

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4478225号
(P4478225)

(45) 発行日 平成22年6月9日(2010.6.9)

(24) 登録日 平成22年3月19日(2010.3.19)

(51) Int.Cl. F 1
F 1 6 H 9/18 (2006.01) F 1 6 H 9/18 B
F 1 6 H 61/28 (2006.01) F 1 6 H 61/28

請求項の数 12 (全 16 頁)

(21) 出願番号 特願平10-48479
 (22) 出願日 平成10年1月26日(1998.1.26)
 (65) 公開番号 特開平11-210850
 (43) 公開日 平成11年8月3日(1999.8.3)
 審査請求日 平成17年1月19日(2005.1.19)
 審判番号 不服2008-11045(P2008-11045/J1)
 審判請求日 平成20年5月1日(2008.5.1)

(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
 東京都世田谷区奥沢6丁目20番8号
 合議体
 審判長 川上 溢喜
 審判官 大山 健
 審判官 常盤 務

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 伝達車

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

本体に軸支持された回転軸の軸芯と同軸に第一および第二円板車を相対向して配し、上記第一円板車は上記第二円板車に向って該回転軸芯と同軸に配した弾性手段を経て常時該軸芯方向の弾性加圧力を付与されると共に上記第二円板車との相対距離を収縮または伸長するため該軸芯方向に摺動可能に構成された伝達車において、
 圧縮に対して該加圧力が増す正特性の上記弾性手段と、さらにこの弾性手段から連結体を介して上記第一円板車に加える該加圧力を該回転軸芯と同軸または平行方向に摺動変位する加圧機構が生む押圧力で上記弾性手段を外部指令に従い増減操作して付与させるアクチュエータとを有すると共に、上記弾性手段は上記本体を基準として少なくとも上記第一円板車への該加圧力と与えた該外部指令の逆転阻止機能を持つ上記アクチュエータからの該押圧力とを該軸芯方向に直列に重畳して上記第一円板車を加圧制御したことで上記伝達車と伝達体との間の接触摩擦圧を可変に加圧制御して上記伝達車に伝達トルクを任意に選定付与することを特徴とする伝達車。

【請求項2】

本体に軸支持された回転軸の軸芯と同軸に第一および第二円板車を相対向して配し、上記第一円板車は上記第二円板車に向って該回転軸芯と同軸に配した弾性手段を経て常時該軸芯方向の弾性加圧力を付与されると共に上記第二円板車との相対距離を収縮または伸長するため該軸芯方向に摺動可能に構成された伝達車において、
 順方向の圧縮に対して該加圧力が増す上記弾性手段と、この弾性手段に連結体を介して上

記第一円板車に付与する該加圧力を任意に制御ししかも該加圧力と直列に該軸芯方向の押圧力を変速比または回転数に応じて上記弾性手段に供給するため該回転軸芯と同軸または平行に配した加圧機構をもつアクチュエータと、さらに与えた外部指令の逆転阻止機能を持ち上記アクチュエータへの付勢動力として該外部指令を付与する操作装置とを有すると共に、上記アクチュエータの押圧力は、少なくとも上記第一円板車が上記第二円板車との相対距離または回転数に対して負特性或いは変速比に対して正特性となるように、該軸芯方向に沿って上記弾性手段の該加圧力を付与することで外部から上記伝達車に任意の伝達トルクを連続的に付与のため上記第一円板車を可変に加圧制御したことを特徴とする伝達車。

【請求項 3】

請求項 1 または 2 において、上記アクチュエータは、変速比または回転数に応じて上記第一円板車の第一変位量 L 1 を摺動変位させる第一アクチュエータと、変速比または回転数に応じて上記弾性手段に第二変位量 L 2 を押圧付与する第二アクチュエータとを、ジャッキを用いて互に別体の上記加圧機構で構成しかつ別体または共通の変速動力供給源で付勢したことを特徴とする伝達車。

10

【請求項 4】

請求項 1 または 2 において、上記アクチュエータは、変速比または回転数に応じて上記第一円板車を摺動変位させる第一変位量 L 1 と、変速比または回転数に応じて上記弾性手段を押圧付与する第二変位量 L 2 とを、ジャッキを用いて互に単一共用の上記加圧機構で付与しかつ共通の変速動力供給源で付勢したことを特徴とする伝達車。

20

【請求項 5】

請求項 3 または 4 において、上記アクチュエータは、変速比または回転数に対応する状態量を検出し該外部指令で操作装置をサーボ制御する電氣的制御装置と、この制御装置に回答して上記伝達車および上記弾性手段へ押圧動力を付与する可逆電動機または圧力流体動力源の外部制御動力源でなる上記変速動力供給源の上記操作装置とで制御されることを特徴とする伝達車。

【請求項 6】

本体に軸支持された回転軸の軸芯と同軸に第一および第二円板車を相対向して配し、上記第一円板車は上記第二円板車に向って該回転軸芯と同軸に配した弾性手段を経て常時該軸芯方向の弾性加圧力を付与されると共に上記第二円板車との相対距離を収縮または伸長するため該軸芯方向に摺動可能に構成された伝達車において、
順方向の圧縮に対して該加圧力が増す上記弾性手段と、この弾性手段に連結体を介して変速比または回転数に応じた押圧力を付与するジャッキでなる加圧機構を有し上記加圧機構の押圧力を上記弾性手段の該加圧力に直列に重畳させて該軸芯方向に上記第一円板車に印加するため上記加圧機構を該回転軸芯と同軸または平行に配したアクチュエータと、与えた外部指令の逆転阻止機能を持ち上記アクチュエータへの付勢動力として変速動力供給源を付与する操作装置と、さらに上記操作装置を制御するための該外部指令を付与する制御装置とを有すると共に、上記弾性手段は、上記本体を基準として上記第一円板車に該相対距離または回転数に対して負特性或いは変速比に対して正特性に該加圧力を印加することで上記伝達車の伝達トルクを連続的に可変付与するため上記制御装置から外部制御して上記第一円板車を加圧したことを特徴とする伝達車。

30

40

【請求項 7】

請求項 6 において、上記アクチュエータで、上記ジャッキは変速比または回転数に応じて上記第一円板車を摺動変位させる第一アクチュエータと、変速比または回転数に応じて上記弾性手段を押圧変位させる第二アクチュエータとの夫々の押圧力を直列複合する共通のネジ軸を回動させる上記ウォーム伝達機としてウォームおよびウォームホイールを有することを特徴とする伝達車。

【請求項 8】

請求項 7 において、上記アクチュエータで、上記ネジ軸は上記第一アクチュエータ用の第一ネジ溝と、上記第二アクチュエータ用の第二ネジ溝とは互に逆ネジとなるように形成し、上記第一および第二ネジ溝に夫々第一および第二連結体を送りナットで施すと共に、上記弾

50

性手段は上記本体と上記アクチュエータとの間に配されたことを特徴とする伝達車。

【請求項 9】

請求項 7 において、上記アクチュエータで、上記ネジ軸は上記第一円板車の摺動変位用の第一ネジ溝と、上記弾性手段の押圧変位用の第二ネジ溝とは互に単一の同方向ネジ溝に形成し、単一共通の上記連結体を送りナットで施すと共に、上記弾性手段は上記連結体と上記第一円板車との間に配されたことを特徴とする伝達車。

【請求項 10】

請求項 8 または 9 において、上記アクチュエータは、上記連結体を送りナットで形成され該ナットおよびネジ軸を台形ネジまたはボールスクリュで構成し、上記アクチュエータが上記弾性手段と上記第一円板車との間に配し上記ネジ軸と上記ホイールとの間を軸芯方向に微動可能に配置したことを特徴とする伝達車。

10

【請求項 11】

請求項 8 または 9 において、上記アクチュエータは、上記連結体を送りナットで形成され該ナットおよびネジ軸を台形ネジまたはボールスクリュで構成し、上記アクチュエータが上記弾性手段と上記本体との間に配し上記ネジ軸と上記ホイールとの間を軸芯方向に微動不可能に配置したことを特徴とする伝達車。

【請求項 12】

請求項 5、7、10 または 11 において、上記伝達車は、変速逆押圧アクチュエータとして働く従動側伝達車の上記アクチュエータおよび駆動側伝達車の変速押圧アクチュエータと、上記変速動力供給源とを連結手段で結合し上記連結手段を経由して外部指令を上記変速逆押圧及び変速押圧アクチュエータに伝達した無段変速の動力伝達機の上記従動側伝達車に適用したことを特徴とする伝達車。

20

【発明の詳細な説明】

【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、モータ等に設ける無段変速機等に使用される可変径伝達車に関する。

【0002】

【従来の技術】

図 1 は、無段階に変速比（すなわち入力回転数 N_1 と出力回転数 N_0 の比 N_1 / N_0 ）を変えることのできる無段変速機概念断面図である。この種の無段変速機の技術は、例えば日本特許第 2,562,081 号に記載されており周知である。

30

【0003】

この変速機の特徴は、従動側伝達車 1 にスプリング 3 が使われていることである。この変速機の動作原理は、従動（出力）側伝達車 1 および駆動（入力）側伝達車 2 に伝達体 4 を巻掛けておき回転する。そこで駆動側伝達車 2 の第一（可動）円板車 2a を第二（固定）円板車 2b に向って、回転中に両者の円板車の相対距離が収縮または伸長できるように、弾性手段 3 より大きな押圧力を軸受 5 を介して外部のハンドル 12 などの変速動力供給源からネジ軸 6 を経て付与する構造である。

【0004】

40

このとき伝達体 4 は、伝達車 1、2 での接触半径が押圧力に応じて変化し押圧力を増せば増速するが、逆に装置 6 の押圧力を減らせば弾性手段 3 の加圧力が優先して減速し始め、自動的に伝達体 4 の位置は弾性手段 3 の作用で自動調芯する位置にて安定伝達する。

【0005】

然し乍ら、この種変速機を適用する産業機械では、一般的に低速域および高速域のいずれの領域でも所定の伝達馬力 Q_0 を伝達することが要求される場合が多いが、実際にはこの構造原理では、変速領域の全域で所定馬力 Q_0 を安定して伝達することは不可能である。

【0006】

その理由を図 2 および図 3 で説明する。図 2 はこの変速機の動作説明図で、図 3 は弾性

50

手段 3 の加圧特性図である。図 2 は従動側伝達車 1 における伝達体 4 の接触半径 r を最低速時半径 r_L および最高速時半径 r_H を夫々実線および破線で示している。また図 3 は弾性手段 3 が、第一円板車 1 a による順方向の圧縮に伴って加圧力を増大し、正方向の加圧傾斜特性（本明細書では正特性と略す）を持つことを示す。

【 0 0 0 7 】

通常、伝達車 1 が伝達する所定馬力 Q は、回転数 N とトルク T の関係は

$$Q [W] = 1.027 \times N [rpm] \times T [kgm]$$

で示される。そこで正特性の弾性手段 3 では、高速域に入るに従って回転数 N も加圧力も大きくなるが伝達体との接触面積は減るので、最高速時に最大の伝達馬力 Q_{max} を伝達するが、低速域に到るに従って動力 Q の伝達能力は回転数 N も加圧力も同時に低下するが接触面積は増すので、結果的にトルク T の変化は少なく ほぼ一定だが伝達能力は出力回転数 N の低下に伴い急速に低下する。

10

【 0 0 0 8 】

すなわち、このことは低速域で伝達馬力を強制的に増大させると、伝達体 4 の張力 T は必要以上に増大し負担が増す。さらに図 2 のように伝達車 1 の接触面 S_L が最高速時の面積 S_H に比して著しく増大しているにも拘らず、回転数 N も低いときには図 3 のように弾性手段 3 の加圧力も全く脆弱である。従って摩擦表面でスリップを招き接触摩擦圧による発熱で短期に伝達体 4 は焼損し切断する。

【 0 0 0 9 】

よってこの種変速機は、産業機械の中でも送風機、ポンプ等のように伝達動力 Q が回転数 N の三乗低減 (N^3) 法則に従うもの、或いは低速域での伝達馬力を必要としないもの等、所謂特殊性質をもつ産業機械にしか適用できないという欠陥があった。やむなく、低馬力伝達時であっても現状では杵番を数杵上げて大型の変速機を選定せざるを得ず極めて不経済であった。

20

【 0 0 1 0 】

然して、最大の問題点は、伝達トルクの確保が果せずこの種変速機が低速域で所定動力の伝達能力を発揮できないため、それを必要としている一般産業機械自体の能力を発揮できないことであり、特に例えば百馬力以上の大容量の無段変速の動力伝達機に至っては、全くその道が開かれてないのが現状である。

【 0 0 1 1 】

【 発明が解決しようとする課題 】

この発明は、正特性の性質をもつ弾性手段を利用しながら、実装運転上は伝達車の少なくとも一方の円板車に弾性手段を経由して印加する弾性加圧力が例えば低速域に行くほど増大し高速域に行くほど減少するように、弾性手段に外部からの指令に応じて押圧力を加えるためのアクチュエータの加圧機構を改良する事により、円板車と伝達体間の接触摩擦圧を変化させて結果的に伝達車に任意の伝達トルクを連続的に可変付与させる事が可能な可変径の伝達車を提供することである。

30

【 0 0 1 2 】

【 課題を解決するための手段 】

この発明は、圧縮に対し弾性加圧力を増す弾性手段と、加圧機構からの押圧力と弾性手段の該加圧力とを互に直列重畳させて該加圧力を該一方円板車に印加する際に該加圧力と押圧力とが伝達車の回転軸芯方向に印加するように弾性手段を伝達車と同軸にかつ加圧機構を伝達車と同軸または平行に配し与えた指令の逆転阻止機構をもつアクチュエータとによって、外部の指令に応じて弾性手段の圧縮での弾性加圧力による接触摩擦圧を増減制御することで伝達トルクを該伝達車に可変に付与したことを特徴とする伝達車である。

40

【 0 0 1 3 】

【 発明の実施の形態 】

上記アクチュエータは、本来順方向の圧縮に対して加圧力を増大する加圧特性をもつ弾性手段に対して、結果的に最高速時の最大荷重とほぼ同等かまたは少なくともそれ以上の押圧力を逆方向、すなわち例えば高速域に到るのに応じて減少させまた低速域に到るのに応

50

じて増大させる方向として回転数に対し負方向の加圧傾斜特性（速比に対しは正特性）に伝達車の接触摩擦圧を比例動作で加圧することができるので、低速域での回転数 N_L [rpm] に対しても増々大きな伝達トルク T_L [kgm] を確保できる。そのため低速域での動力伝達能力が低下することもなく、むしろアクチュエータの押圧力を増すことによって、所定の伝達馬力を維持できる。

【0014】

特に伝達体の伸び摩耗ないし伝達車の摩擦接触面の摩耗など、この種の変速機独特の誤差要因に対し、低速域では大きな加圧力でまた高速域では小さな加圧力で弾性手段が自動調芯して安定するので、これ等の誤差要因に対しても円滑に動力伝達の機能を果す。またこの機能は回転中の負荷側或いは原動機側からの衝撃振動も滑らかに吸収する。

10

【0015】

【実施例】

〔第1実施例〕

図4は、本発明の第1実施例伝達車を適用した無段変速機の断面図である。図4において、1および2は伝達車で、いずれも加圧機構14b、24b及び24cで加圧される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図1の場合と同じである。図4では、動作説明の理解の都合上、中心線を境界として各伝達車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の連結の描写は省略されている。また図面上キー構造、潤滑構造などの詳細は省いて画くことにする。

20

【0016】

駆動側伝達車2は、固定円板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7として装備される。図1と同様に変速指令の供給源9として手動のハンドル12は、連結棒13とジョイント8とで連結された変速押圧アクチュエータ6の加圧機構14bが軸受5を介して第一円板車2aと連結している。変速押圧アクチュエータ6は、ここでは逆転阻止の特質をもつ台形ネジ軸を有するスクリュジャッキの加圧ジャッキ機構が使われ、更に逆転阻止の特質を持つとして周知のウォームおよびウォームホイールでなるウォーム伝達機14aを内蔵したジャッキ本体14を変速機本体10に固定し、加圧連結体15aおよびネジ軸15がハンドル12に応じて上下動する構造である。

30

【0017】

一方、従動側伝達車1には本発明の伝達車の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。

【0018】

変速逆押圧アクチュエータ25は、この例では逆方向に働く変速押圧アクチュエータ6のスクリュジャッキと構成が多少異なった加圧ジャッキ機構を有している。逆転阻止の特質をもつウォームおよびウォームホイールのウォーム伝達機24aを内蔵したジャッキ本体24と、台形ネジ軸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とで二つの加圧機構が構成され、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。ネジ軸26は出力軸20の貫通孔21を貫通され、孔21を突出する端部に互に逆ネジの関係にたつネジ溝26aおよび26bが施され、それぞれの送りナット27および28がネジ軸26の回転により互に逆方向に進むように配置される。このジャッキ本体24のウォーム伝達機24aの一端は、ヒンジ16bが施され、もう一つのジャッキ本体14のウォーム伝達機14aに施したヒンジ16aとの間で連結棒17および伸縮部18をもった連結手段19で両者は結合され、互にアクチュエータ6、24間で変速動力および変速比信号の双方を変速指令として同期させながらリンク伝達している。

40

【0019】

この変速逆押圧アクチュエータ25は、上述以外にさらに二つの点で変速押圧アクチエー

50

タ6と加圧機構の働きが異っている。第1相異点は、アクチュエータ25のウォーム伝達機24aの回転に伴って、アクチュエータ25のネジ軸は原則として回転するだけである。第2の相異点は、図6に示す様に、ネジ軸26の端部とウォームホイール43とがス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43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26は弾性手段30の弾性振動に伴い僅かな量の上下動が可能な構造にしてある。

【0020】

なお、本実施例の変速逆押圧アクチュエータ25は、弾性手段30の押圧移動分即ち第二変位量L2を押圧するネジ溝26aおよび加圧連結体の送りナット27で形成した第二加圧ジャッキ機構としての第二アクチュエータ25aと、また伝達車1の円板車1aを単に変速移動分即ち第一変位量L1を変位させるためネジ溝26bおよび加圧連結体28で形成した第一加圧ジャッキ機構としての第一アクチュエータ25bとが、共通した単一のネジ軸26およびジャッキ24で付勢動力源として共用した例の加圧機構を示した。然し変速比信号を変速指令の供給源9等から連動して得られる限り、この両者の付勢動力源を全く別体に分離してもよい。

10

【0021】

図5は、本実施例の弾性手段30の拡大断面図である。この弾性手段30は、直径が、順次大きくなる四つのコイルスプリング33a、33b、33c、33dを伝達車1の回転軸20と同軸で同心円状に予め加圧状態で収納し底蓋36およびケース35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。後述の図10のように環状板パネを単一形状に連結してもよいが、本実施例では図7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27の送り量に応じて、各スプリングに施した連動環37a、37b、37c、37dが順次連結しながら加圧力を階段状に加算するカスケード構造になっている。

20

【0022】

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押圧力を小さな空間で確保するため、弾性手段30は特殊な構造を採用している。すなわち、ケース35の内部は階段状当接部38a、38b、38c、38dが施され、各当接部38の最内径が各連動環37の最内径より大きいので、各連動環は突出している。この突出部分が、送りナット27の変位に伴って隣接の連動環37と係止し、順次押圧力を増していく構造である。以上の構成により、変速機10の回転動力は、伝達車1と一体に形成されたシープ41から他の伝達体40を介して出力され、図示しないフライス盤、ボール盤などの主軸に連結される。

30

【0023】

次に第1実施例伝達車の作用を図2を借りて、図4から図7に従って説明する。図4において、変速機10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1a、2aが図中のH I G Hの位置にあるときの状態である。

【0024】

この状態よりハンドル12を操作し、減速する方向に回転したと仮定すると、変速押圧アクチュエータ6の加圧機構によりネジ軸15はそれ自体が下方に降下して、円板車2aへの押圧を解除し始める。このとき伝達車1の第一円板車1aは、軸受5、送りナット28、リードスクリュ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P11(=Pmin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た加圧力である。

40

【0025】

図4に示す従動側伝達車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。従って減速操作して伝達車2への位置決め操作するアクチュエータ6の押圧が解除し始めると、従動側円板車1aの加圧力が駆動側伝達車2の押圧力より大きくなるので、伝達体4の接触半径rHは従動車1の側で増しrHになり、駆動車2の側での接

50

触半径は減る方向に作用するので伝達車1の回転数は減速する。

【0026】

この時ハンドル12の回動力は、駆動側押圧アクチュエータ6のウォーム軸から連結手段19を経て変速逆押圧アクチュエータ25の各加圧機構にも加わる。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を、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。そこで第二円板車1bとの相対距離を収縮とすることになり、同時に弾性加圧力も伝達車2と逆方向に増大し接触摩擦圧も増大するので伝達車1のトルクは増大する。

10

【0027】

その結果、変速機10としての変速比は増し始め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、図7のとおり伝達車1への弾性手段3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のに対し、本願発明の伝達車1への弾性手段30が示す加圧力特性は、図7の第1番スプリング33aの特性線Iが示す様に、伝達車1の回転数に対しては逆に負の傾きを有する負特性になっていることを示す。従って、変速逆押圧アクチュエータ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していることを意味している。

【0028】

20

続いて、ハンドル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P10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、それ以後二つのスプリング33aおよび33bが同時に協働し始める。このことは図7の特性図に示す如く、ネジ軸26を経て第一円板車1aに印加される加圧力は段階的に急上昇してP21に至り、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に沿って加圧力は第1、第2のスプリングの和の特性線IIに従って負の傾斜に沿って増大していく。

【0029】

以下、同様にハンドル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4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5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P40は最大加圧力Pmaxとなり、その加圧特性図は図7のように負の傾きの特性になりトルクTも最大になる。

30

【0030】

次に、逆にハンドル12を増速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Pmaxが印加されているが、変速比が最大減速比maxであるので、駆動車2の第一円板車2aに供給する押圧力は、減速比max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。従ってハンドル12の増速操作によって伝達車1の第一円板車1aへの加圧力は図7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。

40

【0031】

上述の如く、本実施例では、順方向の圧縮に伴って加圧力が増大する通常の弾性手段と、この加圧力に直列重畳させた押圧力を供給するアクチュエータ25との両者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1aと固定本体10との間に印加することによって、回転数に対し負特性の加圧力を第一円板車1aに印加し従動車1の軸トルクを任意に選定するものである。このことは変速逆押圧アクチュエータの押圧力が、伝達車1における第一および第二円板車1a、1bの相対距離Dmが収縮摺動し減速するの

50

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の図 3 の特性線と相異しており、このアクチュエータ 25 は弾性手段 30 の加圧力が従動車 1 の回転数に対して負特性を付与することを示す。

【 0 0 3 2 】

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 7 の特性線 B のように特性線 A 以下で使用し伝達トルクを連続的に比例制御することになるが、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、トルクを連続的に比例制御する実装特性線 B の変動幅を想定して、これに近いリニア特性の加圧力特性を後述のように実装特性線 B より大きい特性線 A として施すのが望しいので、各種の許容可能な伝動容量の微調整にも利用できる利点がある。

10

【 0 0 3 3 】

図 2 に示したように、この種の変速機では、最低速時の接触面積 S_L または接触摩擦圧は最高速時の 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。そのため結果的に伝達体 4 から伝達車回転軸が受ける該回転軸トルク即ち伝達トルク T としては、回転数 N の減少に伴って逆に増大できるので、この伝達トルクが接触摩擦圧の効果により任意かつ可変に制御されたことを示す。

【 0 0 3 4 】

このことは、先に述べた関係式に従い回転数 N 又は速比と伝達トルク T とを同期して夫々の伝達車に付与すれば伝達馬力 Q を一定に確保できることを示している。ちなみに、図 7 の加圧特性線 D は、図 3 の従来例と全く同様に、単一のスプリング 33 a のみ使用し、しかも変速逆押圧アクチュエータ 25 を採用しない場合の正特性の加圧特性を示す。

20

【 0 0 3 5 】

次に図 4 および図 6 に従って、変速機構の誤差要因および負荷側衝撃要因等の自動調芯機能について説明する。ここで、変速機出力への誤差要因には、各種存在するが、代表的なものとして例えば、(1) 伝達体 4 の伸び、(2) 伝達体 4 の接触面の劣化摩耗、(3) 円板車 1 a、1 b の接触面の寸法摩耗、さらに(4) ジャッキ部ホイール摩耗等がある。いずれの場合にも、結果的には伝達体 4 に常時加圧力が付与されているので、従動側伝達車 1 において、回転中にこれを自動的に押圧調芯する。

30

【 0 0 3 6 】

図 6 は、図 4 のウォーム本体 24 の内部構造図である。例えば図 4 の伝達車 1 が最高速度の外部指令時の $HIGH$ (左半分に示す) 状態のとき、伝達体 4 a が破線 4 a まで伸びていたものと仮定する。このとき該当している第 1 番加圧スプリング 33 a がネジ軸 26 a を送りナット 27 が下方向に押圧している。そこでジャッキ本体 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 26 c と回動可能に連結している。

【 0 0 3 7 】

そこでネジ軸 26 全体は、伝達体 4 a の伸びの微量分 M だけホイール 43 を貫通して下方に移動し、回転しながら自動調芯する。また、低速域では大きい加圧力で逆に高速域では小さな加圧力でそれぞれ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の変速比に応じて変化するので、いずれの変速域でも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全て吸収できることを意味している。

40

【 0 0 3 8 】

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誤差を吸収するので、回転中の伝達動作が乱れることなく、安定して調芯する利点は、永年使用による誤差要因をすべて吸収する効果として、伝達車に実用的な価値を与えている。更にこの機能は負荷側の突発的負荷変動である振動衝撃が印加されたときにも、或いは原動機 11 の側で発生した場合にも、同様に弾性手段 30 およびネジ軸 26 がこれを即座に吸収して自動復帰させる機能も果たす。

50

【 0 0 3 9 】

〔 第 2 実施例 〕

図 8 は、本発明の第 2 実施例の伝達車 1 の断面図である。図 4 の実施例との相異点は次のとおりである。(1) 弾性手段 30 の一端が固定本体 10 でなく第一円板車に直接装着され、しかも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 26 d 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 1 a の変速移動分 L1 とが単一のリード部 26 b 上で共用して移動を行うため、その結果として両移動分の和のストローク L0 (= L1 + L2) が必要で大幅に増している。このためネジ溝が駆動アクチュエータより長い加圧ジャッキ機構で構成されること、(4) 弾性手段 30 が円板車 1 a を直接加圧しているので図 6 のようなネジ溝 26 とウォームホイール 43 間にスプライン結合が不用で微動不可能に固定してあること、さらに(5) 弾性手段 30 のスプリングが 5 本存在していること、等が挙げられる。この実施例の動作は、外部制御動力源で制御されるが図 4 の実施例とほぼ同等であるので、詳細説明は省略する。

10

【 0 0 4 0 】

〔 第 3 実施例 〕

図 9 は、本発明の第 3 実施例の伝達車 1 の断面図である。図中、加圧力を増すため三つのスプリング 30 a、30 b、30 c が第一円板車 1 に直接装着され同時に加圧される。本願では複数のスプリングは全て同一動作なので一体として単一のスプリング 30 として定義する。逆押圧アクチュエータ 25 の加圧ジャッキ機構は、シリンダおよびプランジャと変速比手段を有する圧力流体ジャッキで構成し周知の変速手段 54 および流体ポジション 53 で変速比信号を供給処理する変速比手段からの圧力流体で押圧力を調節された流体圧アクチュエータで示された例である。この実施例の特徴は、図 7 の階段状に示した特性線 (A) が、階段状ではなく、正確な直線状のリニヤ特性 (A) の比例動作になることである。回転数に対し負特性の傾斜量は、ポンプ等をもち油圧等の供給処理する変速手段 54、供給圧状態量を検出しサーボ制御する制御装置であるポジション 53 の変速比手段から流路 47、48 を経由して加圧連結体としてのプランジャ 46 と圧力室 45 の圧力、面積等と、弾性手段 30 のバネ圧とで決まる。またこの加圧機構では低速から高速までの加圧速度が早くすることが可能なので、応答性が早くしかも大きい加圧力が得られる利点がある。また内燃原動機を回転入力した際には、入力回転数の変動に応じて弾性手段 30 への押圧力を変速比信号以外の制御要素で変化させる事も要求され、該回転数信号または圧力室の圧力の検出器 53 a を導入して、変速比と共にカスケード制御を加えてもよい。

20

30

【 0 0 4 1 】

〔 第 4 実施例 〕

図 10 は、本発明の第 4 実施例伝達車 1 の断面図を示す。図 9 の場合と同様に、油圧または空圧などの圧力流体ポンプ及び変速比手段等によるリニヤ特性の加圧ジャッキ機構をもつ伝達車 1 の例である。但し、この場合にも図 4 と同様に圧力流体を段階的に供給すれば、段階的加圧特性も可能である。図 9 の例との相異点は次の通りである。すなわち、(1) 弾性手段 30 のメンバがリニヤな正特性ではないが錐環状板バネの 59 a、59 b の複合体の複数組合せたものである。また(2) 変速逆押圧アクチュエータ 25 が固定本体 10 に固定され加圧ジャッキ機構ユニット 60 と加圧連結体としてのプランジャ 61 と第 1 連動連結体 56、第 2 連動連結体 55 で構成され、(3) 弾性手段 30 とアクチュエータ 25 の間は軸受 5 でラジアル回転力を分離し圧力流体ジャッキ 60 を非回転にしたことである。ポンプ、シリンダおよびプランジャを有する圧力流体ジャッキ 60 は周知なので詳細は省く。

40

【 0 0 4 2 】

〔 第 5 実施例 〕

図 11 は、本発明の第 5 実施例伝達車 1 の断面図を示す。この例は、変速アクチュエータ 25 を電氣的に加圧制御するサーボ式逆押圧アクチュエータ 25 の操作装置として押圧ユニ

50

ット65が加圧ジャッキ機構と一体のまま変速機本体10に着脱可能に組付けると共に、組付けと同時にアクチュエータ25の加圧連結体としての送りナット28と一体の操作シフト即ち第1連動連結体66が、弾性手段30に施した第2連動連結体55のD型カット面55aに連結する構造である。可逆電動機62およびギヤヘッド63の動力はギヤ群68を介してカム・リード70と台形ネジ、即ちジャッキのネジ軸26とに付与され、カム・リード70はポテンシオメータ69にて変速比をシフト66の位置信号で検出し、サーボ回路71に供与される。一方、ネジ軸26はシフト66を上下動し、加圧連結体55を介して弾性手段30を加圧制御する。このアクチュエータ25は、更に変速比に対する状態量を検出しサーボ制御する制御装置と、この制御指令にตอบสนองして上記弾性手段へ押圧動力を付与するために可逆電動機62及びギヤヘッド63をもつ操作装置とを有する例である。センサ54で状態量の変化を検出し、フィードバックしたシフト位置信号との偏差を増巾判別回路71おとびスイッチ付勢回路72を経てなる制御装置の操作出力で可逆電動機62を外部制御する構造のものである。

10

【0043】

なお、伝達体4の交換時は、逆押圧アクチュエータ25を本体10から取外すと、それまで加圧状態にある弾性体30が飛散する危険がある。そこで、予め蓋77を開け破線で示すネジ76をもつ補助具75によって連結体55を押圧養生してから、アクチュエータ25の着脱作業を行う。また台形ネジおよび送りナットはボールスクリューでも良く、更に可逆電動機62およびギヤヘッド63を油圧など圧力流体モータにしても良い。

【0044】

20

〔他の実施例〕

以上の実施例は主にフライス盤、ボール盤などの工作機械用の例で開示したため変速機は空気雰囲気内で使用する乾式で示したが、車両等の重機械では油室内で伝達する湿式の型式にすることも容易である。またアクチュエータ6、25の加圧ジャッキ機構として、手動および自動式の各種形式を示したが、その他にもカム加圧機構等が考えられる。更には弾性手段30を図5のように缶詰化できることは、弾性手段30自体を形状記憶合金材にし、ヒータ等のアクチュエータで温度制御する機構も可能であり、変速比に伴って正特性の加圧特性が得られれば良い。また図4のハンドル12の代わりに電気式可逆モータまたは圧力流体モータ及び変速比手段等の周知の変速動力の供給源9を設置して、完全な自動制御化することは、当然に当業者が容易に実施可能な範囲である。

30

【0045】

図12は本発明の思想を各種態様に使用する場合の組合形態を示す説明図である。本発明の思想は、本体10を基準位置として逆押圧アクチュエータ(ACT)25および弾性手段(ELS)30を経て軸芯方向に摺動する第一円板車1aへの軸芯方向の加圧力を付勢の変速比に応じて制御したものである。ここで、本体とは、回転力の有無に拘わらず、ハウジング10との相対的な距離が軸芯方向に変化のないものをいう。従って回転方向の力の有無は、本発明思想と無関係であるが、実際には基準となる本体10が固定している場合が多いのに対し第一円板車1aは常に回転している。このため回転力の分離が必要となり、軸受5(BRG)との関係を考慮した場合の実施形態を示している。

【0046】

40

図12の(A)および(E)は伝達車1の回転軸20が片持支持構造の例であり、(D)および(H)は伝達車1の両端軸受の支持構造の例である。いずれも伝達車1と共にアクチュエータ25の加圧部分と弾性手段30が回転し、また本体10も回転するが軸芯方向には固定していること示す。図8の実施例は同図(D)の例を示す。また(B)、(C)、(F)および(G)は軸受5を介在させてアクチュエータ25または弾性手段30を、回転しない本体10に固定した例を示す。図4の実施例は同図(F)の例を示し、図8、図10および図11の実施例はいずれも同図(C)の例を示す。

【0047】

図12(I)は、形状記憶合金をヒータ制御によって押圧力を制御する例であり、また更に同図(J)は、アクチュエータ25を二つに分離した例である。これは、例えば、図4

50

の実施例では、ネジ軸 26 a および送りナット 27 は弾性手段 30 に働く第二アクチュエータ (ACT - 1) 25 a を形成し、またネジ軸 26 b および送りナット 28 は第一円板車を変速摺動させる第一アクチュエータ (ACT - 2) 25 b を形成し、互に共通のネジ軸 26 およびジャッキ本体 24 を適用した例であるが、これ等全く分離し別々のアクチュエータで付勢しても良いことを示している。この様に本発明の思想は、軸芯方向の加圧力、押圧力が直列に重畳して円板車 1 a に印加されていれば、軸受 (BRG) の有無と無関係に本願発明の思想に包含される。

【0048】

【発明の効果】

この発明の伝達車によれば順方向の圧縮に対し正特性の性質を持つ通常の弾性手段を用いながら、弾性手段を増減圧縮して発生した該加圧力を伝達車に印加し、伝達車と伝達体間の接触摩擦圧を制御する事で結果的に外部の指令に応じて伝達車回転軸トルクを任意かつ連続的に可変制御して該伝達車に付与する事が可能にできる利点がある。このことは伝達トルクという状態量についてもこの可変制御を必要とする産業機械を自動制御化するための道が開かれたことを意味している。本実施例ではこれを実装上は伝達車の回転数と加圧力の関係が負特性の加圧特性として作動させるアクチュエータに採用し、伝達車に伝達トルクを任意に外部から制御できるので結果的に変速域の全領域で所定容量の動力伝達を達成する定馬力型可変伝動機が実現できる利点がある。特にこのことはこの種伝達車を用いた変速機の適用可能な産業機械の分野を特殊な分野から広範な分野に拡大できることを示す。同時に従来不可能と考えられていた数百馬力〔HP〕以上の大容量変速機の実現が可能になり、大多数の産業機械類の省力化、省エネルギー化に貢献する。

【0049】

また本発明によれば、同径の可変径伝達車であっても、弾性手段およびアクチュエータの加圧量、押圧量を変更するだけで、任意の伝達トルクが単独に確保できるので各種の許容可能な伝達容量の変速機を微調整して任意に選定操作できるため、機種に応じた生産性が著しく向上する。同時に伝達車自体の伝達効率も変速比に対する加圧特性を任意に制御し設計できるので、伝達機としての高効率かつ高負荷伝達が達成できる。

【0050】

従来型の変速機では低速域で円板車への加圧量が減るため、伝達体が起動時の衝撃で乱れ易く、変速機の発停回数に起因して伝達体の寿命を損やす。しかし本発明では伝達体が低速域で大きな荷重で挾持されているので発停に伴う損傷も皆無となるだけでなく、弾性手段を経由して加圧しているため、伝達体の伸び、摩耗等の劣化に基づく誤差要因に対してもまた突発的な負荷変動、原動機側変動などの外乱に対しても変速域の全範囲でこれ等を瞬時に吸収し元の状態に復帰させる自動調芯機能を果すので安定した動力伝動機と早い可変応答性をもつ可変制御機構が保証される。

【図面の簡単な説明】

【図1】 従来の伝達車を用いた変速機断面図である。

【図2】 従来の伝達車の動作説明図である。

【図3】 従来の伝達車の円板車に加わる弾性手段の回転数に対する加圧特性図である。

【図4】 本発明の第1実施例伝達車を用いた変速機断面図である。

【図5】 同第1実施例に示す弾性手段の拡大図である。

【図6】 同第1実施例伝達車に用いられるウォーム伝達機の概略構成図である。

【図7】 同第1実施例伝達車の円板車に加わる回転数に対する加圧特性図である。

【図8】 本発明の第2実施例伝達車の断面図である。

【図9】 本発明の第3実施例伝達車の断面図である。

【図10】 本発明の第4実施例伝達車の断面図である。

【図11】 本発明の第5実施例伝達車の断面図である。

【図12】 本発明の他の実施例として各種組合態様を示す概念説明図であり、(A)から(J)までは、いずれも組合態様を示す。

【符号の説明】

10

20

30

40

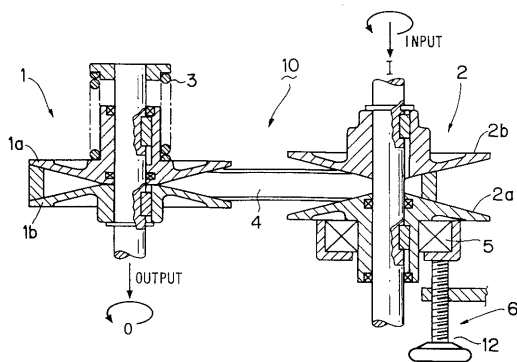
50

- 1 伝達車または従動車
- 1 a 第一円板車
- 1 b 第二円板車
- 2 伝達車または駆動車
- 3, 3 0 弾性手段
- 4 伝達体
- 5 軸受
- 9 変速動力供給源
- 1 5 ネジ軸
- 1 5 a 加圧連結体、連結体または送りナット
- 1 0 本体
- 2 4 ジャッキまたはジャッキ本体
- 2 4 a ウォーム伝達機
- 2 4 b, 2 4 c 加圧機構または加圧ジャッキ機構
- 2 5 アクチュエータ
- 2 5 a 第二アクチュエータ
- 2 5 b 第一アクチュエータ
- 2 6 a、2 6 b ネジ溝又は変速比手段
- 2 7, 2 8 加圧連結体、連結体または送りナット
- 4 6, 6 1 加圧連結体、連結体またはプランジャ
- 5 4 変速手段

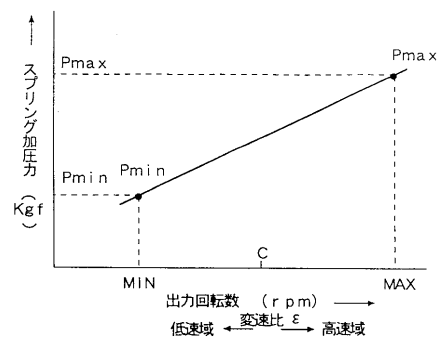
10

20

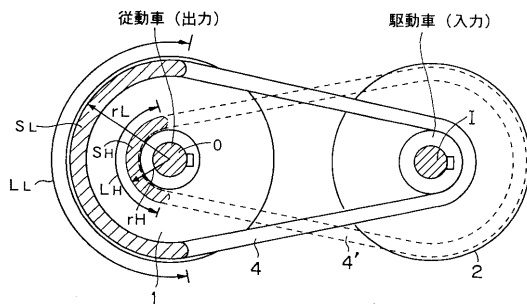
【図 1】



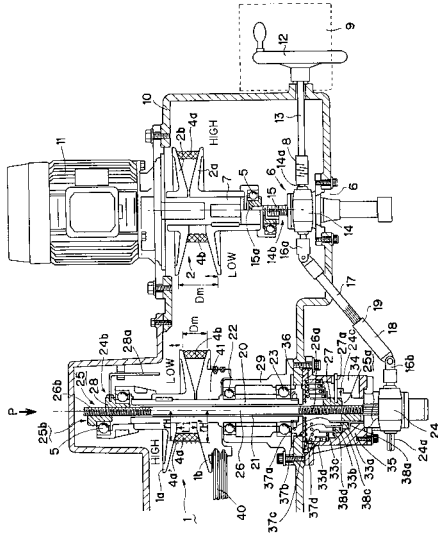
【図 3】



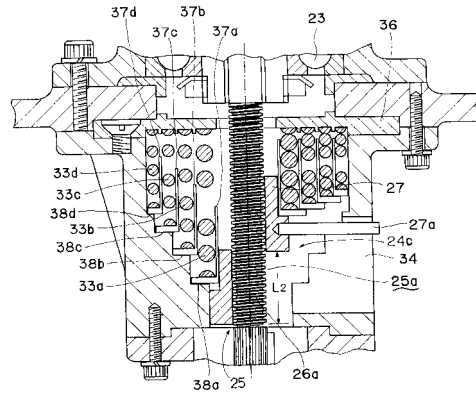
【図 2】



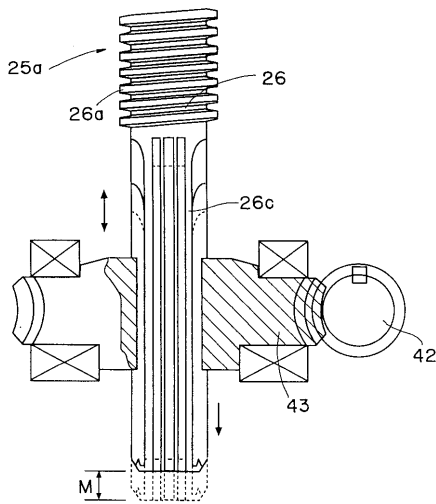
【図4】



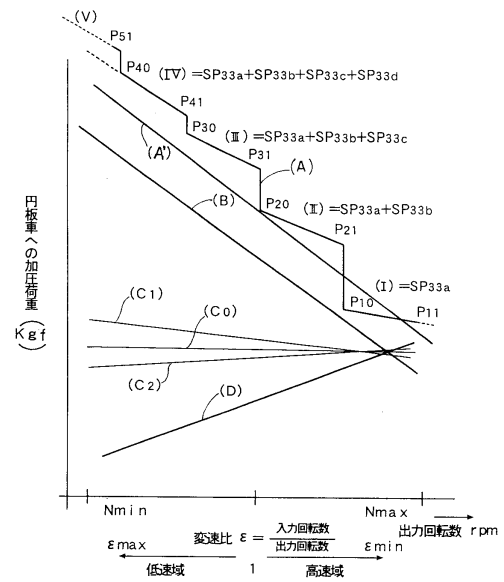
【図5】



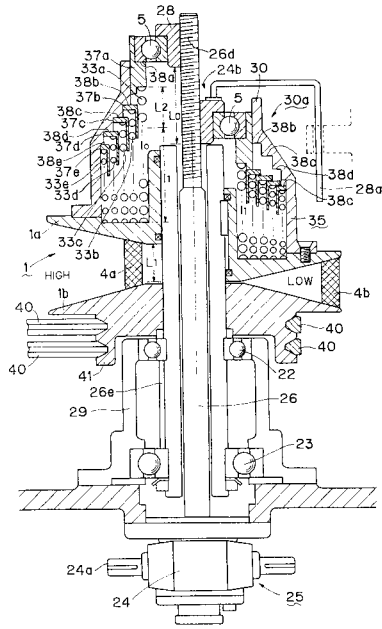
【図6】



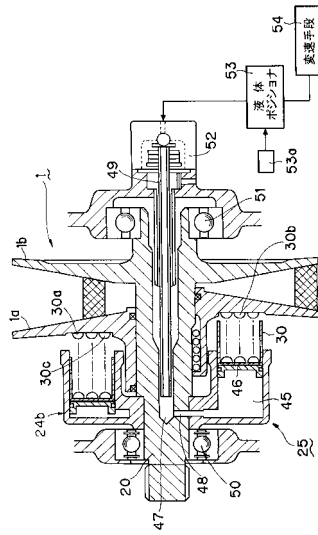
【図7】



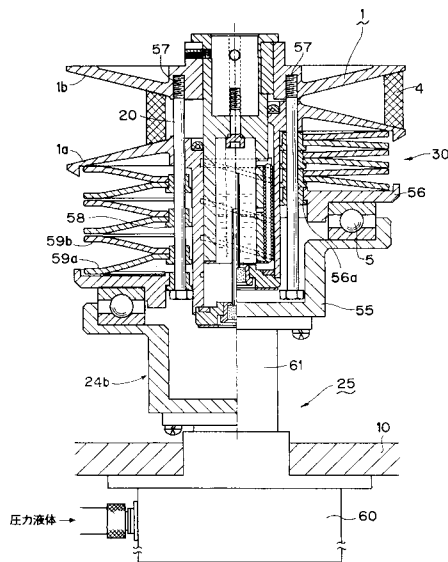
【図 8】



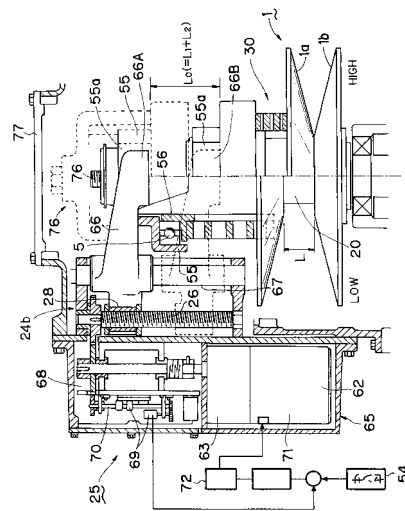
【図 9】



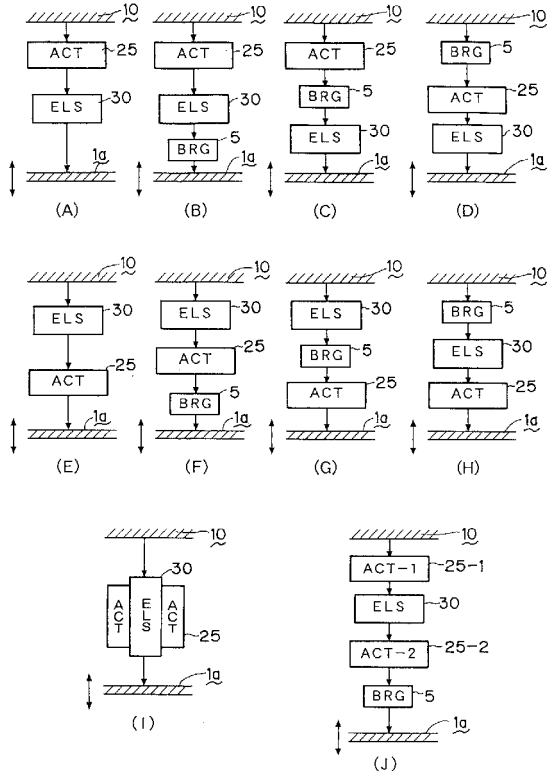
【図 10】



【図 11】



【 図 1 2 】



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58-46250(JP, A)
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)

F16H9/00-9/26
F16H61/26-61/36
F16H63/00-63/38