

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6126963号  
(P6126963)

(45) 発行日 平成29年5月10日 (2017.5.10)

(24) 登録日 平成29年4月14日 (2017.4.14)

(51) Int.Cl.	F I				
FO1N 3/08 (2006.01)	FO1N	3/08	G		
FO2D 29/00 (2006.01)	FO1N	3/08	ZABB		
FO2D 29/04 (2006.01)	FO2D	29/00	B		
EO2F 9/00 (2006.01)	FO2D	29/04	G		
EO2F 9/22 (2006.01)	EO2F	9/00	D		

請求項の数 4 (全 21 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2013-208251 (P2013-208251)	(73) 特許権者	509241041 株式会社KCM
(22) 出願日	平成25年10月3日 (2013.10.3)		兵庫県加古郡稲美町岡2680番地
(65) 公開番号	特開2015-71974 (P2015-71974A)	(74) 代理人	110000442 特許業務法人 武和国際特許事務所
(43) 公開日	平成27年4月16日 (2015.4.16)	(74) 代理人	100167748 弁理士 伊藤 英輝
審査請求日	平成28年3月10日 (2016.3.10)	(72) 発明者	兵藤 幸次 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	竹山 剛史 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】

エンジンと、前記エンジンと連結されるトルクコンバータを含む走行駆動装置と、前記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供給される圧油で駆動するフロント作業装置と、を備えた作業車両であって、

還元剤タンクに蓄えられた還元剤溶液を用いて、前記エンジンから排出される排ガス中の窒素酸化物を浄化する排ガス浄化装置と、

前記還元剤タンク内の還元剤溶液の残量を検出する残量検出装置と、

前記残量検出装置で検出された還元剤溶液の残量の減少に応じて、エンジン回転速度と前記エンジンの出力トルクとの特性を定めた複数のエンジン出力トルク特性の中から前記還元剤溶液の残量と予め対応付けられた1つの前記エンジン出力トルク特性に従って、前記エンジンの出力トルクを制御する制御部とを備え、

前記複数のエンジン出力トルク特性は、前記還元剤溶液の残量が少ないほど定格点における前記エンジンの回転速度が低下する特性とされ、

前記各エンジン出力トルク特性は、前記定格点を越えるエンジン回転速度領域において急激に前記エンジンの出力トルクが低減するドループ特性を有し、

前記フロント作業装置を作動させずに前記走行駆動装置を作動させている状態において、前記各エンジン出力トルク特性の前記定格点と前記油圧ポンプの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ドループ線上に、前記トルクコンバータの入力トルクと前記エンジン回転速度とのマッチング点を位置させ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、

前記エンジンの実回転速度を検出する回転速度検出部を備え、

前記制御部は、前記回転速度検出部で検出された前記エンジンの実回転速度が第 1 の閾値以下である場合、前記残量検出装置で検出された還元剤溶液の残量にかかわらず、前記エンジンの出力トルクを低下させないことを特徴とする作業車両。

【請求項 3】

請求項 2 に記載の作業車両において、

前記制御部は、前記回転速度検出部で検出された前記エンジンの実回転速度が第 2 の閾値未満では前記油圧ポンプの最大吸収トルクを最小とし、前記エンジンの実回転速度が第 3 の閾値以上では前記油圧ポンプの最大吸収トルクを最大とし、前記エンジンの実回転速度が第 2 の閾値以上かつ第 3 の閾値未満の範囲において、前記実回転速度の上昇に応じて前記油圧ポンプの最大吸収トルクを徐々に増加させることを特徴とする作業車両。

10

【請求項 4】

請求項 1 ないし 3 のいずれか 1 項に記載の作業車両において、

前記残量検出装置で検出された還元剤溶液の残量の減少に応じて、前記エンジンの出力トルクを段階的に低下させ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】

20

【0001】

本発明は、油圧ポンプを駆動するエンジンから排出される排ガスを浄化する排ガス浄化装置を備えた作業車両に関する。

【背景技術】

【0002】

排ガス中の窒素酸化物を還元して除去する排ガス浄化装置を備えた自動車知られている（特許文献 1 参照）。特許文献 1 に記載の自動車では、タンク内の還元剤溶液（尿素水）が消費され、還元剤溶液の残量が規定量以下となった場合、エンジン制御部がエンジンを低出力に制御して、高出力運転を防止している。

【先行技術文献】

30

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】特開 2002 - 371831 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

上述した特許文献 1 に記載の技術は、自動車における技術であるため、そのままホイールローダ等の作業車両に適用することができない。ホイールローダ等の作業車両は、エンジンによって駆動される油圧ポンプを有し、アーム、バケット等からなるフロント作業装置のアクチュエータに圧油を供給する。このため、作業車両では、エンジンの出力と油圧ポンプの出力との関係が重要である。

40

【0005】

作業車両では、フロント作業装置を駆動せずに走行する状態や、走行させつつフロント作業装置を駆動させる状態、停止した状態でフロント作業装置を駆動させる状態など、車両の動作状態（作業状態や走行状態）に応じてエンジンの負荷が変化する。上述した特許文献 1 に記載の技術を適用し、尿素水残量の減少に応じてエンジンを低出力に制御すると、車両の動作状態が変化したときのエンジン回転速度の変化量が大きくなり、車両の動きがギクシャクしてしまうおそれがある。また、車両の動作状態が変化したときのエンジン回転速度の変化量が大きくなると、燃費が悪くなるおそれもある。

【課題を解決するための手段】

50

## 【0006】

請求項1に記載の作業車両は、エンジンと、前記エンジンと連結されるトルクコンバータを含む走行駆動装置と、前記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供給される圧油で駆動するフロント作業装置と、を備えた作業車両であって、還元剤タンクに蓄えられた還元剤溶液を用いて、前記エンジンから排出される排ガス中の窒素酸化物を浄化する排ガス浄化装置と、前記還元剤タンク内の還元剤溶液の残量を検出する残量検出装置と、前記残量検出装置で検出された還元剤溶液の残量の減少に応じて、エンジン回転速度と前記エンジンの出力トルクとの特性を定めた複数のエンジン出力トルク特性の中から前記還元剤溶液の残量と予め対応付けられた1つの前記エンジン出力トルク特性に従って、前記エンジンの出力トルクを制御する制御部とを備え、前記複数のエンジン出力トルク特性は、前記還元剤溶液の残量が少ないほど定格点における前記エンジンの回転速度が低下する特性とされ、前記各エンジン出力トルク特性は、前記定格点を超えるエンジン回転速度領域において急激に前記エンジンの出力トルクが低減するドループ特性を有し、前記フロント作業装置を作動させずに前記走行駆動装置を作動させている状態において、前記各エンジン出力トルク特性の前記定格点と前記油圧ポンプの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ドループ線上に、前記トルクコンバータの入力トルクと前記エンジン回転速度とのマッチング点を位置させることを特徴とする。

10

請求項2に記載の作業車両は、請求項1に記載の作業車両において、前記エンジンの実回転速度を検出する回転速度検出部を備え、前記制御部は、前記回転速度検出部で検出された前記エンジンの実回転速度が第1の閾値以下である場合、前記残量検出装置で検出された還元剤溶液の残量にかかわらず、前記エンジンの出力トルクを低下させないことを特徴とする。

20

請求項3に記載の作業車両は、請求項2に記載の作業車両において、前記制御部は、前記回転速度検出部で検出された前記エンジンの実回転速度が第2の閾値未満では前記油圧ポンプの最大吸収トルクを最小とし、前記エンジンの実回転速度が第3の閾値以上では前記油圧ポンプの最大吸収トルクを最大とし、前記エンジンの実回転速度が第2の閾値以上かつ第3の閾値未満の範囲において、前記実回転速度の上昇に応じて前記油圧ポンプの最大吸収トルクを徐々に増加させることを特徴とする。

請求項4に記載の作業車両は、請求項1ないし3のいずれか1項に記載の作業車両において、前記残量検出装置で検出された還元剤溶液の残量の減少に応じて、前記エンジンの出力トルクを段階的に低下させることを特徴とする。

30

## 【発明の効果】

## 【0007】

本発明によれば、還元剤溶液の残量の減少に応じてエンジンを低出力に制御した場合において、車両の動作状態が変化したときのエンジン回転速度の変化量を小さくすることができる。その結果、エンジンが低出力に制御された場合であっても、車両の動きを円滑にすることができる。また、燃費を向上することができる。

## 【図面の簡単な説明】

## 【0008】

【図1】本発明の第1の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。

40

【図2】本発明の第1の実施の形態に係るホイールローダの概略構成を示す図。

【図3】本発明の第1の実施の形態に係るホイールローダのトルク線図。

【図4】本発明の第1の実施の形態に係るホイールローダのトルク線図。

【図5】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6】ホイールローダによる掘削作業を示す図。

【図7】コントローラによるエンジン出力トルクの制限制御処理の動作を示したフローチャート。

50

【図 8】比較例に係るホイールローダのトルク線図。

【図 9】本発明の第 2 の実施の形態に係るホイールローダの概略構成を示す図。

【図 10】( a ) は本発明の第 2 の実施の形態に係るホイールローダのトルク線図、( b ) は比較例に係るホイールローダのトルク線図。

【発明を実施するための形態】

【0009】

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。

- 第 1 の実施の形態 -

図 1 は、第 1 の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 111、バケット 112、および、前輪等を有する前部車体 110 と、運転室 121、機械室 122、および、後輪等を有する後部車体 120 とで構成される。

10

【0010】

アーム 111 はアームシリンダ 117 の駆動により上下方向に回動（俯仰動）し、バケット 112 はバケットシリンダ 115 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。前部車体 110 と後部車体 120 はセンタピン 101 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 116 の伸縮により後部車体 120 に対し前部車体 110 が左右に屈折する。

【0011】

機械室 122 は、上方がエンジンフード 140 で、側方が開閉可能な建屋カバー 141 で覆われている。エンジンフード 140 には、エンジン 190 の駆動に必要な空気を外部から取り込むための吸気管 170 と、排ガスを排出するためのテールパイプ 171 が取り付けられている。機械室 122 内には、エンジン 190 および排ガス浄化装置 160 が配設されている。

20

【0012】

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、エンジン 190 の回転をトルクコンバータ（以下、トルコン 2 と記す）、トランスミッション 3、プロペラシャフト 4、アクスル 5 を介してタイヤ 113 に伝達する走行駆動装置（走行系）を備えている。エンジン 190 の出力軸にはトルコン 2 の入力軸が連結され、トルコン 2 の出力軸はトランスミッション 3 に連結されている。トルコン 2 は周知のインペラ、タービン、ステータからなる流体クラッチであり、エンジン 190 の回転はトルコン 2 を介してトランスミッション 3 に伝達される。トランスミッション 3 は、その速度段を 1 速～4 速に切り換えるクラッチを有し、トルコン 2 の出力軸の回転はトランスミッション 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 5 を介してタイヤ 113 に伝達されて、ホイールローダが走行する。

30

【0013】

ホイールローダは、油圧ポンプ 11、コントロールバルブ 21、アクチュエータ 30、アーム 111 およびバケット 112 を含んで構成されるフロント作業装置（作業系）を備えている。作業用の油圧ポンプ 11 は、エンジン 190 により駆動され、圧油を吐出する。油圧ポンプ 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。油圧ポンプ 11 の吐出流量は、押しのけ容積と油圧ポンプ 11 の回転速度に応じて決定される。レギュレータ 11b は、油圧ポンプ 11 の吸収トルクが、コントローラ 10 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。

40

【0014】

油圧ポンプ 11 から吐出された圧油はコントロールバルブ 21 を介して作業用のアクチュエータ 30 に供給され、アクチュエータ 30 が駆動される。コントロールバルブ 21 はコントロールレバー 31 により操作され、油圧ポンプ 11 からアクチュエータ 30 への圧油の流れを制御する。なお、図 2 では、便宜上、アーム操作レバー、バケット操作レバーを総称してコントロールレバー 31 と記し、アームシリンダ 117、バケットシリンダ 1

50

15を総称してアクチュエータ30と記し、アーム用コントロールバルブあるいはバケット用コントロールバルブを総称してコントロールバルブ21と記している。アーム操作レバーは、アーム111の上昇/下降指令を出力し、バケット操作レバーは、バケット112のチルト/ダンプ指令を出力する。

【0015】

トルコン2は入力トルクに対して出力トルクを増大させる機能、つまりトルク比を1以上とする機能を有する。トルク比は、トルコン2の入力軸の回転速度 $N_i$ と出力軸の回転速度 $N_o$ の比であるトルコン速度比 $e$ (=出力回転速度 $N_o$ /入力回転速度 $N_i$ )の増加に伴い小さくなる。たとえばエンジン回転速度が一定状態で走行中に走行負荷が大きくなると、トルコン2の出力軸の回転速度 $N_o$ が低下、つまり車速が低下し、トルコン速度比 $e$ が小さくなる。このとき、トルク比は増加するため、より大きな走行駆動力(牽引力)で車両走行可能となる。

10

【0016】

トランスミッション3は、1速~4速の各速度段に対応したソレノイド弁を有する自動変速機である。これらソレノイド弁は、コントローラ10からトランスミッション制御部20へ出力される制御信号によって駆動され、トランスミッション3は制御信号に応じて変速される。本実施の形態では、トルコン速度比 $e$ が所定値に達すると変速するトルコン速度比基準制御により、トランスミッション3の速度段が制御される。

【0017】

排ガス浄化装置160は、還元剤溶液として、たとえば尿素水溶液(以下、尿素水と記す)を用いて、エンジン190から排出される排ガス中の窒素酸化物を浄化する処理を行う処理装置161と、処理装置161に供給される尿素水を蓄える尿素水タンク162と、尿素水タンク162内の尿素水の残量を検出する残量センサ163とを備えている。

20

【0018】

コントローラ10は、CPUや記憶装置であるROM, RAM, 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る。コントローラ10には、トルコン2の入力軸の回転速度 $N_i$ を検出する回転速度検出器14と、トルコン2の出力軸の回転速度 $N_o$ を検出する回転速度検出器15とが接続されている。

【0019】

コントローラ10は、回転速度検出器14で検出したトルコン2の入力軸の回転速度 $N_i$ と、回転速度検出器15で検出したトルコン2の出力軸の回転速度 $N_o$ とに基づき、トルコン速度比 $e$ (=出力回転速度 $N_o$ /入力回転速度 $N_i$ )を算出する。

30

【0020】

図2に示すように、コントローラ10には、車両の前後進を指令する前後進切換スイッチ17が接続され、前後進切換スイッチ17の操作位置(前進(F)/中立(N)/後進(R))がコントローラ10によって検出される。コントローラ10は、前後進切換スイッチ17が前進(F)位置に切り換えられると、トランスミッション3の前進クラッチ(不図示)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部20に出力する。コントローラ10は、前後進切換スイッチ17が後進(R)位置に切り換えられると、トランスミッション3の後進クラッチ(不図示)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部20に出力する。

40

【0021】

トランスミッション制御部20では、前進または後進クラッチ(不図示)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部20に設けられているクラッチ制御弁(不図示)が動作して、前進または後進クラッチ(不図示)は係合状態とされ、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。

【0022】

コントローラ10は、前後進切換スイッチ17が中立(N)位置に切り換えられると、前進および後進クラッチ(不図示)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部20に出力する。これにより、前進および後進クラッチ(不図示)は解放状態と

50

され、トランスミッション 3 は中立状態となる。

【 0 0 2 3 】

コントローラ 1 0 には、1 速 ~ 4 速の間で速度段の上限を指令するシフトスイッチ 1 8 が接続されており、トランスミッション 3 はシフトスイッチ 1 8 により選択された速度段を上限として自動変速される。たとえばシフトスイッチ 1 8 により 2 速が選択されたときは速度段は 1 速または 2 速となり、1 速が選択されたときは速度段は 1 速に固定される。

【 0 0 2 4 】

コントローラ 1 0 には、アクセルペダル 1 5 2 のペダル操作量（ペダルストロークまたはペダル角度）を検出するアクセル操作量検出器 1 5 2 a と、エンジン 1 9 0 の実回転速度を検出して、実回転速度信号をコントローラ 1 0 に出力する回転速度センサ 1 3 とが接続されている。

10

【 0 0 2 5 】

コントローラ 1 0 は、アクセル操作量検出器 1 5 2 a で検出したアクセルペダル 1 5 2 のペダル操作量（踏込量）に応じてエンジン 1 9 0 の目標エンジン回転速度を設定する。アクセルペダル 1 5 2 のペダル操作量が大きくなると目標エンジン回転速度は大きくなり、ペダル最大踏み込み時の目標エンジン回転速度は後述する定格点における定格回転速度となる。

【 0 0 2 6 】

コントローラ 1 0 は、設定した目標エンジン回転速度に対応した制御信号をエンジンコントローラ 9 に出力する。エンジンコントローラ 9 は、回転速度センサ 1 3 で検出されたエンジン 1 9 0 の実回転速度と、コントローラ 1 0 からの目標エンジン回転速度とを比較して、エンジン 1 9 0 の実回転速度を目標エンジン回転速度に近づけるために燃料噴射装置（不図示）を制御する。

20

【 0 0 2 7 】

コントローラ 1 0 には、尿素水タンク 1 6 2 内の尿素水の残量を検出して、残量信号をコントローラ 1 0 に出力する残量センサ 1 6 3 が接続されている。残量センサ 1 6 3 は尿素水タンク 1 6 2 内の尿素水の水位を検出する水位センサである。コントローラ 1 0 には、油圧ポンプ 1 1 の吐出圧（負荷圧）を検出して、圧力信号をコントローラ 1 0 に出力する圧力センサ 1 2 が接続されている。

【 0 0 2 8 】

図 3 および図 4 は、第 1 の実施の形態に係るホイールローダのトルク線図であり、アクセルペダル 1 5 2 を最大に踏み込んだときのエンジン回転速度とトルクの関係を示しており、エンジン出力トルク特性、ポンプ吸収トルク特性、および、トルコン入力トルク特性を示している。コントローラ 1 0 の記憶装置には、複数のエンジン出力トルク特性 A 0 , A 1 , A 2 と、ポンプ吸収トルク特性 B 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 0 は尿素水の残量が第 1 所定量以上（非制限段階）のときに用いられ、特性 A 1 は尿素水の残量が第 1 所定量未満かつ第 2 所定量以上（第 1 制限段階）のときに用いられ、特性 A 2 は尿素水の残量が第 2 所定量未満（第 2 制限段階）のときに用いられる。

30

【 0 0 2 9 】

エンジン出力トルク特性 A 0 , A 1 , A 2 は、それぞれエンジン回転速度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。ホイールローダに搭載されるエンジンは、定格点（定格最高トルク）P 0 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。ホイールローダでは、このようなエンジン出力トルク特性を利用してマッチング制御を行い、後述するマッチング点でエンジン 1 9 0 および油圧ポンプ 1 1 が運転される。

40

【 0 0 3 0 】

50

図3(a)に示すように、エンジン出力トルク特性A0では、エンジン回転速度が最低回転速度(ローアイドル回転速度)Ns以上Nv0以下の範囲においてエンジン回転速度の上昇に応じてトルクが増加し、エンジン回転速度がNv0のときに、特性A0におけるトルクの最大値となる(最大トルク点Tm0)。なお、ローアイドル回転速度とは、アクセルペダル152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A0では、エンジン回転速度がNv0より大きくなると、エンジン回転速度の上昇に応じてトルクが減少し、定格点P0に達すると、定格出力が得られる。エンジン回転速度が定格点P0における定格回転速度NP0を超えて上昇すると、急激にトルクが減少する。

【0031】

エンジン出力トルク特性A1は、特性A0を低回転、低トルク側にシフトした特性であり、エンジン出力トルク特性A2は、特性A1をさらに低回転、低トルク側にシフトした特性である。

【0032】

図3(a)に示すように、エンジン出力トルク特性A1は、エンジン回転速度が最低回転速度Ns以上閾値Nq1以下の範囲では特性A0と同一の特性である。閾値Nq1は、最低回転速度(ローアイドル回転速度)Nsより大きい( $Nq1 > Ns$ )。エンジン出力トルク特性A1では、エンジン回転速度が閾値Nq1より大きくなると、エンジン回転速度の上昇に応じたトルクの増加率が、特性A0に比べて減少する。エンジン出力トルク特性A1では、エンジン回転速度がNv0よりも小さいNv1のときに( $Nv1 < Nv0$ )、特性A1におけるトルクの最大値となる(最大トルク点Tm1)。最大トルク点Tm1におけるトルク値は、特性A0における最大トルク点Tm0のトルク値よりも小さい。エンジン出力トルク特性A1では、エンジン回転速度がNv1より大きくなると、エンジン回転速度の上昇に応じてトルクが減少する。

【0033】

図3(a)に示すように、エンジン出力トルク特性A2は、エンジン回転速度が最低回転速度Ns以上閾値Nq2以下の範囲では特性A0と同一の特性である。閾値Nq2は、最低回転速度(ローアイドル回転速度)Nsより大きく( $Nq2 > Ns$ )、閾値Nq1より小さい( $Nq2 < Nq1$ )。エンジン出力トルク特性A2では、エンジン回転速度が閾値Nq2より大きくなると、エンジン回転速度の上昇に応じたトルクの増加率が、特性A0に比べて減少する。エンジン出力トルク特性A2では、エンジン回転速度がNv1よりも小さいNv2のときに( $Nv2 < Nv1$ )、特性A2におけるトルクの最大値となる(最大トルク点Tm2)。最大トルク点Tm2におけるトルク値は、特性A1における最大トルク点Tm1のトルク値よりも小さい。エンジン出力トルク特性A2では、エンジン回転速度がNv2より大きくなると、エンジン回転速度の上昇に応じてトルクが減少する。

【0034】

P0, P1, P2は、それぞれ特性A0, A1, A2において定格出力が得られる定格点である。定格点P0におけるエンジン回転速度はNP0であり、定格点P1におけるエンジン回転速度はNP0よりも小さいNP1であり、定格点P2におけるエンジン回転速度はNP1よりも小さいNP2である( $NP2 < NP1 < NP0$ )。定格点P0におけるトルク値はTP0であり、定格点P1におけるトルク値はTP0よりも小さいTP1であり、定格点P2におけるトルク値はTP1よりも小さいTP2である( $TP2 < TP1 < TP0$ )。

【0035】

ポンプ吸収トルク特性Bは、エンジン回転速度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。図3(b)に示すように、ポンプ吸収トルク特性Bでは、エンジン回転速度が最低回転速度Ns以上閾値Nt未満の範囲においてエンジン回転速度にかかわらず特性Bにおけるトルクの最小値となる。特性Bでは、エンジン回転速度が閾値Nu以上において、エンジン回転速度にかかわらず特性Bにおけるトルクの最大値となる。特性Bでは、エンジン回転速度が閾値Nt以上、かつ、Nu未満の範囲において、エンジン回転速度の上昇に応じて徐々にトルクが増加する。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 3 6 】

特性 C は、トルコン速度比  $e$  が所定値  $e_1$  ( $0 < e_1 < 1$ ) のときのトルコン 2 の入力トルク (以下、トルコン入力トルクと記す) の特性を代表して示している。トルコン入力トルクは、トルコン入力軸の回転速度  $N_i$  の 2 乗に比例して増加し、図 3 ( b ) の矢印で示すように、トルコン速度比  $e$  が大きいほど小さくなる。

## 【 0 0 3 7 】

図 4 ( a ) に示すように、特性  $A_0$  ,  $A_1$  ,  $A_2$  のそれぞれと特性 C との交点  $MC_0$  ,  $MC_1$  ,  $MC_2$  および特性  $A_0$  ,  $A_1$  ,  $A_2$  のそれぞれと特性 B との交点  $MB_0$  ,  $MB_1$  ,  $MB_2$  は、マッチング点である。

## 【 0 0 3 8 】

フロント作業装置 (作業系) を作動させずに走行駆動装置 (走行系) を作動させている状態 (以下、走行系単独動作状態と記す) でのエンジン出力トルクおよびトルコン入力トルクは、交点  $MC_0$  ,  $MC_1$  ,  $MC_2$  の値となる。走行駆動装置 (走行系) を作動させずにフロント作業装置 (作業系) を作動させている状態 (以下、作業系単独動作状態と記す) でのエンジン出力トルクおよびポンプ吸収トルク特性は、交点  $MB_0$  ,  $MB_1$  ,  $MB_2$  の値となる。

## 【 0 0 3 9 】

図 4 ( b ) は、図 4 ( a ) のトルク線図に特性  $D_3$  ,  $D_4$  ,  $D_5$  を追記し、ポンプ吸収トルク特性 B を省略したものである。特性  $D_3$  は、特性  $A_0$  を特性 B で表されるポンプ吸収トルク分だけ差し引いた特性であり、特性  $D_4$  は、特性  $A_1$  を特性 B で表されるポンプ吸収トルク分だけ差し引いた特性であり、特性  $D_5$  は、特性  $A_2$  を特性 B で表されるポンプ吸収トルク分だけ差し引いた特性であり、それぞれ走行系で使用可能なエンジン出力トルクである。

## 【 0 0 4 0 】

フロント作業装置 (作業系) と走行駆動装置 (走行系) とを複合して作動している状態 (以下、複合動作状態と記す) でのエンジン出力トルクおよびトルコン入力トルクは、交点  $MC_3$  ,  $MC_4$  ,  $MC_5$  の値となる。

## 【 0 0 4 1 】

図 2 に示すように、コントローラ 10 は、残量判定部 10 a と、選択部 10 b とを機能的に備えている。残量判定部 10 a は、残量センサ 163 で検出された尿素水の残量 (水位)  $h$  が所定量以上であるか所定量未満であるかを判定する。残量判定部 10 a は、尿素水の残量  $h$  が第 1 所定量  $h_1$  以上である場合、すなわち尿素水が十分に蓄えられている場合、非制限段階と判定する。残量判定部 10 a は、尿素水の残量  $h$  が第 1 所定量  $h_1$  未満かつ第 2 所定量  $h_2$  以上である場合に第 1 制限段階であると判定する。残量判定部 10 a は、尿素水の残量  $h$  が第 2 所定量  $h_2$  未満である場合に第 2 制限段階であると判定する。第 1 所定量  $h_1$  および、第 1 所定量  $h_1$  よりも小さい第 2 所定量  $h_2$  の情報は、コントローラ 10 の記憶装置に予め記憶されている。

## 【 0 0 4 2 】

選択部 10 b は、残量判定部 10 a で判定された結果に応じて、エンジン出力トルク特性を選択する。選択部 10 b は、残量判定部 10 a で非制限段階であると判定されている場合に、エンジン出力トルク特性  $A_0$  を選択する。選択部 10 b は、残量判定部 10 a で第 1 制限段階であると判定されている場合に、エンジン出力トルク特性  $A_1$  を選択する。選択部 10 b は、残量判定部 10 a で第 2 制限段階であると判定されている場合に、エンジン出力トルク特性  $A_2$  を選択する。

## 【 0 0 4 3 】

図 5 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 シェープロードイングについて示す図である。図 6 は、ホイールローダによる掘削作業を示す図である。V シェープロードイングでは、矢印 a で示すように、ホイールローダを土砂等の地山 130 に向かって前進させる。

## 【 0 0 4 4 】

10

20

30

40

50

図 6 に示すように、地山 1 3 0 にバケット 1 1 2 を突入し、バケット 1 1 2 を操作してからアーム 1 1 1 を上げ操作する、あるいはバケット 1 1 2 とアーム 1 1 1 を同時に操作しながら最後にアーム 1 1 1 のみを上げ操作して掘削作業を行う。

【 0 0 4 5 】

掘削作業が終了すると、図 5 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。

【 0 0 4 6 】

上記した掘削、積み込み作業中、たとえば、図 5 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 1 5 2 を戻し操作し、前後進切換スイッチ 1 7 を後進から前進に切り換え操作して、アクセルペダル 1 5 2 を踏み込み操作する。さらに、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 1 1 1 を上昇させることもある。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、トルクコンバータ 2 を介してエンジン 1 9 0 に負荷として作用する。このため、前後進切換スイッチ 1 7 を切り換え操作したときに、車体およびフロント作業装置を駆動させるために必要なエンジン出力トルクが不足してエンジンストールが起こりやすい。

【 0 0 4 7 】

本実施の形態では、上述したようなポンプ吸収トルク特性 B が設定されるため、次に説明するように、後進から前進への移行の際におけるエンジンストールが防止される。すなわち、後進から前進への移行の際に、アクセルペダル 1 5 2 の戻し操作によりエンジン回転速度が低下するが、図 3 ( b ) に示すように、エンジン回転速度の低下に応じて最大ポンプ吸収トルクが減少し、エンジン回転速度が N t 未満になると最大ポンプ吸収トルクが最小値に制限される。このように、後進から前進への移行の際に後方への車体の慣性エネルギーがエンジン 1 9 0 に負荷として作用した場合であっても、最大ポンプ吸収トルクが制限されることでエンジンストールが防止される。

【 0 0 4 8 】

本実施の形態では、特性 A 0 , A 1 , A 2 のようにエンジン出力トルク特性を尿素水の残量に応じて変更し、エンジン出力トルク特性におけるトルクの最大値は減少させるが ( 最大トルク点 T m 0 , T m 1 , T m 2 )、上述したように、エンジン回転速度が低回転速度域にあるときには、すべての特性 A 0 , A 1 , A 2 において、エンジン回転速度に対するエンジン出力トルク特性を同一としている。

【 0 0 4 9 】

すなわち、図 3 ( a ) に示すように、第 1 制限段階で選択されるエンジン出力トルク特性 A 1 は、エンジン回転速度が最低回転速度 N s 以上閾値 N q 1 以下の範囲ではエンジン出力トルク特性 A 0 と同じ特性としている。また、第 2 制限段階で選択されるエンジン出力トルク特性 A 2 は、エンジン回転速度が最低回転速度 N s 以上閾値 N q 2 以下の範囲ではエンジン出力トルク特性 A 0 と同じ特性としている。これにより、尿素水の残量の減少に応じて各エンジン出力トルク特性におけるトルク最大値 ( 最大トルク点 T m 0 , T m 1 , T m 2 におけるトルク値 ) を減少させることができるとともに、エンジン回転速度が低回転速度域にあるときにはエンジン出力が低下することを防止できる。トルク最大値を減少させることで運転者に尿素水が減少していることの注意喚起を行うことができ、低回転速度域におけるエンジン出力の低下を防止することで、たとえば後進から前進への移行の際のエンジンストールを防止できる。

【 0 0 5 0 】

以下、尿素水の残量に応じて行われるエンジン出力トルクの制限制御を、図 7 のフローチャートを用いて説明する。図 7 は、コントローラ 1 0 によるエンジン出力トルクの制限制御処理の動作を示したフローチャートである。イグニッションスイッチ ( 不図示 ) がオ

10

20

30

40

50

ンされると、図7に示す処理を行うプログラムが起動され、コントローラ10で繰り返し実行される。

【0051】

ステップS100において、残量センサ163で検出された残量、すなわち尿素水タンク162内の水位の情報を取得して、ステップS110へ進む。

【0052】

ステップS110において、残量判定部10aは、ステップS100で取得した尿素水の残量hが第1所定量h1未満であるか否かを判定する。ステップS110で否定判定されると、残量判定部10aは非制限段階であると判定してステップS120へ進み、肯定判定されると、ステップS130へ進む。

10

【0053】

ステップS120において、選択部10bは、記憶装置からエンジン出力トルク特性A0を選択し、ステップS100へ戻る。

【0054】

ステップS130において、残量判定部10aは、ステップS100で取得した尿素水の残量hが第2所定量h2未満であるか否かを判定する。ステップS130で否定判定されると残量判定部10aは第1制限段階であると判定して、ステップS140へ進み、肯定判定されると、残量判定部10aは第2制限段階であると判定してステップS150へ進む。

【0055】

20

ステップS140において、選択部10bは、記憶装置からエンジン出力トルク特性A1を選択し、ステップS100へ戻る。

【0056】

ステップS150において、選択部10bは、記憶装置からエンジン出力トルク特性A2を選択し、ステップS100へ戻る。

【0057】

このように、本実施の形態では、尿素水残量の減少に応じてエンジン出力トルク特性を段階的に変更する。コントローラ10は、選択部10bにより選択された特性テーブル(A0, A1, A2)を参照して、アクセルペダル152による目標エンジン回転速度と回転速度センサ13で検出された実回転速度とに基づいて、エンジン190の燃料噴射量を制御する。コントローラ10は、特性テーブルBを参照して、回転速度センサ13で検出された実回転速度に基づいて最大ポンプ吸収トルク値を演算し、圧力センサ12で検出された吐出圧(負荷圧)と回転速度センサ13で検出された実回転速度に基づいて、この最大ポンプ吸収トルクを超えないように、油圧ポンプ11の押しのけ容積を制御する。

30

【0058】

これにより、尿素水の残量の減少に応じてエンジン190を低出力に制御しても、車両の動作状態が変化したときのエンジン回転速度の変化量を小さくすることができる。その結果、エンジン190が低出力に制御された場合であっても、車両の動きを円滑にすることができる。また、燃費を向上することができる。以下、トルク線図を用いて詳細に説明する。

40

【0059】

図4(a)に示すように、非制限段階での走行系単独動作状態では、トルコン入力トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MC0の値となり、非制限段階での作業系単独動作状態におけるポンプ吸収トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MB0の値となる。マッチング点MC0は、エンジン出力トルク特性A0におけるドループ線DL0上に位置する。換言すれば、マッチング点MC0でのエンジン回転速度は、定格点P0でのエンジン回転速度よりも高い。また、マッチング点MC0でのトルク値は、定格点P0でのトルク値よりも低い。非制限段階での走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度NC0と作業系単独動作状態におけるエンジン回転速度NB0の差はN0となる。

【0060】

50

図4(a)に示すように、第1制限段階での走行系単独動作状態では、トルコン入力トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MC1の値となり、第1制限段階での作業系単独動作状態におけるポンプ吸収トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MB1の値となる。マッチング点MC1は、エンジン出力トルク特性A1におけるドループ線DL1上に位置する。換言すれば、マッチング点MC1でのエンジン回転速度は、定格点P1でのエンジン回転速度よりも高い。また、マッチング点MC1でのトルク値は、定格点P1でのトルク値よりも低い。第1制限段階での走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度NC1と作業系単独動作状態におけるエンジン回転速度NB1の差はN1となる。

【0061】

図4(a)に示すように、第2制限段階での走行系単独動作状態では、トルコン入力トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MC2の値となり、第2制限段階での作業系単独動作状態におけるポンプ吸収トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MB2の値となる。マッチング点MC2は、エンジン出力トルク特性A2におけるドループ線DL2上に位置する。換言すれば、マッチング点MC2でのエンジン回転速度は、定格点P2でのエンジン回転速度よりも高い。また、マッチング点MC2でのトルク値は、定格点P2でのトルク値よりも低い。第2制限段階での走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度NC2と作業系単独動作状態におけるエンジン回転速度NB2の差はN2となる。なお、各段階におけるエンジン回転速度の大小関係は、 $NC0 > NC1 > NC2$ 、 $NB0 > NB1 > NB2$ となる。

【0062】

図4(b)に示すように、非制限段階での複合動作状態では、トルコン入力トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MC3の値となる。第1制限段階での複合動作状態では、トルコン入力トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MC4の値となる。第2制限段階での複合動作状態では、トルコン入力トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MC5の値となる。非制限段階での走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度NC0と複合動作状態におけるエンジン回転速度NC3の差はN3(不図示)となる。第1制限段階での走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度NC1と複合動作状態におけるエンジン回転速度NC4の差はN4(不図示)となる。第2制限段階での走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度NC2と複合動作状態におけるエンジン回転速度NC5の差はN5(不図示)となる。なお、各段階におけるエンジン回転速度の大小関係は、 $NC3 > NC4 > NC5$ となる。

【0063】

図8は、比較例に係るホイールロードのトルク線図である。図8(a)では、アクセルペダル152を最大に踏み込んだときのエンジン回転速度とトルクの関係を示しており、エンジン出力トルク特性A0、Ac1、Ac2、ポンプ吸収トルク特性B、および、トルコン速度比 $e = e1$ におけるトルコン入力トルク特性Cとを示している。比較例では、コントローラ10の記憶装置に、第1の実施の形態で説明したエンジン出力トルク特性A1、A2に代えて、エンジン出力トルク特性Ac1、Ac2が記憶されている。特性A0、特性Bおよび特性C( $e = e1$ )は、第1の実施の形態と同様である。

【0064】

本実施の形態では、尿素水の残量の減少に応じて、エンジン190の出力トルクを低下させるとともに、エンジン190の定格点P0、P1、P2におけるエンジン回転速度を低下させた(図3(a)参照)。これに対して、比較例では、図8(a)に示すように、特性A0の定格点P0、特性Ac1の定格点Pc1、および、特性Ac2の定格点Pc2におけるエンジン回転速度が全てNP0に設定されている。

【0065】

図8(b)に示すように、比較例では、非制限段階における走行系単独動作状態ならびに作業系単独動作状態でのマッチング点MC0、MB0は、本実施の形態と同じである。一方、比較例では、第1および第2制限段階における走行系単独動作状態でのマッチング

10

20

30

40

50

点は  $MCc1$  ,  $MCc2$  となり、第1および第2制限段階における作業系単独動作状態でのマッチング点は  $MBc1$  ,  $MBc2$  となる。

【0066】

比較例において、第1制限段階での走行系単独動作状態におけるトルコン入力トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点  $MCc1$  の値となり、作業系単独動作状態におけるポンプ吸収トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点  $MBc1$  の値となる。第1制限段階での走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度  $NCc1$  と作業系単独動作状態におけるエンジン回転速度  $NBc1$  の差は  $Nc1$  となる。比較例において、第2制限段階での走行系単独動作状態におけるトルコン入力トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点  $MCc2$  の値となり、作業系単独動作状態におけるポンプ吸収トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点  $MBc2$  の値となる。第2制限段階での走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度  $NCc2$  と作業系単独動作状態におけるエンジン回転速度  $NBc2$  の差は  $Nc2$  となる。各段階におけるエンジン回転速度の大小関係は、 $NC0$  (図4(a)参照)  $> NCc1 > NCc2$  ,  $NB0$  (図4(a)参照)  $> NBc1 > NBc2$  となる。なお、マッチング点  $MBc1$  ,  $MBc2$  は、本実施の形態のマッチング点  $MB1$  ,  $MB2$  と同じになるように特性  $Ac1$  ,  $Ac2$  を設定してもよい。

10

【0067】

本実施の形態のエンジン回転速度の差  $N1$  ,  $N2$  (図4(a)参照)のそれぞれと、比較例のエンジン回転速度の差  $Nc1$  ,  $Nc2$  (図8(b)参照)のそれぞれとの大小関係は、 $N1 < Nc1$  ,  $N2 < Nc2$  となる。つまり、本実施の形態では、尿素水の減少に応じてエンジン出力トルク特性を変更したときにおいて、比較例に比べて走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度と作業系単独動作状態におけるエンジン回転速度の差を小さくすることができる。その結果、尿素水の残量の減少に応じてエンジン190を低出力に制御した場合において、走行系単独動作状態から作業系単独動作状態へと移行したとき、あるいは、作業系単独動作状態から走行系単独動作状態へと移行したときのエンジン回転速度の変化を小さくことができ、ホイールローダを円滑に動作させることができる。さらに、エンジン回転速度の変化が小さくなるため、燃費が向上する。

20

【0068】

図8(c)は、図8(a)のトルク線図に特性  $D3$  ,  $Dc4$  ,  $Dc5$  を追記したものである。特性  $D3$  は、特性  $A0$  を特性  $B$  で表されるポンプ吸収トルク分だけ差し引いた特性であり、特性  $Dc4$  は、特性  $Ac1$  を特性  $B$  で表されるポンプ吸収トルク分だけ差し引いた特性であり、特性  $Dc5$  は、特性  $Ac2$  を特性  $B$  で表されるポンプ吸収トルク分だけ差し引いた特性であり、それぞれ走行系で使用可能なエンジン出力トルクである。

30

【0069】

比較例において複合動作状態でのエンジン回転速度と、走行系単独動作状態でのエンジン回転速度でのエンジン回転速度の差は、各段階で次のようになる。図8(c)に示すように、非制限段階での複合動作状態では、トルコン入力トルクおよびエンジン回転速度は、本実施の形態と同じマッチング点  $MC3$  となる。第1制限段階での複合動作状態では、トルコン入力トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点  $MCc4$  の値となる。第2制限段階での複合動作状態では、トルコン入力トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点  $MCc5$  となる。

40

【0070】

非制限段階での走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度  $NC0$  と複合動作状態におけるエンジン回転速度  $NC3$  の差は、本実施の形態と同じ  $N3$  (不図示)となる。第1制限段階での走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度  $NCc1$  と複合動作状態におけるエンジン回転速度  $NCc4$  の差は  $Nc4$  (不図示)となる。第2制限段階での走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度  $NCc2$  と複合動作状態におけるエンジン回転速度  $NCc5$  の差は  $Nc5$  (不図示)となる。なお、各段階におけるエンジン回転速度の大小関係は、 $NC3 > NCc4 > NCc5$  となる。なお、マッチング点  $MCc4$  ,  $MCc5$  は、本実施の形態のマッチング点  $MC4$  ,  $MC5$  と同じになるように特性  $Ac1$  ,

50

A c 2 を設定してもよい。

【 0 0 7 1 】

本実施の形態のエンジン回転速度の差  $N 4$  ,  $N 5$  のそれぞれと、比較例のエンジン回転速度の差  $N c 4$  ,  $N c 5$  のそれぞれとの大小関係は、 $N 4 < N c 4$  ,  $N 5 < N c 5$  となる。つまり、本実施の形態では、尿素水の減少に応じてエンジン出力トルク特性を変更したときにおいて、比較例に比べて走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度と複合動作状態におけるエンジン回転速度の差を小さくすることができる。その結果、尿素水の残量の減少に応じてエンジン 1 9 0 を低出力に制御した場合において、走行系単独動作状態から複合動作状態へと移行したとき、あるいは、複合動作状態から走行系単独動作状態へと移行したときのエンジン回転速度の変化を小さくすることができ、ホイールローダを円滑に動作させることができる。さらに、エンジン回転速度の変化が小さくなるため、燃費が向上する。

10

【 0 0 7 2 】

以上説明した第 1 の実施の形態によれば、次の作用効果が得られる。

( 1 ) 尿素水タンク 1 6 2 内の尿素水の残量の減少に応じて、エンジン 1 9 0 の出力トルクを低下させるとともに、定格点におけるエンジン 1 9 0 の回転速度を低下させるようにした。本実施の形態では、尿素水の残量の減少に応じて、各特性  $A 0$  ,  $A 1$  ,  $A 2$  における定格出力を得るためのエンジン回転速度が段階的に小さくなるように設定されている。換言すれば、ポンプ無負荷時のエンジン最高回転速度が特性  $A 0$  、特性  $A 1$  、特性  $A 2$  の順で小さくなるように、各特性が設定されている。さらに換言すると、所定のトルコン速度比  $e$  におけるマッチング点のエンジン回転速度が特性  $A 0$  、特性  $A 1$  、特性  $A 2$  の順で小さくなるように、各特性が設定されている。

20

【 0 0 7 3 】

これにより、運転者は通常時に比べて運転状態が悪化していることから尿素水の残量が少ないことを認識することができる。つまり、本実施の形態によれば、尿素水の残量が減少した状態での高出力運転が防止され、運転者へ尿素水の補給を促すことができる。

なお、定格点におけるエンジン 1 9 0 の回転速度を低下させることで、各速度段における最高車速が低下し、走行加速性が若干低下し、フロント作業装置の動作速度が低下するため、上述した比較例 ( 図 8 参照 ) に比べて、より明確に運転者へ尿素水の補給を促すことができる。

30

【 0 0 7 4 】

作業系単独動作状態、走行系単独動作状態および複合動作状態との間で変化するエンジン回転速度の差を抑えることができるため、尿素水残量が所定量まで減少し、エンジン出力が低下した状態においてもホイールローダに円滑な動作をさせることができる。また、尿素水残量が所定量まで減少し、エンジン出力が低下した状態での燃費を向上できる。

【 0 0 7 5 】

( 2 ) 尿素水の残量が減少して非制限段階から第 1 制限段階に変化した場合であっても、エンジン 1 9 0 の実回転速度が閾値  $N q 1$  以下では、エンジン 1 9 0 の出力トルクを低下させないようにした。尿素水の残量が減少して第 1 制限段階から第 2 制限段階に変化した場合であっても、エンジン 1 9 0 の実回転速度が閾値  $N q 2$  以下では、エンジン 1 9 0 の出力トルクを低下させないようにした。これにより、エンジン 1 9 0 が低回転速度域で回転している状態におけるエンジンストールを防止することができる。たとえば、後進から前進への移行の際におけるエンジンストールを防止することができる。つまり、本実施の形態では、尿素水が減少し、エンジン出力トルクが低下した場合であっても、作業を継続することができ、運転者は所定の作業を完了させるなどした後、所望の時期に尿素水の補給を行うことができる。

40

【 0 0 7 6 】

( 3 ) エンジン 1 9 0 の実回転速度が  $N t$  以上かつ  $N u$  未満の範囲において、実回転速度の上昇に応じて油圧ポンプ 1 1 の最大吸収トルクを徐々に増加させるようにした。これにより、尿素水の残量が減少してエンジン出力が低下した状態においても、エンジン 1 9 0

50

が低回転速度域で回転している状態におけるエンジンストールを防止することができる。たとえば、後進から前進への移行の際におけるエンジンストールを防止することができる。つまり、本実施の形態では、尿素水が減少し、エンジン出力トルクが低下した場合であっても、作業を継続することができ、運転者は所定の作業を完了させるなどした後、所望の時期に尿素水の補給を行うことができる。

【0077】

- 第2の実施の形態 -

図9および図10を参照して本発明の第2の実施の形態について説明する。なお、第1の実施の形態と同一もしくは相当部分には同一符号を付し、第1の実施の形態との相違点について主に説明する。第2の実施の形態が第1の実施の形態と異なる点は、走行駆動装置（走行系）の構成である。第1の実施の形態に係るホイールローダは、エンジン190の駆動力をトルコン2を介してタイヤに伝達する走行駆動装置を備えていた。これに対して、第3の実施の形態に係るホイールローダは、ポンプとモータとが閉回路接続されたHST走行駆動装置を備えている。

10

【0078】

図9は、第2の実施の形態に係るホイールローダの概略構成を示す図である。図9に示すように、ホイールローダは、エンジン190により駆動される油圧ポンプ（以下、HSTポンプ280と記す）と、HSTポンプ280に閉回路接続される油圧モータ281とを有している。HSTポンプ280から吐出される圧油により油圧モータ281が回転すると、油圧モータ281の出力トルクは不図示のギアボックスを介して出力軸286に伝達される。これにより、アクスル287を介してタイヤ213が回転し、車両が走行する。

20

【0079】

HSTポンプ280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282により制御される。図示しないが、レギュレータ282は傾転シリンダと、前後進切換スイッチ17の操作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280の傾転方向が制御される。

30

【0080】

制御圧力はエンジン回転速度の増加に比例して上昇し、制御圧力が上昇するとHSTポンプ280の押しのけ容積が増加する。その結果、エンジン回転速度が増加すると、HSTポンプ280の回転速度と押しのけ容積の両方が増加するため、HSTポンプ280の吐出流量はエンジン回転速度の増加に応じて滑らかに応答性よく増大し、滑らかで力強い加速性が得られる。

【0081】

油圧モータ281は、可変容量型モータであり、コントローラ10から図示しない傾転制御装置に制御信号が出力され、押しのけ容積（モータ容量）が制御される。

【0082】

図10(a)は第2の実施の形態に係るホイールローダのトルク線図である。図10(a)は図4(a)と同様の図であり、図10(a)では図4(a)のトルコン入力トルク特性Cに代えて、HSTポンプ280のポンプ入力トルク特性Hを示している。図10(a)に示すように、HSTポンプ280のポンプ入力トルク特性Hは、エンジン回転速度が最低回転速度Ns以上Nh未満の範囲ではエンジン回転速度の上昇に応じてトルクが増加し、エンジン回転速度がNh以上ではエンジン回転速度にかかわらず最大トルクとなる。コントローラ10の記憶装置には、第1の実施の形態と同じ特性A0, A1, A2および特性Bがルックアップテーブル形式で記憶されている。

40

【0083】

図10(a)に示すように、非制限段階での走行系単独動作状態では、HSTポンプ入

50

カトルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MC20の値となり、非制限段階での作業系単独動作状態におけるポンプ吸収トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MB0の値となる。マッチング点MC20は、エンジン出力トルク特性A0におけるドループ線DL0上に位置する。換言すれば、マッチング点MC20でのエンジン回転速度は、定格点P0でのエンジン回転速度よりも高い。また、マッチング点MC20でのトルク値は、定格点P0でのトルク値よりも低い。非制限段階での走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度NC20と作業系単独動作状態におけるエンジン回転速度NB0との差は、N20となる。

【0084】

第1制限段階での走行系単独動作状態では、HSTポンプ入力トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MC21の値となり、第1制限段階での作業系単独動作状態におけるポンプ吸収トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MB1の値となる。マッチング点MC21は、エンジン出力トルク特性A1におけるドループ線DL1上に位置する。換言すれば、マッチング点MC21でのエンジン回転速度は、定格点P1でのエンジン回転速度よりも高い。また、マッチング点MC21でのトルク値は、定格点P1でのトルク値よりも低い。第1制限段階での走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度NC21と作業系単独動作状態におけるエンジン回転速度NB1との差は、N21となる。

【0085】

第2制限段階での走行系単独動作状態では、HSTポンプ入力トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MC22の値となり、第2制限段階での作業系単独動作状態におけるポンプ吸収トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MB2の値となる。マッチング点MC22は、エンジン出力トルク特性A2におけるドループ線DL2上に位置する。換言すれば、マッチング点MC22でのエンジン回転速度は、定格点P2でのエンジン回転速度よりも高い。また、マッチング点MC22でのトルク値は、定格点P2でのトルク値よりも低い。第2制限段階での走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度NC22と作業系単独動作状態におけるエンジン回転速度NB2との差は、N22となる。なお、各段階におけるエンジン回転速度の大小関係は、NC20 > NC21 > NC22, NB0 > NB1 > NB2となる。

【0086】

図10(b)は比較例に係るホイールローダのトルク線図である。比較例に係るコントローラ10の記憶装置には、第1の実施の形態で説明した比較例(図8(b)参照)と同じ特性A0, Ac1, Ac2および特性Bがルックアップテーブル形式で記憶されている。なお、特性A0、特性Bおよび特性Hは、第2の実施の形態と同様である。

【0087】

比較例では、非制限段階における走行系単独動作状態ならびに作業系単独動作状態でのマッチング点MC20, MB0は、第2の実施の形態と同じである。一方、比較例では、第1および第2制限段階における走行系単独動作状態でのマッチング点はMCc21, MCc22となり、第1および第2制限段階における作業系単独動作状態でのマッチング点はMBc1, MBc2となる。

【0088】

比較例において、第1制限段階での走行系単独動作状態におけるHSTポンプ入力トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MCc21の値となり、作業系単独動作状態におけるポンプ吸収トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MBc1の値となる。第1制限段階での走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度NCc21と作業系単独動作状態におけるエンジン回転速度NBc1の差はNc21となる。比較例において、第2制限段階での走行系単独動作状態におけるHSTポンプ入力トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MCc22の値となり、作業系単独動作状態におけるポンプ吸収トルクおよびエンジン回転速度は、マッチング点MBc2の値となる。第2制限段階での走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度NCc22と作業系単独動作状態におけるエンジン回転速度NBc2の差はNc22となる。各段階におけるエンジン回転速度

10

20

30

40

50

の大小関係は、 $NC20$  (図10(a)参照)  $> NCc21 > NCc22$ ,  $NB0$  (図10(a)参照)  $> NBc1 > NBc2$ となる。なお、マッチング点 $MBc1$ ,  $MBc2$ は、第2の実施の形態のマッチング点 $MB1$ ,  $MB2$ と同じになるように特性 $Ac1$ ,  $Ac2$ を設定してもよい。

【0089】

第2の実施の形態のエンジン回転速度の差  $N21$ ,  $N22$ のそれぞれと、比較例のエンジン回転速度の差  $Nc21$ ,  $Nc22$ のそれぞれとの大小関係は、 $N21 < Nc21$ ,  $N22 < Nc22$ となる。つまり、尿素水の減少に応じてエンジン出力トルク特性を変更したときにおいて、比較例に比べて走行系単独動作状態におけるエンジン回転速度と作業系単独動作状態におけるエンジン回転速度の差を小さくすることができる。その結果、尿素水の残量の減少に応じてエンジン190を低出力に制御した場合において、走行系単独動作状態から作業系単独動作状態へと移行したとき、あるいは、作業系単独動作状態から走行系単独動作状態へと移行したときのエンジン回転速度の変化を小さくことができ、ホイールローダを円滑に動作させることができる。さらに、エンジン回転速度の変化が小さくなるため、燃費が向上する。

10

【0090】

なお、図示しないが、第2の実施の形態においても、尿素水の減少に応じてエンジン出力トルク特性を変更したときにおいて、走行系単独動作状態から複合動作状態へと移行したとき、あるいは、複合動作状態から走行系単独動作状態へと移行したときのエンジン回転速度の変化を小さくことができ、ホイールローダを円滑に動作させることができる。さらに、エンジン回転速度の変化が小さくなるため、燃費が向上する。

20

【0091】

このような第2の実施の形態によれば、第1の実施の形態で説明した(1)と同様の作用効果を奏する。さらに、第1の実施の形態で説明した(2)および(3)と同様、低回転速度域におけるエンジンストールの発生を防止することができる。HST走行駆動装置により走行するホイールローダにおいて、ポンプ吸収トルクの特性をエンジン回転速度にかかわらず一定に設定すると、低回転速度域では最大ポンプ吸収トルクと最大エンジン出力トルクとの差が近くなる。このため、低回転速度域において、油圧ポンプ11のリリーフ圧相当の負荷が作用すると、エンジンストールが発生するおそれがある。本実施の形態では、低回転速度域では、エンジン190の出力トルクを低下させないようにした。また、エンジン回転速度が $Nt$ 未満で最大ポンプ吸収トルクを最小値とし、エンジン回転速度が $Nt$ 以上でエンジン回転速度の上昇に応じて油圧ポンプ11の最大吸収トルクを徐々に増加させるようにした。これにより、低回転速度域において、油圧ポンプ11のリリーフ圧相当の負荷が作用した場合であっても、エンジンストールが引き起こされることが防止される。つまり、本実施の形態では、尿素水が減少し、エンジン出力トルクが低下した場合であっても、作業を継続することができ、運転者は所定の作業を完了させるなどした後、所望の時期に尿素水の補給を行うことができる。

30

【0092】

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。

40

【0093】

(1) 上述した実施の形態では、非制限段階と、第1制限段階と、第2制限段階の3段階に応じてエンジン出力トルク特性を変更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。たとえば、4段階以上に段階を分けて、エンジン出力トルク特性を変更してもよい。

【0094】

(2) 段階的にエンジン出力トルク特性を変更する場合に限らず、連続的に特性を変更するようにしてもよい。

【0095】

(3) 上述した実施の形態では、エンジン出力トルク特性 $A1$ は、エンジン回転速度が閾

50

値  $Nq_1$  以下でエンジン出力トルク特性  $A_0$  と一致させ、エンジン出力トルク特性  $A_2$  は、エンジン回転速度が閾値  $Nq_2$  以下でエンジン出力トルク特性  $A_0$  と一致させるようにしたが、本発明はこれに限定されない。エンジン出力トルク特性を低下させないエンジン回転速度範囲を決定する閾値は各段階で変更しないようにしてもよい。換言すれば、閾値  $Nq_1$ 、 $Nq_2$  は、上述のように第1制限段階と第2制限段階とで異なる値 ( $Nq_1 > Nq_2$ ) に設定してもよいし、第1制限段階と第2制限段階とで同じ値 ( $Nq_1 = Nq_2$ ) に設定してもよい。

【0096】

(4) 上述した実施の形態では、エンジン出力トルク特性およびポンプ吸収トルク特性がルックアップテーブル形式でコントローラ10の記憶装置に記憶されてい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、エンジン回転速度に応じた関数形式で各特性をコントローラ10の記憶装置に記憶させるようにしてもよい。

10

【0097】

(5) 第1の実施の形態では、特性  $A_1$  のドループ線  $DL_1$  上にマッチング点  $MC_1$  を位置させ、特性  $A_2$  のドループ線  $DL_2$  上にマッチング点  $MC_2$  を位置させるようにしたが、本発明はこれに限定されない。特性  $A_1$ 、 $A_2$  のうちの一方のドループ線にのみマッチング点を位置させるようにしてもよい。第2の実施の形態では、特性  $A_1$  のドループ線  $DL_1$  上にマッチング点  $MC_{21}$  を位置させ、特性  $A_2$  のドループ線  $DL_2$  上にマッチング点  $MC_{22}$  を位置させるようにしたが、本発明はこれに限定されない。特性  $A_1$ 、 $A_2$  のうちの一方のドループ線にのみマッチング点を位置させるようにしてもよい。

20

【0098】

(6) 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、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】

本発明の特徴を損なわない限り、本発明は上記実施の形態に限定されるものではなく、本発明の技術的思想の範囲内で考えられるその他の形態についても、本発明の範囲内に含まれる。

【符号の説明】

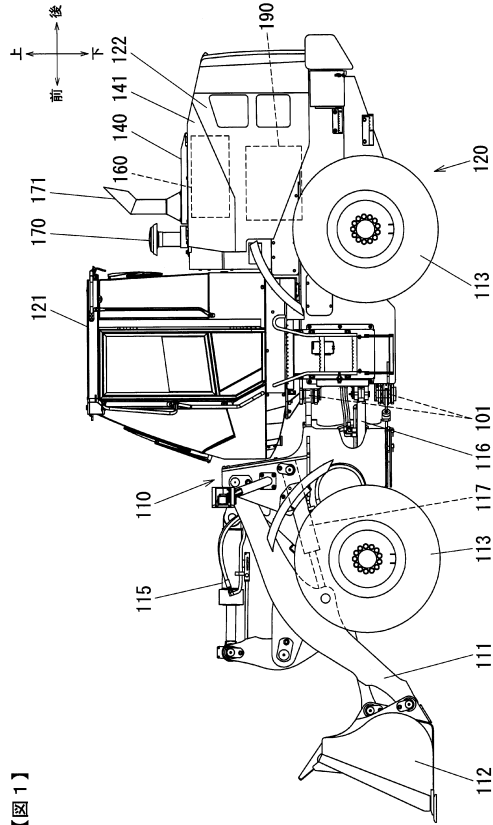
【0100】

2 トルクコンバータ(トルコン)、3 トランスミッション、4 プロペラシャフト、5 アクスル、9 エンジンコントローラ、10 コントローラ、10a 残量判定部、10b 選択部、11 油圧ポンプ、11b レギュレータ、12 圧力センサ、13 回転速度センサ、14 回転速度検出器、15 回転速度検出器、17 前後進切換スイッチ、18 シフトスイッチ、20 トランスミッション制御部、21 コントロールバルブ、30 アクチュエータ、31 コントロールレバー、101 センタピン、110 前部車体、111 アーム、112 バケット、113 タイヤ、115 バケットシリンダ、116 ステアリングシリンダ、117 アームシリンダ、120 後部車体、121 運転室、122 機械室、130 地山、140 エンジンフード、141 建屋カバー、152 アクセルペダル、152a アクセル操作量検出器、160 排ガス浄化装置、161 処理装置、162 尿素水タンク、163 残量センサ、170 吸気管、171 テールパイプ、190 エンジン、213 タイヤ、280 HSTポンプ、281 油圧モータ、282 レギュレータ、286 出力軸、287 アクスル

30

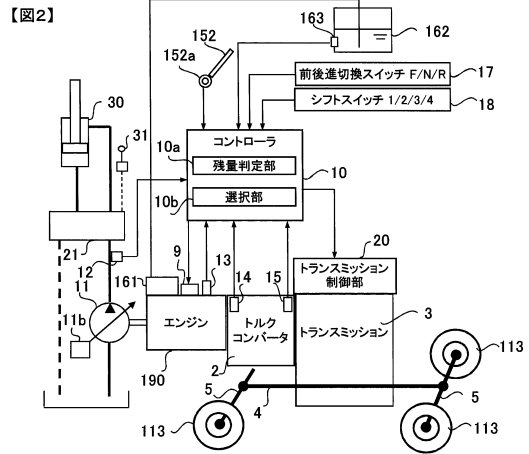
40

【図1】



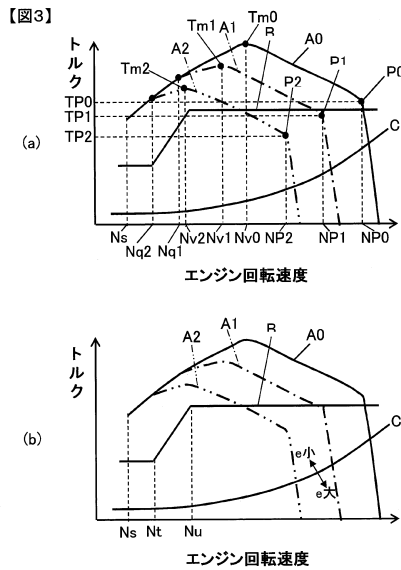
【図1】

【図2】

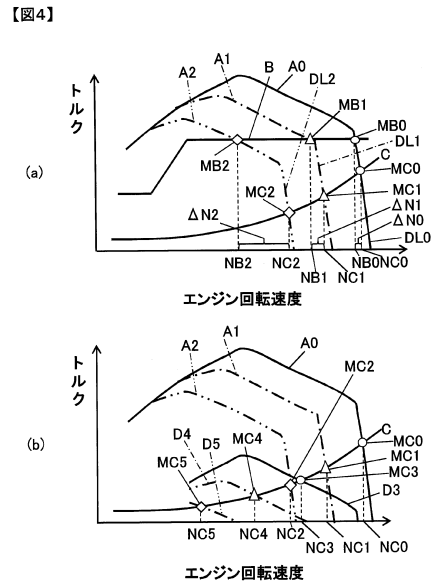


【図2】

【図3】

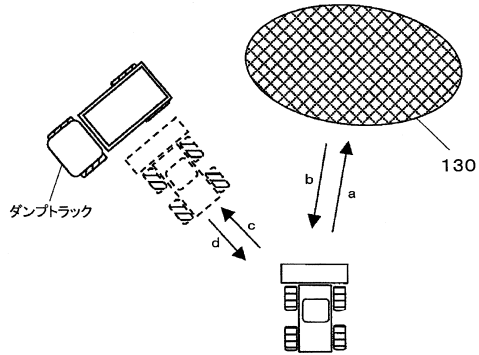


【図4】



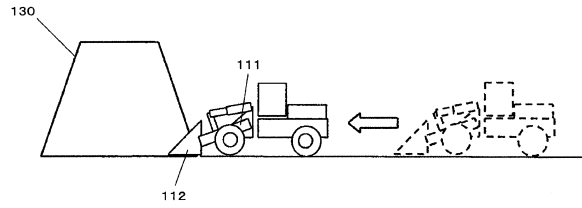
【図5】

【図5】



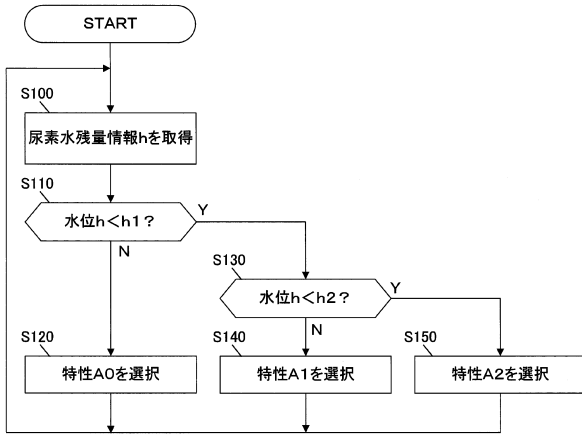
【図6】

【図6】



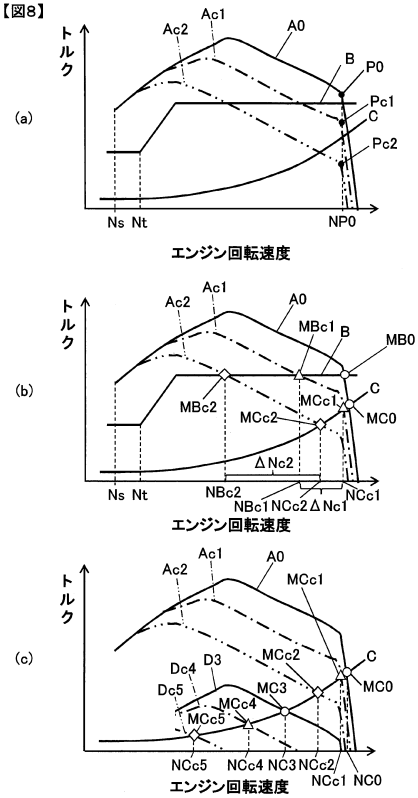
【図7】

【図7】



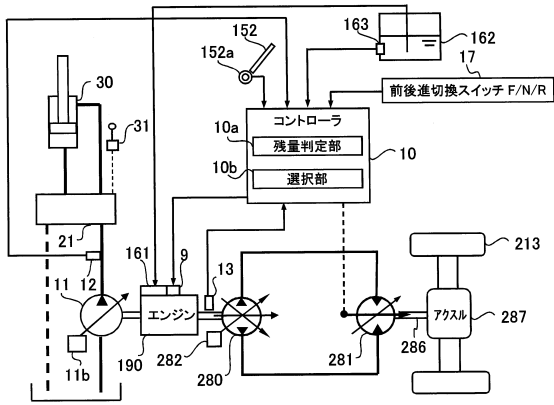
【図8】

【図8】



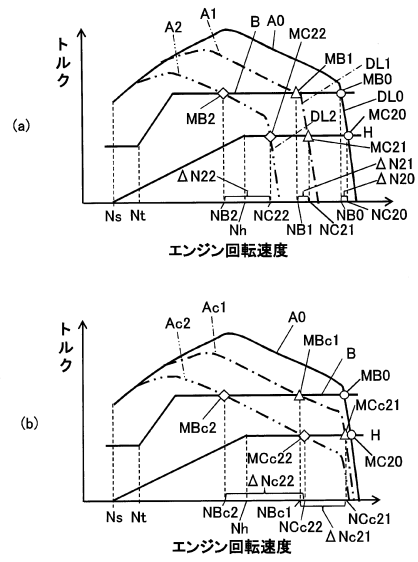
【図9】

【図9】



【図10】

【図10】



---

フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I  
E 0 2 F 9/22 R

- (72)発明者 田中 哲二  
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 原 克太  
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 大内 達朗  
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

審査官 石川 貴志

- (56)参考文献 特開2007-321671(JP,A)  
特開2010-043712(JP,A)  
特開2009-127521(JP,A)  
特開2013-160104(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F 0 1 N 3 / 0 8  
F 0 2 D 2 9 / 0 0