PCT ORGANISATION MONDIALE DE LA PROPRIETE INTELLECTUELLE
Bureau international

DEMANDE INTERNATIONALE PUBLIEE EN VERTU DU TRAITE DE COOPERATION EN MATIERE DE BREVETS (PCT)

(51) Classification internationale des brevets 6 : F16H 61/02, 61/06	A1	(11) Numéro de publication internationale: **WO 99/13247**
		(43) Date de publication internationale: 18 mars 1999 (18.03.99)

(21) Numéro de la demande internationale: PCT/FR98/01883

(22) Date de dépôt international: 3 septembre 1998 (03.09.98)

(30) Données relatives à la priorité:
97/11095 5 septembre 1997 (05.09.97) FR

(71) Déposant *(pour tous les Etats désignés sauf US)*: ANTONOV AUTOMOTIVE TECHNOLOGIES B.V. [NL/NL]; Weena 290, NL–3012 NJ Rotterdam (NL).

(72) Inventeur; et
(75) Inventeur/Déposant *(US seulement)*: ANTONOV, Roumen [FR/FR]; 139, boulevard Saint Germain, F–75006 Paris (FR).

(74) Mandataires: PONTET, Bernard etc.; Pontet Allano & Associés S.e.l.a.r.l., Parc–Club Orsay–Université, 25, rue Jean Rostand, F–91893 Orsay Cedex (FR).

(81) Etats désignés: AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, CA, CH, CN, CU, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, GB, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MD, MG, MK, MN, MW, MX, NO, NZ, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TR, TT, UA, UG, US, UZ, VN, YU, ZW, brevet ARIPO (GH, GM, KE, LS, MW, SD, SZ, UG, ZW), brevet eurasien (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), brevet européen (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE), brevet OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

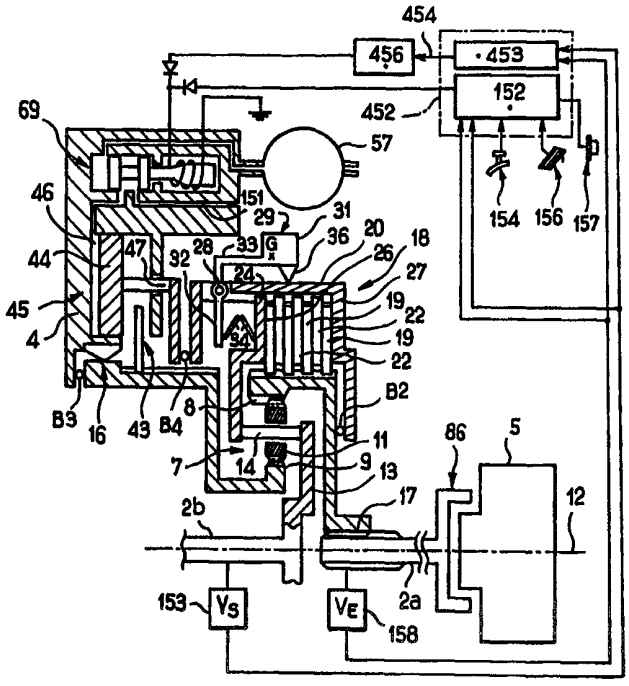
Publiée
Avec rapport de recherche internationale.

(54) Title: METHOD FOR ADJUSTING THE SMOOTH ENGAGEMENT OF A GEAR RATIO SHFIT, AND RELATED TRANSMISSION DEVICE

(54) Titre: PROCEDE POUR AJUSTER LA PROGRESSIVITE D'UN CHANGEMENT DE RAPPORT, ET DISPOSITIF DE TRANSMISSION S'Y RAPPORTANT

(57) Abstract

The invention concerns a method for adjusting the smooth engagement of a gear ratio shift wherein a planetary train (7) is engaged in direct gear by the action of centrifugal counter–weights (29) locking a clutch (18). The clutch release can be derived either from a hydraulic actuator (18) or from axial reactive forces of the ring helical toothing, reaction which is transmitted by an axial stop (B2). In order to prevent the clutch (18) from being suddenly locked by the action of the counter–weights (29) in particular when the torque to be transmitted quickly disappears, a control unit (453) detects the instantaneous ratio (V_E/V_S), and generates measured back pressure in the actuator (45) while the counter–weights (29) are locking the clutch (18). The invention is useful for adjusting the smooth engagement of gear ratio shifts.



(57) Abrégé

Un train épicycloïdal (7) passe en prise directe sous l'action de masselottes centrifuges (29) serrant un embrayage (18). Le desserrage de l'embrayage peut provenir soit d'un actionneur hydraulique (45) soit de forces de réaction axiale de la denture hélicoïdale de la couronne (8), réaction transmise par une butée axiale (B2). Pour éviter une fermeture brutale de l'embrayage (18) sous l'action des masselottes (29) notamment en cas de disparition rapide du couple à transmettre, une unité de commande (453) détecte le rapport instantané (V_E, V_S), et génère une contre–pression dosée dans l'actionneur (45) pendant que les masselottes (29) sont en train de serrer l'embrayage (18). Utilisation pour réguler la progressivité des changements de rapports.

UNIQUEMENT A TITRE D'INFORMATION

Codes utilisés pour identifier les Etats parties au PCT, sur les pages de couverture des brochures publiant des demandes internationales en vertu du PCT.

AL	Albanie	**ES**	Espagne	**LS**	Lesotho	**SI**	Slovénie
AM	Arménie	**FI**	Finlande	**LT**	Lituanie	**SK**	Slovaquie
AT	Autriche	**FR**	France	**LU**	Luxembourg	**SN**	Sénégal
AU	Australie	**GA**	Gabon	**LV**	Lettonie	**SZ**	Swaziland
AZ	Azerbaïdjan	**GB**	Royaume-Uni	**MC**	Monaco	**TD**	Tchad
BA	Bosnie-Herzégovine	**GE**	Géorgie	**MD**	République de Moldova	**TG**	Togo
BB	Barbade	**GH**	Ghana	**MG**	Madagascar	**TJ**	Tadjikistan
BE	Belgique	**GN**	Guinée	**MK**	Ex-République yougoslave de Macédoine	**TM**	Turkménistan
BF	Burkina Faso	**GR**	Grèce			**TR**	Turquie
BG	Bulgarie	**HU**	Hongrie	**ML**	Mali	**TT**	Trinité-et-Tobago
BJ	Bénin	**IE**	Irlande	**MN**	Mongolie	**UA**	Ukraine
BR	Brésil	**IL**	Israël	**MR**	Mauritanie	**UG**	Ouganda
BY	Bélarus	**IS**	Islande	**MW**	Malawi	**US**	Etats-Unis d'Amérique
CA	Canada	**IT**	Italie	**MX**	Mexique	**UZ**	Ouzbékistan
CF	République centrafricaine	**JP**	Japon	**NE**	Niger	**VN**	Viet Nam
CG	Congo	**KE**	Kenya	**NL**	Pays-Bas	**YU**	Yougoslavie
CH	Suisse	**KG**	Kirghizistan	**NO**	Norvège	**ZW**	Zimbabwe
CI	Côte d'Ivoire	**KP**	République populaire démocratique de Corée	**NZ**	Nouvelle-Zélande		
CM	Cameroun			**PL**	Pologne		
CN	Chine	**KR**	République de Corée	**PT**	Portugal		
CU	Cuba	**KZ**	Kazakstan	**RO**	Roumanie		
CZ	République tchèque	**LC**	Sainte-Lucie	**RU**	Fédération de Russie		
DE	Allemagne	**LI**	Liechtenstein	**SD**	Soudan		
DK	Danemark	**LK**	Sri Lanka	**SE**	Suède		
EE	Estonie	**LR**	Libéria	**SG**	Singapour		

"Procédé pour ajuster la progressivité d'un changement de rapport, et dispositif de transmission s'y rapportant"

DESCRIPTION

La présente invention concerne un procédé pour ajuster la progressivité d'un changement de rapport dans un dispositif de transmission, notamment un dispositif de transmission automatique à rapports multiples.

La présente invention concerne également un dispositif de transmission mettant en oeuvre un tel procédé.

On connaît d'après le WO-A-9207206 une transmission automatique dans laquelle un embrayage relie sélectivement deux organes rotatifs d'un engrenage différentiel tel qu'un train épicycloïdal, selon que l'une ou l'autre de deux forces antagonistes domine. La première force, tendant à desserrer l'embrayage, est par exemple une réaction de denture, plus particulièrement une poussée axiale produite par une denture hélicoïdale montée mobile axialement. La deuxième force, tendant à serrer l'embrayage, peut être produite par des ressorts et/ou par un moyen tachymétrique centrifuge. Lorsque l'embrayage est desserré, il faut empêcher la rotation d'un troisième organe rotatif de l'engrenage différentiel, et cela peut être assuré par une roue libre empêchant ce troisième organe de tourner en inverse.

Ce type de transmission est très avantageux car son fonctionnement de base ne nécessite ni source de puissance extérieure, ni capteurs, ni circuit de pilotage. C'est le dispositif de transmission lui-même qui produit les forces qui vont le piloter et ces forces sont en même temps une mesure des paramètres nécessaires au pilotage.

Pour des transmissions modernes devant procurer un niveau élevé de confort et d'optimisation du fonctionnement, les forces précitées sont avantageusement complétées par des forces d'appoint, produites par exemple

par des actionneurs hydrauliques. Les forces d'appoint peuvent servir à modifier à volonté les conditions de vitesse et de couple pour lesquelles la transmission change de rapport, ou encore à bloquer la transmission sur un rapport donné lorsque cela est souhaité (PCT/FR 94/00 176).

D'un autre côté, il a été constaté selon l'invention que le changement de rapport sous l'action des forces telles qu'une force centrifuge ou une réaction de denture pouvait présenter certains défauts.

Le WO-A-97/08 478 propose des solutions destinées à remédier à certains types de défaut.

Un défaut particulier auquel s'intéresse la présente invention, réside dans la brutalité que peut avoir l'action d'un générateur d'effort non piloté, tel qu'un ressort ou plus encore un générateur de force centrifuge, notamment, dans le cas des transmissions précitées, lorsque la force antagoniste disparaît et libère brusquement le générateur d'effort. Par exemple si la force antagoniste est proportionnelle au couple transmis et que celui-ci disparaît car le conducteur relâche la pédale d'accélérateur, le générateur d'effort non-piloté risque d'actionner brutalement un embrayage et de provoquer un choc dangereux et inconfortable.

Le but de la présente invention est de mieux maîtriser les processus de changement de rapport impliquant l'actionnement d'au moins un moyen accouplement sélectif.

Suivant l'invention, le procédé pour ajuster la progressivité de passage d'un rapport de transmission ancien à un rapport de transmission nouveau, dans un dispositif de transmission comprenant :

- un dispositif d'accouplement sélectif entre deux organes rotatifs ;
- un moyen générateur d'effort pour solliciter le moyen d'accouplement sélectif vers l'un prédéterminé de ses

états de glissement et d'adhérence, correspondant au rapport nouveau ;

- un moyen actionneur capable de solliciter le moyen d'accouplement sélectif vers l'autre desdits états, correspondant au rapport ancien ;

est caractérisé en que le procédé comprend, pendant que le moyen générateur actionne le moyen d'accouplement sélectif vers son état correspondant au rapport nouveau, une étape de commande du moyen actionneur pour qu'il produise une force résistante dosée, ralentissant la transition entre le rapport ancien et le rapport nouveau.

A l'aide du moyen actionneur, on contre-balance de manière dosée, systématiquement ou seulement lorsque cela est nécessaire, l'action du moyen générateur d'effort pour empêcher que le moyen générateur d'effort provoque un changement d'état trop brusque dans le dispositif d'accouplement sélectif.

Le dosage de la force contraire appliquée par le moyen actionneur peut être soit un dosage prédéterminé unique soit un dosage prédéterminé choisi parmi une série de dosages prédéterminés, le choix s'effectuant en fonction d'un critère de sélection, par exemple la vitesse de rotation qui détermine l'effet centrifuge si le moyen générateur d'effort est de type centrifuge. Un tel dosage prédéterminé consiste de préférence en une force progressivement décroissante, qui laisse donc progressivement le moyen générateur d'effort solliciter de plus en plus le moyen d'accouplement sélectif vers l'état d'accouplement nouveau.

De préférence, on détecte une grandeur physique sur laquelle influe le passage progressif du rapport de transmission ancien au rapport de transmission nouveau, et on commande le moyen actionneur en fonction du résultat de cette détection.

Dans le cas d'une transmission dans laquelle les changements de rapport s'effectuent spontanément, c'est à dire sans intervention d'une unité de traitement, et par exemple s'effectuent d'après le sens et la valeur de la résultante de différentes forces telles qu'une force centrifuge et une force de réaction de denture indicatrice du couple transmis, la détection de la grandeur physique précitée a pour rôle de détecter qu'un changement de rapport est en cours dans la transmission. En fonction de cette détection, on initie au moins dans certains cas l'action de contre-balancement par le moyen actionneur.

En outre, la détection de la grandeur physique peut servir à réaliser un asservissement de progressivité. On peut par exemple calculer la dérivée du rapport de transmission dans le temps et régler l'action de contre-balancement pour que cette dérivée reste aussi proche que possible d'une valeur de consigne. On peut choisir d'autres consignes que la dérivée. On peut par exemple fixer comme consigne une loi d'évolution du rapport dans le temps.

Lorsque la transmission offre un nombre de rapports de transmission qui est élevé par comparaison avec le nombre de trains d'engrenages utilisés, il y a en général au moins un processus de changement de rapport qui nécessite d'activer un accouplement et d'en relâcher un autre en synchronisant parfaitement ces deux opérations. Toute imperfection de cette synchronisation rend le changement de rapport inconfortable pour les occupants du véhicule et introduit des contraintes et/ou des chocs, générateurs d'usure, dans la transmission.

L'initiation du processus de changement de rapport peut alors être le fait du moyen d'accouplement sélectif que l'on contre-balance comme il vient d'être dit, et ce moyen d'accouplement sélectif peut être celui dont l'actionnement fait varier la vitesse d'entrée du dispositif de transmission dans le sens correspondant au changement de

rapport à effectuer. Lorsque la grandeur physique détectée atteint une certaine valeur prédéterminée, l'actionnement de l'autre moyen d'accouplement est à son tour initié.

Comme grandeur physique caractéristique de l'évolution du processus de changement de rapport, il est justement avantageux de choisir la vitesse d'entrée, ou encore le rapport entre la vitesse d'entrée et la vitesse de sortie de la transmission, ou plus généralement deux vitesses dont le rapport est affecté par le processus de changement de rapport concerné.

Dans un tel cas, un asservissement de progressivité régulant le contre-balancement assuré par le moyen actionneur en fonction de l'évolution du rapport de transmission global fourni par les deux mécanismes de transmission va permettre de compenser l'ensemble des imperfections du processus de changement de rapport dans les deux mécanismes. Le résultat global sera donc très satisfaisant malgré la complexité du processus de changement mis en œuvre.

Un autre avantage de choisir comme grandeur physique une grandeur qui indique l'état de l'ensemble du dispositif de transmission, et non pas seulement l'état d'un sous-ensemble déterminé tel qu'un train épicycloïdal dans un dispositif de transmission qui en comporte plusieurs, et en particulier de choisir comme grandeur physique le rapport entre la vitesse d'entrée et la vitesse de sortie dans la transmission, c'est que cette grandeur indique, d'après la gamme des valeurs dans laquelle elle évolue, quel changement de rapport est en train de s'opérer. Par exemple, dans un dispositif réalisant quatre rapports de transmission avec seulement deux mécanismes épicycloïdaux en série, le passage du premier au deuxième rapport, le passage du troisième au quatrième rapport, et le passage du troisième au deuxième rapport, comportent tous trois la fermeture d'un même embrayage. Grâce à la détection

globale, il est possible de distinguer quel est le changement en train de s'opérer et au besoin de modifier les critères d'asservissement en conséquence. En outre, la détection globale permet d'utiliser un même ensemble détecteur pour tous les moyens d'accouplement sélectif pour lesquels on veut appliquer le procédé selon l'invention.

Suivant un second aspect de l'invention, le dispositif de transmission pour véhicule, comprenant :

- au moins un train d'engrenages ;
- un moyen d'accouplement sélectif pouvant, par passage d'un état d'accouplement ancien à un état d'accouplement nouveau, faire passer le train d'engrenage d'un rapport de transmission ancien à un rapport de transmission nouveau ;
- un moyen générateur d'effort capable de faire passer le moyen d'accouplement sélectif de l'état d'accouplement ancien à l'état d'accouplement nouveau ;
- un moyen actionneur capable d'exercer sur le moyen d'accouplement sélectif une action vers l'état d'accouplement ancien ;
- des moyens de commande du moyen actionneur ;

caractérisé en ce que les moyens de commande comprennent des moyens de progressivité pour faire exercer par le moyen actionneur un effort dosé ralentissant le passage du moyen d'accouplement sélectif de l'état d'accouplement ancien à l'état d'accouplement nouveau sous l'action du moyen générateur d'effort.

Dans la suite, de manière classique, on dit qu'un rapport de transmission est "court" lorsqu'il correspond à une forte vitesse de l'entrée par rapport à la vitesse de sortie. Dans le cas contraire, le rapport est dit "long".

D'autres particularités et avantages de l'invention ressortiront encore de la description ci-après, relative à des exemples non-limitatifs.

Aux dessins annexés :

- la figure 1 est une demi-vue en coupe longitudinale schématique d'un dispositif de transmission à deux rapports selon l'invention, au repos ;
- les figures 2 et 3 sont des vues analogues à la figure 1, mais relatives au fonctionnement en réducteur, et respectivement en prise directe ;
- la figure 4 est un diagramme temporel illustrant une version du procédé selon l'invention ;
- la figure 5 est une demi-vue schématique d'un dispositif de transmission à quatre rapports selon l'invention ; et
- les figures 6 et 7 sont des diagrammes temporels illustrant le fonctionnement du mode de réalisation de la figure 5.

Le dispositif de transmission à deux rapports représenté à la figure 1, destiné en particulier à une automobile, comprend un arbre d'entrée 2a et un arbre de sortie 2b alignés selon l'axe 12 du dispositif. L'arbre d'entrée 2a est relié à l'arbre de sortie du moteur 5 d'un véhicule automobile avec interposition d'un embrayage d'entrée 86 et éventuellement d'autres moyens de transmission non représentés. L'arbre de sortie 2b est destiné à entraîner directement ou indirectement les roues motrices d'un véhicule. Entre l'arbre de sortie 2b et les roues du véhicule peut par exemple être interposé un autre dispositif de transmission à deux ou plusieurs rapports et/ou un inverseur marche avant - marche arrière à commande manuelle, et/ou un différentiel de répartition du mouvement entre les roues motrices du véhicule.

Les arbres d'entrée 2a et de sortie 2b sont immobilisés axialement relativement à un carter 4 du dispositif de transmission, qui n'est que partiellement représenté.

Le dispositif de transmission comprend un engrenage différentiel formé par un train épicycloïdal 7. Le train 7

comprend une couronne 8 à denture intérieure et une roue planétaire 9 à denture extérieure, engrenant toutes deux avec des satellites 11 supportés, à intervalles angulaires égaux autour de l'axe 12 du dispositif de transmission, par des tourillons excentrés 14 d'un porte-satellites 13 relié rigidement à l'arbre de sortie 2b. La roue planétaire 9 peut tourner librement autour de l'axe 12 du dispositif de transmission par rapport à l'arbre de sortie 2b qu'elle entoure. Toutefois, un dispositif de roue libre 16 empêche la roue planétaire 9 de tourner en inverse, c'est à dire en sens inverse du sens normal de rotation de l'arbre d'entrée 2a, par rapport au carter 4 de la transmission.

La couronne 8 est liée en rotation, mais libre en coulissement axial, relativement à l'arbre d'entrée 2a, par l'intermédiaire de cannelures 17.

Un embrayage multidisques 18 accouple sélectivement la couronne 8 avec le porte-satellites 13.

L'empilement de disques 19 et 22 de l'embrayage 18 peut être serré axialement entre un plateau de retenue 26 solidaire du porte-satellites 13 et un plateau mobile 27 qui appartient à une cage 20, liée en rotation avec le porte-satellites 13, mais pouvant coulisser par rapport à celui-ci.

La cage 20 supporte des masselottes centrifuges 29 disposées en couronne autour de l'embrayage 18. Les masselottes sont donc liées en rotation à l'arbre de sortie 2b du dispositif de transmission.

La rotation du porte-satellites 13 tend à faire pivoter radialement vers l'extérieur un corps 31 de chaque masselotte 29 autour de son axe de pivotement tangentiel 28 sous l'action de la force centrifuge, pour faire passer les masselottes d'une position de repos définie par appui d'une butée 36 des masselottes contre la cage 20 (figures 1 et 2) à une position écartée visible à la figure 3.

Il en résulte alors un déplacement axial relatif entre un bec 32 de chaque masselotte et l'axe de pivotement 28 de la masselotte. Ce déplacement, qui rapproche le bec 32 du plateau mobile 27, peut correspondre à une compression d'un ressort belleville 34 monté entre le bec 32 et le plateau de retenue 26 et/ou à un déplacement du plateau mobile 27 vers le plateau fixe 26 dans le sens du serrage de l'embrayage 18.

Lorsque le dispositif de transmission est au repos comme représenté à la figure 1, le ressort belleville 34 transmet à la cage 20, par l'intermédiaire des masselottes 29 en butée au repos, une force qui serre l'embrayage 18 de sorte que l'entrée 2a du dispositif de transmission est couplée en rotation avec la sortie 2b et le dispositif de transmission constitue une prise directe capable de transmettre du couple jusqu'à un certain maximum défini par la force de serrage du ressort belleville.

D'autre part, les dentures de la couronne 8, des satellites 11 et de la roue planétaire 9 sont de type hélicoïdal. Ainsi, dans chaque couple de dentures engrenant sous charge, il apparaît des poussées axiales opposées proportionnelles à la force circonférentielle transmise, donc au couple sur l'arbre d'entrée 2a et au couple sur l'arbre de sortie 2b. Le sens d'inclinaison hélicoïdale des dentures est choisi pour que la poussée axiale Pac (figure 2) prenant naissance dans la couronne 8 lorsqu'elle transmet un couple moteur s'exerce dans le sens où la couronne 8 pousse le plateau mobile 27, par l'intermédiaire d'une butée B2, dans le sens écartant les plateaux 26 et 27, donc desserrant l'embrayage 18. La force Pac tend aussi à rapprocher l'un de l'autre le bec 32 des masselottes 29 et le plateau de retenue 26, donc à maintenir les masselottes 29 dans leur position de repos et à comprimer le ressort belleville 34. Les satellites 11, qui engrènent non seulement avec la couronne 8 mais aussi avec la roue

planétaire 9, subissent deux réactions axiales opposées PS1 et PS2, qui s'équilibrent, et la roue planétaire 9 subit, compte-tenu de son engrènement avec les satellites 11, une poussée axiale Pap qui est égale en intensité et opposée à la poussée axiale Pac de la couronne 8. La poussée Pap de la roue planétaire 9 est transmise au carter 4 par l'intermédiaire d'une butée B3.

C'est la situation représentée à la figure 2. En supposant cette situation réalisée, on va maintenant décrire le fonctionnement de base du dispositif de transmission. Tant que le couple transmis par l'arbre d'entrée 2a est tel que la poussée axiale Pac dans la couronne 8 suffit pour comprimer le ressort belleville 34 et maintenir les masselottes 29 dans la position de repos représentée à la figure 2, l'écartement entre le plateau de retenue 26 et le plateau mobile 27 de l'embrayage est tel que les disques 19 et 22 glissent les uns contre les autres sans transmettre de couple entre eux. Dans ce cas, le porte-satellites 13 peut tourner à une vitesse différente de celle de l'arbre d'entrée 2a, et il tend à être immobilisé par la charge que l'arbre de sortie 2b doit entraîner. Il en résulte que les satellites 11 tendent à se comporter en inverseurs de mouvement, c'est à dire à faire tourner la roue planétaire 9 en sens inverse du sens de rotation de la couronne 8. Mais ceci est empêché par la roue libre 16. La roue planétaire 9 est donc immobilisée par la roue libre 16 et le porte-satellites 13 tourne à une vitesse qui est intermédiaire entre la vitesse nulle de la roue planétaire 9 et la vitesse de la couronne 8 et de l'arbre d'entrée 2a. Le module fonctionne donc en réducteur. Si la vitesse de rotation augmente et que le couple reste inchangé, il arrive un instant où la force centrifuge des masselottes 29 produit sur le plateau mobile 27 par rapport au plateau de retenue 26 une force axiale de serrage plus grande que la poussée axiale Pac, et le

plateau mobile 27 est poussé vers le plateau 26 pour réaliser la prise directe (figure 3).

L'embrayage 18, à mesure qu'il se serre pendant le passage en prise directe, transmet de plus en plus de puissance directement de la couronne 8 liée à l'arbre d'entrée 2a, au porte-satellites 13 lié à l'arbre de sortie 2b. Par conséquent, les dentures du train épicycloïdal 7 travaillent de moins en moins, c'est à dire qu'elles transmettent de moins en moins de force. La poussée axiale Pac décroît et finit par s'annuler. Ainsi, la poussée axiale due à la force centrifuge peut s'exercer pleinement pour serrer les plateaux 26 et 27 l'un vers l'autre.

Il peut alors arriver que la vitesse de rotation de l'arbre de sortie 2b diminue, et/ou que le couple à transmettre augmente, au point que les masselottes 29 n'assurent plus dans l'embrayage 18 une force de serrage suffisante pour transmettre le couple. Dans ce cas, l'embrayage 18 commence à patiner. La vitesse de la roue planétaire 9 diminue jusqu'à s'annuler. La roue libre 16 immobilise la roue planétaire et la force de denture Pac réapparaît pour desserrer l'embrayage, de sorte que le dispositif de transmission fonctionne ensuite en réducteur. Ainsi, chaque fois qu'il s'opère un changement du fonctionnement en réducteur au fonctionnement en prise directe, ou inversement, la force axiale Pac varie dans le sens qui stabilise le rapport de transmission nouvellement institué. Ceci est très avantageux d'une part pour éviter les changements de rapport trop fréquents autour de certains points de fonctionnement critiques, et d'autre part pour que les situations de patinage de l'embrayage 18 ne soient que transitoires.

Comme le montre la figure 1, des moyens complémentaires sont prévus pour faire sélectivement fonctionner le dispositif de transmission en réducteur dans des conditions différentes de celles déterminées par les forces axiales du

ressort belleville 34, des masselottes centrifuges 29 et de denture de la couronne 8.

Pour cela, le dispositif de transmission comprend un frein 43 qui permet d'immobiliser la roue planétaire 9 relativement au carter 4 indépendamment de la roue libre 16. En d'autres termes, le frein 43 est monté fonctionnellement en parallèle avec la roue libre 16 entre la roue planétaire 9 et le carter 4. Le piston 44 d'un actionneur hydraulique 45 est monté axialement coulissant pour sélectivement serrer et desserrer le frein 43. Le frein 43 et le piston 44 ont une forme annulaire ayant pour axe l'axe 12 du dispositif de la transmission. Le piston 44 est adjacent à une chambre hydraulique 46 qui peut être sélectivement alimentée en huile sous pression pour solliciter le piston 44 dans le sens du serrage du frein 43.

De plus, le piston 44 est relié rigidement à un poussoir 47 qui peut s'appuyer contre la cage 20 au moyen d'une butée axiale B_4. Le montage est tel que lorsque la pression régnant dans la chambre 46 pousse le piston 44 dans la position de serrage du frein 43, la cage 20, avant que le frein 43 ne soit serré, est repoussée de manière suffisante pour que l'embrayage 18 soit relâché.

Ainsi, lorsque le piston 44 est dans la position de serrage du frein (figure 2), la roue planétaire 9 est immobilisée même si le porte-satellites 13 tend à tourner plus vite que la couronne 8, comme c'est le cas lors du fonctionnement en retenue, et par conséquent le module fonctionne en réducteur, comme le permet le desserrage de l'embrayage 18.

L'ensemble 43, 44, 46, 47 qui vient d'être décrit constitue donc un moyen actionneur qui peut être mis à la disposition du conducteur du véhicule pour obliger le module à passer au fonctionnement en réducteur ou à conserver le fonctionnement en réducteur lorsque le

conducteur souhaite augmenter l'effet de frein moteur, par exemple en descente, ou lorsqu'il souhaite augmenter le couple moteur sur l'arbre de sortie 2b. Lorsque le couple est moteur, le frein 43 s'il est serré, exerce une action redondante avec celle de la roue libre 16, mais cela n'est pas gênant.

L'alimentation et la purge de la chambre 46 sont déterminées par l'état d'une électrovanne 69. Lorsqu'elle est au repos, l'électrovanne 69 (figures 1 et 3) relie la chambre 46 avec un trajet de fuite 151 qui est hydrauliquement résistant. Lorsque l'électrovanne 69 est alimentée électriquement (figure 2), elle isole la chambre 46 du trajet de fuite 151 et la relie avec la sortie d'une pompe 57 entraînée par le moteur 5. Indépendamment de l'état de l'électrovanne 69, la pompe 57 peut également servir à alimenter un circuit de lubrification (non représenté) du dispositif de transmission.

L'électrovanne 69 est pilotée par des moyens de commande 452 comprenant une unité de pilotage 152 reliée à un détecteur 153 de la vitesse Vs de l'arbre de sortie 2b, un détecteur 158 de la vitesse V_E de l'arbre d'entrée 2a, un sélecteur "manuel/automatique" 154 mis à la disposition du conducteur, un détecteur de la position de la pédale d'accélérateur 156, et un sélecteur "normal/sport" 157 permettant au conducteur de choisir entre deux comportements automatiques différents du dispositif de transmission.

L'unité de pilotage 152 surveille le rapport entre la vitesse d'entrée V_E et la vitesse de sortie V_S. Tant que le dispositif fonctionne en réducteur (situation représentée à la figure 2), ce rapport est égal à environ 1,4. Si la vitesse d'entrée V_E diminue par rapport à la vitesse de sortie V_S, c'est que les masselottes 29 ont commencé à serrer l'embrayage 18 et que par conséquent le dispositif de transmission a initié spontanément un passage au

fonctionnement en prise directe. Dans ce cas, pour assurer la progressivité de ce processus et, plus précisément, assurer une certaine durée de patinage des disques 19 et 22 de l'embrayage, les moyens de commande 452 qui ont détecté la diminution de V_E par rapport à V_S, commandent l'alimentation de la chambre 46 de façon que le piston 44 pousse la cage 20 dans le sens tendant à desserrer l'embrayage 18, pour ralentir le processus de serrage aboutissant à la situation représentée à la figure 3. En pratique, on souhaite que les moyens de commande 452 fassent commencer dès que possible l'action du piston 44. Compte-tenu du délai de détection et d'inévitables temps de réponse, l'action commence lorsque le rapport V_E / V_S devient inférieur à environ 1,3.

Dans l'exemple représenté, les moyens de commande 452 comprennent en plus de l'unité de pilotage 152 un étage de progressivité 453 qui reçoit également les signaux V_E et V_S, calcule en permanence le rapport de transmission, détecte la variation du rapport V_E / V_S résultant du début du serrage de l'embrayage 18 et produit sélectivement sur sa sortie 454 un signal de commande produisant une excitation modulée de l'électrovanne 69 de façon que l'actionneur 45 soit alimenté comme il vient d'être dit.

On va décrire plus précisément le procédé selon l'invention en référence à la figure 4.

Dans cette figure, le graphique du haut indique l'évolution du rapport de transmission $R = V_E/V_S$ (en ordonnées) relativement au temps T (en abscisse). Le graphique du bas indique le long de la même échelle de temps T, le niveau d'excitation (double trait sur le dessin) du bobinage de l'électrovanne 69, et le niveau de pression PV (simple trait) dans la chambre 46.

Selon une particularité préférentielle mise en œuvre dans cet exemple, l'intensité de l'effet de contre-balancement assuré par l'actionneur 45 est pilotée par

l'unité de progressivité 453 en faisant varier la largeur PW d'impulsions électriques appliquées à l'électrovanne 69. Pour cela, le signal sur la sortie 454 est appliquée à un générateur d'impulsions 456 dont la sortie 457 délivre les impulsions à l'électrovanne 69. La largeur PW des impulsions varie de 0 % (absence totale d'impulsions) à 100 % correspondant à un niveau continu. Le graphique du bas de la figure 4 représente l'évolution de la largeur des impulsions dans le temps, exprimée en %. De petites vues de détail visualisent qu'un pourcentage élevé correspond à une grande largeur d'impulsions et un pourcentage faible à une petite largeur d'impulsions.

La fréquence d'impulsions est constante et peut par exemple être de 50 Hz. Le niveau des impulsions en dehors des périodes de coupure est également constant, par exemple 12 volts.

Dans l'exemple représenté, le rapport de transmission est initialement égal à 1,4. Jusqu'à un instant T_1, le fonctionnement en réducteur est imposé par l'actionneur 45 car la largeur d'impulsions appliquée à l'électrovanne 69 est de 100 %. Il s'agit dans ce cas d'un signal continu appliqué par l'unité de pilotage 152. L'actionneur 45 est dimensionné pour être capable de surmonter la force centrifuge produite par les masselottes 29 même en l'absence de force de réaction de denture P_{AC} pour toutes les vitesses où cela peut être utile en pratique. Par exemple, si l'on estime que la vitesse V_S maximum pour laquelle il peut dans certains cas être nécessaire d'imposer le fonctionnement en réducteur est de 3 000 tours/minute, la force de l'actionneur 45 lorsque la largeur d'impulsions est durablement de 100 % est au moins égale à la force produite par effet centrifuge sur les becs 32 des masselottes lorsque la cage 20 tourne à 3 000 tours/minute.

Le fonctionnement en réducteur continue un certain temps jusqu'à l'instant T_2 où le rapport de transmission se met brusquement à diminuer. La durée T_1-T_2 peut être très courte si dès la fin de l'alimentation de l'actionneur 45 la force axiale produite par les masselottes 29 est supérieure à la réaction P_{AC}. La durée T_1-T_2 peut être plus longue dans le cas contraire, et s'il faut par conséquent attendre que le déséquilibre entre la force produite par les masselottes 29 et la force de réaction de denture P_{AC} commence à changer de sens. Quoi qu'il en soit, l'unité de progressivité 453, qui calcule en permanence le rapport $R = V_E/V_S$, détecte peu après l'instant T_2 qu'un passage du fonctionnement en réducteur au fonctionnement en prise directe s'est initié. L'unité 453 provoque ainsi à partir de l'instant T_3 et jusqu'à l'instant T_5 une excitation prédéterminée de l'actionneur 45 pour ralentir le processus de passage en prise directe, en contre-balançant de manière dosée la force produite par les masselottes 29.

Etant donné que l'actionneur 45 est capable de maintenir l'embrayage 18 ouvert à l'encontre de l'effet des masselottes 29 même en l'absence de réaction de denture P_{AC}, une excitation durable de l'actionneur 45 à PW = 100 % aurait pour effet non pas de ralentir le passage en prise directe, mais dans la plupart des cas de l'empêcher totalement et de provoquer un retour au fonctionnement en réducteur.

Dans l'exemple représenté, le dosage de l'effet de contre-balancement consiste à appliquer à l'électrovanne 69, comme représenté en bas de la figure 4, une largeur d'impulsions qui varie de 100 % à 0 % linéairement entre l'instant T_3 et l'instant T_5. L'intervalle de temps T_3-T_5 est en rapport avec la durée souhaitée pour une bonne progressivité du changement de rapport.

Plus particulièrement, l'effet des impulsions est de produire une remontée de la pression PV dans la chambre 46

de l'actionneur 45 jusqu'à un niveau qui est toutefois nettement inférieur à celui produit par une largeur d'impulsions durablement fixée à 100 % (voir graphe du bas de la figure 4). Sous l'effet des impulsions, l'électrovanne 69 oscille entre l'état ouvert et l'état fermé. Lorsqu'elle fait communiquer la chambre 46 avec la pompe 57, une onde de pression est envoyée dans la chambre 46. Lorsque l'électrovanne 69 fait communiquer la chambre 46 avec le trajet de purge 151, le caractère hydrauliquement résistant de ce trajet empêche une décharge immédiate de la chambre 46. Il en résulte sur le piston 44 un effort de contre-balancement qui est modulé sensiblement suivant le profil des largeurs d'impulsions PW dans le temps T, mais avec un certain retard. Par conséquent, la force résultante appliquée à l'embrayage dans le sens de la fermeture croît d'une valeur très faible à l'instant T_2 à une valeur égale à la force produite par les masselottes lorsque, un certain temps après la fin des impulsions à l'instant T5, la pression dans la chambre 46 s'est annulée. Ainsi, le rapport de transmission, au lieu de chuter brutalement selon la ligne en pointillés 401 illustrée à la figure 4, décroît progressivement de l'instant T_4 (légèrement postérieur à l'instant T_3), à l'instant T_6, postérieur à l'instant T_5 de fin des impulsions. Le profil de décroissance du rapport peut beaucoup varier d'un cas à l'autre, selon par exemple que le changement de rapport est dû à une augmentation, nécessairement progressive de la vitesse de rotation V_S, ou à une disparition, qui peut être brutale, du couple à transmettre. Typiquement, comme illustré à la figure 4, le profil de décroissance ressemble au profil de décroissance de la largeur d'impulsions PW.

On peut également assurer une progressivité améliorée lorsque les moyens de commande 452, en fonction des signaux qu'ils reçoivent sur leurs entrées, doivent commander le

passage du fonctionnement en prise directe au fonctionnement en réducteur, au moyen de l'actionneur 45.

Pour cela, au lieu de faire passer brusquement de 0 % à 100 % la largeur d'impulsions PW appliquée à l'électrovanne 69, l'électrovanne peut être soumise à une croissance progressive de la largeur PW des impulsions qui lui sont appliquées. Il peut cependant être avantageux de commencer par quelques impulsions de grande largeur pour remplir rapidement la chambre 46 et rattraper rapidement les différents jeux et déformabilités du système. Après cela les impulsions retombent à une largeur plus réduite puis croissent à nouveau jusqu'à un niveau durable de 100 %.

Enfin, selon une variante représentée en pointillée au graphe du bas de la figure 4, il est possible que le train d'impulsions appliqué à l'électrovanne 69 pour ralentir le passage en prise directe parte d'une valeur de PW inférieure à 100 %, l'influence sur la pression dans la chambre 46 étant diminuée de façon correspondante.

Dans l'exemple de réalisation représenté schématiquement à la figure 5, le dispositif de transmission comprend deux trains planétaires montés en série, 107, 207. Le train planétaire 107 est semblable à celui décrit en référence aux figures 1 à 3 : sa couronne 108 est reliée à l'arbre d'entrée 2a, sa roue planétaire 109 est reliée au carter 104 par l'intermédiaire d'une roue libre 116, et son porte-satellites 114, supportant des satellites 111 engrenant avec la couronne 108 et la roue planétaire 109, est relié à l'arbre de sortie 2ab du mécanisme 107, qui est également l'arbre d'entrée du mécanisme 207. Un embrayage 118 permet d'accoupler sélectivement la couronne 108 avec le porte-satellites 114, autrement dit l'arbre d'entrée 2a avec l'arbre intermédiaire 2ab pour réaliser une prise directe dans le train planétaire 107. Lorsque l'embrayage 118 est desserré, le train planétaire 107 fonctionne en réducteur, la roue

planétaire 109 étant alors immobilisée par la roue libre 116. Le rapport de réduction fourni par un tel train planétaire, c'est-à-dire un train planétaire avec entrée sur la couronne et sortie sur le porte-satellites, est couramment de l'ordre de 1,4.

Le second train planétaire 207 est différent en ce que son arbre d'entrée, constitué par l'arbre intermédiaire 2ab, est raccordé non pas à la couronne 208, mais à la roue planétaire 209, la couronne 208 étant reliée au carter 104 par l'intermédiaire d'une roue libre 216 empêchant la couronne 208 de tourner en inverse. L'arbre de sortie 2b est relié au porte-satellites 214 supportant des satellites 211 engrenant chacun avec la couronne 208 et la roue planétaire 209. Un embrayage 218 permet de solidariser l'arbre intermédiaire 2ab avec l'arbre de sortie 2b pour réaliser une prise directe dans le second mécanisme différentiel 207.

Lorsque l'embrayage 218 est desserré, le mécanisme 207 fonctionne en réducteur avec la couronne 208 immobilisée par la roue libre 216. Compte tenu du fait que l'entrée s'effectue sur la roue planétaire 209 et la sortie sur le porte-satellites 214, le rapport de réduction est alors typiquement égal à 3.

Les embrayages 118 et 218 sont sélectivement serrés par un ressort R1 et respectivement par des masselottes 229 entraînées en rotation par le porte-satellites 213, et desserrés à l'encontre de l'action du ressort R1 et respectivement des masselottes 229, par des actionneurs A1 et respectivement A2, commandés chacun par une électrovanne V1, respectivement V2, elles-mêmes pilotées par l'unité de commande 452. En outre, dans le cas de l'embrayage 218, une butée B2 transmet la force axiale de denture P_{AC} de la couronne 208 à la cage 220 dans le sens du desserrage de l'embrayage 218.

L'unité 452 reçoit sur ses entrées les signaux V_E et V_S fournis par les détecteurs 158 et 153 respectivement ainsi que le signal du détecteur 156 indicateur de la position de la pédale d'accélérateur du véhicule, ce qui correspond à un paramètre de charge C du moteur du véhicule, pouvant s'exprimer par exemple en pour-cent de la charge maximale.

Le dispositif de transmission qui vient d'être décrit est capable de fournir quatre rapports différents. Le premier rapport, ou rapport le plus court, est établi lorsque les deux embrayages 118, 218 sont desserrés et que par conséquent les deux trains planétaires 107, 207 fonctionnent en réducteurs. La transmission fournit alors un rapport de réduction égal à 1,4 X 3 = 4,2.

Pour le fonctionnement selon le deuxième rapport, l'embrayage 118 est serré et l'embrayage 218 desserré, de sorte que le train planétaire 107 fonctionne en prise directe et le train planétaire 207 en réducteur, ce qui donne un rapport de réduction total de 3 dans le dispositif de transmission.

Pour le fonctionnement selon le troisième rapport, c'est l'inverse, l'embrayage 118 est desserré et l'embrayage 218 serré, de sorte que seul le premier train planétaire 107 fonctionne en réducteur. Ceci fournit un rapport de réduction global d'environ 1,4.

Pour le fonctionnement selon le quatrième rapport, ou rapport le plus long, les deux trains 107, 207 fonctionnent en prise directe, le rapport global étant égal à 1.

Dans l'exemple simple qui est illustré, les changements de rapport dans le premier train sont uniquement pilotés par l'unité 452 d'après les paramètres de fonctionnement V_S (vitesse de sortie) et C (charge) mais des versions plus sophistiquées sont concevables, le premier train étant alors par exemple semblable à celui des figures 1 à 3.

Dans ce dispositif de transmission, le passage du deuxième au troisième rapport est délicat à piloter car

l'embrayage 118 doit se desserrer au moment où l'embrayage 218 doit se serrer. Si la synchronisation entre ces deux opérations est imparfaite, on risque d'avoir, pendant de courts instants, ou bien un desserrage simultané des deux embrayages, c'est à dire un bref retour au premier rapport de transmission avec vraisemblablement un risque de survitesse du moteur, ou bien un serrage simultané des deux embrayages, c'est à dire une brève situation de prise directe dans l'ensemble de la transmission avec un risque de sous-vitesse du moteur. Dans les deux cas, les passagers subissent des chocs, et la mécanique subit des chocs et des contraintes inutiles. En outre, ces irrégularités de fonctionnement, si on les laissait se produire, réagiraient sur les paramètres de fonctionnement relevés par l'unité 452, ce qui perturberait encore davantage le processus de changement de rapport.

On voit d'après la figure 6 que la détection par l'unité 452 du rapport global du dispositif de transmission $R = V_E/V_S$ permet à l'unité de pilotage de savoir quel rapport de transmission est réalisé à chaque instant et, par conséquent, en cas de variation de ce rapport, quel changement de rapport est en train de s'opérer.

Par conséquent, lorsque à partir du deuxième rapport de transmission, correspondant à $R = 3$, les masselottes 229 du deuxième train épicycloïdal 207 commencent à serrer l'embrayage 218, l'unité 452 détecte qu'il s'agit d'un passage du deuxième au troisième rapport, passage pour lequel il y aura lieu de synchroniser l'action des deux embrayages.

La figure 7 illustre le procédé qui est mis en œuvre pour éviter les inconvénients décrits plus haut, et plus généralement réaliser une transition quasi parfaite entre le deuxième et le troisième rapport de transmission.

On retrouve dans l'exemple de la figure 7 l'instant T1 à partir duquel l'unité de pilotage 452, autorise la

fermeture du deuxième embrayage 218, l'instant T2 à partir duquel cette fermeture commence à se produire, et l'instant T3 à partir duquel l'unité de commande 452, intégrant dans cet exemple l'unité de progressivité, excite l'actionneur 245 de manière dosée pour éviter une fermeture trop rapide de cet embrayage. Le train d'impulsions est également appliqué à l'actionneur 145 ce qui, de manière avantageuse, initie le desserrage de l'embrayage 118.

Dans cet exemple, plus perfectionné que celui de la figure 4, l'unité de pilotage 152 calcule en permanence le rapport R et adapte l'excitation (largeur d'impulsions) de l'actionneur 245 pour que R varie suivant une loi déterminée dans le temps, qui a été préalablement chargée dans une mémoire de l'unité 452. A la figure 7, cette loi prédéterminée est illustrée par une courbe en trait mixte 402. Plusieurs types d'asservissement sont possibles. On peut par exemple à chaque instant calculer l'erreur entre la valeur de R et une valeur de consigne pour cet instant. On peut également à chaque instant calculer la dérivée de R par rapport au temps et corriger l'excitation de l'actionneur 245 pour tenter de ramener cette dérivée à une valeur de consigne prédéterminée.

A un instant T7, l'unité 452 détecte que R a franchi un seuil R_S, par exemple $R_S = 2$. A cet instant, l'unité 452 commande l'excitation continue à PW = 100% de l'actionneur 145 pour desserrer l'embrayage 118 du premier train 107. La pression hydraulique dans l'actionneur 145 est illustrée par le diagramme du bas de la figure 7. En conséquence, le train 107 passe progressivement du fonctionnement en prise directe au fonctionnement en réducteur, comme illustré par le diagramme 403 du haut de la figure 7, son rapport de transmission passant donc de 1,0 à 1,4. Même si l'entrée en action de l'actionneur 145 est relativement brusque, ceci ne produit aucun choc sur l'arbre d'entrée 2a ou l'arbre de sortie 2b car la régulation assurée au moyen de

l'actionneur 245 porte sur le rapport global de la transmission. Par conséquent, comme illustré par la courbe 404 en haut de la figure 7, si l'entrée en action de l'actionneur 145 est brusque, la régulation opérée par l'actionneur 245 va provoquer une brusque décroissance correspondante du rapport de transmission dans le train 207, de façon que le rapport global continue de suivre d'assez près le profil idéal 402.

Revenant à la figure 6, lorsque l'unité 452 détecte un passage du premier au deuxième rapport ou du troisième au quatrième rapport, pour chacun desquels il y a fermeture de l'embrayage 118 sans modification de l'état de l'embrayage 218, l'actionneur 145 peut être piloté comme il a été décrit en référence aux figures 1 à 4 ou d'une manière plus sophistiquée pour que le rapport de transmission ou sa dérivée dans le temps suive une loi ou consigne prédéterminée. Les impulsions, également appliquées à l'embrayage 218, sont sans effet sur celui-ci car la pression qui en résulte dans l'actionneur 245 est insuffisante.

Dans la partie droite de la figure 6, on a également illustré les situations où le dispositif de transmission provoque un passage à un rapport plus court. Dans ce cas, les actionneurs peuvent être pilotés comme cela a été décrit dans le WO-97/08 478, dont le contenu est intégré à la présente demande par voie de référence.

En ce qui concerne le passage du troisième au deuxième rapport (partie droite de la figure 6), celui-ci est initié spontanément par un patinage de l'embrayage 218 ou sur intervention de l'unité 452 provoquant ce patinage par une excitation appropriée de l'actionneur 245. A partir d'un instant T8 correspondant au franchissement d'un seuil qui peut être le seuil R_S comme illustré ou un seuil légèrement différent, l'unité 452 commande la purge de l'actionneur 145. Dans ce cas, le procédé selon l'invention peut

également être mis en œuvre, en maintenant, au moyen d'impulsions modulées en largeur, une résistance dosée dans l'actionneur 145 à l'encontre de l'action du ressort R1.

Bien entendu, l'invention n'est pas limitée aux exemples décrits et représentés.

La mise en œuvre de l'invention n'est pas nécessairement couplée avec d'autres fonctions de pilotage d'une transmission.

L'invention est compatible avec des transmissions autres qu'actionnées par la force centrifuge et/ou les forces de réaction de denture.

Dans un mode de réalisation où il faut modifier simultanément l'état de deux embrayages tels que 118 et 218 à la figure 5, on pourrait n'appliquer l'invention qu'isolément à l'embrayage qui est soumis à l'action du générateur d'effort, par exemple comme décrit en référence aux figures 1 à 4, et réguler d'une autre manière la progressivité du changement d'état de l'autre embrayage, en utilisant notamment l'enseignement du WO-A-96/23 144 et du WO-A-97/08 478.

REVENDICATIONS

1. Procédé pour ajuster la progressivité de passage d'un rapport de transmission ancien à un rapport de transmission nouveau, dans un dispositif de transmission comprenant :

- un dispositif d'accouplement sélectif (18, 118, 218) entre deux organes rotatifs ;
- un moyen générateur d'effort (29, R1, 229) pour solliciter le moyen d'accouplement sélectif vers l'un prédéterminé de ses états de glissement et d'adhérence, correspondant au rapport nouveau ;
- un moyen actionneur (45, 145, 245) capable de solliciter le moyen d'accouplement sélectif vers l'autre desdits états, correspondant au rapport ancien ;

caractérisé en que le procédé comprend, pendant que le moyen générateur actionne le moyen d'accouplement sélectif vers son état correspondant au rapport nouveau, une étape de commande du moyen actionneur pour qu'il produise une force résistante dosée, ralentissant la transition entre le rapport ancien et le rapport nouveau.

2. Procédé selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'en ce qu'il est appliqué à un dispositif de transmission dont le moyen actionneur est un vérin hydraulique (45, 145, 245), et en ce que l'étape de commande est exécutée en raccordant sélectivement une chambre de pression (46) du vérin avec une source de pression (57).

3. Procédé selon la revendication 2, caractérisé en ce qu'on dose ladite force résistante en faisant alterner des phases où la chambre de pression (46) communique avec un circuit de purge (151) et des phases où la chambre de pression communique avec la source (57).

4. Procédé selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce qu'on excite l'actionneur au moyen d'impulsions.

5. Procédé selon la revendication 4, caractérisé en ce qu'on dose l'effort en réglant la largeur des impulsions (PW).

6. Procédé selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce qu'on applique au moyen actionneur (45, 145, 245) une excitation qui décroît à partir d'un maximum et selon un profil de décroissance prédéterminé.

7. Procédé selon la revendication 6, caractérisé en ce qu'on détecte une grandeur physique (V_E, V_S) sur laquelle influe le passage progressif du rapport de transmission ancien au rapport de transmission nouveau, et on commande le moyen actionneur (45, 245) en fonction du résultat de cette détection.

8. Procédé selon la revendication 7, caractérisé en ce qu'on détecte comme grandeur physique au moins une vitesse de rotation (V_E) et on la compare à une autre vitesse de rotation (V_S) par rapport à laquelle elle varie pendant le processus de changement de rapport.

9. Procédé selon la revendication 7 ou 8, caractérisé en ce qu'on dose la force résistante en fonction de l'écart entre une valeur réelle obtenue par la détection de la grandeur physique et une consigne pendant le processus de changement de rapport.

10. Procédé selon l'une des revendications 7 à 9, caractérisé en ce qu'en fonction de la grandeur physique détectée, on pilote en outre un autre changement d'état dans le dispositif de transmission.

11. Procédé selon la revendication 10, caractérisé en ce que le pilotage de l'autre changement d'état comprend l'initiation dudit autre changement d'état lorsque la grandeur physique a franchi un seuil prédéterminé (R_S).

12. Procédé selon la revendication 10 ou 11, caractérisé en ce qu'on détermine si ledit autre changement d'état est nécessaire d'après la gamme de valeurs dans

laquelle évolue la grandeur physique (R) pendant le changement de rapport.

13. Procédé selon l'une des revendications 7 à 12, caractérisé en ce que comme grandeur physique on détecte une vitesse d'entrée (V_E) dans le dispositif de transmission par rapport à une vitesse de sortie (V_S) du dispositif de transmission.

14. Procédé selon l'une des revendications 1 à 13, caractérisé en ce que pendant le processus de changement de rapport on laisse le moyen générateur d'effort (29, 229) sans pilotage direct.

15. Procédé selon l'une des revendications 1 à 14, caractérisé en ce qu'il est appliqué à un dispositif de transmission dans lequel le moyen générateur d'effort est de type centrifuge (29, 229).

16. Procédé selon l'une des revendications 1 à 15, caractérisé en ce que le moyen actionneur (45, 245) agit dans le même sens sur le dispositif d'accouplement sélectif qu'une force (P_{AC}) produite proportionnellement à un couple transmis dans le dispositif de transmission.

17. Dispositif de transmission pour véhicule, comprenant :

- au moins un train d'engrenages (7 ; 107, 207) ;
- un moyen d'accouplement sélectif (18, 118, 218) pouvant par passage d'un état d'accouplement ancien à un état d'accouplement nouveau faire passer le train d'engrenage d'un rapport de transmission ancien à un rapport de transmission nouveau ;
- un moyen générateur d'effort (29, R1, 229) capable de faire passer le moyen d'accouplement sélectif de l'état d'accouplement ancien à l'état d'accouplement nouveau ;
- un moyen actionneur (45, 145, 245) capable d'exercer sur le moyen d'accouplement sélectif une action vers l'état d'accouplement ancien ;

- des moyens de commande (452) du moyen actionneur ;

caractérisé en ce que les moyens de commande (452) comprennent des moyens de progressivité (453) pour faire exercer par le moyen actionneur un effort dosé ralentissant le passage du moyen d'accouplement sélectif de l'état d'accouplement ancien à l'état d'accouplement nouveau sous l'action du moyen générateur d'effort.

18. Dispositif de transmission selon la revendication 17, caractérisé en ce que le moyen actionneur est un vérin hydraulique (45, 145, 245), et les moyens de progressivité (453) sont conçus pour faire alterner des phases de purge et des phases de mise sous pression d'une chambre de travail (46) du vérin.

19. Dispositif de transmission selon la revendication 18, caractérisé en ce que le trajet de purge (151) du vérin est hydrauliquement résistant.

20. Dispositif de transmission selon l'une des revendications 17 à 19, caractérisé en ce que les moyens de progressivité (453) sont conçus pour générer des impulsions appliquées au moins indirectement au moyen actionneur (45, 145, 245).

21. Dispositif de transmission selon la revendication 20, caractérisé en ce que les impulsions sont à largeur d'impulsions variable.

22. Dispositif de transmission selon la revendication 20 ou 21, caractérisé en ce que les moyens de progressivité (453) sont capables d'appliquer sélectivement de manière continue des impulsions d'une largeur constante inférieure à 100 % pour faire produire par l'actionneur une force qui décale des conditions de changement spontané du rapport de transmission dans le dispositif de transmission.

23. Dispositif de transmission selon l'une des revendications 17 à 22, caractérisé en ce que les moyens de commande (452) ont une entrée reliée à des moyens (153, 158) pour détecter une grandeur physique susceptible d'être

influencée par le changement progressif du rapport de transmission après son initiation.

24. Dispositif de transmission selon la revendication 23, caractérisé en ce que les moyens de commande (452) sont sensibles à l'évolution de la valeur de ladite grandeur physique pour doser l'action du moyen actionneur pendant le passage du rapport ancien au rapport nouveau.

25. Dispositif de transmission selon l'une des revendications 23 ou 24, caractérisé en ce que la grandeur physique à laquelle les moyens de commande sont sensibles comprend une vitesse à l'entrée du dispositif (V_E) par rapport à une vitesse à la sortie du dispositif (V_S).

26. Dispositif de transmission selon l'une des revendications 23 à 25, caractérisé en ce que les moyens de commande (452) réalisent un asservissement de la variation de la grandeur physique par rapport à une consigne.

27. Dispositif de transmission selon l'une des revendications 23 à 25, caractérisé en ce que les moyens de commande sont sensibles à l'évolution de la grandeur physique pour déclencher une excitation programmée, au moins indirecte, du moyen actionneur.

28. Dispositif de transmission selon l'une des revendications 23 à 27, caractérisé en ce que les moyens de commande sont en outre sensibles à une valeur de seuil (R_S) de la grandeur physique pour déclencher un autre changement d'état dans le dispositif de transmission.

29. Dispositif de transmission selon la revendication 28, caractérisé en ce qu'il comprend deux trains d'engrenage (107, 207) montés en série, en ce que le dispositif d'accouplement (218) est associé à un premier (207) des trains d'engrenage dans lequel le saut entre le rapport ancien et le rapport nouveau est relativement grand, et en ce que ledit autre changement d'état concerne l'autre train d'engrenage (107) pour le faire changer de rapport dans l'autre sens avec un saut plus petit.

30. Dispositif de transmission selon l'une des revendications 17 à 29, caractérisé en ce que le moyen générateur d'effort est un moyen centrifuge (229).

31. Dispositif de transmission selon l'une des revendications 17 à 30, caractérisé en ce que le moyen actionneur (45, 245) est monté de façon à ajouter son action sur le moyen d'accouplement sélectif (18, 218) dans le même sens qu'un moyen d'auto-pilotage (132) produisant une force (P_{AC}) représentative d'un couple transmis dans le dispositif de transmission.

32. Dispositif de transmission selon la revendication 31, caractérisé en ce que le moyen d'auto-pilotage est un moyen (132) pour transmettre au moyen d'accouplement sélectif (18, 218) une force (P_{AC}) de réaction de denture dans le train d'engrenage (7, 207).

33. Dispositif de transmission selon l'une des revendications 30 à 32, caractérisé en ce que l'état d'accouplement ancien est un état désaccouplé dans lequel un couple de rotation est transmis par le train d'engrenage (7, 207), et l'état l'accouplement nouveau est un état de prise dans lequel, en termes de transmission de couple, le train d'engrenage (7, 207) est court-circuité par le dispositif d'accouplement sélectif (18, 218).

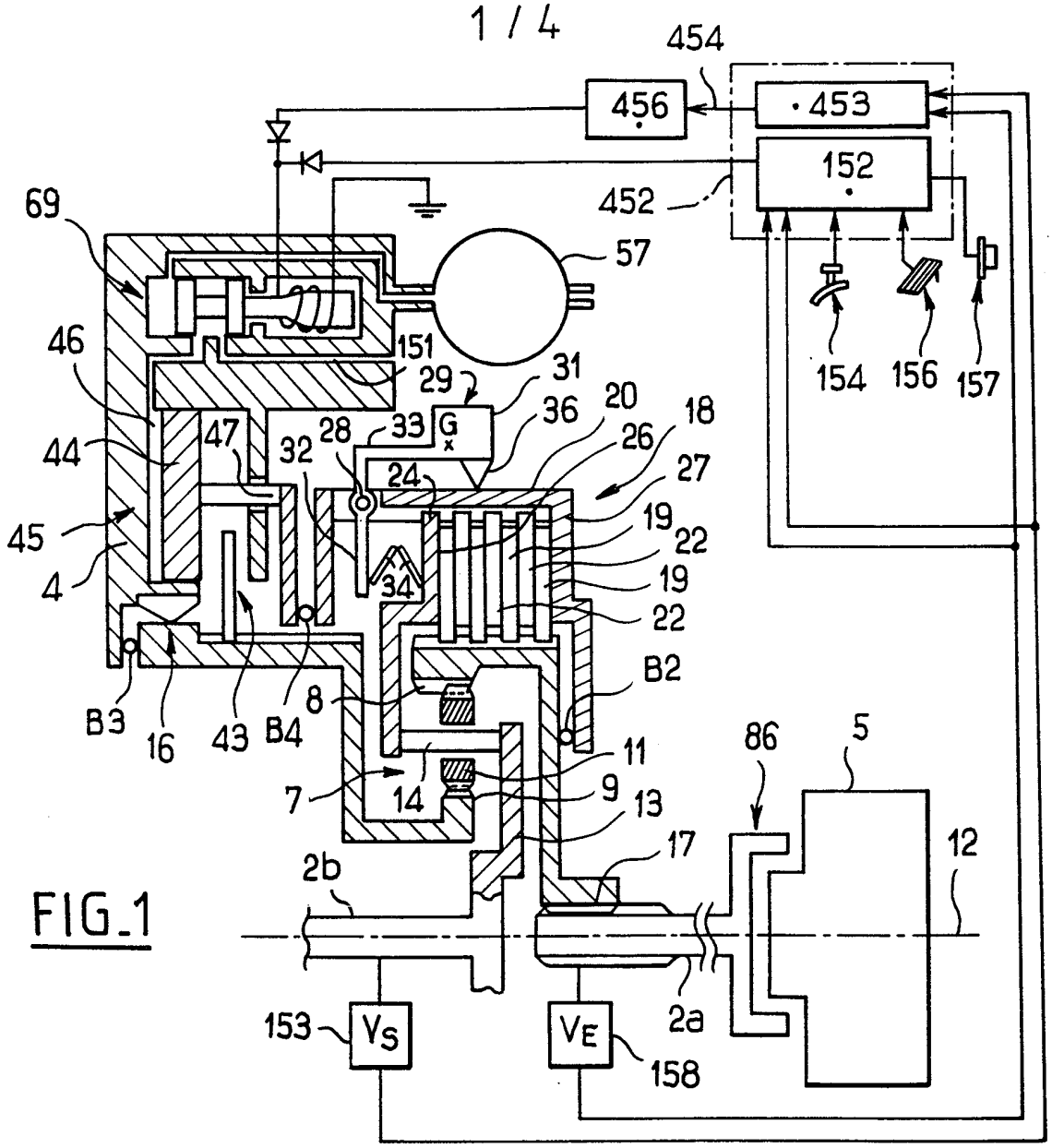

454
456
453
152
452
69
57
46
151
29
31
44
47
32
28
33
G
36
20
18
26
27
24
45
19
22
4
34
19
22
B2
B3
16
43
B4
8
11
86
5
7
14
9
13
17
12
2b
2a
153
Vs
VE
158
154
156
157

FIG_1

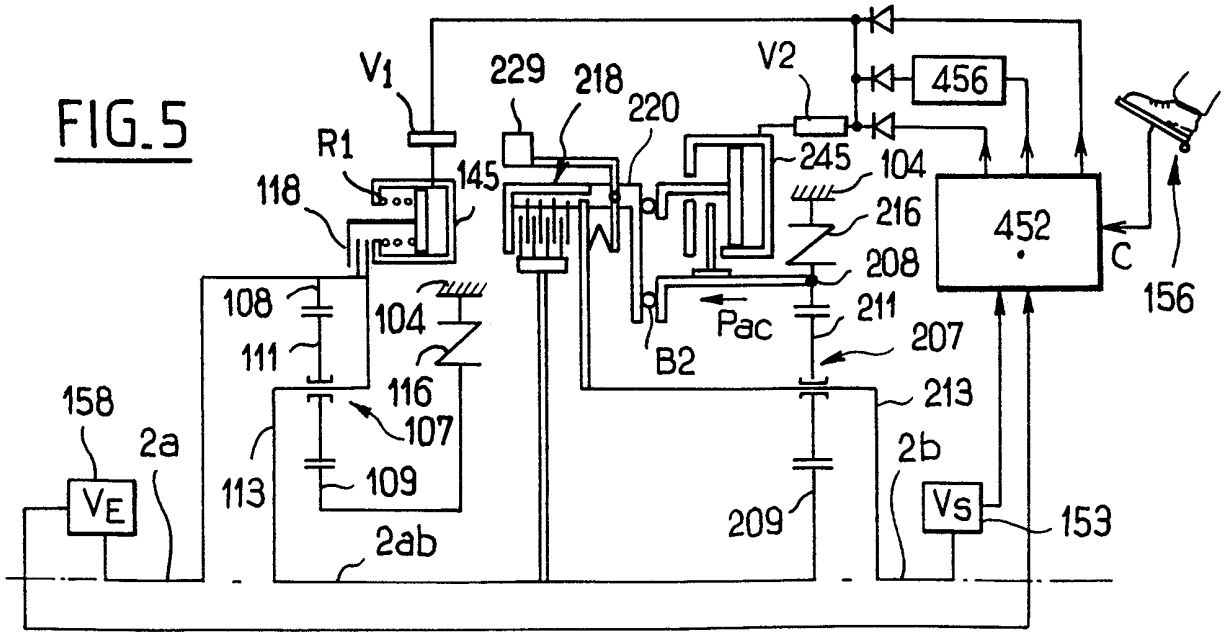

V1
229
218
220
V2
456
R1
145
245
104
118
216
452
C
208
108
104
Pac
211
156
111
B2
207
116
213
158
2a
107
2b
113
109
209
Vs
153
VE
2ab

FIG_5

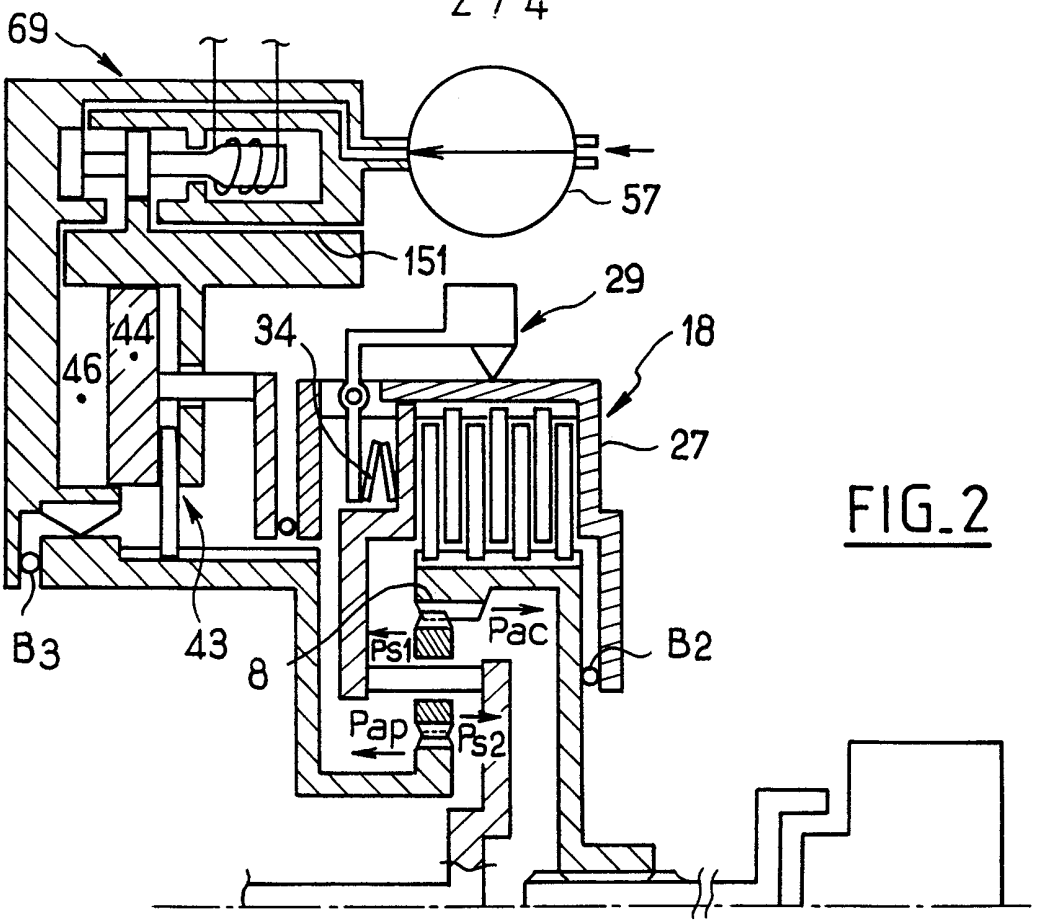

69
57
151
29
18
44
46
34
27
B3
43
8
Ps1
Pac
B2
Pap
Ps2

FIG_2

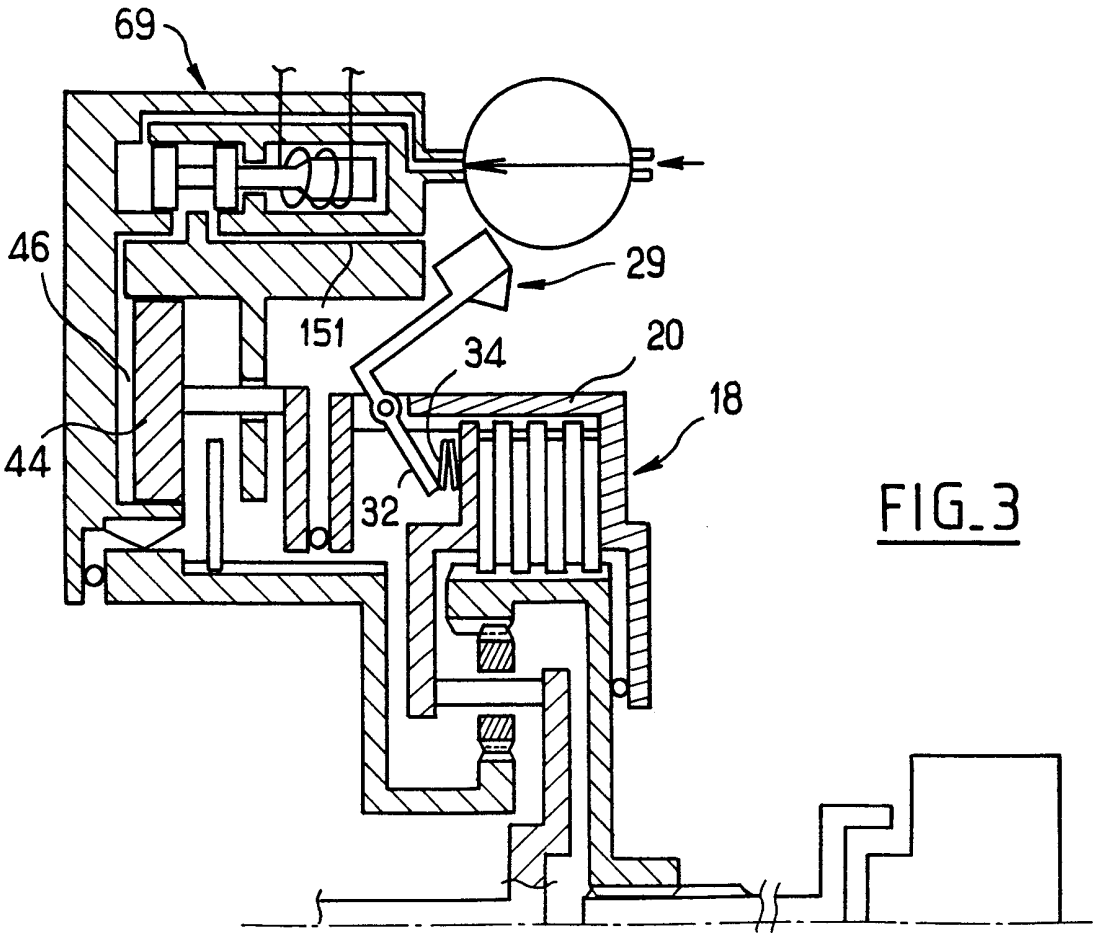

69
46
29
151
34
20
18
44
32

FIG_3

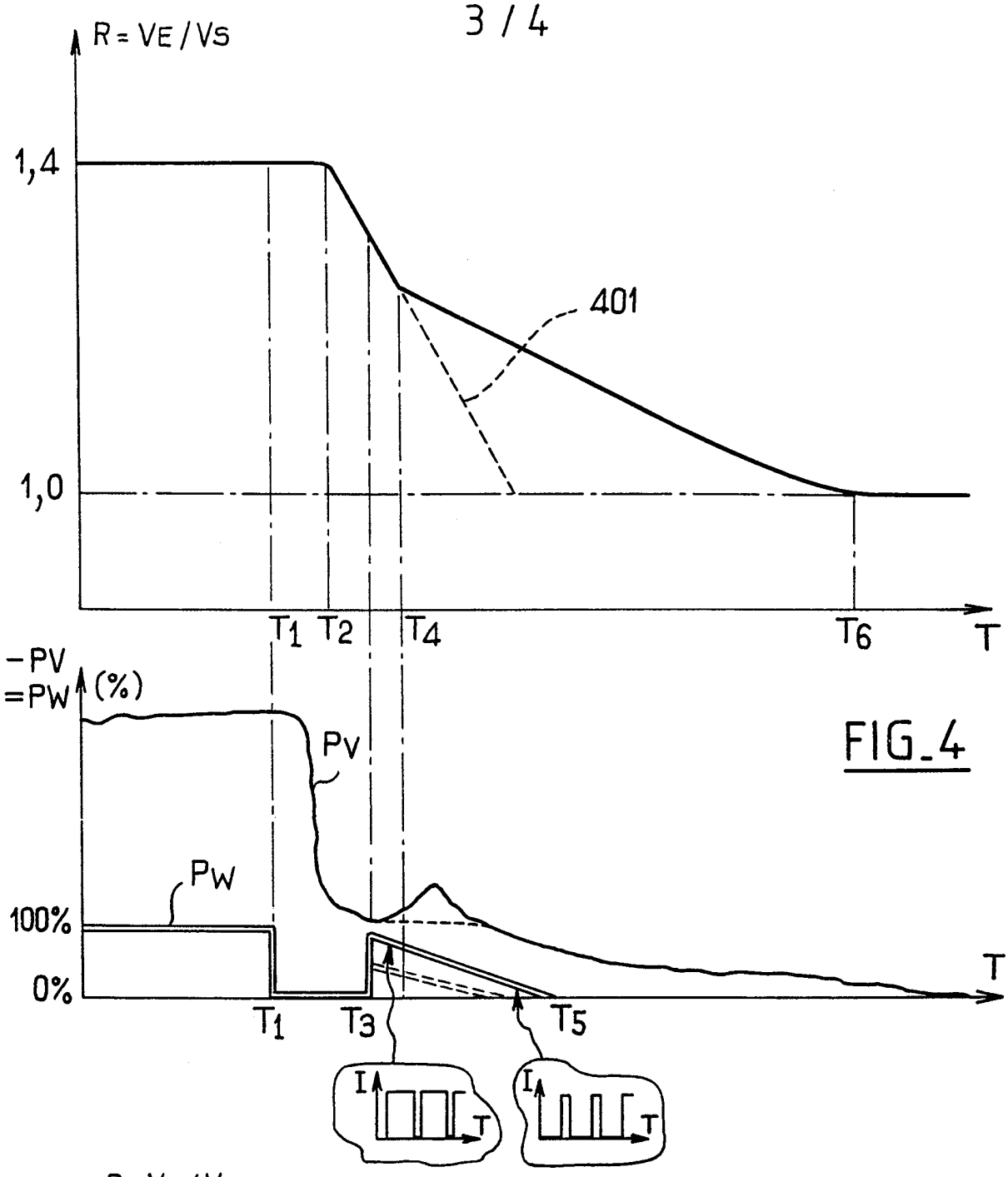

R = VE / VS
1,4
1,0
401
T1
T2
T4
T6
T
-PV
=PW
(%)
PV
PW
100%
0%
T1
T3
T5
T
I
T
I
T

FIG_4

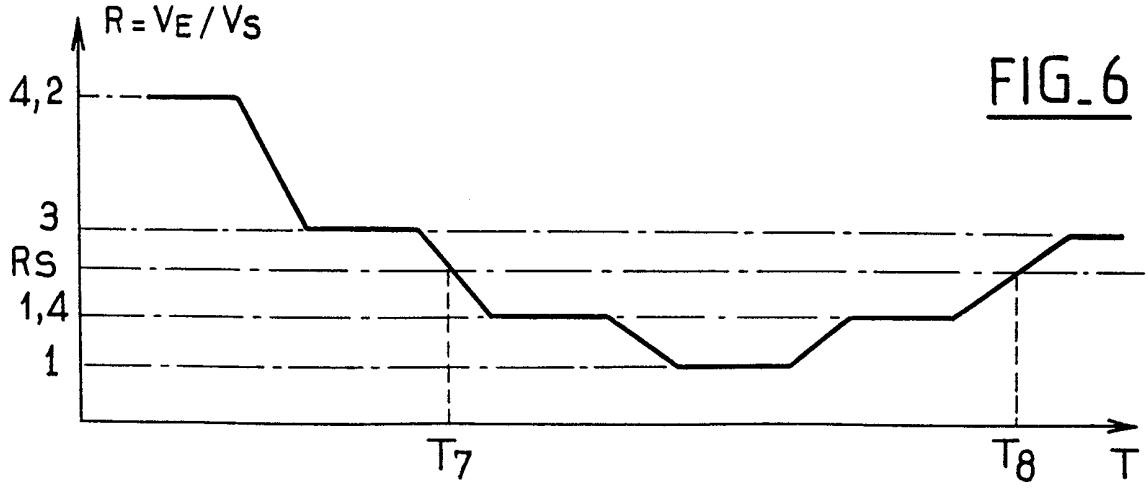

R = VE / VS
4,2
3
RS
1,4
1
T7
T8
T

FIG_6

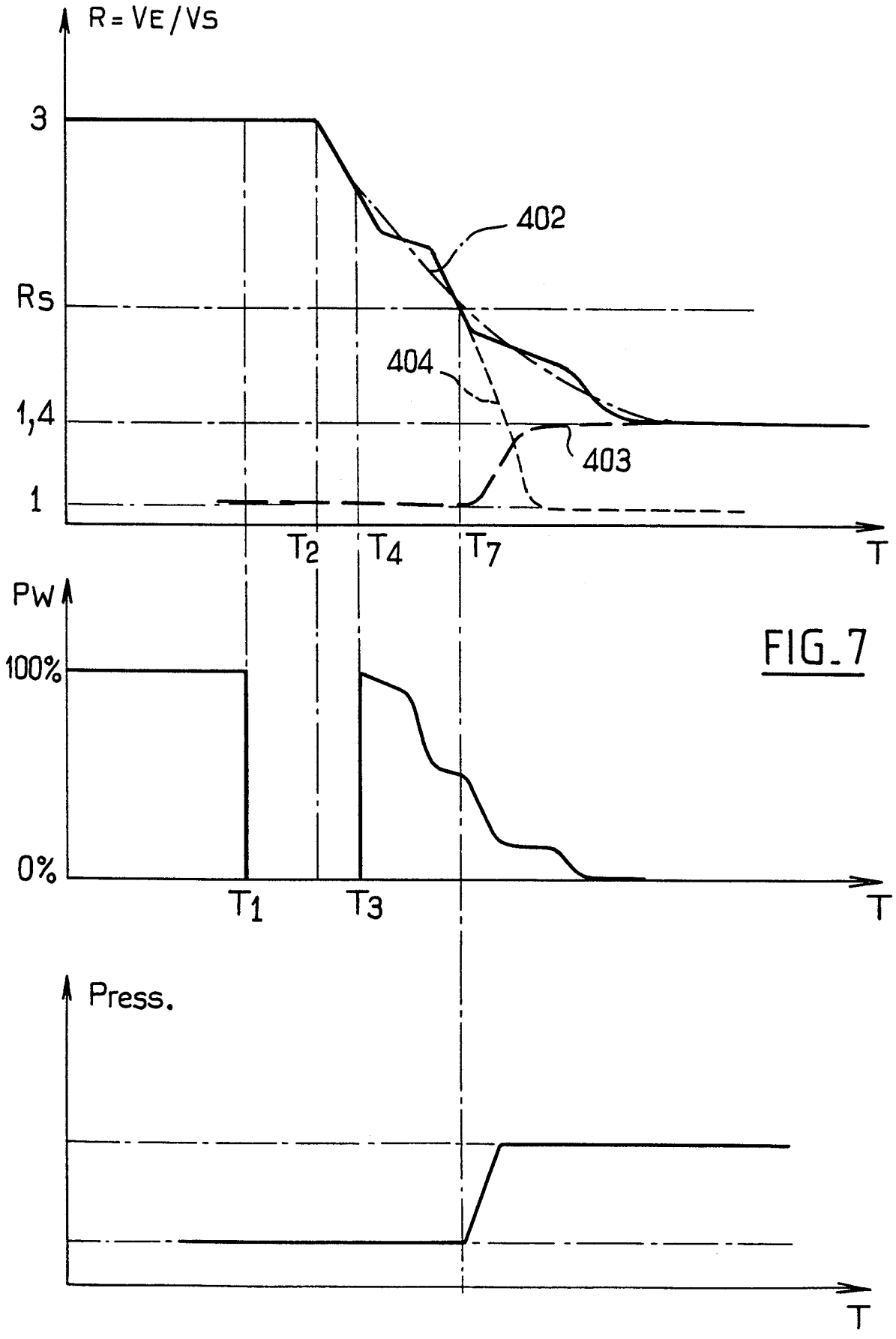


FIG_7

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Internat .l Application No
PCT/FR 98/01883

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
IPC 6 F16H61/02 F16H61/06

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

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
IPC 6 F16H

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

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

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	GB 2 251 041 A (DAIMLER BENZ AG) 24 June 1992 see page 1, line 1-16 see page 9, line 10, paragraph 2	1-3,6, 14,17-19
X	GB 2 032 024 A (FORD MOTOR CO) 30 April 1980 see page 1, line 24-115	1,2,14, 17,19
A	WO 96 06293 A (ANTONOV AUTOMOTIVE EUROP ;ANTONOV ROUMEN (FR)) 29 February 1996 see page 13, line 3 - page 15, line 8	1,14-17, 30-33
A	US 4 527 678 A (PIERCE STANLEY L ET AL) 9 July 1985 see abstract	3-9,13, 18-27

☐ Further documents are listed in the continuation of box C.

☒ Patent family members are listed in annex.

° Special categories of cited documents :

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

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

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

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

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

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

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

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

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
11 December 1998	21/12/1998

Name and mailing address of the ISA	Authorized officer
European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax: (+31-70) 340-3016	Hunt, A

1

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

Internati Application No
PCT/FR 98/01883

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
GB 2251041 A	24-06-1992	DE 4041159 A	02-07-1992
		FR 2670855 A	26-06-1992
		IT 1250953 B	24-04-1995
		JP 4302716 A	26-10-1992
		US 5234087 A	10-08-1993
GB 2032024 A	30-04-1980	DE 2841507 A	03-04-1980
		CA 1121181 A	06-04-1982
		JP 1426787 C	25-02-1988
		JP 55097550 A	24-07-1980
		JP 62035542 B	03-08-1987
		US 4347764 A	07-09-1982
WO 9606293 A	29-02-1996	FR 2723775 A	23-02-1996
		AT 173328 T	15-11-1998
		AU 3180395 A	14-03-1996
		BR 9508616 A	30-09-1997
		CA 2197228 A	29-02-1996
		CN 1160437 A	24-09-1997
		CZ 9700473 A	13-05-1998
		EP 0775272 A	28-05-1997
		HU 76964 A	28-01-1998
		JP 10504376 T	28-04-1998
		PL 318694 A	07-07-1997
		SK 15697 A	05-11-1997
		ZA 9506888 A	13-03-1996
US 4527678 A	09-07-1985	NONE	

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Demand ernationale No
PCT/FR 98/01883

A. CLASSEMENT DE L'OBJET DE LA DEMANDE
CIB 6 F16H61/02 F16H61/06

Selon la classification internationale des brevets (CIB) ou à la fois selon la classification nationale et la CIB

B. DOMAINES SUR LESQUELS LA RECHERCHE A PORTE

Documentation minimale consultée (système de classification suivi des symboles de classement)
CIB 6 F16H

Documentation consultée autre que la documentation minimale dans la mesure où ces documents relèvent des domaines sur lesquels a porté la recherche

Base de données électronique consultée au cours de la recherche internationale (nom de la base de données, et si réalisable, termes de recherche utilisés)

C. DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS

Catégorie °	Identification des documents cités, avec, le cas échéant, l'indication des passages pertinents	no. des revendications visées
X	GB 2 251 041 A (DAIMLER BENZ AG) 24 juin 1992 voir page 1, ligne 1-16 voir page 9, ligne 10, alinéa 2	1-3,6, 14,17-19
X	GB 2 032 024 A (FORD MOTOR CO) 30 avril 1980 voir page 1, ligne 24-115	1,2,14, 17,19
A	WO 96 06293 A (ANTONOV AUTOMOTIVE EUROP ;ANTONOV ROUMEN (FR)) 29 février 1996 voir page 13, ligne 3 - page 15, ligne 8	1,14-17, 30-33
A	US 4 527 678 A (PIERCE STANLEY L ET AL) 9 juillet 1985 voir abrégé	3-9,13, 18-27

☐ Voir la suite du cadre C pour la fin de la liste des documents

☒ Les documents de familles de brevets sont indiqués en annexe

° Catégories spéciales de documents cités:

"A" document définissant l'état général de la technique, non considéré comme particulièrement pertinent

"E" document antérieur, mais publié à la date de dépôt international ou après cette date

"L" document pouvant jeter un doute sur une revendication de priorité ou cité pour déterminer la date de publication d'une autre citation ou pour une raison spéciale (telle qu'indiquée)

"O" document se référant à une divulgation orale, à un usage, à une exposition ou tous autres moyens

"P" document publié avant la date de dépôt international, mais postérieurement à la date de priorité revendiquée

"T" document ultérieur publié après la date de dépôt international ou la date de priorité et n'appartenant pas à l'état de la technique pertinent, mais cité pour comprendre le principe ou la théorie constituant la base de l'invention

"X" document particulièrement pertinent; l'inven tion revendiquée ne peut être considérée comme nouvelle ou comme impliquant une activité inventive par rapport au document considéré isolément

"Y" document particulièrement pertinent; l'inven tion revendiquée ne peut être considérée comme impliquant une activité inventive lorsque le document est associé à un ou plusieurs autres documents de même nature, cette combinaison étant évidente pour une personne du métier

"&" document qui fait partie de la même famille de brevets

Date à laquelle la recherche internationale a été effectivement achevée	Date d'expédition du présent rapport de recherche internationale
11 décembre 1998	21/12/1998

Nom et adresse postale de l'administration chargée de la recherche internationale	Fonctionnaire autorisé
Office Européen des Brevets, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax: (+31-70) 340-3016	Hunt, A

1

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Renseignements relatifs aux membres de familles de brevets

Demanc .ernationale No
PCT/FR 98/01883

Document brevet cité au rapport de recherche	Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
GB 2251041 A	24-06-1992	DE 4041159 A	02-07-1992
		FR 2670855 A	26-06-1992
		IT 1250953 B	24-04-1995
		JP 4302716 A	26-10-1992
		US 5234087 A	10-08-1993
GB 2032024 A	30-04-1980	DE 2841507 A	03-04-1980
		CA 1121181 A	06-04-1982
		JP 1426787 C	25-02-1988
		JP 55097550 A	24-07-1980
		JP 62035542 B	03-08-1987
		US 4347764 A	07-09-1982
WO 9606293 A	29-02-1996	FR 2723775 A	23-02-1996
		AT 173328 T	15-11-1998
		AU 3180395 A	14-03-1996
		BR 9508616 A	30-09-1997
		CA 2197228 A	29-02-1996
		CN 1160437 A	24-09-1997
		CZ 9700473 A	13-05-1998
		EP 0775272 A	28-05-1997
		HU 76964 A	28-01-1998
		JP 10504376 T	28-04-1998
		PL 318694 A	07-07-1997
		SK 15697 A	05-11-1997
		ZA 9506888 A	13-03-1996
US 4527678 A	09-07-1985	AUCUN	