

①9 RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE
PARIS

①1 N° de publication :
(à n'utiliser que pour les
commandes de reproduction)

2 575 989

②1 N° d'enregistrement national :

85 19178

⑤1 Int Cl⁴ : B 62 D 5/093, 5/083, 6/02.

⑫

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②2 Date de dépôt : 24 décembre 1985.

③0 Priorité : JP, 26 décembre 1984, n° 273.427/1984; 27 mars 1985, n° 60.996/1985; 5 juillet 1985, n° 146.698/1985; 26 juillet 1985, n° 113.801/1985 et 21 novembre 1985, n° 178.295/1985.

④3 Date de la mise à disposition du public de la demande : BOPI « Brevets » n° 29 du 18 juillet 1986.

⑥0 Références à d'autres documents nationaux apparentés :

⑦1 Demandeur(s) : Société dite : NIPPON SEIKO KABUSHIKI KAISHA. — JP.

⑦2 Inventeur(s) : Isamu Chikuma et Hiroshi Eda.

⑦3 Titulaire(s) :

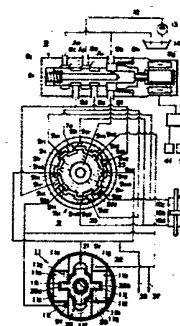
⑦4 Mandataire(s) : Cabinet Z. Weinstein.

⑤4 Dispositif de commande de force de direction pour système de direction assistée.

⑤7 L'invention concerne un système de direction assistée de véhicule.

Le dispositif faisant l'objet de l'invention est notamment caractérisé en ce qu'il comprend une valve 8 à orifices variables pour la division d'un passage d'amenée d'un fluide de travail à débit constant en deux passages et pour la sélection d'un rapport de débits entre lesdits deux passages, une paire de valves 9 de commutation de passages reliées au côté de sortie, respectivement, dudit passage divisé de la valve 8 à orifices variables afin de commuter les passages du fluide de travail selon le couple de direction agissant sur l'arbre d'entrée 20, un mécanisme 10 générateur de force d'assistance de direction par le fluide de travail en provenance desdites valves 9 de commutation de passages, et un mécanisme 11 générateur de force de réaction de direction par le fluide de travail en provenance de l'autre valve de commutation de passages.

L'invention permet d'obtenir un système de direction assistée de conception relativement simple et assurant une plage étendue de variation des caractéristiques d'entrée et de sortie, ainsi qu'une sensation de conduite élevée et une consommation d'énergie relativement basse.



FR 2 575 989 - A1

D

La présente invention concerne un dispositif de commande de force de direction d'un système de direction assistée dans lequel une force d'assistance de direction et une force de réaction de direction sont engendrées en correspondance avec le couple de direction appliqué à un arbre d'entrée pour la direction d'un véhicule, et un facteur de quantité physique qui varie en fonction d'une condition de marche du véhicule et d'une condition de direction est détecté, et la sensation de direction est variée en conformité avec un changement de la quantité physique. En particulier, la présente invention concerne un dispositif de commande de force de direction d'un système de direction assistée dans lequel la sensation de direction est rendue appropriée en changeant soit la force d'assistance de direction, soit la force de réaction de direction, soit le rapport d'angle de braquage en conformité avec le facteur de quantité physique.

Dans un système de conduite assistée selon l'art antérieur, il n'y a en général relativement aucun problème aux basses vitesses du véhicule ; toutefois, on est confronté à un problème en marche à grande vitesse, ou à un grand angle de braquage, qui consiste en ce que le conducteur tend à se sentir mal à l'aise étant donné qu'une force de direction est trop faible même quand le facteur physique qui dépend du régime de marche du véhicule et du régime de direction est en augmentation. Les systèmes de direction assistée qui ont été développés pour résoudre ce problème de manière à faire varier les caractéristiques d'entrée et de sortie (relations entre divers facteurs et une force de direction d'un arbre d'entrée) en conformité avec les facteurs physiques sont généralement divisés en les types suivants comprenant un type de réglage du débit d'écoulement dans lequel, comme décrit, par exemple, dans la publication de brevet

japonais No. 54-5571 (1979), un débit d'écoulement de fluide fourni au système de direction est réglé en conformité avec le facteur de quantité physique ; un type de commande de force de réaction de direction dans lequel, comme décrit, par exemple, dans la publication de brevet japonais No. 49-29653 (1974), on fait agir directement une pression hydraulique réactive produite en détectant le facteur de quantité physique sur l'arbre d'entrée en tant que force de commande tel qu'un couple de forces ; et un type de commande de rapport d'angle de braquage dans lequel, comme décrit, par exemple, dans le brevet US No. 4 310 063, on obtient un rapport d'angle de braquage variable en interposant un moyen élastique qui assure un déplacement rotatif dans une gamme d'une constante d'élasticité sensiblement linéaire.

Par ailleurs, dans le système de direction assistée du type dans lequel le débit d'écoulement du fluide est réglé en actionnant un convertisseur de pression hydraulique-électrique en conformité avec le facteur de quantité physique détecté, il y a le problème que, quand un solénoïde électromagnétique est utilisé en tant que convertisseur de pression hydraulique-électrique, le débit d'écoulement du fluide varie en fonction d'un changement de température du solénoïde électromagnétique, et ainsi une sensation de direction appropriée ne peut être obtenue.

Pour résoudre ce problème, par exemple, comme décrit dans la publication de brevet japonais No.54-11047 et 55-4394, un type de commande électrique a été proposé dans lequel, afin d'obtenir une pression hydraulique réactive de direction adéquate en réglant un taux d'alimentation en courant d'excitation du convertisseur de pression hydraulique-électrique en conformité avec le signal de commande correspondant à une vitesse du véhicule, une chute de tension ou un courant de charge

dans le convertisseur de pression hydraulique-électrique est détecté et ce signal détecté est fourni en tant que signal de rétro-action à un amplificateur différentiel auquel est appliquée une tension de référence

5 prédéterminée ou un signal de détection de vitesse du véhicule, en éliminant ainsi l'influence due à une grande variation de la résistance interne du convertisseur de pression hydraulique-électrique causée par le changement de température, ou due à une variation de la tension
10 d'alimentation en énergie.

Toutefois, dans le type de réglage du débit d'écoulement selon l'art antérieur, bien qu'il y ait l'avantage qu'un mécanisme de réglage est relativement simple et est facilement applicable à d'autres systèmes
15 de direction assistée habituels, il y a aussi un inconvénient en ce que la force de direction de l'arbre d'entrée n'est pas ainsi augmentée dans une grande mesure même quand le taux d'écoulement varie en conformité avec une variation du facteur de quantité physique.

20 D'autre part, dans le type de commande de force de réaction de direction, une gamme des caractéristiques d'entrée et de sortie peut être élargie, toutefois, d'un autre côté, il existe un problème en ce que, étant donné qu'il est nécessaire d'introduire une pression
25 hydraulique réactive de l'extérieur et ensuite de convertir cette pression hydraulique en une force de commande directe, la structure tend à être compliquée. De plus, étant donné qu'une pression spéciale est appliquée à l'arbre d'entrée pour commander une force de direction
30 normale lors de la marche à grande vitesse ou lorsque le facteur de quantité physique est augmenté, une variation de la pression est brusque, et de l'énergie est consommée additionnellement par suite de cette variation, et ceci pose aussi un problème du point de vue du rendement de la
35 consommation de carburant.

De plus, dans le type de commande d'angle de braquage, afin d'étendre le rapport d'angle de braquage, il est nécessaire d'ajuster la constante d'élasticité d'une barre de torsion à une valeur basse pour permettre un grand angle de torsion au moyen élastique. En conséquence, il apparaît un problème qui consiste en ce que la rigidité en torsion de la barre de torsion est réduite, et la sensation de direction pour l'ensemble du système de direction se dégrade.

Par ailleurs, dans le type de commande électrique, étant donné qu'il est conçu pour commander, en conformité avec la valeur du courant, la force électromagnétique du solénoïde électromagnétique dans le convertisseur de pression hydraulique-électrique qui engendre la pression hydraulique correspondant à la vitesse du véhicule, quand le véhicule est en marche, le courant est fourni uniformément au solénoïde électromagnétique, et la génération de chaleur dans le transistor de sortie qui effectue la commande est accrue, et il y a ainsi un problème qui consiste en ce que la fiabilité du dispositif à semi-conducteur se dégrade et un grand dissipateur thermique est nécessaire. Pour pallier cet inconvénient, on envisage de réduire la génération de chaleur du transistor de sortie en faisant exécuter par le transistor de sortie l'opération de commutation et en changeant le coefficient d'utilisation de ce transistor en conformité avec la vitesse du véhicule. Toutefois, dans ce cas, étant donné que la largeur d'impulsion appliquée au solénoïde électromagnétique est contrôlée, la quantité de courant d'excitation du solénoïde électromagnétique ne peut être détectée avec précision, et il est ainsi impossible de commander par rétro-action la chute de tension causée par le courant traversant le solénoïde électromagnétique comme dans l'art antérieur mentionné plus haut. En

conséquence, il surgit un nouveau problème qui consiste en ce qu'il est impossible de prévenir la variation de la quantité de courant d'excitation due au changement de résistance interne qui est causé par le changement de température du solénoïde électromagnétique.

Un but essentiel de la présente invention, compte tenu des problèmes de l'art antérieur mentionnés ci-dessus, est de procurer un système de direction assistée qui est de construction relativement simple et qui permet d'obtenir une grande variation des caractéristiques d'entrée et de sortie, et qui, en outre, assure une haute sensibilité dans la sensation de conduite et une consommation d'énergie relativement basse.

Un autre but de la présente invention est de procurer un système de direction assistée capable de toujours engendrer une sensation de direction adéquate sans perte de celle-ci même quand la pression hydraulique réactive est excessivement élevée, et capable d'améliorer la longévité.

Encore un autre but de la présente invention est de procurer un système de direction assistée qui permet de réduire le rapport d'angle de braquage quand le véhicule est à l'arrêt ou en marche aux basses vitesses, et en même temps, d'accroître le rapport d'angle de braquage quand le véhicule est en marche aux hautes vitesses, sans réduire la rigidité en torsion du corps élastique, et qui permet d'améliorer la sensation de conduite.

Encore un autre but de la présente invention est de procurer un système de direction assistée qui permet d'obtenir une sensation de direction adéquate en supprimant efficacement la variation de la valeur du courant d'excitation due à un changement de température du solénoïde électromagnétique tout en commandant le

solénoïde électromagnétique dans une commande de largeur d'impulsion, lequel solénoïde attaque une valve de commande pour la commande de la force d'assistance de direction dans le système de direction assistée.

5 La présente invention comprend un moyen détecteur pour la détection d'une quantité physique qui varie en fonction du régime de marche et du régime de direction du véhicule, et en conformité avec un signal de commande d'une unité de commande qui détermine une force
10 de direction optimale en traitant un signal en provenance du moyen détecteur, un passage qui fournit un taux d'écoulement constant et divisé en deux passages comprenant un passage de résistance de direction ayant un piston de commande en contact avec un arbre d'entrée, et
15 un passage ayant un cylindre d'excitation, et le degré d'ouverture d'orifices variables disposés respectivement dans les deux passages sont réglés, et un rapport relatif entre les débits d'écoulement des passages respectifs varie en conformité avec les pressions variables dans les
20 passages respectifs en commandant ainsi la force de direction de l'arbre d'entrée. En conséquence, bien que la construction soit relativement simple en comparaison des systèmes selon l'art antérieur, dans la présente invention, la plage de la relation entre l'entrée et la
25 sortie (relation entre la quantité physique variable et la force de direction de l'arbre d'entrée) peut être élargie. En outre, étant donné que le débit de refoulement d'une pompe fournissant un débit constant est distribué à deux passages en conformité avec le degré
30 d'ouverture de la valve à orifices variables de manière à ce que la somme des deux aires de passage soit égale ou supérieure à une valeur constante, il n'est pas nécessaire d'exercer toujours la haute pression sur l'arbre d'entrée comme dans le cas du système selon l'art
35 antérieur, et d'autre part, même quand la vitesse de

marque du véhicule change, la pression côté alimentation, quand le volant de direction est en position de marche en ligne droite, devient rarement élevée, et le véhicule peut rouler à une pression constante relativement basse.

5 En conséquence, on peut éviter une perte inutile d'énergie, et le rendement énergétique peut avantageusement être amélioré. En outre, en réglant à une sensibilité à la pression plus élevée (le degré de

10 changement de pression par rapport à un déplacement relatif de la valve) à une valve de résistance de direction que celle d'une valve rotative qui exerce une force de direction, la sensibilité à la pression à un angle de braquage de l'ensemble du système de direction est améliorée pendant la marche à grande vitesse du

15 véhicule (quand le débit d'écoulement vers la valve de résistance de direction est grand) et la sensibilité à la pression à l'angle de direction de l'ensemble du système de direction est abaissée pendant la marche à basse

20 vitesse du véhicule (quand le débit d'écoulement vers la valve rotative est grand). Ainsi, il est possible d'obtenir une sensation sensible avec réaction rapide en marche à grande vitesse et une sensation relativement lente et faible en marche à petite vitesse.

Par ailleurs, en prévoyant une valve de réglage

25 de débit entre le passage de résistance de direction et la valve à orifices variables et la vidange, et en faisant en sorte que l'opération d'ouverture et de fermeture de la valve de réglage de débit soit associée au degré d'ouverture de l'orifice variable, il est

30 possible d'obtenir un retour rapide du fluide restant dans une chambre de pression qui actionne un piston de commande vers le réservoir, et de la sorte la commande de la force de direction peut être réalisée dans une plage étendue et en douceur.

Par ailleurs, en prévoyant un mécanisme de réglage de pression entre le passage de résistance de direction de la valve à orifices variables et la vidange, il est possible d'empêcher la génération d'une force de réaction de direction excessivement grande dans le mécanisme de génération de force de réaction de direction, et, grâce à cela, la longévité peut être améliorée, et en même temps, la sensation de direction peut être maintenue à un niveau adéquat.

D'autre part, la conception étant telle que le déplacement rotatif dans le sens de braquage soit fourni positivement à l'arbre d'entrée, c'est-à-dire au corps élastique dans une section de génération de déplacement rotatif d'un mécanisme de variation du rapport d'angle de braquage, en utilisant une force de réaction d'un mécanisme de génération d'une force de réaction de direction qui engendre la force de réaction de direction dans le sens opposé à la force de direction, un angle de torsion du corps élastique peut être commandé dans la section de génération de déplacement rotatif, et de ce fait, il devient possible de choisir une valeur élevée de rigidité en torsion du corps élastique. En conséquence, une sensation de direction optimale peut être obtenue dans toute la plage allant d'un régime de marche à faible vitesse à un régime de marche à grande vitesse.

Par ailleurs, en corrigeant un signal de modulation de largeur d'impulsion d'un circuit de modulation de largeur d'impulsion qui convertit un signal de détection d'un détecteur de quantité physique en un signal modulé de largeur d'impulsion, par des moyens de correction de tension de manière à ce qu'une correction de tension correspondant à un changement de résistance interne du solénoïde électromagnétique soit exécuté, il est possible de compenser le changement de résistance interne du solénoïde électromagnétique causé par un

changement de courant d'excitation, basé sur le signal de
détection du détecteur de quantité physique, et d'obtenir
que la force électromagnétique du solénoïde
électromagnétique suive avec précision le signal de
5 détection du détecteur de quantité physique.

L'invention sera mieux comprise et d'autres
buts, caractéristiques, détails et avantages de celle-ci
apparaîtront plus clairement au cours de la description
explicative qui va suivre faite en référence aux dessins
10 schématiques annexés donnés uniquement à titre d'exemple
illustrant plusieurs modes de réalisation de l'invention
et dans lesquels :

- la figure 1 est une vue schématique
illustrant la configuration générale du dispositif selon
15 la présent invention ;

- la figure 2 est une vue en coupe transversale
d'un dispositif de direction assistée à force de
direction variable comprenant une valve à orifices
variables, une valve de commutation rotative (suivant la
20 ligne II-II de la figure 3), et un mécanisme de
génération de force de réaction de direction (suivant la
ligne III-III de la figure 3), et montrant les
interconnexions entre ceux-ci ;

- la figure 3 est une vue en coupe
25 longitudinale du dispositif de direction assistée à force
de direction variable ;

- la figure 4 est un schéma du circuit de
pression hydraulique du dispositif de direction assistée
à force de direction variable ;

30 - la figure 5 est un schéma de circuit
électrique montrant un exemple de l'unité de commande ;

- la figure 6 est un schéma de forme d'onde de
signal permettant d'expliquer le fonctionnement de
l'unité de commande ;

- la figure 7 est un diagramme montrant la relation entre la fréquence et la tension dans le circuit de conversion fréquence-tension ;

5 - la figure 8 est un schéma de forme d'onde illustrant la variation de la tension de la source d'alimentation en énergie et sa tension de correction respectivement en (a) et en (b) ;

10 - la figure 9 est un schéma de forme d'onde illustrant la tension de sortie du circuit de génération d'ondes triangulaires et la tension de sortie d'un circuit de comparaison, respectivement en (a) et en (b) ;

15 - la figure 10 est un schéma de forme d'onde illustrant le changement de résistance du solénoïde électromagnétique et la tension de correction de la section de correction de tension du solénoïde respectivement en (a) et en (b) ;

20 - la figure 11 est un diagramme illustrant la relation entre la valeur effective de la tension de sortie du circuit de modulation de largeur d'impulsion et la fréquence ;

- la figure 12 est un diagramme illustrant la relation entre la vitesse du véhicule et le courant d'excitation fourni au solénoïde électromagnétique ;

25 - la figure 13 est un diagramme illustrant la relation entre la vitesse du véhicule et les aires de communication en différentes parties de la valve à orifices variables ;

30 - la figure 14 est une vue en coupe longitudinale du mécanisme de variation de l'angle de braquage ;

- la figure 15 est une vue en coupe transversale suivant la ligne XV-XV de la figure 14 ;

- la figure 16 est un diagramme illustrant la relation entre le couple de rotation à l'arbre d'entrée et la poussée de l'arbre à crémaillère par rapport à la vitesse du véhicule en tant que paramètre ;

5 - la figure 17 est un diagramme illustrant la relation entre la pression du cylindre moteur et la pression du mécanisme de génération de force de réaction de direction par rapport à la vitesse du véhicule en tant que paramètre ;

10 - la figure 18 est un diagramme illustrant la relation entre la pression hydraulique réactive et l'angle de torsion de la barre de torsion ;

 - la figure 19 est un diagramme illustrant la relation entre le couple de direction et la pression
15 hydraulique réactive ;

 - la figure 20 est un diagramme illustrant la relation entre le couple de direction et l'angle de torsion ;

 - la figure 21 est un diagramme illustrant la relation entre le couple de direction et l'angle de
20 braquage à une grande vitesse du véhicule ;

 - la figure 22 est un diagramme illustrant la relation entre le couple de direction et l'angle de
braquage à une faible vitesse du véhicule ;

25 - la figure 23 est une vue en coupe transversale similaire à la figure 2, montrant un autre mode de réalisation de la présente invention ; et

 - la figure 24 est une vue en coupe montrant un autre mode de réalisation de la valve à orifices
30 variables.

Des modes de réalisation de la présente invention seront décrits dans ce qui suit en référence aux dessins.

35 La figure 1 montre la configuration d'ensemble d'un mode de réalisation de la présente invention.

Sur la figure 1, le chiffre de référence 1 désigne le volant de direction, et un axe de direction 2 servant d'arbre d'entrée et dont une extrémité est reliée à la partie centrale du volant de direction 1, passe à travers le tube de colonne de direction 3 et est reliée à son autre extrémité à un mécanisme 4 de variation de rapport d'angle de braquage. L'arbre de sortie 5 du mécanisme 4 de variation du rapport d'angle de braquage est relié par l'intermédiaire d'un joint universel 6 à un dispositif de direction assistée 7 à force de direction variable.

Le dispositif de direction assistée 7 à force de direction variable, représenté sur les figures 2 et 3, se compose d'une valve 8 à orifices variables, une valve de commutation rotative 9 en tant que valve de commutation de passages, un cylindre moteur 10 en tant que mécanisme de génération de force d'assistance à la direction, et un mécanisme 11 de génération de force de réaction de direction.

La valve 8 à orifices variables se compose d'une valve à tiroir commandée par solénoïde qui consiste en un boîtier de valve 8j comportant un orifice d'entrée 8a relié par un passage 12 à une pompe 13 refoulant à débit constant, des orifices de vidange 8b, 8c reliés à un réservoir 14, des orifices de sortie 8d, 8e à débit variable et un orifice de retour 8f ; un tiroir 8h monté coulissant dans le boîtier de valve 8g et commandé par un solénoïde électromagnétique 8g par rapport à une position de coulisement, et un ressort de rappel 8i. Le déplacement du tiroir 8h est proportionnel au courant de valve appliqué au solénoïde électromagnétique 8g, et dans l'état neutre représenté sur la figure 2, étant donné la position du tiroir 8h, l'orifice d'entrée 8a est mis en communication avec des orifices de sortie 8e, 8d, respectivement, à travers des orifices variables A_1 , A_2

qui maintiennent un degré d'ouverture prédéterminé, et l'orifice de retour 8f est mis en communication avec l'orifice de vidange 8b. A partir de cette position, quand la valeur du courant d'excitation appliquée au solénoïde électromagnétique 8g est accrue (ou diminuée), le tiroir 8h se déplace vers la gauche (ou vers la droite), et l'aire communicante de l'orifice de sortie 8e (ou 8d) par rapport à l'orifice d'entrée 8a augmente, et l'aire communicante de l'autre orifice de sortie 8d (ou 8e) diminue, mais toutefois, la somme des deux aires communicantes est toujours égale ou supérieure à une valeur constante.

D'autre part, quand l'aire communicante de l'orifice de sortie 8d par rapport à l'orifice d'entrée 8a diminue, l'orifice de sortie 8d et l'orifice de vidange 8c sont mis en communication l'un avec l'autre à travers orifices variables A_0 constituant une valve d'ouverture et de fermeture, et le fluide hydraulique fourni à l'orifice de sortie 8d retourne au réservoir 14 à travers l'orifice de vidange 8c.

Le solénoïde électromagnétique 8g est commandé par un courant d'attaque en provenance de l'unité de commande 15. Un exemple de cette unité de commande 15 est agencé comme représenté sur la figure 5.

Plus précisément, un signal de détection sinusoïdal en provenance du détecteur 41 de vitesse du véhicule, constitué par un générateur tachymétrique en tant que moyen de détection d'un changement d'une quantité physique dû à une variation du régime de marche du véhicule, est fourni par un circuit formeur d'ondes 42 comprenant un circuit redresseur à une alternance, est converti en signal impulsionnel, et le signal impulsionnel de sortie est appliqué à un circuit 43 de

réglage de largeur d'impulsion tel qu'un circuit monostable ou analogue, et est réglé à une largeur d'impulsion constante.

La sortie du circuit 43 de réglage de largeur d'impulsion est fournie à un circuit 44 de conversion fréquence-tension et est convertie en un signal de tension associé à une caractéristique prédéterminée. Dans ce cas, la relation entre la fréquence et la tension est choisie, comme représenté sur la figure 7, de manière à être en forme de ligne polygonale dans laquelle, dans une gamme de basses fréquences inférieures à une fréquence de consigne prédéterminée f_s , c'est-à-dire en régime de faible vitesse du véhicule, le changement de tension par rapport au changement de fréquence est accru, et dans une gamme de fréquences élevées dépassant la fréquence de consigne prédéterminée f_s , c'est-à-dire en régime de vitesse élevée du véhicule, le changement de tension par rapport au changement de fréquence est réduit. La raison pour laquelle la relation entre la tension et la fréquence est choisie comme mentionné ci-dessus est que, quand le véhicule est en régime de marche à faible vitesse, la résistance de frottement entre le pneumatique et la surface de la route est grande, et, à ce régime, une grande force de direction est nécessaire à la conduite au moyen du volant de direction. En conséquence, la force d'assistance à la direction doit elle aussi être grande, et ainsi, il est nécessaire que la caractéristique entre le régime à basse vitesse du véhicule et le régime à grande vitesse du véhicule soit changée.

Une partie de la tension de sortie du circuit 44 de conversion fréquence-tension est fournie à un circuit 45 de correction de tension qui sert de moyen de correction de tension. Ce circuit 45 de correction de tension se compose d'une section 46 de correction de

tension d'alimentation pour la correction d'une variation de la tension d'alimentation due à l'état chargé de la batterie (non représentée), et d'une section 47 de correction de tension de solénoïde pour la correction d'une variation de la valeur du courant d'excitation due à un changement de résistance interne du solénoïde électromagnétique 8g de la valve 8 à orifices variables.

La section 46 de correction de tension d'alimentation divise la tension d'alimentation V_{cc} de +12 V fournie par la batterie à travers les résistances R_1 et R_2 , et, en filtrant le voltage divisé au moyen d'un condensateur C_1 , fournit par l'intermédiaire d'une diode D_1 un signal de sortie corrigé de manière à supprimer la variation de la tension d'alimentation V_{cc} .

La section 47 de correction de tension du solénoïde se compose d'un condensateur C_2 de charge et de décharge dont une borne est reliée au côté sortie de la section 46 de correction de tension d'alimentation par l'intermédiaire d'une résistance R_3 , d'un montage en série d'une résistance variable VR_1 et d'une résistance R_4 branché en parallèle sur le condensateur C_2 , par un transistor Q_1 dont la base est connectée au côté sortie du circuit 44 de conversion fréquence-tension et dont l'émetteur est mis à la masse par l'intermédiaire d'une résistance R_5 , et d'un circuit de tampon 48 ayant une borne d'entrée non inverseuse reliée à un point de jonction entre le condensateur C_2 et la résistance R_4 , et une borne d'entrée inverseuse reliée au côté sortie du circuit de tampon 48.

La tension de correction V_4 fournie par le circuit de tampon 48 du circuit 45 de correction de tension est appliquée à un circuit 49 générateur d'ondes triangulaires.

Le circuit 49 générateur d'ondes triangulaires se compose d'un intégrateur 50 et d'un circuit 51 générateur d'ondes carrées.

5 L'intégrateur 50 comprend un amplificateur opérationnel (désigné dans ce qui suit par "amp OP") A_1 comportant une borne d'entrée non inverseuse à laquelle est appliquée une tension obtenue par la division de la tension de correction V_4 par les résistances R_6 et R_7 , et
10 une borne d'entrée inverseuse à laquelle est appliqué un signal de sortie du circuit 51 générateur d'ondes carrées par l'intermédiaire d'une résistance variable VR_2 pour le réglage de la fréquence, un condensateur C_3 étant inséré entre la borne de sortie et la borne non inverseuse de l'amp OP A_1 .

15 Par ailleurs, le circuit 51 générateur d'ondes carrées se compose d'un amp OP A_2 servant d'un comparateur à la borne d'entrée non inverseuse duquel est appliqué le signal de sortie intégré de l'intégrateur 50, et une borne d'entrée inverseuse à laquelle est appliquée
20 la tension de collecteur d'un transistor Q_2 (qui sera décrit plus loin), ce transistor Q_2 ayant sa base reliée au côté sortie de l'amp OP A_2 par l'intermédiaire d'une résistance R_8 , son collecteur relié au côté sortie du circuit 45 de correction de tension par l'intermédiaire d'une
25 résistance R_9 , et son émetteur relié à la masse ; et d'un transistor Q_3 ayant sa base reliée au collecteur du transistor Q_2 par l'intermédiaire d'une résistance 10, son collecteur relié au côté sortie du circuit 45 de correction de tension par l'intermédiaire d'une
30 résistance 11, et son émetteur relié à la masse, la tension de collecteur du transistor Q_3 étant appliquée à la borne d'entrée inverseuse de l'amp OP A_1 de l'intégrateur 50 par l'intermédiaire de la résistance variable VR_2 de réglage de la fréquence.

La tension de sortie du circuit 44 de conversion fréquence-tension et une tension à ondes triangulaires constituée par le signal de sortie intégré de l'intégrateur 50 sont délivrées à un circuit de
5 comparaison 52, et une tension modulée en largeur d'impulsion qui est d'un haut niveau dans la période au cours de laquelle la tension à ondes triangulaires est supérieure à la tension de sortie est délivrée par le circuit de comparaison 52.

10 Cette tension modulée en largeur d'impulsion est amplifiée en puissance dans un circuit 53 d'amplification de puissance et est délivrée au solénoïde électromagnétique 8c de la valve 8 à orifices variables.

Le circuit 53 d'amplification de puissance se
15 compose d'un transistor Q_4 ayant sa base connectée au côté sortie du circuit de comparaison 52 par l'intermédiaire d'une résistance R_{12} , son collecteur connecté à la batterie d'accumulateurs par l'intermédiaire de résistances R_{13} et R_{14} , et son
20 émetteur relié à la masse ; d'un transistor Q_5 ayant sa base connectée au point de jonction des résistances R_{13} et R_{14} , son collecteur connecté au côté + de la batterie d'accumulateur, et son émetteur relié à la masse par l'intermédiaire d'une diode D_2 qui absorbe un courant de
25 choc du solénoïde électromagnétique 8g, le point de jonction entre l'émetteur du transistor Q_5 et la diode D_2 étant relié à une extrémité du solénoïde électromagnétique 8g dont l'autre extrémité est reliée à la masse.

30 En supposant maintenant que le véhicule marche à grande vitesse, une tension sinusoïdale V_1 de fréquence élevée comme représenté sur la figure 6 en (a) est délivrée par le détecteur 41 de vitesse du véhicule. Cette tension sinusoïdale V_1 subit un redressement à une
35 alternance par le circuit formeur d'ondes 42 de manière à

produire le signal impulsionnel V_2 comme représenté sur la figure 6 en (b), et est ensuite réglée à une largeur d'impulsion constante dans le circuit 43 de réglage de largeur d'impulsion pour être appliquée au circuit 44 de conversion fréquence-tension. Dans ce circuit 44 de conversion fréquence-tension, étant donné que la fréquence du signal impulsionnel qui lui est délivré est élevée (par exemple à f_H sur la figure 7), la tension de sortie convertie V_3 est elle aussi une tension élevée V_H . Etant donné que cette tension de sortie V_3 est délivrée au circuit 45 de correction de tension, le transistor Q_1 de la section 47 de correction de tension du solénoïde devient saturé, de sorte que le courant en provenance de la section 46 de correction de la tension d'alimentation est amené en dérivation à travers le collecteur et l'émetteur du transistor Q_1 , et la tension de correction V_4 délivrée par le circuit de tampon 48 est une tension relativement basse qui est approximativement égale à la tension d'alimentation du circuit 49 générateur d'ondes triangulaires (qui sera décrit plus tard) quand la correction de la tension n'est pas effectuée. Dans ce cas, bien que la tension d'alimentation V_{cc} varie comme représenté sur la figure 8 en (a) en fonction de l'état de charge de la batterie, ces variations sont lissées par charge et décharge du condensateur C_1 du circuit 46 de correction de tension d'alimentation, et l'influence des variations de la tension d'alimentation peut être supprimée.

Etant donné que la tension de correction V_4 est délivrée au circuit 49 générateur d'ondes triangulaires, la tension appliquée au côté entrée non inverseur de l'intégrateur 50 est augmentée par les résistances R_6 et R_7 de division de tension à une valeur supérieure au potentiel de la terre, et la valeur de crête de l'onde triangulaire délivrée par l'intégrateur 50 est

approximativement égale à la valeur de crête quand la correction de la tension n'est pas effectuée, comme le montrent les traits pleins de la figure 9 (a).

En d'autres termes, en supposant que, dans le
5 circuit 51 générateur de créneaux, le transistor Q_2 est à l'état conducteur et que le transistor Q_3 est à l'état non conducteur et sa tension de collecteur atteint un niveau élevé, et quand en outre le condensateur C_3 de l'intégrateur 50 est à l'état déchargé, le condensateur
10 C_3 se charge graduellement et la tension de sortie de l'amp OP A_1 diminue graduellement d'une manière correspondante à partir de la tension divisée prédéterminée.

D'autre part, dans l'amp OP A_2 du circuit 51
15 générateur de créneaux, étant donné que la borne d'entrée inverseuse de l'amp OP A_2 est à la tension de collecteur, c'est-à-dire à la tension de terre, une tension de niveau relativement élevé est délivrée pendant une certaine période jusqu'à ce que la tension de sortie délivrée à la
20 borne d'entrée non inverseuse devienne égale à la tension de terre. En conséquence, le transistor Q_2 se maintient à l'état saturé, et à partir de cet état, quand la sortie de l'intégrateur 50 diminue jusqu'au potentiel de terre, la sortie de amp OP A_2 acquiert le potentiel de la terre
25 et par conséquent le transistor Q_2 devient non conducteur et sa tension de collecteur atteint un niveau élevé. Ainsi, la sortie de l'amp OP A_2 est maintenue au niveau du potentiel de la terre et, de plus, étant donné que le transistor Q_3 devient conducteur, sa tension de
30 collecteur diminue jusqu'au potentiel de la terre. En conséquence, le condensateur C_3 de l'intégrateur 50 se met en état de décharge et la sortie de l'amp OP A_1 augmente graduellement d'une manière correspondante, et quand cette sortie atteint un niveau élevé égal à celui
35 appliqué à la borne d'entrée inverseuse de l'amp OP A_2 ,

le transistor Q_2 est inversé et devient conducteur, et, par conséquent, le transistor Q_3 devient non conducteur et revient à son état initial. Après cela, les opérations ci-dessus se répètent et la tension à ondes triangulaires ayant une valeur de crête correspondant à la tension de correction V_4 en provenance de l'intégrateur 50 est délivrée.

Etant donné que la tension à ondes triangulaires V_5 et la tension de sortie V_3 du circuit 44 de conversion fréquence-tension sont délivrées au circuit de comparaison 52, la tension V_6 modulée par impulsions, qui atteint le niveau élevé quand la tension V_5 à ondes triangulaires dépasse la tension de sortie V_3 comme représenté sur la figure 9 (a), est délivrée. A ce moment, étant donné que le véhicule marche en régime de vitesse élevée, la tension de sortie du circuit 44 de conversion fréquence-tension devient la tension élevée V_H représentée sur la figure 7, et la largeur de l'état conducteur de la tension impulsionnelle V_6 délivrée par le circuit de comparaison 52 devient petite. Cette tension impulsionnelle est amplifiée en puissance par le circuit 53 d'amplification de puissance, et un courant d'excitation délivré par le circuit 53 d'amplification de puissance est appliqué au solénoïde électromagnétique 8g.

Dans ce cas, étant donné que la largeur d'impulsion pendant laquelle l'état conducteur continue est petite, la valeur effective du courant d'excitation est très faible et la force électromagnétique est elle aussi faible.

A partir de ce régime de marche à grande vitesse, quand la vitesse du véhicule est abaissée par enfoncement de la pédale de frein, avec la diminution de la vitesse du véhicule diminue la fréquence du signal de détection en provenance du détecteur 41 de vitesse du véhicule et ainsi le niveau de la tension de sortie

délivrée par le circuit 44 de conversion fréquence-tension baisse lui aussi. En conséquence, la partie du courant qui passe en dérivation à travers le transistor Q_1 de la section 47 de correction de la tension du solénoïde diminue et, en conséquence, la tension de charge du condensateur C_2 augmente graduellement à une vitesse croissante déterminée par la constante de temps définie par la capacitance du condensateur C_2 et la valeur de la résistance R_3 , et la tension de sortie du circuit de tampon 48 diminue elle aussi graduellement. Etant donné que la tension précédente est maintenue jusqu'à l'instant même qui précède le début de l'augmentation de la tension du circuit 45 de correction de tension, la tension à ondes triangulaires délivrée par le circuit 49 générateur d'ondes triangulaires se maintient à sa valeur de crête précédente, et la largeur d'impulsion de la tension V_6 modulée en largeur d'impulsion, délivrée par le circuit de comparaison 52, augmente d'une valeur correspondant à la diminution de la tension de sortie du circuit 44 de conversion fréquence-tension, et ainsi, la valeur effective du courant d'excitation délivré par le circuit 53 d'amplification de puissance augmente.

De cette manière, quand le courant d'excitation délivré au solénoïde électromagnétique 8g de la valve 8 à orifices variables augmente, la quantité de chaleur engendrée dans la bobine solénoïde augmente elle aussi par suite de l'augmentation du courant d'excitation, et la résistance interne de la bobine solénoïde augmente avec le temps comme le montre la figure 10 (a). Quand la résistance interne de la bobine solénoïde augmente, si la tension appliquée à l'entrée du circuit 53 d'amplification de puissance est une tension constante, alors la valeur du courant passant à travers le solénoïde diminue et la force électromagnétique diminue elle aussi.

En conséquence, la position du tiroir 8h de la valve 8 à orifices variables sera déviée d'une position correspondant exactement à la vitesse du véhicule.

Toutefois, dans la présente invention, plus
5 précisément dans le circuit 45 de correction de tension, quand la tension de sortie du circuit 44 de conversion fréquence-tension diminue, c'est-à-dire quand la vitesse du véhicule diminue, si le courant passant en dérivation à travers le transistor Q_1 diminue, la tension
10 d'alimentation en provenance de la section 46 de correction de tension d'alimentation charge le condensateur C_2 avec une vitesse d'augmentation déterminée par la constante de temps définie par la capacitance du condensateur C_2 et la valeur de la
15 résistance R_3 . En conséquence, la tension de correction V_4 à la sortie du circuit de tampon 48 augmente avec le temps et compense la variation de la résistance interne du solénoïde électromagnétique 8g comme le montre la figure 10 (b). En conséquence, la valeur de crête de la
20 tension à ondes triangulaires du circuit 49 générateur d'ondes triangulaires augmente avec l'augmentation de la tension de correction V_4 comme le montrent les traits tiretés de la figure 9 (a), et ceci a pour effet d'agrandir la largeur d'impulsion de la tension V_6
25 modulée en largeur d'impulsion, fournie par le circuit de comparaison 52, comme le montrent les traits tiretés de la figure 9 (b). Ainsi, la valeur effective du courant d'excitation obtenu en amplifiant le signal de sortie du circuit de comparaison 52 devient élevée comme le
30 montrent les traits tiretés de la figure 11, contrairement à celle qui est obtenue quand la correction de la tension n'est pas effectuée comme le montrent les traits pleins de la figure 11. Il est possible de compenser la diminution du courant d'excitation due à
35 l'augmentation de la résistance interne du solénoïde

électromagnétique 8g et de régler le courant d'excitation délivré au solénoïde électromagnétique 8g à une valeur correspondant avec précision à la vitesse du véhicule, comme le montre la figure 12.

5 Quand le véhicule est en état d'arrêt ou qu'on le rapproche de cet état en maintenant la pédale de frein enfoncée, le signal de sortie du détecteur 41 de vitesse du véhicule est nul et aucune impulsion de sortie n'est
10 fournie par le circuit 43 de réglage de la largeur d'impulsion. En conséquence, étant donné que la tension de sortie du circuit 44 de conversion fréquence-tension est elle aussi nulle, comme le montre la figure 7, le transistor Q_1 de la section 47 de correction de tension
15 du solénoïde du circuit 45 de correction de la tension devient non conducteur et la tension de charge du condensateur C_2 devient approximativement égale à la tension d'alimentation délivrée par la section 46 de
20 correction de tension d'alimentation, et la valeur de crête de la tension à ondes triangulaires en provenance du circuit 49 générateur d'ondes triangulaires devient
maximale. En conséquence, la largeur d'impulsion de la tension V_6 modulée en largeur d'impulsion, provenant du
circuit de comparaison 52, devient maximale et la valeur du courant d'excitation délivrée au solénoïde électro-
25 magnétique 8g devient maximale.

 A cet égard, le détecteur de vitesse du véhicule n'est pas limité au générateur tachymétrique et à un détecteur du nombre de tours, par exemple de type
30 optique ou magnétique, monté sur le côté de sortie d'une transmission et délivrant une ou plusieurs impulsions par tour peut être utilisé, et dans ce cas, le circuit 42 formeur d'ondes peut être omis.

 Par ailleurs, une unité de commande 15 n'est pas limitée à une telle commande et la valve 8 à orifices
35 variables basée sur le signal de détection de vitesse du

véhicule délivré par le détecteur 41 de vitesse du véhicule, et l'unité de commande 15 peut aussi commander la valve 8 à orifices variables en effectuant un traitement prédéterminé basé sur le signal de détection
5 du détecteur 41 de vitesse du véhicule et un signal de détection d'un détecteur d'une quantité physique telle que le détecteur 55 d'angle de braquage pour la détection de l'angle de braquage du volant de direction.

D'autre part, le circuit 45 de correction de
10 tension n'est pas limité à l'agencement décrit plus haut et il suffit qu'il soit agencé de manière à permettre la correction de la largeur d'impulsion de sortie dans le circuit de modulation en largeur d'impulsion comprenant le circuit 44 de conversion fréquence-tension, le circuit
15 49 générateur d'ondes triangulaires et le circuit de comparaison 52, en conformité avec le changement de la résistance interne du solénoïde électromagnétique.

De plus, une unité de commande 15 différente de celle qui est constituée par une combinaison de circuits
20 électroniques, peut utiliser un micro-ordinateur, et un traitement de correction de tension similaire à celui du mode de réalisation susmentionné peut être effectué en exécutant un traitement prédéterminé basé sur le signal de détection du détecteur de vitesse du véhicule.

Ici, un exemple de la commande effectuée dans
25 l'unité de commande 15 est représenté par une relation entre aires communicantes de la valve à orifices variables par rapport à la vitesse du véhicule. Sur la figure 13, la courbe en traits pleins indique une aire
30 d'ouverture de l'orifice variable A_1 formée entre l'orifice de sortie 8e et l'orifice d'entrée 8a, et la courbe en traits tiretés indique une aire d'ouverture de l'orifice variable A_2 formée entre l'orifice de sortie 8d et l'orifice d'entrée 8a, et la courbe en traits mixtes

indique une aire d'ouverture de l'orifice variable A_0 formée entre l'orifice de sortie 8d et l'orifice de vidange 8c.

La valve de commutation rotative (figure 3) comprend un boîtier cylindrique 7a, une douille extérieure 9b reliée par un doigt de liaison 9a à un pignon à arbre 21 monté à l'intérieur du boîtier 7a et constituant un organe de direction (qui sera décrit plus tard), et une douille rotative 9c venue de fonte avec un arbre d'entrée 20 monté mobile en rotation à l'intérieur de la douille extérieure 9b.

Dans la douille extérieure 9b sont réalisées des paires d'orifices d'entrée $9d_1$, $9d_2$ et $9e_1$, $9e_2$ reliés respectivement aux orifices de sortie 8e et 8d et espacés de 90° et de part et d'autre et au voisinage des orifices d'entrée $9d_1$ et $9d_2$ sont ménagés respectivement des orifices d'entrée/sortie $9f_1$, $9g_1$ et $9f_2$, $9g_2$, tandis que de part et d'autre et au voisinage des orifices d'entrée $9e_1$ et $9e_2$ sont ménagés respectivement des passages $9h_1$, $9i_1$ et $9h_2$ et $9i_2$.

Par ailleurs, dans le tiroir rotatif 9c, en des positions opposées respectivement aux passages $9h_1$, $9i_1$, $9h_2$ et $9i_2$ de la douille extérieure 9b, sont réalisés des orifices d'entrée/sortie $9j_1$, $9k_1$, $9j_2$ et $9k_2$, et en des positions opposées respectivement aux orifices d'entrée $9d_1$, $9d_2$, $9e_1$ et $9e_2$, sont ménagés des passages $9l_1$ à $9l_4$. Entre les passages $9l_1$ à $9l_4$ sont ménagés des passages de vidange $9m_1$ à $9m_4$ et chacun des passages de vidange $9m_1$ à $9m_4$ est relié à l'orifice de retour 8f de la valve 8 à orifices variables par l'intermédiaire d'une cavité intérieure 9n du tiroir rotatif 9c. Ici, chacun des passages $9l_1$ à $9l_4$ et des passages de vidange $9m_1$ à $9m_4$, quand le tiroir rotatif 9c est en position neutre comme représenté sur la figure 2, est mis en

communication avec les orifices d'entrée/sortie opposés respectivement aux deux extrémités du tiroir à travers des aires d'ouverture très petites.

5 Le cylindre de commande 10 comprend une tige de piston 10a constituant par exemple un arbre à crémaillère d'un mécanisme de direction du type à crémaillère et pignon, et les extrémités opposées de l'arbre à crémaillère sont reliées aux roues directrices droite et gauche (non représentées) par l'intermédiaire de bielles
10 de direction (non représentées). L'une (10c) des chambres de pression 10c et 10d définies par un piston 10b communique avec les orifices d'entrée/sortie $9f_1$ et $9f_2$ de la valve de commutation rotative 9, tandis que l'autre chambre de pression 10d communique avec les orifices
15 d'entrée/sortie $9g_1$ et $9g_2$.

Le mécanisme 11 de force de réaction de direction comporte des trous de guidage cylindriques 11a et 11b qui sont disposés à la partie terminale supérieure du pignon à arbre 21, servant d'arbre de sortie,
20 symétriquement de part et d'autre d'un axe central, et des pistons de commande 11c et 11d sont insérés respectivement dans les parties centrales des trous de guidage 11a, 11b, et des chambres de pression 11e, 11f et 11g, 11h sont définies par les deux extrémités de chacun
25 des pistons 11c et 11d et un corps cylindrique creux 22 est adapté sur la périphérie du pignon à arbre 21. D'autre part, une extrémité de l'arbre d'entrée 20 est insérée à rotation dans la partie centrale axiale du pignon à arbre 21, et des saillies d'accouplement 20a et
30 20b formées symétriquement sur l'arbre d'entrée 21 sont en prise respectivement avec des cavités d'accouplement 11i et 11j formées dans les pistons 11c et 11d. Les chambres de pression 11e et 11h communiquent respectivement avec les orifices d'entrée/sortie $9k_1$,
35 $9k_2$, et les chambres de pression 11f et 11g communiquent

respectivement avec les orifices d'entrée/sortie $9j_1$ et $9j_2$. Dans ce cas, comme représenté sur la figure 3, les chambres de pression 11e, 11h et les orifices d'entrée/sortie $9k_1$ et $9k_2$ sont mis en communication à travers un passage 9o formé à l'intérieur du tiroir rotatif 9c, à travers un passage 9p défini par l'extrémité inférieure de la douille extérieure 9b et l'extrémité inférieure de la douille rotative 9c et à travers un passage 11q formé à l'intérieur des pistons de commande 11c, 11d ; de même, les chambres de pression 11f, 11g et les orifices d'entrée/sortie $9j_1$, $9j_2$ sont mis en communication à travers un passage 9q formé à l'intérieur du tiroir rotatif 9c, un passage 9r formé dans la douille extérieure 9b, une cavité 9s entourée par le boîtier 7a et la douille extérieure 9b, et un passage 9t formé dans le pignon à arbre 21.

Comme on le voit sur la figure 3, une barre de torsion 23 est interposée entre l'arbre d'entrée 20 et le pignon à arbre 21. La barre de torsion 23 est insérée à travers un trou débouchant 24 formé axialement dans l'arbre d'entrée 20, et son extrémité supérieure est reliée par un axe 25 à l'arbre d'entrée 20, tandis que son extrémité inférieure est accouplée par des cannelures au pignon à arbre 21 lequel est à son tour en prise avec l'arbre à crémaillère 26 qui constitue un organe de direction.

A ce sujet, la partie terminale inférieure de la barre de torsion 23 est supportée par un palier 11l encastré dans la partie terminale inférieure du trou débouchant 24 de l'arbre d'entrée 20 de sorte que la partie terminale inférieure de la barre de torsion 23 est mobile en rotation par rapport à la partie terminale inférieure de l'arbre d'entrée 20.

Les interliaisons du dispositif 7 de direction assistée à force de direction variable décrit dans ce qui précède sont représentées dans le schéma de circuit hydraulique de la figure 4. Sur la figure 4, des chiffres de référence 27 et 28 désignent des valves de commande directionnelle, la valve de commande directionnelle 27 correspondant aux orifices d'entrée/sortie $9d_1$, $9d_2$, $9f_1$, $9f_2$, $9g_1$ et $9g_2$, et la valve de commande directionnelle 28, aux orifices d'entrée/sortie $9e_1$, $9e_2$, $9j_1$, $9j_2$, $9k_1$, $9k_2$.

Le mécanisme 4 de variation de l'angle de braquage se compose, comme le montre la figure 14, d'un boîtier 31 monté à l'extérieur du tube de colonne de direction 3, d'un arbre de sortie 5 supporté à rotation dans le boîtier 31, d'une barre de torsion 32 à corps rigide ayant une rigidité en torsion relativement élevée d'environ 147 N et interposée entre l'arbre de direction 2 constituant l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie 5, et de moyens 33 générateurs de déplacement en rotation assurant un déplacement en rotation de l'arbre de direction 2 formé à l'extrémité supérieure de l'arbre de sortie 5.

La barre de torsion 32 est insérée à rotation dans un trou débouchant 2e formé dans l'arbre de direction 2, et l'extrémité supérieure de la barre de torsion 32 est fixée à l'arbre de direction 2 par une goupille 34, son extrémité inférieure étant elle aussi fixée à l'arbre de sortie 5 par une goupille 35.

Dans les moyens 33 générateurs de déplacement en rotation, comme on le voit sur la figure 15, des sections de cavité cylindrique 33a et 33b sont formées dans la partie terminale supérieure de l'arbre de sortie 5 de part et d'autre de l'axe central, symétriquement et parallèlement l'une à l'autre, et des pistons 33c et 33d sont insérés respectivement dans les parties centrales de

ces sections de cavité 33a et 33b, des chambres de pression 33e, 33f et 33g, 33h étant formées entre les deux extrémités de chacun des pistons 33c, 33d et un corps cylindrique creux 36 étant emmanché sur la

5 périphérie de l'arbre de sortie 5. D'autre part, une partie terminale de l'arbre de direction 2 est insérée à rotation dans la partie axialement centrale de l'arbre de sortie 5, et des saillies d'accouplement 2b et 2c disposées symétriquement sur la partie terminale de

10 l'arbre de direction 2 sont engagées dans des cavités d'accouplement 33i et 33j formées dans les pistons 33c et 33d. Comme le montre la figure 14, les chambres de pression 33e et 33h sont mises en communication avec un

15 orifice d'entrée/sortie 33n ménagé dans la surface périphérique du boîtier 31 à travers un passage 33k formé dans l'arbre de sortie 5, un passage 33l formé entre la surface périphérique de l'arbre de sortie 5 et la surface

intérieure du boîtier 31, et un passage 33m formé dans le boîtier 31, cet orifice d'entrée/sortie 33n étant mis en

20 communication avec les orifices d'entrée/sortie $9j_1$ et $9j_2$ montrés sur la figure 3. Ici, l'orifice d'entrée/sortie 33n et les orifices d'entrée/sortie $9j_1$, $9j_2$ sont mis en communication l'un avec l'autre en

reliant l'orifice d'entrée/sortie 33n au moyen d'une tuyauterie à fluide 37 à un passage 9u dérivé d'un

25 passage 9s dans le boîtier 7a représenté sur la figure 3.

D'autre part, les chambres de pression 33f et 33g sont mises en communication avec un orifice d'entrée/sortie 33r formé dans la surface périphérique du

30 boîtier 31 à travers un passage 33o formé dans l'arbre de sortie 5, un passage 33p formé entre la surface périphérique de l'arbre de sortie 5 et la surface

intérieure du boîtier 31, et un passage 33q formé dans le boîtier 31 comme représenté sur la figure 14, cet orifice

35 d'entrée/sortie 33r étant relié aux orifices

d'entrée/sortie $9k_1$ de la valve de commande rotative 9 représentée sur la figure 3. Ici, l'orifice d'entrée/sortie 33r et les orifices d'entrée/sortie $9k_1$, $9k_2$ sont mis en communication entre eux par
5 l'intermédiaire des chambres de pression 11e, 11h du mécanisme 11 générateur de force de réaction de direction représenté sur la figure 3, un passage 11m entre l'extrémité inférieure de l'arbre d'entrée 20 et le pignon à arbre 21, une partie 11n d'accouplement à
10 cannelures de la barre de torsion 23 et du pignon à arbre 21, un passage 11o formé dans la partie centrale du pignon à arbre 21, un passage 11p formé dans un couvercle 7b vissé dans l'extrémité inférieure du boîtier, et une tuyauterie à fluide 38. A ce sujet, sur la figure 14, les
15 fuites de fluide d'un joint d'étanchéité d'huile 33s, des pistons 33c 33d, etc..., sont recueillies dans une cavité 33v formée dans l'extrémité supérieure de l'arbre de sortie 5 à travers un passage 33t formé dans l'arbre de sortie 5, et un passage 33u formé dans la surface
20 périphérique inférieure de la barre de torsion 32, et le fluide débordant de la cavité 33v est amené à un orifice de vidange 33y à travers l'intérieur d'un palier 33w et à travers une paire de valves de retenue 33x, cet orifice de vidange 33y étant relié à l'orifice de retour 8f de la
25 valve à orifices variables 8.

Par ailleurs, dans le mécanisme 4 de variation du rapport d'angle de braquage, au lieu qu'un couple de forces soit exercé sur l'arbre de direction 2 dans le même sens que le sens de braquage au moyen des pistons
30 33c, 33d actionnés par la pression hydraulique relative, l'un ou l'autre des deux pistons peut être omis et le déplacement en rotation peut être imprimé à l'arbre de direction 2 par l'autre piston seulement.

Par ailleurs, au lieu que le déplacement en rotation soit produit par application du couple de forces à l'arbre de direction 2 directement par les pistons 33c, 33d, les pistons peuvent être reliés à l'arbre de direction 2 par l'intermédiaire d'un mécanisme de transmission tel qu'un mécanisme à crémaillère et pignon ou analogue.

D'autre part, bien qu'une barre de torsion 32 soit utilisée en tant que corps élastique du mécanisme 4 de variation du rapport d'angle de braquage, d'autres corps rigides ayant une rigidité en torsion relativement élevée, telle que du caoutchouc durci, une matière plastique renforcée à la fibre de verre, etc..., peuvent être employés.

Le fonctionnement du mode de réalisation décrit ci-dessus va maintenant être décrit. En supposant d'abord que le véhicule soit en état d'arrêt, étant donné que la vitesse du véhicule est alors nulle, la valeur effective du courant d'attaque délivré par l'unité de commande 15 est maximale. En conséquence, le tiroir 8h est maintenu en position déplacée vers la gauche à l'encontre du ressort de rappel 8i par le solénoïde électromagnétique 8g. De ce fait, comme représenté sur la figure 13, dans la valve 8 à orifices variables, l'aire de communication entre l'orifice d'entrée 8a et l'orifice de sortie 8e est maximale, l'aire de communication entre l'orifice d'entrée 8a et l'orifice de sortie 8d est nulle et l'aire de communication entre l'orifice de sortie 8d et l'orifice de vidange 8c est maximale.

Par conséquent, la totalité du fluide hydraulique arrivant de la pompe 13 est amenée à l'orifice de sortie 8e et ensuite aux orifices d'entrée 9d₁, 9d₂ de la valve de commutation rotative 9. A ce moment, si le volant de direction 1 n'est pas tourné alors que le véhicule est à l'arrêt, comme représenté sur

la figure 2, le tiroir rotatif 9c est en position neutre et de ce fait le fluide hydraulique amené aux orifices d'entrée $9d_1$, $9d_2$ s'écoule en se ramifiant des passages $9l_1$, $9l_2$ vers les orifices d'entrée/sortie $9f_1$, $9g_1$ et $9f_2$, $9g_2$ et est amené aux chambres de pression 10c et 10d du cylindre de puissance 10. Toutefois, étant donné que les pressions des chambres de pression 10c et 10d deviennent égales, la tige de piston 10a est immobilisée en position centrale et le volant de direction est maintenu en position de marche en ligne droite. Ainsi, le fluide hydraulique s'écoulant séparément vers chacun des orifices d'entrée/sortie $9f_1$, $9g_1$ et $9f_2$, $9g_2$ s'écoule dans les passages de vidange voisins $9m_1$ à $9m_4$, et retourne au réservoir 14 à travers la cavité 9n, l'orifice de retour 8f et l'orifice de vidange 8b de la valve 8 à orifices variables.

Par ailleurs, en cet état d'arrêt du véhicule, quand on tourne le volant de direction 1 à droite (ou à gauche) alors que le véhicule est au repos, la force de direction du volant de direction 1 est transmise à l'arbre d'entrée 20 par l'intermédiaire de l'arbre de direction 2, de la barre de torsion 32 de rigidité en torsion relativement élevée, de l'arbre de sortie 4 et du joint universel 5, et le tiroir rotatif 9c de la valve de commutation rotative 9 tourne dans le sens horaire (ou dans le sens anti-horaire) suivant la figure 2. De ce fait, les aires communicantes entre les orifices d'entrée $9d_1$, $9d_2$ et les orifices d'entrée/sortie $9g_1$, $9g_2$ (ou $9f_1$, $9f_2$) augmentent en comparaison des aires communicantes entre les orifices d'entrée $9d_1$, $9d_2$ et les orifices d'entrée/sortie $9f_1$, $9f_2$ (ou $9g_1$, $9g_2$), de sorte que la pression dans le côté chambre de pression 10d (ou 10c) du cylindre moteur 10 augmente en comparaison de celle de la chambre de pression 10c (ou 10d), et la tige de piston 10a se déplace vers la droite (ou vers la

gauche), et une force prédéterminée d'assistance de direction est engendrée pour permettre de tourner le volant de direction avec un faible effort pendant que le véhicule est à l'arrêt. A ce moment, par suite du mouvement de la tige de piston 10a, le fluide chassé de la chambre de pression 10c (ou 10d) s'écoule à travers les orifices d'entrée/sortie $9f_1$, $9f_2$ (ou $9g_1$, $9g_2$) de la valve de commutation rotative 9 et les passages de vidange $9m_3$, $9m_4$, et retourne au réservoir 14 à travers la section de cavité 9m, et l'orifice de retour 8f et l'orifice de vidange 8b de la valve 8 à orifices variables. Par ailleurs, le fluide de travail restant dans les chambres de pression 11e, 11h (ou les chambres de pression 11f, 11g) du mécanisme 11 générateur de force de réaction de direction retourne au réservoir d'huile 14 à travers les orifices d'entrée/sortie $9k_1$, $9k_2$ (ou $9j_1$, $9j_2$) et $9e_1$, $9e_2$, et à travers l'orifice de sortie 8d, l'orifice A_0 , et l'orifice de vidange 8c de la valve 8 à orifices variables. Ainsi, une force de réaction de direction inutile n'est jamais engendrée en ce qui concerne l'arbre d'entrée 20.

Quand le véhicule à l'état d'arrêt est mis en marche et que sa vitesse augmente, la valeur effective du courant d'attaque délivré par l'unité de commande 15 diminue, de sorte que le tiroir 8h de la valve 8 à orifices variables est déplacé vers la droite par le ressort de rappel 8i, et l'aire de communication entre l'orifice d'entrée 8a et l'orifice de sortie 8e diminue. De ce fait, la pression de fluide fournie au cylindre de puissance 10 diminue ainsi que la force d'assistance de direction, et, en définitive, la poussée de l'arbre à crémaillère 26 par rapport au couple de l'arbre d'entrée diminue avec l'augmentation de la vitesse du véhicule, comme le montre la figure 16, et se rapproche de la caractéristique de la direction manuelle indiquée par les

lettres M.S., dans laquelle aucune force d'assistance de direction n'est engendrée par le cylindre de puissance 10.

A ce sujet, sur la figure 16, quand
5 l'augmentation du couple TH de l'arbre d'entrée dépasse certaines valeurs dans une plage relativement petite de vitesses du véhicule, la poussée F_R de l'arbre à crémaillère n'augmente que faiblement. La raison en est
10 le réservoir d'alimentation 13, l'assistance en puissance au-dessus d'une certaine valeur n'est pas effectuée.

D'autre part, l'aire de communication entre l'orifice d'entrée 8a et l'orifice de sortie 8d de la valve 8 à orifices variables augmente avec l'augmentation
15 de la vitesse du véhicule, comme le montre la figure 13, et l'aire de communication entre l'orifice de sortie 8t et l'orifice de vidange 8c diminue. En conséquence, une partie du fluide hydraulique fournie par la pompe 13 est amenée aux orifices d'entrée $9e_1$, $9e_2$ de la valve de
20 commutation rotative 9. De ce fait, quand on fait tourner le volant de direction 1 à droite (ou à gauche), le tiroir rotatif 9c de la valve de commutation rotative 9 tourne dans le sens horaire (ou dans le sens
anti-horaire). En conséquence, la pression du fluide
25 hydraulique du côté des orifice d'entrée/sortie $9k_1$, $9k_2$ (ou $9j_1$, $9j_2$ devient élevée en comparaison de celle du côté des orifices d'entrée/sortie $9j_1$, $9j_2$ (ou $9k_1$, $9k_2$), et cette pression est fournie aux chambres de pression
11e et 11h (ou 11f et 11g) du mécanisme 11 générateur de
30 force de réaction de direction. Ainsi, les plongeurs 11c, 11d exercent un couple de forces en tant que force de réaction de direction sur l'arbre d'entrée 20 dans le sens opposé au sens de braquage, et la sensation de direction au volant de direction 1 devient forte et
35 prévient un braquage brusque. La relation entre la

pression dans le cylindre de puissance 10 et la pression dans le mécanisme 11 générateur de force de réaction de direction en tant que paramètre de la vitesse V du véhicule est représentée sur la figure 17, et quand une

5 vitesse limite V_M du véhicule s'établit entre les comes de vitesse basse et haute du véhicule, à laquelle vitesse limite V_M du véhicule les aires de communication des orifices de sortie 8d et 8e par rapport à l'orifice d'entrée 8a de la valve 8 à orifices variables sont

10 égales entre elles, dans la gamme des basses vitesses du véhicule la pression dans le cylindre de puissance 10 est plus élevée que la pression dans le mécanisme 11 générateur de force de réaction de direction, et vice versa, dans la gamme de vitesses élevées du véhicule, la

15 pression dans le mécanisme 11 générateur de force de réaction de direction est plus élevée que la pression dans le cylindre de puissance 10, de sorte que l'on peut ainsi obtenir une sensation de direction optimale correspondant à la vitesse du véhicule.

20 De même, dans une condition telle que le fluide hydraulique est délivré aux orifices d'entrée/sortie $9k_1$, $9k_2$ (ou $9j_1$, $9j_2$) de la valve de commutation rotative 9, ce fluide hydraulique est aussi fourni à l'orifice d'entrée 33m (ou 33r) du mécanisme 4 de variation du

25 rapport d'angle de braquage. Ainsi, le fluide hydraulique amené à l'orifice d'entrée 33n (ou 33r) est amené aux chambres de pression 33e, 33h (ou 33f, 33g) du mécanisme de rotation 33 à travers les passages 33m, 33l, 33k (ou les voies de fluide 33q, 33p, 33o). En conséquence, les

30 plongeurs 33c et 33d se déplacent de manière à produire un couple de forces qui déplace en rotation l'arbre de direction 2 dans le sens de braquage. Par conséquent, le déplacement angulaire de l'arbre de direction 2 en conformité avec l'angle de braquage augmente à l'encontre

35 de la rigidité en torsion de la barre de torsion 32, et

le rapport d'angle de braquage augmente. A ce sujet, une relation entre la pression hydraulique réactive fournie aux chambres de pression 33e, 33h et 33f, 33g, et l'angle de torsion de la barre de torsion 32 est, comme on l'a
 5 montré sur la figure 18, une relation proportionnelle, de sorte que l'angle de torsion augmente avec l'augmentation de la pression de force de réaction.

On va maintenant décrire le changement du rapport d'angle de braquage par le mécanisme 4 de
 10 variation du rapport d'angle de braquage. En premier lieu, un angle de braquage θ_S du volant de direction 1 peut être exprimé par la formule suivante :

$$\begin{aligned} \theta_S &= \theta_G + \theta_R \\ \theta_G &= n_G \cdot \theta_w \\ \theta_R &= \frac{T_H}{K} + \frac{2 \cdot Sp \cdot P_R \cdot R}{K} \quad \dots(1) \end{aligned}$$

dans laquelle θ_G est l'angle de rotation de l'arbre d'entrée du mécanisme de direction du type à crémaillère
 25 et pignon, θ_R est l'angle de torsion du mécanisme 4 de variation du rapport d'angle de braquage, n_G est le rapport d'engrenage du mécanisme de direction du type à crémaillère et pignon, θ_w est l'angle de rotation de la roue, T_H est le couple de direction agissant sur le
 30 volant de direction 1, K est la constante d'élasticité de la barre de torsion 32, Sp est la surface des plongeurs 33c, 33d, P_R est la pression hydraulique réactive, et R est la longueur (le rayon) des saillies d'accouplement 2b, 2c de l'arbre de direction 2 à partir du centre de
 35 l'arbre d'entrée 20.

Par ailleurs, une relation entre le couple de direction agissant sur le volant de direction 1 et la pression hydraulique réactive est représentée sur la figure 19. Dans la gamme de basses vitesses du véhicule, comme indiqué par la courbe en traits pleins, la pression hydraulique réactive n'est sensiblement pas produite et en outre, le couple de direction nécessaire à ce moment est d'une valeur obtenue en multipliant un angle (environ 3°) pour fermer complètement le tiroir rotatif 9c de la valve de commutation rotative 9 par la constante d'élasticité de la barre de torsion 32, et de la sorte le couple de torsion requis est faible. D'autre part, dans la gamme de hautes vitesses du véhicule, comme le montre la courbe en traits tiretés, même quand le couple de direction est faible et que le tiroir rotatif 9c de la valve de commutation rotative 9 ne tourne pas autant (environ 1°), la pression hydraulique réactive s'accroît.

Par conséquent, quand l'angle de torsion θ_R de la barre de torsion 32 du mécanisme 4 de variation du rapport d'angle de braquage est calculé sur la base de la formule 1 susmentionnée en changeant le couple de direction, les résultats obtenus sont ceux représentés sur la figure 20. On comprendra de la figure 20 que, par rapport au même couple de direction, l'angle de torsion θ_{RH} dans la gamme de vitesses élevées du véhicule est de plusieurs fois plus grand que l'angle de torsion θ_{RL} dans la gamme de basses vitesses du véhicule.

D'autre part, les relations entre le couple de direction et l'angle de braquage sont montrées respectivement sur la figure 21 dans la gamme de basses vitesses du véhicule et sur la figure 22 dans la gamme de vitesses élevées du véhicule. Dans chacune des figures 21 et 22, la ligne droite pleine indique une caractéristique

de rigidité due à un couple de redressement de la roue, et elle augmente avec l'augmentation de la vitesse du véhicule.

En conséquence, en supposant que les angles de rotation de l'arbre d'entrée 20 du mécanisme à crémaillère et pignon pour faire tourner la roue sur la base du couple de redressement de la roue soient respectivement θ_{GH} et θ_{GL} , les angles de direction θ_{SH} et θ_{SL} du volant de direction 1 peuvent être obtenus, respectivement, en ajoutant les angles de torsion θ_{RH} et θ_{RL} aux angles de rotation θ_{GH} et θ_{GL} . Autrement dit :

$$\theta_{SH} = \theta_{GH} + \theta_{RH} \quad \dots(2)$$

$$\theta_{SL} = \theta_{GL} + \theta_{RL} \quad \dots(3)$$

D'autre part, les rapports d'angle de braquage des angles de rotation θ_{WH} , θ_{WL} de la roue et les angles de braquage totaux θ_{SH} , θ_{SL} du volant de direction 1 s'expriment comme suit :

$$n_{GH} = \frac{\theta_{SH}}{\theta_{WH}} = n_G + \frac{\theta_{RH}}{\theta_{WH}} \quad \dots(4)$$

$$n_{GL} = \frac{\theta_{SL}}{\theta_{WL}} = n_G + \frac{\theta_{RL}}{\theta_{WL}} \quad \dots(5)$$

Les angles de torsion θ_{RH} et θ_{RL} du mécanisme 4 de variation du rapport d'angle de braquage sont, comme cela apparaît à la figure 20, conformes à la relation $\theta_{RH} > \theta_{RL}$, et l'angle de rotation de la roue diminue avec l'augmentation de la vitesse du véhicule étant donné que le couple d'assistance de direction diminue avec l'augmentation de la vitesse du véhicule, de sorte que $\theta_{WH} < \theta_{WL}$.

Par conséquent, les valeurs des seconds termes des côtés de droite des formules 4 et 5 diffèrent dans une grande mesure et, en définitive, les rapports d'angle de braquage résultent en $n_{GH} > n_{GL}$, et le rapport d'angle de braquage n_{GH} dans la gamme de vitesses élevées du véhicule prend une valeur beaucoup plus élevée que le rapport d'angle de braquage n_{GL} dans la gamme de basses vitesses du véhicule.

De ce fait, une sensation de direction optimale peut être obtenue dans toute la gamme allant de la gamme de basses vitesses à la gamme de vitesses élevées du véhicule.

Plus précisément, la rigidité en torsion de la barre de torsion 32 est choisie d'une valeur élevée, de sorte que dans la gamme de basses vitesses du véhicule, le déplacement en rotation produit par les moyens 33 générateurs de déplacement en rotation n'est pas communiqué à l'arbre de direction 2, et l'effort de direction du volant de direction 1 est transmis au dispositif générateur de force d'assistance de direction avec un léger déplacement en rotation causé par une légère torsion de la barre de torsion 32 elle-même qui a une rigidité en torsion relativement élevée. Ainsi, une force de braquage qui est sensiblement la même que dans le cas habituel ne comportant pas de barre de torsion 32 peut être transmise. D'autre part, dans la gamme de hautes vitesses du véhicule, étant donné que le déplacement en rotation dans le sens de braquage est produit par le moyen 33 générateur de déplacement en rotation et qu'il est conçu pour augmenter positivement l'angle de torsion de la barre de torsion 32, il est possible de prévenir le phénomène dit de survirage de la roue de direction 1 lors de la marche du véhicule à vitesse élevée et d'assurer la stabilité de la marche en ligne droite du véhicule.

Comme décrit dans ce qui précède, dans ce mode de réalisation, une partie de la pression hydraulique réactive fournie au mécanisme 11 générateur de force de réaction de braquage est appliquée au moyen 33 générateur de déplacement en rotation du mécanisme 4 de variation du rapport d'angle de braquage. Ainsi, la tuyauterie pour le raccordement au réservoir 14 n'est pas nécessaire et l'installation des tuyauteries est facile et les coûts peuvent être réduits. En même temps, étant donné que le mécanisme de variation du rapport d'angle de braquage est disposé autour de l'arbre de direction 2 constituant l'arbre d'entrée, la configuration générale peut être simplifiée et son encombrement réduit.

Bien que l'explication du mode de réalisation ci-dessus concerne le cas où l'orifice de vidange 8b et l'orifice de retour 8f sont prévus dans la valve 8 à orifices variables, ces orifices peuvent être omis et la cavité 9n de la valve de commutation rotative peut être reliée directement au réservoir d'huile 14.

Par ailleurs, quand l'agencement de la figure 5 n'est pas appliqué à l'unité de commande, la valve 8 à orifices variables peut être du type rotatif au lieu du type à translation.

D'autre part, le fait que l'orifice variable A_0 en tant que valve d'ouverture et de fermeture soit prévu dans la valve 8 à orifices variables n'a pas un caractère limitatif, et l'orifice variable A_0 peut être conçu comme un corps distinct de la valve 8 à orifices variables et conçu pour fonctionner en association avec le tiroir 8h, et peut être relié à l'orifice de sortie 8d de la valve 8 à orifices variables.

De plus, le mécanisme 11 générateur de force de réaction de braquage n'est pas limité au cas dans lequel le couple de forces est engendré dans l'arbre d'entrée 20 par les plongeurs de commande 11c, 11d, et les plongeurs

de commande 11c, 11d peuvent être disposés en parallèle avec la direction axiale de l'arbre d'entrée 20 pour ainsi exercer une force de pression sur les bras de commande 20a, 20b.

5 Un autre mode de réalisation de la présente invention va maintenant être décrit en référence à la figure 23.

10 Ce mode de réalisation est conçu de manière à ne pas gêner la sensation de conduite et dégrader la longévité quand la force de réaction de direction dans le mécanisme 11 générateur de force de réaction de direction devient excessivement grande.

15 Plus précisément, une valve de décharge 60 en tant que moyen de réglage de pression hydraulique est intercalée entre l'orifice de sortie 8d d'une valve 8 à orifices variables et un réservoir d'huile 14. La valve de décharge 60 supprime la pression de fluide de travail délivrée à l'orifice de sortie 8d de la valve 8 à orifices variables à une pression prédéterminée (par
20 exemple 490 N (ou moins), et empêche ainsi la force de réaction de direction de devenir excessivement grande et de donner une sensation de conduite inutilement forte; en même temps, elle protège une barre de torsion 23 et sa goupille 25 contre un endommagement par rupture dû à la
25 fatigue et en améliore la longévité. En d'autres termes, quand le volant de direction 1 est tourné à droite, dans le cas où le fluide de travail doit être fourni au mécanisme 11 générateur de force de réaction de direction, comme montré à la figure 3, étant donné que le
30 fluide de travail est fourni au mécanisme 11 générateur de force de réaction de direction à travers les passages 9o, 9p entre la douille extérieure 9b et le tiroir 9c de la valve de commutation rotative 9, si la pression de fluide de travail est élevée (par exemple 1373 N), la
35 douille extérieure 9b est poussée vers le haut par cette

pression. Dans ce cas, étant donné que la douille
extérieure 9b est reliée au tiroir 9c (l'arbre d'entrée
20) par l'intermédiaire du palier de butée 9u, comme
représenté sur la figure 3, l'arbre d'entrée 20 subit
5 l'action, en plus de la pression du fluide de travail,
d'une forte contrainte de traction dirigée de bas en haut
le séparant du pignon à arbre 21 et due à la force de
pression du palier de butée 9u, et ces pression et force
provoquent sa rupture due à la fatigue et son
10 endommagement.

Dans ce mode de réalisation, comme représenté
sur la figure 23, un tiroir 8h de la valve 8 à orifices
variablés est actionné par un mécanisme d'entraînement 8k
qui est commandé par un signal de commande de l'unité de
15 commande 15.

Ce mécanisme d'entraînement 8k se compose d'un
moteur pas-à-pas 8l mis en rotation par un courant
impulsionnel en provenance de l'unité de commande 15,
d'un arbre fileté 8n couplé à l'arbre de sortie du moteur
20 pas-à-pas 8l par l'intermédiaire d'un mécanisme
d'engrenage réducteur 8m, d'un filetage femelle 8o formé
sur le tiroir 8h et en prise avec l'arbre fileté 8n.
D'autre part, le tiroir 8h comporte un doigt
d'accouplement 8p en saillie sur ledit tiroir, et le
25 doigt d'accouplement 8p est en prise avec une rainure
d'accouplement 8r disposée axialement et formée dans la
surface intérieure d'un corps formant couvercle 8q vissé
dans l'extrémité ouverte d'un boîtier de valve
cylindrique 8j comportant une paroi inférieure, de sorte
30 que le tiroir 8h n'est mobile que dans le sens axial.
Dans ce cas, l'unité de commande 15, au lieu du circuit
de la figure 5, convertit la tension de sortie du circuit
34 de conversion fréquence-tension en un signal numérique
par un convertisseur analogique/numérique, et délivre le
35 signal numérique à un circuit de traitement de signaux en

tant que valeur de consigne d'une position de commande. Dans ce circuit de traitement de signaux, l'écart entre la position présente et la position de commande est calculé, et des signaux impulsionnels à nombre
5 d'impulsions prédéterminé sont délivrés au moteur pas-à-pas 8l afin de déplacer le tiroir 8h jusqu'à la position de commande en fonction de l'écart et en référence au pas de filetage de l'arbre 8n. Ainsi, le moteur pas-à-pas 8l tourne d'un nombre de rotations
10 prédéterminé en réponse aux signaux impulsionnels et le tiroir 8l se déplace jusqu'à la position de commande.

D'autre part, le port de vidange 8c et l'orifice variable A_0 de la valve 8 à orifices variables sont omis, et l'évacuation du fluide de travail restant
15 par manoeuvre du volant de direction 1 lorsque le mécanisme 11 générateur de force de réaction de direction n'est pas en fonctionnement, c'est-à-dire quand le véhicule est à l'arrêt ou en marche à faible vitesse, cette évacuation se faisant par l'orifice de vidange 8c
20 et l'orifice variable A_0 du mode de réalisation précédent, est conçue dans le présent mode de réalisation de manière à s'effectuer par des orifices fixes 65 formés dans les plongeurs de commande 11c et 11d du mécanisme 11 générateur de force de réaction de direction. A ce sujet,
25 le mode d'évacuation du fluide de travail restant n'est pas limité à l'utilisation des orifices fixes 65 susmentionnés, et un orifice mettant directement en communication les chambres de pression 11e à 11j avec la vidange peut être prévu, et au lieu de cela, une valve de
30 commande du type interrompant l'écoulement de liquide peut être utilisée dans la valve de commutation rotative 9.

Un autre mode de réalisation de la valve 8 à orifices variables susmentionnée va être décrit en
35 référence à la figure 24.

Dans ce mode de réalisation, une rainure annulaire 66 est réalisée dans la surface périphérique du tiroir 8h entre un orifice d'entrée 8a et un orifice de vidange 8b d'un boîtier de valve 8j, et dans la rainure annulaire 60 est monté, du côté intérieur, un joint torique 67, tandis qu'un anneau en résine 68 servant d'élément annulaire de friction est monté du côté extérieur, l'anneau en résine 68 étant en contact pressé avec la surface intérieure du boîtier de valve 8j. Face à cette structure, il est possible de fermer d'une manière étanche un très petit intervalle entre le tiroir 8h et le boîtier de valve 8j à une position entre l'orifice d'entrée 8a et la partie de vidange 8b, et d'empêcher d'une manière sûre la génération de vibration due au mouvement du tiroir 8h, et en même temps, de prévenir une fuite de fluide hydraulique sans défaillance.

RE V E N D I C A T I O N S

1. Système de direction assistée qui engendre une force d'assistance de direction et une force de réaction de direction selon le couple de direction appliqué à un arbre d'entrée de direction d'un véhicule, et qui comprend
- 5 une unité de commande (15) pour le réglage de la force de direction sur la base d'un signal de détection d'un moyen de détection d'un facteur de quantité physique qui varie en fonction d'un état de marche et d'un état de direction dudit véhicule, caractérisé en ce qu'il comporte un dispositif de
- 10 commande de force de direction comprenant :
- une valve (8) à orifices variables pour la division d'un passage d'amenée d'un fluide de travail à débit constant en deux passages et pour la sélection d'un rapport de débits d'écoulement entre lesdits deux passages selon un
- 15 signal de commande en provenance de ladite unité de commande (15), la dite valve (8) à orifices variables fonctionnant en synchronisme de telle manière que la somme des sections variant dans lesdits deux passages, respectivement, soit égale ou supérieure à une valeur prédéterminée ;
- 20 une paire de valves (9) de commutation de passages reliées aux côtés de sortie, respectivement, des passages divisés de ladite valve (8) à orifices variables afin de commuter les passages de fluide de travail selon le couple de direction agissant sur ledit arbre d'en-
- 25 trée (2) ;
- un mécanisme (10) générateur de force d'assistance de direction pour la production d'une force d'assistance de direction pour un organe de direction par le fluide de travail fourni par l'une desdites valves (9) de commutation
- 30 de passages ; et
- un mécanisme (11) générateur de force de réaction de direction pour la production d'une force de réaction

de direction pour ledit arbre d'entrée (2) par le fluide de travail fourni par l'autre valve de commutation de passages.

5 2. Système suivant la revendication 1, caracté-
risé en ce que ladite valve (8) à orifices variables est
une valve à tiroir du type à translation comportant
un tiroir (8h) monté à coulissement dans un
boîtier de tiroir (8j), ledit tiroir (8h) étant actionné
par un mécanisme à commande électrique (8g).

10 3. Système suivant la revendication 2, caracté-
risé en ce que le tiroir (8h) est pourvu d'une rainure
annulaire (66) dans lequel un joint torique (67) et un
anneau de friction (68) sont montés de telle manière que
ledit anneau de friction (68) soit en contact avec la
15 surface intérieure dudit boîtier de valve (8j).

 4. Système suivant la revendication 1, caractérisé
en ce que ladite paire de valves (9) de commutation
de passages sont formées dans une valve rotative commune
comportant un tiroir (9c) verrouillé réciproquement avec
20 l'arbre d'entrée (20), et une douille extérieure (9b)
fixée à l'organe de direction de telle manière que
lesdites deux valves (9) de commutation de passages soient
déphasées de 90° l'une par rapport à l'autre.

 5. Système suivant l'une des revendications 1 à
25 4, caractérisé en ce que ledit mécanisme (11) générateur
de force de réaction de direction comprend des bras de
commande (20a), (20b) formés sur ledit arbre d'entrée
(20) et disposés en saillie de part et d'autre de l'axe
dudit arbre d'entrée (20), une paire de trous de guidage
30 (11a), (11b) de rayon égal ménagés dans ledit organe de
direction à égale distance de son axe et parallèlement
l'un à l'autre, lesdits trous de guidage (11a), (11b)
communiquant, à l'une de leurs extrémités, avec les
côtés de sortie, respectivement, desdites valves (9) de

commutation de passages, et des plongeurs de commande comportant des cavités d'accouplement, montés dans lesdits trous de guidage et en prise avec lesdits bras de commande, ledit mécanisme (11) générateur de force de réaction de direction
5 appliquant audit arbre d'entrée un couple de forces par le fonctionnement dudit plongeur de commande.

6. Système de direction assistée qui produit une force d'assistance de direction et une force de réaction de direction selon le couple de direction appliqué à un arbre
10 d'entrée de direction d'un véhicule, et qui comprend une unité de commande (15) pour le réglage d'une force de direction sur la base d'un signal de détection fourni par un moyen de détection d'un facteur de quantité physique variant selon le régime de marche et la condition de direction dudit véhicule,
15 caractérisé en ce qu'il comporte un dispositif de commande de force de direction comprenant :

une valve (8) à orifices variables pour la division d'un passage d'amenée d'un fluide de travail à débit constant en deux passages comprenant un premier et un deuxième passage
20 et pour la sélection d'un rapport de débits entre lesdits premier et deuxième passages selon un signal de commande en provenance de ladite unité de commande (15), ladite valve (8) à orifices variables fonctionnant en synchronisme de telle manière que la somme des sections variant dans lesdits premier
25 et deuxième passages, respectivement, soit égale ou supérieure à une valeur prédéterminée ;

une paire de valves (9) de commutation de passages reliées auxdits premier et deuxième passages, respectivement, desdites valves (8) à orifices variables afin de commuter les
30 passages selon le couple de direction agissant sur ledit arbre d'entrée (20) ;

un mécanisme (10) générateur de force d'assistance de direction pour la production d'une force d'assistance de direction pour un organe de direction par le fluide de travail

en provenance de l'une desdites valves (9) de commutation de passages;

un mécanisme (11) générateur de force de réaction de direction pour la production de la force de réaction de direction pour ledit arbre d'entrée (20) par le fluide de travail en provenance de l'autre valve de commutation de passages; et

un passage de vidange comportant une valve d'ouverture et de fermeture reliée audit deuxième passage de ladite valve (8) à orifices variables pour l'ouverture et la fermeture en association avec le fonctionnement de ladite valve (8) à orifices variables.

7. Système suivant la revendication 6, caractérisé en ce que ladite valve (8) à orifices variables et ladite valve d'ouverture et de fermeture sont formées dans une valve à tiroir (8h) du type à translation.

8. Système suivant la revendication 7, caractérisé en ce que ladite valve à tiroir du type à translation (8h) comprend un tiroir pourvu d'une rainure annulaire formée autour de sa surface périphérique, un joint torique et un anneau de friction en contact avec la surface intérieure du boîtier de valve étant disposés dans ladite rainure annulaire.

9. Système de direction assistée produisant une force d'assistance de direction et une force de réaction de direction selon le couple de direction appliqué sur un arbre d'entrée de direction d'un véhicule, et comprenant une unité de commande pour le réglage d'une force de direction sur la base d'un signal de détection en provenance d'un moyen de détection d'un facteur de quantité physique variant selon le régime de marche et la condition de direction dudit véhicule, caractérisé en ce qu'il comporte un dispositif de commande de force de direction comprenant :

une valve à orifices variables pour la division d'un passage d'amenée d'un fluide de travail à débit d'écou-

lement constant en deux passages et pour la sélection d'un rapport de débits entre lesdits deux passages selon un signal de commande en provenance de ladite unité de commande, ladite valve à orifices variables fonctionnant en synchronisme de telle manière que la somme des sections variant dans les
5 deux passages, respectivement, soient égales ou supérieures à une valeur prédéterminée ;

une paire de valves de commutation de passages reliées au côté de sortie des passages divisés, respectivement, de
10 ladite valve à orifices variables afin de commuter les passages de fluide de travail selon le couple de direction agissant sur ledit arbre d'entrée ;

un mécanisme générateur de force d'assistance de direction pour la production d'une force d'assistance de
15 direction pour un organe de direction par le fluide de travail en provenance de l'une desdites valves de commutation de passages ;

un mécanisme générateur de force de réaction de direction pour la production d'une force de réaction de direc-
20 tion pour ledit arbre de sortie par le fluide de travail en provenance de l'autre valve de commutation de passage ; et

un mécanisme de variation du rapport d'angle de braquage (4), comprenant un corps élastique(32) interposé entre
25 ledit arbre d'entrée (2) et lesdites valves de commutation de passages(9), et comprenant des moyens générateurs de déplacement en rotation(33) pour provoquer un déplacement en rotation dudit arbre d'entrée(2) dans le même sens que le sens de braquage en association avec la force de réaction de direction dudit mécanisme générateur de force de réaction de direction(11).

10. Système suivant la revendication 9, caractérisé
30 en ce que ledit corps élastique est une barre de torsion (32)

11. Système de direction assistée produisant une force d'assistance de direction et une force de réaction de direction selon le couple de direction appliqué à un arbre
35 d'entrée de direction d'un véhicule, et qui comprend une unité

de commande pour le réglage de la force de direction sur la base d'un signal de détection d'un moyen de détection d'un facteur de quantité physique qui varie selon le régime de marche et la condition de direction dudit véhicule, caractérisé en ce qu'il comporte un dispositif de commande de force de direction comportant :

une valve (8) à orifices variables pour la division d'un passage d'amenée d'un fluide de travail à débit d'écoulement constant en deux passages et pour la sélection d'un rapport de débits entre lesdits deux passages selon un signal de commande en provenance de ladite unité de commande (15), ladite valve (8) à orifices variables fonctionnant en synchronisme de manière à ce que la somme des sections variant dans lesdits deux passages, respectivement, soit égale ou supérieure à une valeur prédéterminée ;

une paire de valves de commutation de passage (9) reliées au côté de sortie du passage divisé, respectivement, de ladite valve (8) à orifices variables pour commuter les passages de fluide de travail selon le couple de direction agissant sur ledit arbre d'entrée (2) ;

un mécanisme générateur de force d'assistance de direction (10) pour la production d'une force d'assistance de direction pour un organe de direction par le fluide de travail provenant de l'une desdites valves (9) de commutation de passages ; et

un mécanisme générateur de force de réaction de direction (11) pour la production d'une force de réaction de direction pour ledit arbre d'entrée (2) par le fluide de travail provenant de l'autre valve de commutation de passages ; et

des moyens de réglage de pression hydraulique (60) pour le réglage de la pression du fluide de travail fourni par ledit moyen générateur de force de réaction de direction.

12. Système suivant la revendication 11, caractérisé en ce que ladite valve (8) à orifices variables est une valve à tiroir du type à translation comportant un tiroir (8h)

monté à coulissement dans un boîtier (8j) de valve.

13. Système suivant la revendication 12, caractérisé en ce que le tiroir (8h) de ladite valve (8) à tiroir du type à translation est relié à un moteur pas à pas (8ℓ) actionné selon le résultat de la détection effectuée par ledit moyen de détection par l'intermédiaire d'un mécanisme (8n-8o) de conversion de la force de rotation dudit moteur pas (8ℓ) en force d'actionnement rectiligne.

14. Système suivant l'une des revendications 11, 12 et 13, caractérisé en ce que ledit moyen de réglage de la pression hydraulique (60) est une valve de décharge reliée à un passage d'amenée de fluide entre ladite valve (8) à orifices variables et lesdites valves de commutation (9), ou entre lesdites valves de commutation (9) et ledit mécanisme générateur de force de réaction de direction (11).

15. Système de direction assistée produisant une force d'assistance de direction et une force de réaction de direction selon le couple de direction appliqué à un arbre d'entrée de direction d'un véhicule, et qui comprend une unité de commande pour le réglage de la force de direction sur la base d'un signal de détection d'un moyen de détection d'un facteur de quantité physique variant selon le régime de marche et la condition de direction dudit véhicule, caractérisé par un dispositif de commande de force de direction comprenant :

25 une valve à orifices variables pour la division d'un passage d'amenée d'un fluide de travail à débit d'écoulement constant en deux passages et pour la sélection d'un rapport de débits entre lesdits deux passages par excitation d'un actionneur électromagnétique selon un signal de commande de ladite unité de commande, ladite valve à orifices variables fonctionnant en synchronisme de telle manière que la somme des sections variant dans lesdits deux passages, respectivement, soit égale ou supérieure à une valeur prédéterminée ;

- une paire de valves de commutation de passages reliées au côté de sortie, respectivement, des passages divisés de ladite valve à orifices variables afin de commuter les passages de fluide de travail selon le couple de direction agissant sur ledit arbre d'entrée ; et
- un mécanisme générateur de force d'assistance de direction pour la production d'une force d'assistance de direction pour un organe de direction par le fluide de travail en provenance de l'une des deux valves de commutation de passages ;
- caractérisé en ce que ladite unité de commande (15) comprend
- un circuit de conversion fréquence - tension (44) pour la conversion en signal de tension du signal de détection en provenance dudit moyen de détection (41),
- un circuit (49) de génération d'ondes triangulaires,
- un circuit de comparaison (52) de la tension de sortie dudit circuit (44) de conversion fréquence-tension avec la tension de sortie dudit circuit (49) de génération d'ondes triangulaires,
- un circuit de modulation en largeur d'impulsion (43) pour l'alimentation dudit actionneur électromagnétique (8g) en courant d'excitation à impulsions formées,
- un moyen de correction de tension (45) pour la correction de l'une ou l'autre des tensions de sortie dudit circuit de conversion fréquence-tension (44) et dudit circuit générateur d'ondes triangulaires (49), de telle sorte qu'une variation du courant d'excitation due à une variation de résistance interne provoquée par une variation de température du solénoïde dudit actionneur électromagnétique (8g) soit supprimée.
16. Système suivant la revendication 15, caractérisé en ce que ledit moyen de correction de tension (45) comprend une section (47) de correction de tension dudit solénoïde pour effectuer la correction en supprimant la variation de courant due à la

la variation de résistance interne provoquée par la variation de température dudit solénoïde (8q), selon le signal de tension dudit circuit de conversion fréquence-tension (44), et en ce que la valeur de crête de la tension de sortie dudit circuit générateur d'ondes triangulaires (49) varie selon la
5 tension corrigée délivrée par ladite section (47) de correction de tension du solénoïde.

FIG. 1

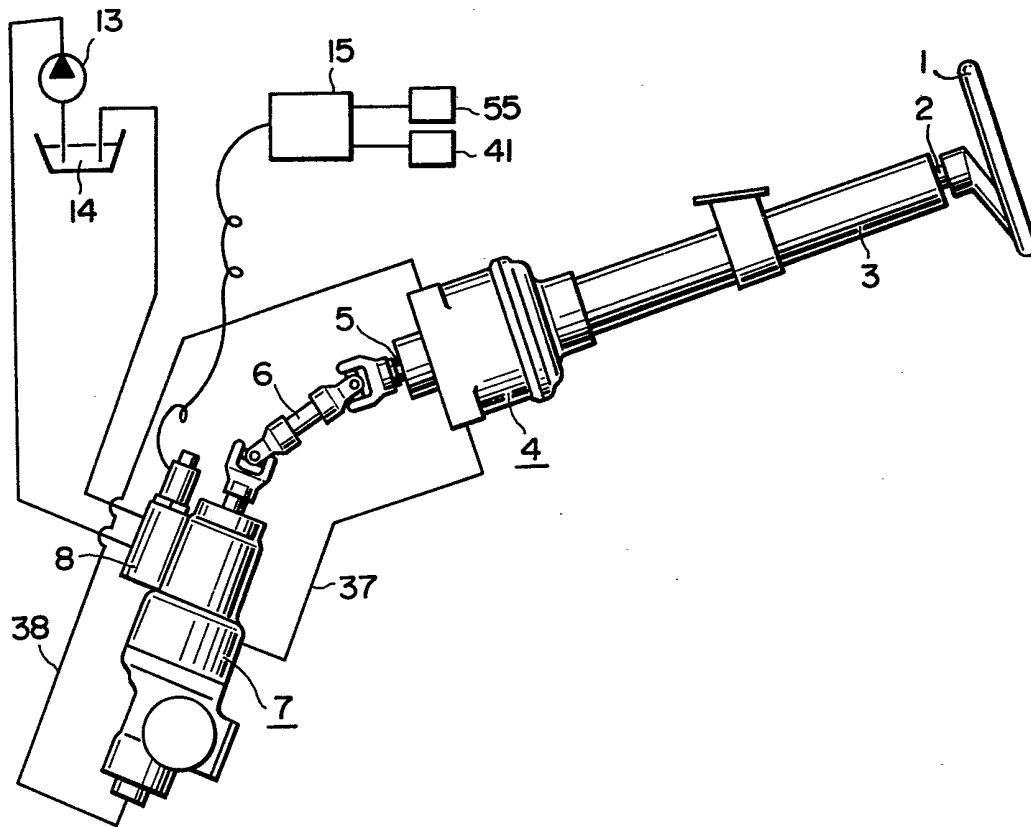


FIG. 2

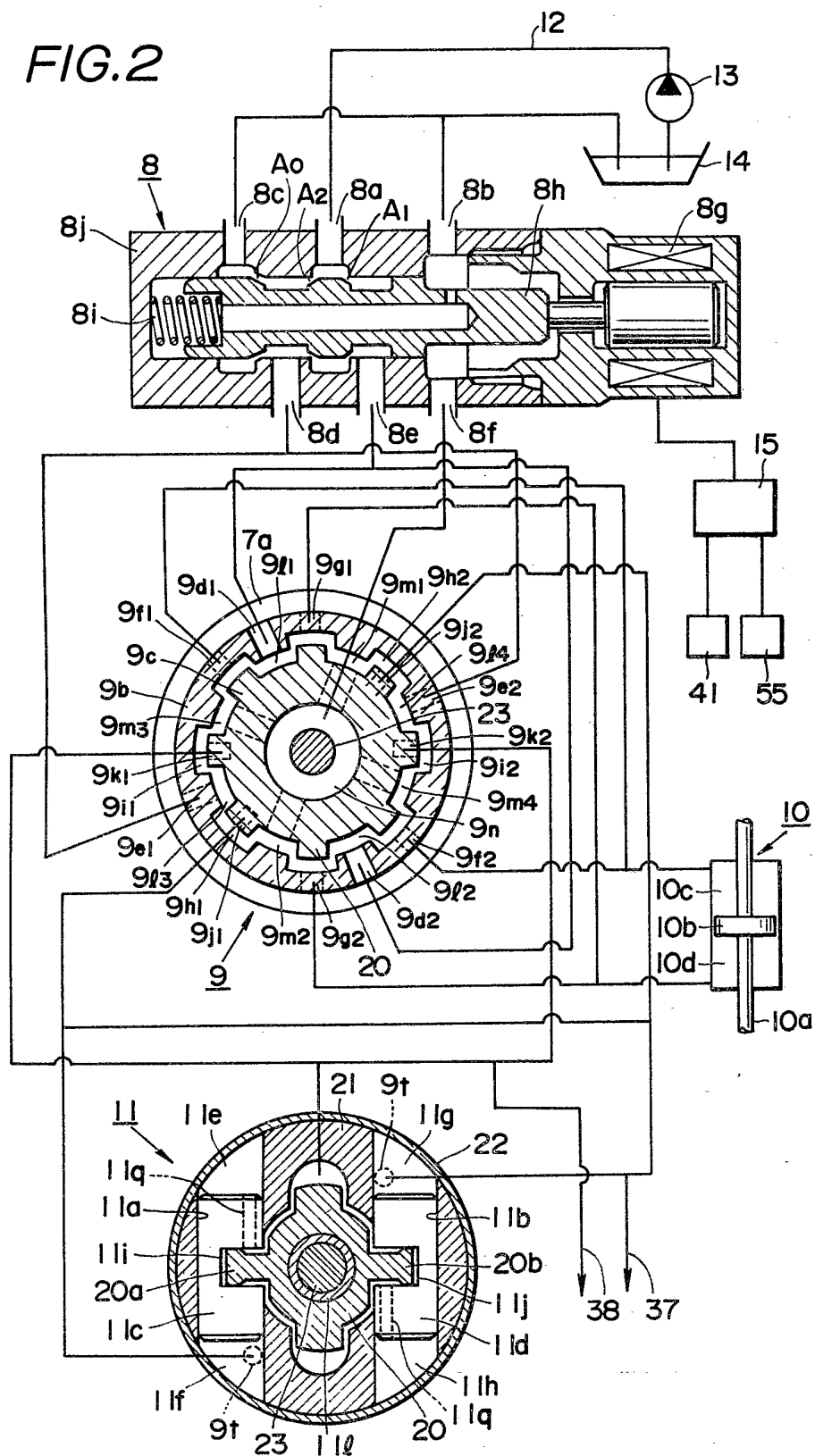


FIG. 3

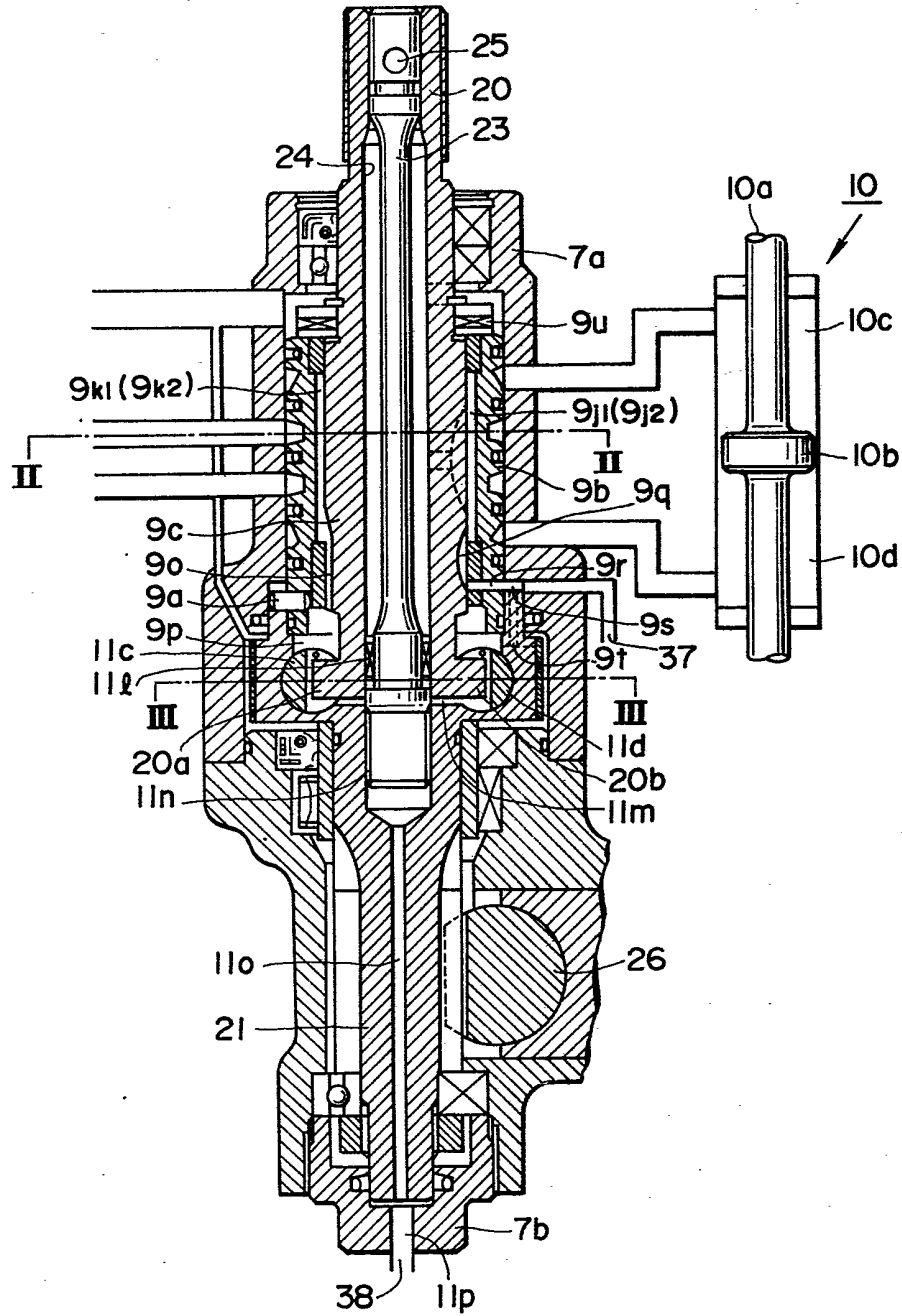


FIG. 4

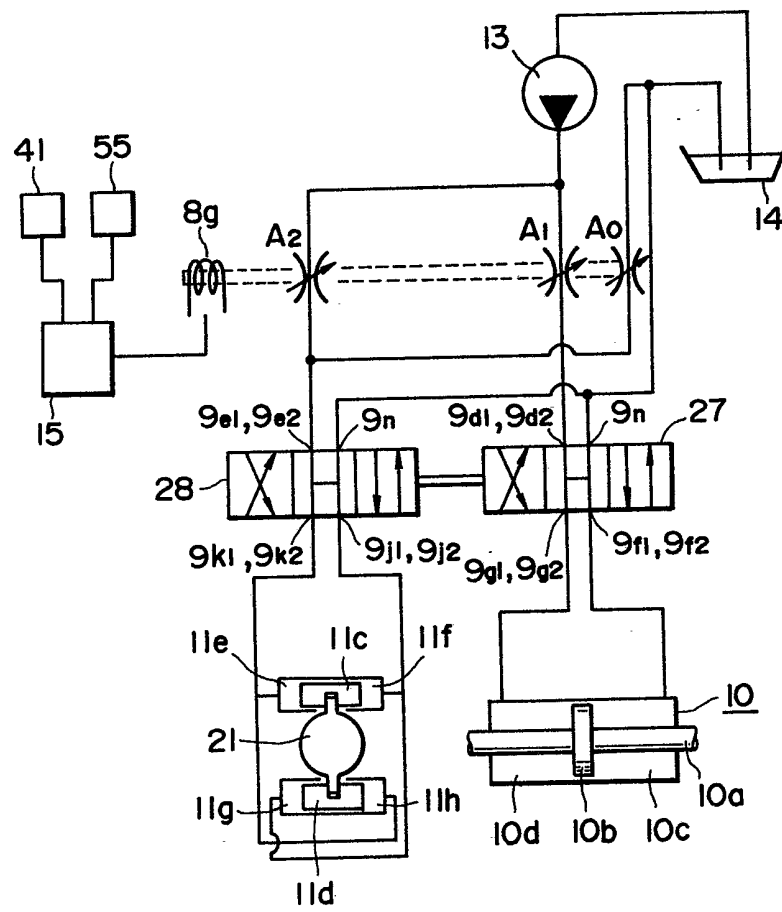


FIG.5

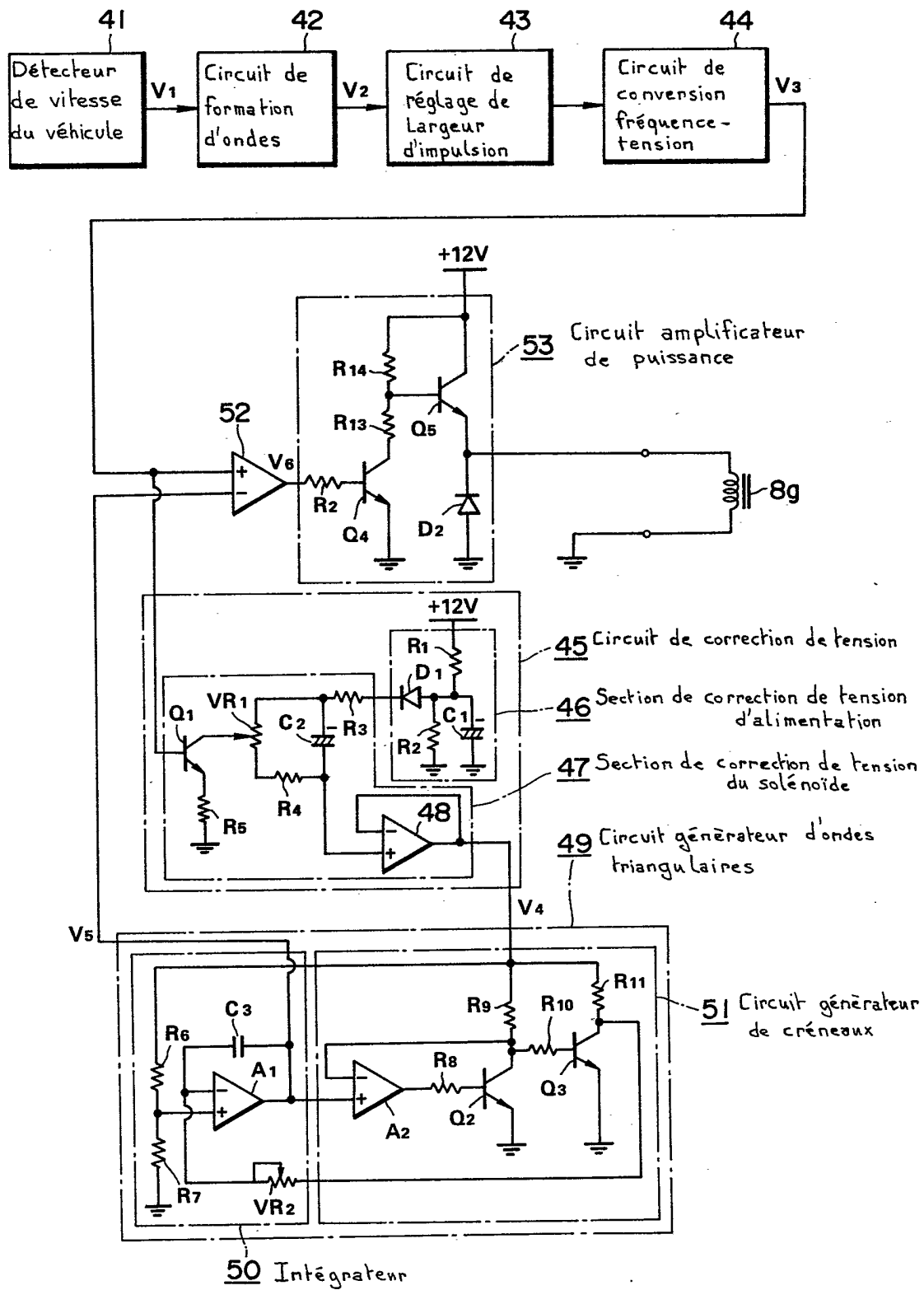


FIG. 6

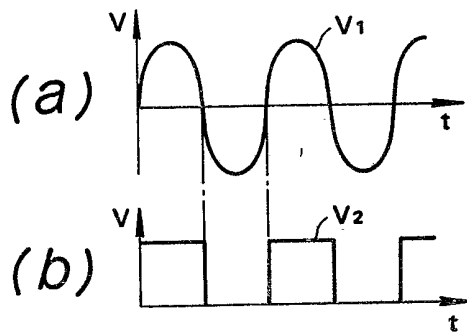


FIG. 7

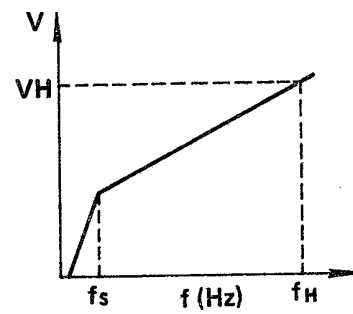


FIG. 8

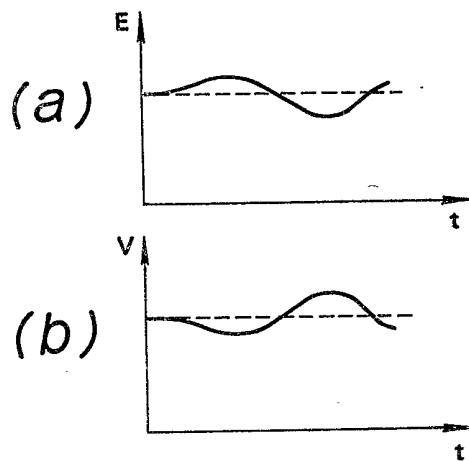


FIG. 9

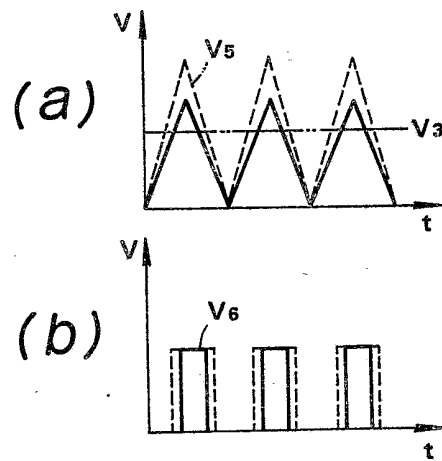


FIG. 10

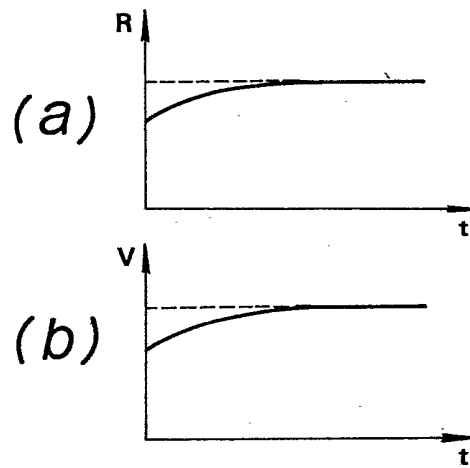


FIG. 11

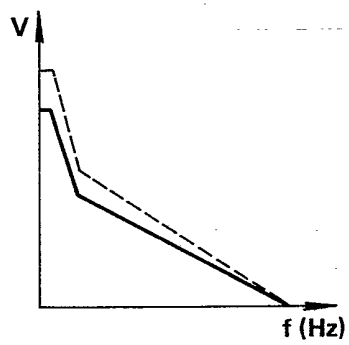


FIG. 12

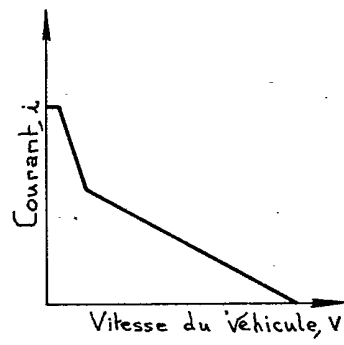


FIG.13

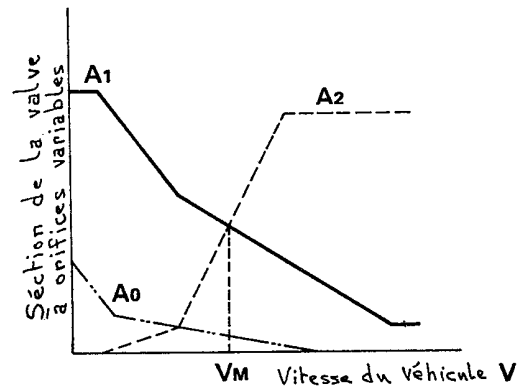


FIG.16

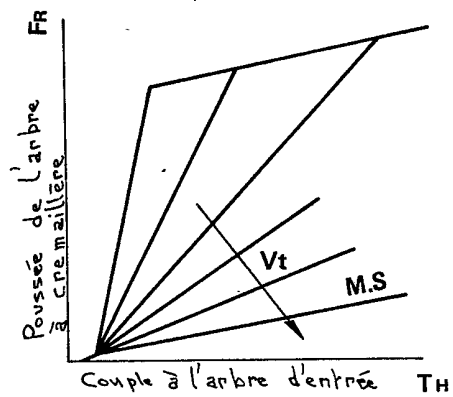


FIG.17

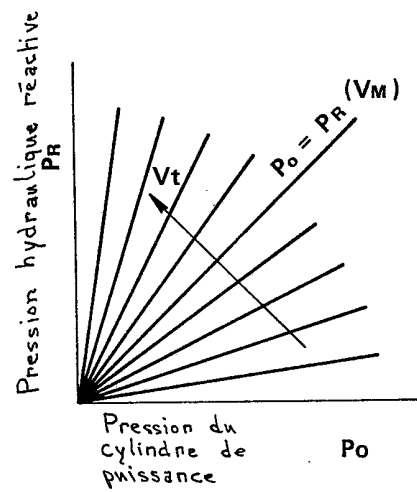


FIG.14

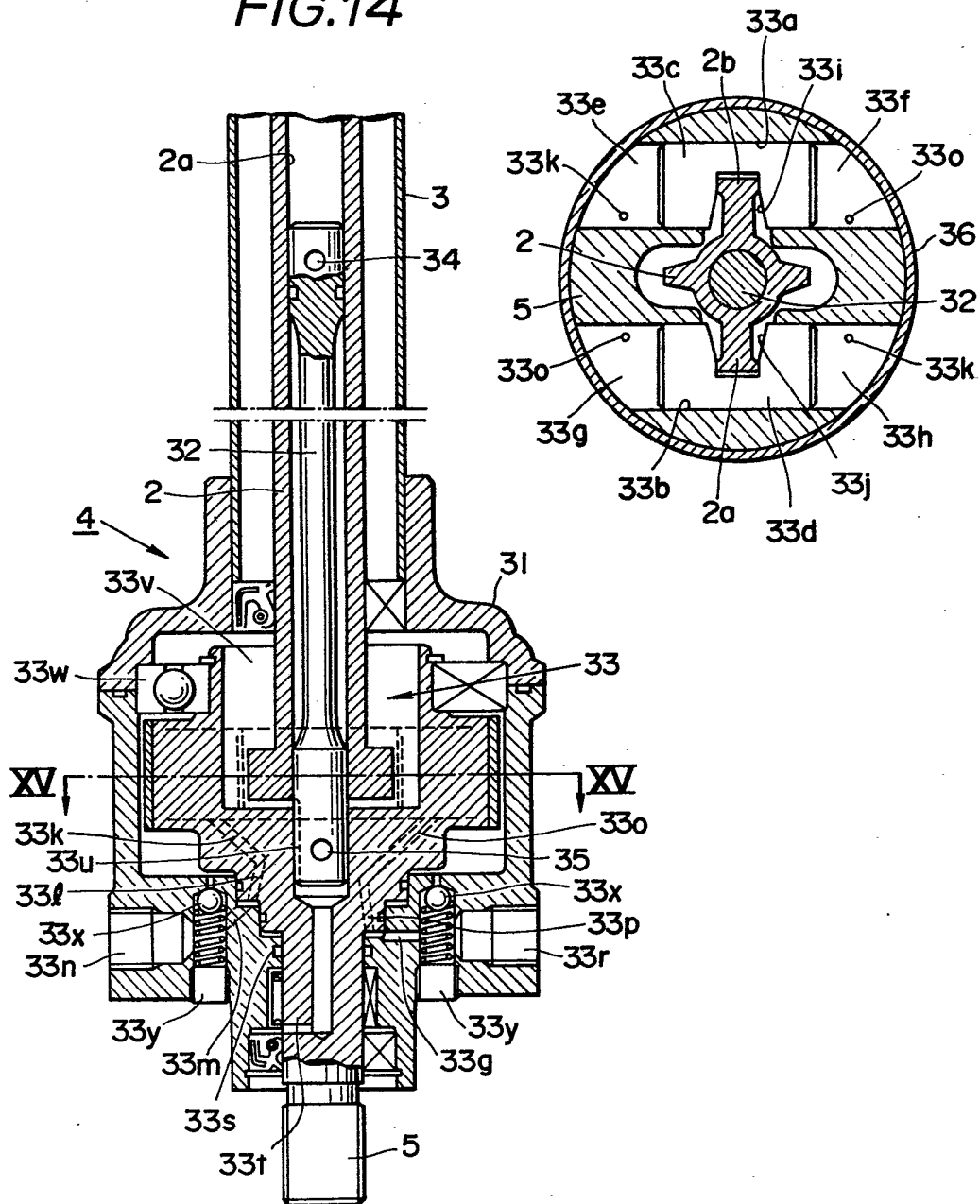


FIG.18

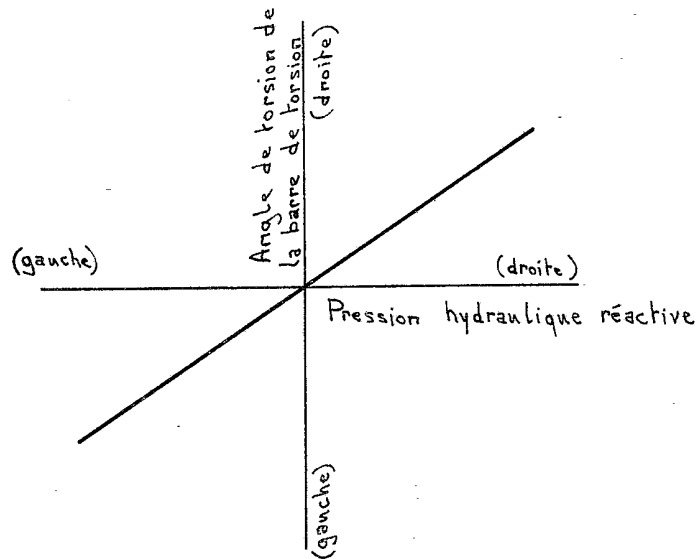


FIG.19

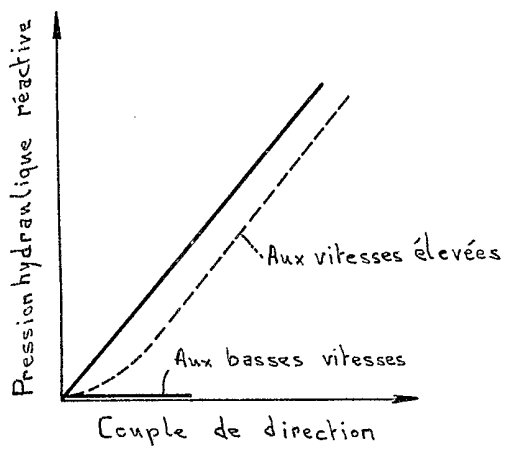


FIG.20

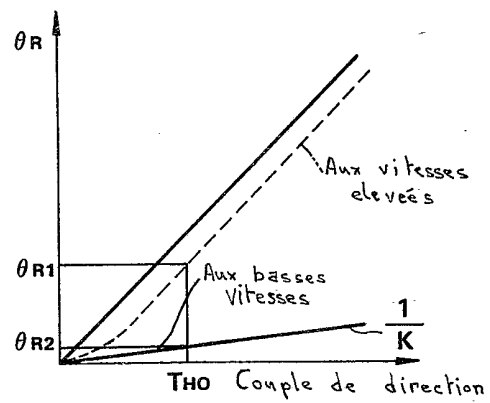


FIG.21

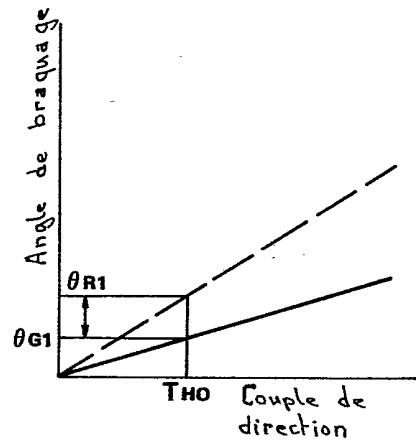


FIG.22

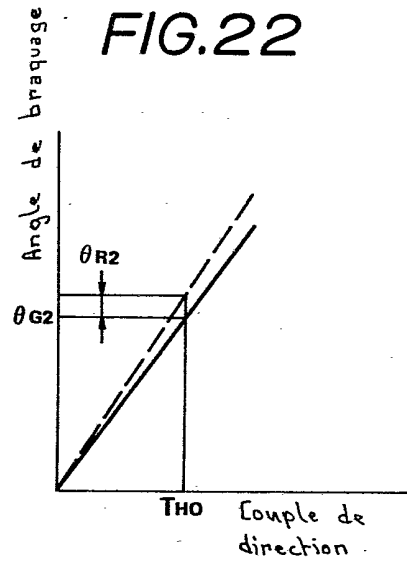


FIG.24

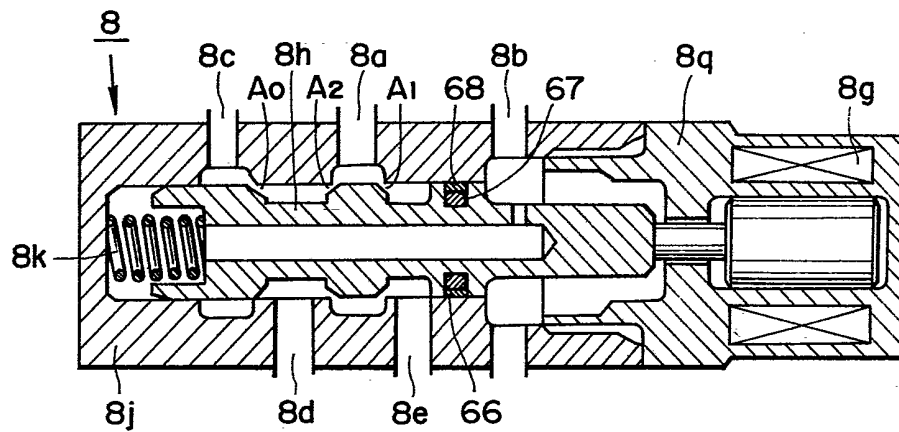


FIG.23

