

公告本

申請日期	88. 7. 3
案 號	88113116
類 別	F104B 25 700

A4
C4

538197

(以上各欄由本局填註)

發明專利說明書

一、發明 ~~新~~ 名稱	中 文	高壓壓縮機之壓縮裝置
	英 文	COMPRESSOR DEVICE FOR A HIGH PRESSURE COMPRESSOR
二、發明 ~~人~~ 創作	姓 名	1.西川 弘 2.佐藤有朝 3.西川剛弘 4.坂本泰生 5.間 誠 6.里和哉 7.水野隆行
	國 籍	日本國
三、申請人	住、居所	1.日本國群馬縣館林市大谷町 3001-26 2.日本國埼玉縣深谷市東方 3370-4 3.日本國群馬縣太田市內之島町 815-2-201 4.日本國群馬縣邑樂郡大泉町城之內 1-11-20 5.日本國群馬縣伊勢崎市馬見塚町 3264-1 6.日本國群馬縣邑樂郡大泉町西小泉 2-14-25 7.日本國栃木縣足利市八幡町 2-4-8
	姓 名 (名稱)	三洋電機股份有限公司
	國 籍	日本國
	住、居所 (事務所)	日本國大阪府守口市京阪本通 2 丁目 5 番 5 號
	代 表 人 姓 名	近藤定男

裝

訂

線

(由本局填寫)

承辦人代碼：
大類：
I P C 分類：

A6
B6

本案已向：

日本 國(地區) 申請專利，申請日期： 案號： ，☒有 ☐無主張優先權
1999 年 9 月 14 日 特願平 11-260439 (主張優先權)

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

經濟部智慧財產局員工消費合作社印製

五、發明說明（ 1 ）

[發明領域]

本發明為關於具有將所吸入之工作流體(working medium)加以壓縮以產生高壓工作流體之壓縮機構部之壓縮式之高壓壓縮機，尤其關於改良由於馬達之旋轉使活塞進行相對於汽缸之往復驅動之壓縮機構部者。

[以往之技術]

關於具有由於馬達之旋轉使活塞進行相對於汽缸之往復驅動，而將由於該驅動而吸入之動作流體加以壓縮以產生高壓工作流體之壓縮機構部之壓縮式之高壓壓縮機，本案申請人曾經有一發明，即在本案之申請日以前所發明之高壓氣體壓縮機之 1 種之壓縮裝置(以下稱為以往技術)，如在日本之專利申請案特願平 11-81780 號所揭示。

以下，依據第 1 圖至第 4 圖說明上述之以往技術。壓縮裝置 100 構成具有 4 個壓縮部(壓縮段部)101、102、103、104 之 4 段壓縮機。壓縮部 101 與 103 係配置在水平軸 106 上，壓縮部 102 與 104 係配置在水平軸 105 上，分別在該軸 106、105 上具有在固定體之汽缸內進行往復動作之可動體之活塞之往復動作壓縮機構。由此，將由吸入管 118 吸入之工作流體以第一段壓縮部 101 壓縮，其次將由第一段壓縮部 101 壓縮之工作流體經過管路 5 進入第二段壓縮部 102 再予壓縮，將由第二段壓縮部 102 壓縮之動作流體經過管路 6 進入第三段壓縮部 103 加以壓縮，再將由第三段壓縮部 103 壓縮之工作流體經過管路 7 進入第四段壓縮部 104 再加以壓縮，如此使具有預定之壓力及流量之高壓工

五、發明說明(2)

作流體由出口管 8 輸出。

此種壓縮裝置 100 中之前述工作流體為氮氣、天然氣體、六氟化硫(SF6)、空氣等所謂氣體，而壓縮裝置 100 則適用於使用天然氣燃料之汽車之高壓罐(bomb)之天然氣填充機，合成樹脂之射出成型(injection)時所使用之高壓氮氣氣體之氣體射出成型機之高壓氮氣氣體供給裝置，以及空氣高壓罐之高壓空氣之填充機等之用。

在壓縮裝置 100 中，第一段壓縮部 101 之活塞 51 與第三段壓縮部 103 之活塞 53 在軸 106 上連接於軛 1A，在軛 1A 內以橫跨軸 106 之狀態設置可移動之橫向滑動器(cross slider)2A，將該橫向滑動器經由曲柄銷(crank pin)3 連接於曲柄軸 4。軸 105 與軸 106 以垂直方向觀之具有 90 度之角度。再者，第二段壓縮部 102 之活塞 S2 與第四段壓縮部 104 之活塞 54 在軸 105 上連接於軛 1B，在軛 1B 內以橫跨軸 105 之狀態設置可移動之橫向滑動器 2B，將該橫向滑動器 2B 經由曲柄銷 3 連接於曲柄軸 4。

曲柄軸 4 受到設置在壓縮部 101 至 104 之下方之電動機(圖無表示)之驅動而旋轉，由此使對著曲柄軸 4 偏心設置之曲柄銷 3 曲柄軸 4 旋轉，關於軛 1A 而言，使橫向滑動器 2A 對於軸 105 之方向之曲柄銷 3 之變位移動而因應，對於軸 106 之方向之變位則使軛 1A 因應移動，由此使活塞 51、53 僅向軸 106 之方向進行往復運動。

另一方面，關於軛 1B 而言，使橫向滑動器 2B 對於軸 106 之方向之曲柄銷 3 之變位移動而因應，對於軸 105 之

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明(3)

方向之變位則使軌 1B 因應而移動，由此活塞 52、54 乃僅向軸 105 之方向進行往復運動。

第 4 圖為表示壓縮裝置 100 之第一段壓縮部 101 之構造之剖視圖。在第二段壓縮部 101，在活塞 51 之前後設置第一壓縮室 58 與第二壓縮室 59。活塞 51 前進時閥 a、b 在閉合之狀態工作流體部經由啟開之閥 e、f 從箭頭所示之方向向第一壓縮室 58 吸入之同時，第二壓縮室 59 之工作流體被壓縮而到達預定之壓力，此時工作流體即經過啟開之閥 c、d 而向外部送出，如箭頭所示，經過管路 5 向次一第二段壓縮部 102 輸送。

並且，活塞 51 後退時，閥 e、f 即閉合而將第一壓縮室 58 內之工作流體壓縮，到達預定之壓力時，閥 a、b 即啟開由此使工作流體向第二壓縮室 59 送出。60 為將連桿 57 順滑而不會振動地引導至定位之桿引導器。

如前所述，壓縮裝置 100 之第一段壓縮部 101 係在 1 個汽缸 55 內，以 2 階段將工作流體吸入而經過壓縮而送出之構造之雙動壓縮機構(double action 機構)。在第二段壓縮部 102、第三段壓縮部 103 及第四段壓縮部 104 並無第一段壓縮部 101 之雙重壓縮機構，分別以活塞對於汽缸之往復運動將汽缸內所吸入之氣體施行一段壓縮之正常動作之構成，亦即所謂單動(single action)機構。

在前述構成中，由吸入管 118 吸入之工作流體之氮氣之壓力約為 0.05MPa(G)，該氣體在第一段壓縮部 101 壓縮至大約 0.5MPa(G)，該壓縮之氣體通過管路 5 向第二段壓

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明（4）

縮部 102 供給。在第二段壓縮部 102 氮氣被壓縮至大約 2 MPa(G)，該壓縮之氮氣通過管路 6 向第三段壓縮部 103 供給。在第三段壓縮部 103 將氮氣壓縮至大約 7 至 10MPa (G)，該壓縮之氮氣通過管路 7 向第四段壓縮部 104 供給。在第四段壓縮部 104，壓縮至大約 20 至 30MPa(G)之高壓氣體(高壓工作流體)由吐出管 8 向蓄壓器供給，結果由蓄壓器向氣體射出成型機供給高壓氮氣。

在前述之以往技術，第一種構造中，第三段壓縮部 103 與第四段壓縮部 104 之活塞 53、54 為如第 5 圖及第 5 圖之 P 圓放大之第 6 圖所示，分別在活塞 53、54 之周面形成多數之曲折槽(labyrinth duct)70，壓縮機構部在設置於活塞 53、54 與汽缸 73、74 之內面之汽缸襯套(cylinder liner)73A、74A 之間形成 2 至 6 μ m(micro meter)之間隙，流入於該間隙之氣體流入曲折槽 70 而產生亂流，由此成為氣體封閉(gas seal)方式之所謂無潤滑之曲折構造。再者，活塞 53、54 之前端周緣部 75 成為斜直線之斜切角，亦即所謂 C 斜角，而曲折槽 70 之開口端部 76 則成為尖銳之邊緣狀態。

再者，第二種構造為如第 7 圖所示，在第三段壓縮部 103 與第四段壓縮部 104 中，在活塞 53、54 之往復驅動之上死點之位置時僅以活塞 53、54 之後端 78 之長度 L1 部分在汽缸襯套 73A、74A 內之位置，再者如第 8 圖所示，在下死點之位置時僅有活塞 53、54 之前端 77 之長度 L2 在汽缸襯套 73A、74A 內。亦即，長度 L1、L2 成為活塞

五、發明說明(5)

53、54 對於汽缸襯套 73、74 變位時之摩擦距離。

再者，第三種構造為如第 9 圖所示，在第二段壓縮部 102，鋁製之汽缸 72 為對於送氣板(discharge plate)80 形成同一內徑(直徑 75mm)之均勻之圓筒內面 81，並且具有沿著該圓筒內面 81 進行往復動作之活塞 52。為了使活塞 52 與汽缸 72 之間形密封狀態，活塞 52 具有隔開間隔設置之多數之 PTFE 製之活塞環 83。如第 10 圖所示，活塞 52 在其前端固定設置活塞板 84 由此支持前端部之活塞環 83。

第四種構造為，如第 11 圖所示，在第三段壓縮部 103 與第四段壓縮部 104 中，活塞 53、54 分別經由連接桿 85、86 連接於軛 1A、1B，而由前述馬達之旋轉分別在各汽缸 73、74 內進行往復運動。活塞 53 與連接桿 85 之連接，以及活塞 54 與連接桿 86 之連接係分別經由形成於由活塞 53、54 延伸之雄型連接部 87、88 擠進於形成在連桿 85、86 之雌型連接部 89、90 內而成為可互相旋轉之狀態。91、92 為分別設置在連桿 85、86 之引導環。79、79A 分別設置在接觸雄型連接部 87、88 之位置擠進於連接桿 85、86 內之強度輔強材。

第五種構造為在第三段壓縮部 103 與第四段壓縮部 104 中，第 12 圖所示之活塞 53、54 為如第 5 圖及第 6 圖所示其前端面成為平坦面。再者分別在前端周緣部 75 留下斜直線之斜切角，亦即所謂 C 斜角。

[欲解決之問題]

在前述以往技術中，第 5 圖及第 6 圖所示第一種構造

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明(6)

具有活塞 53、54 致使汽缸 73、74 之內面摩耗之問題。具體說明之，活塞 53、54 以水平方向配置，壓縮機啟動前由於本身之重量使活塞 53、54 與汽缸襯套 73A、74A 分向下方變位相當於該間隙之距離而接觸於該汽缸襯墊 73A、74A 之內面，在此種狀態下壓縮機啟動時，產生汽缸襯套 73A、74A 之內面被活塞 53、54 之前端部及曲折槽 70 之開口端部之邊角刮削之現象之問題。

再者，在前述以往技術中，第 7 圖及第 8 圖所示之第二構造則有活塞 53、54 致使汽缸襯套 73A、74A 之內面摩耗之問題。具體說明之，活塞 53、54 在上死點及下死點位置時，活塞 53、54 之端部 77、78 分別有長度 L1、L2 之部分在汽缸襯套 73A、74A 內之位置。因，引起前所述之活塞 53、54 向下方之變位造成以活塞 53、54 之前端部及後端部刮削汽缸襯套 73A、74A 之內面之現象之問題。

再者，在前述之以往技術中，第 9 圖及第 10 圖所示第三構造，由於如汽缸 72 之內面成為相同內徑之均勻之圓筒內面，因此如要增大壓縮行程中之排氣容積，勢必須增大汽缸內徑與活塞外徑，由此引起使其不得不大型化之問題。

再者，在前述以往技術中之第 11 圖所示第四種構造，活塞與連桿之連接成為雄型連接部與雌型連接部之擠進連接，於是需要正確保持此種擠進連接部之加工精確度所需之加工相當麻煩之問題。再者為維持性能亦需要強度輔強材。

在前述以往技術之第五種構造，有活塞 53、54 致使汽

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明(7)

缸襯套 73A、74A 之內面摩耗之問題。具體說明之，第 12 圖中活塞 53(54)之前端面為平坦面，前端周緣部 75 有 C 斜角，因此有由於活塞 53、54 對於下方之變位產生刮削汽缸襯套 73A、74A 之現象，或頂部間隙增大之問題。

[解決問題之手段]

本發明為考慮及前述問題，其目的在提供可以防止以往技術中汽缸內面之摩耗而促成，排氣容積之增加，加工之容易化，頂部間隙之減小由此提昇特性之壓縮式高壓壓縮機之壓縮裝置。作為解決前述問題之一個具體之手段，在於具有由於馬達之旋轉使活塞進行對於汽缸之往復驅動，將由於該驅動所吸入之工作流體加以壓縮以產生高壓工作流體之壓縮機構部之高壓壓縮機中，將前述壓縮機構部作為在前述活塞之周面形成多數之曲折槽而使前述汽缸之作用內面成為無潤滑之曲折封閉構造，並使前述活塞之前端周緣部與前述曲折槽之開口端部成為 R 斜角者。

再者，依本發明，作為解決前述問題之一個具體之手段，係在於具有由於馬達之旋轉使活塞進行對於汽缸之往復驅動，將經由此種驅動壓縮所吸入之工作流體加以壓縮以產生高壓工作流體之壓縮機構部之高壓壓縮機中，將前述壓縮機構部作為，在前述活塞之周面形成多數之曲折槽而使前述汽缸之作用內面之間形成無潤滑之曲折封閉構造，並使前述活塞與前述汽缸之間之關係成為活塞在往復驅動中之上死點與下死點位置時，前述活塞之前端周緣及後端周緣實質上不進入前述汽缸之作用內面之位置。

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

訂
線

五、發明說明（ 8 ）

再者，依本發明，作為解決前述問題之一個具體之手段，係在具有由於馬達之旋轉使活塞進行對於汽缸往復驅動，將由於此種驅動所吸入之工作流體加以壓縮以產生高壓工作流體之壓縮機構部之高壓壓縮機中，將前述壓縮機構部作為使前述汽缸之作用內面與前述活塞之間形成無潤滑封閉構造，前述活塞在前端形成小直徑部，前述汽缸連續形成當前述活塞在上死點時供前述活塞之前端小直徑部插入之小直徑壓縮部，以及前述活塞在不死點時在前述活塞之前端小直徑部之周圍形成壓縮空間之大直徑部。

再者，依本發明為，作為解決前述問題之一個具體之手段，係在具有由於馬達之旋轉使活塞進行對於往復驅動而將由於前述驅動所吸入之工作流體加以壓縮以產生高壓工作流體之壓縮機構部之高壓壓縮機中，將前述壓縮機構部作為使前述汽缸之作用內面與前述活塞之間形成無潤滑封閉構造，前述活塞與連桿之連接成為使向前述活塞之後端延伸之連接凸緣部在形成於前述連桿之連接空間內受到彈簧推壓而使前述活塞對於前述連桿成為可搖動狀態者。

再者，依本發明，作為解決前述問題之一個具體手段，係在具有由於馬達之旋轉使活塞進行對於汽缸之往復驅動，將由前述驅動所吸入之工作流體加以壓縮以產生高壓工作流體之壓縮機構部之高壓壓縮機中，將前述壓縮機構部作為使前述汽缸之作用內面與前述活塞之間成為無潤滑封閉構造，使前述活塞之前端與對應於該前端之汽缸頭

（請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁）

訂 線

五、發明說明(9)

之內面形狀成為實質上相同之 R(圓弧)形狀。

再者，依本發明，係在於具有多數段之汽缸與活塞所構成之壓縮部，使氣體依序經過各壓縮部加以壓縮而供給之壓縮裝置中，最終段之壓縮部及最終段前段之壓縮部具有柱塞活塞(plunger piston)者。

再者，依本發明，係使前所述中最終段之壓縮部之汽缸與在其內部進行往復動作之活塞之直徑方向之間隙，小於最終端前段之汽缸與在其內部進行往復動作之活塞之間隙者。

再者，本發明為在前所述之壓縮機中，將最終段前段之壓縮部之汽缸與其內部施行往復動作之活塞之直徑方向之間隙作為 3 至 $10\mu\text{m}$ 。

再者，本發明為在前所述之壓縮機中，將最終段之壓縮部之汽缸與其內部施行往復動作之活塞之直徑方向之間隙成為 2 至 $8\mu\text{m}$ 。

再者，本發明為在前所述之壓縮機中，在最終段前段之壓縮部之汽缸之內部施行往復動作之活基之表面具有多數之槽，將該槽深 B 對於該槽寬 A 之比值(B/A)作為 0.2 至 0.5。

再者，本發明為將前述壓縮部作成四段之構成。

再者，本發明為在於具有多數之壓縮部而且該壓縮部中至少 1 個由柱塞活塞型壓縮機構成之同時，將多數之壓縮部由連接管串聯連接，將在前段之壓縮部壓縮之工作流體向後段之壓縮部供給，依序施行由該後段之壓縮部壓縮

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明（ 10 ）

之壓縮過程而使其成為高壓之工作流體之壓縮裝置中，將柱塞活塞型壓縮機中之柱塞活塞由多數之曲折槽構成之曲折封閉而封閉，而且將該曲折槽之形成密度由壓縮室側向背壓室側減小之狀態形成以改善封閉特性。

再者，在於包括：具有多數之壓縮部之壓縮裝置；用以驅動該壓縮裝置之驅動裝置；以及收容前述驅動裝置之同時上部密接於壓縮裝置之密閉外殼之壓縮裝置中，該密閉外殼之底部設置釋壓閥，當該密閉外殼內之壓力上昇為預定壓力以上時，使該釋壓閥開啟以使可動部之摩耗粉末等由該釋壓閥向裝置外排出而不必分解該裝置予以清掃者。

再者，本發明為將多數之往復壓縮部中之至少 1 個往復壓縮部由柱塞幫浦(plunger pump)構成，將前述多數之往復壓縮部連動而使所需要之氣體由多階段壓縮之壓縮裝置中，其特徵為，前述柱塞幫浦係由插入於瓷製汽缸襯套內之活塞，以及連接於活塞之連桿所構成，並且在前述汽缸襯套與柱塞幫浦本體之間設套筒作為耐壓構造構件，將前述汽缸襯套與套筒利用固定螺絲固定在柱塞幫浦本體之壓縮裝置。

再者，本發明之特徵為在前所述之壓縮機中，在插入連桿之連桿套筒與前述固定用螺絲之間插裝板型彈簧等彈性緩衝構件。

再者，本發明特徵為在前述之壓縮機中，在作為耐壓構造構件之套筒向接觸於固定用螺絲之面上設置以壁厚方

（請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁）

裝

訂

線

五、發明說明（ 11 ）

向貫穿之 1 個或 2 個以上之釋壓溝。

再者，本發明之特徵為在前述之壓縮機中，設置貫穿連桿套筒之 1 個或 2 個以上之釋壓孔。

再者，本發明之特徵為，在前述之壓縮機中，使為了裝設活塞環及引導環而設置在活塞環溝以及引導環溝之任何一方或雙方之寬度大於環本身之寬度。

再者，本發明之特徵為具備：至少 1 對以上之相對向之活塞；用以固定活塞之軛；以及在軛內滑動移動之橫向滑動器；並且可由司支持軛(Scotch Yoke)機構使曲柄之旋轉運動變換為活塞之往復運動之壓縮裝置，以在中央部設置開口部以避免妨礙曲柄銷之運動之外蓋，夾持軛之狀態固定配置。

再者，本發明之特徵為在前所述之壓縮機中，將前述外蓋以加熱嵌套方式固定於軛之狀態配置。

再者，本發明之特徵為在前所述之壓縮機中，至少 1 對為在對向之位置不配置活塞之壓縮裝置，而在前述位置配設固定在軛之連桿，以及將連桿引導成可以施行往復運動之汽缸。

再者，本發明之特徵為在於具有多數之往復壓縮部使氣體以多階段壓縮之壓縮裝置中，設置至少在第一段往復壓縮部具備第一壓縮室與第二壓縮室，將吸入於第一壓縮室之氣體壓縮而向第二壓縮室送出而再度壓縮後向次段之往復壓縮部送出之雙重壓縮構造。

[圖式簡單說明]

（請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁）

裝

訂

線

五、發明說明（ 12 ）

第 1 圖為本發明之一實施例之壓縮裝置之俯視圖。

第 2 圖為本發明之一實施例之壓縮裝置之各壓縮機構部由剖面表示之俯視圖。

第 3 圖為本發明之實施例之壓縮裝置之軛與橫向滑動器部之俯視圖。

第 4 圖為本發明之實施例之壓縮裝置之第一段壓縮機構部之剖面圖。

第 5 圖為以往技術之第一種構造之活塞之側視圖。

第 6 圖為第 5 圖之 P 圓放大圖。

第 7 圖為以往技術之第二種構造之活塞之上死點與汽缸襯套之關係圖。

第 8 圖為以往技術之第二種構造之活塞之下死點與汽缸襯套之關係圖。

第 9 圖為以往技術之第三種構造之活塞與汽缸之關係圖。

第 10 圖為以往技術之第三種構造之活塞之構成圖。

第 11 圖為以往技術之第四種構造之連桿方式之活塞之構成圖。

第 12 圖為以往技術之第五種構造之壓縮部之構成圖。

第 13 圖為相對於以往技術之第一種構造之本發明之活塞之側視圖。

第 14 圖為第 13 圖之 S 圓放大圖。

第 15 圖為相對於以往技術之第二種構造之本發明之活塞上死點與汽缸襯套之關係圖。

（請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁）

裝

訂

線

五、發明說明（ 13 ）

第 16 圖為相對於以往技術之第二種構造之本發明之活塞之下死點與汽缸襯套之關係圖。

第 17 圖為相對於以往技術之本發明之活塞之一實施例之構成圖。

第 18 圖為相對於以往技術之第三種構造之本發明之活塞下死點與汽缸襯套之關係圖。

第 19 圖為相對於以往技術之第三種構造之本發明之活塞上死點與汽缸襯套之關係圖。

第 20 圖為相對於以往技術之第四種構造之本發明之連桿方式之活塞之構成圖。

第 21 圖為相對於以往技術之第四種構造之本發明之另一實施例之連桿方式之活塞之構成圖。

第 22 圖為相對於以往技術之第五種構造之本發明之壓縮部之構成圖。

第 23 圖為相對表示另一實施例之主要部分之說明圖。

第 24 圖為放大第 23 圖之一部分表示之說明圖。

第 25 圖為表示 4 段壓縮裝置之構造之說明圖。

第 26 圖為表示第 25 圖所示 4 段壓縮裝置之驅動機構之說明圖。

第 27 圖為適用於說明另一實施例之壓縮裝置之部分剖面側視圖。

第 28 圖為壓縮裝置之水平剖視圖。

第 29 圖為第四活塞之側視圖。

（請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁）

裝

訂

線

五、發明說明 (14)

第 30 圖為表示曲折槽由相等節距形成之情況與變化節距形成之情況之漏洩特性之圖。

第 31 圖為適用於以往技術之說明之壓縮裝置之部份剖面側視圖。

第 32 圖為第 31 圖之俯視圖。

第 33 圖為第四活塞之側視圖。

第 34 圖為表示本發明之壓縮裝置之另一實施例之剖面之說明圖。

第 35 圖為表示第 34 圖所示本發明之壓縮裝置之第四段往復壓縮部之實施例之剖面之說明圖。

第 36 圖為表示第 34 圖所示本發明之壓縮裝置之第三段往復壓縮部之實施例之剖面之說明圖。

第 37 圖為表示第 34 圖所示本發明之壓縮裝置之第四段往復壓縮部之另一實施例之剖面之說明圖。

第 38 圖為表示第 34 圖所示本發明之壓縮裝置之第四段往復壓縮部之另一實施例之剖面之說明圖。

第 39 圖 (A) 為表示第 38 圖所示耐壓構造構件之套筒之縱向剖面之說明圖，(B) 為第 38 圖所示耐壓構造構件之套筒之底面圖。

第 40 圖為裝設本發明所使用之活塞環及引導環之活塞之剖面之說明圖。

第 41 圖為裝設以往之活塞環及引導環之活塞之剖面之說明圖。

第 42 圖為表示以往之壓縮裝置之剖面之說明圖。

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

72、73、74、201、206 汽缸

線

五、發明說明 (16)

75	活塞之前端周緣部	76	活塞之開口端部
77	前端緣	78	後端緣
82	活塞之大徑部		
83、251A、252A、253A			活塞環
84	活塞板	85、86	連桿
87、88	雄型連接部	89、90	雌型連接部
91、92	引導環	93	活塞之前端小徑部
94	活塞之小徑壓縮部	95	壓縮空間
96	大徑壓縮部	98	入口周緣
100	高壓壓縮機	101	第一段壓縮部
102	第二段壓縮部	103	第三段壓縮部
104	第四段壓縮部	105、106	水平軸
118	吸入管	120	連接凸緣部
120A	接面	121	連接空間
122	彈簧	123	穩定板
200A	寬度	200B	深度
202、254	柱塞活塞	203、204	閥機構
205	曲折槽	261、261A、261B	軛
262、262A	橫向滑動器	263	曲柄銷
264	曲柄軸	265	軸承
301、302、303、304			往復壓縮部
305、306	直交軸	402	壓縮裝置
403	驅動裝置	404	密封外殼
405	釋壓閥	406	外殼底部

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (17)

411	背壓室	412、413	活塞軸
414	吐出口	421A	第一活塞
421B	第二活塞	421C	第三活塞
421D	第四活塞	422A	第一壓縮室
422B	第二壓縮室	422C	第三壓縮室
422D	第四壓縮室	423A、423B	接觸型封閉
423C、423D	曲折封閉	430	連接管
500A	第一壓縮部	500B	第二壓縮部
500C	第三壓縮部	500D	第四壓縮部
502	壓縮裝置	503	驅動裝置
504	外殼	505	釋壓閥
510	吸入口	514	送出口
521	第四活塞	523	曲折封閉
601、601a、602a	活塞襯套	610A、601B	軌
602	連桿	602A	橫向滑動器
603、603a	柱塞幫浦	604、604a、604b	套筒
605、605a	固定用螺絲	606、606a	連桿套筒
607	彈性緩衝構件	608	釋壓溝
609	釋壓孔	611	活塞環
611b	活塞環槽	612	引導環
612a	引導環槽	651a、653、654	活塞
652、654	活塞	655	曲柄軸
656	曲柄銷	658	汽缸
700、700A	壓縮裝置	701	第一往復壓縮部

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (18)

702	第二往復壓縮部	703	第三往復壓縮部
704	第四往復壓縮部	704a、704b	往復壓縮部
705、706	直交軸	801A、801B	軛
803	曲柄銷	804	曲柄軸
805 至 808	管路	809	中央開口部
810	外蓋	811	軸承
812	襯墊板	813	彈簧
814	固定器具	815	汽缸
851、852、853	活塞	854A	連桿
900A、900B	壓縮裝置	901	第一往復壓縮部
902	第二往復壓縮部	903	第三往復壓縮部
904	第四往復壓縮部	905、906	直交軸
1003	曲柄銷	1004	曲柄軸
1005、1006	軸	1051	第一活塞
1052	第二活塞	1053	第三活塞
1054	第四活塞	1055	汽缸
1056	壓縮室	1058	第一壓縮室
1059	第二壓縮室	1060	管路
1100、1100A	壓縮裝置	1101	第一往復壓縮部
1102	第二往復壓縮部	1103	第三往復壓縮部
1104	第四往復壓縮部	1101A、1101B	軛
1102A	橫向滑動器	A	第一壓縮部
B	第二壓縮部	C	第三壓縮部
D	第四壓縮部		

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明（ 19 ）

a、b、c、d、10a、10b、10c、10d、10e、10f 閥

[實施例]

其次說明本發明之實施例。本發明由於以前述之以往技術所示壓縮式之高壓壓縮機 100 之某一特定部分作為發明對象，因此在本發明之實施例之說明中，前述之以往技術所示高壓壓縮機 100 之相同部分引用前述以往技術所示高壓壓縮機 100 所說明之符號。

將相對於前述之以往技術之第一種構成之本發明表示於第 13 圖及第 13 圖之 S 圖放大之第 14 圖。亦即，表示高壓壓縮機 100，此高壓壓縮機 100 具有由馬達之旋轉使活塞 53(54)對於汽缸 73(74)施行往復驅動，而將由該驅動吸入之工作流體壓縮以產生高壓工作流體之壓縮機構部，前述壓縮機構部為在汽缸 53(54)之周面形成多數之曲折槽 70 而使汽缸 73(74)之作用內面亦即汽缸襯套 73A、74A 之間成為無潤滑之曲折封閉構造，將活塞 53(54)之前端周緣部 75 與曲折槽 70 之開口端部 76 作成為 R 角(圓角)之高壓壓縮機 100 之壓縮裝置。作為 R 角之適宜實施例中，前端周緣部 75 為 1R，開口端部 76 為 0.3R，曲折槽 70 成為寬度為 1mm，深度為 0.5mm 之剖面半圓狀。

由於此，活塞 53、54 以其重量以相當於活塞 53、54 與活塞襯套 73A、74A 之間隙部之尺寸之量向下方變位而接觸於汽缸襯套 73A、74A 之內面時，可以防止以往技術所示由活塞 53(54)之前端周緣部 75 與曲折槽 70 之開口端部 76 使汽缸襯套 73A、74A 之間隙部分之內面摩耗。

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (20)

對於前述以往技術之第一種構造之本發明為，表示第三段壓縮部 103 與第四段壓縮部 104，但祇要在本發明之技術思想之範圍內時，不限定於此。

其次，對於前述以往技術之第二種構造之本發明表示於第 15 圖及第 16 圖。亦即，在於具有經過馬達之旋轉使活塞 53(54)對於汽缸 73(74)施行往復驅動，將經過該驅動所吸入之動作流體壓縮以產生高壓工作流體之壓縮機構部之壓縮式之高壓壓縮機 100 中，前述壓縮機構部成為，在活塞 53(54)之周面形成多數之曲折槽 70 使汽缸 73(74)之作用內面，亦即汽缸襯套 73A、74A 之間成為無潤滑之曲折封閉構造，活塞 53(54)與汽缸 73、74 之關係在活塞 53(54)之往復運動之上死點及下死點，使活塞 53(54)之後端周緣 78 及前端周緣 77，實質上不進入汽缸 73(74)之作用內面之位置之高壓壓縮機之壓縮裝置。

由於此，即使活塞 53(54)向上死點及下死點位置向下方變位時，可以防止活塞 53、54 之前端部及後端部刮削汽缸襯套 73A、74A 之內面之現象。如第 15 圖所示活塞 53、54 在上死點時，活塞 53(54)之後端周緣實質上與汽缸 73(74)之後端大致成為一致，再者，如第 16 圖所示活塞 53、54 在下死點時，活塞 53(54)之前端周緣實質上與汽缸襯套 73A、74A 之前端大致成為一致，由此可以使汽缸襯套 73A、74A 之長度有效使壓縮衝程與曲折封閉構造活用。

對於前述以往技術之第二種構造之本發明為，由第三段壓縮部 103 與第四段壓縮部 104 表示，但祇要屬於本發

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (21)

明之技術思想之範圍內時，不限定於此。

其次，對於前述以往技術之第三種構造之本發明為表示於第 17 圖至第 19 圖。亦即，由不設置以往技術之活塞板 84 之狀態，在比較活塞 52 之前端周面更為進入內方之周面形成保持活塞環 83 及引導環 83A 之槽。並且，在於具有由馬達之旋轉活塞 52 施行對於汽缸 72 之往復驅動，將由於該驅動所吸入之工作流體壓縮以產生高壓工作流體之壓縮機構部之壓縮式之高壓壓縮機 100 中，將前述壓縮機構部作為汽缸 72 之作用內面與活塞 52 之間形成無潤滑封閉構造，再者，活塞 52 之大徑部 82 之前端部形成前端小徑部 93，汽缸 72 則連續形成小徑壓縮部 94 與大徑壓縮部 96，當活塞 52 在上死點時活塞之前端小徑部 93 幾乎完整插入於小徑壓縮部 94，而當活塞 52 在下死點時在活塞之前端小徑部 93 之周圍形成壓縮空間之大徑壓縮部 96，由此形成高壓壓縮機之壓縮裝置。實施例中，小徑壓縮部 94 之內徑採用以往技術之第 9 圖之汽缸 72 之內徑之相同值 75mm，大徑壓縮部 96 之內徑為小徑壓縮部 94 之內徑之大約加大 10% 之 80mm。

由於此，大徑壓縮部 96 作用為第一壓縮部，小徑壓縮部 94 作用為第二壓縮部而成為二段壓縮構成。並且，由於壓縮空間 95 之存在可以使壓縮容積，亦即排氣容積 (displacement) 增加，例如一日之吐出氣體流量由每日 100 正常公升 (Nm^3/day) 上昇至每日 200 正常公升 (Nm^3/day) 之情形等，使氣體吸入量增加，作為因應於增加由壓縮機送

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝
訂
線

五、發明說明 (22)

出之氣體送出量之措施非常有效。再者，由於可以不改變汽缸 72 之外徑可以謀求容積增加，不致於使壓縮機大型化。活塞 52 之前端周緣 97 與汽缸 72 之小徑壓縮部 94 入口周緣 98 施行 R 角(圓角)加工，由此防止活塞 52 與汽缸 72 之刮削。

以上就相對於前述以往技術之第三種構造之本發明以第二段壓縮部 102 說明，但祇需為屬於本發明之技術思想之範圍內，不限定於此，設如第一段壓縮部 101 為單動之壓縮機構部時，也可以採用本發明之構成。

其次，將相對於前述以往技術之第四種構造之本發明，表示於第 20 圖及第 21 圖。首先，在第 20 圖中，在於具有由馬達之旋轉使活塞 53、54 施行對於汽缸 73、74 之往復驅動，將由此驅動所吸入之工作流體予以壓縮以產生高壓工作流體之壓縮機構部之壓縮式之高壓壓縮機 100 中，將前述壓縮機構部作為使汽缸 73、74 之作用內面，亦即汽缸襯套 73A、74A 與活塞 53、54 之間成為無潤滑封閉構造，而將活塞 53、54 與連桿 85、86 之連接，作為使向活塞 53、54 之後端延伸之連接凸緣部 120 在形成於連桿 85、86 之連接空間 121 內由彈簧 122 推壓而使活塞 53、54 對於連桿 85、86 成為可搖動者。由此形成高壓壓縮機之壓縮裝置。

由此，將連接凸緣部 120 在連接空間 121 內彈簧推壓而可以吸收加工尺寸誤差，可以免除以往技術要保持擠進連接部正確之加工精確度之加工之麻煩以及不需要附加強

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (23)

度輔強材，因而組裝亦容易。

為使活塞 53、54 搖動，向連接桿推壓之連桿凸緣部 120 之接面 120A 即形成球面形狀。

第 2 圖表示本發明之另一實施例。此實施中不同於第 20 圖之構造之處為，設有穩定板 123 而使其一端部插入於彈簧 122 而按壓連接凸緣部 120。由於此，可以使彈簧 122 對於連接凸緣部 120 之按壓穩定。

以上就相對於前述以往技術之第四種構造之本發明以第三段壓縮部 103 與第四段壓縮部 104 說明，但是祇需為屬於本發明之技術思想之範圍內，不限定於此。

其次，將相對於前述以往技術之第五種構造之本發明表示於第 22 圖。其特徵為，在於具有由馬達之旋轉使活塞施行對於汽缸 73、74 之往復驅動，而將由該驅動所吸入之工作流體壓縮以產生高壓工作流體之壓縮機構部之壓縮式之高壓縮機中，將前述壓縮機構部作為，汽缸 73、74 之作用內面，亦即汽缸襯套 73A、74A 與活塞 53、54 之間作為無潤滑構造，而使活塞 53、54 之前端之凸形狀與對應於其前端之汽缸頭部 73B、74B 之內面凹形狀作為實質上相同之 R 面(圓弧面)形狀 123，由此形成高壓壓縮機之壓縮裝置。

由此，在以往技術中所產生之活塞 53、54 向下方之變位時刮削汽缸襯套 73A、74A 之內面之現象不再存在，由此可以提昇可靠性。再者，可以使活塞前端與汽缸頭部頂部間隙減小，由此可以期求壓縮性能之提昇。

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明（24）

此將相對於前述以往技術之第五種構造之本發明以第三段壓縮部 103 與第四段壓縮部 104 表示，但是祇需屬於本發明之技術思想之範圍內，不限定於此。

依據本發明時，可以提供防止汽缸襯套內面之摩耗，提高排氣容積，加工之容易度之提昇，減小頂部間隙以期求特性之提昇之壓縮式之高壓壓縮機之壓縮裝置。

其次，說明另一實施例之壓縮裝置。

關於該壓縮裝置，以往，有例如由第 25 圖所示，4 個往復壓縮部 310、302、303、304 在直交之軸 305、306 上面施行往復運動之狀態配置，由往復壓縮部 301 依序提高壓縮壓力而使往復壓縮部 304 作為最終段之高壓壓縮部之 4 段壓縮裝置，已公開於美國專利 5033940 號而眾所周知。

在前述 4 段壓縮裝置，具有一對相對向之活塞 251、253 連接於軛 261A，在軛 261A 內以橫跨過軸 306 之狀態可移動之狀態設置橫向滑動器 262A，經過曲柄銷 263 連接於曲柄軸 264。再者，有另一對之相對向之活塞 252、254 連接於軛 26B，該軛 26B 則對於軛 261A 偏移 90 度方向之狀態配置，在軛 261B 內以橫跨軸 305 可移動之狀態設置圖無表示之橫向滑動器，該橫向滑動器係經過曲柄銷 263 連接於曲柄軸 264。

由此，由圖無表示之電動馬達使曲柄軸 264 旋轉而使曲柄銷 263 對曲柄軸 264 旋轉時，則使軛 261A 之橫向滑動器 262A 因應於軸 305 方向之曲柄銷 263 之變位而移動，對於軸 306 之方向則由軛 261A 因應而移動，因此一對活

（請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁）

裝

訂

線

五、發明說明 (25)

塞 251、253 乃僅對於軸 306 之方向進行往復運動。

另一方面，在軌 261B 有圖無表示之橫向滑動器因應於軸 306 之方向而移動，並且由軌 261B 因應於軸 305 之方向而移動，一對活塞 252、254 乃僅對於軸 305 之方向進行往復運動。

再者，如欲由曲柄軸 264 之定速旋轉變換為活塞 251、252、253、254 之順滑之往復運動，必須使橫向滑動器 262 在軌 261 內以毫無障礙之狀態滑動，為達成此種要求，可以例如以第 26 圖所示之軌 261 與橫向滑動器 262 之間插設滾轉軸承。

並且，在最終段之往復壓縮部 304 之活塞 254 使用表面具有曲折槽(圖無表示)之柱塞活塞，其他往復壓縮部之活塞 251、252、253 則分別嵌設活塞環 251A、252A、253A，由此期求對於汽缸之間之密封。

但是，以前述構成之 4 段壓縮裝置，將例如氮氣體充填於使用為氣體射出成型用槽之高壓罐而加壓壓縮至規定之 30MPa 時，在施行第三段壓縮之往復壓縮部 303 必須利用活塞 253 將 3MPa 程度之氮氣體加壓壓縮至 10MPa 程度，但此時有活塞 253 之活塞環 253A 之摩耗而使往復壓縮部 303 之封閉性降低，由此引起①無法獲得所需要之高壓，②無法供給所需要之氮氣量之供給等問題。

亦即，為了提高封閉性，活塞環 253A 即使用硬質而且潤滑性優異之特氟隆(teflon 聚四氟乙烯)等樹脂製活塞環，仍由於活塞 253 之活塞環 253A 在往復壓縮部 303 之

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

訂
線

五、發明說明 (26)

汽缸 201 之接觸中進行往復運動，因此難於避免其磨耗。因此，活塞環 253A 之使用時間愈長其磨耗量增加，而對於往復壓縮部 303 之汽缸 201 之間產生間隙，而無法獲得所需要之高壓。並且，由於壓力高，僅有微小之間隙漏出量仍然很多，由此引起無法確保所需要之供給量之問題。因此，必須防止第三段往復壓縮部 303 之封閉性之降低。

本發明乃對上述問題提出解決之道。關於可以解決前述以往之技術問題之壓縮裝置以下，參照第 23 圖至第 26 圖說明。

第 23 圖為氮氣用之本發明之 4 段壓縮裝置 300 中第三段之往復壓縮部 303 之說明圖，在汽缸 201 之內部柱塞活塞 202 進行往復動作，由此將吸入於壓縮室 303S 之氮氣體壓縮。

並且，此種壓縮室 303S 於柱塞活塞 202 後退動作而放大壓縮室 303S 之容積之狀態時，經由閥機構 203 連通於第二段之往復壓縮部 302 之壓縮室 302S；而當柱塞活塞 202 前進動作而縮小壓縮室 303S 之容積(以下該動作稱為壓縮動作)時，該壓縮室 303S 即經由閥機構 204 連通於第四段之往復壓縮部 304 之壓縮室 304S。

並且，汽缸 201 與柱塞活塞 202 乃形成為直徑方向之間隙整體在 3 至 10 μm 之範圍內，由此期求防止柱塞活塞 202 進行壓縮動作時之壓縮室 303S 之壓力損失之同時，可以減少由汽缸 201 與柱塞活塞 202 之間隙漏出之氣體量，使往復壓縮部 304 向壓縮室 304S 供給之氣體量不會不

五、發明說明 (27)

足。

汽缸 201 與柱塞活塞 202 之直徑方向之間隙，由壓力損失之觀點論之，愈小愈佳，但是形成於 22mm 程度之直徑(並且，往復壓縮部 301 之直徑為 78mm，往復壓縮部 102 之直徑為 39mm)之汽缸 210 與柱塞活塞 202 之間之間隙成為小於 $3\mu\text{m}$ 時亦即等於相對的提高加工精確度而使製造成本增大結果成為不利之條件，若允許間隙為 $3\mu\text{m}$ 以上之間隙時由第四段之往復壓縮部 304 進行壓縮仍可以充分加壓壓縮至預定值之 30MPa，因此前述間隙為 $3\mu\text{m}$ 以上並無不可。

另一方面，即使在柱塞活塞 202 之表面設置後述之曲折封閉槽 205，若在汽缸 201 與柱塞活塞 202 之間有大於 $10\mu\text{m}$ 之間隙時，會由該間隙漏出過多之氣體而引起對於第四段往復壓縮部 304 之壓縮室 304S 供給之氣體量不足之同時，無法加壓至預定之 10MPa 程度而對壓縮室 304S 亦無法有正常之供給。

因此，汽缸 201 與柱塞活塞 202 即作成使直徑方向之間隙如前所述在於 3 至 $10\mu\text{m}$ 之範圍內。

再者，柱塞活塞 202 之表面以 4mm 間隔設置多數條之曲折槽 205 如設置 7 條，由此提昇封閉效果。

各曲折槽 205 係作成深度 200B 為 0.2 至 0.5mm，寬度 200A 為 1.0mm，而且深度 200B/寬度 200A 之比值成為 0.2 至 0.5 之狀態設置。

深度 200B/寬度 200A 之比值未滿 0.2 時具有槽內部之

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (28)

壓力變動過小，難於產生旋渦而有使封閉性惡化之不妥情事，而且超過 0.5 時會使縮流效果減小，而有與無曲折槽之情況相同之封閉性能之問題，於是曲折封閉槽 205 以深度 200B/寬度 200A 之比值在 0.2 至 0.5 之範圍內。

另一方面，構成第四段之往復壓縮部 304 之汽缸 206 與在其內部進行往復動作而將吸入於壓縮室 304S 之氮氣體加壓壓縮之柱塞活塞 254 之直徑方向之間隙係整體作成爲 2 至 $8\mu\text{m}$ 之狀態(參照第 25 圖)。

該汽缸 206 與柱塞活塞 254 之直徑方向之間隙，由壓力損失之觀點論之愈小愈好，但是在形成爲 13mm 程度之直徑之汽缸 206 與柱塞活塞 254 之間隙設成小於 $2\mu\text{m}$ 以下時相對亦要求相當高之精確度因此使製造成本升高而成為不利因素，而且使有 $2\mu\text{m}$ 間隙時仍可以加壓壓縮成爲 10MPa 程度，而由往復壓縮部 303 供給之氮氣體可以充分加壓壓縮至預定值之 30MPa，因此前述間隙有 $2\mu\text{m}$ 以上亦無妨。

但是，在汽缸 206 與柱塞活塞 254 之間有大於 $8\mu\text{m}$ 之間隙時，即使在柱塞活塞 254 之表面設置曲折槽時，仍由該間隙漏出過多量之氣體，非但無法使氮氣體加壓壓縮至預定值之 30MPa 程度，亦引起無法使所需要之量之高壓氮氣體在預定時間內供給之問題。

因此，汽缸 206 與柱塞活塞 254 係作成使直徑方向之間隙在前所述之 2 至 $8\mu\text{m}$ 之範圍內。

並且，該柱塞活塞 254 之表面亦形成多數條圖無表示

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明（29）

之曲折槽，由此提昇對於汽缸 206 之間封閉效果。

再者，第四段往復壓縮部 304 之汽缸 206 與柱塞活塞 254 之直徑方向間隙係作成小於第三段往復壓縮部 103 之汽缸 1 與柱塞活塞 202 之間隙，由此防止壓力損失或漏出氣體量之增加。

其他構成大約與前述第 25 圖、第 26 圖所示之以往之壓縮裝置相同。

由此，依據前述構成之本發明之 4 段壓縮裝置時，由往復壓縮部 301 之壓縮室 301S、往復壓縮部 302 之壓縮室 302S、往復壓縮部 303 之壓縮室 303S、往復壓縮部 304 之壓縮室 304S 等依序將氮氣體加壓壓縮而充填氣體射出成型用之高壓罐時，成為高壓之往復壓縮部 303 之壓縮室 303S 及往復壓縮部 304 之壓縮室 304S 之加壓壓縮時由汽缸與柱塞活塞之間之隙漏出之氮氣體之量減少，容易獲得預定之高壓之同時，亦可期求填充氣體燃料時之縮短。

並且，本發明並不限定於前述實施例，祇要不超出申請專利範圍之主旨之範圍內可以作各種變形實施。

如前所述依據本發明之壓縮裝置時，主要可以防止欲獲得預定高壓之後段壓縮部之氣體漏洩，因此可以迅速將氮氣體高壓加壓壓縮至例如為 30MPa 等而供給。

其次，說明另一實施例之壓縮裝置。此種壓縮裝置以往係用以將天然氣體等工作流體充填於天然氣型之汽車之高壓罐等，該工作流體係由壓縮裝置等施行高壓壓縮而填充。

（請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁）

裝

訂

線

五、發明說明 (30)

關於此種壓縮裝置有種種構成之提案，第 31 圖所示之構成亦為其中之一種。第 32 圖為其俯視圖。

該壓縮裝置之上部配置壓縮裝置 502，下部則配置收容於密封外殼 504 之驅動裝置 503。

外殼 504 內之空間係連通於壓縮裝置 502 之背壓室而形成。並且由將吸入口 510 吸氣之工作流體由壓縮室壓縮而由送出口 514 向裝置外送之構成。

壓縮裝置 502 由壓縮工作流體之第一壓縮部 500A、第二壓縮部 500B、第三壓縮部 500C、第四壓縮部 500D 所構成，並且分別配置於十字位置。並且，第一壓縮部 500A、第二壓縮部 500B、第三壓縮部 500C、第四壓縮部 500D，而分別具有第一活塞、第二活塞、第三活塞、第四活塞。

工作流體係由第一壓縮部 500A 一面壓縮一面送往第二壓縮部 500B，在該第二壓縮部 500B 一面壓縮一面送往第三壓縮部 500C。如此依序壓縮而送往第四壓縮部 500D，由該第四壓縮部 500D 進行最後壓縮而由送出口 514 吐出。

此時各壓縮室之工作流體若經由活塞與收容該活塞之活塞汽缸之間之空間向背壓室流動時，將使各壓縮部 500A、500B、500C、500D 之壓縮效率降低。

並且，在以下之說明中，活塞與活塞汽缸之間之空間記載為間隙(clearance)，在該間隙內流動而向背壓室側流通之工作流體記載為活塞漏洩(piston leak)。由此，活塞漏洩沿著活塞之側面(滑動面)流動。

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (31)

在此第一至第三活塞設置例如為 O 型環等接觸型封件 (seal)，在最終段之第四活塞 521 設置第 33 圖所示之非接觸型封件之曲折封件 523 由此抑制前述之活塞漏洩。

第 33 圖所示之曲折封件 523 為形成於第四活塞 521 之滑動面之槽深度約為數百 μm 之環狀槽(稱為曲折槽)，以等間隔形成多數之該曲折槽由此提昇封閉特性。

另一方面，外殼 504 之側面設置釋壓閥 505(relief valve)。該釋壓閥之功能為當外殼內之壓力因受到不可預期之原因而升高到異常高之壓力值時若置之，不理即可能使外殼變形或龜裂，為防止此種意外之事態而設置。

亦即，外殼 504 內之壓力到達預定壓力時該釋壓閥 505 即啟開而可以防患前述不可預期之事態於未然。

為提昇高曲折封閉 523 之封閉特性，必須增加曲折槽之數量，或曲折槽之形成密度，但是增加曲折槽之數量及增大曲折槽之密度時，即引起相對使相當於該部分之曲折槽之形成成本升高而使產品成本升高之問題。

再者，由於曲折槽以等間隔設置，決定第四活塞 521 之長度時，必然也決定能形成之曲折槽之數量，由此有要達成該值以上之封閉特性很困難之問題。

另一方面，長時間使用此種壓縮裝置時，亦有設置在第一至第三活塞之 O 型環等接觸型封件或柱塞軸等可動部分逐漸摩耗，使含於工作流體之水分等冷凝而水滴化之情況。

此種摩耗粉末或水滴等經常貯存於外殼 504 之底部，

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (32)

而為了去除此種貯存物必須將該壓縮裝置分解清掃而成為欠缺維護之容易性之問題。

於是，本發明乃提供一種不必增加曲折槽之數量而可以更高效率減少活塞漏洩之同時，亦容易施行維護之壓縮裝置。茲將本發明之此種壓縮裝置參照第 27 圖至第 30 圖說明之。第 27 圖為表示本發明之壓縮裝置之部分剖開側視圖，第 28 圖為壓縮裝置之水平方向剖視圖，第 29 圖為表示第四活塞之側視圖。

該壓縮裝置在上部配置壓縮裝置 402，下部配置收容於密封外殼 404 之驅動裝置 403。

由吸入口 410 供給之天然氣體之工作流體為，向外殼 404 內之空間供給，該外殼 404 內之空間連通於壓縮裝置 402 中兼作工作流體之供給室之背壓室 411 而形成。

並且，成為由背壓室 411 向壓縮室供給之工作流體為，由該壓縮室壓縮而由送出口 414 向裝置外送之構成。

並且，在外殼 404 之底部 406，垂直下方方向設置釋壓閥 405。

壓縮裝置 402 設有壓縮工作流體之第一壓縮部 A、第二壓縮部 B、第三壓縮部 C、第四壓縮部 D 以十字位置分別配置，並且第一壓縮部 A、第二壓縮部 B、第三壓縮部 C、第四壓縮部 D 分別具有第一活塞 421A、第二活塞 421B、第三活塞 421C、第四活塞 421D。

第一活塞 421A 與第三活塞 421C 由活塞軸 412 連接，

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (33)

第二活塞 421B 與第四活塞 421D 由活塞軸 413 連接，分別連動而成為可以向相同方向施行往復運動之狀態。

活塞軸 412、413 係設置在各活塞 421A 至 421D 之背壓室 411 側。

第一活塞 421A 設置有連通第一壓縮室 422A 與背壓室 411 之圖無表示之吸氣口，該吸氣口之中途設有圖無表示之吸氣側止回閥。

再者，各壓縮室 422A 至 422D 由連接管 430 連接，該連接管 430 設有圖無表示之吸氣側止回閥及送出側止回閥。

各活塞 421A 至 421D 之相位為，隨著第一壓縮部 A→第二壓縮部 B→第三壓縮部 C→第四壓縮部 D 而向後段之壓縮部各延遲 45 度，並各活塞 421A、421B、421C、421D 之直徑每向後段移進逐段減小。隨之各壓縮室 422A、422B、422C、422D 亦逐段減小。

並且，第一活塞 421A 向背壓室 411 側移動時，吸氣側止回閥啟開，將該背壓室 411 側之工作流體向第一壓縮室 422A 吸入而壓縮。當然，壓縮時吸氣側止回閥即閉合。

由此，工作流體即一面在第一壓縮部 A 中壓縮而一面向第二壓縮部 B 供送，一面在該第二壓縮室 B 壓縮一面向第三壓縮室 C 供送。如此依序一面壓縮一面向第四壓縮部 D 供送工作流體，在該第四壓縮部 D 進行最終壓縮而由送出口 414 送出。

此時，為抑止各壓縮室 422A、422B、422C、422D 之

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (34)

工作流體在間隙內流動而產生活塞漏洩，在第一、第二活塞 421A、421B 設置例如 O 型環等接觸型封件 423A、423B，而在第三、第四活塞 421C、421D 則設置如第 29 圖所示之曲折封件 423C、423D 之柱塞活塞。

第 29 圖所示之第四活塞 421D 之曲折封件 423D 為形成於第四活塞 421D 之滑動面之槽之深度為大約數百 μm 之環狀槽所構成之曲折槽，該曲折槽之密度係設成由第四壓縮室 422D 側向背壓室 411 側減小之狀態。

並且，在本說明書中，將曲折槽之密度相同之情況稱為「等節距」，將密度有變化之情況稱為「變化節距」。

第 30 圖為比較曲折槽之數量成為相同時之等節距(實線)與變化節距(虛線)之封閉特性之圖，縱座標表示工作流體之流速，橫座標表示由第四壓縮室 422D 之活塞作用面之距離。在本實施例中，節距間隔由第四壓縮室 422D 側向背壓室 411 側以等差級數成為疏密度。

最接近背壓室 411 側之曲折槽為，由大約 0.242mm 之程度，第 30 圖中之區域 P 表示該曲折槽與背壓室 411 之間之間隙區域之流速。

由第 30 圖可以明瞭，作為變化節距可以至少使區域 P 內之流速減小。並且，間隙由於等節距或變化節距之任一情況均完全相同，因此流速之減少亦即表示活塞漏洩已受抑制。

如此，作為變化節距可以抑制活塞漏洩之理由，推測如下。

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

訂 線

五、發明說明 (35)

一般之漏洩由高壓側向低壓側之工作流體之流動所引起，該漏洩量大概可以由壓力差與流通度(conductance)規定。亦即，即使為相同漏洩路徑，壓力差大時漏洩量增大，再者，即使為相同壓力差，但流通度小時漏洩量增大。

本發明之情況，壓力差為第四壓縮室 422D 與背壓室 411 之差壓。再者，流通度為由第四壓縮室 422D 至背壓室 411 使工作流體流動時之流動阻力之倒數，如欲減小該流通度祇需將由折槽之數量增加或密度增大即可。

並且，曲折封件 423D 為，在間隙中流動之工作流體在曲折槽內膨脹，使相鄰之低壓側之曲折槽之壓力差減小，由此抑制工作流體之流動量而產生抑制洩漏之作用。

於是，使第四壓縮室 422D 側之曲折槽之密度大於背壓室 411 側，在該高密度區域有效(急激地)產生壓力下降而可以抑制活塞漏洩為主要原理。

由此事實可認為第四壓縮室 422D 與背壓室 411 之流通度實質上減小之情形相當，而可以由前述變化節距獲得曲折槽之數量或形成密度之增加之同樣效果。

再者，第三壓縮室使用柱塞活塞時，也可以獲得與使用前述相同之變化節距之曲折封閉相同之效果。

其次，說明前述構成之壓縮裝置之維護。如前所述，壓縮裝置設置多數之可動部，隨著運轉該可動部摩耗而摩耗粉會堆積於外殼 404 之底部 406，再者，工作流體中含有水分時，該水分在外殼 404 內冷凝而成為水滴亦貯存於外殼 404 之底部 406。以往裝置必須經由分解清掃去除水

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (36)

分。

但是，本發明為由於在外殼 404 之底部 406 設置釋壓閥 405，而且以向下方向設置。因此，當摩耗粉末堆積時，將外殼 404 內之壓力以人為方式提高使釋壓閥 405 啟開，使該摩耗粉末與工作流體共同向裝置外排出。

當然，由於不可預期之原因而外殼 404 內之壓力異常昇高時，釋壓閥開啟，此時該摩耗粉末亦會向裝置外排出。

由此，不必經由分解清掃亦可以清掃外殼 404 內部而使維護性提昇很多。

並且，在前述說明中，壓縮裝置以無油機構(oil less mechanism)構成者作為前提，但本發明不限定於此。

此時，由於釋壓閥 405 設置於底部 406，在此需要考慮該釋壓閥 405 啟開時有使油向裝置外排出而使裝置外污染或使油浪費之可能性。

關於污染裝置外之問題可以另外設置貯存由釋壓閥 405 排出之油之貯存槽(圖無表示)即可以解決。

關於油之浪費問題，如後所述本質上為毫無意義。亦即設如將含有摩耗粉末等之油作為潤滑劑繼續使用時，該摩耗粉末附著於可動機件部位時，可能引起例如使活塞咬住不動等重大障礙。因此，即使在分解清掃時油也需要換新。

如前所說明，由於曲折槽之形成密度由壓縮室側向背壓室側減小，因此可以有效提昇封閉特性。

再者，由於密封外殼之底部設置釋壓閥，因此可以不

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (37)

必要裝置之分解清掃而使可動部之摩耗粉末等由該釋壓閥向裝置外排出以使維護性提昇。

其次，說明另一實施例之壓縮裝置。

該壓縮裝置以往一般為隨著壓縮段數之增加使往復壓縮部，亦即汽缸與活塞之壓縮部，愈向高壓側愈使汽缸與活塞之直徑細小化之同時，以 L 型、V 型、W 型、半星型、星型、等形態以相對向平衡型等狀態配置，使各壓縮部向所要求之相位偏移之行程動作之狀態，連接於曲柄軸連動之狀態由馬達等驅動源之運轉進行多階段之壓縮動作之機構(日本機械學會昭和 45 年 9 月 15 日「機械工學便覽」第 10 編第 30 圖至第 32 圖等)。

以往之裝置如第 42 圖所示，眾所周知之裝置有 4 個往復壓縮部 701、702、703、704 在直交之軸 705、706 上進行往復運動之狀態配置，由往復壓縮部 701 依序接高壓力而使往復壓縮部 704 成為最終段之高壓壓縮部之壓縮裝置 700。

並且，在前述壓縮裝置 700 中，將 1 對相對向之活塞 651、653 連接於軀 601A，另 1 對相對向之活塞 652、654 連接於對於軀 601A 偏移 90 度方向之狀態配置之軀 601B，而由圖無表示之馬達使曲柄軸 655 旋轉而使曲柄銷 656 對曲柄軸 655 旋轉，使 1 對活塞 651、653 僅向軸 706 之方向往復運動，使另 1 對活塞 652、654 僅向軸 705 之方向往復運動。在本實施例中，第四段往復壓縮部 704 係由柱塞幫浦構成。

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (38)

以往之該往復壓縮部 704 係在汽缸 658 內插入活塞 654 而構成。汽缸 658 由於考慮到線膨脹係數，及表面精密加工等因素一般由瓷料製造因此有耐壓強度弱之問題，而且亦有振動或汽缸 658 移動而受到損傷，汽缸 658 與活塞 654 之間隙精確度降低而使性能降低等可靠性缺少之問題。

在此，本發明乃提供一種將氮氣體等所需要之氣體以多階段以高壓壓縮之至少 1 往復壓縮部由柱塞幫浦構成之壓縮裝置，就該柱塞幫浦之汽缸之耐壓強度予以提昇，而且解決因振動或汽缸移動而受到損傷，降低汽缸與活塞之間隙精確度而使性能降低等以往之柱塞幫浦之問題，結果可以提供提昇耐久性之高可靠性之壓縮裝置，再者亦提供關於裝設活塞環以及引導環之活塞(例如活塞 51)可以減低活塞環或引導環之 PV 值，減低機械損失，提昇可靠性之壓縮裝置。

以下，就本發明之實施例依據第 34 圖至第 40 圖詳細說明之。

第 34 圖為表示本發明之壓縮裝置之另一實施例之剖面之說明圖，第 35 圖為表示第 34 圖所示本發明之壓縮裝置之第四段往復壓縮部(柱塞幫浦)之剖面之說明圖。

此等圖中與前述第 42 圖之符號之相同符號表示之部分為具有以往技術中所說明之同樣機能之部分，在不妨礙本發明之理解範圍內省略而不重覆說明。

如第 35 圖所示，第 34 圖所示之本發明之壓縮裝置

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (39)

700A 之第四段往復壓縮部(柱塞幫浦)704 包括：插入於瓷製汽缸襯套 601 內之活塞 654；以及連接於活塞 654 之連桿(連接活塞 654 與軀 601B 之連接桿)；並且對於前述汽缸襯套 601 與柱塞幫浦本體 603 之間插裝作為耐壓構造構件之套筒 604。並且，將前述汽缸襯套 601 與套筒 604 利用固定用螺絲 605 鎖入固定於柱塞幫浦本體 603。

如第 36 圖所示，第 34 圖所示之本發明壓縮裝置 700A 之第三段往復壓縮部(柱塞幫浦)703 包括：插入於瓷製汽缸襯套 601a 內之活塞 653；以及連接於活塞 653 之連桿 602a (連接活塞 653 與軀 601A 之連接桿)；並且對於前述汽缸襯套 601a 與柱塞幫浦本體 603a 之間插裝作為耐壓構造構件之套筒 604a。並且，前述汽缸襯套 601a 與套筒 604a 為對於柱塞幫浦本體 603a 利用固定用螺絲 605a 鎖入固定。

如第 35 圖、第 36 圖所示，套筒 604、604a 作為耐壓構造構件將利用固定用螺絲 605、605a 將汽缸襯套 601、601a 介著套筒 604、604a 分別固定於柱塞幫浦本體 603、603a，由此可以提昇瓷製汽缸襯套 601、601a 之耐壓強度。而且使其成為此種構成之柱塞幫浦，可以防止由於振動，或汽缸襯套 601、601a 之移動而受到損傷，或降低汽缸 601、601a 與汽缸 654、653 之間隙精確度而使性能降低等，由此可提供耐久性提昇，可靠性高之壓縮裝置。

第 37 圖為表示本發明之壓縮裝置之第四段往復壓縮部之另一實施例之剖面之說明圖。如第 37 圖所示，在本例之第四段往復壓縮部(柱塞幫浦)704a 中，將供連桿 602 插

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (40)

入之連桿套筒 606 與前述固定用螺絲 605 之間插裝板型彈簧等彈性緩衝構件 607 以外，與第 35 圖所示之第四段往復壓縮部 704 之構成相同。由於連桿套筒 606 與固定用螺絲 605 之間經由板型彈簧等彈性緩衝構件 607 之裝設，因此汽缸襯套 601、套筒 604 之動作進一層抑制，可以減低振動，可靠性進一層提昇。

第 38 圖為表示本發明之壓縮裝置之第四段往復壓縮部之另一實施例之剖面之說明圖。如第 38 圖所示，在該例之第四段往復壓縮部(柱塞幫浦)704b 中，在作為耐壓構造構件之套筒 604b 之接觸於固定用螺絲 605 之面上向套筒 604b 之壁厚方向貫穿形成 1 個釋壓槽 608(參照第 39 圖)。並且，在連桿套筒 606a 設置由連桿套筒 606a 由上方向下方貫穿之 2 個釋壓孔 609。

第 39 圖(A)表示套筒 604b 之縱向剖視圖，(B)表示在套筒 604b 接觸於固定用螺絲 605 之向貫穿套筒 604b 之壁厚方向設置釋壓槽 608。圖中 610 為設置在套筒 604 之內壁面之環狀槽。

套筒 604b 與柱塞幫浦本體 603 之間氣體在經過釋壓槽 608 後，經過釋壓孔 609 後向箭頭所示方向向本發明之壓縮裝置內放出。再者，汽缸襯套 601 與套筒 604b 之間或連桿 602 與連桿套筒 606a 之間之氣體亦同樣經過釋壓孔 609 向本發明之壓縮裝置內放出。經過如此構成可以防止汽缸背後之壓力上昇，再者亦可以防止連桿 602 與連桿套筒 606a 之間之壓力上昇，由此可以使活塞 654 滑順動作，因

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (41)

此可以期求減低動力，可以防止活塞 654 之咬住，結果提昇可靠性。

第 41 圖為表示裝設活塞環及引導環之以往之活塞(例如第 42 圖之活塞 651)之剖面之說明圖。如第 41 圖所示，活塞環 611 及引導環 612 為分別剛好裝設於活塞 651 之活塞環槽 611a 及引導環槽 612a 中。

第 40 圖為表示裝設活塞環以及引導環之本發明所使用之活塞 651a 之剖面之說明圖。如第 40 圖所示，活塞環 611 收容於具有大於活塞環 611 之寬度之活塞環槽 611b 之中，引導環 612 剛好收容於引導環槽 612a 中。

經由此種構成使活塞 651a 進行往復運動時，活塞環 611 亦在活塞環槽 611b 中以箭頭所示狀態進行往復運動，由此可以減少施加於活塞環 611 之負載，比較第 41 圖所示之活塞 651 之情況可以減低 PV 值，可以期求減低機械損失之減低。關於引導環 612 與引導環槽 612a 亦可以作成與活塞環 611 及活塞環槽 611b 同樣之構成。

本發明不限定於前述實施例，在不脫離申請專利範圍之主旨之範圍內可以實施各種變形。

例如，可以成為多數之往復壓縮部配置於前述之 L 型、V 型、W 型、半星型、星型、對向平衡型之構成，或亦可以成為 3 個或 5 個以上之往復壓縮部配置為星型之構成之壓縮裝置。

由此，汽缸襯套與柱塞幫浦本體之間插裝作為耐壓構造構件之套筒，前述汽缸襯套與套筒利用固定用螺絲固定

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

訂 線

五、發明說明(42)

於柱塞幫浦本體，由此提昇柱塞幫浦之汽缸之耐壓強度，由此可以防止因振動，或汽缸移動而受到損傷，或防止降低汽缸與活塞之間隙精確度而使性能降低，因此可以提供提昇耐久性之高度可靠性之壓縮裝置。

供連桿插入用之連桿套筒與前述固定用螺絲之間插裝板型彈簧等彈性緩衝構件，由此進一層使汽缸襯套、套筒之動作受到抑制，由此可以期求減低振動，可靠性進一層提昇。

耐壓構造構件之套筒在接觸於固定用螺絲之面上設置向壁厚方向貫穿之 1 個或 2 個以上之釋壓槽，可以防止汽缸背後之壓力上昇而可以減低驅動，可以防止活塞之咬住等而提昇可靠性。

設置貫穿於連桿套筒之 1 個或 2 個以上之釋壓孔，可以防止連桿套筒與連桿間之壓力上昇而使活塞滑順移動，因此可以期求減低驅動力，再者亦可以防止活塞之咬住而提高可靠性。

由於活塞內裝設活塞環及引導環之活塞環槽及引導環槽之任何一方或雙方之寬度大於環本身之寬度，可以減低活塞環或引導環之 PV 值，結果可以期求機械損失之減低。

其次，說明另一實施例之壓縮裝置。

在此就以往之壓縮裝置參照第 42 圖說明之。在壓縮裝置 700，將 1 對相對向之活塞 651、653 連接於軛 601A，在軛 601A 內以橫跨軸 706 之狀態以可移動之狀態設置之橫向滑動器 602A 經由曲柄銷 656 連接於軸 655。再者，將

五、發明說明 (43)

另 1 對之相對向之活塞 652、654 連接於對於軛 601A 移動 90 度配置之軛 601B，在軛 601B 內橫跨軸 705 之狀態以可移動之形態設置之橫向滑動器 602B 亦經由曲柄銷 656 連接於曲柄軸 655。

並且，由圖無表示之馬達，使曲柄軸 655 旋轉而使曲柄銷 656 對曲柄軸 655 旋轉時，在軛 601A 因應曲柄銷 656 之向軸 705 之方向之變位橫向滑動器 602A 移動，因應軸 706 之方向使軛 601A 移動，結果 1 對活塞 651、653 僅向軸 705 之方向施行往復運動。

另一方面，在軛 601B 因應曲柄銷 656 之向軸 706 之方向變位使橫向滑動器 602B 移動，因應軸 705 之方向之變位使軛 601B 移動，因此一對活塞 652、654 僅向軸 705 之方向進行往復運動。

並且，為由曲柄軸 655 之定速旋轉變換為活塞 651、652、653、654 之滑順之往復運動，必須使橫向滑動器 602A 在軛 601A 內無障礙地滑動，以及橫向滑動器 602B 在軛 601B 內無障礙地滑動。由於此，在滑動部填充滑脂 (grease) 使用。

但是，壓縮裝置 700 由於軛 601A 與橫向滑動器 602A 之滑動部或軛 601B 與橫向滑動器 602B 之滑動部成為啟開狀態，因此有運動中滑脂飛散，有造成滑動部之滑脂之供給成為不充分之問題。此種滑脂對於滑動部之供給不充分時，在長期運轉中無法抑制振動、摩耗等，由此使可靠性降低。

五、發明說明(44)

另一方面，相對向之位置不具有活塞之壓縮裝置時，活塞之軸之搖動發生時由於有咬合等不良影響而具有可靠性降低之問題。

於是，本發明乃提供氮氣體等所需要之氣體以多階段高壓壓縮之壓縮裝置之運轉中，防止滑脂之飛散，由此抑制振動、噪音、摩耗等之高可靠性之壓縮裝置，再者，相對向之位置不具有活塞時亦可以抑制運轉中發生前述活塞之軸之搖動之高可靠性之壓縮裝置。

以下，本發明之實施例依據第 43 圖至第 47 圖詳細說明。第 43 圖為表示本發明之壓縮裝置之實施例之主要部分之說明圖，第 44 圖為，第 43 圖所示本發明之壓縮裝置之軀，橫向滑動器等之說明圖，第 45 圖為，第 43 圖所示本發明之壓縮裝置之軀、橫向滑動器等之一部分剖面之說明圖，第 46 圖為第 45 圖所示軀之側視圖，第 47 圖為本發明之另一壓縮裝置之主要部分之說明圖。

第 43 圖所示本發明之壓縮裝置 900A 為，4 個往復壓縮部 901、902、903、904 由直交之軸 905、906 上進行往復運動之狀態配置，各往復壓縮部所壓縮之氣體經過管路 805 至 808 移送而由往復壓縮部 901 依序向往復壓縮部 904 提昇高壓化之氣體同，中央部設置開口部 909 之外蓋 810，分別由軀 801A 及 801B 以三明治狀夾持之狀態固定配置。以下，說明軀 801A 之情況，但是軀 801B 之情形與軀 801A 之情形相同。

如第 44 圖、第 45 圖、第 46 圖所示，外蓋 810 之開口

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

訂

線

五、發明說明 (45)

部 809 為防止裝置之運轉中開口部 809 之端部接觸曲柄銷或妨礙曲柄銷 803 之動作之狀態設置在中央部。如第 46 圖所示，外蓋 810 之開口部 809 以外之處由覆蓋軛 801A 之開口部之狀態以三明治夾持軛 801A 之狀態固定而配置。

外蓋 810 之材質為金屬、瓷器、FRP、或樹脂類等非金屬或其組合均可使用，在此並無特別之限定。祇要具有能夠耐受裝置運轉中之溫度、壓力之物理、機械特性，而且最好對於所壓縮之氣體有耐性，尤其具有耐滑脂性之工程用塑膠(engineering plastic)均可以良好使用。

第 45 圖中 811 為滾動軸承，812 為襯墊板，813 為彈簧，814 表示固定器具。滾動軸承 811 經過襯墊板 812 接受之彈簧 813 之彈撥力對於橫向滑動器 802A 之兩側面推壓設置而在軛 801A 內幫助橫向滑動器 802A 之滑動。

本發明之壓縮裝置 900A 將外蓋 810 使用軛 801A 及 801B 以三明治狀夾持之狀態固定而配置，因此裝置之運轉中可以抑制滑脂由軛 801A 及 801B 之飛散。本發明之壓縮裝置 900A 由於可以如此對於軛 801A 及 801B 內之滑動部之滑脂之供給充分，因此在長期運轉中可以抑制振動、噪音、摩耗等，結果可以提昇可靠性。

外蓋 810 對於軛 801A 及 801B 以熱釘固定而配置時，可使外蓋 810 之組裝容易化外，亦可以使外蓋堅固配置，因此可以防止脫落，可以使可靠性進一層提昇。

第 47 圖所示本發明之壓縮裝置 900B(3 段壓縮裝置)

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明(46)

為在對向於往復壓縮部 902 之活塞 852 之位置 904A 不具有活塞。3 個往復壓縮部 901、902、903 之活塞 851、853 僅向軸 905 之方向進行往復運動，活塞 852 及連桿 854A 在軸 906 上進行往復運動之狀態配置，由往復壓縮部 901 至往復壓縮部 903 依序提高壓力而使往復壓縮部 903 作為最末端之高壓壓縮部之壓縮裝置。前述連桿 854A 為對向於活塞 852 之位置 904A 固定於軛 801B 而配置，再者連桿 854A 在以可往復運動之狀態引導之汽缸 815 內配置。

在如前所述壓縮裝置 900B 中，1 對相對向之活塞 851、853 係連接於軛 801A，而另 1 對之相對向之活塞 852 與連桿 854A 則連接於對於軛 801A 將方向偏移 90 度配置之軛 801B，以圖無表示之馬達使曲柄軸 804 旋轉而使曲柄銷 803 對曲柄軸 804 旋轉，使另一對之活塞 852 與連桿 854A 僅向軸 906 之方向進行往復運動。

本發明之壓縮裝置 900B 為與本發明之壓縮裝置 900A 同樣使外蓋 810 將軛 801A 及 801B 以三明治狀夾持固定而配置，由此可以抑制裝置之運轉中之滑脂之飛散而可以使對於滑動部充分供給滑脂。由此，在於長期運轉中可以抑制振動、噪音、摩耗等，由此提昇可靠性。再者，由於配置固定在軛 801B 之連桿 854A，以及將連桿 854A 引導成可往復運動汽缸 815，因此可以防止運轉中發生相對向於連桿 854A 之活塞 852 之軸之搖動，不發生咬住可以穩定運轉而使可靠性進一層提昇。

並且，本發明並不限定於前述實施例，在不脫離申請

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明（47）

專利範圍之主旨之範圍內可以實施各種變形。

例如，亦可以成為多數之往復壓縮部由前述 L 型、V 型、W 型、半星型、星型、對向之平衡型之構成，或 3 個或 5 個以上之往復壓縮部配置為星型之構成之壓縮裝置。

由於以上之構成，由不妨礙曲柄銷之運動之狀態在中央部設置開口部之外蓋，將軛以三明治狀夾持固定而配置之本發明之壓縮裝置可以抑制運轉中軛內之滑脂之飛散，因此對於橫向滑動器之滑動部可以充分供給滑脂，在長期運轉中可以抑制振動、噪音、摩耗等而可以提昇可靠性。

外蓋宜以熱嵌合(heat fitting)固定於軛之狀態配置，如此可以使外蓋之組裝容易外，將外蓋在軛上堅固配置而可以防止脫落，可靠性進一層提昇。

至少有 1 對在相對向之位置不具有活塞之情況，也可在前述位置配置固定在軛上之連桿，以及將連桿引導成可往復運動之汽缸，即可以防止對向於連桿之活塞之軸之搖動之發生，可以提昇可靠性。

其次，說明另一實施例之壓縮裝置。

以往之此種壓縮裝置為如第 51 圖所示，有 4 個往復壓縮部 1101、1102、1103、1104 在直交之軸 1105、1106 上施行往復運動之狀態配置，由往復壓縮部 1101 依序提高壓力而使往復壓縮部 1104 作為最終段之高壓壓縮部之壓縮裝置 1100 為眾所周知。

並且，在前述壓縮裝置 1100 中，1 對相對向之活塞 1051、1053 連接於軛 1001A，而在軛 1001A 內橫跨軸 1106

（請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁）

裝

訂

線

五、發明說明 (48)

之狀態可移動之橫向滑動器 1002A 經由曲柄銷 1003 連接於曲柄軸 1004。再者，另 1 對相對向之活塞 1052、1054 連接於對於軸 1001A 偏移 90 度方向配置之軸 1001B，在軸 1001B 內橫跨軸 1105 之狀態可移動之圖無表示之橫向滑動器亦經由曲柄銷 1003 連接於曲柄軸 1004。

並且，由圖無表示之馬達等使曲柄軸 1004 旋轉而使曲柄銷 1003 對曲柄軸 1004 旋轉時，在軸 1001A 中因應軸 1105 方向之曲柄銷 1003 之變位使橫向滑動器 1002A 移動，因應軸 1106 之方向之變位則使軸 1001A 移動，因此使 1 對活塞 1051、1053 僅對於軸 1106 之方向進行往復運動。

另一方面，在軸 1001B，因應軸 1106 之方向之變位使圖無表示之橫向滑動器移動，因應軸 1105 方向之變位則使軸 1001B 移動，因此使 1 對活塞 1052、1054 僅向軸 1105 之方向進行往復運動。

第 50 圖為表示壓縮裝置 1100 之第一段往復壓縮部 1101 之剖面構造之說明圖。第一段往復壓縮部 1101 之活塞 1051 後退時，閥 c、d 閉合、閥 a、b 啟開，由此經過閥 a、b 由箭頭所示方向吸入於汽缸 1055 內之壓縮室 1056 之氣體為活塞 1051 前進時因閥 a、b 閉合而在壓縮室 1056 內壓縮而到達預定之壓力後，閥 c、d 啟開，由壓縮室 1056 經過閥 c、d 向箭頭所示方向送出，由此送往圖無表示之第二段往復壓縮部 1102。1057 為連接活塞 1051 與軸 1001A 之連桿。

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (49)

在前述壓縮裝置 1100 中，有一種需求，希望不要增大第一段往復壓縮部 1101 之汽缸 1055 之直徑而能以良好效率增加排氣量。

在此，本發明為在於氮氣等所要之氣體以多階段高壓壓縮之壓縮裝置中，以不增大第一段往復壓縮部之汽缸之直徑使排氣量以良好效率增加。

以下，將本發明之實施例依據第 48 圖至第 49 圖詳細說明。第 48 圖為表示本發明之壓縮裝置之實施例之主要部分之說明圖，第 49 圖為表示第 48 圖所示本發明之壓縮裝置之第一段往復壓縮部之剖面構造之說明圖。

並且，此等圖中以與前述第 50 圖、第 51 圖之符號之相同符號所示部分為具有以往技術之項中所說明之相同機能之部分，在不妨礙理解本發明之範圍內省略其重覆說明。

如第 48 圖所示在本發明之壓縮裝置 1100A 中，由設置雙重壓縮構造之第一段往復壓縮部 1101 所壓縮之氣體經過管路 1060 向次 1 往復壓縮部供送而依序成為高壓之部分以外，與第 51 圖所示壓縮裝置 1100 同樣使 4 個往復壓縮部 1101、1102、1103、1104 在直交之軸 1105、1106 上施行往復運動之狀態配置，由第一段往復壓縮部 1101 依序提高壓力而經過管路 1060 向次一往復壓縮部供送使第四段往復壓縮部 1104 作為最終段之高壓壓縮部。

第 49 圖為表示本發明之壓縮裝置 1100A 之第一段往復壓縮部 1101 之剖面構造之說明圖。第一段往復壓縮部

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

五、發明說明 (50)

1101 設置第一壓縮室 1058 與第二壓縮室 1059。活塞 1051 前進時閥 10a、10b 閉合之狀態，經過啟開之閥 10e、10f 由箭頭所示方向使氣體吸入於第一壓縮室 1058 之同時，第二壓縮室 1059 內之氣體被壓縮而到達預定之壓力時，經過啟開之閥 10c、10e 向外部送出而以箭頭所示向次 1 往復壓縮部供送。並且，活塞 1051 後退時閥 10e、10f 閉合，第一壓縮室 1058 內之氣體被壓縮而到達預定之壓力時閥 10a、10b 啟開。氣體乃向第二壓縮室 1059 送出。並且，1060 為使連桿 1057 向不振動之狀態定位之位置順滑移動用之桿引導器。

在本發明中，如此在 1 個汽缸 1055 內以 2 階段將氣體吸入・壓縮而送出之構造稱為雙重壓縮構造。

在此使用氮氣體，測試使用同一尺寸之汽缸具有第 50 圖所示一般之壓縮構造之第一段往復壓縮部之情況，以及具有第 49 圖所示具有第 49 圖所示雙重壓縮構造之第一段往復壓縮部之情況之排氣量 (m^3/hr)。

該試驗結果，具有一般之壓縮構造之壓縮部之情況為可以獲得吐出量 $4.3(\text{m}^3/\text{hr})$ ，具有雙重壓縮構造之壓縮部之情況為可以獲得 $4.8(\text{m}^3/\text{hr})$ 。由此試驗結果可以明瞭使用具有雙重構造之壓縮部時排出量成為 $4.8/4.3=1.116$ ，大約可以增加 11.6% 程度。由於理論值為 12%，由該試驗可以獲得大約接近於理論值之值。

並且，由於本發明不限定於前述實施例，祇要在不脫離申請專利範圍之主旨範圍內可以實施各種之變形。

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

訂

線

五、發明說明 (51)

例如，前述實施例中在第一段往復壓縮部設置雙重壓縮構造，但亦可以成為第二段往復壓縮部亦設置雙重壓縮構造之構成之壓縮裝置。

再者，可以作為將多數之往復壓縮部由前述之 L 型、V 型、W 型、半星型、星型、對向平衡型等配置之構成，或 3 個或 5 個以上之往復壓縮部配置為星型之構成之壓縮裝置。

本發明之壓縮裝置為例如為第一段往復壓縮部設置雙重壓縮構造，可以在不經過增大汽缸之直徑而可以由良好效率增加排出量。

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

線

四、中文發明摘要(發明之名稱： 高壓壓縮機之壓縮裝置)

一種高壓壓縮機，經過活塞之形狀，汽缸之作用面與活塞之位置，汽缸與活塞之特定形狀，活塞與連桿(connecting rod)之連接構成之重新設計，對於以往之汽缸經過馬達之旋轉使活塞進行相對於汽缸之往復驅動，壓縮由於前述驅動所吸入之工作流體而產生之高壓工作流體之壓縮機構部之高壓壓縮機，其特徵在減少之活塞之變位所產生汽缸內面之摩耗，避免因提高排氣容積成為大型化之趨勢，減少活塞與連桿之加工之困難性，以及頂部間隙過大等問題。

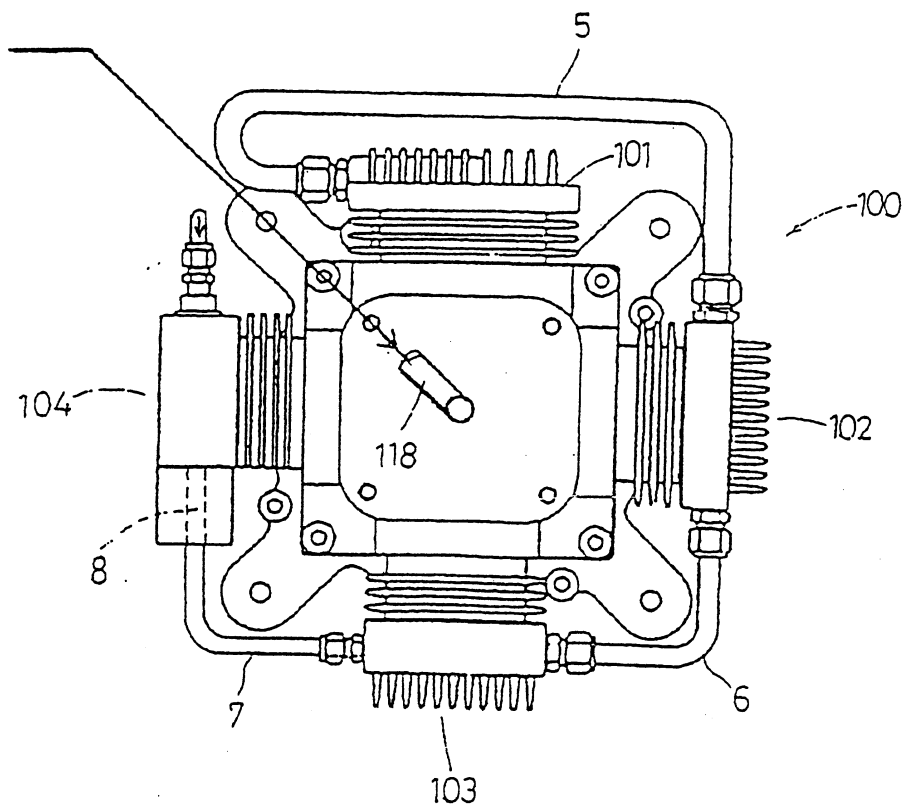
英文發明摘要(發明之名稱：)

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁各欄)

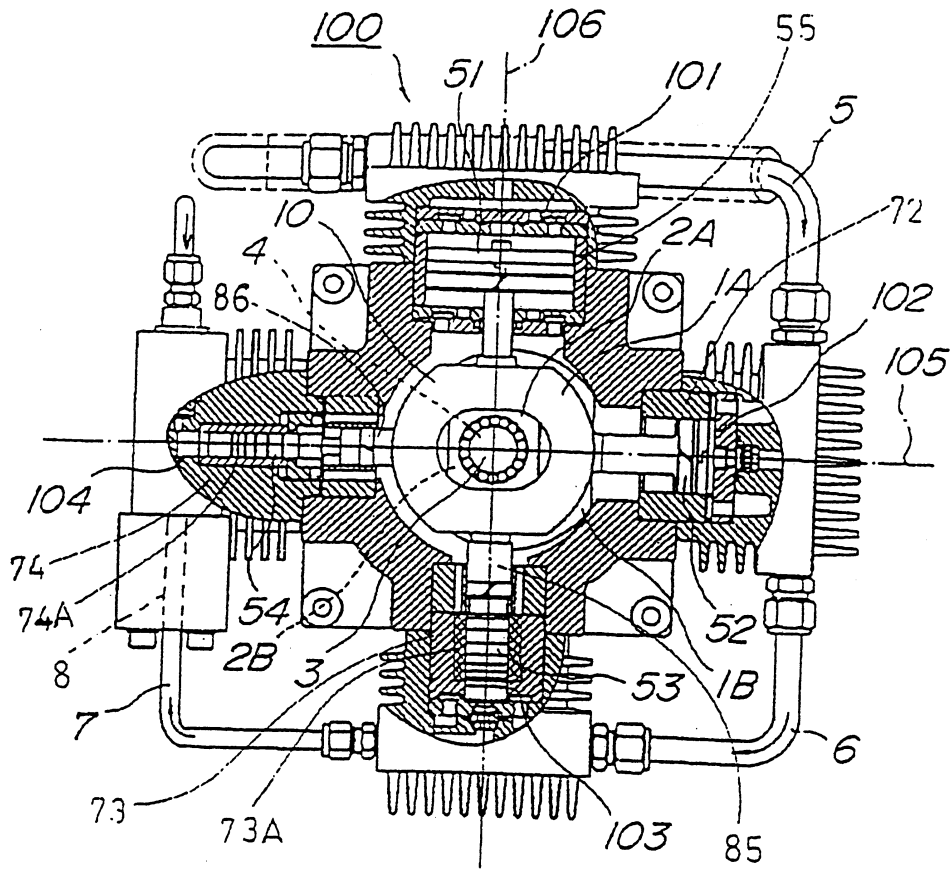
裝

訂

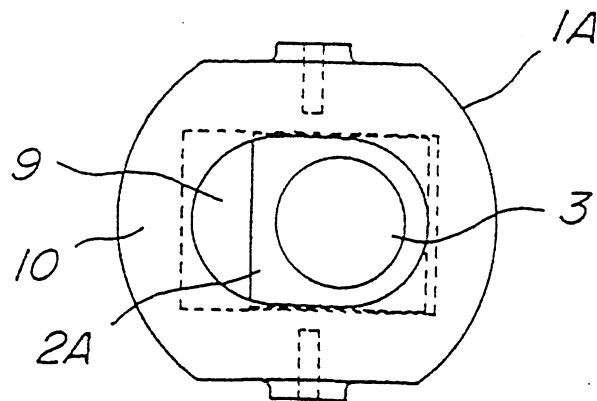
線



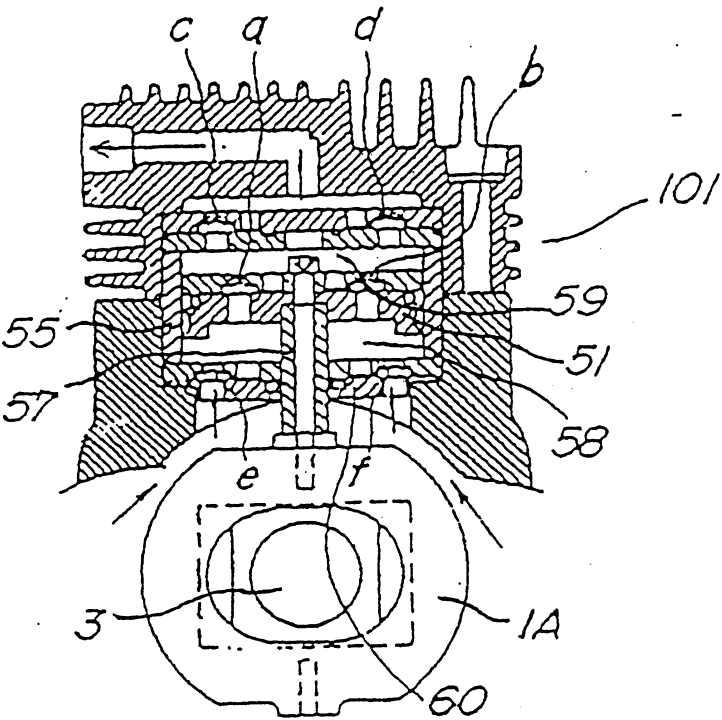
第 1 圖



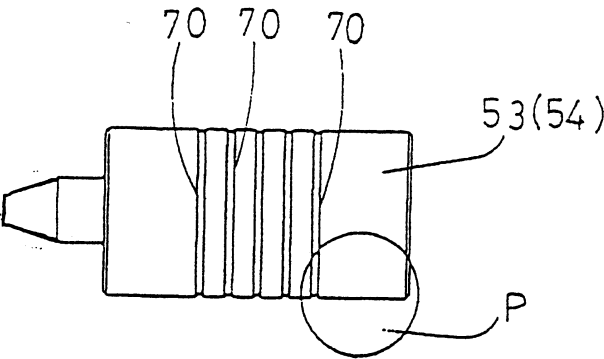
第 2 圖



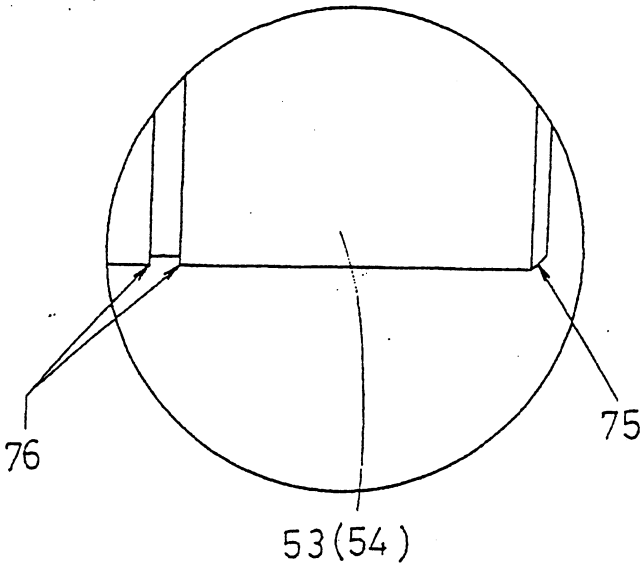
第 3 圖



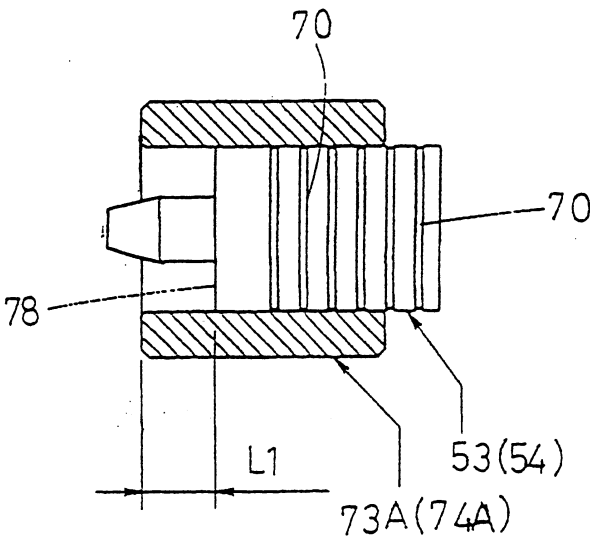
第 4 圖



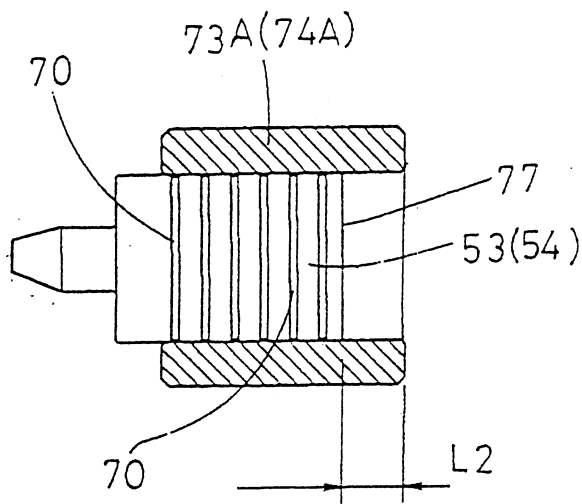
第 5 圖



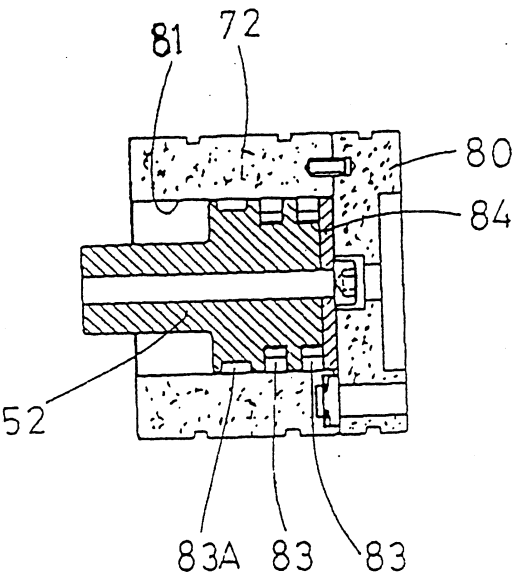
第 6 圖



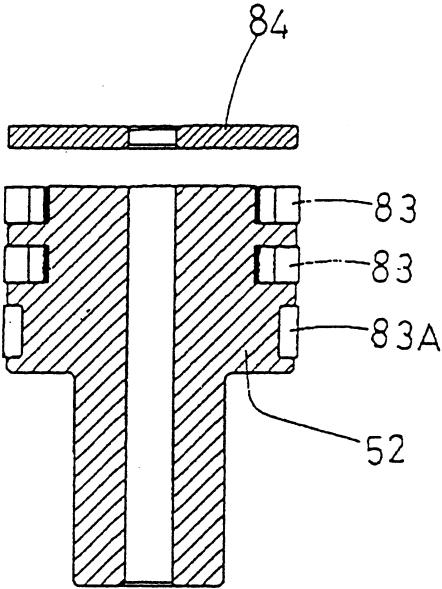
第 7 圖



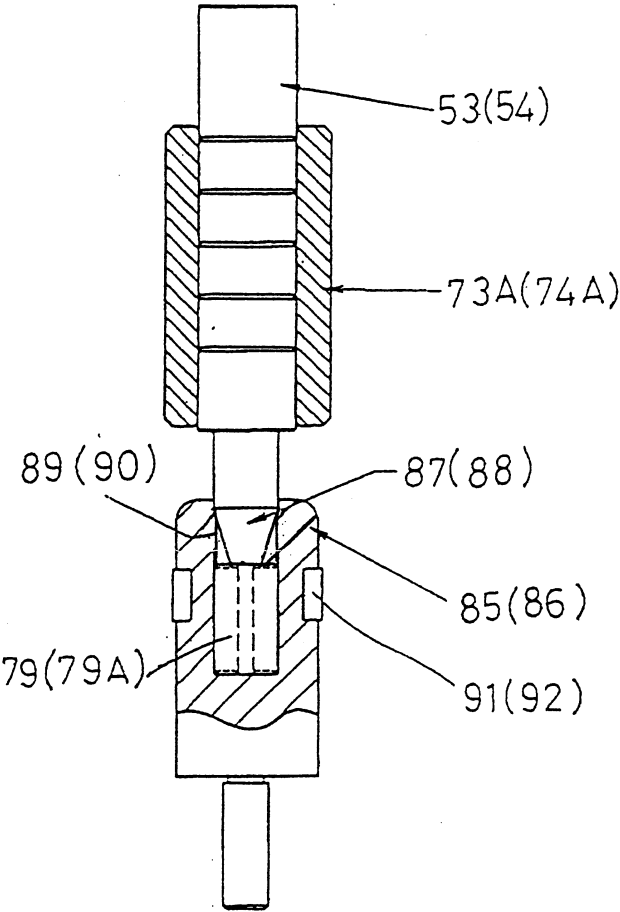
第 8 圖



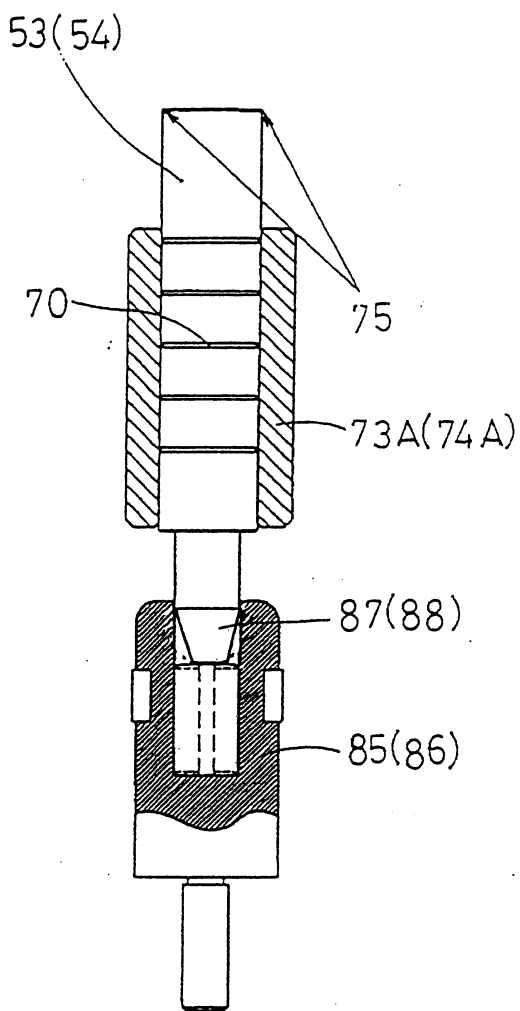
第 9 圖



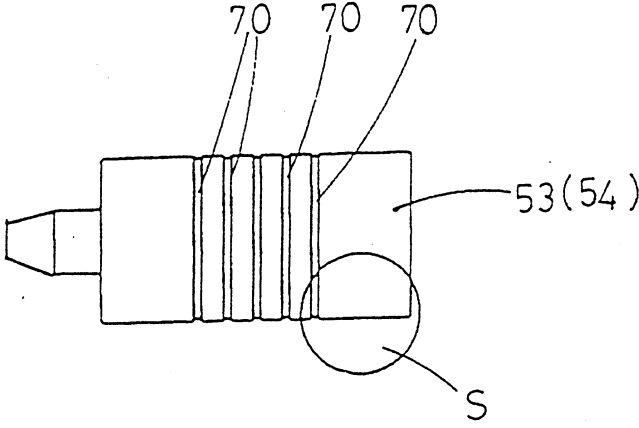
第 10 圖



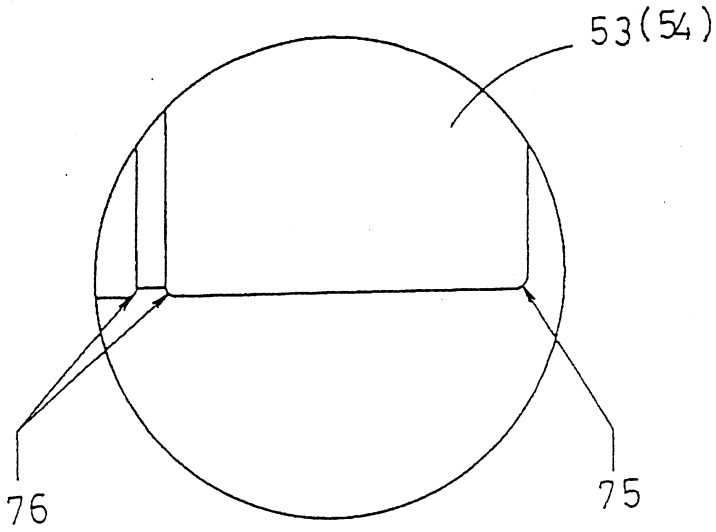
第11圖



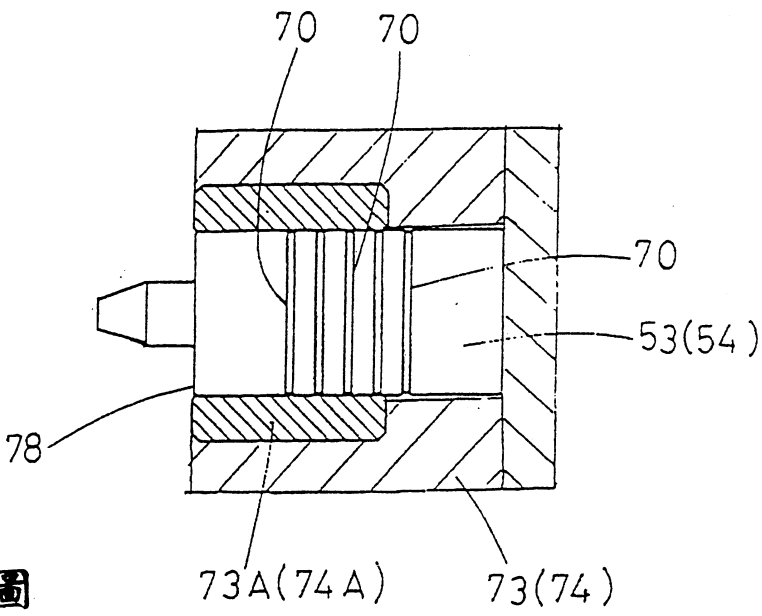
第12圖



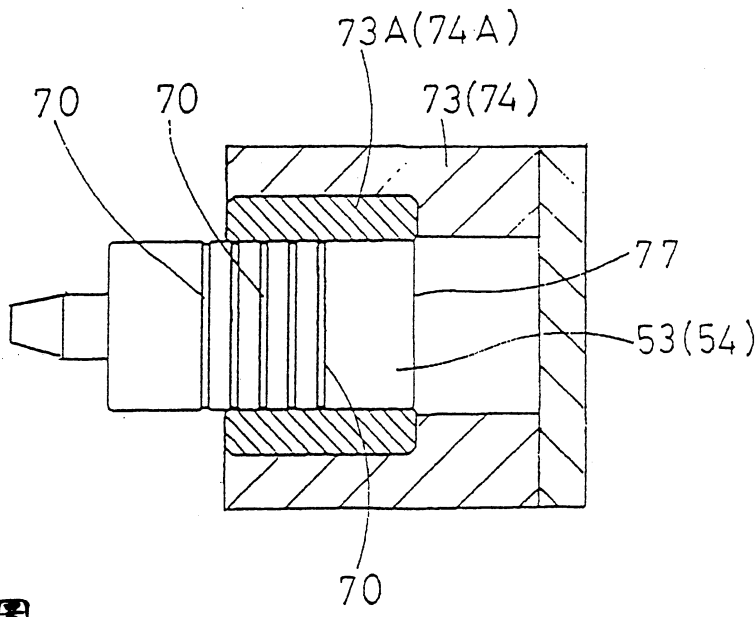
第13圖



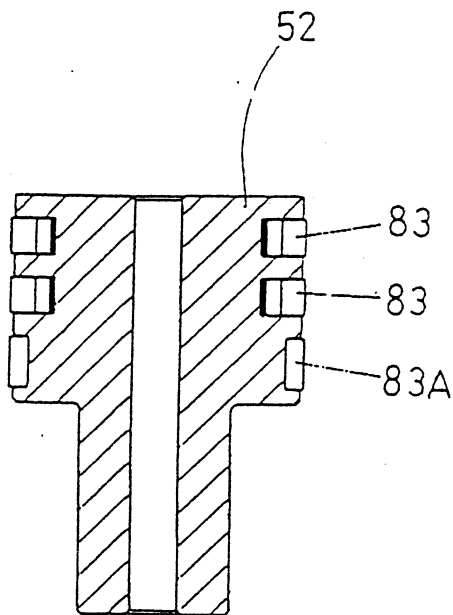
第14圖



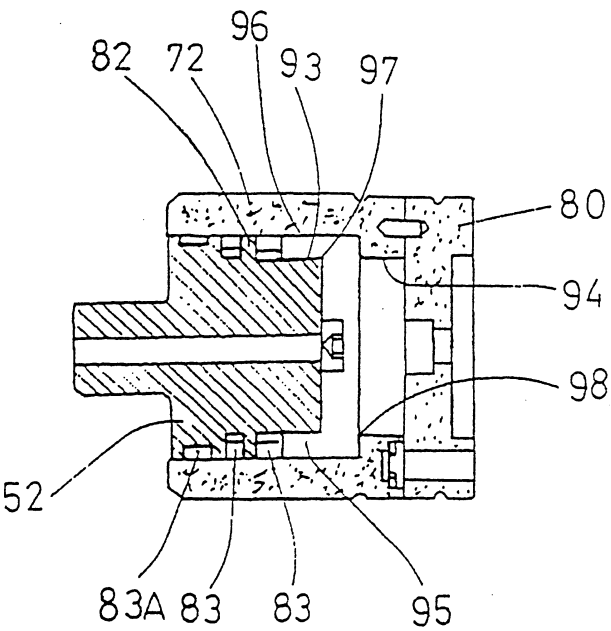
第15圖



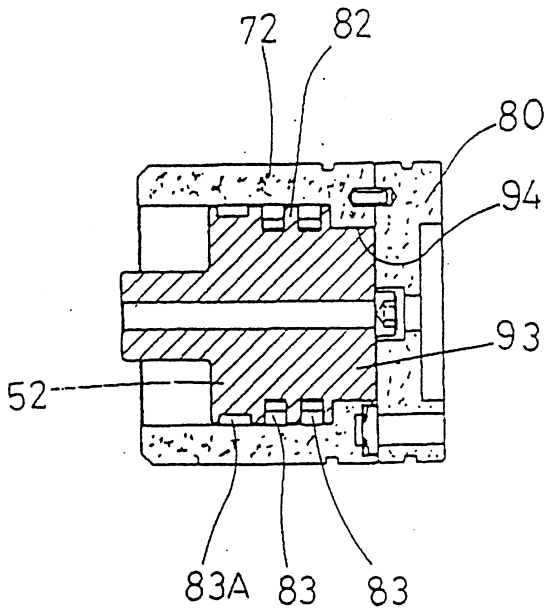
第16圖



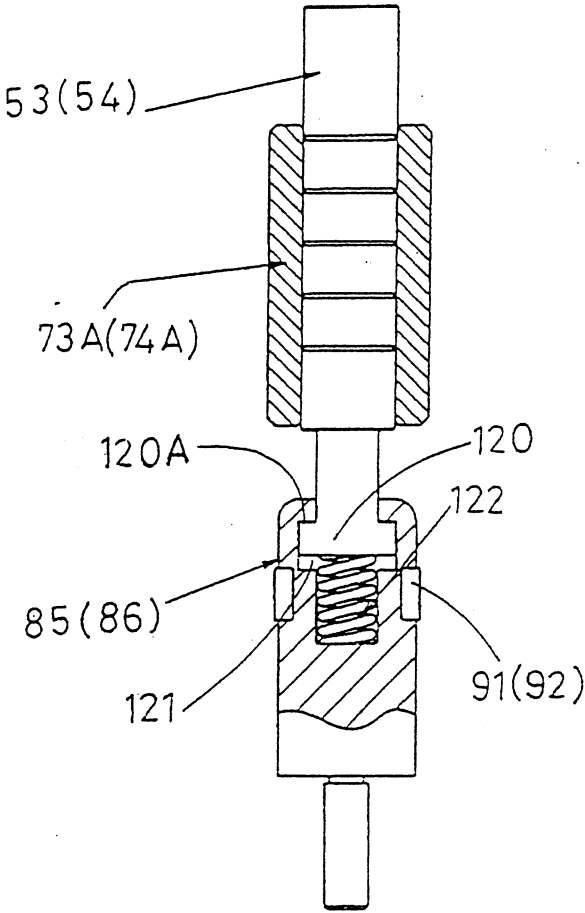
第17圖



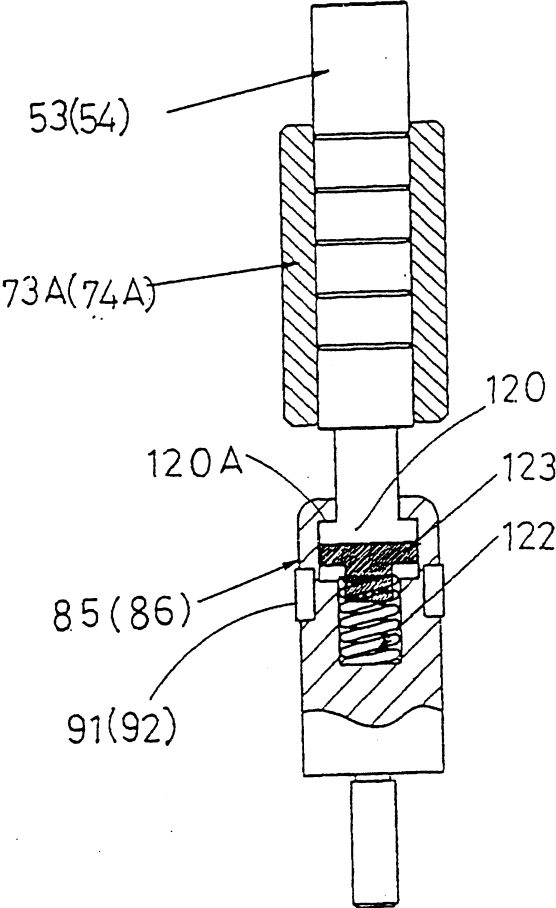
第18圖



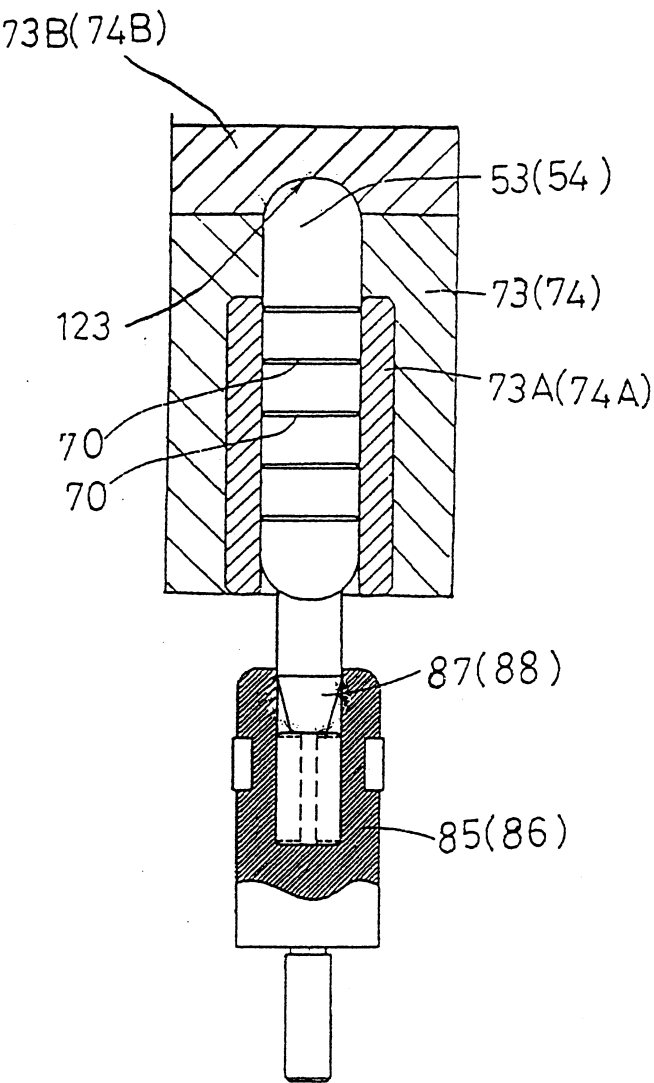
第19圖



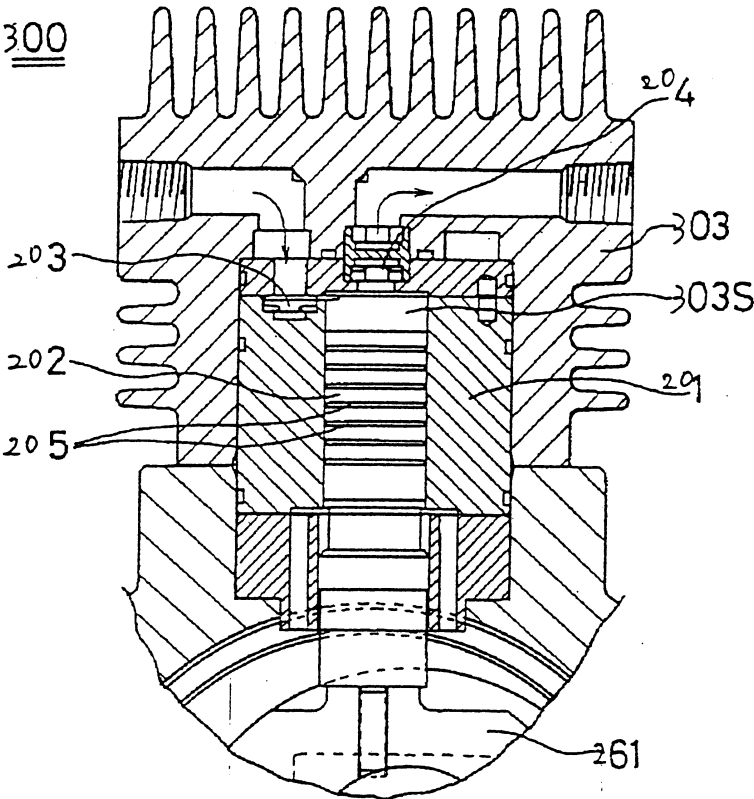
第20圖



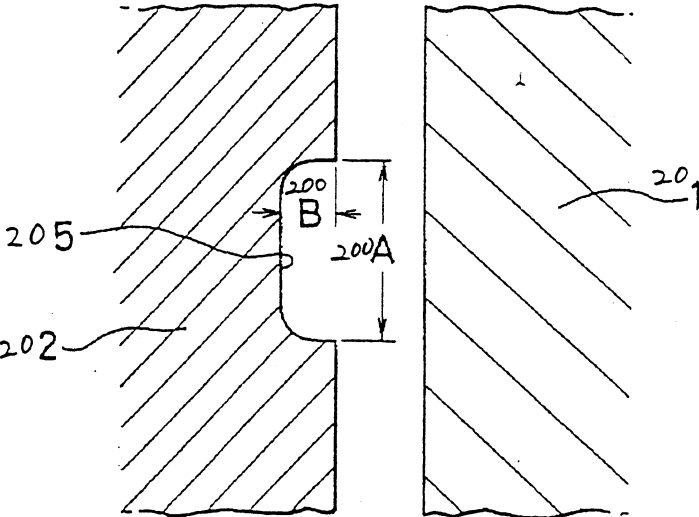
第21圖



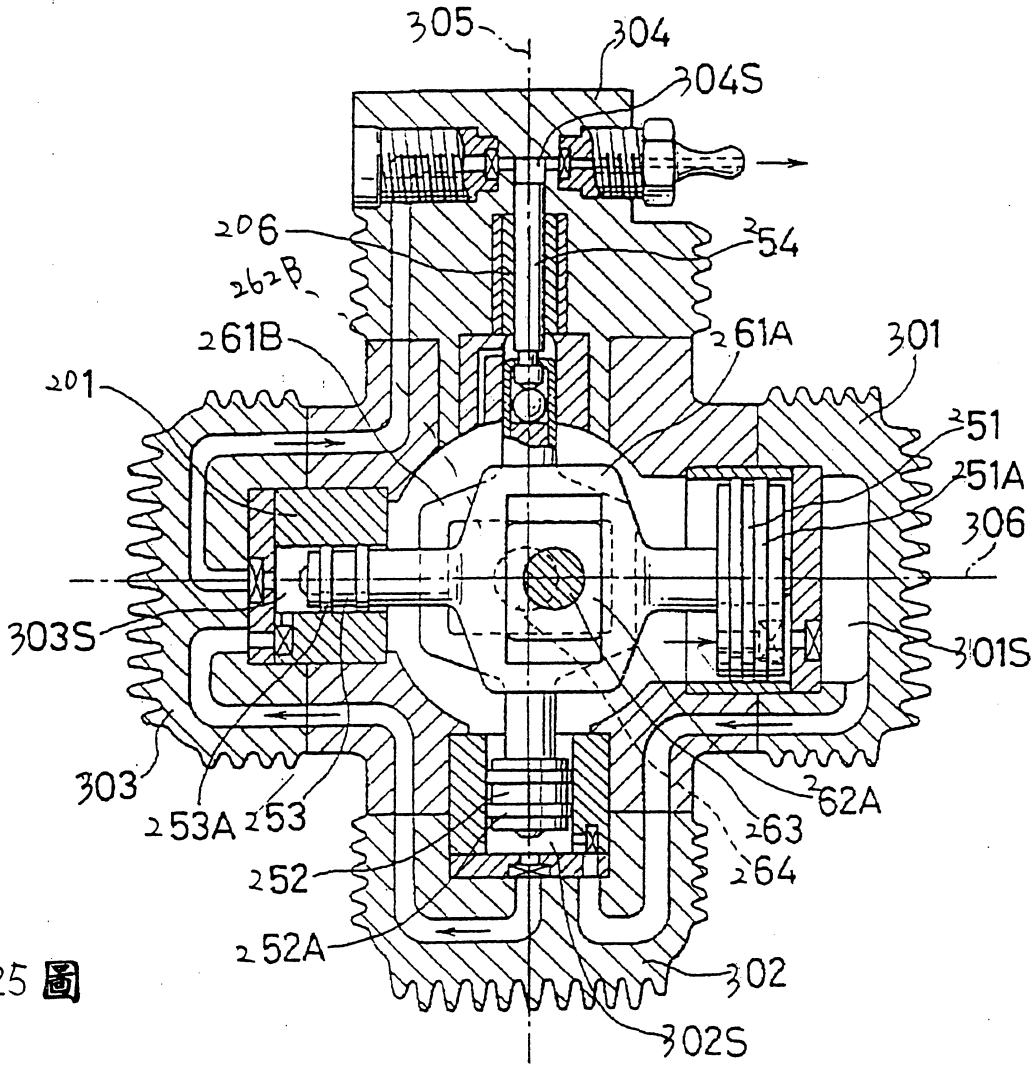
第22圖



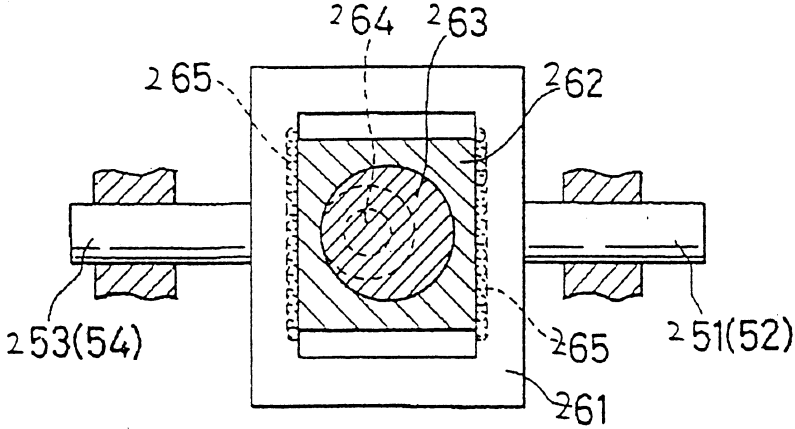
第23圖



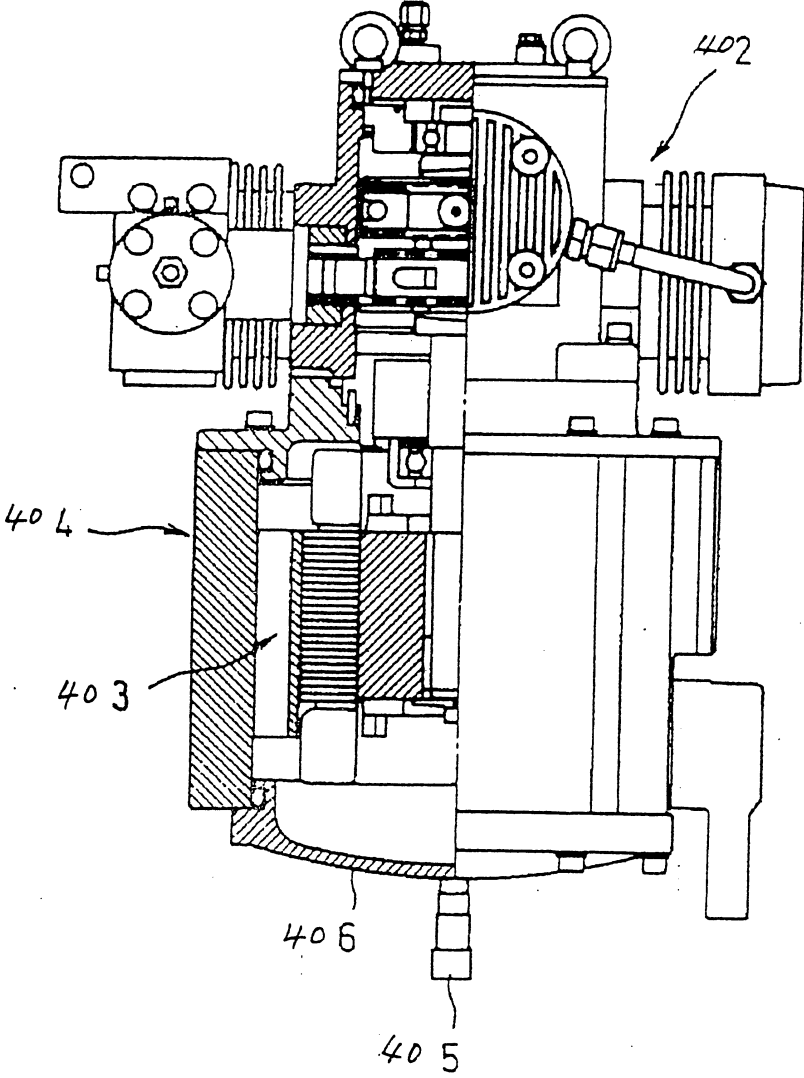
第24圖



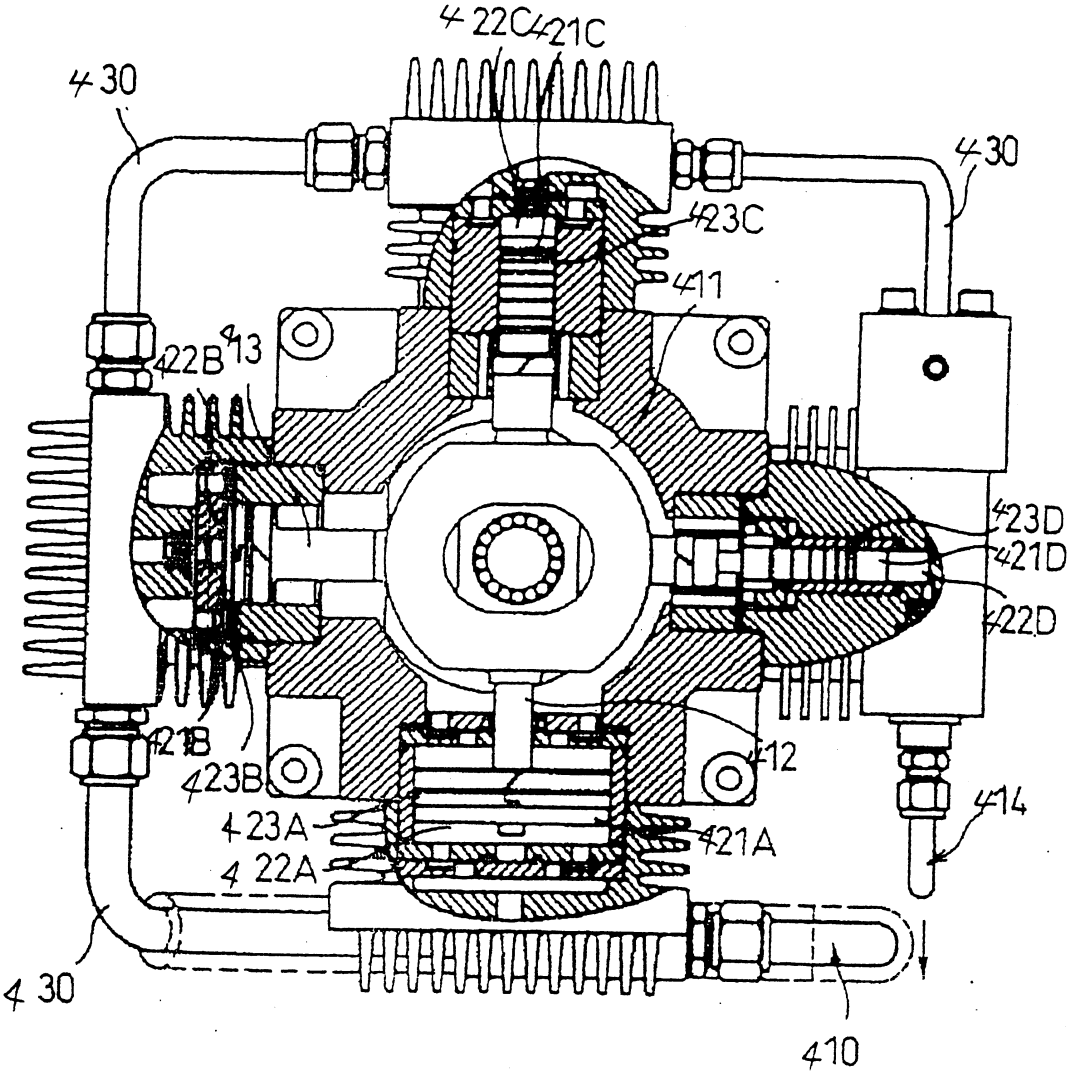
第25圖



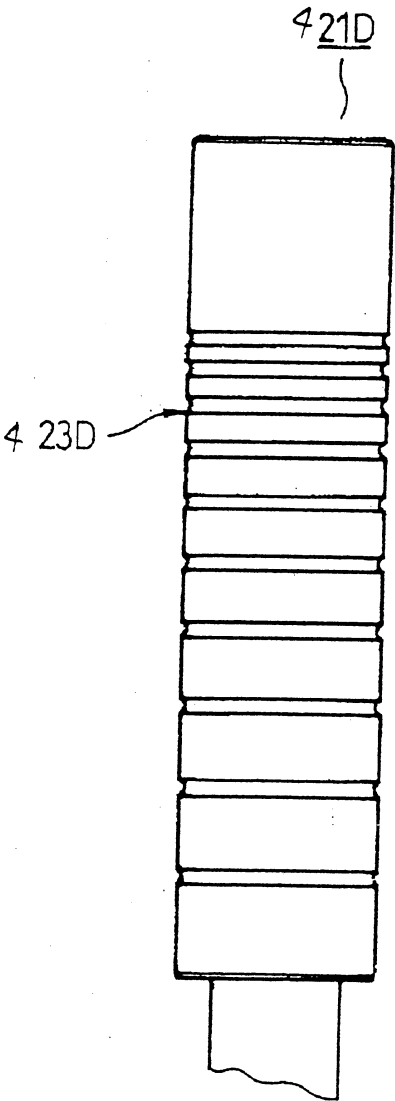
第26圖



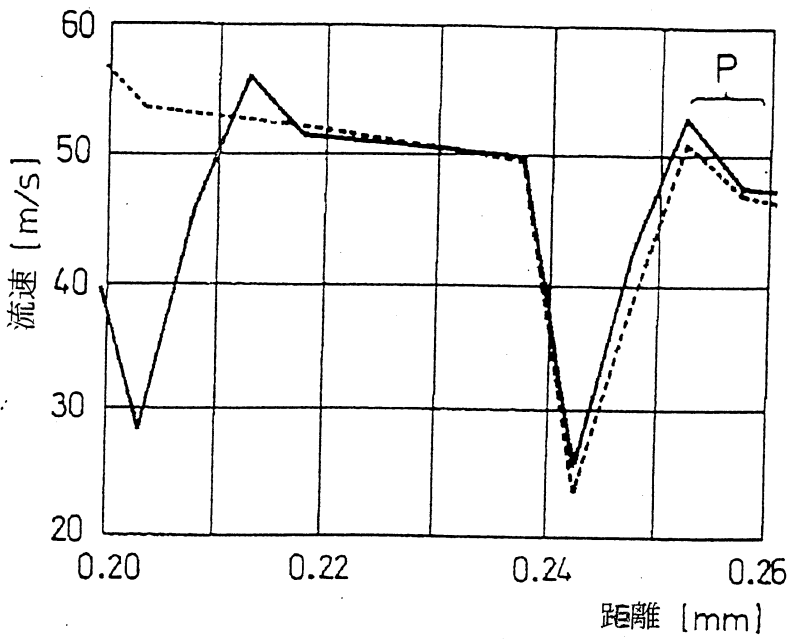
第27圖



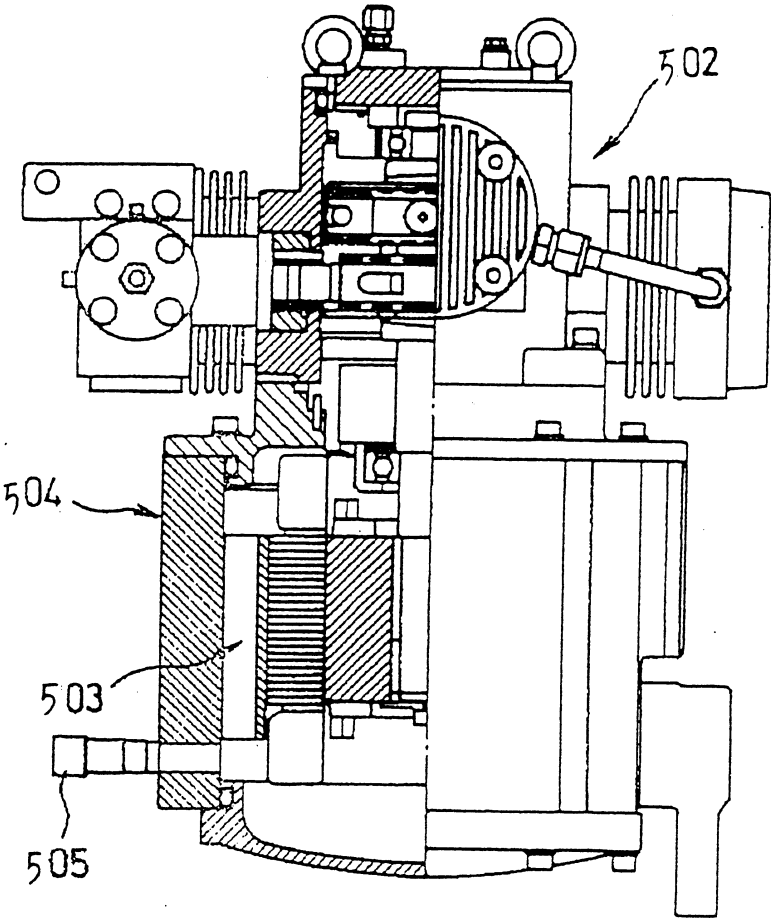
第28圖



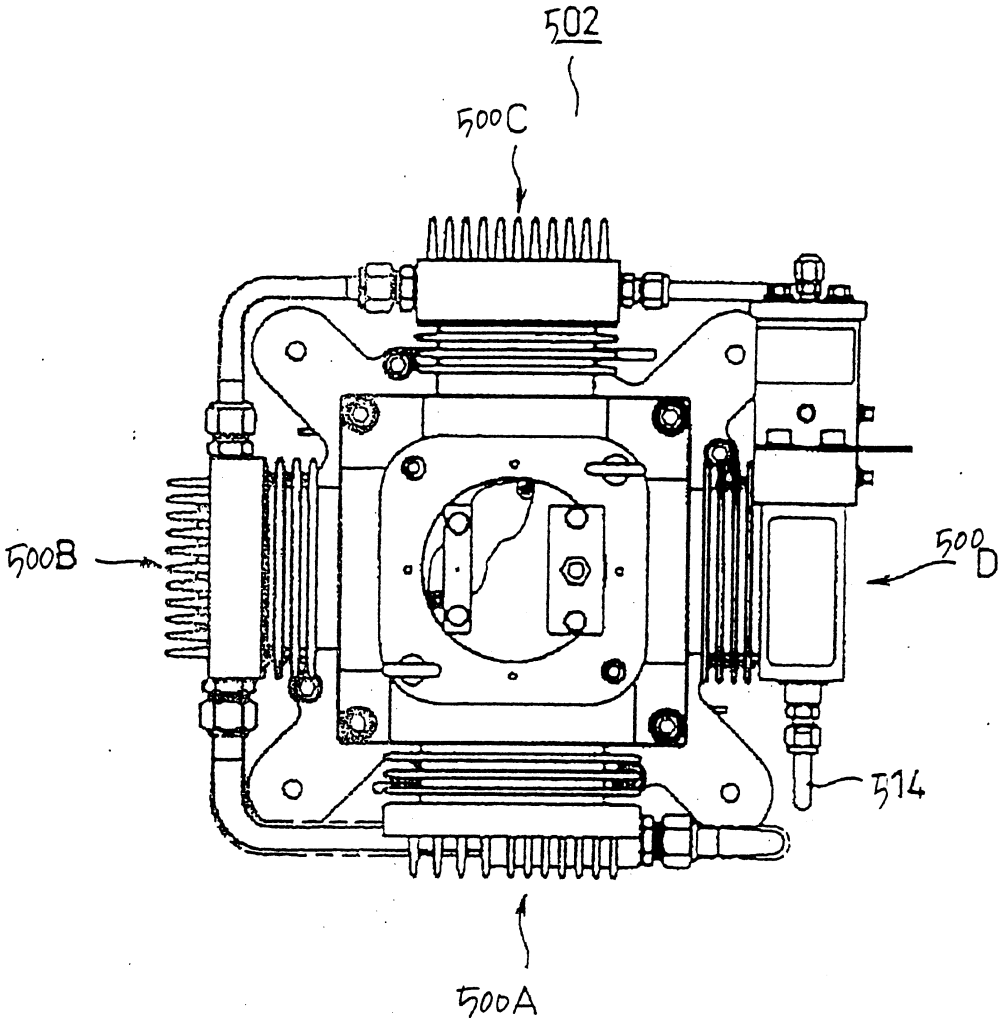
第29圖



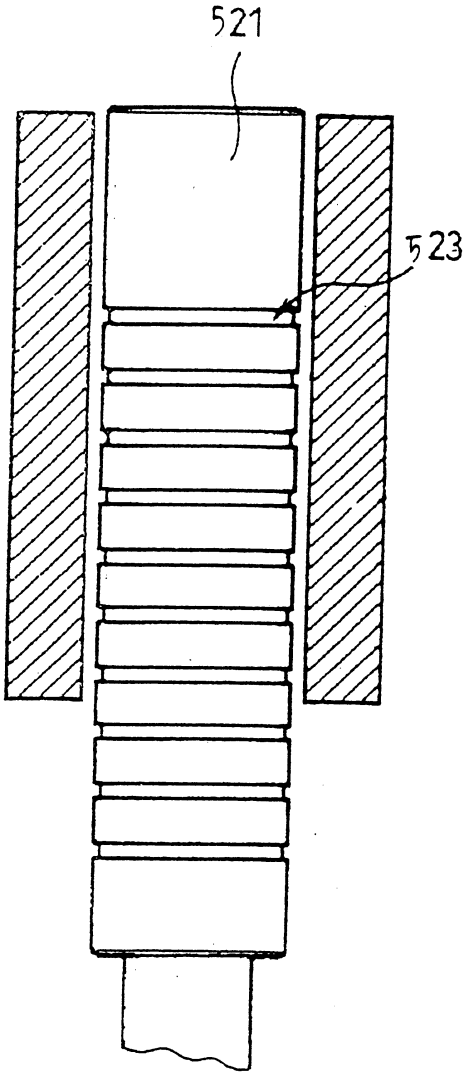
第30圖



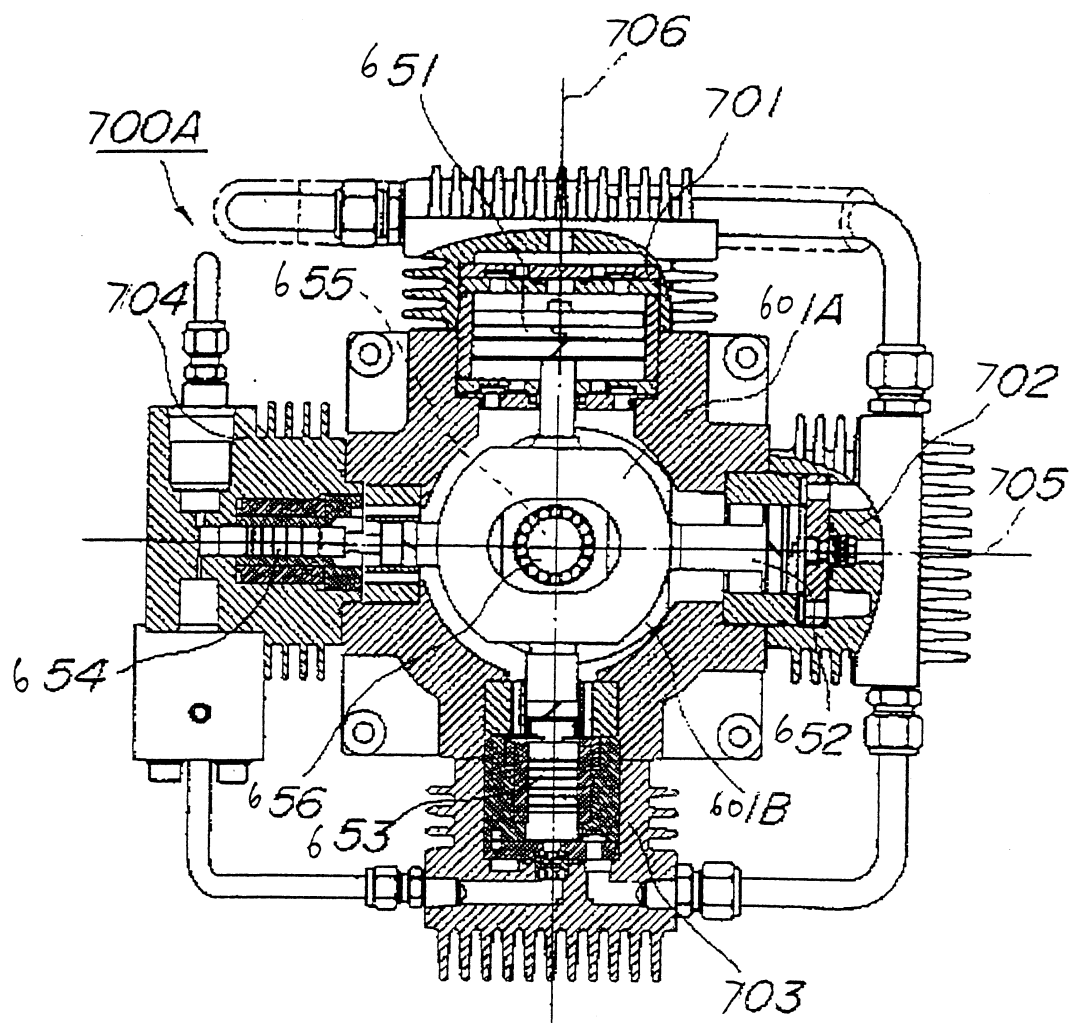
第31圖



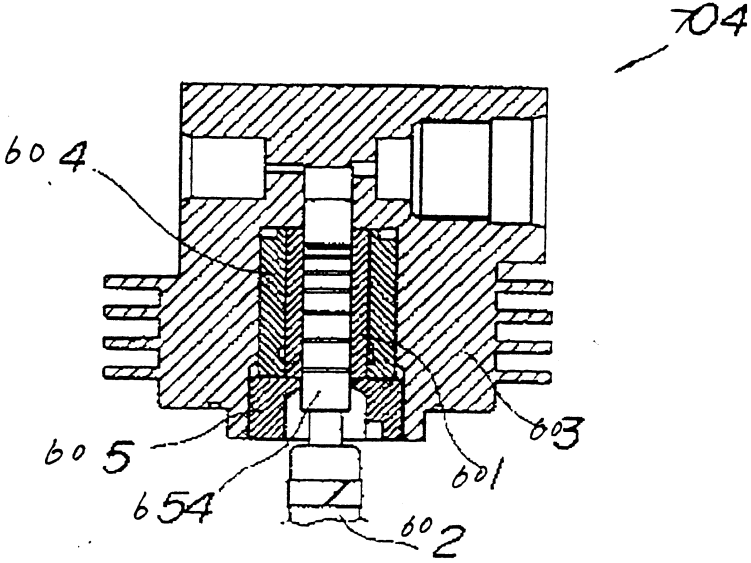
第32圖



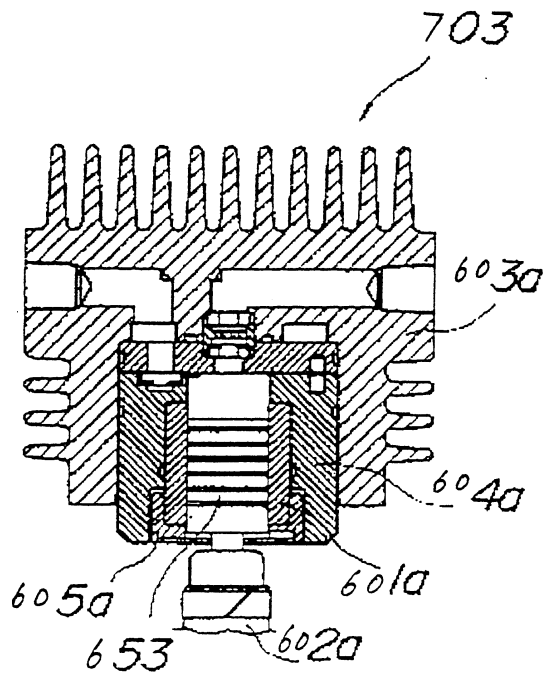
第33圖



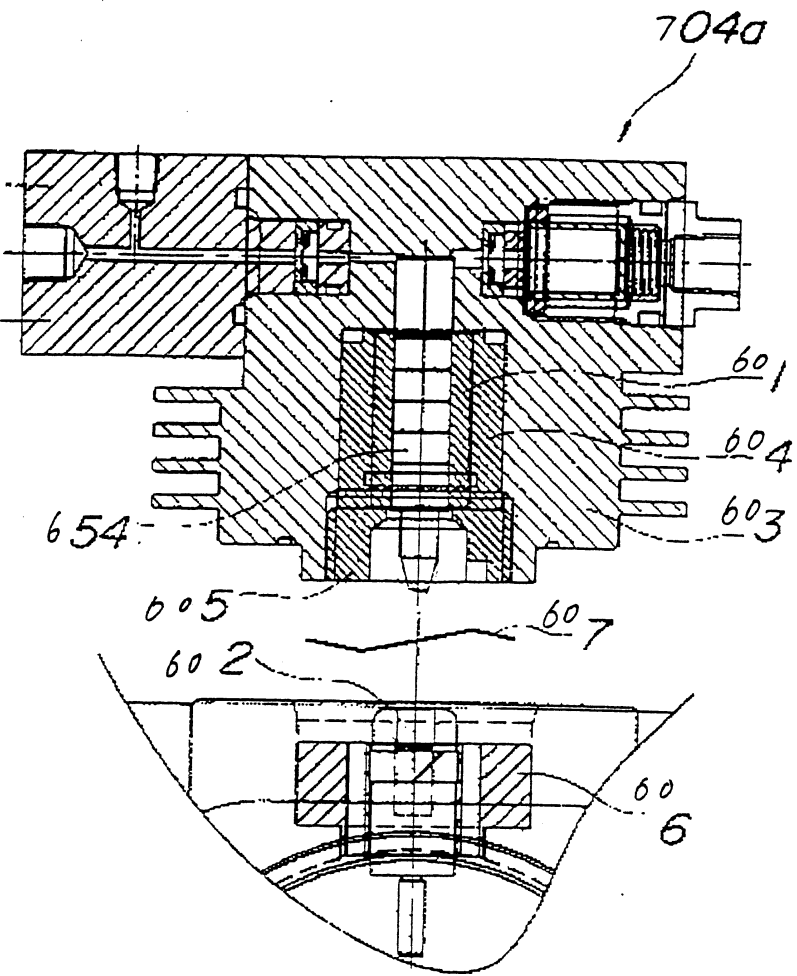
第34圖



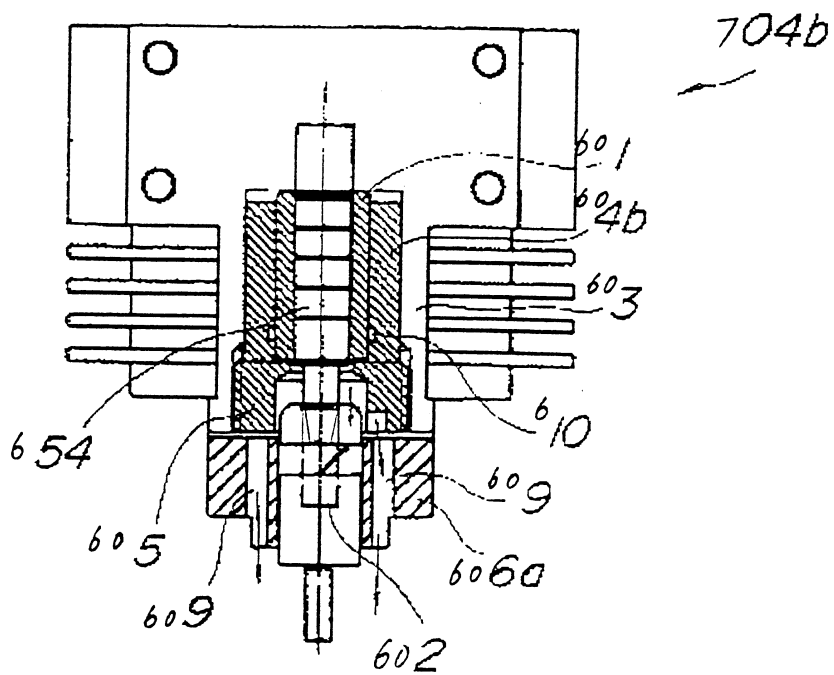
第35圖



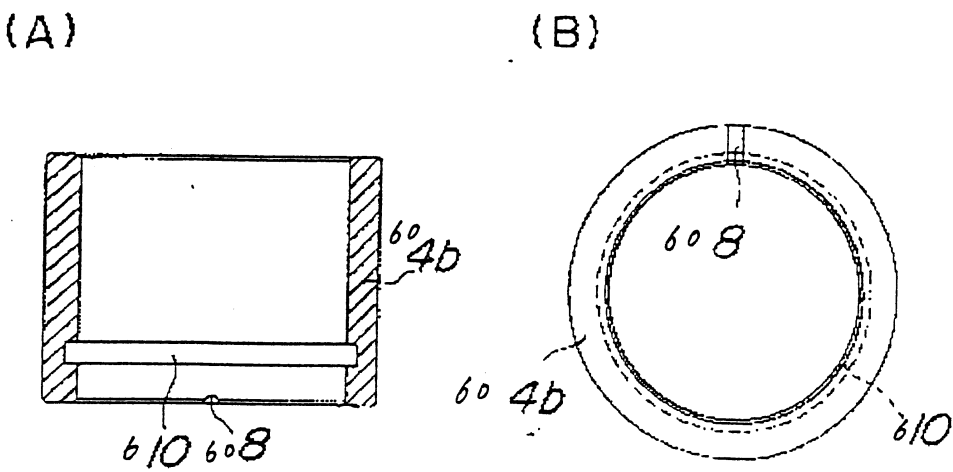
第36圖



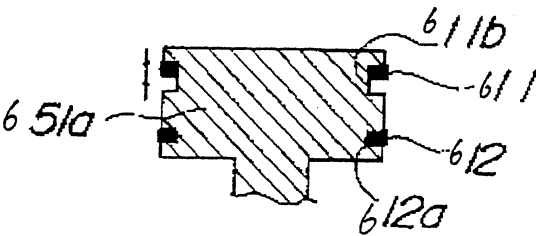
第37圖



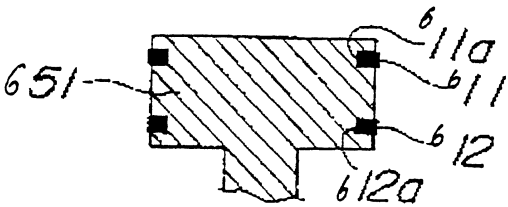
第38圖



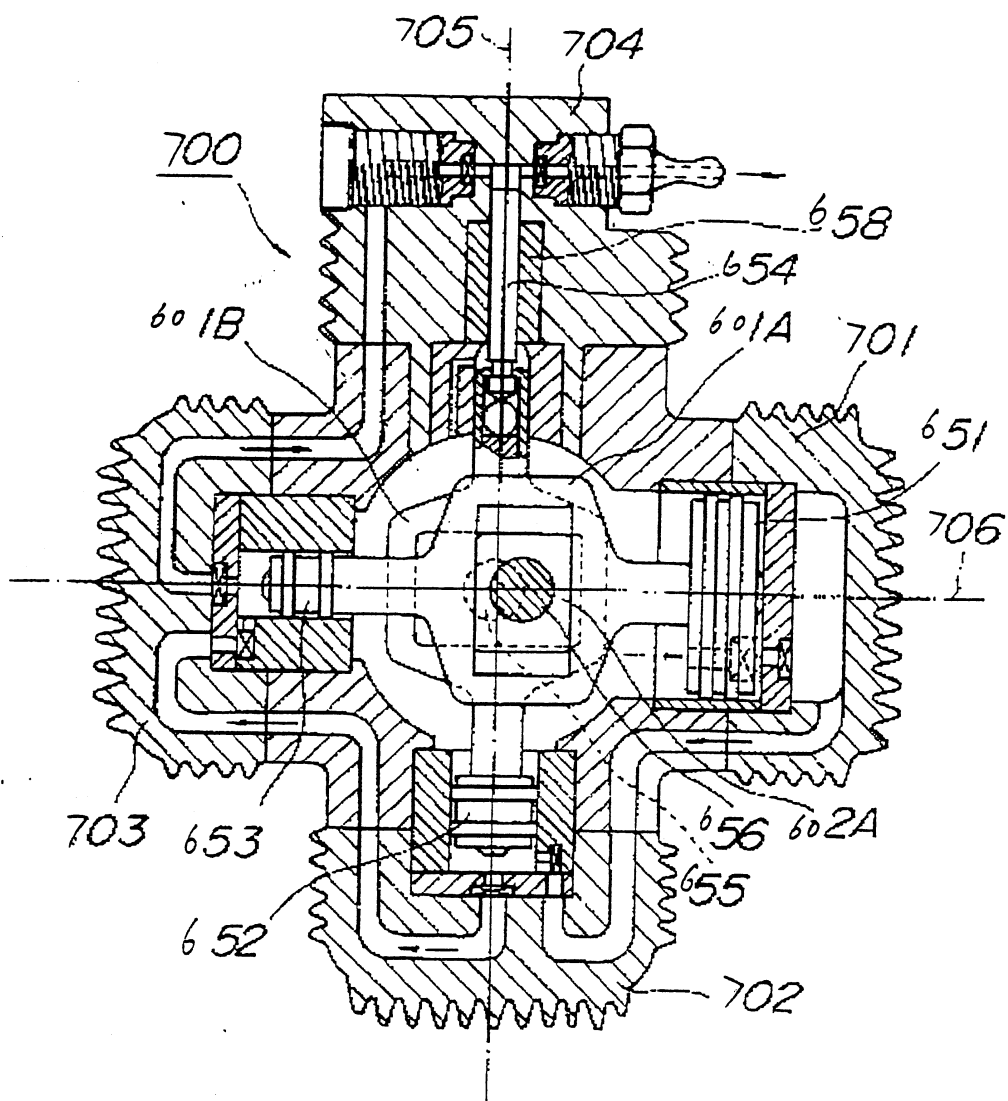
第39圖



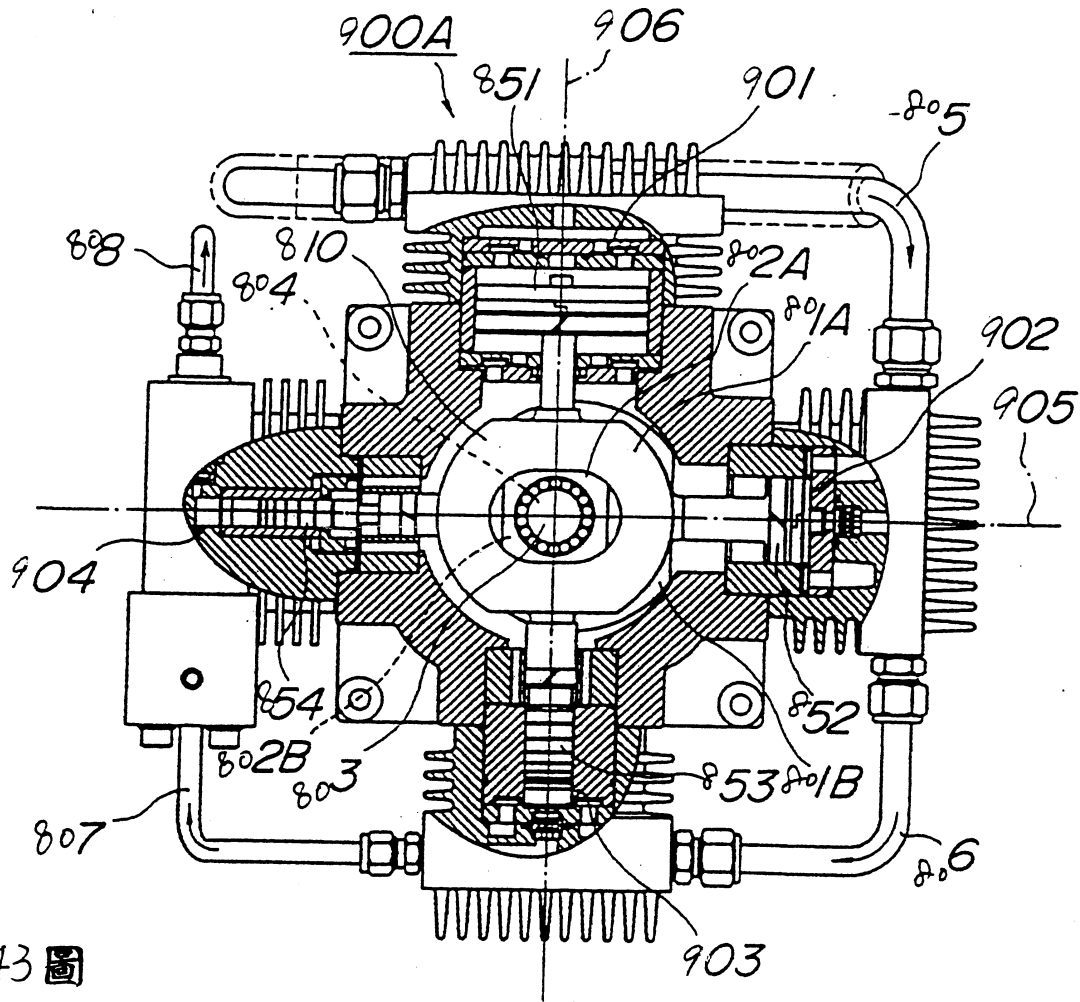
第40圖



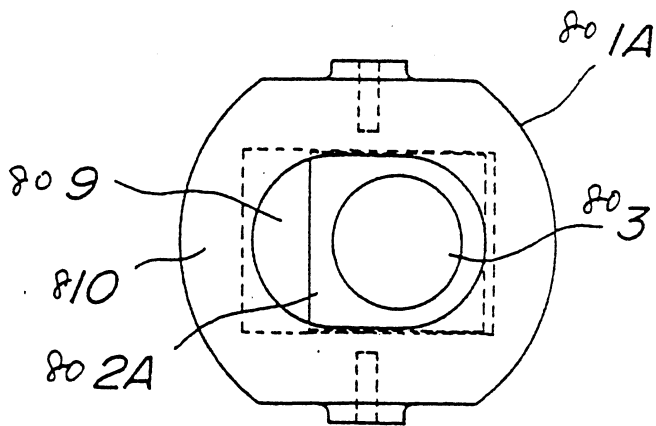
第41圖



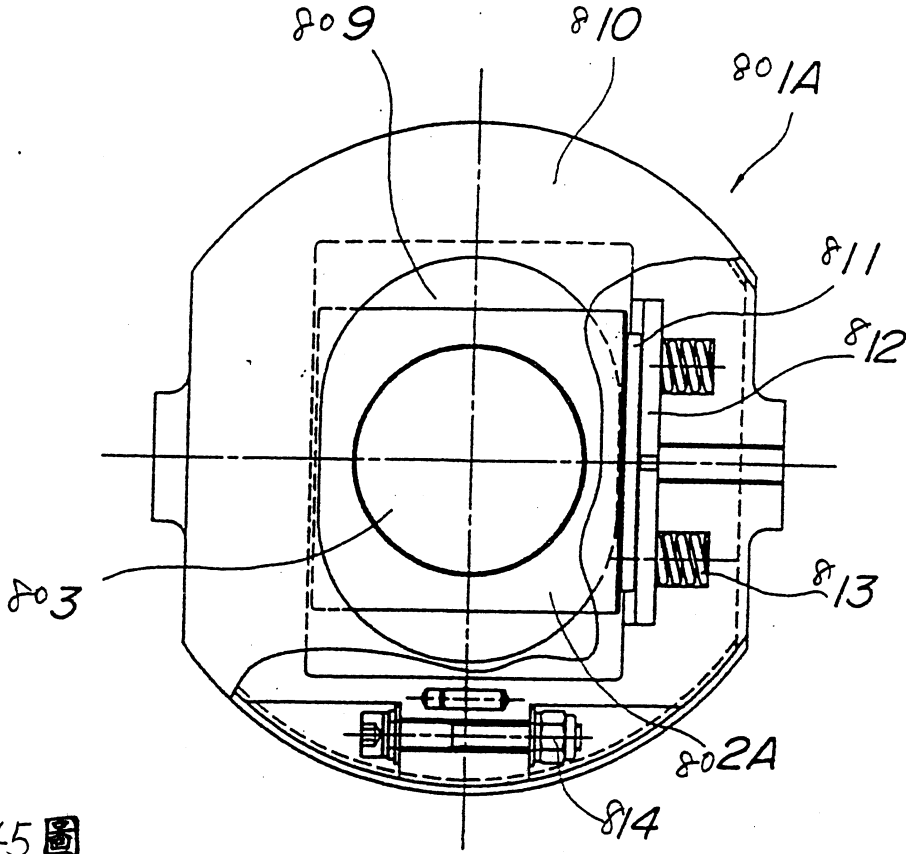
第42圖



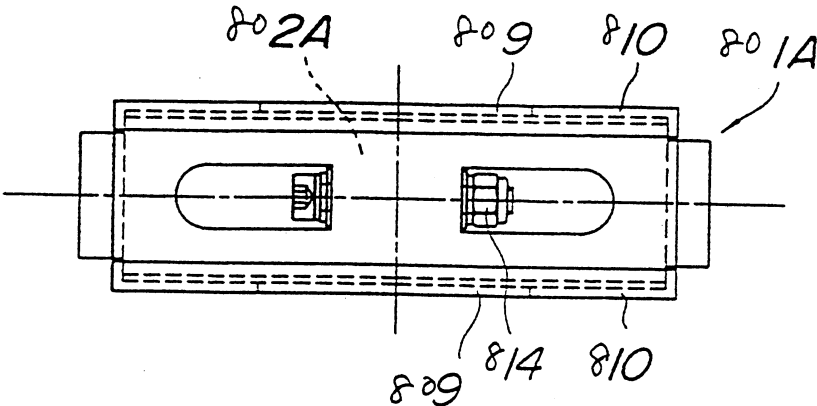
第43圖



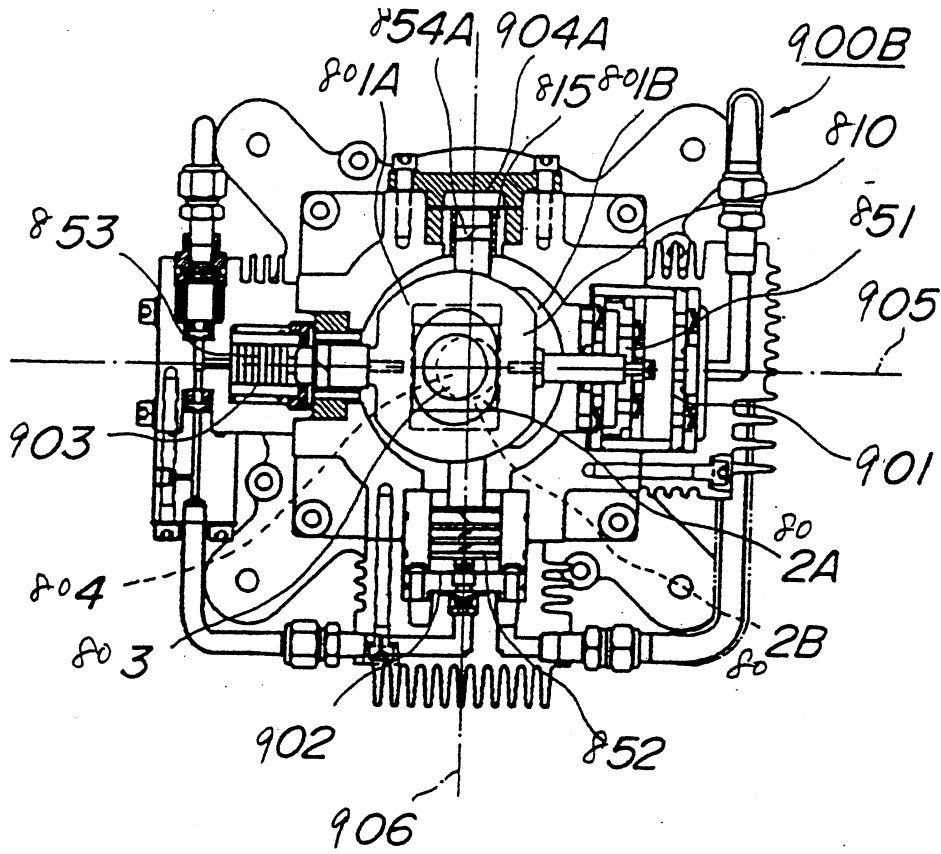
第44圖



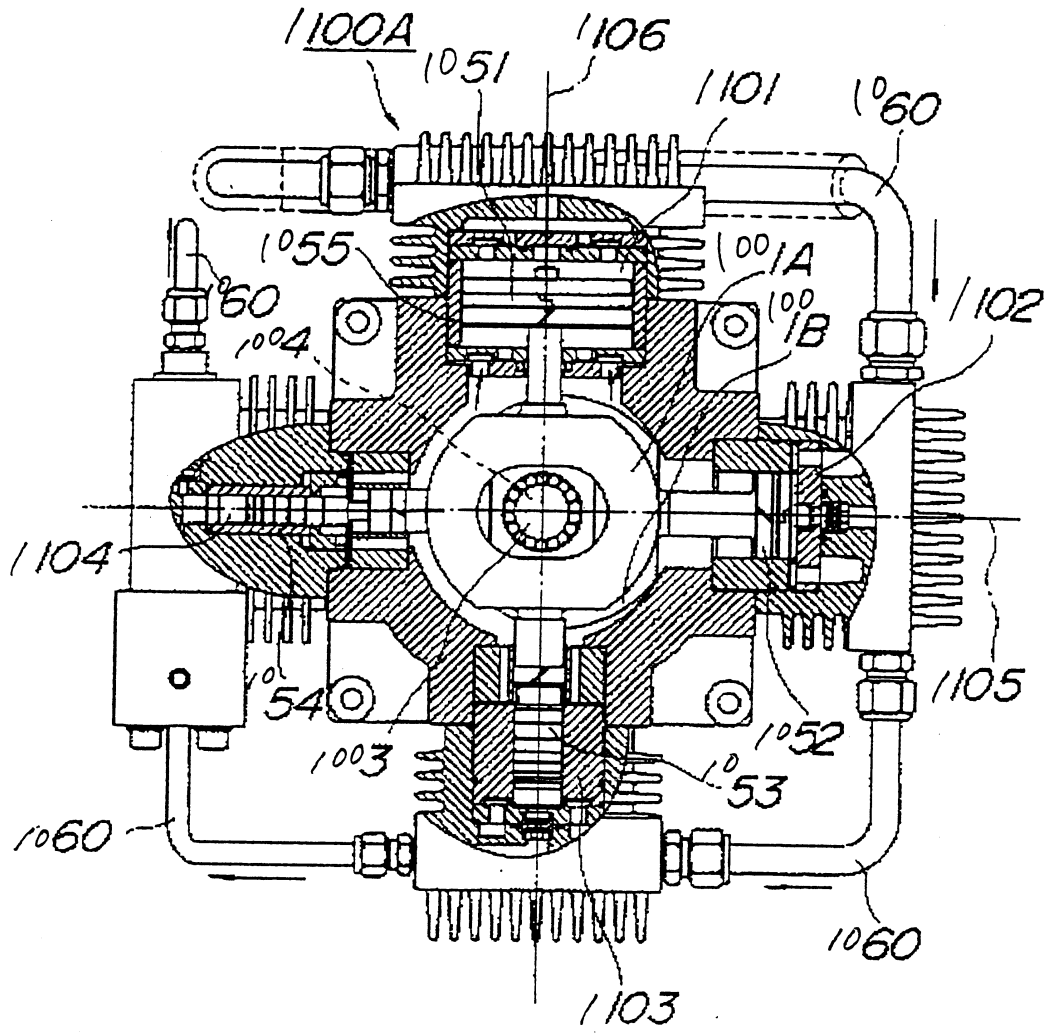
第45圖



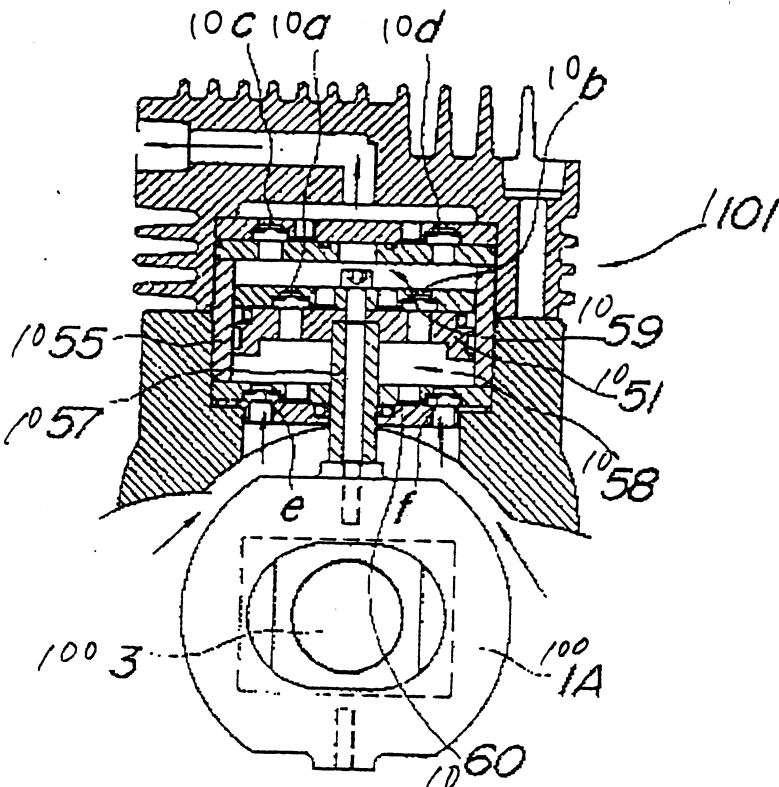
第46圖



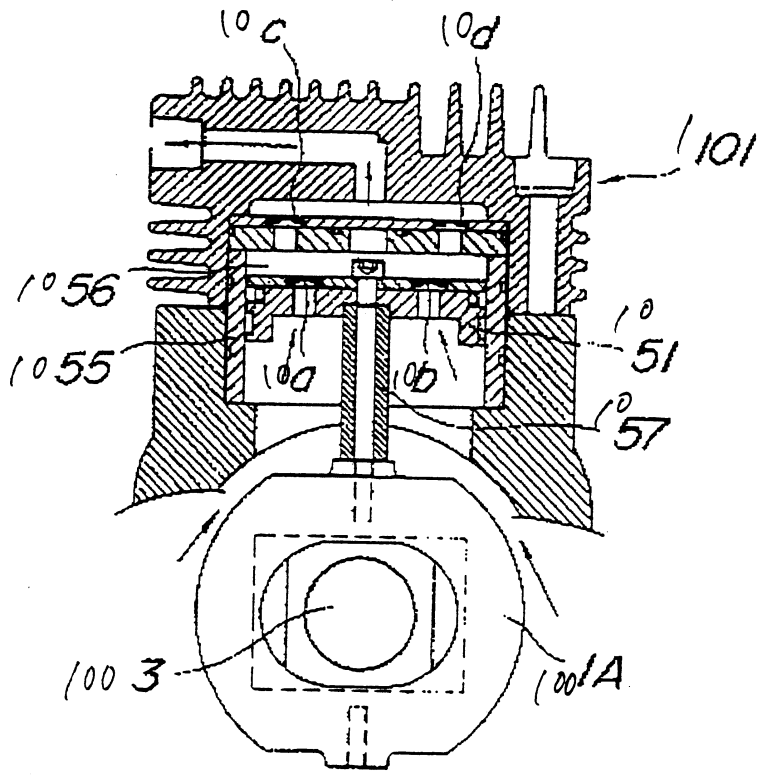
第47圖



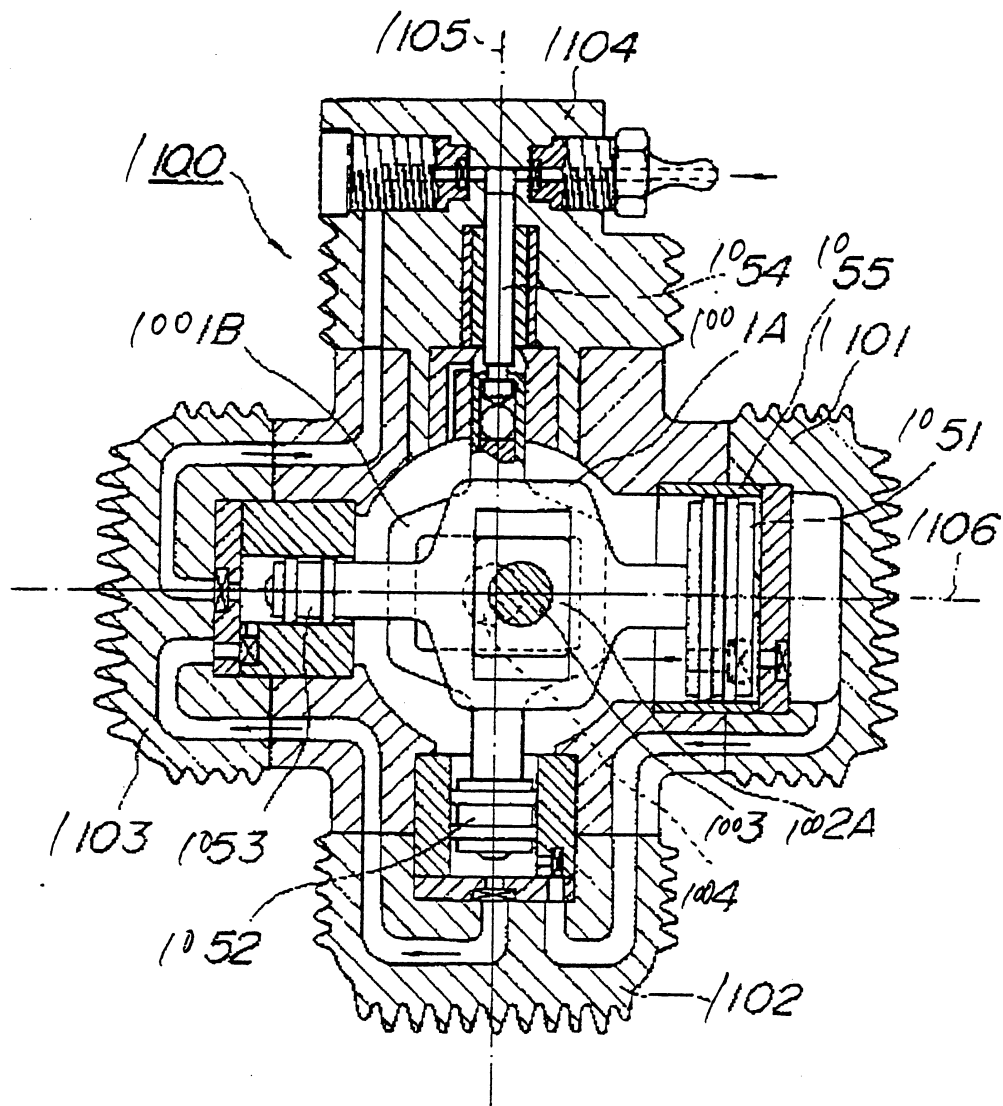
第48圖



第49圖



第50圖



第51圖

附件
一

第 89113116 號專利申請案

申請專利範圍修正本

(91 年 9 月 23 日)

1. 一種高壓壓縮機之壓縮裝置，具有由馬達之旋轉使活塞進行對於汽缸之往復驅動，將由於該驅動所吸入之工作流體壓縮以產生高壓工作流體之壓縮機構部之高壓壓縮機之壓縮裝置，其特徵為，前述壓縮機構部在前述活塞之周面形成多數之曲折槽前述汽缸之作用內面之間成為無潤滑之曲折封閉構造，使前述活塞之前端周緣部與前述曲折槽之開口端部成為圓弧角。
2. 一種高壓壓縮機之壓縮裝置，係具有由馬達之旋轉使活塞進行對於汽缸之往復驅動，將由該驅動所吸入之工作流體壓縮以產生高壓工作流體之壓縮機構部之高壓壓縮機之壓縮裝置，其特徵為，前述壓縮機構部為在前述活塞之周面形成多數之曲折槽使對於前述汽缸之作用內面之間成為無潤滑之曲折封閉構造，前述活塞與前述汽缸之間之關係成為在前述活塞之往復運動中之上死點與下死點，使前述活塞之前端周緣及後端周緣在實質上不進入前述汽缸之作用內面之位置。
3. 一種高壓壓縮機之壓縮裝置，係具有由馬達之旋轉使活塞進行對於汽缸之往復驅動，將由該驅動所吸入之工作流體壓縮以產生高壓工作流體之壓縮機構部之高壓壓縮機，其特徵為，前述壓縮機構部在前述汽缸之作用內面與前述活塞之間形成無潤滑封閉構造，前述活塞形成前端小徑部，前述汽缸連續形成有：使前述活塞在上死

點時插入前述活塞之前端小徑部之小徑壓縮部；以及使前述活塞在下死點時前述活塞之前端小徑部之周圍形成壓縮空間之大徑部。

4. 一種高壓壓縮機之壓縮裝置，係具有由馬達之旋轉使活塞進行對於汽缸之往復驅動，將由前述驅動所吸入之工作流體壓縮以產生高壓動作流體之壓縮機構部之高壓壓縮機之壓縮裝置，其特徵為，前述壓縮機構部為在所述汽缸之作用內面與前述活塞之間成為無潤滑封閉構造，前述活塞與連桿之連接為在向前述活塞之後端延伸之連接凸緣部在所述連桿所形成之連接空間內以彈簧推壓而使前述活塞對於前述搖動桿成為可搖動。
5. 一種高壓壓縮機之壓縮裝置，係具有由馬達之旋轉使活塞進行對於汽缸之往復驅動，而將由該驅動所吸入之工作流體壓縮以產生高壓工作流體之壓縮機構部之高壓壓縮機之壓縮裝置，其特徵為，前述壓縮機構部為，在所述汽缸之作用內面與前述活塞之間形成無潤滑構造，前述活塞之前端之凸形狀與因應於該前端之汽缸頭之內面形狀實質上成為相同圓弧形狀。
6. 一種壓縮裝置，係具有多數段之汽缸與活塞構成之壓縮部，將氣體依序經過各壓縮部而壓縮供給之壓縮裝置，其特徵為，最終段之壓縮部及最終端前段之壓縮部具有柱塞活塞。
7. 如申請專利範圍第 6 項之壓縮裝置，其中，最終段之壓縮部之汽缸與在其內部施行往復動作之活塞之直徑方向之間隙為小於最終段前段之汽缸與在其內部施行往

復動作之活塞之間隙。

8. 如申請專利範圍第 6 項或第 7 項之壓縮裝置，其中，最終段前段之壓縮部之汽缸與在其內部施行往復動作之活塞之直徑方向之間隙為 3 至 $10\ \mu\text{m}$ 。
9. 如申請專利範圍第 6 項或第 7 項之壓縮裝置，其中最終段之壓縮部與汽缸與在其內部施行往復動作之活塞之直徑方向之間隙為 2 至 $8\ \mu\text{m}$ 。
10. 如申請專利範圍第 6 項或第 7 項之壓縮裝置，其中，最終段前段之壓縮部之汽缸之內部施行往復動作之活塞之表面設置多數之槽，該槽深度 B 對於該槽寬度 A 之比值(B/A)成為 0.2 至 0.5。
11. 如申請專利範圍第 6 項或第 7 項之壓縮裝置，其中，前述壓縮部由 4 段構成。
12. 一種壓縮裝置，係具有多數之壓縮部，而且由該壓縮部中至少 1 個由柱塞活塞型壓縮機構成之同時，前述多數之壓縮部由連接管串聯連接，將由前段之前述壓縮部壓縮之工作流體向後段之前述壓縮部供送，依序施行由該後段之壓縮部壓縮之壓縮過程而成為高壓之工作流體之壓縮裝置，其特徵為，在前述柱塞活塞型壓縮機之柱塞活塞，係由多數之曲折槽所構成之曲折封閉所封閉，而且該曲折槽之形成密度由壓縮室側向背壓室側減小之狀態形成。
13. 一種壓縮裝置，包括：具有多數之壓縮部之壓縮機構，用以驅動該壓縮機構之驅動裝置，以及內部設置該驅動裝置之同時上部密接於前述壓縮裝置之密封外殼，其特

徵為，在該密封外殼之底部設置釋壓閥，用以在前述密封外殼內之壓力成為預定壓力以上時啟開該閥。

14. 一種壓縮裝置，係將多數之往復壓縮部之至少 1 往復壓縮部由柱塞幫浦所構成，連動前述多數之往復壓縮部而將所要之氣體以多階段壓縮之壓縮裝置，其特徵為，前述柱塞幫浦包括：插入於瓷製汽缸襯套內之活塞，以及以連接於該活塞之連桿，並且在前述汽缸襯套與柱塞幫浦本體之間插入作為耐壓構造構件之套筒，並將前述汽缸襯套與套筒利用固定用螺絲固定於柱塞幫浦本體。
15. 如申請專利範圍第 14 項之壓縮裝置，其中，在供連桿插入之連桿套筒與前述固定用螺絲之間插裝板型彈簧等彈性緩衝構件。
16. 如申請專利範圍第 14 項或第 15 項之壓縮裝置，其中，在將作為耐壓構造構件之套筒以接觸於固定用螺絲之面設置貫穿壁厚方向之 1 個或 2 個以上之釋壓槽。
17. 如申請專利範圍第 14 項或第 15 項之壓縮裝置，其中，設置貫穿連桿套筒之 1 個或 2 個以上之釋壓孔。
18. 如申請專利範圍第 14 項或第 15 項之壓縮裝置，其中，為了裝設活塞環及引導環用而設置在活塞之活塞環槽及引導環槽之任何一方或雙方之寬度大於環本身之寬度。
19. 一種壓縮裝置，係具備：至少 1 對以上之相對向之活塞，用以固定活塞之軌，在軌內滑動移動之橫向滑動器以及將曲柄軸之旋轉運動以司克特軌機構變換為活塞之往復運動之壓縮裝置，其特徵為，將以不妨礙曲柄銷

之運動之狀態在中央部設置開口部之外蓋以三明治狀夾持軛之狀態固定配置。

20. 如申請專利範圍第 19 項之壓縮裝置，其中，前述外蓋係以熱嵌合固定於軛而配置。
21. 如申請專利範圍第 19 項或第 20 項之壓縮裝置，係至少有 1 對在相對向之位置不具有活塞之壓縮裝置，並且在前述位置配置：固定在軛之連桿，以及將連桿引導成可往復運動之汽缸。
22. 一種壓縮裝置，係具備複數之往復壓縮部將氣體以多階段壓縮之壓縮裝置，其特徵為設有至少在第一段之往復壓縮部具備第一壓縮室與第二壓縮室，將吸入於第一壓縮室之氣體壓縮後向第二壓縮室送出而再度壓縮後向次段之往復壓縮部送出之雙重壓縮構造者。
23. 如申請專利範圍第 1 項至第 5 項中任何一項之高壓壓縮機之壓縮裝置，係具有多數段之由汽缸與活塞構成之壓縮部，而將氣體依序經由各壓縮部壓縮而供給之壓縮裝置，其中，最終段之壓縮部以及最終段前段之壓縮部具有柱塞活塞者。
24. 如申請專利範圍第 1 項至第 5 項中任何一項之高壓壓縮機之壓縮裝置，其中，最終段之壓縮部之汽缸與在其內部進行往復動作之活塞之直徑方向之間隙為，小於最終段前段之汽缸與在其內部進行往復動作之活塞之間隙。
25. 如申請專利範圍第 1 項至第 5 項中任何一項之高壓壓縮機之壓縮裝置，其中，最終段前段之壓縮部之汽缸與在

其內部進行往復動作之活塞之直徑方向之間隙為 3 至 10 μm 。

26. 如申請專利範圍第 1 項至第 5 項中任何一項之高壓壓縮機之壓縮裝置，其中，最終段之壓縮部之汽缸與在其內部進行往復動作之活塞之直徑方向之間隙為 2 至 8 μm 。
27. 如申請專利範圍第 1 項至第 5 項中任何一項之高壓壓縮機之壓縮裝置，其中，在最終端前段之壓縮部之汽缸內部進行往復動作之活塞之表面設置多數之槽，該槽深度 B 對於槽寬度 A 之比值(B/A)為 0.2 至 0.5。
28. 如申請專利範圍第 1 項至第 5 項中任何一項之高壓壓縮機之壓縮裝置，其中，前述壓縮部由 4 段構成。
29. 如申請專利範圍第 1 項至第 5 項中任何一項之高壓壓縮機之壓縮裝置，係具有多數之壓縮部，而且該壓縮部中至少 1 個係由柱塞活塞型壓縮機構成之同時，前述多數之壓縮部由連接管串聯連接，將由前段之前述壓縮部壓縮之工作流體向後段之前述壓縮部送出，依序施行由後段之壓縮部壓縮之壓縮過程而成為高壓之工作流體之壓縮裝置，其特徵為前述柱塞活塞型壓縮機之柱塞活塞由多數之曲折槽構成之曲折封件所封閉，而且，該曲折槽之形成密度由壓縮室側向背壓室側減小之狀態形成者。
30. 如申請專利範圍第 1 項至第 5 項中任何一項之高壓壓縮機之壓縮裝置，係具備：具有多數壓縮部之壓縮機構，用以驅動該壓縮機構之驅動機構，以及在內部收容該驅

動機構之同時上部密接於前述壓縮機構之密封外殼，其中，在該密封外殼之底部設置釋壓閥，用以在前述密封外殼之壓力到達預定壓力以上時啟開者。

31. 如申請專利範圍第 1 項至第 5 項中任何一項之高壓壓縮機之壓縮裝置，係將多數之往復壓縮部之至少 1 個往復壓縮部由柱塞幫浦所構成，並將前述多數之往復壓縮部連動而將所要之氣體以多階段壓縮之壓縮裝置，其中，前述柱塞幫浦係，由插入於瓷製汽缸襯套內之活塞，以及連接於活塞之連桿所構成，在前述汽缸襯套與柱塞幫浦本體之間插裝作為耐壓構造構件用之套筒，前述汽缸襯套與套筒利用固定用螺絲固定於柱塞幫浦本體者。
32. 如申請專利範圍第 1 項至第 5 項中任何一項之高壓壓縮機之壓縮裝置，其中，供連桿插入之連桿套筒與前述固定用螺絲之間插裝板型彈簧等彈性緩衝配件。
33. 如申請專利範圍第 1 項至第 5 項中任何一項之高壓壓縮機之壓縮裝置，其中，在作為耐壓構造構件之套筒與接觸於固定用螺絲之面設向壁厚方向貫穿之 1 個或 2 個以上之釋壓槽。
34. 如申請專利範圍第 1 項至第 5 項中任何一項之高壓壓縮機之壓縮裝置，其中，連桿套筒設置 1 個或 2 個以上之釋壓孔。
35. 如申請專利範圍第 1 項至第 5 項中任何一項之高壓壓縮機之壓縮裝置，其中，為裝設活塞環及引導環而設置在活塞之活塞環槽以及引導環槽之任何一方或雙方之寬度大於環本身之寬度。

- 36.如申請專利範圍第1項至第5項中任何一項之高壓壓縮機之壓縮裝置，係具備至少一對以上之相對向之活塞，及用以固定活塞之軛，以及在軛內滑動移動之橫向滑動器；並且將曲柄之旋轉運動以司克特軛機構變換為活塞之往復運動之壓縮裝置，其中，將以不妨礙曲柄銷之運動狀態在中央部設置開口部之外蓋，以三明治狀夾持軛予以固定而配置。
- 37.如申請專利範圍第1項至第5項中任何一項之高壓壓縮機之壓縮裝置，其中，前述外蓋係由熱嵌合固定於軛而配置。
- 38.如申請專利範圍第1項至第5項中任何一項之高壓壓縮機之壓縮裝置，係在於至少一對在相對向之位置不具有活塞之壓縮裝置，其中，在前述位置配置：固定於軛之連桿，以及引導連桿成可往復運動之汽缸。
- 39.如申請專利範圍第1項至第5項中任何一項之高壓壓縮機之壓縮裝置，係具有多數之往復壓縮部而將氣體以多階段壓縮之壓縮裝置，其中，設有至少在第一段壓縮部具有第一壓縮室與第二壓縮室，壓縮吸入於第一壓縮室之氣體而向第二壓縮室送出而再壓縮後向次段之往復壓縮部送出之雙重壓縮構造者。