

①⑫

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

①⑫ Date de dépôt : 13.05.98.

①⑬ Priorité : 23.02.94 DE 04405719; 26.05.94 DE 04418273; 21.07.94 DE 04425932; 24.10.94 DE 04437943.

①⑭ Date de mise à la disposition du public de la demande : 20.11.98 Bulletin 98/47.

①⑮ Liste des documents cités dans le rapport de recherche préliminaire : *Ce dernier n'a pas été établi à la date de publication de la demande.*

①⑯ Références à d'autres documents nationaux apparentés : Division demandée le 13/05/98 bénéficiant de la date de dépôt du 21/02/95 de la demande initiale n° 95 01982.

①⑰ Demandeur(s) : LUK GETRIEBE SYSTEME GMBH
GESELLSCHAFT MIT BESCHRANKTER HAFTUNG—
DE.

①⑱ Inventeur(s) : SALECKER MICHAEL, WAGNER
UWE, REUSCHEL MICHAEL, RAUSER MARTIN,
MULLER BRUNO et WAGNER ALFONS.

①⑲ Titulaire(s) :

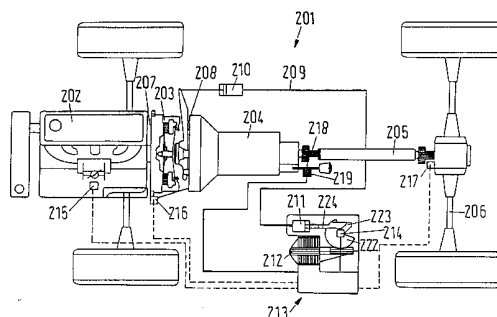
①⑳ Mandataire(s) : REGIMBEAU.

①㉔ PROCÉDE DE COMMANDE POUR UN SYSTÈME DE TRANSMISSION DE COUPLE ET SYSTÈME DE TRANSMISSION DE COUPLE POUR LA MISE EN ŒUVRE DE CE PROCÉDE.

①㉕ L'invention concerne plus spécialement un procédé et un dispositif pour commander un système de transmission de couple, à convertisseur hydrodynamique et embrayage par exemple, placé entre le moteur et le changement de vitesse d'un véhicule automobile.

Dans un mode de mise en oeuvre, la commande selon ce procédé agit par un organe de réglage (213) et un système hydraulique (209, 210, 211) sur un embrayage à friction (203) situé entre un moteur à combustion interne (202) et un changement de vitesse (204) à commande manuelle ou automatique, notamment à variation continue du type à courroie ou chaîne et poulies coniques.

Applicable en particulier à l'industrie automobile.



L'invention concerne un procédé pour commander un système de transmission de couple, un système de transmission de couple pour la mise en oeuvre de ce procédé de commande et un procédé de surveillance pour systèmes de transmission de couple.

Par la technique automobile, il est connu, lorsqu'il s'agit de changer de rapport de transmission ou de vitesse, de soutenir ou d'automatiser par un algorithme de commande ou de réglage les manoeuvres de débrayage et d'embrayage nécessaires entre une machine motrice et une unité de changement de vitesse. Le but est de faciliter ainsi la commande de l'unité motrice ou de l'unité de changement de vitesse et de faire en sorte que la manoeuvre de débrayage/embrayage s'effectue avec le ménagement maximal du matériel et une consommation minimale d'énergie. Une aide supplémentaire peut être fournie par la commande d'un système de transmission de couple prévu à la suite d'une unité de changement de vitesse automatique pour prendre en charge ou garantir des opérations de réglage et des fonctions de protection, par exemple dans le cas de changements de vitesse du type à courroie ou chaîne et poulies coniques.

Par le document WO 94/04852, on connaît un procédé de commande pour un système de transmission de couple combiné à un changement de vitesse automatique. Le système de transmission de couple présente une ramification de puissance réalisée à l'aide d'un convertisseur hydraulique de couple et d'un embrayage à friction monté en parallèle avec le convertisseur. Selon ce procédé, un couple d'entraînement, fourni par une unité motrice, est décomposé en une partie hydraulique à transmettre par le convertisseur et une partie mécanique à transmettre par l'embrayage à friction, constituant par exemple un embrayage de dérivation ou de pontage. Une unité centrale de commande ou de calcul détermine ou calcule le couple à transmettre à chaque fois par l'embrayage à friction en

fonction du régime ou état de fonctionnement instantané du système. La partie restante du couple, à transmettre par le convertisseur hydraulique, résulte de la différence entre le couple appliqué et le couple transmis par l'embrayage à friction et correspond directement à un glissement entre l'entraînement et la sortie du système de transmission de couple.

Ce procédé de commande est seulement applicable en combinaison avec un changement de vitesse automatique et un embrayage de pontage. Or, les changements de vitesse automatiques ne sont que peu acceptés en de nombreux secteurs d'application. De plus, un tel embrayage de pontage est onéreux et encombrant. Le but de l'invention est de créer un procédé de commande, pour systèmes de transmission de couple, qui soit applicable autant que possible universellement, fournisse une haute qualité de commande et procure un comportement nettement amélioré à l'égard des alternances de charges.

Un autre but est de réaliser des avantages économiques comparativement à des systèmes conventionnels de transmission de couple. Il s'agit en plus de créer un système de transmission de couple pour la mise en oeuvre d'un tel procédé de commande.

On obtient ce résultat par le fait qu'un couple embrayage, transmissible d'un côté entraînement à un côté de sortie d'un système de transmission de couple, avec ou sans ramification de la puissance, est utilisé comme grandeur de commande, laquelle grandeur de commande est calculée et/ou déterminée en fonction d'un couple d'entraînement.

Ainsi est réalisé le concept d'un asservissement du couple. Le principe fondamental d'un tel procédé consiste à commander l'organe de réglage principalement de manière que le couple embrayage transmissible par les parties transmettrices de couple soit essentiellement de peu supérieur ou inférieur au couple d'entraînement

appliqué au côté entraînement du système de transmission de couple.

Généralement, un système de transmission de couple doit être conçu pour le double ou le triple du couple maximal d'entraînement fourni par une machine motrice, un moteur par exemple. Or, le couple d'entraînement typique pendant le fonctionnement représente seulement une fraction du couple d'entraînement maximal. L'asservissement du couple permet de seulement produire le couplage effectivement nécessaire pour la transmission des forces entre les parties transmettrices de couple, au lieu d'un surpressage (application l'une contre l'autre de ces parties sous une pression excessive) élevé et quasi-permanent.

Un autre avantage réside dans l'emploi d'un procédé de commande. A la différence d'une régulation, l'application en rétroaction de variables du système de transmission de couple n'est pas obligatoire. Elle sert uniquement à une augmentation éventuelle de la qualité de commande, mais n'est pas nécessaire pour réaliser la fonction du système de transmission de couple. Le rôle d'un tel système est la transmission de couples. Il est donc judicieux d'utiliser le couple embrayage transmissible en tant que grandeur de commande.

Un mode de mise en oeuvre avantageux de l'invention est caractérisé en ce que, s'agissant d'un procédé pour commander un système de transmission de couple, avec ou sans ramification de la puissance, qui commande le couple transmissible d'un côté entraînement à un côté de sortie du système de transmission de couple et comprend un système capteur pour relever des valeurs de mesure et une unité centrale de commande ou de calcul en liaison avec lui, la commande ou le contrôle du couple transmissible par le système de transmission de couple comprend le calcul du couple transmissible en fonction d'un couple d'entraînement, son adaptation et sa

commande, et des déviations par rapport à l'état idéal sont compensées à long terme par des corrections.

Il peut être avantageux en outre d'appliquer un procédé, servant à commander un système de transmission de couple, en particulier pour véhicules automobiles, système de transmission de couple qui est prévu en aval d'une machine motrice sur le parcours de transmission de forces et en amont et/ou en aval d'un dispositif à rapport de transmission variable, système de transmission qui commande le couple transmissible d'un côté entraînement à un côté de sortie de ce système de transmission de couple et comprend une unité de commande ou de calcul qui est en liaison de communication de signaux avec des capteurs et/ou d'autres unités électroniques, procédé selon lequel le couple transmissible par le système de transmission de couple est calculé et commandé de façon adaptative en fonction d'un couple d'entraînement et des déviations par rapport à l'état idéal sont compensées à long terme par des corrections.

Selon un autre mode de mise en oeuvre, la grandeur de commande peut être commandée ou contrôlée, au moyen d'un organe de réglage auquel est fournie au préalable une grandeur réglante dépendant fonctionnellement du couple embrayage transmissible, de manière que le couple embrayage transmissible se trouve toujours à l'intérieur d'une bande de tolérance pouvant être préfixée de part et d'autre d'une limite de patinage, laquelle limite est atteinte lorsque l'action d'un couple appliqué côté entraînement dépasse le couple embrayage transmissible par les parties transmettrices de couple.

Il est possible en particulier de réaliser le procédé selon ce mode de mise en oeuvre en ce sens que le couple transmissible par un système de transmission de couple, tel qu'un embrayage à friction et/ou un convertisseur hydrodynamique de couple, avec ou sans embrayage de dérivation ou de pontage du convertisseur, et/ou un

embrayage de départ pour changements de vitesse automatiques et/ou un embrayage d'inversion de marche et/ou un système de transmission de couple prévu en amont ou en aval d'un changement de vitesse à variation continue, tel qu'un changement de vitesse à variation continue du type à courroie ou chaîne et poulies coniques, soit commandé, en fonction d'un couple d'entraînement, de manière que, s'il s'agit de systèmes avec ramification de la puissance, tels qu'un convertisseur hydrodynamique de couple avec un embrayage de pontage du convertisseur, le couple transmissible par l'embrayage soit déterminé selon l'équation de couple

$$M_{mbco} = K_{me} * M_{app} \quad \text{et}$$

$$M_{hydro} = (1 - K_{me}) * M_{app}$$

ces deux équations étant valables pour $K_{me} \leq 1$ et

$$M_{mbco} = K_{me} * M_{app} \quad \text{et}$$

$$M_{hydro} = 0$$

lesquelles sont valables pour $K_{me} > 1$, où

K_{me} = facteur de répartition de couple

M_{mbco} = couple embrayage de consigne

M_{app} = couple appliqué

M_{hydro} = couple transmissible par le convertisseur hydrodynamique

et une différence de couple, entre le couple M_{app} appliqué par l'équipement moteur au système de transmission de couple et le couple M_{mbco} transmissible par l'embrayage, étant transmise par le convertisseur hydrodynamique, un glissement minimal entre l'entraînement et la sortie du système de transmission de couple s'établissant automatiquement en fonction du facteur de répartition de couple K_{me} et des déviations par rapport à l'état idéal étant détectées de façon adaptative, traitées et compensées à long terme.

Une autre variante du procédé selon l'invention prévoit que la commande du couple transmissible par le système de transmission de couple en fonction d'un couple

d'entraînement comprend, s'il s'agit de systèmes sans ramification de la puissance, comme par exemple d'un embrayage à friction et/ou d'un embrayage de départ et/ou d'un embrayage d'inversion de marche et/ou d'un système
 5 de transmission de couple d'un changement de vitesse automatique ou d'un changement de vitesse à variation continue du type à courroie ou chaîne et poulies coniques, la détermination du couple transmissible par l'embrayage à friction ou l'embrayage de départ selon

$$10 \quad M_{emco} = K_{me} * M_{app}$$

et, pour $K_{me} \geq 1$, un surpressage défini des parties transmettrices de couple l'une contre l'autre.

En outre, il peut être avantageux que la commande ou le contrôle du couple transmissible par le système de transmission de couple (3) en fonction d'un
 15 couple d'entraînement comprenne, s'il s'agit de systèmes sans ramification de la puissance, comme par exemple d'un embrayage à friction et/ou d'un embrayage de départ et/ou d'un embrayage d'inversion de marche et/ou d'un système
 20 de transmission de couple d'un changement de vitesse automatique ou d'un changement de vitesse à variation continue du type à courroie ou chaîne et poulies coniques (610), la détermination du couple transmissible par l'embrayage à friction ou l'embrayage de départ selon

$$25 \quad M_{emco} = K_{me} * M_{app} + M_{sec}$$

et que, pour $K_{me} < 1$, une ramification fictive de la puissance par une boucle de commande subordonnée simule le comportement d'un convertisseur hydrodynamique monté en parallèle, une partie du couple transmissible étant
 30 contrôlée par la commande de couple et la partie restante du couple étant fournie en fonction du glissement par le biais d'un couple de sécurité M_{sec} .

Il peut être avantageux en plus que le couple de sécurité M_{sec} soit ajusté d'après chaque point de
 35 fonctionnement. De même, il peut être avantageux que le couple de sécurité M_{sec} soit déterminé et/ou commandé en

dépendance fonctionnelle du glissement Δn et/ou de la position d du papillon des gaz selon la formule

$$M_{\text{séc}} = f(\Delta n, d).$$

De même, il peut être adéquat de déterminer
5 et/ou commander le couple de sécurité $M_{\text{séc}}$ selon la formule

$$M_{\text{séc}} = \text{const.} * \Delta n.$$

Il peut être avantageux en outre que le facteur de répartition de couple K_{me} soit constant sur toute la
10 plage de fonctionnement de la transmission.

De même, il peut être avantageux que le facteur de répartition de couple K_{me} prenne une valeur individuelle déterminée à partir du point de fonctionnement instantané et/ou prenne au moins dans une plage partielle
15 de l'ensemble de la plage de fonctionnement une valeur chaque fois constante, les valeurs établies en différentes plages partielles pouvant différer.

L'ensemble de la plage de fonctionnement peut ainsi être partagé de manière avantageuse en plages partielles, dans chacune desquelles la valeur K_{me} peut être
20 maintenue constante et la valeur de K_{me} , maintenue constante, pouvant varier d'une plage partielle à l'autre.

Il peut également être avantageux que la valeur
25 du facteur de répartition de couple K_{me} présente une relation fonctionnelle qui dépend de la vitesse de rotation d'entraînement et/ou de la vitesse du véhicule.

Il peut être avantageux, en conformité avec les principes de l'invention, que la valeur du facteur de répartition de couple K_{me} dépende uniquement de la vitesse
30 de rotation de l'équipement moteur.

De même, il peut être avantageux que la valeur du facteur de répartition de couple dépende, au moins dans une plage partielle de l'ensemble de la plage de

fonctionnement, à la fois de la vitesse de rotation et du couple de l'équipement moteur.

Il peut être avantageux en outre que la valeur du facteur de répartition de couple K_{me} dépende à la fois
5 de la vitesse de rotation d'entraînement et du couple de l'équipement moteur.

Il peut être avantageux en plus que, essentiellement à chaque instant, un couple embrayage de consigne déterminé soit transmis par le système de transmission de
10 couple. Il peut être approprié que le couple embrayage transmissible soit asservi au couple appliqué.

Ce mode de mise en oeuvre a l'avantage qu'il n'est pas nécessaire de maintenir le pressage (application l'une contre l'autre des parties transmet-
15 trices du couple) du système de transmission de couple en permanence à la valeur maximale. Selon l'état de la technique, un système de transmission de couple tel qu'un embrayage est soumis à des forces correspondant à un multiple du couple moteur nominal.

20 Dans le cas d'un système de transmission de couple automatisé, l'asservissement du couple transmissible a pour conséquence que le positionneur ou l'actionneur commande non seulement des manoeuvres d'ouverture et de fermeture (de débrayage et d'embrayage) pendant les
25 manoeuvres de changement de vitesse et le départ du véhicule, mais ajuste le couple transmissible en chaque point de fonctionnement à une valeur qui correspond au moins essentiellement à la valeur de consigne.

Afin qu'il ne soit pas nécessaire que le positionneur ou l'actionneur soit actif en permanence pendant
30 l'asservissement, il peut être approprié que le couple transmissible par le système de transmission de couple soit commandé avec un surpressage et que ce surpressage soit contenu dans une bande de dispersion par rapport à
35 la valeur de consigne.

Il peut être approprié que le surpressage ΔM dépende du point de fonctionnement.

En particulier, il peut être avantageux que la plage de fonctionnement soit partagée en plages partielles et que le pressage et/ou le surpressage maximal soit fixé pour chaque plage partielle.

Il peut être avantageux aussi, selon un autre mode de mise en oeuvre de l'invention, que le pressage et/ou le surpressage et/ou le couple embrayage transmissible soient commandés de façon variable dans le temps.

De même, il peut être avantageux, dans le cadre des principes de l'invention, que le couple embrayage transmissible à établir ne descende pas au-dessous d'une valeur minimale $M_{\min}$. Ce couple minimal peut dépendre du point de fonctionnement et/ou de la plage de fonctionnement instantanée et/ou du temps.

En outre, il peut être avantageux que l'asservissement de couple soit effectué au moyen d'une combinaison d'un asservissement variable dans le temps et spécifique à un point de fonctionnement, et d'une valeur minimale.

En conformité avec les principes de l'invention, il peut être avantageux qu'un point de fonctionnement ou un état de fonctionnement instantané d'un système de transmission de couple et/ou d'un moteur à combustion interne soit fixé d'après les variables déterminées à partir des signaux de mesure ou calculées, par exemple en fonction de la vitesse de rotation du moteur et de la position angulaire du papillon des gaz, en fonction de la vitesse de rotation du moteur et du débit de carburant, en fonction de la vitesse de rotation du moteur et de la dépression dans le collecteur d'admission, en fonction de la vitesse de rotation du moteur et du temps d'injection ou en fonction de la température et/ou du coefficient de

frottement et/ou du glissement et/ou du levier de charge et/ou du gradient de levier de charge.

S'il s'agit d'un système de transmission de couple combiné à un moteur à combustion interne disposé
5 côté entraînement, le couple d'entraînement fourni par ce moteur peut être déterminé avantageusement à partir d'au moins l'une des variables du point de fonctionnement que sont la vitesse de rotation du moteur, la position angulaire du papillon des gaz, le débit de carburant, la dé-
10 pression dans le collecteur d'admission, le temps d'injection et la température.

Encore une autre variante du procédé prévoit que le couple $M_{app} * K_{me}$, appliqué côté entraînement au système de transmission de couple, soit influencé et/ou
15 varié suivant une dépendance prenant en compte la dynamique du système, laquelle peut être due au comportement dynamique en raison de moments d'inertie massiques et/ou d'angles libres et/ou d'éléments d'amortissement.

Il peut être avantageux de prévoir des moyens
20 pour restreindre et/ou influencer la dynamique du système de façon contrôlée.

De même, il peut être avantageux que la dynamique du système pour influencer $M_{app} * K_{me}$ soit réalisée sous la forme d'une limitation de gradient.

25 La limitation de gradient peut être mise en oeuvre sous la forme d'une limitation d'un incrément admissible.

Il peut en outre être avantageux que la limitation de gradient soit réalisée par la comparaison de la
30 variation temporelle et/ou de la montée variable dans le temps d'un signal avec une rampe ou une fonction de rampe maximale permise et, en cas de dépassement de l'incrément maximal admis, le remplacement du signal par un signal de substitution qui est incrémenté suivant une rampe définie
35 préalablement.

Il peut être avantageux aussi que l'influence exercée sur ou la limitation de la dynamique du système soit conçue selon le principe d'un filtre dynamique et/ou variable en fonction du temps, les constantes de temps caractéristiques et/ou les amplifications étant variables dans le temps et/ou dépendantes du point de fonctionnement.

La dynamique du système peut être prise en compte et/ou traitée de façon avantageuse par un filtre de type PT_1 .

Il peut également être avantageux que la dynamique du système soit remarquable par une limitation du maximum, auquel cas, s'il y a dépassement d'une certaine valeur limite, cette dernière représente la valeur de consigne et que, de façon analogue, la valeur de consigne ne dépasse pas une valeur maximale représentée par la valeur limite.

De plus, il peut être avantageux qu'au moins deux moyens pour influencer la dynamique du système, tels qu'une limitation de gradient et un étage de filtrage, soient disposés en série.

Il peut être avantageux aussi qu'au moins deux moyens pour influencer la dynamique du système, tels qu'une limitation de gradient et un filtre, soient disposés en parallèle.

En particulier, il est avantageux que la dynamique du moteur à combustion interne et la dynamique des consommateurs annexes, provoquant une ramification de la puissance, soient prises en compte dans la détermination du couple d'entraînement M_{app} . Il est particulièrement avantageux dans ces cas que les moments d'inertie massique des masses mobiles et/ou des éléments concernés soient utilisés pour la prise en compte de la dynamique du moteur à combustion interne.

Il peut être avantageux aussi d'utiliser et/ou de se baser sur le comportement d'injection du moteur à combustion interne pour la prise en compte de la dynamique de ce moteur.

5 Il est également dans le cadre du procédé de commande selon l'invention de compenser à long terme les déviations par rapport à l'état idéal par la prise en compte des consommateurs annexes et/ou la correction et/ou la compensation de perturbations et/ou de sources
10 de perturbations.

Il peut être avantageux de détecter et/ou de calculer le couple appliqué côté entrée au système de transmission de couple comme une différence entre le couple moteur M_{mot} et la somme des couples absorbés ou
15 bifurqués des consommateurs annexes. En tant que consommateurs annexes, on peut tenir compte par exemple de l'installation de climatisation et/ou de la génératrice et/ou de servo-pompes et/ou de pompes pour la direction assistée.

20 En conformité avec les principes de l'invention, il peut être avantageux, pour déterminer la valeur du couple moteur M_{mot} , de faire appel à des variables du système telles que la vitesse de rotation du moteur et la position angulaire du papillon des gaz, la vitesse de rotation du moteur et le débit de carburant, la vitesse de
25 rotation du moteur et la dépression dans le collecteur d'admission, la vitesse de rotation du moteur et le temps d'injection ou la vitesse de rotation du moteur et le levier de charge.

30 Il peut être avantageux, en outre, de déterminer le couple moteur M_{mot} à partir d'un réseau de caractéristiques du moteur à l'aide de variables du système. De façon analogue, il peut être avantageux, pour déterminer le couple moteur M_{mot} , de faire appel à des variables
35 du système et de déterminer ce couple par la solution

d'au moins une équation ou d'un système d'équation(s). La solution de l'équation ou du système d'équation(s) peut s'effectuer par voie numérique ou être trouvée à l'aide de données d'un diagramme caractéristiques.

5 Il peut être avantageux en plus d'établir l'absorption de couples ou la ramification de la puissance produite par des consommateurs annexes à partir de grandeurs mesurées telles que des valeurs de tension et/ou de courant de la génératrice et/ou à partir de signaux d'enclenchement des consommateurs annexes concernés et/ou à
10 partir d'autres signaux indiquant l'état de fonctionnement de ces consommateurs.

Il peut être avantageux aussi de déterminer l'absorption de couples par les consommateurs annexes à
15 l'aide de grandeurs mesurées provenant de diagrammes caractéristiques des consommateurs annexes en question.

Conformément aux principes de l'invention, il peut être approprié que le couple embrayage transmissible corrigé soit déterminé selon l'équation de couple

20
$$M_{embco} = K_{me} * (M_{app} - M_{cor}) + M_{sec}$$
et que le couple correcteur M_{cor} résulte d'une valeur de correction qui dépend de la somme des couples absorbés par les appareils annexes ou des couples bifurqués.

Il peut être avantageux en plus d'opérer une
25 correction de perturbations ayant des effets sur des grandeurs d'entrée mesurables du système.

Il peut être avantageux en particulier, dans le cadre du procédé selon l'invention, que des grandeurs perturbatrices mesurables soient détectées et/ou identifiées et au moins partiellement compensées et/ou corrigées par une adaptation de paramètre(s) et/ou par une adaptation du système. Il peut être avantageux en outre d'utiliser des grandeurs d'entrée mesurables du système pour identifier des grandeurs perturbatrices et/ou pour
30 les corriger et/ou les compenser au moins partiellement
35

par une adaptation de paramètre(s) et/ou une adaptation du système.

Pour identifier une grandeur perturbatrice et/ou pour la corriger et/ou la compenser au moins partiellement à l'aide d'une adaptation de paramètre(s) et/ou d'une adaptation du système, on peut utiliser des grandeurs d'entrée du système, comme par exemple des températures, des vitesses de rotation, le coefficient de frottement et/ou le glissement en tant que grandeurs.

Il peut être avantageux surtout, pour la mise en oeuvre du procédé, d'effectuer une compensation et/ou une correction de grandeurs perturbatrices mesurables par adaptation du réseau de caractéristiques du moteur.

Il est parfaitement possible, dans ces cas, d'observer ou d'enregistrer une grandeur perturbatrice qui n'est pas obligatoirement en relation causale avec le réseau de caractéristiques du moteur, bien qu'une correction de cette grandeur correctrice par une adaptation de ce réseau puisse être avantageuse. Dans ce cas, on ne corrige ou ne compense pas la cause de la grandeur perturbatrice.

En outre, il peut être avantageux qu'à partir d'une comparaison entre le couple embrayage de consigne et le couple embrayage réel, on produise un diagramme caractéristique de correction et on détermine, ou on ait la possibilité de déterminer une valeur de correction pour le point de fonctionnement concerné, valeur qui est combinée de façon additive et/ou multiplicative avec la valeur du couple moteur obtenu à partir du réseau de caractéristiques du moteur.

De plus, il peut être particulièrement approprié de déclencher des analyses et/ou des actions, sur la base d'une déviation constatée en un point de fonctionnement, pour calculer et/ou déterminer des déviations et/ou

des valeurs de correction en d'autres points de fonctionnement de l'ensemble de la plage de fonctionnement.

Il peut être avantageux en outre de déclencher des analyses et/ou des actions, sur la base d'une déviation constatée en un point de fonctionnement, pour calculer et/ou déterminer des déviations et/ou des valeurs de correction en d'autres points de fonctionnement d'une plage de fonctionnement limitée. Il peut être avantageux, pour la mise en oeuvre du procédé, que les plages de fonctionnement limitées soient fixées en fonction du diagramme caractéristique ou du réseau de caractéristiques.

Un mode de mise en oeuvre avantageux du procédé de l'invention peut être caractérisé en ce que les analyses et/ou actions pour déterminer et/ou calculer des déviations et des valeurs de correction dans les autres points de fonctionnement prennent en compte l'ensemble ou une partie restreinte de la plage de fonctionnement.

Il peut, en plus, être avantageux que les analyses et/ou actions pour calculer des déviations et des valeurs de correction aux autres points de fonctionnement couvrent seulement des plages partielles autour du point de fonctionnement actuel. En particulier, il peut être avantageux que les analyses et/ou actions pour déterminer et/ou calculer des déviations et/ou des valeurs de correction dans les autres points de fonctionnement soient opérées à l'aide de facteurs de pondération attribuant des valeurs ou des poids différents à différentes parties de l'ensemble de la plage de fonctionnement.

Il peut être avantageux de choisir et/ou de calculer les facteurs de pondération d'après le point de fonctionnement. Il peut être avantageux aussi que les facteurs de pondération dépendent de la nature des grandeurs perturbatrices et/ou de la cause de la perturbation.

De plus, il peut être avantageux en particulier qu'un comportement dans le temps soit imprimé à la valeur de correction après la détermination de cette valeur et/ou après la pondération du diagramme caractéristique de correction. Ce comportement temporel peut tenir compte du comportement dynamique du système par exemple.

Il peut être avantageux que le comportement dans le temps soit déterminé par une fréquence d'horloge d'un échantillonnage de la valeur de correction et/ou que ce comportement soit fixé par au moins un filtre numérique et/ou analogique.

Il peut être avantageux en particulier, à la mise en oeuvre de l'invention, de varier le comportement temporel pour différentes grandeurs perturbatrices et/ou différentes sources de perturbations, c'est-à-dire, en cas d'utilisation d'un filtre approprié, d'ajuster les paramètres du filtre en fonction de la nature de la source de perturbations. Les constantes de temps et les amplifications des filtres sont ainsi adaptées aux sources de perturbations en question, ceci afin de garantir une adaptation autant que possible optimale.

Il peut être avantageux de choisir le comportement temporel en fonction de la valeur des corrections. En particulier, il peut être avantageux d'adapter le couple d'entraînement par un procédé d'adaptation utilisant une constante de temps plus longue ou plus courte que la constante de temps du procédé d'adaptation du couple embrayage. Il est avantageux que la constante de temps soit comprise dans un domaine de 1 seconde à 500 secondes, mais elle est de préférence comprise dans un domaine de 10 secondes à 60 secondes et en particulier, de préférence, dans un domaine de 20 secondes à 40 secondes.

Il peut être approprié, selon une autre variante de mise en oeuvre, que la constante de temps

dépende du point de fonctionnement et/ou que la constante de temps soit choisie et/ou fixée différemment en différentes plages de fonctionnement. Il peut être avantageux en plus qu'une compensation et/ou une correction de grandeurs perturbatrices mesurables soit opérée par adaptation de la fonction de transfert inverse d'une unité de transmission ou de transfert avec organe de réglage.

Selon une autre variante avantageuse de mise en oeuvre du procédé, des grandeurs perturbatrices mesurables indirectement, telles que, en particulier, le vieillissement et la dispersion de différentes pièces du système de transmission de couple, sont détectées du fait que quelques grandeurs caractéristiques du système de transmission de couple sont surveillées et que, en fonction de cette surveillance, les paramètres effectivement perturbés sont décelés en corrigés, et/ou que des sources de perturbations virtuelles, susceptibles d'être mises en circuit et ayant la forme de modules de programme, sont utilisées pour corriger et/ou compenser l'influence des grandeurs perturbatrices.

Il peut être avantageux que des perturbations dues à des grandeurs d'influence non mesurables, telles que la dispersion entre différentes pièces ou le vieillissement, soient détectées et/ou compensées par des déviations de variables du système. De plus, il peut être avantageux que des perturbations, telles que des dispersions ou le vieillissement, ou d'autres grandeurs d'influence non mesurables, ne soient pas détectées à partir de grandeurs d'entrée mesurables, mais soient seulement décelées par observation de réactions du système.

De même, il peut être avantageux que les déviations de variables du système, ou de variables et/ou observations de réactions du système, soient mesurées directement et/ou calculées à partir d'autres grandeurs mesurées dans un modèle du processus. Il peut aussi être

avantageux d'opérer la reconnaissance de déviations à partir de modèles de processus calculés à l'aide de diagrammes caractéristiques de référence et/ou de grandeurs caractéristiques de référence univoques du système.

5 Un autre perfectionnement avantageux de l'invention prévoit que pour corriger et/ou compenser une perturbation constatée provenant de grandeurs d'entrée non mesurables, on localise une source de perturbations et/ou on fixe une source de perturbations et on corrige
10 et/ou compense les déviations sur ces sources de perturbations. Il peut convenir en plus, pour corriger et/ou compenser une perturbation constatée, de déterminer une source de perturbations fictive, qui n'est pas obligatoirement la responsable causale de la perturbation, source
15 sur laquelle on corrige la déviation détectée.

La source de perturbations déterminée est avantageusement un bloc fonctionnel réellement présent, mais il peut s'agir aussi d'un modèle de perturbation virtuel, auquel cas l'action correctrice est maintenue.

20 Selon un perfectionnement de l'invention, l'allure dans le temps du couple embrayage réel est surveillée et analysée pour savoir si des informations peuvent être fournies sur la nature du défaut et/ou la reconnaissance de la source de perturbations et/ou la localisation
25 de la source de perturbations.

Il peut être avantageux d'opérer la correction adaptative de la grandeur perturbatrice en permanence.

Un autre mode de mise en oeuvre avantageux prévoit que la correction adaptative des grandeurs perturbatrices est seulement opérée en des points de fonctionnement déterminés et/ou des plages de fonctionnement et/ou des plages temporelles déterminées.

Il peut être avantageux en outre que l'adaptation soit également active quand la commande est
35 inactive. Le terme "inactive" peut signifier ici que la

commande n'indique pas, ou ne provoque ou n'exerce pas d'activité au niveau de l'organe de réglage, par exemple en raison de la sélection ou de la présence à ce moment d'une plage de fonctionnement dans laquelle un asservissement du couple n'est pas effectué, mais qu'une valeur fixe est établie. Une adaptation des paramètres peut être effectuée dans cette plage de fonctionnement sans qu'une commande active ait lieu.

Il peut être avantageux aussi que l'adaptation ne soit pas effectuée dans des plages de fonctionnement ou régimes particuliers, notamment lors d'une forte accélération.

Il peut être approprié d'utiliser, dans les plages de fonctionnement où l'adaptation est inactive, les valeurs de correction des grandeurs de réglage établies dans des plages de fonctionnement, déterminées précédemment, où l'adaptation est active. Dans ce but, il peut être approprié, en plus, que les valeurs établies précédemment pour une adaptation soient stockées dans une mémoire intermédiaire et qu'elles puissent être appelées dans des situations où l'adaptation est désactivée.

Pour un autre mode de mise en oeuvre de l'invention, il peut être approprié d'appliquer, dans les plages de fonctionnement où l'adaptation est inactive, les valeurs de correction des grandeurs perturbatrices qui sont extrapolées de valeurs de correction dans des plages de fonctionnement, déterminées précédemment, où l'adaptation est active.

En conformité avec un autre procédé selon l'invention, il peut être approprié d'adapter des modèles de perturbations virtuels et/ou des grandeurs perturbatrices virtuelles pour le domaine du couple moteur et/ou pour le domaine du couple moteur net, après prise en compte des consommateurs annexes, et/ou pour le couple embrayage de consigne.

Il peut être avantageux également que la fonction de transfert inverse de l'unité de transmission, avec organe de réglage, soit utilisée ou appliquée en tant que source de perturbations virtuelle.

5 Il peut être approprié aussi d'utiliser le réseau de caractéristiques du moteur en tant que source de perturbations virtuelle.

10 Il est avantageux en particulier d'utiliser des sources de perturbations virtuelles pour définir des grandeurs perturbatrices dont les causes originelles ne sont pas localisables, comme par exemple des dispersions au niveau des tolérances de fabrication des différentes pièces.

15 Un autre objet de l'invention est de procédé de commande pour un système de transmission de couple, avec ou sans ramification de la puissance, qui est caractérisé en ce qu'un couple embrayage transmissible d'un côté entraînement à un côté de sortie du système de transmission de couple est utilisé comme grandeur de commande et cette
20 grandeur de commande est contrôlée, au moyen d'un organe de réglage auquel est appliquée préalablement une grandeur de réglage dépendant fonctionnellement du couple embrayage transmissible, de manière que le couple embrayage transmissible se trouve toujours à l'intérieur d'une
25 bande de tolérance pouvant être préfixée de part et d'autre de la limite de patinage, cette limite de patinage étant atteinte exactement quand l'action d'un couple appliqué côté entraînement dépasse le couple embrayage transmissible par les parties transmettrices de couple.

30 Il peut être avantageux en outre d'appliquer préalablement à l'organe de réglage, en tant que grandeur réglante, une valeur correspondant au couple embrayage transmissible entre les parties transmettrices de couple du système de transmission de couple.

Un autre perfectionnement adéquat de l'invention prévoit que la grandeur réglante est déterminée en fonction d'un couple embrayage transmissible et que, pour calculer ce couple embrayage transmissible, la différence
5 est établie entre une valeur de couple d'entraînement et une grandeur correctrice, cette grandeur correctrice étant augmentée ou réduite en fonction d'au moins une variable du système de transmission de couple.

Il peut convenir aussi de déterminer la grandeur correctrice en fonction d'une vitesse de rotation différentielle appelée vitesse de rotation de glissement entre une vitesse de rotation d'entraînement et une vitesse de rotation de sortie, la grandeur correctrice étant augmentée tant que la vitesse de glissement est inférieure à une vitesse limite de glissement, pouvant être
15 préfixée, et la grandeur correctrice étant réduite tant que la vitesse de glissement est supérieure à cette valeur limite de glissement, ou à une autre valeur limite de glissement pouvant être préfixée.

Il peut être avantageux aussi que la grandeur correctrice soit augmentée incrémentiellement tant que la vitesse de rotation de glissement est inférieure à la valeur limite de glissement mentionnée en premier, et que la grandeur correctrice soit réduite par paliers tant que
25 la vitesse de rotation de glissement est supérieure à l'une ou à l'autre valeur limite de glissement, les différents paliers étant séparés par des phases de maintien de durée réglable, à l'intérieur desquelles la grandeur correctrice est maintenue constante à la valeur établie
30 chaque fois au début de la phase de maintien.

Il peut être avantageux aussi que les temps dans lesquels la vitesse de rotation d'entraînement dépasse la vitesse de rotation de sortie d'une vitesse de glissement définie soient détectés comme des phases de
35 glissement et que la grandeur correctrice soit ramenée à

une valeur définie après la fin de chaque phase de glissement.

Un mode de mise en oeuvre avantageux de l'invention prévoit que les temps dans lesquels la vitesse de rotation d'entraînement dépasse la vitesse de rotation de sortie d'une vitesse de glissement définie sont détectés
5 comme des phases de glissement et que la grandeur correctrice à laquelle la vitesse de glissement prend sa valeur maximale est stockée dans une mémoire intermédiaire, la
10 grandeur correctrice actuelle étant remplacée par la grandeur correctrice stockée après la fin de chaque phase de glissement.

Il peut être avantageux encore que la grandeur correctrice soit maintenue constante, pendant une durée
15 pouvant être fixée, à la valeur qu'elle présente après la fin de chaque phase de glissement. Selon un autre mode de mise en oeuvre de l'invention, il peut être avantageux d'appliquer préalablement à l'organe de réglage une valeur de référence en fonction d'un diagramme caractéristique ou d'une caractéristique qui couvre le domaine de
20 tous les couples embrayage transmissibles possibles et présente au moins un domaine partiel à l'intérieur duquel seulement une valeur de référence pour l'organe de réglage est coordonnée à tous les couples embrayage transmissibles.
25

Il peut être avantageux en plus que pour calculer le couple embrayage transmissible, une différence soit formée entre une valeur de couple d'entraînement et la grandeur correctrice et que cette différence soit majorée d'une valeur de couple dépendant du glissement.
30

Selon un autre mode de mise en oeuvre avantageux de l'invention, il peut être favorable que la montée du couple embrayage réel soit limitée, sous la forme d'une limitation de gradient, du fait que la valeur actuelle du couple embrayage transmissible est comparée
35

chaque fois avec une valeur de couple de comparaison, laquelle est composée d'une valeur de couple embrayage transmissible déterminée préalablement et d'une valeur limitatrice additive, pouvant être fixée, et que, suivant
5 le résultat de cette comparaison, la valeur de couple la plus petite est chaque fois appliquée préalablement en tant que nouvelle valeur de référence à l'organe de réglage.

Il peut être avantageux en particulier que plusieurs variables d'un moteur à combustion interne disposé
10 côté entraînement du système de transmission de couple, comme par exemple la vitesse de rotation du moteur, la position angulaire du papillon des gaz et/ou la pression d'aspiration, soient détectées et que le couple d'entraînement
15 fourni par ce moteur soit déterminé à partir de ces variables au moyen de caractéristiques ou de diagrammes caractéristiques mémorisés. L'invention prévoit en plus que d'éventuelles ramifications de la puissance situées entre l'entraînement et le système de transmis-
20 sion de couple sont surveillées au moins en partie et/ou au moins de façon intermittente et les grandeurs mesurées ainsi obtenues sont utilisées pour calculer le couple d'entraînement appliqué effectivement au côté entraîne-
ment du système de transmission de couple.

Il peut être avantageux qu'une partie du couple d'entraînement correspondant à un coefficient de proportionnalité soit utilisée chaque fois pour calculer le couple embrayage transmissible et que ce coefficient soit
25 chaque fois déterminé à l'aide de diagrammes caractéristiques ou de caractéristiques mémorisés.
30

Il peut être approprié aussi, dans le cas de systèmes de transmission de couple sans ramification de la puissance, qu'une telle ramification soit simulée par un programme de commande subordonné.

Conformément aux principes de l'invention, il peut être avantageux que plusieurs grandeurs perturbatrices mesurables, comme par exemple des températures et/ou des vitesses de rotation en particulier, soient détectées et au moins compensées partiellement par une adaptation de paramètre(s) et/ou une adaptation du système.

Un perfectionnement adéquat prévoit que des grandeurs perturbatrices mesurables indirectement du procédé de commande, telles que, en particulier, le vieillissement et la dispersion de différentes pièces du système de transmission de couple, sont détectés du fait que quelques variables du système de transmission de couple sont surveillées et que, en fonction de cette surveillance, les paramètres effectivement perturbés sont décelés et corrigés et/ou que des sources de perturbations virtuelles susceptibles d'être mises en circuit, sous la forme de modules de programme, sont utilisés pour corriger et/ou compenser l'influence des grandeurs perturbatrices.

Il peut être avantageux de faire en sorte qu'un premier enclenchement de l'embrayage soit seulement rendu possible après vérification d'une légitimation d'un utilisateur.

Il peut être avantageux aussi qu'un visuel d'utilisateur soit commandé, en fonction de l'état du processus ou procédé de commande, de manière qu'une recommandation de manoeuvre de changement de vitesse soit fournie à l'utilisateur. Cette recommandation peut être fournie optiquement par le visuel, mais aussi d'une autre manière, acoustiquement par exemple.

Il peut être avantageux en plus que des phases d'arrêt, en particulier d'un véhicule, soient détectées par la surveillance de grandeurs significatives se rapportant au fonctionnement, telles que la position de

l'accélérateur et/ou d'une tringlerie de commande et/ou le nombre de tours indiqué par le tachymètre et que, en cas de dépassement d'une durée définie, l'unité motrice soit arrêtée et redémarrée en cas de besoin.

5 Il peut être avantageux aussi que des phases de fonctionnement du système de transmission de couple dans lesquelles la charge est minimale ou nulle, soient détectées comme des phases de marche à vide et que, à l'intérieur de ces phases de marche à vide, l'embrayage soit
10 ouvert ou débrayé et, après la fin d'une phase de marche à vide, soit refermé ou ré-embrayé. La fin de la phase de marche à vide peut s'effectuer ou être reconnue par exemple par un changement détecté de la position du levier de charge et/ou du gradient du levier de charge.

15 Selon une autre mise en oeuvre de l'invention, le procédé de commande est applicable pour soutenir l'action d'un système antiblocage, de manière que l'embrayage soit complètement débrayé à l'entrée en action du système antiblocage.

20 Il peut être avantageux en outre que l'organe de réglage soit commandé, dans des plages de fonctionnement déterminées, selon des indications fournies par une régulation antipatinage.

L'invention ne se rapporte pas seulement au
25 procédé décrit dans ce qui précède pour commander un système de transmission de couple, mais aussi, en particulier, à un système de transmission de couple servant à transmettre des couples d'un côté entraînement à un côté de sortie, avec disposition d'une machine thermique,
30 telle qu'un moteur, du côté entraînement et disposition d'un changement de vitesse du côté de sortie, le système de transmission de couple comportant un embrayage, un organe de réglage et un appareil de commande.

L'invention concerne en outre un système de
35 transmission de couple, susceptible d'être commandé au

moyen du procédé décrit précédemment et servant à transmettre des couples d'un côté entraînement à un côté de sortie, système de transmission de couple qui est disposé sur le parcours de transmission des force du côté de la
5 sortie d'une unité motrice, telle qu'un moteur à combustion interne, ainsi que sur le parcours de transmission des forces d'un dispositif à rapport de transmission variable, en amont ou en aval de ce dispositif, qui est caractérisé en ce qu'il comporte un embrayage et/ou un
10 convertisseur de couple avec un embrayage de dérivation ou de pontage et/ou un embrayage de départ et/ou un embrayage d'inversion de marche et/ou un embrayage de sécurité limitant le couple transmissible, un organe de réglage et un appareil de commande.

15 Pour ce qui concerne cet aspect de l'invention, il peut être avantageux en particulier que l'embrayage soit à ajustement automatique ou à rattrapage automatique du jeu.

De même, il peut être avantageux que l'embrayage assure de lui-même le rattrapage ou la compensation de l'usure, par exemple des garnitures de friction.
20

Conformément aux principes de l'invention, il peut être avantageux, pour sa mise en oeuvre, que le système de transmission de couple comporte, pour transmettre
25 des couples d'un côté entraînement à un côté de sortie, un embrayage, un organe de réglage et un appareil de commande, l'embrayage étant relié fonctionnellement à l'organe de réglage par une canalisation hydraulique contenant un cylindre récepteur coordonné à l'embrayage et
30 l'organe de réglage étant commandé par l'appareil de commande.

On obtient un avantage supplémentaire si l'on utilise un organe de réglage comportant un moteur électrique qui agit par l'intermédiaire d'un excentrique
35 sur un cylindre émetteur hydraulique raccordé à la

canalisation hydraulique reliée à l'embrayage, ainsi qu'un capteur de course de l'embrayage placé dans le boîtier de l'organe de réglage.

5 Pour obtenir une solution faisant gagner de la place et souple quant à l'agencement du dispositif selon l'invention, il est avantageux que le moteur électrique, l'excentrique, le cylindre émetteur, le capteur de course de l'embrayage et l'électronique de commande et de puissance nécessaire soient placés à l'intérieur d'un boîtier
10 de l'organe de réglage.

Il peut être avantageux aussi que les axes du moteur électrique et du cylindre émetteur soient parallèles. Il est en particulier avantageux que les axes du moteur électrique et du cylindre émetteur soient disposés, parallèles entre eux, en deux plans différents et
15 que ce moteur et ce cylindre soient en liaison fonctionnelle par l'intermédiaire de l'excentrique.

Il peut être avantageux en outre que l'axe du moteur électrique soit parallèle à un plan défini essentiellement par la platine de l'électronique de commande et de puissance.
20

D'après un perfectionnement du système de transmission de couple selon l'invention, le fonctionnement de ce système peut être optimisé par un ressort disposé de façon centrée sur l'axe du cylindre émetteur dans le boîtier de l'organe de réglage.
25

Il peut être avantageux en plus qu'un ressort soit placé concentriquement à l'axe du cylindre émetteur dans le corps de ce cylindre.

30 Pour le fonctionnement du dispositif selon l'invention, il peut être avantageux que le ressort possède une caractéristique de flexibilité accordée de manière que la force maximale à exercer par le moteur électrique pour débrayer et enclencher l'embrayage soit

approximativement d'égale grandeur dans le sens de la traction et dans le sens de la compression (poussée).

De plus, il peut être avantageux de concevoir la caractéristique de flexibilité du ressort de manière
5 que l'allure résultante des forces agissant sur l'em-
brayage soit linéarisée sur les opérations de débrayage
et d'enclenchement de l'embrayage. Ce perfectionnement
réduit à un minimum le besoin de puissance et, par suite,
la taille du moteur électrique utilisé. Les forces néces-
10 saires au débrayage sont décisives pour le dimensionne-
ment du moteur électrique à employer puisque cette opéra-
tion demande des forces plus importantes que celles né-
cessaires à l'enclenchement de l'embrayage. De ce fait,
lorsqu'un ressort est prévu pour soutenir le débrayage,
15 le moteur électrique peut avoir une plus faible puis-
sance.

Il n'est pas nécessaire de prévoir de la place supplémentaire pour le ressort lorsque celui-ci est placé à l'intérieur même du piston du cylindre émetteur.

20 Il peut être avantageux en outre que le moteur
électrique agisse par son arbre de sortie et par l'inter-
médiaire d'une vis sans fin sur une roue en segment sur
laquelle est agencée une manivelle de poussée reliée
fonctionnellement au piston du cylindre émetteur par
25 l'intermédiaire d'une tige de piston, de manière que des
forces de traction et des forces de compression ou de
poussée soient transmissibles.

De même, il peut être avantageux que la vis
sans fin et la roue en segment forment un mécanisme à
30 auto-blocage.

L'invention ne se rapporte cependant pas seule-
ment au procédé décrit précédemment pour commander un
système de transmission de couple, ainsi qu'à un tel sys-
tème de transmission lui-même, elle comprend aussi un
35 procédé de surveillance pour un système de transmission

de couple avec un changement de vitesse à commande manuelle, procédé qui est caractérisé en ce qu'il comprend la détection, au moyen d'un système capteur, de positions d'intérêt d'un levier de commande du changement de vitesse et d'un couple d'entraînement d'une unité motrice prévue côté entraînement, l'enregistrement de chaque fois au moins un signal de levier de commande correspondant et d'au moins un signal de comparaison, la reconnaissance de différentes caractéristiques possibles d'allures de ces signaux, comme par exemple la reconnaissance d'une différence, et leur identification comme une intention d'effectuer une manoeuvre de changement de vitesse, de même que la délivrance consécutive d'un signal d'intention de manoeuvre de changement de vitesse à un système de commande d'embrayage prévu à la suite.

Pour ce qui concerne cet aspect de l'invention, il peut être avantageux qu'au moins une allure de signal de levier de commande soit exploitée en vue de la reconnaissance du rapport ou de la vitesse concerné(e), information qui est utilisée pour identifier une intention de changement.

Le procédé de surveillance informe sur le rapport ou vitesse engagé à ce moment et cette information est utilisable pour déterminer le signal de comparaison.

On obtient ainsi un procédé grâce auquel une éventuelle intention de changement de vitesse d'un utilisateur est reconnue de manière très sûre et rapide, sans que cela demande un capteur spécifique. Il est à noter à cet égard qu'un système de transmission de couple automatisé au maximum a besoin très tôt d'une information relative à une éventuelle intention de changement afin que le débrayage soit effectué en temps utile.

Il peut être avantageux qu'un signal de levier de commande et un signal de comparaison soient exploités de manière que des points de croisement des allures ou

courbes de ces signaux soient reconnus et qu'un signal d'intention de changement soit délivré ensuite à un système de commande d'embrayage prévu en aval. Si seulement deux allures de signaux sont examinées ou exploitées pour
5 ce qui concerne la présence éventuelle de points de croisement pour reconnaître une intention de changement de vitesse, il n'est plus nécessaire de prévoir un logiciel ou du matériel coûteux.

Il peut être avantageux, selon l'invention, que
10 le changement de vitesse présente un trajet de sélection entre les coulisseaux ou couloirs et un trajet de commande à l'intérieur des couloirs, l'un et/ou l'autre de ces trajets pouvant être détecté(s) en vue de la détermination de la position d'intérêt du levier de commande.

15 Un système capteur supplémentaire n'est pas non plus nécessaire pour la formation du signal de comparaison puisque la seule grandeur d'entrée, à savoir le couple d'entraînement, est déjà déterminée généralement. Du fait que le signal de comparaison est formé à partir
20 d'un signal filtré, lequel est majoré et/ou diminué d'une valeur constante et d'un signal de décalage, il est essentiellement garanti que le signal du levier de commande et le signal de comparaison se croisent seulement lorsqu'une intention de changement de vitesse existe effectivement.
25

Selon un développement avantageux, la présence d'une intention de changement de vitesse est détectée, lors de l'exploitation des deux allures de signaux, c'est-à-dire du signal de levier de commande et du signal
30 de comparaison, lorsqu'un point de croisement est détecté, avec vérification de l'intention de changement au moyen d'un compteur d'intentions de changement. Ce compteur garantit qu'un intervalle de temps défini sépare la reconnaissance de l'intention de changement et la transmission du signal d'intention de changement, du fait
35

qu'il est vérifié si une manoeuvre de changement de vitesse est effectivement amorcée. Le système de transmission de couple est ainsi protégé efficacement contre un déclenchement erroné.

5 Pour la formation d'un signal filtré, le signal de levier de commande est filtré avec un temps de retard réglable.

10 Il peut être avantageux surtout que le signal de levier de commande puisse être traité, en vue de la formation du signal filtré, par un filtre à comportement PT_1 .

15 Il peut être avantageux en plus que le signal de levier de commande soit surveillé et qu'une variation du trajet de commande à l'intérieur d'une zone partielle définie du trajet du levier de commande soit exploitée, chaque fois à l'intérieur d'une période de mesure pouvant être fixée, de manière que lors d'une diminution au-dessous d'un seuil de variation du trajet de commande, seuil qui peut être fixé, un signal d'intention de changement soit transmis à des dispositifs prévus à la suite.

20 Le signal de levier de commande, utilisé pour déterminer l'intention de changement et qui est à son tour retransmis, peut être accordé, au moyen de filtres ajustables individuellement et qui sont applicables universalement par des paramètres de filtrage, de telle sorte que les systèmes de transmission de couple les plus divers peuvent être surveillés par le même procédé. Il est avantageux que la période de mesure soit fixée de manière qu'elle soit toujours nettement plus longue qu'une demi-période d'oscillation, ou nettement plus grande qu'une demi-amplitude d'oscillation ou de vibration du levier de commande non manoeuvrée pendant la marche.

30 Il peut être approprié que la zone partielle définie du trajet du levier de commande se trouve en dehors des zones de trajet de ce levier à l'intérieur

35

desquelles se déplace le levier de commande non manoeuvré pendant la marche.

Pour la mise en oeuvre du procédé selon l'invention, il est généralement nécessaire d'établir une
5 moyenne sur plusieurs périodes d'oscillation du levier de commande, de sorte que la durée de la période de mesure peut être fixée en fonction d'une formation de la moyenne des périodes d'oscillation de ce levier.

Selon un perfectionnement avantageux, il peut
10 être déterminé si le levier de commande oscille librement pendant la marche ou si ce levier présente un comportement d'oscillation changé par rapport à une oscillation libre, notamment du fait que la main est posée sur lui, et la formation de la moyenne pour déterminer la durée de
15 la période de mesure peut s'effectuer suivant les résultats de cette surveillance.

Il peut être avantageux, conformément à un autre mode de mise en oeuvre de l'invention, de déterminer la direction de mouvement du levier de commande et,
20 en cas d'inversion de cette direction de mouvement, de délivrer un signal de contrôle au compteur d'intentions de changement et/ou d'annuler un signal d'intention de changement éventuellement émis.

La direction de mouvement du levier de commande
25 est ainsi observée en plus et, s'il se produit une inversion de cette direction, un signal d'intention de changement, qui avait été délivré en raison d'oscillations ou vibrations du levier de commande, est annulé.

Il peut être avantageux en outre de choisir la
30 valeur constante pour la formation du signal de comparaison en fonction de l'amplitude d'oscillation, laquelle est typique pour le fonctionnement, du levier de commande non manoeuvré du système de transmission de couple.

De même, il peut être avantageux que le temps
35 de retard avec lequel est formé le signal filtré, soit

accordé à la fréquence d'oscillation du levier de commande non manoeuvré pendant la marche.

Selon l'invention, il peut être avantageux, en particulier pour un procédé de commande, que la charge à laquelle est soumis l'entraînement soit surveillée et que, en cas de dépassement d'une charge pouvant être fixée, un signal de contrôle soit transmis au compteur d'intentions de changement. Ceci permet d'empêcher le débrayage ou l'enclenchement intempestif de l'embrayage lorsque le couple appliqué côté moteur est accru. Il peut être avantageux aussi que le signal de décalage soit ajusté en fonction de la position angulaire instantanée du papillon des gaz d'un moteur thermique utilisé comme unité motrice.

Il convient, conformément aux principes de l'invention, que le trajet de commande et le trajet de sélection du levier de commande soient détectés chacun par un potentiomètre. Il peut être avantageux aussi que le trajet de commande et/ou le trajet de sélection du levier de commande soit détecté par un potentiomètre de manière que le rapport ou vitesse engagé à ce moment puisse être reconnu au moyen de ce potentiomètre.

Cependant, l'invention ne concerne pas seulement les procédés décrits dans ce qui précède pour commander un système de transmission de couple, mais comprend aussi des procédés de ce type pour commander un système de transmission de couple comportant un dispositif pour commander ou contrôler ce système, lequel est disposé sur le parcours de transmission des forces d'une unité motrice, en aval de cette unité, ainsi que sur le parcours de transmission des forces d'un dispositif à rapport de transmission variable, en amont ou en aval de ce dispositif, lequel est pourvu d'un moyen d'enroulement qui transmet un couple d'un premier moyen à un second moyen, le premier moyen étant en liaison fonctionnelle

avec un arbre d'entrée de changement de vitesse et le second moyen étant en liaison fonctionnelle avec un arbre de sortie de changement de vitesse, le moyen d'enroulement étant relié par friction au premier et au second
5 moyen par un pressage ou une tension, le pressage ou la tension du moyen d'enroulement étant commandé en fonction du point de fonctionnement, procédé qui est caractérisé en ce que le système de transmission de couple est commandé avec asservissement du couple, le couple transmissible étant dimensionné de manière qu'à chaque point de
10 fonctionnement, le moyen d'enroulement du dispositif à rapport de transmission variable ne puisse pas commencer à patiner. Cela signifie que la limite de patinage du système de transmission de couple est contrôlée, en
15 chaque point de fonctionnement, de manière que la limite de patinage du moyen d'enroulement soit toujours supérieure et que, au cas où le couple appliqué est trop élevé, le système de transmission de couple commence toujours à patiner avant que le moyen d'enroulement ne pa-
20 tine.

Il peut être avantageux en outre que le pressage ou la tension du moyen d'enroulement soit déterminé et ajusté en chaque point de fonctionnement, d'après le couple moteur appliqué et/ou la ramification de puissance
25 pour des consommateurs annexes, avec prévision d'une marge de sécurité supplémentaire, le couple transmissible par le système de transmission de couple étant commandé selon le point de fonctionnement et le couple transmissible par ce système provoquant, en cas de fluctuations
30 du couple, un patinage du système de transmission de couple avant que la limite de patinage du moyen d'enroulement ne soit atteinte.

Il convient en particulier que la limite de patinage du système de transmission de couple soit inférieure, ou puisse être contrôlée pour être inférieure, en
35

chaque point de fonctionnement, à la limite de patinage du moyen d'enroulement du dispositif à rapport de transmission variable.

Conformément aux principes de l'invention, il
5 peut être avantageux en plus que le système de transmission de couple, par sa limite de patinage dépendant du point de fonctionnement, isole et/ou amortisse, côté entraînement ou côté sortie, des fluctuations et des à-coups du couple et protège surtout le moyen d'enroulement
10 contre le patinage. Une protection est ainsi obtenue, dans les cas décrits, contre le patinage du moyen d'enroulement, ce qui pourrait entraîner la destruction de ce moyen et, par conséquent, la défaillance du changement de vitesse.

15 Selon l'invention, il convient de commander le pressage ou la tension du moyen d'enroulement d'après le point de fonctionnement et de tenir compte, en plus du couple appliqué, d'une réserve de sécurité qui, en raison de la commande du couple transmissible par le système de
20 transmission de couple, peut être approchée de ce couple transmissible et/ou adaptée à lui. L'adaptation du couple de sécurité peut alors s'effectuer de telle sorte que la réserve de sécurité reste inférieure à celle prévue selon l'état de la technique.

25 Il peut être particulièrement avantageux que la réserve de sécurité pour le pressage ou la tension soit aussi faible que possible en raison de la protection contre le patinage procurée par le système de transmission de couple.

30 Il convient spécialement que le système de transmission de couple patine ou glisse brièvement en cas de pointes de couple. Ainsi peuvent être amortis ou filtrés, côté entraînement ou côté sortie, des à-coups de couple susceptibles de se produire dans des situations de

marche extrêmes et qui pourraient endommager ou détruire le moyen d'enroulement.

L'invention concerne non seulement les procédés décrits précédemment, mais également un dispositif, comme
5 par exemple un dispositif à rapport de transmission variable, qui est commandé au moyen des procédés décrits dans ce qui précède, le dispositif à rapport de transmission variable pouvant être constitué par un changement de vitesse à variation continue. Il peut être particulière-
10 ment avantageux que ce dispositif à rapport de transmission variable soit un changement de vitesse à variation continue du type à courroie ou chaîne et poulies coniques. Il peut être particulièrement avantageux que le système de transmission de couple, faisant partie du dis-
15 positif, soit un embrayage à friction, un embrayage de dérivation ou de pontage d'un convertisseur de couple, un embrayage d'inversion de marche ou un embrayage de sécurité. L'embrayage peut être du type fonctionnant à sec ou du type humide. Il peut convenir en outre de prévoir un
20 organe de réglage pour commander ou contrôler le couple transmissible, organe qui est lui-même commandé par voie électrique et/ou hydraulique et/ou mécanique et/ou pneumatique, ou par une combinaison de ces voies de commande.

L'invention se rapporte non seulement aux procédés décrits précédemment, mais aussi, en particulier, à
25 un dispositif comportant au moins un capteur pour détecter le rapport de transmission ou vitesse engagé à ce moment d'un changement de vitesse, auquel cas une unité centrale de calcul traite les signaux provenant du ou des
30 capteurs et calcule la vitesse de rotation d'entrée du changement de vitesse. Pour ce calcul, il est nécessaire en plus de tenir compte des autres rapports de transmission, comme ceux d'un différentiel, existant dans la transmission.

Il peut être avantageux d'établir la moyenne des vitesses de rotation de roue relevées et de déterminer ou de calculer la vitesse de rotation à l'entrée du changement de vitesse à partir du signal ainsi obtenu et
5 représentant la moyenne, à l'aide du rapport utilisé à ce moment dans le changement de vitesse et des autres rapports existant dans la transmission.

Il est avantageux d'employer un à quatre capteurs pour déterminer la vitesse de rotation des roues;
10 il est particulièrement avantageux d'employer 2 ou 4 capteurs.

Le dispositif est réalisable de manière particulièrement avantageuse au cas où les capteurs pour détecter les vitesses de rotation des roues sont en liaison
15 de communication de signaux avec un système antiblocage ou font partie d'un système antiblocage.

D'autres caractéristiques et avantages de l'invention ressortiront plus clairement de la description qui va suivre de plusieurs exemples de réalisation non
20 limitatifs, ainsi que des dessins annexés, sur lesquels:

- la figure 1a est un schéma fonctionnel d'un système de transmission de couple avec ramification de la puissance;

- la figure 1b est un schéma fonctionnel d'un
25 système de transmission de couple sans ramification de la puissance, dans lequel une ramification de puissance fictive est simulée par un programme de commande subordonné;

- les figures 2a à 2e sont des représentations schématiques de différentes propriétés physiques d'un
30 système de transmission de couple en fonction du facteur de répartition de couple K_{me} , la figure 2a montrant plus spécialement l'acoustique, la figure 2b la sollicitation thermique, la figure 2c l'effort de traction, la figure 2d la consommation de carburant et la figure 2e le

comportement à l'égard des alternances de charges en fonction de K_{me} ;

5 - la figure 3 est un schéma-bloc ou de transmission des signaux d'un procédé de commande avec adaptation;

 - la figure 4 est un schéma-bloc ou de transmission des signaux d'un procédé de commande avec adaptation selon un autre mode de mise en oeuvre;

10 - les figures 5a à 5c illustrent les influences de grandeurs perturbatrices sur le développement temporel du couple, la figure 5a se rapportant plus exactement à une perturbation additive provoquée par exemple par des appareils auxiliaires, la figure 5b à des perturbations multiplicatives et la figure 5c à des grandeurs perturbatrices additives;

15 - la figure 6 représente un diagramme caractéristique correcteur du couple moteur en fonction du couple moteur et de la vitesse de rotation;

20 - la figure 6a montre schématiquement une division d'un diagramme caractéristique;

 - la figure 6b montre schématiquement une autre division d'un diagramme caractéristique;

 - la figure 7 est un organigramme d'un procédé de commande avec adaptation;

25 - la figure 8 est un schéma-bloc d'un procédé de commande avec adaptation;

 - la figure 9 est un organigramme d'un procédé de commande avec adaptation;

30 - la figure 10 est une représentation de principe d'un véhicule comportant un système de transmission de couple;

 - la figure 11a est une coupe longitudinale d'une unité d'organe de réglage d'un système de transmission de couple;

- la figure 11b est une coupe transversale de cette unité, prise suivant la ligne III-III de la figure 11a;
- la figure 12a est une coupe longitudinale d'une unité d'organe de réglage d'un système de transmission de couple selon une variante de réalisation;
- la figure 12b est une coupe transversale de cette unité, prise suivant la ligne IV-IV de la figure 12a;
- la figure 13 est un diagramme des forces se rapportant au comportement de l'organe de réglage;
- la figure 14 est un diagramme pour la détermination d'un couple embrayage;
- la figure 15 est un diagramme caractéristique pour déterminer une information de référence fournie à l'organe de réglage;
- les figures 15a à 15e montrent chacune un diagramme de l'information de référence fournie à l'organe de réglage en fonction du temps;
- la figure 16 montre un schéma de sélection d'un changement de vitesse à commande manuelle;
- la figure 17 est un diagramme montrant des signaux pour reconnaître une intention de changement de vitesse;
- la figure 18 est un diagramme montrant des signaux pour la formation d'un signal de comparaison;
- la figure 19 est un autre diagramme de signaux pour reconnaître une intention de changement de vitesse;
- la figure 20 est un diagramme de signaux pour vérifier la reconnaissance d'une intention de changement de vitesse;
- la figure 21 est un schéma fonctionnel d'un système de transmission de couple à commande électro-hydraulique;

- la figure 22 représente une courbe caractéristique se rapportant à un embrayage;

- la figure 23 est un schéma synoptique se rapportant au système de transmission de couple;

5 - les figures 24 à 27 montrent des allures de signaux en fonction du temps;

- la figure 28 représente une courbe caractéristique avec adaptation de points d'appui;

10 - la figure 29a représente schématiquement un changement de vitesse combiné à un système de transmission de couple prévu du côté de l'entrée; et

- la figure 29b est une représentation analogue, mais avec un système de transmission de couple du côté de la sortie d'un changement de vitesse.

15 Les figures 1a et 1b montrent chacune, schématiquement, une partie de la transmission d'un véhicule, dans laquelle un couple d'entraînement fourni par un moteur 1, ayant un moment d'inertie de masse 2, est transmis à un système de transmission de couple 3. Le couple transmissible par ce système 3 peut être reçu, par
20 exemple, par un composant ou une pièce prévu à la suite et qui ne sera pas décrit plus en détail, par exemple par la partie d'entrée d'un changement de vitesse.

La figure 1a montre schématiquement un système
25 de transmission de couple 3 avec une ramification de la puissance, réalisée par exemple par un transformateur de couple Föttinger ou un convertisseur hydrodynamique de couple 3a monté en parallèle avec un embrayage de dérivation ou de pontage 3b du convertisseur sur le parcours de
30 transmission des forces. Un dispositif de commande, non représenté sur cette figure, commande le dispositif de transmission de couple 3 de manière qu'au moins dans quelques zones ou plages de fonctionnement, le couple appliqué soit transmis seulement par le convertisseur hydrodynamique 3a ou le transformateur de couple Föttinger,
35

seulement par l'embrayage de pontage de convertisseur 3b, ou alors par les dispositifs transmetteurs de couple 3a, 3b en parallèle.

Dans quelques plages de fonctionnement, une répartition contrôlée du couple transmissible entre les dispositifs transmetteurs de couple 3a, 3b montés en parallèle peut être souhaitable et est réalisable en conséquence, avec la possibilité d'adapter le rapport des couples transmis respectivement par l'embrayage de pontage 3b et le convertisseur hydrodynamique 3a, par exemple, aux besoins particuliers des différentes plages de fonctionnement.

La figure 1b représente schématiquement un système de transmission de couple sans ramification de la puissance. Un tel système 3 peut être formé par exemple par un embrayage, tel qu'un embrayage à friction et/ou un embrayage d'inversion de marche et/ou un embrayage de départ et/ou un embrayage de sécurité. Un programme de commande subordonné simule ou reproduit dans ce cas une ramification fictive de la puissance et commande le système de transmission de couple en conséquence.

Les représentations schématiques ou schémas fonctionnels des figures 1a et 1b d'une partie de transmission comprenant un système de transmission de couple 3, avec ou sans ramification de la puissance, système qui est disposé dans la transmission sur le parcours de transmission des forces, ne constituent que des exemples de dispositions ou de réalisations possibles de systèmes de transmission de couple.

Sont possibles aussi des agencements de systèmes de transmission de couple dans lesquels un tel système est placé avant ou après le ou les composants déterminant le rapport de transmission d'un changement de vitesse. C'est ainsi que, par exemple, un système de transmission de couple, tel qu'un embrayage, peut être disposé

en amont ou en aval du variateur d'un changement de vitesse à variation continue du type à courroie ou chaîne et poulies coniques.

De même, un changement de vitesse à variation
5 continue, tel qu'un changement à courroie ou chaîne et poulies coniques, peut être réalisé avec un système de transmission de couple placé côté entraînement et/ou côté sortie.

Les systèmes avec ramification de la puissance
10 selon la figure 1a, comprenant par exemple un convertisseur hydrodynamique 3a et un embrayage de pontage 3b, peuvent être commandés ou contrôlés, au moyen d'un procédé de commande selon l'invention, de manière que le couple transmissible par chacun des composants montés en
15 parallèle, tels que le convertisseur 3a et/ou l'embrayage de pontage 3b, puisse être commandé ou contrôlé. En règle générale, le couple à transmettre par l'un de ces deux composants montés en parallèle sera contrôlé, tandis que le couple transmissible par le composant du
20 système de transmission de couple monté en parallèle avec lui s'ajuste ou s'établit de lui-même.

Dans le cas de systèmes de transmission de couple comportant plus de deux composants montés en parallèle, le nombre de composants étant désigné par N, il
25 est généralement nécessaire de commander ou de contrôler les couples transmissibles par N-1 composants - dont chacun constitue lui-même un système de transmission - et le couple transmissible du N-ième composant s'ajuste alors automatiquement.

30 Dans le cas de systèmes sans ramification de la puissance, comme par exemple dans le cas d'un embrayage à friction, le couple transmissible peut être contrôlé par une boucle de commande subordonnée à la commande, de manière que la commande simule un système comportant une
35 ramification fictive de la puissance. A l'aide d'une

telle commande, l'embrayage à friction 3c peut être contrôlé par exemple sur la base d'une valeur de consigne qui est inférieure à 100 % du couple transmissible. La différence entre la valeur de consigne ainsi contrôlée du
5 couple et les 100 % du couple total transmissible, est contrôlée, au moyen de la commande, à l'aide d'un couple de sécurité 3d qui dépend du glissement. On obtient ainsi, premièrement, que l'embrayage à friction ne soit
10 pas enclenché sous une force de pressage plus élevée que celle nécessaire pour le couple à transmettre; deuxièmement, en raison de l'état de glissement, il devient possible de produire un amortissement d'oscillations torsionnelles et de valeurs de pointe du couple, telles que des à-coups de couple dans la transmission.

15 Dans un autre état ou régime de la plage de fonctionnement du système de transmission de couple, il peut être avantageux que ce système, constitué par exemple par un embrayage à friction ou autre, soit contrôlé pour qu'il présente un surpressage faible, mais
20 bien défini. Dans ces zones ou plages de fonctionnement, par exemple à des vitesses de rotation élevées, on peut ainsi éviter un glissement accru et, partant, une consommation de carburant accrue du moteur à combustion interne.

25 Avec un pressage correspondant à la transmission d'un couple environ égal à 110 % du couple moyen appliqué, on peut obtenir, sous des valeurs de pointe de courte durée du couple, un patinage ou glissement contrôlé de l'embrayage. Un amortissement de valeurs de
30 pointe est ainsi possible alors que l'embrayage est essentiellement fermé ou embrayé.

En outre, avec seulement un faible surpressage de l'embrayage, des à-coups de couple avec des valeurs de pointe, peuvent être amortis ou isolés par un glissement
35 ou patinage de courte durée de l'embrayage.

Le paramètre qui caractérise la répartition du couple entre les composants ou systèmes de transmission de couple montés en parallèle du système de transmission de couple 3 est le facteur de répartition de couple K_{me} , lequel est défini par le rapport entre le couple transmissible par un embrayage ou un autre composant ou système transmetteur de couple, comme par exemple un embrayage de pontage d'un convertisseur, et le couple transmissible par l'ensemble du système de transmission de couple.

Le facteur de répartition de couple K_{me} indique par conséquent le rapport entre le couple transmissible par un embrayage 3, par exemple, et l'ensemble du couple transmissible.

Pour une valeur de K_{me} inférieure à 1, cela signifie que le couple transmissible est réparti entre les systèmes 3a, 3b montés en parallèle et que le couple transmis par chacun de ces systèmes est plus petit que le couple appliqué ou à transmettre.

Pour $K_{me} = 1$, le couple transmissible est seulement transmis par l'un des systèmes 3a, 3b montés en parallèle, en particulier par l'embrayage 3b. Lors de pointes de couple de courte durée avec des valeurs supérieures à la valeur du couple transmissible, il se produit un patinage ou glissement de l'embrayage ou du système de transmission de couple. Cependant, dans la plage de fonctionnement sans pointes de couple, tout le couple est transmis par l'un des systèmes 3a ou 3b.

Pour une valeur de K_{me} supérieure à 1, tout le couple appliqué est également transmis par un système, mais le pressage de l'embrayage, par exemple, correspond à un couple transmissible supérieur au couple appliqué. Ceci permet d'éliminer par filtrage des irrégularités de couple relativement grandes, supérieures à un seuil,

tandis que de faibles irrégularités de couple ne sont pas filtrées.

Un autre avantage d'un surpressage défini, comparativement à un embrayage complètement fermé ou embrayé, est le temps de réaction plus court du système, par exemple jusqu'à l'ouverture de l'embrayage. En effet, le système n'est pas obligé de débrayer à partir de la position complètement enclenché de l'embrayage, mais seulement à partir de la position ajustée à ce moment. Pour une même durée, on peut employer en revanche un actionneur un peu plus lent.

Les figures 2a à 2e illustrent le comportement de propriétés ou grandeurs physiques de systèmes de transmission de couple en fonction du facteur de répartition de couple K_{me} par l'exemple d'un convertisseur hydrodynamique auquel est combiné un embrayage de pontage de ce convertisseur. Les signes "plus" et "moins" le long des axes des ordonnées indiquent respectivement une influence plus positive ou plus négative du facteur K_{me} sur les propriétés physiques concernées.

La figure 2a représente, en fonction du facteur K_{me} , les propriétés acoustiques de la transmission d'un véhicule automobile par une courbe se rapportant à un système de transmission de couple avec amortisseur et une courbe se rapportant à un système de transmission de couple sans amortisseur. Les deux courbes, respectivement avec et sans amortisseur, s'étendent parallèlement en fonction de K_{me} . Le système avec amortisseur présente une qualité légèrement supérieure, quant à l'acoustique, à celle du système sans amortisseur. Pour ce qui concerne la variation en fonction de la valeur de K_{me} , on voit que l'acoustique est la plus favorable pour $K_{me} = 0$. A mesure que K_{me} croît, les propriétés acoustiques diminuent de façon monotone jusqu'à ce que, à des valeurs élevées pour

K_{me} , elles prennent une allure constante qui est indépendante de K_{me} .

5 Ce comportement des propriétés acoustiques en fonction du facteur de répartition de couple K_{me} est explicable par le découplage accru de la transmission vis-à-vis des irrégularités du couple et des pointes du couple provenant de l'équipement moteur, ce qui est dû à une augmentation du glissement en fonction de la diminution de la valeur de K_{me} .

10 A mesure que le glissement dans le système de transmission de couple diminue et que K_{me} augmente, les irrégularités du couple dans la transmission sont transmises plus fortement et l'effet d'amortissement est en même temps réduit jusqu'à ce que, à une valeur déterminée
15 de K_{me} , l'amortissement devient minimal ou inexistant. Il en résulte un comportement acoustique constant à mesure que la valeur de K_{me} augmente davantage. La valeur de K_{me} à laquelle s'établit un comportement acoustique constant, en fonction du facteur de répartition de couple, dépend
20 de la caractéristique de la transmission concernée. Pour des systèmes typiques, cette valeur de K_{me} est d'environ 2. A cette valeur, l'embrayage du système de transmission de couple est fermé ou embrayé au point que pratiquement toute fluctuation de couple est transmise.

25 La figure 2b représente, en fonction de la valeur de K_{me} , la sollicitation thermique d'un convertisseur hydrodynamique de couple auquel est coordonné un embrayage de pontage. Par "sollicitation thermique", on peut entendre, par exemple, l'apport d'énergie dans le
30 système sous l'effet de frottements ou en raison de vitesses différentielles de pièces. Plus spécialement, on peut considérer, par exemple, l'apport d'énergie dans un convertisseur de couple ou, plus exactement, dans le liquide d'un tel convertisseur. La sollicitation thermique
35 peut être représentée aussi par l'apport d'énergie dans

les surfaces de friction d'un embrayage de pontage du convertisseur et/ou d'un embrayage à friction.

La sollicitation thermique est faible pour $K_{me} = 0$ et augmente à mesure que la valeur de K_{me} s'élève.

5 Par "sollicitation thermique" du système, on entend ici, notamment, l'apport d'énergie dû à des différences de vitesse de rotation. A mesure que K_{me} s'élève, l'apport d'énergie provenant de différences de vitesse de rotation dans le convertisseur diminue jusqu'à ce que, à $K_{me} = 1$,

10 l'embrayage de pontage du convertisseur soit fermé et que les différences de vitesse de rotation soient devenues nulles, de sorte que la sollicitation thermique prend sa valeur la plus favorable. Pour $K_{me} \geq 1$, la sollicitation thermique est constante et égale à la sollicitation quand

15 $K_{me} = 1$.

La figure 2c représente le changement de l'effort de traction, lequel diminue en fonction d'une valeur croissante de K_{me} , puisque, à une faible valeur de K_{me} , le domaine de conversion d'un convertisseur de couple est

20 mieux exploité et/ou la faible valeur de K_{me} permet d'atteindre un autre point de fonctionnement, plus favorable, du moteur à combustion interne.

La figure 2d fait apparaître que la consommation devient plus favorable à mesure que la valeur de K_{me} augmente. En raison d'un glissement diminué, par exemple

25 au niveau du convertisseur hydrodynamique de couple, la consommation de carburant peut être réduite par un embrayage qui est fermé ou embrayé sous une force croissante à mesure que la valeur de K_{me} s'élève.

La figure 2e représente le comportement à l'égard des alternances de charges en fonction de la valeur de K_{me} . On voit que ce comportement est le plus favorable pour $K_{me} = 1$, c'est-à-dire lorsque l'embrayage est fermé au point que le couple transmissible par lui

30 correspond exactement au couple appliqué.

35

La figure 3 est une représentation schématique d'un schéma-bloc d'un procédé de commande. Dans cette représentation, l'organe de réglage et le circuit de commande sont montrés dans un bloc de groupage 4. Le procédé
5 de commande 5, l'adaptation 6 (adaptation du système et/ou adaptation de paramètre(s)) peuvent également être représentés chacun dans un bloc de groupage.

Le circuit de commande avec l'organe de réglage ou, plus précisément, l'unité de transmission avec l'or-
10 gane de réglage 31 et les perturbations agissant sur le système, sont représentées dans le bloc 4. L'équipement moteur 16, constitué par exemple par un moteur à combustion interne, développe un couple moteur M_{mot} 33 en fonction des grandeurs d'entrée 14, formées par exemple par
15 la quantité de carburant injecté, le levier de charge, la vitesse de rotation de l'équipement moteur, etc., ainsi que des grandeurs caractéristiques du système 32, telles que la température, etc. Ce couple moteur M_{mot} 33 est bifurqué en partie vers des consommateurs annexes 34, comme
20 par exemple une génératrice, une installation de climatisation, des servo-pompes, des pompes d'une direction assistée, et ainsi de suite. La prise en compte de ces consommateurs annexes s'effectue dans le bloc 35 par soustraction du couple bifurqué 34a du couple moteur 33,
25 ce qui donne un couple net résultant 36.

Il est tenu compte de la dynamique du moteur 16 et/ou de la transmission, dynamique qui est due par exemple au moment d'inertie de masse du volant moteur, dans le bloc 37. Cette dynamique peut englober en parti-
30 culier les moments d'inertie des pièces concernées et l'effet de ces moments d'inertie sur le couple net. Le couple corrigé, tenant compte de la dynamique du système et qui est désigné par M_{dyn} 38, est transmis par une unité de transmission avec organe de réglage 31 et envoyé

de là, en tant que couple embrayage réel 48 au changement de vitesse ou à la partie du véhicule 39 située en aval.

L'unité de transmission 31, comprenant un organe de réglage, est influencée par des grandeurs 40, telles que la température, le coefficient de frottement des garnitures de friction, des vitesses de rotation, le glissement, et ainsi de suite. Il s'y ajoute que l'unité de transmission 31, comme le moteur 16, est ou peut être perturbée et/ou influencée, par suite de dispersions, vieillissement ou perturbations, par des grandeurs d'influence qui ne sont pas directement mesurables. De telles influences sont représentées par le bloc 41.

Le dispositif d'adaptation 6 peut être partagé grosso modo en trois parties. Premièrement, il est tenu compte des consommateurs ou appareils annexes 7 et les stratégies ou procédés d'adaptation en relation avec eux sont appliqués pour l'adaptation de grandeurs perturbatrices et d'influences perturbatrices. Parmi ces consommateurs annexes, on compte l'installation de climatisation, la génératrice, la pompe pour la direction assistée, des servo-pompes et d'autres consommateurs annexes produisant une division ou ramification du couple.

Pour l'adaptation des consommateurs annexes 7, on utilise des signaux et des informations 8 de ces consommateurs afin de pouvoir déterminer et/ou calculer leur état instantané. Cet état indique notamment si le consommateur annexe concerné bifurque un couple ou non, du fait qu'il est enclenché ou arrêté, et, dans le premier cas, quelle est la grandeur du couple bifurqué à cet instant.

Il ressort de la figure 3 que, pour ce qui concerne l'adaptation du système, une distinction est faite, à côté de l'adaptation des consommateurs annexes 7, entre une première et une seconde boucle d'adaptation 9 et 11. Dans la première boucle 9, il est tenu compte

d'influences de grandeurs perturbatrices 10 mesurables. Dans la seconde boucle d'adaptation 11, sont prises en compte les influences de grandeurs perturbatrices qui sont seulement mesurables indirectement, ou des disper-
5 sions, à l'aide de déviations et de grandeurs d'état du système 12 qui sont mesurables directement.

Une correction et/ou une compensation de ces influences perturbatrices s'effectue, soit par le changement des paramètres influençant la grandeur perturba-
10 trice, soit, ou en plus, par le fait que les grandeurs perturbatrices sont simulées par des grandeurs perturbatrices virtuelles et sont compensées à l'aide de ces dernières. Dans les deux cas, la grandeur perturbatrice est corrigée ou compensée de manière que les influences ou
15 les grandeurs perturbatrices soient supprimées ou réduites à un degré admissible. En raison de la simulation ou de la reproduction de grandeurs perturbatrices par des grandeurs perturbatrices virtuelles, il n'est pas obligatoire de localiser la cause véritable d'une perturbation,
20 mais l'influence de la grandeur perturbatrice sur l'ensemble du système peut être influencée de manière positive dans le sens indiqué plus haut.

La figure 3 montre également un schéma-bloc d'une commande de couple avec adaptation et sa coopération avec un circuit quelconque et un organe de réglage.
25 La commande de couple décrite ci-après est applicable à des systèmes, tels que des systèmes de transmission de couple, avec ou sans ramification de la puissance.

L'adaptation des consommateurs annexes s'effectue dans le bloc d'adaptation 7. Les appareils annexes, comme par exemple la génératrice, la pompe pour la direction assistée ou l'installation de climatisation, représentent une ramification du flux de transmission du couple et/ou de la puissance, du fait qu'une partie
30 du couple d'entraînement M_{mot} fourni par le moteur est
35

absorbée par l'appareil concerné. Pour une commande d'em-
brayage, cela signifie que l'on part d'un couple d'en-
traînement M_{mot} qui n'est pas disponible réellement, ce
qui veut dire que le couple embrayage de consigne, basé
5 sur le couple supposé plus élevé, et par suite également
la grandeur de réglage ainsi déterminée, sont trop
grands. La reconnaissance d'une telle ramification de la
puissance, appelée ci-après "adaptation des consommateurs
annexes", est réalisable par exemple par l'exploitation
10 de signaux auxiliaires ou de grandeurs mesurées corres-
pondants, par exemple de ceux obtenus par la mise en
marche ou l'arrêt du compresseur pour l'installation de
climatisation ou la mise en marche ou l'arrêt de cette
installation et d'autres consommateurs annexes.

15 Dans un deuxième bloc d'adaptation 9, s'effec-
tue une correction de perturbations provoquées par des
grandeurs mesurables, comme par exemple des températures
- la température de l'eau de refroidissement a par
exemple une influence sur le couple du moteur - ou la vi-
20 tesse de rotation, étant entendu que le coefficient de
frottement peut changer en fonction du glissement. Ces
corrections seront désignées ci-après par "adaptation 1".
Une compensation et/ou une correction peut s'opérer dans
ce cas, soit par une adaptation de paramètre(s), par
25 exemple par une correction du coefficient de frottement
dans le bloc de compensation 28 prévu ensuite, ou dans le
bloc de transmission 30 par le biais de la température,
ou encore par une adaptation du système sous la forme de
modèles de perturbations créés théoriquement ou empiri-
30 quement, par exemple par une correction non-linéaire du
couple moteur par le biais de la température.

35 Dans le troisième bloc d'adaptation 11, sont
corrigées et/ou compensées des perturbations provoquées
en raison de grandeurs d'entrée non mesurables du système
et/ou du vieillissement et/ou de dispersions. Comme ce

type de perturbations, comme par exemple le vieillissement ou la dispersion, ne peut pas être détecté à l'aide de grandeurs d'entrée mesurables directement, il doit être décelé par l'observation de réactions du système.

5 Cela signifie que de telles perturbations ne peuvent pas être compensées par dérivation avant qu'elles ne produisent leur effets, mais qu'il faut observer la réaction du système, se manifestant par une déviation par rapport au comportement attendu, et la corriger et/ou compenser ensuite.

10

Ces déviations peuvent ou bien être mesurées directement, par exemple au moyen d'un capteur de couple sur l'embrayage même, ou alors être calculées rétroactivement à partir d'autres grandeurs mesurées au moyen d'un

15 modèle de processus. En cas de détection, des diagrammes caractéristiques de référence correspondants ou des grandeurs de référence univoques du système sont nécessaires. Pour compenser une perturbation ainsi décelée, il faut ensuite, soit localiser et corriger la source de perturbations, soit prendre en compte, par exemple, une source virtuelle A ou B de perturbations, sur laquelle la déviation détectée est corrigée. De même, une perturbation peut être attribuée aussi à un bloc existant, comme par

20 exemple au bloc moteur 13 ou à la fonction de transfert inverse de l'unité de transmission dans le bloc ou pavé de transmission 30.

25

L'attribution de la perturbation peut être fictive, sans que le bloc en question soit le responsable causale de la perturbation. Il n'est pas nécessaire, à la

30 différence d'une régulation, que la détection des variables s'effectue en permanence; de plus, elle peut être réduite à des plages de fonctionnement déterminées.

Dans les phases où il n'y a pas d'adaptation, on utilise les paramètres adaptés déterminés dans une

35 phase d'adaptation antérieure.

Selon la figure 3, le couple d'entraînement M_{mot} 15 de l'équipement moteur 16, constitué par exemple par un moteur à combustion interne, est formé et/ou calculé dans le bloc caractéristiques moteur 13 à partir des différentes grandeurs d'entrée 14.

Les grandeurs utilisées dans ce but comprennent au moins deux des grandeurs suivantes: la vitesse de rotation de l'équipement moteur, la position du levier de charge ou la position de l'accélérateur commandant l'amenée de carburant, la dépression dans le système d'admission, le temps d'injection, la consommation, etc. De plus, des constatations faites relativement à des influences perturbatrices éventuelles (usure, température) peuvent être traitées également lors de la formation ou du calcul du couple d'entraînement M_{mot} 15.

Dans le bloc combinatoire 17, s'effectue une combinaison logique qui, en raison de la prise en compte des consommateurs annexes dans le bloc d'adaptation 7, produit une correction du couple d'entraînement. Cette correction s'effectue par voie additive en ce sens que les couples dérivés des consommateurs annexes, déterminés en 7, sont déduits du couple moteur M_{mot} 15. Ce couple moteur corrigé est désigné ci-après par M_{net} 18.

Le couple moteur 18, corrigé des couples dérivés des consommateurs annexes, est la grandeur d'entrée pour le bloc 19, lequel sert de bloc de compensation pour la correction ou la compensation des grandeurs perturbatrices. Dans ce bloc 19, peuvent être simulées, par des coefficients de correction ou des dispositions correctrices adéquates, des sources de perturbations dont les grandeurs perturbatrices sont comparables ou peuvent être comparables à des grandeurs perturbatrices se produisant effectivement. Les grandeurs perturbatrices virtuelles sont renvoyées au bloc d'adaptation 2 et compensent les déviations et/ou fluctuations apparaissant dans le

système par suite de tolérances de fabrication par exemple, encrassement, etc., par rapport à l'état de consigne désiré.

La correction peut s'opérer par des fractions
5 additives, multiplicatives, fonctionnelles et/ou non-linéaires. Généralement, il importe seulement que l'effet de la perturbation soit compensé ou réduit à un degré admissible à l'intérieur d'un domaine défini par des valeurs limites acceptables. C'est ainsi que, par exemple,
10 des perturbations additives peuvent être prises en compte sous la forme d'un consommateur virtuel et être superposées ainsi au couple d'entraînement, même si la perturbation a une autre cause physique.

Dans le bloc dynamique 20, la dynamique du processus à commander peut être asservie, par exemple sous
15 la forme d'une prise en compte de moments d'inertie massique, par exemple de la masse mobile du moteur, si cela est avantageux pour le comportement du système ou de la commande. On obtient ainsi des améliorations dans la qualité de la commande, par exemple lors de fortes accélérations ou décélérations. Le couple d'entraînement 21 ainsi
20 corrigé en dynamique, est désigné ci-après également par Mapp.

Le couple embrayage de consigne Membco est fixé
25 dans le bloc 22 de reconnaissance du point de fonctionnement d'après le point de fonctionnement instantané. Ce couple est calculé à partir d'un pourcentage du couple Mapp corrigé en dynamique et d'un couple de sécurité Mséc défini dans le bloc de sécurité 25. Le pourcentage précité est fixé par le biais du facteur de répartition de
30 couple K_{me} dans un autre bloc de diagramme caractéristique 23. Le pourcentage du couple corrigé en dynamique peut être modifié par un autre bloc de correction 24.

Pour des systèmes comportant une véritable ramification de la puissance, comme dans le cas d'un
35

convertisseur avec un embrayage de pontage, la fraction de la fonction de sécurité $M_{séc}$ peut devenir égale à zéro puisqu'un couple est transmis par le convertisseur en cas de glissement.

5 Si l'ensemble du système ne comporte pas de ramification de la puissance, la fonction de sécurité $M_{séc}$ doit garantir, par exemple en cas de glissement, qu'un couple additif soit ajouté au couple existant et que l'établissement d'une valeur trop élevée pour le glisse-
10 ment soit ainsi rendu impossible.

Le facteur de proportionnalité K_{me} convenable pour chaque point de fonctionnement est fixé ou déterminé dans le bloc de diagramme caractéristique 23. Ce facteur K_{me} est stocké ou mémorisé dans des diagrammes caracté-
15 ristiques ou des courbes caractéristiques correspondants, dans lesquels entrent une ou plusieurs des grandeurs telles que la vitesse de rotation du moteur, le couple fourni par le moteur, la vitesse du véhicule, etc. S'il s'agit de deux systèmes ou composants formant une ramifi-
20 cation de la puissance, à la façon d'un convertisseur et d'un embrayage de pontage, ce facteur K_{me} représente le rapport à établir par la commande entre le couple embrayage transmissible et le couple disponible sur l'arbre.

25 Dans les systèmes sans ramification de la puissance, le facteur de proportionnalité K_{me} fixe la proportion directe de la commande de couple. La partie restante du couple est transmise par le couple de sécurité déterminé dans le bloc de sécurité 25 et dépendant du glisse-
30 ment.

Encore une autre correction et/ou compensation en dynamique du pourcentage précédemment déterminé du couple peut avoir lieu dans le bloc de correction 24. Cette correction et/ou compensation peut s'effectuer à la
35 façon d'une limitation de l'élévation du couple de

consigne et est désignée ci-après par "limitation de gradient".

La limitation de gradient est réalisable par exemple à l'aide d'un incrément maximal admissible par pas d'échantillonnage ou au moyen d'un comportement temporel préfixé. Cette disposition limite l'excitation de la transmission à un degré maximal admissible et on obtient ainsi un bon et confortable comportement à l'égard des alternances de charges.

A l'intérieur du bloc de sécurité 25, est déterminé, en chaque point de fonctionnement instantané, un couple de sécurité $M_{séc}$. Ce couple peut être calculé par exemple en fonction de la vitesse de rotation de glissement. Dans ce cas, le couple de sécurité augmenterait avec le glissement. L'embrayage peut ainsi être protégé dans les systèmes sans ramification de la puissance. De plus, une telle fonction de sécurité permet d'empêcher ou d'atténuer une sollicitation thermique excessive du système de transmission concerné. La dépendance fonctionnelle entre le couple de sécurité et le glissement peut être décrite par une fonction appropriée ou être préfixée par des courbes caractéristiques ou des diagrammes caractéristiques. La grandeur de sortie 27, c'est-à-dire le couple embrayage de consigne, du bloc 26 hiérarchiquement supérieur, peut être représentée par

$$M_{embco} = K_{me} * M_{app} + M_{séc}$$

Cette formule ne tient pas compte du bloc dynamique 24. En tenant compte de ce bloc 24, le couple embrayage de consigne peut être défini par

$$M_{embco} = f_{dyn} (K_{me} * M_{app}) + M_{séc}$$

où $f_{dyn} (K_{me} * M_{app})$ comporte la correction ou la prise en compte de la dynamique dans le bloc 24.

Le couple embrayage de consigne est déterminé par les grandeurs ou valeurs - dépendantes du point de

fonctionnement 22 - du facteur de répartition de couple K_{me} et du couple de sécurité M_{sec} 25.

Une deuxième source virtuelle de perturbations B peut produire encore une autre correction du couple embrayage de consigne M_{embco} dans un bloc de compensation supplémentaire 28.

Dans le bloc de transmission ou de transfert 30, ce couple embrayage de consigne corrigé $M_{embcocor}$ 29 est transformé, au moyen d'une fonction de transfert inverse de l'unité de transmission ou de transfert de l'organe de réglage, en une grandeur réglante. Au moyen de cette grandeur est commandée l'unité de transfert avec organe de réglage 31, laquelle unité exécute ensuite les actions appropriées.

L'unité désignée par 31 et appelée unité de transmission ou de transfert avec organe de réglage, peut être constituée notamment par des systèmes ou composants produisant une ramification de la puissance, tels qu'un convertisseur auquel est coordonné un embrayage de dérivation ou de pontage, ou des systèmes sans ramification de la puissance sous la forme d'un embrayage, à friction par exemple. Les embrayages employés dans le cas de systèmes sans ramification de la puissance, peuvent être, par exemple, des embrayages humides, des embrayages fonctionnant à sec, des embrayages à poudre magnétique, des embrayages d'inversion de marche, des embrayages de sécurité, etc.

L'énergie ou la force nécessaire à l'actionnement de l'organe de réglage peut être produite par exemple par un moteur électrique, par voie hydraulique, électro-hydraulique, mécanique, pneumatique ou d'une autre manière.

La figure 4 montre un schéma-bloc d'un procédé de commande avec adaptation, comprenant un bloc de commande 5 qui est un bloc de groupage et différents blocs

d'adaptation. Le bloc 4 du circuit de commande avec l'organe de réglage de la figure 3, bloc qui n'est pas représenté dans cette figure 4, est valable également et peut être repris de la figure 3.

5 A partir du bloc de diagramme caractéristique 113, est préfixé un couple moteur 15 traité de façon additive par un couple correcteur 42 en ce sens que ce couple correcteur est déduit du couple moteur 15. Le couple différentiel 43 est également traité de façon additive pour tenir compte des couples dérivés ou bifurqués
10 des consommateurs annexes 7, en ce sens que les couples des appareils annexes sont de nouveau déduits, selon leur état - fonctionnement ou arrêt par exemple - du couple différentiel 43.

15 Les couples ainsi traités des consommateurs ou appareils annexes, sont déterminés ou calculés à partir de données ou de signaux se rapportant au point de fonctionnement 22 concerné des différents appareils et/ou à partir de signaux auxiliaires 44, comme ceux obtenus par
20 exemple à la mise en marche et/ou la commutation et/ou l'arrêt ou d'autres signaux typiques relatifs au fonctionnement des appareils en question, comme par exemple de signaux de courant ou de tension de la génératrice.

 La détermination est possible, par exemple,
25 grâce au stockage préalable de signaux typiques de fonctionnement dans un diagramme caractéristique ou une courbe caractéristique, à l'aide duquel, par la lecture du diagramme ou de la courbe approprié, est déterminée une absorption de couple(s) correspondante des consommateurs annexes. Pour une variante de détermination possible aussi, on mémorise préalablement des équations ou
30 des systèmes d'équations dans lesquels des grandeurs de signaux entrent comme des paramètres, auquel cas l'absorption de couple(s) est déterminée par la solution de
35 ces équations ou systèmes d'équations.

A l'aide du bloc dynamique 20, le signal corrigé 45 peut être soumis à une correction en dynamique. Ce bloc 20 tient compte, par exemple, des moments d'inertie des pièces tournantes, telles que des parties du moteur et, par exemple, du volant d'inertie, et/ou des moments d'inertie d'autres pièces ou composants de la transmission. Le point de fonctionnement 22 est déterminé ou calculé à partir des variables 40 du système. Ceci peut être rendu possible par la détermination de données à partir de diagrammes caractéristiques ou par la solution d'équations ou de systèmes d'équations dans lesquels les variables entrent comme des paramètres.

A partir du point de fonctionnement 22 est déterminé, par exemple à l'aide d'un diagramme caractéristique, le facteur de répartition de couple K_{me} 23. Le signal 46, corrigé en dynamique, est multiplié par le facteur de répartition de couple 23, ce qui détermine le couple transmis par exemple par un embrayage de dérivation ou de pontage d'un convertisseur hydrodynamique. Ce signal peut à son tour être corrigé à l'aide du bloc dynamique 24.

Dans l'exemple représenté sur la figure 4, le bloc dynamique 24 est réalisé comme une limitation de gradient, c'est-à-dire une limitation de la montée maximale du couple. Cette limitation de gradient est réalisable, par exemple, de manière que la montée du couple en fonction du temps, à l'intérieur d'un intervalle temporel fixe, soit comparée avec une valeur maximale admissible, définie par une rampe par exemple, et que, si la montée réelle dépasse la valeur maximale de la rampe, le signal de rampe soit utilisé comme valeur réelle.

Une autre possibilité de limitation de gradient peut être fournie par un filtre dynamique. Le comportement temporel d'un tel filtre peut être choisi différemment, suivant le point de fonctionnement, en ce sens que,

en cas d'utilisation d'un filtre de type PT_1 par exemple, la constante de temps est ajustable suivant le point de fonctionnement.

Le signal de sortie 47 du bloc 24, représentant
5 le couple embrayage de consigne M_{embco} , est transmis
comme dans le cas de la figure 3 à l'unité de transfert
avec organe de réglage. Ce couple embrayage de consigne
est comparé avec le couple embrayage réel $M_{embré}$ 48 au
point de combinaison 49. Cette comparaison est assurée
10 par un processus additif dans lequel le couple embrayage
réel est déduit du couple embrayage de consigne, de sorte
qu'une différence ΔM 50 est formée. Ce couple différen-
tielle ΔM est transformé dans les blocs suivants du
schéma-bloc en un couple correcteur 42 traité ensemble
15 avec le couple moteur 15 au point de combinaison 52.

L'adaptation dans cet exemple de la figure 4 ne
comporte pas de localisation des grandeurs perturba-
trices, mais ramène les perturbations à des grandeurs
perturbatrices ou des perturbations fictives. La correc-
20 tion et/ou compensation des grandeurs perturbatrices
réelles au moyen de grandeurs perturbatrices fictives, ne
demande plus la localisation, donc pas non plus la cor-
rection des causes d'erreurs et des erreurs réelles. Dans
l'exemple illustré par la figure 4, on considère comme
25 source de perturbations fictive le couple moteur ou le
diagramme caractéristique du moteur, de sorte que toutes
les erreurs et perturbations produites sont considérées
comme des perturbations du couple moteur et sont corri-
gées ou compensées par un couple moteur correcteur M_{mot-}
30 cor.

Le but de l'adaptation est de réaliser un ajus-
tement aussi précis que possible du facteur de réparti-
tion de couple K_{me} afin que le système puisse réagir de
façon optimale à des perturbations et pour optimiser le
35 comportement physique du système.

La grandeur correctrice M_{motcor} peut être déterminée par la solution d'équations ou de systèmes d'équations et/ou par l'emploi d'un diagramme caractéristique correcteur. La réalisation d'un tel diagramme peut
5 comprendre l'enregistrement de la grandeur correctrice en deux dimensions par exemple. Pour la détermination du diagramme caractéristique correcteur, il est possible, par exemple, d'utiliser les mêmes dimensions que celles sous lesquelles est enregistré le diagramme caractéris-
10 tique ou réseau de caractéristiques du moteur, pour ce qui concerne la consommation et la vitesse de rotation du moteur par exemple. En tant que dimension de ce diagramme caractéristique correcteur, il est cependant possible aussi d'employer une grandeur reflétant une dépendance de
15 la fonction de transfert du circuit, comme par exemple la vitesse de rotation d'une turbine.

La construction d'un tel diagramme caractéristique correcteur par le biais du couple moteur et de la vitesse de rotation du moteur, peut comprendre, par
20 exemple, la fixation de trois points d'appui. Ces points permettent de fixer un plan qui détermine le diagramme caractéristique correcteur en fonction des deux dimensions. Une autre possibilité consiste à choisir quatre points d'appui pour définir une aire de surface fixant le
25 diagramme caractéristique correcteur. Dans ce contexte, le bloc 51 opère une pondération des points d'appui d'après le point de fonctionnement concerné. Cette pondération des points est effectuée puisque, sur l'étendue de l'aire de surface du diagramme correcteur, une informa-
30 tion peut être fournie, à partir de chaque point de fonctionnement, concernant des valeurs de correction, comme en d'autres points de fonctionnement. Cependant, comme cette façon de procéder peut conduire à des erreurs et comme les information se rapportant à des parties du
35 diagramme correcteur ne peuvent pas être reprises

linéairement en d'autres parties de ce diagramme, on introduit la pondération des points d'appui.

La pondération a pour conséquence que, suivant le point de fonctionnement ou suivant la zone du point de
5 fonctionnement, les points d'appui sont pondérés différemment, de sorte que l'influence de points plus éloignés du point de fonctionnement dans le diagramme caractéristique correcteur ont une importance plus faible ou plus grande. La pondération des points d'appui s'effectue dans
10 un bloc 53 qui influence le comportement temporel de l'adaptation. Le bloc 54 représente le bloc diagramme caractéristique correcteur qui, à partir du point de fonctionnement 22, détermine la valeur de correction 42 du couple moteur, valeur qui est traitée ensemble avec le
15 couple moteur 15 au point de combinaison 52.

Les figures 5a à 5c représentent schématiquement les perturbations possibles du couple moteur en fonction du temps. Sur la figure 5a, le couple de consigne est indiqué par une ligne horizontale et le
20 couple réel est indiqué par une ligne horizontale avec une marche. Cette marche peut être identifiée comme une fraction additive du couple moteur, provoquée par exemple par des appareils auxiliaires. Ainsi, une marche ou gradin dans le couple réel est produit par exemple à l'enclenchement, l'arrêt ou la commutation d'un appareil
25 auxiliaire dans une autre gamme de fonctionnement. Suivant que la puissance bifurquée est augmentée ou diminuée, la marche peut augmenter ou abaisser le couple réel. D'après la hauteur de la marche et du comportement
30 dans le temps, il est éventuellement possible de fournir une information sur la question de savoir quel appareil auxiliaire a été mis en marche en plus, arrêté ou commuté.

Sur la figure 5b, le couple de consigne et le
35 couple réel illustrent un autre état de fonctionnement

comparativement à la figure 5a. La différence entre les deux courbes peut être identifiée comme une grandeur perturbatrice qui influe sur une fraction multiplicative du couple embrayage. Une compensation et/ou une correction de cette grandeur perturbatrice doit donc avoir un caractère multiplicatif.

La figure 5c montre de nouveau le couple de consigne et le couple réel, mais dans une situation où les deux couples sont séparés par une fraction additive. La correction et/ou la compensation de cette perturbation est réalisable par une fraction additive du couple embrayage. L'exemple de la figure 5b est explicable par exemple par une variation du coefficient de frottement, tandis que l'exemple de la figure 5c peut être expliqué par une déviation de la grandeur réglante.

La figure 6 montre un diagramme caractéristique correcteur dans lequel le couple moteur correcteur est représenté en fonction du couple moteur et de la vitesse de rotation du moteur. Comme points d'appui 55, on a utilisé en particulier les quatre points d'angle de la zone de valeurs. La pondération des points d'appui dans le bloc 51 de la figure 4 est réalisable, par exemple, en changeant la position verticale des points d'appui, dans le point de fonctionnement considéré, de manière que la zone proche autour du point de fonctionnement reçoive une pondération plus élevée. Cette pondération par un changement de la position verticale des points d'appui est réalisable, suivant le point de fonctionnement, de manière qu'un à quatre points d'appui subissent ce changement.

Pour fixer quatre points d'appui 55 qui définissent une aire de surface, on peut partir aussi, selon une variante, de six points d'appui 55, voir la figure 6a, auquel cas trois points d'appui sont disposés toujours le long d'un axe et six points d'appui définissent deux aires de surface présentant chacune quatre points

d'appui, dont deux points sont utilisés par les deux aires de surface.

Un autre mode de réalisation peut être caractérisé par l'emploi de neuf points d'appui, voir la figure 6b, pour définir quatre aires de surface. Le diagramme caractéristique est alors construit de manière que chaque fois deux points d'appui situés l'un à côté de l'autre et appartenant à une aire de surface, soient reliés par une droite, si bien que l'encadrement d'une telle aire de surface à l'intérieur de la zone de définition est formé par quatre droites et que la projection de l'aire de surface du diagramme caractéristique sur la zone de définition représente un polygone, lequel diffère en particulier d'un rectangle ou d'un carré. Les lignes reliant deux droites de délimitation opposées du diagramme caractéristique, situées dans un plan parallèle à un plan sous-tendu par une droite latérale du diagramme caractéristique et l'axe de la zone de définition du diagramme caractéristique, sont également des segments de droites.

Un autre mode de réalisation du diagramme caractéristique selon la figure 6 peut représenter une surface courbe générée selon une relation fonctionnelle dans l'espace tridimensionnel, comme par exemple une parabole d'ordre second. La surface correspondant au diagramme caractéristique peut être une surface courbe définie par des points d'appui donnés et/ou une relation fonctionnelle ou encore une équation ou un système d'équations.

La figure 7 est un schéma-bloc ou organigramme d'une commande de couple avec adaptation d'un système de transmission de couple, qui sera décrit plus en détail dans ce qui suit. Le système de transmission de couple peut être, par exemple, un embrayage, tel qu'un embrayage à friction et/ou un embrayage de départ d'un changement de vitesse automatique et/ou un moyen de transmission d'un changement de vitesse à variation continue du type à

courroie ou chaîne et poulies coniques, et/ou un convertisseur hydrodynamique de couple auquel est coordonné un embrayage de pontage et/ou un embrayage d'inversion de marche et/ou un embrayage de sécurité. L'actionnement des parties transmettrices de couple peut s'effectuer par un organe de réglage électromécanique, électro-hydraulique et/ou mécanique-électronique et/ou un organe de réglage mécanique et/ou hydraulique et/ou pneumatique.

Selon la figure 7, le couple d'entraînement 62 de l'équipement moteur 61, formé en particulier par un moteur à combustion interne, est calculé d'abord à partir de différentes grandeurs d'entrée 60. Les grandeurs utilisées dans ce but comprennent au moins deux des grandeurs suivantes: la vitesse de rotation de l'équipement moteur, la position du levier de charge ou position de l'accélérateur commandant l'amenée de carburant, la dépression dans le système d'aspiration, le temps d'injection, la consommation, et ainsi de suite. L'équipement moteur est figuré dans le bloc ou pavé 61 et le couple d'entraînement fourni par cet équipement en 62. Le pavé 63 représente la combinaison produisant une correction du couple d'entraînement. Cette correction s'effectue au moyen de coefficients de correction fournis par un moyen d'adaptation du système 64. Ce moyen 64 est réalisable sous la forme d'un module de programme qui, sur la base de grandeurs d'entrée supplémentaires 65, de grandeurs déterminées analytiquement ou numériquement, et de grandeurs de diagrammes caractéristiques, une correction du couple d'entraînement moyen. Ces coefficients de correction peuvent compenser les déviations apparaissant dans le système par rapport à l'état désiré, du fait qu'ils compensent ces déviations par des fractions additives, multiplicatives et/ou non-linéaires.

Le pavé 66 représente la fixation ou la détermination, ou le calcul, d'un facteur de répartition de

couple K_{me} qui convient pour l'état de fonctionnement instantané, facteur qui est généralement compris entre 0 et 2. Il peut cependant se produire aussi des états du système obligeant à employer un facteur K_{me} plus grand.

5 Ce facteur K_{me} représente le rapport de couples, à établir par la commande, de M_{emb} à M_{appcor} , comme une valeur fixée préalablement pour chaque point de fonctionnement, à la façon d'un diagramme caractéristique établi à partir de la pondération choisie des critères mentionnés en référence à la figure 2, ce qui revient à dire que le facteur K_{me} est stocké dans un diagramme caractéristique

10 pour les différents états de fonctionnement.

Le facteur K_{me} peut cependant rester également constant dans toute la plage de fonctionnement. Une fixation ou un calcul du facteur K_{me} peut s'effectuer aussi à l'aide d'une équation ou d'un système d'équations, auquel cas la solution de cette équation ou de ce système d'équations détermine le facteur K_{me} .

15

Dans le diagramme caractéristique du facteur K_{me} , ou dans les équations analytiques pour déterminer le facteur K_{me} , peuvent être incorporées des variables, ou peut être tenu compte de variables du véhicule, ainsi que la conception d'amortisseurs de torsion éventuellement présents. La conception de l'amortisseur éventuellement présent, de celui d'un embrayage de pontage par exemple, est particulièrement importante car, en cas de présence d'un tel amortisseur, le facteur K_{me} peut être maintenu constant sur au moins une partie relativement grande de la plage de fonctionnement du moteur à combustion interne ou du convertisseur hydrodynamique de couple.

20

25

30

Un facteur K_{me} maintenu constant sur une grande plage de fonctionnement est réalisable aussi pour les embrayages, tels que des embrayages à friction ou des embrayages de départ.

Le facteur de répartition de couple K_{me} fixe le rapport du couple embrayage et du couple d'entraînement. Ainsi est possible, par exemple, un fonctionnement avec glissement commandé par le couple. S'agissant de systèmes avec un ramification de la puissance (d'un convertisseur et d'un embrayage de pontage par exemple), ce facteur fixe la fraction du couple à transmettre par l'embrayage de pontage. Dans les systèmes sans ramification de la puissance, par exemple dans un système d'embrayage, il n'est pas possible, dans le cas d'un fonctionnement stable, de transmettre moins de 100 % du couple présent du côté de l'entraînement. Le facteur K_{me} fixe dans ce cas la fraction directement transmise par la commande du couple. La partie restante du couple est rajustée par un couple de sécurité dépendant du glissement et qui simule un comportement semblable à celui d'un convertisseur. Le calcul du couple embrayage de consigne au moyen du facteur K_{me} coordonné et du couple d'entraînement corrigé de l'équipement moteur s'effectue en 67. Une correction supplémentaire du couple embrayage de consigne, pour tenir compte des fractions additives, multiplicatives et/ou non-linéaires résultant de l'adaptation du système 64, peuvent s'opérer en 68. Ici peut donc être prévue la combinaison 68. On obtient ainsi un couple embrayage de consigne corrigé. Pour de nombreuses applications, il suffit qu'une seule des deux combinaisons 63, 68 soit présente, la combinaison 63 étant conservée de préférence.

En 69 s'effectue le calcul de la grandeur réglante à partir du couple embrayage de consigne corrigé de la fonction de transfert inverse du circuit représentant l'embrayage de pontage ou un autre embrayage. Le pavé 70 représente la fonction de transfert inverse de l'organe de réglage 71, lequel est utilisé pour calculer la grandeur réglante nécessaire à cet organe. La grandeur

réglante agit par conséquent sur le circuit de réglage 72, agissant à son tour sur le véhicule 73. La grandeur ajustée par l'organe de réglage peut être renvoyée en rétroaction à l'appareil de commande afin d'augmenter la
5 qualité de commande du procédé de commande. Il peut donc s'agir par exemple de la position, établie par le moteur électrique d'un organe de réglage électro-hydraulique, du cylindre émetteur d'un système hydraulique. Cette rétroaction a lieu dans les pavés 74 et 75. Le pavé 76 représente
10 une unité de calcul servant à simuler un modèle du véhicule et du dispositif de transmission de couple.

La flèche 77 représente la délivrance de valeurs mesurées de variables du véhicules, qui sont traitées à un autre endroit, au niveau du pavé 78, comme des
15 grandeurs d'entrée.

La ligne discontinue sur la figure 7 représente la transition entre le calculateur central ou l'unité de commande et le véhicule. En 70 peut être calculée la grandeur de sortie du régulateur, formée sur la base de la
20 grandeur réglante déterminée en 69 et de la fonction de transfert inverse de l'organe de réglage. Celui-ci peut être constitué de manière particulièrement avantageuse par un organe de réglage électro-hydraulique ou électromécanique. Il est avantageux notamment d'utiliser une
25 vanne à action proportionnelle ou une vanne modulée en largeur d'impulsion.

En 75 peut s'effectuer une rétroaction de la grandeur réglante sous la forme d'une régulation ou d'une adaptation. Cette rétroaction peut cependant être omise
30 également. En 79 peut s'effectuer une mesure du couple embrayage réel, par exemple au moyen d'un capteur de couple ou d'une jauge de contrainte.

A la place de la mesure du couple embrayage réel, s'effectuant en 79, il est possible aussi de
35 calculer ce couple à partir des variables ainsi que des

caractéristiques physiques du véhicule et du convertisseur de couple. Dans ce but, il est possible, par exemple, de traiter le diagramme caractéristique (réseau de caractéristiques) du moteur et/ou le diagramme
5 caractéristique du convertisseur, ou des grandeurs représentant ces diagrammes caractéristiques, dans un processeur ou dans une unité centrale de traitement, et/ou de les stocker dans une mémoire. Il est possible en plus, dans le même but, de mémoriser un diagramme
10 caractéristique représentant la capacité de transmission de couple, de l'embrayage de pontage d'un convertisseur par exemple, ou une grandeur représentative de ce diagramme.

Dans la mesure où le couple embrayage réel est
15 déterminé à la fois selon le point 79 et selon le point 76, le couple embrayage réel mesuré peut être égalisé à l'aide du couple embrayage réel calculé à partir du modèle. Cette égalisation peut s'effectuer sous la forme d'une combinaison logique, par exemple selon le principe
20 du minimum-maximum ou comme une comparaison constituant un contrôle de vraisemblance. Dans le moyen d'adaptation du système référencé 64 sur la figure 7, peuvent avoir lieu notamment les comparaisons décrites ci-après et les corrections qui s'y rapportent.

25 A: Comparaison du couple embrayage de consigne corrigé et du couple embrayage réel; cette comparaison est réalisable aussi à long terme, par exemple par observation de la déviation à l'aide d'une fenêtre temporelle se déplaçant en même temps. On peut effectuer la comparaison du
30 couple d'entraînement corrigé et du couple d'entraînement calculé à posteriori et cette comparaison est également possible à long terme, par exemple par observation des déviations pour une fenêtre temporelle déplacée simultanément. De même, il est possible d'exploiter des signaux
35 auxiliaires, par exemple comme ceux obtenus par la mise

en marche ou l'arrêt d'appareils auxiliaires, tels qu'une installation de climatisation, un compresseur, par une manoeuvre de changement de vitesse, etc.

B: Détection de la déviation du système relevée sous A en fractions additives, multiplicatives et/ou non-linéaires de M_{app} et M_{emb} et répartition consécutive sur les boucles d'adaptation 80 et 81 correspondantes, ou sur les combinaisons 63 et 68.

La détection ou détermination des fractions concernées de M_{app} et/ou M_{emb} peut s'effectuer par exemple selon les trois diagrammes des figures 5a à 5c.

La figure 7 est également un diagramme illustrant le déroulement du processus (procédé) de commande avec les différentes étapes du procédé. Dans une première étape, un couple d'entraînement fourni par le moteur, est déterminé à partir d'une pluralité de grandeurs d'entrée. Cette étape est suivie d'une première correction de la valeur ainsi obtenue selon les indications fournies par un moyen d'adaptation du système. Ce moyen est en l'occurrence un module de programme qui, sur la base de grandeurs d'entrée supplémentaires, de grandeurs déterminées analytiquement et de diagrammes caractéristiques, opère une correction du couple d'entraînement moyen. Dans une étape suivante du procédé, ce couple d'entraînement corrigé est multiplié par un facteur de proportionnalité K_{me} qui peut être compris entre zéro et deux. Ce facteur est stocké dans un diagramme caractéristique pour les différents états de fonctionnement. Ce diagramme peut contenir des variables du véhicule ainsi que la conception d'amortisseurs de torsion éventuellement présents. Le facteur K_{me} fixe le rapport du couple embrayage et du couple d'entraînement. Ceci permet un fonctionnement à glissement commandé par exemple.

Dans le cas de systèmes avec une ramification de la puissance (convertisseur avec un embrayage de

pontage), ce facteur fixe la partie du couple à transmettre par l'embrayage de pontage. Dans les système sans ramification de la puissance (système d'embrayage sans convertisseur monté en parallèle), il n'est pas possible, lors d'un fonctionnement en régime stable, de 5 transmettre moins de 100 % du couple appliqué côté entraînement. Le facteur en question fixe dans ce cas quelle partie est transmise directement par la commande du couple. La partie restante du couple est rajustée au 10 moyen d'un couple de sécurité fonction du glissement et qui simule un comportement semblable à celui d'un convertisseur.

Le couple embrayage de consigne ainsi obtenu, est corrigé, dans une étape suivante du procédé, de nouveau d'après des informations fournies par le moyen 15 d'adaptation du système. On obtient de cette manière un couple embrayage de consigne corrigé. Enfin, à l'aide d'une fonction de transfert inverse du circuit de commande, on détermine une grandeur réglante à partir de ce 20 couple embrayage de consigne corrigé. En appliquant la fonction de transfert inverse pour l'organe de réglage, cette grandeur réglante devient la grandeur apparaissant à la sortie de l'appareil de commande. Cette grandeur de sortie est transmise à l'organe de réglage, agissant à 25 son tour sur le circuit de commande et le véhicule. La grandeur établie par l'organe de réglage peut être renvoyée en rétroaction à l'appareil de commande afin d'augmenter la qualité de commande du procédé de commande. Ainsi, il peut s'agir par exemple de la position du cylindre émetteur établie par le moteur électrique. De 30 plus, d'autres grandeurs du système, comme par exemple la course de l'embrayage, ou des grandeurs relatives au véhicule, peuvent être transmises à l'appareil de commande. Ces grandeurs d'entrée supplémentaires entrent alors dans

le processus de commande décrit à travers le moyen d'adaptation du système.

La figure 8 montre un modèle simple d'une adaptation qui se borne à la correction additive du couple d'entraînement. Les déviations, résultant de la différence entre les couples embrayage de consigne et réel, sont adaptées par le biais de sources de perturbations virtuelles. Sur la figure 8, le bloc 61 indique l'équipement moteur, constitué par exemple par un moteur à combustion interne et produisant un couple moteur 62. Le bloc 90 représente l'adaptation à l'aide de sources de perturbations virtuelles, dont le signal de sortie est traité de façon additive avec le couple 62, dans le bloc combinatoire 91. Le couple moteur corrigé est ensuite corrigé en dynamique, dans le bloc 2, au moyen d'une correction dynamique basée sur des moments d'inertie du volant moteur.

Le couple appliqué à un convertisseur de couple auquel est coordonné un embrayage de pontage, par exemple, est partagé à l'aide du facteur de répartition de couple en deux parties dont l'une est transmise par l'embrayage de dérivation ou de pontage 3b, tandis que le couple différentiel entre le couple appliqué et celui transmis par l'embrayage de pontage est transmis par le convertisseur 3a.

La figure 9 est un schéma-bloc ou organigramme d'un procédé de commande pour systèmes de transmission de couple; la ligne discontinue dans la moitié inférieure de la figure représente la séparation entre l'unité centrale de calcul et le véhicule. Le procédé de commande selon la figure 9 comporte une adaptation de structure simplifiée. La commande de l'embrayage de pontage s'effectue par voie électro-hydraulique à l'aide d'une vanne à action proportionnelle ou d'une vanne modulée par largeur d'impulsion. Le signal de sortie du calculateur de régulation,

représentant la grandeur de sortie du calculateur, est un courant (électrique d'excitation et) de réglage qui s'ajuste proportionnellement à un rapport cyclique appliqué à la sortie modulée en largeur d'impulsion du calculateur par exemple. Le couple embrayage résulte, par exemple, de la différence de pression ainsi créée par la commande sur l'embrayage de pontage du convertisseur, plus exactement entre les deux chambres de pression de cet embrayage. L'adaptation du système se borne à la correction adaptative du couple d'entraînement dont la déviation résulte de la différence entre les couples de consigne et réel.

Dans le cas d'un mode de mise en oeuvre du procédé de commande selon la figure 9, la combinaison 68 et la rétroaction du couple d'entraînement corrigé (M_{appcor}) sont supprimées par rapport à la figure 7. Selon la figure 9, la différence de pression de consigne DP_{co} est déterminée en 100, plus précisément en fonction du couple embrayage de consigne en tant que grandeur principale et aussi, éventuellement, en fonction du couple d'entraînement corrigé M_{appcor} et de la vitesse de rotation de la turbine ($N_{turbine}$) en tant que paramètres.

Le bloc fonctionnel 101 suivant, correspondant au bloc ou pavé 70 de la figure 7, est partagé dans le cas de la figure 9 en deux sous-pavés fonctionnels 101a et 101b. A chacun de ces sous-pavés est coordonnée une rétroaction 102a ou 102b. La grandeur d'entrée de la fonction de transfert inverse de l'organe de réglage ($101 = 101a$ et $101b$) est la différence de pression de consigne (DP_{co}) calculée dans le pavé 100. La grandeur de sortie est formée par le rapport cyclique correspondant et représente la grandeur de sortie du régulateur.

L'organe de réglage suivant se partage en une partie électrique formée par un étage final et l'enroulement de la vanne, et une partie hydraulique qui est

déterminante pour l'application de la pression adéquate à l'embrayage de pontage du convertisseur, voir le pavé 103. La grandeur d'entrée de la partie électrique de l'organe de réglage est le rapport cyclique. Celui-ci est transformé côté sortie en un courant électrique réel. En fonction de ce courant réel ($I_{ré}$), la partie hydraulique de l'organe de réglage produit une application de pression appropriée à l'embrayage de pontage. Cela consiste à créer une différence de pression appropriée entre les chambres de l'embrayage de pontage.

Le pavé 101a représente la fonction inverse de la partie hydraulique de l'organe de réglage du fait qu'à partir de la pression de consigne, est calculé le courant de consigne associé. Cette partie de l'organe de réglage possède une rétroaction de la pression réelle mesurée sous la forme d'une adaptation de pression, laquelle est représentée par le pavé 102a. Cette adaptation de pression 102a fournit le courant de consigne corrigé. La seconde partie 101b de la fonction de transfert inverse 101 de l'organe de réglage représente la partie électrique qui calcule à partir du courant de consigne corrigé le rapport cyclique associé. Un algorithme de réglage PID (à action proportionnelle, par intégration et par différenciation) est appliqué dans ce but. A partir de la déviation de réglage $I_{cocr} = I_{ré}$ ($I_{ré}$ est mesuré après l'enroulement de la vanne), un régulateur PID calcule à cet effet la grandeur d'entrée I_{co-R} pour le comportement de transfert inverse de la partie électrique de l'organe de réglage.

La numérotation choisie sur la figure 9 des différents pavés correspond essentiellement à la numérotation des différents pavés de la figure 7. De cette manière, les blocs ou pavés fonctionnels de l'exécution électro-hydraulique particulière selon la figure 9

peuvent être rapportés au mode de réalisation de type général selon la figure 7.

Les différentes désignations utilisées sur ou en relation avec la figure 9 ont les significations suivantes:

5 $DP_{Co} = 110$ = différence de pression de consigne sur l'embrayage de dérivation ou de pontage du convertisseur (parfois appelé aussi embrayage de verrouillage). Elle correspond à la différence entre les pressions régnant
10 dans les chambres situées des deux côtés du piston.

$DPré = 111$ = différence de pression réelle entre les deux chambres de l'embrayage de pontage du convertisseur.

P_{aval} = pression en aval de l'embrayage de pontage du convertisseur.

15 $I_{co} = 113$ = courant (électrique d'excitation et de réglage) de consigne pour la vanne électro-hydraulique.

$\Delta N = 114$ = différence de vitesse de rotation entre la roue de pompe et la roue de turbine; donc $\Delta N = N$ roue de pompe - N roue de turbine.

20 Les variables du véhicule 115 indiquées devant le pavé référencé 76 sur la figure 9, contiennent le glissement dans l'embrayage de pontage et/ou le convertisseur.

Ainsi que cela ressort également de la figure
25 9, la différence de vitesse de rotation $\Delta N = N$ roue de pompe - N roue de turbine, ne représente pas une grandeur réglante comme cela est le cas avec les régulations de glissement connues. Avec la commande de couple selon l'invention, cette différence de vitesse de rotation ΔN
30 est utilisée comme variable du circuit à commande en vue de l'observation d'éventuelles déviations de couple, lesquelles réagissent ensuite à leur tour, dans l'adaptation et par des combinaisons appropriées, pour exercer une action correctrice sur la commande. Les valeurs
35 instantanées observées peuvent, dans ce processus, être

mémorisées, par exemple à la façon d'un fenêtrage temporelle déplacée en même temps, pendant une certaine durée, afin de détecter les fractions des déviations sur l'embrayage et le moteur. Cela s'effectue dans
5 l'adaptation du système référencée 116.

La commande selon l'invention a en outre l'avantage que l'adaptation des fractions perturbatrices du couple d'entraînement peut s'effectuer aussi quand l'embrayage de pontage du convertisseur est complètement
10 ouvert ou débrayé, donc lorsque $K_{me} = 0$. A cet effet, le couple d'entraînement nominal est comparé avec le couple appliqué au convertisseur, ce qui s'effectue dans la combinaison 63 de la figure 7 ou lors de l'étape de procédé 63 des figures 7 et 9. Par cette adaptation, il peut déjà
15 être tenu compte, en prévision d'une fermeture ou embrayage ultérieur de l'embrayage de pontage, de déviations éventuelles du couple d'entraînement alors que cet embrayage est encore ouvert. Dans ce but, le couple appliqué dans l'adaptation du système 116 ou 64, c'est-à-
20 dire le couple appliqué au convertisseur, est déterminé, en utilisant de préférence le diagramme caractéristique du convertisseur stocké ou mémorisé à cet effet dans le dispositif d'adaptation du système en question. Le couple appliqué peut ainsi être déterminé par la détection de la
25 différence de vitesse de rotation entre la roue de turbine et la roue de pompe. Ce couple convertisseur est comparé ensuite avec le couple d'entraînement nominal du moteur ou de l'équipement moteur. Ce couple d'entraînement peut être tiré d'un réseau de caractéristiques ou
30 diagramme caractéristique pour l'état stable du moteur, stocké dans le pavé 61 selon les figures 7 et 9, en se basant sur les variables mesurées telles que, en particulier, la vitesse de rotation du moteur, la position du levier de charge, la consommation, la quantité de carburant injecté ou le temps d'injection, et ainsi de suite.
35

La différence de vitesse entre la roue de turbine et la roue de pompe peut être déterminée dans le pavé 76.

Il est possible aussi de déterminer le couple convertisseur déjà dans le bloc 76, auquel cas le diagramme caractéristique du convertisseur est stocké dans ce pavé.

La figure 10 représente un véhicule 201 équipé d'un moteur thermique 202, à combustion interne par exemple, qui agit par l'intermédiaire d'un embrayage 203 à ajustement automatique, ou à rattrapage automatique de l'usure, sur un changement de vitesse 204. Ce dernier est relié par l'intermédiaire d'un arbre de transmission 205 à un essieu moteur 206 du véhicule 201. Pour ce qui concerne l'embrayage 203 à ajustement ou rattrapage automatique de l'usure, il présente un côté entraînement 207 voisin du moteur thermique 202 et un côté de sortie 208 dirigé vers le changement de vitesse 204. Au système d'enclenchement et de débrayage de l'embrayage 202, est raccordé un cylindre récepteur 200b qui communique par une canalisation hydraulique 209 avec un cylindre émetteur 211. Ce système d'enclenchement et de débrayage, comprenant une butée mécanique de débrayage par exemple, peut entrer en contact avec des languettes d'un ressort à disques d'embrayage, de manière que la force ainsi exercée sur le ressort d'embrayage provoque le déplacement du plateau de pression en direction du moteur, entraînant ainsi le contact entre les garnitures de friction portées respectivement par ce plateau et le volant moteur et l'application plus ou moins forte de ces garnitures l'une contre l'autre. La canalisation hydraulique 209 est reliée par l'intermédiaire du cylindre émetteur 211 à un moteur électrique 212 avec lequel ce cylindre est logé dans un boîtier d'un organe de réglage 213. Un capteur 214 pour détecter la course de l'embrayage est logé dans ce même boîtier, directement sur le cylindre

émetteur 211. Le boîtier de l'organe de réglage contient en plus un appareil de commande - non représenté sur le dessin - porté par une plaque à circuits imprimés 227. Cet appareil de commande électronique contient
5 l'électronique de puissance et aussi l'électronique de commande et est donc placé entièrement à l'intérieur du boîtier de l'organe de réglage 213.

L'appareil de commande est connecté à un capteur 215 pour le papillon des gaz et qui est placé directement sur le moteur thermique 202, un capteur 216 pour
10 la vitesse de rotation de ce moteur et un capteur de vitesse 217 agencé sur l'essieu moteur 206. Le véhicule 201 comporte en outre un levier de commande 218 qui agit par une timonerie sur l'embrayage 203. Sur le levier 218, on
15 a prévu un capteur 219 servant à détecter la course de commande et qui est également en liaison de communication de signaux avec l'appareil de commande.

L'appareil de commande délivre au moteur électrique 212 une grandeur réglante dépendant des signaux
20 fournis par le système capteur (214, 215, 216, 217, 219). Il contient dans ce but un programme de commande réalisé par du matériel ou un logiciel. En fonction des signaux qui lui sont fournis par l'appareil de commande, le moteur électrique 212 agit, par l'intermédiaire du système
25 hydraulique (209, 210, 211) sur l'embrayage 203 à ajustement automatique. Le fonctionnement de cet embrayage a déjà été décrit de manière détaillée dans les demandes de brevet allemand soumises à l'inspection publique DE-OS 42 39 291, DE-OS 43 06 505, DE-OS 42 39 289 et DE-OS 43 22 677. Il
30 est donc fait expressément référence au contenu de ces documents comme appartenant à l'étendue de l'exposé de l'invention. L'avantage d'un embrayage 203 à ajustement automatique est que les forces nécessaires à sa manoeuvre sont nettement réduites par rapport aux embrayages
35 classiques en raison du mode de construction à rattrapage

d'usure. Pour cette raison, le moteur électrique 212 peut être dimensionné pour avoir une absorption de puissance plus faible, de sorte que l'organe de réglage 213 dans son ensemble peut être plus compact. Cet organe 213 n'est
5 pas représenté, sur la figure 10, à la même échelle que les autres composants du véhicule 201.

On décrira maintenant plus en détail l'organe de réglage 213 en référence aux figures 11a, 11b et 12a, 12b. Le moteur électrique 212, constitué en particulier
10 par un moteur à courant continu, agit par son arbre 220 sur une vis sans fin engrenant avec une roue en segment 222. A cette roue est fixée une manivelle de poussée reliée fonctionnellement, par l'intermédiaire d'une tige de piston 224, au piston 225 du cylindre émetteur 211. Sur
15 ce cylindre est formée une tubulure 250 avec un orifice de compensation 251 pour compenser des influences thermiques sur le liquide hydraulique.

Le moteur électrique 212, à courant continu par exemple, exerce, par l'intermédiaire du mécanisme à vis
20 sans fin, qui peut être autobloquant, des forces de traction ou de poussée sur le cylindre émetteur hydraulique 211. Ces forces sont transmises par la canalisation hydraulique 209 à l'embrayage 203. Ce dernier est ainsi commandé, c'est-à-dire enclenché ou débrayé.

25 Comme les axes parallèles du cylindre émetteur 211 et de l'arbre 220 du moteur sont disposés dans des plans différents, donc décalés, la place nécessaire pour l'organe de réglage 213 est encore plus réduite.

Un servo-ressort 226 est disposé concentrique-
30 ment à l'axe du cylindre émetteur 211 dans le piston 225 ou le corps de ce cylindre. Ce ressort soutient l'action du moteur électrique 212 lors du débrayage. Pendant l'enclenchement de l'embrayage, le ressort 226 est bandé ou comprimé à l'encontre de la force produite par lui.

On décrira ci-après la coopération du moteur électrique 212 et du ressort 226 en référence au diagramme montré par la figure 13. Ce diagramme montre des allures de forces en fonction de la course d'embrayage.

5 La double courbe en boucle fermée qui forme la ligne continue 237 représente la force fournie par le moteur électrique 212 pendant les opérations de débrayage et d'enclenchement de l'embrayage, la courbe supérieure représentant plus exactement l'allure de la force fournie

10 par ce moteur pendant le débrayage, tandis que la courbe inférieure indique l'allure de la force fournie par lui pendant l'enclenchement. La ligne 239 en traits mixtes est la caractéristique de flexibilité du servo-ressort 226. La boucle fermée qui forme la ligne discontinue 238

15 illustre la coopération des forces fournies respectivement par le ressort 226 et le moteur électrique 212.

La force totale 238 à fournir par le moteur électrique 212 est clairement réduite, ainsi que le montre le décalage de la ligne de force discontinue en

20 direction de forces plus petites. En raison du soutien apporté par le servo-ressort 226, choisi en conséquence, la caractéristique du moteur électrique et du ressort à disques est décalée dans le sens de la diminution des forces et les valeurs maximales visibles sur la figure 13

25 sont approximativement égales dans le sens de l'augmentation et dans le sens de la diminution de la ligne discontinue. Grâce à cet effet de soutien du servo-ressort 226, les dimensions du moteur électrique 212 peuvent être réduites en conséquence, comparativement à son dimension-

30 nement sans soutien par le ressort 226. La nature du soutien ainsi procuré par le servo-ressort présuppose également que le moteur électrique soit utilisé dans le sens de la traction et dans le sens de la poussée ou de la compression.

Selon la figure 12a, le servo-ressort 226 est disposé dans le corps du cylindre émetteur ou activateur entre deux appuis 227a, 227b. Sous la force du ressort, l'appui 227a est pressé contre un segment d'arrêt 228
5 monté sur la tige de piston, tandis que l'appui 227b est appliqué contre un collet du corps de cylindre. Pour protéger le mécanisme à vis sans fin contre l'encrassement, une membrane en caoutchouc 229 est prévue dans la zone de l'appui 227a. Le corps de cylindre présente en outre un
10 orifice de purge 230 permettant l'écoulement en cas d'échappement de liquide hydraulique.

La figure 14 représente de façon simplifiée le mode de fonctionnement du procédé ou processus de commande défini dans l'appareil de commande pour commander
15 ou contrôler le couple transmis par un système de transmission de couple, constitué par exemple par un embrayage à friction. Le procédé est mémorisé dans cet exemple comme un programme de logiciel dans un processeur à 8 bits par exemple de l'appareil de commande. Ce procédé
20 permet de commander le moteur électrique 212 par exemple.

A l'aide du capteur 215 pour la position du papillon des gaz et du capteur 216 pour la vitesse de rotation du moteur, on détermine le couple d'entraînement M_{mot} fourni par le moteur 202 et mis à la disposition du
25 programme de commande en tant que grandeur d'entrée. Le capteur 216 détecte la vitesse de rotation du moteur n_1 et le capteur tachymétrique 217 détecte la vitesse de rotation de l'essieu moteur 206, constituant des grandeurs d'entrée supplémentaires transmises au programme de com-
30 mande. La vitesse de l'essieu moteur 206 est utilisée pour calculer la vitesse de rotation d'entrée n_2 du changement de vitesse. La différence entre les vitesses n_1 et n_2 est appelée "vitesse de rotation de glissement". Cette vitesse de glissement est déterminée analytiquement à
35 l'intérieur du programme de commande et surveillée sur

l'éventualité d'un dépassement d'une valeur limite de glissement. Le dépassement de cette limite est détecté comme une phase de glissement S. Cette phase dure jusqu'à ce que la vitesse de glissement descende de nouveau sous la limite.

Le couple embrayage M_k est calculé au moyen d'une grandeur correctrice M_{cor} selon la formule

$$M_k = M_{mot} - M_{cor}.$$

La grandeur correctrice M_{cor} est une valeur de couple qui est augmentée incrémentiellement par la fréquence d'horloge du calculateur et réduite conformément au programme de commande dans les temps détectés comme des phases de glissement S. Ainsi, l'embrayage 203 fonctionne en permanence autour d'une limite de patinage R. Cette limite est atteinte au moment où la vitesse n_1 du moteur commence à dépasser la vitesse n_2 à l'entrée du changement de vitesse. Ceci est le cas au moment précis où le couple appliqué côté entraînement devient supérieur au couple embrayage transmissible à ce moment par l'embrayage. Ce procédé s'applique aussi lorsque le couple d'entraînement n'est pas constant.

Le diagramme caractéristique représenté sur la figure 15 est exploité avant le transmission de la grandeur réglante à l'organe de réglage, en particulier dans le cas d'un système de transmission de couple constitué par un embrayage à friction par exemple.

La plage de l'information de référence susceptible d'être fournie à l'organe de réglage, c'est-à-dire la plage des couples embrayage transmissibles, est indiquée en abscisses. Cette plage est partagée en plages partielles 240 dont l'une est représentée par un rectangle hachuré. La plage 240 ainsi marquée indique en l'occurrence les couples embrayage transmissibles compris entre 100 et 140 Nm. Tant que le couple embrayage transmissible calculé selon le procédé de commande est compris

dans cette plage partielle, une valeur admissible de 140 Nm est fournie comme information de référence à l'organe de réglage. Le processus se déroule de façon analogue pour les autres plages partielles 240.

5 Cette façon de procéder réduit plus encore le nombre des mouvements de positionnement de l'organe de réglage. Le mouvement de positionnement, c'est-à-dire le mouvement d'un plateau de l'embrayage par rapport à l'autre, est fixé à une grandeur déterminée. Cette
10 conception du diagramme caractéristique quant au mouvement de réglage ou de positionnement peut avoir pour conséquence que le nombre de blocs ou zones 240 peut varier suivant l'application. Ces dispositions augmentent globalement la durée de vie prévue et diminuent le besoin
15 en énergie du dispositif actionneur du système de transmission de couple.

Les figures 15a à 15e illustrent l'application de valeurs de référence à l'organe de réglage, application qui est effectuée conformément au procédé de commande selon l'invention pour un couple embrayage de
20 consigne.

L'automatisation de la manoeuvre de l'embrayage oblige à prévoir un actionneur capable de transformer des signaux de commande en opérations d'ouverture ou de fermeture, c'est-à-dire de mouvements de débrayage ou d'em-
25 brayage. Une commande adaptative du comportement de positionnement de l'actionneur peut être effectuée de manière que soit réalisé un asservissement du couple. L'application d'un tel asservissement peut apporter l'avantage que
30 le positionneur assure non seulement des opérations d'ouverture et de fermeture pendant les changements de vitesse et lors du départ du véhicule, mais ajuste en plus le pressage de l'embrayage (application de ses garnitures l'une contre l'autre) pendant toute la marche du véhicule,
35 cule, de manière que le couple embrayage transmissible

corresponde à tout moment à un couple embrayage de consigne qui résulte du régime, c'est-à-dire de la situation de marche ou du point de fonctionnement, ou qu'un surpressage ou un souspressage approprié désiré - comparativement au pressage correspondant au couple embrayage - puisse être produit. Ceci a pour conséquence que le positionneur ou actionneur, lors de manoeuvres de changement de vitesse, n'est pas obligé de passer par toute la plage de réglage - à partir de la position complètement embrayée - pour produire le débrayage étant donné que, en raison de l'asservissement du couple, l'actionneur occupe déjà une position correspondant au couple de consigne ajusté à ce moment, plus une valeur de décalage désirée. Ainsi, les exigences quant au comportement dynamique du système, en particulier de l'actionneur, peuvent être réduites pour ce qui concerne une conception visant une vitesse maximale de réglage puisqu'il s'agit en règle générale de couvrir des trajets de réglage relativement courts.

Un asservissement dynamique du couple ainsi conçu, a pour conséquence que l'actionneur, comprenant le moteur électrique, doit rester en service pendant toute la durée de fonctionnement ou de marche du véhicule afin de pouvoir effectuer un rajustement quasi-instantané conformément aux changements dynamiques du couple réel.

Avec un procédé de commande garantissant à tout moment l'asservissement du couple, il faut, par exemple, qu'un moteur électrique asservisse en permanence des variations du couple transmissible. Une possibilité pour utiliser le moteur électrique seulement en cas de besoin, peut conduire à un asservissement du couple embrayage par pas ou paliers.

Le procédé de commande doit garantir en permanence qu'un couple embrayage de consigne destiné à chaque pas temporel puisse être transmis par l'embrayage.

Lorsque l'asservissement du couple embrayage est influencé en ce sens que de faibles surpressions Δ_m , compris dans une bande de dispersion déterminée soient tolérées, cela signifie que des mouvements d'asservissement et par suite la charge de l'organe de réglage peuvent ainsi être réduits. La courbe 241 de la figure 15a représente le couple embrayage de consigne calculé, la ligne 242 correspondant au couple embrayage de consigne plus une bande de dispersion. Les valeurs pour la bande de dispersion 242 résultent de la hauteur de palier ou de gradin ΔM et les conditions selon lesquelles le couple embrayage établi ne doit pas pouvoir descendre au-dessous du couple embrayage calculé et qu'un changement du couple embrayage établi soit seulement effectué au cas où le changement dépasse une valeur limite.

La figure 15b montre à titre d'exemple un mode de mise en oeuvre d'un procédé de commande selon lequel le couple embrayage de consigne est rajusté au-dessus d'une valeur limite 243, tandis que, pour des valeurs du couple embrayage de consigne inférieures ou égales à la valeur limite, le couple embrayage établi prend une valeur pouvant être égale ou différente de la valeur limite. En utilisant la bande de dispersion et en appliquant une commande adéquate, il se produit, dans quelques plages de fonctionnement, un surpression défini, mais qui a pour conséquence que l'action du positionneur est réduite dans le temps et que la charge du positionneur est donc également réduite. Le procédé selon la figure 15b montre que, avec de faibles couples embrayage de consigne, le couple embrayage minimal est établi, de sorte que les mouvements du positionneur, liés à une charge du système de réglage, peuvent être réduits. Le couple embrayage minimal 243 peut dépendre par exemple du point de fonctionnement, notamment du rapport de transmission ou vitesse du changement de vitesse, de la

vitesse de rotation du moteur, de la position de l'accélérateur ou d'un signal de freinage. La figure 15c montre de quelle manière le couple embrayage minimal peut dépendre du point de fonctionnement, la courbe 244 étant
5 adaptée par paliers au comportement dynamique du point de fonctionnement et le couple embrayage 241 asservi étant adapté en conséquence.

Le mode de mise en oeuvre du procédé montré par la figure 15d conduit à un couple embrayage minimal qui
10 dépend du point de fonctionnement, ainsi qu'à un comportement combiné du procédé d'asservissement par paliers par rapport à une bande de dispersion.

La figure 15e illustre un comportement du couple embrayage préfixé par un couple embrayage minimal
15 243, lequel n'est cependant pas réalisable dans des zones à valeur constante, mais est fonction du temps; plus exactement, ce couple embrayage minimal est adapté par une fonction discontinue 245 et, pour des couples embrayage de consigne 241 qui sont supérieurs au couple embrayage minimal, un asservissement quasi-instantané du
20 couple est opéré, sans que soit effectuée une adaptation par rapport à une bande de dispersion.

La figure 16 montre le schéma de sélection en H habituel d'un changement de vitesse. Dans ce schéma, on
25 distingue différents coulisseaux ou couloirs de commande 250 et un trajet de sélection 251 pour choisir les différents couloirs 250. Le chemin parcouru par le levier de commande 218 dans les couloirs 250 est désigné par trajet de commande 252. Les directions de mouvement pour le trajet de commande 252 et le trajet de sélection 251 sont
30 indiquées par des flèches sur la figure 16.

La position du levier de commande 218 peut être détectée à l'aide de deux potentiomètres, en particulier des potentiomètres linéaires. L'un de ces potentiomètres
35 surveille le trajet de commande et l'autre le trajet de

sélection. Pour la mise en oeuvre du procédé de surveillance, pouvant également être incorporé dans l'appareil de commande, le trajet de commande et/ou le trajet de sélection est détecté et exploité. Le mode de fonctionnement de ce procédé de surveillance sera décrit ci-après en référence à la figure 17. Celle-ci représente, dans un diagramme en fonction du temps t , les allures de signal qui sont d'intérêt pour le procédé de surveillance. Les chiffres le long des coordonnées correspondent à une subdivision quelconque, interne au calculateur, du trajet de commande 252 détecté. Le diagramme représente notamment, en fonction du temps t , un signal de levier de commande 260 qui est directement proportionnel au trajet de commande 252 détecté.

15 L'allure montrée du signal de levier de commande 260 correspond à une manoeuvre de changement de vitesse typique. A peu près jusqu'à l'instant t_1 correspondant ici à 8,3 s, le levier de commande 218 reste à sa position. Jusqu'à ce moment, le signal 260 du levier présente seulement les oscillations typiques produites pendant la marche du véhicule. Ces oscillations ou vibrations trouvent leur origine dans le système de transmission de couple lui-même et sont en outre excitées de l'extérieur, par exemple par les irrégularités d'une chaussée. Après l'instant correspondant à 8,3 s, le levier de commande 218 est engagé dans un couloir 250, de sorte que le signal 260 monte d'une valeur approximative de 200 incréments à environ 480 incréments. Cette valeur reste constante pendant quelque temps. Ceci correspond, soit à une retenue de l'utilisateur, soit au temps nécessaire pour parcourir un trajet de sélection 251. Une vitesse ou rapport est engagé à la fin de la manoeuvre. Le signal 260 du levier de commande monte alors à environ 580 incréments puis reste à peu près constant pendant quelque temps. Ceci correspond au laps de temps

nécessaire à la synchronisation du rapport de transmission à engager. Le signal 260 monte ensuite à une valeur correspond à la nouvelle vitesse engagée.

Le signal 260 du levier de commande est soumis
5 en plus à un filtrage numérique/analogique avec un temps de retard réglable, de sorte qu'on obtient un signal filtré 261 qui est linéarisé et en retard par rapport au signal de levier de commande 260. Au signal filtré 261 sont ajoutés une valeur constante et un signal de décalage dépendant du couple d'entraînement de l'unité motrice 202.
10 Le signal somme ainsi formé est représenté dans le diagramme de la figure 17 sous la forme d'un signal de comparaison 262.

La reconnaissance d'une intention de changement
15 de vitesse s'effectue en fonction de la surveillance des dépendances temporelles des allures ou courbes du signal de levier de commande 260 et du signal de comparaison 262. Dès que la courbe du signal de levier 260 croise la courbe du signal de comparaison 262, un compteur d'inten-
20 tions de changement est mis à zéro et déclenché. Cet instant est indiqué dans le diagramme par t_1 . La valeur comptée par le compteur précité augmente ensuite en fonction d'une horloge du calculateur jusqu'à un compte maximal. Ainsi est défini un temps de contrôle exactement
25 dosé dans lequel l'intention de changement constatée est vérifiée. Pendant ce temps, le compteur peut être arrêté à tout moment par des signaux de contrôle entrants et être remis à zéro. De tels signaux de contrôle peuvent être envoyés par un système capteur connecté au compteur.
30 Les capteurs concernés surveillent d'autres grandeurs d'influence, comme par exemple le couple d'entraînement, la charge raccordée ou la suite du mouvement du levier de commande 218. Dès que ce système capteur mesure des valeurs en contradiction avec l'intention de changement
35 constaté, un signal de contrôle est envoyé au compteur

d'intentions de changement. Le système de transmission de couple est ainsi protégé à l'égard de déclenchements erronés par le procédé ou processus de surveillance décrit. C'est seulement quand le compteur d'intentions de changement 5 atteint le compte défini, sans qu'un signal de contrôle ait été envoyé, qu'un signal d'intention de changement est transmis à un système d'actionnement prévu à la suite.

On décrira ci-après plus en détail la formation 10 du signal de comparaison 262 en référence à la figure 18.

Le signal 260 du levier de commande est représenté de nouveau dans cette figure, mais à une autre échelle, et il en va de même pour le signal filtré 261 généré à partir de lui. Pour former le signal de comparaison, 15 le signal filtré 261 est majoré d'une valeur constante et d'un signal de décalage dépendant du couple d'entraînement. La valeur constante doit être choisie suffisamment grande pour que la courbe du signal de levier 260 ne croise pas la courbe du signal de comparaison 20 262 par suite d'oscillations du levier 218 qui sont typiques au fonctionnement, pendant l'utilisation du véhicule automobile, alors qu'il n'y a pas d'intention de changement de vitesse. Un croisement des deux courbes provoquerait donc un déclenchement erroné. Dans la situation décrite, un tel croisement des deux courbes doit 25 être évitée même lorsque le couple d'entraînement est devenu nul, par exemple du fait que le conducteur a levé le pied commandant l'accélérateur, de sorte que le signal de décalage devient également nul. Une réduction du couple d'entraînement est effectuée, d'après le diagramme de la 30 figure 18, à l'instant t_2 . A la suite de cette réduction, le signal de comparaison 262 correspond à un signal de comparaison intermédiaire 263 qui est simplement composé de l'addition du signal filtré 261 et d'une valeur 35 constante. Dans ce mode de mise en oeuvre, la valeur

constante est accordée avantageusement à l'élasticité de la tringlerie de commande du changement de vitesse et par suite à l'ampleur ou amplitude d'oscillation potentielle du levier de commande pendant le fonctionnement.

5 La figure 19 représente l'allure d'un signal de levier de commande 260 pendant une manoeuvre de changement de vitesse exécutée extrêmement lentement. Lorsque la manoeuvre de changement est ainsi effectuée de manière ralentie, le signal du levier de commande risque de ne
10 pas croiser le signal de comparaison. Le résultat en serait que l'intention de changement n'est pas reconnue avec certitude. Pour cette raison, le procédé de surveillance est complété en plus par la surveillance - expliquée ci-après - d'une variation du levier de commande,
15 c'est-à-dire d'une variation du trajet de ce levier en fonction du temps. Plus précisément, la variation du trajet du signal de levier 260 est surveillée dans une fenêtre temporelle à l'intérieur d'une zone définie située en dehors de la zone où se trouve le levier de commande
20 non manoeuvré, ceci afin de surveiller si la variation de trajet constatée descend au-dessous d'une valeur limite. Un tel événement est reconnu comme une intention de changement de vitesse, indépendamment de l'allure du signal de comparaison 262. Dans le cas illustré ici, la manoeuvre de changement commence à l'instant t_3 . La zone de
25 surveillance du trajet du levier s'étend d'un premier trajet s_1 jusqu'à un second trajet s_2 . La fenêtre temporelle de surveillance s'étend de l'instant t_4 jusqu'à l'instant t_5 . La variation de trajet constatée dans ce
30 temps Δt à l'intérieur d'une zone s , descend au-dessous d'une valeur limite mémorisée, de sorte qu'un signal d'intention de changement est délivré aux systèmes d'actionnement prévus à la suite.

En référence à la figure 20, on précisera ci-
35 après le mode de fonctionnement du compteur d'intentions

de changement. Dans l'exemple montré ici, une montée se produit à l'instant t_5 dans l'allure du signal de levier 260. Cette montée a pour conséquence que le signal 260 du levier croise le signal de comparaison 262. De ce fait, le compteur d'intentions de changement est démarré à l'instant t_5 . Cependant, une minuterie est démarrée en même temps que le compteur. Cette minuterie reçoit un signal quand la montée de la courbe du signal de levier 260 s'annule, avec la conséquence que ce signal croise de nouveau - mais en sens inverse - le signal de comparaison 262. La minuterie est alors arrêtée et le temps affiché est comparé avec un temps minimal mémorisé. Dans le cas présent, il est constaté que le temps relevé par la minuterie est inférieur au temps mémorisé. Un signal de contrôle est donc envoyé au compteur d'intentions de changement. Ce compteur est ainsi arrêté et remis à zéro. La montée à l'instant t_5 a donc conduit à la reconnaissance d'une intention de changement et le compteur d'intentions de changement a par conséquent été démarré, mais il n'y a pas eu de transmission du signal d'intention de changement à des systèmes d'actionnement prévus à la suite puisqu'un signal de contrôle a été délivré au cours du temps de contrôlé limité pour l'avancement du compteur. En revanche, la véritable intention de changement à l'instant t_6 est reconnue et exploitée de la manière décrite. Peu après l'instant t_6 , un signal d'intention de changement est donc transmis à des systèmes d'actionnement ou de commande prévus en aval.

La figure 21 est une représentation schématique d'un système de commande d'embrayage 300 pour un véhicule automobile. L'ensemble du système concerné se compose essentiellement des parties suivantes: moteur, organe de réglage 301, constitué par exemple par un positionneur ou actionneur électrique, système de liaison 302 et système de transmission 303, formé par exemple par un embrayage.

L'organe de réglage 301 est de type mécanique, hydraulique ou pneumatique. Le système de liaison, prévu entre l'organe de réglage 301 et le système de transmission de couple 303, formé par un embrayage par exemple, 5 peut être réalisé comme une tringlerie dans le sens le plus large ou comme un moyen de liaison hydraulique. La figure 21 montre un mode de réalisation sous la forme d'un système hydraulique dans lequel un cylindre émetteur 304 est raccordé par une canalisation hydraulique 305 à 10 un cylindre récepteur 306.

Un dispositif fournissant une force supplémentaire peut être logé dans le cylindre émetteur 304 et/ou le cylindre récepteur 306. Ce dispositif, désigné par 307, est réalisable par exemple sous la forme d'un res- 15 sort hélicoïdal ou d'un ressort à disques.

Le système de transmission de couple 303, un embrayage par exemple, peut être un embrayage à friction et/ou un embrayage à ajustement automatique ou à rattrapage automatique de l'usure, tel qu'un embrayage SAC. 20

Un procédé de commande avec adaptation du circuit comprenant le système de commande d'embrayage, est basé sur un examen des différentes parties ou systèmes partiels sur des changements possibles, examen qui est une condition préalable pour une adaptation réussie. 25

Afin qu'une telle adaptation puisse être couronnée de succès, il s'agit d'abord d'élucider quels problèmes ou effets peuvent jouer un rôle dans les différents systèmes partiels ou peuvent influencer une adaptation. Pour cette raison, il faut revenir brièvement aux 30 composants décrits précédemment et énumérer les principales sources d'erreurs ou les principaux domaines problématiques.

Le couple moteur est généralement déterminé ou calculé sur la base de la vitesse de rotation du moteur 35 et la pression d'aspiration (la position angulaire du

papillon des gaz à titre de remplacement) à l'aide d'un réseau de caractéristiques ou diagramme caractéristique. Il est possible aussi de déterminer le couple moteur par la solution d'une équation ou d'un système d'équations.

5 Des erreurs dans le diagramme caractéristique et/ou dans la détermination de la pression d'aspiration peuvent occasionner des déviations par rapport au couple réel. De plus, on ne connaît pas le ou les couples absorbés par les appareils annexes. Ceci représente donc une imprécision supplémentaire dans la détermination du couple mo-

10 teur effectif. Il s'y ajoute que des particularités de la commande du moteur (régulateur de ralenti, régulation anti-cliquetis, coupure d'alimentation en poussée) peuvent conduire aussi à des résultats erronés dans la dé-

15 termination du couple moteur. Il est possible de tenir compte d'une adaptation de ces particularités dans la commande moteur concernée à l'élaboration d'une stratégie d'adaptation afin de garantir une détermination convenable du couple moteur. Pour ce qui concerne les systèmes

20 électroniques se rapportant à la coupure d'alimentation en poussée - laquelle peut être prévue et est citée à titre d'exemple seulement -, il est possible par exemple de traiter des signaux qui envoient un signal relatif à la coupure d'alimentation au système électronique de ges-

25 tion de l'embrayage dans le but de garantir une détermination aussi exacte que possible du couple moteur.

L'organe de réglage 301 est réalisable comme un positionneur électrique. Un trajet de consigne fourni préalablement, par exemple du plateau de pression de

30 l'embrayage, est transformé dans ce système en une commande ou régulation de course. Pour une régulation, on doit obligatoirement connaître la course réelle pour pouvoir ajuster le système sans écart de réglage permanent. La course réelle peut être mesurée et est donc disponible

35 pour des calculs ultérieurs. A partir de la course

réelle, peut être calculé, à l'aide d'une caractéristique théorique de l'embrayage, un couple réel théorique $M_{kréth}$ (on n'est pas obligé d'utiliser la course de consigne et d'approcher le comportement temporel du système de réglage par un modèle).

Une autre solution pour obtenir une grandeur auxiliaire supplémentaire pour l'adaptation, consiste à calculer, par le biais de la tension et de la résistance, une force de poussoir théorique. Cette force permet de calculer un second couple réel théorique $M_{kré2}$. En cas de changement de la force exercée par le poussoir, le changement doit se répercuter dans le couple embrayage. Si tel n'est pas le cas, des corrections appropriées peuvent être effectuées. Une autre possibilité consiste à exploiter des forces quelconques pour la transmission, auquel cas les valeurs réelles instantanées des forces peuvent être comparées avec la valeur correspondante du couple réel afin de déterminer s'il y a concordance des valeurs chiffrées quand l'embrayage est enclenché et/ou débrayé.

Si un système hydraulique est utilisé comme liaison entre l'organe de réglage et l'embrayage, la température du système et la viscosité du fluide de transmission jouent un rôle décisif. Il est possible aussi de tenir compte de longueurs de canalisation et de sections de tuyaux puisque ces grandeurs sont soumises à une variation en cas de variations de la température et de différences de température et peuvent ainsi entraîner des imprécisions. La canalisation reliant le cylindre récepteur et le cylindre émetteur peut ainsi être soumise à une dilatation, produisant un changement de longueur et de section par exemple, ce qui se traduirait par la signalisation d'une position inexacte de l'embrayage.

Le système de transmission de couple peut être un embrayage ou analogue, notamment un embrayage à ajustement automatique. Les influences précitées sont

constatables par un changement des forces de pressage, c'est-à-dire d'application l'une contre l'autre des surfaces en contact, ou par un changement du coefficient de frottement. Le changement des forces de pressage sera
5 décrit par la suite. Une adaptation peut également prévoir le changement du coefficient de frottement par l'apport d'énergie ou par la modification du rayon de friction en fonction de l'apport d'énergie.

La stratégie d'adaptation peut prévoir que le
10 couple embrayage est adapté seulement à partir d'une valeur minimale donnée, voir la figure 22.

Une adaptation de l'ensemble du système de positionnement du dispositif d'actionnement de l'embrayage (comprenant le moteur, l'organe de réglage, un système
15 hydraulique et un embrayage) prévoit une identification des contributions des différents systèmes partiels. Pour cette identification, chaque système partiel est analysé, les sources d'erreurs possibles de ce système partiel peuvent être décelées et les conséquences de ces sources
20 d'erreurs éventuelles peuvent être évaluées et supprimées ou réduites. Il est possible aussi d'examiner quels sources d'erreurs ou effets sont importants et lesquels peuvent être négligés.

L'adaptation peut prévoir des fractions additives, lesquelles sont prises en compte. Par "fractions
25 additives", on entend les fractions ou parties qui sont indépendantes de la valeur absolue ou de l'amplitude absolue du couple. La fraction additive peut être due, par exemple, à des appareils annexes (consommateurs en amont
30 de l'embrayage). Des fractions additives permettent cependant aussi de compenser des erreurs dans le diagramme caractéristique du moteur.

La figure 23 montre un modèle schématique ou schéma-bloc qui tient compte de la fraction additive. Le
35 bloc 40 représente le moteur, fournissant le couple

moteur M_{app} . Le bloc 401 représente la prise en compte de fractions additives, dues par exemple à des appareils annexes et des erreurs dans le diagramme caractéristique du moteur. A la jonction 402, il est tenu compte du couple correcteur M_{cor} qui doit de ce fait être introduit, selon la formule:

$$M_{appcor} = M_{app} - M_{cor}$$

Le moment d'inertie du système est pris en compte dans le bloc 403. Cela peut signifier qu'il est seulement tenu compte du moment d'inertie du volant moteur par exemple, mais aussi qu'il est tenu compte également de parties de la transmission. En 403 est formé un couple corrigé en dynamique, ce qui fixe le couple appliqué à l'embrayage 404.

Ce couple peut être corrigé ou adapté par une partie multiplicative. Des sources rendant nécessaires la prévision d'une fraction multiplicative sont, par exemple, la valeur changeante du coefficient de frottement, en fonction de la température par exemple et du positionnement définitif de ressorts agissant sur la garniture et dont la caractéristique de flexibilité est alors modifiée.

Si les coefficients de frottement supposé et réel diffèrent, l'erreur devient d'autant plus grande que le couple embrayage nécessaire est élevé. Le bloc 406 représente la masse du véhicule dans le schéma-bloc de la figure 23.

Un procédé d'adaptation peut être conçu pour que, dans une adaptation en fonction des consommateurs, il soit fait en sorte que le couple embrayage (M_{kcor}) soit réduit au point que l'embrayage commence à patiner. Ceci peut être expliqué par le fait que la valeur de M_{cor} (correction des appareils) est augmentée, selon l'équation

$$M_{kcocor} = K_{me} * (M_{app} - M_{cor}) + M_{séc}$$

jusqu'à ce qu'un glissement s'établisse. Pendant cette phase de glissement, le couple embrayage peut ensuite être augmenté de nouveau selon une fonction préfixée et
5 toujours définie exactement (abaissement de M_{cor} suivant une rampe par exemple), jusqu'à ce que le glissement soit réduit. A partir de ce comportement, peut s'opérer une évaluation du consommateur concerné, évaluation ou pondération qui est réalisable sans arrêt, seulement une fois
10 ou quelques fois par cycle de glissement.

Dans le cas idéal, où la caractéristique effective de l'embrayage concorde avec la caractéristique supposée, la valeur M_{cor} contient la fraction de couple dérivée par les consommateurs ou dont ces derniers ont be-
15 soin. Sur la base de cette évaluation ou de ce calcul, ou de la prise en compte d'une erreur dans le couple moteur, des informations peuvent être fournies relativement au coefficient de frottement. Comme il n'y a pas de consommateurs négatifs, des consommateurs devenus négatifs par
20 l'adaptation, peuvent également être adaptés ou interprétés comme un coefficient de frottement trop bas. De plus, l'absorption de couple par les différents consommateurs est limitée, étant entendu qu'il n'est pas nécessaire que l'amplitude absolue concernée soit connue. Un dépassement
25 d'une valeur limite peut donc être interprété comme un coefficient de frottement trop élevé.

La fixation d'une barrière ou d'une limite supérieure permet d'éviter, si elle est choisie convenablement, que la valeur soit choisie trop haute et qu'un
30 changement du coefficient de frottement ne soit détecté que trop tardivement. On peut ainsi éviter aussi, si la limite est trop basse, que des changements au niveau des consommateurs annexes soient interprétés comme un changement du coefficient de frottement.

Il peut être avantageux de seulement effectuer l'adaptation en régime de traction, auquel cas il convient de l'effectuer au-dessus d'un couple minimal.

Ce procédé d'adaptation simple, voir également la figure 14, a pour conséquence qu'un partage du modèle d'adaptation en une fraction additive (consommateurs et analogues) et une fraction multiplicative s'effectue par la simple fixation ou indication des limites. A l'intérieur des limites, la fraction est supposée additive, tandis que, à l'extérieur des limites, elle est considérée comme étant multiplicative ou la conséquence de défauts ou erreurs ayant d'autres causes, d'erreurs dans le couple moteur par exemple.

Une erreur ou une perturbation dans le couple moteur est ainsi attribuée aux consommateurs ou à la caractéristique de l'embrayage.

La figure 24 donne un exemple d'un mode de mise en oeuvre pour une estimation ou évaluation des fractions additives et multiplicatives lors des phases de glissement en différentes situations de charge.

La courbe 450 indique l'allure dans le temps du couple embrayage corrigé. La courbe 451 indique l'allure dans le temps de la vitesse du moteur n_{mot} et la courbe 452 indique l'allure dans le temps de la vitesse de rotation à l'entrée du changement de vitesse n_{ch} .

Au début de l'instant d'observation illustré dans cet exemple, la vitesse moteur 451 est approximativement égale à la vitesse 452 à l'entrée du changement de vitesse. Le couple embrayage corrigé a une allure légèrement décroissante dans le temps.

Une phase de glissement se déroule dans l'intervalle de temps 453 où la vitesse 451 du moteur est de peu supérieure à la vitesse d'entrée du changement de vitesse. Après la détection de la phase de glissement, le couple embrayage 450 est accru. Autour de l'instant 456,

la vitesse 451 du moteur atteint un maximum relatif puis l'élévation du couple embrayage fait redescendre la vitesse moteur.

5 Au début de l'intervalle de temps 454, se produit une excursion en ce sens qu'une élévation de courte durée de la vitesse moteur est déclenchée. Il n'y a pas d'adaptation dans cette phase et la vitesse 452 du changement de vitesse suit la vitesse moteur 451 avec un retard dans le temps.

10 L'intervalle de temps 455 correspond, comme l'intervalle 453, à une phase de glissement.

15 Comme l'adaptation en fonction des consommateurs amène le système toujours, ou peut l'amener, à la limite de patinage, il est possible en plus d'exploiter les phases de glissement pendant lesquelles le pressage total se modifie ou s'est modifié, ce qui veut dire que les couples de consigne pour l'embrayage ou le système de transmission de couple se trouvent à des niveaux différents, ainsi que cela est montré par exemple par un autre couple moteur et/ou d'autres situations de charge. Une condition préalable pour cela est que le consommateur effectif n'ait pas été changé, ce qui revient à dire qu'un laps de temps trop long entre les phases de glissement s'avère ne pas être très favorable.

25 Si la valeur relative aux consommateurs ne change pas en différentes situations de charge, comme par exemple lors des phases de glissement 453 et 455, on peut considérer que le coefficient de frottement supposé et/ou déterminé et/ou calculé correspond aux coefficients de frottement réels de l'embrayage.

30 Dans un tel cas, le coefficient de frottement peut être corrigé ou une correction peut être opérée.

35 Ce mode de mise en oeuvre a l'avantage de permettre une division en une fraction additive et une fraction multiplicative.

S'il se produit un changement au niveau des consommateurs pendant que se déroule l'adaptation, il n'est pas possible de distinguer convenablement entre un changement du coefficient de frottement et un changement
 5 au niveau des consommateurs, défaut qui peut être compensé dans une large mesure par l'augmentation de la fréquence du processus d'adaptation.

Il est possible en plus d'effectuer une adaptation dans la phase constante faisant suite à des modifications de la charge, phase qui, en raison de longs espacements possibles dans le temps, peut être combinée avec
 10 d'autres stratégies d'adaptation.

Une adaptation de la fraction multiplicative est possible aussi dans des plages dynamiques ou lorsque
 15 se produit par exemple une excursion et/ou lors du départ du véhicule. En cas de glissement, on a

$$M_{app} - M_{cor} - \frac{\mu_{ré}}{\mu_{théo}} * M_{kcocor} = J * d \frac{\omega}{dt}$$

20 Cette équation permet de déterminer les grandeurs inconnues, $\mu_{ré}$ et $\mu_{théo}$ étant respectivement le coefficient de frottement réel et le coefficient de frottement théorique.

On expliquera ci-après plus en détail ce procédé d'adaptation en référence à la figure 25. Celle-ci
 25 montre le comportement temporel du couple appliqué 500, du couple embrayage réel 502, de la vitesse de rotation du moteur 501, de $J * d\omega/dt$ 503, de la vitesse de rotation 504 à l'entrée du changement de vitesse et du couple
 30 embrayage de consigne corrigé 505.

Dans la phase 506, où le couple moteur appliqué 500 est constant, un changement de $J * d\omega/dt$ 503 doit être corrélé avec un changement du couple embrayage de consigne corrigé au cas où le couple embrayage corrigé
 35 505 ne change pas. Cette condition est cependant remplie

dans la plupart des situations puisque les consommateurs ne présentent généralement pas de changement dans un délai aussi court. Si ces changements ne sont pas corrélés, c'est-à-dire si un changement du couple embrayage de consigne corrigé 505 n'entraîne pas de changement de $J * d\omega/dt$ (503), le coefficient de frottement doit être corrigé en conséquence; si le changement de 505 est supérieur à celui de 503, le coefficient de frottement théorique doit être abaissé parce que le coefficient de frottement réel est plus petit que la valeur supposée. Dans le cas inverse, il faut procéder en conséquence.

Cette méthode permet de calculer ou de déterminer directement la valeur du coefficient de frottement. Pour cette raison, on peut calculer l'amplitude de la valeur relative aux consommateurs annexes à un moment où le gradient de la vitesse moteur est nul, comme par exemple aux positions 507, puisque le couple moteur est connu. On a alors:

$$M_{corr} = M_{app} - \frac{\mu_{ré}}{\mu_{théo}} * M_{kcocor}$$

Comme l'organe de réglage se trouve entre le couple de consigne calculé M_{kcocor} 505 et le couple réel effectif de l'embrayage 502 et comme le comportement de réglage ne peut généralement pas être négligé, on peut modéliser l'organe de réglage afin d'augmenter davantage la qualité de l'adaptation dans des situations dynamiques. S'il s'agit d'un positionneur mû par un moteur électrique d'un système électronique de gestion de l'embrayage, on a la possibilité de calculer un couple réel théorique 502 à partir de la course réelle mesurée, par exemple dans le cylindre émetteur, ainsi qu'à partir d'une caractéristique. Ce couple théorique est utilisable à la place du couple de consigne et désigné par $M_{kré}$ 502.

On contourne ainsi la fraction dynamique produite par la

régulation de la course. Ce procédé d'adaptation est particulièrement avantageux dans toutes les situations de marche où un glissement se produit. Il est également avantageux qu'une division en une fraction multiplicative
5 et une fraction additive soit possible.

Une autre possibilité d'adaptation est offerte par l'identification de la fraction multiplicative par l'évaluation de vitesses de rotation au départ du véhicule. Cette possibilité simple pour identifier les fractions additive et multiplicative consiste à exploiter un
10 processus de départ du véhicule. Au moment où le moteur tourne encore au ralenti, le conducteur n'appuyant pas sur l'accélérateur, le couple fourni par le moteur est utilisé par l'alimentation propre et la compensation des
15 appareils annexes. La valeur supposée du couple moteur dans cette situation, peut donc être considérée comme point de repère pour la valeur du couple corrigé. Au départ, quand le conducteur appuie sur l'accélérateur, la vitesse moteur atteinte est évaluée et exploitée jusqu'à
20 un certain moment. La vitesse moteur est mise en relation avec le couple embrayage appliqué, lequel est formé du couple moteur actuel moins le couple moteur peu avant la manoeuvre de l'accélérateur. Une table permet de vérifier si la vitesse moteur associée au couple moteur appliqué
25 correspond à la vitesse moteur réelle effective. En cas d'écarts relativement grands, on est en présence d'un changement du coefficient de frottement et le coefficient contenu dans le calculateur de commande peut alors être corrigé en conséquence.

30 La figure 26 représente en fonction du temps le couple moteur appliqué 510 et la vitesse moteur 511 ainsi que la vitesse 512 à l'entrée du changement de vitesse. Préalablement à un instant 517, le véhicule est au ralenti et l'absorption de puissance ou de couple par les
35 appareils annexes est évaluée à l'aide des valeurs dans

la zone 513. Dans la zone succédant à l'instant 518, lequel est fixé après une phase d'accélération, une vitesse moteur de consigne 514 peut être déterminée à partir de la valeur du couple moteur appliqué, qui peut être comparée (515) avec la valeur réelle 511 de la vitesse moteur, de sorte qu'une estimation du coefficient de frottement peut être effectuée. Cette façon de procéder autorise la division en une fraction multiplicative et une fraction additive, sans qu'il y ait des effets dans le cas d'un changement dynamique de l'organe de réglage. L'adaptation selon ce procédé a surtout la particularité qu'elle est seulement possible au départ et qu'une erreur dans le signal du couple moteur peut influencer l'adaptation.

Une autre possibilité pour un procédé d'adaptation réside dans l'identification de toute la caractéristique à l'aide de positions d'appui ponctuelles. Cette possibilité, s'offrant pour des systèmes comportant une grandeur de réglage détectable telle que la position du système de débrayage ou la course de débrayage, est applicable de manière avantageuse pour le calcul lorsque les couples absorbés par les consommateurs et/ou les pertes des appareils sont approximativement connus au début d'une adaptation dynamique de la partie adaptative. Le signal de décalage pourrait également être calculé au cas où les couples absorbés par les consommateurs annexes et les pertes des appareils ne sont pas connus, la détermination s'effectuant alors par des procédés numériques.

Pour identifier la caractéristique, on comparerait, à des points déterminés de la course ou à des points déterminés de la caractéristique, le couple embrayage théorique calculé 520, correspondant à ce point, avec celui de la caractéristique de l'embrayage et la course réelle 521. En cas de déviation, les points d'appui seraient alors corrigés incrémentiellement selon:

$$M_{embthéo} = M_{app} - M_{cor} - J * d\omega/dt$$

La figure 27 montre, à partir de la valeur réelle 522, dans une fenêtre temporelle 523, un changement de la course réelle de l'organe de réglage, avec détection de la vitesse moteur 524 et de la vitesse 525 du changement de vitesse. A l'aide des points d'appui 526, il est possible de déterminer, d'après la course réelle et en connaissant la caractéristique du système de transmission de couple, le couple embrayage calculé 520 correspondant, lequel peut être comparé avec le couple embrayage réel. la figure 27 représente ces grandeurs en fonction du temps, les points d'appui 526 pouvant être définis à l'aide d'indications de lieu de la course de l'organe de réglage et l'étalement des différents points d'appui s'effectuant suivant la vitesse de réglage de cet organe.

La figure 28 représente une caractéristique de l'embrayage 530 avec des points d'appui 531 auxquels le couple embrayage est déterminé ou calculé. Cette figure montre aussi la zone d'adaptation 532, laquelle ne couvre pas obligatoirement toute l'étendue de la caractéristique de l'embrayage; il peut être avantageux à cet égard que le domaine du couple au-dessus d'une valeur limite 533 soit adapté et qu'une adaptation au-dessous de cette valeur utilise une valeur minimale comme celle proposée par exemple en référence aux figures 15a à 15e. Une telle adaptation peut être indépendante de l'allure de principe mémorisée de la caractéristique, ce qui compense des erreurs de la caractéristique théorique.

L'adaptation des points d'appui a donc des conséquences aussi sur des plages de fonctionnement qui ne sont pas situées aux points d'appui, mais une extrapolation est nécessaire dans ces plages puisque les points

de fonctionnement adaptés ne sont pas utilisés obligatoirement.

La figure 29a montre schématiquement une transmission d'un véhicule comprenant une unité motrice 600 et
5 un système de transmission de couple 601 monté à la suite de cette unité sur le parcours de transmission des forces. Le système de transmission de couple est lui-même suivi d'un changement de vitesse automatique 610 représenté sous la forme d'un changement de vitesse du type à
10 courroie ou chaîne et poulies coniques, sans que cela restreigne l'applicabilité générale. Il peut s'agir aussi d'un changement de vitesse à variation continue automatique, par exemple du type à roues ou anneaux à friction.

Le changement de vitesse représenté est essentiellement formé d'un variateur qui se compose de deux
15 paires de poulies coniques 602a, 602b et 603A, 603b, ainsi que d'un moyen d'enroulement 604.

Le variateur de ce changement de vitesse du type à courroie ou chaîne et poulies coniques est suivi
20 d'au moins un étage à rapport de transmission fixe 605, agissant à son tour sur un différentiel 606.

La figure 29b montre une construction semblable, sauf que le système de transmission 611 est disposé ici, sur le parcours de transmission des forces, à
25 la suite du changement de vitesse 610, formé par un variateur par exemple.

Le pressage du moyen d'enroulement ou lien flexible contre les surfaces avec lesquelles il est en contact, est choisi de manière que ce lien ne puisse pas
30 commencer à patiner par rapport aux jeux de poulies coniques. Un système de commande contrôle à cet effet le pressage du lien 604 entre les paires de poulies coniques de manière à empêcher le patinage car celui-ci pourrait entraîner des dégradations locales allant jusqu'à la destruction du lien.
35

Lors d'un changement du couple moteur appliqué, une commande adaptative peut rajuster ou préfixer le couple transmissible et un changement du point de fonctionnement ne peut pas entraîner le patinage du lien,
5 constitué par exemple par une chaîne.

Le pressage ou application du lien contre les surfaces avec lesquelles il est en contact, doit s'effectuer avec excès, c'est-à-dire avec un surpressage afin d'éviter un patinage par suite d'un couple appliqué qui
10 est brièvement accru, par exemple dans le cas de vibrations torsionnelles dans la transmission.

Il convient que la commande ou le contrôle du pressage du lien s'effectue avec un surpressage aussi faible que possible puisqu'un surpressage entraîne des
15 pertes par frottement et par suite un faible rendement ainsi qu'une consommation de carburant accrue. Une trop forte diminution du surpressage peut, en revanche, entraîner le risque de patinage du lien.

Les fluctuations décrites précédemment du couple appliqué et à transmettre par le variateur peuvent
20 être calculées et prises en compte au moyen d'un procédé de commande puisqu'une dépendance du point de fonctionnement peut être adaptée.

Du côté de la sortie, peuvent se produire en
25 outre des à-coups de couple imprévus, par exemple au moment où le véhicule passe - alors que les roues tournent - d'un tronçon de chaussée verglacée sur un tronçon de chaussée offrant une bonne adhérence. Il se produit dans cette situation, du côté de la sortie, un à-coup de
30 couple qui ne peut pas être calculé d'avance. Un tel à-coup n'est pas calculable dans son déroulement temporel, ni en amplitude.

Afin de protéger le variateur contre de tels à-coups dans le couple transmis, on intercale dans la
35 transmission, selon les figures 29a et 29b, un système de

transmission de couple 601 ou 611 qui est commandé ou contrôlé de manière que le couple transmissible par lui soit toujours inférieur au couple transmissible par le variateur.

5 Le contrôle du couple transmissible par le système 601 ou 611 assure, en chaque point de fonctionnement, que le couple transmissible par le variateur soit plus grand que celui transmissible par le système de transmission de couple. Ce dernier constitue par consé-

10 quent un accouplement de surcharge dont le couple est asservi et qui peut être commandé de manière adaptative en chaque point de fonctionnement. Par la commande adaptative du système de transmission de couple, le pressage du lien s'enroulant autour des poulies peut être réduit de

15 manière que la marge de sécurité pour protéger le patinage du lien soit réduite. Le rendement du changement de vitesse peut ainsi être accru sans que cela présente un risque pour la sûreté de fonctionnement du variateur.

 Le système de transmission de couple est applicable comme un embrayage de sécurité indépendant et/ou un embrayage d'inversion de marche et/ou un embrayage de dérivation ou de pontage d'un convertisseur de couple ou aussi, en supplément, comme un embrayage pour l'ajustement du variateur.

20

25 L'installation côté sortie du système de transmission de couple est avantageuse en particulier parce que des à-coups dans la charge, provenant du côté de la sortie, sont perçus plus tôt que si ce système était installé du côté de l'entraînement puisque, à l'introduction

30 d'un supplément de couple par exemple, les masses tournantes du variateur produisent également leur effet.

 Une disposition du système de transmission du côté de la sortie procure en outre l'avantage qu'à l'arrêt du véhicule, le variateur tourne quand le moteur est

35 en marche et qu'une manoeuvre rapide du changement de

vitesse et/ou une manoeuvre à l'arrêt peut ainsi être effectuée avec plus de célérité.

Si le système de transmission de couple est installé du côté de la sortie, il faut cependant tenir
5 compte du rapport de transmission du variateur et des pertes dans la détermination et/ou le calcul du couple moteur appliqué.

L'invention n'est pas limitée aux exemples de réalisation représentés et décrits, mais couvre notamment
10 aussi des variantes réalisables par la combinaison de caractéristiques ou d'éléments décrits en référence à la présente invention. De plus, différentes caractéristiques ou différents modes de fonctionnement décrits en référence aux figures, peuvent également, pris individuelle-
15 ment, représenter une invention autonome.

La demanderesse se réserve donc le droit de revendiquer encore d'autres caractéristiques ayant une importance essentielle pour l'invention, jusqu'ici décrites
seulement dans ce qui précède, en particulier en
20 référence aux figures. Les revendications déposées conjointement avec la demande sont donc simplement des propositions de formulation sans préjudice à l'obtention d'une plus grande étendue de protection.

1. Procédé pour commander un système de transmission de couple comportant un dispositif pour commander ou contrôler le système de transmission de couple (3), lequel système est disposé sur le parcours de transmission des forces d'une unité motrice, en aval de cette unité, et sur le
5 parcours de transmission des forces d'un dispositif (610) à rapport de transmission variable, en amont ou en aval de ce dispositif, lequel est pourvu d'un moyen d'enroulement (604) qui transmet un couple d'un premier moyen à un second moyen, le premier moyen étant en liaison fonctionnelle avec un arbre d'entrée de changement de vitesse et le second
10 moyen étant en liaison fonctionnelle avec un arbre de sortie de changement de vitesse, le moyen d'enroulement étant relié par friction au premier et au second moyen par un pressage ou une tension, le pressage ou la tension du moyen d'enroulement (604) étant commandé ou contrôlé d'après le point de fonctionnement, caractérisé en ce que le système de transmission de
15 couple (601, 611) est commandé avec asservissement du couple, le couple transmissible étant dimensionné, en chaque point de fonctionnement, de manière que le moyen d'enroulement du dispositif à rapport de transmission variable ne puisse pas commencer à patiner.

20 2. Procédé selon la revendication 1, caractérisé en ce que le pressage ou la tension du moyen d'enroulement (604) est déterminé et ajusté, en chaque point de fonctionnement, d'après le couple moteur appliqué et/ou de la ramification de puissance pour des consommateurs annexes, ainsi qu'une marge de sécurité supplémentaire, le couple
25 transmissible par le système de transmission de couple (601, 611) étant commandé d'après le point de fonctionnement et le couple transmissible par ce système provoquant, en cas de fluctuations du couple, un patinage du système de transmission de couple avant que la limite de patinage du moyen d'enroulement ne soit atteinte.

30

3. Procédé selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que la limite de patinage du système de transmission de couple (601, 603) est inférieure, ou est contrôlée pour être inférieure, en chaque point de

fonctionnement, à la limite de patinage du moyen d'enroulement (604) du dispositif à rapport de transmission variable.

4. Procédé selon une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que
5 le système de transmission de couple (601, 611), par sa limite de patinage dépendant du point de fonctionnement, isole et/ou amortit, côté entraînement et/ou côté sortie, des fluctuations et des à-coups du couple, et protège le moyen d'enroulement (604) contre un patinage.
- 10 5. Procédé selon les revendications 1 à 3, caractérisé en ce que le pressage ou la tension du moyen d'enroulement (604) s'effectue d'après le point de fonctionnement et qu'il est tenu compte, en plus du couple appliqué, d'une réserve de sécurité qui, en raison du contrôle du couple transmissible par le système de transmission de couple (601, 611), peut
15 être approchée et/ou adaptée à ce couple transmissible.

6. Procédé selon la revendication 5, caractérisé en ce que la réserve de sécurité dans le pressage ou la tension est aussi faible que possible en raison de la protection contre le patinage procurée par le système de
20 transmission de couple.

7. Procédé selon au moins une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que le système de transmission de couple (601, 611) patine ou glisse brièvement en cas de pointes de couple.
25

8. Dispositif pour la mise en œuvre du procédé selon au moins une des revendications 1 à 7, caractérisé en ce que le dispositif (610) à rapport de transmission variable est un changement de vitesse à variation continue.

- 30 9. Dispositif selon la revendication 8, caractérisé en ce que le dispositif (610) à rapport de transmission variable est un changement de vitesse à variation continue du type à courroie ou chaîne et à poulies coniques.

10. Dispositif selon au moins une des revendications 8 et 9, caractérisé en ce que le système de transmission de couple (601, 611) est un embrayage à friction, un embrayage de dérivation ou de pontage d'un convertisseur de couple, un embrayage d'inversion de marche ou un
5 embrayage de sécurité.

11. Dispositif selon la revendication 10, caractérisé en ce que l'embrayage est du type fonctionnant à sec ou du type humide.

10 12. Dispositif selon la revendication 8, caractérisé en ce qu'il comporte un organe de réglage pour commander ou contrôler le couple transmissible, organe qui est lui-même commandé par voie électrique et/ou hydraulique et/ou mécanique et/ou pneumatique, ou par une combinaison de ces voies de commande.

15 13. Dispositif, en particulier selon une des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'il est équipé d'au moins un capteur pour détecter une vitesse de rotation de roue et d'un moyen pour détecter le rapport de transmission engagé d'un changement de vitesse, une unité
20 centrale de calcul traitant les signaux du ou des capteurs et calculant la vitesse de rotation d'entrée du changement de vitesse.

14. Dispositif selon la revendication 13, caractérisé en ce qu'une moyenne est établie des vitesses de rotation de roue détectées, et la
25 vitesse de rotation d'entrée du changement de vitesse est déterminée ou calculée, à partir du signal ainsi obtenu et représentant la moyenne de la ou des vitesses de rotation de roue, au moyen du rapport de transmission du changement de vitesse et des autres rapports dans la transmission.

30 15. Dispositif selon la revendication 13 ou 14, caractérisé en ce qu'un à quatre, mais de préférence 2 ou 4 capteurs sont installés pour détecter des vitesses de rotation de roue.

16. Dispositif selon une des revendications 13 à 15, caractérisé en ce que les capteurs pour la détection de vitesses de rotation de roue sont en liaison de communication de signaux avec un système antiblocage ou font partie de ce système antiblocage.

5

17. Application du procédé de commande selon une ou plusieurs des revendications précédentes pour soutenir un système antiblocage, caractérisée en ce que l'embrayage est complètement débrayé à l'entrée en action du système antiblocage.

10

18. Application du procédé de commande selon une ou plusieurs des revendications précédentes pour soutenir une régulation antipatinage, caractérisée en ce que l'organe de réglage est commandé, dans des plages de fonctionnement déterminées, selon des indications fournies par la régulation antipatinage

15

19. Système de transmission de couple pour transmettre des couples d'un côté entraînement à un côté de sortie, avec disposition d'un moteur à combustion interne côté entraînement et disposition d'un changement de vitesse côté de sortie, caractérisé en ce que le système de transmission de couple (3) comporte un embrayage, un organe de réglage et un appareil de commande.

20

20. Système de transmission de couple pour transmettre des couples d'un côté entraînement à un côté de sortie, système de transmission de couple (3) qui est disposé dans le parcours de transmission des forces du côté de la sortie d'une unité motrice, telle qu'un moteur à combustion interne, ainsi que dans le parcours de transmission des forces d'un dispositif à rapport de transmission variable, en amont ou en aval de ce dispositif, caractérisé en ce qu'il comporte un embrayage et/ou un convertisseur de couple avec un embrayage de dérivation ou de pontage et/ou un embrayage de départ et/ou un embrayage d'inversion de marche et/ou un

25

30

embrayage de sécurité limitant le couple transmissible, un organe de réglage et un appareil de commande.

21. Système de transmission de couple selon la revendication 19 ou
5 20, caractérisé en ce que l'embrayage s'ajuste automatiquement.

22. Système de transmission de couple selon la revendication 19 ou
20, caractérisé en ce que l'embrayage assure automatiquement le
rattrapage de l'usure des garnitures de friction.
10

23. Système de transmission de couple selon une des revendications
19 à 22, caractérisé en ce que, pour la transmission de couples d'un côté
entraînement à un côté de sortie, le système de transmission de couple (3)
comporte un embrayage (203), un organe de réglage (213) et un appareil
15 de commande, l'embrayage (203) étant relié fonctionnellement à l'organe de
réglage par une canalisation hydraulique (209) contenant un cylindre
récepteur (210) coordonné à l'embrayage et l'organe de réglage (213) étant
commandé par l'appareil de commande.

20 24. Système de transmission de couple selon une des revendications
19 à 22, caractérisé en ce que, pour la transmission de couples d'un côté
entraînement à un côté sortie, avec disposition d'un moteur thermique (202)
côté entraînement et d'un changement de vitesse côté sortie, le système de
transmission de couple (3) comportant un embrayage (203), un organe de
25 réglage (213) et un appareil de commande, l'embrayage est relié
fonctionnellement à l'organe de réglage par une canalisation hydraulique
(209) qui contient un cylindre récepteur coordonné à l'embrayage et
l'organe de réglage est commandé par l'appareil de commande.

30 25. Système de transmission de couple selon au moins une des
revendications 19 à 24, caractérisé en ce que l'organe de réglage comporte
un moteur électrique (212) qui agit par l'intermédiaire d'un excentrique sur
un cylindre émetteur hydraulique raccordé à la canalisation hydraulique

(209) reliée à l'embrayage, et qu'un capteur de course de l'embrayage est disposé dans le boîtier de l'organe de réglage.

26. Système de transmission de couple selon la revendication 25, caractérisé en ce que le moteur électrique, l'excentrique, le cylindre émetteur (211), le capteur de course de l'embrayage (214) et l'électronique de commande et de puissance nécessaire sont agencés à l'intérieur d'un boîtier de l'organe de réglage (213).

27. Système de transmission de couple selon la revendication 26, caractérisé en ce que les axes du moteur électrique (212) et du cylindre émetteur (211) sont parallèles.

28. Système de transmission de couple selon la revendication 27, caractérisé en ce que les axes du moteur électrique (212) et du cylindre émetteur (211) sont disposés, parallèles entre eux, en deux plans différents et que ce moteur et ce cylindre sont en liaison fonctionnelle par l'intermédiaire de l'excentrique.

29. Système de transmission de couple selon la revendication 27, caractérisé en ce que l'axe du moteur (212) est parallèle à un plan défini essentiellement par la platine de l'électronique de commande et de puissance.

30. Système de transmission de couple selon une des revendications 27 à 29, caractérisé en ce qu'un ressort (226) est disposé concentriquement à l'axe du cylindre émetteur (211) dans le boîtier de l'organe de réglage.

31. Système de transmission de couple selon une des revendications 27 à 29, caractérisé en ce qu'un ressort (226) est disposé concentriquement à l'axe du cylindre émetteur (211) dans le corps de ce cylindre.

32. Système de transmission de couple selon la revendication 30 ou 31, caractérisé en ce que le ressort possède une caractéristique de flexibilité accordée de manière que les forces maximales à exercer par le moteur électrique pour débrayer et enclencher l'embrayage soient
5 approximativement d'égale grandeur dans le sens de la traction et dans le sens de la compression (poussée).

33. Système de transmission de couple selon la revendication 32, caractérisé en ce que la caractéristique de flexibilité du ressort est conçue
10 de manière que l'allure résultante des forces agissant sur l'embrayage soit linéarisée sur les opérations de débrayage et d'enclenchement de l'embrayage.

34. Système de transmission de couple selon une des revendications
15 19 à 33, caractérisé en ce que le moteur électrique (212) agit par un arbre de sortie du moteur et par l'intermédiaire d'une vis sans fin sur une roue en segment (222), laquelle est reliée fonctionnellement au piston du cylindre émetteur, par l'intermédiaire d'une tige de piston, de manière que des forces de traction et des forces de compression ou de poussée soient
20 transmissibles.

35. Système de transmission de couple selon la revendication 34, caractérisé en ce que la vis sans fin et la roue en segment (222) forment un mécanisme à auto-blocage.
25

36. Procédé de surveillance pour un système de transmission de couple avec un changement de vitesse à commande manuelle, caractérisé en ce qu'il comprend la détection, au moyen d'un système capteur, de positions d'intérêt d'un levier de commande du changement de vitesse et
30 d'un couple d'entraînement fourni par une unité motrice prévue côté entraînement, l'enregistrement de chaque fois au moins un signal de levier de commande (260) correspondant et d'au moins un signal de comparaison (262), la reconnaissance de différentes caractéristiques possibles d'allures

de ces signaux et leur identification comme une intention d'effectuer une manœuvre de changement de vitesse, de même que la délivrance consécutive d'un signal d'intention de manœuvre de changement à un système de commande d'embrayage prévu à la suite.

5

37. Procédé de surveillance pour un système de transmission de couple selon la revendication 36, caractérisé en ce qu'au moins une allure de signal de levier de commande (260) est exploitée en vue de la reconnaissance du rapport ou vitesse concerné, et l'information ainsi
10 obtenue est utilisée pour identifier une intention de changement.

38. Procédé de surveillance pour un système de transmission de couple selon la revendication 36 et/ou 37, caractérisé en ce qu'un signal de levier de commande et un signal de comparaison sont exploités de manière
15 que des points de croisement des allures de ces signaux soient reconnus et qu'un signal d'intention de changement soit délivré ensuite à un système de commande d'embrayage prévu en aval.

39. Procédé de surveillance pour un système de transmission de couple selon une des revendications 36 à 38, caractérisé en ce que le
20 changement de vitesse présente un trajet de sélection entre les coulisseaux (250) et un trajet de commande à l'intérieur des coulisseaux, la détermination de la position d'intérêt du levier de commande comprenant la détection du trajet de commande (252) et/ou du trajet de sélection (251).

25

40. Procédé de surveillance pour un système de transmission de couple selon une des revendications 36 à 39, caractérisé en ce que le signal de comparaison (262) est déterminé ou formé à partir du signal de levier de commande, le signal de levier de commande (260) étant filtré, le
30 signal filtré (261), ainsi obtenu, étant majoré ou diminué d'une valeur constante et d'un signal de décalage proportionnel au couple d'entraînement instantané, et le signal somme ainsi obtenu étant exploité en tant que signal de comparaison (262).

41. Procédé de surveillance pour un système de transmission de couple selon au moins une des revendications 36 à 40, caractérisé en ce que, dès qu'un point de croisement est détecté lors de l'exploitation des deux allures de signal formées par le signal de levier de commande (260) et le signal de comparaison (262), un compteur d'intentions de changement est amené à une valeur définie et avancé en fonction d'une horloge de calculateur, et qu'un signal d'intention de changement est transmis à un système de commande d'embrayage prévu à la suite lorsque le compteur d'intentions de changement a atteint une valeur comptée définie, l'avancement de ce compteur pouvant être arrêté par un signal de contrôle.

42. Procédé de surveillance pour un système de transmission de couple selon la revendication 40 et/ou 41, caractérisé en ce que le signal de levier de commande (260) peut être filtré, en vue de la formation du signal filtré (261), avec un temps de retard réglable.

43. Procédé de surveillance pour un système de transmission de couple selon la revendication 40 et/ou 41, caractérisé en ce que le signal de levier de commande (260) peut être traité, en vue de la formation du signal filtré (261), par un filtre ayant un comportement PT1 .

44. Procédé de surveillance pour un système de transmission de couple selon une des revendications 36 à 43, caractérisé en ce que le signal de levier de commande est surveillé et un changement de trajet de commande à l'intérieur d'une zone partielle définie du trajet du levier de commande est exploité, chaque fois à l'intérieur d'une période de mesure pouvant être fixée, de manière que lors d'une diminution au-dessous d'un seuil de changement du trajet de commande, seuil qui peut être fixé, un signal d'intention de changement soit transmis à des dispositifs prévus à la suite.

45. Procédé de surveillance pour un système de transmission de couple selon la revendication 44, caractérisé en ce que la période de mesure est fixée de manière qu'elle soit toujours nettement plus longue qu'une demi-période d'oscillation du levier de commande non manœuvré pendant la marche.

46. Procédé de surveillance pour un système de transmission de couple selon la revendication 44 et/ou la revendication 45, caractérisé en ce que la zone partielle définie du trajet du levier de commande se trouve en dehors des zones de trajet de ce levier à l'intérieur desquelles se meut le levier de commande non manœuvré pendant la marche.

47. Procédé de surveillance pour un système de transmission de couple selon une des revendications 44 à 46, caractérisé en ce que la durée de la période de mesure est fixée en fonction de la formation d'une valeur moyenne de la période d'oscillation du levier de commande.

48. Procédé de surveillance pour un système de transmission de couple selon la revendication 47, caractérisé en ce qu'il comprend la détection d'une éventuelle oscillation libre du levier de commande pendant la marche ou pour savoir si ce levier présente un comportement d'oscillation changé par rapport à une oscillation libre, notamment du fait que la main est posée sur lui, et que la formation de la valeur moyenne pour déterminer la durée de la période de mesure s'effectue en fonction des résultats de cette surveillance.

49. Procédé de surveillance pour un système de transmission de couple selon une des revendications 44 à 48 précédentes, caractérisé en ce que la direction de mouvement du levier de commande est déterminée et, en cas d'inversion de cette direction de mouvement, un signal de contrôle est délivré au compteur d'intentions de changement et/ou un signal d'intention de changement éventuellement émis est annulé.

50. Procédé de commande selon une des revendications 30 à 35 précédentes, caractérisé en ce que la valeur constante pour la formation du signal de comparaison est choisie en fonction de l'amplitude d'oscillation, typique au fonctionnement, du levier de commande non manœuvré du système de transmission de couple (3).

51. Procédé de commande selon la revendication 42, caractérisé en ce que le temps de retard avec lequel est formé le signal filtré, est accordé à la fréquence d'oscillation du levier de commande non-manœuvré pendant la marche.

52. Procédé de commande pour un système de transmission de couple selon une des revendications 36 à 43 précédentes, caractérisé en ce que la charge à laquelle est soumis l'entraînement est surveillée et que, en cas de dépassement d'une charge pouvant être fixée, un signal de contrôle est transmis au compteur d'intentions de changement.

53. Procédé de commande pour un système de transmission de couple selon la revendication 40, caractérisé en ce que le signal de décalage est établi en fonction de la position angulaire instantanée du papillon des gaz d'un moteur thermique (202) utilisé comme unité motrice.

54. Procédé de commande pour un système de transmission de couple selon une des revendications 36 à 53, caractérisé en ce que le trajet de commande (252) et le trajet de sélection (251) du levier de commande (218) sont détectés chacun par un potentiomètre.

Fig.1a

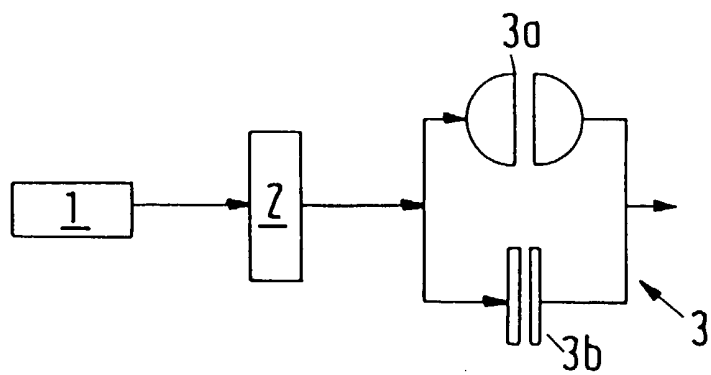
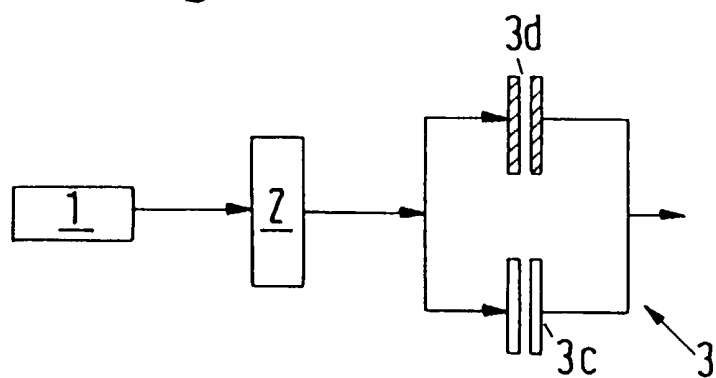


Fig.1b



2/30

Fig.2a

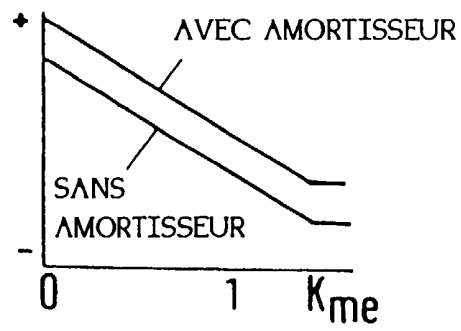


Fig.2b

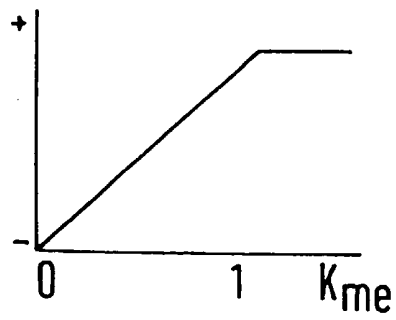


Fig.2c

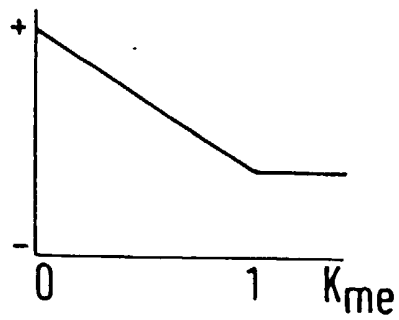


Fig.2d

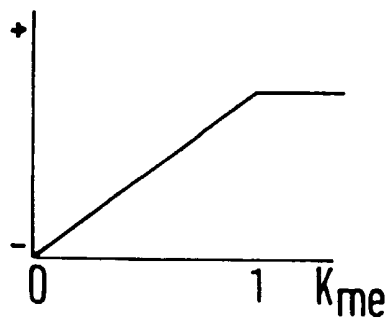


Fig.2e

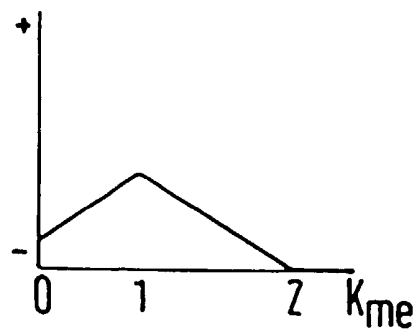


Fig. 3

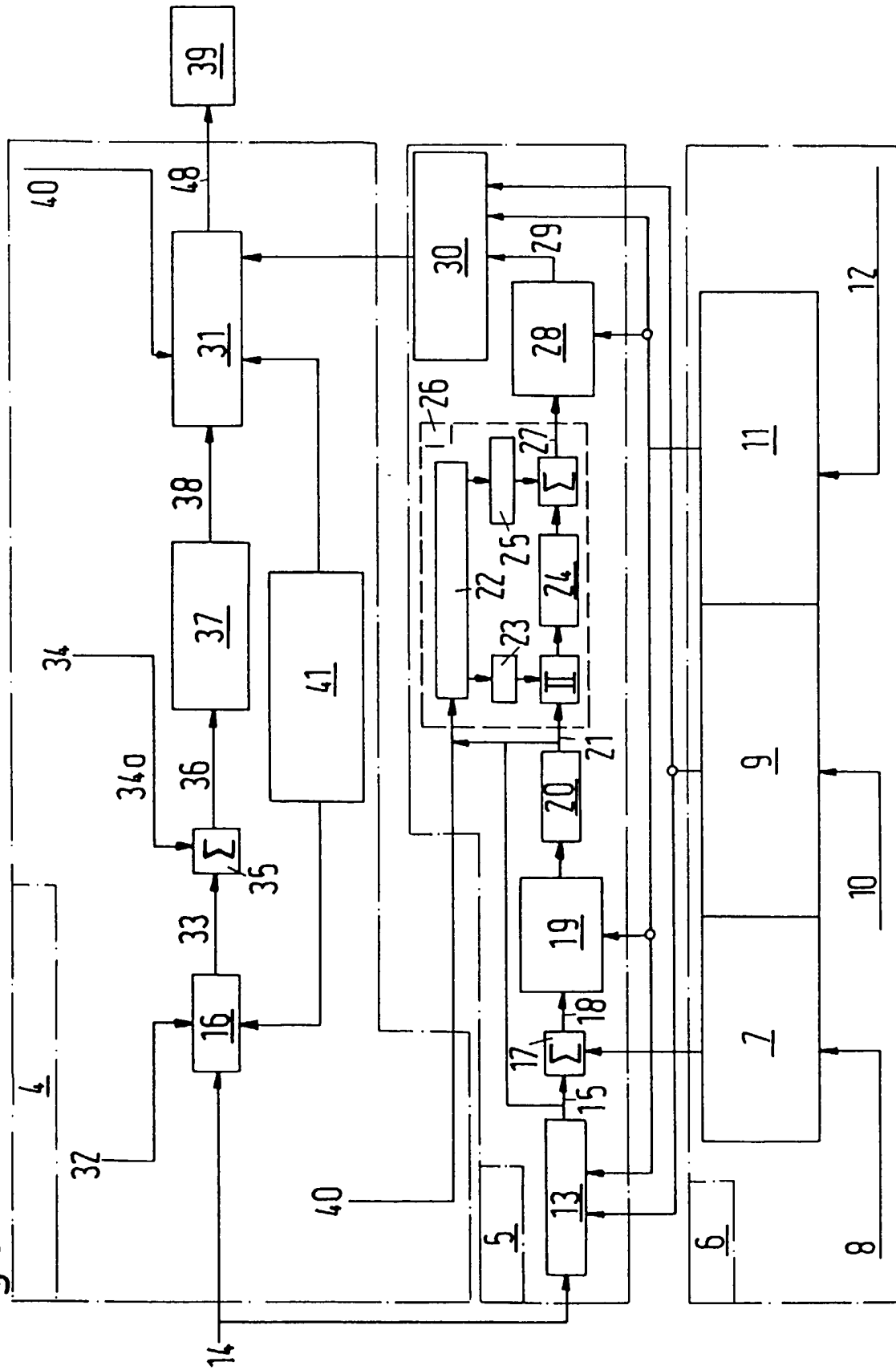


Fig.4

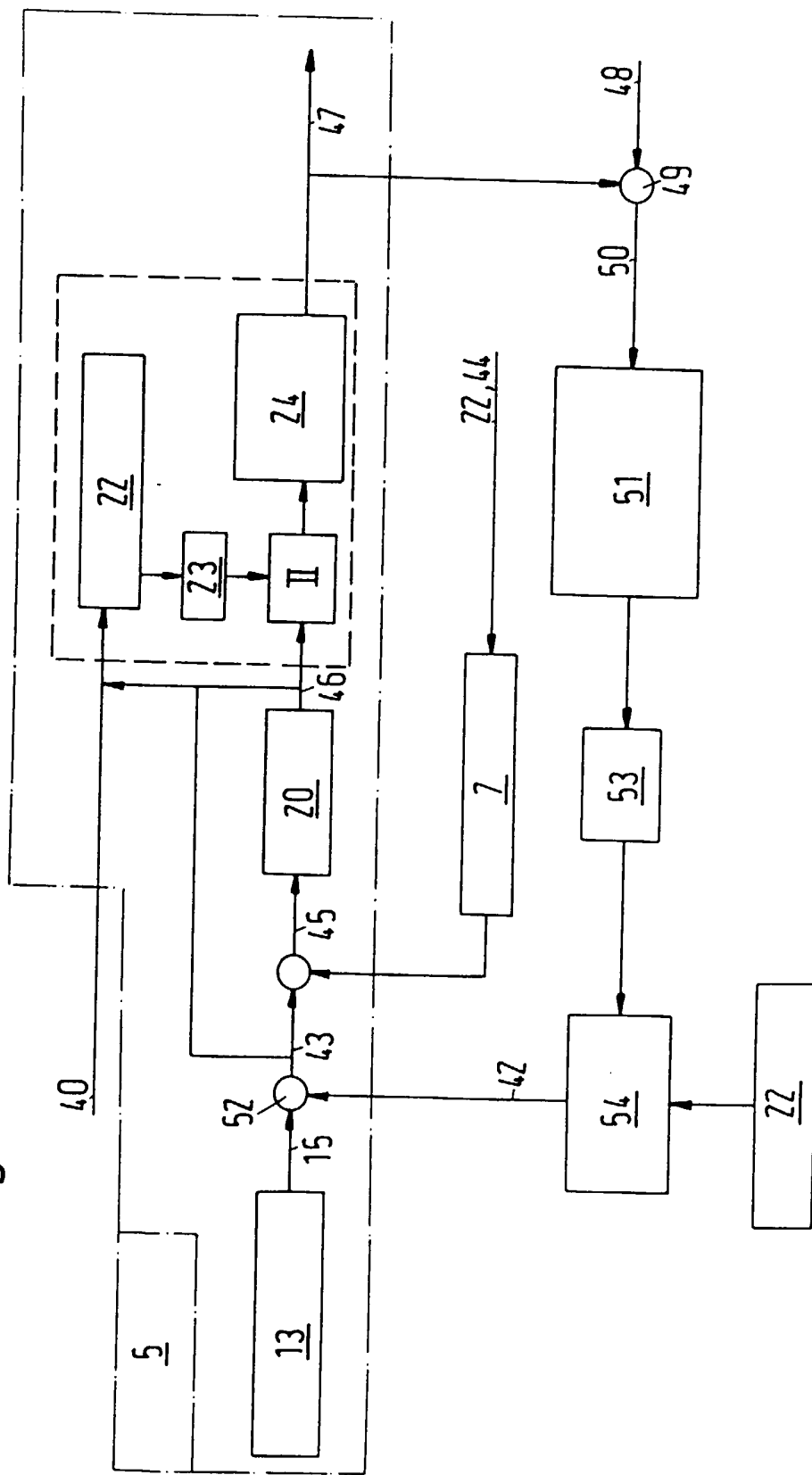


Fig.5a

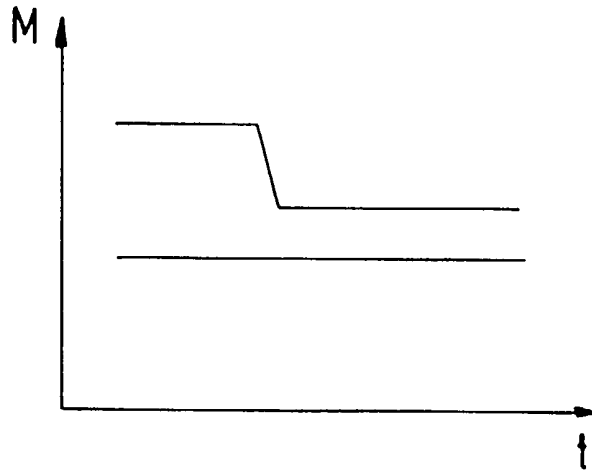


Fig.5b

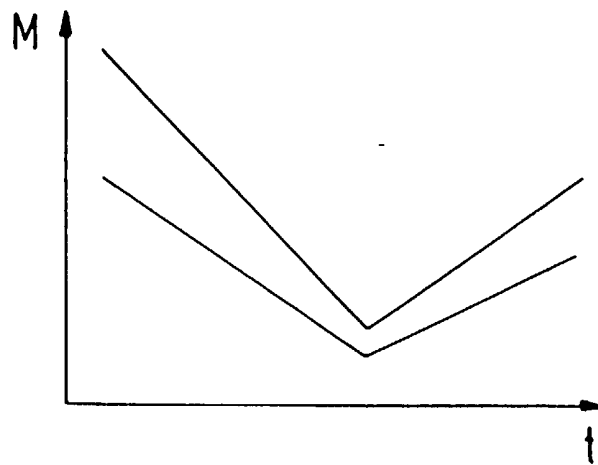


Fig.5c

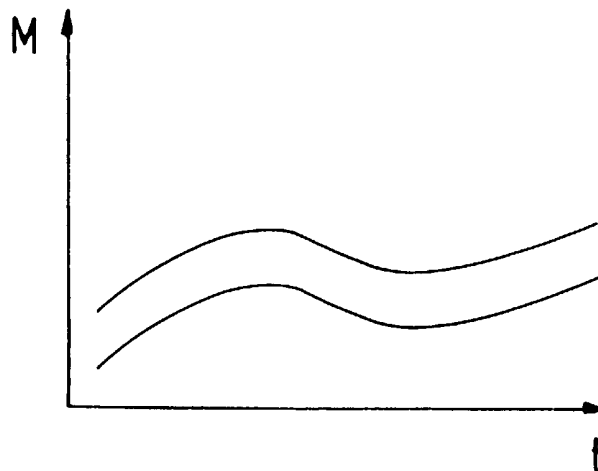


Fig.6

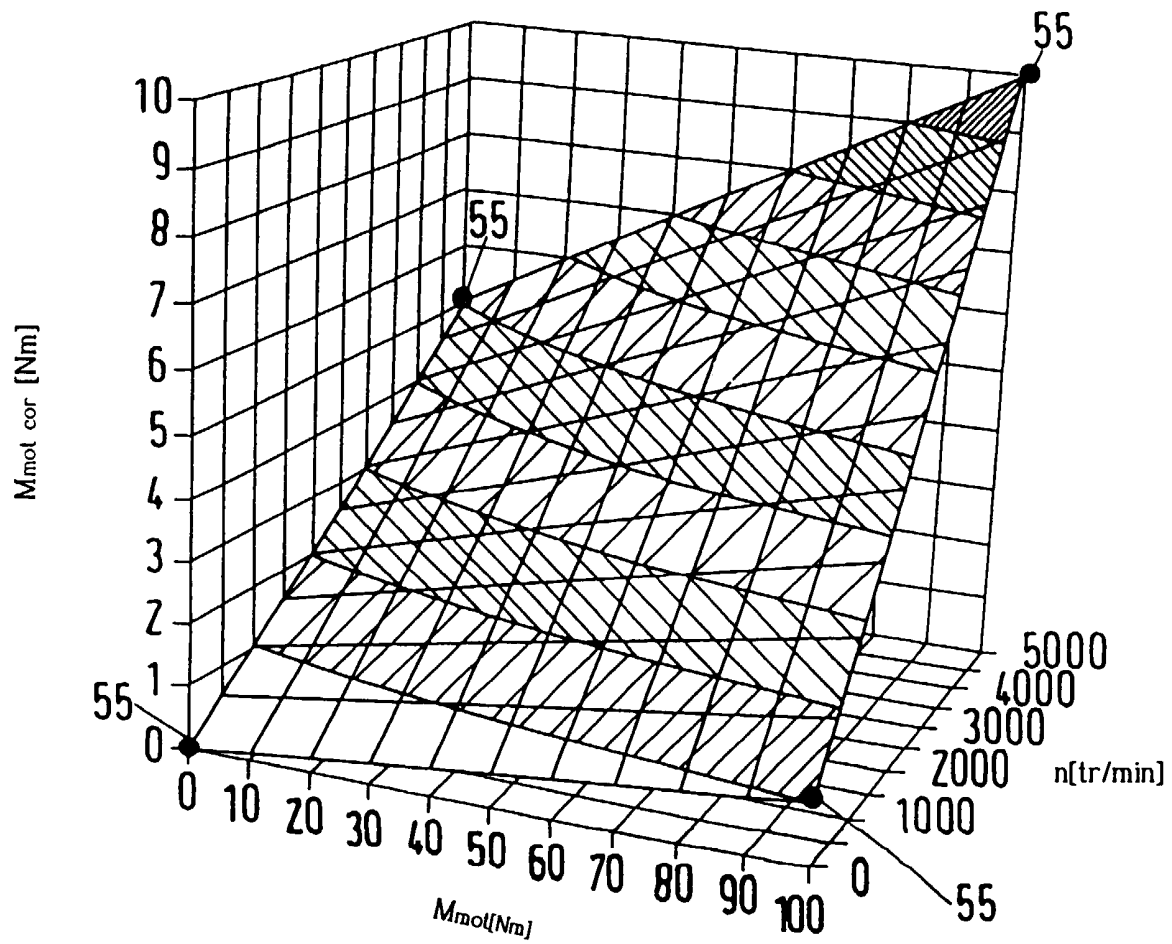


Fig.6a

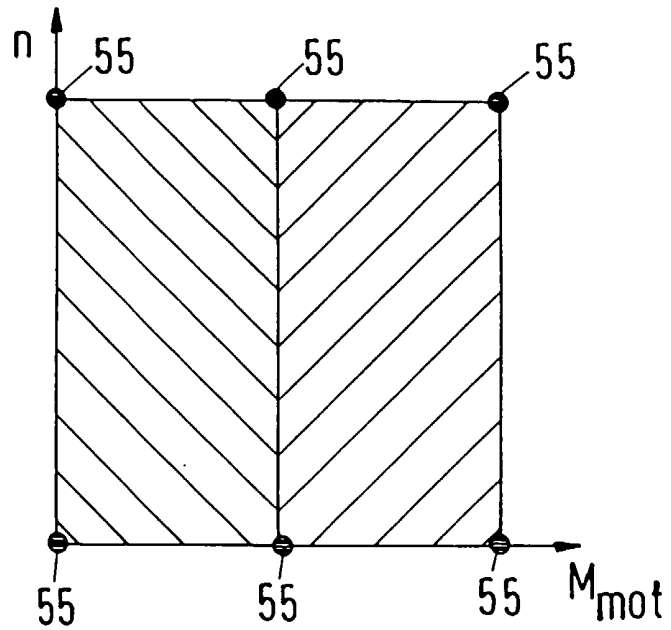


Fig.6b

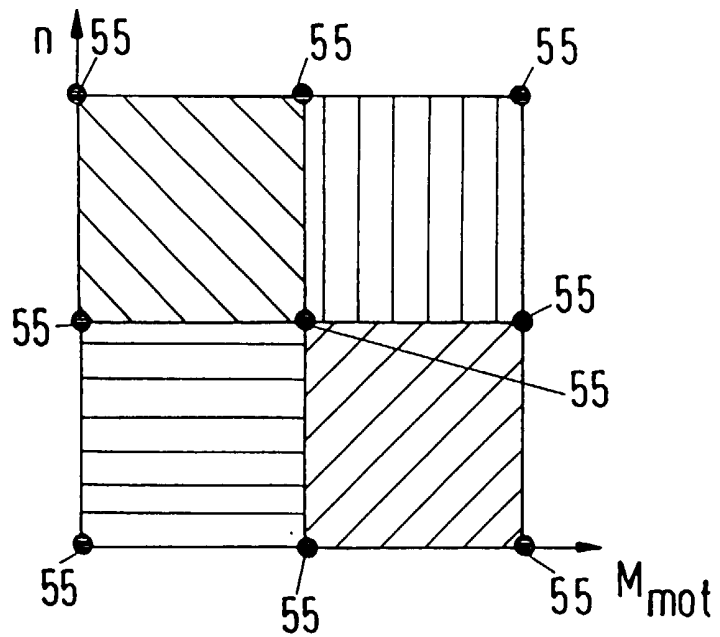


Fig.7

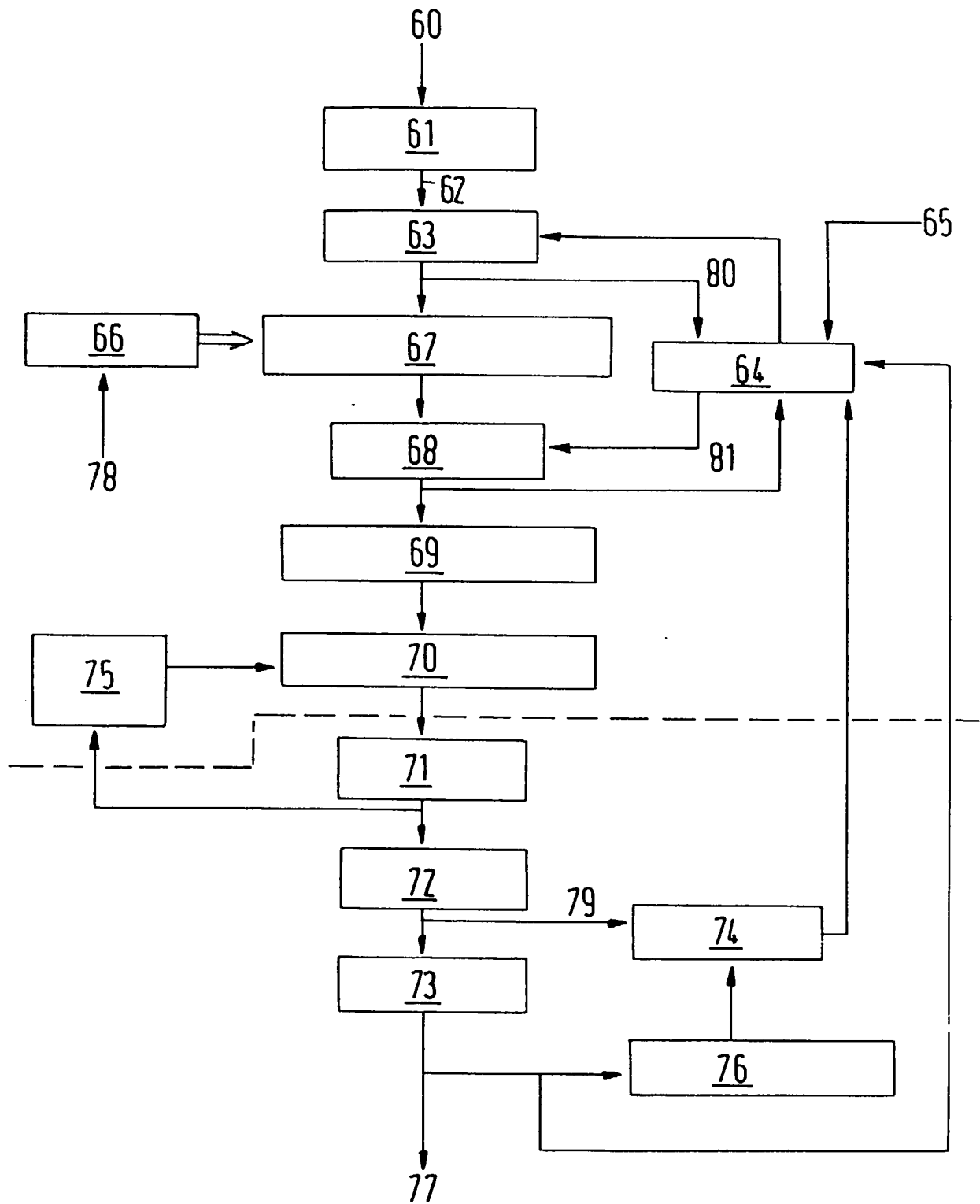


Fig.8

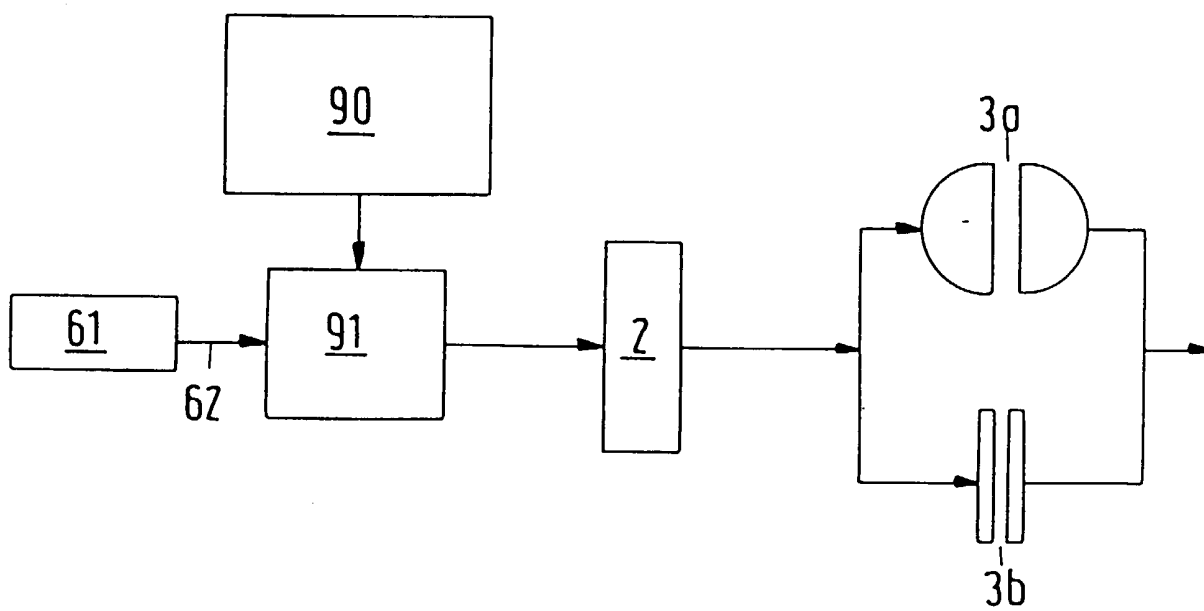


Fig. 9

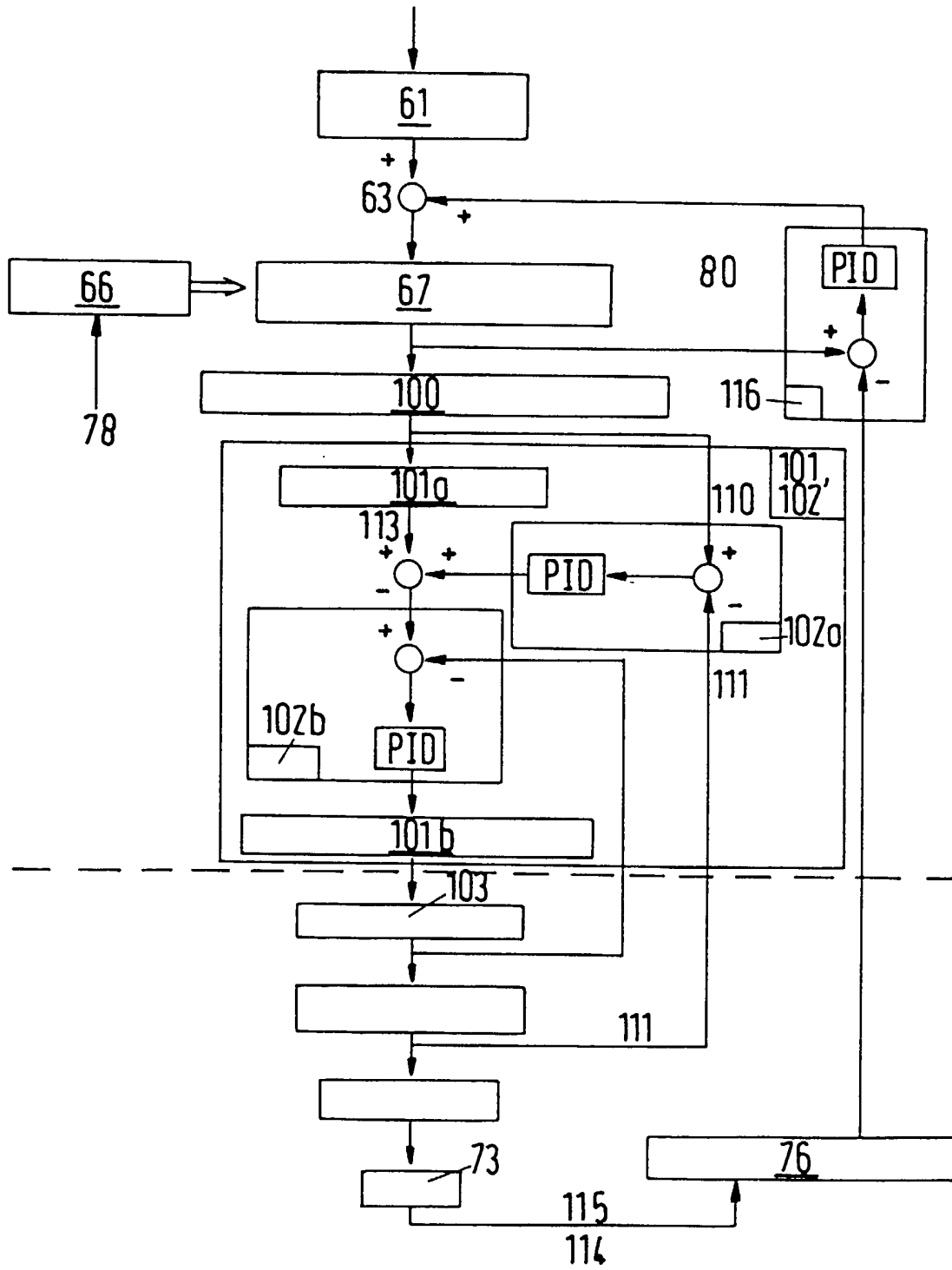


Fig.10

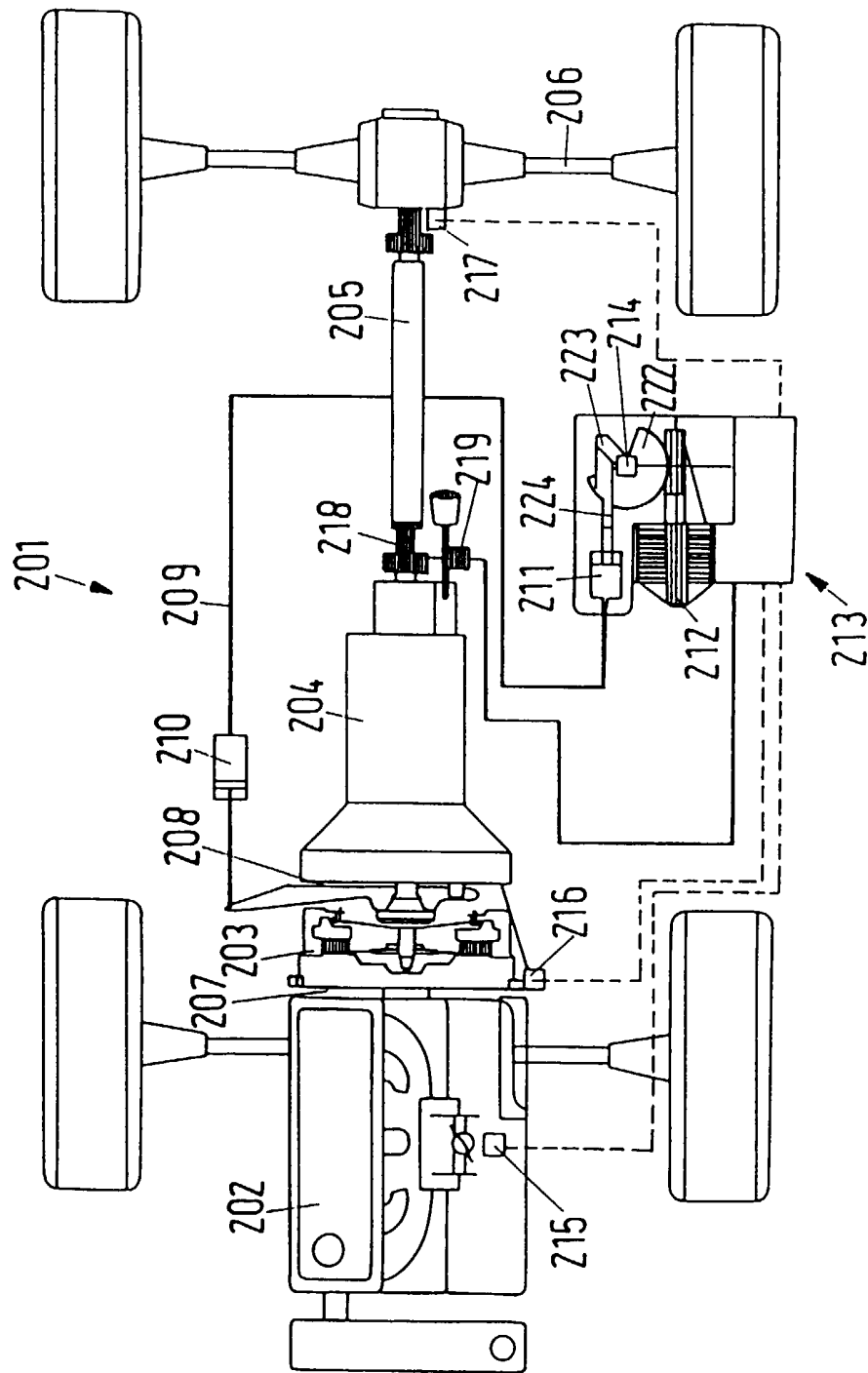


Fig. 11 a

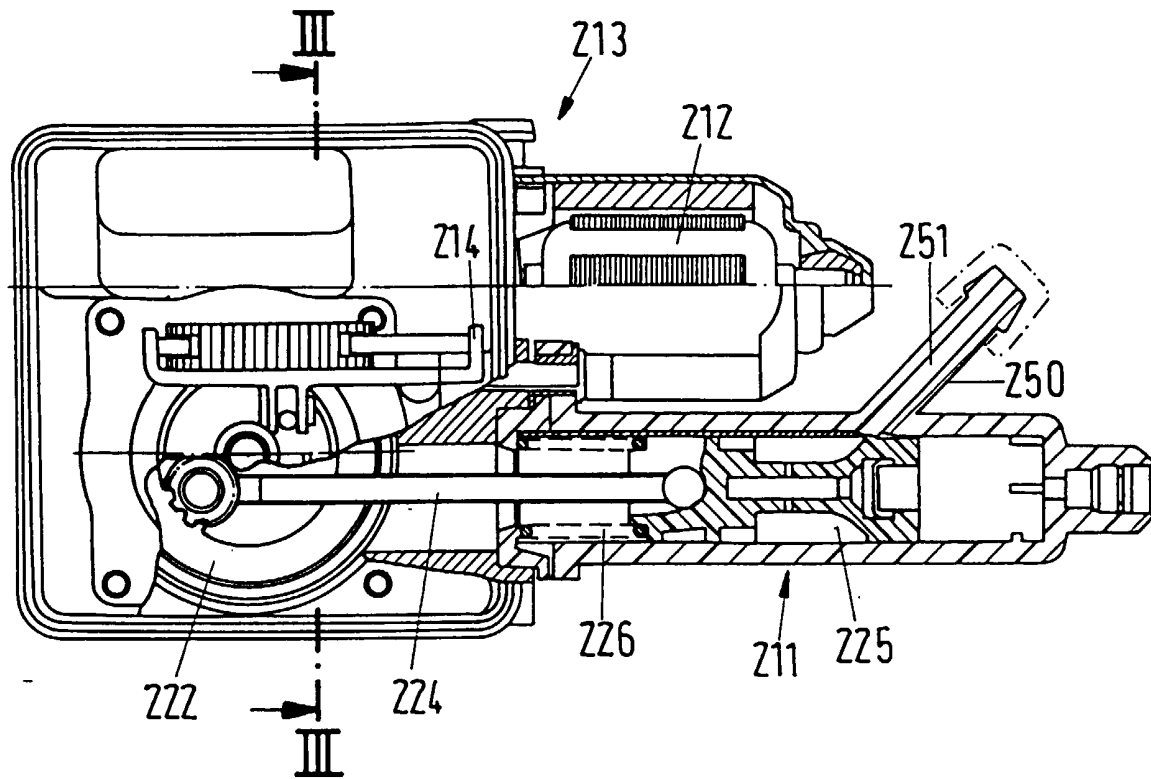


Fig. 11 b

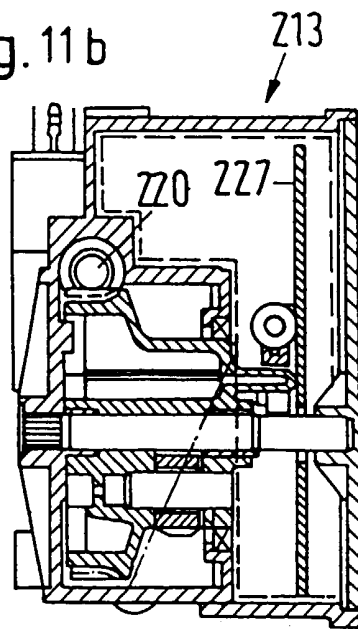


Fig. 12a

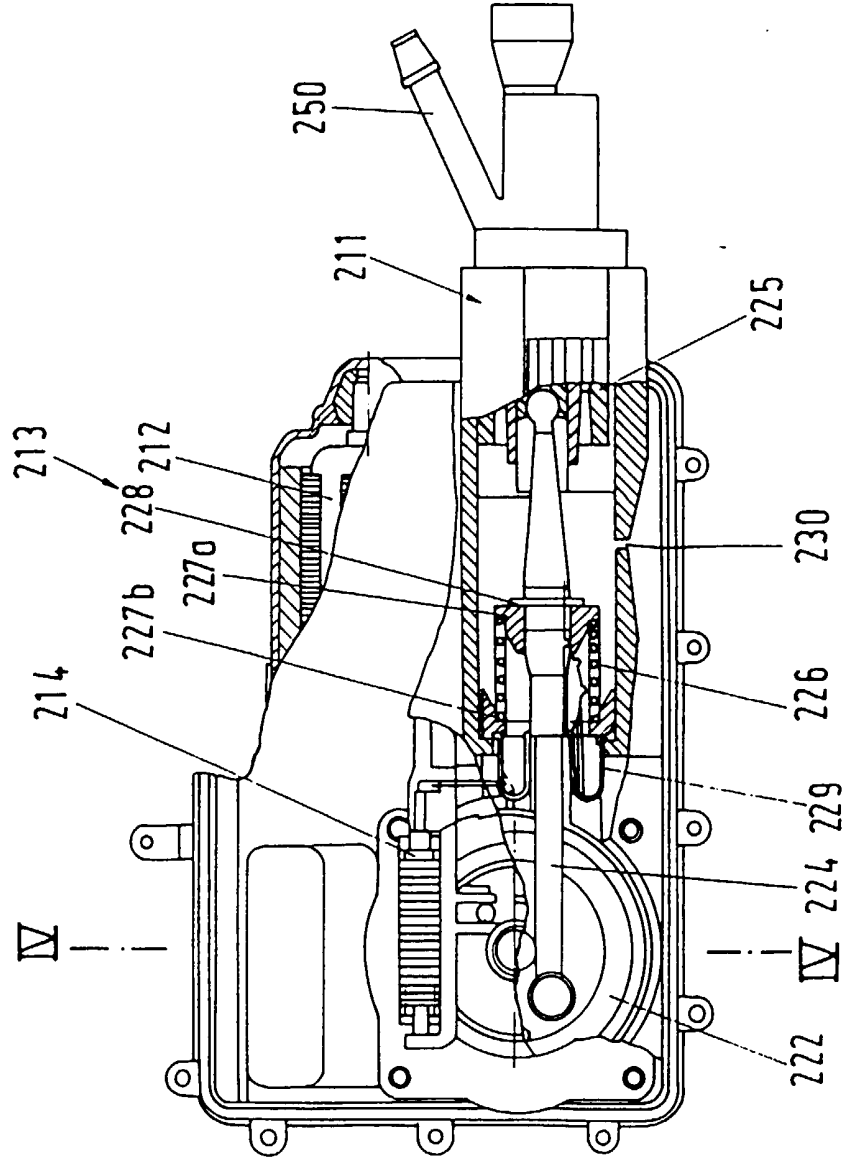


Fig. 12b

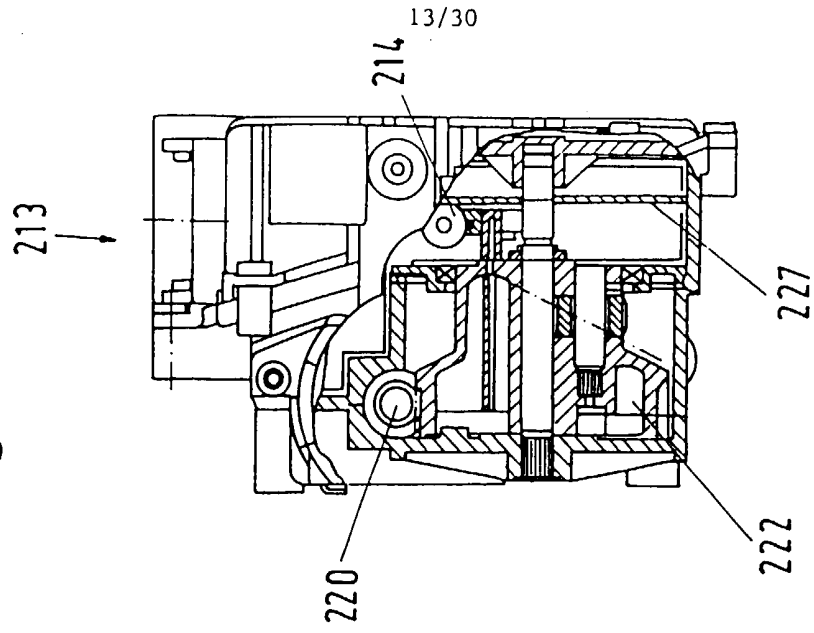


Fig.13

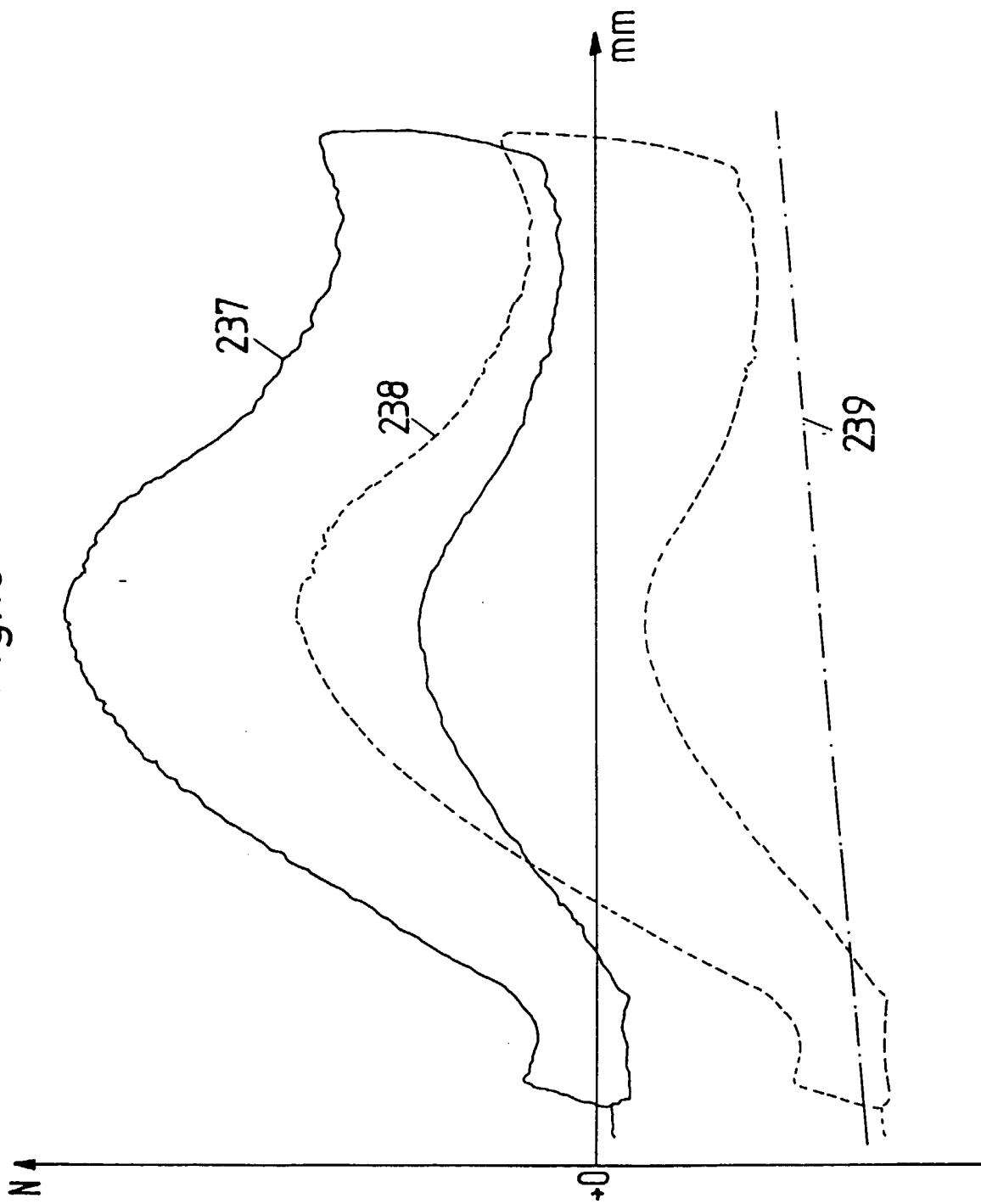


Fig.14

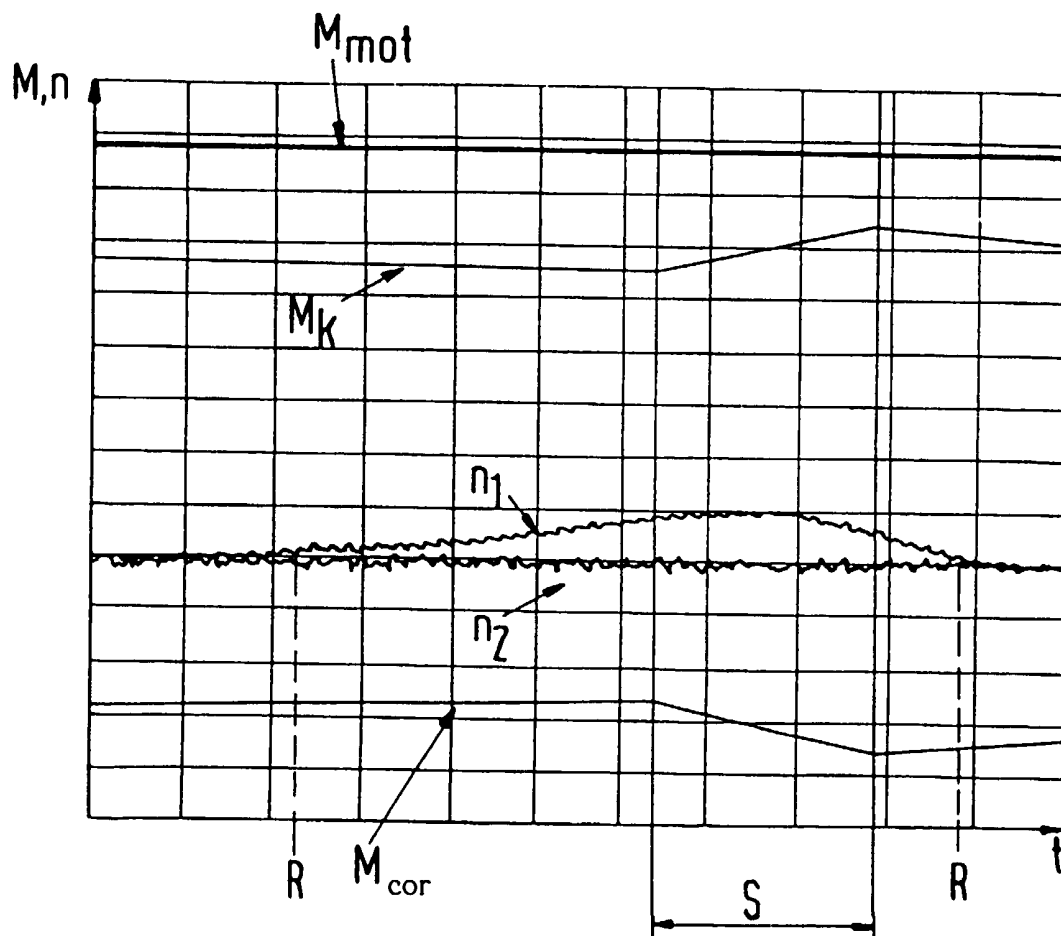


Fig.15

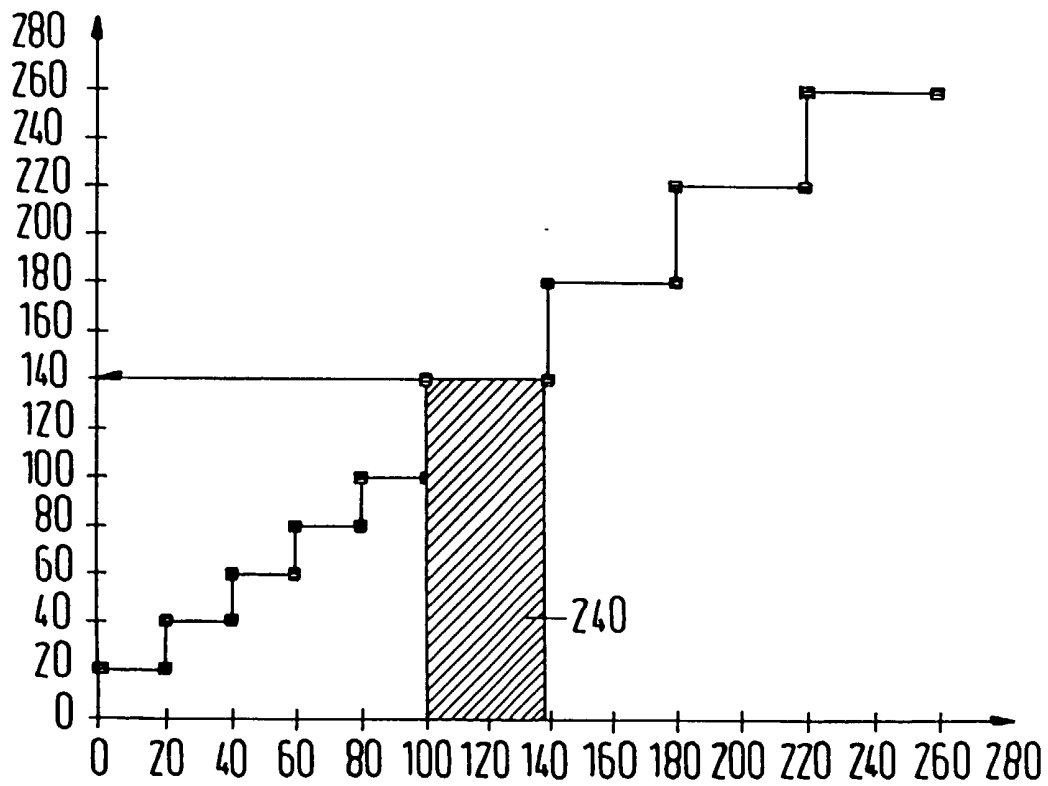


Fig.15a

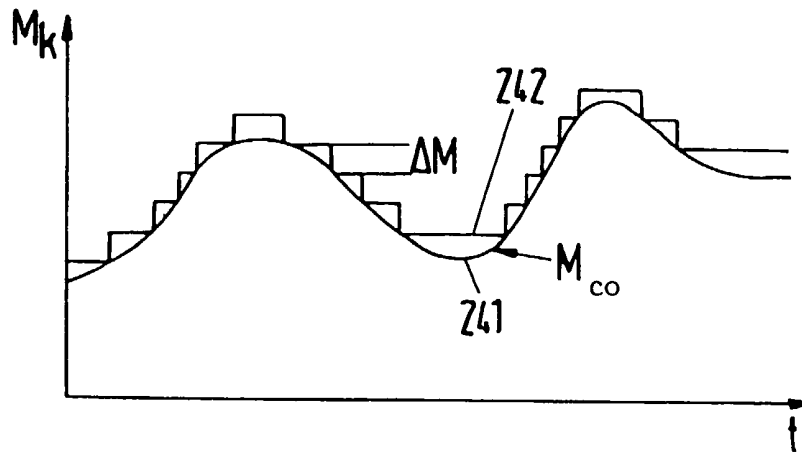


Fig.15b

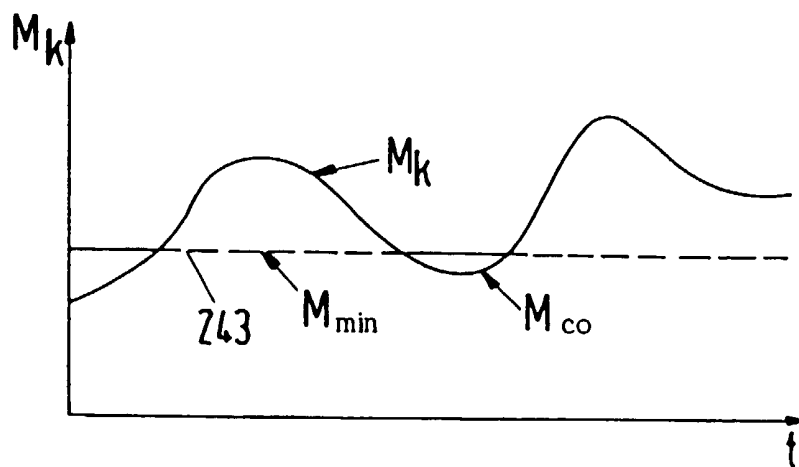


Fig.15c

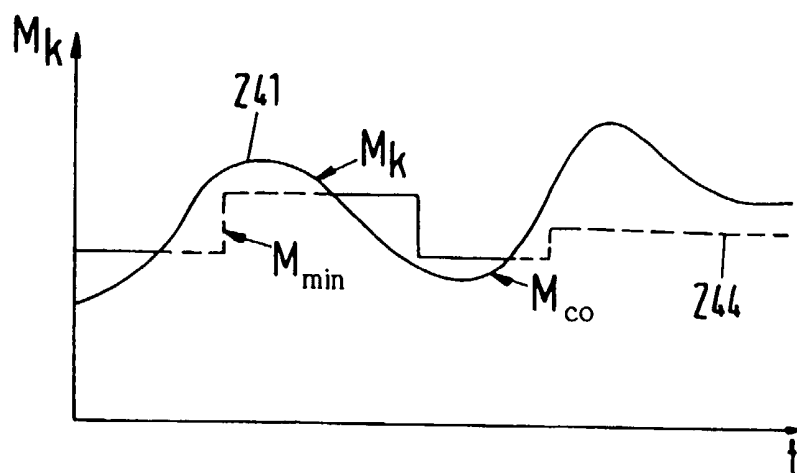


Fig. 15d

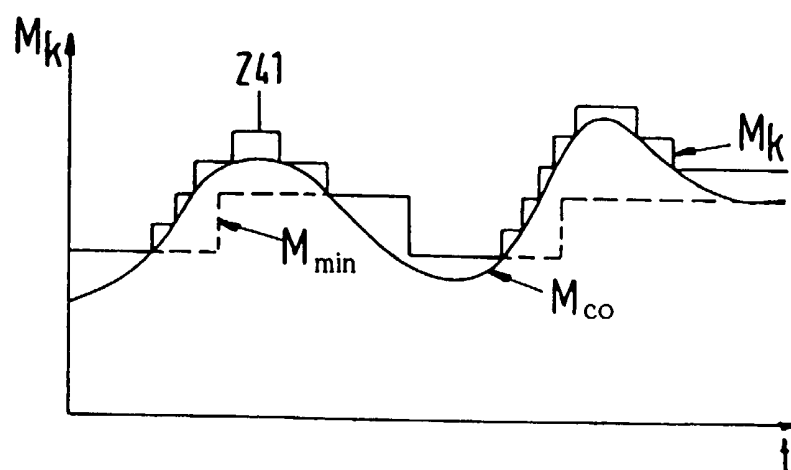


Fig.15e

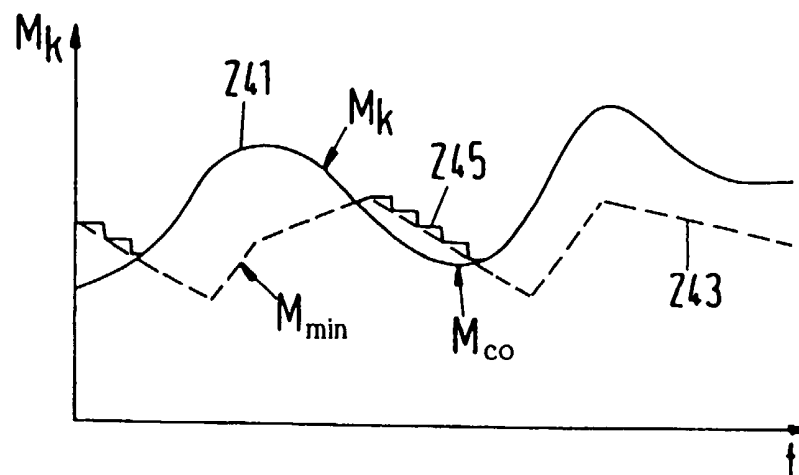


Fig.16

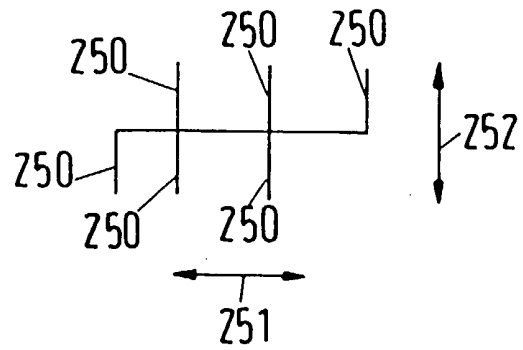


Fig.17

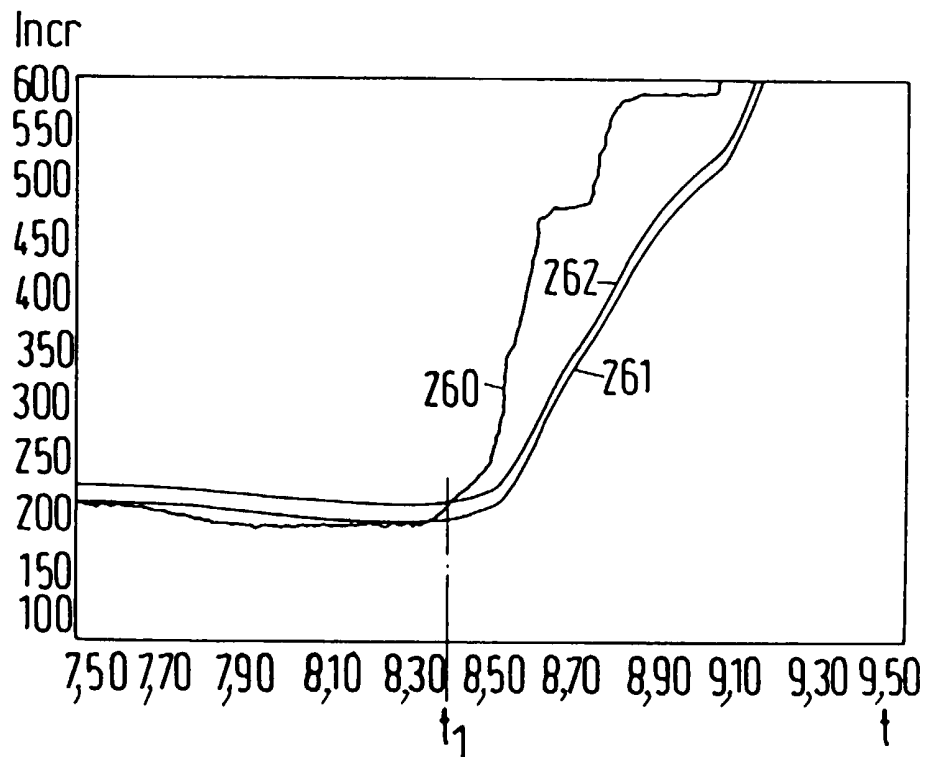


Fig.18

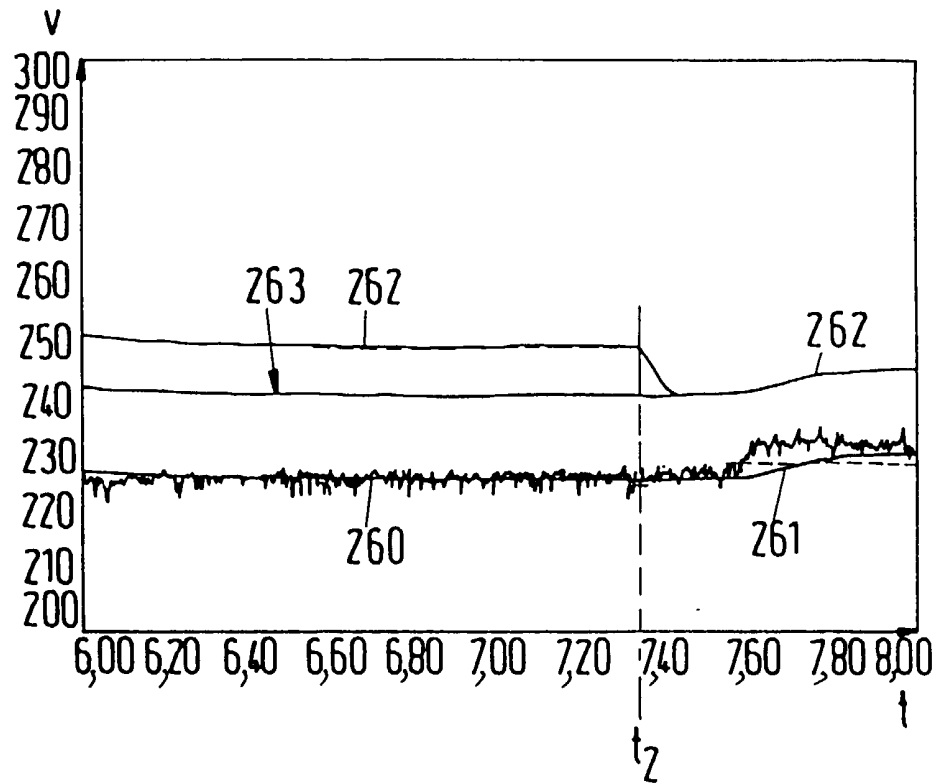


Fig.19

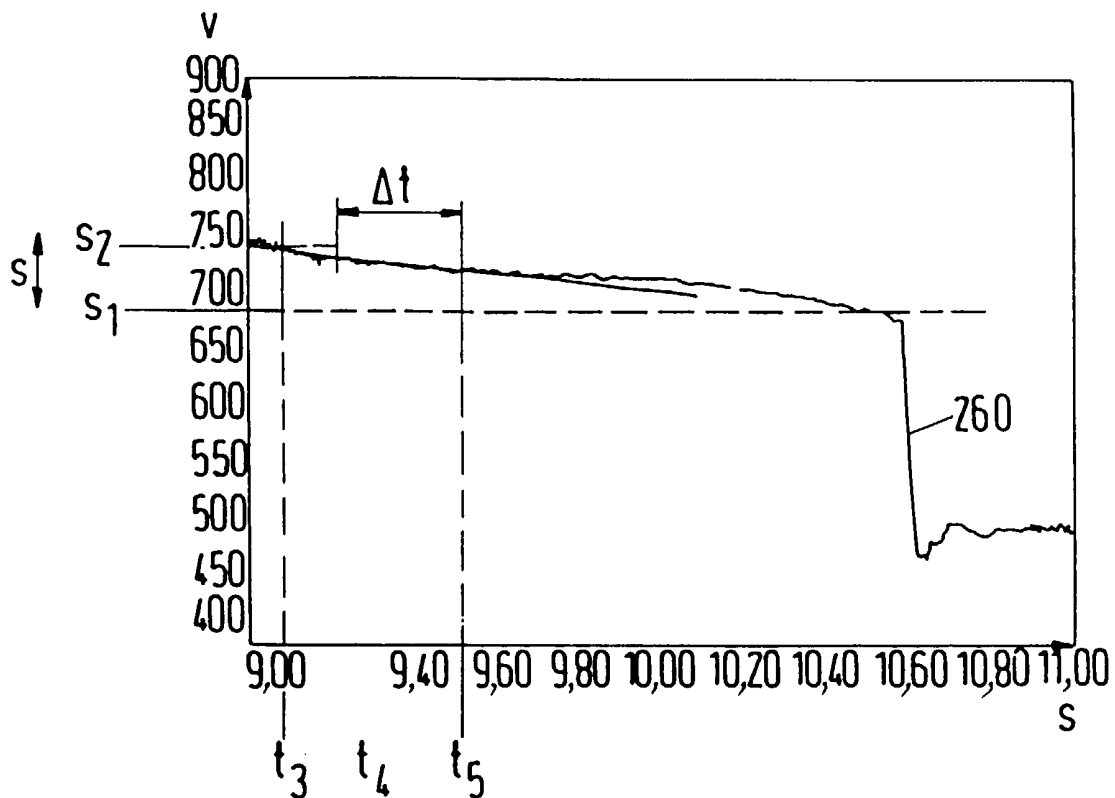


Fig.20

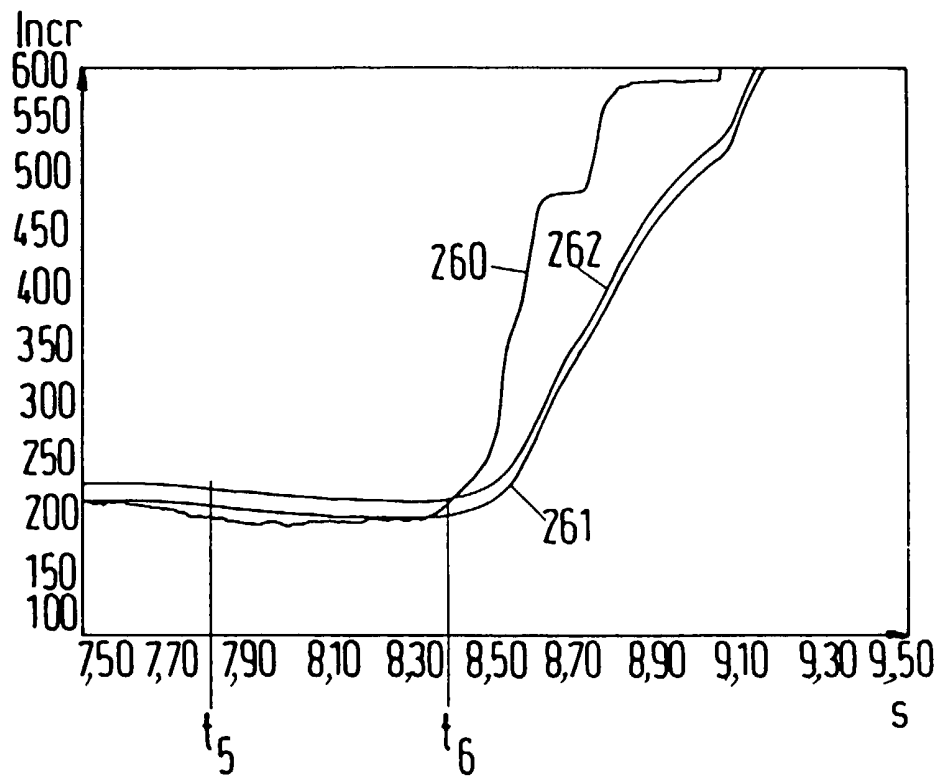


Fig.21

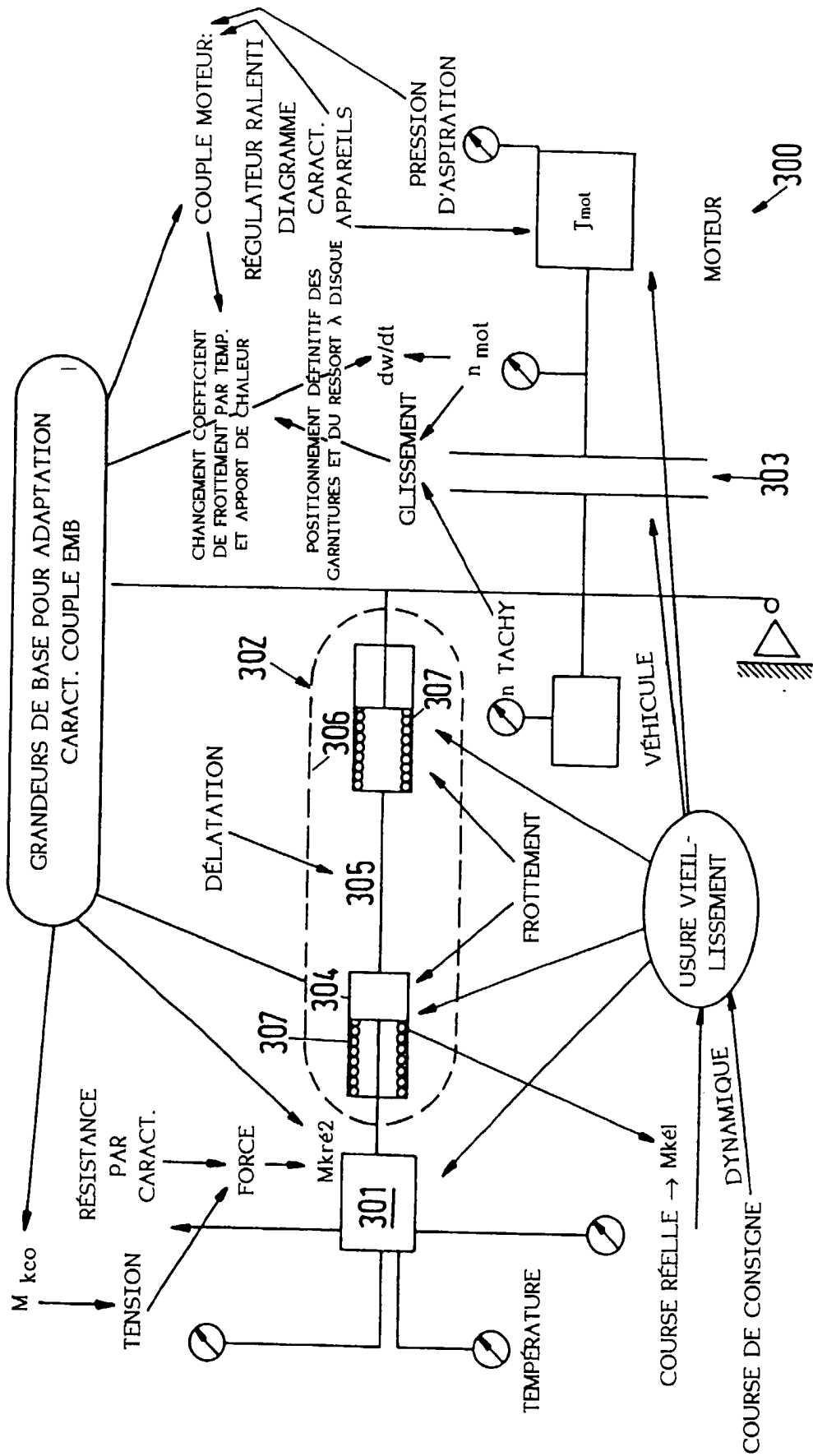


Fig.22

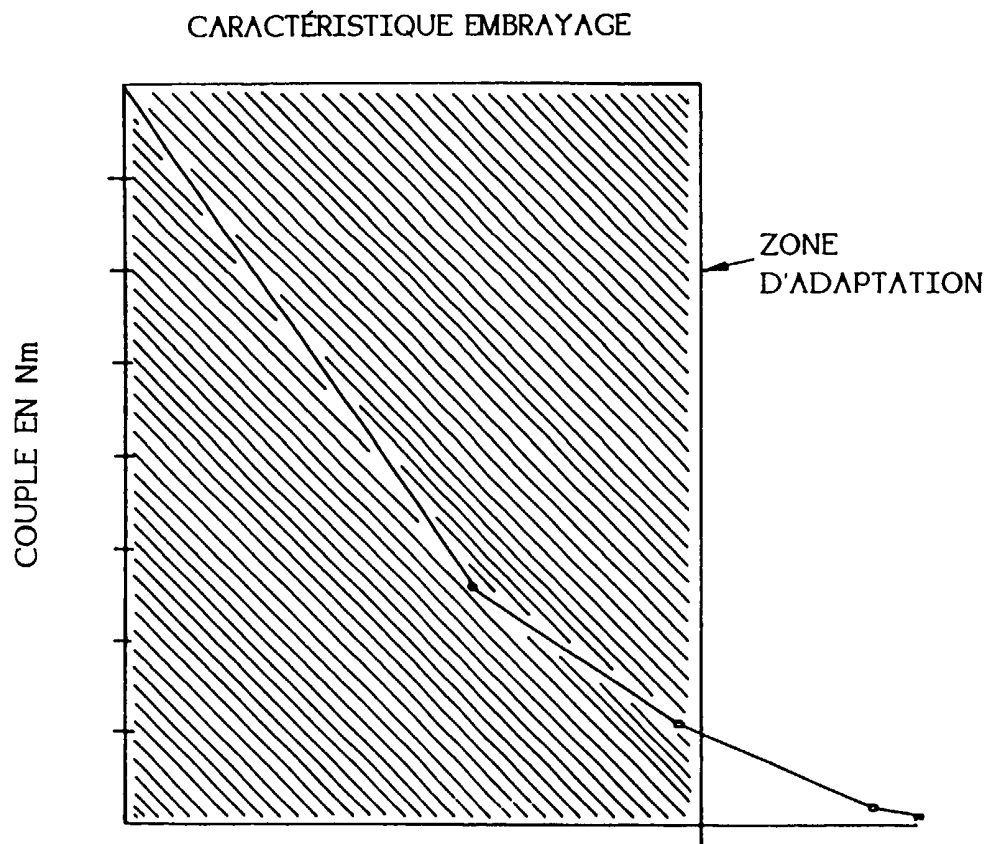


Fig.23

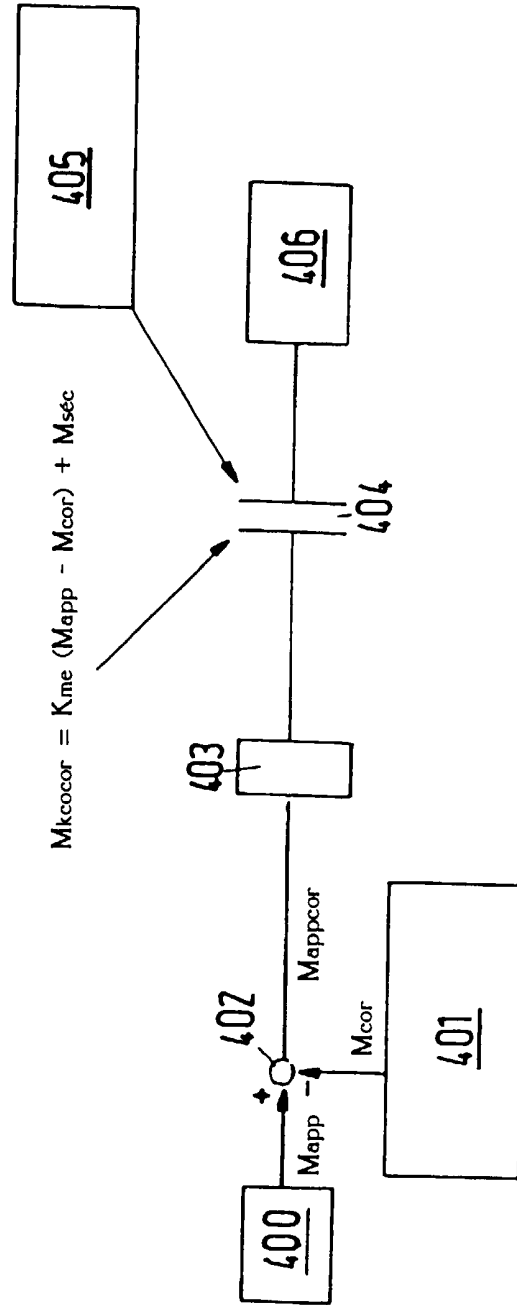


Fig.24

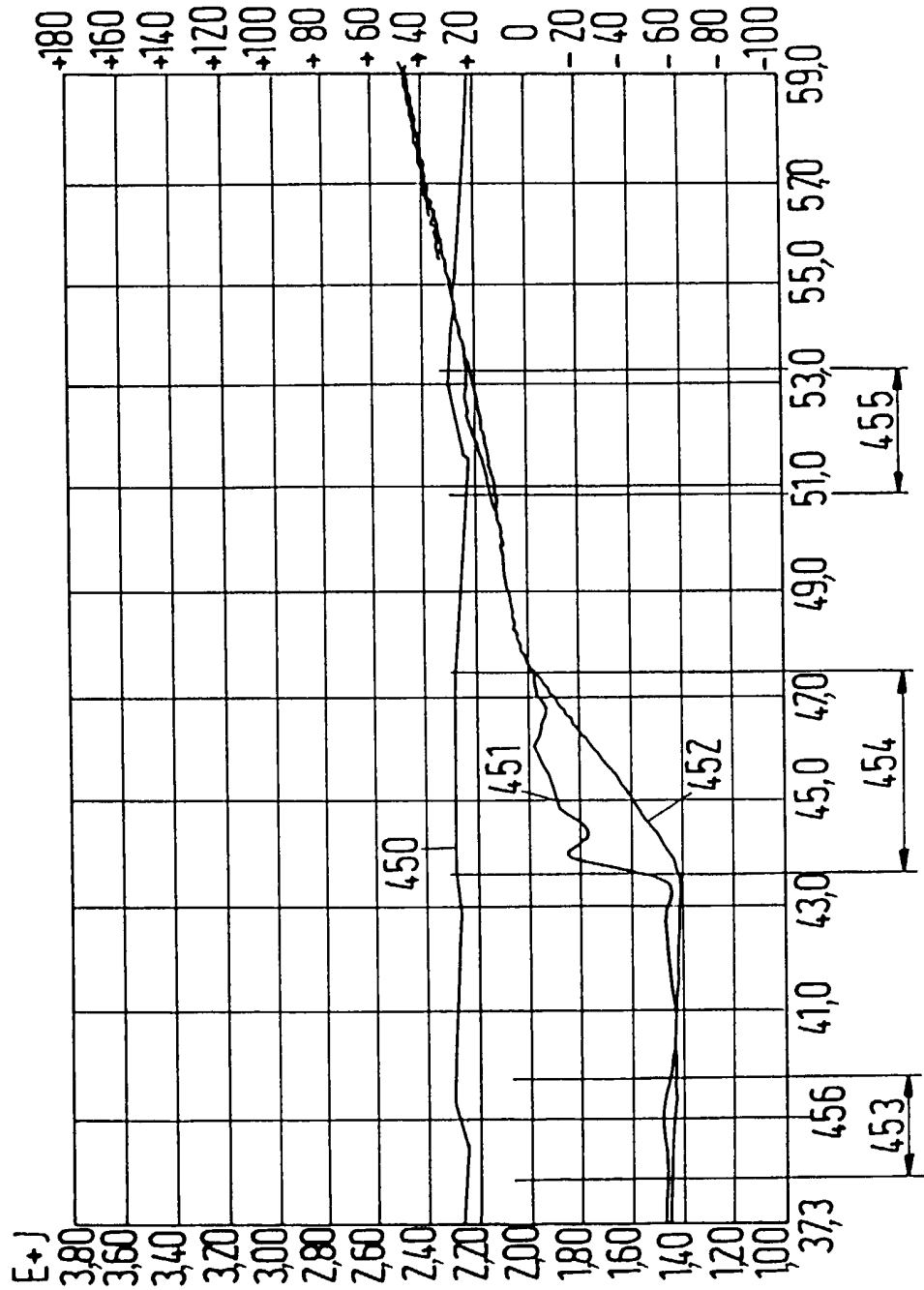


Fig.25

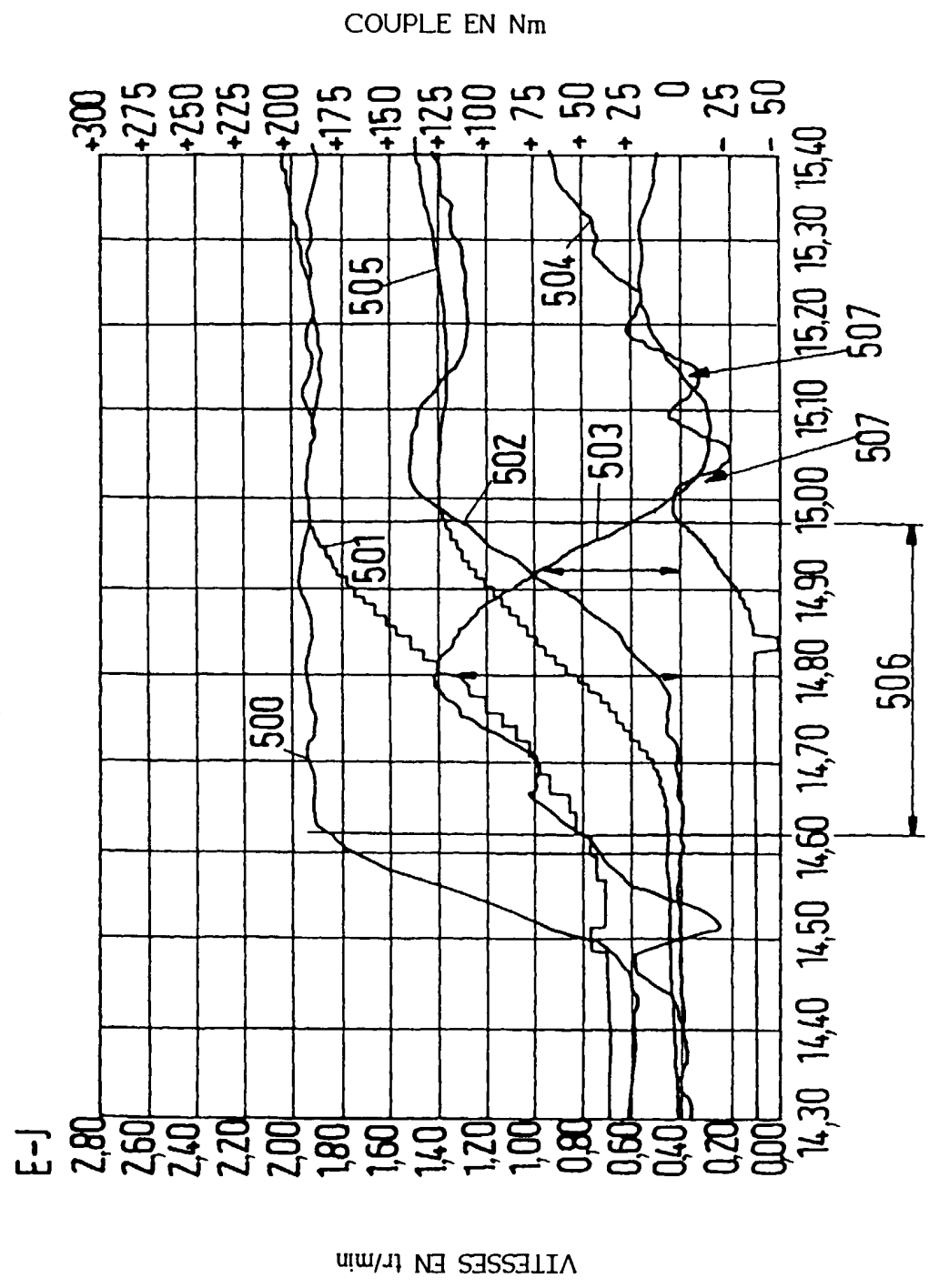


Fig. 26

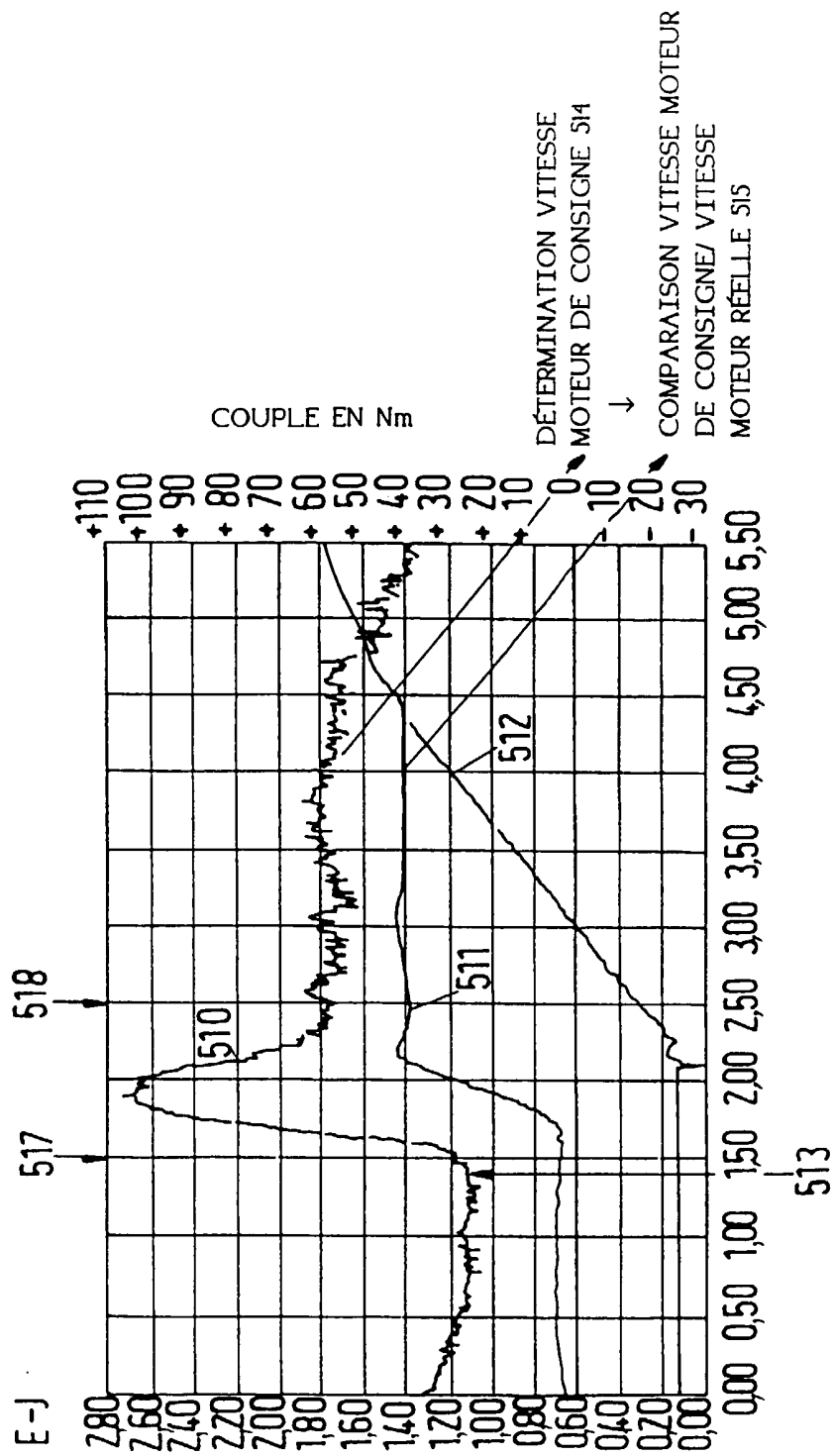


Fig.27

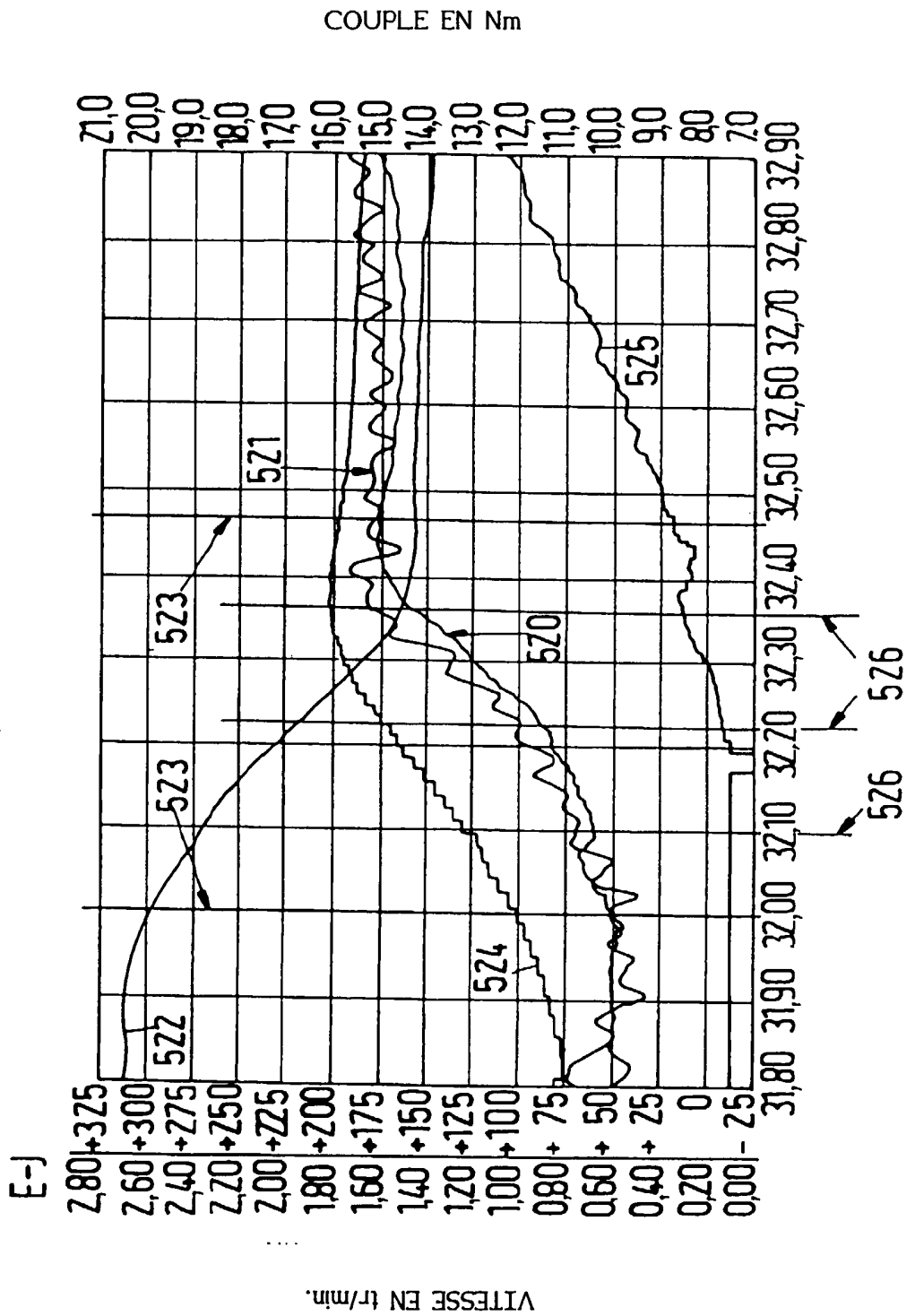


Fig.28

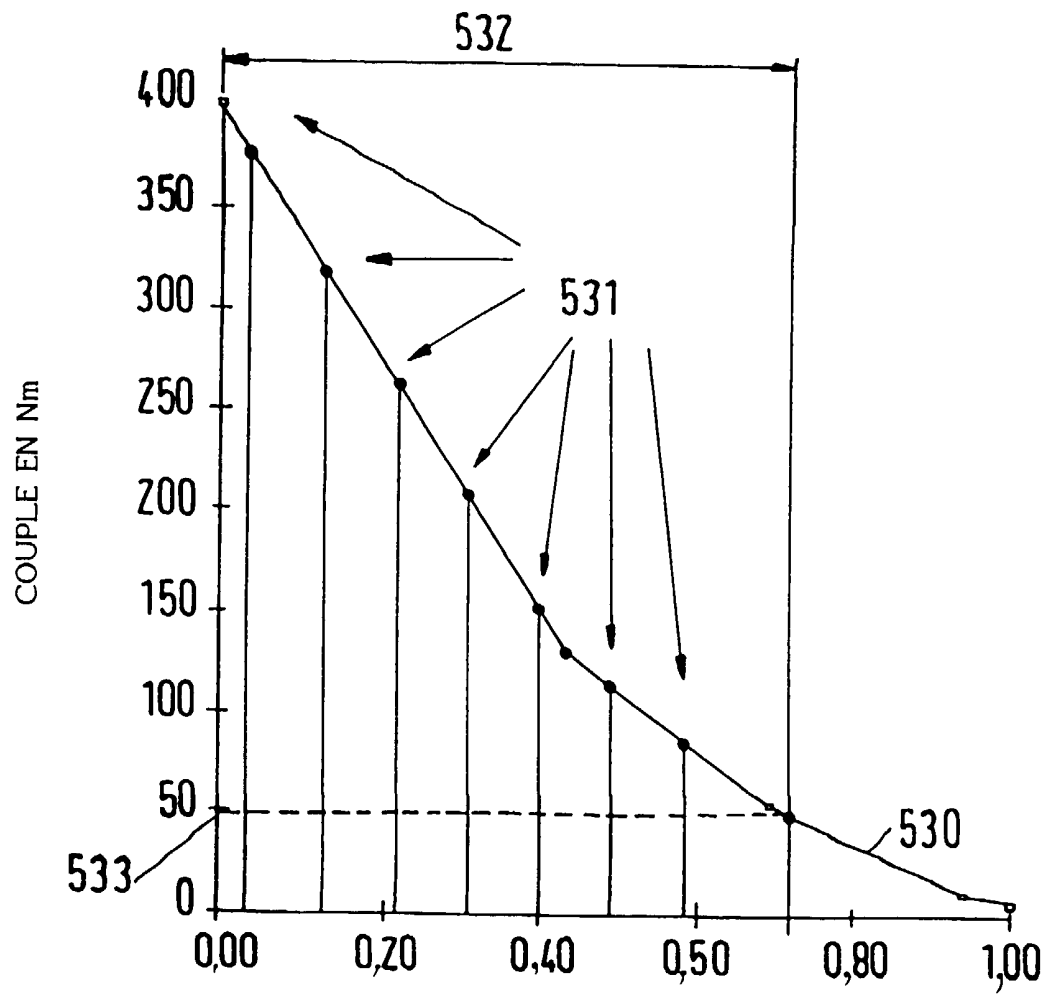


Fig.29a

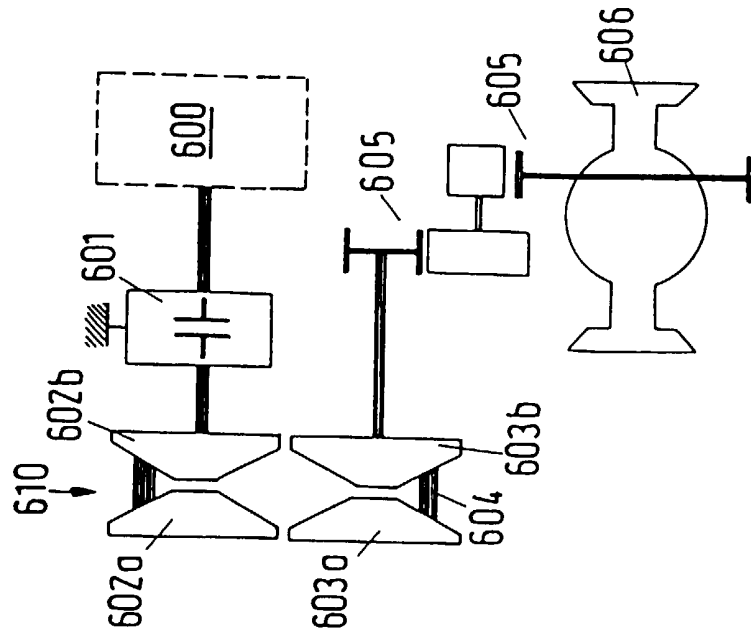


Fig.29b

