

蘇聯機器製造百科全書

第十二卷

第十三章 冷凍機的工作過程

第十四章 冷凍劑和傳熱劑

第十五章 冷凍機的各部分

第十六章 組合冷凍機

蘇聯機器製造百科全書編輯委員會編



機械工業出版社

蘇聯機器製造百科全書

第十二卷

第十三章 冷凍機的工作過程

第十四章 冷凍劑和傳熱劑

第十五章 冷凍機的各部分

第十六章 組合冷凍機

魏依別爾格、巴實里凱斯、李哈烈娃著



機械工業出版社

1955

出版者的話

蘇聯機器製造百科全書第十二卷是一部機械設計的參考書。全卷共分四大部分：第一部分（1~6章）是農業機械，內容包括各種耕種機、播種機、收穫機、刈草機、飼料準備機等；第二部分（7~9章）是液力機械，內容包括水力透平、泵和液體傳動機構；第三部分（10~12章）是壓縮機，內容包括活瓣式、迴轉活片式和離心式氣體壓縮機；第四部分（13~16章）內容包括各種冷凍機的工作過程、冷凍劑和傳熱劑、冷凍機的各部分以及組合冷凍機等。

本卷詳細論述了這些機器工作過程的理論、設計和計算方法，並包括極有價值的先進的技術參考數據和資料。這些都是蘇聯歷年社會主義工業對這方面產品設計的總結性資料。

現在我國正在逐步實現社會主義工業化和農業的社會主義改造，改造農業所必需的各種農業機械和一般工業用的通用機械的設計是一項很重要的任務。這卷書可以幫助我們解決許多實際問題。為了適應目前各方面的急需，先分冊出版。

本分冊為原書第十三至十六章。第十三章為冷凍機的工作過程，講解各種冷凍機系統的工作原理、應用範圍和熱力計算。第十四章為冷凍劑和傳熱劑，講解各種冷凍劑和傳熱劑的性能和應用範圍。第十五章為冷凍機的各部分，講解各種冷凍機系統所採用的各種機械，包括它們的構造、熱力計算和設計要點。第十六章為組合冷凍機，講解組合冷凍機的構成、用途和自動化，並講到電氣冰箱和冷藏庫的構造和設計要點。

本書對於設計冷凍設備時所需要的數據和設計時應注意的事項講得很具體，對於各種冷凍設備的型式，均有關於優缺點的介紹，頗能解決問題，可供設計、製造和使用冷凍設備的技術人員參考。

蘇聯 'Машиностроение энциклопедический справочник' (Машгиз 1948 年第一版) 一書第十二卷第十三章(В. С. Вейнберг, И. С. Бадылькес 著)第十四章(В. С. Вейнберг 著)第十五章(В. С. Вейнберг, И. С. Бадылькес 著)第十六章(В. С. Вейнберг, Н. В. Лыхарева 著)

* * *

編者：蘇聯機器製造百科全書編輯委員會

譯者：曾廣壽

書號 0632

1955 年 5 月第一版 1955 年 5 月第一版第一次印刷

787×1092¹/₁₆ 字數 225 千字 印張 8³/₈ 0,001— 3,100 冊

機械工業出版社(北京盛甲廠 17 號)出版

機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業許可證出字第 008 號

定價(8) 1.33 元

目 次

第十三章 冷凍機的工作過程

〔魏依別爾格(В.С.Вейнберг), 巴寶里凱斯(И.С.Бадылькес)〕

人工製冷法的原理.....	1	吸收式冷凍機.....	10
壓縮式冷凍機.....	1	參考文獻.....	13
蒸汽抽氣式冷凍機.....	8		

第十四章 冷凍劑和傳熱劑

(魏依別爾格)

冷凍劑的一般性能.....	1	二氧化碳.....	19
阿摩尼亞.....	4	水.....	21
二氧化碲.....	8	傳熱劑.....	21
氟利昂.....	8	參考文獻.....	22
碳氫化合物.....	16		

第十五章 冷凍機的各部分

(魏依別爾格、巴寶里凱斯)

工業用活塞式壓縮機.....	1	吸收式冷凍機的各部分.....	巴寶里凱斯 43
工業用蒸發器.....	17	冷凍機的輔助設備.....	45
工業用凝結器.....	25	管子系統和管子配件.....	49
空氣冷却器.....	33	參考文獻.....	53
小型冷凍機.....	37		

第十六章 組合冷凍機

〔魏依別爾格、李哈烈娃(Н.В.Лихарева)〕

活塞式組合冷凍機.....	1	工業用低溫冷凍層及冷藏櫃.....	22
透平壓縮機式組合冷凍機.....	3	工廠所生產的冷凍器具.....	34
家用冷藏櫃.....	7	參考文獻.....	32
冷凍機的自動化.....	14	中俄名詞對照表.....	31

第十三章 冷凍機的工作過程

人工製冷法的原理

冷凍機用來使需要冷卻的物體在所要求的一定時間內把溫度降低到低於周圍介質的溫度。在冷卻過程中，熱量由溫度更低的冷凍劑帶走，或者間接的由傳熱劑帶走。

使冷凍劑保持低溫的方法，一般都是在適當的壓力下讓冷凍劑蒸發（沸騰），並且不斷地把因此而產生的蒸汽除去。

在汽化溫度 $T_0^{\circ}\text{K}$ ($t_0^{\circ}\text{C}$) 之下，冷凍劑從所冷卻的物質中取走熱量 q_0 仟卡/公斤。當冷凍劑蒸汽在較高的壓力和較高的溫度 $T_K^{\circ}\text{K}$ ($t_K^{\circ}\text{C}$) 下發生凝結現象時，又將這熱量傳給了冷卻劑（水或空氣）。這種熱量的傳送過程，是與蒸汽受壓縮時所消耗的能量 AL (仟卡/公斤)

分不開的。冷凍係數 $e = \frac{q_0}{AL}$ ，不會超過卡諾（Карно）

倒循環的效率 $e_0 = \frac{T_0}{T_K - T_0}$ 。

通常，在冷凍機內有一個閉合的工作循環在演變着，改變冷凍劑的狀態，然後把它變回原有的狀態。按照實現這一循環所採用的方式之不同，冷凍機可以分為：壓縮式，蒸汽抽氣式和吸收式。

實現冷凍劑往復循環的整個部分，叫做冷凍機，而冷凍機與其他分佈或耗用冷氣的部分裝在一起，就叫做冷凍設備，圖 1 為壓縮式冷凍設備的簡圖。

壓縮式冷凍機

壓縮式冷凍機包括以下各部分：蒸發器，冷凍劑在其中吸收熱量，由液體狀態變為蒸汽狀態；壓縮機，把冷凍劑蒸汽壓縮到凝結壓力；凝結器，冷凍劑在其中凝結後，將其熱量傳給冷卻劑；調節活門，液態冷凍劑在此受到節流作用，把壓力降到汽化壓力；附屬設備。

按照壓縮的級數，可以分為單級的和多級的壓縮式冷凍機。

壓縮式冷凍機的理論循環是由下列假定出發的。汽化過程和凝結過程都在壓力和溫度保持不變的情況下進行；壓縮機是理想的：沒有熱量交換，摩擦力，節流損耗，有害空隙和漏氣等現象；壓縮過程是絕熱式的；冷凍劑從凝結器到蒸發器去時，它的壓力是在節流活

門（調節活門）內降下來；冷卻劑在管路內不起任何狀態的變化〔6〕。

實際循環與理論循環的差誤用適當的工作係數來校正。

單級冷凍機的工作循環

單級冷凍機工作循環的要點如下：從蒸發器把乾燥的飽和蒸汽吸到壓縮機中，然後進行單級絕熱壓縮，蒸汽在凝結器中冷卻和凝結，液態冷凍劑過度冷卻後，在調節活門內受到節流作用（圖 2）。

這種循環的應用範圍——獲得低達 -30°C 的冷凍劑汽化溫度，或者還要低一些，循環的計算以通過蒸發器的 1 公斤冷凍劑來進行。

冷凍機熱力計算的目的，在於根據規定的製冷能力 Q_0 (仟卡/小時)，汽化溫度 $t_0^{\circ}\text{C}$ 和凝結溫度 $t_K^{\circ}\text{C}$ (或者根據汽化壓力 p_0 和凝結壓力 p_K) 求出活塞的排氣體積 V_h (公尺³/小時) 指示功率 N_i (仟瓦) 和單位製冷能力 K (仟卡/仟瓦·小時)。

1 公斤冷凍劑的製冷能力為

$$q_0 = i_1 - i_3 = r(1-x) = (i_1 - i_5)(1-x) \text{ 仟卡/公斤。}$$

式中 r (仟卡/公斤) 是汽化潛熱， x (公斤/公斤) 是通過調節活門後液態冷凍劑中蒸汽的成分， i (仟卡/公斤) 是冷凍劑在簡圖內各點上的含熱量。

壓縮機在壓縮 1 公斤冷凍劑時所消耗的功

$$AL = i_2 - i_1 \text{ 仟卡/公斤。}$$

進入壓縮機內的每 1 公尺³冷凍劑的蒸汽，就體積而言，它的製冷能力為，

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{i_1 - i_3}{v_1} \text{ 仟卡/公尺}^3,$$

式中 v_1 (公尺³/公斤) 是壓縮機所吸入蒸汽的比容。

在經過節流過程後，冷凍劑中所含蒸汽的成分 x (公斤/公斤) 可根據圖 3 確定之。

在壓縮機內，平均理論指示壓力為：

$$p_i = \frac{427(i_2 - i_1)}{10^4 \cdot v_1} = \frac{36.7 q_v}{K} \text{ 公斤/公分}^2$$

阿摩尼亞壓縮機氟利昂（氟利昂-12）壓縮機的 p_i 值請參看圖 4 和圖 5。

● 這裏和以下的註在數值旁邊的字眼是跟熱量圖表中的各點相應的。

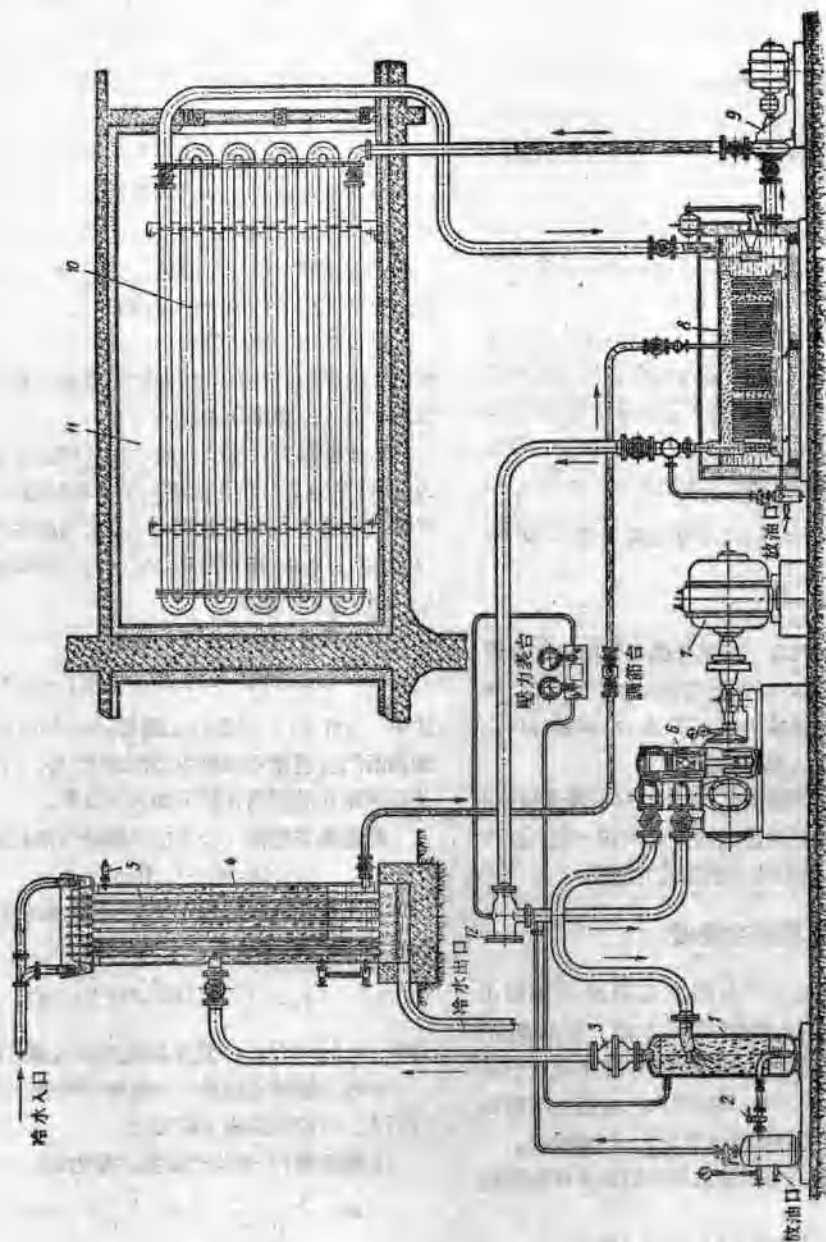


圖1 壓縮式冷凍設備的簡圖：

1—滑油分離器；2—盛油缸；3—止逆活門；4—凝結器；5—保險活門；6—壓縮機；7—電動機；
8—蒸發器；9—離水泵；10—離水冷凍管系；11—冷凍室；12—濾泥器。

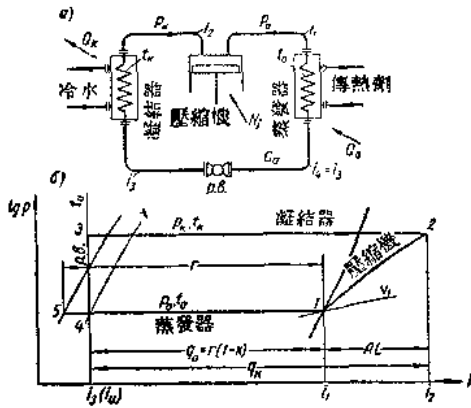


圖 2 a) 單級冷凍機簡圖; б) 單級冷凍機工作過程的 $i-lg p$ -圖表。(P.B.—調節活門)。

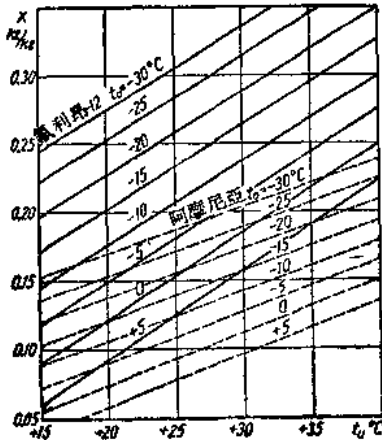


圖 3 在經過節流過程後液態冷凍劑中所含蒸汽的成分 x 公斤/公斤與過冷溫度 t_u 和汽化溫度 t_0 °C 的關係。
 kg/kg —公斤/公斤。

冷凍劑循環量 $G_a = \frac{Q_0}{q_0}$ 公斤/小時。

凝結器的熱負荷就 1 公斤冷凍劑而言,等於

$$q_k = q_0 + AL = i_2 - i_3 \text{ 仟卡/公斤}$$

一般 $q_k = (1.2 \sim 1.25) q_0$ 。

凝結器的總負荷 $Q_k = q_k \cdot G_a$ 仟卡/小時。

所需壓縮機活塞排氣體積:

$$V_h = \frac{Q_0}{q_v} = G_a \cdot v_1 \text{ 公尺}^3/\text{小時}。$$

壓縮機所需的功率(指示的):

$$N_i = \frac{G_a \cdot AL}{860} = \frac{p_i \cdot V_h}{36.7} \text{ 仟瓦}。$$

單位製冷能力(指示的):

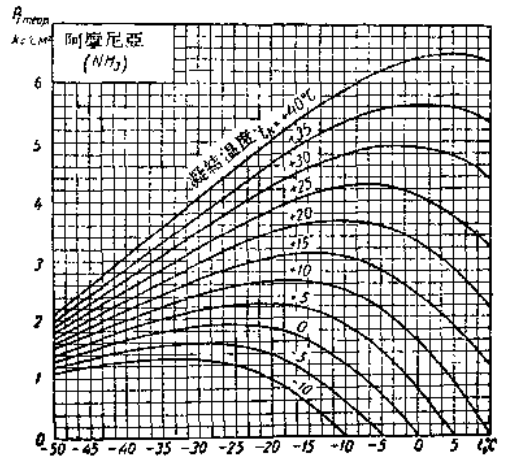


圖 4 阿摩尼亞的平均理論指示壓力跟汽化溫度 t_0 和凝結溫度 t_k °C 的關係。

$$p_{i \text{ 理論}} - p_{i \text{ 實際}}; \text{ kg/cm}^2 - \text{公斤/公分}^2。$$

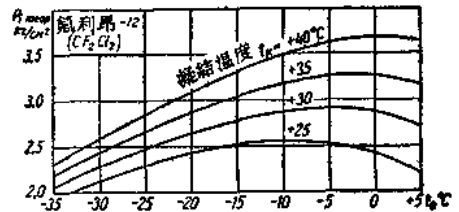


圖 5 氟利昂-12 的平均理論指示壓力與汽化溫度 t_0 和凝結溫度 t_k °C 的關係。

$$p_{i \text{ 理論}} - p_{i \text{ 實際}}; \text{ kg/cm}^2 - \text{公斤/公分}^2。$$

$$K = 860\% = \frac{Q_0}{N_i} = \frac{36.7 \cdot q_v}{p_i} \text{ 仟卡/仟瓦小時}。$$

把液態冷凍劑在經過調節活門以前過度冷卻到 t_u °C 的溫度可以提高冷凍機的製冷能力:每過冷 1°, 可以將阿摩尼亞壓縮機的製冷能力提高 0.4%; 氟利昂壓縮機的製冷能力提高 0.8%。

單級冷凍機的主要型式的特點為在液態冷凍劑流向調節活門的途中和冷凍劑蒸汽流向壓縮機的途中, 各有熱量交換器一個。

[1. 從蒸發器內引出濕蒸汽(乾燥的飽和蒸汽和液態冷凍劑小滴子的混合物), 使它在熱量交換器內乾燥(圖 6)] 這種型式的應用範圍: 採用順流式蒸發器的阿摩尼亞冷凍機; 和一些採用滲流式蒸發器的氟利昂冷凍機。這種循環的熱力計算與上述理論循環的計算相同。

[2. 從蒸發器內引出乾燥的飽和蒸汽, 在熱量交換器中受到過熱(圖 7)] 此時, 與基本型式比較起來,

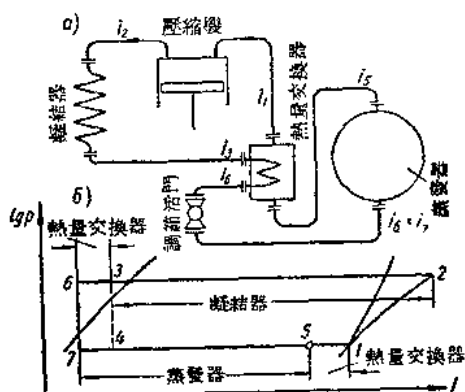


圖 6 a) 採用熱量交換器將吸入的濕蒸汽加以乾燥的單級冷凍機簡圖；b) 在 i - igp -圖表內表示出來的工作過程。

q_0 的數值 (在蒸發器中) 要增加一些, 可是由於比容 v_1 在受熱時增大, 以重量計算的壓縮機製冷能力 (公斤/小時) 因而減小。

利用熱量交換器後, 一般在氟利昂冷凍機上, 可使 κ 值增大, 在阿摩尼亞冷凍機上, 則使 κ 值減小, 這時, 必要的排氣體積 V_h 在氟利昂冷凍機內減小, 在阿摩尼亞冷凍機內增大。

兩級壓縮式冷凍機的工作循環

兩級壓縮式冷凍機工作循環的要點如下: 把乾燥的飽和蒸汽同時吸入壓縮機的兩級內; 在壓縮機內作絕熱壓縮, 並利用一部分達到中間壓力的液態冷凍劑, 使它們蒸發以完成蒸汽的完全中間冷卻過程 (到飽和狀態為止)。使液態冷卻劑連續地在兩個調節活門內受

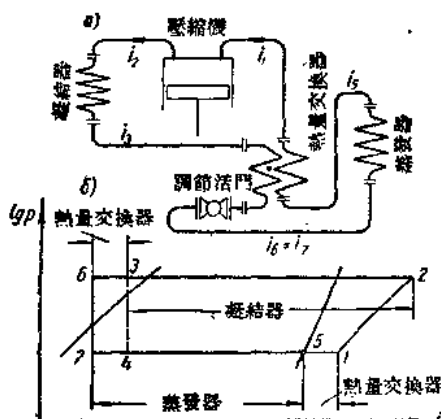


圖 7 a) 採用熱量交換器使吸入的蒸汽加以過熱的單級冷凍機簡圖；b) 在 i - igp -圖表內表示出來的工作過程。

到節流作用, 把第一個調節活門內所生成的蒸汽引入壓縮機高壓汽缸的吸氣管路內 (圖 8)。

這種循環的應用範圍——在阿摩尼亞壓縮機內獲得低達 -55°C 冷凍劑汽化溫度; 在氟利昂壓縮機內獲得低達 -65°C 冷凍劑汽化溫度。

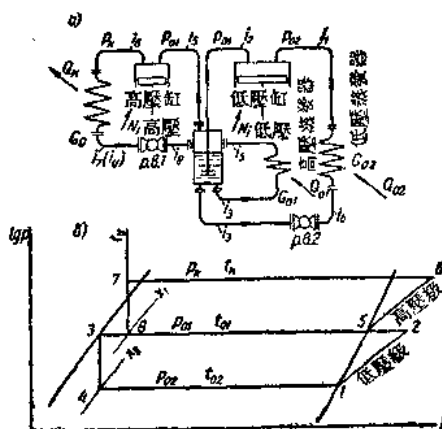


圖 8 a) 帶兩級調節和完全中間冷卻過程的兩級冷凍機簡圖；b) 在 i - igp -圖表內表示出來的工作過程。

$P.B.$ —調節活門。

循環的計算, 按 1 公斤通過壓縮機高壓級和凝結器內的冷凍劑來進行。

冷凍機的熱力計算是根據 Q_{01} 和 Q_{02} (仟卡/小時), $t_{01}^\circ\text{C}$, $t_{02}^\circ\text{C}$ 和 $t_k^\circ\text{C}$ 的大小求出壓縮機各級的 V_h (公尺³/小時) 和 N_1 (仟瓦) 以及 κ 值 (仟卡/仟瓦-小時)。

在低的汽化壓力 P_{02} 之下, 低壓蒸發器內 1 公斤冷凍劑的製冷能力

$$q_{02} = i_1 - i_3 \text{ 仟卡/公斤-低壓};$$

就體積而言, 冷凍劑的製冷能力

$$q_{v2} = \frac{q_{02}}{v_1} = \frac{i_1 - i_3}{v_1} \text{ 仟卡/公尺}^3;$$

1 公斤蒸汽在低壓汽缸內所消耗的功

$$AL_{\text{低壓}} = i_2 - i_1 \text{ 仟卡/公斤-低壓};$$

在高的汽化壓力 P_{01} 之下 (在中間壓力下):

$$q_{01} = i_5 - i_7 \text{ 仟卡/公斤};$$

$$AL_{\text{高壓}} = i_6 - i_5 \text{ 仟卡/公斤}。$$

經過凝結器和第一個調節活門的每 1 公斤冷凍劑內, 有 x_1 成分在第一個調節活門內變為蒸汽後被引到高压汽缸裏去, 有 $(1-x_1)$ 成分依然保持液體的狀態,

這裏和下文內的第二個附註字碼說明溫度和汽化壓力的高低。

液態冷凍劑的分配情形如下：在高壓蒸發器內蒸發 α $(1-x_1)$ 公斤（如果沒有高壓蒸發器， $\alpha=0$ ）；從低壓汽缸出來的蒸汽在中間冷卻缸內，由情況 2 轉到情況 5 時蒸發 $\beta(1-x_1)$ 公斤；進入低壓蒸發器和壓縮機低壓級的，有 $(1-\alpha-\beta)(1-x_1)$ 公斤。

如果已知蒸發器在兩個汽化壓力下的製冷能力 Q_{01} 和 Q_{02} 仟卡/小時，那末

$$\alpha = \frac{Q_{02}}{Q_{02} + \frac{Q_{02}}{Q_{01}}(i_2 - i_3)} \text{ 公斤/公斤；}$$

$$\beta = \frac{i_2 - i_5}{i_2 - i_3 + \frac{Q_{01}}{Q_{02}}Q_{02}} \text{ 公斤/公斤；}$$

$$1 - \alpha - \beta = \frac{i_5 - i_3}{i_2 - i_3 + \frac{Q_{01}}{Q_{02}}Q_{02}} \text{ 公斤/公斤。}$$

因此，已知 Q_{01} ， Q_{02} ， i_{01} ， i_{02} ，和 i_K 則每小時通過壓縮機各級的冷凍劑就等於：

$$G_{a2} = \frac{Q_{02}}{q_{02}} = G_a(1 - \alpha - \beta)(1 - x_1) \text{ 公斤/小時；}$$

$$G_a = \frac{Q_{01}}{q_{01}} + \frac{Q_{02}}{q_{02}} \cdot \frac{i_2 - i_3}{q_{01}} \text{ 公斤/小時；}$$

如果 $G_{a1} = \frac{Q_{01}}{q_{01}}$ 公斤/小時，這就是高壓蒸發器內的蒸發量了。

凝結器的熱負荷

$$Q_K = G_a \cdot q_K = G_a(i_6 - i_7) \text{ 仟卡/公斤。}$$

壓縮機各級活塞的排氣體積等於：

$$V_{h\text{低壓}} = G_{a2} \cdot v_1 = \frac{Q_{02}}{q_{02}} \text{ 公尺}^3/\text{小時；}$$

$$V_{h\text{高壓}} = G_a \cdot v_5 \text{ 公尺}^3/\text{小時。}$$

壓縮機各級所需的功率（指示的）和壓縮機所需總功率（指示的）等於：

$$N_{i\text{低壓}} = \frac{G_{a2} \cdot AL_{\text{低壓}}}{860} = \frac{p_{i\text{低壓}} \cdot V_{h\text{低壓}}}{36.7} \text{ 仟瓦；}$$

$$N_{i\text{高壓}} = \frac{G_a \cdot AL_{\text{高壓}}}{860} = \frac{p_{i\text{高壓}} \cdot V_{h\text{高壓}}}{36.7} \text{ 仟瓦；}$$

$$\sum N_i = N_{i\text{低壓}} + N_{i\text{高壓}} \text{ 仟瓦。}$$

在 $Q_{01}=0$ 時，單位製冷能力（指示的）

$$K = 860 \epsilon = \frac{Q_{02}}{\sum N_i} \text{ 仟卡/仟瓦-小時。}$$

在初步計算中，中間壓力可以用下面的公式求出來：

$$p_{01} = \sqrt{p_K \cdot p_{02}} \text{ 公斤/公分}^2。$$

在計算壓縮機內部的力量和分析它的起動情況

時，爲了使 p_{01} 的數值更加精確些，還應乘上一個工作係數，如果 V_h 低壓、 V_h 高壓和 p_{02} 爲已知，壓力 p_{01} 就可以用計算的方法求出來。

兩級冷凍機的主要型式 [1. 在液態冷凍劑過度冷卻到 t_{01} 的情況下使用單級調節法（圖 9）] 應用範圍——阿摩尼亞壓縮機。這種型式的優點——從低壓級排出來的滑油不致與流向低壓蒸發器的液態冷凍劑相混雜。熱力計算與兩級冷凍的基本型式相同。

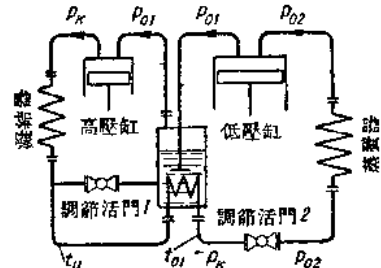


圖 9 採用單級調節法並且把液態冷凍劑過度冷卻到溫度 t_{01} 的兩級壓縮式冷凍機簡圖。

[2. 用水將低壓汽缸所壓縮的蒸汽實行中間冷卻（圖 10）] 從理論上來說，這種型式是比較好的。因爲減小了 β ， G_a ，和 N_i 高壓的數值，同時也將負荷中高出冷卻器負荷的那一部分減去了，這種型式最好用在低壓級壓縮溫度很高，汽化溫度也很高的情形下，其缺點是系統複雜，並且必須另外增加設備。

[3. 採用兩個都比 t_{01} 爲低的冷凍劑汽化溫度（圖

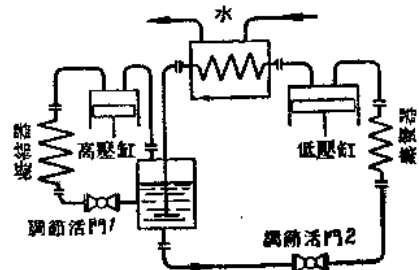


圖 10 用水實行中間冷卻的兩級壓縮式冷凍機簡圖。

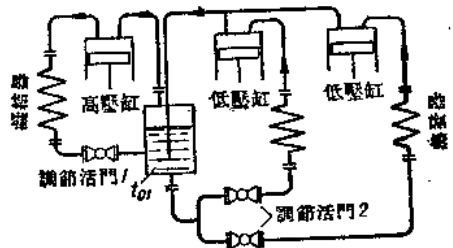


圖 11 採用兩個不同的冷卻劑汽化溫度，合用一個高壓汽缸的兩級壓縮式冷凍機簡圖。

11)] 這種型式較之全部製冷能力都在一個低溫下求得時,所消耗的能量要少一些。最適用於龐大的冷凍設備,它的缺點乃是安裝和使用的手續相當複雜。

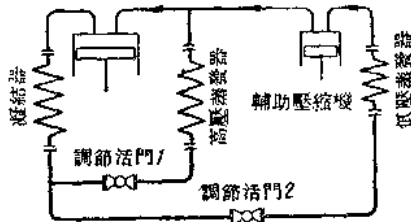


圖12 採用輔助壓縮機的冷凍機簡圖。

[4.採用輔助壓縮機(圖12)] 把冷凍劑的蒸汽壓到主要壓縮機的吸氣管裏去,應用範圍——製冷能力主要產生於高汽化溫度 t_{01} 下的冷凍設備。這種型式可以使用完全中間冷卻法和其他提高冷凍機經濟性的方法。

第2、第3、第4種型式的熱力計算看冷凍機所用工作簡圖而定。

三級冷凍機的工作循環

三級冷凍機循環的要點如下:把乾燥的飽和蒸汽吸入壓縮機的各級內;絕熱壓縮和完全的中間冷卻過程;使液態的冷凍劑連續的經過三個調節活門,受到節流作用,把中途產生的蒸汽引到中壓和高壓級汽缸的吸氣管裏去(圖13)。這種循環的應用範圍——汽化溫度從 -55° 到 -65°C 的阿摩尼亞冷凍機;和汽化溫度從 -65° 到 -95°C 的氟利昂冷凍機。

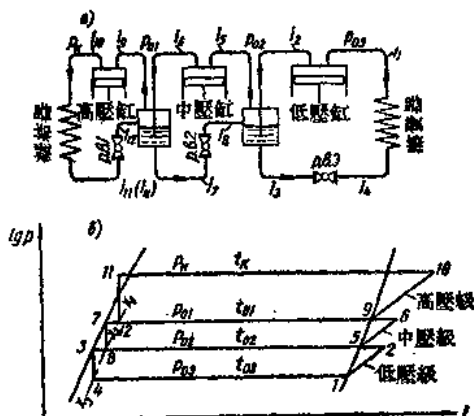


圖13 a) 帶有三級調節和完全中間冷卻的三級冷凍機的簡圖; b) 在 $i-lgp$ 圖表內表示出來的工作過程圖。
 p.B.—調節活門。

這種冷凍機的熱力計算如下:1公斤冷凍劑在低壓下的製冷能力 $q_{03}=i_1-i_3$ 仟卡/公斤-低壓。

壓縮機各級所消耗的功為:

$$AL_{\text{低壓}}=i_2-i_1 \text{ 仟卡/公斤};$$

$$AL_{\text{中壓}}=i_6-i_5 \text{ 仟卡/公斤};$$

$$AL_{\text{高壓}}=i_{10}-i_9 \text{ 仟卡/公斤}。$$

通過凝結器的每1公斤冷凍劑中,變為蒸汽的:

在第一個調節活門內為

$$x_1 \text{ 公斤/公斤};$$

在高壓中間冷卻缸中為

$$\beta(1-x_1) \text{ 公斤/公斤};$$

在第二個調節活門內為

$$x_2(1-\beta)(1-x_1) \text{ 公斤/公斤};$$

在中壓中間冷卻缸中為

$$\delta(1-\beta)(1-x_1)(1-x_2) \text{ 公斤/公斤};$$

在第三個調節活門內和蒸發器內為

$$(1-\beta)(1-\delta)(1-x_1)(1-x_2) \text{ 公斤/公斤}。$$

x_1 和 x_2 的數值用熱量圖表來確定; β 和 δ 的數值用下面的式子來求得:

$$\beta = \frac{i_6-i_9}{i_6-i_7} \text{ 公斤/公斤}; \delta = \frac{i_2-i_5}{i_2-i_3} \text{ 公斤/公斤}。$$

每小時通過壓縮機各級的冷凍劑量等於:

$$G_{a\text{低壓}} = \frac{Q_{03}}{q_{03}}$$

$$G_{a\text{高壓}}(1-\beta)(1-\delta)(1-x_1)(1-x_2) \text{ 公斤/小時}。$$

$$G_{a\text{中壓}} = G_{a\text{低壓}} \cdot \frac{i_2-i_3}{q_{02}}$$

$$G_{a\text{高壓}}(1-\beta)(1-x_1) \text{ 公斤/小時}。$$

$$G_{a\text{高壓}} = G_{a\text{低壓}} \cdot \frac{i_2-i_3}{q_{02}} \cdot \frac{i_6-i_7}{q_{01}} \text{ 公斤/小時}。$$

凝結器的熱負荷:

$$Q_K = G_{a\text{高壓}} \cdot q_K = G_{a\text{高壓}}(i_{10}-i_{11}) \text{ 仟卡/小時}。$$

壓縮機各級活門每小時排氣的體積等於:

$$V_{h\text{低壓}} = G_{a\text{低壓}} \cdot v_1 \text{ 公尺}^3/\text{小時};$$

$$V_{h\text{中壓}} = G_{a\text{中壓}} \cdot v_5 \text{ 公尺}^3/\text{小時};$$

$$V_{h\text{高壓}} = G_{a\text{高壓}} \cdot v_9 \text{ 公尺}^3/\text{小時}。$$

壓縮機各級所消耗的功率和壓縮機的總功率各為:

$$N_{i\text{低壓}} = \frac{G_{a\text{低壓}} \cdot AL_{\text{低壓}}}{860} = \frac{P_{i\text{低壓}} \cdot V_{h\text{低壓}}}{36.7} \text{ 仟瓦};$$

$$N_{i\text{中壓}} = \frac{G_{a\text{中壓}} \cdot AL_{\text{中壓}}}{860} = \frac{P_{i\text{中壓}} \cdot V_{h\text{中壓}}}{36.7} \text{ 仟瓦};$$

$$N_{i\text{高壓}} = \frac{G_{a\text{高壓}} \cdot AL_{\text{高壓}}}{860} = \frac{P_{i\text{高壓}} \cdot V_{h\text{高壓}}}{36.7} \text{ 仟瓦};$$

$\Sigma V_1 = V_1 \text{低壓} + V_1 \text{中壓} + V_1 \text{高壓} \text{仟瓦}$
單位製冷能力(指示的)

$$K = 860 \text{ s} = \frac{Q_{03}}{\Sigma V_1} \text{仟卡/仟瓦-小時。}$$

在初步計算中,中間壓力可用下面的公式求出:

$$p_{01} = \sqrt[3]{p_K^2 \cdot p_{03}} \text{ 公斤/公分}^2。$$

$$p_{02} = \sqrt[3]{p_K \cdot p_{03}^2} \text{ 公斤/公分}^2。$$

三級冷凍機中間壓力精確化的方法與兩級冷凍機中所用的方法相似。

三級冷凍機的型式與兩級冷凍機的型式相似,常用的如圖 9 所示。有時,三級冷凍機中也利用冷凍劑在中間壓力下所發生的汽化現象來達到製冷的目的。

複疊循環

複疊循環由單級或兩級冷凍機上下疊置串聯而成;此時,下面一組設備中的凝結器由上面一組設備中的蒸發器加以冷却(圖 14)。複疊循環用於冷凍劑汽化溫度低於 -65°C 的低溫設備上,它的優點在於能使冷

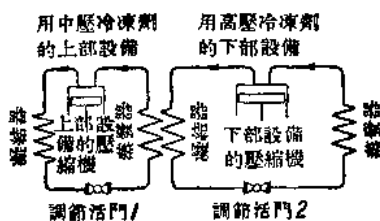


圖14 複疊式冷凍機簡圖。

凍機中每一組設備都能按照壓力使用最合適的冷凍劑;在下面一組設備中使用高壓冷劑(氟利昂-13, 氟利昂-23, 乙炔, 乙烷), 每小時所需要的排氣體積 V_h 很小, 因此減少了吸入空氣的可能性。在上面一組設備中使用一般單級冷凍機所使用冷劑。氟利昂複疊式冷凍機與一般多級冷凍機比較起來, 它的滑油循環系統不容易出毛病。複疊循環的缺點: 能量的消耗比多級循環高, 下面一組設備的凝結溫度比上面一組設備的汽化溫度為高; 設備的構造和使用方面都比較複雜。

這種冷凍機的熱力計算, 上下兩組可以分別進行。

福爾希沙循環

福爾希沙(Ворхиса)循環(多效循環)的特點在於一部壓縮機有兩個汽化溫度不同的蒸發器, 從低壓蒸發器出來的蒸汽經過活門進入壓縮機內, 從高壓蒸發器出來的蒸汽, 經過汽缸上的長縫進入汽缸, 這些長縫

在活塞接近死點位置時開放(圖 15)。在活塞改變行程方向後, 把進入汽缸的全部蒸汽加以壓縮, 使進入凝結器內。

這種循環用於製冰機和其他有兩個相差不大的汽化溫度的冷凍設備上, 其中低溫部分的製冷能力大於高溫部分的 3~5 倍, 碳酸氣冷凍機宜於採用這種循環, 它只有一個汽化溫度, 可是採用兩級調壓, 經第一個調節活門內所生成的蒸汽由汽缸上的長縫引入汽缸。

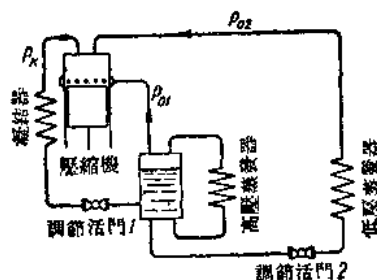


圖15 福爾希沙循環簡圖。

每公斤低壓蒸汽必須有 γ 公斤高壓蒸汽, γ 的數值和壓力比 $\frac{p_{01}}{p_{02}}$ 大致成正比(圖 16)。關於這種循環的詳細計算法可以參考特殊的文獻[6]。

這種循環的優點: 壓縮機的單位汽缸體積的製冷

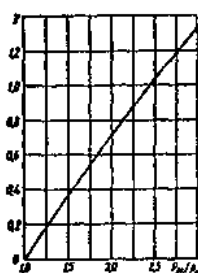


圖16 福爾希沙循環中每公斤低壓蒸汽應有的高壓蒸汽量與吸氣壓力比的關係。

能力較高; 只要用一部壓縮機; 一部分製冷能力是在高溫下得到的, 較之全部製冷能力都在同一低的汽化溫度下求得時, 要經濟一些。

這種循環的缺點: 由於汽缸上的長縫而損失了一部分活塞行程(在 3~5% 以下); 必須採用特殊型式的壓縮機; 高溫部分的製冷能力要看溫度 t_{02} 的高低而定。

實際工作循環的效率

在壓縮式冷凍機上, 實際工作循環的效率要看實際機器在製冷能力和功率消耗方面與理論機器相差多少而定。這兩個機器, 假定是按照同一理論循環和相等的壓縮機活塞排氣體積而工作的。用作比較的理論循環中, 汽化溫度, 凝結溫度和過冷溫度必須與實際量得的溫度相同[4]。

實際機器在製冷能力和功率消耗上與理論機器不同的原因, 主要是由於壓縮機汽缸裏的實際工作過程

與理論工作過程不同(製冷能力減小,每公斤冷凍劑所消耗的功增加)。除此以外,還受到下列影響:吸氣管漏熱並且由於吸氣管內的節流作用而引起損耗;冷的導液管漏熱。如果漏熱作用和節流損耗所產生的影響不大時,冷凍機的工作效率與所用壓縮機的工作效率應該是一樣的。

製冷能力的比值叫做冷凍機的進氣效率:

$$\lambda_0 = \frac{Q_0 \text{實際}}{(Q_0 \text{理論})} = \frac{q_0 \text{實際}}{q_0 \text{理論}}。$$

這個係數與根據按重量計算的壓氣能力計算出來的壓縮機進氣效率 λ_a 相近或者相等(參看第十五章)。

單位製冷能力(指示的)的比值,叫做冷凍機的指示效率:

$$\eta_0 = \frac{K_i \text{實際}}{K_i \text{理論}} = \frac{Q_0 \text{實際} \cdot N_i \text{理論}}{Q_0 \text{理論} \cdot N_i \text{實際}} = \lambda_0 \frac{p_i \text{理論}}{p_i \text{實際}}。$$

這個係數與壓縮機的指示效率 η_a 相近或者相等。如果假定 p_i 實際在壓縮機的吸氣溫度發生變動時不起變化,那末

$$\eta_0 = \frac{\lambda_0}{p}；$$

式中 p 是壓縮機的指示壓力係數。

有效單位製冷能力與理論單位製冷能力的比值,叫做冷凍機的有效效率

$$\eta_e = \frac{K^* e}{K_i \text{理論}} = \lambda_0 \frac{N_i \text{理論}}{K^* e}，$$

式中 N_e (仟瓦)是壓縮機所消耗的有效功率; $K^* e = \frac{Q_0}{N_e}$

(仟卡/仟瓦-小時)是有效單位製冷能力。

冷凍機製冷能力的相對估價標準

冷凍機的製冷能力與它的工作條件有關(壓力和溫度)。在表1中轉載着相對溫度的分類,可用以在相對估價時決定冷凍機和冷凍機各部分的公稱製冷能

表1 相對溫度分類表

溫度分類 的名稱	壓縮過程 的級數	溫度 °C			
		汽化 t_0	吸氣 t_1	凝結 t_k	過冷冷却 t_u
零上溫度類	1	+5	+10	+35	+30
'正常'溫度類	1	-10	-10	+25	+15
'標準'溫度類	1	-15	-10	+30	+25
低級溫度類	2	-35	-20	+30	+25
低級溫度類	2	-50	-30	+30	+25
低級溫度類	2或3	-65	-40	+30	+25

力。

零上溫度類用於室溫調節設備中的氟里昂壓縮機上, '正常'溫度類在蘇聯應用頗廣, '標準'溫度類多用於單級壓縮式冷凍機上, 至於多級壓縮式冷凍機的中間壓力和溫度, 還沒有定出標準, 這些機械在相對估價時應該另行議訂。

蒸汽抽氣式冷凍機

蒸汽抽氣式冷凍機包括下列各部分: 蒸發器, 冷凍劑(水或鹽水)在其中由於部分蒸發而冷卻; 蒸汽抽氣器, 利用工作蒸汽汽流的動能, 將冷蒸汽從蒸發器吸出來, 並且把工作蒸汽和冷蒸汽的混合物加以壓縮, 使達到凝結器內的壓力; 凝結器, 蒸汽在其中凝結後將熱量傳給冷卻水; 抽除凝結水和空氣的附屬設備(泵浦, 抽氣器等)。蒸汽抽氣式冷凍機的簡圖如圖17所示。

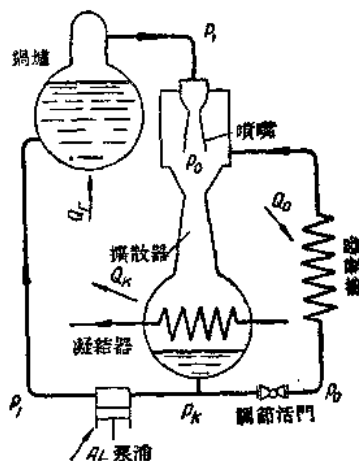


圖17 蒸汽抽氣式冷凍機的簡圖。

由一鍋爐供給蒸汽的蒸汽抽氣式冷凍機的理想循環如下: 乾燥的飽和蒸汽(工作蒸汽)在抽氣器的噴嘴內從鍋爐壓力 p_1 絕熱膨脹到汽化壓力 p_0 ; 工作蒸汽與乾燥的飽和冷蒸汽在壓力 p_0 下混合起來; 在擴散器中把混合蒸汽絕熱壓縮到凝結壓力 p_k ; 一部分凝結水在調節活門裏受到節流作用; 將其餘一部分凝結水用泵壓到壓力 p_1 (圖18)。

蒸汽抽氣式冷凍機的應用範圍——在以水為冷凍劑時, 用來獲得高於 0°C 的溫度; 以鹽水為冷凍劑時, 用來獲得高於 -10°C 的溫度。在計算這種循環時, 以1公斤水為依據, 它在消耗 α 公斤工作蒸汽後蒸發於蒸發器中。

這種循環的熱力平衡如下:

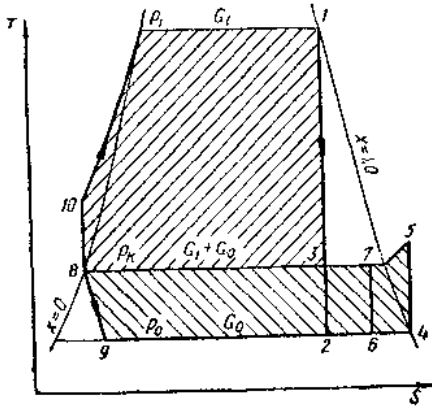


圖18 蒸汽抽氣式冷凍機工作過程在 $T-s$ 圖表內表示出來的情形。

$$Q_k = Q_0 + Q_e + AL \text{ 泵浦} = Q_0 + Q_1 \text{ 仟卡/小時。}$$

式中 Q_e (仟卡/小時) 是加給鍋爐的熱量; AL 泵浦 (仟卡/小時) 是泵浦工作的熱當量, 與 Q_e 比較起來, AL 泵浦的數值是不大的。

這種循環的冷凍係數:

$$\epsilon = \frac{Q_0}{Q_1}.$$

ϵ 的數值不可能比按照卡諾循環(工作蒸汽用正循環, 冷蒸汽用倒循環)工作的機器為高。

$$\epsilon_c = \frac{T_0}{T_1} \cdot \frac{T_1 - T_k}{T_k - T_0},$$

式中 T_1 (°K) 是蒸汽鍋爐中的汽化溫度。

每公斤冷蒸汽的製冷能力:

$$q_0 = i_4 - i_8 \text{ 仟卡/公斤冷蒸汽。}$$

凝結器從 1 公斤冷蒸汽得到的熱負荷等於:

$$q_k = (i_5 - i_8) + \alpha(i_3 - i_8) = (1 + \alpha)(i_7 - i_8) \text{ 仟卡/公斤冷蒸汽}$$

每公斤冷蒸汽所需要的工作蒸汽量:

$$\alpha = \frac{i_5 - i_4}{(i_1 - i_3) - (i_{10} - i_8)} \text{ 公斤/公斤。}$$

每小時的工作蒸汽量:

$$G_1 = \alpha G_0 = \alpha \frac{Q_0}{q_0} \text{ 公斤/小時,}$$

式中 G_0 (公斤/小時) 是每小時的冷蒸汽量。

傳給 1 公斤工作蒸汽的熱量:

$$q_1 = i_1 - i_8 \text{ 仟卡/公斤工作蒸汽}$$

單位製冷能力:

$$K = \frac{Q_0}{G_1} = \frac{q_0}{\alpha} = \epsilon \cdot q_1 \text{ 仟卡/公斤工作蒸汽}$$

實際循環的工作效率

實際機器所消耗的蒸汽量與根據理論計算出來的數量不同, 其主要的原因如下: 在抽氣器內工作蒸汽的膨脹過程中, 和工作蒸汽及冷蒸汽混合物的壓縮過程中都有損耗存在; 冷蒸汽和工作蒸汽都不是在完全飽和的狀態中(從蒸發器中出來時帶有水滴)。

為了確定工作效率起見, 可以用實際的蒸汽抽氣式冷凍機與一理論的冷凍機作一比較, 在這架冷凍機中, 進入抽氣器中的, 是乾燥的飽和蒸汽, 而 Q_0, p_1, p_0 和 p_k 的數值, 都與實際的冷凍機上測得的完全相同。

蒸汽抽氣式冷凍機的效率等於:

$$\eta_0 = \frac{K_{\text{實際}}}{K_{\text{理論}}} = \frac{\alpha_{\text{理論}}}{\alpha_{\text{實際}}} \cdot \frac{q_0_{\text{實際}}}{q_0_{\text{理論}}},$$

如果從蒸發器吸取的蒸汽是濕蒸汽, 那末 q_0 實際就可能小於 q_0 理論。

如果在抽氣器的噴嘴裏有 G_1 公斤的工作蒸汽進行膨脹, 而擴散器裏有 $G_1 + G_0$ 公斤蒸汽受到壓縮, 那末抽氣器的效率等於

$$\eta_{\text{抽氣器}} = \frac{\alpha_{\text{理論}}}{\alpha_{\text{實際}}} \cdot \frac{\alpha_{\text{實際}} + 1}{\alpha_{\text{理論}} + 1}$$

如果將冷蒸汽以高速噴入混合室, 可使抽氣器的效率大為增加, 此時, 混合室內的壓力應該低於 p_0 。在擴散器內多消耗的壓縮功, 可以由於混合時損耗的減少而得到彌補。

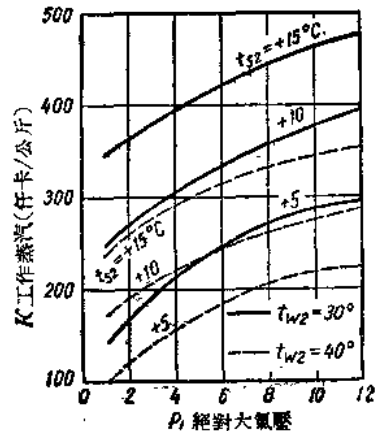


圖19 蒸汽抽氣式冷凍機的單位製冷能力 $K_{\text{實}}$ 與冷凍溫度 (t_{s2}) 和冷却水離開冷凍機時的溫度 (t_{w2}) 以及與工作蒸汽的壓力 p_1 之關係。

在圖 19 上轉載着有關蒸汽抽氣式冷凍機單位製冷能力的實驗資料: 用實線繪成的一組曲線是在冷却水出口溫度 t_{w2} 等於 30°C 時求得的; 用虛線繪成的一組曲線, 是在冷却水出口溫度等於 40°C 時求得的。

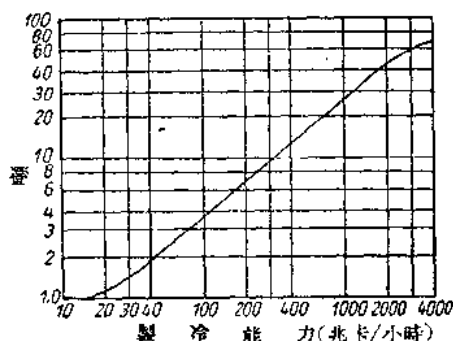


圖20 蒸汽抽氣式冷凍機的重量曲線。

蒸汽抽氣式冷凍機的重量與其製冷能力的關係，可以根據圖20的曲線來確定。

吸收式冷凍機

吸收式冷凍機可以分為：1)連續工作式和2)周期工作式。

第一種吸收式冷凍機有：蒸發器和凝結器，與壓縮式冷凍機內所應用的相似；吸收器，阿摩尼亞水泵和發生器，用以從蒸發器內吸取蒸汽並把它們壓入凝結器內；附屬設備（蒸溜器，熱交換器等）。

第一種吸收式冷凍機可以分為下面幾類：單級式，用於熱源溫度為 $100\sim 150^{\circ}\text{C}$ ，汽化溫度為 $+5^{\circ}\sim -45^{\circ}\text{C}$ 的範圍以內。兩級式，用於熱源位能較低，或汽化溫度在 $-50^{\circ}\sim -65^{\circ}\text{C}$ 以內的情況下；採用中性氣體（參看第十六章）。

屬於第二種吸收式冷凍機的，有液體吸收劑式（圖21）和固體吸收劑式^③〔3〕。

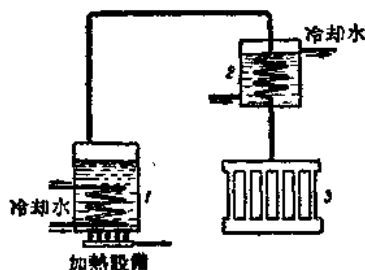


圖21 周期工作式冷凍機的作用簡圖：

1—發生器-吸收器；2—凝結器；3—蒸發器。

在周期工作式冷凍機內，吸收器和發生器為同一器械，這個器械在循環的上半段內受到冷卻作用，作為吸收器用把蒸汽從蒸發器裏吸出來；在循環的下半段

內受到加熱作用，作為發生器用，把蒸汽送到凝結器去。

在計算單級吸收式冷凍機的理論循環時，假定蒸發器內的壓力 p_0 等於吸收器內的壓力，發生器內的壓力 p_k 等於凝結器內的壓力。

在吸收式冷凍機內使用溶解在溶劑中的冷凍劑溶液（雙重混合溶液）；最常用的是阿摩尼亞水溶液。雙重混合溶液的汽化溫度或凝結溫度是變動的，因為它不僅與壓力大小有關，而且與混合溶液的濃度也有關。

〔吸收式冷凍機的工作過程〕圖22為單級連續工作式冷凍機的簡圖。冷凍劑的蒸汽借助於循環在吸收器與發生器之間的溶劑（吸收劑）從蒸發器轉移到凝結器中去。濃的溶液由泵打入正在加熱的發生器裏，在 p_k 壓力下汽化。帶有少量溶劑蒸汽的冷凍劑蒸汽流向凝結器，凝結後的冷凍劑從凝結器出來，經過調節活門進入蒸發器，在 p_0 壓力下汽化。

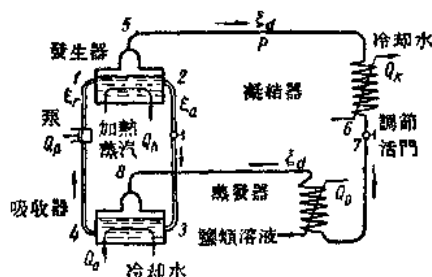


圖22 單級連續工作式吸收式冷凍機的作用簡圖。

熱的稀溶液經過調節活門回到吸收器內，在這裏吸收從蒸發器出來的冷凍劑蒸汽。

在吸收式冷凍機內，只有泵浦消耗機械能。

單級吸收式冷凍機的熱力計算一般多利用圖解法〔2〕。

在圖23上轉載着阿摩尼亞 $i-\xi$ 圖表中高濃度範圍的部分，圖中繪有限度曲線（汽化壓力 p_0 和凝結壓力 p_k ）和等溫曲線（在壓力 p_0 之下）。進入凝結器的蒸汽，擁有很高的濃度 ξ_a （點5）。在濃度不變的情況下進行凝結過程和液體的溫度冷卻過程而達到溫度 t_k 。凝結器在壓力 p_k 之下所除去的热量 q_k ，由線段5—6來決定。液體在調節活門內受到節流作用時，含熱量並不發生變化，所以點6應該和點7重合，在壓力 p_0 之下，點7的位置可以由限度曲線 p_0 （蒸汽和液體的混合物）相對地確定下來。混合物經過調節活門以後的溫

③ 又稱為吸附式冷凍機。由於其用途較少，一般手冊內均不見提到。

度，由等溫曲線 t_r 來確定，而混合物內的蒸汽成分就是線段 $\bar{a}7$: $\bar{a}b$ 的比值。蒸發器內的汽化現象使溶液的含熱量又增加到 q_0 ，達到點 8 (溫度 t_8 較冷卻劑的溫度稍低)。

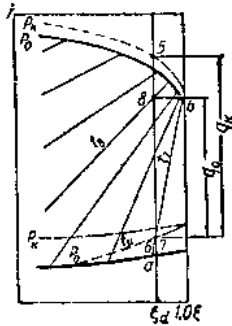


圖23 在*i*- ξ 圖表內確定 q_0 和 q_R 的數值。

單級吸收式冷凍機的整個循環如圖 24 所示，在繪的時候，假定 $p_K=10$ 絕對大氣壓； $p_0=2$ 絕對大氣壓； $t_0 \approx -20^\circ\text{C}$ ； $\xi_r=0.42$ ； $\xi_a=0.29$ ； $\xi_d=0.98$ 。發生器內濃度的改變量 $\xi_r-\xi_a$ 叫做放氣範圍。

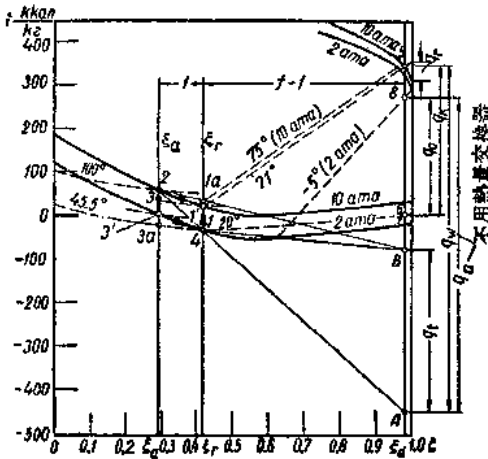


圖24 單級吸收式冷凍機工作循環的*i*- ξ 圖表。
 Kcal/kg —仟卡/公斤； ama —絕對大氣壓。

濃度為 ξ_r 的濃溶液，在壓力 p_K 之下以過度冷卻狀態 1 進入發生器內，熱到飽和狀態 (點 1') 而汽化 (沿等壓曲線 p_K 進行)。汽化和放氣過程都在點 2 結束 (在濃度 ξ_a 之下)。這一點的溫度由加熱劑的溫度來決定。在溶液受到節流作用達到 p_0 之後 (點 3 和點 2 重合)，生成了少量的蒸汽。稀溶液在吸收器內冷卻到飽和狀態 (點 3')，沿着等壓曲線 p_0 前進，吸收阿摩尼亞。吸收過程在點 4 完畢，這一點的溫度由吸收器冷卻劑的溫度來確定。為了要溶液的含熱量降低，必須使吸收器冷卻。

濃溶液的汽化壓力由泵浦將其從 p_0 提高到 p_K ，點 1 (經過泵浦以後的情況) 差不多與點 4 相重合。

在壓力 p_K 之下進行汽化的一段時間內，當溫度改變時 (在圖 24 上從 71°C 變為 100°C) 發生器內液體的

濃度也會改變，同時凝結器內放出來的蒸汽濃度也改變。蒸汽在凝結器內的平均濃度，相當於液體的中間濃度 (在 ξ_r 和 ξ_a 之間)，由等溫曲線和上限線 p_K 的交點來確定 [1]。

經過點 2 和點 1 連一直線，延長與直線 $\xi_a=\text{常數}$ 交於點 A，線段 1—5 確定傳到溶液去的熱量 $q_w=q_h+q_p$ 仟卡/公斤，式中 q_h 是傳到發生器去的熱量； q_p 是泵浦所作功的熱當量。線段 A—8 確定從吸收器引除的熱量 (q_a 仟卡/公斤)。上述線段可以用下面的熱量平衡公式來表示。

$$q_K+q_a=q_0+q_h+q_p \text{ 仟卡/公斤,}$$

這就是 1 公斤溶液在經過凝結器——調節活門——蒸發器這一系統時所帶去的熱量。水平線段 (1 ; f-1) 確定循環倍數，那就是每次有 1 公斤蒸汽進入凝結器時，需要加 f 公斤的溶液於發生器中。

單級吸收式冷凍機的主要型式：[1. 裝有再生式熱量交換器的冷凍機] 稀溶液離開發生器的溫度 (點 2，圖 24) 比濃溶液離開吸收器時的溫度 (點 1) 要高一些，在熱量交換器中 (圖 25)，稀溶液的溫度降低到點 3a，這一點與點 4 位於同一等溫曲線上。在熱量交換器中所交換的熱量 q_t ，由直線 3a—4 所交截的線段 AB 來決定。濃溶液在交換器中加熱到點 1a，點 1a 位於直線 2—B 上。如果點 1a 的位置比曲線 p_K 為高，在熱量交換器中就有一部分蒸汽產生出來。點 1a 的溫度可以由相當的等溫曲線來確定 (在圖 24 上為 75°C)。採用熱量交換器後，決定 q_w 和 q_a 的線段都縮短了 AB 的一段長度，而等於 $\overline{B-5}$ 和 $\overline{B-8}$ 。

[2. 裝有分溜器的冷凍機 (圖 24 和 25)] 每公斤由凝結器進入蒸發器 (線段 6—8) 的溶液的濃度 ξ_a 愈高時，其製冷能力也愈高。從發生器引來的蒸汽，在分溜器中冷卻，一部分就在此凝結下來。汽化點較低的成分 (阿摩尼亞) 在所生成的凝結液中比在原来的蒸汽中為低，所以蒸汽的濃度在分溜器中提高了；凝結液流回發生器去。蒸汽的濃度在分溜器中可以達到 0.995 左右，在分溜器中在冷卻和凝結時所引除的熱量 q_r 叫做分溜熱。為了進行分溜過程可利用：冷卻水；在自吸收器到熱量交換器途中的濃的冷溶液；經過分溜器後直接進入發生器的這種溶液的一部分 [1]。

[3. 裝有預溜器的冷凍機 (圖 24 和 25)] 在濃溶液進入發生器後，使它直接和產生出來的蒸汽相接觸。也可以增加蒸汽的濃度 (預溜過程)。在理想情況下，凝結液的濃度可能達到 ξ_r ，而蒸汽可以達到與此相應的

它與稀溶液最高溫度 t_2 的關係 (在器械內的熱能不太高時, t_2 等於 $5 \sim 10^\circ\text{C}$) [5]。

上述熱量交換的方案一般都用於提高熱效率, 當放氣範圍 $\xi_r - \xi_a$ 很大時, 也就是說, 熱源的溫度很高和冷卻水的溫度很低, 或者當汽化溫度很高時, 按照這些方案來工作, 都是很經濟的。在上述採用熱量再生過程的簡圖內 (圖 25), 理論效率增加了 $10 \sim 20\%$ 。由於吸收過程和分溜過程不完全, 以及器械設備的熱量放

射作用而引起的損失使冷凍設備的熱效率只達到理論效率的 $80 \sim 85\%$ 。

如果熱力設備的廢熱溫度在 $100 \sim 140^\circ\text{C}$ 之間, 就充分利用廢熱來說, 在汽化溫度很低時, 吸收式冷凍設備比壓縮式冷凍設備為好。

在圖 28 上轉載着水氨雙重溶液的二相 $i - \xi$ 圖表 [7]。

參考文獻

1. Леви И. И., Ткачев А. Г., Розенфельд Л. М., Холодильные машины, Пищепромиздат, М.—Л. 1949.
2. Меркель Ф. и Бошнякович Ф., Расчёт абсорбционных холодильных машин, Госмаштехиздат, 1934.
3. Планк Р. и Куприянов И., Домашние холодильные машины, Пищепромиздат, М.—Л. 1937.
4. Правила испытаний компрессионных холодильных машин, ВНИИТО холодильников, М. 1937.

5. Соколов Е. Я., Исследование абсорбционных холодильных машин, рукопись, Всесоюзный теплотехнический институт им. Дзержинского, 1940.
6. Шыдэлк В. Е., Бармин В. П., Вейнберг Б. С., Холодильные машины и аппараты, Машгиз, М. 1946.
7. Vojakovíc F., Technische Thermodynamik, Steinkopf, 1937.