發明專利說明書 公告本

(本說明書格式、順序及粗體字，請勿任意更動，※記號部分請勿填寫)

※ 申請案號：94102766

※ 申請日期：94.1.28　　※IPC 分類：F16H 1/32

一、發明名稱：(中文/英文)

偏心擺動型行星齒輪裝置

二、申 請 人：(共 1 人)

姓名或名稱：(中文/英文)

日商納博特斯克股份有限公司

NABTESCO CORPORATION

代表人：(中文/英文)

興津　誠

住居所或營業所地址：(中文/英文)

日本國東京都港區海岸一丁目 9 番 18 號

9-18, 1-CHOME, KAIGAN, MINATO-KU, TOKYO 105-0022, JAPAN

國　籍：(中文/英文)

日本　JAPAN

三、發明人：(共 1 人)

姓　名：(中文/英文)

藤本　憲一

FUJIMOTO, KENICHI

國　籍：(中文/英文)

日本　JAPAN

四、聲明事項：

☐ 主張專利法第二十二條第二項☐第一款或☐第二款規定之事實，其事實發生日期為：　年　月　日。

☑申請前已向下列國家(地區)申請專利：

【格式請依：受理國家(地區)、申請日、申請案號　順序註記】

☑ 有主張專利法第二十七條第一項國際優先權：

1. 日本；2004年01月30日；特願2004-024887
2. 日本；2004年05月12日；特願2004-142505
3. 日本；2004年05月18日；特願2004-147352
4. 日本；2004年07月26日；特願2004-217946

☐ 無主張專利法第二十七條第一項國際優先權：

1.

2.

☐ 主張專利法第二十九條第一項國內優先權：

【格式請依：申請日、申請案號　順序註記】

☐ 主張專利法第三十條生物材料：

☐ 須寄存生物材料者：

國內生物材料 【格式請依：寄存機構、日期、號碼　順序註記】

國外生物材料 【格式請依：寄存國家、機構、日期、號碼　順序註記】

☐ 不須寄存生物材料者：

所屬技術領域中具有通常知識者易於獲得時，不須寄存。

九、發明說明：

【發明所屬之技術領域】

本發明係關於一種偏心擺動型行星齒輪裝置，其藉由曲軸使咬合於內齒齒輪之外齒齒輪偏心擺動。

【先前技術】

作為先前之偏心擺動型行星齒輪裝置，例如眾所周知有專利文獻1所揭示者。

此偏心擺動型行星齒輪裝置具備內齒齒輪，其於內周間隔固定距離設有多個內齒，該內齒具有圓柱狀銷；外齒齒輪，其形成有複數個曲軸孔及貫通孔，外周上具有外齒，該外齒具有次擺線齒型，並與上述內齒相咬合，而齒數僅比該內齒少一個；曲軸，其插入於各曲軸孔，通過旋轉使外齒齒輪偏心擺動；及支持體，其旋轉可能地支持上述曲軸，並具有複數個柱部，該複數個柱部係遊嵌插入於各貫通孔者。

繼而，如圖22所示此偏心擺動型行星齒輪裝置中，外齒齒輪01之外齒02與內齒齒輪03之內齒(銷)04會互相接觸，此時外齒齒輪01之外齒02於垂直於該接觸點齒面的方向上，對內齒齒輪03之內齒(銷)04分別施加驅動分力，同時作為其反作用力，內齒(銷)04向外齒02施加上述驅動分力之反作用力K。

進而，如圖23所示，由各外齒101向所對應之內齒(銷)102施加驅動分力時，其反作用力K之作用線S重疊於一個集合點C，如此之集合點C位於通過所有貫通孔103之半徑方向

外端之外端通過圓G與通過半徑方向內端之內端通過圓N之間。

又，業者要求如此之行星齒輪裝置中，能夠增大輸出扭距，而不造成大型化，尤其不希望外齒齒輪直徑增大，且不希望由外齒向內齒施加之驅動分力(接觸壓力)增大。

於此處，上述輸出扭距等於下述數值之合計，而由於為避免大型化自內齒齒輪中心至接觸點間之距離為固定值，因此若要增大輸出扭距，則需要增大驅動分力之接線方向成分：外齒與內齒(銷)之各接觸點上，驅動分力之接線方向成分乘上內齒齒輪中心至上述接觸點間之距離。此外，此驅動分力之接線方向成分的增大可藉由下述方式達成：使驅動分力作用線所集合之集合點向半徑方向外側移動，使上述作用線相對於外齒齒輪傾斜於接線方向側。

【專利文獻1】日本專利特開平7-299791號公報

[發明所欲解決之問題]

然而，於上述行星齒輪裝置之外齒齒輪01中，位於貫通孔05之半徑方向外側的橋部06之厚度(自貫通孔05之半徑方向外端至外齒02之齒底07之半徑方向上的距離為最小厚度)J較其他部位之厚度小很多，因此彎曲剛性低，故而存在下述問題：當上述反作用力K沿大致半徑方向作用於此橋部06時，橋部06及該橋部06附近之外齒02產生彈性變形，從而造成外齒02與內齒(銷)04相抵觸而外齒02之齒面壽命縮短。

並且，如上所述，若橋部06之彎曲剛性低，則將上述行

星齒輪裝置適用於機器人、工作機械等時，於存在扭距負荷之情形下，存在固有振動數降低，振動特性惡化，及控制性降低之問題。

又，如上所述，此種先前之偏心擺動型行星齒輪裝置中，由於集合點C位於外端通過圓G與內端通過圓N之間，因此當上述集合點C由於外齒齒輪104之偏心擺動旋轉而位於貫通孔103之中心附近時，各反作用力K之作用線S相對於貫通孔103，沿大致法線方向延伸。於此處，由於外齒齒輪104中，位於貫通孔103之半徑方向外側之橋部105厚度較其他部位薄，因此剛性較低，但部分反作用力K如上所述，沿貫通孔103之大致法線方向，即與橋部105之延伸方向大致正交之方向，作用於此剛性低之橋部105，因此存在下述問題：橋部105及該橋部105附近之外齒101產生彈性變形，導致外齒101與內齒(銷)102相抵觸，而外齒101之齒面壽命縮短。

進而，將上述集合點之位置(半徑方向上與內齒齒輪中心間的距離)除以內齒(銷)之齒數，計算外齒齒輪相對於內齒齒輪之偏心量，為避免外齒之齒尖干擾內齒齒輪之內周，從而該偏心量必須小於內齒(銷)半徑之0.5倍(先前之行星齒輪裝置中大約為0.40～0.45倍左右)，結果如上所述存在下述問題：將集合點移動至半徑方向外側上受到限制，無法充分增大輸出扭距。

本發明之目的在於提供一種偏心擺動型行星齒輪裝置，其藉由抑制外齒齒輪之橋部、外齒的彈性變形，可延長外

齒之齒面壽命，並且提高振動特性，亦可一面防止大型化一面增大輸出扭矩。

【發明內容】

此目的，第一，可藉由一種偏心擺動型行星齒輪裝置達成，其具備：內齒齒輪，其於內周以一定間距P設有以多個圓柱狀銷構成之內齒；外齒齒輪，其形成有至少一個曲軸孔及複數個貫通孔，外周上具有外齒，其係由次擺線齒型構成，與上述內齒相咬合，並且齒數僅比該內齒少一個；曲軸，其插入各曲軸孔，藉由旋轉使外齒齒輪偏心擺動；及支持體，其可旋轉地支持上述曲軸，並且具有插入各貫通孔之複數個柱部；其中使以內齒之一定間距P除構成內齒之銷的直徑D的比率縮小至外齒之齒尖於半徑方向外側超過內齒齒輪之內周，並且切除至少超出內齒齒輪內周之部位的外齒，以避免外齒與內齒齒輪內周之干擾。

第二，可藉由一種偏心擺動型行星齒輪裝置達成，其於同樣之偏心擺動型行星齒輪裝置中，使以內齒之一定間距P除構成內齒之銷的直徑D的比率縮小至外齒齒尖於半徑方向外側超過內齒齒輪之內周，且將鄰接之內齒間的內齒齒輪內周僅切除上述外齒超過內周之量以上的深度，以避免外齒與內齒齒輪內周之干擾。

第三，可藉由一種偏心擺動型行星齒輪裝置達成，其具備：內齒齒輪，其內周上設有以多個圓柱狀銷構成之內齒；外齒齒輪，其形成有至少一個曲軸孔及複數個貫通孔，外周具有多個外齒，其係由次擺線齒型構成，與上述內齒相

咬合；曲軸，其插入各曲軸孔，藉由旋轉使外齒齒輪偏心擺動；及支持體，其可旋轉地支持上述曲軸，並具有插入各貫通孔之複數個柱部；其中使由各外齒對於對應之內齒所賦予的驅動分力之反作用力K的作用線S所重合之集合點C位於通過所有構成內齒之銷之中心的銷圓P與通過所有貫通孔之半徑方向外端的外端通過圓G之間。

第四，可藉由一種偏心擺動型行星齒輪裝置達成，其具備：內齒齒輪，其內周上設有以多個圓柱狀銷構成之內齒；外齒齒輪，其形成有至少一個曲軸孔及複數個貫通孔，外周上具有外齒，其係由次擺線齒型構成，與上述內齒相咬合，並且齒數僅比該內齒少一個；曲軸，其插入各曲軸孔，藉由旋轉使外齒齒輪偏心擺動；及支持體，其可旋轉地支持上述曲軸，並具有插入各貫通孔之複數個柱部；其中假設上述外齒齒輪對於內齒齒輪之偏心量為H，構成內齒之銷的半徑為R時，使上述偏心量H成為半徑R之0.5～1.0倍範圍內，並從齒尖將各外齒僅切除特定量，以避免外齒與內齒齒輪內周之干擾。

第五，可藉由一種偏心擺動型行星齒輪裝置達成，其於同樣之偏心擺動型行星齒輪裝置中，假設上述外齒齒輪對於內齒齒輪之偏心量為H，構成內齒之銷的半徑為R時，使上述偏心量H成為半徑R之0.5～1.0倍範圍內，並將鄰接之內齒間的內齒齒輪內周僅切除特定深度，以避免外齒與內齒齒輪內周之干擾。

[發明之效果]

於上述請求項1、2之發明中，由於使以內齒之一定間距p除構成內齒之銷的直徑D的比率縮小至外齒齒尖於半徑方向外側超過內齒齒輪之內周，因此上述內齒(銷)之直徑D比先前成為小徑，故而外齒齒輪之外齒齒底向半徑方向外側移動，結果位於貫通孔之半徑方向外側之橋部的壁厚(最小壁厚)比先前厚，而彎曲剛性提高。

藉此，當驅動分力之反作用力沿大致半徑方向作用時，不僅可抑制橋部及外齒之彈性變形，延長外齒之齒面壽命，並且固定振動數提高，振動特性、控制性得以增強。

此處，當構造如上所述時，外齒將干擾內齒齒輪之內周，而於請求項1之發明中，切除至少超過內齒齒輪內周部位之外齒，或於請求項2之發明中，將鄰接之內齒間的內齒齒輪內周進行切削，其切除深度大於上述外齒超過內周之量，因此可避免外齒與內齒齒輪內周之干擾。

又，當構造如請求項3所述時，由於將最能有效傳遞扭距之變曲點留下，因此可抑制傳遞扭距之降低，並藉由保留外齒與內齒之滑動少的部位，可降低噪音與發熱。

又，當構造如請求項4所述時，可將內齒與外齒之接觸點處的赫茲應力維持為較低值，因此可進一步延長外齒之齒面壽命。

進而，當構造如請求項5所述時，可不僅防止於齒面產生尖銳部位，並可增大輸出扭距。

又，當構造如請求項6所述時，由於使各外齒向相應內齒施加之驅動分力之反作用力K的作用線S所重合之集合點C

位於通過所有貫通孔半徑方向外端之外端通過圓G之半徑方向外側，因此當集合點C位於通過貫通孔中心之半徑方向線上時，任何反作用力K之作用線S均對於貫通孔比先前更加傾斜於接線方向側，靠近橋部之延伸方向。結果便可抑制厚度薄且剛性低之橋部及該橋部附近之外齒的彈性變形，延長外齒之齒面壽命。

並且，如上所述，當上述集合點C位於外端通過圓G之半徑方向外側時，接線方向剛性高之橋部將承受上述各反作用力K之接線方向成分，而非貫通孔之空洞部分，因此可抑制貫通孔之變形。但是，當上述集合點C位於通過構成內齒之所有銷之中心的銷圓P之半徑方向外側時，於外齒齒面會產生尖銳部分，因此上述集合點C必須位於外端通過圓G與銷圓P之間。

此處，當上述集合點C位於銷圓P與齒底圓M之間時，部分反作用力K相對於外齒齒輪，延伸於大致接線方向，結果由於此種反作用力K，外齒可能產生彎曲變形，而當如請求項7所述，使上述集合點C位於齒底圓M與外端通過圓G之間時，便可防止產生如此之事態。

又，當構造如請求項8所述時，與齒數差高於2之情形相較，可設為高減速比，並可降低加工成本。

於請求項9之發明中，由於使偏心量H設為半徑R之0.5倍以上，因此可使自內齒齒輪中心O至集合點C為止之半徑方向距離L，即將該偏心量H乘以內齒齒數Z計算之數值比先前大，即，集合點C可向半徑方向外側大幅移動。藉此，驅

動分力K'之作用線S相對於外齒齒輪向接線方向側大幅傾斜，驅動分力K'之接線方向成分增大，是以，當內、外齒之咬合齒數無變化時，輸出扭距增大。

此處，如上所述，當使偏心量H設為半徑R之0.5倍以上時，外齒齒尖將干擾內齒齒輪之內周，然藉由從齒尖將各外齒切除特定量，可避免此種外齒與內齒齒輪內周之干擾。另者，於請求項10之發明中，將鄰接之內齒間的內齒齒輪內周切除特定深度，從而避免外齒與內齒齒輪內周之干擾。再者，當上述偏心量H超過半徑R之1.0倍時，無論上述何種情形，外齒齒輪偏心擺動旋轉時，均會產生外齒與內齒相干擾之旋轉位置，因此偏心量H必須為半徑R之1.0倍以下。

又，當構造如請求項11所述時，可不僅防止於齒面產生尖銳部位，並可大幅增大輸出扭距。

又，當構造如請求項12所述時，外齒之彎曲剛性提高，可進而簡化外齒之加工。

【實施方式】

[實施例1]

以下，基於圖式說明本發明之實施例1。

於圖1、2中，11係用於機器人等之偏心擺動型行星齒輪裝置，此行星齒輪裝置11具有例如安裝於無圖示之機器人之手臂、手等的大致圓筒狀之旋轉箱12。於此旋轉箱12之內周，其軸方向之中央部形成有剖面呈半圓形之多個銷溝13，此等銷溝13延伸於軸方向，並於圓周方向等距離間隔，

此處以間隔固定間距P配置。14為多(與銷溝13數量相同)個內齒，其包含呈圓柱狀之銷，此等內齒(銷)14之大致一半插入銷溝13內，藉此於圓周方向等距離(僅固定間距P)間隔設置於旋轉箱12之內周。

此處，上述固定間距P係指將銷圓V之圓周長除以內齒(銷)14之根數所獲得之數值，換言之，係將任意鄰接兩個內齒(銷)14之中心間以圓弧線連結時之圓弧長，上述銷圓V係通過所有構成內齒14之銷之中心者。上述旋轉箱12、內齒(銷)14係作為整體構成內齒齒輪15，其於內周15a設有複數個包含圓柱狀銷之內齒14。結果內齒齒輪15(固定箱12)之內周15a位於上述銷圓V上，或位於至少能夠保持內齒(銷)14之銷圓V的附近。

此處，上述內齒(銷)14大致配置25～100根左右，較好的是為30～80根範圍內。其原因在於：使內齒(銷)14之根數處於上述範圍內時，於下述外齒齒輪18與內齒齒輪15咬合之前段，設置包含下述外齒齒輪40、42之減速比為1/1～1/7之平齒輪減速機，將前段與後段之減速比組合時，容易獲得高減速比，並可構成固有振動數高之高減速比行星齒輪裝置。

上述內齒齒輪15內儲存有複數個(此處為兩個)呈環狀之外齒齒輪18，其沿軸方向排列，於此等外齒齒輪18之外周分別形成有多個外齒19，其具有次擺線齒型，更具體的是具有外擺線齒型。繼而，上述外齒齒輪18之外齒19的齒數Z僅比上述內齒(銷)14之齒數少一個(齒數差為1)。如此將內

齒(銷)14與外齒19之齒數差設為1，其係因為與該等之齒數差數值G超過2之情形相比，可獲得高減速比，並可降低加工成本之故。

此處，齒數差數值G超過2的外齒齒輪，其係指向圓周方向移動次擺線外齒齒輪之外形輪廓，移動距離僅為將外齒19間之間距除以該G值的長度，並將此等沿圓周方向移動之G個外形輪廓所重疊的部分作為齒型，而獲得之外齒齒輪(參照日本專利特開平3-181641號公報)。繼而，於此等外齒齒輪18與內齒齒輪15內接之狀態下，外齒19與內齒(銷)14相咬合，但兩個外齒齒輪18之最大咬合部(咬合最深之部位)的相位相僅差180度。

各外齒齒輪18上至少形成一個，此處形成三個貫通軸方向之曲軸孔21，此等複數個曲軸孔21於半徑方向上，距離外齒齒輪18之中心軸同等長度，並且等距離間隔排列於圓周方向。22係形成於各外齒齒輪18之複數個(與曲軸孔21數量相同，三個)貫通孔，此等貫通孔22與曲軸孔21於圓周方向上交替配置，並沿圓周方向等距離間隔配置。繼而，上述貫通孔22係呈現圓周方向寬度越向半徑方向外側擴大的大致底座形。

25係支持體(載體)，其遊嵌於旋轉箱12內，且安裝於無圖示之固定機器人部件，此支持體25具備一對配置於外齒齒輪18之軸方向兩個外側的呈大致環狀之端板部26、27，以及複數個(與貫通孔22數量相同，為三個)柱部29，其一端一體連結於端板部26，他端藉由複數個螺栓28裝卸可能地

連結於端板部27。繼而，連結上述端板部26、27間之柱部29延伸於軸方向，並保持一段間隙插入(遊嵌)於外齒齒輪18之貫通孔22內。

如此，由於柱部29遊嵌於貫通孔22內，因此位於該貫通孔22之半徑方向外側之部位的外齒齒輪18，其構成內側不支持之橋部30，此橋部30之厚度(自貫通孔22之半徑方向外端至外齒齒輪15之外齒19之齒底19b為止之半徑方向距離為最小厚度)J比其他部位之厚度薄很多，彎曲剛性低。

31係一對軸承，其介裝於上述支持體25，具體為端板部26、27外周與旋轉箱12之軸方向兩端部內周之間，藉由此等軸承31，內齒齒輪15旋轉可能地支持於支持體25。35係至少一根(與曲軸孔21數量相同，為三個)曲軸，其於圓周方向上等角度配置，此等複數個曲軸35係藉由外嵌於其軸方向一端部之錐形軸承36以及外嵌於其軸方向他端部之錐形軸承37，旋轉可能地支持於支持體25，具體為端板部26、27。

上述曲軸35於其軸方向中央部具有兩個偏心凸輪38，其自曲軸35之中心軸僅等距離偏心，此等偏心凸輪38之相位僅相差180度。此處，上述曲軸35之偏心凸輪38係分別遊嵌於外齒齒輪18之曲軸孔21內，並於此等之間介裝有針狀軸承39，結果上述外齒齒輪18與曲軸35可相對旋轉。又，於各曲軸35之軸方向一端固定有外齒輪40，此等外齒輪40上咬合有外齒輪42，其設置於無圖示之驅動馬達之輸出軸41的一端部。

繼而，驅動馬達工作而使外齒輪40旋轉時，曲軸35圍繞自身之中心軸旋轉，結果曲軸35之偏心凸輪38於外齒齒輪18之曲軸孔21內偏心旋轉，外齒齒輪18沿箭頭方向偏心擺動旋轉。此時，於互相咬合之內齒(銷)14與外齒19之接觸點，如圖2、3、4所示，自外齒19向所相應之內齒(銷)14分別施加作用線S方向之驅動分力，並且作為其反作用力，自內齒(銷)14向外齒19分別施加作用線S方向之驅動分力的反作用力K。

此處，上述各反作用力K之作用線S位於與上述接觸點之齒面垂直之線上，此等複數根作用線S係由於如上所述內齒(銷)14呈圓柱狀，外齒19包含次擺線齒型，因此集合(交叉)於外齒齒輪18上之一點，即集合點C。繼而，上述驅動分力之接線方向成分之合計作為旋轉驅動力，施加於內齒齒輪15。

又，上述驅動分力之反作用力K中，部分將作用於上述彎曲剛性低的橋部30，但由於此種反作用力K使橋部30及該橋部30附近之外齒19產生彈性變形，導致外齒19與內齒(銷)14相抵觸，縮短外齒19之齒面壽命，或使固定振動數降低，振動特性、控制性降低，

因此，於此實施例1中，使構成內齒14之銷的直徑D除以內齒14之固定間距P的比率B縮小，直至外齒19之以假想線表示之齒尖19a超過內齒齒輪15之內周15a，位於其半徑方向之外側，例如當內齒(銷)14之齒數為40時，將先前為0.55左右者縮小至0.32左右，藉此使上述內齒(銷)14之直徑D設

為小於先前，而使外齒齒輪18之外齒19的齒底19b向半徑方向外側移動。

繼而，如上所述，當外齒19之齒底19b向半徑方向外側移動時，自貫通孔22之半徑方向外端至外齒19之齒底19b為止之半徑方向距離，即上述橋部30之厚度J比先前厚，彎曲剛性變強，結果上述反作用力K作用時之橋部30、外齒19之彈性變形得以抑制，可延長該外齒19之齒面壽命，並且即使存在扭距負荷時，亦可使固有振動數提高，增強振動特性以及控制性。

此處，當如上所述內齒(銷)14之直徑D變小時，兩齒面(旋轉方向前側齒面及後側齒面)分別接觸於鄰接之內齒(銷)14之外齒19的厚度、長度增大，但如上所述縮小比率B，直至齒尖19a超過內周15a，位於半徑方向外側時，齒長變大之外齒19將干擾內周15a。因此，切除至少超過內齒齒輪15之內周15a之部位的外齒19，藉此可避免外齒19與內齒齒輪15之內周15a之干擾。

此實施例1之切除，係於內齒齒輪15與外齒齒輪18之最大咬合部，使切除後之外齒19之前端與內齒齒輪15內周15a之間僅產生些微間隙，藉此避免外齒19與內齒齒輪15內周15a之干擾。繼而，若將如此切除後之外齒19之旋轉方向前側邊緣44a與旋轉方向後側邊緣44b之間的距離設為A，則較好的是將構成上述內齒14之銷的直徑D小於距離A。

此處，較好的是使上述外齒齒輪18之外齒19之切除位置位於連接外齒19之兩齒面(旋轉方向前側齒面及後側齒面)

上變曲點H間之線M的半徑方向外側，藉此使構成上述內齒14之銷的直徑D設為大於下述數值：自構成內齒14之鄰接的兩根銷之中心間直線距離Y，減去以線M切除後之外齒19旋轉方向前側邊緣45a與旋轉方向後側邊緣45b間距離F數值。其原因在於：經上述處理後，可保留最有效傳遞扭距(與內齒14之接觸壓力為最大值)之變曲點H而不被切除，因此可抑制傳遞扭距之降低。此處，上述線M係以外齒齒輪18之中心軸作為曲率中心，通過兩變曲點H之弧線。

又，較好的是使上述外齒齒輪18之外齒19的切除位置位於外齒19之齒尾部與齒根部交界處N(齒高之1/2位置)的半徑方向內側，藉此使構成上述內齒14之銷的直徑D設為大於下述數值:自上述中心間直線距離Y，減去以上述交界處N切除後之外齒19之旋轉方向前側邊緣46a與旋轉方向後側邊緣46b間之距離E數值。其原因在於：當位於上述交界處N之半徑方向外側的外齒19與內齒(銷)14咬合時，會產生較大滑動，而當經上述處理後，可保留外齒19與內齒(銷)14滑動較少之部位，藉此可降低噪音及發熱現象。

由此，較好的是，假設以連接兩齒面之變曲點H間之連線M切除上述外齒19後的外齒19旋轉方向前側邊緣45a與旋轉方向後側邊緣45b間之距離為F，且假設以齒尾部與齒根部之交界處N切除上述外齒19後的外齒19之旋轉方向前側邊緣46a與旋轉方向後側邊緣46b間之距離為E時，以線M於半徑方向外側切除上述外齒19，且以交界處N於半徑方向內側切除上述外齒19，藉此可使構成上述內齒14之銷的直徑D

設為大於上述中心間直線距離Y減去距離F之數值，小於上述中心間直線距離Y減去距離E之數值。

進而，假設銷圓V之半徑為R，外齒齒輪18之外齒19的齒數為Z時，構成上述內齒14之銷的直徑D較好的是屬於2R/Z ±1.5 mm範圍內。其原因在於：當直徑D處於上述範圍內時，由圖5所示之曲線可知，內齒(銷)14與外齒19之接觸點處之赫茲應力與開始急速增大之點相較，可維持為內側較低之數值，因此可延長外齒19之齒面壽命。

再者，於此圖5所示之曲線係以下述諸條件進行模擬所得出之結果。即，固定各行星齒輪裝置之內齒(銷)的齒數(根數)為40，銷圓V之半徑R為120 mm，外齒之齒數為39，外齒齒輪18對於內齒齒輪15的偏心量Q為2.7 mm，另外變化內齒(銷)14之直徑D，計算外齒19與內齒(銷)14之接觸點上的赫茲應力。此處，圖5中將直徑D等於2R/Z時之赫茲應力值作為指數1加以顯示。

繼而，如上所述，作為縮小直徑D使外齒19之齒底19b向半徑方向外側移動之方式，存有固定外齒齒輪18對於內齒齒輪15之偏心量Q不變，而增大通過外齒齒輪18之所有齒底19b之齒底圓直徑之方式，固定上述齒底圓不變，而增大偏心量Q之方式，以及將齒底圓及偏心量Q雙方均增大之方式，於此實施例1中採用固定齒底圓增大偏心量Q之方式。

如此增大偏心量Q時，可將自內齒齒輪15之中心O至集合點C為止之距離L(將偏心量Q乘以內齒14之齒數加以計算得出)大於先前，即可使集合點C之位置向半徑方向外側移

動，此時上述距離L與銷圓V之半徑R的比，即L/R數值較好的是屬於0.86～1.00之範圍內。

其原因在於：當L/R之數值大於0.86時，作用線S相對於外齒齒輪18傾斜於接線方向，其結果承受上述反作用力K之橋部30之厚度加厚，因此可有效抑制該橋部30之彈性變形，並如圖6可知由於承重比率大致固定，獲得相同扭距，因此可使外齒19之扭距傳遞的承重最小並大致固定。但是，若上述L/R之數值大於1.00，則外齒19形成時會於齒面產生尖銳部位，因此L/R之數值較好的是小於1.00。

此處，上述曲線係以下述諸條件進行模擬所得出之結果。即，固定各行星齒輪裝置之內齒(銷)的齒數(根數)為40，內齒(銷)之直徑D為10 mm，銷圓V之半徑R為120 mm，外齒齒數為39，另外於0.5至1.0之範圍內變化L/R之數值，計算將作用於集合點C之驅動分力合成之合力的接線方向成分。此處，圖6中將L/R之數值為0.75時之承重比率作為指數1，用曲線表示上述接線方向成分。

繼而，如上所述當自齒尖19a將各外齒19切除特定量時，內齒(銷)14與外齒19僅咬合一部分，即使上述L/R之數值為1.0時大約咬合1/3，於此實施例1中僅咬合大約3/4，因此其餘大約1/4之內齒(銷)14係企圖不與外齒19接觸而脫離銷溝13。因此，於此實施例1中，如圖1所示，於軸承31與外齒齒輪18之間介裝有作為控制機構之兩個壓銷環50，上述控制機構係形成有用以插入內齒(銷)14之兩端部的插入孔49者，且將此等兩個壓銷環50以不可旋轉之方式固定於內齒

齒輪15，從而控制上述內齒(銷)14之移動。

再者，作為上述控制機構，亦可使用形成於軸承31之外環內端面，插入上述內齒(銷)14兩端部之插入孔，或亦可使用形成於軸承31之外環內端面，寬度與內齒(銷)14之直徑相同的圓周溝。

以下，就本發明之實施例1的功效加以說明。

現在，驅動馬達工作，曲軸35旋轉。此時，雖然曲軸35之偏心凸輪38於外齒齒輪18之曲軸孔21內偏心旋轉，從而使外齒齒輪18偏心擺動旋轉，但由於上述外齒齒輪18之外齒19之齒數僅比內齒(銷)14之數量少一個，因此旋轉箱12及機器人之手臂等係藉由外齒齒輪18之偏心擺動旋轉以低速旋轉。

此處，如上所述使內齒(銷)14之直徑D除以固定間距P之比率B縮小，直至外齒19之齒尖19a超過內齒齒輪15之內周15a，位於其半徑方向之外側，因此上述內齒(銷)14之直徑D小於先前，藉此外齒齒輪18之外齒19的齒底19b向半徑方向外側移動，結果橋部30之厚度J(最小厚度)與先前相比較厚，彎曲剛性得以提高。

藉此，抑制驅動分力之反作用力K作用時的橋部30、外齒19之彈性變形，可延長外齒19之齒面壽命，且固有振動數提高，振動特性、控制性得以增強。此處，當構造如上所述時，外齒19會干擾內齒齒輪15之內周15a，但可藉由切除至少超過內齒齒輪15內周15a之部位的外齒19之處理，可避免此種外齒19與內齒齒輪15之內周15a的干擾。

[實施例2]

圖7、8係表示本發明之實施例2的圖。於此實施例2中，未像上述實施例1一般切除外齒19，而是將鄰接之內齒(銷)14間的內齒齒輪15(旋轉箱12)之內周及各內齒(銷)14周圍之內周僅切除上述外齒19超出內周之量以上的深度，此處切除深度等於內齒(銷)14之直徑D的大致一半，從而可避免外齒19與切除後之內齒齒輪15(旋轉箱12)內周15a之干擾。

結果，各內齒(銷)14之半徑方向外端與切除後之內齒齒輪15內周15a線接觸，藉此旋轉箱12承受施加於各內齒(銷)14之驅動分力之半徑方向成分。此時，由於銷溝13不再存在，因此各內齒(銷)14可自由移動，但可藉由與上述同樣之壓銷環50控制該內齒(銷)14之移動。再者，其他構造、作用與上述實施例1相同。

再者，於上述實施例1中，於外齒齒輪18形成複數個(三個)曲軸孔21，並於各曲軸孔21分別插入等速旋轉於相同方向之曲軸35，從而使外齒齒輪18偏心擺動旋轉，而於此發明中，亦可於形成於外齒齒輪18之中心軸上的一個曲軸孔中插入一根曲軸之偏心凸輪，藉由該曲軸之旋轉使外齒齒輪偏心擺動旋轉。該情形時，支持體之柱部必須與貫通孔之內周線接觸。

又，於上述實施例1中固定支持體25，使內齒齒輪15低速旋轉，而於本發明中，亦可固定內齒齒輪，使支持體低速旋轉。進而，可不必縮小構成內齒14之銷的直徑D，於直徑

不變之行星齒輪裝置11中，以連結變曲點H之線M於半徑方向外側之任何位置切除外齒19，抑制傳遞扭距之降低，並減少發熱及噪音。

[實施例3]

以下，基於圖式說明本發明之實施例3。

於圖9、10、11中，111係用於機器人等之偏心擺動型行星齒輪裝置，此行星齒輪裝置111具有例如安裝於無圖示之機器人手臂、手等的大致圓筒狀旋轉箱112。於此旋轉箱112之內周，其軸方向之中央部形成有剖面呈半圓形之多個銷溝113，此等銷溝113延伸於軸方向並於圓周方向等距離間隔配置。

114係多個(與銷溝113數量相同)包含圓柱狀銷之內齒，此等內齒(銷)114之大約一半插入於銷溝113內，藉此於圓周方向等距離間隔設置於旋轉箱112之內周。上述旋轉箱112、內齒(銷)114係作為整體構成內齒齒輪115，其於內周設有複數個包含圓柱狀銷之內齒114。此處，上述內齒(銷)114大約配置25～100根，較好的是屬於30～80根範圍內，其原因在於：藉由內齒(銷)114之根數屬於上述範圍內，並與下述外齒齒輪140、142組合，容易獲得所需速比，且可構成固有振動數高、高減速比之行星齒輪裝置。

上述內齒齒輪115內儲存有複數個(此處為兩個)呈環狀之外齒齒輪118，其沿軸方向排列，於此等外齒齒輪118之外周分別形成有多個外齒119，其具有次擺線齒型，更具體的是具有外擺線齒型。繼而，上述外齒齒輪118之外齒119的

齒數僅比上述內齒(銷)114之齒數少一個(齒數差為1)。如此將內齒(銷)114與外齒119之齒數差設為1，其由於在於：與此等之齒數差數值R超過2之情形相比，容易獲得高減速比，並可降低加工成本。

此處，齒數差數值R超過2的外齒齒輪，其係指向圓周方向移動次擺線外齒齒輪之外形輪廓，移動角度為將外齒119間之間距除以該R值的大小，並將此等沿圓周方向移動之R個外形輪廓所重疊的部分作為齒型，而獲得之外齒齒輪(參照日本專利特開平3-181641號公報)。繼而，於此等外齒齒輪118與內齒齒輪115內接之狀態下，外齒119與內齒(銷)114相咬合，但兩個外齒齒輪118之最大咬合部(咬合最深之部位)相位僅相差180度。

各外齒齒輪118上至少形成一個，此處為三個貫通軸方向之曲軸孔121，此等複數個曲軸孔121於半徑方向上，自外齒齒輪118之中心軸相隔等距離，並且等距離間隔排列於圓周方向。122係形成於各外齒齒輪118之複數個(與曲軸孔21數量相同)貫通孔，此等貫通孔122與曲軸孔121於圓周方向上交替配置，並沿圓周方向等距離間隔配置。繼而，上述貫通孔122係呈現圓周方向寬度越向半徑方向外側擴大的大致底座形。

125係支持體，其遊嵌於旋轉箱112內，且安裝於無圖示之固定機器人部件，此支持體125具備一對配置於外齒齒輪18之軸方向兩個外側的呈大致環狀之端板部126、127，以及複數個(與貫通孔22數量相同)柱部129，其一端一體連結

於端板部126，他端藉由複數個螺栓128裝卸可能地連結於端板部127。繼而，連結上述端板部126、127間之柱部129延伸於軸方向，並保持一段間隙插入(遊嵌)於外齒齒輪118之貫通孔122內。

131係一對軸承，其介裝於上述支持體125，具體為端板部126、127之外周與旋轉箱112之軸方向兩端部內周間，藉由此等軸承131內齒齒輪115係旋轉可能地支持於支持體125。135係圓周方向上等角度配置的至少一根(與曲軸孔121數量相同)曲軸，此等曲軸135係藉由外嵌於其軸方向一端部之錐形軸承136以及外嵌於其軸方向他端部之錐形軸承137，以可旋轉之方式支持於支持體125，具體為端板部126、127。

上述曲軸35係於其軸方向中央部具有兩個偏心凸輪138，其自曲軸135之中心軸等距離偏心，此等偏心凸輪138之相位僅相差180度。此處，上述曲軸135之偏心凸輪138分別遊嵌於外齒齒輪118之曲軸孔121內，並於此等之間介裝有針狀軸承39，結果上述外齒齒輪118與外周135可相對旋轉。又，於各曲軸35之軸方向一端固定有外齒輪140，此等外齒輪140上咬合有外齒輪142，其設置於無圖示之驅動馬達之輸出軸141的一端部。

繼而，驅動馬達工作，外齒輪140旋轉時，曲軸135圍繞自身之中心軸旋轉，結果曲軸135之偏心凸輪138於外齒齒輪118之曲軸孔121內偏心旋轉，外齒齒輪118偏心擺動旋轉。此時，於互相咬合之內齒(銷)114與外齒119之接觸點，

分別自外齒119向所相應之內齒(銷)114施加作用線S方向之驅動分力。

此處，上述各驅動分力之反作用力K之作用線S，其如圖12所示位於與上述接觸點之齒面垂直之線上，此等複數根作用線S係如上所述由於內齒(銷)114呈圓柱狀，且外齒119包含次擺線齒型，故而集合(交叉)於外齒齒輪118上之一點，即集合點C。繼而，上述驅動分力之接線方向成分之合計作為旋轉驅動力施加於內齒齒輪115。

此處，當集合點C如上述先前技術中所作說明般位於外端通過圓G與內端通過圓N之間時(參照圖23)，部分(最大咬合部附近)驅動分力之反作用力K於與橋部105之延伸方向大致正交之方向，作用於剛性低之橋部105，故而導致該橋部105及橋部105附近之外齒101產生彈性變形，外齒101與內齒(銷)102相抵觸，縮短外齒101之齒面壽命。

然而，於此實施例3中，與先前相比使上述集合點C向半徑方向外側移動，從而使其位於上述外端通過圓G之半徑方向外側。藉此，當集合點C如圖12所示，位於通過貫通孔122之中心的半徑方向線上時，所有反作用力K之作用線S亦相對於貫通孔122較先前更加傾斜於接線方向側，且更靠近橋部118a之延伸方向。結果，抑制厚度薄而剛性低之橋部118a及該橋部118a附近之外齒119之彈性變形，延長外齒119之齒面壽命得。

並且，當上述集合點C如上所述般位於外端通過圓G之半徑方向外側時，上述反作用力K之接線方向成分係由接線方

向剛性高之橋部118a所承受，而非貫通孔122之空洞部分，因此可抑制貫通孔122之變形。但是，當上述集合點C位於通過構成內齒114之所有銷中心的銷圓P之半徑方向外側時，於外齒119齒面會產生尖銳部分，因此上述集合點C必須位於外端通過圓G與銷圓P之間。

此處，由於自上述內齒齒輪115之中心O至集合點C為止之半徑方向距離L，其可由外齒齒輪118對於內齒齒輪115之偏心量H乘以內齒齒輪115之內齒(銷)114的齒數Z加以表示，因此若要使距離L超過圖23所示之先前距離L，可較以往增大偏心量H或齒數之任何一方或雙方即可。繼而，於此實施例3中，為增大上述距離L採取增大偏心量H之方式，為進一步增大此偏心量H，因此使內齒(銷)114之外徑設為小於先前。

此處，上述半徑方向距離L與上述銷圓P之半徑Q的比(L/Q)數值較好的是屬於0.86～1.00範圍內。其原因在於:當上述L/Q比值超過0.86時，如圖13可知，由於承重比率大致固定，獲得相同扭距，因此可使外齒119之扭距傳遞的承重(驅動分力之接線方向成分)最小並大致固定，當未滿0.86時，承重比率變化較大，外齒119之扭距傳遞的承重增大，另外若上述L/Q數值大於1.00，則外齒119形成時會於齒面產生尖銳部位。

此處，上述曲線係以下述諸條件進行模擬所得出之結果。即，固定各行星齒輪裝置之內齒(銷)的齒數Z(根數)為40，內齒(銷)之直徑為10 mm，銷圓P之半徑Q為120 mm，

外齒齒數為39，於0.5至1.0範圍內變化L/Q數值，從而計算作用於集合點C之反作用力K之合力的接線方向成分。

此處，圖13中係將L/Q數值為0.75時之承重比率作為指數1，用曲線表示上述接線方向成分。

如上所述，將內齒(銷)114之外徑設為小於先前，且將偏心量H設為大於先前時，兩齒面接觸於內齒(銷)114之外齒119變大，即齒厚、齒長均得以增大。然而，通常旋轉箱112之內周大致位於上述銷圓P上，因此當外齒119變大時，外齒119會干擾旋轉箱112之內周。因此，於此實施例3中，沿著以外齒齒輪118中心為曲率中心之圓，將上述外齒119之齒尖部(圖11中以假想線表示之部位)切除特定量，從而可防止外齒119與旋轉箱112內周之干擾。再者，亦可藉由代替切除外齒119之齒尖部，將鄰接之內齒(銷)114間的旋轉箱112內周切除特定深度，從而可避免上述干擾。

此處，上述集合點C較好的是位於通過所有外齒119之齒底的齒底圓M與上述外端通過圓G之間。其原因在於：當集合點C位於銷圓P與齒底圓M之間時，部分反作用力K相對於外齒齒輪118延伸於大致接線方向，結果由於此反作用力K可能使外齒119產生彎曲變形，而當如上所述使集合點C位於齒底圓M與外端通過圓G之間時，便可防止此種事態之產生。

又，當如上所述切除各外齒119之齒尖部時，內齒(銷)114與外齒119僅咬合一部分，此處僅咬合大約3/4，因此其餘大約1/4內齒(銷)114係企圖不與外齒119接觸而脫離銷溝

113。因此，於此實施例3中，於上述軸承131之外環131a內端面，形成有用以插入上述內齒(銷)114兩端部之插入孔131b，藉此可防止銷溝113自內齒(銷)114脫離之現象。繼而，此時於大約3/8範圍內，由外齒119向內齒(銷)114傳遞驅動力。

上述插入孔131b係作為整體構成控制機構143，其防止未接觸於外齒119之內齒(銷)114自銷溝113脫離之現象。再者，作為上述控制機構143，除插入孔131b外，亦可使用形成於外環131a的內端面，且寬度與內齒(銷)114之直徑相同的圓周溝，或者亦可使用配置於上述兩個外齒齒輪118之間，外周與所有內齒(銷)114相接觸的一個壓銷環，進而亦可使用配置於軸承131與外齒齒輪118之間，並形成有用以插入內齒(銷)114之兩端部之孔、圓周溝槽的兩個壓銷環。

以下，就本發明之實施例3的功效加以說明。

現在，假設驅動馬達工作，曲軸135圍繞自身之中心軸，沿相同方向以同樣速度旋轉。此時，曲軸135之偏心凸輪138於外齒齒輪118之曲軸孔121內偏心旋轉，使外齒齒輪118偏心擺動旋轉，但由於上述外齒齒輪118之外齒119之齒數僅比內齒(銷)114之數量少一個，因此旋轉箱112及機器人手臂等係藉由外齒齒輪118之偏心擺動旋轉以低速旋轉。

此處，由於使外齒齒輪118之各外齒119向內齒(銷)114施加之驅動分力(反作用力K)的作用線S所重合之集合點C，位於通過所有內齒(銷)114中心的銷圓P與通過所有貫通孔122之半徑方向外端的外端通過圓G之間，因此當集合點C

位於通過貫通孔122中心之半徑方向線上時，所有反作用力K之作用線S相對於貫通孔122，均較先前更加傾斜於接線方向側，藉此橋部118a及該橋部118a附近之外齒119的彈性變形得以抑制。

再者，於上述實施例3中，於外齒齒輪118形成有複數個(三個)曲軸孔121，並於各曲軸孔121分別插入等速旋轉於相同方向之曲軸135，從而使外齒齒輪118偏心擺動，而於此發明中，亦可於形成於外齒齒輪118之中心軸上的一個曲軸孔中插入一根曲軸，藉由該曲軸之旋轉使外齒齒輪偏心擺動旋轉。該情形時，支持體之柱部必須與貫通孔之內周線接觸。

又，於上述實施例3中固定支持體125，使內齒齒輪115低速旋轉，而於本發明中，亦可固定內齒齒輪，使支持體低速旋轉。進而，於此發明中，可於上述行星齒輪裝置111之前段設置減速比小於1/7(接近1/1)的平齒輪減速機，以2段減速。如此，可獲得固有振動數高且高減速比之齒輪裝置。

[實施例4]

以下，基於圖式說明本發明之實施例4。

於圖14、15、16中，211係用於機器人等之偏心擺動型行星齒輪裝置，此行星齒輪裝置211具有例如安裝於無圖示之機器人手臂、手等的大致圓筒狀旋轉箱212。於此旋轉箱212之內周，其軸方向之中央部形成有剖面呈半圓形之多個銷溝213，此等銷溝213延伸於軸方向，並於圓周方向等距離

間隔配置。

214係多個(與銷溝213數量相同)包含圓柱狀銷之內齒，此等內齒(銷)214之大約一半插入於銷溝213內，藉此於圓周方向等距離間隔設置於旋轉箱212之內周。上述旋轉箱212、內齒(銷)214係作為整體構成內齒齒輪215，其於內周215a設有複數個包含圓柱狀銷之內齒214。其結果內齒齒輪215(固定箱212)之內周215a位於通過所有構成內齒214之銷中心的銷圓P上，或緊鄰其附近。此處，上述內齒(銷)214大約配置25～100根左右，較好的是屬於30～80根範圍內。其原因在於：使內齒(銷)214之根數設為上述範圍內，並於下述外齒齒輪218與內齒齒輪215咬合之前段設置減速比為1/1～1/7的平齒輪減速機，組合前段與後段之減速比，藉此容易獲得高減速比，且可構成固有振動數高並高減速比之行星齒輪裝置。

上述內齒齒輪215內儲存有複數個(此處為兩個)呈環狀之外齒齒輪218，其沿軸方向排列，於此等外齒齒輪218之外周分別形成有多個外齒219，其具有次擺線齒型，更具體的是具有外擺線齒型。繼而，上述外齒齒輪218之外齒219的齒數僅比上述內齒(銷)214之齒數少一個(齒數差為1)。如此使內齒(銷)214與外齒219之齒數差設為1，其原因在於：與此等之齒數差數值G超過2之情形相比，可獲得高減速比，並可降低加工成本。

此處，齒數差數值超過2的外齒齒輪，其係指向圓周方向移動次擺線外齒齒輪之外形輪廓，移動距離為將外齒219

間之間距除以該G值的長度，並將此等沿圓周方向移動之G個外形輪廓所重疊的部分作為齒型，而獲得之外齒齒輪(參照日本專利特開平3-181641號公報)。繼而，於此等外齒齒輪218與內齒齒輪215內接之狀態下，外齒219與內齒(銷)214相咬合，但兩個外齒齒輪218之最大咬合部(咬合最深之部位)相位僅相差180度。

各外齒齒輪218上至少形成一個，此處為三個貫通軸方向之曲軸孔221，此等複數個曲軸孔221於半徑方向上，自外齒齒輪218之中心軸間隔等距離，並且等距離間隔排列於圓周方向。222係形成於各外齒齒輪218之複數個(與曲軸孔221數量相同，三個)貫通孔，此等貫通孔222與曲軸孔221於圓周方向上交替配置，並沿圓周方向等距離間隔配置。繼而，上述貫通孔222係呈現圓周方向寬度越向半徑方向外側擴大的大致底座形。

225係支持體(載體)，其遊嵌於旋轉箱212內，並安裝於無圖示之固定機器人部件，此支持體225具備一對配置於外齒齒輪218之軸方向兩個外側的呈大致環狀之端板部226、227，以及複數個(與貫通孔222數量相同，為三根)柱部229，其一端一體連結於端板部226，他端藉由複數個螺栓228以可裝卸之方式連結於端板部227。繼而，連結上述端板部226、227間之柱部229延伸於軸方向，並保持一段間隙插入(遊嵌)於外齒齒輪218之貫通孔222內。

231係一對軸承，其介裝於上述支持體225，具體為端板部226、227外周與旋轉箱212之軸方向兩端部內周之間，藉

由此等軸承231內齒齒輪215旋轉可能地支持於支持體225。235係圓周方向上等角度配置的至少一根(與曲軸孔221數量相同，為三根)曲軸，此等曲軸235係藉由外嵌於其軸方向一端部之錐形軸承236以及外嵌於其軸方向他端部之錐形軸承237，旋轉可能地支持於支持體225，具體為端板部226、227。

上述曲軸235係於其軸方向中央部具有兩個偏心凸輪238，其自曲軸235之中心軸等距離偏心，此等偏心凸輪238之相位僅相差180度。此處，上述曲軸235之偏心凸輪238分別遊嵌於外齒齒輪218之曲軸孔221內，並於此等之間介裝有針狀軸承239，結果上述外齒齒輪218與曲軸235可相對旋轉。又，於各曲軸235之軸方向一端固定有外齒輪240，此等外齒輪240上咬合有外齒輪242，其設置於無圖示之驅動馬達之輸出軸241的一端部。

繼而，驅動馬達工作，外齒輪240旋轉時，曲軸235圍繞自身之中心軸旋轉，結果曲軸235之偏心凸輪238於外齒齒輪218之曲軸孔221內偏心旋轉，外齒齒輪218偏心擺動旋轉。此時，於互相咬合之內齒(銷)214與外齒219之接觸點，如圖17所示分別由外齒219向所相應之內齒(銷)214施加作用線S方向之驅動分力K'。

此處，上述各驅動分力K'之作用線S，位於與上述接觸點之齒面垂直之線上，此等複數根作用線S係如上所述由於內齒(銷)214呈圓柱狀，外齒219包含次擺線齒型，故而集合(交叉)於外齒齒輪218上之一點，即集合點C。繼而，此種行星

齒輪裝置211之內齒齒輪215向機器人手臂等輸出的輸出扭距，其等於外齒219與內齒(銷)214之各接觸點處的驅動分力K'之接線方向成分乘以自內齒齒輪215之中心O至上述接觸點為止之距離的數值合計。

繼而，於此實施形態中，為增大上述輸出扭距，增大外齒齒輪218對於內齒齒輪215的偏心量H，使其超過先前之限制，高於構成內齒214之銷之半徑R的0.5倍。如此使偏心量H超過半徑R之0.5倍時，可使內齒齒輪215之中心O至集合點C為止之半徑方向距離L(由偏心量H乘以內齒(銷)214之齒數Z計算得出)大於先前，即可使集合點C之位置向半徑方向外側大幅移動。

藉此，上述作用線S相對於外齒齒輪218，較先前大幅傾斜於接線方向側，驅動分力K'之接線方向成分增大，結果當內、外齒214、219之咬合齒數不變時，輸出扭距會增大。但是，若上述偏心量H超過半徑R之1.0倍，則於外齒齒輪218偏心擺動旋轉時，會產生外齒219與內齒(銷)214相干擾之旋轉位置，因此上述偏心量H必須處於半徑R之0.5～1.0倍範圍內。

又，如上所述，假設內齒齒輪215之中心O至集合點C為止之半徑方向距離(由偏心量H乘以內齒(銷)214之齒數Z計算得出)設為L，通過構成上述內齒214之所有銷中心之銷圓P的半徑設為Q時，此等之比L/Q值較好的是屬於0.86～1.00範圍內。

其原因在於：當上述L/Q數值超過0.86時，如圖18可知由

於承重比率大致固定從而獲得同一扭距，因此可使外齒219之扭距傳遞的承重最小並大致固定，當未滿0.86時，承重比率變化較大，外齒219之扭距傳遞的承重增大，另者，若上述比L/Q數值大於1.00，則外齒219形成時會於齒面產生尖銳部位。

此處，上述曲線係以下述諸條件進行模擬所得出之結果。即，固定各行星齒輪裝置之內齒(銷)的齒數Z(根數)為40，內齒(銷)之直徑D為10 mm，銷圓P之半徑Q為120 mm，外齒齒數為39，於0.5至1.0範圍內變化L/Q數值，從而計算將作用於集合點C之驅動分力K'合成之合力的接線方向成分。此處，圖18中係將L/Q數值為0.75時之承重比率作為指數1，用曲線表示上述接線方向成分。

繼而，如上所述，當L/Q數值屬於0.86～1.00範圍內時，內齒(銷)214之直徑D(半徑Rx2)較好的是接近銷圓P之直徑M(半徑Qx2)除以外齒219之齒數U的值，即M/U數值，具體為M/U±2 mm範圍內。其原因在於：當直徑D接近M/U值時，由圖19所示之曲線可知，內齒(銷)214與外齒219之接觸點處之赫茲應力與開始急速增大之點相比較，可維持為內側較低之數值，因此可延長外齒219之齒面壽命。

又，為使赫茲應力為大致固定之最小值，由圖19可知，更好的是上述直徑D屬於M/U±0.75 mm範圍內。再者，此圖19所示之曲線，除將偏心量H設為2.7 mm之外，其他條件亦與上述圖18之曲線相同，變化內齒(銷)14之直徑D進行模擬，計算外齒19與內齒(銷)14之接觸點處的赫茲應力，並將

直徑D等於M/U時之赫茲應力值作為指數1進行顯示。

繼而，如上所述，當偏心量H超過半徑R之0.5倍時，由於兩齒面接觸於內齒(銷)214之外齒219變大，即齒厚、齒長均增大，因此該外齒219超過並侵入大致位於銷圓P上之內齒齒輪215(旋轉箱12)之內周215a，因此彼此間產生干擾。因此，於此實施例4中沿著以外齒齒輪218之中心為曲率中心之圓，從齒尖將上述外齒219切除特定量(圖16中僅以假想線表示之部位)，從而可防止外齒219與內齒齒輪215之內周215a之干擾。再者，此等外齒219之切除量較好的是於內齒齒輪215與外齒齒輪218之最大咬合部，使切除後之外齒219之前端與內齒齒輪215之內周215a之間僅存有些微間隙。

又，當如上所述部分切除各外齒219之情形時，假設切除後任一個外齒219之旋轉方向前側邊緣219a與旋轉方向後側邊緣219b間的距離為E，鄰接之兩個外齒219上旋轉方向前側邊緣219a與旋轉後側邊緣219b間的距離為F時，上述距離E較好的是大於距離F。其原因在於：如此可提高外齒219之彎曲剛性，進一步簡化外齒加工。

繼而，如上所述若自齒尖將各外齒219切除特定量，則內齒(銷)214與外齒219僅咬合一部分，即使上述L/Q數值為1.0時亦僅咬合大約1/3，於此實施例4中僅咬合大約3/4，因此其餘大約1/4之內齒(銷)214係企圖不與外齒219接觸而可脫離銷溝213。因此，於此實施例4中，於上述軸承231之外環231a之內端面，形成有用以插入上述內齒(銷)214兩端部之插入孔231b，藉此可防止內齒(銷)214自銷溝213脫離之現

象。繼而，此時於大約3/8之範圍內，由外齒219向內齒(銷)214傳遞驅動力。

上述插入孔231b係作為整體構成控制機構243，其防止未接觸於外齒219之內齒(銷)214自銷溝213脫離之現象。再者，作為上述控制機構243，除插入孔231b外，亦可使用形成於外環231a之內端面，且寬度與內齒(銷)214之直徑相同的圓周溝，或亦可使用配置於上述兩個外齒齒輪218之間，外周與所有內齒(銷)214接觸之一個壓銷環。

以下，就本發明之實施例4的功效加以說明。

現在，假設驅動馬達工作，曲軸235圍繞自身之中心軸沿相同方向以同樣速度旋轉。此時，曲軸235之偏心凸輪238於外齒齒輪218之曲軸孔221內偏心旋轉，從而使外齒齒輪218偏心擺動旋轉，但由於上述外齒齒輪218之外齒219之齒數僅比內齒(銷)214之數量少一個，因此旋轉箱212及機器人手臂等係藉由外齒齒輪218之偏心擺動旋轉以低速旋轉。

此處，如上所述由於將偏心量H設為半徑R之0.5倍以上，因此可使內齒齒輪215之中心O至集合點C為止之距離L大於先前，即，可使集合點C之位置向半徑方向外側大幅移動，藉此上述作用線S相對於外齒齒輪218，比先前大幅傾斜於接線方向側，驅動分力K'之接線方向成分增大，輸出扭距得以增大。

[實施例5]

圖20、21係表示本發明之實施例5的圖。於此實施例5中，如上述實施例4般不切除外齒219，而是將鄰接之內齒

(銷)214間的內齒齒輪215(旋轉箱212)內周215a及各內齒(銷)214周圍之內周215a切除特定深度，此處該深度大致等於內齒(銷)214之半徑R，以此避免外齒219與內齒齒輪215(旋轉箱212)之內周215a間之干擾。此處，此內周215a之切除量可結合外齒219之上述侵入量，適當決定。

其結果各內齒(銷)214之半徑方向外端與切除後之內齒齒輪215的內周215a線接觸，藉此旋轉箱212承受施加於各內齒(銷)214之驅動分力K'之半徑方向成分。此時，由於已不再存在銷溝213，因此各內齒(銷)214可自由移動。因此，於此實施例5中，於軸承231與外齒齒輪218之間，介裝有作為控制機構之兩個壓銷環246，並將此等兩個壓銷環246以不旋轉之方式固定於內齒齒輪215，控制上述內齒(銷)214之移動，上述控制機構係形成用於插入內齒(銷)214之兩端部的插入孔245者。再者，其他構造、作用與上述實施例4相同。

再者，於上述實施例4中，於外齒齒輪218形成複數個(三個)曲軸孔221，並於各曲軸孔221分別插入等速旋轉於相同方向之曲軸235，從而使外齒齒輪218偏心擺動旋轉，而於此發明中，亦可於形成於外齒齒輪218之中心軸上的一個曲軸孔中插入一根曲軸，藉由該曲軸之旋轉使外齒齒輪偏心擺動旋轉。該情形時，支持體之柱部必須與貫通孔之內周線接觸。

又，於上述實施例4中固定支持體225，使內齒齒輪215低速旋轉，而於本發明中，亦可固定內齒齒輪，使支持體

低速旋轉。進而，於此發明中，可於上述行星齒輪裝置211之前段設置減速比小於1/7(接近1/1)的平齒輪減速機，以2段減速。如此，可獲得固有振動數高且高減速比之齒輪裝置。又，於上述實施例4中自齒尖將外齒219僅切除特定量，於實施例5中將內齒(銷)214間之內齒齒輪215(旋轉箱212)之內周215a僅切除特定深度，而於本發明中，亦可切除外齒及內齒齒輪內周雙方。

[產業上之可利用性]

本發明係關於一種偏心擺動型行星齒輪裝置，其藉由曲軸使咬合於內齒齒輪之外齒齒輪偏心擺動。

【圖式簡單說明】

圖1係表示本發明之實施例1的側面剖面圖。

圖2係圖1之I-I箭頭方向剖面圖。

圖3係表示施加於外齒之反作用力K及其作用線S的說明圖。

圖4係圖3之U部放大圖。

圖5係表示內齒(銷)之直徑D與赫茲應力比之關係的曲線。

圖6係表示L/R數值與承重比率之關係的曲線。

圖7係表示本發明之實施例2之與圖1相同的剖面圖。

圖8係表示本發明之實施例2之與圖2相同的剖面圖。

圖9係表示本發明之實施例3的側面剖面圖。

圖10係圖9之II－II箭頭方向剖面圖。

圖11係表示內齒與外齒之咬合狀態之與圖10相同的剖面

圖。

圖12係說明驅動分力(反作用力K)之作用線S集合於集合點C之狀態的說明圖。

圖13係表示承重比率與L/Q數值之關係的曲線。

圖14係表示本發明之實施例4的側面剖面圖。

圖15係圖14之III-III箭頭方向剖面圖。

圖16係表示內齒與外齒之咬合狀態之與圖15相同的剖面圖。

圖17係表示施加於內齒之驅動分力K'及其作用線S的說明圖。

圖18係表示L/Q數值與承重比率之關係的曲線。

圖19係表示內齒(銷)之直徑D與赫茲應力比之關係的曲線。

圖20係表示本發明之實施例5之與圖14相同的剖面圖。

圖21係表示本發明之實施例5之與圖15相同的剖面圖。

圖22係表示先前技術之一例之與圖2相同的剖面圖。

圖23係說明先前技術中說明之驅動分力(反作用力K)之作用線S集合於集合點C之狀態的說明圖。

【主要元件符號說明】

11，111，211	行星齒輪裝置
14，114，214	內齒(銷)
15，115，215	內齒齒輪
15a	內周
18，118，218	外齒齒輪

9，119，219	外齒
21，121，221	曲軸孔
22，122，222	貫通孔
25，125，225	支持體
29，129，229	柱部
35，135，235	曲軸
45a	旋轉方向前側邊緣
45b	旋轉方向後側邊緣
46a	旋轉方向前側邊緣
46b	旋轉方向後側邊緣
P	銷圓
G	外端通過圓
M	齒底圓
C	集合點
S	作用線
K	驅動分力之反作用力
H	偏心量
K'	驅動分力
R	銷半徑
Q	銷圓半徑
E	距離
F	距離

五、中文發明摘要：

本發明之課題在於：藉由抑制外齒齒輪之橋部、外齒的彈性變形，延長外齒19之齒面壽命，並且提高振動特性，一面防止行星齒輪裝置11之大型化一面大幅增大輸出扭矩。為解決此課題，本發明使以內齒14之間距P除構成內齒14之銷的直徑D的比率縮小至外齒19之齒尖19a於半徑方向外側超過內齒齒輪15之內周15a，或使驅動分力之反作用力K的作用線S所集合之集合點C比先前更加向半徑方向外側移動，從而位於通過所有內齒(銷)14之中心的銷圓P與通過貫通孔22之半徑方向外端的外端通過圓G之間，或使外齒齒輪18對於內齒齒輪的偏心量H成為內齒(銷)14之半徑R的0.5倍以上。

六、英文發明摘要：

十一、圖式：

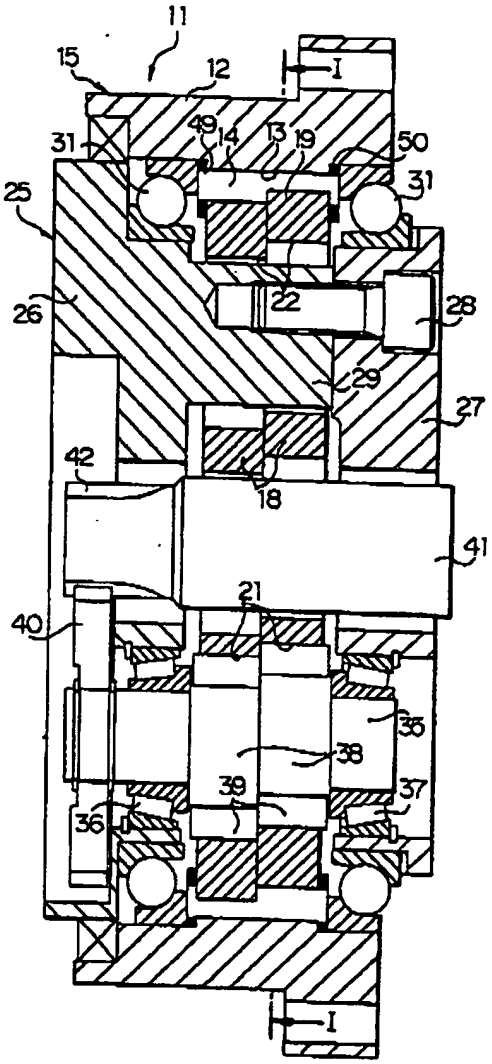
11
15
12
I
49
14
13
19
50
31
31
25
22
28
26
29
27
42
18
41
21
40
35
38
39
37
36
I

圖 1

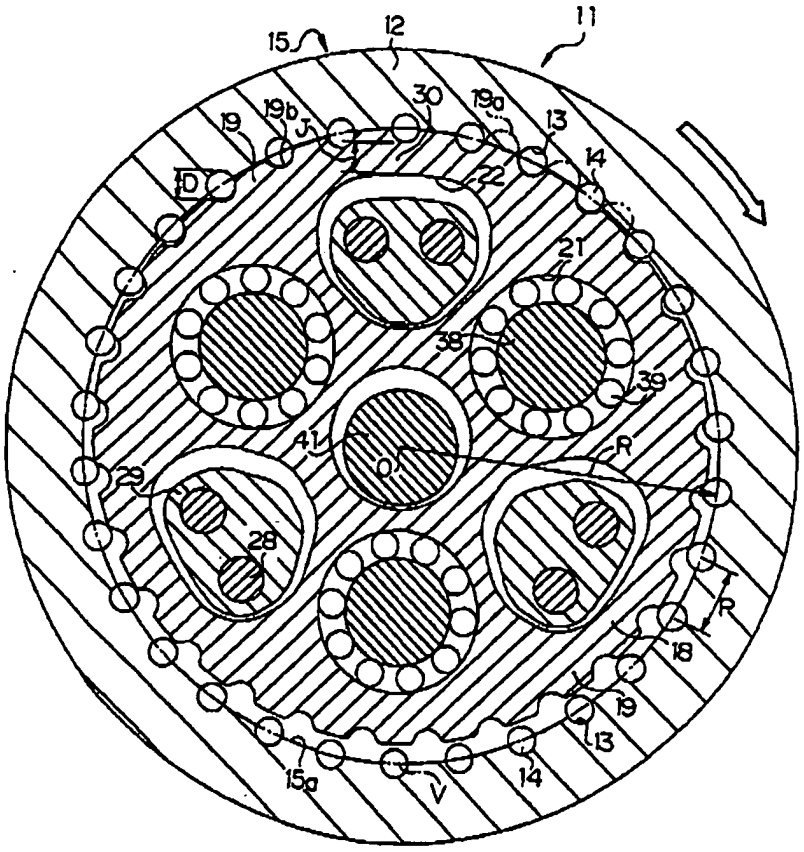

圖 2

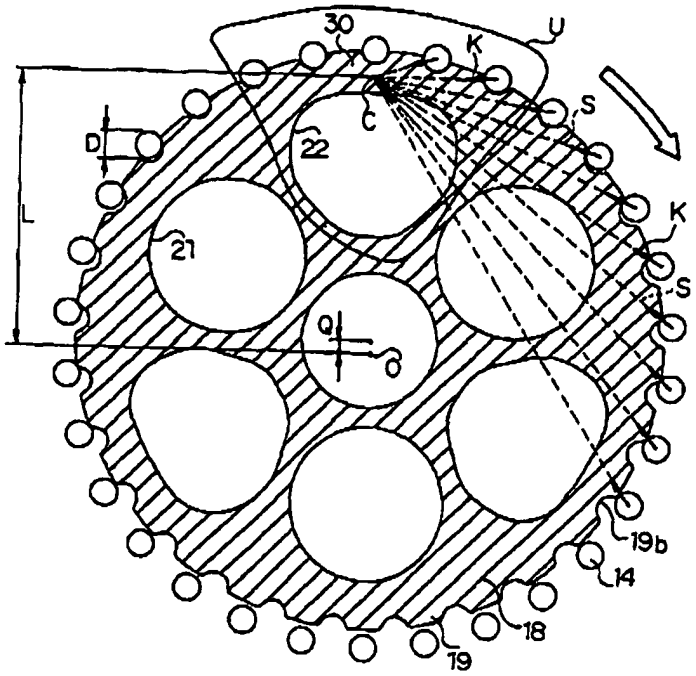

圖 3

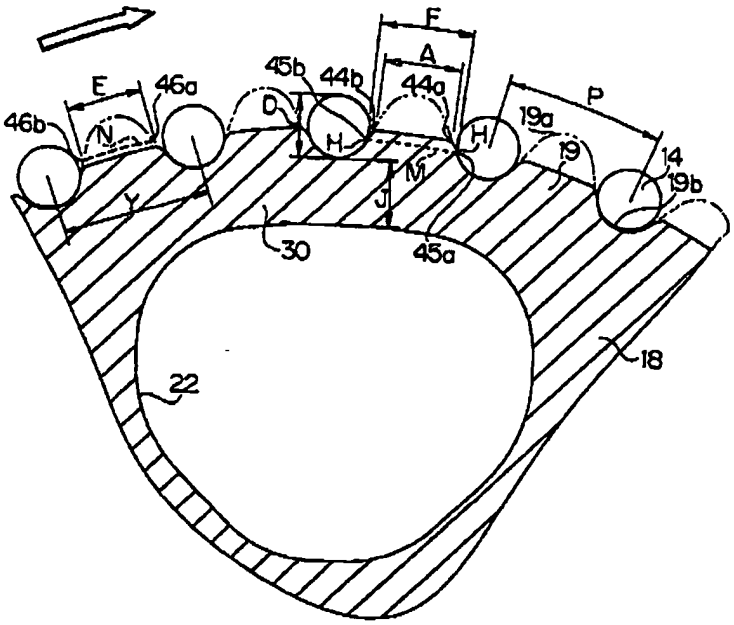

圖 4

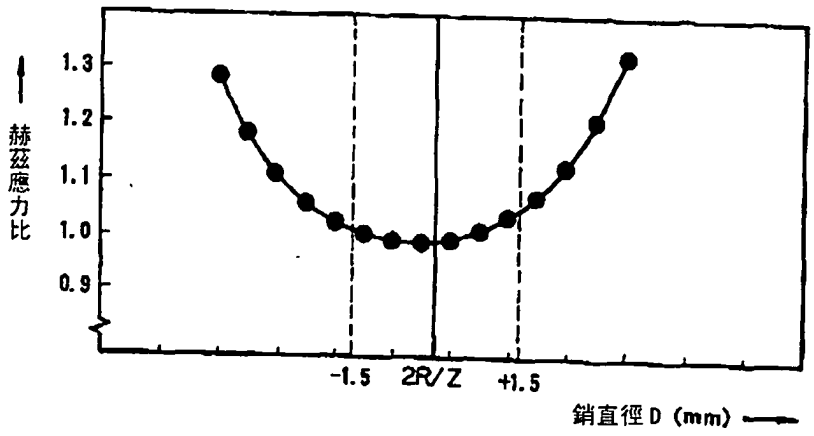

圖 5

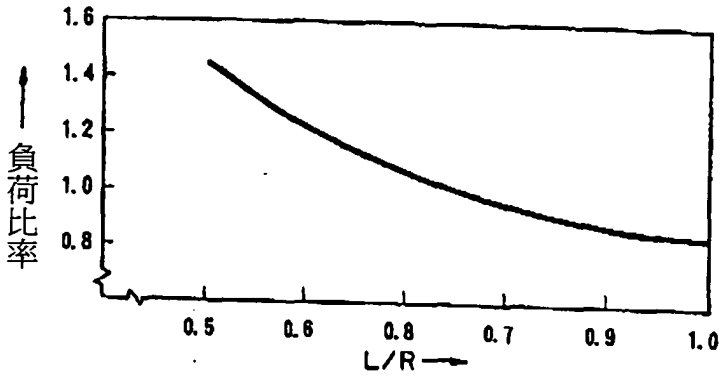

圖 6

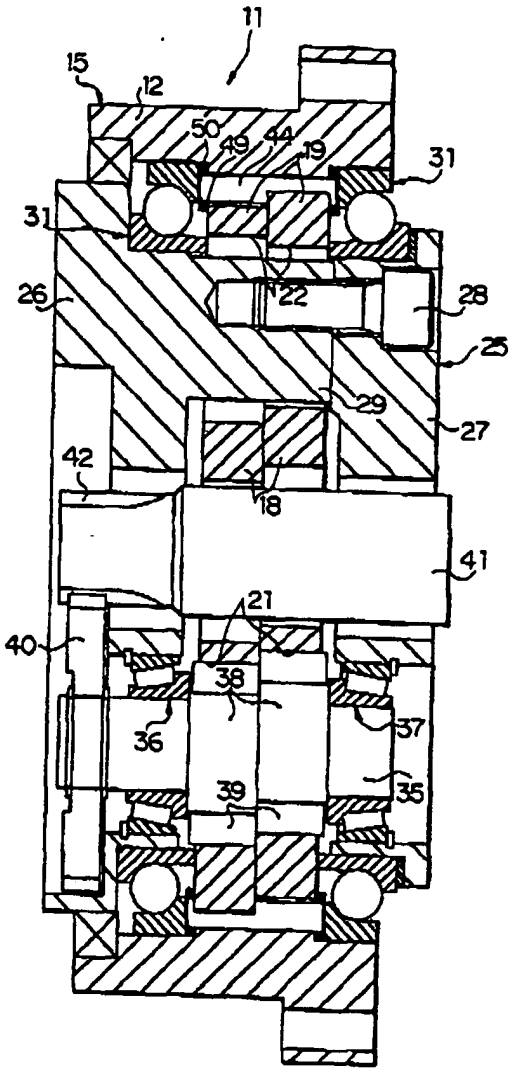
11
15
12
50
49
44
19
31
31
26
22
28
25
29
27
42
18
41
21
40
38
36
37
39
35

圖 7

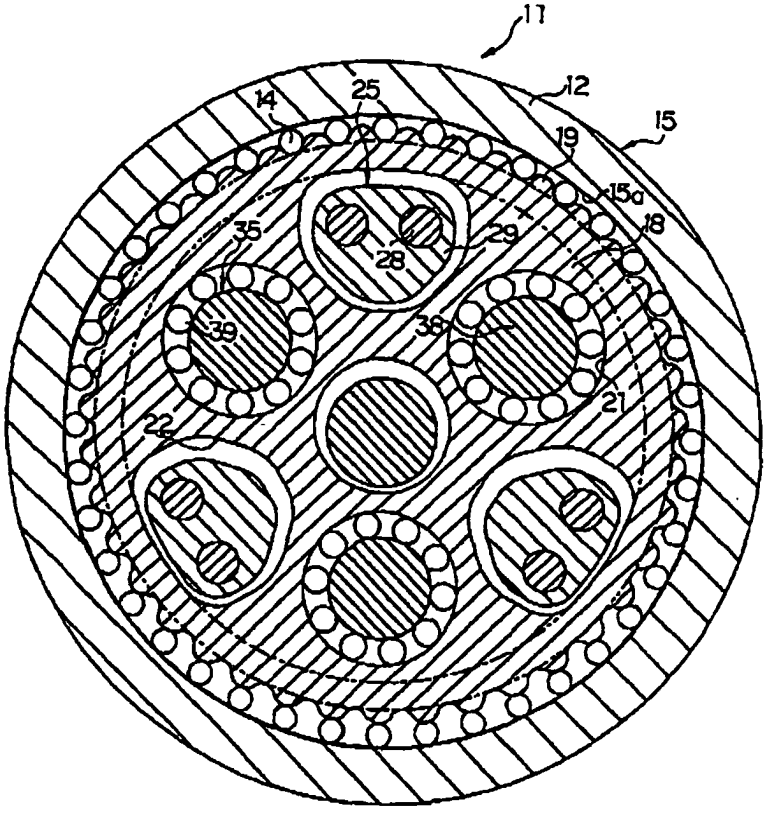

圖 8

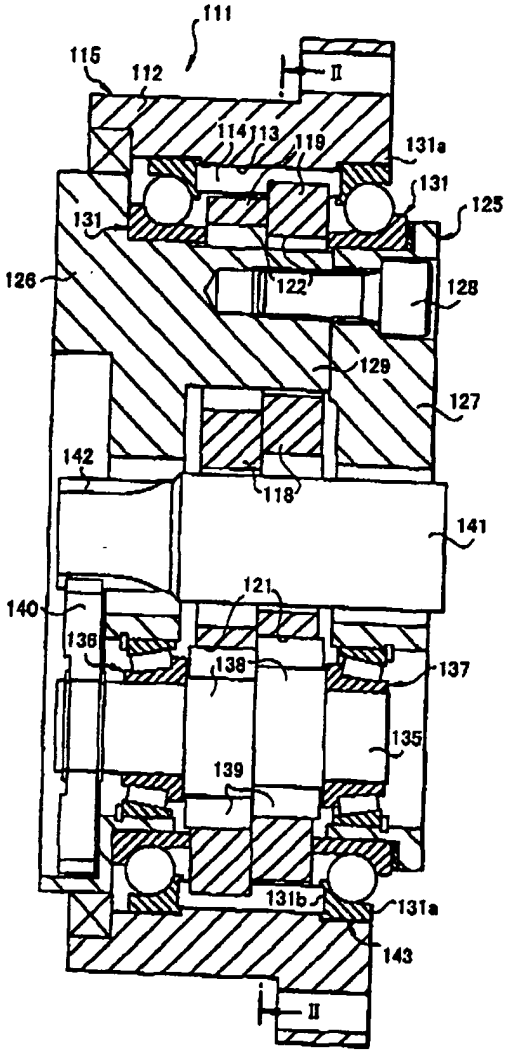
111
115
112
II
114
113
119
131a
131
125
131
126
122
128
129
127
142
118
141
121
140
136
138
137
135
139
131b
131a
143
II

圖 9

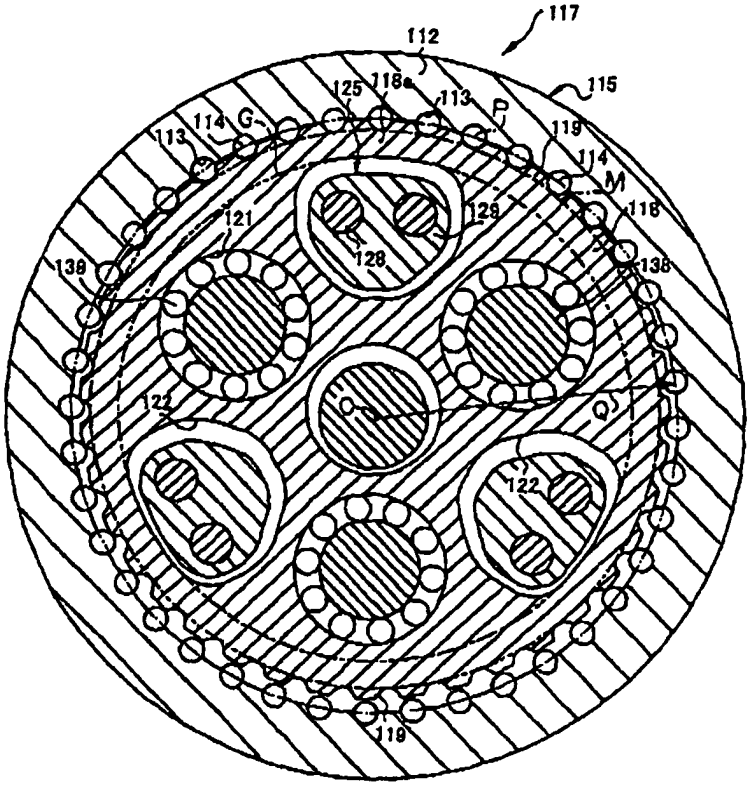
117
112
125
118a
113
P
115
113
114
G
119
114
M
116
121
129
128
138
138
122
Q
122
119

圖 10

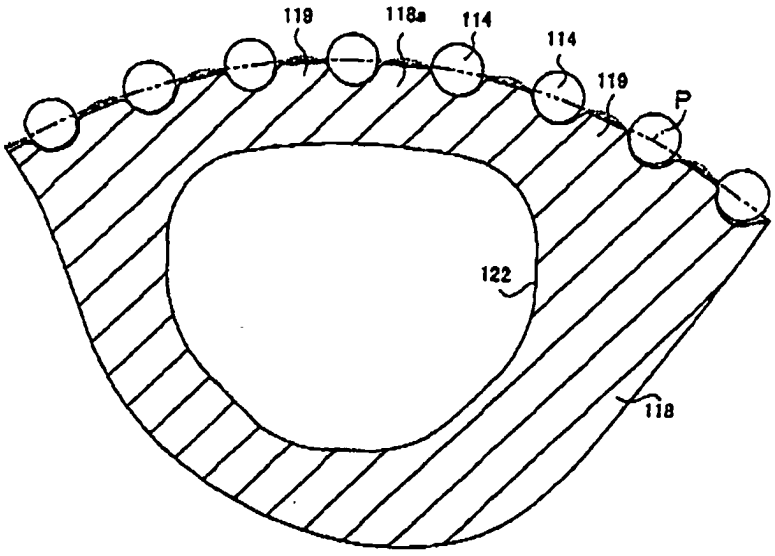

圖 11

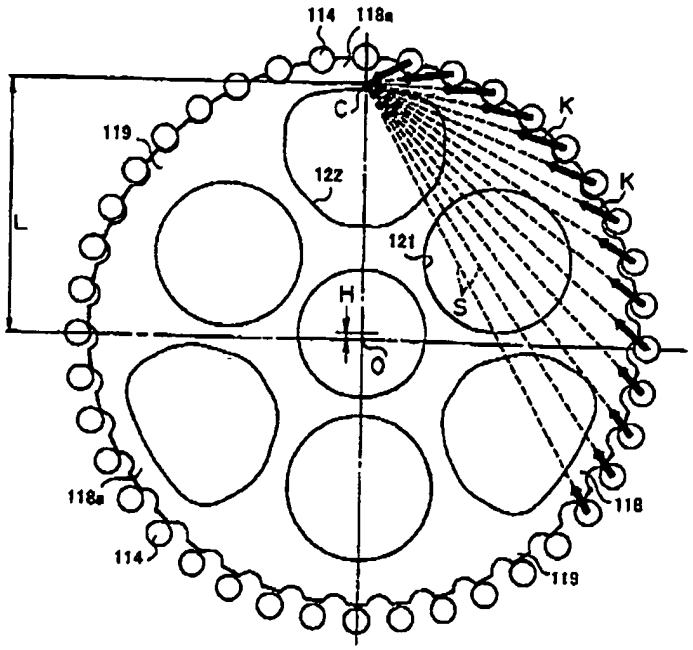

圖 12

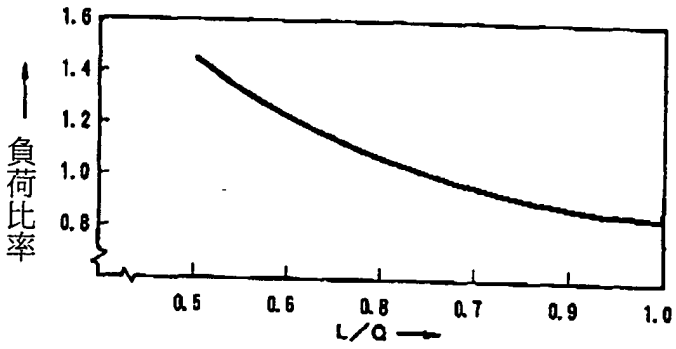

圖 13

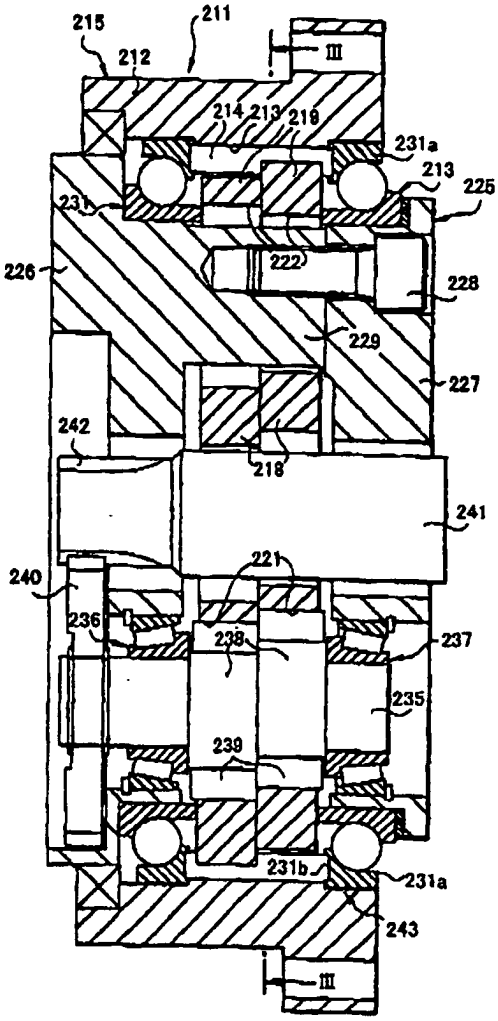
215
211
212
III
214
213
218
231a
213
225
231
222
226
228
229
227
242
218
241
221
240
236
238
237
235
239
231b
231a
243
III

圖 14

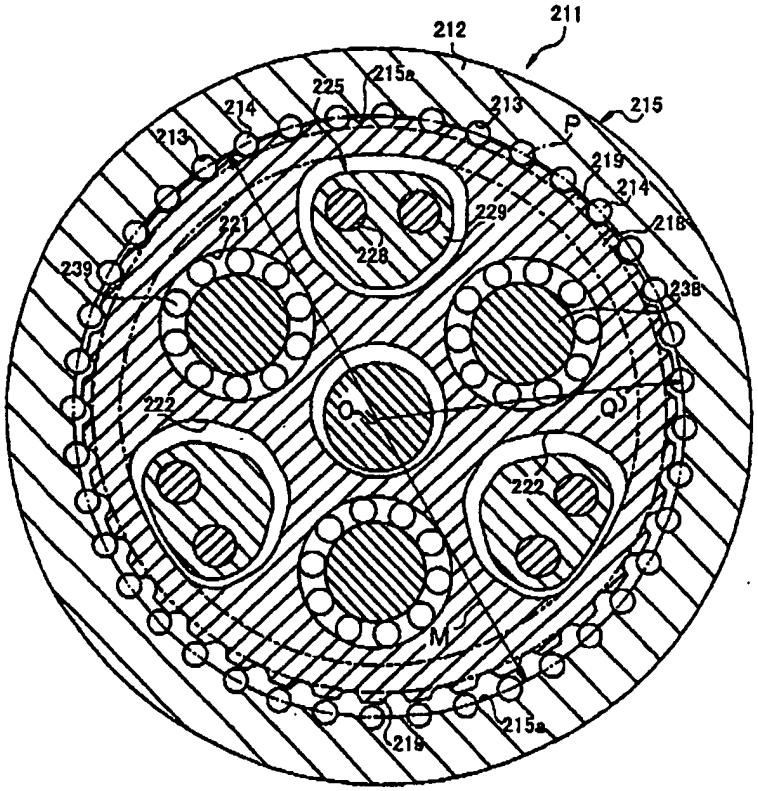
211
212
215
215a
225
214
213
213
P
219
214
218
229
221
228
239
238
222
O
Q
222
M
215a
219

圖 15

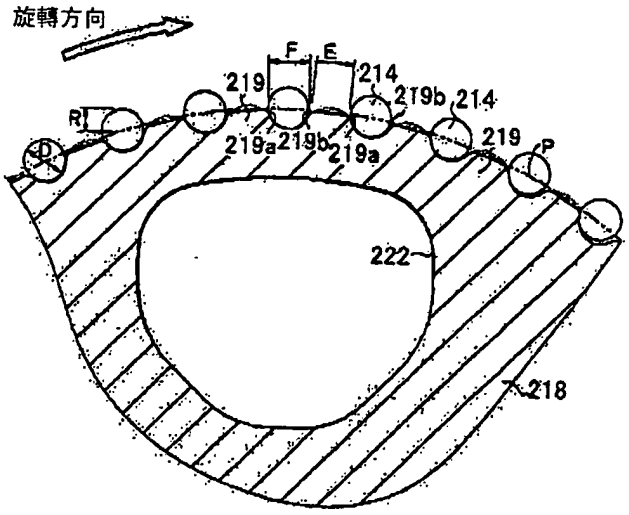

圖 16

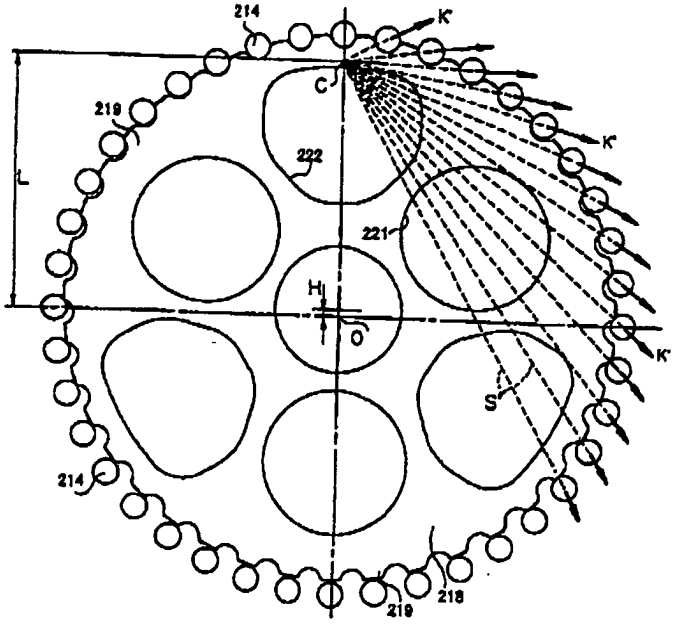

圖 17

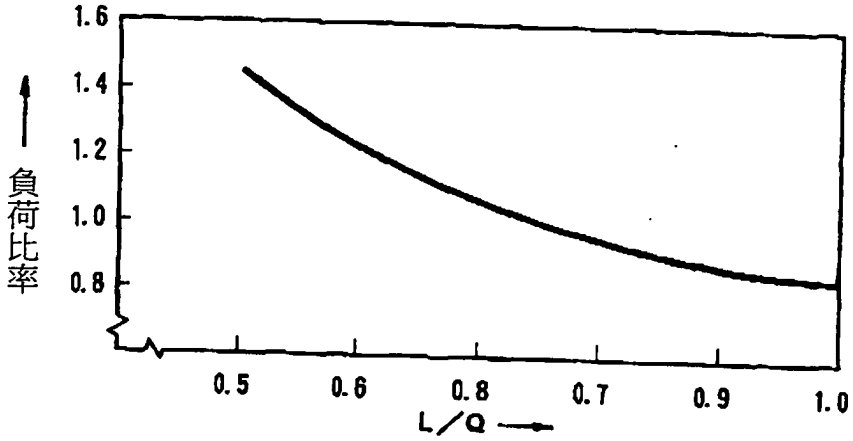
1.6
1.4
1.2
1.0
0.8
負荷比率
0.5
0.6
0.8
0.7
0.9
1.0
L/Q

圖 18

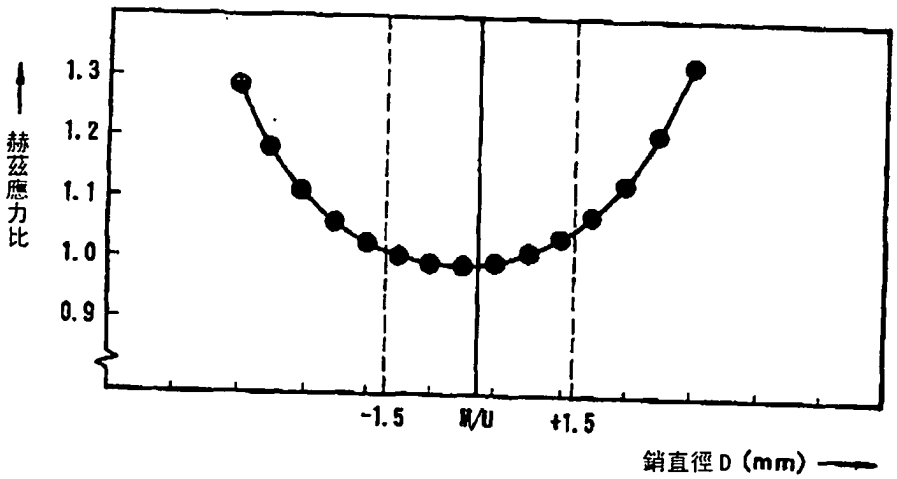
1.3
1.2
1.1
1.0
0.9
赫茲應力比
-1.5
N/U
+1.5
銷直徑 D (mm)

圖 19

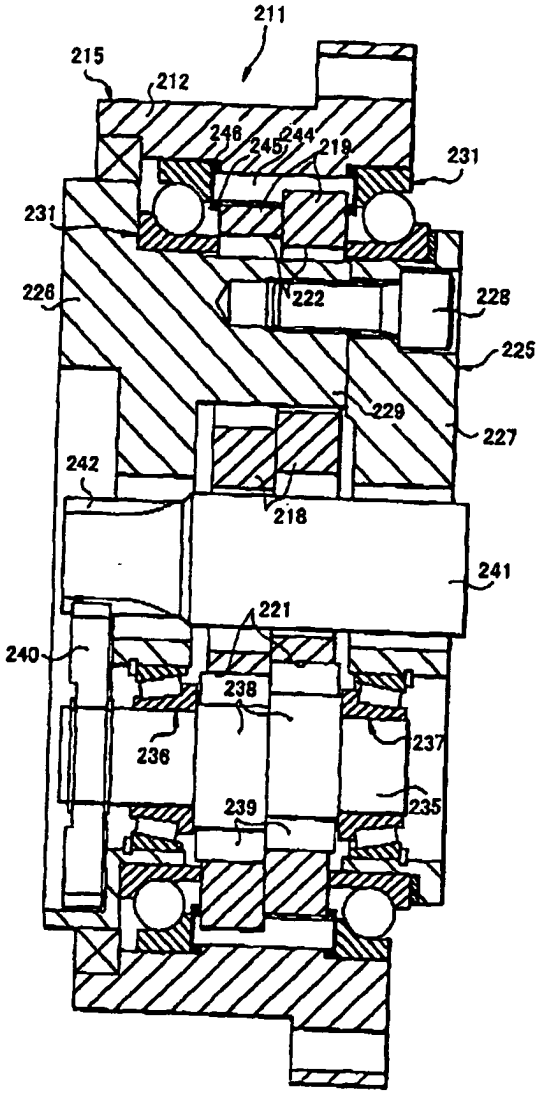
211
215
212
246
245
244
219
231
231
226
222
228
225
229
227
242
218
241
221
240
238
236
237
239
235

圖 20

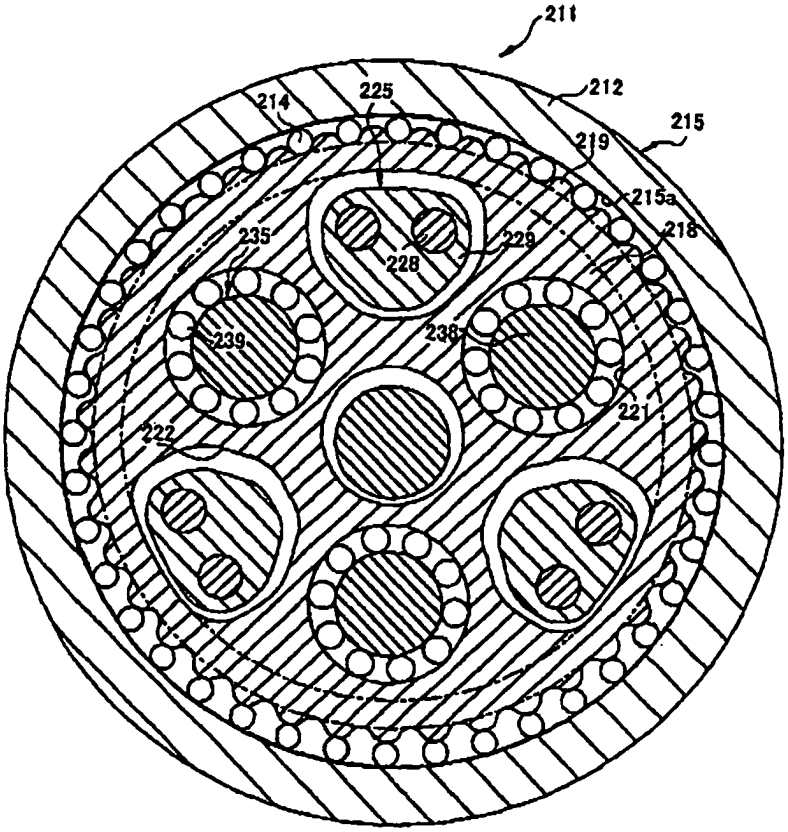

圖 21

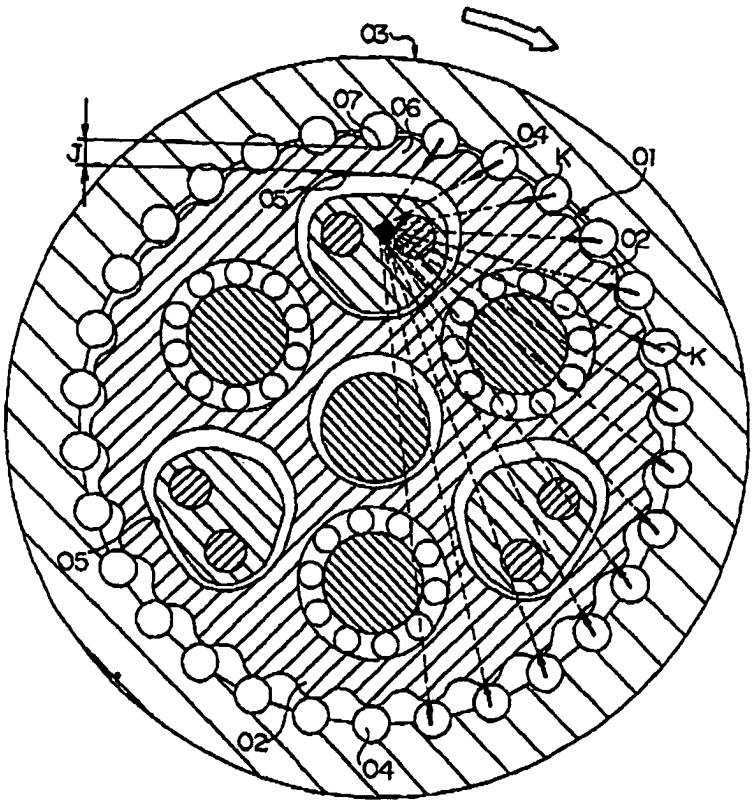

圖 22

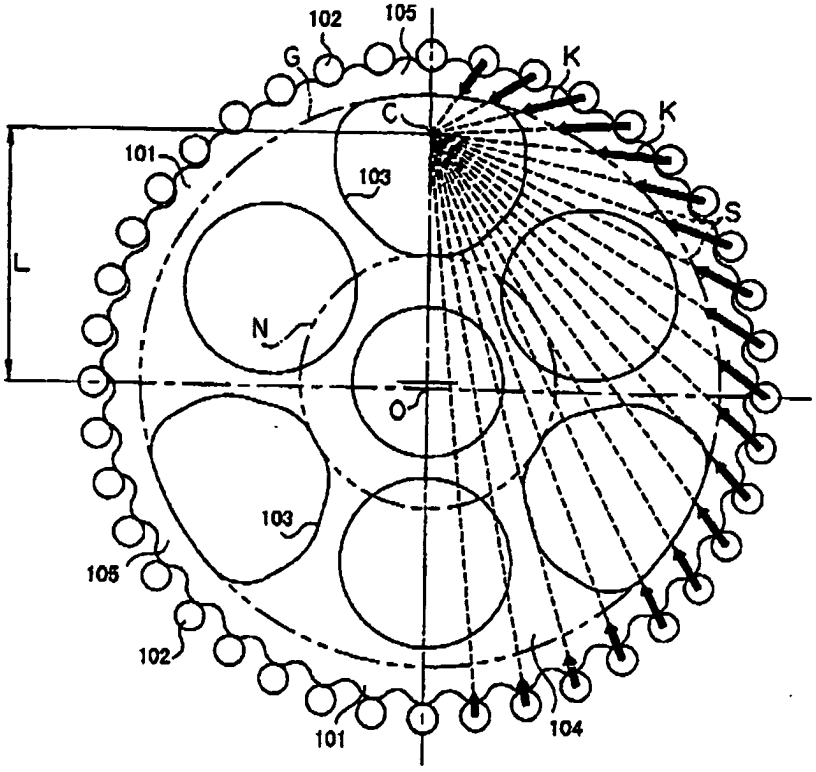

圖 23

七、指定代表圖：

(一)本案指定代表圖為：第(2)圖。

(二)本代表圖之元件符號簡單說明:

11	行星齒輪裝置
12	旋轉箱
13	銷溝
14	內齒(銷)
15	內齒齒輪
15a	內周
18	外齒齒輪
19	外齒
19a	齒尖
19b	齒底
21	曲軸孔
22	貫通孔
28	螺栓
29	柱部
30	橋部
38	偏心凸輪
39	針狀軸承
41	驅動馬達之輸出軸
D	直徑
J	橋部30之厚度
V	銷圓

O	內齒齒輪之中心
P	銷圓
R	銷之半徑

八、本案若有化學式時，請揭示最能顯示發明特徵的化學式：

(無)

99年11月24日修(更)正本

十、申請專利範圍：

1. 一種偏心擺動型行星齒輪裝置，其具備：內齒齒輪，其於內周以一定間距P設有以多個圓柱狀銷構成之內齒；外齒齒輪，其形成有至少一個曲軸孔及複數個貫通孔，外周上具有外齒，該外齒係由次擺線齒型構成，與上述內齒相咬合，並且齒數比該內齒少一個；曲軸，其插入各曲軸孔，藉由旋轉使外齒齒輪偏心擺動；及支持體，其可旋轉地支持上述曲軸，並且具有插入各貫通孔之複數個柱部；其特徵為：使以內齒之一定間距P除構成內齒之銷的直徑D的比率縮小至外齒齒尖於半徑方向外側超過內齒齒輪之內周，並且至少切除超出內齒齒輪內周之部位的外齒，以避免外齒與內齒齒輪內周之干擾。

2. 一種偏心擺動型行星齒輪裝置，其具備：內齒齒輪，其於內周以一定間距P設有以多個圓柱狀銷構成之內齒；外齒齒輪，其形成有至少一個曲軸孔及複數個貫通孔，外周上具有外齒，該外齒係由次擺線齒型構成，與上述內齒相咬合，並且齒數比該內齒少一個；曲軸，其插入各曲軸孔，藉由旋轉使外齒齒輪偏心擺動；及支持體，其可旋轉地支持上述曲軸，並且具有插入各貫通孔之複數個柱部；其特徵為：使以內齒之一定間距P除構成內齒之銷的直徑D的比率縮小至外齒齒尖於半徑方向外側超過內齒齒輪之內周，並且將鄰接之內齒間的內齒齒輪內周僅切除上述外齒超過內周之量以上的深度，以避免外齒與內齒齒輪內周之干擾。

3. 如請求項1之偏心擺動型行星齒輪裝置，其中假設以連結兩齒面之回折點H彼此的線M切除上述外齒後之外齒之旋轉方向前側邊緣與旋轉方向後側邊緣間的距離為F，並假設以齒尾部與齒根部之交界處N將上述外齒切除後的外齒之旋轉方向前側邊緣與旋轉方向後側邊緣間的距離為E時，自線M於半徑方向外側且自交界處N於半徑方向內側切除上述外齒，藉此使構成上述內齒之銷的直徑D成為自構成內齒之銷的中心間直線距離Y減去距離F之數值以上，自上述中心間直線距離Y減去距離E之數值以下。

4. 如請求項1或2之偏心擺動型行星齒輪裝置，其中假設通過所有構成上述內齒之銷中心的銷圓V之半徑為R，外齒齒輪之外齒齒數為Z時，使構成上述內齒之銷的直徑D在2R/Z±1.5 mm之範圍內。

5. 如請求項1或2之偏心擺動型行星齒輪裝置，其中假設通過所有構成上述內齒之銷中心的銷圓V之半徑為R，自上述內齒齒輪之中心O至集合點C為止之半徑方向距離為L時，使上述半徑方向距離L在上述半徑R之0.86～1.00倍之範圍內，該集合點C係由外齒對於對應之內齒所賦予之驅動分力之反作用力K的作用線S所重合之點。

6. 一種偏心擺動型行星齒輪裝置，其具備：內齒齒輪，其內周上設有以多個圓柱狀銷構成之內齒；外齒齒輪，其形成有至少一個曲軸孔及複數個貫通孔，外周具有多個外齒，該外齒係由次擺線齒型構成，與上述內齒相咬合；曲軸，其插入各曲軸孔，藉由旋轉使外齒齒輪偏心擺動；

及支持體，其可旋轉地支持上述曲軸，並具有插入各貫通孔之複數個柱部；其特徵為：使集合點C位於通過構成內齒之所有銷之中心的銷圓P與通過所有貫通孔之半徑方向外端的外端通過圓G之間，該集合點C係由各外齒對於對應之內齒所賦予之驅動分力之反作用力K的作用線S所重合之點。

7. 如請求項6之偏心擺動型行星齒輪裝置，其中使上述集合點C位於通過所有外齒齒底之齒底圓M與上述外端通過圓G之間。

8. 如請求項6或7之偏心擺動型行星齒輪裝置，其中上述外齒齒數僅比內齒齒數少一個。

9. 一種偏心擺動型行星齒輪裝置，其具備：內齒齒輪，其內周上設有以多個圓柱狀銷構成之內齒；外齒齒輪，其形成至少一個曲軸孔及複數個貫通孔，外周上具有外齒，該外齒係由次擺線齒型構成，與上述內齒相咬合，並且齒數比該內齒少一個；曲軸，其插入各曲軸孔，藉由旋轉使外齒齒輪偏心擺動；及支持體，其可旋轉地支持上述曲軸，並具有插入各貫通孔之複數個柱部；其特徵為：假設上述外齒齒輪對於內齒齒輪之偏心量為H，構成內齒之銷的半徑為R時，使上述偏心量H成為半徑R之0.5～1.0倍範圍內，並從齒尖將各外齒僅切除特定量，以避免外齒與內齒齒輪內周之干擾。

10. 一種偏心擺動型行星齒輪裝置，其具備：內齒齒輪，其內周上設有以多個圓柱狀銷構成之內齒；外齒齒輪，其

形成至少一個曲軸孔及複數個貫通孔，外周上具有外齒，該外齒係由次擺線齒型構成，與上述內齒相咬合，並且齒數比該內齒少一個；曲軸，其插入各曲軸孔，藉由旋轉使外齒齒輪偏心擺動；及支持體，其可旋轉地支持上述曲軸，並具有插入各貫通孔之複數個柱部；其特徵為：假設上述外齒齒輪對於內齒齒輪之偏心量為H，構成內齒之銷的半徑為R時，使上述偏心量H成為半徑R之0.5～1.0倍範圍內，並將鄰接之內齒間的內齒齒輪內周僅切除特定深度，以避免外齒與內齒齒輪內周之干擾。

11. 如請求項9或10之偏心擺動型行星齒輪裝置，其中假設通過所有構成上述內齒之銷中心的銷圓P之半徑為Q，自上述內齒齒輪之中心O至集合點C為止之半徑方向距離為L時，使上述半徑方向距離L在上述半徑Q之0.86～1.00倍之範圍內，該集合點C係由外齒對於對應之內齒所賦予之驅動分力K'的作用線S所重合之點。

12. 如請求項9或10之偏心擺動型行星齒輪裝置，其中假設上述切除後任一個外齒之旋轉方向前側邊緣與旋轉方向後側邊緣間的距離為E，且鄰接之兩個外齒之旋轉方向前側邊緣與旋轉方向後側邊緣間的距離為F時，上述距離E大於距離F。