

⑫

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②2 Date de dépôt : 12 octobre 1984.

③0 Priorité : JP, 17 octobre 1983, n° 193902/83.

④3 Date de la mise à disposition du public de la
demande : BOPI « Brevets » n° 16 du 19 avril 1985.

⑥0 Références à d'autres documents nationaux appa-
rentés :

⑦1 Demandeur(s) : Société dite : HONDA GIKEN KOGYO
KABUSHIKI KAISHA. — JP.

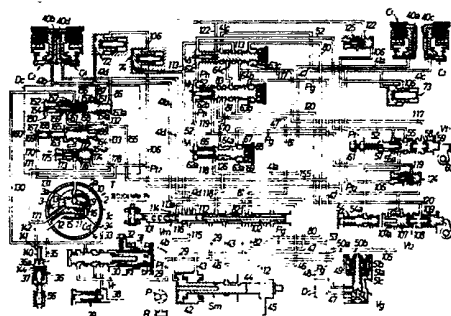
⑦2 Inventeur(s) : Masao Nishikawa, Takashi Aoki et Yoichi
Sato.

⑦3 Titulaire(s) :

⑦4 Mandataire(s) : Société de protection des inventions.

⑤4 Dispositif de commande d'accouplement direct destiné à un engrenage hydraulique pour une transmission automa-
tique d'automobile.

⑤7 L'invention concerne un dispositif de commande d'accou-
plement direct pour un engrenage hydraulique T dans une
transmission automatique de véhicule comprenant un engre-
nage hydraulique T équipé d'organes d'entrée 2 et de sortie 3,
un mécanisme d'accouplement direct 9, 11, 15 capable d'ac-
coupler les organes d'entrée et de sortie de l'engrenage
hydraulique directement et par voie mécanique au moyen d'une
force d'enclenchement qui est déterminée sur la base d'une
fonction d'une différence entre une pression de travail et une
pression interne dans l'engrenage hydraulique T, et un moyen
de contrôle Dc disposé entre une source d'alimentation de
pression Vg et le mécanisme d'accouplement direct 9, 11, 15
et conçu pour contrôler la pression de travail. Le dispositif de
commande d'accouplement direct comprend un moyen de
contrôle de la pression interne dans l'engrenage hydraulique T
de manière à réduire cette pression en fonction d'une augmen-
tation de la vitesse du véhicule ou du régime du moteur.



DISPOSITIF DE COMMANDE D'ACCOUPLEMENT DIRECT DESTINE A
UN ENGRENAGE HYDRAULIQUE POUR UNE TRANSMISSION AUTO-
MATIQUE D'AUTOMOBILE

La présente invention se rapporte à un dispositif de commande d'accouplement direct pour un engrenage hydraulique, tel qu'un convertisseur de couple et un joint hydraulique dans une transmission automatique d'automobile.

Un mécanisme d'accouplement direct disposé entre les organes d'entrée et de sortie d'un convertisseur de couple tel qu'un engrenage hydraulique et ajusté de manière à accoupler les organes d'entrée et de sortie lorsque le dispositif est en fonctionnement, sans permettre un glissement entre eux, est connu et d'un usage répandu. Lorsque ce dispositif d'accouplement direct fonctionne alors que le véhicule roule à faible vitesse, des vibrations sont susceptibles de se produire, et les fonctions d'amplification de couple du convertisseur de couple diminuent, de sorte que la performance baisse sur le plan de la puissance. Par conséquent, le mécanisme d'accouplement direct est contrôlé dans la pratique de manière à fonctionner à une vitesse non inférieure à une vitesse prédéterminée du véhicule. Un mécanisme d'accouplement direct conçu pour fournir la puissance à un convertisseur de couple et à un dispositif mécanique en répartissant la puissance selon un rapport préétabli est également connu et d'usage répandu. Cependant, ce mécanisme d'accouplement direct est généralement coûteux et, de plus, une perte de glissement d'un convertisseur de couple subsiste pendant une période indéfinie, de sorte que ce mécanisme d'accouplement direct ne contribue pas à la réduction du coût du carburant.

Au vu de ce qui précède, le demandeur a proposé auparavant un mécanisme d'accouplement direct disposant de fonctions de répartition de puissance et

- capable de varier le rapport de répartition de puissance de 0 % à 100 % et consistant en un organe taré et un galet, et un procédé pour contrôler un rapport de répartition de puissance en rendant variable la
- 5 poussée d'un mécanisme d'accouplement direct. Ce mécanisme d'accouplement direct est construit de manière à fonctionner grâce à une pression différentielle entre la pression de régime appliquée sous contrôle et la pression interne dans le convertisseur de couple.
- 10 Le demandeur proposa auparavant un mécanisme d'accouplement direct conçu pour accroître la force d'enclenchement de ce dernier en réduisant la pression interne dans le convertisseur de couple à un niveau inférieur lorsque la vitesse du véhicule n'est pas en-dessous
- 15 d'un niveau prédéterminé. Ce mécanisme d'accouplement direct présente les inconvénients qui suivent :
- (a) Une vanne de passage supplémentaire est nécessaire ;
 - (b) La force de serrage est modifiée au

20 moyen d'un dispositif de commutation que l'on ouvre et ferme et la sensation au volant varie considérablement lorsque la vitesse du véhicule est voisine d'une valeur prédéterminée ;

 - (c) Il est difficile de modifier la force

25 de serrage par un facteur autre que la vitesse du véhicule, par exemple le degré d'ouverture d'un papillon des gaz ;

 - (d) Lorsque la pression interne dans le

30 convertisseur de couple est faible pendant la phase de changement de vitesse et à une allure de croisière, on ne peut quitter sans à-coups l'état d'accouplement direct.

Lorsque le niveau de puissance d'un moteur est amélioré, et lorsque le nombre de passages de chan-

35 gement de vitesse dans une transmission est accru, il

est possible d'obtenir une puissance suffisante sans beaucoup se reposer sur les fonctions de multiplication du convertisseur de couple. Par conséquent, l'objectif principal de la répartition de puissance consiste à empêcher que les vibrations ne se détériorent. En conséquence, dans une zone dans laquelle, lorsque le convertisseur de couple est accouplé directement, les vibrations sont susceptibles de se produire avec la baisse de la valeur marchande du mécanisme d'accouplement direct à venir, par exemple, lorsque le véhicule se déplace à une vitesse moyenne constante dans une zone urbaine, la répartition de puissance est à souhaiter. De même, lorsque la pédale d'accélérateur est actionnée dans cette zone afin de s'attaquer à une opération d'accélération, il est souhaitable que la répartition de puissance soit contrôlée en utilisant le degré d'ouverture d'un papillon comme paramètre afin de ne pas augmenter la puissance alimentant le convertisseur de couple.

Un des objets de la présente invention est de proposer un dispositif de commande d'accouplement direct pour un engrenage hydraulique dans une transmission automatique d'automobile, qui a été mise au point au vu des faits sus-mentionnés, et qui est de construction simple et est capable de contrôler le fonctionnement d'un mécanisme d'accouplement direct de manière continue et sans à-coups et empêchant que des vibrations ne se produisent ainsi que la baisse de la performance du véhicule en matière de puissance.

Le dispositif de commande d'accouplement direct selon la présente invention est équipé d'un moyen de contrôle de la pression interne d'un engrenage hydraulique afin de réduire cette pression en fonction d'une augmentation de la vitesse du véhicule ou de la puissance fournie par le moteur.

Lorsque l'engrenage hydraulique est contrôlé de manière à réduire la pression interne régnant dans cet engrenage en fonction d'une augmentation de la vitesse du véhicule, le fonctionnement du dispositif d'accouplement direct peut être contrôlé constamment et sans à-coups ; ainsi, la vanne de passage utilisée dans un système d'accouplement direct conventionnel n'est pas nécessaire.

Lorsque l'engrenage hydraulique est contrôlé de manière à réduire la pression interne régnant dans cet engrenage en fonction d'une augmentation de la puissance fournie par le moteur, il est possible d'empêcher les vibrations et la baisse de la puissance.

Ces objets, ainsi que les autres objets, caractéristiques et avantages de la présente invention deviendront clairs à partir de la description suivante des modes de réalisation préférés, lue conjointement aux dessins qui l'accompagnent.

Les figures 1 à 4 illustrent un mode de réalisation de la présente invention dans lequel :

- la figure 1 est un schéma illustrant une transmission automatique à quatre vitesses en marche avant et une marche arrière à laquelle la présente invention est appliquée ;
- la figure 2 est un schéma illustrant un circuit de commande hydraulique pour la transmission automatique ;
- la figure 3 est un agrandissement d'une partie principale d'un embrayage à accouplement direct illustré sur la figure 2 ; et
- la figure 4 est un schéma caractéristique de la pression interne d'un convertisseur de couple.

La figure 5 est un schéma illustrant un circuit de commande hydraulique pour un autre mode de réalisation de la présente invention.

Les modes de réalisation de la présente invention seront décrits ci-après, en faisant référence aux dessins. La figure 1, en premier lieu, illustre schématiquement une transmission automatique à quatre vitesses en marche avant et une marche arrière conçue pour automobiles, à laquelle la présente invention est appliquée. L'effort de sortie d'un moteur E est transmis de son vilebrequin 1 aux arbres de roue W, W' par l'intermédiaire d'un convertisseur de couple T, d'une transmission auxiliaire M et d'un différentiel Df placés dans cet ordre afin d'entraîner les roues du véhicule.

Le convertisseur de couple T consiste en un rotor de pompe 2 relié au vilebrequin 1, un rotor de turbine 3 relié à un arbre d'entrée 5 de la transmission auxiliaire M, et un rotor de stator 4 relié par un accouplement unidirectionnel 7 à un arbre de stator 4a porté par l'arbre d'entrée 5 de manière à ce que l'arbre de stator 4a puisse effectuer un mouvement de rotation par rapport à l'arbre d'entrée 5. Le couple transmis du vilebrequin 1 au rotor de pompe 2 est communiqué par voie hydrodynamique au rotor de turbine 3. Si l'on procède à une augmentation de couple à ce moment, le stator de rotor 4 supporte sa force de réaction d'une manière connue.

Un pignon 8 entraînant une pompe hydraulique P illustrée sur la figure 2 est disposé à l'extrémité droite du rotor de pompe 2, et un bras de stator 4b commandant une valve régulatrice Vr illustrée sur la figure 2 est fixé à l'extrémité droite de l'arbre de stator 4a.

Un embrayage à accouplement direct du type à galet Cd est disposé entre le rotor de pompe 2 et le rotor de turbine 3 et est capable d'accoupler directement ces deux rotors 2, 3 par voie mécanique. A

présent, l'embrayage à accouplement direct Cd sera décrit en détail avec référence aux figures 2 et 3. Un organe d'entraînement annulaire 10 équipé d'une surface conique d'entraînement 9 sur sa paroi intérieure circonférentielle est fixé dans des cannelures sur une paroi intérieure circonférentielle 2a du rotor de pompe 2. Un organe mené 12, disposant sur sa paroi extérieure circonférentielle d'une surface conique entraînée 11 en face de et se prolongeant parallèlement par rapport à la surface d'entraînement circonférentielle 9, est fixé dans des cannelures sur une paroi intérieure circonférentielle 3a du rotor de turbine 3, de telle manière que l'organe mené 12 peut glisser dans un sens axial. Un piston 13 est disposé à une extrémité de l'organe mené 12, réalisé d'un seul tenant avec ce dernier, et s'ajuste de manière coulissante dans un cylindre hydraulique 14 formé dans la paroi intérieure circonférentielle 3a du rotor de turbine 3. Le piston 13 reçoit simultanément les pressions internes dans le cylindre 14 et dans le convertisseur de couple T à ses surfaces d'extrémité gauche et droite.

Des galets cylindriques d'embrayage 15 sont disposés entre la surface conique d'entraînement 9 et la surface entraînée 11. Les galets d'embrayage 15 sont maintenus sur une bague de retenue 16 de telle manière que, comme il est montré sur la figure 3, l'axe o de chaque galet d'embrayage 15 est incliné d'un angle prédéterminé θ par rapport à la génératrice g d'une surface conique imaginaire Ic (voir figure 2) qui se prolonge parallèlement à et entre ces surfaces coniques 9 et 11.

Par conséquent, lorsqu'une pression hydraulique plus importante que la pression interne dans le convertisseur de couple T est introduite dans le

cylindre hydraulique 14 pendant un fonctionnement du véhicule au cours duquel la fonction d'accélération du convertisseur de couple T n'est plus nécessaire, le piston 13, c'est-à-dire l'organe mené 12, se

5 déplace en direction de l'organe d'entraînement 10. Il s'ensuit que les galets d'embrayage 15 sont en prise avec les surfaces coniques 9, 11. Lorsque l'organe d'entraînement 10 est alors mis en rotation sous l'effet du couple de sortie du moteur dans la direction

10 X de la figure 3 par rapport à l'organe mené 12, les galets d'embrayage 15 tournent autour de leurs propres axes. Ce mouvement de rotation des galets d'embrayage 15 produit un déplacement relatif des deux organes 10, 12 dans une direction axiale de telle manière que ces

15 organes se rapprochent l'un de l'autre, puisque l'axe o de chaque galet d'embrayage 15 est incliné comme il a été décrit ci-dessus. Ainsi, les galets d'embrayage 15 sont en prise avec les surfaces coniques 9, 11 pour établir une liaison mécanique entre les organes 10, 12

20 c'est-à-dire entre le rotor de pompe 2 et le rotor de turbine 3. Lorsque le couple de sortie du moteur E dépasse la force de liaison de l'embrayage à accouplement direct Cd qui doit être appliquée entre les rotors 2, 3 même pendant que l'embrayage Cd est ainsi actionné,

25 les galets d'embrayage 15 glissent sur les surfaces coniques 9, 11 de telle manière que ce couple est divisé en deux parties. Une partie du couple est transmise par voie mécanique à travers l'embrayage à accouplement direct Cd et l'autre partie est transmise par voie

30 hydrodynamique à travers les rotors 2, 3. On forme ainsi un système de répartition de puissance variable dans lequel le rapport entre la première partie et la deuxième partie du couple varie en fonction du degré de glissement des galets d'embrayage 15.

Lorsqu'un effort inverse est appliqué au convertisseur de couple T pendant le fonctionnement de l'embrayage à accouplement direct Cd, la vitesse de rotation de l'organe mené 12 devient plus grande que celle de l'organe d'entraînement 10, de manière à ce que l'organe d'entraînement 10 tourne par rapport à l'organe mené 12 dans la direction Y. Par conséquent, les galets d'embrayage 15 tournent autour de leurs propres axes dans la direction opposée à la précédente, de telle manière que les deux organes 10, 12 sont déplacés l'un par rapport à l'autre dans la direction axiale et sont séparés l'un de l'autre. Il en résulte que les galets d'embrayage 15 sont dégagés des deux surfaces coniques 9, 11 et se trouvent dans un état de rotation flottant. Par conséquent, la transmission de l'effort inverse du rotor de turbine 3 au rotor de pompe 2 se fait uniquement par voie hydrodynamique.

Lorsque la pression hydraulique actionnant le cylindre hydraulique 14 n'est plus fournie, le piston 13 reçoit la pression interne dans le convertisseur de couple T et revient à sa position initiale, de sorte que l'embrayage à accouplement direct Cd est désaccouplé.

En se référant à nouveau à la figure 1, on constate qu'un train d'engrenages de première vitesse G_1 , un train d'engrenages de deuxième vitesse G_2 , un train d'engrenages de troisième vitesse G_3 , un train d'engrenages de quatrième vitesse G_4 et un train d'engrenages de marche arrière Gr sont disposés parallèlement l'un par rapport à l'autre entre les arbres parallèles d'entrée et de sortie 5, 6 de la transmission auxiliaire M. Le train d'engrenages de première vitesse G_1 consiste en un pignon menant 17 relié à l'arbre d'entrée 5 par un embrayage de première vitesse C_1 , et un pignon mené 18 qui s'engrène

dans le pignon 17 et qui peut être relié à l'arbre de sortie 6 par un embrayage unidirectionnel C_0 .
Le train d'engrenages de deuxième vitesse G_2 consiste en un pignon menant 19 qui peut être relié à l'arbre d'entrée 5 par un embrayage de deuxième vitesse C_2 , et un pignon mené 20 monté de manière fixe sur l'arbre de sortie 6 et qui s'engrène dans le pignon 19. Le train d'engrenages de troisième vitesse G_3 consiste en un pignon menant 21 monté de manière fixe sur l'arbre d'entrée 5, et un pignon mené 22 relié à l'arbre de sortie 6 par un embrayage de troisième vitesse C_3 et qui peut s'engrener dans le pignon 21. Le train d'engrenages de quatrième vitesse G_4 consiste en un pignon menant 23 relié à l'arbre d'entrée 5 par un embrayage de quatrième vitesse C_4 , et un pignon mené 24 relié à l'arbre de sortie 6 par un embrayage de commutation C_s et qui s'engrène dans le pignon 23. Le train d'engrenages de marche arrière G_r consiste en un pignon menant 25 réalisé d'un seul tenant avec le pignon menant 23 du train d'engrenages de quatrième vitesse G_4 , un pignon mené 27 relié à l'arbre de sortie 6 par l'embrayage de commutation C_s , et un satellite 26 qui s'engrène dans ces deux pignons 25, 27. L'embrayage de commutation C_s est disposé entre les pignons menés 24, 27. Les pignons menés 24, 27 peuvent être reliés de manière sélective à l'arbre de sortie 6 par le déplacement d'un manchon de sélection S de l'embrayage C_s dans une position de marche avant sur le côté gauche de la figure, ou dans une position de marche arrière sur le côté droit. L'embrayage unidirectionnel C_0 ne transmet que le couple d'entraînement provenant du moteur E et ne transmet pas le couple qui lui est appliqué dans la direction contraire.

Lorsque l'embrayage de première vitesse C_1 seul est engagé alors que le manchon de sélection S

est maintenu dans la position de marche avant comme il est montré sur la figure, le pignon menant 17 est relié à l'arbre d'entrée 5 de manière à établir le train d'engrenages de première vitesse G_1 au moyen duquel

5 le couple est transmis de l'arbre d'entrée 5 à l'arbre de sortie 6. Lorsque l'embrayage de deuxième vitesse C_2 est engagé alors que l'embrayage de première vitesse C_1 est encore en prise, le pignon menant 19 est relié à l'arbre d'entrée 5 pour établir le train d'engrenages

10 de deuxième vitesse G_2 , au moyen duquel le couple est transmis de l'arbre d'entrée 5 à l'arbre de sortie 6. Bien que l'embrayage de première vitesse C_1 soit également engagé pendant cette opération, la deuxième vitesse et non la première vitesse est obtenue en raison du

15 fonctionnement de l'embrayage unidirectionnel C_0 . Il en est de même lors de l'établissement des trains d'engrenages de troisième et de quatrième vitesses. Lorsque l'embrayage de deuxième vitesse C_2 est relâché pour engager l'embrayage de troisième vitesse C_3 , le pignon

20 mené 22 est relié à l'arbre de sortie 6 afin d'établir le train d'engrenages de troisième vitesse G_3 . Lorsque l'embrayage de troisième vitesse C_3 est relâché pour engager l'embrayage de quatrième vitesse C_4 , le pignon menant 23 est relié à l'arbre d'entrée 5 afin d'établir

25 le train d'engrenages de quatrième vitesse G_4 . Lorsque le manchon de sélection S de l'embrayage de commutation C_s est déplacé vers la droite afin d'engager l'embrayage de quatrième vitesse C_4 seul, le pignon menant 25 est relié à l'arbre d'entrée 5 et le pignon mené 27 à l'arbre

30 de sortie 6 afin d'établir le train d'engrenages de marche arrière Gr . Par conséquent, le couple de marche arrière est transmis de l'arbre d'entrée 5 à l'arbre de sortie 6 par l'intermédiaire du train d'engrenages Gr .

Le couple transmis à l'arbre de sortie 6 est transféré d'un pignon de sortie 28 monté sur une extrémité de cet arbre à un pignon de plus grand diamètre D_G dans le différentiel D_f .

5 Si l'on se réfère à la figure 2, l'on constate que la pompe hydraulique P aspire l'huile dans un réservoir d'huile R et l'envoie sous pression dans un conduit d'huile 29. La pression de cette huile est
10 réglée à une valeur prédéterminée au moyen d'une vanne régulatrice V_r , et l'huile sous pression est transmise ensuite à une vanne manuelle V_m qui agit comme une vanne de commutation manuelle. Cette pression hydraulique est appelée "pression de ligne P_l ".

La vanne régulatrice V_r est équipée d'un
15 ressort régulateur de pression 30 et d'une cuvette de ressort cylindrique 31 portant l'extrémité extérieure du ressort 30. La cuvette de ressort cylindrique 31 peut être déplacée vers la droite ou la gauche afin de régler la charge du ressort régulateur de pression
20 30. Le bras de stator 4b sus-mentionné est en contact avec la surface extérieure de la cuvette de ressort cylindrique 31 de telle manière qu'il exerce sur elle la force de réaction agissant sur le rotor de stator 4, c'est-à-dire la force de réaction du stator. Un res-
25 sort de stator 32 supportant la force de réaction du stator est relié à la cuvette de ressort hydraulique 31 de telle manière qu'à mesure que la force de réaction du stator s'accroît, le ressort de stator 32 se contracte et la cuvette de ressort hydraulique 31
30 est déplacée vers la gauche afin d'augmenter la charge du ressort régulateur de pression 30 ainsi que la pression de ligne P_l dans le conduit d'huile 29.

Une partie de l'huile, dont la pression a été réglée par la valve régulatrice V_r , est introduite
35 dans le convertisseur de couple T à travers un conduit

d'arrivée 34 pourvu d'un étranglement 33, pour appliquer la pression à l'intérieur du convertisseur et empêcher ainsi qu'il ne s'y crée une cavitation. Une valve de retenue de pression 36 agissant comme un moyen de contrôle
5 de pression interne est disposé dans un conduit de sortie 35 du convertisseur de couple T. L'huile traversant la valve de retenue de pression 36 retourne au réservoir d'huile R en passant par un refroidisseur d'huile 56.

L'excédent d'huile sous pression refoulée par
10 la pompe hydraulique P est introduit par la valve régulatrice Vr dans un conduit d'huile de lubrification 38, à partir duquel l'huile est acheminée vers chaque partie devant être lubrifiée. Afin d'assurer la pression hydraulique minimale nécessaire pendant cette opération, une
15 valve régulatrice de pression 39 est reliée au conduit d'huile de lubrification 38.

La vanne manuelle Vm est reliée de façon opérante à un levier de changement (non représenté) et peut être déplacée dans six positions : une position de station-
20 nement Pk, une position de marche arrière Re, une position neutre N, une position de marche avant de type automatique à 4 rapports D_4 , une position de marche avant de type automatique à 3 rapports D_3 à l'exclusion de la quatrième vitesse, et une position de maintien
25 de la deuxième vitesse II. Lorsque cette vanne manuelle Vm se trouve dans la position neutre N de la figure, l'huile sous pression qui lui est envoyée n'est fournie à aucun des embrayages C_1, C_2, C_3, C_4 , ni à aucune des différentes pièces à fonctionnement hydraulique. Par
30 conséquent, tous les embrayages C_1, C_2, C_3, C_4 sont déclenchés, et le couple en provenance du moteur E n'est pas transmis aux roues motrices W, W'.

Lorsque la vanne manuelle Vm est déplacée d'un pas de la position neutre N sur la figure à la position
35 de marche avant de type automatique à 4 rapports D_4 ,

le conduit d'huile 29 se prolongeant à partir de la pompe hydraulique P communique avec les conduits d'huile 43, 118, et un conduit d'huile 41a, qui communique avec un cylindre hydraulique 40a dans l'embrayage de première vitesse C_1 , communique avec le conduit d'huile 29 à travers le conduit d'huile 118. Un conduit d'huile 47 communique avec un conduit d'huile 80, et un conduit d'huile 81 avec un conduit d'huile 82, qui communique à son tour avec un cylindre hydraulique 40b dans l'embrayage de deuxième vitesse C_2 . Les conduits d'huile 113a, 113 sont isolés d'un conduit d'huile d'évacuation 114 et d'un conduit d'huile 112, et un conduit d'huile 115 reste en liaison avec un orifice d'évacuation 116. Le conduit d'huile 43 communique avec une chambre à ressort 42 dans un servo-moteur S_m , qui est utilisé pour déplacer le manchon de sélection S (voir figure 1). Par conséquent, un piston 44 dans le servo-moteur S_m est maintenu dans une position à gauche, comme on peut le voir sur la figure, afin de maintenir le manchon de sélection S dans la position représentée sur la figure 1, par l'intermédiaire d'une fourchette de sélection 45. Le pignon mené 24 est donc relié à l'arbre de sortie 6, et le pignon mené 27 peut tourner fou autour de l'arbre de sortie 6, le train d'engrenages de marche arrière Gr étant placé en position désengagée.

Lorsque le distributeur manuel V_m est déplacé dans la position de marche avant de type automatique à 3 rapports D_3 , la communication et l'isolation des conduits d'huile sont établis de la même manière que lorsque la vanne manuelle V_m est déplacée dans la position de marche avant de type automatique à 4 rapports D_4 , à ceci près que le conduit d'huile 80 est isolé du conduit d'huile 47. Les conduits d'huile 81 et 82, qui semblent être isolés l'un de l'autre communiquent par une gorge annulaire 102 prévue dans un corps de valve à tiroir 101 de la vanne manuelle V_m .

Un conduit d'arrivée d'huile 46, communiquant avec un orifice d'admission d'une vanne de régulation Vg, est en dérivation sur le conduit d'huile 29 qui communique avec la pompe hydraulique P et un conduit d'huile 47 prolonge un orifice de sortie de la vanne Vg. La vanne de régulateur Vg est une vanne de structure connue, qui tourne autour de son propre arbre de rotation 49 au moyen d'un pignon 48 s'engrénant dans le pignon de plus grand diamètre D_G du différentiel Df.

5

10 Par conséquent, la force centrifuge est appliquée sur trois masselottes 51a, 51b, 51c, pour pousser celles-ci dans la direction d'ouverture de la vanne. Ces masselottes sont normalement poussées dans la direction de fermeture de la vanne par la pression hydraulique en provenance

15 du conduit d'huile 47, mais peut être poussée dans la direction d'ouverture de la vanne de manière à faire apparaître les caractéristiques souhaitées de la vanne Vg. Cette vanne de régulateur Vg permet l'alimentation du conduit d'huile 47 par une pression hydraulique proportionnelle à la vitesse du véhicule, c'est-à-dire

20 une pression de régulation P_g .

Lorsque la vanne manuelle Vm est dans la position de marche avant de type automatique à 4 rapports D_4 et dans la position de marche avant de type automatique à 3 rapports D_3 , un conduit d'huile 53 est en dérivation sur le conduit d'huile 43, sur lequel la pression hydraulique s'exerce à partir de la pompe hydraulique P. Ce conduit d'huile 53 est relié à une première vanne d'étranglement V_{t_1} par une vanne de modulation 54 et à une deuxième vanne d'étranglement V_{t_2} à travers un conduit d'huile 105.

25

30

La vanne de modulation 54 est une vanne de détente qui est formée de façon à être poussée dans la direction de fermeture par la force d'un ressort et dans

35 la direction d'ouverture par la pression de modulation

en provenance d'un orifice de sortie 54a. La vanne 54 fixe une limite supérieure pour la pression d'admission dans la première vanne d'étranglement Vt_1 .

La première vanne d'étranglement Vt_1 est une
5 vanne de structure connue et comprend un tiroir de commande 55, un ressort de commande 58 poussant le tiroir de commande 55 vers la gauche, un ressort de rappel 57 poussant le tiroir de commande 55 vers la droite, un piston de commande 59 portant l'extrémité extérieure
10 du ressort de commande 58, une came de commande 60 qui tourne en fonction d'une augmentation du degré d'ouverture de la vanne papillon du moteur E et déplace le piston de commande 59 vers la gauche, et un boulon de réglage 61 capable de régler la charge du ressort de
15 rappel 57. Lorsque le piston de commande 59 est déplacé vers la gauche, son déplacement est transmis au tiroir de commande 55 à travers le ressort de commande 58, afin de presser le corps de tiroir 55 vers la gauche. Lorsque le tiroir de commande 55 est ainsi déplacé à
20 gauche, la sortie de pression hydraulique dans le conduit d'huile 52 agit sur un épaulement gauche 55a, de manière à repousser le tiroir de commande 55 vers la droite. Par conséquent, une pression hydraulique proportionnelle à l'ouverture de la vanne papillon du moteur
25 E, c'est-à-dire une première pression d'étranglement Pt_1 , est introduite par la première vanne d'étranglement Vt_1 dans le conduit d'huile 52. Le mouvement de rotation de la came de commande 60 dans le sens inverse des aiguilles d'une montre réduit continuellement le degré
30 de communication entre un conduit d'écoulement d'huile 117 et le réservoir d'huile R.

La deuxième vanne d'étranglement Vt_2 est prévue entre les conduits d'huile 105, 106 et comprend un tiroir de commande 107, un ressort de commande 108 poussant
35 vers la gauche le tiroir de commande 107, un piston de commande 109 portant l'extrémité extérieure du ressort

de commande 108, et une came de commande 110 qui tourne en fonction d'une augmentation du degré d'ouverture de la vanne papillon du moteur E et déplace le piston de commande 109 vers la gauche. Lorsque le piston de commande 109 est déplacé vers la gauche, son déplacement est transmis au tiroir de commande 107 à travers le ressort de commande 108, afin de repousser le tiroir 107 vers la gauche. Lorsque le tiroir de commande 107 est déplacé vers la gauche, la pression hydraulique qui s'introduit dans le conduit d'huile 106 agit sur un épaulement gauche 107a du tiroir 107 de manière à repousser le tiroir de commande 107 vers la droite. Par cette opération, une deuxième pression d'étranglement Pt_2 , proportionnelle au degré d'ouverture de la vanne papillon du moteur E, est introduite par la deuxième vanne d'étranglement Vt_2 dans le conduit d'huile 106.

Le conduit d'huile 52 dans lequel la première pression d'étranglement Pt_1 est introduite en provenance de la première vanne d'étranglement Vt_1 communique avec les premières chambres de pression hydrauliques pilotes 62a, 62b, 62c dans la vanne de commutation 1-2 V_1 , la vanne de commutation 2-3 V_2 , et la vanne de commutation 3-4 V_3 , respectivement. Lorsque la vanne manuelle V_m est dans la position de marche avant de type automatique à 4 rapports D_4 , le conduit d'huile 80, qui peut communiquer avec le conduit d'huile 47 par la vanne manuelle V_m , communique avec une deuxième chambre hydraulique pilote 63c dans la vanne de commutation 3-4 V_3 . Par conséquent, chacun des tiroirs de commande 64a, 64b, 64c des vannes de commutation V_1 , V_2 , V_3 reçoit la pression de régulation P_g et la première pression d'étranglement Pt_1 à ses deux extrémités de manière à fonctionner comme suit.

Le tiroir de commande 64a de la vanne de commutation 1-2 V_1 maintient initialement sa position de droite sur la figure en raison de la force exercée par le ressort 66, et le conduit d'huile 118 est isolé du conduit d'huile 70. Puisque le conduit d'huile 118 communique avec le conduit d'huile 41a à ce moment, l'embrayage de première vitesse C_1 est enclenché sous pression. Par conséquent, le train d'engrenages de première vitesse G_1 est établi.

Lorsque la vitesse du véhicule augmente, la pression de régulation P_g s'accroît, et la force tendant à déplacer vers la gauche le tiroir de commande 64a sous l'effet de la pression de régulation P_g dépasse la force tendant à déplacer ce tiroir vers la droite, sous l'effet de la première pression d'étranglement P_{t_1} et de la force du ressort 66. Des billes à déclic 68 qui se déplacent avec le tiroir de commande 64a à l'intérieur d'un mécanisme à mouvement à déclic 67 disposé à l'extrémité droite du tiroir de commande 64a passent alors par-dessus une protubérance fixe 69. Il en résulte que le tiroir de commande 64a est déplacé vers sa position de gauche et que le conduit d'huile 118 communique avec le conduit d'huile 70. Le conduit d'huile 70 est isolé d'un conduit de drainage d'huile 126. Lorsque la vanne de commutation 2-3 V_2 se trouve dans la position représentée sur la figure, le conduit d'huile 70 communique avec le conduit d'huile 81 qui communique à son tour avec le conduit d'huile 82. Puisque le conduit d'huile 82 communique avec le conduit d'huile 41b qui conduit au cylindre hydraulique 40b dans l'embrayage de deuxième vitesse C_2 , l'embrayage de deuxième vitesse C_2 est enclenché sous pression, de sorte que le train d'engrenages de deuxième vitesse G_2 est établi.

Lorsque la vitesse du véhicule augmente encore, le tiroir de commande 64b se déplace vers la gauche dans

la vanne de commutation 2-3 V_2 pour mettre en communication le conduit d'huile 81 avec un conduit de drainage d'huile 119, mettre en communication le conduit d'huile 70 avec le conduit d'huile 83 et interrompre la liaison
5 entre le conduit d'huile 83 et le conduit d'huile 120. Par conséquent, l'embrayage de deuxième vitesse C_2 est désenclenché. D'autre part, lorsque la vanne de commutation 3-4 V_3 se trouve dans la position représentée sur la figure, le conduit d'huile 83 communique avec le
10 conduit d'huile 41c. Puisque ce conduit d'huile 41c communique avec le cylindre hydraulique 40c dans l'embrayage de troisième vitesse C_3 , l'embrayage de troisième vitesse C_3 est enclenché sous pression, de sorte que le train d'engrenages de troisième vitesse G_3 est établi.
15 Lorsque la vitesse du véhicule augmente encore davantage, la vanne manuelle V_m étant dans la position de marche avant de type automatique à 4 rapports D_4 , le tiroir de commande 64c se déplace vers la gauche, puisque la pression de régulation P_g agit sur la deuxième
20 chambre hydraulique pilote 63c dans la vanne de commutation 3-4 V_3 par l'intermédiaire du conduit d'huile 80. Par conséquent, le conduit d'huile 41c communique avec un conduit de drainage d'huile 122 et l'embrayage de troisième vitesse C_3 est désenclenché. En même temps,
25 le conduit d'huile 113 est isolé du conduit de drainage d'huile 117 pour communiquer avec le conduit d'huile 83. Le conduit d'huile 113 communique avec le conduit d'huile 41d par la vanne manuelle V_m , et le conduit d'huile 41d communique avec le cylindre hydraulique 40d dans l'em-
30 brayage de quatrième vitesse C_4 . En conséquence, l'embrayage de quatrième vitesse C_4 est en prise sous pression et le train d'engrenages de quatrième vitesse G_4 est établi.

Lorsque la vanne manuelle V_m se trouve dans la
35 position de changement de vitesse avant de type automatique à 3 rapports D_3 , le conduit d'huile 80 est isolé

du conduit d'huile 47 par la vanne manuelle Vm. En conséquence, la force tendant à déplacer vers la gauche le tiroir de commande 64c ne s'exerce pas sur lui. Par conséquent, l'embrayage de quatrième vitesse C_4 n'est pas en prise et le train d'engrenages de quatrième vitesse G_4 n'est pas établi.

Des accumulateurs 72, 73, 74 sont prévus afin de réduire les à-coups survenant lors d'un changement de vitesse. Une vanne de contrôle d'orifice 1-2 124 est disposée dans le conduit de drainage 119, et une vanne de contrôle d'orifice 2-3 125 est disposée dans le conduit de drainage 122.

Lorsque le moteur décélère, les tiroirs de commande 64a, 64b, 64c de la vanne de commutation 3-4 V_3 , de la vanne de commutation 2-3 V_2 et de la vanne de commutation 1-2 V_1 , respectivement, se déplacent vers la droite dans cet ordre. Lorsque le moteur s'arrête, la vitesse du véhicule revient à la première vitesse. Lorsque la vanne manuelle Vm se trouve dans la position de maintien de la deuxième vitesse II, le conduit d'huile 118 est isolé du conduit d'huile 29 et est relié au réservoir d'huile R, alors que le conduit d'huile 82 communique avec le conduit d'huile 43 par la gorge annulaire 102, l'embrayage de deuxième vitesse C_2 seul étant en prise sous pression afin de maintenir la deuxième vitesse. Lorsque la vanne manuelle Vm se trouve dans la position de marche arrière Re, le conduit d'huile 43 est relié au réservoir d'huile R et le conduit d'huile 115 est isolé du conduit d'évacuation d'huile 116 et relié au conduit d'huile 29 pour exercer une pression sur la chambre à ressort 42 du servo-moteur Sm. Par conséquent, le piston 44 se déplace vers la droite afin de déplacer le manchon de sélection S (voir figure 1) vers la droite, de sorte que le train d'engrenages de marche arrière Gr est établi. En conséquence, la pression

hydraulique dans le conduit d'huile 112 croît pour être introduite dans le conduit d'huile 41d à travers la vanne manuelle Vm, de sorte que l'embrayage de quatrième vitesse C_4 est en prise sous pression afin d'entraîner le déplacement en marche arrière du véhicule.

Il sera décrit à présent, en faisant référence à la figure 2, la construction d'un moyen Dc contrôlant la pression de travail assurant le fonctionnement de l'embrayage, à accouplement direct Cd. Ce moyen de contrôle Dc de la pression de travail est équipé de trois vannes 150, 160, 170. Il est seulement nécessaire de relier les trois vannes 150, 160, 170 en série, l'ordre de leur liaison n'étant pas important.

La vanne 150 est une vanne utilisée pour déclencher l'embrayage à accouplement direct lorsqu'on change de vitesse. La vanne 150 comprend un tiroir de commande 151 se déplaçant entre une première position vers la droite et une deuxième position vers la gauche, une première chambre hydraulique pilote 152 située en face de la surface d'extrémité gauche du tiroir de commande 151, une deuxième chambre hydraulique pilote 153a située en face de la surface d'extrémité droite du tiroir de commande 151, une troisième chambre hydraulique 153b située en face d'un épaulement 151a disposé sur le côté droit du tiroir de commande 151, et un ressort 154 poussant le tiroir de commande 151 vers la droite. La première chambre hydraulique pilote 152 communique avec le réservoir d'huile R et le conduit d'huile 86, qui est placé en dérivation sur le conduit d'huile 41d se prolongeant vers l'embrayage de quatrième vitesse C_4 , communique avec la deuxième chambre hydraulique pilote 153a. Le conduit d'huile 87 qui est placé en dérivation sur le conduit d'huile 41b se prolongeant vers l'embrayage de deuxième vitesse C_2 , communique avec la troisième chambre hydraulique pilote 153b. La superficie

de la surface du tiroir de commande 151 soumise à la pression et située en face de la deuxième chambre hydraulique pilote 153a et la superficie de la surface de ce tiroir soumise à la pression et située en face de la troisième chambre hydraulique pilote 153b sont sensiblement identiques. Des gorges annulaires gauche et droite symétriques 157, 158 situées de part et d'autre d'une zone 156 sont formées sur la surface extérieure circonférentielle du tiroir de commande 151. Lorsque le tiroir de commande 151 se trouve dans la première position, montrée sur la figure, le conduit d'huile 130, dans lequel l'huile est introduite à une pression qui a été réglée par la vanne régulatrice de pression Vr, communique avec un conduit de sortie d'huile 161 conduisant à la vanne 160. Cet état des conduits d'huile 130, 161 reste inchangé même lorsque le tiroir de commande 151 se trouve dans la deuxième position vers la gauche. Cependant, lorsque le tiroir de commande 151 est en train de se déplacer entre les première et deuxième positions, le conduit de sortie d'huile 161 est isolé pendant un court instant du conduit d'huile 130 et est relié à un conduit d'huile 159 qui communique avec le réservoir d'huile R.

La vanne 160 est une vanne de modulation disposée entre le conduit de sortie d'huile 161 et un conduit d'huile 163 et comprenant un tiroir de commande 164 conçu pour se déplacer entre une position de fermeture sur le côté gauche et une position d'ouverture sur le côté droit, une première chambre hydraulique pilote 165 située en face de la surface d'extrémité gauche du tiroir de commande 164, une deuxième chambre hydraulique pilote 166 située en face d'un épaulement droit 164a disposé à l'extrémité droite du tiroir de commande 164, un plongeur 168 se prolongeant dans la première chambre hydraulique pilote 165 de manière à entrer en contact

avec le tiroir de commande 164, une troisième chambre hydraulique pilote 169 située en face de la surface d'extrémité gauche du piston 168, et un ressort 167 enfermé dans la troisième chambre hydraulique pilote 169.

5 Le conduit d'huile 155 servant à introduire la pression de régulation P_g en provenance du régulateur V_g communique avec la première chambre hydraulique pilote 165. Il en résulte que la pression de régulation P_g est introduite dans la première chambre hydraulique pilote

10 165. Le conduit d'huile 131, qui est placé en dérivation sur le conduit d'huile 106 afin d'introduire la deuxième pression d'étranglement P_{t_2} en provenance du deuxième papillon des gaz V_{t_2} , communique avec la troisième chambre hydraulique pilote 169. Par conséquent, la

15 deuxième pression d'étranglement P_{t_2} est appliquée dans la troisième chambre hydraulique pilote 169. La deuxième chambre hydraulique pilote 166 communique de plus avec un conduit d'huile 171, qui est utilisé pour introduire la pression de travail dans l'embrayage à accouplement

20 direct C_d à travers le conduit d'huile 133 muni d'un étranglement 132. Par conséquent, la pression hydraulique de travail est amenée de l'embrayage à accouplement direct C_d à la deuxième chambre hydraulique pilote 166.

Le conduit d'huile 163 peut être conçu de façon

25 à communiquer avec la deuxième chambre hydraulique pilote 166. Le ressort 167 est utilisé pour corriger la force d'enclenchement de l'embrayage à accouplement direct C_d , selon la nécessité. Lorsque la force d'enclenchement est trop importante, le tiroir de commande 164 est

30 quelquefois disposé de manière à être poussé dans la direction d'ouverture.

Dans cette vanne de modulation 160, le tiroir de commande 164 assure une ouverture proportionnelle au degré d'ouverture de l'étranglement, c'est-à-dire la

35 deuxième pression d'étranglement P_{t_2} . Lorsque la deuxième

pression d'étranglement Pt_2 est inférieure à la pression de régulation P_g , le plongeur 168 est séparé du tiroir de commande 164, de sorte que le tiroir de commande 164 n'est pas influencé par la deuxième pression d'étranglement Pt_2 .

La vanne 170 est disposée entre le conduit d'huile 163 et le conduit d'huile 171 qui communique avec le cylindre hydraulique 14 de l'embrayage à accouplement direct Cd. La vanne 170 comprend un tiroir de commande 172 qui se déplace entre une position de fermeture sur le côté droit et une position d'ouverture sur le côté gauche, une première chambre hydraulique pilote 173 située en face de la surface d'extrémité gauche du tiroir de commande 172, une deuxième chambre hydraulique 174 située en face de la surface d'extrémité droite du tiroir de commande 172, et un ressort 175 poussant le tiroir de commande 172 dans la direction de fermeture. La première chambre hydraulique pilote 173 communique avec le réservoir d'huile R, et la deuxième chambre hydraulique pilote 174 communique avec le conduit d'huile 106 par l'intermédiaire d'un conduit d'huile 178. Lorsque la pression dans la deuxième chambre hydraulique pilote 174, c'est-à-dire la deuxième pression d'étranglement Pt_2 , dans la vanne 170 est inférieure à la force exercée par le ressort 175, la vanne 170 est fermée comme sur la figure, de sorte que la pression hydraulique dans le cylindre hydraulique 14 de l'embrayage à accouplement direct Cd s'écoule dans le réservoir d'huile R à travers le conduit d'huile 171 et un orifice d'échappement 176. Lorsque la deuxième pression d'étranglement Pt_2 est supérieure à la force exercée par le ressort 175, le tiroir de commande 172 se déplace vers la gauche, de sorte que le conduit d'arrivée d'huile 163 communique avec le conduit d'huile 171, et que l'embrayage à accouplement direct est actionné. Ainsi, lorsque le papillon est dans une position de ralenti, l'embrayage

à accouplement direct Cd est désengagé, c'est-à-dire désenclenché par la vanne 170.

Dans la vanne de retenue de pression 36 disposée dans le conduit de sortie d'huile 35 qui relie le convertisseur de couple T et le réservoir d'huile R, un tiroir de commande 36a est poussé dans la direction de fermeture de la vanne par un ressort 37 agissant comme organe de poussée, et dans la direction d'ouverture de la vanne par la pression en provenance de la partie amont du conduit de sortie d'huile 35, c'est-à-dire la pression interne du convertisseur de couple T. De plus, un plongeur 140, qui peut être en appui sur l'extrémité située en amont (l'extrémité supérieure sur la figure 2) du tiroir de commande 36a, est conçu de façon à pousser le tiroir de commande 36a dans la direction d'ouverture de la vanne. Un conduit d'huile 142 situé en dérivation sur le conduit d'huile 171 et servant à introduire la pression hydraulique de travail dans l'embrayage à accouplement direct Cd, communique avec une chambre de pression de travail 141 située en face de l'extrémité du piston 140 opposée au tiroir de commande 36a.

Il sera décrit, à présent, le fonctionnement de ce mode de réalisation. La force d'enclenchement de l'embrayage à accouplement direct Cd est déterminée par la différence entre la pression hydraulique de travail en provenance du conduit d'huile 171 et la pression interne du convertisseur de couple T. Par conséquent, lorsque le véhicule roule à grande vitesse, ce qui nécessite une augmentation de la force d'enclenchement de l'embrayage à accouplement direct Cd, il est souhaitable de réduire la pression interne du convertisseur de couple T. Afin de satisfaire à ces exigences, la valve de retenue de pression 36 est ouverte en vue de réduire la pression interne du convertisseur de couple T lorsque la vitesse du véhicule augmente. En particulier, lorsque la vitesse du véhicule augmente suffisamment pour que la

pression dans le conduit d'huile 171 augmente, le tiroir de commande 36a de la valve de retenue 36 est abaissé par le plongeur 140, de sorte que la valve 36 est ouverte. Par conséquent, la pression interne du convertisseur de couple T diminue et la force d'enclenchement de l'embrayage à accouplement direct Cd augmente encore. Lorsque l'embrayage à accouplement direct se trouve dans cette situation, la quantité de chaleur produite dans le convertisseur de couple T est extrêmement réduite, de sorte que le besoin de le refroidir au moyen d'un refroidisseur d'huile 56 diminue. Lorsque le tiroir de commande 36a de la valve de retenue de pression 36 est abaissé encore, la majeure partie de l'huile en provenance du convertisseur de couple T est évacuée directement dans le réservoir d'huile R, à travers le conduit d'échappement d'huile 144... Lorsque la pédale de l'accélérateur retourne alors à sa position de repos, ou lorsque la vitesse du véhicule est alors modifiée, l'embrayage à accouplement direct Cd doit être désenclenché. Le désenclenchement de l'embrayage à accouplement direct Cd peut se faire par le recul du piston 13 commandé par la pression interne du convertisseur de couple T. Par conséquent, si la pression interne du convertisseur de couple T reste faible, des inconvénients se produisent qui empêchent l'amélioration de la capacité de réponse de l'embrayage à accouplement direct en ce qui concerne l'opération de désenclenchement de l'embrayage. Puisque la force de pression exercée par le plongeur 140 cesse d'être appliquée sur le tiroir de commande 36a de la valve de retenue de pression 36, à mesure que la pression hydraulique dans le conduit d'huile 171 décroît, la pression interne du convertisseur T augmente et le désenclenchement de l'embrayage Cd peut se faire de manière fiable. Puisque le tiroir de commande 36a et le plongeur 140 sont indépendants l'un de l'autre,

la pression dans le conduit d'huile 171 ne dépasse pas celle qui règne dans l'espace formé au-dessus du tiroir de commande 36a avant que le véhicule n'atteigne une certaine vitesse prédéterminée ; ainsi, la pression
5 interne du convertisseur de couple T peut être maintenue à un niveau élevé prédéterminé.

Les caractéristiques de la pression interne dans le convertisseur de couple T, qui sont fondées sur de telles opérations de la valve de retenue de pression 36
10 et du plongeur 140 sont illustrées sur la figure 4. Sur cette figure, le trait mixte à deux points représente la pression hydraulique de travail P_w dans le conduit d'huile 171 lorsque le degré d'ouverture du papillon des gaz correspond à la position de ralenti, le trait mixte
15 à un point représente la pression de régulation P_g , et le trait plein la pression interne P_t dans le convertisseur de couple T.

Lorsque le degré d'ouverture du papillon de gaz correspond à la position de ralenti, la pression de
20 régulation P_g augmente proportionnellement à la vitesse du véhicule, et la pression de travail P_w dans le conduit d'huile 171 augmente proportionnellement à la pression de régulation P_g . Lorsque la vitesse du véhicule dépasse U_0 , le plongeur 140 commence à pousser le
25 tiroir de commande 36a de la valve de retenue de pression 36 dans la direction d'ouverture de la valve. La pression interne P_t dans le convertisseur de couple diminue alors graduellement au fur et à mesure que la force de poussée du plongeur 140 augmente en raison
30 d'une augmentation de la pression de travail P_w . Lorsque la vitesse du véhicule U_1 est atteinte, la valve de retenue de pression 36 est ouverte et la pression interne P_t dans le convertisseur de couple T devient constante. Puisque la pression interne P_t dans le

convertisseur de couple T décroît ainsi continuellement au fur et à mesure que la vitesse du véhicule augmente, le fonctionnement de l'embrayage à accouplement direct Cd peut être contrôlé très facilement.

5 La pression interne P_t varie, comme le montre la ligne brisée, en fonction du degré d'ouverture du papillon des gaz. Dans un état de marche à plein régime, la vitesse du véhicule à laquelle la pression interne se met à baisser passe de U_0 à U_0' .

10 Dans un autre mode de réalisation de la présente invention, la pression de régulation P_g peut être utilisée, comme montré sur la figure 5, comme la pression introduite dans la chambre de pression de travail 141, au lieu de la pression de travail P_w . La pression d'é-
15 tranglement P_{t_1} ou P_{t_2} peut également être appliquée à la chambre de pression de travail 141. Dans ce cas, la pression interne P_t dans le convertisseur de couple T devient constante par rapport à la vitesse du véhi-
cule et varie de manière inversement proportionnelle
20 seulement par rapport au degré d'ouverture du papillon des gaz. L'importance de l'influence du degré d'ouver-
ture du papillon des gaz sur la pression interne P_t peut être réglée en modifiant simplement le diamètre
du plongeur 140, et la conception pratique du plongeur
25 peut être facilement réalisée. Puisque la différence de pression créée par la valve de retenue de pression 36 décroît à mesure que le degré d'ouverture du papil-
lon des gaz augmente, la vitesse d'écoulement de
l'huile sous pression revenant vers le convertisseur
30 de couple augmente, ce qui entraîne une amélioration dans la performance du refroidisseur.

La valve de retenue de pression 36 peut être réalisée simplement en dotant la valve de retenue de pression existante d'un plongeur supplémentaire 140.
35 Les caractéristiques du plongeur 140 peuvent être faci-
lement déterminées en ne modifiant que l'épaisseur de celui-ci.

La présente invention peut être réalisée en conjonction avec une transmission automatique utilisant un joint hydraulique au lieu du convertisseur de couple T.

- 5 Il est bien entendu que la présente invention n'est pas limitée aux modes de réalisation indiqués ci-dessus et qu'elle est susceptible de subir des modifications de diverses façons dans le cadre des revendications ci-jointes.

REVENDEICATIONS

1. Dispositif de commande d'accouplement direct pour un engrenage hydraulique (T) dans une transmission automatique de véhicule comprenant un engrenage hydraulique (T) muni d'organes d'entrée (2) et de sortie (3),
5 un mécanisme d'accouplement direct (9, 11, 15) capable de relier lesdits organes d'entrée (2) et de sortie (3) dudit engrenage hydraulique (T) directement et par voie mécanique au moyen d'une force d'enclenchement qui est déterminée sur la base d'une fonction d'une différence
10 entre une pression de travail et une pression interne dans ledit engrenage hydraulique (T) et un moyen de contrôle (Dc) disposé entre une source d'alimentation de pression (Vg) et ledit mécanisme d'accouplement direct (9, 11, 15) et conçu pour contrôler la pression de
15 travail, caractérisé en ce qu'il comprend de plus un moyen (36) de contrôle de la pression interne dans ledit engrenage hydraulique (T) de manière à réduire cette pression en fonction d'une augmentation de la vitesse du véhicule ou du régime du moteur.
- 20 2. Dispositif de commande d'accouplement direct pour un engrenage hydraulique (T) dans une transmission automatique de véhicule suivant la revendication 1, caractérisé en ce que ledit moyen de contrôle de la pression interne est une valve de retenue de pression
25 (36) disposée dans une partie intermédiaire d'un conduit d'huile (35) reliant ledit engrenage hydraulique (T) et un réservoir d'huile (R), et comportant un tiroir de commande (36a) poussé dans une direction d'ouverture de la valve par la pression interne dans ledit engre-
30 nage hydraulique (T) et dans une direction de fermeture de la valve par un organe de poussée (37), un conduit tubulaire (142) pour introduire une pression hydraulique représentative de la vitesse du véhicule ou du régime du

moteur étant relié à une chambre de pression de travail (141) disposée de manière à déplacer ledit tiroir de commande (36a) dans la direction d'ouverture de la valve.

3. Dispositif de commande d'accouplement direct
- 5 pour un engrenage hydraulique (T) dans une transmission automatique de véhicule suivant la revendication 1, caractérisé en ce que ledit moyen de contrôle de la pression de travail (Dc) est réalisé de manière telle que la pression de travail augmente au fur et à mesure
- 10 que la vitesse du véhicule augmente, ledit moyen de contrôle de la pression interne (36) étant une valve de régulation de pression disposée dans une partie intermédiaire d'un conduit d'huile (35) reliant ledit engrenage hydraulique (T) et un réservoir d'huile (R)
- 15 et comportant un tiroir de commande (36a) poussé dans une direction d'ouverture de la valve par la pression interne dans ledit engrenage hydraulique (T) et dans une direction de fermeture de la valve par un organe de poussée (37), un conduit tubulaire pour introduire
- 20 ladite pression de travail étant relié à une chambre de pression de travail (141) disposée de manière à déplacer ledit tiroir de commande (36a) dans la direction d'ouverture de la valve.

4. Dispositif de commande d'accouplement direct
- 25 pour un engrenage hydraulique (T) dans une transmission automatique de véhicule suivant la revendication 3, caractérisé en ce que ledit moyen de contrôle de pression de travail (Dc) est réalisé de manière telle que la pression de travail augmente également à mesure que le
- 30 régime du moteur augmente.

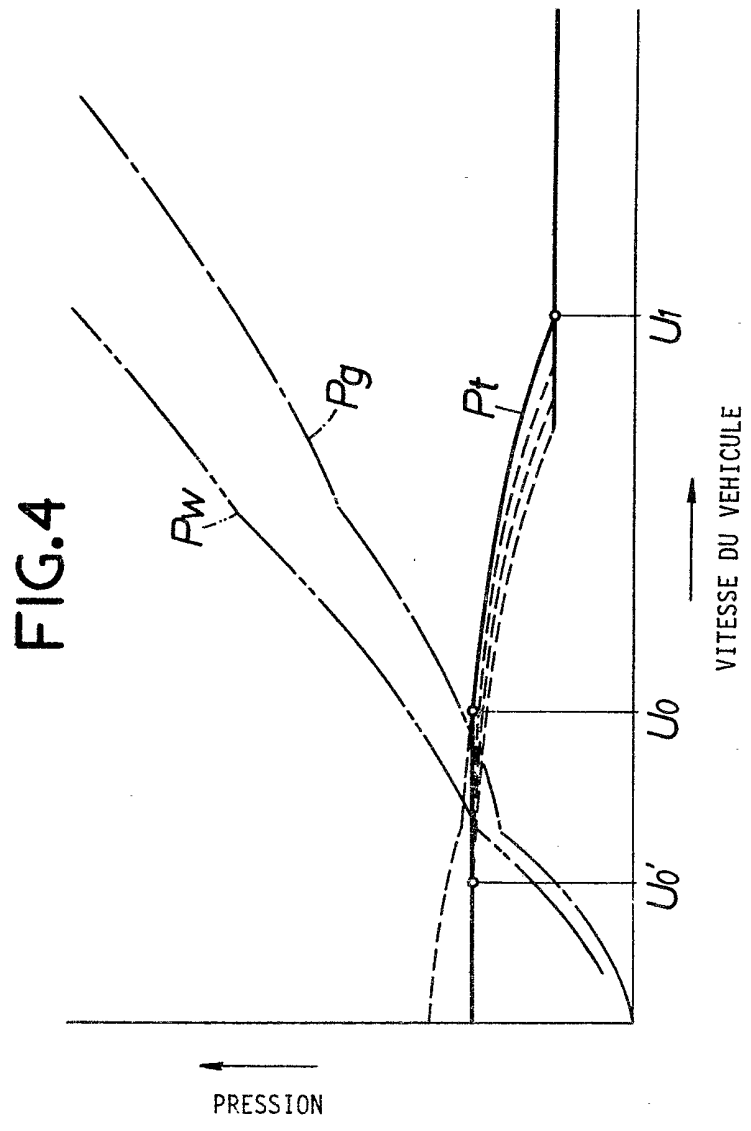


Fig. 5

