

中文摘要

随着生活水平的不断提高，人们对室内环境提出了更高的要求，空调在建筑中得到广泛的应用。在能源的消耗中，建筑能耗占总能耗的比重相当大，发达国家的建筑用能一般占到全国总能耗的 30%-40%，而采暖制冷能耗则占建筑能耗的 30%左右。为了节省能源，建筑的密封性能越来越好，导致室内的空气品质较差，为了改善室内的空气品质，需要向室内引入大量的新风，这样就使得建筑能耗增加，所以采用新风换热器来回收引入新风时所浪费的能量。

目前市场出现的某些节能通风换热设备，如转轮式换热器、热管换热器、中间热媒式换热器、板翅式换热器等，存在交叉污染、成本高、效率低、运行费用高、维护难、操作条件苛刻、体积重量大等问题。为此，本研究尝试采用价格低廉的塑料材质来制作换热器，研究发现塑料薄膜在小风量的影响下会产生振动，提高了传热效率，但是这种流体诱导的薄膜振动产生的强化传热具体机理没办法获得，所以进而对单层膜进行人为激励振动的方法来分别研究振幅、频率对传热的影响。在固定频率的条件下，研究振幅对传热的影响；在固定的振幅下研究频率对传热的影响。

大量实验研究结果表明：由于流体诱导振动的原因，换热器的换热效率可以提高 30%，换热器的换热效率接近 90%；在固定振幅的条件下，随着振动频率的增加，冷风与热风进口温差对传热影响越来越小，换热效率趋于稳定；在固定频率的条件下，随着振幅的增加，换热效率得到提高。振幅的增加对传热的增强效果比频率增加对传热的影响大。新风换热器的传热特性研究为换热器进一步优化指明方向，提供实验基础。

关键词： 建筑能耗 新风换热 流致振动 平板换热器

ABSTRACT

With the increasingly improvement of people's living standard, air conditioners have been used widely for people's high living requirement, which resulted in a constant rise in consumption of energy sources. Energy saving has attracted more and more attention. The building energy consumption takes up 30%-40% of the total energy consumption in the developed countries, while nearly 30% of which was consumed by air conditioners. For saving energy, the building envelopes become tighter, which causes lower indoor air quality. So, massive fresh air is required to be provided indoor to improve the air quality which results in more energy usage. Fresh air heat exchangers are adopted to reclaim the energy contained in the waste air when fresh air is provided

In present market, the common energy saving and ventilation equipments, such as rotary heat exchanger, heat pipe, heat exchanger with thermal medium, plate fin heat exchanger etc. These have the shortcomings of cross contamination, high cost, low efficiency, high running cost, difficult maintenance, severe operating condition, big and heavy. In order to solve these problems, a new type fresh air heat exchanger which is made of cheap plastic was tried out. Lots of experimental results show that the heat transfer film vibrates under certain air flow rate, which can improve the heat transfer efficiency of the fresh air heat exchanger. But the mechanism of this heat transfer enhancement is complicated, so man-made incentive vibration was studied to understand the effect of amplitude and frequency on heat transfer efficiency, respectively. When vibration frequency is settled, the effect of vibration amplitude was studied; when vibration amplitude is settled, the effect of vibration frequency was studied.

Large of experimental results show that: the heat transfer efficiency can be enhanced about 30% for the whole heat exchanger because of fluid-induced vibration, the heat transfer efficiency reach up to near 90%; the effect of the temperature difference of the cool in and the heat in on heat transfer efficiency decreases with the increasing of vibration frequency under certain vibration amplitude, when the temperature difference reaches about 18.0°C, the heat transfer efficiency tends to be the same. The heat transfer efficiency becomes high with the vibration amplitude under certain vibration frequency. The effect of vibration amplitude on heat transfer

efficiency is more significant than the vibration frequency. All the work in the present paper will supply the basis for further optimization.

KEY WORDS : Building energy consumption, Fresh air heat transfer, Flow-induced vibration, plane-plate heat exchanger

前言

能源和环境是21世纪人类发展所面临的重大难题。其中能源问题是决定我国可持续发展的重要战略因素，也是当前制约我国国民经济发展的瓶颈。热量传递问题普遍存在于动力、冶金、石油、化工、材料等工程领域以及航空、电子、核能等高科技领域。近些年，国际原油价格持续走高、国内大范围的限电更使我们认识到了节约能源、高效利用能源的重要性。

正是不断提高的节能要求促成了强化传热研究的不断发展，从一开始的简单改变表面增强传热，一直到现在的复合强化传热，使得能源的利用率越来越高。但是社会的发展也使得能源消耗量越来越多，与之相矛盾的是传统能源的日益枯竭，能源价格居高不下，节能在我国尤其显得更加重要。据统计，我国的能源利用率很低，只有28%左右，还不到日本的一半（日本达57%），比西欧的40%也低很多，因此我国在节能上潜力很大。

在能源的消耗中，将近30%的比例用在建筑上。美国能源部2000年调查资料显示，目前欧美等发达国家的建筑能耗占社会总能耗的40%左右。我国目前城镇建筑消耗的能源为全国商品能源的23%~26%，而建筑能耗的比例还将继续提高。

近年来，国内建筑房地产的蓬勃发展带动了空调行业的迅猛发展，而人民生活水平的迅速提高，又大大提高了空调的普及率。在这两方面的共同作用下，空调能耗所占建筑能耗的比重不断提高，引起了人们高度的关注。空调的使用过程中，为了减少能耗，建筑的密封性越来越好，使得室内空气品质下降，长期生活在空调房间的人很容易患“病态建筑综合症”。改变这一状况的惟一方法是向室内引入大量的新风，大量新风的引入必然会增加空调的负荷，所以我们用新风换热器来回收污风中的热量，减少能耗。但目前存在的新风换热器性价比不高，所以我们提出了一种新型的新风换热器，并对其进行了振动强化传热的研究。

振动影响传热方面的研究，前人已经做了大量的工作，多数的研究表明振动能够强化传热，只有少数的研究表明振动对传热没有影响或者是产生负面影响。

本文采用实验的方法对换热器进行流致振动的研究，研究表明振动有效地增强了传热效率。换热器在同样的实验条件下，振动时的换热效率比不振动时换热效率提高了30%。在相同的实验条件下，我们研究发现振幅的改变对传热的

影响比频率的改变对传热的影响大。随着振动频率的增加，换热效率受温差的影响越来越小；受风量的影响越来越大，趋势成开口状。本文研究的实验结果提供了流致振动强化换热器效果的实验基础，并对振动的各个因素对传热的影响进行了研究，为进一步改善新风换热器的换热效果提供了很好的参考依据。

主要符号说明

英文符号

A	振幅, m; 换热面积, m^2 ;
C	热容, $\text{kJ/kg}\cdot\text{C}$;
D	圆柱直径, m;
D_e	当量直径, m;
d	板间距, m;
F_c / F_n	激励频率, 无因次;
f	频率, Hz;
f_A	单通道截面积, m^2 ;
G	通道流量, $\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$;
K	换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$;
l	板长, m;
l	板宽, m;
N	通道数, 无因次;
Q	实际换热量, W;
Q_{\max}	最大可能的传热量, W;
Re	雷诺数, 无因次;
Sc	施米特准数, 无因次;
T, t	冷热风温度, $^{\circ}\text{C}$;
T_s	校正后的温度值, $^{\circ}\text{C}$;
T_c	测量得到的温度值, $^{\circ}\text{C}$;
ΔT_m	对数换热平均温差, $^{\circ}\text{C}$;
u	流速, m/s;
u_{∞}	来流速度, m/s;
V	流量, m^3/h ;
ν	运动粘度, $\nu = \mu/\rho$, m^2/s ;
W	热、冷风质量流量, kg/h ;

希腊字母

α_1, α_2	热、冷对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$;
----------------------	---

δ	板厚, m;
η	效率, 无因次;
λ	换热板导热系数, W/(m·°C);
μ	动力粘度, kg/m·s;
μ_w	壁温下流体粘度, kg/m·s;
ρ	密度, kg/m ³ ;
下角标	
1	冷风进出口差值, 冷风通道;
2	热风进出口差值, 热风通道;
c	冷风;
f	换热板;
h	热风;
i	进口;
max	最大值;
min	最小值;
o	出口;

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作和取得的研究成果，除了文中特别加以标注和致谢之处外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得 天津大学 或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

学位论文作者签名：冯娜

签字日期：2008 年 6 月 2 日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解 天津大学 有关保留、使用学位论文的规定。

特授权 天津大学 可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，并采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编以供查阅和借阅。同意学校向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘。

(保密的学位论文在解密后适用本授权说明)

学位论文作者签名：冯娜

导师签名：

王平

签字日期：2008 年 6 月 2 日

签字日期：2008 年 6 月 2 日

第一章 文献综述

1.1 研究背景

随着经济的发展,人们生活水平不断提高的同时,也对环境产生了一定的负面影响。空气品质成为人们日益关注的焦点问题之一^[1]。

伴着节能的要求不断提高,建筑的围护结构越来越好,使得室内外通风受到了比以前更大的限制;且现在不断增加的生活节奏使得人们在室内度过的时间越来越多,长期生活在一个密封的环境中,会使得室内空气污浊,人们会产生头晕恶心等症状,使得工作学习的效率下降,甚至会影响人们的身体健康,这就是所谓的“病态建筑综合症”。改变这一状况的惟一方法是向室内引入大量的新风,大量新风的引入必然会增加空调的负荷^[2],所以我们利用新风换热器来回收污风中的热量,减少建筑能耗^[3]。但目前存在的新风换热器性价比比较低,所以本实验提出了一种新型的换热器,并对其进行振动强化传热的研究。

1.2 新风换热器的必要性及分类

随着空调的普及和能源消耗的增加,人们居住的环境受到很大程度的污染,空气品质成为人们关注的主要问题之一。

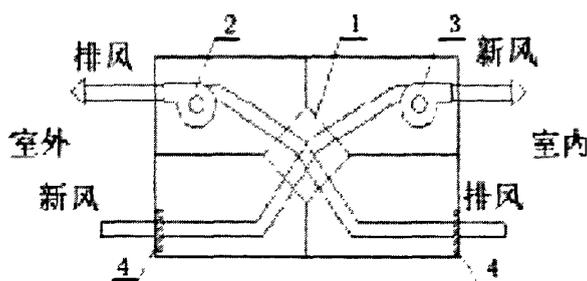
大量分析表明,人们超过80%的时间在室内度过的^[4],长期呆在室内会使得空气污浊,影响人们的正常工作和学习,使得效率低下,一些现代化密闭写字楼的工作人员受的影响尤其明显,并引发“病态建筑综合症”。

根据世界卫生组织1983年定义,病态建筑综合症是因建筑物中央空调的使用而产生的症状,它包括眼睛发红、流鼻涕、困倦、头痛、恶心等。近年来,有些专家建议将人们对室内气味产生的不满也纳入病态建筑综合症中。在这种情况下,SBS^[5](大楼综合症)的问题主要是由于室内空气品质(IAQ-indoor air quality)差引起的。

到目前为止,国际上改善和提高室内空气品质的主要方法是通风换气,国内绝大部分住宅是采用开窗进行自然通风来达到这一目的,而该方法通风换气量受室外空气状态参数和运动参数影响较大,难以保证在任何室外空气参数下必需的

通风量,另外开窗换气将明显影响室内空气的参数,不仅不能连续地保证室内的空气参数,而且使供暖空调的能耗因新风的直接引入而大大增加^[6]。因此,为了节省能源,我们采用新风换热器来回收污风中的能量。

新风换热器主要由机壳、新风风机、排风风机、过滤器、热交换芯体组成。室内的排风与室外的新风经风机引入热交换芯体进行能量交换。其工作原理如图1-1所示。



1-热交换芯体 2-排风风机 3-新风风机 4-过滤装置

1-heat exchanger core 2-exhaust air fan 3-fresh air fan 4-filtrating equipment

图1-1 新风换热器工作原理图

Figure 1-1 The working principle of fresh air heat exchanger

采用这种机械通风的方式可以保证室内连续的换气。应用新风换热器回收污风中能量,加热或者冷却室外引进的新风,不仅可以节能,还可以改善进入室内的空气温度,从而降低进风与排风之间的温差,大大的提高了引入新风时的舒适度,为室内的工作人员提供舒适健康的生活环境。

目前这类设备种类很多,如转轮式全热交换器、热管、气-气热泵、盘管式、喷雾式、中间热媒式及新型热交换器。各类换热器都有其自身的优缺点。

1) 转轮式热交换器

转轮式热交换器主要由转轮、驱动马达、机壳和控制部分组成,中央分隔板隔成排风侧和新风侧,排风和送风气流逆向流动。转轮以每分钟以一定的速度缓慢旋转,把排风中热量蓄存起来,然后再传给新风。转轮式换热器具有全热交换性质、自净功能、自控能力等功能,同时有着不可忽视的缺点:互相渗漏、无法完全避免气体的交叉污染;气流压降较大、装置占用建筑空间过多、难以灵活布置、造价和维护费高^[7]。

2) 热管式热交换器

热管的工作原理是在管的一段加热,管芯中工质吸收蒸发潜热,蒸发成蒸汽,

由于不断产生蒸汽,因而压力增高,蒸汽沿着中间通道流向另一端,并冷凝成液体放出潜热,液态工质在管芯的毛细管作用下依靠动力装置,又返回蒸发段,继续吸热蒸发,如此循环不已,把热量源源不断地从热管的一端传递到另一端。用于建筑能源回收的热管属于常温热管,具有以下优点:节能效果显著;管壁温可调;具有热二极管与热开关性能;二次间壁换热,可避免新风与回风的交叉污染;环境适应性强,结构和位置布置可以非常灵活。同时也存在不可回避的缺点:基本上为回收显热,仅当排风侧有冷凝水出现时,存在一定的潜热回收;但是效率低;要借助另一种介质的相变进行传递;工质特性需慎重考虑^[8]。热管换热器在风道自然排风系统的能源回收中,其整体性能受管外翅片形式、热管排列方式、管排数量、气流速度等多种因素的相互制约^[9]。

3) 多室离心式换热器

多室离心式换热器主要由空心轴、内壳体和外壳体三部分组成。空心轴与内壳体构成热流体通道,内壳体与外壳体构成冷流体通道,两种流体通过内壳体进行热交换。由于内壳体旋转时两种流体同时获得与传热面间的相对速度,并且内壳体上的叶片增大了对附面层的扰动,使附面层不断地被破坏,减小了附面层的厚度,所以两种流体与传热面间的对流换热系数同时得到提高,从而显著提高了总的传热系数。由于多室离心换热器的内壳体上装有叶片,形成了开式离心压缩机,所以空气在多室离心式换热器内的流动状态犹如在风机内流动,不但进行了换热,同时也获得了压头,因此,应用多室离心式换热器的新风换气机可以省掉输送空气的风机。多室离心式换热器具有以下优点:单位体积换热能力高、省掉了输送流体的风机。也存在着不可忽视的缺点:①不能在结冰工况下工作:这是由于其结构和工作特点决定的。当室外温度低于零度时,从室内排出的含湿量很大的气可能有水折出,并结成冰。②噪音大:多室离心式换热器内壳体上的叶片对空气的扰动非常剧烈,发出很大的噪音。③多室离心式换热器的加工复杂,机械化程度不高,不利于大规模生产。研究表明,满足相同换热量,应用多室离心式换热器的新风换热器整体体积只有采用叉流板翅式换热器的新风换气机体积的1/4。在小风量工况下,即使配有消音装置,其噪音值也要比采用叉流板翅式换热器的新风换气机大10个分贝左右^[10]。

4) 板翅式换热器

板翅式换热器的结构形式很多,但其结构单元基本相同,都是由翅片、隔板、封条和导流片组成,它是在金属平板上放一翅片(即所谓二次传热面积),然后再在其上放一金属平板,两边以边缘封条密封而组成一个基本单元,上下的两块板为隔板。换热器芯体就是由许多这样的基本单元组成。翅片是板翅式换热器最基本的元件,传热过程主要是通过翅片来完成,一部分由隔板来完成。翅片和隔

板的连接均为完善连接,因此大部分热量经翅片,通过隔板传给冷流体。由于翅片不像隔板直接将热量传给冷流体,故翅片有“二次表面”之称^[11]。根据组成换热器的材料不同,板翅式换热器可以分为两大类:全热交换器和显热交换器。全热交换器的翅片和隔板用吸水能力很强的材料如特制的纸制成;显热交换器的翅片和隔板用不吸水的材料如铝箔制造。当换热器热边的湿空气被冷却时,有可能会有液态水析出。在显热交换中,析出的水随气流流动,在翅片和隔板表面会形成液膜,增加了传热热阻。而在全热交换器中,析出的液态水被纸吸附,渗入到纸内,被另一侧的比較干燥的空气所蒸发;水使得作为全热交换器隔板和翅片的纸变湿,增加了纸的导热能力^[12]。板翅式换热器结构简单,加工容易;换热器本身无噪音;可以在结冰工况下工作;应用全热交换器可以回收一部分水分,即使没有加湿设备,室内的空气也不至于很干燥。它的缺点是:生产成本低和体积大。

5) 板式换热器

常说的板式换热器是指有一些压有波纹相互接触的金属板组成,每一块板有四个孔作为流体进口和出口,涉及密封垫片使流体间隔地在隔流到中流动,各个板被夹紧在一个框内连接起来,可供流体流过。由于每一块板周围都用垫圈密封,板式换热器又叫垫片板片式换热器。目前,板式换热器的传热板片都是由金属薄板冷压成形,不仅易于实现大量生产,而且大大降低了传热板片的厚度,提高了紧凑性,改善了传热性能^[13]。

与壳管式换热器相比,板式换热器具有十分明显的优点^[14]:

(1) 结构简单,制造方便

(2) 传热效率高,有效传热温差大。流体在板间流动时,即使流速很低,雷诺数仅为100—500时就可产生紊流,提高传热效率。而且冷热流体还可实现理想的逆流换热,因而有效温差大,甚至可以处理近乎1℃的微小温差传热,这是壳管式换热器所无法实现的。

(3) 体积小,重量轻,价格便宜

(4) 结垢少,可靠性高

(5) 可拆卸,便于清洗和维护

板式换热器的这些特点使得它在近几十年来发展迅猛,应用非常广泛,用在汽车、空调、电子制冷、废热和余热回收、低温、飞机、宇宙飞船、海洋热利用、太阳能和地热能等方面,通常能获得比管壳式换热器更高的换热效率,可达95%,而普通的管壳式换热器为60%~80%,这样这种换热器就适用于能量密集型工业,要使投资费用最低,单元尺寸应该最小^[15]。体积小的优点有:占有空间小;重量轻;价格低等。但是板式换热器的应用也受到了一定的限制:紧凑式换热器缺乏类似于压力容器的标准;板式换热器流道狭窄,易结垢,不能用机械方法清洗;

且板式换热器适用于低压的场合，最高的使用压力为2.5MPa^[16]。因此，仅限于处理空气、低碳烃类、制冷剂。我们研究的换热器与通常那个所说的板式换热器有所不同，它是由平行的光滑平板叠核形成错溜通道而成的。

虽然各种类型的换热器都有其自身的优缺点，在应用中还存在许多的不足，可以进一步对其进行优化，提高它们的传热性能。提高传热性能的方法很多，主要有提高平均传热温差，增加换热面积，改变操作参数，使得传热系数值增加，但是在一定的工作条件下，前两者不易改变，或者可以改变的量有限，因此我们主要研究改变传热系数 K 值。当导热材料选定以后，我们只能改变对流传热项来增加 K 值。

1.3 对流换热强化技术的分类及发展

强化传热技术是人们在长期利用能源的过程中发展起来的，主要就是为了提高热量传递的速率，以达到用更经济的设备来传递规定的热量，或是用更有效的冷却途径来保护高温部件的安全运行，或是用高的热效率来实现能源的合理利用。在能源利用中，对流换热这种传递方式由于其在工业实际中应用最为广泛，对它的研究也最为活跃。

1.3.1 对流换热强化技术的分类

按流动是否与时间有关来划分，对流换热可分为稳态和非稳态两大类。稳态对流换热的处理相对简单，人们对它的研究也较多；而非稳态对流换热问题相对来说就很复杂，受很多因素的影响，它广泛的存在于自然界和工程实际中。伴有壁面振动的换热过程就是一个非稳态对流换热的过程。壁面振动是工程实际中一个不可避免的问题。

按流动是否受外界作用来划分，对流换热可以分为强制对流与自然对流。强制对流是指流体在外力的作用下对流换热，自然对流则是指流体在温差下产生的密度差引起的对流换热。

但是不管按那种方法来划分对流换热，其强化传热都可以按以下的方法来划分。

从是否需要外界能源输入来看，可以分为被动强化和主动强化。主动强化技术需要外加的能量，如电场、磁场、光照射、搅拌、喷射、声、表面振动等。表面振动技术是一种主动式强化传热技术。被动式强化传热采用流体添加物、扰流

装置或特殊的表面几何形状等方法来实现强化传热。

在研究方法上, 20 世纪 80 年代以前, 人们对对流换热的研究大部分限于通过实验手段来开展, 在应用量纲分析的基础上, 将实验结果整理成无量纲数(如 Nu , Re , Pr 等)表示的经验关联式, 并用于工业设计计算, 但缺乏系统的理论。20 世纪 90 年代, 人们开始用理论的方法研究对流换热, 有数值方法、模拟方法。其中贡献很大的还有过增元的协同场理论^[17]。

1.3.2 对流换热强化技术的发展

传热技术, 从其出现到现在已经经历了四个阶段的发展^[18], 而强化传热技术则是在这四代之间发展起来的, 有了三次大的进步。

迄今为止, 强化传热技术在化工、动力、核能、制冷、石油及国防工业等领域中得到广泛应用, 国内外公开发表的论文和研究报告超过 6000 篇, 获得了数百项专利, 已发展成为成熟的第二代传热技术。由于科学技术的飞速发展和能源的严重短缺, 不断向强化传热提出了新的要求, 因此强化传热研究的深度和广度日益扩大并向新的领域渗透和发展。世界各主要工业国都对此进行了大量的研究开发工作, 力图建立强化传热新理论, 并在新理论的指导下, 开发第三代传热技术, 包括传热传质过程控制, 并取得了许多成果^[19]。并向第四代复合强化技术发展。

对流换热的强化是强化传热技术研究的主要内容之一。第一代对流换热主要采用光滑的换热表面, 对于内外流的管通道来说就是光管, 对于平板来说就是平板; 第二代对流换热是在光滑平面的基础上, 加上二维翅片; 第三代对流换热技术是增加如三维肋、三维粗糙元、纵向涡发生器等; 第四代就是将两种或两种以上的强化技术同时应用的复合强化传热技术。

1.3.2.1 换热器强化对流换热的研究

换热器性能的提高主要是要求在一定的体积及温差下得到更高的传热效率。基于这样的考虑, 可以从两方面来实现, 即提高单位体积下的传热面积和提高总传热系数。提高单位体积下的传热面积, 可以通过改变换热器的形式来实现; 提高总传热系数可以通过传热强化技术得到改进。应用强化传热技术的目的是: 提高现有换热器的换热能力; 减小设计传热面积, 以减小换热器的体积和质量; 减小换热器的阻力, 以减小换热器的动力消耗; 使换热器能在较低温差下工作^[10]。

总传热系数受热阻的影响, 热阻包括导热热阻和对流热阻。导热热阻的大小

跟换热器材料的性质有关,一般来说,金属的导热系数最大、非金属的固体次之。对流热阻的大小跟流体的特性有关,主要有:流体的种类和相变化的情况;流体的性质:比热、导热系数、密度和黏度等;流体的流动状态:层流和湍流;流体流动的原因:强制对流和自然对流;传热面的形状、位置和大小:传热管、板、管束等不同的传热面的形状,管子的排列方式,水平或垂直放置,管径管长或板的高度等,都直接影响到对流传热热阻值。

增强传热的方法^[19,20]主要有以下几种:

壁面扰流装置

- (a) 处理表面
- (b) 粗糙表面
- (c) 扩展表面

内置扰流装置

- (a) 螺旋管和扭曲管
- (b) 添加物
- (c) 机械扰动

其他

- (a) 电磁场
- (b) 表面振动与流体振动
- (c) 射流冲击
- (d) 扭曲带
- (e) 静态混和器
- (f) 流体脉动

1.3.3.2 研究现状

因为管壳式换热器的广泛应用,也使得对它的研究为多,其强化途径主要从两方面入手,管程强化传热研究、壳程强化传热研究。强化传热归结起来为两条途径:改变传热面的形状和在传热面上或传热流路径内设置各种形状的插入物。改变传热面的形状有多种,其中用于强化管程传热的有:螺旋槽纹管、横纹管、螺旋管、缩放管、旋流管和螺旋扁管等。管内插入物的种类很多,如螺旋线、螺旋片、纽带、错开纽带、丝网内插件等。壳程强化传热的途径主要有两种:一是改变管子外形或在管外加翅片,即通过管子形状或表面性质的改造来强化传热,以提高换热器效率;二是改变壳程挡板或管支撑物的形式,以减少或消除壳程流动与传热的滞留死区,使传热面积得到充分利用^[19]。

对于板式换热器的强化传热研究主要是改变板片的压纹，以人字波为主，并有双人字波，平直波，球型波，直/斜波等^[21]，板片上的压纹起到与管壳式换热器中管内插入物相同的效果，都是增加通道中流体的湍流程度，达到强化传热的目的^[22]。但是这种方法在增加传热的时候，也增加了流体的流动阻力，有人研究发明了低流阻板式换热器^[23]，将板间距拉开一定的距离，使流体进出口平行板片，在板间布置绕流件来达到强化传热并起到加强板片的强度及刚度的作用，能够使板式换热器得到更好的传热效果。球型板片是国内换热器中阻力降最小的产品^[21]。

现在还发明了许多新型高效换热器，如可拆式板式换热器、焊接式板式换热器、整体翅片式换热器、热管换热器、不结垢换热器、碳化硅换热器、澳大利亚的柔性换热器、日本的 SM-型换热器和 Hybrid-换热器、美国 Chemineer 公司的 Kenics 换热器和德国的块式换热器等^[24,25,26]。

本课题的研究对象主要是板式换热器，为了节约成本我们采用的就是光滑表面，因为膜的厚度很小，所以在风的作用下会产生振动，使传热表面振动影响传热。接下来主要看壁面振动对对流传热的影响研究。

1.4 壁面振动对流换热的研究进展

壁面振动是一个非稳态对流换热过程，受很多因素的影响，对其进行研究问题很复杂。从产生的原因来划分，壁面振动可分为两类：一类是由设备自身产生。这一类的振动是不可避免的，比如，设备在运行过程中会由于动力装置的运转而产生振动；流体绕流固体时产生诱导振动，如换热器中的管束。另一类是人们为了实现强化传热而通过机械方法产生的。

壁面振动将直接引起壁面附近的速度场和温度场的变化，从而影响换热性能，人们很早就对此进行了研究。早在 20 世纪 60 年代，人们就开始研究振动对传热的影响，研究的对象主要形式为水平放置的圆柱（垂直放置的为少数）、圆管、平板、加热金属丝及翅片散热板等，产生振动的方法主要是机械振动。大部分的研究结果表明：壁面振动能强化换热，但振动参数和流动参数对壁面振动换热影响的研究结果并不一致；通过机械方法使壁面产生振动时由于付出的代价远大于收益，因此这种方法在工程上并没有具体应用。最近研究较多的是流体诱导振动实现强化换热的方法。

早期的研究主要是通过实验手段，随着计算机技术的发展，在 80 年代后人们也开始对壁面振动对流换热问题进行数值分析。尽管有许多研究者对壁面振动对

流换热问题进行了研究，但他们的研究结论并不一致，主要有：

- (1) 壁面振动强化对流换热
- (2) 壁面振动对换热没有影响
- (3) 根据参数的不同，壁面振动可能强化、没有影响或弱化换热
- (4) 壁面振动弱化对流换热

但大部分的研究结果都表明壁面振动能强化换热，对自然对流来说，可使换热系数提高30%-2000%；对强制对流，可使换热系数提高20%-400%^[20]。

尽管许多的研究结果都表明振动能够增强传热，但是换热器在运行过程中产生的振动也会加速换热器的破坏，所以一直以来对振动的研究还在防止其对换热器产生破坏作用，如西南交通大学^[27]从理论上研究了流体的振动与系统失稳的关系，南华大学^[28]研究了振动与叠层板状元件的稳定性问题等，主要是如何防止振动引起结构件的变形破坏进行的。因此我们在研究壁面振动对传热的影响同时也要考虑改变换热器的机构形式，使其在振动的作用下，不至于产生破坏。

壁面振动按是否有能量加入，可以分为流致振动和人为激励振动。对这两方面的研究，前人已经作了很多的工作。下面我们分开来介绍。

1.4.1 流致振动的研究

流致振动是指结构在流体的作用下所产生的振动，主要分为以下几类^[29]，见图 1-2。流致振动既不需要动力装置也不需要外来能量，但一直以来，人们重视的只是它所可能产生的元件损坏与噪声，而不曾想过它的利用，而在换热器内完全避免振动是不可能的。考虑振动的时候要考虑到结构的自振频率，以免发生共振，破坏换热器。

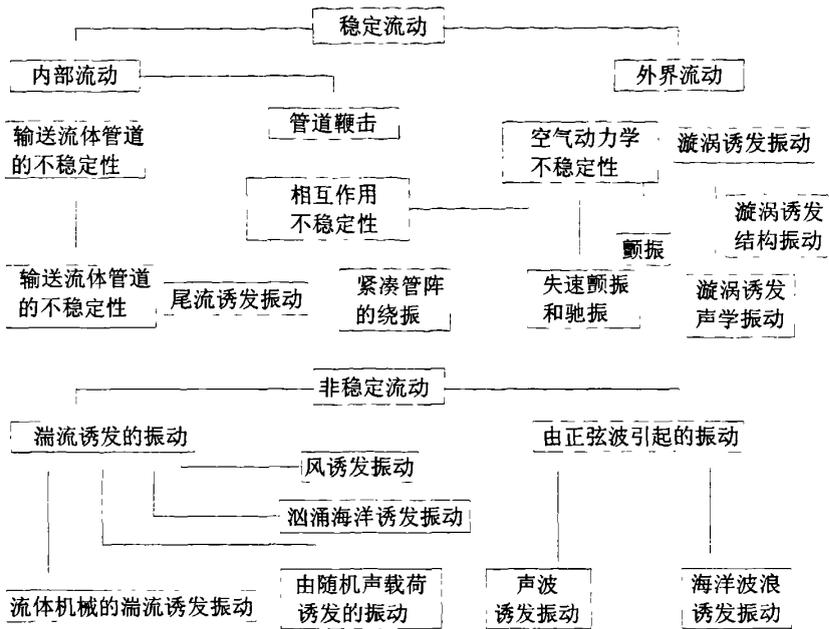


图 1-2 流体诱导振动的分类

Figure 1-2 The classification of fluid-induced vibration

目前的流致振动研究主要存在于核反应堆工程中的叠层板结构的振动研究以及管壳式换热器的研究中。主要研究流致振动与结构的稳定性关系^[26,27]，对流致振动影响传热的研究目前却很少。文献[30]中指出流致振动增加了微翅片散热片的热传导速率。用实验的手段将微翅片散热片的热阻与平板散热片的热阻进行比较，得出在空气流速为 4.4 和 5.5m/s 时，热传导速率分别增加了 5.5 和 11.5%。也有用加入扰流物来形成流致振动强化传热的研究。Kenan Yakut , Bayram Sahin 用实验的方法研究在换热器内加入圆锥形环状扰流物产生流体诱导振动来增强换热器内的换热。锥形环状物的斜度分别为 10mm, 20mm, 30mm, 被放在工作流体为空气流通的管的中央位置。结果表明 Nu 数随雷诺数的增加而增加，当锥形环状物扰流物斜度最小时，传热得最大值^[31]。程林、田茂诚等^[29,32-39]利用流体诱导振动原理，发明了一种新型传热元件——弹性管束，并将其应用于实际生产中，设计了弹性管束换热器，如图 1-3 所示。

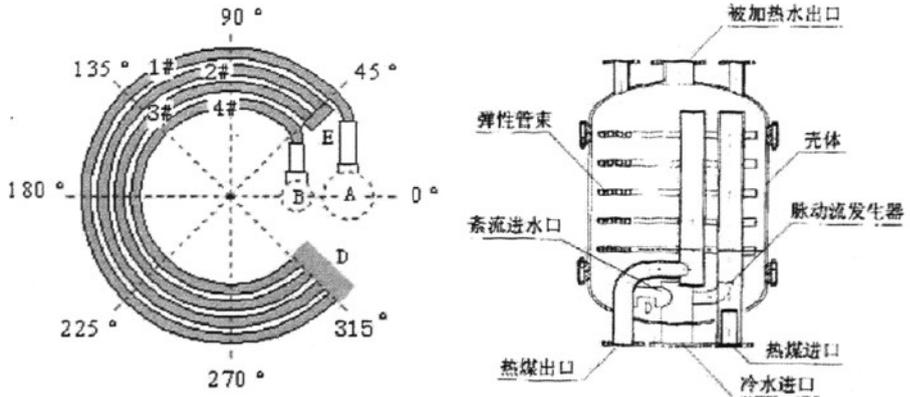


图 1-3 弹性管束以及弹性管束换热器示意图

Figure 1-3 The schematic diagram of elastic tube bundles and elastic tube bundles heat exchanger

程林、田茂诚等对该新型传热元件的传热性能进行了较为详细的研究。弹性管束利用流体诱导振动改变传热表面的流动工况来提高对流换热，同时利用管子在振动时的变形清除污垢，实现复合强化传热。在恒热流条件下，对管外水流诱导振动强化对流换热规律进行了试验研究，证实管外水流诱导振动可使对流换热系数提高 300%以上。在弹性管束换热器中，管外的流速较低，属于低 Re 流动。程林等对弹性管束强化换热主要进行了实验研究，并在文献[40]对振动强化换热的机理进行了探讨：认为弹性管束的振动使得在传热管壁上无法形成稳定的附面层，从而大幅度地降低了附面层的导热热阻；管束的振动加强了对周围流体的扰动，冷热流体的混合强烈，流体间的对流热阻也得到有效降低^[41]。

随着流致振动的研究深入，相信在不久的将来，随着材料及结构形式的改变，流致振动强化传热的方法会在实际中得到很好的应用。目前研究流致振动对板式换热器的传热增强效果的论文还没有发现，因此本论文的研究将是一个新的开始。

1.4.2 人为激励振动的研究

人为激励振动是采用人为激励的方式如采用机械振动或电动机带动的偏心装置来使换热表面发生振动。早在20世纪六七十年代，人们就发现振动是增强传热的好方法，它对传热的强化并不比任何一种其他的传热方式差^[29]。很多的研究结果表明，换热面在流体中振动时，根据振动的强度及系统不同，对自然对流可

使换热提高30%-2000%，对强制对流可使换热提高20%-400%^[20]。但是人为激励实现的换热表面振动由于强化传热的投入远大于收益，因此机械式强化传热未能得到广泛应用。

但是随着传统能源的日益枯竭，节能要求不断提高，人们对振动影响传热的研究热情不减。有些研究表明，水平圆柱的表面振动，无论是水平还是垂直振动，在高频低幅和高频低频时，总的传热系数都能够增加10倍。用主动式壁面振动提供稳定的强迫流动是可行的，但是从结构的设计上考虑可能会使设备很快失效。对于主动式传热技术来说，无论是旋转还是表面振动形式的机械振动能够增加强迫对流传热。但是随着研究的深入与增加，也有的研究结果表明振动对传热没有影响，甚至产生负影响。下面根据振动对传热效果的影响是增加的，还是不产生什么影响的及产生负影响的不同对前人的工作进行一下总结，详细信息见下表。

表 1-1 振动对对流传热的影响研究结果列表

Table 1-1 The research results list of effect of vibration on convection heat transfer

年代	作者	研究内容	研究成果
1943	Martinelli et al. ^[42]	Re: 300-2000, f : 13-265 cycles/min	Nu 数增加了 10%
1966	Kezios 和 Prasanna ^[43]	在 Strouhal 频率下, $0.02 < A/D < 0.075$	平均传热系数提高 20%
1972	K. Krishna Prasad and V. Ramanathan ^[44]	电加热垂直板, 经向谐振动, 自然对流传热, f : 10-20 cps, A : 0.25 in, 板的温度从 100 到 200°F 变化	振动稳定地增加了热传导率, 增加的幅度由相关的振动强度参数决定。最大的传热增强为 33%
1978	Saxena and Laird ^[45]	强制对流, 水, 处置圆管在水中沿与来流方向垂直振动, $A/D=0.89\sim 1.99$, $C=0.4\sim 1.2\text{Hz}$, $Re=3500$	横向振动使换热系数最大增加 60%, 传热的强化大小与 A 和 f 成正比
1981	Leung, Ko and Ma ^[46]	$Re < 15\ 000$	传热随着 f 和 A 的增加而增加, 随着 Re 数的增加, 振动的影响减弱

续表 1-1 振动对对流传热的影响研究结果列表

Continued Table 1-1 The research results list of effect of vibration on convection heat transfer

1981	A. S. Dawood, B. L. Manocha and S. M. J. ALI ^[47]	静止空气, 两个水平放置圆柱, 外直径 0.85cm、1.27cm, 内部加热。振幅、频率、表面与环境温差: 0~1.715cm, 0~63.7c/s, 18~150°C; 0~1.78cm, 0~68c/s, 22~90°C	A/D 超过 0.5 时, 振动时的传热系数随着振动频率的增加线性增加, 振动可以使传热增加 3 倍
1982	P.K. Nag and A. Bhattacharya ^[48]	振动在不同的翅片间距和翅片高度下对垂直翅片阵列自然对流换热的影响	当振幅和频率超过某值时, 随着振动强度的增加传热速率增加, 当输入的振动能量为 90W 时, 传热效率最大能增加 250%
1991	J. Soria and M. P. Norton ^[49]	强制对流, 风洞: 380mm×250mm, 复合材料板, 板内加热, $u=4\text{m/s}$, $\text{Re}: 2.5 \times 10^5$, $f: 60\text{Hz}$, 激励点A: 1.7~12mm/s	振动产生的边界层不稳定导致的局部传热强化增加值很大。局部的 Nu 数在振动情况下必不振时增加了 290%
1994	E. I. Nesis, A. F. Shatalov, and N. P. Karmatskij ^[50]	不同热流密度下, 细铜弹簧丝, 机械振动, 直径: $D=0.375\text{mm}$, 长度 1~4.75m	在不同的热流密度和振动频率下, 随着振幅的增加传热系数先是线性增加, 但从某一个临界值开始, 就以抛物线形式快速增加。等温条件下, 随着频率的增加, 传热系数首先按比例线性增加, 当到达某一值后不再变化
1996	G. Nicoletti ^[51]	通道中强制对流, 水, 层流, $u=0\sim 1\text{m/s}$, 不锈钢板, 厚度 0.2mm, 1.5cm×13cm, A: 0~0.05cm, $f: 0\sim 60\text{Hz}$	研究表明振动在增强传热的同时, 减少了流体流动的拽力, 使能耗减少

续表 1-1 振动对对流传热的影响研究结果列表

Continued Table 1-1 The research results list of effect of vibration on convection heat transfer

1997	Cheng, Chen, and Aung ^[52]	流体做了一个实验研究, 当 $0 \leq Sc \leq 0.65$, $0 \leq A/D \leq 0.628$ 和 $0 \leq Re \leq 4000$	流体为湍流时, 传热最大增加 34%; 对于层流错流情况下的圆柱振动, 传热增强仅发生在锁定区域, 增加了 16%
1999	Gau 等人 ^[53]	强制对流, 圆管直径 3.1cm, 长度 50cm, 等热流, 平行来流方向水平放置在 30×30 cm 风洞中, $Re=1600 \sim 4800$, $F_c D / u_\infty = 0.194$, $F_c / F_n = 0.5, 1, 1.5, 2, 2.5, 3$	在 Strouhal 频率下, 或者是 Strouhal 的 3 倍时, 传热被明显的强化, 最明显的传热强化发生在圆柱的后缘
2001	Leonid Bronfenbrener, Leonid Grinis, and Eli Korin ^[54]	强制对流: 水, 吊环在圆管外表面旋转使圆管振动, $Re: 800-2000$, $A: 0.1-1mm$, $f: 10-120Hz$	振动增强传热, 传热系数随振动雷诺数的增加而增加, 但 Nu 数减小随雷诺数在稳流中的增加
2001	Park and Gharib ^[55]	当振动频率等于或者是 Strouhal 频率的 2、3 倍时	传热被明显的强化
2003	冷学礼, 程林等 ^[56]	低雷诺数下, 圆管直径 $D=20mm$, 长度 500mm, $A/D=0 \sim 0.1$, $f=6.67 \sim 24Hz$	传热最大增强为 311%, 传热的增强与振幅和频率成正比
2004	Yong Ho Lee, Dae Hun Kim, Soon Heung Chang ^[57]	大气中垂直放置的圆管, 内径 0.008m, 厚度 0.001m, 内部均匀加热	随着振动强度的增加, 临界热流密度增加了 12.6%,
2004	X.R. Zhang, S. Maruyama, S. Sakai ^[58]	自然对流, 层流, 均匀加热的垂直板受周期振动, 振动速度接近不振动时速度边界层的流动速度	Nu 数增加了两倍, 传热随无量纲振动频率、振幅及 Prandtl 数的增加而增加, 随 Grashof 数的增加而减小

续表 1-1 振动对对流传热的影响研究结果列表

Continued Table 1-1 The research results list of effect of vibration on convection heat transfer

2006	Tait Sherman Pottebaum, Mory Gharib ^[59]	自然对流, 圆柱, 来流方向 横向正弦振动, 频率接近 Strouhal 数和其谐波时	小幅振动就能明显的强 化传热
2007	L.A. Florio, A. Harnoy ^[60]	自然对流, 空气, f : 4~24Hz, A 为 5%~20%的板-热源间 隙, 矩形平板, 下置矩形热 源	振动增强了传热, 局部传 热系数的增加最大为 52%, 表面平均传热系数 增加了 40%
1961	Sreenivasan 和 Ramachandran ^[61]	空气强制对流, $D=0.334$ in, 长度 $L=6$ in, 铜管, 正弦横 向振动。 $u=19$ ft/s~ 92 ft/s, $A=0.75$ ~ 3.2 cm, $f=200$ ~ 2800 r/min	当振动的速度在流速的 4%~20%之间时, 振动对 传热系数几乎没有影响
1958	Van der Hegge Zijnen ^[62]	自然对流, 空气, $Re=5$, $D=0.0005$ cm, 钨丝, 振动均 方根速度为流速的 45%	钨丝在均匀来流方向振 动, 传热系数最大减少了 4.3%
1938	Martinelli and Boelter ^[63]	自然对流, 水, 水平圆柱, $D=19$ mm, 垂直振动	低 Re 数情况下, 振动对 传热系数的影响不大; 在 高雷诺数下, 微小的振动 下传热系数可以提高 400%
1965	Eshgy et al. ^[64]	自然对流, 空气, $D=4.87$ in, $L=8$ in, 直立圆柱做纵向振 动, $A=3.66$ mm, $f=12$ Hz	$A < 0.011L$ 时, 换热略有 减小; $A > 0.011L$ 时, 换热增 加, 最大为 7%。
1974	W. W. Carr and W. Z. Black ^[65]	自然对流, 空气, 研究置于 水平平面上的等温圆柱正 弦振动情况下局部瞬态自 然对流传热系数的变化	$A/D < 0.25$ 时, 存在临界 振动强度, 当小于临界值 时, 振动对传热系数的影 响很小; $A/D > 0.25$ 时, 不存在临界值, 传热系数 随振动强度增加而增加

续表 1-1 振动对对流传热的影响研究结果列表

Continued Table 1-1 The research results list of effect of vibration on convection heat transfer

1990	Takahashi and Endoh ^[66]	强制对流, 圆管沿流体流动方向振动, $D=17.23\text{mm}$, $Re=1000\sim 2600$, $f=0.2\sim 1.5\text{Hz}$, $A=10\sim 40\text{mm}$	$0 < E_f / E_e < 20$ 的时候, 换热系数最大增加 50%; $E_f / E_e > 20$ 时, 没有强化
1997	A. Klaczak ^[67]	水平放置的铜管蒸汽-水换热器, 内直径为 6.8mm, 壁厚 0.5mm, 长度 30mm, 水的进口温度为 11℃, 被 96.6℃ 的水加热, $20 \leq f \leq 120\text{Hz}$, $0.2 \leq A \leq 0.5\text{mm}$, 在水介质流动方向振动, $430 \leq Re \leq 2300$	换热器振动时, 在极限情况下, 传热降低 19%, 随着振幅的增加, 传热得到改善, 但与不振时相比, 传热最多增加 5%
2007	Jayanti ^[68]	固定在低频振动板上的圆管, 管中截面为常热流, 垂直不锈钢管, 内直径 $D=16\text{mm}$, 壁厚 2mm, 长度为 1.75m	在层流区域内, 振动强化传热; $Re > 2100$ 湍流时, 振动对传热系数不起任何作用

从上表中可以看出, 前人对振动影响传热领域所作的研究对象多数是圆柱体, 只有少数的是对板 (包括翅片板) 进行的研究。研究结果多表明圆柱体在流体中的振动能够增加传热速率, 板在振动的情况下传热也能得到强化。但少数的研究结果表明振动对传热是没有影响或者影响很小的。

大量的研究结果证实在振动圆柱问题中有一个参数是很重要的, 振动振幅与振动圆柱直径的比值 A/D 。这个参数显示了圆柱邻近的流体流形。当这个值所处的范围变化时, 振动对传热的影响也是变化的。但是对于换热板在振动作用下的传热研究远没有对圆柱的研究多, 只有少数的学者对此进行了研究, 振动强化传热的原因主要是流体边界层的破坏。

从以上的文献分析可知, 有关壁面振动影响传热的研究结论并不一致, 仍有待进一步的研究; 而对壁面振动影响平板传热的研究更是少数。在本文中, 将对四边固支平板的壁面振动问题进行研究。

1.5 本文研究内容

本文主要研究振动条件下，以薄膜结构作为新风换热器芯体时，换热器的换热特性。

本实验研究的对象为错流平行平板换热器，由于塑料薄膜的导热系数很低，在换热过程中控制热阻主要集中在空气对流侧，要从流体方面入手，所以考察振动对流体产生的扰动作用，使流动边界层受到影响，从而影响传热。薄膜在风的作用下会产生振动，从而影响其传热特性，本文从整体上研究了振动对薄膜换热器换热特性的影响，然后分开考虑振幅及频率对传热效果的影响。

用人为激励的方式使换热板产生振动，固定振幅，研究振动频率对传热的影响。众所周知当外部激励产生的振动频率与膜自身的振动频率相同时，会产生共振，加速结构的破坏，所以实际中要考虑这个问题。其次固定频率，改变振幅，看同一频率下不同振幅对换热的影响。再比较不同频率，相同振幅下对换热效果的影响。

第二章 流致振动强化传热的总体性能研究

在通过板式新风换热器进行显热回收的过程中,影响换热器显热回收效率的因素较多,其中主要是换热芯体材料、结构参数和操作参数。本文是在课题组先前对塑料板式新风换热器研究的基础上,来进一步研究塑料薄膜材料作为新风换热器芯体材料时的换热性能。

由于膜结构很薄,在风的作用下会产生振动,从而影响流体的流动,这样流体与结构相互影响就使得换热器换热效果得到改变。本章通过实验的方法,定量的对板式新风换热器回收显热进行研究,考察新风换热器的板片在换热过程中产生的振动对换热效率的影响。

2.1 实验装置

2.1.1 板式新风换热器

a) 材料

表 2-1 实验用材料列表

Table 2-1 Experimental material list

材料名称	导热系数 $W/(m \cdot ^\circ C)$	厚度 δ (mm)	作用
PVC 板	0.14	2.000	换热材料
PVC 板	0.14	0.175	换热材料
有机玻璃	0.18	4、8	制作盖板
绝缘板		2	封条
橡塑海绵保温 材料	0.03	28	保温

b) 材料成形和处理

1) 准备材料。

- 2) 盖板、封条和换热板分割完成后，用砂轮打磨，直至磨平磨直。
 - 3) 为了保证换热芯体四侧的隔板与换热芯体结合紧密，在盖板侧边上设置凹槽，凹槽用铣床铣出。
 - 4) 所有的材料成形后，统一用清水洗净，然后自然晾干。
- c) 元件组装

用固体酸性胶将两根封条按照规定位置平行粘在水平放置的下盖板上，自然晾干 24 小时。在封条上涂酸性胶粘结一块换热板，然后再在换热板上粘结两根与下面隔板方向垂直的隔板，接住再在这块隔板上粘结一块换热板。依次顺序，将所有换热板和封条全部粘结完成，完成后的芯体结构如下图 2-1 所示。换热器芯体结构参数包括，膜的厚度 δ ，两层膜之间的间距 d ，膜的长度和宽度 l 及空气的流通通道数 N 。新风通道 23，污风通道 22。采用 2 种不同的膜厚，分别是 0.175mm 和 2mm，膜的长宽均为 300mm。接着用酸性固体胶，将八块隔板分别与下盖板和芯体棱角处粘结，再用酸性固体胶将上盖板与芯体相连，自然放置 24 小时候后，最后将两个封头用酸性固体胶粘在换热器上，再放置 24 小时候后，换热器即可使用。

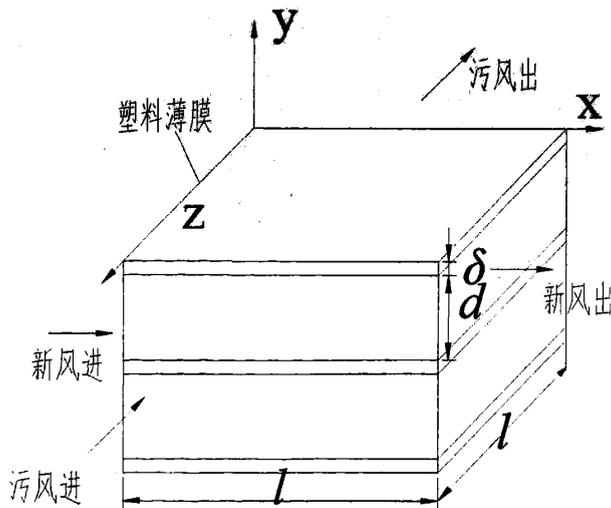


图 2-1 换热器芯体结构

Figure 2-1 The structure of heat exchanger core

d) 查漏和维护

换热器制作完成后，要检查换热器是否漏气。检漏方法是：打开风机，利用

气泡测漏法检测是否有漏风现象发生。在实验过程中尽量避免杂物进入换热器内部，如果有杂物进入，要及时清理。

2.1.2 实验流程

2.1.2.1 实验装置流程图

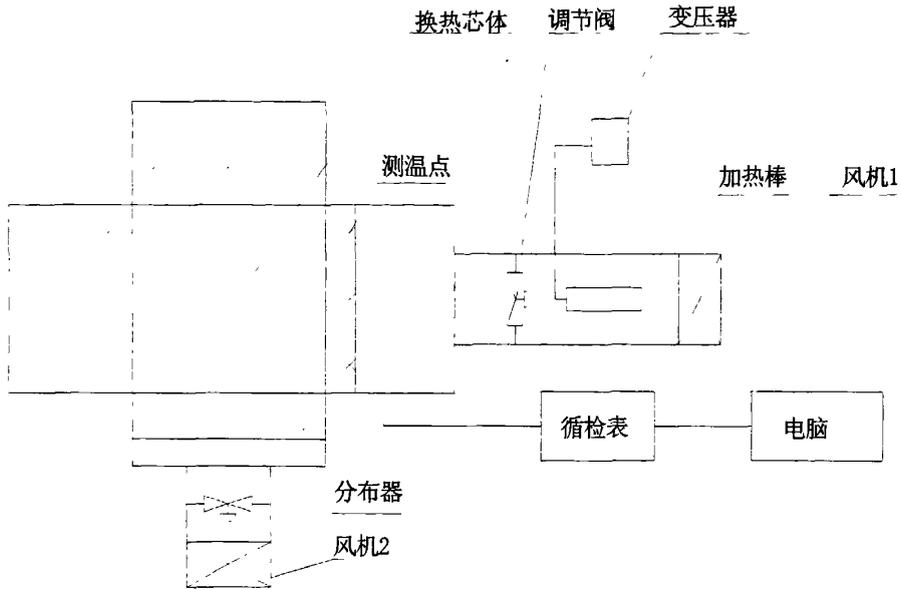


图 2-2 实验装置流程图

Figure 2-2 Experimental equipment flow chart

实验所用装置简图如图 2-2 所示。本实验采用轴流风机送风，风机额定功率 30W，额定流量 $36\text{m}^3/\text{h}$ ，通过调节风机两端电压来控制风机输出功率，从而达到控制风量的目的。本实验用加热棒直接加热空气，通过调压器改变加热棒两端的输入电压控制加热棒的输出功率，从而达到控制空气温度的目的。加热棒的额定输出功率为 300W。

冷风由轴流风机 2 抽风直接进入锥形封头，经过分布器后进入新风换热器芯体内部，热风由风机 1 抽风进入一个带有保温的加热管（直径 150mm）段中进行加热，使被加热后的空气温度达到实验要求，经分布器进入换热器，冷热风在换热器内交换热量。分布器形式见图 2-3，所述圆孔的直径从外向内依次减小，

分别是 20mm、10mm、5mm。

换热器底部，上部以及四周都用橡塑海绵保温材料进行保温，厚度为 28mm。为防止换热器上表面保温层出现空隙，在保温材料上放置重物，施加压力。同时用绳子将换热器四周的保温材料和上下表面的保温材料紧紧捆在一起，使侧面保温良好。

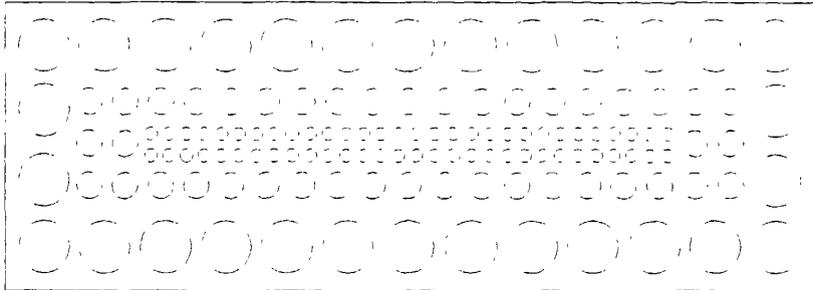


图 2-3 气体分布器形式

Figure 2-3 Gas distributor form

2.1.2.2 检测装置

对新风换热器冷、热风进口以及热风出口进行温度测量。如图 2-2 在换热器冷风热风进口及出口设置测温点；在热风出口处沿水平等距设置三个测温点；在冷风和热风进口位置分别设置三个测温点。测温电阻均采用 Cu50 热电阻，所有 Cu50 热电阻经由换热器上盖板上的穿孔被放置在通道中。将各个测温点的热电阻与昌晖公司生产的 SWP 系列多路巡检显示控制仪(采集卡)相连，形成 RS485 网络，再通过 RS232-RS485 转换器接到计算机的串口，将各路数据传到计算机中。以 Windows2003 为操作系统利用组态软件构成实时数据采集系统，同时每分钟记录一次数据，历史数据可通过 EXCEL 查询，并可方便的导入各种统计分析软件进行分析。图 2-4 给出了计算机数据采集系统界面。

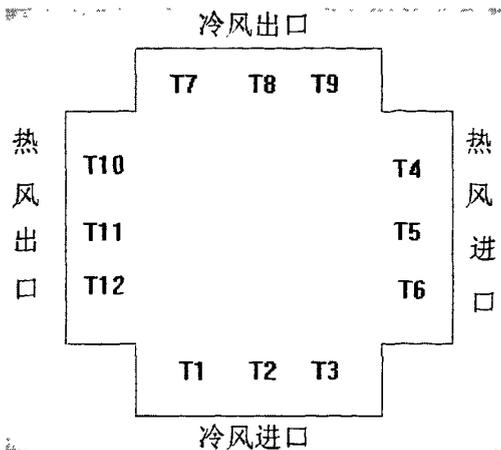


图 2-4 计算机数据采集系统界面

Figure 2-4 Interface of computer data collection system

铜电阻的测温范围一般为 $-50\sim 100^{\circ}\text{C}$ ，本实验的温度范围在 $-20\sim 40^{\circ}\text{C}$ 之间，所以可选用铜电阻作为测温元件，但是对于相对精确的温度测量来说，还是需要铜电阻及其测量电路进行温度的非线性校正^[69]。

Cu50 电阻与温度的关系可用下式表示：

$$R_t = R_0(1 + At + Bt^2 + Ct^3)$$

式中： R_t ——铜电阻在温度 $t^{\circ}\text{C}$ 时的电阻值；

R_0 ——铜电阻在温度 0°C 时的电阻值；

A ——常数， $A=4.28899\times 10^{-3}\text{C}^{-1}$ ；

B ——常数， $B=-2.133\times 10^{-7}\text{C}^{-2}$ ；

C ——常数， $C=1.233\times 10^{-9}\text{C}^{-3}$ 。

由于其具有非线性的缺点，因此在利用铜热电阻进行精确温度测量时，在克服测量电路自身非线性的同时，又要对铜热电阻进行非线性矫正，将与导线连接的铜电阻及循检表一起，作为校正的对象，与电脑连接，用“组态王”软件对各路温度进行采集，同时将标准温度计放入恒温水浴，在读取标准温度计的同时，记录下各个铜电阻的温度值，在 $0\sim 70^{\circ}\text{C}$ 之间采集 8 组数据，进行线性回归，以标准温度为目标函数，铜电阻测得的温度为自变量，得到一条斜率接近于 1 的回归直线。在进行实验时，把从循检表采集的数据带回方程，得到目标函数值，即为标准的温度值。用计算得到的温度值进行计算。

以第八个热电阻为例，校正后的方程为： $T_s = 0.9937T_c - 1.5524$

式中， T_s 为校正后的温度值， T_c 为测量得到的温度值。

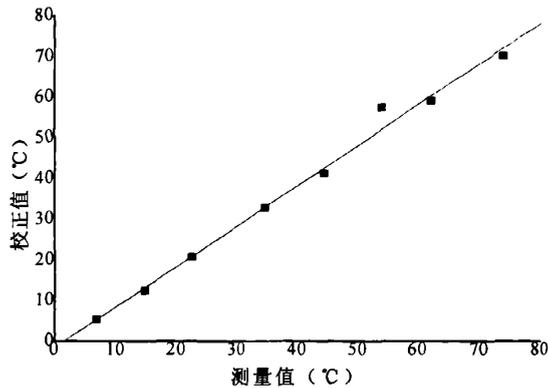


图 2-5 铜电阻测温度校正图

Figure 2-5 Cu50 electrical resistance temperature calibration

2.1.3 实验方案

本实验的目的主要是考察换热板在通风情况下产生的振动对于新风换热器换热效率的影响。为此，设计实验方案如下：

表 2-2 新风换热器实验方案

Table 2-2 Fresh air heat exchanger experimental scheme

材料名称	导热系数 W/(m·°C)	厚度 δ (mm)	板间距 (mm)
PVC 板	0.14	2.000	2
PVC 板	0.14	0.175	2

先用厚度为2.000mm，导热系数为0.14W/(m·°C)的PVC膜作为换热器换热芯体材料，计算换热器在设定温度下的换热效率。然后用厚度为0.175mm的PVC膜作为换热器换热芯体材料，在相同的情况下对换热器的换热效率进行研究。由于厚度为2.000mm的膜厚比较大，硬度高，所以在通风情况下基本不产生振动，板片无变化；而厚度为0.175mm的PVC膜则产生振动，影响换热。

本实验中最大风量为36m³/h，以通道数少（22）的那一侧流体为计算对象，在最低的实验温度10°C下，空气的密度为 $\rho=1.247\text{kg/m}^3$ ， $\nu=1.76\times 10^{-5}\text{kg/m}\cdot\text{s}$ ，通道数少的一侧的通道内空气流速为 $u=0.76\text{m/s}$ ，当量直径为 $D_e=3.97\times 10^{-3}\text{m}$ ，计算得出雷诺数为 $Re=171.43<2000$ ，所以实验范围内通道内的流体流动为层流状态。

2.2 实验结果与讨论

2.2.1 效率计算公式

根据 $\epsilon - NTU$ 法对传热效率进行计算, 计算传热效率用公式:

$$\eta = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (2-1)$$

其中 Q 是实际的传热量, Q_{\max} 是最大可能的传热量。不论何种换热器, 理论上, 热流体能被冷却到的最低温度为冷流体的进口温度 t_i , 而冷流体则至多能被加热到热流体的进口温度 T_i , 因而热、冷流体的进口温差 $(T_i - t_i)$ 便是换热器中可能达到的最大温差。如果某一流体流经换热器的温度变化等于最大的温差 $(T_i - t_i)$, 那么该流体便可达到最大可能的传热量^[70]。于是, 最大传热量可用下式表示, 即:

$$Q_{\max} = (Wc_p)_{\min} (T_i - t_i) \quad (2-2)$$

正常称热容量流率较小者为最小值流体。如果热流体为最小值流体, 则传热效率为:

$$\eta = \frac{W_h c_{ph} (T_i - T_o)}{W_h c_{ph} (T_i - t_i)} = \frac{T_i - T_o}{T_i - t_i} \quad (2-3)$$

本文取新风作为最小值流体, 以新风侧求得的换热效率作为换热器换热效率。

2.2.2 振动对效率的影响

在最大风量 $36\text{m}^3/\text{h}$ 时, 对于膜厚分别为 0.175mm 厚和膜厚为 2.000mm 的板来说, 实验结果如下表:

表2-3 不同膜厚下的换热效率

Table 2-3 Effect of film thickness on the efficiency

膜厚 (mm)	测温位置	新风温度(°C)	污风温度(°C)	换热效率 (%)
0.175	进口	34.9	28.8	89.1
	出口	29.5	32.2	
2.000	进口	34.9	28.8	68.3
	出口	29.1	31.1	

由于PVC的导热系数很低，导热热阻主要集中在空气对流侧，所以本论文中计算效率时忽略膜厚对传热的影响。

膜厚为0.175mm时的换热效率在振动的情况下比2.000mm厚的膜在不振动的情况下换热效率增加了： $(89.1-68.3)/68.3=30.5\%$ 。这主要是因为相同的条件下，0.175mm厚的膜在风的作用下产生振动，使得流体流动边界层受到了破坏，从而强化了对流传热过程，使得总传热系数提高，换热效率增加。

2.2.3 温差对效率的影响

在不同膜厚的情况下，进一步研究了温差对传热的影响。保持实验风量为 $36\text{m}^3/\text{h}$ ，冷风进口温度 31.0°C 不变，改变热风进口的温度，得出如图 2-6 的实验结果。随着温差的增加，对于两种厚度的膜来说，传热效率都是下降的，但是对于膜厚为 2.000mm 的膜来说，效率变化受温差的影响很大，但是对于 0.175mm 厚的膜来说，温差对于传热效率的影响就不太明显。

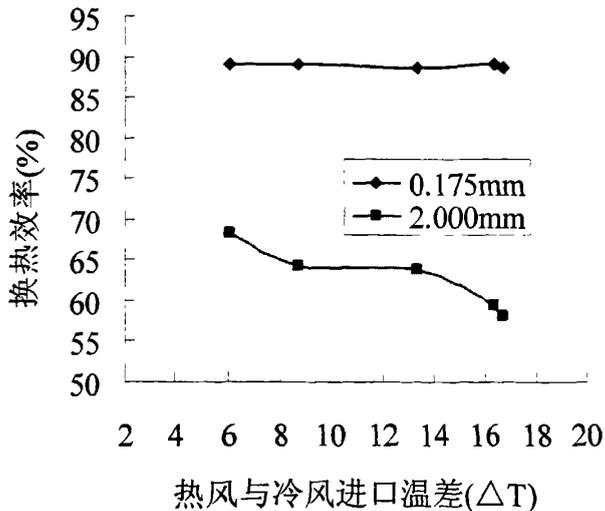


图 2-6 不同膜厚下温差对传热效率的影响

Figure 2-6 Effect of temperature difference on heat transfer efficiency under different film thicknesses

从公式 (2-2) 中可以看出，换热效率等于实际换热量与最大换热量得比值。而实际换热量

$$Q = KA\Delta T_m \quad (2-4)$$

与式 (2-3) 联立得:

$$\eta = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{KA\Delta T_m}{(Wc_p)_{\min}(T_i - t_i)} \quad (2-5)$$

式中 $(Wc_p)_{\min}$ 、 A 的值是不变的, 换热效率只与温差和总传热系数有关。当换热板不振动时, 总传热系数值不变。不受其他条件影响的前提下, 换热效率只与温差有关, 而与其它因素没有关系, 所以随着温差的增加换热效率是减小的; 但是当膜振动的时候, 传热的形式就很复杂, 换热效率除了与温差有关外, 还与总传热系数有关, 振动直接影响了对流传热系数, 所以在振动的条件下, 换热系数受温差变化的影响较小。

2.2.4 风量对效率的影响

在不同风量下, 保证冷热等进口温差在 8.0°C , 单独研究了 0.175mm 膜的传热特性及对应的换热效率。

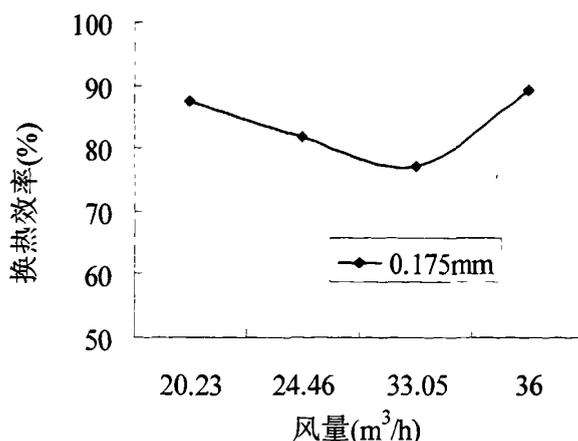


图 2-7 薄膜在不同风量下的换热效率

Figure 2-7 Heat transfer efficiency under different air flow of 0.175mm thick film

从图中可以看出, 换热效率起初随着风量的增加而减小, 但流量超过一定的数值时, 换热效率又开始上升, 这主要是由于板不振动或者振动很小时, 流体顺着板间流过, 没有受到任何力的作用, 所以速度很快, 当板开始振动时, 流体受到板面振动的作用, 在板间的停留时间变长, 同时由于板的振动对边界层产生的破坏作用, 使得壁面的对流换热增强, 所以效率提高, 振动明显的强化了传热。

振动对传热强化作用主要是因为改变了流体的流动,使得其边界层受到破坏改变了对流传热。对流传热是指运动流体于固体壁面之间的热量传递过程,故对流传热与流体的流动状况密切相关,当不考虑板片振动的情况下,芯体中单个流体通道中流体换热流型为层流。处于层流状态下的流体,在于流动方向相垂直的方向上进行热量传递时,由于不存在流体的漩涡运动与混合,故传递方式只是热传导。而当换热板片振动时,由于振动是流体与板片的耦合振动,换热器芯体中的单个流体通道中的流体流动的流场非常复杂,传热方式兼有热传导和涡流传热两种传热方式,从而使得对流传热系数升高,提高总传热系数,提高了换热效率。

2.3 本章小结

本课题通过改变换热器的换热材质,研究振动对换热器换热效率的影响,并且考察了不同温差对于换热效率的影响。结果表明:以 PVC 膜为换热材质,厚度为 2.000mm、板间距为 2mm 的新风换热器,与厚度为 0.175mm,板间距为 2mm 的新风换热器在相同的实验条件下,换热效率有了很大的提高,主要是由流体诱导的膜振动引起的。随着温差的增加,对于两种厚度的膜来说,传热效率都是下降的,但是对厚度为 2.000mm 的膜来说,传热效率变化受温差的影响大,但是对于 0.175mm 厚的膜来说,传热效率受温差的影响不太明显。当膜厚为 0.175mm 时,研究不同风量对换热效率的影响,结果表明换热效率起初随着风量的增加而减小,当流量超过一定的数值时,膜开始振动,换热效率又开始上升。流体流动诱发产生的换热板整体振动情况比较复杂,故为分析流致振动强化传热的机理,下一步采用人为激励的方式来研究振动对于对流传热的影响。

第三章 人为激励振动的研究

前期的工作中已经从整体上验证了流致振动对对流换热的影响。但实际上振动产生的原因是由流体流动诱发产生的，板状元件的流致振动问题，是一个流体与固体的耦合问题，其诱发机理比较复杂，板片的整体振动情况不清楚，换热效率虽有所提高，但原因很复杂。接下来本文采用人为激励的方式来研究振动对于对流传热的影响。一般来说，振动的参数包括振幅、频率、相位角。但是对传热起作用的主要是振幅和频率，所以下面的实验将分别研究振动的振幅及频率对对流换热的影响。

3.1 实验装置

3.1.1 实验用材料

实验中要用到的材料列表如下：

表 3-1 实验用材料列表

Table 3-1 Experimental materials list

材料名称	导热系数 $W/(m \cdot ^\circ C)$	厚度 δ (mm)	作用
塑料薄膜	0.14	0.2	换热材料
有机玻璃	0.18	4、8	制作盖板
玻璃		2	封条
橡塑发泡板	0.03	8	保温
PVC 管	0.14		流体通道
PVC 板	0.14	2	流体通道

3.1.2 实验系统搭建及构成

将 PVC 板进行分割，分别划成四个等边梯形（上下板），四个直角梯形（侧

面板), 还有两个带圆孔的正方形。将两个侧边与上下板用塑料胶枪焊接, 然后再把带孔的正方形焊上, 形成入口锥形通道, 具体结构尺寸见图 3-1。通道一端与换热芯体相连, 一端与从流量计出来的管路相连。在进入换热芯体前的一段通道上缠绕加热电阻丝来加热进入换热芯体的空气温度, 并在加热金属丝的外面用塑料发泡管进行保温, 减少热量的损失, 来满足实验的要求。

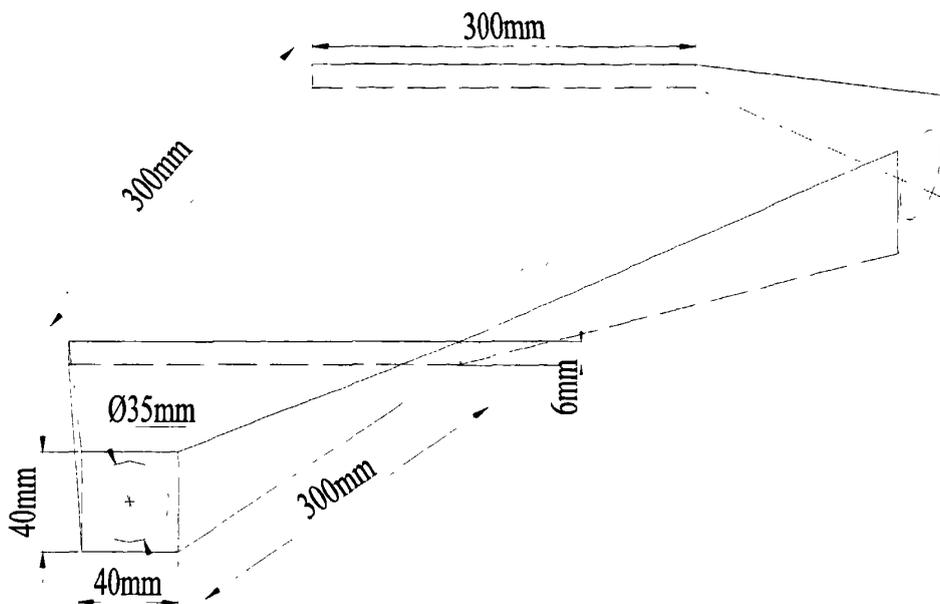
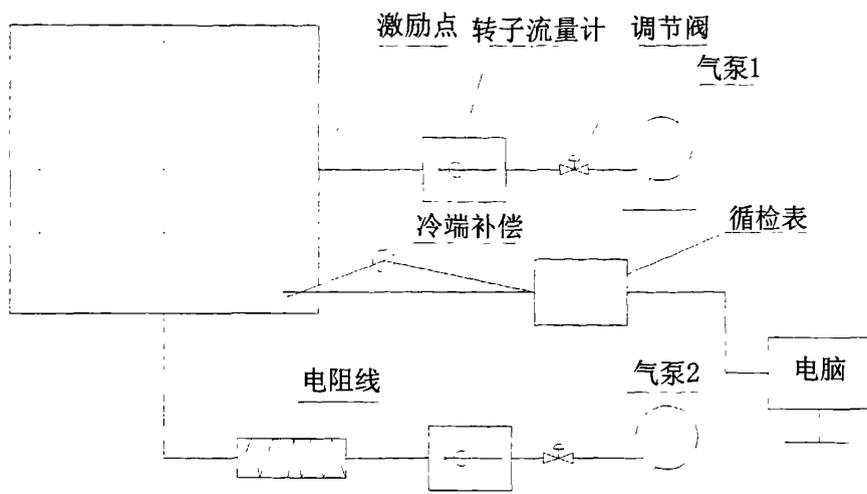


图 3-1 换热芯体与封头的连接

Figure 3-1 Connection of heat transfer core and head

实验用换热器芯体由一块 PVC 薄膜换热板、上下有机玻璃盖板及玻璃封条组成。PVC 薄膜的面积为 $A=0.3\text{m}\times 0.3\text{m}$, 送风单通道面积为 $0.3\times 0.002\text{m}^2$ 。上下盖板为厚度 8mm 的有机玻璃板。实验中用厚度为 8mm 的橡胶发泡板对换热芯体进行保温。

将 PVC 管路按照下图 3-2 的实验系统构成进行分割, 与其它设备相连接, 构成整个实验系统。



图

3-2 实验装置流程图

Figure 3-2 Experimental equipment flow chart

实验系统的构成主要是：整个流程中气泵 1、2 分别将外界的空气送入系统管道之中，通过旁路调节的方法来调节流量，用转子流量计测量进入换热芯体的流量，风机送入管道的风直接作为换热器冷风源，而热风则需要用热电阻线进行加热，然后送入芯体。整个系统可以细分为六个部分：

送风风机（气泵）：由于系统管路的原因，要求风机有较高的压头，且从风机出来的流体本身不产生脉动（脉动流本身对对流传热有影响）。轴流风机的流量大，但是压头受管路阻力的影响很大，不能选用；活塞式气泵压头跟流量都能满足要求，但是产生的为脉动流，所以实验采用活塞式气泵加缓冲罐的方式向芯体送风。

风量调节测量系统：风量的调节通过在管道上与支路上开调节阀的方式来调节风量。进入管路的风量通过玻璃转子流量计 LZB-25 来测量。

振动产生装置：本实验通过直流电机带动曲柄连杆机构来产生垂直方向的振动。实验要求产生的振动幅为 0-1.0mm，实现起来有一定的难度，因此用两个等直径的小圆板，在各个圆板中心位置焊接轴，然后把等直径的圆板错开所需的距离然后对接，从而得到要求的振幅，如图 3-3 所示。

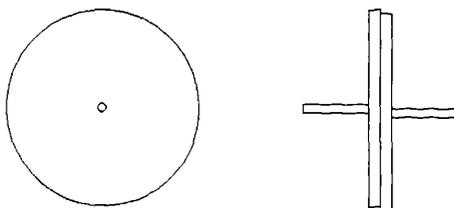


图 3-3 振幅的产生方法

Figure 3-3 Method to provide vibration amplitude

用 12V 的直流电源给直流电机提供直流电，电机带动偏心轮及连杆机构运动，在垂直方向上为连杆设置了轨道，保证它在垂直方向的运动。连杆与一个细长的钢条焊接在一起，钢条与换热板粘在一起，当电机带动连杆运动的时候，换热板跟着振动，实验中给出连杆的振幅及电机转动的频率。由于流致振动一般的频率很低，所以采用低电压对其进行研究，所选的实验电压分别为 2V、3V、5V。

本实验中通过调节直流电机的转速来控制振动频率，但是直流电机转速受会外载荷的影响，随着外载荷的增加稍微下降，但是实验中，外载荷很小，本身就可以忽略^[71]，取电机在实验电压下的空载转速为准。分别用转速表测试端电压为 2V、3V、5V 时，直流电机的转速。2V 时，直流电机的转速为 310.8cycles/min；3V 时，直流电机的转速为 1253.6cycles/min；5V 时，直流电机的转速为 2407.7cycles/min。

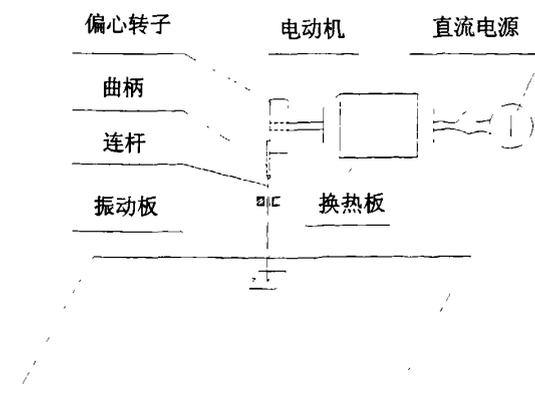


图 3-4 振动的实现部分

Figure 3-4 The realization part of vibration

振动的测量装置：为了避免摄像机跟所拍摄物体之间的误差，采用基准线与标线共用的方法，基准线是为了拍摄时的定位，而标线 1 与标线 2 是为了校正测得的距离，将其按比例转化为实际的振幅。

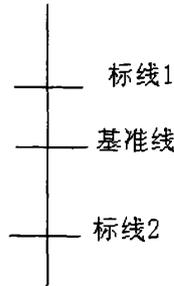


图 3-5 振幅的校准

Figure 3-5 Vibration amplitude calibration devices

用 CCD 图像传感器记录下每次实验的不同振幅，然后对其进行分析校准后，给出以下结果。被振幅的测量，振幅 1 为 0.24mm，振幅 2 为 0.29mm，振幅 3 为 0.55mm。

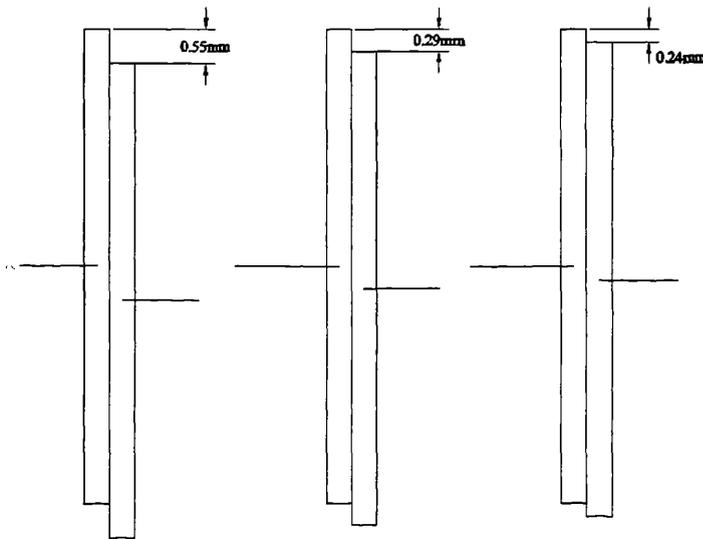


图 3-6 振幅读出示意图

Figure 3-6 The schematic of vibration amplitudes

加热调温装置：为了保证送入换热芯体中热风的温度，需要采用加热装置来

提高从室内抽入通道中的空气，由于管路很长，如果从进口开始加热很难办到，且风机本身不能承受太高的温度，所以我们选择在换热芯体热风入口段之前一段距离用缠绕在管路上的电阻丝来加热空气。通过调节可调变压器两端的电压来调节加热空气的温度。

测温系统：由于实验中流体的通道很小，所以要求测温元件的体积必须足够小，放入流场中不影响流场的分布；另外实验需要测量通道中不同部位的温度，即温度场分布，所以要求测温元件的精度必须足够高，在所有的测温热电偶中 T 型热电偶是测温范围最窄，线性度最好的元件，其测温范围为 $-270\sim 400^{\circ}\text{C}$ ^[72]。实验选用的是 OMEGA 生产的 TT-J36 型 $2\times 0.127\text{mm}$ 0.1 精度等级的热电偶线，采用精度高的循检表来读取微小温差的变化。

下面是我们的实验数据采集界面：

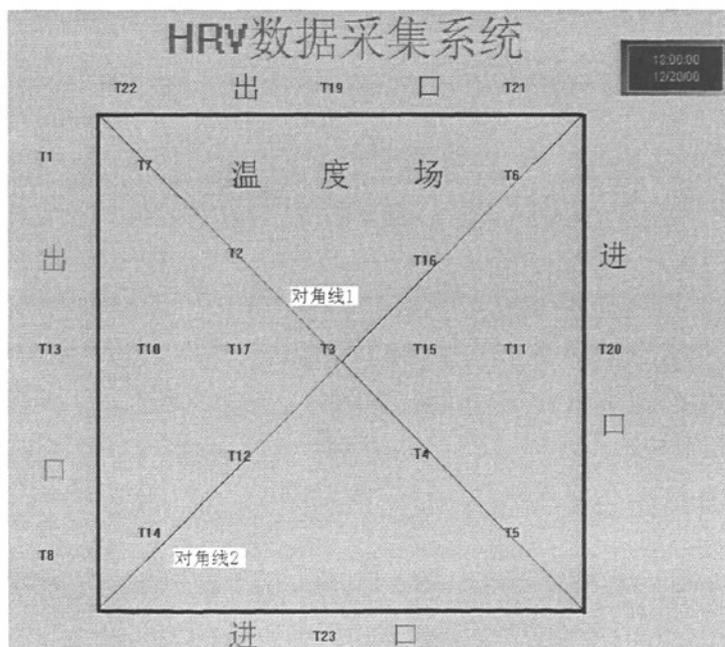


图 3-7 实验数据采集界面

Figure 3-7 Interface of computer data collection system

3.2 实验结果及处理

在热回收设备中，间壁式换热器的两个传热的流体是不互相混合的，即两流

体间的传热是通过间壁进行的。在两流体间进行恒温传热时，以平板为间壁时，总换热系数 K 计算公式是：

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (3-1)$$

在换热器实际的运行中，作为冷、热流体的介质往往会在传热间壁的两边结垢。这种污垢的存在会影响传热的进行，即使得换热系数得减少。由于污垢得厚度和导热系数难以获得，因此引入污垢热阻来计污垢对传热得影响。当考虑污垢的存在时，平板的换热系数 K 可以用下式计算：

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + R_1 + \frac{\delta}{\lambda} + R_2 + \frac{1}{\alpha_2} \quad (3-2)$$

式中 α_1, α_2 表示流体的对流换热系数。

从以上分析中我们可以看出，在膜厚不变的情况下，总传热系数 K 随对流换热系数的改变而改变。

本实验要研究的主要是振动对传热的影响，振动的振幅和频率是影响传热的两个因素，我们分开来进行研究。除了振幅和频率以外，实验中对对流换热产生影响的变量还包括风量和温差，我们也对这些变量对对流换热产生的影响进行研究。

实验研究中，采用的流量 G 分别为 $1.7\text{m}^3/\text{h}$ 、 $2.0\text{m}^3/\text{h}$ 、 $2.3\text{m}^3/\text{h}$ 和 $2.6\text{m}^3/\text{h}$ 。

单通道的截面积：

$$f_A = l \times d \quad (3-3)$$

式中， l 是板长， d 是板间距， $f_A = 0.3 \times 0.002 = 0.6 \times 10^{-3} \text{m}^2$ 。

通道中的风速大小用下面公式计算：

$$u = \frac{G}{3600 \times f_A} \quad (3-4)$$

分别得出在不同风量下的风速，如下表：

表 3-2 实验中不同流量对应的流速

流量 (m^3/h)	1.7	2.0	2.3	2.6
流速 (m/s)	0.787	0.926	1.065	1.204

由于芯体中流体的流通通道为矩形，所以采用当量直径的方法计算雷诺数。当量直径：

$$D_e = \frac{2ld}{l+d} \quad (3-5)$$

将 l 、 d 的值代入上式的 $D_e = 3.97 \times 10^{-3} \text{m}$ 。

计算最大流速时的雷诺数，来确定实验中流体流动的状态，

$$\text{Re} = \frac{\rho u D_e}{\mu} = \frac{u D_e}{\nu} = \frac{1.204 \times 3.97 \times 10^{-3}}{15.06 \times 10^{-6}} = 317.40 < 2000, \text{ 所以实验在最大的流速下仍然为层流状态, 那么考虑影响对流换热的因素时将不包括流体流动状态的改变。}$$

3.2.1 频率对换热的影响

3.2.1.1 频率与换热效率的关系

实验中，通过改变直流电机两端的电压来改变振动频率，研究频率对传热的影响，测温点布置在距离热风出口 5mm 处，主要考虑不振动，振动频率分别为 310.8cycles/min、1253.6cycles/min、2407.7cycles/min 时所对应的传热效率。

振动的振幅为 0.24mm，风量为 $2.0 \text{m}^3/\text{h}$ ，电阻丝的加热电压为 90V，热风与冷风进口温差为 20.7°C ，得出不同振动频率下，振动对对流传热的影响，如图 3-8 所示。

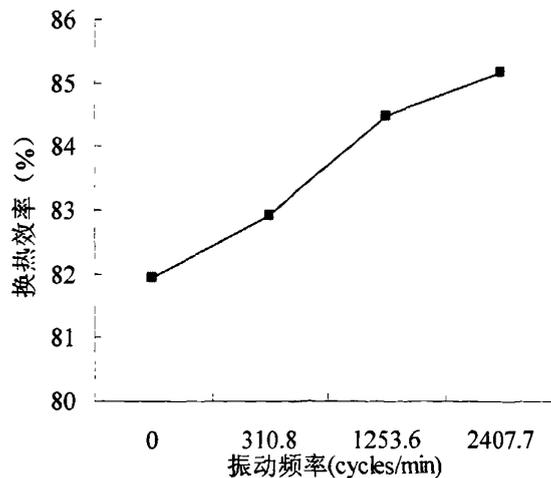


图 3-8 振动频率与换热效率的关系

Figure 3-8 Relation of vibration frequency and heat transfer efficiency

从图中可以看到，当换热板产生振动时，其传热效果比不振时要好，且换热效率随着振动频率的增加而增加，分析原因如下：振动频率增大时，换热板的振动响应加快，从而使得换热板表面的流体流动边界层破坏的更加充分，使得传热效果增强。

3.2.1.2 频率与板间温度分布的关系

在保证换热器换热过程中冷、热风通道进口温度一样的前提下，研究板间的温度分布。分别给出两条对角线及沿热风流动方向上的温度分布。各个温度分布线的位置如图 3-7 所示。

(1) $f=0$ 对比 $f=2407.7\text{cycles/min}$

实验风量为 $2.6\text{m}^3/\text{h}$ ，在热风进口保持 39.8°C ，冷风进口温度保持在 19.4°C 时，我们给出不振动及振动频率 2407.7cycles/min 时的板间温度分布情况。

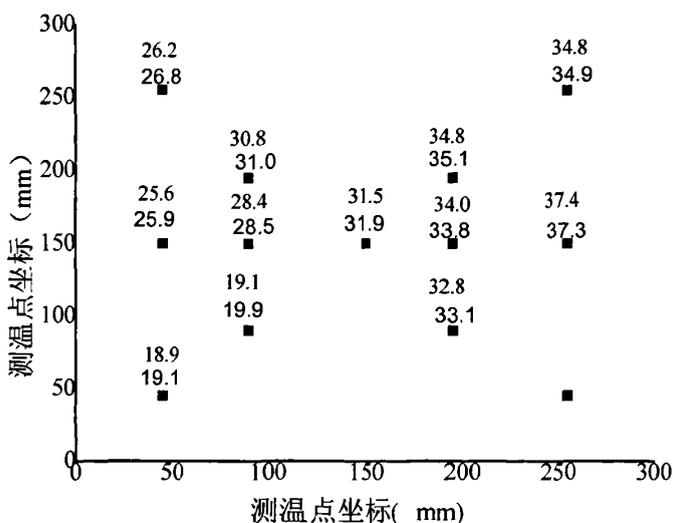


图 3-9 $f=0$ 与 $f=2407.7\text{cycles/min}$ 时换热器的板间温度分布图

Figure 3-9 Inter-plate temperature profiles of $f=0$ vs. $f=2407.7\text{cycles/min}$

(2) $f=2407.7$ 对比 $f=1253.6\text{cycles/min}$

实验风量为 $2.3\text{m}^3/\text{h}$ ，在热风进口保持 40.4°C ，冷风进口温度保持在 19.6°C 时，换热板在振动频率为 2407.7cycles/min 时与振动频率 1253.6cycles/min 时的板间温度分布情况如图 3-10 所示。

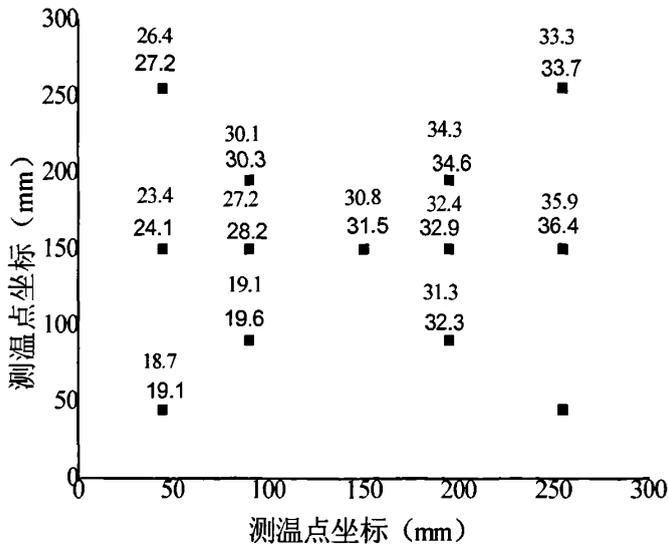


图 3-10 $f=2407.7 \text{ cycles/min}$ 与 $f=1253.6 \text{ cycles/min}$ 时换热器板间温度分布

Figure 3-10 Inter-plate temperature profiles of $f=2407.7 \text{ cycles/min}$ vs. $f=1253.6 \text{ cycles/min}$

在图 3-9 中，测温点上方的数字是 $f=2407.7 \text{ cycles/min}$ 时的温度，测温点下面的数字是 $f=0$ 时的温度；在图 3-10 中，测温点上方的数字是 $f=2407.7 \text{ cycles/min}$ 时的温度，测温点下面的数字是 $f=1253.6 \text{ cycles/min}$ 时的温度。

从以上的图中分析可知，不管有无振动，板间的温度分布趋势都是一样的：沿着热风的流动方向，温度逐渐降低；沿着对角线 1 上的温度相差很少，主要是冷风与热风在向前推进的过程中在对角线相遇，热交换最充分，在该对角线附近的区域为“换热充分区”，越是远离对角线的区域，换热越不充分。对角线 2 上的温度变化很大，主要是因为一侧为冷风侧的换热死区，一侧为热风侧的换热死区，在换热死区中换热量很小，换热最不充分。这主要是由新风换热器所采取的错流换热方式所决定的，使得换热过程距离冷、热空气在其进口的交接处越近，换热越充分。

换热板在振动时，板间的温度虽然有了变化，但是振动并没有改变这种换热方式下的温度场分布趋势。只是在振动的作用下，换热板的换热效果是增加的，主要原因是因为板的振动使得流体流动边界层受到破坏，局部的传热系数增加，使得冷风与热风换热充分。

(3) 比较有振动与无振动时两条对角线上的温度分布

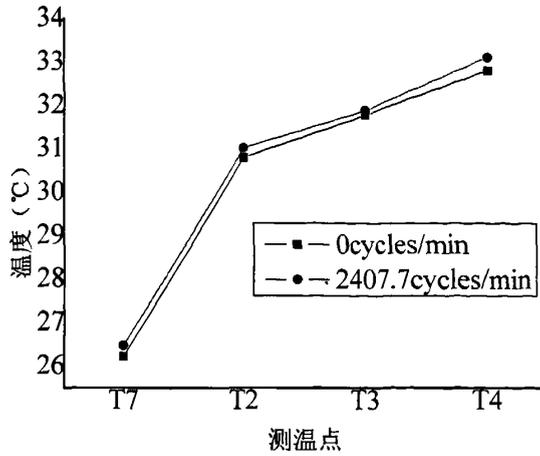


图 3-11 不同振动频率下对角线 1 上的温度分布

Figure 3-11 Temperature distribution along diagonal line 1 under different vibration frequencies

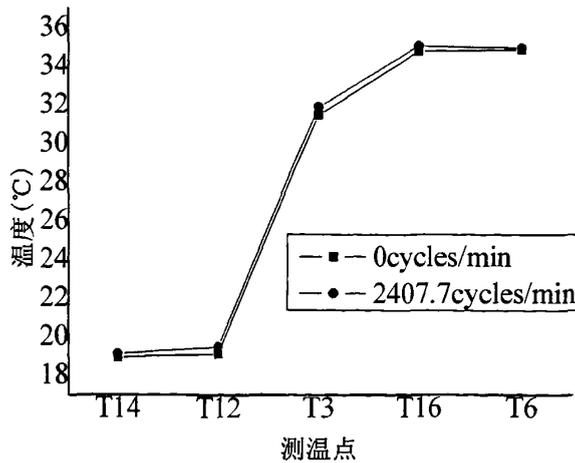


图 3-12 不同振动频率下对角线 2 上的温度分布

Figure 3-12 Temperature distribution along diagonal line 2 under different vibration frequencies

从图中我们可以看出，当振动频率为 2407.7cycles/min 时与不振动时相比，对角线上的温度都是下降的。这说明由于振动的原因，壁面附近的换热效果增加了。

3.2.2 温差对传热的影响

针对不同温差下的效率,从总体上考虑温差对效率的影响,实验研究了温差对传热的影响,当流量为 $2.3\text{m}^3/\text{h}$ 时,在振动频率分别为 $310.8\text{cycles}/\text{min}$ 、 $1253.6\text{cycles}/\text{min}$ 、 $2407.7\text{cycles}/\text{min}$ 及不振动时温差对传热效率的影响。

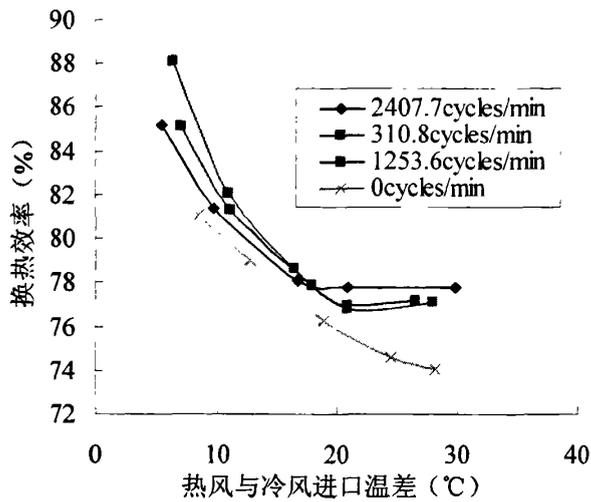


图 3-13 在不同的振动频率下传热效率随温差的变化曲线

Figure 3-13 Heat transfer efficiency change with temperature difference under different vibration frequency

从图中可以得出如下结论:在其他条件相同的情况下,振动与不振动时,换热效率都是随着温差的增加减少的,但是当不振动的时候,换热效率是随温差线性下降变化的,当有振动时,效率随温差的变化曲线接近抛物线,并且随着振动频率的增加,变化的趋势越平缓。表明有振动时传热效率受温差的影响小,而不振动时传热效率受温差的影响较大。

另外还可以看出,当温差大于 18.0°C 时,随着频率的增加,换热效率增加。而新风换热器一般在冬夏两季使用,因为室内外温差很大,如果不进行回收会造成能量的大量浪费;而春秋两季,室内外温度相差不多,可以直接开窗通风。这也为本实验研究结果的应用提供了很好的实验基础。

从图中可以看出,振动时换热效果比不振动时要好,主要是由于壁面的振动使得对流传热的边界层受到破坏,从而影响传热,使得传热效率增加。但是跟上章整体实验中得出的换热效率相比有一定的偏差,我们考虑主要是由于整体实验时,换热板在振动时相互之间产生影响,使得通道中流动的流体扰动更加厉害,

从而使换热效率增加的更多。

与上面实验中频率对传热效果的影响的结果相比，得出的换热效率是偏低的，这主要是由于本节实验的流量与上述实验的流量 $2.0\text{m}^3/\text{h}$ 相比是增加的，所以效率有所下降，另一方面效率的下降是由于测温点的布置问题引起的，做上述实验的时候，测温点布置在距离热风出口距离为 5mm 处，本节实验的测温点均布置在离热风出口向内 15mm 处，所以热风出口温度升高，导致效率有所下降，图 3-17 可进一步说明该影响。

3.2.3 风量对传热的影响

3.2.3.1 风量与换热效率的关系

换热板保持在不振动的情况下，保证热风与冷风进口的温差在 21.0°C 。测温点离热风出口位置距离为 5mm ，改变流量，看流量对传热效果的影响。改变测温点的位置，使测温点置于距离热风出口位置为 15mm ，得出如下图所示结论：

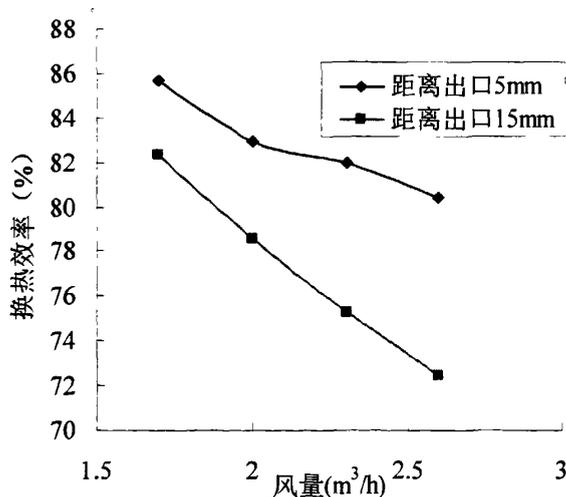


图 3-14 不同测温点位置下的换热效率随风量的变化图

Figure 3-14 Heat transfer efficiency change with air flow under different temperature test points

这主要是由于板间温度分布的差异造成的，在距离出口的那一段距离上存在小范围的换热区域，在这个区域中，冷热流体进一步传热，使得传热效率提高。

两种情况下的换热量分别计算一下，得出这一段距离上的换热量。从表中可以看出，冷热风在接近出口的那一段距离上存在着小范围换热区域，这段换热区

域存在一定的换热量。

表 3-3 不同测温点换热量的大小与差别

Table 3-3 Heat flux difference due to the different measuring positions

测温点状态	风量 (m ³ /h)			
	1.7	2.0	2.3	2.6
距离出口 5mm	37.04	42.19	47.94	53.18
距离出口 15mm	35.59	39.94	44.04	47.93
中间距离的换热量(KJ/h)	1.45	2.25	3.90	5.25

以下实验中，测温点的位置均固定在距离出口 15mm 处。

在相同的实验条件下研究在不同的振动频率下，风量对传热效果的影响。热风与冷风进口温差保持在 21.0℃，分别在 0cycles/min、310.8cycles/min、1253.6cycles/min、2407.7cycles/min 的振动频率下进行实验，得出如下的结论：

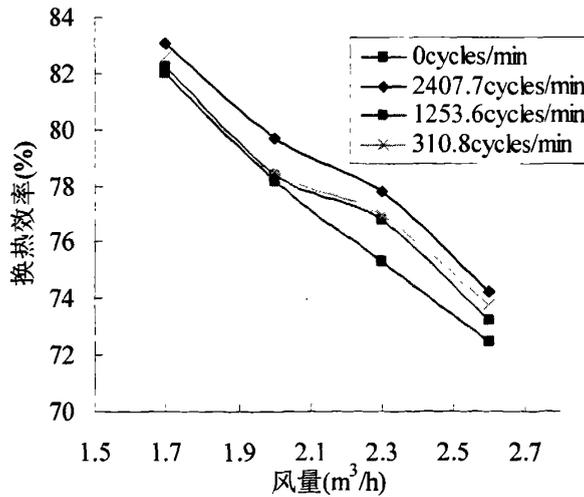


图 3-15 不同振动条件下，流量对传热效率的影响

Figure 3-15 Heat transfer efficiency change with the changes of air flow under different vibration frequency

从上图中可以看出，板在振动与不振的情况下，其换热效率都随着流量的增加而减少，这与整体换热器的研究结果是一致的。在流量增加，换热效率减少的

总体趋势下，换热效果在振动的情况下，比不振动时要好。以振动频率 2407.7cycles/min 时的换热效果最好，其次是 310.8cycles/min、1253.6cycles/min。

针对以上的实验研究，可以得出结论，对于换热板的振动情况相同时来说，当风量增加的时候，由于风在板间的停留时间不同，使得风量大的换热效率减少。对于振动情况不同时，由于板的振动使得层流边界层受到破坏，从而增加的传热效率，振动幅度越大，换热效果越好。当振动与不振动时相比，得出在小风量时，振动与不振动时，板的换热效果都随风量的增加线形下降，当流量增加时，振动时的换热效率就成弧形。

3.2.3.2 风量与总换热性能的关系

根据公式 (2-2) 来计算换热量。实验中取热流体作为最小流体侧，所以 $Q_{\max} = W_h c_{ph} (T_i - t_i)$ ，然后乘上换热效率，我们得出实际的换热量，然后再计算总的传热系数 K 。

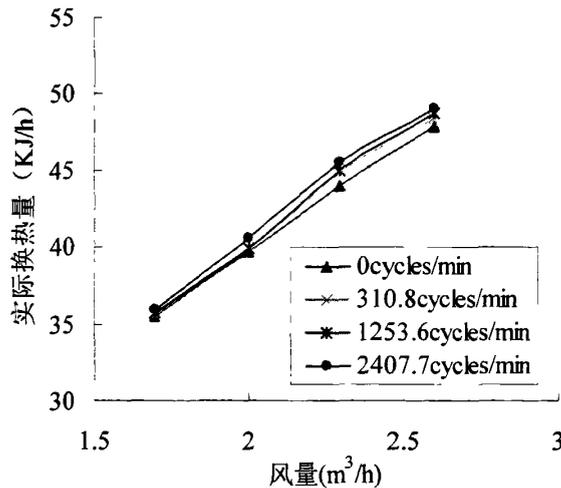


图 3-16 不同振动情况下实际换热量与风量的关系

Figure 3-16 Actual heat exchanging quantity change with the air flow change under different vibration frequency

从上图中可以看出，随着风量的增加换热板的换热效率是下降的，但其换热量是增加的。

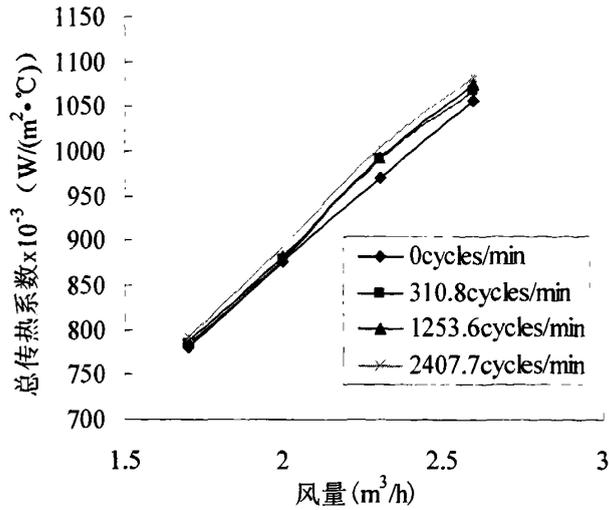


图 3-17 风量与总传热系数的关系

Figure 3-17 The relationship between flow rate and total heat transfer coefficient

从图中可以看出随着风量的增加其总传热系数是增加的，风量小时，振动与不振时的差别不大，随着风量的增加，差别越来越明显。

3.2.4 振幅对传热的影响

3.2.4.1 振幅与换热效率之间的关系

在研究振幅对换热的影响时，固定电机转速 2407.7cycles/min，然后研究不同振幅时在不同温差下所对应的换热效率，实验条件如下：流量 $2.3\text{m}^3/\text{h}$ ，改变电阻丝两端的电压来改变冷热进口的温差，得出如下的结果：

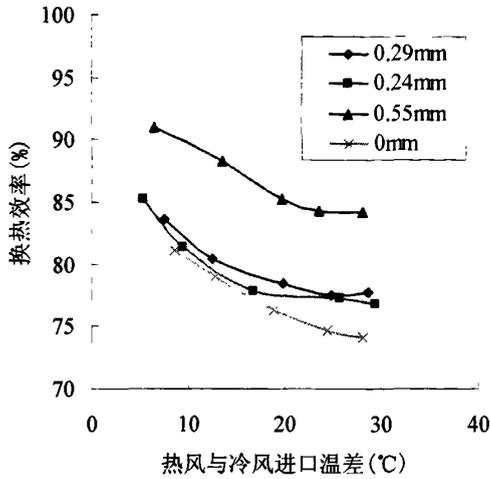


图 3-18 换热效率在不同振幅下随温差的变化

Figure 3-18 Heat transfer efficiency change with vibration amplitude under different temperature difference

从图中可以看到，随着振幅的增大，传热效率有所增加，且随着振幅的增加换热效率提高很多。主要是由于换热板的振动幅度增加，从而更好的破坏边界层，使得传热效果增加。

3.2.4.2 不同振幅下换热量随温差的改变

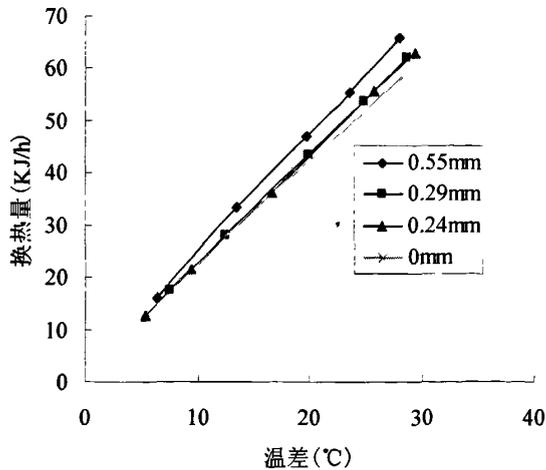


图 3-19 换热量在不同振幅下随温差的变化

Figure 3-19 Heat exchanging quantity change with temperature difference change under different vibration amplitudes

从图中可以看出随着温差的增加换热板的换热量是增加的,在所有的振幅条件下,换热量的增加与温度的增加成线形关系,当振动幅度不大时,换热量在振动与不振动的情况下相差不大,但是随着振幅的增加,换热量的增加变得明显。温差越大,这种差别越明显。

3.3 本章小结

通过本章的实验研究发现,换热板的换热效率在相同的振幅、一定的流量、固定的温差下,其换热效率随着电机转速(振动频率)的增加而增加,转速为310.8cycles/min与1253.6cycles/min时的换热效率相差不多,2407.7cycles/min时换热效率有一定的增加,都比不振动时的效果要好;在一定的频率、固定的温差、相同的流量下,随着振幅的增加换热效果增加。振幅的增加所产生的换热效果增强比频率的增加所产生的换热效果增强要好,也就是说振幅对传热的影响比频率对传热的影响大。

总的来说,振动可以使换热效率提高,但提高的幅度并不是很大,原因可能是换热板在振动的过程中不受其它板的影响,且对单层板的研究来说,虽然有保温装置,但是热损失还是很严重的,因此与整体性能的研究结果存在一定差别。

第四章 结论与展望

4.1 结论

本文采用非金属材质作为换热器芯体结构，成本低廉、质量轻；塑料薄膜新风换热器结构简单、维护方便。塑料薄膜结构在超过一定风量的作用下产生振动，与同样条件下不振动时的换热效率相比，总的换热效率提高了 30%，接近 90%。

固定振幅的情况下，发现不振动时，换热效率随着温差的增加呈线性下降；有振动时，换热效率随着温差的增加呈抛物线趋势下降，且随着振动频率的增加，换热效率随温差的改变越来越小。当温差超过 18.0°C 时，换热效率随着振动频率的增加而增加。而新风换热器的使用温差范围一般也大于 18.0°C ，为本实验研究的应用的提供了实验基础。

在其他条件固定的情况下，换热效率都随风量的增加而减少，不振动时，换热效率随风量的增加线性减少，振动时，在小风量下，板的换热效果随风量的增加线性下降，当流量增加时，振动时的换热效率就成弧形。固定频率的情况下，不同振幅下换热效率都随温差的下降而下降，但不振动时下降趋势为直线，有振动时，下降趋势比较缓和。随着振幅的增加，传热效果明显的增强。换热器换热效果受振动振幅的影响比频率的影响大。

4.2 展望

- 1) 采用塑料薄膜作为新风换热器的芯体材料，价格低廉、质量轻、维修方便，但是现存的塑料薄膜各个物性没有具体统一的标准可循，在生产过程中只要某个环节操作稍微发生变化，就会影响材料的物性。且现在多数塑料薄膜没有相应的热物理参数，需要有人做这方面的研究来充实。寻找开发价格低廉、热物性好的换热芯体材料，进一步降低成本。
- 2) 塑料薄膜新风换热器在成型的过程中，对其张紧力不能有效的控制，可能会导致起始通道间距不一样，使得板间的风量分布不均匀，影响传热。只能严格按照相同的尺寸来进行分割连接，如果这一切能够规模化、固定化就会减少这方面的影响。

- 3) 由于塑料薄膜与封条的材质不同, 连接上也会出现问题, 时间长了就会产生分离, 发生新、污风的交叉污染, 需要寻找合适的连接方式来避免这种情况的发生。
- 4) 采用流体诱导振动的方法, 用弹塑性材料作为换热芯体, 不需要外部能量的加入, 就可以使换热效率获得很大的提高, 有望应用到实际的生产中去。
- 5) 开发新的可用作全热交换器的换热芯体材料, 将我们的研究成果应用到全热交换器中, 与它自身的优点相结合, 既能适应以供暖为主的北方地区, 也能适应以供冷为主的南方地区, 并能延长一年中的运行时间数。

随着构建节能型社会不断深入, 人们节能意识不断提高, 板式新风换热器的余热回收技术必将得到新发展。

参考文献

- [1] 空调能耗及节能方向,两会特稿,中国建筑科学研究院空气调节研究所所长,徐伟,2004,5,cst21
- [2] The Department of Energy's Office of Energy Efficiency and Renewable Energy, 2005 Buildings Energy Data Book, D&R International, Ltd, 2005
- [3] 江亿,建筑节能——实现可持续发展的必由之路,科技潮,2005(6):1
- [4] J.Robinson, W.Nelson, National human activity pattern survey data base.in: United States environmental protection agency, Research Triangle Park, NC, 1995,1122~1129
- [5] 刘向龙等,暖通技术的现状与发展前景,制冷与空调,2006(3):94~97
- [6] 李敏等,住宅用通风换气机应用中若干问题的探讨,中国住宅设施,2006(2):51~53
- [7] 罗青海,汤广发,龚光彩,热管技术在通风空调节能中的应用,煤气与热力,2005,25(2):72~76
- [8] 高凤龙,热管换热器同转轮式全热换热器节能效果比较,制冷与空调,2003,3(1):61~62
- [9] S.H.Noie-Baghdan, G.R.Majideian, Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger (HPHE) for surgery rooms in hospitals, Applied Thermal Engineering, 2000, 20: 1271~1282
- [10] 阎皓峰,甘永平,新型换热器与传热强化[M],宇航出版社,1991,4
- [11] 董军启,板翅式换热器传热特性研究,硕士学位论文,大连海事大学,2004
- [12] 张兴娟,曹乃承,杨春信,换热器在新风换气机中的应用分析,制冷学报,2001(2):28~31
- [13] 何国庚,包相继,郑冷,板式换热器在制冷技术中的应用与发展,化工装备技术,1996,17(6):46~50
- [14] 张焱,高效的换热设备-板式换热器,化工设备与管道,2005,42(1):14~16
- [15] 钱颂文,换热器设计手册,北京:化学工业出版社工业装备与信息工程出版中心,2002
- [16] 张洪彦,板式换热器的工作特点及应用,东北电力学院学报,1994,14(3):130~134
- [17] 过增元,黄素逸等,场协同原理与强化传热新技术,北京:中国电力出版社,2004

- [18] Arthur E. Bergles, ExHFT for fourth generation heat transfer technology, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2002, 26: 335~34
- [19] 崔海亭, 彭培英, 强化传热新技术及其应用, 北京: 化学工业出版社, 2006, 1~2
- [20] 林宗虎, 强化传热及其应用, 北京: 机械工业出版社, 1985
- [21] 徐百平, 夏建波, 雷鸣等, 高效气-气换热波纹板换热器强化传热的研究, *石油化工设备技术*, 2001, 22(1): 33~38
- [22] 冯小菲, 蔡建林, 影响板式换热器传热系数的因素, *应用能源技术*, 2003, 6: 32~33
- [23] 徐百平, 吴雪, 超低流板式换热器强化传热研究, *石油化工设备*, 2000, 9(1): 4~7
- [24] 龙惟定, 试论建筑节能新观念, *暖通空调*, 1999, 29(1): 31~35
- [25] 顾同曾, 欧洲三国建筑节能近况, *建筑创作*, 2002, 6: 64~69
- [26] 郭建, 唐志伟, 何曙等, 住宅用通风换热器的研究, *应用能源技术*, 2005, 2, 34~36
- [27] 范晨光, 叠层板状结构流致振动特性研究, 硕士学位论文, 西安交通大学, 2005
- [28] 崔振东, 板状结构的流致振动与研究稳定性, 硕士学位论文, 南华大学, 2005
- [29] 程林, 换热器内流体诱发振动, 北京: 科学出版社, 1995
- [30] Jeung Sang Go, Design of a microfin array heat sink using flow-induced vibration to enhance the heat transfer in the laminar flow regime, *Sensors and Actuators*, 2003(105): 201~210
- [31] Kenan Yakut, Bayram Sahin, Flow-induced vibration analysis of conical rings used for heat transfer enhancement in heat exchangers, *Applied Energy*, 2004(78): 273~288
- [32] 王晓云, 流体诱导振动强化传热研究, 硕士学位论文, 山东大学, 2002
- [33] 田茂城, 林颐清, 程林等, 汽-水换热器内流体诱导振动强化传热实验, *化工学报*, 2001, 52(3): 257~260
- [34] 程林, 田茂城等, 流体诱导振动复合强化传热的理论分析, *工程热物理学报*, 2002, 23(3): 330~332
- [35] 张登庆, 张锁龙等, 诱导换热管流体弹性振动的换热及结垢性能研究, *化工进展*, 2005, 24(7): 773~776
- [36] 程林, 田茂城等, 流体诱导振动复合强化传热的实验研究, *工程热物理学报*, 2002, 23(4): 485~487
- [37] 程林, 弹性管束换热器原理与应用, 北京: 科学出版社, 2001
- [38] 程林, 冷学礼, 杜文静, 基于降低污垢热阻的复合强化传热研究, *工程热物理学报*, 2003, 24(3): 502~504

- [39]程林, 田茂诚, 林颐清等, 弹性管束汽-水换热器强化传热试验研究, 工程热物理学报, 2001, 22 (2) : 199~202
- [40]刘建清, 田茂诚, 程林等, 流体诱导振动强化传热的试验研究, 华中理工大学学报, 1998, 26 (11) : 85~87
- [41]俞接成, 脉冲流动和壁面振动传热研究, 博士学位论文, 清华大学, 2005
- [42]Martinelli RC, Boelter LMK, Weinberg EB, Yakahi S, Heat transfer to a fluid flowing periodically at low frequencies in a vertical tube, Trans ASME, 1943, 65: 789~798
- [43]S. P. Kezios, K. V. Prasanna, Effect of vibration on heat transfer from a cylinder in normal flow, ASME 1966, 18: 43~66
- [44]K. Krishna Prasad, V. Ramanathan, Heat transfer by free convection from a longitudinally vibrating vertical plate, Heat Mass Transfer, 1972, 15: 1213~1223
- [45]U.C. Saxena, A.D.K. Laird, Heat-transfer from a cylinder oscillating in a cross-flow, J. Heat Transfer, 1978, 100(4): 684~689
- [46]Leung, C. T., Ko, N. W. M., Ma, K. H., Heat transfer from a vibrating cylinder, Journal of Sound and Vibration, 1981, 75(4): 581~582
- [47]A. S. Dawood, B. L. Manocha, S. M. J. Ali, The effect of vertical vibrations on natural convection heat transfer from a horizontal cylinder, Heat Mass Transfer, 1981, 24: 491~496
- [48]P.K. Nag, A. Bhattacharya, Effect of vibration on natural convection heat transfer from vertical fin arrays, Heat and Mass Transfer, 1982, 9: 487~498
- [49]J. Soria, M. P. Norton, The Effect of Transverse Plate Vibration on the Mean Laminar Convective Boundary Layer Heat Transfer Rate, Experimental Thermal and Fluid Science, 1991, 4: 226~238
- [50]E. L. Nesis, A. F. Shatalov, N. P. Karmatskii, Dependence of the heat transfer coefficient on the vibration amplitude frequency of a vertical thin heater, Journal of Engineering Physics and Thermophysics, 1994, 67: 1~2
- [51]G. Nicoletti, Heat and momentum transfer in flows adjacent to vibrating wall surfaces, Heat and Mass Transfer, 1996, 31: 145~151
- [52]C.H. Cheng, H.N. Chen, W. Aung, Experimental study of the effect of transverse oscillation on convection heat transfer from a circular cylinder, J. Heat Transfer—Trans. ASME, 1997, 40(8): 1825~1834
- [53]C. Gau, J.M. Wu, C.Y. Liang, Heat transfer enhancement and vortex flow structure over a heated cylinder oscillating in the crossflow direction, J. Heat Transfer—Trans, ASME, 1999, 121(4): 789~795
- [54]Leonid Bronfenbrener, Leonid Grinis, Eli Korin, Experimental Study of Heat Transfer Intensification under Vibration Condition, Chem. Eng. Technol, 2001, 24(4): 367~371

- [55] H.G. Park, M. Gharib, Experimental study of heat convection from stationary and oscillating circular cylinder in cross flow, *J. Heat Transfer—Trans, ASME*, 2001, 123(1): 51~62
- [56] 冷学礼, 程林等, 流体低速横掠振动圆管的传热特性研究, *工程热物理学报*, 2003, 24 (2) : 328~330
- [57] Yong Ho Lee, Dae Hun Kim, Soon Heung Chang, An experimental investigation on the critical heat flux enhancement by mechanical vibration in vertical round tube, *Nuclear Engineering and Design*, 2004, 229: 47~58
- [58] X.R. Zhang, S. Maruyama, S. Sakai. Numerical investigation of laminar natural convection on a heated vertical plate subjected to a periodic oscillation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, 47: 4439~4448
- [59] Tait Sherman Pottebaum, Mory Gharib, Using oscillations to enhance heat transfer for a circular cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, 49: 3190~3210
- [60] L.A. Florio, A. Harnoy, Use of a vibrating plate to enhance natural convection cooling of a discrete heat source in a vertical channel, *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27: 2276~2293
- [61] K. Sreenivasan, A. Ramachandran, Effect of vibration on heat transfer from a horizontal cylinder to a normal air stream, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 1961, 17(3): 60~67
- [62] B. G. Hegge Zijnen, Heat transfer from horizontal cylinders to a turbulent air flow, *Appl. Sci. Rex.*, 1958, 7: 205~223
- [63] R. C. Martinelli, L. M. K. Boelter, The effect of vibration on heat transfer by free convection from a horizontal cylinder, *Proceedings of the Fifth Congress of Applied Mechanics*, 1938: 578~584
- [64] S. Eshgy, V. S. Arpaci, J. A. Clark, The effect of longitudinal oscillations on free convection from vertical surfaces, *J. Appl. Mech*, 1965, 39: 183~191
- [65] W. W. Carr, w. z. Black, Interferometric measurement of instantaneous local heat transfer from a horizontally vibrating isothermal cylinder, *Heat Mass Transfer*, 1974, 17: 633~642
- [66] K. Takahashi, K. Endoh, A new correlation method for the effect of vibration on forced convection heat transfer, *J. Chem. Engng Japan*, 1990, 23(1): 45~50
- [67] A. Klaczak, Report from experiments on heat transfer by forced vibrations of exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1997, 32: 477~480
- [68] Rajashekhar Pendyala, Sreenivas Jayanti, A. R. Balakrishnan, Convective heat transfer in single-phase flow in a vertical tube subjected to axial low frequency oscillations, *Heat Mass Transfer*, 2007
- [69] 孔德江, 朱蕴璞, *工程测试技术*, 北京: 科学出版社, 200, 279~287

[70]J. P. Holman, Heat Transfer, Singapore: The McGraw-Hill Companies, 2002, 530~532

[71]辜承林等, 电机学, 武汉: 华中科技大学出版社, 2008, 84

[72]三 0 四所, 热电偶, 北京: 国防工业出版社, 1978, 48

发表论文和科研情况说明

发表的论文:

- [1] Yiping Wang, Na Feng, 《The effect of vibration on a new fresh air heat exchanger》, Proceedings of ISES Solar World Congress 2007, 2007

致 谢

本论文的工作是在我的导师王一平教授的悉心指导下完成的,王一平教授严谨的治学态度和科学的工作方法给了我极大的帮助和影响。在此衷心感谢三年来王一平老师对我的关心和指导。

朱丽老师对我的科研工作和论文都提出了许多的宝贵意见,在此表示衷心的感谢。

黄群武老师,韩立君老师,杨智勇老师悉心指导我们完成了实验室的科研工作,在学习上和生活上都给予了我很大的关心和帮助,在此向黄群武老师,韩立君老师,杨智勇老师表示衷心的感谢。

在实验室工作及撰写论文期间,卢艳华、蔡俊青、王少杰、任建波、方振雷师兄,崔勇师姐及张志英同学对我论文中的研究工作给予了热情帮助,在此向他们表达我的感激之情。实验中,王博、牛超群师弟认真的帮助我做实验,解决实验中的问题,在此向他表达我的谢意。

另外也感谢家人,他们的理解和支持使我能够在学校专心完成我的学业。