

摘 要

机油换热器广泛应用于机油冷却换热系统。随着对紧凑性和微型化的要求越来越严格，采用具有高效换热表面的板翅式换热器变得越来越重要。本文主要以广泛应用的板翅式机油换热器为研究对象，以锯齿形翅片为传热单元，以优化设计理论为基础，应用 ANSYS 软件对锯齿形翅片进行优化。

首先，本文对机油换热器传热的基础理论进行研究，了解机油换热器设计计算理论和强化传热理论，熟悉强化传热性能的评价方法；接着，建立了研究对象的数学模型，运用 Solidworks 和 ANSYS 软件，建立锯齿形翅片机油换热器研究的几何模型，运用 ANSYS 软件对传热过程进行模拟分析，应用数值计算方法获得机油换热器内部温度场和压力场分布；然后，以相同的研究方法，研究了不同翅片的长度、高度、厚度、间距等翅片结构参数对传热因子和摩擦因子的影响，并将数值计算结果与传统理论计算结果进行比较，结果吻合得较好；最后，利用 ANSYS 中的优化设计模块，运用 APDL 语言编程，以机油换热器出口油温最低为目标函数，以翅片高度、长度和厚度为设计变量，以沿程压力损失为状态变量，对机油换热器进行优化，得到满足所有条件的一组最优翅片结构参数数值。该方法对其它类型翅片换热器设计具有借鉴作用。

在结论部分对本文的研究情况做了总结和展望，由于时间和条件限制，本文的研究仍存在许多不足，希望在后续的研究能解决存在的不足。

关键词：换热器，板翅式，数值计算，优化设计，锯齿形翅片

Abstract

Oil heat exchangers have been widely used in oil cooling heat transfer system. With strictly request in space and efficiency, it becomes more and more important to use plate-fin heat exchanger of highly effective heat transfer surface. In this paper, the study was focused on plate-fin oil cooler whose heat transfer element is hackle fin, and used ANSYS software to optimize the hackle fin on the basis of optimization theory. This method can also be used in other heat exchangers with different fin types.

Firstly, study the basis theories of oil cooler, and understand design theory and heat transfer strengthen theory, and familiar with the evaluation of heat transfer strengthen; Secondly, build mathematic model and geometric model of oil cooler of hackle fin with the tools of Solidworks and ANSYS software, and also utilize the ANSYS software to simulate the process of heat transfer on the basis of numerical method, thereby gaining the inner temperature and pressure field distribution of oil cooler, and so understand the situation of fluid in the oil cooler. Thirdly, change structural parameters, such as fin length、fin height、fin thickness and distance between each other, and study the relationship between structural parameters and heat transfer coefficient and friction coefficient. Compare numerical result with theory result, and it was proved match well. Lastly, choose the minimization of outlet oil temperature as objective function, consider fin height、fin length and fin thickness as design parameters, and see pressure loss as restriction parameter, then use ANSYS software and APDL language to optimize the oil cooler, and gain a group of structure parameters value under all the requirements.

In conclusion section, summarize all shortages of this studying, and hope it will be conquered in following study.

Key words: heat exchanger, plate-fin, numerical calculation, optimization design, hackle fin

独创性声明

本人声明，所呈交的论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得武汉理工大学或其它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。

签名：甘建德 日期：2008.3.28

关于论文使用授权的说明

本人完全了解武汉理工大学有关保留、使用学位论文的规定，即学校有权保留、送交论文的复印件，允许论文被查阅和借阅；学校可以公布论文的全部或部分内容，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文。

(保密的论文在解密后应遵守此规定)

签名：甘建德 导师签名：李光宇 日期：2008.3.28

第一章 绪论

1.1 课题的研究背景

1.1.1 板翅式换热器的结构型式

多年来，各工业部门广泛地应用换热器，随着科学技术的发展，如化工、航空、车辆、原子能和宇宙航行的迅速发展，要求换热设备紧凑、轻巧、高效并小型化，而一般的换热器则不能满足上述要求，这就促使人们去研究高效换热器，板翅式换热器就是其中较为重要的一种，它又称为二次表面换热器^[1]。

作为高效能紧凑式换热器的板翅式换热器，每 1m^3 体积内所布置换热面积可高达 4350m^2 ，为管式换热器的 29 倍。它的基本结构如图 1-1^[2]，即由翅片、隔板和封头构成。根据需要，再把若干个单元体叠合起来，用钎焊成一个整体，称为板翅式换热器芯体^[3]。物流沿隔板间由翅片形成的皱褶通道流动，翅片的结构既是二次换热面，也为各层板间的内部压力提供机械支撑。隔板是双面涂有钎料的薄板，主要起分隔作用。封条使每一层翅片形成通道，起封闭和支撑作用。各种通道形式取决于封条与翅片的位置。

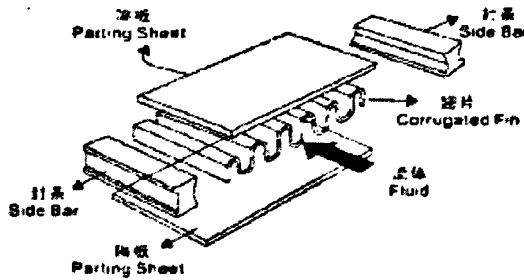


图 1-1 板翅式换热器结构原理

翅片的形式目前有平直翅片、波纹翅片、多孔翅片、钉状翅片、锯齿翅片、百叶窗式翅片。其中常用的有平直翅片、锯齿翅片、多孔翅片和波纹翅片。如图 1-2 所示。本文取锯齿形翅片作为研究对象。

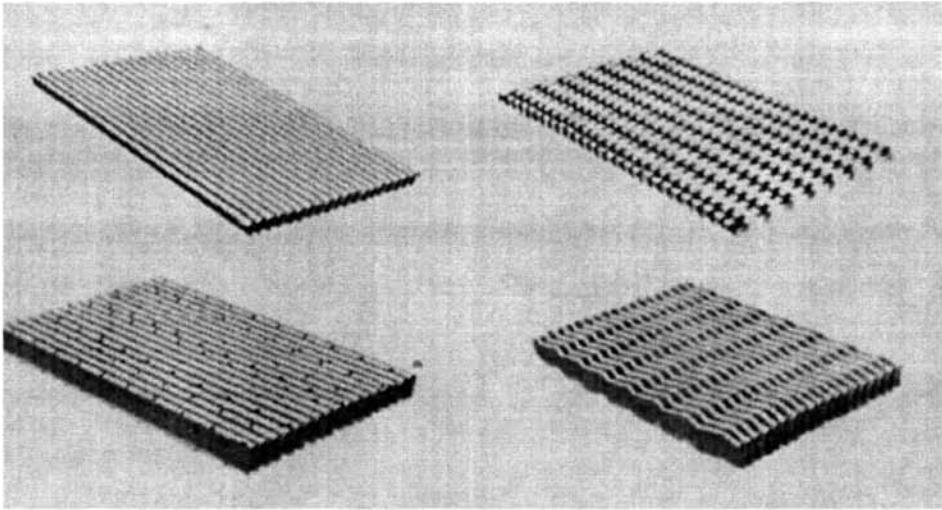


图 1-2 四种翅片的结构型式

1.1.2 数值模拟技术

传统的换热器研究方法主要采用实验方法，以经验设计为主，根据换热器产品热设计手册，利用半经验、半解析的估算公式确定排列方式、流量（压差）及流道，然后制造相应的 1:1 模型进行测试验证。这种热设计的成功优选法主要取决于设计者的经验，而且由于设计成本高、周期长，设计者只能选取少数几种比较可行的设计方案进行试验，这种做法可能疏漏了更好的设计方案。另外，如果测试验证后发现了设计中的问题，回过来重新更改设计，再测试验证，这样的设计周期就更长，这与激烈的市场竞争不相适应。再者，这种实验方法无法看到结构对流体流动和传热微观上的影响，对于温度场和流场的分布缺乏直观的认识，又由于内部流体流动及换热规律复杂，通过实验得出的经验关联式有较大的局限性。因此，虽然实验研究直观、真实、可靠，但由于受到实验条件、实验模型、结构参数、测量精度、实验周期及费用等因素影响换热器性能完善和新型结构开发受到限制。

随着计算机技术的提高以及计算流体力学和数值传热学的蓬勃发展，数值模拟方法已成为换热器研究的重要手段。采用数值模拟方法对各种换热器的流场、温度场及压力场等进行研究，能够详尽地预测内部结构对流场和传热过程的影响，利于提高换热器的综合性能，或开发出更优良的新型换热结构。采用数值方法不仅直观、灵活、费用低、周期短，而且还能够处理较复杂的情况，并具有重复性。通过数值实验的方法来模拟计算、评价、选择和优化设计方案，

以减少实验室和实体实验的工作量，并与理论分析、实验测定相比较佐证。因而数值研究方法为经济和安全地设计、评价和改造换热器提供了一种强有力的手段^[4]。

数值传热学又称为计算传热学。它求解问题的基本思想是：把原来在空间与时间坐标中连续的物理量的场(如速度场、温度场、压力场等)用一系列有限个离散点上的值集合来代替，通过一定的原则建立起这些离散点上变量值之间关系的代数方程求解所建立起来的代数方程以获得所求解变量的近似值。目前，有三种较流行的离散化方法，即：有限差分法、有限体积法和有限元法^[5]。这些方法把求解区域分解成若干子域，然后在子域中得到离散的线性代数方程，最后求解整体的线性代数方程组。在本文就是利用有限元离散化方法对换热器的湍流流动和传热过程进行数值模拟研究，得到不同结构参数下的压力场和温度场，而且还了解了换热器结构(如翅片长度、翅片高度等)参数变化对换热器流场和温度场的影响，从而选择和确定最优的强化传热结构。

1.2 国内外研究现状综述

一个好的优化方案不仅要考虑到散热器在特定条件下热性能，还要考虑到实际环境条件对其散热性能的影响。

在散热器的系统设计中，设计人员会遇到的一系列设计约束有^[6]：

- 入口流速
- 可获得的压降
- 流体入口处的横截面尺寸
- 所需的散热量
- 散热器的最高温度
- 周围的流体温度
- 散热器的最大尺寸
- 外观与成本

其中一些设计约束与环境条件密切相关，当散热器实际的工作环境确定时这些设计约束也就确定了。当所有的设计约束给定后，就需要确定在约束范围内散热器最佳的散热性能。在优化设计中设计者可以控制的板翅式机油换热器的典型参数有：

- 翅片厚度
- 翅片长度

- 翅片高度
- 翅片间距
- 翅片数或翅片密度
- 翅片形状或翅片轮廓
- 横截面类型
- 翅片的材料，等等

改变上述任何一个参数都会对散热器的性能产生独特的影响，但不同的参数对散热器性能的影响方式是不同的。

目前，对换热器的优化问题的研究多采用参数分析法，即一次选择一个参数作为独立变量而其它参数保持不变的研究方法。采用参数化分析法的基础是认为换热器的大部分参数是彼此相互独立的，但在通常情况下，要估计一个参数对换热器性能的实际影响，必须同时考虑到其它参数的影响。例如^[7]，增加翅片的数量就可以增加传热面积，但因翅片的数量增加后，翅片间距必然减小(假定换热器长宽固定)，传热系数就会降低；又如提高翅片的高度也可增加传热面积，但增加高度会使翅片顶部的局部换热系数降低，导致平均换热系数降低，此外高度还会影响从基部到端部的温度差，高度越大，温度也越大，导致翅片与周围环境的平均温差下降，不利于换热。同样减小翅片的厚度也是提高换热面积的一种途径，翅片越薄，单位长度上翅片的数量就越多，从而增大散热面积。这样换热器的优化问题实际上属于有约束多变量优化问题。

国内外对换热器的研究，主要集中在：强化传热研究、传热特性的试验研究、传热和阻力拟合关联式的研究、设计制造工艺的研究和结构优化设计研究等。本文主要对换热器的传热性能和优化设计进行研究，因此在这里对这两方面的国内外研究现状做一简要介绍。

1.2.1 换热器热特性研究

由于板翅式换热器的传热与流阻主要决定于翅片的表面特性，它是板翅式换热器设计的基础，因此，对换热器表面特性研究，以及对换热器温度场、流场和压力场的研究显得特别重要。对这方面国内外有很多的研究：

A.Bar-Cohen 等^[8]人在流动是充分发展的层流假设下，在理论上分析了两平行平板间的自然对流换热。J.Richard Culham 等^[9]在假设两平行平板在等温的边界条件下，对板间流动为充分发展、正在发展以及边界层流动下的换热情况作了数值比较，并将数值结果与实验进行对比，得到不同模型的适用范围。

R.Karvinen^{[10][11]}利用经验公式来求取肋片表面各处的局部换热量,并将这一公式代入描述肋片内部导热问题的方程中,他用这一方法成功计算了散热器在强制对流换热和自然对流换热条件下的换热情况。Ronald L.Linton 和 Dereje Agonafer^[12]利用商业软件 PHOENICS 对散热器在层流情况下强制对流换热时的散热情况进行了模拟。T.D.Yuan^[13]用数值方法研究了散热器放置在不同尺寸的矩形流道内时的流动情况,肋片间流道方向与矩形流道内流道方向是一致的,其目的主要是研究散热器顶部间隙和两侧间隙对流动的影响。他模拟得到了层流情况下散热器肋片间的流场以及换热系数的分布,数值结果与实验结果是吻合的。Hideo Jwasaki 和 Massaru Ishizuka^[14]用三维层流模型研究了空气强制对流时散热器的散热情况,数值模拟时考虑了流体的流动与散热以及散热器内部导热的耦合情况。

以上是国外的研究情况。在国内,上海交通大学的郭丽华,覃峰等^[15]研究了板翅式机油冷却器各层芯片内机油的流动及换热情况,他们将翅片简化为多孔介质,他们认为油冷器各层流量分配大致呈 S 形分布,而换热量分配曲线呈浴盆状分布;李媛和凌祥^[16]运用流体力学(CFD)方法对板翅式换热器单通道流场进行了数值模拟,得出了平直翅片、锯齿翅片和波纹翅片的表面性能曲线,即:传热因子、摩擦因子随雷诺数的变化情况曲线,并分析了锯齿形翅片表面流动与传热性能的影响;彭锋和徐之平等^[17]人采用等流量和变流量两种试验方法对板翅式回热器进行了传热性能试验,并得到 Nu-Re 准则关系式,利用数值模拟方法,分析了流道的温度场和流场的分布情况;王迎新和武占华^[18]等人对 4 个主要厂家的 8 个同型号板翅式机油冷却器进行了传热和阻力的试验研究,并根据实验数据拟合了换热量、阻力、传热系数和机油流速的变化关系;王敬和张力等^[19]人对有错开位置的强化换热翅片流动和传热情况进行了三维数值分析,并研究了不同错开位置对传热性能的影响;秦萌和陈江平等^[20]用 Fluent 软件对叉流板翅式机油冷却器两侧流体的流动进行了数值模拟,他们的结果表明油侧流量分配比较均匀,水侧流量分配很不均匀;张战和魏琪等^[21]应用 SIMPLE 算法对锯齿形翅片换热器表面的传热及流动阻力进行了数值模拟。

1.2.2 换热器优化设计

随着科学技术的发展,人们越来越希望利用现代手段,使换热器在满足所有约束条件下具有更好的特性。优化设计就是在给定约束条件下,选择换热器类型及型面,并调节换热器综合性能所涉及到的众多热力参数、几何参数之间

相互约束关系，使之达到期望的某种状态。对于换热器优化设计方面的研究，国内外相关的文献也很多。

在国外，Azar 等^[22]在假定通过散热器的压降为已知的前提下，运用 Poiseuille 方程将通道流速和压降关联起来。他们提出优化方法的同时还给出了基于肋片和肋间距的空气冷却散热器的热特性图。Sasaki 和 Kishimoto^[23]以肋片与肋间距的比率为优化准则得出了在给定压力损失的情况下的水冷微槽散热器的优化尺寸。Knight 等^[24]对完全发展的封闭散热器在强制对流情况下进行了以解析方法为主的优化，同时给出了以通道数为参数的无因次热阻。Wirtz 等^[25]根据绕流对散热器的影响进行了实验研究，提出了在不同的流动状况和肋片几何参数的情形下的一系列计算最优肋片数的公式。Selcuk 和 Rboert^[26]建立了一个数学模型用来对电路板上的散热器进行优化。Mertol^[27]和 Mansingh 等^[28]对拉伸式散热器的热特性进行研究的同时对计算方法进行了研究。Copeland^[29]以热阻最小为优化目标对强制对流情况下的平行板散热器进行了优化，得出了最优的肋片厚度。Nagulapally 和 Karimana^[30]对不同参数情况下的散热器进行了研究，通过改变诸如温度、压力及风速等来研究其对散热器特性的影响。而 J.Richard 和 Yuri S.Muzychka^[31]运用 Bejan^[32]的最小熵增原理提出了自己的基于熵分析的一种新的优化方法。

国内，汪艳萍等^[33]建立了以板翅式换热器重量最小为目标函数，对平直形矩形翅片进行了结构优化；张亚平^[34]以单位传热量下，所需要的针翅体积及换热器体积之和为目标函数，对影响针翅式换热器的几何参数进行优化设计，通过惩罚函数法和鲍威尔法计算，得到了优化结果；于颖和李永生等^[35]应用模糊优化理论，综合考虑压降、效率和质量的基础上，设计出了综合技术指标优化的板翅式换热器；韩宁等^[36]利用复合形法，以散热器与环境之间的热阻为目标函数对型材散热器进行了结构优化设计，并开发相应的设计软件；苏华礼和秦保军^[37]建立了热阻为优化目标函数，采用遗传算法对强迫风冷情况下的散热器矩形平直翅片进行优化设计，计算出散热器的优化尺寸。

以上从热特性分析和优化设计两方面，对换热器国内外的研究现状进行了简要的概括，从概括中得知国内外对换热器的热特性的研究主要集中于平直形翅片的热特性研究，对锯齿形翅片的热特性研究也只研究流场对传热性能的影响，而对于翅片结构参数的改变对传热性能的影响，则很少有文献论述；对于换热器的优化设计，国内外较多是运用遗传算法、正交法、模糊优化等方法，以热阻、体积或者质量为目标函数居多。因而在本文，主要运用有限元方法中的 SPLEME 算法，利用数值模拟方法研究锯齿形翅片的结构参数对传热性能影

响，然后研究以换热器出口温度最小为目标函数的结构优化方法。

1.3 本文主要研究内容

目前，随着散热器行业的发展，散热器种类繁多，而且还在不断的出现新的品种。但是对这些新形式的翅片结构所作的换热分析和结构优化并不多见。本文所研究的机油换热器在车辆冷却系统中广泛的应用，而锯齿形翅片作为一种传热单元，在实际应用中已经广泛存在，所以有必要对其换热进行分析和研究，以得出其换热规律，并据此对其结构进行优化，得到一系列最优的结构参数。

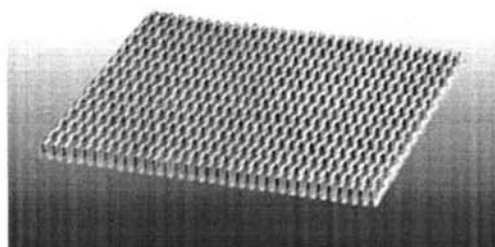


图1-3 锯齿形翅片结构示意图

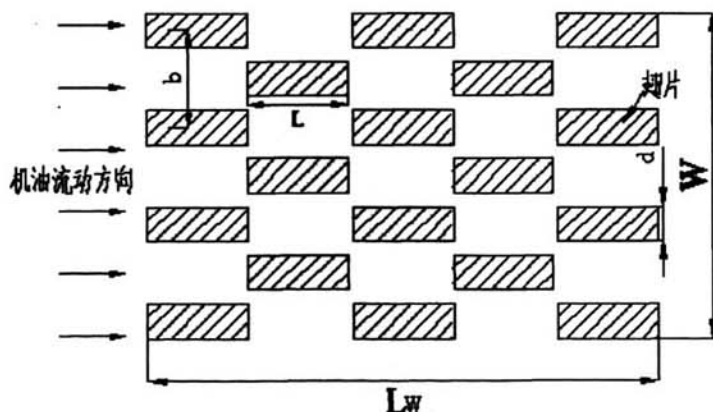


图1-4 简化后的翅片二维结构示意图

图中符号说明： b ——为翅片间距； L ——为翅片长度； d ——为翅片厚度； W ——为流道宽度； L_w ——流道长度；

研究所用的是错列式板翅式机油冷却器，油侧为锯齿形翅片，水侧无翅片，机油冷却器装在壳体中，两种流体逆向流动。如图 1-3 所示为本文所要研究的锯齿形翅片结构示意图，而图 1-4 为其简化后的二维模型示意图。本文以机油换热

器中的一个通道为研究对象，流道中的流体为 14#润滑油，翅片材料为铝合金。

翅片间距 $b=3.5\text{mm}$;

流道长度 $L_w=20.4\text{mm}$;

流道宽度 $W=12\text{mm}$;

翅片长度 l 、翅片宽度 d 和翅片高度 h ，可以在一定范围之内变化。

从热量传递的机理上说，有三种基本的热传递方式，即热传导、热对流和热辐射。在本文所研究的范围内，由于热辐射相对于热对流和热传导来说，传热量非常小，而且传热过程非常复杂，因此在此忽略热辐射对机油换热器的影响。本文旨在运用数值计算方法，以 ANSYS 和 Solidworks 软件为工具，分析流道内的温度场和压力场分布。通过改变流道内翅片的结构参数，来研究结构参数对机油冷却器传热因子和摩擦因子的影响。在此基础上，建立优化设计数学模型，以流道内机油出口温度最小为目标函数，确立设计变量和状态变量，寻求在满足所有条件下的最优翅片结构参数系列。

1.3 本章小结

本章简要的介绍了板翅式换热器在内燃机中的应用，阐述了板翅式换热器的结构、发展现状以及目前存在的主要问题。据此确定了本课题的研究目标，任务及方法。并阐述换热器优化设计概况。

第二章 机油换热器传热的基础理论

由于本课题主要进行板翅式机油换热器优化设计方面的研究，因此有必要对机油换热器的基础理论进行概括，包括翅片表面的传热过程、热计算理论、机油换热器传热性能评价方法以及强化传热理论等等，为后面的优化设计研究提供理论依据。

2.1 板翅式换热器的设计计算理论

2.1.1 翅片传热过程分析

板翅式换热器属于间壁式换热器，从传热机理来说，它的主要特点是具有扩展的二次传热面，所以传热过程不仅在一次传热面而且也同时在二次传热面进行。现在取一个翅片间距的微小单元来进行分析，通过一次传热面的热量以 Q_1 表示，通过二次传热面的热量以 Q_2 表示，隔板表面的温度为 t_w ，流体温度为 T ，翅片高度为 L ，通过一次传热面的热量 Q_1 可以用下式表示^[38]：

$$Q_1 = \alpha F_1 (t_w - T) \quad (2-1)$$

式中：
 α -----壁面与流体间的给热系数；
 F_1 -----一次传热面积；
 t_w -----隔板表面温度；
 T -----流体温度。

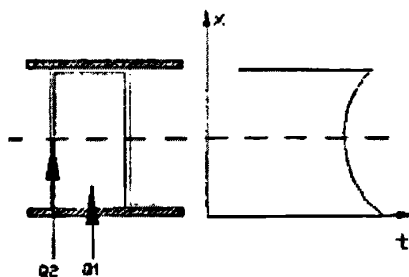


图 2-1 翅片表面温度分布示意图

二次传热面的传热过程是沿着翅片的高度方向进行的，这时一方面通过热传导不断导入热量，另一方面通过翅片表面和液体的对流给热把热量传给冷流

体.由于沿气流方向的翅片长度大大超过翅片厚度,所以翅片的导热可以作为一维热处理.翅片表面温度分布曲线见图 2-1,两端的温度最高等于隔板温度 t_w ,而随着翅片和流体的对流给热,温度不断降低,在翅片中部趋于流体温度 T .假定翅片表面的平均温度为 t_m ,则通过二次传热面的热量 Q_2 以下式表示:

$$Q_2 = \alpha F_2 (t_m - T) \quad (2-2)$$

式中: α -----翅片表面与流体间的给热系数;

F_2 -----二次传热面积;

t_m 翅片表面的平均温度。

由上述可知,翅片表面的平均温度 t_m 低于翅片根部,也就是低于隔板表面温度 t_w 。在传热计算上为便于处理,可以把二次传热面的传热量作如下变换:

$$Q_2 = \alpha F_2 \eta_f (t_w - T) \quad (2-3)$$

即把二次传热面的传热温度看作和一次传热面的传热温差相等,都等于 $t_w - T$,但是对二次传热面的面积相应地打折扣,即乘上二次传热面的翅片效率,其物理意义是二次表面的平均温度低于一次传热面温度,因此传热温差小于一次传热面的传热温差,所以按照统一的温差 $t_w - T$ 计算时,二次换热面积要乘上翅片效率。

从式(2-2)和式(2-3)的对比可以看出:翅片效率可以表示成下式:

$$\eta_f = \frac{t_m - T}{t_w - T} \quad (2-4)$$

由此可见,翅片效率就是二次传热面的实际平均传热温差和一次传热温差的比值。

2.1.2 翅片效率和表面效率

1. 翅片效率

因为翅片很薄,翅片金属板的厚度比翅片高度小得多,并且它的导热系数很大。所以我们认为在翅片的壁厚方向温度梯度可以忽略。根据热传导定理,在距离翅片根部 x 的截面上(如图 2-2),通过热传导所传过的热量为:

$$-\lambda_f \delta l' \frac{dt}{dx} \quad (2-5)$$

式中： λ_f -----翅片金属的导热系数；
 δ -----翅片的厚度
 l' -----沿流体流动方向翅片的长度。

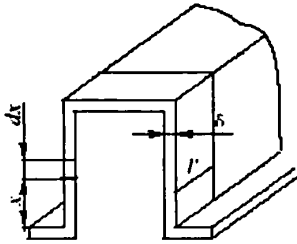


图 2-2 单个翅片结构

在距离翅片根部 $x+dx$ 的截面上，通过热传导传过的热流量为：

$$-\lambda_f \delta l' \left(\frac{dt}{dx} + \frac{d^2t}{dx^2} dx \right)$$

在截面 x 与 $x+dx$ 之间的翅片中，由于热传导所得到的热量为以上两热量之差：

$$\lambda_f \delta dx l' \frac{d^2t}{dx^2} \tag{2-6}$$

同时，这段翅片散于周围介质或从周围介质得到的热量为： $\alpha' F(t-T)$ 即：

$$2\alpha' l' dx(t-T) \tag{2-7}$$

式中： F ——散热面积等于 $2l' dx$ ；

t ——金属翅片的温度；

T ——流体温度；

α' ——常数(具体说明见后面)。

假设我们讨论的过程是稳定的，因此：

$$\lambda_f \delta l' \frac{d^2t}{dx^2} dx = 2\alpha' l' dx(t-T) \tag{2-8}$$

得下面的微分方程：

$$\frac{d^2 t}{dx^2} = \frac{2\alpha'}{\lambda_f \delta} (t-T) \quad (2-9)$$

当周围介质的温度 T 为常数，且令：

$$\theta = t - T$$

$$P = \sqrt{\frac{2\alpha'}{\lambda_f \delta}}$$

则：

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - P^2 \theta = 0 \quad (2-10)$$

此常微分方程的通解如下：

$$\theta = C_1 e^{(Px)} + C_2 e^{-(Px)} \quad (2-11)$$

常数 C_1 ， C_2 可从边界条件定出，其边界条件是：

在翅片的始端： $x=0$ 则 $\theta = \theta'$

在翅片的末端： $x=L$ 则 $\theta = \theta''$

式中： $\theta' = t' - T$ 为翅片始端的“壁——流体”温度差；

$\theta'' = t'' - T$ 为翅片末端的“壁——流体”温度差；

t' ——翅片始端壁温；

t'' ——翅片末端的壁温；

L ——翅片的高度。

代入边界条件到(2-11)式中得到：

$$\theta' = C_1 + C_2 \quad (2-12)$$

$$\theta'' = C_1 e^{(PL)} + C_2 e^{-(PL)} \quad (2-13)$$

从以上二式得：

$$\theta'' = C_1 e^{(PL)} + C_2 e^{-(PL)} - C_1 e^{-(PL)}$$

所以：

$$C_1 = \frac{\theta'' - \theta' e^{-(PL)}}{e^{(PL)} - e^{-(PL)}} = \frac{\theta'' - \theta' e^{-(PL)}}{2 \sinh(PL)} \quad (2-14)$$

将(2-14)式代到(2-12)式中得:

$$\theta' = \frac{\theta'' - \theta' e^{-(PL)}}{2 \sinh(PL)} + C_2$$

$$C_2 = \frac{2\theta' \sinh(PL) - \theta'' + \theta' e^{-(PL)}}{2 \sinh(PL)} = \frac{\theta' (e^{(PL)} - e^{-(PL)}) - \theta'' + \theta' e^{-(PL)}}{2 \sinh(PL)}$$

则:

$$C_2 = \frac{\theta' e^{(PL)} - \theta''}{2 \sinh(PL)} \quad (2-15)$$

将(2-14)、(2-15)式代入(2-11)式得:

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{\theta'' - \theta' e^{-(PL)}}{2 \sinh(PL)} e^{(Px)} + \frac{\theta' e^{(PL)} - \theta''}{2 \sinh(PL)} e^{-(Px)} \\ &= \frac{\theta'' e^{(Px)} - \theta' e^{-(PL)} e^{(Px)} + \theta' e^{(PL)} e^{-(Px)} - \theta'' e^{-(Px)}}{2 \sinh(PL)} \\ &= \frac{\theta'' \sinh(Px) + \theta' \sinh[P(L-x)]}{\sinh(PL)} \end{aligned} \quad (2-16)$$

从式(2-16)可以看出,操作时沿翅片高度温差是变化的,在翅片整个高度上平均温差可由式(2-16)根据中值定理求出:

$$\begin{aligned} \theta_{CP} &= \frac{1}{L} \int_0^L \theta dx = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{\theta'' \sinh(Px) + \theta' \sinh[P(L-x)]}{\sinh(PL)} dx \\ &= \frac{\theta''}{PL \sinh(PL)} \int_0^L \sinh(Px) d(Px) - \frac{\theta'}{PL \sinh(PL)} \int_0^L \sinh[P(L-x)] d[P(L-x)] \\ &= \frac{\theta''}{PL \sinh(PL)} [\cosh(PL) - 1] - \frac{\theta'}{PL \sinh(PL)} [1 - \cosh(PL)] \\ &= \frac{\theta'' + \theta' \cosh(PL) - 1}{PL \sinh(PL)} \\ &= \frac{\theta'' + \theta'}{PL} \frac{2 \sinh^2\left(\frac{PL}{2}\right)}{2 \sinh\left(\frac{PL}{2}\right) \cosh\left(\frac{PL}{2}\right)} \end{aligned}$$

$$= \frac{\theta'' + \theta'}{PL} \tanh\left(\frac{PL}{2}\right) = \frac{\theta'' + \theta'}{2} \frac{\tanh\left(\frac{PL}{2}\right)}{\frac{PL}{2}}$$

根据翅片效率 η_f 的定义, 即翅片的平均温差与翅片根部的温差的比值, 得:

$$\eta_f = \frac{\theta_{CP}}{\frac{\theta'' + \theta'}{2}} = \frac{\tanh\left(\frac{PL}{2}\right)}{\frac{PL}{2}} \quad (2-17)$$

对于两股流的板式换热器, 当一个热通道与一个冷通道间隔排列时, 根部温差对称, 则 $\theta' = \theta'' = \theta_0$, 并用性尺寸表示:

$$\eta_f = \frac{\theta_{CP}}{\theta_0} = \frac{\tanh(Pb)}{Pb} \quad (2-18)$$

式中: b ——翅片的定性尺寸。

$$P = \sqrt{\frac{2\alpha'}{\lambda_f \delta}} \quad (2-19)$$

$$\alpha' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + r} \quad (2-20)$$

式中: α' ——流体复合给热系数;

α ——流体给热系数;

r ——污垢系数。

从式(2-4), (2-18), (2-19)可以看到影响翅片效率的因素有:

- 1) 翅片定性尺寸 b 越小, 或者翅片高度 L 越低, 则热阻越小, $t_m \rightarrow t_w$, 翅片效率 η_f 越大, 所以单叠布置的翅片效率高于复叠布置。
- 2) 翅片越厚, 热阻越小, $t_m \rightarrow t_w$, η_f 越大。
- 3) 翅片与流体之间的给热系数越小, 则沿翅片表面的散热量亦越小, $t_m \rightarrow t_w$, η_f 越大。
- 4) 翅片材料的导热性能越好, 即导热系数 λ 越大, 则翅片表面的平均温度 t_m 越趋近于根部温度 t_w , 翅片效率就越高。

为保证翅片的高效率和使翅片发挥有效的作用，根据上述概念，可得出当给热系数大时，采用低而厚的翅片，反之，采用高而薄的翅片。

2. 表面效率

如上所述，板翅式换热器的传热过程是在一次传热面和二次传热面同时进行，所以其总的传热量等于一次传热面传热量和二次传热面传热量之和。对于两股流的换热器，当一个热通道和一个冷通道间隔排列时，可用下式表达：

$$Q=Q_1+Q_2$$

$$Q=\alpha F_1(t_w-T)+\alpha \eta_f(t_w-T) \quad (2-21a)$$

一次换热面和二次换热面的给热系数可视为相等，而在引进二次换热面的翅片效率概念以后，两者的传热温差也就统一起来，所以对于板翅式换热器总的传热方程式，可以设想这样一个传热面 $F_0=F_1+F_2$ 和综合的表面效率 η_0 从而可以表达成如下的形式：

$$Q=\alpha F_0 \eta_0(t_w-T) \quad (2-21b)$$

由式(2-21a)和式(2-21b)可以得到：

$$F_e=F_0 \eta_0=F_1+F_2 \eta_f \quad (2-22)$$

式中： F_e ——有效传热面积；

η_0 ——翅片表面效率。

所以表面效率为：

$$\eta_0=\frac{F_1+F_2 \eta_f}{F_0}=\frac{F_1+F_2-F_2+F_2 \eta_f}{F_0}=1-\frac{F_2}{F_1}(1-\eta_f) \quad (2-23a)$$

又因：
$$F_2=F_0-F_1=F_0-\frac{x}{x+y} F_0$$

因此：
$$\frac{F_2}{F_0}=1-\frac{x}{x+y}=\frac{y}{x+y}$$

所以：
$$\eta_0=1-\frac{y}{x+y}(1-\eta_f) \quad (2-23$$

b)

表面效率的物理意义是：把二次传热面和一次传热面等同看待(总的传热面

就等于一、二次传热面相加), 而传热温差都等于一次传热面的传热温差 $t_w - T$ 时对总传热面积所需打的折扣。由于 F_2/F_0 总是小于 1, 所以表面效率 η_0 总是大于翅片效率 η_f 。同理, 翅片效率 η_f 越高, 则表面效率 η_0 也就越大。在工程设计中有时为了设计计算方便和安全起见, 把翅片效率当作表面效率, 尽管可以这样简化处理, 但两个效率的概念是不同的, 一个是对二次传热面而言, 一个是对全部表面而言, 要注意这两者的区别。

2.1.2 翅片的传热方程式

翅片的传热方程和一般的换热器传热方程的差别仅在于考虑表面效率, 简述如下:

机油(热流体)放热热流量为^[39]:

$$Q_o = \frac{1000}{3600} G_o c_{po} (t_{o1} - t_{o2}), \text{ W} \quad (2-24)$$

$$V_o = 3600 f_o v_o, \quad \text{m}^3 / \text{h} \quad (2-25)$$

$$G_o = V_o \rho_o \quad (2-26)$$

式中: Q_o ——机油(热流体)对壁面的放热量, W;

G_o ——机油的重量流量, kg/h;

c_{po} ——机油的比热容, KJ/(kg·°C);

V_o ——机油的体积流量, m^3/h ;

ρ_o ——机油的密度, kg/m^3 ;

f_o ——油侧通道面积, m^2 ;

v_o ——油速, m/s;

t_{o1}, t_{o2} ——机油的进出、出口温度, °C。

传热系数 h_0 :

$$h_0 = \frac{Q_o}{F_0 \Delta t_m}, \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{°C}) \quad (2-26a)$$

式中: F_0 ——油侧传热面积, m^2 ;

Δt_m ——对数平均温差, °C

2.1.4 换热器设计方法

在热交换器设计中,通常存在两种设计方法,即对数平均温差法和传热单元数法,两者之间有着密切的内在联系。对数平均温差法是人们经常采用的设计方法。但传热单元数法计算较为简单,不仅流体流动形式较多,而且经常出现多股流同时换热,当通道排列不对称时,各通道的温度分布也不相同。因此流体对数平均温差计算也就十分复杂,而传热单元法则不必计算对数平均温差。下面将分别对这两种设计方法进行介绍:

2.1.4.1 对数平均温差法

1. 平均温差法

由传热方程式

$$Q = KA\Delta t_m$$

可知,对于各种流动型式的换热器,如能求得间壁两侧热、冷流体间的平均温度差 Δt_m ,就能由传热方程式计算换热器的传热量 Q 。故称这种传热计算方法为平均温差法。

2. 各种流型的平均温差计算式

由于在本课题中只限于研究顺流和逆流型的传热,因此在此仅对顺流和逆流型的平均温差计算式进行计算,而对复杂流型的平均温差计算式则不予介绍。

前面已经述及,在换热器内热、冷流体间的温差 Δt 沿传热表面或流动距离的变化,可用 Δt_x 来表示。不难理解, Δt_x 沿整个传热面的平均值可以表示为^[40]:

$$\Delta t_m = \frac{1}{A} \int_A \Delta t_x dA \quad (2-27)$$

上式为平均温差 Δt_m 的定义式。

在逆流型换热器中,热、冷流体之间的平均温差 Δt_m 表达式中含有对数,故称为对数平均温差,记为 $\Delta t_{l,m}$,于是有:

$$\Delta t_{l,m} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \right)} \quad (2-28)$$

上式中, Δt_{\max} 表示逆流型换热器中较大温差端的温差,而 Δt_{\min} 为较小温差端的温差。

在顺流型换热器中，热、冷流体间的平均温差，亦为对数平均温差 $\Delta t_{1,m}$ ，其形式与式(2-28)相同，只是 $\Delta t_{\max} = \Delta t'$ (进口端两流体的温差)， $\Delta t_{\min} = \Delta t''$ (出口端两流体的温差)。因此，顺流型换热器的对数平均温差为：

$$\Delta t_{1,m} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}\right)} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln\frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln\frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}} \quad (2-29)$$

显然，对数平均温差总是小于算术平均温差。在工程计算中，有时为了简便，在误差允许范围内，常采用算术平均温差来进行传热计算。算术平均温差计算式为：

$$\Delta t_m = \frac{1}{2}(\Delta t' + \Delta t'') \quad (2-30)$$

考察式(2-28)和式(2-29)可以看出，当传递相同热量时，逆流型换热器所需要的传热面积较小，结构较紧凑。

3. 利用平均温差进行热工计算

利用换热器内两流体间的对数平均温差 $\Delta t_{1,m}$ 来进行换热器热工计算的平均温差法，较普遍的是应用于换热器的热工计算。

由以下两式：

$$Q = KA\Delta t_m \quad (2-31)$$

$$Q = C_1(t_1' - t_1'') = C_2(t_2'' - t_2') \quad (2-32)$$

可以写出如下三个方程：

$$\left. \begin{aligned} Q &= q_{m1}c_{p1}(t_1' - t_1'') = C_1(t_1' - t_1'') \\ Q &= q_{m2}c_{p2}(t_2'' - t_2') = C_2(t_2'' - t_2') \\ Q &= KA\Delta t_m = KA\phi\Delta t_{1,m} \end{aligned} \right\} \quad (2-33)$$

这三个方程式是平均温差法常用的。在这三个方程式中共包含八个变量，即 t_1' 、 t_2' 、 t_1'' 、 t_2'' 、 $q_{m1}c_{p1}$ 、 $q_{m2}c_{p2}$ 、 KA 和 Q 。因此，必须给定其中五个变量才能进行传热计算。在进行换热器的设计计算时，通常给定的是 $q_{m1}c_{p1}$ 、 $q_{m2}c_{p2}$ 和四个进、出口温度中的三个温度，要求最终计算出 KA 。在进行换热器的较核计算时，则给出 $q_{m1}c_{p1}$ 、 $q_{m2}c_{p2}$ 、 KA 和两个进口温度 t_1' 、 t_2' ，待定的是 t_1'' 、 t_2'' 和

Q 。

2.1.4.2 传热单元数法

对数平均温差法是人们经常采用的设计方法，但由于在设计过程中必须计算对数平均温差，而在板式换热器中，流体流动形式较多，当通道排列不对称时，各通道的温度分布也不相同，计算对数平均温差就变得相当复杂，而传热单元数法则能克服这个缺陷，它不必计算对数平均温差，而因在板式换热器设计计算中经常被采用^[41]。下面将介绍传热单元数法的理论知识基础^[42]：

1. 换热器的效能 ε

换热器的效能定义为换热器的实际传热量与最大可能传热量之比。实际传热量即热流体所释放的热量或冷流体所吸收的热量。最大可能传热量 Q_{\max} 是指处于最大温差下的传热量。最大温差就是热、冷流体的进口温度之差 $t_1' - t_2'$ 。如果换热器内某种工作流体通过换热后达到了这一最大可能温差的变化，就意味着换热器传递了最大可能的热量。对于逆流型换热器，在传热面 A 趋于无限大的理想情况下，当热容 $C_1 > C_2$ 时 $t_2'' \rightarrow t_1'$ ，最大可能传热量为 $m_2 c_{p2} (t_1' - t_2')$ ，当热容量 $C_1 < C_2$ 时， $t_1'' \rightarrow t_2'$ 最大可能传热量为 $m_1 c_{p1} (t_1' - t_2')$ 。所以，可能达到最大温差变化的流体，只能是质量流量热容 C_{\min} 的流体。

于是最大可能传热量为

$$Q_{\max} = (mc_p)_{\min} (t_1' - t_2') = C_{\min} (t_1' - t_2') \quad (2-34)$$

同理，质量流量热容小的流体其温度变化也大，它的换热量为 $C_{\min} (t' - t'')$ ，亦即换热器的实际传热量 Q 。因此换热器效能 ε 的定义式为

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{C_{\min} (t' - t'')}{C_{\min} (t_1' - t_2')} \quad (2-35)$$

当 $C_1 > C_2$ 时，则得

$$\varepsilon = \frac{C_2 (t_2'' - t_2')}{C_2 (t_1' - t_2')} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}$$

当 $C_1 < C_2$ 时，则得

$$\varepsilon = \frac{C_1(t_1' - t_1'')}{C_1(t_1' - t_2')} = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2'}$$

若已知 ε ，则由式(2-35)和式(2-34)可求得换热器实际传热量为

$$Q = \varepsilon C_{\min}(t_1' - t_2') \quad (2-36)$$

2. 各种流型换热器 ε 的计算公式

现以单流程逆流换热器为例，推导 ε 的计算式。

假定逆流型换热器中冷流体的质流量热容为最小，即 $C_2 = C_{\min}$ ，则换热器的传热量为：

$$Q = C_2(t_2'' - t_2') = KA \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} \quad (2-37)$$

将式(2-36)改写为

$$t_1' = t_2' + \frac{Q}{\varepsilon C_{\min}} = t_2' + \frac{t_2'' - t_2'}{\varepsilon} \quad (2-38)$$

于是

$$t_1' - t_2'' = t_2' - t_2'' + \frac{t_2'' - t_2'}{\varepsilon} \quad (2-39)$$

由式(2-32)可求得

$$t_1'' = t_1' - \frac{C_2}{C_1}(t_2'' - t_2') \quad (2-40)$$

将式(2-38)代入式(2-40)，得

$$t_1'' - t_2' = \frac{t_2'' - t_2'}{\varepsilon} - \frac{C_2}{C_1}(t_2'' - t_2') = \left(\frac{1}{\varepsilon} - \frac{C_2}{C_1} \right) (t_2'' - t_2') \quad (2-41)$$

将式(2-39)和式(2-41)代入式(2-37)，得

$$\ln \frac{\left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)}{\left(\frac{1}{\varepsilon} - \frac{C_2}{C_1}\right)} = \frac{KA}{\varepsilon} \left(\frac{C_2}{C_1} - 1\right)$$

于是单流程逆流型换热器 ε 的计算式为

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[\frac{KA}{C_2} \left(\frac{C_2}{C_1} - 1\right)\right]}{1 - \frac{C_2}{C_1} \exp\left[\frac{KA}{C_2} \left(\frac{C_2}{C_1} - 1\right)\right]} \quad (2-42)$$

式(2-42)是假定冷流体的热容为 C_{\min} 时导得的。如果热流体的热容 C_1 为 C_{\min} ，用上述推导方法，则可得到与式(2-42)的形式完全相同的计算式。因此，可将式(2-42)写成适用于逆流型换热器的通用计算式，即

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[\frac{KA}{C_{\min}} \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} - 1\right)\right]}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \exp\left[\frac{KA}{C_{\min}} \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} - 1\right)\right]} \quad (2-43)$$

假设

$$\frac{KA}{C_{\min}} = NTU \quad (2-44)$$

则式(2-43)可写为

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[NTU \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} - 1\right)\right]}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \exp\left[NTU \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} - 1\right)\right]} \quad (2-45)$$

采用类似的推导方法，可得单流程顺流型换热器的 ε 计算式为

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-NTU\left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} + 1\right)\right]}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \quad (2-46)$$

当换热器中有一工作流体发生沸腾或冷凝时, 即 $C_{\max} = (mc_p)_{\max} \rightarrow \infty$ 时, 则式(2-45)、式(2-46)均可简化为

$$\varepsilon = 1 - \exp[-NTU] \quad (2-47)$$

对于复杂流型换热器, ε 的计算式可查阅相关文献。由式(2-45)、式(2-46)可知, ε 为 C_{\min}/C_{\max} 、NTU 和流型的函数, 即

$$\varepsilon = f(C_{\min}/C_{\max}, NTU, \text{流型})$$

为便于工程应用, 上述诸函数关系式均已绘制成图线, 在具体设计过程中, 可以由图表查得 NTU 值。

2.2 强化传热理论

由于优化设计的目的是为了获得最优的结果, 具体到板翅式换热器, 目的是在确定条件下, 通过改变其结构参数或者通过某种途径, 使系统性能达到最佳, 即传热性能最好且满足传热热阻条件。一个高效换热器不仅要求传热效果最好, 而且要求能耗要少, 因此, 下面简要介绍强化传热的理论方法。

2.2.1 强化传热技术的分类

强化传热技术可以从不同的角度进行分类。从被强化传热过程来划分, 可以分为导热过程的强化、对流换热过程的强化和辐射传热过程的强化三大类。本研究课题主要研究对流换热过程的传热强化技术, 它也是工业上应用最广的传热强化技术。为适应车辆机油换热器的需要, 本节着重介绍对流换热过程的强化技术。

对流传热的强化技术按其强化方法是否需要附加动力源来划分, 可以分为有源强化技术和无源强化技术两大类。顾名思义, 有源强化技术必须依赖外加的机械力或电磁力的帮助; 而无源强化技术则除了输送传热液流体介质的功率

消耗外,不再需要外部附加动力。本课题主要介绍无源强化技术。它主要包括以下以种类型:

(一)特殊处理表面法

利用烧结方法、机械加工或电化学腐蚀等方法,将传热表面处理成多孔性表面或锯齿形表面等,用于强化沸腾和凝结换热过程。

(二)粗糙表面法

直接在传热表面上,用机械加工或电化学腐蚀等方法,制作出许许多多的开关各异的粗糙元,包括从随机的砂粒型粗糙度,到不连续的突起等各种构造形式所构成的粗糙表面。这类表面主要用于强化单相流体的对流传热。

(三)扩展表面法

顾名思义,扩展表面法就是通过增大换热面积来增加换热量。例如,在金属圆管的内、外侧壁面上设置翅片,分别称为内翅片和外翅片。设置翅片,除了可增加面积外,还可提高对流换热表面的传热系数。此法不论对于紊流换热还是层流换热都有显著的增强传热作用。

(四)扰流装置法

包括在流道壁面上设置小凸起和管内插入物等扰流物。壁面扰流物不仅可对流动介质起很大的扰动作用,而且还能增大换热面积。管内插入物诸如扭曲带、螺旋叶片和静态混合器等,能使流体产生旋转流动和二次流,以增强传热。

(五)添加物法

包括在单相液体介质中加入固体颗粒或气泡及在沸腾系统中加入微量液体添加物,在气体传热介质中加入固体微粒或雾状液滴。

(六)射流冲击法

利用压差,将单相流体沿壁面法向或斜向喷射到固体表面进行冷却或加热。由于流体直接冲击需要冷却或加热表面,其流程较短,边界层很薄,因此,表面传热系数要比通常的管内对流换热提高几倍。

以上这些无源强化传热技术,由于它不需要外部的附加设备和附加动力,工作方便、可靠,因此,它是目前应用最多的对流传热强化方法。

2.2.2 对流强化传热的理论基础

1. 紊流剪切应力

由流体力学可知,流体做紊流运动时,流体质点的运动是杂乱无章的。流体质点除了沿主流方向运动外,还有横向混合的脉动运动,即使在稳态流动中,

流体质点的速度也是时刻在变化的。可见，所谓稳态流动只是指流体平均流速 u 不随时间 τ 变化而已。我们称任意流体质点在某一时刻所具有的真实速度为该质点的瞬时速度，分别以 u_i 、 v_i 表示其在两坐标 x 、 y 方向上的瞬时速度(二维流动时)；而称 u 、 v 为 x 、 y 方向上的时均速度，即

$$\left. \begin{aligned} u &= \frac{1}{\Delta\tau} \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} u_i d\tau \\ v &= \frac{1}{\Delta\tau} \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} v_i d\tau \end{aligned} \right\} \quad (2-48)$$

在任何时刻，某流体质点的瞬时速度与时均速度之差称为该质点的脉动速度，表示为 u' 、 v' ，即：

$$\left. \begin{aligned} u' &= u_i - u \\ v' &= v_i - v \end{aligned} \right\} \quad (2-49)$$

显然，由式(2-48)可得：

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\Delta\tau} \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} u' d\tau = \overline{u'} &= 0 \\ \frac{1}{\Delta\tau} \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} v' d\tau = \overline{v'} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2-50)$$

值得注意，虽然在一维流动中， $v=0$ ，但：

$$\frac{1}{\Delta\tau} \int_{\tau}^{\tau+\Delta\tau} u' v' d\tau = \overline{v' u'} \neq 0 \quad (2-51)$$

紊流中，流体质点的横向脉动运动对传热是有利的，它加速了热量转移过程；但同时，又引起了附加的动量转移，使剪切应力增大。这种由于脉动运动而引起的切应力称为脉动切应力或紊流切应力。于是，在紊流中，流体质点受到的切应力可以分成两部分：一部分与层流时一样，是由流体的粘性引起的，即粘滞切应力(粘滞阻力)或层流切应力 τ_1 ；另一部分则是由流体质点横向脉动运动，在流层之间引起动量交换，从而增加能量的损失，形成脉动切应力，即紊流切应力 τ_t ，因此，若紊流时总的切应力为 τ ，则有：

$$\tau = \tau_1 + \tau_t$$

通常，紊流切应力 τ_t 要比层流切应力 τ_1 大好几倍。为了方便，常将紊流切应力与当地的时均速度变化率的关系，表示成层流切应力计算式的形式，即：

$$\tau_t = E_m \frac{du}{dy} = \rho \varepsilon_m \frac{du}{dy} \quad (2-52)$$

式中， E_m 称为紊流粘度，它对应于导游中的动力粘度 η ； ε_m 称为紊流动量扩散率，它对应于层流中的运动粘度 ν 。但是，值得指出， E_m 和 ε_m 都不是流体的物性参数，它们与雷诺数 Re 和流体流动的紊流度等因素有关。

这样，紊流中的总切应力可以表示成：

$$\tau = \rho \nu \frac{du}{dy} + \rho \varepsilon_m \frac{du}{dy} = \rho (\nu + \varepsilon_m) \frac{du}{dy} \quad (2-53)$$

2. 紊流中的传热

在紊流中，不同地点的流体温度，即使在稳态情况下，也是随时间变化的。在某一时刻，给定地点的流体温度称为瞬态温度。

与瞬态速度的表示形式相同，瞬时温度 t_i 表示为：

$$t_i = t + t' \quad (2-54)$$

式中， t 为时均温度， t' 为脉动温度。而时均速度 t 为：

$$t = \frac{1}{\Delta \tau} \int_{-}^{+\Delta \tau} t_i d\tau \quad (2-55)$$

显然，脉动温度 t' 的平均值为 0，即

$$\frac{1}{\Delta \tau} \int_{-}^{+\Delta \tau} t' d\tau = \bar{t}' = 0$$

如前面所述，流体紊流运动时，由于流体质点有横向脉动运动，因而，流

层之间的热量传递，除了导热之外，还有由脉动和涡流引起的附加热量传递。这样，在紊流中传递的总热流密度 q 由两部分组成：一部分是由分子扩散运动所传递的单位热流，即导热热流密度 q_1 ；另一部分是由流体质点横向脉动运动所传递的单位热流，称为紊流热流密度，记作 q_t 。 q_t 可表示为：

$$q_t = -\rho C_p \varepsilon_t \frac{dt}{dy} \quad (2-56)$$

上式中， ε_t 称为紊流扩散率， ε_t 与紊流动量扩散率 ε_m 一样，也不是流体的物性参数。

因此，紊流中对流传热的总热流密度记为 q ，则有：

$$q = q_1 + q_t = -\lambda \frac{dt}{dy} - \rho C_p \varepsilon_t \frac{dt}{dy} = -\rho C_p (\alpha + \varepsilon_t) \frac{dt}{dy} \quad (2-57)$$

式中， α 称为热扩散系数或分子热扩散率，亦称导温系数。

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p}$$

由实验证实紊流热流密度要比导热热流密度大很多，因此，对于需要强化传热的场合，应该尽可能的使工质的流动换热为紊流传热。

3. 无源强化传热原理概括

由前面的论述，我们可以将无源强化的一般原理概括如下：

- (一) 加强流体的扰动，主要是加强流道近壁处流体的扰动，以增大其紊流热扩散率，增强流体的混合，减薄边界层尤其是粘性底层的厚度，使传热增强。
- (二) 减薄边界层厚度，沿流体流动方向，断续地阻断边界层的发展。

2.3 机油换热器强化传热面的性能评价

2.3.1 强化型传热面的性能表示方法

各种不同结构的传热面(包括强化型与非强化型)的特征除几何形状外，就是传热和阻力特性。传热特性，通常用 Nu 数、 Re 数或传热因子 j 随 Re 数的变化

关系来表示。而阻力特性表示为摩擦因子 f 与 Re 数的关系。

1. Nu 数(又称努塞尔准则)

它表征对流换热表面的传热系数 h 与纯分子热导率 λ/D_e 的相对大小, 即:

$$Nu = \frac{h_0 D_e}{\lambda} \quad (2-58)$$

式中, D_e 为内部流道的当量直径; h_0 为对流换热表面的传热系数; λ 为流体的热导率。

2. Re 数(雷诺数)

Re 数(雷诺数)可表示为:

$$Re = \frac{\rho u_m \cdot D_e}{\eta} = \frac{M \cdot D_e}{\eta} \quad \text{或} \quad Re = \frac{u_m \cdot D_e}{\nu} \quad (2-59)$$

式中, ρ 为流体密度; u_m 为流体的平均速度; M 为流体的质量流速。若质量流量为 q_m , 最小自由流通面积为 A_c , 则有:

$$M = \frac{q_m}{A_c} = \rho u_m \quad (2-60)$$

3. 传热因子 j

$$j = St \cdot Pr^{2/3} = \frac{h}{\rho u_m \cdot c_p} \cdot Pr^{2/3} = \frac{Nu \cdot Pr^{-1/3}}{Re} \quad (2-61)$$

4. 摩擦因子 f

摩擦因子 f , 一般称为范宁摩擦系数, 其定义式为

$$f = \frac{\tau_w}{\rho u_m^2 / 2} \quad (2-62a)$$

式中: τ_w 为流动方向上单位换热面积(或摩擦面积)的当量剪切应力。这个当量剪切应力是由于流体粘性而产生的摩擦力, 还是像在圆管簇的情况下, 由于边界层分离所产生的形状阻力, 这一点无关紧要。对于大多数换热表面来说, 它

是粘性剪切力和压力的组合,在设计计算中没有必要把这两种效应分开。

对于管(槽)道内的流动,有:

$$\tau_w = \frac{\Delta p D_e}{4l} \quad (2-62b)$$

式中, Δp 为压力降.将式(2-62b)代入式(2-62a)得:

$$f = \frac{\Delta p D_e}{2l \rho u_m^2} \quad (2-63)$$

其中 D_e 为翅片当量直径,有:

$$D_e = \frac{2xy}{x+y} \quad (2-63a)$$

其中 x 为翅片内距, y 为翅片内高。

2.3.2 强化传热面的性能评价方法

强化型传热面性能评价的目的,在不同的场合是不尽相同的。在进行强化传热研究时,是为了选择最佳强化方法和有关参数;在换热器设计时,则是为了选取适宜的传热面,以满足换热器的性能要求。常用的有传热因子和摩擦因子比较法、传热-泵耗功率函数比较法等。在这里仅对传热因子和摩擦因子比较法作简要介绍。

传热因子和摩擦因子比较法是由 W.M.凯斯和 A.L.伦敦提出的,使用了传热因子 j 、摩擦因子 f 、 St 数和 Re 数等无量纲之间的函数关系式来表示传热表面的传热特性和阻力特性。我们知道一个好的换热器应该具有这样的特点:传热面的传热因子越大,摩擦因子越小,则该换热面的传热性能越好。因为它可以在用于克服流体流动阻力所消耗的功率比较小的条件下,获得较大的传热效果。因此,可以以 j 和 f 为基础,来比较各种不同强化传热面的性能优劣。现介绍 $j/f \sim Re$ 比较法如下:

由 j 和 f 的定义式,应有:

$$j/f = \frac{h/(\rho c_p u) \cdot \text{Pr}^{2/3}}{\tau_w/(\rho u^2/2)} \quad (2-64a)$$

又

$$St = \frac{h}{\rho c_p u} = \frac{h}{\rho u c_p} \frac{A}{A_c} \frac{A_c}{A} = \frac{hA}{q_m c_p} \frac{A_c}{A} = NTU \frac{A_c}{A} \quad (2-64b)$$

式中, A_c 为换热器一侧的最小流通截面积; A 为一侧的换热面积; q_m 为质量流量。NTU 为换热器的传热单元数。

又由通道的当量直径 D_e 与通道润湿周边长 U 的关系, 即

$$D_e = \frac{4A_c}{U} = \frac{4lA_c}{Ul} = 4l \frac{A_c}{A}$$

故

$$A_c/A = D_e/(4l) \quad (2-64c)$$

将式(2-64b)、(2-64c)、(2-62b) 代入(2-64a), 整理得:

$$j/f = \left[\frac{NTU \cdot q_m^2 \text{Pr}^{2/3}}{2\rho\Delta p} \right] \frac{1}{A_c^2} \quad (2-65)$$

2.4 本章小结

本章按照机油换热器设计思路, 系统的概括了机油换热器传热的基础理论, 从而对换热器的设计建立一清晰的步骤。阐述了机油换热器两种设计方法(平均温差法和效率-传热单元数法)之间的关系, 以及它们在设计计算中的差别和特点。针对本课题的研究方向, 系统介绍了目前应用较普遍的强化传热技术及传热性能评价方法。

第三章 换热器翅片的数学几何模型及数值计算

3.1 换热翅片数学模型

数学模型的建立，首先是要确定描述问题的物理量，然后根据一些普遍的自然规律以及与问题有关的特殊规律建立各量之间的关系式，他们往往是以微分方程的形式出现的。

对于连续不可压缩稳态牛顿流体，描述非边界层型流动对流换热的基本方程为：

质量守恒方程，又称连续性方程：

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3-1)$$

动量守恒方程(x, y, z 三个方向)，又称 Navier-Stokes 方程：

X 方向：

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} + \rho w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + S_u \quad (3-2)$$

Y 方向：

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} + \rho w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + S_v \quad (3-3)$$

Z 方向：

$$\rho u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho v \frac{\partial w}{\partial y} + \rho w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + S_w \quad (3-4)$$

能量守恒方程：

$$\rho C_p u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho C_p v \frac{\partial T}{\partial y} + \rho C_p w \frac{\partial T}{\partial z} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + S_T \quad (3-5)$$

其中： u 为 x 方向速度 v 为 y 方向速度
 w 为 z 方向速度 ρ 为密度
 μ 为动力粘度 C_p 为定压比热
 k 为导热系数 p 为压力
 S 为动量方程的广义源项

这五个基本方程共有五个参变量：三个方向速度分量 u 、 v 、 w ，以及压力 p 和温度 T 。五个方程中的五个参变量是相互耦合的。主要表现为：速度-压力耦合、温度-速度耦合。

通常为了便于对各控制方程进行分析，现建立各基本控制方程的通用形式。比较式(3-1)-(3-5)可以看出，尽管这些方程中因变量各不相同，但它们均反映了单位时间单位体积内物理量的守恒性质。如果用 ϕ 表示通用变量，则上述各控制方程可以表示成以下通用形式：

$$\frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \phi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \phi)}{\partial z} = \Gamma_{\phi} \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} \right) + S_{\phi} \quad (3-6)$$

其中： ϕ 是通用变量，可以是 u, v, w, T

Γ_{ϕ} 是广义扩散系数 S_{ϕ} 为源项

式(3-1)——(3-5)与式(3-6)中各项的对应关系，如表 3.1 所示：

表 3.1 通用控制方程中各符号的具体形式

		ϕ	Γ_{ϕ}	S_{ϕ}
连续方程		1	0	0
动量方程	x 方向	u	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x} + S_x$
	y 方向	v	μ	$-\frac{\partial p}{\partial y} + S_y$
	z 方向	w	μ	$-\frac{\partial p}{\partial z} + S_z$
能量方程		T	k	S_T

对于上面所列的偏微分方程组，在工程应用多采用数值计算方法进行求解。而采用直接求法十分困难，其主要的难点就在于 Navier-Stokes 方程是非线性的。常用的数值解法有：有限差分法、有限元法、边界元法和有限分析法，这些方

法都是将求解区域分成子区域,在子区域中得到离散的线性代数方程,从而将连续性问题转化离散问题,把偏微分方程转变成代数方程进行求解。各种方法差异的实质在于所建立的中心点与周围点之间的关系不同。

本文采用有限元法进行求解,它是将一个连续求解域任意分成适当形状的许多微小单元,并于各小单元分片构造插值函数,然后根据极值原理(变分或加权余量法),将问题的控制方程转化为所有单元上的有限元方程,把总体的极值作为各单元极值之和,即将局部单元总体合成,形成嵌入了指定边界条件的代数方程组,求解该方程组就得到各节点上待求的函数值。

3.2 换热器翅片几何模型

由于换热面的结构尺寸是决定换热器性能的关键^[43],因此,为了简化计算,选取几个典型单元通道进行数值计算。图 3-1 为锯齿形板翅式换热器流道几何模型,该模型主要包括三部分,即进口区域、计算区域和出口区域。其中计算区域是锯齿形板翅式换热器单层通道的简化模型。本文取流道的长度和宽度为固定值, $L_w=20.4\text{mm}$, $W=12\text{mm}$ 。进口段长度为 6mm,出口段长度为 12mm。计算区域包括固体区域和流体区域两部分,图中所见的小矩形是锯齿形翅片的简化模型,为固体区域,其余部分为流体区域。引入进口区域和出口区域的目的是为了避免液体回流对计算结果的影响,为保证所采用的简化处理方法在数值计算中不致引起较大的误差,使得在出口截面上无回流,而且使出口截面离感兴趣的计算区域较远。在具体计算时不考虑进口区域和出口区域,即不考虑进口段和出口段对换热器换热性能的影响。

3.2.1 翅片及流道结构参数

本章所做的工作是假定流道的宽度 W 和长度 L_w 恒定的情况,研究翅片不同结构参数(如图 3-2 所示):翅片长 l 、翅片宽 d 、翅片间距 b 和翅片高度 h 以及不同进口流速 v 对锯齿形换热器传热性能的影响。针对不同的结构参数利用 ANSYS 有限元分析软件进行数值模拟,从而对板翅换热器的传热因子 j 、摩擦因子 f 、进出口压降和流体出口温度进行研究,以此为标准来评价不同结构参数对板翅式换热器传热性能的影响。在本章中所要研究的不同结构参数的数值选取情况如表 3.2~3.6 所示:

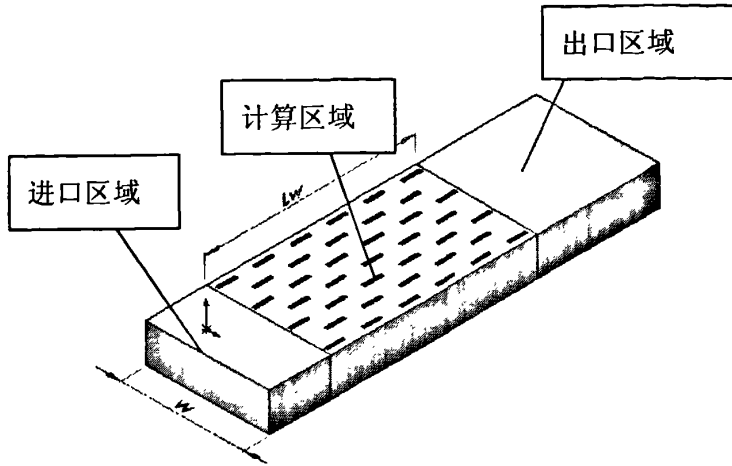


图 3-1 锯齿形板翅式换热器流道几何模型

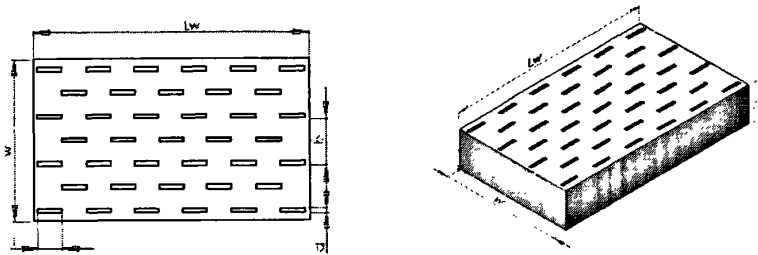


图 3-2 翅片结构参数

表 3.2 不同翅片厚度 d

参数	编 号					
	N011	N012	N013	N014	N015	N016
d (mm)	0.1	0.15	0.3	0.4	0.5	0.7

表 3.3 不同翅片长度 l

参数	编 号					
	N021	N022	N023	N024	N025	N026
l (mm)	0.6	0.8	1.2	1.8	2.2	2.4

表 3.4 不同翅片高度 h

参数	编 号					
	N031	N032	N033	N034	N035	N036
h (mm)	2.4	3.8	5.1	6.35	8.9	10

表 3.5 不同翅片间距 b

参数	编 号					
	N041	N042	N043	N044	N045	N046
b (mm)	1.2	1.4	1.7	2.4	3.5	4.2

表 3.6 不同流体进口速度 v (负号表示与坐标轴方向相反)

参数	编 号					
	N051	N052	N053	N054	N055	N056
v (m/s)	-0.1	-0.3	-0.7	-0.9	-1.0	-1.2

对表 3.2 至 3.6 的两点说明:

·参考数据: v 为 0.7m/s, d 为 0.3mm, l 为 1.8mm, h 为 3.8mm, b 为 3.5mm。之所以把这组数据称为参考数据, 是因为表中的各结构参数, 在进行数值模拟计算时, 都是以假定其它结构参数为参考数据为前提。例如表 3.2 是研究不同翅片厚度对换热性能的影响, 在计算这组数据时, 是假定 $v=0.7\text{m/s}$, $b=0.3\text{mm}$, $l=1.8\text{mm}$, $h=3.8\text{mm}$, 在此基础上 d 取表中的不同数值参与计算。

·表 3.2、表 3.4 和表 3.5 中数据的选择是以中国、美国和英国等国家研究的锯齿形翅片的结构尺寸数据为依据。而表 3.6 中流体速度的选择则是按《《中华人民共和国机械行业标准》内燃机油冷却器冷却性能试验方法》中规定流速为 0.1~1.2m/s, 本文在此范围内随机选取了 6 组数据。由于各文献中都没有具体说明翅片的具体长度, 所以表 3.3 中的数据是根据实物, 根据实验经验选取的一组数据。

3.2.2 网格划分

如前所述, 该几何模型主要包括三个部分: 进口区域、计算区域和出口区域。对于有限元分析, 网格划分是其中关键的一步, 网格划分的好坏直接影响到数值计算的精度和速度。在 ANSYS 中体网格划分方法有三种: 自由网格划分、

映射网格划分和扫略(sweep)网格划分。通常为了提高计算精度和减少计算时间,应首先考虑对适合于扫略和映射网格划分的区域先划分。

本文选取的单元类型为 FLUID142,利用扫略(sweep)网格划分和自由网格划分两种的网格划分方法。具体的说,进口区域和出口区域采用扫略网格划分,计算区域由于结构较复杂,属于不规则几何体,采用自由网格划分。在网格划分中坚持一个总的原则:在靠近壁面和进出口以及靠近翅片的区域网格划分得比其它地方的密集,这主要是为了使计算结果能很好的反应翅片、壁面和进出口区域对流体计算的影响,从而提高计算的精度,减小模型简化误差。计算区域和进出口区域网格划分的结果分别如图 3-3 和图 3-4 所示。需要指出的是,计算区域和进出口区域在网格划分之前,采用 ANSYS 中的粘接(glue)技术,将这三个体区域的共用面粘接在一起,使三个区域连成一个连续的区域。

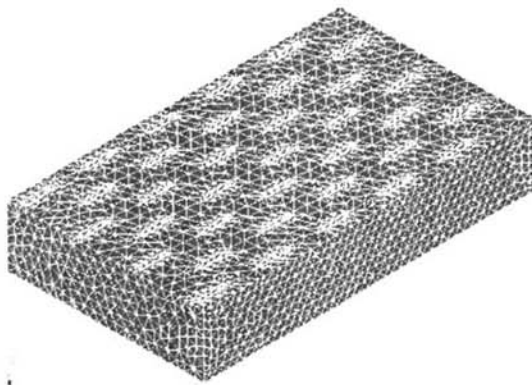


图 3-3 计算区域的网格划分

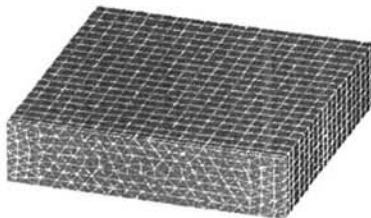


图 3-4 进出口区域网格划分

3.2.3 计算条件的约定和假设

由于流体在流道中的流动是十分复杂的，因此为了便于分析，对流道中的流体做如下假设：

- 流体选择 14#润滑油，由于选取通道长度较小，工作介质在工作过程中变化很小，这意味着机油换热器中的工作介质为典型的不可压缩粘性流体。并假设流体在任何工况下物性参数不变。其物性参数为：比热容为 $2.227\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ，密度为 $851.9(\text{kg}/\text{m}^3)$ ，导热系数为 $0.1424\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，运动粘度为 $18.3\text{e-}6\text{m}^2/\text{s}$ 。

- 换热器的翅片和固体壁面为绝对刚体，即不考虑流体流经翅片和壁面时的变形情况。这一假设忽略了形成流道的固体壁面和工作介质之间的形变耦合。只考虑固体区域的热传导，流体域的流动与传热，不考虑固体变形对流体流动产生的影响。

- 流体流动为三维稳态传热，且忽略辐射散热的影响。

- 无内热源，对于大多数热交换器，相对于由于内外流体引起的温降，由于壁面引起的温降微不足道，因此翅片间的导热忽略不计。

- 流体为单流程流动。

3.2.4 边界条件

如图 3-5 所示，对几何模型各边界条件规定如下：

- 上、下边界：速度无滑移条件 $u=v=w=0$ (u 、 v 、 w 分别代表 x 、 y 、 z 方向的分速度)，热边界条件为恒热流边界条件，热流密度为 $-10000\text{W}/\text{m}^2$ ，负号表示热流流向是由模型内向外。因为本文主要研究板翅式换热器对润滑油的冷却效果，即研究的流体(润滑油)为热流体。

- 左边界：也是流动进口边界，它的边界条件为进口流体恒温，温度为 95°C ，进口速度边界条件 $v=u=0$ ， w 值取表 3.6 中的数值。

- 右边界：也即注动出口边界，它的边界条件为相对压力为 0。此压力值为相对标准大气压的相对压力。

- 前、后边界条件：出即壁面边界条件，它的边界条件为无滑移边界。

- 其余翅片壁面的边界条件为速度无滑移边界。

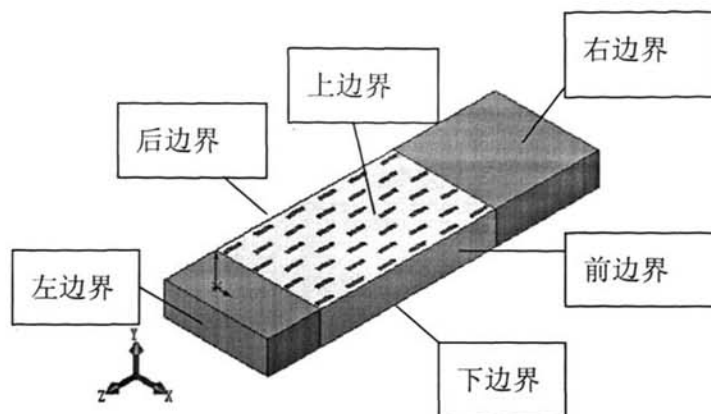


图 3-5 几何模型边界条件

3.2.5 数值计算中的相关控制条件

流场计算的基本过程是在空间上用各种方法将计算域离散成许多小的单元，在每个单元上对离散后的控制方程进行求解。流场计算的本质就是对离散后的控制方程组的求解。因而设定正确的控制条件对计算的精度和时间也至关重要。如迭代次数，如果选得太小，可能各变量还未达收敛计算便已经结束，得到的结果与实值可能相差悬殊；如果迭代次数设置得太多，计算时间漫长，又将浪费很多时间和精力。下面就本文计算中的一些基本控制条件加以说明：

·迭代次数：本文计算中选取的迭代次数为 400，通过观察各步迭代残差曲线图(如图 3-6 所示)，结果表明收敛情况较好。

·各变量控制残差取缺省设置，速度取 10^{-2} ，压力和温度取 10^{-8} 。因为这个数值已能取得较精确的结果，对一般的计算均能满足所要精度。

·为使计算稳定选取动量方程惯性修正松弛系数取 0.5。

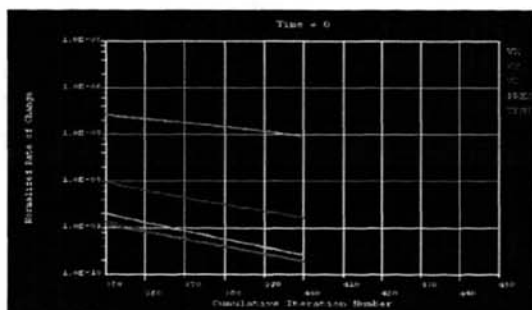


图 3-6 迭代残差曲线图

3.3 计算结果及分析

3.3.1 截面结果分析

对于各种结构参数的翅片，虽然由于结构参数不同，各点温度、压力分布不一样，但是总体上看，它们的分布趋势是一致的，因此，在这里只针对编号 NO11 型翅片进行分析。如图 3-7、图 3-8 所示。

由图 3-7 可知，在进口区域和出口区域的温度几乎不变，这是由于加入进口区域和出口区域的目的是为了减小回流对计算结果的影响，它不属于计算区域，在数值计算的热计算中没有热边界条件，即在进口区域和出口区域不考虑热交换的影响，故在进出口段，温度几乎保持不变，这是合理的。而在计算区域，即带有翅片的通道，由于翅片的扰流作用，并且增加了传热面积，与外界有恒定热量交换(恒热流)，所以沿着流道，温度逐渐降低，大概呈梯状递减，与翅片走向相符。

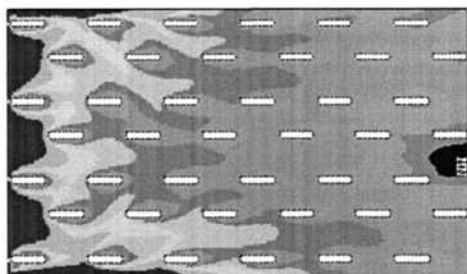


图 3-7 编号 NO11 型翅片温度分布云图

图 3-8 为编号 NO11 型翅片的压力分布云图，从图中可以明显的看到，从油进口到出口处，压力呈明显的阶梯状递减，与翅片走向相符。在出口段，压力几乎不变，这与前面所述温度不变的道理是一样的。然而，在进口段处，压力却发生了微小的变化，这可能是由于在进口处，流体还没有达到充分发展，各处的流体性能不完全一致所导致的。

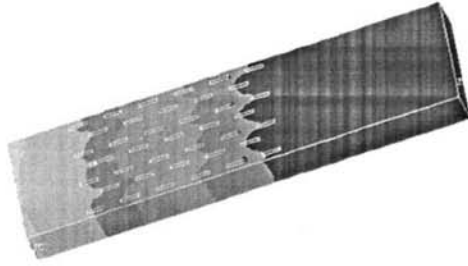


图 3-8 编号 N011 型翅片压力分布云图

3.3.2 计算范例

在这里仍然选取编号 NO13 型翅片进行计算,其余各编号翅片的计算方法类似,仅给出最后计算结果。

原始数据说明:

计算过程中涉及到的参数主要有:流体的物性参数,在这里我们假定各物性参数恒定,不随温度变化:密度 $\rho=851.9\text{kg/m}^3$,比热容 $C_{p0}=2.227\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{k})$,运动粘度 $\nu=18.3\text{e-}6\text{m}^2/\text{s}$,导热系数 $\lambda=0.1424\text{W}/(\text{m}\cdot\text{k})$;流体平均速度 u_m 选取单元平均速度,由 ANSYS 软件可得此编号翅片下的 $u_m=0.5687\text{m/s}$;压力差 Δp ,即流体在计算区域间的压力损失,由图 3-8 知在进口区域有压力降,必须排除进口区域压力降对计算结果的影响,因此 Δp 取计算区域进出口的平均压力差,对此编号翅片有 $\Delta p=15.825\text{pa}$ 。

1) 通道传热面积 F_0 :

由文献[41]有

$$F_0 = \frac{2(x+y)L_w W}{b}$$

式中: x 为翅片内距,有 $x=b-d=3.2\text{mm}$ (b 为翅片间距, d 为翅片厚度);

y 为翅片内高,有 $y=h-d=3.5\text{mm}$ (h 为翅片高度);

L_w 为翅片有效长度;

W 为翅片有效宽度。

所以

$$F_0 = \frac{2 \times (3.2 + 3.5) \times 10^{-3} \times 12 \times 10^{-3} \times 20.4 \times 10^{-3}}{3.5 \times 10^{-3}} = 937.234 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

2) 机油总传热量 Q_0 :

由前面 3.2.4 的边界条件假设中知道热边界条件为恒热流边界条件, 热流密度为 -10000W/m^2 (负号表示热量流动方向由内向外)。所以机油总传热量为:

$$Q_0 = 10000 F_0 = 10000 \times 937.234 \times 10^{-6} \text{W} = 9.37 \text{W}$$

3) 机油体积流量 V_0 重量流量 G_0

由式(2-25)有:

$$V_0 = 3600 v_0 f_0$$

式中 f_0 为通道面积, 由文献[25]有:

$$f_0 = \frac{xyL_w^2}{b} = \frac{3.2 \times 10^{-3} \times 3.5 \times 10^{-3} \times (12 \times 10^{-3})^2}{3.5 \times 10^{-3}} = 460.8 \times 10^{-9} \text{m}^2$$

故

$$V_0 = 3600 \times 0.7 \times 460.8 \times 10^{-9} = 1.16 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{h}$$

又由式(2-26)有:

$$G_0 = V_0 \rho = 1.16 \times 10^{-3} \times 851.9 = 0.989 \text{kg/h}$$

4) 机油出口温度 t_{02}

由式(2-24)有

$$Q_0 = \frac{1000}{3600} G_0 c_{p0} (t_{01} - t_{02})$$

其中 t_{01} 为计算区域入口处的温度, 在此取入口面上的平均温度, 由 ANSYS 可直接获得, 有 $t_{01} = 92.397^\circ\text{C}$, $t_0 = 70.46^\circ\text{C}$, 故有:

$$9.37 = \frac{1000}{3600} \times 0.989 \times 2.227 \times (92.397 - t_{02})$$

由上式可求得

$$t_{02} = 77.08^\circ\text{C}$$

5) 翅片当量直径 D_e

由式(2-36a)有:

$$D_e = \frac{2xy}{x+y} = \frac{2 \times 3.2 \times 10^{-3} \times 3.5 \times 10^{-3}}{(3.2+3.5) \times 10^{-3}} = 3.34 \times 10^{-3} \text{ m}$$

6) 雷诺数 Re

由式(2-59)得:

$$Re = \frac{u_m \cdot D_e}{\nu} = \frac{0.5687 \times 3.34 \times 10^{-3}}{18.3 \times 10^{-6}} = 103.8$$

7) 摩擦因子 f

由式(2-63)得摩擦因子为:

$$f = \frac{\Delta p D_e}{2l \rho u_m^2} = \frac{15.825 \times 3.34 \times 10^{-3}}{2 \times 1.8 \times 10^{-3} \times 851.9 \times 0.5687^2} = 0.05329$$

8) 传热系数 h_0

由式(2-26a)有:

$$h_0 = \frac{Q_0}{F_0 \Delta t_m}, \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$$

由于对物理模型进行简化,水侧与油侧之间的热交换简化为恒热流边界条件,因此, Δt_m 以计算区域油进出口平均温差来表示。有:

$$\Delta t_m = \frac{t_{01} + t_{02}}{2} = \frac{92.397 + 77.08}{2} = 84.29 \text{ } ^\circ\text{C}$$

所以

$$h_0 = \frac{9.37}{937.234 \times 10^{-6} \times 84.29} = 118$$

9) 努塞尔数 Nu

由式(2-58)有:

$$Nu = \frac{h_0 D_e}{\lambda} = \frac{118 \times 3.34 \times 10^{-3}}{0.1424} = 2.767$$

10) 传热因子 j

由式(2-61)得:

$$j = \frac{Nu \cdot Pr^{-1/3}}{Re} = \frac{2.767}{103.8 \times 244^{1/3}} = 0.00427$$

3.3.3 机油换热器几何模型验证

按 3.3.2 节所示的方法, 可以计算得不同翅片结构参数的出口理论温度 t_{02} , 通过 ANSYS 模拟分析软件, 又可得到计算区域出口的数值温度, 即实际温度 t_0 。为了说明机油换热器几何模型的正确性, 在此选取不同翅片厚度下的理论计算出口温度和数值模拟温度进行比较, 以此证明该模型在分析过程中的可行性。现在同一坐标轴下, 将不同厚度参数下的 t_{02} 、 t_0 绘成图表:

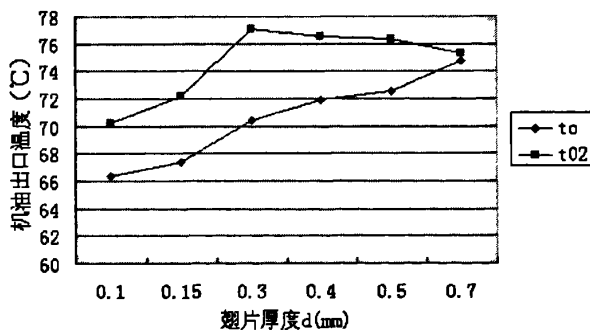


图 3-9 机油出口理论温度 t_{02} 与实际温度 t_0 比较

如图 3-9 所示, 很明显, 简化后的模型不能非常精确的再现实际复杂的换热器的行为, 然而, 却可以再现复杂换热器的行为趋势。而且由图可知, 实际温度对理论温度的最大偏差为 8.59%, 最小偏差为 0.77%, 存在偏差的原因可能有:

·在计算理论出口温度 t_{02} 时, 考虑加入进口段对温度的影响, 所以在计算时, 各计算区域进口流体温度不尽相同, 略有偏差, 这可能是造成偏差的主要原因。

·在计算中选取的进口温度是以进口面的单元平均温度代替, 因而计算出来的理论温度可能存在误差; 而且对于模拟数值解 t_0 , 也是选取计算区域出口面处

的温度作为实际的数值温度，这也可能使数值温度 t_0 存在一定误差。以上两方面的存在，也可能是 t_{02} 和 t_0 存在偏差的原因。

由以上分析可知，虽然理论温度与实际温度存在偏差，偏差范围为 0.77%~8.59%，可见偏差较小，可以较好的再现换热器的行为趋势，因此用这个几何模型来模拟锯齿形板翅式换热器是可行的。

3.3.4 不同结构参数换热器结果分析

图 3-10 为翅片厚度变化对摩擦因子和传热因子的影响曲线图，由图可知摩擦因子 f 随翅片厚度的增加，逐渐增大。而传热因子随翅片厚度变化较小，这是因为随着翅片厚度增加，翅片对流体的扰流程度增强，换热量增加的缘故，但是压降也增加。因此翅片厚度对摩擦因子 f 的影响较明显，在对功耗有限的优化设计中，必须充分考虑翅片厚度的影响。

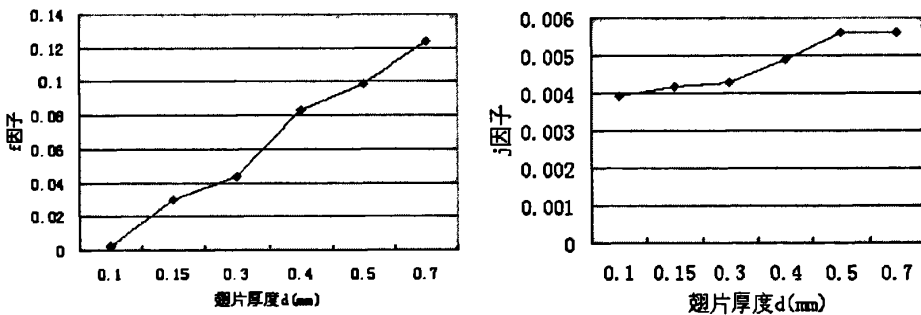


图 3-10 翅片厚度与摩擦因子 f 、传热因子 j 的关系

图 3-11 是摩擦因子 f 与传热因子 j 随翅片长度的变化曲线图。由图可知，摩擦因子 f 和传热因子 j 随翅片长度增加而减小，这与 Joshi 和 Webb^[44] 指出的锯齿翅片的切开长度越短，传热性能越好，但压降也增加相符合。由图 3-11 可知翅片长度为 0.6mm 时传热效果最好，但时压降也最大。

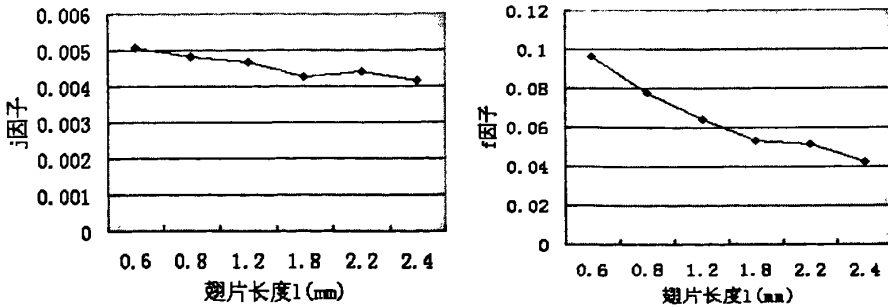


图 3-11 翅片长度 l 与摩擦因子 f、传热因子 j 的关系

图 3-12 为摩擦因子 f 和传热因子 j 随翅片高度 h 的变化关系曲线图, 由图可知传热因子 j 随翅片高度 h 的增加逐渐减小, 但摩擦因子 f 随 h 变化不均匀, 随

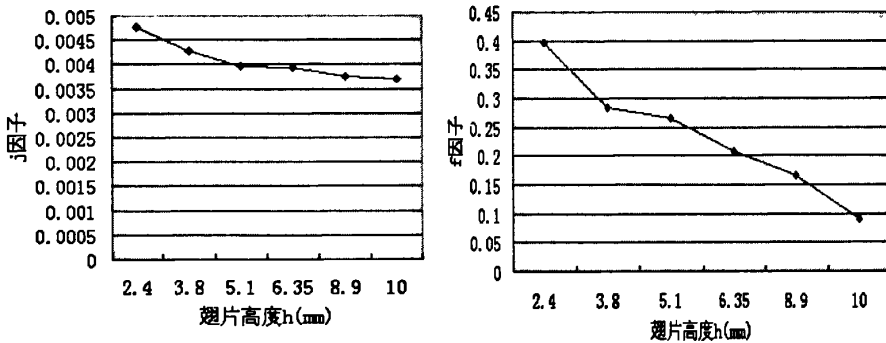


图 3-12 翅片高度 h 与摩擦因子 f、传热因子 j 的关系

着翅片高度的增加, 起初 f 随翅片高度的增加减小幅度较大, 当高度大于 3.8mm 后, 摩擦因子减小幅度略有减小, 但翅片高度超过 5.1mm 后, 摩擦因子又以较大幅度减小。因此, 在其它结构参数不变的前提下, 翅片高度越小换热器的传热性能越好, 但在实际设计时, 各结构参数之间是相互联系、相互影响的, 高度的变化势必引起其余结构参数的变化。

从图 3-13 翅片间距与摩擦因子和传热因子关系曲线可知, 传热因子和摩擦因子均与翅片间距成反比, 随着翅片间距的增加, 传热因子和摩擦因子减小, 这是因为在通道长度和宽度不变时, 随着翅片间距的增加, 翅片个数减小, 传热面积减小, 二次传热面积减少, 传热量减小, 而流体的摩擦阻力也将减小的

缘故。

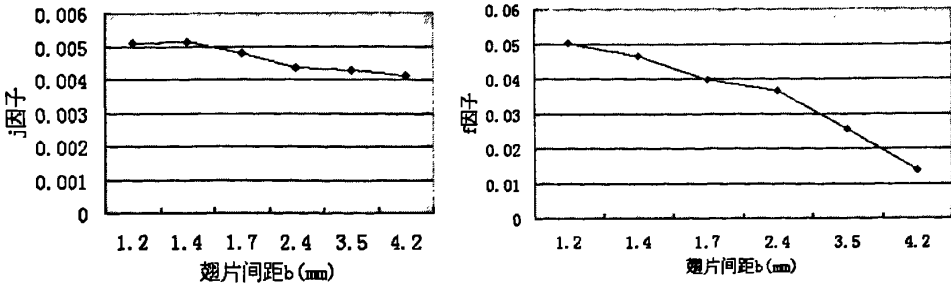


图 3-13 翅片间距 b 与摩擦因子 f、传热因子 j 的关系

图 3-14 为流体进口速度与摩擦因子 f 和传热因子 j 的关系曲线，由图可知，随着进口流速的增加，传热因子与摩擦因子逐渐增加。说明机油的流速增加，机油在翅片间的扰动加强，对流换热系数增加，换热量和传热系数增大，同时机油与翅片间摩擦力增大，导致油侧压降增大。油侧压降增大，意味着机油泵所消耗的功率增加，因此满足机油冷却器换热量的前提下，应尽量减小机油流速（机油流量）。

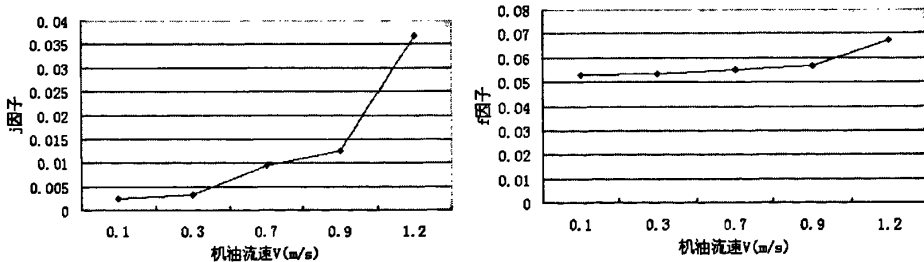


图 3-14 机油流速 v 与摩擦因子 f、传热因子 j 的关系

3.4 本章小结

本章首先建立了该研究目标的数学模型和几何模型，然后针对几何模型利用 ANSYS 模拟软件进行网格划分、边界条件施加及基于有限单元法的数值计算，在计算过程中，对该模型的计算条件进行简化和假设，使计算简单又具有针对性；同时叙述了数值计算中的一些相关控制条件，保证计算结果收敛，且

减少计算时间。

本章还将计算区域出口温度：数值计算结果与理论计算结果进行比较，验证了该模型的可行性。同时针对数值计算结果，分析了不同结构参数翅片对摩擦因子和传热因子的影响，阐述了各结构参数对换热器传热性能的影响。

第四章 板翅式机油冷却器的结构优化设计

机油冷却器是汽车发动机冷却系统中的重要部件，对发动机的动力性、经济性和可靠性有很大的影响，因此，机油冷却器的设计是冷却系统设计中的重要任务之一。而机油冷却器的传热特性、流阻特性和材料消耗量等都是结构设计的主要指标。影响各指标的因素是众多的，而且许多计算项目又是相互关联的。随着汽车工业的发展，对机油冷却器的节能、紧凑和节省材料等指标提出了越来越高的要求，因此实现对机油冷却器的优化设计已具有紧迫性。

由于在汽车冷却系统中，锯齿形板翅式机油冷却器由于其高效紧凑的优点而得到广泛的应用。在本文中主要研究该类机油冷却器的优化设计。在板翅式换热器设计过程中，重量轻，压降小，传热效率高是设计者通常追求的目标，但它们之间往往是互相矛盾、相互制约，具有不确定性，是一个多目标的问题，运用普通的优化方法难以求解，优化设计过程复杂^[35]。鉴于时间和精力的限制，本文只对单目标函数进行研究，即在满足压降范围之内，使换热器的传热效率最高。

4.1 机油换热器优化设计简介

研究中发现，机油冷却器芯体的结构尺寸对机油冷却器的性能有很大的影响。如翅片的高度、厚度、长度等，都是影响机油冷却器传热性能和流动阻力特性的重要因素。本文的目的就是通过调整机油冷却器芯体的结构尺寸获得优化设计方案。

研究发现，散热器的结构结构设计必须满足如下要求^[45]：

- 1.散热器传给水的热量应该大于发动机及传动装置所要求的散热量，以保证发动机的润滑油温度维持在安全范围之内；
- 2.散热器泵功率要尽可能的小；
- 3.在满足散热要求的条件下，散热器应具有最少的材料消耗和最小的成本
- 4.翅片的间距不宜太小，以免阻力过大或发生堵塞；

因此，设计散热器时要根据冷却系统的要求，在给定的空间容积下，求得最大散热量，同时获得尽可能小的泵耗功率；或者是在散热量和压降相同的条件下，使散热器所消耗的材料最小。可见这是一个多重目标的优化问题，对这类优化问题，通常是将其中的项指标作为目标函数，而把另外的目标加上一定的限制，使之成为设计的约束函数。

换热器占工厂设备投资的比重可高达 30~40%，而用于换热器的能量消耗，最大可占产品成本的 30~40%^[46]。换热器不仅是为满足工艺的特定需要，而且也是回收热量、节约能源的有效装置，特别是在回收余热方面也能发挥重大作用。而这种工业余热，过去称之为废热，如高温烟气，低能位物流等。能源问题已经成为当今社会所关注的极为重大的中心问题。各国都在竞相采取措施，不仅是开源，而且还要节流，变废为利，不断从热力学上分析来提高能源的有效利用率。采用一定的方法对换热器性能进行评价就显得尤其重要。不少人对此作了相当深入的研究工作^[30-33]，并针对换热优化设计方法提出不少方案。但由于优化设计目标的不确定性 & 换热器种类的多样性，换热器的优化设计目前还不完善。由于换热器的多变量、多目标性也使得优化方程的选择上遇到困难，因此不存在一个特定的最优化方法，使之能适用于不同类型的换热器，但是，如果从换热器的基本结构与流动传热特性入手，换热器的最优化设计必将迎来一个新的局面。

在进行换热器设计时，若从所有的方案中选择一个，以达到某种最优的目标，这就称为最优化，而寻求这以最优方案的方法就称为最优化方法。用它来解决问题的步骤通常分为三步：首先，根据某工程问题的特点和求解目的，建立数学模型，其中包括确定变量、列出目标函数及约束条件；其次，分析模型，选择合适的求解方法；第三，编制程序，用计算机求解。由于此类问题的复杂性，除简单问题外，一般均不可以手算。所以可以说，最优化方法本身是计算数学的内容，但必须通过计算机编程来实现。结合换热器的最优化计算应解决一系列数学问题，主要有^[34]：

- ①. 以什么样的函数形式来表示大量工艺和经济参数的关系以及约束条件。
- ②. 以什么样的数学方法，即用哪种最优化保证求得目标函数的极值及选择求多变量超越函数极值的算法。
- ③. 如何确保迭代过程的快速收敛。

4.2 机油换热器优化数学模型的建立

前面提到，对散热器而言，影响其换热性能的参数包括翅片形状、翅片材料、翅片数目 N 、长度 l 、高度 h 、翅片厚度 d 、流体介质速度 v 等。而在本文中只研究翅片结构参数对机油换热器传热性能的影响，即假定翅片形状为锯齿形翅片，翅片材料为铝合金，流体介质流速为 0.7m/s，仅取单个翅片为研究对象，即 $N=1$ 的情况。在此假设基础上，研究在机油换热器压降小于允许压降 100pa

的情况下，使换热量达到最大值，即使平均温度最低。本文选取翅片长度 l 、翅片高度 h 、翅片厚度 d 为设计变量；以压降为状态变量，

因此，该换热器的最优化目标函数为：

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Min } f(X) \\ X = [x_1, x_2, x_3] = [l, h, d] \\ \text{s.t. } 0.6\text{mm} \leq l \leq 2.4\text{mm} \\ \quad 2.4\text{mm} \leq h \leq 10\text{mm} \\ \quad 0.1\text{mm} \leq d \leq 0.7\text{mm} \\ \quad \Delta p \leq 100\text{pa} \end{array} \right.$$

4.3 ANSYS 优化方法介绍

在 ANSYS 软件中有两种基本优化方法：设计优化和拓扑优化^[35]。

• 设计优化：该方法完全依靠 APDL 语言运作，且有独自模块，设计优化主要考虑用户定义的控制条件、限制条件或使用标准优化方法的 APDL 参数化函数。

• 拓扑优化：是一种形状化方式。它的目标是在给定限制条件如体积减小）使客观准则（如整体刚度、固有频率等）取得最大或最小值时，使材料得到最充分的利用。

最优化模块是 ANSYS 不可缺少的一部分，它用来确定最优化设计，这个最优设计是前面所定义类型中最好的方案，在进行优化设计时，ANSYS 优化原则使用三种类型的变量来定义优化程序，即设计变量、状态变量和目标函数。这些参数在 APDL 语言中均以标量的形式出现。APDL 语言是优化设计中不可缺少的一部分。在本文中，主要动用该模块来完成机油换热器的结构优化设计目的。

ANSYS 优化程序提供了一系列方法和工具，使设计以各种方式尝试满足前面所述的数学模型。ANSYS 各种优化方法使目标函数达到最小值，另一方面，设计工具并没有直接对目标函数最小值处理，使用这些工具只是提供了解设计域和独立变量行为的一种方式。主要方法和工具主要有：单循环分析工具、随机工具、扫略工具、阶乘工具、梯度工具、一阶优化方法和子问题近似值法等。在本文中主要运用一阶优化方法进行优化设计。

4.4 优化设计命令流

该机油换热器优化设计主要是运用 ANSYS 软件中的优化设计模块进行设计的，其设计过程包括几何建模、加载、计算及优化等环节，其部分优化设计 APDL 语言命令流如下：

```
/prep7
et, 1, 142
mp, dens,, 851.9
mp, c,, 2.227e3
mp, visc,, 18.3e-6
mp, kxx,, 0.1424
d=0.3e-3
b1=3.5e-3
w=12e-3
lw=20.4e-3
b2=2.4e-3
l=2.4e-3
h=3.8e-3
v=0.7
t1=(w-d-3*b1)/2
t2=0.6e-3
n1=4
n2=4
save
block, 0, w, 0, h, 0, lw
block, t1, t1+d, 0, h, t2, t2+l
vgen, n1, 2,, b1
block, t1+b1/2, t1+b1/2+d, 0, h, t2+b2, t2+b2+l
vgen, n1-1, 6,, b1
vgen, n2, 2, 5, 1,, 2*b2
vgen, n2, 6, 8, 1,, 2*b2
num=0
num1=1
```

```

num2=2
num3=28
save
*do, num, 2, 29, 1
*if, num, eq, 2, then
vsbv, num1, num2
*else
vsbv, num3, num1
num3=num3-1
*endif
nummrg, all
numcmp, all
*enddo
Save
.....
/solu
da, 2, pres, 0
da, 1, vx, 0
da, 1, vy, 0
da, 1, vz, v
da, 1, temp, 95
da, 3, vx, 0
da, 3, vy, 0
da, 3, vz, 0
da, 4, vx, 0
da, 4, vy, 0
da, 4, vz, 0
da, 117, vx, 0
da, 117, vy, 0
da, 117, vz, 0
sfa, 117,, hflux, -10000
sfa, 118,, hflux, -10000
da, 118, vx, 0

```

```

da, 118, vy, 0
da, 118, vz, 0
asel, u,, 1, 4, 1
asel, u,, 117, 118
da, all, temp, 85
allsel
save
fldata8, nomi, dens, 851.9
fldata8, nomi, visc, 18.3e-6
fldata8, nomi, cond, 0.1424
fldata8, nomi, spht, 2.227e3
fldata1, solu, temp, t
fldata1, iter, exec, 50
fldata2, iter, exec, 50
fldata2, iter, appe, 20
fldata2, iter, over, 20
fldata34, mir, mome, 0.5
fldata34, mir, temp, 0.5
save
solve
finish
save
/post1
set, last
etable, epres, pres
ssum
*get, ptot, ssum, item, epres
etable, etemp, temp
ssum
*get, ttot, ssum,, item, etemp
ptot=abs(ptot)
ttot=abs(ttot)
save

```

```

lgwrite, plate20_opt, lgw
finish
/opt
opanl, plate20_opt, lgw
opvar, l, dv, 0.6e-3, 2.4e-3
opvar, h, dv, 2.4e-3, .10e-3
opvar, d, dv, 0.1e-3, 0.7e-3
opvar, ptot, sv,, 1e24
opsave, plate20_var, opt
opvar, ttot, obj,, 1
save
optype, firs
opfrst, 10
opexe
fini

```

4.5 优化设计结果分析

根据设计变量及状态变量的变化范围,运用一阶方法对目标函数进行优化,优化循环控制条件设为优化迭代次数为 10,每一次循环迭代对应一组优化数据,其各迭代系列结果如表 4.1 所示。由表可知,系列 6 的计算结果的油输出温度最低,这说明在各设计变量的允许范围内, l 取 1.43634mm、 h 取 2.4312mm、 d 取 0.55478mm 时设计出来的机油换热器的传热效果最好。

从表 4.1 可见,翅片高度对出口机油油温的影响最大,而且随着翅片高度的增加,机油出口的温度并不像图 3-12 所示呈单调性,而是随着翅片长度、高度、厚度的变化而变化,因此再一次证明了,在机油冷却器设计时不能单独考虑单个结构参数的影响,而应综合考虑各结构参数之间的相互制约、相互联系的关系。而且在表 4.1 中,我们发现,第 6 组和第 9 组优化后的出口油温相差不多,但是第 9 组的压降明显低于第 6 组,对于需要充分考虑能耗方面,是有利的。但是第 9 组的翅片高度比第 6 组的大得多,这可能使得机油冷却器占用的空间变大,因此在选择结构参数时,必须看具体情况而定,再最后确定是否选择第 6 组还是第 9 组结构参数。

表 4.1 优化设计结果系列

	翅片长度 $l(mm)$	翅片高度 $h(mm)$	翅片厚度 $d(mm)$	沿程压降 $\Delta p(pa)$	出口机油温度 $t_0(^{\circ}C)$
1	1.8000	3.8000	0.30000	18.410	73.890
2	0.68765	5.2469	0.34278	20.784	81.143
3	1.3673	8.8896	0.45372	30.742	78.446
4	1.5826	10.000	0.63210	19.273	70.456
5	0.97347	9.8765	0.70000	9.5254	80.367
6	1.43634	2.4312	0.55478	46.175	65.372
7	1.7966	4.8673	0.21490	92.523	71.763
8	0.64234	5.2438	0.13876	54.917	73.190
9	1.2732	7.3003	0.59302	16.047	65.697
10	2.2243	2.4785	0.24670	91.983	70.840

4.6 本章小结

本章首先介绍了机油换热器优化设计的基本情况及必要性，接着建立了机油换热器优化设计的数学模型，选取翅片的长度、高度和厚度作为设计变量，机油进出口处的压差作为状态变量，以机油出口温度作为优化目标函数；最后运用 ansys 软件运用 APDL 语言编程求得机油换热器的最优方案。

第五章 结论

本文对紧凑的板翅式机油换热器做了一定的假设，建立了数值计算的数学模型，并对其进行数学模拟，得到了该结构板翅式换热器在不同的结构尺寸下的温度场和速度场，并分析不同结构参数及加载条件对板翅式机油换热器传热性能及压降的影响，并绘制了各结构参数对摩擦因子和传热因子的变化曲线图，并建立了以出口机油温度最小的目标函数，对翅片结构的几何参数进行了优化分析，论文的研究成果及主要结论如下：

1.对研究对象进行假设，并划分网格，运用有限单元法对其进行了数值模拟计算，得到了不同结构翅片周围空气的温度和压力分布图，根据已生产应用的系列锯齿形翅片的不同结构尺寸，选取各结构参数的若干数值，分析比较了不同结构参数的翅片对摩擦因子和传热因子的影响情况；同时也为后面优化设计中设计变量变化范围的确定提供了依据。

2.数值计算中采用标准双方程湍流模型，速度压力耦合算法，离散格式动量方程的对流项选用 SUPG 法、湍流方程的对流项选用 MSU 法。上述方法在计算中很好的满足了稳定性和经济性，该方法具有一定的通用性。

3.根据经验选取不同结构参数的计算数值系列，并对结构参数不同数值板翅式锯齿形机油换热器的传热性能进行设计计算，并将设计计算结果与数值计算结果进行比较，设计计算与数值计算结果基本吻合，最大偏差为 8.59%，而验证了几何模型的可行性。

4.建立了机油换热器优化设计数学模型，以翅片长度、高度和厚度为设计变量，沿程压降（即进出口压差）为状态变量，以出口机油温度最低为目标函数，利用 ANSYS 的优化模块，编写 APDL 程序，得出了机油换热器优化设计的结果，翅片长度约为 1.4mm，翅片高度约为 2.4mm，翅片厚度约为 0.55mm，由此组结构参数所设计出的翅片，机油冷却器的传热效果最好。

本文的不足之处在于：

1.由于条件限制，所研究的结果没有得到实验验证。在条件允许时希望将实验和理论分析相结合，对设计结果进行修正；

2.在做数值计算时假定流体为不可压缩流体，且在任何工况下物性参数不变；不考虑流体流经翅片和壁面时的变形情况，忽略了辐射散热的影响，这些假设均是为了方便于计算，这些假设使理论设计结果与数值计算结果的偏差增大；

3.在优化设计时,取出口温度最小为目标函数,所得结果虽然出口温度最低,但同时机油沿程压降也较大,因而所得的结果只是针对传热量最大,所设计出的翅片仍未能解决能耗问题,在今后的研究中有望以沿程压降最低和出口机油温度最低为双目标函数,进行优化;

4.在优化设计中,所选择的设计变量为翅片高度 h 、翅片长度 l 和翅片厚度 d ,在优化中假定翅片间距不变,而在实际中该间距是有可能发生变化的,因此在今后设计中可以将翅片间距 b 也选为设计变量;

5.本文只研究了单层流道的换热性能,外侧流体对传热性能的影响只简单化为恒定的热流量,各点的传递热量大小相等,而实际在液体流动过程中,各点的热量传递是不均匀的;

6.在文中,翅片各结构参数的变化范围是根据中、英、美等国家已经生产制造出来的翅片系列来定的,对于在今后的研究中有望于将结构参数的研究范围进一步扩展。

7.在结构优化时,所选定的工况参数是单一的,比如油流速选择 0.7m/s ,如果工况改变之后的优化结果是否相同,有待于验证,因此,在后续研究中,有望多选择几组工况参数进行比较。

参考文献

- [1] 王松汉. 板翅式换热器. 北京. 化学工业出版社: 1984. 1-10
- [2] 赵永辉. 翅柱型机油换热器传热与流动的数值模拟研究: [硕士学位论文]. 武汉: 武汉理工大学, 2006
- [3] T. Kuppan 著, 钱颂文等译. 换热器设计手册. 北京. 中国石化出版社. 2004
- [4] 张哲, 厉彦忠, 田津津. CFD 技术在板翅式换热器设计中的应用. 低温与超导, 2002. 30(3): 42-45
- [5] 陶文铨. 数值传热学. 西安. 西安交通大学出版社: 2001
- [6] 甄永杰. 散热器热特性数值分析及优化设计: [硕士学位论文]. 天津: 天津大学, 2005
- [7] 金瑶瑶. 竖直翅片管自然对流传热特性研究: [硕士学位论文]. 山东. 山东大学, 2007
- [8] A.Bar-Cohen, W.M.Rohensow. Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural Convection Cooled, Parallel Plates. Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, 1984.106:116-123
- [9] J.Richard Culham, M.Michael Yovanovich, Seri Lee. Thermal modeling of Isothermal Cuboids and Rectangular Heat Sinks Cooled by Natural Convection. IEEE Transaction on Components, Packaging and Manufacturing Technology, PartA,1995.18:559-566
- [10] R.Karvinen. Natural and Forced Convection Heat Transfer from a Plate Fin. Int.J.Heat Mass Transfer, 1981.24:881-885
- [11] R.Karvinen. Efficiency of Straight Fins Cooled by Natural or Forced Convection. Int.J.Heat Mass Transfer, 1983.26:635-838
- [12] Ronald L.Linton, Dereje Agonafer. Coarse and Detailed CFD Modeling of a Finned Heat Sink. IEEE Transaction on Components, Packaging and Manufacturing Technology, Part A, 1995.18:517-521
- [13] T.D.Yuan. Computational Modeling of Flow Bypass Effects on Straight Fin Heat Sink in Rectangular Duct. Twelfth IEEE SEMI-THERM Symposium,1996:164~168
- [14] Hideo Jwasaki, Massaru Ishizuka. Forced Convection Air Cooling Characteristics of Plate Fins for Notebook Personal Computers. Inter Society Conference on Thermal Phenomena,2000:21~26
- [15] 郭丽华, 覃峰, 陈江平, 等. 板翅式机油冷却器的性能仿真与优化. 上海交通大学学报, 2006. 40(2): 311-315
- [16] 李媛, 凌祥. 板翅式换热器翅片表面性能的三维数值模拟. 石油机械, 2006. 34(7): 10-14
- [17] 彭锋, 徐之平, 王珏, 等. 板翅式回热器传热性能的试验研究. 动力工程, 2005. 25(5): 716-718
- [18] 王迎新, 武占华, 李世奇, 等. 板翅式机油冷却器传热性能和阻力特性的实验. 大连海事大学学报, 2006. 32(2): 130-132
- [19] 王敬, 张力, 兰小平. 不同错开位置锯齿翅片热力特性的三维仿真. 计算机仿真,

2005. 22(4): 294-297
- [20] 秦萌, 陈江平, 陈芝久. 车用发动机机油冷却器流动的数值模拟研究. 车用发动机, 2004. 3: 23-25
- [21] 张战, 魏琪, 候海焱. 错列翅片换热器表面换热及阻力特性数值研究. 江苏大学学报, 2002. 23(2): 39-42
- [22] Azar, Mcleod,R..S.,Caron. Narrow Channel Heat Sink for Cooling of High Powered Electronic Component. Proceedings of the 8th Annual IEEE Semi-Thermal symposium, 1992.12-19
- [23] Sasaki, Kishimoto. Optimal Structure fro Microgroove Cooling Fin for High Power LSI Devices. Electronics Letters, 1986.20(5):1332-1334
- [24] Knight R.W., Goodling J.S., Hall D.J.. Optimal Thermal Design of Forced Convection Heat Sinks Analytical. ASME Journal of Electronic Packaging, 1991.113:313-321
- [25] Wirtz R.A., Chen W., Zhou R. Effect of Flow Bypass on the Performance of Longitudinal Fin Heat Sinks. ASME Journal of Electronic Packaging, 1994.116:206-211
- [26] Selcuk Cimalalay, Robert E. Fulton. Parameter Design of Heat Sink: Multiple Trade-offs. Proceedings of ASME Winter Annual Meeting, 1994.EEP-9:53-58
- [27] Metrol A..Optimizazation of Extruded Type External Heat Sink for Multichip Module. ASME Journal of Electronic Pakaging, 1993.115:440-444
- [28] Mansingh V., Hassur K..Thermal Analysis of a Pin Grid Array Package. Proceedings the 1993 International Electronics Pakaging Conference, 1993.1:410-419
- [29] Copeland D.. Optimization of Parallel Plate Heat Sinks for Forced Convection. Proceedings of 16th IEEE SEMI-THERM Symposium, 2000.266-272
- [30] Nagulapally M., Karimanal K.. Use of Shell Conduction Plates for Compact Models of Extruded Heat Sinks in Forced Convection Environments. Proceedings from IEEE Inter-Society Conference on Thermal Phenomena,2002.330-334
- [31] J.Richard Culham, Yuri S. Muzychka. Optimization of Plate Fin Heat Sinks Using Entropy Generation Minimization. IEEE Transaction on Component and Packaging Technologies, 2001.24(2):159-165
- [32] A.Bejan. Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow. New York: Wiley, 1982
- [33] 汪艳萍, 路智敏, 刘晓霞, 等. 板翅式换热器优化设计. 内蒙古工业大学学报, 2004. 23(4): 261-264
- [34] 张亚平. 针翅式换热器的结构优化与传热性能研究: [硕士学位论文]. 西安: 西安科技大学, 2004
- [35] 丁颖, 李永生, 关琦, 等. 板翅式换热器模糊优化设计. 石油化工设备 2001. 30(2): 20-22
- [36] 韩宁, 王世萍, 谢少英. 强迫对流散热器优化设计. 计算机工程与科学, 2001. 23(4): 66-68
- [37] 苏华礼, 秦保军. 基于遗传算法的散热器优化设计. 工程设计学报, 2007. 14(1): 31-34
- [38] 王松汉. 板翅式换热器. 北京: 化学工业出版社, 1984. 41-50

- [39] 上海内燃机研究所. JB/T 5095-91. 内燃机机油冷却器传热性能试验方法. 北京: 机械工业出版社, 1991
- [40] 余建祖. 换热器原理与设计. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006. 17-19
- [41] 王松汉. 板翅式换热器. 北京. 化学工业出版社: 1984. 1-76
- [42] 姚仲鹏, 王瑞君. 传热学. 北京: 北京理工大学出版社, 2003. 270-276
- [43] 王珏, 徐之平, 彭锋. 板翅式回热器传热性能研究. 能源研究与信息, 2006. 22(1): 47-51
- [44] H M Joshi, R L Webb. Heat transfer and friction in the offset strip-fin heat exchanger[J]. Int. J. of Heat and Mass Transfer, 1987, 30(1): 69-84
- [45] 李重焕, 崔淑琴, 玄哲浩. 管带式散热器优化设计实例. 汽车研究与开发, 1995. 4: 18-19
- [46] E. U. 施林德尔编. 换热器设计手册(1~5卷). 北京: 机械工业出版社, 1988
- [47] 高青, 卓宁, 马其良. 多参数优化拟合确定换热器冷、热流体换热规律的研究. 吉林工业大学学报, 1991. 3(3): 46-50
- [48] 詹宗勉, 袁金良, 潘延龄. 评价板式换热器传热及流阻综合性能的方法. 工程热物理学报, 1992. 13(4): 400-403
- [49] 华贲, 徐天华编. 管壳式换热器及其强化传热的火用经济评价和优化. 化学工程, 1993. 21(5): 20-24
- [50] 周飏. 管翅式换热器性能及结构综合优化的热设计方法: [硕士学位论文]. 武汉: 华中科技大学, 2004
- [51] 余小玲, 冯全科, 冯健美. 高效翅柱复合型散热器的流动与散热性能研究. 西安交通大学学报, 2004. 38(11): 1114-1118
- [52] 吴恩. 紧凑式换热器的综合性能设计与优选: [硕士学位论文]. 南京: 南京工业大学, 2006

致 谢

在本学位论文完成之际，我要向所有关心和支持我的老师、同学和朋友们表示衷心的感谢！

首先，我要向我的导师柴苍修教授致以最诚挚的谢意！在我硕士研究生就读期间，柴老师不仅在学习和工作上给予我细心的指导，而且在生活上给了我无微不至的关怀。论文的写作阶段，柴老师对论文的结构安排、内容的组织等都提出了许多宝贵的修改意见。在三年的研究生学习期间，从柴老师那时不仅学到了严谨的治学态度，而且更重要的是学到了学习方法，这将使我受益终身；柴老师严谨求实的治学态度、脚踏实地的工作作风、勇于创新的研究思想和优良的个人品质，给人留下了深刻的印象，必将使我终身受益。再一次向柴老师表示衷心的感谢。

在学习期间，还得到了实验室同学的帮助，在此向他们表示感谢！
最后，我要感谢我的父母和女友，他们一直为我提供生活上的帮助，并在精神上给我极大的支持和鼓励，使我能够顺利的完成学业。