

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2005-299849
(P2005-299849A)

(43) 公開日 平成17年10月27日(2005.10.27)

(51) Int. Cl. ⁷	F I	テーマコード (参考)
F 1 6 D 25/0638	F 1 6 D 25/063	K 3 J 0 5 1
F 1 6 D 13/60	F 1 6 D 13/60	Z 3 J 0 5 6
F 1 6 H 15/38	F 1 6 H 15/38	3 J 0 5 7

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 17 頁)

(21) 出願番号	特願2004-119170 (P2004-119170)	(71) 出願人	000231350 ジヤトコ株式会社 静岡県富士市今泉700番地の1
(22) 出願日	平成16年4月14日 (2004.4.14)	(74) 代理人	100119644 弁理士 綾田 正道
		(74) 代理人	100105153 弁理士 朝倉 悟
		(72) 発明者	西原 康幸 静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内
		(72) 発明者	岡崎 誠 静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内

最終頁に続く

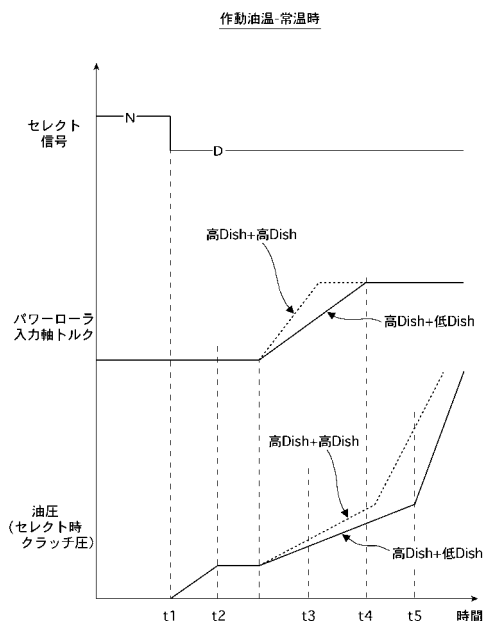
(54) 【発明の名称】 トロイダル型無段変速機の前後進切換機構

(57) 【要約】

【課題】 常温時に摩擦締結要素に発生する締結ショックを低減するとともに、十分な流体潤滑が行われない極低温時であっても、締結ショックを和らげることで摩擦ローラの滑りを抑止し、トルク伝達面を保護できるトロイダル型無段変速機の全後進切換機構を提供する。

【解決手段】 トロイダル型無段変速機と直列に設けられ、摩擦締結要素の締結・解放により前後進を切り換える前後進切換機構において、前後進切換機構は、少なくとも前後進切換機構の入出力側回転要素に連結される第1、第2摩擦要素と、第1及び第2摩擦要素を押圧して締結を行うピストンと、ピストンと第1及び第2摩擦要素との間に設けられた2枚のディッシュプレートとを有し、2枚のディッシュプレートのうち的一方を高荷重特性に設定し、他方を低荷重特性に設定した。

【選択図】 図5



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

摩擦ローラと入力ディスク及び出力ディスクとの接触点を変更することにより変速比を調整可能なトロイダル型無段変速機と直列に設けられ、摩擦締結要素の締結・解放により前後進を切り換える前後進切換機構において、

前記前後進切換機構は、少なくとも前記前後進切換機構の入力側回転要素に連結される第 1 摩擦要素と、前記前後進切換機構の出力側回転要素に連結される第 2 摩擦要素と、前記第 1 及び第 2 摩擦要素を押圧して締結を行うピストンと、前記ピストンと前記第 1 及び第 2 摩擦要素との間に設けられた 2 枚のディッシュプレートとを有し、

前記 2 枚のディッシュプレートのうちの一方を高荷重特性に設定し、他方を低荷重特性に設定したことを特徴とするトロイダル型無段変速機の前後進切換機構。 10

【請求項 2】

請求項 1 に記載の前後進切換機構において、

前記高荷重特性のディッシュプレートを前記ピストン側に配置し、前記低荷重特性のディッシュプレートを前記第 1 及び第 2 摩擦要素側に配置したことを特徴とするトロイダル型無段変速機の前後進切換機構。

【請求項 3】

請求項 1 または 2 に記載の前後進切換機構において、

前記低荷重特性のディッシュプレートは、前記高荷重特性のディッシュプレートの荷重特性の 30% 以下に設定されていることを特徴とするトロイダル型無段変速機の前後進切換機構。 20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、トロイダル型無段変速機の前後進切換機構に関し、特に摩擦締結要素の急激な締結を抑制するディッシュプレートに関する。

【背景技術】

【0002】

従来、トロイダル型無段変速機の前後進切換機構として、特許文献 1 に記載の技術が開示されている。この公報には、前後進切換機構の摩擦締結要素に 2 枚のディッシュプレートが設けられている。この 2 枚のディッシュプレートを低温時の作動油の圧力に対応した高荷重なものとし、また 2 枚を直列配置することでストロークを稼ぎ、急激な締結を抑制することで、トロイダル型無段変速機に急激にトルク入力となされることを回避し、トロイダル型無段変速機における摩擦ローラの滑りを抑制している。 30

【特許文献 1】特開 2001-99284 号公報（図 4 参照）

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

しかしながら、上述の従来技術は、次の課題を有していた。すなわち、従来例においては高荷重のディッシュプレート 2 枚を直列配置しているため、常温時に作動油の粘度が低下し、かつ、ライン圧も通常状態となっている場合、荷重が高く設定されているディッシュプレートが十分に撓む前に摩擦締結要素が締結し、ディッシュプレートを設けているにも関わらず大きな締結ショックが発生してしまうという問題があった。 40

【0004】

また、従来例においても低温時の摩擦ローラの滑りを抑制することは可能であるが、高荷重のディッシュプレートを用いている以上、ピストン作動力が摩擦締結要素に直接に作用しやすく、ショックの十分な低減は難しい。さらに、極低温時にオイル粘度が上昇するとトロイダル型無段変速機のトルク伝達面の流体潤滑膜が形成されにくくなり、高荷重のディッシュプレートを用いた場合流体潤滑膜が形成されないままトロイダル型無段変速機にトルクが入力されてしまうため、油膜によるトルク伝達面の保護が行われず表面精度を 50

損なうおそれがある。

【0005】

本発明は、上記問題に着目してなされたもので、常温時においても前進クラッチまたは後進ブレーキに発生する締結ショックを低減させ、また、極低温時に十分な流体潤滑が行われていない場合であっても、締結ショックを和らげることで摩擦ローラの滑りを抑止することでトルク伝達面を保護できるトロイダル型無段変速機の全後進切換機構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】

【0006】

上記目的を達成するため、本発明では、摩擦ローラと入力ディスク及び出力ディスクとの接触点を変更することにより変速比を調整可能なトロイダル型無段変速機と直列に設けられ、摩擦締結要素の締結・解放により前後進を切り換える前後進切換機構において、前記前後進切換機構は、少なくとも前記前後進切換機構の入力側回転要素に連結される第1摩擦要素と、前記前後進切換機構の出力側回転要素に連結される第2摩擦要素と、前記第1及び第2摩擦要素を押圧して締結を行うピストンと、前記ピストンと前記第1及び第2摩擦要素との間に設けられた2枚のディッシュプレートとを有し、前記2枚のディッシュプレートのうちの一方を高荷重特性に設定し、他方を低荷重特性に設定した。

10

【発明の効果】

【0007】

よって、ライン圧が低くピストン油圧も低い常温時には弾性係数の低いディッシュプレートを弾性変形させることで、前進クラッチまたは後進ブレーキの急激な締結による締結ショックを低減し、ライン圧及びピストン油圧の高い極低温時には、弾性係数の低いディッシュプレートが弾性変形を終了してから弾性係数の高いディッシュプレートを弾性変形させることで、前進クラッチまたは後進ブレーキを一定の力で締結しつつ急激な締結を回避することにより、常温時においても前進クラッチまたは後進ブレーキに発生する締結ショックを低減することで、高精度加工が施されたトロイダル型無段変速機のトルク伝達面への負担を低減し、表面精度を損なうことを回避できる。また、極低温時に十分な流体潤滑が行われていない場合であっても、締結ショックを和らげることで摩擦ローラの滑りを抑止し、トロイダル型無段変速機のトルク伝達面を保護できる。

20

【発明を実施するための最良の形態】

30

【0008】

以下、本発明のトロイダル型無段変速機の前後進切換機構を実現する最良の形態を、図面に示す実施例1に基づいて説明する。

【実施例1】

【0009】

[トロイダル型無段変速機の概略構成]

以下、本発明のトロイダル型無段変速機の前後進切換機構の一実施形態を図1ないし図6に基づき説明する。図1は、本実施形態のトロイダル型無段変速機の概略構成である。図示されない発動機であるエンジンの回転力は、トランスミッションケース1内のトルクコンバータ4を介してインプットシャフト2に入力される。このインプットシャフト2の図示右方には、動力伝達用回転軸としてCVTシャフト3が同軸に配設されている。

40

【0010】

前記インプットシャフト2は、トランスミッションケース1に取付けられたオイルポンプ5に回転可能に支持されており、そのオイルポンプ5の図示右方には、遊星歯車機構8の固定要素切換えによってCVTシャフト3への入力回転方向を切換えるための前進クラッチ100及び後進ブレーキ200を備えた前後進切換機構9が配設されている。また、前記CVTシャフト3には、トロイド状の二つのキャピティ、つまり溝部を構成する第1及び第2トロイダル型無段変速機10, 11が互いに軸線方向に離間して配設されている。なお、前記トルクコンバータ4は、所謂ロックアップ機構付きのものである。

【0011】

50

前記インプットシャフト2及びCVTシャフト3間には、前記インプットシャフト2にブッシュ12を介して回転自在に支持されて前記前後進切換機構9の遊星歯車機構8を構成するサンギヤ13と、このサンギヤ13に形成されている爪部13aに係合し且つCVTシャフト3に回転自在に支持されたローディングカム14と、このローディングカム14に係合ローラ15を介して連結され且つCVTシャフト3にボールスプライン16を介して支持された入力ディスク17とが介装されている。

【0012】

前記係合ローラ15は保持器41で回転自在に保持されており、前記インプットシャフト2に伝達されたエンジンからの回転力は、前後進切換機構9を介してサンギヤ13の爪部13aからローディングカム14、係合ローラ15、入力ディスク17及びボールスプライン16を順次経由してCVTシャフト3に伝達されるようになっている。 10

【0013】

前記ローディングカム14及び入力ディスク17の係合ローラ15当接面は、互いに逆向きで、次第にスラスト方向に高くなるカム面が形成されており、係合ローラ15がこれらのカム面のリードに沿って移動することで入力トルクに比例したトルク伝達用CVTシャフト3の軸線方向への推力、つまりスラスト力を発生するようになっている。

【0014】

また、前記入力カムであるローディングカム14と出力カムである入力ディスク17との間には、両者を離反させる方向に力を作用させ、予圧を付与するための皿バネ42が介装されている。また、このローディングカム14と入力ディスク17との間に入力トルクによるねじりが発生することで、前記軸線方向への推力、つまりスラスト力を調整できるようにもなっている。なお、前記ローディングカム14は、ボールベアリング44によってCVTシャフト3に回転可能に支持されている。 20

【0015】

第1及び第2トロイダル型無段変速機10, 11から先に説明すると、第1トロイダル型無段変速機10は、前記係合ローラ15に接する面と反対側の面にトロイド面17aが形成される上述の入力ディスク17と、この入力ディスク17の対向面にトロイド面18aが形成され、二つのトロイド面で第1のキャビティを構成する、CVTシャフト3に回転自在に支持される出力ディスク18と、前記入力ディスク17のトロイド面17aと出力ディスク18のトロイド面18aとで構成される溝部、つまりキャビティに対して傾転可能に接触するパワーローラ(摩擦ローラ)29と、を備えている。 30

【0016】

前記パワーローラ29は、トラニオンと称する支持機構によって傾転可能に支持されており、このトラニオンを、ステップモータによってサーボ作動する油圧シリンダで操作することにより、当該パワーローラ29と入力ディスク17及び出力ディスク18とのそれぞれの径方向の接触位置、即ち接触半径を変え、入力ディスク17と出力ディスク18との間の回転速度比、即ち変速比を連続的に変化させることができるようになっている。

【0017】

前記第2トロイダル型無段変速機11は、前記第1トロイダル型無段変速機10と同様に入力ディスク19、出力ディスク20、パワーローラ(摩擦ローラ)30、支持機構及び油圧駆動装置を有するが、CVTシャフト3にボールスプライン21を介して外嵌されている入力ディスク19が、前記第1トロイダル型無段変速機10から遠い側に配置されると共に、出力ディスク20は第1トロイダル型無段変速機10に近い側に配置されている。 40

【0018】

つまり、第1トロイダル型無段変速機10と第2トロイダル型無段変速機11とは、図面上で線対称となるように構成されている。また、第1トロイダル型無段変速機10の出力ディスク18とCVTシャフト3との間にはローラベアリング38が、第2トロイダル型無段変速機11の出力ディスク20とCVTシャフト3との間にはニードルベアリング39がそれぞれ介装されている。 50

【 0 0 1 9 】

また、互いに対向する前記出力ディスク 1 8 , 2 0 の背面の間には出力合成ギヤ 2 2 が配設されており、この出力合成ギヤ 2 2 の中心部両端から軸線方向に突設された筒軸部 1 8 b , 2 0 b が、各出力ディスク 1 8 , 2 0 の内部でそれらとスプライン結合されている。また、出力合成ギヤ 2 2 は、トランスミッションケース 1 の内周壁に固着されたギヤハウジング 2 3 a , 2 3 b にベアリング 2 4 を介して回転自在に支持されている。出力合成ギヤ 2 2 はドリブンギヤ 2 5 に噛合しており、このドリブンギヤ 2 5 は前記ギヤハウジング 2 3 b にベアリング 2 6 を介して回転自在に支持されている。

【 0 0 2 0 】

ドリブンギヤ 2 5 の中心部にはカウンターシャフト 2 7 の一端がスプライン結合されており、このカウンターシャフト 2 7 の他端はローラベアリング 3 5 を介してトランスミッションケース 1 に回転自在に支持されていることから、両者は一体に回転するようになっている。従って、前記 C V T シャフト 3 に伝達されたエンジンからの回転力は、前記第 1 及び第 2 トロイダル型無段変速機 1 0 , 1 1 の入力ディスク 1 7 , 1 9 に分解され、前述したパワーローラ 2 9 , 3 0 の傾転動作による所定の変速比で各トロイダル型無段変速機 1 0 , 1 1 の出力ディスク 1 8 , 2 0 に伝達された後、この出力合成ギヤ 2 2 で合成され、ドリブンギヤ 2 5 , カウンターシャフト 2 7 及びギヤ列 2 8 を順次経由してアウトプットシャフト 3 3 に伝達される。

10

【 0 0 2 1 】

前記第 2 トロイダル型無段変速機 1 1 の入力ディスク 1 9 の背面には皿バネ 4 3 が介装されており、その出力側に螺合したナット 4 0 の締付けトルクを調整することで、前記皿バネ 4 2 との間で発生するスラスト力の予圧状態を調整することができるようになっている。また、前記カウンターシャフト 2 7 のドリブンギヤ 2 5 側端部には、バルブを切り替えるためのリバースセンサが取付けられている。

20

【 0 0 2 2 】

前記ギヤ列 2 8 は、前記カウンターシャフト 2 7 の他端部に形成されたカウンターアウトプットギヤ 3 1 と、これに噛合するアイドルギヤと、このアイドルギヤに噛合し且つ前記 C V T シャフト 3 と同軸に配設されたアウトプットシャフト 3 3 の一端に形成されたアウトプットギヤ 3 2 とからなる。これらのギヤ列 2 8 及びアウトプットシャフト 3 3 等は、前記トランスミッションケース 1 の後端部に接合されたエクステンションケース 3 4 内に収納される。

30

【 0 0 2 3 】

前記カウンターシャフト 2 7 の後端部、つまり前記カウンターアウトプットギヤ 3 1 の両側は、トランスミッションケース 1 側との間に介装されたローラベアリング 3 5 及びエクステンションケース 3 4 との間に介装されたローラベアリング 3 6 によって回転自在に支持されている。また、前記アウトプットシャフト 3 3 は、そのアウトプットギヤ 3 2 側が、トランスミッションケース 1 の後面部に設けられたリヤ接合面部 3 7 との間に介装されたローラベアリング 3 8 、 C V T シャフト 3 の後端部との間に介装されたニードルベアリング 3 9 によって回転可能に支持され、その出力端側、つまり後端側が、エクステンションケース 3 4 との間に介装されたローラベアリング 4 5 によって回転可能に支持されている。

40

【 0 0 2 4 】

なお、図中の符号 4 6 は、前記アウトプットシャフト 3 3 にスプライン結合されたパーキングギヤ、符号 4 7 はアウトプットシャフト 3 3 に形成されたスピードメータギヤ、符号 4 8 は、エクステンションケース 3 4 との間に形成されたエアブリーザー室、符号 4 9 は、前記アウトプットシャフト 3 3 とスプライン嵌合され、車軸に連結する部材であるフランジコンパニオン 5 0 を位置決めするナットである。

【 0 0 2 5 】

[前進クラッチ付近の詳細]

図 2 は、前進クラッチ 1 0 0 付近の部分断面図である。前進クラッチ 1 0 0 は第 1、第

50

2 摩擦プレート 101, 102 からなり、前進クラッチ 100 の軸方向エンジン側には皿バネである第 1、第 2 ディッシュ 103, 104、及び前進クラッチピストン 105 が設けられている。この前進クラッチピストン 105 は前進クラッチシリンダ 106 に導入されるオイルにより作動され、第 1、第 2 ディッシュ 103, 104 を介して前進クラッチ 100 を押圧してブレーキ力を発生させる。また、前進クラッチリターンスプリング 107 は、前進クラッチピストン 105 を軸方向エンジン側に付勢することで、前進クラッチピストン 105 非作動状態において前進クラッチ 100 を開放する機能を持つ。

【0026】

第 1、第 2 ディッシュ 103, 104 はそれぞれ弾性係数が異なり、第 2 ディッシュ 104 の弾性係数は第 1 ディッシュ 103 よりも低く設けられている。本願実施例では第 2 ディッシュ 104 の弾性係数は第 1 ディッシュ 103 の 30% 以下に設定する。また、第 1 ディッシュ 103 は常温でのセレクト時等低ライン圧における前進クラッチピストン 105 の作動力ではほとんど弾性変形しないよう設けられており、このときは實際上第 2 ディッシュ 104 のみが弾性変形する。

10

【0027】

さらに、前進クラッチピストン 105 とディッシュの当接部が平面ではないため、低弾性係数の第 2 ディッシュ 104 と前進クラッチピストン 105 を当接させると反り返りにより第 2 ディッシュ 104 が変形し、弾性特性が変化することを回避するため、高弾性係数の第 1 ディッシュ 103 を前進クラッチピストン 105 側に設けている。

【0028】

[後進ブレーキ付近の詳細]

図 3 は、後進ブレーキ 200 付近の部分断面図である。後進ブレーキ 200 は第 3、第 4 摩擦プレート 201, 202 からなり、後進ブレーキ 200 の軸方向エンジン側には皿バネである第 3、第 4 ディッシュ 203, 204、及び後進ブレーキピストン 205 が設けられている。この後進ブレーキピストン 205 は後進ブレーキシリンダ 206 に導入されるオイルにより作動され、第 3、第 4 ディッシュ 203, 204 を介して後進ブレーキ 200 を押圧してブレーキ力を発生させる。

20

【0029】

前進クラッチ 100 の第 1、第 2 ディッシュ 103, 104 と同様に、第 3、第 4 ディッシュ 203, 204 はそれぞれ弾性係数が異なり、第 4 ディッシュ 204 の弾性係数は第 3 ディッシュ 203 よりも低く設け、第 4 ディッシュ 204 の弾性係数は第 3 ディッシュ 203 の 30% 以下に設定されている。また、第 3、第 4 ディッシュ 203, 204 においても前進クラッチ 100 と同様、第 3 ディッシュ 203 は常温時における後進ブレーキピストン 205 の作動力ではほとんど弾性変形しないよう設けられている。従って、常温時においては第 4 ディッシュ 204 のみが弾性変形する。さらに、前進クラッチ 100 と同様、高弾性係数の第 3 ディッシュ 203 を後進ブレーキピストン 205 側に設け、第 4 ディッシュ 204 の反り返りによる弾性特性の変化を回避する。

30

【0030】

[弾性係数の異なるディッシュ組み合わせ時の荷重特性]

図 4 は、弾性係数 k 及び $0.3k$ のディッシュを組み合わせた際の荷重特性を示す図である。同一弾性係数 k のディッシュを直列接続した際の荷重特性（従来技術）を破線で示し、弾性係数 k 及び $0.3k$ を持つディッシュを直列接続した際の荷重特性（本願実施例）を実線で示す。なお、参考のため弾性係数 k のディッシュ 1 枚のみの荷重特性を一点鎖線で示す。

40

【0031】

ここで、異なる弾性係数 k_1, k_2 を持つバネ A, B を直列接続した際、弾性係数に関するフックの法則より

$$F = k_1 x_1 + k_2 x_2 \quad \cdot \cdot \cdot (イ) \quad (x_1, x_2 : \text{バネ A, B の変位量})$$

となる。

50

このとき、バネ A , B による合成弾性係数を k 、変位量の和を x とすれば

$$F = k x \quad \dots (七)$$

$$x = x_1 + x_2 \quad \dots (八)$$

であり、直列接続であることからそれぞれのバネ A , B にかかる力は F であり

$$F = k x = k_1 x_1 + k_2 x_2 \quad \dots (九)$$

の関係が成り立つ。

(イ) ないし (二) 式から合成弾性係数 k は

$$k = (k_1 k_2) / (k_1 + k_2) \quad \dots (十)$$

となる。

よって、バネ A を第 1 , 第 3 ディッシュ 1 0 3 , 2 0 3 とし、第 2、第 4 ディッシュ 1 0 4 , 2 0 4 とし、(十) 式を適用すれば、本願実施例における第 1、第 2 ディッシュ 1 0 3 , 1 0 4 及び第 3、第 4 ディッシュ 2 0 3 , 2 0 4 をそれぞれ直列接続した合成弾性係数 k' は

$$k' = (k \times 0.3 k) / (k + 0.3 k) = (3 / 13) k$$

となり、同一の弾性係数 k を持つディッシュを直列接続した従来技術の合成弾性係数 k'' は

$$k'' = 1 / 2 k$$

となる。

【0032】

図 4 において破線で示される従来技術ではディッシュの荷重特性は直線であるが、本願実施例では異なる弾性係数を持つディッシュを直列接続しており、同一荷重が作用した場合においては第 1 , 第 3 ディッシュ 1 0 3 , 2 0 3 (弾性係数: k) の変位量に比べ第 2、第 4 ディッシュ 1 0 4 , 2 0 4 (弾性係数: $0.3 k$) の変位量が大きくなる。

【0033】

そのため、図 4 におけるストローク量 a 、荷重 f の座標において第 2、第 4 ディッシュ 1 0 4 , 2 0 4 は最大弾性変形量に達し、 f 以上の荷重をかけても弾性変形しない。よって、ストローク量が a を超過する領域においては第 1 , 第 3 ディッシュ 1 0 3 , 2 0 3 のみが弾性変形し、座標 (a, f) 以降のストローク領域においては本願実施例の合成弾性係数 k' は第 1 , 第 3 ディッシュ 1 0 3 , 2 0 3 の弾性係数 k となる。

【0034】

[常温時におけるディッシュの作用]

常温時においてはライン圧も低くオイルの粘度も通常の粘度であるため、前進クラッチ 1 0 0 または後進ブレーキ 2 0 0 を締結する油圧も低くてよい。このときエンジン負荷低減のため前進クラッチピストン 1 0 5 または後進ブレーキピストン 2 0 5 への作動油圧を低くすると前進クラッチピストン 1 0 5 が第 1 ディッシュ 1 0 3 を押圧する力は低く済み、また後進ブレーキピストン 2 0 5 が第 3 ディッシュ 2 0 3 を押圧する力も低くて済む。

【0035】

そのため常温時においては弾性係数の高い第 1、第 3 ディッシュ 1 0 3、2 0 3 はピストンの押圧力によってもほとんど弾性変形せず、ほぼ剛体として機能する。これにより、常温時においては弾性係数の低い第 2、第 4 ディッシュ 1 0 4、2 0 4 のみが弾性変形し、前進クラッチ 1 0 0 または後進ブレーキ 2 0 0 が急激に締結されることで発生する締結ショックを低減する。

【0036】

[常温時におけるピストン作動時の経時変化]

図 5 は、本願実施例において潤滑油常温時に前進クラッチピストン 1 0 5 または後進ブレーキピストン 2 0 5 が作動した際のタイムチャートである。本願実施例における経時変化を実線で示し、対比のため従来技術における経時変化を破線で示す。

【0037】

(時刻 t_1)

時刻 t_1 において、シフトを N レンジから D レンジとするセレクト指令がなされ、前進

クラッチシリンダ 106 及び後進ブレーキシリンダ 206 への油圧作用が開始され、前進クラッチピストン 105 または後進ブレーキピストン 205 が作動を開始する。

【0038】

(時刻 $t_1 \sim t_2$)

時刻 $t_1 \sim t_2$ においては前進クラッチピストン 105 または後進ブレーキピストン 205 が第 1, 第 3 ディッシュ 103, 203 に到達しておらず、前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 は開放状態にあるためパワーローラ 29, 30 へのトルク伝達は行われていない。前進クラッチシリンダ 106 及び後進ブレーキシリンダ 206 へ作用する油圧は上昇を継続する。

【0039】

(時刻 t_2)

時刻 t_2 において前進クラッチピストン 105 または後進ブレーキピストン 205 が第 1, 第 3 ディッシュ 103, 203 に到達し、前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 への入力開始される。

【0040】

(時刻 $t_2 \sim t_3$)

時刻 $t_2 \sim t_3$ においては前進クラッチピストン 105 または後進ブレーキピストン 205 からの作動力が前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 に作用しているが、前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 の摩擦プレート同士のクリアランスのため、前進クラッチ 100 の第 1, 第 2 摩擦プレート 101, 102 または後進ブレーキ 200 の第 3, 第 4 摩擦プレート 201, 202 は未だ接触しておらず、前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 は締結されない。前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 のフリクションに抗してピストンを移動させるため、油圧は一定値となる。

【0041】

(時刻 t_3)

時刻 t_3 において第 1, 第 2 摩擦プレート 101, 102 または第 3, 第 4 摩擦プレート 201, 202 が接触し、第 2, 第 4 ディッシュ 104, 204 が弾性変形を開始する。これにより第 1, 第 2 摩擦プレート 101, 102 または第 3, 第 4 摩擦プレート 201, 202 の圧着が開始され、前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 が締結を開始し、パワーローラ 29, 30 へのトルク伝達を開始され、パワーローラ入力軸トルクが発生する。

【0042】

(時刻 $t_3 \sim t_4$)

時刻 $t_3 \sim t_4$ においてはパワーローラ入力軸トルクが上昇するため、前進クラッチシリンダ 106 または後進ブレーキシリンダ 206 の油圧は再び上昇する。本願実施例においては異なる弾性係数を持つディッシュを直列接続させており、まず弾性係数の低い第 2, 第 4 ディッシュ 104, 204 が優先的に弾性変形し、弾性係数の高い第 1, 第 3 ディッシュ 103, 203 は実際にはほとんど変形しない。一方、従来技術においては弾性係数の高いディッシュを直列接続しているため、実際には常温時のシリンダ圧によってはディッシュはほとんど変形しない。

このため本願実施例においては、従来技術に比べ前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 のプレート押圧と同時に発生するディッシュ変形の量が多い。これにより、本願実施例では前進クラッチまたは後進ブレーキの摩擦プレートに対する押圧力の上昇率は従来技術に比し緩慢であり、時刻 $t_3 \sim t_4$ 間における前進クラッチまたは後進ブレーキの締結力上昇率は本願実施例よりも従来例のほうが大きくなる。

従って、本願実施例では、時刻 $t_3 \sim t_4$ 間において第 2, 第 4 ディッシュ 104, 204 の弾性変形が継続し、前進クラッチピストン 105 または後進ブレーキピストン 205 の押圧力は直接には前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 に作用しない。よって、前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 の締結力は所望のトルク伝達には十分でなく、パワーローラ入力軸トルクも規定値に達しないため上昇を継続しているが、従来

10

20

30

40

50

技術においては時刻 $t_3 \sim t_4$ 間においてディッシュの変形は終了し、ピストンの押圧力が直接前進クラッチまたは後進ブレーキに作用し、一定出力のエンジントルクが全て伝達されてパワーローラ入力軸トルクは一定となる。

【0043】

(時刻 t_4)

時刻 t_4 において本願実施例においてもディッシュ変形が終了し、一定出力のエンジントルクが全て伝達されてパワーローラ入力軸トルクは一定となる。パワーローラ入力軸トルクを維持するため、前進クラッチ100または後進ブレーキ200の締結力は上昇を継続する。

【0044】

(時刻 $t_4 \sim t_5$)

時刻 $t_4 \sim t_5$ では、本願実施例においては前進クラッチ100または後進ブレーキ200の締結力は一定の変化率で上昇を継続しているが、異なる弾性係数を持つディッシュを直列接続している本願実施例に対し、同一の弾性係数を持つディッシュを直列接続している従来技術にあっては、前進クラッチまたは後進ブレーキのプレートを押圧と同時に発生するディッシュ変形ほとんど発生しない。そのため従来技術においては前進クラッチまたは後進ブレーキに作用する押圧力の単位時間上昇率は大きく、時刻 $t_4 \sim t_5$ において従来技術の前進クラッチまたは後進ブレーキは完全締結状態に達し、ピストンストロークが終了して締結圧は急角度で上昇を開始する。

【0045】

(時刻 t_5)

時刻 t_5 において本願実施例の前進クラッチ100または後進ブレーキ200は完全締結状態に達し、ピストンストロークが終了して締結圧は急角度で上昇を開始する。

【0046】

[極低温時におけるディッシュの作用]

極低温時においてはオイルの粘度は高いため、応答性確保のためライン圧を高くし、前進クラッチピストン105または後進ブレーキピストン205の作動油圧を高くする必要がある。また、トロイダル型無段変速機10, 11においても流体潤滑が困難となるため前進クラッチ100または後進ブレーキ200の締結ショックを抑制する必要がある。

【0047】

しかし、作動油圧を高くすると前進クラッチ100または後進ブレーキ200が瞬時に締結してしまい、流体潤滑が有効になる前にトロイダル型無段変速機10, 11にトルクが入力され、トロイダル型無段変速機10, 11に滑りが生じてしまう。さらに、トルク伝達面に高精度の表面加工が施されているトロイダル型無段変速機10, 11にあっては、流体潤滑を行わずにトルクを入力するとトルク伝達面に負担がかかり、表面精度が損なわれて流体潤滑機能を損なうおそれがある。

【0048】

そのため、極低温時においては弾性係数の低い第2、第4ディッシュ104, 204を先に弾性変形させ、第2、第4ディッシュ104, 204が弾性変形を終了してから高いピストン圧により弾性係数の高い第1、第3ディッシュ103, 203を弾性変形させることで、前進クラッチ100または後進ブレーキ200が急激に締結されることにより発生する締結ショックを低減する。

【0049】

[極低温時におけるピストン作動時の経時変化]

図6は、本願実施例において潤滑油極低温時に前進クラッチピストン105及び後進ブレーキピストン205が作動した際のタイムチャートである。本願実施例における経時変化を実線で示し、対比のため従来技術における経時変化を破線で示す。

【0050】

(時刻 t_{11})

時刻 t_{11} において、シフトをNレンジからDレンジとするセレクト指令がなされ、前

10

20

30

40

50

進クラッチシリンダ 106 及び後進ブレーキシリンダ 206 への油圧作用が開始され、前進クラッチピストン 105 または後進ブレーキピストン 205 が作動を開始する。

【0051】

(時刻 $t_{11} \sim t_{12}$)

時刻 $t_{11} \sim t_{12}$ においては前進クラッチピストン 105 または後進ブレーキピストン 205 が第 1, 第 3 ディッシュ 103, 203 に到達しておらず、前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 は開放状態にあるためパワーローラ 29, 30 へのトルク伝達は行われていない。前進クラッチシリンダ 106 及び後進ブレーキシリンダ 206 へ作用する油圧は上昇を継続する。極低温時においてはオイル粘度が高いため、単位時間油圧上昇率を大きくして油圧応答性の改善を図っている。

10

【0052】

(時刻 t_{12})

時刻 t_{12} において前進クラッチピストン 105 または後進ブレーキピストン 205 が第 1, 第 3 ディッシュ 103, 203 に到達し、前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 への入力開始される。高いオイル粘度に対応し、ライン圧も高くして応答性を確保する。

【0053】

(時刻 $t_{12} \sim t_{13}$)

時刻 $t_{12} \sim t_{13}$ においては前進クラッチピストン 105 または後進ブレーキピストン 205 からの作動力が前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 に作用しているが、前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 の摩擦プレート同士のクリアランスのため、前進クラッチ 100 の第 1, 第 2 摩擦プレート 101, 102 または後進ブレーキ 200 の第 3, 第 4 摩擦プレート 201, 202 は未だ接触しておらず、前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 は締結されていない。前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 のフリクションに抗してピストンを移動させるため、油圧は一定値となる。オイルの高粘度に対応して常温時よりも高い油圧がかけられている。

20

【0054】

(時刻 t_{13})

時刻 t_{13} において第 1, 第 2 摩擦プレート 101, 102 または第 3, 第 4 摩擦プレート 201, 202 が接触を開始し、前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 が締結を開始する。これにより、パワーローラ 29, 30 へのトルク伝達を開始され、パワーローラ入力軸トルクが発生する。

30

【0055】

(時刻 $t_{13} \sim t_{14}$)

時刻 $t_{13} \sim t_{14}$ においては、パワーローラ入力軸トルクが上昇するため前進クラッチシリンダ 106 または後進ブレーキシリンダ 206 の油圧は再び上昇する。本願実施例においては異なる弾性係数を持つディッシュを直列接続しているため、弾性係数の低い第 2, 第 4 ディッシュ 104, 204 が優先的に弾性変形する。一方、従来技術においては弾性係数の高いディッシュを直列接続しており、高弾性係数のディッシュは実際にはほとんど変形しない。

40

このため本願実施例においては、従来技術に比べ前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 のプレート押圧と同時に発生するディッシュ変形の量が多い。これにより、本願実施例では前進クラッチまたは後進ブレーキの摩擦プレートに対する押圧力の上昇率は従来技術に比し緩慢であり、時刻 $t_{13} \sim t_{14}$ 間における前進クラッチまたは後進ブレーキの締結力上昇率は本願実施例よりも従来例のほうが大きくなる。

従って、本願実施例では、時刻 $t_{13} \sim t_{14}$ 間において第 2, 第 4 ディッシュ 104, 204 の弾性変形が継続し、前進クラッチピストン 105 または後進ブレーキピストン 205 の押圧力は直接には前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 に作用しない。よって、前進クラッチ 100 または後進ブレーキ 200 の締結力は所望のトルク伝達には十分でなく、パワーローラ入力軸トルクも規定値に達しないため上昇を継続している。

50

【0056】

(時刻 t_{14})

時刻 t_{14} において低弾性係数の第2、第4ディッシュ104, 204が最大弾性変形量に達して弾性変形を終了し、続いて高弾性係数の第1, 第3ディッシュ103, 203が弾性変形を開始する。

時刻 t_{14} 以前においては、ピストンストロークは前進クラッチ100または後進ブレーキ200の摩擦プレート同士を圧着させる前に第2、第4ディッシュ104, 204により吸収されていたが、時刻 t_{14} において第2、第4ディッシュ104, 204が弾性変形を終了し、続いてピストン圧による弾性変形が少ない高弾性係数の第1, 第3ディッシュ103, 203が弾性変形を開始することで、前進クラッチ100または後進ブレーキ200に作用するピストンストロークが大きくなり、締結力も大きくなる。これにより、時刻 t_{14} において本願実施例のパワーローラ入力軸トルクの上昇率は大きくなる。一方、従来例においては従前の上昇率のままパワーローラ入力軸トルクは上昇を継続する。

10

【0057】

(時刻 $t_{14} \sim t_{15}$)

上述のように時刻 $t_{14} \sim t_{15}$ において本願実施例におけるパワーローラ入力軸トルクの上昇率は時刻 t_{14} 以前よりも大きくなる。パワーローラ入力軸トルクは前進クラッチ100または後進ブレーキ200の締結力に対応している。前進クラッチ100または後進ブレーキ200の締結力は、ピストンストロークによりプレートのクリアランスが縮小し、プレート同士が接触して押圧されることで発生する。そのため、締結力はピストンのストローク量と押圧力に対応した値となる。

20

上述の図4は弾性係数の異なるディッシュ組み合わせ時の荷重特性を示しており、前進クラッチ100または後進ブレーキ200は2枚のディッシュを介して押圧されるため、前進クラッチ100における第1、第2ディッシュ103, 104及び後進ブレーキ200における第3、第4ディッシュ203, 204の荷重特性も、図4で示される荷重特性に従う。

従来例では同一の弾性係数を持つディッシュを直列接続しているため、時刻 $t_{13} \sim t_{15}$ にわたって合成弾性係数は同一であり、また、荷重の入力に対するディッシュ変形量も同一である。

一方、異なる弾性係数を持つディッシュを直列接続している本願実施例の場合、図4に示されるように一定のストローク量aに至ると高弾性係数の第1または第3ディッシュ103, 203のみの変形が開始されるため合成弾性係数が増大し、荷重の入力に対するディッシュ変形量が小さくなる。図4のストローク量a以降の領域で示されるように、本願実施例では荷重の入力に対するディッシュ変形量は従来技術の半分となる。そのため、ピストンストロークがディッシュ変形により吸収されにくくなり、前進クラッチ100または後進ブレーキ200に直接作用するストローク量が従来例の2倍となり、時刻 t_{14} 以降における本願実施例のパワーローラ入力軸トルクの上昇率は、高弾性係数のディッシュを2枚用いた従来例のパワーローラ入力軸トルクの上昇率よりも高くなる。

30

【0058】

(時刻 t_{15})

時刻 t_{15} においては、従来技術及び本願実施例において一定出力のエンジントルクが全て伝達されてパワーローラ入力軸トルクは一定となる。パワーローラ入力軸トルクを維持するため、前進クラッチ100または後進ブレーキ200の締結力は上昇を継続する。

40

【0059】

(時刻 $t_{15} \sim t_{16}$)

時刻 $t_{15} \sim t_{16}$ では、本願実施例においては前進クラッチ100または後進ブレーキ200の締結力は一定の変化率で上昇を継続しているが、異なる弾性係数を持つディッシュを直列接続している本願実施例に対し、同一の弾性係数を持つディッシュを直列接続している従来技術にあっては、前進クラッチまたは後進ブレーキのプレートを押圧と同時に発生するディッシュ変形ほとんど発生しない。そのため従来技術においては時刻 t_{15}

50

に至るまでに前進クラッチまたは後進ブレーキのプレート間クリアランスは本願実施例よりも大幅に短縮されており、時刻 $t_{14} \sim t_{15}$ において従来技術の前進クラッチまたは後進ブレーキは完全締結状態に達し、ピストンストロークが終了して締結圧は急角度で上昇を開始する。

【0060】

(時刻 t_{16})

時刻 t_{16} において本願実施例の前進クラッチ100または後進ブレーキ200は完全締結状態に達し、ピストンストロークが終了して締結圧は急角度で上昇を開始する。

【0061】

[従来例と本願実施例における作用効果の対比]

従来例においては、高荷重のディッシュプレート2枚を直列配置しているため、常温時に作動油の粘度が低下し、かつ、ライン圧も通常の状態となっている場合、荷重が高く設定されているディッシュプレートが十分に撓む前に摩擦締結要素が締結し、ディッシュプレートを設けているにも関わらず大きな締結ショックが発生してしまうという問題があった。

【0062】

また、従来例においても低温時の摩擦ローラの滑りを抑制することは可能であるが、高荷重のディッシュプレートを用いている以上、ピストン作動力が摩擦締結要素に直接に作用しやすく、ショックの十分な低減は難しい。さらに、極低温時にオイル粘度が上昇するとトロイダル型無段変速機のトルク伝達面の流体潤滑膜が形成されにくくなり、高荷重のディッシュプレートを用いた場合流体潤滑膜が形成されないままトロイダル型無段変速機にトルクが入力されてしまうため、油膜によるトルク伝達面の保護が行われず表面精度を損なうおそれがある。

【0063】

これに対し、本願実施例では、前進クラッチ100及び後進ブレーキ200にそれぞれ弾性係数が異なる第1、第2ディッシュ103, 104、及び第3、第4ディッシュ203, 204を設け、第2、第4ディッシュ104, 204の弾性係数を第1、第3ディッシュ103, 203の30%以下とした。また、第1、第3ディッシュ103, 203は常温時におけるピストンの作動力ではほとんど弾性変形しない値に設けた。

【0064】

これにより、ライン圧が低くピストン油圧も低い常温時には弾性係数の低い第2、第4ディッシュ104, 204のみを弾性変形させることで、前進クラッチ100または後進ブレーキ200の急激な締結による締結ショックを低減することが可能となる。また、ライン圧及びピストン油圧の高い極低温時には、弾性係数の低い第2、第4ディッシュ104, 204が弾性変形を終了してから弾性係数の高い第1、第3ディッシュ103, 203を弾性変形させることで、前進クラッチ100または後進ブレーキ200を一定の力で締結しつつ、急激な締結を回避することが可能となる。

【0065】

よって、常温時においても前進クラッチ100または後進ブレーキ200に発生する締結ショックを低減することができる。また、極低温時に十分な流体潤滑が行われていない場合であっても、締結ショックを和らげることで摩擦ローラの滑りを抑止し、トロイダル型無段変速機のトルク伝達面を保護することができる(請求項1に対応)。

【0066】

また、高弾性係数の第1、第3ディッシュ103, 203を前進クラッチピストン105及び後進ブレーキピストン205側に配置し、低弾性係数の第2、第4ディッシュ104, 204を前進クラッチ100及び後進ブレーキ200側に配置した。これにより、ピストンと当接するディッシュの当接面を平面としなくとも、第2、第4ディッシュ104, 204が反り返りにより弾性特性が変化することを回避することができる(請求項2に対応)。

【0067】

10

20

30

40

50

また、低弾性係数の第2、第4ディッシュ104, 204は、高弾性係数の第1、第3ディッシュ103, 203の弾性係数の30%以下に設定されることとした。これにより、常温時の締結ショックを十分に低減できる(請求項3に対応)。

【0068】

(他の実施例)

以上、本発明を実施するための最良の形態を、実施例1に基づいて説明してきたが、本発明の具体的な構成は各実施例に限定されるものではなく、発明の要旨を逸脱しない範囲の設計変更等があっても、本発明に含まれる。

【図面の簡単な説明】

【0069】

10

【図1】実施例1におけるトロイダル型無段変速機の概略構成である。

【図2】実施例1における前進クラッチ付近の部分断面図である。

【図3】実施例1における後進ブレーキ付近の部分断面図である。

【図4】実施例1における弾性係数 k 及び $0.3k$ のディッシュを組み合わせた際の荷重特性を示す図である。

【図5】実施例1において潤滑油常温時に前進クラッチピストン及び後進ブレーキピストンが作動した際のタイムチャートである。

【図6】実施例1において潤滑油極低温時に前進クラッチピストン及び後進ブレーキピストンが作動した際のタイムチャートである。

【符号の説明】

20

【0070】

- 1 トランスミッションケース
- 2 インプットシャフト
- 3 シャフト
- 4 トルクコンバータ
- 5 オイルポンプ
- 8 遊星歯車機構
- 9 前後進切換機構
- 10 トロイダル型無段変速機
- 11 トロイダル型無段変速機
- 12 ブッシュ
- 13 サンギヤ
- 13 a 爪部
- 14 ローディングカム
- 15 係合ローラ
- 16 ボールスプライン
- 17 入力ディスク
- 17 a トロイド面
- 18 出力ディスク
- 18 a トロイド面
- 18 b 筒軸部
- 19 入力ディスク
- 20 出力ディスク
- 20 b 筒軸部
- 21 ボールスプライン
- 22 出力合成ギヤ
- 23 a ギヤハウジング
- 23 b ギヤハウジング
- 24 ベアリング
- 25 ドリブンギヤ

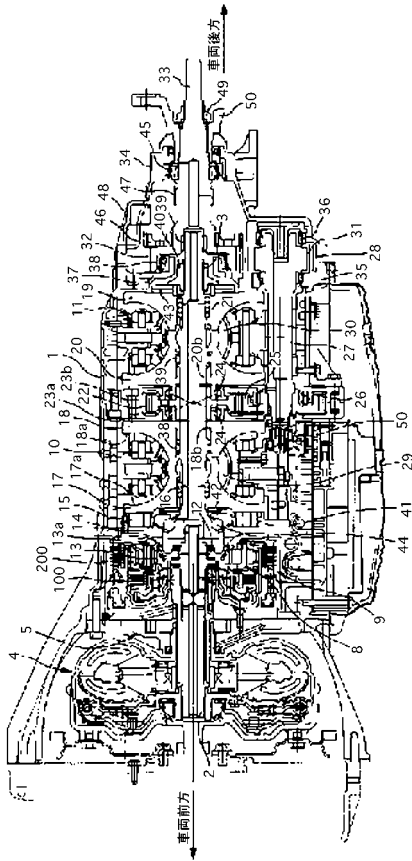
30

40

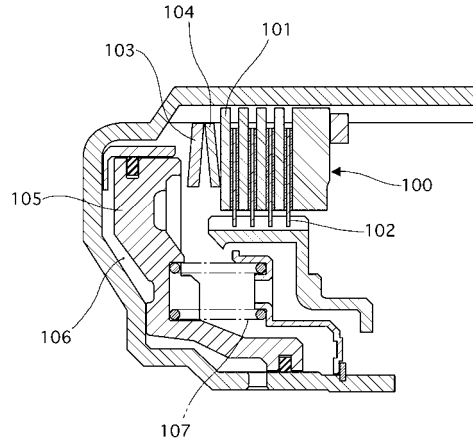
50

2 6	ベアリング	
2 7	カウンターシャフト	
2 8	ギヤ列	
2 9	パワーローラ	
3 0	パワーローラ	
3 1	カウンターアウトプットギヤ	
3 2	アウトプットギヤ	
3 3	アウトプットシャフト	
3 4	エクステンションケース	
3 5	ローラベアリング	10
3 6	ローラベアリング	
3 7	リヤ接合面部	
3 8	ローラベアリング	
3 9	ニードルベアリング	
4 0	ナット	
4 1	保持器	
4 2	皿バネ	
4 3	皿バネ	
4 4	ボールベアリング	
4 5	ローラベアリング	20
5 0	フランジコンパニオン	
1 0 0	前進クラッチ	
1 0 1	第 1 摩擦プレート	
1 0 2	第 2 摩擦プレート	
1 0 3	第 1 ディッシュ	
1 0 4	第 2 ディッシュ	
1 0 5	前進クラッチピストン	
1 0 6	前進クラッチシリンダ	
1 0 7	前進クラッチリターンスプリング	
2 0 0	後進ブレーキ	30
2 0 1	第 3 摩擦プレート	
2 0 2	第 4 摩擦プレート	
2 0 3	第 3 ディッシュ	
2 0 4	第 4 ディッシュ	
2 0 5	後進ブレーキピストン	
2 0 6	後進ブレーキシリンダ	

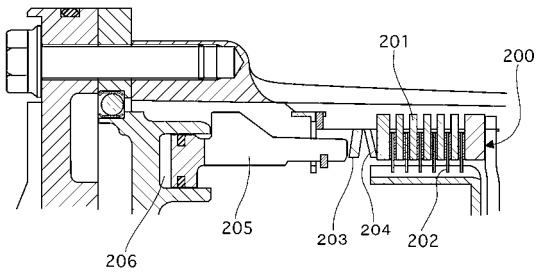
【 図 1 】



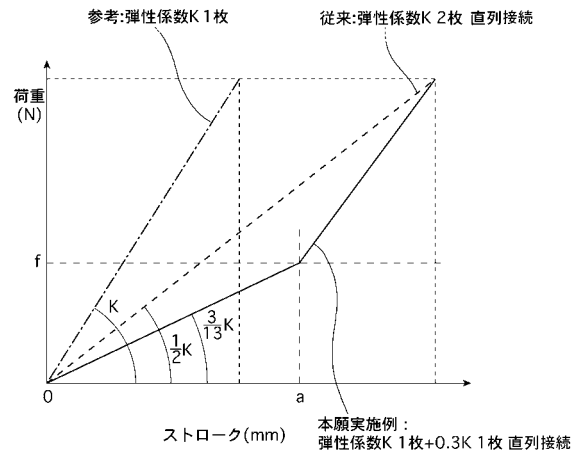
【 図 2 】



【 図 3 】

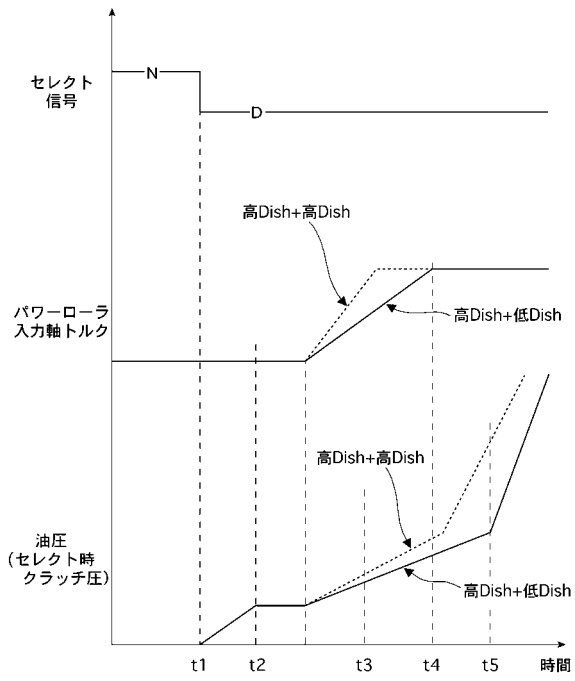


【 図 4 】



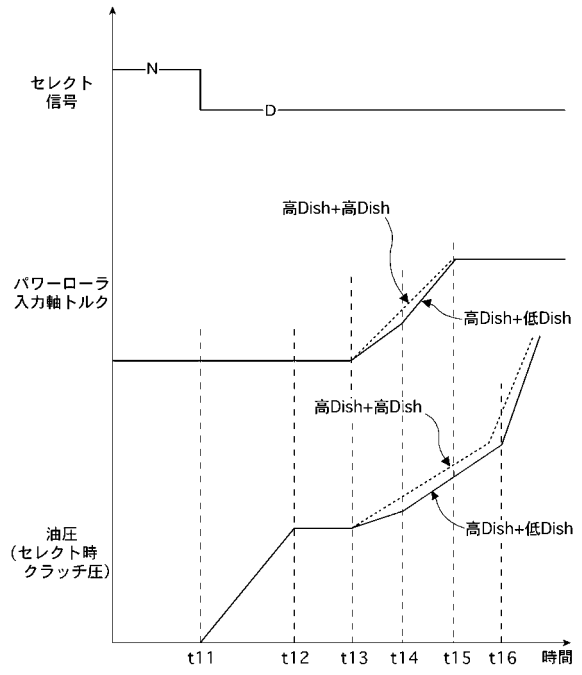
【 図 5 】

作動油温-常温時



【 図 6 】

作動油温-極低温時



フロントページの続き

(72)発明者 小森谷 泰光

静岡県富士市今泉700番地の1

ジヤトコ株式会社内

(72)発明者 秦 和雄

静岡県富士市今泉700番地の1

ジヤトコ株式会社内

(72)発明者 吉田 武雄

静岡県富士市今泉700番地の1

ジヤトコ株式会社内

Fターム(参考) 3J051 AA03 BA03 BB02 BD02 BE09 CA05 CB07

3J056 AA37 AA60 BA04 BB01 CC14 GA04 GA12

3J057 AA04 BB04 CA20 HH02 JJ03