

【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

駆動源と、

前記駆動源からの動力を受けて回転する第 1 部材と、前記第 1 部材に係合した係合状態と係合しない解放状態との間で切り換えられる第 2 部材とを有する第 1 クラッチと、

回転状態にある前記第 1 部材への前記駆動源からの動力の伝達が遮断された状態であつ前記係合状態において、前記第 1 部材および前記第 2 部材の相対回転数が第 1 回転数となる第 1 時点から前記第 1 回転数よりも低い第 2 回転数となる第 2 時点に至るまでの経過時間に基づいて前記第 1 部材と前記第 2 部材との間の摩擦係数を算出するコントローラと、を備えた、作業機械の伝達システム。

10

【請求項 2】

前記駆動源から前記第 1 部材へ動力を伝達する伝達状態と、前記駆動源から前記第 1 部材へ動力の伝達を遮断する遮断状態との間で切り換えられる第 2 クラッチをさらに備えた、請求項 1 に記載の作業機械の伝達システム。

【請求項 3】

前記第 1 時点は、前記駆動源から前記第 1 部材への動力の伝達が前記第 2 クラッチにより遮断されかつ前記第 1 クラッチがオン状態となった時点であり、

前記第 2 時点は、前記係合状態にある前記第 1 部材および前記第 2 部材の前記相対回転数が 0 になる時点である、請求項 2 に記載の作業機械の伝達システム。

【請求項 4】

前記コントローラにより算出された前記摩擦係数を記憶する記憶部をさらに備え、前記コントローラは、前記記憶部に記憶された前記摩擦係数に基づいて前記第 1 クラッチの寿命を予測する、請求項 1 から請求項 3 のいずれか 1 項に記載の作業機械の伝達システム。

20

【請求項 5】

前記第 1 部材の回転数を計測する第 1 センサと、

前記第 2 部材の回転数を計測する第 2 センサと、をさらに備えた、請求項 1 から請求項 4 のいずれか 1 項に記載の作業機械の伝達システム。

【請求項 6】

請求項 1 から請求項 5 のいずれか 1 項に記載の伝達システムを備えた、作業機械。

30

【請求項 7】

第 1 クラッチの第 1 部材が回転する状態で、駆動源から前記第 1 部材への動力伝達の遮断を指令するステップと、

前記駆動源からの前記第 1 部材への動力の伝達を遮断した状態で、回転する前記第 1 部材に前記第 1 クラッチの第 2 部材の係合を指令するステップと、

前記第 1 部材および前記第 2 部材の相対回転数が第 1 回転数となる第 1 時点から前記第 1 回転数よりも低い第 2 回転数となる第 2 時点に至るまでの経過時間に基づいて前記第 1 部材と前記第 2 部材との間の摩擦係数を算出するステップと、を備えた、作業機械における伝達システムの寿命予測方法。

【請求項 8】

前記摩擦係数を算出する前記ステップは、互いに計測時点の異なる複数の摩擦係数を算出するステップを含み、

算出された前記複数の摩擦係数に基づいて前記第 1 クラッチの寿命を予測するステップをさらに備えた、請求項 7 に記載の作業機械における伝達システムの寿命予測方法。

40

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本開示は、作業機械の伝達システム、作業機械、および作業機械における伝達システムの寿命予測方法に関する。

【背景技術】

50

【0002】

トラック、ブルドーザーなどの作業機械には、駆動源（エンジン、モータなど）と駆動系との間にクラッチが設けられているものがある。クラッチは、動力の伝達および遮断を切り換えるものである。このクラッチの劣化としては、たとえばクラッチディスク、クラッチプレートの摩耗などがある。

【0003】

クラッチディスクの摩耗量を検出する技術は、たとえば特開平9-280348号公報（特許文献1参照）に開示されている。特許文献1では、クラッチピストン室の圧力が測定され、その圧力に基づいてクラッチの摩耗量が検出される。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開平9-280348号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら特許文献1では、クラッチピストン室の圧力に基づいてクラッチの摩擦量を検出しているため、クラッチ摩擦板の摩擦性能の劣化を定量的に検出することができない。また仮にクラッチ摩擦板単体を作業機械から取り出せたとしても、クラッチ摩擦板の摩擦性能の劣化は専用計測器でなければ検出することができない。このためクラッチの摩擦による劣化をより正確に測定することが望まれている。

【0006】

本開示の目的は、クラッチの摩擦による劣化をより正確に検出することが可能な作業機械の伝達システム、作業機械、および作業機械における伝達システムの寿命予測方法を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本開示の作業機械の伝達システムは、駆動源と、第1クラッチと、コントローラとを備えている。第1クラッチは、駆動源からの動力を受けて回転する第1部材と、第1部材に係合した係合状態と係合しない解放状態との間で切り換えられる第2部材とを有する。コントローラは、回転状態にある第1部材への駆動源からの動力の伝達が遮断された状態かつ係合状態において、第1部材および第2部材の相対回転数が第1回転数となる第1時点から第1回転数よりも低い第2回転数となる第2時点に至るまでの経過時間に基づいて第1部材と第2部材との間の摩擦係数を算出する。

【0008】

本開示の作業機械は、上記の伝達システムを備えている。

本開示の作業機械における伝達システムの寿命予測方法は、以下のステップを備えている。

【0009】

第1クラッチの第1部材が回転する状態で、駆動源から第1部材への動力伝達の遮断が指令される。駆動源からの第1部材への動力の伝達が遮断された状態で、回転する第1部材に第1クラッチの第2部材の係合が指令される。第1部材および第2部材の相対回転数が第1回転数となる第1時点から第1回転数よりも低い第2回転数となる第2時点に至るまでの経過時間に基づいて第1部材と第2部材との間の摩擦係数が算出される。

【発明の効果】

【0010】

本開示によれば、クラッチの摩擦による劣化をより正確に検出することが可能な作業機械の伝達システム、作業機械、および作業機械における伝達システムの寿命予測方法を提供することである。

【図面の簡単な説明】

10

20

30

40

50

【 0 0 1 1 】

【 図 1 】 一実施の形態に係る作業機械の伝達システムの構成を示す図である。

【 図 2 】 図 1 に示す伝達システムにおける摩擦係数の算出と寿命の予測とを行なうコントローラの機能ブロックを示す図である。

【 図 3 】 一実施の形態に係る作業機械における伝達システムの寿命予測方法を示すフロー図である。

【 図 4 】 図 1 に示されるクラッチ 1、5 におけるクラッチ作動油圧力 (A) とクラッチ相対回転数 (B) との時間変化を示す図である。

【 図 5 】 エンジンの稼働累計時間 S M R と摩擦係数 μ との関係を示す図である。

【 図 6 】 変形例に係る作業機械の伝達システムの構成を示す図である。

10

【 発明を実施するための形態 】

【 0 0 1 2 】

以下、本開示の実施の形態について図に基づいて説明する。

明細書および図面において、同一の構成要素または対応する構成要素には、同一の符号を付し、重複する説明を繰り返さない。また、図面では、説明の便宜上、構成を省略または簡略化している場合もある。また、実施の形態と変形例との少なくとも一部は、互いに任意に組み合わせられてもよい。

【 0 0 1 3 】

本開示では、伝達システムとしてダンブトラックの伝達システムを例に挙げて説明するが、本開示はダンブトラックの伝達システム以外に、作業機械の伝達システムであれば適用可能である。本開示は、たとえばホイールローダ、ブルドーザ、モーターグレーダなどの伝達システムにも適用可能である。

20

【 0 0 1 4 】

また本開示では、伝達システムとして遊星歯車機構を用いた装置を例に挙げて説明するが、本開示は遊星歯車機構を有する伝達システムに限定されず、クラッチを有する伝達システムであれば適用することができる。

【 0 0 1 5 】

< 作業機械における伝達システムの構成 >

まず本実施の形態における作業機械の一例としてのダンブトラックに用いられる伝達システムの構成について説明する。

30

【 0 0 1 6 】

図 1 は、一実施の形態に係る作業機械の伝達システムの構成を示す図である。図 1 に示されるように、本実施の形態のダンブトラック 1 0 0 は伝達システム 8 0 を有している。伝達システム 8 0 は、エンジン 8 0 a (駆動源) と、伝達装置と、タイヤ 8 0 h (走行体) とを有している。

【 0 0 1 7 】

伝達装置は、エンジン 8 0 a の入力を受けてタイヤ 8 0 h へ出力する。伝達装置は、トルクコンバータ 8 0 b と、ロックアップクラッチ 8 0 c と、変速機 8 0 d と、ベベルギヤ 8 0 e と、ディファレンシャル 8 0 f a と、ファイナルギヤ 8 0 f b と、ブレーキ 8 0 g とを有している。

40

【 0 0 1 8 】

エンジン 8 0 a は動力を発生する。エンジン 8 0 a により発生された動力は、トルクコンバータ 8 0 b またはロックアップクラッチ 8 0 c を通じて変速機 8 0 d に伝えられる。変速機 8 0 d は、動力の回転速度を変速してベベルギヤ 8 0 e に伝える。ベベルギヤ 8 0 e に伝えられた動力はディファレンシャル 8 0 f a およびファイナルギヤ 8 0 f b を通じてタイヤ 8 0 h を回転駆動させる。

【 0 0 1 9 】

ディファレンシャル 8 0 f a は、左右にあるタイヤ 8 0 h に動力を振り分ける。ファイナルギヤ 8 0 f b は、変速機 8 0 d から伝わる動力を減速させてタイヤ 8 0 h に伝達する。ファイナルギヤ 8 0 f b とタイヤ 8 0 h との間には、ブレーキ 8 0 g が配置されている

50

。

【 0 0 2 0 】

変速機 8 0 d は、たとえば遊星歯車式変速機である。変速機 8 0 d は、複数の遊星歯車機構 1 0、2 0、3 0、4 0、5 0 と、複数のクラッチ 1 ~ 7 と、入力軸 6 1 と、中間軸 6 2 と、出力軸 6 3 と、複数のキャリア 6 4 ~ 6 6 とを有している。

【 0 0 2 1 】

第 1 遊星歯車機構 1 0、第 2 遊星歯車機構 2 0、第 3 遊星歯車機構 3 0、第 4 遊星歯車機構 4 0、および第 5 遊星歯車機構 5 0 は、回転軸方向に沿って、この順で配置されている。入力側から出力側に向かって、第 1 遊星歯車機構 1 0、第 2 遊星歯車機構 2 0、第 3 遊星歯車機構 3 0、第 4 遊星歯車機構 4 0、および第 5 遊星歯車機構 5 0 の順で配置されている。

10

【 0 0 2 2 】

入力軸 6 1、中間軸 6 2 および出力軸 6 3 の各々は、互いに同軸となるように回転軸方向に延びている。入力軸 6 1、中間軸 6 2 および出力軸 6 3 の各々は、回転軸 O を中心に回転するように構成されている。回転軸 O は、入力軸 6 1、中間軸 6 2 および出力軸 6 3 の各々の中心線である。

【 0 0 2 3 】

エンジン 8 0 a からの動力が、入力軸 6 1 に入力される。変速機 8 0 d により回転速度を変換された動力が出力軸 6 3 から出力される。

【 0 0 2 4 】

第 1 遊星歯車機構 1 0 は、シングルプラネタリピニオン型の遊星歯車機構である。第 1 遊星歯車機構 1 0 は、第 1 サンギヤ 1 1 と、複数の第 1 プラネタリギヤ 1 2 と、第 1 リングギヤ 1 3 と、第 1 キャリア 6 4 とを有している。

20

【 0 0 2 5 】

第 1 サンギヤ 1 1 は、回転軸 O を中心に回転するように構成されている。第 1 サンギヤ 1 1 は、入力軸 6 1 の径方向外側に配置されている。第 1 サンギヤ 1 1 は環状であって、入力軸 6 1 は第 1 サンギヤ 1 1 を貫通している。第 1 サンギヤ 1 1 と入力軸 6 1 とは、相対回転可能である。

【 0 0 2 6 】

第 1 サンギヤ 1 1 は、回転を制動されるようにクラッチ 7 に接続されている。クラッチ 7 はたとえばブレーキである。

30

【 0 0 2 7 】

複数の第 1 プラネタリギヤ 1 2 の各々は、第 1 サンギヤ 1 1 に噛み合うように構成されている。複数の第 1 プラネタリギヤ 1 2 の各々は、第 1 サンギヤ 1 1 の径方向外側に配置されている。複数の第 1 プラネタリギヤ 1 2 の各々は、互いに周方向に間隔をあけて配置されている。

【 0 0 2 8 】

複数の第 1 プラネタリギヤ 1 2 の各々は、第 1 サンギヤ 1 1 の周りを公転するように構成されている。複数の第 1 プラネタリギヤ 1 2 の各々は、回転軸 O を中心に公転するように構成されている。また、複数の第 1 プラネタリギヤ 1 2 の各々は、自転するように構成されている。

40

【 0 0 2 9 】

第 1 キャリア 6 4 は、複数の第 1 プラネタリギヤ 1 2 の各々を支持している。複数の第 1 プラネタリギヤ 1 2 の各々は、第 1 キャリア 6 4 に支持された状態で、自転可能である。第 1 キャリア 6 4 は、回転軸 O を中心に回転するように構成されている。

【 0 0 3 0 】

第 1 キャリア 6 4 は、入力軸 6 1 に固定されており、入力軸 6 1 と一体的に回転するように構成されている。第 1 キャリア 6 4 と入力軸 6 1 とは、1 つの部材によって構成されていてもよい。

【 0 0 3 1 】

50

第1リングギヤ13は、複数の第1プラネタリギヤ12の各々と噛み合っている。第1リングギヤ13は、回転軸Oを中心に回転するように構成されている。第1リングギヤ13は、中間軸62に固定されており、中間軸62と一体的に回転するように構成されている。第1リングギヤ13と中間軸62とは、1つの部材によって構成されていてもよい。

【0032】

入力軸61と中間軸62（第1リングギヤ13）の間には、クラッチ5（第2クラッチ）が配置されている。クラッチ5はオン（ON）状態とオフ（OFF）状態とを切り換えられる。クラッチ5がオン状態にあるときには、クラッチ5は、エンジン80aで生じた動力を入力軸61から中間軸62へ伝達する伝達状態となっている。またクラッチ5がオフ状態にあるときには、クラッチ5は、エンジン80aから入力軸61を通じた中間軸62への動力の伝達を遮断する遮断状態となっている。

10

【0033】

第2遊星歯車機構20は、シングルプラネタリピニオン型の遊星歯車機構である。第2遊星歯車機構20は、第2サンギヤ21と、複数の第2プラネタリギヤ22と、第2リングギヤ23と、第2キャリア65とを有している。

【0034】

第2サンギヤ21は、回転軸Oを中心に回転するように構成されている。第2サンギヤ21は、中間軸62の径方向外側に配置されている。第2サンギヤ21は中間軸62に固定されており、中間軸62と一体的に回転するように構成されている。第2サンギヤ21と中間軸62とは、1つの部材によって構成されていてもよい。

20

【0035】

複数の第2プラネタリギヤ22の各々は、第2サンギヤ21に噛み合うように構成されている。複数の第2プラネタリギヤ22の各々は、第2サンギヤ21の径方向外側に配置されている。複数の第2プラネタリギヤ22の各々は、互いに周方向に間隔をあけて配置されている。

【0036】

複数の第2プラネタリギヤ22の各々は、第2サンギヤ21の周りを公転するように構成されている。複数の第2プラネタリギヤ22の各々は、回転軸Oを中心に公転するように構成されている。また、複数の第2プラネタリギヤ22の各々は、自転するように構成されている。

30

【0037】

第2キャリア65は、複数の第2プラネタリギヤ22の各々を支持している。複数の第2プラネタリギヤ22の各々は、第2キャリア65に支持された状態で、自転可能である。第2キャリア65は、回転軸Oを中心に回転するように構成されている。

【0038】

第2キャリア65と中間軸62の間には、クラッチ6が配置されている。クラッチ6により、中間軸62と第2キャリア65との間で動力を伝達する伝達状態と、中間軸62と第2キャリア65との間での動力の伝達を遮断する遮断状態とが切り換えられる。

【0039】

第2リングギヤ23は、複数の第2プラネタリギヤ22の各々と噛み合っている。第2リングギヤ23は、回転軸Oを中心に回転するように構成されている。第2リングギヤ23は、回転を制動されるようにクラッチ1（第1クラッチ）に接続されている。クラッチ1はたとえばブレーキである。

40

【0040】

第3遊星歯車機構30は、ダブルプラネタリピニオン型の遊星歯車機構である。第3遊星歯車機構30は、第3サンギヤ31と、複数組のダブルプラネタリギヤ32a、32bと、第3リングギヤ33と、第2キャリア65とを有している。

【0041】

第3サンギヤ31は、回転軸Oを中心に回転するように構成されている。第3サンギヤ31は、中間軸62の径方向外側に配置されている。第3サンギヤ31は中間軸62に固

50

定されており、中間軸 6 2 と一体的に回転するように構成されている。第 3 サンギヤ 3 1 と中間軸 6 2 とは、1 つの部材によって構成されていてもよい。

【 0 0 4 2 】

複数組のダブルプラネタリギヤ 3 2 a、3 2 b の各組は、プラネタリギヤ 3 2 a と、プラネタリギヤ 3 2 b とを有している。プラネタリギヤ 3 2 a は、第 3 サンギヤ 3 1 と噛み合うように構成されている。プラネタリギヤ 3 2 b は、プラネタリギヤ 3 2 a および第 3 リングギヤ 3 3 の各々と噛み合うように構成されている。

【 0 0 4 3 】

複数組のダブルプラネタリギヤ 3 2 a、3 2 b の各組は、第 3 サンギヤ 3 1 の径方向外側に配置されている。複数組のダブルプラネタリギヤ 3 2 a、3 2 b の各組は、周方向に
10 間隔をあけて配置されている。

【 0 0 4 4 】

各組のプラネタリギヤ 3 2 a およびプラネタリギヤ 3 2 b の各々は、第 3 サンギヤ 3 1 の周りを公転するように構成されている。各組のプラネタリギヤ 3 2 a およびプラネタリギヤ 3 2 b の各々は、回転軸 O を中心に回転するように構成されている。また、各組のプラネタリギヤ 3 2 a およびプラネタリギヤ 3 2 b の各々は、自転するように構成されている。

【 0 0 4 5 】

第 2 キャリア 6 5 は、各組のプラネタリギヤ 3 2 a およびプラネタリギヤ 3 2 b の各々を支持している。各組のプラネタリギヤ 3 2 a およびプラネタリギヤ 3 2 b の各々は、第
20 2 キャリア 6 5 に支持された状態で、自転可能である。

【 0 0 4 6 】

第 3 リングギヤ 3 3 は、各組のプラネタリギヤ 3 2 b と噛み合っている。第 3 リングギヤ 3 3 は、回転軸 O を中心に回転するように構成されている。第 3 リングギヤ 3 3 は、回転を制動されるようにクラッチ 2 に接続されている。クラッチ 2 はたとえばブレーキである。

【 0 0 4 7 】

第 4 遊星歯車機構 4 0 は、シングルプラネタリピニオン型の遊星歯車機構である。第 4 遊星歯車機構 4 0 は、第 4 サンギヤ 4 1 と、複数の第 4 プラネタリギヤ 4 2 と、第 4 リングギヤ 4 3 と、第 3 キャリア 6 6 とを有している。
30

【 0 0 4 8 】

第 4 サンギヤ 4 1 は、回転軸 O を中心に回転するように構成されている。第 4 サンギヤ 4 1 は、中間軸 6 2 の径方向外側に配置されている。第 4 サンギヤ 4 1 は中間軸 6 2 に固定されており、中間軸 6 2 と一体的に回転するように構成されている。第 4 サンギヤ 4 1 と中間軸 6 2 とは、1 つの部材によって構成されていてもよい。

【 0 0 4 9 】

複数の第 4 プラネタリギヤ 4 2 の各々は、第 4 サンギヤ 4 1 に噛み合うように構成されている。複数の第 4 プラネタリギヤ 4 2 の各々は、第 4 サンギヤ 4 1 の径方向外側に配置されている。複数の第 4 プラネタリギヤ 4 2 の各々は、互いに周方向に間隔をあけて配置されている。
40

【 0 0 5 0 】

複数の第 4 プラネタリギヤ 4 2 の各々は、第 4 サンギヤ 4 1 の周りを公転するように構成されている。複数の第 4 プラネタリギヤ 4 2 の各々は、回転軸 O を中心に公転するように構成されている。また、複数の第 4 プラネタリギヤ 4 2 の各々は、自転するように構成されている。

【 0 0 5 1 】

第 3 キャリア 6 6 は、複数の第 4 プラネタリギヤ 4 2 の各々を支持している。複数の第 4 プラネタリギヤ 4 2 の各々は、第 3 キャリア 6 6 に支持された状態で、自転可能である。第 3 キャリア 6 6 は、回転軸 O を中心に回転するように構成されている。

【 0 0 5 2 】

10

20

30

40

50

第4リングギヤ43は、複数の第4プラネタリギヤ42の各々と噛み合っている。第4リングギヤ43は、回転軸Oを中心に回転するように構成されている。第4リングギヤ43は、回転を制動されるようにクラッチ3に接続されている。クラッチ3はたとえばブレーキである。

【0053】

第4リングギヤ43は、第2キャリア65に固定されており、第2キャリア65と一体的に回転するように構成されている。第2キャリア65と第4リングギヤ43とは、1つの部材によって構成されていてもよい。

【0054】

第5遊星歯車機構50は、シングルプラネタリピニオン型の遊星歯車機構である。第5遊星歯車機構50は、第5サンギヤ51と、複数の第5プラネタリギヤ52と、第5リングギヤ53と、第3キャリア66とを有している。

【0055】

第5サンギヤ51は、回転軸Oを中心に回転するように構成されている。第5サンギヤ51は、中間軸62の径方向外側に配置されている。第5サンギヤ51は中間軸62に固定されており、中間軸62と一体的に回転するように構成されている。第5サンギヤ51と中間軸62とは、1つの部材によって構成されていてもよい。

【0056】

複数の第5プラネタリギヤ52の各々は、第5サンギヤ51に噛み合うように構成されている。複数の第5プラネタリギヤ52の各々は、第5サンギヤ51の径方向外側に配置されている。複数の第5プラネタリギヤ52の各々は、互いに周方向に間隔をあけて配置されている。

【0057】

複数の第5プラネタリギヤ52の各々は、第5サンギヤ51の周りを公転するように構成されている。複数の第5プラネタリギヤ52の各々は、回転軸Oを中心に公転するように構成されている。また、複数の第5プラネタリギヤ52の各々は、自転するように構成されている。

【0058】

第3キャリア66は、複数の第5プラネタリギヤ52の各々を支持している。複数の第5プラネタリギヤ52の各々は、第3キャリア66に支持された状態で、自転可能である。

【0059】

第5リングギヤ53は、複数の第5プラネタリギヤ52の各々と噛み合っている。第5リングギヤ53は、回転軸Oを中心に回転するように構成されている。第5リングギヤ53は、回転を制動されるようにクラッチ4に接続されている。クラッチ3はたとえばブレーキである。

【0060】

第3キャリア66は、出力軸63に固定されており、出力軸63と一体的に回転するように構成されている。第3キャリア66と出力軸63とは、1つの部材によって構成されていてもよい。

【0061】

複数のクラッチ1~7の各々は、たとえば、油圧式のクラッチ機構であって、複数のディスクから構成することができる。複数のクラッチ1~7の各々は、図2に示されるように、たとえば複数のクラッチディスク1a(第1部材)と、複数のクラッチプレート1b(第2部材)とを有している。

【0062】

複数のクラッチディスク1aの各々は、エンジン80aからの動力を受けて回転する。複数のクラッチプレート1bの各々は、複数のクラッチディスク1aの各々と係合した係合状態と、複数のクラッチディスク1aの各々と係合しない解放状態との間で切り換えられる。

10

20

30

40

50

【 0 0 6 3 】

複数のクラッチ 1 ~ 7 の各々がオン状態のとき、複数のクラッチディスク 1 a と複数のクラッチプレート 1 b とが互いに圧着されることにより係合して係合状態となる。これによりクラッチディスク 1 a とクラッチプレート 1 b との間で動力が伝達されて、クラッチディスク 1 a とクラッチプレート 1 b との相対回転数が 0 となる。ただしクラッチ 1 ~ 4、7 の各々はブレーキであるため、クラッチディスク 1 a とクラッチプレート 1 b との相対回転数が 0 となるときには、クラッチディスク 1 a とクラッチプレート 1 b との双方の回転数は 0 となる。

【 0 0 6 4 】

複数のクラッチ 1 ~ 7 の各々がオフ状態のとき、複数のクラッチディスク 1 a と複数のクラッチプレート 1 b との係合状態が解除されて解放状態となる。これにより複数のクラッチディスク 1 a と複数のクラッチプレート 1 b とは互いに係合せずに分離している。このため複数のクラッチディスク 1 a と複数のクラッチプレート 1 b との間の動力の伝達は遮断されている。

10

【 0 0 6 5 】

本実施の形態の伝達システム 8 0 は、コントローラ 7 0 と、センサ 7 1 ~ 7 3 とをさらに有している。センサ 7 1 は、たとえば入力軸 6 1 の回転数を検知する回転センサである。センサ 7 2 は、たとえば中間軸 6 2 の回転数を検知する回転センサである。センサ 7 3 は、たとえば出力軸 6 3 の回転数を検知する回転センサである。センサ 7 1 またはセンサ 7 2 (第 1 センサ) により、クラッチ 1 におけるクラッチディスク 1 a (図 2) の回転数を計測することができる。センサ 7 3 (第 2 センサ) により、クラッチ 1 におけるクラッチプレート 1 b (図 2) の回転数を計測することができる。

20

【 0 0 6 6 】

センサ 7 1 ~ 7 3 の各々によって測定された回転数は、検知信号としてコントローラ 7 0 へ出力される。コントローラ 7 0 は、センサ 7 1 ~ 7 3 の各々によって測定された回転数に基づいて、クラッチ 1 の摩擦係数を算出する。

【 0 0 6 7 】

コントローラ 7 0 は、センサ 7 1 により検知された入力軸 6 1 の回転数と、センサ 7 2 により検知された中間軸 6 2 の回転数とにより、クラッチ 5 のオン・オフ状態を検知する。

30

【 0 0 6 8 】

コントローラ 7 0 は、センサ 7 2 により検知された中間軸 6 2 の回転数と、センサ 7 3 により検知された出力軸 6 3 の回転数とにより、クラッチ 1 のオン・オフ状態を検知する。

【 0 0 6 9 】

コントローラ 7 0 は、センサ 7 2 により検知された中間軸 6 2 の回転数と、センサ 7 3 により検知された出力軸 6 3 の回転数とにより、クラッチ 1 のクラッチディスクとクラッチプレートとの相対回転数を検知する。コントローラ 7 0 は、センサ 7 1 により検知された入力軸 6 1 の回転数と、センサ 7 3 により検知された出力軸 6 3 の回転数とにより、クラッチ 1 のクラッチディスクとクラッチプレートとの相対回転数を検知してもよい。

40

【 0 0 7 0 】

コントローラ 7 0 は、エンジン 8 0 a からクラッチ 1 のクラッチディスク 1 a への動力の伝達が遮断された状態で、かつクラッチ 1 のクラッチディスク 1 a とクラッチプレート 1 b とが係合した係合状態において、クラッチ 1 のクラッチディスク 1 a とクラッチプレート 1 b との相対回転数が第 1 回転数となる第 1 時点から第 1 回転数よりも低い第 2 回転数となる第 2 時点に至るまでの経過時間に基づいてクラッチ 1 の摩擦係数を算出する。このクラッチ 1 の摩擦係数は、クラッチ 1 の複数のクラッチディスクおよび複数のクラッチプレートの全ての摩擦係数を含むクラッチ 1 の全体としての摩擦係数である。

【 0 0 7 1 】

上記第 1 時点は、たとえばエンジン 8 0 a からクラッチ 1 のクラッチディスク 1 a への

50

動力の伝達がクラッチ 5 により遮断され、かつクラッチ 1 がオン状態となった時点である。第 2 時点は、たとえば係合状態にあるクラッチ 1 のクラッチディスク 1 a およびクラッチプレート 1 b の相対回転数が 0 になる時点である。

【0072】

コントローラ 70 は、作業機械 100 に搭載されていてもよく、作業機械 100 の外部に離れて配置されていてもよい。コントローラ 70 が作業機械 100 の外部に離れて配置されている場合、コントローラ 70 は、センサ 71 ~ 74、クラッチ制御弁 82、83、操作部 86、表示部 85、入力部 84 などと無線により接続されていてもよい。

【0073】

<コントローラ 70 の機能ブロック>

次に、本実施の形態におけるコントローラ 70 の機能ブロックについて図 2 を用いて説明する。

【0074】

図 2 は、図 1 に示す伝達システムにおける摩擦係数の算出と寿命の予測とを行なうコントローラの機能ブロックを示す図である。図 2 に示されるように、コントローラ 70 は、クラッチオン・オフ制御部 70 a と、クラッチ制御弁制御部 70 b と、クラッチ 1 のオン信号取得部 70 c a と、クラッチ 5 のオフ信号取得部 70 c b と、クラッチディスク回転数取得部 70 d と、クラッチプレート回転数取得部 70 e と、クラッチオン切替時間取得部 70 f とを有している。

【0075】

コントローラ 70 は、相対回転数算出部 70 g と、相対回転数判定部 70 h と、相対回転数 0 時間取得部 70 i と、経過時間算出部 70 j と、記憶部 70 k と、摩擦係数算出部 70 l と、寿命予測部 70 m とをさらに有している。

【0076】

クラッチオン・オフ制御部 70 a は、操作部 86 から操作信号を受けてクラッチオン・オフの制御信号を発生する。クラッチ制御弁制御部 70 b は、クラッチオン・オフ制御部 70 a からのクラッチオン・オフの制御信号を受けてクラッチ制御弁 82、83 を制御する。

【0077】

クラッチ制御弁 82 は、クラッチ制御弁制御部 70 b からの制御信号を受けて、ポンプ 81 から吐出された作動油をクラッチ 1 の油圧室 1 f へ供給するか否かを制御する。クラッチ 1 の油圧室 1 f にポンプ 81 から吐出された作動油が供給されていない場合、クラッチ 1 のピストン 1 e に作動油の油圧は作用しない。この場合、クラッチ 1 の複数のクラッチディスク 1 a と複数のクラッチプレート 1 b とは互いに離れており、クラッチ 1 はオフ状態にある。

【0078】

一方、クラッチ 1 の油圧室 1 f にポンプ 81 から吐出された作動油が供給される場合、クラッチ 1 のピストン 1 e に作動油の油圧が作用する。この場合、クラッチ 1 の複数のクラッチディスク 1 a と複数のクラッチプレート 1 b とが互いに圧着し、クラッチ 1 はオン状態になる。

【0079】

なおクラッチ 1 のクラッチディスク 1 a はクラッチハブ 1 c の外周に固定されており、クラッチプレート 1 b はクラッチドラム 1 d の内周に固定されている。クラッチハブ 1 c は、第 2 リングギヤ 23 (図 1) の外周に固定されている。

【0080】

クラッチ制御弁 83 は、クラッチ制御弁制御部 70 b からの制御信号を受けて、ポンプ 81 から吐出された作動油をクラッチ 5 の油圧室 (図示せず) へ供給するか否かを制御する。クラッチ 5 の油圧室にポンプ 81 から吐出された作動油が供給されていない場合、クラッチ 1 と同様、クラッチ 5 の複数のクラッチディスクと複数のクラッチプレートとは互いに離れており、クラッチ 5 はオフ状態にある。

10

20

30

40

50

【0081】

一方、クラッチ5の油圧室にポンプ81から吐出された作動油が供給される場合、クラッチ1と同様、クラッチ5の複数のクラッチディスクと複数のクラッチプレートとが互いに圧着し、クラッチ5はオン状態になる。

【0082】

クラッチ1のオン信号取得部70caは、クラッチ1がオン状態になったことを示す信号を取得する。クラッチ1のオン信号取得部70caは、たとえばセンサ72により測定された中間軸62の回転数とセンサ73により測定された出力軸63の回転数とに基づいてクラッチ1がオン状態になったか否かを判別する。

【0083】

クラッチ1のオン信号取得部70caは、クラッチ制御弁制御部70bにより生ずるクラッチ1の制御信号(電気信号)に基づいてクラッチ1がオン状態になったか否かを判別してもよい。またクラッチ1のオン信号取得部70caは、圧力センサ74により測定された作動油の圧力(クラッチ制御弁82から吐出された作動油の圧力)に基づいてクラッチ1がオン状態になったか否かを判別してもよい。またクラッチ1のオン信号取得部70caは、ストロークセンサ(図示せず)により測定されたクラッチ1におけるピストン1eの移動量に基づいてクラッチ1がオン状態になったか否かを判別してもよい。

【0084】

クラッチ5のオフ信号取得部70cbは、クラッチ5がオフ状態になったことを示す信号を取得する。クラッチ5のオフ信号取得部70cbは、たとえばセンサ71により測定された入力軸61の回転数とセンサ72により測定された中間軸62の回転数とに基づいてクラッチ5がオフ状態になったか否かを判別する。

【0085】

クラッチディスク回転数取得部70dは、センサ72により測定された中間軸62の回転数に基づいてクラッチ1のクラッチディスク1aの回転数を取得する。

【0086】

クラッチプレート回転数取得部70eは、センサ73により測定された出力軸63の回転数に基づいてクラッチ1のクラッチプレート1bの回転数を取得する。

【0087】

クラッチオン切替時間取得部70fは、クラッチ5のオフ信号取得部70cbからのクラッチ5のオフ信号とクラッチ1のオン信号取得部70caからのクラッチ1のオン信号とに基づいて、クラッチ1がオン状態に切り換えられた第1時点(T0)を取得する。具体的にはクラッチオン切替時間取得部70fは、クラッチ5がオフ状態に切り換えられた後にクラッチ1がオン状態に切り換えられた第1時点(T0)を取得する。クラッチオン切替時間取得部70fにより取得された第1時点(T0)は記憶部70kに記憶されてもよい。

【0088】

相対回転数算出部70gは、クラッチディスク回転数取得部70dからのクラッチディスク1aの回転数とクラッチプレート回転数取得部70eからのクラッチプレート1bの回転数とに基づいてクラッチディスク1aとクラッチプレート1bとの相対回転数を算出する。

【0089】

相対回転数判定部70hは、相対回転数算出部70gにより算出されたクラッチディスク1aとクラッチプレート1bとの相対回転数が所定値になったか否かを判定する。所定値は、第1時点(T0)におけるクラッチディスク1aとクラッチプレート1bとの相対回転数(第1回転数)よりも低い第2回転数である。所定値(第2回転数)は、たとえば0である。所定値は記憶部70kに記憶されていてもよい。この場合、相対回転数判定部70hは、記憶部70kに記憶された所定値を参照して上記相対回転数が所定値になったか否かを判定する。

【0090】

10

20

30

40

50

相対回転数 0 時間取得部 70 i は、クラッチディスク 1 a とクラッチプレート 1 b との相対回転数が所定値になった第 2 時点 (T 1) を取得する。相対回転数 0 時間取得部 70 i により取得された第 2 時点 (T 1) は記憶部 70 k に記憶されてもよい。

【 0 0 9 1 】

経過時間算出部 70 j は、クラッチオン切替時間取得部 70 f により取得された第 1 時点 (T 0) と、相対回転数 0 時間取得部 70 i により取得された第 2 時点 (T 1) とに基づいて経過時間 t を算出する。経過時間算出部 70 j は、記憶部 70 k に記憶された第 1 時点 (T 0) と第 2 時点 (T 1) とに基づいて経過時間 t を算出してもよい。経過時間 t は、 $t = T 1 - T 0$ の式から得られる。

【 0 0 9 2 】

摩擦係数算出部 70 l は、経過時間算出部 70 j により算出された経過時間 t に基づいてクラッチ 1 の摩擦係数 μ を算出する。クラッチ 1 の摩擦係数 μ は、 $\mu = k / t$ の式から算出される。上式における k は比例定数である。

【 0 0 9 3 】

摩擦係数算出部 70 l により算出された摩擦係数 μ は、記憶部 70 k に記憶されてもよい。摩擦係数算出部 70 l が互いに計測時点の異なる複数の摩擦係数 μ を算出する場合には、互いに計測時点の異なる複数の摩擦係数 μ が記憶部 70 k に記憶される。

【 0 0 9 4 】

寿命予測部 70 m は、摩擦係数算出部 70 l により算出されたクラッチ 1 の摩擦係数 μ に基づいてクラッチ 1 の寿命を予測する。この際、記憶部 70 k に記憶された、互いに計測時点の異なる複数の摩擦係数 μ に基づいてクラッチ 1 の寿命が予測されてもよい。

【 0 0 9 5 】

摩擦係数算出部 70 l により算出されたクラッチ 1 の摩擦係数 μ と、寿命予測部 70 m により予測されたクラッチ 1 の寿命とは、表示部 8 5 に表示されてもよい。表示部 8 5 は、コントローラ 70 と有線で接続されていてもよく、また無線で接続されていてもよい。

【 0 0 9 6 】

記憶部 70 k は、コントローラ 70 外部の入力部 8 4 から他の情報を記憶されてもよい。入力部 8 4 からは、たとえばクラッチディスク 1 a とクラッチプレート 1 b との相対回転数を判定するための上記所定値 (第 2 回転数) が記憶部 70 k に記憶されてもよい。また入力部 8 4 からは、摩擦係数 μ を算出するための計算式などが記憶部 70 k に記憶されてもよい。

【 0 0 9 7 】

< 伝達システムの寿命予測方法 >

次に、本実施の形態に係る作業機械における伝達システムの寿命予測方法について図 2 ~ 図 5 を用いて説明する。

【 0 0 9 8 】

図 3 は、一実施の形態に係る作業機械における伝達システムの寿命予測方法を示すフロー図である。図 4 は、図 1 に示されるクラッチ 1、5 におけるクラッチ作動油圧力 (A) とクラッチ相対回転数 (B) との時間変化を示す図である。図 5 は、エンジンの稼働累計時間 S M R と摩擦係数 μ との関係を示す図である。

【 0 0 9 9 】

図 1 および図 2 に示されるように、ダンブトラック 100 の走行停車時 (ブレーキ 80 g がオン状態) に、クラッチ 5 がオン状態となり、かつクラッチ 1 がオフ状態となるようにコントローラ 70 がクラッチ制御弁 8 2、8 3 へ指令を与える。この状態では、図 4 (A) に示されるように、クラッチ 1 にはポンプ 8 1 (図 2) から吐出された作動油は供給されていない。一方、クラッチ 5 にはポンプ 8 1 から吐出された作動油が供給されている。これにより図 1 に示されるクラッチ 5 を介して入力軸 6 1 と中間軸 6 2 とが連結される。また図 2 に示されるクラッチ 1 のクラッチプレート 1 b はクラッチディスク 1 a と離れている。

【 0 1 0 0 】

10

20

30

40

50

図 2 に示されるように、この状態でエンジン 80 a が一定回転となるように駆動制御される。エンジン 80 a で生じた動力が入力軸 61 および中間軸 62 を介してクラッチ 1 のクラッチディスク 1 a に伝達される。これによりクラッチディスク 1 a が回転する。一方、クラッチ 1 のクラッチプレート 1 b は、クラッチディスク 1 a と離れているため回転しない。

【0101】

これにより図 4 (B) に示されるように、クラッチ 5 のクラッチディスクとクラッチプレートとの相対回転数は 0 となる。一方、クラッチ 1 のクラッチディスク 1 a とクラッチプレート 1 b との相対回転数は大きくなる。

【0102】

この状態で、クラッチ 5 がオフ状態となるように、図 2 に示されるコントローラ 70 がクラッチ制御弁 83 へ指令を与える。この状態では図 4 (A) に示されるように、クラッチ 5 にはポンプ 81 から吐出された作動油が供給されなくなる。これにより図 1 に示されるクラッチ 5 のクラッチプレートはクラッチディスクと離れ、入力軸 61 から中間軸 62 への動力の伝達はクラッチ 5 により遮断される。このため中間軸 62、クラッチディスク 1 a などが慣性力により回転する (ステップ S1 : 図 3)。

【0103】

この後、クラッチ 1 がオン状態となるように、図 2 に示されるコントローラ 70 がクラッチ制御弁 82 へ指令を与える (ステップ S2 : 図 3)。この状態では図 4 (A) に示されるように、クラッチ 1 にはポンプ 81 から吐出された作動油が供給される。これによりクラッチ 1 のクラッチディスク 1 a とクラッチプレート 1 b とが圧着する。このため図 4 (B) に示されるように、クラッチ 1 のクラッチディスク 1 a とクラッチプレート 1 b との相対回転数は小さくなる。

【0104】

クラッチ 1 がオン状態になる開始タイミングが第 1 時点 (T0) として検出される (ステップ S3 : 図 3)。第 1 時点 (T0) の検出においては、図 2 に示されるように、まずクラッチ 5 のオフ信号取得部 70 c b が、クラッチ 5 がオフ状態になったことを示す信号を取得する。クラッチ 5 のオフ信号取得部 70 c b は、たとえばセンサ 71 により測定された入力軸 61 の回転数とセンサ 72 により測定された中間軸 62 の回転数とに基づいてクラッチ 5 がオフ状態になったか否かを判別する。

【0105】

次いで、クラッチ 1 のオン信号取得部 70 c a が、クラッチ 1 がオン状態になったことを示す信号を取得する。クラッチ 1 のオン信号取得部 70 c a は、たとえばセンサ 72 により測定された中間軸 62 の回転数とセンサ 73 により測定された出力軸 63 の回転数とに基づいてクラッチ 1 がオン状態になったか否かを判別する。

【0106】

またクラッチ 1 のオン信号取得部 70 c a は、クラッチ制御弁制御部 70 b により生ずるクラッチ 1 の制御信号 (電気信号) に基づいてクラッチ 1 がオン状態になったか否かを判別してもよい。またクラッチ 1 のオン信号取得部 70 c a は、圧力センサ 74 により測定された作動油の圧力 (クラッチ制御弁 82 から吐出された作動油の圧力) に基づいてクラッチ 1 がオン状態になったか否かを判別してもよい。またクラッチ 1 のオン信号取得部 70 c a は、ストロークセンサ (図示せず) により測定されたクラッチ 1 におけるピストン 1 e の移動量に基づいてクラッチ 1 がオン状態になったか否かを判別してもよい。

【0107】

クラッチオン切換時間取得部 70 f は、クラッチ 5 のオフ信号取得部 70 c b からのクラッチ 5 のオフ信号とクラッチ 1 のオン信号取得部 70 c a からのクラッチ 1 のオン信号とに基づいて、クラッチ 1 がオン状態に切り換えられた第 1 時点 (T0) を取得する。具体的にはクラッチオン切換時間取得部 70 f は、クラッチ 5 がオフ状態に切り換えられた後にクラッチ 1 がオン状態に切り換えられた第 1 時点 (T0) を取得する。

【0108】

10

20

30

40

50

次に、クラッチ 1 のクラッチディスク 1 a とクラッチプレート 1 b との相対回転数が検出される（ステップ S 4：図 3）。相対回転数の検出に際して、図 2 に示されるように、まずクラッチディスク 1 a の回転数がクラッチディスク回転数取得部 7 0 d により取得される。またクラッチプレート 1 b の回転数がクラッチプレート回転数取得部 7 0 e により取得される。

【 0 1 0 9 】

クラッチディスク回転数取得部 7 0 d からのクラッチディスク 1 a の回転数とクラッチプレート回転数取得部 7 0 e からのクラッチプレート 1 b の回転数とに基づいて相対回転数算出部 7 0 g がクラッチディスク 1 a とクラッチプレート 1 b との相対回転数を算出する。

10

【 0 1 1 0 】

次に、クラッチディスク 1 a とクラッチプレート 1 b との相対回転数が所定値（たとえば 0）になったか否かが判定される（ステップ S 5：図 3）。相対回転数の判定に際しては、図 2 に示されるように、相対回転数算出部 7 0 g により算出された相対回転数が所定値（たとえば 0）になったか否かを相対回転数判定部 7 0 h が判定する。

【 0 1 1 1 】

上記の判定により相対回転数が所定値になっていない場合、クラッチディスク 1 a とクラッチプレート 1 b との相対回転数が再度検出される（ステップ S 4：図 3）。

【 0 1 1 2 】

上記の判定により相対回転数が所定値になった場合、クラッチディスク 1 a とクラッチプレート 1 b との相対回転数が所定値になった第 2 時点（T 1）が検出される（ステップ S 6：図 3）。第 2 時点（T 1）の検出に際しては、図 2 に示されるように、相対回転数 0 時間取得部 7 0 i により行なわれる。

20

【 0 1 1 3 】

次に、クラッチ 1 の摩擦係数が算出される（ステップ S 7：図 3）。摩擦係数の算出に際しては、図 2 に示されるように、まずクラッチオン切替時間取得部 7 0 f により取得された第 1 時点（T 0）と、相対回転数 0 時間取得部 7 0 i により取得された第 2 時点（T 1）とに基づいて、経過時間算出部 7 0 j が経過時間 t を算出する。経過時間 t は、 $t = T 1 - T 0$ の式から得られる。

【 0 1 1 4 】

経過時間算出部 7 0 j により算出された経過時間 t に基づいて、摩擦係数算出部 7 0 l がクラッチ 1 の摩擦係数 μ を算出する。クラッチ 1 の摩擦係数 μ は、 $\mu = k / t$ の式から算出される。

30

【 0 1 1 5 】

次に、摩擦係数の時間変化に基づいてクラッチ 1 の寿命が予測される（ステップ S 8：図 3）。クラッチ 1 の寿命の予測に際しては、図 2 に示されるように、摩擦係数算出部 7 0 l により算出されたクラッチ 1 の摩擦係数に基づいて、寿命予測部 7 0 m がクラッチ 1 の寿命を予測する。

【 0 1 1 6 】

具体的には図 5 に示されるように、寿命予測部 7 0 m は、記憶部 7 0 k に記憶された計測時点の異なる複数の摩擦係数 μ に基づいて、摩擦係数 μ と稼働累計時間 S M R（Service Meter Reading）との関係を作成する。寿命予測部 7 0 m は、摩擦係数 μ と稼働累計時間 S M R との関係から、摩擦係数 μ の変化に近似した直線（図 5 中破線）を導き出す。寿命予測部 7 0 m は、導き出した直線がクラッチ 1 の使用限界となる摩擦係数 $\mu 1$ と交わる点 P L におけるエンジン 8 0 a の稼働累計時間 T L をクラッチ 1 の寿命と予測する。

40

【 0 1 1 7 】

上記によりクラッチ 1 の摩擦係数 μ を算出できるとともに、算出された摩擦係数 μ に基づいてクラッチ 1 の寿命を予測することができる。

【 0 1 1 8 】

< 変形例 >

50

次に、作業機械の変形例としてのブルドーザ 100A に用いられる伝達システムの構成について図 6 を用いて説明する。

【0119】

図 6 は、変形例に係る作業機械の伝達システムの構成を示す図である。図 6 に示されるように、本変形例におけるブルドーザ 100A は伝達システム 80 を有している。伝達システム 80 は、エンジン 80a (駆動源) と、伝達装置と、履帯 80ha (走行体) とを有している。

【0120】

伝達装置は、エンジン 80a の入力を受けて履帯 80ha へ出力する。伝達装置は、トルクコンバータ 80b と、ロックアップクラッチ 80c と、変速機 80da と、ベベルギヤ 80e と、ファイナルドライブ 80f と、ブレーキ 80g と、ステアリングクラッチ 80i とを有している。

【0121】

本変形例の構成は、図 1 に示すダンブトラック 100 における伝達システム 80 の構成と比較して、変速機 80da と、ステアリングクラッチ 80i と、ブレーキ 80g と、ファイナルドライブ 80f とにおいて異なっている。

【0122】

変速機 80da は、たとえば遊星歯車式変速機である。変速機 80da は、複数の遊星歯車機構 110、120、130、140 と、複数のクラッチ 101 ~ 105 と、入力軸 61 と、出力軸 63 と、複数のキャリア 164 ~ 166 とを有している。

【0123】

第 1 遊星歯車機構 110、第 2 遊星歯車機構 120、第 3 遊星歯車機構 130、および第 4 遊星歯車機構 140 は、回転軸方向に沿って、この順で配置されている。入力側から出力側に向かって、第 1 遊星歯車機構 110、第 2 遊星歯車機構 120、第 3 遊星歯車機構 130、および第 4 遊星歯車機構 140 の順で配置されている。

【0124】

入力軸 61 および出力軸 63 の各々は、互いに同軸となるように回転軸方向に延びている。入力軸 61 および出力軸 63 の各々は、回転軸 O を中心に回転するように構成されている。回転軸 O は、入力軸 61 および出力軸 63 の各々の中心線である。

【0125】

エンジン 80a からの動力が、入力軸 61 に入力される。変速機 80da により回転速度を変速された動力が出力軸 63 から出力される。

【0126】

第 1 遊星歯車機構 110 は、シングルプラネタリピニオン型の遊星歯車機構である。第 1 遊星歯車機構 110 は、サンギヤ 111 と、複数のプラネタリギヤ 112 と、リングギヤ 113 と、キャリア 164 とを有している。

【0127】

サンギヤ 111 は、回転軸 O を中心に回転するように構成されている。サンギヤ 111 は、入力軸 61 の径方向外側に配置されている。サンギヤ 111 は入力軸 61 に固定されており、入力軸 61 と一体的に回転するように構成されている。

【0128】

複数のプラネタリギヤ 112 の各々は、サンギヤ 111 に噛み合うように構成されている。複数のプラネタリギヤ 112 の各々は、サンギヤ 111 の径方向外側に配置されている。複数のプラネタリギヤ 112 の各々は、互いに周方向に間隔をあけて配置されている。

【0129】

複数のプラネタリギヤ 112 の各々は、サンギヤ 111 の周りを公転するように構成されている。複数のプラネタリギヤ 112 の各々は、回転軸 O を中心に公転するように構成されている。また、複数のプラネタリギヤ 112 の各々は、自転するように構成されている。

10

20

30

40

50

【 0 1 3 0 】

リングギヤ 1 1 3 は、複数のプラネタリギヤ 1 1 2 の各々と噛み合っている。リングギヤ 1 1 3 は、回転軸 O を中心に回転するように構成されている。

【 0 1 3 1 】

第 2 遊星歯車機構 1 2 0 は、シングルプラネタリピニオン型の遊星歯車機構である。第 2 遊星歯車機構 1 2 0 は、サンギヤ 1 2 1 と、複数のプラネタリギヤ 1 2 2 と、リングギヤ 1 2 3 と、キャリア 1 6 5 とを有している。

【 0 1 3 2 】

第 2 遊星歯車機構 1 2 0 のサンギヤ 1 2 1、複数のプラネタリギヤ 1 2 2 およびリングギヤ 1 2 3 のそれぞれは、第 1 遊星歯車機構 1 1 0 のサンギヤ 1 1 1、複数のプラネタリギヤ 1 1 2 およびリングギヤ 1 1 3 と同様の構成を有している。

10

【 0 1 3 3 】

第 3 遊星歯車機構 1 3 0 は、シングルプラネタリピニオン型の遊星歯車機構である。第 3 遊星歯車機構 1 3 0 は、サンギヤ 1 3 1 と、複数のプラネタリギヤ 1 3 2 と、リングギヤ 1 3 3 と、キャリア 1 6 6 とを有している。

【 0 1 3 4 】

第 3 遊星歯車機構 1 3 0 のサンギヤ 1 3 1、複数のプラネタリギヤ 1 3 2 およびリングギヤ 1 3 3 のそれぞれは、第 1 遊星歯車機構 1 1 0 のサンギヤ 1 1 1、複数のプラネタリギヤ 1 1 2 およびリングギヤ 1 1 3 と同様の構成を有している。

【 0 1 3 5 】

第 4 遊星歯車機構 1 4 0 は、シングルプラネタリピニオン型の遊星歯車機構である。第 4 遊星歯車機構 1 4 0 は、サンギヤ 1 4 1 と、複数のプラネタリギヤ 1 4 2 と、リングギヤ 1 4 3 と、キャリア 1 6 6 とを有している。

20

【 0 1 3 6 】

第 4 遊星歯車機構 1 4 0 のサンギヤ 1 4 1、複数のプラネタリギヤ 1 4 2 およびリングギヤ 1 4 3 のそれぞれは、第 1 遊星歯車機構 1 1 0 のサンギヤ 1 1 1、複数のプラネタリギヤ 1 1 2 およびリングギヤ 1 1 3 と同様の構成を有している。

【 0 1 3 7 】

第 1 遊星歯車機構 1 1 0 のキャリア 1 6 4 は、複数のプラネタリギヤ 1 1 2 の各々を支持している。複数のプラネタリギヤ 1 1 2 の各々は、キャリア 1 6 4 に支持された状態で、自転可能である。キャリア 1 6 4 は、回転軸 O を中心に回転するように構成されている。

30

【 0 1 3 8 】

第 1 遊星歯車機構 1 1 0 のキャリア 1 6 4 は、回転を制動されるようにクラッチ 1 0 1 に接続されている。クラッチ 1 0 1 はたとえばブレーキである。

【 0 1 3 9 】

第 1 遊星歯車機構 1 1 0 のリングギヤ 1 1 3 は、第 2 遊星歯車機構 1 2 0 および第 3 遊星歯車機構 1 3 0 の各々のキャリア 1 6 5 に固定されており、キャリア 1 6 5 と一体的に回転するように構成されている。

【 0 1 4 0 】

キャリア 1 6 5 は、複数のプラネタリギヤ 1 2 2 の各々と複数のプラネタリギヤ 1 3 2 の各々とを支持している。複数のプラネタリギヤ 1 2 2 の各々と複数のプラネタリギヤ 1 3 2 の各々とは、キャリア 1 6 5 に支持された状態で、自転可能である。キャリア 1 6 5 は、回転軸 O を中心に回転するように構成されている。

40

【 0 1 4 1 】

第 2 遊星歯車機構 1 2 0 のリングギヤ 1 2 3 は、回転を制動されるようにクラッチ 1 0 2 に接続されている。クラッチ 1 0 2 はたとえばブレーキである。

【 0 1 4 2 】

第 3 遊星歯車機構 1 3 0 のリングギヤ 1 3 3 は、回転を制動されるようにクラッチ 1 0 3 に接続されている。クラッチ 1 0 3 はたとえばブレーキである。

50

【0143】

第3遊星歯車機構130のリングギヤ123は、第4遊星歯車機構140のキャリア166に固定されており、キャリア166と一体的に回転するように構成されている。

【0144】

第4遊星歯車機構140のキャリア166は、複数のプラネタリギヤ142の各々を支持している。複数のプラネタリギヤ142の各々は、キャリア166に支持された状態で、自転可能である。キャリア166は、回転軸Oを中心に回転するように構成されている。

【0145】

第4遊星歯車機構140のリングギヤ143は、回転を制動されるようにクラッチ104に接続されている。クラッチ104はたとえばブレーキである。

【0146】

キャリア166と出力軸63との間には、クラッチ105が配置されている。

ステアリングクラッチ80iとブレーキ80gとは、ベベルギヤ80eとファイナルドライブ80fとの間に配置されている。ブレーキ80gは、ステアリングクラッチ80iとファイナルドライブ80fとの間に配置されている。

【0147】

なお上記以外の本変形例の伝達システム80の構成は、図1に示す伝達システム80の構成とほぼ同じであるため、同一の要素については同一の符号を付し、その説明を繰り返さない。

【0148】

上記の伝達システム80においては、クラッチ101、102をオン・オフ制御することにより、クラッチ103～105のうちのいずれかのクラッチのクラッチディスクを慣性力により回転させることができる。この状態から当該クラッチをオン状態とすることにより、クラッチディスクとクラッチプレートとの相対回転数を第1回転数からその第1回転数よりも低い第2回転数にすることができる。この第1回転数となる第1時点から第2回転数となる第2時点に至るまでの経過時間に基づいて摩擦係数を算出することができる。

【0149】

<作用効果>

次に、本実施の形態の作用効果について説明する。

【0150】

本実施の形態によれば図2に示されるように、まずクラッチ5がオン状態、かつクラッチ1がオフ状態で、エンジン80aの動力がクラッチ1のクラッチディスク1aに伝達される。この状態からクラッチ5がオフ状態とされ、かつクラッチ1がオン状態とされる。具体的には、エンジン80aからクラッチディスク1aへの動力の伝達が遮断された状態とされ、かつクラッチディスク1aとクラッチプレート1bとが係合した状態とされる。クラッチ5がオフ状態とされることにより、クラッチディスク1aは慣性力により回転することになる。クラッチ1がオン状態とされることにより、慣性力により回転するクラッチディスク1aにクラッチプレート1bが圧着されることになる。

【0151】

この状態で、クラッチディスク1aおよびクラッチプレート1bの相対回転数が第1回転数となる第1時点からその第1回転数よりも低い第2回転数となる第2時点に至るまでの経過時間 t が算出される。

【0152】

この経過時間 t に基づいてクラッチディスク1aとクラッチプレート1bとの間の摩擦係数 μ が算出される。摩擦係数 μ は、たとえば $\mu = k / t$ の式から算出することができる。

【0153】

このようにクラッチ1の摩擦係数が算出されるため、クラッチ1の摩擦性能の劣化を定

10

20

30

40

50

量的に検出することが可能となる。これによりクラッチ 1 の摩擦による劣化をより正確に検出することが可能となる。

【 0 1 5 4 】

またクラッチディスク 1 a およびクラッチプレート 1 b の相対回転数から摩擦係数 μ を算出することができる。このため、クラッチ 1 の摩擦性能を既存のセンサ（たとえば回転センサ、圧力センサ、ストロークセンサなど）で測定することが可能となる。このためクラッチ 1 の摩擦性能を測定するための専用計測器は不要となる。またクラッチ 1 のクラッチディスク 1 a、クラッチプレート 1 b などを作業機械 1 0 0 から取り出す必要もない。

【 0 1 5 5 】

また本実施の形態によれば図 2 に示されるように、作業機械 1 0 0 は、エンジン 8 0 a からクラッチディスク 1 a へ動力を伝達する伝達状態と、エンジン 8 0 a からクラッチディスク 1 a へ動力の伝達を遮断する遮断状態との間で切り換えられるクラッチ 5 を有している。このクラッチ 5 を用いてエンジン 8 0 a からクラッチディスク 1 a への動力の伝達を遮断することにより、クラッチディスク 1 a が慣性力により回転する状態が容易に得られる。

10

【 0 1 5 6 】

また本実施の形態によれば図 2 に示されるように、相対回転数が第 1 回転数となる第 1 時点は、たとえばエンジン 8 0 a からクラッチディスク 1 a への動力の伝達がクラッチ 5 により遮断され、かつクラッチ 1 がオン状態となった時点 T_0 である。また相対回転数が第 2 回転数となる第 2 時点は、たとえば係合状態にあるクラッチディスク 1 a およびクラッチプレート 1 b の相対回転数が 0 になる時点 T_1 である。この場合の経過時間 t は、 $T_1 - T_0$ により求められる。これにより、クラッチ 1 の摩擦係数 μ をより正確に算出することが可能となる。

20

【 0 1 5 7 】

また本実施の形態によれば図 2 に示されるように、作業機械 1 0 0 は、コントローラ 7 0 により算出された摩擦係数 μ を記憶する記憶部 7 0 k を有している。コントローラ 7 0 は、図 5 に示されるように、記憶部 7 0 k に記憶された摩擦係数 μ に基づいてクラッチ 1 の寿命を予測する。これによりクラッチ 1 の寿命を正確に予測することが可能となる。

【 0 1 5 8 】

上記においてはクラッチ 1 の摩擦係数を算出して寿命を予測することを説明したが、本開示によればクラッチ 1 と同様にして、他のクラッチ 2 ~ 7 の摩擦係数を算出して寿命を予測することもできる。

30

【 0 1 5 9 】

また上記における第 1 時点は、エンジン 8 0 a からクラッチディスク 1 a への動力の伝達がクラッチ 5 により遮断され、かつクラッチ 1 がオン状態となった時点 T_0 に限定されない。第 1 時点は、エンジン 8 0 a からクラッチディスク 1 a への動力の伝達がクラッチ 5 により遮断され、かつクラッチ 1 がオン状態となった時点 T_0 よりも前の時点であってもよく、また後の時点であってもよい。

【 0 1 6 0 】

また上記における第 2 時点は、係合状態にあるクラッチディスク 1 a およびクラッチプレート 1 b の相対回転数が 0 になる時点 T_1 に限定されない。第 2 時点は、係合状態にあるクラッチディスク 1 a およびクラッチプレート 1 b の相対回転数が 0 になる時点 T_1 よりも前の時点であってもよい。

40

【 0 1 6 1 】

今回開示された実施形態はすべての点で例示であって制限的なものではないと考えられるべきである。本発明の範囲は上記した説明ではなくて特許請求の範囲によって示され、特許請求の範囲と均等の意味および範囲内でのすべての変更が含まれることが意図される。

【 符号の説明 】

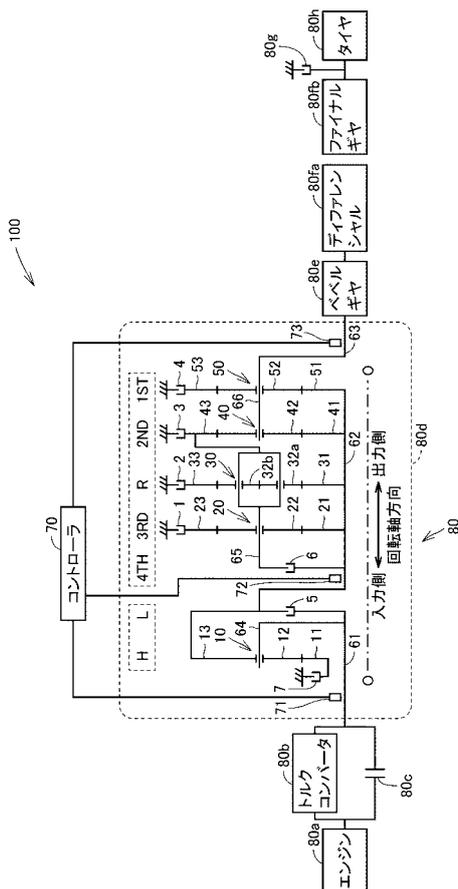
【 0 1 6 2 】

50

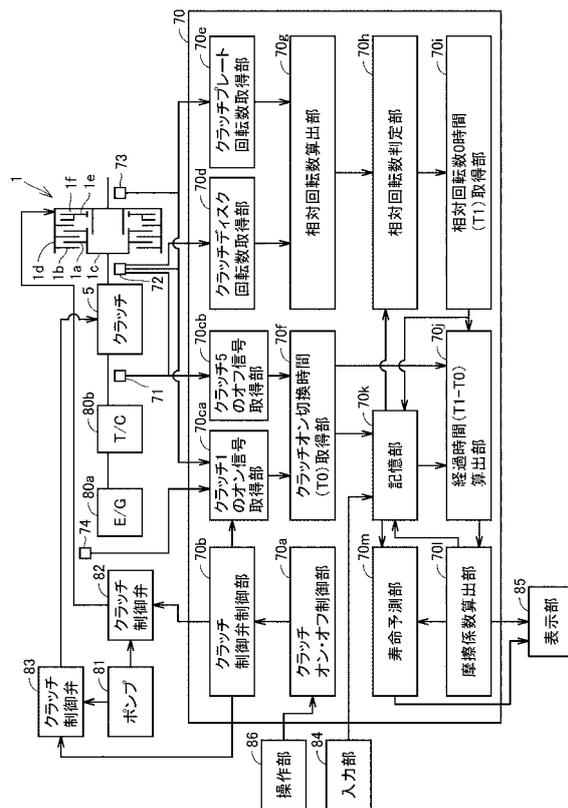
1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 101, 102, 103, 104, 105 クラッチ、
 1a クラッチディスク、1b クラッチプレート、1c クラッチハブ、1d クラッチ
 ドラム、1e ピストン、1f 油圧室、10, 20, 30, 40, 50, 110, 1
 20, 130, 140 遊星歯車機構、11, 21, 31, 41, 51, 111, 121
 , 131, 141 サンギヤ、12, 22, 32a, 32b, 42, 52, 112, 12
 2, 132, 142 プラネタリギヤ、13, 23, 33, 43, 53, 113, 123
 , 133, 143 リングギヤ、61 入力軸、62 中間軸、63 出力軸、64, 6
 5, 66, 164, 165, 166 キャリア、70 コントローラ、70a オフ制御
 部、70b クラッチ制御弁制御部、70ca クラッチ1のオン信号取得部、70cb
 クラッチ5のオフ信号取得部、70d クラッチディスク回転数取得部、70e クラ
 ッチプレート回転数取得部、70f クラッチオン切替時間取得部、70g 相対回転数
 算出部、70h 相対回転数判定部、70i 相対回転数0時間取得部、70j 経過時
 間算出部、70k 記憶部、70l 摩擦係数算出部、70m 寿命予測部、71, 72
 , 73 センサ、74 圧力センサ、80 伝達システム、80a エンジン、80b
 トルクコンバータ、80c ロックアップクラッチ、80d, 80da 変速機、80e
 ベベルギヤ、80f ファイナルドライブ、80fa ディファレンシャル、80fb
 ファイナルギヤ、80g ブレーキ、80h タイヤ、80ha 履帯、80i ステ
 アリングクラッチ、81 ポンプ、82, 83 クラッチ制御弁、84 入力部、85
 表示部、86 操作部、100, 100A 作業機械。

10

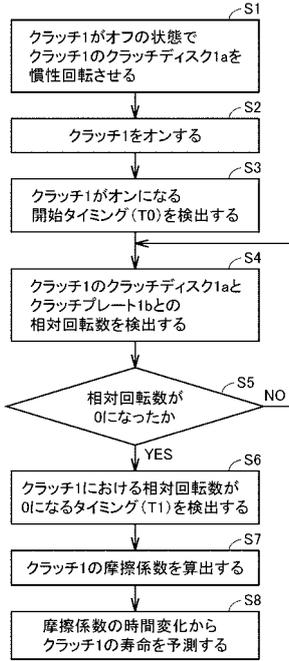
【図1】



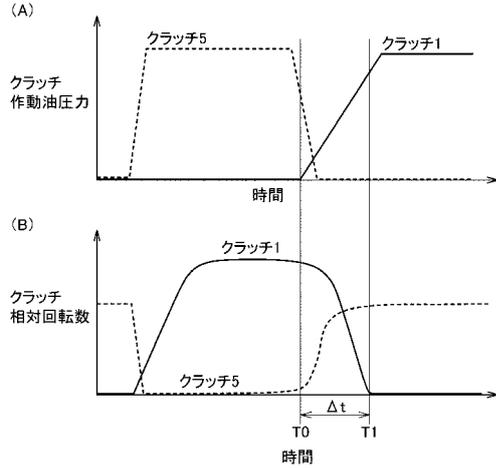
【図2】



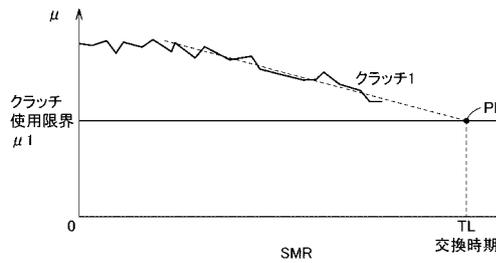
【 図 3 】



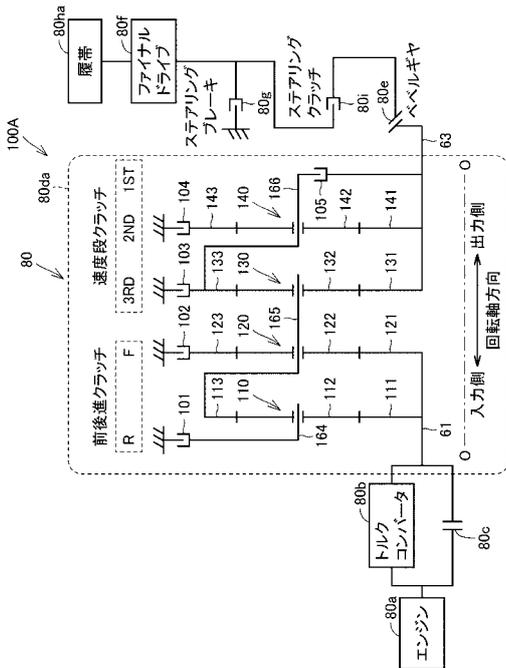
【 図 4 】



【 図 5 】



【 図 6 】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3J057 AA03 BB04 EE08 GB13 GB14 HH04 JJ04
3J552 MA02 MA12 MA13 NA06 NB01 PB09 RA02 SA13 VA32Z VA37Z