

機械工程

內燃機，空氣壓縮機，水泵之部

錢迺楨編著

龍門聯合書局出版

機 械 工 程

第四篇 內 燃 機

第五篇 空氣壓縮機

第六篇 水 泵

錢 迺 楨 編 著

江苏工业学院图书馆
藏 书 章

龍門聯合書局出版

序

本書內容包括內燃機、空氣壓縮機及水泵，為拙編機械工程第三冊。內燃機應用範圍甚廣。空氣壓縮機及水泵亦為一般工業常用機械。本書扼要說明其構造與原理，兼及性能計算問題，是為編著方針，謹希指正。

錢 迺 楨

一九五三年一月於上海交通大學

目 次

第四篇 內 燃 機

第一章	原理與構造.....	347
第二章	燃料及燃料系.....	369
第三章	輔助系.....	401
第四章	額定馬力及性能.....	423

第五篇 空氣壓縮機

第一章	空氣壓縮機之構造.....	439
第二章	空氣壓縮機之性能.....	453

第六篇 水 泵

第一章	水泵之構造.....	465
第二章	水泵之性能.....	473

第四篇 內 燃 機

第一章 原理與構造

1-1. 引言。 內燃機爲由熱能產生機械能之一種動力機械。空氣與燃料構成之工質，藉適當方法，引入汽缸與活塞構成之可變空間，即在此空間內發生燃燒，加熱於燃燒氣體，使其膨脹作工。蒸汽鍋爐燃燒所生之熱，必經由汽鍋金屬板及管傳至鍋水，發生蒸汽，然後引入蒸汽機或汽輪機作工。故用爲工質之蒸汽，完全不同於燃料所成之產物。此種中間傳熱步驟及其各種耗損，不發生於內燃機。唯蒸汽自蒸汽機或汽輪機作工後排出，若用冷凝設備，仍可回復爲鍋水，繼續使用。內燃機之工質，則自引入及排出汽缸之循環間，因發生化學變化，不能於一循環完畢後，回復至原有狀態。

內燃機燃燒時期之最高溫度，可達 3000°C 或以上，遠高於蒸汽機或汽輪機之進汽溫度。自熱動觀點言，內燃機藉其工質燃燒，係以“高溫進熱”，故熱動性質優於蒸汽機或汽輪機。唯此種高溫將使機件毀壞，潤滑困難，及工質早燃（註一），不能實際應用。必須於汽缸外周裝有減溫用之冷却水套，恰相反於蒸汽機之蒸汽熱套，爲保持汽缸溫度，減少凝結耗損之用。另一方面，內燃機之排汽溫度，高於蒸汽機或汽輪機之排汽溫度。唯內燃機汽缸內因工質膨脹所經過之溫度降落，仍甚巨大，燃料熱能轉變爲工作之部份，大於蒸汽機或汽輪所能轉變之部份。一優良內燃機將轉變 35 至 40% 燃料熱能爲工作；最好之蒸汽機轉變熱能爲工作之部份不超過 20%；最好的汽輪機不能超過 35%。

內燃機所用熱能來源，與蒸汽機及汽輪機相同。有許多理由，內燃機不僅可與其他熱機競爭，且在許多場合中佔領導地位。服務部門

（註一）早燃 Premature ignition.

爲主要決定因數。若汽車、運貨車及飛機等交通機械，內燃機有最超軼之用途。運用簡便，重量輕，爲選擇交通工具之決定條件。許多小型及中型動力廠、農場及小規模企業，爲了動力設備簡單及成本輕，採用燃氣機及柴油機，而不用蒸汽機及電動機。比較大型動力廠，若發電、船舶及火車頭用，爲燃料經濟，亦富願用柴油機。內燃機能更充分利用燃料之熱能，爲重要原因。不論燃料爲氣體、液體及固體，都很合用，大有助於其應用範圍之推廣。

1-2. 分類。 內燃機根據其不同構造及動作狀態，有甚多的分類方法。爲明白敘述一內燃機計，必須指出其同時兼屬數種類別，蓋無一種分類法，可以概括所有內燃機也。各種分類法如下：

- a. 動作循環，若四程循環及二程循環。
- b. 燃燒循環，若奧吐循環及狄塞爾循環。
- c. 汽缸數，若單汽缸及多汽缸。
- d. 汽缸排列法，若直列型、V型及其他。
- e. 冷却系，若氣冷式及液冷式。
- f. 進氣系，若增壓式及非增壓式（註一）。
- g. 內燃機用途。
- h. 所用燃料種類。

上列(b)法最爲重要，因其將一切內燃機分列爲二類：

1. 火花式內燃機，即奧吐循環機；空氣與燃料所構成之工質，混合於壓縮前，並於需要熱能時，利用火焰或電弧點火，促成燃燒。
2. 壓燃式內燃機，即狄塞爾循環機；僅空氣加以壓縮，並提升至極高壓力。當需要熱能時，將燃料射入汽缸，利用高壓空氣點火燃燒。

1-3. 動作循環。 工質引入汽缸，繼以壓縮及點火，既經作工後，復自汽缸驅出，現將討論其過程。循環內諸事件，可用下列二法中任

（註一）增壓式及非增壓式 Supercharging and non-supercharging.

何一法完成之：即四程循環或二程循環；除此外，曾試用其他循環多種，但無一獲得成功。

四程循環。內燃機最普通之類型，其動作循環（或機械循環）以活塞四衝程或曲柄軸二轉完成。(1)圖 1-1 a, 進汽閥開，活塞下行（吸汽）衝程，氣體及空氣構成之工質吸入汽缸。(2)圖 1-1 b, 在回返（壓縮）衝程之初，進汽及排汽閥即均閉，空氣及氣體之混合物壓縮至間隙容積，此容積為混合物原容積四分之一至八分之一。近上止點，此壓縮之混合物以電花點火，由燃燒生熱，使工質溫度極高，因此提升壓力。(3)圖 1-1 c, 當第二次下行衝程，燃燒後之混合物，以膨脹作工於活塞上，經由連接桿及曲柄，造成曲柄軸之轉矩，如圖所示。(4)圖 1-1 d, 當活塞於第四衝程上行時，排汽閥開，燃燒產物驅出汽缸。少量已燃後之混合物，留存於間隙容積，與次一周程所吸入之新工質相混和，除非藉清除法（註一）特將此惰性及非可燃質氣體驅出之。在此衝程後，進汽閥復開，動作循環重複進行如前。四程循環中，僅有一動力衝程。

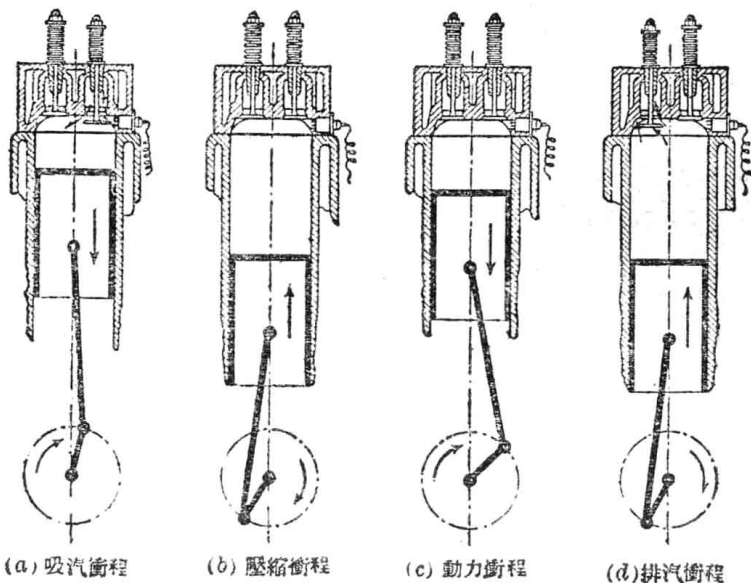


圖 1-1. 奧吐四程循環內燃機之動作循序。

（註一）清除法 Scavenging 可解釋為引入新鮮空氣，以驅除汽缸內燃燒產物之任何作用。

與蒸汽機比較，似為退化；但四程循環已完全證明其合於實用。必須注意：上述四程原理，不論內燃機所循行之燃燒循環為奧吐或狄塞爾，均可應用。

二程循環。圖 1-2 示內燃機循環以二活塞衝程完成之動作循序。圖 1-2 a，汽缸頂部之清除閥開，純由空氣構成之工質（已用空氣壓縮機加以壓縮）吹入汽缸，強力驅出廢汽，如圖所示。清除閥關，活塞上行，排汽孔被遮閉，如圖 1-2 b。活塞繼續向上行動，壓縮空氣構成之工質，直至上止點為止。汽缸間隙容積小，最大或最後壓縮壓力提升至約每平方呎 35 呎。壓縮衝程所施於空氣工質之工作，使其溫度提升至 540°C 或以上。當活塞抵達上止點時，將柴油射入汽缸，恰在活塞開始其下行衝程，發生燃燒，如圖 1-2 b。活塞承受膨脹氣體之影響，繼續下行以達衝程終點。在未完成其下行衝程前，活塞即不遮閉汽缸周邊之汽道或汽孔，如圖 1-2 c，經由汽道或汽孔，廢汽流出汽缸。依此方法，當用一單動汽缸時，內燃機軸每一旋轉，發生動力一次。

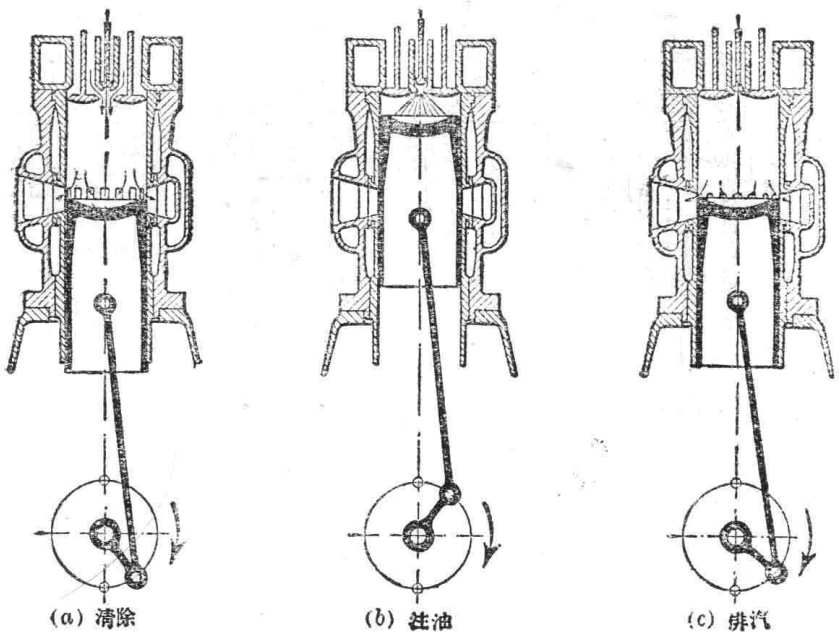


圖 1-2. 狄塞爾二程循環內燃機之動作循序。

上所敘述，純由新鮮空氣構成之工質，未入汽缸前，已用空氣壓縮機加以壓縮，稱“分設”壓縮法(註一)，圖 1-3 示二程內燃機之各種類型，

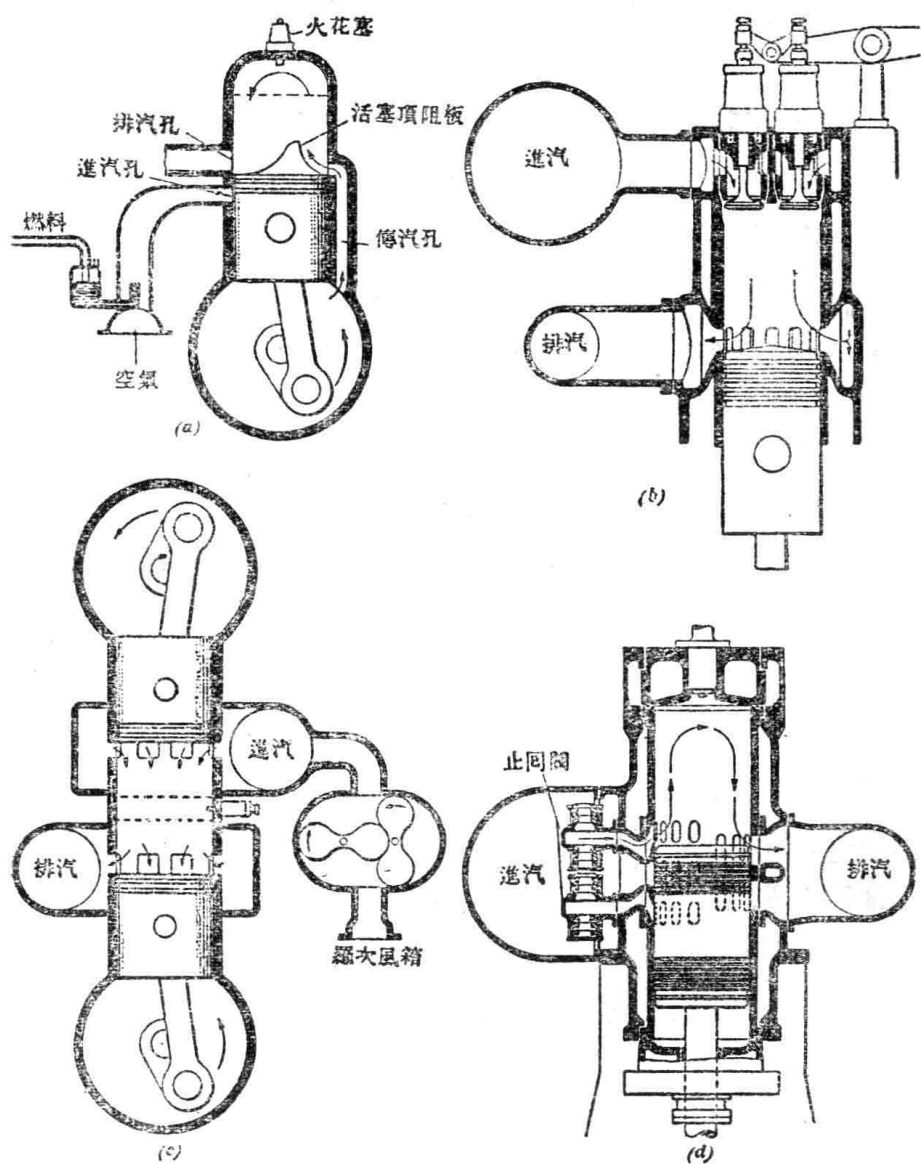


圖 1-3. 二程內燃機之類型。

- (a) 小型火花式內燃機，曲柄箱清除法；
- (b) “直通清除”型，汽缸頂端裝提動閥；
- (c) “直通清除”型，反向活塞；
- (d) 雙動汽缸，進汽孔裝止回閥。

(註一)“分設”壓縮法 Separate compression.

其中 b, c 及 d 均用“分設”壓縮法，因清除作用之效果較好。圖 1-3 a 示用曲柄箱壓縮法（註一）之二程內燃機。活塞既完成其動力衝程，先開啓排汽孔，讓廢汽逸出汽缸，然後經由傳汽孔，引入空氣與燃料之新鮮混合物。此混合物陷藏於曲柄箱，係經微量壓縮後，強力送入汽缸。因此當活塞近其下行衝程之終點時，排汽與進汽同時進行。當活塞於壓縮衝程抵達上止點時，活塞下端不遮閉進汽孔，並以活塞向上行動，於曲柄箱內造成部份真空，吸入空氣及燃料，備下一周程用。下行（動力）衝程將此空氣及燃料加以壓縮，當排汽孔及傳汽孔相繼開啓時，循環重複進行如上。此一規劃之顯著缺點，為新鮮工質勢必被曲柄箱內潤滑油所污濁，且清除效果亦較差。惟機構簡單，為其優點。二程原理同樣可用於奧吐循環及狄塞爾循環，惟以用於狄塞爾循環者較普通，尤以大型內燃機為然。圖 1-3 a 及 d 為回返清除法，氣流方向自汽缸一邊進，掃除汽缸內部後，於汽缸對邊出。圖 1-2 及圖 1-3 b, c 為“直通”或單向清除法，氣流方向自汽缸一端進，直向掃除汽缸後，於汽缸另端出。

1-4. 燃燒循環。 內燃機之主要燃燒循環為奧吐、狄塞爾及“半”狄塞爾等循環。除此外，拔雷頓及倫諾循環（註二）曾加以試驗，唯實用上推行不廣。

圖 1-4 示奧吐機之理論壓力容積圖。圖下為內燃機汽缸之簡圖，示活塞位置在上止點及下止點之情形。 V_1 為壓縮衝程終及膨脹衝程初之容積。 V_2 為壓縮衝程初及膨脹衝程終之容積。因此， $\frac{V_2}{V_1}$ 不僅為壓縮比，且亦為膨脹比，常以 r 標誌之。

曲線 BC 及 DE 假定為斷熱過程。所有熱能必沿 CD 線加入，及沿 EB 線排出。設沿 CD 加入之熱為 Q_1 ， C 點絕對溫度為 T_c 及 D 點絕對溫度為 T_d ；設沿 EB 排出之熱為 Q_2 ， E 點絕對溫度為 T_e ，及 B 點

（註一）曲柄箱壓縮法 Crankcase compression.

（註二）拔雷頓及倫諾循環 Brayton and Lenior cycles.

絕對溫度爲 T_l ；並設工質之重 $= W$ ，及等容比熱 $= C_v$ 。因此

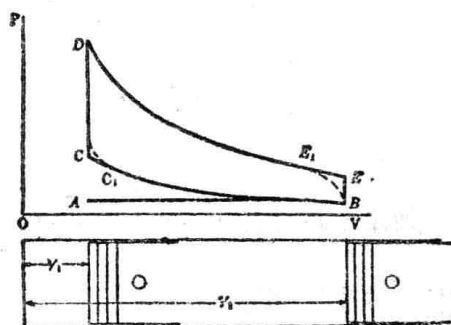


圖 1-4. 奧吐循環。

$$Q_1 = WC_v(T_d - T_c),$$

$$Q_2 = WC_v(T_e - T_b).$$

及

$$\text{所作之工} = Q_1 - Q_2 = WC_v(T_d - T_c) - WC_v(T_e - T_b).$$

$$\begin{aligned} \text{效率} &= \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{WC_v(T_d - T_c) - WC_v(T_e - T_b)}{WC_v(T_d - T_c)} \\ &= \frac{(T_d - T_c) - (T_e - T_b)}{T_d - T_c} = 1 - \frac{T_e - T_b}{T_d - T_c}. \end{aligned} \quad (1-1)$$

斷熱過程曲線 BC 及 DE 之公式爲 $PV^k = \text{常數}$ (註一)，及氣體公式爲 $PV = WRT$ 。因此，

$$\left(\frac{T_c}{T_d}\right) = \left(\frac{V_d}{V_c}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_c}{V_b}\right)^{k-1} = \left(\frac{T_b}{T_c}\right).$$

故

$$\frac{T_e}{T_d} = \frac{T_b}{T_c}. \quad (1-2)$$

由減法，

$$\frac{T_e}{T_d} = \frac{T_e - T_b}{T_d - T_c} = \frac{T_b}{T_c}, \quad (1-3)$$

以公式(1-3)代入公式(1-1)，

$$\text{效率} = 1 - \frac{T_b}{T_c} = 1 - \frac{T_e}{T_d} \quad (1-4)$$

上式爲關於煤氣機之最重要演式。顯示遵行奧吐循環之煤氣機，其效率依壓縮前後之溫度而定。由此一事實之發見，遂促進現代高效

(註一) $k = \frac{C_p}{C_v}$ ， C_p = 等壓比熱， C_v = 等容比熱。

率內燃機之生產。

奧吐循環效率亦可以容積及壓力表達。因壓縮曲線為斷熱過程，

故
$$\frac{T_b}{T_c} = \left(\frac{V_c}{V_b} \right)^{k-1}.$$

代入公式(1-4)，

$$\text{效率} = 1 - \left(\frac{V_c}{V_b} \right)^{k-1} = 1 - \left(\frac{1}{r} \right)^{k-1} \quad (1-5)$$

公式(1-5)顯示：效率依間隙容積 V_c 而定，且隨 V_c 變化。換言之，效率隨壓縮比及膨脹比 r 變化。

最後，因 BC 為斷熱曲線，故

$$\frac{T_b}{T_c} = \left(\frac{P_b}{P_c} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

代入公式(1-4)，

$$\text{效率} = 1 - \left(\frac{P_b}{P_c} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (1-6)$$

由公式(1-6)，可見效率隨壓縮壓力 P_c 提升而增加，因壓力 P_b 幾為常值。

圖 1-4 虛線示實際循環與理論循環之偏差。燃燒過程非瞬息完成，點火必須發生於 C_1 點，即在壓縮衝程終點前。若不在膨脹衝程終點前使汽缸壓力降落，活塞必須抗着高壓排汽。因此排汽閥於 E_1 點即行開啓，故在活塞開始其排汽衝程前，汽缸壓力已降落至大氣壓力；惟當排汽衝程時，事實上略高於大氣壓。

節流閥全開時之內燃機轉運，使進汽衝程之汽缸壓力，微低於大氣壓，但因此構成之負圈（註一）面積甚小，常略而不計。節流閥僅部份開啓時之運轉，使進汽壓力跌落至大氣壓力下每平方呎 0.7 呎至 0.84 呎之巨。雖壓縮及膨脹曲線近似多變性曲線公式 $PV^n = C$ ，實際示功圖之此等曲線非真實斷熱過程。其主要原因為汽缸內氣體與缸壁間，有熱之交流發生，尤以氣體溫度變化，其比熱亦隨之差異，更增加其複雜性。

（註一）負圈 Negative loop. 進汽衝程壓力低於大氣壓，排汽壓力高於大氣壓。由進汽線與排汽線所圍繞之示功圖面積，稱負圖面積。

故斷熱公式 $PV^k = C$ 之指數 k 非常值，汽油機之壓縮及膨脹曲線，均以 k 之值為 1.30，雖 1.29 至 1.35 亦有時用之。

奧吐循環壓縮壓力變動於每平方呎 3.5 尅至 17.5 尅，視內燃機設計時所用之燃料而定。汽車用內燃機，其壓縮壓力在每平方呎 7 尅至 11.2 尅間。若以普通汽油為燃料，而設計之壓縮壓力過高時，可能遭遇困難（即將發生敲缸與爆震，參閱 1-5 節）。煤油所需之壓縮壓力更低；鼓風爐氣可壓縮至每平方呎 10.5 尅，酒精可高達每平方呎 17.5 尅之巨。

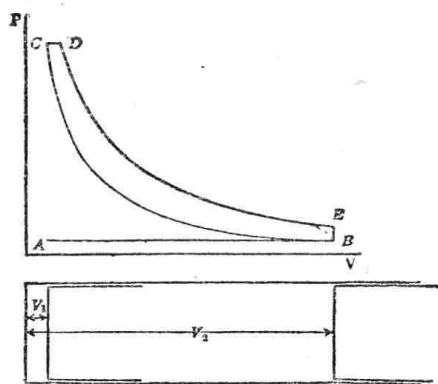


圖 1-5. 狄塞爾循環。

狄塞爾循環之燃燒以等壓發生，排熱則以等容進行，如圖 1-5 所示。曲線 BC 及 DE 假定為斷熱過程。所有熱能必沿 CD 線加入，而沿 EB 線排出。設沿 CD 線加入之熱為 Q_1 ，C 點絕對溫度為 T_c ，及 D 點絕對溫度為 T_d ；設沿 EB 線排出之熱為 Q_2 ，E 點絕對溫度為 T_e ，及 B 點為 T_b 。假定一循環之工質重為常值，而等於 W 。此假定可以允許，因燃料為柴油，注入之量小，增加工質之重甚微。設 C_p = 等壓比熱，則

$$Q_1 = WC_p(T_d - T_c)$$

及

$$Q_2 = WC_v(T_e - T_b)$$

$$\text{所作之工} = Q_1 - Q_2 = WC_p(T_d - T_c) - WC_v(T_e - T_b)$$

$$\begin{aligned}\text{效率} &= \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{WC_p(T_d - T_c) - WC_v(T_e - T_b)}{WC_p(T_d - T_c)} \\ &= \frac{C_p(T_d - T_c) - C_v(T_e - T_b)}{C_p(T_d - T_c)} = 1 - \frac{T_e - T_b}{k(T_d - T_c)}.\end{aligned}\quad (1-7)$$

因 CD 爲等壓線及 EB 爲等容線，

$$T_d = T_c \frac{V_d}{V_c} \quad (1-8)$$

及
$$\frac{T_e}{T_b} = \frac{P_e}{P_b} \quad (1-9)$$

但
$$P_e = P_d \left(\frac{V_d}{V_e} \right)^k \quad (1-10)$$

及
$$P_b = P_c \left(\frac{V_c}{V_b} \right)^k = P_d \left(\frac{V_c}{V_e} \right)^k \quad (1-11)$$

以公式(1-10)及(1-11)代入公式(1-9)，

$$\frac{T_e}{T_b} = \frac{P_d \left(\frac{V_d}{V_e} \right)^k}{P_d \left(\frac{V_c}{V_e} \right)^k} = \left(\frac{V_d}{V_c} \right)^k$$

或
$$T_e = T_b \left(\frac{V_d}{V_c} \right)^k \quad (1-12)$$

以公式(1-8)及(1-12)代入公式(1-7)，

$$\text{效率} = 1 - \frac{T_b \left(\frac{V_d}{V_c} \right)^k - T_b}{k \left(T_c \frac{V_d}{V_c} - T_c \right)} = 1 - \frac{T_b \left[\left(\frac{V_d}{V_c} \right)^k - 1 \right]}{T_c k \left(\frac{V_d}{V_c} - 1 \right)} \quad (1-13)$$

並因
$$\frac{T_b}{T_c} = \left(\frac{V_c}{V_b} \right)^{k-1} = \frac{1}{r^{k-1}}$$

$$\text{效率} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{\left(\frac{V_d}{V_c} \right)^k - 1}{k \left(\frac{V_d}{V_c} - 1 \right)} \right] \quad (1-14)$$

自公式(1-14)，可見狄塞爾循環之效率不僅視壓縮比 r 而定，且亦有關於 $\frac{V_d}{V_c}$ 之比，即注射停止容積對間隙容積之比。當 $\frac{V_d}{V_c}$ 之比減時，效率增加。

圖 1-5 虛線示實際示功圖與理論示功圖之偏差。壓縮及膨脹曲線事實上為斷熱過程，並以純空氣壓縮於汽缸內， k 之值為 1.4。燃料於壓縮衝程終射入汽缸，以等壓燃燒。膨脹曲線之 k 值常假定為 1.4，雖其值更近似 1.35。此循環不用點火方法，空氣壓縮之熱足夠點着射入柴油，發生自燒。狄塞爾機壓縮壓力常自每平方呎 31.5 尅至 35 尅，雖低質燃料所需壓縮壓力，可高達每平方呎 42 尅。

半狄塞爾機設計所用之循環，可甚近似奧吐循環或狄塞爾循環，或為二者之合併循環，即燃燒過程一部為等容及一部為等壓。一般言之，半狄塞爾機之壓縮壓力自每平方呎 11.2 尅至 17.5 尅（類型可為燃料注射，火花式，參閱圖 4-9），其超峯壓力亦低於壓燃式狄塞爾機遠甚。故機件所受應力低，重量輕；因此半狄塞爾機之製造，有甚多部份可直接與汽油奧吐機互換。

由上所述，可綜合內燃機奧吐循環式及狄塞爾循環式之主要異點如下：

- (1) 狄塞爾機之燃料於壓縮衝程終射入汽缸，奧吐機則燃料與空氣混合於壓縮衝程前。
- (2) 狄塞爾機壓縮衝程之最後壓力，遠高於奧吐機之最後壓縮壓力。
- (3) 狄塞爾機毋須外在熱源點火，奧吐機則須藉外在熱源點火而發生燃燒。
- (4) 狄塞爾機燃料之燃燒，近似等壓過程，奧吐機之燃料空氣混合物則用近似等容過程（爆炸）燃燒。

1-5. 火花式內燃機之燃燒。 奧吐機汽缸內之實際燃燒狀況，為研究內燃機者所遇最複雜現象之一。空氣與燃料構成之工質，常在未入汽缸前，即已加熱，既入汽缸後，復自燃燒室壁吸取更多熱量，又經壓縮作用，其溫度迅速提升，直至點火時已近可以燃燒之溫度。一小部工質直接處於火花塞間隙內，因火花提升之溫度，超過燃料分解及繼以

氧化所需之溫度，點火作用因以完成。由此一小部工質燃燒所生之熱量，提升其鄰近一層工質之溫度，以達燃點。因此燃燒火焰自火花塞向各方傳播前進，以迄工質燒盡為止。

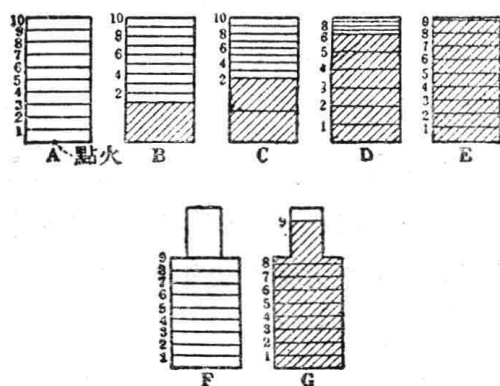


圖 1-6.

在燃燒過程中，工質未燃部份相繼壓齊之情形。

奧吐循環之燃燒過程雖以等容論，但當火焰掃越燃燒室時，每一部份工質溫度、壓力及單位容積之變化，相差甚巨。其容積變化可以圖 1-6 說明之。圖 A 示一燃燒室充滿工質，分為十相等部份。假定沿燃燒室一邊之全長同時點火。圖 B 示 $\frac{1}{10}$ 工質燃燒，發出工質總熱量 $\frac{1}{10}$ ，提升燃燒產物溫度，並有增加其壓力之勢。此 $\frac{1}{10}$ 工質因平衡室內壓力之故，發生膨脹，其所佔空間如圖內斷線部份所示，而 $\frac{9}{10}$ 尚未燃燒部份，壓擠至剩餘空間。圖 C 示 $\frac{2}{10}$ 工質已經燃燒，幾佔全燃燒室容積之一半，而剩餘尚未燃燒 $\frac{8}{10}$ 工質壓擠至另一半容積內。當然，火焰僅顯現於工質既燃與未燃部份間之分界處。各圖所示，當每一部份正在燃燒時之容積膨脹，如何使工質既燃與未燃部份均受壓擠，直至圖 E 最後一部工質已受壓擠甚巨。火焰掃越燃燒室以迄燃燒完成，其相繼顯現之火焰面（註一），必待工質未燃部份與前進火焰直接接觸時，然後顯現者，是為逐步燃燒過程，亦即燃燒之正常現象。圖 1-7 示火花式內燃機正常燃燒時所攝火焰前進的一系列照相。

（註一）火燄面 Flame Fronts.

工質未燃部份之受壓擠，及由火焰輻射所傳之熱，可使其溫升超過燃點，則事實上此未燃部份不待與火焰接觸，即獨立發生自燃。因此，工質最後燃燒部份在其原佔空間，產生區域性特高壓力，是為不正常燃燒現象，所謂爆震(註一)者是。其實際效果為燃燒室內工質最後燃燒部份所在之處所，形似以集中壓力，襲擊汽缸蓋及活塞頂之局部地點，引起高頻率振動，發生“乒乓”金屬聲響，故此種不正常燃燒現象，亦名敲缸(註二)。爆震或敲缸之結果，為引起動力耗損，主要原因由爆震燃氣之輻射傳熱率極高所致。急遽壓升之襲擊及局部過高溫度，最後將致內燃機毀壞。圖 1-8 示六組爆震式燃燒之發展攝影。爆震一經引起，全部未燃工質即瞬息被火焰點着。

公式(1-5)所示，增加壓縮比，將增加內燃機效率；但因此亦提升工質因壓縮所達之溫度，可能造成工質最後燃燒部份發生爆震現象。爆震既由最後未燃部份因超過其燃點溫度所發生，故在內燃機設計上，應設法降低此溫度。燃燒室設計基本上獲得此種效果之方法，為工質最後燃燒部份所佔之空間形狀，應具面積對容積之高比值。較冷活塞頂及燃燒室壁將保持工質最後燃燒部份之溫度，在爆震溫度之下。圖 1-9 所示之二燃燒室，用一定燃料，(b) 室壓縮比高於 (a) 室遠甚，但不

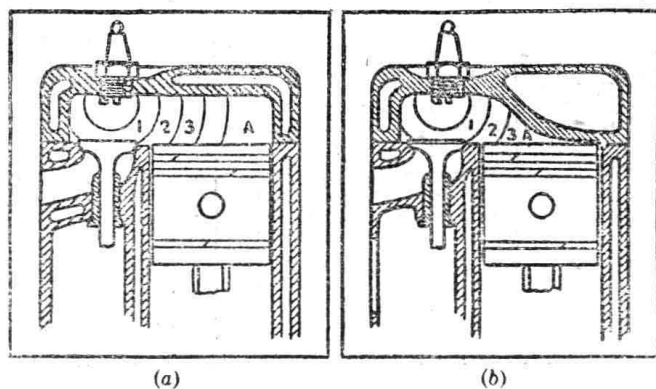


圖 1-9. 燃燒室設計之爆震控制法。

(a) 設計劣； (b) 設計優。

(註一) 爆震 Detonation.

(註二) 敲缸 Knocking.