的不适。为了解决空调服过冷的问题，有以下三个方法：

（1）采用更换冷源冰袋的形式使系统重新获得冷量，可以避免系统循环液过冷，经过测试，使用换冰袋的方法相比整个系统放进冰箱，系统的工作时间缩短约 1/5，在 29℃ 的情况下系统约能工作 100 分钟，但不会再有明显的舒适的不冷感。

（2）在空调服内侧增加内衬，通过增加热阻来实现消除冷感。在空调服内侧加内衬耗时较大，在实验时可以通过给测试者增加一件短袖衣物来实现，但实际测试结果表明该方法效果不佳。

（3）将系统 b 从冰箱取出后，在室温放置 20 分钟，可有效消除过冷感。

（4）系统 b 只在较大活动量和较高温度的情况下实验。实际测试表面，在气温 33℃ 且阳光强烈的室外，穿着系统 b 并不会感到不舒适的冷感。

10.5 凝胶相变材料的效果

系统 b 内部所使用的材料为相变凝胶，该材料可起到缓释冷量的作用，其原理在第五章已进行阐述，在本章中，对该相变材料进行了测试。

选取两个冰袋，其中一个在注水前，通过插入粗管并多次倾倒的方法取出内部的高吸水性聚丙烯酸树脂，剪去他的两个角作为标记，另一个不做任何操作，而后对这两个冰袋注入 600ml 的水，并封口等待实验。

选定一位受试者，在未告知该受试者关于相变材料的信息时，重复进行两次与 10.1 节相同的实验。实验选取气温相近的相邻两天，经实测环境温度分别为 28.6℃ 和 28.9℃，认为不会对测试结果产生影响。

空调服的冰冻方式都是直接放入冰箱中，区别在于一次装载的是含有普通冰的冰袋，另一次装载的是相变凝胶冰袋。受试者实验时穿着相同材质厚度的贴身衣物，并在受试时进行相同的活动（阅读）。

由图 10.5（见下页）可知，相变凝胶相比于普通凝胶，其过冷感觉时间更短，实际工作时间更长，确实能起到较好的延长工作时间和减少过冷感受的效果。

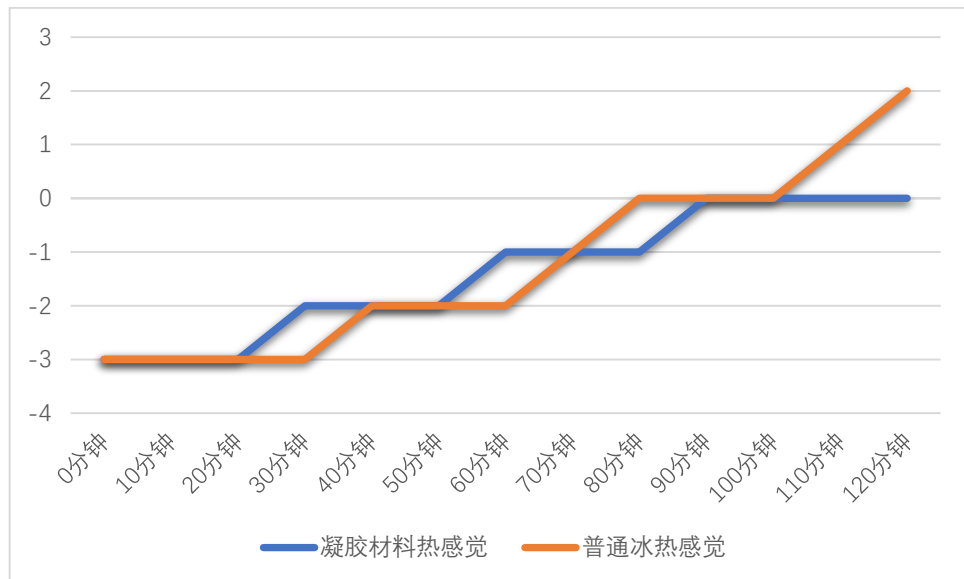


图 10.5 相变凝胶和普通凝胶的热感觉

10.6 综合评价

在受试者测试结束后，对空调服系统进行综合评价打分，其打分指标有：穿戴方便程度，穿戴舒适性，降温效果，热舒适性，续航能力，重量和外观。每一项满分为 10 分，统计结果如下：

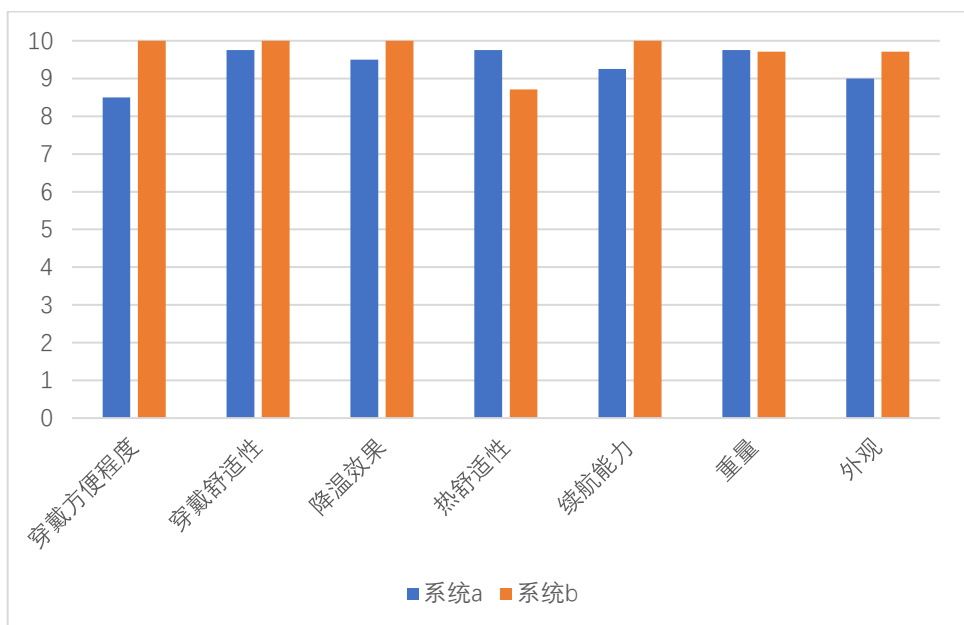


图 10.6 系统 a 与系统 b 综合评价

从图 10.6 可以看出，系统 b 除了热舒适性低于系统 a，重量满意度和系统 a 相似外，其余各项分数均高于系统 a，可见系统 b 在多方面都具有优势。另一方面，也看出系统 b 的最大问题在于其热舒适性，尤其是其刚运行时的过冷问题亟需解决，为我们的系统优化指明了方向。

装订线

11 总结与展望

在本论文中，详细阐述了空调服系统 a 和系统 b 的设计、计算、制造、连接和测试，论证了空调服系统 a 和系统 b 具有远超过去空调服系统的制冷效果和续航能力，并在重量、噪音、穿戴便捷性、冰冻便捷性等多方面都进行了优化和提升，为日后的商业化过程铺路。

11.1 系统 a 的总结

空调服系统 a 使用水系统，循环水与冰在 3D 打印的换热器内换热，然后循环水由水泵泵出，进入空调服的换热管道内与人体充分换热，再回到换热器内，相比于过去的空调服，系统 a 的优点有：

(1) 系统 a 冰占比大，冰的重量占系统总重量的 1/5，穿着更为轻便，重量效率更高。

(2) 系统 a 的工作时间更长，实际测试在 29℃ 下工作时间达到 1 小时 10 分钟，31 摄氏度环境下可工作 50 分钟，提升了 2.4 倍。

(3) 系统 a 的噪音更低，在环境噪声 42dBd 时，紧贴空调服背包的噪声为 43dB，对穿戴者工作学习不造成干扰，远低于过去 67dBd 噪声。

(4) 系统 a 采用水系统，相较于过去的风系统，冷量流失小，也更为节能。

(5) 证实了水系统的可行性和在延长续航时间上的优越性。

11.2 系统 b 的总结

对于空调服系统 b，它与系统 a 同为水系统，最大的区别在于系统 b 设计并制作成功了软体换热器，具有更大的蓄冷量和更好的换热器效能，并首次做到了空调服与背包合二为一。系统 b 为闭式系统，内部灌注的循环液为不冻液（40%乙二醇），冰冻时可整体放入冰箱，也不存在拆装换热器的过程，同时也保留了通过换冰袋的方法来延长使用时间和增加一天内使用次数。系统 b 的相变材料也由冰改为一种高分子吸水凝胶，相比于普通的冰，具有更好的缓释效果，使得系统运行时间延长。

系统 b 的优点与突破点有：

(1) 首次制作了软体换热器，做到了背包与换热器的合二为一。

(2) 在第九、十章中经过测试表明，在 29℃ 的环境下，系统 b 的续航时间超过 2 小时，是往届空调服的 4.8 倍，是系统 a 的 1.8 倍，效果远超过过去的系统。

(3) 系统 b 的重量轻，仅 1.8kg，而载冰量更大，达 600g，冰占比达到了 33%，是过去系统的 3.3 倍，是系统 a 的 1.76 倍。

(4) 系统 b 在冰冻时无需拆换热器，可整体投入冰箱，操作方便，同时也保留了通过换冰袋的方法。

(5) 系统 b 的穿戴更便捷，空调服可紧贴身体，换热性能更高，且无背负感。

(6) 系统 b 为水系统，冷量流失小，更为节能。

(7) 与系统 a 相同，系统 b 的噪声几乎没有。

(8) 系统 b 的成本可控制在 200 元人民币以内，成本更低，满足普通人的消费水平。

11.3 应用前景

在本论文中设计的空调服系统 a 与系统 b，由于其系统工作时间相比于过去版本得到了大幅提升，其在实际场合中投入使用已成为可能，对于本文的空调服系统，尤其是系统 b，其应用场合包括但不限于：

- （1）工作条件恶劣的产业工人，如炼钢工人。
- （2）在高温天气下执勤的民警和交警。
- （3）在高温环境下训练、救灾、作业、抢险的解放军战士。
- （4）在未配备空调的闷热教室内辛勤授课的人民教师。
- （5）系统 b 由于空调服与背包合一的轻薄设计，可用于高温天气需要穿着厚重戏服的剧组拍摄使用。

11.4 优化方向

对于空调服系统 a 和系统 b 的优化方向，主要有以下几点：

- 1) 对于系统 a 的换热器需要进行优化，做到减轻重量、增大载冰量和增强换热性能。
- 2) 对于系统 a 和系统 b 的电控板，需要改进以更好的发挥水泵性能（扩大输出功率）和获得更好的操作体验（例如做到与手机蓝牙通信）。
- 3) 对于系统 b 的过冷问题需要更好的解决方案。
- 4) 对于系统 b 空调服的覆盖面积，可在前胸部分适当增加。

参考文献

- [1] 孙晓阳. 一种新型高效环保空调服的提出[J]. 应用能源技术, 2015(04):33-38
- [2] 李利娜, 钱晓明, 徐杰. 冷却服装的发展现状及应用[J]. 中国个体防护装备, 2008(02):24-28.
- [3] 郭庭辉. 液冷服中的流动与传热及其系统研制[D]. 2015.
- [4] Veskimo Personal Cooling Systems[EB/OL].[2019-05-9].<http://www.veskimo.com>.
- [5] 杜国杰, 葛申然.局部液冷服研制[J]. 中国空间科学技术, 1989, V9(01):13-23.
- [6] 孟运余, 葛申然, 杜国杰.便携式局部液冷服系统[J]. 航天医学与医学工程, 1988.
- [7] 李利娜.冷却服装的发展现状及应用[J].中国个体防护装备, 2008,2(04):24-28.
- [8] 金敬业. 新型防护液冷服的结构与性能研究[D]. 西安工程大学, 2012.
- [9] 刘杰.智能微空调服系统的设计与研究[D].四川: 西南石油大学, 2012.
- [10] 范一强, 贺建芸, 刘士成, et al. 制冷与制热空调服的研究进展[J]. 纺织学报, 2018(7).
- [11] 曾亮, 周春玉, 张东. 相变材料导热性能强化的研究进展[J]. 材料科学与工程学报, 2010, 28(6):000946-954.
- [12] 曾彦彰, 邓中山, 刘静. 基于微型风扇阵列系统的人体降温空调服[J]. 纺织学报, 2007, 28(6):100-105.
- [13] 孙晓阳. 一种新型高效环保空调服的提出[J]. 应用能源技术, 2015(4):33-38.
- [14] Dubovsky V , Ziskind G , Letan R . Analytical model of a PCM-air heat exchanger[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(16):3453-3462.
- [15] B'Len K , Takgil F , Kaygusuz K . Thermal Energy Storage Behavior of CaCl₂·6H₂O during Melting and Solidification[J]. Energy Sources Part A Recovery Utilization and Environmental Effects, 2008, Part A(9):775-787.
- [16] 杨春.不同边界条件下圆管对流换热系数的研究[D].重庆: 重庆大学, 2006.
- [17] Thermal performance evaluation of macro-packed phase change materials(PCMs) using heat transfer analysis device [J].Energy and buildings, 2016, 117:120-127
- [18] Comini G, Guidice S D, Lewis R W, et al. Finite element solution of non - linear heat conduction problems with special reference to phase change[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1974, 8(3):613-624.
- [19] 《实用供热空调设计手册》 [J].暖通空调,2008(06):152.
- [20] 朱颖心.建筑环境学: 第三版[M].北京: 中国建筑工业出版社, 2010.
- [21] 章熙民等.传热学: 第六版[M].北京: 中国建筑工业出版社, 2014
- [22] 蔡增基等.流体力学泵与风机: 第五版[M].北京: 中国建筑工业出版社, 2009.
- [23] 贺平等.供热工程: 第四版[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.
- [24] 陈洁等.材料力学: 第二版[M].上海: 同济大学出版社, 2010.
- [25] 潘强等.工程材料: 第二版[M].上海: 上海科学技术出版社, 2014.

谢辞

在同济的日子即将进入尾声，回首过去的岁月，学习到过很多知识，做过很多事情，收获过许多荣誉，一路上更是得到了许多老师和朋友们的帮助、鼓励和支持。到了临别的时刻，怀念与不舍，感动与感谢，都写在这篇论文的最后吧。

首先我要感谢我的指导老师许鹏教授，不仅仅在于每次与他讨论方案时他都会十分耐心细致地倾听与解答，会亲自穿戴我的空调服给大三学生讲课，他对待学术研究严谨认真，对待学生亲切和蔼认真负责，并经常关照我多吃点别太累，都是我未来一生中学习的榜样。更重要的是在我决定将人生的科研方向从建环暖通领域向天体物理转变时，给予了重大的精神支持，我至今都记得在 2017 年年末那个周三中午，许老师在赶飞机前最后对我说的话，“千万别因为一些小的挫折而放弃啊！如果哪里需要我帮助的，就来和我说。”这份对学生真诚的关怀，我将铭记一生，如果未来可以，我也想成为这样的老师。

我要感谢胡义嘉、姚嘉航、徐砚捷、刘思思、杨胜维、秦执航、吴泽君、靳文睿、王译萱、张骞、欧阳一平等同学和朋友，感谢你们在同济的日子里带给我温暖与激励，让我充满勇气迎接一个又一个挑战。

我由衷感谢班主任吴利瑞老师、高玉磊老师和热心的叶蔚老师，感谢高军老师、魏嘉轩老师、孟华老师、陈雄达老师、林忠平老师等等所有一路上给予我帮助和知识的老师，做最真诚致谢。

我想要感谢李泓名和陈智博学长，将他们在这个课题上的丰富经验传授与我，感谢罗为师姐、陈哲师兄、李国文学弟和许多许老师课题组的师兄师姐们一直以来对我的关心照顾，对我的课题研究提供了许多帮助。

感谢我的室友李彦鹏和吴景培为我们的寝室生活创造了良好的学习氛围，感谢周围寝室的刘一鹏、李明哲、李子硕等同学，与你们谈笑风生，能获得很多人生的经验。

特别感谢曾与我一起并肩作战熬过无数个夜晚的学生会宣传部的部员们，这些年来你们对我的支持鼓励，给我带来的欢声笑语让我有勇气渡过所有的难关。

感谢机械与能源工程学院、暖通空调研究所在本科期间为我创造了优良的学习条件，感谢学院一直以来对我的支持和推荐，让我取得了同济大学本科生最高奖追求卓越奖的前六名和同济大学优秀学生标兵等众多荣誉，感谢你们给了我这样舞台让我去实现理想。

感谢同济大学，感谢你的兼容并包，在这里学习的日子让我最终决定了人生的科研方向，感谢你提供给我能够学习各种专业的平台，让我在本科期间得以选修 273.5 学分课程，让我见证了人类文明的力量，让我立志去成为一个教授，去触碰人类认知的极限。

感谢中国科学院国家天文台，感谢我的研究生导师学识渊博认真和蔼的王杰研究员和一直以来对我悉心指导、能力超强的毛天翔学长，是你们给了我研究天体物理和继续不断追求的机遇，谢谢。

感谢祖国能够给予我和平安全的学习环境，并两次为我提供丰厚的国家奖学金，这也是对我的鞭策与激励，未来我渴望用自己的知识和能力为中国的科学事业奋斗终生。感谢生我养我的家乡上海，你是我心中最美好的城市。

感谢我的父母从小到大给予我物质上的支持和家的温暖，让我能从跌倒的地方爬起来，并最

终去追求理想。

感谢我的女朋友优秀的肖同学，很幸运能够认识你，让我在前行的路上充满了精神力量。

在同济的日子里，我感受到世界上最神奇的不是宇宙多么宏大和人类多么渺小，而是渺小的人类竟能用 1.5kg 的大脑，不懈探索宇宙是如何起源、如何演化，并努力找到真正的答案。我决定继承前人的使命，穷尽此生寻找这个答案。尽管这条路很难，是你们让我坚持下来。