

蘇聯機器製造百科全書

第十二卷

第十章 活塞式壓縮機

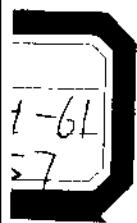
第十一章 迴轉活片式壓縮機

第十二章 離心式壓縮機

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

第十章 活 塞 式 壓 縮 機

第十一章 迴 轉 活 片 式 壓 縮 機

第十二章 離 心 式 壓 縮 機

謝庫洛夫, 道列熱爾, 魯勉澤夫著



機械工業出版社

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（第一至六章）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（第七至九章）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（第十至十二章）是壓縮機，內容包括活塞式、迴轉活片式和離心式氣體壓縮機；第四部分（第十三至十六章）為冷凍機械，內容包括各種冷凍機的工作過程、冷凍劑和傳熱劑、冷凍機各部分以及組合冷凍機等。

本書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的資料。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。

這一分冊是原書的第三部分（第十至十二章），內容為壓縮空氣及其他氣體用的活塞式壓縮機、迴轉活片式壓縮機和離心式壓縮機，書內論述了它們的原理、結構及分類、各種參數的選擇，以及各主要零件的設計，同時也說明了它們的驅動裝置和各種調節方法。本書不僅可供設計製造這類機器的工程技術人員參考，而且也可供使用這類機器的礦山、冶煉企業、化學工廠、電廠及機器製造廠的有關技術人員參考。

蘇聯 ‘Машиностроение энциклопедический справочник’ (Машиз
1948 年第一版) 一書第十章(О. Н. Секунов 著)，第十一章(Н. А. Долле-
жаль 著)，第十二章(В. А. Румянцев 著)

編者：蘇聯機器製造百科全書編輯委員會

譯者：江厚淵、裘孔光

NO. 0777

1956 年 7 月第一版 1956 年 7 月第一版第一次印刷

787×1092 1/16 字數 225 千字 印張 8 0,001—6,000 冊

機械工業出版社(北京東交民巷 27 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(10) 1.30 元

目 次

第十章 活塞式壓縮機

(謝庫洛夫 О.Н.Секуннов)

活塞式壓縮機的理論基礎	1
活塞行程與轉數的選定	8
活塞式壓縮機的類型和構造	9
壓縮機的統一化和構造標準化	20
切向力圖	20
壓縮機的驅動	23
壓縮機排氣量的調節	24
配氣	道列熱爾 (Н.А.Доллежалъ) 33
冷卻	39
活塞式壓縮機的零件	44
參考文獻	59

第十一章 迴轉活片式壓縮機

(道列熱爾)

活片式壓縮機的構造	1
壓縮機的理論	6
壓縮機排氣量的調節	13
活片式真空泵	17
參考文獻	19

第十二章 離心式壓縮機

(魯勉澤夫 В.А.Румянцев)

離心式通風機	1
渦輪式空氣鼓風機、渦輪式氣體鼓風機和渦輪式壓縮機	8
軸流式通風機	31
參考文獻	38
中俄名詞對照表	39

第十章 活塞式壓縮機

凡用來壓縮空氣或其他氣體的機器都可分成：

1) 活塞式壓縮機。這種壓縮機可製造到 500 公尺³/分的排氣量，其排氣壓力，用於工業裝置上的在 2 到 1000 大氣壓的範圍內；用於試驗室中的則可到 5000 大氣壓；

2) 渦輪式壓縮機。這種壓縮機都是在需排氣量大，而其排氣壓力與吸氣壓力之比並不大時製造的；

3) 通風機。排氣壓力不超過 2 計示大氣壓的空氣壓縮機通常稱為鼓風機（活塞式鼓風機及渦輪式鼓風機）。

在活塞式壓縮機中，活塞的運動可以是往復直線式的或者是旋轉式的。旋轉活塞式的稱為迴轉式壓縮機。

圖 1 表示壓縮機和通風機的應用範圍。

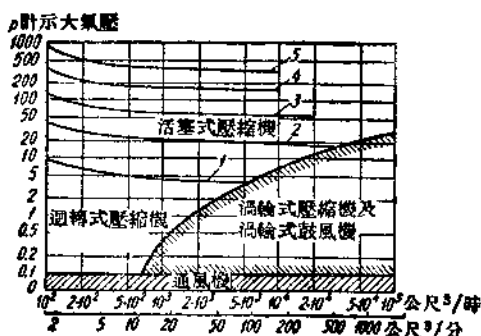


圖 1 空氣壓縮機和通風機的應用範圍。表示活塞式壓縮機的應用曲線為：

1—單級壓縮機，2—雙級壓縮機；3—三級壓縮機；
4—四級壓縮機，5—五級壓縮機。

真空泵用以從內部壓力低於大氣壓的容器中抽吸氣體。

活塞式壓縮機的理論基礎

壓縮機中的工作過程

理想壓縮機 理想壓縮機氣缸中的吸氣、壓縮以及排氣等過程都是用 $P-V$ 圖來表示，這種圖稱為示功圖（圖 2）。在這種壓縮機中是假定死隙等於零，並且無節流降壓、漏氣以及摩擦等現象。因此，吸入氣體的容積 V_{ac} 公尺³/行程即等於壓縮機的活窩排氣量 V_s 公尺³/行程。

故理想壓縮機的排氣量為

$$Q = 60nV_s = 60n \frac{\pi D^2}{4} S \text{ 公尺}^3/\text{時} \quad (1)$$

式中 D 和 S 分別為活塞的直徑和行程，以公尺計。

按重量計的排氣量則為

$$G = \frac{Q}{v_{ac}} \text{ 公斤/時} \quad (2)$$

式中 v_{ac} 為壓縮機吸氣管節中氣體的比容，以公尺³/公斤計。

消耗於吸氣、壓縮以及排氣的功是由示功圖的面積來表示，並視壓縮過程的性質（圖 2 上的曲線 1~2）而不同。等溫壓縮時，每一活塞行程所需的功為

$$L_{is} = P_{ac} V_{ac} \ln \sigma \\ = 10^4 P_{ac} V_{ac} \ln \sigma \text{ 公斤·公尺/行程} \quad (3)$$

式中 $\sigma = \frac{P_n}{P_{ac}}$ 為理想壓縮機中排氣壓力與吸氣壓力之比。

每公斤氣體所需的功為

$$l_{is} = P_{ac} v_{ac} \ln \sigma \\ = 10^4 P_{ac} v_{ac} \ln \sigma \text{ 公斤·公尺/公斤} \quad (4)$$

多變壓縮時（多變指數為 n_1 ）或絕熱壓縮時（ $n_1 = k$ ）所需的功為

$$L_{xod} = P_{ac} V_{ac} \frac{n_1}{n_1 - 1} \left[\sigma^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} - 1 \right] \\ = 10^4 P_{ac} V_{ac} \frac{n_1}{n_1 - 1} \left[\sigma^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} - 1 \right] \text{ 公斤·公尺/行程} \quad (5)$$

或每公斤氣體所需的功為

$$l_{xod} = 10^4 P_{ac} v_{ac} \frac{n_1}{n_1 - 1} \left[\sigma^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} - 1 \right] \text{ 公斤·公尺/公斤} \quad (6)$$

絕熱壓縮時每公斤氣體所需的功也可根據熱量圖按下式來計算：

$$L_{ad} = 427(i_n - i_{ac}) \text{ 公斤·公尺/公斤} \quad (7)$$

一小時內消耗的功為

● 式中 n 為壓縮機每分鐘的轉數。——譯者

● 式中常數 427 為熱功當量，即 1 千卡 = 427 公斤公尺。

i_{ac} 及 i_n 分別為每公斤氣體在排氣狀態下及吸氣狀態下的熱焓（Энтальпия），從熱量圖上求得。——譯者

$$L_{\text{acc}} = L_{\text{so}} n 60 = 10^4 \alpha \beta f n 60 \text{ 公斤} \cdot \text{公尺} / \text{時} \quad (8)$$

式中 α (公尺³/公厘) 和 β (公斤/公分²·公厘) 為示功圖的比例縮尺; f (公厘²) 為示功圖的面積。

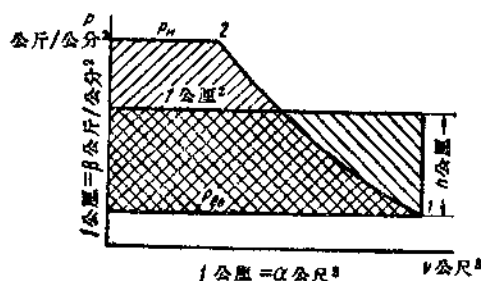


圖 2 理想壓縮機的示功圖:

p —氣缸內的壓力,以公斤/公分²計; V —依活塞位置所決定的容積,以公厘³計。

與示功圖等面積的長方形高度 h 表示平均指示壓力,其值等於在壓縮機中壓縮一立方公尺氣體的功耗。

$$\begin{aligned} P_i &= 10^4 p_i = 10^4 \beta h \\ &= \frac{L_{\text{so}}}{V_{\text{sc}}} = \frac{L_{\text{so}}}{V_{\text{sc}}} \text{ 公斤} / \text{公尺}^2 (\text{公斤} \cdot \text{公尺} / \text{公尺}^3) \end{aligned} \quad (9)$$

式中 L_{so} 為每公斤氣體的功; L_{so} 為每一活塞行程所需的功。

一立方公尺氣體所需的功也可以用熱量圖或按圖線表來求算[3,4]。

理想壓縮機的指示功率為

$$\begin{aligned} N_i &= \frac{L_{\text{so}} V_{\text{sc}} n}{V_{\text{sc}} 60 \times 75} = \frac{P_i V_{\text{sc}} n \times 60}{27} \\ &= 2.222 P_i F n \text{ 馬力} \quad (10) \end{aligned}$$

在多變壓縮及絕熱壓縮時,排出氣體的溫度為

$$T_n = T_{\text{sc}} \sigma^{\frac{n_1-1}{n_1}} \quad (11)$$

對於混合氣體,則絕熱指數可用下式計算:

$$\frac{1}{k_{\text{cm}}-1} = \frac{v_1}{k_1-1} + \frac{v_2}{k_2-1} + \dots \quad (12)$$

式中 v 為混合氣體中各成分的容積含量。

實際壓縮機 實際壓縮機由於下列原因與理想壓縮機不同: a) 死隙中的氣體要回脹; b) 氣體流經閥和氣缸中通道時,壓力有損失; c) 吸入的氣體,在與熱的氣缸和閥接觸時以及與死隙中膨脹過的氣體相混合時得到預熱; d) 在壓縮、排氣以及回脹等過程中,氣體與氣缸壁、氣體與活塞以及氣體與氣缸蓋間都發生熱交換; e) 在導管中,近壓縮機的管節處,氣體壓力有振盪; e)

經過已關閉的閥,經過封漏裝置和經過各種間隙都有氣體的漏失和回流。

在壓縮機中,實際工作過程與理想工作過程的偏差程度決定於壓縮機的構造及其幾何尺寸;並隨轉數、壓縮比、吸入氣體的性質和它的其他各種參數、壓縮機的製造品質、磨損程度、以及壓縮機導管的幾何尺寸等等而不同。這種偏差的性質可用一連串的係數來表示。

圖 3 (點 5 到點 12) 表示實際壓縮機的示功圖;而圖 4 則為該示功圖按軸的旋轉角度展開後的形狀。虛線圖 1—2—3—4 是依據下列的假定繪成的,即吸氣時和排氣時的壓力均保持一定不變,並分別等於各該管節中的平均壓力。

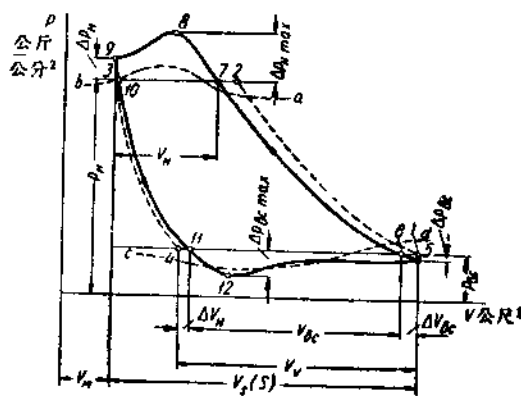


圖 3 實際壓縮機的示功圖。

壓縮的多變指數和回脹的多變指數都是變化不定的,因為在壓縮開始時和回脹終了時熱量從氣缸壁傳給氣體,而在壓縮終了時和回脹開始時熱量從氣體傳給氣缸壁(圖 5)。

但在計算中,一般都是把多變指數當作一定不變的,即在 $T-S$ 圖上將壓縮曲線 1—2 的兩端終點及回脹曲線 3—4 的兩端終點各用直線連接起來以代替各該曲線[在計算消耗功時,用這樣的方法所得到的誤差等於具有斜線的面積 I 和 II 分別與面積 $a-1-2-2'-b$ (相當於加到壓縮氣體的功)和面積 $c-4-3-3'-d$ (相當於回脹氣體所作的功)之比]。這樣所得到的多變壓縮指數比絕熱指數小,因為一部分的壓縮熱被氣缸的冷卻所導去。又活塞和活塞環對氣缸摩擦所產生的一部分摩擦熱復傳給氣體,因而又使壓縮的多變指數提高,並使回脹的多變指數降低。

● 式中 $F_{\text{порш}}$ 為活塞面積,以平方公尺計。——譯者

● 式中 T_n 及 T_{sc} 分別為排氣的絕對溫度及吸氣的絕對溫度。——譯者

隨著轉數的提高，氣體與氣缸壁的接觸延續時間就縮短，因而熱交換量也就減少。故在每分鐘 500 轉左右以及再高轉數的壓縮機中，壓縮過程是趨近於絕熱的。

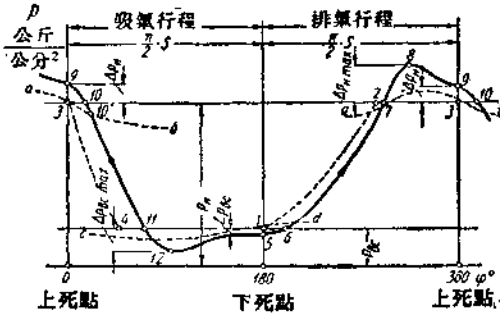


圖 4 按曲柄旋轉角展開的示功圖。

在大直徑的氣缸中，其表面積與容積之比小，壓縮過程亦趨近於絕熱的。在小型低轉數的空氣壓縮機中，取多變壓縮指數等於 $n_1 = 1.35 \sim 1.3$ 。

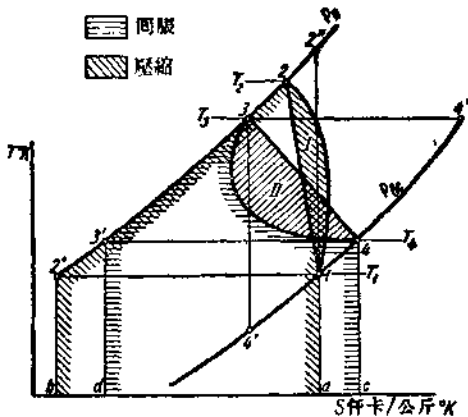


圖 5 $T-S$ 圖上的壓縮過程和回脹過程。壓縮過程：1—2'—絕熱的；1—2 多變的；回脹過程：3—4'—絕熱的；3—4—多變的；3—4''—等溫的。

氣體與氣缸壁間的熱交換在回脹時較在壓縮時進行得強烈，因為死隙的表面積與它的容積之比值大。因此回脹的多變指數 n_2 比壓縮的多變指數 n_1 小。對於空氣壓縮機可以採用下列各值 [22]：

σ	1.5	2	2.5	3	>4
n_2	1.4	1.35	1.3	1.25	1.2

在高轉數的壓縮機中，排氣閥的延遲關閉現象是不可避免的。這種現象使回脹線的峭直度減小，使點 11 (圖 3 和圖 4) 的位置向右移，並使多變指數 n_2 在圖上看起來是減小。所以對於 $\sigma > 4$ 的高轉數壓縮機，在計

算決定點 11 的位置時，取 $n_2 = 1$ 。

由於閥中以及在氣缸內通道中都有壓力損失，吸氣線 12—5 就低於壓縮機吸氣導管中的壓力線；而排氣線 8—9 則高於排氣導管中的壓力線。在吸氣開始時和排氣開始時，這種壓力差最大，這主要是由於要克服閥中運動部分的慣力的原故。在吸氣終了時和排氣終了時，這種壓力差分別減小到 Δp_{ac} 和 Δp_{bc} (參閱圖 3)。

我們可以取 $\Delta p_{bc} = (0.3 \sim 0.7) \Delta p_{bc \max}$,

及 $\Delta p_{ac} = (0.1 \sim 0.4) \Delta p_{ac \max}$,

其中較大值是用於高速行程高轉數的壓縮機。

比值 $\frac{\Delta p_{bc}}{p_{ac}}$ 和比值 $\frac{\Delta p_{ac}}{p_{bc}}$ 都是在 0 到 0.1 之間。在

下列情況下，這些比值可以小：a) 壓縮機的轉數和活塞的速度都低；b) 閥門和氣缸中的通道在設計及製造方面都很正確；c) 氣缸中近閥門處的空氣容積及接近壓縮機的一段導管中的容積都很大。

在壓縮機的吸氣管節和排氣管節中，壓力是變化不定的 (圖 3 和圖 4 中的 ab 線和 cd 線)。壓縮機週期地吸氣和排氣使得導管中的氣壓柱產生一種強迫振盪。當達到共振時，這種振盪的幅度可能很大。如果壓縮機吸氣管節內壓力增高最大的時刻恰好與吸氣行程終點相符合，則在氣缸內，點 5 時的壓力就接近並可能超過平均壓力 p_{ac} 。在這樣的情況下，壓縮機排出的氣體重量就會增加。在其他的情況下，壓縮機的排氣量可能減小。

在排氣導管內的壓力振盪，影響到點 9 和點 11 的位置，但對壓縮機的排氣量幾乎沒有影響。

氣體的漏失和回流現象都會使示功圖失真。按照這種示功圖所求出的圖形上的多變指數，與氣體重量不變情況下所應有的實際多變指數是有差異的，因為 $V_n + V_m$ (圖 3) 的變化是與氣缸內氣體重量的改變成比例的。

凡經過漏氣的閥門，經過活塞環與氣缸間的間隙以及經過封漏箱的氣體漏失和回流現象都決定於壓力的大小和漏氣處的壓力下降量，並且主要地取決於壓縮機的製造品質和它的磨損程度。在壓縮比小而尚未經磨損的單級空氣壓縮機中，這些漏失並不顯著。在計算排氣量時，往往估計漏失要佔吸入氣體重量的 2% 到 5% 左右。

在多級壓縮機中，氣體還有回流到前一壓縮級的氣缸中的現象發生。這種回流，在高壓縮氣缸內有時可達到吸入氣體重量的 10%。決定各級氣缸的容積

時,這種回流應當計入。

壓縮機的排氣量

實際壓縮機按重量計的排氣量,較具有同樣活
排量的理想壓縮機的排氣量小,其值等於

$$G = \lambda \frac{V_S}{v_{sc}} n \times 60 = \lambda \frac{\pi D^2}{4 v_{sc}} S n \times 60 \text{ 公斤/時} \quad (13)$$

按容積計的排氣量,折算成壓縮機吸氣管節前的
氣體狀態時,則等於

$$Q = \lambda V_S n \times 60 = \lambda \frac{\pi D^2}{4} S n \times 60 \text{ 公尺}^3/\text{時} \quad (14)$$

式中 λ 為輸氣係數。

輸氣係數 λ 可用三個分類係數的乘積來表示,即:

$$\lambda = \lambda_{sc} \lambda_w \lambda_{ns} \quad (15)$$

式中 $\lambda_{sc} = \frac{V_{sc}}{V_S}$ 為吸氣係數(圖3); λ_w 為預熱係
數; λ_{ns} 為計入氣缸漏氣的氣密係數。

吸氣係數可用輔助示功圖1—2—3—4(圖3)寫
成三項式如下:

$$\begin{aligned} \lambda_{sc} &= \frac{V_v}{V_S} - \frac{\Delta V_u}{V_S} - \frac{\Delta V_{sc}}{V_S} \\ &= \lambda_v - \frac{\Delta V_u}{V_S} - \frac{\Delta V_{sc}}{V_S} \end{aligned} \quad (16)$$

其中第一項稱為容積係數,按下式計算。

$$\lambda_v = 1 - \varepsilon \left(\sigma \frac{1}{n_2} - 1 \right), \quad (17)$$

式中 $\varepsilon = \frac{V_{sc}}{V_S}$ 。死隙的容積 V_{sc} 是由活塞在死點時
與氣缸蓋間的間隙容積(直線性的死隙)和閥旁閥內的
通道容積及空腔容積等所組成。通常 $\varepsilon = 0.03 \sim$
 0.10 。在高壓級的氣缸內及一般小直徑的氣缸內, $\varepsilon =$
 $0.05 \sim 0.15$ 。

吸氣係數中其餘各項,則採用下列式子來計算:

$$\frac{\Delta V_u}{V_S} \approx (1 - \lambda_v + \varepsilon) \frac{1}{n_2} \frac{\Delta p_u}{p_u} \quad (18)$$

$$\frac{\Delta V_{sc}}{V_S} \approx \frac{1}{n_1} \frac{\Delta p_{sc}}{p_{sc}} \quad (19)$$

其實工程氣體的壓縮性,在高壓情況下(100大氣
壓以上),通常比按克拉下倫(Клапейрон)方程式所
表示的小。假定真實氣體的特性可用下列方程式來表
示

$$Pv = \xi R T, \quad (20)$$

則容積係數就等於[19]

$$\lambda_v = 1 - \varepsilon \left[\frac{\xi_4}{\xi_3} \sigma \frac{1}{n_2} - 1 \right], \quad (21)$$

式中 ξ_4 和 ξ_3 分別為圖3示功圖上點4和點3所表
示的狀態下氣體的實驗係數。

ξ 之值可以利用一種按折合坐標 $\frac{P}{P_{kp}}$ 和 $\frac{T}{T_{kp}}$ 所

繪成的綜合圖來求出。至於各種氣體的 P_{kp} 和 T_{kp} 內數
值,請參閱蘇聯機器製造百科全書第一卷第一冊第十
五章原文版第456頁。

有時亦利用氣體的壓縮性係數[1,19]來代替係數
 ξ , 壓縮性係數為

$$\rho = \frac{Pv}{P_0 v_0}; \quad (22)$$

它與 ξ 的關係為

$$\xi = \rho \frac{T_0}{T}.$$

預熱係數 λ_w 可粗略地用吸氣管節內氣體溫度
 $T_{sc}(^{\circ}\text{K})$ 與吸氣終了時氣缸內氣體溫度 T_3 (圖3點5)
之比來表示。它反映出在吸氣過程中氣體的容積因受
熱而脹大的程度。用理論方法來計算氣體的預熱係數是
困難的,因為影響它的因素很多。在這些因素中,主要
的是氣缸內的壓力比、死隙量、轉數、吸氣閥中的低壓
量、排氣閥和活塞的氣密程度以及壓縮和膨脹的多變
指數等等。圖7是參考文獻[22,27]中依據實驗數據,
而作出的 λ_w 值隨氣缸中壓力比而變化的曲線。

依據[27],預熱係數是用 φ 來表示的,其中包含了
由於不氣密的損失。

氣密係數 λ_{ns} 反映出氣體在壓縮行程中和排氣
行程中從氣缸室內漏出來的損失(諸如前圖)。其值為
 $\lambda_{ns} = 0.95 \sim 0.98$ 。

初步計算時,輸氣係數可按圖8[22]中的曲線來
定出。

功 率

實際壓縮機的指示功率如同理想壓縮機一樣,按
方程式(10)來計算,但用另外一個平均指示壓力的
值—— P_i 。如實際壓縮機中的多變壓縮指數與理想壓

● P 為真實氣體在某狀態時的絕對壓力(大氣壓),
 T 為它的絕對溫度($^{\circ}\text{K}$)。 P_{kp} 為該真實氣體的臨界壓
力(大氣壓), T_{kp} 為它的臨界溫度($^{\circ}\text{K}$)。 $\frac{P}{P_{kp}}$ 稱為折
合壓力(Приведённое давление), $\frac{T}{T_{kp}}$ 稱為折合溫度
(Приведённая температура)。——譯者

● 式中 P_0 和 v_0 分別表示氣體在標準狀態時(0°C , 1
絕對大變壓)的壓力和比容, P 和 v 分別表示在其他狀
態時的壓力和比容。——譯者

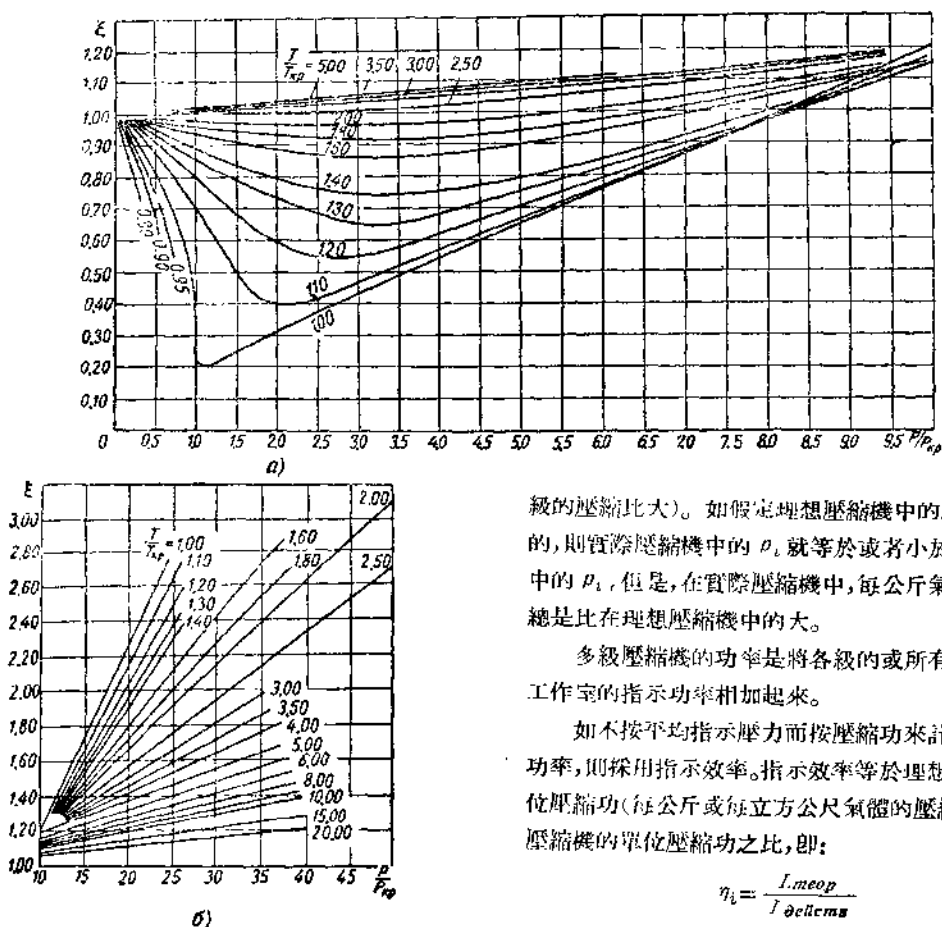


圖6 克拉克倫方程式用於實際氣體時的校正係數：
α—低壓部分；δ—高壓部分。

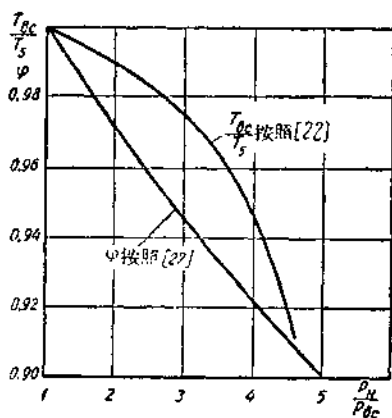


圖7 波爾(Bouché)[22]和福利希(Frölich)[27]定的預熱係數。

縮機中的多變壓縮指數相同，則實際壓縮機中的 p_1 總是比理想壓縮機中的 p_1 大(氣缸中的壓力比總是較該

級的壓縮比大)。如假定理想壓縮機中的壓縮是絕熱的，則實際壓縮機中的 p_1 就等於或者小於理想壓縮機中的 p_1 ，但是，在實際壓縮機中，每公斤氣體所需的功總是比在理想壓縮機中的大。

多級壓縮機的功率是將各級的或所有氣缸中各個工作室的指示功率相加起來。

如不按平均指示壓力而按壓縮功來計算壓縮機的功率，則採用指示效率。指示效率等於理想壓縮機的單位壓縮功(每公斤或每立方公尺氣體的壓縮功)與實際壓縮機的單位壓縮功之比，即：

$$\eta_i = \frac{L_{meop}}{L_{actmeas}} \quad (23)$$

$$N_i = \frac{L_{meop} V_{sc} n}{v_{sc} 60 \times 75 \eta_i} \text{ 馬力} \quad (24)$$

式中 L_{meop} 為理想壓縮機中每公斤氣體的壓縮功。

作為計算 L_{meop} 的依據是壓縮過程的特性。依據此種特性之不同，指示效率又可分為等溫指示效率 η_{i-us} 及絕熱指示效率 η_{i-ad} (η_{i-us} 的數值請參閱圖11)。

如壓縮的多變指數與膨脹的多變指數互不相同，則死隙的存在就對功率有影響。

壓縮機軸上所需的功率(有效功率) N_e ，由於運動機構中有摩擦的損失，大於指示功率 N_i 。

這兩種功率的比值稱為機械效率，即

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e} \quad (25)$$

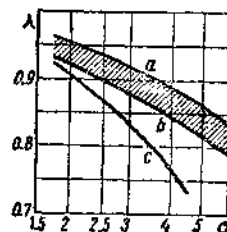


圖8 空氣壓縮機的輸氣係數 λ 與壓力比 σ 之關係曲線圖：
α 和 b—單級壓縮機；
c—多級壓縮機的下限。

小型高速壓縮機的 $\eta_{\pi}=0.8\sim 0.85$; 固定式壓縮機的 $\eta_{\pi}=0.85\sim 0.90$; 大型的 η_{π} 可到 0.93。如壓縮機的活塞與發動機的活塞排列在同一根活塞桿上, 則 η_{π} 可達到 0.95。

多級壓縮

多級壓縮就是將氣體在壓縮機的幾個氣缸中(幾個壓縮級中)按次序地進行連續不斷的壓縮, 並將氣體在每進入下一級之前都進行冷卻(圖 9)。如果冷卻時,

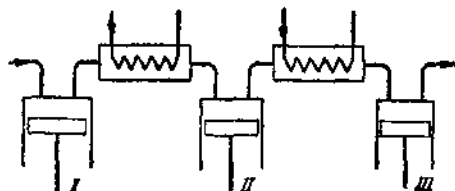


圖 9 多級壓縮簡圖。

使各級(包括第一級)吸氣管節前的氣體溫度都相等, 則這樣的中間冷卻稱為完全的中間冷卻。如果是不完全的中間冷卻, 則氣體在第二級及以後各級之前的溫度都比在第一級之前的高。

多級壓縮較單級壓縮具有下列一些優點: a) 壓縮功減少(圖 10); b) 各級排出的氣體溫度降低; c) 決定壓縮機排氣量的各種係數, 如 $\lambda_v, \lambda_{sc}, \lambda_w$ 以及 λ 等都提高; d) 作用於活塞上或活塞桿上的總力減小。

多級壓縮機的缺點是: a) 隨級數之增加, 壓縮機、中間冷卻器和管道等的複雜性、重量以及成本都增加; b) 壓縮機的摩擦功耗增加; c) 由於級間管道中和中間冷卻器中的壓力有損失, 則壓縮一定量氣體的功耗就需要增加。

隨着壓力之增高, 吸入氣缸中氣體的比容就縮小, 因而各級氣缸所需的容積也就相應地減小。初步的約算為:

$$\frac{V_{\pi II}}{V_{\pi I}} = \frac{v_{sc II}}{v_{sc I}} = \frac{p_{sc I}}{p_{sc II}} \quad (26)$$

(式中羅馬數字表示級的順序號數)。

選擇壓縮級數的時候要考慮到壓縮機的用途和尺寸。對於間歇使用的小型壓縮機, 則選擇級數時, 能量消耗一項不是最重要的因素。這種壓縮機的基本要求是要構造簡單, 佔地位小。因此這種壓縮機的級數, 在氣體的最終溫度 $t_n=180^\circ\sim 200^\circ\text{C}$ 的條件下, 應當儘可能的少。

對於長時間連續使用的大型壓縮機, 則可靠性和經濟性就極其重要。這種壓縮機只允許 $t_n<160^\circ\text{C}$ 。選擇級數時要考慮到使它有最小的壓縮功或者最大的等

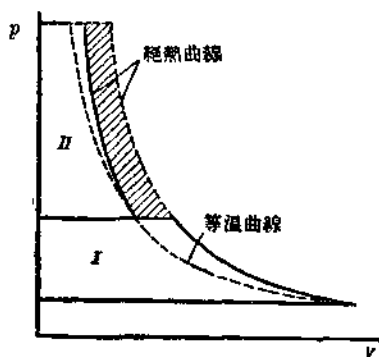


圖 10 $p-v$ 圖上雙級壓縮的過程。

溫指示效率 η_{i-us} 。

等溫指示效率 η_{i-us} 是計及下列各種功率損失的: 由於實際壓縮過程與理想等溫過程的偏差所引起的功率損失, 以及由於閥中和級間管道中的壓力損失所引起的功率損失。第一種損失隨級中壓縮比之增高而增加; 第二種則隨之減小。因此, 在一定級數時, η_{i-us} 與最終壓力之關係曲線有一最大值(圖 11)。

如果壓力損失的相對值小, 則 η_{i-us} 之最大值即移向排氣壓力較低的一面。因此在壓縮一些比重小的氣體(氫、氮氫混合氣), 其壓力損失不大時, 則其最有利的級數要比有同樣的 p_{sc} 和 p_n 的空氣壓縮機中的最有利級數多。

在壓縮機的各級中, 最有利的壓力比也與多變壓縮指數有關。壓縮單原子氣體時($k=1.67$ ——氫、氮)採用的級數較壓縮氮、空氣及其他雙原子氣體時要少; 而壓縮三原子氣體($k=1.3$ ——二氧化碳及其他氣體)時, 則採用的級數較壓縮雙原子氣體時要多[19]。

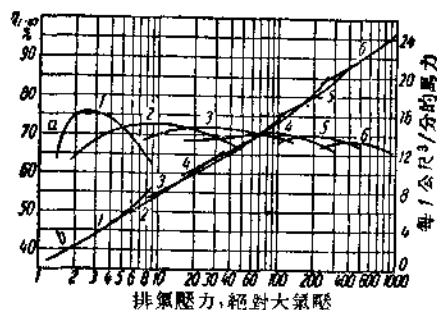


圖 11 當壓縮雙原子的氣體, 而 $p_{sc}=1$ 公斤/公分² 時, 各種級數的等溫指示效率 η_{i-us} (曲線 a), 和每 1 公尺³/分排氣量的功率 (曲線 b)。

多級壓縮時, 壓縮機中活塞的受力小, 因為在這樣的情況下高壓力是作用在直徑小的數個活塞上。在雙作用的壓縮機中, 如級數為 z , 且活塞兩端在前後兩死

點時的受力均相等，則最大活塞受力為

$$F_{\max} = z p_{sc} F_l \left(\sqrt[2]{\sigma - 1} \right) \text{ 公斤。}$$

從此方程式中可以得出：當 $p_n = 9$ 公斤/公分²時，在同樣排氣量的情況下，採用雙級壓縮即可將活塞受力減低一半。但由於級數的增加，壓縮機氣缸組件的重量也增加。這就部分地抵消了能減低活塞受力的優點。

各級中壓縮的分配

在理想壓縮機中，如各級的壓縮比 σ 都相同，則消耗於氣體壓縮的功為最小。同時各級中的壓縮功及排出的氣體溫度也都一樣。並且當這些級都是按活塞的兩端對稱排列時，活塞受力也相等。在此情況下，壓縮機每一級中的壓縮比即為：

$$\sigma = \sqrt[2]{\frac{p_n}{p_{sc}}} \quad (27)$$

氣缸中實際的壓力比 σ' ，由於級間有壓力損失，因而較理論的壓縮比 σ 大；其值為：

$$\sigma' = \frac{1 + \delta_1}{1 - \delta_1} \sigma \quad (28)$$

式中 $\delta_1 = \frac{\Delta p'_{sc}}{p_{sc}}$ 為該級吸氣閥中的平均壓力損失；

$\delta_2 = \frac{\Delta p'_n}{p_n}$ 為排氣閥中及級間的裝置和管道中的平均壓力損失。

導管、冷卻器以及分油器等中的壓力損失都與它們的構造和氣體的速度有關。當壓力有振盪時，進行分析計算擾亂氣流中的壓力損失是困難的。在閥中以及級間管道中的壓力總損失 δ ，對於大排氣量的壓縮機而言，可採用下列範圍內的數值：

級數	壓力總損失
I—II	0.30~0.10
II—III	0.20~0.10
III—IV	0.16~0.08
IV—V	0.10~0.05

這種壓力的總損失 $\delta = 0.20 \sim 0.05$ （較小的數值是對高壓級而言）〔22〕。

各級中最適當的壓縮分配並不是經常都可以作到的。有時爲了要提高輸氣係數 λ ，將第 I 級的壓力比減小。更常見的是：爲了要使活塞在兩死點時的受力 $F_{\max}$ 相等， σ 就和它的最適宜的數值有偏差。

各級的壓力，吸入氣體容積以及活塞面積等是按下列的方法來決定的。

第 I 級氣缸中在吸氣時的平均壓力

$$p_{sc-1} = p_{sc-1} - \Delta p'_{sc-1} = p_{sc-1} (1 - \delta_{1-1}),$$

式中 p_{sc-1} 為吸氣管節中的壓力；第 I 級氣缸中在排氣時的平均壓力為

$$p'_{n-1} = p'_{sc-1} \sigma'_1;$$

第 I 級的壓縮比為

$$\sigma_1 = \frac{p_{sc-11}}{p_{sc-1}};$$

第 II 級氣管節中的壓力為

$$p_{sc-11} = p'_{n-1} \frac{1}{1 + \delta_{2-1}}.$$

第 II 級氣缸中在吸氣和排氣時的平均壓力分別為

$$p_{sc-11} = p'_{n-1} \frac{1 - \delta_{1-11}}{1 + \delta_{2-1}}; \quad p'_{n-11} = p_{sc-11} \sigma'_{11}$$

其餘的依此類推。

在 $i + 1$ 級中，吸入氣體的容積為

$$V_{sc-(i+1)} = V_{sc-(i)} \frac{p_{sc-(i)} T_{sc-(i+1)}}{p_{sc-(i+1)} T_{sc-(i)}} \quad (29a)$$

活塞排量（不計氣體從一個容室到另一個容室的滲漏和回流）為

$$V_{S-(i+1)} = V_{S-(i)} \frac{\lambda_{sc-(i)} p_{sc-(i)} T_{sc-(i+1)}}{\lambda_{sc-(i+1)} p_{sc-(i+1)} T_{sc-(i)}} \quad (29b)$$

如活塞行程、 λ_{sc} 和 T_{sc} 都相同，則活塞的面積為

$$F_{(i+1)} = F_{(i)} \frac{p_{sc-(i)}}{p_{sc-(i+1)}} \quad (29b)$$

式中 (i) 和 $(i + 1)$ 為壓縮級的順序號數。

各級的壓力，是由各級氣缸的尺寸來決定的，當壓縮機運轉時就不應有所變化；同樣，各級的氣體溫度，是由各級中壓力比來決定的，當壓縮機運轉時亦不應有所變化。如壓力和溫度都有改變，即證明壓縮機的運轉不正常。

如果級間裝置（冷卻器、分油器）的容積不大，則當前一級排氣時和後一級吸氣時，兩級中間的壓力有很顯著的變化。爲了減少這種變化，就應加大冷卻器和分油器的容積；並儘可能地將各氣缸中的容室作這樣地排列，就是使前一級的排氣與後一級的吸氣在時間上一致起來。

如級間裝置沒有足夠的容積時，則壓縮機各級中的功耗就增大〔14, 22〕。

高壓下氣體的壓縮

對於在工程上最常用的氣體（空氣， H_2 ， N_2 ），只能在 100 大氣壓以下可以應用克拉克倫的狀態方程式。

再高壓力時，必須應用方程式(20)或熱量圖。在高壓以及在一一般壓縮機的溫度時，大多數工程氣體的係數 ξ 都大於1。因此，在相同的壓力下，真實氣體的比容較理想氣體的比容大。結果，高壓級的氣缸直徑應該比按理想氣體計算出來的直徑要大些。

高壓級中的壓縮功可以按方程式(20)和(11)，即：

$$Pv = \xi RT$$

和

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n_1-1}{n_1}}$$

所製成的示功圖來計算。

實際上，在高壓級中進行壓縮時，氣體溫度的昇高比較少。在1000大氣壓以下的範圍內應用方程式(11)的誤差不大(<1%)。

在壓縮機的級中，消耗於壓縮氣體容積 V_{sc} 的功可以按下列的近似方程式來計算[19]：

$$I_{ad} = \frac{p_{sc} V_{sc}}{\xi_{sc}} \left[\frac{k-1}{k-1} \left(\sigma' \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + (\xi_{sc} - \xi_{sc}) \quad \text{公斤·公尺} \quad (30)$$

$$L_{us} = \frac{p_{sc} V_{sc}}{\xi_{sc}} [\ln \sigma' + (\xi_{sc} - \xi_{sc})] \quad \text{公斤·公尺} \quad (31)$$

方程式(30)和(31)是用刁蒲萊 (Дюпро) 狀態方程式 $P(v-b) = RT$ 導出來的。這個方程式應用於氫十分準確；而應用於空氣、氮和氧則較差。將空氣從100大氣壓壓縮到300大氣壓時，應用方程式(30)的誤差不超過3%；從300大氣壓到900大氣壓時，則不超過10%。

從方程式(30)和(31)中可得出：在相同的壓力比時，高壓級中氣體的壓縮功較在低級中的大些。

高壓級中吸入氣體的容積，活塞排量以及活塞面積可用下列方法來決定：

吸入氣體的容積為

$$V_{sc-(i+1)} = V_{sc-(i)} \frac{\xi_{(i+1)} p_{sc-(i)} T_{sc-(i+1)}}{\xi_{(i)} p_{sc-(i+1)} T_{sc-(i)}} \quad (32)$$

活塞排量为

$$V_{S(i+1)} = V_{S-(i)} \frac{\xi_{(i+1)} \lambda_{sc-(i)} p_{sc-(i)} T_{sc-(i+1)}}{\xi_{(i)} \lambda_{sc-(i+1)} p_{sc-(i+1)} T_{sc-(i)}} \quad (33)$$

在相同的活塞行程 S 和 T_{sc} 情況下活塞面積為：

$$F_{(i+1)} = F_{(i)} \frac{\xi_{(i+1)} \lambda_{sc-(i)} p_{sc-(i)}}{\xi_{(i)} \lambda_{sc-(i+1)} p_{sc-(i+1)}} \quad (34)$$

對於真實氣體的 λ_{sc} ，參閱方程式(16)和(21)。

活塞行程與轉數的選定

設計壓縮機時應規定一些數值（或者在計算終了

時核對這些數值），如活塞的平均速度

$$c_m = \frac{S n}{30} \text{公尺/秒}$$

和死點時活塞的加速度

$$j_{max} = \omega^2 R \left(1 + \frac{R}{L} \right) \text{公尺/秒}^2$$

式中 L 為連桿長度，以公尺計； R 為曲柄半徑，以公尺計。

有時為了簡化計算起見，採用與加速度 j_{max} 成比例的“高速性參數” Sn^2 公尺/分²來代替加速度 j_{max} 。

活塞的平均速度直接與閥中的氣體速度有關。閥中的氣體速度不應超過所允許的限值。活塞加速度和“高速性參數”都是表示運動機構中慣力的特性。極大的慣力可能成為連桿軸承衝擊的原因。為了避免這種衝擊，則在選定轉數時，要便在死點時的慣力不超過活塞上由氣體壓力所產生的力。

各類型壓縮機的 c_m 和 Sn^2 值列於表1。

其中活塞平均速度之最大值相當於大排氣量的壓縮機； Sn^2 之最大值相當於小型高轉數的壓縮機。

表1 活塞式壓縮機的參數

壓縮機的類型	功率 (馬力)	活塞的平均 速度 (公尺/秒)	高速性參數 $Sn^2 \times 10^{-3}$ (公尺/分 ²)
立式，無十字頭型，單級及雙級壓縮機	不超過80	1.5~3 不超過6 ①	15~70 不超過150 ②
立式，十字頭型壓縮機	50~400	2~3 不超過4 ①	16~30 不超過50 ②
中等功率，臥式，單級和雙級壓縮機	不超過500	1.8~3	16~25
中等功率和大功率的臥式多級壓縮機	500~5000	2.5~3.5 不超過4 ①	10~20

① 新型壓縮機的參數。

② 高速壓縮機的參數。

選定的轉數是否符合於壓縮機的大小(功率)可用 $P_{max} n^2$ 的乘積來核對，其中 P_{max} 為在死點時的活塞受力，以噸計。

參數 $P_{max} n^2$ 之值與軸承的摩擦功有關係(即與 $q_{cp} v$ 的大小有關)。對於各種類型的壓縮機(主軸頸的長度與它的直徑之比等於1.5時)，本章作者作出如下之規定：

當 $q_{cp} v = 20$ 公斤·公尺/公分²·秒時

$$P_{max} n^2 = 2 \times 10^5 \text{ 噸/分}^2;$$

當 $q_{ep} v = 40$ 公斤·公尺/公分²·秒時，這個參數等於 8.5×10^5 噸/分²。

對臥式雙作用的壓縮機，選定的活塞可用比值 P_{max}/P^2 來核對。這個比值表示出軸的構造特性。對於鑲銷式的曲柄，此比值不應超過 20 公斤/公分²；對於整體鍛出的曲柄，不應超過 28 公斤/公分²。

臥式壓縮機的旋轉方向應這樣地選定，使十字頭中的法向力總是向着下滑面。如將壓縮機與活塞式發動機聯成平行排列時，則兩機之一法向力將總是向上。這種情況必須在計算運動機構時予以考慮。

活塞式壓縮機的類型和構造

壓縮機的類型

壓縮機類型的特徵是氣缸中心線之排列，行列數目，壓縮級之排列次序，運動機構之構造以及驅動方法等。選擇壓縮機的類型時，主要考慮下列各項：a) 壓縮機的用途；b) 它的安裝面積；c) 使用的條件；d) 動力平衡性；e) 活塞受力在兩死點時之相等程度；f) 驅動方法——直接的或經過傳動裝置的。

對於移動式的壓縮機站，則最宜於選用並列的立式壓縮機，以及由此發展出來的，且氣缸中心線成一角度的 V-形、W-形、星形、直角排列型以及其他類型的壓縮機。

這種類型的壓縮機，如做成雙列或更多行列時，則在動力方面是平衡的，可以允許高的轉速，因而與電動機或內燃機直接聯接就很方便。它們的特點是尺寸小，並且在移動式裝置的工作條件下採用是完全可靠的。在氣缸中心線成斜角排列的壓縮機中，其軸承數目較在並列的立式壓縮機中為少；而且曲軸亦較簡單，便於採用滾動軸承。V-形和 W-形的壓縮機，如採用空氣冷卻時，則較優於立式壓縮機。

低壓小排氣量的壓縮機，為了簡化構造起見，都是做成無十字頭型單作用的。在這種壓縮機中的活塞受力雖較在雙作用壓縮機中的大，而其重量則較同樣大小的十字頭型的重量輕。對於小型壓縮機，活塞受力的相等性並不重要。排氣量約為 20 公尺³/分以上的（8 計示大氣壓）雙作用十字頭型壓縮機，在重量方面較單作用無十字頭型的為優。

功率小於 300 馬力，級數在 4 級以下時，並列立式的無疑地較臥式的為優。大型多級壓縮機則都是做成臥式的，因為大型壓縮機若做成立式就會很高，並且操作也不方便。低壓壓縮機，如須與多級壓縮機統一化起來，也有採用臥式的。在這種情況下，立式壓縮機和臥

式壓縮機的採用範圍是互相交叉的。

功率在 100 馬力以上的立式壓縮機，必須做成十字頭型雙作用的。這樣，封漏的可靠性可提高，因為氣體從氣缸內經過封漏箱流到大氣中的漏失較沿活塞的漏失少。如要求絕對的氣密（當壓縮有害氣體或稀有氣體時），則對十字頭型的構造可在機座與氣缸之間採用一個與吸氣導管接通的中間墊座。而對無十字頭型的壓縮機，則設計氣密軸箱，充以吸氣壓力下的氣體（製冷機的壓縮機）。

構造簡單、外形尺寸小、轉數高以及需動力平衡等這些要求，對小型壓縮機說來都是很重要的。但當壓縮機的功率愈大和級數愈多時，則可靠性、耐久性、活塞受力相等性以及操作方便等較上述那些要求就愈顯重要。多級壓縮機通常都是做成十字頭型的；其壓縮級是依照這樣的排列方式來排列，就是要使在兩死點時活塞受力相等。所謂壓縮機的排列方式就是壓縮機中按行列的以及在每列中的級的排列次序。選擇壓縮機的排列方式時，應從下列幾個主要方面來考慮：a) 對壓力在 300 大氣壓以下的壓縮機是在死點時的活塞受力以及各列的活塞受力要相等；b) 對壓力大於 300 大氣壓的壓縮機是各列的功要相等以及進行程與後行程的功要相等；c) 封漏箱的數目要少而且要用在壓力較低的級上；d) 導管的長度要短；e) 活塞的拆卸要方便。

活塞受力相等可使壓縮機運動機構的重量達到最輕，並且能保證得到最均衡的切向力圖。在用同步電動機來驅動時，均衡的切向力圖就很重要。

前行程與後行程的功相等以及各列間的功相等可保證在壓力高於 300 大氣壓時得到均衡的切向力圖，但此時活塞受力並不相等。這種活塞受力與壓縮功失去比例性的現象是因為：最後一級中的壓縮過程與理想氣體的壓縮過程有出入。

並列的壓縮機中，各列曲柄互相間的角度佈置應保證能得到一種最適合於同步電動機的切向力圖（要使初次和諧曲線的幅度減小）。

壓縮機的每列中，活塞受力在兩死點時的相等程度是用相等係數[19]來表示，即

$$\mu = \frac{P_{uep} - P_{saoH}}{2P_{max}}$$

如活塞受力完全相等，則 $P_{uep} = -P_{saoH} = P_{max}$ 並且 $\mu = 1$ 。雙作用的壓縮機，如同一列中各個氣缸的工作室都是對稱排列的而且具有穿通式的活塞桿時，可以達到上述這種情況。不穿通的活塞桿則使係數 μ 降

低。這種現象在高壓氣體循環泵[●]中特別顯著。

如果是採用不對稱的差級活塞(Дифференциальный поршень),則 $\mu < 1$ 。提高相等係數 μ 的方法有:
а)在活塞負荷較低的一面,提高氣缸中的壓力比;б)採用平衡級;此級係與壓縮機的某一個中間壓力接通,並位於級數較低的活塞那一面[●]。有時平衡級也用來補償中間取氣後活塞面積的減少。

活塞受力是否相等,不論是在壓縮機的全負荷時或者在其他負荷情況時,如進行調節排氣量時,亦即各級中的壓縮功重新分配時,都必須加以核對。在這些情況下,平衡級對活塞受力相等的影響可能顯著地變化不同。這種影響也與壓縮機排氣壓力的改變有關。

在活塞受力相等的排列方式中,當必須平衡其中一個活塞面上的多餘面積時,亦可採用平衡級(參閱圖12,б)。這樣的平衡級是與第I級的吸氣導管接通。它對相等係數的影響正如不通的活塞桿一樣。

這種與第I級吸氣導管接通的平衡級之缺點是:該平衡級中有氣體回流現象,並且還有一定量氣體從鄰近的級中回流到吸氣導管內。這就影響到壓縮機的功率和排氣量。

壓縮機的構造

單級壓縮機(圖12)排氣量在5公升/分以下的這種壓縮機多半都是按圖12中а和б的排列方式做成無十字頭型的。按排列方式а

的氣缸數目是從1到4(極少的情況是6)。V-形(按排列方式б),W-形以及星形的壓縮機都是做成單臂和雙臂曲軸式的。做成雙臂曲軸式時,氣缸是成雙地排列在機體中。曲連桿很少採用;通常都是將連桿並排在曲頸上。這樣的壓縮機很廣泛地應用於移動式的壓縮

機站,小型固定裝置以及製冷機中。

空氣壓縮機上的閥都是排列在氣缸蓋上的。並且高轉數的壓縮機,有時為了簡化閥的裝置及減少壓力的損失起見,採用強迫操縱的吸氣閥。單向流原理在空氣壓縮機中很少應用。相反地,製冷機中的壓縮機一般都是單向流式的(在吸入接近飽和的蒸發氣時,欲減少熱的交換)[20]。單級空氣壓縮機之最大排氣壓力在6

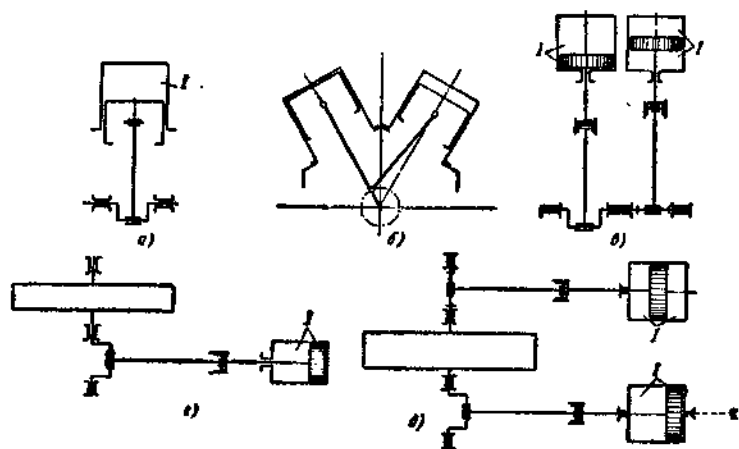


圖12 單級壓縮機的排列方式圖。

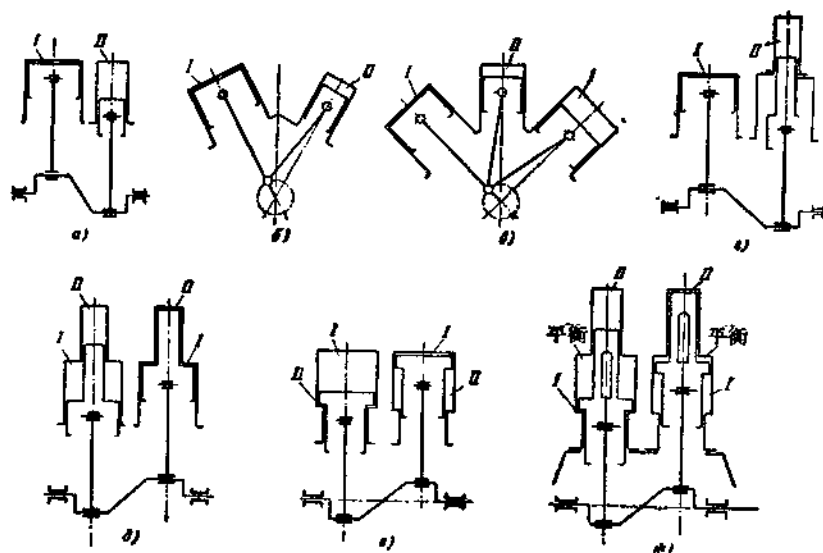


圖13 無十字頭型雙級壓縮機的排列方式圖。

● 氣體循環泵原文為Газовый циркуляционный насос 是一種用於化學工業上的高壓壓縮機,請參閱圖31。——譯者

● 即壓力較低的那一面,因為在壓縮機中,級的次序號數是按壓力之增高次序用第I級,第II級,……等來表示。級數愈低則壓力愈低。——譯者

計示大氣壓左右(用於風動工具)。開啟使用的最小型壓縮機的排氣壓力可達 10 計示大氣壓。在高壓縮比時,為避免溫度的過度升高,必須保證閥中的壓力損失要小,氣缸有充分的水冷卻。

空氣冷卻是應用於每缸排氣量在 1.5 公尺³/分以

根據這些單級壓縮機,如配裝以其他的氣缸組件,就可得到小排氣量的多級壓縮機。

圖 12b 的單級十字頭型立式壓縮機,都是做成每缸排氣量在 10 公尺³/分以上,其壓力到 5~3 大氣壓。這種壓縮機一般都是根據那些廣泛採用的、同一類型的雙級壓縮機來設計製造的。

臥式雙作用的壓縮機(圖 12a),都是做成單列的,其排氣量在 100 公尺³/分以下。排氣量較大者,則大都採用雙列的(圖 12d)。在應用曲軸及側身式的機座[●]時這樣地成雙排列很方便。但如是叉式機座[●],則一根軸要安裝在四個軸承中這種工作就複雜了。這種壓縮機的機座構造適合於裝置各種不同的氣缸組件。

雙級壓縮機(圖 13)

按圖 13a、b 和 n 等排列方式做成的無十字頭

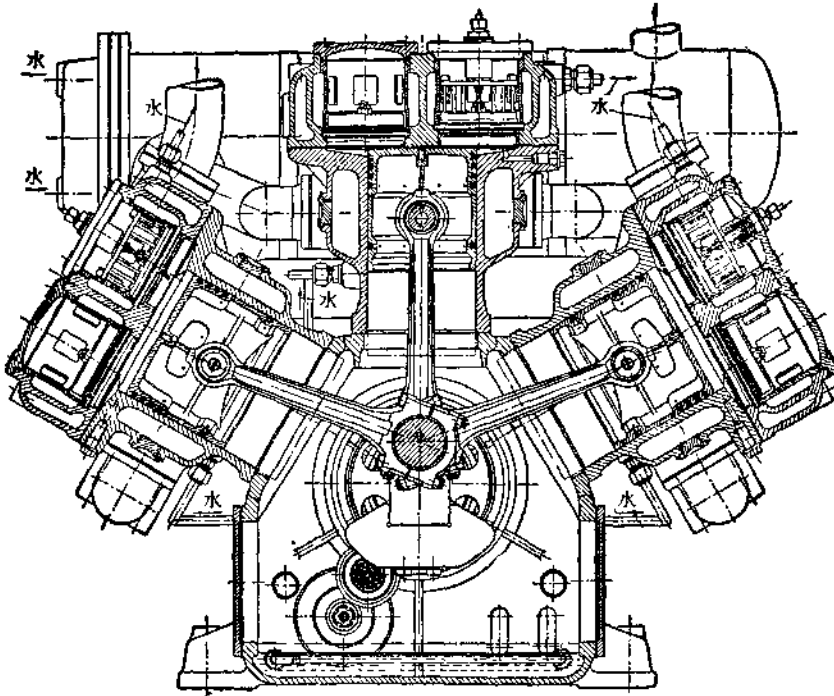


圖 14 雙級雙列 W-形空氣壓縮機。

下,壓縮比可到 6~7;而應用於較大的排氣量時,則壓縮比可到 4。

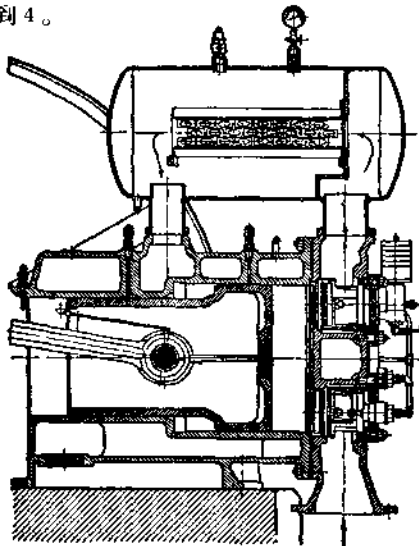


圖 15 具有差級活塞的臥式雙級空氣壓縮機。
當 $n = 175$ 轉/分時,排氣量為 27 公尺³/分。

型壓縮機是與圖 12a 和 b 的單級壓縮機同一類型的,往往就是利用這些同樣的機座和運動機構。排氣壓力一般為 8 計示大氣壓,有時到 15 大氣壓(受第 II 級氣缸直徑的限制)。第 1 級的每缸排氣量可到 5 公尺³/分。其應用範圍為移動式的及小型固定式的裝置。圖 14 為一種雙級 W-形空氣壓縮機,在 $p_n = 8$ 計示大氣壓時的排氣量為 9.5 公尺³/分; $S = 135$ 公厘, $n = 580$ 轉/分。

對於小排氣量的這類壓縮機,當第 II 級氣缸活塞的尺寸不够裝置活塞銷時,則採用梯形活塞[●](圖 13

● 側身式機座原文為 Байонетная рама。在這種機座上,只有一個主軸承。另外一個主軸承則用外軸承來代替。在這種情況下,曲軸的曲柄是設計在軸的一端。

——譯者

● 叉式機座原文為 Вильчатая рама。在這種機座上,有兩個主軸承如圖 12, z。在這種情況下,曲軸的曲柄是設計在軸的中央。——譯者

● 梯形活塞原文為 Ступенчатый поршень。這種活塞有兩個不同的直徑,大徑的一端對着曲軸。——譯者

2) 或者利用雙缸單級壓縮機中的活塞之一作為第Ⅱ級的十字頭(圖 13c)。這種壓縮機的排氣壓力為 30 到 40 計示大氣壓。其缺點是拆卸活塞時必須先拆卸氣缸;而按照圖 13a 的排列方式時,則佈置第Ⅰ級的閥,有時亦有困難。

採用差級活塞(圖 13c)時,則可以使活塞拆卸容易。這類壓縮機,其每缸排氣量到 30 公升/分者,都做成立式(圖 15)的;每缸排氣量在 10 公升/分以下者,則做成立式(圖 16)的。這類壓縮機的尺寸和重量在同樣的排氣量時都比單作用十字頭型壓縮機的小。氣缸和機座可以鑄成一體。這類壓縮機的缺點是第Ⅱ級氣缸的工作空間要沿兩個大直徑的圓周進行封漏有困難。這特別顯示在臥式的設計上。因此臥式設計最好不採用。

製冷的壓縮機是採用圖 13a 的型式(參閱本卷第十五章)。其中第Ⅱ級是單向流的(吸氣是從平衡室中,經過裝在活塞上的閥進入氣缸)。曲軸箱中充滿着處於中間壓力下的氣體狀態的製冷劑。在平衡室內的壓力也是中間壓力。

排氣量從 20 到 100 公升/分的壓縮機多半是用圖 20a 的型式,並做成立式十字頭型的。有時,這種壓縮機也做到 170 公升/分的排氣量。圖 17 就表示這種型式的壓縮機,其排氣量為 20 公升/分。這種壓縮機的磨損比較小,其封漏裝置也可靠,這就使它特別適合於壓縮有害氣體和稀有氣體。

如氣缸排列成

V-形,則運動機構可以簡化。這樣的壓縮機,排氣量在 20 公升/分以下者,如與電動機直接聯接並將冷卻器裝置於氣缸上,則佔地位很小。

更進一步的發展就成為星形的,如圖 19 所示。為提高了緊湊性,可將這種壓縮機成雙地排列起來,用兩軸端伸出的電動機來驅動。

圖 20b 表示十字頭型雙作用壓縮機的另一種排列方式,其氣缸中心線是成直角排列的(直角排列式的壓縮機)。在美國,這種類型的單列壓縮機,製造的排氣量小於 120 公升/分;雙列的小於 240 公升/分。

臥式雙級(十字頭型的)壓縮機都做成立式差級活塞式,如 a, b, v, z, 等排列方式(圖 21);或者做成雙作

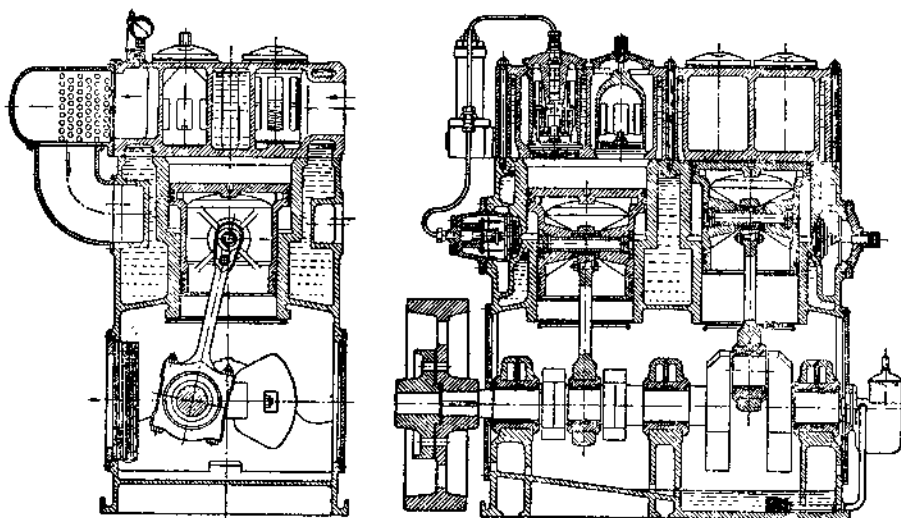


圖 16 具有差級活塞的立式雙級壓縮機, 當 $n = 720$ 轉/分時, 排氣量為 10 公升/分。

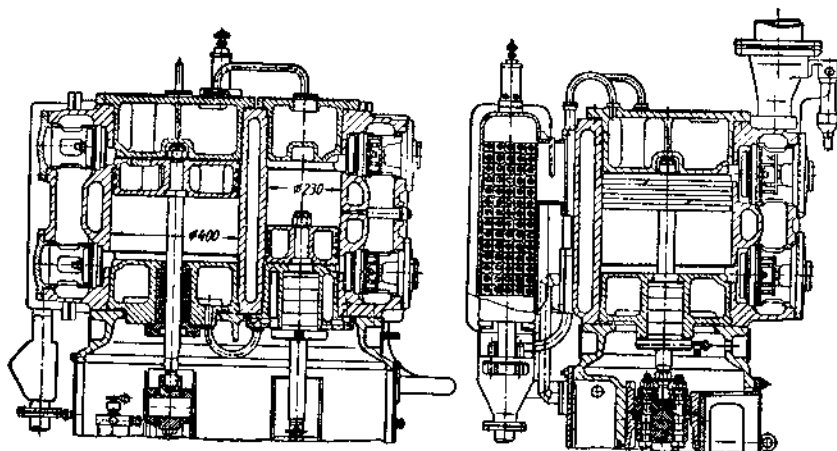


圖 17 中亞細亞化工機器(Средазхиммаш)廠出品的雙級空氣壓縮機; $p_H = 8$ 計示大氣壓; $S = 200$ 公厘; 當 $n = 500$ 轉/分時, 排氣量為 20 公升/分(並參閱圖 26)。

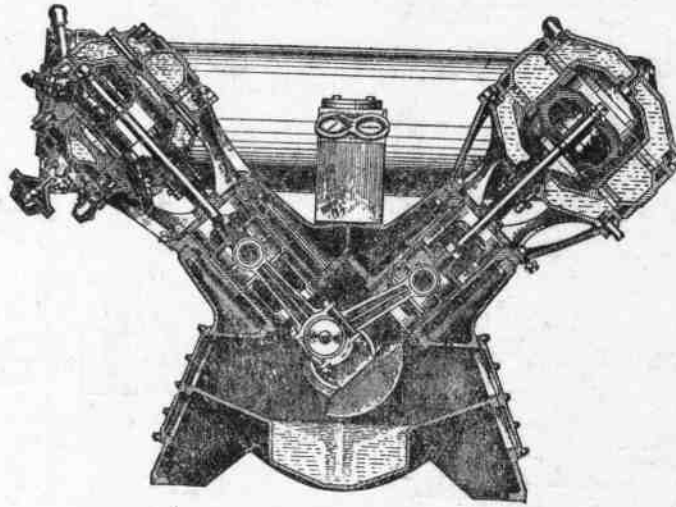


圖18 V-形十字頭型雙級壓縮機。

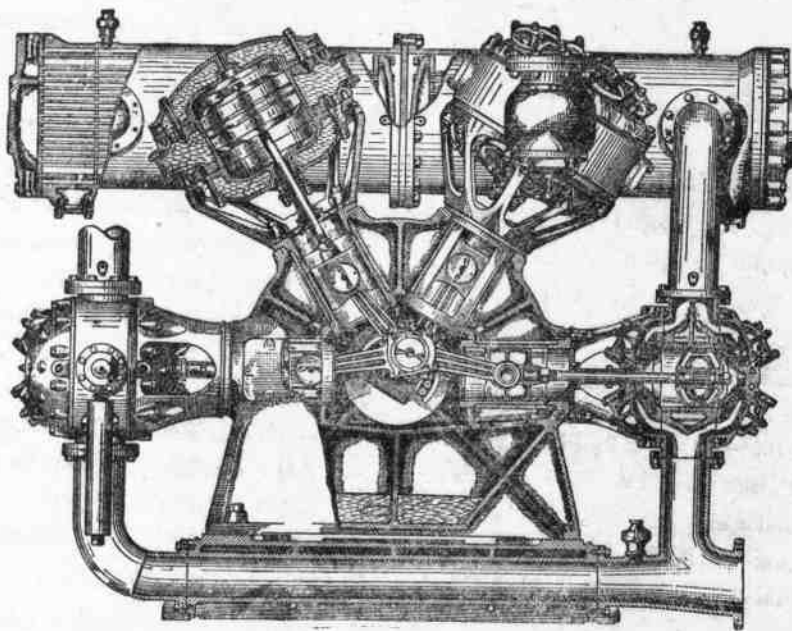


圖19 星形十字頭型雙級壓縮機。