

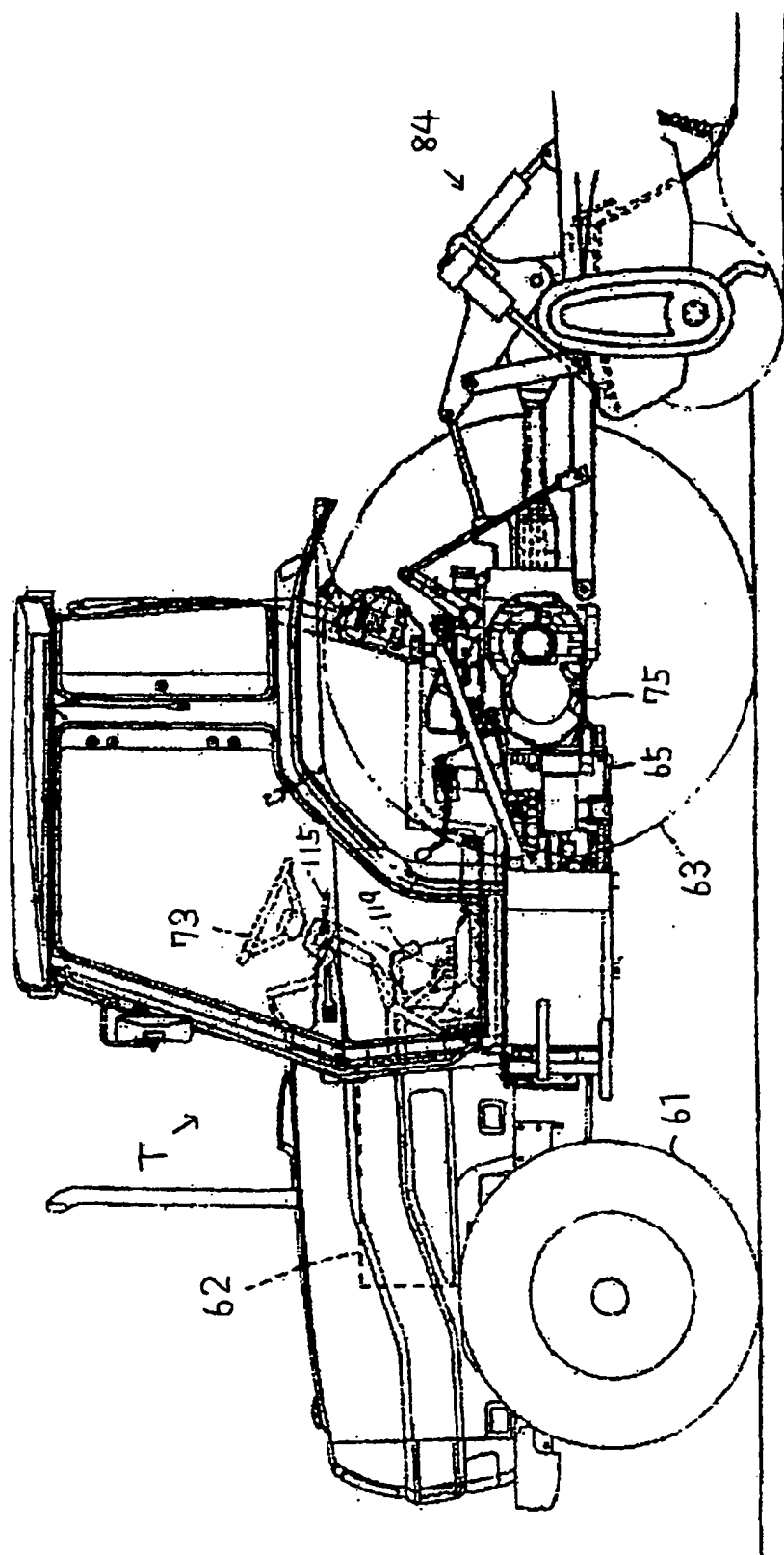


圖 1

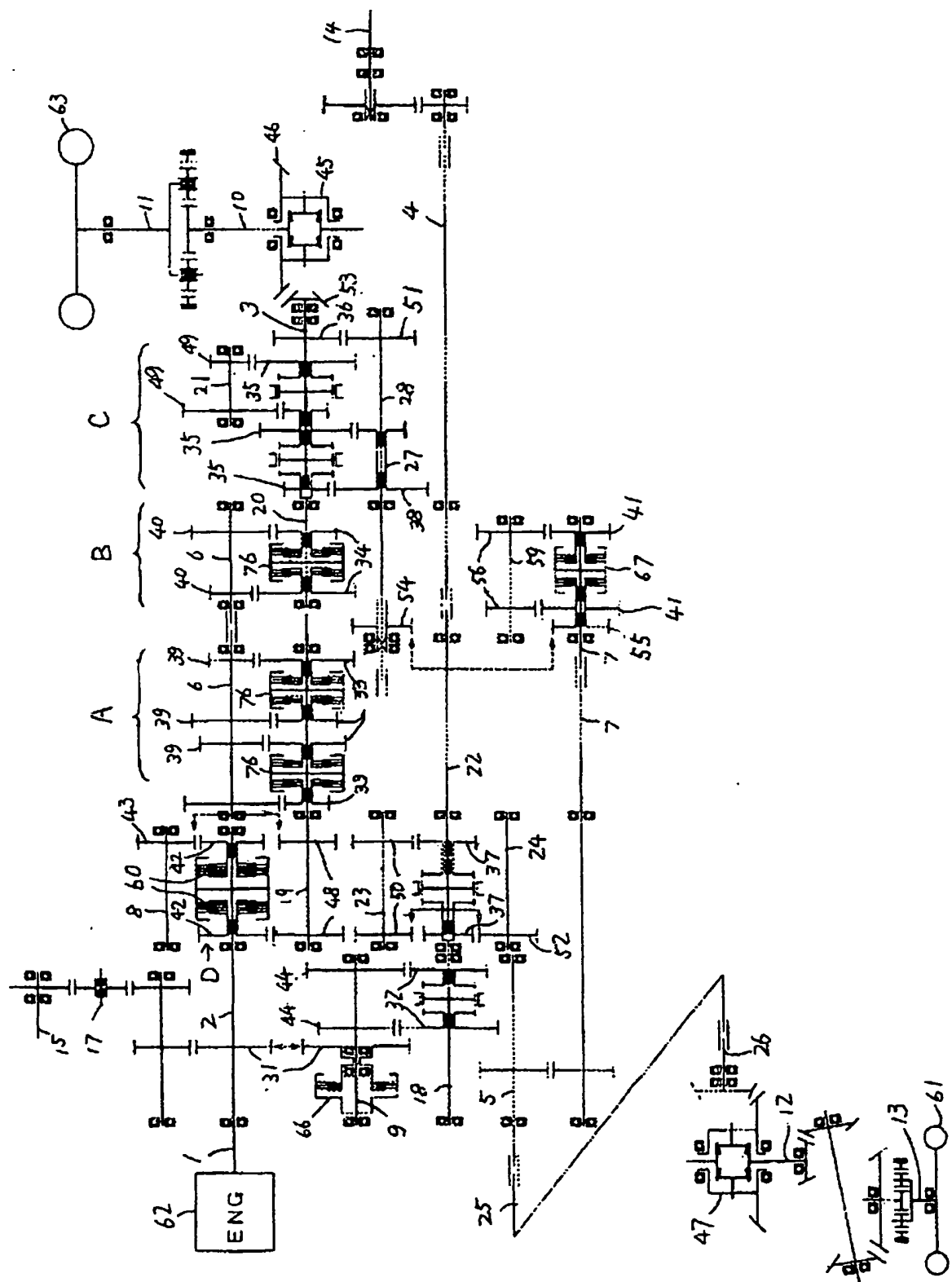


圖 2

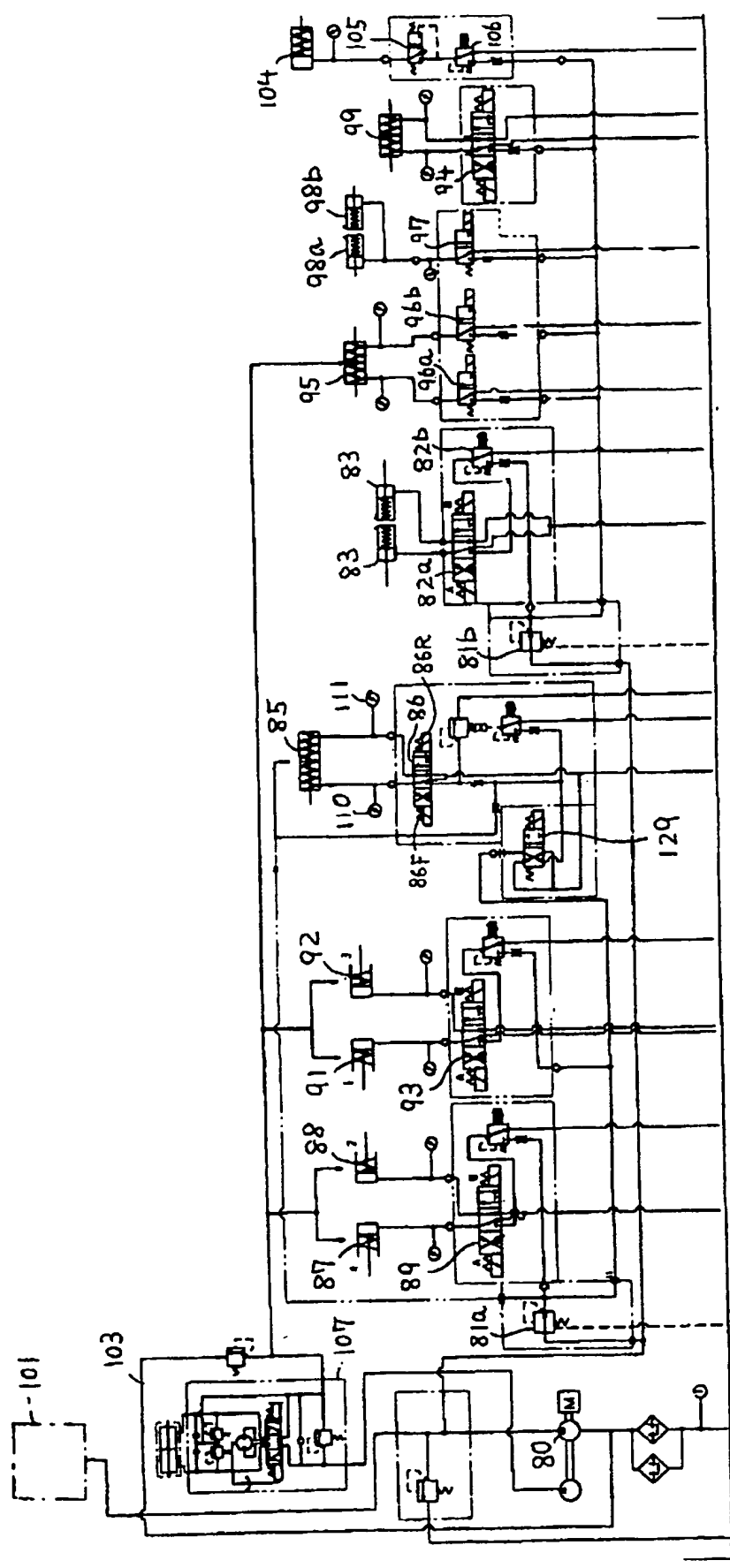


圖 3

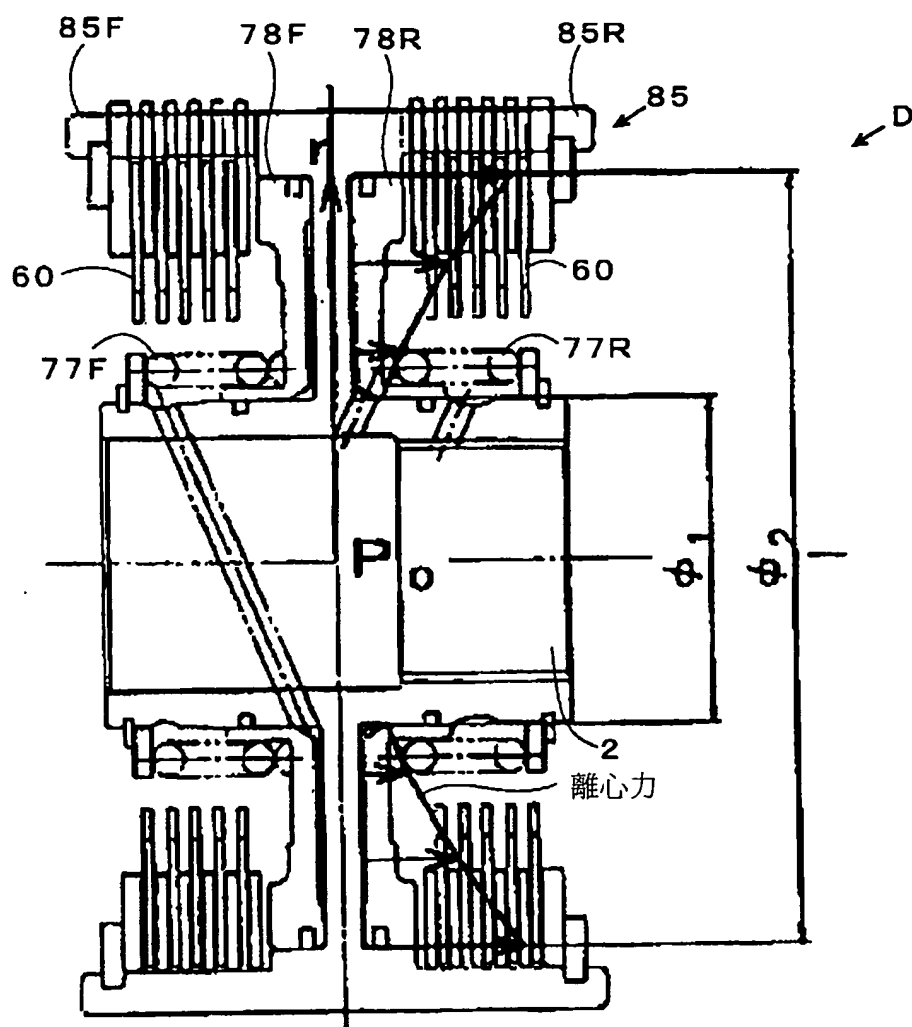


圖 4

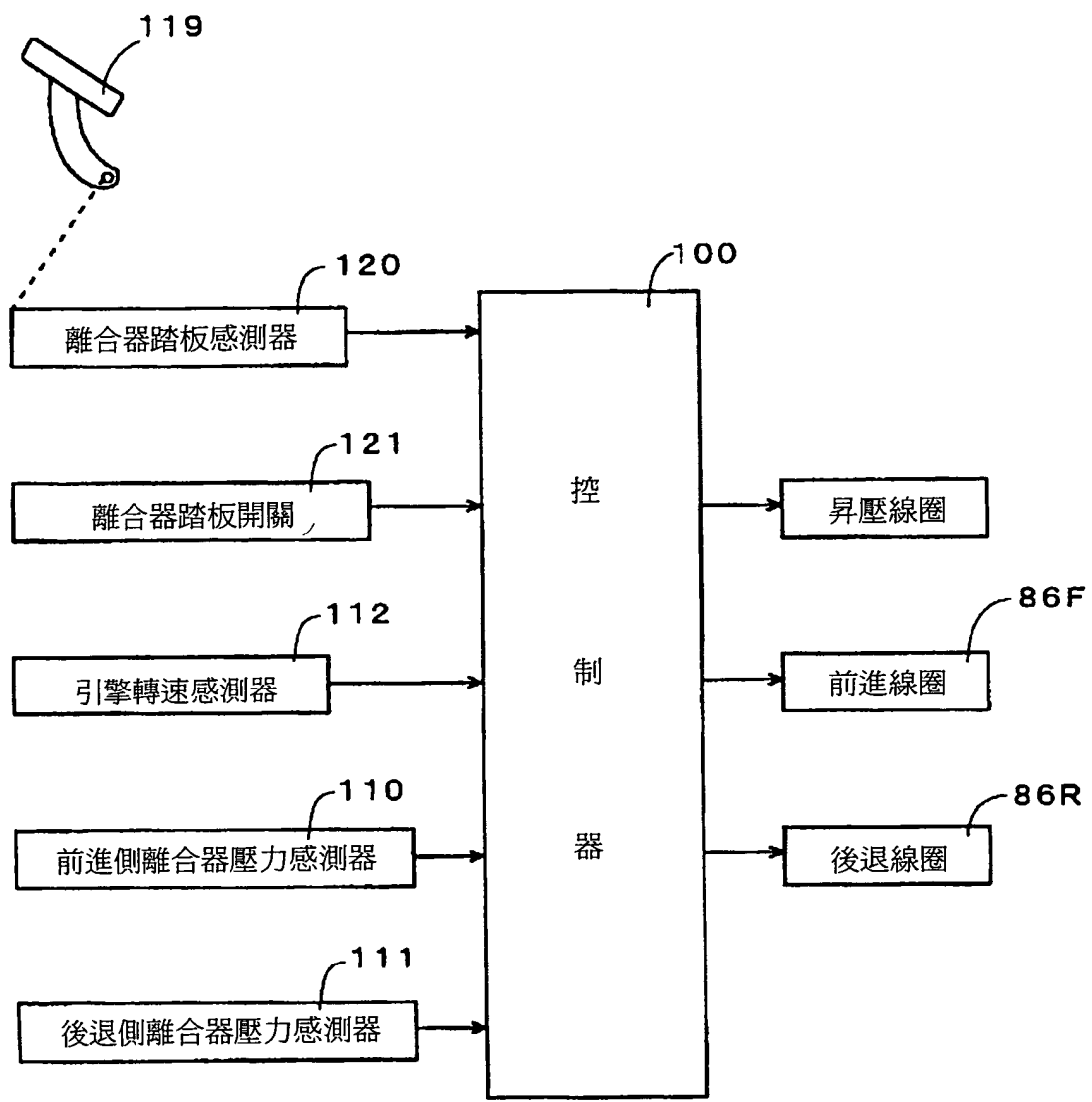


圖 5

圖 6

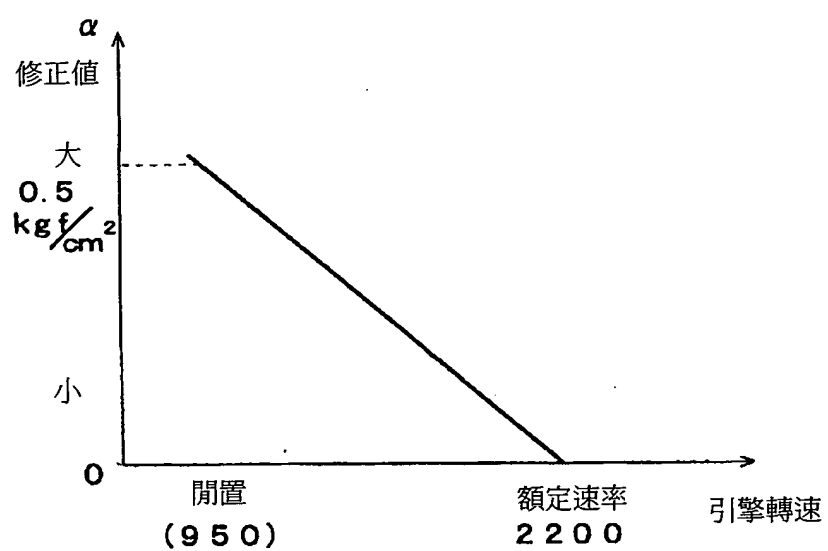
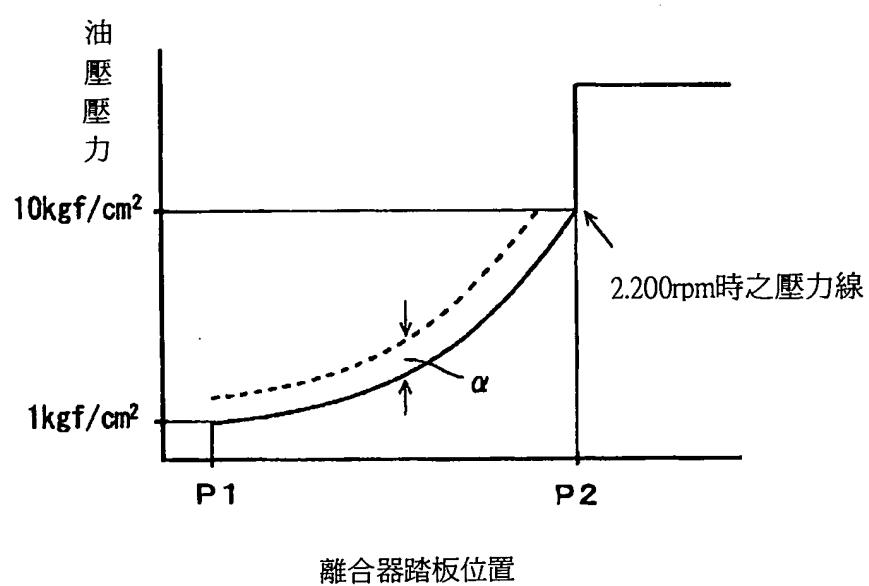


圖 7

PP 年 5 月 21 日修(更)正本

發明專利說明書

公告本

(本說明書格式、順序及粗體字，請勿任意更動，※記號部分請勿填寫)

※ 申請案號：P6133668

※ 申請日期：P6.9.10

※ IPC 分類：B62D 11/08 (2006.01)

一、發明名稱：(中文/英文)

B60T 11/2 (2006.01)

行走車輛

二、申請人：(共 1 人)

姓名或名稱：(中文/英文)

井關農機股份有限公司 / ISEKI & CO., LTD.

代表人：(中文/英文)

中野 弘之 / NAKANO, Hiroyuki

住居所或營業所地址：(中文/英文)

日本愛媛縣松山市馬木町 700 番地

700 Umaki-cho, Matsuyama-shi, Ehime-ken, Japan.

國 籍：(中文/英文)

日本 / Japan

三、發明人：(共 6 人)

姓 名：(中文/英文)

1. 梶野 豊 / KAJINO, YUTAKA

2. 石田 智之 / ISHIDA, TOMOYUKI

3. 小野 弘喜 / ONO, KOUKI

4. 伊藤 志郎 / ITO, SHIRO

5. 上間 健弘 / UEMA, TAKEHIRO

6. 西川 文題 / NISHIKAWA, FUMIAKI

國 籍：(中文/英文)

1.~6. 日本 / Japan

四、聲明事項：

☐ 主張專利法第二十二條第二項 ☐ 第一款或 ☐ 第二款規定之事實，其事實發生日期為： 年 月 日。

☒ 申請前已向下列國家（地區）申請專利：

【格式請依：受理國家（地區）、申請日、申請案號 順序註記】

☒ 有主張專利法第二十七條第一項國際優先權：

日本；2006.09.27.；JP2006-262961

☐ 無主張專利法第二十七條第一項國際優先權：

☐ 主張專利法第二十九條第一項國內優先權：

【格式請依：申請日、申請案號 順序註記】

☐ 主張專利法第三十條生物材料：

☐ 須寄存生物材料者：

國內生物材料 【格式請依：寄存機構、日期、號碼 順序註記】

國外生物材料 【格式請依：寄存國家、機構、日期、號碼 順序註記】

☐ 不須寄存生物材料者：

所屬技術領域中具有通常知識者易於獲得時，不須寄存。

九、發明說明：

【發明所屬之技術領域】

本發明係關於具有在菜園之優良操作性之油壓離合器之油壓控制裝置之作業車輛。

【先前技術】

農業用、建築用、搬運用等之作業車輛具備左右之行走車軸、改變該行走車軸之驅動力之速度之變速裝置，此種變速裝置，係設置切換引擎動力之主離合器與切換車輛進退之反向機構，並於反向機構之傳動下游與再下游分別設置同步嚙合式之主變速裝置、副變速裝置的構成。

於上述作業車輛中，亦有具備油壓離合器兼用為主離合器與進行進退切換之反向機構者，在該車輛中，油壓離合器係與離合器踏板或進退桿之操作連動以控制變速裝置之作動、非作動與前進、後退。

於特開平 7-127668 號公報所揭示之構成，係於與離合器踏板之踩踏連動切換變速裝置之油壓離合器，使油壓離合器啟動所需之離合器踏板之踩踏量越大，流至油壓離合器之活塞作動用之電磁比例控制閥之設定電流便越小，且，在進行從離合器開啟位置到離合器關閉位置之該離合器之返回操作之過程中，離合器之返回操作量越大，對電磁比例控制閥之電流控制便使活塞作動用之設定電流值之電流值逐漸增大。在快速進行離合器踏板之返回操作時，在該踏板之最初操作階段油壓作動狀態相對於該踏板操作容易發生延遲，造成踏板之返回操作過度進行，離合器摩

擦板之劇烈壓接動作造成變速衝擊，上述該構成即係消除此種不良狀況。

[專利文獻 1]日本特開平 7-127668 號公報

【發明內容】

於前述專利文獻 1 之構成中，離合器踏板之返回操作時變速衝擊雖不會發生，但並未考慮到油壓離合器之輸入軸之旋轉產生之離心力會對離合器油壓活塞施加推力，該推力會對離合器踏板操作時操作感造成影響。

本發明之課題在於提供具有於油壓離合器之非連接狀態下，從傳遞力矩大致為 0 之狀態開始作動至使油壓離合器連接之昇壓時，能考慮油壓離合器輸入軸之旋轉而產生之離心力之影響並順利進行昇壓之油壓控制裝置之作業車輛。

本發明之課題係以以下之解決手段解決。

申請專利範圍第 1 項之發明為一種行走車輛，具備：引擎(62)、藉由往離合器汽缸(85)之作動油油壓壓力之調整使引擎(62)動力之連接狀態從非連接狀態連續變化至連接狀態之油壓離合器(D)、以油壓離合器(D)之連接狀態下的動力作動之動力傳遞機構(A, B, C)、供調整作動油之油壓壓力使油壓離合器(D)成為連接狀態或非連接狀態之離合器操作手段(115, 119)、在無油壓壓力作用於油壓離合器(D)之狀態下將彈性力作用於油壓離合器(D)使其成為非連接狀態之回動彈簧(77F, 77R)、以及，油壓控制裝置(100)，在對非連接狀態之油壓離合器(D)施以油壓壓力時，先以既定時間輸出

大於回動彈簧(77F, 77R)之彈性力的油壓壓力，之後輸出與回動彈簧(77F, 77R)之彈性力大致相同的油壓壓力，再逐漸輸出大於回動彈簧(77F, 77R)之彈性力的油壓壓力，使油壓離合器(D)成為連接狀態；其特徵在於：設置以引擎(62)之動力旋轉前述離合器汽缸(85)之輸入軸(2)，並具備油壓控制裝置(100)，係算出因此離合器汽缸(85)之旋轉而產生之離合器汽缸(85)內之作動油的離心力，再根據該離心力所導致之作動油之推力，修正使油壓離合器(D)作動之油壓壓力，並以修正後之油壓壓力使油壓離合器(D)從非連接狀態作動至連接狀態。

利用申請專利範圍第 1 項之發明，在使油壓離合器(D)開啟時，先以既定時間輸出大於回動彈簧(77F, 77R)之彈性力的油壓壓力。之後輸出與回動彈簧(77F, 77R)之彈性力大致相同的油壓壓力，再逐漸輸出大於回動彈簧(77F, 77R)之彈性力的油壓壓力，使油壓離合器(D)成為連接狀態。

此時，由於因該離合器汽缸(85)之旋轉而產生作動油之離心力，故該離心力會作用於使油壓離合器(D)之連接壓力升高之一方。此處，便係根據該離心力所導致之作動油之推力修正油壓離合器(D)之開啟用油壓壓力。

利用申請專利範圍第 1 項之發明，由於在使油壓離合器(D)開啟時，係先以既定時間輸出大於回動彈簧(77F, 77R)之彈性力的油壓壓力，故之後油壓離合器(D)之連接成為良好之感覺。此外，根據因離合器汽缸(85)之旋轉而影響油壓離合器(D)之連接壓力之作動油之離心力調整油壓壓力，可

獲得良好操作感。

【實施方式】

以下說明本發明之實施形態與圖式。

圖 1 為行走車輛之一例之牽引機之左側視圖，圖 2 為圖 1 之牽引機之傳動裝置內之動力傳動圖，圖 3 為圖 2 之動力傳動圖之油壓電路圖，圖 4 為圖 1 之變速裝置之進退動力開關用油壓離合器之構成圖，圖 5 為圖 4 之變速裝置之進退動力開關用油壓離合器之控制方塊圖，圖 6 為顯示踏板踩踏位置與該進退動力開關用油壓離合器之作動壓力之關係之圖，圖 7 為顯示該油壓離合器作動時之離心力造成之補正值 α 與引擎轉速之關係之圖。

圖 1 為本實施例之牽引機之側視圖。

具有乘用四輪驅動之行走形態之牽引機車體 T 係以轉向手柄 73 操縱前輪 61 之方向並行走運轉。於車體 T 之後部裝設有可升降之旋轉耕耘裝置 84 等作業機而能進行對地作業。該車體 T 於前端部透過架設於前軸外箱之引擎托架搭載引擎 62，於該引擎 62 之後側一體連結離合器外箱或傳動箱 65 等，在該傳動箱 65 之最後部設置後軸外箱 75，於左右兩側部軸裝後輪 63。

圖 2 為本實施例之牽引機之動力傳動系統圖。

引擎 62 具有向後側突出之引擎軸 1，並將該引擎軸 1 連結於離合器外箱部之輸入軸 2。透過傳動箱 65 內之傳動機構使後端部之輸出軸 3 及 PTO 軸 14 連動，並使設於傳動箱 65 之下部之前輪輸出軸 5 連動。該輸出軸 3 沿傳動箱 65

內之後部之大致中央部之前後方向被軸支並於後端具有驅動小齒輪 53，與後差速裝置 45 之差速環齒輪 46 咬合，透過行星減速機構將沿後軸外箱軸裝之後差速軸 10 與後輪軸 11 連動。又，前輪輸出軸 5 從傳動箱 65 之下部經過引擎 62 之下部連結於設於前軸外箱之中央部之前差速裝置 47 之輸入軸 26，透過沿該前軸外箱軸裝之前差速軸 12 及行星減速機構等連動至前輪軸 13。另外，從輸入軸 2 至油壓泵 80(圖 3)之動力取出用齒輪驅動軸 15、17 係並列配置於輸入軸 2。

本實施例之傳動裝置係將 PTO 離合器組件 66 設於具有從受引擎軸 1 驅動之輸入軸 2 連動於輸入齒輪 31 之 PTO 副軸變速齒輪 44 之 PTO 副軸 9 上。又於輸入軸 2 設有鬆轉狀態之進退切換用進退切換齒輪 42、42，於後退側之進退切換齒輪 42 有設於與輸入軸 2 並列配置之後副軸 8 之後副軸齒輪 43 與其咬合，於前進側之進退切換齒輪 42 設置固定於主變速軸 19 上之輸入齒輪 48 與在該主變速軸 19 上鬆轉自如地設置之具有 4 個不同有效徑之主變速齒輪 33。該等 4 個主變速齒輪 33 構成為四段變速，藉由離合器組件 76 切換，並將由 4 個主變速齒輪 33 構成之變速裝置稱為主變速裝置 A。

於該主變速軸 19 上，該主變速裝置 A 之 4 個主變速齒輪 33 中有效徑最小之主變速齒輪 33(第 1 速用)與有效徑第 3 小之主變速齒輪 33(第 3 速用)間固定設置離合器組件 76，並於有效徑第 2 小之主變速齒輪 33(第 2 速用)與有效徑最大之主變速齒輪 33(第 4 速用)間固定設置離合器組件 76。

於該 2 個離合器組件 76 分別設有將各主變速齒輪 33 連結為與主變速軸 19 一體旋轉之摩擦離合器。

又，能與進退切換齒輪 42 之前進側齒輪咬合之輸入齒輪 48 與進退切換齒輪 42 之後退側之齒輪一起與後副軸 8 上之後副軸齒輪 43 咬合，將該進退切換齒輪 42 中之前進側齒輪 42 與後退側齒輪 42 藉由前後獨立之摩擦離合器所構成之 2 個進退切換離合器組件 60 之切換擇一與輸入軸 2 一體化，而能切換前進與後退。將包含後述油壓缸 85(圖 3)之該等齒輪 42 與離合器組件 60 等稱為進退離合器 D。

又，在轉向手柄 73 之柱部分設置手動進行進退離合器 D 之切換之進退切換桿 115，離合器踏板 119 係設於手柄柱 73 之下，離合器踏板 121 係設於手柄附近。

於設於與主變速軸 19 同軸心位置之副變速軸 20 設有隨離合器組件 76 切換而改變之有效徑不同之 2 個高低速切換齒輪 34，能將主變速後之驅動力更加減低而於高速與低速間切換。將該能在高速與低速間切換之齒輪組稱為高低變速裝置 B。

於與副變速軸 20 同軸上另外配置有具有有效徑不同之 3 個副變速齒輪 35 之輸出軸 3。輸出軸 3 係以副變速齒輪 35 三段變速之構成。將該可三段變速之齒輪 35 稱為副變速裝置 C。

又，具備與副變速齒輪 35 咬合之潛變副軸齒輪 49 之潛變副軸 21 係設於與輸出軸 3 並列之位置。又，具備與主變速軸 33 或高低切換齒輪 34 等咬合之主變速副軸齒輪 39

及高低速切換齒輪 40 之行走副軸 6 係設於與主變速軸 19 或副變速軸 20 並列之位置，從主變速軸傳動而來之旋轉在主變速齒輪 33 變速，該旋轉依序經過主變速副軸齒輪 39 與高低速切換齒輪 40 傳至設於副變速軸 20 之高低速切換齒輪 34。傳至高低速切換齒輪 34 之動力透過離合器組件 76 與設於副變速軸 20 上之副變速齒輪 35 之變速機構傳至輸出軸 3。

在本實施例之行走動力傳遞系統中，有設置使具備 PTO 正反切換齒輪 37 機構之 PTO 連動軸 4 旋轉之傳動形態之正反轉 PTO。

又，設置前輪連動軸 28，其旋轉自如地支撐與該副變速齒輪 35 咬合之副變速副軸齒輪 38 之副變速副軸 27、並具有透過前輪取出齒輪 36 與輸出軸 3 連動之前輪連動齒輪 51，於該前輪連動軸 28 之軸線之前方延長軸心上設有具有 PTO 減速齒輪 50 之 PTO 減速軸 23。進一步於前輪連動軸 28 之並行位置設置 PTO 連動軸 4，於該 PTO 連動軸 4 與同軸心上前端部設有使 PTO 連動軸 4 正轉與反轉切換之 PTO 正反切換齒輪 37 之 PTO 正反切換軸 22 與 PTO 變速齒輪 32 之 PTO 變速軸 18。

又，具有與 PTO 正反切換齒輪 37 咬合之 PTO 反轉副軸齒輪 52 之 PTO 反轉副軸 24 係設於該 PTO 正反切換軸 22 之側部，藉由 PTO 離合器組件 66 之開啟，從輸入軸 2 透過 PTO 變速齒輪 32、PTO 變速副軸齒輪 44 及 PTO 正反切換齒輪 37 等，將動力傳至 PTO 正反切換軸 22。該正反切換

齒輪 37 係使用與該 PTO 變速齒輪 32 相同形態之離合器環之形態。於該 PTO 正反切換軸 22 之側邊設置具有 PTO 反轉副軸齒輪 52 之反轉副軸 24，PTO 反轉副軸齒輪 52 係能接受 PTO 減速齒輪 50 之連動而使 PTO 正反切換齒輪 37 反轉。另外，於該 PTO 副軸 9 之後方配置有減速軸 23。

此外，配置於傳動箱 65 內之下段部之前輪輸出軸 5 係軸裝於傳動箱 65 之後部底部，透過前輪連動軸 25 或連結器等連結至該前差速裝置 47 之輸入軸 26。該前輪輸出軸 5 之側邊配置有前輪驅動軸 7。於前輪驅動軸 7 之後端設有前輪齒輪 55。又，前輪連動軸 28 上之第 1 前輪連動齒輪 51 咬合於該輸出軸 3 之後端部之前輪取出齒輪 36，透過該第 1 前輪連動齒輪 51 傳至前輪連動軸 28 之輸出軸 3 之驅動力係被傳至與前輪連動軸 28 一體旋轉之第 2 前輪連動齒輪 54，再從該前輪連動齒輪 54 傳至前輪驅動軸 7。

又，將前輪驅動離合器組件 67 設置在前輪驅動軸 7 上，從該驅動軸 7 之前端部與前輪輸出軸 5 齒輪連動。又，有效徑不同之 2 個前輪驅動切換齒輪 41 係配置於前輪驅動離合器組件 67 之左右，該 2 個前輪驅動切換齒輪 41 係分別咬合於設在副軸 59 之有效徑不同之 2 個切換驅動副軸齒輪 56，藉由擇一連接於前輪驅動離合器組件 67，能以 2 個減速比中任一減速比驅動前輪驅動軸 7。

在將前輪驅動離合器組件切換至中立位置時係不驅動前輪 61 之後輪驅動之二驅形態，將該前輪驅動離合器組件 67 藉由油壓操作切換至低速位置時係以相對於後輪 63 約 1

倍之等速驅動前輪 61 之四驅形態，又，該前輪驅動離合器組件 67 藉由油壓操作切換至高速位置時能以相對於後輪 63 約 2 倍之增速驅動前輪 61 之四驅形態行走。

藉由上述構成之咬合式變速裝置，引擎 62 之旋轉動力經過構成主離合器之進退離合器 D 後，被變速為 4 段變速之主變速裝置 A 與 2 段變速之高低變速裝置 B 與 3 段變速之副變速裝置 C 共 24 段中任一變速段後，以所得之旋轉動力經後差速裝置 45 驅動後輪 63。又，在該副變速裝置 C 變速之旋轉動力亦被傳至前輪驅動離合器組件(二驅四驅切換離合器)67，在藉由該離合器組件 67 將前輪 61 切換為「等速」或「增速」後，經由前差速裝置 47 驅動前輪 61。

又，將 PTO 變速齒輪 32、行走系統之主變速齒輪 33、高低速切換齒輪 34、及副變速齒輪 35 等沿具有驅動小齒輪 53 之輸出軸 3 之軸心配置。行走系統之傳動係從輸入軸 2 透過配置於輸出軸 3 之軸心上之主變速齒輪 3、高低速切換齒輪 34、及副變速齒輪 35 等多段變速連動至驅動小齒輪 53。又，PTO 系統之變速係透過設於該輸出軸 3 之軸心之前端部之 PTO 變速齒輪 32 連動。

接著圖 3 係顯示本實施例之牽引機之油壓電路圖。

在圖 3 之油壓電路圖中係設有對左右後輪獨立制動之左右煞車汽缸 83、將傳至前輪 61 之動力切換為「等速」或「增速」之四驅切換離合器汽缸 99、藉由轉向手柄 73 之旋轉操作而作動之動力轉向裝置 103、PTO 離合器汽缸 104、PTO 離合器壓力控制用閥 105, 106 等。另外，由於一點鏈

線部份之電路 101 為主油壓電路(作業機升降、作業機水平、外部油壓取出等)，與副電路(行走、煞車、差速鎖定、PTO 側電路)等關係不大，故省略其電路之圖示。

從油壓泵 80 吐出之作動油經過減壓閥 81a 被供給至切換透過離合器組件 76 分別使主變速裝置 A 之第 4 速用與第 2 速用之各齒輪 33 作動之油壓離合器汽缸 87 與油壓離合器汽缸 88 之 4-2 速切換用變速控制閥 89，並進一步被供給至 1-3 速切換用變速控制閥 93，其用以切換透過離合器組件 76 分別使主變速裝置 A 之第 1 速用與第 3 速用之各齒輪 33 作動之油壓離合器汽缸 91 與油壓離合器汽缸 92。

經過減壓閥 81a 之作動油透過進退離合器汽缸 85 之開閉控制閥 129 被供給至切換進退離合器汽缸 85 之前進側與後退側之離合器 D 之切換閥 86。該進退離合器汽缸 85 之前進側與後退側之離合器 D 中何者有得到作動油供給可藉由前進側離合器壓力感測器 110 與後退側離合器壓力感測器 111 測得。

同樣地，被供給至上述及下述油壓離合器汽缸之作動油可藉由分別設於往油壓離合器汽缸之入口側之油路之壓力感測器測得。

又，從油壓泵 80 吐出之作動油經過減壓閥 81a、煞車閥 82a 分散供給至左右之煞車汽缸 83。該煞車閥 82a 為選擇後輪 63 之切換控制閥，該煞車閥 82a 係與調整煞車力之壓力控制閥 82b 一體構成。

此外，經過減壓閥 81b 之作動油被供給至控制閥 96a，

96b，其用來切換透過離合器組件 76 使在該第 1 速至第 4 速用之各齒輪 33 變速之速度以「高速」與「低速」之 2 個齒輪 40 其中之一作動之高低油壓離合器汽缸 95。

又，經過減壓閥 81b 之作動油，經由差速鎖定控制閥 97 被分散至前差速裝置 47 之前輪差速鎖定汽缸 98a 及後差速裝置 45 用之後輪差速鎖定汽缸 98b。

此外，前述經過減壓閥 81b 之作動油經過切換控制閥 94 被供給至前輪驅動離合器組件 67 之齒輪 41 之切換用油壓汽缸 99。

同樣地，經過減壓閥 81b 之作動油透過 PTO 用閥 105, 106 被供應至 PTO 離合器汽缸 104，以調整 PTO 離合器之壓力。

又，來自圖 3 所示油壓泵 80 之油壓係將作動油供給至以動力轉向手柄 73 操作而作動之軌道滾子 107。

於圖 4 顯示切換進退齒輪 42、42 之進退離合器汽缸 85 之構成剖面圖。

於汽缸 85 之前後一對汽缸 85F、85R 內分別設有藉由流入之作動油(OIL)而分別作動之由活塞 78F、78R 與因該活塞 78F、78R 之作動而互相接觸之複數組摩擦板構成之進退切換離合器組件 60、60。

於離合器踏板 119 在非操作時(並未進行腳踏式踏板 119 之踩踏操作時)，前進用與後退用汽缸 85F、85R 其中之一有作動油流入而使活塞 78F 或 78R 為作動狀態、進退切換離合器組件 60、60 為連接狀態，引擎動力被傳至變速裝

置 24 內之前進側驅動機構或後退側驅動機構。又於各汽缸 85F、85R 內設有回動彈簧(壓縮彈簧)77F、77R，該回動彈簧 77F、77R 分別向解除前進、後退離合器組件 60、60 之連接狀態之側作動。因此，若操作離合器踏板(進行腳踏式踏板 119 之踩踏操作)，汽缸 85F 或 85R 內之油便流出、活塞 78F 或 78R 藉由回動彈簧 77F 或 77R 之彈性力往反方向移動，而解除該前進或後退用離合器組件 60 之連接狀態。

在上述構成之進退切換離合器組件 60 中，離合器輸入軸之輸入軸 2 旋轉造成之離心力會使活塞 78F 或 78R 內之油對活塞 78F 或 78R 施加推力。藉此，產生由油壓之壓力而產生之對輸入軸 2 之力矩加上離心力造成之推力之動力傳達力矩。

前述離心力可以下式求得。

首先，離合器汽缸 85F 或 85R 內之油與前進側離合器組件 60 或後退側離合器組件 60 完全一體旋轉時，輸入軸 2 之徑方向壓力 P 可以下式表示(強制漩渦式)。接著，壓力 P 在輸入軸 2 之徑方向分布如圖 6 所示，越往半徑方向外側壓力 P 之值越大。

$$P=P_0+1/2 \rho r^2 \omega^2 \quad (1)$$

其中， P_0 為軸心壓力(Pa)， ρ 為密度(kg/m³)， r 為從軸心算起之距離(m)， ω 為離合器角速度(rad/s)。

因此，活塞 78F 或 78R 之推力可將(1)式沿半徑方向面

積分而得以下(2)、(3)式。

$$F = \int P dA = P_0 A + \int_{\frac{\phi_1}{2}}^{\frac{\phi_2}{2}} \frac{1}{2} \rho r^2 \omega^2 \times 2\pi r dr \quad (2)$$

$$F = P_0 A + \frac{1}{64} \rho \pi \omega^2 (\phi_2^4 - \phi_1^4) \quad (3)$$

其中，F 為活塞推力(N)，A 為活塞面積(m²)， ϕ_1 為活塞內徑(m)， ϕ_2 為活塞外徑(m)。

式(3)之第 1 項為以電磁線圈 86F 或 86R 作動之未圖示油壓閥之控制壓對活塞 78F 或 78R 之推力，第 2 項為汽缸 85F 或 85R 內之油之離心力造成之推力。

根據式(3)，由於即使該油壓閥所造成之壓力為 0，只要前進側離合器組件 60 或後退側離合器組件 60 在旋轉，仍有推力發生，故回動彈簧 77F 或 77R 之設定荷重必須大於離心力造成之推力。又，該推力雖無法以壓力感測器測定，但由於可由輸入軸 2 之轉速求得，故能根據引擎轉速(以圖 5 所示之引擎轉速感測器 112 檢測)推測，並進行相應之控制。

此處，在本實施例中，關於與離合器踏板 119 等之操作連動開啟關閉之進退油壓離合器 D 之油壓離合器 60，係隨離合器踏板 119 之操作位置改變進退油壓離合器 D 之壓力而能操作半離合器，並隨引擎轉速(或輸入軸 2 之轉速)與離合器踏板 119 之位置修正前進側離合器組件 60 或後退側離合器組件 60 負荷之壓力。

於圖 6 係顯示離合器踏板 119 之位置與離合器連接壓力之關係，離合器踏板 119 之位置在充分踩踏踏板 119 時(前進側離合器組件 60 或後退側離合器組件 60 為完全非接觸狀態；踏板 119 之位置 P1)之離合器卡合壓力為既定值(1kgf/cm^2)，前進側離合器組件 60 或後退側離合器組件 60 從完全非接觸狀態使踏板 119 歸位而前進側離合器組件 60 或後退側離合器組件 60 成為完全接觸狀態(踏板 119 之位置 P2)，在離合器卡合壓力到達既定值(例如， 10kgf/cm^2)前必須以前進側離合器組件 60 或後退側離合器組件 60 負荷加上由該離心力造成之修正壓力 α 之油壓。

於圖 7 顯示引擎轉速與該修正壓力 α 間之關係，在閒置狀態下修正壓力 α 為最大值，在引擎轉速上升至額定值(例如 2200rpm)期間逐漸變小，引擎轉速到達額定值(例如 2200rpm)時為 0。由於引擎轉速越低活塞 78F、78R 之推力越小，離心力亦越小，故必須使修正壓力 α 較大。

又，由於可根據離合器活塞 78F、78R 之剖面積與引擎轉速之積求得活塞推力，故只要油壓離合器 D 之活塞 78F、78R 之構成決定後，便可將事先演算求得之活塞推力根據引擎轉速以該修正壓力 α 修正後之值做為數據資料存入控制器 100 之記憶體，在控制離合器踏板 119 之壓力時，視引擎轉速讀出保存之數據資料使前進側離合器組件 60 或後退側離合器組件 60 作動。

又，亦可以輸入軸 2 之轉速取代引擎轉速來計算修正壓力 α 或輸入軸 2 之推力(力矩)。此時可根據由引擎轉速與

至對象之輸入軸 2 之減速比所算出之輸入軸 2 之轉速算出修正壓力 α 或輸入軸 2 之推力(力矩)。

如上述，引擎旋轉或輸入軸 2 之旋轉造成之式(3)所示之離心力使離合器汽缸 85F、85R 內之油對活塞 78F、78R 施加推力，藉此，對前進側離合器組件 60 或後退側離合器組件 60 產生以油壓壓力產生之輸入軸 2 之力矩加上離心力產生之推力之力之動力傳遞力矩，故僅以引擎轉速或輸入軸 2 之轉速及對活塞 78F、78R 之供給壓力無法給予預定之離合器連接力矩。此處，若隨引擎轉速或輸入軸 2 轉速以油壓壓力產生之輸入軸 2 之力矩加上上述離心力之推力之力操作離合器，可獲得良好操作感。

又，由於進退離合器 D 之活塞 78F、78R 有承受前述式(3)之離心力，故於活塞返回方向配置能產生以引擎轉速(或從引擎轉速至離合器輸入軸 2 之轉速之減速比)所算出之離合器輸入軸 2 之最大轉速產生之活塞推力加上該離心力之推力之回動彈簧 77F、77R。

如本實施例之進退油壓離合器(反向機構)D，係大量使用在一個汽缸箱內成對配置進退用之離合器組件 60、60 等具有 2 系統之減速比之離合器。在此情況下，當進退離合器 D 之轉速產生之該離心力大於回動彈簧 77F、77R 之彈性力時，進退離合器 D 會變成雙重咬合狀態，而會有非輸出側之離合器組件 60 逐漸磨耗之虞。

因此，藉由如前述給予回動彈簧 77F、77R 之活塞返回力加上該離心力之較大彈性力，即能順利地解除進退離合

器 D 之各離合器組件 60、60 之連接狀態。

反之，若如前述給予回動彈簧 77F、77R 之活塞返回力加上該離心力之較大彈性力，則在使離合器組件 60、60 從非連接狀態變為連接狀態時，使電流流經產生大於回動彈簧 77F、77R 之彈性力(推力)之電磁線圈 86F 或 86R，進行時間稍短於活塞 78F、78R 之衝程時間之初期輸出。藉此，能以大於在進退離合器 D 之非連接狀態下之回動彈簧 77F、77R 之彈性力之推力開始活塞 78F、78R 之作動，之後，能以與由回動彈簧 77F、77R 之彈性力可求得之離合器返回壓力(反作用力)大致相等之對離合器組件 60、60 之壓力逐漸供給超過該反作用力之壓力，使進退離合器 D 為連接狀態。

如此，能從進退離合器 D 之非連接狀態下之傳達力矩大致為 0 之狀態升壓至使活塞 78F、78R 作動而使進退離合器 D 連接。

又，來自該油壓離合器 D 之非連接狀態之活塞作動用之升壓壓力隨離合器輸入軸 2 之輸入轉速(利用引擎轉速與減速比可求得之輸入軸轉速即可)修正壓力。其理由如下。

亦即，由於會產生如前述油壓壓力造成之離合器輸入軸 2 之力矩加上離心力造成之推力之力對活塞 78F、78R 之傳動力矩，故僅以離合器輸入軸 2 之輸入轉速、供給油壓壓力無法給予預定之離合器連接力矩。如上述隨引擎轉速或離合器輸入軸 2 之轉速修正進退離合器 D 之連接用推力，能修正進退離合器 D 操作時之引擎轉速差異造成之操

作感差異。

甚至，於進退離合器 D 作動開始時，即使相對於回動彈簧 77F、77R 之彈性力，加上離心力之離合器輸入軸 2 之轉速之最大轉速產生之推力與供給油壓力之增加值與回動彈簧 77F、77R 之彈性力為大致相同而開始升壓，切換至使壓力變化差平緩且逐漸升高油壓之構成，仍能為平順變化。前述逐漸提高油壓之比例約為每 0.5 至 1 秒變化 1kgf/cm^2 。

如此，在進退離合器 D 開始作動時，若能從與回動彈簧 77F、77R 之彈性力大致相等之壓力開始升壓，便能平順地，亦即使進退離合器 D 作動以減少離合器組件 60 配合時之壓力變化。

又，於隨離合器踏板 119 之操作位置決定進退離合器 D 之油壓控制壓力來控制之構成中，引擎轉速越高便可使前述油壓控制壓力修正為越低。此係由於在該離心力之影響下，引擎轉速越高活塞 78F、78R 之傳達力矩便越大，難以使進退離合器 D 往停止方向作動。又，在引擎為高轉速時引擎輸出力矩亦變大，超越引擎力矩之離合器配合時變速衝擊減輕效果亦越不顯著。因此以上述構成可抑制引擎高轉速時傳達力矩過高。

又，亦可於離合器踏板 119 之操作時不根據該離心力修正，而係進行操作未圖示之用來進行車輛前進、中立、或後退之進退切換桿 115，根據事先設定之進退桿操作量與進退離合器 D 之連接或非連接用之關係曲線(未圖示)，以使

油壓升壓時之離合器輸入軸 2 之轉速(利用引擎轉速與減速比可求得之輸入軸 21 之轉速即可)補正。

離合器踏板 8 之操作係將用來以人之感覺進行車輛開始移動之感覺以腳操作。若該以腳操作加上該離心力之修正，於行走開始時之負荷變動造成之引擎轉速變動與油門操作與離合器操作全部修正，甚至需要完全無反應延遲之控制系統，又，為了達成該等需要高價之控制系統。

相對於此，使用上述進退桿 115 進行之油壓控制在人為操作部分由人為處理，僅在進退桿 115 之控制根據該離心力修正，可提供低價且感覺良好之系統。

此時，引擎轉速越高便使該離心力造成之進退離合器 D 之油壓控制壓力之修正壓力越低。

又，該油壓控制壓力之修正僅以低壓修正，至少壓力上升後不修正。其理由係在微妙力矩控制時若給予離合器輸入軸 2 之力矩不同時變速時之衝擊雖會變大，但壓力升高後便不須要。如此，僅在必要時進行該修正便不需要為了油壓控制壓力之演算。

反之，亦可在全油壓控制域進行該修正。此時，離心力造成之推力成為輔助，即使在全油壓控制域進行亦可抑制控制電流，節省能源。又，引擎轉速越高越能維持低油壓壓力(電流)，具有節省能源之效果。

本發明可獲得牽引機等作業車輛之行走控制能以優於習知之精度控制且操作性良好之車輛。

【圖式簡單說明】

圖 1 為本發明之實施例之牽引機之左側視圖。

圖 2 為圖 1 之牽引機之傳動裝置內之動力傳動圖。

圖 3 為圖 2 之動力傳動圖之油壓電路圖。

圖 4 為圖 2 之變速裝置之進退動力開關用油壓離合器之構成圖。

圖 5 為圖 2 之變速裝置之進退動力開關用油壓離合器之控制方塊圖。

圖 6 為顯示圖 2 之牽引機之踏板踩踏位置與該進退動力開關用油壓離合器之作動壓力之關係之圖。

圖 7 為顯示圖 2 之變速裝置之進退動力開關用油壓離合器作動時之離心力造成之補正值 α 與引擎轉速之關係之圖。

【主要元件符號說明】

1	引擎軸
2	輸入軸
3	輸出軸
62	引擎
65	傳動箱
76	離合器組件
77F, 77R	回動彈簧
78F, 78R	活塞
100	控制裝置
112	引擎轉速感測器
115	進退切換桿

119	離 合 器 踏 板
A	主 變 速 裝 置
B	高 低 變 速 裝 置
C	副 變 速 裝 置
D	進 退 離 合 器
T	牽 引 機 車 體

五、中文發明摘要：

提供具有於油壓離合器之非連接狀態下，從傳遞力矩大致為 0 之狀態開始作動至使油壓離合器連接之昇壓時，能考慮油壓離合器輸入軸之旋轉而產生之離心力之影響並順利進行昇壓之油壓控制裝置之作業車輛。

設置在踩下離合器踏板 119 之狀態下將作動油供給至進退離合器 D 內使進退離合器 D 為連接狀態，或在踩下解除離合器踏板 119 之狀態下使進退離合器 D 為非連接狀態之具有彈性力之回動彈簧 77F、77R。於非接觸狀態之進退離合器 D 在開始作動時輸出遠大於彈簧 77 之彈性力之油壓壓力，之後輸出與彈簧 77F 之彈性力大致相同的油壓壓力，再逐漸輸出大於彈簧 77F 之彈性力的油壓壓力，使油壓離合器 D 成為連接狀態，能平順進行進退離合器從非連接狀態至連接狀態之升壓。

六、英文發明摘要：

無

十、申請專利範圍：

1、一種行走車輛，具備：

引擎(62)；

油壓離合器(D)，其藉由往離合器汽缸(85)之作動油油壓壓力之調整，使引擎(62)動力之連接狀態從非連接狀態連續變化至連接狀態；

動力傳遞機構(A, B, C)，係以油壓離合器(D)之連接狀態下的動力作動；

離合器操作手段(115, 119)，供調整作動油之油壓壓力使油壓離合器(D)成為連接狀態或非連接狀態；

回動彈簧(77F, 77R)，係在無油壓壓力作用於油壓離合器(D)之狀態下，將彈性力作用於油壓離合器(D)使其成為非連接狀態；以及

油壓控制裝置(100)，在對非連接狀態之油壓離合器(D)施以油壓壓力時，先以既定時間輸出大於回動彈簧(77F, 77R)之彈性力的油壓壓力，之後輸出與回動彈簧(77F, 77R)之彈性力大致相同的油壓壓力，再逐漸輸出大於回動彈簧(77F, 77R)之彈性力的油壓壓力，使油壓離合器(D)成為連接狀態；

其特徵在於：

設置以引擎(62)之動力旋轉前述離合器汽缸(85)之輸入軸(2)，並具備油壓控制裝置(100)，係算出因此離合器汽缸(85)之旋轉而產生之離合器汽缸(85)內之作動油的離心力，再根據該離心力所導致之作動油之推力，修正使油壓離合

器(D)作動之油壓壓力，並以修正後之油壓壓力使油壓離合器(D)從非連接狀態作動至連接狀態。

十一、圖式：

如次頁

七、指定代表圖：

(一)本案指定代表圖為：第 (2) 圖。

(二)本代表圖之元件符號簡單說明：

1	引擎軸
2	輸入軸
3	輸出軸
4	PTO 連動軸
5	前輪輸出軸
6	行走副軸
7	前輪驅動軸
8	後副軸
9	PTO 副軸
10	後差速軸
11	後輪軸
12	前差速軸
13	前輪軸
14	PTO 軸
15	齒輪驅動軸
17	齒輪驅動軸
18	PTO 變速軸
19	主變速軸
20	副變速軸
21	潛變副軸
22	PTO 正反切換軸
23	PTO 減速軸

24	PTO 反轉副軸
25	前輪連動軸
26	輸入軸
27	副變速副軸
28	前輪連動軸
31	輸入齒輪
32	PTO 變速齒輪
33	主變速齒輪
34	高低速切換齒輪
35	副變速齒輪
36	前輪取出齒輪
37	PTO 正反切換齒輪
38	副變速副軸齒輪
39	主變速副軸齒輪
40	高低速切換齒輪
41	前輪驅動切換齒輪
42	進退切換齒輪
43	後副軸齒輪
44	PTO 變速副軸齒輪
45	後差速裝置
46	差速環齒輪
47	前差速裝置
48	輸入齒輪
49	潛變副軸齒輪

50	PTO 減速齒輪
51	前輪連動齒輪
52	PTO 反轉副軸齒輪
53	驅動小齒輪
54	前輪連動齒輪
55	前輪齒輪
56	切換驅動副軸齒輪
59	副軸
60	進退切換離合器組件
61	前輪
62	引擎
63	後輪
66	離合器組件
67	前輪驅動離合器組件
76	離合器組件
A	動力傳遞機構
B	動力傳遞機構
C	動力傳遞機構
D	油壓離合器

八、本案若有化學式時，請揭示最能顯示發明特徵的化學式：

(無)