

# 公告本

申請日期	85.08.21.
案 號	85110212
類 別	Int. Cl. F16C 3/06

304221

A4  
C4

304221

(以上各欄由本局填註)

## 發 明 專 利 說 明 書

一、發明 名稱	中 文	整體式自行軸補償液體靜力軸承
	英 文	INTEGRATED SHAFT-SELF COMPENSATING HYDROSTATIC BEARINGS
二、發明 創作人	姓 名	1. 凱文里華生 2. 亞歷山大亨利斯羅庫
	國 籍	1-2均美國
三、申請人	住、居所	1. 美國新罕布夏州恩費市湖邊區27號 2. 美國新罕布夏州伯市美力克羅斯路1號
	姓 名 (名稱)	美商亞蘇公司
	國 籍	美國
	住、居所 (事務所)	美國新罕布夏州康可市楓葉街1號
	代 表 人 姓 名	羅伯特·西雷斯

經濟部中央標準局員工消費合作社印製

裝  
訂  
線

·304221

(由本局填寫)

承辦人代碼：
大 類：
I P C 分類：

A6

B6

本案已向：

美 國 ( 地 區 ) 申 請 專 利 ， 申 請 日 期 1995.8.23 案 號 08/518,265  有  無 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

經濟部中央標準局員工消費合作社印製

## 五、發明說明(1)

本發明係關於心軸之軸等上之自償液靜壓軸承。更特別的是直接關於不需安裝含有自償液靜壓流體邏輯外觀套之自償液靜壓軸承設計。

本型及相關之迴轉運動軸承系統，軸承由一層薄的壓力流體-液態或氣態-所支持(之中包含其它水或空氣)，於下文所提及之"流體"可與"流體靜壓"或液體靜壓軸承互換。

本申請係於1994年5月4日提出，1995年4月13日批准，序號為08/237,852主申請案件之部分持續申請。

### 背景

液靜壓軸承已使用多年，最近在補償器設計上做改進，例如與本案有相同受讓人之美國專利5,164,237、5,281,032及美國專利申請(待審查中)序號209,384(高速液靜壓心軸設計)，其提供方式係允許水(或類似水-有關或相關流體於此也統稱之為"水")做為軸承之工作流體。許多情況，徑向軸承支持軸上使用這種液靜壓通道設計，是在壓入機殼內的襯套內及外直徑上含有液靜壓通道。對許多形式的心軸這是一種有效的設計，特別是要得到最大精度之處，因為在動平衡要有最大精度之處時需平穩之軸。

許多情況，然而，例如群式心軸(使用固定中心距離的工具組同時鑽或銑的多個心軸)，其中軸間距離近，及軸之直徑係整個系統剛性的主要因素。這種情況，希望不要使用壓入機殼內之襯套，因為這樣會減少可允許之軸徑。

本發明，因此，允許設計者使用標準的設計方法發展液靜壓通道，利用上面所提專利及申請案件所發表的最新改

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

## 五、發明說明(2)

進設計，心軸主要轉動於單一方向，所以流體流入液靜壓軸承補償器開始於一端朝向收集槽之另一端(尾端)。流體因此導向油腔前端，靠轉動軸之黏性剪力效應被均勻地分散至油腔各處。在本發明之新設計中，收集槽與油腔在軸之表面加工而成，然後鑽孔以建立流體通道經過軸之玄或軸表面形成的凹槽連接到對面相當放置的收集槽及油腔。因為在收集器尾端收集流體，在油腔前端噴射，故流體通道，在或靠近軸之外區域受到離心力的影響最少。

更特別的是，本發明係關於包括一圓形、柱狀或曲面形的軸承機殼系統，該機殼引導其內同心之軸的旋轉運動。軸與同心環繞的軸承殼表面段藉由一層液體壓力薄膜維持一距離。壓力薄膜來自於環繞軸的軸承殼表面上或在相對區幾何上彼此相對的軸承表面上。調整流體流入油腔的流量，差壓即存在油腔之間以回應施加於軸或軸承殼上之力。完成此流體流量調整之機構包括動作像並聯的二群一連串彼此抵抗的補償對置油腔軸承。當力施加於軸或軸承殼時，在受壓一邊或區域的軸承縫隙減小，在另一邊或區的軸承縫隙增大。流體流出軸承油腔之阻力與縫隙的尺寸成反比。因此，當加上負載時，流體從軸承油腔負載邊流出的阻力上昇，流體從軸承油腔另一邊流出的阻力下降。另外，如專利中所述，阻力對流體流入軸承油腔的作用與阻力對流體流出軸承油腔的作用成相反關係；流體流入軸承油腔負載邊的阻力下降，流體流入軸承油腔另一邊的阻力上昇。結果是負載施加在油腔一邊的壓力上昇，直到負載

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

## 五、發明說明(3)

與兩油腔間產生的壓差平衡。軸承因此產生一回復力與對施加負載之補償。流體流入油腔之阻力於此視之為補償。

本申請之軸承中，然而，流體從進口阻力特性，經由在機殼或軸上鑽孔形成連接這些點之通道，或經由軸承表面部分形成的凹槽提供這種流體的通道，而過渡到出口阻力特性，因此提供一種較簡單、價廉及更有效的軸承。

發明目的

本發明之目的因此是，排除使用過去那種含液靜壓通路之壓-入襯套，而提供新及改良之自償液靜壓軸承通路設計，使整體式軸在受限空間內可有最大軸徑。

進一步之目的是提供整體於心軸或其它軸上之自償液靜壓軸承。

本發明之另一目的是提供新及改良之自償液靜壓迴轉運動軸承及方法，去除過去技術之缺點，並包括新機構從進口補償阻力輸送流體至軸承油腔，這樣產生較易製造又增加負載-攜帶能力之軸承。

額外的目的是提供一種新軸承結構，其中流體阻力，或補償，進入由軸承機殼表面本身之幾何形狀所形成的軸承油腔，這樣對流體從軸承油腔出來的阻力，不論公稱平衡縫隙的大小，軸承公稱平衡位置，機構的阻力會達到欲定的比例，因此得到一種不需用手調整其性能容易製造的液靜壓軸承。

進一步之目的是提供一種不貴的模組化軸承設計，允許機器工具製造者以過去曾使用於模組化轉動元件軸承上相

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

### 五、發明說明(4)

同的方式使用液靜壓軸承；但因為軸承是液靜壓，所以其性能會大大增加。

進一步之目的是提供如此新的軸承，即使此軸承於高速移動時，仍保證有足夠的流體流動於軸承全區。

其他進一步之目的在下文會有說明，特別是在申請專利範圍中所描述的。

#### 摘要

摘要中，本發明係關於在心軸之軸等上之自償液靜壓軸承流體通道，使設計上能知悉自償液靜壓軸承與心軸為整體式的；而系統不需含有以前那種在襯套之外直徑上有自償液靜壓通道，再壓入軸承孔內而形成的技術。更確切地說，本發明的設計包含在軸承孔上容易加工周圍槽，各槽以流體通道方式在內軸或沿軸連接液壓供應與排放系統。槽之收集通常包括間隔一段距離的兩個供壓槽，一般間隔10-15 mm；兩個排放槽各以5 mm軸向離供壓槽安置。排放槽以一軸直徑之遙離另一排放槽安置。在軸承孔的每一端安排兩組槽，做為流體供壓槽與流體排放槽。軸承轉子帶有徑向間隙的方式配入軸承孔內，允許徑向軸承縫隙提供孔與軸間液靜壓支持動作之時，允許軸之正常偏位。周圍收集槽裝置在軸之兩端表面加工或成形而成；典型的是4條槽以60度角繞軸之圓周弧長平均間隔，這樣當軸放入孔時，軸中槽組在兩個供壓槽組間軸向安置。單一或多個油腔在周圍間隔形成，其數與收集槽之數相同，並軸向偏離，當軸塞入孔時，油腔置於大間隔的排放槽之間。流體通

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

## 五、發明說明 ( 5 )

道由收集槽內鑽孔經軸玄連接油腔另一角相同之處或沿軸外表面形成之表面槽橫越另一角相同之處的方式所提供。如此，當流體軸向從供壓槽橫越軸進入收集槽時，與軸表面及孔間之徑向間隙成比例，可流入收集槽對面的油腔，這樣的動作因此提供了與軸之偏位成比例的回復力。

本發明進一步包括液靜壓軸承，有圓柱形軸之對置軸承表面部分被圓柱形機殼同心環繞，軸即於此同心方式伸入，各軸承表面部分有相似及對稱的油腔與槽，壓力流體流經它們的表面在軸與機殼間之縫隙中間提供一流體薄層；回應軸承任一端負載變動之自償裝置，包括一共通壓力環。當軸承在公稱平衡位置與縫隙時，解除外力之負載，可調整流體流動到槽之阻力與流體從對面油腔流出的阻力相等比例。這樣當施加外力時，依施加負載在軸承縫隙產生的變動比例調整流體流動對負載之自償作用，而在對面油腔建立壓差補償此施加負載。

自償軸承因此整體式於軸之本身。

下文詳述本設計與技術之較佳及最好的模式。

### 圖面

本發明現以附圖敘述之，其中：

圖1係心軸組之端視圖，示出機殼及成群之四個心軸；

圖2係沿弦切過在軸內連接相對安置，收集及油腔槽之流體通道群組的剖面圖；

圖3係切過一軸之剖面圖；

圖4係根據本發明，軸承結構圓柱曲面(未遮蔽)之平視投

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

訂

## 五、發明說明(6)

影圖，示出補償阻力區，流體分配槽，及油腔和軸外表面上使用流體通道槽連接收集槽及油腔；

圖5係圖4軸承系統之部分等角視圖，爲了清楚起見，誇大軸與機殼間的縫隙，切開一段機殼以顯示軸表面上的幾何情況；

圖6係已修正之軸承結構圓柱曲面(未遮蔽)之平視投影圖，其油腔寬度的大小與流體分配槽的相同；及

圖7係進一步修正之軸承結構圓柱曲面(未遮蔽)之平視投影圖，其排放槽在油腔之間，可以阻止油腔之間流體四處洩漏。

### 本發明較佳實例

通常，如前所述，精密液靜壓軸承支持心軸是用平滑但未加工之軸裝入軸承孔，在孔內加工成液腔或襯套含液腔而液靜壓通道壓入孔內兩者之一的方式製造。

如圖1所示，通常數個心軸需以固定距離彼此靠近安置。此圖，機殼20示出包含數個心軸之軸1a，1b，1c及1d在內。這些心軸可能用來，例如，開或鑽固定間隔之孔。這種應用在自動工業非常普通。不幸的是，因爲軸之剛性與軸徑之4次方成比例，在成群心軸能夠最大化其軸徑極爲重要。

本發明之新設計在此提出，如圖2及3所示，在軸1a(所有其他軸亦相當)的兩端表面整體式加工成圓周收集槽4a，4b，4c及4d。通常，此4條槽繞軸之圓周弧長60度角等間隔，如此當軸放入機殼20之孔內時，收集槽組在兩個壓力

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

## 五、發明說明(7)

供應槽11及12之間軸向安置。因此根據負載及軸與孔間之間隙調整收集槽中之流動。流動從供壓槽11及12及包括通過軸一孔密隙之滲漏到排放槽10及13。排放槽14做為流體從軸承另一端之排放。徑向孔15, 16, 17, 18及19, 正如本技術所熟知的那些技巧, 連接排放及供壓槽到外部壓源。

為支持負載, 收集槽4a, 4b, 4c及4d收集之壓力補償流體必須分別帶到對應相對的液腔5c, 5d, 5a及5b。這是經由, 相對軸面切線排列並引導流路從軸圓周上一點橫越軸到圓周上另一點的收集槽4a, 4b, 4c及4d上尾端之孔6a, 6b, 6c及6d所完成。如圖示, 相對點間通道直接沿軸內空心弦路徑以軸向傾斜角度到軸, 直到它們分別與液腔5c, 5d, 5a及5b之引導角邊3a, 3b, 3c及3d相交。當流體從壓力槽11及12軸向流動穿過軸進入收集槽4a, 4b, 4c及4d時是與軸1a之表面和機殼20間之徑向間隙成比例。它可以流入收集槽對面的液腔, 此動作提供了與軸徑向偏移成比例的回復力。因為流體在收集槽尾端收集, 在油腔前端注入, 從收集槽到油腔之孔保持靠進軸之外區且受到不強的離心力之影響很少。

圖2之例, 正如前面專利申請所指, 顯示較佳的油腔為菱形。油腔之間是增大能油腔壓力差, 進而增大負載能力及剛性的軸向螺旋排放槽7a, 7b, 7c及7d。為了避免在軸排放槽之端切割圓周槽, 這樣會減少軸之剛性, 軸向螺旋排放槽之端有短的圓周段8a, 8b, 8c及8d它們幫助排放槽端

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

## 五、發明說明( 8 )

與機殼20孔上的圓周排放槽13及14配對。

雖然不需如此，但從減少擾動及蝕觀點來看，圖3之收集槽4a，4b，4c及4d開始從不到1毫米深逐漸變到數毫米深是有益的。孔6a，6b，6c及6d連接收集槽與置於相對收集槽最深一端的油腔，如此當流體流動進入收集槽速率增加時，提供較大的空間可減少孔蝕的危險；在端點，傾斜孔之影響流入孔中並沿弦之方向通過此軸進入油腔之孔邊。再者，此一系統中從收集槽到油腔之孔於其孔導邊相對軸轉動誘發流體之流動方向與收集槽相交，當軸轉動時流體被帶動通過油腔圓周，這樣確信孔蝕，起泡，腐蝕會最小，油腔接受到較平穩的壓力分佈。

本設計的一個明顯好處是簡單的移開軸就很容易清潔通道。在襯套及機殼間環形設計的通道，只能使用高壓溶劑清潔。然而，這兩種情況，自償間隙之本質就是一個過濾器，可以阻止任何會造成阻滯不動的大顆粒。

圖面因此說明使用壓力薄膜提供精確運動能力支持圓柱狀柱的裝置。為了多樣化，希望提供模組化圓柱狀軸承殼，並提供精確地旋轉運動，至少四度自由度必須維持，其中兩度是移動，兩度是角度(傾斜)。為了增大對傾斜運動的阻力，圓柱狀軸承沿軸以軸向間隔。另一種方式是，一個旋轉配合一個可阻止傾斜運動的推力軸承。前一種選擇與可能也是自償式的純推力軸承配合，結果成爲一種可用的精確心軸，例如，加工工具及磨床等上所用的。

如前所述，一種比使用內部收集槽-到-油腔弦式橫越軸

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

## 五、發明說明(9)

較便宜又有效的結構，流體通路6a，6b，等可能用置流體通路於軸之外表面相同的方式橫過軸，如實做圖4及5之52A，52B，圖6之62A，圖7修正後之82A，82B等所示。

如圖5所示，本發明之軸40在外同心軸承機殼41內同軸方式移動(爲了較清楚地顯示軸中的槽及油腔，圖中部分已被切除)。軸40相對(或沿)水平或X軸之運動，由至少3個以上縱向延伸之軸承墊表面部分53B之曲面或圓筒面(在此定名爲圓筒面)所引導。如圖5中暗示的，軸相對流體供壓通路50之流向平面對稱，垂直於通路之向量與軸40之中心線平行、同心。相同的縱向延伸之軸承墊表面部分被機殼41擋住，在此圖中等法示出。同一軸上使用兩個軸承，對垂直於軸中心線之兩軸線之移動被阻止。然而，心軸也可使用這裡所說的一個軸承搭配供應移動阻力的兩個推力軸承所組成。

圖5，高壓流體經機殼41上的鑽孔進入軸承到液壓供應環50。因爲環50的尺寸相較軸承其它通路的尺寸要大，流體自由地在環50內環繞建立平穩的高壓區域。

未遮蓋之視圖4更特別地示出，流體因此軸向流過補償阻力區51A及51B到在軸之外表面所形成的流體通路槽52A及52B，而非前面圖2及3所說的在軸之內弦橫越的方式。其在軸上徑向深度比軸40與機殼41間的向隙大(至少爲其比例因子)這樣的尺寸，流體自由流入軸承油腔區52A及52B，其深度與52A及52B的深度相比，提供相對平衡壓

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

## 五、發明說明 ( 10 )

力之區。減低洩漏區 56A, 56B, 57A 及 57B 離軸承機殼 41 內表面徑向一小距離(通常 0.01 mm 到 0.03 mm)。此區實質上減低通過 52A 及 52B 間和油腔 53A 及 53B 間流體四處的洩漏。流體離開軸承油腔 53A 及 53B 經過油腔阻力區 54A 及 54B 並進入尺寸與供壓環 50 相似的流體收集環 55A 及 55B。四處自由流動通過流體收集環 55A 及 55B 之後，流體從機殼 41 上的鑽孔 10A 及 10B 流出軸承到低壓區(通常是大氣壓)。

流體通路槽 52A 及 52B 的尺寸通常是相對油腔 53A 及 53B 之中心繞軸 90 度與 180 度之間展開，熟知的流體流量阻力計算方法以得到補償阻力區 51A 及 51B 不同的反應比油腔阻力區 54A 及 54B 這樣的尺寸是使用此技術當負載施加到軸或機殼，軸移位偏心時；使用此技術熟知的流體流量阻力計算方法的這種尺寸，在補償阻力區 51A 及 51B 相較油腔阻力區 54A 及 54B 可得到不同的反應。補償區 51A 及 51B 和油腔區 54A 及 54B 阻力的改變，如前所述，會在軸縱向相對邊油腔 53A 及 53B 間誘發一個壓力差而創造一個對抗施加負載的回復力。在此修正上之改進是使用軸外流量通路路徑 52A 及 52B。

圖 5 之圖面指出油腔 53A 及 53B 和流量通路路徑 52A 及 52B 加工而成或在軸 40 的表面內成形(例如鑄造或模鑄，如果使用適當的錠料)。製造上依方便而定。本發明的這種效果也打算在軸承機殼 41 的內表面向內加工或成形油腔 53A 及 53B 和流量通路路徑 52A 及 52B 來達成。

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

## 五、發明說明 ( 11 )

圖6所示係一與前述相似之軸承，除了油腔寬度的尺寸縮小到與通路槽的寬度相當而顯現成一個相對鈍角的關係。因為這種設計使用的平行槽和油腔比原先的多，所以在許多軸承申請中它的設計比圖4的軸承有較高的負載能力。因為它有多個油腔，所以它比圖4的軸承得到更精密的轉動。流體進入供壓環60後，軸向流過補償阻力區61A及61B到徑向深度比軸40與機殼41間之間隙大(至少5之固數)的流體通路路徑槽62A及62B。這樣的尺寸，流體會自由地流入軸承油腔區63A及63B，其深度與流量通路槽62A及62B的深度相當，所以提供相對平衡壓力區。減少洩漏區66A，66B，67A及67B徑向離軸承機殼一個小距離(通常0.01 mm到0.03 mm)。本區確實減少流量從通路槽62A及62B之間及油腔63A及63B之間四處的洩漏。流量離開軸承油腔63A及63B通過油腔阻力區64A及64B並進入其尺寸與供壓環的尺寸相似的流體收集環65A及65B。自由地通過流體收集環65A及65B後，流體從機殼41上徑向鑽孔10A及10B離開軸承到低壓(大氣壓)區。

圖7所示係一軸承相似前面所述的除了在油腔之間加上排放槽，及供壓環的形狀已改變。供壓環80的形狀可降低流體流入流量通路槽82A及82B的阻力，這種情形，如果在軸上加工成油腔，槽最好在軸上加工而成；或如果在機殼上加工成油腔，槽最好在機殼上加工而成。排放槽85A及85B已包括在油腔阻力區84A及84B之間以消除會降低軸承負載-攜帶能力的油腔之間流體四處的流動。加上排放槽

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

## 五、發明說明 ( 12 )

85A及85B會增加流體經過軸承的流動率，這樣當軸承於高速轉動時能幫助它冷卻。流體進入供壓環80後，軸向通過補償阻力區81A及81B到其在軸內徑向深度比軸40與機殼41間間隙大(至少5個固數)的流體通路槽82A及82B。這樣的尺寸流體會自由地流入深度與槽82A及82B相當的軸承油腔區83A及83B，以提供相對均衡壓力區。洩漏降底區86A及86B徑向離機殼41的內表面一小距離(通常0.01 mm到0.03 mm)。這些區實質上降底通路槽82A及82B間流量四處洩漏。流量離開軸承油腔83A及83B通過油腔阻力區84A及84B並進入排放區85A及85B，該區之壓力係低壓(通常是大氣壓)。流體此時也如前述之軸承，流到收集槽並離開軸承。

圖4-7顯示本發明軸承所含軸旋轉之較佳方向。軸相對機殼移動通常引導流體沿圓周流動並從進口，例如，流體通路槽52A及52B到油腔出口53A及53B引導壓力梯度，壓力在通路槽進口最低，在油腔尾端最高。軸承如此設計，當軸在此方向高速移動時，在通路槽52A及52B進口處發生低壓。因為這些區域靠近流體維持高壓的供壓環，即使在非常高轉速時，在通路槽52A及52B的流體壓力也維持高壓。如果軸以相反方向高速轉動，那麼前述最高壓與最低壓區會反過來，很可能在油腔53A及53B處發生孔蝕。

本發明的所有描述中指出軸40相對機殼41的運動是圓周方向，即達成轉動。然而，本發明這裡描述的是當軸40相對機殼41的運動是軸向方向，即達成線性運動，工作也一

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

## 五、發明說明 ( 13 )

樣好。事實上本發明可用來替換轉動襯套元件在引導軌的幾何形狀是圓或曲的申請中，確實得到精密引導的性能。

於摘要，本發明之目的因此達成，通常，於一機構使用一或多個軸承對引導軸40繞及/或沿軸線運動，提供圓滑精確的旋轉運動。軸承與機殼41靠機殼41圍繞，圓柱狀軸表面內相對的油腔組流出的一層薄的壓力流體做機械性接觸。沿新的流量通路調整流體進入油腔的流量，允許在油腔建立壓差，因此對機殼施加負載的變更得到補償。此流體流量之調整由應用環形凹槽內的壓力流體所提供，而流體流經相對補償區到產生壓差提供負載回復容量之油腔。

本發明進一步之修正會發生在熟知此項技術之人，當附加申請專利範圍定義時，所有這些視為落入本發明的精神與範圍之中。

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

四、中文發明摘要(發明之名稱： 整體式自行軸補償液體靜力軸承 )

一種整體式心軸之軸等及自償液靜壓軸承組，排除軸承外觀套結構之需，其圓筒狀軸承孔周圍設有凹槽以連接液壓供應及排放系統，且其中收集空間壓力供應及流體排放凹槽係與周圍之收集器凹槽及油腔結合，以致當流體從壓力槽區軸向流經軸進入收集器凹槽時，其依照軸面與軸孔間之徑向間隙成比例，並結合收集凹槽對面之油腔，提供與軸之徑向偏位成比例之回復力。

英文發明摘要(發明之名稱： INTEGRATED SHAFT-SELF COMPENSATING )  
HYDROSTATIC BEARINGS

An integrated spindle shaft and the like and self-compensating hydrostatic bearing assembly, obviating the need for external bearing sleeve constructions, in which a cylindrical bearing bore is so provided having circumferential grooves connected to pressure supply and drain systems, and in which collection space pressure supply and fluid drain grooves are provided that cooperate with circumferential collector grooves and pockets, such that when fluid flows axially from the pressure groove areas across the shaft into the collector grooves, in proportion to the radial clearance between the shaft surface and the bore, in conjunction to the pocket opposite to the collector groove, to provide a restoring force in proportion to the radial displacement of the shaft.

## 六、申請專利範圍

1. 一種用於軸及類似零件之自償液靜壓軸承，結合提供多個周圍凹槽之圓筒形軸承孔，各凹槽由徑向孔裝置連接供壓與排放系統；該凹槽包括供壓槽及軸向離供壓槽之排放槽，排列在該軸承孔做為流體供應與排放凹槽；軸帶徑向間隙裝入該軸承孔，允許軸之正常偏位及徑向軸承縫隙使該軸承孔與該軸之間有液靜壓支撐動作，周圍收集凹槽裝置在軸之表面，其包括多個凹槽繞軸等分間隔，以致當軸置於孔內時，軸內之收集凹槽軸向鄰近供壓凹槽；油腔沿周圍間隔並且數量相同，且自該收集凹槽做軸向移位，以致當軸於此塞入時，油腔位於軸孔排放槽之間；流量通道橫過軸連接收集凹槽到油腔並沿之輸送流體，因此當流體依軸向從該供壓槽穿過軸流進該收集槽時，與該軸之表面及該軸孔之間之徑向間隙成比例，流體可流入收集槽對面之油腔，因此提供與軸之徑向偏位成比例之回復力動作。
2. 根據申請專利範圍第1項之軸承，其中軸包括一在圓筒裝軸承孔內旋轉之心軸。
3. 根據申請專利範圍第2項之軸承，其中流量通道係整體式成形於軸上，連接收集凹槽到油腔並於其間輸送流體。
4. 根據申請專利範圍第3項之軸承，其中流量通道係沿著軸之弦。
5. 根據申請專利範圍第2項之軸承，其中流量通道之形成做為輸送凹槽沿軸之外表面連接收集凹槽到油腔及輸送

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

訂

## 六、申請專利範圍

流體於其間。

6. 根據申請專利範圍第5項之軸承，其中輸送凹槽之深度比該軸承縫隙大。
7. 根據申請專利範圍第6項之軸承，其中凹槽深度至少五倍於縫隙之尺寸。
8. 根據申請專利範圍第5項之軸承，其中油腔大致上比輸送凹槽之寬度要寬。
9. 根據申請專利範圍第8項之軸承，其中使用多數之油腔-輸送凹槽。
10. 根據申請專利範圍第9項之軸承，其中輸送凹槽對形成之凹槽延伸一鈍角。
11. 根據申請專利範圍第10項之軸承，其中油腔-輸送凹槽大致上彼此平行。
12. 根據申請專利範圍第1項之軸承，其中軸在圓筒狀軸承孔內可沿其軸向移動。
13. 根據申請專利範圍第5項之軸承，其中油腔及輸送凹槽係設於圓筒狀軸承孔之內表面。
14. 根據申請專利範圍第5項之軸承，其中排放凹槽延伸設置於相鄰油腔之間。
15. 根據申請專利範圍第2項之軸承，其中多數周圍凹槽之凹槽包括一對間隔之供壓凹槽及一對與供壓凹槽軸向間隔之排放凹槽。
16. 根據申請專利範圍第15項之軸承，其中軸內收集凹槽係軸向設置於一對供壓凹槽之間。

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

紙

## 六、申請專利範圍

17. 根據申請專利範圍第2項之軸承，其中該油腔由係由環繞於與軸相同直徑之中央地區四方形或菱形之凹槽所組成。
18. 根據申請專利範圍第2項之軸承，其中該流量通道從該收集凹槽到該油腔，於其引導邊相對於軸轉動時誘發流體流動之方向與油腔相交，因此當軸轉動時帶動流體橫過該油腔之周圍寬度，固而確保孔蝕、起泡及腐蝕可為最小，並且油腔壓力分佈均式。
19. 根據申請專利範圍第2項軸承，其中該油腔係由油腔之間之軸向排放凹槽做周側方向上之間隔，排放凹槽設於該軸之表面中，且該排放凹槽之末端具有短周側區，使凹槽之末端呈周側推拔狀，以利該凹槽之流體流通進入該孔內之周側排放凹槽。
20. 根據申請專利範圍第2項之軸承，其中收集凹槽從幾分之一mm之深度傾斜至數mm之深度。
21. 根據申請專利範圍第2項之軸承，其中在軸表面末端之周圍凹槽係60度之周圍弧長。

(請先閱讀背面之注意事項再填寫本頁)

裝

訂

訂



304221

軸相對機殼較佳的旋轉方向

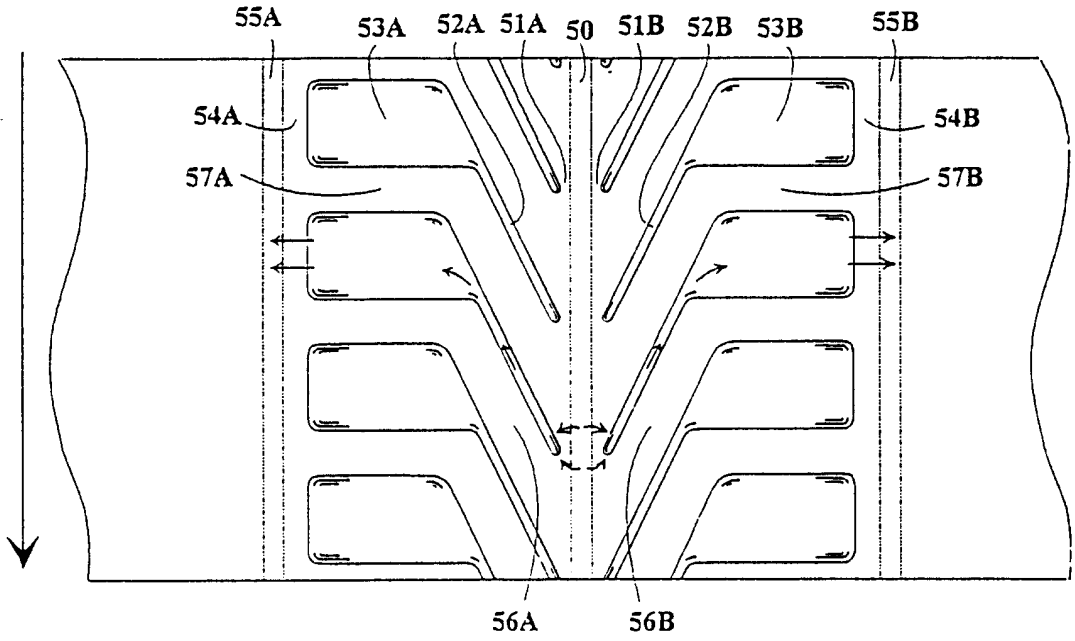


圖 4

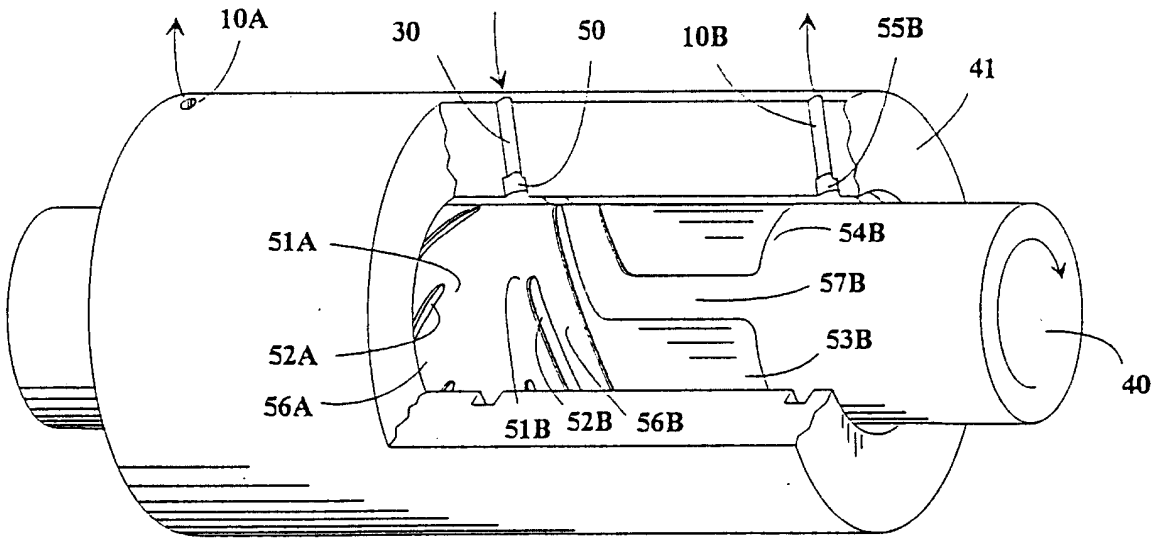


圖 5

軸相對機殼較佳之旋轉方向

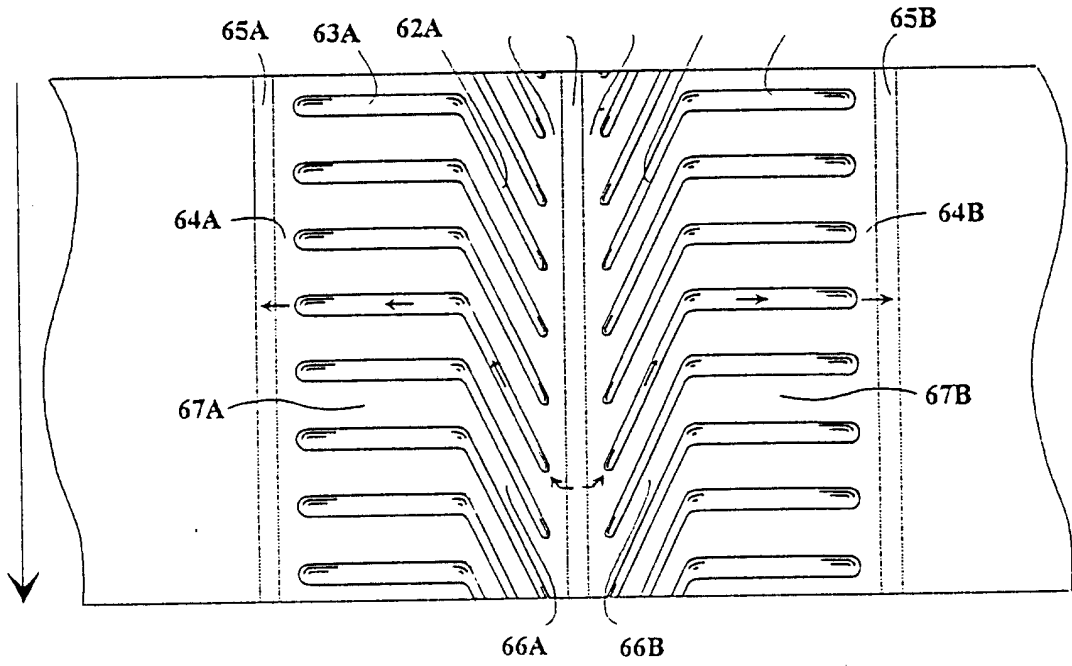


圖 6

軸相對機殼較佳之旋轉方向

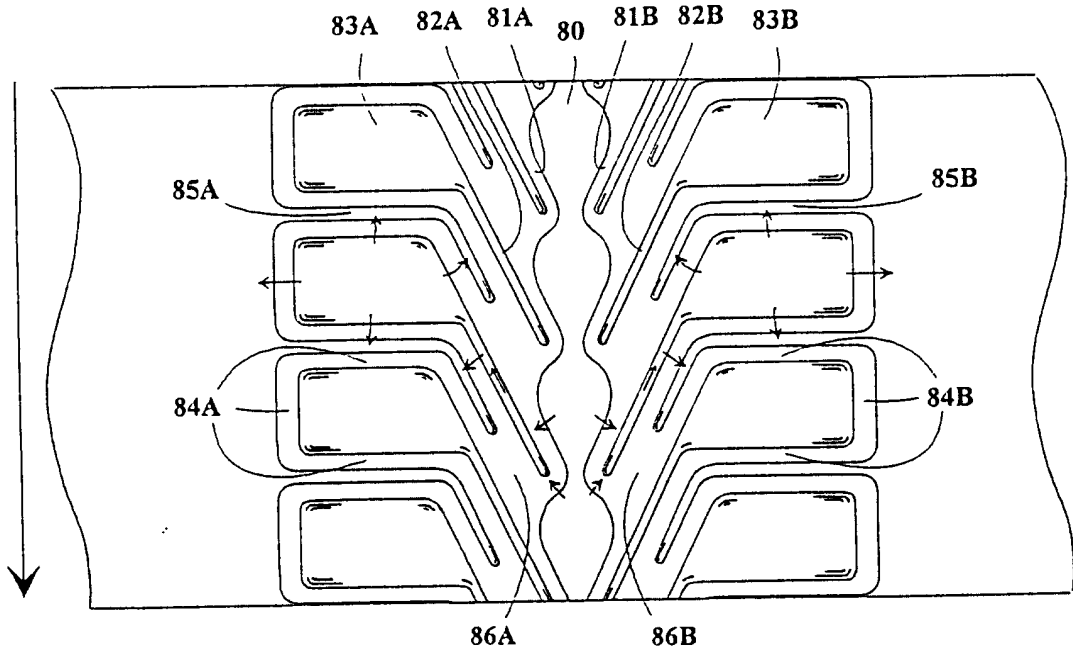


圖 7