

【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 23 年 2 月 3 日 (2011.2.3)

【公開番号】特開 2010-281454 (P2010-281454A)
 【公開日】平成 22 年 12 月 16 日 (2010.12.16)
 【年通号数】公開・登録公報 2010-050
 【出願番号】特願 2010-180686 (P2010-180686)
 【国際特許分類】

F 1 6 H 61/00 (2006.01)

F 1 6 H 61/662 (2006.01)

【F I】

F 1 6 H 61/00

F 1 6 H 61/662

【手続補正書】
 【提出日】平成 22 年 11 月 15 日 (2010.11.15)
 【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摩擦力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 4, 973, 288 号又は同第 5, 269, 726 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力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力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力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力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力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力不足でスリップ発熱と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、対応可動車に弾性装置を直列経由して得た弾性力供給時はトルク制御を果すとの思想と、入力及び出力車に対し入力及び出力加圧装置が速比制御と出力トルク制御の一对の組合せ思想とが確立した事で、夫々速比及びトルクの第一伝動形態と、夫々トルク及び速比の第二伝動形態とを持たせて更に可変域の全域で最適な高効率の広帯域伝動する思想を確立した可変伝動機を提供することである。

本発明の第一解決課題は、通常可変速機の効率は速比が1の付近を外れると悪化し当然弾性装置の影響で高速域と低速域とで効率変化が一致せず伝動効率の特性も相違が生じるので、可変域の途中で二つの伝動形態から効率の良い方を選択して伝動する思想である。

【0006】

本発明の第二解決課題は、可変径伝達車では加圧力供給時は速比制御を弾性力供給時はトルク制御を果し各伝達車への指令で加圧力と弾性力を切換えて事実上制御機能の役割選択が可能なので入出力車双方への加圧形態の制御で伝動形態を選択切換する思想である。

【0007】

本発明の第三解決課題は、高効率伝動には出力トルクの高精度管理を要するが周知の通りトルクがベルト摩擦圧と接触面積で決るので該トルクを入力加圧装置で間接制御でも出力加圧装置で直接制御でも常時安定かつ正確な出力トルク制御を果す思想を提示する。

【0008】

本発明の第四解決課題は、大速比域に於ける入力車の摩擦力不足と出力車の摩擦力過剰を抑制すると同時に小速比域に於いても入力車の摩擦力過剰と出力車の摩擦力不足を抑制して全変速域で最適伝動効率の伝動を果す可変伝動機を提供するための思想である。

【0009】

本発明の第五解決課題は、上述第三解決課題の具体化の際入出力車の一方には加圧力と弾性力の識別可能な個別操作機構を、他方には加圧力と弾性力の識別供給可能な簡易な複合加圧機構を夫々配して高効率を果たす可変伝動機を提供するための思想である。

【0010】

本発明の第六解決課題は、無段変速機の入力車と出力車の一方又は双方の可動車にプーリV溝の正確な位置決めを果す非弾性加圧力と、誤差・振動等の吸収整定を果す弾性力とを調節装置からの夫々回転数及びトルク指令に応じ識別供給可能な個別操作機構で高効率伝動を果す可変伝動機を提供する為の思想である。

【0011】

本発明の第七解決課題は、上述第六解決課題を更に簡略化し入出力車の一方又は双方の可動車に対し簡易かつ軽量に非弾性の加圧力と、弾性体による弾性力とを単一の制御指令に応じて識別供給可能な加圧機構で高効率を果す可変伝動機を提供する為の思想である。

【0012】

本発明の第八解決課題は、単一制御指令で可動車に加圧力と弾性力を識別制御する際に切換器として働く当接装置が該制御指令の作動に伴い弾性装置の圧縮加圧を可能にしたり

或いは規制する様に操作する事で加圧力と弾性力の識別付与を実現する思想である。

【 0 0 1 3 】

本発明の第九解決課題は、対応可動車に加圧力と弾性力を付与する際に周知の通り弾性力は供給圧を低減すれば実質的に加圧力供給として識別可能だが逆に加圧力は積極的に供給と遮断を制御しない限り弾性力のみを識別付与できないので本項では加圧力の供給と遮断を制御する切換器の思想を提示する。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 4 】

本発明の共通解決手段は、可変伝動機の入力及び出力車の動作形態が夫々トルク及び速比の伝動形態と、夫々速比及びトルクの伝動形態との間を可変域の途中で運転切換する事で、結果的に伝動帯域を拡大しかつ高効率伝動を果す構成である。

本発明の第一解決手段は、可変伝動機ではトルク制御及び速比制御を入力車と出力車の一方と他方とに機能分担する事を要すが、入力及び出力車が速比及びトルク制御を分担する第一伝動機と逆に夫々トルク及び速比制御を分担する第二伝動機では伝動効率に相違がある為この両車の効率上の利点を組合せて伝動する構成である。

【 0 0 1 5 】

本発明の第二解決手段は、入力車に弾性力供給し出力車に加圧力供給する一方加圧装置と、入力車に加圧力供給し出力車に弾性力供給する他方加圧装置との間を可変域の途中で速比とトルク指令又は制御指令に応じ入出力車双方で加圧形態を同期切換する構成である。

【 0 0 1 6 】

本発明の第三解決手段は、検出器で得た出力車摩擦圧検出値から調節装置で出力トルクを算出し入力車で該トルク制御時は入力加圧装置に又出力車で該トルク制御時は出力加圧装置に夫々帰還制御し検出器を共用する事で常時出力トルクを安定維持する構成である。

【 0 0 1 7 】

本発明の第四解決手段は、無段変速機の入力車に追従車機能を又出力車に基準車機能を与えた第一伝動装置と、更に入力車に基準車機能を又出力車に追従車機能を与えた第二伝動装置とを有し、各操作器が各車の操作機能を変速域の途中で切換えた構成である。

【 0 0 1 8 】

本発明の第五解決手段は、入出力車の可動車の一方は二つの圧縮装置が弾性装置と当接装置を夫々個別に直列連結する個別操作器で又他方は単一圧縮装置が弾性装置と当接装置の並列体を直列連結する識別操作器で夫々同期して各車の操作機能を切換した構成である。

【 0 0 1 9 】

本発明の第六解決手段は、入出力車の可動車の一方又は双方に、弾性装置と第一圧縮装置を直列重畳した第一加圧装置と、当接装置と第二圧縮装置を直列連結した第二加圧装置とをもち調節装置が夫々弾性力と加圧力を個別供給する個別操作器を施す構成である。

【 0 0 2 0 】

本発明の第七解決手段は、入出力車の可動車の一方又は双方に、弾性装置と圧縮装置に直列重畳しかつ当接装置と該弾性装置を並列連結して成る複合加圧装置が制御指令に応じ変速域を弾性力域と加圧力域に識別供給する識別操作器を施す構成である。

【 0 0 2 1 】

本発明の第八解決手段は、弾性装置と当接装置を互に並設し当接装置を構成する二つの摺動材の一方が弾性装置を包囲収容して加圧し乍同時に他方摺動材との間で当接と解放を制御する事で実質的に加圧力の基準車機能と弾性力の追従車機能を識別する構成である。

【 0 0 2 2 】

本発明の第九解決手段は、調節装置で可動車に加圧力と弾性力を識別付与する際入出力加圧装置の各加圧力供給系路に二摺動材で成る当接装置を直列配置し指令に応じて二摺動材間の相対間隙を当接又は解放制御する事で加圧力供給と遮断を制御する構成である。

【発明の効果】

【 0 0 2 3 】

本発明では、可変伝動機で出力トルクを可変制御する際出力車への直接弾性力供給する場合以外に更に入力車へ弾性力供給しベルトを経て間接に出力摩擦圧でトルク制御する事も可能になり出力軸トルクの制御形態として何れの構成を任意に選択できる道が開けた。

即ち本発明では、第一に、出力トルク制御を入力車で行う場合と出力車で行う場合では摩擦係不足と摩擦係過剰の相違から伝動効率特性にズレが生じるので之を利用して互に効率特性の異なる二種の伝動形態が実現出来る利点がある。入力及び出力車に夫々トルク及び速比制御する第一伝動形態と夫々速比及びトルク制御する第二伝動形態である。そこでこの二種形態の効率特性から効率がより高い方のみを可変域の途中で選択し高効率の二つの伝動帯域を互に連結することで全可変域の実用帯域を大幅に拡大した広帯域高効率の定馬力型可変伝動機を実現できる効用がある。

【 0 0 2 4 】

第二に、トルク制御を入力車で行う第一伝動機と出力車で行う第二伝動機間の動作選択する事や、入出力車への加圧力と弾性力の加圧制御形態の同期切替する事或いは更に入出力車双方への弾性力供給の同時供給によるトルク制御付与する事により、常時最適な入出力トルク付与が可能になる為安定な出力トルクによる安定伝動が達成し同時に之に伴う高速度の変速応答性の確保を保証できる利点があり、高負荷トルク時でも低負荷トルク時でも負荷に応じてプーリ摩擦係を高精度に管理できる為に広帯域高効率の伝動運転を長期間に渡り安定に維持できる効用がある。

【 0 0 2 5 】

第三に、伝動形態の切替操作に関し切替器として当接装置を用いるとベルトプーリ構造を変更せずに入出力加圧装置の操作だけで二つの伝動形態間の切替操作が果せしかも調節装置の速比とトルク指令又は制御指令を用いて切替が達成するので必然的に安価で簡易な構成の高効率伝動機が実現できる利点がある。又実際に切替操作では速比や出力回転数を基準に又は出力トルクを基準にして切替動作中に該回転数又は該トルクを変化させない間に切替を完了させるので車両等に衝撃を招かずに安全なバンプレス切替が達成できる利点がある。

【 0 0 2 6 】

第四に、更に例えば入出力車への加圧形態を第一及び第二加圧装置の圧縮装置を単一共用化しかつ切替器として当接装置が弾性装置の圧縮変位を当接時には不能に解放時には可能にする複合加圧装置を形成する等加圧装置の構造形状や設置を簡易化し簡易かつ軽量の形態に選択し又は圧力伝達装置を用いる事で伝動機の小型化と軽量化を同時に果せる効果がある。

【 0 0 2 7 】

上述以外に、特にベルトがプーリ内に食い込む謂所巻込現象が生じ易い引張型ベルトでも伝達不能に到る事が無く、ベルトプーリの材質、湿式乾式等潤滑性、温度等の周囲条件の変化に拘わらず安定したクサビ摩擦係を創出できる為、従来の不安定なカム機構等の巻込防止対策を別途に施す事なく安定伝動を実現する。ベルト接触半径の増減は入出力車で発生し各操作器が対応プーリへの基準車又は追従車機能の切替能力をもたせる事で安定伝動可能な変速領域を大幅に拡大でき然もその両端部領域で高効率伝動を維持するので、車両や発電設備等の分野では低燃費、低価格かつ低運転コスト高効率の伝動機を実現する効果がある。

【 0 0 2 8 】

更に本発明の伝動機はトルクを入力操作器で速比を出力操作器で行う個別操作も又その逆も可能なので両者の同期操作では定馬力伝動機を果し、更に一方のみ可変動作し他方を固定で運転できるので、結果的に調節装置での制御形態に応じ定トルク伝動機にも又トルク変換伝動機にも利用できる利点がある。その際に伝動機停止時に弾性力を高圧縮状態のままで長期停止を継続すると、ベルトプーリ、弾性体等の伝動部材に劣化を招き、停止時に弾性体を強制的に除去する劣化阻止策を施せる利点がある。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 2 9 】

【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 3 0 】

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。その際出力車に図 6 B 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。

【 0 0 3 1 】

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えを行っても良く、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の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選択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。

【 0 0 3 2 】

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巻上機や油圧ジャッキ又はカム機構等でも良い。弾性装置も皿バ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。入出力駆動源の制御モータは入力及び出力側の各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。尚可動車と弾性体の同時加圧装置では圧縮装置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各加圧装置に対して夫々個別に又は共用単一に持っても良い。

【0033】

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加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 l_0 ではプーリ移動分 $1p$ のみだが追従車機能の入力車移動量 l_1 ではプーリ移動分 $1p$ と弾性体圧縮量 $1s$ が加わり合計移動量は $1p + 1s$ 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、ネジ又はカム等の巻上摺動装置の場合は巻上ピッチ、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。

【0034】

次に調節装置90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変速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実質的な回転数又は摩擦圧の該検出値を帰還させて閉ループにてサーボ制御しても良い。更に、トルクと速比の高精度管理を要する場合には、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出力側の各操作器に供給する事により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】

【0035】

図1乃至図6に於いて、車両用の可変伝動機10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10A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90で調節する変速制御装置10Bとで構成される。本例では入力操作器9は第一及び第二入力加圧装置11, 51でなる個別加圧装置50を更に出力操作器8は出力加圧装置21でなる複合加圧装置40を有し夫々図4に示す駆動源60で付勢される。各加圧装置11, 51, 21は夫々圧縮装置14, 54, 24を有し入力弾性装置31と、入力当接装置35と、出力複合装置20とを夫々操作する。入力操作器9は入力車1に第一及び第二入力加圧装置11, 51とで調節装置90が個別に又出力操作器8は出力車2に加圧装置21が単一で速比に応じ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」の区別を要す時は付すが、前後の記述や図面等で解る時は省く。

【0036】

変速伝動装置10Aは夫々可動車1a, 2aと固定車1b, 2b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1cと出力軸2c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10と各可動車1a, 2aとの間を夫々一對の軸受5, 4で回転力を分離しながら各加圧装置11, 51, 21で夫々該プーリ可動車を加圧操作している。本体10は、車両等の他伝動機器等を収める第一本体10aと、可変伝動機10を収める第二本体10bとが分離可能に組付される。

【0037】

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4,493,681号等で又後者は同第3,949,621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3aを耐熱樹脂、セラミック、金属等の複合材3b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10Aは次に述べる変速制御装置10B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。

【0038】

各操作器9,8は、対応する各伝達車1,2の可動車1a,2a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を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力の供給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軸トルクを決定する機能である。

【0039】

入力操作器9は、本例では入力車1への加圧力供給用の第一入力加圧装置11と弾性力供給用の第二入力加圧装置51と夫々個別に持つ個別加圧装置50の入力加圧装置と駆動源60a,60bとで構成される。第一加圧装置11は入力切換器の当接装置35と第一圧縮装置14との直列構造で、又第二加圧装置51は弾性装置31と第二圧縮装置54との直列構造で夫々構成し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、又各圧縮装置14,54は同軸上に縦続配列される。従って各加圧装置の加圧形態は、車1aに対し装置14が第二本体10bの内壁から又装置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。

【0040】

各加圧装置11,51の各圧縮装置14,54は共に摺動装置13,53とこれを付勢する付勢装置12,52とで成る。各摺動装置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押圧装置15,55を有し本例ではボールネジである。摺動装置13は管状形成し入力車1の周囲に又摺動装置53は棒状形成され該軸1の延長上に離隔して位置する。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に駆動源60a,60bからの速比,トルク指令が入力され摺動装置13,53が一旦位置決めされると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。各加圧装置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、加圧装置11では摺動具17が又加圧装置51では摺動具56が上下動する。

【0041】

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、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 3 8 を生じ圧縮装置 1 4 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 3 7 は圧縮装置 1 4 の摺動具 1 7 と共用し摺動材 3 6 は弾性装置 3 1 の摺動体 3 4 と共用する。7 7 は自転阻止の回止具である。

【0042】

第二加圧装置 5 1 の弾性装置 3 1 は中心貫通孔を施され、四枚の皿バネの直列構造で示す弾性体 3 2 と、これを両端で加圧する二つの摺動体 3 3 , 3 4 とで成り、第一摺動装置 1 3 の第一摺動具 1 6 、1 7 と当接装置 3 5 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 3 1 は本例では圧縮装置 5 1 との間に圧力伝達装置 7 0 が配されて弾性体 3 2 を直列圧縮し同時に生じた弾性力を摺動体 3 4 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実果する事になる。従って第一加圧装置 1 1 の加圧力と第二加圧装置 5 1 の弾性力とは共に共通の摺動体 3 4 と軸受 5 を経て互に車 1 を並列印加する。

【0043】

図 2 の圧力伝達装置 7 0 は、圧縮装置 5 4 の摺動具 5 6 の端部 5 6 a 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 7 1 と摺動体 3 3 を兼ねる第二伝達手段 7 4 とでなる横伝達手段 7 8 と、その両端に連結し摺動具 5 6 の軸芯方向に平行に二本の加圧軸 7 2 でなる縦伝達手段 7 3 と、更に弾性装置 3 1 の押圧用加圧軸 7 2 , 7 2 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 7 9 と成る。各手段 7 1 , 7 2 , 7 3 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 7 2 , 7 2 はリニヤボール軸受 7 5 , 7 6 を介して本体 1 0 d で支持し摺動具 5 6 と同方向に加圧する。尚本例では摺動体 3 3 と加圧環 7 4 を共用し弾性装置 3 1 を直列加圧する。

【0044】

図 3 の出力操作器 8 は、本例では出力車 2 への第一加圧装置の加圧力供給と第二加圧装置の弾性力供給とを単一の出力加圧装置 2 1 が駆動源 6 0 c への制御指令に応じて両者を夫々識別供給する。操作器 9 と異なり、出力弾性装置 4 1 と出力切換器である出力当接装置 4 5 を並列組付した複合装置 2 0 を更に単一の出力圧縮装置 2 4 で直列組付した複合加圧装置 4 0 である出力加圧装置 2 1 を持つ。圧縮装置 2 4 は 2 つ摺動具 2 6 , 2 7 とボールネジ 2 6 a の押圧装置 2 5 とでなる摺動装置 2 3 、更にウォーム 2 8 とホイール 2 9 で成りセルフロック機能を持つウォーム伝達機の付勢装置 2 2 で成る。圧縮装置 2 4 及び 5 4 の相違点は、摺動装置 5 3 は右ネジ加圧されるが摺動装置 2 3 は左ネジ加圧された事と、摺動具 5 6 は非回転で上下動するが、摺動具 2 6 は回転しかつ上下動する為軸受 4 9 が配される事と、更に圧縮装置 5 4 の全体が振動不能に本体 1 0 b に設置されるが、圧縮装置 2 4 では摺動装置 2 3 のみは伝達車 2 と弾性装置 4 1 との間を弾性振動伝達可能な連動状態又は浮遊状態に支持する為摺動具 2 6 は付勢装置 2 2 のホイール 2 9 との間に軸芯方向に摺動可能にスプライン結合 2 6 c を延長配置して回転伝動を可能にした事等がある。

【0045】

軸受 4 9 を経て加圧される弾性装置 4 1 は環状鍋に形成した摺動体 4 3 と、摺動体 4 4 との間で収納加圧する複数の皿バネでなる弾性体 4 2 を持つ。本例では図 2 の弾性体 3 2 は伝達車側に又図 3 の弾性体 4 2 は本体側に夫々配されるが、共に弾性体 3 2 , 4 2 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 4 5 は、二つの摺動材 4 6 , 4 7 で成り、本例では摺動材 4 7 が摺動体 4 3 の鍋状外縁で又摺動材 4 6 は摺動体 4 4 で夫々共用している。図 3 は中心線の左半分で弾性装置 4 1 の軽負荷時には間隙 4 8 が介在し当接装置 4 5 が当接解除状態で弾性力を又右半分で弾性装置 4 1 が所定値を越え当接装置 4 5 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 4 2 の弾性力 P_s は加圧力に加わり常時供給する。

【0046】

尚加圧装置 2 1 でも加圧装置 5 1 と同一構造の縦伝達手段 8 3 と横伝達手段 8 8 と支持装置 8 9 とで成り左右対称に四角形枠の圧力伝達装置 8 0 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 2 b の裏側に配し弾性振動も相互に伝える事である。又図 5 は加圧装置 2 1 の本体 1 0 d と複合装置 2 0 の一端間に配した第一検出器の圧力検出器 9 4 の断面図である。環状の弾性体 4 2 と摺動材 4 7 とが液封した主ダイヤフラム 1 0 4 を同時に圧縮可能に構成した環状検出端 1 0 1 と、この検出端 1 0 1 の一箇所から放射状に延長して副ダイヤフラム 1 0 6 を変位する導出端 1 0 2 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 1 0 3 と、更に油媒体 1 0 5 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力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。

【 0 0 4 7 】

図 4 の通り各操作器 8 , 9 は、各加圧装置 1 1 , 5 1 及び 2 1 に夫々個別に駆動源 6 0 a , 6 0 b 及び 6 0 c を隣接して施し電子調節装置 9 0 から制御指令が個別に供給される。各駆動源 6 0 には夫々にギヤヘッド 6 4 、直流サーボの可逆モータ 6 5 , ブレーキ 6 6 , エンコーダ 6 7 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 1 4 , 5 4 及び 2 4 の移動操作量は夫々異なる為対応の各軸 1 8 a , 5 8 a 及び 2 8 a への制御指令は調節装置 9 0 から個別に設けた速比の異なる歯車伝達機 6 1 a , 6 1 b , 6 1 c をもち必要に応じ歯車 6 8 , 6 9 を付設する。

【 0 0 4 8 】

調節装置 9 0 は、CPU 又は演算処理装置 9 5 及び各種 RAM , ROM でなる記憶装置 9 6 , 9 7 を中心として A / D 乃至 D / A 等の変換増幅器 9 8 、伝送バスをもつ入出力装置 9 1 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トスイッチ等の変速機 1 0 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 9 2 , 9 3 の回転数と、圧力検出器 9 4 からフィルタ 9 9 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 R a , R b , R c 等である。出力情報は変換増幅器 9 8 a , 9 8 b , 9 8 c から各モータ 6 5 a , 6 5 b , 6 5 c への操作指令 E a , E b , E c とブレーキ指令 B a , B b , B c である。

【 0 0 4 9 】

記憶装置 9 6 は演算処理装置 9 5 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 9 7 は三つの処理情報で成りメモリ 9 7 a 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 9 7 b 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 9 7 c 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、トルク変換型伝動機の制御情報を予め記憶される。フィルタ 9 9 は弾性力から弾性振動分を除く。上述の各駆動源 6 0 および調節装置 9 0 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。

【 0 0 5 0 】

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働かせる為に、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 $(= N_1 / N_0)$ が中間域の $= 1$ を基準に切換える場合を述べる。即ち変速領域が、 > 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 < 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 3 5 は当接解除状態で弾性装置 3 1 の弾性力を、操作器 8 では出力切換器の当接装置 4 5 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。

【 0 0 5 1 】

図 6 は、変速域の速比 を横軸に、ベルトプーリ間摩擦力 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 6 A は入力車の又図 6 B は出力車の各特性を示す。起動時は図 1 の最大速比 $m a x$ の為に入力車 1 には弾性体 3 2 の最大圧縮圧により最大摩擦力が施される。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摩擦力が保証される。本例の場合は出力当接装置 4 5 が当接動作中でも弾性体 4 2 の弾性加圧力は軸受 4 9、摺動装置 2 3 及び圧力伝達装置 8 0 を経て、図 6 B の二点鎖線の基礎圧 $P s 0$ は供給され続ける。従って出力車 2 の摩擦力はベルト張力と基礎圧 $P s 0$ が重畳した最大値 $P 0 m a x$ になる。増速指令が加わり三つのモータ 6 7 が動くと各軸 1 8 a, 5 8 a, 2 8 a が回転し、入力車側では当接装置 3 5 の間隙 3 8 は挟まるが影響は無く、弾性体 3 2 が圧縮装置 5 4 により図 6 A の通り圧縮が $P 1 1$ 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力も減る。出力車側ではベルト張力による摩擦力分が減少する為出力摩擦力も $P 0 1$ に減圧し同時圧縮装置 2 1 により複合装置 2 0 はそのままの状態に圧縮装置 2 1 の摺動具 2 6, 2 7 間のみが相対変位し、圧力伝達装置 8 0 を経て可動車 2 a 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 $r 0 1$ 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 $r 1 0$ は増し $r 1 1$ 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。

【 0 0 5 2 】

更に増速指令が $= 1$ に達すると当接装置 3 5、4 5 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 3 5 の僅かに残された間隙 3 8 は調節装置 9 0 の指令で瞬時に消去し摺動材 3 6, 3 7 は当接動作状態に入り弾性体 3 2 の弾性力は当接装置 3 5 の加圧力に優先的に速比を固定して切換が行われる。出力側では同時に付勢装置 2 2 の働きで摺動具 2 6 は上昇し複合装置 2 0 を減圧するので当接装置 4 5 は圧力検出器 9 4 から当接解除状態に入り、弾性体 4 2 の弾性力が摺動装置 2 3、圧力伝達装置 8 0 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 でベルト張力を経た間接制御したのに比し、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る。従って以後は調節装置 9 0 による各制御指令と該各補償信号の供給切換がある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 及び加圧装置 2 1 の状態を示す。最小速比 $m i n$ まで同じ動作をする。

【 0 0 5 3 】

逆に再び最大速比 $m a x$ に復帰するには上述と逆回転の減速指令を各モータ 6 5 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 9 0 が常時入出力車回転数検出器 9 2, 9 3 と圧力検出器 9 4 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 6 A, 6 B に示す通り動作スキ間 (D i f f e r e n t i a l) 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 3 1 又は当接装置 3 5 の一方のみしか車 1 の加圧に影響しないので両圧縮装置 1 4, 5 4 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 に影響しない圧縮装置は図 2 の左側摺動体の如くその期間の制御指令の供給を停止し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 3 1, 4 1、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形劣化した時に各車 1, 2 で所定摩擦力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 9 0 から加圧装置 5 1, 2 1 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 9 8 は両操作器の切換時のみ直流モータ 6 5 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。

【 0 0 5 4 】

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力を出力車 2 で保証する為圧力検出器 9 4 がトルクの算出に使用される。出力車 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力は同検出器で常時感知できるので、当然サーボ制御させても良い。摩擦力の低下時のトルク補償制御は、予め弾性体 3 1 の劣化の検出値からトルクを知り CPU 9 5 とメモリ 9 7 a とで定めた摩擦力に適するように入力又は出力操作器 9、8 にサーボ制御すれば良く、これを更に開ループ乃至閉ループ制御を施すことによって所定摩擦力供給での可変トルク制御を任意に利用する事が達成できる。出力回転数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で行う際回転数検出器 9 3 を用いた時も同様である。

【 0 0 5 5 】

本例の効用は、両車 1、2 のベルトプーリ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、所望摩擦力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 】

【 0 0 5 6 】

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 と同様に単一の圧縮装置 1 4 と複合装置 3 0 の直列連結で複合加圧装置 5 0 の入力加圧装置 1 1 を形成した点である。複合装置 3 0 は第二入力加圧装置 5 1 の弾性装置 3 1 と第一入力加圧装置 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。該室内に複数皿パネの弾性体 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 の各摩擦力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 s 1 を出力弾性体 4 2 は低加圧域特性 P s 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の皿パネが選定されるがベルトプーリ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。

【 0 0 5 7 】

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 10 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 35 では図 8 の間隙 38 が生じ弾性体 32 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 35 も間隙 38 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 32 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 3a と多数ブロック 3b との押込型で示す。

【0058】

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 30 が閉止型の為変速機の停止中に劣化防止策用の弾性体 32 を除圧操作できないが弾性体 32 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 94 を使う為 CPU 95 とメモリ 97c が出力車 2 での所定摩擦力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えさせ又はネジ 39 で再調整すれば良い。

【実施例 3】

【0059】

図 10 及び 11 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。ベルトプリー間で大摩擦力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リーの 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 の弾性摩擦力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 の様にプリー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。

【0060】

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 35 を除去して弾性装置 31 を圧縮装置 14 が直列圧縮する弾性加圧装置 51 と駆動源 60b 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 20 を除去し、摺動装置 23 と付勢装置 22 を直結した圧縮装置 24 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 94 の検出端 101 はホイール 29 のスラスト軸受 4b での圧力を感知する為摩擦力の値は可動車 2a、圧力伝達装置 80 を経て圧縮装置 24 と本体 10d 間で常時感知でき他実施例と同様調節装置 90 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】

【0061】

上述実施例で入出力車のいずれか一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耗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 10 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 32 が出力弾性体 42 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

ク用に可変加圧制御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ので共に本発明の範囲に含むのは当然である。

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。

【符号の説明】

【0062】

- 1, 2 プーリ
- 3 ベルト
- 8, 9 操作器
- 10 可変伝動機又は本体
- 11, 21, 51 加圧装置
- 12, 22, 52 付勢装置又はウォーム伝達機
- 13, 23, 53 摺動装置
- 14, 24, 54 圧縮装置
- 15, 25, 55 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
- 60 駆動源
- 70, 80 圧力伝達装置
- 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】

可変径車でなる入力及び出力車間に無端Vベルトを配し該可変径車に加圧力供給時は速比制御を又弾性装置を直列経由して弾性力供給時はトルク制御を果す入力及び出力加圧装置で摩擦伝動してなる可変伝動機において、

第一入力又は出力車が第一入力又は第二出力加圧装置の加圧力又は弾性力供給により夫々速比及びトルク制御を果す第一伝動機と、第二入力又は出力車が第二入力又は第一出力加圧装置の弾性力又は加圧力供給により夫々トルク及び速比制御を果す第二伝動機と、更に可変域の途中で上記第一伝動機と上記第二伝動機との間を運転切換する調節装置とを有してなる可変伝動機。

【請求項2】

可変径車でなる入力及び出力車間に無端Vベルトを配し該可変径車に加圧力供給時は速比制御を又弾性装置を直列経由して弾性力供給時はトルク制御を果す入力及び出力加圧装置で摩擦伝動してなる可変伝動機において、

上記入力車には一方弾性装置を経て弾性力供給する第二入力加圧装置と上記出力車には加圧力供給する第一出力加圧装置とで成る一方加圧装置と、上記入力車には加圧力供給する第一入力加圧装置と上記出力車には他方弾性装置を経て弾性力供給する第二出力加圧装置とで成る他方加圧装置と、更に上記入力及び出力車が夫々トルク及び速比制御を果す第

一可変帯域と夫々速比及びトルク制御を果す第二可変帯域との間を可変域の途中で加圧切換する調節装置とを有してなる可変伝動機。

【請求項 3】

可変径車でなる入力及び出力車間に無端 V ベルトを配し該可変径車に加圧力供給時は速比制御を又弾性装置を直列経由して弾性力供給時はトルク制御を果す入力及び出力加圧装置で摩擦伝動してなる可変伝動機において、

上記入力及び出力車に夫々弾性力及び加圧力供給する第二入力及び第一出力加圧装置と入力弾性装置とを持つ一方加圧装置と、上記入力及び出力車に夫々加圧力及び弾性力供給する第一入力及び第二出力加圧装置と出力弾性装置とを持つ他方加圧装置と、上記出力車摩擦圧検出値を知る検出器と、更に該検出値から算出したトルク値を上記一方加圧装置が作動時は上記第二入力加圧装置に又上記他方加圧装置が作動時は上記第二出力加圧装置に夫々帰還制御して出力トルクをサーボ制御する調節装置とを有してなる可変伝動機。

【請求項 4】

可動車と固定車でなる入力及び出力車と、入力及び出力軸に互に逆向きに夫々配する上記入力及び出力車間に施した無端 V ベルトと、入力及び出力加圧装置に夫々設けた入力及び出力圧縮装置が対応する各対応車の可動車を駆動源で夫々変位させる入力及び出力操作器と、更に上記各対応車に弾性力供給するため入力及び出力弾性体を上記入力及び出力加圧装置に夫々有する入力及び出力弾性装置とでなる可変伝動機において、

上記各圧縮装置が加圧力を施す第一入力及び出力加圧装置と又上記各弾性体を直列経由で弾性力を施す第二入力及び出力加圧装置とを有し上記各対応車の可動車に弾性力又は加圧力を識別供給する上記入力及び出力加圧装置と、上記第二入力加圧装置で上記入力車に追従車機能を又上記第一出力加圧装置で上記出力車に基準車機能を上記各操作器の操作で夫々施した第一伝動機と、上記第一入力加圧装置で上記入力車に基準車機能を又上記第二出力加圧装置で上記出力車に追従車機能を上記各操作器の操作で夫々施した第二伝動機と、更に上記両操作器の動作形態を可変域の途中で同期切換して上記第一伝動機及び上記第二伝動機の上記対応車を可変制御するため上記入力及び出力操作器に出力回転数又は速比指令と出力トルク指令或いは制御指令を供給する調節装置とを有してなる可変伝動機。

【請求項 5】

可動車と固定車でなる入力及び出力車と、入力及び出力軸に互に逆向きに夫々配した上記入力及び出力車間に配した無端 V ベルトと、入力及び出力加圧装置が各対応車の可動車を駆動源で動かす入力及び出力操作器とでなる可変伝動機において、

第一圧縮装置が当接装置を直列押圧し加圧力による基準車機能を施す第一加圧装置及び第二圧縮装置が弾性装置を直列押圧し弾性力による追従車機能を施す第二加圧装置を個別に有し速比及びトルク指令に応じ対応車に該各機能を供給する個別加圧装置と、単一圧縮装置が夫々直列押圧された当接装置及び弾性装置が更に互に並列連結され上記当接装置は上記弾性装置の圧縮変位を当接動作時は不能に又当接解除時は可能にして制御指令に応じ対応車に加圧力と弾性力を識別供給する複合加圧装置と、更に上記入力及び出力加圧装置の一方が上記個別加圧装置で又他方が上記複合加圧装置で構成した上記入力及び出力操作器と、更に上記入力及び出力車が夫々基準車機能及び追従車機能間を可変域の途中で同期切換させるため上記入力及び出力操作器を制御する調節装置とを有してなる可変伝動機。

【請求項 6】

可動車と固定車でなる入力及び出力車と、入力及び出力軸に互に逆向きに夫々配した上記入力及び出力車間に施した無端 V ベルトと、入力及び出力加圧装置が各対応車の可動車を駆動源で動かす入力及び出力操作器とでなる可変伝動機において、

第一圧縮装置が当接装置を直列押圧して生じた加圧力を变速時に施して可変径位置決め制御による基準車機能に対応車の可動車に与える第一加圧装置と、第二圧縮装置が弾性装置を直列押圧して生じた弾性力を常時施して可変加圧制御による追従車機能を上記対応車の可動車に与える第二加圧装置と、更に上記入力又は / 及び出力車に対し上記第一及び第二加圧装置を並設する個別加圧装置を有する上記入力又は / 及び出力操作器と、更に上記各対応車が可変域の途中で基準車機能又は追従車機能を夫々切換選択させるために速比及び

トルク指令を上記駆動源に施す調節装置とを有してなる可変伝動機。

【請求項 7】

可動車と固定車でなる入力及び出力車と、入力及び出力軸に互に逆向きに夫々配した上記入力及び出力車間に施した無端 V ベルトと、入力及び出力加圧装置が各対応車の可動車を駆動源で動かす入力及び出力操作器とでなる可変伝動機において、

圧縮装置と弾性装置を直列押圧し弾性力供給する弾性加圧装置と且つ上記圧縮装置と当接装置を直列押圧し加圧力供給する非弾性加圧装置とを有し上記当接装置は並列連結された上記弾性装置の圧縮変位を当接動作時には不能に又当接解除時には可能にして加圧力と弾性力を識別供給する複合加圧装置と、制御指令に応じて上記入力又は / 及び出力車に対し加圧力と弾性力を識別切換する上記複合加圧装置を有する上記入力又は / 及び出力操作器と、更に上記複合加圧装置が上記入力又は / 及び出力車に対し可変域の途中で基準車機能の加圧力供給域と追従車機能の弾性力供給域とを識別切換する為の該制御指令を上記駆動源に供給する調節装置とを有してなる可変伝動機。

【請求項 8】

可変径車でなる入力及び出力車間に無端 V ベルトを配し該可変径車に加圧力供給時は速比制御を弾性力供給時はトルク制御を果す入力及び出力加圧装置で摩擦伝動してなる可変伝動機において、

互に並列配置した弾性装置と当接装置を圧縮装置が直列押圧し上記当接装置が切換器として上記弾性装置の圧縮変位を当接時には不能に解放時には可能にして対応可動車に基準車及び追従車機能を切換付与する加圧装置は、二摺動材で成る上記当接装置の一方摺動材を一端閉止の円環状型枠に成形し収容した上記弾性装置の内周又は外周側で該一方摺動材と本体又は可動車側に配した他方摺動材との間の間隙の有無を調節装置の制御指令に応じ操作してなる可変伝動機。

【請求項 9】

可変径車でなる入力及び出力車間に無端 V ベルトを配し該可変径車に加圧力供給時は速比制御を弾性力供給時はトルク制御を果す入力及び出力加圧装置で摩擦伝動してなる可変伝動機において、

上記入力及び出力車に入力弾性装置を直列経由した弾性力及び加圧力を夫々供給する第二入力及び第一出力加圧装置で成る一方加圧装置と加圧力及び出力弾性装置を直列経由した弾性力を夫々供給する第一入力及び第二出力加圧装置で成る他方加圧装置と持つ上記入力及び出力加圧装置は、上記第一入力及び出力加圧装置の加圧力供給系路に夫々直列に二摺動材で成る入力及び出力当接装置を配置し切換器として調節装置からの指令で上記入出力車への加圧力の供給と遮断を制御してなる可変伝動機。

【請求項 10】

請求項 1、2、3、4、5、6、7、8 又は 9 において、上記調節装置は、上記可変伝動機が可変域の途中で行う切換動作を伝動効率特性の切換前可変域の最高効率域と切換後可変域の最高効率域との間の任意の速比又は出力回転数で選択切換させてなる可変伝動機。

【請求項 11】

請求項 1、2、3、4、5、6、7、8 又は 9 において、上記調節装置は、上記可変伝動機の停止中に高圧縮状態にある上記弾性装置の高圧縮を解放する為に高加圧と低加圧間で強制的に切換える除圧及び加圧指令を少なくとも上記入力又は出力加圧装置に施してなる可変伝動機。

【請求項 12】

請求項 1、2、3、4、5、6、7、8 又は 9 において、上記入力又は出力加圧装置は、速比制御機能を働いている上記第一加圧装置に並列かつ個別に配した弾性力供給系路によるトルク制御機能を同時作動させる事で上記入力及び出力車に個別制御された弾性力供給でトルク制御機能を同時付与してなる可変伝動機。