

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(10) 国際公開番号

WO 2015/083753 A 1

(43) 国際公開日

2015年6月11日(11.06.2015)

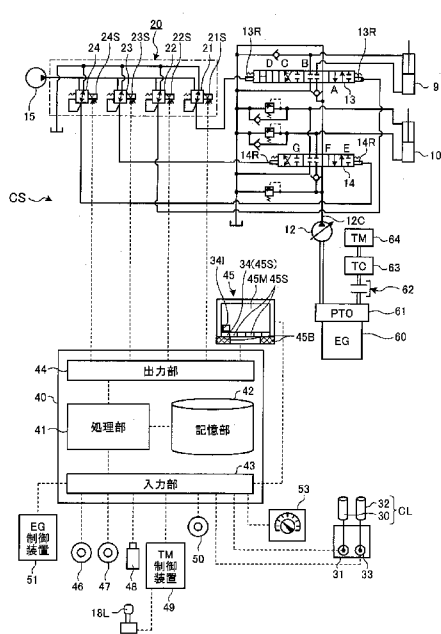
W I P O | P C T

- (51) 国際特許分類 : E02F 9/22 (2006.01) F16D 48/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号 : PCT/JP20 14/08203 8
- (22) 国際出願日 : 2014年12月3日(03.12.2014)
- (25) 国際出願の言語 : 日本語
- (26) 国際公開の言語 : 日本語
- (30) 優先権データ : 特願 2013-250164 2013年12月3日(03.12.2013) JP
- (71) 出願人 : 株式会社小松製作所(KOMATSU LTD.) [JP/JP]; 〒1078414 東京都港区赤坂2-3-6 Tokyo (JP).
- (72) 発明者 : 佐近 優(SAKON, Yuu); 〒3120004 茨城県ひたちなか市長砂163-46 株式会社小松製作所 茨城工場内 Ibaraki (JP).
- (74) 代理人 : 酒井 宏明(SAKAI, Hiroaki); 〒1006020 東京都千代田区霞が関三丁目2番5号 霞が関ビルディング 酒井国際特許事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, ML, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能):ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[続葉有]

(54) Title: UTILITY VEHICLE

(54) 発明の名称 : 作業車両



(57) Abstract: A control device (40) of a wheel loader calculates a first ratio, which is the ratio of a value corresponding to the target travel distance that serves as the target when the wheel loader travels to a position at which excavated objects are discharged after excavation by the bucket, and a value corresponding to the target elevation amount that serves as the target when the boom is raised after the start of movement. The control device (40) also calculates the difference between the first ratio and a second ratio, which is the ratio of a value corresponding to the actual distance the wheel loader travels after the start of movement to the position at which excavated objects are discharged after excavation by the bucket, and a value corresponding to the actual amount the boom is raised after the start of movement. The control device (40) then controls the transmission torque that is transmitted from the engine to the drive wheels such that the difference between the first ratio and the second ratio is zero.

(57) 要約 : ホイールローダーの制御装置40は、ホイールローダーがバケットによる掘削後に掘削物を排出する位置まで走行する際の目標となる目標走行距離に対応する値と、移動が開始された後にブームが上昇する際の目標となる目標上昇量に対応する値との比である第1比率を求める。また、制御装置40は、ホイールローダーがバケットによる掘削後に掘削物を排出する位置までの移動を開始してから実際に走行した距離に対応する値と、移動が開始された後にブームが実際に上昇した量に対応する値との比である第2比率との差を求める。そして、制御装置40は、第1比率と第2比率との差が0になるように、エンジンから駆動輪に伝達される伝達トルクを制御する。

- 41 Processing unit
- 42 Storage unit
- 43 Input unit
- 44 Output unit
- 49 Transmission control device
- 51 Engine control device



201 /083753 1



添付公開書類：

- 国際調査報告 (条約第 21 条 (3))

— 請求の範囲の補正の期限前の公開であり、補正を受理した際には再公開される。(規則 48.2⁽¹⁾)

明 細 書

発明の名称 : 作業車両

技術分野

[0001] 本発明は、掘削作業を行う作業車両に関する。

背景技術

[0002] 土砂又は碎石等をダンプトラック等に積み込む作業機を備えた作業車両がある。このような作業車両として、ホイールローダーがある。ホイールローダーは、掘削作業を行うためのバケットを有し、タイヤで走行して作業する車両である。例えば、特許文献1には、作業現場毎に異なる積み込み作業の態様に適するように、エンジン出力を作業機及び走行装置に分配するホイールローダーが記載されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1 : 特開2008—248523号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] ホイールローダーは、掘削した物（掘削物）をダンプトラックのような運搬機械に積載する。この場合、ホイールローダーは、掘削した位置から運搬機械の位置まで移動するが、このとき、ホイールローダーのオペレーターは、プームを上昇させながらホイールローダーを走行させ、運搬機械の位置まで移動する。この作業は、アクセル及びブレーキの操作が必要となり、オペレーターの負荷が大きくなる可能性があった。

[0005] 本発明は、作業車両が掘削した後、掘削物を排出する位置まで移動する際において、オペレーターの負荷を軽減することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0006] 本発明は、車体と、前記車体を走行させるための動力を発生する動力発生装置と、前記動力発生装置の発生した動力により前記車体を走行させる駆動

輪と、前記車体に支持されて回動し、かつ前記車体側とは反対側にバケツトを支持するブームと、前記ブームを回動させるアクチュエータと、前記車体が前記バケツトによる掘削後に掘削物を排出する位置まで走行する際の目標となる目標走行距離に対応する値と、移動が開始された後に前記ブームが上昇する際の目標となる目標上昇量に対応する値との比である第1比率と、前記車体が前記バケツトによる掘削後に掘削物を排出する位置までの移動を開始してから実際に走行した距離に対応する値と、前記移動が開始された後に前記ブームが実際に上昇した量に対応する値との比である第2比率との差が0になるように、前記動力発生装置から前記駆動輪に伝達される伝達トルクを制御する制御装置と、を含む、作業車両である。

[0007] 前記動力発生装置と前記駆動輪との間にクラッチを有し、前記制御装置は、前記クラッチの係合状態を調整することにより前記伝達トルクを制御することが好ましい。

[0008] 前記クラッチと前記駆動輪との間に、前記クラッチからの動力を前記駆動輪に伝達するトルクコンバータを有し、前記制御装置は、前記トルクコンバータが吸収したトルクと、前記クラッチが伝達できる最大のトルクとの比を用いて、前記伝達トルクをフィードフォワード制御することが好ましい。

[0009] 前記制御装置は、前記クラッチの係合状態に応じて、前記動力発生装置が発生するトルクを制御することが好ましい。

[001 0] 前記目標走行距離及び前記目標上昇量の少なくとも一方を変更する目標値変更部を有することが好ましい。

[001 1] 本発明は、車体と、前記車体を走行させるための動力を発生する動力発生装置と、前記動力発生装置の発生した動力により前記車体を走行させる駆動輪と、前記動力発生装置と前記駆動輪との間に設けられたクラッチと、前記クラッチと前記駆動輪との間に設けられたトルクコンバータと、前記車体に支持されて回動し、かつ前記車体側とは反対側にバケツトを支持するブームと、前記ブームを回動させる油圧シリンダと、前記車体が前記バケツトによる掘削後に掘削物を排出する位置まで走行する際の目標となる目標走行距

離に対応する値と、移動が開始された後に前記ブームが上昇する際の目標となる目標上昇量に対応する値との比である第1比率と、前記車体が前記バケットによる掘削後に掘削物を排出する位置までの移動を開始してから実際に走行した距離に対応する値と、前記移動が開始された後に前記ブームが実際に上昇した量に対応する値との比である第2比率との差が0になるように、前記クラッチの係合状態をフィードバック制御し、かつ前記トルクコンパータが吸収したトルクと、前記クラッチが伝達できる最大のトルクとの比を用いて前記クラッチの係合状態をフィードフォワード制御する制御装置と、を含む、作業車両である。

発明の効果

[001 2] 本発明は、作業車両が掘削した後、掘削物を排出する位置まで移動する際において、オペレーターの負担を軽減することができる。

図面の簡単な説明

[001 3] [図1] 図1は、本実施形態に係る作業車両を示す図である。

[図2] 図2は、作業機の動作を制御する制御システムを示す図である。

[図3] 図3は、作業機を示す図である。

[図4] 図4は、掘削が終了した後におけるホイールローダーの動作の一例を示す図である。

[図5] 図5は、ホイールローダーの駆動系及び制御系を示すブロック図である。

[図6] 図6は、フィードバック制御に加え、フィードフォワード制御を行う際の制御ブロックの一例を示す図である。

[図7] 図7は、クラッチの係合状態に応じてエンジンのトルクを制御する際の制御ブロックの一例を示す図である。

[図8] 図8は、エンジンのトルクの減少量を説明するための概念図である。

発明を実施するための形態

[0014] 本発明を実施するための形態（実施形態）につき、図面を参照しつつ詳細に説明する。

[001 5] < ホイールローダー >

図 1 は、本実施形態に係る作業車両を示す図である。本実施形態において、作業車両として、砕石又は砕石の掘削時に発生した土砂若しくは岩石等を運搬車両としてのダンプトラック等に積載するホイールローダー 1 を例とする。

[001 6] ホイールローダー 1 は、車体 2 と、プーム 3 及びバケツト 4 を備える作業機 5 と、前輪 6 F 及び後輪 6 R と、運転室 7 と、プームシリンダ 9 と、バケツトシリンダ 10 とを備えている。車体 2 には、作業機 5、前輪 6 F 及び後輪 6 R 並びに運転室 7 が取り付けられている。運転室 7 内には、運転席 D S 及び操作レバー C L が設けられている。運転席 D S の背もたれ D S B から操作レバー C L に向かう方向を前方といい、操作レバー C L から背もたれ D S B に向かう方向を後方という。ホイールローダー 1 の左右は、前方を基準とする。

[001 7] 前輪 6 F 及び後輪 6 R は、路面 R に接地する。前輪 6 F 及び後輪 6 R の接地面側を下方といい、前輪 6 F 及び後輪 6 R の接地面から離れる方向を上方という。前輪 6 F 及び後輪 6 R が回転することにより、ホイールローダー 1 は走行する。ホイールローダー 1 の操舵は、車体 2 が前輪 6 F と後輪 6 R との間で屈曲することにより実現される。

[001 8] 作業機 5 は、車体 2 の前部に配置される。プーム 3 は、車体 2 の前方側に支持されて、前方に向かって延びている。プーム 3 は、車体 2 に支持されて回転する。バケツト 4 は、開口部 4 H 及び爪 4 C を有している。バケツト 4 は、爪 4 C が土砂又は砕石等をすくい取ることによって、対象を掘削する。爪 4 C がすくい取った土砂又は砕石等を、適宜掘削物 S R という。爪 4 C がすくい取った掘削物 S R は、開口部 4 H からバケツト 4 の内部に入る。バケツト 4 は、プーム 3 の車体 2 側とは反対側に支持されて回転する。

[001 9] プーム駆動装置としてのプームシリンダ 9 は、車体 2 とプーム 3 との間に設けられている。プーム 3 は、プームシリンダ 9 が伸縮することによって、車体 2 側の支持部を中心として回転する。プーム 3 を回転させるプーム駆動

装置はプームシリンダ 9 に限定されない。例えば、プーム駆動装置は、プーム 3 の付け根に設けられた電動機であってもよい。このように、プーム駆動装置は、プーム 3 を回転させるアクチュエータである。

[0020] バケツトシリンダ 10 は、一端部が車体 2 に取り付けられて支持され、他端部がベルクランク 11 の一端部に取り付けられている。ベルクランク 11 の他端部は、バケツト 4 に連結されている。バケツト 4 は、バケツトシリンダ 10 が伸縮することによって、プーム 3 に支持された部分を中心として回転する。バケツト 4 を回転させる装置は、バケツトシリンダ 10 に限定されない。

[0021] 操作レバー C L は、プームシリンダ 9 及びバケツトシリンダ 10 の伸縮を制御する。運転室 7 に搭乗したオペレーターが、操作レバー C L を操作すると、プームシリンダ 9 及びバケツトシリンダ 10 の少なくとも一方が伸縮する。すると、プーム 3 及びバケツト 4 の少なくとも一方が回転する。このように、プーム 3 及びバケツト 4 は、オペレーターが、操作レバー C L を操作することによって動作する。

[0022] < 作業機 5 の制御系統 >

図 2 は、作業機の動作を制御する制御系統を示す図である。図 1 に示す作業機 5 の動作、すなわちプーム 3 及びバケツト 4 の動作を制御する制御系統 C S は、作業機油圧ポンプ 12 と、プーム操作弁 13 と、バケツト操作弁 14 と、パイロットポンプ 15 と、吐出回路 12 C と、電磁比例制御弁 20 と、制御装置 40 と、T M (変速装置) 制御装置 49 と、E G (エンジン) 制御装置 51 とを含む。

[0023] 作業機油圧ポンプ 12 は、ホイールローダー 1 に搭載される動力発生装置としてのエンジン (E G) 60 によって駆動される。エンジン 60 は、内燃機関であり、本実施形態ではディーゼルエンジンである。エンジン 60 の種類はディーゼルエンジンに限定されない。エンジン 60 の出力は、P T O (Power Take Off) 61 に入力された後、作業機油圧ポンプ 12 と、動力伝達機構としてのクラッチ 62 とに出力される。このような構造により、作業機

油圧ポンプ 12 は、PTO6 1 を介してエンジン 60 に駆動されて、作動油を吐出する。

[0024] クラッチ 62 の入力側はエンジン 60 に、出力側はトルクコンバータ (TC) 63 に接続されている。トルクコンバータ 63 の出力側は変速装置 (TM) 64 に接続される。このような構造により、エンジン 60 の出力は、PTO6 1、クラッチ 62 及びトルクコンバータ 63 を介して変速装置 64 に伝達される。変速装置 64 は、PTO6 1 から伝達されたエンジン 60 の出力を、図 1 に示す前輪 6F 及び後輪 6R に伝達してこれらを駆動する。ホイールローダー 1 及び車体 2 は、エンジン 60 の出力によって前輪 6F 及び後輪 6R が駆動されて、走行する。前輪 6F 及び後輪 6R は、ホイールローダー 1 の駆動輪となる。

[0025] 作業機油圧ポンプ 12 が作動油を吐出する吐出口には、作動油が通過する油路としての吐出回路 12C が接続されている。吐出回路 12C は、プーム操作弁 13 とバケツト操作弁 14 とに接続されている。プーム操作弁 13 及びバケツト操作弁 14 は、いずれも油圧パイロット式の操作弁である。プーム操作弁 13 とバケツト操作弁 14 とは、それぞれプームシリンダ 9 とバケツトシリンダ 10 とに接続されている。作業機油圧ポンプ 12 と、プーム操作弁 13 と、バケツト操作弁 14 と、吐出回路 12C とは、タンデム形式の油圧回路を形成している。

[0026] プーム操作弁 13 は、A 位置、B 位置、C 位置及び D 位置を有する 4 位置切換弁である。プーム操作弁 13 は、A 位置になるとプーム 3 が上昇し、B 位置になると中立、C 位置になるとプーム 3 は下降し、D 位置になるとプーム 3 はそのときの位置を保持する。バケツト操作弁 14 は、E 位置、F 位置及び G 位置を有する 3 位置切換弁である。バケツト操作弁 14 は、E 位置になるとバケツト 4 がチルト動作し、F 位置になると中立、G 位置になるとバケツト 4 がダンプ動作する。

[0027] バケツト 4 のチルト動作は、図 1 に示すバケツト 4 の開口部 4H 及び爪 4C が運転室 7 に向かって回転することにより傾く動作である。バケツト 4 の

ダンプ動作は、チルト動作とは反対に、バケット4の開口部4H及び爪4Cが運転室7から遠ざかるように回転することにより傾く動作である。

[0028] プーム操作弁13及びバケット操作弁14のパイロット受圧部は、それぞれ電磁比例制御弁20を介してパイロットポンプ15と接続されている。パイロットポンプ15は、PTO61に接続されて、エンジン60によって駆動される。パイロットポンプ15は、電磁比例制御弁20を介して、プーム操作弁13のパイロット受圧部13R及びバケット操作弁14のパイロット受圧部14Rに所定圧力(パイロット圧力)の作動油を与える。

[0029] 電磁比例制御弁20は、プーム下げ電磁比例制御弁21、プーム上げ電磁比例制御弁22、バケットダンプ電磁比例制御弁23及びバケットチルト電磁比例制御弁24を有している。プーム下げ電磁比例制御弁21及びプーム上げ電磁比例制御弁22は、プーム操作弁13の各パイロット受圧部13R、13Rに接続されている。バケットダンプ電磁比例制御弁23及びバケットチルト電磁比例制御弁24は、バケット操作弁14の各パイロット受圧部14R、14Rに接続されている。プーム下げ電磁比例制御弁21のソレノイド指令部21S、プーム上げ電磁比例制御弁22のソレノイド指令部22S、バケットダンプ電磁比例制御弁23のソレノイド指令部23S及びバケットチルト電磁比例制御弁24のソレノイド指令部24Sには、制御装置40からのそれぞれの指令信号が入力される。

[0030] プーム下げ電磁比例制御弁21、プーム上げ電磁比例制御弁22、プーム操作弁13及びプームシリンダ9は、プーム3を回転(昇降)させるプーム駆動部としての機能を有する。バケットダンプ電磁比例制御弁23、バケットチルト電磁比例制御弁24、バケット操作弁14及びバケットシリンダ10は、バケットを回転(チルト動作又はダンプ動作)させるバケット駆動部としての機能を有する。

[0031] 制御装置40は、例えば、コンピュータである。制御装置40は、CPU(Central Processing Unit)等の処理部41と、ROM(Read Only Memory)等の記憶部42と、入力部43と、出力部44とを含む。処理部41

は、コンピュータプログラムに記述された各種の命令を逐次実行することにより、作業機 5 の動作を制御する。処理部 4 1 は、記憶部 4 2、入力部 4 3 及び出力部 4 4 と電氣的に接続されている。このような構造により、処理部 4 1 は、記憶部 4 2 に記憶されている情報を読み出したり、記憶部 4 2 に情報を書き込んだり、入力部 4 3 から情報を受け取ったり、出力部 4 4 に情報を出したりすることができる。

[0032] 記憶部 4 2 は、作業機 5 の動作を制御するためのコンピュータプログラム及び作業機 5 の動作の制御に用いるための情報を記憶している。本実施形態において、記憶部 4 2 は、本実施形態に係る作業車両の制御を実現するためのコンピュータプログラムを記憶している。処理部 4 1 は、このコンピュータプログラムを記憶部 4 2 から読み出して実行することにより、本実施形態に係る作業車両の制御方法を実現する。

[0033] 入力部 4 3 には、ブーム角度検出センサ 4 6 と、バケット角度検出センサ 4 7 と、ブームシリンダ 9 に充填されている作動油の圧力（ボトム圧力）を検出するブームシリンダ圧力センサ 4 8 と、変速装置 6 4 を制御する T M 制御装置 4 9 と、車速センサ 5 0 と、エンジン 6 0 を制御するエンジン制御装置 5 1 と、第 1 ポテンシヨメータ 3 1 と、第 2 ポテンシヨメータ 3 3 と、入出力装置 4 5 と、目標値変更部としての設定ダイヤル 5 3 とが接続されている。処理部 4 1 は、これらの検出値又は指令値を取得して、作業機 5 の動作を制御する。

[0034] 車速検出装置としての車速センサ 5 0 は、ホイールローダー 1 が走行する速度（車速）を検出する。車速センサ 5 0 は、例えば、図 2 に示す変速装置 6 4 の出力軸の回転速度からホイールローダー 1 の車速を求めるものであってもよい。T M 制御装置 4 9 は、変速装置 6 4 の速度段を切り替える。この場合、T M 制御装置 4 9 は、例えば、車速センサ 5 0 から取得した車速及びホイールローダー 1 のアクセル開度等に基づいて、速度段を制御する。エンジン制御装置 5 1 は、例えば、アクセル開度とエンジン 6 0 の回転速度とに基づき、エンジン 6 0 に供給する燃料の量を調整することにより、エンジン

60の出力を制御する。本実施形態において、TM制御装置49及びエンジン制御装置51には、いずれもコンピュータを用いることができる。

[0035] 出力部44には、プーム下げ電磁比例制御弁21のソレノイド指令部21Sと、プーム上げ電磁比例制御弁22のソレノイド指令部22Sと、バケツトダンプ電磁比例制御弁23のソレノイド指令部23Sと、バケツトチルト電磁比例制御弁24のソレノイド指令部24Sと、入出力装置45とが接続されている。処理部41は、プーム下げ電磁比例制御弁21のソレノイド指令部21S又はプーム上げ電磁比例制御弁22のソレノイド指令部22Sにプームシリンダ9を動作させるための指令値を与えて、プームシリンダ9を伸縮させる。プームシリンダ9が伸縮することにより、プーム3が昇降する。処理部41は、バケツトダンプ電磁比例制御弁23のソレノイド指令部23S又はバケツトチルト電磁比例制御弁24のソレノイド指令部24Sにプームシリンダ9を動作させるための指令値を与えて、バケツトシリンダ10を伸縮させる。バケツトシリンダ10が伸縮することにより、バケツト4がチルト動作又はダンプ動作する。このようにして、処理部41は、作業機5、すなわちプーム3及びバケツト4の動作を制御する。

[0036] 入力部43及び出力部44の両方に接続されている入出力装置45は、入力装置45Sと、発音装置45Bと、表示装置45Mとを備えている。入出力装置45は、入力装置45Sから制御装置40に指令値を入力したり、発音装置45Bから警告音を発生させたり、表示装置45Mに作業機5の状態又は制御に関する情報を表示したりする。入力装置45Sは、例えば、押しボタン式のスイッチである。入力装置45Sが操作されることにより、表示装置45Mに表示される情報が切り替えられたり、ホイールローダー1の操作モードが切り替えられたりする。

[0037] それぞれの入力装置45Sには、ホイールローダー1の操作モードを切り替えたり、表示装置45Mの表示を切り替えたりする機能が割り当てられる。図2に示す例では、1つの入力装置45Sに、操作モードの1つとしてのダンプアプローチモードを開始させるための機能が割り当てられている。ダ

ンプアプローチモードは、本実施形態に係るホイールローダー 1 の制御である。ダンプアプローチモードは、ホイールローダー 1 が掘削した後、掘削位置から退避して、バケット 4 に保持された掘削物 S R を排出する場所に移動する間に、ブーム 3 を自動で上昇させる制御を実行するモードである。このため、本実施形態において、入力装置 4 5 S は、ダンプアプローチモードのスタートスイッチ 3 4 となる。スタートスイッチ 3 4 が操作されると、入出力装置 4 5 は、ダンプアプローチモードのスタート信号を生成する。このスタート信号は、制御装置 4 0 に入力される。

[0038] スタート信号が入力されると、制御装置 4 0 は、ホイールローダー 1 をダンプアプローチモードで制御する。同時に、制御装置 4 0 は、表示装置 4 5 M にアイコン 3 4 I を表示する。アイコン 3 4 I は、ダンプアプローチモードが ON になっていること示すものである。なお、入出力装置 4 5 の入力装置 4 5 S をタッチパネルとして表示装置 4 5 M に組み込み、アイコン 3 4 I をスタートスイッチ 3 4 に割り当ててもよい。

[0039] 操作レバー C L は、ブーム操作レバー 3 0 とバケット操作レバー 3 2 とを含む。ブーム操作レバー 3 0 には、自身の操作量を検出する第 1 ポテンシオメータ 3 1 が取り付けられている。バケット操作レバー 3 2 には、自身の操作量を検出する第 2 ポテンシオメータ 3 3 が取り付けられている。第 1 ポテンシオメータ 3 1 及び第 2 ポテンシオメータ 3 3 の検出信号は、制御装置 4 0 の入力部 4 3 に入力される。変速装置 6 4 のセレクターレバー 1 8 L は、変速装置 6 4 の速度段を切り替えたり、前進と後進とを切り替えたりする。設定ダイヤル 5 3 は、制御装置 4 0 がダンプアプローチモードを実行する際の目標値を変更する。

[0040] < 作業機 5 の構造及び動作 >

図 3 は、作業機 5 を示す図である。作業機 5 のブーム 3 は、第 1 端部側が連結ピン 3 P によって車体 2 にピン結合されている。ブーム 3 の両端部の間には、ブームシリンダ 9 を取り付けするためのブラケット 3 B R が取り付けられている。ブームシリンダ 9 は、第 1 端部が連結ピン 9 P a によって車体 2

にピン結合され、第2端部が連結ピン9 P bによってブラケット3 B Rにピン結合される。このような構造により、プーム3は、プームシリンダ9が伸縮すると、連結ピン3 Pの中心軸Z 1を中心として回動（昇降）する。

[0041] バケツト4は、プーム3の第2端部側、すなわち車体2側とは反対側における端部側に、連結ピン4 P aによってピン結合されている。このような構造により、バケツト4は、連結ピン4 P aの中心軸Z 2を中心として回動する。バケツトシリンダ10は、第1端部が連結ピン3 Pによって車体2にピン結合され、第2端部が連結ピン11 aによってベルクランク11の第1端部にピン結合される。ベルクランク11の第2端部は、連結部材11 Lの第1端部と連結ピン11 bによってピン結合されている。連結部材11 Lの第2端部は、連結ピン4 P bによってバケツト4とピン結合されている。

[0042] プーム3は、両方の端部の間に、ベルクランク11を支持する支持部材8が取り付けられている。ベルクランク11は、両端部の間が連結ピン11 cによって支持部材8にピン結合されている。このような構造により、ベルクランク11は、連結ピン11 cの中心軸Z 3を中心として回動する。バケツトシリンダ10が縮むと、ベルクランク11は第1端部が車体2側に移動する。ベルクランク11は、連結ピン11 cの中心軸Z 3を中心として回動するため、ベルクランク11の第2端部は車体2から遠ざかる方向に移動する。すると、バケツト4は、連結部材11 Lを介してダンプ動作する。バケツトシリンダ10が伸びると、ベルクランク11は第1端部が車体2側から遠ざかる。すると、ベルクランク11の第2端部は車体2に近づくので、バケツト4は連結部材11 Lを介してチルト動作する。

[0043] < プームの角度 α 及びバケツトの角度 β >

作業機5において、プーム3の角度（以下、適宜プーム角度という） α は、連結ピン3 Pの中心軸Z 1と連結ピン4 P aの中心軸Z 2とを結ぶ直線L 1と、連結ピン3 Pを通り、かつ前輪6 F及び後輪6 Rの接地面と平行な水平線L 2とのなす角度のうち小さい方である。本実施形態において、プーム角度 α は、水平線L 2よりも路面R側に傾斜している場合は負になる。プー

ム3が上昇するとブーム角度 α は大きくなる。

[0044] バケツト4の角度（以下、適宜バケツト角度という） β は、路面R（図3では水平線L2が対応する）と、連結ピン4Paの中心軸Z2を通りバケツト4の底面4Bに平行な直線L3とのなす角度である。本実施形態において、バケツト角度 β は、連結ピン4Paの中心軸Z2に対して直線L3の前方が下向きとなる場合は負になる。バケツト4がチルト動作するとバケツト角度 β は大きくなる。

[0045] ブーム角度 α を検出するブーム角度検出センサ46は、ブーム3を車体2にピン結合する連結ピン3Pの部分に取り付けられている。バケツト角度 β を検出するバケツト角度検出センサ47は、連結ピン11cの部分に取り付けられて、ベルクランク11を介して間接的にバケツト4の角度を検出する。バケツト角度検出センサ47は、ブーム3とバケツト4とを連結する連結ピン4Paの部分に取り付けられてもよい。本実施形態において、ブーム角度検出センサ46及びバケツト角度検出センサ47は、例えば、ポテンシオメータが用いられるが、これには限定されない。

[0046] ブーム角度検出センサ46が検出するブーム角度 α は、ブーム3の姿勢を示す指標になる。このため、ブーム角度検出センサ46は、ブーム3の姿勢を検出するブーム姿勢検出装置として機能する。バケツト角度検出センサ47が検出するバケツト角度 β は、バケツト4の姿勢を示す指標になる。このため、バケツト角度検出センサ47は、バケツト4の姿勢を検出するバケツト姿勢検出装置として機能する。

[0047] ホイールローダー1のオペレーターが、ブーム操作レバー30又はバケツト操作レバー32を操作すると、制御装置40は第1ポテンシオメータ31又は第2ポテンシオメータ33からブーム操作レバー30又はバケツト操作レバー32の操作量の信号を取得する。そして、制御装置40は、この操作量の信号に対応する作業機速度制御指令を、ブーム下げ電磁比例制御弁21、ブーム上げ電磁比例制御弁22、バケツトダンプ電磁比例制御弁23又はバケツトチルト電磁比例制御弁24に出力する。

[0048] プーム下げ電磁比例制御弁 2 1、プーム上げ電磁比例制御弁 2 2、バケツトダンプ電磁比例制御弁 2 3 又はバケツトチルト電磁比例制御弁 2 4 は、この作業機速度制御指令の大きさに応じたパイロット圧力を、対応するプーム操作弁 1 3 又はバケツト操作弁 1 4 のパイロット受圧部に出力する。すると、プームシリンダ 9 又はバケツトシリンダ 1 0 はそれぞれのパイロット油圧に応じた速度で、対応する方向に作動する。

[0049] < ダンプアプローチ >

図 4 は、掘削が終了した後におけるホイールローダー 1 の動作の一例を示す図である。掘削対象 M を作業機 5 のバケツト 4 で掘削したホイールローダー 1 は、掘削位置 P S から後退し、方向転換のために方向転換位置 P I まで進む。ホイールローダー 1 は、方向転換位置 P I において進行方向を前進に切り替えて、掘削対象 M とは異なる位置に停止しているダンプトラック 1 0 0 に向かって走行する。ダンプトラック 1 0 0 の位置に到達したホイールローダー 1 は、バケツト 4 内の掘削物 S R をダンプトラック 1 0 0 のベッセル 1 0 1 内に排出する。バケツト 4 内の掘削物 S R が排出される位置を排出位置 P D という。

[0050] ホイールローダー 1 が掘削位置 P S から離脱し、方向転換位置 P I を経由して排出位置 P D に向かう間に、作業機 5 のプーム 3 は上昇する。ホイールローダー 1 が排出位置 P D に到達したとき、プーム 3 が掘削物 S R の排出に適した高さ、例えば、最も高くなることが好ましい。掘削を終了したホイールローダー 1 は、掘削位置 P S から排出位置 P D への移動中に、プーム 3 を上昇させる。掘削を終了したホイールローダー 1 が行う、この一連の動作をダンプアプローチという。ダンプアプローチにおいて、掘削位置 P S から方向転換位置 P I までのホイールローダー 1 の移動距離は $L \times 1$ であり、方向転換位置 P I から排出位置 P D までの移動距離は $L \times 2$ である。以下において、移動距離 $L \times 1$ を適宜後進距離 $L \times 1$ といい、移動距離 $L \times 2$ を適宜前進距離 $L \times 2$ という。ダンプアプローチにおいて、ホイールローダー 1 が掘削位置 P S から排出位置 P D まで走行した距離は $L \times (= L \times 1 + L \times 2)$

となる。

[0051] ダンプアプローチは、ホイールローダー 1 が走行しながらブーム 3 を上昇させる作業であるが、現場の状況に応じた任意の後進距離 $L_x 1$ 及び前進距離 $L_x 2$ で作業を遂行するには、ホイールローダー 1 のオペレーターはアクセルワーク及びブレーキ操作を必要とする。このとき、ホイールローダー 1 にはブレーキの引きずりも発生する可能性がある。また、ダンプアプローチにおける操作及びブレーキに与える影響は、オペレーターの技量にも影響を受ける。このため、本実施形態では、ダンプアプローチを自動制御によって補助することで、操作を容易にし、かつブレーキの負荷を低減する。自動制御によりダンプアプローチを補助するモードが、前述したダンプアプローチモードである。

[0052] 任意の後進距離 $L_x 1$ 及び前進距離 $L_x 2$ の間にダンプアプローチが行われるため、ホイールローダー 1 のオペレーターは、ホイールローダー 1 の車速とブーム 3 の上昇速度とのバランスを感覚的に捉えながら、それに応じてアクセル及びブレーキを操作する。このため、上昇速度に対して車速が速すぎる場合はアクセル操作又は過度のブレーキ操作が必要となり、操作の煩雑化及び必要以上のブレーキ負荷・エネルギーロスを招く可能性がある。ダンプアプローチモードは、車速及びブーム 3 の上昇速度を検出し、両者のバランスが任意に設定したバランスになるように、図 2 に示すクラッチ 6 2 の係合状態を調整する。このようにすることで、ブーム 3 の上昇速度に応じた車速とすることができるので、アクセル操作が容易になり、かつ過度のブレーキ操作によるブレーキ負荷を低減することができる。その結果、ダンプアプローチモードは、オペレーターの技量によらず、効率的なダンプアプローチを実現でき、ホイールローダー 1 のブレーキの耐久性低下を抑制できる。次に、ダンプアプローチモードについて、より詳細に説明する。

[0053] < ダンプアプローチモード >

図 5 は、ホイールローダー 1 の駆動系及び制御系を示すブロック図である。ダンプアプローチモードは、制御装置 4 0 が実現する。ダンプアプローチ

モードは、ホイールローダー 1 の走行距離に対応する値と、ブーム 3 が上昇した量に対応する値との比を用いて制御される。制御装置 40 は、後述する第 1 比率と第 2 比率との差が 0 になるように、エンジン 60 からホイールローダー 1 の駆動輪に伝達される伝達トルクを制御する。本実施形態において、制御装置 40 は、クラッチ 62 の係合状態を調整することにより、伝達トルクを制御する。クラッチ 62 の係合状態は、図 5 に示すクラッチ制御用のアクチュエータ 62 A がクラッチ 62 を係合させるためにクラッチ 62 に与える作動油の圧力（クラッチ圧）を調整することにより変化する。その結果、伝達トルクが変化する。

[0054] 伝達トルクは、クラッチ 62 の係合状態を調整する方法以外によって制御されてもよい。例えば、制御装置 40 は、エンジン 60 のトルクを制御することによって伝達トルクを制御してもよい。また、制御装置 40 は、ホイールローダー 1 のブレーキを制御して、ブレーキが発生する制動力を調整することにより、伝達トルクを制御してもよい。ブレーキは、例えば、図 2 に示す変速装置 64 と駆動輪との間に設けられているため、制御装置 40 は、ブレーキを制御することによってもエンジン 60 から駆動輪に伝達される伝達トルクを制御することができる。

[0055] 第 1 比率は、ホイールローダー 1 がバケット 4 による掘削後に掘削物を排出する排出位置 PD までの移動を開始してからホイールローダー 1 が走行する際の目標となる目標走行距離に対応する値と、ホイールローダー 1 の移動が開始された後にブーム 3 が上昇する際の目標となる目標上昇量に対応する値との比である。第 2 比率は、ホイールローダー 1 がバケット 4 による掘削後に掘削物 SR を排出する排出位置 PD までの移動を開始してから実際に走行した距離（実走行距離）に対応する値と、掘削後に掘削位置 PS を始点としてホイールローダー 1 の移動が開始された後にブーム 3 が実際に上昇した量（実上昇量）に対応する値との比である。

[0056] 本実施形態において、目標走行距離に対応する値としては、目標走行距離 L_d 自体が用いられる。目標走行距離 L_d は、ホイールローダー 1 が掘削後

に掘削位置 P S から排出位置 P D までの移動を開始してからホイールローダー 1 が走行する際の目標となる距離である。

[0057] ダンプアプローチモードは、ホイールローダー 1 が掘削位置 P S から方向転換位置 P I まで移動する段階（第 1 段階）と、方向転換位置 P I から排出位置 P D まで移動する段階（第 2 段階）とがある。本実施形態において、目標走行距離 L_d は、それぞれの段階に対して定められる。例えば、第 1 段階の目標走行距離 L_d は、図 4 に示す掘削位置 P S から方向転換位置 P I までの後進距離 L_{x1} とすることができる。第 2 段階の目標走行距離 L_d は、方向転換位置 P I から排出位置 P D までの前進距離 L_{x2} とすることができる。このように、本実施形態では、2 種類の目標走行距離 L_d が用いられる。

[0058] 目標走行距離 L_d の他にも、例えば、駆動輪の回転数又は変速装置の出力軸若しくは入力軸の回転数等の目標値が用いられてもよい。目標上昇量に相当する値としては、図 1 及び図 2 に示すプームシリンダ 9 の目標とする変位（目標変位） H_d が用いられる。目標変位 H_d は、掘削後にホイールローダー 1 が掘削位置 P S から排出位置 P D までの移動を開始してからプーム 3 が上昇する際の目標となる上昇量に対応したプームシリンダ 9 の変位である。目標変位 H_d の他にも、プーム角度 α の目標値等が用いられてもよい。第 1 比率は、 L_d / H_d となる。

[0059] 目標走行距離 L_d は、ダンプアプローチモードの段階毎に定められなくてもよい。例えば、図 4 に示す掘削位置 P S から方向転換位置 P I までの後進距離 L_{x1} と、方向転換位置 P I から排出位置 P D までの前進距離 L_{x2} との合計の平均的な値を目標走行距離 L_d としてもよい。

[0060] 本実施形態において、実走行距離に対応する値としては、実走行距離 L_a 自体が用いられる。実走行距離 L_a は、ホイールローダー 1 が掘削後に掘削位置 P S から排出位置 P D までの移動を開始してから実際に走行した距離である。実走行距離 L_a の他にも、例えば、駆動輪の回転数又は変速装置の出力軸若しくは入力軸の回転数等が用いられてもよい。実上昇量に相当する値としては、図 1 及び図 2 に示すプームシリンダ 9 の変位（実変位） H_a が用

いられる。実変位 H_a は、掘削後にホイールローダー 1 が掘削位置 P_B から排出位置 P_D までの移動を開始してから実際にブーム 3 が上昇した量に対応したブームシリンダ 9 の変位である。実変位 H_a の他にも、実際のブーム角度 α_s 等が用いられてもよい。第 2 比率は、 L_a / H_a となる。

[0061] 目標走行距離 L_d は、掘削対象 M とダンプトラック 100 との位置関係から、それぞれの現場毎に定められて、図 2 に示す設定ダイヤル 53 によって設定されてもよい。目標走行距離 L_d は、例えば、図 2 に示す制御装置 40 の記憶部 42 に記憶される。

[0062] 目標変位 H_d は、ダンプアプローチモード開始時における実際のブーム角度 α_s と、目標のブーム角度 α_t とから求められる。例えば、目標変位 H_d は、 $\alpha_t - \alpha_s$ で求めることができる。前述したように、本実施形態において、目標走行距離 L_d は、ダンプアプローチモードの第 1 段階と第 2 段階とのそれぞれに対して定められる。これに対応して、例えば、第 1 段階における目標変位 H_d は、掘削位置 P_S における実際のブーム角度 α_s と、方向転換位置 P_I における目標のブーム角度 α_{t1} とから求められ、第 2 段階における目標変位 H_d は、方向転換位置 P_I における実際のブーム角度 α_s と、排出位置 P_D における目標のブーム角度 α_{t2} とから求められる。それぞれの段階における目標のブーム角度 α_{t1} 、 α_{t2} は、任意に定められる。

[0063] 実走行距離 L_a は、例えば、ホイールローダー 1 の車速が積分されることにより求められる。この場合、図 2 に示す制御装置 40 は、車速センサ 50 に検出された車速 V を時間で積分することにより、実走行距離 L_a を求める。ホイールローダー 1 が GPS (Global Positioning System) を利用した測位システムを備える場合、制御装置 40 は、その測位結果から実走行距離 L_a を求めてもよい。

[0064] 実変位 H_a は、例えば、ブーム角度 α から幾何学的に算出される。制御装置 40 は、図 2 及び図 3 に示すブーム角度検出センサ 46 が検出したブーム角度 α を取得し、幾何学的に実変位 H_a を求める。また、ブーム角度 α と、図 1 及び図 2 に示すブームシリンダ 9 の変位との関係を予め求めてテーブル

を作成し、制御装置40は、このテーブルにブーム角度検出センサ46が検出したブーム角度 α を与えて、対応するブームシリンダ9の変位を取得することにより、実変位 H_a を求めてもよい。

[0065] 本実施形態において、ダンプアプローチモードが開始されると、制御装置40は、第1比率 L_d/H_d と、第2比率 L_a/H_a とを求める。そして、制御装置40は、第1比率 L_d/H_d と、第2比率 L_a/H_a との差が0になるように、クラッチ62の係合状態をフィードバック制御することにより、エンジン60からホイールローダー1の駆動輪に伝達される伝達トルクを制御（フィードバック制御）する。

[0066] 例えば、第2比率 L_a/H_a が第1比率 L_d/H_d 以上である場合、ホイールローダー1の車速が相対的に速いことになる。この場合、制御装置40は、伝達トルクを現時点よりも小さくして車速を低下させることにより、第1比率 L_d/H_d と第2比率 L_a/H_a との差を0に近づける。このために、制御装置40は、クラッチ圧の指令値（以下、適宜クラッチ圧指令値という） P_d を現時点よりも小さくすることにより、クラッチ圧を現時点よりも低下させて、クラッチ62が伝達するトルクを現時点よりも低下させる。このようにして、制御装置40は、伝達トルクを現時点よりも小さくする。結果として、ホイールローダー1が図4に示す排出位置PDに到達したとき、ブーム3は、掘削物SRの排出に適した高さになる。

[0067] また、第2比率 L_a/H_a が第1比率 L_d/H_d よりも小さい場合、ホイールローダー1の車速が相対的に遅いことになる。この場合、制御装置40は、伝達トルクを現時点よりも大きくして車速を増加させることにより、第1比率 L_d/H_d と第2比率 L_a/H_a との差を0に近づける。このために、制御装置40は、クラッチ圧指令値 P_d を現時点よりも大きくすることにより、クラッチ圧を現時点よりも上昇させて、クラッチ62が伝達するトルクを現時点よりも増加させる。このようにして、制御装置40は、伝達トルクを現時点よりも大きくする。結果として、ホイールローダー1が図4に示す排出位置PDに到達したとき、ブーム3は、掘削物SRの排出に適した高

さになる。

[0068] ダンプアプローチモードにおいて、ホイールローダー 1 のオペレーターは、例えば、図 2 に示す入力装置 45 S を操作してダンプアプローチモードに切り替える。その上で、オペレーターは、ブーム操作レバー 30 を最大のブーム角度 α_{max} となる位置まで操作し、かつ図 2 に示すセクターレバー 18 L を後進に設定した上でアクセルを踏み込む。この操作により、制御装置 40 がブーム 3 の上昇に応じてホイールローダー 1 の車速を制御する。制御装置 40 は、図 4 に示す方向転換位置 P1 で後進中のホイールローダー 1 を停止させる。オペレーターは、更新中のホイールローダー 1 が停止したら、アクセルを踏み込んだままセクターレバー 18 L を前進に切り替える。制御装置 40 は、ブーム 3 を上昇させながらホイールローダー 1 を走行させる。オペレーターは、アクセルを踏み込んだまま、図 2 に示す排出位置 PD にホイールローダー 1 が向かうようにハンドルを操作する。ホイールローダー 1 が排出位置 PD に到達すると、制御装置 40 はブーム 3 の上昇を停止させるとともに、クラッチ 62 を開放して伝達トルクを 0 にする。このとき、ホイールローダー 1 のブーム 3 は、掘削物 SR の排出に適した高さになる。オペレーターは、必要に応じてホイールローダー 1 のブレーキを作動させてホイールローダー 1 を停止させてから、バケット 4 内の掘削物 SR を排出させる。

[0069] このように、ダンプアプローチモードの実行中におけるオペレーターの操作は、ハンドルの操作を除けば、実質的にアクセルを踏み込むのみになる。その結果、オペレーターは、簡単な操作でダンプアプローチを実現できるので、オペレーターの負荷が軽減される。また、ダンプアプローチモードは、迅速にダンプアプローチを完了させたり、ダンプアプローチのやり直しを低減したりすることができるので、作業効率が向上する。

[0070] ダンプアプローチモードにおいては、無駄なブレーキ操作が回避されるので、ホイールローダー 1 が備えるブレーキ及びトルクコンバータ 63 等の負荷が低減される。その結果、これらの耐久性低下が抑制される。また、熟練

度の低いオペレーターは、ダンプアプローチモードを選択することにより、簡単な操作で同様のダンプアプローチを実現できる。習熟度の高いオペレーターは、ダンプアプローチモードを選択しなくても円滑にダンプアプローチを実行できるが、長時間にわたる作業においては、疲労及び集中力の低下等によって徐々に作業効率が低下する可能性がある。ダンプアプローチモードによれば、オペレーターの負荷が低減されるので、長時間にわたる作業において、疲労低減及び集中力低下の抑制といった作用により、作業効率の低下が抑制される。このように、ダンプアプローチモードは、オペレーターの技量によらず、オペレーターの負担低減及び作業効率の向上という利点がある。

[0071] < フィードフォワード制御の追加 >

図6は、フィードバック制御に加え、フィードフォワード制御を行う際の制御ブロックの一例を示す図である。本実施形態において、制御装置40は、伝達トルクをフィードバック制御するが、これに加えて、伝達トルクのフィードフォワード制御を追加してもよい。このようにすると、伝達トルクの制御の応答性を向上させる。その結果、応答遅れによる伝達トルクのハンチングが抑制される。

[0072] 図6に示すように、制御装置40は、第1比率 L_d / H_d を生成し、減算器52aに入力する。減算器52aには、ホイールローダー1が実際に走行した距離及びブームシリンダ9が実際に変位した大きさに基づいて得られた第2比率 L_a / H_a が入力される。減算器52aは、第1比率 L_d / H_d と第2比率 L_a / H_a との差をPID制御部52bに与える。PID制御部52bは、第1比率 L_d / H_d と第2比率 L_a / H_a との差が0になるような制御信号を生成して加算器52cに出力する。加算器52cには、PID制御部52bからの制御信号及び実伝達トルク比 T_a が入力される。

[0073] 実伝達トルク比 T_a は、 T_{tc} / T_{cmax} であり、トルクコンバータ63の入力側と出力側とのトルク比を表す。 T_{tc} は、図6に示すトルクコンバータ63が吸収したトルク（吸収トルク）であり、図5に示す、入力側の

回転速度 N_{ti} と出力側の回転速度 N_{te} とから求めることができる。 T_{cmax} は、図 6 に示すクラッチ 62 が伝達できる最大のトルクであり、本実施形態では、クラッチ 62 を係合させるために与えられる作動油の圧力（クラッチ圧）が最大のときのトルクである。 T_{cmax} は、クラッチ 62 の仕様等によって予め決定されている。

[0074] 加算器 52c は、PID 制御部 52b からの制御信号と実伝達トルク比 T_a とを加算した値を出力する。この値は、リミッター 52d により異常値が取り除かれた後、クラッチ圧指令値 P_d として出力される。本実施形態において、クラッチ圧指令値 P_d は、クラッチ圧の指令値である。クラッチ圧指令値 P_d が入力されたクラッチ 62 は、クラッチ圧がクラッチ圧指令値 P_d となるように動作する。このように、制御装置 40 は、実伝達トルク比 T_a を用いて伝達トルクをフィードフォワード制御し、かつフィードバック制御によって第 1 比率 L_d/H_d と第 2 比率 L_a/H_a との差が 0 になるような伝達トルクに制御する。すなわち、駆動輪に実際に伝達されているトルクを基準として、第 1 比率 L_d/H_d と第 2 比率 L_a/H_a との差が 0 になるように伝達トルクがフィードバック制御されるので、応答遅れによる伝達トルクのハンチングを抑制できる。

[0075] < クラッチ 62 の係合状態に応じたエンジン 60 のトルクの制御 >

図 7 は、クラッチ 62 の係合状態に応じてエンジン 60 のトルクを制御する際の制御ブロックの一例を示す図である。図 8 は、エンジン 60 のトルクの減少量を説明するための概念図である。本実施形態において、制御装置 40 は、図 2 等に示すクラッチ 62 の係合状態に応じて、エンジン 60 が発生するトルクを調整してもよい。この場合、例えば、制御装置 40 は、クラッチ圧指令値 P_d の大きさに基づいて、エンジン 60 が発生するトルクを調整する。

[0076] 制御装置 40 は、エンジン 60 が発生するトルクの低減量（第 1 トルク低減量） T_{es} を生成して、エンジン制御装置 51 に出力する。第 1 トルク低減量 T_{es} は、例えば、ホイールローダー 1 の駆動輪がスリップしたときに

、スリップを抑制するためにエンジン60のトルクを低減するときの低減量である。この場合、駆動輪にスリップが発生しないと、第1トルク低減量 $T_{es} = 0$ になる。また、制御装置40は、クラッチ圧指令値 P_d を生成して、エンジントルク低減部52eに出力する。エンジントルク低減部52eは、クラッチ62の係合状態に基づくトルクの低減量(第2トルク低減量) T_r を求める。本実施形態において、第2トルク低減量 T_r は、例えば、 $T_{rmax} \times (1 - P_d)$ で求められる。 T_{rmax} は、第2トルク低減量 T_r の最大値であり、任意の値に設定される。第2トルク低減量 T_r は、例えば、図8に示すように、クラッチ圧指令値 P_d の増加とともに小さくなる。 $P_d = 0$ のとき、クラッチ62は開放された状態であり、 $P_d = 1$ のとき、クラッチ62は完全に係合された状態である。

[0077] エンジン制御装置51の加算器51Aには、制御装置40から第1トルク低減量 T_{es} と第2トルク低減量 T_r とが与えられて、加算される。加算器51Aの演算結果は、減算器51Bに出力される。エンジン制御装置51は、アクセル開度 AC とエンジン60の回転速度 N_e とに基づき、エンジン60に発生させるトルク T_g を決定する。トルク T_g は、減算器51Bに入力される。減算器51Bは、トルク T_g から、加算器51Aの演算結果を減算する。すなわち、減算器51Bの演算結果は、 $T_g - (T_{es} + T_r)$ となる。減算器51Bの演算結果が、最終的にエンジン60に発生させるトルクの指令値 T_e である。エンジン制御装置51は、トルクの指令値 T_e に対応するトルクをエンジン60に発生させるために必要な燃料の量を演算し、エンジン60が備える燃料供給装置に、演算後の燃料の量を供給させる。

[0078] このような制御により、制御装置40は、クラッチ62の係合状態に応じてエンジン60のトルクを調整することができる。クラッチ62の係合状態は、クラッチ圧指令値 P_d が大きくなるにしたがってクラッチ62がより多くのトルクを伝達できるように変化する。図8に示すように、本実施形態において、クラッチ圧指令値 P_d が小さくなるにしたがって第2トルク低減量 T_r は大きくなり、クラッチ圧指令値 P_d が大きくなるにしたがって第2ト

ルク低減量 T_r は小さくなる。

[0079] 制御装置40は、ダンパアプローチモードを実行中においてクラッチ62に与えるクラッチ圧のクラッチ圧指令値 P_d を相対的に小さくすると、第2トルク低減量 T_r は相対的に大きくなる。すると、制御装置40は、エンジン60が発生するトルクが相対的に小さくなるように第2トルク低減量 T_r を生成するので、エンジン60が発生するトルクは低下する。その結果、エンジン60の回転速度 N_e が無駄に上昇することを抑制できるので、燃料消費の増加を抑制できる。制御装置40は、ダンパアプローチモードを実行中においてクラッチ62に与えるクラッチ圧指令値 P_d を相対的に大きくすると、第2トルク低減量 T_r は相対的に小さくなる。すると、制御装置40は、エンジン60が発生するトルクが相対的に大きくなるように第2トルク低減量 T_r を生成するので、エンジン60が発生するトルクは上昇する。結果としてホイールローダー1の車速が上昇する。

[0080] ダンパアプローチモードにおいて、制御装置40が、クラッチ62の係合状態に応じて、エンジン60が発生するトルクを調整することにより、これを実行しなかった場合と比較して、燃料消費量は3%低減した。このように、ダンパアプローチモードの実行中に、クラッチ62の係合状態に応じたエンジン60のトルク制御が実行されると、ホイールローダー1の燃費を改善することに有効である。

[0081] ダンパアプローチモードにおいて、クラッチ62の係合状態が調整される代わりにホイールローダー1のブレーキが用いられる場合、制御装置40は、第2トルク低減量 T_r は求めない。この場合、制御装置40は、第1トルク低減量 T_{es} によってエンジン60が発生するトルクを低減させる。

[0082] < 設定ダイヤル53 >

次に、図2に示す設定ダイヤル53について説明する。本実施形態において、設定ダイヤル53は、ダンパアプローチモードにおける目標値となる第1比率 L_d/H_d を変更できる。第1比率 L_d/H_d は、目標走行距離 L_d と目標変位 H_d との比であるが、設定ダイヤル53は、両者のうち少なくとも

も一方を変更することにより、第 1 比率 L_d / H_d を変更できる。設定ダイヤル 53 は、第 1 比率 L_d / H_d 自体を変更できるようになっていてもよいし、目標走行距離 L_d と目標変位 H_d とを個別に変更することにより第 1 比率 L_d / H_d を変更できるようになっていてもよい。第 1 比率 L_d / H_d が変更できるようになっていることで、ホイールローダー 1 のオペレーターは、自身の好み又は作業現場の状況に合わせてダンプアプローチモードの動作を調整できるので、好ましい。

[0083] 以上、本実施形態を説明したが、前述した内容により本実施形態が限定されるものではない。また、前述した構成要素には、当業者が容易に想定できるもの、実質的に同一のもの、いわゆる均等の範囲のものが含まれる。さらに、前述した構成要素は適宜組み合わせることが可能である。さらに、本実施形態の要旨を逸脱しない範囲で構成要素の種々の省略、置換及び変更のうち少なくとも 1 つを行うことができる。

符号の説明

- [0084] 1 ホイールローダー
2 車体
3 プーム
4 バケツト
5 作業機
6 F 前輪
6 R 後輪
9 プームシリンダ
13 プーム操作弁
18 L セレクターレバー
40 制御装置
41 処理部
42 記憶部
43 入力部

- 4 4 出力部
- 4 5 入出力装置
- 4 6 プーム角度検出センサ
- 4 8 プームシリンダ圧カセンサ
- 4 9 T M 制御装置
- 5 0 車速センサ
- 5 1 エンジン制御装置
- 5 2 e エンジントルク低減部
- 5 2 b P I D 制御部
- 5 3 設定ダイヤル
- 6 0 エンジン
- 6 2 クラッチ
- 6 3 トルクコンバータ
- 6 4 変速装置
- 1 0 0 ダンプトラック
- H a 実変位
- H d 目標変位
- l a 実走行距離
- l d 目標走行距離
- $l a / H a$ 第 1 比率
- $l d / H d$ 第 2 比率
- P d クラッチ圧指令値
- S R 掘削物
- τa 実伝達トルク比
- τr 第 2 トルク低減量

請求の範囲

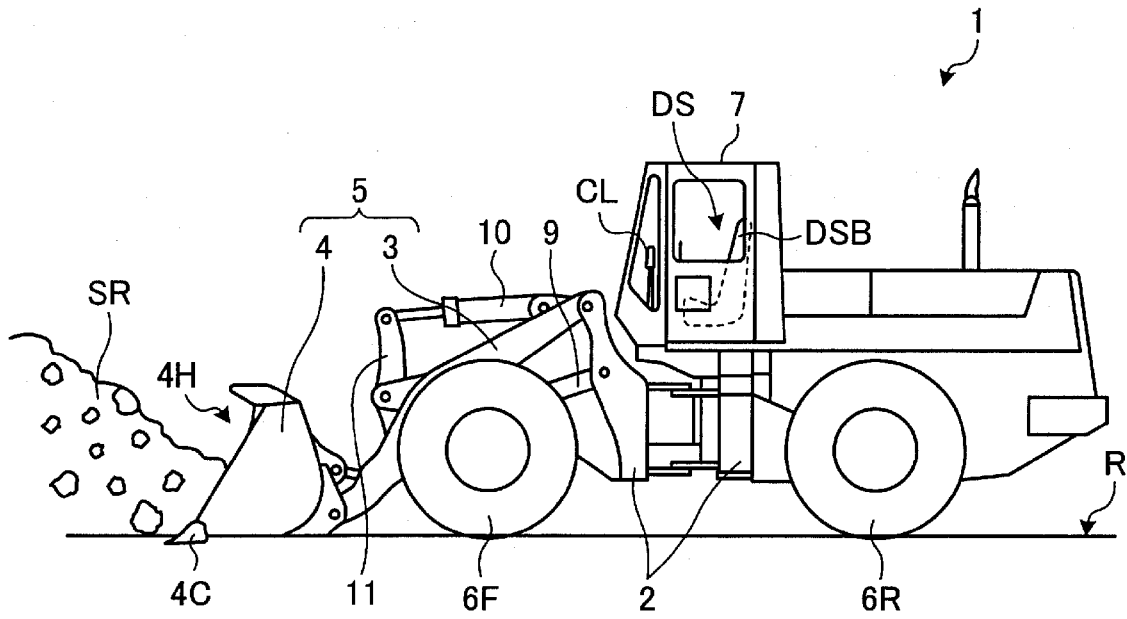
- [請求項 1] 車体と、
前記車体を走行させるための動力を発生する動力発生装置と、
前記動力発生装置の発生した動力により前記車体を走行させる駆動輪と、
前記車体に支持されて回動し、かつ前記車体側とは反対側にバケツトを支持するブームと、
前記ブームを回動させるアクチュエータと、
前記車体が前記バケツトによる掘削後に掘削物を排出する位置まで走行する際の目標となる目標走行距離に対応する値と、移動が開始された後に前記ブームが上昇する際の目標となる目標上昇量に対応する値との比である第 1 比率と、
前記車体が前記バケツトによる掘削後に掘削物を排出する位置までの移動を開始してから実際に走行した距離に対応する値と、前記移動が開始された後に前記ブームが実際に上昇した量に対応する値との比である第 2 比率との差が 0 になるように、前記動力発生装置から前記駆動輪に伝達される伝達トルクを制御する制御装置と、
を含む、作業車両。
- [請求項 2] 前記動力発生装置と前記駆動輪との間にクラッチを有し、
前記制御装置は、前記クラッチの係合状態を調整することにより前記伝達トルクを制御する、請求項 1 に記載の作業車両。
- [請求項 3] 前記クラッチと前記駆動輪との間に、前記クラッチからの動力を前記駆動輪に伝達するトルクコンバータを有し、
前記制御装置は、
前記トルクコンバータが吸収したトルクと、前記クラッチが伝達できる最大のトルクとの比を用いて、前記伝達トルクをフィードフォワード制御する、請求項 2 に記載の作業車両。
- [請求項 4] 前記制御装置は、

前記クラッチの係合状態に応じて、前記動力発生装置が発生するトルクを制御する、請求項 2 又は請求項 3 に記載の作業車両。

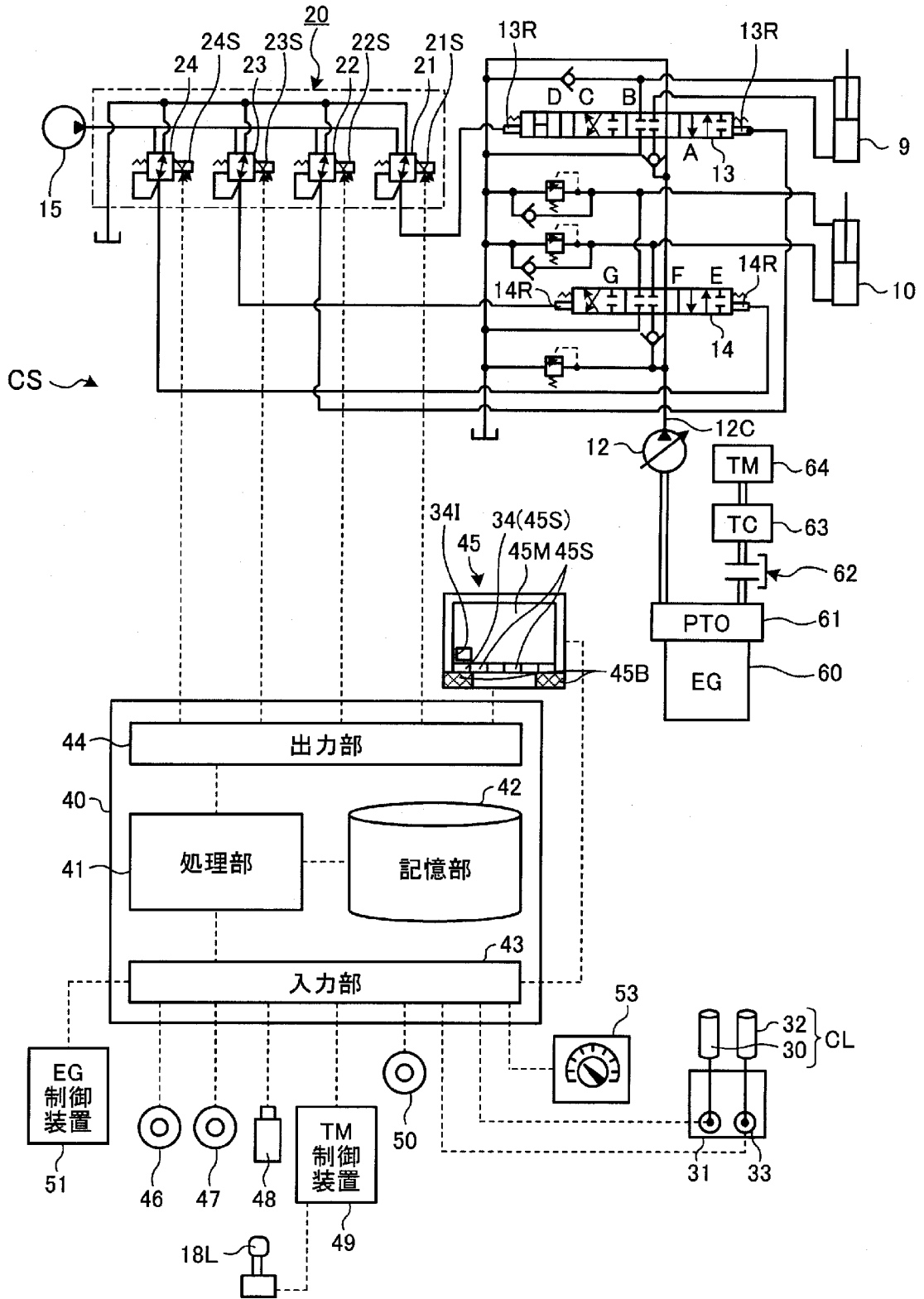
[請求項 5] 前記目標走行距離及び前記目標上昇量の少なくとも一方を変更する目標値変更部を有する、請求項 1 から請求項 4 のいずれか 1 項に記載の作業車両。

[請求項 6] 車体と、
前記車体を走行させるための動力を発生する動力発生装置と、
前記動力発生装置の発生した動力により前記車体を走行させる駆動輪と、
前記動力発生装置と前記駆動輪との間に設けられたクラッチと、
前記クラッチと前記駆動輪との間に設けられたトルクコンバータと、
、
前記車体に支持されて回動し、かつ前記車体側とは反対側に支バケットを支持するブームと、
前記ブームを回動させる油圧シリンダと、
前記車体が前記バケットによる掘削後に掘削物を排出する位置まで走行する際の目標となる目標走行距離に対応する値と、移動が開始された後に前記ブームが上昇する際の目標となる目標上昇量に対応する値との比である第 1 比率と、
前記車体が前記バケットによる掘削後に掘削物を排出する位置までの移動を開始してから実際に走行した距離に対応する値と、前記移動が開始された後に前記ブームが実際に上昇した量に対応する値との比である第 2 比率との差が 0 になるように、前記クラッチの係合状態をフィードバック制御し、かつ前記トルクコンバータが吸収したトルクと、前記クラッチが伝達できる最大のトルクとの比を用いて前記クラッチの係合状態をフィードフォワード制御する制御装置と、
を含む、作業車両。

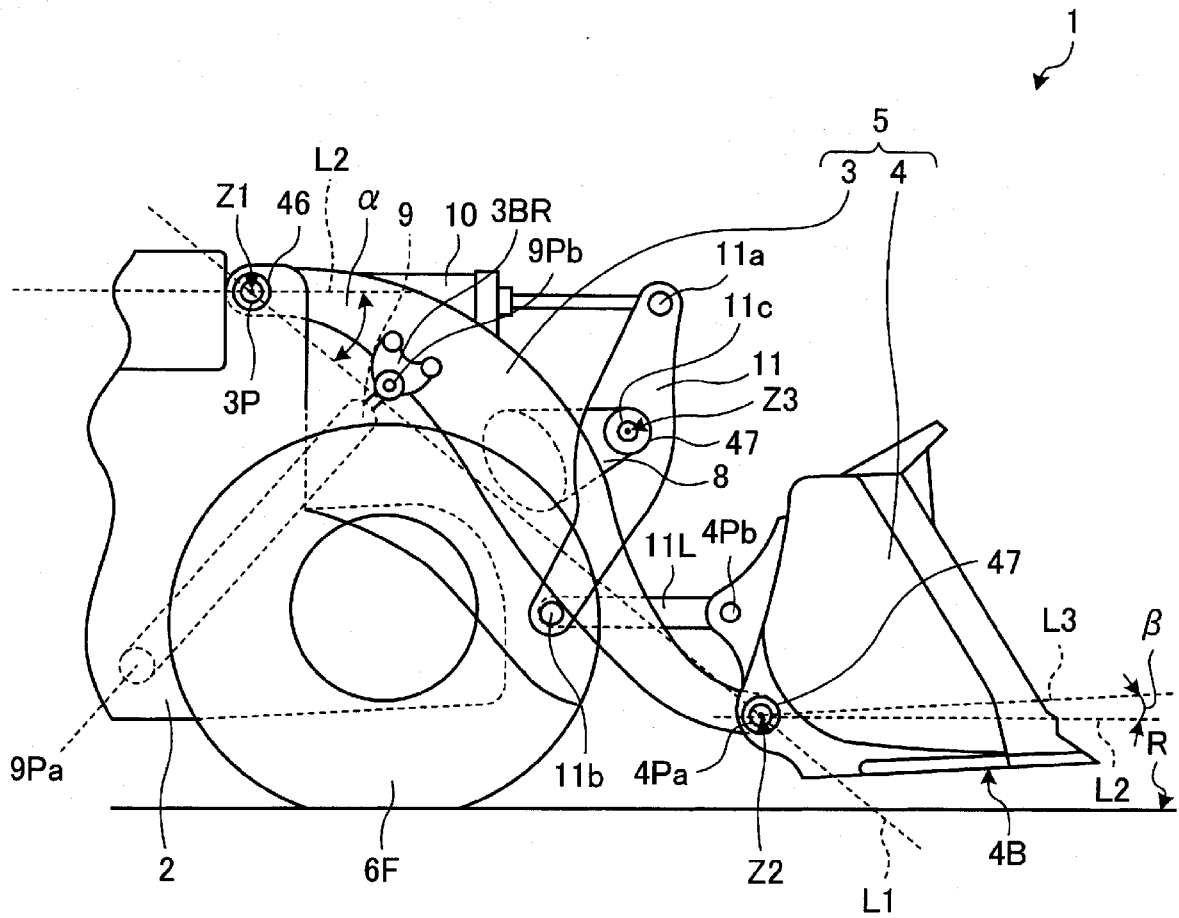
[図1]



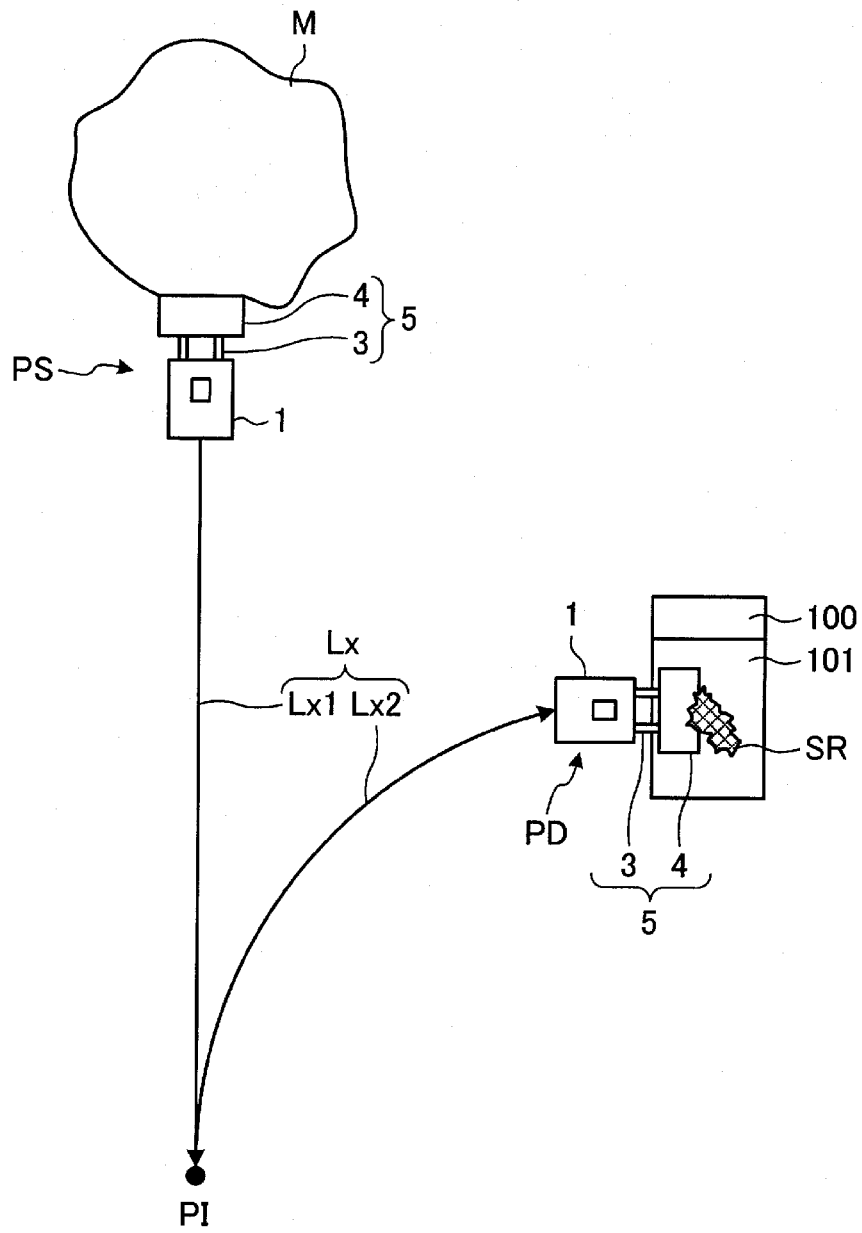
[図2]



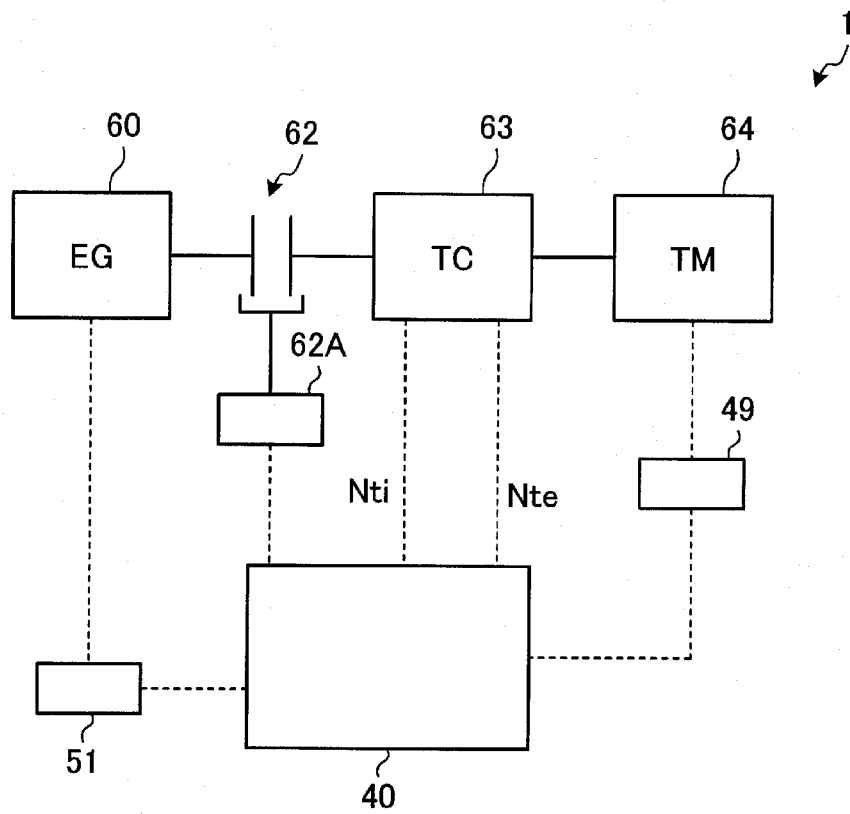
[図3]



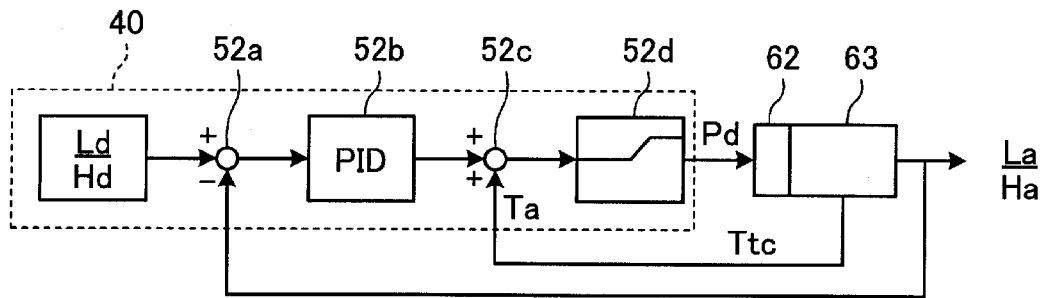
[図4]



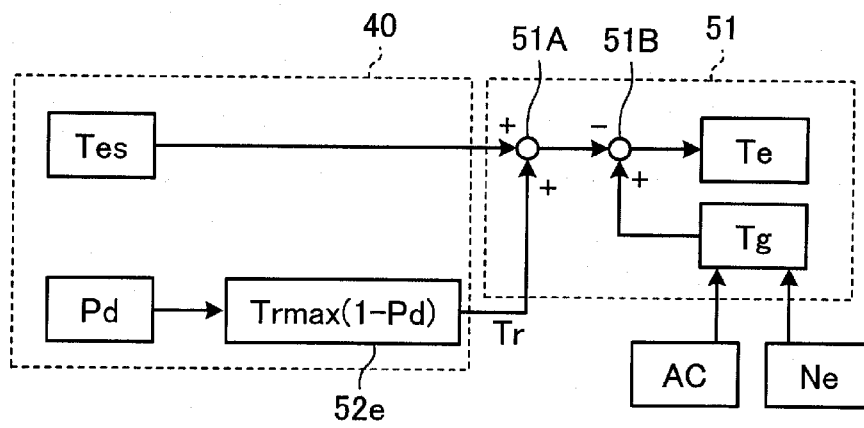
[図5]



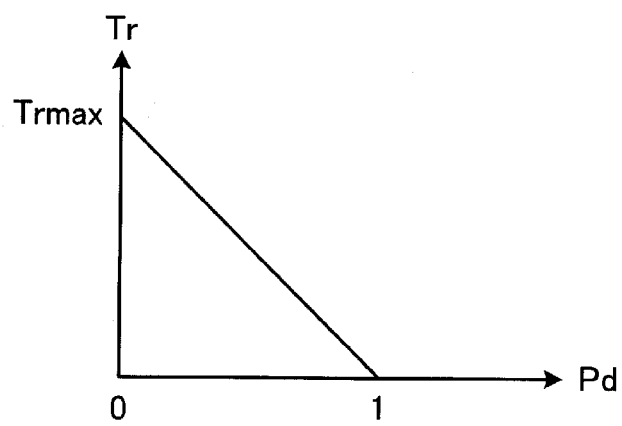
[図6]



[図7]



[図8]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT / JP2 014 / 082038

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

E02F9/22 (2006.01)i, F16D48/02(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

E02F9/22, F16D48/02

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo	Shinan	Koho	1922-1996	Jitsuyo	Shinan	Toroku	Koho	1996-2015	
Kokai	Jitsuyo	Shinan	Koho	1971-2015	Toroku	Jitsuyo	Shinan	Koho	1994-2015

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

CiNi i

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	WO 2013/115399 A1 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 08 August 2013 (08.08.2013), entire text; all drawings & JP 2013-160116 A & US 2014/0379243 A & EP 2811139 A	1-6
A	WO 2011/074583 A1 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 23 June 2011 (23.06.2011), entire text; all drawings & JP 2011-122708 A & US 2012/0296531 A1 & EP 2515006 A1 & CN 102656390 A & KR 10-2012-0117777 A	1-6

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"G" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
16 March 2015 (16.03.15)

Date of mailing of the international search report
31 March 2015 (31.03.15)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office,
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT / JP2 014 / 082038

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2011- 63945 A (KCM Corp .), 31 March 2011 (31.03.2011), entire text ; all drawings (Family : none)	1- 6
A	JP 2008- 248523 A (Komatsu Ltd .), 16 October 2008 (16.10.2008), entire text ; all drawings (Family : none)	1- 6
A	JP 10- 88625 A (Komatsu Ltd .), 07 April 1998 (07.04.1998), entire text ; all drawings & US 6247538 B1 & WO 1998/ 011305 A1 & AU 4220697 A	1- 6

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))
 Int.Cl. E02F9/22 (2006. 01) i, F16D48/02 (2006. 01) i

B. 調査を行った分野
 調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))
 Int.Cl. E02F9/22, F16D48/02

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-	
日本国公開実用新案公報	1971-	1
日本国実用新案登録公報	1996-	1
日本国登録実用新案公報	1994-	2 1

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)
 CiNii 6年

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	Wo 2013/115399 A1 (日立建機株式会社) 2013. 08. 08, 全文,全図 & JP 2013-160116 A & US 2014/0379243 A & EP 2811139 A	1-6
A	wo 2011/074583 A1 (日立建機株式会社) 2011. 06. 23, 全文,全図 & JP 2011-122708 A & US 2012/0296531 A1 & EP 2515006 A1 & CN 102656390 A & KR 10-2012-0117777 A	1-6
A	JP 2011-63945 A (株式会社 KCM) 2011. 03. 31, 全文,全図 (ファミリーなし)	1-6

c 欄の続きにも文献が列挙されている。 パテントファミリーに関する別紙を参照。

<p>* 引用文献のカテゴリー</p> <p>A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの</p> <p>E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの</p> <p>L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)</p> <p>O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献</p> <p>P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願</p>	<p>の日の後に公表された文献</p> <p>F」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの</p> <p>X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの</p> <p>Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの</p> <p>&」同一パテントファミリー文献</p>
--	---

国際調査を完了した日 16. 03. 2015	国際調査報告の発送日 31. 03. 2015
----------------------------	----------------------------

国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA / JP) 郵便番号 100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	特許庁審査官 (権限のある職員) 須永 聡 電話番号 03-3581-1101 内線 3241	2D	3201
---	---	----	------

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2008-248523 A (株式会社小松製作所) 2008. 10. 16, 全文,全図 (ファミリーなし)	1-6
A	JP 10-88625 A (株式会社小松製作所) 1998. 04. 07, 全文,全図 & US 6247538 BI & wo 1998/011305 AI & AU 4220697 A	1-6