

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6569181号
(P6569181)

(45) 発行日 令和1年9月4日(2019.9.4)

(24) 登録日 令和1年8月16日(2019.8.16)

(51) Int.Cl.	F 1
F 1 6 H 61/433 (2010.01)	F 1 6 H 61/433
E O 2 F 9/22 (2006.01)	E O 2 F 9/22 H
F O 2 D 29/04 (2006.01)	F O 2 D 29/04 H
F O 2 D 29/02 (2006.01)	F O 2 D 29/02 J
F 1 6 H 61/478 (2010.01)	F 1 6 H 61/478

請求項の数 4 (全 21 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2016-52741 (P2016-52741)
 (22) 出願日 平成28年3月16日(2016.3.16)
 (65) 公開番号 特開2017-166587 (P2017-166587A)
 (43) 公開日 平成29年9月21日(2017.9.21)
 審査請求日 平成30年9月18日(2018.9.18)

(73) 特許権者 000005522
 日立建機株式会社
 東京都台東区東上野二丁目16番1号
 (74) 代理人 110000442
 特許業務法人 武和国際特許事務所
 (72) 発明者 武田 和也
 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機
 株式会社 土浦工場内
 (72) 発明者 青木 勇
 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機
 株式会社 土浦工場内
 (72) 発明者 石田 一雄
 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機
 株式会社 土浦工場内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 作業車両

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンにより駆動される可変容量型の油圧ポンプと、前記油圧ポンプから吐出される圧油により駆動される作業装置と、機械伝動部を含む変速装置を介して前記エンジンの駆動力を車輪に伝達する走行駆動装置と、を備えた作業車両であって、

係合状態にあるときに前記作業車両を前進方向に走行させる前進用のクラッチ、および、係合状態にあるときに前記作業車両を後進方向に走行させる後進用のクラッチを有するクラッチ装置と、

前記作業車両を前進方向または後進方向に走行させる指示を行う前後進指示装置と、前記前進用のクラッチおよび前記後進用のクラッチが係合状態にあるか否かを検出するクラッチ状態検出装置と、

前記クラッチ装置の係合状態に対応する前記作業車両の進行方向と、前記前後進指示装置により指示された前記作業車両の進行方向とが逆の方向であることを含む制限条件が成立した場合に、前記油圧ポンプの最大吸収トルクを低く制限するトルク制限部と、を備えていることを特徴とする作業車両。

【請求項2】

請求項1に記載の作業車両において、前記作業車両の車速を検出する車速検出装置と、前記前進用のクラッチおよび前記後進用のクラッチのうち的一方が係合状態であるときに、前記前後進指示装置により前記前進用のクラッチおよび前記後進用のクラッチのうち

の他方を係合状態とする前記指示が行われたとき、前記作業車両の車速が第1速度以下であるときに前記前進用のクラッチおよび前記後進用のクラッチのうちの他方を係合状態とするクラッチの切換制御を実行するクラッチ制御装置と、を備え、

前記制限条件には、前記作業車両の車速が、前記第1速度よりも高い速度であって前記第1速度よりも高く設定された第2速度以下の速度であることが含まれることを特徴とする作業車両。

【請求項3】

請求項1に記載の作業車両において、

前記エンジンの要求回転速度を決定する要求速度決定部と、

前記エンジンの実回転速度を検出する実速度検出装置と、

前記エンジンの実回転速度が前記要求回転速度となるように前記エンジンを制御するエンジン制御装置と、

前記クラッチ装置の係合状態に対応する前記作業車両の進行方向と、前記前後進指示装置により指示された前記作業車両の進行方向とが同じ方向であること、および、前記要求回転速度と前記実回転速度との差が所定値よりも小さいことを含む解除条件が成立した場合に、前記トルク制限部による前記油圧ポンプの最大吸収トルクの制限を解除する制限解除部とを備えていることを特徴とする作業車両。

【請求項4】

請求項3に記載の作業車両において、

前記制限解除部は、前記解除条件の成立が維持されている時間が所定時間を経過したときに、前記トルク制限部による前記油圧ポンプの最大吸収トルクの制限を解除することを特徴とする作業車両。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、作業車両に関する。

【背景技術】

【0002】

エンジンの出力が駆動輪に伝達されるとともに、エンジンの出力が可変容量型の油圧ポンプを介して作業機に伝達されるホイールローダなどの作業車両が知られている（特許文献1参照）。特許文献1に記載の作業車両は、走行負荷が所定の閾値以上である場合に、走行負荷が高いと判断して、油圧ポンプの吸収トルクを低下させ、作業油圧負荷を小さくする制御手段を備えている。

【0003】

ホイールローダなどの作業車両では、たとえば、次のようにして掘削、荷役作業を行っている。

（作業1）運転者は作業機用の操作レバーを操作して、バケットが地面から僅かな高さを隔てて地面と平行になるようにしておく。なお、運転者は前後進切換レバーを前進側に切り換えておく。

（作業2）運転者はアクセルペダルを踏み込み操作して、ホイールローダを土砂などの対象物に向けて前進走行させ、バケットを対象物に突っ込み、操作レバーを操作して、対象物をバケット内に積み込んでいく。

（作業3）運転者は操作レバーを操作してアームを上昇させつつバケットを徐々に後傾方向（上方向）へ回動させる。運転者は掘削終了高さまでアームが上昇したときに、操作レバーを操作して、アームの上昇を止めると同時にバケットを後傾方向（上方向）へ回動させて対象物をバケット内の後側に引き込む。これにより、安定した荷姿が形成される。

（作業4）運転者は前後進切換レバーを後進側に切り換えた後、アクセルペダルを踏み込み操作して、ホイールローダを後進走行させ、対象物から離れる。

（作業5）運転者は、前後進切換レバーを前進側に切り換えた後、アクセルペダルを踏み込み操作して、ホイールローダを前進走行させ、対象物を運搬するトラックに近づく。

(作業6)運転者は操作レバーを操作してアームを放土高さまで上昇させた後、操作レバーを操作してバケットを前傾方向(下方向)に回転させ、対象物を積み込みトラックへ放土する。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2009-150216号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

作業現場が狭い場合など、上記(作業6)で記載したアームを上昇させる操作を上記(作業5)の段階から行うことがある。この場合、上記(作業5)では、作業車両が後進走行から前進走行へ移行する際の慣性エネルギーによる負荷が車輪、トランスミッションを介してエンジンに作用するとともに作業装置(アーム)を駆動させるための油圧ポンプの負荷がエンジンに作用する。その結果、エンジンの出力トルクよりもエンジンに作用する負荷が大きくなり、エンジンの回転速度が一時的に落ち込むラグダウンという現象が発生するおそれがある。特に、機械伝動部を有するHMTやEMTにより、エンジンの駆動力を車輪に伝達する作業車両では、前後進切替時において車輪からエンジンに作用する負荷の影響が、トルクコンバータを備える作業車両(特許文献1参照)に比べて大きい。

【0006】

特許文献1に記載のように、走行負荷を計測してから油圧ポンプの吸収トルクを低下させる場合、応答性が悪いため、ラグダウンを効果的に抑制することができない。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明の一態様による作業車両は、エンジンにより駆動される可変容量型の油圧ポンプと、前記油圧ポンプから吐出される圧油により駆動される作業装置と、機械伝動部を含む変速装置を介して前記エンジンの駆動力を車輪に伝達する走行駆動装置と、を備えた作業車両であって、係合状態にあるときに前記作業車両を前進方向に走行させる前進用のクラッチ、および、係合状態にあるときに前記作業車両を後進方向に走行させる後進用のクラッチを有するクラッチ装置と、前記作業車両を前進方向または後進方向に走行させる指示を行う前後進指示装置と、前記前進用のクラッチおよび前記後進用のクラッチが係合状態にあるか否かを検出するクラッチ状態検出装置と、前記クラッチ装置の係合状態に対応する前記作業車両の進行方向と、前記前後進指示装置により指示された前記作業車両の進行方向とが逆の方向であることを含む制限条件が成立した場合に、前記油圧ポンプの最大吸収トルクを低く制限するトルク制限部と、を備えている。

【発明の効果】

【0008】

本発明によれば、前後進切替動作の際、作業装置を操作した場合に発生するラグダウンを抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【0009】

【図1】本発明の一実施の形態に係る作業車両の一例であるホイールローダの側面図。

【図2】ホイールローダの概略構成を示す図。

【図3】HMTの概略構成を示す図。

【図4】ホイールローダのトルク線図。

【図5】アクセルペダルの操作量と目標エンジン回転速度の関係を示す図。

【図6】土砂等をダンプトラックへ積み込む方法の1つであるVシェーブローディングについて示す図。

【図7】ホイールローダによる掘削作業を示す図。

【図8】特性A1が選択されている非制限状態から特性A2が選択される処理の内容を示

10

20

30

40

50

すフローチャート。

【図 9】特性 A 2 が選択されている制限状態から特性 A 1 が選択される処理の内容を示すフローチャート。

【図 10】ポンプ吸収トルク特性 A 1 のみでメインポンプ 1 1 の押しのけ容積を制御する比較例での進行切換複合動作時の挙動を説明する図。

【図 11】本実施の形態での進行切換複合動作時の挙動を説明する図。

【図 12】変形例に係る出力分割型の H M T の概略構成を示す図。

【図 13】変形例に係る E M T の概略構成を示す図。

【発明を実施するための形態】

【0010】

以下、図面を参照して、本発明による作業車両の一実施の形態を説明する。

図 1 は、本発明の一実施の形態に係る作業車両の一例であるホイールローダの側面図である。ホイールローダは、アーム（リフトアームとも呼ばれる）1 1 1、バケット 1 1 2、および、車輪 1 1 3（前輪）等を有する前部車体 1 1 0 と、運転室 1 2 1、機械室 1 2 2、および、車輪 1 1 3（後輪）等を有する後部車体 1 2 0 とで構成される。

【0011】

アーム 1 1 1 はアームシリンダ 1 1 7 の駆動により上下方向に回動（俯仰動）し、バケット 1 1 2 はバケットシリンダ 1 1 5 の駆動により上下方向に回動（クラウドまたはダンブ）する。掘削や荷役等の作業を行うフロント作業装置（作業系）1 1 9 は、アーム 1 1 1 およびアームシリンダ 1 1 7、バケット 1 1 2 およびバケットシリンダ 1 1 5 を含んで構成される。前部車体 1 1 0 と後部車体 1 2 0 はセンタピン 1 0 1 により互いに回動自在に連結され、ステアリングシリンダ 1 1 6 の伸縮により後部車体 1 2 0 に対し前部車体 1 1 0 が左右に屈折する。

【0012】

機械室 1 2 2 の内部にはエンジンが設けられ、運転室 1 2 1 の内部にはアクセルペダルやアーム操作レバー、バケット操作レバー、後述する前後進切換レバー 1 7 などの各種操作部材が設けられている。

【0013】

図 2 は、ホイールローダの概略構成を示す図である。ホイールローダは、コントローラ 1 0 0 およびエンジンコントローラ 1 5 などの制御装置を備えている。コントローラ 1 0 0 およびエンジンコントローラ 1 5 は、CPU や、ROM、RAM などの記憶装置、その他の周辺回路などを有する演算処理装置を含んで構成され、ホイールローダの各部（油圧ポンプや弁装置、エンジン等）を制御する。

【0014】

ホイールローダは、エンジン 1 9 0 の駆動力を車輪 1 1 3 に伝達する走行駆動装置（走行系）3 0 を備えている。走行駆動装置 3 0 は、H M T（Hydro-Mechanical Transmission：油圧 - 機械式変速装置）3 と、プロペラシャフト 4 と、アクスル装置 5 と、アクスル 6 と、を備えている。エンジン 1 9 0 の出力軸は、H M T 3 に連結されている。図 3 は、H M T 3 の概略構成を示す図である。H M T 3 は、H S T（Hydro Static Transmission）3 1 と、機械伝動部 3 2 とを備え、エンジン 1 9 0 の駆動力を H S T 3 と機械伝動部 3 2 へ平行に伝達する。エンジン 1 9 0 の出力軸の回転は H M T 3 で変速される。変速後の回転は、プロペラシャフト 4、アクスル装置 5、アクスル 6 を介して車輪 1 1 3 に伝達されて、ホイールローダが走行する。

【0015】

H M T 3 は、前進用の油圧クラッチ（以下、前進クラッチ 1 8 と記す）と、後進用の油圧クラッチ（後進クラッチ 1 9 と記す）を有するクラッチ装置 1 6 を備えている。前進クラッチ 1 8 および後進クラッチ 1 9 は、トランスミッション制御装置 2 0（図 2 参照）を介して供給される圧油の圧力（クラッチ圧）が増加すると係合（接続）動作を行い、クラッチ圧が減少すると解放（切断）動作を行う。

【0016】

10

20

30

40

50

エンジン 190 の出力軸は、クラッチシャフト 22 に連結されている。前進クラッチ 18 が係合状態の場合、後進クラッチ 19 は解放状態であり、クラッチシャフト 22 は前進クラッチ 18 と一体に回転し、ホイールローダを前進方向に走行させる。後進クラッチ 19 が係合状態の場合、前進クラッチ 18 は解放状態であり、クラッチシャフト 22 は後進クラッチ 19 と一体に回転し、ホイールローダを後進方向に走行させる。

【 0017 】

クラッチシャフト 22 の回転力は、ギアを介して入力軸 23 に伝達される。入力軸 23 には、遊星歯車機構 140 のサンギア 147 が固定されている。サンギア 147 の外周には、複数のプラネタリギア 148 が歯合されている。各プラネタリギア 148 は、遊星キャリア 149 に軸支され、遊星キャリア 149 は出力軸 150 に固定されている。出力軸 150 は、上述のプロペラシャフト 4 に接続されている。プラネタリギア群の外周にはリングギア 141 が歯合され、リングギア 141 の外周にポンプ入力ギア 142 が歯合されている。ポンプ入力ギア 142 は、走行用の油圧ポンプ（以下、HSTポンプ 40 と記す）の回転軸に固定されている。HSTポンプ 40 には、走行用の油圧モータ（以下、HSTモータ 50 と記す）が閉回路接続されている。HSTモータ 50 の回転軸には、モータ出力ギア 154 が固定されており、モータ出力ギア 154 が出力軸 150 のギア 143 に歯合されている。

10

【 0018 】

HSTポンプ 40 は、傾転角に応じて押しのけ容積が変更される斜板式あるいは斜軸式の可変容量型の油圧ポンプである。押しのけ容積はレギュレータ 41 により制御される。図示しないが、レギュレータ 41 は傾転シリンダと、コントローラ 100 からの前後進切換信号に応じて切り換わる前後進切換弁とを有する。傾転シリンダには、前後進切換弁を介して制御圧力が供給され、制御圧力に応じて押しのけ容積が制御されるとともに、前後進切換弁の切換に応じて傾転シリンダの動作方向が制御され、HSTポンプ 40 の傾転方向が制御される。

20

【 0019 】

HSTモータ 50 は、傾転角に応じて押しのけ容積が変更される斜板式あるいは斜軸式の可変容量型の油圧モータである。コントローラ 100 から図示しないモータ用のレギュレータ 51 に制御信号が出力されることで、HSTモータ 50 の押しのけ容積（モータ容量）が制御される。コントローラ 100 は、エンジンストールが発生することを防止するために、エンジン 190 の要求回転速度（以下、要求エンジン回転速度 N_r と記す）に対して、エンジン 190 の実回転速度（以下、実エンジン回転速度 N_a と記す）が低く、その差が大きい場合、その差が小さい場合に比べて押しのけ容積を小さく制御する。

30

【 0020 】

このように、本実施の形態では、入力分割型の HMT3 を採用している。入力分割型の HMT3 では、遊星歯車機構 140 に連結した HSTポンプ 40 と油圧回路により接続された HSTモータ 50 を、変速装置の出力軸 150 と回転比一定で連結する構成とされている。エンジン 190 の出力トルクは、遊星歯車機構 140 を経由して、HST 31 と機械伝動部 42 に平行に伝達され、車輪 113 が駆動される。

【 0021 】

図 2 に示すように、ホイールローダは、作業装置駆動用のメインポンプ 11、コントロールバルブ 21、および、油圧シリンダ 22 を備えている。油圧シリンダ 22 は、アーム 111 を駆動させるアームシリンダ 117、およびバケット 112 を駆動させるバケットシリンダ 115 を含む。メインポンプ 11 は、エンジン 190 により駆動され、作動油タンク 199 内の作動油を吸い込み、圧油として吐出する。

40

【 0022 】

メインポンプ 11 は、押しのけ容積が変更される斜板式あるいは斜軸式の可変容量型の油圧ポンプである。メインポンプ 11 の吐出流量は、押しのけ容積とメインポンプ 11 の回転速度に応じて決定される。メインポンプ 11 の押しのけ容積は、容量制御アクチュエータ 13a と電磁弁 13b を含むレギュレータ 13 により制御される。電磁弁 13b は、

50

コントローラ 100 からの制御信号（励磁電流）により動作し、コントローラ 100 からの制御信号に応じたパイロット 2 次圧（指令圧力）を生成し、容量制御アクチュエータ 13 a に出力する。コントローラ 100 からの励磁電流が大きくなるほど、指令圧力は高くなり、押しのけ容積が小さくなる（すなわち、最大吸収トルクが小さくなる）。レギュレータ 13 は、メインポンプ 11 の吸収トルク（入力トルク）が、コントローラ 100 によって設定された最大ポンプ吸収トルクを超えないように、押しのけ容積を調節する。後述するように、最大ポンプ吸収トルクの設定値は、クラッチ装置 16 の係合状態、車速、および、実エンジン回転速度と要求エンジン回転速度との差に応じて変更される。

【0023】

メインポンプ 11 から吐出された圧油はコントロールバルブ 21 を介して油圧シリンダ 22 に供給され、油圧シリンダ 22 によってアーム 111 やバケット 112 が駆動される。コントロールバルブ 21 は操作レバー 31 のパイロット弁 31 v から出力されるパイロット圧により操作され、メインポンプ 11 から油圧シリンダ 22 への圧油の流れを制御する。操作レバー 31 は、アーム 111 の上昇 / 下降指令を出力するアーム操作レバーと、バケット 112 のクラウド / ダンプ指令を出力するバケット操作レバーを含む。

10

【0024】

パイロットポンプ 12 は、エンジン 190 により駆動され、作動油タンク 199 内の作動油を吸い込み、圧油を吐出する固定容量型の油圧ポンプである。パイロットポンプ 12 は、操作レバー 31 のパイロット弁 31 v に圧油を供給する。パイロット弁 31 v は、パイロットポンプ 12 から吐出される圧油を減圧して、操作レバー 31 の操作量に応じたパイロット圧をコントロールバルブ 21 に出力する。

20

【0025】

コントローラ 100 には、車両の前進方向または後進方向に走行させる指示、すなわちホイールロードの進行方向を指示する前後進切換レバー 17 が接続されている。前後進切換レバー 17 の操作位置（前進（F） / 中立（N） / 後進（R））を表す指示信号（すなわち前進信号 / 中立信号 / 後進信号）は、コントローラ 100 によって検出される。コントローラ 100 は、前後進切換レバー 17 が前進（F）位置に切り換えられると、HMT 3 の前進クラッチ 18 を係合状態とするための制御信号をトランスミッション制御装置 20 に出力する。コントローラ 100 は、前後進切換レバー 17 が後進（R）位置に切り換えられると、HMT 3 の後進クラッチ 19 を係合状態とするための制御信号をトランスミ

30

【0026】

トランスミッション制御装置 20 では、前進クラッチ 18 または後進クラッチ 19 を係合状態とするための制御信号を受信すると、トランスミッション制御装置 20 に設けられているクラッチ制御弁（不図示）が動作して、前進クラッチ 18 または後進クラッチ 19 が係合状態とされ、作業車両の進行方向が前進側または後進側に切り換えられる。コントローラ 100 は、前後進切換レバー 17 が中立（N）位置に切り換えられると、前進クラッチ 18 および後進クラッチ 19 を解放状態とするための制御信号をトランスミッション制御装置 20 に出力する。これにより、前進クラッチ 18 および後進クラッチ 19 は解放状態とされ、HMT 3 は中立状態となる。

40

【0027】

図 3 に示すように、コントローラ 100 には、クラッチセンサ 131 および車速センサ 132 が接続されている。クラッチセンサ 131 は、前進クラッチ 18 および後進クラッチ 19 が係合状態にあるか否かを検出し、係合状態であればオン信号、解放状態であればオフ信号をコントローラ 100 に出力する。車速センサ 132 は、車速に相当する物理量であるプロペラシャフト 4 の回転速度を検出して、検出信号をコントローラ 100 に出力する。

【0028】

図 4 は、ホイールロードのトルク線図であり、エンジン出力トルク特性 E、ポンプ吸収トルク特性 A1, A2 を示している。コントローラ 100 の記憶装置には、エンジン出力

50

トルク特性 E と、複数のポンプ吸収トルク特性 A 1 , A 2 がルックアップテーブル形式で記憶されている。後述するように、特性 A 1 は制限条件が成立していないときに用いられ、特性 A 2 は制限条件が成立しているときに用いられる。

【 0 0 2 9 】

エンジン出力トルク特性 E は、実エンジン回転速度 N_a と最大エンジン出力トルクとの関係を示している。なお、最大エンジン出力トルクとは、各回転速度において、エンジン 1 9 0 が出力可能な最大のトルクを意味する。エンジン出力トルク特性（最大トルク線）で規定される領域が、エンジン 1 9 0 が出し得る性能を示している。ホイールロードに搭載されるエンジンは、定格点（定格最高トルク） P_e を超える回転速度領域では、急激にトルクが低減するドループ特性を有している。図中、ドループ線は、定格点 P_e とポンプ無負荷状態におけるエンジン最高回転速度とを結ぶ直線により定義される。

10

【 0 0 3 0 】

図 4 に示すように、エンジン出力トルク特性 E では、実エンジン回転速度 N_a がローアイドル回転速度（最低回転速度） N_s 以上 N_v 以下の範囲において実エンジン回転速度 N_a の上昇に応じてトルクが増加し、実エンジン回転速度 N_a が N_v のときに、特性 E におけるトルクの最大値 T_{emax} となる（最大トルク点 T_m ）。なお、ローアイドル回転速度とは、アクセルペダル 1 3 4 の非操作時のエンジン回転速度である。エンジン出力トルク特性 E では、実エンジン回転速度 N_a が N_v よりも大きくなると、実エンジン回転速度 N_a の上昇に応じてトルクが減少し、定格点 P_e に達すると、定格出力が得られる。実エンジン回転速度 N_a が定格点 P_e における定格回転速度を超えて上昇すると、急激にトルクが減少する。

20

【 0 0 3 1 】

ポンプ吸収トルク特性 A 1 , A 2 は、それぞれ実エンジン回転速度 N_a と最大ポンプ吸収トルク（最大ポンプ入力トルク）の関係を示している。ポンプ吸収トルク特性 A 1 では、実エンジン回転速度 N_a が N_{d1} 以下では、実エンジン回転速度 N_a にかかわらず特性 A 1 におけるトルクの最小値 T_{pmin} となる。実エンジン回転速度 N_a が N_{u1} 以上では、実エンジン回転速度 N_a にかかわらず特性 A 1 におけるトルクの最大値 T_{pmax} となる。特性 A 1 では、実エンジン回転速度 N_a が $N_{d1} \sim N_{u1}$ の範囲では実エンジン回転速度 N_a の上昇に応じてトルクが増加する。すなわち、図示するように、特性 A 1 で設定される最大ポンプ吸収トルクは、低速度域で最小値 T_{pmin} から最大値 T_{pmax} にかけて実エンジン回転速度 N_a の上昇にしたがって増加し、中速度域および高速度域で最大値 T_{pmax} とされる。これに対し、特性 A 2 で設定される最大ポンプ吸収トルクは、実エンジン回転速度 N_a にかかわらず、最小値 T_{pmin} とされる。

30

【 0 0 3 2 】

図 2 に示すように、コントローラ 1 0 0 は、目標速度設定部 1 0 0 a と、要求速度決定部 1 0 0 b と、制限条件判定部 1 0 0 c と、解除条件判定部 1 0 0 d と、トルク特性設定部 1 0 0 e と、クラッチ切換条件判定部 1 0 0 f と、クラッチ制御部 1 0 0 g と、クラッチ状態判定部 1 0 0 h と、を機能的に備えている。

【 0 0 3 3 】

コントローラ 1 0 0 には、操作量センサ 1 3 4 a が接続されている。操作量センサ 1 3 4 a は、アクセルペダル 1 3 4 の踏み込み操作量（操作角）を検出し、検出信号をコントローラ 1 0 0 に出力する。目標速度設定部 1 0 0 a は、操作量センサ 1 3 4 a で検出したアクセルペダル 1 3 4 の操作量に応じてエンジン 1 9 0 の目標回転速度（以下、目標エンジン回転速度 N_t と記す）を設定する。

40

【 0 0 3 4 】

図 5 は、アクセルペダル 1 3 4 の操作量 L と目標エンジン回転速度 N_t の関係を示す図である。コントローラ 1 0 0 の記憶装置には、図 5 に示す目標エンジン回転速度特性 T_n のテーブルが記憶されており、目標速度設定部 1 0 0 a は特性 T_n のテーブルを参照し、操作量センサ 1 3 4 a で検出された操作量 L に基づいて目標エンジン回転速度 N_t を設定する。アクセルペダル 1 3 4 の非操作時（0%）の目標エンジン回転速度 N_t はローアイ

50

トル回転速度 N_s に設定される。アクセルペダル 134 のペダル操作量 L の増加に伴い目標エンジン回転速度 N_t は増加する。ペダル最大踏み込み時 (100%) の目標エンジン回転速度 N_t は定格点における定格回転速度 N_{max} となる。

【0035】

図2に示す要求速度決定部100bは、燃料の消費を抑制することなどを目的として、ホイールローダの運転状態に応じて、目標速度設定部100aで設定された目標エンジン回転速度 N_t を補正し、補正後の目標エンジン回転速度 N_t を要求エンジン回転速度 N_r として決定する。なお、補正量を0として、目標エンジン回転速度 N_t をそのまま要求エンジン回転速度 N_r として決定する場合もある。

【0036】

コントローラ100は、要求エンジン回転速度 N_r に対応した制御信号をエンジンコントローラ15に出力する。エンジンコントローラ15には、回転速度センサ136が接続されている。回転速度センサ136は、実エンジン回転速度 N_a を検出し、検出信号をエンジンコントローラ15に出力する。なお、エンジンコントローラ15は、実エンジン回転速度 N_a の情報をコントローラ100に出力する。エンジンコントローラ15は、特性テーブルE (図4参照) を参照して、コントローラ100からの要求エンジン回転速度 N_r と、回転速度センサ136で検出された実エンジン回転速度 N_a とを比較して、実エンジン回転速度 N_a が要求エンジン回転速度 N_r となるように燃料噴射装置190aを制御する。

【0037】

クラッチ状態判定部100hは、クラッチセンサ131 (図3参照) からの検出信号に基づき、前進クラッチ18が係合状態にあるか否か、および、後進クラッチ19が係合状態にあるか否かを判定する。

【0038】

制限条件判定部100cは、次の(条件1a)および(条件1b)のいずれかが満たされ、かつ、(条件2)が満たされた場合に、制限条件が成立していると判定する。

(条件1a) 前進クラッチ18が係合状態であり、かつ、前後進切換レバー17が後進(R)位置に切り換えられていること

(条件1b) 後進クラッチ19が係合状態であり、かつ、前後進切換レバー17が前進(F)位置に切り換えられていること

(条件2) ホイールローダの車速 V がトルク制限用閾値 V_t 以下であること

なお、トルク制限用閾値 V_t は、前進クラッチ18と後進クラッチ19の切り換え動作が行われる直前の車速に相当し、後述のクラッチ切換用閾値 V_c に比べて高い ($V_t > V_c$)。トルク制限用閾値 V_t は、予めコントローラ100の記憶装置に記憶されている。

【0039】

(条件1a) および(条件1b)は、クラッチ装置16の係合状態に対応するホイールローダの進行方向と、前後進切換レバー17により指示されたホイールローダの進行方向とが逆の方向であることを判定する条件である。

【0040】

解除条件判定部100dは、次の(条件3a)および(条件3b)のいずれかが満たされ、かつ、(条件4)が満たされた場合、解除条件が成立していると判定する。

(条件3a) 前進クラッチ18が係合状態であり、かつ、前後進切換レバー17が前進(F)位置に切り換えられていること

(条件3b) 後進クラッチ19が係合状態であり、かつ、前後進切換レバー17が後進(R)位置に切り換えられていること

(条件4) 要求エンジン回転速度 N_r から実エンジン回転速度 N_a を差し引いたときの値(速度差)が閾値 N_0 よりも小さいこと ($N_r - N_a < N_0$)

なお、閾値 N_0 は、正の値であり、ラグダウンが十分に解消していることを判定するために設定される。閾値 N_0 は、予め実機試験等により定められ、コントローラ100の記憶装置に記憶されている。

10

20

30

40

50

【 0 0 4 1 】

(条件 3 a) および (条件 3 b) は、クラッチ装置 1 6 の係合状態に対応するホイールローダの進行方向と、前後進切換レバー 1 7 により指示されたホイールローダの進行方向とが同じ方向 (順方向) であることを判定する条件である。

【 0 0 4 2 】

トルク特性設定部 1 0 0 e は、制限条件判定部 1 0 0 c および解除条件判定部 1 0 0 d の判定結果に基づいて、ポンプ吸収トルク特性を選択する。コントローラ 1 0 0 は、初期設定において、ポンプ吸収トルク特性 A 1 を設定する。ポンプ吸収トルク特性 A 1 が設定されている状態 (非制限状態とも呼ぶ) において、制限条件判定部 1 0 0 c により制限条件が成立していると判定されると、トルク特性設定部 1 0 0 e は、ポンプ吸収トルク特性 A 2 を設定し、メインポンプ 1 1 の最大吸収トルクを低く制限する。

10

【 0 0 4 3 】

ポンプ吸収トルク特性 A 2 が設定されている状態 (制限状態とも呼ぶ) において、解除条件判定部 1 0 0 d により解除条件が成立していると判定されると、コントローラ 1 0 0 に内蔵されているタイマにより、解除条件の成立が維持されている時間 (以下、継続時間 t と記す) の計測を開始する。トルク特性設定部 1 0 0 e は、解除条件の継続時間 t が閾値 t_0 以上になると、ポンプ吸収トルク特性 A 1 を設定し、メインポンプ 1 1 の最大吸収トルクの制限を解除する。

なお、閾値 t_0 は、ラグダウンが解消した後、走行系を優先して加速性を向上させるための時間であり、予めコントローラ 1 0 0 の記憶装置に記憶されている。閾値 t_0 は、実機試験等により適正な値が定められる。閾値 t_0 は、たとえば、0.1 秒以上 1.0 秒以下の範囲で定められる。

20

【 0 0 4 4 】

コントローラ 1 0 0 は、選択された特性テーブル (A 1, A 2) を参照して、回転速度センサ 1 3 6 で検出された実エンジン回転速度 N_a に基づいて最大ポンプ吸収トルクを演算する。コントローラ 1 0 0 は、吐出圧センサ (不図示) で検出されたメインポンプ 1 1 の吐出圧 (負荷圧) と回転速度センサ 1 3 で検出された実エンジン回転速度 N_a に基づいて、この最大ポンプ吸収トルクを超えないように、レギュレータ 1 3 を介してメインポンプ 1 1 の押しのけ容積、すなわち傾転角を制御する。

【 0 0 4 5 】

クラッチ切換条件判定部 1 0 0 f は、上述の (条件 1 a) および (条件 1 b) のいずれかが満たされ、かつ、次の (条件 5) が満たされた場合に、クラッチ切換条件が成立していると判定する。

30

(条件 5) ホイールローダの車速 V がクラッチ切換用閾値 V_c 以下であること

なお、クラッチ切換用閾値 V_c は、アクセルペダル 1 3 4 を戻し操作した後、エンジンブレーキにより、実エンジン回転速度 N_a と要求エンジン回転速度 N_r との差がほぼ 0 になったときの車速に相当する。クラッチ切換用閾値 V_c は、予め実機試験等により定められ、コントローラ 1 0 0 の記憶装置に記憶されている。

【 0 0 4 6 】

クラッチ制御部 1 0 0 g は、クラッチ切換条件判定部 1 0 0 f によりクラッチ切換条件が成立していると判定されると、クラッチの切換制御を実行する。(条件 1 a) および (条件 5) が満たされた場合、クラッチ制御部 1 0 0 g は、トランスミッション制御装置 2 0 に制御信号を出力し、前進クラッチ 1 8 を解放状態とし、後進クラッチ 1 9 を係合状態とする。(条件 1 b) および (条件 5) が満たされた場合、クラッチ制御部 1 0 0 g は、トランスミッション制御装置 2 0 に制御信号を出力し、後進クラッチ 1 9 を解放状態とし、前進クラッチ 1 8 を係合状態とする。

40

【 0 0 4 7 】

図 6 は、土砂等をダンプトラックへ積み込む方法の 1 つである V シェープローディングについて示す図である。図 7 は、ホイールローダによる掘削作業を示す図である。図 6 に示すように、V シェープローディングでは、矢印 a で示すように、ホイールローダを土砂

50

等の地山 130 に向かって前進させる。

【0048】

図7に示すように、地山130にバケット112を突入し、バケット112を操作してからアーム111を上げ操作する、あるいはバケット112とアーム111を同時に操作しながら最後にアーム111のみを上げ操作して掘削作業を行う。

【0049】

掘削作業が終了すると、図6の矢印bで示すように、ホイールローダを一旦後退させる。矢印cで示すように、ダンプトラックに向けてホイールローダを前進させて、ダンプトラックの手前で停止し、すくい込んだ土砂等をダンプトラックに積み込み、矢印dで示すように、ホイールローダを元の位置に後退させる。以上が、Vシェーブローディングによる掘削、積み込み作業の基本的な動作である。

10

【0050】

上記した掘削、積み込み作業中、たとえば、図6の矢印bで示すように、後進中のホイールローダを矢印cで示すように前進させる際に、運転者はアクセルペダル134を戻し操作し、前後進切換レバー17を後進から前進に切り換え操作する。このため、後進から前進への移行の際には、後方への車体の慣性エネルギーが、機械伝動部32を介してエンジン190に負荷として作用する。さらに、運転者は、ダンプトラックでの積み込み作業を考え、後進から前進への移行の際にアーム操作レバーを上げ側に操作してアーム111を上昇させる。このため、アーム111を駆動させるためのメインポンプ11の負荷がエンジン190に作用する。このように、後進から前進へ進行方向を切り換えると同時にフ

20

【0051】

本実施の形態では、進行切換複合動作の際に、ポンプ吸収トルク特性A1に代えてポンプ吸収トルク特性A2が設定される（すなわち、メインポンプ11の最大吸収トルクが低く制限される）ので、エンジン190に作用するメインポンプ11の負荷を抑制できる。その結果、実エンジン回転速度Naの低下が抑制される。

【0052】

以下、ポンプ吸収トルク特性の選択制御を、図8および図9のフローチャートを用いて説明する。図8および図9は、コントローラ100によるポンプ吸収トルク特性の選択制御処理の動作を示したフローチャートである。図8は、特性A1が選択されている非制限状態から特性A2が選択される処理の内容を示し、図9は、特性A2が選択されている制限状態から特性A1が選択される処理の内容を示している。なお、図8では、クラッチの切換処理についても図示している。

30

【0053】

イグニッションスイッチ（不図示）がオンされると、図示しない初期設定を行った後、図8に示す処理を行うプログラムが起動され、所定の制御周期で、コントローラ100により繰り返し実行される。なお、初期設定では、ポンプ吸収トルク特性として特性A1が

40

【0054】

ステップS110において、コントローラ100は、クラッチセンサ131で検出された係合状態のクラッチの情報と、前後進切換レバー17による指示方向の情報とを比較し

50

て、(条件1 a)または(条件1 b)が成立しているか否かを判定する。すなわち、コントローラ100は、クラッチ装置16の係合状態に対応するホイールロードの進行方向と、前後進切換レバー17により指示されたホイールロードの進行方向とが逆の方向であるか否かを判定する。コントローラ100は、ステップS110の処理を肯定判定されるまで繰り返し実行し、肯定判定されるとステップS120へ進む。

【0055】

ステップS120において、コントローラ100は、車速センサ132で検出された車速Vがトルク制限用閾値 V_t 以下であるか否かを判定する。すなわち、コントローラ100は、(条件2)が成立しているか否かを判定する。ステップS120で肯定判定されるとステップS130へ進み、ステップS120で否定判定されるとステップS110へ戻る。

10

【0056】

ステップS130において、コントローラ100は、記憶装置からポンプ吸収トルク特性A2のテーブル(図4参照)を選択し、ステップS140へ進む。ステップS140において、コントローラ100は、車速センサ132で検出された車速Vがクラッチ切換用閾値 V_c 以下であるか否かを判定する。すなわち、コントローラ100は、(条件5)が成立しているか否かを判定する。ステップS140で肯定判定されるとステップS150へ進み、ステップS140で否定判定されるとステップS110へ戻る。

【0057】

ステップS150において、コントローラ100は、前後進切換レバー17の操作位置に対応する油圧クラッチ(前進クラッチ18または後進クラッチ19)を接続し、他方の油圧クラッチ(後進クラッチ19または前進クラッチ18)を解放して、図8に示す特性選択処理を終了する。なお、油圧クラッチは、完全に密着させた係合状態とするための押付け力を100%としたとき、30%程度の押付け力で油圧クラッチを接続させ、その後、徐々に押付け力を増加させる。

20

【0058】

図8のフローチャートに示す選択処理により特性A2が選択されると、図9に示す処理を行うプログラムが起動され、所定の制御周期で、コントローラ100により繰り返し実行される。

【0059】

ステップS210において、コントローラ100は、クラッチセンサ131で検出された係合状態のクラッチの情報と、前後進切換レバー17による指示方向の情報とを比較して、(条件3 a)または(条件3 b)が成立しているか否かを判定する。すなわち、コントローラ100は、クラッチ装置16の係合状態に対応するホイールロードの進行方向と、前後進切換レバー17により指示されたホイールロードの進行方向とが同じ方向であるか否かを判定する。ステップS210で肯定判定されるとステップS220へ進み、ステップS210で否定判定されるとステップS235へ進む。

30

【0060】

ステップS220において、コントローラ100は、(条件4)が成立しているか否か、すなわち要求エンジン回転速度 N_r から実エンジン回転速度 N_a を差し引いたときの値(速度差)が閾値 N_0 未満であるか否かを判定する。ステップS220で肯定判定されるとステップS230へ進み、ステップS220で否定判定されるとステップS235へ進む。

40

【0061】

ステップS235において、コントローラ100は、内蔵するタイマをリセット、すなわち継続時間 t を0に設定し、ステップS210へ戻る。

【0062】

ステップS230において、コントローラ100は、内蔵するタイマをカウント、すなわち継続時間 t に制御周期に相当する時間 Δt を加算し($t = t + \Delta t$)、ステップS240へ進む。ステップS240において、コントローラ100は、タイマカウント値であ

50

る継続時間 t が閾値 t_0 以上であるか否かを判定する。ステップ S 2 4 0 で肯定判定されるとステップ S 2 5 0 へ進み、ステップ S 2 4 0 で否定判定されるとステップ S 2 1 0 へ戻る。

【 0 0 6 3 】

ステップ S 2 5 0 において、コントローラ 1 0 0 は、記憶装置からポンプ吸収トルク特性 A 1 のテーブル（図 4 参照）を選択し、図 9 に示す特性選択処理を終了する。

【 0 0 6 4 】

このように、本実施の形態では、クラッチ装置 1 6 の係合状態に対応する進行方向と、前後進切換レバー 1 7 により指示された進行方向とが逆の方向である場合に、車速 V がトルク制限用閾値 V_t まで低下したときに、最大ポンプ吸収トルクを低く制限する。これにより、進行切換複合動作を行った際における実エンジン回転速度 N_a の低下を抑制することができる。以下、比較例と比較して、本実施の形態の作用効果について説明する。

【 0 0 6 5 】

図 1 0 は、ポンプ吸収トルク特性 A 1 のみでメインポンプ 1 1 の押しのけ容積を制御する比較例での進行切換複合動作時の挙動を説明する図である。比較例に係るホイールロードに進行切換複合動作を行わせた場合について説明する。

【 0 0 6 6 】

上述したように、後進中のホイールロードを前進させる際、運転者はアクセルペダル 1 3 4 を戻し操作し、前後進切換レバー 1 7 を後進から前進に切り換え操作する。戻し操作後、アクセルペダル 1 3 4 は、所定の操作量で維持され、要求エンジン回転速度 N_r が一定に保たれる。図 1 0 に示すように、アクセルペダル 1 3 4 を戻し操作した直後は、要求エンジン回転速度 N_r に対して、実エンジン回転速度 N_a が高いので、エンジンプレーキが作用する。なお、このエンジンプレーキが作用しているエンジンプレーキフェーズでは、前後進切換レバー 1 7 は、既に前進（F）位置に切り換えられているが、後進クラッチ 1 9 が接続されている状態である。

【 0 0 6 7 】

エンジンプレーキによりホイールロードが減速し、クラッチ切換用閾値 V_c まで車速が低下すると、後進クラッチ 1 9 が解放され、前進クラッチ 1 8 が接続される。

【 0 0 6 8 】

前進クラッチ 1 8 が接続されると、エンジン 1 9 0 は、車体の走行方向とは逆の力（走行駆動力）を発生させ、車体を積極的に制動させる。この積極的な制動力を発生させるフェーズでは、実エンジン回転速度 N_a が要求エンジン回転速度 N_r よりも低下することになる。

【 0 0 6 9 】

積極的な制動力発生フェーズにおいて、運転手がアーム操作レバーを上げ側に操作すると、アーム 1 1 1 が上昇を開始する。ホイールロードが後進走行から前進走行に移行する際、走行系および作業系が複合的に駆動されるため、必要なエンジン出力トルクが不足してラグダウンが生じ、実エンジン回転速度 N_a が大きく低下している。実エンジン回転速度 N_a が要求エンジン回転速度 N_r に対して大きく低下すると、コントローラ 1 0 0 は、エンジントールを防止するために H S T モータ 5 0 の押しのけ容積を小さくするため、走行駆動力が一時的に落ち込む「抜け」が発生し、その結果、車速 V の上昇率が一時的に低下する。この結果、後進走行から前進走行へ移行した後の加速のもたつき感などの違和感を運転者に与えてしまうおそれがある。

【 0 0 7 0 】

図 1 1 は、本実施の形態での進行切換複合動作時の挙動を説明する図である。本実施の形態では、エンジンプレーキフェーズにおいて、エンジンプレーキによりホイールロードが減速し、トルク制限用閾値 V_t まで車速 V が低下すると、制限条件が成立し、ポンプ吸収トルク特性 A 2 が設定される（S 1 1 0 で Yes, S 1 2 0 で Yes, S 1 3 0）。その後、クラッチ切換用閾値 V_c まで車速 V が低下すると、クラッチ切換条件が成立し、後進クラッチ 1 9 が解放され、前進クラッチ 1 8 が接続される（S 1 1 0 で Yes, S 1 4

10

20

30

40

50

0でYes, S150)。

【0071】

本実施の形態では、積極的な制動力発生フェーズにおいて、ポンプ吸収トルク特性A2が設定されているため、作業系の動作に制限がかかり、エンジン190の駆動力は走行系に優先して分配される。このため、比較例に比べて、実エンジン回転速度Naの低下量を抑えることができる。この結果、走行駆動力の一時的な落ち込みや、車速Vの上昇率が一時的に低下することを抑制乃至防止することができる。この結果、運転者に対する加速のもたつき感などの違和感を低減することができる。

【0072】

なお、アーム111の上げ操作は、前後進切換レバー17を後進から前進へ切り換える前の段階で行われる場合もある。この場合も実エンジン回転速度の低下量を抑えることができ、加速のもたつき感などの違和感を低減することができる。

【0073】

上述した実施の形態によれば、次の作用効果が得られる。

(1) ホイールローダは、エンジン190により駆動される可変容量型のメインポンプ11と、メインポンプ11から吐出される圧油により駆動されるフロント作業装置119と、機械伝動部32を含むHMT3を介してエンジン190の駆動力を車輪113に伝達する走行駆動装置30と、を備えている。ホイールローダは、係合状態にあるときにホイールローダを前進方向に走行させる前進クラッチ18、および、係合状態にあるときにホイールローダを後進方向に走行させる後進クラッチ19を有するクラッチ装置16と、ホイールローダを前進方向または後進方向に走行させる指示を行う前後進切換レバー17と、前進クラッチ18および後進クラッチ19が係合状態にあるか否かを検出するクラッチセンサ131と、を備えている。コントローラ100は、クラッチ装置16の係合状態に対応するホイールローダの進行方向と、前後進切換レバー17により指示されたホイールローダの進行方向とが逆の方向であることを含む制限条件が成立した場合に、メインポンプ11の最大吸収トルクを低く制限する。

【0074】

これにより、後進から前進走行へ移行する際において、フロント作業装置119を操作した場合に発生するラグダウンを抑制することができる。この結果、後進走行から前進走行へ移行した後の運転者に対する加速のもたつき感などの違和感を低減することができる。

【0075】

(2) コントローラ100は、前進クラッチ18および後進クラッチ19のうち的一方が係合状態であるときに、前後進切換レバー17により前進クラッチ18および後進クラッチ19のうち他方を係合状態とする指示信号を検出すると、車速センサ132で検出された車速Vがクラッチ切換用閾値Vc以下であるときにトランスミッション制御装置20に制御信号(クラッチ切換信号)を出力する。トランスミッション制御装置21は、コントローラ100からの制御信号(クラッチ切換信号)に基づいて、前進クラッチ18および後進クラッチ19のうち他方を係合状態とするクラッチの切換制御を実行する。

【0076】

本実施の形態では、上述の制限条件に、車速Vがクラッチ切換用閾値Vcよりも高い速度であってクラッチ切換用閾値Vcよりも高く設定されたトルク制限用閾値Vt以下の速度であることが含まれる。これにより、車速Vに基づいて、クラッチの切換制御の前の段階で、メインポンプ11の最大吸収トルクを低く制限することができる。適切なタイミングでポンプトルクの制限制御を実行することができ、走行駆動力に対して、メインポンプ11の負荷の影響を最小限に抑えることができる。なお、図11に示すように、クラッチの切換制御の直前でメインポンプ11の最大吸収トルクを低く制限することで、クラッチの切換制御の直前まではフロント作業装置を非制限状態で動作させることができ、作業効率の向上を図ることができる。

【0077】

(3) コントローラ 100 は、要求エンジン回転速度 N_r を決定し、エンジンコントローラ 15 に出力する。エンジンコントローラ 15 は、回転速度センサ 136 で検出された実エンジン回転速度 N_a が要求エンジン回転速度 N_r となるようにエンジン 190 の燃料噴射装置 190a を制御する。コントローラ 100 は、クラッチ装置 16 の係合状態に対応するホイールローダの進行方向と、前後進切換レバー 17 により指示されたホイールローダの進行方向とが同じ方向であること、および、要求エンジン回転速度 N_r と実エンジン回転速度 N_a との差が所定値よりも小さいことを含む解除条件が成立した場合に、メインポンプ 11 の最大吸収トルクの制限を解除する。

【0078】

実エンジン回転速度 N_a と要求エンジン回転速度 N_r との差が十分に小さくなってから、ポンプトルクの制限を解除することで、実エンジン回転速度 N_a と要求エンジン回転速度 N_r との差が十分に小さくなる前に解除する場合に比べて、加速性を向上できる。

10

【0079】

(4) さらに、本実施の形態では、上記解除条件の成立が維持されている継続時間 t が所定時間 (閾値 t_0) を経過したときに、メインポンプ 11 の最大吸収トルクの制限を解除する。後進走行から前進走行へ移行した後、所定時間 (閾値 t_0) だけ、走行系に優先してエンジン 190 の動力を分配できるので、より加速性を向上できる。

【0080】

次のような変形も本発明の範囲内であり、変形例の一つ、もしくは複数を上述の実施形態と組み合わせることも可能である。

20

(変形例 1)

制限条件は、上述した実施の形態に限定されない。たとえば、以下のような制限条件を設定できる。

(変形例 1 - 1)

上述の (条件 2) に代えて、次の (条件 2A) を加えてもよい。

(条件 2A) 実エンジン回転速度 N_a から要求エンジン回転速度 N_r を差し引いたときの回転速度差 N が閾値 N_1 (図 11 参照) よりも小さいこと

なお、閾値 N_1 は、上述の (条件 2) が満たされる速度差であり、予め実機試験等により定められ、コントローラ 100 の記憶装置に記憶されている。

【0081】

30

(変形例 1 - 2)

上述の (条件 2) を省略してもよい。換言すれば、上述の (条件 1a) および (条件 1b) のいずれかが満たされた場合に、制限条件が成立していると判定してもよい。

【0082】

(変形例 2)

解除条件は、上述した実施の形態に限定されない。たとえば、以下のような解除条件を設定できる。

(変形例 2 - 1)

上述の (条件 4) に代えて、次の (条件 4A) を加えてもよい。

(条件 4A) ホイールローダの車速 V が制限解除用閾値 V_{ta} 以上であること

40

なお、制限解除用閾値 V_{ta} は、上述の (条件 4) が満たされる車速 V であり、予め実機試験等により定められ、コントローラ 100 の記憶装置に記憶されている。

【0083】

(変形例 2 - 2)

上述の (条件 4) を省略してもよい。換言すれば、上述の (条件 3a) および (条件 3b) のいずれかが満たされた場合に、解除条件が成立していると判定してもよい。この場合、解除条件の成立が維持されている継続時間 t が、上述の閾値 t_0 よりも大きい閾値 t_1 を経過してからメインポンプ 11 の最大吸収トルクの制限を解除することが好ましい ($t_1 > t_0$)。

【0084】

50

(変形例 2 - 3)

上述の(条件 4)に代えて、アーム 1 1 1 やバケット 1 1 2 を操作する操作レバーに解除スイッチ(不図示)を設け、解除スイッチの操作により解除条件が成立していると判定してもよい。

【0085】

(変形例 3)

上述した実施の形態では、解除条件の成立(条件 3 a または条件 3 b が成立、かつ条件 4 が成立)が維持されている継続時間 t が所定時間(閾値 t_0)を経過したときに、コントローラ 1 0 0 によるメインポンプ 1 1 の最大吸収トルクの制限を解除する例について説明したが、本発明はこれに限定されない。解除条件が成立した場合、直ちにメインポンプ 1 1 の最大吸収トルクの制限を解除してもよい。

10

【0086】

(変形例 4)

駐車時における解除条件を以下のように定め、上述の解除条件に加え、あるいは、上述の解除条件に代えて、次の駐車時解除条件が成立した場合に、ポンプ吸収トルク特性 A 1 を選択する構成としてもよい。

【0087】

解除条件判定部 1 0 0 d は、駐車状態であることを判定する(条件 6)、(条件 7)および(条件 8)のいずれかが満たされた場合、駐車時解除条件が成立していると判定する。

20

(条件 6) 前進クラッチ 1 8 が解放状態であり、かつ、後進クラッチ 1 9 が解放状態である状態が、予め定めた設定時間を超えたこと

(条件 7) 前後進切換レバー 1 7 が中立(N)位置に切り換えられている状態が、予め定めた設定時間を超えたこと

(条件 8) 駐車ブレーキ装置が作動していること

【0088】

上記駐車時解除条件が成立していると判定されると、トルク特性設定部 1 0 0 e は、ポンプ吸収トルク特性 A 1 を設定する。このような変形例によれば、ホイールローダを駐車して、運転者が降車する前に行われる土を落とす作業を効率よく行うことができる。なお、土を落とす作業は、バケット 1 1 2 をストロークエンドまでダンプさせることで、意図的にショックを発生させ、バケット 1 1 2 にこびりついた土を振るい落す作業である。このため、バケット 1 1 2 の回動速度は速い方が大きなショックを発生させることができ、作業性がよい。

30

【0089】

(変形例 5)

上述した実施の形態では、進行切換複合動作として、後進走行から前進走行へ移行する際に、アーム 1 1 1 を上げ動作させる例について説明したが、本発明はこれに限定されない。たとえば、前進走行から後進走行へ移行する際に、アーム 1 1 1 を上げ動作させる場合にも上述と同様の作用効果を奏する。

また、メインポンプ 1 1 から吐出した圧油をステアリングシリンダ 1 1 6 に導く場合、後進走行から前進走行へ移行する際に、左右への操舵操作が行われた場合にも上述と同様の作用効果を奏する。

40

【0090】

(変形例 6)

上述では、前進走行から後進走行への移行動作、および、後進走行から前進走行への移行動作の双方について、本発明を適用する例について説明したが、本発明はこれに限定されない。少なくとも、後進クラッチ 1 9 が係合状態であるときに前後進切換レバー 1 7 により前進指示が行われた場合に、メインポンプ 1 1 の最大吸収トルクを低く制限するように構成してもよい。

【0091】

50

(変形例 7)

上述した実施の形態では、車速Vのトルク制限用閾値V_tをクラッチ切換用閾値V_cよりも高い車速として設定した例について説明したが、本発明はこれに限定されない。クラッチ切換用閾値V_cとトルク制限用閾値V_tとは同じ値としてもよい。

【0092】

(変形例 8)

上述した実施の形態では、入力分割型のHMT3(図3参照)を例に説明したが、本発明はこれに限定されない。入力分割型のHMT3に代えて、図12に示すように、出力分割型のHMT203を採用してもよい。出力分割型のHMT203では、遊星歯車機構240に連結したHSTモータ50と油圧回路により接続されたHSTポンプ40を、変速装置の入力軸23と回転比一定で連結する構成とされている。本変形例では、エンジン190の出力トルクがHST31と機械伝動部32に平行に伝達され、遊星歯車機構240を経由して、車輪113が駆動される。

【0093】

図12に示すように、出力分割型のHMT203では、入力軸23の回転力は、入力軸23のギア243およびポンプ入力ギア142を介してHST31に伝達される。また、入力軸23には、遊星歯車機構240のサンギア147が固定されている。サンギア147の外周には、複数のプラネタリギア148が歯合されている。各プラネタリギア148は、遊星キャリア149に軸支され、遊星キャリア149は出力軸150に固定されている。出力軸150は、上述のプロペラシャフト4に接続されている。プラネタリギア群の外周にはリングギア141が歯合され、リングギア141の外周にモータ出力ギア154が歯合されている。モータ出力ギア154はHSTモータ50の回転軸に固定されている。

【0094】

(変形例 9)

上述した実施の形態では、HMTを備えたホイールローダを例に説明したが、本発明はこれに限定されない。図3や図12に示すHMT3, 203に代えて、EMT(Electro-Mechanical Transmission:電気-機械式変速装置)303を備えたホイールローダに本発明を適用してもよい。この場合、HSTポンプ40に代えて発電機340が設けられ、HSTモータ50に代えて電動モータ350が設けられる。

【0095】

本変形例では、図13に示すように、エンジン190の出力トルクを、遊星歯車機構140を経由して、発電機340と電動モータ350による電動トルク伝達と、機械伝動部32による機械的なダイレクト駆動のトルク伝達とに平行に伝達することにより、車輪113を駆動する。または、図示しないが、エンジン190の出力トルクを発電機340と電動モータ350による電動トルク伝達と、機械伝動部32による機械的なダイレクト駆動のトルク伝達とに平行に伝達し、遊星歯車機構を経由して車輪113を駆動する構成としてもよい。

【0096】

EMT303では、進行切換複合動作が行われると、コントローラ100により電動モータ350の出力が落とされ、エンジン190の負荷を下げることでエンジンストールを防止する。したがって、上述した比較例のように、ポンプ吸収トルクを制限しない場合、電動モータ350の出力が落とされると、上述した走行駆動力の「抜け」が発生し、その結果、車速の上昇率が一時的に低下する。このため、EMT303を備えるホイールローダにおいても、進行切換複合動作が行われたときに、メインポンプ11の最大吸収トルクを低く制限することで、上述した実施の形態と同様の作用効果を得ることができる。

【0097】

(変形例 10)

コントロールバルブ21を操作する操作レバー31は、油圧パイロット式レバーに代えて電気式レバーとしてもよい。前後進切換指示装置として、前後進切換レバー17を採用

10

20

30

40

50

する例について説明したが、前後進切換スイッチとしてもよい。

【0098】

(変形例11)

上述した実施の形態では、作業車両の一例としてホイールローダを例に説明したが、本発明はこれに限定されず、たとえば、ホイールショベル、フォークリフト、テレハンドラー、リフトトラック等、他の作業車両であってもよい。

【0099】

上記では、種々の実施の形態および変形例を説明したが、本発明はこれらの内容に限定されるものではない。本発明の技術的思想の範囲内で考えられるその他の態様も本発明の範囲内に含まれる。

【符号の説明】

【0100】

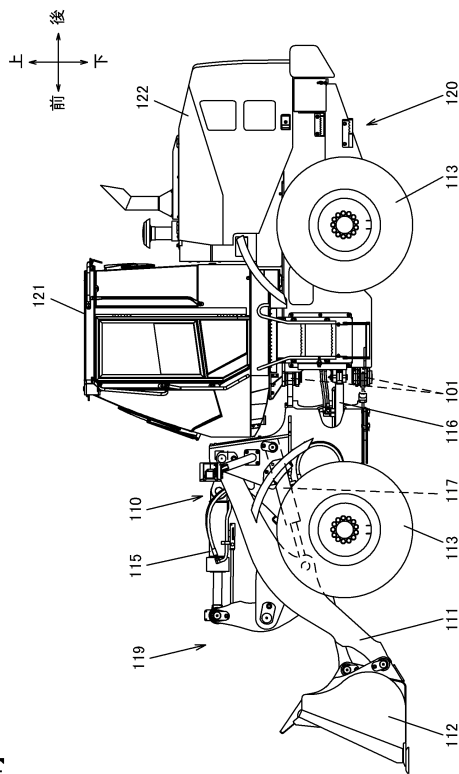
3 HMT(変速装置)、11 メインポンプ(油圧ポンプ)、15 エンジンコントローラ(エンジン制御装置)、16 クラッチ装置、17 前後進切換レバー(前後進指示装置)、18 前進クラッチ(前進用のクラッチ)、19 後進クラッチ(後進用のクラッチ)、20 トランスミッション制御装置(クラッチ制御装置)、32 機械伝動部、100 コントローラ(クラッチ制御装置)、100b 要求速度決定部、100e トルク特性設定部(トルク制限部、制限解除部)、119 フロント作業装置(作業装置)、131 クラッチセンサ(クラッチ状態検出部)、132 車速センサ(車速検出装置)、136 回転速度センサ(実速度検出装置)、190 エンジン、203 HMT(変速装置)、303 EMT(変速装置)

Vc クラッチ切換用閾値(第1速度)、Vt トルク制限用閾値(第2速度)

10

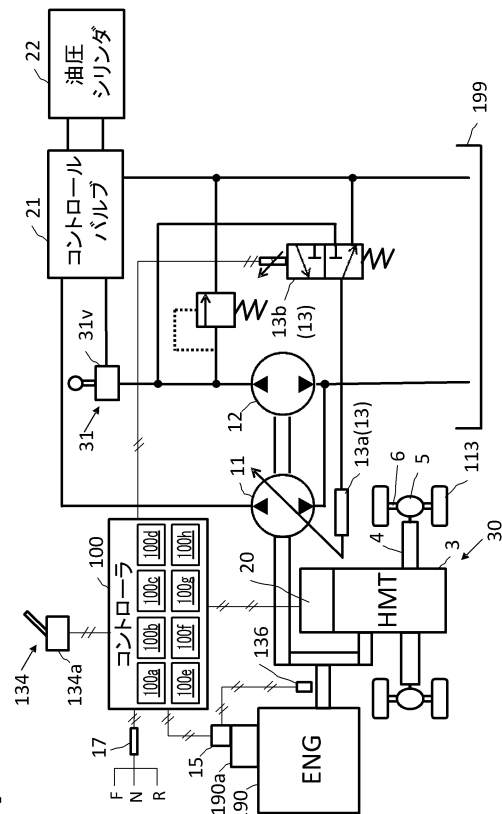
20

【図1】



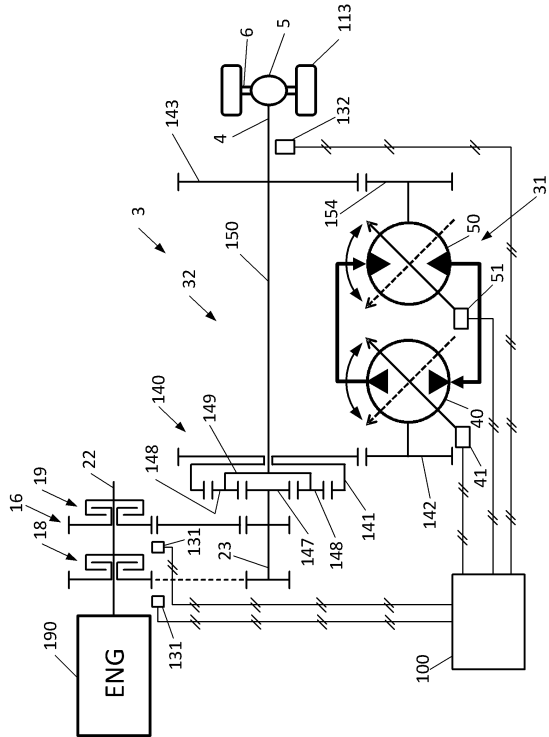
【図1】

【図2】



【図2】

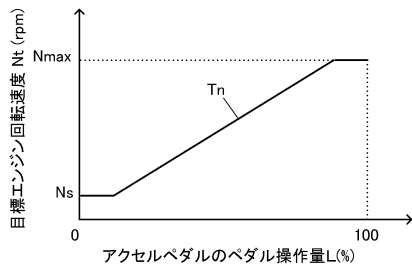
【図3】



【図3】

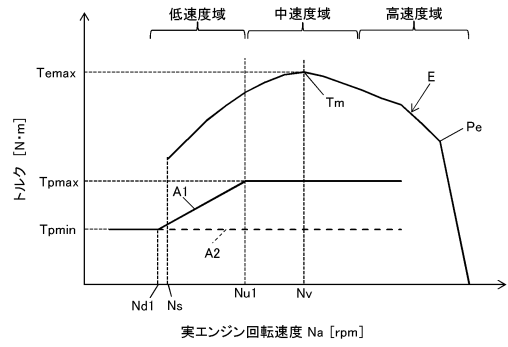
【図5】

【図5】



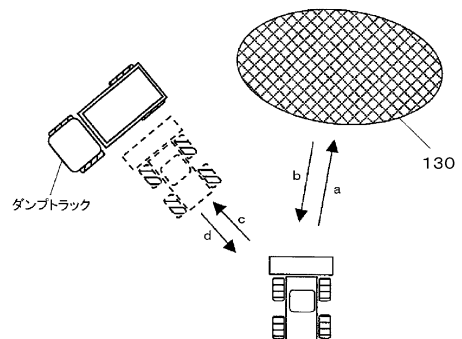
【図4】

【図4】

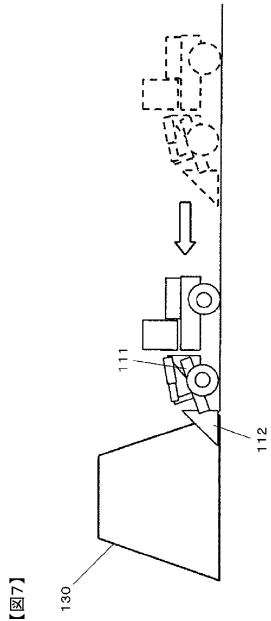


【図6】

【図6】

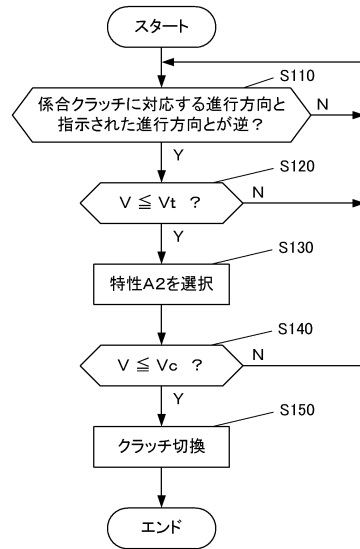


【図7】



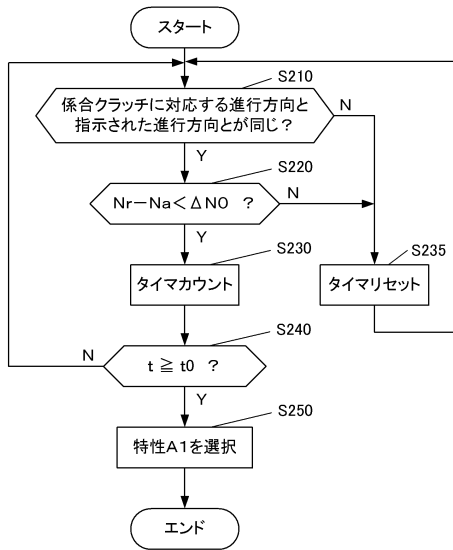
【図8】

【図8】



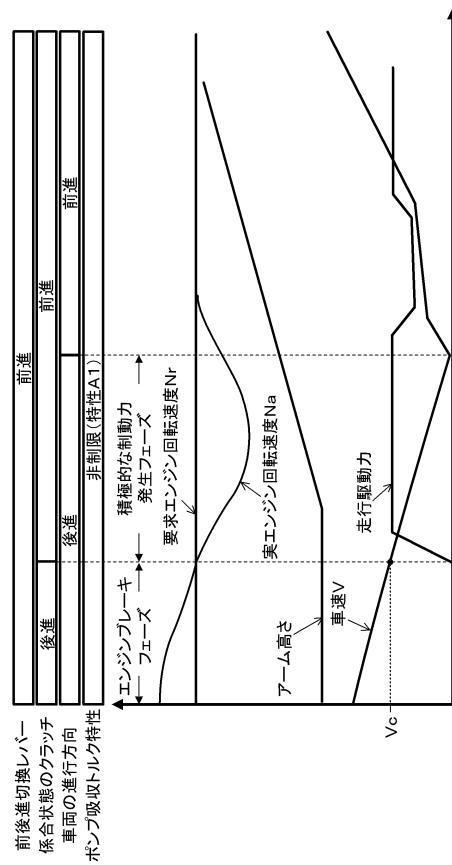
【図9】

【図9】

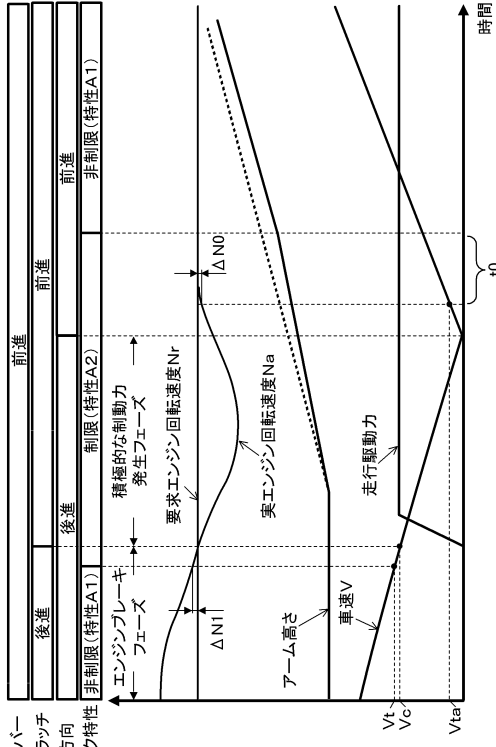


【図10】

【図10】



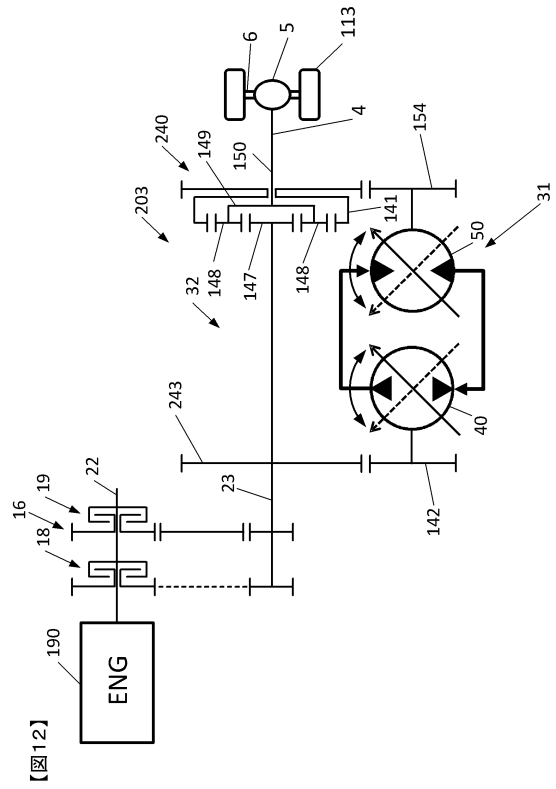
【図 1 1】



【図 11】

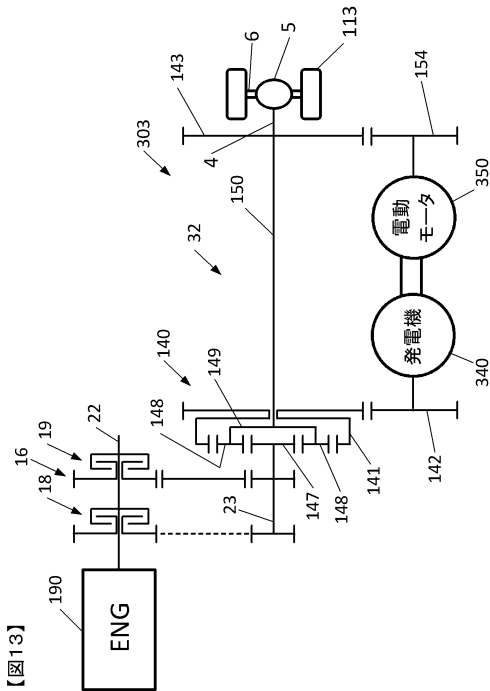
前後進切換レバー
係合状態のクラッチ
車両の進行方向
ポンプ吸入トルク特性

【図 1 2】



【図 12】

【図 1 3】



【図 13】

フロントページの続き

(51) Int.Cl. F I
B 6 0 K 20/00 (2006.01) B 6 0 K 20/00 F

審査官 倉田 和博

(56) 参考文献 特開 2 0 1 5 - 0 8 6 5 7 5 (J P , A)
特開 2 0 1 3 - 1 6 7 0 9 9 (J P , A)
国際公開第 2 0 1 3 / 1 3 6 5 3 6 (W O , A 1)
国際公開第 2 0 1 6 / 0 1 7 6 7 4 (W O , A 1)
国際公開第 2 0 0 9 / 0 1 9 9 7 4 (W O , A 1)

(58) 調査した分野 (Int.Cl. , DB 名)
F 1 6 H 6 1 / 4 3 3
B 6 0 K 2 0 / 0 0
E 0 2 F 9 / 2 2
F 0 2 D 2 9 / 0 2
F 0 2 D 2 9 / 0 4
F 1 6 H 6 1 / 4 7 8