

公告本

申請日期	89.4.14
案號	89106974
類別	F04B 25/00

A4
C4

571024

(以上各欄由本局填註)

發 明 專 利 說 明 書

~~新 型~~

一、發明 名稱	中 文	活 塞 式 真 空 泵
	英 文	PISTON-VACUUM PUMP
二、發明 創作人	姓 名	湯馬斯卓雷佛特(Dr. Thomas DREIFERT)
	國 籍	德 國
	住、居所	德國科隆 D-50968 邦納街 498 號
三、申請人	姓 名 (名稱)	藍伯德真空股份有限公司 (LEYBOLD VAKUUM GMBH)
	國 籍	德 國
	住、居所 (事務所)	德國科隆 D-50968 波維街 498 號
	代 表 人 姓 名	1. 彼得庫特(Peter Keuter) 2. 克里斯達葛姆梅斯巴契(Christa Gammersbach)

裝 訂 線

經濟部智慧財產局員工消費合作社印製

(由本局填寫)

承辦人代碼：
大類：
I P C分類：

A6

B6

本案已向：

德 國 (地區) 申請專利，申請日期： 案號： ， 有 無主張優先權
 1999.4.15 199 21 711.4

有關微生物已寄存於： ， 寄存日期： ， 寄存號碼：

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁各欄)

裝

訂

線

五、發明說明（一）

本發明係關於一種活塞式真空泵，其具有申請專利範圍第 1 項前言之特徵。

在真泵中通常有下述需求，即：所產生之真空是不具有碳氣分子的。此種需求之先決條件是：真空泵是以“乾燥方式”操作，在其泵室中不存在任何“油”。乾燥式高真空泵（渦輪分子式真空泵，低溫泵，抽氣泵）長久以來已為人所知。這些泵通常以油封之旋轉式活塞 - 泵（較佳是葉輪式回轉泵）來操作。在此種形式之泵中，油是用來潤滑、密封、冷卻以及淨化用。

為了符合顧客之需求而使用乾燥式運轉之真空泵，則在旋轉式活塞真空泵中在構造，材料和壽命等等會有問題存在。已顯示之情況是：往復活塞原理較適合於乾燥式運轉之真空泵。可靠之乾燥式往復活塞真空泵在此期間已成功地市場銷售。

在抽吸能力較小（至大約每活塞 $3\text{m}^3/\text{h}$ ）之活塞式真空泵中使用多個較小而簡易之氣缸 - 活塞 - 系統已為人所知。在抽吸能力較大之活塞式真空泵中，吾人却使用二倍 - 或三倍效用之活塞，以便以很少之移動式組件來設定很多之操作空間，因此可使用泵級（Stage）。此種形式之解法在 EP-A-607687 和 DE-A-19634519 中已為人所知。各別之氣缸 - 活塞 - 系統具有單級或多級（Stage），使每一個活塞都有二個或三個操作空間（壓縮空間），這些空間可同時或依序操作。此種解法之缺點是：它們需要昂貴之構造以便裝設

五、發明說明(≥)

各閥(Valve)，因此較昂貴。在一般所製成之箱形構造中，其構造費用較高。

本發明之目的是提供一種活塞式真空泵，其具有申請專利範圍第1項前言之特徵，其中在抽吸能力較大之泵中可使用功能簡易之氣缸-活塞-系統。與此種形式有關之移動式組件數目之增加不會使振動現象擴大。

依據本發明，上述目的是藉由申請專利範圍之特徵部份來達成。在入口側使用一些具有較大直徑之活塞，則可達成所期望之較大之抽吸能力。由於此種一級至一級逐漸增加之壓縮，則朝向壓力側或出口側之抽吸能力會逐漸減小，因此在出口側可使用較小之活塞。在出口區中使用較小之活塞所具有之優點是可使驅動馬達之功率消耗降低，這是因為功率消耗是與活塞大小有關。因此亦可達成一種緊密式(Compact)之構造，最後，由於振盪式慣性力之補償作用而可防止干擾性之振動。

適當之方式是須構成此種活塞及曲柄驅動器所形成之配置，使造成此種振動所用之第一級或第一階(Order)之力及第二級之力及／或第一級和第二級之動量(Moment)基本上都可被平衡或補償。第一級之力是指此種由振盪式活塞質量所造成之力，其振幅以 F_1 表示。活塞，活塞軸承，活塞銷以及聯杆之一部份等等之質量都屬於振盪式活塞質量。其適合下式：

$$F_1 = m_0 \cdot r \cdot w^2$$

五、發明說明 (3)

其中 m_o : 活塞質量

r : 活塞半徑

w : 角速度

第二級之振盪式慣性力發生之原因是：聯杆之一部份有側向之移動。

第二級之力之振幅 F_{II} 適合下式：

$$F_{II} = \lambda \cdot m_o \cdot r \cdot w^2$$

λ 是聯杆比例，即，

$$\lambda = \frac{r}{l_{p1}}$$

其中 l_{p1} = 聯杆之長度。

須考慮其它可旋轉之慣性力 F_r 。這些力 F_r 在徑向中往外發生作用，因此是隨著曲柄軸之旋轉而轉動。其大小適合下式：

$$F_r = m_r \cdot r \cdot w^2$$

其中 m_r 是可旋轉之質量。曲柄側部之彎頭，曲柄銷，曲柄軸承和聯杆之一部份都屬於可旋轉之質量。在具有多個活塞之機器中會產生第一級和第二級之動量 (Moment)，其會造成振動現象，其原因是各別活塞之力之作用線之距離所造成。

若全部活塞之曲柄半徑或衝程都是相等，以及較大和較小活塞相互之間分別具有相同之質量以及相同之直徑，則這樣是適當的。

在此種前提下，活塞數目不同且構造形式不同之活塞式

五、發明說明(下)

真空泵所需之不同組件之數目可小到最佳化，這是積木式系統的一種主要優點。

就慣性力之補償而言，則一般適當之方式是大活塞(m_{gr})和小活塞(m_{kl})之活塞質量須符合下式：

$$m_{gr} = 2m_{kl}$$

本發明之其它優點和細節以下將依據第 1 至第 17 圖所示之實施例來詳述。圖式簡單說明如下：

第 1 至第 6 圖 串列式形式之活塞式真空泵。

第 7 至第 10 圖 對置活塞式真空泵。

第 11 至 13 圖 V 形之活塞式真空泵。

第 14 至 17 圖 混合形式之活塞式真空泵。

第 1 和第 2 圖顯示一種活塞式真空泵 1，其具有三個氣缸 2, 3, 4，這些氣缸依序排列。所屬之活塞以 5, 6, 7 表示。活塞經由只以圖示(未設有參考符號)之活塞軸承，聯杆以及曲柄軸承而與曲柄軸 11 相連接。

曲柄軸 11 在外殼 13 中經由軸承頸 12 而支撐著。曲柄軸驅動器是以 14 表示，曲柄軸 11 之旋轉軸以 15 表示。泵 1 之入口和出口以參考符號 16 和 17 表示。

爲了以儘可能小之活塞式真空泵達成一種儘可能大之抽吸能力，則活塞 7 之直徑較其它活塞 5, 6 之直徑還大。較大之活塞 7 配置在入口側，即，所屬之泵室 18(其體積決定了此泵之抽吸能力)之位於側面之入口直接與入口 16 相連接。氣體流動方向是以虛線表示。在輸出側可使用直徑較

五、發明說明 (4)

小之活塞，這是因為在泵級中持續地壓縮時活塞已不需具有像輸入側之抽吸能力。

在真空技術中，真空泵之特性通常須依據各別之應用而調整。這特別適用於所期望之各別之抽吸能力之情況中。適當之方式因此是：泵內部之氣體通道可改變。第 1 和第 2 圖例如顯示了二種變型。

第 1 圖所示之活塞式真空泵是以三級方式構成。三個氣缸是依序配置著。入口 16 是與氣缸 - 活塞 - 系統 4,7 之泵室 18 之入口相連接。氣缸 7 中之泵室 18 之位於正側之出口緊接著氣缸 - 活塞 - 系統 2,5 之泵室 19 之入口。配置於泵室 18 之後的是具有泵室 20 之氣缸 - 活塞 - 系統 4,6。

若如第 23 圖所示入口側之此二個氣缸 - 活塞 - 系統 4,7 和 2,5 組和成一個級且同時操作，則可增大上述之抽吸能力。第二個出口級 (stage) 形成氣缸 - 活塞 - 系統 4,6。

為了防止振動現象或大大地降低振動現象，則適當之方式是使振盪性和旋轉性之慣性力獲得補償或平衡。在第 1 至第 3 圖之 3 氣缸式之串聯之泵中，第一級 (order) 之力之補償是以下述方式達成：較小直徑之活塞 5,6 是以和較大直徑之活塞 7 成相反方向而移動。曲柄軸 11 因此須設有曲柄，使較小活塞 5,6 之曲柄栓相對於旋轉軸 15 而言是面對著較大活塞之曲柄栓。其它先決條件是：由較小活塞 5,6 所產生之慣性力之和 (sum) 等於較大活塞所產生之慣性力。在相同之曲柄半徑 r 時這表示：活塞 5,6 之質量之和 (sum)

五、發明說明(6)

等於活塞 7 之質量。由於使用儘可能少之不同大小之組件來構成積木是有利的，則活塞 5 和 6 適當之方式是以相同方式構成，使得在特別簡單且有利之實施形式中較大活塞之質量是較小活塞質量之二倍。第一級之力之完整之補償所需之一般條件是

$$2 \times m_{kl} \cdot r_{kl} = m_{gr} \cdot r_{gr}$$

其中 kl ：直徑較小之活塞

gr ：直徑較大之活塞

爲了補償第一級及第二級之動量，則重要的是：較大之活塞 7 須位於二個較小活塞 5,6 之間。此種實施形式顯示在第 1 至第 3 圖中。較大活塞 7 之曲柄軸承和較小活塞 5,6 之曲柄軸承之間的距離在第 3 圖中是以 a 和 b 表示。第一級和第二級動量補償之前提是當此二個較小活塞之質量和衝程相等時此距離 a 和 b 須相等，即， $a=b$ 。

第 4,5 和 6 圖同樣顯示串聯造形之活塞配置，其分別是 4 氣缸 - ， 5 氣缸 - 和 6 氣缸串聯之構造形式。

第 4 圖之 4 氣缸造形具有二個質量 / 直徑較小之外部活塞 23,24 以及二個質量 / 直徑較大之內部活塞 21,22。須構成曲柄軸 11 之曲柄，使此二個較小之活塞及二個較大之活塞以相反方向移動。這樣可補償第一級之力。此二個較大之活塞之曲柄之距離是以 a 表示，較小活塞者之距離是以 b 表示。若符合：

$$a \cdot r_{gr} \cdot m_{gr} = r_{kl} \cdot m_{kl}$$

五、發明說明(7)

則可補償第一級之動量。因此先決條件是：此二個較小之活塞之質量以及此二個較大之活塞之質量須分別相等。

第 5 圖是 4 氣缸式之造形，其中分別由二個較小活塞和較大活塞所構成之一對活塞是反向移動的。第一級之力因此可獲得補償。若此二對活塞中之一配置在中央之曲柄上且另二個活塞配置在反向對準之外部曲柄上，則當這些具有較小直徑和較大直徑之活塞互相交替地配置且符合：

$$a \cdot r_{gr} \cdot m_{gr} = r_{kl} \cdot m_{kl}$$

時，第一級之動量即可得到補償，其中 a 是較大活塞 21, 22 之曲柄軸承之間距而 b 是較小活塞 23, 24 之曲柄軸承之間距。

在第 6 圖之 5 氣缸串聯式造形中，三個活塞 25, 26, 27 具有較大之質量，二個活塞 28, 29 具有較小之質量，且分別具有一個相隔開之曲柄。質量較小之活塞 28, 29 是外(outer)活塞。較大之內(inner)活塞之曲柄軸承之間距是以 a 或 b 表示，較小之外活塞之曲柄軸承至中間活塞 26 之曲柄軸承之間距是以 c 或 d 表示。須構成曲柄軸 11 及其曲柄，使較大活塞中之一對(pair)以反方向移動而第三個較大之活塞是與二個較小活塞成反方向移動。若符合

$$2r_{kl} \cdot m_{kl} = r_{gr} \cdot m_{gr}$$

則可補償第一級之力。若符合

$$a \cdot m_{gr} + c \cdot m_{kl} = b \cdot m_{gr} + d \cdot m_{kl}$$

則可補償第一級和第二級之動量。若此活塞配置相對於經

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

訂
線

五、發明說明(8)

由中央活塞 26 之對稱軸 30 而言是對稱的，則上述條件即可滿足。

第 7 至 11 圖是對置造形之構成方式，其中互相面對之氣缸 - 活塞 - 系統之曲柄和活塞是互相交替地配置者。

在第 7 和第 8 圖(透視圖)之 3 氣缸對置之造形中，較大之活塞 31 配置於二個外(outer)活塞 32, 33 之對面。曲柄軸承之間距是以 a 和 b 表示，聯杆之長度以 l_{p1} 表示(第 7 圖)。

若符合：

$$2 m_{kl} \cdot r_{kl} = m_{gr} \cdot r_{gr}$$

則可補償第一級之力。若符合：

$$2 \lambda_{kl} m_{kl} r_{kl} = \lambda_{gr} m_{gr} r_{gr}$$

$$\text{其中 } \lambda = \frac{r}{l_{p1}}$$

則可補償第二級之力。

若保持對稱(a=b)，則可補償第一級和第二級之動量。

第 9 圖和第 10 圖(透視圖)顯示 4 氣缸對置造形之活塞配置，其具有較大之活塞 34, 35 和較小之活塞 36, 37。較大活塞和較小活塞所構成之一對(pair)中之活塞須分別互相面對而配置著，使較小活塞 36, 37 之曲柄位於外側。若符合：

$$a \cdot m_{gr} r_{gr} = b \cdot m_{kl} r_{kl}$$

則可補償第一級之動量。若符合：

$$a \lambda_{gr} m_{gr} r_{gr} = b \lambda_{kl} m_{kl} r_{kl}$$

則可補償第二級之動量。

五、發明說明(9)

第 11 圖顯示一種適合 5 氣缸對置造形之活塞配置。二個較大活塞 41, 42 面對較大之活塞 43 及二個較小之活塞 44, 45 而配置著，且是相對於此種經由氣缸 - 活塞 - 系統之中央之對稱軸 46 而對稱地配置著。較小之外(outer)活塞 44, 45 之曲柄軸承至對稱軸 46 之間距是相等的且以 a 表示。活塞 41 和 42 之曲柄軸承之以 b 表示之至對稱軸 46 之間距是相等的。在此種前提下若符合：

$$2 m_{kl} r_{kl} = m_{gr} r_{gr}$$

則第一級之力可獲得平衡。若符合：

$$2 \lambda_{kl} m_{kl} r_{kl} = \lambda_{gr} m_{gr} r_{gr}$$

則第二級之力可得到平衡或補償。

當 (a, b) 保持對稱時，則第一和第二級之動量可得到平衡。

第 12 至 14 圖中顯示一種 3 氣缸 / V 90° 造形及 4 氣缸 / V 90° 造形以作為 V 造形之活塞配置之例子。

在 3 氣缸 / V 90° - 配置中二個較小之活塞 51, 52 垂直於較大之活塞 53 而配置著且使較大活塞 53 之曲柄軸承位於較小活塞 51, 52 之曲柄軸承之間。若符合：

$$2 m_{kl} r_{kl} = m_{gr} r_{gr}$$

則第一級之力可被平衡。

先決條件因此是：就像一般之 V 形機器一樣，除了使第一級之力平衡之外，須存在一種未顯示之持續性之平衡質量。若存在對稱性時，即，較小活塞 51, 52 之曲柄至較大

五、發明說明 (10)

活塞 53 之曲柄之間距 (其是以 a 和 b 表示) 是相等時，即， $a=b$ ，則第一級和第二級之動量可被平衡。

第 14 圖之 $V 90^\circ$ - 配置具有二個較大之活塞 55, 56 和二個較小之活塞 57, 58。所有活塞 55 至 58 經由其聯杆而與曲柄軸 11 之曲柄相連接。活塞 55 至 58 之移動方向是交替變換的，此二個較小之活塞 57, 58 位於外部。在上述之前提下，即，在 V 形機器中存在一般之平衡質量時，則第一級之力可被平衡。若符合：

$$a m_{gr} r_{gr} = b m_{kl} r_{kl}$$

則可平衡第一級之動量，其中 a 是較大活塞 55, 56 之曲柄軸承之間距而 b 是較小活塞 57, 58 之曲柄軸承之間距。若符合：

$$a \lambda_{gr} m_{gr} r_{gr} = b \lambda_{kl} m_{kl} r_{kl}$$

則可平衡第二級之動量。

第 15 圖是依據 4 氣缸 - 箱所構成之活塞或真空泵 (不是真正之“箱”) 用之活塞配置。其亦可稱為 4 氣缸 - $V 180^\circ$ 造形。曲柄軸 11 具有二個互相面對之曲柄，二個活塞分別與該曲柄相連接。較大之活塞 (61 或 62) 和較小之活塞 (63, 64) 分別配屬於每一曲柄，且須使較大和較小之活塞分別互相面對且較小之活塞 63, 64 位於外部。第一級和第二級之力在此種活塞配置中因此可被平衡。

在第 16 圖之對置式 4 氣缸 / $V 180^\circ$ 造形中設置三個曲柄。中央較大之活塞 61, 62 是互相面對而配置著且與中央

五、發明說明 (\)

之曲柄相連接。就較小之活塞(其同樣是互相面對而配置著)而言，存在著一些與中央之曲柄相面對之外部曲柄。較大活塞 61,62 之曲柄軸承之間距是以 a 表示，較小活塞 63,64 之曲柄軸承之間距是以 b 表示。較小活塞之曲柄軸承至相隣之較大活塞之曲柄軸承之間距是以 c 和 d 表示。若符合：

$$r_{kl} m_{kl} = r_{gr} m_{gr}$$

則可平衡第一級之力。若符合：

$$\lambda_{kl} r_{kl} m_{kl} = \lambda_{gr} r_{gr} m_{gr}$$

則可平衡第二級之力。

若存在一種對稱性 (c=d)，

則可平衡第一級之動量。若符合：

$$a \lambda_{gr} r_{gr} m_{gr} = b \lambda_{kl} r_{kl} m_{kl}$$

則可平衡第二級之動量。

第 17 圖顯示 5 氣缸 - 箱形造形或 V-180° 造形。曲柄軸 11 具有三個曲柄。二個較大之活塞 65,66 互相面對地配屬中央之曲柄。二個外側之曲柄互相面對地對準中央之曲柄。較小之活塞 67 配屬於外側曲柄中之一，較小之活塞 68 和較大活塞 69 配屬於另一個外側之曲柄。須選擇此種配置方式，使此二個較小活塞 67,68 一起與中央較大之活塞 66 面對著另二個較大之活塞 65,69。第 17 圖中所顯示的是曲柄軸承間距 a, b, c 和 d。若符合：

$$2 r_{kl} m_{kl} = r_{gr} m_{gr}$$

五、發明說明 (續)

則可平衡第一級之力。若符合：

$$2 \lambda_{kl} r_{kl} m_{kl} = \lambda_{gr} r_{gr} m_{gr}$$

則可平衡第二級之力。

若存在一種對稱性 ($a=b$; $c=d$)，則可平衡第二級之動量。

上述概念之其它優點是：串列式構造可形成在 1 - 氣缸 - 級中。特別是在對置式或 V 形機器之傳統式構造形式中，氣缸數目是以成對方式而改變，以便確保振盪式之力和動量至少有一部份可達到所設定之平衡作用。在上述使用二種不同之活塞大小以及活塞質量比 (ratio) 是 1:2 時，則在 1 - 氣缸 - 各步驟中氣缸數是可變的，這是因為可以相同方向或相反方向來使用這些較小之活塞。質量平衡之品質因此不會受到限制。

此外，由上述之實施例可知串列式造形，V-機器和混合式造形仍具有以下之優點：其活塞是以相位偏移方式來操作，因此在曲柄外殼中不會發生干擾性之壓力脈動 (pulsation) 現象且驅動用之旋轉動量是屬大致相同之形式。

本發明之原理可應用在上述形式之活塞式真空泵 (其具有其它活塞) 以及應用在一些具有十字頭 - 和鐘擺式活塞 - 曲柄驅動器之造形上。多級式膜片真空泵之以聯杆來操作之膜片可用作“活塞”。

由第 8 和第 10 圖之透視圖可辨認：積木式系統 (其允許

五、發明說明 (13)

上述形式及其它實施形式之安裝)可由一些組件所組成，包括：此二個實施形式中之大，小活塞，適用於所有活塞之聯杆，曲柄軸 11(其具有所期望之數目和形式之曲柄)，儘可能相同之曲柄軸承 71，活塞軸承 72 和主軸承 73 以及由曲柄側部 74 和 75 所形成之二種實施形式。曲柄側部 75 承載著一種平衡重量，其以習知之方式使曲柄軸 11 上之活塞之各種不同之旋轉質量獲得平衡，其中各種自由旋轉之力以及動量都會被抑制。

積木式系統之核心是：大小已調整之活塞，及所屬聯杆和軸承之質量。氣體替換裝置(閥，閥控制器)以及模組式氣缸和氣缸頭同樣能以上述概念而包括在二種造形尺寸中。

若相同組件以一種造形來構成，則積木式系統之各種不同造形之曲柄軸是以這些相同組件為基準。因此一些正鎖定，負鎖定和依材料形式而構成之組件連接件都是可能的。積木式系統中之曲柄軸栓，間距環，曲柄側部和軸承都可設置相同之組件。只有曲柄側部(其被考慮用來平衡上述之旋轉質量)必須就每一種造形而各別設計。曲柄軸栓和間隔套情況需要時必須在長度上適應於各種不同之造形。間隔套亦能以較大之壁厚度來製成，以便補償曲柄驅動器之自由旋轉之質量部份，因此可使一些力直接在發生地點附近被平衡。此外，這些力可使曲柄軸更加固定，以便使彎曲振動現象降低且可使用相同之平衡質量。此外，積木

五、發明說明(14)

式系統之主要外觀是使壓縮級之數目依據真空泵之需求而調整。例如，4-氣缸-活塞泵可操作成一級式-，二級式-，三級式-或四級式之泵，若氣體通道可相對應地被修改時。

此外，若第二種活塞尺寸例如由熱力學或成本來考慮是無意義時，則傳統上有意義之驅動器形式只能以一種活塞尺寸整合在積木式系統中。

元件符號對照表

1	活塞式真空泵
2, 3, 4	氣缸
5, 6, 7	活塞
11	曲柄軸
12	軸承頸
13	外殼
14	曲柄軸驅動器
15	旋轉軸
16	入口
17	出口
18, 19, 20	泵室
21 ~ 24	活塞
25 ~ 29	活塞
30, 46	對稱軸
31 ~ 33	活塞

五、發明說明(15)

34 ~ 37	活 塞
41 ~ 45	活 塞
51, 52, 53, 55 ~ 58	活 塞
61 ~ 64, 65 ~ 69	活 塞
71	曲 柄 軸 承
72	活 塞 軸 承
73	主 軸 承
74, 75	曲 柄 側 部

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

訂 線

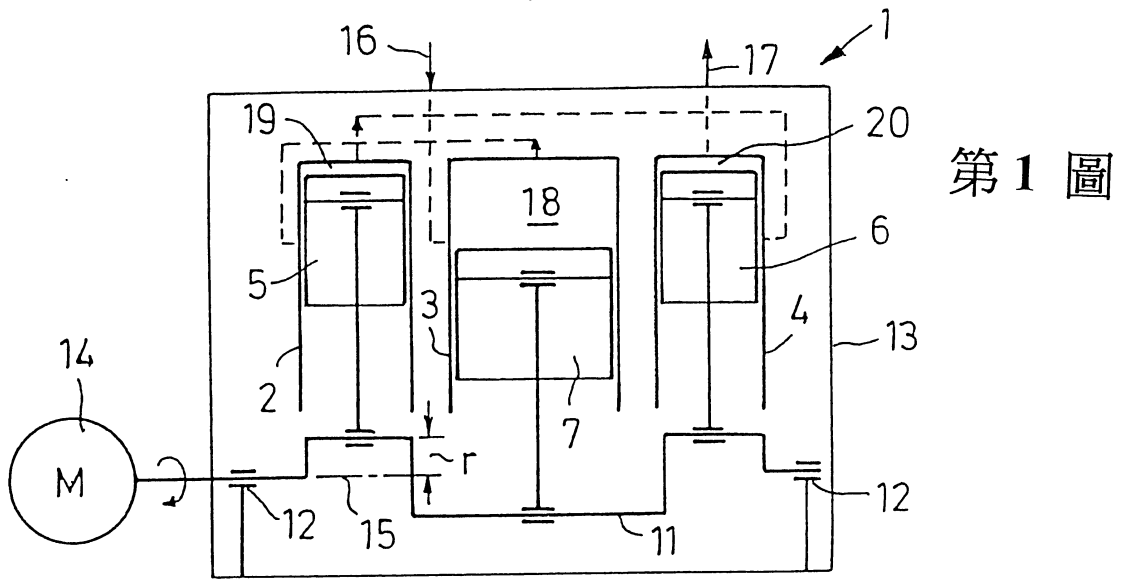
四、中文發明摘要(發明之名稱： 活塞式真空泵)

本發明係關於一種活塞式真空泵(1)，其包括：一個外殼(13)，一個配置於外殼(13)中之氣缸，一個存在於氣缸中之活塞以及一個各活塞所共用之曲柄軸(11)；爲了達成一種簡易，緊密且運轉時無聲之構造，則活塞須具有多個(較佳是二個)不同之活塞直徑，較大之活塞配置於輸入側而較小之活塞配置於輸出側，活塞須配置於曲柄軸(11)上且與曲柄軸(11)相耦合，使振盪式慣性力(第一級之力)可完全或幾乎完全被平衡。

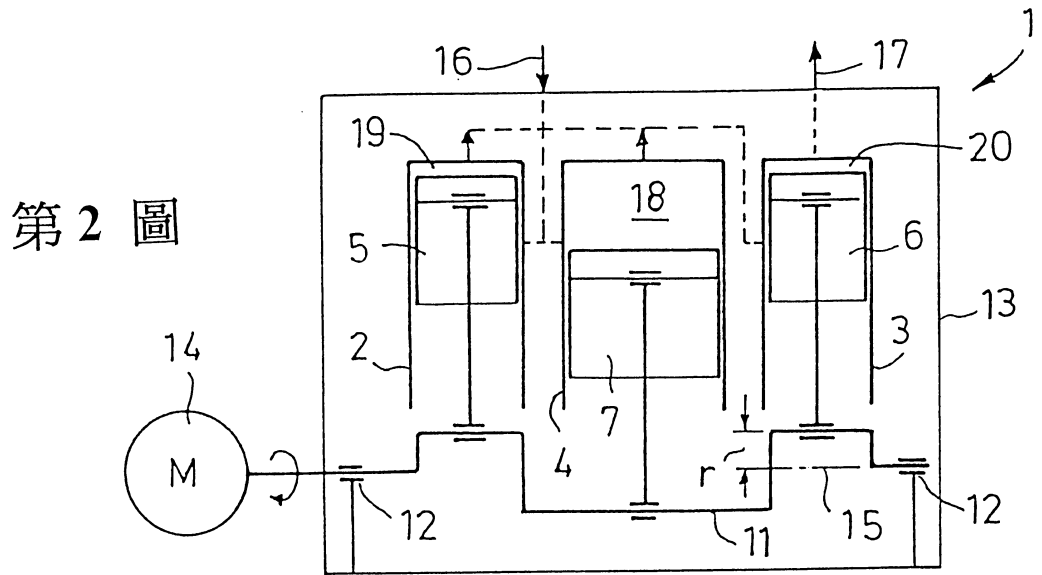
英文發明摘要(發明之名稱： Piston-vacuum Pump)

This invention relates to a piston-vacuum pump (1) with a shell (13), a cylinder arranged in the shell (13), a piston located in the cylinder and a common crank-shaft (11) for the piston; in order to attain a simple, compact and silent-running construction, it is suggested that the pistons with many (preferably with two) different piston-diameters are provided, the larger pistons are arranged at the inlet and the smaller pistons are arranged at the outlet, the pistons are arranged on the crank-shaft (11) and coupled with the crank-shaft (11), so that a complete or nearly complete balance of the oscillating inertial forces (the force of the 1st order) can be attained.

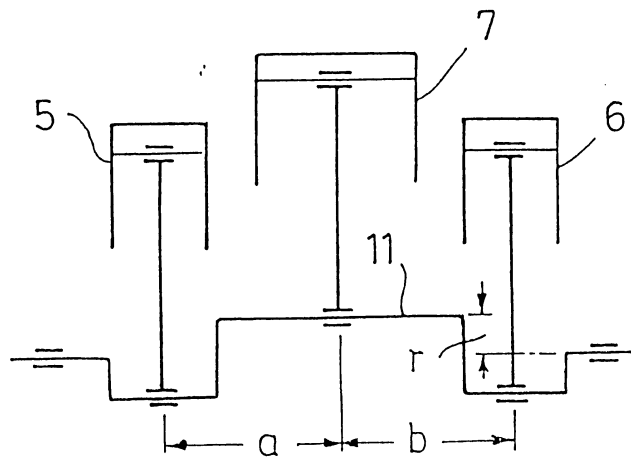
修正
P2 11 8
年 月 日
補充



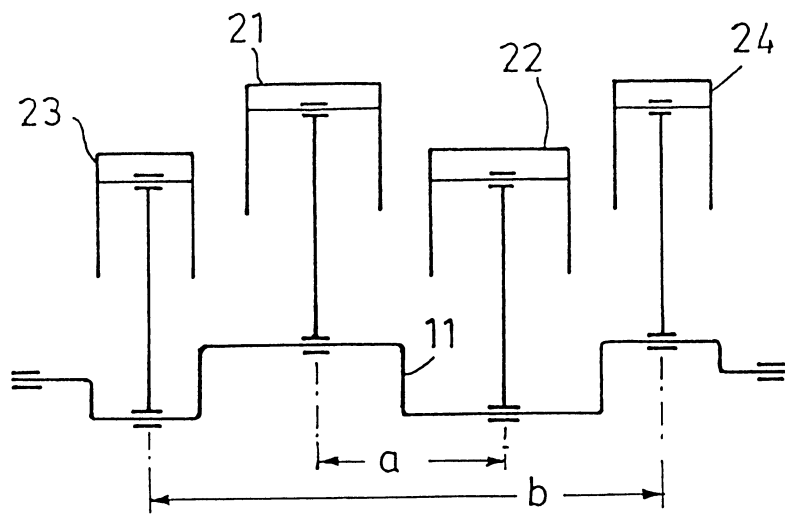
第 1 圖



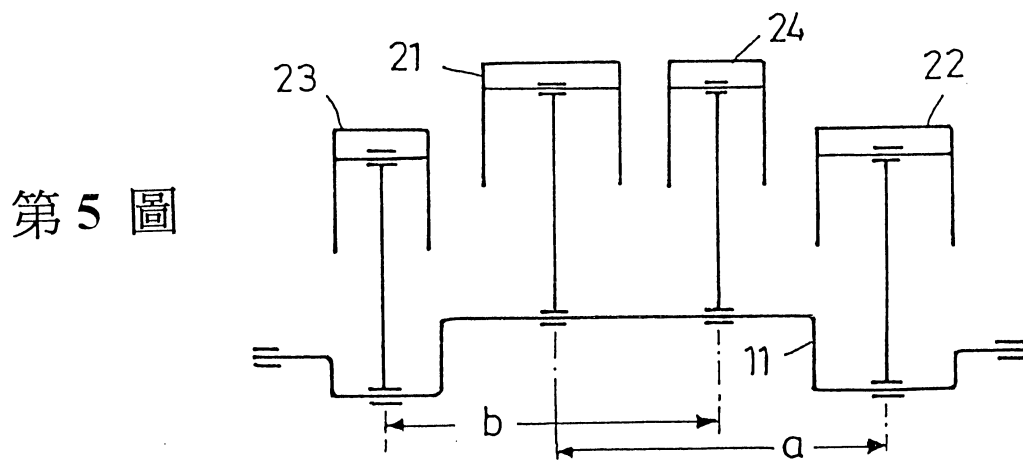
第 2 圖



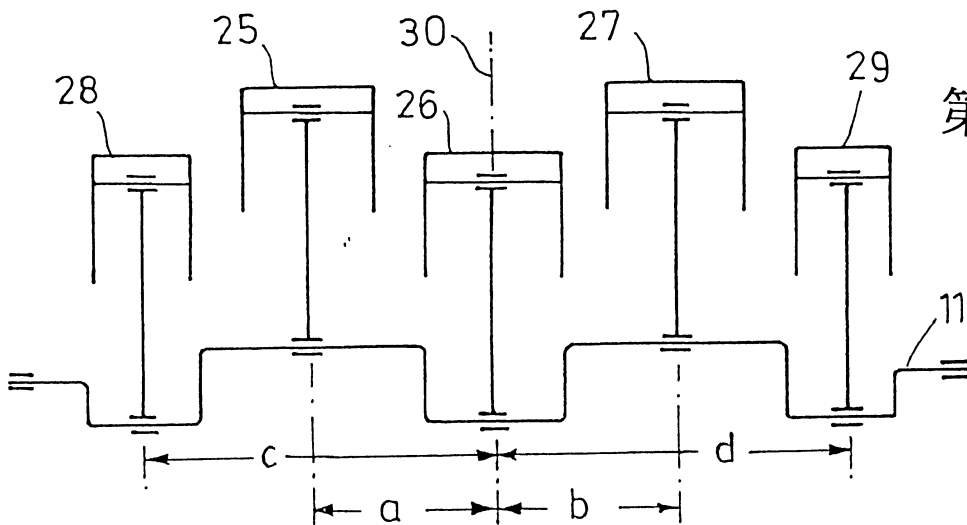
第 3 圖



第 4 圖

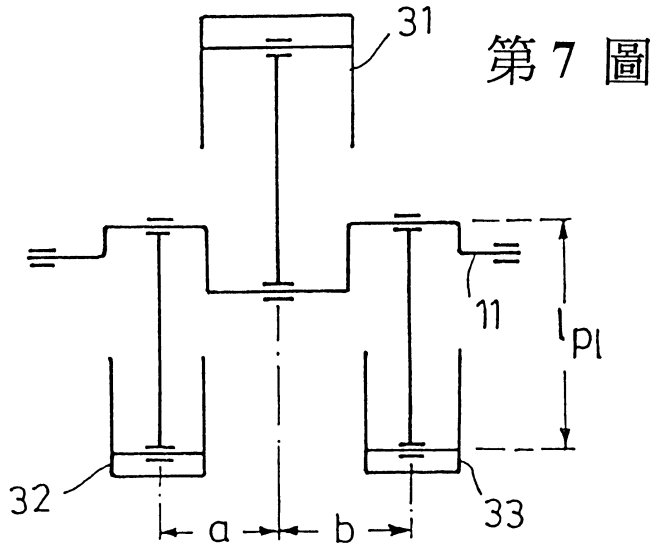


第 5 圖

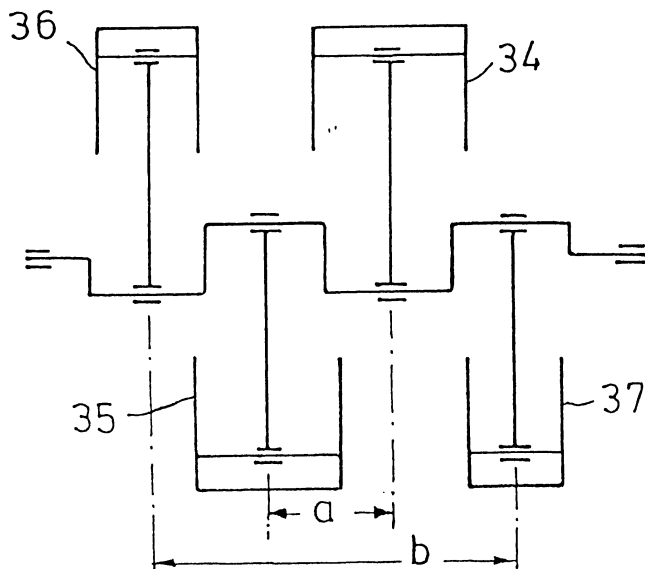
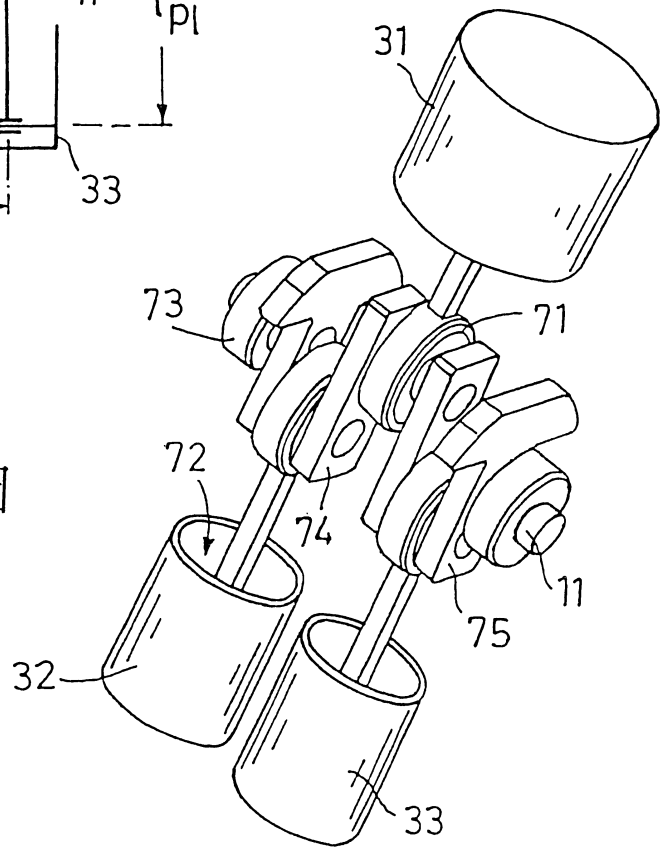


第 6 圖

- 3 / 6 -

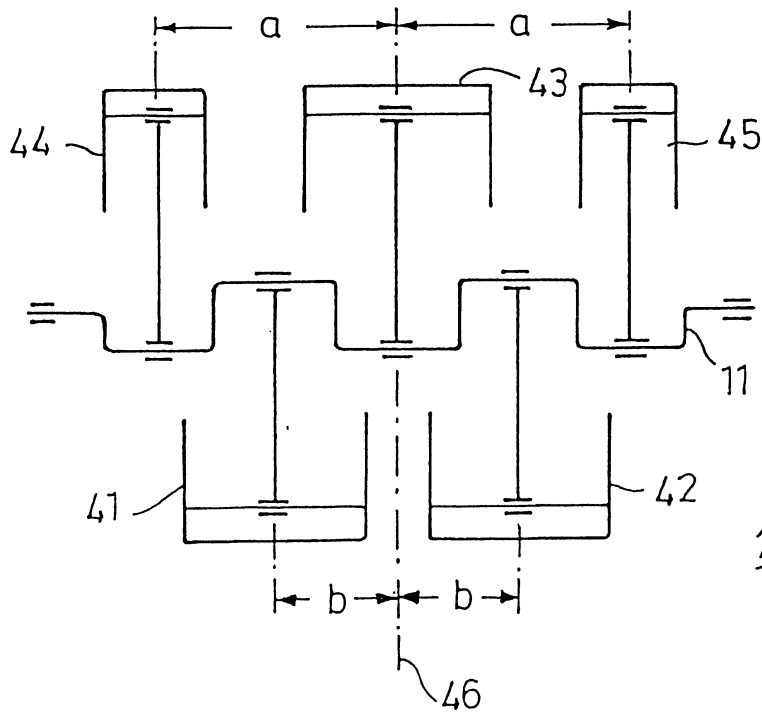
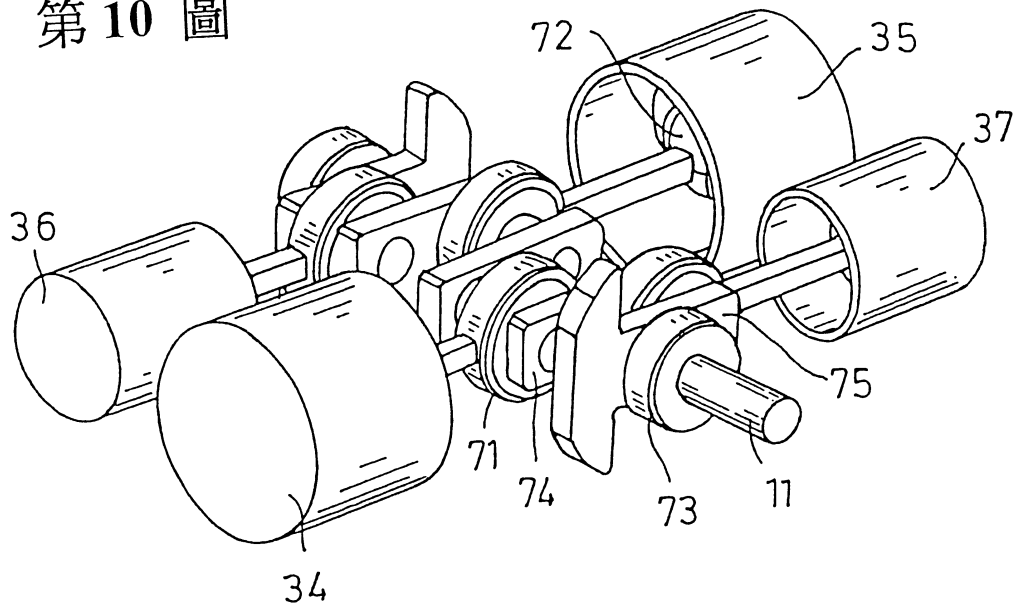


第 8 圖

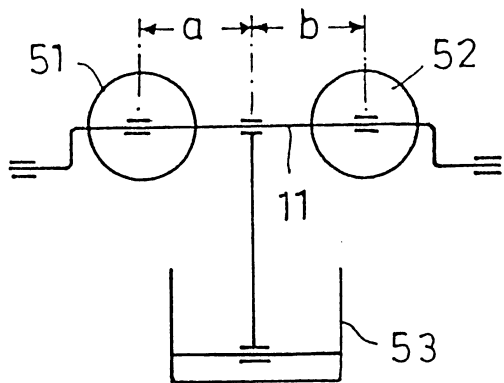


第 9 圖

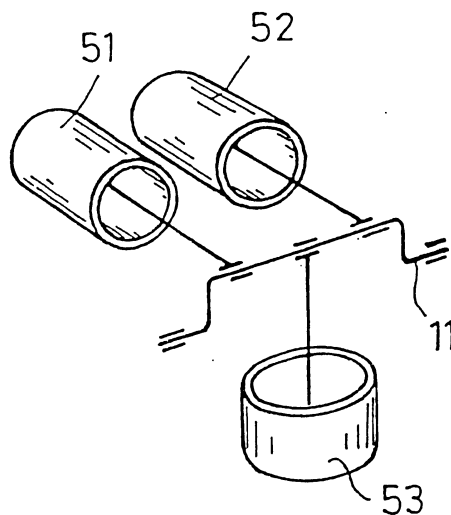
第 10 圖



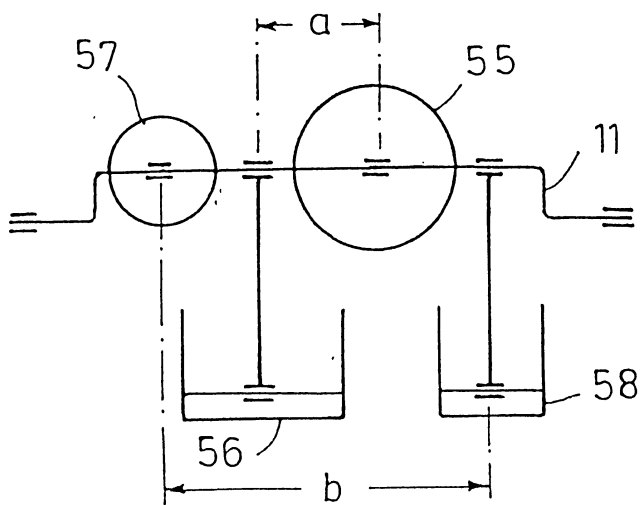
第 11 圖



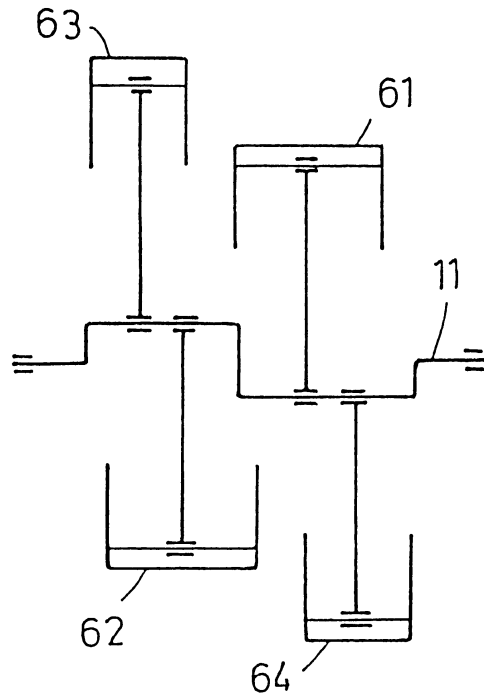
第 12 圖



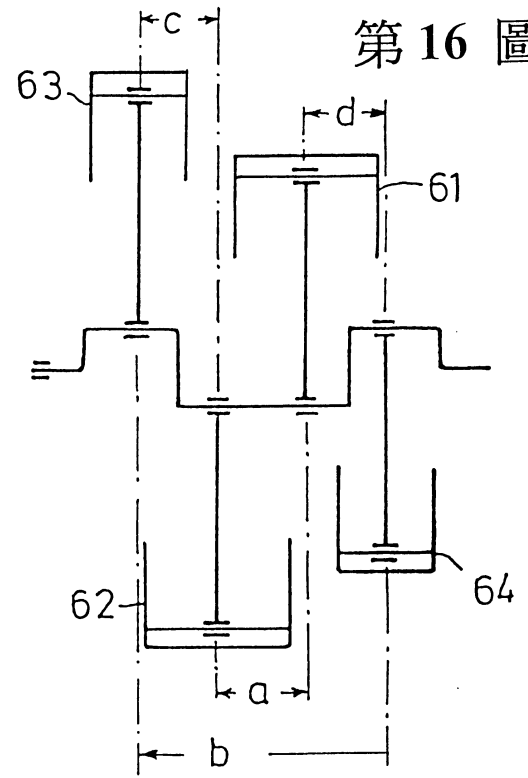
第 13 圖



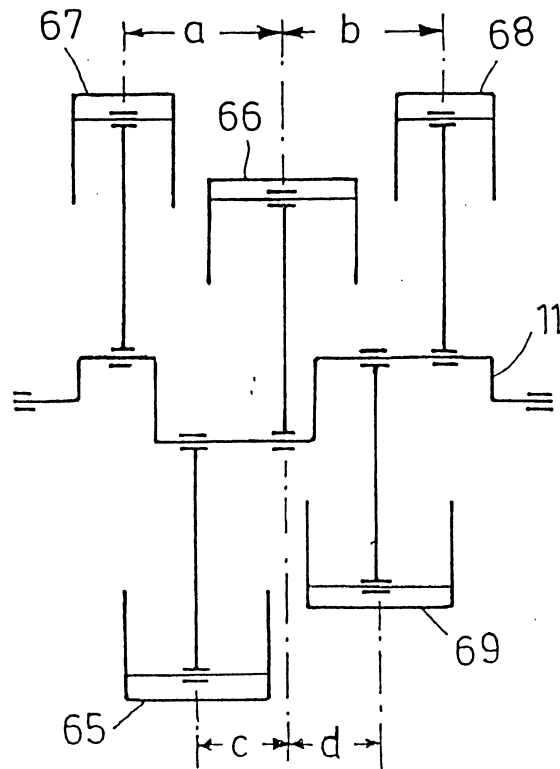
第 14 圖



第 15 圖



第 16 圖



第 17 圖

六、申請專利範圍

第 89106974 號「活塞式真空泵」專利案

(92 年 12 月修正)

六、申請專利範圍：

1. 一種活塞式真空泵 (1)，其包括：一個外殼 (13)，一個配置於外殼 (13) 中之氣缸，一個位於氣缸中之活塞以及一個各活塞所共用之曲柄軸 (11)，其特徵為：存在著多個 (較佳是二個) 不同直徑之活塞，較大之活塞配置在輸入側而較小之活塞則配置在輸出側，各活塞須配置在曲柄軸 (11) 上且與曲柄軸 (11) 相耦合，使振盪式慣性力 (第一級之力) 完全或幾乎完全得以平衡。
2. 如申請專利範圍第 1 項之活塞式真空泵，其中各活塞須與曲柄軸 (11) 相耦合，使存在著一些移動方向相反之活塞，且所有活塞之與振盪式質量和衝程有關之慣性力之和 (sum) 持續地等於 0。
3. 如申請專利範圍第 1 或 2 項之活塞式真空泵，其中所有活塞之曲柄半徑或衝程是相等的。
4. 如申請專利範圍第 3 項之活塞式真空泵，其中存在一些具有二種不同直徑 / 質量之活塞，且較大活塞之質量對較小活塞之質量之比 (ratio) 是 2:1。
5. 如申請專利範圍第 1 或 2 項之活塞式真空泵，其中這些活塞式真空泵是以對稱方式 (鏡面對稱，旋轉對稱) 構成。

六、申請專利範圍

6. 如申請專利範圍第 1 或 2 項之活塞式真空泵，其中具有二個較佳是位於外側之較小質量之活塞以及一個或多個較大質量之活塞。
7. 如申請專利範圍第 1 或 2 項之活塞式真空泵，其中這些活塞和曲柄軸之構成和配置方式須使第二級之額外之力，第一級之動量及／或第二級之動量得以平衡。
8. 如申請專利範圍第 1 或 2 項之活塞式真空泵，其中這些活塞式真空泵之造形是串列式造形，(真實的或非真實的)箱形或 V 形造形。
9. 如申請專利範圍第 7 項之活塞式真空泵，其中其級 (stage) 數是可變的。
10. 如申請專利範圍第 9 項之活塞式真空泵，其中其與入口 (16) 相連接之級 (stage) 包含至少一個較大直徑之活塞。
11. 如申請專利範圍第 2 項之活塞式真空泵，其中其各移動式組件之至少數個組件是積木式系統之組件。
12. 如申請專利範圍第 1 或 2 項之活塞式真空泵，其中存在一些鐘擺式活塞或膜片以取代活塞。