

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4670525号
(P4670525)

(45) 発行日 平成23年4月13日(2011.4.13)

(24) 登録日 平成23年1月28日(2011.1.28)

(51) Int. Cl. F I
F 1 6 D 25/0638 (2006.01) F 1 6 D 25/063 K
F 1 6 D 25/063 (2006.01) F 1 6 D 25/063 G

請求項の数 4 (全 21 頁)

(21) 出願番号	特願2005-212975 (P2005-212975)	(73) 特許権者	000003137
(22) 出願日	平成17年7月22日(2005.7.22)		マツダ株式会社
(65) 公開番号	特開2007-32604 (P2007-32604A)		広島県安芸郡府中町新地3番1号
(43) 公開日	平成19年2月8日(2007.2.8)	(74) 代理人	100067828
審査請求日	平成20年2月22日(2008.2.22)		弁理士 小谷 悦司
		(74) 代理人	100096150
			弁理士 伊藤 孝夫
		(72) 発明者	山口 寛一
			広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
		(72) 発明者	上杉 達也
			広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 変速機の摩擦締結装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

互いの板面が対向するように交互に列設された複数の摩擦ディスクおよびプレートと、
 上記摩擦ディスクおよびプレートの列設方向を軸方向とするシリンダ部と、
 上記シリンダ部内に形成された油圧室と、
 上記シリンダ部内に設けられ、外周側シール部と内周側シール部との間に形成された受
 圧面に上記油圧室の油圧を受けて上記シリンダ部の軸方向にストロークする油圧ピスト
 ンと、
 上記油圧ピストンに設けられ、該油圧ピストンがストロークしたとき、上記摩擦ディス
 クと上記プレートとを押圧する押圧部とを備えた変速機の摩擦締結装置において、
 上記押圧部が、上記油圧ピストンの外周側に設けられ、
 上記油圧ピストンの上記受圧面の内周側ストローク量が、外周側ストローク量よりも短
 くなるように構成されており、
 上記シリンダ部が回転ドラムの一部であって、かつ上記受圧面が皿バネ部材で構成され

10

上記油圧ピストンの上記受圧面の裏面側に、遠心油圧を相殺するためのバランスピスト
 ンで区画された油圧バランス室が設けられ、
 上記バランスピストンの一部が、上記皿バネ部材の内周側ストローク量を外周側ストロ
 ーク量よりも短い所定値以内に規制する内周側ストローク量規制部材として作用するよ
 うに構成されていることを特徴とする変速機の摩擦締結装置。

20

【請求項 2】

上記皿バネ部材は、内外径の異なる複数の皿バネを同心円上に配設して成ることを特徴とする請求項 1 記載の変速機の摩擦締結装置。

【請求項 3】

上記受圧面の上記外周側シール部と上記内周側シール部との間に、上記油圧室を複数の油圧室に区画する区画シール部が設けられていることを特徴とする請求項 1 又は 2 記載の変速機の摩擦締結装置。

【請求項 4】

上記摩擦ディスクの摩擦材が摩耗しても、上記外周側ストローク量と上記内周側ストローク量との差が所定値を越えないように自動的に調整する自動ストローク量調整装置を備えることを特徴とする請求項 1 乃至 3 の何れか 1 項に記載の変速機の摩擦締結装置。

10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、変速機の多板式クラッチまたは多板式ブレーキとして用いられる摩擦締結装置に関する。

【背景技術】

【0002】

例えば自動車に搭載される自動変速機のような変速機には、その駆動力を断続する手段として多板式のクラッチが用いられるのが一般的である。また、例えばプラネタリギヤを用いた自動変速機などでは、固定要素を変速機ケース等と一体化させて回転を止める手段として多板式のブレーキが用いられることもある。これらは、何れも、互いの板面が対向するように交互に列設された複数の摩擦ディスクおよびプレートと、上記摩擦ディスクおよびプレートの列設方向を軸方向とするシリンダ部と、上記シリンダ部内に形成された油圧室と、上記シリンダ部内に設けられ、外周側シール部と内周側シール部との間に形成された受圧面に上記油圧室の油圧を受けて上記シリンダ部の軸方向にストロークする油圧ピストンと、上記油圧ピストンに設けられ、該油圧ピストンがストロークしたとき、上記摩擦ディスクと上記プレートとを押圧する押圧部とを備えている。当明細書において、特にことわりなく摩擦締結装置という場合は、このような構造の多板式クラッチまたは多板式ブレーキを指すものとする。

20

30

【0003】

例えば特許文献 1 には、油圧ピストンの受圧面積を確保しつつ小型化を実現することを目的とした摩擦締結装置（多板式クラッチ）が提案されている。特許文献 1 にも見られるように、従来の摩擦締結装置は、油圧ピストンをシリンダ部の軸方向に平行移動するようにストロークさせている。

【特許文献 1】特開平 11 - 182579 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ところが従来の構造では、近年高精度化が進む摩擦締結装置の制御要求に充分応えることができないという問題が生じている。

40

【0005】

摩擦締結装置（以下簡略的にクラッチ等ともいう）を締結させるにあたり、油圧室への作動油の導入が開始してから実際に摩擦ディスクが有効にトルクを伝達するまでには、油圧ピストンのストロークに伴うタイムラグ（遅れ）がある。通常、油圧ピストンの受圧面が油圧室の一部を構成するため、油圧ピストンのストロークに伴って油圧室の容積は必然的に増大する。従って、油圧ピストンがストロークしている間、増大しつつある油圧室の容積に相当する体積の作動油が流入し続ける。そして油圧ピストンのストロークが完了したとき、油圧室への作動油の実質的な流入も完了する。以上のことから、上記タイムラグ

50

は、増大する油圧室に作動油が流入完了するのに要する時間であるとも換言できる。

【0006】

なお、このピストンストロークの間、油圧ピストンに作用する油圧は殆ど上昇しないので、柵ができたような油圧特性となる(図4参照。時点 $t_2 \sim t_3'$)。このことから、上記タイムラグは一般に油圧柵時間とも呼ばれる。

【0007】

クラッチ等の作動を制御する観点からは、油圧柵時間は短いことが望ましい。油圧柵時間が長いと、コントロールユニット等から発せられるクラッチ等への締結命令から、実際にクラッチ等が締結するまでの時間が長くなる。つまり締結の応答性が低下する。また油圧柵時間が長いと、締結タイミングがばらつき易くなるので、例えば他のクラッチ等の解放と略同時に締結を行うような場合、適切なタイミングで互いの動作を同期させ難くなり、変速ショックを増大させる虞がある。

【0008】

変速時に乗員に与えるフィーリング(シフトクオリティ)を向上させるためには、締結の応答性は高く、変速ショックは小さいことが望ましい。そのためには、油圧柵時間が短いことが望ましい。

【0009】

また近年、クラッチ等を締結させる際、予め僅かに油圧をかけ、多板式クラッチを、そのストローク後半から終盤付近にまで作動させて微係合状態にしておく制御(当明細書では微係合制御と称する)が注目され、多用されつつある。このような微係合制御を行う場合、微係合状態から速やかに締結状態に移行させることが求められる。そのためには、油圧室への作動油の流入量に対する油圧ピストンのストローク量が大きく、微係合状態からのストローク速度が高いこと、換言すれば微係合状態からの油圧柵時間が短いことが望ましい。

【0010】

油圧柵時間の短縮を図るためには、例えば単に油圧ピストンのストローク量を短縮して作動油の流入量を削減すれば良いように思われる。上述のように、油圧柵時間は油圧室に作動油が流入完了するのに要する時間だからである。しかしながら、単に油圧ピストンのストローク量を短縮すれば、クラッチ等の解放状態において完全に解放せず、若干のトルクを伝達する、いわゆる引きずり現象が起こり易くなる。この引きずり現象が起こると、燃費が悪化したり、摩擦ディスクの摩耗が促進したりする弊害を招いてしまう。

【0011】

本発明は、上記の事情に鑑みてなされたものであり、引きずり現象の発生を抑制しつつ油圧柵時間を短縮させることができる変速機の摩擦締結装置を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0012】

上記課題を解決するための本発明の請求項1に係る発明は、互いの板面が対向するように交互に列設された複数の摩擦ディスクおよびプレートと、上記摩擦ディスクおよびプレートの列設方向を軸方向とするシリンダ部と、上記シリンダ部内に形成された油圧室と、上記シリンダ部内に設けられ、外周側シール部と内周側シール部との間に形成された受圧面に上記油圧室の油圧を受けて上記シリンダ部の軸方向にストロークする油圧ピストンと、上記油圧ピストンに設けられ、該油圧ピストンがストロークしたとき、上記摩擦ディスクと上記プレートとを押圧する押圧部とを備えた変速機の摩擦締結装置において、上記押圧部が、上記油圧ピストンの外周側に設けられ、上記油圧ピストンの上記受圧面の内周側ストローク量が、外周側ストローク量よりも短くなるように構成されており、上記シリンダ部が回転ドラムの一部であって、かつ上記受圧面が皿バネ部材で構成され、上記油圧ピストンの上記受圧面の裏面側に、遠心油圧を相殺するためのバランスピストンで区画された油圧バランス室が設けられ、上記バランスピストンの一部が、上記皿バネ部材の内周側ストローク量を外周側ストローク量よりも短い所定値以内に規制する内周側ストローク量

10

20

30

40

50

規制部材として作用するように構成されていることを特徴とする。

【0013】

バランスピストンや油圧バランス室を備えた機構は、遠心油圧キャンセラーとも呼ばれる公知の機構で、油圧ピストンの、受圧面の裏面側に遠心油圧を作用させることによって、受圧面に作用する遠心油圧を相殺するものである。

【0014】

請求項2に係る発明は、請求項1記載の変速機の摩擦締結装置において、上記皿バネ部材は、内外径の異なる複数の皿バネを同心円上に配設して成ることを特徴とする。

【0015】

請求項3に係る発明は、請求項1又は2記載の変速機の摩擦締結装置において、上記受圧面の上記外周側シール部と上記内周側シール部との間に、上記油圧室を複数の油圧室に区画する区画シール部が設けられていることを特徴とする。

10

【0016】

請求項4に係る発明は、請求項1乃至3の何れか1項に記載の変速機の摩擦締結装置において、上記摩擦ディスクの摩擦材が摩耗しても、上記外周側ストローク量と上記内周側ストローク量との差が所定値を越えないように自動的に調整する自動ストローク量調整装置を備えることを特徴とする。

【発明の効果】

【0017】

請求項1の発明によると、例えば油圧ピストンの受圧面の外周側ストローク量を従来構造と同程度に設定しておき、それに対し内周側ストローク量を短縮することができる。このようにすると、油圧ピストン全体が平行移動して内外周のストローク量が等しい従来構造に対し、油圧室に流入する作動油の量を大幅に削減することができる。つまり油圧棚時間を効果的に短縮することができる。

20

【0018】

従って、クラッチ等の締結応答性を高めたり、変速ショックを抑制したりしてシフトクオリティの高い変速を実現し易くなる。また微係合制御を行う場合にも微係合状態（ピストンストロークの後半以降）からの油圧ピストンのストローク速度を高めることができて有利である。

【0019】

さらに、少なくとも油圧ピストンのストローク終盤付近では、外周側のみがストロークしている状態となる。そのため、内周側シール部における摺動抵抗が発生しない。つまり少なくとも油圧ピストンのストローク終盤付近では、油圧ピストンが平行移動する従来構造よりも油圧ピストンの摺動抵抗を低減することができる。油圧ピストンの摺動抵抗が大きいと、その分、供給油圧を高める必要があり、変速ショックの増大を招き易いが、その摺動抵抗を低減することにより、さらに変速ショックの改善に寄与することができる。

30

【0020】

また、油圧ピストンをストロークさせる際、内周側ストローク量規制部材で受圧面の内周側ストローク量を規制した後、皿バネ部材を撓ませて外周側だけをさらにストロークさせることができる。すなわち受圧面の内外周のストローク差を、皿バネ部材の撓みで吸収することができる。このように、受圧面を皿バネ部材で構成し、内周側ストローク量規制部材を設けるだけの簡単な構造で、油圧ピストンの受圧面の内外周ストローク差を容易に作り出すことができる。

40

【0021】

しかも、上記内周側ストローク量規制部材を、別途新設することなく、バランスピストンの一部を利用して設けることができる。従って、簡単な構造とし、また部品点数の増大を抑制することができる。

【0022】

請求項2の発明によると、皿バネ部材1枚当たりの内外周ストローク差を小さくすることができる。従って、油圧ピストンをストロークさせた時の、皿バネ部材の撓みによる内

50

部応力を低減することができる。

【0023】

請求項3の発明によると、以下説明するように、クラッチ等の伝達トルクのゲインの適正化を図り、より高いシフトクオリティを実現することができる。

【0024】

伝達トルクのゲインとは、作動油圧の増分に対する伝達トルクの増分である。他の条件が同じであれば、油圧ピストンの受圧面積が大きいほどゲインは大きくなる。

【0025】

ゲインが大きすぎると、作動油圧のわずかな変動やばらつきによって伝達トルクが必要以上に大きく変動し、変速ショックを増大させる等の弊害を招く。逆にゲインが小さすぎると、必要な伝達トルクが充分得られなかったり、締結のタイミング遅れが増大したりする。何れもシフトクオリティを悪化させる要因となるので、伝達トルクのゲインは適正範囲内であることが望ましい。一般的には、必要な伝達トルクが大きいほど適正ゲインが大きくなる。

10

【0026】

また、上記微係合制御を行う場合、微係合状態における油圧ばらつきに対する油圧ピストン位置のばらつきを低減するためには、ゲインを小さくすることが望ましい。

【0027】

そこで本発明の構成によれば、区画シール部によって油圧室が区画されているので、一部の区画のみに作動油を導入することができる。油圧ピストンの実質的な受圧面積は、作動油が導入された区画の油圧室に対応する受圧面の総面積となるので、作動油を導入する区画を変えるだけで油圧ピストンの実質的な受圧面積を変化させ、ゲインを増減させることができる。

20

【0028】

従って、必要な締結トルクに応じた適正なゲインでクラッチ等を締結させることにより、より高いシフトクオリティを実現することができる。また微係合制御を行う場合、容易にゲインを小さくすることができるので効果的である。

【0029】

請求項4の発明によると、摩擦材の摩耗によって外周側ストローク量と内周側ストローク量との差が拡大し過ぎることによる影響を排除することができる。すなわち経時変化による影響を可及的に抑制することができる。

30

【0030】

摩擦ディスクの摩擦材は、使用によって徐々に摩耗して行く(経時変化)。従って、油圧ピストンが解放位置から締結位置までストロークした場合、その押圧部のストローク量は増大する。本発明の構成では、押圧部が油圧ピストンの外周側に設けられているので、結局、油圧ピストンの受圧面の外周側ストローク量が増大することになる。

【0031】

ここで、内周側ストローク量が不変(初めからストロークしないものも含む)であると、外周側ストローク量と内周側ストローク量との差が拡大する一方となる。内外周のストローク差が拡大すると、例えば皿バネ部材を使用している場合に皿バネ部材の内部応力が増大する等、好ましくない影響を受け易い。

40

【0032】

そこで本発明の構成によると、自動ストローク量調整装置によって、内外周のストローク差が所定値を越えないように自動的に調整されるので、内外周のストローク差が拡大し過ぎることによる影響を排除することができるのである。

【発明を実施するための最良の形態】

【0033】

以下、図面に基づいて本発明の実施の形態を説明する。

【0034】

図1は、本発明に係る摩擦締結装置の第1実施形態である多板式クラッチ10およびそ

50

の周辺部分を示す断面図である。また図 2 は、図 1 の要部を拡大して示す拡大断面図である。但し図 2 では、図を見易くするために、クラッチピストン 20 の軸方向の動作を誇張して示している。

【 0 0 3 5 】

図 1 に示すように、多板式クラッチ 10 は自動変速機用の湿式油圧クラッチであって、入力軸であるタービンシャフト 3 と、図外のプラネタリギヤの中心部に設けられたサンギヤ（詳しくはサンギヤから延出されたサンギヤ延出部 50）との間で駆動力の断続を行う装置である。当実施形態の多板式クラッチ 10 は、図外の変速機ケースに固定されたオイルポンプハウジング 70 と、これにボルト 72 で固定されたオイルポンプカバー 71 の近傍に設けられている。

10

【 0 0 3 6 】

多板式クラッチ 10 のクラッチドラム 11（回転ドラム）は略有底円筒状に成形されており、その底面中央部はオイルポンプカバー 71 のボス部 75 に嵌合するように窪んでいる。クラッチドラム 11 は、その窪み部においてタービンシャフト 3 と接合されている。従ってクラッチドラム 11 はタービンシャフト 3 と一体回転する。

【 0 0 3 7 】

一方、クラッチハブドラム 40 は小径部と大径部とを有する段付円筒状に成形された部材であり、その小径部にスプライン部 42 が形成されている。またその小径部にはタービンシャフト 3 及びサンギヤ延出部 50 が通されるとともに、サンギヤ延出部 50 に形成されたスプライン部 52 と上記スプライン部 42 とが係合している。従ってクラッチハブドラム 40 は、軸方向移動に若干の自由度を有するものの、基本的にサンギヤ延出部 50 と一体回転する。

20

【 0 0 3 8 】

タービンシャフト 3 と一体回転するクラッチドラム 11 と、サンギヤ延出部 50 と一体回転するクラッチハブドラム 40 との断続を直接行う部材として、クラッチドラム 11 側に 4 枚のプレート 35 と、クラッチハブドラム 40 側に 4 枚のクラッチディスク 30 とが設けられている。

【 0 0 3 9 】

プレート 35 は金属製の環状板であり、その外周側がクラッチドラム 11 に形成されたプレートハブ部 19 に係合している。プレートハブ部 19 には軸方向に伸びるスプラインが形成されており、プレート 35 の外周側には、そのスプラインに嵌合する凹凸が形成されている。従ってプレート 35 は、軸方向に移動する自由度を有しつつ、クラッチドラム 11 と一体回転する。

30

【 0 0 4 0 】

クラッチディスク 30 は金属製の環状板の表裏両面に摩擦材 31（図 2 参照）が貼付された摩擦ディスクであり、その内周側がクラッチハブドラム 40 のクラッチディスクハブ部 41 に係合している。クラッチディスクハブ部 41 には軸方向に伸びるスプラインが形成されており、クラッチディスク 30 の内周側には、そのスプラインに嵌合する凹凸が形成されている。クラッチディスク 30 は、軸方向に移動する自由度を有しつつ、クラッチハブドラム 40 と一体回転する。

40

【 0 0 4 1 】

図 1 に示すように、クラッチディスク 30 とプレート 35 とは、互いの板面が対向するように交互に列設されている。その列設端は、クラッチドラム 11 の底面側（図中右端）ではプレート 35 で終わり、開口側（図中左端）ではクラッチディスク 30 で終わっている。その図中左端のクラッチディスク 30 は、リテーニングプレート 37 を介してスナップリング 38 によって図中左側への移動が制限されている。

【 0 0 4 2 】

クラッチドラム 11 の底面側には、クラッチディスク 30 およびプレート 35 の列設方向を軸方向とするシリンダ部 11a が形成されている。図 2 に示すように、シリンダ部 11a 内の略有環状の空間に油圧室 12 が形成されており、その油圧室 12 を閉塞するよう

50

にクラッチピストン 20 が嵌設されている。

【0043】

クラッチピストン 20 の主要部は環状円板体の皿バネ部材 22 である。皿バネ部材 22 は、内外径の異なる 3 枚の皿バネを同心円上に配設して構成されている。すなわち、内周側から順に第 1 皿バネ部材 22 a、第 2 皿バネ部材 22 b および第 3 皿バネ部材 22 c が配設されている。第 1 皿バネ部材 22 a の外周側と第 2 皿バネ部材 22 b の内周側とは一部重複しており、その重複部において接合部材 23 によって隙間なく接合されている。同様に、第 2 皿バネ部材 22 b の外周側と第 3 皿バネ部材 22 c の内周側とは一部重複しており、その重複部において接合部材 24 によって隙間なく接合されている。接合部材 23、24 はシール性を有する弾性部材（例えばゴム系の部材）からなる。

10

【0044】

第 1 皿バネ部材 22 a の内周側にはゴム系の内周側シール部 26 が設けられており、第 1 皿バネ部材 22 a の内周側と油圧室内周面 12 a とのシールを保ちつつ、第 1 皿バネ部材 22 a の軸方向移動を可能としている。また第 3 皿バネ部材 22 c の外周側にはゴム系の外周側シール部 27 が設けられており、第 3 皿バネ部材 22 c の外周側と油圧室外周面 12 b とのシールを保ちつつ、第 3 皿バネ部材 22 c の軸方向移動を可能としている。こうして、内周側シール部 26 と油圧室内周面 12 a とが当接する最内周部から外周側シール部 27 と油圧室外周面 12 b とが当接する最外周部にかけて油圧室 12 と当面する部位がクラッチピストン 20 の受圧面 21 となっている。

【0045】

20

第 3 皿バネ部材 22 c の外周側で、受圧面 21 の裏面側には接続部 28 を介して押圧部 29 が設けられている。押圧部 29 はプレート 35 に向かって延びる略円筒状の部材である。

【0046】

油圧室 12 は、シリンダ部 11 a 内に形成された空間であり、詳しくはクラッチドラム 11 の底面と、油圧室内周面 12 a と、油圧室外周面 12 b と、クラッチピストン 20 の受圧面 21 とで囲まれた空間である。シリンダ部 11 a には、油圧室内周面 12 a から外部に通じて開口するオイル導入孔 13 が設けられており、このオイル導入孔 13 によって作動油が油圧室 12 に給排される。なお図 1 に示すように、オイルポンプカバー 71 のボス部 75 にはオイル導入孔 13 と連通するクラッチ油圧供給部 77 が設けられている。図外のコントロールバルブ等で制御された作動油が、オイルポンプカバー 71 の内部等を経由してクラッチ油圧供給部 77 に導かれるように構成されている。また油圧室 12 の無駄容積を削減するため、クラッチドラム 11 の底面にはクラッチピストン 20 の作動を妨げない程度に油圧室 12 の内部側に膨出する膨出部 14 が形成されている。

30

【0047】

図 2 に示すように、クラッチピストン 20 の、受圧面 21 の裏面側には屈曲円板状のバランスピストン 15 が設けられている。バランスピストン 15 の内周側は、スナップリング 16（図 1 参照）によってタービンシャフト 3 に固定されている。バランスピストン 15 の外周側にはバランスピストンシール部 17 が設けられており、バランスピストンシール部 17 の外周側が押圧部 29 の内周側とシールを保ちつつ当接している。クラッチピストン 20 とバランスピストン 15 とで挟まれた空間には油圧バランス室 18 が形成されている。油圧バランス室 18 には、後述する潤滑油路 4 a から潤滑油の一部が供給されるように構成されている。

40

【0048】

なお、図 2 に示すように、バランスピストン 15 の屈曲部付近は内周側ストローク量規制部 15 a（内周側ストローク量規制部材）として作用するように構成されている。詳細は後述するが、内周側ストローク量規制部 15 a は第 1 皿バネ部材 22 a のストローク量を制限するものである。またバランスピストン 15 の一部は、後述するようにスプリングリテーナ 46 を介してリターンスプリング 45 の一端を支持するように構成されている。

【0049】

50

クラッチピストン 20 とバランスピストン 15 との間に、スプリングリテーナ 46 を介してリターンスプリング 45 が設けられている。リターンスプリング 45 はコイルスプリングであって、その一端がスプリングリテーナ 46 を介してクラッチピストン 20 の内周側（受圧面 21 の裏面側）に支持され、他端がスプリングリテーナ 46 を介してバランスピストン 15 の屈曲部付近に支持されている。従ってリターンスプリング 45 は、クラッチピストン 20 をプレート 35 から遠ざける方向（クラッチ解放側）に常時付勢する。

【 0 0 5 0 】

なお図 1 に示すように、潤滑の必要な各部、例えばタービンシャフト 3 とサンギヤ延出部 50 との間に設けられたブッシュ 51、タービンシャフト 3 とオイルポンプカバー 71 のボス内周部との間に設けられたブッシュ 76 およびクラッチドラム 11 とオイルポンプカバー 71 のボス先端面との間に設けられたスラストワッシャ 79 等々に潤滑油を導くため、各所に潤滑油路が設けられている。例えばタービンシャフト 3 の軸心部に潤滑油路 4 が設けられ、これから分岐して潤滑油路 4 a, 4 b が設けられている。上述したように、潤滑油路 4 a に導かれた潤滑油の一部は油圧バランス室 18 に導かれる。

【 0 0 5 1 】

次に、多板式クラッチ 10 の作動について説明する。まず多板式クラッチ 10 がオフ、つまり解放状態にある場合について説明する。なお以下の説明におけるクラッチピストン 20 の動作方向について、図 1 および図 2 における右方向への動きを解放側、左方向への動きを締結側とする。

【 0 0 5 2 】

多板式クラッチ 10 がオフのとき、油圧室 12 には作動油が導入されない。クラッチピストン 20 は、リターンスプリング 45 の付勢力によって解放側に寄せられている（図 2 に二点鎖線で示す）。従って、プレート 35 と押圧部 29 とは離れており、プレート 35 はクラッチピストン 20 からの押圧力を受けない。このとき、各クラッチディスク 30 と各プレート 35 との間には適度な隙間（クリアランス）があり、トルクの伝達は殆どない。従ってクラッチドラム 11 とクラッチハブドラム 40、ひいてはタービンシャフト 3 とサンギヤ延出部 50 とのトルク伝達が遮断された状態となっている。またタービンシャフト 3 とサンギヤ延出部 50 とは必要に応じて相対回転自在となっている。

【 0 0 5 3 】

次に多板式クラッチ 10 がオン、つまり締結状態にある場合について説明する。多板式クラッチ 10 がオンのとき、油圧室 12 にはオイル導入孔 13 から作動油が導入される。作動油が油圧室 12 内に充満すると、その油圧（以下クラッチ油圧 P c という）をクラッチピストン 20 の受圧面 21 が受ける。つまりクラッチピストン 20 が締結側に押圧される。クラッチ油圧 P c による押圧力がリターンスプリング 45 による付勢力と、内周側シール部 26 及び外周側シール部 27 の摺動抵抗との和より大きくなると、クラッチピストン 20 が締結側にストロークし始める。

【 0 0 5 4 】

当実施形態では、クラッチピストン 20 は、そのストローク初期においては、全体的に平行移動する。つまり内周側のストローク量と外周側のストローク量とが等しい。そして一定量（L 1）ストロークすると、第 1 皿バネ部材 22 a がバランスピストン 15 の内周側ストローク量規制部 15 a に当接し、それ以上のストロークが阻止される。

【 0 0 5 5 】

さらにクラッチ油圧 P c が高まると、クラッチピストン 20 は外周側のみ更にストロークする。つまりクラッチピストン 20 を構成する第 1 皿バネ部材 22 a、第 2 皿バネ部材 22 b および第 3 皿バネ部材 22 c の、それぞれ外周側が締結側に撓むことで、クラッチピストン 20 全体も外周側が締結側に撓む。

【 0 0 5 6 】

一方、クラッチピストン 20 のストロークがある程度進行すると、押圧部 29 がプレート 35 に当接し、押圧を開始する。そしてクラッチピストン 20 のストロークの進行に伴い、プレート 35 と摩擦材 31 とのクリアランスが詰められてゆく。クリアランスが殆ど

10

20

30

40

50

無くなると、クラッチディスク 30 の摩擦材 31 とクラッチディスク 30 との間に、互いの相対回転を阻止する方向に摩擦力が作用しはじめる。この摩擦力によってクラッチドラム 11 とクラッチハブドラム 40、ひいてはタービンシャフト 3 とサンギヤ延出部 50 とのトルク伝達が行なわれる。プレート 35 と摩擦材 31 とのクリアランスが完全に詰まる（クラッチピストン 20 のストロークが完了する）までは、その伝達トルク容量は僅かである（微係合状態）。

【0057】

クラッチピストン 20 のストロークが完了したときの外周側ストローク量 L_3 は、内周側ストローク量 L_1 と皿バネ撓み量 L_2 （第 1 皿バネ部材 22 a、第 2 皿バネ部材 22 b および第 3 皿バネ部材 22 c の各撓み量の合計を含む皿バネ部材 22 全体の撓み量）との和となる。すなわち外周側ストローク量 $L_3 =$ 内周側ストローク量 $L_1 +$ 皿バネ撓み量 L_2 である。

10

【0058】

クラッチピストン 20 のストロークが完了し、プレート 35 と摩擦材 31 とのクリアランスが完全に詰まると、プレート 35 と摩擦材 31 との間に作用する摩擦力が更に大きくなり、伝達トルク容量は増大する。プレート 35 と摩擦材 31 との間に相対回転がある場合は、多板式クラッチ 10 は半締結状態であり、未だ完全にはトルク伝達が行なされない。

【0059】

さらにクラッチ油圧 P_c が充分高くなり、押圧部 29 からプレート 35 に充分大きな押圧力が作用すると、プレート 35 と摩擦材 31 との間に充分大きな摩擦力が作用し、完全に一体化する。このとき、タービンシャフト 3 とサンギヤ延出部 50 とが一体回転し、完全なトルク伝達が行なわれる。すなわち多板式クラッチ 10 の締結が完了する。

20

【0060】

次に、バランスピストン 15 と油圧バランス室 18 の作用について説明する。クラッチドラム 11 はタービンシャフト 3 と一体回転しているので、油圧室 12 内の作動油には、タービンシャフト 3 の回転速度に応じた遠心油圧が作用する。遠心油圧は、遠心力によって発生する付加的な油圧である。この遠心油圧によって、受圧面 21 に作用する平均油圧は、クラッチ油圧供給部 77 での制御圧よりも高くなる。遠心油圧はクラッチドラム 11 の回転速度が高くなるほど増大し、高精度の制御を行う上で無視できないものである。そこで、遠心油圧が発生しないようにしたり、発生しても事実上その影響を受けないようにしたりする技術が知られている。バランスピストン 15 および油圧バランス室 18 は、後者に属する公知の技術である。

30

【0061】

油圧バランス室 18 に潤滑油の一部（以下バランス油と称する）が導入されると、バランス油にも遠心油圧が作用する。つまり受圧面 21 には、受圧面 21 と、その裏面の両面から遠心油圧が作用することになる。油圧バランス室 18 に作用する遠心油圧による押圧力と、受圧面 21 に作用する遠心油圧による押圧力とが殆ど相殺されるので、クラッチピストン 20 は遠心油圧が作用していない場合と略同等の動作を行う。これによって、複雑な遠心油圧の影響を排除し、高精度の制御を行うことができる。

【0062】

次に、クラッチピストン 20 のストローク量と油圧室 12 に導入される作動油量について説明する。

40

【0063】

図 3 は、油圧室 12 に導入される作動油の、体積増分 V の概念を示す説明図である。ここでは、シリンダ部 11 a を完全な円筒とし、またクラッチピストン 20 も平坦な円板であると簡略化している。図 3 は、クラッチピストン 20 が右上から左下に向かってストロークする場合を示している。体積増分 V は、クラッチピストン 20 がストローク開始前に油圧室 12 に作動油が満たされてから、ストロークが完了するまでの間の作動油体積の増分である。

【0064】

50

第1皿バネ部材22aが内周側ストローク量規制部15aに当接するまでの内周側のストローク量はL1である。そして外周側のストローク量は、それよりもさらに皿バネ撓み量L2だけ長いL3である。

【0065】

ここで、体積V1を、クラッチピストン20が内周側ストローク量L1だけストロークしたときの体積増分とすると、体積V1は、高さL1の円筒の体積となる。また体積V2を、クラッチピストン20の外周側がさらに外周側ストローク量L3までストロークしたときの体積増分とすると、体積V2は、高さL2の円筒をストローク後期になるほど内径が大となるように切り欠いた形状の体積となる。そして、体積増分Vは体積V1と体積V2との和となる。すなわち $V = V1 + V2$ である。

10

【0066】

ここで、高さL2の円筒の体積をV2+V3とすると、 $V1 + V2 + V3 (= V + V3)$ は、内周側、外周側ともに外周側ストローク量L3だけストロークした場合、すなわち従来構造における体積増分に相当する。つまり当実施形態では、内周側ストローク量L1を、外周側ストローク量L3よりも皿バネ撓み量L2だけ短くすることによって、従来構造に対して体積増分Vを体積V3だけ削減しているのである。体積V3は、体積(V2+V3)の1/3~1/2(内外径の比率によって変わる)である。

【0067】

次に、体積増分Vの削減がクラッチ油圧特性に与える効果について説明する。図4は、変速時のクラッチ油圧特性を示すグラフである。横軸に時間t、縦軸にクラッチ油圧Pcを示す。

20

【0068】

時系列を追ってクラッチ油圧Pcの変化を説明すると、まず時点0で図外のコントロールバルブからクラッチ油圧供給部77及びオイル導入孔13を經由して油圧室12へ作動油が供給され始める。時点t1で油圧室12が作動油で満たされ、クラッチ油圧Pcの上昇が開始する。時点t2でクラッチ油圧Pcがリターンスプリング45の付勢力および内周側シール部26や外周側シール部27の摺動抵抗に打ち勝つ力に相当する油圧となり、クラッチピストン20のストロークが開始する。

【0069】

クラッチピストン20のストロークが開始する時点t2以降、クラッチ油圧Pcの上昇が一時的に緩慢になる。これは、クラッチピストン20のストロークによって油圧室12の容積が増大することによる一種のアキュムレータ作用である。時点t3においてクラッチピストン20のストロークが完了する(クラッチ油圧Pc=P1)。クラッチピストン20がストロークしている時点t2から時点t3までが油圧棚時間tmとなる。

30

【0070】

時点t3以降、再びクラッチ油圧Pcは急速に上昇する。そしてクラッチ油圧Pcが所定の圧力となった時点t4で、図外のアキュムレータが作動し始める。アキュムレータは公知の機構なので詳細な説明を省略するが、クラッチ油圧Pcの上昇に伴ってクラッチ油圧供給部77に至る油路体積を増大させ、クラッチ油圧Pcの上昇を緩慢にする。アキュムレータの効果によってプレート35とクラッチディスク30との急激な締結が防止され、変速ショックが緩和される。そして時点t5において締結が完了し、変速が完了する。その後は時点t6でアキュムレータの作動が完了し、時点t7でクラッチ油圧Pcが十分な高さのライン圧まで上昇する。

40

【0071】

ここで、微係合制御について説明する。微係合制御は、変速開始前に予めクラッチ油圧Pcを油圧P1乃至はそれより若干小さな油圧としておき、クラッチピストン20を、そのストローク後半から終盤付近にまで作動させて微係合状態にしておく制御である。微係合制御によると、変速開始前に時点0~時点t3のプロセスを殆ど完了させておくことができるので、変速開始時点で直ちに時点t3付近以降のプロセスに入ることができる。すなわち時点0~略時点t3までの時間が短縮されるので、特に素早い締結が要求される場

50

合に効果的な制御である。

【0072】

図4には、比較のために、従来構造（内周側も外周側ストローク量 L_3 だけストロークするもの）のクラッチ油圧特性を二点差線で示す。またその場合の時点 t_3 、 t_5 に相当する時点をそれぞれ時点 t_3' 、 t_5' で示す。上述のように当実施形態では、従来構造に対して体積増分 V が体積 V_3 だけ削減されているので、その分、油圧棚時間 t_m が時間 t （ $= t_3' - t_3$ ）だけ短縮されている。それに伴い、多板式クラッチ10の締結が完了する時点 t_5 も、時間 t だけ短縮されている。すなわち、体積増分 V の削減によって、多板式クラッチ10の締結応答性が高められるという顕著な効果を奏している。

【0073】

しかも、クラッチピストン20の外周側に設けられた押圧部29のストローク量は、外周側ストローク量 L_3 という十分な長さが確保されているので、クラッチピストン20の解放時にクラッチの引きずり現象が起きる懸念もない。さらに、プレート35とクラッチディスク30とのクリアランスがなくなってから締結が完了するまでの、エネルギー吸収に要する時間は短縮していない（ $t_5 - t_3 = t_5' - t_3'$ ）ので、変速ショックが悪化することもなく、高いシフトクオリティを維持したまま締結応答性を高めることができる。

【0074】

また油圧棚時間 t_m を短縮すると、そのばらつきも低減されるので、結果的に締結タイミングのばらつきも低減することができる。従って、例えば他のクラッチ等の解放と略同時に締結を行うような場合、より適切なタイミングで互いの動作を同期させることができ、変速ショックのばらつきを低減することができる。つまりシフトクオリティを高めることができる。

【0075】

また微係合制御を行う場合、クラッチピストン20のストロークが後半ないし終盤付近にある状態から、より素早くストローク完了状態にすることができるので、応答性の向上と締結タイミングのばらつき低減を図ることができる。

【0076】

さらに、クラッチピストン20のストローク後半では、外周側のみがストロークしている状態となる。そのため、内周側シール部26における摺動抵抗が発生しない。つまりクラッチピストン20のストローク後半では、クラッチピストンが平行移動する従来構造よりもクラッチピストン20の摺動抵抗を低減することができる。クラッチピストン20の摺動抵抗が大きいと、その分、油圧室12の油圧を高める必要があり、変速ショックの増大を招き易いが、その摺動抵抗を低減することにより、さらに変速ショックの改善に寄与することができる。

【0077】

また当実施形態では、内周側ストローク量規制部15aによって内周側ストローク量 L_1 を外周側ストローク量 L_3 よりも短くすることにより体積増分 V を削減しているが、そのストローク差を、皿バネ撓み量 L_2 で吸収している。すなわち、クラッチピストン20の受圧面21を皿バネ部材22で構成し、内周側ストローク量規制部15aを設けるだけの簡単な構造で体積増分 V の大幅削減を実現している。

【0078】

しかも、皿バネ部材22を第1皿バネ部材22a、第2皿バネ部材22b、第3皿バネ部材22cという内外径の異なる3枚の皿バネを同心円上に配設して構成しているので、皿バネ部材1枚当たりの内外周ストローク差を小さくすることができる。従って、クラッチピストン20をストロークさせた時の、各皿バネ部材の撓みによる内部応力を低減することができる。

【0079】

また当実施形態では、第1皿バネ部材22aのストローク量を内周側ストローク量 L_1 までに規制する内周側ストローク量規制部15aを、バランスピストン15の一部を利用

10

20

30

40

50

して構成している。こうすることにより、部品を新設することなく内周側ストローク量規制部 15 a を設けることができるので、構造を簡潔にし、部品点数の増大を抑制することができる。

【0080】

次に、本発明に係る第2実施形態について説明する。図5は、第2実施形態における多板式クラッチ10の断面図である。なお、以下の実施形態で参照する図において、第1実施形態と同一または同様の機能を有する構成要素には同一符号を付して示し、その重複説明を省略する。

【0081】

当実施形態における第1実施形態との主な相違点は、クラッチピストン60の受圧面61が1枚の皿バネ部材62で構成されていること、及びリターンスプリングが設けられていないことである。またバランスピストン15には内周側係止部15 b が形成されている。クラッチピストン60は、その内周側で常時内周側係止部15 b に当接している。従って、クラッチピストン60の内周側ストローク量は、実質上0である。

【0082】

クラッチピストン60は、内周側がストロークしないので、外周側ストローク量L4が、すなわち皿バネ部材62の撓み量となる。この場合の体積増分Vは、図3において体積V1に相当する部分が無く、全てが体積V2に相当する部分である。ここで、外周側ストローク量L3 = 外周側ストローク量L4であれば、体積増分Vの削減率は第1実施形態の場合よりも大となる。

【0083】

この第2実施形態においても、第1実施形態と同様、クラッチの引きずり現象や変速ショックの悪化を伴うことなく、高いシフトクオリティを維持したまま締結応答性を高めることができる。また、変速ショックのばらつきを低減することができる。そして微係合制御時においても、応答性の向上と締結タイミングのばらつき低減を図ることができる。

【0084】

さらに、クラッチピストン60の内周側をストロークさせないことにより、内周側シール部26における摺動抵抗が発生しない。つまりクラッチピストンが平行移動する従来構造よりもクラッチピストン60の摺動抵抗を低減することができる。これによって、さらに変速ショックの改善に寄与することができる。

【0085】

また当実施形態では、内周側をストロークさせずに、外周側のみをストロークさせることにより体積増分Vを削減しているが、その外周側ストロークを、皿バネ部材62の撓みで吸収している。すなわち、クラッチピストン60の受圧面61を1枚の皿バネ部材62で構成するという、第1実施形態よりもより簡単な構造で体積増分Vの大幅削減を実現している。

【0086】

また当実施形態では、油圧ピストンをストロークさせる際、内周側係止部15 b で内周側ストロークを規制しておき、皿バネ部材62を撓ませて外周側だけをストロークさせることにより体積増分Vを削減しているが、受圧面61の外周側のストローク量を、皿バネ部材62の撓みで作り出している。すなわち、受圧面61を皿バネ部材62で構成し、内周側係止部15 b を設けるだけの簡単な構造で体積増分Vの大幅削減を実現している。

【0087】

また当実施形態では、皿バネ部材62の内周側ストロークを規制する内周側係止部15 b を、バランスピストン15の一部を利用して構成している。こうすることにより、部品を新設することなく内周側係止部15 b を設けることができるので、構造を簡潔にし、部品点数の増大を抑制することができる。

【0088】

次に、本発明に係る第3実施形態について説明する。図6は、第3実施形態における多

10

20

30

40

50

板式クラッチ 90 の断面図である。

【 0089 】

当実施形態における第 1 実施形態との主な相違点は、クラッチドラム 91 のシリンダ部 91 a に、2 区画の油圧室、すなわち外周側の第 1 油圧室 92 と内周側の第 2 油圧室 93 とが設けられていることである（2 ステージタイプ）。そして第 1 油圧室 92 に連通する第 1 オイル導入孔 13 a と第 2 油圧室 93 に連通する第 2 オイル導入孔 13 b とが設けられており、図外のコントロールバルブから独立して作動油が供給される。第 1 オイル導入孔 13 a はシリンダ部 91 a 内の膨出部 94 を貫通して設けられている。

【 0090 】

また第 2 皿バネ部材 22 b と第 3 皿バネ部材 22 c との接合部に区画シール部 25 が設けられている。区画シール部 25 は、第 2 皿バネ部材 22 b と第 3 皿バネ部材 22 c とを隙間なく接合するとともに、その一部がリップ形状となって膨出部 94 の上面に当接するように延出されている。そして、その当接面において第 1 油圧室 92 と第 2 油圧室 93 とが区画されている。

10

【 0091 】

また第 2 実施形態と同様、リターンスプリングが設けられておらず、第 1 皿バネ部材 22 a の内周側は内周側係止部 15 b によってストロークが規制されている。

【 0092 】

以上の構成により、第 1 油圧室 92 に油圧をかけた場合はクラッチピストン 95 の受圧面 96 の外周側が押圧され、第 2 油圧室 93 に油圧をかけた場合は受圧面 96 の内周側が押圧される。そして第 1 油圧室 92 と第 2 油圧室 93 の両方に油圧をかけた場合には受圧面 96 全体が押圧される。いずれの場合も受圧面 96 の外周側がストロークする（外周側ストローク量 L_5 ）。

20

【 0093 】

従って、第 1 実施形態および第 2 実施形態と同様、体積増分 V の大幅削減によるクラッチの引きずり現象や変速ショックの悪化を伴うことなく、高いシフトクオリティを維持したまま締結応答性を高めることができる。また、変速ショックのばらつきを低減することができる。そして微係合制御時においても、応答性の向上と締結タイミングのばらつき低減を図ることができる。

【 0094 】

当実施形態では、上述のように使用する油圧室を切換えることができるが、使用する油圧室を切換えるということは受圧面 96 の受圧面積を変更することに他ならない。そして受圧面積を変更することは、多板式クラッチ 90 の伝達トルクのゲインを増減することでもある。

30

【 0095 】

伝達トルクのゲインとは、クラッチ油圧 P_c の増分に対する伝達トルクの増分である。他の条件が同じであれば、受圧面 96 の受圧面積が大きいほどゲインは大きくなる。

【 0096 】

ゲインが大き過ぎると、クラッチ油圧 P_c のわずかな変動やばらつきによって伝達トルクが必要以上に大きく変動し、変速ショックを増大させる等の弊害を招く。逆にゲインが小さ過ぎると、必要な伝達トルクが充分得られなかったり、締結のタイミング遅れが増大したりする。何れもシフトクオリティを悪化させる要因となるので、伝達トルクのゲインは適正範囲内であることが望ましい。

40

【 0097 】

そこで当実施形態では、必要伝達トルクが比較的小さいときには第 1 油圧室 92 にのみ油圧をかけ（逆に第 2 油圧室 93 にのみ油圧をかけるようにしても良い）、ゲインを下げて変速ショックを向上させている。また微係合制御を行う場合にも、ゲインを小さくすることにより、微係合状態におけるクラッチ油圧 P_c のばらつきに対するクラッチピストン 95 のストローク量のばらつきを低減している。一方、必要伝達トルクが比較的大きいときには第 1 油圧室 92 と第 2 油圧室 93 の両方に油圧をかけ、ゲインを上げて十分な伝達

50

トルクで適正な締結タイミングが得られるようにしている。

【0098】

このように、当実施形態によると、必要な締結トルクに応じた適正なゲインで多板式クラッチ90を締結させることにより、より高いシフトクオリティを実現することができる。また微係合制御を行う場合、ゲインを下げることによって微係合状態におけるクラッチピストン95のストローク量ばらつきを低減することができるので効果的である。

【0099】

次に、本発明に係る第4実施形態について説明する。図7は、第4実施形態における多板式クラッチ100の断面図である。また図8は、図7のVIII-VIII線断面図である。

【0100】

当実施形態における第1実施形態との主な相違点は、自動ストローク量調整機構80が設けられていることである。自動ストローク量調整機構80は、クラッチディスク30の摩擦材31が摩耗しても、外周側ストローク量L8と内周側ストローク量L6との差(皿バネ撓み量L7)が所定値を越えないように自動的に調整する機構である。

【0101】

自動ストローク量調整機構80は油圧バランス室18内に設けられている。その主要な構成は、リターンスプリング45を支持する台座82と、これを支持する台座支持部材83と、台座支持部材83を外周側に常時付勢するスプリング84と、台座支持部材83をガイドしつつスプリング84を支持するホルダ85と、押圧部29と一体に形成され、摩擦材31の摩耗状態に応じて台座支持部材83を締結側に押圧する押圧部材81とからなる。

【0102】

図8に示すように、台座支持部材83、スプリング84及びホルダ85は、これらを1セットとして、放射状等間隔に3箇所設けられている。各ホルダ85はバランスピストン15に固定されている。また押圧部材81は屈曲円板状に成形されている。

【0103】

台座支持部材83はホルダ85にガイドされて、後述するラチェット部86の規制範囲内で径方向に移動可能である。ラチェット部86は台座支持部材83とホルダ85との摺接部に設けられている。ラチェット部86は、台座支持部材83の外周側から内周側へ、スプリング84の付勢力よりも大なる力が作用したときには、台座支持部材83の内周側への移動を規制しない。その内周側への移動量がラチェット部86の1ピッチ(後述のピッチk1)を越える度にラチェット部86が一段づつ進行する。一方、台座支持部材83の外周側への移動は、そのときに台座支持部材83が存在するピッチ内でのみ可能とする。

【0104】

図7に示すように、台座支持部材83の外周側には、クラッチピストン20に対向し、回転軸に垂直な面に対して約45度傾斜した斜面部83aが形成されている。この斜面部83aに沿って当接するように、台座82には斜面部82aが形成されている。

【0105】

また押圧部材81の台座支持部材83に当面する部位には、台座82の斜面部82aと同様の傾斜角を有する斜面部81aが形成されている。図7に示すように、斜面部83aと斜面部81aとは、クラッチピストン20の解放時において、クリアランスL9を有している。クリアランスL9は、当初摩擦材31の摩耗がない状態で、外周側ストローク量L8と略等しくなるように設定されている。

【0106】

また台座82のクラッチピストン20と対向する箇所には、内周側ストローク量規制部82bが形成されている。内周側ストローク量規制部82bは、クラッチピストン20の内周側が所定量(内周側ストローク量L6)以上ストロークすることを規制するが、後述するようにクラッチピストン20に作用する油圧が充分大きいときには、台座82全体が締結側に移動することにより、更なるストロークも可能とする。

10

20

30

40

50

【 0 1 0 7 】

次に、自動ストローク量調整機構 8 0 の作動について説明する。クラッチピストン 2 0 がストロークを開始すると、最初にリターンスプリング 4 5 の付勢力に抗して、クラッチピストン 2 0 は内周側、外周側ともに締結側に平行移動する。このとき、リターンスプリング 4 5 の支持反力として台座 8 2 は台座支持部材 8 3 を締結側に押圧する。そして斜面部 8 3 a に作用する押圧力の分力として、台座支持部材 8 3 は内周側に押圧される。しかし、スプリング 8 4 の付勢力は、リターンスプリング 4 5 の支持反力による押圧力よりも充分大きな値に設定されているので、台座支持部材 8 3 が内周側に移動することはない。

【 0 1 0 8 】

クラッチピストン 2 0 のストローク量が内周側ストローク量 L_6 に達すると、クラッチピストン 2 0 は台座 8 2 の内周側ストローク量規制部 8 2 b に直接当接し、これを押圧する。

【 0 1 0 9 】

さらにクラッチピストン 2 0 の外周側のストロークが進行し、その終盤付近までストロークしたとき、押圧部 2 9 と一体に設けられた押圧部材 8 1 の線端が台座支持部材 8 3 に接近し、当接する。

【 0 1 1 0 】

当初の設定では、外周側ストローク量 $L_8 =$ クリアランス L_9 となるように設定されているので、クラッチピストン 2 0 のストロークが完了しても斜面部 8 1 a は斜面部 8 3 a に当接するだけで押圧はしない。しかし摩擦材 3 1 の摩耗が進行すると、摩擦材 3 1 とプレート 3 5 とのクリアランスが増大するので、外周側ストローク量 L_8 が長くなる。従って外周側ストロークの終盤付近で斜面部 8 1 a が斜面部 8 3 a に当接し、押圧を始める。そのときの押圧力は、押圧部材 8 1 がクラッチピストン 2 0 の外周側から延設されているために強く、その分力によってスプリング 8 4 の付勢力に抗して台座支持部材 8 3 を内周側に移動させるに充分な大きさである。

【 0 1 1 1 】

摩擦材 3 1 の磨耗量が比較的少なく、台座支持部材 8 3 の内周側への移動量がラチェット部 8 6 のピッチ k_1 未満の場合は、クラッチピストン 2 0 が解放状態になったときに、スプリング 8 4 の付勢力によって台座支持部材 8 3 が元の位置に復帰する。

【 0 1 1 2 】

しかし摩擦材 3 1 の磨耗量が比較的多く、台座支持部材 8 3 の内周側への移動量がラチェット部 8 6 のピッチ k_1 に達したとき、ラチェット部 8 6 が 1 段進行する。ラチェット部 8 6 が 1 段進行すると、クラッチピストン 2 0 が解放状態になったとき、台座支持部材 8 3 は元の位置よりピッチ k_1 だけ内周側寄りに復帰する。従ってクリアランス L_9 はピッチ k_1 だけ拡大する。また台座支持部材 8 3 の移動によって台座 8 2 もピッチ k_1 だけ締結側に移動するので、内周側ストローク量 L_6 もピッチ k_1 だけ拡大する。

【 0 1 1 3 】

摩擦材 3 1 の磨耗の進行状況に応じて上記ラチェット部 8 6 の進行が繰り返され、内周側ストローク量 L_6 およびクリアランス L_9 は、順次段階的に拡大して行く。

【 0 1 1 4 】

図 9 は、摩擦材の磨耗量 t_w と内周側ストローク量 L_6 、皿バネ撓み量 L_7 、外周側ストローク量 L_8 およびクリアランス L_9 との関係を示す概念図である。横軸に摩擦材の磨耗量 t_w 、縦軸に各ストローク量等の長さを示す。但し、図を見易くするために、摩擦材の磨耗量 t_w やピッチ k_1 は、他の長さに対して誇張して示している。

【 0 1 1 5 】

上述したように、摩擦材の磨耗量 t_w が増大するに従って、外周側ストローク量 L_8 も増大している。皿バネ撓み量 $L_7 =$ 外周側ストローク量 $L_8 -$ 内周側ストローク量 L_6 であるから、仮に自動ストローク量調整機構 8 0 を用いず、内周側ストローク量が一定 (図 9 に二点差線で示す L_6') であるとする、外周側ストローク量 L_8 の増大に伴い、同様に皿バネ撓み量 L_7 も増大してしまう。例えば摩擦材の磨耗量 $t_w = t_{w1}$ のとき、皿

10

20

30

40

50

バネ撓み量 $L_7' = (\text{距離} \times 4 - X_1)$ であり、当初の値 $(\text{距離} \times 2 - X_1)$ よりも大きく増大している。

【0116】

しかし自動ストローク量調整機構 80 によれば、内周側ストローク量 L_6 が摩擦材の磨耗量 t_w に応じて、ピッチ k_1 づつ段階的に増大するので、皿バネ撓み量 L_7 が、当初の値 $(\text{距離} \times 2 - X_1)$ よりもラチェット部 86 のピッチ k_1 を越えて増大することがない。例えば摩擦材の磨耗量 $t_w = t_{w1}$ のとき、皿バネ撓み量 $L_7 = (\text{距離} \times 4 - X_3)$ であり、 $(\text{距離} \times 2 - X_1 + k_1)$ よりも小さな値である。

【0117】

以上説明したように、自動ストローク量調整機構 80 によれば、摩擦材 31 の磨耗によって外周側ストローク量と内周側ストローク量との差が拡大し過ぎることによる影響を排除することができる。例えば、内外周のストローク差が拡大しすぎると皿バネ部材 22 の内部応力が増大する虞があるが、自動ストローク量調整機構 80 によれば、そのような応力の増大を可及的に抑制することができる。

【0118】

以上、本発明の各実施形態について説明したが、本発明は、上記の実施形態に限定されることなく、特許請求の範囲に記載した発明の範囲内で種々の変形が可能である。

【0119】

例えば、上記実施形態の多板式クラッチ 10、90 及び 100 は、何れもタービンシャフト 3 とサンギヤ延出部 50 とのトルク伝達を断続する多板式クラッチであるが、他の部材間に設けられてトルク伝達を断続する多板式クラッチに適用しても良い。また、例えばクラッチドラム 11 に代えて変速機ケース等の固定物を用い、サンギヤ延出部 50 を回転可能とするか固定要素とするかを切替える多板式ブレーキに適用しても良い。本発明を多板式ブレーキに適用した場合の微係合制御に相当する適用例に、坂道でフットブレーキをオフにしたとき、車両が不意に動くことのないように停止位置を維持するヒルホルダがある。

【0120】

皿バネ部材を分割して構成する場合、3分割に限らず2分割または4分割であっても良い。分割数が少ないほど構造を簡潔にすることができるという利点がある(第2実施形態のように1枚の皿バネ部材 62 とするのが最も簡潔となる)。一方、分割数を増やすほど、1枚の皿バネ部材に作用する内部応力を低減することができるという利点がある。皿バネ部材の強度や形状、撓み量等に応じて適宜分割数を決定すれば良い。

【0121】

また皿バネ部材 22 を3分割した第1実施形態ではリターンスプリング 45 を設け、分割しない第2実施形態ではリターンスプリングを設けていないが、必ずしもそのようにする必要は無く、分割数に拘わらず適宜リターンスプリングの要否を決定して良い。リターンスプリングを設けた場合は、外周側ストローク量 L_3 に対する皿バネ撓み量 L_2 を短くすることができるので、皿バネ部材 22 の内部応力を低減できるという利点がある。一方、リターンスプリングを設けない場合は、部品点数を削減し、構造を簡潔にできるという利点がある。

【0122】

バランスピストン 15 は必ずしも設ける必要はない。例えばクラッチドラム 11 (または変速機ケース等の固定物) が非回転部材の場合、遠心油圧が発生しないので不要である。またクラッチドラム 11 等が回転部材であっても、他の遠心油圧相殺手段を用いることによってバランスピストン 15 を設けないようにしても良い。バランスピストン 15 を設けない場合は、別途内周側ストローク量規制部 15a や内周側係止部 15b に相当する部材(例えばバランスピストン 15 において、内周側ストローク量規制部 15a や内周側係止部 15b を含む部分を残して、それよりも外周側を切除したような部材)を設ければ良い。

【図面の簡単な説明】

10

20

30

40

50

【 0 1 2 3 】

【図 1】本発明に係る摩擦締結装置の第 1 実施形態である多板式クラッチおよびその周辺部分を示す断面図である。

【図 2】図 1 の要部を拡大して示す拡大断面図である。

【図 3】油圧室に導入される作動油の、体積増分の概念を示す説明図である。

【図 4】変速時のクラッチ油圧特性を示すグラフである。

【図 5】本発明に係る摩擦締結装置の第 2 実施形態である多板式クラッチの断面図である。

【図 6】本発明に係る摩擦締結装置の第 3 実施形態である多板式クラッチの断面図である。

【図 7】本発明に係る摩擦締結装置の第 4 実施形態である多板式クラッチの断面図である。

【図 8】図 7 のVIII - VIII線断面図である。

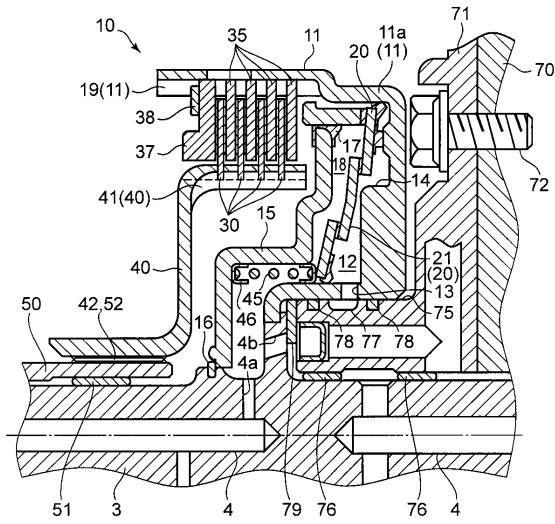
【図 9】図 7 に示す多板式クラッチの、摩擦材の磨耗量と内周側ストローク量、皿バネ撓み量、外周側ストローク量およびクリアランスとの関係を示す概念図である。

【符号の説明】

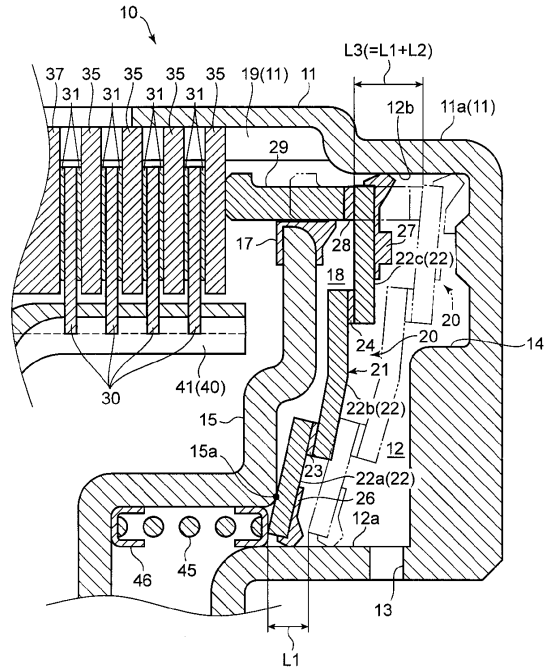
【 0 1 2 4 】

- | | | |
|-----------------------|-----------------------------|----|
| 1 0 | 多板式クラッチ（変速機の摩擦締結装置） | |
| 1 1 | クラッチドラム（回転ドラム） | |
| 1 1 a | シリンダ部 | 20 |
| 1 2 | 油圧室 | |
| 1 5 | バランスピストン | |
| 1 5 a | 内周側ストローク量規制部（内周側ストローク量規制部材） | |
| 1 5 b | 内周側係止部（内周側係止部材） | |
| 1 8 | 油圧バランス室 | |
| 2 0 | クラッチピストン（油圧ピストン） | |
| 2 1 | 受圧面 | |
| 2 2 | 皿バネ部材 | |
| 2 2 a | 第 1 皿バネ部材（同心円上に配設された皿バネ部材） | |
| 2 2 b | 第 2 皿バネ部材（同心円上に配設された皿バネ部材） | 30 |
| 2 2 c | 第 3 皿バネ部材（同心円上に配設された皿バネ部材） | |
| 2 5 | 区画シール部 | |
| 2 6 | 内周側シール部 | |
| 2 7 | 外周側シール部 | |
| 3 0 | クラッチディスク（摩擦ディスク） | |
| 3 5 | プレート | |
| 6 0 | クラッチピストン（油圧ピストン） | |
| 6 1 | 受圧面 | |
| 6 2 | 皿バネ部材 | |
| 8 0 | 自動ストローク量調整機構 | 40 |
| 9 0 | 多板式クラッチ（変速機の摩擦締結装置） | |
| 9 1 a | シリンダ部 | |
| 9 2 | 第 1 油圧室（区画された油圧室） | |
| 9 3 | 第 2 油圧室（区画された油圧室） | |
| 9 5 | クラッチピストン | |
| 9 6 | 受圧面 | |
| 1 0 0 | 多板式クラッチ（変速機の摩擦締結装置） | |
| L 1 , L 6 | 内周側ストローク量 | |
| L 3 , L 4 , L 5 , L 8 | 外周側ストローク量 | |

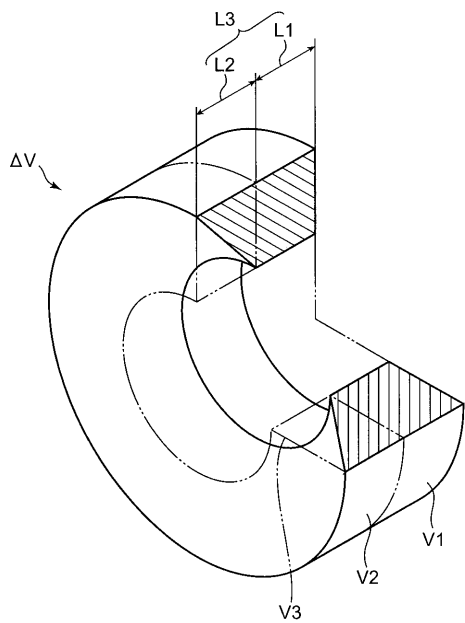
【図1】



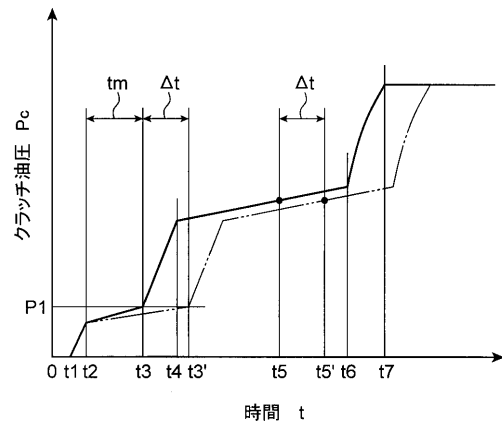
【図2】



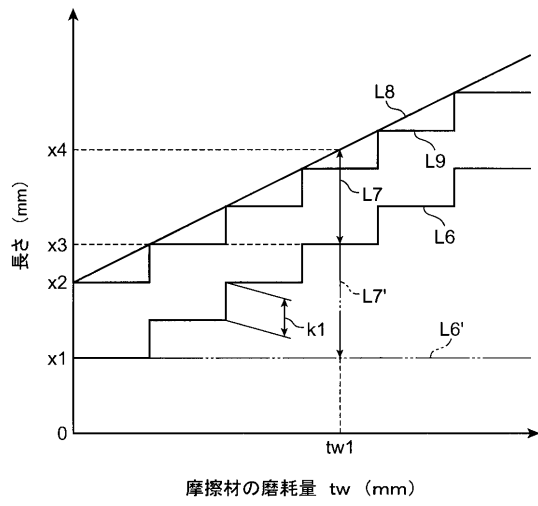
【図3】



【図4】



【図9】



フロントページの続き

- (72)発明者 延本 秀寿
広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
- (72)発明者 吉田 裕将
広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
- (72)発明者 坂木 民司
広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

審査官 小野 孝朗

- (56)参考文献 特開2001-050301(JP,A)
特開2004-257537(JP,A)
実開平03-017430(JP,U)
特開平05-332371(JP,A)
実開平04-008831(JP,U)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16D25/00-39/00