

# 食品冷冻技术

## 本章的学习目的与要求

学习本章内容，学生初步掌握食品工业中的制冷技术原理和食品冷冻冷藏相关知识，可完成食品冷冻冷藏工艺设计和管理工作。要求学生掌握必要的相关热力学基础知识；掌握卡诺循环、逆卡诺循环、制冷量及制冷系数的基本概念；掌握一般制冷原理和制冷方法；熟悉食品冷冻加工中的各种技术原理和相关计算方法；熟悉食品冷藏链的构成和冷库冷量的计算方法。

# 1 制冷技术基本原理

## 1.1 制冷技术在食品工业中的应用

冷冻是利用制冷技术产生的低温源使产品从常温冷却降温，进而冻结的操作过程，因此它包括了制冷和食品冷冻两个部分。

从低于环境温度的物体中吸取热量，并将其转移给环境介质的过程称为制冷。实现制冷所必需的机器称为制冷机。制冷技术就是利用制冷机，以消耗机械功或其他能量来维持某一物料的温度低于周围自然环境的温度。这种技术是建立在热力学的基础之上的，是现代食品工程的重要基础技术之一。

一般而言，冷冻温度范围在 $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以内的称为一般冷冻，而在 $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下的称为深度冷冻或低温冷冻。食品工业上冷冻应用的温度范围通常在 $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上，属于一般冷冻的范围。

冷冻技术在食品工业中的应用相当广泛，归纳起来主要表现为以下4个方面：①用于冷冻制品、速冻制品的加工；②用于食品的储藏；③用做食品加工的特殊方法，如冷冻浓缩、冷冻干燥等；④用于生产车间的空气调节等。罐头厂、乳品厂、蛋品厂、糖果冷饮厂等食品工厂，几乎都设有冷冻机房及冷藏库。

作为食品加工手段，冷冻储藏可较好地保持食品原有的色、香、味，防止食品腐败，延长食品的保存期限，从而减少消耗。由于保存时间较长，能很好地解决淡旺季时食品供求之间的矛盾，使产、销、加地区之间能有机地联系起来。

目前，我国食品冷冻加工和速冻已形成一个独立的工业部门，正在迅速发展。在食品发酵工业中广泛应用。如啤酒厂的前发酵、后发酵、糖化液降温、啤酒的过滤、味精厂发酵、等电点池降温、酵母厂高活性酵母发酵降温、果酒车间降温。肉类、水产的速冻，早已具有相当规模，果蔬的速冻在很多工厂已大批生产，正在逐步形成独立完整的工业企业。



## 1.2 制冷基本概念、原理与方法

### 1.2.1 制冷技术的热力学基础及基本概念

(1) 卡诺循环及逆卡诺循环 进行卡诺循环除了要有热机外,还应有一个温度恒定为  $T_C$  的高温热源和一个温度恒定为  $T_N$  的低温热源。卡诺循环由两个可逆定温过程和两个绝热过程所组成,即定温膨胀过程、定熵膨胀过程、定温压缩过程、定熵压缩过程。卡诺循环是一种理想的可逆循环,在热力学中具有重要的理论意义,对提高各种热力发动机的热效率指明了方向。

逆卡诺循环,又称制冷循环,是制冷技术的物理基础。它也是由两个等温过程和两个绝热过程所组成,但这个循环在压容图或温熵图上的方向与卡诺循环相反,如图 3-1 所示:①工质首先沿等熵线做绝热压缩,此时压力由  $p_1$  升至  $p_2$ ,温度从  $T_N$  升至  $T_C$ ;②绝热压缩后的工质,再沿等温线 2—3 做等温压缩,此时熵值减少,压力再次从  $p_2$  升至  $p_3$ ;③等温压缩后的工质再沿等熵线 3—4 做绝热膨胀,此时压力下降至  $p_4$ ,温度降至绝热压缩前的温度  $T_N$ ;④最后沿等温线 4—1 做等温膨胀,此时,其熵值又复增加,压力下降至  $p_1$ ,恢复原状,完成一个逆卡诺循环。这 4 个过程均为可逆,所以它是一个理想的循环,但在工业生产上是不可能实现的。因为在实际的制冷循环中,不仅压缩和膨胀不可能是绝热过程(即不可能实现没有摩擦损失的定熵过程),而且在两个等温过程中,放热侧工质温度必高于热源(冷却介质)的温度,吸热侧的工质温度必低于冷源(被冷却的物体)的温度(实际上无法实现没有温差的等温传热过程)。但理想循环可作为实际制冷循环完善程度的比较标准。

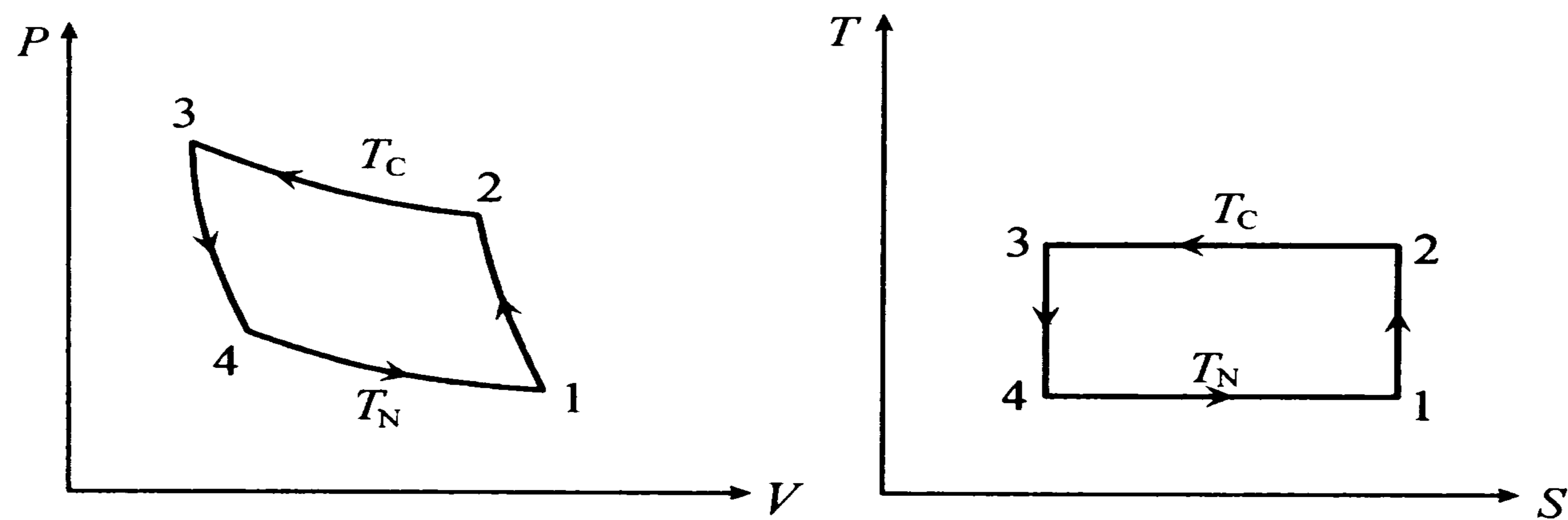
(1)  $p$ - $V$  图(2)  $T$ - $S$  图

图 3-1 逆卡诺循环压容图和温熵图



(2) 制冷过程 制冷的任务是将被冷却物体中的热量移向周围介质（水或空气），使物体温度降低，且低于周围介质的温度，并能保持一定的温度。通常热量是常从高温物体传向低温物体，但制冷过程可使热量从低温物体传向高温物体，这个过程需消耗能量。制冷剂在制冷机中循环，周期性地从被冷却物体中取得热量，并传递给周围介质，同时制冷剂也完成了状态的循环，实现这个循环必须消耗能量。

压缩式制冷机的制冷过程分为压缩、冷凝、膨胀、蒸发4个阶段，如图3-2所示。

系统中的制冷剂在低温低压液体状态时吸热达到沸点后蒸发成为低温低压蒸汽，被压缩机吸入压缩成为高温高压气体，此高温高压气体在冷凝器内冷凝后成为高压液体，高压液体经过膨胀阀后变成低温低压液体，再度吸热蒸发构成了制冷机的制冷循环，从而使周围介质的温度降低，这就是制冷过程。制冷机主要由蒸发器、压缩机、冷凝器和膨胀阀等构成。压缩机是制冷系统的做功单元。

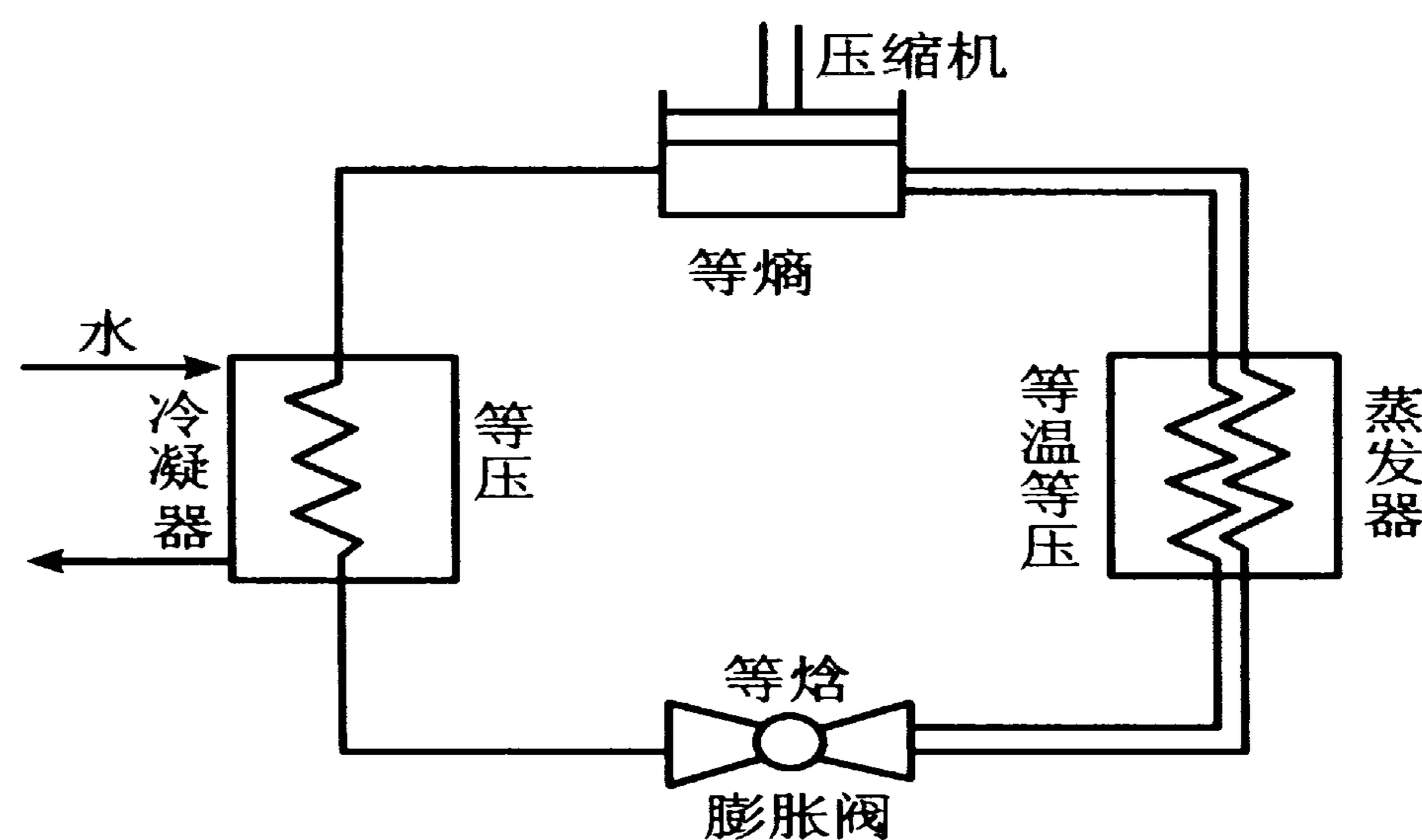


图 3-2 制冷过程简图

③制冷量与制冷系数

①制冷量：制冷量也称制冷能力，是任何制冷系统和制冷机产生的冷效应，即在一定的操作条件（一定的制冷剂蒸发温度，冷凝温度，过冷温度）下，单位时间制冷剂从被冷冻物取出的热量，以  $Q$  表示之，单位为  $W$ 。由于制冷量用  $W$  作为单位表示时，其数值甚高，故常用  $kW$  为单位来表示。在国外，制冷量经常有用冷冻吨（简称冷吨，refrigeration ton，缩写 R.T.）来表示，1 冷吨相当于 24 h 内将 1 t  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  的水冷冻成同温度冰所放出的热量，但必须注意其国别，如 1 美国冷吨 = 12 660  $\text{kJ/h}$  = 3.52  $\text{kW}$ ，1 日本冷吨 = 13 900  $\text{kJ/h}$  = 3.86  $\text{kW}$ 。

②制冷系数：制冷系数是评价某具体制冷循环的一项经济性指标。对制冷机而言，它是衡量制冷机工作的重要指标。它表示制冷循环中的制冷量  $Q$  与该循环所需消耗的功率  $P$  之比，也就是指加入单位功时能从被冷冻物料取出的热量数。理论推导逆卡诺循环的制冷系数为

$$\epsilon = \frac{T_N}{T_C - T_N}$$



即制冷系数只取决于高温热源  $T_C$  和低温热源  $T_N$  的温度，与工质的性质无关， $\epsilon$  随热、冷源的温差的减小而提高。

(4) 制冷剂的压焓图 在对常用的蒸汽压缩式制冷循环进行热力计算时，使用最方便的是压焓图，即  $\lg p-h$  图，如图 3-3 所示。

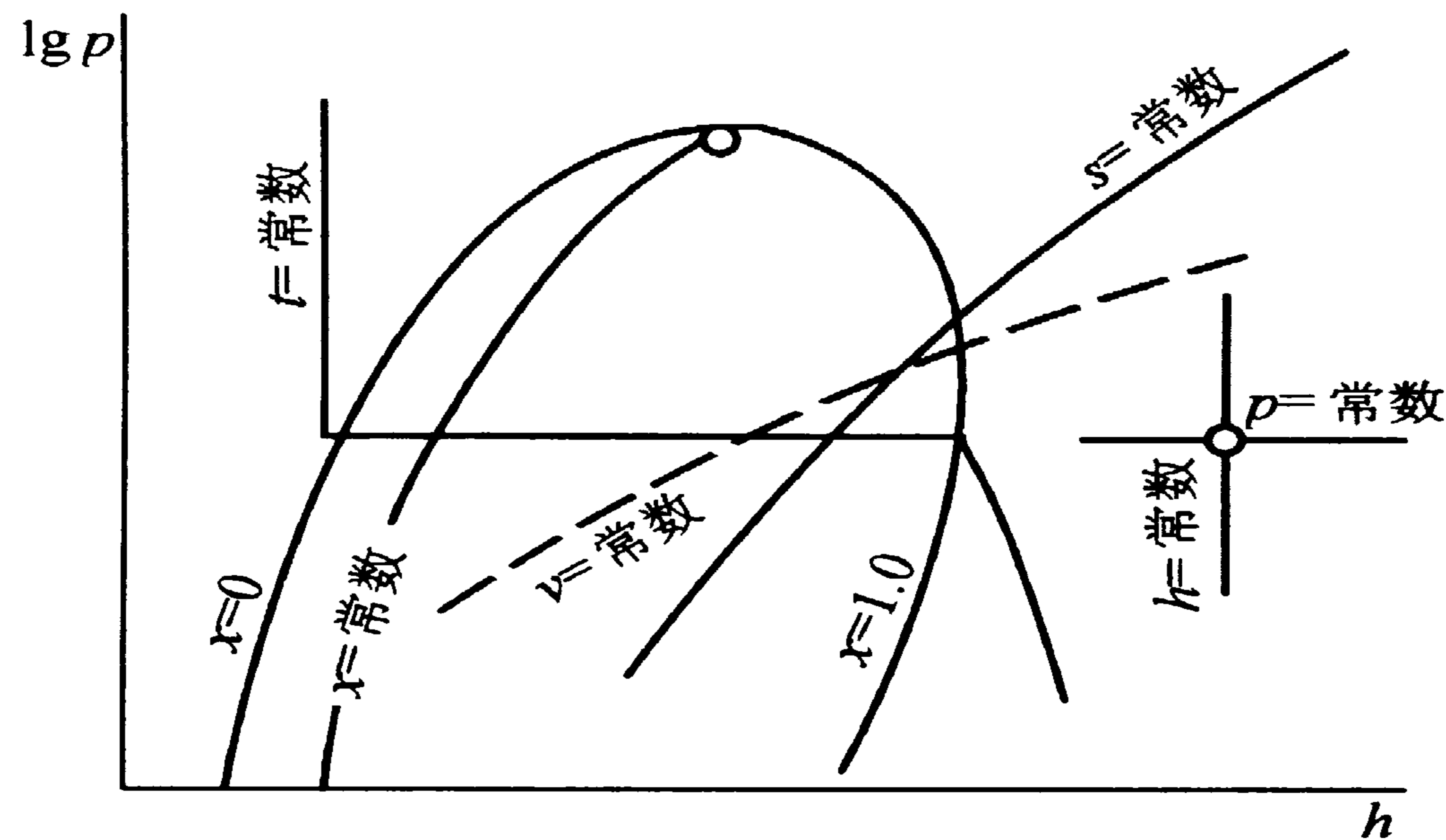


图 3-3 制冷剂  $\lg p-h$  图

$\lg p-h$  图以制冷剂的焓作为横坐标，以压力为纵坐标，但为了缩小图面，压力采用对数分格（需要注意，从图上读取的仍是压力值，而不是压力的对数值）。图上共绘制出制冷剂的 6 种状态参数线簇，即定焓 ( $h$ )，定压力 ( $p$ )，定温度 ( $T$ )，定比容 ( $v$ )，定熵 ( $S$ ) 及定干度 ( $x$ ) 线，如图 3-3 所示。在  $\lg p-h$  图上还绘制饱和液体 ( $x=0$ ) 线和干饱和蒸汽 ( $x=1$ ) 线，两者汇合于临界点 C。饱和液体线与饱和蒸汽线将图面划分成 3 个区域：下界线 ( $x=0$ ) 以左为过冷液体（或未饱和液体）区，下界线与上界线 ( $x=1$ ) 之间是湿蒸汽区，上界线右侧是过热蒸汽区。各种制冷剂都可绘制出类似的压焓图。

### 1.2.2 一般制冷方法

现代食品工业普遍采用人工制冷方法。在人工制冷法中以机械压缩循环制冷法最为常用，此外，低温液化气制冷等非机械压缩制冷法在食品冷冻中也有一定的地位。

#### (1) 机械压缩制冷法

①空气压缩制冷：这种制冷方法是利用大气中的空气作制冷剂，如图 3-4 所示。空气首先在压缩机中绝热压缩至  $0.5 \sim 0.6 \text{ MPa}$ ，然后在等压下用冷水冷却



至可能的温度，冷却后的空气于膨胀阀中绝热膨胀，空气温度继续降低；然后温度降低的空气再通过制冷器，在等压下吸取热量，使之回升至原来的温度，再回到压缩机中，进行另一循环。它的制冷循环是以两等压过程代替逆卡诺循环中的两等温过程。其特点是制冷系数较小，故经济性较差；由于在制冷过程中物质不发生相变化，无潜热可利用，故单位制冷量也较小；为了获取足够的制冷量，则需要比较庞大的设备，这必造成动力消耗大、成本高；同时当冷却温度降至  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  时，由于冰霜生成，致使操作困难。故在现代工业中基本上被淘汰。

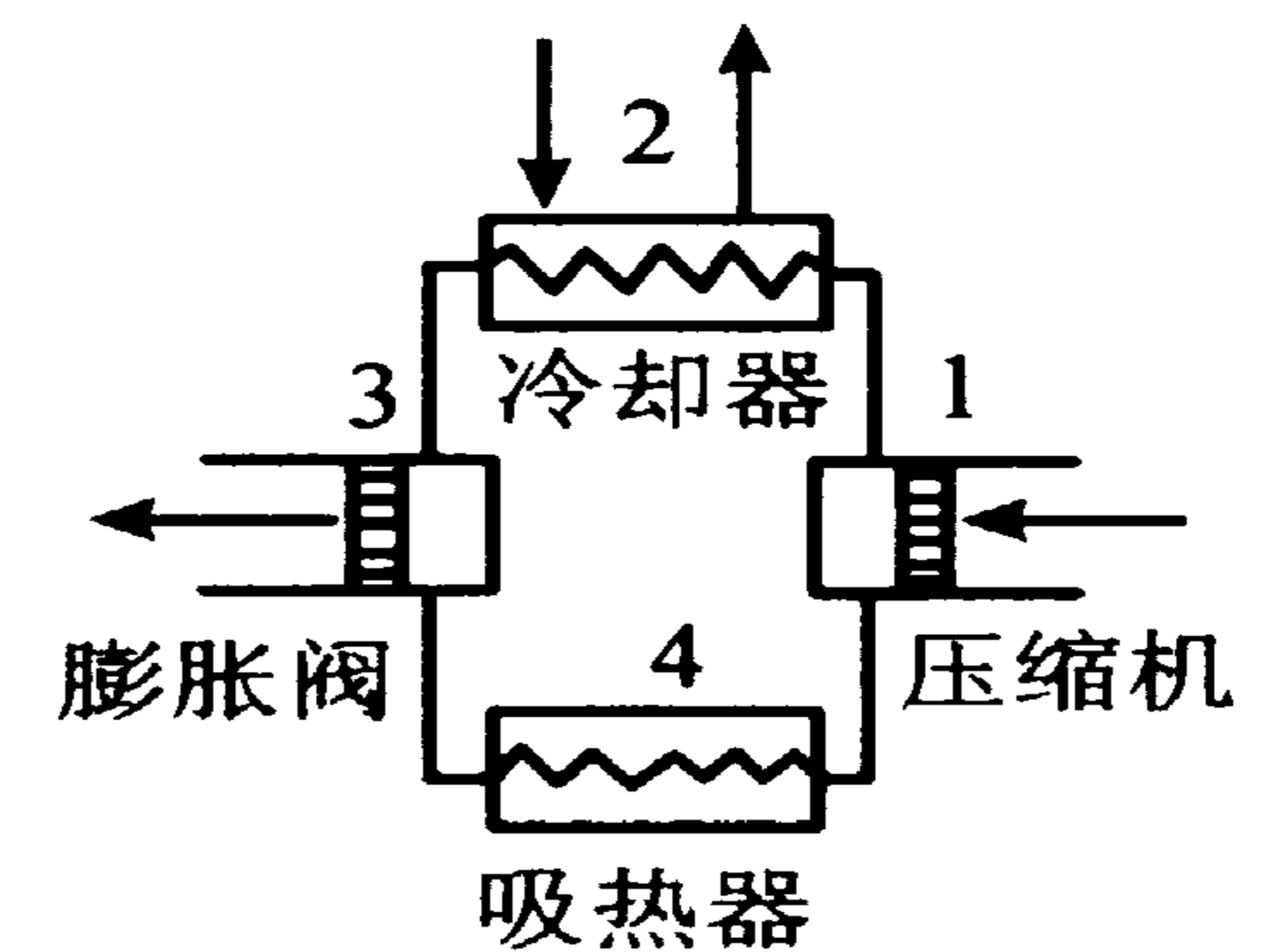


图 3-4 气体压缩制冷

②蒸汽压缩式制冷：目前，食品工业广泛应用的制冷方法是蒸汽压缩式制冷。这种方法是用常温及普通低温下可以液化的物质作为工质（例如氨、氟利昂及某些碳氢化合物），工质在循环过程中将不断发生相变（即液态变气态，气态经压缩再变液态）。

蒸汽压缩式制冷循环的原理如图 3-5 所示。在蒸发器中产生的低压制冷蒸汽（状态 1），在压缩机中被压缩至冷凝压力  $p_c$ ，消耗了机械功  $W$ ，此时为绝热压缩，同时，温度不断升高，然后压缩后的蒸汽在过饱和状态下（点 2）进入冷凝器中，因受到冷却介质（水或空气）的冷却而凝结成饱和液体（点 3），并放出热量，其冷凝过程为一等温等压过程；由冷凝器出来的制冷剂液体，经膨胀阀（2，又称节流阀）进行绝热膨胀至蒸发压力  $p_0$ ，温度降到与之相对应的饱和温度  $T_0$ （状态点 4），此时已成为两相状态的汽液混合物，然后进入蒸发器 A，进行等温等压的蒸发过程，以制取冷量  $Q$ ，并回复到起始状态，完成一个循环。

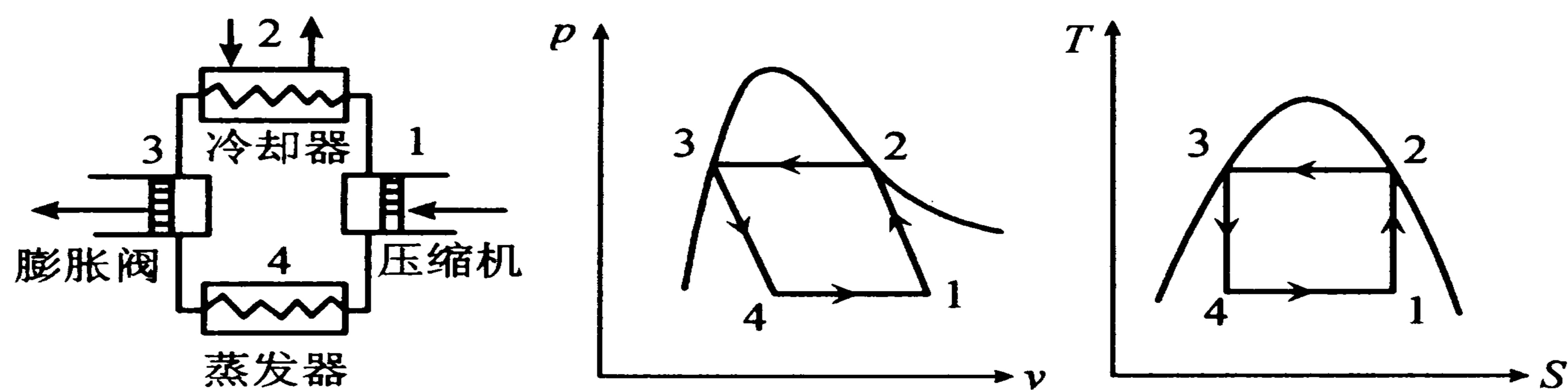


图 3-5 蒸汽压缩式制冷循环



由此可见，蒸汽压缩式制冷循环的蒸发过程和冷凝过程是在等温情况下进行的，不可逆性小，故循环的制冷系数大。它是利用液体的蒸发过程来制冷，故单位制冷量大；同时在蒸发器和冷凝器中都是有相变的传热过程，传热系数较大，因而设备不是很庞大。此外，理想的蒸汽压缩式制冷循环是一个与逆卡诺循环相同的矩形封闭体。

③吸收式制冷：吸收式制冷循环是由消耗热能（蒸汽、热水等）来工作的。在吸收式制冷机中，使用制冷剂与吸收剂两种工质，这是该机的主要特点。工作原理如图 3-6 所示。

浓度高的制冷剂送入发生器 1 内，在发生器中用蒸汽、热水或燃料燃烧的产物等加热，吸收热量后，大部分低沸点组分的制冷剂蒸发，使发生器在高温高压下工作。

发生器中出来的制冷剂蒸汽进入冷凝器 2，由冷却水带走热量，使蒸汽冷凝。冷凝后的制冷剂经过节流阀进入蒸发器，并从被冷却物质吸取热量。

制冷剂的蒸汽从蒸发器出来后，进入吸收器 5。在发生器中经过发生过程后剩余的溶液中，制冷剂的含量已大为降低，称之为吸收液。吸收液经节流阀 7 降到蒸发压力进入吸收器中与从蒸发器来的低压制冷剂蒸汽混合，并吸收这些蒸汽，于是又形成含制冷剂浓度高的溶液。吸收过程是一个放热过程，需用冷却水来冷却。稀制冷剂又变成浓的制冷剂，经过溶液泵送入发生器，继续循环使用，这样便完成了吸收式制冷机的基本循环。

④蒸汽喷射式制冷：蒸汽喷射式制冷机与吸收式制冷机一样，以消耗热能来完成制冷机的补偿过程。喷射泵由喷嘴、混合室、扩压器组成，起着压缩机的作用。

制冷机中的制冷剂是水，水的汽化潜热大，在  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  时约为氨的 2 倍。但要得到低温蒸汽，必须维持非常低的压力，而且在低温下，水蒸气的比容很大；若要获取  $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$  的蒸发温度时，蒸汽压力  $p_0$  就要维持在约  $0.1\text{ MPa}$ ，而这时饱和蒸汽的比容达到  $147.2\text{ m}^3/\text{kg}$ ，显然要用压缩机来完成这个任务是不可能的。所以喷射制冷机适用于空气调节工程。

蒸汽喷射式制冷机工作原理如图 3-7 所示。锅炉的高压蒸汽（称为工作蒸汽）进入喷射器（由喷嘴、混合室及扩压管组成）中，工作蒸汽在喷嘴中膨胀，获得很大的气流速度（可达  $800\sim 1\ 000\text{ m/s}$  或更高些）。在蒸发器中由于制取冷

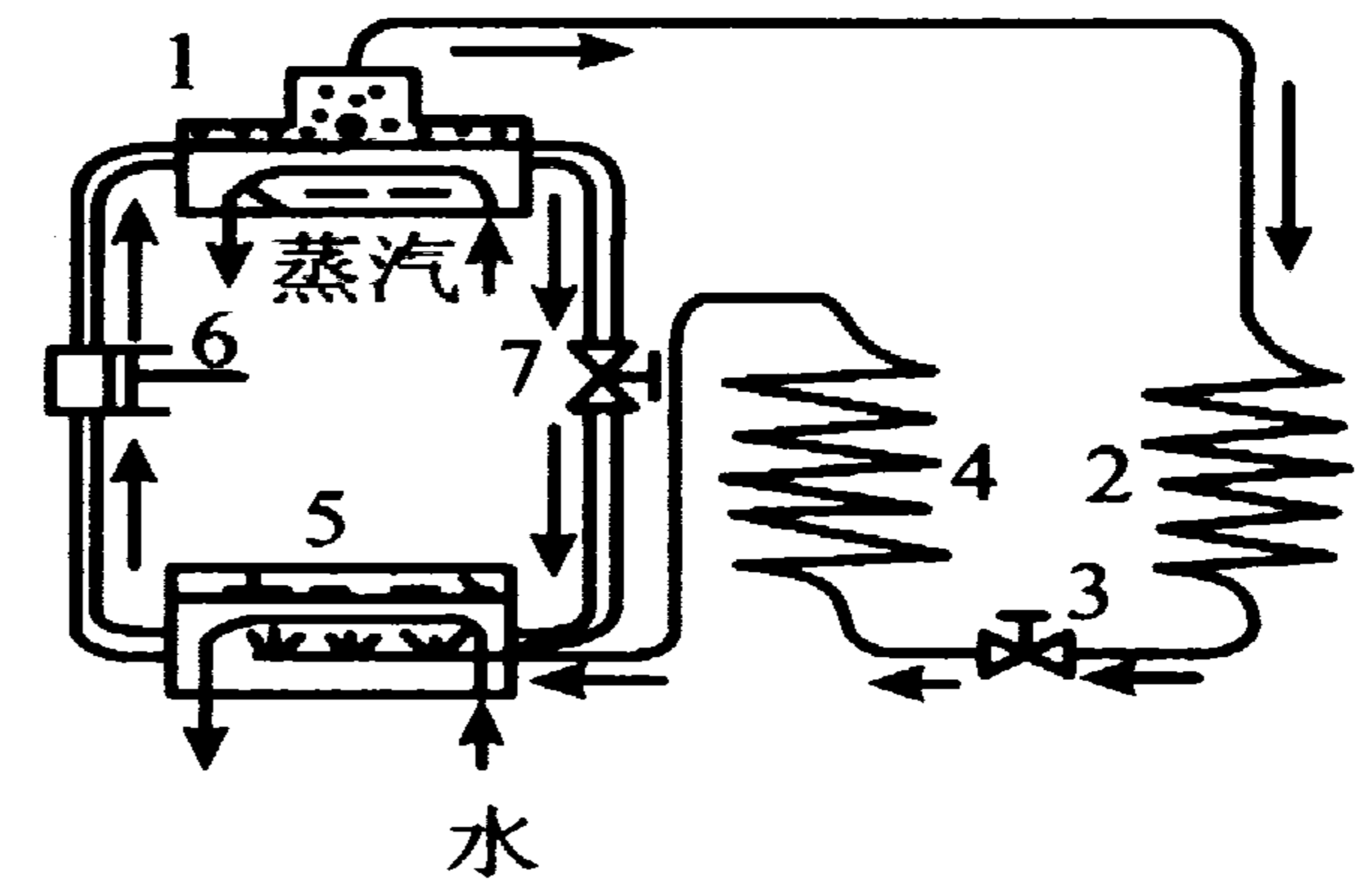


图 3-6 吸收式制冷机工作原理图



量  $Q$  而产生的蒸汽便被吸入喷射器的混合室中，与工作蒸汽混合，一同流入扩压管中，并借助于工作蒸汽的动能被压缩到较高的压力。然后混合蒸汽进入冷凝器中冷凝成水，并向环境介质放出热量。由冷凝器引出的凝结水分为两路：一路经节流阀 6 节流降压到蒸发压力后进入蒸发器 9 中制取冷量，而另一路则经水泵 7 被送入锅炉中，于是便完成了工作循环。

### (2) 非机械压缩制冷

①融解和溶化制冷：固体吸热后变为液体称为融解。固体溶于溶剂称为溶解。这两种物理状态变化都可以被用来制造冷量。例如：1 kg 冰融解成水，可以吸收 334.94 kJ 的热量。但这种制冷方式有局限性，主要是冰的熔点（冰点）限定了用冰融化不能获取低于零度的冷量，其次是冰也必须由另一种制冷操作才能做到。

水与食盐或其他无机盐类混合时，冰的熔点将随盐量增加而降低，并形成  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  以下的低温，吸收大量潜热而造成特定低温，并使食品冻结。冷冻机发明以前，人们早就利用这种方法来完成如冰激凌和鱼类的冻结作业。冰盐混合物所得到的最终低温因盐与水的比例不同而异，参见表 3-1。食盐与碎冰相混合后，起先是冰吸收融化热而融化成水，而后是食盐溶于水而吸收溶解热。由表 3-1 可知，冰与食盐的比例为 3:1 时，最低温度可降到  $-21\text{ }^{\circ}\text{C}$  左右。如果需要更低温度，可使用其他盐类，如氯化钙、氯化铵、硝酸钠等与食盐混合成复式混合物，见表 3-2。

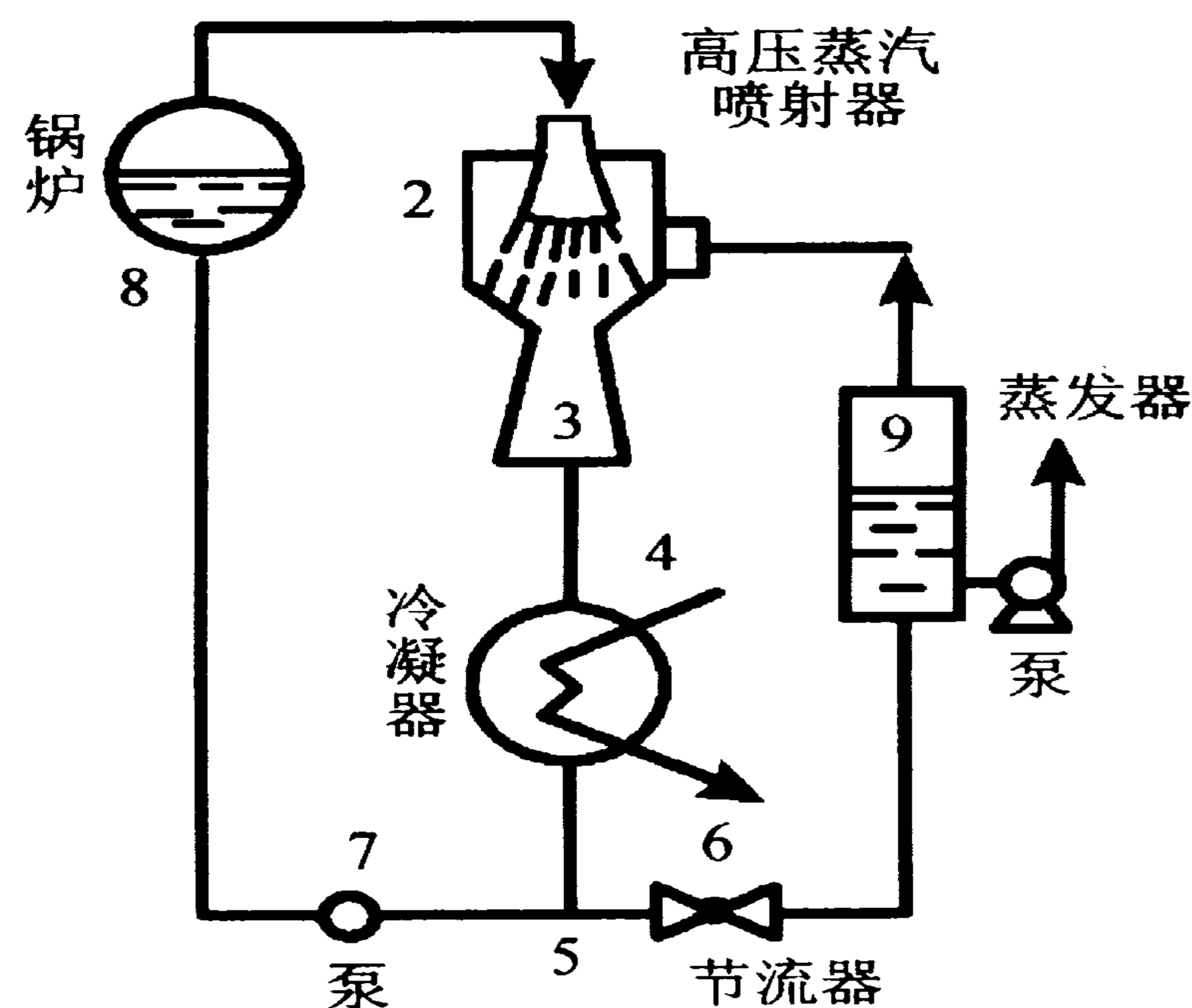


图 3-7 蒸汽喷射制冷机工作原理图

表 3-1 食盐与冰混合比与最低温度

混合物的配比		最低温度/ $^{\circ}\text{C}$
碎冰	食盐	
100	0	0
95	5	-2.8



续表

混合物的配比		最低温度/℃
碎冰	食盐	
90	10	-6.6
85	15	-11.6
80	20	-16.6
75	25	-21.1

表 3-2 各种盐类与冰复配混合后的温度

起寒剂的混合比例 (质量分数)					最低温度/℃
CaCl <sub>2</sub>	NH <sub>4</sub> Cl	NaNO <sub>3</sub>	NaCl	碎冰	
58.8	-	-	-	41.2	-54.9
-	20	-	-	80.0	-15.4
-	-	20.5	21.8	57.7	-25.5
-	17.6	-	19.7	62.7	-25.0

②固体升华和液体汽化制冷：固体吸热后直接变成气体叫升华，常压下低沸点液体会发生汽化，这两种现象均发生了相的转变，通过吸收相变潜热实现冷量输出。食品工业中常用干冰和液氮作为非机械压缩制冷剂，这在下一小节中将有所介绍。

### 1.2.3 低温制冷方法

由上述一般的制冷方法可知，制冷系统的制冷剂蒸汽的液化是在冷凝器中通过冷却剂（周围环境的空气或冷却水）来进行的。由于冷却剂的温度有限度，且冷凝温度和蒸发温度之差受制冷效率所限，所以一般制冷温度不可能很低，例如对于氨压缩制冷，国产设备的极限工作条件是：冷凝温度不高于+40℃，蒸发温度单级应在+5~-30℃范围内。为了获取更低的温度，可有下列几种方法实现低温制冷。

(1) 多级制冷循环 多级制冷循环是依靠一种制冷剂实施多级压缩的制冷方法。在制冷系统中，当冷凝温度较高而蒸发温度较低时（即压缩比高时），宜采



用两级或多级压缩，同时在级与级之间可增置中间冷凝器，使最终压缩终了时的温度不致太高。这样既避免了由于过高蒸汽温度可能引起的制冷剂本身的热分解，又使压缩机的工作条件得到改善。

图 3-8 表示一种两级制冷循环。从低压蒸发器内生成的低压蒸汽被低压气缸吸入，并压缩至中间压力。被压缩后的蒸汽先经冷却水冷却，而后进入中间冷却器被部分制冷剂的蒸发吸热而冷却。此后，中间冷却器中的蒸汽被高压气缸吸入并压缩，压缩后的过热蒸汽在冷凝器中冷却冷凝，变为液态制冷剂。以后此液态制冷剂分两部分，一部分通过中间冷却器进行过冷后进入低压系统，一部分则经节流阀进行减压。减压后的制冷剂又分两部分，一部分与通过中间冷却器的过冷液汇合进入低压系统，一部分则进入中间冷却器内蒸发。

两级压缩机用于低温蒸发时，对于制冷剂氨和 F-12，蒸发温度可达  $-25 \sim -70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 串级制冷循环 上述多级制冷循环是依靠一种制冷剂实施多级压缩的制冷方法。但根据各种制冷剂的性质，它们均有其适宜的工作范围。沸点高的制冷剂，其蒸发压力势必很低，反之，沸点低的制冷剂，其冷凝压力又势必过高。为了获得更低的温度，可在制冷循环中应用两种或多种制冷剂串联操作，以一高温制冷剂所产生的冷效应去液化沸点较低的制冷剂，而此液化后的制冷剂，在气化时又去液化另一沸点更低的制冷剂，如此逐级液化以达到所要求的低温。这种方法称为串级制冷循环或复叠式制冷循环。图 3-9 表示两种制冷剂的串级制冷循环。图中中间热交换器对高温系统是蒸发器，对低温系统是冷凝器。在这种系统中，高温部分制冷循环的作用是为低温部分提供低温冷却剂，从而降低了低温部分制冷循环的冷凝温度，使其蒸发温度降得更低。串级制冷循环用于  $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$  以下的制冷，可获得  $-120 \sim -80\text{ }^{\circ}\text{C}$  的低温。

串级制冷循环所用的制冷剂组合最常用的是以 F-22 为高温制冷剂，F-13 为低温制冷剂。也有采用以 F-12 为高温制冷剂，以 F-22 为低温制冷剂。

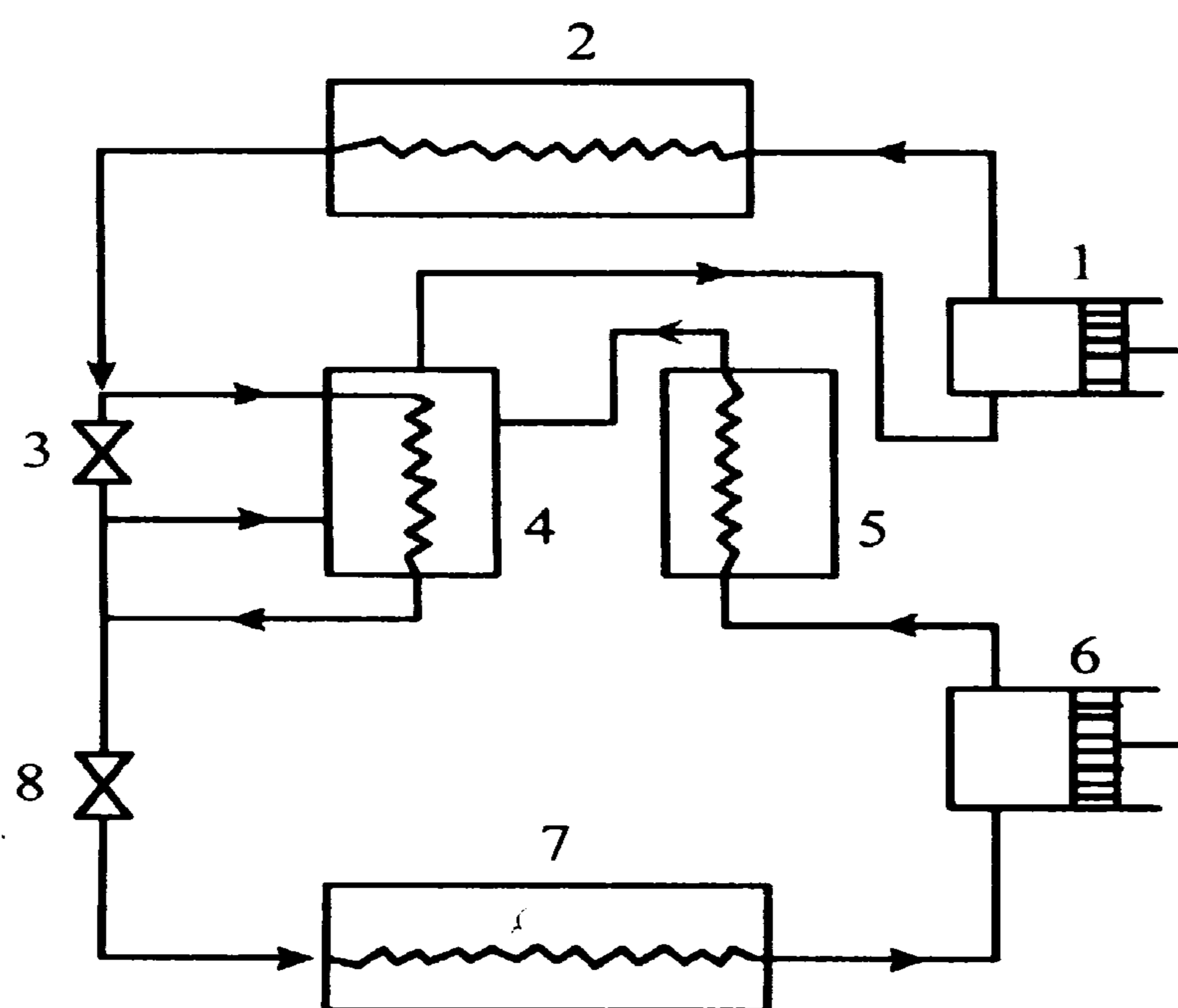
串级循环的缺点是消耗能量较大，这是因为中间热交换器内两种制冷剂必须有一定的温度差，低温的冷凝温度必须高于高温的蒸发温度的缘故。

(3) 节流膨胀和绝热膨胀法 上面两种方法都是对气体而言，是以热力学定律为依据而获得深度冷冻的方法。它们是工业上最广泛采用的两种制冷方法。若这两种方法配合使用，先进行作外功的绝热膨胀，而后进行节流膨胀，可以获得接近于  $1\text{ K}$  的低温。

① 节流膨胀法：节流膨胀法是使天然气、空气、氧气、氮气、氢气、氦气及其他稀有气体和某些混合气体等在低温下节流，而转变为液态，以获得液化气体

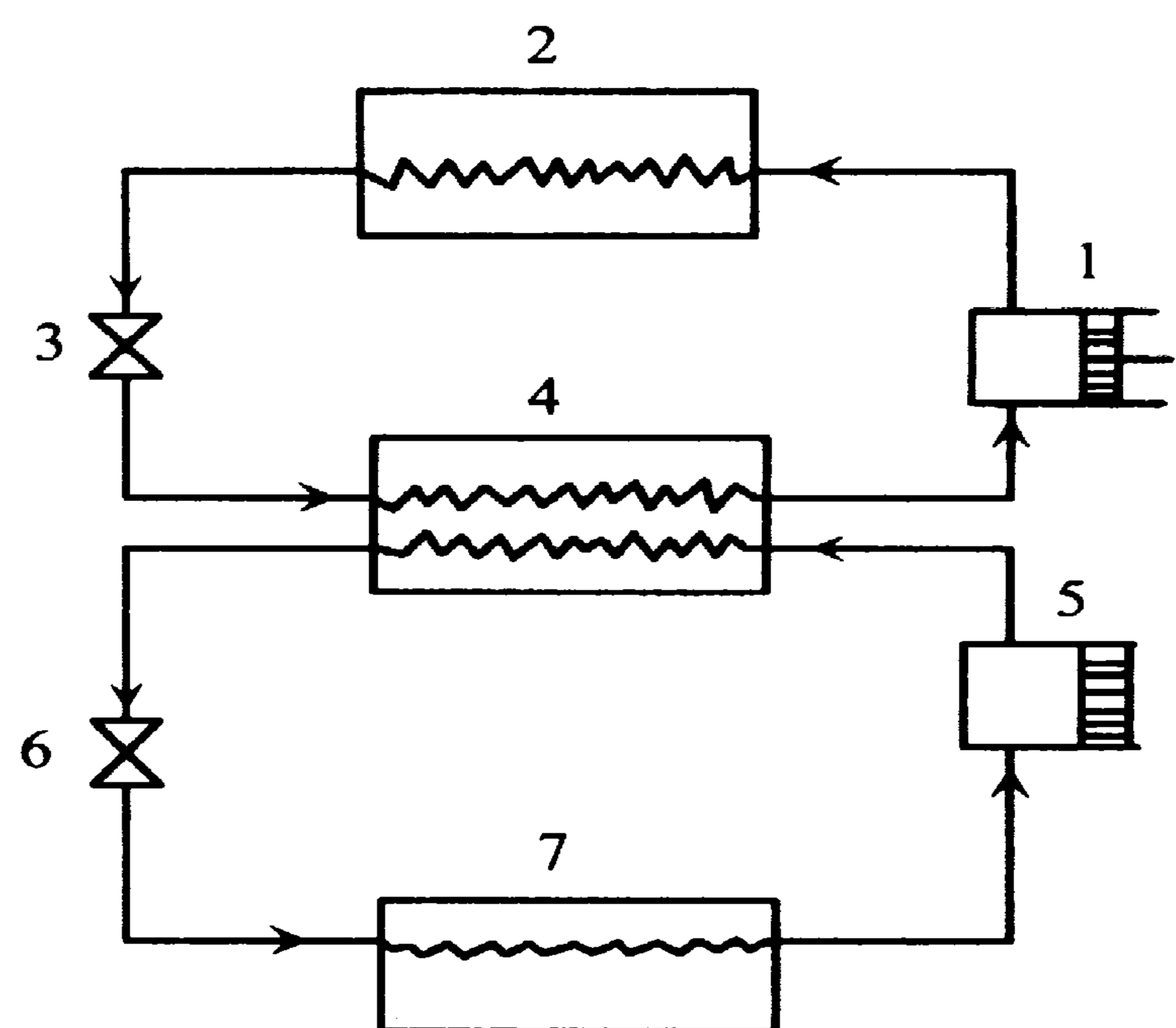


(或称低温液体)的方法。这种方法的制冷过程是采用气体的一次或二次节流循环。如对空气,则是采用低温逆流式换热器经一次节流而使之液化的。



1. 高压压缩机 2. 冷凝器  
3. 高压膨胀阀 4. 中间冷却器  
5. 水冷却器 6. 低压压缩机  
7. 蒸发器 8. 低压膨胀阀

图 3-8 两级制冷循环



1. 高温压缩机 2. 高温冷凝器  
3. 高温膨胀阀 4. 中间热交换器  
5. 低温压缩机 6. 低温膨胀阀  
7. 低温蒸发器

图 3-9 串级制冷循环

②可逆绝热膨胀(等熵膨胀):在节流循环中,采用不作外功的绝热膨胀过程,其设备较简单,但能量损失大,经济性差。为改善循环的热力性能,可采用作外功的等熵绝热膨胀过程,以获得更大的温降,同时回收膨胀功。

(4)固体升华制冷 在升华制冷中已经应用的升华固体主要是固态  $\text{CO}_2$ ,即所谓“干冰”。这种干冰在  $0.1 \text{ MPa}$  下的升华温度为  $-78.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ,每千克干冰变成气体时,约吸收  $573.59 \text{ kJ}$  的热量。

二氧化碳在其三相点(压强  $0.52 \text{ MPa}$ 、温度  $56.5 \text{ }^\circ\text{C}$ )时,将处于固体、液体与气体三相共存状态。如果转置于大气中,则固体二氧化碳将直接升华为气体,此时温度为  $-78.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ,升华潜热为  $573.6 \text{ kJ/kg}$ 。升华后的低温二氧化碳,即可与高温食品相接触,进行冷冻。

(5)液化气体制冷 液化气体制冷本质上属于蒸发制冷。它利用低沸点液化气体物质直接与食品接触,吸取食品热量使其冻结,而自身气化成气体。这种制冷方式能获得的温度可低至  $-73 \text{ }^\circ\text{C}$  以下,因而适用于要求速冻的场合。另外,由于此法使用后液化气体不再回收,因此选用时,尤其要注意成本。



液氮是最常用的液体直接制冷剂。在大气压下，液氮的蒸发温度为 $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，可吸收蒸发潜热 $199.3\text{ kJ/kg}$ 。其潜热虽然不大，但其蒸发温度与 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的温差很大，因此蒸发后气体升温还可吸收相当份量的显热。如取其气体的比热容为 $1.005\text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ，则气态氮再升温到 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 还可带走约 $196.8\text{ kJ/kg}$ 的热量。因此，每千克液氮蒸发后温度升到 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，共可吸收 $396.1\text{ kJ}$ 的热量，此热量约可使食品中的 $1\text{ kg}$ 水分冻结。

除液氮以外，其他可用来制冷的液化气体有：液化石油气、氟里昂-12、液态一氧化二氮等。但是，包括液氮在内，到目前为止，所有液化气体制冷方法均不及机械制冷来得经济，而机械制冷中，较为常用的是蒸汽压缩式制冷循环，下面一小节将对蒸汽压缩式制冷循环及其热力计算进行重点阐述。

#### 1.2.4 食品冷冻常用的蒸汽压缩式制冷循环

(1) 单级压缩制冷循环 单级蒸汽压缩制冷循环是指将制冷剂从蒸发压力一次压缩到冷凝压力的制冷循环。它由压缩机、冷凝器、节流机构及蒸发器4大基本设备组成。压缩机将蒸发器中的制冷剂蒸汽吸入，并将其压缩到冷凝压力，然后排至冷凝器。在冷凝器中，高压制冷剂蒸汽被冷凝成液体。制冷剂液体流过节流机构时，压力由冷凝压力降低到蒸发压力，在蒸发器内蒸发，吸收被冷却物体的热量。

为便于分析几个基本参数对循环性能的影响，忽略制冷机在实际运转中的一些复杂因素，首先分析一种简单的理论循环。

理论循环的假设条件是：压缩机吸入的气体是饱和气体，在节流阀前是饱和液体；蒸发和冷凝的压力和温度稳定；制冷压缩机气缸没有摩擦、节流等损耗；气缸阀与外界没有热交换，也没有余隙容积；管道中没有任何损失，压力降低仅在膨胀阀中进行。

①单级压缩制冷循环理论计算：对制冷机循环进行计算时，目前应用最广的是压焓图（ $\lg p-h$ 图）。使用这种图，计算起来非常方便。关于制冷剂氨和氟里昂-12的压焓图参阅图3-10和图3-11。计算时，关于等压过程中的放热量和吸热量以及在绝热压缩过程中的压缩功，均可用该过程起点和终点的焓值来计算。因此，只要制冷循环的各点状态在此图上一经确定，便可在横坐标轴上查得焓差，即为所求之热量或功量。



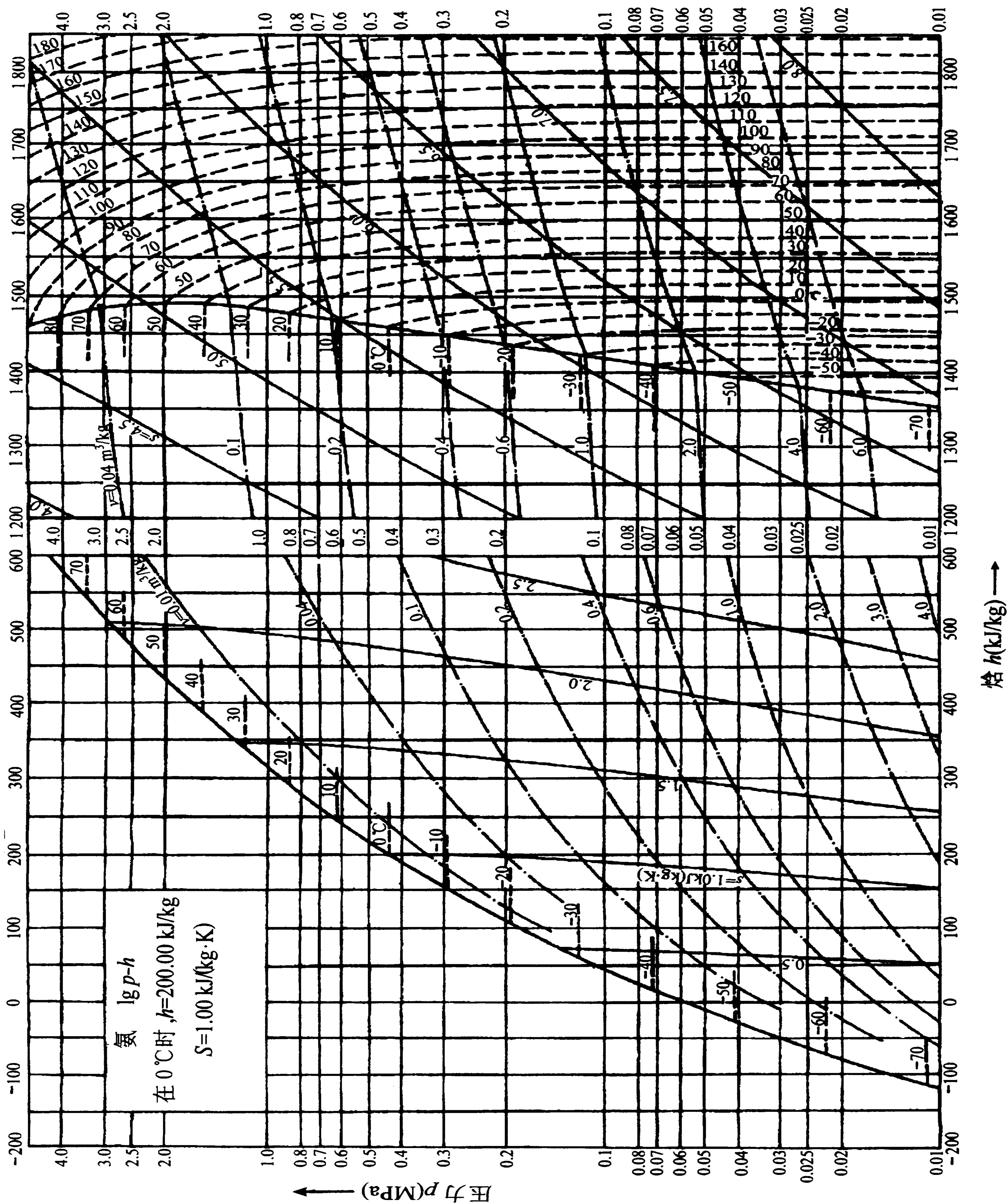
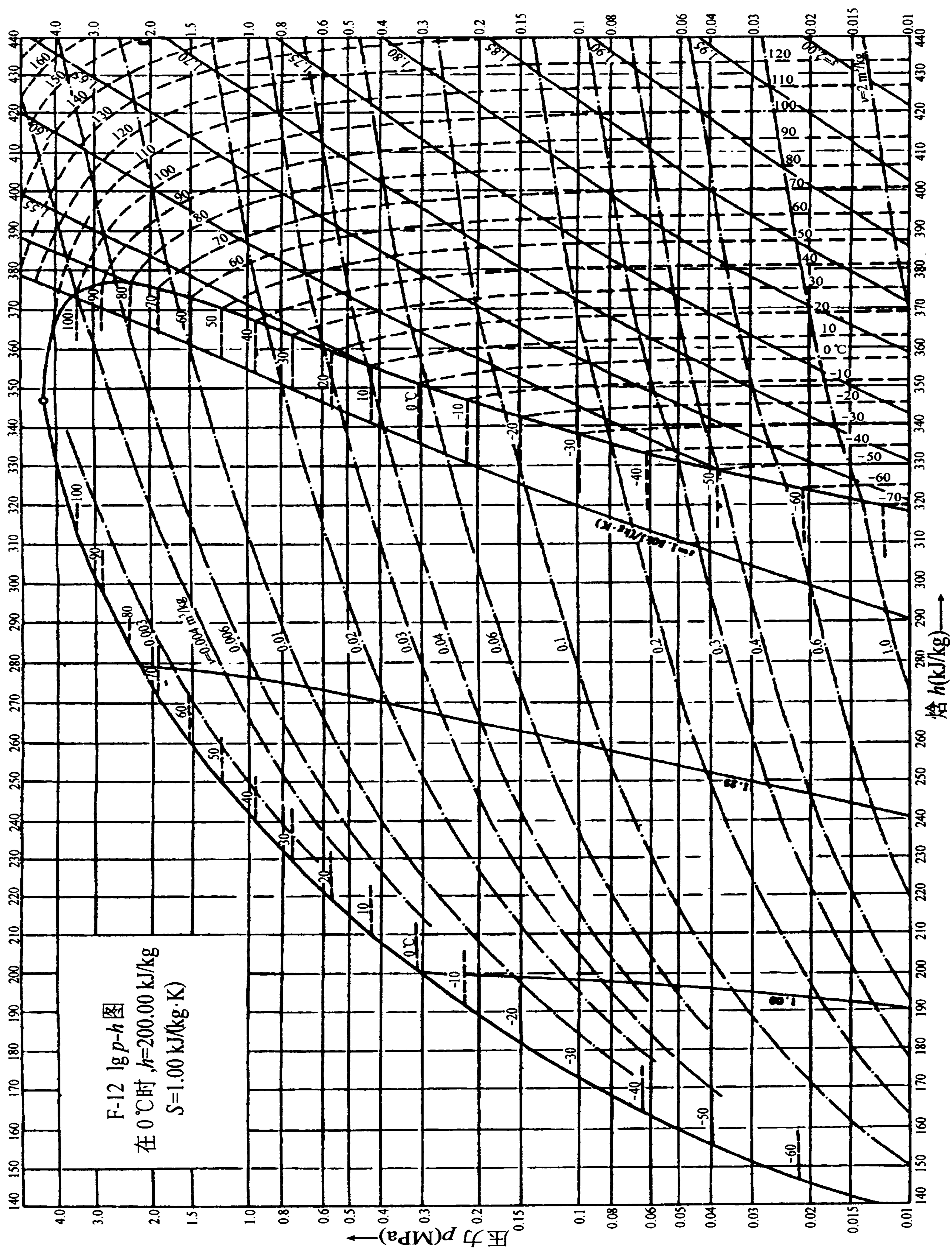


图 3-10 氨的压焓图





注: 1 kcal=4.185 kJ, 1atm=101.3 kPa

图 3-11 F-12 的压焓图



单级压缩制冷循环在压焓图上的表示法如图 3-12 所示。图中：1—2 线为在压缩机中的绝热压缩过程；2—3 线为在冷凝器中的等压放热过程（包括冷却、冷凝、过冷）；3—4 线是在节流阀中的节流过程；4—1 线是在蒸发器内的等压吸热过程。

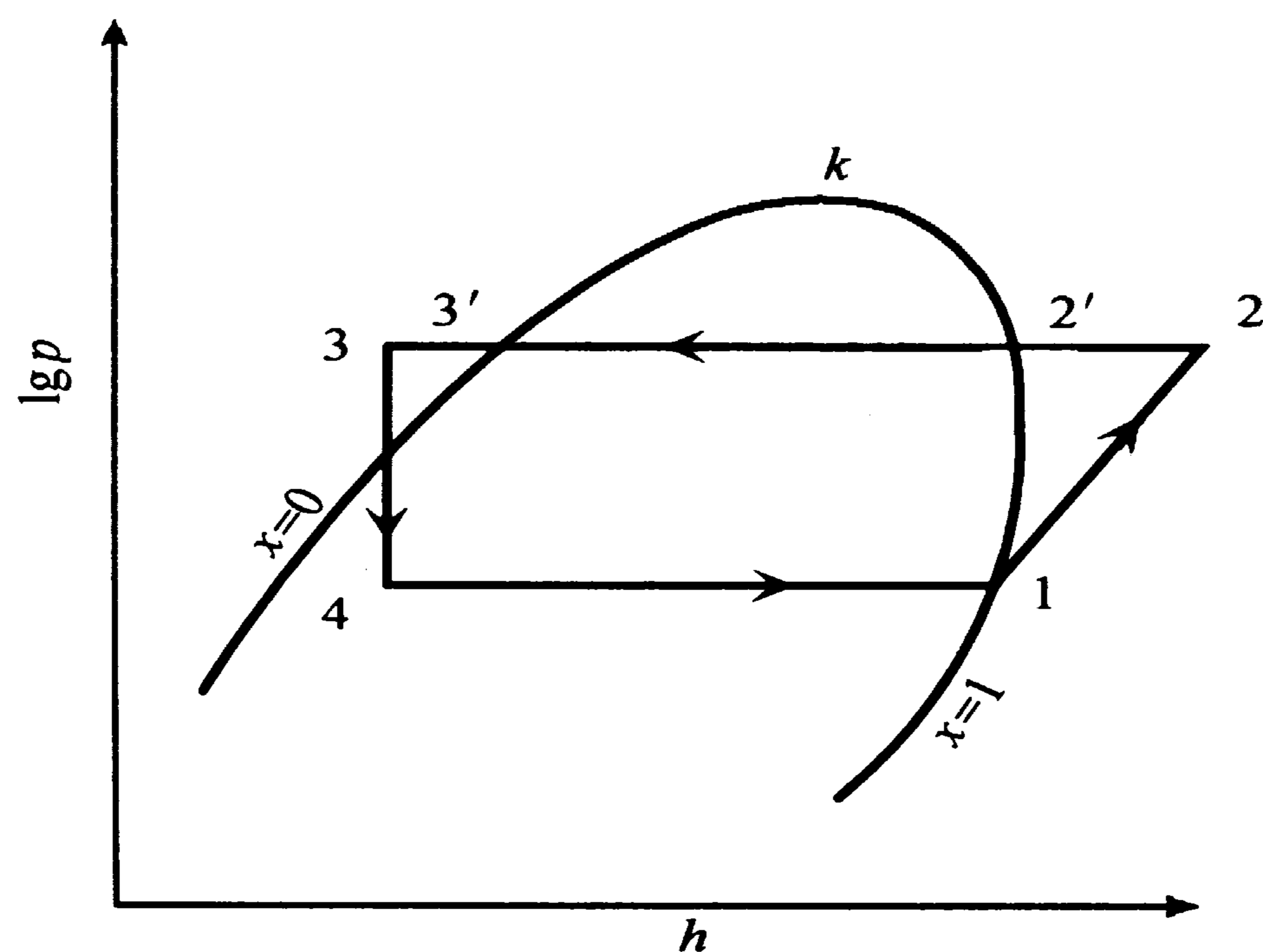


图 3-12 单级蒸汽压缩制冷循环在压焓图上的表示法

计算的方法是根据制冷机的制冷量  $Q_0$  (J/s)、蒸发温度  $T_0$  (K)、冷凝温度  $T_K$  (K) 及过冷温度  $T_u$ ，在  $lg p-h$  图上定出各状态点 1, 2, 3, 4，并查出各点的状态参数，然后作下列各项的计算。

a. 单位制冷量。单位质量或单位容积制冷剂在蒸发器中所吸收的热量称为单位制冷量。以单位质量计者，为单位质量制冷量  $q_0$ ；以单位容积（按压缩机吸入状态计）计者，为单位容积制冷量  $q_v$ 。单位质量制冷量  $q_0$  等于图 3-10 中点 1 和点 4 的焓差，即：

$$q_0 = h_1 - h_4 \quad (3-1)$$

设制冷剂在吸入压力下的比容为  $v_0$ ，则单位容积制冷量  $q_v$  为：

$$q_v = \frac{q_0}{v_0} = \frac{h_1 - h_4}{v_0} \quad (3-2)$$

b. 制冷剂循环量：即单位时间在制冷机中循环的制冷剂流量。循环量也有



以质量表示和容积表示的两种。以质量表示的循环量  $G$  为:

$$G = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{h_1 - h_4} \quad (3-3)$$

以容积表示的循环量  $V$  为:

$$V = Gv_0 = \frac{Q_0 v_0}{q_0} = \frac{Q_0}{q_v} \quad (3-4)$$

c. 制冷剂的放热量。应包括冷却、冷凝、过冷三阶段的热量。总放热量  $Q_k$  应为:

$$Q_k = Q'_k + Q''_k + Q'''_k = G (h_2 - h_3) \quad (3-5)$$

其中: 冷却过程的放热量

$$Q'_k = G (h_2 - h'_2) \quad (3-6)$$

冷凝过程的放热量

$$Q''_k = G (h'_2 - h'_3) \quad (3-6a)$$

过冷过程的放热量

$$Q'''_k = G (h'_3 - h_3) \quad (3-6b)$$

d. 压缩机所消耗的功率。对于单位制冷剂蒸汽, 压缩机的理论压缩功  $w_t$  等于点 2 和点 1 的焓差

$$w_t = h_2 - h_1 \quad (\text{J/kg}) \quad (3-7)$$

故对循环量为  $G$  (kg/s) 的制冷循环, 压缩机所消耗的理论压缩(绝热压缩)功率为:

$$N_t = G \cdot w_t = G (h_2 - h_1) \quad (\text{W}) \quad (3-8)$$

实际上压缩机示功图上所表示的指示功率  $N_i$  要大于上述的理论功率  $N_t$ 。指示功率的损失与许多复杂因素有关, 例如余隙容积的大小, 冷凝和蒸发的压力比、吸入蒸汽的温度以及气缸、活塞和汽阀的结构等因素。理论(绝热)功率与指示功率之比称为指示(绝热指示)效率  $\eta_{ai}$ , 故有:

$$N_i = \frac{N_t}{\eta_{ai}} \quad (3-9)$$

指示效率可用下式计算:



$$\eta_{ai} = \lambda_w + bT_0 \quad (3-10)$$

式中  $\lambda_w$  是考虑到蒸汽与缸壁、活塞和气阀的热交换影响的预热系数，可按下列经验公式计算：

中、小型卧式压缩机

$$\lambda_w = \frac{233 + T_k}{273 + T_2} \quad (3-11)$$

大型卧式压缩机

$$\lambda_w = \frac{273 + T_0}{299 + T_k} \quad (3-11a)$$

立式压缩机

$$\lambda_w = \frac{273 + T_0}{273 + T_3} \quad (3-11b)$$

式中： $T_0$ ， $T_k$ ， $T_2$  分别为蒸发温度、冷凝温度、排气温度（℃）； $b$  为系数，立式压缩机取 0.001，卧式压缩机取 0.002。

由于压缩机运动部件的摩擦损失，压缩机的轴功率应等于指示功率除以机械效率  $\eta_m$ ，即：

$$N_z = \frac{N_i}{\eta_m} \quad (3-12)$$

一般  $\eta_m$  在 0.8~0.95 之间，其值视设计、制造、装配的精度而定，可从产品目录中查得。算得压缩机的轴功率之后，进而就可计算电动机的功率  $N$ ：

$$N = \frac{N_z}{\eta_D} \quad (3-13)$$

传动效率  $\eta_D$  表示传动机构的完善程度，其值为：

三角皮带	0.97~0.98
平皮带	0.96
齿轮箱	0.96~0.99
电动机直接联接	1.0

为了保证压缩机工作可靠和安全起见，还必须考虑一个安全系数  $B$ ，一般取  $B = 1.1 \sim 1.15$ 。如此便可以求得电动机的额定功率  $N_0$ ，即：



$$N_0 = B \frac{G (h_2 - h_1)}{\eta_{ai} \cdot \eta_m \cdot \eta_D} \quad (\text{W}) \quad (3-14)$$

e. 制冷系数 制冷系数的理论值为:

$$\epsilon_t = \frac{q_0}{w_t} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3-15)$$

而实际的制冷系数应为:

$$\epsilon = \frac{Q_0}{N} \quad (3-16)$$

**[例 3-1]** 有一立式、双缸氨压缩制冷机, 其制冷量为  $Q_0 = 4.186 \times 10^5$  kJ/h, 其操作的蒸发温度  $T_0 = -15^\circ\text{C}$ , 冷凝温度  $T_k = +25^\circ\text{C}$ , 过冷温度  $T_u = +20^\circ\text{C}$ , 作制冷循环计算。

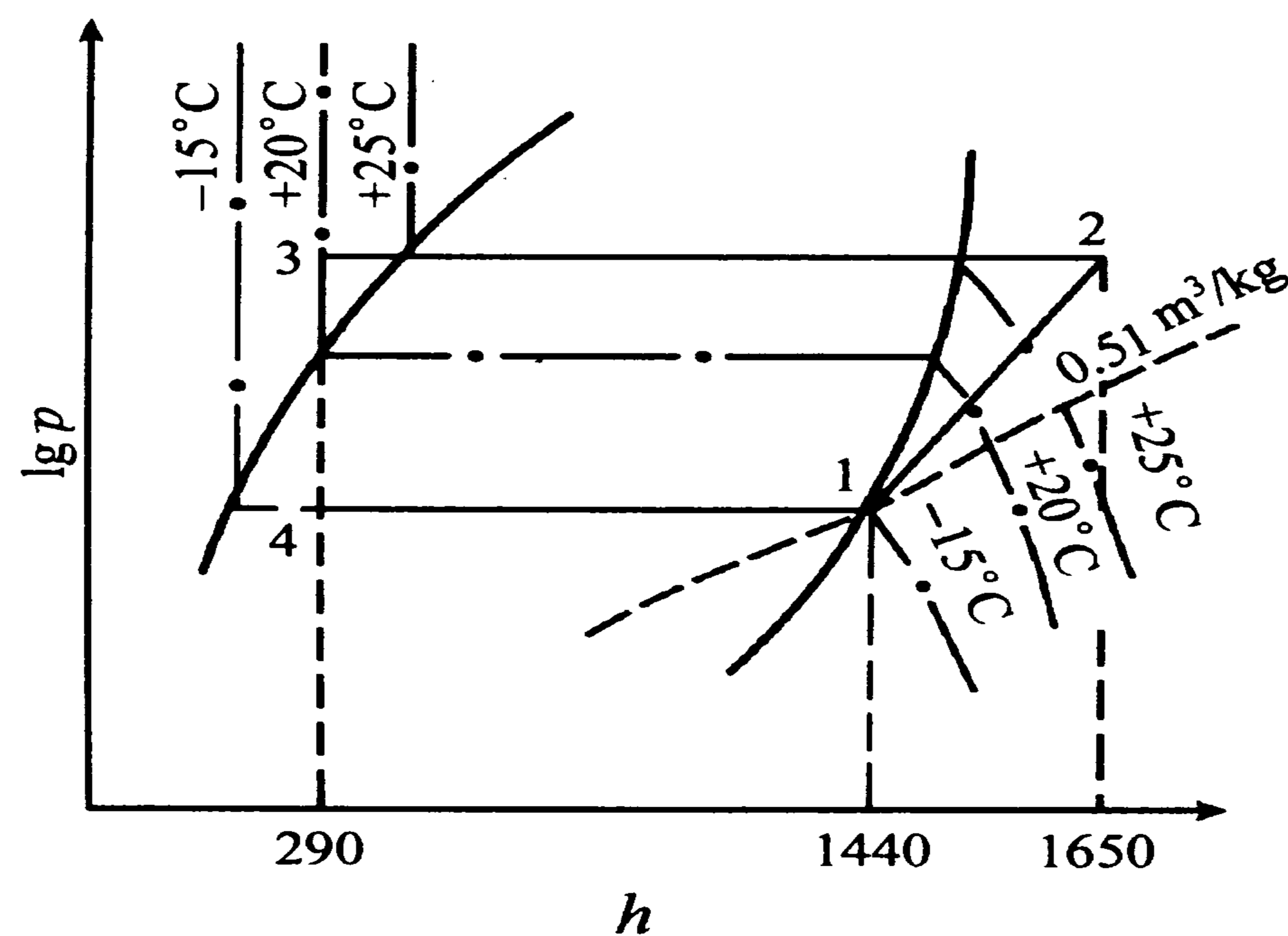
解: 先用氨的 1g  $p$ - $h$  图, 根据题中各操作温度, 定出 1, 2, 3, 4 各点, 如图 3-10 所示, 查出各点的焓值及压缩机吸入气的比容。

$$h_1 = 1440 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 1650 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_4 = 290 \text{ kJ/kg}$$

$$v_0 = 0.51 \text{ m}^3/\text{kg}$$



例 3-1 附图



## (1) 单位制冷量

$$q_0 = h_1 - h_4 = 1\,440 - 290 = 1\,150 \text{ (kJ/kg)}$$

$$q_v = \frac{q_0}{v_0} = \frac{1\,150}{0.51} = 2\,255 \text{ (kJ/m}^3\text{)}$$

## (2) 循环量

$$G = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{4.186 \times 10^5}{1\,150} = 364 \text{ (kg/h)}$$

$$V = Gv_0 = 364 \times 0.51 = 186 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

## (3) 放热量 (冷凝器中)

$$Q_k = G (h_2 - h_3) = 364 \times (1\,650 - 290) = 495\,000 \text{ (kJ/h)}$$

## (4) 功率消耗

理论压缩功率:

$$N_t = G (h_2 - h_1) = \frac{364 (1\,650 - 1\,440)}{3\,600} = 21.2 \text{ (kW)}$$

绝热指示效率:

$$\begin{aligned} \eta_{ai} &= \lambda_w + bT_0 = \frac{273 + T_0}{273 + T_k} + 0.001 \times T_0 = \frac{273 - 15}{273 + 25} \\ &+ 0.001 \times (-15) = 0.85 \end{aligned}$$

机械效率取  $\eta_m = 0.86$

传动效率取  $\eta_D = 0.95$

电动机的实际轴功率:

$$N = \frac{N_t}{\eta_{ai} \cdot \eta_m \cdot \eta_D} = \frac{21.2}{0.85 \times 0.86 \times 0.95} = 30.5 \text{ (kW)}$$

## (5) 制冷系数

理论值

$$\epsilon_t = \frac{q_0}{w_t} = \frac{1\,150}{1\,650 - 1\,440} = 5.48$$



实际值

$$\epsilon = \frac{Q_0}{N} = \frac{4.186 \times 10^5}{3\ 600 \times 30.5} = 3.81$$

②单级压缩制冷实际循环：在制冷系统中，实际循环的制冷量比理论循环少，而功率消耗增加，这是因为制冷压缩机存在容积效率和电动机存在总效率等问题外，主要还有下列一些差别：a. 热交换器中存在温差；b. 流动过程有压力损失；c. 制冷剂流经管道及阀门时同环境介质间有热交换，尤其是自节流阀以后，制冷剂温度降低，热量便会从环境介质传给制冷剂，导致冷量损失。但如果按实际循环，则很难用手算法进行热力计算，因此，工程设计中常常对实际循环进行简化处理，如忽略冷凝器及蒸发器中的微小压力变化，节流过程仍认为是等焓过程等。经过简化处理后，即可直接利用  $\lg p-h$  图进行循环的性能指标的计算，由此产生的误差也不会很大。

③双级压缩制冷循环：通常的单级压缩式制冷循环，蒸发温度只能达到  $-25\text{ }^\circ\text{C}$  左右，当生产上需要更低的蒸发温度（ $-30\sim-70\text{ }^\circ\text{C}$ ）时，如果冷凝压力  $p_k$  一定，势必使压缩比  $\frac{p_k}{p_0}$  增大，结果导致压缩机效率降低，功耗增大，排气温度升高，运转条件恶化，甚至危害压缩机正常工作。因此，为了获得较低的蒸发温度，就要应用多级压缩循环。在食品工业中，常应用双级压缩循环，双级压缩制冷循环的特点是压缩过程分两个阶段进行，并在高级与低级之间装设中间冷却器。由于节流级数和中间冷却的程度不同，制冷循环也有不同，分完全中间冷却及不完全中间冷却双级压缩制冷循环。两者的主要区别是低压压缩机的排气在中间冷却器中是否完全冷却成饱和蒸汽，对于一级节流完全中间冷却，高压压缩机吸入的不再是过热蒸汽，而是中间压力下的饱和蒸汽。由于吸气温度较低，所以高压级的排气温度也不会过高，这对氨系统是较为有利的，因此通常多使用一级节流的完全中间冷却的双级压缩制冷循环。

一级节流完全中间冷却的双级压缩制冷循环如图 3-13 所示。与其他系统的区别在于制冷剂液体的节流及冷却方式。冷凝后的制冷剂液体分为两路：主要的一路流经中间冷却器盘管，为容器内的制冷剂液体所冷却，然后经膨胀阀 2 进入蒸发器；另一路经膨胀阀 1 节流到中间压力  $p$  中，进入中间冷却器，这一路液体蒸发吸热，使低压机的排汽和盘管中高压制冷剂液体冷却。



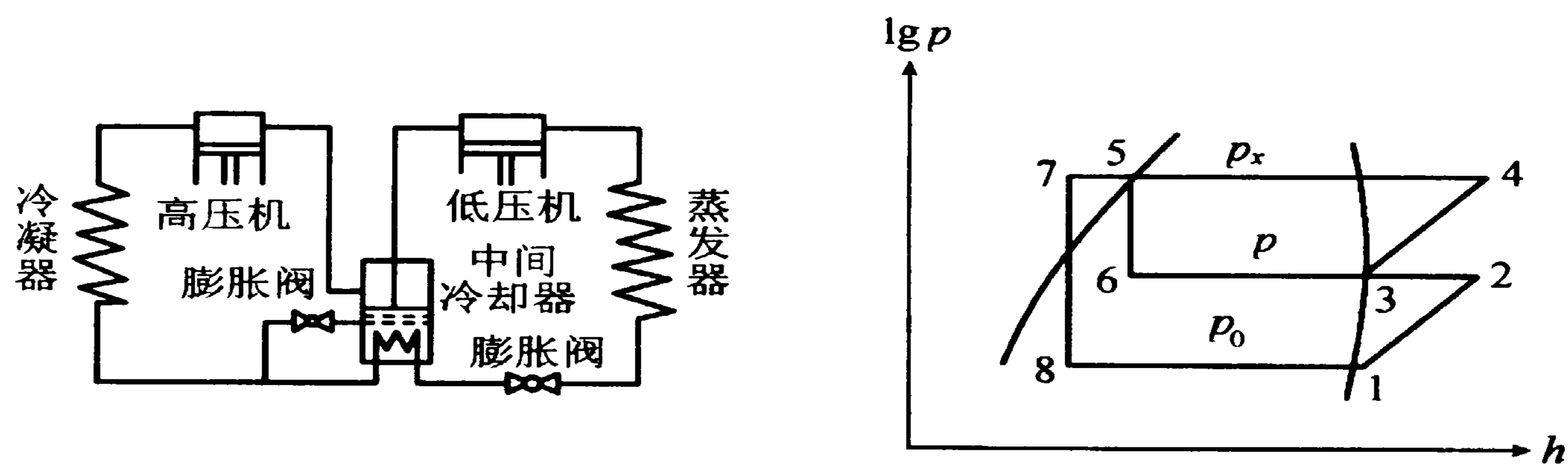


图 3-13 一级节流完全中间冷却的双级压缩制冷循环

## 2 制冷剂 and 载冷剂

制冷剂是制冷系统中实现制冷循环的工作介质，也称为制冷工质。制冷剂在制冷系统中循环流动，其状态参数在循环的各个过程中不断发生变化。制冷循环中，如果制冷剂吸热的蒸发器直接与被冷却物体或被冷却物体的周围环境进行换热，这种制冷方式称为直接制冷。

食品工业中，需要进行冷冻加工的场所往往较大或进行冷冻作业的机器台数较多，将制冷剂直接送往各处便不合算，因此常采用间接制冷过程以满足这种需要。所谓间接制冷是用廉价物质作媒介载体实现制冷装置与被冷却物体或空间的热交换，这种媒介载体工质称载冷剂，也称冷媒。它将从被冷却物体吸取的热量送到制冷装置后再传递给制冷剂，自身重新降温循环使用，参见图 3-14。

### 2.1 对制冷剂的要求和选用制冷剂的原则

由于制冷机的大小、构造和材料以及在一定情况下的操作压力与制冷剂的性质有密切关系，所以在进行压缩制冷时必须慎重选用适合于操作条件的制冷剂。特别是在食品加工中，对制冷剂有以下几个方面的要求：

#### 2.1.1 热力学上的要求

在大气压力下，制冷剂的沸腾温度要低，这是一个必要条件。使用活塞式制



冷机时，为了达到适宜的低温，制冷剂的正常沸点（在 0.1 MPa）一般不应超过  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

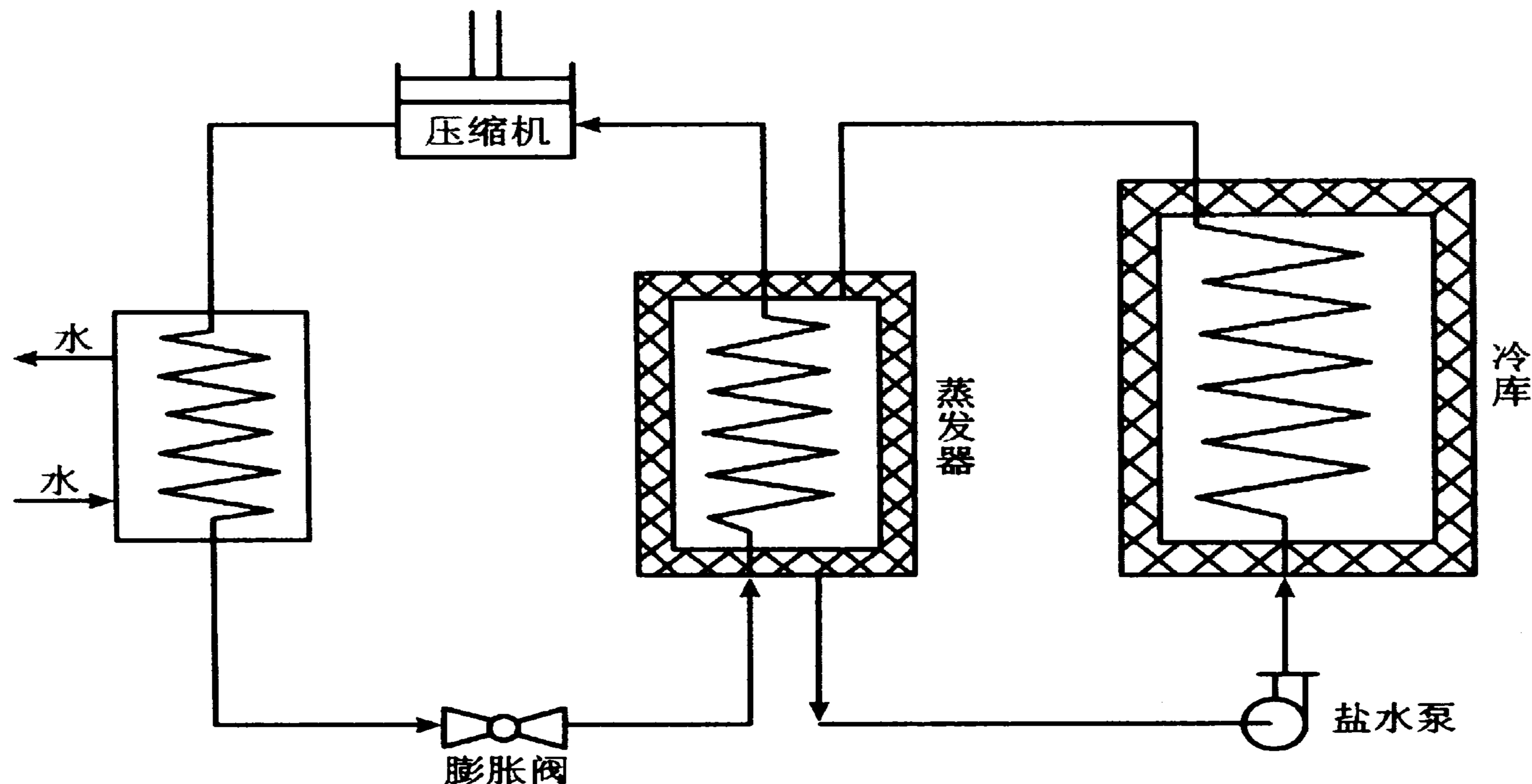


图 3-14 间接蒸发制冷原理

制冷剂在蒸发器内的压力应等于或大于大气压力，避免空气窜入制冷机系统中，降低传热系数以及增加压缩机的功率消耗。冷凝器的压力不应过高，不超过  $0.1\sim 0.14\text{ MPa}$ 。制冷剂单位容积的产冷量应尽可能大，这样可以减少循环的制冷剂量，减少压缩机的尺寸。制冷剂的相对密度和粘度应尽可能小，减少制冷剂循环时的阻力。

热导率和传热系数高，是制冷剂应具备的良好性质，这样可以提高冷凝器和蒸发器的传热效率。另外，蒸汽的比容要小，蒸发潜热大，制冷剂的凝固点愈低而临界温度愈高愈好。

### 2.1.2 物理化学上的要求

制冷剂能溶解于油这一性能，有优点但也有缺点。优点是压缩机的润滑创造有利条件，此外在蒸发器和冷凝器的外表面，不可能形成阻碍热传导的油层，缺点是从压缩机带出的油量多，且使得蒸发温度升高。

制冷剂微溶于油的优点是，从压缩机气缸中带出的油量少，且蒸发器中的蒸发温度稳定。缺点是清除蒸发器和冷凝器内的润滑油较为困难，因而降低设备的传热系数。

制冷剂能与压缩机中的水互溶，可以避免制冷系统中形成冰塞。制冷剂对金



属不应有腐蚀作用。不燃烧、不爆炸，在高温下稳定不分解，与润滑油不起化学作用。制冷剂的渗透性能较弱，如果发生渗漏，要能迅速地确定渗漏处。

### 2.1.3 生理学上的要求

制冷剂对人的生命和健康不应有危害，不应有毒性和窒息性以及刺激作用。

### 2.1.4 经济上的要求

制冷剂应价格便宜，便于获得。

目前各种制冷剂都有一些缺点，完全满足上述要求的制冷剂是没有的，选择时应根据制冷剂的特性及工作条件等因素决定。

## 2.2 常用的制冷剂

工业上已采用的制冷剂很多，目前常用的有氨 ( $\text{NH}_3$ )、氟利昂-12 ( $\text{CF}_2\text{Cl}_2$ )、氟利昂-22 ( $\text{CHF}_2\text{Cl}$ ) 等。表 3-3 列出了几种制冷剂的性质及用途。

表 3-3 几种制冷剂的性质及用途

名称	常压下沸点/ $^{\circ}\text{C}$	临界温度/ $^{\circ}\text{C}$	临界压力/ $\text{MPa}$	冰点/ $^{\circ}\text{C}$	制冷机种类	使用温度范围	用途
水	+100	—	—	0	蒸汽喷射	高	空调
F-113	+47.8	+214.1	3.53	-35	离心	高	空调
二氯甲烷	+40.0	+239.0	6.56	-96.5	离心	高	空调
F-11	+237	+198.0	4.52	-111	旋转、离心	高	空调
F-21	+8.9	+178.5	5.34	-135	旋转、往复	中、高	小型制冷
F-114	+4.1	—	—	—	往复、旋转	中、高	小型制冷
二氧化硫	-10.08	+157.2	8.13	-75.2	往复、离心	中、高	小型制冷
氯甲烷	-23.74	+143.1	7.00	-97.6	往复、离心	中、高	小型制冷、空调
F-12	-29.8	+111.5	4.13	-155.0	旋转、往复	低、中、高	空调、冷藏
氨	-33.4	+132.4	11.70	-77.7	往复、旋转	低、中、高	制冰、冷藏、空调
F-22	-40.8	+96	9.10	-160.0	往复	超低、低、中	低温冷藏
丙烷	-42.77	+86.8	4.40	-187.1	往复	超低	低温化学工业
二氧化碳	-78.9	+31.0	7.60	-56.6	往复	低、中	船用、制冰、冷藏
乙烷	-88.6	+32.1	5.10	-183.2	往复	超低	低温化学工业
空气	-194.4	—	—	—	—	—	—

注：高温 10~0  $^{\circ}\text{C}$ ；中温 0~-20  $^{\circ}\text{C}$ ；低温 -60~-20  $^{\circ}\text{C}$ ；超低温 < -60  $^{\circ}\text{C}$ 。



### 2.2.1 氨

氨是应用较广的中温制冷剂。在 0.1 MPa 下，其沸点  $-33.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，凝固点  $-77.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

氨有较好的热力学性质和热物理性质，在常温和普通低温范围内压力比较适中。单位容积制冷量大，单位质量产冷量为  $1\ 103\text{ kJ/kg}$ ，单位容积产冷量为  $2\ 168\text{ kJ/m}^3$ ，因此在相同制冷量的情况下，系统中的制冷剂循环量较少。氨粘性小，流动阻力小，传热性能好。

氨对人体有较大的毒性。氨蒸汽无色，具有强烈的刺激性臭味。

氨在润滑油中的溶解度很小，但能以任意比例与水相互溶解，组成氨水溶液，在低温时水也不会从溶液中析出而冻结成冰，在制冷系统中不会有冰塞现象。

目前氨用于蒸发温度在  $-65\text{ }^{\circ}\text{C}$  以上的大型或中型单级、双级活塞式制冷机中，也有应用于大容量离心式制冷机中。

### 2.2.2 氟利昂-12

氟利昂-12 是一种对人体生理危害最小的制冷剂。无色、无臭、不燃烧、无爆炸性。在 0.1 MPa 下，其沸点为  $-29.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，凝固点为  $-155\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。它极易溶解于油中，使油的粘度降低。水在氟利昂-12 中的溶解度很小，故在氟利昂-12 制冷机中，如有水存在会引起膨胀阀冰塞，通常其含水量不得超过 0.002 5%。此外，它的渗透能力很强，能透过极细的缝隙，因无臭味，渗漏不易发现。氟利昂-12 单位容积制冷量较小，因此，氟利昂-12 压缩机的尺寸较相同产冷量的氨压缩机为大。利用氟利昂-12 作为制冷剂的制冷系统可降温至  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，常用于各种不同产冷量的中等压力的活塞式压缩机。

### 2.2.3 氟利昂-22

氟利昂-22 也是中温制冷剂，在相同的蒸发温度和冷凝温度下，其压力较氟利昂-12 高。氟利昂-22 的沸点为  $-40.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，凝固点  $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。它在常温下的冷凝压力和单位容积制冷量与氨差不多，比氟利昂-12 要大。氟利昂-22 无色、无味、不燃烧、不爆炸，毒性比氟利昂-12 略大，但仍然是安全的制冷剂。它的传热性能与氟利昂-12 差不多，流动性比氟利昂-12 好，溶水性比氟利昂-12 稍大，但仍然属于不溶于水的物质，其含水量仍然限制在 0.002 5% 以内，以免工作时发生冰塞。氟利昂-22 化学性质不如氟利昂-12 稳定，能够部分地与润滑油相互



溶解，其泄漏特性与氟利昂-12 相似。常用于中、小型、自动化程度较高的制冷系统和大型（万吨）冷库中。

#### 2.2.4 氟利昂-11

氟利昂-11 的沸点为  $-23.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，凝固点  $-111\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，属于高温制冷剂。可用于空调或热泵装置中。其传热性能与氟利昂-12 相接近，粘性比氟利昂-12 大，毒性比氟利昂-12 更小。与水的溶解性及对润滑油的作用关系与氟利昂-12 相近。

#### 2.2.5 氯甲烷、二氧化硫和二氧化碳

氯甲烷和二氧化硫的冷凝压力比氨低，它们常用作往复式和离心式制冷机中的制冷剂。适用于小型制冷和空调。但由于其毒性大，生产中很少采用。

二氧化碳的优点是无毒、密度大，所需的压缩机气缸尺寸小。它的缺点是冷凝压力很高，临界温度低。它的冷凝压力一般是  $6\sim 8\text{ MPa}$ ，蒸发压力不能低于  $0.53\text{ MPa}$ ，否则二氧化碳将固态化。它常用做往复式制冷机中的制冷剂。

### 2.3 制冷剂的发展趋势

自 1929 年美国通用电气公司首次用氟利昂 - 12 作为制冷剂，取得很好的效果，此后，氟利昂-11、氟利昂-13 等在制冷上广泛应用，占据了很大的领域。1974 年美国加州大学的 Rowland 教授和他的博士后 Molina 在“自然”杂志上发表论文，指出氟利昂在紫外线的作用下会释放出氯离子，而氯离子会消耗地球周围平流层中的臭氧，使得太阳的紫外线不被  $\text{O}_3$  吸收而直照地面，造成人类的皮肤癌。1987 年，36 国签订了关于禁用和逐步替代消耗臭氧层物质的蒙特利尔协定书。1992 年，97 国在哥本哈根开会决定加速禁用和替代破坏臭氧层物质的进程。CFC（是含氯氟烃的英文缩写，如氟利昂-11、氟利昂-12）与 HCFC（是含氢氯氟烃的英文缩写，如氟利昂-22）的替代已成为当前国际性的热门话题。从目前情况分析，潜在的替代物有合成的和天然的两种。合成的替代物有 HFCs（是含氢氟烃），天然的有  $\text{NH}_3$ 、 $\text{CO}_2$ 、水、碳氢化合物等。表 3-4 列出了 21 世纪绿色环保制冷剂的发展趋势。



表 3-4 21 世纪绿色环保制冷剂的发展趋势

制冷用途	原制冷剂	制冷剂替代物
家用和楼宇空调系统	氟利昂-22	HFC 混合制冷剂
大型离心式冷水机组	氟利昂-11、氟利昂-12、氟利昂-22	HCFC-123、HFC-134a、HFC 混合制冷剂
低温冷冻冷藏机组和冷库	氟利昂-12、氟利昂-22、NH <sub>3</sub>	HFC-134a、HFC 或 HCFC 混合制冷剂, HCFC-22、NH <sub>3</sub>
冰箱冷柜、汽车空调	氟利昂-12	HFC-134a、HCFC 混合制冷剂

## 2.4 载冷剂

在间接冷却的制冷装置中, 采用载冷剂的优点是可使制冷系统集中在较小的场所, 因而可以减小制冷机系统的容积及制冷剂的充灌量; 且因载冷剂的热容量大, 被冷却对象的温度易于保持恒定。其缺点是系统比较复杂, 且增大了被冷却物和制冷剂间的温差。

载冷剂的种类很多, 常用的有水、盐水和有机化合物。选择载冷剂时, 应考虑选冰点低、比热容大、粘度小、无金属腐蚀性、化学稳定性好、价格低廉、便于获得等因素; 作为食品业用的载冷剂, 往往还需具备无味、无臭、无色和无毒的条件。

水虽然有比热容大的优点, 但是它的冰点高, 所以仅能用做制取 0℃ 以上冷量的载冷剂。如果要制取低于 0℃ 的冷量, 则可采用盐水或有机溶液作为载冷剂。

氯化钠、氯化钙及氯化镁的水溶液, 通常称为冷冻盐水。食品业中最广泛使用的冷冻盐水是氯化钠水溶液。有机溶液载冷剂中, 最有代表性的两种载冷剂是乙二醇和丙二醇的水溶液。表 3-5 所列为一些载冷剂的冰点温度。

表 3-5 一些载冷剂的冰点温度

载冷剂	水溶液质量分数/%	冰点温度/℃
氯化钠溶液	22.4	-21.2
氯化钙溶液	29.9	-55
氯化镁溶液	20.6	-33.6
甲醇	78.26	-139.6
乙二醇	93.5	-118.3



续表

载冷剂	水溶液质量分数/%	冰点温度/℃
乙二醇	60.0	-46.0
丙二醇	60.0	-60.0
甘油	66.7	-44.4
蔗糖	62.4	-13.9
转化糖	58.0	-16.6

### 3 食品的冻结

食品的冷冻过程最终也是食品中大部分水变成冰的过程，但与水的冻结有别。食品冷冻速度的快慢会影响到食品组织结构及其产品品质。研究表明，快速冻结有利于保持食品原有品质。表示食品冻结速率可有不同的方法，其他条件一定时，可用冻结时间来衡量冻结速率的大小，即所需时间越短，冻结速率越大。冻结时间即是冻结设备设计的依据之一，也是冷冻作业的重要参数。

#### 3.1 水的冻结曲线

食品冻结过程是食品中自由水形成晶体的物理过程。食品中的水分以自由水和结合水两种形式存在。自由水是可以结冰的水分。结合水与固形物结合在一起，冷冻时不能冻结成冰。

水冻结成冰的一般过程是先降温过冷，而后在冰点温度下形成冰晶体的过程，如图 3-15 中的曲线所示。众所周知，水在常压下的冰点为 0℃。但实际上在冻结曲线上，冰晶体往往不是一到 0℃ 就形成，而是要先经过一个过冷过程。即水温要降到低于冰点温度才会出现从液态到固态的相转变。水在什么过冷温度下开始出现冰晶依不同条件而异。例如，振动可以使过冷水在较靠近冰点温度时出现冰晶，而有人用较纯的水做过实验，发现其过冷温度可低到 -40℃ 才出现结冰。不管过冷度如何，一旦出现相变，水的温度便会马上回到冰点温度，并且在全部水冻结成冰以前，体系的温度将保持在冰点不变。



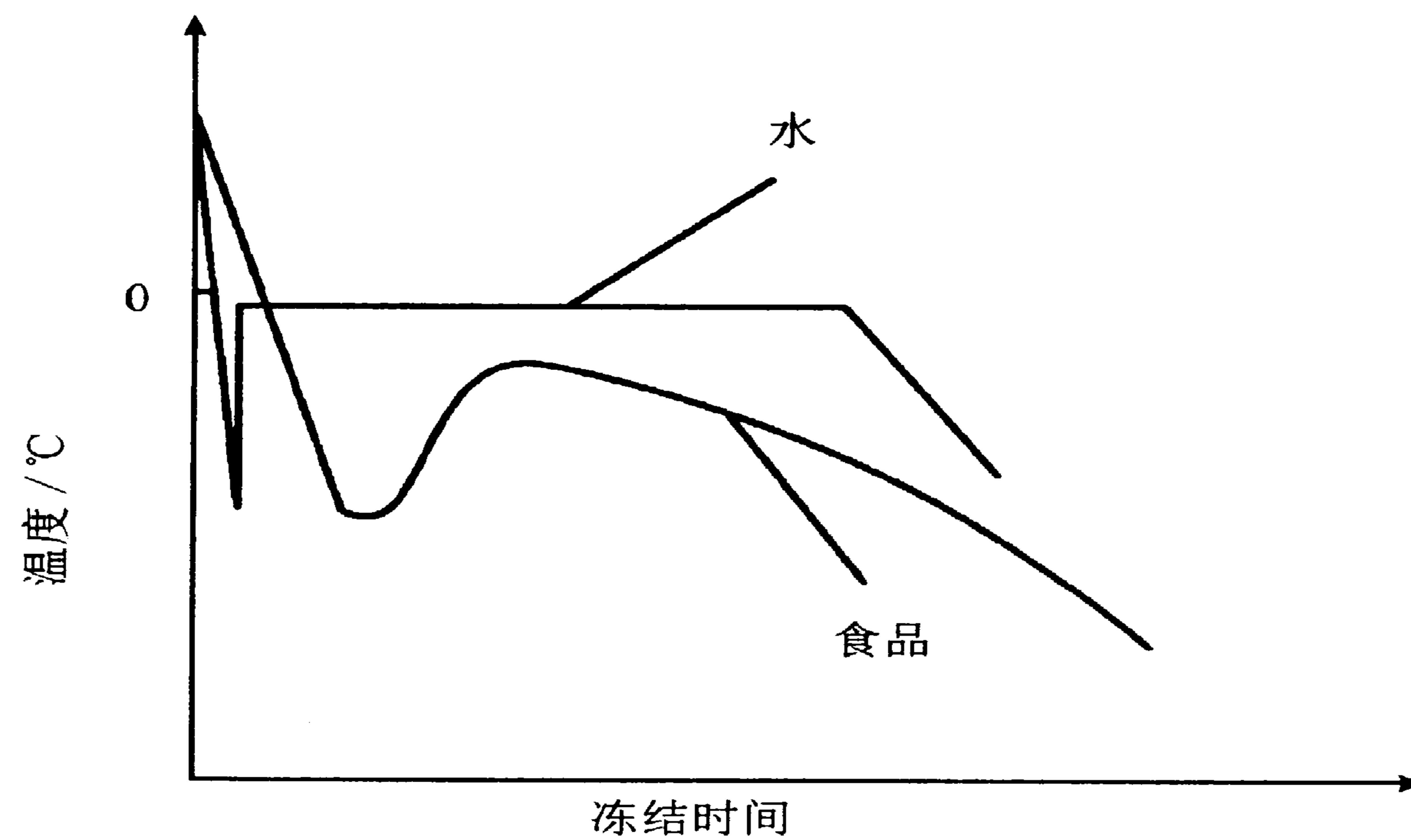


图 3-15 水与食品冻结曲线的一般形状

### 3.2 食品的冻结曲线

冷冻食品往往含有大量水分，其冻结过程大致与水冻结成冰的过程相似。但由于食品中的水分是作为溶液中的溶剂这种状态存在的，因此食品的冻结过程有自身的特点。各类食品都有一个类似于水的冰点的初始冻结点，习惯上也称为食品的冰点。根据溶液冰点降低原理，食品的初始冻结点总是低于水的冰点。表 3-6 给出了一些食品的冰点。

表 3-6 一些食品的冰点

食品名称	含水率/%	冰点/℃	食品名称	含水率/%	冰点/℃
梨	83	-2	啤酒	89~91	-2
青豌豆	74	-1.1	奶油	59	
菠萝	85.3	-1.2	鲜蛋	70	-2.2
南瓜	90.5	-1	鲜鱼	73	-1/-2
菠菜	92.7	-0.9	牛奶	87	-2.8
西红柿	94	-0.9	羊肉	60~70	-1.7
西瓜	92.1	-1.6	猪肉	35~42	-2.2/-1.7
萝卜	93.6	-2.2	鲜家禽	74	-1.7



食品在冻结时的温度-时间关系是一条温度不断降低的曲线(图 3-15), 即其冻结过程不在一个温度下进行。出现这一现象的主要原因是由于随着结成冰的水分不断从溶液析出, 溶液浓度不断升高, 从而导致残留溶液冰点的不断下降。即使在温度远低于冰点情况下, 仍有部分自由水没有冻结。含有少量水的未冻结的高浓度溶液, 只有当温度降低到共熔点时, 才会全部凝结成固体。一般冻藏食品的温度仅为  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$  左右。其中的水分实际上并未完全冻结。

食品的冻结也会出现过冷现象。过冷的程度与食品的种类有关, 如禽、肉、鱼一般为  $-5\sim-4\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 牛奶为  $-6\sim-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 蛋类为  $-13\sim-11\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。与水的冻结过程一样, 过冷点不是一个定值, 而且在某些场合, 根本觉察不到过冷现象。因此过冷不是食品冻结时要考虑的主要问题。

### 3.3 水分结冰率与最大冰晶生成区

食品冻结过程中水分转化为冰晶体的程度常用水分结冰率( $\psi$ )表示。水分结冰率也称冻结率或结冰率, 它指的是食品冻结到一定温度时形成的冰晶体质量( $m_i$ )与食品总水分(包括结冰水  $m_i$  和液态水  $m_w$ )质量之比, 即:

$$\psi = \frac{m_i}{(m_i + m_w)} \quad (3-17)$$

水分结冰率与温度有关。冻结前它的数值为零。冻结过程中, 它随着温度降低而增加, 当温度降低到共熔点或更低些时, 其值达到最大值, 即为 100%。食品水分结冰率与食品温度可有以下近似关系:

$$\psi = 1 - \frac{\theta_r}{\theta} \quad (3-18)$$

式中:  $\theta_r$  为食品的冰点,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta$  为低于冰点的食品温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

根据上式和食品的冰点, 就可以得出其冻结时温度与水分结冰率的关系曲线。例如, 已知青豌豆的冰点为  $-1.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 可以得出图 3-16 所示的结冰率与温度的关系曲线。

根据式(3-18), 各种食品冻结时, 大部分水分是在靠近冰点的温度区域内形成冰晶体的, 而到了后期, 结冰率随温度而变化的程度不大。通常把水分结冰率变化最大的温度区域称为最大冰晶生成区, 此温度区域对应的温度在  $-5\sim-1\text{ }^{\circ}\text{C}$  之间。



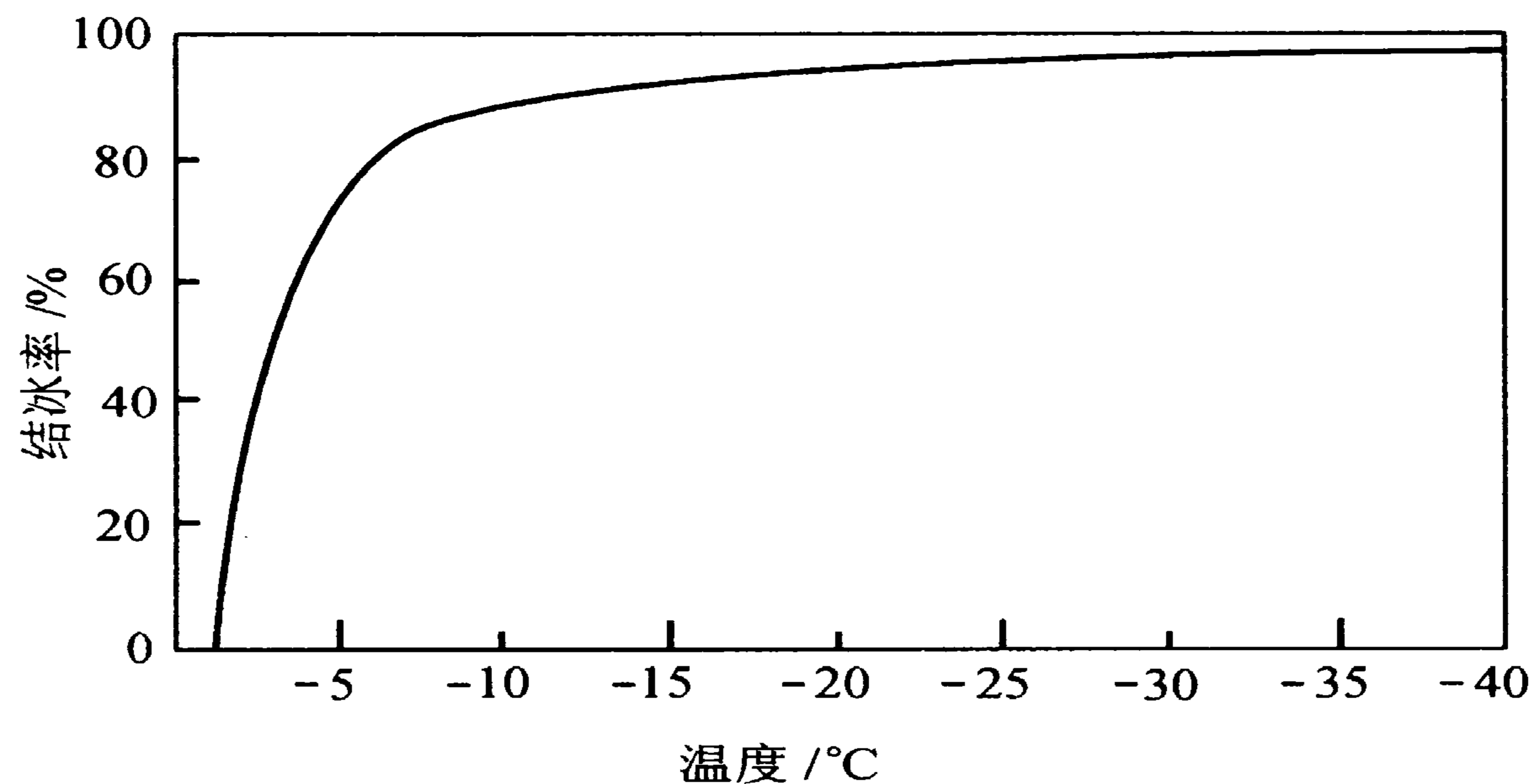


图 3-16 青豌豆冻结过程中结冰率与温度的关系

## 3.4 冻结对食品的影响

食品冻结的目的或是为了保藏方面的需要，如冻藏，或是为了制品加工方面需要，如冷冻浓缩或冰激凌生产。不论出于哪种需要，食品本身会伴随冷冻发生一系列物理性质、质构和化学方面的变化。这里主要讨论物理性质和细胞组织方面的变化。

### 3.4.1 物理性质变化

(1) 体积膨胀和产生内压 1 mL 水在 4.4 °C 时重 1 g，此时密度最大。在 0 °C 时水重 0.999 9 g，冰重 0.916 8 g。0 °C 时冰比水的体积增大 9%。冰的温度每下降 1 °C 其体积收缩 0.01% ~ 0.005%。两者相比膨胀比收缩大得多，所以含水分多的食品冻结时体积会膨胀。冻结时表面水分首先成冰，然后冰层逐渐向内部延伸。当内部的水分因冻结而膨胀时会受到外部冻结层的阻碍，于是产生内压，即所谓冻结膨胀压。纯理论计算这个压力数值可达 8.59 MPa。当外层受不了这样的内压时就破裂，遂使内压消失。在采用温度较低的液氮冻结时，较厚的产品表面出现龟裂，就是因产生内压而造成的。

(2) 比热容 由于冰的比热容是水的 1/2，因此总的来说，冻结食品的比热容也较未冻结时的小。并且由于食品冻结时水是逐渐变成冰的，因此食品冻结时的比热容并非定值。一般冻结食品的比热容可用下式近似估计：

$$c_p = 2.093 5a + 0.837 4b \quad (3-19)$$



式中： $c_p$  为冻结食品的定压比热容， $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ； $a$  为食品的含水率； $b$  为食品固形物含量。

式中：2.093 5 为冰的比热容， $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ；0.837 4 为食品固形物的比热， $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

食品在冻结前后比热随温度的变化如图 3-17 (1) 所示的曲线。

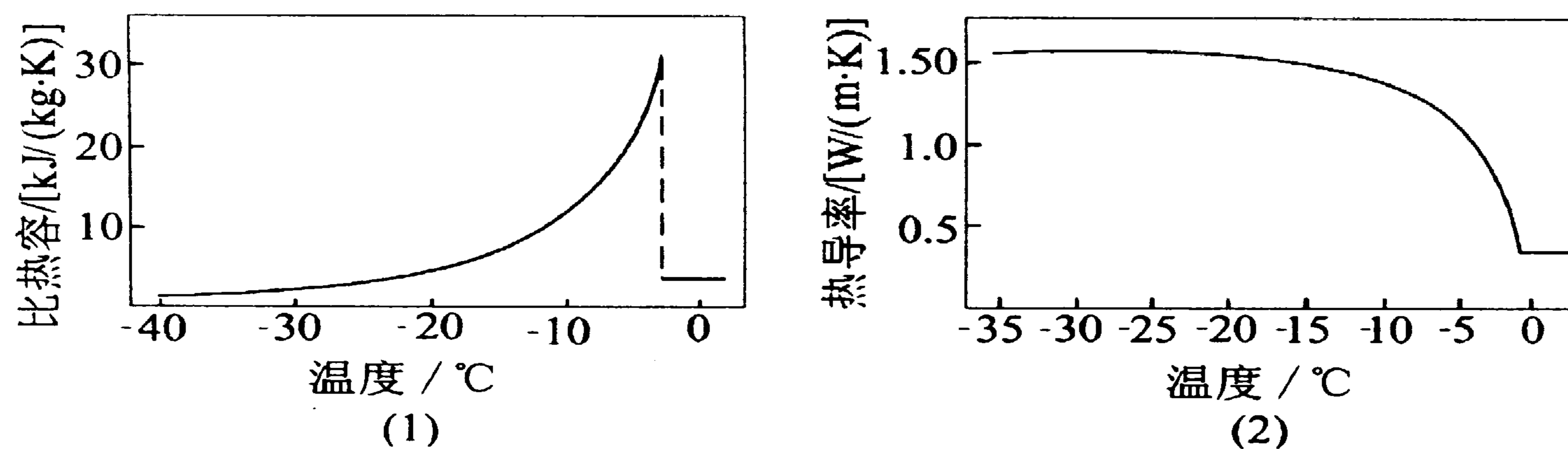


图 3-17 食品冻结前后比热容与热导率的变化

(3) 热导率 水的热导率为  $0.582 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，冰的热导率为  $2.326 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，冰的热导率是水的 4 倍，所以冻结时冰层向内推进使食品的热导率提高，因此，冻结过程中，食品的热导率不是定值，它们随温度而变化，见图 3-17 (2)。

表 3-7 至表 3-9 是几种食品在不同温度下的热导率。

表 3-7 部分食品的热导率 (冰点以上)

食品种类	热导率 /[W/(m·K)]	食品种类	热导率 /[W/(m·K)]
新鲜的肉	0.5	鸡	0.41
牛油	0.17	鱼	0.38
猪油	0.18	蛋液(蛋黄与蛋白混合)	0.29
牛肉少脂	0.56		



表 3-8 牛肉与猪肉的热导率

W/(m·K)

品温/℃	牛 肉		猪肉
	多脂	少脂	
30	0.49	0.49	0.49
0	0.48	0.48	0.48
-5	0.93	1.06	0.77
-10	1.20	1.35	0.99
-20	1.43	1.57	1.29
-30	1.54	1.65	1.45

表 3-9 鱼和鸡的热导率

温度/℃	-5~-1	-10~-5	-65~-10
热导率/[W/(m·K)]	0.81~1.35	1.35~1.63	1.63~1.97

(4) 汁液流失 食品经冻结—解冻后, 内部结晶冰就融解成水。它不能被肉质吸收重新回到原来状态时, 这部分水就分离出来成为流失液。

食品内物理变化越大则流失液越多。所以流失液的产生率是评定冻品质量的指标之一。流失液不仅是水, 而且还包括溶于水的成分, 如蛋白质、盐类、维生素等, 所以流失液不仅使质量减少而且风味营养成分亦损失, 使得食品在量和质两方面都受到损失。

(5) 干耗量 冻结过程不仅是个传热过程, 而且亦是个传质过程, 会有一些水分从食品表面蒸发出来, 从而引起干耗。

由于冻结室内空气常处于不饱和状态, 而鱼肉等由于含有水分, 其表面层接近于饱和蒸汽压, 在蒸汽压差的作用下食品表面的水分向空气中蒸发, 表面层水分蒸发后内层的水分在扩散作用下向表面层移动。除蒸汽压差外, 干耗还与食品表面积、冻结时间等有关, 其关系式为:

$$W = \beta A (p_f - p_a) \quad (3-20)$$

式中:  $W$  为单位时间内的干耗量, kg/h;  $A$  为食品的表面积,  $m^2$ ;  $p_f$  为食品表面的水蒸气分压, Pa;  $p_a$  为空气的水蒸气分压, Pa;  $\beta$  为蒸发系数,  $kg/(h \cdot m^2 \cdot Pa)$ 。



### 3.4.2 质构的变化

冻结过程中温度降低到食品冰点时，处于细胞间隙内的那些与亲水胶体结合较弱或以低浓度溶液状态存在的水分，首先形成冰晶体，并出现胞内水分向细胞间已形成的冰晶迁移聚集的趋势。这种趋势将一直持续到温度降到足以使细胞内汁液就地转化为冰晶为止。

冻结过程进行得越慢，上述的水分重新分布越显著。由于细胞内水分向细胞间迁移，造成细胞内浓度的增加，其冰点进一步下降，于是水分外逸量又会增加。正是这样，细胞间的冰晶体颗粒就会愈长愈大，对食品原有的细胞组织产生机械破坏作用，降低了冷冻食品的复原质量。

冻结过程如果以较快速度完成，则上述的水分重新分布，造成组织破坏的程度将得到缓和。因为快速冻结时，传热速度迅速，细胞内的温度快速下降，这样可使细胞内的水分大多在原地冻结。这样，就整个食品组织而言，可以形成既小又多的冰晶体，分布也较均匀，可使冷冻食品解冻时最大程度保持食品未冻前的组织状态。

一般以冻藏为目的的冻结场合宜采用快速冻结手段，而其他目的的冷冻作业则要求将冻结速度控制在一般水平，如冷冻浓缩、冷冻粉碎等。

## 3.5 食品冻结的速度与时间

### 3.5.1 冻结过程的传热与产品的温度分布

食品冷冻过程耦联了两个不稳定传热过程，即不稳定的外部传热过程与内部传热过程。

外部不稳定传热过程是食品表面与冷冻介质主流之间的传热过程，因采用的冻结方式不同，又可分两种情形：冷冻介质（如冷空气）与食品直接接触时为对流传热；间接接触时为对流和间壁传导相结合的传热过程。内部不稳定传热过程是食品内部的不稳定热传导。

外部对流传热的推动力是食品表面与冷冻介质的温差，表面传热系数的大小由冷冻介质的性质、流速和食品的表面状态所决定。内部传热的推动力是食品表层与内部的温差，影响因素有食品的密度、比热容和热导率。

外部温差与内部温差在整个冻结过程中不断发生着变化。变化的总趋势均为逐渐缩小。但实际操作中，直到冻结操作结束也不会缩小到可以忽略。因此一般



冷冻计算中所采用的食品冻结终了温度通常是一个平均温度。此温度一般可取冻结结束时的食品表层温度与食品中心温度的算术平均值（图 3-18）。所谓中心温度是冻结时温度下降得最慢的点处的温度。此点可与几何中心重合，也可不重合，这与冻结的设备、操作形式及食品本身的形状有关。

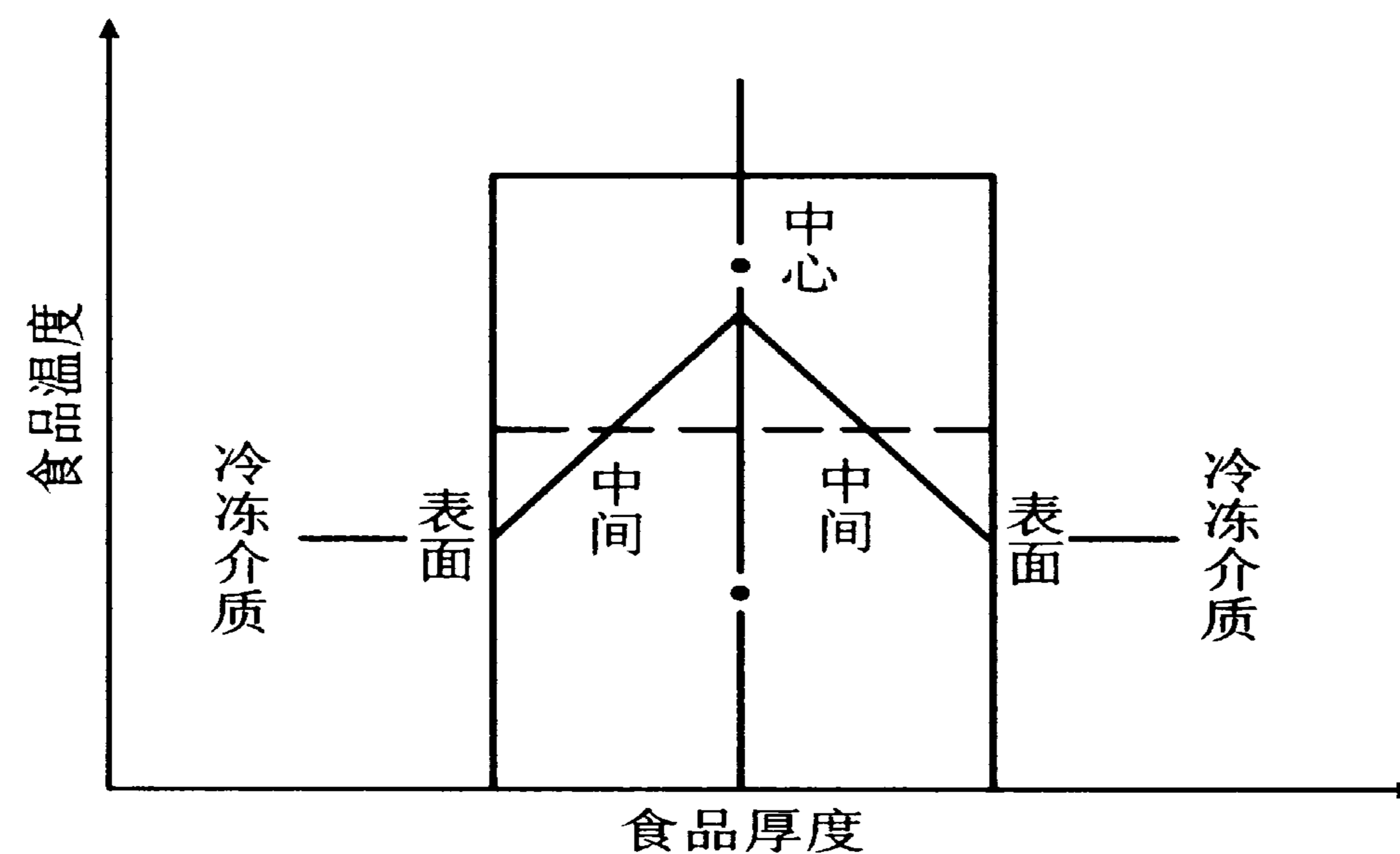


图 3-18 冻结食品的温度分布

### 3.5.2 冻结速率及冻结时间

冻结速率可用食品热中心温度下降的速率或冰锋前进的速率表示。食品热中心即指降温过程中食品内部温度最高的点。对于成分均匀且几何形状规则的食品，热中心就是其几何中心。

20 世纪 70 年代国际制冷学会提出食品冻结速率应为：

$$v_r = \frac{l}{t} \quad (3-21)$$

式中： $l$  为食品表面与热中的最短距离，cm； $t$  为食品表面达  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  至热中心达初始冻结温度以下  $5\text{ K}$  或  $10\text{ K}$  所需的时间，h。

食品大小一定时，冻结速率取决于冻结时间。冻结时间是温度均匀食品的中心温度从初温下降到一定程度低温所需的时间。冻结时间有公称冻结时间和有效冻结时间之分。温度均匀的食品，其中心温度从  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  下降到比它低  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  所需的时间称为公称冻结时间。温度均匀的食品，从实际某温度  $T_a$  (K) 下降到某一平均温度所需的时间称为有效冻结时间，也称实际冻结时间。冻结终了时食品平均温度一般控制在  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$  以下。因此对应于公称和有效冻结时间，也可有公称冻结速度和有效冻结速度之分。



### 3.5.3 冻结时间计算式

食品冻结装置有各种型式，设计冻结装置或组织冻结生产时都要遇到一个问题，就是该装置对某种产品的冻结时间。下面推导的冻结时间预测表达式是常用的 Plank 方程，是国际制冷学会推荐的冻结时间计算式。

设厚度为  $l$  的平板状物品（图 3-19）预冷到  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，置于介质温度为  $T$  的环境中，物品温度降到冰点  $T_p$  时开始冻结。经一段时间  $t$  以后冻结层离中心已有  $\left(\frac{l}{2} - \delta\right)$  的距离。又经  $dt$  时间后，冻层向内推进  $d\delta$  距离。对厚度为  $d\delta$  的冻结层，其表面积为  $A$ ，放出的热量  $dQ$  为：

$$dQ = A\rho r_i d\delta \quad (3-22)$$

式中： $\rho$  为物品密度， $\text{kg}/\text{m}^3$ ； $r_i$  为单位质量物品冻结时放出的热量， $\text{kJ}/\text{kg}$ 。

此热在  $T_p$  与  $T$  的温差作用下，经厚度为  $x$  的冻层在  $dt$  时间内传到冷却介质，其传出的热量为：

$$dQ' = KA\Delta T dt \quad (3-23)$$

式中  $\Delta T = T_p - T$  为近似计，放出的热量等于这一时间从内部传出的热量，因此

$$dQ = dQ' \quad (3-24)$$

$$\text{即：} A\rho r_i d\delta = KA\Delta T dt \quad (3-25)$$

$$\text{从而} \quad dt = \frac{\rho r_i}{K\Delta T} d\delta \quad (3-26)$$

式中  $K$  为总传热系数，即

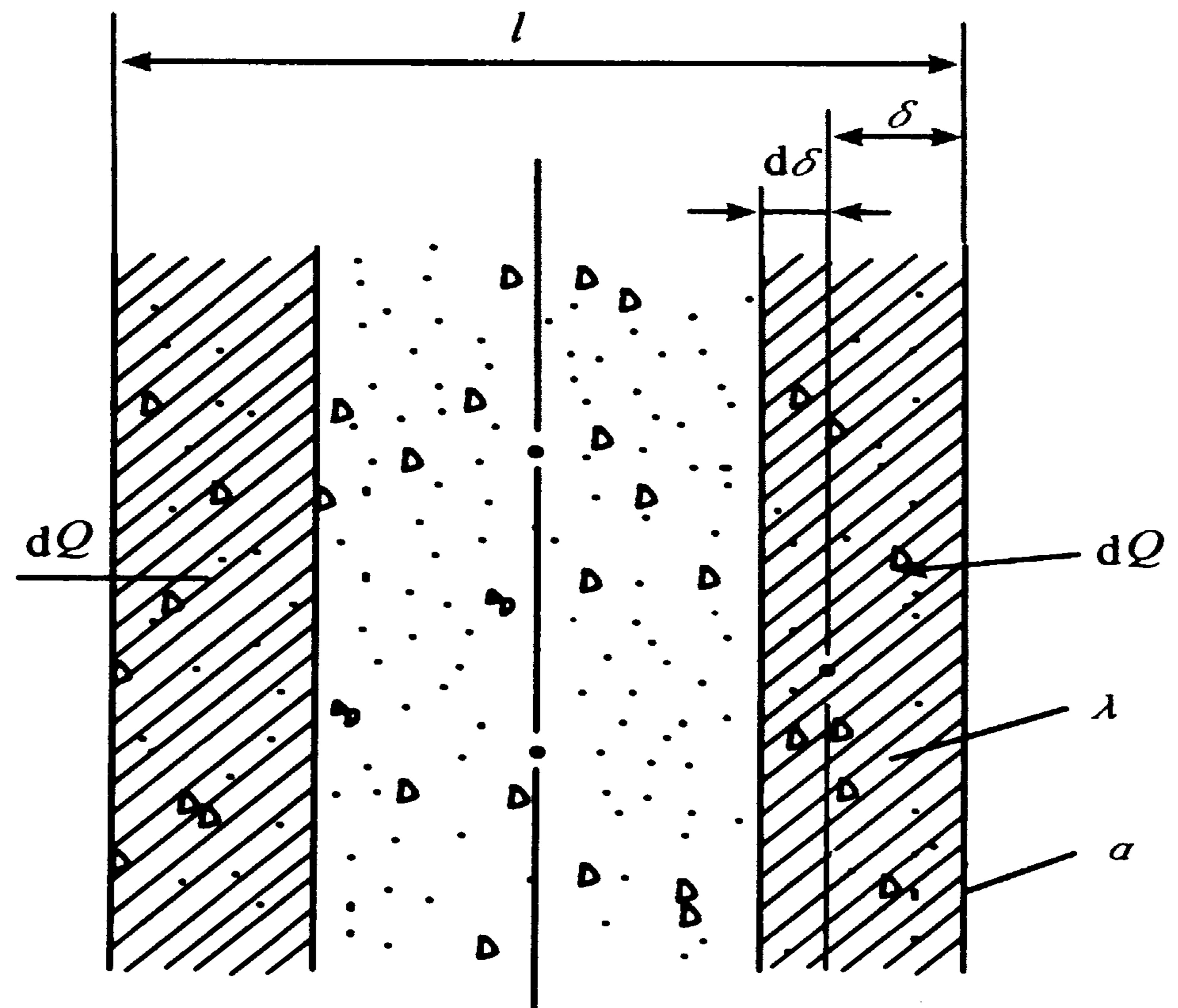


图 3-19 平板状食品的冻结图



$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda}} \quad (3-27)$$

代入上式得：

$$dt = \frac{\rho r_i}{\Delta T} \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda} \right) d\delta \quad (3-28)$$

确定边界条件后进行积分：

$$\int_0^t dt = \int_0^{\frac{l}{2}} \frac{\rho r_i}{\Delta T} \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda} \right) d\delta \quad (3-29)$$

$$t = \frac{\rho r_i}{2\Delta T} \left( \frac{l}{\alpha} + \frac{l^2}{4\lambda} \right) \quad (3-30)$$

此为平板状食品的冻结时间计算式，对于圆柱状及球状食品其计算式分别为：

圆柱状食品：

$$t = \frac{\rho r_i}{4\Delta T} \left( \frac{d}{\alpha} + \frac{d^2}{4\lambda} \right) \quad (3-31)$$

球状食品：

$$t = \frac{\rho r_i}{6\Delta T} \left( \frac{d}{\alpha} + \frac{d^2}{4\lambda} \right) \quad (3-32)$$

将上述公式引入适当的系数就能得到适用于3种几何形状的通用计算式：

$$t = \frac{\rho \cdot r_i}{\Delta T} \left( \frac{Px}{\alpha} + \frac{Rx^2}{\lambda} \right) \quad (3-33)$$

式中  $P$  和  $R$  为系数，与被冻物的几何形状有关：

板状食品  $P=1/2$   $R=1/8$

圆柱状食品  $P=1/4$   $R=1/16$

球状食品  $P=1/6$   $R=1/24$

对于方块或长方体食品，在使用上述方程时，用图 3-20 所示的曲线查出  $P$  和  $R$  值就较精确。图中  $\beta_1 = \frac{b}{c}$ ， $\beta_2 = \frac{a}{c}$ ， $c$  是块状食品的最短边长， $a$  是最长的边长， $b$  是介于  $a$  与  $c$  之间的边长。

上述计算式有局限性，因它只考虑形成冰时放出潜热所需的时间，而未考虑



从物品初温到冻结的时间。实际冻结时间往往并不是把物品预冻到冻结温度后再冻结。其次，计算式推导中冻结区内热导率  $\lambda$  值为常数，实际上随着冻层温度降低，冻结水量增加，冻层内热导率是变化的。再者传热情况是在两侧温度不变的稳定条件下进行的，实际冻结中两侧温差在变。为改进此计算式，出现了许多引进其他因素的计算式，但是计算却繁杂得多。因此尽管此式有局限性，但仍能满足实用估算要求。

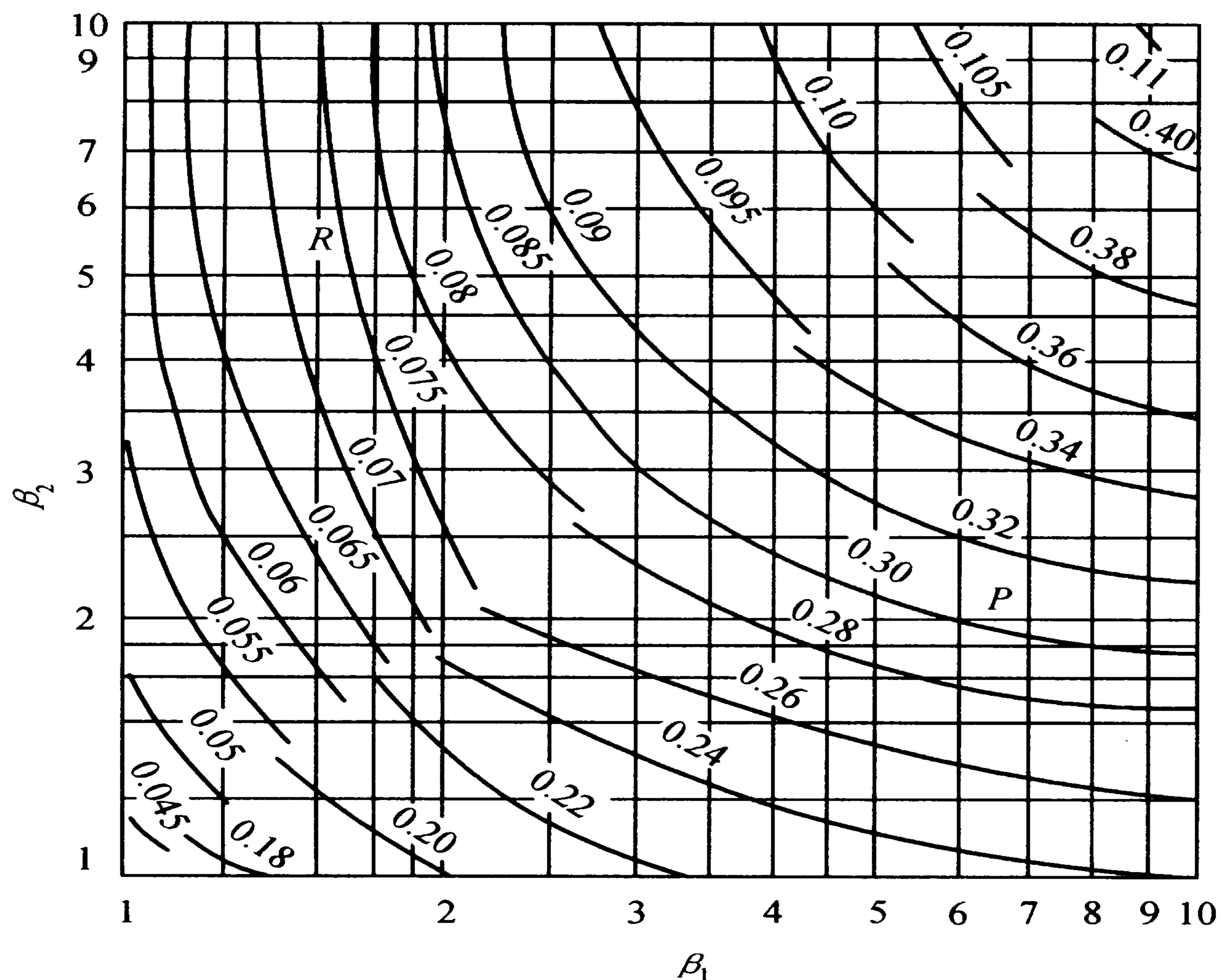


图 3-20 块状食品的  $P$  和  $R$  值

为改进精度，可把计算式中的  $r_i$  用食品初终温时的焓差 ( $\Delta H$ ) 取代，则冻结时间计算式的最后形式为：

$$t = \frac{\rho \Delta H}{\Delta T} \left( \frac{Px}{\alpha} + \frac{Rx^2}{\lambda} \right) \quad (3-34)$$

式中  $x$  为对板状食品表示厚度，对圆柱或球状食品表示直径，m。

上式即是 Plank 冻结时间预测方程，它是国际制冷学会推荐的冻结时间预测公式。



**[例 3-2]** 在  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  的送风冻结器内, 冻结外形为  $0.4\text{ m}\times 0.3\text{ m}\times 0.15\text{ m}$  的猪肉块。试计算该肉块从初温  $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$  冻至终温  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  时所需的时间。

解: 先确定猪肉的有关数据。从有关手册上查到

$$\Delta H = 305.65\text{ kJ/kg}, \rho = 1\ 050\text{ kg/m}^3, T_p = -2.8 + 273\text{ K}, \lambda = 1.02\text{ W/(m}\cdot\text{K)}, T = -30 + 273\text{ K}, \alpha = 13.76\text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

根据肉块外形求出  $\beta_1$  及  $\beta_2$ :

$$\beta_1 = \frac{b}{c} = \frac{0.30}{0.15} = 2, \beta_2 = \frac{b}{c} = \frac{0.4}{0.15} = 2.66$$

再利用图 3-20 找出  $P$  和  $R$  值得:  $P = 0.27, R = 0.075$

将上述各值代入计算式

$$\begin{aligned} t &= \frac{\rho\Delta H}{\Delta T} \left( \frac{Px}{\alpha} + \frac{Rx^2}{\lambda} \right) \\ &= \frac{305.65 \times 10^3 \times 1\ 050}{-2.8 - (-30)} \cdot \left( \frac{0.27 \times 0.15}{13.76} + \frac{0.075 \times 0.15^2}{1.02} \right) \\ &= 54\ 248(\text{s}) = 15.1(\text{h}) \end{aligned}$$

该肉块的冻结时间为  $15.1\text{ h}$ 。

#### 3.5.4 食品冻结时所放出的热量

食品冻结时单位时间所放出的热量是确定制冷设备大小的主要依据。食品在冻结过程中所放出的热包括冷却的热量、冻结放出的热量和冻结后温度下降放出的热量, 如图 3-21 所示。

(1) 冷却时的热量  $q_c$ 。食品由初温降至结冰温度时所放出的热量。

$$q_c = c_{p1} (T_1 - T_p) \quad (3-35)$$

式中:  $q_c$  为冷却的显热量,  $\text{kJ/kg}$ ;  $c_{p1}$  为高于冰点时的定压比热容,  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ;  $T_1$  为初温,  $\text{K}$ ;  $T_p$  为冻结点温度,  $\text{K}$ 。

(2) 凝结成冰时的潜热量

$$q_i = \omega\psi r \quad (3-36)$$

式中:  $q_i$  为凝结成冰时的潜热量,  $\text{kJ/kg}$ ;  $\omega$  为食品中的水分含量,  $\text{kg/kg}$ ;  $\psi$  为冻结率  $1\%$ ;  $r$  为水形成冰的潜热,  $335\text{ kJ/kg}$ 。



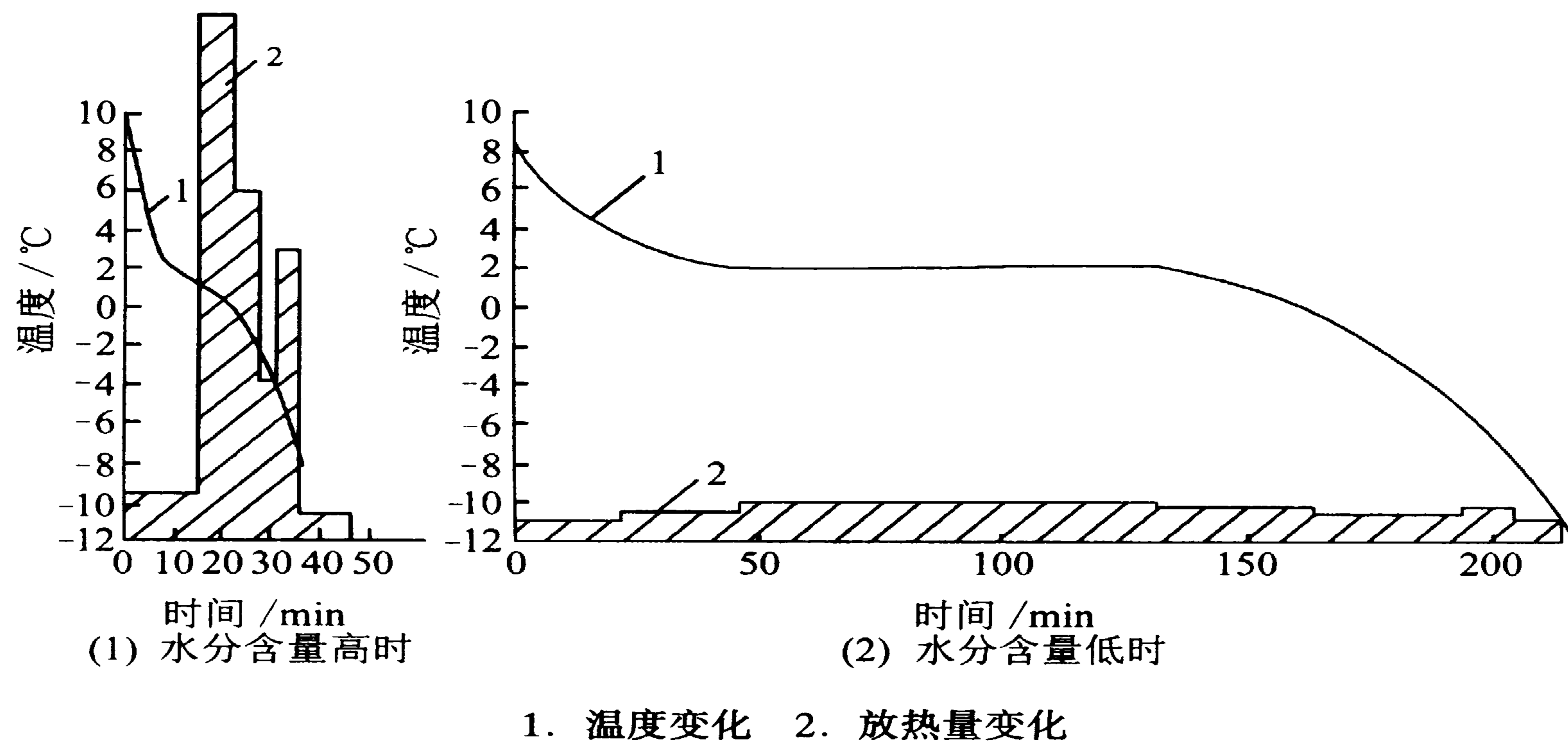


图 3-21 食品冻结过程释放的热量

## (3) 自冰点至冻结终温时放出的显热量

$$q_e = c_{p2} (T_p - T_2) \quad (3-37)$$

式中： $q_e$  为自冰点至冻结终温时放出的显热量， $\text{kJ}/\text{kg}$ ； $c_{p2}$  为低于冰点时的比定压热容， $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ； $T_2$  为食品冻结终温， $\text{K}$ 。

全部冻结所放出的总热量为上述 3 项热量的和，即：

$$q = q_c + q_i + q_e$$

质量为  $m$  的食品冻结时的总放出热量  $Q$  为：

$$Q = m [c_{p1} (T_1 - T_p) + \omega \psi r + c_{p2} (T_p - T_2)] \quad (3-38)$$

总热量计算亦可用焓差法来表示：

$$Q = m (h_1 - h_2) \quad (3-39)$$

式中： $h_1$  为食品初始状态的焓值， $\text{kJ}/\text{kg}$ ； $h_2$  为食品冻结终了时的焓值， $\text{kJ}/\text{kg}$ 。

一般冷库工艺设计时，计算耗冷量都用焓差，这样较简便。

若食品某一部位的温度高于冰点，而其他部位低于冰点则上述 3 部分热同时放出；如食品任一部分的温度均等于冰点则冻结时只有后二部分热量放出；如食品温度由冰点以下开始，则所放出的热量仅是第三部分。



食品冻结时这3部分的热量放出有差异,其中以水变为冰时放出的热量为最大。因为相变热为335 kJ/kg,而且食品中水的含量一般都大于50%,因此,此项过程所放出的热一般比其余热量的总和还大。冻结时总热量的大小与食品含水量密切相关,含水量大的食品其总热量亦大。从图3-21可以看出,在-1~-5℃之间放出的热量又是占主导。表3-10以鱼为例观察各降温阶段热量放出值,按鱼初温+15℃,终温-20℃, $\omega=78\%$ 计算出。从表3-10中看,降温所放出的热量中,1/2以上是在-1~-5℃温度范围内放出的。

表3-10 在不同温度阶段鱼体放出的热量及占总热量的比例

鱼体降温阶段的温度/℃	放出热量/(kJ/kg)	占放出总热量的比例/%
+15~-1	55.3	16.8
-1~-5	184.7	56.5
-5~-12	52.3	16.0
-5~-20	34.9	10.7
合计	327.2	100.0

## 4 食品速冻方法和速冻装置

所谓速冻,是指使食品尽快通过其最大冰晶生成区,并使平均温度尽快达到-18℃而迅速冻结的方法。一般说来,快速冻结食品,可以有以下优点:①避免在细胞之间生成过大的冰晶体;②减少细胞内水分外析,解冻时汁液流失少;③细胞组织内部浓缩溶质和食品胶体等成分相互接触作用的时间显著缩短,浓缩的危害性下降到最低程度;④将食品温度迅速降低到微生物生长活动温度之下,有利于抑制微生物的增长及其生化反应;⑤食品在冻结设备中的停留时间短,有利于提高设备的利用率和生产的连续性。食品的速冻可借助速冻设备得以实现。

速冻设备适用于冻结小包装或未包装的块、片、粒等形状的原料,制成各种畜产、水产、蔬菜、水饺等速冻食品。一般速冻设备的冻结温度为-30~-40℃,其类型很多,按冷却介质与食品接触的方式可分为空气冻结法、间接



接触冻结法和直接接触冻结法（又称浸渍冻结法）。按速冻设备的结构分为箱式、隧道式、带式、流化床式和螺旋式等形式。根据冻结装置的结构特征和热交换方式，速冻装置通常又可分为以下几种类型：隧道式冻结装置、螺旋式冻结装置、接触式冻结装置和流化式冻结装置。表 3-11 列出了不同冻结方法及其冻结装置的型式。现将常用的速冻装置介绍如下；

表 3-11 冻结方法的分类

空气冻结法	间接接触冻结法	直接接触冻结法
隧道式冻结装置	平板式	载冷剂接触冻结
传送带式冻结隧道	平板式冻结装置	低温液体冻结装置
吊篮式连续冻结隧道	卧式平板式冻结装置	液氮冻结装置
推盘式连续冻结隧道	立式平板式冻结装置	液态 CO <sub>2</sub> 冻结装置
螺旋带式冻结装置	回转式冻结装置	R <sub>12</sub> 冻结装置
液化式冻结装置	钢带式冻结装置	
斜槽式流态化冻结装置		
一段带式流态化冻结装置		
两段带式流态化冻结装置		
往复振动式流态化冻结装置		

## 4.1 空气冻结法

在冻结过程中，冷空气以自然对流或强制对流的方式与食品换热。由于空气的导热性差，与食品间的换热系数小，故所需的冻结时间较长。但是，空气资源丰富，无任何毒副作用，其热力性质早已为人们所熟知，所以，用空气作介质进行冻结仍是目前应用最广泛的一种冻结方法。

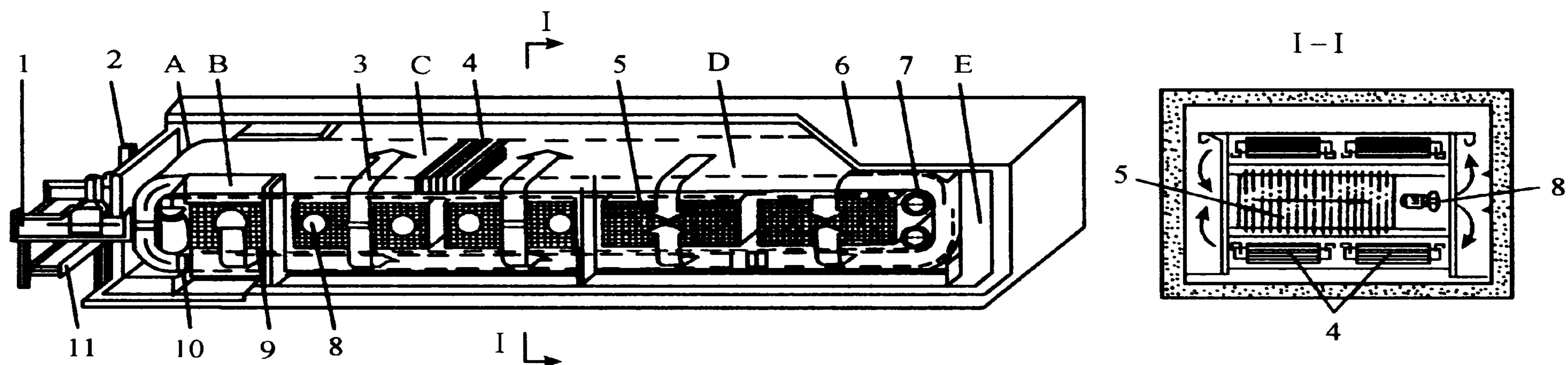
### 4.1.1 隧道式冻结装置

隧道式冻结装置的特点是：冷空气在带有隔热层的隧道中循环，食品通过隧道时被冻结。根据食品通过隧道的方式，可分为传送带式、吊篮式、推盘式冻结隧道等几种，它们的基本结构都是相似的，主要区别在于冻品的传送方式，因



此，不一一介绍，仅介绍传送带式冻结隧道。

图 3-22 为前东德生产的 LBH31.5 型带式冻结隧道。该冻结装置的传输系统为两条平行工作的液压驱动链式传送带，上面放置冻结盘。装置开始运行时，首先将冻结盘 4 放在装卸设备上，盘被自动推上传送带并合盖后，液压传动机构 10 驱动传送带逐步向前移动，使冻结盘 4 通过驱动室 A 进入水分分离室 B。分离室的作用是除去冻结盘外面的大部分水分，保证水分不被带入冻结间 C 和 D，以免蒸发器过多结霜。食品的冻结过程是在冻结间 C 和 D 内进行的，轴流风机 8 吸入经板片式蒸发器 5 冷却的空气，向冻结盘压送。冻结盘到达转向装置 7 时，改变运动方向，随后平稳地返回装卸设备 1。此时，冻结盘自动脱出链条卡扣，在除霜装置 2 上经过热蒸汽加热后，被送至端部位置并翻转，盘盖自动打开，食品冻块落在输送带 11 上，传输到外面后包装储藏。至此，一次冻结过程结束。



1. 装卸设备 2. 除霜装置 3. 空气流动方向 4. 冻结盘 5. 板片式蒸发器  
6. 隔热外壳 7. 转向装置 8. 轴流风机 9. 光管蒸发器 10. 液压传动机构  
11. 冻结块输送带 A. 驱动室 B. 水分分离室 C, D. 冻结间 E. 旁路

图 3-22 LBH31.5 型带式冻结隧道

LBH31.5 型装置的蒸发温度为  $-41\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，空气平均流速为  $9.5\text{ m/s}$ 。对于中等大小的青鱼，在进货温度  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  和热中心温度为  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  的条件下，平均冻结能力为  $30\text{ t/d}$ 。

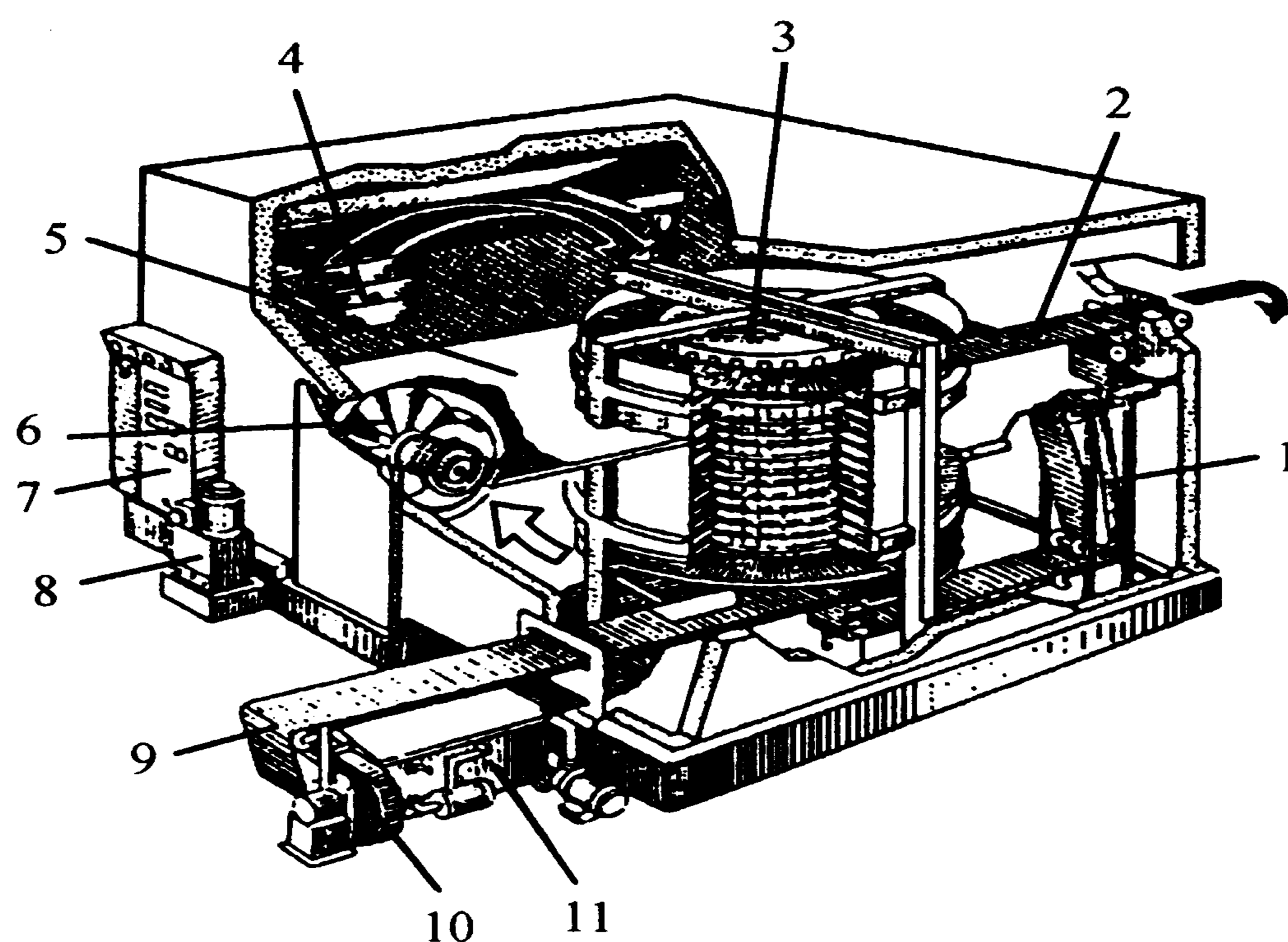
该装置的特点是投资费用较低，通用性强；自动化程度较高，这符合隧道式冻结装置的自动化发展趋势，不仅冻结时间短，效率高，还可大大节省劳动力。

#### 4.1.2 螺旋带式冻结装置

为了克服传送带式隧道冻结装置占地面积大的缺点，可将传送带做成多层，



由此出现了螺旋带式冻结装置，它是 20 世纪 70 年代初发展起来的。装置由转筒、蒸发器、风机、传送带及一些附属设备等组成。其主体部分为一转筒，传送带由不锈钢扣环组成。当运行时，具有挠性的传送带可紧靠在转筒上，依靠摩擦力及传动机构的动力，使传送带随转筒一起运动，参见图 3-23。被冻结的食品可直接放在传送带上，也可采用冻结盘。传送带由下部进入，上部传出，冷风自上向下吹，构成逆流式传热使产品冻结，提高了冻结速度，冻好的食品从出料口排出。传送带是连续的，它由出料口又折回到进料口。



1. 平带张紧装置 2. 出料口 3. 转筒 4. 翅片蒸发器  
5. 分隔气流通道的顶板 6. 风扇 7. 控制板  
8. 液压装置 9. 进料口 10. 干燥传送带的风扇  
11. 传送带清洗系统

图 3-23 螺旋带式冻结装置

传送带在横、竖方向上都有挠性，它能够缩短和伸长，以改变连接的间距。如果冻结的是非包装食品，为保证食品的清洁卫生，冻结装置有清洗、风干设备，传送带传输到速冻区后经两次冲洗和热风吹干，再运行到送料端受料。

为了防止产品因振动而从螺旋传送带上向外跌落，近年来在传送带的两侧装上链环，形成一个对外封闭的空间，这也有利于充分进行热交换。

传动装置有机械传动和液压传动两种。根据不同食品所需要的冻结时间，可通过调速装置改变传送带输送速度，一般可调时间在 10~180 min。

近年来，国外对螺旋冻结装置的气流组织又作了改进，是将冷气流从螺旋带

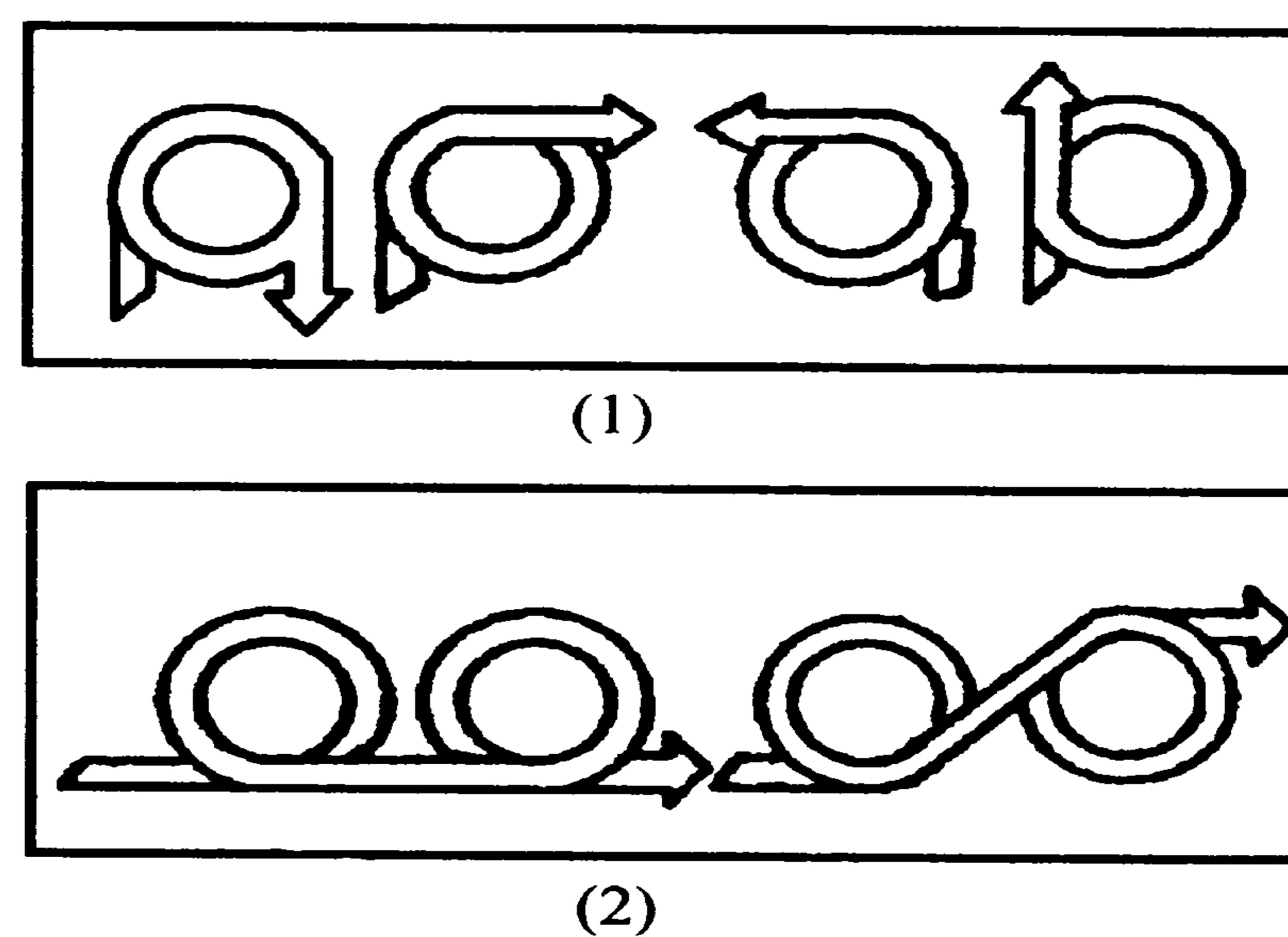


的上下方同时吹入，与最热和最冷的物料直接接触，刚进冻的水产食品可尽快地达到表面冻结，减少冻结时的干耗损失，也减少了装置的结霜量，并由于输送带上的物料受双冲击气流冷冻，大大提高了冻结速度，比常规气流设计快 15% ~ 30%。

螺旋带式冻结装置适用于冻结单体不大的食品，如饺子、烧麦、对虾和经加工整理的水果、蔬菜等。该装置的优点是可连续冻结，进料、冻结、包装在一条生产线上连续作业，自动化程度高，并且冻结速度快，冻品质量好，干耗亦小；结构紧凑，占地面积小。还可以根据工艺需要将两个以上的转筒串联运行，如图 3-24 所示。

#### 4.1.3 流态化冻结装置

流态化速冻是在一定流速的冷空气作用下，颗粒产品以流化作用方式被此温度甚低的冷风自下往上强烈吹成悬浮状态，从而达到快速冻结的一种冻结方法。流态化是固体颗粒在气流的作用下，变成具有一定流动性的形态，即食品颗粒间彼此作相对运动，并在上升气流中保持浮动状态，参见图 3-25。流态化冻结是一种实现食品单体快速冻结 IQF (individual quick freezing 的简称) 的理想方法。流化速冻装置常由物料传送系统、冷风系统、冲霜机构、围护结构、进料机构和控制系统等组成。其中物料传送系统构成了装置的流化速冻床层区，冷风系统围绕物料传送系统安排，主要由风机、蒸发器和导风结构所组成。流态化装置按物料传输系统的不同通常分为带式、振动槽式和斜槽式等 3 种形式。图 3-25 为国产往复振动式流态化冻结装置。其主体部分为一带孔不锈钢钢板，在连杆机构带动下作水平往复式振动。装置运行时，食品首先进入预冷设备，表面水分被吹干，表面硬化，避免了相互间的粘连。进入流化床后，冻品受钢板振动和气流脉动的双重作用，冷气流与冻品充分混合，实现了完全的流态化。冻品被包围在强冷空气流中，时起时伏，像流体般向前传递，确保了快速的冻结。这种冻结方式消除了流汤和物料跑偏现象，使冷量得到充分有效



(1) 单转筒 (2) 双转筒

图 3-24 螺旋带式冻结装置传送带的布置形式



的利用，另外，由于物料在行进过程中受到振动作用，因此这类形式的速冻装置可显著地减少冻结过程中的粘结现象的出现。

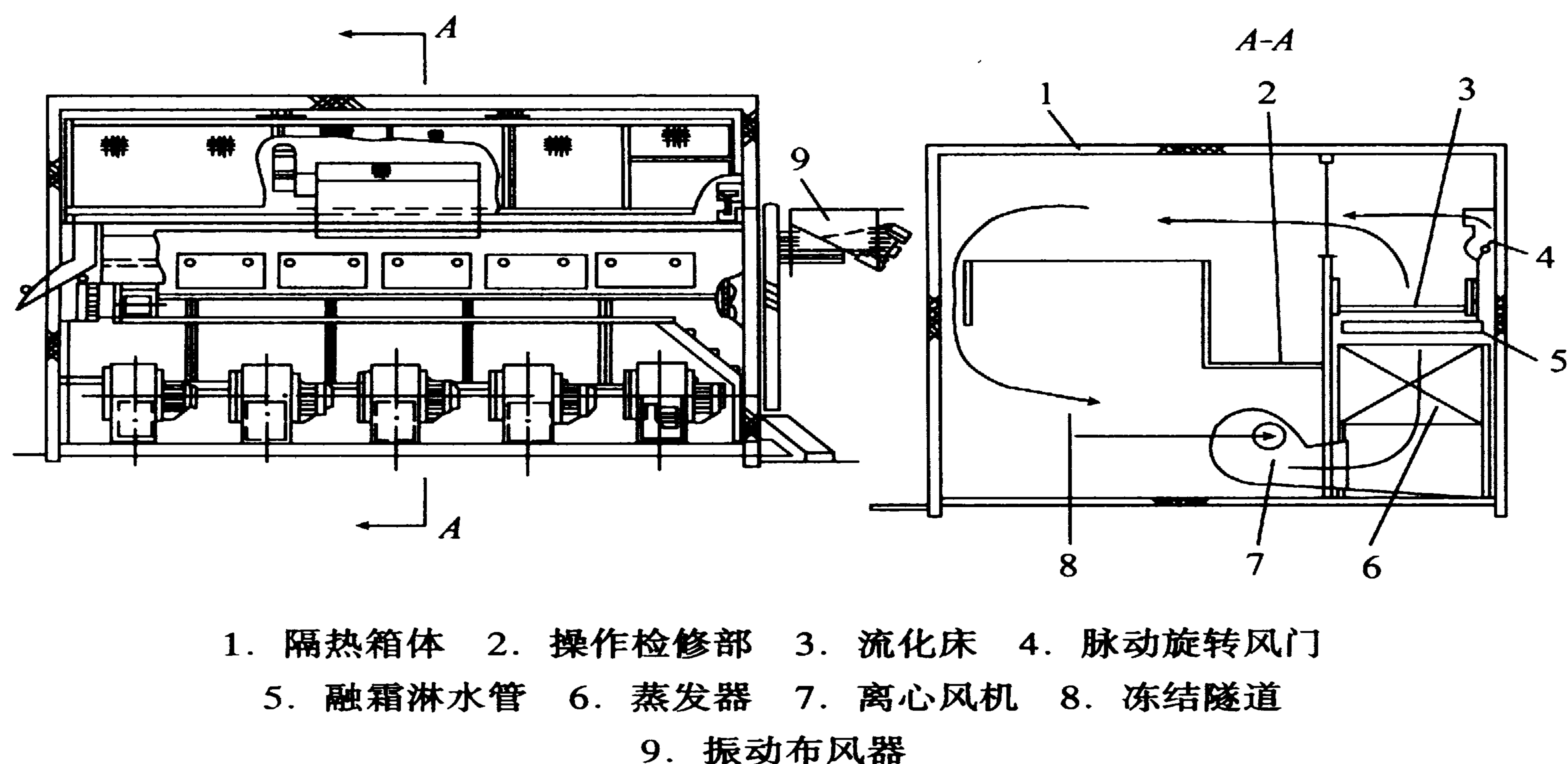


图 3-25 QLS 往复振动流态化冻结装置

流态化冻结装置也有使用传送带（即带式）的，有的还是两段传送带，即将食品分成两区段冻结：第一段传送带上，产品外壳迅速被冻结，到第二段传送带，为深层冻结区。颗粒状食品流入冻结室后，首先进行快速冷却，即表层冷却至冰点温度，然后表面冻结，使颗粒或颗粒与传送带不锈钢网间呈散离状态，彼此互不粘结，最后进入第二区段深层冻结至中心温度为  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，冻结完成。

食品流化速冻装置是近年来国内外研制的新型冻结装置，也是目前世界上比较先进的一种冻结装置。与其他隧道式冻结装置比较，具有冻结速度快，冻结产品质量好、耗能低，易于冻结球状、圆柱状、片状及块状颗粒食品等优点，尤其适宜果蔬类单体食品的冻结加工。若蒸发温度为  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  以下，垂直向上风速为  $6\sim 8\text{ m/s}$ ，冻品间风速为  $1.5\sim 5\text{ m/s}$ ， $5\sim 10\text{ min}$  之内被冻品即可达到  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。由于是单体快速冻结产品，其销售、食用十分方便。

## 4.2 间接接触冻结法

间接冻结法指的是把食品放在由制冷剂（或载冷剂）冷却的板、盘、带或其



他冷壁上，与冷壁直接接触，但与制冷剂（或载冷剂）间接接触。

#### 4.2.1 平板冻结装置

平板式冻结装置的主要构件是一组作为蒸发器的空心平板（大多采用铝合金制成，内部具有管形隔栅），平板与制冷剂管道接通，制冷剂或载冷剂在管内流动，平板两面均可传热。被冻的食品压在两相邻的平板间，并借助油压系统使平板与食品紧密接触。由于食品与平板间接触密实，故其传热系数高。要求接触压力为7~30 kPa，传热系数可达93~120 W/(m<sup>2</sup>·K)。

平板冻结装置有两种形式，一种是将平板水平安装，构成一层层的搁架，称为卧式平板冻结装置，根据装置的操作方式和机械化程度，这种装置又可分为间歇式和连续式两种；另一种是将平板以垂直方向安装，形成一系列箱状空格，称为立式平板冻结装置。

图3-26为连续卧式平板冻结装置示意图。食品装入货盘1并自动盖上盖2后，随传送带向前移动，并由压紧机构3对货盘进行预压缩，最后，货盘被升降机4提升到推杆5前面，由推杆5推入最上层的两块平板间。当这两块平板之间填满货盘时，再推入一块，则位于最右面的那个货盘将由降低货盘装置7送到第二层平板的右边缘，然后被推杆8推入第二层平板之间。如此不断反复，直至全部平板间均装满货盘时，液压装置6压紧平板进行冻结。冻结完毕，液压装置松开平板，推杆5继续推入货盘，此时，位于最低层平板间最左侧的货盘则被推杆8推上卸货传送带，在此盖从货盘上分离，并被送到起始位置2，而货盘经翻转装置9翻转后，食品从货盘中分离出来。经翻转装置12再次翻转后，货盘由升降机送到起始位置，重新装货，如此重复，直至全部冻结货盘卸货完毕时，平板间又填满了未冻结的货盘，再进行第二次冻结。除货盘装货外，所有操作都是按程序自动完成的。

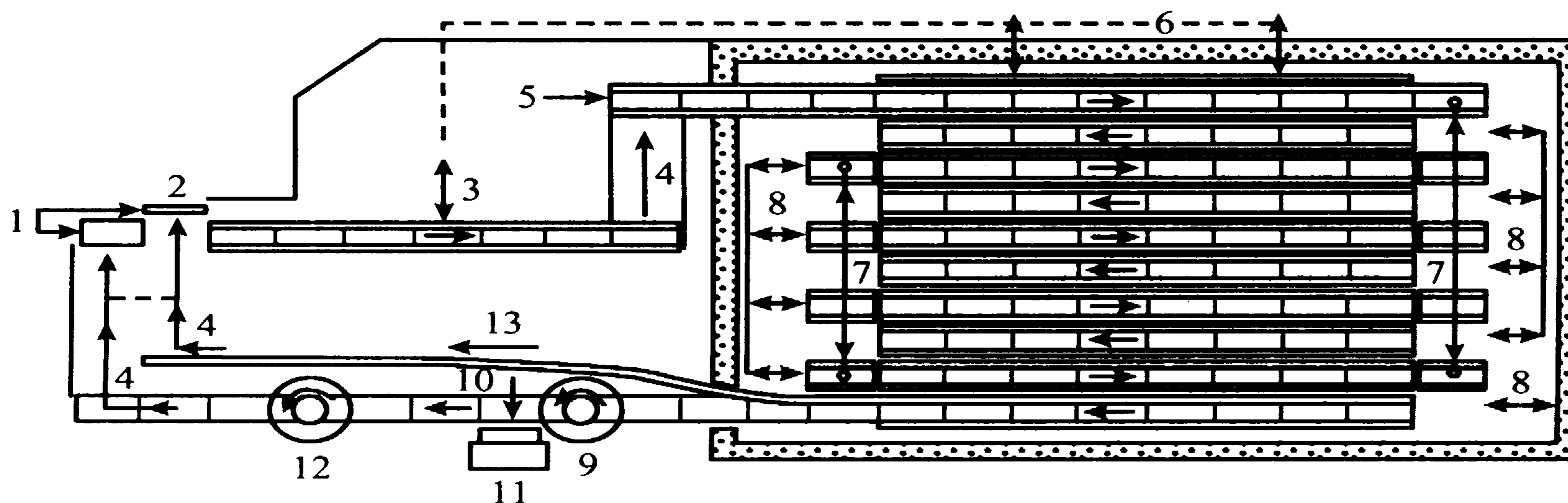
立式平板冻结装置的结构原理与卧式平板冻结装置相似。

卧式平板冻结装置主要用于冻结分割肉、肉副产品、鱼片、虾及其他小包装食品的快速冻结；立式平板冻结装置适用于散装冻结或无包装的块状产品，如整鱼、剔骨肉和内脏，但也可用于包装产品。与卧式冻结装置比较，立式平板冻结装置不用储存和处理货盘，可节省占用的空间，但不如卧式的灵活，一般只能生产一种厚度的块装产品。卧式平板冻结装置在使用时，被冻的包装品或托盘上下两面必须与平板很好接触，若有空隙，则冻结速度明显下降。

为了使被冻食品的上部能与平板保持良好的接触，必须控制好液压。考虑到食品在冻结过程中因冻结膨胀压的产生，其压力将增大1倍，故液压也不可过



高，通常控制在 50 kPa 左右，对于不同的产品，还需作适当调整。



1. 货盘 2. 盖 3. 冻结前预压 4. 升降机 5. 推杆 6. 液压系统  
7. 降低货盘的装置 8. 液压推杆 9. 翻盘装置 10. 卸料 11. 传送带  
12. 翻转装置 13. 盖传输带

图 3-26 连续卧式平板冻结装置

#### 4.2.2 回转式冻结装置

回转式冻结装置是一种新型连续式的直接接触式冻结装置。它适宜于虾仁、鱼片等生鲜或调理冷冻食品的单体快速冻结 (IQF) 或流态食品的冻结，由于这种冻结装置占地面积小，连续冻结生产效率高，在欧美的一些冷冻食品加工厂中得到应用。

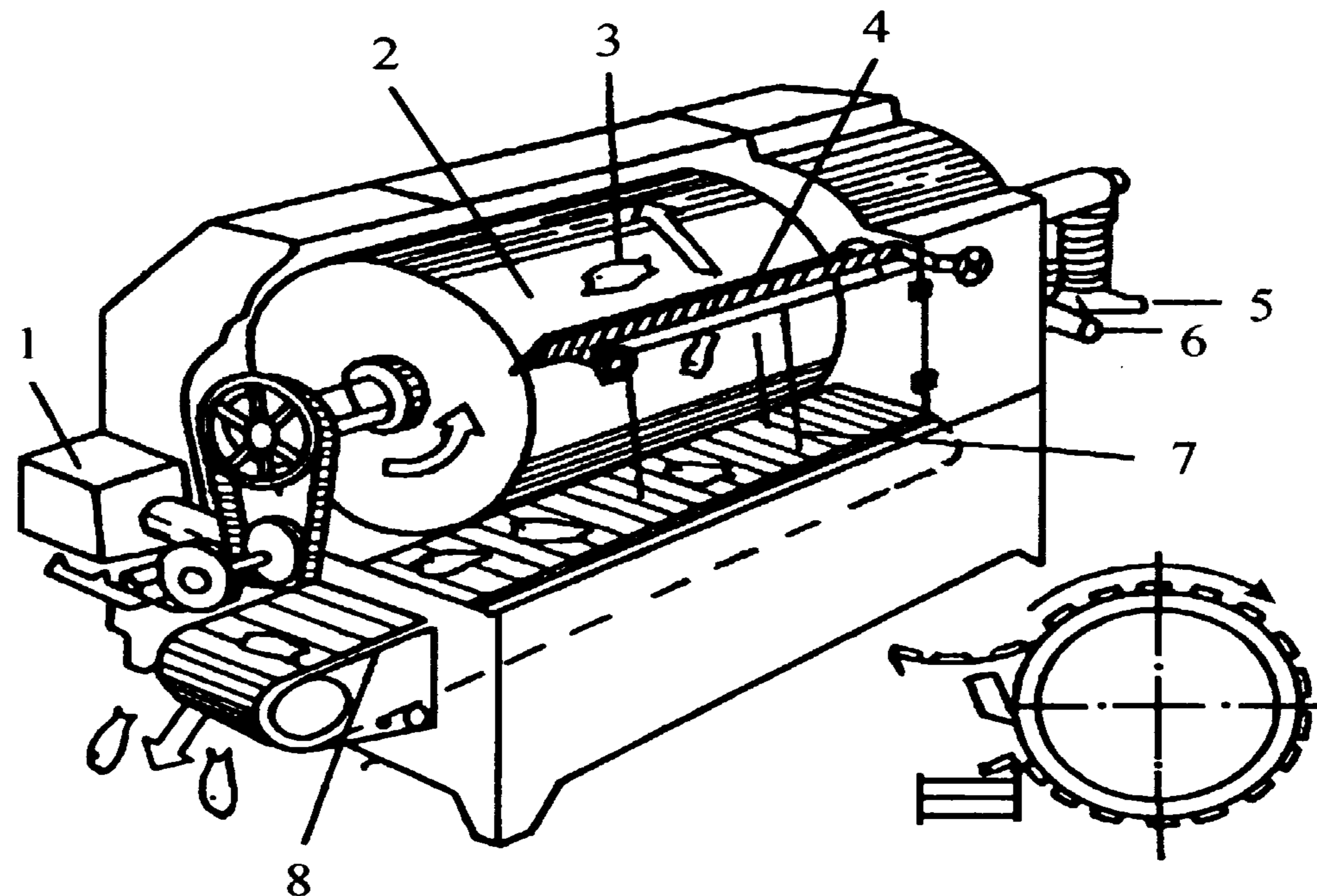
回转式冻结装置示意图如图 3-27 所示。其主体为一个回转筒，由不锈钢制成，它具有二层壁。外壁即为冷表面，它与内壁之间组成的空间可供制冷剂直接蒸发进行制冷。制冷剂从中间有孔的圆筒转动轴中输入，在两层壁的空间内作螺旋状运动，蒸发后的气体从转轴排出。冻品呈散开状由入口被送到回转筒的表面，由于转筒表面温度很低，食品立即粘在上面，进料传送带再给冻品稍施加压力，使它与回转筒表面接触得更好。转筒回转一周，完成食品的冻结过程。冻结食品转到刮刀处被刮下，刮下的食品由传送带输送到包装生产线。转筒的转速可根据冻结食品所需的时间调节。

#### 4.2.3 钢带式冻结装置

装置的主体是钢带传输机，参见图 3-28，其热交换方式是以产品与钢带的接触式传热为主，空气鼓风式传热为辅，钢带的下面有金属冷却板，并带有低温盐水喷射装置。钢带采用不锈钢材质。由于盐水喷射对设备的腐蚀性很大，喷嘴

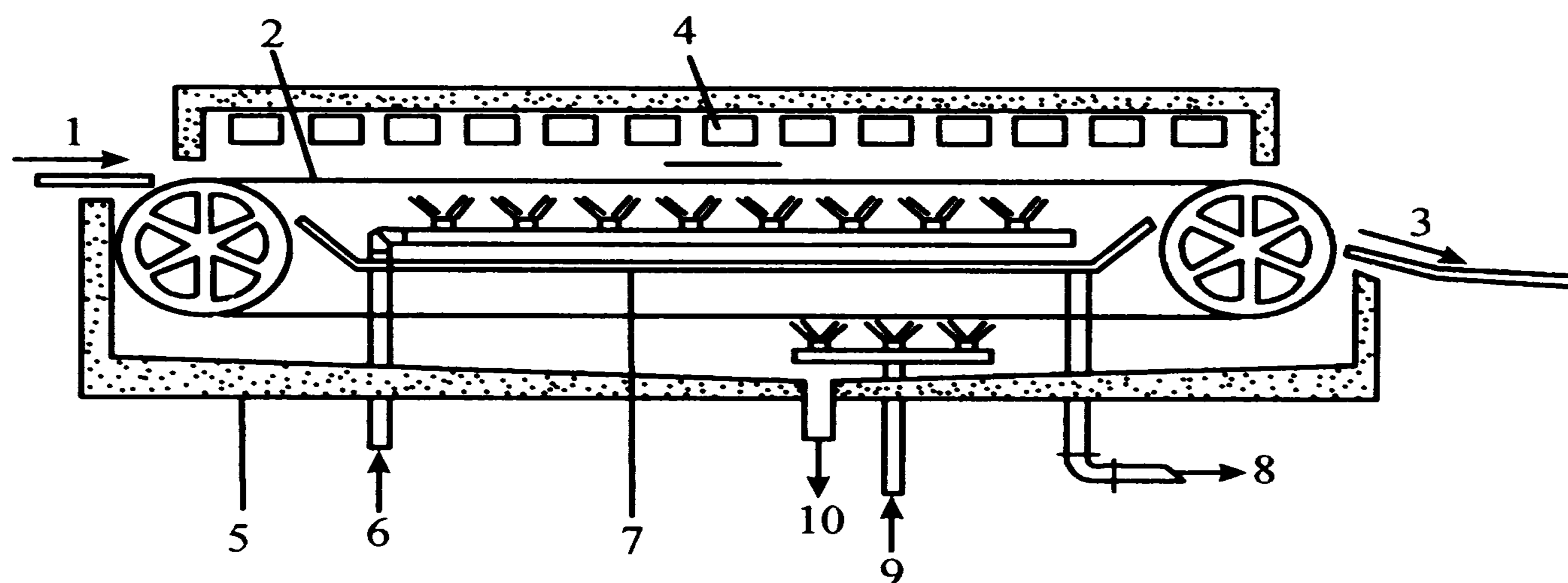


也易堵塞，目前，国内生产厂已将盐水喷射冷却系统改为钢带下用金属板蒸发器冷却，效果较好。



1. 电动机 2. 滚筒冷却器 3. 进料口 4. 刮刀  
5. 制冷剂入口 6. 制冷剂出口 7. 刮刀  
8. 出料传送带

图 3-27 回转式冻结装置



1. 进料口 2. 钢质传送带 3. 出料口 4. 空气冷却器  
5. 隔热外壳 6. 盐水入口 7. 盐水收集器 8. 盐水出口  
9. 洗涤水入口 10. 洗涤水出口

图 3-28 钢带式冻结装置示意图

钢带式冻结装置最适用于冻结对虾、鱼片、调味汁、酱汁、糖果产品及鱼肉汉堡饼等能与钢带很好接触的扁平状产品的单体快速冻结。传送带下部温度为



-40℃,上部冷风温度为-40℃~-35℃,冻结20~25 mm厚的食品约需30 min,而15 mm厚的只需12 min,产品的冻结速度很快。

钢带式冻结装置的主要特点为:同平板式、回转式相比,带式冻结器构造简单,操作方便,改变带长和带速,可大幅度地调节产量。缺点是占地面积大。

尽管接触式冻结装置的形式不同,但在设计和操作时,最重要的一点就是保证食品与冷表面的良好接触,除此外,两者之间的接触压力对传热系数影响也很大,日本学者对竹荚鱼进行试验,当接触压力从0增大到2.9 N/cm<sup>2</sup>时,传热系数可以从23 W/(m<sup>2</sup>·K)增大到122 W/(m<sup>2</sup>·K),而冻结时间从3.9 h减少到1.7 h。由此可见,接触压力是影响接触式冻结装置冻结效率的一个非常重要的量,当然,接触压力也不能太大,否则将挤碎冻品,破坏冻品的品质。所以,对于不同的冻品,应选择最佳的接触压力。

### 4.3 直接接触冻结法

该方法要求食品(包装或不包装)与不冻液直接接触,食品在与不冻液(载冷剂或低温液体)换热后,迅速降温冻结。食品与不冻液接触的方法有喷淋、浸渍法,或者两种方法同时使用。

喷淋式速冻装置是将被冻结物直接和温度很低的液化气体、或液态制冷剂接触,从而实现快速冻结。常用的低温液体有液态氮、液态二氧化碳等。

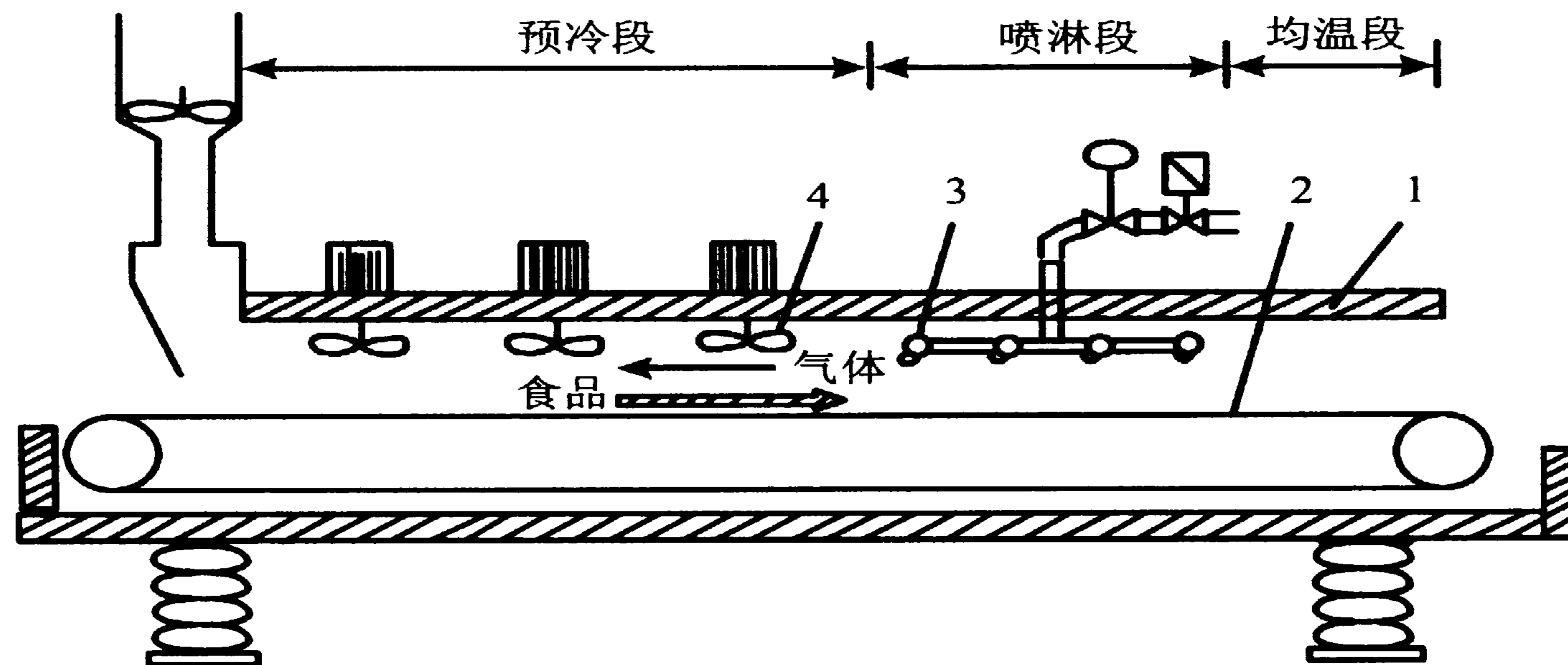
液氮是无色液体,与其他物质不起化学作用,常压下,其沸点为-195.8℃,液态二氧化碳的沸点是-78.5℃。

图3-29所示为喷淋式液氮冻结装置,外形呈隧道状,产品从入口处送置于传送带上,依次经过预冷区、冻结区、均温区,由出口处取出。液氮喷嘴安装在隧道中靠近出口的一侧,产品在喷嘴下与沸腾的液氮接触而冻结。冻结温度和冻结时间,根据食品的种类、形状,可调整贮液罐压力以改变液氮喷射量,以及通过调节传送带速度来加以控制以满足不同食品的工艺要求。蒸发后的氮气温度仍很低,由风机将冻结区温度较低的氮气输送到预冷区,并吹到传送带送入的食品表面上,经充分换热,使食品预冷。液氮喷淋的食品由于是瞬间冻结,表面与中心的温差很大,在近出口处一侧的隧道内(即均温区),让产品内部的温度达到平衡,然后连续地从出口处出料。

浸渍式速冻法是将被冻结物料直接和温度很低的液化气体或液态制冷剂等接触,制成速冻产品,其装置示意图如图3-30所示,它主要由隔热的箱体和食品



传送带组成。食品从进料口直接落入液氮中，表面立即冻结。由于换热液氮强烈沸腾，有利于单个食品的分选。食品在液氮中只完成部分冻结，然后由传送带送出出料口，再到另一个温度较高的冻结间作进一步冻结。



1. 壳体 2. 传送带 3. 喷嘴 4. 风扇

图 3-29 液氮喷淋冻结装置示意图

据研究，对于直径为 2 mm 的金属球，在饱和液氮中的冷却速率高达  $1.5 \times 10^3 \text{ K/s}$ ，过快的降温速率将导致食品发生低温断裂现象，影响冻结食品的质量。因此，控制食品在液氮中的停留时间是十分重要的。这可通过调节传送带的速度来实现。另外，冻结食品的厚度以小于 10 cm 为宜，如果冻品太厚，则其表面与中心将产生极大的瞬时温差，引起热应力，从而产生龟裂，甚至破碎。

用液氮喷淋装置冻结食品有以下优点：

(1) 冻结速度快 将  $-196 \text{ }^\circ\text{C}$  的液氮喷淋到食品上，冻结速度极快，比平板冻结装置提高 5~6 倍，比空气冻结装置提高 20~30 倍。

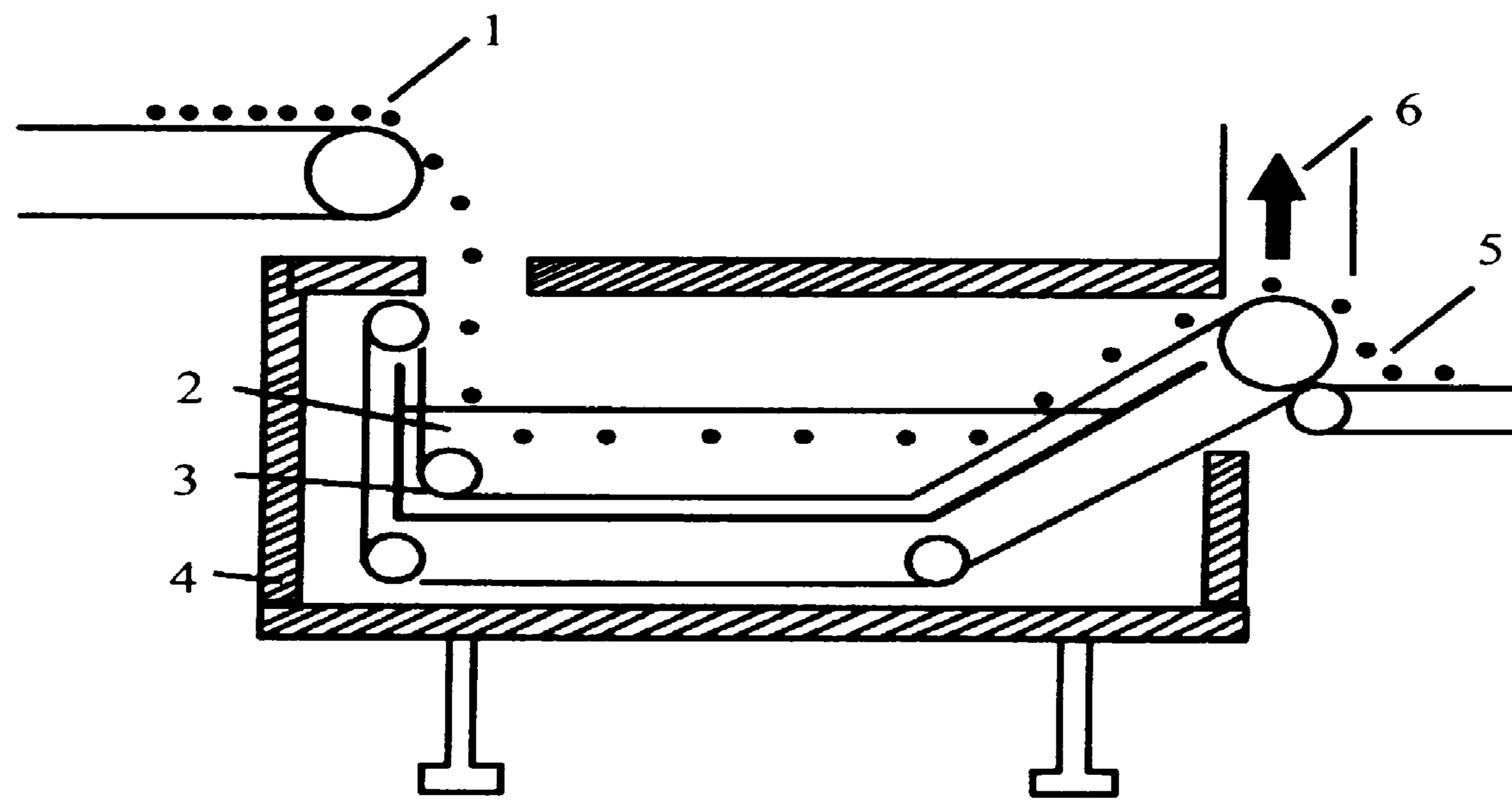
(2) 冻品质量好 因冻结速度快，结冰速度大于水分移动速度，细胞内外同时产生冰晶，冰晶细小并分布均匀，对细胞几无损伤，故解冻时液滴损失少，能恢复冻前新鲜状态。

(3) 干耗小 单体冻结的食品大多需在包装前进行冻结，采用液氮喷淋冻结可减少干耗值。用一般冻结装置冻结的食品，其干耗率在 3%~6% 之间，而用液氮冻结装置，干耗率仅为 0.6%~1%。

(4) 抗氧化 氮是惰性气体，一般不与任何物质发生反应。用液氮作制冷剂直接与水产品接触对于含有高度不饱和脂肪酸的食品来说，冻结过程中不会因氧化而发生油耗。



(5) 装置效率高，占地面积小，设备投资省。



1. 进料口 2. 液氮 3. 传送带  
4. 隔热箱体 5. 出料口 6. 氮气出口

图 3-30 液氮浸渍冻结装置示意图

$\text{CO}_2$  在常压下不能以液态存在，因此，液态  $\text{CO}_2$  喷淋到食品表面后，立即变成蒸汽和干冰，其中转变为固态干冰的量为 43%，转变为气态的量为 53%，两者的温度均为  $-78.5\text{ }^\circ\text{C}$ 。液态  $\text{CO}_2$  全部变为  $-20\text{ }^\circ\text{C}$  的气体时，吸收的总热量为  $621.8\text{ kJ/kg}$ ，其中约 15% 为显热量，由于显热所占份额不大，一般没有必要利用，因此，液态  $\text{CO}_2$  喷雾冻结装置不像液氮喷淋装置那样做成长形隧道，而是做成箱型，内装螺旋式传送带来冻结食品。

直接接触冻结法由于要求食品与不冻液直接接触，所以对不冻液有一定的限制，特别是与未包装的食品接触时尤其如此。这些限制包括要求无毒、纯净、无异味和异样气体，无外来色泽和漂白剂、不易燃、不易爆等。另外，不冻液与食品接触后，不应改变食品原有的成分和性质。

## 5 冷藏库

食品冷藏库是用人工制冷的方法对易腐食品进行加工和储藏，以保持食品食用价值的建筑物，是冷藏链的一个重要环节。



## 5.1 冷藏库的类型

冷藏库可按容量、使用性质及温度等进行分类。

### 5.1.1 按冷藏库容量分类

冷藏库容量规模的划分尚未统一。目前，我国商业系统冷藏库按容量可分为四类，见表 3-12。

表 3-12 按冷藏库的容量分类

规 模	容 量/t	冻结能力/(t/d)	
		生产性冷藏库	分配性冷藏库
大型冷藏库	10 000 以上	120~160	40~80
大中型冷藏库	5 000~10 000	80~1 120	40~60
中小型冷藏库	1 000~5 000	40~80	20~40
小型冷藏库	1 000 以下	20~40	<20

### 5.1.2 按使用性质分类

(1) 生产性冷藏库 主要建在食品产地附近、货源较集中的地区，作为肉、禽、蛋、鱼、果蔬加工厂的冷冻车间使用，是生产企业加工工艺中的一个重要组成部分，应用最为广泛。它主要从事大批量、连续性的冷加工，因此其特点是冻结加工能力大。此外，还设有有一定容量的周转用冻（冷）藏间。为使加工后的食品能尽快运出，要求建在交通便利的地方。

鱼类生产性冷藏库为了供应渔船用冰，还设有较大制冰能力的装置和冰库。商业系统对 1 500 t 以上的生产性冷藏库也要求配备适当的制冰能力和冰库。

(2) 分配性冷藏库 一般建在大中城市、人口较多的工矿区和水陆交通枢纽，作为市场供应、中转运输和储藏食品之用。其特点是冻结量小，冷藏量大，而且要考虑多种食品的储藏。由于冷藏量大，进出货比较集中，因此要求库内运输通畅，吞吐迅速。

(3) 零售性冷藏库 一般建在城市的大型副食商店内，供临时储藏零售食品之用。特点是库容量小，储藏期短，库温随使用要求不同而异。在库体结构上，大多采用装配式组合冷库。



另外，还可按冷藏库设计温度将冷藏库分为高温库（ $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上）和低温库（ $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下）；按冷库建筑形式将冷藏库分为多层冷库和单层冷库等。

## 5.2 冷藏库的组成与布置

### 5.2.1 冷藏库的组成

冷藏库是一建筑群，主要由主体建筑和辅助建筑两大部分组成。按照构成建筑物的用途不同，主要分为冷加工间及冷藏间、生产辅助用房和生产附属用房 4 大部分。

(1) 主体建筑 主体建筑主要包括冷加工间（冷却间、冻结间）及冷藏间（冷却物储藏间、冻结物储藏间及冰库）。

①冷却间：用于对进库冷藏或需先经预冷后冻结的常温食品进行冷却或预冷。加工周期为 12~24 h，产品预冷后温度一般为  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$  左右。

②冻结间：是用来将需要冻结的食品由常温或冷却状态快速降至  $-15$  或  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，加工周期一般为 24 h。

③冷却物储藏间：又称高温冷藏间，主要用于储藏鲜蛋、果蔬等食品或短期储藏冷却肉。

④冻结物储藏间：又称低温冷藏间或冻藏间，主要用于长期储藏经冻结加工的食品，如冻肉、冻鱼、速冻果蔬等。

⑤冰库：用以储存人造冰，以解决需冰旺季和制冰能力不足的矛盾。

冷间的温度和相对湿度，应根据各类食品冷加工或冷藏工艺要求确定，一般按冷藏库设计规范推荐的值选取，如表 3-13 所示。

表 3-13 冷间的使用温度和相对湿度

冷间名称	温度/ $^{\circ}\text{C}$	相对湿度/%	适用食品
冷却间	0		肉、蛋等
冻结间	$-18\sim-23$		肉、禽、冰蛋、蔬菜、冰激凌等
	$-23\sim-30$		鱼、虾等水产品
冷却物储藏间	0	85~90	冷却后的肉、禽
	$-2\sim 0$	80~85	鲜蛋
	$-1\sim 1$	90~95	冰鲜鱼、大白菜、蒜薹、葱头等
	$0\sim 2$	85~90	苹果、梨等



续表

冷间名称	温度/℃	相对湿度/%	适用食品
冻结物储藏间	2~4	85~90	土豆、橘子、荔枝等
	7~13	85~95	柿子椒、菜豆、黄瓜、番茄、菠萝、柑等
	11~16	80~90	香蕉等
	-15~-20	85~90	冻肉、禽、冰蛋、速冻果蔬、冰激凌等
	-18~-23	90~95	冻鱼、虾等
冰库	-4~-6		块冰

(2) 辅助建筑 辅助建筑包括生产附属用房、生产辅助用房及生活辅助用房。

①生产附属用房：指与冷藏库主体建筑有密切关系的生产用房。主要包括制冷压缩机房、配电间、水泵房、制冰间等。

②生产辅助用房：包括装卸站台、穿堂、楼梯、电梯间、过磅间等。

③生活辅助用房：主要有生产管理人员的办公室或管理室，生产人员的工间休息室和更衣室以及卫生间等。

### 5.2.2 冷藏库的布置

冷藏库的布置是根据冷库的性质、允许占用土地的面积、生产规模、食品冷加工和冷藏的工艺流程、库内装卸运输方式、设备和管道的布置要求，来决定冷库的建筑形式（单层或多层）；确定各冷间、穿堂、楼电梯间等部分的建筑面积和冷库的外形；并对冷库内各冷间的布置及穿堂、过道、楼电梯间、站台等部分的具体位置等进行合理的设计。

#### (1) 冷藏库库房的平面布置

①低温冷藏间和冻结间：为了便于冻结间的维修、扩建和定型配套及延长主库的寿命，通常将冻结间移出主库而单独建造，同低温冷藏间分开，中间用穿堂连接。这样，有利于低温冷藏间的管理和延长使用期限。

②冻结物冷藏间和冷却物冷藏间：多层冷藏库把同一温度的库房布置在同一层上；冻结物冷藏间布置在1层或1层以上的库房内；冷却物冷藏间若布置在地下室，则地坪不需采取防冻措施；若布置在地上各层，则可减少冷量的损失。

单层冷藏库要合理布置不同温度的冷藏间，使高温库区、低温库区的界限分明。

#### (2) 冷藏库的垂直布置

①单层冷藏库和多层冷藏库：小型冷藏库一般采用单层建筑，大、中型冷藏库则采用多层建筑。多层冷藏库的层数一般为4~6层，在布置时，首先要根据生产工艺流程和制冷工艺流程，一般把冻结间布置在底层，以便于生产车间的吊



轨接入冻结间，把制冰间布置在顶层，有利于冰的入库和输出，制冰间的下层为储冰库，冰可通过螺旋滑道进入储冰库。地下室可用做冷却物冷藏库或杂货仓库。为了减少冷藏库的热渗透量，无论是多层冷藏库还是单层冷藏库，都应尽量建成立方体式的，以减少围护结构的外表面积。

②冷藏库的层高：库房的层高应根据使用要求和堆货方法确定，并考虑建筑统一模数。目前国内冷库堆货高度在3.5~4 m，单层冷藏库的净高一般为4.8~5 m，采用吊车码垛的自动化单层冷库不受此限。多层冷藏库的冷藏间层高应 $\geq$ 4.8 m，当多层冷藏库设有地下室时，地下室的净高不小于2.8 m。冻结间的层高根据冻结设备和气流组织的需要确定。储冰间的建筑净高，当用人工堆码冰垛时，单层库的净高应为4.2~6 m，多层库的净高应为4.8~5.4 m，如用桥式吊车堆码冰时，则建筑净高应不小于12 m。

## 5.3 冷藏库的隔热与防潮

### 5.3.1 冷库隔热防潮的意义

为了减少外界热量侵入冷藏库，保证库内温度均衡，减少冷量损失，冷藏库外围的建筑结构必须敷设一定厚度的隔热材料。隔热保温是冷库建筑中一项十分重要的措施，冷库的外墙、屋顶、地坪等外围护结构，以及有温差存在的相邻库房的隔墙、楼面等，均要作隔热处理。

由于冷藏库内外温差较大，在围护结构的两侧存在水蒸气分压力差，库外高温空气中的水蒸气将力图穿透隔热保温材料向库内渗透。同时也侵入隔热保温层内部，使其隔热性能显著降低。因此，防潮隔汽层的有无与质量好坏对于围护结构的隔热性能起着决定性的作用，为了确保隔热材料的隔热性能，必须在围护结构上设置防潮隔汽层，隔绝或减少水蒸气的渗透。如果防潮层处理不当，设计和施工不良，外界空气中的水蒸气就会不断侵入隔热层以至冷库内，那么不管隔热层采用什么材料和多大的厚度，都难以取得良好的隔热效果。

实践证明，隔热防潮层设置得不合理，会对围护结构产生不良影响。最终将导致围护结构的损坏，严重时甚至使整个冷库建筑报废。

### 5.3.2 常用的隔热材料与防潮材料

工程上把热导率小于0.1 W/(m·K)的材料称做热绝缘材料。隔热材料的热物理性质，直接影响到库内食品的冷冻加工过程和制冷设备的冷负荷，影响到



冷藏库的经营费用。通常对低温隔热材料有以下要求：热导率小；吸湿性和含湿量少；密度小，且含有均匀的微小气泡；不易腐烂变质；耐火性、耐冻性好；无臭、无毒；在一定的温度范围内具有良好的热稳定性；价格低廉，资源丰富。其中，冷藏库用隔热保温材料的主要热物理性质是热导率和密度。

低温隔热材料种类很多，按其组成可分为有机和无机两大类。表 3-14 列出了一些常见低温隔热材料的物性。选用时应根据使用要求、围护结构的构造、材料的技术性能及其来源和价格等具体情况进行分析比较后做出抉择。

表 3-14 常见低温隔热材料的物性

材料名称	密度 $\rho$ /(kg/m <sup>3</sup> )	热导率 $\lambda$ /[W/(m·K)]	防火性能	蒸汽渗透系数 $\mu$ /[g/(m·h·Pa)]	抗压强度 /10 <sup>4</sup> Pa
聚苯乙烯泡沫塑料	20~50	0.029~0.046	易燃	0.000 06	17.64
聚氯乙烯泡沫塑料	45	0.043	离火即灭		17.64
聚氨酯泡沫塑料	40~50	0.023~0.029	耐热 80℃ 离火即灭		1.96~14.7
沥青膨胀珍珠岩块	300	0.081	耐热 140℃ 难燃	0.000 8	1.96
泡沫混凝土	<400	0.151	不燃	0.000 2	
加气混凝土	400	0.093	不燃	0.000 23	147

## 5.4 冷藏库容量的计算

### 5.4.1 冷藏库生产能力

(1) 冷却间、冻结间生产能力的计算

① 设有吊轨的冷却间和冻结间：

$$G_j = l g_1 n \quad (3-40)$$

吊轨单位长度净载货量  $g_1$  按下列规定取值：

肉类：人工推动 200~230；机械传动 170~210

鱼类：15 kg 盘装 400；20 kg 盘装 540

虾类：270。

② 设有搁架的冷却间、冻结间：

$$G_j = A g n \quad (3-41)$$



式中：A 为搁架有效载货面积， $m^2$ ； $g$  为搁架每米 $^2$  载货量， $kg/m^2$ 。

#### 5.4.2 冷藏库储藏吨位的计算

冷藏库储藏吨位包括冷藏间、冻藏间的容量总和。若有储冰间，也包括储冰间的容量。可用下面公式计算；

$$G_1 = \frac{\sum V\rho\eta}{1\ 000} \quad (3-42)$$

冷藏库的储藏吨位随储藏食品的计算密度和所采用包装形式的不同，相同容积冷藏库的储藏吨位有所不同。

式中： $G_1$  为冷藏库储藏吨位，t； $\rho$  为食品的计算密度， $kg/m^3$ ； $\eta$  为容积利用系数。

食品的计算密度和容积利用系数可分别采用表 3-15 至表 3-17 的值。

表 3-15 食品的计算密度

食品名称	计算密度/( $kg/m^3$ )	食品名称	计算密度/( $kg/m^3$ )
冻猪白条肉	400	纸箱冻兔(带骨)	500
冻牛白条肉	330	纸箱冻兔(去骨)	650
冻羊腔	250	木箱鲜鸡蛋	300
块装冻剔骨肉或副产品	600	筐装新鲜水果	220(200~230)
罐冰蛋	600	箱装新鲜水果	300(270~330)
纸箱冻家禽	550	托板式活动货架存蔬菜	250
盘冻鸡	350	篓装蔬菜	250(170~340)
盘冻鸭	450	篓装鲜鸡蛋	230
块装冻鱼	470	篓装鸭蛋	250
块装冻冰蛋	630	机制冰	750
		其他	按实际密度采用

表 3-16 冷藏间、冻藏间容积利用系数

容积/ $m^3$	容积利用系数 $\eta$	容积/ $m^3$	容积利用系数 $\eta$
500~1 000	0.40	10 001~15 000	0.60
1 001~2 000	0.50	>15 000	0.62
2 001~10 000	0.55		



表 3-17 储冰间容积利用系数

储冰间净高/m	容积利用系数 $\eta$	储冰间净高/m	容积利用系数 $\eta$
$\leq 4.2$	0.40	5.01~6.00	0.60
4.21~5.00	0.50	>6.00	0.65

## 5.5 冷藏库冷负荷的计算

根据热量传入冷间途径的不同,可将冷负荷分为5个部分:围护结构传热量  $Q_1$ ; 货物放热量  $Q_2$ ; 通风换气耗冷量  $Q_3$ ; 电机运转热当量  $Q_4$ ; 操作管理耗冷量  $Q_5$ , 包括操作工人等所散发的热量以及开门损失的热量等。

### 5.5.1 围护结构传热量 $Q_1$

通过维护结构的传热量主要指通过墙壁、楼板、屋顶及地坪的传热量和太阳辐射引起的热量。

$$Q_1 = AK (T_w - T_n) \alpha' \quad (3-43)$$

式中:  $A$  为维护结构的传热面积,  $m^2$ ;  $K$  为围护结构的传热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $T_w$ ,  $T_n$  为围护结构外、内侧的计算温度 (包括地坪),  $K$ ;  $\alpha'$  为围护结构内外温度差的修正系数, 其大小主要取决于维护结构外侧的环境条件, 维护结构的热特性指标以及库房的特性等。

关于  $T_w$ ,  $T_n$  的取值及  $K$  的计算, 可查阅冷库设计规范, 在此不再赘述。

### 5.5.2 货物放热量 $Q_2$

货物热量的计算包括4项内容: 食品放热量; 食品包装材料和承载工具的放热量; 食品冷加工过程的呼吸热; 食品冷藏过程中的呼吸热。在工程设计时, 一般均以食品冷加工或储藏前后的焓差、温度差或果蔬的呼吸热平均值作为计算基础。

$$Q_2 = G'(h_1 - h_2) \times 10^3 / t + G' Bc_b (T_1 - T_2) \times 10^3 / t + \frac{G'(q_1 + q_2)}{2} + (G_n - G')q_2 \quad (3-44)$$

式中:  $G'$  为冷间每天进货量,  $kg$ ;  $h_1$ ,  $h_2$  为货物进出冷间的焓值  $kJ/kg$ , 可根据货物的品种和初、终温度查食品焓值表;  $t$  为货物冷加工时间,  $s$ ;  $B'$  为货物



包装材料和运载工具的质量系数, 见表 3-18;  $c_b$  为包装材料或运载工具的比热,  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ , 参考表 3-19;  $T_1$  为包装材料或运载工具进入冷间时的温度,  $\text{K}$ ;  $T_2$  为包装材料或运载工具在冷间内降温终止时的温度, 一般为库房设计温度,  $\text{K}$ ;  $q_1, q_2$  为鲜果、蔬菜冷却初始、终止温度时的呼吸热,  $\text{W}/\text{kg}$ ;  $G_n$  为冷却物冷藏间的冷藏量,  $\text{kg}$ ;  $G', T_1$  及  $q_1, q_2$  的取值可参阅冷库设计规范。

表 3-18 食品包装材料和运载工具的质量系数  $B$ 

食品类别	质量系数 $B$	
肉类	冷藏	0.1
	肉类冷却和冻结 (猪单轨叉挡式)	0.1
	肉类冷却和冻结 (猪双轨叉挡式)	0.3
鱼类	肉类、鱼类、冻蛋类 (搁架式)	0.3
	肉类、鱼类、冻蛋类 (吊笼式)	0.6
鲜蛋类	0.25	
鲜水果	0.25	
鲜蔬菜	0.35	

表 3-19 食品包装材料的比热容

包装材料	木板类	铁皮类	玻璃容器类	纸类	竹器类	布类
$c_b/[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	2.51	0.42	0.84	1.47	1.51	1.21

### 5.5.3 通风换气耗冷量 $Q_3$

储藏水果、蔬菜的冷却物储藏间, 为适应其生命活动, 为排除果蔬呼吸过程放出的二氧化碳、乙烯等气体和储藏异味, 必须适当地进行通风换气。对有人操作的低温车间, 为满足工人呼吸所需, 也要补充新鲜空气, 以提供必要生产条件。在换气过程中, 外界温度较高的新鲜空气会引起冷间内温湿度的改变, 此换热量可按下式计算:

$$Q_3 = (h_w - h_n) n \cdot V \cdot \delta_n \times \frac{10^3}{24 \times 3600} + 0.0083 n_r \cdot \rho_n (h_w - h_n) \times 10^3 \quad (3-45)$$

式中:  $h_w, h_n$  为室内、外空气的焓值,  $\text{kJ}/\text{kg}$ ;  $n$  为每天换气次数, 一般取 2 至 3 次;  $V$  为冷间的内净容积,  $\text{m}^3$ ;  $\rho_n$  为冷间空气的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ; 0.0083 为每人每秒需要补充的新鲜空气量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $n_r$  为冷间的工作人员数, 可按具体要求而定。



#### 5.5.4 电机运行热当量 $Q_4$

$$Q_4 = \sum N \cdot \xi \cdot \Phi \times 10^3 \quad (3-46)$$

式中： $N$  为电动机的额定功率，kW； $\xi$  为热转化系数，电机在库内时取  $\xi = 1$ ；电机不在库内时取  $\xi = 0.75$ ； $\Phi$  为电机运转时间系数，冷风机配用的电动机取 1，冷间其他设备配用的电动机按实际情况而定，一般可按每昼夜运行 8 h，即  $\Phi = \frac{8}{24} = 0.33$ 。

#### 5.5.5 操作管理耗冷量 $Q_5$

这部分热量主要包括：库房内照明热量，出入库房时开启冷藏门冷负荷以及操作人员散发热量等 3 部分，即：

$$Q_5 = q_d \cdot A + V \cdot n (h_w - h_n) M \cdot \delta_n \times 10^3 / (24 \times 3600) + n_r \cdot q_r \times 0.125 \quad (3-47)$$

式中： $q_d$  为冷间每米<sup>2</sup> 地板面积照明热量，W/m<sup>2</sup>；冷藏间可取  $q_d = 1.7 \sim 2.3$  W/m<sup>2</sup>；加工间、包装间可取  $q_d = 5.8$  W/m<sup>2</sup>； $A$  为冷间地板面积，m<sup>2</sup>； $V$  为冷间内净容积，m<sup>3</sup>； $n$  为每天开门时引起换气次数，与库内容积有关，可从图 3-31 查取； $M$  为空气幕效率修正系数，可取 0.5，不设空气幕时取  $M = 1$ ，若既设空气幕又设塑料帘者， $M$  应取更小值；0.125 为工人每日操作时间系数 (3/24)； $n_r$  为操作人员数量； $q_r$  为每个操作人员每秒的放热量，库温高于或等于  $-5$  °C 时，取  $q_r = 280$  W；库温低于  $-5$  °C 时，取  $q_r = 395$  W，其他参数同前。

在获得冷库各项耗冷量的基础上，可分别根据式 3-48 和式 3-49 计算库房冷却设备负荷  $Q_q$  和机械负荷  $Q_j$ ，冷却设备负荷和机械负荷是冷却设备和压缩机选型的依据。

$$Q_q = Q_1 + P' Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (3-48)$$

$$Q = R' (n_1 \sum Q_1 + n_2 \sum Q_2 + n_3 \sum Q_3 + n_4 \sum Q_4 + n_5 \sum Q_5) \quad (3-49)$$

式中： $P'$  为冷却或冻结加工负荷系数； $R'$  为制冷装置的管道和设备等冷量损耗补偿系数； $n_1$  为维护结构传热量的季节修正系数； $n_2$  为机械负荷折减系数； $n_3$  为同期换热次数； $n_4$  为冷间电动设备的同期运转系数； $n_5$  为冷间同期操作系数；以上系数取值可参照冷库设计手册。



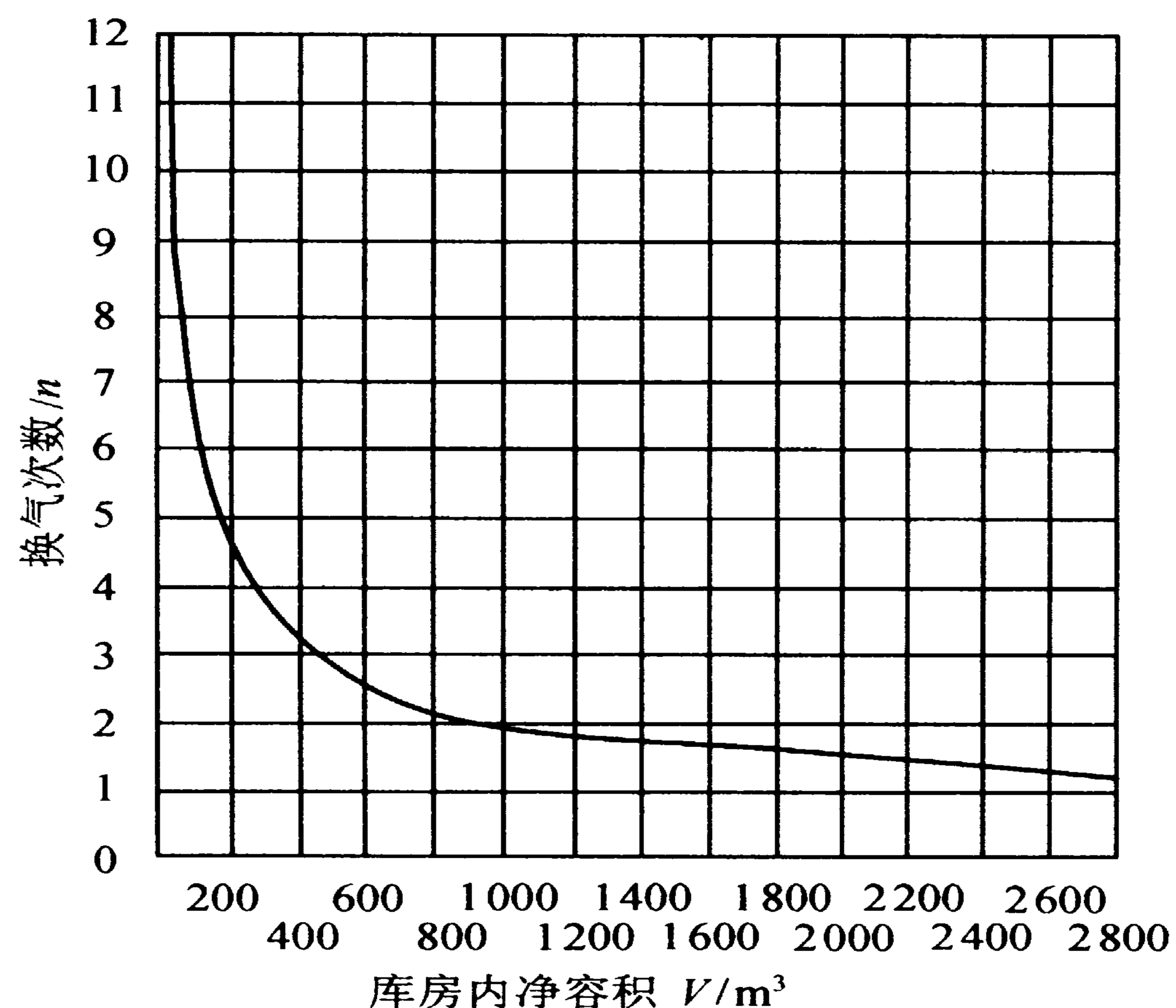


图 3-31 冷间开门换气次数

## 5.6 装配式冷藏库

由预制的夹芯隔热板拼装而成的冷藏库，称为装配式冷藏库，又称组合式冷藏库。装配式冷库已有 60 多年的发展历史，近 30 年来，由于化学、冶金工业的迅速发展，出现了许多适用于冷库建筑的质优价廉的新材料，从而使冷库建筑走上了工厂化生产的道路，使得装配式冷库得到迅速发展。

### 5.6.1 装配式冷库的分类

对于室内装配式冷藏库，按我国的 ZBX99003—86，专业标准分类见表 3-20

表 3-20 装配式冷库的分类

冷库种类	L 级冷库	D 级冷库	J 级冷库
冷库代号	L	D	J
库内温度 / $^{\circ}\text{C}$	-5~5	-18~-10	-23



### 5.6.2 装配式冷藏库的特点

装配式冷库由复合隔热板拼装而成，由于复合隔热板具有质量轻、弹性较好、抗压和抗弯强度高、保温防潮性能好等优良的性能，就决定了装配式冷库的以下特点：

(1) 抗震性能好 与土建冷藏库相比，装配式冷库的质量大大减轻，对基础的压力也大大减小，因而抗震性强。

(2) 密封隔气性能好 由于隔热板金属面本身是一种不透气的材料，安装时处理好库板拼缝连接点，会使装配式冷库整体具有较好的密封隔气性能。

(3) 组合灵活、方便 装配式冷库的各种构件均按统一的标准模数在工厂成套生产，现场只需要连接组合库的隔热墙板，可根据场地条件和生产需要，拼装成不同的外形尺寸。

(4) 可拆装搬迁、长途运输 用复合隔热板制成的构件可运输到很远的地方安装，拆装搬迁十分方便，损坏率很低，并可再次安装。

(5) 可成套供应 装配式冷库在工厂内批量生产，具有确定的型号和规格，制冷设备、电控元件等都已设计配置完整，用户可根据需要订购。

(6) 建造工期短 由于各种建筑构件及隔热板均可事先在工厂中预制，与土建库相比，有利于缩短建造工期。

与土建库相比，同样外围建筑面积的库房，装配库内净面积相对大些，其库容量相对增加。另外，由于库板不受冻融循环的影响，库房的升降温速度不受限制，可使库房随意启用和停止工作。如果隔热条件与制冷设备允许，还可任意设定库房温度。

### 5.6.3 装配式冷藏库的结构形式

根据安装场地，可分为室内型和室外型两种。

室内型冷库容量较小，一般为2~20 t，安装条件要求不高，地下室、楼上、实验室等处都可安装。这种冷库大多数采用可拆装结构，顶、底、墙板之间用偏心钩连接或直接粘结装配。

室外型冷库容量一般大于20 t，为一独立建筑结构，具有基础、地坪、站台、机房等设施，库内净高在3.5 m以上。各部分之间一般不用偏心钩连接。

根据结构承重方式，可分为内承重结构、外承重结构和自承重结构三种。

内承重结构的冷库内侧设钢柱、钢梁，利用库内的钢框架支撑隔热板、安装制冷设备，并支撑屋顶防雨棚。



外承重结构的冷库外侧设钢柱、钢梁，利用库外的钢框架支撑隔热板、安装制冷设备，并支撑屋顶防雨棚。

自承重结构的冷库利用隔热板自身良好的机械强度，构成无框架结构，库体隔热板即用做隔热，又用做结构承重。自承重结构多用于室内型，而室外型大多用外承重结构。

装配式冷藏库耗冷量的计算原理同土建式冷库基本相同，但应根据装配库的特点对其中某些项进行修正，读者可参阅有关资料。

## 6 食品冷藏链

食品冷藏链 (cold chain) 是指易腐食品在生产、储藏、运输、销售、直至消费前的各个环节中始终处于规定的低温环境下，以保证食品质量，减少食品损耗的一项系统工程。是一种在低温条件下的物流现象。随着我国的改革和开放，食品冷藏链在国民经济中的地位与日俱增，食品冷藏链的完善更好地利用了食品原料；食品冷藏链的建立繁荣了食品加工机械市场。近几年，随着我国速冻食品业的兴起和发展，建设和完善食品冷藏链的任务将更加艰巨。

### 6.1 食品冷藏链的组成与结构

#### 6.1.1 食品冷藏链的分类

(1) 按食品从加工到销售所经过的时间顺序分类 食品冷藏链由冷冻加工、冷冻储藏、冷藏运输和冷冻销售 4 个方面构成。

①冷冻加工：包括肉类、鱼类的冷却与冻结；果蔬的预冷与速冻；各种冷冻食品的加工等等。主要涉及冷却与冻结装置。这在本章第 4 小节已有所述及。

②冷冻储藏：包括食品的冷藏和冻藏，也包括果蔬的气调储藏。主要涉及各类冷藏库、冷藏柜、冰柜及家用冰箱等。冷藏库的有关内容，在第 5 小节已有所介绍。

③冷藏运输：包括食品的中、长途运输及短途送货等。主要涉及铁路冷藏车、冷藏汽车、冷藏船、冷藏集装箱等低温运输工具。在冷藏运输过程中，温度



的波动是引起食品质量下降的主要原因之一，因此，运输工具必须具有良好的性能，不但要保持规定的低温，更切忌大的温度波动，长距离运输尤其如此。

④冷冻销售：包括冷冻食品的批发及零售等，由生产厂家、批发商和零售商共同完成。早期，冷冻食品的销售主要由零售商的零售车及零售商店承担，近年来，城市中超级市场的大量涌现，已使其成为冷冻食品的主要销售渠道。超市中的冷藏陈列柜，兼有冷藏和销售的功能，是食品冷藏链的主要组成部分之一。

(2) 按冷藏链中各环节的装置分类，可分为固定的装置和流动的装置

①固定的装置：包括冷藏库、冷藏柜、家用冰箱、超市冷藏陈列柜等。冷藏库主要完成食品的收集、加工、储藏及分配；冷藏柜和冷藏陈列柜主要完成供机关团体的食堂及食品零售用；家用冰箱主要是为冷冻食品的家庭供应所用。

②流动的装置：包括铁路冷藏车、冷藏汽车、船、飞机和冷藏集装箱等。

### 6.1.2 食品冷藏链的结构

食品冷藏链的结构大体如图 3-32 所示。冷藏链中的各环节都起着非常重要的作用，是不容忽视的，同时，要保证冷藏链中食品的质量，食品的初期品质尤其是新鲜度首先应该是完好的。已开始变质的食品，低温流通也不可能使其恢复到初始状态。

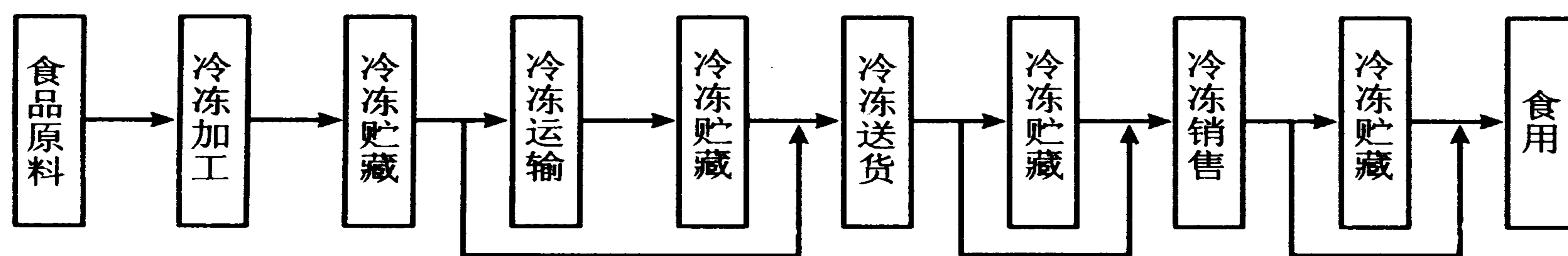


图 3-32 食品冷藏链结构图

## 6.2 冷藏运输

冷藏运输是食品冷藏链中十分重要而又必不可少的一个环节，由冷藏运输设备来完成。冷藏运输设备是指本身能造成并维持一定的低温环境，以运输冷冻食品的设施及装置，包括冷藏汽车、铁路冷藏车、冷藏船和冷藏集装箱等。从某种意义上讲，冷藏运输设备是可以移动的小型冷藏库。

近几年来，我国的肉、蛋、奶、水产、果蔬等每年增产 10% 以上，其中



75%为易腐食品。这些易腐货物主要靠铁路和公路运输。目前,铁路冷藏车共有5 400多辆,能满足全国运量的50%左右。随着我国高速公路的兴建和延伸,公路冷藏延伸的规模化发展已在日程之中。冷藏集装箱有着冷藏汽车无可比拟的优点,目前,我国有集装箱生产企业40多家,总生产能力达100万标准箱。只有公路、水路和铁路冷藏运输共同担负起我国易腐食品的冷藏运输任务,我国食品冷藏链的冷藏运输环节才能进入世界先进水平行列。

### 6.2.1 冷藏汽车

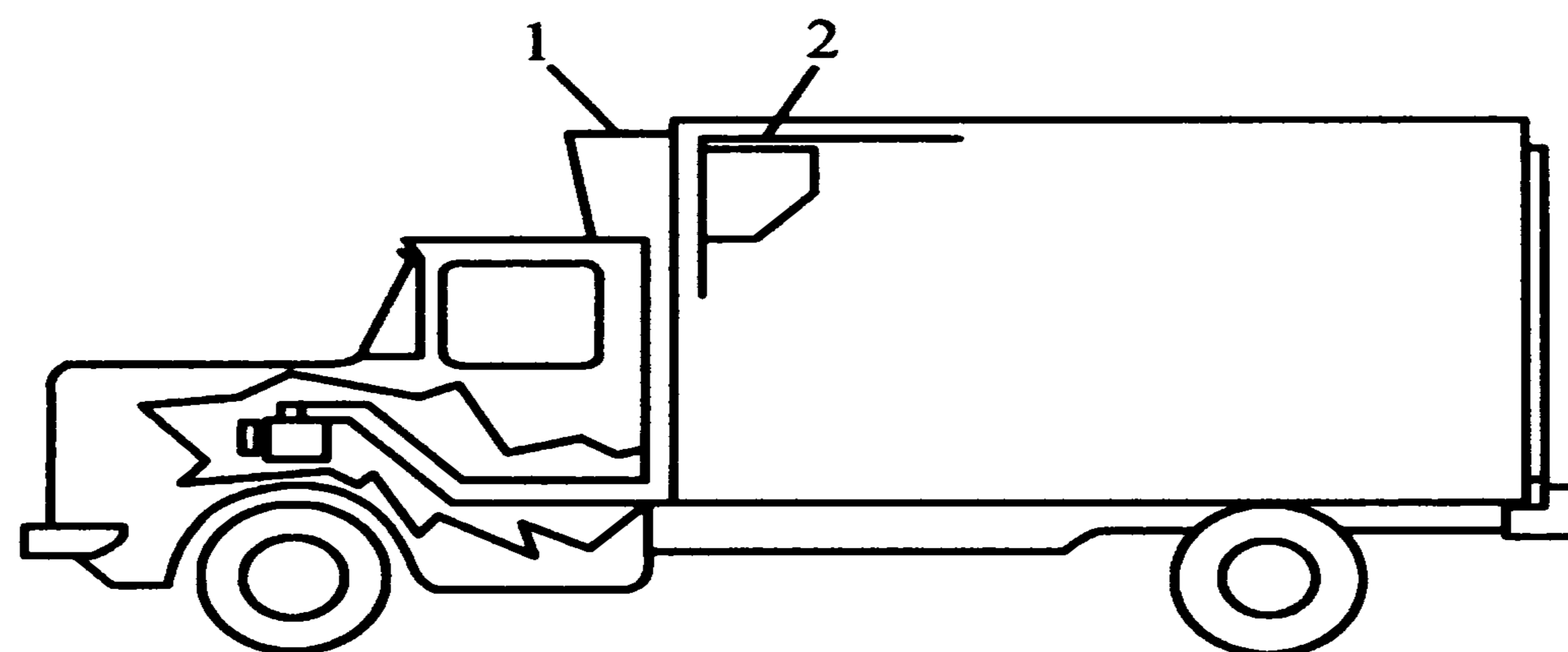
作为冷藏链的一个中间环节,当没有铁路时,冷藏汽车可长途运输冷冻食品,也可作为分配性交通工具作短途运输。

根据制冷方式,冷藏汽车可分为机械制冷、液氮或干冰制冷、蓄冷板制冷等多种。这些制冷系统彼此差别很大,选择使用方案时应从食品种类、运行经济性、可靠性和使用寿命等方面综合考虑。

(1) 机械制冷 机械制冷汽车通常用于远距离运输,在寒冷的季节里,制冷机组可以拆除。机械制冷汽车有3种基本结构:

①车首式制冷机组。把包括电动机在内的整套制冷机组安装在车厢前端。

②制冷机组与动力装置分开。大型货车的制冷压缩机配备专门的发动机,通常以汽油作燃料,布置在车厢下面;小型货车的压缩机与汽车共用一台发动机(图3-33),制冷能力一般按车速40 km/h设计。为了防止汽车出现机械故障,或在冷藏汽车停驶时仍能驱动制冷机组,有的汽车还装备一台能利用外部电源的备用电动机。



1. 冷凝器 2. 蒸发器

图 3-33 机械制冷冷藏汽车

③压缩机组独立。带电动机的压缩机组置于车架底下,用一根长管道将机组



与车内的蒸发器连接起来。这种形式的制冷机组在振动时容易松动，制冷剂易泄漏，且车下机组受到沙、尘土及路面热辐射的影响，设备故障较多，故一般多采用车首式制冷机组。

机械制冷冷藏汽车的蒸发器通常安装在车厢的前端，采用强制通风方式，如图 3-34 所示。冷风贴着车厢顶部向后流动，从两侧及车厢后部下到车厢底面，沿底面间隙返回车厢前端。这种通风方式使整个食品货堆都被冷空气包围着，外界传入车厢的热流直接被冷风吸收，不会影响食品的温度。

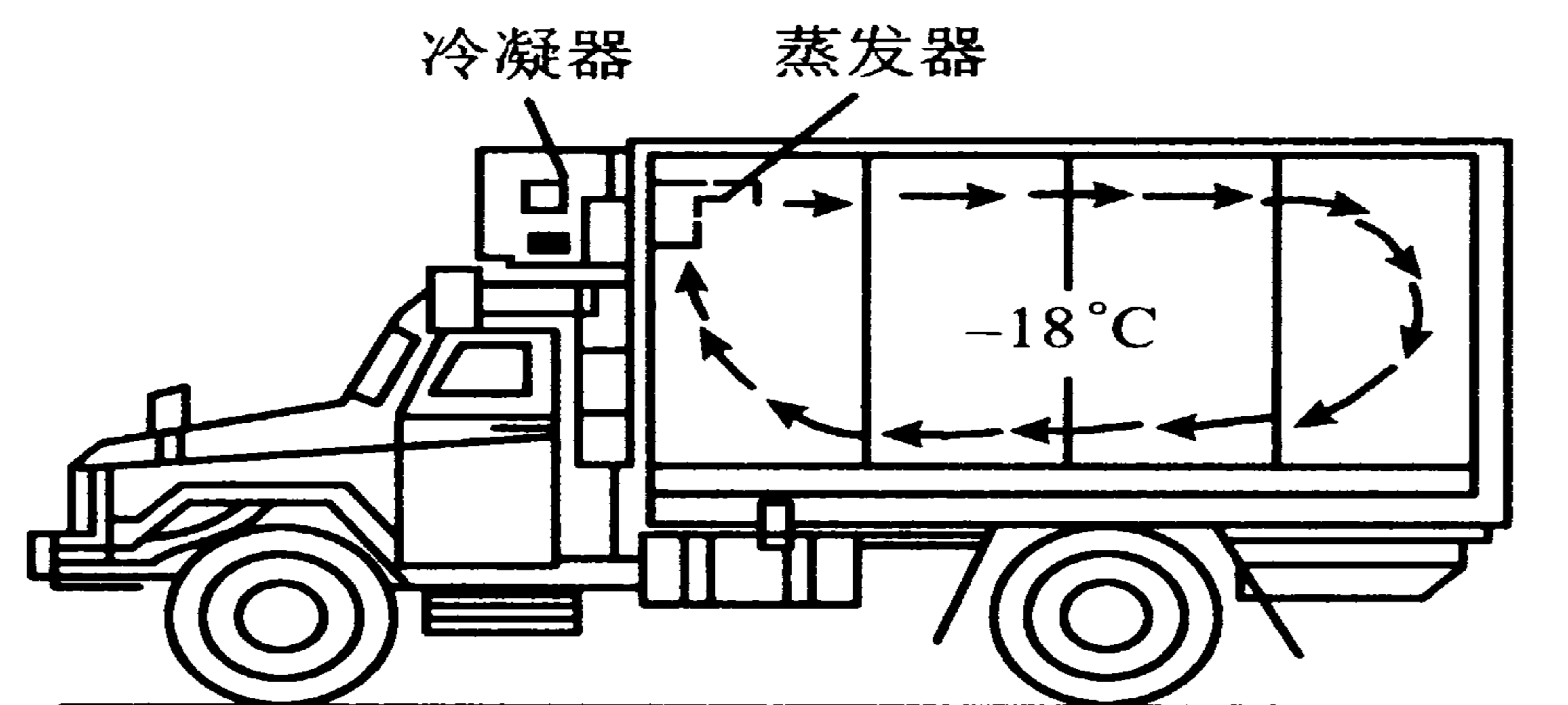


图 3-34 机械制冷汽车车内气流组织示意图

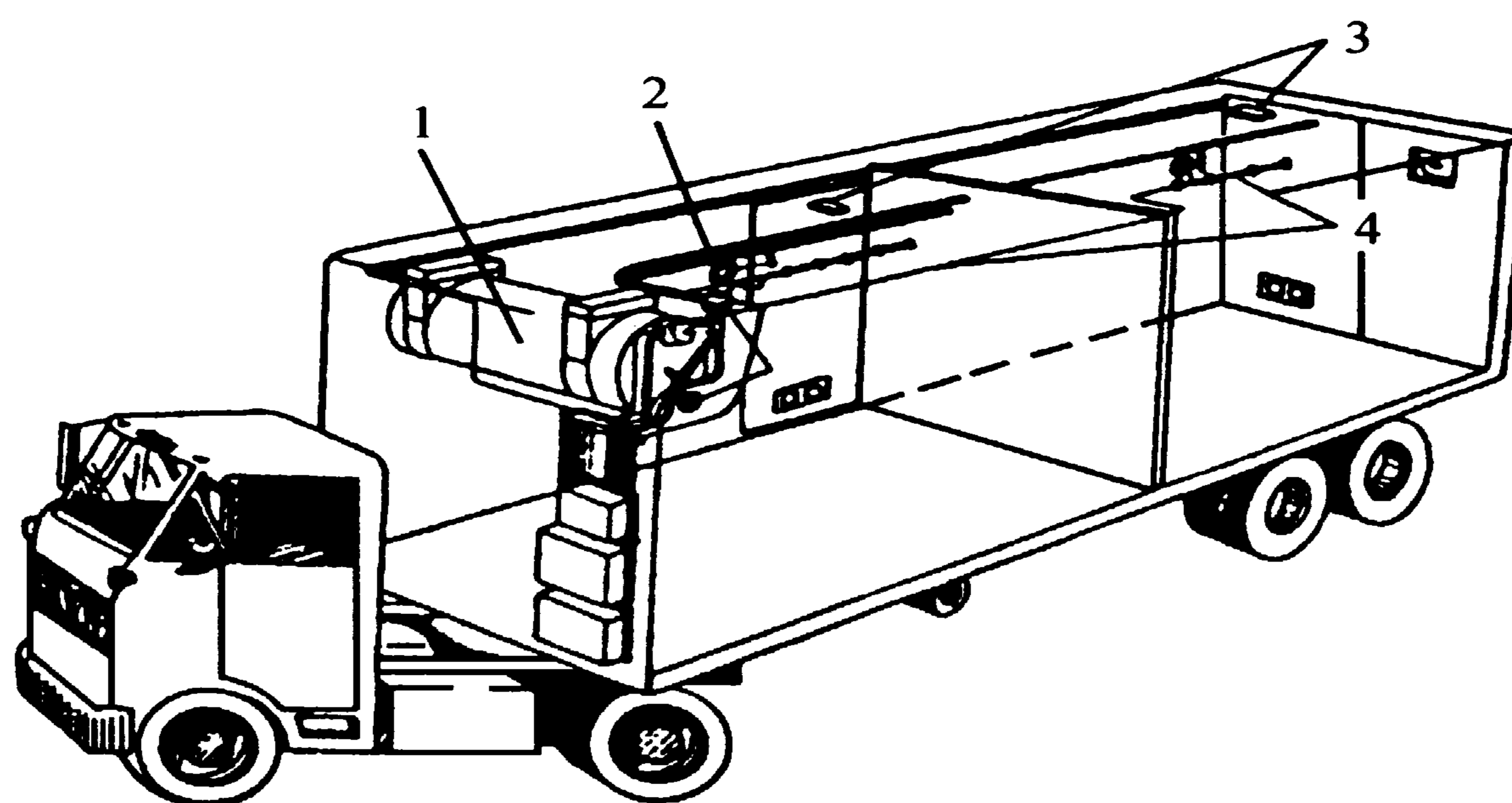
(2) 液氮或干冰制冷 这种制冷方式的制冷剂是一次性使用的。常用的制冷剂包括液氮、干冰等。

液氮制冷冷藏车示意图如图 3-35 所示，主要由液氮罐、喷嘴及温度控制器组成。冷藏汽车装好货物后，通过控制器设定车厢内要保持的温度，而感温器则把测得的实际温度传回温度控制器，当实际温度高于设定温度时，则自动打开液氮管道上的电磁阀，液氮从喷嘴喷出降温，当实际温度降到设定温度后，电磁阀自动关闭。液氮由喷嘴喷出后，立即吸热汽化，体积膨胀高达 600 倍，即使货堆密实，没有通风设施，氮气也能进入货堆内。冷的氮气下沉时，在车厢内形成自然对流，使温度更加均匀。

为了防止液氮汽化时引起车厢内压力过高，车厢上部装有安全排气阀，有的还装有安全排气门。

用干冰制冷时，先使空气与干冰换热，然后借助通风使冷却后的空气在车厢内循环。吸热升华后的二氧化碳由排气管排出车外。有的干冰冷藏汽车在车厢中装置四壁隔热的干冰容器，干冰容器中装有氟利昂盘管，车厢内装备氟利昂换热器，在车厢内吸热汽化的氟利昂蒸汽进入干冰容器中的盘管，被盘管外的干冰冷却，重新凝结为氟利昂液体后，再进入车厢内的蒸发器，使车厢内保持规定的温度。





1. 液氮储藏罐 2. 喷嘴  
3. 门开关 4. 安全开关

图 3-35 液氮制冷冷藏汽车

(3) 蓄冷板制冷 内装共晶溶液，能产生制冷效果的板块状容器叫蓄冷板。蓄冷板中充注有低温共晶溶液，蓄冷过程即使蓄冷板内的共晶溶液冻结。将蓄冷板安装在车厢内，外界传入车厢的热量被共晶溶液吸收，共晶溶液融解，通过相变实现制冷。

常用的低温共晶溶液有乙二醇、丙二醇的水溶液及氯化钙、氯化钠的水溶液。不同的共晶溶液有不同的共晶点，要根据冷藏车的需要，选择合适的共晶溶液。一般来讲，共晶点应比车厢规定的温度低 2~3 K。

图 3-36 为蓄冷板冷藏汽车示意图。蓄冷板可装在车厢顶部，也可装在车厢侧壁上。蓄冷板安装在车厢顶部，有利于空气对流，但这会使车厢的重心过高，不平稳。为了使车厢内温度均匀，有的汽车还安装有风扇。

蓄冷板不仅用于冷藏汽车，还可用于铁路冷藏车、冷藏集装箱、小型冷藏库和食品冷藏柜等。

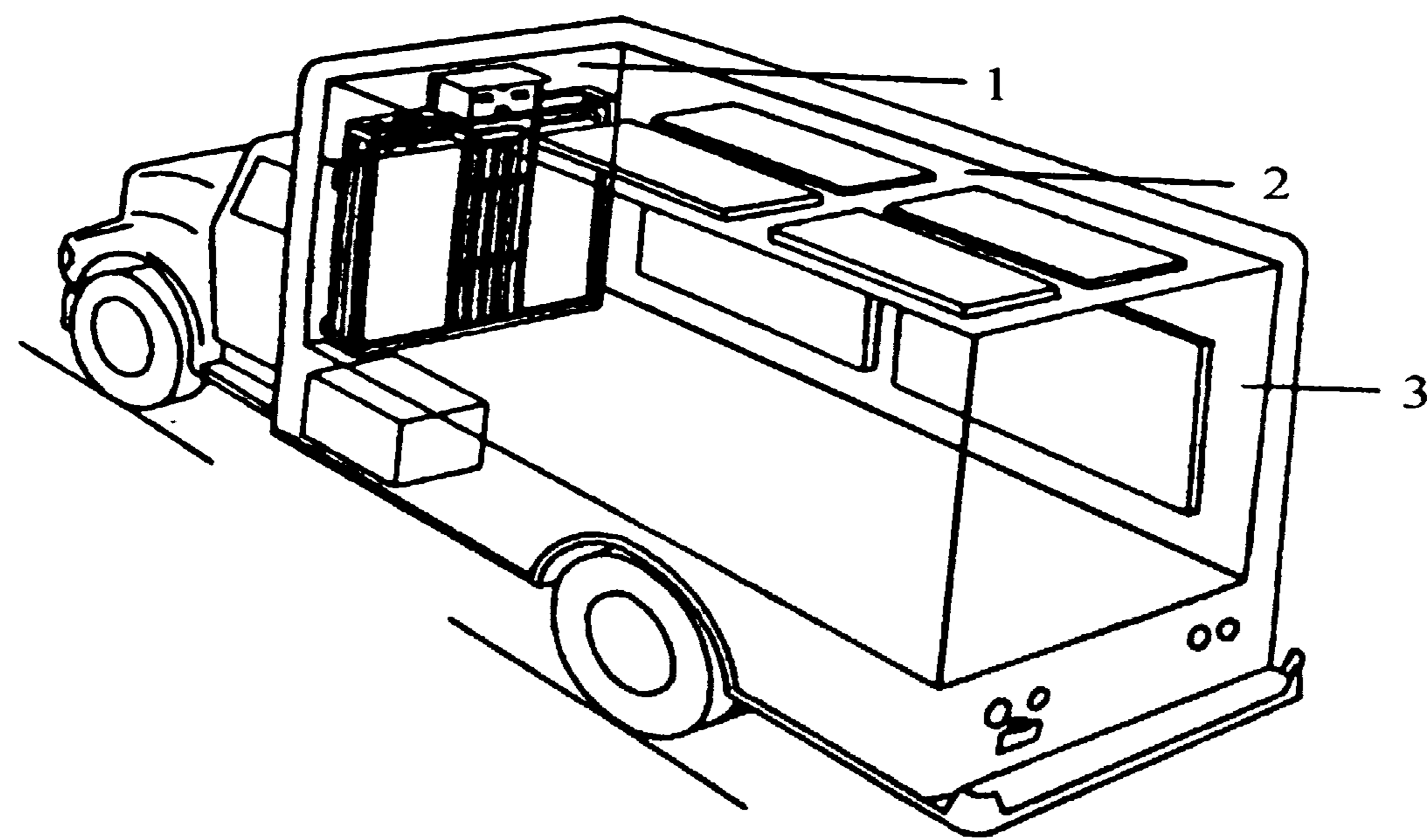
为了使冷藏汽车更经济、方便，可采用以上几种制冷方式的组合，通常有液氮—风扇盘管组合制冷、液氮—蓄冷板组合制冷两种。

### 6.2.2 铁路冷藏车

陆路远距离运输大批冷冻食品时，铁路冷藏车是冷藏链中最重要的一环，因为它的运量大、速度快。

根据制冷方式，铁路冷藏车可分为冰制冷、机械制冷、液氮或干冰制冷、蓄冷板制冷等几种类型。





1. 前壁 2. 厢顶 3. 侧壁

图 3-36 蓄冷板冷藏汽车示意图

(1) 冰制冷 冰是铁路运输中一种常用的制冷介质。图 3-37 为用冰制冷的铁路冷藏车示意图，车厢内带有冰槽，冰槽可以设置在车厢顶部，也可以设置在车厢两头。设置在顶部时，一般车顶装有 6 或 7 只马鞍形贮冰箱，2 或 3 只为一组。为了增强换热，冰箱侧面、底面设有散热片。每组冰箱设有两个排水器，分左右布置，以不断清除融解后的水或盐水溶液，并保持冰箱内具有一定高度的盐水水位。另外，顶部布置时，由于冷空气和热空气的交叉流动，容易形成自然对流，不安装通风机也能保证车厢内温度均匀，但箱底易积存杂物。冰槽设置在车厢两头时，为使冷空气在车厢内均匀分布，需安装通风机，而且由于冰箱占地，使载货面积减少。

如果车厢内要维持  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  以下的温度，可向冰中加入某些盐类，车厢内的最低温度随盐的浓度而变化。

(2) 机械制冷 机械制冷铁路冷藏车有两种结构形式：一种是每一节车厢都备有自己的制冷设备，用自备的柴油发电机组来驱动制冷压缩机，冷藏车可以单节与一般货物车厢编列运行，如图 3-37 所示；另一种铁路冷藏车的车厢中只装有制冷机组，没有柴油发电机，这种铁路冷藏车不能单辆与一般货物列车编列运行，只能组成单一机械列运行，由专用车厢中的柴油发电机统一供电，驱动压缩机。

与冰铁路冷藏车相比，机械冷藏车可迅速获得较低的温度，温度调节范围大，因而能更好地保持易腐食品的质量。另外，由于其自动化程度较高，且运输途中不需加冰，缩短了运输时间，提高了货运能力，故机械冷藏车在逐步取代加冰冷藏车，成为许多国家铁路冷藏运输设备的发展方向。



除上述两类冷藏列车外，还有干冰制冷和蓄冷板制冷的铁路冷藏车，其原理和结构与冷藏汽车无很大差别。

### 6.2.3 冷藏船

冷藏船主要用于渔业，尤其是远洋渔业。远洋渔业的作业时间很长，有的长达6个月以上，必须用冷藏船将捕捞物及时进行冷冻加工和冷藏。此外，由海路运输易腐食品也必须用冷藏船。

(1) 冷藏船的分类 冷藏船可分为3种：冷冻母船、冷冻运输船和冷冻渔船。冷冻母船是万吨以上的大型船，它配备冷却、冻结装置；冷冻运输船包括集装箱船，它的隔热保温要求很严格，温度波动不超过 $\pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。冷冻渔船一般是指备有低温装置的远洋捕鱼船或船队中较大型的船。

(2) 冷藏船用制冷机械设备 冷藏船上一般都装有制冷装置，船舱隔热保温。图3-38为船用制冷装置布置示意图。船上条件与陆用制冷设备的工作条件大不相同，因此船用制冷装置的设计、制造和安装，需要具备专门的实际经验。在设计过程中，一般应注意以下几个方面的问题：①船上的机房较狭小，所以制冷装置要尽可能紧凑，但又要为修理留下空间。为了适应船上快速安装的要求，已越来越多地采用系列化组装部件。②由于船舶的摆动，设计船用制冷装置时，应具有一定的抗倾性能，即在一定的倾斜条件下，能保证压缩机正常工作。③用材应具有较好的抗腐蚀性能。④船下水后，环境温度变化较大，对于高速行驶的冷藏船，水温可能每几个小时就发生较大变化，而冷凝温度也要相应地改变，船用制冷装置需按最高冷凝温度设计。⑤环境温度的变化还会引起渗入冷却货舱内的热量的变化，因此必须控制制冷装置的负荷波动，所以，船用制冷装置上一般都装有自动能量调节器，以保持货舱温度恒定不变。⑥船用制冷压缩机的结构形式与陆用的并无多大差别，但由于负荷波动强烈，压缩机必须具有良好的可调性能。因此，螺杆式压缩机特别适于船上使用。

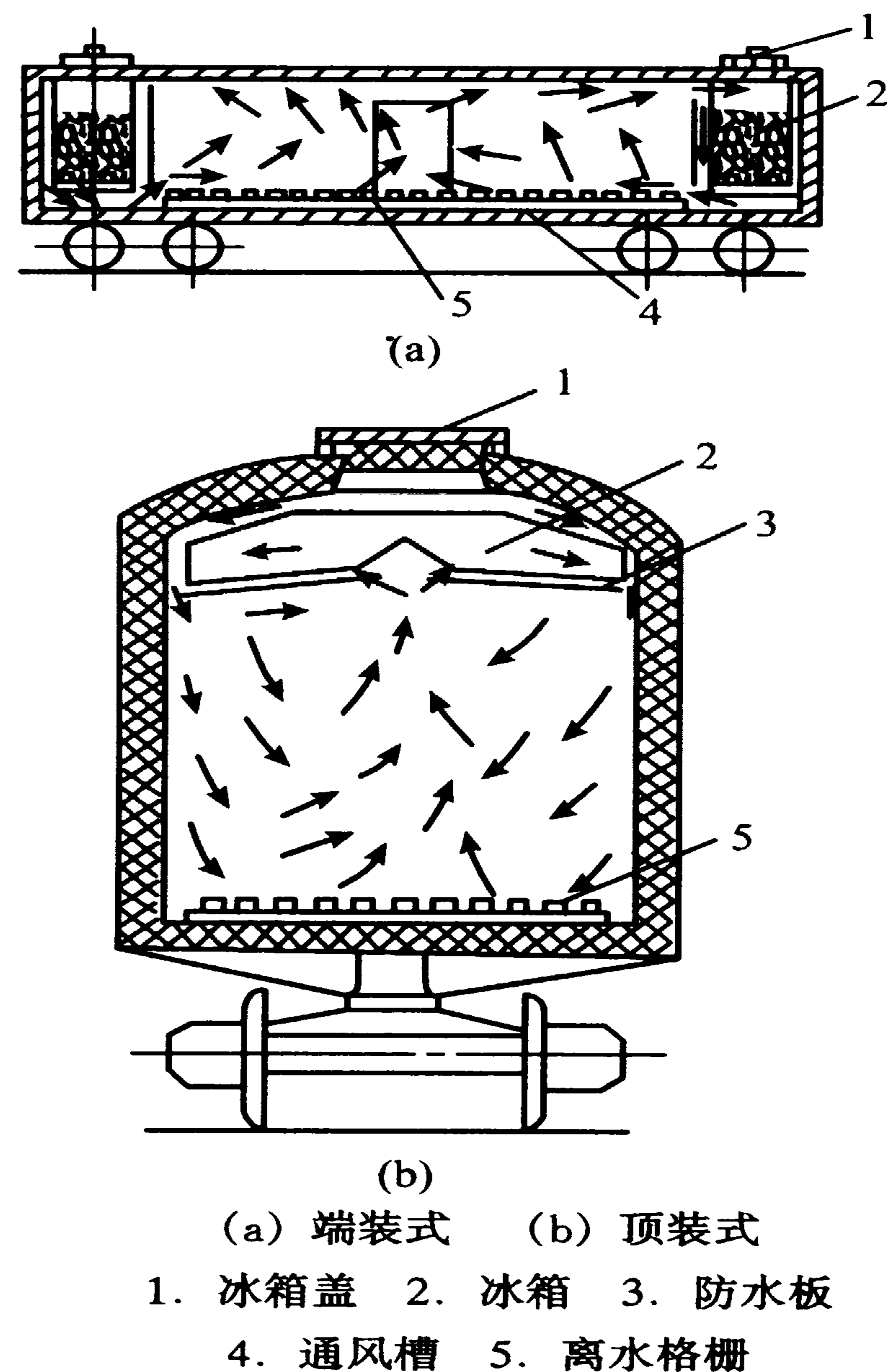
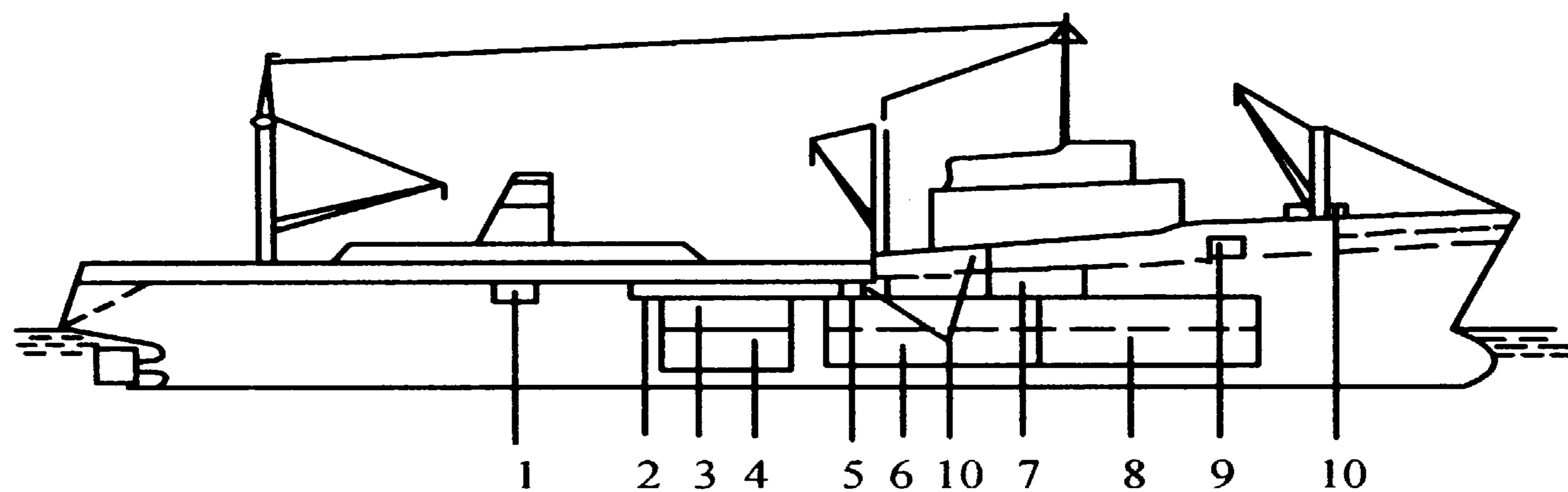


图 3-37 用冰制冷的铁路冷藏车示意图





1. 平板冻结装置 2. 带式冻结装置 3. 中心控制室 4. 机房  
5. 大鱼冻结装置 6. 货舱 1 7. 空气冷却器室 8. 货舱 2  
9. 供食品用的制冷装置 10. 空调中心

图 3-38 船用制冷装置示意图

#### 6.2.4 冷藏集装箱

所谓冷藏集装箱，就是具有一定隔热性能，能保持一定低温，适用于各类食品冷藏贮运而进行特殊设计的集装箱。它具有钢质轻型骨架，内、外贴有钢板或轻金属板，两板之间充添隔热材料。常用的隔热材料有玻璃棉、聚苯乙烯、发泡聚氨酯等。

(1) 冷藏集装箱的分类 根据制冷方式，冷藏集装箱主要包括以下几种类型：

①保温集装箱。又称隔热式集装箱。箱壁具有隔热性能良好的隔热层，不设制冷机组。

②外置式保温集装箱。无任何制冷装置，隔热性能很强，箱的一端有软管连接器，可与船上或陆上供冷站的制冷装置连接，使冷气在集装箱内循环，达到制冷效果，一般能保持 $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的冷藏温度。该集装箱集中供冷，箱容利用率高，自重轻，使用时机械故障少。但是它必须由设有专门制冷装置的船舶装运，使用时箱内的温度不能单独调节。

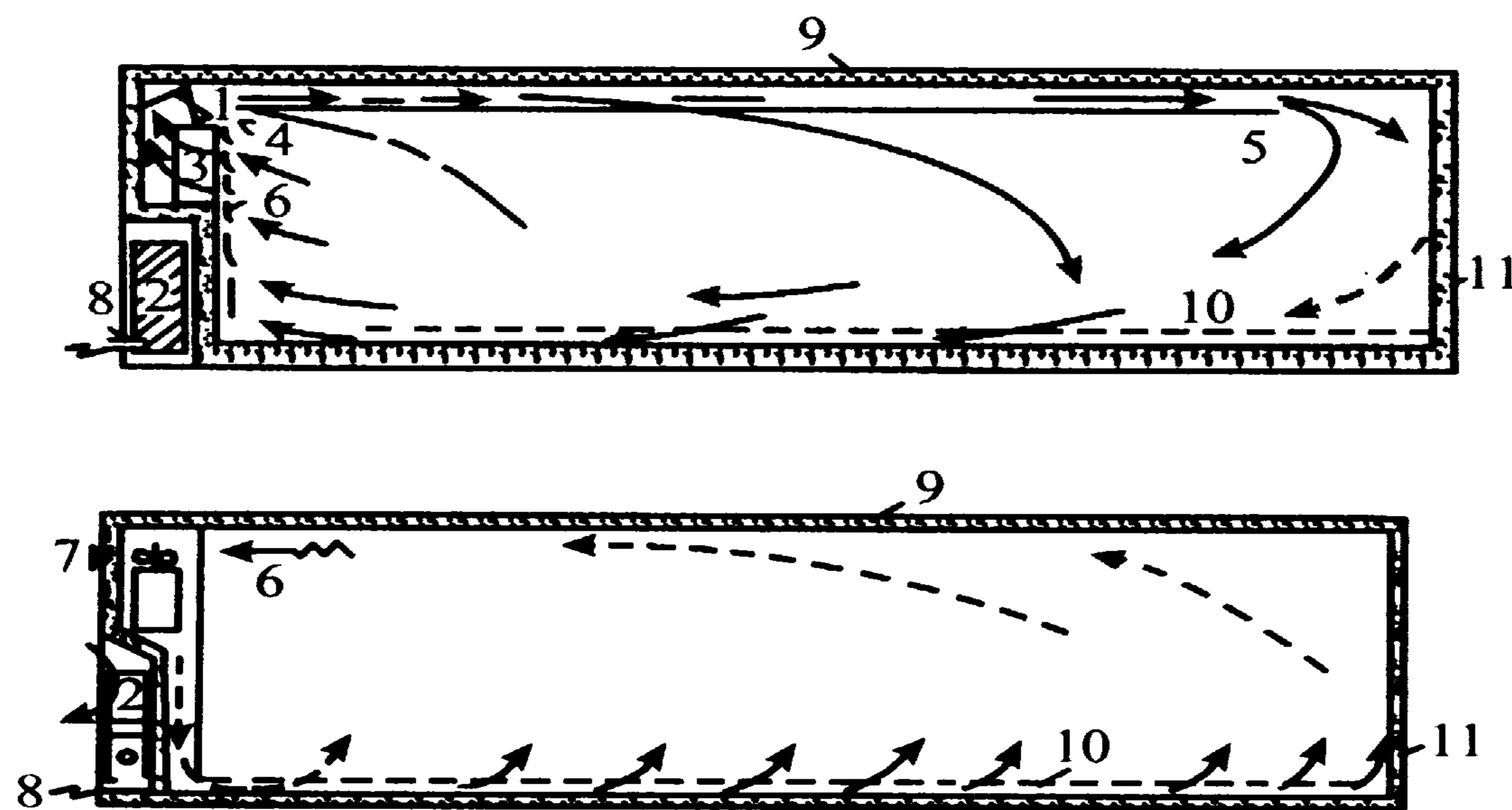
③内藏式冷藏集装箱。箱内带有制冷装置，可自己供冷，如图 3-39 所示。制冷机组安装在箱体的一端，冷风由风机从一端送入箱内。如果箱体过长，则采用两端同时送风，以保证箱内温度均匀。为了加强换热，可采用下送上回的冷风循环方式。

④液氮和干冰冷藏集装箱。利用液氮或干冰制冷。

按照运输方式，冷藏集装箱可分为海运和陆运两种，它们的外形尺寸没有很大的差别，但陆地运输特殊的要求又使两者存在一些差异。海运集装箱的制冷机



组用电是由船上统一供给的，不需要自备发电机组；陆运集装箱主要用于铁路、公路和内河航运船上，因此必须自备柴油或汽油发电机组，才能保证在运输途中制冷机组用电。有的陆运集装箱采用制冷机组与冷藏汽车发电机组合一的机组。



1. 风机 2. 制冷机组 3. 蒸发器 4. 端部送风口  
5. 软风管 6. 回风口 7. 新风入口 8. 外电源引入  
9. 箱体 10. 通风轨、离水格栅 11. 箱门

图 3-39 内藏式冷藏集装箱结构及冷风循环示意图

另外,按使用温度可分为冷冻式( $-15\text{ }^{\circ}\text{C} \sim -18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 或更低)和冷藏式( $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上,不超过 $+16\text{ }^{\circ}\text{C}$ )。按制造用的材质分有钢质箱、铝合金箱、不锈钢箱、玻璃钢箱等。

(2) 冷藏集装箱的制冷装置 就制冷系统来说,冷藏集装箱相当于小型冷藏库的一个单间或组装式冷藏库,多为风冷冷凝机组,采用直接吹风冷却,箱内温度调节范围较大,一般可保持箱温 $-18\sim 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

冷藏集装箱必须十分坚固,其制冷装置还必须满足以下要求:①加热、冷却和除霜实现全自动;②既可独立驱动,又可接外部电源;③耐冲击强度高,抗振动性能好;④根据装载食品的要求,可以在一定的范围内调整温度,温度偏差小;⑤蒸发器出口处的空气温度,不得比恒温器调定值低 $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上;⑥换气系统可为每平方米冷藏集装箱容积提供 $50\text{ m}^3/\text{h}$ 左右的新鲜空气;⑦空气相对湿度为 $85\% \sim 95\%$ ,以防干燥。

用集装箱运输,更换运输工具时,不需要重新装卸食品;箱内温度可以在一定的范围内调节,箱体上还设有换气孔,因此能适应各种易腐食品的冷藏运输要求,而且温差可以控制在 $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之内,避免了温度波动对食品质量的影响;集装



箱装卸速度很快，使整个运输时间明显缩短，降低了运输费用。

### 6.2.5 航空冷藏运输

航空冷藏运输是现代冷链中的组成部分，是市场贸易国际化的产物。航空运输是所有运输方式中速度最快的一种，适用于远距离的快速运输。它通过装载冷藏集装箱进行，冷却方式一般采用液氮和干冰，由于飞机飞行的高空温度低，飞行时间短，货物的品质能够较好地保持。随着国民经济的发展和人民生活水平的提高，人们对航空冷藏运输的需求量也越来越大，如高级宾馆的生鲜山珍海味、特种水产养殖的苗种、跨国的花卉业、观赏鱼等，经常采用航空冷藏运输的方式，使得航空冷藏运输得到了快速发展。

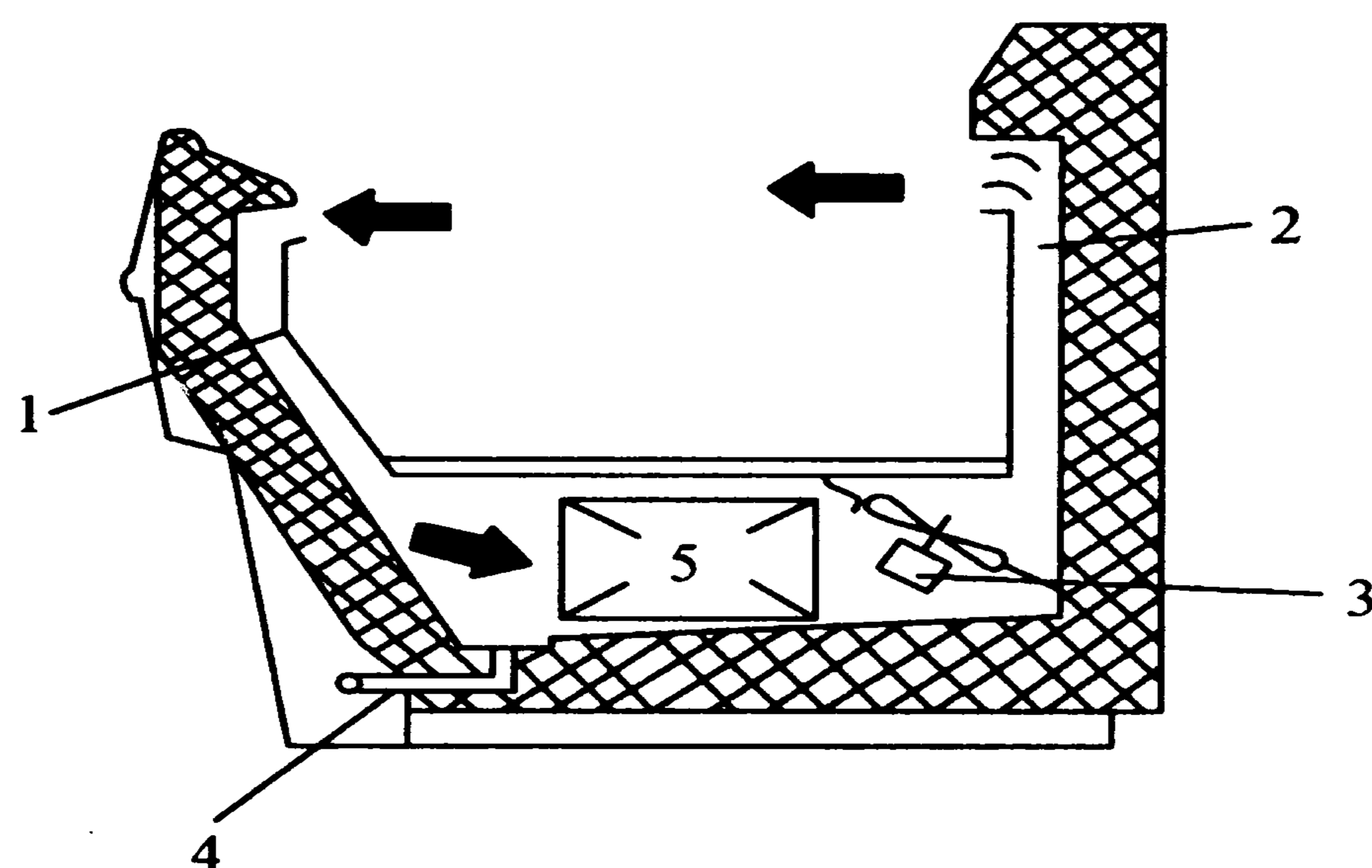
## 6.3 冷冻销售

### 6.3.1 超市冷藏陈列柜

20世纪70年代以前，我国易腐食品的销售，在农村集市上都是在常温下进行的，即使在大城市中，用冷冻冷藏销售柜的也是少数。而当今，凡有一定规模的商场，一般均配有冷藏陈列柜。冷藏陈列柜成为菜场、副食品商场、超级市场等销售环节的主要冷藏设施，是冷藏链建设中的重要一环。

根据陈列柜的结构形式，可分为敞开式和封闭式，而敞开式又包括卧式敞开式和立式多层敞开式，封闭式又包括卧式封闭式和立式多层封闭式。

(1) 卧式敞开式陈列柜 卧式敞开式陈列柜如图3-40所示。这种陈列柜上部敞开，开口处有循环冷空气形成的空气幕，通过维护结构侵入的热量也被循环的冷风吸收，不影响食品的质量。对食品质量影响较大是由开口部侵入的热空气及辐射热，特别是对于冻结食品用的陈列柜，辐射热流较大。



1. 吸入风道 2. 吹出风道 3. 通风机组  
4. 排水口 5. 蒸发器

图3-40 卧式敞开式陈列柜

当外界湿空气侵入陈列柜时，遇到蒸发器就会结霜，随着霜层的增大，冷却



能力降低,因此必须在 24 h 内至少进行一次自动除霜。外界空气的侵入量与风速有关,当风速超过  $0.3 \text{ m/s}$  时,侵入的空气量会明显增加,所以在布置敞开式陈列柜时,应考虑与室内空调的相对位置。

(2) 立式多层敞开式冷藏陈列柜 图 3-41 为立式多层敞开式冷藏陈列柜示意图。与卧式相比,立式多层陈列柜单位占地面积的容积大,商品放置高度与人体高度相近,展示效果好,也便于顾客购物。但这种结构的陈列柜,其内部的冷空气更易逸出柜外,从而外界侵入的空气量也多,为了防止冷空气与外界空气的混合,在冷风幕的外侧,再设置一层或两层非冷空气构成的空气幕,同时,配备了较大的制冷能力和冷风量。由于立式陈列柜的风幕是垂直的,外界空气侵入柜内的数量受空气流速的影响更大,从节能的角度来看,要求控制柜外风速小于  $0.15 \text{ m/s}$  以下,温度小于  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,湿度小于  $55\%$ 。

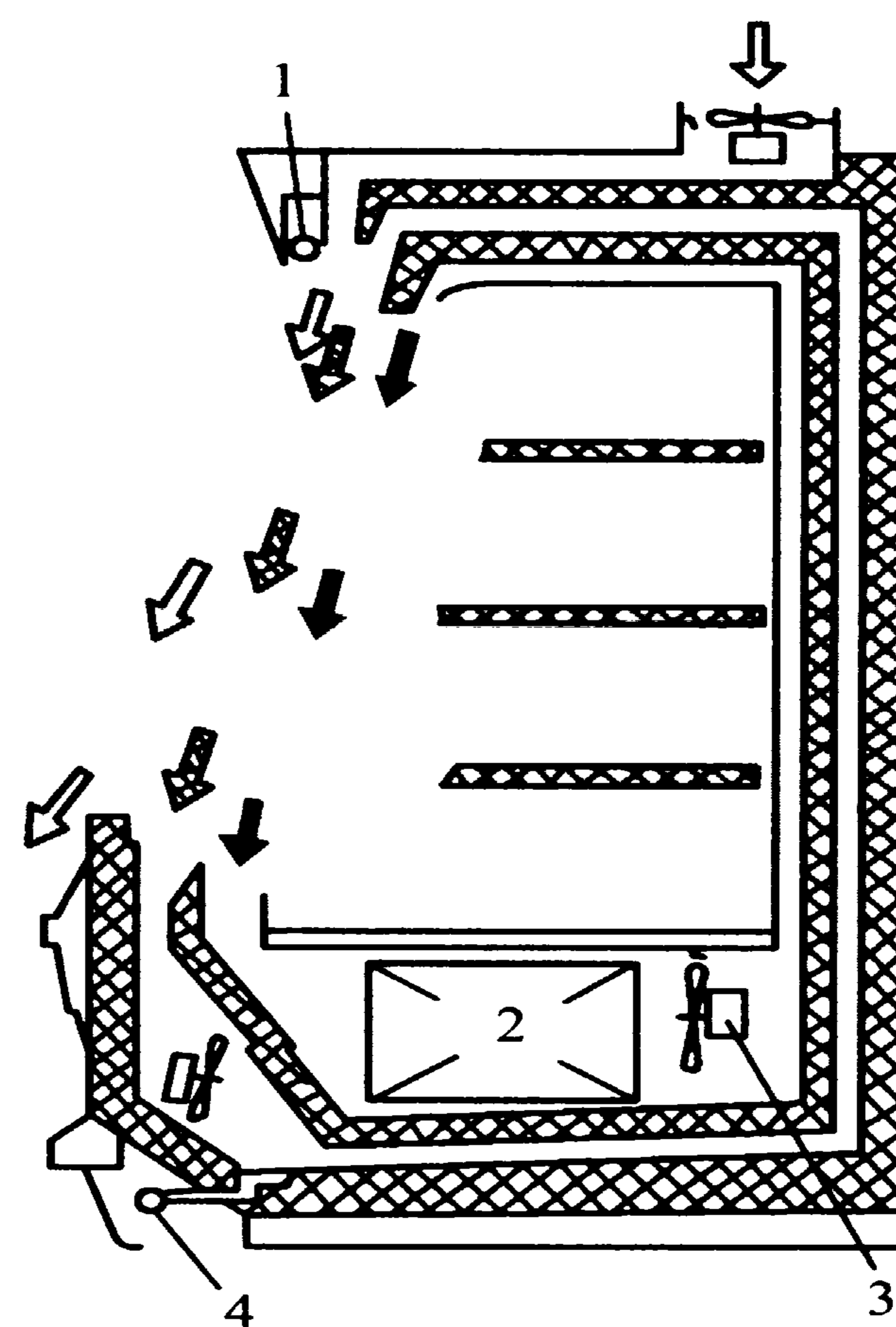
(3) 卧式封闭冷藏陈列柜 卧式封闭冷藏陈列柜的结构与敞开式的相似(图 3-42),它在开口处设有二到三层玻璃构成的滑动盖,玻璃夹层中的空气起隔热作用。另外,冷空气风幕也由埋在柜壁上的冷却排管代替,通过外壁面传入的热量被冷却排管吸收。为了提高保冷性能,可在陈列柜后部的上方装置冷却器,让冷空气像水平盖子那样强制循环,但缺点是商品装载量少,销售效率低。

(4) 立式封闭式冷藏陈列柜 立式封闭式(图 3-43)的柜体后壁上有冷空气循环通道,冷空气在风机作用下强制地在柜内循环。柜门为二或三层玻璃,玻璃夹层中的空气具有隔热作用,由于玻璃对红外线的透过率低,虽然柜门很大,传入的辐射热并不多。

不同型式的冷藏陈列柜的性能差别较大,由表 3-21 可以看出,要根据具体情况选用。

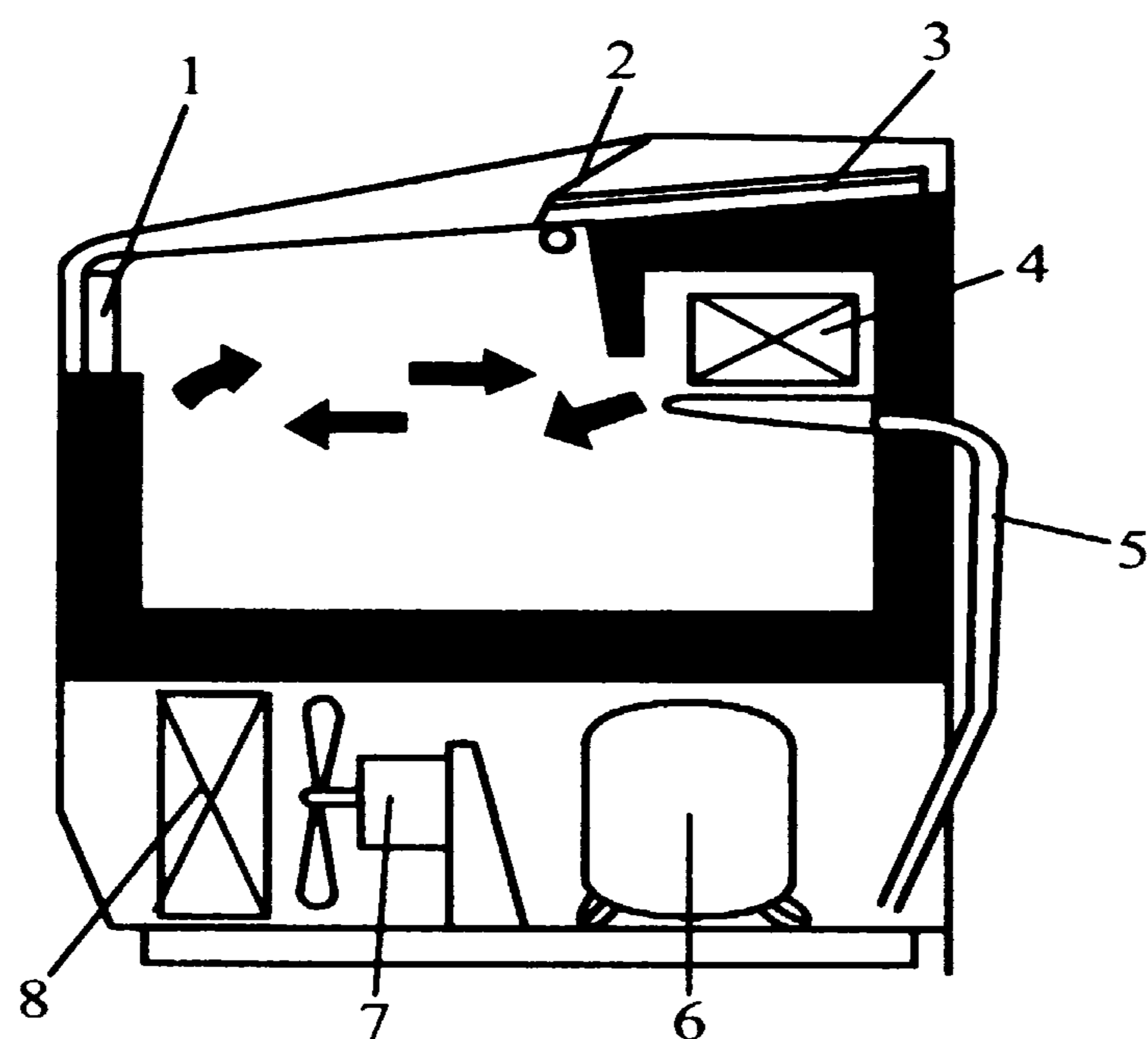
### 6.3.2 家用冰箱

在冷藏链中,家用冰箱是最小的冷藏单位,也是冷藏链的终端。随着经济发展和人民生活水平的提高,家用冰箱已大量进入普通家庭,对冷藏链的建设起了很好的促进作用。



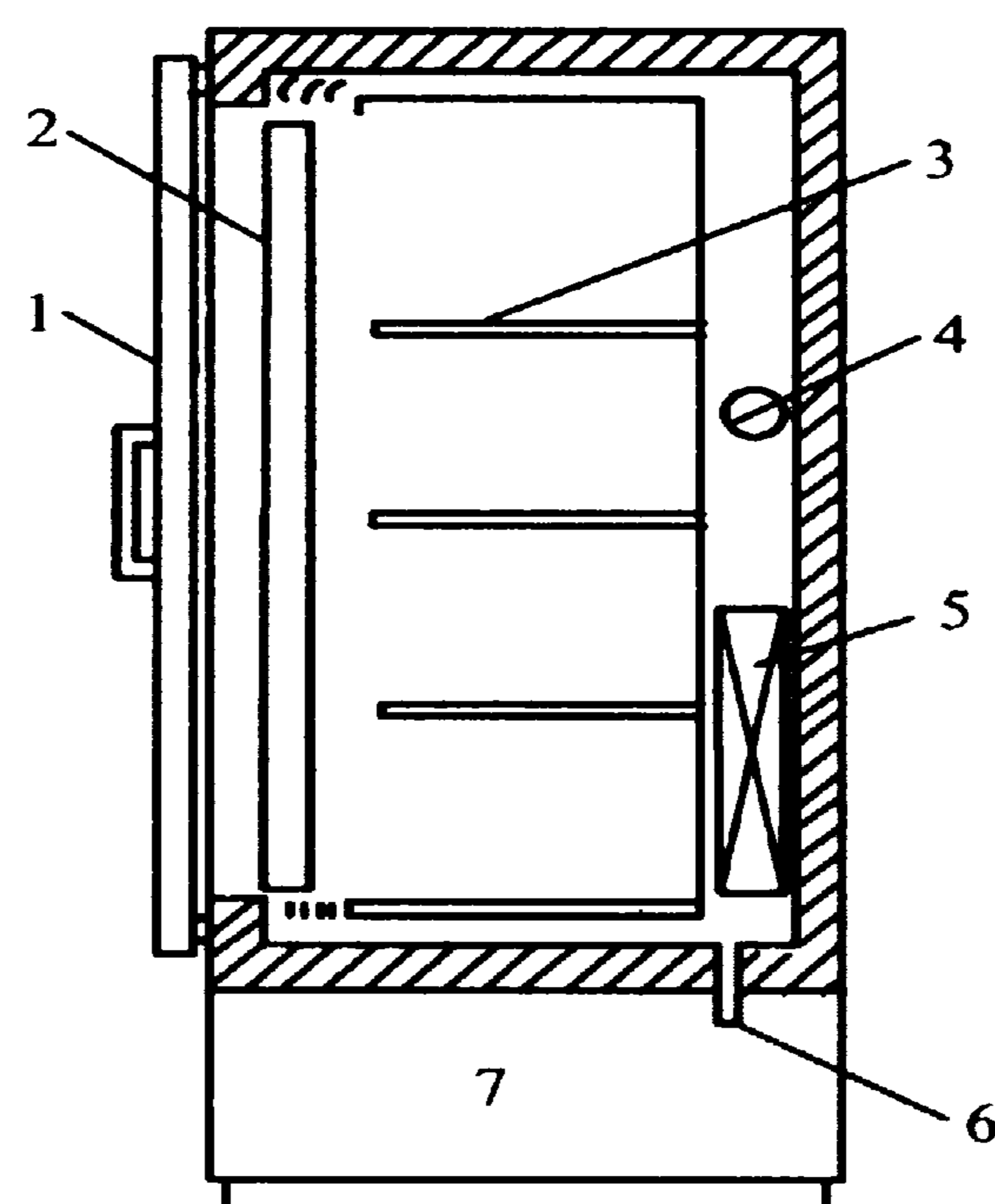
1. 荧光灯 2. 蒸发器  
3. 通风机组 4. 排水口  
图 3-41 立式多层敞开式冷藏陈列柜





1. 前窗 2. 荧光灯 3. 夜用盖子  
4. 上部冷却器 5. 排水管  
6. 压缩机 7. 风扇 8. 冷凝器

图 3-42 卧式封闭式冷藏陈列柜



1. 门 2. 荧光灯 3. 搁架  
4. 通风机 5. 冷却器  
6. 排水口 7. 制冷机组

图 3-43 立式封闭式冷藏陈列柜

表 3-21 各种冷藏陈列柜的性能比较

特 性	封闭式		敞开式	
	卧式	立式	卧式	立式
单位长度的有效内容积	1	2.3	1.1	2.4
单位占地面积的有效内容积	1	2.2	0.85	1.9
单位长度消耗的电力	1	2.0	1.45	3.3
单位有效内容积消耗的电力	1	0.9	1.3	1.4

注：以卧式封闭式陈列柜的性能指标为 1 进行比较。

家用冰箱通常有两个储藏室：冷冻室和冷藏室。冷冻室用于食品的冷冻储藏，储存时间较长，根据冻结食品的种类，或者储藏期限，冷冻室温度可以为  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ （三星级）、 $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ （二星级）或  $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ （一星级）。冷藏室用于冷却食品的储藏，温度为  $0\sim 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。在一些新型的冰箱中，还有冰温室或微冻室（ $0\sim -5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ）、解冻室等。

家用冰箱的种类很多，按照制冷系统可分为压缩式、吸收式和半导体式等；按照箱体外形可分为立式、卧式、台式、壁式、茶几式和炊具组合式等；按照箱门形式可分为单门、双门、三门、四门和多门。

以上是对食品冷藏链各环节所涉及到的冷冻冷藏设备的概括介绍。总的来



讲,近几年我国食品冷藏链已有了很大发展,加工、储藏、销售各环节衔接紧密、发展协调。特别是冷藏陈列柜替代了冷藏库成为冷藏链的主体,从而形成了一个新型的冷藏链,这种发达国家已普遍使用的冷藏链在我国形成和使用,也说明了我国食品冷藏链已得到了较好的完善和提高。但冷链中也还存在一些薄弱环节,如食品冷加工环节中,冻结设备少,缺少预冷装置,加工能力不足,特别是缺少机械化加工设备;冷冻冷藏运输环节,铁路冷藏车和机械制冷冷藏汽车数量仍显不足,另外,国内至今还没有陆运集装箱专用的半挂车;销售环节,目前使用的冷藏陈列销售柜,存在温度不均问题,由于无湿度要求,易引起食品表面干燥,由于使用独立的风冷式制冷机组,造成能源浪费等,这些都是有待解决的课题。

## 习题

1. 一台单级蒸汽压缩制冷机工作在高温热源为  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 低温热源为  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  下, 试求分别用 F-12 和氨工作时理论循环的性能指标 ( $q_0$  单位制冷量,  $q_v$  单位容积制冷量,  $w$  单位理论压缩功,  $q_k$  单位冷凝热量, 制冷系数  $\epsilon$ )。

2. 有一台氨压缩机, 蒸发压力为  $p_0 = 190\text{ kPa}$  (表压)、冷凝压力为  $p_k = 190\text{ kPa}$  (表压)、冷凝器有  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  过热度, 节流阀前有  $3\text{ }^{\circ}\text{C}$  过热度, 制冷量为  $240\text{ kW}$ 。计算下列数据:

(1) 蒸发温度和冷凝温度, 节流阀前温度和压缩机的吸入温度。

(2) 压缩机吸入蒸汽的质量流量  $G$  和容积流量。

3. 尺寸为  $1\text{ m} \times 0.25\text{ m} \times 0.6\text{ m}$  的瘦牛肉放在  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  的对流冻结器中冻结, 食品的初温为  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 冻结终温为  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 对流放热系数值为  $\alpha = 30\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , 试用普朗克公式计算冻结时间。

4. 将初温  $+12\text{ }^{\circ}\text{C}$  的少脂肪鱼装入鱼盆中, 放到  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  的静止空气冻结室中冻结。鱼盆内尺寸为  $0.65\text{ m} \times 0.1\text{ m} \times 0.5\text{ m}$ 。试求该鱼块冻至  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  所需的时间? 冻结室内加装鼓风机, 风速为  $4\text{ m/s}$ , 问冻结时间为多少? (提示: 冻结室内换热系数的计算公式  $\alpha = 6.16 + 4.19 v$ ,  $v$  为风速)

## 思考题

1. 什么叫逆向卡诺循环? 作为一种理想循环, 其在制冷技术中有何意义?



2. 何谓复叠式制冷循环? 何谓双级压缩制冷循环?
3. 制冷剂的压-焓图 ( $\lg p-h$  图) 中有哪些参数?
4. 单级制冷机理论循环在压-焓图中如何表示?
5. 什么叫载冷剂? 什么叫制冷剂? 对制冷剂有什么要求?
6. 什么叫食品的冷冻曲线? 新鲜食品冻结曲线的一般模式如何表示?
7. 液氮喷淋装置有什么优缺点?
8. 使用平板冻结装置需注意哪些问题?
9. 螺旋冻结装置主要由哪些部件构成?
10. 蒸汽喷射式制冷机和吸收式制冷机分别是怎样工作的?
11. 冻结过程对食品有哪些影响?
12. 缩短食品冻结时间的途径有哪些?
13. 装配式冷库有何特点?
14. 冷库耗冷量是如何确定的? 怎样根据冷库耗冷量确定冷库设备负荷和压缩机负荷?
15. 我国冷链建设还存在哪些问题?
16. 与普通民用建筑相比, 冷库建筑有何特点?

## 本章重点符号说明

符号	含义	计量单位
$A$	表面积, 面积	$m^2$
$a$	含水率	
$B$	安全系数	
$B$	货物包装材料和运载工具的重量系数	
$b$	固形物含量	
$c$	比热容	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$c_b$	货物包装材料或运载工具的比热	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$c_p$	定压比热容	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
$g$	搁架每米 <sup>2</sup> 载货量	$\text{kg}/m^2$
$g_l$	吊轨单位长度净载货量	$\text{kg}/m$
$G$	单位质量循环量	$\text{kg}/s$
$G'$	冷间每天进货量	$\text{kg}$
$G_n$	冷却物冷藏间的冷藏量	$\text{kg}$



续表

符号	含义	计量单位
$h$	焓	J/kg
$K$	总传热系数	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$L$	距离	cm
$l$	吊轨有效载货长度	m
$M$	空气幕效率修正系数	
$m$	质量	kg
$m_i$	冰晶体质量	kg
$m_w$	水分质量	kg
$n$	次数	
$n_r$	操作人员数量	
$n_1$	维护结构传热量的季节修正系数	
$n_2$	机械负荷折减系数	
$n_3$	同期换热次数	
$n_4$	冷间电动设备的同期运转系数	
$n_5$	冷间同期操作系数	
$N$	功率	W
$N_i$	指示功率	W
$N_t$	理论功率	W
$N_z$	轴功率	W
$N_o$	额定功率	W
$Q$	热量	J
$Q_k$	冷凝放热量	J
$Q_o$	制冷量	J
$Q_1$	维护结构传热量	W
$Q_2$	货物放热量	W
$Q_3$	通风换气冷负荷	W
$Q_4$	电机运行热当量	W
$Q_5$	操作管理冷负荷	W
$Q_q$	冷却设备负荷	W
$Q_j$	机械负荷	W
$q_0$	单位质量制冷量	J/kg
$q_v$	单位容积制冷量	J/m <sup>3</sup>
$q_r$	操作人员每秒的放热量	W
$q_d$	冷间每米 <sup>2</sup> 地板面积 照明热量	W/m <sup>2</sup>



续表

符号	含义	计量单位
$q$	呼吸热	W/kg
$P$	形状系数	
$p'$	冷却或冻结加工负荷系数	
$p$	压力	Pa
$p_0$	蒸发压力	Pa
$p_k$	冷凝压力	Pa
$p_f$	表面水蒸气压	Pa
$p_a$	空气水蒸气压	Pa
$R$	形状系数	
$R'$	冷量损耗补偿系数	
$S$	熵	kg/K
$T$	开氏温度	K
$t$	时间	h, s
$V$	容积	m <sup>3</sup>
$W$	单位时间内干耗量	kg/h
$w$	单位质量压缩功	J/kg
$x$	干度	
$\alpha$	对流换热系数	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$\alpha$	维护结构两侧温差修正系数	
$\lambda$	导热系数	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$\lambda_w$	预热系数	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$\beta$	蒸发系数	kg/(h·m <sup>2</sup> ·Pa)
$\eta_{ai}$	指示效率	
$\eta_m$	机械效率	
$\eta_D$	传动效率	
$\eta$	容积利用系数	
$\psi$	水分结冰率	
$\epsilon$	实际制冷系数	
$\epsilon_t$	理论制冷系数	
$\zeta$	热转化系数	
$\Phi$	电机运转时间系数	
$\delta$	厚度	m
$\rho$	密度	kg/m <sup>3</sup>
$\tau$	货物冷加工时间	s



## 参考文献

- [1] 邱信立, 廉乐明, 李力能等. 工程热力学. 第2版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1985
- [2] 华泽钊, 李云飞, 刘宝林. 食品冷冻冷藏原理与设备. 第1版. 北京: 机械工业出版社, 1999
- [3] 寥明义, 杜永杰. 制冷原理与设备. 第1版. 哈尔滨: 黑龙江科学技术出版社, 1990
- [4] 张祉估. 制冷原理与设备. 第1版. 北京: 机械工业出版社, 1987
- [5] 朱明善. 21世纪制冷空调行业绿色环保制冷剂的趋势与展望. 21世纪展望: 1~6
- [6] 黑龙江商学院食品工程系. 食品冷冻理论及应用. 第1版. 哈尔滨: 黑龙江科学技术出版社, 1989
- [7] 张裕平, 臧其梅. 食品加工技术装备. 第1版. 北京: 中国轻工业出版社, 2000
- [8] 沈月新. 水产品冷藏加工. 北京: 中国轻工业出版社, 1996
- [9] 郭予信. 陆运冷藏集装箱及其市场前景. 制冷与空调, 1997 (2): 5~11
- [10] 曹德胜. 再论我国食品冷藏链的建设. 中国制冷空调, 1996
- [11] 制冷工程设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1985
- [12] 冷库设计规范. 中华人民共和国国家标准. GBJ 72—84, 1984