RÉPUBLIQUE FRANÇAISE

INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE

PARIS

(11) N° de publication : **2 516 869**
(A n'utiliser que pour les commandes de reproduction).

A1

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

(21) **N° 82 19295**

(54) **Suspension indépendante d'essieu avant pour voitures de tourisme.**

(51) Classification internationale (Int. Cl. ³). **B 60 G 3/04.**

(22) Date de dépôt ..... 18 novembre 1982.

(33) (32) (31) Priorité revendiquée : *DE, 20 novembre 1981, n° P 31 45 988.9.*

(41) Date de la mise à la disposition du public de la demande ..... B.O.P.I. — « Listes » n° 21 du 27-5-1983.

(71) Déposant : DAIMLER-BENZ AG. — DE.

(72) Invention de : Hans J. Brümmer, Karlheinz Böse, Frank Knothe, Hans-Hermann Keller et Henning Wallentowitz.

(73) Titulaire : *Idem* (71)

(74) Mandataire : Cabinet Regimbeau, Corre, Martin et Schrimpf, 26, av. Kléber, 75116 Paris.

La présente invention concerne une suspension indépendante d'essieu avant pour voitures de tourisme, comportant un organe inférieur de guidage s'étendant transversalement à la direction longitudinale du véhicule, articulé élastiquement sur la superstructure du véhicule, et une jambe élastique ou d'amortissement, disposée entre l'organe de guidage et la superstructure du véhicule et reliée dans la zone de son extrémité supérieure, en un point d'articulation et par l'intermédiaire d'un appui élastique, avec la superstructure du véhicule, ainsi qu'un support de roue relié à la jambe d'amortissement, suspension dans laquelle d'une part une roue, montée en rotation sur le support, peut se déplacer autour d'un axe de direction, qui est déterminé par le point supérieur d'articulation de la jambe élastique ou d'amortissement, placé sur la superstructure du véhicule et sur l'axe de ladite jambe, ainsi que par une articulation portante du type rotule qui relie le support de roue et la jambe élastique ou d'amortissement avec le levier de guidage et qui est située notamment bien en dessous de l'axe de roue, et d'autre part le support de roue ou bien la jambe élastique ou d'amortissement est articulé sur une barre d'accouplement s'étendant dans la direction transversale du véhicule tandis qu'un axe de rotation momentané, s'étendant vers le bas depuis le point supérieur d'articulation de la jambe élastique ou d'amortissement, est établi pour permettre une oscillation de la masse d'ensemble de la suspension d'essieu avant.

Des suspensions d'essieu avant de ce genre, équipées d'une jambe élastique ou d'amortissement, se différencient des suspensions d'essieu à double levier longitudinal et à double levier transversal par une moins grande complexité de construction, elles nécessitent pour cette raison moins de volume pour leur mon-

tage et elles peuvent être fabriquées d'une façon peu coûteuse.

De telles suspensions d'essieu avant présentent cependant un inconvénient. Celui-ci se traduit par le fait que, à des vitesses de marche comprises entre 80 et 120 km/h, il se produit une perturbation de la direction. On entend par cette expression des oscillations qui ont pour cause le fait que, en cours de marche d'une voiture de tourisme équipée de telles suspensions d'essieu avant, il s'établit dans l'espace, pour la masse d'ensemble des différentes suspensions d'essieu avant, un axe de rotation virtuel ou momentané autour duquel l'ensemble de la masse commence à osciller. Ces oscillations angulaires sont transmises par l'intermédiaire de la barre d'accouplement au système de direction du véhicule et elles se manifestent sur le volant par des oscillations angulaires qu'on peut voir et ressentir.

De telles oscillations angulaires n'ont évidemment pas d'influences perturbatrices sur la sécurité de marche ; elles causent cependant une gêne au conducteur car elles fatiguent l'ensemble formé par ses mains et ses bras. Ce phénomène d'oscillation est désigné de préférence dans la littérature technique par le terme "shimmy".

Une cause de génération de telles oscillations dans un système de direction est constituée par des irrégularités des pneumatiques. Ces propriétés du pneumatique ont une influence sur l'essieu avant, et la géométrie de l'essieu, l'élasticité longitudinale de la suspension d'essieu, l'élasticité de direction et le moment d'inertie du volant constituent des facteurs qui ont une influence sur l'intensité de ces oscillations angulaires.

Lors d'expériences faites sur ce sujet, on a trouvé qu'un essieu avant qui est suspendu de façon très rigide dans la direction longitudinale du véhicule est généralement insensible au shimmy. Dans ce cas, il se produit obligatoirement que l'axe momentané de rotation d'une roue avant vient se placer dans une position plus rapprochée du centre de gravité de la roue que dans le cas d'une suspension de roue à élasticité longitudinale. Il en résulte que cet espacement doit être maintenu aussi petit que possible pour de telles suspensions d'essieu avant.

Une suspension d'essieu avant pourvue d'une rigidité dans la direction longitudinale crée cependant des inconvénients en ce qui concerne le confort de marche. Elle transmet notamment des vibrations de haute fréquence aussi bien au système de direction qu'à la carrosserie du véhicule.

L'invention a en conséquence pour but de fournir une suspension d'essieu avant présentant la structure décrite en préambule de façon à exclure des oscillations angulaires du volant , c'est-à-dire une perturbation de la direction, et de façon qu'il soit possible, dans des suspensions d'essieu avant de ce genre, d'augmenter considérablement l'élasticité de direction et par conséquent le confort de marche. Ce but est atteint selon l'invention en ce que l'axe momentané de rotation et l'axe de la barre d'accouplement se coupent, ou tout au moins se croisent à peu de distance l'un de l'autre.

L'invention est basée sur la connaissance de ce qu'une transmission d'oscillations longitudinales des roues au système de direction peut être empêchée, tout au moins dans une large mesure, lorsque l'axe momentané de rotation est adapté à la conception de l'essieu de telle sorte que les forces longitudinales

provoquant les oscillations longitudinales de la roue et s'appliquant à l'organe de guidage ne puissent plus être décomposées en composantes de forces dans une mesure telle qu'une composante de force dans la direction longitudinale de la barre d'accouplement puisse avoir un effet perturbateur.

Bien plus, la relation conforme à l'invention entre un axe momentané de rotation et l'axe de la barre d'accouplement fait en sorte que les oscillations longitudinales transmises à l'organe de guidage ne permettent plus à la barre d'accouplement d'osciller essentiellement qu'autour de son point d'articulation, par exemple sur le levier de direction, et ceci avec une amplitude de ces oscillations suffisamment faible pour qu'elles ne puissent plus exercer un effet perturbateur sur la transmission de direction.

L'axe momentané de rotation peut par conséquent également être situé à l'extérieur de la barre d'accouplement, c'est-à-dire à un espacement radial approprié de sa périphérie. Egalement l'axe momentané de rotation peut croiser ou couper l'axe de la barre d'accouplement sur le prolongement de cette dernière.

Les mouvements de roue dans la direction longitudinale du véhicule, provoquant l'oscillation de la barre d'accouplement autour de son point d'articulation sur la transmission de direction peuvent, si l'axe momentané de rotation est situé dans un plan vertical orienté approximativement perpendiculairement au plan médian de la roue, être maintenus à une valeur minimale car dans ce cas il ne se produit que de faibles angles de rotation de la roue. Ainsi, la production des oscillations par génération de forces latérales en oblique peut être maintenue faible.

L'organe de guidage peut être agencé de diverses façon. Il peut par exemple constituer un levier transversal ou oblique de structure monobloc ou divisée. Dans chaque cas, il est alors avantageux d'adopter une structure dans laquelle l'organe de guidage, agencé sous la forme d'un levier triangulaire rigide, est monté élastiquement en des points d'appui qui définissent un axe de pivotement s'étendant en oblique par rapport à la direction transversale du véhicule, et qui se caractérise en ce que la position du point de traversée de l'axe momentané de rotation dans le plan du levier triangulaire est déterminée par les élasticités existant en ses points d'articulation, qui sont plus faibles dans la direction de son axe de pivotement que dans une direction perpendiculaire à celle-ci, et en ce que les lignes d'action des élasticités, agissant perpendiculairement à l'axe de pivotement, du support de levier se coupent sur la ligne d'action de la force longitudinale s'exerçant sur le levier triangulaire ; il est alors particulièrement avantageux que le point d'intersection de toutes les lignes d'action coïncide avec le point d'articulation de la barre d'accouplement sur le support de roue.

Selon une variante, la position du point de traversée de l'axe momentané de rotation dans le plan de l'organe de guidage est déterminée par une articulation à la rotation élastique qui est située, en considérant la suspension d'essieu avant en vue en plan, en dessous de la barre d'accouplement ou à proximité d'un de ses bords longitudinaux.

En outre, le point d'articulation de la barre d'accouplement sur le support de roue ou sur la jambe d'amortissement peut être un point d'articulation réel ou idéal.

D'autres avantages et caractéristiques de l'invention seront mis en évidence dans la suite de la description, donnée à titre d'exemple non limitatif, et sur les dessins annexés dans lesquels :

. La Figure 1 est une vue en plan de dessus d'un premier exemple de réalisation d'une suspension d'essieu avant pour des voitures de tourisme, équipée d'une jambe d'amortissement, suspension dont l'organe de guidage du support de roue est agencé sous forme d'un levier triangulaire rigide et dont la barre d'accouplement s'accroche sur le support de roue au-dessus du levier triangulaire ;

. La Figure 2 est une vue de derrière de la suspension d'essieu avant de la Figure 1,

. La Figure 3 est un plan topographique montrant les directions des forces agissant dans un plan commun sur le levier triangulaire des Figures 1 et 2 ;

. Les Figures 3a et 3b sont des coupes longitudinales du palier de pivotement du levier triangulaire, à échelle agrandie,

. La Figure 4 est une vue en plan de dessus d'un deuxième exemple de réalisation d'une suspension d'essieu avant, pour des voitures de tourisme, cette suspension comportant également un levier triangulaire rigide et étant équipée d'une jambe d'amortissement, la barre d'accouplement étant articulée à une grande distance au-dessus du levier triangulaire sur le tube extérieur de la jambe d'amortissement,

. La Figure 5 est une vue de derrière de la suspension d'essieu avant de la Figure 4,

. Les Figures 6 et 7 représentent, d'une manière semblable aux Figures 4 et 5, un troisième exemple de réalisation d'une suspension d'essieu avant

dont la barre d'accouplement est placée et s'accroche sur le support de roue à une petite distance au-dessus du levier triangulaire,

. La Figure 8 est une vue en plan de dessus d'un quatrième exemple de réalisation d'une suspension d'essieu avant équipée d'une jambe d'amortissement et comportant un levier transversal divisé,

. La Figure 9 est une vue de derrière de la suspension d'essieu avant de la Figure 8, et

. La Figure 10 est une coupe longitudinale à échelle agrandie du palier de pivotement du levier transversal de la suspension d'essieu avant des Figures 8 et 9.

La suspension d'essieu avant représentée sur les Figures 1 et 2 comporte un levier triangulaire rigide 20, qui est équipé de deux paliers élastiques de pivotement 22,24, qui sont disposés sur celui-ci en étant espacés l'un de l'autre et en étant par exemple placés coaxialement. Ces paliers de pivotement sont avantageusement agencés sous la forme de paliers caoutchouc-métal et sont montés sur une superstructure 26 de véhicule ou un faux châssis de façon à pouvoir pivoter autour d'un axe de pivotement 28. Ce dernier est orienté par exemple essentiellement parallèlement à l'axe longitudinal du véhicule.

On a désigné par 30 une articulation porteuse, montée par exemple dans le levier triangulaire et sur laquelle s'appuie un support de roue 32, sur le tourillon 34 duquel est montée une roue avant 36.

On a désigné par 38, dans son ensemble, une jambe d'amortissement de structure connue, qui est disposée entre le levier triangulaire 20 et une partie supérieure 26' de la superstructure de véhicule 26. On pourrait également avoir affaire à une jambe élastique de type connu. Sa tige de piston 40 est boulonnée de façon articulée, par son extrémité supérieure et par

l'intermédiaire d'un organe élastique d'appui 42, sur la carrosserie.

Le support de roue 32 est relié rigidement, d'une manière connue, avec l'extrémité inférieure d'un tube extérieur 44 de la jambe d'amortissement 38, c'est-à-dire qu'il constitue avec cette dernière une unité de construction.

L'axe de direction de la suspension d'essieu avant est défini par une droite 46 reliant le point d'articulation, placé dans l'organe supérieur d'appui 42, de la jambe d'amortissement avec le centre de l'articulation porteuse inférieure 30, cette droite coïncidant approximativement avec l'axe longitudinal de la jambe d'amortissement dans l'exemple de réalisation représenté.

Pour la rotation de la roue avant 36 autour de l'axe de direction 46, il est prévu une barre d'accouplement 50 articulée sur un levier de direction 48 du support de roue 32, laquelle barre s'étend dans la direction transversale du véhicule et est reliée de façon mobile par exemple avec un levier d'arbre de direction 52 d'une transmission de direction.

Un axe virtuel 54, qui sera appelé dans la suite axe momentané de rotation et autour duquel, d'une manière connue, la masse totale de la suspension d'essieu avant décrite, comportant une jambe d'amortissement, commence à osciller pour des vitesses de marche comprises entre 80 et 120 km/h, est orienté dans l'espace par rapport à la barre d'accouplement 50 conformément à la présente invention, de telle sorte que, lors de l'application d'une force longitudinale, désignée par la flèche 56 et définie par sa longueur, sur la roue avant 36 ou sur la branche porteuse 30 du levier triangulaire 20, cette force longitudinale intervenant dans le système en oscillation, ne puisse plus être

décomposée, ou seulement à un degré limité, en composantes ayant des lignes d'action différentes, de telle sorte qu'au moins une composante de force éventuellement encore active ne puisse plus agir, par l'intermédiaire de la barre d'accouplement 50, sur le levier d'arbre de direction 52 avec un degré tel que les oscillations de la suspension d'essieu avant produisent un effet perturbateur sur le volant.

La disposition, dans l'espace, de cet axe momentané de rotation 54 est déterminée d'une part par le point d'articulation de la tige de piston 40 de la jambe d'amortissement 38 dans l'organe supérieur d'appui 42 solidaire de la carrosserie et d'autre part par l'élasticité dans les points d'articulation du levier triangulaire 20. Ceux-ci sont agencés, comme cela sera expliqué en détail dans la suite en référence à la Figure 3, de telle sorte que l'axe momentané de rotation coupe le plan du bras triangulaire, lequel plan est défini par le point central de l'articulation porteuse 30 ainsi que par les points d'articulation 22',24' du levier triangulaire 20, en un point tel que, comme le montre la Figure 1, l'axe 49 de la barre d'accouplement 50 coupe l'axe momentané de rotation 54, comme indiqué par exemple en 57.

Le point de traversée, désigné par 58, du plan du levier définit ainsi un pole de rotation pour le système plan de forces, comme cela est mis en évidence sur le schéma de la Figure 3. Sur celui-ci, les références 60 et 62 désignent les rayons polaires déterminant par leur point d'intersection commun le point de traversée 58 du pole de rotation. La position du point de traversée 58 dans le plan du levier est alors fonction de la direction dans laquelle s'étend la barre d'accouplement 50 ou son axe 49 ainsi que de l'espacement du point d'articulation de la barre d'accouple-

ment 50 sur le levier de direction 48 et de la distance d'espacement du point supérieur d'articulation de la jambe d'amortissement 38 dans l'organe d'appui 42 par rapport au plan d'appui de roue au sol a-a.

La position du point de traversée 58 est définie par un choix approprié des élasticités des paliers élastiques de pivotement 22,24 du levier triangulaire, leur élasticité transversale devant être supérieure à leur élasticité longitudinale. Les directions des lignes d'action de forces passant par les points d'articulation 22',24' du levier triangulaire 20, perpendiculaires aux rayons polaires 60,62 et désignées par 64 et 66 sont ainsi déterminées par le point de traversée 58 et elles doivent, pour aboutir à un équilibre des forces en vue d'une stabilisation du système capable d'oscillations, couper la ligne d'action 56' de la force longitudinale 56 s'exerçant sur l'articulation porteuse 30.

Les forces s'appliquant au point commun d'intersection 68 de toutes les lignes d'action de forces 56',64,66 et situées dans un plan commun constituent ainsi un polygone de forces qui est fermé et qui a été indiqué par des flèches sur la Figure 3.

Les Figures 3a et 3b représentent des modes possibles de réalisation des paliers de pivotement 22, 24 dont les élasticités transversales doivent être différentes.

La Figure 3 montre que l'élasticité transversale du palier de pivotement 22 est supérieure à celle du palier de pivotement 24, ce qui résulte de l'orientation de la ligne d'action de force 64.

Dans ce but, le palier de pivotement 22 est par exemple pourvu de deux corps élastiques 70,72, disposés l'un dans l'autre et formés de préférence de caoutchouc tandis que le palier de pivotement 24 comporte seulement un corps 80 du type précité.

La direction principale des corps élastiques 70,72 est orientée dans la direction de la ligne d'action de force 64, en oblique par rapport à l'axe de pivotement 28 du levier triangulaire 20, auquel cas, par combinaison des deux corps élastiques 70,72, il est possible d'obtenir, en comparaison avec le palier de pivotement 24, un plus grand taux d'élasticité dans une direction transversale. Le corps intérieur 70 est alors reçu, à l'intérieur du corps extérieur 72, par deux bords périphériques intérieurs de forme annulaire 74,76 qui sont espacés l'un de l'autre. Entre les deux corps 70,72, il est prévu en correspondance un volume annulaire 78 qui permet d'obtenir la rigidité transversale inférieure appropriée par le fait que les bords périphériques 74,76 peuvent être refoulés de façon appropriée dans le volume annulaire 78 dans le cas de la force agissant dans la direction de la ligne d'action 64 et malgré l'incompressibilité de la matière.

La conception du corps élastique 80 du palier de pivotement 24 coïncide avec celle du corps extérieur 72 du palier de pivotement 22. Sa direction principale est orientée dans la direction de la ligne d'action de force 66. Ses bords périphériques intérieurs 82,84 reçoivent directement l'axe de pivotement 28. La rigidité transversale, réduite par rapport à celle du palier de pivotement 22, est obtenue grâce à l'orientation de force et à la masse de matière élastique réduite de ce palier de pivotement. Il est clair que les agencements spéciaux des paliers de pivotement peuvent également être différents ou bien varier l'un par rapport à l'autre. En ce qui concerne la disposition dans l'espace de l'axe momentané de rotation 54, il est encore à noter que le point commun d'intersection 68 de toutes les lignes d'action de force est choisi avantageusement de telle sorte qu'il coïncide avec le

point d'articulation 86 de la barre d'accouplement 50 sur le levier de direction 48.

Le point d'intersection 68 des lignes d'action de force pourrait également être placé à une certaine distance du point d'articulation 86 de la barre d'accouplement sur la ligne d'action de force 56', ce qui aurait pour conséquence au moins un décalage correspondant du point d'intersection 57 de l'axe momentané de rotation 54 et de la barre d'accouplement 50.

Dans la suspension d'essieu avant décrite ci-dessus, la barre d'accouplement 50 se trouve à une distance relativement faible au-dessus du levier triangulaire 20.

Les Figures 4 à 7 représentent des variantes d'articulation d'un levier triangulaire rigide. Sur cette Figure, des parties identiques aux Figures 1 et 2 ont été désignées par les mêmes références numériques. Les références numériques de parties présentant une autre structure et/ou un autre agencement ont été pourvues de l'indice "a". Dans la suspension d'essieu avant des Figures 4 et 5, les paliers de pivotement 22a,24a du levier triangulaire rigide 20a définissent un axe de pivotement 28a, qui s'étend, en référence à l'axe longitudinal du véhicule, obliquement de l'avant vers l'arrière et vers l'extérieur.

Cette orientation de l'axe de pivotement permet d'utiliser des paliers de pivotement usuels, c'est-à-dire de types connus, élastiques aussi bien dans une direction longitudinale que dans une direction transversale et ayant des lignes d'action définies, comme le montre la Figure 4.

L'utilisation de paliers caoutchouc-métal classiques suppose cependant que, pour que l'axe momentané de rotation 54 coupe l'axe de barre d'accouplement

50 et 57, la barre d'accouplement soit placée à une distance relativement grande au-dessus du levier triangulaire 20a et que le levier de direction 48 soit monté à rotation sur le tube extérieur 44 de la jambe d'amortissement 38.

Lorsqu'on désire, d'une manière analogue à la suspension d'essieu avant des Figures 1 et 2, placer la barre d'accouplement 50 plus bas, les conditions concernant le palier de pivotement 24a se modifient dans la mesure où le point d'intersection 57 défini par la barre d'accouplement et l'axe momentané de rotation se déplace, de ce fait, dans la direction de l'axe de pivotement 28a et où il est alors nécessaire, comme le montre la Figure 6, que le palier de pivotement 24a présente des rigidités définies dans une direction longitudinale et dans une direction transversale.

La suspension d'essieu avant représentée sur les Figures 8 et 9 est équipée d'un levier transversal divisé qui est désigné dans son ensemble par 90. Ce levier comporte un bras 96 articulé à l'aide d'un palier de pivotement 92 sur la superstructure 94 du véhicule et il est pourvu à son extrémité libre, d'une manière classique, d'une particulation porteuse 98 servant à soutenir un support de roue sur lequel est montée une roue avant 100. Le bras 96 du levier est soutenu élastiquement de l'arrière à l'aide d'une tige d'appui 102, qui est maintenue élastiquement par son extrémité avant à l'intérieur du bras du levier et dont l'extrémité arrière est articulée en un point d'un palier d'appui 104 fixé sur la superstructure du véhicule.

Le palier de pivotement 92 et le palier d'appui 104 définissent un axe de pivotement 106 s'étendant, d'une manière analogue à la structure de la Figure 4, en référence à l'axe longitudinal du véhicule, à partir de l'avant en oblique vers l'arrière et vers l'extérieur.

Le support de roue, non représenté en détail pour simplifier le dessin, est fixé à l'extrémité inférieure du tube extérieur d'une jambe d'amortissement 110, qui est articulée à l'aide de sa tige de piston 112 sur un point supérieur d'articulation défini par un palier d'appui 114, de la même manière que dans le cas des suspensions d'essieu décrites ci-dessus. On a désigné par 116 une barre d'accouplement servant à la direction de la roue avant et qui s'étend, en arrière de la jambe d'amortissement, perpendiculairement à la direction longitudinale du véhicule, en étant reliée de la manière déjà décrite au support de roue et à un levier d'arbre de direction.

Le palier de pivotement 92 possède un point d'articulation 118, qui est défini par une sphère d'appui 120, formée par exemple de caoutchouc et qui est traversée par un tourillon 122 définissant l'axe de pivotement 106. La sphère d'appui 120 est logée dans une cuvette 124 complémentaire de sa surface incurvée et qui est elle-même maintenue dans un carter de palier 126.

Le tourillon 122 traverse un corps de palier 128 monté souplement dans la direction transversale et qui est placé dans la zone de l'extrémité avant du palier de pivotement. Le tourillon 122 est ainsi maintenu avec un jeu radial dans le carter de palier 126. Du fait de sa faible rigidité transversale, le corps de palier 128 détermine l'élasticité longitudinale de l'ensemble de la suspension de l'essieu avant, ce corps de palier n'ayant besoin d'absorber aucune force dans la direction de l'axe de pivotement 106.

Grâce à la sphère d'appui 120 qui forme une articulation à la rotation, le point de traversée 130, situé dans le plan du levier, de l'axe momentané de rotation 132 passant pa r le point d'articulation du palier d'appui supérieur 114 est obligatoirement déterminé.

Suivant la disposition de la sphère d'appui 120 du palier de pivotement 92 par rapport à la barre d'accouplement 116, l'axe momentané de rotation coupe l'axe de la barre d'accouplement ou bien il est placé à côté mais à proximité immédiate de cette barre d'accouplement, comme c'est le cas pour la suspension d'essieu avant considérée, dont les deux axes se croisent en 134.

Toutes les suspensions d'essieu avant décrites sont caractérisées par une élasticité longitudinale qui est bien supérieure à ce qu'on obtient dans les suspensions d'essieu avant connues dans lesquelles des oscillations de direction sont supprimées.

Lorsque l'axe momentané de rotation et la barre d'accouplement se coupent, on obtient une insensibilité par rapport à des oscillations autour de l'axe momentané de rotation car aucune composante, agissant dans la direction longitudinale de la barre d'accouplement,ne peut plus être produite à partir des forces longitudinales engendrées dans l'articulation porteuse du levier transversal.

REVENDICATIONS

1.- Suspension indépendante d'essieu avant pour voitures de tourisme, comportant un organe inférieur de guidage s'étendant transversalement à la direction longitudinale du véhicule, articulé élastiquement sur la superstructure du véhicule, et une jambe élastique ou d'amortissement, disposée entre l'organe de guidage et la superstructure du véhicule, et reliée dans la zone de son extrémité supérieure, en un point d'articulation et par l'intermédiaire d'un appui élastique, avec la superstructure du véhicule, ainsi qu'un support de roue relié à la jambe d'amortissement, suspension dans laquelle d'une part une roue, montée en rotation sur le support, peut se déplacer autour d'un axe de direction, qui est déterminé par le point supérieur d'articulation de la jambe élastique ou d'amortissement, placé sur la superstructure du véhicule et sur l'axe de ladite jambe, ainsi que par une articulation portante du type rotule qui relie le support de roue et la jambe élastique ou d'amortissement avec le levier de guidage et qui est située notamment bien en dessous de l'axe de roue, et d'autre part le support de roue ou bien la jambe élastique ou d'amortissement est articulé sur une barre d'accouplement s'étendant dans la direction transversale du véhicule tandis qu'un axe de rotation momentané, s'étendant vers le bas depuis le point supérieur d'articulation de la jambe élastique ou d'amortissement, est établi pour permettre une oscillation de la masse d'ensemble de la suspension d'essieu avant, caractérisée en ce que l'axe momentané de rotation (54,132) et l'axe de la barre d'accouplement (50,116) se coupent ou tout au moins se croisent à peu de distance l'un à côté de l'autre.

2.- Suspension d'essieu avant selon la revendication 1, caractérisée en ce que l'axe momentané de rotation (54,132) croise ou coupe l'axe de la barre d'accouplement (50,116) sur son prolongement.

3.- Suspension d'essieu avant selon l'une des revendications 1 ou 2, caractérisée en ce que l'axe momentané de rotation (132) est situé dans un plan vertical, orienté approximativement perpendiculairement au plan médian de la roue.

4.- Suspension d'essieu selon l'une des revendications 1 à 3, dont l'organe de guidage, agencé sous la forme d'un levier triangulaire rigide, est monté élastiquement en des points d'appui qui définissent un axe de pivotement s'étendant en oblique par rapport à la direction transversale du véhicule, caractérisée en ce que la position du point de traversée (58) de l'axe momentané de rotation (54) dans le plan du levier triangulaire (20) est déterminée par les élasticités existant en ses points d'articulation (22',24'), qui sont plus faibles dans la direction de son axe de pivotement (28) que dans une direction perpendiculaire à celle-ci, et en ce que les lignes d'action (64,66) des élasticités, agissant perpendiculairement à l'axe de pivotement (28) du support de levier se coupent sur la ligne d'action (56') de la force longitudinale (56) s'exerçant sur le levier triangulaire (20).

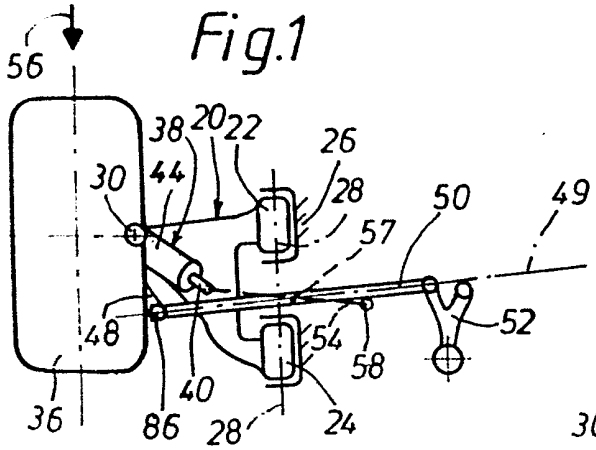
5.- Suspension d'essieu avant selon la revendication 4, caractérisée en ce que le point d'intersection (68) de toutes les lignes d'action (56',64,66) coïncide avec le point d'articulation (86) de la barre d'accouplement (50) sur le support de roue (32).

6.- Suspension d'essieu avant selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que la position du point de traversée (130) de l'axe momentané

de rotation (132) dans le plan de l'organe de guidage (90) est déterminée par une articulation à la rotation (120) élastique qui est située, en considérant la suspension d'essieu avant en vue en plan, en dessous de la barre d'accouplement (116) ou à proximité d'un de ses bords longitudinaux.

2516869

Fig.1



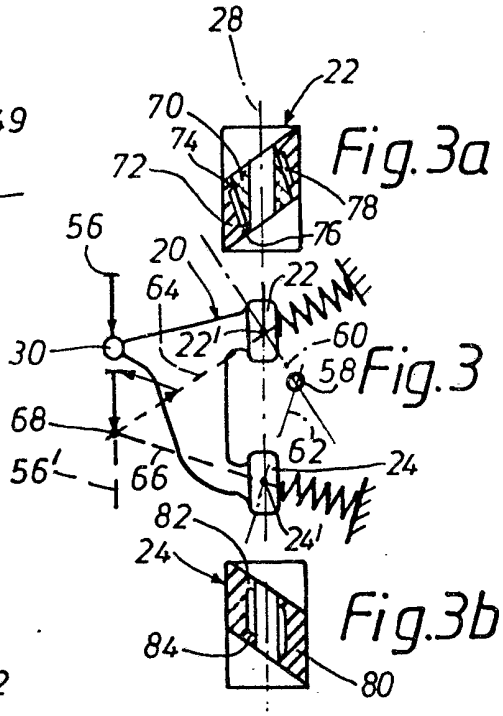


Fig.3a

Fig.3

Fig.3b

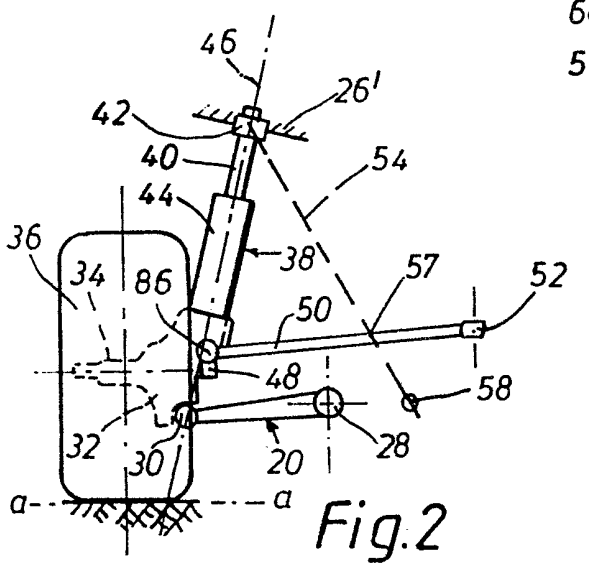


Fig.2

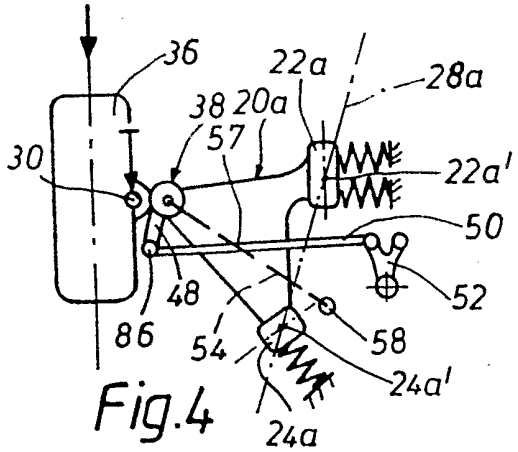


Fig.4

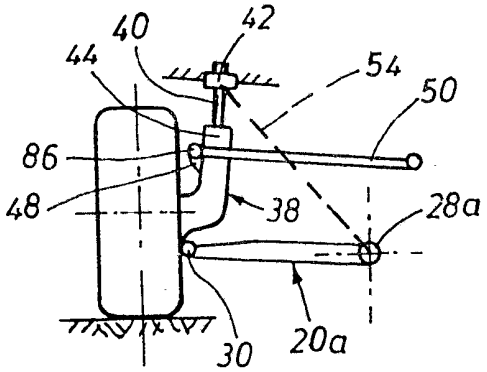


Fig.5

Fig.6

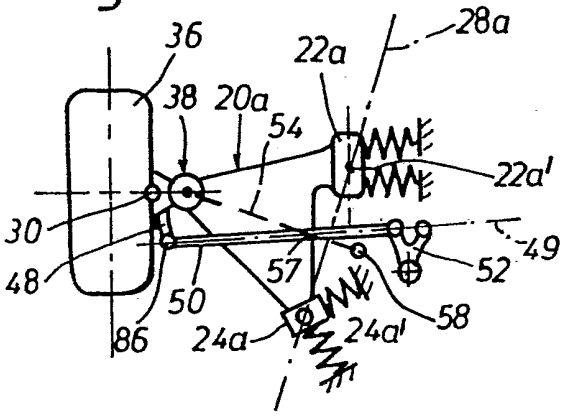
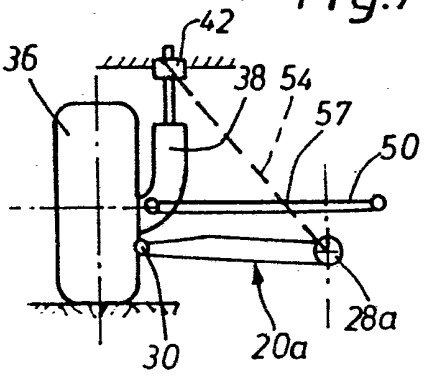


Fig.7



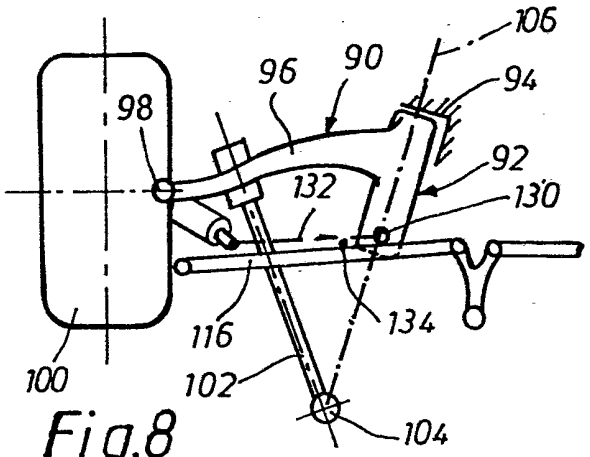


Fig.8

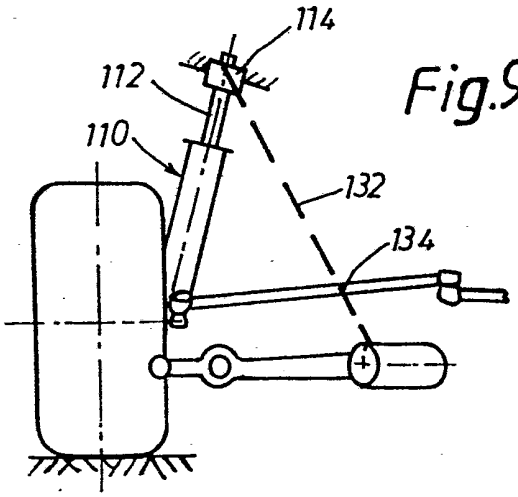


Fig.9

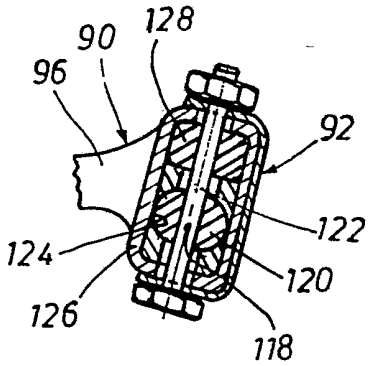


Fig.10