(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3907742号
(P3907742)
(45)発行日　平成19年4月18日(2007.4.18)　(24)登録日　平成19年1月26日(2007.1.26)

(51)Int.Cl.　　F I
F16H 25/04 (2006.01)　　F16H 25/04
F16H 27/04 (2006.01)　　F16H 27/04　A

請求項の数 7　(全 17 頁)

(21)出願番号　特願平8-78741
(22)出願日　平成8年4月1日(1996.4.1)
(65)公開番号　特開平9-269041
(43)公開日　平成9年10月14日(1997.10.14)
審査請求日　平成14年4月18日(2002.4.18)
審判番号　不服2004-15780(P2004-15780/J1)
審判請求日　平成16年7月29日(2004.7.29)

(73)特許権者　390006585
株式会社三共製作所
東京都北区田端新町３丁目３７番３号
(74)代理人　100066692
弁理士　浅村　皓
(74)代理人　100072040
弁理士　浅村　肇
(74)代理人　100072822
弁理士　森　徹
(74)代理人　100087217
弁理士　吉田　裕
(72)発明者　加藤　平三郎
静岡県小笠郡菊川町半済１４３４－１
(72)発明者　西岡　雅夫
静岡県袋井市清水町４－４
最終頁に続く

(54)【発明の名称】運動変換装置

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
伝動カム装置を介して入力軸の連続回転運動を出力軸の所定形式の運動に変換する運動変換装置において、入力軸に連結されているカム、カムフォロア及びカムフォロアをカムに押圧する弾性力発生装置を有するトルク補償装置を備え、前記トルク補償装置のカムを、伝動カム装置を介して入力軸の運動を出力軸の運動に変換する時に入力軸及び出力軸の少なくとも一方に作用する摩擦負荷により入力軸に作用する変動トルクからその変動トルクの平均値またはその近似値を差し引いた変動分のトルクと、慣性負荷により入力軸に作用する変動トルクとを、前記トルク補償装置の作動により入力軸に加えられる変動トルクによって相殺する形状にしたことを特徴とする運動変換装置。
【請求項２】
請求項１に記載の運動変換装置において、前記運動変換装置が入力軸の連続回転運動を出力軸の間欠回転運動に変換する間欠駆動装置であり、前記トルク補償装置が次式で定められる変動トルクを入力軸に加えるようになっていることを特徴とする運動変換装置。
【数１】

$$M_{ic}+M_i-(g_1+g_2)=0$$

【数２】

$$g_1 = \frac{1}{t_c}\int_0^{t_c} M_{f0}\frac{\dot{\tau}}{\dot{\theta}}\,dt$$

【数３】

$$g_2 = \frac{1}{t_c}\int_0^{t_c} M_f\,dt$$

ここで、$M_{f0}$は出力軸摩擦トルク、$M_f$は入力軸摩擦トルク、$g_1$、$g_2$は入力軸、出力軸に作用するそれぞれの摩擦トルクの平均値、ｔｃは作動開始からの経過時間即ちサイクルタイム、θは入力軸回転角度、τは出力軸回転角度、$M_i$は伝動カム装置の作動により入力軸に作用する変動トルク、$M_{ic}$はトルク補償装置の作動により入力軸に作用する変動トルクを示す。

【請求項３】

請求項１または２に記載の運動変換装置において、前記弾性力発生装置が機械要素の圧縮ばねを有することを特徴とする運動変換装置。

【請求項４】

請求項１に記載の運動変換装置において、前記弾性力発生装置が空気の伸縮により弾性力を発生する空気ばね装置を備えていることを特徴とする運動変換装置。

【請求項５】

請求項３に記載の運動変換装置において、前記弾性力発生装置が圧縮ばねの初期圧縮力調整装置を有することを特徴とする運動変換装置。

【請求項６】

請求項４に記載の運動変換装置において、前記弾性力発生装置が空気ばね装置の初期ばね力の調整装置を有することを特徴とする運動変換装置。

【請求項７】

請求項１から６までのいずれか一項に記載の運動変換装置において、前記トルク補償装置が前記カム、カムフォロア及び弾性力発生装置を収納するハウジングを有することを特徴とする運動変換装置。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

本発明は連続的な回転運動を間欠的回転運動、揺動回転運動等の特殊な回転運動、或いはこれら回転運動同士、若しくはこれら回転運動と直線運動とを組み合わせたような運動等の所定形式の運動に変換するための運動変換装置に関するものである。

【０００２】

【従来の技術】

一般に運動変換装置はモータ等の駆動装置に連結される入力軸と、ターンテーブル或いはコンベヤ等の被駆動体に連結される出力軸とを備え、入力軸の連続回転運動を伝動カム装置によって上記した如き所定形式の運動に変換し、この変換された運動を出力軸を介して被駆動体に伝達する構成になっている。

このような運動変換装置においては、作動時に絶えず変動する出力軸への作用トルクとそのトルクの反力が変動トルクとして入力軸に作用して入力軸の均一な回転を妨げ作動時の振動及びそれに伴う作動誤差を生じるため、特開昭５４－１５９号公報に記載されているようなトルク補償装置を設けて、慣性力などの保存的な力の作用により発生する入力軸の変動トルクを相殺するように構成されていた。

【０００３】
しかしながらこの運動変換装置では、入力軸に大きな変動トルクが作用する時これに対応して慣性質量体を大きなものにしなければならず、装置が大型化してしまうため、これらの変動トルクを相殺する有効な方法として、特開平１－１２０４７２号明細書に記載されたような空気ばね式のトルク補償装置が考案されている。
この運動変換装置は、入力軸の連続回転運動が出力軸の運動に変換される際に発生する変動トルクに対しこのトルクと全く正反対のトルクを作りだし、これを入力軸に作用させることで発生する変動トルクを相殺することを可能にするもので、装置内に設けられ、予め計算されたカム曲線を持つトルク補償カムに係合するカムフォロアの作動及びそれに伴うピストンのシリンダ内での往復移動により入力軸に加えるトルクの大きさが調整される構成となっている。この構成により入力軸トルクが一サイクル即ち入力軸が３６０度回転する間の全ての区間にわたって一様かつ零に近い値になることにより、運動変換装置における変動トルクによる悪影響を除去できると同時に、駆動用モーターの容量を小さくすることが可能となった。
【０００４】
【発明が解決しようとする課題】
しかし、この特開平１－１２０４７２号明細書に開示された運動変換装置では出力軸の慣性負荷や出力に作用するバネ力など保存的なエネルギーが対象となっており、出力軸に作用する摩擦力など保存的でない散逸的な力が作用する場合のトルク変動については考慮されてはいなかった。これらの摩擦力などは熱等に変換され発散してしまうものであり、従来の考え方では必要最小限のエネルギーロスとして考えられており、この摩擦力による変動トルクを補償しようという考え方は存在しなかった。しかし特定のカム機構においては摩擦力が支配的であったり無視できない場合があり、こうした場合には従来の考え方では対応する手段がなかった。
【０００５】
本発明は、上記した従来技術の問題点を解決し、慣性負荷により入力軸に作用する変動トルクを相殺するばかりでなく、摩擦負荷により入力軸に作用する変動トルクの一部をも相殺することができ、しかも相殺し得ない変動トルクによりもたらされる不都合を最小限にすることができるようなトルク補償装置を備えた運動変換装置を提供することを目的とする。
【０００６】
【課題を解決するための手段】
本発明者は、種々検討を重ねた結果、摩擦負荷により入力軸に作用する変動トルクのうちで、その変動トルクから該変動トルクの平均値またはその近似値を差し引いた変動分のトルクは周期性を有し、相殺可能であることを知見した。
なお、上記した変動トルクの「平均値」とは、入力軸が１回転（即ち３６０度回転）する間に入力軸に作用し常えず変動するトルク値を平均して得られたトルク値を意味する。そして、入力軸が１回転する間に変動するトルクから、その１回転の全域で一定値である上記平均値もしくはその近似値を差し引いて得られたトルクが、上記した「変動分のトルク」である。
本発明は、上記した知見に基づきなされたものである。すなわち本願発明は、伝動カム装置を介して入力軸の連続回転運動を出力軸の所定形式の運動に変換する運動変換装置において、入力軸に連結されているカム、カムフォロア及びカムフォロアをカムに押圧する弾性力発生装置を有するトルク補償装置を備え、前記トルク補償装置のカムを、伝動カム装置を介して入力軸の運動を出力軸の運動に変換する時に入力軸及び出力軸の少なくとも一方に作用する摩擦負荷により入力軸に作用する変動トルクからその変動トルクの平均値またはその近似値を差し引いた変動分のトルクと、慣性負荷により入力軸に作用する変動トルクとを、トルク補償装置の作動により入力軸に加えられる変動トルクによって相殺する形状にしたものである。
【０００７】

本発明の運動変換装置を、入力軸の連続回転運動を出力軸の間欠回転運動に変換する間欠駆動装置として構成した場合に、次式で定められる変動トルクを入力軸に加えるようなトルク補償装置を設けるとよい。

【数４】

$$M_i + M_{ic} - (g_1 + g_2) = 0$$

【数５】

$$g_1 = \frac{1}{t_c} \int_0^{t_c} M_{f0} \frac{\dot{\tau}}{\dot{\theta}} \, dt$$

【数６】

$$g_2 = \frac{1}{t_c} \int_0^{t_c} M_f \, dt$$

ここで、$M_{f0}$は出力軸摩擦トルク、$M_f$ は入力軸摩擦トルク、$g_1$ 、$g_2$ は入力軸、出力軸に作用するそれぞれの摩擦トルクの平均値、ｔｃは作動開始からの経過時間即ちサイクルタイム、θは入力軸回転角度、τは出力軸回転角度、$M_i$ は伝動カム装置の作動により入力軸に作用する変動トルク、$M_{ic}$はトルク補償装置の作動により入力軸に作用する変動トルクを示す。

上記弾性力発生装置は、機械要素の圧縮ばねを備えるものであってもよく、また空気の伸縮により弾性力を生じる空気ばね装置を備えるものであってもよい。前者の場合は圧縮ばねの初期圧縮力調整装置を設けるとよく、また後者の場合は空気ばね装置の初期ばね力の調整装置を設けるとよい。

また、トルク補償装置が、その構成要素であるカム、カムフォロア及び弾性力発生装置を収納するハウジングを有する構成にするのが好ましい。

【０００８】

【発明の作用効果】

上記したトルク補償装置は、入力軸に作用するトルクが比較的小さい区間においてはそのトルクより少し大きめのトルクを入力軸に作用させ、これらのトルク差にあたる分のエネルギーを蓄積する。そして逆に非常に大きなトルクが入力軸に作用する区間においては、先に蓄積したのエネルギーを放出することによって、その大きなトルクを軽減、相殺するトルクを発生させて、その大きなトルクを小さくする。このようにエネルギーの蓄積・放出を繰り返すことによって入力軸に作用する全体のトルクを安定させ、またトルクのピーク値を下げることが可能となる。

本発明は、慣性負荷により入力軸に作用する変動トルクだけでなく、摩擦負荷により入力軸に作用する変動トルクの一部をトルク補償装置によって相殺するために、運動変換装置の作動時における振動及びそれに伴う作動誤差を効果的に軽減させることができる。

また、摩擦負荷により入力軸に作用する変動トルクのうちで、トルク補償装置によって相殺されないトルクは、上記した「平均値」のトルクである。このように、入力軸に作用するトルクを平均化もしくは平滑化すること（即ちトルク変動の波を小さくすること）も、作動時における振動及びそれに伴う作動誤差の軽減に寄与する。また、入力軸に作用するトルクを平均化し、従って入力軸に作用するトルクの「ピーク値」を下げることにより、その「ピーク値」に合わせて選定する駆動用モーターの容量を小さくすることができる。

明らかな通り、本発明は、摩擦負荷により入力軸に作用する変動トルクが大きい場合に、大きな効果を奏するものである。

【０００９】

【発明の理論】

次に、本発明の理論を添付図面の図１～図４を参照して説明する。

本発明者は、運動変換装置の作動時に入力軸に作用するトルク変動を、慣性負荷によるトルクだけでなく入出力軸に作用する摩擦負荷によるトルクをも考慮して、平滑化もしくは平均化するトルク補償の理論式を導出した。

以下に、ある運動変換装置において入力軸が連続回転、出力軸もしくは従節が間欠回転運動する作動系を考え、この作動系に作用する入力軸の変動トルクＭｉとこの変換装置に対する補償系であるトルク補償装置（ＴＣＣ）に作用するトルクＭｉｃとが釣り合うよう、補償系の補償カムの変位曲線を検討する。なお作動系従節を回転系・１慣性負荷、補償系従節をばね式直進従節とし、補償系従節の慣性力は無視できるものとする。
ここで添付の図１、図２、図３、図４を参照し、
$F_0$ ： ＴＣＣばね初期力　　Ｉ： 出力軸慣性２次モーメント
$\kappa_c$ ： ＴＣＣばね定数　　ｔ： 時間
$t_c$ ： サイクルタイム　　$t_h$ ： 位置決め時間
$y_c$ ： ＴＣＣ変位　　$y_h$ ： ＴＣＣストローク
$\theta$ ： 入力軸回転角度　　$\theta_h$ ： 割付角度
$\tau$ ： 出力軸回転角度　　$\tau_h$ ： 割出角度
とする。

【００１０】
なお図１はこの理論を説明するための運動変換装置の模式図であり、（Ａ）は運動変換装置本体１の側面図、（Ｂ）は運動変換装置を正面から見た図、（Ｃ）はトルク補償装置（ＴＣＣ）２の側面図、（Ｄ）はトルク補償装置２の作動を示す図である。
図１において、３は駆動プーリーであり、図示されていないモーター等の駆動装置より運動変換装置本体１へ入力軸４を介して駆動力を伝達する。入力軸４は軸受５により支持され、この入力軸４に割出用カム６が設けられている。割出用カム６は出力軸８に取り付けられたターレット７のカムフォロア７ａと係合しており、出力軸８は軸受９により支持されてその先端には慣性体１０が設けられている。さらに入力軸４には駆動プーリー３の反対側にトルク補償装置２が設けられ、このトルク補償装置２は補償カム１１と、カムフォロア１２と、ばね部材１３とで構成されている。なお、上記割出用カム６及びターレット７等は、入力軸４の連続回転運動を出力軸８の間欠回転運動に変換するための伝動カム装置を構成している。
図２は図１の運動変換装置の作動時に入力軸４に作用するトルクを示す図であり、（Ａ）は慣性負荷によるトルク$M_{io}$、（Ｂ）は摩擦負荷によるトルク（$M_{fo}+M_f$）、（Ｃ）は（Ａ）＋（Ｂ）により入力軸に作用するトルク$M_i$、（Ｄ）はトルク補償装置によって発生させるトルク$M_{ic}$、（Ｅ）は実際に入力軸４に作用するトルク、即ち補償されずに残るトルクを示す。
本発明は、例えば図２（Ｃ）に示されているような入力軸に作用するトルク$M_i$、を、図２（Ｄ）例示したようなトルク$M_{ic}$、で相殺し、図２（Ｅ）に例示したような平滑化されたトルクのみを残そうとするものである。

【００１１】
図３は、出力軸に作用する摩擦負荷もしくは摩擦トルクにより入力軸に作用する変動トルク$M_{fo}$を示す図であり、（Ａ）の曲線ａは、入力軸が１回転（３６０度回転）する間の変動トルク$M_{fo}$を示している。図３（Ａ）のインデックス区間は、ターレット７と一体に出力軸８が回転している区間、ドエル区間は、ターレットが静止している区間である。図３の（Ｂ）は（Ａ）の変動トルクの曲線ａとそれを平均化した（Ｃ）の直線ｂのトルクとを重ねて示し、（Ｄ）は（Ａ）の曲線ａから（Ｃ）の曲線ｂを引いたトルクの曲線ｃを示し、（Ｅ）は（Ａ）のトルク変動を積分して時間毎の累積を求めた曲線ｄを示し、（Ｆ）は（Ｅ）の曲線ｄから時間当りに均一にエネルギー消費させていく直線ｅを示し、（Ｇ）は（Ｆ）の直線ｅの勾配を示し、（Ｈ）は（Ｅ）の曲線ｄから（Ｇ）の直線ｅを引いた曲線ｆを示している。
図４は入力軸に作用する摩擦負荷もしくは摩擦トルクにより入力軸に作用する変動トルク$M_f$を示しており、（Ａ）から（Ｈ）はこの変動トルク$M_f$について図３と同様のものを示している。

【００１２】
図１において作動系の出力軸８の慣性負荷トルクを$M_{io}$、出力軸８の摩擦トルクを$M_{fo}$と

したとき、出力軸８に作用するトルク$M_t$ は
$M_t = M_{io} + M_{fo}$
ここでは入力軸４上でトルクの補償を行うことから、出力軸８に発生するトルク$M_t$ が入力軸４にどれだけ影響を与えるかを換算する。（割出機構の場合には入力軸が一回転しても出力軸は一回転せず、また一定角度の割出回転を行う区間即ちインデックス区間と、停止している区間即ちドエル区間があり、出力軸のトルクが入力軸にそのままは作用しないことから特別な換算が必要となる。）
入力軸４に発生するトルクを$M_{it}$とすると微小時間ｄｔにおいてそれぞれの軸のなす仕事量は出力軸８の上で$M_t \cdot d\tau$、入力軸４の上で$M_{it} \cdot d\theta$となる。ここで出力軸８から入力軸４への換算が効率１００％と仮定すれば仮想仕事の原理より両者の仕事量は同じとなるので、入力軸４の摩擦トルクを$M_f$ とすると入力軸トルク$M_i$ は
$M_t \cdot d\tau = M_{it} \cdot d\theta$
【数７】

$$\therefore \quad M_{it} = M_t \cdot \frac{d\tau}{d\theta} = M_t \cdot \frac{\dot{\tau}}{\dot{\theta}} = (M_{io} + M_{fo}) \cdot \frac{\dot{\tau}}{\dot{\theta}}$$

入力軸４の摩擦トルクを$M_f$ とすると求めるべき入力軸トルク$M_i$ は
【数８】

$$M_i = M_{it} + M_f = (M_{io} + M_{fo}) \cdot \frac{\dot{\tau}}{\dot{\theta}} + M_f$$

となる。
【００１３】
一方、補償系であるトルク補償装置２による入力軸トルク$M_{ic}$も同様にして求めることができる。トルク補償装置２内に設けられたばね部材１３の撓みにより発生する力$F_C$ はばね部材１３の初期力を$F_0$ 、ばね定数を$\kappa_c$ 、カムフォロア１２の変位量を$y_c$ とすると、
$F_C = F_0 + \kappa_c \cdot y_c$
となる。ここで作動系と同じ目的によりこのばね力により入力軸４に与えられるトルクを換算する。先ほどと同様の考え方で、微小時間ｄｔにおいてなされる両者の仕事量が同じと考えた場合、作動節（ばね部材１３）上で$F_C \cdot dy_c$ 、入力軸４上では$M_{ic} \cdot d\theta$であるから、
$F_C \cdot dy_c = M_{ic} \cdot d\theta$
よってＴＣＣ機構により入力軸に作用するトルク$M_{ic}$は、
【数９】

$$M_{ic} = F_C \cdot \frac{dy_c}{d\theta} = (F_0 + \kappa_c \cdot y_c) \cdot \frac{dy_c}{d\theta}$$

$$= (F_0 + \kappa_c \cdot y_c) \cdot \frac{\dot{y}_c}{\dot{\theta}}$$

【００１４】
ここで、入力軸４に作用する変動トルクを相殺するには、作動系のトルクと補償系のトルクがトルク平衡条件式　$M_i + M_{ic} = 0$　を満たせばよい。
よって$M_i + M_{ic} = 0$であると仮定し、ＴＣＣの変位を求めてみる。$y_c$ の一階微分の項が含まれていることから時間ｔで積分し、それをＧ（ｔ）とすると、
【数１０】

$$G(t) = \int (M_i + M_{ic})\, dt$$

ここで $\frac{\theta}{\theta_h} = \frac{t}{t_h}$ より $\theta = \frac{\theta_h}{t_h} \cdot t$

$$d\theta = \frac{\theta_h}{t_h} dt \quad から \quad \dot{\theta} = \frac{\theta_h}{t_h}$$

さらに、$M_{io} = I \cdot \ddot{\tau}$ であるから、以下のように式が導かれる。

【数１１】

$$G(t) = \frac{I \cdot t_h \cdot (\dot{\tau})^2}{2\theta_h} + M_{fc} \cdot \frac{t_h \cdot \tau}{\theta_h} + M_f \cdot t + \frac{F_0 \cdot t_h}{\theta_h} \cdot y_c + \frac{\kappa_c \cdot t_h}{2\theta_h} \cdot y_c^2$$

【００１５】

この式において周期性が成立するかどうかについて検討する。

周期性が成立するには、ＴＣＣのカム１１が一回転した時にカムフォロア１２がスタート時と同じ元の位置に復帰して、つまり［$y_c$（０）＝$y_c$（$t_c$）］となる必要があり、このことはカム機構の周期性を考慮すると$t=0$と$t=t_c$においてＧ（ｔ）がＧ（０）＝Ｇ（$t_c$）であることを示している。

数１１において、第１項はτに関するものであり、これは一サイクル（即ち入力軸の１回転）毎に常に同じ速度変化をするものであり即ち周期性は保障されている。そして第４項、第５項は$y_c$に関するものであるが、設定した条件からこの$y_c$は周期性を持つものでなければならない。

この式において問題となるのが第２項、第３項における$M_{f0}$、$M_f$であるが、これらの項は摩擦力によるトルクであり、これらは熱となって発散してしまうため一般的には周期性を持っていない。そこでこの$M_{f0}$、$M_f$の周期性を保障するため次のような$g_1$、$g_2$を導入する。この$g_1$、$g_2$の意味するものは図３、図４のそれぞれの（Ｆ）または（Ｇ）における直線ｅの傾きであり、横軸に時間$t_c$、縦軸に変動トルクの積算値とした場合の傾きが$g_1$、$g_2$の値であることから、

【数１２】

$$g_1 = \frac{1}{t_c} \int_0^{t_c} M_{f0} \frac{\dot{\tau}}{\dot{\theta}}\, dt$$

【数１３】

$$g_2 = \frac{1}{t_c} \int_0^{t_c} M_f\, dt$$

となる。

そして図３、図４の（Ｇ）における斜線部分は散逸エネルギーであり、現状ではいかなる手段を用いても他のエネルギーに変換して系の中に取り込んでおくことのできないものである。言い換えれば一サイクル$t_c$の経過により、この図の（Ｇ）の斜線部のエネルギーが必ず消費されていくということである。

【００１６】

この考えを基に摩擦トルクの周期性について再度考えた場合、図３の（Ｅ）から一サイクルで消費されるエネルギー量（（Ｇ）の斜線部）を引いた結果により得られる図３の（Ｈ）について見ると、$t=0$の時のエネルギーと一サイクル経過時（$t=t_c$）のエネルギー量が同一となっていることが理解される。これは周期性が保障されていることに他ならず、即ち図３、図４の（Ｅ）から（Ｇ）を差し引いたものについては周期性が保障される

と考えることができる。つまり

【数１４】

$$\int M_{f0} \cdot \frac{\dot{\tau}}{\dot{\theta}} \, dt - \int g_1 \, dt = \left( M_{f0} \cdot \frac{t_h \cdot \tau}{\theta_h} - g_1 \cdot t \right)$$

$$\therefore$$

$$\int M_f \, dt - \int g_2 \, dt = \left( M_f \cdot t - g_2 \cdot t \right)$$

であれば、周期性が保障されていると考えることができる。このような考え方から周期性が保障されるトルク平衡の条件式として

【数１５】

$M_i + M_{ic} - (g_1 + g_2) = 0$

が成立する。

【００１７】

数１５を解くために、この式に１階微分の項が含まれているので上記と同様に時間ｔで積分すると、

【数１６】

$$\int \{M_i + M_{ic} - (g_1 + g_2)\} \, dt$$

$$= \frac{I \cdot t_h \cdot (\dot{\tau})^2}{2\theta_h} + M_{f0} \cdot \frac{t_h \cdot \tau}{\theta_h} + M_f \cdot t$$

$$+ \frac{F_0 \cdot t_h}{\theta_h} \cdot y_c + \frac{\kappa_c \cdot t_h}{2\theta_h} \cdot y_c^2 - (g_1 + g_2) + C$$

$$= 0$$

となり、初期条件ｔ＝０、$\tau = 0$、$\dot{\tau} = 0$、$y_c = y_0$ より積分定数Ｃは

【数１７】

$$C = -\left( \frac{t_h \cdot F_0}{\theta_h} \cdot y_0 + \frac{t_h \cdot \kappa_c}{2\theta_h} \cdot y_0^2 \right)$$

以上から、

【数１８】

$$\frac{I \cdot t_h \cdot (\dot{\tau})^2}{2\theta_h} + M_{f0} \cdot \frac{t_h \cdot \tau}{\theta_h} + M_f \cdot t$$

$$+ \frac{F_0 \cdot t_h}{\theta_h} \cdot y_c + \frac{\kappa_c \cdot t_h}{2\theta_h} \cdot y_c^2 - (g_1 + g_2)$$

$$- \left( \frac{t_h \cdot F_0}{\theta_h} \cdot y_0 + \frac{t_h \cdot \kappa_c}{2\theta_h} \cdot y_0^2 \right) = 0$$

【００１８】

この式を$y_c$について解くと、

【数１９】

$$y_c = \frac{-F_0 + \sqrt{F_0^2 - \kappa_c \cdot D}}{\kappa_c}$$

ここでＤは、

【数２０】

$$D = I \cdot (\ddot{\tau})^2 + 2M_{f0} \cdot \tau + 2\frac{\theta_h}{t_h}\{M_f \cdot t - (g_1 + g_2) \cdot t\} - 2F_0 \cdot y_0 - \kappa_c \cdot y_0^2$$

こうして摩擦力を取り込んだ周期性のあるＴＣＣの変位関数が得られる。

【００１９】

以上より明らかなように、図１～図４を参照して上記した運動変換装置においては、数１９及び数２０に基づいて補償カム１１の形状等を定めてトルク補償装置を適切に設計すれば、好適なトルク補償を行えるものである。

この運動変換装置の特徴をを整理して記載すれば、次の通りである。

（ａ）この運動変換装置は、慣性負荷により入力軸に作用するトルクを従来技術と同様に補償するが、補償カム１１の形状は、慣性負荷により入力軸に作用するトルクに加えて、摩擦負荷によるトルクの一部を補償即ち相殺するようなものになっている。

図５は、この運動変換装置において慣性負荷により入力軸に作用するトルクのみを考慮した場合の補償カムの形状を二点鎖線１１′で示し、摩擦負荷によるトルクを考慮した場合の補償カムの形状を実線１１で示している。

（ｂ）この運動変換装置は、出力軸に作用する摩擦負荷により入力軸に作用する変動トルクの一部、即ち、その変動トルク（図３Ａ，３Ｅ参照）からその変動トルクの平均値（図３Ｃ，３Ｇ参照）を差し引いた変動分のトルク（図３Ｄ，３Ｈ参照）を補償する。

（ｃ）この運動変換装置は、入力軸に作用する摩擦負荷により入力軸に作用する変動トルクの一部、即ち、その変動トルク（図４Ａ，４Ｅ参照）からその変動トルクの平均値（図４Ｃ，４Ｇ参照）を差し引いた変動分のトルク（図４Ｄ，４Ｈ参照）を補償する。

（ｄ）この運動変換装置によって補償できないトルクは上記平均値（図３Ｃ，３Ｇ、４Ｃ，４Ｇ参照）であり、変動のない平滑化されたトルクである。

【００２０】

【実施例】

図６は本発明による運動変換装置の第１実施例を示し、（Ａ）はその部分断面正面図、（Ｂ）はエネルギー放出時の状態の側面図、（Ｃ）はエネルギー蓄積状態の側面図である。以下、図１と同様の構成要素は同様の符号で示し、その説明は省略する。

第１実施例では、図１に示したものと同様のトルク補償装置２が設けられている。トルク補償装置２は、入力軸４に嵌着されたトルク補償カム１１と、カムフォロワ１２と、弾性力発生装置とを有している。弾性力発生装置は、機械要素の圧縮ばねからなりスライドガイド１５及びばね受け１６からなるハウジング内に収納されたばね部材１３を有する。ばね部材１３は、スライダ１４に回転可能に装着されたカムフォロア１２をトルク補償カム１１へ向けて押圧している。上記弾性力発生装置とカムフォロア１２とを有するユニットは、運動変換装置本体１の側面に取付けボルト１７により固定されている。

上記運動変換装置の作動時には、入力軸４に加えられた連続回転運動が運動変換装置本体１内に設けられている伝動カム装置を介して出力軸８へ伝達されて運動が変換され、同時に入力軸４に嵌着されたトルク補償カム１１が回転して、カライダ１４を上下に移動させてばね部材１３を伸縮させつつ、カムフォロア１２を回転させる。トルク補償カム１１は既述の理論式より設計されたカム形状を有しており、入力軸４の回転運動を出力軸８の間欠回転運動に変換するときの慣性負荷によって入力軸に作用する変動トルクと、摩擦負荷により入力軸に作用する変動トルクからその変動トルクの平均値を差し引いた変動分のトルクとがトルク補償装置２によって相殺される。また、摩擦負荷により入力軸に作用する変動トルクが平滑化もしくは平均化されてトルクのピーク値が下がり、作動時の振動等が軽減する。

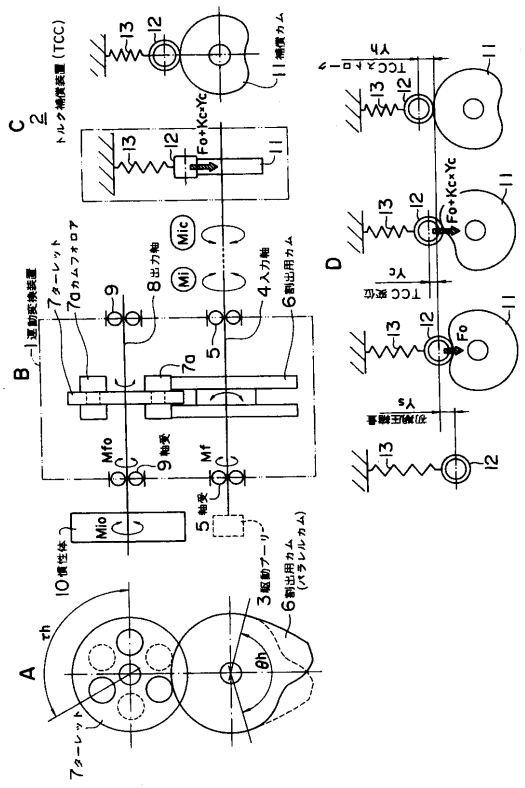
【００２１】
図７は本発明の第２実施例の運動変換装置を示すもので、図７の（Ａ）は運動変換装置の部分断面正面図、（Ｂ）はエネルギー放出時の状態の側面図、（Ｃ）はエネルギー蓄積状態の側面図である。
この第２実施例における運動変換装置本体１は第１実施例と同様のものであるが、第２実施例では、トルク補償装置２０における弾性力発生装置を、第１実施例のような機械要素の圧縮ばねではなく、空気ばね装置から構成している。この空気ばね装置は、既述の理論式に基づき設計された形状のトルク補償カム２１と係合するカムフォロア２２を端部に備えたピストン２４と、シリンダ２６と、ピストン２４とシリンダ２６との間の密封を行う密封部材２５と、シリンダ２６内に空気２３を供給する空気源２８と、圧力調整装置２９とを有する。圧力調整装置２９は、空気源２８からシリンダ２６に供給される空気圧を調整してシリンダ内の空気２３の圧力、即ち空気ばね装置により生じる初期ばね力を調整可能とするために設けられている。
第２実施例の上記した点以外の構成は図６に示した第１実施例の構成と同様であり、第２実施例は、空気ばね装置によりトルク補償カム２１を介して入力軸にトルクを与える点を除けば、第１実施例と同様に作動する。なお、第２実施例において、弾性力発生装置とカムフォロア２２とを有するユニットは、運動変換装置本体１の側面に取付けボルト２７により固定されている。
【００２２】
図８は本発明の第３実施例を示す。この第３実施例は、図６に示した第１実施例と類似のものであるが、ばね部材３３の初期の圧縮力を調整するための初期圧縮力調整機構３９を設けた点で、第１実施例と異なっている。この初期圧縮力調整機構３９は、スライドガイド３５の内周面に軸線方向の所定距離に亘って雌ねじ３５ａを形成し、またばね受け３６の外周面にこの雌ねじに係合する雄ねじ３６ｂを形成して、ばね受け３６の軸線方向位置を調節することによりばね３３の初期圧縮力を調整する構成になっている。
【００２３】
図９は、図６に示した第１実施例の運動変換装置の運動変換装置本体１として採用することができるインデキシングドライブ２０１を示している。このインデキシングドライブ２０１は、従来の構成と同様に、ハウジング２２０内に外部駆動装置から伝達される回転駆動力を伝える入力軸２０４と、入力軸２０４に設けた割出用カム２０６と、出力軸２０８に嵌着され、割出用カム２０６にころがり接触するカムフォロア２２７を有するターレット２０７とを具備する。なお、このインデキシングドライブ２０１に代えて、公知のパラレルカム式インデックス等を使用することも、もちろん可能である。
図９の運動変換装置には、第１実施例と同様の、トルク補償カム２０１、カムフォロア２０２及び弾性力発生装置を有するトルク補償装置２００が設けられている。
【００２４】
図１０は、本発明の第４実施例の部分断面正面図である。この第４実施例においては、トルク補償装置４０が、カムフォロワ４２とトルク補償カム４１とを包囲し運動変換装置本体１の側面にボルト４７により固定されたハウジング４８を有する。また、ばね受け４６と共働してトルク補償装置４０における弾性力発生装置のハウジングを構成するスライドガイド４５が、ボルト４６ａによりハウジング４８に一体に固定されている。従って、カムフォロワ４２、トルク補償カム４１及び弾性力発生装置の構成要素は、一体となった上記両ハウジング内に収納されている。また、第４実施例では、弾性力発生装置が、図６に示した第１実施例と同様の、ばね部材４３を備えた形式のものになっている。
図１１は、本発明の第５実施例の部分断面正面図である。この第５実施例は、図１０に示した第４実施例に類似のものであり、第４実施例におけるばね部材を使用した弾性力発生装置を、図７に示した第２実施例における空気ばね装置を使用した弾性力発生装置に変更したものである。
即ち、第５実施例においては、トルク補償装置５０が、カムフォロワ５２とトルク補償カム５１とを包囲し運動変換装置本体１の側面にボルト５７により固定されたハウジング５

８を有する。また、トルク補償装置５０における弾性力発生装置のハウジングを構成するシリンダ５６が、ボルト５６ａによりハウジング５８に一体に固定されている。
上記第４実施例及び第５実施例は、上記したハウジングを備えることにより、トルク補償装置４０、５０の内部の要素を外部から保護し、また潤滑剤としてのグリース等をこのハウジング内に保持することができる点において好ましい。
【００２５】
図１２は、図６に示した第１実施例と同様のトルク補償装置６０を運動変換装置本体６０１内に一体に組み込んだ形式の運動変換装置として構成した本発明の第６実施例を示す断面図である。
この第６実施例においては、トルク補償装置６０のトルク補償カム６１を、入力軸６０４の、運動変換装置本体６０１のハウジング６２０内に収納されている部分に嵌着している。また、トルク補償装置６０における弾性力発生装置とカムフォロワ６２からなるユニットの一部をハウジング６２０内に挿入してカムフォロワ６２をトルク補償カム６１に係合させている。上記ユニットは、スライドガイド６５のフランジ部を運動変換装置本体６０１のハウジング６２０にボルト止めすることにより、ハウジング６２０に一体に固定されている。上記弾性力発生装置は、図６に示した第１実施例と同様の、ばね部材６３を備えた形式のものになっている。なお、図６において、符号６０６，６０７，６０８及び６２７は、それぞれ割出用カム、ターレット、出力軸及びカムフォロワを示している。
図１３は本発明の第７実施例を示す断面図である。この第７実施例は、図１２に示した第６実施例に類似のものであり、第６実施例におけるばね部材を使用した弾性力発生装置を、図７に示した第２実施例における空気ばね装置を使用した弾性力発生装置に変更したものである。
即ち、第７実施例においては、トルク補償装置７０のトルク補償カム７１を、入力軸７０４の、運動変換装置本体７０１のハウジング７２０内に収納されている部分に嵌着している。また、トルク補償装置７０における弾性力発生装置とカムフォロワ７２からなるユニットの一部をハウジング７２０内に挿入してカムフォロワ７２をトルク補償カム７１に係合させている。上記ユニットは、弾性力発生装置のハウジングを構成するシリンダ７６に設けたフランジ部を運動変換装置本体７０１のハウジング７２０にボルト止めすることにより、ハウジング７２０に一体に固定されている。
【００２６】
図１４は本発明の第８実施例を示す正面部分断面図である。この第８実施例においては、トルク補償装置８０は、軸受８３２を介してハウジング８３３に支持された回転軸８３１を有する。トルク補償カム８１はその回転軸８３１に設けられていて、ハウジング８３３内に収納されている。回転軸８３１は、カップリング８００を介して、運動変換装置本体１から延びる入力軸４に連結されている。トルク補償装置８０の弾性力発生装置は、図６に示した第１実施例と同様のばね部材８３を使用した弾性力発生装置であり、その弾性力発生装置のハウジング即ちスライドガイド８５がボルトにより上記ハウジング８３３に一体に固定され、カムフォロワ８２がトルク補償カム８１に係合している。
図１５は本発明の第９実施例の正面部分断面図である。この第９実施例は、図１４に示した第８実施例に類似のものであり、第８実施例におけるばね部材を使用した弾性力発生装置を、図７に示した第２実施例における空気ばね装置を使用した弾性力発生装置に変更したものである。
即ち、第９実施例においては、トルク補償装置９０は、軸受９３２を介してハウジング９３３に支持された回転軸９３１を有する。トルク補償カム９１はその回転軸９３１に設けられていて、ハウジング９３３内に収納されている。回転軸９３１は、カップリング９００を介して、運動変換装置本体１から延びる入力軸４に連結されている。トルク補償装置９０の弾性力発生装置のハウジング即ちシリンダ９６はボルトにより上記ハウジング９３３に一体に固定され、カムフォロワ９２がトルク補償カム９１に係合している。
上記した第８実施例及び第９実施例によれば、トルク補償装置を運動変換装置本体１とは別のユニットとして製造して、それを運動変換装置本体１から延びる入力軸４に連結する

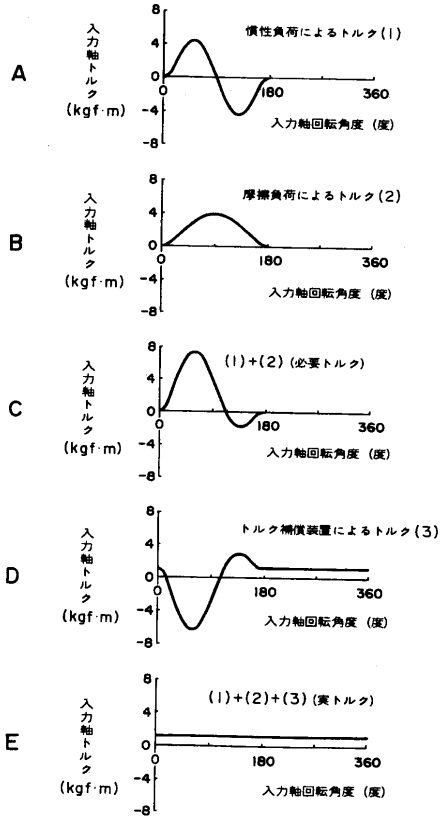
ことができる。
【００２７】
図１６、図１７は本発明の第１０及び第１１実施例の正面部分断面図である。これら実施例は、それぞれ図１４及び図１５に示した第８及び第９実施例におけるカップリング８００，９００を使用した軸の連結を、ベルト及びプーリを使用した連結に変更したものである。
即ち、図１６の第１０実施例においては、運動変換装置本体１から延びる入力軸４と、トルク補償装置の回転軸１０３１とをベルト１０００及びプーリー１００１、１００２を介して連結している。また、図１７の第１１実施例においては、運動変換装置本体１から延びる入力軸４と、トルク補償装置の回転軸１１３１とをベルト１１００及びプーリー１１０１、１１０２を介して連結している。
【図面の簡単な説明】
【図１】入力軸の連続的回転運動をカムとターレットを使用して出力軸の間欠回転運動に変換する間欠駆動装置として構成されていてトルク補償装置を有する運動変換装置を概略的に示し、かつその運動変換装置の作動時に生じるトルクとそのトルクを補償する原理を概略的に示す模式図。
【図２】図１の運動変換装置の作動時に入力軸に作用する慣性負荷によるトルク、摩擦負荷によるトルク、それらを組み合わせたトルク、トルク補償装置より生じるトルク及びトルク補償装置により補償されずに残るトルクを示す図。
【図３】上記運動変換装置の作動時に出力軸に作用する摩擦負荷により入力軸に作用するの変動トルク、その変動トルクの平均値、及び変動トルクからその変動トルクの平均値を差し引いた変動分のトルクを示す図。
【図４】上記運動変換装置の作動時に入力軸に作用する摩擦負荷により入力軸に作用するの変動トルク、その変動トルクの平均値、及び変動トルクからその変動トルクの平均値を差し引いた変動分のトルクを示す図。
【図５】本発明の原理に基いて得られるトルク補償カムの形状の一例を、従来技術における技術トルク補償カムの形状と対比して示す図。
【図６】本発明の第１実施例の運動変換装置及び作動形態を示す図。
【図７】本発明の第２実施例の運動変換装置を示す、図６と同様の図。
【図８】本発明の第３実施例の運動変換装置を示す部分断面側面図。
【図９】上記第１実施例の運動変換装置の運動変換装置本体として採用することができるインデキシングドライブを示す断面図。
【図１０】本発明の第４実施例の運動変換装置を示す部分断面正面図。
【図１１】本発明の第５実施例の運動変換装置を示す部分断面正面図。
【図１２】本発明の第６実施例の運動変換装置を示す断面図。
【図１３】本発明の第７実施例の運動変換装置を示す断面図。
【図１４】本発明の第８実施例の運動変換装置を示す部分断面正面図。
【図１５】本発明の第９実施例の運動変換装置を示す部分断面正面図。
【図１６】本発明の第１０実施例の運動変換装置を示す部分断面正面図。
【図１７】本発明の第１１実施例の運動変換装置を示す部分断面正面図。
【符号の説明】
１　運動変換装置本体
２　トルク補償装置
３　駆動プーリー
４　入力軸
５　入力軸軸受
６　割出用カム
７　ターレット
８　出力軸
９　出力軸軸受

１０　慣性体
１１　トルク補償カム
１２　カムフォロア
１３　ばね部材
１４　スライダ
１５　スライドガイド
１６　ばね受け
１７　取り付けボルト

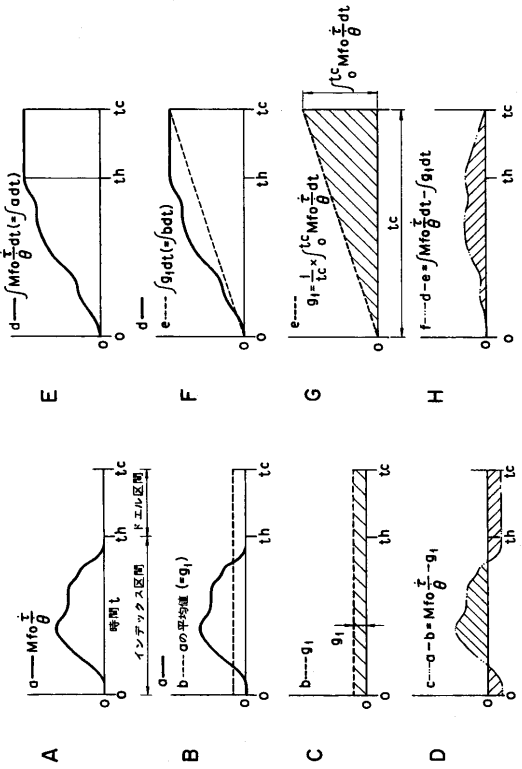
【図１】



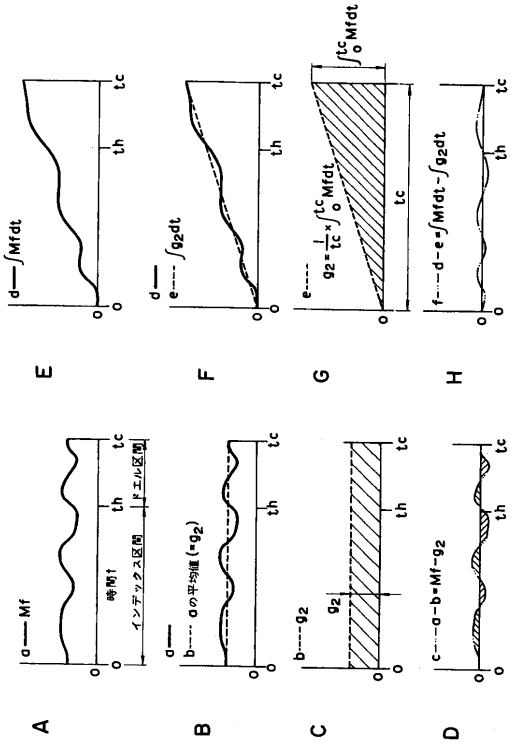

【図２】



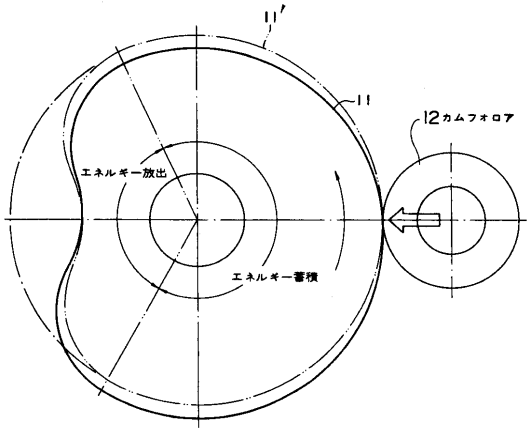
【図３】


A
B
C
D
E
F
G
H
時間t
インデックス区間
tc
th
0

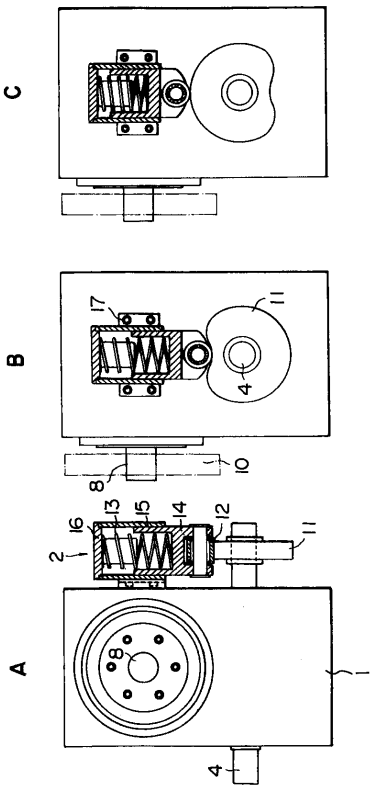
【図４】


A
B
C
D
E
F
G
H
時間t
インデックス区間
tc
th
0

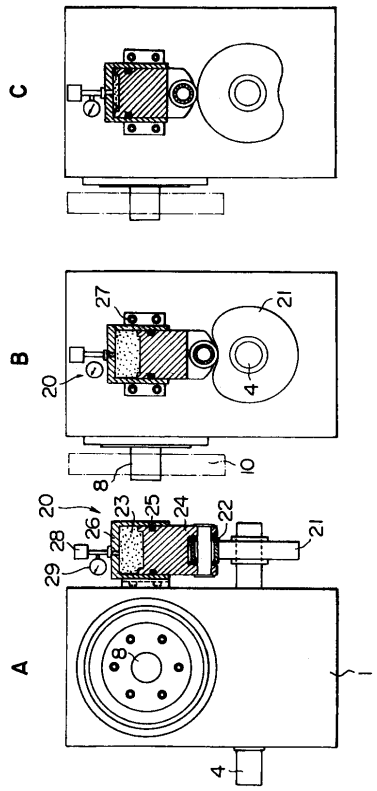
【図５】


11'
11
12カムフォロア
エネルギー放出
エネルギー蓄積

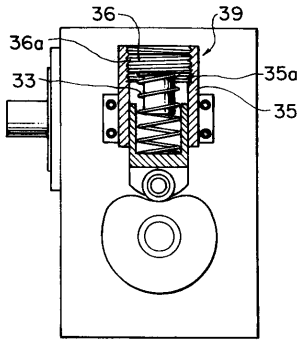
【図６】


A
B
C
1
2
4
8
10
11
12
13
14
15
16
17

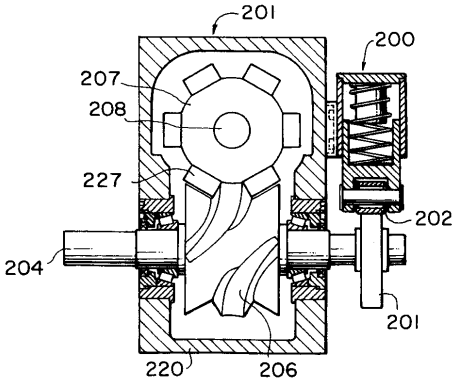
【図７】



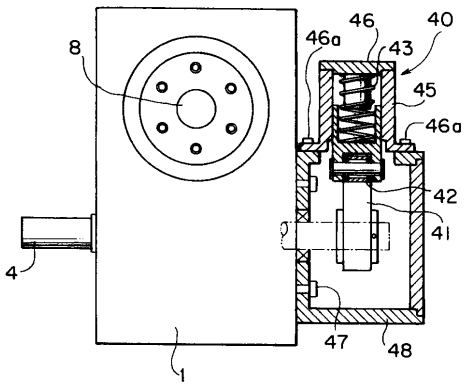

【図８】



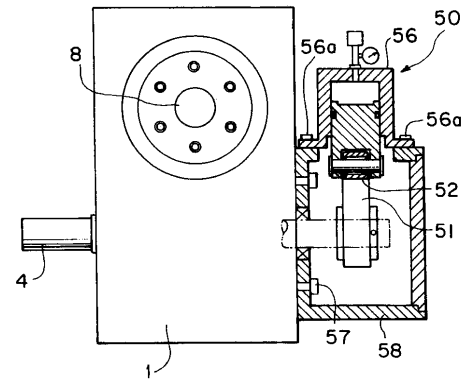

【図９】



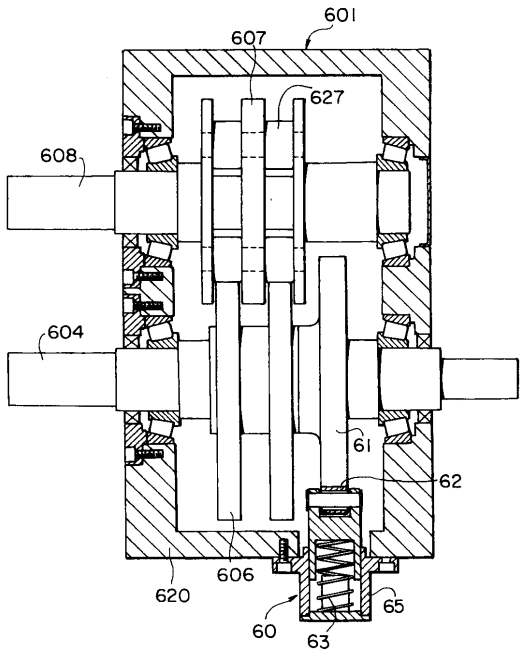

【図１０】



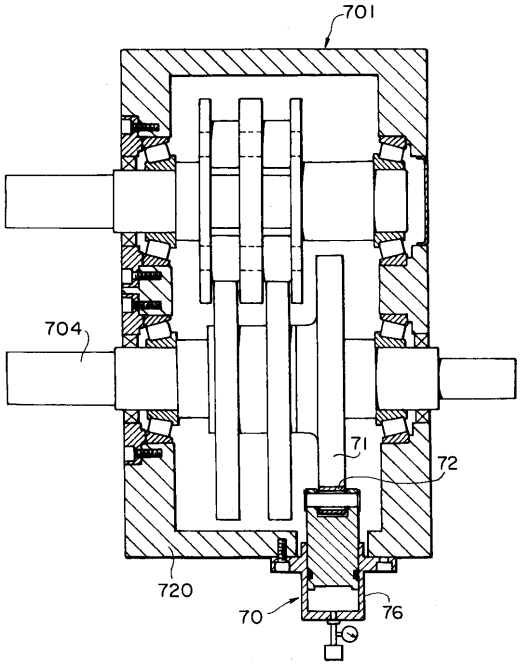

【図１１】



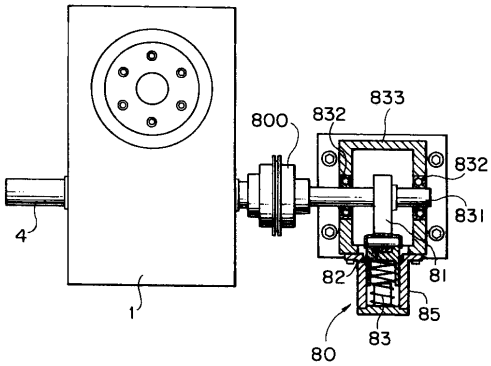

【図１２】



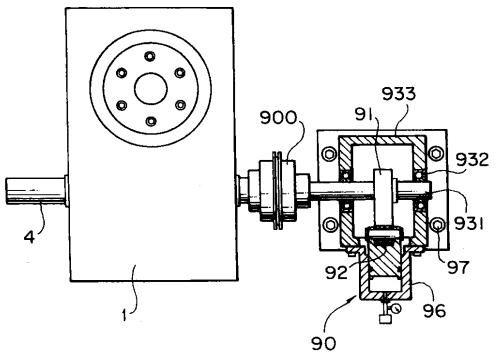
【図１３】



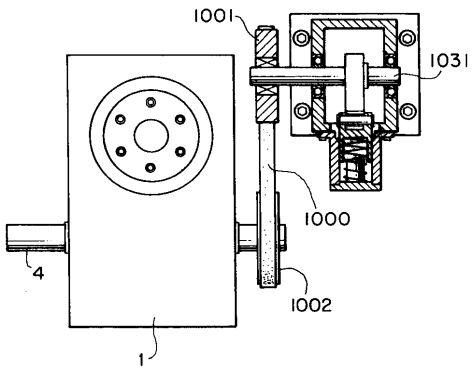

【図１４】



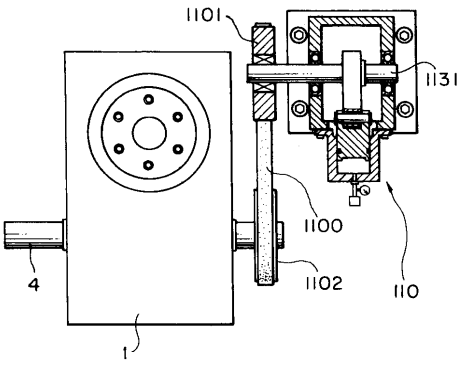

【図１５】




【図１６】




【図１７】



フロントページの続き

(72)発明者　高村　素夫
静岡県小笠郡菊川町堀之内２３７－１

合議体
審判長　亀丸　広司
審判官　町田　隆志
審判官　藤村　泰智

(56)参考文献　特開平１－１２０４７２（ＪＰ，Ａ）
特開平３－４８０５３（ＪＰ，Ａ）
特公昭４９－４５２６５（ＪＰ，Ｂ１）
特開昭５４－１５９（ＪＰ，Ａ）
実開昭５６－１３８２６１（ＪＰ，Ｕ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
F16H25/04,27/04