

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4513158号
(P4513158)

(45) 発行日 平成22年7月28日(2010.7.28)

(24) 登録日 平成22年5月21日(2010.5.21)

(51) Int.Cl.

F 1

F 1 6 H 13/08 (2006.01)

F 1 6 H 13/08

F

請求項の数 2 (全 16 頁)

(21) 出願番号 特願2000-88171 (P2000-88171)
 (22) 出願日 平成12年3月28日(2000.3.28)
 (65) 公開番号 特開2001-271897 (P2001-271897A)
 (43) 公開日 平成13年10月5日(2001.10.5)
 審査請求日 平成18年12月21日(2006.12.21)

(73) 特許権者 000004204
 日本精工株式会社
 東京都品川区大崎1丁目6番3号
 (74) 代理人 100087457
 弁理士 小山 武男
 (74) 代理人 100056833
 弁理士 小山 欽造
 (72) 発明者 大滝 亮一
 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号
 日本精工株式会社内
 (72) 発明者 尾澤 敦
 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号
 日本精工株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 摩擦ローラ式変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ハウジングと、このハウジングに対し回転自在に設けられた第一の回転軸と、この第一の回転軸の端部にこの第一の回転軸と同心に且つ回転力の伝達自在に結合され、外周面を第一の円筒面とされた中心ローラと、内周面を第二の円筒面としてこの中心ローラの周囲に、この中心ローラに対する相対回転を自在に設けられた外輪と、この外輪と同心で一端部をこの外輪に回転力の伝達自在に結合されると共に上記ハウジングに対し回転自在に支持された第二の回転軸と、上記第一の円筒面と上記第二の円筒面との間の環状空間内に、上記中心ローラと平行に配置された複数本の枢軸と、これら各枢軸により回転自在に支持され、それぞれの外周面を第三の円筒面とされた複数個の中間ローラとを備え、上記中心ローラの中心と上記外輪の中心とを偏心させる事により、上記環状空間の幅寸法を円周方向に関して不同にし、上記複数個の中間ローラのうちの少なくとも1個の中間ローラを、少なくとも上記環状空間の円周方向に変位自在に支持してウェッジローラとすると共に、残りの中間ローラをガイドローラとする事により、上記中心ローラ及び外輪が所定方向に回転した場合に、上記ウェッジローラとなる中間ローラを、上記環状空間の幅の狭い部分に向け移動自在とした摩擦ローラ式変速機に於いて、上記中心ローラと上記外輪との両方の部材を、それぞれラジアル方向の変位を自在とした事を特徴とする摩擦ローラ式変速機。

【請求項 2】

中心ローラと第一の回転軸とを別体とし、これら中心ローラと第一の回転軸とをラジア

ル方向の相対変位自在且つトルク伝達自在に連結すると共に、外輪と第二の回転軸とを別体とし、これら外輪と第二の回転軸とをラジアル方向の相対変位自在且つトルク伝達自在に連結した、請求項 1 に記載した摩擦ローラ式変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、各種機械装置に組み込んで、減速或は増速しつつ回転運動を伝達する摩擦ローラ式変速機の改良に関し、構成各部材の製作誤差や組み付け誤差、更には構成各部材の弾性変形等に基づくずれに拘らず、高い伝達効率を維持できる構造を実現するものである。

10

【0002】

【従来の技術】

摩擦ローラ式変速機は、遊星歯車式等の歯車式変速機に比べて、高速で運転した場合にも発生する騒音が小さい。この為、例えば摩擦ローラ式変速機を電動モータの出力部に組み付けて減速機として使用し、この電動モータの回転運動を減速すると共にトルクを増大させる構造が、例えば特開平 8 - 210455 号公報に記載されている。この公報等に記載された一般的な摩擦ローラ式変速機は、各ローラの周面同士の当接圧を、伝達すべきトルクの変動に拘らず、常に一定のままに保持している。この為、伝達効率が必ずしも良好とは言えない。良好な伝達効率を確保する為には、伝達すべきトルクが小さい場合には上記当接圧を低くし、反対に伝達すべきトルクが大きい場合には上記当接圧を高くする事が考

20

【0003】

この様に、伝達すべきトルクの大きさに応じて、各ローラの周面同士の当接圧を変化させる構造として、米国特許第 4709589 号明細書には、図 6 ~ 8 に示す様な摩擦ローラ式変速機が記載されている。この従来の摩擦変速機は、有底円筒状の本体 1 とこの本体 1 の基端開口部を塞ぐ蓋体 2 とから成る固定のハウジング 3 内に中心ローラ 4 の内半部（図 6 の右半部）を、上記蓋体 2 の略中央部に形成した通孔 5 を通じて挿入している。尚、この通孔 5 は、上記蓋体 2 の中心から、少しだけ外れた位置に設けている。又、上記中心ローラ 4 の外半部（図 6 の左半部）で上記蓋体 2 から突出した部分には、第一の回転軸である入力軸 6 の端部を結合固定している。

30

【0004】

又、上記ハウジング 3 の内側で上記中心ローラ 4 の周囲部分には、3 本の枢軸 7 a、7 b、7 c を、それぞれこの中心ローラ 4 と平行に配置している。即ち、これら各枢軸 7 a、7 b、7 c の一端部（図 6 の左端部）を上記蓋体 2 に支持すると共に、他端部（図 6 の右端部）を連結板 8 に支持している。尚、これら 3 本の枢軸 7 a、7 b、7 c のうち、図 7 ~ 8 の上部中央に位置する 1 本の枢軸 7 a は、その両端部を上記蓋体 2 及び連結板 8 に形成した嵌合孔に圧入固定している。従って、この枢軸 7 a が、上記ハウジング 3 内で円周方向或は直径方向に変位する事はない。

【0005】

これに対して、図 7 ~ 8 の下部左右両側に位置する残り 2 本の枢軸 7 b、7 c は、両端部を上記蓋体 2 及び連結板 8 に対し、上記ハウジング 3 の円周方向及び直径方向に互る若干の変位自在に支持している。この為に、上記蓋体 2 及び連結板 8 の一部で上記枢軸 7 b、7 c の両端部に整合する部分には、図 8 に示す様に、上記両枢軸 7 b、7 c の外径よりも大きな内径を有する支持孔 9、9 を形成し、これら各支持孔 9、9 に、上記両枢軸 7 b、7 c の両端部を緩く係合させている。そして、これら各枢軸 7 a、7 b、7 c の中間部周囲に、それぞれが中間ローラであるガイドローラ 10 及びウェッジローラ 11 a、11 b を、それぞれラジアルニードル軸受 12 により、回転自在に支持している。尚、上記連結板 8 は、上記蓋体 2 の内面（上記ガイドローラ 10 及びウェッジローラ 11 a、11 b を設置した空間側の面で、図 6 の右面）の一部で、上記ガイドローラ 10 及びウェッジローラ 11 a、11 b から外れた位置に突設した突部 13、13 に突き当て、連結ボルト 14

40

50

、 14 により、上記蓋体 2 に連結固定している。

【0006】

又、上記ハウジング 3 の内側で上記ガイドローラ 10 及びウェッジローラ 11a、11b を囲む部分には、円環状の外輪 15 を、回転自在に設けている。この外輪 15 の内周面中央部は直径方向内方に突出させる事により、土手状の凸部 16 とし、この凸部 16 の内周面を第二の円筒面 17 としている。そして、この第二の円筒面 17 と、上記ガイドローラ 10 及びウェッジローラ 11a、11b の外周面である第三の円筒面 18、18 とを当接自在としている。又、上記外輪 15 には、結合ブラケット 19 の外径側端部を外嵌固定し、この結合ブラケット 19 の中心部に、第二の回転軸である出力軸 20 の内端部（図 6 の左端部）を結合固定している。この出力軸 20 は、前記ハウジング 3 を構成する本体 1 の中央部に形成した第二の通孔 21 を回転自在に挿通して、このハウジング 3 外に突出させている。

10

【0007】

上記ガイドローラ 10 及びウェッジローラ 11a、11b の外周面である、上記各第三の円筒面 18、18 は、それぞれ前記中心ローラ 4 の外周面に設けた第一の円筒面 22 と、上記外輪 15 の内周面に設けた上記第二の円筒面 17 とに当接させている。上記中心ローラ 4 の中心と上記出力軸 20 及び外輪 15 の中心とは互いに偏心している。即ち、前述の様に、上記中心ローラ 4 を挿通する通孔 5 は、上記ハウジング 3 の中心から少しだけ外れた位置に設けているのに対して、上記出力軸 20 を挿通する第二の通孔 21 は、上記ハウジング 3 の中心に設けている。又、この第二の通孔 21 の内側に回転自在に支持した出力軸 20 と外輪 15 とは、互いに同心である。従って、上記中心ローラ 4 と上記外輪 15 及び出力軸 20 とは、上記通孔 5 のハウジング 3 の中心からのずれ量（図 6 参照）分だけ、互いに偏心している。そして、上記中心ローラ 4 の外周面に設けた上記第一の円筒面 22 と上記外輪 15 に設けた上記第二の円筒面 17 との間に存在して上記ガイドローラ 10 及びウェッジローラ 11a、11b が設けられた環状空間 23 の幅寸法が、この分の偏心量に見合う分だけ、円周方向に関して不同になっている。

20

【0008】

この様に、上記環状空間 23 の幅寸法を円周方向に関して不同にした分、上記ガイドローラ 10 及びウェッジローラ 11a、11b の外径を異ならせている。即ち、上記外輪 15 に対し中心ローラ 4 が偏心している側（図 6～8 の下側）に位置するウェッジローラ 11a、11b の径を、互いに同じとすると共に比較的小径にしている。これに対し、上記外輪 15 に対し中心ローラ 4 が偏心しているのと反対側（図 6～8 の上側）に位置するガイドローラ 10 の径を、上記両ウェッジローラ 11a、11b よりも大きくしている。そして、これら 3 個の、それぞれが中間ローラであるガイドローラ 10 及びウェッジローラ 11a、11b の外周面である第三の円筒面 18、18 を、上記第一、第二の円筒面 22、17 に当接させている。

30

【0009】

尚、それぞれが中間ローラである、上記 1 個のガイドローラ 10 及び 2 個のウェッジローラ 11a、11b のうち、ガイドローラ 10 を支持した枢軸 7a は、前述の様に、上記ハウジング 3 内に固定している。これに対して、ウェッジローラ 11a、11b を支持した枢軸 7b、7c は、やはり前述した様に上記ハウジング 3 内に、円周方向及び直径方向に互る若干の変位を自在に支持している。従って、上記ウェッジローラ 11a、11b も、上記ハウジング 3 内で円周方向及び直径方向に互り若干の変位自在である。そして、前記蓋体 2 のシリンダ孔 24、24 内に装着した圧縮コイルばね 25、25 等の弾性材により、上記各ウェッジローラ 11a、11b を支持した枢軸 7b、7c を、これら各枢軸 7b、7c に回転自在に支持したウェッジローラ 11a、11b を前記環状空間 23 の幅の狭い部分に向け移動させるべく、弾性的に軽く押圧している。

40

【0010】

上述の様に構成される従来構造の摩擦ローラ式変速機の場合、入力軸 6 に結合した中心ローラ 4 の回転は、この中心ローラ 4 の外周面である第一の円筒面 22 と、ガイドローラ 1

50

0 及びウェッジローラ 11 a、11 b の外周面である第三の円筒面 18、18 との当接部である、各内径側当接部 26、26 を介して、これらガイドローラ 10 及びウェッジローラ 11 a、11 b に伝わる。更に、これらガイドローラ 10 及びウェッジローラ 11 a、11 b の回転は、上記各第三の円筒面 18、18 と前記外輪 15 の内周面に設けた第二の円筒面 17 との当接部である、各外径側当接部 27、27 を介して、この外輪 15 に伝わる。そして、この外輪 15 に結合固定した前記出力軸 20 が回転する。

【0011】

上記中心ローラ 4 が図 7 ~ 8 の時計方向（又は反時計方向）に、外輪 15 が同じく反時計方向（又は時計方向）に、それぞれ回転すると、図 7 ~ 8 の右側の枢軸 7 b（又は左側の枢軸 7 c）に回転自在に支持したウェッジローラ 11 a（又は 11 b）が、上記第一、第二の円筒面 22、17 同士の間には存在する環状空間 23 内で、この環状空間 23 の幅の狭い部分（図 7 ~ 8 の下側中央部分）に向け移動する。この結果、上記枢軸 7 b（又は 7 c）に回転自在に支持したウェッジローラ 11 a（又は 11 b）の外周面である第三の円筒面 18 が、上記第一の円筒面 22 と第二の円筒面 17 とを強く押圧する。そして、当該ウェッジローラ 11 a（又は 11 b）に関する第三の円筒面 18 と上記第一の円筒面 22 との当接部である内径側当接部 26、及び、当該ウェッジローラ 11 a（又は 11 b）に関する第三の円筒面 18 と上記第二の円筒面 17 との当接部である外径側当接部 27 の当接圧が高くなる。

【0012】

上記 1 個のウェッジローラ 11 a（又は 11 b）に関する内径側、外径側両当接部 26、27 の当接圧が高くなると、上記中心ローラ 4 と外輪 15 とのうちの少なくとも一方の部材が、組み付け隙間、或は弾性変形等に基づき、それぞれの直径方向に互に僅かに変位する。この結果、残り 2 個の中間ローラである、ガイドローラ 10 及びウェッジローラ 11 b（又は 11 a）の外周面である第三の円筒面 18、18 と上記中心ローラ 4 の外周面である第一の円筒面 22 との当接部である 2 個所の内径側当接部 26、26、及びこれらウェッジローラ 11 b（又は 11 a）及びガイドローラ 10 の外周面である第三の円筒面 18、18 と上記外輪 15 の内周面である第二の円筒面 17 との当接部である 2 個所の外径側当接部 27、27 の当接圧が高くなる。

【0013】

上記 1 本の枢軸 7 b（又は 7 c）に回転自在に支持したウェッジローラ 11 a（又は 11 b）を、上記環状空間 23 内でこの環状空間 23 の幅の狭い部分に向け移動させようとする力は、上記中心ローラ 4 から上記外輪 15 に伝達するトルクの大きさに応じて変化する。即ち、上記中心ローラ 4 の駆動トルクが大きくなる程、上記ウェッジローラ 11 a（又は 11 b）を上記環状空間 23 の幅の狭い部分に向け移動させようとする力が大きくなる。そして、この力が大きくなる程、上記各内径側、外径側両当接部 26、27 の当接圧が大きくなる。逆に言えば、上記駆動トルクが小さい場合には、これら各内径側、外径側両当接部 26、27 の当接圧が小さい。

【0014】

尚、上述した従来構造は、3 個の中間ローラのうち、1 個の中間ローラのみをガイドローラ 10 とし、残り 2 個の中間ローラをウェッジローラ 11 a、11 b としている。これに対して、3 個の中間ローラのうちの 2 個の中間ローラをガイドローラとし、残り 1 個の中間ローラのみをウェッジローラとする構造も、従来から知られている。このような構造を有する摩擦ローラ式変速機の場合には、一方向の回転力のみを伝達可能であり、逆方向の回転力に対しては内部で滑りが発生して、この回転力を伝達しない。言い換えれば、回転力の伝達を一方向のみ行なう、クラッチ機能を備える。

【0015】

【発明が解決しようとする課題】

上述の様に構成され作用する、ウェッジローラを組み込んだ摩擦ローラ式変速機による伝達効率を確保する為には、各中間ローラのうち、ガイドローラとなる中間ローラの加工精度及び組み付け精度を確保しなければならない。この理由は、次の通りである。

【 0 0 1 6 】

上記ガイドローラとなる中間ローラは、枢軸により回転自在に支持されたのみで、ラジアル方向に変位する事は殆どない（軸受の内部隙間分のみ変位自在である）。従って、上記ガイドローラとなる中間ローラの外径や取付位置が設計値或は設計位置からずれた場合には、この中間ローラの外周面である第三の円筒面と、中心ローラの外周面である第一の円筒面及び外輪の内周面である第二の円筒面との接触部の接触面圧が、設計値からずれてしまう。この様な接触面圧のずれは、構成各部の弾性変形や外輪の熱膨張によっても生じる。何れにしても、接触面圧が設計値からずれた場合には、当該接触部でのトルクの伝達効率が悪化する。特に、3個の中間ローラのうちの2個の中間ローラをガイドローラとし、残り1個の中間ローラのみをウェッジローラとして、一方向クラッチの機能を持たせた構造の場合に、上記外径や取付位置のずれが伝達効率の低下に及ぼす影響が大きくなる（少しのずれで伝達効率が大きく低下する）。

10

【 0 0 1 7 】

この為、設計値通りに十分に高い伝達効率を得る為には、上記ガイドローラとなる中間ローラの外径や取付位置の精度を厳密に規制する必要がある。この様に中間ローラの外径や取付位置の精度を厳密に規制する事は、コスト増大に結びつく。更に、構成各部の弾性変形や外輪の熱膨張によるずれをなくす事は事実上不可能である為、改良が望まれている。本発明の摩擦ローラ式変速機は、この様な事情に鑑みて、構成各部材の製作誤差や組み付け誤差、更には構成各部材の弾性変形や外輪の熱膨張に拘らず、高い伝達効率を維持できる構造を実現すべく発明したものである。

20

【 0 0 1 8 】

【課題を解決するための手段】

本発明の摩擦ローラ式変速機は、前述した従来から知られている摩擦ローラ式変速機と同様に、ハウジングと、このハウジングに対し回転自在に設けられた第一の回転軸と、この第一の回転軸の端部にこの第一の回転軸と同心に且つ回転力の伝達自在に結合され、外周面を第一の円筒面とされた中心ローラと、内周面を第二の円筒面としてこの中心ローラの周囲に、この中心ローラに対する相対回転を自在に設けられた外輪と、この外輪と同心で一端部をこの外輪に回転力の伝達自在に結合されると共に上記ハウジングに対し回転自在に支持された第二の回転軸と、上記第一の円筒面と上記第二の円筒面との間の環状空間内に、上記中心ローラと平行に配置された複数本の枢軸と、これら各枢軸により回転自在に支持され、それぞれの外周面を第三の円筒面とされた複数個の中間ローラとを備える。そして、上記中心ローラの中心と上記外輪の中心とを偏心させる事により、上記環状空間の幅寸法を円周方向に関して不同にし、上記複数個の中間ローラのうちの少なくとも1個の中間ローラを、少なくとも上記環状空間の円周方向に変位自在に支持してウェッジローラとする共に、残りの中間ローラをガイドローラとする事により、上記中心ローラ及び外輪が所定方向に回転した場合に、上記ウェッジローラとなる中間ローラを、上記環状空間の幅の狭い部分に向け移動自在としている。

30

特に、本発明の摩擦ローラ式変速機に於いては、上記中心ローラと上記外輪との両方の部材を、それぞれラジアル方向の変位を自在としている。

この為に、例えば、上記中心ローラと上記第一の回転軸とを別体とし、これら中心ローラと第一の回転軸とをラジアル方向の相対変位自在且つトルク伝達自在に連結する。これと共に、上記外輪と上記第二の回転軸とを別体とし、これら外輪と第二の回転軸とをラジアル方向の相対変位自在且つトルク伝達自在に連結する。

40

【 0 0 1 9 】

【作用】

上述の様に構成する本発明の摩擦ローラ式変速機の場合には、ガイドローラとなる中間ローラの外径や取付位置がずれた場合でも、この中間ローラの外周面である第三の円筒面と、中心ローラの外周面である第一の円筒面及び外輪の内周面である第二の円筒面との接触部の接触面圧を、設計値通りに規制できる。即ち、上記中間ローラの外径や取付位置がずれた場合には、ウェッジローラとなる中間ローラが環状空間の幅寸法が狭い部分に変位

50

するのに伴って、中心ローラと外輪との両方の部材がラジアル方向に変位する。そして、上記ガイドローラとなる中間ローラ及び上記ウェッジローラとなる中間ローラの外周面である、上記各第三の円筒面と、上記中心ローラの外周面である第一の円筒面及び上記外輪の内周面である第二の円筒面との接触部の接触面圧を設計値通りにして、高い伝達効率を得られる。

【 0 0 2 0 】

【 発明の実施の形態 】

図 1 ~ 5 は、本発明の実施の形態の 1 例を示している。尚、図示の例では、本発明の効果が顕著に現れる、3 個の中間ローラのうちの 2 個の中間ローラをガイドローラ 1 0 a、1 0 b とし、残り 1 個の中間ローラのみをウェッジローラ 1 1 として、摩擦ローラ式変速機に一方方向クラッチの機能を持たせた構造に、本発明を適用した場合に就いて示している。

【 0 0 2 1 】

本発明の摩擦ローラ式変速機も、前述した従来構造の場合と同様に、鋼或はアルミニウム合金製で有底円筒状の本体 1 a と、この本体 1 a の基端開口部を塞ぐ、鋼製の蓋体 2 a とから成る、固定のハウジング 3 a を有する。そして、このハウジング 3 a 内に中心ローラ 4 a の内半部（図 1 の左半部）を、上記蓋体 2 a の略中央部に形成した通孔 5 a を通じて挿入している。尚、この通孔 5 a は、上記蓋体 2 a の中心から、少しだけ外れた位置に設けている。又、上記中心ローラ 4 a の外端部（図 1 の右端部）には、第一の回転軸である、図示しない電動モータの駆動軸 3 0 の端部を結合固定している。

【 0 0 2 2 】

特に、本発明の場合には、上記中心ローラ 4 a を、上記駆動軸 3 0 により回転駆動自在としつつ、ラジアル方向（中心ローラ 4 a 自身の直径方向）に互る若干の変位自在に設けている。この為に本例の場合には、上記通孔 5 a の内径を上記中心ローラ 4 a の外径よりも大きくして、この中心ローラ 4 a がこの通孔 5 a の内側でラジアル方向に変位できる様にしている。又、この中心ローラ 4 a の基端面（図 1 の右端面）に係合凹溝 3 1 を、直径方向に互って形成すると共に、上記駆動軸 3 0 の先端面（図 1 の左端面）に係合突部 3 2 を、直径方向に互って形成している。そして、この係合突部 3 2 と上記係合凹溝 3 1 とを、緩く係合させている。この為に、この係合凹溝 3 1 の幅は、この係合突部 3 2 の幅よりも少しだけ大きくしている。従って、上記中心ローラ 4 a と上記駆動軸 3 0 とは、回転力の伝達を自在に、且つ、ラジアル方向に関する相対変位自在に結合されている。尚、この様に中心ローラ 4 a と駆動軸 3 0 とを回転力の伝達を自在に、且つ、ラジアル方向に関する相対変位自在に結合する為の構造は、図示の様なものに限らず、緩いスプライン係合、或は緩いキー係合でも良い。

【 0 0 2 3 】

又、上記中心ローラ 4 a の先端面中心部には鋼球 3 3 を圧入固定し、この鋼球 3 3 を、後述する連結板 8 a の片面（図 1 の右面）中心部に突き当てて、ピボット軸受を構成している。このピボット軸受は、上記中心ローラ 4 a の回転を自在としつつ、この中心ローラ 4 a の軸方向に関する位置決めを図る為に設けている。尚、本例の場合には、上記中心ローラ 4 a の外周面と上記通孔 5 a の内周面との間に隙間が存在する。そこで、この様な隙間を通じて、前記ハウジング 3 a 内に異物が入り込むのを防止する為に、図示しない電動モータのケーシングと前記蓋体 2 a との間にシール材を設ける。或は、上記中心ローラ 4 a の外周面と上記通孔 5 a の内周面との間に、弾性変形自在な O リング等のシールリングを設けて、上記隙間そのものを塞いでも良い。

【 0 0 2 4 】

又、前記ハウジング 3 a の内側で上記中心ローラ 4 a の周囲部分には、3 本の枢軸 7 a、7 b、7 c を、それぞれこの中心ローラ 4 a と平行に配置している。即ち、これら各枢軸 7 a、7 b、7 c の一端部（図 1 の右端部）を上記蓋体 2 a に支持すると共に、他端部（図 1 の左端部）を連結板 8 a に支持している。尚、この連結板 8 a は、前述の図 6 ~ 8 に示した従来構造の様な円輪状ではなく、円板状に形成している。この理由は、上記ピボット軸受を構成する為である。

【 0 0 2 5 】

又、本例の場合に、上記 3 本の枢軸 7 a、7 b、7 c のうち、図 2 の上部中央並びに下部左側に位置する 2 本の枢軸 7 a、7 b は、その両端部を上記蓋体 2 a 及び連結板 8 a に形成した嵌合孔 4 6、4 6 に圧入固定している。従って、これら両枢軸 7 a、7 b が、上記ハウジング 3 a 内で円周方向或は直径方向に変位する事はない。これに対して、図 2 の下部右側に位置する残り 1 本の枢軸 7 c は、両端部を上記蓋体 2 a 及び連結板 8 a に対し、上記ハウジング 3 a の円周方向及び直径方向に互る若干の変位自在に支持している。この為に、上記蓋体 2 a 及び連結板 8 a の一部で上記枢軸 7 c の両端部に整合する部分には、この枢軸 7 c の外径よりも大きな幅及び長さを有する支持孔 9 a、9 a を形成し、これら各支持孔 9 a、9 a に、上記枢軸 7 c の両端部を緩く係合させている。

10

【 0 0 2 6 】

そして、これら各枢軸 7 a、7 b、7 c の中間部周囲に、それぞれが中間ローラであるガイドローラ 1 0 a、1 0 b 及びウェッジローラ 1 1 を、それぞれラジアルニードル軸受 1 2 により、回転自在に支持している。尚、上記連結板 8 a は、上記蓋体 2 a の内面（上記ガイドローラ 1 0 a、1 0 b 及びウェッジローラ 1 1 を設置した空間側の面で、図 1 の左面）の一部で、上記ガイドローラ 1 0 a、1 0 b 及びウェッジローラ 1 1 から外れた位置に突設した突部 1 3、1 3 に突き当て、連結ボルト 1 4、1 4 により、上記蓋体 2 a に連結固定している。又、上記ガイドローラ 1 0 a、1 0 b 及びウェッジローラ 1 1 の軸方向両端面と上記連結板 8 a 及び蓋体 2 a との間には、それぞれスラストニードル軸受 4 2、4 2 を設けて、上記各ローラ 1 0 a、1 0 b、1 1 の回転が円滑に行なわれる様にしている。

20

【 0 0 2 7 】

又、上記ハウジング 3 a の内側で上記ガイドローラ 1 0 a、1 0 b 及びウェッジローラ 1 1 を囲む部分には、円筒状の外輪 1 5 a を設け、この外輪 1 5 a の内周面を、第二の円筒面 1 7 としている。そして、この第二の円筒面 1 7 と、上記ガイドローラ 1 0 a、1 0 b 及びウェッジローラ 1 1 の外周面である第三の円筒面 1 8、1 8 とを当接自在としている。又、上記外輪 1 5 a には、鏝部 3 4 を介して、第二の回転軸である出力軸 2 0 a を結合している。この出力軸 2 0 a は、前記ハウジング 3 a を構成する本体 1 a の中央部に形成した支持筒部 3 9 の内側に挿通して、このハウジング 3 a 外に突出させている。図示の例では、上記出力軸 2 0 a を上記支持筒部 3 9 の内側に、1 対の玉軸受 4 0 a、4 0 b により回転自在に支持すると共に、この支持筒部 3 9 の先端開口部と上記出力軸 2 0 a の中間部内周面との間を、シールリング 4 1 により塞いでいる。

30

【 0 0 2 8 】

本例の場合には、上記外輪 1 5 a を上記ハウジング 3 a の内側に、回転並びにラジアル方向に互る若干の変位自在に設けている。即ち、本例の場合には、上記出力軸 2 0 a の基端部（図 1 の右端部）に、外向フランジ状の上記鏝部 3 4 を形成している。そして、この鏝部 3 4 の外周縁に形成した、図 4 に示す様な突片 3 5、3 5 と、上記外輪 1 5 a の軸方向一端縁部（図 1 の左端縁部）に形成した係止切り欠き 3 6、3 6 とを、ラジアル方向に互る若干の変位自在に係合させている。又、上記各突片 3 5、3 5 を上記各切り欠き 3 6、3 6 の凹部（図 1 の右部）に進入させた状態で、上記外輪 1 5 a の端部内周面に形成した係止溝 3 7 に止め輪 3 8 を係止して、上記各突片 3 5、3 5 が上記各切り欠き 3 6、3 6 から抜け出ない様にしている。従って、上記外輪 1 5 a と上記出力軸 2 0 a とは、回転力の伝達を自在に、且つ、ラジアル方向に関する相対変位自在に結合されている。

40

【 0 0 2 9 】

又、前記各ガイドローラ 1 0 a、1 0 b 及びウェッジローラ 1 1 の外周面である、各第三の円筒面 1 8、1 8 は、それぞれ前記中心ローラ 4 a の外周面に設けた第一の円筒面 2 2 と、上記外輪 1 5 a の内周面に設けた上記第二の円筒面 1 7 とに当接させている。上記中心ローラ 4 a の中心と上記出力軸 2 0 a 及び外輪 1 5 a の中心とは互いに偏心している。即ち、前述の様に、上記中心ローラ 4 a を挿通する通孔 5 a は、上記ハウジング 3 a の中心から少しだけ外れた位置に設けているのに対して、上記出力軸 2 0 a を挿通する支持筒

50

部 3 9 は、上記ハウジング 3 a の中心に設けている。又、この支持筒部 2 0 a の内側に回転自在に支持した出力軸 2 0 a と外輪 1 5 a とは、互いに同心である。従って、上記中心ローラ 4 a と上記外輪 1 5 a 及び出力軸 2 0 a とは、上記通孔 5 a のハウジング 3 a の中心からのずれ量（図 1 参照）分だけ、互いに偏心している。そして、上記中心ローラ 4 a の外周面に設けた上記第一の円筒面 2 2 と上記外輪 1 5 a に設けた上記第二の円筒面 1 7 との間に存在して上記ガイドローラ 1 0 a、1 0 b 及びウェッジローラ 1 1 が設けられた環状空間 2 3 の幅寸法が、この分の偏心量に見合う分だけ、円周方向に関して不同になっている。

【 0 0 3 0 】

この様に、上記環状空間 2 3 の幅寸法を円周方向に関して不同にした分、上記ガイドローラ 1 0 a、1 0 b 及びウェッジローラ 1 1 の外径を異ならせている。即ち、上記外輪 1 5 a に対し中心ローラ 4 a が偏心している側（図 2 の下側）に位置するガイドローラ 1 0 b 及びウェッジローラ 1 1 の径を、互いに同じとすると共に比較的小径にしている。これに対し、上記外輪 1 5 a に対し中心ローラ 4 a が偏心しているのと反対側（図 2 の上側）に位置するガイドローラ 1 0 a の径を、上記ガイドローラ 1 0 b 及びウェッジローラ 1 1 よりも大きくしている。そして、これら 3 個の、それぞれが中間ローラであるガイドローラ 1 0 a、1 0 b 及びウェッジローラ 1 1 の外周面である第三の円筒面 1 8、1 8 を、上記第一、第二の円筒面 2 2、1 7 に当接させている。

【 0 0 3 1 】

尚、それぞれが中間ローラである、上記 2 個のガイドローラ 1 0 a、1 0 b 及び 1 個のウェッジローラ 1 1 のうち、両ガイドローラ 1 0 a、1 0 b を支持した枢軸 7 a、7 b は、前述の様に、上記ハウジング 3 a 内に固定している。これに対して、ウェッジローラ 1 1 を支持した枢軸 7 c は、やはり前述した様に上記ハウジング 3 a 内に、円周方向及び直径方向に互る若干の変位を自在に支持している。従って、上記ウェッジローラ 1 1 も、上記ハウジング 3 a 内で円周方向及び直径方向に互り若干の変位自在である。そして、前記蓋体 2 a 及び連結板 8 a のシリンダ孔 2 4 a、2 4 a 内に装着した圧縮コイルばね 2 5、2 5 等の弾性材により、上記ウェッジローラ 1 1 を支持した枢軸 7 c を、この枢軸 7 c に回転自在に支持したウェッジローラ 1 1 を前記環状空間 2 3 の幅の狭い部分に向け移動させるべく、弾性的に軽く押圧している。

【 0 0 3 2 】

図示の例では、上記圧縮コイルばね 2 5、2 5 により、それぞれの先端部（図 2 の左下端部、図 3 の下端部）に外向フランジ状の鏝部 4 3 を形成した押圧ピン 4 4、4 4 を押圧し、これら両押圧ピン 4 4、4 4 により、上記枢軸 7 c の両端部を同方向に押圧している。上記各シリンダ孔 2 4 a、2 4 a の両端開口のうち、前記各支持孔 9 a、9 a と反対側開口部は、ねじ蓋 4 5 により塞いでいる。上記各圧縮コイルばね 2 5、2 5 は、このねじ蓋 4 5 と上記鏝部 4 3 との間に設けて、上記各押圧ピン 4 4、4 4 に、上記方向の弾力を付与している。この様な構成を採用する事により、摩擦ローラ式変速機の組立時に、上記各押圧ピン 4 4、4 4 が脱落しない様にしている。この点に就いて、以下に述べる。尚、図示の例は、上記連結板 8 a のシリンダ孔 2 4 a のみを上記ねじ蓋 4 5 により塞いでいるが以下に述べる作用を同じ様に発揮できる。

【 0 0 3 3 】

上記枢軸 7 c の両端部を上記各支持孔 9 a、9 a 内に挿入する作業は、残り 2 本の枢軸 7 a、7 b の両端部を前記蓋体 2 a 及び連結板 8 a に形成した嵌合孔 4 6、4 6 に圧入固定すべく、これら蓋体 2 a と連結板 8 a とを互いに近づけつつ行なう。この組立作業の際、上記各押圧ピン 4 4、4 4 が上記各シリンダ孔 2 4 a、2 4 a から上記各支持孔 9 a、9 a 内に突出した状態となっていると、上記枢軸 7 c の両端部を上記各支持孔 9 a、9 a 内に挿入できなくなる。特に、後から上記枢軸 7 c の一端部を挿入する、例えば連結板 8 a の側に設けた支持孔 9 a の場合には、上記押圧ピン 4 4 が支持孔 9 a 内に突出しては挿入作業が不可能になる。これに対して本例の場合には、上記ねじ蓋 4 5 を設けた事により、上記各圧縮コイルばね 2 5、2 5 を上記各シリンダ孔 2 4 a、2 4 a 内に挿入する作

10

20

30

40

50

業を、上記枢軸 7 c の両端部を上記各支持孔 9 a、9 a 内に挿入した後に行なえる。この為、上記組立作業時に、上記各押圧ピン 4 4、4 4 が上記各シリンダ孔 2 4 a、2 4 a から上記各支持孔 9 a、9 a 内に突出しない状態として、上記組立作業を容易に行なえる。

【0034】

即ち、上記押圧ピン 4 4、4 4 のみを上記各シリンダ孔 2 4 a、2 4 a 内に、上記各支持孔 9 a、9 a の側から（鏝部 4 3 が支持孔 9 a、9 a の内周面に当接するまで）挿入し切った状態で、上記組立作業を行なう。そして、上記枢軸 7 c の両端部を上記各支持孔 9 a、9 a 内に挿入した後、上記各圧縮コイルばね 2 5、2 5 を上記各シリンダ孔 2 4 a、2 4 a 内に、上記各支持孔 9 a、9 a と反対側から挿入した後、上記ねじ蓋 4 5 により、これら各シリンダ孔 2 4 a、2 4 a の開口端部を塞ぐ。この場合に於いて、重力等の影響で上記各押圧ピン 4 4、4 4 が上記各シリンダ孔 2 4 a、2 4 a から上記各支持孔 9 a、9 a 内に突出しない様に、上記各押圧ピン 4 4、4 4 が上記各シリンダ孔 2 4 a、2 4 a 内に、グリース等で仮止めしておく事が、より円滑な組立作業を行なう上からは好ましい。尚、上記蓋体 2 a 側の支持孔 9 a に関しては、予め上記枢軸 7 c の端部を挿入しておくので、図 3 に示す様に、ねじ蓋 4 5 のない構造としても良い。

【0035】

上述の様に構成する本発明の摩擦ローラ式変速機は、上記ハウジング 3 a を構成する本体 1 a と蓋体 2 a とのそれぞれに所定の部品を組み付けた後、これら本体 1 a と蓋体 2 a とを結合する。このうちの本体 1 a には、次の様な手順で、各部品を組み付ける。先ず、出力軸 2 0 a の基端部（図 1 の右端部）に玉軸受 4 0 a の内輪を外嵌固定する。又、この出力軸 2 0 a の基端部に固設した鏝部 3 4 の外周縁に形成した突片 3 5、3 5 と、前記外輪 1 5 a の軸方向一端縁部に形成した係止切り欠き 3 6、3 6 とを係合させた後、前記係止溝 3 7 に前記止め輪 3 8 を係止して、これら各係止切り欠き 3 6、3 6 から上記各突片 3 5、3 5 が抜け出る事を防止する。次いで、上記出力軸 2 0 a を上記本体 1 a の支持筒部 3 9 に、図 1 の右から左に挿通し、上記玉軸受 4 0 a の外輪をこの支持筒部 3 9 の基端部に内嵌する。次いで、この支持筒部 3 9 の中間部内周面と上記出力軸 2 0 a の中間部外周面との間に別の玉軸受 4 0 b を装着し、更に前記シールリング 4 1 を装着する。

【0036】

これに対して、上記蓋体 2 a には、次の様な手順で、各部品を組み付ける。先ず、この蓋体 2 a に設けた嵌合孔 4 6 に、ガイドローラ 1 0 a、1 0 b を支持する為の枢軸 7 a、7 b の一端部（図 1 の右端部）を、締め嵌めにより内嵌する。次いで、これら両枢軸 7 a、7 b に、前記ラジアル、スラスト各ニードル軸受 1 2、4 2 及び前記各ガイドローラ 1 0 a、1 0 b を外嵌する。一方、前記ウェッジローラ 1 1 はラジアル、スラスト各ニードル軸受 1 2、4 2 と共に、前記枢軸 7 c に予め外嵌しておく。尚、上記ウェッジローラ 1 1 は、回転だけでなく上記蓋体 2 a 及び連結板 8 a の円周方向に互って変位する。この変位を円滑に行なわせる為に図示の例では、上記各スラストニードル軸受 4 2、4 2 と上記蓋体 2 a 及び連結板 8 a との間に、滑り軸受 4 7、4 7 を設けている。そこで、これら両滑り軸受 4 7、4 7 も、予め上記枢軸 7 c に外嵌しておく。

【0037】

又、前記各押圧ピン 4 4、4 4 は前記シリンダ孔 2 4 a、2 4 a 内に、前記支持孔 9 a、9 a の内周面側から押し込んでおく。そして、上記枢軸 7 c の両端部を、これら両支持孔 9 a、9 a に整合させた状態で、上記蓋体 2 a に前記連結板 8 a を近づけ、上記各枢軸 7 a、7 b の他端部（図 1 の左端部）を、この連結板 8 a に設けた嵌合孔 4 6 に圧入する。同時に、上記枢軸 7 c の両端部を上記両支持孔 9 a、9 a に進入させる。この様にしてこの枢軸 7 c の両端部をこれら両支持孔 9 a、9 a に進入させた後、上記各シリンダ孔 2 4 a、2 4 a 内に前記圧縮コイルばね 2 5、2 5 を挿入してから前記ねじ蓋 4 5 によりこれら各シリンダ孔 2 4 a、2 4 a の端部開口を塞ぐ。

【0038】

又、上記蓋体 2 a と連結板 8 a とを、連結ボルト 1 4、1 4 により連結固定する。これら各連結ボルト 1 4、1 4 は、上記蓋体 2 a の一部で前記各突部 1 3、1 3 部分に形成した

通孔 4 8 を挿通し、上記連結板 8 a に形成した、これら各通孔 4 8 よりも小径のねじ孔 4 9 に螺合し、更に緊締している。上記各突部 1 3、1 3 の先端面（図 1 の左端面）と上記連結板 8 a の片面（図 1 の右面）との突き合わせ面部分には、上記各連結ボルト 1 4、1 4 の雄ねじ部 5 0 が存在する様にしている。従って、これら各連結ボルト 1 4、1 4 を上記各ねじ孔 4 9 に螺合し更に緊締した状態では、図 5 に誇張して示す様に、上記連結板 8 a の一部で上記各ねじ孔 4 9 の開口周縁部が、上記各連結ボルト 1 4、1 4 に引っ張られる様に变形して、上記各通孔 4 8 内に入り込む。この結果、これら各連結ボルト 1 4、1 4 の緩み止めと、上記蓋体 2 a と上記連結板 8 a との、微小な相対回転の防止とが図られる。

【 0 0 3 9 】

前述の様にして各部品を組み付けた前記本体 1 a と、上述の様にして各部品を組み付けた上記蓋体 2 a とは、前記ガイドローラ 1 0 a、1 0 b 及び前記ウェッジローラ 1 1 を前記外輪 1 5 a の内径側に進入させつつ突き合わせる。そして、突き合わせ後に、上記蓋体 2 a の外周寄り部分に形成した通孔 5 1、5 1 を挿通した結合ボルト（図示省略）を、上記本体 1 a の開口端面に形成したねじ孔 5 3、5 3 に螺合し更に緊締して、上記本体 1 a と上記蓋体 2 a とを結合固定する。そして、最後に、上記蓋体 2 a の略中央部に形成した通孔 5 a から前記中心ローラ 4 a を、上記ガイドローラ 1 0 a、1 0 b 及び上記ウェッジローラ 1 1 の内側に挿入する。上記中心ローラ 4 a の先端部外周縁部には、面取り状のガイド傾斜面 5 4 を形成しており、この中心ローラ 4 a の挿入作業に伴って上記ウェッジローラ 1 1 が、上記本体 1 a 及び蓋体 2 a の径方向外方に変位するので、上記挿入作業は、容易に行なえる。

【 0 0 4 0 】

前述の様に構成し、上述の様に組み立てる本発明の摩擦ローラ式変速機の場合、前記駆動軸 3 0 に結合した上記中心ローラ 4 a の回転は、この中心ローラ 4 a の外周面である第一の円筒面 2 2 と、ガイドローラ 1 0 a、1 0 b 及びウェッジローラ 1 1 の外周面である第三の円筒面 1 8、1 8 との当接部である、各内径側当接部 2 6、2 6 を介して、これらガイドローラ 1 0 a、1 0 b 及びウェッジローラ 1 1 に伝わる。更に、これらガイドローラ 1 0 a、1 0 b 及びウェッジローラ 1 1 の回転は、上記各第三の円筒面 1 8、1 8 と前記外輪 1 5 a の内周面に設けた第二の円筒面 1 7 との当接部である、各外径側当接部 2 7、2 7 を介して、この外輪 1 5 a に伝わる。そして、この外輪 1 5 a に結合した前記出力軸 2 0 a が、上記中心ローラ 4 a とは逆方向に回転する。

【 0 0 4 1 】

上記駆動軸 3 0 により上記出力軸 2 0 a を回転駆動すべく、上記中心ローラ 4 a が図 2 の時計方向に回転すると、ウェッジローラ 1 1 が、この中心ローラ 4 a から加わる力と前記各圧縮コイルばね 2 5、2 5 の弾力とにより、上記第一、第二の円筒面 2 2、1 7 同士の間が存在する環状空間 2 3 内で、この環状空間 2 3 の幅の狭い部分（図 2 の下側中央部分）に向け移動する。この結果、上記ウェッジローラ 1 1 の外周面である第三の円筒面 1 8 が、上記第一の円筒面 2 2 と第二の円筒面 1 7 とを強く押圧する。そして、このウェッジローラ 1 1 に関する第三の円筒面 1 8 と上記第一の円筒面 2 2 との当接部である内径側当接部 2 6、及び、上記ウェッジローラ 1 1 に関する第三の円筒面 1 8 と上記第二の円筒面 1 7 との当接部である外径側当接部 2 7 の当接圧が高くなる。

【 0 0 4 2 】

上記ウェッジローラ 1 1 に関する内径側、外径側両当接部 2 6、2 7 の当接圧が高くなると、上記中心ローラ 4 a と外輪 1 5 a との両方の部材が、組み付け隙間、或は弾性変形等に基づき、それぞれの直径方向に互り僅かに変位する。この結果、残り 2 個の中間ローラであるガイドローラ 1 0 a、1 0 b の外周面である第三の円筒面 1 8、1 8 と上記中心ローラ 4 a の外周面である第一の円筒面 2 2 との当接部である 2 箇所の内径側当接部 2 6、2 6、及びこれらガイドローラ 1 0 a、1 0 b の外周面である第三の円筒面 1 8、1 8 と上記外輪 1 5 a の内周面である第二の円筒面 1 7 との当接部である 2 箇所の外径側当接部 2 7、2 7 の当接圧が高くなる。

【 0 0 4 3 】

上記ウェッジローラ 1 1 を、上記環状空間 2 3 内でこの環状空間 2 3 の幅の狭い部分に向け移動させようとする力は、上記中心ローラ 4 a から上記外輪 1 5 a に伝達するトルクの大きさに応じて変化する。即ち、上記中心ローラ 4 a の駆動トルクが大きくなる程、上記ウェッジローラ 1 1 を上記環状空間 2 3 の幅の狭い部分に向け移動させようとする力が大きくなる。そして、この力が大きくなる程、上記各内径側、外径側両当接部 2 6、2 7 の当接圧が大きくなる。逆に言えば、上記駆動トルクが小さい場合には、これら各内径側、外径側両当接部 2 6、2 7 の当接圧が小さい。この為、上記各内径側、外径側両当接部 2 6、2 7 の当接圧を、前記駆動軸 3 0 と前記出力軸 2 0 a との間で伝達すべきトルクの大きさに応じた適正值にできて、摩擦ローラ式変速機の伝達効率を高くできる。この状態では、クラッチ機構が O N となる。

10

【 0 0 4 4 】

一方、上記駆動軸 3 0 が停止した状態のまま、上記外輪 1 5 a が、図 2 の反時計方向に回転する傾向となった場合には上記ウェッジローラ 1 1 が、上記外輪 1 5 a から加わる力により、前記各圧縮コイルばね 2 5、2 5 の弾力に抗し、上記環状空間 2 3 内で、この環状空間 2 3 の幅の広い部分（図 2 の右側中央部分）に向け移動する。この結果、上記ウェッジローラ 1 1 の外周面である第三の円筒面 1 8 が、上記第一の円筒面 2 2 と第二の円筒面 1 7 とを押圧しなくなる。そして、このウェッジローラ 1 1 並びに前記各ガイドローラ 1 0 a、1 0 b に関する第三の円筒面 1 8、1 8 と上記第一の円筒面 2 2 との当接部である内径側当接部 2 6、2 6、及び、上記ウェッジローラ 1 1 並びに前記各ガイドローラ 1 0 a、1 0 b に関する第三の円筒面 1 8、1 8 と上記第二の円筒面 1 7 との当接部である外径側当接部 2 7、2 7 の当接圧が、低下若しくは喪失する。この結果、上記外輪 1 5 a の回転が上記駆動軸 3 0 にまで伝達されなくなる。この状態では、クラッチ機構が O F F となる。

20

【 0 0 4 5 】

更に、本発明の摩擦ローラ式変速機の場合には、上記各ガイドローラ 1 0 a、1 0 b の外径や取付位置が多少ずれたり、構成各部材が弾性変形したり、更には上記外輪 1 5 a が熱膨張した場合でも、これら各ガイドローラ 1 0 a、1 0 b の外周面である第三の円筒面 1 8、1 8 と、上記中心ローラ 4 a の外周面である第一の円筒面 2 2 及び上記外輪 1 5 a の内周面である第二の円筒面 1 7 との接触部の接触面圧を、設計値通りに規制できる。即ち、上記各ガイドローラ 1 0 a、1 0 b の外径や取付位置がずれた場合には、上記ウェッジローラ 1 1 が上記環状空間 2 3 の幅寸法が狭い部分に変位するのに伴って、上記中心ローラ 4 a 及び外輪 1 5 a がラジアル方向に変位する。そして、上記ガイドローラ 1 0 a、1 0 b 及び上記ウェッジローラ 1 1 の外周面である、上記各第三の円筒面 1 8、1 8 と、上記中心ローラ 4 a の外周面である第一の円筒面 2 2 及び上記外輪 1 5 a の内周面である第二の円筒面 1 7 との接触部の接触面圧を設計値通りにする。従って、上記外径や取付位置が多少ずれた場合でも、高い伝達効率を得られる。

30

【 0 0 4 6 】

【発明の効果】

本発明の摩擦ローラ式変速機は、以上に述べた通り構成され作用して、ガイドローラとなる中間ローラの外径及び取付位置を厳密に規制しなくても、更には、構成各部材の弾性変形や外輪の熱膨張に拘らず、高い伝達効率を得られる。この為、高性能でしかも低廉な摩擦ローラ式変速機を実現できる。

40

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の実施の形態の 1 例を示す、図 2 の A - A 断面図。

【図 2】図 1 の B - B 断面図。

【図 3】図 2 の拡大 C - C 断面図。

【図 4】出力軸の基端部に設けた鏝部の形状を略示する、図 1 の側方から見た図。

【図 5】図 1 の D 部拡大図。

【図 6】従来構造の 1 例を示す断面図。

50

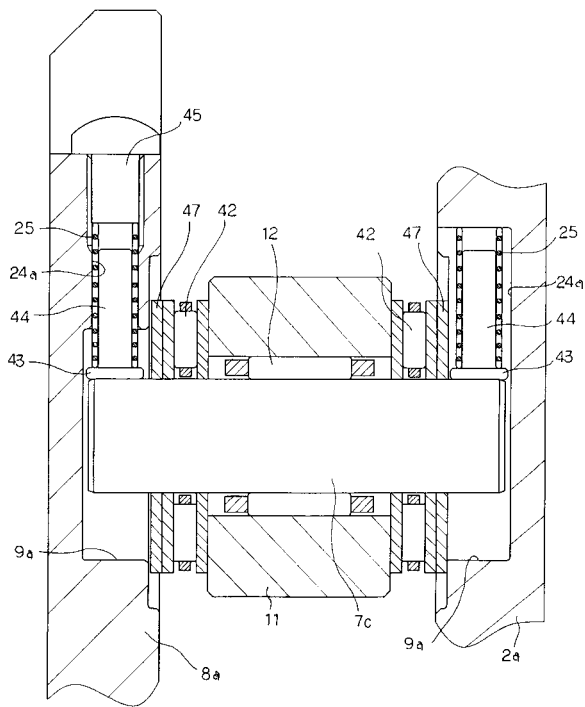
【図 7】図 6 の E - E 断面図。

【図 8】同 F - F 断面図。

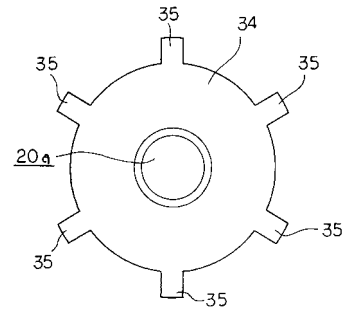
【符号の説明】

1、1 a	本体	
2、2 a	蓋体	
3、3 a	ハウジング	
4、4 a	中心ローラ	
5、5 a	通孔	
6	入力軸	
7 a、7 b、7 c	枢軸	10
8、8 a	連結板	
9、9 a	支持孔	
10、10 a、10 b	ガイドローラ	
11、11 a、11 b	ウェッジローラ	
12	ラジアルニードル軸受	
13	突部	
14	連結ボルト	
15、15 a	外輪	
16	凸部	
17	第二の円筒面	20
18	第三の円筒面	
19	結合ブラケット	
20、20 a	出力軸	
21	第二の通孔	
22	第一の円筒面	
23	環状空間	
24、24 a	シリンダ孔	
25	圧縮コイルばね	
26	内径側当接部	
27	外径側当接部	30
30	駆動軸	
31	係合凹溝	
32	係合凸部	
33	鋼球	
34	鍔部	
35	突片	
36	係止切り欠き	
37	係止溝	
38	止め輪	
39	支持筒部	40
40 a、40 b	玉軸受	
41	シールリング	
42	スラストニードル軸受	
43	鍔部	
44	押圧ピン	
45	ねじ蓋	
46	嵌合孔	
47	滑り軸受	
48	通孔	
49	ねじ孔	50

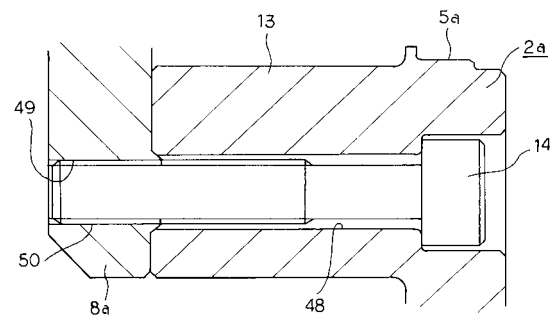
【図 3】



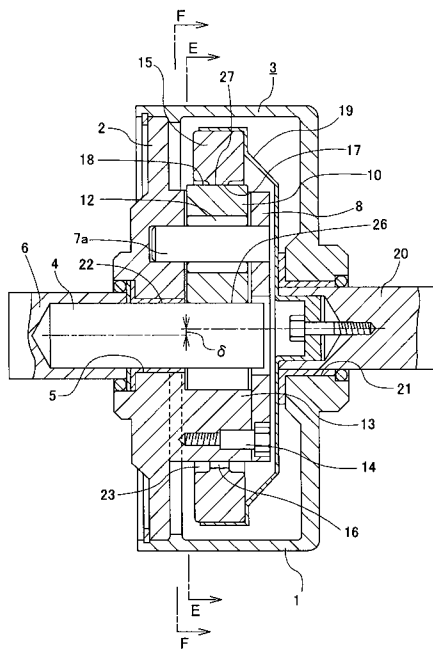
【図 4】



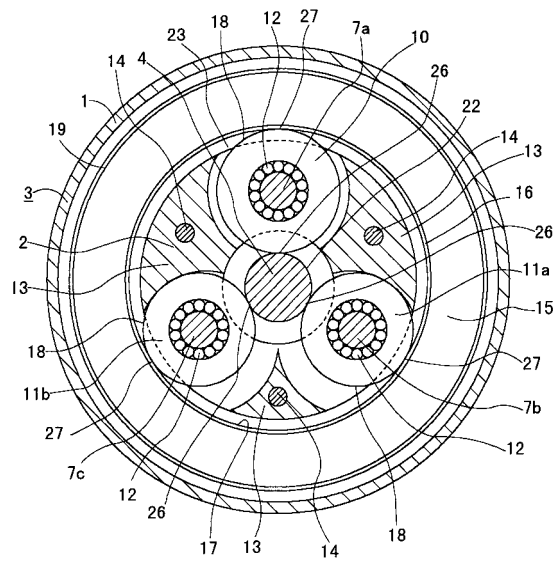
【図 5】



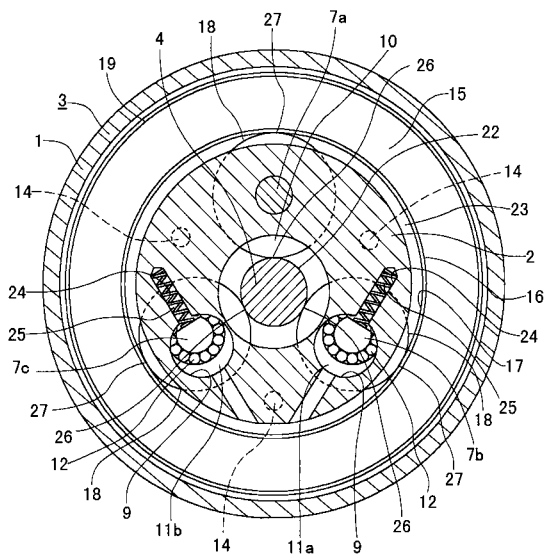
【図 6】



【図 7】



【図 8】



フロントページの続き

(72)発明者 伊藤 裕之

神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内

審査官 矢澤 周一郎

(56)参考文献 特開平10-252853(JP,A)
特開平08-061450(JP,A)
特開平09-264393(JP,A)
特公昭46-024930(JP,B1)
特開平06-337050(JP,A)
実開平03-002953(JP,U)
特開昭55-126146(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 13/00-15/56