

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4412684号  
(P4412684)

(45) 発行日 平成22年2月10日(2010.2.10)

(24) 登録日 平成21年11月27日(2009.11.27)

(51) Int.Cl. F 1  
**F 1 6 H 9/18 (2006.01)** F 1 6 H 9/18 Z

請求項の数 8 (全 16 頁)

<p>(21) 出願番号 特願平10-189588                  (22) 出願日 平成10年5月31日(1998.5.31)                  (65) 公開番号 特開平11-344090                  (43) 公開日 平成11年12月14日(1999.12.14)                  審査請求日 平成17年2月17日(2005.2.17)                  審判番号 不服2008-11606(P2008-11606/J1)                  審判請求日 平成20年5月8日(2008.5.8)</p>	<p>(73) 特許権者 593006320                  東京自動機工株式会社                  東京都世田谷区奥沢6丁目20番8号                  (72) 発明者 小野木 謙吉                  東京都港区高輪4丁目8番33号 東京自                  動機工株式会社内                   合議体                  審判長 川上 益喜                  審判官 藤村 聖子                  審判官 常盤 務</p>
--	---

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 変速機操作装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

本体に軸支された回転軸の軸芯方向に弾性手段で常時弾性加圧力を付与された従動伝達車と、外部の変速指令を受けて該加圧力に抗する押圧力を付与される駆動伝達車と、上記両伝達車間を巻掛けされる伝達体とを有し、上記伝達体および伝達車の接触径を可変に制御する変速機操作装置において、

変速指令に応じて上記駆動伝達車に該回転軸芯方向の押圧力を付与する駆動ジャッキをもつ駆動アクチュエータと、変速指令に応じて上記従動伝達車の該回転軸芯方向へ上記弾性手段に対して直列に押圧力を付与し上記従動伝達車に加える上記弾性手段の該加圧力が増速指令を受けて減少し減速指令を受けて増大するように上記弾性手段を付勢する従動ジャッキをもつ従動アクチュエータと、さらに変速指令の逆転阻止機能をもつ上記駆動および従動ジャッキを互に共通にまたは夫々個別に付勢するための変速指令供給源とを有し、上記駆動アクチュエータは上記駆動伝達車に直接的に加圧して上記伝達体との接触径に対し可変径位置決め制御機能による変速比又は出力回転数制御を施し、さらに上記従動アクチュエータは上記従動伝達車に上記弾性手段を介して間接的に加圧して上記伝達体に対し可変加圧制御機能による伝達トルク制御を施したことを特徴とする変速機操作装置。

【請求項2】

請求項1において、上記変速指令供給源は、該駆動アクチュエータが押圧アクチュエータで働き該従動アクチュエータは上記押圧アクチュエータと逆方向に押圧する逆押圧アクチュエータで働くと共に夫々上記駆動および従動ジャッキを変速指令で互に同期付勢することを特徴

とする変速機操作装置。

【請求項 3】

請求項 2 において、上記駆動および従動アクチュエータで、上記各ジャッキはネジ手段および送りナットからなるスクリュ付勢装置、流体シリンダを有する圧力流体付勢装置またはカムレバーを持つカムレバー付勢装置であることを特徴とする変速機操作装置。

【請求項 4】

請求項 3 において、上記駆動および従動アクチュエータで、上記駆動および従動アクチュエータで、各ジャッキは互に機械式の連動手段を経由して上記変速指令供給源との間で同期連結されると共に、単一の手動ハンドル、可逆モータまたは圧力流体付勢動力源を含む上記変速指令供給源で付勢されたことを特徴とする変速機操作装置。

10

【請求項 5】

請求項 3 において、上記従動アクチュエータは、変速指令に応じた上記従動伝達車への軸芯方向の変速移動分  $L_1$  を付与する第一従動アクチュエータと、変速指令に応じた上記弾性手段への軸芯方向の加圧移動分  $L_2$  を付与する第二従動アクチュエータとを有することを特徴とする変速機操作装置。

【請求項 6】

請求項 3 において、上記従動アクチュエータは、上記従動伝達車の変速移動分  $L_1$  および上記弾性手段の加圧移動分  $L_2$  でなるストローク  $L_0 (= L_1 + L_2)$  を移動可能にする共通ネジ溝で形成された単一の従動スクリュ付勢装置を有することを特徴とする変速機操作装置。

20

【請求項 7】

請求項 5 において、上記従動アクチュエータで、上記第一および第二従動アクチュエータは互に逆ネジに該ネジ溝で形成された夫々個別の第一および第二スクリュ付勢装置を有することを特徴とする変速機操作装置。

【請求項 8】

請求項 7 において、上記駆動および従動アクチュエータは、上記各スクリュ付勢装置の各ネジ軸を歯車伝達機で働く台形ネジまたはボールネジで構成し、或いはいずれか一つの上記ネジ手段を台形ネジでまた他のネジ部をボールネジで構成したことを特徴とする変速機操作装置。

【発明の詳細な説明】

30

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、工作機械などの産業機械、車両、モータ等に設置される伝達体を用いた無段変速機に関し、特に全変速領域で定馬力伝達を達成するように改良された変速機操作装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

伝達体と伝達車との接触半径を連続的に変化させる無段変速機は公知である。例えば日本特許出願公告番号：特公平 8 - 10021 号に記載され技術思想は、ベルトなどの伝達体により大きな伝達トルクを得るため、油圧などの圧力流体で駆動および従動伝達車を同時にかつ直接加圧し、電子的制御によって両者の圧力バランスを詳細に制御することにより、両伝達車と伝達体の互いの接触半径を変化させて、変速比を決定させるものである。しかし現実には文献上公知であって実用上の製品化は不充分である。

40

【0003】

その原因を調査すると、油圧など圧力流体による直接的な両プーリ円板車の同時加圧制御方式には決定的に大きな 2 つの問題点が認識できる。すなわち

(1) 空圧、油圧など圧力流体は、大きな加圧力は得られても元来高精度かつ早応答性の位置決め制御は極めて不得手であること、(2) さらに圧力流体でも油圧流体では、弾性が全く存在せず、また気体では弾性があり過ぎることである。一方これに対して、ベルト無段変速機の実用上要求される変速機構には、原理的に解決すべき課題が二つ存在する。

50

即ち、(一)伝達車とベルト伝達体の接触径を正確に維持しかつ速応で再現すること。伝達車の二つの円板車の相対距離の位置決め精度が高く、或る変速比から別の変速比への移行の応答性が早くかつ移行後に円滑に安定位置を再現維持すること。(二)運転中伝達動作および伝達トルクを常時安定状態に自動調芯し続けること同時に変速機固有の誤差要因又は変速機に外部から加わる変動要因に対し、変速機自身が自らこれを吸収し安定状態に瞬時復帰する自動調芯機能をもつことである。

#### 【0004】

ところが、変速機の二つの課題には、上述(一)の課題が位置決めの高精度、安定再現性の点であるのに対し、また上述(二)は変動要因の吸収復帰性、弾性吸収特性の問題であり、両者は互いに矛盾する性質が同時に要求されることを意味する。しかし、この相矛盾する二つの課題は、上述した圧力流体のもつ二つの特質(1)、(2)に対比してみると、変速機の駆動および従動伝達車に圧力流体による弾性が存在しない加圧力だけを直接に印加して両プリー円板車の加圧制御を同時に行うことには全く不適合であることを既に暗示している。

10

#### 【0005】

元来変速機は、対策を施すべき不確定な変動要因や、また出力回転数および出力トルクと出力馬力に対する誤差変動要因が多過ぎる。例えば(a)ベルト伝達体の伸び、(b)ベルト伝達体の接触面の摩耗、(c)ベルト伝達体の幅方向の弾性量、(d)プリー伝達車の接触面の摩耗、(e)運転中の発熱による油圧媒体の温度変化、(f)油路における油流出、さらに(g)作動油の応答速度などの変動要因は、すべて出力回転数および伝達トルクに悪い影響を与える。単に出力動力の誤差として表われるに留まらず、正規な伝達動作自体を妨げる不安定要因として働く。

20

#### 【0006】

問題点は、これ等の要因の大部分は、不確定な要因であり、予め正確な補償量として予見できないものが多い、従って、本来確定要因である駆動伝達車の加圧力と、従動伝達車の加圧力との相互の圧力バランスのみを単純に加圧制御していたのでは、短期のうちに変速制御が不能に到ることは明白である。特にこれ等の不確定な変動要因の全てを電子的調節機構にて予め予見させ負担させることは、不現実の故に事実上不可能である。

#### 【0007】

##### 【解決すべき課題】

定馬力伝達型の変速機構を思想的に確立するには、入出力側の各々の伝達車に対して、所定変速比を制御し安定に維持させるため伝達車と伝達体の接触径の高精度位置決めさせた可変径制御機能と、伝達体への変速比に応じた所定トルクを常時確保する可変加圧制御機能との二つの機能の役割分担を明確に区分することが不可欠である。

30

#### 【0008】

本発明の第一の目的は、前者の直接的な伝達車での可変径制御機能を駆動伝達車とその操作装置が分担し、後者の間接的な伝達車への可変加圧制御機能を従動伝達車とその操作装置がそれぞれ分担させ、全体として一つの変速装置に要求される互いに相矛盾する二つの機能を同時に達成されるものである。これによって一担駆動車側で変速比または出力回転数に応じた伝達体の接触径が決まるとこの位置決めした状態を安定維持させ、さらに従動車側で弾性手段を介して伝達トルクに応じた可変加圧制御することにより全変速領域で一定馬力の動力伝達を果たさせると同時に内外の誤差要因に対して伝達体の接触径を自動調芯させる変速機操作装置を提供するものである。

40

#### 【0009】

本発明の第二の目的は、前者の可変径制御機能の安定位置決めと良好な再現性による変速比を得るための駆動アクチュエータと、また後者の可変加圧制御機能による所定トルクから得るために変速指令に応じて変化する伝達体への弾性手段からの加圧力特性を高速域で減少させ低速域で増大させ出力回転数に対して負傾斜の加圧特性で加圧制御する従動アクチュエータと、さらにスクリュ、圧力流体またはカムレバー付勢装置を付勢する変速指令供給源とで定馬力伝達を実現した変速機操作装置を提供する。

50

## 【0010】

本発明の第三の目的は、変速機固有の内部変動要因および変速機の外部から侵入する外部変動要因に対して弾性手段を従動アクチュエータと共に組み込むことによって、これ等の要因を自動的に吸収し、かつ自動的に元の正規な伝達状態に瞬時復帰させて、全変速領域で安定伝達状態と早い変速応答性を確保するための自動調芯機能と伝達トルクの可変制御機能を持たせた変速機操作装置を提供するものである。

## 【0011】

本発明の第四の目的は、各伝達車の回転軸が本体に片持軸受支持されてもまた両軸受支持されても、いずれの場合にも各伝達車への可変径制御機能および可変加圧制御機能を充分かつ簡易に達成させることができる変速機操作装置を提供している。

10

## 【0012】

## 【課題を解決するための手段】

本発明の変速機操作装置は、本体に軸支された回転軸の軸芯方向に弾性手段で常時弾性加圧力を付与された従動伝達車と、外部の変速指令を受けて該加圧力に抗する押圧力を付与される駆動伝達車と、上記両伝達車を巻掛けされる伝達体とを有し、上記伝達体および伝達車の接触径を可変に制御する変速機操作装置において、変速指令に応じて上記駆動伝達車に該回転軸芯方向の押圧力を付与する駆動ジャッキをもつ駆動アクチュエータと、変速指令に応じて上記従動伝達車の該回転軸芯方向へ上記弾性手段に対して直列に押圧力を付与し上記従動伝達車に加える上記弾性手段の該加圧力が増速指令を受けて減少し減速指令を受けて増大するように上記弾性手段を付勢する従動ジャッキをもつ従動アクチュエータと、さらに上記駆動および従動ジャッキを互に共通または夫々個別に付勢するための変速指令供給源とを有し、上記駆動アクチュエータは上記駆動伝達車に直接的に加圧して上記伝達体との接触径に対し可変径位置決め制御機能による変速比又は出力回転数制御を施し、さらに上記従動アクチュエータは上記従動伝達車に上記弾性手段を介して間接的に加圧して上記伝達体に対し可変加圧制御機能による伝達トルク制御を施したものである。

20

## 【0013】

## 【発明の実施の形態】

本発明では、互いに相矛盾する上述の機能として正確な位置決め機能による速比制御と、自動調芯機能および伝達トルク制御との各役割を各々の伝達車に分担して操作させたものである。即ち、前者の機能を駆動車側で、また後者の機能を従動車側で分担し、特に後者の機能を従動アクチュエータから弾性手段を経由して従動車を回転数に対し負傾斜特性の加圧力で付勢させたものである。

30

## 【0014】

駆動伝達車は正確な位置決め能力を持つ駆動ジャッキの押圧力を直接的に付与されることによって伝達車と伝達体との接触径による所定変速比に対する可変径位置決め制御機能を運転中常時確保し、他方の従動伝達車では従動ジャッキの逆押圧力の弾性手段を介して間接的に運転中常時可変加圧制御することにより伝達体への所定トルクを確保し、同時に伝達体の伸び摩耗などの内外の変動要因に対して自ら正規の安定伝達状態に瞬時に自動復帰させるので早い応答性と自動調芯機能を果させたものである。

## 【0015】

特に本発明の大きな狙いは、圧縮に伴って押圧力を増す通常の正傾斜特性の弾性手段を使用しながら、これを変速指令に応じて作動する従動アクチュエータと弾性手段を組合せることによって、従動伝達車に対する弾性手段の加圧力が、高速域で減少し低速域で増大させることで、出力回転数に対し負傾斜特性の加圧力として従動車に印加し、この作用によって定馬力伝達動作と自動調芯動作とを同時に達成したことにある。

40

## 【0016】

本明細書では、いずれの実施形態も大気雰囲気下で使用する実施例を開示したが、これに限らず油槽内で使用する場合にも適用でき、さらに駆動またはおよび従動伝達車の回転軸が本体に片持軸受支持される場合も、また両軸受支持される場合でも、いずれの場合にも適用できる操作機構を実現している。更に、駆動および従動伝達車を制御する操作機構

50

が本体の同一平面側に集約し変速指令供給源を共用化したり、各アクチュエータの相互間を連動化したりすることにより、更に押圧力および逆押圧力の互に逆相関係になる変速指令を容易に変更したり、必要に応じて各種の制御形態が任意に選択、変更できる。

【0017】

【実施例】

〔第1実施例〕

図1は、本発明の第1実施例の無段変速機の断面図である。図1において、1および2は伝達車で、いずれも摺動円板車すなわち第一円板車1a、2aと、固定円板車すなわち第二円板車1b、2bとを相対向して配置され、両伝達車1、2間に伝達体4が巻掛けされる点は従来技術の場合と同じである。動作説明の理解の都合上、中心線を境として各伝達車1、2と伝達体4との接触半径rが、右側で最大径、左側で最小径に便宜的に描かれ、作図上途中の無端伝達体4の描写は省略されている。なお、キー構造、給油シール構造等の詳細は省いて描いた。

10

【0018】

駆動伝達車2は、固定本体10に取付けた原動機11としてここでは誘導電動機の軸端を入力軸11aに装備される。変速指令供給源9として電氣的可逆モータ12は、可逆電動機12a、ギヤヘッド12b、伝達機12cおよび電氣的制御機構12dからなり、いずれも周知の機構で構成される。変速指令供給源9は、第1連動手段13と二つのカップリング8とから成る第1動力伝達機で連結された変速押圧アクチュエータ即ち駆動アクチュエータ6の連結体3が軸受5を介して第一円板車2aと連結している。駆動アクチュエータ6は、ここでは逆転阻止機能の特質をもつ台形ネジ軸を有するスクリュ付勢装置6aが使われ、更に本実施例では逆転阻止の特質をもつとして周知のウォームおよびウォームホイールから成るウォーム伝達機を内蔵した駆動ジャッキ14を本体10に固定し、連結体3およびネジ手段15が供給源9に応じて直接上下動する構造である。

20

【0019】

一方、従動伝達車1には本発明の変速機操作装置に於ける定馬力伝達を保証する技術思想が適用されている。伝達車1が装備されている回転軸、即ち変速機10の出力軸20は、軸芯と同軸に貫通孔21が施されると共に軸受22、23で片持支持され、全体を軸枠29で本体10に支持されている。従動伝達車1には、駆動アクチュエータ6と連動して逆方向に押圧する従動アクチュエータ25が連結される。

30

【0020】

変速逆押圧アクチュエータ即ち従動アクチュエータ25は、この例では駆動アクチュエータ6のスクリュ付勢装置6aと多少異っている。逆転阻止の特質をもつとして周知のウォームおよびウォームホイールからなるウォーム伝達機を内蔵した駆動ジャッキ24と、ネジ手段26、さらに本例では、二つの送りナットで示した加圧連結体27、28とで構成され、各ナット27、28には基準位置を確保する回り止めレバー27a、28aが施されている。ネジ手段26は貫通孔21を貫通され、孔21を突出する両方の端部に互に逆ネジの関係にたつ二つのネジ溝26aおよび26bが施され、それぞれの送りナット27および28がネジ手段26の回転により互に逆向に進むように配置される。これによりネジ手段26は、駆動ジャッキ14と同一の本体平面側に配置された従動ジャッキ24で制御されることになる。

40

【0021】

この従動ジャッキ24のウォーム軸24aの一端は、ヒンジ16bが施され、もう一つの駆動ジャッキ14のウォーム軸14aに施したヒンジ16aと第2連結棒17および伸縮部18をもった第2連動手段19で両者は結合され、互にアクチュエータ6、25間で変速動力および変速比信号の双方を単一の変速指令として同期させながら伝達している第2動力伝達機として働いている。なお、各ネジ手段の回転方向は、ウォーム軸の二つの入力端24aのいずれかによって選択可能である。また変速指令は供給源9から直接各アクチュエータ6、25に各々個別に付与して良いが、本実施例では単一の供給源9を共用している。

50

## 【 0 0 2 2 】

この従動アクチュエータ 2 5 は、上述以外にさらに二つの点で駆動アクチュエータ 6 と機構の働きが異っている。第 1 相異点は、従動アクチュエータ 2 5 のウォーム軸 2 4 a の回転に伴って、従動アクチュエータ 2 5 のネジ軸 2 6 は原則として回転力のみを伝達する。第 2 の相異点は、図 3 に示す様に、ネジ手段 2 6 の端部とウォームホイール 3 1 とがスプライン軸で係合されている点である。これによりウォームホイール 4 3 の回転動力の伝達だけでなく、後述するように微調整作用の目的で、ネジ軸 2 6 は第一円板車 1 a と共に僅かな量の上下動または弾性振動が可能な構造にしてある。

## 【 0 0 2 3 】

なお、本実施例の従動アクチュエータ 2 5 は、弾性手段 3 0 を押圧するネジ溝 2 6 a および加圧連結体の送りナット 2 7 で形成した第二スクリュ付勢装置 2 5 a である第二従動アクチュエータ 2 5 a と、また伝達車 1 の円板車 1 a を単に変速用に変位させるためネジ溝 2 6 b および加圧連結体 2 8 で形成した第一スクリュ付勢装置 2 5 b である第一従動アクチュエータ 2 5 b とを有している。しかも本例ではスクリュ付勢装置 2 5 a、2 5 b が、共通した単一のネジ手段 2 6 および従動ジャッキ 2 4 で付勢動力源として変速指令供給源 9 を共用した例を示している。共通の変速信号を変速指令供給源 9 から得られる限り、この両者を全く別体にしても良い。

## 【 0 0 2 4 】

図 2 は、本実施例の弾性手段 3 0 の拡大した断面図である。この弾性手段 3 0 は、直径が順次大きくなる四つのコイルスプリング 3 3 a、3 3 b、3 3 c、3 3 d を同心円状にかつ予め加圧状態で収納し底蓋 3 6 およびケース 3 5 により単一の構造物とした弾性手段である。なおスプリングは他の如何なる形状でも良い。周知の環状板バネを単一形状に連結してもよいが、本実施例では図 4 に示す様に比例動作に近似する階段特性を得るために送りナット 2 7 の送り量に応じて、各スプリングに施した連動環 3 7 a、3 7 b、3 7 c、3 7 d が順次連結しながら加圧力を階段状に加算するようなカスケードまたは直並列構造になっている。全体が伝達車 1 に直接ではなく、本体 1 0 に設置される点が特徴的である。

## 【 0 0 2 5 】

本実施例では、本来単一のコイルスプリングだけでは形成することの出来ない大きな押圧力を小さな空間で確保するため、弾性手段 3 0 は特殊な構造を採用している。すなわちケース 3 5 の内部は階段状当接部 3 8 a、3 8 b、3 8 c、3 8 d が施され、各当接部 3 8 の最内径が各連動環 3 7 の最内径より大きいので、各連動環 3 7 は突出している。この突出部分が、送りナット 2 7 の変位に伴って隣接の連動環 3 7 と係止し、順次押圧力を増していく構造である。従って弾性手段 3 0 は予め大きなエネルギーの蓄積したパッケージとして着脱自在である。

## 【 0 0 2 6 】

一方、本実施例では、変速動力供給源と変速信号供給源とが、単一の変速指令供給源 9 の一例として可逆モータ 1 2 で示したが、変速指令としてのこの回動力は手動ハンドル或いは油圧又は空圧等の圧力流体可逆モータであっても良い。本実施例では、各アクチュエータの各ジャッキ 1 4、2 4 の各ネジ溝 1 5、2 6 a、2 6 b はその回転に伴って各伝達車 1、2 に変速動力を供給すると同時に変速比信号も同期して付与するように、全てピッチが統一してある。これ等のネジ溝は全てボールネジを使用する場合は可逆モータ 1 2 a 等にブレーキ機構を要するが、三つのネジ溝の一つを台形ネジにしておけばブレーキ機構は達成できる。このピッチを弾性手段 3 0 等の押圧変位量に応じて任意に変更しても良い。

## 【 0 0 2 7 】

次に第 1 実施例の作用を、図 4 に従って説明する。図 1 において、変速機 1 0 の初期状態を最高速状態と仮定すると、従動側および駆動側の各伝達車 1、2 の第一円板車 1 a、2 a が図中の H I G H の位置にあるときの状態である。

## 【 0 0 2 8 】

この状態より可逆モータ 1 2 を操作し、減速する方向に回転したと仮定すると、駆動ア

10

20

30

40

50

クチェータ6によりネジ軸15はそれ自体が下方に降下して、駆動伝達車円板車2の第一円板車2aへの押圧を解除し始める。このとき従動伝達車1の第一円板車1aは、軸受5、送りナット28、ネジ軸26および送りナット27によって常時加圧されている。しかも弾性手段30のスプリング33の中の第1番スプリング33aのみが単独で常時加圧している。この初期加圧力 $P_{11}$  (=  $P_{min}$  最低加圧力)は予め送りナット27の位置決め操作で調整される。

【0029】

図1に示す従動伝達車1の左半分の断面図は、この減速操作前の最高速時の初期状態を示している。従って減速指令で操作して伝達車2へのアクチュエータ6の押圧が解除し始めると、従動円板車1aの加圧力が駆動円板車2aの押圧力より大きくなるので、伝達体4の接触半径 $r_H$ は従動車1の側 $r_H$ に増し、逆に駆動車2の側では接触半径 $r$ が減る方向に作用するので出力回転数は減少する。

10

【0030】

この時可逆モータ12の回動力は、駆動側押圧アクチュエータ6のウォーム軸14aから第2連結手段19を経て従動アクチュエータ25にも加わる。そこで第二従動アクチュエータ25aの送りナット27は上昇し始め、第1番スプリング33aへの押圧力を増す。同時に第一従動アクチュエータ25bの送りナット28は、ネジ溝26aと26bが互に逆ネジなので、逆に降下し第一円板車1aに、第二アクチュエータ25aによって増大した押圧力を直列に重畳させながら、更に強い加圧力で下方に印加する。そこで第一円板車1aと第二円板車1bとの相対距離を収縮摺動することになり、同時に加圧力も増大するので軸トルクは増大する。

20

【0031】

その結果、変速機10としての変速比 $m_{in}$ は増大し出力回転数は最高速状態から減速しているにも拘わらず、伝達車1の第一円板車1aへの加圧力は逆に増大することを意味している。このことは、伝達車1の弾性手段が示す加圧力特性が、変速比に対し正の傾きを有する正特性である。即ち本願発明の伝達車1の弾性手段30が示す出力回転数対加圧力特性は、図4の第1番スプリング33aの特性線Iの傾斜が示す様に、逆に負の傾きを有する負特性になっていることを示す。従動アクチュエータ25が、元来は正特性の弾性手段30を逆に負特性の加圧特性として作用させていることを意味している。

【0032】

続いて、可逆モータ12を更に減速操作すると、ナット27に加わる、押圧力が増大して特性線Iの $P_{11}$ から $P_{10}$ に達した所で弾性手段30の第1番スプリング33aに予め溶接固着した連動環38aが第2番スプリング33bに当接し、二つのスプリング33aおよび33bが同時に協働し始める。図4の特性図に示す如く、ネジ軸26を経て第一円板車1aに加算された加圧力は段階的に急上昇して $P_{21}$ に到り、特性線Iから特性線IIに移行することになる。続いて更に減速操作すると特性線IIに沿って加圧力は増大し始め、二つのスプリング力の和の値 $S_{P33a}$ および $S_{P33b}$ の特性線IIを負の傾斜に従って上昇する。

30

【0033】

以下、同様に可逆モータ12を最低速状態にまで減速操作すると、上述と同様の動作を順次繰り返す。図1において、従動側および駆動側の各伝達車1、2の第一円板車1a、2aが同図のLOWの位置まで達したことになる。このとき、弾性手段30のすべてのスプリング33a、33b、33c、33dは、図2の右半分に示す様に、全押圧状態に到るので、最低速状態における全スプリング荷重の総和としての加圧力 $P_{40}$ は最大加圧力 $P_{max}$ となり、その加圧特性図は全体的に図4の特性線(A)のように階段状の負の傾きの特性になる。

40

【0034】

次に、逆に可逆モータ12を増速指令で操作する場合を述べる。この場合は上述した減速操作のときの動作と全く反対になる。最低速状態から増速するとき、従動車1に最大加圧力 $P_{max}$ が印加されているが、変速比が最大減速比 $m_{max}$ であるので、駆動車2

50

の第一円板車 2 a に供給する押圧力は、減速比  $m a x$  の割合だけ軽減した押圧力が変速押圧アクチュエータ 6 から確保されれば、増速操作は行われ得る。従って可逆モータ 1 2 の増速操作によって伝達車 1 の第一円板車 1 a への加圧力は図 4 の階段状特性線に沿って降下し始め、順次増速するに従い減少して行くので軸トルクは減少する。

【 0 0 3 5 】

上述の如く、本実施例では、従動伝達車 1 の側において単にフックの法則に従う通常の正特性の弾性手段と、この加圧力に直列重畳させた押圧力を供給する従動アクチュエータ 2 5 との双方から変速比に対応した加圧力を印加し、両総合加圧力が、第一円板車 1 a と固定本体 1 0 との間に印加することによって、出力回転数に対し負特性の加圧力を第一円板車 1 a に印加するものである。このことは従動アクチュエータを介する弾性手段 3 0 の負特性の押圧力が、伝達車 1 における第一および第二円板車 1 a、1 b の相対距離  $D m$  が収縮摺動し減速するのに応じて増大し、逆に相対距離  $D m$  が伸長摺動し増速するのに応じて減少するように作用していることを示す。従って明らかに従来例として示した正の傾きの特性線 ( D ) と比較すると可変加圧制御形態が全く相異しており、このアクチュエータ 2 5 が弾性手段 3 0 を経て伝達車 1 に対して負の加圧特性を付与することを示す。

10

【 0 0 3 6 】

伝達車 1 への加圧力特性線 ( A ) を印加する場合には、実装運転上における伝達体 4 の張力は、同図 4 の特性線 ( B ) のように特性線 ( A ) 以下で使用することになるが、両者の圧力差が大きくなると、伝達中の発熱が増した伝達効率も悪化する。従って理想的には階段状特性 ( A ) よりも、実装特性線 ( B ) の変動を想定して、これに近いリニア特性の加圧力特性を実装特性線 ( B ) より大きく選定し特性線 ( A ) として施すのが望しい。

20

【 0 0 3 7 】

また、同径の伝達車 1 であっても、大きな伝達動力を必要としない場合には、従来技術と同様に単一のスプリング 3 3 a のみと、従動アクチュエータ 2 5 とによって定馬力伝達も可能である。

【 0 0 3 8 】

このときの伝達車 1 と伝達体 4 との接触半径  $r$  が、最高速時に接触周長  $r H$  では接触周長が小さな値  $L H$  しかないのに対し、最低速時には半径  $r L$  も接触周長  $L L$  もほぼその数倍に達している。従って、この種の変速機では、最低速時の面積  $S L$  は最高速時の接触面積  $S H$  の数倍を既に自動的に確保していることを意味する。そこで伝達体 4 が受ける軸トルク  $T$  としては、回転数  $N$  の減少に伴って逆に増大できる。

30

【 0 0 3 9 】

このことは、低速域でも伝達馬力  $P$  を一定に確保できることを示している。ちなみに、加圧特性線 ( D ) は、単一のスプリング 3 3 a のみ使用し、しかも変速逆押圧アクチュエータ 2 5 を採用しない場合の従来思想の変速機に利用されている弾性手段の正特性の加圧特性を示す。

【 0 0 4 0 】

本発明の課題である「伝達車と伝達体間の接触径を正確かつ早い変速応答性」を再現させる可変径位置決め制御機能は、駆動車 2 に於ける接触径  $r 1$  が駆動アクチュエータ 6 の操作によって、変速指令が定まれば一義的に固定されることによって実現する。即ち駆動車 2 が変速比の基準状態をまず最初に確保することを駆動アクチュエータ 6 が果している。更に本発明のもう一つの課題である「トルクによる出力動力の安定性ないし自動調芯機能」は、従動車 1 に於ける接触径  $r 0$  を安定状態に自動調芯する従動アクチュエータ 2 5 および弾性手段 3 0 の協働によって行われることを示している。即ち駆動車 2 で定まる基準位置に従い従動車 1 は、従動アクチュエータ 2 5 から大きな加圧力を付与された弾性手段 3 0 がこの加圧力を変速指令に応じて可変加圧制御機能による所定トルクを維持しながら、自ら安定均衡する接触径  $r 0$  を瞬時に見出すことにより自動調芯を果す点に本発明の最大の課題解決の根拠がある。

40

【 0 0 4 1 】

50

次に図3および図4に従って、変速機構自体に内在する誤差要因および入出力側衝撃など外部から加わる変動要因の自動調芯機能について説明する。ここで、変速機出力に内在する誤差要因には、代表的なものとして、例えば、(i)伝達体4の伸び、(ii)伝達体4の接触面即ち厚味の劣化摩耗、(iii)円板車1a、1bの接触面の寸法摩耗、さらに(iv)ジャッキ部のホイール摩耗等がある。いずれの場合にも、弾性手段30にて伝達体4に常時加圧力が付与されているので、従動伝達車1において、回転中にこれを自動的に押圧調芯する。

#### 【0042】

図3は、本実施例の自動調芯機能を示すための従動ジャッキ24の概略構成図である。例えば図1の伝達車1が最速のHIGH(左半分に示す)状態のとき、伝達体4aが破線4aまで伸びたものと仮定する。このとき該当している第1番加圧スプリング33aがネジ軸26aを送りナット27にて常時下方向に押圧している。従動ジャッキ24内のウォームホイール43は、ネジ軸26の下端部に施したスプライン軸部26cと回動可能に連結している。そこでネジ軸26の全体は、伝達体4aの伸びの微量分( $r_H - r_h$ )に対応する分だけホイールを貫通して下方に変位量Mだけ移動し、回転しながら常に自動調芯する。また、低速域では大きい加圧力で同様の自動調芯が機能する。このことは変速域でそれぞれ加圧量が変速比に応じて変化するので、いずれかの変速域で接触圧が不安定になることが無く、スリップやベルトの伝達上の乱れが無い状態で全て吸収し調芯することを意味している。伝達体の伸びに対し変速比が増した状態になるが、動力伝達は運転中に常に自動調芯しながら安定状態で維持する。

#### 【0043】

特にこの自動調芯機能は、高速時は弱い押圧力でまた低速時には強い押圧力で回転中自動的に誤差を吸収するので、運転中の経年変化に応じて僅かずつ、安定して調芯する。伝達体4の伸びの場合は、駆動車2での接触径に変化は無く、従動車1の弾性手段30が自動調芯する。また上述の誤差要因(ii)の場合は駆動車2での接触径は減り従動車1での接触径を増すので、この場合も変速比が増す方向に自動調芯する。いずれの場合も出力回転数の誤差として表われるが、大容量の動力伝達中であっても回転中常時極めて適正かつ安定した調芯機能を果す。

#### 【0044】

また次に変速機に外部から加わる外乱としては、入力側原動機の起動衝撃、或いは出力側負荷機器の突発的な振動衝撃等があるが、この場合にも弾性手段30およびネジ軸26がこれを瞬時に吸収して自動復帰させる機能を果す。入出力軸11a、20或いは両アクチュエータ6、25から侵入するが、この場合も駆動車2に印加する場合は主に伝達体4の幅方向(軸芯方向)の弾性によって吸収されるが、従動車1に印加する場合は、上述のこの伝達体4だけでなく弾性手段30が積極的に外乱に抗してこれを吸収し安定な加圧力にて再び自ら接触径の均衡状態を作り出し安定伝達に自動復帰する調芯機能は前述と同様である。特に変速領域のどの段階でこの衝撃振動が加わっても、高速域では弱い加圧力でまた低速域では強い加圧力でその弾性振動の大きさに対応して外乱を自動調芯するために、全変速領域に於いて、大容量の動力伝達を行っても、安定した伝達機能を果す。

#### 【0045】

##### 〔第2実施例〕

図5は、本発明の第2実施例変速機操作装置用の従動伝達車1の断面図である。図1の実施例との相異点は次のとおりである。(1)弾性手段30が本体10でなく第一円板車に直接装着されて回転し、しかも5本のスプリング33aないし33eの夫々が図4の特性線(I)~(V)の五段階の階段状に直接該円板車を加圧していること。(2)アクチュエータ25のネジ軸26には1ヶ所で、しかも長いネジ溝26dが施されていること、(3)加圧連結体としての送りナット28のストロークは、第二アクチュエータとしての弾性手段30の押圧移動分L2と、第一アクチュエータとしての円板車1aの変速移動分L1とが共通して同一のリード部26b上で行うため、ストロークL0(=L1+L2)に大巾に増している。このためネジ溝のピッチが駆動アクチュエータより大きいこと、(4)弾性

手段30が円板車1aを直接加圧しているのでネジ軸26とウォームホイール間にスプライン結合が不要であること等が挙げられる。この実施例の動作は、図1の実施例とほぼ同等であるので、詳細説明は省略する。図1に示す変速指令供給源9からの変速指令として互いに同期させるためには、従動アクチュエータ25のネジ軸26の回転数を増大させるためのウォーム減速比の変更、或いは歯車動力伝達機などの別途設置、またはネジ溝26aとピッチの変更などの対策を要するが、これ等はいずれも周知の技術で達成できるので、説明は省く。

【0046】

〔第3実施例〕

図6は、本発明の第3実施例変速機操作装置用の従動伝達車1の断面図である。図1および5の実施例と決定的に異なるのは、(1)弾性手段30が単一スプリング33で構成されているため、第一円板車1に印加される弾性手段30の加圧特性が図4の特性線Aのように連続的な比例動作のリニア特性になることである。この場合実装上の負荷特性線Bに近似しているため、伝達効率が極めて高効率になり、同時伝達体4および伝達車1および2の摩耗劣化が減るため耐久性が増す。その他の相異点としては、(2)弾性手段30と第一円板車1aとの間に回転力を除くための軸受5が存在し、軸受5を介して第一円板車1aを軸芯方向に加圧連結体28bを介して加圧されること、(3)スプリング33の加圧変形を防ぐガイド体10aが本体から施されていること等がある。この実施例の動作も第2実施例と同じであるので詳細説明は省略する。

【0047】

なお、上述して来た第1、第2および第3実施例に示した従動アクチュエータ25の従動ジャッキ本体24の設置場所が、共通して従動伝達車1の裏側、すなわち本体10の一平面側に設置されている。従って、この位置から第一円板車1aの摺動制御を行うためには、摺動のための可動部分を第一円板車1aの存在する位置まで変速指令を動力伝達する必要があり、この目的のため回転軸20に貫通孔21が施され変速指令が伝達される。

【0048】

しかし、このことは反面、変速機に変速指令を供給する電氣的制御機構を著しく簡易化できる利点を提供している。すなわち、手動ハンドル、電気可逆モータ或いは流体可逆モータなどの変速指令供給源9を単一に共用し、連動手段を機械的に構成するための伝達機構13および19として、カップリング8、8、ヒンジ16a、16b、連結棒13、17その他の動力伝達機等で達成できるからである。特に連結棒17だけで両アクチュエータ6、25の完全な同期連動が確保できる。従動車1及び駆動車2への加圧制御および位置決め制御の各制御が高精度に行われ、しかも両者が互に連結しているため、一方のみが伝達車1、2への押圧位置を大きく外れることが阻止でき安定伝達を保証する。

【0049】

〔第4実施例〕

図7は、本発明の第4実施例変速機操作装置用の従動伝達車1の断面図である。この例は図1の実施例とほぼ同等の動作をするので詳細な説明は省略する。図1との相異点は、(1)アクチュエータ25の従動ジャッキ24が図1の場合と異なり、伝達車1の第一円板車1aの側の本体10に配置されていること、(2)弾性手段30と第一円板車1aとの間に支持連結体28bおよび軸受5を介して加圧していること、(3)回り止めレバー28aがもう一つの加圧連結体27bに施したガイド穴27cによって案内されること、(4)弾性手段30は単一のコイルスプリング33を使用しており、その加圧変形を防ぐガイド体10aが本体10より施されていること、(5)回転軸20には貫通孔21が存在しないこと、(6)出力動力を回転軸20の軸端20aから送出すること、等である。

【0050】

〔第5実施例〕

図8は、本発明の第5実施例変速機操作装置用の従動伝達車1の断面図である。上述の第1乃至第4実施例は回転軸20がいずれも片持軸受支持構造の変速機の例であったが、本実施例は両軸受支持構造の例を示す。軸芯方向に固定されている本体10、および従動

10

20

30

40

50

車 1 の間で、従動アクチュエータ 2 5 と弾性手段 3 0 との各押圧力が直列に重畳して従動車 1 に印加され、出力回転数に対し負特性の加圧力を供給する主要動作は、他の実施例と同じなので、詳細な説明を省く。

【 0 0 5 1 】

他の実施例との相異点は次の通りである。( 1 ) ネジ手段 2 6 および連結体 2 7 に貫通孔が施され、そこに従動車 1 が貫通していること。( 2 ) ウォーム伝達機の代りにベベル伝達機 2 4 の歯車伝達機が使用されていること、( 3 ) 弾性手段 3 0 のスプリング 3 1 , 3 2 , 3 3 は、いずれも連結体 2 7 の作動と共に全てが同時に伸縮するため実質的に単一スプリングの場合と同じリニア加圧特性になるが、各スプリングの擦れによる従動車 1 への歪力を相殺させるためにスプリング 3 1 と、スプリング 3 2 および 3 3 とは、互に巻回方向が逆巻に構成されていること。

10

【 0 0 5 2 】

〔第 6 実施例〕

図 9 および図 1 0 は、それぞれ本発明の第 6 実施例変速機操作装置用の従動伝達車 1 の断面図および同実施例の連結体の構成図を示す。この例も第 5 実施例と同様に両軸受支持構造の回転軸 2 0 に適用した例であり、主要動作も同じであるので詳細な説明を省く。相異点は、( 1 ) 台形ネジのネジ手段 2 6 が回転軸芯と同一ないし平行ではなく、垂直に配されていること。( 2 ) 更に図 1 0 のように連結体は、カム機構として二つの連結体 2 7 および 2 8 に分かれ、各連結体にテーパカム部をもつカムレバー 2 7 c および 2 8 c と歯車伝達機 4 3 なるカムレバー付勢装置が施され、互いの相対位置関係をネジ手段 2 6

20

【 0 0 5 3 】

〔他の実施例〕

以上、本明細書の実施例は、各アクチュエータとしていずれもネジ手段、歯車伝達機と連動する連結体のスクリュまたはカム付勢装置を含む例を開示したが、各種の変更が可能なのでこれに限定されるものではない、駆動車側での可変径制御と従動車側での可変加圧制御とで電氣的または機械式連動手段を経由して互に同期連結が行われかつ低速域に従って加圧力を増大する制御が行われている限り、手動ハンドル操作或いは圧力流体付勢動力源等を利用した流体シリンダを有する圧力流体付勢装置の加圧ジャッキにて各制御を行っても良い。更に両伝達車 1 , 2 の変速制御に際して、ネジ手段と、これを可逆に付勢する従動、駆動ジャッキが存在していれば良いので、駆動および従動ジャッキはウォーム減速機だけに限定されるものではない。すなわち、駆動および従動ジャッキ 1 4 および 2 4 のネジ手段、流体シリンダまたはカムレバーに圧力流体付勢装置或いは電気駆動の可逆モータを直接使用し、変速指令供給源は供給源 9 のように単一共用せずに各々個別に設置しても良く、これ等の変更は、当業者に容易である。

30

【 0 0 5 4 】

また、ネジ溝自体は、効率が悪化してもブレーキ機能を保持するならば台形ネジとするのが有利であり、また効率を良好にするにはボールネジを使用し可逆モータ側にブレーキ機能を施す等の周知の設計的事項で選定でき、またネジ手段の位置関係は、伝達車の回転軸芯方向またはこれと垂直方向に実質的に平行であれば良く、この平行の概念には当然同軸も含み、また偏心した位置を含むものであり、各種の設計変更は必要に応じて可能である。従って、「特許請求の範囲」内において、当業者が行う各種の設計変更についても本発明の範囲に包含されるものである。

40

【 0 0 5 5 】

【発明の効果】

定馬力伝達型の変速機構を確立するには、入出力側の各々の伝達車に対して、所定変速比を安定に維持させるため伝達車と伝達体の接触径の高精度位置決めさせた可変径制御機能と、伝達体へ変速比に応じた軸トルクを確保するため弾性手段を介在させて正特性の弾

50

性加圧力を付与する可変加圧制御機能との二つの機能の明確な役割分担をさせることが必要である。本発明は、前者の可変径制御機能を駆動伝達車が分担し、後者の常時可変加圧制御機構を従動伝達車がそれぞれ分担させて、各機能の役割を分担させることによって定馬力の変速動力伝達の機能を達成させたものである。無段変速機の生命とも云える良質な動力の伝達機能は、(1)第一に、或る変速比 1 から別の変速比 2 への移行課程が良好であり早い応答性を持つこと、(2)第二に変速機の内外から加わる乱調に対して円滑かつ瞬時に吸収できること、の二点に集約される。(1)の移行課程は、前者の駆動車の接触径の位置決めが一担決定されると駆動車側での安定な接触半径を維持したまま、続いて後者の加圧特性の弾性手段が自からの加圧状態によって、従動車の側での伝達体接触径を自動的に模索し安定状態に瞬時に自動調芯し収束させる。従って速比を如何に早く変化させても必ずこの移行課程を瞬時に経るため良質な応答性の伝達機能が保証される。また(2)の乱調が生じた場合も、前者の駆動車の可変径位置決めが安定位置に復帰し維持できる限り、必ず従動車の弾性手段が自動調芯させ乱調を確実に吸収する。斯くして、良質の伝達が保証されると同時に、結果として通常の弾性手段の可変加圧制御によって定馬力伝達の無段変速機が実現するので、工業的価値は甚大である。

10

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の第 1 実施例操作装置を適用した変速機の断面図である。

【図 2】第 1 実施例に示した弾性手段の拡大図である。

【図 3】第 1 実施例に示した従動ジャッキの部分内部構成図である。

【図 4】第 1 実施例に示した従動伝達車への弾性手段の加圧特性図である。

20

【図 5】本発明の第 2 実施例変速機操作装置の従動伝達車の断面図である。

【図 6】本発明の第 3 実施例変速機操作装置の従動伝達車の断面図である。

【図 7】本発明の第 4 実施例変速機操作装置の従動伝達車の断面図である。

【図 8】本発明の第 5 実施例変速機操作装置の従動伝達車の断面図である。

【図 9】本発明の第 6 実施例変速機操作装置の従動伝達車の断面図である。

【図 10】第 6 実施例変速機操作装置の従動アクチュエータの連結体の傾視図である。

【符号の説明】

1 従動伝達車または従動車

1 a、2 a 第一円板車または摺動円板車

1 b、2 b 第二円板車または固定円板車

30

2 駆動伝達車または駆動車

3 連結体

4 伝達体

5 軸受

6 駆動アクチュエータまたはアクチュエータ

6 a スクリュ付勢装置

7、11 a、20 回転軸

9 変速指令供給源

10 本体または変速機

13、19 連動手段

40

14 駆動ジャッキまたはジャッキ本体

15、26 ネジ手段またはネジ軸

17 連結棒

24 従動ジャッキまたはジャッキ本体

25 従動アクチュエータまたはアクチュエータ

25 a 第二従動アクチュエータまたはスクリュ付勢装置

25 b 第一従動アクチュエータまたはスクリュ付勢装置

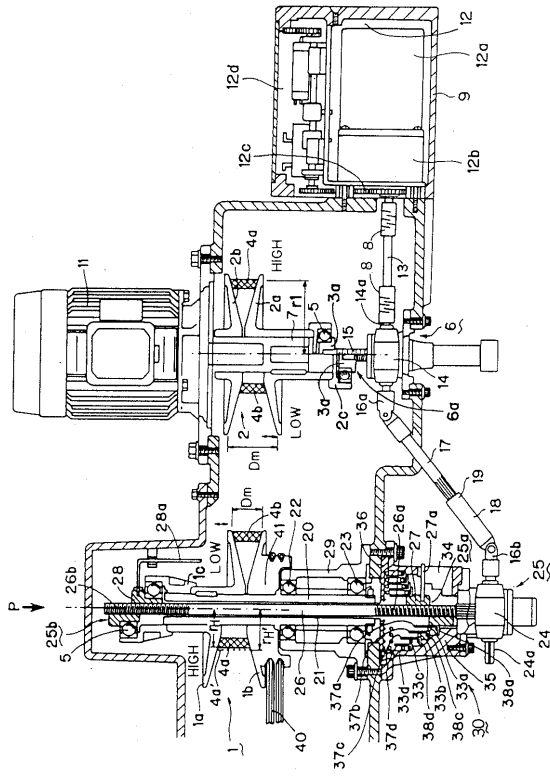
27、28 加圧連結体、連結体、送りナットまたはカムレバー

30 弾性手段

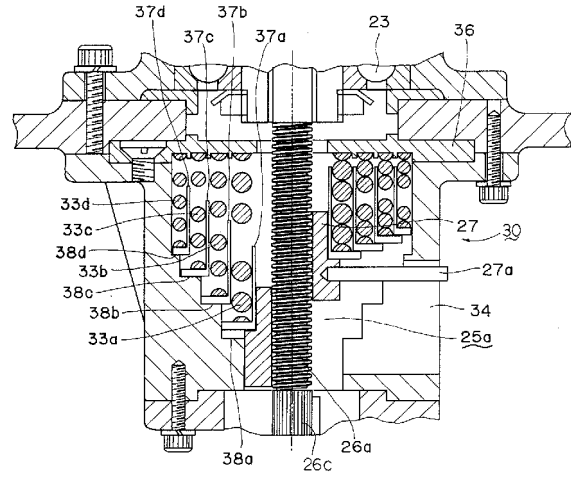
33 スプリング

50

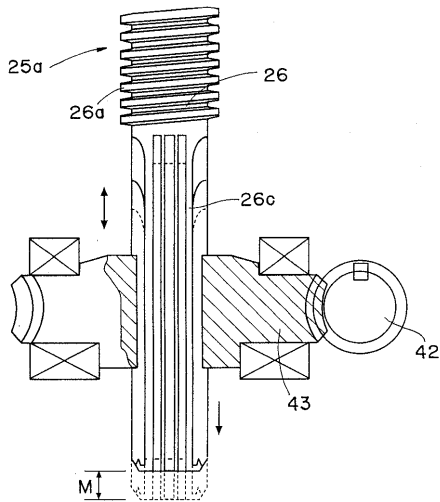
【図1】



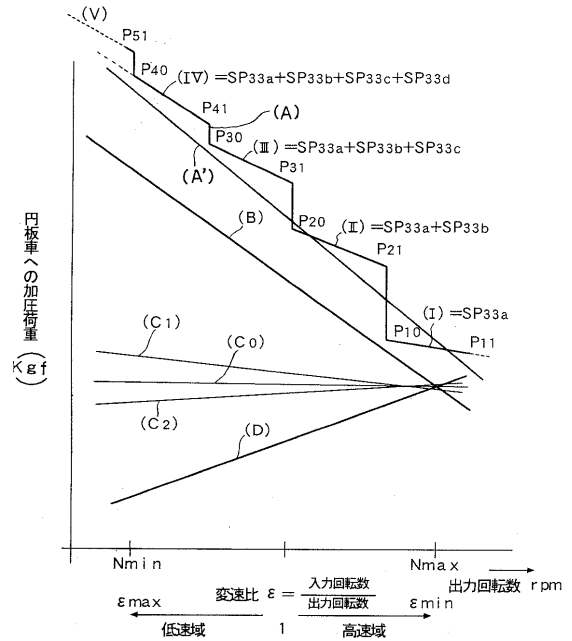
【図2】



【図3】

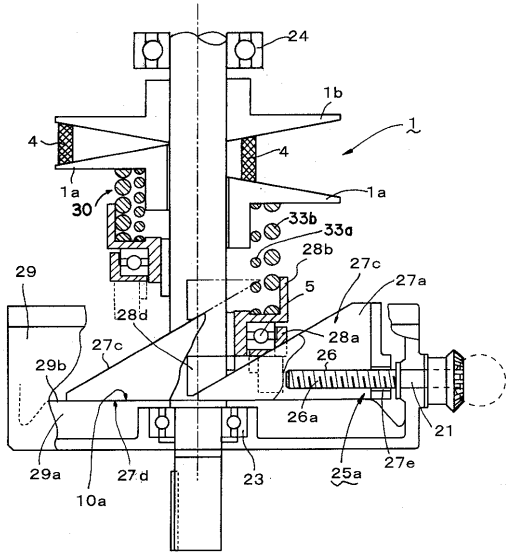


【図4】

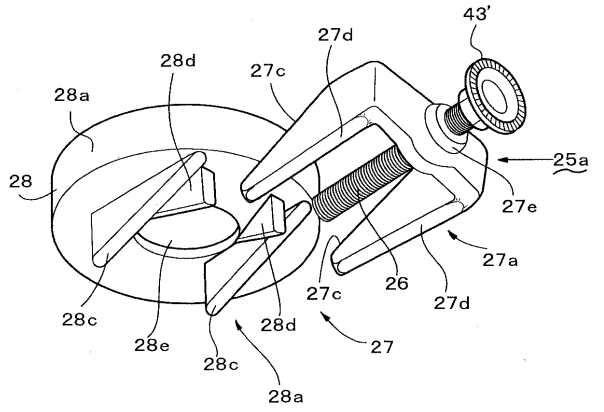




【図9】



【図10】



---

フロントページの続き

- (56)参考文献 実公昭46-9664(JP, Y1)  
特開昭62-159848(JP, A)  
特開昭63-318355(JP, A)  
特開平8-42657(JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F16H9/18