

高等学校试用教材

低温换热器

西安交通大学 陈长青
长沙铁道学院 沈裕浩 编著

机械工业出版社

高等学校试用教材

低温换热器

西安交通大学 陈长青
长沙铁道学院 沈裕浩 编著

机械工业出版社

(京)新登字054号

《低温换热器》共七章，内容包括低温换热器概述，翅片管式换热器、板翅式换热器、导热换热器、网格一孔板式换热器，换热器设计，换热器试验与试验装置。

本书着重分析低温换热器的特点，传热机理与设计计算方法。对于高效、紧凑换热表面，准则关系式，设计、试验的论述给予较大的篇幅，提供详细的资料，并附有较多的设计例题。

本书为制冷与低温技术专业的选修课教材，也可供有关工程技术人员参考。

低 温 换 热 器

西安交通大学 陈长青 编著
长沙铁道学院 沈裕浩

*

责任编辑：檀庆华 责任校对：孙志筠
封面设计：郭景云 版式设计：霍永明
责任印制：王国光

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

邮政编码：100037

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

机械工业出版社京丰印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092¹/₁₆·印张9³/₄·字数231千字

1993年10月北京第1版·1993年10月北京第1次印刷

印数0 001—2 000·定价：5.20元

*

ISBN 7-111-03626-3/TB·178(课)

TB657

7445

前 言

本书根据全国高等工业学校压缩机低温技术专业教学指导委员会制订的教学计划及教学大纲编写。

全书共分七章，主要针对制冷与低温技术中常用的翅片管式、板翅式、导热式、网格—孔板式换热器的传热机理、结构、设计与试验进行系统的论述与分析。

本书第二章、第四章由沈裕浩编写，其余由陈长青编写。本书由上海机械学院周启瑾主审。

限于编者水平，书中错误和不妥之处，在所难免，欢迎读者批评指正。

符 号 表

符号	意 义	单 位	符号	意 义	单 位
A	传热面积、横断面积	m^2	h	高 度	m
A_b	每米管长一次面积	m^2/m		比 焓	kJ/kg
A_r	每米管长二次面积	m^2/m	Δh_r	等温节流效应	kJ/kg
A_o	自由流通面积	m^2	i	编 码	
A_1	一次传热面积	m^2	j	传热因子	
A_2	二次传热面积	m^2		编 码	
C	换热流体水当量	W/K	k	总传热系数	$W/(m^2 \cdot K)$
	摩尔比热	$kJ/(kmol \cdot K)$		绝热指数	
D	直 径	m	l	长 度	m
H	焓	kJ	m	质 量	kg
K	相平衡常数			翅片参数	$1/m$
L	液体流量	m^3/h	n	转 速	r/min
M	分子量			多变指数	
P	功 率	kW	n_s	每米长翅片数	
Q	传热率	W	p	压 力	Pa
Q_1	一次表面传热率	W	P_r	对比压力	
Q_2	二次表面传热率	W	P_{om}	假临界压力	Pa
R	气体常数	$kJ/(kg \cdot K)$	q	热流密度	W/m^2
S	熵	kJ/K		单位管长的传热率	W/m
T	温 度	K	q_m	质量流量	kg/s
	周 期	s	q_v	容积流量	m^3/s
T_r	对比温度		r	半 径	m
U	内 能	kJ		气化潜热	kJ/kg
	周 长	m	r_b	翅片根部半径	m
V	容 积	m^3	r_h	水力半径	m
W	功	kJ	s	比 熵	$kJ/(kg \cdot K)$
				间距、距离	m
a	导温系数	m^2/s	s_1	管子横向中心距	m
	比表面积	m^2/m^3	s_2	管子纵向中心距	m
b	宽 度	m	t	时 间	s
c	比热容	$kJ/(kg \cdot K)$	v	比 容	m^3/kg
d	直 径	m	v_r	对比比容	
d_b	翅片根部直径	m	W	流 速	m/s
d_o	当量直径	m		单位比功	kJ/kg
d_i	翅片顶部直径	m	W_f	基于自由流通截面的流速	m/s
f	摩擦因子				
	填充率		x	干 度	
g	质量流速(流量密度)	$kg/(m^2 \cdot s)$	y	摩尔组分	
g_s	标准重力加速度	m/s^2		摩尔组分	
	$g_s = 9.80665$				

(续)

符号	意 义	单 位	符号	意 义	单 位
α	换热系数	$W/(m^2 \cdot K)$	pr	实际的	
β	紧凑性系数	m^2/m^3	s	定熵的	
δ	厚 度	m	T	定温的	
δ_{fb}	翅片根部厚度	m	th	理论的	
ε	制冷系数		v	定容的	
	空隙率			无量纲参数	
ξ	局部阻力系数		Eu	欧拉数	
ξ_o	水当量比			$Eu = \Delta P / \rho w^2$	
η	效 率		f	摩擦因子	
η_f	翅片效率			$f = \frac{\Delta P de}{4L} \frac{1}{\left(\frac{\rho w^2}{2}\right)}$	
η_s	表面效率		Ga	伽利略数	
θ	传热温差	K		$Ga = \frac{g_m l^3}{\nu^2}$	
λ	导热系数	$W/(m \cdot K)$	Gr	格拉晓夫数	
μ	动力粘度	$(N \cdot s)/m^2$		$Gr = \left(\frac{g_m l^3}{\nu^2}\right) \left(\frac{\rho_k - \rho_f}{\rho_k}\right) \Delta T$	
ν	运动粘度	m^2/s		$= Ga \left(-\frac{\Delta \rho}{\rho}\right) \Delta T$	
ξ	压缩性系数		j	传热因子	
ρ	密 度	kg/m^3		$j = St Pr^{1/3}$	
σ	表面张力	N/m	K	相变数	
ϕ	相对湿度			$K = \frac{r}{c \Delta T}$	
ω	偏心因子		Ntu	传热单元数	
	上角标			$Ntu = \frac{kA}{C_{min}}$	
$\cdot$	饱和液体的		Nu	努塞尔数	
	进口的			$Nu = \frac{al}{\lambda}$	
$*$	饱和蒸汽的		Pe	贝克来数	
	出口的			$Pe = \frac{wl}{a} = Re Pr$	
V	气相的		Pr	普朗特数	
L	液相的			$Pr = \frac{\mu c}{\lambda} = \frac{\nu}{a}$	
$*$	与气相(或液相)平衡的		Re	雷诺数	
	下角标			$Re = \frac{wl\rho}{\mu} = \frac{wl}{\nu}$	
b	翅片根部的, 泡点的		St	斯坦顿数	
c	冷 的			$St = \frac{a}{c\rho w} = \frac{Nu}{Pe} = \frac{Nu}{Re Pr}$	
cr	临界的				
f	翅片的				
h	热 的				
i	内部的, 进口的				
m	平均的				
min	最小的				
max	最大的				
o	外部的, 出口的				
opt	最佳的				
p	定压的				

目 录

符号表

第一章 概述	1
第一节 对低温换热器的要求	1
第二节 低温传热特点	3
第三节 发展动态与研究方向	4
参考文献	6
第二章 翅片管式换热器	8
第一节 翅片管表面结构形式及其特点	8
第二节 翅片管换热面的传热特性与翅片效率	13
第三节 翅片管试验准则关系式	16
第四节 翅片管换热器设计	34
参考文献	40
第三章 板翅式换热器	42
第一节 板翅式换热器的结构特点、制造工艺	42
第二节 板翅式表面传热机理分析	47
第三节 板翅式换热器的设计	62
参考文献	89
第四章 导热换热器	93
第一节 概述	93
第二节 导热换热器传热模型分析	94

第三节 导热换热器特性参数选择	99
第四节 导热换热器性能试验	104
参考文献	105
第五章 网格-孔板式换热器	106
第一节 网格-孔板式换热器的结构特点	106
第二节 网格-孔板式换热器传热机理分析	112
第三节 网格-孔板式换热器的设计	118
参考文献	124
第六章 换热器设计	125
第一节 换热器设计综述	125
第二节 传热、流动阻力计算的基本方法	128
第三节 优化设计	131
参考文献	135
第七章 换热器试验与试验装置	136
第一节 概述	136
第二节 传热试验	137
第三节 换热器的其它性能试验	141
第四节 试验装置	142
参考文献	148

第一章 概 述

随着制冷、气体分离、低温技术的迅速发展,低温换热器的应用越来越广泛。低温换热器作为低温设备的主要组成部分,其性能直接影响到低温设备的经济指标、安全可靠与发展前途。低温换热器作为换热器的一个分支,它既具有一般换热器的共性,又具有低温传热的某些特点。低温换热器由于其特定的工作环境及对它的严格要求,使它成为目前所有换热器中发展最活跃的一个分支。许多崭新换热表面的出现,换热表面性能数据的研究及换热器设计的探讨都和低温换热器的使用、发展紧密相关。

第一节 对低温换热器的要求

一、温度与温差

低温设备最重要的性能指标是它能够向冷却对象(用户)提供冷量的大小及所能达到的温度水平,而这些指标首先取决于低温换热器的性能。其性能好坏不仅牵涉到低温设备的经济指标,而且决定着低温设备的存在价值。例如在工质为氮的单级焦耳-汤姆逊液化循环中,当高压压力为 $1.96 \times 10^7 \text{Pa}$,低压压力为 $9.8 \times 10^4 \text{Pa}$,换热器的效率低于85.5%时,液化率就等于零,液化循环就无法实现^[1]。温度能否降到指定值,牵涉到工艺过程能否实现。例如红外系统的性能取决于元件的冷却温度,超导系统能否正常工作取决于温度能否降到超导临界温度。低温换热器中换热不完全的冷损需要冷量来补偿,随着低温设备工作温度的进一步降低,为获得此温度水平冷量所花的代价越大,即冷量的价值越大,所以低温换热器的工作温度越低,对它的要求就越严格。例如,按斯特林制冷机的经典理论估算,当制冷温度为75K,蓄冷器的效率为99%时,由于蓄冷器换热不完全所附加的热负荷,相当于制冷机理论制冷量的20%。

由于在低温下工作,低温换热器中所进行的传热过程具有若干与常温或高温传热不同的特点,使得低温换热器的传热机理、结构特点、性能数据与设计计算也具有相应的特色。

低温换热器的传热多在小温差下进行,传热温差越小,换热不可逆损失也越小。例如,在氮液化设备中,某些低温换热器当其热端温差超过0.5K时,液化设备就无法正常工作。由于小的传热温差,要传递一定的热量,势必要增加传热面积,或采用更高的流速,加上低温换热器对流动阻力、尺寸与重量的要求,使得低温换热器的设计处于错综复杂,相互矛盾的要求之中。

二、流动阻力

换热器的设计计算包括传热计算与流动阻力计算。流动阻力影响到泵送功率,相应地影响能耗。据文献[2],高压节流型低温设备的质量流量 q_m 为

$$q_m = \frac{Q}{\Delta h_f - c_p \Delta T_A} \quad (1-1)$$

相应能耗为

$$P = \frac{QRT \ln \frac{p_1}{p_2 - \Delta p}}{(\Delta h_r - c_p \Delta T_s) \eta_i} \quad (1-2)$$

其中补偿复热不足的能耗

$$P_{\Delta T} = \frac{q_m RT}{\eta_i} \ln \frac{p_1}{p_2 - \Delta p} \frac{C_p \Delta T_s}{\Delta h_r} \quad (1-3)$$

补偿流动阻力的能耗

$$P_{\Delta p} = \frac{q_m RT}{\eta_i} \ln \frac{p_2}{p_2 - \Delta p} \quad (1-4)$$

式中 p_1 、 p_2 ——分别为系统的高压，低压压力。

系统效率为

$$\eta = 1 - \left(\frac{c_p \Delta T_s}{\Delta h_r} + \frac{\ln \frac{p_2}{p_2 - \Delta p}}{\ln \frac{p_1}{p_2 - \Delta p}} \right) \quad (1-5)$$

由高压节流型低温设备的表达式(1-2)~式(1-5)可大致看出低温换热器性能对低温设备经济指标的影响。这里尚可由下列两个例子予以说明：工作温度为80K，冷量2W的某高压节流型低温设备，当热端温差减小一半时，能耗减少20%~25%，设备重量减轻15%~20%；带透平机械的某低温设备，工作温度为5K，主换热器的效率由0.95提高到0.97时，能耗降低一半以上。

低温换热器的流动阻力不仅影响低温设备的能耗，而且直接影响冷却对象所能达到的温度水平。因为在压缩机吸入压力给定的情况下，换热器的流动阻力直接影响到通过节流元件后工质所能达到的温度水平，也就相应地影响到冷却对象所能达到的温度水平。例如，以氮为工质，当换热器的 $\Delta p = 5 \times 10^3 \text{Pa}$ 时，只能得到77.5K的低温。

在相同的流阻下，由于气体工质的密度小于液体，故气体的泵送功率大于液体。为减小泵送功率，气体一般选取较低的流速，同时气—气换热系数一般小于液—液换热系数，这就相应要求气—气换热器有更大的换热面积。文献[3]认为气—气换热面积约为传热量、泵送功率相当的冷凝器，蒸发器或液—液换热器的10倍。但是低温换热器尚有严格的尺寸和重量方面的要求，所以气—气换热器更需要紧凑，高效的换热表面。

三、效率

冷量的价值随温度水平的降低而提高，因此务必使冷量损失减到尽可能小的程度。从换热不可逆损失的角度，低温下不可逆损远大于中、高温下的损。在低温温区追求高效率经济上比较合算。低温换热器的冷量损失在整个低温设备总冷量损失中占举足轻重的地位，所以对低温换热器的效率提出极其严格的要求。低温换热器中实现高效率传热的措施可概括为：1) 高度强化流体之间的横向传热。2) 尽可能削弱流体纵向的热传导。3) 采用高效、紧凑的换热表面。4) 采用小温差(尤其是小的热端温差)以减少不可逆损。5) 采用相变换热提高热流密度。6) 在强化传热的同时注意控制流动阻力。7) 保证流体均布。8) 优化设计。

四、尺寸与重量

低温换热器对尺寸与重量的要求也是非常苛刻的，这一方面由于许多低温设备原本就是

一些微型的移动式设备,装置本身要求高度紧凑、轻巧。而且从减少冷损,减小外露表面积和缩短启动时间、减少启动过程的损失和运输装载等方面对低温换热器的尺寸与重量都提出严格的要求。为对微型低温换热器有一尺寸的概念,下举两例:某微型翅片绕管式换热器的管径 $d=0.3\text{mm}$,翅片直径 $d_f=0.1\text{mm}$,翅距 $s_f=0.5\text{mm}$,中心管径 $D_m=2\text{mm}$,换热器外径 $D_0=4.9\text{mm}$ 。某微型板翅式换热器工作于 $4.2\sim 11\text{K}$,外形尺寸 $16\text{mm}\times 12\text{mm}\times 105\text{mm}$,翅高 $h_f=0.56\text{mm}$,翅距 $S_f=0.035\text{mm}$,翅厚 $\delta_f=0.03\text{mm}$,通道数 $n=4$ 。

第二节 低温传热的特点

低温传热具有许多特点。这不是说经典传热理论不适用于低温,而只是说常温或高温传热中所作的许多近似在低温下是不适用的。就遵守热力学与力学定律这一点来说,低温工质(氦Ⅰ除外)与常温工质没有什么区别,因此按因次分析对常温工质求得的解析式、相似模化规律和经验关系式都适用于低温。但是低温传热毕竟有其特点,这些特点概括起来是

1. 低温下物性变化激烈

低温下工质物性随温度、压力会有明显变化,所以一般传热学中所给出的对流能量方程的定物性解不能随便引用,对数平均温差的使用也受到限制。尤其是低温传热常在接近热力学临界状态区域内进行,近临界区物性随温度、压力变化异常激烈,一般常规的变物性关系式也不适用。近临界区的物性与传热规律至今仍有许多未知的领域。

2. 两相流与近临界流

低温换热涉及到大量相变换热与两相流,这一方面是由于低温传热要求高效率,大热流密度;另一方面也由于低温流体在生成、贮运、热交换过程中极易产生相变。这些相变换热过程不仅包括所有的沸腾、冷凝形式,而且大量地处于传热机理十分复杂的两相强迫对流换热与近临界区对流换热的工况。两相流与近临界流存在着不同的流型,这些流型随干度、时间不断变化,遵循不同的流动与传热规律,另外在这些区域中尚存在流量振荡与流动不稳定性。而两相流压降、压力波传播、临界流、进口效应、瞬态两相流等都是些十分复杂的问题。

3. 低温热传导

由于低温下物性变化激烈,所以低温热传导主要涉及变导热系数热传导,以及在低温下极易形成的结晶沉积物具有各向异性的多维导热问题。另外低温设备、低温换热器多工作在远低于环境温度的工况下,所以设备的热绝缘,支承导热所涉及的高真空绝热、多层绝热、粉末真空绝热、粉末、泡沫绝热、异形变截面长杆导热等都涉及颇具特点的低温热传导问题⁽⁶⁾。

4. 低温热辐射

低温热辐射相对于高温热辐射在传热的绝对数量上说要逊色得多,但在某些超低温的电子元件,超导元件以及微型制冷机中,由于总的冷量很小,冷量价值极高,低温热辐射仍不容忽视。低温辐射换热与传统辐射的差别仅在于表面性质发生变化,当在固体表面形成冷凝结晶时,表面的发射率、吸收率、反射率、系统内辐射能量的交换方式都发生了变化。

5. 不稳定传热

周期流换热器在低温换热器中占有一定的地位,气体分离设备中的切换式换热器,气体

制冷机回热器的换热都属于不稳定传热。低温系统在启动过程中,设备、电子元件、超导体的冷却不仅涉及冷量消耗、起动时间,而且可能产生巨大的热应力。诸如此类的不稳定传热需要分析温度场随时间变化的瞬态换热规律。

6. 超导超流

氦Ⅱ由于其特殊的超导超流特性,使得在低温传热的能量、动量传输中具有许多特点,故在某些低温传热学文献^{[4][6]}中,把它列入专门的章节中加以论述。

7. 失重与加速状态下的传热

宇航技术中存在着许多涉及失重与加速状态下的传热问题。

第三节 发展动态与研究方向

由于低温技术的广泛应用与迅速发展,对低温换热器的严格要求以及低温传热特点,大大推动低温换热器的进步,多种高效紧凑换热表面的不断出现,强化换热的技术以及换热器设计变革都得到有力推动,概括起来可归纳为三个方面。

一、高效、紧凑表面

1. 传热——压降数据、关联式

由于强化换热降低流阻的要求出现了各种高效、紧凑的换热表面,其中比较典型、目前应用比较广泛的是翅片管与板翅式表面。这些表面的单相传热——压降数据、关联式(以下简称 $j-f$ 数据、关联式)相对地说并不少,但还很不齐备,尤其是各种常用翅片形式,不同尺寸系列的 $j-f$ 数据、关联式仍存在很多空挡。而对此类表面的相变 $j-f$ 数据、关联式则几乎是凤毛麟角。获得各种高效、紧凑表面的 $j-f$ 数据、关联式,扩大、加深其应用范围,提高其精度这是当前最刻不容缓,对于工程应用具有巨大潜在价值的研究课题,这个问题在要求获得精确温度场,优化换热器设计的情况下,显得更加重要^[7]。

2. 传热机理

为更精确、可靠、经济地设计换热器,应该对换热表面的传热机理,所涉及的流体动力学与工程热力学有更多的了解。R.K.Shah在文献[8]中强调指出,改进换热器设计的关键是加深对流动和传热现象的基本了解,而不是更多地掌握经验关系式,虽然经验关系式可以直观地较快地帮助设计工程师们找到答案,但是现在已经到了这样的阶段:要想使换热器的性能得到明显的改进,就必须对换热表面中的流动和传热有进一步的了解,也就是要加强科学研究。由于工程的实际需要远远走在科学研究的前面,许多新颖、高效、紧凑换热表面层出不穷,这些表面的实际应用也可能取得一定效益,但是应该坦率地承认,对这些表面传热机理的了解还是非常不够的。

3. 数值解

加深传热机理了解的同时,必须相应发展各种换热表面的数值解。为此要有针对性地开发各种表面的流动、传热模型和相应的计算程序。模型应建立在试验和流动可视化的基础上,最后的解应以简化方程的形式表达,使设计工程师可以直观地掌握和了解。数值解与试验研究应该相辅相成,相互验证以促进对机理深入的了解。

4. 制造工艺

各种高效、紧凑换热表面的制造工艺、加工成本、新材料的应用,新加工方法的探索,

推广价值、市场预测都是发展高效、紧凑换热表面不容忽视的实际问题。

5. 试验技术

稳态试验(蒸汽或热水加热空气)在文献[3]中已有很好的描述,在 Ntu 值低于3时,所提供的 f 因子具有 $\pm 5\%$ 的精度,对高 Ntu 试验单元只能使用瞬态单吹风试验或周期试验技术,此时试验偏差高达 $\pm 10\% \sim 15\%$ 。现在需要能提供更高精度的试验方法^[8]。

二、相变与两相流

1. 传热机理

沸腾、冷凝的换热研究过去进行较多的是大空间、单管、竖壁。有关紧凑表面的相变换热机理更加复杂,影响因素更多,加上截面的几何形状、尺寸多变,目前这方面的研究、试验数据少得可怜。

2. 多组分沸腾、冷凝

已发表或试验研究进行较多的是水、水蒸汽的沸腾、冷凝。但低温换热器中涉及更多的是烃类、氢、氮、空气等低温工质,且多组分混合物占据越来越重要的位置。众所周知,在大空间沸腾时,两组分混合物的沸腾换热系数低于单组分,这是由于气泡在气液界面成长,气液界面的液相更多地接触易挥发组分,使进一步挥发产生困难,且核心与界面间产生浓度梯度,从而产生传质阻力所致。两组分沸腾换热系数低于单组分沸腾换热系数,这从定性角度容易理解,但定量预测却十分困难,这是由于另一组分的存在很难确定当时的沸腾换热系数,两组分尚且如此,多组分混合物的情况就更加复杂。由于低温换热器在制冷、气体分离、石油化工、天然气液化方面的广泛应用,多组分混合物沸腾、冷凝研究的迫切性提高了。

3. 强化技术

目前强化换热技术中比较实用,较有发展前途的还是采用通过表面加工、处理、翅化的换热表面。这些强化换热表面或是通过增加换热面积或是通过增加沸腾核心或是通过引导冷凝液的流动,或是通过流动方式的改变来得到强化换热的效果。这些被实践证实具有强化换热表面的传热机理, $j-f$ 数据、关联式、加工工艺、推广应用都是非常重要的。

4. 试验工质

相变换热与两相流的试验工质除继续使用传统、比较安全,没有污染的水、水蒸汽外,尚应该扩大到烃类、氮、氢、氮及其它低温常用的混合工质。

5. 流量振荡与流动不稳定

两相流中的流量振荡与流动不稳定性对传热影响很大,这方面的研究目前也是比较薄弱的。

三、换热器的设计

1. 物性计算

前已述及低温传热的主要特点就在于工质的物性变化激烈。如何提高物性数据的精确度;如何在换热器设计中考虑变物性的影响;特别在涉及石油化工烃类多组分混合物的低温换热器设计计算中,物性数据的计算工作量异常繁重,采用平均物性的处理办法会带来很大的误差,使用一般的图表进行手工计算设计人员又不胜负担。故对实际气体状态方程的研究,物性数据、计算公式、计算软件的探讨,是当前低温换热器设计的紧迫课题。

2. 低雷诺数换热器设计

由于低温换热器多采用小当量直径的紧凑表面,工质又多为气体,加上由于阻力的限制多采用不高的流速,所以多设计成低雷诺数换热器。此类设计完善的低雷诺数换热器可以提供通常只有在紊流状态下才能具有的高传热率,但同时却具有较小的流动阻力。低雷诺数换热器虽已有100多年的发展历史,但其所涉及的层流受迫对流,低雷诺数紊流,低雷诺数非牛顿流体流,传热强化,换热器设计等已开拓出许多新颖的研究领域^[8]。

3. 优化设计

成熟的换热器设计不仅是单指传热、阻力计算尚应包括优化设计。优化设计应在满足用户性能要求的前提下具有最小的投资费用和运转费用。优化设计通常是根据约束条件,选择目标函数,用数学上优化方法对设计变量进行优化,求取目标函数的极值。优化设计的结果可能得到一个或几个答案,但通常只能作为实际决策的参考。这是由于换热器通常只是作为整个系统的一个组成部分,整个系统热力参数的优化往往比在给定参数下换热器的优化要重要得多。

4. 表面选择

在换热器设计中表面选择常指定性与定量两个方面。定性分析又可分一般定性分析和特定定性分析。一般定性分析指根据不同用途,工作压力,温度选择换热器的类型;特定定性分析是指根据换热工况选择翅片的类型。表面选择的定量分析,是指选择的量化,这方面的文献不少,有筛选法、性能比较法,假想光滑表面对比等。严格地说,表面选择应含在优化设计的范畴中,这里为醒目起见单列标题(下同)。

5. 流道布置

换热器设计中的流道布置尤其是多股流板翅式换热器的通道排列对换热器的性能影响极大,这是换热器设计首先遇到而又很难处理好的问题,目前这方面尚处于探索阶段。

6. 流体均布

在换热器的一般设计中,都是假定流体在单元与通道中均布,实际上由于设计、制造、安装、运行维修等各种原因,这种流体均布的假定仅仅是个理想状态。当流体在单元和通道中分布不均时,换热器性能就要下降,尤其对高效率或者换热两侧流体均不混合的换热器影响更加突出。流体均布涉及管网、封头、导流片设计,还与流道布置、流动、传热工况有关。

7. 温度场

随着换热器设计水平的不断提高,对换热器内部温度场的了解也越来越迫切。要对多股流换热同时又存在相变、传质的紧凑式换热器中的温度场有一个比较清楚的了解,这是个牵涉到对流动传热机理, $i-f$ 数据、关联式和换热器设计的高度要求,尚未完全解决又极复杂的问题。

8. 轴向热传导

由于低温换热器的紧凑、高效具有很大的轴向温度梯度,故必须考虑一般换热器中常被忽略的轴向热传导。

参 考 文 献

- 1 R.F.Barron. Cryogenic Systems, McGraw Hill, 1966
- 2 Е.В. Дилевская. Криогенные микротеплообменники. Москва, Машиностроение. 1978

- 3 W.M.Kays, A.L.London, Compact Heat Exchangers, 2nd 3rd, McGraw Hill, 1964 1984
- 4 W.Frost, Heat Transfer at Low Temperature, Plenum, 1975
- 5 张祉祐 石秉三, 低温技术原理与装置. 上册. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 6 郭方中. 低温传热学. 北京: 机械工业出版社, 1989
- 7 Suggestion for further Research and Development on Heat Exchangers, in Kakac, Heat Exchangers Thermal Hydraulic Fundamantal and Design, McGraw Hill, 1981
- 8 R.K.Shah, Research Needs in Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers, in Kakac, Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers, Proceedings of the Fourth NATO ASI on Heat Exchanger, 1981

第二章 翅片管式换热器

将热量从低于环境温度的物体转移给环境介质的过程，统称为制冷。根据制冷的温度水平，大体上可分为普冷与低温。它们正在越来越广泛地应用于国民经济各个领域内。要实现热量的转移，热交换设备无疑起着十分重要的作用。基于制冷与低温技术中的特定工作条件，绝大多数场合都是使用间壁式换热器，其中尤以传热元件为管子的热交换器在制冷与低温装置中应用最为广泛，历史也最为悠久。这是因为圆管加工简单、工艺成熟、市场上容易得到、可以在很宽的压力和温度范围内可靠地工作，即使在工况不稳定，热应力冲击与机械振动等条件下仍能正常工作。此外，对传热管元件比较容易实现强化传热的加工要求，诸如传热管内、外两侧加翅片，以及加工出所要求的翅片形状，以实现强化传热；可使整个换热器传热效率高、结构紧凑、尺寸小、重量轻、流动阻力也较小；可按设计目的组合成所要求的几何特性和外表轮廓尺寸，具有较大的灵活性；和制冷与低温装置的其它部件组装时，连接方便等等。正因为有上述诸多优点，使管式与翅片管式换热器在制冷与低温技术中广为采用。管式换热器按照使用要求不同而具有多种结构形式，但综合起来可以分为列管式与盘管式(平面型和空间型)两大类。传热管为直管管束所构成的称为列管式换热器，包括卧式壳管式与立式壳管式。例如制冷技术中的冷凝器、蒸发器；空气分离装置中应用的冷凝蒸发器等等。将传热管在平面或空间内立交盘成的各种盘管式换热器广泛地应用于制冷与低温装置中。在《制冷原理与设备》以及《低温技术原理与装置》教科书中，已对它们的工作原理、结构与工艺及其工作特性等作了详细介绍^[3,4]。迄今为止，从换热器的整体结构上来看，基本上无重大改变。但为了强化传热，对于高效传热面形式及其传热机理的深入研究，国内外一直在积极开展工作，有的业已取得突破性进展。例如，研制成的新型高效传热管已作为产品应用在工业上，获得了良好的经济效益。

这一章将介绍翅片管式传热面的结构形式与特点、它们的传热与流动特性的研究结果以及翅片管换热器的设计知识等基本内容。

第一节 翅片管表面结构形式及其特点

由于对低温换热器的严格要求，换热效率很低的光管表面除在小型冷库与冷藏箱等场合尚有采用以外，低温技术中已很少应用。使用较为广泛的是翅片管式表面。虽然翅片管的型式较多，但按翅片与基管的连接方式可大体分为绕片管、套片管与滚轧片管三类。现将制冷与低温技术中常见的几种翅片管表面介绍如下：

一、绕片管

将金属带或金属丝螺旋缠绕并固定在传热管上，使其热接触良好，即构成绕片管换热元件，如图2-1所示。图2-1a为制冷机蒸发器换热元件，常在冷库中作直接冷却空气用；图2-1b为低温装置中的微型绕丝换热元件。在制冷装置的冷风机蒸发器中，制冷剂在管内沸腾，在风机作用下，管束间的空气横掠翅片管束而被直接冷却，使冷库中的空气温度降低。翅片

与基管应有良好的热接触，通常采用整体镀锡或镀锌实现，它同时兼有防腐效果。这种类型的绕片管换热器，结构简单、工艺技术较成熟。在制冷装置的满液式蒸发器中，为了强化大空间内的沸腾换热，要尽可能增加沸腾汽化核心数，已有几种结构与工艺简单的方法引起了人们的兴趣。其中一种是在光管外表面绕以一定截面形状的多股尼龙绳；另一种是在光管外表面包覆100目的细金属丝网；再一种是在整体低螺纹管的螺距间隙中绕金属丝。试验结果表明：上述措施能有效地增加汽化核心数，使管外沸腾换热系数提高约80%^[6]。用无缝钢管制造的氨壳管式冷凝器，在钢管外表面缠绕钢丝以强化换热，换热系数平均可增加一倍左右^[6]。文献[6]报告了在 $\phi 16\text{mm} \times 1.5\text{mm}$ 的基管上缠绕 $d = 1.5\text{mm}$ 的钢丝，间距分别为 $s = 4、8、16\text{mm}$ 的实验结果，最后得出以 $s = 8\text{mm}$ 的传热效果最好。

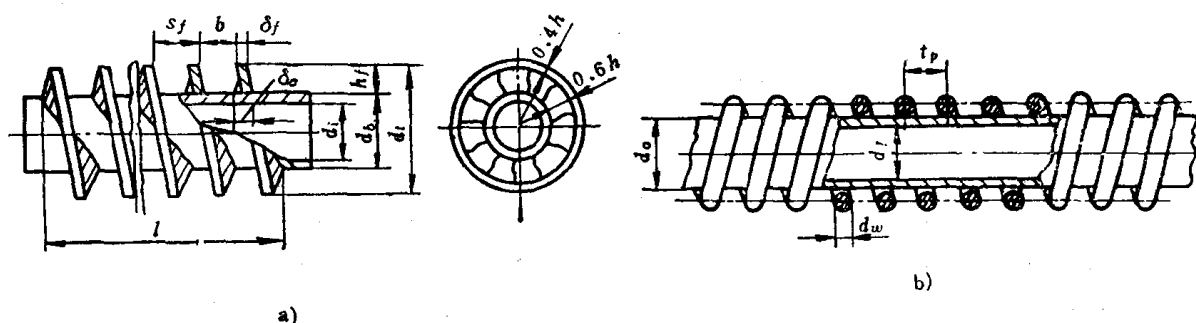


图2-1 绕片管换热元件
a) 片管 b) 丝管

绕片管换热器在低温技术中也应用很广，外形尺寸可从微型(直径几毫米)到大型(几米直径)，工作温度从深低温到普冷，工作压力从低压至高压的广、宽工作条件范围内，适应性能良好。在低温装置中应用最广泛的是汉普逊型翅片绕管式换热器。对于高压节流型低温装置，目前还无法用其它换热表面取代。低温装置中的绕片盘管式换热器，除了采用一般的翅片形式外，还广为采用金属丝绕管式。这是因为圆形丝缠在绕管上不会发生翅片变形、工艺简单可靠，无须用附加元件就能紧密牢固地缠在传热管上；在小管径或毛细管上缠金属丝可制成换热面紧凑度高达 $2000 \sim 4000\text{m}^2/\text{m}^3$ 的低温换热器，因此，适宜于流体在低雷诺数下获得良好的换热效果，而流动阻力可控制在允许范围内。对于制冷与低温换热器特别具有吸引力^[7,12]。如上所述，绕金属丝翅片管在制冷技术上也日渐开发应用。下面按压力介绍几种常用的绕片管换热器。

(一) 高压绕片管式换热器

在高压节流型低温装置中使用的翅片绕管式换热器的工作参数范围大致为：压力 $p = 10 \sim 20\text{MPa}$ ，质量流量 $q_m = 0.3 \sim 1\text{kg/h}$ ，流速 $w = 5 \sim 20\text{m/s}$ ，工作温度 $T = 4 \sim 80\text{K}$ 。绕管通常采用管径 $d_o = 0.3 \sim 0.65\text{mm}$ 的镍管、白铜管或不锈钢毛细管，壁厚为 $0.05 \sim 0.1\text{mm}$ ，外缠直径为 $0.07 \sim 0.4\text{mm}$ 的铜丝或宽为 $0.2 \sim 0.4\text{mm}$ ，厚 $0.05 \sim 0.1\text{mm}$ 的铜带作为翅片。管头数 $1 \sim 12$ ，绕管层数一般不超过四层，以免绕管时弯扁变形。

为了大体了解这类绕管式换热器的结构参数，现摘录文献[1]所列的几种换热器几何尺寸，其中 $d_o = 0.45\text{mm}$ ，换热器外径 $D = 9.29\text{mm}$ ，其余数据如表2-1所示。

(二) 中压翅片管式换热器

这种类型换热器用于吉福特——麦克马洪(G—M)制冷机或其它制冷机的中压低温装

置。图2-2为4.2K温度水平、预冷级使用G—M制冷机的低温装置换热器组。其工作参数大致为：压力 $p = 0.5 \sim 3 \text{ MPa}$ ，氦气流量 $q_v = 1 \sim 7 \text{ m}^3/\text{h}$ ，换热器工作温度区间为300~80K，80~40K，40~20K，20~4K。

表2-1 微型翅片绕管换热器的几何特性

换热器 编 号	微型换热器 型 式	中心管直径 (mm)	高 度 (mm)	翅片尺寸 (mm)	翅片间距 (mm)	圈 数	翅片管外表 面 积 (m^2)	返流通道 流通面积 (m^2)
1	绕丝型	7.50	40.0	0.20	0.40	44	5.85	7.66
2		7.50	40.0	0.20	0.60	44	4.51	9.04
3		7.50	40.0	0.20	0.80	44	3.87	9.71
4		7.50	40.0	0.20	1.00	44	3.49	10.10
5		7.95	30.0	0.10	0.20	43	4.86	3.85
6		7.75	30.0	0.15	0.30	39	4.34	5.56
7		7.50	30.0	0.20	0.40	35	4.14	7.66
8		7.12	30.0	0.30	0.60	26	3.24	10.50
9		6.74	30.0	0.40	0.80	24	3.22	13.10
10	绕片型	7.50	40.0	0.21×0.035	0.18	51		5.73

中压型换热器与高压型换热器的结构没有原则区别，只是采用较大的管径($d_o \geq 0.45 \sim 1.5 \text{ mm}$)与较多的管头数，因而具有较大的尺寸。换热器直径 $D = 10 \sim 50 \text{ mm}$ ，高度 $h = 15 \sim 110 \text{ mm}$ 。作者参加研制的绕丝管微型换热器几何特性参数为：毛细管外径 $d_o = 0.9 \text{ mm}$ ，内径 $d_i = 0.64 \text{ mm}$ ，材料为不锈钢(1Cr18Ni9Ti)，外绕铜丝直径 $d = 0.2 \text{ mm}$ ，翅片节距 $s = 0.6 \text{ mm}$ ，换热器芯筒平均外径 $D_o = 31.67 \text{ mm}$ ，换热器壳筒平均内径 $D_i = 41.55 \text{ mm}$ ，芯筒、壳筒锥度角 $\alpha/2 = 1^\circ$ ，换热器有效高度 $h = 125 \text{ mm}$ ，绕管层数 $N = 4$ ，每层并列管头数 $n = 3$ ，结构见图2-3。换热器芯筒、壳筒壁厚为 0.8 mm ，用不锈钢管精车制成，以减小轴向导热。制作时，先在机床上经专用夹具在毛细管上缠绕铜丝，构成带翅传热管元件。然后整体镀银，减小接触热阻，亦相当于加了一层保护膜。带翅传热管与芯筒以及传热管之间均无衬垫物。传热管芯子与外壳之间缠有一层细尼龙丝，以防止返流气体短路。为装配方便并使传热芯子与壳筒紧密接触，芯筒与外壳均带有很小的锥度。在液氮温区的试验表明，其传热与流阻性能均达到设计要求^[7]。其总体结构图见图2-3。

(三) 低压绕片管换热器

这种类型的换热表面用于带透平膨胀机的低压低温装置，见图2-4。其工作参数为：正流压

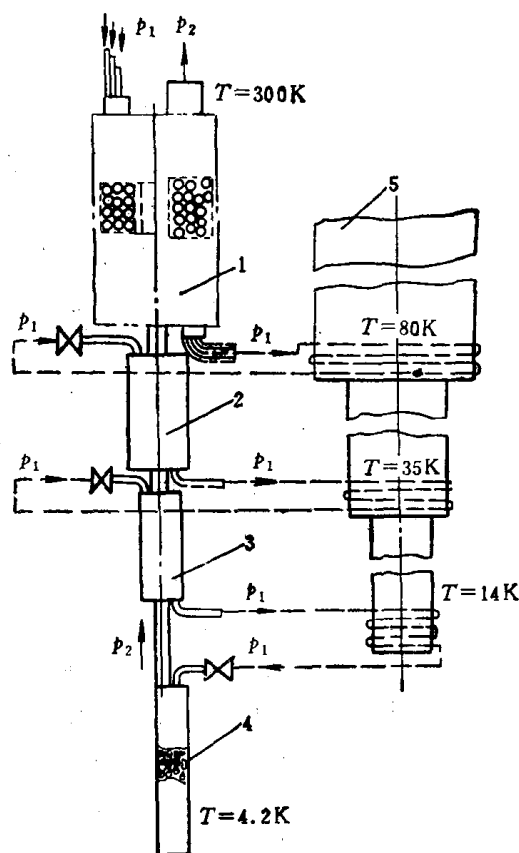


图2-2 4.2K，带G—M制冷机的换热器组
 p_1 —正流压力 p_2 —返流压力
 1, 2, 3, 4—换热器 5—GM制冷机