

①9 RÉPUBLIQUE FRANÇAISE

INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE

PARIS

①1 N° de publication :

2 634 850

(à n'utiliser que pour les
commandes de reproduction)

②1 N° d'enregistrement national :

89 09607

⑤1 Int Cl⁵ : F 16 H 47/04; B 60 K 17/34.

①2

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②2 Date de dépôt : 18 juillet 1989.

③0 Priorité : DE, 27 juillet 1988, n° P 38 25 409.3.

④3 Date de la mise à disposition du public de la demande : BOPI « Brevets » n° 5 du 2 février 1990.

⑥0 Références à d'autres documents nationaux apparentés :

⑦1 Demandeur(s) : Société dite : MAN Nutzfahrzeuge Aktiengesellschaft. — DE.

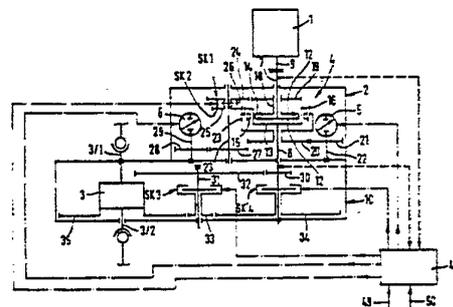
⑦2 Inventeur(s) : Faust Hagin ; Hans Drewitz.

⑦3 Titulaire(s) :

⑦4 Mandataire(s) : Cabinet Claude Rodhain, Conseils en Brevets d'Invention.

⑤4 Ensemble d'entraînement, notamment pour un véhicule à roues, tout terrain.

⑤7 L'invention se rapporte à un ensemble d'entraînement, par exemple pour un véhicule à roues tout terrain, avec un moteur d'entraînement 1, et une transmission de répartition de puissance mécanique-hydrostatique 2 de conception connue, comprenant entre autre deux convertisseurs hydrauliques 5, 6. Selon l'invention, une boîte de transmission supplémentaire spéciale 10, est agencée en aval de la transmission de répartition de puissance. Dans cette boîte de transmission additionnelle, il est possible d'activer l'un ou l'autre de deux rapports de transmission, au moyen de deux embrayages SK3, SK4, l'un de ces rapports étant utilisé pour le démarrage ou la marche très lente et provoquant une augmentation de la plage de conversion de couple jusqu'à environ 25, tandis que l'autre rapport est actif lors de la marche normale. Le passage dans l'un de ces deux rapports, au cours de la marche, s'effectue en étant piloté par un dispositif de commande 48, par un actionnement inversé des embrayages SK3, SK4, et simultanément, par une régression brusque, à zéro, de l'angle d'inclinaison du convertisseur hydraulique 6, et une augmentation brusque, simultanée, de l'angle d'inclinaison du convertisseur hydraulique 5, à sa valeur maximale.



FR 2 634 850 - A1

D

"Ensemble d'entraînement, notamment pour un véhicule à roues, tout terrain".

L'invention concerne un ensemble d'entraînement, notamment pour un véhicule à roues, tout terrain, comportant un moteur d'entraînement et une transmission hydrostatique-mécanique de répartition de puissance, se composant d'un train épicycloïdal à au moins quatre arbres, avec au moins deux rangées de satellites, deux roues planétaires, un porte-satellites et une couronne, l'ensemble comportant également deux arbres principaux constituant l'entrée et la sortie et reliés chacun avec différents arbres du train épicycloïdal, ainsi qu'au moins deux convertisseurs hydrauliques qui chacun, au moins dans une plage de fonctionnement, est relié à un arbre propre du train épicycloïdal, et qui fonctionnent alternativement en pompe et en moteur. L'un au moins des convertisseurs hydrauliques peut être commuté, par l'intermédiaire d'embrayages, alors que l'autre convertisseur est tout au moins sensiblement à l'arrêt, de l'arbre principal coté sortie, sur la roue planétaire qui n'est pas située coté entraînement, lors du passage d'une plage de fonctionnement dans l'autre, et passe de la fonction moteur à la fonction pompe, en mode de traction.

Un ensemble d'entraînement avec de telles caractéristiques est connu, par exemple par la publication DE-PS- 29 04 572. Dans des ensembles d'entraînement de ce type, réalisés par exemple pour des autobus urbains de ligne, on utilise une boîte de transmission de répartition de puissance avec un train épicycloïdal et deux convertisseurs hydrauliques se présentant sous la forme de machines à fluide réglables et pouvant fonctionner en moteur ou en pompe, et dont chacune peut transmettre une puissance de crête de l'ordre de grandeur de la puissance du moteur d'entraînement. Grâce à cette configuration de

l'ensemble d'entraînement, il est possible d'obtenir entre le moteur d'entraînement et la transmission à l'essieu, une augmentation de la plage de conversion de couple, d'un ordre de grandeur correspondant à un facteur de 6. Cette augmentation du couple est en général suffisante dans le cas des autobus et des véhicules utilitaires classiques.

Dans des chaînes cinématiques d'entraînement, nécessitant une plage de conversion de couple importante, par exemple de véhicules à roues, tout terrain, un ensemble d'entraînement tel que précité pourrait s'avérer non satisfaisant, car l'augmentation de la plage de conversion de couple (d'un facteur 6) précitée, est insuffisante, notamment dans le cas d'un démarrage ou d'une marche à très faible vitesse dans des terrains difficiles. Une plage de conversion de couple suffisante serait seulement obtenue, dans le cas d'une telle utilisation par une augmentation du couple entre le moteur d'entraînement et la transmission à l'essieu, d'un facteur d'un ordre de grandeur d'environ 25, à puissance maximum du moteur.

Le but de l'invention est donc de développer un ensemble d'entraînement du type précité, de manière à ce qu'il soit possible d'obtenir une plage totale de conversion de couple de l'étendue nécessaire, à savoir d'un ordre de grandeur d'environ 25.

Ce but est atteint selon l'invention, en développant l'ensemble du type précité, en prévoyant une boîte de transmission additionnelle, à deux rapports sélectionnables au choix, chacun par un embrayage, et associée à la transmission de répartition de puissance; l'un de ces rapports est utilisé pour le démarrage ou la marche à très faible vitesse en terrain difficile, et provoquant l'augmentation nécessaire de la plage de conversion de couple, l'autre rapport étant au contraire actif en marche normale, la commutation de

l'un à l'autre de ces deux rapports étant supervisé par un dispositif de commande. Cette commutation dans l'un des rapports s'effectue pendant une phase d'accélération dans la deuxième plage de fonctionnement, et pendant une phase de décélération après retour dans la première plage de fonctionnement, à l'intérieur de celle-ci.

Des modes de réalisation avantageux de cette boîte de transmission additionnelle seront décrits plus en détail ci-après.

Grâce à l'adjonction de cette boîte de transmission additionnelle, selon l'invention, en aval de la transmission de répartition de puissance, et grâce au mode de commande selon l'invention, il est possible, dans le cas de l'utilisation dans un véhicule, de passer, pendant la marche et sans être obligé de passer préalablement à l'arrêt, d'une vitesse de marche normale à un rapport de transmission dans lequel peut être effectuée une marche en terrain difficile à vitesse relativement lente et avec un couple extrêmement surmultiplié. De la même manière, il est possible de passer d'une telle marche lente en terrain difficile à un rapport de transmission qui autorise immédiatement la marche normale, sans passer à l'arrêt.

Dans la suite la solution préconisée par l'invention est explicitée plus en détail, au regard des deux exemples de réalisation représentés l'un sur la figure 1, et l'autre sur la figure 2. Pour des raisons de clarté, les éléments constitutifs identiques ou correspondant entre-eux, sont identifiés par les mêmes repères sur les figures.

Dans les figures, on désigne par (1) un moteur d'entraînement, par exemple un moteur Diesel, par (2) une transmission de répartition de puissance hydrostatique-mécanique, par (3) un différentiel, par

(3/1,3/2) les arbres d'entraînement sortants de chaque coté du différentiel (3) et reliés aux transmissions d'essieu avant ou arrière. La transmission de répartition de puissance (2) comprend un train épicycloïdal (4) à au moins quatre arbres, ainsi qu'au moins deux convertisseurs hydrauliques (5,6). Dans le cas de ces derniers, il s'agit de machines hydrauliques qui chacune peuvent fonctionner dans les deux sens, en moteur ou en pompe, et qui sont reliées par l'intermédiaire de conduites hydrauliques non représentées. La référence (7) désigne l'arbre principal d'entrée, et (8) l'arbre principal de sortie de la transmission de répartition de puissance (2). L'arbre principal d'entrée (7) est directement couplé au vilebrequin (9) du moteur d'entraînement. L'arbre principal de sortie (8) est prolongé à l'intérieur d'une boîte de transmission additionnelle (10), qui constitue l'organe de transmission intermédiaire entre la sortie de la transmission de répartition de puissance (2) et l'entrée du différentiel (3).

Le train épicycloïdal (4) comprend, dans l'exemple de réalisation représenté, une grande roue planétaire (11) reliée de manière fixe à l'arbre principal d'entrée (7), une petite roue planétaire (12), plusieurs satellites doubles (14,15) montés tournant sur un porte-satellites (13) relié de manière fixe à l'arbre principal de sortie (8), une denture extérieure (16) reliée de manière fixe au porte-satellites (13), ainsi qu'une couronne (17). Cette dernière comporte une denture intérieure avec laquelle coopèrent les dentures des satellites (14). La petite roue planétaire (12) est liée en rotation à un arbre creux (18) qui est monté tournant sur l'arbre principal d'entrée (7) et qui porte une roue dentée (19) agencée de manière fixe.

Une roue dentée (20) est liée en rotation à la couronne (17), et coopère avec une roue dentée (21) qui est montée fixe sur un arbre (22) qui assure la liaison d'entraînement vers le convertisseur hydraulique (5).

La vitesse de rotation de l'arbre principal de sortie (8) est constituée de la somme des vitesses de rotation de la grande roue planétaire (11) et de la couronne (17), qui détermine la vitesse périphérique des satellites (14), et du porte-satellites (13). Le convertisseur hydraulique (5) détermine, par sa vitesse de rotation et son sens de rotation, et par l'intermédiaire des roues dentées (21,20), le sens et la vitesse de rotation de la couronne (17).

La roue dentée (19) montée sur l'arbre creux (18), coopère avec une roue dentée (24) montée tournante, mais bloquée axialement, sur un arbre secondaire (23). Au voisinage de la roue dentée (24), une autre roue dentée (25) est également montée tournante, mais bloquée axialement, sur l'arbre secondaire (23); cette roue dentée (25) coopère avec la denture extérieure (16) agencée sur le porte-satellites (13). La roue dentée (24) peut être couplée à l'arbre secondaire (23) par l'intermédiaire d'un embrayage (SK1), et la roue dentée (25) peut également être couplée à l'arbre secondaire d'un embrayage (SK2); dans le cas de figure représenté, un manchon baladeur d'actionnement (26) sert d'organe de commande commun aux deux embrayages (SK1, SK2), ce manchon baladeur étant lié en rotation à l'arbre secondaire (23) et déplaçable axialement de l'une vers l'autre des positions de couplage, en passant par un point mort central. L'arbre secondaire (23) peut réaliser directement la liaison mécanique entre le train épicycloïdal (4) et le convertisseur hydraulique (6), auquel cas ce dernier serait directement relié, avec

son arbre, à l'arbre secondaire (23). Toutefois, dans les modes de réalisation représentés, on réalise une liaison indirecte, selon laquelle l'arbre secondaire (23) porte une roue dentée (27) liée en rotation et qui, en constituant une partie d'un rapport de transmission vers le convertisseur hydraulique (6), coopère avec une roue dentée (28) qui est montée fixe en rotation sur un arbre (29) réalisant la liaison mécanique avec le convertisseur hydraulique (6).

Le convertisseur hydraulique (6) peut être relié, par l'intermédiaire de deux rapports de transmission différents, soit à l'arbre principal de sortie (8), ou bien à la petite roue planétaire (12). Le premier de ces deux rapports de transmission est donné, pour un embrayage (SK2) fermé et l'embrayage (SK1) ouvert, par le porte-satellites (13) et la denture (16) qui y est agencée, la roue dentée (25), l'arbre secondaire (23) et le train de roues (27,28). Le deuxième rapport est donné à partir de la petite roue planétaire (12) et de l'arbre creux (18), vers l'arbre secondaire (23), au moyen de la roue dentée (19), par l'intermédiaire de la roue dentée (24), lorsque l'embrayage (SK1) est fermé (embrayage (SK2) simultanément ouvert), puis par le train de roues (27,28) à partir de l'arbre secondaire (23). La démultiplication entre la roue dentée (24) et la roue dentée (19) est sensiblement inférieure à celle entre la roue dentée (25) et la roue dentée (16).

Le premier rapport cité, entre l'arbre principal de sortie (8) de la transmission de répartition de puissance (2) et son convertisseur hydraulique (6), est actif dans une première plage de fonctionnement du véhicule pour laquelle le rapport des vitesses de rotation entre l'arbre principal de sortie (8) et l'arbre principal d'entrée (7), défini par $N_{\text{sortie}} : N_{\text{entrée}}$ est compris entre 0 et environ 50%.

Dans ce cas, l'embrayage (SK2) est fermé et l'embrayage (SK1) est ouvert. Ainsi, le convertisseur hydraulique (6) est relié au porte-satellites (13) du train épicycloïdal (4), par l'intermédiaire de l'arbre (29),
5 des roues dentées (28,27), de l'arbre secondaire (23) et des roues dentées (25,16). Le convertisseur hydraulique (5) fonctionne dans ce cas en pompe, pour un sens de rotation de la couronne (17) inverse du sens de rotation de la grande roue planétaire (11) entraînée
10 par le moteur, la puissance convertie étant transmise au convertisseur hydraulique (6) qui fonctionne en moteur et entraîne l'arbre (29), grâce à quoi, de la puissance est transmise à l'arbre principal de sortie (8), par l'intermédiaire de la chaîne de transmission
15 précitée. Lorsque le rapport des vitesses de rotation augmente, l'angle d'inclinaison du convertisseur hydraulique (5) est augmenté de zéro à son maximum, tandis que l'angle d'inclinaison du convertisseur hydraulique (6) est réduit à partir de sa valeur
20 maximale, vers zéro. A la fin de cette première plage de fonctionnement, la vitesse de rotation du convertisseur hydraulique (5) a diminuée de telle sorte qu'il soit totalement ou pratiquement à l'arrêt. Dans ce cas, pratiquement la totalité de la puissance du
25 moteur d'entraînement est transmise mécaniquement par le train épicycloïdal (4) seul, vers l'arbre principal de sortie (8) de la transmission de répartition de puissance (2). Dans cette situation, et si toutefois le véhicule doit poursuivre son accélération, a lieu le
30 passage dans la deuxième plage de fonctionnement pour laquelle le rapport des vitesses de rotation entre l'arbre principal de sortie (8) et l'arbre principal d'entrée (7), défini par $N_{\text{sortie}} : N_{\text{entrée}}$, est compris entre environ 50% et environ 100%. Ce passage vers
35 l'une ou l'autre plage de fonctionnement s'effectue, en ce qui concerne la commande, par l'ouverture de

l'embrayage (SK2) et la fermeture de l'embrayage (SK1), de manière à activer le deuxième des rapports de transmission possibles, à savoir celui entre le convertisseur hydraulique (6) et la petite roue planétaire (12). La puissance d'entraînement pour le convertisseur hydraulique (6) fonctionnant maintenant en pompe, est ainsi transmise à partir de la petite roue planétaire (12), par l'intermédiaire de l'arbre creux (18), des roues dentées (19,24), de l'arbre secondaire (23), des roues dentées (27,28) et de l'arbre (29). Dans cette deuxième plage de fonctionnement, le convertisseur hydraulique (5) fonctionne en moteur, pour un sens de rotation de la couronne (17) identique à celui de la grande roue planétaire (11), moteur qui comme précédemment reçoit sa puissance d'entraînement du convertisseur hydraulique (6), qui fonctionne en pompe, par l'intermédiaire de conduites hydrauliques de liaison, non représentées.

Dans la première plage de fonctionnement, il est ainsi possible d'obtenir une augmentation de couple environ d'un facteur 6, entre le moteur d'entraînement (1) et l'arbre principal de sortie (8) de la transmission de répartition de puissance (2). Au contraire, dans la deuxième plage de fonctionnement, le facteur de multiplication de couple est à nouveau réduit à environ 1, avec l'augmentation du rapport des vitesses de rotation ($N_{\text{sortie}} : N_{\text{entrée}}$ supérieur ou égal à 50%).

Selon l'invention, une boîte de transmission additionnelle (10) qui sera décrite en détail ci-après, est associée à la transmission de répartition de puissance (2) telle que décrite ci-dessus et fonctionnant de la manière indiquée précédemment, à savoir transmettant la puissance du moteur d'entraînement (1) jusqu'à l'arbre principal de sortie

(8). Cette boîte de transmission additionnelle (10) comprend deux rapports différents (train de roues dentées) pouvant être sélectionnés chacun, par un embrayage (SK3) ou (SK4), et qui agissent sélectivement entre l'arbre principal de sortie (8) de la transmission de répartition de puissance (2), et l'arbre d'entrée du différentiel (3) qui n'est pas représenté en détail.

De manière plus détaillée, et dans le cas de la figure 1, les éléments de transmission suivants sont prévus, à savoir:

- une roue dentée (30) montée de manière fixe sur le prolongement correspondant de l'arbre principal de sortie (8) de la transmission de répartition de puissance (2),

- une roue dentée (32) coopérant avec la roue dentée (30) et reliée de manière fixe à un arbre d'embrayage (31),

- une roue dentée intermédiaire (33) pouvant être accouplée à, ou désaccouplée de l'arbre d'embrayage (31), au moyen de l'embrayage (SK3),

- une roue dentée (34) pouvant être accouplée à, ou désaccouplée de l'arbre principal de sortie (8) de la transmission de répartition de puissance (2), au moyen de l'embrayage (SK4), et coopérant avec la roue dentée intermédiaire (33),

- une roue dentée (35) reliée à l'arbre d'entrée du différentiel (3) et coopérant avec la roue dentée intermédiaire (33).

Les roues dentées (30) et (33) ont le même diamètre; les roues dentées (32,34 et 35) présentent chacune le même diamètre, ce dernier étant toutefois supérieur à celui des roues (30,33) en ayant une valeur environ égale à quatre fois le diamètre de ces roues (30,33). On obtient ainsi un rapport de transmission de 1 à l'intérieur de la boîte de transmission

additionnelle, pour l'un des états de commande des embayages, à savoir l'embayage (SK4) fermé et l'embayage (SK3) simultanément ouvert. Pour l'autre état de commande, à savoir l'embayage (SK4) ouvert et l'embayage (SK3) fermé, on obtient au contraire, un rapport de transmission de 1:4 à l'intérieur de la boîte de transmission additionnelle (10), de la roue dentée (30) vers la roue dentée (35).

Dans l'exemple de réalisation de la figure 2, la boîte de transmission additionnelle (10) conforme à l'invention, renferme les composants suivants:

- un train épicycloïdal (36) dont la roue planétaire (37) est agencée de manière fixe sur le prolongement correspondant de l'arbre principal de sortie (8) de la transmission de répartition de puissance (2), et coopère avec des satellites (38,39); ces satellites sont portés par un porte-satellites (40) pouvant être accouplé à, ou désaccouplé de l'arbre principal (8), au moyen de l'embayage (SK4), et coopèrent avec la denture intérieure d'une couronne (41); cette dernière comporte une partie (42) d'un embayage à disques, et peut être immobilisée ou libérée en rotation au moyen d'une partie (43) correspondante de l'embayage à disques, montée fixe en rotation mais axialement déplaçable, et constituant l'organe de commande de l'embayage (SK3),

- une roue dentée (45), qui est agencée sur l'embout de palier (44) du porte-satellites (40),

- une autre roue dentée (46) qui coopère avec la roue dentée (45) et qui établit la liaison entre cette dernière et une autre roue dentée (47) qui est reliée à l'arbre d'entrée du différentiel (3).

Les roues dentées (45,46 et 47) ont toutes le même diamètre. Par ailleurs, les dentures de roues (37,38,39 et 41) du train épicycloïdal (36) qui coopèrent entre-elles, sont déterminées de manière à ce

que soit établi, à l'intérieur de la boîte de transmission additionnelle (10) entre l'arbre principal (8) et l'arbre d'entrée du différentiel (3), un rapport de transmission de 1:4 lorsque l'embrayage (SK3) est fermé et l'embrayage (SK4) ouvert, ou au contraire, un rapport de transmission de 1, lorsque l'embrayage (SK4) est fermé et l'embrayage (SK3) ouvert. A la place de ces deux rapports fixes, il serait également possible de choisir d'autres trains de roues avec d'autres rapports de transmission, la plus grande démultiplication devant être supérieure à 2 ou définie de manière à ce que la multiplication du rapport de transmission correspondant avec celui de la transmission de répartition de puissance (2), conduise à un degré de conversion de couple global de 24 à 25, entre le moteur d'entraînement (1) et l'entrée du différentiel (3).

Un dispositif de commande (48) est prévu pour superviser les opérations de commande; il reçoit à partir de capteurs de vitesse de rotation, la vitesse de rotation ($N_{\text{entrée}}$) de l'arbre principal d'entrée (7) et la vitesse de rotation (N_{sortie}) de l'arbre principal de sortie (8) de la transmission de répartition de puissance (2). En outre les systèmes de réglage des convertisseurs hydrauliques (5,6), ainsi que les dispositifs d'actionnement des embrayages (SK1,SK2,SK3, et SK4), sont raccordés au dispositif de commande (48). Le dispositif de commande (48) provoque, au vu des signaux de vitesse de rotation qui lui sont délivrés, un réglage correspondant de l'angle d'inclinaison des convertisseurs de couple (5,6) ainsi que le passage de l'un à l'autre des rapports, à l'intérieur de la transmission de répartition de puissance (2), par un actionnement correspondant des embrayages (SK1 et SK2), l'activation adéquate du dispositif de commande (48) étant déclenchée par un

signal de demande introduit de l'extérieur et reposant sur une exigence du conducteur, par exemple une action adéquate sur la pédale d'accélération. Indépendamment de l'influence sur la transmission de répartition de puissance (2), le dispositif de commande (48) permet également d'influencer la boîte de transmission additionnelle (10), en délivrant des ordres de commande aux embrayages (SK3 et SK4). Lorsque l'embrayage (SK4) est maintenu fermé, et que l'embrayage (SK3) est simultanément maintenu ouvert, par le dispositif de commande (48), alors cela signifie que dans le cas décrit, un rapport de transmission de 1:1 est actif à l'intérieur de la boîte de transmission additionnelle (10), et qu'à l'entrée du différentiel (3) règnent des rapports tels qu'ils apparaissent au niveau de l'arbre principal de sortie (8) de la transmission de répartition de puissance (2).

Le dispositif de commande (48) peut toutefois, suite à un autre signal de demande (50) qui lui est transmis et qui est déclenché par le conducteur, satisfaire le souhait de ce dernier concernant une réduction brusque de la vitesse avec passage de la marche normale à la marche très lente, ou le démarrage dans des conditions difficiles sur un terrain extrêmement difficile, et provoquer, en raison de sa conception logique ou de sa programmation, la fermeture de l'embrayage (SK3), l'ouverture simultanée de l'embrayage (SK4), le réglage simultané et brusque de l'angle d'inclinaison du convertisseur hydraulique (6) à zéro, et le réglage simultané et brusque de l'angle d'inclinaison du convertisseur hydraulique (5) à sa valeur maximale. Lors du passage au lent, le fait d'atteindre la pression maximale de fonctionnement dans le circuit hydraulique peut constituer une information complémentaire pour la décision de commutation. Cela signifie que le dispositif de commande (48) provoque

dans les deux convertisseurs hydrauliques (5,6), des réglages d'angle d'inclinaison et des conditions de débit qui autrement n'apparaîtraient qu'à la fin de la première plage de fonctionnement à $N_{\text{sortie}} : N_{\text{entrée}} =$
5 environ 50%. Si cette commutation caractéristique de l'invention, s'effectue au cours de la marche dans cette plage de fonctionnement, on obtient, en raison du rapport de transmission de 1:4 régnant à l'intérieur de la boîte de transmission additionnelle (10), une
10 multiplication correspondante avec le rapport de transmission donné à l'intérieur de la transmission de répartition de puissance (2), et une multiplication correspondante de la plage de conversion de couple. La plage de conversion de couple la plus élevée obtenue
15 dans ces conditions, est réduite à un niveau inférieur, lors de variations vers le haut ou vers le bas de cette valeur ($N_{\text{sortie}} : N_{\text{entrée}} = 50\%$).

Si la marche en vitesse très lente doit se terminer pour passer à la marche normale, ce qui est
20 signifié au dispositif de commande (48) par le signal (49), le dispositif de commande (48) provoque la fermeture de l'embrayage (SK4) et l'ouverture simultanée de l'embrayage (SK3), ainsi qu'un réglage simultané et brusque au maximum de l'angle
25 d'inclinaison du convertisseur hydraulique (5), et une régression simultanée à zéro de l'angle d'inclinaison du convertisseur hydraulique (6). A cette occasion, le rapport de transmission de la boîte de transmission additionnelle, revient à 1:1; mais comme pour cette
30 commutation, la vitesse de rotation de sortie n_{sortie} de la transmission de répartition de puissance décroît fortement, on observe une large constance de la vitesse de rotation du moteur d'entraînement (1) ou seulement une chute non significative de cette vitesse de
35 rotation.

Grâce à la présence de la boîte de transmission additionnelle (10) conforme à l'invention, avec ses deux rapports de transmission et ses embrayages (SK3) et (SK4), et grâce à l'actionnement
5 indiqué de ces embrayages et des deux convertisseurs hydrauliques (5,6), il est devenu possible, à chaque fois que le besoin s'en fait ressentir, de fournir aux transmissions d'essieux, au cours de la marche, un couple moteur comparativement et extrêmement élevé, et
10 cela avec un grand confort de commande.

Il reste à remarquer, que la commande d'actionnement des embrayages (SK3,SK4) s'effectue indépendamment de la commande d'actionnement des embrayages (SK1) et (SK2), ces commandes d'actionnement
15 s'établissant toutefois en fonction de l'état de commutation donné et du dernier rapport de transmission de la combinaison de transmission globale.

REVENDEICATIONS

1. Ensemble d'entraînement, notamment pour un véhicule à roues tout terrain, avec un moteur d'entraînement (1) et une transmission hydrostatique-mécanique de répartition de puissance (2), se composant

5 d'un train épicycloïdal (4) à au moins quatre arbres, avec au moins deux rangées de satellites (14,15), deux roues planétaires (11,12), un porte-satellites (13) et une couronne (17), ensemble comportant également deux

10 arbres principaux (7,8) constituant l'entrée et la sortie et chacun en liaison avec différents arbres du train épicycloïdal (4), ainsi qu'au moins de deux convertisseurs hydrauliques (5,6) qui chacun, au moins dans une plage de fonctionnement, sont reliés à un

15 arbre propre du train épicycloïdal (4), et qui fonctionnent alternativement en pompe et en moteur, l'un au moins (6) des convertisseurs hydrauliques (5,6) pouvant être commuté, par l'intermédiaire d'embrayages (SK1,SK2), de l'arbre principal de sortie (8) sur la

20 roue planétaire (12) qui n'est pas située coté entraînement, lors du passage d'une plage de fonctionnement dans l'autre, et passant de la fonction moteur à la fonction pompe en mode de traction alors que l'autre convertisseur hydraulique (5) est tout au

25 moins sensiblement à l'arrêt, ensemble caractérisé en ce que pour l'utilisation dans une chaîne cinématique de transmission nécessitant une plage de conversion de couple importante, une boîte de transmission

30 additionnelle (10) à deux rapports sélectionnables au choix, chacun par un embrayage (SK3,SK4), est associée à la transmission de répartition de puissance (2), l'un de ces rapports étant utilisé pour le démarrage ou la

35 marche à très faible vitesse, et provoquant l'élargissement nécessaire de la plage de conversion de couple, l'autre rapport étant au contraire actif en marche normale, et en ce que la commutation dans l'un

ou l'autre de ces deux rapports au cours de la marche, s'effectue en étant supervisé par un dispositif de commande (48), par un actionnement inverse des embrayages (SK3,SK4), et simultanément, par une
5 régression brusque à zéro de l'angle d'inclinaison du convertisseur hydraulique (6), et une augmentation brusque simultanée de l'angle d'inclinaison du convertisseur (5), à sa valeur maximale.

2. Ensemble d'entraînement selon la revendication 1, caractérisé en ce que ladite
10 commutation dans l'un de ces deux rapports, s'effectue pendant une phase d'accélération dans la deuxième plage de fonctionnement, et pendant une phase de décélération après retour dans la première plage de
15 fonctionnement, à l'intérieur de celle-ci.

3. Ensemble d'entraînement selon la revendication 1, caractérisé en ce que la boîte de transmission additionnelle (10) comprend les organes individuels suivants:

20 - une roue dentée (30) reliée de manière fixe à l'arbre principal de sortie (8) prolongé de manière correspondante de la boîte de transmission de répartition de puissance (2),

25 - une autre roue dentée (34) pouvant être couplée à l'arbre principal de sortie (8) de la transmission de répartition de puissance (2), par l'intermédiaire d'un embrayage (SK4),

- une roue dentée (32) fixée sur un arbre d'embrayage (31) et coopérant avec la roue dentée (30),

30 - une autre roue dentée (33) pouvant être couplée à l'arbre d'embrayage (31) au moyen de l'embrayage (SK3), et

- une roue dentée (35) reliée à l'arbre d'entrée d'un différentiel (3).

35 4. Ensemble d'entraînement selon la revendication 3, caractérisé en ce que les roues

dentées (32,34,35) présentent toutes le même diamètre, supérieur à celui des deux autres roues dentées (30,33) également de grandeur égale.

5 5. Ensemble d'entraînement selon la revendication 1, caractérisé en ce que la boîte de transmission additionnelle (10) comporte les organes individuels suivants:

10 - un train épicycloïdal (36) dont la roue planétaire (37) est agencée de manière fixe sur l'arbre principal de sortie (8) allongé de manière correspondante de la transmission de répartition de puissance (2), et coopère avec des satellites (38,39) portés par un porte-satellites (40) pouvant être couplé à l'arbre principal (8) au moyen de l'embrayage (SK4),
15 les satellites coopérant également avec une couronne (41) qui peut être immobilisée ou libérée en rotation par un embrayage à disques (SK3),

20 - une roue dentée (45) reliée au porte-satellites (40) ou à son embout de palier (44),

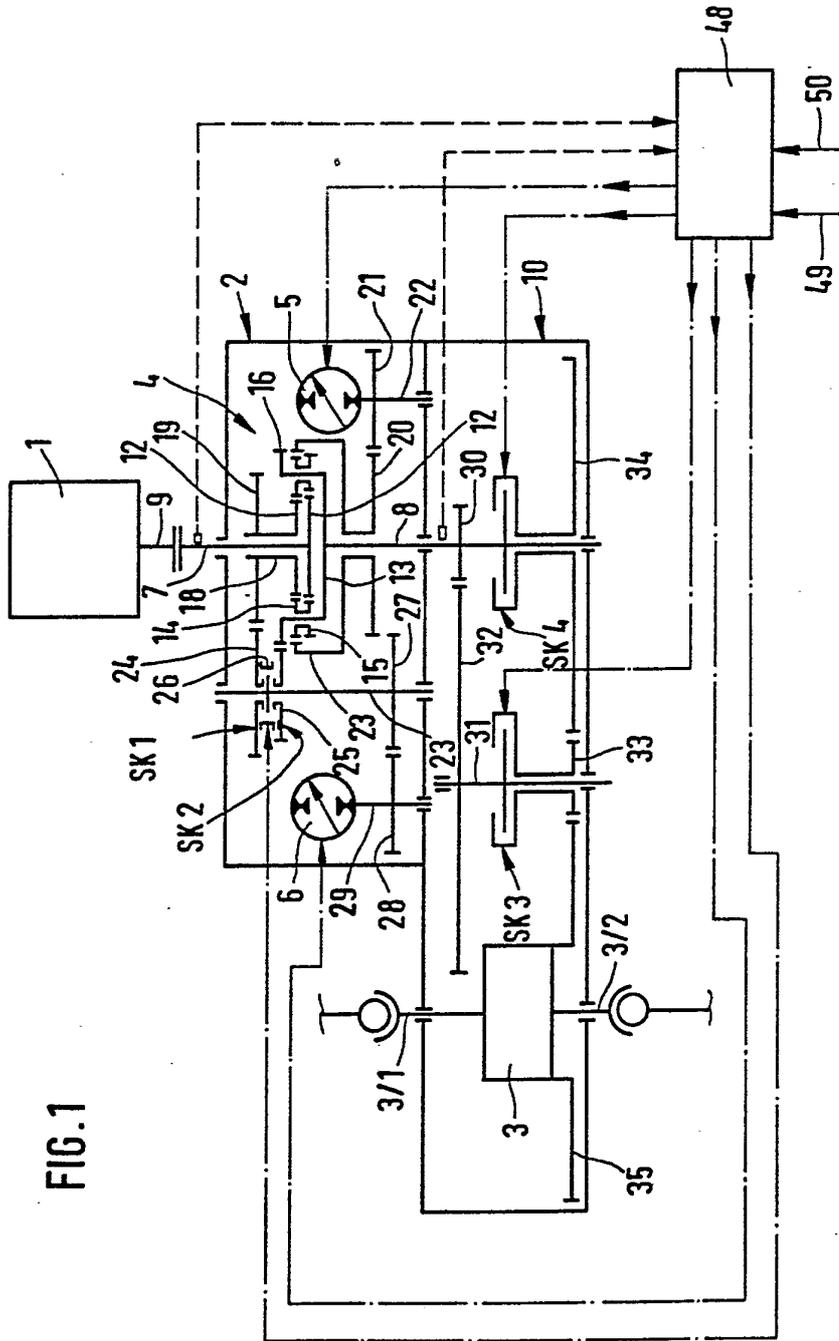
- une roue dentée (46) coopérant avec la roue dentée (45) et de diamètre identique, et

25 - une roue dentée (47) reliée à l'arbre d'entrée du différentiel (3), coopérant avec la roue dentée (46) et présentant un diamètre identique à celui de cette dernière,

le rapport de transmission entre l'arbre principal (8) et l'arbre d'entrée du différentiel (3) étant égal à 1:1 pour un embrayage (SK4) fermé et un embrayage (SK3) ouvert, et prenant au contraire une valeur telle que la démultiplication soit supérieure à 2 pour un embrayage (SK4) ouvert et un embrayage (SK3) fermé.

30

FIG. 1



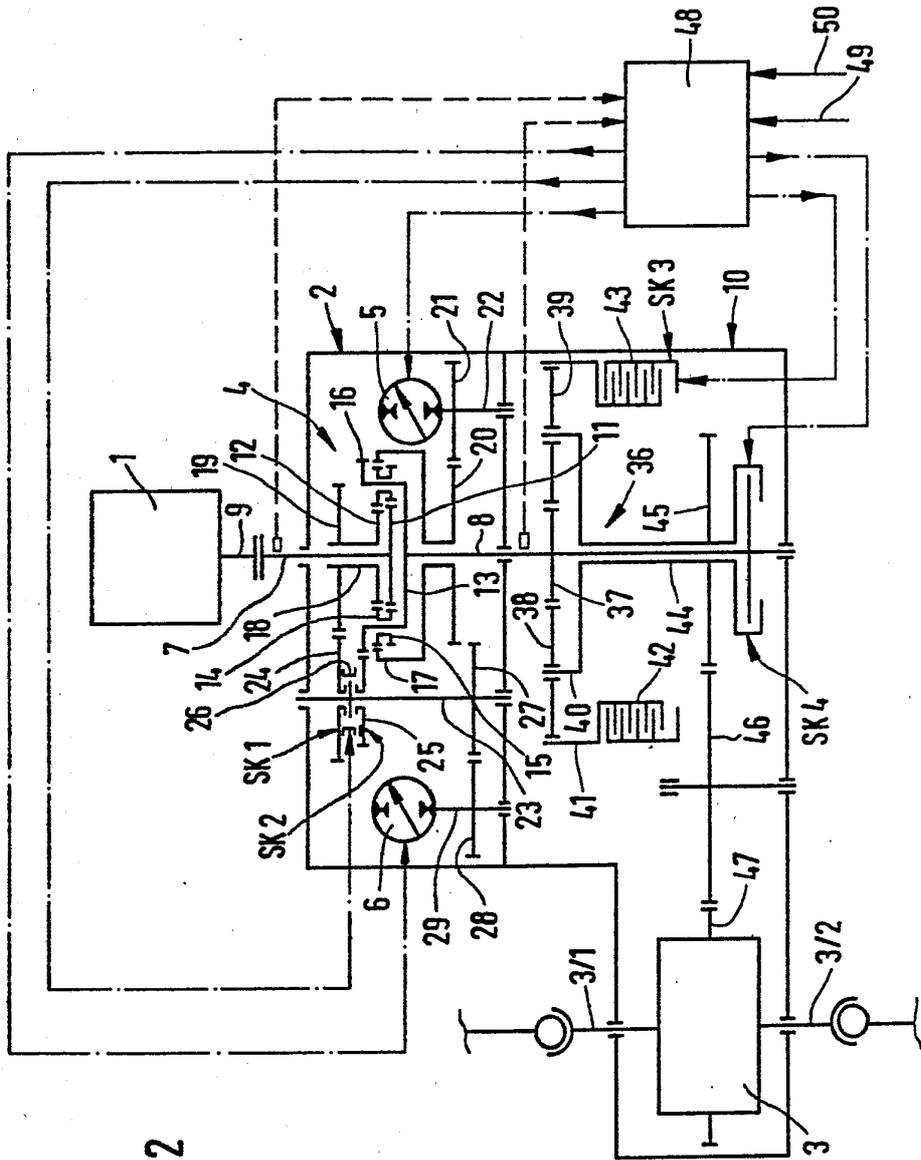


FIG. 2