

摘 要

七十多年来,发达国家在速冻设备的研制方面已经积累了丰富的经验,速冻设备的研制技术日趋成熟。国内的速冻设备厂家也希望自己能够生产高效、节能、经济的速冻设备,但因在相关领域的研究上有所欠缺,因而难以实现。因此,加强理论和试验研究,开发具有自主知识产权的高效速冻设备具有十分重要的实际意义。

本文以“十五”国家重大科技专项项目——“农产品深加工技术与设备研究开发”为依托,对大型速冻设备高效蒸发器进行了理论和试验研究。主要做了以下几方面的试验研究工作:

(1) 对不同翅片形状、管径大小、翅片管排列方式,以及是否带波纹等结构参数对蒸发器传热系数的影响进行了比较分析,得出在不结霜工况下,具有最高传热系数的蒸发器结构是圆翅片小管径正三角形排列等节距结构的结论。

(2) 通过进一步分析得知:连续整体带波纹翅片正三角形排列变节距结构在实际结霜工况下具有最高的传热系数值。试制了一台该结构的蒸发器试件进行试验测试,得到与理论计算相符的传热系数值。

(3) 在实际生产中,考虑到风阻对速冻物料流态化的影响,决定采用连续整体带波纹翅片正方形排列变节距结构。与厂家合作制造了两台生产能力为 4 吨/小时青刀豆的该结构的蒸发器,并对相关配套设备进行了设计,完成了整套制冷设备。本设备与现有国内同类设备相比,体积减小 40%以上,能耗降低 30%,是目前国内最先进、效率最高的速冻设备。

(4) 基于 Visual C++编程环境开发出一个蒸发器传热系数计算程序。在该程序中,用户只要输入蒸发器的结构型式、工况参数和结构参数,就可以得到蒸发器的空气侧传热系数值、制冷剂侧传热系数值和总传热系数值。经验证,该程序的计算结果与实测结果十分吻合,具有一定的实用价值。

关键词: 速冻设备 传热系数 蒸发器 试验研究 计算程序

ABSTRACT

In the last 70 years, developed countries have accumulated abundant experience in the research and manufacturing of quick-freeze equipment. The technology of quick-freeze equipment is growing mature day by day. Domestic manufacturers of quick-freeze equipments also wish to manufacture high-efficiency, energy saving and economical quick-freeze equipments, but they could not make it because of the lack of research in relevant fields. Therefore, it's very important to strengthen the theoretical and experimental research in these fields, and to develop high-efficiency quick-freeze equipment with independent intellectual property rights.

The project of "Research and Development of the Technology and Equipments Used in the Deep-processing of Agricultural Products" is a "National 'the 10th Five-year Plan' Key Technological Special Project". Take the opportunity of this project, theoretical and experimental researches on the high-efficiency evaporator used in a large quick-freeze equipment have been done. The main work of experimental research is as follows:

(1) Compare and analyze the influences of structural parameters on the heat transfer coefficient of an evaporator. The calculation results show that, under non-freezing conditions, the structure possessing the highest heat transfer coefficient is the one with circular fins, equilateral-triangle arranged small tubes and varying fin-spacing.

(2) Further analysis indicates that, under freezing working conditions, the structure with continuous unitary waved fins, equilateral-triangle arranged tubes and varying fin-spacing has the highest heat transfer coefficient. A test evaporator with this structure has been manufactured to be tested. The heat transfer coefficient obtained is very close to the calculation result.

(3) Considering the influence of air resistance on the fluidization of materials to be frozen, structure with integral waved fins, foursquare arranged tubes and varying fin-spacing has been adopted. Cooperating with the manufacturer, an evaporator with this structure, which has the capacity of freezing 4 tons of green sword beans per hour, has been made. The auxiliary equipments have also been designed to form a complete set of freezing system. Compared with current quick-freeze equipments of the same type, this equipment decreases by 40% or above in size and by 30% in energy consumption.

(4) Based on the Visual C++ programming environment, a program for calculating the heat transfer coefficient of an evaporator has been developed. In this program, the user only has to input the structural type of the evaporator, the working condition parameters, and the structural parameters, and then the heat transfer coefficient of the evaporator will be obtained. It has been proved that the result of this program is in good agreement with the test result. So this program is of certain value.

Keywords: Quick-freeze equipment; Heat transfer coefficient; Evaporator; Experimental research; Calculation program

1 绪 论

1.1 速冻食品

速冻食品(Quick-frozen food)是把符合质量要求的食品原料和配料经适当的加工处理,在温度低于 -30°C 的条件下进行急冻(食品的中心温度要求在 $20\sim 30$ 分钟内从 -1°C 降至 -5°C ,然后再降至 -18°C),包装后在 -18°C 或更低的温度下贮藏和流通的方便食品。速冻食品主要可分为速冻水产食品、速冻果蔬食品、速冻禽畜食品、速冻调理食品和速冻米面糕点食品等五大类。由于速冻食品生产采用低温急冻工艺,很好地避免了缓慢冰冻过程因生成粗大冰晶撑破细胞壁而造成食品的营养和水分的流失,故能最大限度地保持食品原有的色香味和营养成分^[1]。同时,速冻食品在 -18°C 的冷藏条件下保质期长达一年左右^[2],且方便调理和食用,不仅受到大中城市家庭的欢迎,而且开始全面进入学校、机关和工厂企业的集体食堂、餐厅和酒店。

为了更好地保存食品风味,20世纪人们开始进行速冻食品的研究与实验。国外在20世纪30年代就出现了带包装的速冻食品,1945年冷冻浓缩橙汁的研制成功表明速冻食品的起步。制冷装置的新突破,如液态二氧化碳,液态氟利昂的使用使冻结温度大大降低,冻结速度大大提高。如今,速冻食品业已经在国外成为方便食品和快餐业的支柱,速冻食品也从肉禽、水产发展到速冻水果、蔬菜及品种繁多的调理食品^[3]。

我国速冻食品的生产始于20世纪60年代,但当时用于出口,产品主要有速冻饺子、春卷等传统食品和冻禽类等特殊产品,数量较少。真正起步是20世纪70年代,当时也大多是为外贸提供速冻蔬菜。80年代初期,出现了速冻面食和面点,是打开销售渠道的开拓阶段。进入90年代,我国速冻食品生产得到了较快的发展,速冻食品生产企业的数量和生产规模都成倍地增长^[3]。近十多年来,我国速冻食品生产是食品工业发展最快的领域,销售额每年递增15%左右。目前我国有速冻食品生产骨干企业200多家,已形成1500万吨的生产能力。2002年速冻食品销售额达401亿元,2003年总产量达1000万吨^[4],2004年出口突破1000万吨。虽然速冻食品生产在我国发展迅速,但目前速冻食品销售额仅占食

品销售总额的1%左右,人均年消费量仍很低,与美、欧、日等发达国家年均消费20~80kg的水平相比,仍有很大差距,因此我国速冻食品还有很大的发展空间^[5]。

1.2 速冻设备

1.2.1 速冻设备概述

实现制冷所必需的机器和设备,称为制冷机。例如,机械压缩式制冷机包括压缩机、蒸发器、冷凝器和节流机构;吸收式制冷机包括发生器、冷凝器、蒸发器、吸收器和节流机构等。在制冷机中,除压缩机、风机等机器外,其余是换热器及各种辅助设备,统称为制冷设备。而将制冷剂同消耗冷量的设备结合在一起的装置称为制冷装置,如冰箱、空调等^[9]。速冻装置是一种实用的制冷装置。

按国际制冷学会C2委员会对食品冻结速度所作的定义:食品表面和热中心点(冷却或冻结过程终了时,食品中温度最高的一点称为热中心点)的最短距离与食品表面温度达到0℃后,食品热中心点降至比冻结点低10℃所需时间之比,称为该食品的冻结速度 V (cm/h)。快速冻结 V 一般为5~20cm/h,中速冻结 V 为1~5cm/h,慢速冻结 V 为0.1~1cm/h。一般鼓风式冻结设备的冻结速度为0.5~3 cm/h,属慢速冻结;液化冻结设备的冻结速度为5~10 cm/h,液氮喷淋冻结设备的冻结速度为10~100 cm/h,均属快速冻结设备^[10]。

按冻结方式分类,速冻设备可分为:空气循环式、接触式和喷淋式。空气循环式又可分为:隧道式、螺旋式和流态化装置;接触式有平板冻结器、搁架冻结器等方式;喷淋式则主要采用将液氮、二氧化碳液体喷淋在食品表面,靠液体蒸发快速带走食品内的热量,达到快速降温的目的。由于液氮、二氧化碳液体制取需要特殊的设备和工艺,得来不易,如果没有便利的条件,势必会加大食品加工成本,如果是一些附加值特别高的产品,为提高冻结速度,降低冻结温度,采用这种方法值得,但对于利润越来越少的大众化食品来说,很难推广^[11]。

目前用于速冻食品的速冻设备主要有流态化单体速冻装置、网带式速冻机、板带式速冻机、螺旋式速冻机、平板速冻机等。网带式速冻机适用于包子、饺子等调理食品,虾、鱼片、贝类等水产品,芦笋、菠萝等果蔬类食品,鸡块、分割

肉等肉禽类食品的快速冻结。钢板带式速冻机采用钢板带作为传送带,适用于扇贝、鱿鱼等水产品,散装浆果,软嫩食品的快速冻结。流态化单体速冻装置是实现食品单体快速冻结(IQF)的理想方法,主要适用于冻结球状、圆柱状、片状及块状等颗粒状食品,利用传送带的振动或自下而上吹动的冷风确保冻结物品间互不粘连。螺旋式速冻机采用螺旋式传送带,能够在较少的地面空间内冻结大容量产品的高效率冻结装置。螺旋式速冻机近年来发展迅速,是市场需求增长最快的一种速冻机,其适用范围极广,卫生条件更好,可有效、经济地冻结放置在网状带上的各种产品,如各种形状的肉鱼蔬菜以及调理食品,乳制品等^[12]。

1.2.2 国内速冻设备的发展现状

我国速冻设备制造业是沿着引进、消化、吸收、研究、开发的路子走过来的。20世纪80年代中期,我国食品加工行业仍处于技术手段单一、设备落后的状况,工人劳动强度大,冷加工产品档次低^[15]。到80年代末期,国外先进加工、冷冻设备大量引入中国,国内设备制造厂认识到了差距,纷纷采取仿效、合资、引进技术等方式,逐渐缩小了与国外先进技术的差距^[11]。这中间的根本变化在于:速冻产品在冻结过程中质量不断提高;生产能耗由高到低;从人工操作到自动化;从不卫生到能够很好地控制食品卫生和食品安全。目前,国内已有几十家速冻设备生产厂,生产十几个品种、几十种规格的速冻机产品,国外的机型国内基本上都有生产,而且有些我们自己开发、研制的新机型,其性能、成本和自动化程度,已经达到了国外同类产品的水平。如在自动化冷库、流态化速冻装置、真空冷冻干燥设备,以及各种超市食品冷柜等方面,中国的水平已经与国际同步。大部分国内现代化的食品加工企业已逐渐开始使用国产设备,这大大降低了投资成本,提高了服务反应速度,进而推动了食品加工业的再发展。国产速冻机目前取得国内市场的主要优势在于价格、供货周期和售后服务等三个主要方面,如价格方面仅为进口速冻机的五分之一至二分之一。

虽然近年来国内速冻机生产厂家为适应中国市场的需要已研制出多种形式的速冻机,并占据了90%以上的市场份额,但国产速冻机从制造水平和设计水平上看与国外先进技术相比还存在一定差距^[12-19]。

(1) 我国目前的速冻设备能耗高、体积大、单机生产能力小,国内一般吨

耗电33kWh/t以上,单机冻结能力2.5吨/小时以下,体积比国外同类大50%以上,而国外吨耗电在18—25kWh/t之间,生产能力可达16吨/小时。

(2) 国产蒸发器的传热效率低,容霜能力差,结霜后传热效率下降较多,设备跑冷多,布风不尽合理,开发潜力很大。

(3) 速冻设备的基础设计参数还是采用国外较早的数据,真正属于我国的基础性理论体系与先进专利技术几乎没有;在结构上虽有所进步,但仍受制于国内的整体配套能力;通用设备多,专业化设备少;整体性能与国外相比尚有一定差距。

(4) 目前我国速冻食品工艺在技术上大多以冷藏间代替冻结间,大部分工序采用人工操作。由于冷藏间制冷能力有限,冻结时间大都在几小时以上,许多产品成了“慢冻食品”,因此生产发展十分缓慢。

(5) 我国目前对不同预处理工艺、速冻条件控制对蔬菜品质的影响的研究还十分肤浅,只靠生产经验来控制产品的质量,没有量化的控制标准,造成了不同批次、不同生产季节产品质量的差异很大。

(6) 在产品的材料、可靠性、自动控制、清洗系统以及卫生保证等方面也有比较大的差距。

(7) 随着我国加入WTO,速冻蔬菜出口的增加,大型速冻生产设备的市场需求越来越大,而大型速冻设备的生产在我国一直是空白,目前在用的设备均从国外进口,成本太高,因此解决大型速冻设备的关键技术难题迫在眉睫。

1.2.3 速冻设备的发展趋势

随着社会的发展、人们生活水平的提高以及速冻食品的出口量不断加大,对食品的卫生、营养成分、新鲜程度、色泽风味、方便性等方面的要求也日益提高。未来几年速冻设备的发展趋势将是追求完善的功能、彻底的清洁和运行的高可靠性。完善的功能包括能量的无级调节、多品种的适应性、合理的冷却器结构及冷风循环方式、运行的经济性、人性化的设计;彻底的清洁是指零部件的无污染性、库体内部的易清洗性、灵活设定的自动清洗功能^[12]。

今后我国速冻设备发展的重点,应是提高速冻设备的机电一体化水平,采用微电子技术,实现整机的智能控制和选择最佳运行状态,提高效率、降低能耗,

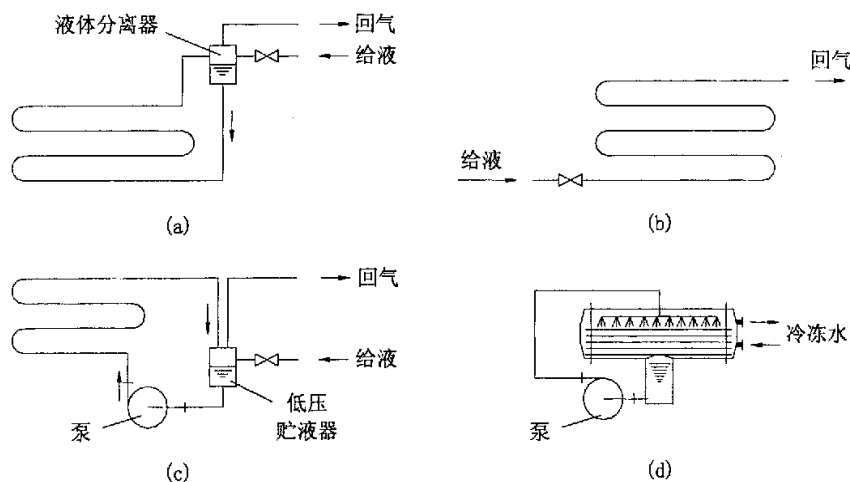
提高设备运行的稳定性和可靠性；多开发一些适合中小型企业使用的速冻设备；提高我国蔬菜的预处理过程的机械化和自动化程度^[19]；摒弃原始的手工作坊式生产方式，利用世界一流的设计、制造技术，生产具有世界先进水平的速冻设备，以适应日趋全球一体化大市场的需求^[12]。

1.3 蒸发器

蒸发器是制冷系统的四大部件之一，是一种伴随着蒸发（沸腾）相变的热交换器，在制冷系统中的作用是对外输出冷量。制冷剂液体通过蒸发器吸收被冷却介质（通常是水或空气）的热量，并且蒸发（沸腾）为蒸气^[10]。

1.3.1 蒸发器的型式^[20]

蒸发器的型式很多，可用来冷却空气或各种液体（如水、盐水等）。根据供液方式的不同，蒸发器可分为以下四种：



(a) 满液式；(b) 非满液式；(c) 循环式；(d) 淋激式

图 1 蒸发器的型式

(1) 满液式蒸发器，如图 1 (a) 所示。这种蒸发器内充满了液态制冷剂，这样可使传热面尽量与液态制冷剂接触，因此沸腾放热系数较高。但是这种蒸发器需要充入大量制冷剂，而且，如果采用的是能溶于润滑油的制冷剂（如氟利昂

12), 润滑油难于返回压缩机。满液式蒸发器有卧式壳管蒸发器和水箱式蒸发器两种型式。

(2) 非满液式蒸发器, 如图 1 (b) 所示。液态制冷剂经膨胀阀直接进入蒸发器管内 (最好从下部进入), 随着在管内流动, 不断吸收管外被冷却介质的热量。逐渐气化, 故蒸发器内的制冷剂处于气、液共存状态。这种蒸发器克服了满液式蒸发器的缺点, 器内充液量小, 然而由于有较多的传热面与气态制冷剂接触, 所以其效果不及满液式。对于使用价格较高的制冷剂 (如氟利昂) 的制冷系统, 如果使用满液式蒸发器, 所需投资颇大, 因此最好采用非满液式蒸发器。

非满液式蒸发器分为干式壳管蒸发器和直接蒸发式空气冷却器。干式壳管蒸发器的传热效果良好, 为保证系统的正常运行, 充液量只为管内容积的 40% 左右即可, 只要管内制冷剂的流速大于一定数值 (约 4m/s), 就可保证润滑油顺利的返回压缩机。直接蒸发式空气冷却器多为蛇管式结构, 制冷剂在管内蒸发吸热, 空气在管外流过而冷却, 为了增强空气侧对流换热, 冷藏库、尤其是空气调节设备多采用强迫对流的直接蒸发式空气冷却器。

(3) 循环式蒸发器, 如图 1 (c) 所示。这种蒸发器是靠泵使制冷剂在蒸发器内进行强迫循环, 其循环量约为制冷剂蒸发量的 4~6 倍, 因此沸腾放热系数较高, 而且润滑油不易积存在蒸发器内, 但它的设备费较高, 故多用于大型冷藏库。

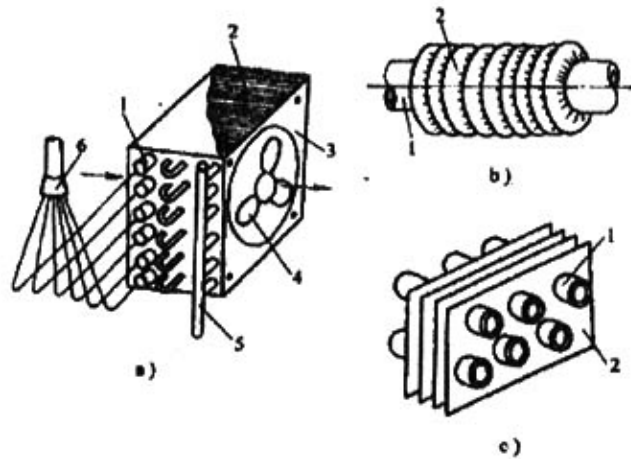
(4) 淋激式蒸发器, 如图 1 (d) 所示。该种蒸发器中只充灌少量制冷剂, 借助于泵将液态制冷剂喷淋在传热面上, 这样可以减少系统中制冷剂的充注量, 并且还可以消除蒸发器内静液高度对蒸发温度的影响。由于它的设备费用高, 故适用于温度很低 (或蒸发压力很低)、制冷剂价格较高的制冷装置。

1.3.2 冷风机^[9]

冷风机又称冷却强制流动空气的蒸发器, 是蒸发器与风机的有机组合。由于光管式空气冷却器传热系数很低, 为加强空气侧的换热, 往往需要在管外设置翅片以提高其传热系数值, 但如果翅片片距设置得较小, 就会产生较大的流动阻力, 此时必须采取措施强制空气以一定的流速通过翅片管簇, 以便获得较好的换热效果。这种蒸发器具有结构紧凑、传热效果好、可以改变空气的含湿量、应用范围

广等优点,多用于空气调节装置、大型冷藏库、以及大型低温环境试验场合。

冷风机的性能好坏直接影响到整个制冷系统性能的优劣,而它的性能是由其本身的结构参数和运动工况所决定的。图2是冷风机的基本结构图。冷风机的主体是由翅片管组成的立方体蛇形管组,它和四周的挡板所围成的翅片管空间为空气流道,在风机的强制作用下,空气以一定速度流经管外翅片间隙,并将热量传给管内流动的制冷剂而降温。当空气流速为 $3\sim 8\text{m/s}$ 时,冷风机的传热系数值为 $18\sim 35\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。从制造工艺上分析,翅片与传热管的紧密接触是提高其传热效果的关键。冷却强制流动空气的氨蒸发器一般采用直径为 $25\sim 38\text{mm}$ 的无缝钢管,外绕厚度为 1mm 的钢片,片距约 10mm ,以防止空气中的水分在低温下冻成冰霜附着在翅片管外表面,影响空气流通。同样用途的氟利昂蒸发器常采用直径为 $10\sim 18\text{mm}$ 的钢管,外套厚度为 $0.15\sim 0.2\text{mm}$ 的铝片(或铜片),翅片间距为 $2\sim 4\text{mm}$,若用在 0°C 以下,片距适当加大到 $6\sim 20\text{mm}$ 。



1—传热管; 2—翅片; 3—挡板; 4—风机; 5—集气管; 6—分液器

a) 蒸发器; b) 绕片管; c) 翅片管

图2 冷风机的基本结构图

1.3.3 蒸发器的研究现状

(1) 冷却空气式蒸发器数学模型

冷却空气式蒸发器数学模型有稳态模型和动态模型两种。稳态模型是模拟系

统稳定工况时的情况,一般由不含时间量的代数方程组求解得到结果;动态模型是模拟系统动态特性的,是由含有时间量的一组微分方程表述的,需要补充起始条件联立求解。

早期对蒸发器的模拟大都建立的是稳态模型,但是这些模型都存在着一一定的缺陷:如没有考虑质量传递,不能分别计算空气与蒸发器之间的显热和潜热交换;把制冷剂侧分为两相区和过热区,用平均换热系数来计算,步长取的过大,影响计算精度,更无法考虑进风不均匀的情况等。随着计算机技术的发展,后来对这些模型不断进行了完善,建立了考虑质量传递、进风不均匀情况的步进法模型和考虑翅片形状参数影响的步进法模型,这些模型都在一定程度上提高了计算精度。

文献[23]利用“微元法”建立了房间空调器用蒸发器的动态模型,并编制了适用于微机的运行程序,利用动态模型对其瞬态响应特性进行了模拟,通过与相关结果进行比较,结果基本吻合,证明了模型的可靠性。文献[24]在对蒸发器做了几点基本假设的基础上,建立了动态分布模型,并且根据数学模型编制了仿真程序,对KC—35D型窗式空调器工作过程进行模拟。通过对KC—35D型窗式空调器进行实验得出的实验曲线与运用程序得出的模拟曲线基本吻合,从而证明了模型的可靠性。葛云亭等[25]用分布参数的方法,建立了蒸发器动态参数数学模型,提出了使模型方程封闭可解的界面关系及求解该动态参数数学模型所用偏微分方程的离散方法。用此模型对空调器中的蒸发器在空调工况下,进行了稳态工况模型计算,得出了制冷剂侧参数(包括两相流主要参数、空隙率、滑速比等)、管壁温度及空气侧各参数沿管长及蒸发器空间结构的变化关系。为系统的动态参数模型的建立和计算、产品质量验证、优化产品结构以及制冷剂充灌量的准确计算打下基础。

(2) 冷却空气式蒸发器的换热情况

关于冷却空气式蒸发器制冷剂在水平管内沸腾换热的研究和计算方法,学者们作了大量工作,并取得了许多成果^[28]。这些工作主要是:①在大量试验数据的基础上,提出了一些通用性的计算公式;②研究制冷剂润滑油对沸腾换热的影响取得了许多成果;③近年来微细内翅片管在家用冰箱、空调器中得到了广泛应用,使蒸发器结构紧凑,整机重量减轻,成本降低。学者们还认为蒸发器内的换热随

干度增加变化十分剧烈,并将换热区域分为湿壁区、蒸干区和过热区,推荐采用随干度沿程变化的换热公式;毛细管出口的汽液两相流进入蒸发器,在其表面形成液膜,沿着流动方向液膜变薄,干度增加,制冷剂的局部放热系数逐渐增大,最后达到一个最大值,此时干度约为 80%;采用分段计算换热系数的计算方法能够较真实地反映各段的放热规律,较准确地描述各换热段换热效率的大小,从而使整个蒸发器的设计得到优化。

在空气冷却式蒸发器中,空气在蒸发器的管外流动,对管外空气流动的研究大都集中在强化空气侧的换热方面。这些工作主要是:①改进翅片的形状;②增加管子的排列密度;③对蒸发器翅片的表面处理;④减少翅片与管子的接触热阻等。

(3) 冷却空气式蒸发器的优化设计

优化蒸发器通常有三个准则:热力学准则、优化结构准则和优化经济准则。学者们采用不同的准则和方法对蒸发器进行了优化设计,有的使用 ε -NTU 方法进行优化,该方法以全部费用或年偿付费用最低作为目标函数,找出它与换热器结构参数、所用工质及运行工况的关系,同时找出目标函数的约束条件,然后寻找最佳值;有的采用优化经济准则来进行蒸发器经济性分析,它以每年总偿付费用 $COST$ 最低作为目标函数,以蒸发温度作为自变量,其它参数(如传热系数、进出风温度等)作为给定值,从而把 $COST$ 视为蒸发温度的单值函数,建立一维最优的蒸发器优化模型,为蒸发器的计算机优化设计建立了理论基础并提供了方法;有的以系统能效比最大作为优化目标,以 $f = \min[\frac{1}{EER}]$ 为目标函数,考虑对整个换热器容积(制冷剂充灌量)不产生改变的换热器结构参数,选用换热器迎风面管间距 S 和翅片间距 e 这两个参数作为系统变量进行优化。总之,选用这些方法对蒸发器进行优化后,换热量费用比和换热系数费用比都有一定程度的提高。

1.3.4 影响冷风机传热效率的因素分析

(1) 与冷库库温的关系

在不同的库温条件下,空气中对热交换强度有影响的物理参量随之变化。当库温升高时,空气的导热系数、导温系数、动黏度等参数随之升高,其中导温系数、动黏度等参数的升高将使空气侧的放热系数减小,导热系数的升高将使空气

侧的放热系数增大, 相比较而言, 导热系数的影响较大, 因此, 空气温度升高将使空气侧放热系数增大, 这对提高冷风机的传热系数是有利的。

此外, 工作在较高库温条件下的冷风机, 其相应的蒸发温度也高。制冷剂在沸腾放热条件下, 其物理参量随蒸发温度变化的综合影响可以用制冷剂的综合物性来表示。综合物性的数值是随着蒸发温度的升高而增大的, 因此这将使沸腾放热强度增加, 也就是使沸腾放热系数增大^[31]。

由此可见, 在冷库库温较高条件下工作的冷风机, 由于空气侧及制冷剂侧的放热强度都比在较低库温条件下的要高, 所以, 此时冷风机的传热系数相应也是高的。

(2) 与空气温度和制冷剂蒸发温度之差的关系

温差是冷风机热交换的动力, 因此温差大, 热交换强度高。在一定的温差范围内, 传热系数随着温差的增大而提高是比较显著的, 但当温差增大到一定程度, 传热系数的变化就不明显了^[33]。所以在提供传热系数值的时候也应指出温差的值。

需要注意的是, 冷风机翅片侧的空气温度, 可以是库内空气的平均温度, 或是冷风机进、出口处空气的平均温度, 或是冷风机的进风温度。究竟用哪一个值来表示温度差中的空气温度, 可以根据实际需要而定。但是, 采用不同的温度差计算得到的传热系数是不一样的。

换热温差的选取主要取决于所要冷却或贮藏的对象, 因为温差越大, 食品的干耗速度越大, 不可逆损失越大, 不利于食品营养的保持。从食品冷加工原理以及热工原理上来看, 应尽可能缩小换热温差。

(3) 与冷库空气析湿系数 ξ 的关系

如果在翅片盘管外表面因析湿而引起热、质交换, 可用析湿系数 ξ 的形式来考虑。析湿系数是湿空气对流传热和析湿、换质时总热量 Q 和显热量 Q_x 的比值, $\xi = Q / Q_x$ 。其实, 综合对流传热系数 $\alpha = \alpha_{\text{对流}} \cdot \xi + \alpha_{\text{辐射}}$, 可见 ξ 增加时, α 之值将增加。再有, ξ 增加将使空气侧热阻力降低, 从而使传热系数增加。

在一定温差条件下, $t_{\text{库}} = 0^\circ\text{C}$ 时, 湿度增大, 传热系数随之有所增大。但在 $t_{\text{库}} = -30^\circ\text{C}$ 时, 湿度增大, 传热系数却增大不多。分析其原因, 可能与 ξ 有关, 因为根据文献[35]提供的公式, 在温差为 10°C 的条件下, 当空气相对湿度从 80

%升到 95%的情况下, 当 $t_{\text{库}}=0^{\circ}\text{C}$ 时, ξ 增加 10.9%; 当 $t_{\text{库}}=-30^{\circ}\text{C}$ 时, ξ 只增加 1.5%。

(4) 与翅片管排列及结构的关系

众所周知, 正三角形排列比正方形排列方式流动阻力大但热交换强。根据目前流行的风量都配得较大的情况, 空气侧都是在雷诺数 Re 较高的条件下进行流动、换热, 此时空气侧放热系数沿翅片盘管深度方向变化, 由于初始扰动已很大, 放热系数稳定的排数将逐渐提高, 有可能从第二排起就逐渐稳定下来, 后几排盘管所产生的扰动影响已属于次要因素。美国专家通过实际测试表明, 在较低温度下结霜较严重的时候, 正三角形排列与正方形排列的换热性能差别很小。

翅片节距在保证空气的流动阻力和积灰不太严重的情况下应小些, 这样可使翅片管的传热面积增大。但在空调机组的设计中, 对噪声要求颇高, 因此有的厂家宁愿将翅片间距取得稍大, 增大点机组尺寸, 也不愿意将节距取得偏小, 致使流动阻力增高而导致噪声超出标准。但在结霜工况下, 翅片节距的选择与蒸发温度及冷风机的换热温差(库温与蒸发温度之差)有关, 蒸发温度越低, 温差越大, 结霜越厉害, 翅片节距应取得大一些。

在设计制造时, 尽量降低接触热阻(如采用翅片盘管整体镀锌; 提高胀管技术; 增加翅片根部与管子外表面的接触面等); 处理好短路风问题; 采用高效传热管等新技术, 都可以不同程度提高传热性能。

(5) 与制冷剂供液方式的关系

直接膨胀供液、重力供液、液泵强制循环供液等方式不同, 冷风机的传热系数也不同。在其它条件相同时, 采用氨泵强制循环供液方式, 蒸发器的传热系数要高一些。研究表明: 某一时刻蒸发器内的液态制冷剂量越多, 入口处制冷剂流量变化对出口处制冷剂过热变化量的影响越小。

(6) 与结霜的关系

当冷风机在 0°C 及其以下条件工作, 翅片盘管外表面温度等于或低于湿空气的露点温度时, 湿空气在其表面强制流动放热时将伴随发生湿空气中的水蒸气在其外表面凝结成冰霜的析湿、换质过程, 这对传热系数影响较大。由于形成的霜积聚在翅片盘管的外表面上, 霜层不断生长增厚, 密度不断增大, 霜层外表面的温度不断提高, 这是一种不稳定的热、湿交换过程。其次, 霜是由冰晶构成的多

孔性物质,水蒸气可以通过霜层本身扩散、渗透直至翅片及管外壁,因而,结霜过程不仅在霜层表面进行,还同时在霜层内部进行。霜的密度和导热系数在结霜过程中不断变化,霜的形成过程可以分为两个阶段:第一阶段是不稳定阶段,其对流放热系数、管子表面温度、霜层的温度等参数随时间迅速变化;第二阶段是准稳定状态阶段,以上各参数大致保持不变,工况趋于稳定。

文献[38]推导出结霜工况下翅片温度分布、翅片传热量和翅片效率的公式。当空气温度和霜层厚度一定时,翅片温度的变化随相对湿度的增大而增大;相对湿度一定时,霜层越厚,翅片温度的变化所受的影响越小。翅片效率与霜层厚度有关,与相对湿度无关,霜层越厚,翅片效率越高,但霜层越厚,制冷量越小。

(7) 与冷冻负荷的关系

冷冻负荷由以下四个部分组成:① 围护结构渗入热:指因冷间内外温差(包括太阳辐射引起的过余温度)通过围护结构所传递的热量;② 货物热:指货物(食品)在冷却或冻结过程中放出的热量,或者货物在冷加工过程中放出的热量;③ 换气热:指由于通风或开门,外界空气进入冷间而带进的热量;④ 操作热:指由于冷间内人员操作、各种设备发热工作而产生的热量^[9]。

冷风机制冷剂的吸热是一种具有相态变化的沸腾放热现象,沸腾放热的强度是与热负荷成正比的。当冷冻负荷增大时,要求温度相应地增大,才可能建立热平衡,此时反映传热强度的传热系数也会相应有所增大。

研究表明^[41]:如果蒸发器制冷量选得比要求低,制冷剂蒸发温度与库温之差就会比预定值高,预定的制冷量不能获得,系统的运行时间加长,蒸发温度和蒸发压力降低,蒸发器表面出现严重的结霜现象,蒸发过程不能完成,这会给压缩机带来损伤以及更多的能量消耗。相反,如果蒸发器制冷量选得比要求高,制冷剂蒸发温度与库温之差就会比预定值低,预定的制冷量不能获得,经济损耗也会加大。

(8) 与蒸发器内空气流动不均匀的关系^[42]

对单个回路来说,空气流动不均匀所引起的性能降低是很小的。而对于多回路蒸发器而言,个别处在空气流动不良条件下的回路(如:处于蒸发器边缘的回路)的性能降低,会对其它处在良好流动条件下的回路产生影响,从而使蒸发器的整体性能下降。

如果任何一个处在低空气速率下的回路具有多个通道,那么它的性能会得到改善,空气速率相对较高且具有16个通道的回路的效率,可能低于空气速率较低且具有20个通道的回路的效率。

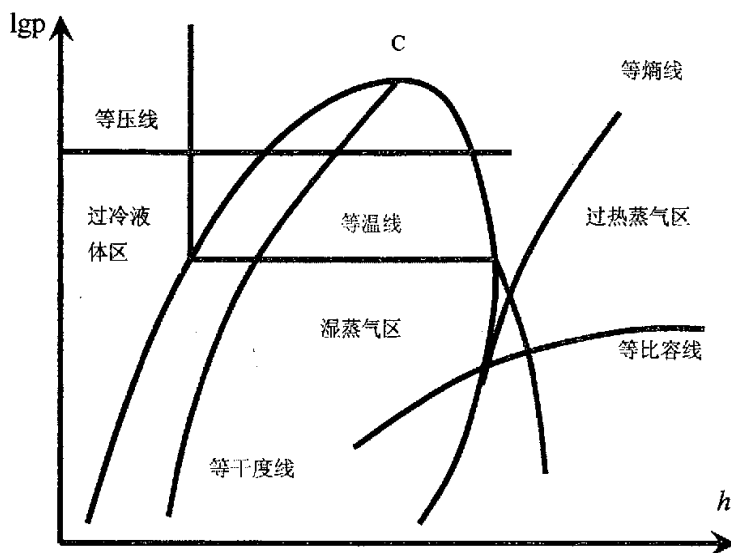
文献[42]指出,由空气流动的不均匀性引起的蒸发器回路的不平衡载荷会导致制冷剂的分布不均匀,而制冷剂质量流率的减少会引起每个回路的容量损失,对于Airedale空调公司生产的EH45型组装空调单元,该损失大约会达到0.86kw,对于整个蒸发器,总的损失为5.16kw,传热系数损失为35%。

空气的不均匀性对存在两相流的系统具有显著作用,它会使某些回路中用于使制冷剂蒸气过热的管子的面积增加,从而使传递给制冷剂的热量连续降低。

1.4 蒸气压缩式制冷循环^[9]

1.4.1 制冷剂的 $\lg p$ - h 图

制冷剂的 $\lg p$ - h 图是用来分析和计算压缩式理论制冷循环的最广泛的状态参数图之一(图 3)。该图以制冷剂的焓值(h)作为横坐标,绝对压力(P)为纵坐标,为了缩小画面,纵坐标压力采用 $\lg p$ 分格,但从图上读得的数值仍为绝对压力值,而不是压力的对数值。图中的 c 点为制冷剂的临界点, c 点左侧的粗实线为各个压力下的饱和液体线,该线上任何点的干度 $x=0$ (即全部为液体)。 c 点右侧粗实线为干饱和蒸气线,该线上任何点的干度 $x=1$ (即全部为蒸气)。这两条饱和线将图面分为三个区域:饱和液体线的左侧为过冷液体区(液体温度低于同压力下的饱和温度);干饱和蒸气线的右侧为过热蒸气区(蒸气温度高于同压力下的饱和温度);两条饱和线之间为湿蒸气区,制冷剂在湿蒸气区内处于气液两相混合状态,它的温度等于所处压力状态下的饱和温度,各点的 x 值反映了湿蒸气在该状态下蒸气含量的百分比。这样,制冷剂在某一压力下可能出现五种状态:即过冷液体、饱和液体、湿蒸气、干饱和蒸气和过热蒸气。制冷剂的五种状态在压缩式制冷循环中均会出现。


 图 3 制冷剂的 $\lg p$ - h 图

$\lg p$ - h 图上还绘制了六种等状态线簇，即等压 (P)、等焓 (h)、等温 (t)、等容 (v)、等熵 (s) 和等干度线 x 线 (图 1)，线簇的详细分布和具体数值可参阅各制冷剂的 $\lg p$ - h 图。制冷剂在循环过程中所处的状态在图中均可以找到其状态点，状态点是根据制冷剂的状态参数确定的。当制冷剂在过冷、湿蒸气和过热状态时，均要求知道两个状态参数才能确定状态点。当处于饱和液体或饱和蒸气状态时，仅需知道一个状态参数便能确定状态点。

1.4.2 单级蒸汽压缩式制冷循环

单级压缩制冷机是指将制冷剂经过一级压缩从蒸发压力压缩到冷凝压力的制冷机。空调器和电冰箱以及中央空调用的冷水机组大都采用单级制冷机。单级制冷机一般可用来制取 -40°C 以上的低温。图 4 为一台单级压缩蒸气制冷机的流程图。它由压缩机、冷凝器、节流机构和蒸发器等四个基本设备组成。

单级压缩制冷机的制冷过程是这样的：①压缩机将蒸发器中的制冷剂蒸气吸入，并将其压缩到冷凝压力，然后排至冷凝器；②冷凝器将制冷剂蒸气冷却并冷凝成液体；③制冷剂液体流过节流机构时，压力由冷凝压力降低到蒸发压力，一部分液体转化为蒸气；④其中的制冷剂液体在蒸发器中蒸发成蒸气，吸收被冷却

物体的热量。⑤制冷剂蒸气重新被压缩机吸入，并被压缩，从而完成一个循环。

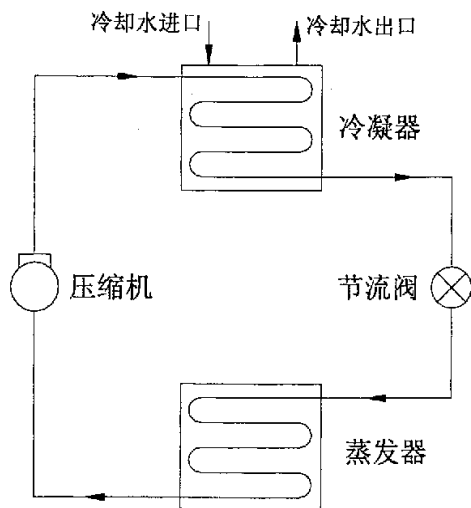


图4 单级压缩蒸气制冷机的流程图

(1) 理论循环

理论循环忽略了制冷机在实际运转中的一些复杂因素，将循环加以抽象，以便于分析几个基本参数对循环的影响。

单级理论循环是建立在以下一些假设的基础上的：①等熵过程——压缩机的压缩过程不存在换热和流阻；②等压过程——制冷剂在流动过程中无阻力损失；③等焓过程——制冷剂只与热交换器有热交换，流过膨胀阀不作功。

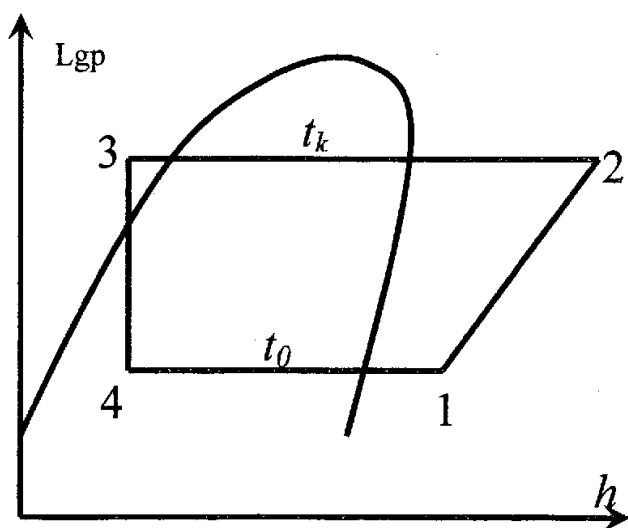


图5 单级压缩理论循环在lgp-h图上的表示

图 5 为上述理论循环在压—焓图上的表示。压缩机吸入的是以点 1 表示的过热蒸气；1—2 表示压缩机中的等熵压缩过程；2—3 表示制冷剂在冷凝器内的等压冷却、冷凝、过冷过程，压力值等于冷凝温度 T_k 下的饱和蒸气压力 P_k ；3—4 表示在膨胀机构内的等焓节流过程；制冷剂在节流过程中压力和温度都降低；4—1 表示制冷剂在蒸发器内的等压吸热气化过程。

(2) 实际循环

实际循环和理论循环有许多不同之处，除了压缩机的工作过程以外，主要还有以下一些差别（参照图 6）：

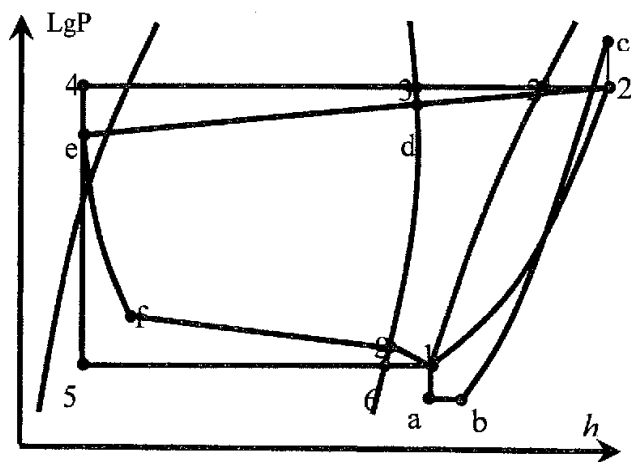


图 6 单级压缩实际循环在 $\lg p-h$ 图上的表示

- 1-a: 蒸气通过压缩机吸气通道和吸气阀时有阻力损失的过程；
- a-b: 蒸气受压缩机吸气通道和缸体加热的过程；
- b-c: 压缩时实际为多变的压缩过程；
- c-2: 制冷剂流过排气阀和排气通道时有阻力损失的过程；
- 2-e: 在排气管、液管中有流动阻力损失的换热过程；
- e-f: 在膨胀阀中有从外界吸热的节流过程；
- f-g: 在蒸发器和吸气管中有流动阻力损失和气化吸热的过程；
- g-1: 蒸发器出口至压缩机入口之间存在压力损失和温升的过程。

1.4.3 两级压缩和复叠制冷循环

两级压缩制冷循环的型式是多样的，按节流级数分有一级节流和两级节流两

种型式。一级节流循环是将冷凝压力 p_k 下的制冷剂液体直接节流到蒸发压力 p_0 ，由于压差较大，易实现远距离和向高处供液，而且调节也很方便，故应用较广；两级节流循环则是先将 p_k 下的制冷剂液体节流到中间压力 p_m ，然后再节流到 p_0 ，实际工程应用并不多。复叠式循环也有多种型式，如两个单级循环复叠、两级压缩循环的复叠、三个单级循环的复叠等。

为获得低温而采取两级压缩或复叠制冷循环，主要有两方面原因：

(1) 单级压缩蒸气制冷循环压比 (p_k/p_0) 的限制。单级压缩蒸气制冷循环压比一般只能获得 $-20\sim-40^\circ\text{C}$ 的低温。如果为得到更低温度而进行超压比运行，则会使实际压缩过程更偏离等熵压缩过程，引起压缩机排温升高、效率降低、功耗增大。

(2) 制冷剂热物理特性的限制。制冷剂有高温制冷剂、中温制冷剂和低温制冷剂之分，各种制冷剂又具有不同的热物理特性。要获取 -60°C 以上的低温，采用中温制冷剂的两级压缩制冷循环可使压缩机压比减小，工作效率提高。当需要获取 -60°C 以下的低温时，应采用中温制冷剂与低温制冷剂复叠的制冷循环。

1.5 相关标准^[44~48]

(1) ANSI/ASHRAE 25-1990《强制通风与自然通风空气冷却器的试验方法》

这项标准规定了在制冷系统中使用的强制通风与自然通风空气冷却器的空气流速和冷量测试方法。它不包括初级制冷剂再循环式的空气冷却器，也不包括空调装置。该标准的目的是：为获得性能数据，确定统一的试验方法；列出并定义试验中所用的术语；规定需记录的数据和计算公式；设定试验的极限和公差。

(2) JB/T 7659.3-95《氟利昂制冷装置用吊顶式空气冷却器》

这项标准规定了氟利昂制冷装置用吊顶式空气冷却器的术语、产品分类、技术要求、试验方法、检验规则、标志、包装和贮存。该标准适用于单独供应的以 R12(134a)、R22、R502 为制冷剂的中、小型冷藏库用氟利昂直接蒸发吊顶式空气冷却器。

(3) JB/T 9061-1999《组合冷库》

这项标准规定了组合冷库产品分类和型号、技术条件、性能试验方法、检验规则、标志、包装和贮存的要求。该标准适用于以硬质聚苯乙烯泡沫塑料为隔热

层、金属材料为面板的大、中、小型组合冷库和组合气调冷库。其他面板材料的冷库可参照该标准。组合冷库指库板、蒸发器等在工厂预先制造好，现场组装即可使用的冷库。

(4) SB/T 10340-2000《食品单体速冻装置》

这项标准规定了食品单体速冻装置的产品分类、技术要求、试验方法、检验规则、标志、包装和贮存。该标准适用于速冻经初加工后的蔬菜类、水果类、面点调理类、水产肉食品类单体的速冻装置。

(5) GB/T7725-1996《房间空气调节器》

这项标准规定了房间空调器制冷量和热泵制热量性能的测试方法。

1.6 本课题研究内容

1.6.1 蒸发器传热效率的计算比较

影响蒸发器传热系数的结构因素有：不同的翅片形式，不同的传热管排列形式，不同的翅片间距，不同的翅片管管径大小，翅片有无波纹，管内是否有加强翅片，微翅片等等。为了得到具有最佳传热效果的结构形式，本章选取了一些具有可比性的结构型式进行了传热计算比较。

1.6.2 蒸发器传热效率的试验研究

在结霜工况下，具有连续整体带波纹翅片正三角形排列变节距结构的蒸发器的传热系数最高。本章介绍了对具有该结构的蒸发器进行试验测试，并得到实测传热系数值的原理和方法，并对试验结果进行分析。

1.6.3 速冻设备整体设计

本章对速冻设备整体进行了设计，包括：蒸发器设计、外围结构设计、机械传动设计、布风形式设计、控制系统及其他设计。最后将本设计成果与国内同类结构进行比较，得出的结论是：本设计成果与现有国内结构相比，体积大幅度减小、能耗有较大的降低。

1.6.4 基于 Visual C++的蒸发器传热系数计算程序开发

本章基于 Visual C++编程环境开发出一个蒸发器传热系数计算程序。使用该程序能够方便快捷地计算出不同结构型式蒸发器的空气侧传热系数值、制冷剂侧传热系数值和蒸发器的总传热系数值。误差分析表明,该程序的计算结果与实测结果十分吻合,具有较高的可靠性。

2 蒸发器传热效率的计算比较

设计一台高效蒸发器，需要对影响蒸发器传热系数的各种因素进行分析和综合考虑，然后选择合适的参数。本章将着重分析结构参数对蒸发器传热效率的影响情况，对具有以下几种国内外常用结构型式的蒸发器的传热系数进行计算和比较分析，找出其中的规律，为速冻设备高效蒸发器结构型式的选择提供参考依据：圆翅片正方形排列等节距结构（图 7）；连续整体翅片正方形排列等节距结构（图 8）；小管径连续整体翅片正方形排列等节距结构；连续整体翅片正方形排列变节距结构；连续整体翅片正三角形排列变节距结构（图 9）；连续整体带波纹翅片正三角形排列变节距结构。

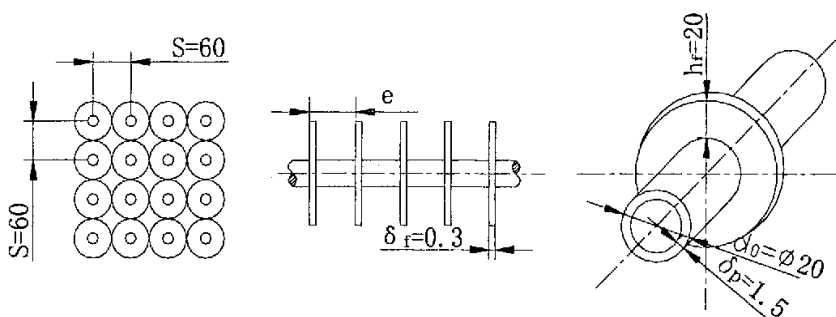


图 7 圆翅片正方形排列等节距结构

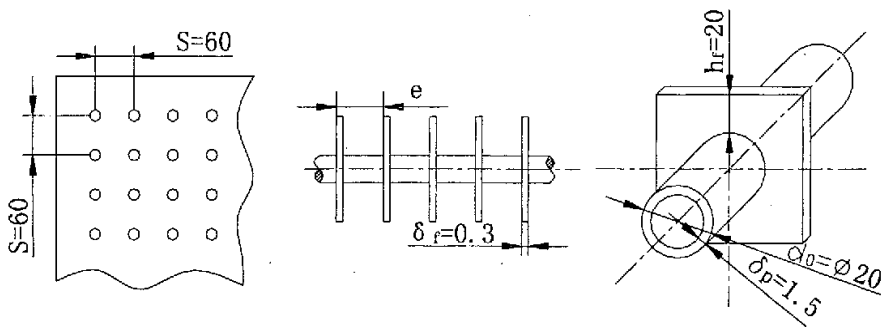


图 8 连续整体翅片正方形排列等节距结构

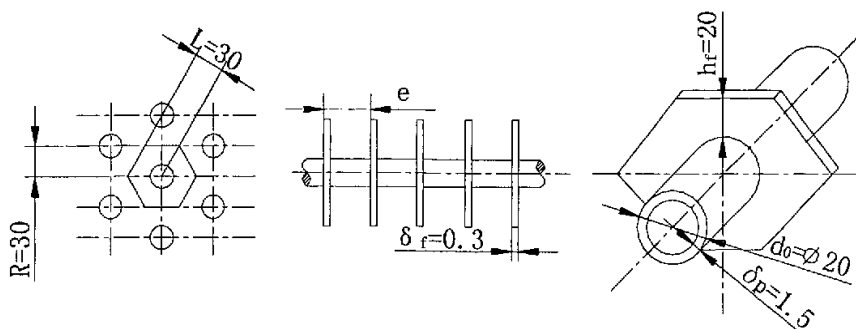


图 9 连续整体翅片正三角形排列变节距结构

2.1 预定参数

在进行计算比较之前,假设所有结构型式的蒸发器都被安置在某一特定的工况下,并且具有一些相同的参数。下面将参照目前蒸发器的一般使用情况对这些参数进行预先选定。

(1) 制冷剂

常用的制冷剂有无机物(如氨),氟利昂(如 R12, R134a, R22 等),碳氢化合物(R600a)和混合制冷剂。各种制冷剂在安全性、热稳定性、对材料的作用和对润滑油的互溶性等方面都不尽相同。本课题采用的是 R22,它是较常用的中温制冷剂,在常温下的冷凝压力和单位容积制冷量与氨相差不多,能制取的最低蒸发温度为 -80°C 。

(2) 制冷量

蒸发器的制冷量,即冷负荷,指的是为了使冷间内的空气温度达到所要求的值而需要的冷量,其形成是因为冷间得到来自各种因素所产生的热量,称为得热。在静态工况下,得热即为冷负荷。本课题将蒸发器的制冷量定为27kw。

(3) 传热管和翅片材料^[49]

从理论到实践都说明了选用不同材料对翅片盘管的传热性能是有影响的。从国内某厂生产的冷风机产品样本公布的数据作比较,在相同的面积、结构和风量条件下,铝管、铝套片冷风机较之钢管、钢套片冷风机,其单位冷却面积热负荷大 18~40%。对两台具有相同面积、结构和风量的铝管、铝片,钢管、钢片冷风机在试验台上进行检测,结果是:前者的传热系数较后者提高了 20~30%,但

随着蒸发温度的下降及表面霜层的增厚,这种优势逐步减小。翅片越薄、越长,空气侧换热系数越大,铜翅片相对于铝翅片的换热效果提高就越多。当用铜翅片代替铝翅片后,换热效果提高,但材料成本增加了,这是当前空调器中少用铜翅片的主要原因。

考虑到当传热管和翅片使用同种材料时,翅片管整体不受热胀冷缩的影响,以及铝的重量较轻,本课题中传热管和翅片的材料都采用铝合金,牌号为 1070A (工业纯铝)。

(4) 迎面风速

冷风机所配风机是按其标准工况下的风量、风压来选配的。只有风机运行在标准工况附近,才能使冷风机发挥其设计性能。如果标准风量与所需风量吻合,而实际阻力大于风机的标准全风压,将导致风量骤减,使冷风机性能恶化。

文献[35]根据特定结构的冷风机,在 20°C 条件下,推导出了用迎面风速计算空气侧放热系数的公式: $\alpha = 25.8 w_F^{0.725}$, 其中 w_F 即迎面风速,单位是 m/s 。由此可见,迎面风速增大,即风量的增大,将使空气侧放热系数提高,热阻降低,从而使冷风机的传热系数提高。但采用过大的风量必然会使风机功率消耗增大,从而降低制冷系统的经济性;尤其是用在低温冷藏库时,风机的发热量基本上按风量的立方上升,这样会大大增加制冷负荷。另外,迎面风速的提高将使风机的噪音加大。参照常用冷风机的迎面风速,将本课题中的冷风机迎面风速定为 3m/s 。

(5) 其它预定参数

表1 其它预定参数

预定参数	符号	数值
制冷剂蒸发温度/ $^{\circ}\text{C}$	t_0	-40
制冷剂过热温度/ $^{\circ}\text{C}$	t_h	-36
制冷剂冷凝温度/ $^{\circ}\text{C}$	t_k	20
制冷剂过冷温度/ $^{\circ}\text{C}$	t_u	16
进口空气温度/ $^{\circ}\text{C}$	t_1	-30
出口空气温度/ $^{\circ}\text{C}$	t_2	-35
进口空气相对湿度	ϕ_1	0.85
出口空气相对湿度	ϕ_2	0.95
翅片管总外表面积/ m^2	A_t	180
基管直径/ mm	d_0^*	20

基管壁厚/mm		δ_p	1.5
翅片厚度/mm		δ_f	0.3
翅片高度/mm		h_f^*	20
翅片管导热系数/w/m·K		λ_f	204
翅片节距 /mm	等节距结构	e	10
	变节距结构	前 n_1 排为 e_1 后 n_2 排为 e_2	$n_1=8, e_1=15$ $n_2=10, e_2=7.5$
管间距 /mm	正方形排列	S^*	60
	正三角形排列	R, L	$R=L=30$

注*：对于小管径连续整体翅片正方形排列等节距结构， $d_0=15\text{mm}$ ， $S=55\text{mm}$ 。

2.2 比较方案的选择

本节将确定具体方案来比较翅片型式、管束排列型式、翅片节距、管径大小和翅片上的波纹等结构参数对蒸发器传热系数的影响情况。

2.2.1 不同翅片型式

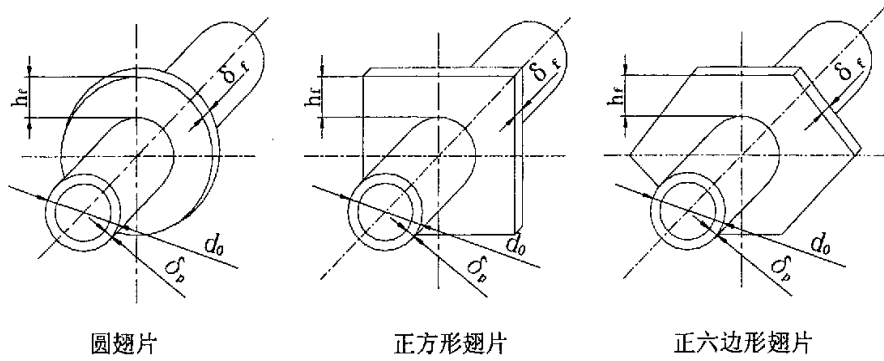


图 10 不同翅片型式

由于光管式空气冷却器传热系数很低，为加强空气侧的换热，往往需要在管外设置翅片以提高传热系数值。常用于加强蒸发器传热的外翅片有圆翅片和连续整体平翅片，本章将对这两种翅片型式影响蒸发器传热的程度进行比较。

具体比较方案：“圆翅片正方形排列等节距结构”与“连续整体翅片正方形排列等节距结构”

2.2.2 不同管束排列型式

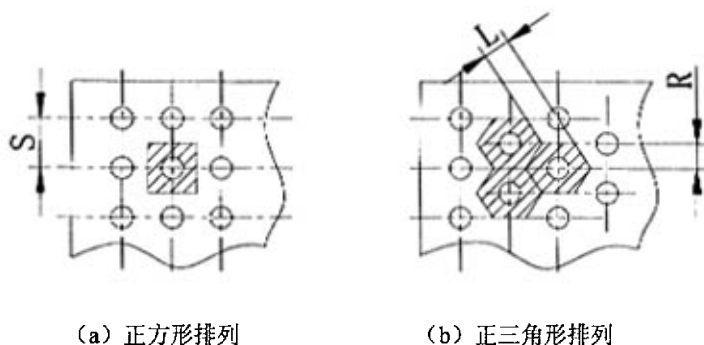


图 11 不同管束排列型式

翅片管束的排列分正三角形排列和正方形排列两种，正三角形排列比正方形排列流动阻力大但热交换强，目前流行的风量都配得较大，空气侧都是在雷诺数 Re 较高的条件下进行流动、换热。正方形排列的压降低于正三角形排列，对较低温度下结霜较严重的时候，正方形排列与正三角形排列的换热性能差别很小。

具体比较方案：“连续整体翅片正方形排列变节距结构”与“连续整体翅片正三角形排列变节距结构”。

2.2.3 不同翅片节距

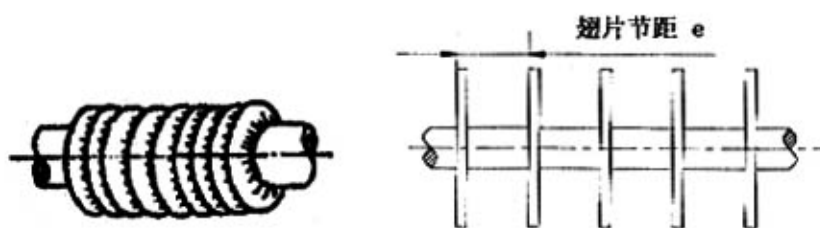


图 12 不同翅片节距

在结霜工况下，冷风机的结霜厚度是沿风向逐渐减薄的，将翅片排列设计成变节距型式（即前几排翅片的节距大，后几排节距小），既可以实现较高的翅化系数，又能使空气流通顺畅，以获得较高的传热效率，还可以延长冲霜周期。

但是在不结霜工况下，变片距结构冷风机的传热系数与等节距结构冷风机相

比并不占优。本章将在不结霜工况下对这两种结构型式翅片管的传热系数进行比较，以考证这一命题。

具体比较方案：“连续整体翅片正方形排列等节距结构”与“连续整体翅片正方形排列变节距结构”。

2.2.4 不同管径大小

本章将通过计算管径不同的连续整体翅片正方形排列等节距结构蒸发器的传热系数来考察管径对传热系数的影响。计算时，保持翅片的高度不变，只改变蒸发器的管径和管间距。

具体比较方案：“连续整体翅片正方形排列等节距结构”与“小管径连续整体翅片正方形排列等节距结构”。

2.2.5 翅片是否带波纹

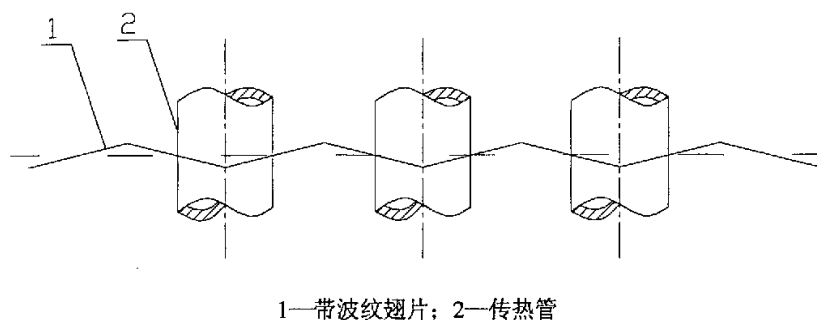


图 13 翅片波纹

为了增强传热，有时将连续整体翅片加工成带波纹翅片（图 13）。本章将通过计算来分析波纹对蒸发器传热的影响情况。

具体比较方案：“连续整体翅片正三角形排列变节距结构”与“连续整体带波纹翅片正三角形排列变节距结构”。

2.3 蒸发器传热系数计算方法

2.3.1 蒸气压缩式制冷循环的热力计算^[9]

依照图 6 所示的循环, 仍然很难用手算法进行热力计算。因此, 在工程设计中常常是对它作一些简化。简化的途径是: ①忽略冷凝器及蒸发器中的微小压力变化, 即以压缩机出口压力作为冷凝压力 (在大型装置中, 压缩机排气管道较长, 应从排气压力减去这一段管道压力损失后作为冷凝压力), 以压缩机进口压力作为蒸发压力 (在大型装置中需加上吸气管道的压力损失), 同时认为冷凝温度和蒸发温度均为定值; ②将压缩机内部过程简化成一个从吸气压力到排气压力的有损失的简单压缩过程; ③节流过程仍认为是前后焓值相等的过程。经过上述简化, 则实际循环可表示为图 14 中的 0-1-2-3-4-5-0, 其中 1-2 是实际的压缩过程。经过这样的简化之后, 即可直接利用 $\lg p$ - h 图进行循环的性能指标的计算, 且由此产生的误差也不会很大。

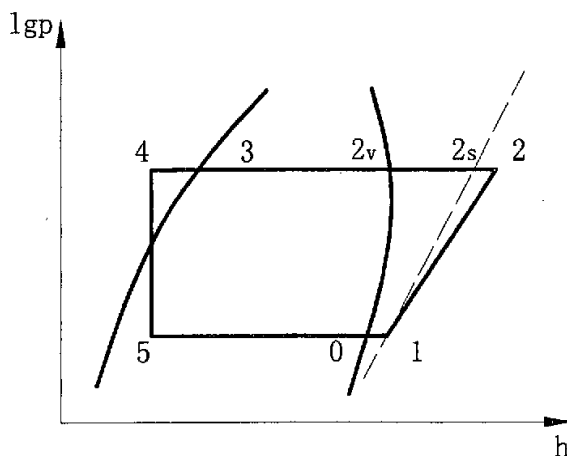


图 14 简化后的实际循环在 $\lg p$ - h 图上的表示

下面是按照这样简化后循环性能指标的表达式, 各下标对应于图 14 所示的状态点。

- (1) 单位质量制冷量 q_0 (等于流出和进入蒸发器的制冷剂焓差), $[\text{kJ/kg}]$

$$q_0 = h_1 - h_5 = h_1 - h_4$$

- (2) 单位容积制冷量 q_v , $[\text{kJ/m}^3]$

$$q_v = q_0/v_1$$

式中, v_1 为压缩机吸入蒸气的比容, $[\text{m}^3/\text{kg}]$

(3) 单位质量压缩功 w_0 (等于压缩机排出和吸入的制冷剂焓差), $[\text{kJ}/\text{kg}]$

$$w_0 = h_2 - h_1$$

(4) 单位质量冷凝热 q_k (等于进、出冷凝器的制冷剂焓差), $[\text{kJ}/\text{kg}]$

$$q_k = h_1 - h_5$$

(5) 制冷剂的质量流量 Mr , $[\text{kg}/\text{s}]$

$$Mr = Q_0/q_0$$

(6) 压缩机的理论功率 P_0 和指示功率 P_i 分别为, $[\text{kw}]$

$$P_0 = Mr w_0$$

$$P_i = P_0/\eta_i$$

式中, η_i 为压缩机的效率。

(7) 实际制冷系数 ε_s

$$\varepsilon_s = Q_0/P_i$$

(8) 冷凝器的热负荷 Q_k , $[\text{kw}]$

$$Q_k = Mr q_k$$

2.3.2 蒸发器的结构参数

(1) 每米翅片管长的翅片管外表面积 A_f , $[\text{m}^2/\text{m}]$

① 对于圆翅片结构:

$$A_f = (\text{圆形面积} - \text{圆管横截面积}) \times 2 \times 1000/e$$

$$= \pi \left(\left(\frac{d_0}{2} + h_f \right)^2 - \left(\frac{d_0}{2} \right)^2 \right) \times 2 \times \frac{1000}{e}$$

② 对于连续整体翅片正方形排列结构:

$$A_f = (\text{正方形面积} - \text{圆管横截面积}) \times 2 \times 1000/e$$

$$= \left(S^2 - \pi \left(\frac{d_0}{2} \right)^2 \right) \times 2 \times \frac{1000}{e}$$

③ 对于连续整体翅片正三角形排列结构:

$$A_f = (\text{六角形面积} - \text{圆管横截面积}) \times 2 \times 1000/e$$

$$= \left[6 \times \frac{\sqrt{3}}{3} R^2 - \pi \times \left(\frac{d_0}{2} \right)^2 \right] \times 2 \times \frac{1000}{e}$$

(2) 每米管长的翅片间基管外表面积 A_p , $[\text{m}^2/\text{m}]$

$$A_p = \frac{1000}{e} \pi \cdot d_0 \cdot (e - \delta_f)$$

(3) 每米管长的总外表面积 A , $[\text{m}^2/\text{m}]$

$$A = A_f + A_p$$

(4) 每米管长的内表面积 A_i , $[\text{m}^2/\text{m}]$

$$A_i = \pi d_i = \pi \times (d_0 - 2\delta_p)$$

(5) 每米管长的基管外表面积 A_o , $[\text{m}^2/\text{m}]$

$$A_o = \pi d_0$$

(6) 翅化系数 τ

$$\text{对于等节距结构: } \tau = \frac{A}{A_i}$$

$$\text{对于变节距结构: } \tau = \frac{n_1 A_1 + n_2 A_2}{(n_1 + n_2) A_i}$$

(7) 净面比 ε (最窄流通面积与迎风面积之比)

$$\varepsilon = \frac{(S - d_0)(e - \delta_f)}{S \cdot e}$$

(8) 当量直径 d_e , $[\text{m}]$

$$d_e = \frac{2(S - d_0)(e - \delta_f)}{(S - d_0) + (e - \delta_f)}$$

2.3.3 空气侧放热系数

(1) 最窄通风断面上的空气流速 w , $[\text{m/s}]$

$$w = v_a / \varepsilon$$

(2) 雷诺数 Re_f

$$\text{Re}_f = \frac{w d_e}{\nu}$$

(3) 空气侧放热系数 α_a , $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ [55]

空气侧放热系数取决于空气侧的放热工况, 其计算式为:

$$\alpha_a = C \times \frac{\lambda}{e} \left(\frac{d_0}{e} \right)^{-0.54} \left(\frac{h_f}{e} \right)^{-0.14} \cdot \text{Re}_f^n$$

其中, C, n 为系数:

对于正方形排列圆翅片结构: $C=0.104, n=0.72$;

对于正方形排列正方形翅片结构: $C=0.096, n=0.72$;

对于正三角形排列圆翅片结构: $C=0.223, n=0.65$;

对于正三角形排列正方形翅片结构: $C=0.096, n=0.72$ 。

另外, 对于连续整体带波纹翅片结构, 考虑到波纹翅片使蒸发器的换热面积增大, 而且波纹的存在增强了空气扰动, 导致空气侧换热系数增大, 因此在计算时将空气侧放热系数 α_a 乘上系数 1.07 [59]。

(4) 空气侧当量放热系数

① 翅片形状参数 m , $[\text{m}^{-1}]$

$$m = \left(\frac{2\xi\alpha_a}{\lambda_f \delta_f} \right)^{0.5}$$

② 翅片当量高度 l_e , $[\text{m}]$

翅片的当量高度取决于翅片的型式。整体式翅片管可以设想为若干组单管上的六角形翅片（正三角形排列翅片管束）或矩形翅片（正方形排列翅片管束）的组合。这些假想翅片的轮廓线是绝热线。

a) 对于圆翅片:

$$l_e = h_f \left(1 + 0.81 \cdot \lg \frac{R}{r_0} \right)$$

b) 对于连续整体翅片正方形排列结构:

$$l_e = (R - r_0) \left[1 + 0.805 \lg \left(1.28 \times \frac{R}{r_0} \times \sqrt{\frac{L}{R} - 0.2} \right) \right]$$

c) 对于连续整体翅片正三角形排列结构:

$$l_e = (R - r_0) \left[1 + 0.805 \lg \left(1.27 \frac{R}{r_0} \sqrt{\frac{L}{R} - 0.3} \right) \right]$$

③ 翅片效率 η_f

对于翅片管换热器，以光管内表面积和翅片表面积为基准的传热系数相差好几倍，这种差别既由面积的不同所决定，同时又受沿翅高方向温度梯度大小所制约。因为翅片上温度不均匀，通常引入一个翅片效率来表示翅片换热量的有效程度。其计算式为：

$$\eta_f = \frac{th(ml_e)}{ml_e}$$

④ 基于总外表面积的当量放热系数 $\alpha_{a \cdot e}$ ，[W/m²·K]

$$\text{对于等节距结构: } \alpha_{a \cdot e} = \xi \alpha_a \left(\frac{\eta_f \cdot A_f + A_p}{A} \right)$$

$$\text{对于变节距结构: } \alpha_{a \cdot e} = \frac{\alpha_{a1 \cdot e} \cdot n_1 A_1 + \alpha_{a2 \cdot e} \cdot n_2 A_2}{n_1 A_1 + n_2 A_2}$$

2.3.4 制冷剂侧放热系数

制冷剂在管内沸腾时出现复杂的气—液两相流动，随着沿途不断地受热，含气量、流速和流动结构在不断变化，而流速与流动结构又影响着气泡的产生、成长和脱离。管内的沸腾放热系数除了与液体的物性、热流密度 q_i ，沸腾压力 p_0 等有关以外，还与管内液体的流速、管径、管长以及管子的放置位置、流体流向等因素有关。

(1) 管内表面热流密度 q_i ，[W/m²]

$$q_i = Q_0 / A_H = Q_0 \cdot \tau / A_i$$

式中， A_H 为翅片管总内表面积。

(2) 选定每排并联的翅片管根数 t ，则制冷剂的质量流速 v_m ，[kg/m²·s]

$$v_m = Mr / \frac{\pi}{4} d_i^2 t$$

(3) 制冷剂液体流速 v_0 ，[m/s]

$$v_0 = v_m v$$

(4) 氟利昂在水平管内的沸腾放热系数 $\alpha_b^{[20]}$, $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$

对于 R22 制冷剂, 当 $q_i \leq 4000 \text{ W}/\text{m}^2$ 时,

$$\alpha_b = 2470 v_0^{0.47}$$

当 $q_i > 0.6 \sim 25 \text{ kW}/\text{m}^2$, $v_m = 50 \sim 600 \text{ kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$ 时,

$$\alpha_b = A q_i^{0.6} v_m^{0.2} d_i^{-0.2}$$

式中, A — 系数 $[\text{W}^{0.4} \cdot \text{s}^{0.2}/(\text{m}^{0.2} \cdot \text{kg}^{0.2} \cdot \text{K})]$, 它与制冷剂的性质和蒸发温度有关。

2.3.5 总传热系数

(1) 传热附加热阻 R_f , $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$

油膜、氧化铁层、管壁热阻以及防锈漆层热阻一般都很小, 如果油膜厚度以 0.05 mm 考虑, 则这几项热阻的总和占传热总热阻的比例不到 1% , 对传热系数的影响不大。当然, 如果油膜厚度增大, 或蒸发管内有大量油存在, 传热系数也会有相当程度的减少。对于铜管和铝管, 由于其导热系数很高, 管壁热阻可以忽略不计。当制冷剂为氟利昂时, 一般控制制冷剂中的含油浓度, 设计时也可以不考虑油膜热阻。翅片管外表面积灰, 以及翅片与基管的接触不严密造成的附加热阻相对比较大, 一般取:

$$R_f = 0.0048 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}。$$

(2) 基于总外表面积的总传热系数 $K^{[20]}$, $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_{a-e}} + R_f + \frac{\tau}{\alpha_b} \right)^{-1}$$

上式分母中, 第一项主要是空气侧传热热阻; 第二项为霜层、油漆层、氧化铁锈层、接触热阻等热阻; 第三项为在翅片管条件下的管内制冷剂侧传热热阻。

2.4 计算实例

以圆翅片正方形排列等节距结构为例。

I. 制冷剂热力参数计算

- (1) 根据图 14 及各已知制冷剂参数, 在 R-22 压焓图中查到制冷剂的比焓:

$$h_1' = 392 \text{ kJ/kg}, h_4' = 222 \text{ kJ/kg}$$

- (2) 制冷剂的单位质量制冷量:

$$q_0 = h_1' - h_4' = 392 - 222 = 170 \text{ kJ/kg}$$

- (3) 制冷剂流量:

$$M_r = Q_0 / q_0 = 27 / 170 = 0.1588 \text{ kg/s}$$

- (4) R-22 饱和溶液在 -40°C 下的比容:

$$v = 0.709 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

II. 空气热力参数

- (1) 根据各已知空气参数, 在湿空气焓湿图中查到:

$$\text{空气比焓 } h_1 = -30.5 \text{ kJ/kg}, h_2 = -35.4 \text{ kJ/kg};$$

$$\text{空气含湿量 } d_1 = 0.1 \text{ g/kg 干空气}.$$

- (2) 空气定压比热容:

$$C_p = 1.01 + 1.88 \frac{d_1}{1000} = 1.01 + 1.88 \frac{0.1}{1000} = 1.01 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

- (3) 当空气平均温度为 $(t_1 + t_2) / 2 = -32.5^\circ\text{C}$ 时, 查空气的热力性质表得

$$\text{空气的导热系数: } \lambda = 0.0218 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$\text{空气的运动粘性系数: } \nu = 0.106 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

- (4) 空气析湿系数:

$$\xi = \frac{(h_1 - h_2)}{C_p(t_1 - t_2)} = \frac{(-30.5 + 35.4)}{1.01 \times (-30 + 35)} = 0.97$$

III. 结构参数

- (1) 每米管长翅片管外表面积

$$A_f = \pi \left[\left(\frac{d_o}{2} + h_f \right)^2 - \left(\frac{d_o}{2} \right)^2 \right] \times 2 \times \frac{1000}{e} = 3.14 \times \left[\left(\frac{0.02}{2} + 0.02 \right)^2 - \left(\frac{0.02}{2} \right)^2 \right] \times 2 \times \frac{1000}{10} = 0.5024 \text{ m}^2/\text{m}$$

- (2) 每米管长翅片间基管外表面积

$$A_p = \frac{1000}{e} \pi \cdot d_o \cdot (e - \delta_f) = \frac{1000}{10} \pi \times 20 \times 10^{-3} \times (10 - 0.3) \times 10^{-3} = 0.0609 \text{ m}^2/\text{m}$$

- (3) 每米管长总外表面积

$$A = A_f + A_p = 0.5024 + 0.0609 = 0.5633 \text{ m}^2/\text{m}$$

(4) 每米管长内表面积

$$A_i = \pi d_i = \pi (d_0 - 2\delta_p) = 3.14 \times (20 - 2 \times 1.5) \times 10^{-3} = 0.0534 \text{ m}^2/\text{m}$$

(5) 每米管长基管外表面积

$$A_0 = \pi d_0 = 3.14 \times 20 \times 10^{-3} = 0.0628 \text{ m}^2/\text{m}$$

(6) 翅化系数

$$\tau = \frac{A}{A_i} = \frac{0.5633}{0.0534} = 10.549$$

(7) 净面比

$$\varepsilon = \frac{(S - d_0)(e - \delta_f)}{S \cdot e} = \frac{(60 - 20)(10 - 0.3)}{60 \times 10} = 0.647$$

(8) 当量直径

$$d_e = \frac{2(S - d_0)(e - \delta_f)}{(S - d_0) + (e - \delta_f)} = \frac{2 \times (60 - 20)(10 - 0.3)}{(60 - 20) + (10 - 0.3)} = 15.61 \text{ mm}$$

IV. 空气侧放热系数

(1) 最窄通风断面上的空气流速

$$w = v_a / \varepsilon = 3 / 0.647 = 4.637 \text{ m/s}$$

(2) 雷诺数

$$\text{Re}_f = \frac{w d_e}{\nu} = \frac{4.637 \times 15.61 \times 10^{-3}}{0.106 \times 10^{-4}} = 6828.64$$

(3) 空气侧放热系数

$$\begin{aligned} \alpha_a &= C \times \frac{\lambda}{e} \left(\frac{d_0}{e} \right)^{-0.54} \left(\frac{h_f}{e} \right)^{-0.14} \cdot \text{Re}_f^n \\ &= 0.104 \times \frac{0.0218}{0.01} \left(\frac{20}{10} \right)^{-0.54} \left(\frac{20}{10} \right)^{-0.14} \times 6828.64^{0.72} \\ &= 81.64 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

(4) 空气侧当量放热系数

① 翅片形状参数

$$m = \left(\frac{2\xi\alpha_a}{\lambda_f\delta_f} \right)^{0.5} = \left(\frac{2 \times 0.97 \times 81.64}{204 \times 0.3 \times 10^{-3}} \right)^{0.5} = 50.87 \text{ m}^{-1}$$

② 圆翅片当量高度

$$l_e = h_f (1 + 0.81 \cdot \lg \frac{R}{r_0}) = 20 \times (1 + 0.81 \cdot \lg \frac{30}{10}) = 27.73 \text{ mm}$$

③ 翅片效率

$$\eta_f = \frac{th(ml_e)}{ml_e} = \frac{th(50.87 \times 27.73 \times 10^{-3})}{50.87 \times 27.73 \times 10^{-3}} = \frac{th(1.41)}{1.41} = 0.63$$

④ 基于总外表面积的当量放热系数

$$\begin{aligned} \alpha_{a,e} &= \xi \alpha_a \left(\frac{\eta_f \cdot A_f + A_p}{A} \right) \\ &= 0.967 \times 81.64 \times \left(\frac{0.63 \times 0.5024 + 0.0609}{0.5633} \right) \\ &= 52.89 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

V. 制冷剂侧放热系数

(1) 管内表面热流密度

$$q_i = Q_0 / A_i = Q_0 \cdot \tau / A_f = 27000 \times 10.549 / 180 = 1582.35 \text{ W/m}^2$$

(2) 取每排并联的肋管根数 $t=16$ ，则制冷剂的质量流速

$$v_m = Mr / \frac{\pi}{4} d_i^2 t = 0.1588 / (\frac{\pi}{4} \times 0.017^2 \times 16) = 43.75 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

(3) 制冷剂液体流速

$$v_0 = v_m v = 43.75 \times 0.709 \times 10^{-3} = 0.031 \text{ m/s}$$

(4) 因为 $q_i < 4000 \text{ W/m}^2$ ，则管内放热系数

$$\alpha_b = 2470 v_0^{0.47} = 2470 \times 0.031^{0.47} = 482.66 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

VI. 总传热系数

取空气侧垢阻 $R_f = 0.0048 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ ，基于总外表面积的总传热系数

$$\begin{aligned} K &= \left(\frac{1}{\alpha_{a,e}} + R_f + \frac{\tau}{\alpha_b} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{52.89} + 0.0048 + \frac{10.549}{482.66} \right)^{-1} \\ &= (0.01891 + 0.0048 + 0.02186)^{-1} = 21.94 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

2.5 不同结构型式蒸发器传热系数的比较

根据已知参数，依照 2.2 中确定的比较方案以及 2.3 中介绍的蒸发器传热系

数计算方法,在不结霜工况下,对前述几种结构型式的蒸发器进行了传热计算比较,结果汇总如下:

表2 传热系数计算结果汇总

蒸发器结构型式	总传热系数 ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)
圆翅片正方形排列等节距结构	21.94
连续整体翅片正方形排列等节距结构	18.75
小管径连续整体翅片正方形排列等节距结构	20.33
连续整体翅片正方形排列变节距结构	18.29
连续整体翅片正三角形排列变节距结构	20.53
连续整体带波纹翅片正三角形排列变节距结构	20.89

2.6 结论

从计算结果可以看到,在不结霜工况下,圆翅片结构的传热系数比连续整体翅片结构大;传热管的管径越小,传热系数越高;变节距结构的传热系数比等节距结构小;采用正三角形排列结构能提高蒸发器的传热系数;使用带波纹翅片能得到比平翅片更高的传热系数。

3 蒸发器传热效率的试验研究

3.1 蒸发器试件结构的确定

考虑到速冻设备的蒸发器是在低于 0°C 的工况下工作的,在翅片与传热管表面上会有结霜现象,而霜层会影响空气侧的传热,使蒸发器的传热系数下降。虽然圆翅片结构传热效率比较高,但风阻比较大,结霜较严重,结合国内实际使用情况,在低温下采用连续整体翅片结构。在低于 0°C 的工况下,结霜现象主要发生在翅片管的前几排,这里的翅片节距应该大一些;后几排翅片管的结霜量很少,这里的翅片节距就可以设计得比较小,实践证明,使用变节距结构能够有效缓解迎风侧结霜严重的现象,获得比等节距结构更高的传热系数。本课题兼顾蒸发器的紧凑性和制造成本,采用管径为 $\phi 20$ 的传热管,并采用连续整体带波纹翅片正三角形排列变节距结构。迎风方向传热管共 18 排,前 8 排为大节距,后 10 排为小节距。为了使试验结果接近蒸发器的实际工况,试验蒸发器的横截面与实际使用的蒸发器相同,长度、高度方向正好为一台风机吹过的面积,因此这样的设计做到了最大限度地接近蒸发器的实际工况。图 15 和 16 是蒸发器试件图,图 17 是蒸发器的翅片结构图。表 3 列出了蒸发器试件的结构参数实测值。

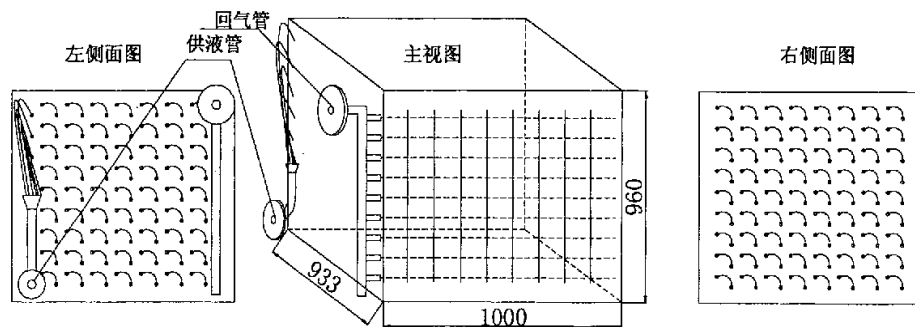


图 15 蒸发器试件示意图

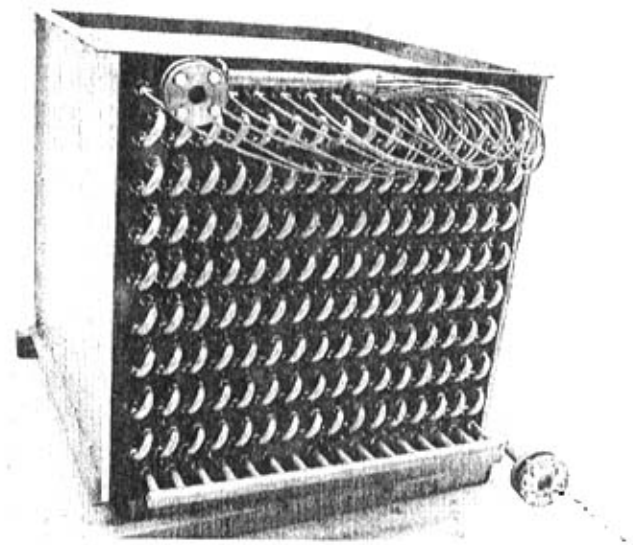


图 16 蒸发器试件图

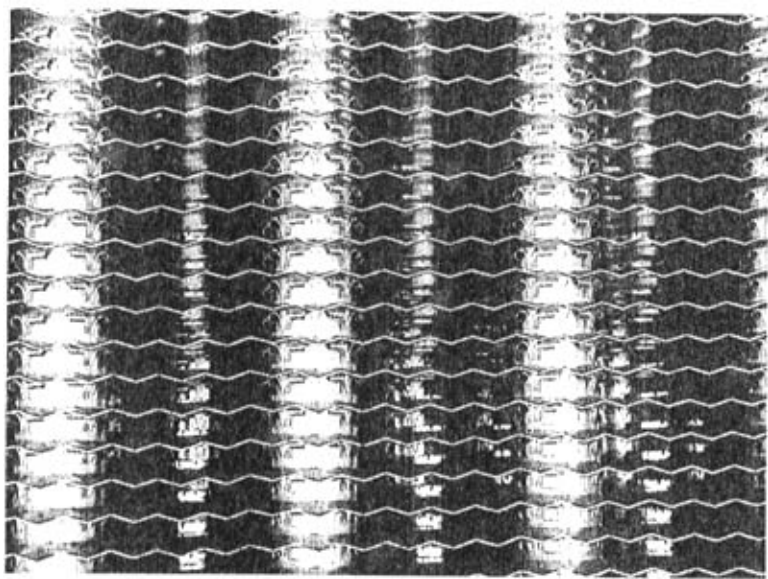


图 17 蒸发器翅片结构图

表 3 蒸发器试件结构参数

结构参数		实测值
翅片厚度/mm		0.3
翅片节距/mm	前 8 排	15.05
	后 10 排	7.65
翅片长度/mm	前 8 排	415

	后 10 排	519
管列间距/mm		60
波纹波峰与波谷距离/mm		1.25
翅片总外表面积/m ²		180

3.2 测试蒸发器传热系数的方法^[44, 60~69]

对速冻设备而言,蒸发器效率的高低是影响整套设备效率的最主要因素,对大型速冻设备而言,其关键性更是突出。而衡量蒸发器效率高低的的最主要参数是蒸发器总传热系数 K 值的高低。根据传热平衡方程:

$$Q = K_o A_o \Delta t_m = K_i A_i \Delta t_m$$

$$K_o = \frac{Q}{A_o \Delta t_m}$$

式中, K_i 、 K_o —— 以管内、管外换热面积为基准的总传热系数;

Δt_m —— 蒸发器的对数平均温度。

由上式可知,要测得 K_o , 需要知道三个量: Q 、 A_o 和 Δt_m 。对于一台特定的蒸发器而言, A_o 在设计计算时就已确定, 因此实际要测量或计算的只有两个量: Q 和 Δt_m 。

按我国国家标准 GB/T7725-1996, 房间空调器制冷量和热泵制热量性能的测试方法有空气焓差法、风管热平衡法和房间热平衡法等形式。

(1) 房间热平衡法

原理: 进入房间的热量与房间内发热体的热量总和等于离开房间的热量总和 (或总热量损失)。

特点: 房间热平衡法从原理上说其测量结果最为准确, 该法的试验装置与焓差法的风洞相比, 受外界温度的影响小, 因此工况容易稳定, 测试时空气进口干、湿球温度波动都在国际规定的范围之内, 欧美等国都明确规定采用房间热平衡法为冷风机的热工性能试验方法。但其测试装置结构复杂, 投资大且操作麻烦, 故应用受到某些限制。

(2) 空气焓差法

原理：空气焓差法是通过测量空调器进口及出口空气的焓值和循环风量，以此来确定空调器的制冷量的一种性能测试方法。

特点：这种方法具有快速、方便、投资少、测试精度满足生产要求的优点，它是国标规定的常用测试方法之一。焓差法主要用于较大冷量（大于 7000W）的场合，但对制冷量较小的场合（小于 6000W）来说，风量和焓值的测量易引起较大的误差。

(3) 风管热平衡法

原理：基于湿空气热力学“等焓过程就是近似的等湿球温度过程”的原理，借助于调整热平衡箱体中电加热器的电功率值，从而求得制冷量。

特点：此方法对制冷量小于 6000W 的测量结果比焓差法准确，且又具有焓差法投资少的优点，其缺点是在测试过程中只有经电热平衡得出被测空调器的制冷量，而没有第二个辅助制冷量能及时进行校核，即测量结果的可靠性不能充分保证。

不管是焓差法还是热平衡法都需要一个温度、湿度可以调控的绝热小室，通过对加热量和加湿量的调节使小室内达到恒温、恒湿。根据能量守恒定律，直接通过被测设备热媒（或冷媒）进出口焓值的变化与被处理空气进出口焓值的变化，来测量被试设备的供热量或供冷量。按照规范要求，只有当恒温小室内达到稳定工况且持续半小时后，才可以读取数据，并且每隔 10 分钟读取一组数据，其数值波动应在允许变化范围内，连续读取四组数据取平均值作为实际采样值。工况包括进口空气的干、湿球温度和制冷剂的温度。对于规定制冷剂的温度在 32℃ 以上的试验，工况还包括进入空气的湿球温度。工况稳定是指试验过程中有关的参数值不随时间而变化，或者说，有关参量值随时间的波动是在试验规定的“允许变化范围内”，这样才能确保检测结果的复现性。最后，当试验结束时还应检验工况的稳定是否符合试验的预先规定，这可以用微调试验工况，观察被测值的波动来加以判断。

对于试验环境还有另外一些要求，比如试验环境应避免日光直射，周围应无各种热流影响，环境温度波动不超过 4℃；不允许热量泄漏超过空气冷却器毛总

冷却量的 30%；试验和数据记录必须在盘管表面基本无霜的情况下进行；蒸发器入口处的液体过冷度必须在 $5.5\sim 11^{\circ}\text{C}$ 之间，蒸发器出口处的过热度应在 $2.8\sim 4.4^{\circ}\text{C}$ 之间等等。

为了得到比较准确的测试结果，本试验采用房间热平衡法来测试蒸发器的传热系数。

3.3 试验设备和仪器

(1) 制冷系统及冷库

制冷系统分为主要设备和辅助设备两部分。主要设备包括压缩机、冷凝器、节流机构、蒸发器、冷凝—蒸发器和 中冷器等。辅助设备有各种分离器、贮液器、回热器、过冷器以及膨胀容器等。对于蒸发器性能测试系统，还包括一个密封的组合冷库，测试时需要将蒸发器试件安置在冷库内。

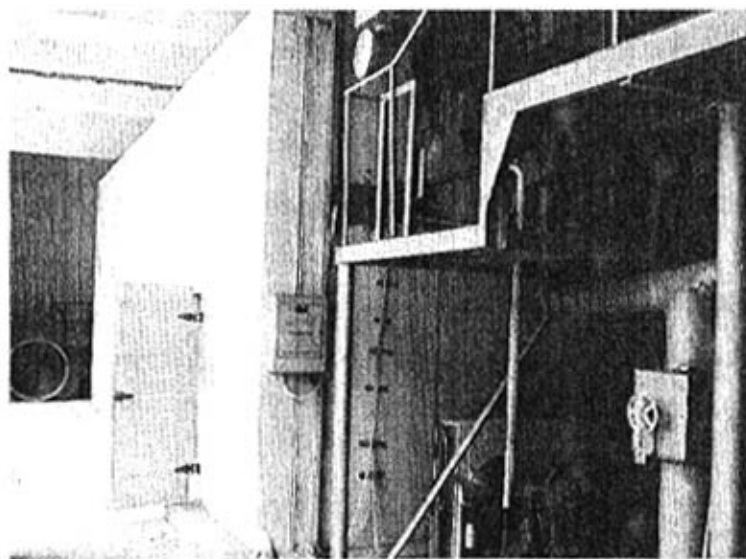


图 18 试验测试系统

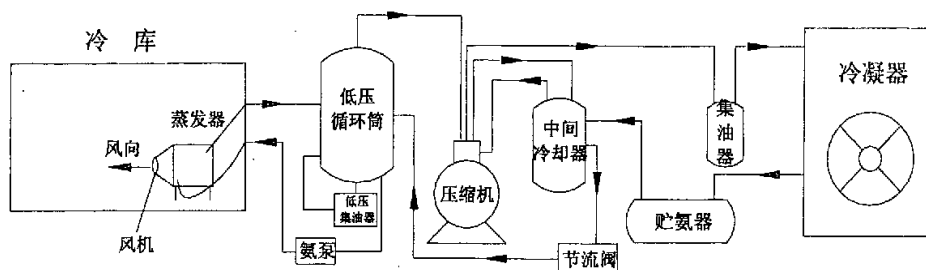


图 19 测试系统略图

图 18 和 19 所示的测试系统由浙江省上虞风机厂提供，这是一个两级压缩一级节流冷却循环系统。由蒸发器出来的低压蒸气被低压级压缩机吸入，压缩至中间压力后送入中间冷却器，与从冷凝器出来的制冷剂进行热交换，温度降低到中间压力对应的饱和温度，然后由高压级压缩机压缩到冷凝压力，并在冷凝器中冷凝成为液体，在中间冷却器中过冷，过冷液体经节流阀降压后到蒸发器蒸发制冷。

冷库尺寸为 $10.01\text{m} \times 6.03\text{m} \times 3.6\text{m}$ ，壁厚 150mm ，以硬质聚胺酯为隔热层、金属材料为面板。风机的额定风量为 $10000\text{ m}^3/\text{h}$ ，转速为 1450r/min ，额定功率为 2.2kW ，全压为 380Pa 。低压循环筒用于贮存低压液体制冷剂和调制冷剂的流量，以免制冷剂液体和气体进入压缩机内造成湿压缩事故，同时，低压循环筒还具有分离气液和排液筒的作用。

各设备间的制冷剂管道必须做好保温，以避免明显的热量损失或增加。在运行期间，试验空间一定要保证密封并进行空调，以防止在盘管表面产生明显的湿气积累。

(2) 电加热器

冷库内共安置 25 根电加热管，每根加热管的功率为 2kW ，长度为 3m ，且都装有测温探头。其中 9 根加热管沿库体纵向等间隔水平悬挂于库体中央，距库顶 1m ，两端与库体各有 1 到 2m 的距离；两边各有 8 根加热管等间隔垂直悬挂在距离库壁 100mm 的位置。

电加热器的功率用安置在冷库外的调压器进行调节，调压器的额定容量为 30kVA ，额定输入电压为 380V ；额定输出电压为 $0 \sim 430\text{V}$ 。

(3) 数字温度巡回检测仪

在使用该仪器之前,先要布置好热电偶测温探头,然后用导线将探头与测温仪连接起来,再启动仪器,这样就可以从测温仪的电子显示屏上实时观测到冷库内、外以及蒸发器各个部位的温度变化情况。

测温探头的布置如下:冷库内 8 个角落以及冷库 5 个外表面(除地面外)中心各安置一个;蒸发器空气进风口上均匀布置 4 个,空气出风口上布置 2 个;制冷剂供液管和回气管上各布置 2 个;大气中布置 1 个;共 24 个(见图 20)。每个测温探头与冷库内壁之间都有 0.15 米的距离。

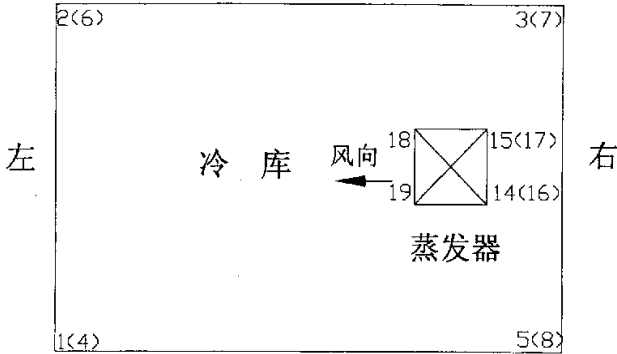


图 20 冷库内测温探头的分布情况（俯视图）

库内温度取冷库内 8 个角落温度的平均值;库外温度取库体 5 个外表面中心温度的平均值;蒸发器进、出口处的空气温度分别取进、出口处对应测温点温度的平均值;制冷剂的蒸发温度取供液管和回气管上所有测温点温度的平均值。

(4) 电能综合分析测试仪

用来测定电加热器和风机电机的功率。

3.4 试验步骤

3.4.1 标定冷库的功率损失

(1) 标定方法及原理

方法: 房间热平衡法。

原理: 冷库的功率损失等于稳定工况下冷库内所有热源的功率之和。

(2) 标定步骤

① 关闭冷库门,接通电加热器的电源,并启动风机增强空气流动,使冷库内

的温度场均匀。预热 8 个小时左右,当冷库达到稳定工况 1 小时后开始测试。此时冷库内外温差稳定在 Δt_1 (大于 20°C)。

② 每隔 20 分钟用功率表测出电加热器的功率、风机电机的功率,以及灯泡 (标定时为便于观测,灯泡是亮的;测试时灯泡不亮) 的功率,并取最后 4 次测量值的平均值。表 4 是试验的实测结果。

表 4 冷库标定实测结果

参 数	符 号	数 值
库内外温差/ $^{\circ}\text{C}$	Δt_1	43.65
风机电机功率/kw	E_m	1.465
电加热器功率/kw	E_h	4.912
灯泡功率/kw	E_b	0.1

当库内外温差 $\Delta t_1=43.65^{\circ}\text{C}$ 时,冷库的功率损失为:

$$E_c=E_h+E_m+E_b=4.912+1.465+0.1=6.477\text{kw}$$

3.4.2 测定蒸发器的制冷量

(1) 测定方法及原理

方法: 房间热平衡法。

原理: 蒸发器的制冷量等于稳定工况下冷库内所有热源的功率与冷库的功率损失之和。

(2) 测定步骤

① 关闭冷库门,启动制冷机组对空库进行降温,接通电加热器的电源对冷库进行加热,当冷库达到稳定工况 1 小时后开始测试。此时冷库内外的温差为 Δt_2 (大于 20°C)。

② 每隔 20 分钟用功率表测出电加热器的功率和风机电机的功率,并取最后 4 次测量值的平均值。表 5 是试验的实测结果。

表 5 试验蒸发器制冷量实测结果

参 数	符 号	数 值
库内外温差/ $^{\circ}\text{C}$	Δt_2	38.5
风机电机功率/kw	E_m	1.817
电加热器功率/kw	Q_h	18.10

当库内外的温差为 $\Delta t_2=38.5^{\circ}\text{C}$ 时,

冷库的功率损失为:

$$Q_c = E_c / \Delta t_1 \times \Delta t_2 = 6.477 / 43.65 \times 38.5 = 5.713 \text{ kw}$$

蒸发器的制冷量为:

$$Q = Q_h + Q_m + Q_c = 18.10 + 1.817 + 5.713 = 25.63 \text{ kw}$$

3.4.3 测定蒸发器的平均温差

在稳定工况下,每隔 20 分钟读取蒸发器进、出口处空气的温度,以及制冷剂的蒸发温度,实测结果见表 6。

表 6 试验蒸发器平均温差实测结果

参 数	符 号	数 值
进口空气温度/℃	t_1	-28.9
出口空气温度/℃	t_2	-35.3
制冷剂的蒸发温度/℃	t_0	-39.55

蒸发器的平均温差:

$$\Delta t_m = \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0}} = \frac{-28.9 + 35.3}{\ln \frac{-28.9 + 39.55}{-35.3 + 39.55}} = 6.97^\circ\text{C}$$

3.4.4 计算蒸发器的传热系数

根据蒸发器传热系数的计算公式,蒸发器试件的传热系数为:

$$K = \frac{Q}{A \Delta t_m} = \frac{25.63 \times 10^3}{180 \times 6.97} = 20.43 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

3.5 试验结论

从试验结果可以看到,实测连续整体带波纹翅片正三角形排列变节距结构蒸发器的传热系数 ($20.43 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$),与理论计算得到的传热系数 ($20.89 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$) 十分接近,这证明了理论计算结果是可信的。至于二者在数值上有略微差异,一个很重要的原因是:在进行理论计算时,未考虑结霜的影响,而实验结束后,观察到蒸发器翅片上有轻微的结霜现象,这使得蒸发器的传热系数有所降低。另外,蒸发器试件结构参数的实测值与理论计算时采用的数值有些微小的差异,这也是偏差产生的原因。

4 速冻设备整体设计

本设计的主导思想是采用新技术、新材料,新工艺,以节能降耗为主要目的,保证冻结产品质量,实现在“十五”重大科技攻关项目提出的各项要求。

4.1 冷风机冷负荷衡算

本次设计的速冻设备要求达到的生产能力为每小时 4 吨青刀豆,图 21 为待冻结产品的前处理生产线,冷风机冷负荷衡算的已知参数见表 7。

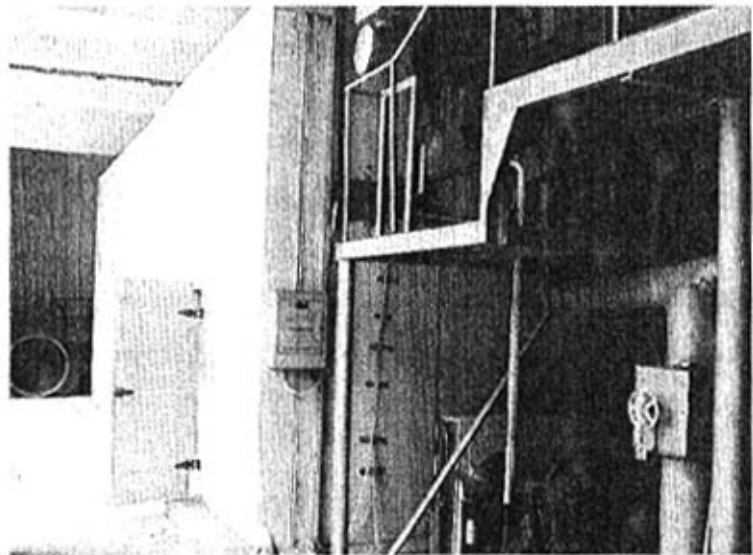


图 21 配套前处理图

表 7 冷风机负荷衡算已知参数

参 数	符 号	数 值
青刀豆进货量/ t/h	G	4
含水率/ %	d	75
冰点/ $^{\circ}\text{C}$	t_b	-1.1
高于冰点的比热/ $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$	c_1	3.3
低于冰点的比热/ $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$	c_2	1.75
潜热/ kJ/kg	w	247.8
蒸发器进口空气温度/ $^{\circ}\text{C}$	t_1	10
蒸发器出口空气温度/ $^{\circ}\text{C}$	t_2	-18

蒸发器传热效率/ $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$	K	20.43
蒸发器平均温度/ $^{\circ}\text{C}$	Δt_m	6.97
风机电机功率/ kw	Q_f	11

(1) 总热量衡算:

货物热:

$$\begin{aligned} Q_1 &= G[c_1(t_1 - t) + w + c_2(t - t_2)] \\ &= 4000/3600 \times [3.3 \times (10 - (-1.1)) + 247.8 + 1.75 \times (-1.1 - (-18))] \\ &= 348.89 \text{ kw} \end{aligned}$$

围护结构渗入热:

$$Q_2 = Q_1 \times 10\% = 348.89 \times 10\% = 34.89 \text{ kw}$$

操作热 (9 台风机电机):

$$Q_3 = Q_f \times 9 = 11 \times 9 = 99 \text{ kw}$$

总热量:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 348.89 + 34.89 + 99 = 482.78 \text{ kw}$$

(2) 蒸发器换热面积:

$$A = Q/K/\Delta t_m = 482.78 \times 1000/20.43/6.97 = 3390 \text{ m}^2, \text{ 取 } 3500 \text{ m}^2$$

4.2 蒸发器设计

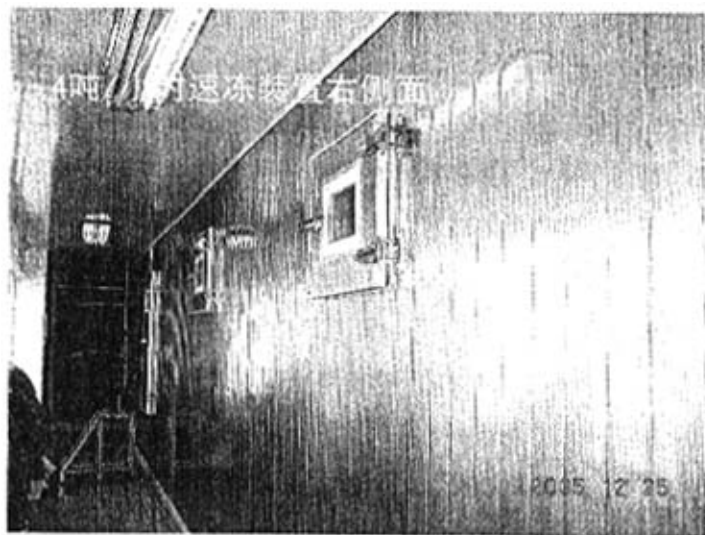
本次设计的 4 吨速冻机共有蒸发器两台,蒸发器面积为 3500 m^2 ,外形尺寸为:长 5.3m,宽 1.34m,高 1.86m。由于蒸发器较大,考虑制冷剂液体沿程阻力和液重对温度的影响,每台蒸发器的供液管和集气管采用四联管形式,即四进四出。这缩短了介质在管中的流程,避免了制冷剂气体在蒸发器中产生过热现象,提高了制冷效果。

在实际生产中,考虑到风阻对速冻物料流态化的影响,决定采用连续整体带波纹翅片正方形排列变节距结构。材料是铝管铝翅片,基管直径为 20 mm,管中心距 60 mm,翅片厚度 0.3mm,为提高传热效率和翅片刚性,翅片设计了 1.57mm 的波纹绕流槽。

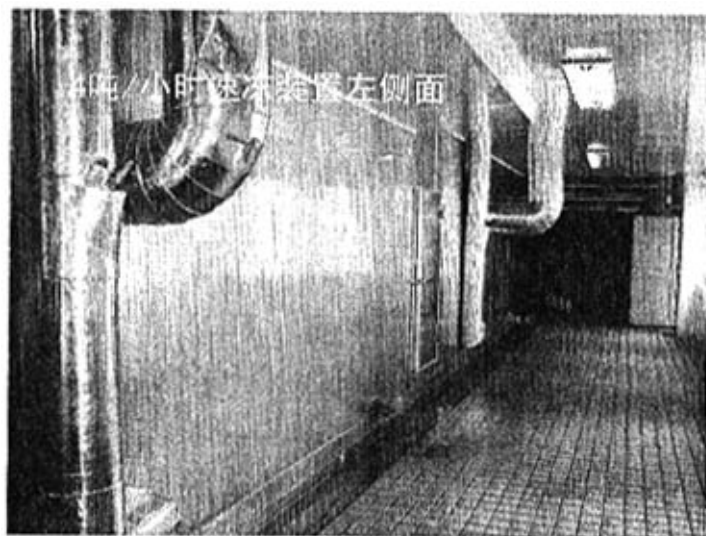
4.3 外围结构设计

库体为聚氨酯保温双面不锈钢库板,外形尺寸为 $12.6 \times 4.8 \times 2.8 \text{ m}$,进料高

度 1.3m，出料高度 1.0m。速冻机为六面体保温。网带运转为两段式大循环，网带宽 1.2m，材料为工程塑料（尼龙）。动力为伺服变频可调电机，动作为前行急回，达到送料、脉冲双重作用。选用大流量离心风机，布风形式为侧进上出，风室严密，并设有减压装置，利用减压装置的开闭来实现风动脉冲的效果。图 22 是速冻设备的外围结构图。



(a) 右侧面



(b) 左侧面

图 22 速冻设备外围结构图

4.4 机械传动设计

本次设计采用两段式大循环，动力为伺服电机，这是本设备机械传动形式的关键。在调研考察期间，发现国产速冻机还没有这种形式，大部分设备是链条带动不锈钢网丝编织的输送网带行进，这种形式的链条网带间隙较大，积累起来的公差影响了物料运动的效果。国外设备是一个整体流化床，从进料到出料，一直在振动，但当物料达到冰晶点以下时，脆碎就表现出来，成品合格率就大大降低。为解决这一问题，设计就要考虑采用两段式：冰晶点以上的第一段采用“急行回转”、“减压脉冲”等诸多形式，目的是让物料不粘连，冻结不积块，达到单体冻结效果，“急行回转”动作主要靠双曲柄来实现；冰晶点以下的第二段，速度可调，运转平稳，风量大，堆积物料厚。尼龙网带模压尺寸统一，联接积累公差小，网面选用美国公司工程塑料，该材料在低温下 1% 的收缩率，使得我们更有条件实现“急行回转”。网面透风率是很重要的一个参数，如采用双网面小循环，风阻过大，既浪费电能，又降低热交换的效果。因此选用透风率为 21% 的大循环形式，通过伺服电机控制程序，在电机上实现正反转交替运转，达到“急行回转”的功效，使物料充分的抖动，再利用减压装置的气流脉冲，横纵双向给力，充分实现单体冻结。

4.5 布风形式设计

以前的设备由于采用不锈钢丝网带，尽管采用双网面小循环，其透风率也在 60% 左右，比较大，风室内的风压很小。这次我们设计的是尼龙网带，透风率相对减少，风室内形成较严密的风压区，配合减压装置，能有很好的高低压差，达到风动脉冲作用。现行的速冻设备，为防止物料粘连冻结，都采用机械脉冲装置，这种装置对产量小、铺料厚度薄的设备有一定的作用，但对网带的损伤比较大。

减压装置既可达到风动脉冲效果，又能使网带不受损伤。本次设计的速冻设备共装有 9 台功率为 11kw 的离心风机。其中第一段 3 台，第二段 6 台，总装机功率为 99kw。按每小时 4 吨产量计，每吨匹配装机功率 24.75kw。据了解，江苏某公司的进口设备产量为 2 吨/小时，配备风机 4 台，电机功率为 13.2kw，

每吨产量匹配 26.4kw；浙江某公司进口瑞典设备产量为 5 吨/小时，风机 3 台，每台 37kw，平均每吨产量匹配 27.5kw；浙江中大公司进口的设备产量为 2 吨/小时，风机 5 台，装机功率 11kw，每吨产量匹配 27.5kw；沈阳新阳速冻公司生产的速冻设备产量为 2 吨/小时，风机 12 台，每吨产量匹配 33kw；中大新迪购进的国内设备产量为 2 吨/小时，风机 12 台，每吨产量匹配 33kw。从整个装机功率来看，本设备在能耗上相对于现有设备，其节能效果提高了 30%以上。

4.6 控制系统及其他设计

一台设计精良、性能完好的设备，要求结构设计合理，成品件质量可靠，电气自动化程度高。

本速冻机的风机选用了威海风机厂生产的变频调速风机，风机的叶片和迎风角等参数都参照国外离心风机的特点，经特殊设计加工而成。伺服电机选用日本品牌，采用工业计算机为上位机，加用 A/D 控制卡，外部是 WINDOWS 界面，用触摸屏直接控制，取消了不必要的按钮开关，使得外观简洁大方（见图 23）。在程序编程方面采用工业组态软件，从而达到提高控制精度、提高机器的生产效率和提高产品质量的目的。

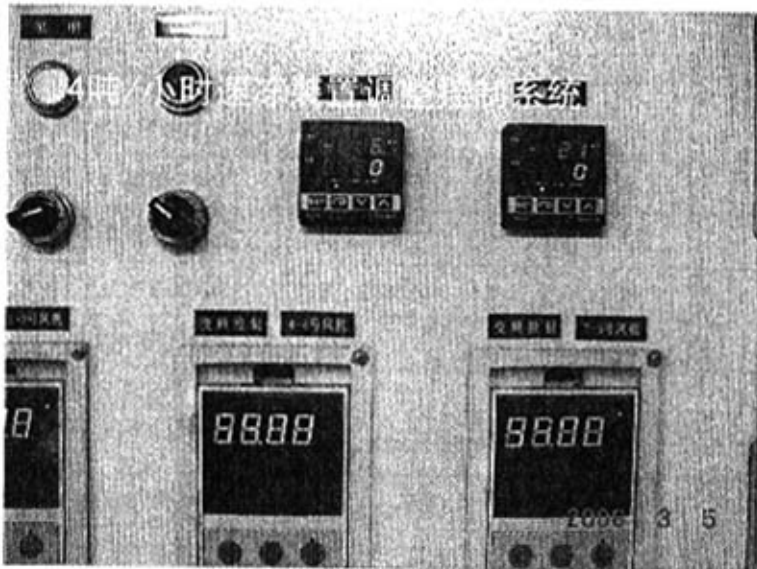


图 23 自动控制系统

4.7 与国内外同类结构的比较

我国目前对落地式冷风机、吊项式冷风机的传热系数的测试标准有 JB/T7658.6-1995, JB/T7659.3-1995 和 JB/T55218-1994, 这些标准都做了考核工况下的具体要求。

本设备与现有国内同类设备相比, 体积大幅度减小, 能耗也有较大的降低, 比较情况如表 8, 9 和 10 所示。

表 8 国产设备外形尺寸比较对照表

序号	制造厂家	型号	产量 t/h	外形尺寸 m	容积 m ³
1	沈阳新阳速冻 (本次设计速冻设备)	SSXH-4000	4	12.6×4.8×3.2	193.5
2	上虞某公司	SLD-2	2	17.75×4.8×3.6	306.7
3	常州某公司	SL ₁ -2000	2	21.6×4.4×2.4	228.1
4	辽宁某公司	DL ₃ -2000	2	15.3×5.2×3.2	257.9
5	沈阳新阳速冻	SS-2000	2	15.3×5.2×3.2	254.6

表 9 国产设备装机功率比较对照表

序号	制造厂家	型号	产量 t/h	风机功率 kw	功率 kw/吨
1	沈阳新阳速冻 (本次设计速冻设备)	SSXH-4000	4	99	24.75
2	上虞某公司	SLD-2	2	66	33
3	常州某公司	SL ₁ -2000	2	62	31
4	辽宁某公司	DL ₃ -2000	2	74	37
5	沈阳新阳速冻	SS-2000	2	66	33

表 10 进口设备外形尺寸比较对照表

序号	制造厂家	型号	产量 t/h	外形尺寸 m	容积 m ³
1	加拿大某设备	DY-2000	2.5	9.2×4.8×4.4	194.304
2	美国某设备	F635-6.4	6.4	11.8×5.6×4.8	317.184

4.8 结论

通过对速冻设备蒸发器传热过程的试验研究,提出了一种既有较好传热效率、又有较好容霜能力、还便于除霜清洗的蒸发器,即小管径连续整体带波纹翅片正方形排列变节距结构,大大提高了传热效率。采用两段式大循环、新型尼龙网带、伺服电机为动力,结合新的布风形式,实现“急行回转”、“减压脉冲”等新型工艺,降低脆碎率,提高了成品合格率。

2006年3月9日,最后试验数据为每小时冻结4.29吨甜豌豆,每吨耗电20.20kWh;压缩机总耗电量511kWh,吨耗电量为119.1kWh/t,实际吨总耗电量139.3kWh;与我国传统速冻设备相比较,体积缩小了40%以上,能耗降低了30%。这个结果表明4吨速冻机研制成功,完成了“十五”国家重大科技攻关项目“名优特蔬菜速冻机加工设备研究与开发”的任务,各项指标达到课题任务书规定的主要指标,项目研制是成功的。

5 基于 Visual C++的蒸发器传热系数计算程序开发

5.1 程序意义

在计算机普及的今天,蒸发器研究的很多方面都可以利用数值模拟来弥补传统方法的不足,从而大大提高工作效率。在制冷和暖通行业中,经常需要对制冷设备进行大量的测试与研究,其中少不了对蒸发器传热效率的计算和比较,比如在本课题的理论计算部分,就需要计算七种结构型式蒸发器的传热系数。

如果能够开发出一个通用的蒸发器传热系数计算程序,就可以让计算机代替人来完成繁琐的计算过程,从而方便快捷地得到各种结构型式蒸发器的传热系数,进而提高工作效率、加快工作进度。为此,本文作者利用 Visual C++编程环境开发出了一个蒸发器传热系数计算程序。

5.2 程序基本功能及设计构思

(1) 本程序首先要求选择蒸发器的结构型式,然后根据选择结果弹出相应的输入框,要求输入结构参数和工况参数。

(2) 控制输入参数的数值范围,当输入数值超出指定范围时,弹出对话框提醒用户。

(3) 不同结构型式的蒸发器有相同的参数,也有不同的参数;相同的参数也可能有不同的算法。因此,在编写程序代码时,要注意这些区别,使程序能够实现所有组合结构蒸发器传热系数值的计算。

(4) 计算结果在程序的绘图区显示出来。程序的计算结果和输入数据都可以保存在后缀为 .evp 的文件中。当计算结果被重新读入程序时,各主要输入数据也同时被读入,并显示在绘图区。对部分参数进行修改后,可以重新计算并得到新的结果,这样一方面可以避免重复输入相同的数据,另一方面有利于观察某一参数的变化对蒸发器传热系数的影响规律。

(5) 本程序的适用范围:制冷剂为 R22;不结霜工况。

(6) 程序具有可扩充性。当出现新结构蒸发器时,或者需要对一些计算公

式进行改进时,可以通过修改程序代码,使之能够准确计算出新结构蒸发器的传热系数值。图 24 是根据上述思路画出的程序流程图。

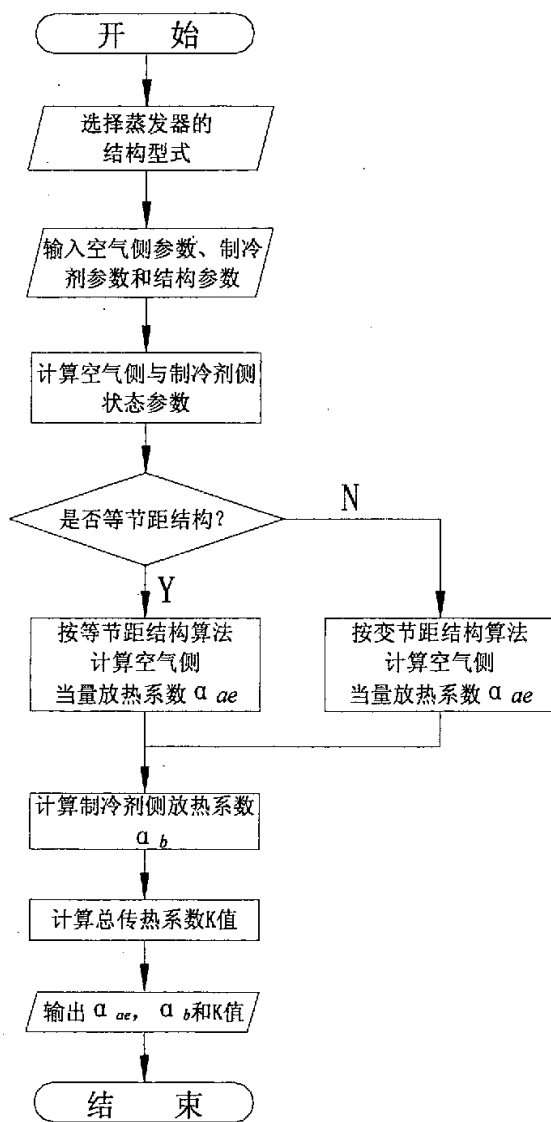


图 24 程序流程图

5.3 程序运行实例

5.3.1 输入参数

以计算连续整体翅片正三角形排列变节距结构蒸发器的传热系数为例,首先

要求输入的是蒸发器的基本结构型式：翅片形状、翅片管排列方式、翅片节距形式和翅片是否带波纹, 见图 25。

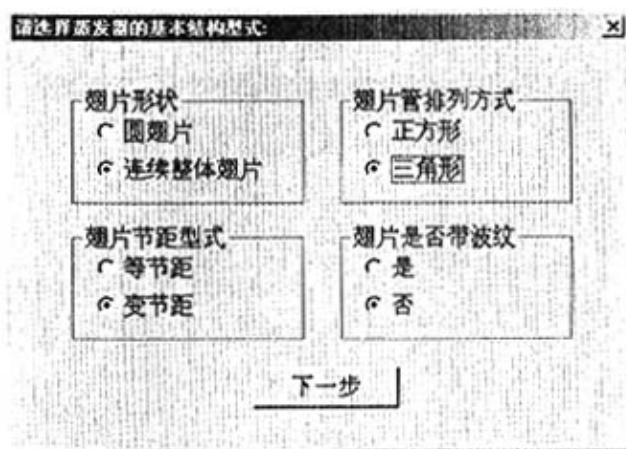


图 25 蒸发器的结构型式

在确定蒸发器的结构型式之后, 要求输入:

(1) 已知空气侧参数: 蒸发器进、出口空气的温度、相对湿度、比焓、含湿量、空气导热系数、空气运动粘性系数、进口迎面风速和空气侧垢阻 (图 26)。

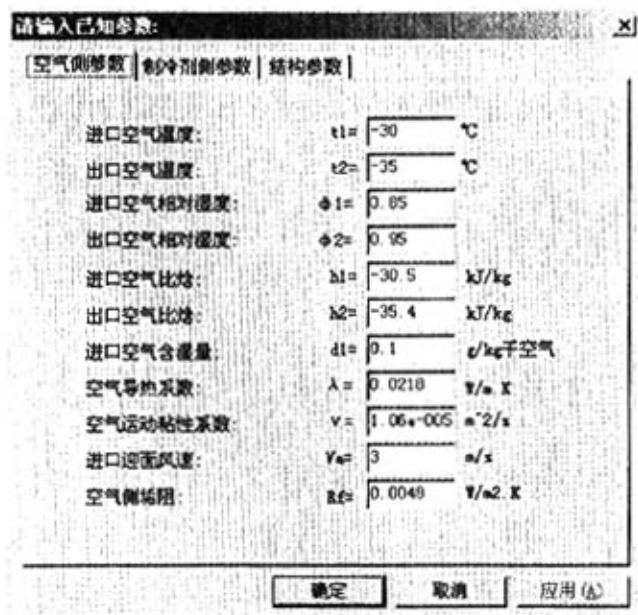


图 26 空气侧参数

(2) 已知制冷剂侧参数：制冷剂蒸发温度、冷凝温度、过冷温度、过热温度、供液管处和回气管处制冷剂的比焓、R-22 饱和溶液在蒸发温度下的比容和蒸发器的制冷量，见图 27。

图 27 制冷剂侧参数

(3) 结构参数：翅片管总外表面积、管间距、基管外径、翅片高度（圆翅片）、基管壁厚、翅片厚度、管列数、翅片管材料导热系数和翅片节距，见图 28。

图 28 结构参数

5.3.2 输出结果

输出结果包括：蒸发器的结构型式，空气侧主要参数，制冷剂侧主要参数，结构参数，和计算结果。计算结果包括：基于总外表面积的空气侧放热系数；制冷剂侧放热系数；基于总外表面积的总传热系数，见图 29。

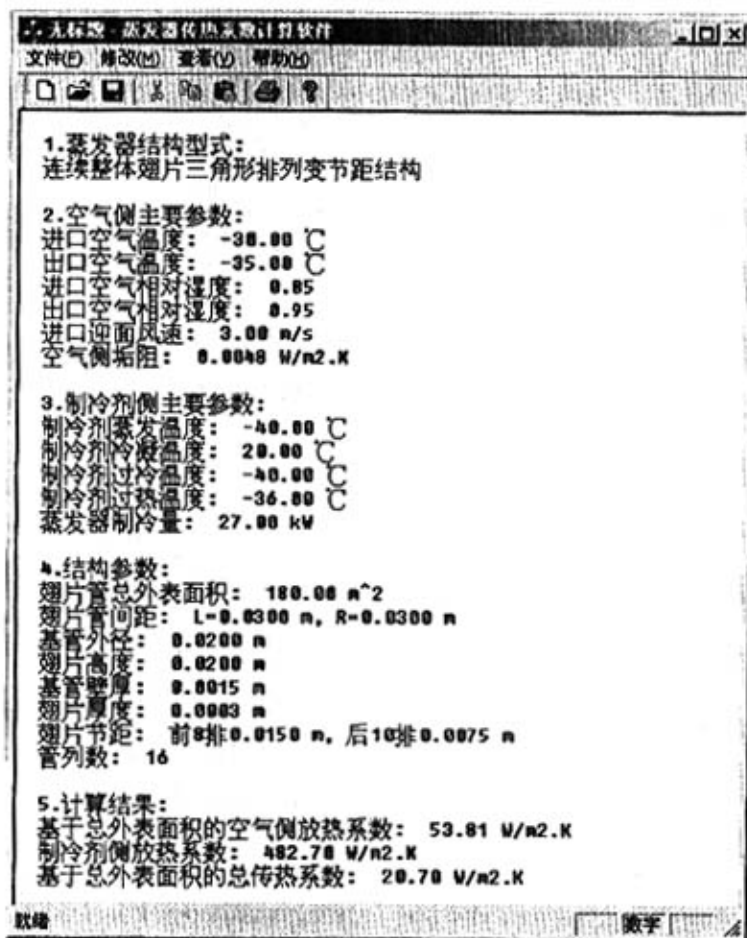


图 29 输出结果示例

6 总结与展望

6.1 总结

20 世纪 80 年代末, 国外先进的速冻设备大量引进中国, 从那时起, 国内设备制造厂开始纷纷采取仿效、合资、引进技术等方式, 逐渐缩小了与国外先进技术的差距。经过将近二十年的发展, 现在国内的速冻设备水平已经取得了很大的进步, 但是与国外先进设备相比, 在装置的结构、体积、能耗和制冷能力等方面仍有一定的差距。

本文对大型速冻设备高效蒸发器进行了研究, 主要完成以下工作:

(1) 确定比较研究方案, 计算国内外常用的不同结构型式蒸发器的传热效率, 分析比较各种不同的结构因素对蒸发器传热效率的影响情况, 并找出其中的规律。分别得出在不结霜工况下, 采用圆翅片、小管径、等节距结构、传热管正三角形排列结构能够提高蒸发器传热系数的结论。

(2) 由于速冻设备是在低于 0°C 的结霜工况下工作的, 通过分析得到: 在结霜工况下, 连续整体带波纹翅片正三角形排列变节距结构蒸发器具有最高的传热系数值。根据以上结论, 试制了一台该结构的蒸发器试件, 并对其传热系数进行了试验测试, 测试结果与计算结果十分接近, 传热系数值达到了较高的水平。试验证明, 该结构蒸发器还具有容霜能力强、便于除霜清洗的特点。

(3) 在实际生产中, 考虑到风阻对速冻物料流态化的影响, 决定采用连续整体带波纹翅片正方形排列变节距结构。与厂家合作制造了一台生产能力为每小时 4 吨青刀豆的该结构蒸发器, 并对相关配套设备进行了设计, 完成了整套速冻设备的设计。与现有国内同类设备相比, 本设备的体积减小了 40% 以上, 能耗降低了 30%, 项目研制获得了成功。

(4) 利用 Visual C++ 编程环境开发出了一个简单方便的蒸发器传热系数计算程序, 避免了繁琐的计算。用户只要输入蒸发器的结构型式、工况参数和结构参数, 就可以得到蒸发器的空气侧传热系数值、制冷剂侧传热系数值和总传热系数值。经验证, 该程序的计算结果与实测结果十分接近, 表明该程序具有较高的可靠性。

6.2 展望

随着制冷装置朝着智能化、高效化的方向发展，提高蒸发器的传热效率，在一定传热量和能量消耗的前提下使设备紧凑，减少占地和材料消耗，降低成本，是其今后总的发展趋势。

利用数值方法建立蒸发器的数值模型，来研究各种结构因素和工况因素（如：蒸发器内空气分布的不均匀性，管内压降等）对蒸发器传热效率的影响规律；开发蒸发器的选型软件等，也是当今蒸发器研究的一个热点。

另外，目前用于蒸发器设计的计算公式很多都是经验公式，用不同的公式计算出来的结果往往有一些差距。因此，怎样以理论为指导，通过大量试验总结出更为精确、统一和简便的计算公式，为蒸发器的设计提供更为科学的依据，也是今后速冻设备蒸发器研究的一项重要任务。

参考文献

- [1] 刘学浩. 加强速冻食品的质量管理. 制冷学报, 2001, (1): 53~58
- [2] 刘学浩, 孙德洋, 张玉华. 速冻食品及其肉制品类的速冻技术. 肉类食品, 2005, (1): 10~13
- [3] 黄玉海. 速冻食品的解冻质量及发展趋势. 黄山学院学报, 2005, 7(3): 98
- [4] 美国通用磨坊食品公司一路“购并”进中国. 羊城晚报, 2003-11-6
- [5] 对中国速冻食品流通环节的现状以及存在的问题的分析. 中国食品报. 2004-4-6
- [6] 王志远, 王嘉兰. 发展速冻食品与速冻装置. 冷藏技术, 1988, (1) : 42~43
- [7] 杨礼宪, 梁爱华, 代光红, 秦文. 我国速冻食品现状及发展建议. 四川农业科技, 2005, (7): 4~5
- [8] 隋继学, 胡晓波, 皮国珍. 我国速冻食品行业的现状与发展. 冷藏技术, 2003, (4): 1~4
- [9] 郑贤德. 制冷原理与装置. 北京: 机械工业出版社, 2001
- [10] 徐世琼. 我国速冻设备与冻干设备现状. 制冷技术, 2005, (1): 10
- [11] 舒建国, 王晓梅, 吴玉麒. 食品冷藏链关键技术设备的发展与应用前景. 冷饮与速冻食品工业, 2004, 10, (1): 38~40
- [12] 于明, 燕晓滨. 浅探食品速冻设备的发展趋势——暨冰山集团, 大连冰山菱设速冻设备有限公司成立. 粮油食品科技, 2003, (1): 1~2
- [13] 魏震之. 关于速冷、冷藏设备的引进及使用情况分析. 制冷, 1995, 52(3): 66~69
- [14] 徐世琼, 赵艳云. 流态化单体速冻装置的最近进展. 制冷, 1990, (2): 19~23
- [15] 中国机经网. 我国速冻设备的现状. http://www.clima.org.cn/news_images/article/208.html, 2002-10-30
- [16] 中国食品产业网. 为速冻食品质量保驾护航. <http://www.foodqs.com/news>

- /qyj002/2004112153633.htm, 2004-11-02
- [17] 潘秋生. 新世纪中国制冷科学技术发展趋势. 制冷学报, 2003, (3): 31~37
- [18] 刘宝林, 郭勇建, 屠建祥, 华泽钊. 一种新型的流态化速冻装置. 制冷学报, 2000, (4): 49~52
- [19] 孔繁诚. 在食品冷链技术实践中的几点体会. 2000 年中国食品冷藏链大会暨冷藏链配套装备展示会论文集. 北京, 2000
- [20] 彦启森. 空气调节用制冷技术. 北京: 中国建筑工业出版社, 1985
- [21] 马贞俊, 晏刚, 徐明仿, 陈世超. 冷却空气式蒸发器研究状况及应用技术. 冷藏技术, 2003(1): 7~9
- [22] Yi-Yie,Yan, Tsing-Fa,Lin. Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe. Heat and Mass Transfer, 1998(41): 4183~4194
- [23] 霍晓蓉. 房间空调器制冷系统计算机模拟. 西安: 西安交通大学, 1995
- [24] 陈爱玲. 房间器的动态研究. 西安: 西安交通大学, 1995
- [25] 葛云亭, 彦启森. 蒸发器动态数学模型的建立与理论计算. 制冷学报, 1995(1): 9~17
- [26] C.Aprea, C.Renno. A numerical approach to a very fast thermal transient in an air cooling evaporator. Applied Thermal Engineering. 2002: 219~228
- [27] A.Bensafi, S.Borg, D.Parent. CYRANO:A computational model for the detailed design of plate-fin-and-tube heat exchangers using pure and mixed refrigerants. Int J.Refrig, 1997, 20(3): 218~228
- [28] 吴业正. 小型制冷装置设计指导. 北京: 机械工业出版社, 1998
- [29] 陈坚, 万锦康. 冷风机传热系数影响因素的研究. 制冷技术, 2002(1): 14~15
- [30] C.Aprea, C.Renno. Experimental analysis of a transfer function for an air cooled evaporator. Applied Thermal Engineering. 2001(21): 481~493
- [31] 杨世铭. 传热学. 北京: 高等教育出版社, 1987
- [32] Jangho Lee, Young-Chul Kwon, Moo Hwan Kim. An improved method for analyzing a fin and tube evaporator containing a zeotropic mixture refrigerant

- with air mal-distribution. *International Journal of Refrigeration*. 2003(26): 707~720
- [33] 木村亥之助. 对冷却盘管传热系数的研究. *冷冻*, 1968, 43(487)
- [34] Chi-Chuan Wang, Min-Sheng Liu, Jin-Sheng Leu. Influence of Circuitry Arrangement on the Pressure Drops of Two-Row Finned Tube Evaporators. *Journal of Energy Resources Technology*. 2001, 123: 100~103
- [35] 船舶设计实用手册冷藏通风编写组(船舶设计实用手册 第六分册 冷藏通风). 北京: 国防工业出版社, 1975
- [36] 湖北工业建筑设计院《冷藏库设计》编写组. 冷藏库设计. 北京: 中国建筑工业出版社, 1982
- [37] Wei-Mon Yan, Hung-Yi Li, Yeun-Jong Wu, etc. Performance of finned tube heat exchangers operating under frosting conditions. *Heat and Mass Transfer*, 2003(46): 871~877
- [38] 陈丽萍. 结霜工况下风冷热泵翅片管蒸发器传热特性分析. *FLUID MACHINERY*, 2002, 30(7): 59~61
- [39] 陈坚, 万锦康, 曹广荣, 朱富强. 结霜工况下强制循环空气冷却器传热系数影响因素的研究. *中国空调制冷网—资料频道*, 2006-1-30
- [40] 夏清, 周振宇, 周兴禧. 霜形成对翅片管式蒸发器性能影响的研究. *工程热物理学报*, 1997, 18(6): 717~720
- [41] J.Horuz , E.Kurem , R.Yamankaradeniz . Experimental and theoretical performance analysis of air-cooled plate-finned-tube evaporators. *Heat and Mass Transfer*, 1998, 25(6): 787~798
- [42] A.A.Aganda, J.E.R.Coney, C.G.W.Sheppard. Airflow maldistribution and the performance of a packaged air conditioning unit evaporator. *Applied Thermal Engineering*. 2000(20): 515~528
- [43] S.Wellsandt, L.Vamling. Heat transfer and pressure drop in a plat-type evaporator. *International Journal of Refrigeration*. 2003(26): 180~188
- [44] ASHRAE标准25-1990. Methods of Testing Forced Convection and Natural Convection Air Coolers for Refrigeration.

- [45] JB/T 7659.3-95. 氟利昂制冷装置用吊顶式空气冷却器, 1995
- [46] JB/T 9061-1999. 组合冷库, 1999
- [47] SB/T 10340-2000. 食品单体速冻装置, 2000
- [48] GB/T7725-1996. 房间空气调节器, 1996
- [49] 吴志刚, 丁国良. 铜、铝翅片换热器性能对比. 制冷空调与电力机械, 2004
- [50] 杜建通, 邹同华. 冷风机的设计与选型. 流体机械, 1998
- [51] 王政新, 姚杨, 韩志涛. 空气源热泵冷热水机组空气侧换热器换热系数的计算方法. 流体机械, 2002, 30(8): 60, 61, 42
- [52] 李大鹏, 焦增庚, 孙丰瑞. 波纹形翅板翅表面的热力学分析和比较. 燃气轮机技术, 2000, 13(3): 32~36
- [53] 黄静, 孙丽, 蔡学科. 轻型、高效空气冷却器翅片的设计选型探讨. 制冷与空调, 2002, 2(2): 66~68
- [54] 刘宝玉, 丁文斌, 陈保东, 庞铭. 倾斜式波纹翅片管传热及流动阻力性能比较试验, 辽宁石油化工大学学报, 2004, 24(2): 85~88
- [55] 陈沛霖, 岳孝芳. 空调与制冷技术手册. 上海: 同济大学出版社, 1992
- [56] 杨磊. 制冷原理与技术. 北京: 科学出版社, 1988: 242, 418
- [57] 何潮洪, 冯霄. 化工原理. 北京: 科学出版社, 2000: 542
- [58] 周邦宁, 周颖, 刘宪英. 空调用离心式制冷机. 北京: 中国建筑工业出版社, 1988
- [59] 尉迟斌, 顾安忠等. 船舶制冷装置. 北京: 国防工业出版社, 1980
- [60] 李敏毅, 刘定强, 梁显有. 空调器空气焓差法测量制冷(热)量方式及误差分析. 实用测试技术, 2002(3): 24
- [61] 中国计算机报. 多功能空调设备性能试验台. <http://media.ccidnet.com/media/ciw/761/a2403.htm>, 中国计算机报
- [62] 陈坚, 万锦康等. 结霜工况冷风机传热系数实验研究. 制冷学报, 2001, (2): 40~44
- [63] 陈坚, 朱富强. 强制对流空气冷却器性能试验室设计研究. 制冷学报, 1997, (4)
- [64] Zhang,Zhnegguo, XuTao, Fang,Xiaoming. Experimental study on heat transfer enhancement of a helically baffled heat exchanger combined with

- three-dimensional finned tubes. *Applied Thermal Engineering*, 2004(24): 2293~2300
- [65] 高立新, 马最良. 冷风机性能的实验研究. *哈尔滨建筑大学学报*, 2000, 33(1): 55~59
- [66] 高立新, 马最良. 冷风机性能的一种试验方法. *哈尔滨建筑大学学报*, 1999, 32(4): 81~84
- [67] Roman, Krupiczka, Adam Rotkegel, etc. An experimental study of convective heat transfer from extruded type helical finned tubes. *Chemical Engineering and Processing*, 2003(42): 29~38
- [68] 谢爱霞. 空气焓差法试验装置的设计和布置. *湛江海洋大学学报*, 2003, 23(4): 52~56
- [69] 张恩泽, 池映天. 表冷器热工性能数值模拟的探讨. <http://www.bjx.com.cn/files/wx/nyjyxx/2001-4/7.htm>, 2002-2-28
- [70] 杨素林. 食品冻结装置的优化设计. *冷藏技术*, 2002, (3): 18~20
- [71] 庄玉辉. 以冷库发展趋势论设计方案. *制冷*, 2001, 20(2): 75~77
- [72] 杜建通, 申江, 邹同华, 陆佩强. 翅片管蒸发器换热表面的结霜特性与对其结构设计的影响. *低温与超导*, 2000, 28(4): 58~62
- [73] 崔月明, 朱建平. 快速冷却间设计的几点意见. *冷藏技术*, 2005, (3): 32~34
- [74] 卢永华. 船用冷风机及冷库设计. *机电设备*, 2000, (5): 2~7
- [75] 张麒麟, 王志红. 大、中型速冻食品工厂氨制冷系统的设计方案. *食品工业*, 2005, (6): 54~55
- [76] 石志平, 王文生, 阎师杰. 果蔬气调库的设计和使用. *天津农业科学*, 2003, 9(2): 42~44
- [77] 马进. 氟利昂集中式制冷系统在中小型食品加工厂中的应用. *冷藏技术*, 2003, (4): 32~34
- [78] 陈维兴, 林小茶. C++ 面向对象程序设计教程. 北京: 清华大学出版社, 1999
- [79] 胡振武, 李军, 徐斌, 段雪涛, 董彬. *河南科技大学学报 (自然科学版)*,

- 2003, 24(4): 36~39
- [80] 宇鹏, 王晓峰, 李云飞. Visual C++实践与提高, Active 篇. 北京: 中国铁道出版社, 2001
- [81] 于涛, 李勇, 马维士等. Visual C++ 6.0 教程. 北京: 科学出版社, 2003
- [82] 黄维通. 边学边用 Visual C++. 北京: 清华大学出版社, 2001
- [83] Michael J. Young. Visual C++从入门到精通. 北京: 电子工业出版社, 1999

致 谢

本文是在我的导师郑传祥副教授的悉心指导和关怀下完成的。两年以来，郑老师不仅在学术上和工作上给予我悉心指导，而且给了我很多实践和锻炼的机会，使我的业务知识和动手能力都得到了很大的提高。郑老师严谨的治学态度，谦虚的为人，和严于律己宽以待人的生活作风令我十分钦佩！顾金初老师在学习和工作上也给了我很多指导和帮助，他乐观的生活态度和对年轻人爱护之情给我留下了深刻的印象！在此，我对郑老师和顾老师表示由衷的感谢！

感谢所有给过我帮助的学长们！是你们无私的给予，使我的求学之路变得平坦了许多！感谢孟剑师兄和雷绍辉师弟！因为有你们相伴，原本有些单调的实验室生活才变得丰富多彩！

感谢寝室的三位兄弟以及化机 04 级的所有同学们！你们陪我度过了所有欢乐的，郁闷的，激动的，平静的七百多个日夜，见证了我的成长！

感谢我的祖父母和父母，以及所有关心我的亲人们和朋友们！感谢你们多年来在物质上和精神上对我的一贯支持！

卓传敏

2006 年 6 月于求是园

在读期间发表（录用）论文：

一级刊物：

- (1) 郑传祥, 卓传敏. 大型速冻设备蒸发器高效传热技术的试验研究. 低温工程, 2006, (1): 44~49
- (2) 郑传祥, 卓传敏. 大型速冻设备蒸发器的传热试验研究与结构设计. 农业机械学报, 2006, (7)
- (3) 郑传祥, 卓传敏. 大型速冻设备蒸发器的结构与试验研究. 农业工程学报, 2006, (8)

其它：

- (1) 郑传祥, 孟剑, 卓传敏. 提高碳纤维复合材料压力容器抗疲劳性能的研究. 第六届全国压力容器学术会议. 杭州, 2005
- (2) 郑传祥, 孟剑, 卓传敏, 雷绍辉. 70MPa 轻质高压储氢容器的研究和结构设计. 第六届全国氢能学术会议. 上海, 2005

在读期间所获奖项：

2004~2005 学年浙江大学研究生一等奖学金