

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4472077号
(P4472077)

(45) 発行日 平成22年6月2日 (2010.6.2)

(24) 登録日 平成22年3月12日 (2010.3.12)

(51) Int.Cl.	F 1
F 1 6 H 9/18 (2006.01)	F 1 6 H 9/18 B
F 1 6 H 61/10 (2006.01)	F 1 6 H 61/10

請求項の数 14 (全 18 頁)

(21) 出願番号	特願平11-359669	(73) 特許権者	593006320
(22) 出願日	平成11年11月13日 (1999.11.13)		東京自動機工株式会社
(65) 公開番号	特開2001-141000 (P2001-141000A)		東京都世田谷区奥沢6丁目20番8号
(43) 公開日	平成13年5月22日 (2001.5.22)	(72) 発明者	小野木 謙吉
審査請求日	平成18年10月20日 (2006.10.20)		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
		審査官	佐々木 芳枝
		(56) 参考文献	特開平11-210850 (JP, A) 特開平07-019304 (JP, A) 特開平03-204438 (JP, A)
		(58) 調査した分野 (Int.Cl., DB名)	F16H 9/12 -9/18 F16H 61/10

(54) 【発明の名称】 無段可変伝動機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

第一及び第二伝達車に伝達体を巻掛し上記第一伝達車に加圧力を加えて摩擦伝動させた無段可変伝動機において、

圧縮装置が弾性装置を直列圧縮し生じた弾性加圧力を上記第一伝達車に与え摩擦挟持圧を可変加圧制御して可変トルク制御を施す加圧装置と、上記加圧装置に連結する駆動源と、更に上記第一伝達車、上記加圧装置、上記駆動源及び制御装置で単独の直列指令供給路を上記第二伝達車への指令から分離独立して形成し上記指令供給路へのトルク操作指令に機能調整の変換を与えた加圧操作指令を施す上記制御装置とを有してなる無段可変伝動機

。

【請求項2】

第一及び第二伝達車に伝達体を巻掛し上記第一伝達車に加圧力を加えて摩擦伝動させた無段可変伝動機において、

圧縮装置が弾性装置を直列圧縮し生じた弾性加圧力を上記第一伝達車に与え摩擦挟持圧を可変加圧制御して可変トルク制御を施す加圧装置と、該弾性加圧力の検出値をフィルタから得る圧力検出器と、上記加圧装置に連結する駆動源と、更に上記第一伝達車、上記加圧装置、上記駆動源及び制御装置に指令を単独に直列供給する上記制御装置とを有し、上記制御装置は速比又は出力回転数の操作指令に応じ予め定めた該弾性加圧力の選定値及び／又は該検出値による変換特性から加圧操作指令を算出して該弾性加圧力を補償又は調整する事で該トルクの誤差補償又は機能調整してなる無段可変伝動機。

10

20

【請求項 3】

第一及び第二伝達車に伝達体を巻掛し上記両伝達車に加圧力を加えて摩擦伝動させた無段可変伝動機において、

第1圧縮装置が弾性装置を直列圧縮し生じた弾性加圧力を上記第一伝達車に与え摩擦挾持圧を可変加圧制御して可変トルク制御を施す第一加圧装置と、第2圧縮装置の非弾性加圧力を上記第二伝達車に与え上記伝達体の可変径位置決め制御して可変速比制御を施す第二加圧装置と、上記第1及び第2圧縮装置に夫々連結する第1及び第2駆動源と、更に上記第1駆動源から上記第一伝達車への第一指令供給路と上記第2駆動源から上記第二伝達車への第二指令供給路とを分離して設置する事でトルク及び速比を互に独立して同期又は非同同期制御する制御装置とを有してなる無段可変伝動機。

10

【請求項 4】

請求項1、2又は3において、上記加圧装置は、第二伝達車が速比制御する時上記第一伝達車が加圧操作指令と該弾性加圧力間を夫々該速比に応じて比例又は出力回転数に応じて反比例に加圧しトルク制御して定馬力伝動を果してなる無段可変伝動機。

【請求項 5】

請求項1、2又は3において、上記制御装置は、上記第二伝達車を可変径型又は定速比シープで上記伝達体接触半径を一定に伝動し上記第一伝達車に回転数に応じて単独軸トルク制御を施してトルク変換機を構成してなる無段可変伝動機。

【請求項 6】

請求項1、2又は3において、上記各加圧装置は、上記各圧縮装置にウォーム伝達機が果すセルフロック機能を且つ上記各駆動源に逆転防止ブレーキ機能又はオーバラン阻止機能を持つ誤信号阻止手段を有してなる無段可変伝動機。

20

【請求項 7】

第一及び第二伝達車に伝達体を巻掛し上記第一伝達車に加圧力を加えて摩擦伝動させた無段可変伝動機において、

圧縮装置と弾性装置の直列圧縮による弾性加圧力を上記第一伝達車に与え摩擦挾持圧を可変加圧制御して可変トルク制御を施す加圧装置と、該弾性加圧力の検出値をフィルタから得る圧力検出器と、上記加圧装置に連結する駆動源と、上記加圧装置に施す入力操作指令を変換特性に応じて加圧操作指令に変換する変換器と、更に上記駆動源に該加圧操作指令を施す制御装置とを有し、上記制御装置は上記弾性装置の加工、変形又は劣化による該弾性加圧力の誤差に応じた該変換特性を定め該変換特性で変換された該加圧操作指令で上記第一伝達車を上記第二伝達車から独立し操作して該トルクの誤差を復元補償してなる無段可変伝動機。

30

【請求項 8】

請求項2又は7において、上記圧力検出器は、該弾性加圧力を検知可能な状態量に直す受圧器と該状態量を電氣量に直す歪ゲージ器とで成り、本体と上記弾性装置又は上記圧縮装置との間に上記受圧器を介在配置してなる無段可変伝動機。

【請求項 9】

第一及び第二伝達車に伝達体を巻掛し上記第一伝達車に加圧力を加えて摩擦伝動させた無段可変伝動機において、

40

圧縮装置と弾性装置の直列圧縮による弾性加圧力を上記第一伝達車に与え摩擦挾持圧を可変加圧制御して可変トルク制御を施す加圧装置と、上記加圧装置に連結する駆動源と、上記加圧装置に施す入力操作指令を変換特性に応じて加圧操作指令に変換する変換器と、更に上記駆動源に該加圧操作指令を施す制御装置とを有し、上記制御装置は該トルクに基づく伝動効率又は伝動安全率に対し該入力操作指令に応じて予め定めた該変換特性から変換した該加圧操作指令で上記第一伝達車を上記第二伝達車から独立して加圧操作する事で該効率又は該安全率を機能調整してなる無段可変伝動機。

【請求項 10】

請求項9において、上記制御装置は、上記伝動機出力の低速域では負荷の伝動容量に応じた該安全率を及び／又は高速域では該効率を増減調整してなる無段可変伝動機。

50

【請求項 1 1】

請求項 7 又は 9 において、上記変換器は、予め所定加圧力選定値の記憶装置とこの記憶装置の所望変換特性から該選定値の加圧操作指令を算出する演算処理装置とで構成してなる無段可変伝動機。

【請求項 1 2】

請求項 1, 2, 3, 7 又は 9 において、上記各加圧装置は、上記弾性装置に圧縮変位と圧縮加圧値間が連続的に変化する直線加圧特性又は曲線加圧特性の弾性体を、又は上記圧縮装置にカム変位摺動機構、流体加圧摺動機構又はネジ巻上摺動機構を有してなる無段可変伝動機。

【請求項 1 3】

第一及び第二伝達車に伝達体を巻掛し上記第一伝達車に加圧力を加えて摩擦伝動させた無段可変伝動機において、

圧縮装置と弾性装置の直列圧縮による弾性加圧力を上記第一伝達車に与え摩擦挟持圧を可変加圧制御して可変トルク制御を施す加圧装置と、上記加圧装置に連結する駆動源と、上記伝動機の伝動動作前に付圧指令を伝動動作後に除圧指令を供給するシーケンス制御器と、更に上記駆動源に該加圧操作指令を施す制御装置とを有し、上記制御装置は該伝動機の伝動動作停止期間中に上記第二伝達車から独立して上記弾性装置の高圧縮状態のみを強制的に解除して上記弾性装置の劣化を回避させてなる無段可変伝動機。

【請求項 1 4】

請求項 1, 2, 3, 7, 9 又は 1 3 において、上記制御装置は、上記第一及び第二伝達車で夫々トルク及び速比を個別にサーボ制御し負荷の伝動容量に応じたトルク付与で任意動力を伝動する定馬力伝動型可変伝動機を構成してなる無段可変伝動機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、無段可変伝動機又は定速比伝動機等で伝達車及びベルト伝達体間の摩擦伝動面に外部から加圧力とこれに見合う弾性力とを常に同時付与し該弾性加圧力に基づくトルク精度を長期に渡り正確かつ安定維持する無段可変伝動機等に関する。

【0002】

二円板間にベルト伝達体を挟込む従動伝達車に外部加圧力を油圧にて直接供給制御する思想には、例えば日本特許出願：特開平 9-217819 号又は米国特許第 5,180,339 号等が周知である。この種従来技術の最大特色は、油圧加圧装置と弾性体とが加圧すべき従動車円板に対し互いに並列に加圧配備された点である。即ち並列配備の為夫々の加圧手段が独立に従動車を直接加圧している。この事は摩擦伝動に対し次の理由で決定的欠陥をもつ。即ち通常従動車が負荷に送る馬力 P は回転数 N とトルク T 間の次式で示される。

$$P [W] = 1.027 \times N [rpm] \times T [kgm] \cdots \cdots (1)$$

従って所定馬力 P_c を伝動するには、回転数 N が増大した時該伝達車のトルク T を減少させ、逆に回転数 N が減少した時トルク T を増大させる必要がある。従来技術は油圧加圧装置で従動車への反比例加圧を施すが、流体圧自体に弾性力が全く無い故油圧弁の内圧制御では切替毎に生じる内圧乱れの抑制に弾性体を使うが、加圧装置と弾性体が並列配備なので適正に機能しない。

【0003】

次にこの弾性体の使用状態を本願の図 6 を借用して述べる。従動車への加圧力との回転数間が、仮に油圧加圧装置が反比例特性 A を実現しても弾性体の弾性力は正比例特性 D でしか無い。従って特性 A と D の交点 F のみで加圧力に弾性力が加わるが F 点以外はこの弾性力は伝動には殆ど寄与しない事を示す。変速の有無に拘らず摩擦伝動面に弾性力が介在し無い事は、伝達車と伝達体の両者間で自ら衝撃振動を抑制吸収する自己整定機能と自動調芯機能とによる安定伝動を果し得ない事を示す。故にこの摩擦伝動面では過剰加圧乃至加圧欠乏の状態が外乱毎に繰返す為に摩擦面の消耗は加速し短期に伝動不能に到る欠点が

あった。

【0004】

そこで本件出願人は日本特許出願；特願平10-321246号で圧縮装置と弾性装置とを互に直列押圧させて生じた弾性加圧力によりトルクを従動車に供給する提案をした。然し弾性体の弾性力を摩擦伝動に積極的に適用する事には、利点と欠点が同時に内在する。利点には伝動の長期安定化と制御応答性とがある。欠点には弾性体寸法の巨大化、大型化と、又圧縮変位対加圧力の製造上の加工精度の乱れ、更に繰返圧縮又は高荷重圧縮の維持の為変形劣化による加圧特性の変動等が挙げられる。寸法の巨大化は特殊高負荷弾性体の使用乃至弾性体の非回転状態の配置等の対策で解決できるが加圧装置自体から生じる弾性加圧力の乱れは直接摩擦伝動の不安定化と効率や安全率の悪化を招くので負荷の容量に伴うトルク調整を要する。従って弾性体をもつ加圧装置に対し、製造上乃至高負荷使用上に起因し既に発生した該加圧力誤差を正規の値に復元補償を施す消極的対策と、又は伝動中ないし停止中に弾性体のもつ効用を更に促進強化する機能調整を施す積極的対策とで加圧力の長期安定供給が強く期待されている。

10

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

本発明は、加圧装置が伝達車に対し、単なる加圧力で無く該加圧力に相当する値の弾性力をも併せもつ弾性加圧力を常時供給し、然も該弾性加圧力の加圧力誤差を補償及び／又は加圧機能を調整するのに伴い予め定めた所望加圧力選定値に常時制御することにより結果的に弾性体のもつ該弾性加圧力の効用機能を長期間に渡り正確かつ安定維持しかつ強化する無段可変伝動機を提供することである。

20

本発明の第1の解決課題は、無段変速機は速比とトルクの同期操作が不可欠だがトルク制御だけを速比制御から分離独立する事で、変速機内でトルクの持つ各種価値効用を充分に活かす為にトルクに基く伝動効率又は安全率の機能調整を単独付与した無段可変伝動機を提供することである。

【0006】

第2の解決課題は、その誤差補償又は加圧調整に際し制御装置から加圧装置で第一伝達車を加圧する時に他加圧装置等から独立して任意に制御可能にして且つ正確なトルク付与を保証する為に弾性加圧力を検出して常に最適トルク付与を実現することである。

30

【0007】

第3の解決課題は、可変伝動機では速比制御とトルク制御との同期操作が不可欠だが、第一伝達車にトルク制御を又第二伝達車に速比制御を区分付与する為に制御装置から第一伝達車への第一指令及び第二伝達車への第二指令を夫々トルク及び速比の指令供給路に互に分離独立して個別付勢する事である。

【0008】

第4の解決課題は、上述の基本解決課題に於いて、弾性体をもつ加圧装置の製造加工精度、設置周囲温度に起因し更に繰返圧縮乃至長期高圧縮下での弾性体の変形劣化に起因した該弾性加圧力の圧力誤差を復元補償し常時高精度の弾性加圧力を供給したことである。

【0009】

第5の解決課題は、上述の基本解決課題に於いて、弾性体が与える弾性加圧力の所望選定値を、伝動運転中は微調整を施して伝動の効率乃至安全率を強制的に変化させ、又は伝動停止中は積極的に極度の低減圧調整を施して長期圧縮状態を強制的に解除乃至抑制することにより、実質的に弾性体のもつ効用機能の強化調整を施したことである。

40

【0010】

第6の解決課題は、上述第1と第2の解決課題を合体し、弾性加圧力の圧力誤差復元補償と該加圧力選定値を強制低減して加圧力強化調整とを組合せ上記弾性体への付圧又は除圧する過程で復元補償の演算情報を該強化調整操作の時に取込み演算処理して新たに圧力誤差補償を運転又は停止の時に実行して変速又は可変加圧制御に供することである。

【0011】

【課題を解決するための手段】

50

本発明は、圧縮装置が弾性装置の弾性体を直列に圧縮押圧して生じた弾性加圧力を従動車に印加する加圧装置と、該加圧装置を作動する操作装置と、該弾性加圧力の検出値を知る圧力検出器と、更に入力操作指令に応じ記憶装置に予め定めた弾性加圧力の所望選定値を加圧操作指令として出力する制御装置とを含み、上記制御装置は、該選定値と該検出値の圧力偏差に応じた補償量及び／又は調整量を入力操作指令に施し該加圧操作指令に変換出力する演算処理装置を有し、該選定値に夫々弾性加圧力に対する加圧力誤差の補償及び／又は加圧機能の調整を施した無段可変伝動機である。

本発明の第1の解決手段は、トルク制御を果す第一伝達車、加圧装置、駆動源及び制御装置で直列指令供給路を第二伝達車から分離独立して形成しトルクの操作指令に伝動効率又は安全率の機能調整を付加変換した加圧操作指令で加圧装置を制御する無段可変伝動機を提供することである。

10

【0012】

第2の解決手段は、弾性加圧力で可変トルク制御を施す加圧装置と、該弾性加圧力の圧力検出器と、加圧装置の駆動源と、第二伝達車から独立して指令供給する制御装置とを有し予め定めた選定値と検出器の検出値とで誤差補償又は機能調整した事である。

【0013】

第3の解決手段は、第一伝達車に弾性加圧力で可変トルク制御する第一加圧装置と、第二伝達車に非弾性加圧力で可変速比制御する第二加圧装置と、第一及び第二加圧装置に夫々連結する第1及び第2駆動源と、第1及び第2駆動源に互に直結して各指令供給路とを分離して形成する制御装置とで構成した事である。

20

【0014】

第4の解決手段は、第1解決手段に加え、更に上記制御装置は、上記演算処理装置が該偏差を実質的に零にする為該偏差量に相当する補償量を入力操作指令から増減演算して加圧操作指令に変換し上記加圧装置での該弾性加圧力の圧力誤差を復元補償した事である。弾性加圧力の誤差復元補償と、弾性体の劣化抑制の為該加圧力選定値の強制低減調整と行いかつ該調整操作の時に該弾性加圧力の圧力誤差の復元補償を実行し新たな伝動運転時に補償量を更新して高精度制御しても良い。

【0015】

第5の解決手段は、第2解決手段に加え、更に上記制御装置は、上記記憶装置に上記伝達機の伝動運転又は伝動停止の期間中に該弾性加圧力の所望選定値を強制的に摩擦伝動に

30

【0016】

第6の解決手段は、伝動機の運転停止期間に弾性体の高圧縮状態からの劣化抑制の為に停止時に強制的に弾性装置に解除指令を又起動時に付圧指令を付与し又は低減調整する調整選定値を予め記憶し該調整選定値以下に加圧装置に強化機能を付与した事である。

【0017】

【発明の実施の形態】

本発明は、本実施例に示した車両用大伝動容量の定馬力伝動型の湿式伝達機だけに限定されるものではなく、小伝動容量の一般産業機械用にもまた逆に容量と無関係に乾式変速機にも本思想は適用できる。特に弾性装置を直列圧縮して生じた高加圧力をそのまま伝達車および伝達体に加える際の弾性装置の功罪を課題としたので本思想は、従動車は二円板間で伝達体を挟持する構造であっても主動車側は同様の可変径シープだけで無く他型式の定速比シープであっても良く、単なる定速比伝動機にも適用は可能である。入出力側の双方で二円板間で伝達体を挟持する無段変速機では、主動車の可変速比制御と従動車の可変トルク制御との相互間をトルクと速比の同期指令で運転する時は変速運転モードになるが、トルク又は速比の単独の非同期制御の際従動車のみを分離独立して加圧制御する時は主動車で定速比運転の単独軸トルク制御モードによるトルク変換機能を果たすので入力動力が変速する時に特に効用がある。

40

【0018】

50

本発明のプログラム制御とは、プロセス制御（ＰＣ）に於けるプログラム調節の概念に制約されず斯かる概念と近年のプログラマブル制御（ＰＬＣ）の概念の両者を含み、入力操作量の変化に応じ予め記憶装置にプログラムされた加圧力選定値の変化に従って順次調節乃至制御する事を云う。従ってプロセス制御に於ける比例（Ｐ）、比例微分（ＰＩ）動作のみでも補償及び調整は可能である。然しプロセス変数である弾性体の圧縮加圧力は圧縮装置による以外に圧力変動する要素が少ないので、単純な四則演算と所定シーケンス機能を果たし得れば本発明思想は迅速かつ簡易に実現するプログラマブル制御器が有効である。

【００１９】

トルクを生む弾性加圧力の発生誤差は、弾性体の変形劣化、材質等製造時の誤差、更に使用周囲温度等各種の原因に因るが、これ等を一回の補償で一括復元するには加圧装置はゼロとスパン位置が変化するので予め圧縮装置の摺動変位量は広く設計しておく事を要す。該弾性装置は強化調整として伝動運転時は安全率と効率の一方のみを付加しても良く、更に従動車単独軸トルク制御モードの際に負荷の伝動容量に応じ最大圧 P_{max} 以上又は最小圧 P_{min} 以下の加圧力を与える付加機能を施しても良い。尚圧力検出器は加圧力を流体圧以外に位置変化等他の状態量に変換しても良い。通常トルクは摩擦挾持圧と従動車接触面積とで決るので、速比が決れば弾性加圧力だけで決るのは明白である。

【００２０】

従動車への単独加圧に弾性装置を介して行う事自体は、主動車側と異なり伝動機が伝動運転中でも停止中でも可能で、主動車と無関係かつ独立に付与可能である。定馬力伝動型変速機では高速回転域での加圧力は減圧できるので、弾性装置ないし伝達体がこの減圧状態でもヘタリ劣化ないし変形劣化が実質的に抑制できる場合は、操作指令による実質的な弾性体の圧縮解除策として利用できる。停止寸前に高速回転域にして伝動機を停止する場合又は停止後に該従動車を加圧解除する場合のいずれも本発明の範囲内に含む。変速機では操作指令は変速指令となり定速比で単独加圧時に単なる加圧指令となる。両者は制御モータから加圧装置に供給する点で互いに同質であるので、本明細書では単に入力操作指令と呼び、制御装置から加圧装置に与える時に加圧操作指令に変換されるものとして示す。

【００２１】

加圧装置の弾性加圧力は、伝達車と本体間で付与すれば良いので、両者間で弾性装置と圧縮装置の互の配列順序、場所は設計に応じて任意に変更でき、操作上これ等を非回転状態にする場合は、伝動車と、圧縮装置と、弾性装置と、本体とのいずれかの間に回転分離軸受を配すれば良い。弾性装置、圧縮装置の取付場所も伝達車回転軸と常に同軸に配する必要もなく、夫々単独又は複合で非同軸位置である任意の位置に設置し圧力伝達装置で伝達車と相互に連結すれば良い。故に弾性装置と従動車間で衝撃振動の吸収の為両者間で弾性力の伝達が必要で第１圧縮装置、圧力伝達装置又は軸受等の介在手段は振動可能な浮動支持を要す。弾性装置と圧縮装置には夫々同様の部材として摺動体と摺動具、更に圧力伝達装置等が介在し、設計に応じ他の部材で共用したり兼用したり又は細分化したり更に伝達車の円板、本体などの部材で逆用又は代用する等の各種選定を行うが、単なる部材の選択設計に留まる限り、任意の変更を行っても本発明の範囲に含まれる。

【００２２】

弾性装置は、単一弾性体でも良く、その種類も皿バネの如き波板状バネに限らず、コイルバネ等他の形態でも良い。また弾性装置の圧縮形態も、同心円状に並設した複数バネの同時駆動による連続リニヤ加圧特性に限定されず、圧縮変位に対して各弾性体を個別付勢して加圧特性を非連続階段状特性にしても、更に非直線状の連続曲線特性にしても良い。尚弾性体の製造誤差、劣化誤差等の修正補償と強制調整は、加圧特性がリニヤ特性である事がより簡易に対策できる。

【００２３】

圧縮装置は、通常の台形ネジでも良く、回転カムの様に回転又は摺動を軸芯方向変位に変えるカム変位摺動機構又はネジ巻上摺動機構に限らず、油圧シリンダの如き流体加圧摺動機構でも良く、加圧能力をもつジャッキ機構ならば、駆動源が電動式と流体圧式とを問

10

20

30

40

50

わず設置場所も非同軸位置でも又回転か非回転かも任意である。第1圧縮装置は、従動車の変速変位量 $L01$ と弾性装置の圧縮変位量 $L02$ とを単一ボールネジで合計変位量 $L0$ ($=L01+L02$)を移動する例を開示したが、互に同期して作動する限り夫々個別に圧縮装置とその付勢制御装置を施しても良い。弾性体圧縮量を更に減らす必要がある時は弾性体単独の圧縮変位量 $L03$ を別途に施しても良い。

【0024】

なおトルク制御する従動車側圧縮装置の変位量 $L0$ は速比制御する主動車側圧縮装置の変位量 $L1$ の約2倍前後ないしそれ以上必要である。夫々サーボ制御するに際し回転作動方向も作動量も各場合で異なるため各圧縮装置のネジ巻上ピッチ、回転方向、回転数或いはネジ溝の加圧方向(右ネジ、左ネジ)、歯車伝達機の速比等の周知の要素は設計に応じて適宜選択すれば良い。更に従動車を単独の軸トルク制御モードで運転するに際しては変速制御モードで用いた変速圧縮装置とは別に、弾性体の他方側から加圧する等の除加圧圧縮装置を施しても良い。駆動源は各加圧装置との三者間の誤信号の相互干渉を防ぐため、可逆モータのセルフロック機能即ち逆転防止ブレーキ機能とオーバーラン阻止機能をもつ誤信号伝達阻止手段を施した交流又は直流サーボモータが使われるが、ステップモータはそれ自体が該阻止手段の機能を果たす時は開ループ駆動させても良い。

【0025】

【実施例】

(第1実施例)

図1乃至図9は、本発明の第1実施例として弾性体による伝達車加圧制御装置を適用した車両用無段可変伝動機を一例として各部の構造および加圧装置の特性を示している。可変伝動機10は基本構成として第二伝達車、主動伝達車又は主動車2と、第一伝達車、従動伝達車又は従動車1と、更にこの両伝達車間に巻掛けされる伝達体11とで構成される変速伝動装置10a、並びに各伝達車1, 2を変速制御させるため従動車1側に従動操作器6と、主動車2側に主動操作器8と、さらに両操作6, 8を同期または単独駆動するため駆動源9と、更に制御装置69とで構成される変速制御装置10bで成る。駆動源9は第1、第2駆動源9a, 9bをもち、主動操作器8は第2駆動源9bと第2圧縮装置14で構成した第二加圧装置8'とで付勢され、従動操作器6は弾性装置3とこれを圧縮する第1圧縮装置4とで構成した第一加圧装置5を第1駆動源9aで付勢され夫々個別の構成である。本発明の無段可変伝動機は、第一及び第二伝達車1、2を可変加圧制御する第一及び/又は第二加圧装置5、8'の制御形態に関しており、以下に詳述する。

【0026】

伝達車1, 2は、いずれも摺動円板1a, 2aと、固定円板1b, 2bを相対向して、キーを介して前者が後者に対して摺動可能に構成され、伝達車1と2では互に逆向に配置される。両伝達車1, 2に対応する各操作器6, 8で二円板間相対距離からの加圧力の平衡を制御し両伝達車1, 2での伝達体11との接触半径 r を連続的に位置決めして変化させ、全変速領域で所定馬力の動力伝達を果している。伝達体11は、図1では最大速比の位置を、図2では動作説明の都合上右半分を最大径、左半分を半径 $r70$ の70%速比の位置を実線で最小速比の位置を点線で夫々描いた。また伝達機10は本体10eと蓋体10dとで密閉の油槽室を形成した湿式変速機を構成する。

【0027】

主動操作器8の第一加圧装置8'は、可変速比制御を果し圧縮装置14として巻上式の押圧装置15aをもつ摺動装置15とこれを作動させる付勢装置12とで構成される。実施例では前者はボールネジを施された二つの摺動体16, 17からなり、後者は反転阻止のセルフロック機構としてウォーム18とホイール19からなるウォーム伝達機12で夫々構成されている。主動軸20は軸受21, 22で両軸支持される。圧縮装置14は本体基準面10cと伝達車2の間の軸受13a, 13bおよび23を介して配置される。摺動体16がホイール19で回動されると、別の摺動体17は、回転せず案内棒24aで軸芯方向にのみ加圧摺動する。圧縮装置14の巻上ネジは右ネジに加工される。24は摺動体17の一部の圧力伝達装置である。操作器8では主動車2と伝達体11間の接触半径を可

変径位置決め制御してその不安定化を排除する為直接加圧力のみを付与して積極的に弾性力を除いて主動車 2 を基準車としている。

【0028】

従動操作器 6 の加圧装置 5 は、可変トルク制御を果し摺動円板 1 a の周囲に設置されずに主動操作器 8 と同一平面上の蓋体 10 d に非回転状態に設置された例が開示されている。図 2 の通り加圧装置 5 は、従動車回転軸と同軸上に配する圧縮装置 4 を中心に左右に分岐したレバー 28 から二本の伝達レバー 41 a, 41 b と、4 つのリニアボール軸受 42, 43 と、シフト 44 とを有し、伝達車 1 に配したジンバル 47、スラスト受具 46、軸受 45 を経て加圧力を伝える圧力伝達装置 40 と連結している。加圧装置 5 の内部構成は、弾性装置 3 と圧縮装置 4 が軸受 31 を接合点として両者の加圧力が互に直列に接合する例で示す。従って弾性装置 3 の弾性加圧力は本体基準面 10 c である底蓋 36 を基準に軸受 31 から圧縮装置 4、圧力伝達装置 40 を経て伝達車 1 に圧縮装置 4 との直列の複合加圧力として印加する。

10

【0029】

本例の弾性装置 3 は、複数の波板状弾性体 33 の表裏を交互に直列組合せして二つの摺動体 36, 37 とで挟込み筐体 35 に予め所定加圧状態で収めた単一構造体の例である。弾性装置 3 は固定本体に非回転状態に配され摺動体 37 が圧縮装置 4 と連結押圧され又摺動体 36 が固定底蓋になる。摺動体 37 は圧縮押圧に伴い複数弾性体 33 を圧縮すると同時に該反力を圧縮装置 4 から従動車 1 に伝える。弾性体 33 は、傾斜部が放射方向に施された周知の皿バネを 6 枚で成り、表向バネ 33 a ~ 33 c と裏向バネ 33 d ~ 33 f とが交互に直列対向して配され、摺動体 37 の円筒案内具 37 b で案内され乍ら押圧具 37 a で加圧される。筐体 35 の上端には二つに分割され開孔 32 b を施した半円状の係止体 32 a が施され弾性体 33 を予め初期加圧状態が最小加圧力 P_s と同等又はそれ以下の値で収納される。尚圧縮加圧力は皿バネの直並列組合せに応じ任意に選べる。

20

【0030】

弾性装置 3 と固定本体 10 d の底蓋 36 との間に圧力検出器 71 が配置される。弾性体 33 の全圧縮加圧力は該底蓋を基準に従動車 1 に伝わる為に、圧力検出器 71 は従動車 1 への全加圧力を検出値として検出できる。一方摺動体 37 の案内具 37 b の端部には係止具 38 が施され、軸受 31 を介して回転し乍ら圧縮押圧する圧縮装置 4 と連結し互に圧力伝達をしている。尚圧力検出器 71 は全弾性加圧力が摩擦挾持圧として検知できれば他の場所に配しても良い。本例の弾性装置 3 は、圧縮装置 4 と互に連結して着脱可能な単一の加圧装置 5 を成すが、後述の通り圧縮装置 4 の主要素の摺動装置 25 と、これを駆動する付勢装置 29 間に介在位置し、弾性装置 3 の弾性体 33 及び摺動体 36, 37 の貫通孔 30 を経て相互に連結している。

30

【0031】

圧縮装置 4 は、ボールネジを押圧装置 25 a として施された二つの摺動体 26, 27 からなる摺動装置 25 と、反転阻止のセルフロック機構としてウォーム 48 およびホイール 49 からなるウォーム伝達機の付勢装置 29 とを有し、両者の間に弾性装置 3 を挟み込む構造に配置される。摺動体 26 はネジ部 26 a と、連結部 26 b と、摺動部 26 c と、更に押圧部 26 d とで形成される。摺動部 26 c がスプライン軸を形成しホイール 49 との間で、回動力だけを受けてネジ部 26 a に伝え軸芯方向に摺動可能に係合される。この構成で、圧縮装置 4 が、本体 10 に固定された弾性装置 3 と一体組付されながら、従動車 1 と弾性装置 3 に対して浮遊ないし浮動状態（フローティング）に支持され且つ両者間で振動伝達を保証している。なお、本例では主動操作器 8 の摺動装置 15 の摺動体 16 に施した筒状ボールネジが右ネジ加工であったのに対し従動操作器 3 の摺動体 26 の棒状ボールネジが左ネジ加圧を施される。図 2 のように摺動体 27 は二つのレバー 28 a, 28 b をもつ連結レバー 28 を施され、圧力伝達装置 40 の伝達レバー 41 に連結する。摺動装置 25 は先端部軸受 31 と、二つのレバー 41 との 3 点で浮動状態に支持され変速変位と振動変位の双方の為に摺動部 26 c は所定の長さをもつ。

40

【0032】

50

摺動装置 2 5 が従動車 1 の回転軸芯と同軸に配し、該中心軸から左右に二つの平行配備したレバー 4 1 a, 4 1 b にて分散連結するので二又分岐点構造の圧力伝達装置 4 0 は従動車 1 間の巨大弾性加圧力に対しても圧力伝達の安定を保証する。この際弾性装置 3 が固定本体に配され従動車 1 との間で振動伝達を可能にするため摺動装置 2 5 と圧力伝達装置 4 0 の両者が浮遊支持される。然し弾性装置 3 が従動車 1 に直結する場合は、弾性装置 3 自体が浮遊支持されても振動力を直接授受するので圧縮装置 4 には浮遊性と振動伝達は不用である。尚弾性装置 3 又は圧縮装置 4 の一方のみを非同軸位置に離隔し他方を従動車 1 と連結配置する時も圧力伝達装置 4 0 は必要だが、上述の浮遊性と振動伝達性の配慮も同等である。その際に梃子の原理でレバー 2 8 が圧力の伝達方向を反転させても良い。

【0033】

図 3 の通り駆動源 9 は、本例では従動車 1 と主動車 2 と各伝達車加圧装置 5, 8' を同期又は単独駆動するのに互に分離独立して個別配置した第一及び第二指令供給路 6 0 a, 6 0 b に駆動源 9 a, 9 b を有し同一仕様のギヤヘッド付可逆モータ 5 3 a, 5 3 b とギヤヘッド 5 3 c, 5 3 d と、更に歯車伝達機 6 3 で構成され各伝達車加圧装置 5, 8' の圧縮装置 4, 1 4 に連結し夫々第一及び第二指令を供給されて夫々サーボ制御される。両可逆モータ 5 3 はブレーキ及びエンコーダをもつ周知の直流サーボモータである。変速運転の時主動車 2 の移動変位量 L 1 の変位に同期し従動車 1 の圧縮装置 4 の移動変位量 L 0 は従動車 1 の変速変位量 L 0 1 と弾性体 3 3 の圧縮変位量 L 0 2 が互に同期し総和量 L 0 (= L 0 1 + L 0 2) を移動する。従って歯車 6 1, 6 2 の伝達機 6 3 は各加圧装置間で変位量 L 1 を L 0 より減らして両者を同期させている。

【0034】

制御装置 6 9 は、記憶装置 6 5, 6 6 と、演算処理装置 7 0 と、A/D 乃至 D/A 等の変換器を含む入出力装置 6 8 と更に各種変換増幅器 6 7 a, 6 7 b とフィルタ 6 4 とで構成される。後述する圧力検出器 7 1 以外の各装置の構成は周知で、例えば、山洋電機株式会社出版「1998～99 サーボシステム総合カタログ」等の開示され市販されているので、主要モード動作を説明するに留める。各増幅器 6 7 a, 6 7 b は夫々可逆モータ 5 3 間で変速指令等の操作指令 E 1, E 2 以外にブレーキ指令 B 1, B 2 及び操作量を帰還制御等の為エンコーダ信号 R 1, R 2 が連結される。

【0035】

入出力装置 6 8 には伝達機 1 0 の発停信号、変速比信号、圧力検出信号、従動車 1 と主動車 2 の回転数検出器 8 2, 8 3 の回転数信号等が入力される。演算処理装置 (CPU) 7 0 には EPROM, RAM 等を含む記憶装置 6 6 と連結している。記憶装置 6 6 は三種類の情報を持ち、同装置 6 6 a は、従動車 1 と伝達体 1 1 間の所定摩擦力に応じ予め定めた従動車への可変トルクに要する最大加圧力 P_{max} 、最小加圧力 P_{min} 更に入力操作量 ε と加圧装置 5 の弾性加圧力値 P との間の基本的な実装加圧特性乃至一次式 A の操作情報が、又同装置 6 6 b は変換器として働き速比やトルクを負荷等に応じて入力操作量 ε から加圧装置 5 への加圧操作量 E に各種選定変換処理する変換特性 B の情報が、更に同装置 6 6 c はシーケンス制御器として働き伝動機 1 0 の運転中と停止中とで弾性体 3 3 への圧縮量を増減調整する時の加圧力値 P_0 , P'_0 等の特性 C のシーケンス処理情報が夫々入力される。記憶装置 6 5 は演算処理装置 7 0 がプログラム制御を実行する際の他の情報が記憶される。フィルタ 6 4 は圧力検出器で得た弾性加圧力の弾性振動によるリップル分を除く。

【0036】

図 4 は本例の圧力検出器 7 1 の構造を示す分解斜視図である。筐体 3 5 の底蓋 3 6 と弾性体 3 3 f 間に介在して加圧力を検知可能な別の状態量に変換する受圧器 3 4 と、更に加圧装置 5 の室外に位置する歪ゲージ器 7 2 とで構成される。圧力検出器 7 1 は円環状の受圧器 3 4 で弾性加圧力を流媒体 7 3 の流体圧に変換する。皿バネ 3 3 f との当接受圧面には応動体 7 4 が円環状に配され内圧の変化に追従しやすく構成する。歪ゲージ器 7 2 には圧力変化に応動し変形するダイヤフラム 7 5 に半導体ゲージ 7 6 a, 7 6 b が配され電氣量に変換して端子 7 7 に出力する。図 5 は受圧器 3 4 とゲージ器 7 2 との連結部 7 9 の断

10

20

30

40

50

面図である。受圧器 3 4 は凹部 7 8 に収まりゲージ器 7 2 は連結部を経て筐体 3 5 外に配される。

【0037】

次に無段可変伝動機 1 0 のトルクと速比の同期動作を図 6 と共に加圧装置 5 を中心に述べる。図 1 の通り、変速機 1 0 で伝達体 1 1 が最大速比 ε_0 の位置の状態の入出力軸 2 0, 5 0 が伝動し一定速比の定速回転しているものと仮定する。可逆モータ 5 3 a, 5 3 b が制御装置 6 9 から速比を減る方向、即ち増速指令を受け駆動始めると、図 1 の矢印のように変速動力は、軸 1 8 a と軸 4 8 a と互に逆向きに回転する。本例ではネジ手段 1 5 a とネジ手段 2 5 a とでは互に逆ネジ加工されているので、摺動装置 1 5 が円板 2 a を加圧すると伝達体 1 1 の半径は r_{10} から r_{11} に増大し出力回転数も増大し始める。同時に最大加圧力 P_{max} で押圧していた加圧装置 5 は、圧縮装置 4 の摺動装置 2 5 の加圧力を減少する方向に作動する。摺動装置 2 5 の摺動体 2 6 は上昇し摺動体 2 7 は巻上を解かれた分量だけ逆に降下し、弾性装置 3 への全圧加圧力も点線に示す位置に軽減する。摺動体 2 7 の降下量は図 2 のレバー 2 8 および圧力伝達装置 4 0 を経て伝達車 1 への加圧力を減圧すると同時に伝達体 1 1 が主動車 2 で引張られる結果、伝達体 1 1 の半径は r_{00} から r_{01} に減少し従動車 1 の軸トルクも減少する。

10

【0038】

この事は、図 6 の特性図 A 上で最小操作量 E_{min} の出力回転数 n_0 から n_1 への移行に伴い、特性点 a_0 から a_1 に移行すると共に伝達車 1 への加圧力 P_0 も P_1 に減圧される事を意味する。同時にこの事は従動車 1 での加圧力と回転数との間が互に反比例の関係にある事を示す。同様に可逆モータ 5 3 a, 5 3 b から増速指令が与えられると同様の動作を繰返す。回転数 n_1 が n_2 に加圧点 a_1 が a_2 に移り加圧力 P_1 が P_2 に下がる。即ち先述の (1) 式に従い回転数 N が増大した時トルク T が減少する事を示す。仮に出力回転数が 70% の n_{70} では、図 2 の左半分に描いた様に弾性体 3 3 の圧縮量は図 6 の特性線 A に沿って負傾斜で直線的に減少し a_{70} 点で P_{70} に至り、該加圧力も圧縮装置 4 と圧力伝達装置 4 0 から従動車 1 に伝わる。以下同様に摺動装置 2 5 の摺動体 2 6 の回転に伴い各弾性体が直線加圧特性とすると操作量の増大に伴って直線的に減少し、最高速回転時には最小加圧力 P_{min} に至る。逆に再び減速状態に戻すには、可逆モータ 5 3 a, 5 3 b を逆転し、上述の逆の動作に従い元の位置に戻る。即ち従動車 1 の回転数 N が減少し軸トルク T は増大する。

20

30

【0039】

次に本発明に於ける弾性体の弾性加圧力のもつ自動調芯機能を述べる。変速機は内部で生じる誤差要因及び外部から侵入する変動要因があり、いずれも正規の伝動の障害になる。代表例として前者には伝達体 1 1 の長手方向の伸びや幅方向の摩耗があり、後者には変速指令の供給、入出力側機器や車両本体等からの衝撃荷重や巨大荷重等の変動が存在する。本発明は弾性装置 3 が悪影響要因を自動的に吸収して瞬時に自己整定しかつ再び自動的に正規の伝動動作に収束復帰し伝達体 1 1 に所定張力を付する自動調芯機能を持たせて伝達体 1 1 の張力と接触半径を常時安定状態に復帰維持する。

【0040】

今最高速比の運転中に周囲温度で伝達体 1 1 自体の周長の伸びが徐々に進んだとする。このとき主動・従動の各操作器 8, 6 は付勢されないで、主動車 2 での接触半径は元のままである。しかし従動車 1 では伸び分に応じて半径が拡大する。回転数はその分だけ減速し円板 1 a も弾性装置 3 も僅かに移動するが、プーリ摩擦挾持圧 P には僅かな変化しか無く、伝達体 1 1 への摩擦挾持圧はほぼ最高荷重の状態を維持し続ける。この事は回転数が僅かに変化しても伝動機能自体は全く障害を受けず自動調芯して伝達体張力と接触半径は安定し正規の伝動を保持する事を示す。又、伝達体 1 1 に幅方向の摩耗で厚みが縮小した場合を考える。このときも操作器 6, 8 の停止中で従動車 1 での弾性装置 3 の押圧により、自動的に主動車 1 での接触半径は縮小し速比の復元を要すると同時に従動車 1 では同様に半径を拡大するので出力回転数は減少するが、正規の伝動機能を維持しながら自動調芯する。

40

50

【0041】

更に入出力軸20、50に突発的な衝撃振動の侵入する例を考える。この場合にも自動調芯機能は同様に働く。従動車1の側では伝達体11の半径 r_0 を拡大または縮小の乱れ振動が一瞬間だけ発生するが、この振動は逆に圧力伝達装置40から圧縮装置4に伝達される。圧縮装置4の振動は、摺動体27から摺動体26に伝わる。摺動体26の先端のスプライン摺動軸26cも軸芯方向に摺動可能にホイール49と係合しているため、圧縮装置4は弾性装置3の摺動体37の連結具38と係合する以外は全体が振動可能な浮動状態に配置されている。従って侵入した乱れ振動を直接弾性装置3のみが弾性吸収し、短時間で乱れを終息する。変速指令等の内部振動要因でも全く同様である。特に弾性力の値が加圧力の値の変化に対応して変化する為トルクの復元を要するがこの効用は高速域でも低速域でも瞬時かつ確実に保証される。

10

【0042】

次に図6乃至図9にて単独軸トルク制御として弾性体の弾性加圧力精度の正確かつ安定化等の例をプログラム制御する制御装置69の動作を述べる。両加圧装置5及び8'に単一の変速指令を分岐し又は夫々個別操作指令を同期供給する場合と、主動車2に変速指令を固定し定速状態で従動車1のみを単独で加圧制御する場合があるので、ここでは従動車1への指令を単に操作指令として述べる。図7の変換特性Bの入出力信号間が1対1の変換時は、変速指令としたときに入力操作指令 ε がそのまま直接加圧装置5の加圧操作指令Eであり加圧力の補償乃至調整の存在しない通常制御形態となる。即ち加圧装置5の側で最高圧 P_{max} と最低圧 P_{min} を夫々最小操作量 $E_0 = E_{min}$ と最大操作量 $E_{100} = E_{max}$ に予め対応させた時である。この時制御装置69の側では操作量の入力 ε_0 を出力 E_0 に又入力 ε_{100} を出力 E_{100} に夫々対応させ直接加圧装置5に入力 $E = \varepsilon$ を与えた場合である。記憶装置66aには弾性体33のもつ一次式 $P = -\alpha E + \beta$ なる所望加圧特性Aを収め、また同装置66bには加圧操作量Eを調整する為の仮想一次式 $E = \alpha_0 \times \varepsilon + \beta_0$ の変換特性Bを加圧力選定値として収めて演算処理装置70と共に変換器として働く。即ちこの式で新たに変換特性を設定し又は予め定めた変換特性から任意操作量を選定変換する。本発明は変換特性Bの側で該選定値に補償乃至調整を施し結果的に弾性体が従動車に与える加圧力選定値を常時変換制御して弾性加圧力の精度並びに補償と調整の機能効用を長期安定化したものである。

20

【0043】

(1) 弾性体の変形劣化補償；弾性体33の劣化で図6の初期加圧特性Aが劣化特性A1に低減した時、安定摩擦伝動には元の加圧状態に実質的に復元補償を要する。従動車1は弾性体に劣化有無に拘らず記憶装置66aに予め定めた加圧変化域 $P_{min} \sim P_{max}$ を必要とするので、特性A1での圧力 P_{min} と P_{max} を圧力検出器71で検知した時の夫々の操作量 E'_{100} と E'_0 をモータ53aのエンコーダ信号R1から読み込むことが出来る。この事は二つの点 P_{min} と P_{max} での入力情報 ε_0 と E'_0 及び ε_{100} と E'_{100} により点線で示す新たな仮想一次式の変換特性B1を $E = \alpha'_0 \times \varepsilon + \beta'_0$ として記憶装置66bに α'_0 、 β'_0 とを更新し取り込める事を意味する。

30

【0044】

即ち弾性体33に劣化が生じても入力操作指令 ε が従来の領域 ε_0 乃至 ε_{100} 間で任意に変化しても従動車1への弾性加圧力は、変換特性Bから特性B1への補償処理に更新され制御装置69と加圧装置5間の制御域がS0からS1に変化するだけで、従来通り従動車には所定加圧力に安定維持される。一旦記憶装置66bに補償後の変換特性B1が取込まれると以後の操作指令 ε は変換特性B1にて入力及び出力加圧操作指令Eに変換して出力供給される。例えば図7で50%の入力操作指令 ε_{50} がある時出力加圧操作量はE50から E'_{50} に変化しており、図6のa50からa'50に劣化した圧力誤差量 ΔP は記憶装置66aに定めた所望加圧力選定値P50との偏差量となり、特性A1上に沿ってa'50からa''50に沿った補償量 ΔE を初期の出力操作指令E50から減算処理し新たな出力指令 $E'_{50} (= E_{50} - \Delta E)$ を出力する。

40

【0045】

50

弾性体 3 3 の変形劣化は圧縮方向の寸法収縮に起因するため劣化の前後で一次式の傾き α は変化が少なくほぼ同等で β 分のみが変化する場合が多い。そこで二点情報によらず一点情報のみでも実質的な誤差補償が可能である。例えば最低圧 P_{min} を通過時の特性 A 1 の操作量 $E'100$ をエンコーダ信号 R 1 で検知すれば初期値 $E100$ から補償後の変換特性 B 1 の一次式は定数 $\beta0$ を $\beta'0$ に変更するだけで算出できる。従って一次式 $E = \alpha0 \times \varepsilon + \beta'0$ により圧力誤差を実質的に補償できる事になる。記憶装置 6 6 a は P_{max} 、 P_{min} 以外に入力操作量 ε に対する加圧値 P の情報が有るので P_{min} 以外の特性点でもこの演算処理は可能である。

【0046】

(2) 弾性体の製造誤差補償；図 8 は点線の正規加圧特性 A に対し弾性体 3 3 が製造誤差により実線の特性 A 2 の状態に乱れていた時、安定摩擦伝動の為には元の加圧力に復元補償を要する。この場合は記憶装置 6 6 a に定めた正規特性 A を基準として補償演算を行う例で示す。摩擦伝動に要する所望加圧力 $P0$ (P_{max}) と $P100$ (P_{min}) が予め決めてあるので、 $a0$ 点と $a100$ 点の 2 ヶ所で上述した劣化誤差と同様の変換式の演算を行う。圧力検出器 7 1 とモータ 5 3 のエンコーダ信号 R 1 とは、夫々従動車加圧力 P と操作量 E を示すので、 $a'0$ 点と $a'100$ 点の検出情報として P_{max} での $\varepsilon0$ と $E''1$ 、 P_{min} での $\varepsilon100$ と $E''100$ を知れば、新たな一次式 $E = \alpha''0 \times \varepsilon + \beta''0$ の変換特性 B 2 を図 7 の如く得られる。定数 $\alpha''0$ と $\beta''0$ に従って如何なる入力 ε に対しても正規の従動車加圧力に復元補償した事になり、制御域が $S0$ から $S1$ へ上下限の両側で拡大した例である。

【0047】

更に弾性体 3 3 が高温又は低温条件下で使用する時、弾性体材料の膨張又は収縮でも弾性加圧力に誤差が生じる。膨張の場合はヘタリ劣化特性 A 1 とは逆に増大方向に又収縮の場合は同じ減少方向に表われる。上述で明白な通り弾性体 3 3 の加圧力の誤差補償は結局はその原因が、周囲温度もヘタリ劣化等変形劣化も製造誤差も単一の誤差補償で復元できる事を示す。即ち加圧装置 5 の弾性体の圧縮量対加圧力値が一次方程式で表される時は、入力操作量 ε と従動車加圧力 P 間の 2 点情報として、最高圧情報 $\varepsilon0$ と P_{max} 及び最低圧情報 $\varepsilon100$ と P_{min} 、更に一次式 $P = \alpha \times \varepsilon + \beta$ や各定数 α 及び β の複数情報が摩擦伝動に必要な加圧情報として予め記憶装置 6 6 a に収めてあれば、入力操作指令 ε に対し従動車の所望加圧力 P に正確な圧力値の加圧操作指令を算出し操作できる事を示す。従って弾性体 3 3 が予め摩擦伝動に要する最適加圧特性の近傍に加工されている限り、任意操作量に対して高精度又は所望値の加圧を維持できるので最適トルク値を付与できる。

【0048】

(3) 弾性体の機能強化調整；図 7 に示す変換器 6 6 b の強化調整特性 B 0 は、例えば負荷の伝動容量や車両荷重等に伴い低速域で伝動の安全率を強化させる特性 B 0 1 と、高速域で伝動効率を向上させる特性 B 0 2 との複合曲線特性の例であり、予め記憶装置 6 6 b に入力される。特性 B 0 1 では操作指令 ε に伴い加圧操作指令 E は予め低減された指令として加圧装置 5 に供給されるので、図 6 の点線の加圧特性 A 0 1 で示す従動車 1 への実際の加圧力は増強され摩擦伝動に応じたトルクは任意に微調整できるので伝動安全率も任意に調整される。逆に変換特性 B 0 2 では入力操作量 ε に対する加圧操作量 E は増大されるので従動車加圧力は軽減する。この事は車両等のように低速域で急発進・急停止の頻度が多い場合には摩擦伝動の確実性、安全性や変速応答の追従性の微調整を含む安全率が強化され又負荷に応じた安全率の選定も可能となり、高速域では長時間安定伝動が継続する場合には伝動効率を重視する車両用の伝達車加圧機構には特に有効である。尚安全率と効率を上述と逆の選定にしても良い。更にいずれか一方のみの調整でも良く適用すべき回転制御域の選定も任意である。又上述の両率以外の要因で機能強化調整を付加しても良い。

【0049】

(4) 弾性体の劣化抑止調整；図 9 はシーケンス制御器 6 6 c で定めた伝動機 1 0 の停止期間での弾性体 3 3 の高加圧圧縮状態の継続を阻止して実質的に解除するシーケス図で、図 9 A は伝動機が伝動運転時の解除シーケンスを、図 9 B は伝動機が停止時の解除シーケ

10

20

30

40

50

ンスを夫々記憶装置 66c 内に収めてある。記憶装置 66c には従動車 1 の変速又は加圧制御域 T1 の前及び後に夫々付圧モード T11 と除圧モード T12 との所定時限で加圧制御されている。この記憶装置と演算処理装置とで一つのシーケンス制御器を構成する。

【0050】

図 9A では制御装置 69 は伝動機 10 の起動指令が有ると伝動中時限期間 T11 の間に付圧モードが働き弾性体のみを付圧した後伝動機 10 は変速又は加圧制御域 T1 に入る。停止指令が入ると伝達体 11 はいずれかの速比位置 $b'50$ 、 $b'0$ の半径でオフ遅延時間 T12 の間除圧モードが弾性体のみを除圧した後伝動機 10 は停止する。従って記憶装置 66c は停止指令時の速比を可逆モータ 53a のエンコーダ信号 R1 で記憶し付圧モード T11 の復帰時に該速比の伝達体半径での加圧力が供給復帰される。本例は起動又は停止指令が従動車と負荷間のクラッチ等で伝動を阻止できる時有効である。尚弾性体 33 の劣化抑制が最低圧 P100 乃至それ以上で可能ならば、特別に選定した解除圧値 Ps まで下げる必要は無い。

【0051】

図 9B では制御装置 69 が伝動機の伝動停止中でも従動車 1 への付圧及び除圧モード T11、T12 を単独に付勢制御する例を示す。伝動機 10 の起動・停止指令と別枠で付圧・除圧モードを供給できる。又本例では停止指令の供給時に伝動運転中に任意位置例えば $b'100$ 、 $b'50$ の主動車 2 側で伝達体 11 の接触半径を点線で示す強制減速の操作指令を与えて最低速状態 N_{min} 即ち $b0$ の最高圧 P_{max} に復帰させる強制加圧モード T3 を施してある。故に次の再起動時前の付圧モードの制御動作で加圧力の変動・劣化等の全加圧状態を制御監視でき然も伝動機 10 を最低速から起動する緩起動制御を付与できる。図 9A の制御形態は一般産業機械に、図 9B は車両等の制御に向き、その際両モードの駆動をエンジンキー等と連動させても良い。

【0052】

上述 (1) と (2) で誤差補償を又 (3) と (4) で機能調整を夫々制御装置 69 がプログラマブル制御器で実行する例を示したが、両者を複合した時は更に優れた機能を果たす。上述 (4) の機能調整を果たす際に同時に (1) と (2) の誤差補償の動作を達成可能だからである。即ち付圧又は除圧モードの一方の動作中にいずれか二点例えば $b0$ 点と $b100$ 点の各エンコーダ操作量 $E0$ 、 $E100$ と圧力検出値 $P0$ 、 $P100$ を検知すれば、弾性体 33 の劣化後の上述一次方程式の各定数 α 、 β を算出できるからである。検出箇所は $b0$ 、 $b50$ 等他でもよい。

【0053】

上述各動作を複合した形態では、伝動機の起動前に図 9 のシーケンスに従い、例えば付圧モード時に得た二点情報から図 7 の変換特性を瞬時に更新し、伝動機の 起動の度毎に続く制御域 T1、T2 は全て更新変換特性に依存する。尚特性の更新は必ずしも伝達機の発停の都度に毎回行う必要はなく何回かの発停後に周期的に行っても良い。伝達体と従動車の接触半径が如何なる状態でも加圧装置 5 が従動車に加える加圧力の精度はそのまま該制御域での適正な摩擦伝動に対し有効に作用する。尚図 1 の伝動機 10 を定速比運転し従動車 1 にみを加圧制御する時は、実装上では図 6 の操作量 E に応じ特性 A、A1 に従い加圧力は変化するが、同図の作図上では従動車回転数は $n0$ 、 $n70$ 等固定のまま特性 C0、C70 に従って加圧力降下するので便宜的に描いてある。以上の説明は弾性体 33 の加圧特性 A が単一の連続的直線特性の例を述べたが曲線特性でも 2～3 点又は多点の折線の直線複合特性でも同様の演算を繰返して補償、調整は実現可能である。

【0054】

(第 2 実施例)

図 10 は本発明の第 2 の実施例装置を示し、図 10A は伝達車 1 に組込んだ加圧装置 5 の断面図で、図 10B は同加圧装置 5 の弾性装置 3 の分解図である。本例では加圧装置 5 の全体が回転可能に従動車 1 の円板 1a に直接組込まれるが、図 1 の例と異なり互に直列押圧する弾性装置 3 と圧縮装置 4 の加圧順序が逆で弾性装置 3 が従動車 1 に直接加圧し回転本体 10a を基準に加圧される。図 10A で弾性体 33 の左半分は最低速時の最高加圧

縮状態 $L_A (= P_{max})$ を右半分は最高速時の最低圧縮状態 $L_B (= P_{min})$ を示す。プランジャ摺動体 26 とシリンダ摺動体 27 でなる摺動装置 25 と、流媒体 25c の押圧装置 25a と、更にチャンバ 25b の付勢装置 29 とで成る圧縮装置 4 を流体圧シリンダ 4 で開示する。

【0055】

弾性体 33 を低速域で高圧縮しまた高速域で低圧縮する点は図 1 の例と本例は制御動作に差異は無い。然し従動車 1 の二円板 1a, 1b 間の相対距離即ち変速変位 L_{01} と、弾性体 33 が伸縮する圧縮変位 L_{02} とは、圧縮装置 4 の加圧操作量 E の増減方向に対する変位動作方向は互に逆なる。図 1 の例では加圧操作量 E の増減に対し、従動車の変速変位 L_{01} は比例するが、弾性体 33 の圧縮変位 L_{02} は反比例する。本例では操作量 E に対し、従動車変速変位 L_{01} は反比例し、弾性体圧縮変位 L_{02} は比例する。本例では弾性体 33 は、浮遊支持されるので、最高圧縮時と最低圧縮時の差 $L_{02} (= L_B - L_A)$ が圧縮変位になり、通常の可変速制御では図 10A の変位量 $L_C (= P_s)$ の如き実質的除圧状態になる事は無い。

【0056】

一般産業機械、車両等では、通常停止時に最低速に移行した後に停止する。従って従動車 1 は高加圧状態に維持する結果となる。又伝達体 11 の伝達車上の位置が最低速に至る前に停止する場合は図 9B に示す回転中に強制加圧モード T_3 を持つ場合が一般的である。故にこの状態で図 9A, 9B の除圧モード T_{12} を施せば、弾性体 33 の加圧力が最高圧から最低圧縮値 P_{min} より更に軽減した実質的な解除圧 $P_s (= L_C)$ を達成できる。除圧状況下で長期間の停止期間中にも弾性体 33 の高圧による変形劣化の促進を抑止できる。尚圧縮装置 4 は従来周知の円板 1a を摺動装置 25 の摺動体 26 に兼用したシリンダ構造でも良い。

【0057】

図 10B は、波板状弾性体の他実施例で、放射方向に傾斜屈曲部を有する皿パネ 33 と異なり、放射方向に水平で厚味方向即ち円周（接線）方向に波状の傾斜屈曲部を有する特殊弾性体 33 を示す。三つ山と谷をもつウエイブワッシャを大型化し並列でなく直列加圧を維持する為仕切板 34 を有し、三つの弾性体 33a ~ 33c、仕切板 34a ~ 34b を一体に組込んでいる。各弾性体 33 は厚みを同一にすれば直線特性が得られ制御処理が簡易化する。

【0058】

【他の実施例】

圧縮装置 4 の変位量 L_0 が二つの変位量 L_{01} と L_{02} の和で示したが、図 10A の右半分の摺動体 26 と 27 間で円板間変位量 L_{01} から独立して単独に弾性体 33 のみの圧縮を除圧するための除圧変位量 L_{03} を予め更に大きく選定しておき図 6 に示す解除圧 P_s 以下の加圧力 P'_s まで解放させ制御可能な全変位量 $L_0 (= L_{01} + L_{02} + L_{03})$ としても良い。以上の通り本明細書の「特許請求の範囲」から当業者が容易に創作し得る範囲は本発明の権利の範中である。

【0059】

【発明の効果】

弾性体の弾性力が摩擦伝動面上で果たす役割は、接触面での加圧力の自己整定機能と、伝達車と伝達体間の自動調芯機能と、両機能で得た安定伝動への瞬時自動復元作用で保証される変速制御の高速応答性の確保とである。本発明により第一伝達車にトルク制御を第二伝達車に速比制御を夫々区分しトルクと速比の個別にサーボ操作させたものである。トルク又は速比の個別制御思想を構成する事で、全変速域で任意馬力の可変伝動機の又は外部指令で任意に可変トルクの連続付与できるトルク変換機の技術思想が確立した。更に二つ伝達車と二つの加圧装置間でトルクと速比の各供給指令路に相互干渉の生じない構造にしたので安定で正確な出力動力の連続的な可変供給制御が簡易な構成で確立した。

【0060】

これ等の結果として次の様な効果を生む。第一に伝動機出力軸トルクを指令だけで任意

10

20

30

40

50

調節でき負荷の伝動容量が必要ある時に必要トルクを付与可能にできるので所望動力の連続付与が常時可能な定馬力型伝動機がはじめて実現した。第二に弾性装置に自動整定、自動調芯機能の故に伝動機が外乱を受けても瞬時整定するので次の変速動作に移行可能な結果いつでも高速度の変速応答性を確保できる利点がある。第三に一般産業機械、工作機械等の小伝動容量から車両等の大伝動容量の負荷に至るまで如何なる容量でもかつ任意のトルクと速比の供給を保証した伝動機に適用できる効果がある。

【0061】

更に本発明では、第四にトルクと速比の制御役割が区分した故にトルクに対する新たな付加調整機能を付与する積極策と、既に発生したトルク誤差を復元補償する消極策とを伝動機に付与できる利点がある。即ち第五に積極策には伝動効率や伝動安全率の調整、変速応答性の微調整等がある。特に伝達車への弾性加圧力を増減すれば摩擦挾持圧も変化しトルクも変化するので当然伝動効率も変速応答性も微調整も達成できる効果がある。またトルク値も必要がある時に必要なトルクが予め定めた変換器の変換特性で任意に選定調整できるので、負荷の伝動容量に応じた所望トルク付与が出来るので伝動安全率の付与に最適である。従って例えば車両の様に、低速域での急発進、急停止が多い場合には安全率や変速応答の追従性が強化されるが、高速域での長時間安定伝動が継続する場合には伝動効率を重視する選定も出来る。更に第六に消極策には加圧装置の製造加工精度、設置周囲温度に起因し更に繰返圧縮乃至長期高圧縮下での弾性体の変形劣化に起因した弾性加圧力誤差の復元補償により既に発生した誤差も変換器で新たな変換特性を設置する事で復元可能である。更に第七に伝動機の停止期間中に弾性装置を長期間の高圧縮状態から解除する事で弾性体の劣化予防も出来る。

【0062】

本発明は、弾性力誤差の復元補償と、所望弾性力で効率や安全率等の付加機能を強化調整との一方又は両方により摩擦伝動面での役割を制御域の全域で常時達成する効果がある。特に摩擦伝動面を弾性が介在しない加圧力を加えた場合該接触面は伝動中常に極端な過剰加圧と極端な加圧欠乏の両方の障害を受け短期に機械的破損に至るのに対し、弾性体の圧縮加圧力は、弾性力の大きさも加圧力に比例して変化する。この為高加圧域（低速域）でも低加圧域（高速域）でも夫々個別に過剰加圧と加圧欠乏の両者が発生した時に弾性体の弾性力はその加圧力に応じて値が変わる為、その弾性加圧力の加圧状態を維持しながら該弾性力が突発的に生じる過剰加圧を弾性吸収し、加圧欠乏には圧力付与を自ら瞬時に実行する。それ故弾性体は摩擦面に安定した所定加圧力を自ら創出整定する自己整定機能を果たす効果がある。弾性体を与える加圧力の自己整定機能が働くと、ベルト伝達体は従動車接触面上で自ら接触半径を探索し安定速比を定めると共に所望加圧力による張力を維持する自動調芯機能を同時に達成する事になる。この二つの機能は伝動機が無段変速伝動機であるか定速比伝達機であるかを問わず安定に作用する。この伝動の安定性が保証される故に無段変速機では低速から高速に移行するのに短時間の高速度応答性の追従性が実現し、この安定性や追従性の微調整で安全性を長期維持させる効果がある。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の第1実施例の車両用無段可変伝動機の横断面図で、

【図2】 図1に示す同上無段可変伝動機のI-I線での縦断面図で、

【図3】 図1、2の同上無段可変伝動機の操作装置及び制御装置の構成図で、

【図4】 同第1実施例伝動機の弾性加圧力の圧力検出器の配置を示す分解斜視図で、

【図5】 図4の同上圧力検出器のV-V線での部分断面図である。

【図6】 同第1実施例伝動機の加圧装置による従動車回転数対従動車加圧力の特性図で、

【図7】 同第1実施例伝動機の変換器に施す入力操作量対加圧装置操作量の変換特性図で、

【図8】 同第1実施例伝動機の弾性体の製造誤差による従動車加圧力特性図で、さらに

【図9】 同第1実施例伝動機のシーケンス制御器に施す伝動機の運転停止シーケンス図である。

【図 10】 本発明の第 2 実施例 可変伝動機 で 同図 A は加圧装置の 同図 B は弾性体の構成図である。

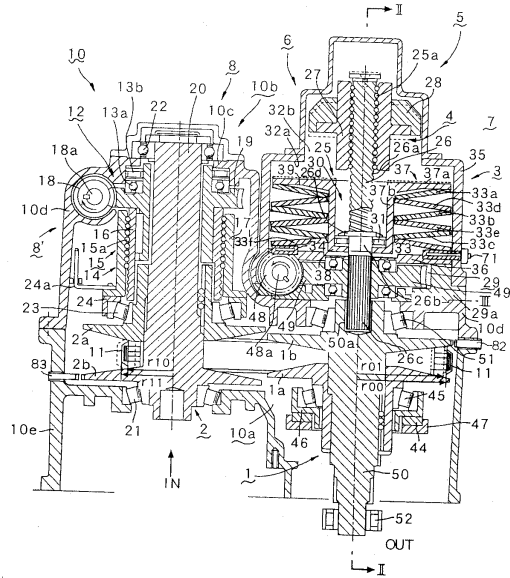
【符号の説明】

- 1 従動車、従動伝達車または第一伝達車
- 2 主動車、主動伝達車 または第二伝達車
- 3 弾性装置
- 4 圧縮装置または第 1 圧縮装置
- 5 加圧装置または第一加圧装置
- 7 伝達車加圧制御装置
- 8 ' 加圧装置または第二加圧装置
- 9 駆動源
- 9 a 第 1 駆動源
- 9 b 第 2 駆動源
- 10 変速機、伝達機または本体
- 12, 29 付勢装置
- 14 圧縮装置または第 2 圧縮装置
- 15, 25 摺動装置
- 33 弾性体
- 40 圧力伝達装置
- 53, 53 a, 53 b 可逆モータ
- 60 a 第一指令供給路
- 60 b 第二指令供給路
- 65, 66 記憶装置
- 66 a 記憶装置
- 66 b 記憶装置または変換器
- 66 c 記憶装置またはシーケンス制御器
- 69 制御装置
- 70 演算処理装置
- 71 圧力検出器

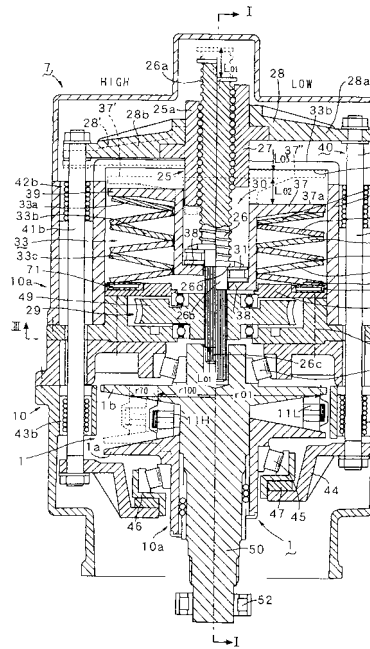
10

20

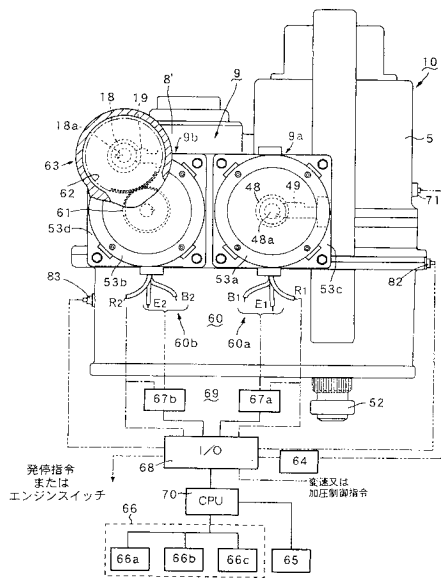
【図 1】



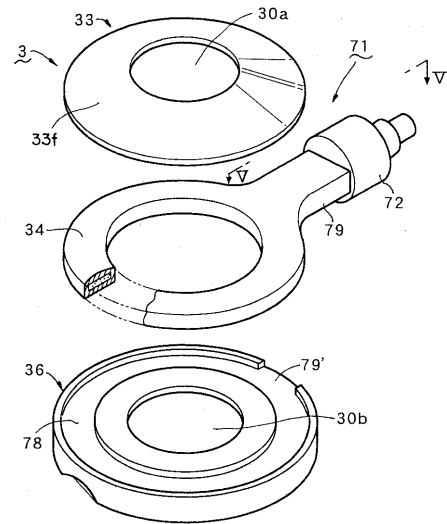
【図 2】



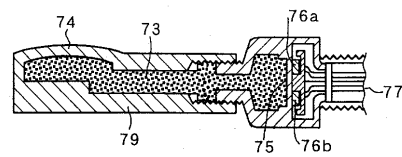
【図 3】



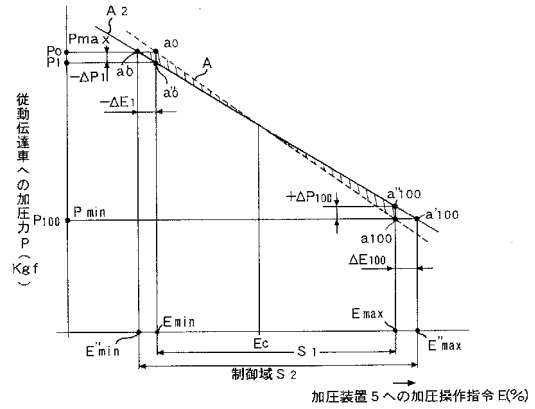
【図 4】



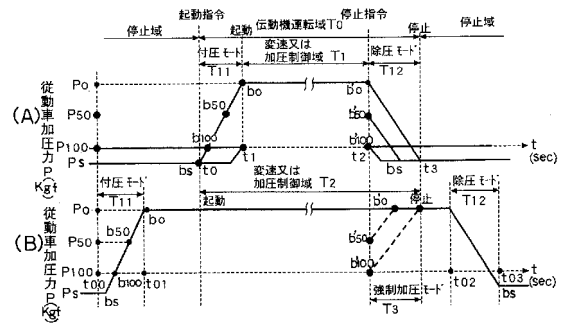
【図 5】



【図 8】



【图 7】



(A)

