

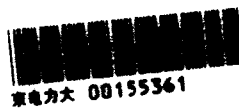
77571

TK11
443

强化传热及其工程应用

林宗虎 编著

机械工业出版社



强化传热及其工程应用

林宗虎 编著

责任编辑 周性贤

封面设计 田淑文

机械工业出版社出版 (北京阜成门外百万庄南里一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

中国农业机械出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经营

开本 787×1092 1/16·印张 15 3/4·字数 385 千字

1987年2月北京第一版·1987年2月北京第一次印刷

印数 0,001—3,030·定价 3.75 元

统一书号: 15033·6534

前 言

近廿年来, 各国的工业、节能和开发新能源有了突飞猛进的发展。工业的发展、节能以及新能源开发工作都迫切需要装备尺寸小、重量轻和容量大的换热器。这一要求只有通过采用强化传热技术增强换热器中的换热工况才能达到。例如, 有的强化传热技术可以使换热器的换热强度增强十倍以上, 从而能使换热器的尺寸和重量大为减少, 并带来显著的经济效益。因此, 研究和开发强化传热技术对于发展国民经济的重要作用是不言而喻的。

世界各主要工业国都对此进行了大量开发研究工作, 不少成果已用于工业实际, 促进了生产的发展。强化传热技术备受国际热工界的重视, 并被誉之为第二代传热技术。我国在强化传热方面也在积极进行研究工作, 并取得了一定成果。目前强化传热技术已在动力、核能、制冷、化工、石油、航空乃至火箭、航天等工业中都得到广泛的应用, 强化传热也成为现代热工技术人员的必备知识。但是至今国内外尚无一本全面阐述强化传热的专著。

本书全面系统地论述了单相流体和双相流体在大容器和管道流动时的强化传热技术。全书分十章, 以论述表面式换热器的强化传热技术为主。论述内容包括强化传热的目的、分类及其效应评价原则; 管内单相流体强制对流换热的强化; 管束中单相流体强制对流换热的强化; 管道中强制对流沸腾换热的强化; 大容器沸腾换热的强化; 管内和管外凝结换热的强化; 强化传热在动力工程中的应用; 强化传热在制冷、化工和其它工程中的应用, 以及各种强化传热技术的应用现状及展望。

书中除阐明各种强化传热技术的机理以及在各种场合下应用时的综合效应外, 也研讨了工业上采用强化传热技术时应有的综合考虑, 并示有工程应用实例。

全书采用我国法定计量单位, 书中各章末均附有参考文献, 以便于进一步查阅。

本书由浙江大学屠传经教授主审。在写作过程中, 承蒙中国科学院学部委员陈学俊教授、西安交通大学顾逢时教授、钱鸿章教授和上海锅炉厂史习仁总工程师等给予支持和鼓励。并蒙受华南工学院谭盈科教授和重庆大学辛明道教授惠寄资料, 谨在此一并表示衷心感谢。

本书主要部分曾由作者在西安交通大学能源与动力工程系研究生班上讲演过两次, 但限于作者水平, 书中谬误在所难免, 希读者给予批评指正。

林宗虎
于西安交通大学
1985年



目 录

前言

第一章 绪论	1
§ 1-1 强化传热的目的及意义	1
§ 1-2 换热器中强化传热的途径及分类	3
§ 1-3 强化传热技术的发展及现况	6
§ 1-4 强化传热技术的效应评价原则	7
参考文献	11
第二章 应用人工粗糙壁面等方法强化管内单相流体强制对流换热	12
§ 2-1 单相流体管内对流换热概述	12
§ 2-2 层流时管内强制对流换热的强化	14
§ 2-3 流动工况在过渡区时管内强制对流换热的强化	18
§ 2-4 紊流时管内强制对流换热的强化	23
§ 2-5 紊流时各种带周向凸出物管子的传热和阻力特性比较	35
§ 2-6 带周向凸出物管子紊流时 Nu 数的理论计算	38
§ 2-7 纵向冲刷环形通道时的强化传热方法	42
参考文献	44
第三章 应用流体旋转法强化单相流体管内强制对流换热	46
§ 3-1 采用插有扭带的管子以强化传热	46
§ 3-2 采用插有螺旋片的管子和螺纹槽管以强化传热	56
§ 3-3 采用插有螺旋线圈的管子和插有静态混合器的管子以强化传热	62
§ 3-4 采用螺旋内肋管及直内肋管以强化传热	66
参考文献	72
第四章 单相流体在管束中强制对流换热的强化	73
§ 4-1 单相流体冲刷光管管束时的强制对流换热概述	73
§ 4-2 单相流体管束换热的强化方法	75
§ 4-3 应用外壁周向人工粗糙度强化纵向冲刷管束的换热	76
§ 4-4 应用横纹槽管强化纵向冲刷管束的换热	78
§ 4-5 应用扩展表面强化横向冲刷管束时的换热	82
§ 4-6 扩展换热面的强化传热方法	91
§ 4-7 应用外壁人工粗糙度强化横向冲刷管束的换热	97
参考文献	98
第五章 单相流体对流换热的其它强化方法	100
§ 5-1 采用机械搅拌法强化容器中的对流换热	100
§ 5-2 应用振动方法强化单相流体对流换热	105
§ 5-3 应用静电场以强化单相流体的对流换热	114
§ 5-4 应用添加剂法、抽压法和换热面旋转法强化单相流体的对流换热	118
§ 5-5 应用合成强化传热方法强化单相流体对流换热	121
参考文献	123

第六章 大容器沸腾换热的强化传热方法	125
§ 6-1 大容器沸腾换热概述	125
§ 6-2 应用换热面表面粗糙法以强化传热	131
§ 6-3 应用换热面表面特殊处理法以强化传热	134
§ 6-4 应用扩展表面法和静电场法以强化传热	151
§ 6-5 应用添加剂及其它方法以强化传热	153
参考文献	155
第七章 管道中强制对流沸腾换热的强化传热方法	158
§ 7-1 管道中强制对流沸腾换热概述	158
§ 7-2 应用换热面表面粗糙法和表面特殊处理法以强化传热	165
§ 7-3 应用流体旋转法以强化传热	167
§ 7-4 应用扩展表面法以强化传热	176
§ 7-5 应用静电场添加剂和振动等方法强化传热	178
参考文献	180
第八章 凝结换热的强化传热方法	183
§ 8-1 凝结换热概述	183
§ 8-2 管外凝结过程的强化方法	188
§ 8-3 管内凝结过程的强化方法	199
§ 8-4 珠状凝结的形成方法	202
§ 8-5 热管及其强化传热	203
参考文献	208
第九章 强化传热在动力工程中的应用	211
§ 9-1 工程设备中采用强化传热技术应有的总体考虑	211
§ 9-2 强化传热在锅炉设备中的应用	214
§ 9-3 强化传热在凝结器、燃气轮机以及其它动力设备中的应用	224
参考文献	229
第十章 强化传热在制冷化工以及其它工程中的应用	230
✓ § 10-1 强化传热在制冷工程中的应用	230
§ 10-2 强化传热在化工工程中的应用	241
§ 10-3 强化传热在其它工程中的应用	244
§ 10-4 各种强化传热技术的应用状况及展望	245
参考文献	246

第一章 绪 论

§1-1 强化传热的目的及意义

一、强化传热对于国民经济的重要意义

工质的流动和传热在动力、核能、制冷、化工、石油乃至航空、火箭和航天等工业中是常见的。这些工业的换热设备中广泛存在着各种传热问题。以动力工业中的火力发电厂为例，蒸汽锅炉本身就是一个大型复杂换热器。燃料在炉膛中燃烧生成的热量，需要应用多种传热方式，通过炉膛受热面、对流蒸发受热面、过热器及省煤器加热工质，使工质汽化、过热成为能输往蒸汽轮机的符合要求的过热蒸汽。此外，在锅炉尾部还装有利用排出烟气加热燃烧所需空气的空气预热器。在电厂的热力系统中还装有各式给水加热器、蒸汽凝结器、燃油加热器等。在这些设备中也都存在各种各样的传热问题。

在核电厂中，以压水堆为例，核燃料在反应堆中由于核裂变产生的大量热量先传给冷却剂，冷却剂在反应堆中吸热后在蒸汽发生器中将热量传给水，使水汽化成蒸汽来转动汽轮发电机发电。在这些设备中以及在核电厂系统中装设的各种加热器、蒸汽凝结器内都存在各类传热过程。

在制冷工业中，以食品冷藏和医疗卫生事业常用的以氨为制冷剂的蒸汽压缩制冷装置为例，经过压缩机压缩后的气态氨在凝结器中被冷凝为液体。液化后的高压液氨在膨胀机或节流阀中绝热膨胀，使温度下降到远低于周围环境温度。这种低温氨流体在流经蒸发器时（布置在冷藏室中）吸热蒸发而回复到原先进入压缩机时的氨气状态。此后，再重复新的循环。在上述的以氨或其它工质为制冷剂的蒸汽压缩制冷装置中，以及其它诸如蒸汽喷射式和吸收式制冷装置中，都存在凝结器和蒸发器等换热器，因而也都存在传热问题。

在航空、火箭以及航天工业中，发动机及辅助动力装置在运行时析出的热量必须及时传出。在亚音速飞行时，航空发动机及辅助动力装置通常用空气或燃料油进行冷却。在高超音速飞行时，进入飞行器的空气，由于气动力加热，不能再用作冷却剂。此外，此时飞行器本身的机舱、仪器设备和结构部件也需要冷却。所以冷却只能靠飞行前储存好的冷却剂进行。作为冷却剂的燃料油、制冷液或水等都是通过换热器吸收各种系统中的热量的。因而现代飞行器都带有存在各种传热过程的换热器。诸如保证发动机和辅助动力装置正常运转的冷却装置、机舱冷却装置、仪表冷却装置等。在其它工业中也不难列举出许多与加热、冷却、蒸馏、供暖有关的各种传热过程。

换热器在上述各种工业中，不仅是保证工程设备正常运转的不可缺少的部件，而且在金属消耗、动力消耗和投资方面在整个工程中占有重要份额。

据统计，在热电厂中，如果将锅炉也作为换热设备，则换热器的投资约占整个电厂总投资的70%左右。在一般石油化工企业中，换热器的投资要占全部投资的40%~50%；在现代石油化工企业中约占30%~40%。

在制冷机中蒸发器的质量要占制冷机总质量的30%~40%；其动力消耗约占总值的20%~30%。在以氟利昂为制冷剂的现代水冷单机组制冷机中，蒸发器和凝结器的质量约占总质

量的70%。

由此可见，换热器的合理设计、运转和改进对于节省资金、能源、金属和空间而言是十分重要的。

近廿年来，各工业飞速发展。由于增大设备容量可以减少设备的投资和运转费，各工业部门都大力发展大容量设备。火力发电设备容量已发展到每小时发电 $120 \times 10^4 \text{kW} \cdot \text{h}$ 的水平；核能发电设备也发展到同一数量级。化工设备中的乙烯制造装置、合成氨制造装置也均发展到年产百万吨级的容量。尖端工业诸如火箭、航天等工业也都蓬勃发展。大容量设备在布置上要求提供尺寸小而容量大的换热器；航空、火箭、航天等工程设备因空间有限更需要采用尺寸小，重量轻的紧凑式换热器。

此外，由于世界上石油、天然气资源储量有限，能源短缺以及近年来出现的能源危机，各国都在进行新能源的开发工作以解决能源紧张局面。与此同时，还积极开展余热回收及节能工作。在可供开发的新能源中也存在着各种传热问题。例如，在太阳能利用中存在各种集热器、接收器的热损失问题和各种换热器的传热问题。在磁流体蒸汽联合循环发电装置中，燃料在燃烧室中燃烧而产生的高温导电气体，经喷管加速后进入发电通道。高温高速气体与磁场相互作用产生电流。自发电通道排出的排气余热可加热空气并经蒸汽发生器产生蒸汽，后者再推动蒸汽轮机发电。在这种循环中，在燃烧室、蒸汽发生器、和空气预热器等部件中都存在复杂的传热问题。在利用海洋表面海水和深层海水的温差（ $15 \sim 20^\circ\text{C}$ ）进行发电的海洋温差发电系统中，应用海洋表面温热海水在蒸发器中加热氨和氟利昂等低沸点工质产生蒸汽以推动汽轮发电机发电。自汽轮机排出的排汽再在凝结器中用深层冷海水冷凝成液体。这种系统的特点是传热温差很低，因此，蒸发器和凝结器的体积都较大，其投资、费用约占整个电厂系统总投资的50%。所以，这种发电系统成功的关键在于能否制成高传热系数的换热器。在地热利用和形式众多的余热回收装置中，传热更是必然遇到的课题。余热回收装置是离不开换热器的，而且余热换热器常在较小的传热温差下工作，通常都要求采取有效的强化传热措施，以提高传热量来减小换热器的体积和重量。

综上所述可见，研究各种传热过程的强化问题来设计新颖的紧凑式换热器，不仅是现代工业发展过程中必须解决的课题，同时也是开发新能源和开展节能工作的紧迫任务。因而研究和开发强化传热技术对于发展国民经济的意义是十分重要的。

二、强化传热的目的和任务

各种工业对于强化传热的具体要求是各不相同的。但归纳起来，应用强化传热技术总的可以达到下列任一目的：

1. 减小初设计的传热面积，以减小换热器的体积和重量。
2. 提高现有换热器的换热能力。
3. 使换热器能在较低温差下工作。
4. 减少换热器的阻力，以减少换热器的动力消耗。

上述目的和要求是相互制约的，要同时达到这些目的是不可能的。因此，在采用强化传热技术前，必须首先明确要达到的主要目的和任务，以及为达到这一主要目的所能提供的现有条件。然后通过选择比较，才能确定一种合用的强化传热技术。

由于工业中换热器的用途各不相同，换热器中管道形式众多，换热器中工质种类、物性以及工质流动时所处的 Re 数区域差别很大，因而很难定出一种适用于各种情况的强化传热技

术, 以及得出一些可确定一切强化传热技术的传热系数及阻力工况的通用计算式。一般可采用下列方法解决强化传热技术的选用问题:

1. 在给定工质温度、热负荷以及总流动阻力条件下, 先用简明方法对采用的几种强化传热技术从使换热器尺寸小、重量轻的角度进行比较。这一方法虽不全面, 但分析表明, 按此法进行比较得出的最佳强化传热技术, 一般在改用固定换热器三个主要性能参数(换热器尺寸、总阻力和热负荷)中的其它两个, 再从第三个性能参数最佳角度进行比较时也是最好的。

2. 分析需要强化传热处的工质流动结构、热负荷分布特点以及温度场分布工况, 以定出有效的强化传热技术, 使流动阻力最小而传热系数最大。

3. 比较采用强化传热技术后的换热器制造工艺问题和安全运行问题。

最后可定出适用于某一换热器工况的最佳强化传热技术。

§1-2 换热器中强化传热的途径及分类

为了讨论换热器中强化传热的途径必须先对换热器的工况作一介绍。

一、换热器的工作过程

换热器是一种能使冷热两种流体在其中进行热量交换的装置。各工业中的换热器尽管形式众多, 功用不一, 但就其工作过程而言, 可分为表面式、蓄热式和混合式三种。

在表面式换热器中, 冷热两种流体进入换热器后被壁面隔开, 互不接触。热量由热流体通过壁面传递给冷流体。这种型式的换热器应用最广, 如锅炉中的过热器、再热器、省煤器、管式空气预热器, 蒸汽轮机中的凝结器、冷油器、表面式加热器, 制冷装置中的各式表面式蒸发器等, 均属此类。表面式换热器又可分为壳管式、套管式、螺旋板式等品种。

蓄热式换热器的换热面本身是一个蓄热体。热流体和冷流体周期性地流过同一换热面。当热流体流过时是加热期, 热量储蓄在换热面壁面内; 冷流体流过时为冷却期, 壁面此时将储蓄的热量传给流体。所以在这种换热器中, 热量传递是通过换热面壁面周期性的加热和冷却来实现的。锅炉和燃气轮机中的回转式空气预热器就是一种蓄热式换热器。

混合式换热器中的热量交换是依靠热流体和冷流体的直接接触和混合来实现的, 在传热的同时还存在传质过程。火力发电厂中的除氧器、冷水塔均为混合式换热器。

工程中的换热器大多是表面式换热器, 而且至今强化传热技术也主要用于表面式换热器, 因而本书也以表面式换热器中的强化传热为主。

换热器运行时, 如各部分温度、压力等参数不随时间而变, 则这一传热过程称为稳定传热过程。反之, 如温度、压力等参数是随时间变化的, 则称为不稳定传热过程。本书着重讨论稳定的传热过程。

二、表面式换热器的强化传热途径

(一) 表面式换热器的传热计算式

由传热学可知 根据热量传递过程的物理本质的不同, 热量传递有三种基本方式: 导热、对流换热和辐射换热。不同传热方式遵循不同的传热规律。

实际换热器中的传热过程是一种复杂的复合传热, 往往有两种或三种传热基本方式同时起作用。以锅炉的过热器为例, 管外流动的高温烟气通过对流和辐射方式, 将热量传给过热

器管子外壁，然后依靠导热将热量传给管子内壁，最后再通过对流换热将热量传给在管子中流动的蒸汽。因此，在过热器中就有三种传热基本方式在起作用。如果热流体（即烟气），温度不高，辐射换热可略而不计，则在过热器中可近似地看作只有对流换热及导热在起作用。

表面式换热器稳定传热时的换热量 Q ，可以应用传热学中的下列传热方程式表示：

$$Q = kF\Delta T \quad (1-1)$$

式中 k ——传热系数 ($W/(m^2 \cdot K)$)；

F ——换热面积 (m^2)；

ΔT ——热流体与冷流体的平均传热温差 (K)。

上式表明，换热器中的换热量除了与换热面积和平均温差成正比外，还与一个表明传热过程强弱程度的传热系数 k 有关。当换热器中换热面积及平均温差固定时，传热系数愈高，则换热量愈大。因而，要使换热器中传热过程强化，亦即要提高换热器在单位体积、单位时间内的换热量可以通过三种途径来实现，即：提高传热系数，增加换热面积和增大平均传热温差。

(二) 增加平均传热温差以强化传热

增加平均传热温差的方法有两种。

一种是在冷流体和热流体的进口和出口温度一定时，利用不同的换热面布置来改变平均传热温差。如果换热面的布置使冷、热流体相互作用逆向流动，则这种布置的平均传热温差最大；如果采用的布置使冷、热流体相互作用同相流动，则这种布置的平均传热温差最小。因而，各类换热器的换热面都力求采用逆流或接近于逆流的布置。对于已作逆流布置的换热器，就不可能再用改变换热面布置的方法来增高平均传热温差。

另一种方法是扩大冷、热流体进出口温度的差别以增大平均传热温差。但是，在实际工程中，冷、热流体的种类及温度常受生产要求及经济性等的限止，不能随意变动。例如在化学工业中，物料的温度一般由生产工艺确定，不能随意改动。用以加热或冷却物料的工质温度，可以根据所选工质的不同而不同。但是，加热或冷却工质本身的选择就不是任意的，必须作技术经济比较来确定。以化学工业中最常用的加热工质饱和水蒸汽为例，当压力为 $15.86 \times 10^5 Pa$ 时，相应的饱和水蒸汽温度为 $473 K$ 。此后，当饱和温度每升高 $2.5 K$ ，相应的压力就要上升 $10^5 Pa$ 。压力增高会增加换热器的金属消耗量，使设备庞大、笨重。因而根据技术经济比较，当温度大于 $473 K$ 时，饱和水蒸汽就不宜作为加热工质，此时，应采用矿物油、氯化苯和联苯混合物作为加热工质。此外，加热工质温度的选择，还受到被加热物料性质的限制，也不可能选得过高。因此，在化学工业中，通过加大平均传热温差以强化传热的效果是有限的。

在核能工程的反应堆冷却系统以及其它工程一些设备中，有时换热器中的平均传热温差是给定的，这样也就不能再靠增大传热温差来强化传热了。

综上所述可见，增大平均传热温差以强化传热的途径，只能在有限范围内采用。

(三) 扩大换热面积以强化传热

通过增大换热面积以强化传热是增加换热量的一种有效途径。采用小直径管子和扩展表面换热面均可增大传热面积。管径愈小，耐压愈高，因而在同样金属重量下，总表面积愈大。采用扩展表面换热面后，例如采用肋片管等，由于增加了肋片，所以也增大了换热面积。因而在换热器中采用各种肋片管、波纹管等扩展表面换热面，是提高单位体积内换热面积的有

效方法。肋片等应加在换热器中传热较差的一侧，这样对增强传热效果最好。

在一些新型紧凑式换热器中，诸如板式和板肋式换热器，布置在单位体积中的传热面积，要比布置在管壳式换热器中的多得多。如按 1 m^3 体积内所能布置的换热面积计算，板式换热器为 1500 m^2 ；板肋式换热器为 5000 m^2 ；而管壳式换热器只有 150 m^2 左右。板肋式及板式换热器在制冷、石油、化工和航空等工业部门中及节能技术中，都得到较为广泛的应用，但是，由于布置非常紧凑，材料不能过厚，且为板式结构，所以不宜在高温、高压下工作。

在高温、高压下工作的换热面，一般采用较为简单的扩展表面换热面。例如，在高温、高压下运行的锅炉过热器、省煤器等，一般采用形状简单的肋片管，销钉管和鳍片管等扩展表面换热面。由于这些部件的管束布置紧凑程度远低于板肋式及板式换热器的情况，所以仍可采用有足够强度的耐高压厚壁管子。

采用扩展表面换热面后，不仅增加了换热面积，如几何参数选择合适，同时能提高换热器中的传热系数。但与此同时也会带来流动阻力增大等问题。所以在选用扩展表面换热面时应综合考虑。关于扩展表面换热面的工作情况，在后面章节中还要详细讨论。

(四) 提高传热系数以强化传热

提高换热器的传热系数以增加换热量，是强化传热的重要途径，也是当前研究强化传热的重点。当换热器中的平均传热温差和换热面积给定时，提高换热器中传热系数将是增大换热器换热量的唯一方法。

传热学表明，当换热器管子壁厚不大时，稳定传热工况下，洁净换热器的传热系数 k 可按式近似确定：

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (1-2)$$

式中 α_1 ——热流体与管子外壁之间的换热系数 $(\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$ ；

α_2 ——冷流体与管子内壁之间的换热系数 $(\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$ ；

δ ——管壁厚度 (m) ；

λ ——管子材料导热系数 $(\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K}))$ 。

由于管子金属材料的导热系数很大，管壁厚度又较薄，所以式 (1-2) 中 δ/λ 值可视为零。因而，要增大传热系数 k 可从提高管子两侧的换热系数 α_1 和 α_2 入手。尤其要提高管子两侧中换热较差一侧的换热系数，以取得较好的强化传热效果。

增强换热系数 α_1 和 α_2 的方法很多。原则上可采用提高工质流速，使流体横向冲刷管束，消除流体流动时出现的旋涡死滞区，增加流体的扰动和混合、破坏流体边界层或层流底层的发展、改变换热面表面状况等方法来提高换热系数。

上述一些方法，对流体不发生相变的传热过程和流体发生相变的传热过程，都有不同的强化传热效应，采用具体的措施也不相同。无相变的单相流体的热阻主要在层流底层，要强化传热过程应着重设法减薄层流底层的厚度。对有相变的沸腾传热过程而言，提高换热系数的主要方法为增加换热面上的汽化核心及生成气泡的频率。现有的高效多孔换热表面可以将沸腾换热系数提高近十倍。凝结传热过程的强化应从减薄凝结液膜厚度着手。所以，应用强化传热技术时，必须根据换热器的具体情况分别采用适用的有效措施。

由以上讨论可见，采用增加平均传热温差以强化传热的途径，其应用范围有限，而且增加平均传热温差的方法在一般传热学中已作了明确的阐述，因此在本书中不再进行讨论。采

用增加换热面积以强化传热的途径是有效的，但同样受到各种条件的限制，换热面积不能增加过多。此外，在增加换热面积的同时往往也改变了换热面的传热系数。因而这一途径实际上与采用提高传热系数以强化传热的途径是密切相关的。所以本书就着重论述用提高传热系数来强化传热过程的各种技术的机理和效果。

三、强化传热技术的分类

上面已经对强化传热技术作了粗略的分类，即提高平均传热温差法、增加换热面积法和提高传热系数法。强化传热技术还可从其它角度进行分类。从被强化的传热过程来分，可分为导热过程的强化、单相对流换热过程的强化、沸腾传热过程的强化、凝结传热过程的强化和辐射传热过程的强化。

从提高传热系数的各种强化传热技术来分，则可分为有功技术和无功技术两类。有功强化传热技术需要应用外部能量来达到强化传热的目的；无功强化传热技术则无需应用外部能量。

有功强化传热技术包括：机械强化法、振动强化法、静电场法和抽压法等。无功强化传热技术包括：表面特殊处理法、粗糙表面法、扩展表面法、装置强化元件法和加入扰动流体法(添加剂法)等。

上述强化传热技术也可综合应用以得到较好的强化传热效果。这种强化传热技术称为合成强化传热技术。

§1-3 强化传热技术的发展及现况

和其它科学技术一样，传热学科的发展是与生产力的发展密切相关的。生产的发展不断对传热学科提出新的研究课题，也提供了新的研究手段，从而推动了传热学科的发展。与此同时，传热学科的发展又为生产发展提供了设计、运转新设备的理论和数据，反过来又促进了工业生产的发展。

自十八世纪出现蒸汽机以来，蒸汽机的使用范围逐渐扩大。尤其当蒸汽机用于航海事业后，由于船舱储煤空间有限，于是从生产上提出了对蒸汽机热损失进行研究的课题以期提高蒸汽机效率，节省用煤。此外，其它工业中广泛存在的传热问题也急需解决。这样，就促使人们研究传热问题。早先从蒸汽轮船和机车的锅炉爆炸事件也提出了研究锅炉水循环和沸腾传热的课题。随着工业生产的发展，对传热问题的研究也日益广泛深入。到二十世纪初，传热学开始形成一门独立学科。

自传热学形成学科以来，强化传热问题始终是人们关心的重要课题。文献(1)统计了近一百年来发表的试图提高传热系数以强化传热的论文近二千篇(不包括专利和制造厂的研究报告)，并按发表年份示于图1-1。

由图可见，每年发表的强化传热论文数量与当时的生产要求有着密切的关系。在1920年以前，发表的强化传热论文是很少的。1950年后，工业技术有了飞速的发展。动力工业设备的参数已进入高温高压阶段；航天工业和商用核电厂开始发展。因此，对于单相流体的强化传热、工质沸腾和凝结过程的强化传热都进行了广泛的研究，每年发表的强化传热论文数量也迅速增长。1960年后，强化传热已成为传热学的一个比较重要的专门领域而得到蓬勃发展。在此时期中，对用于脱盐工程以及许多其它工程的两相流体换热器和单相流体换热器的强化

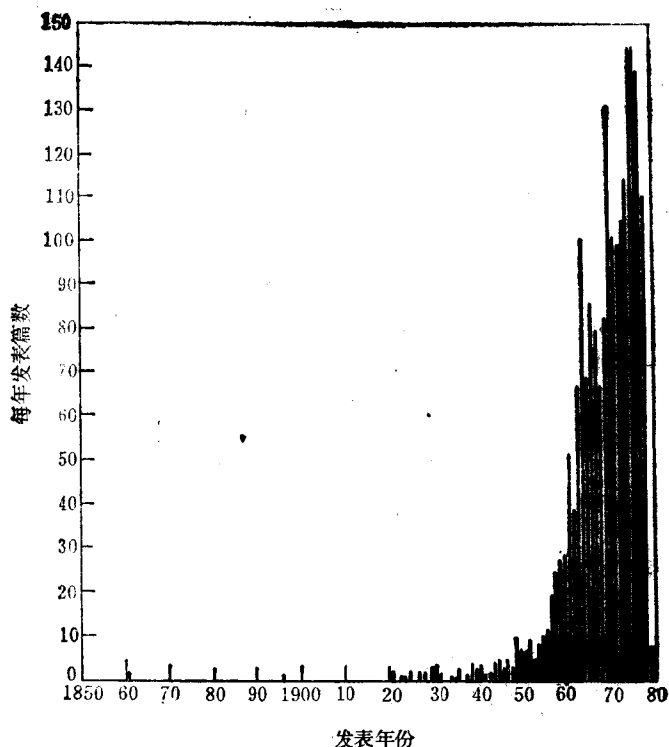


图1-1 1979年以前每年发表的强化传热论文数

传热，进行了许多研究工作。对于粗糙表面法，插入旋转元件法，加入扰动流体法，采用换热面表面振动法，流体振动法和其它技术都进行了研究。

至今，强化传热已被学术界称为第二代传热技术，且不少高效能换热面已发展成工厂产品。各种紧凑式换热器在石油、化工、制冷、航空、车辆、动力机械等工业部门得到较为普遍的使用。在利用地热、海洋热能、太阳能，以及余热等低温差能源中，应用强化传热技术的换热器就更有应用价值。

今后，随着设备向大容量发展，随着有效利用能源以及积极开发新能源工作的日益开展，强化传热技术一定会得到更快的发展和广泛的应用。

§1-4 强化传热技术的效应评价原则

本章 § 1-1 中已经论及，在换热器中采用何种强化传热技术是由多种因素确定的。首先应该明确在换热器中采用强化传热技术的目的和要求。然后根据强化传热的目的、具体条件、制造工艺和运行安全性等进行技术经济比较，才能确定合宜的强化传热技术。

对于表面式换热器，如认为管外换热系数比管内换热系数大得多，则可近似地应用下列一些原则来衡量强化传热技术的效应。

采用强化传热技术的换热器与普通换热器的工作效应对比，一般可分为三种：第一种，在换热功率工质流量与压力损失相同时，比较采用强化传热技术的换热器与普通换热器的换热面积和体积。第二种，在换热器体积、工质流量与压力损失相同时，比较采用强化传热技

术的换热器与普通换热器的换热功率。第三种，在换热器体积、换热功率与工质流量相同时，比较采用强化传热技术的换热器与普通换热器的压力损失。

下面分别对这三种对比导出其效应评价准则数。

一、第一种工作效应对比的评价准则数

在进行第一种工作效应对比时，采用强化传热技术的换热器与普通换热器的换热功率、工质质量流量和压力损失都是相同的。主要比较这两种换热器的换热面积和体积。现在根据给定的条件来推导这两种换热器的换热面积比值和体积比值。

设这两种换热器中的平均传热温差相同，且令 Q 、 G 及 ΔP 分别表示换热器中的换热量、工质质量流量及流动压力损失。下角码 o 表示为普通换热器中的数值；无下角码的表示采用强化传热技术的换热器的数值（本节以下各式中下角码的意义与此相同）。则在第一种对比中，

$$Q = Q_o \quad (1-3)$$

$$G = G_o \quad (1-4)$$

$$\Delta P = \Delta P_o \quad (1-5)$$

这两种换热器中的换热量 Q 及 Q_o 可分别表示为：

$$Q = a \Delta T \pi d L n \quad (1-6)$$

$$Q_o = a_o \Delta T_o \pi d L_o n_o \quad (1-7)$$

式中 a ——管内传热系数 ($W/(m^2 \cdot K)$)；

ΔT ——平均传热温差 (K)；

d ——管子内直径 (m)；

L ——管子长度 (m)；

n ——管子数目。

根据式 (1-3) 可得：

$$\frac{aLn}{a_o L_o n_o} = 1 \quad (1-8)$$

这两种换热器中的摩擦阻力损失 ΔP 及 ΔP_o 可分别表示为：

$$\Delta P = \zeta \frac{L}{d} \frac{\rho W^2}{2} \quad (1-9)$$

$$\Delta P_o = \zeta_o \frac{L_o}{d} \frac{\rho W_o^2}{2} \quad (1-10)$$

式中 W ——管中工质的平均流速 (m/s)；

ρ ——工质密度 (kg/m^3)；

ζ ——摩擦阻力系数；

根据式 (1-5) 可得：

$$\frac{\zeta L W^2}{\zeta_o L_o W_o^2} = 1 \quad (1-11)$$

由于管中流速在给定流量时和管子数目成反比，所以这两种换热器中的雷诺数之比可表示为：

$$\frac{Re}{Re_o} = \frac{W}{W_o} = \frac{n_o}{n} \quad (1-12)$$

普通换热器管子中的努谢尔特准则数 Nu_o 及摩擦阻力系数 ζ_o 值可用下面两式表示:

$$Nu_o = C_1 Re_o^{0.8} \quad (1-13)$$

$$\zeta_o = C_2 Re_o^{-0.2} \quad (1-14)$$

采用强化传热技术换热器管子中的努谢尔特准则数 Nu 和摩擦阻力系数 ζ 值可分别用 Nu/Nu_o 及 ζ/ζ_o 值表示:

$$Nu = \left(\frac{Nu}{Nu_o} \right)_{Re} C_1 Re_o^{0.8} \quad (1-15)$$

$$\zeta = \left(\frac{\zeta}{\zeta_o} \right)_{Re} C_2 Re_o^{-0.2} \quad (1-16)$$

在上式中括弧外下角码 Re 表示括弧中的数值均按采用强化传热技术换热器管子中的雷诺准则数计算; C_1 及 C_2 为比例常数。由于 $Nu = (ad)/\lambda$, 上两式可改写为:

$$\frac{a}{a_o} = \left(\frac{Nu}{Nu_o} \right)_{Re} \left(\frac{Re}{Re_o} \right)^{0.8} \quad (1-17)$$

$$\frac{\zeta}{\zeta_o} = \left(\frac{\zeta}{\zeta_o} \right)_{Re} \left(\frac{Re_o}{Re} \right)^{0.2} \quad (1-18)$$

应用式(1-8)~(1-18)各式, 可导出两换热器管数比:

$$\frac{n}{n_o} = \frac{(\zeta/\zeta_o)_{Re}^{0.5}}{(Nu/Nu_o)_{Re}^{0.5}} \quad (1-19)$$

两换热器的管子长度比:

$$\frac{L}{L_o} = \frac{1}{(Nu/Nu_o)_{Re}^{0.9} (\zeta/\zeta_o)_{Re}^{0.1}} \quad (1-20)$$

由于进行对比的两种换热器中管子节距是相同的, 所以两种换热器的横截面积之比 A/A_o 即等于其管子数目比 n/n_o , 即

$$\frac{A}{A_o} = \frac{n}{n_o} = \frac{(\zeta/\zeta_o)_{Re}^{0.5}}{(Nu/Nu_o)_{Re}^{0.5}} \quad (1-21)$$

因而, 两种换热器的体积比为:

$$\frac{V}{V_o} = \frac{AL}{A_o L_o} = \frac{(\zeta/\zeta_o)_{Re}^{0.4}}{(Nu/Nu_o)_{Re}^{1.4}} \quad (1-22)$$

两种换热器的换热面积比 F/F_o 。在管子直径 d 相同且未采用扩展表面时, 即等于式(1-19)和式(1-20)的乘积 $nL/n_o L_o$ 。

由式(1-19)可见, 在满足上面假设条件下, 如 $\zeta/\zeta_o < Nu/Nu_o$, 则采用强化传热技术的换热器管子数目可减少; 反之, 则其管子数目将增加。由式(1-22)可见, 如 $\zeta/\zeta_o < (Nu/Nu_o)^{0.5}$, 则采用强化传热技术后, 换热器体积可缩小。

二、第二种工作效应对比的评价准则数

现在来推导第二种工作效应对比的评价准则数, 即导出工质质量流量、压力损失及换热器体积相同而换热技术不同的两种换热器进行换热功率对比时的准则数。下面各计算式中的符号, 如下角码为 o 的表示普通换热器的数值, 无下角码的表示为采用强化传热技术换热器的数值。

设两种进行对比的换热器中的管束, 均用同直径管子按同一节距布置且均无扩展表面, 则两种换热器应具有相同的换热面积, 即

$$\pi d L n = \pi d L_o n_o \quad (1-23)$$

根据两种换热器中工质质量流量及压力损失相同的前提下, 可导出式 (1-11) 及式 (1-12); 同时还可导出式 (1-17) 及式 (1-18)。由这些计算式可导出:

$$\left(\frac{\zeta}{\zeta_0}\right)_{Re} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^{1.8} \quad (1-24)$$

同时还可导出:

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = \left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)_{Re} \left(\frac{n_0}{n}\right)^{0.5} \quad (1-25)$$

如两种换热器中平均传热温差相同, 可得出两种换热器的换热功率比值为:

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{\alpha}{\alpha_0} \quad (1-26)$$

由式 (1-24), 式 (1-25) 及式 (1-26) 可得:

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{(Nu/Nu_0)_{Re}}{(\zeta/\zeta_0)^{0.256}} \quad (1-27)$$

由式 (1-27) 可见, 当两种换热器中质量流量, 压力损失及换热器体积相同时, 采用强化传热技术的换热器如 $\zeta/\zeta_0 < (Nu/Nu_0)^{0.5}$, 将增大换热功率, 反之则将降低换热功率。由式 (1-23) 及式 (1-24) 可见, 采用强化传热技术后, 在上述假设条件下, 当 $\zeta/\zeta_0 > 1$ 时, 将使换热器管子数目增加, 但管子长度将减小。

三、第三种工作效应对比的评价准则数

现在来推导第三种工作效应对比的评价准则数, 即导出工质质量流量, 换热器体积和换热功率相同, 但换热技术不同的两种换热器在进行压力损失对比时的准则数。

应用式 (1-9)、式 (1-10), 式 (1-12) 及式 (1-23) 可导出:

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = \frac{\zeta}{\zeta_0} \left(\frac{Re}{Re_0}\right)^3 \quad (1-28)$$

设两种换热器中的平均传热温差相同, 则可得出:

$$\alpha = \alpha_0 \quad (1-29)$$

应用式 (1-17) 和式 (1-29), 可得:

$$\frac{Re}{Re_0} = \left(\frac{Nu_0}{Nu}\right)_{\alpha}^{1.25} \quad (1-30)$$

将式 (1-18) 及式 (1-30) 代入式 (1-28) 可得:

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = \frac{(\zeta/\zeta_0)_{Re}}{(Nu/Nu_0)_{\alpha}^{3.5}} \quad (1-31)$$

由上式可见, 在两种换热器进行压力损失或功率消耗对比时, 如 $\zeta/\zeta_0 < (Nu/Nu_0)^{0.5}$, 则采用强化传热技术换热器的功率消耗将低于普通换热器的。

由上面的分析可见, 对于管内流动或纵向冲刷管束的情况, 在上述三种工作效应对比中, 只要 $(Nu/Nu_0)^{0.5} > (\zeta/\zeta_0)$, 则在换热器中采用强化传热技术总是有效的。

四、考虑成本及运行费用的评价方法

上述三种工作效应对比不仅未考虑管子另一侧的热阻, 而且也未考虑采用强化传热技术后管子等价格的增加和运行费用的变化。如已知管子成本费、换热器运行费等, 则可用经济核算的方法进行评价。

每台换热器全年的费用 C 可按下列式计算:

$$C = (nC_i + C_s)L(1 + y) + aC_e \frac{n\zeta L Re^3}{4\eta} \left(\frac{\pi\mu^3}{2a^2\rho^2} \right) \quad (1-32)$$

式中 C_i ——每米长管子的价格 (元);
 C_s ——每米长壳体的价格 (元);
 y ——折旧费 (%);
 a ——每年运行时间 (h);
 C_e ——每千瓦小时的电费 (元);
 η ——泵与电机的总效率 (%);
 μ ——流体的动力粘度 (Pa·s);
 ρ ——流体密度 (kg/m³);
 ζ ——摩擦阻力系数;
 d ——管子直径 (m);
 n ——管子数。

设要求采用强化传热技术的换热器及普通换热器, 在全年运行费用相等和管子基本尺寸相同的情况下, 进行两者性能比较, 则可应用式 (1-32) 分别对这两种换热器进行计算, 并使两者的全年费用相等后可得出普通换热器中的雷诺数 Re_o 的计算式:

$$Re_o = \left\{ 21.7 \left[\frac{(C_i - C_{i_o})(1 + y)}{(aC_e/\eta)(\pi\mu^3/2d^2\rho^2)} + \frac{\zeta}{4} Re^3 \frac{A_o}{A} \right] \right\}^{0.367} \quad (1-33)$$

式中 A 及 A_o ——分别为采用强化传热技术换热器及普通换热器的管子流通截面积 (m²);
 C_{i_o} ——普通换热器每米长管子的价格 (元);
 Re ——采用强化传热技术换热器的雷诺数。

当根据采用强化传热技术换热器的雷诺数 Re 值求出这种换热器的管内流动阻力系数 ζ 值及管内换热系数 α 值, 再应用式 (1-33) 算出普通换热器的雷诺数 Re_o 值, 并依此 Re_o 值算出阻力系数 ζ_o 值及管内换热系数 α_o 值, 则可算得这两种换热器的换热量等比值。两者的换热量比值 Q/Q_o 为:

$$\frac{\alpha}{\alpha_o} = \frac{Q}{Q_o} \quad (1-34)$$

上述比较是在认为管子外侧热阻很小, 可以忽略不计的情况下进行的。在大多数情况下, 管子外侧热阻相当大, 必须加以考虑。此时应分别求出这两种换热器的管内和管外换热系数, 按式 (1-2) 求出这两种换热器的传热系数 k 及 k_o , 然后再用传热系数进行对比。当换热器采用有功强化传热技术时, 在比较时还需考虑应用外部能量来实现强化传热技术时所消耗的功率。

参 考 文 献

- (1) Bergles, A.E., Collier, J.G., Delhay, J.M., Hewitt, G.F., Mayinger, F.M., (Two-Phase Flow and Heat Transfer in the Power and Process Industries), Hemisphere Publishing Corporation, 1981.

第二章 应用人工粗糙壁面等方法强化 管内单相流体强制对流换热

§2-1 单相流体管内对流换热概述

在传热学中，对流是指流体各部分之间发生相对位移时所引起的热量传递过程。对流仅能在流体中发生，且必然伴随有导热现象。但工程技术上，特别在表面式换热器中，大量遇到的是流体流过另一物体表面时所发生的热交换过程。在传热学中给予这种换热过程一个专门术语，称作对流换热。因此，对流换热是指运动流体与另一物体表面接触时两者之间的换热过程。

如果对流换热过程中，流体不发生相变，一般称为单相流体对流换热；如果对流换热过程中，流体发生相变，例如发生沸腾或凝结，则称为有相变的对流换热，或分别称为沸腾换热和凝结换热。

单相流体对流换热根据引起流动原因的不同，可分为自然对流换热和强制对流换热。在自然对流换热中，流体的流动是由于流体冷、热各部分密度不同引起的；在强制对流换热中，流体的流动是由于风机、泵或其它外力的作用造成的。单相流体在管内流动时的强制对流换热，称为管内单相流体强制对流换热；单相流体在管束间流动时的强制对流换热，则称为管束间单相流体强制对流换热。这两种强制对流换热，都是工程换热器中最常见的换热方式。

单相流体强制对流换热和有相变强制对流换热的规律是大不相同的。因而，采取的强化传热技术和效应也不相同。不尽如此，即使在同一管道中流动的单相流体，如果流动状态不同，其强制对流换热过程也是不同的。当流体作层流运动时，由于各层流体间互不掺混，垂直于流动方向上的热量传递只能依靠流体内部的导热进行。因而换热强度较低。当流体作紊流运动时，流体中传热因存在强烈的流体微团混合运动而大为加强。但在紧贴壁面的流体底层仍作层流运动。在此层流底层中，热量传递仍依靠导热。所以紊流换热时主要热阻即在此层流底层中。当流体在层流与紊流之间的过渡区流动工况中流动时，换热强度介乎层流的和紊流的换热强度之间。

换热工况在同一管道的不同区段上也是不同的。对圆管和平板的理论和试验研究表明，在流体刚流入管子或和平板开始接触处，边界层最薄，且是层流边界层。随着流体向前流动，边界层逐渐增厚。所以管道进口段和平板的开始段上对流换热系数最大。随后即逐渐减小。后来，当边界层中出现紊流时，换热系数 α 略增。最后 α 值趋向于一定值。

单相流体在圆管或其它形状通道中流动时，如流动方向是与管道中心线平行的，这种流动方式称为纵向冲刷。此时，单相流体与管道壁面间的换热称为纵向冲刷对流换热，在稳定换热和紊流工况下，其 Nu 数可按下式计算：

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2-1)$$

式中各准则数均用平均流体温度作为计算时的定性温度，定性长度采用圆管、槽道或管束的当量直径 $d_e = 4A/U$ ，其中 A 是管道的横截面积， U 是管道的湿周。