

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5508324号
(P5508324)

(45) 発行日 平成26年5月28日 (2014. 5. 28)

(24) 登録日 平成26年3月28日 (2014. 3. 28)

(51) Int. Cl. F I
 F O 2 D 29/00 (2006. 01) F O 2 D 29/00 B
 F O 2 D 29/04 (2006. 01) F O 2 D 29/04 H

請求項の数 1 (全 15 頁)

| | | | |
|-----------|-------------------------------|-----------|--|
| (21) 出願番号 | 特願2011-61175 (P2011-61175) | (73) 特許権者 | 000005522 日立建機株式会社 東京都文京区後楽二丁目5番1号 |
| (22) 出願日 | 平成23年3月18日 (2011. 3. 18) | (73) 特許権者 | 509241041 株式会社KCM 兵庫県加古郡稲美町岡2680番地 |
| (65) 公開番号 | 特開2012-197696 (P2012-197696A) | (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24年10月18日 (2012. 10. 18) | (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 |
| 審査請求日 | 平成25年4月22日 (2013. 4. 22) | (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 |

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 作業車両の駆動制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

作業車両の駆動制御を司るコントローラと、
 前記コントローラにエンジン負荷率信号を出力するエンジン負荷率検出手段と、
 前記コントローラに作業車両の前後進切換信号を出力する前後進指令手段と、
 前記コントローラにアクセルペダルの操作量に応じたアクセルペダル信号を出力するアクセル操作量検出手段と、
 前記コントローラに作業車両の車速信号を出力する車速検出手段と
 を備えた作業車両の駆動制御装置において、
 前記コントローラは、前記前後進指令手段からの前後進切換信号を受信したか否かの判定
 と、前記車速検出手段により検出された前記作業車両の車速が予め記憶された閾値以下で
 あるか否かの判定を行い、前記前後進切換信号を受信したと判定し、かつ前記作業車両の
 車速が前記予め記憶された閾値以下であると判定した場合、前記アクセルペダル信号に応
 じて設定される目標エンジン回転速度に、前記エンジン負荷率検出手段から取り込まれる
 エンジン負荷率に応じて設定したエンスト防止用の目標エンジン回転速度の増分を加えた
 目標エンジン回転速度指令を前記エンジンに付与する構成になっていて、
前記エンジン負荷率検出手段から取り込まれるエンジン負荷率に関しては、第1及び第2
 の設定値を設定し、前記エンジン負荷率検出手段から取り込まれるエンジン負荷率が前記
 第1の設定値未満である場合には、前記目標エンジン回転速度の増分を一定値とし、前記
 第1の設定値以上前記第2の設定値以下である場合には、前記エンジン負荷率が高いほど

10

20

前記目標エンジン回転速度の増分を大きく設定することを特徴とする作業車両の駆動制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、作業車両の駆動制御装置に係り、特に、排ガス規制に対応して燃料噴射量が絞り込まれたエンジンを搭載した作業車両に好適なエンスト防止手段に関する。

【背景技術】

【0002】

ホイールローダ等の作業車両も、排ガス規制の対象となっており、燃料噴射量を絞り込んで排ガス規制に対応できるようにしたエンジンを搭載した作業車両が従来知られている。排ガス規制対応型のエンジンは、所謂粘りがなく、大きな負荷を受けたときにエンストしやすい。特に、トルクコンバータ（以下、「トルコン」と略称する）駆動方式のホイールローダのように、エンジンの出力トルクをトルコンを介してトランスミッションに伝達し、走行駆動力を発生するようにしたトルコン駆動方式の作業車両においては、その作業特性上、アクセルペダルが踏みこまれていない状態でもエンジンに高負荷がかかりやすいので、エンストを起こしやすい。

【0003】

例えば、前後進指令手段により前進走行を選択して登坂走行している際にアクセルペダルを戻し操作すると、走行駆動力が減少して作業車両が自重により逆走することがある。また、ホイールローダの運転方法として、前進走行中に前後進指令手段を操作して後進走行を選択したり、後進走行中に前後進指令手段を操作して前進走行を選択し、アクセルペダルの踏み込み量を調整することでブレーキペダルを操作することなくブレーキ力を調整することがしばしば行われる。このような状況においては、自重又は慣性力による負荷がタイヤ、トランスミッション及びトルコンを介してエンジンに作用するので、アクセルペダルを戻し操作した場合には、エンジンの出力トルクがエンジンに作用する負荷よりも低下し、最悪の場合にはエンストする。

【0004】

さらに、トルコン駆動方式の作業車両は、エンジンによって油圧ポンプを駆動し、該油圧ポンプから吐出される圧油のエネルギーで、ステアリング機構やローダ等のフロント作業機を駆動するので、ステアリング機構の操作やフロント作業機の駆動もエンジンの負荷となり、例えばエンジンの目標回転速度がローアイドル回転速度に設定されている場合において「ステアリングを切りながらローダを持ち上げる」という高油圧負荷作業を行った場合、更にエンストしやすくなる。このような問題は、燃料噴射量を絞り込んだ排ガス規制対応型のエンジンを搭載した作業車両において特に顕著になる。

【0005】

従来、車載エンジンのエンスト防止技術としては、作業車両が逆走状態にあるのか非逆走状態にあるのかを判定し、逆走状態にあるときには非逆走状態のときよりもエンジン回転速度を自動的に高くする技術が提案されている（例えば、特許文献1参照。）。また、エンジン回転速度を検出し、エンジン回転速度が所定のしきい値以下に低下したと判定した場合に、エンジンにより駆動される可変容量型油圧ポンプの吸収トルクを自動的に低下させる技術も提案されている（例えば、特許文献2参照。）。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献1】特開2010-180850号公報

【特許文献2】特開2009-197805号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

10

20

30

40

50

しかしながら、特許文献 1 に記載の作業車両の原動機制御装置は、作業車両が逆走状態であると判定した場合に、目標エンジン回転速度を増加してエンストを防止する構成であるので、走行中に前後進指令手段を操作して前進走行から後進走行に又は後進走行から前進走行に切り換えられた場合のようにエンジン負荷が急激に増加した場合には、エンストを防止することが困難である。また、特許文献 1 に記載の作業車両の原動機制御装置は、エンジンに実際に作用している負荷の大きさに拘わりなく、目標エンジン回転速度を一律に増加してエンストを防止する構成であるので、エンジン負荷が増分を加えた目標エンジン回転速度に応じたエンジントルクよりも過大にある場合には、エンストを防止することができないし、車載エンジンに作用するあらゆる負荷状態を考慮して、如何なる場合にもエンストしないように目標エンジン回転速度の増分を高めに設定した場合には、無駄な燃料消費が増えて、排ガス規制の趣旨に反することになる。

10

【 0 0 0 8 】

また、特許文献 2 に記載の作業車両のエンジン負荷制御装置は、作業車両に作用する油圧負荷によりエンジン回転速度が閾値以下に低下した場合に、可変容量型油圧ポンプの吸収トルクを低下させ、エンストを防止する構成であるので、油圧負荷の増加と同時に走行中の前後進切換が行われた場合にエンストを防止することが困難である。

【 0 0 0 9 】

本発明は、このような従来技術の問題点に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、車載エンジンに大きな負荷が急激に作用した場合にもエンストを確実に防止できて、対環境性能にも優れる作業車両の駆動制御装置を提供することにある。

20

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 0 】

本発明は、前記の課題を解決するため、作業車両の駆動制御を司るコントローラと、前記コントローラにエンジン負荷率信号を出力するエンジン負荷率検出手段と、前記コントローラに作業車両の前後進切換信号を出力する前後進指令手段と、前記コントローラにアクセルペダルの操作量に応じたアクセルペダル信号を出力するアクセル操作量検出手段と、前記コントローラに作業車両の車速信号を出力する車速検出手段とを備えた作業車両の駆動制御装置において、前記コントローラは、前記前後進指令手段からの前後進切換信号を受信したか否かの判定と、前記車速検出手段により検出された前記作業車両の車速が予め記憶された閾値以下であるか否かの判定を行い、前記前後進切換信号を受信したと判定し、かつ前記作業車両の車速が前記予め記憶された閾値以下であると判定した場合、前記アクセルペダル信号に応じて設定される目標エンジン回転速度に、前記エンジン負荷率検出手段から取り込まれるエンジン負荷率に応じて設定したエンスト防止用の目標エンジン回転速度の増分を加えた目標エンジン回転速度指令を前記エンジンに付与する構成になっている、前記エンジン負荷率検出手段から取り込まれるエンジン負荷率に関しては、第 1 及び第 2 の設定値を設定し、前記エンジン負荷率検出手段から取り込まれるエンジン負荷率が前記第 1 の設定値未満である場合には、前記目標エンジン回転速度の増分を一定値とし、前記第 1 の設定値以上前記第 2 の設定値以下である場合には、前記エンジン負荷率が高いほど前記目標エンジン回転速度の増分を大きく設定することを特徴とする。

30

【 0 0 1 1 】

上述のように、走行中に前後進の切換操作が行われた場合、エンジン負荷が急激に増加するので、作業車両の車速が低速でエンジンに与えられる目標エンジン回転速度が低い場合には、エンストを起こしやすくなる。そこで、このようなエンジンの負荷状況においては、アクセルペダルの操作量に応じて設定される目標エンジン回転速度にエンスト防止用の目標エンジン回転速度の増分を加えた目標エンジン回転速度指令をエンジンに出力することにより、エンジントルクをエンジン負荷トルクよりも大きくすることができるので、排ガス規制対応型のエンジンについてもエンストを確実に防止することができる。

40

この場合において、エンジンに実際に作用している負荷の大きさに拘わりなく目標エンジン回転速度を一律に増加するのではなく、目標エンジン回転速度の増分をエンジン負荷率検出手段から取り込まれるエンジン負荷率に応じて設定すると、エンジン負荷が増分を

50

加えた目標エンジン回転速度に応じたエンジントルクよりも過大になるということがないので、エンストを確実に防止することができる。また、車載エンジンに作用するあらゆる負荷状態を考慮して、如何なる場合にもエンストしないように目標エンジン回転速度の増分を高め設定する必要もないので、無駄な燃料消費を抑制することができる。

さらに、実験又はシミュレーションによると、エンジン負荷が比較的低い場合には、目標エンジン回転速度の増分を厳密に制御しなくても、エンストを防止できる。これに対して、エンジン負荷が比較的高い場合には、エンジン負荷率が高いほど目標エンジン回転速度の増分を大きく設定しないと、エンストを起こしやすくなる。そこで、エンジン負荷率に第1及び第2の設定値を設定し、エンジン負荷率が第1の設定値未満である場合には、目標エンジン回転速度の増分を一定値とし、第1の設定値以上第2の設定値以下である場合には、エンジン負荷率が高いほど目標エンジン回転速度の増分を大きく設定することによって、エンストを確実に防止できると共に、燃料消費量のより大幅な削減を図ることができる。

10

【発明の効果】

【0018】

本発明は、前後進指令手段からの前後進指令を受信したと判定し、かつ作業車両の車速が予め記憶された閾値以下であると判定した場合に、アクセルペダルの操作量に応じて設定される目標エンジン回転速度にエンスト防止用の目標エンジン回転速度の増分を加えた目標エンジン回転速度指令をエンジンに付与するので、エンジントルクを常にエンジン負荷トルクよりも大きくすることができ、燃料噴射量が絞り込まれた排ガス規制対応型のエンジンについてもエンストを確実に防止することができる。

20

【0019】

また本発明は、前後進指令手段からの前後進指令を受信したと判定し、アクセルペダル信号がアクセルペダル非操作時の信号であると判定し、かつエンジンの実回転速度が予め記憶された閾値以下であると判定した場合に、吸収トルク制御手段に可変容量型油圧ポンプの吸収トルクを最小にする吸収トルク指令を出力するので、エンジン負荷トルクを下げることができ、燃料噴射量が絞り込まれた排ガス規制対応型のエンジンについてもエンストを確実に防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【0020】

【図1】実施形態に係る作業車両の外観構成図である。

【図2】実施形態に係る作業車両の制御ブロック図である。

【図3】通常走行時におけるアクセルペダルの操作量と目標エンジン回転速度との関係を示す図である。

【図4】トルク速度比とトルク比の関係を示す図である。

【図5】逆走時において作業車両に作用する力の説明図である。

【図6】エンジン負荷率とエンジン回転速度の増分との関係を示す図である。

【図7】エンジン出力トルク特性を示す図である。

【図8】エンジン負荷に応じたエンジン回転速度の制御手順を示すフローチャートである。

40

【図9】エンジン回転数とエンジントルクとエンジン負荷との関係を示す図である。

【図10】エンジン負荷に応じたポンプトルクの制御手順を示すフローチャートである。

【図11】実エンジン回転速度と目標ポンプトルクとの関係を示す図である。

【図12】吸収トルク変更手段の構成図である。

【発明を実施するための形態】

【0021】

以下、実施形態に係る作業車両の駆動制御装置を、ホイールローダの駆動制御装置を例にとり、図を参照しながら説明する。

【0022】

本例の駆動制御装置が適用されるホイールローダ1は、図1に示すように、キャブ2を

50

備えた後部車体 3 と、連結ピン 4 を介して後部車体 3 の前方側（ホイールローダ 1 の前進側）に連結された前部車体 5 と、これら後部車体 3 及び前部車体 5 に設けられた車輪 6, 7 と、前部車体 5 の前方部分に取り付けられたフロント作業機 8 とから主に構成されている。前部車体 5 は、連結ピン 4 を中心として、後部車体 3 に対して左右方向に屈曲可能であるように構成されている。したがって、ホイールローダ 1 は、走行中にキャブ 2 内に備えられた図示しないステアリング装置を操作し、前部車体 5 を後部車体 3 に対して左方向又は右方向に屈曲させることにより、進行方向を変更することができる。

【 0 0 2 3 】

フロント作業機 8 は、一端が連結ピン 10 を介して前部車体 5 に連結されたアーム 11 と、連結ピン 12 を介してアーム 11 の先端部に取り付けられたバケット 13 と、連結ピン 14, 15 を介して両端部が前部車体 5 とアーム 11 とに連結されたリフトシリンダ 16 と、連結ピン 17 を介してアーム 11 に揺動可能に連結されたベルクランク 18 と、一端がベルクランク 18 に連結され、他端がバケット 13 に連結されたリンク部材 19 と、連結ピン 20, 21 を介して両端部が前部車体 5 とベルクランク 18 とに連結されたバケット傾斜シリンダ 22 とから構成される。なお、本例においては、アーム 11、連結ピン 12, 14, 15 及びリフトシリンダ 16 がそれぞれ 1 つずつしか備えられていないが、実機においては、これらの各部材がバケット 13 の左右に一組ずつ備えられる。

【 0 0 2 4 】

リフトシリンダ 16 及びバケット傾斜シリンダ 22 は、可変容量型油圧ポンプ 35（図 2 参照）から吐出される作動油により駆動される。リフトシリンダ 16 を伸張させると、アーム 11 及びバケット 13 が上昇し、リフトシリンダ 16 を収縮させると、アーム 11 及びバケット 13 が下降する。リフトシリンダ 16 の伸張・収縮、つまりアーム 11 及びバケット 13 の上昇・下降は、キャブ 2 内に備えられた操作レバー等の操作機器を操作することにより行うことができる。また、バケット傾斜シリンダ 22 を伸張させると、バケット 13 が上向きに回転し、バケット傾斜シリンダ 22 を収縮させると、バケット 13 が下向きに回転する。バケット傾斜シリンダ 22 の伸張・収縮、つまりバケット 13 の上向き回転・下向き回転も、キャブ 2 内に備えられた操作レバー等の操作機器を操作することにより行うことができる。

【 0 0 2 5 】

後部車体 3 には、図 2 に示すように、エンジン 31 と、エンジン 31 の駆動力を後輪 6 及び前輪 7 に伝達するトルコン 32、トランスミッション 33 及びアクスル装置 34 と、エンジン 31 により駆動される可変容量型油圧ポンプ 35 と、可変容量型油圧ポンプ 35 の吸収トルクを変更する吸収トルク変更手段 35a と、可変容量型油圧ポンプ 35 から吐出される作動油により駆動されるリフトシリンダ 16 及びバケット傾斜シリンダ 22（図 1 参照）とが搭載されている。また、後部車体 3 のキャブ 2 内には、エンジン 31 及び可変容量型油圧ポンプ 35 を含むホイールローダ 1 の駆動制御全体を司るメインコントローラ 36 と、メインコントローラ 36 から出力される制御信号に基づいてエンジン 31 の駆動制御を行うエンジンコントローラ 37 と、アクセルペダル 38 と、アクセルペダル 38 の操作量に応じた信号を出力するアクセル操作量検出手段 39 と、ホイールローダ 1 の前後進切換を指令する前後進指令手段 40 が備えられる。

【 0 0 2 6 】

メインコントローラ 36 には、エンジンコントローラ 37 を通して、エンジン 31 の燃料噴射装置内に備えられたラックセンサ（エンジン負荷率検出手段）41 から出力されるエンジン負荷率信号 s1 が取り込まれる。また、メインコントローラ 36 には、アクセル操作量検出手段 39 から出力されるアクセル操作量信号 s2、前後進指令手段 40 から出力されるホイールローダ 1 の前後進切換信号 s3、車速センサ（車速検出手段）42 から出力される車速信号 s4 及び車両進行方向信号 s5、エンジン回転速度センサ（エンジン回転速度検出手段）43 から出力されるエンジン 31 の実回転速度信号 s6、及びトルコンタービン回転センサ（トルコンタービン回転検出手段）44 から出力されるトルコン出力軸の回転速度信号 s7 が取り込まれる。なお、車両進行方向信号 s5 は、トルコンター

10

20

30

40

50

ピン回転センサ 4 4 によっても検出可能である。

【 0 0 2 7 】

メインコントローラ 3 6 は、CPU, 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ており、アクセルペダル 3 8 の操作量及びエンジン 3 1 の負荷状態に応じた目標エンジン回転速度指令 i_1 をエンジンコントローラ 3 7 に出力し、エンジンコントローラ 3 7 を通じてエンジン 3 1 の回転速度が目標エンジン回転速度になるように制御する。また、メインコントローラ 3 6 は、吸収トルク変更指令 i_2 を吸収トルク変更手段 3 5 a に出力し、可変容量型油圧ポンプ 3 5 の吸収トルクをエンジン 3 1 の負荷状態に応じた所要の値に変更する。これらの各制御の詳細については、以下に順次説明する。

10

【 0 0 2 8 】

まず、アクセルペダル 3 8 の操作量及びエンジン 3 1 の負荷状態に応じたエンジン回転速度の制御について説明すると、エンジン 3 1 に過負荷が作用していない通常走行時には、図 3 に示すように、目標エンジン回転速度 N_a はアクセルペダル 3 8 の操作量に応じて設定されており、ペダル非操作時の目標エンジン回転速度 N_a (ローアイドル) は最小値 N_{min} に設定され、ペダル操作量の増加に伴い目標エンジン回転速度 N_a は増加する。ペダル最大踏み込み時の目標エンジン回転速度 N_a は最大値 N_{max} となる。しかしながら、ホイールローダ 1 が自重により逆走した場合、前進走行中に前後進指令手段 4 0 により後進走行が選択された場合、後進走行中に前後進指令手段 4 0 により前進走行が選択された場合には、トルコン 3 2 の入力軸と出力軸の回転方向が逆方向になるので、エンジン 3 1 に大きな負荷が作用し、エンストを起こしやすくなる。特に、前後進指令手段 4 0 の切替時には、エンジン 3 1 に大きな負荷が急激に作用するので、よりエンストを起こしやすくなる。

20

【 0 0 2 9 】

即ち、トルコン 3 2 は入力トルク T_{in} に対し出力トルク T_{out} を増大させる機能、つまりトルク比 $T_r (= T_{out} / T_{in})$ を 1 以上とする機能を有する。トルク比 T_r は、トルコン 3 2 の入力軸と出力軸の回転速度の比であるトルコン速度比 e (出力回転速度 N_t / 入力回転速度 N_i) に応じて変化する。トルコン速度比 e は、トルコン 3 2 の入力軸と出力軸の回転方向が同一の場合には正の値となり、入力軸と出力軸の回転方向が異なる場合には負の値となる。

30

【 0 0 3 0 】

図 4 は、トルコン速度比 e とトルク比 T_r の関係を示す図である。図中、トルコン速度比 e が正の領域では、速度比 e の増加に伴いトルク比 T_r が小さくなり、速度比 e が 1 のとき、トルク比 T_r は 0 となる。一方、トルコン速度比 e が負の領域では、速度比 e が 0 から e_a の範囲で速度比 e の減少に伴いトルク比 T_r が増加し、速度比 e が e_a より小さい範囲では速度比 e の減少に伴いトルク比 T_r が減少する。

【 0 0 3 1 】

以下、逆走時を例にとり、トルコン 3 2 の入力トルクを説明する。但し、以下の計算においては、図 5 に示すように、車両の重量を W 、坂道の勾配を θ 、自重により坂道勾配を下り落ちようとする力(タイヤ 6 を回す力)を F とする。さらに、タイヤ 6 の転がり半径を R 、タイヤ 6 の転がり抵抗を μ 、トランスミッション 3 3 とアクスル装置 3 4 との間のトータルギア比を G_i 、タイヤ 6, 7 とトランスミッション 3 3 との間の機械効率を η とする。

40

【 0 0 3 2 】

このとき、自重による力 F 及びトルコン 3 2 の出力トルク T_{out} は、それぞれ下記の (1) 式及び (2) 式ようになる。

【 0 0 3 3 】

$$F = W \times (\sin \theta - \mu \times \cos \theta) \cdots (1)$$

$$T_{out} = F \times R \times \eta / G_i \cdots (2)$$

上記の (1) 式及び (2) 式より、トルコン 3 2 の入力トルク T_{in} は、下記の (3) 式

50

のようになる。

【0034】

$$T_{in} = T_{out} / T_r = F \times R_x / (G_i \times T_r) \\ = W \times (\sin \theta - \mu \times \cos \theta) \times R_x / (G_i \times T_r) \cdots (3)$$

この(3)式から明らかなように、車両の自重Wが重いほど、勾配角度θが大きいほど、トルク比T_rが小さいほど、入力トルクT_{in}が増大する。入力トルクT_{in}がエンジン出力T_eを上回ると(T_e < T_{in})、エンストを生じることになる。

【0035】

本実施形態では、トルコン32の入力軸と出力軸の回転方向が逆方向になった場合におけるエンストを防止するため、メインコントローラ36は、アクセルペダル38の操作量に
10
に応じて設定された目標エンジン回転速度N_a(図3参照)に、エンジンコントローラ37から取り込まれるエンジン負荷率信号に応じた目標エンジン回転速度の増分ΔN(図6参照)を加えて、エンジンコントローラ37に出力する。図6の例では、目標エンジン回転速度の増分ΔNを一定の値とするのではなく、エンジンコントローラ37から取り込まれるエンジン負荷率に関して第1及び第2の設定値L₁、L₂を設定し、エンジンコントローラ37から取り込まれるエンジン負荷率が第1の設定値L₁未満である場合には、前記目標エンジン回転速度の増分を一定値とし、前記第1の設定値L₁以上前記第2の設定値L₂以下である場合には、エンジン負荷率が高いほど前記目標エンジン回転速度の増分を大きく設定している。

【0036】

このように、アクセルペダル38の操作量に応じた目標エンジン回転速度N_aと、エンジン負荷率信号に応じたエンジン回転速度の増分ΔNとの加算値を、目標エンジン回転速度としてエンジン31の回転速度を制御すると、図7に示すように、通常走行時にはエンジン出力トルクT_eの特性は図の実線に示すようになるのに対して、逆走時には目標エンジン回転速度N_aが増分ΔNだけ増大するため、エンジン出力トルクT_eの特性は図の点線に示すように右側にシフトする。これによりエンジン出力トルクがT₁からT₂へと増大し、エンストを防止できる。

【0037】

以下、図8を用いて、本実施形態に係るメインコントローラ36のCPUで実行される処理の一例を説明する。図8のフローチャートに示す処理は、例えばエンジンキースイッチのオン操作により開始される。ステップS1では、図2に示した各種センサ39、41~44及びスイッチ40からの信号を読み込む。ステップS2では、予め記憶された図3の特性に基づき、アクセル操作量検出手段39により検出されたペダル操作量に対応する目標エンジン回転速度N_aを演算する。
30

【0038】

ステップS3では、前後進指令手段40から出力される前後進切換信号s₃に基づいて前後進指令手段40がニュートラル位置にないか否かを判定する。ステップS3で、前後進指令手段40がニュートラル位置にないと判定したとき(Yes)は、ステップS4に移行し、ホイールローダ1の車速が予め記憶された基準値以下であるか否かを判定する。ステップS4で、ホイールローダ1の車速が基準値以下であると判定したとき(Yes)は、ステップS5に移行し、前後進指令手段40から出力される前後進切換信号s₃に基づいて、前後進指令手段40が切換操作されたか否かの判定を行うと共に、エンジン回転速度センサ43から出力されるエンジン31の実回転速度信号s₆及びトルコンタービン回転センサ44から出力されるトルコン出力軸の回転速度信号s₇に基づいて、速度比e_{1.2}か否かを判定し、ホイールローダ1が逆走状態か否かを判定する。
40

【0039】

ステップS5で、前後進指令手段40が切換操作されたと判定した場合、若しくはホイールローダ1が逆走状態であると判定したとき(Yes)は、ステップS6に移行し、図6の特性線図に基づいてエンジン回転速度の増分ΔNを求める。次いで、ステップS7に移行し、ステップS2で求められたアクセルペダル38の操作量に対応してする目標エン
50

ジン回転速度 N_a に、ステップ S 6 で求められたエンジン回転速度の増分 N を加算する。しかる後に、ステップ S 8 に移行し、ステップ S 7 で求められた $N_a = N_a + N$ を新たな目標エンジン回転速度 N_a として設定し、エンジンコントローラ 37 に目標エンジン回転速度指令 i_1 を与える。

【0040】

ステップ S 3 で前後進指令手段 40 がニュートラル位置にあると判定したとき (N_o)、ステップ S 4 でホイールローダ 1 の車速が基準値以下でないと判定したとき (N_o)、ステップ S 5 で前後進指令手段 40 が切換操作されていないと判定した場合 (N_o)、若しくは速度比 $e < 1.2$ と判定された場合 (N_o) は、それぞれステップ S 8 に移行し、ステップ S 2 で求められたアクセルペダル 38 の操作量に応じた目標エンジン回転速度 N_a に基づいて、エンジン 31 の駆動制御を行う。

10

【0041】

本発明の作業車両の駆動制御装置は、上述のように、アクセルペダル 38 の操作量に対応する目標エンジン回転速度 N_a に、前後進切換等のエンジン負荷の増加に対応する増分 N を加算して、新たな目標エンジン回転速度 N_a とするので、エンジン 31 の出力トルクを増加できて、燃料噴射量が絞り込まれた排ガス規制対応型のエンジンについてもエンストを防止することができる。また、本発明の作業車両の駆動制御装置は、エンジンコントローラ 37 から取り込まれるエンジン負荷率に関して第 1 及び第 2 の設定値 L_1 、 L_2 を設定し、エンジンコントローラ 37 から取り込まれるエンジン負荷率が第 1 の設定値 L_1 未満である場合には、目標エンジン回転速度の増分 N を一定値とし、第 1 の設定値 L_1 以上第 2 の設定値 L_2 以下である場合には、エンジン負荷率が高いほど目標エンジン回転速度の増分 N を大きく設定するので、エンストを確実に防止できると共に、無駄な燃料消費を抑制することができる。

20

【0042】

次に、エンジン負荷が急増した場合における可変容量型油圧ポンプの駆動制御方法について説明する。

【0043】

図 9 に示すように、エンジン回転速度 N は、エンジントルクが最大トルク線で規定される領域内で遷移するように制御される。即ち、アクセルペダル 38 が非操作状態にあるときには、目標エンジン回転速度 N_a としてローアイドル回転速度 N_L が設定され、車輪 6、7 の駆動及び油圧シリンダ 16、22 の駆動等に伴ってエンジン負荷が変動すると、エンジン 31 の出力 T_e とエンジン負荷が釣り合うマッチング点 A が、レギュレーションライン FL 上を移動する。

30

【0044】

エンジン負荷が増加した場合、メインコントローラ 36 はエンジンコントローラ 37 を通じてエンジン 31 に与える目標回転速度指令 i_1 を大きくし、燃料噴射量を増加してエンジン回転速度を上昇させるが、上述したように、走行中に前後進指令手段 40 が切り換えられた場合には、エンジン負荷が急激に増加するので、エンジン回転速度の上昇がエンジン負荷の増加に追従できず、エンストを起こしやすくなる。そこで、本実施形態では、可変容量型油圧ポンプ 35 に吸収トルク変更手段 35a を備え、図 9 に破線で示すようにエンジン負荷が急激に増加した場合、メインコントローラ 36 からの指令により、可変容量型油圧ポンプ 35 の吸収トルクを強制的に最小にする。

40

【0045】

以下、図 10 及び図 11 を用いて、本実施形態に係るメインコントローラ 36 の CPU で実行される処理の一例を説明する。図 10 のフローチャートに示す処理は、例えばエンジンキースイッチのオン操作により開始される。ステップ S 11 では、図 2 に示した各種センサ 39、41 ~ 44 及びスイッチ 40 からの信号を読み込む。ステップ S 12 では、予め記憶された図 11 の特性に基づき、エンジン 31 の実回転速度に応じた目標ポンプトルク P_p を求める。図 11 の例では、エンジン 31 の実回転速度が予め記憶された設定値 N_1 以上 (例えば、950 rpm 以上) であるときに、目標ポンプトルク P_p が最大にな

50

る特性を有している。

【0046】

ステップS13では、アクセル操作量検出手段39から出力されるアクセル操作量信号s2に基づいて、アクセルペダル38が非操作状態にあるか否かを判定する。ステップS13で、アクセルペダル38が非操作状態にあると判定したとき(Yes)は、ステップS14に移行し、エンジン回転速度センサ43から出力されるエンジン31の実回転速度信号に基づいて、エンジン31の実回転速度が予め記憶された設定値N1以上であるか否かを判定する。ステップS14で、エンジン31の実回転速度が設定値N1以上であると判定したとき(Yes)は、ステップS15に移行し、前後進指令手段40から出力される前後進切換信号s3に基づいて、前後進指令手段40が切換操作されたか否かを判定する。

10

【0047】

ステップS15で、前後進指令手段40が切換操作されたと判定したとき(Yes)は、ステップS16に移行し、目標ポンプトルクTpを図11に示す最小値とする。次いで、ステップS17に移行し、目標ポンプトルクTpの示す最小値を新たな目標ポンプトルクTpとして設定し、可変容量型油圧ポンプ35に目標ポンプトルクTpを与える。

【0048】

ステップS13でアクセルペダル38が操作状態であると判定したとき(No)、ステップS14で実エンジン回転速度が設定値N1よりも小さいと判定したとき(No)、ステップS15で前後進指令手段40が切換操作されていないと判定した場合(No)は、それぞれステップS17に移行し、ステップS12で求められた目標ポンプトルクTpに基づいて、可変容量型油圧ポンプ35の駆動制御を行う。

20

【0049】

図12に、吸収トルク変更手段35aの具体例を示す。この図から明らかなように、本実施形態の吸収トルク変更手段35aは、可変容量型油圧ポンプ35の吐出圧PpをPC弁51のパイロットポートに入力して、吐出圧Ppに応じた作動油をサーボ弁52に供給し、サーボ弁52の動作によって可変容量型油圧ポンプ35の斜板傾転角を変更することで、可変容量型油圧ポンプ35の容量を制御する構成になっている。また、PC弁51は、選択作動方式の圧力制御弁をもって構成されており、その電磁パイロットポートには、メインコントローラ36からの吸収トルク変更指令i2が入力される。

30

【0050】

メインコントローラ36から吸収トルク変更指令i2が出力される以前においては、PC弁51は、可変容量型油圧ポンプ35の吐出圧と容量の積が一定トルクを超えないように、可変容量型油圧ポンプ35の斜板傾転角を制御する。一方、メインコントローラ36から吸収トルク変更指令i2が出力された場合、PC弁51は、可変容量型油圧ポンプ35の斜板傾転角を最大とし、可変容量型油圧ポンプ35の吸収トルクを最小にする。これにより、エンジン31のトルクを油圧負荷に合わせて上昇させ、高油圧負荷のマッチング点でマッチングさせることができるので、エンストを防止することができる。

【0051】

なお、前記各実施例においては、作業車両の駆動制御を司るコントローラとして、メインコントローラ36とエンジンコントローラ37とを備えたが、これらを統合した1つのコントローラで作業車両の駆動制御を行うことも勿論可能である。

40

【産業上の利用可能性】

【0052】

本発明は、ホイールローダ等の作業車両の駆動制御装置に利用できる。

【符号の説明】

【0053】

- 1 ホイールローダ
- 2 キャブ
- 3 後部車体

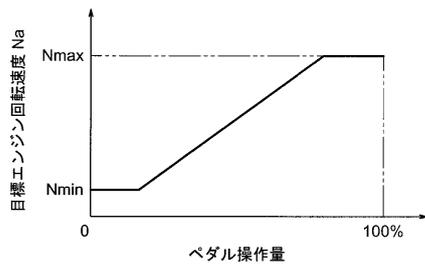
50

- 5 前部車体
- 6, 7 車輪
- 8 フロント作業機
- 16 リフトシリンダ
- 22 バケット傾斜シリンダ
- 31 エンジン
- 32 トルコン
- 33 トランスミッション
- 34 アクスル装置
- 35 可変容量型油圧ポンプ
- 35 a 吸収トルク変更手段
- 36 メインコントローラ
- 37 エンジンコントローラ
- 38 アクセルペダル
- 39 アクセル操作量検出手段
- 40 前後進指令手段
- 41 ラックセンサ
- 42 車速センサ
- 43 エンジン回転速度センサ
- 44 トルコンタービン回転センサ
- 51 P C 弁
- 52 サーボ弁

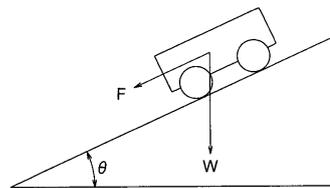
10

20

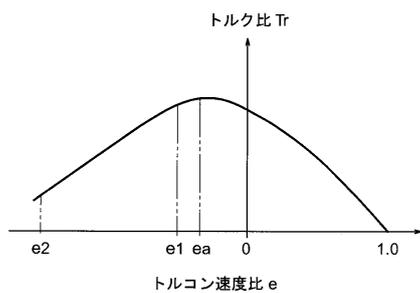
【図3】



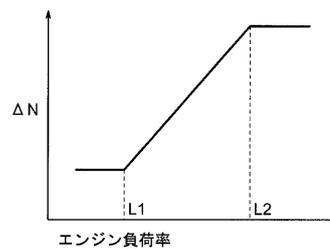
【図5】



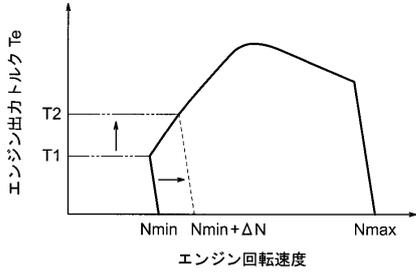
【図4】



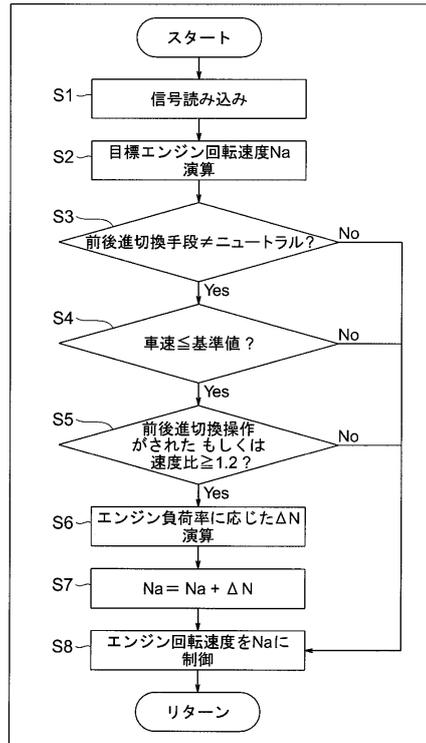
【図6】



【図7】

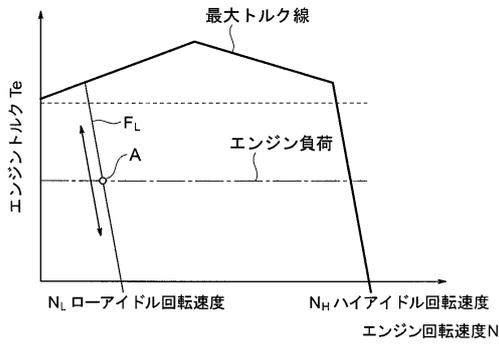


【図8】

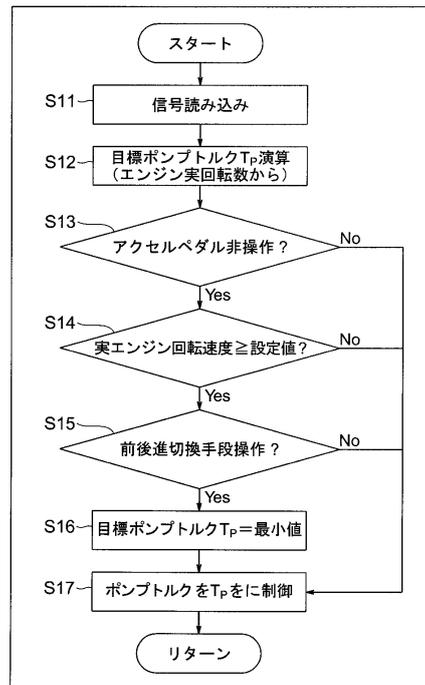


エンジン負荷によるアイドルアップのフローチャート

【図9】

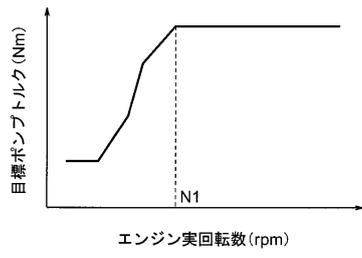


【図10】

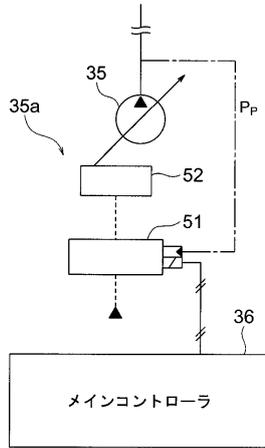


エンジン負荷によるアイドルアップのフローチャート

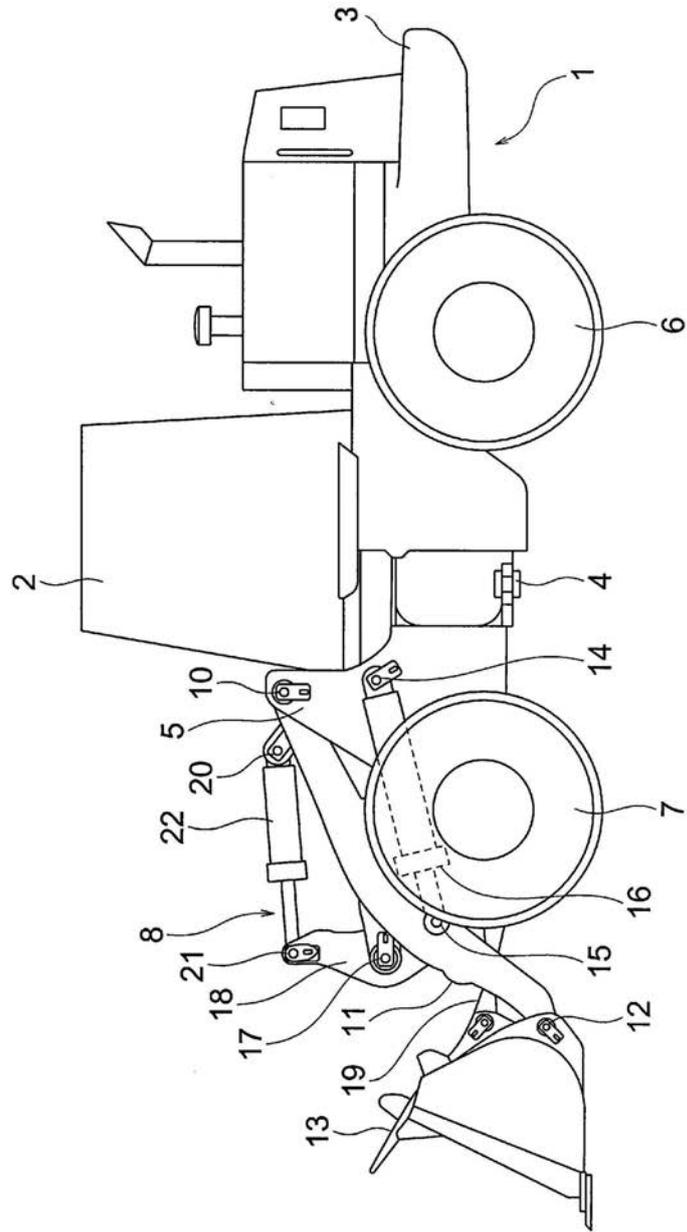
【図11】



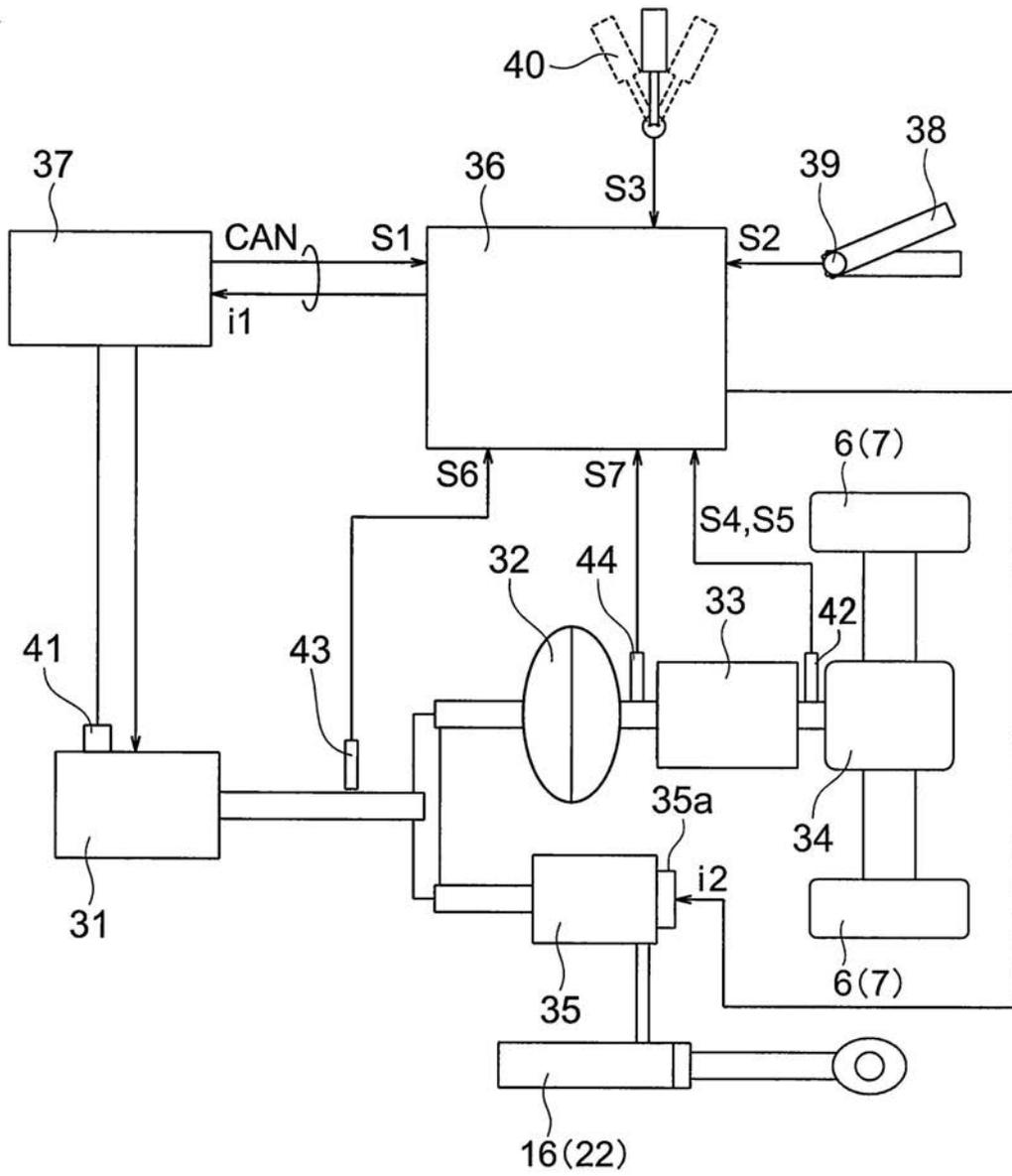
【図12】



【図1】



【図2】



フロントページの続き

(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 菊池 圭吾

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 大山 健

(56)参考文献 特開2010-180850(JP,A)

特開2009-196393(JP,A)

特開2008-223695(JP,A)

特開2009-197805(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02D 29/00 - 29/06