

【公報種別】特許法第 17 条の 2 の規定による補正の掲載
 【部門区分】第 5 部門第 2 区分
 【発行日】平成 28 年 3 月 17 日 (2016.3.17)

【公開番号】特開 2015-42905 (P2015-42905A)
 【公開日】平成 27 年 3 月 5 日 (2015.3.5)
 【年通号数】公開・登録公報 2015-015
 【出願番号】特願 2014-239968 (P2014-239968)
 【国際特許分類】

F 1 6 H 61/00 (2006.01)

F 1 6 H 61/662 (2006.01)

F 1 6 H 9/18 (2006.01)

【F I】

F 1 6 H 61/00

F 1 6 H 61/662

F 1 6 H 9/18 Z

【手続補正書】

【提出日】平成 28 年 1 月 15 日 (2016.1.15)

【手続補正 1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【発明の詳細な説明】

【発明の名称】可変伝動機

【技術分野】

【0001】

本発明は一般産業機械、車両、電動機等に使う可変伝動機でプーリへ弾性力と加圧力を識別供給して接触摩擦圧の安定化と広帯域高效率伝動を果す可変伝動機に関する。

【背景技術】

【0002】

定馬力型ベルト無段変速機の動作は、米国特許第 4973288 号又は同第 5269726 号等で開発中だが満足な商品の実現に至らない。入出力車を後者は油圧でまた前者はネジ巻上機で夫々同時加圧する思想である。然しこれ等の思想は決定的かつ重大な機能上乃至原理上の欠陥を持つ。通常出力車が負荷に伝える出力馬力 P [W] は該回転数 N [rpm] とトルク T [Kgm] との伝動関係式 $P = 1.027 \times N \times T$ で決る。回転数はベルトプーリ間接触位置即ち半径比で決まるのに対しトルクは両者間の接触摩擦圧と接触面積で決まる。この事は回転数がプーリ内ベルトの位置決め制御だけで決まるのに対し軸トルクが該プーリとの該面積と常時摩擦圧の可変加圧制御だけで決まる事を意味する。従って無段変速機での所望回転数とトルクの確保策は各プーリに可変径位置決め制御と摩擦圧の可変加圧制御とを識別適用し相互に同期操作すべき事を上述伝動関係式自体が示す。然し上述米国特許思想は仮に入出力車に同期した加圧力の位置決め機能を与えても常時適正なベルト位置を維持する保証は無くまして両車に常時所定摩擦圧付与のトルク保証機能は全く無い。この事は上述両特許思想では適正な回転数とトルクの確保と維持ができず定馬力伝動が原理的に不可能な事を示す。

【0003】

これに対し本件出願人は欧州特許出願 E P 0 9 3 1 9 6 0 A 2 号で入出力の二つの各プーリに可変加圧制御と可変径位置決め制御の各機能役割の分化を提案した。然しまだ幾つかの未解決な問題が残る。その第一はベルトプーリ間摩擦圧の不安定性であり第二はそれ

に伴う伝動効率の悪化の問題である。前者は引張型ベルトの低速伝動を不能に到らせる。その原因は直接にプーリへの外部加圧による摩擦圧確保策では接触半径又は面積の増大時に摩擦伝動面の摩擦係数が不安定化し摩擦圧過剰を招く為である。後者では押込型ベルトでも伝動効率は速比 $= 1$ 付近で最大だがそれ以外の速比域は両プーリの接触面積と摩擦圧の平衡が崩れて悪化する。即ち両プーリ中接触面積の増大側での摩擦圧過剰でベルト食込みによるブレーキ発熱と、接触面積の減少側での摩擦圧不足でスリップ発熱が同時発生するのが原因と推測され制御形態を充実する対策が望まれる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】米国特許第4,973,288号

【特許文献2】米国特許第5,269,726号

【特許文献3】欧州特許出願EP0931960A

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

本発明の共通解決課題は、速比制御の側では一旦速比が決ると伝達車への加圧力供給は停止し無加圧状態になるが一方トルク制御の側では常時弾性力供給が継続する為に伝達車への供給圧力に不平衡状態が継続しこれが安定伝動への阻害要因になる故この要因を解消して長期に渡り高度に安定な動力伝動を果しかつ高効率伝動する可変伝動機を提案する。

【0006】

本発明の第一解決課題は、伝動機には速比とトルクの両制御が要するが一方車に加圧力を他方車に弾性力を施すと供給圧が不平衡な伝動形態ではベルトの摩擦伝動形態が著しく不安定化するのを回避して長期に渡る円滑安定伝動と高効率伝動を保つ伝動思想である。

【0007】

本発明の第二解決課題は、弾性力を入出力車に同時供給すると両車間で供給圧の不平衡が常時解消する為に部品類の劣化磨耗も解消する結果高効率でのトルク制御の外に加圧力での速比制御までもが安定化し高速度の制御応答性の確保する高品質の伝動思想である。

【0008】

本発明の第三解決課題は、可変伝動機の効率は速比 $= 1$ 付近で最大だがそれ以外の高速比又は低速比域では入出力車の間でベルト接触面積の平衡が崩れて悪化するが入力及び出力車で個別に入力及び出力トルクを高精度管理する事で高効率伝動を果す思想である。

【0009】

本発明の第四解決課題は、巨大領域を持つ入出力車に巨大弾性装置や巨大圧を生む複数圧縮装置を干渉なく組付するには各加圧部材の変位方向、部材形状と配置等に高度な考察が不可欠な故入出力車で各部材の変位方向を統一化して小型で安定化を果す思想である。

【0010】

本発明の第五解決課題は、入出力車一方では速比を双方で入力及び出力トルク同時制御を果す為狭い領域内で摺動変位する第二圧縮装置と圧縮変位される弾性装置と一方車との三者が干渉する事無く正確な可変動作を保証し同時に高密度の部材配列を果す思想である。

【課題を解決するための手段】

【0011】

本発明の共通解決手段は、入出力車に同時に加圧力供給するとベルト安定位置が定まらない欠点があるが、加圧力は一方車だけ供給し代りに両車に同時に常時弾性力供給すると供給圧力の不平衡が解消し常時巨大摩擦圧が入出力車の全体で平衡状態を保つ結果、伝動形態が異音や振動等が無く高度な安定伝動を果し高効率伝動する可変伝動機を提供する。

【0012】

本発明の第一解決手段は、入力及び出力第二圧縮装置は夫々入力及び出力弾性装置を直列圧縮して得た入力及び出力弾性力を入力及び出力車に施しこの入力及び出力車に生じた入力及び出力摩擦圧に伴って発生する入力及び出力トルクを付与した伝動機構成である。

【 0 0 1 3 】

本発明の第二解決手段は、伝動機は入力動力 P_1 を出力動力 P_0 に移す故速比 γ を入出力回転数比 N_1 / N_0 とすると入出力トルク T_1 、 T_0 の関係式は $\gamma \times T_1 = T_0$ になる点は当業者に周知な為これを開ループ又は閉ループ制御するトルク同時制御構成である。

【 0 0 1 4 】

本発明の第三解決手段は、入力及び出力第二圧縮装置に夫々弾性力供給路で設け伝達車とベルトの接触面積が増大側伝達車で摩擦圧を軽減し又は減少側伝達車では軽減して入力又は出力弾性力を補償し常時入力及び出力トルクを高精度高効率に管理する構成である。

【 0 0 1 5 】

本発明の第四解決手段は、入出力車の一方車と他方車に加圧機構を個別設置する必要上一方車側への第一及び第二圧縮装置と弾性装置は一方車回転軸芯に又他方車側への圧縮装置と弾性装置も同様に他方車回転軸芯に夫々同心円配列又は縦続配列させた構成である。

【 0 0 1 6 】

本発明の第五解決手段は、入出力車の一方車は二つの圧縮装置と弾性装置を集約する際第一圧縮装置は第二圧縮装置と縦続配列し又弾性装置と中心開孔又は外周縁を経て同心円配置した加圧力供給路と第二圧縮装置で弾性体加圧する弾性力供給路とを持つ構成です。

【 発明の効果 】

【 0 0 1 7 】

入出力車双方に加圧力供給するとベルトの安定位置が定まらず短期に伝動不能に陥るが、双方に弾性力供給した場合は斯かる事態は生じない。そこで本発明は加圧力を入出力車の一方だけに供給して速比制御を果すが弾性力は双方に同時供給して可変トルク制御を果す結果、両伝達車への印加圧力の極端な不均衡が解消し略平衡状態を常時維持する為異常振動や異音が無く入出力車双方で著しく安定な摩擦圧を提供でき同時に部品劣化の進行がない長寿命の安定トルク伝動形態が実現する。

【 0 0 1 8 】

特に、元々伝動機は入力動力 P_1 ($= N_1 \times T_1$) を出力動力 P_0 ($= N_0 \times T_0$) に移す故両動力は $P_1 = P_0$ が理想であり、速比 $\gamma = N_1 / N_0$ とすると、入力及び出力トルク間関係式は必然的に $T_0 = \gamma \times T_1$ と成る事も当業者に周知かつ自明である。本発明が入力車で入力トルク制御思想を確立した事は、当業者にとり伝動負荷に伴いトルク負荷を増減させる必要がある時は当然この入出力トルク関係式に従い入出力車間の伝動トルクの増減を両車で同時に加圧操作すれば良い事を示すので、出力トルクの外に入力トルクをも独自に高精度管理する事自体が、安価で高信頼かつ高効率な新たなトルク制御思想を確立した事を意味する。従って、さらにこの事が次のような各種の効用を生む。

【 0 0 1 9 】

第一に、入出力車は夫々個別弾性体の弾性力で常時付勢されるので両弾性体が摩擦接触面上で自動調芯作用を果す利点がある。当然伝動機外部からは動力源や負荷機器からの振動衝撃等の外乱が又内部では加圧力による速比指令も一種の外乱として働き伝動系を不安定にする。侵入場所が入力側であれば入力弾性体が出力側であれば出力弾性体がまず最初に振動衝撃等を自動的に吸収整定しベルト位置を本来の安定位置に瞬時に復帰する調芯機能を果すが、足りなければ続けて他方の弾性体が調芯の機能を果すのは明白である。結果的に両弾性体は外乱に対し常に瞬時に安定伝動に復帰整定する機能が働く利点がある。

【 0 0 2 0 】

第二に、同時にこの事が可変伝動機に必要な可変速比制御と可変トルク制御との両操作を長期間に渡り繰返しても異音・振動を招く事なく耐久性のある安定した高信頼の制御形態が実現することは明白である。弾性力供給路が入出力車の一方だけ設置した場合に比し両車への供給圧力の不均衡状態が解消する為に、入出力車の双方のトルクが常時最適な入力及び出力弾性力でトルク制御されると、加圧力による速比の増減を繰返しても伝動形態に大きな乱れが生じない為速比制御の際にも著しい安定制御の利点が招来する。

【 0 0 2 1 】

第三に、言換えるとこの事はトルク制御を一方車だけで行う場合に比し両者で行う場合

は可変速比制御する際の急速又は緩慢に立上げる変速応答性にも任意に対応でき、可変トルク制御する際も同様の制御応答性を調節できる利点がある。又同時に入力及び出力トルク制御可能な可変伝動機が全く新規な伝動機の誕生を意味する事も当業者に明白である。従来高負荷伝動機は多段歯車等の点接触伝動で弾性力の介在が無いが、本発明は面接触伝動で弾性力が介在する故に圧倒的に低価格でかつ高信頼、長寿命の伝動機が実現する。

【 0 0 2 2 】

第四にプーリ供給圧の不均衡が解消し安定伝動を達した事が、入力及び出力トルクを同時に増減し又は個別に増減する事が調節装置の操作だけで自在に選択できる利点がある。特に伝動容量を増減する際は両車への入力及び出力弾性力供給を同時に増減するだけで伝動機が自ら伝動容量を安定に増減操作できるので車両などでの伝動走行が著しく円滑安定化する利点がある。逆に低速域又は高速域での伝動効率が悪化する際は入力又は出力弾性力供給のみを増減操作するだけで任意の補償操作が簡易に達成可能になる。

【 0 0 2 3 】

第五に、伝動運転中に入力及び出力トルクが個別に高精度に管理されているので可変速比領域でも又可変トルク領域でも常時最適伝動効率が維持される利点がある。その結果車両等では著しい低燃費で長距離走行が簡単な制御だけで実現する効用がある。特に入出力車の一方車側で摩擦圧不足を生じる時は弾性力を増強し逆に摩擦圧過剰が生じる時は弾性力を軽減すれば良い。高効率の派生的効果として低速域から高速域までの実用可能な帯域を大幅に拡大できる利点があり、出力トルク側への可変可能帯域も両トルク操作でさらに拡大できる効用がある。

【 0 0 2 4 】

第六に、また調節装置が集中配置され指令操作だけで速比並びに入力及び出力トルクの極性や操作量を任意に選択できる結果、一つの可変伝動機形態に対し任意の制御動作に選定し付与できる利点がある。例えば定トルク負荷機器には定トルク伝動型可変伝動機に又は定馬力負荷機器には定馬力伝動型可変伝動機に制御動作を夫々選定すれば良い。更に速比を一定に選定し負荷機器への可変トルク操作のみを必要とする時はトルク変換型可変伝動機即ちトルク変換機として運転する事も実現可能である。

【 0 0 2 5 】

第七に、他に伝動機は通常低速回転に成る程高トルクを要するが停止寸前又は停止中は最大トルクの巨大弾性力を要する。本発明は入力及び出力第二加圧装置に各トルク指令以外に除圧又は加圧の為の指令を共用で供給する事で伝動機休止中に高圧縮状態にある弾性装置の高圧縮を解放する事で伝動部材類の経年劣化を阻止できる利点がある。また入力及び出力車双方で弾性力供給する場合でも両車を閉ループ制御する場合だけでなく一方を開ループで他方を閉ループで可変操作も可能であり、当然双方で開ループ制御しても良い。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 2 6 】

【図 1】本発明の第 1 実施例可変伝動機の全体構成断面図を、

【図 2】同第 1 実施例の入力車及び入力操作器の断面図を、

【図 3】同第 1 実施例の出力車及び出力操作器の断面図を、

【図 4】同第 1 実施例の各操作器用の駆動源及び調節装置の構成図を、

【図 5】同第 1 実施例の出力操作器に施した圧力検出器の断面図を、

【図 6】同第 1 実施例の速比対接触半径・摩擦力特性で図 6 A は入力車側の図 6 B は出力車側の夫々の動作特性説明図を、さらに

【図 7】同第 1 実施例の速比対伝動効率特性図を夫々示す。

【図 8】本発明の第 2 実施例可変伝動機の全体構成断面図を、さらに

【図 9】同第 2 実施例の入力車及び入力操作器の断面図を夫々示す。

【図 10】本発明の第 3 実施例可変伝動機の入力車及び入力操作器の断面図を、更に

【図 11】同第 3 実施例の出力車及び出力操作器の断面図を夫々示す。

【発明を実施するための形態】

【 0 0 2 7 】

本発明思想は変速伝動装置と変速制御装置を共に油層に納めた湿式型に限定されず、両者を空中に納めた乾型でも又夫々を個別収納しても良い。又伝動形態として本発明は特に定馬力伝動型可変伝動機で大きな効力を発揮するが速比制御のみ単独操作して定トルク伝動型可変伝動機に適用してもよい。制御形態として変速制御装置の操作器は、加圧力と弾性力の識別に際し第一及び第二加圧装置で成る個別加圧方式と、複合装置による複合加圧方式とを開示したが、入出力両操作器を共に個別加圧装置による加圧方式にしても良く又入力側を複合加圧装置による加圧方式に出力側を個別加圧装置による等各種の加圧方式にしても良いので当然入力側に圧力検出器を配し摩擦圧を検出しても良い。その際出力車に図6Bの予備圧は当然可変制御しても良く又必ずしも与える事を要しない。プーリを押圧する加圧装置、複合装置、圧縮装置、弾性装置又は当接装置は全て非回転配置の例を示したが回転状態で使用しても良く、取付位置もプーリの周囲に制約されず油圧ジャッキや梃子の圧力伝達装置にて任意位置に配しても良い。

【0028】

操作器の加圧力と弾性力を切換する例では速比 $= 1$ で優先的に切換える例を示したが任意の速比の時点で切換を行っても良く、切換操作の基準を速比で無く出力回転数又は出力トルクを優先的な基準に切換えても良い。その際望ましくは該出力回転数とトルクとが共に瞬時に衝撃なく安全にパンプレス切換させる事が好ましい。更に入力動力が内燃機関や直流電動機等の如き該出力回転数が変速する時は可変伝動機の速比制御を或る定速比のままで出力トルクのみを該回転数に応じ入力操作器の単独操作で可変トルク制御を施してトルク変換機にしても良い。尚基準車機能のプーリは回転数制御をまた追従車機能のそれはトルク制御を夫々果すので、操作器が各機能切換した時は当然調節装置から供給される速比及びトルク指令でもある制御指令も同時切換えるべきは明白で該指令も増速・減速の回転数指令と、増圧・減圧のトルク指令とを夫々識別分化して供給制御すべきは当然である。従ってベルトプーリ摩擦面劣化等には該補償した回転数指令を弾性体劣化や摩擦圧の減少等には該補償したトルク指令を夫々識別供給すべきである。

【0029】

次に、各装置、部品等の代替化、兼用共用化は各種変更が可能である。加圧装置は圧縮装置が弾性装置又は / 及び当接装置と直列連結ならば配列順序は任意である。圧縮装置は指令信号の供給停止後も該押圧位置を安定保持できるなら他の傾斜摺動装置や油圧ジャッキ等の油圧摺動装置でも良い。弾性装置も皿パネに限る事なく他の如何なる型でも良い。当接装置も他形態で良く例えば各弾性体自体に当接具をもたせ直列配列させても良い。尚夫々の加圧手段である摺動具、摺動体、摺動材等は相互に兼用、共用したり本体、車、圧力伝達装置等の他部材類と代替兼用しても良い。圧力伝達装置や第一及び第二検出器も他の如何なる型式でも良く、例えば圧力伝達装置はプーリ回転軸の中空軸芯内を伝達させても良い。第一並びに入力及び出力第二駆動源の制御モータは入力及び出力側の加圧装置毎に個別配置の例を示したが、駆動源には周知の伝達機や歯車同期嵌合装置等切換器を用いて共用化又は単一化できモータ種類も交流又はステップモータでも良い。尚可動車と弾性体を同時加圧する第二加圧装置では第二圧縮装置の操作量と円板車相対距離間で比例又は反比例し且つ弾性体と弾性力間で夫々反比例又は比例する構成であれば良い。また各操作器は該各圧縮装置を該第一及び第二加圧装置に夫々個別に又は共用単一に持っても良い。

【0030】

該モータと圧縮装置をもつ加圧装置では、プーリ高圧力に耐えて長期間の高精度の位置決めと摩擦圧値の供給制御を要する。故に操作器の各加圧系路にセルフロック機能即ち逆転阻止機能とモータのオーバラン阻止機能等各制御指令への誤信号要因を積極的に排除する事を要す。従って台形ネジ等金属面接触摩擦手段やウォーム伝達機等一方向伝達機を用いたり、更にクラッチ、ブレーキ機能付モータや逆転阻止機能をもつステップモータの適用がされるべきである。尚圧縮装置の摺動量は、基準車機能の出力車移動量 1_0 ではプーリ移動分 1_p のみだが追従車機能の入力車移動量 1_1 ではプーリ移動分 1_p と弾性体圧縮量 1_s が加わり合計移動量は $1_p + 1_s$ となる。従って回転数指令とトルク指令では操作量も操作方向も互に異なるため、ネジ又はカム等の傾斜摺動装置の場合はピッチ即ち勾配又

は傾斜、回転方向、右ネジ・左ネジ等のネジ溝加工方向、歯車伝達機の速比等周知要素を設計に応じて選択すれば良い。

【 0 0 3 1 】

次に調節装置 9 0 の制御形態は各種考えられ、出力回転数 N_0 又は出力トルク T_0 に精度を要しない時は予め初期設定した操作量として単一の制御指令を供給すれば良い。それ等に高精度を維持し安定伝動させて可変速可変トルク動作の高速応答性を優先する時はベルト周長又は弾性体ヘタリの劣化誤差を定期感知し劣化量に応じて回転数又はトルクの各指令に、予めメモリに定めた基準値となる様に補償量を CPU にて算出加味して入力及び出力操作器に与え回転数、摩擦圧又はトルク値の操作値を付与して閉ループによる実質的なサーボ制御にしても良い。更なるトルクと速比の高精度管理を要する場合には、入出力車の回転数と摩擦圧又はトルク値の各検出値と予めメモリに定めた基準値とを実質的に比較し負帰還制御を入力又は / 及び出力側の各操作器に供給する事により閉ループのサーボ操作で高負荷伝動にも極めて高い効率の長期運転を果す。

【 実施例 1 】

【 0 0 3 2 】

図 1 乃至図 6 に於いて、車両用の可変伝動機 1 0 は、入力車 1 と出力車 2 間に施すベルト 3 で成る変速伝動装置 1 0 A と、該同一平面側に入力操作器 9 と出力操作器 8 を図 4 で示す調節装置 9 0 で調節する変速制御装置 1 0 B とで構成される。本例では入力操作器 9 は入力第一及び入力第二加圧装置 1 1 , 5 1 でなる個別加圧装置 5 0 を更に出力操作器 8 は出力第一及び出力第二加圧装置を共用して構成した出力共用加圧装置 2 1 でなる複合加圧装置 4 0 を有し夫々図 4 に示す駆動源 6 0 で付勢される。入力第一、入力第二及び出力共用加圧装置 1 1 , 5 1 及び 2 1 は夫々入力第一、入力第二及び出力共用圧縮装置 1 4 , 5 4 及び 2 4 を有し入力弾性装置 3 1 と、入力当接装置 3 5 と、出力複合装置 2 0 とを夫々加圧操作する。入力操作器 9 は入力車 1 に入力第一及び入力第二加圧装置 1 1 及び 5 1 とで成り調節装置 9 0 の個別指令に応じ又出力操作器 8 は出力車 2 に出力共用加圧装置 2 1 が単一指令に応じて作動し夫々弾性力と加圧力を識別供給する能力を有する。尚入出力側に略同等機能部品が存在する為本明細書では各部品名称に「入力」、「出力」又は「第一」、「第二」の区別を要す時はその区別を付すが、前後の記述や図面等で解る時は省く。

【 0 0 3 3 】

変速伝動装置 1 0 A は夫々可動車 1 a , 2 a と固定車 1 b , 2 b を相対向しキーを経て前者が後者に対し軸芯方向に摺動可能に配された可変径プーリ 1 , 2 を含み、夫々入力軸 1 c と出力軸 2 c に互に逆向きに配される。各プーリ 1 , 2 は夫々一對の軸受 7 , 6 で軸支されて回転し、更に本体 1 0 と各可動車 1 a , 2 a との間を夫々一對の軸受 5 , 4 で回転力を分離しながら入力第一、入力第二及び共用加圧装置 1 1 , 5 1 及び 2 1 で夫々該プーリ可動車を加圧操作している。本体 1 0 は、車両等の他伝動機器等を収める第一本体 1 0 a と、可変伝動機 1 0 を収める第二本体 1 0 b とが分離可能に組付される。

【 0 0 3 4 】

Vベルト 3 は、入力車 1 が出力車 2 を引張伝動する引張型と押込伝動する押込型との二種類のベルトが周知で本発明にはこの両者が適用可能である。その構造説明は省略し例えば前者は米国特許第 4 , 4 9 3 , 6 8 1 号等で又後者は同第 3 , 9 4 9 , 6 2 1 号等の例示を記述するに留める。尚本実施例思想は特に引張ベルトでもカム機構等の不安定摩擦力の補償対策を付せず安定伝動を果すので、金属芯体 3 a を耐熱樹脂、セラミック、金属等の複合材 3 b を囲む構造の引張型ベルト 3 で図示する。本発明の変速伝動装置 1 0 A は次に述べる変速制御装置 1 0 B の操作により図 7 に示す通り広い可変速可変トルク帯域の全帯域で定馬力の動力伝動を高効率で果すものである。

【 0 0 3 5 】

各操作器 9 , 8 は、対応する各伝達車 1 , 2 の可動車 1 a , 2 a に加圧力又は弾性力を制御指令に応じて個別に識別供給可能に構成されている。即ち第一加圧装置による加圧力供給は対応伝達車を基準車機能に又第二加圧装置による弾性力供給は対応伝達車を追従車

機能に夫々働かせる。ここで、基準車・追従車機能とは、摩擦伝動時の安定要因の設定を基準車側で定め又不安定要因を追従車側で自己収束し整定する機能を云う。即ち基準車機能は摩擦伝動時のベルトの基準位置を定めて出力回転数や速比（ $= N_1 / N_0$ ）を決定する機能で、ベルト接触半径を定めるプーリV溝の位置決め制御を意味する。変速操作時はプーリからベルトに加圧力付与して可変径位置決め制御するが速比が決まると実質的に加圧力印加も停止し可動車によるV溝位置は固定されるので通常の定速比プーリと同一条件のV溝を形成する。追従車機能はベルト・プーリの接触面摩耗や内外の外乱振動等の誤差要因が生じてても上述位置決め制御とは全く無関係に両者間に常時所定摩擦圧の供給を維持しその誤差要因を正規伝動状態に瞬時に復帰させる自己整定乃至自動調芯機能を弾性力の働きで果し各軸の入力又は出力トルク T_1 、 T_0 を決定する機能である。

【0036】

入力操作器9は、本例では入力車1への加圧力供給用の入力第一加圧装置11と弾性力供給用の入力第二加圧装置51とを夫々個別に持つ個別加圧装置50で構成される。更に入力第一及び入力第二加圧装置は入力第一及び入力第二圧縮装置14, 54と入力第一及び入力第二駆動源60a, 60bとで夫々構成される。入力第一加圧装置11は入力切換器の当接装置35と入力第一圧縮装置14との直列構造で、又入力第二加圧装置51は弾性装置31と入力第二圧縮装置54との直列構造で夫々構成され両者は共用の摺動体36と軸受5を経てプーリ1の可動車1aを互に回転軸芯方向に平行に加圧する。当接装置35と弾性装置31は入力車1の軸1cの外周に同軸で同芯円上に並列で軸芯方向に平行に配され、又入力第一及び入力第二圧縮装置14, 54は同軸上に縦続配列される。各加圧装置の加圧形態は車1aに入力第一圧縮装置14が第二本体10bの内壁から又入力第二圧縮装置54が外壁から図2の圧力伝達装置70を経て弾性装置31に圧力伝達する。

【0037】

第一及び第二加圧装置11, 51の第一及び第二圧縮装置14, 54は共に夫々第一及び第二摺動装置13, 53とこれを付勢する第一及び第二付勢装置12, 52とで成る。第一及び第二摺動装置13, 53は、二つの摺動具16, 17と56, 57並びに両者間を摺動させる第一及び第二押圧装置15, 55を有し本例ではボールネジである。第一摺動装置13は円環状形成し入力車1の周囲に第二摺動装置53は棒状形成され該軸1の延長上に離隔して位置する。第一及び第二付勢装置12, 52は本例では共にウォーム18, 58とホイール19, 59から成るウォーム伝達機で成り、夫々軸18a, 58aに第一及び第二駆動源60a, 60bからの速比、入力トルク指令が入力され第一及び第二摺動装置13, 53が一旦位置決めされると各制御指令の供給を停止しても該位置を保つセルフロック機能を果す。第一及び第二加圧装置11, 51はテーパローラ5とスラスト軸受5bとの間で非回転状態で車1を加圧する。歯車19のキー19aを経た雄ネジの摺動具16と歯車59に直結の雌ネジの摺動具57とは回転に伴って上下に摺動する事はなく、第一加圧装置11では摺動具17が又第二加圧装置51では摺動具56が各摺動装置13, 53のもつ傾斜に従い上下動する。

【0038】

入力第一加圧装置11の当接装置35は切換器として働き、間隙38を経て配される二つの摺動材36, 37で成り、入力第一圧縮装置14の作動指令の選択に応じ両者を互に当接する当接動作時と、両者間を離隔させる当接解除時とを調節装置90の制御指令で加圧力の供給と停止を制御される。当接動作時は入力第一圧縮装置14が摺動材36, 37と軸受5を介し、入力車1に直接加圧力を与えるので該車1が可変径位置決め制御の基準車機能を果す事になる。当接解除時は間隙38を生じ入力第一圧縮装置14は入力車1には作用しないので追従車機能のトルク制御が選択できる。本例では摺動材37は入力第一圧縮装置14の摺動具17と共用し摺動材36は弾性装置31の摺動体34と共用する。77は自転阻止の回止具である。

【0039】

入力第二加圧装置51の弾性装置31は中心開孔貫通孔を持ち四枚の皿バネの直列構造で示す弾性体32と、これを両端で加圧する二つの摺動体33, 34とで成り、入力第一

摺動装置 13 の第一摺動具 16、17 と当接装置 35 の外周に該貫通孔が同芯配置される。弾性体は弾性振動の伝達を一端で可能で他端で不能に構成し且つ両端が摺動可能な為浮遊状態に支持される。図 2 の通り弾性装置 31 は本例では入力第二圧縮装置 54 との間に圧力伝達装置 70 が配されて弾性体 32 を直列圧縮し同時に生じた弾性力を摺動体 34 と軸受 5 を介し供給するので、この時該車 1 が可変加圧制御の追従車機能を果す事になる。従って入力第一加圧装置 11 の加圧力と入力第二加圧装置 51 の弾性力とは共に共通の摺動体 34 と軸受 5 を経て互に車 1 を並列印加する。

【0040】

図 2 の圧力伝達装置 70 は、入力第二圧縮装置 54 の摺動具 56 の端部 56a に連結しこれを中心受加圧点から左右対称に延長した第一伝達手段 71 と摺動体 33 を兼ねる第二伝達手段 74 とでなる横伝達手段 78 と、その両端に連結し摺動具 56 の軸芯方向に平行に二本の加圧軸 72 でなる縦伝達手段 73 と、更に弾性装置 31 の押圧用加圧軸 72、72 の摺動方向を円滑案内する軸受と本体貫通孔でなる支持装置 79 と成る。手段 71、72、73 は四角形枠を形成し高加圧でも四角形を保守させる為各軸 72、72 がリニヤボール軸受 75、76 を介し本体 10d で支持し摺動具 56 と同方向に加圧する。尚本例では摺動体 33 と加圧環 74 を共用し圧縮装置 14 の外側で弾性装置 31 を直列加圧する。

【0041】

図 3 の出力操作器 8 は、本例では出力車 2 への出力第一加圧装置の加圧力供給と出力第二加圧装置の弾性力供給とを単一構成にした共用加圧装置 21 が共用駆動源 60c への制御指令に応じて両者を夫々識別供給する。出力操作器 9 と異なり、出力弾性装置 41 と出力切換器である出力当接装置 45 を並列組付した複合装置 20 を、同じく出力第一及び出力第二圧縮装置を単一構成にした共用圧縮装置 24 で直列組付した複合加圧装置 40 である共用加圧装置 21 を持つ。共用圧縮装置 24 は 2 つ摺動具 26、27 とボールネジ 26a の共用押圧装置 25 とでなる共用摺動装置 23、更にウォーム 28 とホイール 29 で成りセルフロック機能を持つウォーム伝達機の共用付勢装置 22 で成る。共用及び入力第二圧縮装置 24 及び 54 の相違点は、入力第二摺動装置 53 は右ネジ加圧されるが共用摺動装置 23 は左ネジ加圧された事と、各摺動装置の傾斜ピッチに従い摺動具 56 は非回転で上下動するが、摺動具 26 は回転しかつ上下動する為軸受 49 が配される事と、更に入力第二圧縮装置 54 の全体が振動不能に本体 10b に設置されるが、共用圧縮装置 24 では共用摺動装置 23 のみは伝達車 2 と弾性装置 41 との間を弾性振動が伝達可能な連動状態又は浮遊状態に支持する為摺動具 26 は共用付勢装置 22 のホイール 29 との間に軸芯方向に摺動可能にスプライン結合 26c を延長配置して回転伝動を可能にした事等がある。

【0042】

軸受 49 を経て加圧する弾性装置 41 は円環状型枠に形成した摺動体 43 と摺動体 44 との間で収納加圧する複数の皿パネでなる弾性体 42 を持つ。本例では図 2 の弾性体 32 は伝達車側に又図 3 の弾性体 42 は本体側に夫々配されるが、共に弾性体 32、42 の一端は弾性振動可能に他端は振動不能に支持させて摩擦伝動面での振動抑制を効果的に実施する。当接装置 45 は、二つの摺動材 46、47 で成り、本例では摺動材 47 が摺動体 43 の鍋状外縁で又摺動材 46 は摺動体 44 で夫々共用している。図 3 は中心線の左半分で弾性装置 41 の軽負荷時には間隙 48 が介在し当接装置 45 が当接解除状態で弾性力を又右半分で弾性装置 41 が所定値を越え当接装置 45 が当接動作状態で加圧力を夫々伝達車 2 に識別供給する状態を示す。尚本例の当接動作状態では弾性体 42 の弾性力 P_s は加圧力に加わり常時供給する。

【0043】

尚共用加圧装置 21 でも入力第二加圧装置 51 と同一構造の縦伝達手段 83 と横伝達手段 88 と支持装置 89 とで成り左右対称に四角形枠の圧力伝達装置 80 を持つ為類似参照符号を付し説明を省く。相違点は本例では全加圧機構を固定車 2b の裏側に配し弾性振動も相互に伝える事である。又図 5 は共用加圧装置 21 の本体 10d と複合装置 20 の一端間に配した第一検出器の圧力検出器 94 の断面図である。環状の弾性体 42 と摺動材 47 とが液封した主ダイヤフラム 104 を同時に圧縮可能に構成した環状検出端 101 と、こ

の検出端 101 の一箇所から放射状に延長して副ダイヤフラム 106 を変位する導出端 102 と、この端部に配し半導体歪ゲージをもった圧力 - 電気信号変換部 103 と、更に油媒体 105 とで成る。単に印加弾性力又は加圧力だけで無く定速比運転時での出力摩擦伝達面での摩擦圧の値を適正に感知し且つ摩擦圧によるトルクの負帰還制御が可能となる。

【0044】

図 4 の通り各操作器 8, 9 は、入力第一、入力第二及び共用加圧装置 11, 51 及び 21 に夫々個別に入力第一、入力第二及び共用駆動源 60a, 60b 及び 60c を隣接して施し電子調節装置 90 から制御指令が個別に供給される。各駆動源 60 には夫々にギヤヘッド 64、直流サーボの可逆モータ 65、ブレーキ 66、エンコーダ 67 を持ち各対応する参照部品番号に符号 a, b, c を付して示す。両操作器には互に同期したサーボ制御を要するが、各圧縮装置 14, 54 及び 24 の移動操作量は夫々異なる為対応の各軸 18a, 58a 及び 28a への制御指令は調節装置 90 から個別に設けた速比の異なる歯車伝達機 61a, 61b, 61c をもち必要に応じ歯車 68, 69 を付設する。

【0045】

調節装置 90 は、CPU 又は演算処理装置 95 及び各種 RAM, ROM でなる記憶装置 96, 97 を中心として A/D 乃至 D/A 等の変換増幅器 98、伝送バスをもつ入出力装置 91 を経て入力及び出力情報を導出入する。入力情報はエンジン等のスタータスイッチ等の変速機 10 の起動指令と、変速指令又は除加圧指令などの制御指令と、図 1 で第二検出器として伝達車 1, 2 の回転数検出器 92, 93 の回転数と、圧力検出器 94 からフィルタ 99 を経たベルトプリー摩擦接触圧と、更に各エンコーダ操作量 Ra, Rb, Rc 等である。出力情報は変換増幅器 98a, 98b, 98c から各モータ 65a, 65b, 65c への操作指令 Ea, Eb, Ec とブレーキ指令 Ba, Bb, Bc である。

【0046】

記憶装置 96 は演算処理装置 95 がプログラマブル制御を実行する基礎情報を持つ。記憶装置 97 は三つの処理情報で成りメモリ 97a はプリー 1 が追従車機能でプリー 2 が基準車機能で作動する時の制御情報を、メモリ 97b はプリー 1 が基準車機能でプリー 2 が追従車機能で作動する時の制御情報を、メモリ 97c は両プリー 1, 2 の機能切換時の同期操作情報や各操作器 8, 9 を非同期で個別の単独操作した時の定トルク型伝動機とトルク変換型伝動機、入力及び出力弾性力の同時操作や除加圧の為の指令操作等の制御情報を予め記憶される。フィルタ 99 は弾性力から弾性振動分を除く。上述の駆動源 60 および調節装置 90 の各機器は例えば山洋電気(株)出版「1998～99 サーボシステム総合カタログ」等で既に開示され市販中なので詳細説明は省く。

【0047】

次に第 1 実施例の動作を述べる。本例の思想は、引張型ベルトを用いて入力又は出力車のいずれの伝達車に対してもベルトプリー間の接触半径が大きい時は常に該伝達車を基準車機能に、接触半径が小さい時は常に該伝達車を追従車機能に夫々動かせる為に、対応する各操作器からの加圧力又は弾性力を識別して供給制御する事である。本例では入力及び出力回転数 N_1 , N_0 の速比 $\gamma = N_1 / N_0$ が中間域の $\gamma = 1$ を基準に切換える場合を述べる。即ち変速領域が、 $\gamma > 1$ の大速比域又は低速域では入力車 1 に追従車機能を出力車 2 に基準車機能を与え個別操作して成る第一伝動装置 A の伝動形態で、逆に $\gamma < 1$ の小速比域又は高速域では入力車 1 に基準車機能を出力車 2 に追従車機能を与え個別操作して成る第二伝動装置 B の伝動形態で夫々作動する様に、両操作器 8, 9 と伝動装置の動作形態を切換える。図 1 は入力車 1 が最小半径 r_{10} で出力車 2 が最大半径 r_{00} なので、操作器 9 では入力切換器の当接装置 35 は当接解除状態で弾性装置 31 の弾性力を、操作器 8 では出力切換器の当接装置 45 が当接動作状態で加圧力を夫々供給し第一伝動装置 A を成し、この伝動中に増速指令が供給されたとする。

【0048】

図 6 は、変速域の速比 γ を横軸に、ベルトプリー間摩擦力 P と接触半径 r を夫々左右の縦軸に示す動作特性図で、図 6A は入力車の又図 6B は出力車の各特性を示す。起動時は図 1 の最大速比 γ_{max} の為に入力車 1 には弾性体 32 の最大圧縮圧により最大入力摩擦

圧が施される。最大張力のVベルト3を経て出力車2のV溝には張力による最大出力摩擦圧が保証される。本例の場合は出力当接装置45が当接動作中でも弾性体42の弾性加圧力は軸受49、共用摺動装置23及び圧力伝達装置80を経て、図6Bの二点鎖線の基礎圧 P_{s0} は供給され続ける。従って出力車2の出力摩擦圧はベルト張力と基礎圧 P_{s0} が重畳した最大値 P_{0max} になる。増速指令が加わり三つのモータ67が動くと各軸18a, 58a, 28aが回動し、入力車側では当接装置35の間隙38が挟まるが影響は無く、弾性体32が第二圧縮装置54により図6Aの通り圧縮が P_{11} に減圧されるのでトルク指令としての供給弾性力も減り入力摩擦圧も減る。出力車側ではベルト張力による出力摩擦圧分が減少する為出力摩擦圧も P_{01} に減圧し同時に共用圧縮装置21により複合装置20はそのままの状態でも共用圧縮装置21の摺動具26, 27間のみが相対変位し、圧力伝達装置80を経て可動車2aを速比指令としての供給加圧力で強制移動しベルト半径を r_{01} に減ずる。この時同時に弾性力の働きで減圧に拘わらず入力車1の半径 r_{10} は増し r_{11} に移動する。この一連の動作が同時に同期して行われる。以下同様に再度増速指令が加わると同じ動作を繰返し、速比 $=1$ に達するまで繰返す。

【0049】

更に増速指令が $=1$ に達すると当接装置35、45が両切換器として働き二つの操作器8, 9の動作が瞬時に切換わる。即ち入力側では当接装置35の僅かに残された間隙38は調節装置90の指令で瞬時に消去し摺動材36, 37は当接動作状態に入り弾性体32の弾性力は当接装置35の加圧力に優先的に速比を固定して切換が行われる。出力側では同時に共用付勢装置22の働きで摺動具26は上昇し複合装置20を減圧するので当接装置45は圧力検出器94から当接解除状態に入り、弾性体42の弾性力が共用摺動装置23、圧力伝達装置80を経て車2に伝えられる。従って <1 の小速比域では、入力車1が接触半径を増大し基準車機能で又出力車2が接触半径を減少し追従車機能で成る第二伝動装置Bとして働く事になる。第一伝動装置Aでは出力回転数は出力操作器8で直接制御し、出力トルクは入力操作器9でベルト張力を経て間接制御して双方で一方加圧装置を形成したのに比し、切換後は第二伝動装置Bでは出力回転数が操作器9の速比指令で間接制御され出力トルクが操作器8のトルク指令で直接制御され双方で他方加圧装置を形成する。従って以後は調節装置90の各制御指令と該各補償信号の供給切換以外は全く同様に安定伝動を続ける。図3の左半分は増速指令が更に加わり出力回転数での速比 s の出力車2及び共用加圧装置21の圧縮状態を示す。最小速比 min まで同じ動作をする。

【0050】

逆に再び最大速比 max に復帰するには上述と逆回転の減速指令を各モータ65に与える事で上述と逆の動作手順で達成できる。速比 $=1$ での機能切換は、ベルト3の長手方向の伸びと幅方向の厚味の経年変化の悪影響を無くす為に本例では調節装置90が常時入出力車回転数検出器92, 93と圧力検出器94から算出する速比信号とトルク信号を基準に各加圧装置へのトルク及び速比指令の指令供給の切換をする例を述べる。然も実際には速比 $=1$ 付近での伝動装置A及びB間のハンチングを阻止する為各指令は図6A, 6Bに示す通り動作スキ間(Differential)を施して制御される。尚上述の例では操作器9の弾性装置31又は当接装置35の一方のみしか車1の加圧に影響しない例なので第一及び第二圧縮装置14, 54を常に駆動しても良いが必ずしもそうする必要は無く、車1に影響しない第二圧縮装置54は図2の左側摺動体の如くその期間のトルク指令の供給を停止しある圧縮状態で待機しても良くまた切換時のみだけでなく常時両者を同時駆動させれば良い。更に弾性体31, 41、プーリ1, 2、ベルト3等の伝動部材が長期間の高圧縮圧で磨耗やヘタリ変径劣化した時に各車1, 2で所定摩擦圧が継続維持できなくなる恐れが残るが、本例では図1の最大速比状態で伝動運転を停止する際でも調節装置90から各加圧装置51, 21の高加圧を低加圧に強制的に解除又は加圧する除圧又は加圧の為の指令を与え長期間の運転停止の時の強制解放による経年劣化の阻止対策を施し得る。又各増幅器98は両操作器の切換時のみ直流モータ65を供給電圧又はパルス量操作で急速切換動作でき瞬時速動指令を供給して機能切換しても良い。

【0051】

更に本例では、出力トルクを入力及び出力操作器 9、8 の間接又は直接加圧制御で果す場合を持つが、各弾性体 3 2, 4 2 の劣化した時にも高精度の所望摩擦圧を入力及び出力車 1、2 で保証する為圧力検出器がトルクの算出に使用される。入出力車 1、2 が基準車機能で働く時でも弾性力供給しても良くクサビ摩擦圧は同検出器で常時感知できるので、当然サーボ制御させれば良い。各摩擦圧又はトルクの低下時のトルク補償制御は、弾性体 3 1 等の劣化による各摩擦圧又はトルク検出値を知る CPU 9 5 とメモリ 9 7 a とで予め負荷に応じて定めた摩擦圧又はトルク基準値に適するように入力又は出力操作器 9、8 に閉ループ制御を施すことによってサーボ制御すれば良く、他にも開ループ制御等で所定摩擦圧供給での可変トルク制御を任意に制御する事が達成できる。速比を入力又は出力操作器 9、8 の間接又は直接位置決め制御する際回転数検出器等を用いた時も同様である。

【0052】

本例の効用は、両車 1, 2 のベルトプリー間の接触半径又は面積が減少時は高圧の弾性力の常時供給を維持し続けるので加圧不足に因る滑りを解消し、接触半径又は面積が増大時は変速動作時以外には弾性力を全く印加しないか又は可変制御した弾性力を加えるだけなので摩擦係数変動や摩擦力過剰の不安定化を招く事が無く、必要以上の外部加圧に因るベルトの巻込み現象に伴う伝動不良が解消する。故に本明細書及び請求項で「実質的な非加圧」とは摩擦伝動に悪影響の無い範囲内で積極的に弾性力を可変制御しても良い事を意味する。その結果図 7 の通り二つの効率特性の各最高効率域のズレを利用して大速比域での第一伝動装置 A と小速比域での第二伝動装置 B とを両最高効率域間の中間域で単に安定連結するだけで無く両変速領域を安定のまま大幅に拡大し広帯域化ができる事を示し、所望摩擦圧の安定維持が確立する為に高速度の変速応答性を果しかつ低速域及び高速域の該変速領域の両端域でも高効率伝動を果す。然も最大の利点はベルト巻込み現象が解消する為従来周知の押込型ベルトだけで無く引張型ベルトを、カム機構等の調整装置を全く付さずに適用できる点に有る。尚各操作器の機能切換位置は必ずしも速比 = 1 に制約されず任意に変更可能である。

【実施例 2】

【0053】

図 8 及び図 9 は第 2 実施例可変伝動機を示す。第 2 実施例が第 1 実施例との相違点は入力操作器 9 の構成のみにあり実質的な第一及び第二伝動装置 A, B の機能切換による可変トルク制御及び可変径位置決め制御動作は全く同一である。そこで同一又は類似機能の部材には第 1 実施例と同じ参照番号を付し相違点を述べる。構造上の相違点は、入力操作器 9 が出力操作器 8 と同様に第一及び第二圧縮装置を単一共用した入力共用圧縮装置 1 4 と入力複合装置 3 0 の直列連結で入力複合加圧装置 5 0 を成し、入力第一加圧装置と入力第二加圧装置を単一共用して円環状の入力共用加圧装置 1 1 と入力共用駆動源 6 0 a を形成した点である。複合装置 3 0 は入力第二加圧装置 5 1 の弾性装置 3 1 と入力第一加圧装置 1 1 の当接装置 3 5 とを予め並列に圧縮組付してある。本例では共用摺動装置 1 3 の摺動具 1 7 と、弾性装置 3 1 の摺動体 3 3 と、更に当接装置 3 5 の摺動材 3 7 が一体共用化して複合装置 2 0 に相異し圧縮状態で両端閉止した円環鍋型収納枠を成す。該室内に複数皿バネの弾性体 3 2 を収め摺動体 3 4 を兼用する摺動材 3 6 及び 3 7 とで弾性体 3 2 を圧縮収納してある。図 6 A, 6 B の各摩擦圧特性の実線で示す通り入力弾性体 3 2 は高加圧域特性 $P \leq 1$ を出力弾性体 4 2 は低加圧域特性 $P \leq 0$ を夫々担うので、第 1 実施例と同様に通常は前者が後者より大きい弾性圧縮圧の皿バネが選定されるがベルトプリー間摩擦係数によっても変化する。摺動材 3 7 は可動材 3 7 a と可動材 3 7 b との間でネジ 3 9 が施され当接装置 3 5 の当接又は解除状態の動作点を可調整にしてある。当接装置 4 5 も同様に構成しても良い。

【0054】

複合装置 3 0 と 2 0 の相違点は弾性体の圧縮動作方向が互に逆である。複合装置 3 0 が予め圧縮収納した弾性体閉止型だが同装置 2 0 では開放型である。動作上も図 6 A, 6 B と同様に変速機 1 0 が第一伝動装置 A で作動中は操作器 8 が加圧力でベルト 3 を位置決め制御する為、当接装置 3 5 では図 8 の間隙 3 8 が生じ弾性体 3 2 が有効に働く。然し第二

伝動装置 B に移ると、操作器 8 が弾性力の可変加圧制御域に入り同時に当接装置 3 5 も間隙 3 8 は消失し操作器 9 が図 9 の当接動作状態に移るので、小速比域では実質的に弾性体 3 2 の機能は無効になり、入力車 1 が基準車機能として作動する。尚ベルト 3 は無端帯体 3 a と多数ブロック 3 b との押込型で示す。

【 0 0 5 5 】

本例の効用は第 1 実施例と略同様だが更に小型軽量化が果せる。然し複合装置 3 0 が閉止型の為変速機の停止中に劣化防止策用の弾性体 3 2 を除圧操作できないが弾性体 3 2 に圧縮圧に経年変化が生じても出力トルク制御に圧力検出器 9 4 を使う為 CPU 9 5 とメモリ 9 7 c が出力車 2 での所定出力摩擦圧を常時調節するので弾性力の劣化減少分は入力操作器 9 の操作量を増す補償操作で障害を克服できる。検出器無しでも少ない劣化の弾性材を使用して長期伝動に耐久性を持たせ又はネジ 3 9 で再調整すれば良い。

【 実施例 3 】

【 0 0 5 6 】

図 1 0 及び 1 1 は、本発明の共通ベース思想を示す第 3 実施例であり、両操作器とも常時機能切換せずに第一伝達装置 A を構成する可変伝動機の夫々入力車及び出力車断面図である。本例では変速領域の全域で、入力操作器 9 はトルク指令で常時弾性力供給する可変加圧制御によるトルク制御の追従車機能を又出力操作器 8 は変速時の速比指令で加圧力供給し定常時に無加圧の可変位置決め制御による速比制御の基準車機能を夫々果す。ベルトプーリ間で大摩擦圧を得る為に伝達車に巨大外部圧を施す方法は摩擦係数が安定せず摩擦力過剰による伝動不能に到る。特にこの傾向は入力車 1 よりも出力車 2 で生じ易い。その理由は出力回転数 N_o の方がより小さくなり逆に出力トルク T_o はその分増大する事を要するからである。本例では制御指令供給時は加圧力供給してもそれ以外の定速比運転時は出力車 2 の V 溝に対し加圧装置による外部圧を全く与えず単に定速比プーリの V 溝と同等の構成である。所定出力トルクの確保は入力操作器 9 で追従車機能する入力車 1 の弾性摩擦圧にて与えたベルト張力のみで決定させた思想である。図中のチェーンベルト 3 の様にプーリ内巻込現象が生じ易い引張型ベルトでも又生じ難い押込型ベルトでもその型式に因らず、大速比域での安定伝動と高効率伝動を果す。

【 0 0 5 7 】

構造的には入力操作器 9 は、図 9 の操作器 9 から当接装置 3 5 を除去して弾性装置 3 1 を圧縮装置 1 4 が直列圧縮する弾性加圧装置 5 1 と駆動源 6 0 b とでなる。出力操作器 8 は、図 1 , 3 又は図 8 の操作器 8 から複合装置 2 0 を除去し、摺動装置 2 3 と付勢装置 2 2 を直結した圧縮装置 2 4 にて変速動作時だけ加圧力を施し出力車 2 を可変径位置決め制御の基準車機能を果す構造である。他の構造は第 1 , 第 2 実施例と同一なので同一の参照符号を付して詳細な説明を省く。尚圧力検出器 9 4 の検出端 1 0 1 はホイール 2 9 のスラスト軸受 4 b での圧力を感知する為摩擦圧の値は可動車 2 a 、圧力伝達装置 8 0 を経て圧縮装置 2 4 と本体 1 0 d 間で常時感知でき他実施例と同様調節装置 9 0 にて操作器 9 にサーボ制御を施しそれを更に開又は閉ループ制御を施す事で適正な摩擦力管理による任意のトルク制御が達成できる。

【 実施例 4 】

【 0 0 5 8 】

上述実施例で入出力車の一方又は双方が弾性力による追従車機能を持つ理由はベルトの周長伸びや厚味摩擦等の誤差要因の吸収能力を弾性力自体に持たせて常時安定伝動の維持を果させる為である。従って入力操作器 9 を図 1 0 の構造で又出力操作器 8 を図 3 の構造で夫々組立てた可変伝動機であっても又入力弾性体 3 2 が出力弾性体 4 2 よりバネ圧を大きく選定し実質的に加圧力として機能する時は安定伝動を果す。そこで本発明では入力及び出力車に同時に弾性力供給して両車でトルク制御を行ってもよいが少なくとも同時に加圧力供給状態にすべきでは無い。従って、両操作器 8 、 9 の一方を個別加圧装置又は複合加圧装置で他方を第二圧縮装置が弾性装置を直列圧縮する弾性加圧装置として両操作器でトルク T_1 、 T_0 の可変加圧制御をしても良いので負荷に応じた可変トルク制御が可能である。従ってこの時各加圧装置が第 3 実施例等の様に当接装置等の切換器を持つ必要は無

く、更に入力車 1 に図 10 の操作器 9 を又出力車に図示しない定速比プーリを施しても出力トルクを入力操作器で調節する本発明思想は達成できると共に本発明の範囲に含む。

従って本発明は「特許請求の範囲」から当業者が容易に創作しうる範囲内に於いて各種の変更、変形を加えても該範囲に包含される。

【0059】

実施態様 1 に於て、出力プーリは可変径型又は定速比プーリで該ベルト接触半径が一定である可変伝動機。実施態様 2 に於て、調節装置は予め負荷に応じ定めた速比対入出力摩擦圧の設定圧基準値を収めた記憶装置と演算処理装置でプログラマブル制御した可変伝動機。実施態様 3 に於て、調節装置は摩擦圧又はトルクの検出値と設定摩擦圧又はトルク基準値との夫々偏差に応じた補償量を入力操作器への操作量に加味した閉ループ制御又は入出力トルクに応じ予め定めた弾性力指令を施す開ループ制御を果した可変伝動機。実施態様 4 に於て、各圧縮装置は二摺動具間に押圧装置を施した摺動装置と該押圧装置を動かす付勢装置とでなり該摺動装置及び付勢装置の一方又は双方に自己反転阻止機能を持たせてなる可変伝動機。実施態様 5 に於て、入力第一及び出力第一加圧装置は二摺動材が該相互間隙の有無で当接又は解放状態に応じて上記各プーリ可動車に加圧力供給の有無を制御可能な入力及び出力当接装置を持つ可変伝動機。実施態様 6 に於て、各弾性装置は、弾性体及び該弾性体の両端に配した二摺動体で成り、弾性力振動の伝達を一端で可能に他端で不能に支持した該弾性体の一端又は他端を第二又は共用圧縮装置で圧縮した可変伝動機。

【0060】

実施態様 7 において、調節装置は該速比が $= 1$ の時点に切換えてなる可変伝動機。実施態様 8 において、調節装置は各操作器の切換の際に該動作時点に速比減少と増大時の間で動作スキ間を有する可変伝動機。実施態様 9 において、各操作器は該入力操作器に複合加圧装置を又該出力操作器に個別加圧装置を夫々施した可変伝動機。実施態様 10 において、調節装置は変速機停止中に該第二及び複合加圧装置の各弾性装置の圧縮を解放状態にする可変伝動機。実施態様 11 において、調節装置は本体と第二又は共用圧縮装置及び弾性装置との間に入出力摩擦圧を感知する圧力検出器をもつ可変伝動機。実施態様 12 において、入力又は / 及び出力操作器は受加圧点から左右に伸びる上側及び下側の横伝達手段と、該各横伝達手段の端部間を互に繋げた二本の加圧軸でなる縦伝達手段と、更に該縦伝達手段を本体及び軸受で摺動可能に支える支承体とでなる圧力伝達装置を持つ可変伝動機。

【0061】

実施態様 13 において、各操作器は該プーリ周囲に配した該各弾性装置又は当接装置、該各圧縮装置、若しくは該各加圧装置と、該プーリ離隔地の該圧縮装置、該弾性装置又は当接装置、若しくは該プーリ軸受との間を夫々圧力伝達装置で互に圧力伝達してなる可変伝動機。実施態様 14 において、第一及び第二加圧装置は該各圧縮装置の一方を環状で該プーリ軸を貫通させ他方を該軸延長上に施す可変伝動機。実施態様 15 において、第一及び第二加圧装置は互に円環状の該弾性装置と該当接装置を該プーリ軸芯方向に平行に施した可変伝動機。実施態様 16 において、第一及び第二加圧装置は該プーリ可動車の軸受と該弾性及び当接装置の共用摺動体とを経て加圧した可変伝動機。実施態様 17 において、両操作器は一方を該個別加圧装置で他方を第二圧縮装置が弾性装置を直列圧縮する弾性加圧装置でなる可変伝動機。

【0062】

実施態様 18 において、複合加圧装置は円環状をなす該弾性装置の内側又は外側に該当接装置を互に同芯円上に配した可変伝動機。実施態様 19 において、複合加圧装置は二摺動材間の間隙を制御する該当接装置と、二摺動体及び弾性体でなる該弾性装置とを一方の該摺動体にて一端閉止の円環状型枠に形成した単一複合装置を持つ可変伝動機。実施態様 20 において、複合加圧装置は該二摺動材の一方を該型枠摺動体に又他方を該弾性体と該一方摺動材間に摺動可能に配し予め最小圧縮圧 P_{s1} で封じた閉止型でなり上記入力操作器に配した可変伝動機。実施態様 21 において、複合加圧装置は該摺動材の一方を該型枠摺動体で又他方を本体で夫々共用し該両摺動材の当接時に該弾性体の最大圧縮圧 P_{s0} を

供給する開放型でなり上記出力操作器に配した可変伝動機。実施態様 2 2 において、両操作器は一方を該複合加圧装置で他方を第二圧縮装置が弾性装置を直列圧縮する弾性加圧装置でなる可変伝動機。

【符号の説明】

【0063】

1, 2 プーリ 3 ベルト 8, 9 操作器 10 可変伝動機又は本体 1
 1 入力第一加圧装置 12 入力第一付勢装置又はウォーム伝達機 13 入力第一摺動装置
 14 入力第一圧縮装置 15 入力第一押圧装置
 30, 20 複合装置 31, 41 弾性装置 35, 45 当接装置又は切換器
 40 複合加圧装置 50 個別加圧装置 51 入力第二加圧装置
 52 入力第二付勢装置又はウォーム伝達機 53 入力第二摺動装置
 54 入力第二圧縮装置 55 入力第二押圧装置
 60 駆動源 60a 入力第一駆動源 60b 入力第二駆動源
 60c 出力共用駆動源 70, 80 圧力伝達装置 72, 82 伝達具又は加圧軸
 79, 89 支持具又は支持装置 90 調節装置
 92, 93 第二検出器又は回転数検出器 94 第一検出器又は圧力検出器

【手続補正 2】

【補正対象書類名】特許請求の範囲

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ベルトを挟持した入力又は出力車を加圧力供給でベルト位置決め操作する第一圧縮装置と入力及び出力車に夫々入力及び出力弾性装置を直列圧縮して得た入力及び出力弾性力供給しベルト摩擦圧操作する入力及び出力第二圧縮装置とで構成し、該両第二圧縮装置は入力及び出力弾性力による入力及び出力摩擦圧の増減操作で生じた入力及び出力トルクを夫々上記入力及び出力車に可変付与してなる可変伝動機。

【請求項 2】

請求項 1 において、上記入力又は出力第二圧縮装置は、更に上記入力又は出力車と上記ベルトとの接触面積の増減に応じて該入力又は出力トルクを定めてなる可変伝動機。

【請求項 3】

ベルトを挟持した入力又は出力車を加圧力供給でベルト位置決め操作する第一圧縮装置と入力及び出力車を夫々入力及び出力弾性装置を直列圧縮して得た入力及び出力弾性力供給でベルト摩擦圧操作する入力及び出力第二圧縮装置とで構成し、該両第二圧縮装置は出力トルク T_0 と入力トルク T_1 との比 T_0 / T_1 が速比 に成るように入力及び出力弾性力を増減して入力及び出力トルクを開ループ又は閉ループ制御してなる可変伝動機。

【請求項 4】

ベルトを挟持した入力又は出力車を加圧力供給でベルト位置決め操作する第一圧縮装置と入力及び出力車を夫々入力及び出力弾性装置を直列圧縮して得た入力及び出力弾性力供給でベルト摩擦圧操作する入力及び出力第二圧縮装置とで構成し、入力又は出力第二圧縮装置は上記ベルト及び対応車の接触面積が増大側対応車の摩擦圧を軽減し又は減少側対応車の摩擦圧を増強する為に入力又は出力弾性力を個別の増減操作で入力又は出力トルクを補償してなる可変伝動機。

【請求項 5】

ベルトを挟持した入力及び出力車の一方車に加圧力を与え速比制御する第一圧縮装置と該入力及び出力車に夫々入力及び出力弾性装置を直列圧縮して得た入力及び出力弾性力を与え入力及び出力トルク制御する入力及び出力第二圧縮装置とを持ち、上記第一圧縮装置と入力又は出力第二圧縮装置と入力又は出力弾性装置とは各変位方向を上記一方車の変位方向に定めて該一方車回転軸芯で同心円又は縦続配列しかつ入力又は出力第二圧縮装置と

上記入力又は出力弾性装置とは各変位方向を他方車の変位方向に定めて該他方車回転軸芯で同心円又は縦続配列してなる可変伝動機。

【請求項 6】

ベルトを挟持した入力及び出力車の一方車に加圧力を与え速比制御する第一圧縮装置と該入力及び出力車に夫々入力及び出力弾性装置を直列圧縮して得た入力及び出力弾性力を与え入力及び出力トルク制御する入力及び出力第二圧縮装置とを持ち、上記第一圧縮装置が入力又は出力第二圧縮装置と該一方車回転軸と同軸で縦続配列しかつ入力又は出力弾性装置と同心円に配置して中心開孔又は外周縁を経て該一方車を加圧する加圧力供給路と上記入力又は出力第二圧縮装置が上記第一圧縮装置と非接触で上記入力又は出力弾性装置を圧縮する弾性力供給路とを該一方車の可動車に並列付与してなる可変伝動機。

【請求項 7】

請求項 5 又は 6 において、上記可変伝動機は、第一或いは入力又は出力第二圧縮装置と上記入力又は出力弾性装置と入力又は出力車の可動車との何れか二者間で指令伝達する伝達具及び該伝達具を軸支する支持具で成る圧力伝達装置を有し上記伝達具が変位方向を該可動車の変位方向に定めて設置されてなる可変伝動機。

【請求項 8】

請求項 1 から 7 の何れかにおいて、上記入力及び出力第二圧縮装置は、高負荷又は軽負荷トルクの増減に伴い同時に上記入力及び出力弾性力供給による入力及び出力摩擦圧を増減してなる可変伝動機。

【請求項 9】

請求項 1 から 8 の何れかにおいて、上記入力又は出力第二圧縮装置は、上記可変伝動機の停止時に高加圧状態にある入力又は出力弾性装置の高加圧を強制解除後に休止し再起動時に高加圧状態に復帰させる除加圧の為の指令を施されてなる可変伝動機。

【請求項 10】

請求項 1 から 9 の何れかにおいて、上記各圧縮装置は、二つの摺動具を持つ摺動装置と機械的指令の自己反転阻止機能がある付勢装置とを連結し指令信号の供給停止後も押圧位置を保持してなる可変伝動機。