

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5810363号  
(P5810363)

(45) 発行日 平成27年11月11日(2015.11.11)

(24) 登録日 平成27年10月2日(2015.10.2)

(51) Int.Cl.

F 1

F 16 H 61/02 (2006.01)

F 16 H 61/02

F 16 H 59/14 (2006.01)

F 16 H 59/14

F 16 H 61/662 (2006.01)

F 16 H 61/662

請求項の数 9 (全 19 頁)

(21) 出願番号 特願2014-82390 (P2014-82390)  
 (22) 出願日 平成26年4月13日 (2014.4.13)  
 (62) 分割の表示 特願2012-223339 (P2012-223339)  
 の分割  
 原出願日 平成12年6月9日 (2000.6.9)  
 (65) 公開番号 特開2014-132200 (P2014-132200A)  
 (43) 公開日 平成26年7月17日 (2014.7.17)  
 審査請求日 平成26年5月12日 (2014.5.12)

特許権者において、権利譲渡・実施許諾の用意がある。

(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 東  
 京自動機工株式会社内  
 審査官 稲垣 彰彦  
 (56) 参考文献 特開平2-180339 (JP, A)

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】可変伝動機

## (57) 【特許請求の範囲】

## 【請求項1】

入力又は出力第一加圧装置は入力又は出力第一圧縮装置からベルトに加圧力を与えて可変径伝達車で成る入力又は出力車で挟持したベルト接触半径を位置決め制御して速比を可変操作した可変伝動機において、

入力第二加圧装置は入力第二圧縮装置が入力弹性装置を直列圧縮して得た入力弹性力を上記入力車に可変付与し入力弹性力指令が常時ベルト接触面に加えた入力摩擦圧を可変加圧制御することで入力トルクを可変操作してなる可変伝動機。

## 【請求項2】

入力又は出力第一加圧装置は入力又は出力第一圧縮装置からベルトに加圧力を与えて可変径伝達車で成る入力又は出力車で挟持したベルト接触半径を位置決め制御して速比を可変操作した可変伝動機において、

入力第二加圧装置は入力第二圧縮装置が入力弹性装置を直列圧縮して得た入力弹性力により上記入力車に入力トルク制御を施し上記各圧縮装置に摺動装置にベルトからの摩擦圧の反転を阻止する付勢装置を連結することで該付勢装置の一方で指令供給時に一方又は他方付勢装置から摩擦圧の反転を阻止して入力トルクを高精度に維持してなる可変伝動機。

## 【請求項3】

入力又は出力第一加圧装置は入力又は出力第一圧縮装置からベルトに加圧力を与えて可変径伝達車で成る入力又は出力車で挟持したベルト接触半径を位置決め制御して速比を可変操作した可変伝動機において、

10

20

入力第二加圧装置は入力第二圧縮装置が入力弹性装置を直列圧縮して得た入力弹性力を上記入力車に可変付与することで調節装置の記憶装置に速比に対応して予め定めた入力摩擦圧又は入力トルクから算出した入力トルク指令の入力弹性力指令により上記ベルトに自動調芯機能を上記入力車に入力トルク制御を常時果させてなる可変伝動機。

【請求項 4】

入力又は出力第一加圧装置は入力又は出力第一圧縮装置からベルトに加圧力を与えて可変径伝達車で成る入力又は出力車で挟持したベルト接触半径を位置決め制御して速比を可変操作した可変伝動機において、

入力第二加圧装置は入力第二圧縮装置が入力弹性装置を直列圧縮して得た入力弹性力を上記入力車に可変付与し該入力弹性装置の圧縮移動量と上記入力又は出力第一圧縮装置の速比制御に伴って生じた入力可動車の变速移動量とを夫々上記入力弹性装置と上記入力車とに施すことで速比に対応した入力トルクを決めてなる可変伝動機。 10

【請求項 5】

請求項 1、2、3 又は 4 において、上記可変伝動機は、出力第二圧縮装置が出力弹性装置を直列圧縮して得た出力弹性力指令で上記出力車に出力トルク制御を施す出力第二加圧装置を持ち負荷に応じて入力及び出力トルクを開又は閉ループ制御してなる可変伝動機。

【請求項 6】

入力又は出力第一加圧装置は入力又は出力第一圧縮装置からベルトに加圧力を与えて可変径伝達車で成る入力又は出力車で挟持したベルト接触半径を位置決め制御して速比を可変操作した可変伝動機において、 20

入力及び出力第二加圧装置は入力及び出力第二圧縮装置が夫々入力及び出力弹性装置を直列圧縮して得た入力及び出力弹性力を入力及び出力車に施すことで入力及び出力トルク制御を果し、調節装置が入力及び出力トルク指令を速比と入力トルクとの積が出力トルクと成るように分化し効率補償を加えて夫々上記入力及び出力第二加圧装置に施すことで速比、入力及び出力トルクを開又は閉ループ制御してなる可変伝動機。

【請求項 7】

請求項 5 又は 6 において、上記入力又は出力第二圧縮装置は、上記入力又は出力第一圧縮装置の摺動変位に伴って生じる夫々上記入力又は出力車の变速移動量と夫々上記入力又は出力弹性装置の圧縮移動量との合計移動量を摺動変位してなる可変伝動機。

【請求項 8】

請求項 1、2、3、4、5、6 又は 7 において、上記各圧縮装置は、指令の供給停止後も入力又は出力車の加圧位置を保持し二つの摺動具間を摺動変位する傾斜摺動装置又は油圧摺動装置で成り該摺動装置は摩擦圧の反転を阻止する付勢装置を経て駆動源と連結し調節装置からの該指令を上記駆動源又は上記付勢装置に指令付与してなる可変伝動機。 30

【請求項 9】

請求項 7 又は 8 において、上記可変伝動機は、運転休止中には該可変伝動機の停止時に高圧縮状態にある入力又は出力弹性装置を除圧してから運転休止を継続し起動時に再加圧する除圧及び加圧の為の指令を調節装置から入力又は出力第二駆動源或いは入力又は出力第二圧縮装置に施してなる可変伝動機。

【発明の詳細な説明】

【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ブーリヘ弹性力と加圧力を識別供給して摩擦力安定化と広帯域高効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变速機の動作は、米国特許第 4 9 7 3 2 8 8 号又は同第 5 2 6 9 7 2 6 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 [r 50

$\rho m$ ] とトルク  $T$  [Kg m] との伝動関係式  $P = 1.027 \times N \times T$  で決る。回転数はベルトブ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。この事は回転数がブ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ブ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。従つて無段変速機での所望回転数とトルクの確保策は各ブ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。

10

### 【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ブ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。然しある幾つかの未解決な問題が残る。その第一はベルトブ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。その原因は直接にブ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ブーリの接触面積と摩擦力の平衡が崩れて悪化する。即ち両ブ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が同時発生する事が原因と推測され制御形態を充実する対策が望まれる。

20

### 【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 E P 0 9 3 1 9 6 0 A

#### 【発明の概要】

#### 【発明が解決しようとする課題】

#### 【0005】

30

本発明の共通解決課題は、従来出力第二加圧装置が出力車に弾性力供給でベルトブーリ間摩擦圧を可変操作し出力トルク制御を果したが、入力車には何等の入力トルク管理が無い為伝動の乱れ異音、振動の発生、更に伝動効率の悪化を招いたので、入力車自身の入力トルクを高精度に管理し付与する可変伝動機を提供することである。

#### 【0006】

本発明の第一解決課題は、入力車で速比を出力車でトルクを制御すると入力車に外部指令で任意のトルク付与が出来ず両車の印加圧力の乱れで異音や振動を招き伝動効率も悪化する為入力車に巨大弾性力を個別に施し独立した入力トルク制御を提供する思想である。

#### 【0007】

本発明の第二解決課題は、伝動機では複数の加圧装置から各種の機械的指令を单一のベルトに伝える際複数の操作箇所から信号の流出入で加圧装置間で信号の相互干渉を招く恐れがあり該干渉を防ぐ事で速比、入力及び出力トルク等を常時安定操作する思想である。

40

#### 【0008】

本発明の第三解決課題は、弾性力は加圧力に比し摩擦圧の過剰と不足間の任意値を選択でき摩擦圧と接触面積とで決るトルクの可変制御には弾性力の可変加圧が最適でしかも振動の吸収やベルトの自動調芯の両整定作用を伴った入力トルクの高精度制御思想である。

#### 【0009】

本発明の第四解決課題は、可変伝動機は速比制御に伴い入出力弾性体の各圧縮移動量も変化し各弾性力が当然所望値から外れる為予め入力及び出力第二加圧装置の一方又は双方に可動車の変速移動量と弾性体の圧縮移動量とを指令供給して同時に定める思想である。

50

## 【0010】

本発明の第五解決課題は、入出力両車に加圧力の同時供給では伝動不能に至るが弾性力の同時供給は安定伝動を促す利点がありその際伝動容量が軽負荷時でも高負荷時でも任意のトルクを選択付与でき更に高効率の伝動特性を常時確保できるトルク制御思想である。

## 【課題を解決するための手段】

## 【0011】

本発明の共通解決手段は、入力車自身の入力トルクを調節装置等の外部指令で任意の管理する事で、出力車で速比制御し定馬力型伝動又は定トルク型伝動させる場合や出力車にも弾性力供給で出力トルク制御し高効率伝動を果す場合等の為の入力トルク付与構成を持つ可変伝動機を提供することである。

10

## 【0012】

本発明の第一解決手段は、圧縮装置が弾性装置を直列圧縮して得た弾性力供給してベルト入力車間摩擦圧を可変操作し入力車に入力トルク制御を施し、調節装置が入力トルク指令を開ループ又は閉ループで入力車に施す事で入力トルクを別個に付与する構成である。

## 【0013】

本発明の第二解決手段は、複数加圧装置の各圧縮装置を摺動装置にベルト摩擦圧の外部流出を阻む付勢装置を繋ぎ付勢装置の一つで指令供給時に他の付勢装置で指令の反転流出を相互に阻み自己自身以外に複数相互間でも信号の相互干渉を阻止した制御構成である。

## 【0014】

本発明の第三解決手段は、調節装置の記憶装置に予め速比対入力摩擦圧又はトルク値を定めこの値から入力トルク指令を入力第二加圧装置に与えベルトに対し常時弾性力指令の摩擦圧で印加することでベルトに自動調芯機能を入力車に入力トルクを施す構成である。

20

## 【0015】

本発明の第四解決手段は、速比制御すると両可動車も移動し当然入出力トルクも変化する為入力及び出力第二加圧装置の各々は速比変化に伴う可動車变速変位量と各トルク変化に伴う各弹性体圧縮変位量とを与えて速比に対する各トルクを同時決定する構成である。

## 【0016】

本発明の第五解決手段は、伝動機は本来入力動力と出力動力とが一致すべき故に速比と入力トルクの積が出力トルクと成る割合で入力トルクと出力トルクを分化し更に両指令に伝動効率の悪化を是正する補償を加えて両トルクを開又は閉ループ制御する構成である。

30

## 【発明の効果】

## 【0017】

可変伝動機は今まで出力車に巨大弾性力でベルト出力車間の摩擦圧を可変操作し出力トルク制御を行ったが、入力車は何等の入力トルク管理が存在しない為当然入力トルクの制御も不可能であり、入力車及び出力車間に常時印加した圧力の不均衡状態での運転を余儀無くされた。本発明は、入力車に圧縮装置が弾性装置を直列圧縮して得た巨大弾性力の供給でベルト入力車間の摩擦圧を可変操作する事で、入力車に独立した入力トルク制御の付与思想を確立した。之により入力車の軸トルク自体の増減を任意に外部指令で操作可能になった。印加圧力の不均衡を解消する道が開けた為伝動に極度の安定性が確立し同時に制御操作上の安定性も確立した。その結果次の様な各種の応用例と実用上の効用を生む。

40

## 【0018】

第一に入力車でトルク制御を出力車で速比制御を果す第一伝動機形態Aと言う新たな伝動制御形態が確立した点である。入力車で速比制御を出力車でトルク制御を果す既存の第二伝動機形態Bと同様に、この第一伝動機形態Aだけでも独立して充分な定馬力型伝動機や定トルク型伝動機として調節装置の可変操作だけで実用運転させる事が可能である。更に第1実施例や図7に示す通り、第一伝動機形態Aと第二伝動機形態Bとを組合せると双方の高効率領域のみを選択抽出して互に両高効率帯域を連結することで更に著しい広帯域高効率伝動機が実現可能となる利点がある。

## 【0019】

第二に本発明により入力車への入力トルク制御思想が確立した事に伴い入力車及び出力

50

車双方に対し個別だが同時に巨大弾性力の供給が可能になった結果、上述した第一伝動機形態A又は第二伝動機形態Bの持つ欠点を大幅に改善できる利点がある。即ち一方車だけに巨大弾性力を供給し続けると入力及び出力車間で印加圧力の不均衡状態が常態化する為異常振動や異音等を生じ伝動形態が不安定化し同時に伝動効率も悪化し伝動機自体の寿命を短命化する。然し両車に巨大弾性力を付与した場合は圧力の不均衡は是正されベルト上で圧力が分散する為伝動自体が著しく安定度を増す利点があり長寿命化する利点がある。

#### 【0020】

第三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  $= N_1 / N_0$  とすると、入力及び出力トルク間の関係式は当然  $T_0 = \frac{N_0}{N_1} \times T_1$  と成る事は当業者に周知である。本発明が入力車での入力トルク制御思想を確立した事は、伝動負荷として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に従って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、出力トルク以外に入力トルクをも独自に高精度管理する事自体が、安価でかつ極めて効果的な新たなトルク制御思想を確立した事を意味する。

10

#### 【0021】

第四に特に可変伝動機の宿命的課題である低速域又は高速域での伝動効率の悪化の問題は、スリップ発熱やブレーキ発熱等が主因であるが、本発明では調節装置と各加圧装置の操作端を直結し入力車側と出力車側とでは弾性力供給が夫々個別に増減可能に構成しているので、低速域はその特有な効率悪化の原因に伴う補償値を施して修正すれば良い。また高速域も全く同様に補償値の個別操作が可能になるので、結果的に利用可能な実用帯域を速比とトルクで大幅に拡大させることが出来る利点がある。

20

#### 【0022】

第五に本発明では速比とトルクの一方又は双方に変化の要求があれば、この伝動負荷に応答して作動するのが可変伝動機の特徴である。従って速比の増減だけでなく、例えば車両等に本発明の可変伝動機を適用した場合には積載量変化等のトルク負荷に応じたトルク付与が可能となる結果、走行の際に常時必要負荷に応じた必要なトルク付与を保証するので、燃費は著しく向上し、低価格でかつ低運転コストの高効率伝動機が実現する。従って単に可変伝動機の効率向上だけでなく、この可変伝動機を適用する車両等の負荷装置自体の工業的価値も極度に増大する利点がある。

30

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【0023】

【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6Aは入力車側の図6B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

40

【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】

#### 【0024】

本発明思想は变速伝動装置と变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。制御形態として变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

50

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。ブ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、取付位置もブ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。

#### 【0025】

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に衝撃なく安全にバ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变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ても良い。尚基準車機能のブ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るべきは明白で該指令も增速・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。従ってベルトブ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。

10

20

#### 【0026】

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ノ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ブ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单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対して夫々個別に又は共用单一に持つても良い。

30

#### 【0027】

該モータと圧縮装置をもつ加圧装置では、ブ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  $1_0$  ではブーリ移動分  $1_p$  のみだが追従車機能の入力車移動量  $1_1$  ではブーリ移動分  $1_p$  と弾性体圧縮量  $1s$  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・カム溝加工方向、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。

40

#### 【0028】

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

50

度を要しない時は予め初期設定した操作量として单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变速可変トルク動作の高速度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開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】

10

【0029】

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で成る变速伝動装置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で調節する变速制御装置10B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11, 51でなる個別加圧装置50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。入力第一、入力第二及び出力共用加圧装置11, 51及び21は夫々入力第一、入力第二及び出力共用圧縮装置14, 54及び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11及び51とで成り調節装置90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21が單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ことがある。

20

【0030】

变速伝動装置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ブーリ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。各ブーリ1, 2は夫々一対の軸受7, 6で軸支されて回転し、更に本体10と各可動車1a, 2aとの間を夫々一対の軸受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11, 51及び21で夫々該ブ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。

30

【0031】

Vベルト3は、入力車が出力車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に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。本発明の变速伝動装置10Aは次に述べる变速制御装置10Bの操作により図7に示す通り広い可变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。

40

【0032】

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ブーリV溝の位置決め制御を意味する。变速操作時はブーリからベルト

50

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ブーリと同一条件のV溝を形成する。追従車機能はベルト・ブ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を決定する機能である。

#### 【0033】

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を経てブーリ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の外周に同軸で同心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。従って各加圧装置の加圧形態は、車1aに対し入力第一圧縮装置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。

#### 【0034】

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は管状形成し入力車1の周囲に又第二摺動装置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。

#### 【0035】

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と共に摺動材36は弾性装置31の摺動体34と共にする。77は自転阻止の回止具である。

#### 【0036】

入力第二加圧装置51の弾性装置31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心配置される。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

10

20

30

40

50

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果す事になる。従って入力第一加圧装置 1 1 の加圧力と入力第二加圧装置 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。

【 0 0 3 7 】

図 2 の圧力伝達装置 7 0 は、入力第二圧縮装置 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 をリニヤボール軸受 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。 10

【 0 0 3 8 】

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单一構成にした共用加圧装置 2 1 が共用駆動源 6 0 c への制御指令に応じて両者を夫々識別供給する。入力操作器 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、同じく出力第一及び出力第二圧縮装置を单一構成にした共用圧縮装置 2 4 で直列組付した複合加圧装置 4 0 である共用加圧装置 2 1 を持つ。共用圧縮装置 2 4 は 2 つ摺動具 2 6 , 2 7 とボールネジ 2 6 a の共用押圧装置 2 5 とでなる共用摺動装置 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共用付勢装置 2 2 で成る。共用及び入力第二圧縮装置 2 4 及び 5 4 の相違点は、入力第二摺動装置 5 3 は右ネジ加圧されるが共用摺動装置 2 3 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 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、更に入力第二圧縮装置 5 4 の全体が振動不能に本体 1 0 b に設置されるが、共用圧縮装置 2 4 では共用摺動装置 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 2 6 は共用付勢装置 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。 20

【 0 0 3 9 】

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。 40

【 0 0 4 0 】

尚共用加圧装置 2 1 でも入力第二加圧装置 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 は共用加圧装置 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の出力摩擦伝 50

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。

【0041】

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。

10

【0042】

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を経たベルトブーリ摩擦接触圧と、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。

【0043】

20

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はブーリ1が追従車機能でブーリ2が基準車機能で作動する時の制御情報を、メモリ97bはブーリ1が基準車機能でブーリ2が追従車機能で作動する時の制御情報を、メモリ97cは両ブーリ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。

【0044】

30

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ブーリ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N1, N0の速比 (= N1 / N0) 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r10で出力車2が最大半径r00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、この伝動中に增速指令が供給されたとする。

40

【0045】

図6は、変速域の速比 を横軸に、ベルトブーリ間摩擦力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 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

50

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  $P_{s0}$  が重畠した最大値  $P_{0max}$  になる。增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 が回動し、入力車側では当接装置 3, 5 の間隙 3, 8 が挿まるが影響は無く、弾性体 3, 2 が第二圧縮装置 5, 4 により図 6 A 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 2, 1 により複合装置 2, 0 はそのままの状態で共用圧縮装置 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  $r_{01}$  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。以下同様に再度增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。  
10

#### 【 0046 】

更に增速指令が = 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。出力側では同時に共用付勢装置 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 の弾性力が共用摺動装置 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 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 の左半分は增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 2, 1 の圧縮状態を示す。最小速比 min まで同じ動作をする。  
20

#### 【 0047 】

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 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ーム ( 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 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例なので第一及び第二圧縮装置 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 に影響しない第二圧縮装置 5, 4 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 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 で所定摩擦圧が継続維持でき無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 から各加圧装置 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。又各增幅器 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。  
30

#### 【 0048 】

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  
40

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、当然サーボ制御されれば良い。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31等の劣化による各摩擦圧又はトルク検出値を知るCPU95とメモリ97a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。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93を用いた時も同様である。

## 【0049】

10

本例の効用は、両車1、2のベルトブ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变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变速応答性を果しつつ低速域及び高速域の該变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】

20

## 【0050】

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单一共用した入力共用圧縮装置14と入力複合装置30の直列連結で入力複合加圧装置50を成し、入力第一加圧装置と入力第二加圧装置を单一共用して構成した入力共用加圧装置11と入力共用駆動源60aを形成した点である。複合装置30は入力第二加圧装置51の弾性装置31と入力第一加圧装置11の当接装置35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13の摺動具17と、弾性装置31の摺動体33と、更に当接装置35の摺動材37が一体共用化して複合装置20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32を収め摺動体34を兼用する摺動材36及び37とで弾性体32を圧縮収納してある。図6A、6Bの各摩擦圧特性の実線で示す通り入力弾性体32は高加圧域特性Ps1を出力弾性体42は低加圧域特性Ps0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ブーリ間摩擦係数によっても変化する。摺動材37は可動材37aと可動材37bとの間でネジ39が施され当接装置35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45も同様に構成しても良い。

30

## 【0051】

40

複合装置30と20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30が予め圧縮収納した弾性体閉止型だが同装置20では開放型である。動作上も図6A、6B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

50

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 は無端帶体 3 a と多数ブロック 3 b との押込型で示す。

#### 【 0 0 5 2 】

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 C P U 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えさせ又はネジ 3 9 で再調整すれば良い。

10

#### 【 実施例 3 】

#### 【 0 0 5 3 】

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。ベルトブ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ブーリの 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 の様にブ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。

20

#### 【 0 0 5 4 】

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。

30

#### 【 実施例 4 】

#### 【 0 0 5 5 】

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 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 1 0 の操作器 9 を又出力車に図示しない定速比ブーリを施しても出力トルクを

40

50

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。

【0056】

実施態様1において、出力ブーリは可変径型又は定速比ブ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において、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において、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閉ループ制御をしてなる可変伝動機。実施態様4において、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において、入力第一及び出力第一加圧装置は二摺動材が該相互間間隙の有無で当接又は解放状態に応じて上記各ブ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において、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。

10

【0057】

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、調節装置は变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、入力又はノーマル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。

20

【0058】

実施態様13において、各操作器は該ブ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、該ブーリ離隔地の該圧縮装置、該弾性装置又は当接装置、若しくは該ブ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ブ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ブ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ブ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。

30

【0059】

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单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22において、両操

40

50

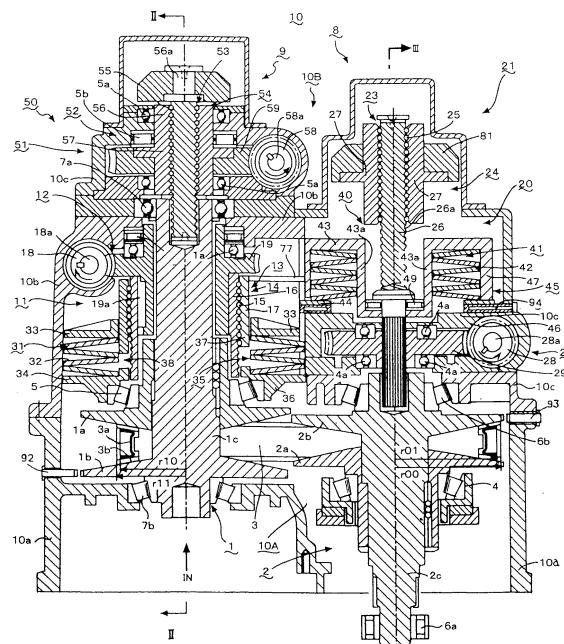
作器は一方を該複合加圧装置で他方を第二圧縮装置が弾性装置を直列圧縮する弾性加圧装置でなる可変伝動機。

【符号の説明】

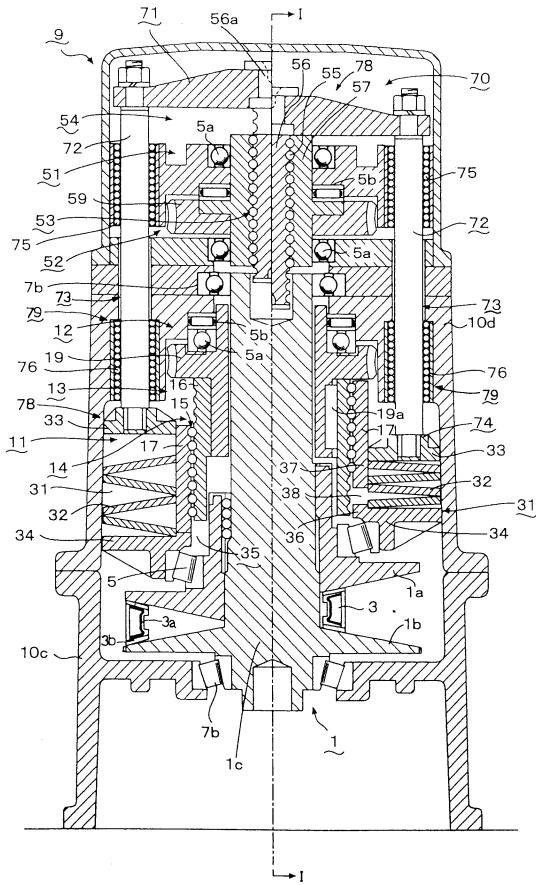
【0060】

1, 2	ブーリ	
3	ベルト	
8, 9	操作器	
10	可変伝動機又は本体	
11	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	10
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	20
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	
90	調節装置	
92, 93	第二検出器又は回転数検出器	30
94	第一検出器又は圧力検出器	

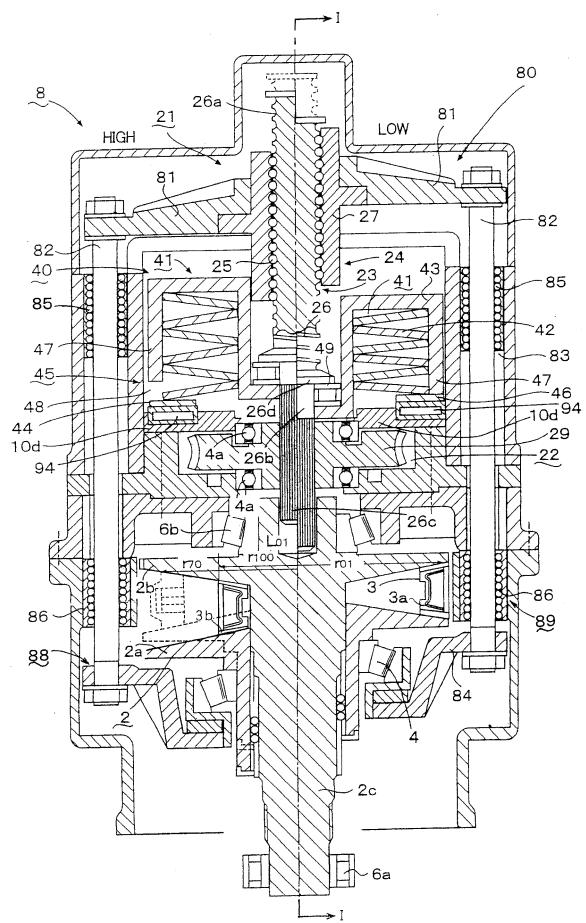
【 図 1 】



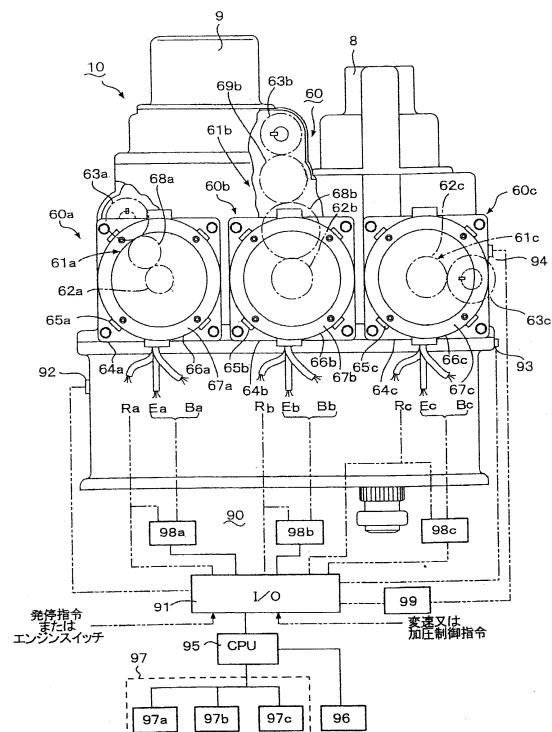
【 図 2 】



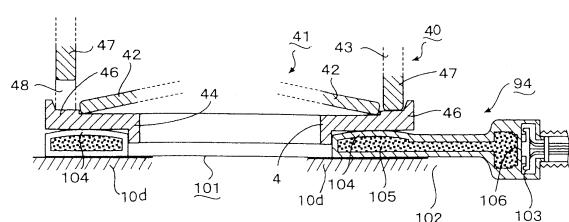
【 3 】



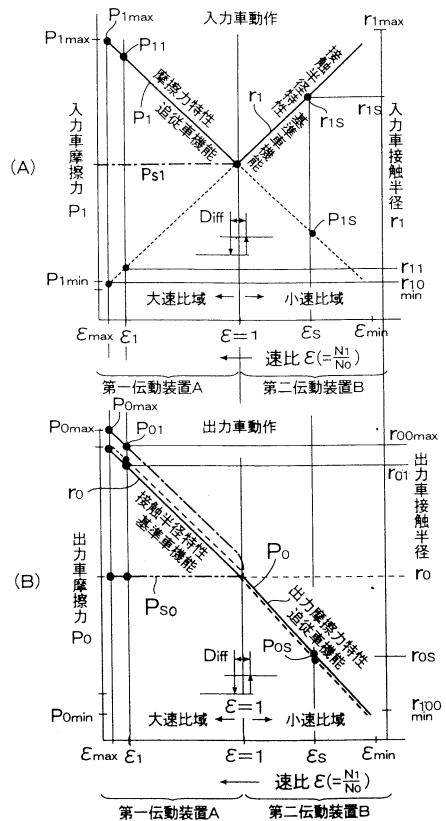
【 図 4 】



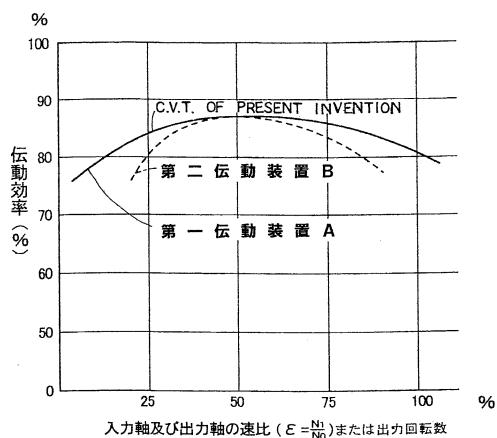
【 図 5 】



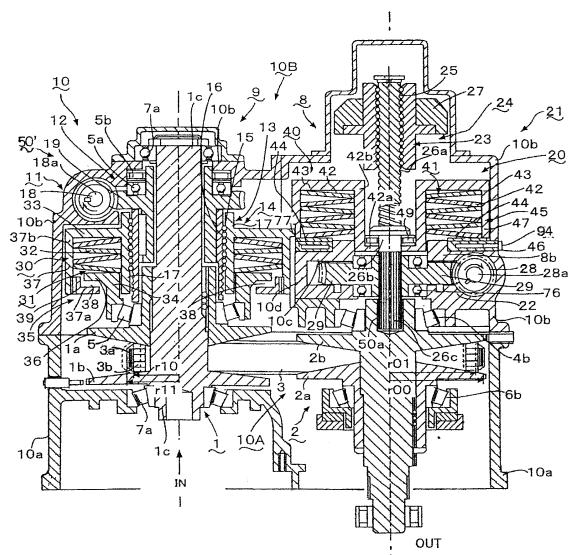
【図6】



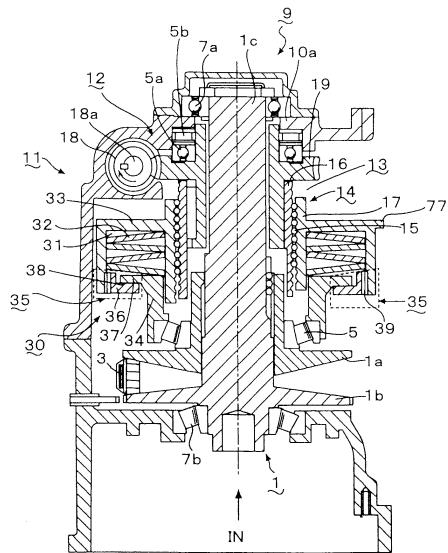
【図7】



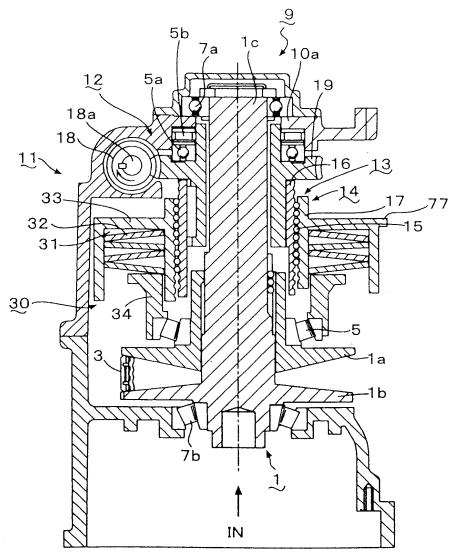
〔 四 8 〕



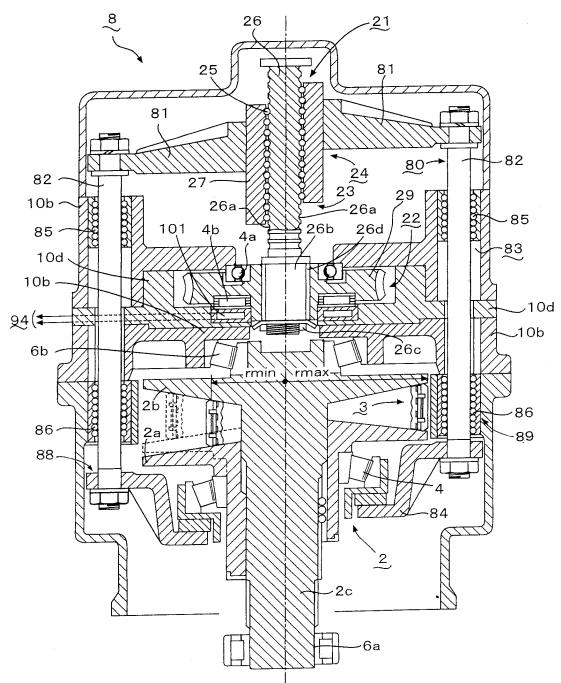
【 図 9 】



【図10】



### 【図11】



---

フロントページの続き

(58)調査した分野(Int.Cl. , DB名)

F 16 H 59/00 - 61/12  
61/16 - 61/24  
61/66 - 61/70  
63/40 - 63/50