

低温工程

〔美〕 R. B. 斯科特 著

科学出版社

内 容 简 介

本书重点介绍低温技术的基本原理和部分关键性低温设备的结构及测量仪表的使用方法,并给出了一些常用的低温流体和工程材料的主要性能数据。本书写得比较清楚系统,作为低温工程方面的入门书仍有一定的实用价值。本书可供从事低温工程技术方面的科技人员和高等院校有关专业的师生参考。

R. B. Scott

CRYOGENIC ENGINEERING

Van Nostrand, 1959

低 温 工 程

〔美〕R. B. 斯科特 著

舒 泉 声 等 译

*

科 学 出 版 社 出 版

北京朝阳门内大街 137 号

中国科学院印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

*

1977 年 10 月第 一 版 开本: 787×1092 1/16

1977 年 10 月第一次印刷 印张: 15 1/4

印数: 0001—4,670 字数: 353,000

统一书号: 13031·605

本社书号: 882·13—3

定 价: 1.60 元

译 者 的 话

R. B. 斯科特著的《低温工程》出版于 1959 年, 介绍了低温技术的基本原理和部分关键低温设备的结构及测量仪表的使用方法, 并给出了一些常用的低温流体和工程材料的主要性能数据等。全书写得比较清楚和系统, 作为一本低温工程方面的入门书, 仍有一定的实用价值。遵照毛主席“**洋为中用**”的教导, 译出以供读者参考。

为了使读者阅读本书时能及时了解有关技术动态, 在正文相应的地方分别给出数十条译注, 文后增加了“低温技术新发展简介”。当然, 要更详细地了解这些内容, 还必须参看有关文献。

本书基本上按原文译出, 但为了便于读者理解和应用, 作了一些删节和改动。这主要是:

1. 改写了某些较旧的内容, 并增删了一些参考文献。例如, 低温测量技术一章中的 4.2—4.6 五节已全部根据国际权度委员会按国际权度代表大会决议采用的 1968 年国际实用温标 (IPTS-68) 改写。

2. 原书采用的单位比较混乱, 中译本中已全部改为公制。因此, 原书中采用英制的某些图表, 也都采用了俄译本中的公制图表。

3. 原书序言和第一章绪论, 实质性内容不多, 已全部删去。

4. 原书中引用的资本主义国家的公司名称及厂商牌号, 因参考价值不大, 中译本中已略去。原书对一些材料没有提供化学成份, 对其中少数用处较大者, 我们已从其他资料查出化学成份, 补充在中译本中。

在本书的翻译过程中, 曾得到杭州制氧机厂和杭州制氧机研究所党组织的热情支持, 并得到不少同志的帮助。毛玉柱、夏庆蓉、陈保生、陈惠芳等同志参加了部分翻译工作。中国科学院物理研究所洪朝生同志详细地审校了全部译文, 并指导编写了“低温技术新发展简介”一文作为本书的译后记, 谨在此表示衷心感谢。由于水平所限, 书中可能有不妥当的地方, 欢迎读者批评指正。

目 录

译者的话	i
第一章 气体的液化	1
I. 理想的气体液化循环	1
II. 空气的液化	3
III. 液化器的关键部件	7
IV. 氢的液化	22
V. 氮的液化	31
第二章 气体的分离	43
I. 精馏塔	44
II. 空气的分离	46
III. 从天然气中分离氮	49
IV. 用蒸馏液氢法从天然氢中分离氖	50
V. 纯化	52
第三章 绝热去磁冷却	58
I. 绝热去磁的过程	59
II. 低温度记录	60
III. 一种磁性致冷机	61
IV. 极低温下的氮蒸气压	63
第四章 低温测量技术	64
I. 温标与固定点	64
II. 气体测温技术	69
III. 蒸气压测温技术	70
IV. 热电偶测温技术	73
V. 电阻测温技术	78
VI. 磁性测温技术, 决定绝热去磁产生的温度	83
VII. 玻璃液体温度计	84
第五章 绝热	87
I. 真空绝热	87
II. 充气粉末和纤维材料	127
III. 固体泡沫材料	128
IV. 几种绝热的比较	130
第六章 液化气体的贮存和运输	133
I. 蒸发率与容器尺寸及形状的关系	134
II. 液氧、液氮轻型商业容器	136
III. 大型固定式液氧容器	137
IV. 有液氮屏的杜瓦容器	138

V. 有氮制冷机的运输式杜瓦容器	139
VI. 有氮制冷机的杜瓦容器	140
VII. 大型粉末绝热运输式液氢杜瓦容器	142
VIII. 以液体状态而不是以高压气体状态运送氮	143
IX. 利用逸出蒸气的冷量减少贮存损失	144
X. 温度分层	151
XI. 液面指示计	151
第七章 液态气体的输送	155
I. 两相流动	155
II. 输液管的冷却	156
III. 不能输出液体的情况	156
IV. 不绝热管线的输送	157
V. 以多孔材料做绝热层的输送管线	157
VI. 真空绝热输送管线	158
VII. 低温液体用的阀	161
VIII. 低温液体的泵送	164
IX. 长距离输送	166
第八章 低温液体的性质	168
I. 氧	170
II. 氮	174
III. 空气: 氧和氮的混合物	178
IV. 氢	181
V. 氢、氘、氚化氢的比热与潜热	191
VI. 氦	194
第九章 结构材料的低温性质	206
I. 力学性质	207
II. 比热	209
III. 热膨胀	211
IV. 电阻	212
V. 热导率	218
VI. 发射率、反射率和吸收率	219
VII. 温差电动势	221
译后记 低温技术新发展简介	224

第一章 气体的液化

1.1 任何一种气体的液化都是通过把它冷却到冷凝温度,再除去汽化潜热来实现的。所以,气体液化的唯一基本要求就是合适的致冷;也就是一个能有效地从足够低的温度下除去热量的致冷循环。下文中将谈到,如果能够采用一个没有损失的完善的(理想的)致冷循环,那末气体液化所需的能量将比目前最好的液化器还要少得多。现有液化器的不足之处在于实用的致冷循环效率低和保存冷量的方法不完善。所以,几乎所有现代气体液化器的复杂化大致都与冷量的有效生产和蓄存的实际方法有关。

本章准备先讨论理想的液化循环,并计算液化单位气体所需的最小功。然后,简要地讨论一下空气液化器,以便为研究氢、氮的液化提供技术资料和历史背景。首先讨论实用的液化器。开始介绍比较简单的汉普森循环,然后介绍各种提高效率的改进与发展。最后,谈谈对效率有极大影响的关键部件及这方面的一些最新成就。

在历史上,低温技术最先涉及到的是气体的液化,就是到今天,气体液化也应用在几乎所有需要极低温的过程中。因此,气体液化的研究,不论逻辑上还是实践上都是低温工程的入门。

首先要谈的是空气的液化,因为它提供最好的机会来回顾从第一次实现“永久”气体的液化以来所出现的种种发展和改进。已作出极大努力来从事提高效率和降低制取液态空气的成本的工作,因为它在生产氧、氮和稀有气体中具有商业上的重要性。这样,空气液化过程的研究将包括几种实用的液化方法,并对它们进行比较。

现代的超低温研究人员一般并不关心空气液化设备的设计的详细情况,因为他可以购买整套的空气液化设备或者买到所需的浓氧或液氮。所以,这里不准备对空气液化设备作很详细的介绍,只作一般的描述和谈谈基本原理;着重讨论的是那些对于液化其它气体有较广泛用途的问题。

另一方面,将要比比较透彻地描述氢和氮的液化设备,因为使用这些液体的人一般都关心这种液化设备的设计与操作。1898年首次实现了氢的液化,1908年又实现了氮的液化。但是,由于商业上对这些液体的要求并不广泛,所以,它们的液化基本上仍处在实验室阶段*。

有关气体液化的更详细和更全面的论述,读者可以参考《物理学百科全书》¹⁾中两篇极为出色的评论文章。第一篇[道恩特^[1]著]介绍了产生液氢温度的一般情况。第二篇[柯林斯^[2]著]主要是关于氮的液化。

1. 理想的气体液化循环

1.2 显然,在气体液化中,理想的目标是用尽可能少的能量来液化单位量的气体。由

* 自六十年代以来,氢、氮的工业规模液化已实现。——译者注

1) Encyclopedia of Physics, Vol. 14, Low Temperature Physics, 1956.

于气体的液化只能通过致冷的方法来实现,因此,液化设备的理论最佳性能就是指热力学的可逆过程所得到的那种性能。这样的过程是用温熵图上的一个循环来表示的(图 1.1)。假设这是一个连续流动过程。以一定初始压力进来的气体被等温地压缩,压缩热被受热器吸收。等温压缩后,进行等熵膨胀,膨胀机所产生的功又返回来帮助等温压缩。压力要进行选择以便在膨胀后能产生液体。简单的热力学分析如下:

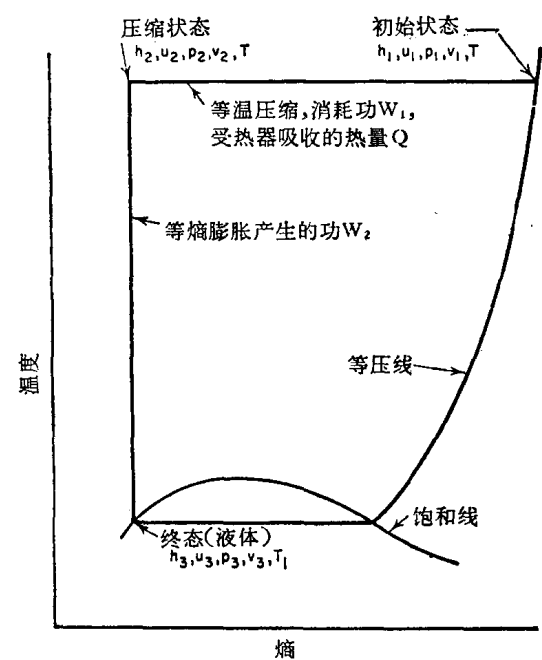


图 1.1 一个理想的理论液化循环。

式中 W_2 为膨胀机提供的功。所以,

$$h_1 - h_3 = W_2 - W_1 + Q, \quad (1.5)$$

但是,

$$Q = T \Delta S,$$

式中, $\Delta S = S_1 - S_2$ 。因此,净功 $W = W_1 - W_2 = h_3 - h_1 + T \Delta S$, 或

$$-W = \Delta h - T \Delta S. \quad (1.6)$$

该循环与迄今已经设计出来的任何一种液化器所采用的循环关系不大,其原因不仅仅因为完善的等温压缩和等熵膨胀是达不到的,而且也因为需要难以想象的高压才能将气体压缩成那样的密度,使得等熵膨胀后,它能完全变成液相。这里所作的分析仅仅是为了表明气体液化所需的理论最小功。

表 1.1 用理想循环液化几种气体所需的能量
热力学可逆过程, $-W = \Delta h - T \Delta S$

气体种类	气体液化所需能量 循环开始气体处于 25°C (298.15 K), 1 大气压	
	焦耳/克分子	千瓦小时/千克
空气	20,900	0.20
氮	21,400	0.21
氧	20,300	0.18
氢	23,800	3.30
氦	27,200	1.89

II. 空气的液化

1.3 汉普森循环 用于液化空气的汉普森循环如图 1.2 所示。压力为 140—210 大气压清洁、干燥的空气进入逆流换热器的高压通道，流经换热器，又通过节流膨胀阀被节流膨胀到接近大气压力。节流膨胀所产生的焦耳-汤姆逊冷却引起温度的下降，而膨胀后的冷空气被强制返回换热器的低压通道以冷却进来的高压气流。这样，阀门处的温度就逐渐下降，直至达到液化温度为止。

根据气体的热性质就能容易地算出汉普森型液化器的产量。

设 h_1 ——换热器入口处高压空气的比焓，

h_2 ——膨胀前高压空气的比焓，

h_3 ——膨胀后的空气的未液化部分在过程冷端的比焓，

h_{Liq} ——液体的比焓。

x ——液化率，

h_4 ——低压空气离开换热器热端时的比焓。

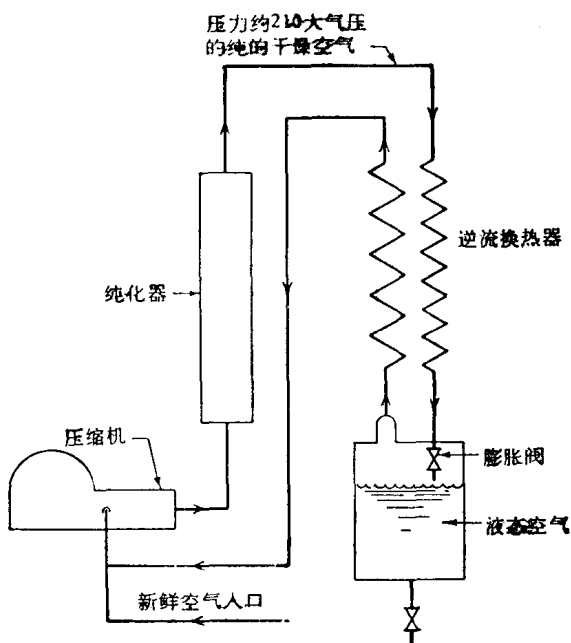


图 1.2 汉普森型空气液化器的示意图。

如果我们忽略不计从周围介质漏入的热量，则进来的气流所放出的热量就被出去的气流吸收。

$$h_1 - h_2 = (1 - x)(h_4 - h_3). \quad (1.7)$$

由于稳恒流动，所以节流过程是等焓的。

$$h_2 = x h_{\text{Liq}} + (1 - x) h_3. \quad (1.8)$$

将 h_2 之值代入方程 (1.7) 中，我们得到

$$x = \frac{h_4 - h_1}{h_4 - h_{\text{Liq}}}. \quad (1.9)$$

从第九章空气的温-熵图中可以查出计算公式 (1.9) 所需的焓值。应该注意， h_4 必须大于 h_1 ，否则此循环就不能进行。换句话说，在换热器热端的温度及压力下的焦耳-汤姆逊系数必须是正值。值得注意的是，液化率与换热器顶部以下的情况无关。只要在此点以下没有热量或外功的传入或输出，那么，液化率就只取决于进入的和出去的空气流及液体的比焓。当然，流入和流出气流的温度是永远无法完全相等的，而且，以后将会看到，在某些情况下，进入换热器内的气体的性质是这样的，即无论换热器如何完善，在其顶部的大量温差是不可避免的。但是在上述空气换热器中是不会遇到这个困难的。

1.4 预冷 用一个单独的致冷系统来降低进入图 1.2 中换热器的空气的初始温度的方法，可以改善汉普森循环的效率。如流程图 1.3 所示，可加进一台二氧化碳，氨或氟里

昂制冷机。这个辅助制冷机和原来的空气液化过程相比，是一个更为有效的热泵，因为

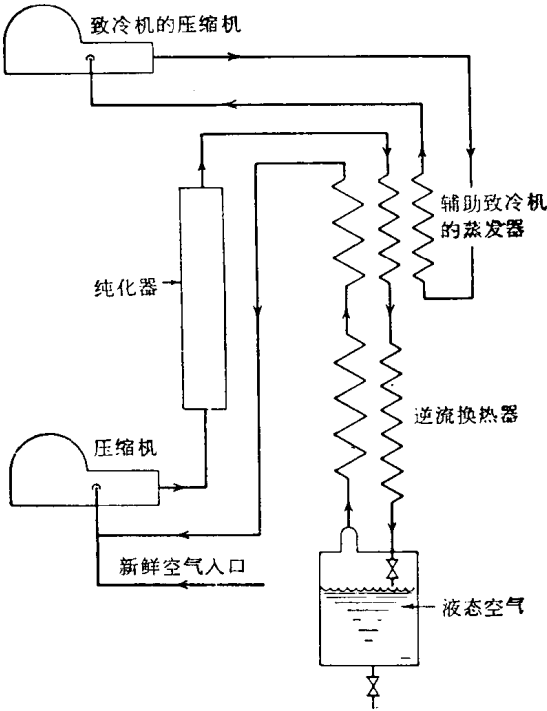


图 1.3 有预冷器的汉普森型空气液化器。

冷凝和蒸发过程比气体节流过程更接近于可逆*。当然，这类预冷过程在所有的液化过程中都适用。该循环的焦耳-汤姆逊部分可按公式(1.9)进行计算，式中所用的焓值 h_1 和 h_4 ，是空气进入末级换热器顶部时的温度和压力下的焓值。可以看到，由于温度降低，公式(1.9)右方的分子 $(h_4 - h_1)$ 会增大很多，而分母 $(h_4 - h_{LiQ})$ 则会减少，从而使液化率大大提高。

1.5 林德高压循环 效率的进一步提高是由林德高压循环达到的(图 1.4)。在那里大部分的循环空气从 200 个大气压节流膨胀到 40 个大气压，然后经过换热器返回到压缩机。因为压缩功与压缩比 p_2/p_1 的对数近似地成比例，而焦耳-汤姆逊冷却效应大体上与压力差成比例，因此，通过增加压力 p_1 的循环所制取冷量比汉普森循环更为便宜。

1.6 克劳德循环 在克劳德液化器中，空气的大部分在膨胀机中进行接近等熵膨胀，膨胀所产生的能量由膨胀机从系统中转移出去。在高效率的结构中，膨胀机产生的能量被用来帮助压缩机压缩进入的空气。空气膨胀时所转移出去的能量就是该循环中产生的额外冷量。图 1.5 是克劳德循环的示意图。克劳德所用的膨胀机是往复式的，但最近也采用了透平膨胀机。这一过程是可以接近理想可逆循环的，因为它使用了一个按等熵过程设计的膨胀机。假如采用足够多数目的膨胀机，那么限制接近热力学可逆性的仅仅是机器本身的缺点，以及不完善的热交换和绝热所引起的损失。

1.7 卡皮查空气液化器 卡

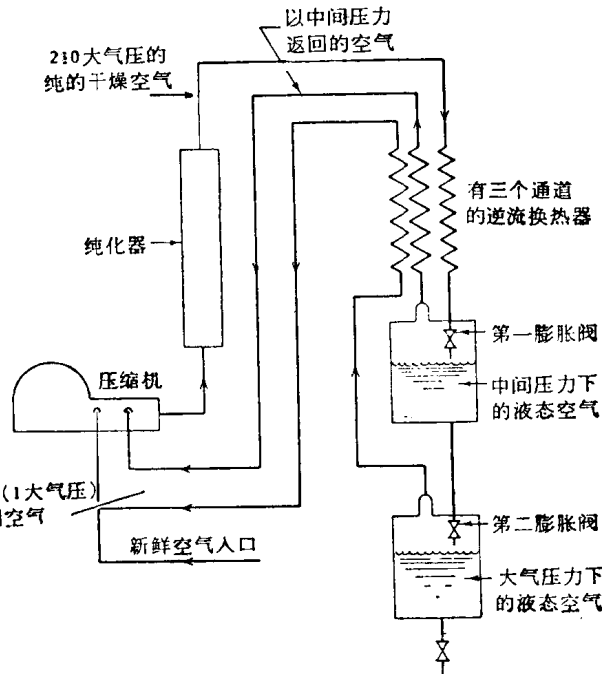


图 1.4 林德型两级压力液化系统的示意图。

* 同时，由于它是在较高温度水平上制冷，所以整个液化流程的热功效率就显著提高了。——译者注

皮查^[3]在1939年介绍了一种小型空气液化器。这种液化器采用了一台透平膨胀机和用于冷却及纯化空气双重目的的蓄冷器(或称为交流换热器——译注)。从本质上来说,该循环只是克劳德循环的一种变体。但是,因为它引进了许多新技术,并且还包含了某些别处无法得到的资料,所以,也就值得对它进行一次单独的讨论。卡皮查循环的流程图如图1.6所示。约为7个大气压的常温空气,从压缩机出来后进入了两个并联的蓄冷器中的一个的底部,在那里,空气逐渐地被冷却,而杂质(水和二氧化碳)则凝积在蓄冷器的冷表面上。通过蓄冷器后,空气便分为两股,其中大部分经过温度均衡器,然后经过透平膨胀机,在此由于做功而使温度进一步降低。(若透平膨胀机是完善的,那么这应是等熵膨胀。)从透平膨胀机出来的压力略高于一个大气压的很冷空气,穿过冷凝蛇形管外的间隙,蛇形管内流过高压空气的剩余部分。该热交换导致7个大气压的空气在冷凝蛇形管内冷凝,而从膨胀机出来的低压空气则被加热到接近于蓄冷器冷端的温度。然后,低压空气回经另一个蓄冷器以使后者得到冷却。在冷凝器中的被液化了的空气通过节流膨胀阀,其压力减少到接近大气压力,结果使温度进一步降低,同时引起少量额外的蒸发。经过1—5分钟后,切换阀开始动作,以便高压气流及低压气流交变地通过蓄冷器。现在,蓄冷器的作用就很清楚了。进来的高压不纯空气

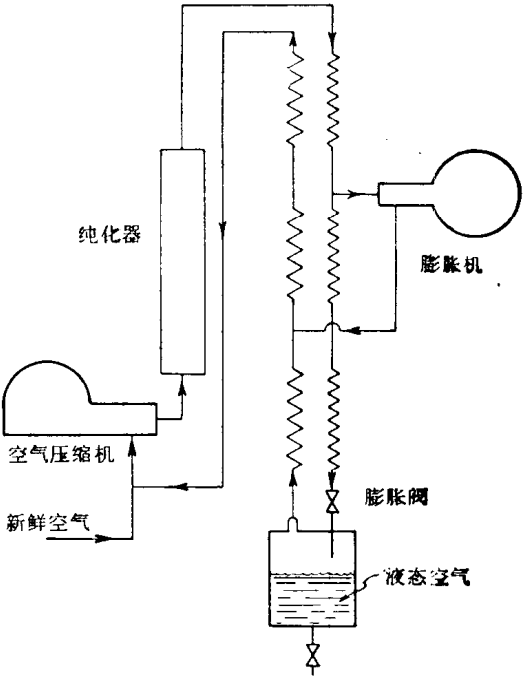


图 1.5 克劳德型空气液化器。

到接近于蓄冷器冷端的温度。然后,低压空气回经另一个蓄冷器以使后者得到冷却。在冷凝器中的被液化了的空气通过节流膨胀阀,其压力减少到接近大气压力,结果使温度进一步降低,同时引起少量额外的蒸发。经过1—5分钟后,切换阀开始动作,以便高压气流及低压气流交变地通过蓄冷器。现在,蓄冷器的作用就很清楚了。进来的高压不纯空气

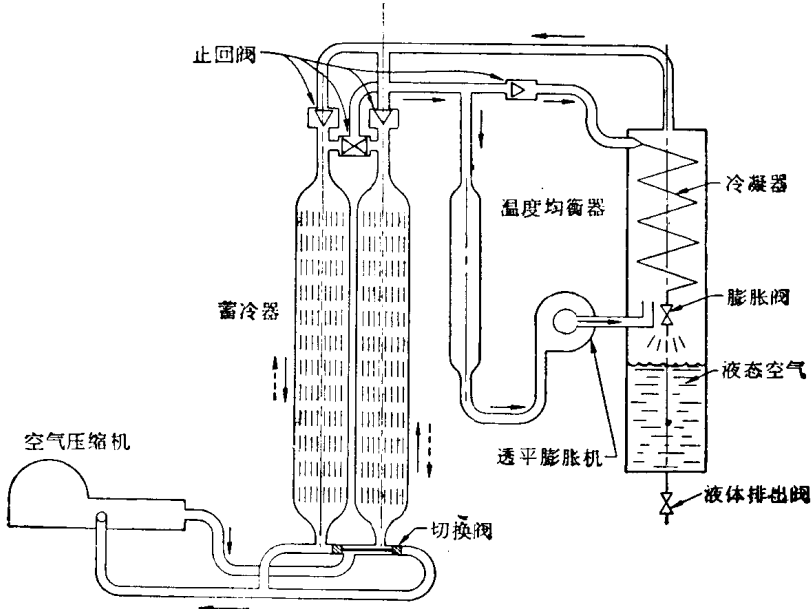


图 1.6 卡皮查型空气液化器。

被冷却,其杂质被冷凝在第一个蓄冷器的表面上;而在另一只蓄冷器内,纯的冷低压排出空气将杂质蒸发并除去,与此同时,它冷却这只蓄冷器。使得该方案可行的情况是如下事实,即杂质被蒸发到比从它们凝积出来的容积要大得多的空气中去了,因为返回气流是在更低的压力下。换句话说,杂质分压力在低压排出空气的总压力中所占的比例要比在高压进入空气中所占的比例大。

温度均衡器由几千克活性炭组成,在蓄冷器切换引起温度有上升或下降的趋势时,它就吸附或解吸附空气。空气在活性炭上的高的吸附热有助于保持一个恒定的温度。均衡器的目的是不让进入透平机的空气的温度上升至某一个值,因为在这个温度值下,它会带

有过量的二氧化碳,这些二氧化碳就沉积在透平机的喷嘴中,从而妨碍膨胀机的工作。

1.8 级联循环 在结束对空气液化过程的讨论之前,应当提一下级联式系统。在这里面,一系列沸点依次降低的液体是在相邻的高沸点液体蒸发而形成的温度下被加压冷凝出来的。基松姆^[4]提出了这种液化氮的方案,并且计算出实际功率消耗比前面任何一种循环的功率消耗要低得多。图 1.7 是基松姆级联式循环的示意图。冷冻剂是氨、乙烯和甲烷。罗海曼^[5]就级联式系统的理论问题进行了探讨,得出的结论是:尽可能使冷冻剂在接近饱和态工作是有利的。贝尔^[6] (Ball)

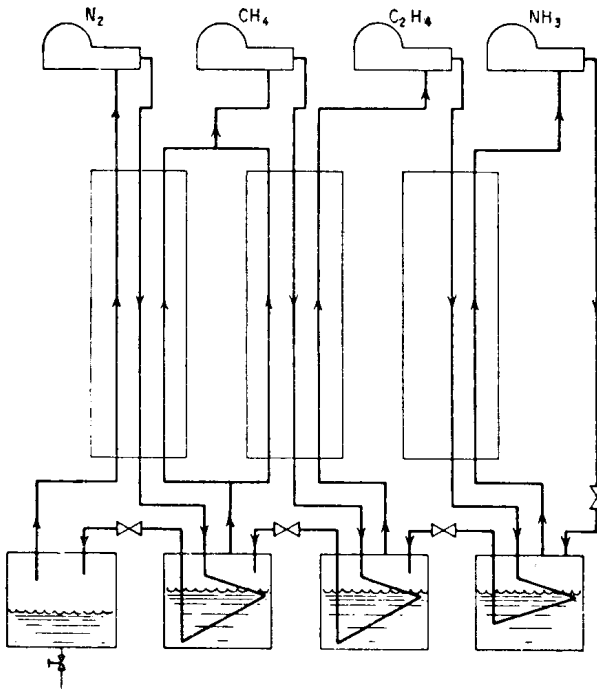


图 1.7 基松姆的级联式空气液化器。

介绍了一种用于空气液化的部分级联式系统,它采用二种工业氟里昂冷冻剂*。

1.9 空气液化器的性能 表 1.2 列举了几种空气液化系统的性能数据。

表 1.2 空气液化器的比较

空气液化系统	液化 1 千克气体所需的功(瓩小时)
理想可逆过程	0.21 (计算值)
汉普森或简单林德型循环	2.86 (测量值)[5]
预冷到 -45°C 的汉普森型循环	1.54 (测量值)[5]
高压林德型循环	1.76 (测量值)[5]
预冷到 -45°C 的高压林德循环	1.0 (测量值)[5]
克劳德型循环	1.0 (测量值)[5]
海兰德型循环	0.92 (测量值)[5]
罗斯阿拉莫斯型级联式循环	0.90 (测量值)[6]
开松姆型级联式循环	0.60 (对 N_2 的计算值)[5]

* 由于系统过于复杂,级联式过程在空气液化中没有实际使用。但是现在天然气的液化已采用改进的单压机压缩混合气体级联液化过程。——译者注

III. 液化器的关键部件

1.10 如前所述,气体液化的基本要求是一个能从气体中不断除去热量,直至达到液化温度的致冷过程。在寻求较好的液化循环时,主要的目标是:(1)创制一种效率尽可能高的致冷机。(2)设计一种不会浪费已经制得的冷量的设备。

在前面几页中致冷循环包括了汉普森型液化器中的焦耳-汤姆逊冷却,林德所作的改进(它减少了获得焦耳-汤姆逊一定冷量所需的压缩机功率)和级联式系统(该系统中,气体在蒸发其它液体所产生的温度下被压缩冷凝),最后还包括了带膨胀机的制冷机(在理论上,它能达到理想的可逆卡诺循环的等熵膨胀状态)。贮存冷量的设备已由逆流换热器和卡皮查液化器中的蓄冷器作出了例子。其它与蓄存冷量有关的改进则是绝热,它减少了从环境空间到液化器的冷的部分之间的热流。绝热将在后面的章节中讨论。在这里有必要提请大家注意,在一个普通的空气液化装置中,制取的冷量是如此之大,以致于只有很差的绝热才会造成可观的冷量损失。而在氢和氮的液化中绝热的重要性则较大。

某些经过改进而提高了空气液化效率的器件,也可以用于其它低温过程中。因此在下面几页里,将要介绍一些较为成功的实际进展以及一种十分精巧而尚未试用的、但在今后很可能有用的致冷器件。尽管气体压缩机事实上是致冷循环的一个部分,而且它的效率对气体液化器的总效率有直接影响,但在这里不予考虑,因为严格地说,压缩机并不是低温设备。压缩机的效率可以从制造者的说明书上查到。

1.11 换热器 逆流换热器是低温技术中所用的最重要的装置之一。它构成了使“永久”气体得以连续流动液化的最后一环。目前,换热器有许多种型式,但其目的都是使热量从一种流体传到另一种流体。因此,在低温过程中,就是通过用出去的冷气流冷却进来的热气流的方法来保存“冷量”。如果温差很小,并且流阻也不大,那么此过程就接近于热力学可逆过程。因此,换热器的设计者都既想为热流动提供大量的流动表面又想要避免过大的压降。这两个目的实际上是多少有点对立的,因为增大了表面积固然增加了既定横截面通道的换热机会,但也增加了它的热阻。在换热器的设计中还有另外一个实际问题,应保持小的热容量。以减少达到稳定热状态所需要的时间。

换热器的一些类型 可以看到,在换热器的设计中,几乎存在着无数种变化的可能性。选择哪一种型式取决于几方面的因素,其中包括:(1)避免产生压力降的重要性;(2)需要低的热容量;(3)成本;(4)所需承受的压力;(5)可供换热器占用的空间的大小。

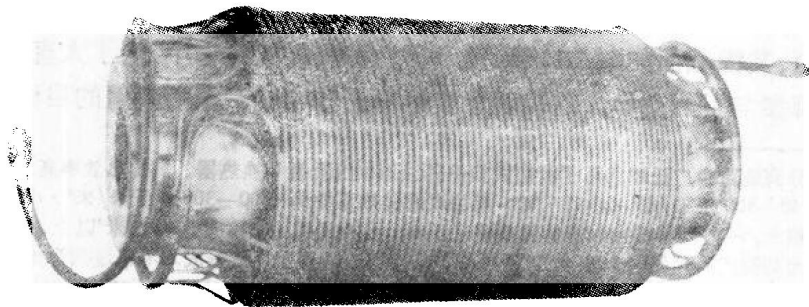


图 1.8 吉奥克-汉普森型换热器。

汉普森所用的换热器是由绕成间距紧密的蛇形管的细铜管组成的。高压气流在管中流动，而低压气流则通过管子间隙在管外回流。图 1.8 是汉普森型换热器的一种新型式的照片，它是由加利福尼亚大学的吉奥克设计的。设计结构十分相似的多管换热器已经被用在非常大型的商业装置上了*。对于这类换热器来说，重要的是要使管之间的间距十分均匀；否则低压返回气流就会“沟通”，也就是说，将有一个选择的通道，而不是均匀地分布在换热器的横截面上。当换热器的直径较大时，要特别注意这点。

近来，换热器方面的进展之一就是柯林斯设计的那种，如图 1.9。它由几根同轴铜管组成，每根都紧紧缠有沿边缘方向绕曲的螺旋形铜带。螺旋铜带与被它围绕的那根铜管的外表面及另一根铜管的内表面软焊在一起。这样，这些螺旋铜带就大大增加了传热表面，同时也提供了一条热传导的横向通路。这种换热器管道可以做成具有多达三个的环形通道。可以选择和组合进入气流和排出气流的通道以适应不同的压力、容积和流动速度的需要。

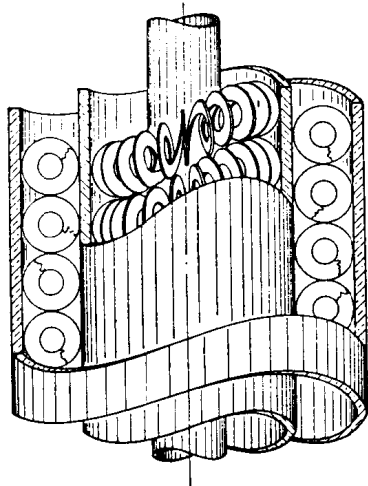


图 1.9 柯林斯设计的换热器。

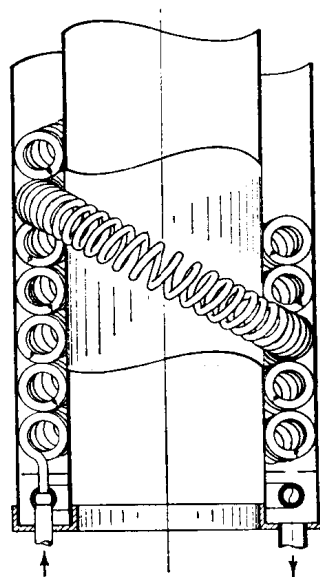


图 1.10 潘金松的换热器。

潘金松^[7]设计了一种高效率、低热容而且结构比较简单的换热器。它由若干用高压铜管流成的(直径小，螺距小)螺旋管构成。这些多重线的螺旋管绕在一个低热导的薄壁中心管上，并被一个低热导率的套管紧紧地包围着，见图 1.10。低压回流气流通过由中心管和外套管构成的环形空间返回，它与高压螺管之间有良好的热接触。

曾经制造了这样一种换热器，在一个管道里装上七根高压管，该管道就构成了低压气体的返回通道，其横截面如图 1.11 所示。可以看到，在此结构中，除了大直径的外管以外，所有的表面都参与了热交换。这表明了换热器设计中的一个所期望的目标。由于包围气

* 近来空气分离装置中广泛地采用了板式换热器以取代汉普森型换热器。其传热效率高。强制对流空气的传热系数是 30—300 千卡/米²·小时·℃；沸腾水的传热系数是 1500—30000 千卡/米²·小时·℃。单位体积的传热面积大，一般列管式换热器约为 160 米²/米³，而板式可高达 4000 米²/米³以上。结构轻巧而牢固，重量一般仅为列管式换热器的 10%。若制造稳定，据报导板式换热器成本不超过列管式换热器的 50%。板式换热器的缺点是流道狭小，结垢后清洗十分困难，容易增大阻力。因隔板和翅片材料均较薄，故要求工作介质对铝不产生腐蚀。另外，对于天然气液化装置，及含有腐蚀性气体的情况下，专门配制适当容量的板式换热器是不经济的，因此目前仍采用盘管式换热器。——译者注

流的所有表面都产生摩擦损失,从而引起了压力降,所以希望它们也参与两股气流之间的热交换,以得到最佳的换热效率与压降的比值.在汉普森型换热器里,传热上无用的表面是外面的套子.在柯林斯型换热器中,导热螺旋提供了使所有的表面都参与热交换的热路.

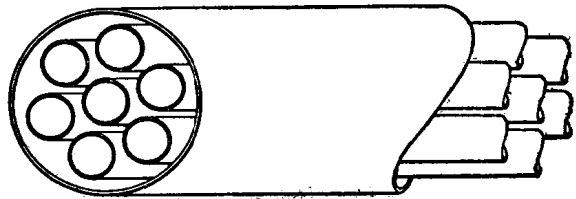


图 1.11 多管换热器.

温差的计算 应用能量守恒定律能够很方便地导出逆流换热器的某些一般特性.如果换热器是绝热的,那末对环境

的损失可以忽略不计,又每一通道中的压力降都很小,而且流动速度也是如此,以致动能可以忽略不计,那么在换热器的一个单元里,热气流在单位时间内传给冷气流的热量 dq 为

$$dq = m'c'dT' = m''c''dT'', \quad (1.10)$$

式中 m 是质量流过速率; c 是定压比热; T 是温度.一撇的代表热气流,两撇的代表冷气流.若比热与温度无关,则

$$m'c'T' = m''c''T'' + d. \quad (1.11)$$

两股气流间的温差为

$$\Delta T = T' - T'' = \left(1 - \frac{m'c'}{m''c''}\right) T' + \frac{d}{m''c''}, \quad (1.12)$$

式中 d 为积分常数,它由具体应用这个方程时的情况所决定.若热气流的热容 $m'c'$ 比冷气流的热容 $m''c''$ 大,则 ΔT 对 T' 曲线的斜率是负值,亦即 ΔT 随着温度的增大而减小.这正是汉普森型空气液化器中的情况.由于一部分空气被冷凝并作为液体除去,所以冷的返回气流的热容比进入气流的热容小.因此,在汉普森型液化器中,如果换热器足够大,热端 ΔT 就可以忽略不计.但是,如果 $m''c'' > m'c'$,那么 ΔT 就会随温度升高而增大,而若 $m''c'' = m'c'$,则 ΔT 不变.

当任何一股气流的比热变化时,最好是采用温-熵图或莫里埃 (Mollier) 图中所给予的气体比焓 h .这样,由于 $cdT = dh$,把它代入方程 (2.10) 中,我们就可以写成

$$dq = m'dh' = m''dh'' \quad (1.13)$$

和

$$m'h' = m''h + d, \quad (1.14)$$

或

$$m'\Delta h' = m''\Delta h''. \quad (1.14a)$$

这个关系式在比热的任何变化情况下都是成立的,当流体的比热变化时,还能用它来对逆流换热器的温差作更详细的分析.我们建议设计换热器的读者要十分熟悉这个概念,因为它是最基本的,并且常常是限制换热器效率的因素;在选择液化循环时,这也是一个起着决定作用的考虑之点.本章后面讨论氨的液化时,将要例举一个方程 (1.14) 的实际应用.如图 1.12 所示,方程 (1.14) 或与它相当的公式 (1.14a) 的用途可以用图来加以说明.图中 $m'\Delta h'$ 和 $m''\Delta h''$ 为纵坐标,温度为横坐标.图 1.12A 说明了在焦耳-汤姆逊型液化器的末级换热器中所经常遇到的一种情况,返回冷气流的质量流率比进入热流的质量流率小得多.图 1.12B 表示一种难以进行热交换的情况.其中一股流体的比热与温度的关系

是这样的：为了保证在换热器中部热流的温度高于冷流以实现热交换，就要求在换热器两端都有大的温差。变更一下图 1.12B 中的气体，使冷流与热流的气体相对换，结果就得到如图 1.12C 所示的那种极有利情况。此时，换热器中部的温差比两端的温差还要大。

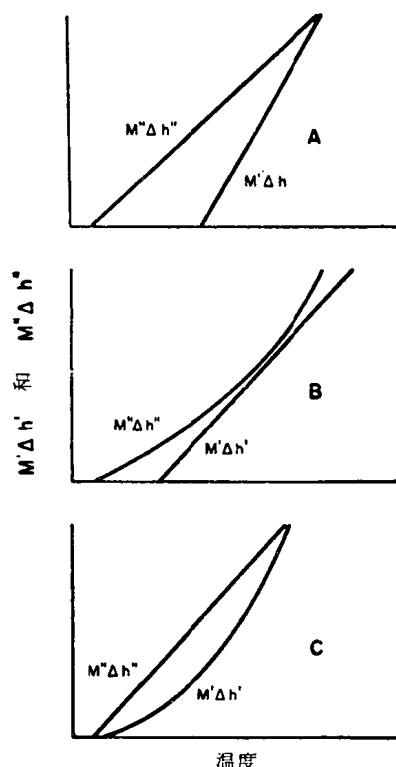


图 1.12 逆流换热器内的三种温度分布。

传热系数 在分析换热器时，传热系数是一个重要的概念。这里用符号 U 或 u 表示，由牛顿传热微分方程定义：

$$dq = U \Delta T dA, \quad (1.15)$$

式中 dq 是温差为 ΔT 时，在单位时间内通过某一个面积单元 dA 所传递的热量。大写的 U 代表管子内、外流体之间的总传热系数。 u 表示某一股流体和某一根管子表面之间的个别传热系数。对于薄壁管子来说，其被湿润的内、外表面积可以看成是相等的，管子内、外流体之间的总传热系数可以从下列关系式中的各个别传热系数中得到。

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{u_i} + \frac{1}{u_w} + \frac{1}{u_o} \quad (1.16)$$

式中 u_i 是管壁和管内流体之间的传热系数， u_o 是管壁和管外流体之间的传热系数； u_w 是管壁的传热系数， $u_w = \text{热导率}/\text{壁厚}$ 。对于厚壁管或翅片管来说，我们必须把两种流体所湿润的面积之间的差异考虑进去。

将方程 (1.12) 所给的 ΔT 值代入方程 (1.15)，进行积分，可以得到

$$\ln \frac{\Delta T_w}{\Delta T_c} = \left(\frac{1}{m'c'} - \frac{1}{m''c''} \right) UA = \frac{1}{q_t} (\Delta T_w - \Delta T_c) UA, \quad (1.17)$$

$$q_t = \frac{(\Delta T_w - \Delta T_c) UA}{\ln (\Delta T_w / \Delta T_c)}, \quad (1.17a)$$

式中 A 是总传热面积； ΔT_w 为热端温差； ΔT_c 为冷端温差； q_t 为单位时间内所传递的总热量， $q_t = m'c'(T'_w - T'_c) = m''c''(T''_w - T''_c)$ 。

如果 U 随温度而显著地变化，则可把该换热器想象为由若干换热器串联组成，其中每一个换热器的 U 与温度成线性关系。那末，对于每一个部分来说，

$$q_t = A \frac{U_c \Delta T_w - U_w \Delta T_c}{\ln (U_c \Delta T_w / U_w \Delta T_c)}. \quad (1.18)$$

上述讨论适用于并流和逆流换热器。在低温应用中有一种常常使人感兴趣的特殊情况，即换热器的一边为恒温，例如，气体在一根浸在蒸发的液体中的管子内冷却时就是如此。在这种情况下因为冷流体的温度不变，所以 $m''c''$ 可看作是无限大，于是方程 (1.17) 变为

$$\ln \frac{\Delta T_w}{\Delta T_c} = \frac{UA}{m'c'} = \frac{UA}{q_t} (T'_w - T'_c). \quad (1.19)$$

传热系数和压降的计算 计算实际换热器的传热系数和压降是一门复杂的课题。在

这方面已经积累了大量的数据,并且根据实验测量的量纲分析也已经导出了一些经验公式。读者欲透彻地了解该课题,请参考麦克亚当斯^[8]和雅各布^[9]的文章。

为了便于进行初步的计算,这里提供了麦克亚当斯的二个公式和应用这些公式时所需要的一些辅助资料。

对于在平直光滑的圆管中的湍流*来说,流体和管壁之间传热系数的近似值可由下式算出:

$$\frac{uD}{k} = 0.023 \left(\frac{DG}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{0.4}, \quad (1.20)$$

式中各符号的含义如下:

u ——流体和表面之间的传热系数,

c_p ——定压下的流体比热,

μ ——流体的粘度,

G ——物质的速度,

k ——流体的热导率,

D ——管子直径。

方程(1.20)中所用的流体物理性质数据对应于整体温度,即在通道某一横截面上的按流体质量平均的温度。方程(1.20)可采用任何一种统一的单位制。

对于横截面积不变的非圆形气体通道来说,只要用 $4r_h$ 的值代替式中的 D 就可以使用方程(1.20)。 r_h 是水力学半径,其定义为通道横截面除以总的被湿润的周长。利用该方法,就能够计算形状为矩形通道或同轴管间的环形通道的传热系数。

如管内的气体为湍流,则其压降可由下式算出:

$$p_1^2 - p_2^2 = 2RT_m G^2 \left[\ln \frac{v_2}{v_1} + \frac{f_m L}{2r_h} \right]. \quad (1.21)$$

各符号说明如下:

p ——绝对压力,

R ——普适气体常数,

M ——分子量,

T_m ——平均温度,

G ——物质的速度,

v ——比容,

f_m ——摩擦系数的平均值,无量纲,

L ——直管长度,

r_h ——水力学半径。

角标 1 代表管子上游端,角标 2 代表管子下游端。

摩擦系数 f 可从下列经验公式算出:

* 流体在管内的流动特性取决于几个变量,可以通过计算无量纲的雷诺准数 Re 来预测。 $(Re = DG/\mu)$,当雷诺数大于 3,000 时,流体的流动为湍流(换热器中通常就是此类流动状态)。另一种类型的流动称之为层流或粘性流,在流速较低和流体粘性较大时常常见到,其流动形式很规则,速度分布从零(管壁处)单调地增加到最大值(管子中心处)。层流中不存在涡流和旋涡,涡流和旋涡均要引起速度的横向分量。

$$f = 0.00140 + 0.125/\text{Re}^{0.32} \quad (1.22)$$

若 f 变化较明显,则在方程 (1.21) 中可用平均值 f_m 。雷诺数 $\text{Re} = DG/\mu$, 式中 D 是管子直径, μ 是粘度。这里,同样可以使用任何一种统一的单位制。表 (1.3) 列出了二组单位,它们都适用于方程 (1.20) 和 (1.21)。

表 1.3 方程 (2.20) 和 (2.21) 各量的常用单位

量	厘米·克·秒制	米·千克·秒(小时)制 (并采用制外单位千卡和 K)
u	尔格/厘米 ² ·K·秒	千卡/米 ² ·小时·K
D	厘米	米
k	尔格/厘米·K·秒	千卡/米·小时·K
G	克/秒·厘米 ²	千克/小时·米 ²
c_p	尔格/克·K	千卡/千克·K
μ	克/厘米·秒(泊)	千克力·秒/米 ²
p	达因/厘米 ² (或微巴)	千克力/米 ²
T_m	K	K
v	厘米 ³ /克	米 ³ /千克
R	尔格/克·K	千卡/千克·K
L	厘米	米
r_h	厘米	米

下面的例题可用来说明分析换热器的某些程序。

例 题

逆流的气态氢通过图 1.13 中的同轴管换热器。压力为 5 个大气压,温度为 20℃ 的气流 1,以 0.454 千克/分的速度从中心管的顶端进入,它离开底部时的温度为 -73.5℃。压力为 1.5 个大气压的气流 2,以 0.363 千克/分的速度从环形空间的底部进入。求:

- (1) 气流 1 的出口压力是多少?
- (2) 气流 2 的进口和出口温度是多少?

假设氢气的性质和理想气体一样,并且在这个温度范围内下列性质不变。

粘度 $\mu = 8 \times 10^{-5}$ 泊,

比热 $c_p = 14.63$ 焦耳/克·K,

热导率 $k = 1.56 \times 10^{-3}$ 瓦/厘米·K。

氢的分子量 M 为 2.016 (1 克分子理想气体在 0℃ 时体积为 22.4 分米³)。假设内管横向热阻为零,且外管周围绝热完善,并假定热量也不沿着管子长度上传导。

《解》

(a) 气流 2 的温度变化可以立即从方程 (1.11) 中得出。因为比热是常数,

$$m_1 c_p (T'_1 - T'_2) = m_2 c_p (T''_1 - T''_2),$$

$$c_p (20 + 73.5) = \frac{0.363}{0.454} c_p (T''_1 - T''_2),$$

则

$$T''_1 - T''_2 = \frac{93.5}{0.8} = 117^\circ\text{C}.$$