

RÉGIE AUTONOME DES TRANSPORTS PARISIENS

LA SUSPENSION PNEUMATIQUE DES AUTOBUS



LA SUSPENSION PNEUMATIQUE DES AUTOBUS

par Monsieur Aimé FOURGEAUD

Ingénieur en chef adjoint
 Chef du Service des études techniques et des essais
 de la Régie autonome des transports parisiens

Le Service des études techniques et des essais du réseau routier poursuit actuellement, en accord avec l'Union des transports publics urbains et régionaux, l'étude d'un matériel autobus répondant, dans le cadre des techniques les mieux appropriées de la construction automobile, aux caractéristiques d'exploitation et d'entretien les plus favorables (fig. 1).

Parmi les nombreux éléments pris en considération pour la définition du nouvel autobus « standard », il en est un qui a tout spécialement retenu l'attention de la Direction du réseau routier, c'est celui du confort des passagers.

Les constatations faites à ce sujet sur le matériel en service ont montré qu'il convenait de rechercher dans ce domaine des améliorations, particulièrement en ce qui concerne la suspension.



Fig. 1 — Maquettes de l'autobus « standard »

ÉTUDE DE LA SUSPENSION

La notion de confort est directement liée à trois facteurs qui caractérisent essentiellement la suspension. Ces facteurs sont :

- la flexibilité qui détermine la déflexion sous charge;
- la fréquence des oscillations engendrées;
- la valeur des accélérations verticales communiquées aux masses suspendues.

On peut dire que, pour un véhicule déterminé, les suspensions les plus confortables sont celles qui présentent, dans certaines limites, les flexibilités les plus grandes, alliées à des fréquences d'oscillations aussi faibles et aussi isochrones que possible sans dépasser cependant certaines valeurs limites de l'accélération verticale.

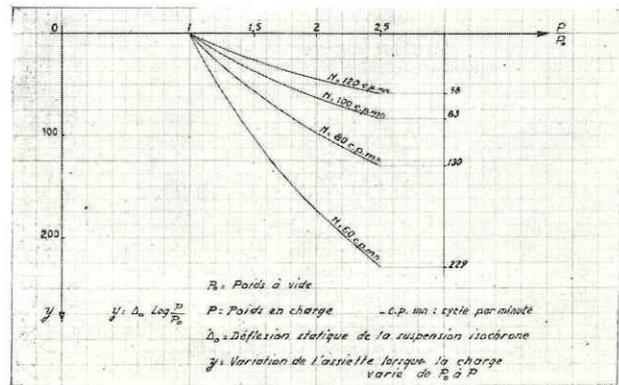


Fig. 2. — Variation de la déflexion en fonction du rapport $\frac{P}{P_0}$

Il est généralement admis que, pour un véhicule présentant les caractéristiques de l'autobus, la suspension optimum, définie à partir de mesures physiologiques, doit répondre aux normes suivantes :

- flexibilité moyenne = 15 mm/100 kg;
- fréquence moyenne = 1 hertz soit 60 cycles par minute;
- accélération verticale = 0,15 g.

Dans le cas particulier de l'autobus urbain, soumis à de fréquents échanges de voyageurs, le système de suspension doit en outre assurer une limitation de la déflexion permettant de maintenir, malgré des variations de charge pouvant aller de 1 à 3 sur l'essieu arrière (1), une *hauteur d'embarquement* à vide compatible avec les nécessités de l'exploitation (2).

Dans ces conditions, il est très rapidement apparu que le ressort classique à lames, seul utilisé jusqu'à ce jour sur les autobus de la Régie, ne permettait pas de résoudre convenablement ce problème.

Les différents dispositifs à flexibilité variable réalisés, bien qu'assurant un isochronisme satisfaisant, n'ont apporté que des solutions insuffisantes; les systèmes les plus récents ne donnent en effet que des flexibilités

variant de 4 mm/100 kg à vide à 2,5 mm/100 kg en charge, des fréquences d'oscillations de l'ordre de 120 cycles par minute et des accélérations verticales moyennes de 0,20 g à 40 km/h.

CHOIX DU SYSTÈME DE SUSPENSION

Le Service des études techniques et des essais a donc été conduit à envisager un nouveau système de suspension répondant mieux aux conditions imposées et aux résultats à obtenir.

C'est ainsi qu'il a été étudié une suspension pneumatique permettant de se rapprocher des normes du confort optimum définies précédemment, tout en réalisant automatiquement un *maintien de l'assiette d'embarquement* avec une tolérance inférieure à 2 cm.

Cette étude a été favorisée par la présence sur nos autobus modernes d'un générateur à air comprimé qui assure déjà certaines servitudes telles que la commande des portes, de la servo-direction et le freinage.

Des dispositifs, à suspension pneumatique intégrale ou à suspension mixte, comprenant des éléments constitutifs différents (valves de nivellement, ressorts pneumatiques et capacités auxiliaires) ont été réalisés et montés à titre d'essai sur sept autobus en service.

Les principales caractéristiques de ces réalisations sont les suivantes :

(1) Pour une suspension isochrone la déflexion varie comme le logarithme de la charge (fig. 2).

(2) Dans la pratique, en raison des limitations imposées par les impératifs de construction et les prescriptions du code de la route, il est impossible d'accepter des variations de hauteur d'embarquement supérieures à 6 ou 7 cm.

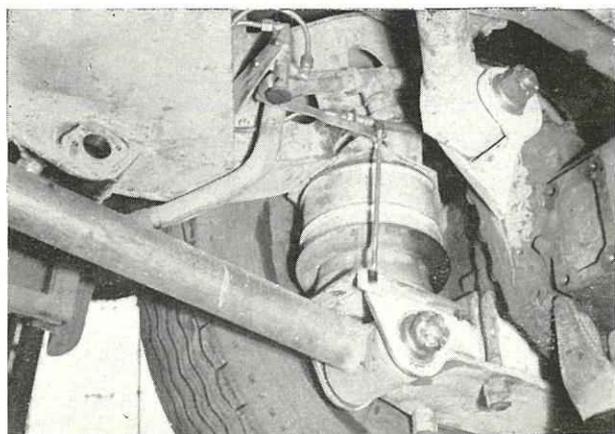


Fig. 3 — Diaphragme



Fig. 4 — Soufflet

Types de ressorts	Dia- phragme fig. 3	Soufflet fig. 4	Composite fig. 5	Mixte fig. 6	Suspension classique à ressorts à lames (pour mémoire)
Flexibilité					
par 100 kg { à vide	21 mm	10,5 mm	18,5 mm	13,4 mm	4 mm
{ en charge ..	11,5 mm	4,8 mm	10,1 mm	4,2 mm	2,5 mm
Fréquence des oscillations					
en cycles { à vide	60	85	64	75	135
par minute { en charge ..	52	80	56	79	116
Accélérations verticales moyennes à 40 km/h....	0,10 g	0,13 g	—	—	0,20 g

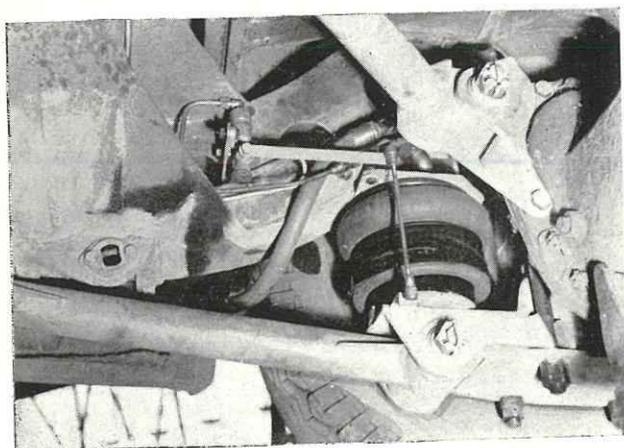


Fig. 5 — Composite

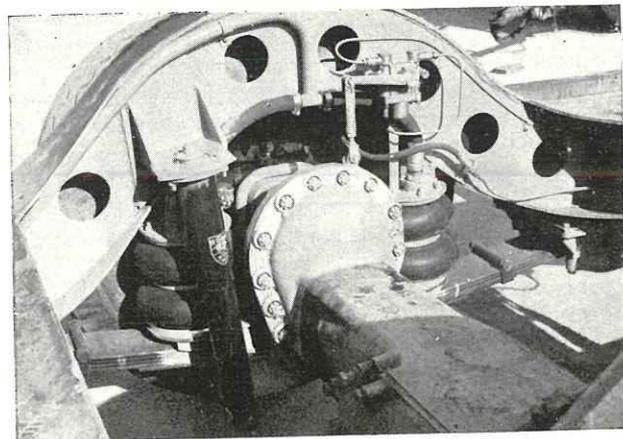


Fig. 6 — Mixte

Les premiers résultats obtenus en exploitation sont satisfaisants, et il est permis d'escompter que cette suspension améliorée favorisera en outre, la tenue des organes suspendus du véhicule.

L'exposé qui suit est consacré à l'examen des propriétés des suspensions pneumatiques et des problèmes que pose leur adaptation sur un autobus.

LES PROPRIÉTÉS DES SUSPENSIONS PNEUMATIQUES ET LEUR ADAPTATION SUR LES AUTOBUS

par Monsieur Maurice BOURGOIN

Ingénieur chef de division au Service des études techniques et des essais
de la Régie autonome des transports parisiens

I - LE RESSORT PNEUMATIQUE - GÉNÉRALITÉS

La loi de déformation élastique

Le ressort pneumatique est une enceinte déformable dont la constitution et la forme sont spécialement étudiées pour permettre l'appui, d'une part, sur les organes non suspendus d'un véhicule et d'autre part, sur un support solide des masses suspendues. Pratiquement, les ressorts pneumatiques fabriqués actuellement se présentent sous la forme de coussins en caoutchouc armé de nappes de nylon, admettant un axe de révolution et fermés en haut et en bas par des couvercles métalliques. Ces derniers types ont été précédés par des coussins ayant la forme de matelas allongés, qui tendent à disparaître en raison de leurs caractéristiques relativement peu avantageuses. Il existe enfin des ressorts pneumatiques qui ne sont autres que des vérins à air.

Dans tous les cas, le ressort pneumatique fonctionne comme un accumulateur d'énergie, capable, lors d'un écrasement dh (1) à partir de sa position d'équilibre, d'emmagasiner une quantité d'énergie dW égale, d'après ce qu'enseigne la physique, au produit de la pression relative $(p - p_a)$ régnant à l'intérieur de l'enceinte par la variation de volume — dV correspondant à la déflexion dh , égale d'autre part au travail effectué par la force portante F qui déplace son point d'application de la longueur dh .

On a donc : $dW = - (p - p_a) dV = Fdh$
d'où on tire la valeur de la force portante (2) (3) :

$$F = \frac{dW}{dh} = - (p - p_a) \frac{dV}{dh}$$

(1) Supposé infiniment petit.

(2) dh est compté positivement pour un écrasement, alors que dV est négatif.

(3) L'énergie de déformation élastique de la membrane déformable a été négligée, ce qui revient à dire que les méridiens de cette membrane ne subissent pas d'allongement.

Cette expression permet de dégager la notion de surface efficace en écrivant :

$$F = (p - p_a) S$$

avec, par conséquent :

$$S = - \frac{dV}{dh}$$

La rigidité dynamique de ce ressort pneumatique est, par définition, égale au quotient $C = \frac{dF}{dh}$ qui s'explique en tenant compte de l'expression obtenue pour F :

$$C = \frac{dF}{dh} = S \frac{dp}{dh} + (p - p_a) \frac{dS}{dh}$$

Cette expression montre que la rigidité dynamique du ressort pneumatique est la somme algébrique, de deux quantités dont la première $S \frac{dp}{dh}$ dépend de la loi physique de compression de l'air contenu dans le ressort et la deuxième $(p - p_a) \frac{dS}{dh}$ dépend de la loi de variation de la surface efficace, c'est-à-dire de la loi de déformation du ressort pneumatique.

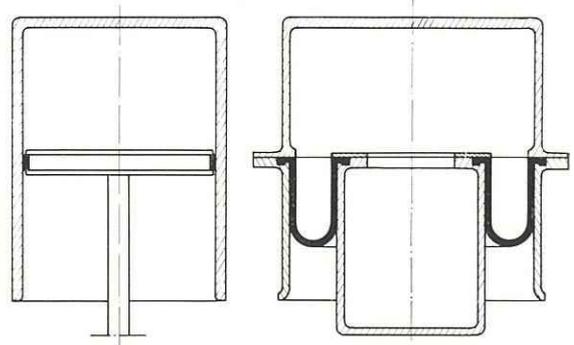


Fig. 1 a et 1 b — Schéma de ressort pneumatique à surface efficace constante

Reproduit avec l'autorisation de la Franck. Verlagsh. ATZ. 9 - 1959

En ce qui concerne la loi de compression de l'air dans un ressort pneumatique, il n'y a pas, a priori, une loi unique puisque, suivant que la transformation s'effectue très rapidement ou très lentement, on se trouve dans le cas de la compression adiabatique ou dans celui de la compression isotherme. Toutefois, l'expérience montre que les conditions de travail d'un ressort pneumatique sont très voisines de celles d'une transformation adiabatique et on admet en général que le coefficient polytropique « σ » de cette transformation est égal à 1,38 environ. On a par conséquent :

$$pV^\sigma = C^{te} \text{ d'où } \frac{dp}{p} = -\sigma \frac{dV}{V}$$

et le premier terme de l'expression de la rigidité peut s'écrire :

$$S \frac{dp}{dh} = S \frac{dp}{dV} \times \frac{dV}{dh} = -S^2 \frac{dp}{dV} = \sigma S^2 \frac{p}{V}$$

Ce terme tend évidemment vers zéro lorsque V augmente indéfiniment (transformation isobare).

Quant au deuxième terme, il peut, suivant la forme du ressort pneumatique être :

- positif : la surface efficace augmente lorsqu'on comprime le ressort et il y a un « effet de ballon » ;
- nul : la surface efficace reste constante lorsque le ressort est comprimé ou détendu. C'est le cas du vérin pneumatique (fig. 1 a) ou du ressort pneumatique schématisé par la figure 1 b ;
- négatif : la surface efficace diminue lorsqu'on écrase le ressort. Tel est le cas pour les ressorts du type diaphragme décrits plus loin au voisinage de leur position statique moyenne.

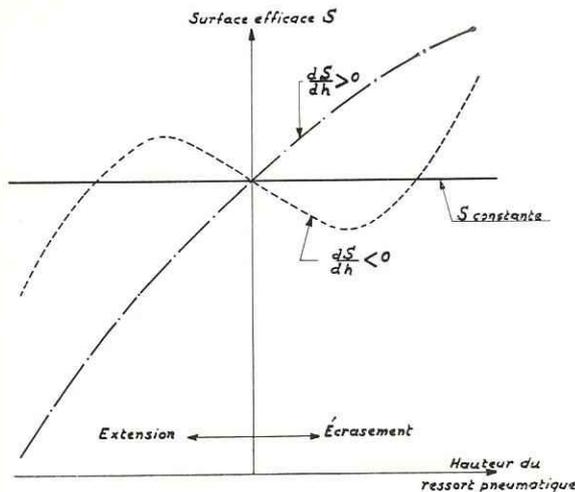


Fig. 2 a — Les différentes lois de variation de la surface efficace

Reproduit avec l'autorisation de la Franck. Verlagsh. ATZ. 9 - 1959

Lorsque $\frac{dS}{dh}$ est négatif le terme $(p - p_a) \frac{dS}{dh}$ vient en déduction du premier terme et il devient possible, même en utilisant un volume travaillant V peu important, d'obtenir une rigidité dynamique très faible et l'on peut dire que c'est alors que les possibilités remarquables des membranes caoutchoutées sont pleinement utilisées.

La figure 2a illustre d'une façon schématique les différentes lois caractéristiques de variation de la surface efficace $S(h)$.

Les calculs ci-dessus supposent de petits déplacements autour d'une position d'origine. Dans le cas d'un débattement important faisant passer le ressort pneumatique d'une position « 0 » à une position « 1 », le calcul de la réaction du ressort pneumatique découle directement des formules :

$$P_1 = P_0 \left(\frac{V_0}{V_1} \right)^\sigma$$

$$F_0 = (p_0 - p_a) S_0$$

$$F_1 = (p_1 - p_a) S_1$$

et conduit par conséquent à :

$$F_1 = \left[P_0 \left(\frac{V_0}{V_1} \right)^\sigma - p_a \right] S_1$$

V_1 et S_1 étant, en première analyse du moins, fonctions uniquement de la hauteur du ressort pneumatique (1).

Profil théorique du méridien d'une membrane de révolution

La figure 3a représente la section par un plan méridien d'un ressort pneumatique admettant l'axe oy comme axe de révolution. (Q) est la trace d'un plan

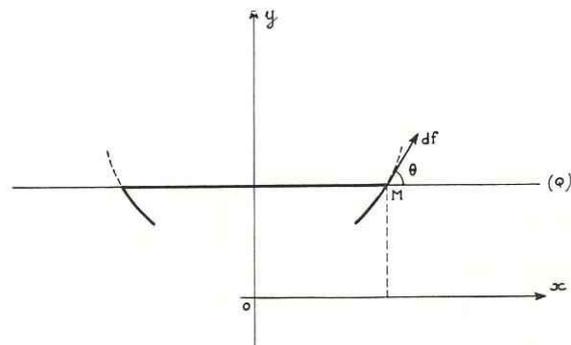


Fig. 3 a — Méridien d'une membrane admettant un axe de révolution

perpendiculaire à cet axe. L'action des forces exercées par la partie du ressort pneumatique située au-dessus de (Q) sur la partie située en dessous de ce plan se compose :

1° de la force due à la pression de l'air dans le ressort pneumatique, égale par conséquent à :

$$F_1 = -(p - p_a) \Sigma$$

Σ étant la surface du cercle (C) de section par le plan (Q);

2° des forces élémentaires s'exerçant sur le contour de la paroi coupée. Étant donné que cette paroi peut être supposée sans rigidité propre, les forces ci-dessus sont situées dans le plan tangent à la paroi; leur résultante est dirigée suivant oy (les composantes horizontales s'annulent deux à deux diamétralement) et peut s'écrire :

$$F_2 = \int_{(C)} df \sin \theta = \sin \theta \int_{(C)} df = T \sin \theta$$

θ étant l'angle avec ox de la tangente au point courant du méridien.

On peut supposer d'autre part que, lorsque le plan (Q) se déplace, la somme des forces « df » se conserve (analogie avec l'équation de la statique des fils). Il s'ensuit que la somme des forces F_1 et F_2 s'écrit :

$$F = -(p - p_a) \pi x^2 + T \sin \theta$$

La force F, égale au signe près à la tension du ressort pneumatique, est indépendante du plan (Q) choisi pour le raisonnement ci-dessus, de sorte qu'on peut écrire en différentiant l'expression ci-dessus :

$$dF = -2(p - p_a) \pi x dx + T \cos \theta d\theta = 0$$

ou plus simplement :

$$x dx = k \cos \theta d\theta$$

k étant une constante.

Compte tenu de la relation $dx = \cos \theta ds$ (ds élément de l'arc du méridien) l'expression ci-dessus peut s'écrire :

$$x \cos \theta ds = k \cos \theta d\theta$$

ou

$$x \frac{ds}{d\theta} = k$$

c'est-à-dire finalement, en désignant par ρ le rayon de courbure du méridien au point courant M

$$x\rho = C^{te}$$

La courbe du méridien est donc telle qu'en chaque point le rayon de courbure est inversement proportionnel à l'abscisse.

La méthode de raisonnement développée ci-dessus donne également un résultat intéressant pour le cas d'une membrane de caoutchouc guidée entre un

piston intérieur et une jupe extérieure (voir fig. 3 b). Soient A et C les points du méridien où la tangente est parallèle à l'axe de révolution, B celui où la tangente est perpendiculaire à cet axe. Soient d le diamètre du parallèle passant par A, Φ celui du cercle de contact en B, D celui du parallèle passant par C. La force portante du ressort pneumatique peut s'écrire des trois façons suivantes :

$$F = (p - p_a) \pi d^2 + T$$

$$F = (p - p_a) \pi \Phi^2$$

$$F = (p - p_a) \pi D^2 - T$$

T étant la somme des actions élémentaires s'exerçant le long des parallèles passant par A et par C.

De ces trois expressions, on tire :

$$2\Phi^2 = D^2 + d^2$$

c'est-à-dire : $\Phi = \sqrt{\frac{D^2 + d^2}{2}}$

Le ressort pneumatique et l'isochronisme

La suspension à volume d'air constant.

La rigidité d'un ressort pneumatique travaillant à volume d'air constant s'exprime par la formule établie plus haut :

$$C = \sigma \frac{S^2}{V} p + (p - p_a) \frac{dS}{dh}$$

avec $P = (p - p_a) S$ P, charge suspendue.

La déflexion sous charge correspondante vaut :

$$\Delta = \frac{P}{C} = \frac{S}{\sigma \frac{S^2}{V} p + \frac{dS}{dh}}$$

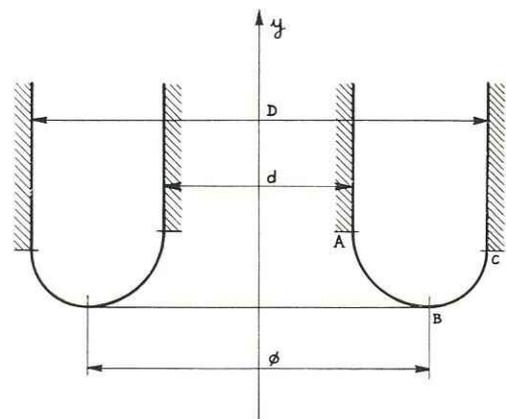


Fig. 3 b — Diamètre efficace d'une membrane se déroulant entre deux parois cylindriques

Lorsque P varie, S reste constante puisque le ressort pneumatique conserve une hauteur constante en raison de la correction d'assiette et Δ varie car le quotient $\frac{P}{p - p_a}$ varie. D'une façon plus précise, lorsque la charge P augmente, Δ augmente et la fréquence des oscillations

$$N = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\Delta}}$$

(N en cycles par minute) diminue (1). Dans la pratique les variations de Δ sont suffisamment faibles pour qu'on puisse affirmer que ce type de suspension pneumatique offre une bonne approximation de l'isochronisme.

Considérons, à titre d'exemple, le cas d'une charge suspendue variant entre $P_1 = 1\ 200$ kg à vide et $P_2 = 3\ 000$ kg à pleine charge supportée par une suspension pneumatique à surface constante ($\frac{dS}{dh} = 0$)

Supposons que la pression de l'air, à vide, est $p_1 - p_a = 2$ kg/cm²; la pression en charge est : $p_2 - p_a = \frac{P_2}{P_1}(p_1 - p_a) = 2,5 \times 2 = 5$ kg/cm²

Les déflexions sous charge sont dans le rapport

$$\frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \frac{P_1}{P_2} \frac{p_2 - p_a}{p_1 - p_a} = \frac{15}{12} = 1,25$$

et les fréquences sont dans le rapport

$$\frac{N_2}{N_1} = \sqrt{\frac{\Delta_1}{\Delta_2}} = \frac{1}{\sqrt{1,25}} \neq 0,9$$

La suspension à masse d'air constante

La suspension pneumatique à masse d'air (ou d'azote) constante, supposée réalisée au moyen d'un vérin comportant un piston séparateur de surface active S isolant un volume d'air ou d'azote $V = S \times h$ donne, pour une charge supportée $P = S(p - p_a)$ une déflexion sous charge $\Delta = \frac{h}{\sigma} \frac{p - p_a}{p}$. Lorsque la charge varie entre P_1 et P_2 , h varie entre h_1 et h_2 tels que $p_1 h_1 = p_2 h_2$, et Δ varie entre Δ_1 et Δ_2 tels que :

$$\frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \frac{h_2}{h_1} \frac{p_2 - p_a}{p_2} \frac{p_1}{p_1 - p_a} = \frac{P_1}{P_2} \frac{p_2 - p_a}{p_2} \frac{P_1}{P_1 - p_a}$$

En supposant que les pressions d'utilisation sont importantes par rapport à la pression atmosphérique

(1) La suspension pneumatique compensée à volume constant n'est isochrone que lorsque la pression atmosphérique est négligeable devant la pression d'utilisation, ce qui n'est jamais le cas lorsque le ressort pneumatique utilise une membrane caoutchoutée.

(plusieurs dizaines de kg/cm²), cette expression peut s'écrire : $\frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \frac{P_1}{P_2} \neq \frac{P_1}{P_2}$

Les fréquences d'oscillation correspondantes sont dans le rapport :

$$\frac{N_2}{N_1} = \sqrt{\frac{\Delta_1}{\Delta_2}} = \sqrt{\frac{P_2}{P_1}}$$

Avec les mêmes données que dans l'exemple numérique du paragraphe précédent ($P_1 = 1\ 200$ kg; $P_2 = 3\ 000$ kg; $\frac{P_2}{P_1} = 2,5$)

il vient $\frac{N_2}{N_1} = \sqrt{2,5} = 1,58$

Une telle suspension est donc loin d'être isochrone et son principe semble être moins bien approprié à un véhicule supportant d'importantes variations de charge que celui d'une suspension pneumatique compensée à volume d'air constant. Dans la réalité les choses se présentent un peu différemment : il est possible d'atténuer le défaut d'isochronisme en faisant travailler les vérins hydro-pneumatiques en parallèle avec des éléments élastiques solides : articulations des bielles de liaison des trains roulants, barres stabilisatrices, etc.. D'autre part le défaut d'isochronisme qui correspond à des différences de confort très appréciables sur des suspensions classiques dont les fréquences moyennes sont élevées est beaucoup moins sensible sur une suspension hydro-pneumatique dont la fréquence la plus élevée (correspondant à la pleine charge) peut être par construction ramenée à un niveau bas (60 cycles par minute par exemple). Il faut enfin citer les avantages suivants de la suspension hydro-pneumatique :

- elle permet d'incorporer l'amortisseur au vérin de suspension et, par conséquent, de supprimer les effets nuisibles des attaches élastiques indépendantes des éléments de suspension et surtout d'obtenir des qualités d'amortissement directement asservies à la charge suspendue;
- elle se prête à la réalisation d'anti-roulis hydrauliques, très efficaces.

II - LES DIFFÉRENTS TYPES DE RESSORTS PNEUMATIQUES A PAROIS CAOUTCHOUTÉES

Le soufflet

Le soufflet est le type de ressort pneumatique le plus répandu à l'heure actuelle sur les poids lourds.

Il comporte deux ou trois circonvolutions et son allure générale est illustrée par la figure 4 a.

La surface efficace $S = \frac{P}{p - p_a}$, quotient de la charge par la pression relative régnant à l'intérieur du soufflet, se détermine expérimentalement par la mesure de ces deux grandeurs. On obtient un diagramme dont l'allure est illustrée par la figure 5 a. La surface efficace croît d'une façon continue à mesure que le soufflet est écrasé. Les courbes des isobares se déduisent en principe de la courbe $S(h)$ puisque $F(h) = S(h) \times (p - p_a)$; en réalité, comme il a été dit plus haut, la surface efficace, pour une hauteur donnée h , n'est pas indépendante de la pression, puisque sous l'effet de cette dernière la longueur du profil du méridien subit de légères variations de longueur. Plus la pression est élevée, plus la surface efficace est grande, à hauteur du soufflet constante, et plus également le volume intérieur est grand. Il s'ensuit que les isobares ne se déduisent pas les unes des autres par une simple affinité.

Les fabricants donnent les courbes d'utilisation qui définissent les caractéristiques dynamiques des soufflets dans les gammes d'emploi (pressions statiques, débattements, volumes auxiliaires). La figure 6 a représente, à titre d'exemple, le faisceau des courbes d'un soufflet « Continental 608 ».

D'une façon générale, l'emploi de soufflets peut être envisagé lorsque les fréquences de suspension exigées ne descendent pas en dessous de 75 cycles par minute environ. En revanche, lorsqu'on recherche des fréquences plus basses, c'est-à-dire un confort plus poussé, la solution ne peut pas être donnée par

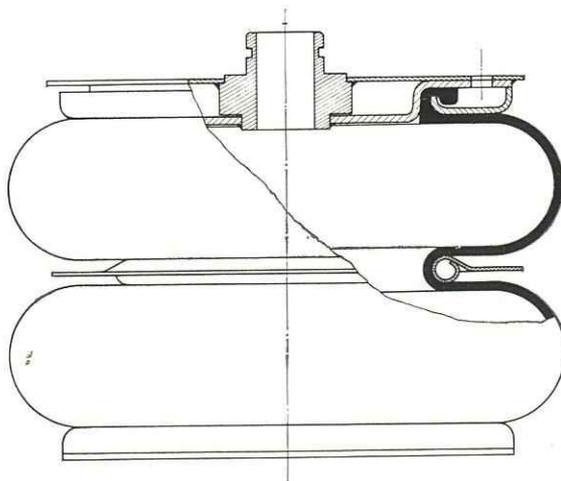


Fig. 4 a — Ressort pneumatique du type soufflet

des soufflets qui ont une rigidité de forme trop grande; elle doit être obtenue par un autre type de ressort pneumatique, le diaphragme.

Le diaphragme

On désigne sous le nom de diaphragme la classe des ressorts pneumatiques présentant la propriété d'avoir, sur une partie de leur course, une surface efficace décroissante avec l'écrasement. Et en effet, ce type de ressorts se présente sous des formes qui s'apparentent toujours à une membrane soulevée en son centre par un piston dont elle épouse la forme et sur lequel elle se déroule.

Le diaphragme le plus simple peut être considéré comme un soufflet à une circonvolution (fig. 7) dont les embouchures auraient des diamètres différents et qui serait assujéti à se dérouler sur un piston dont

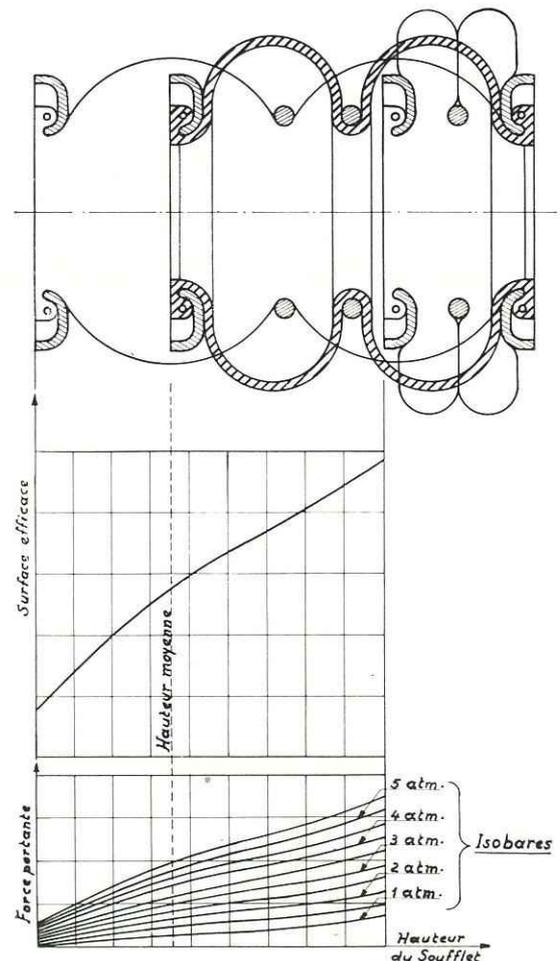


Fig. 5 a — Loi de déformation élastique d'un soufflet

Reproduit avec l'autorisation de la Franck. Verlagsh. ATZ. 10 - 1958

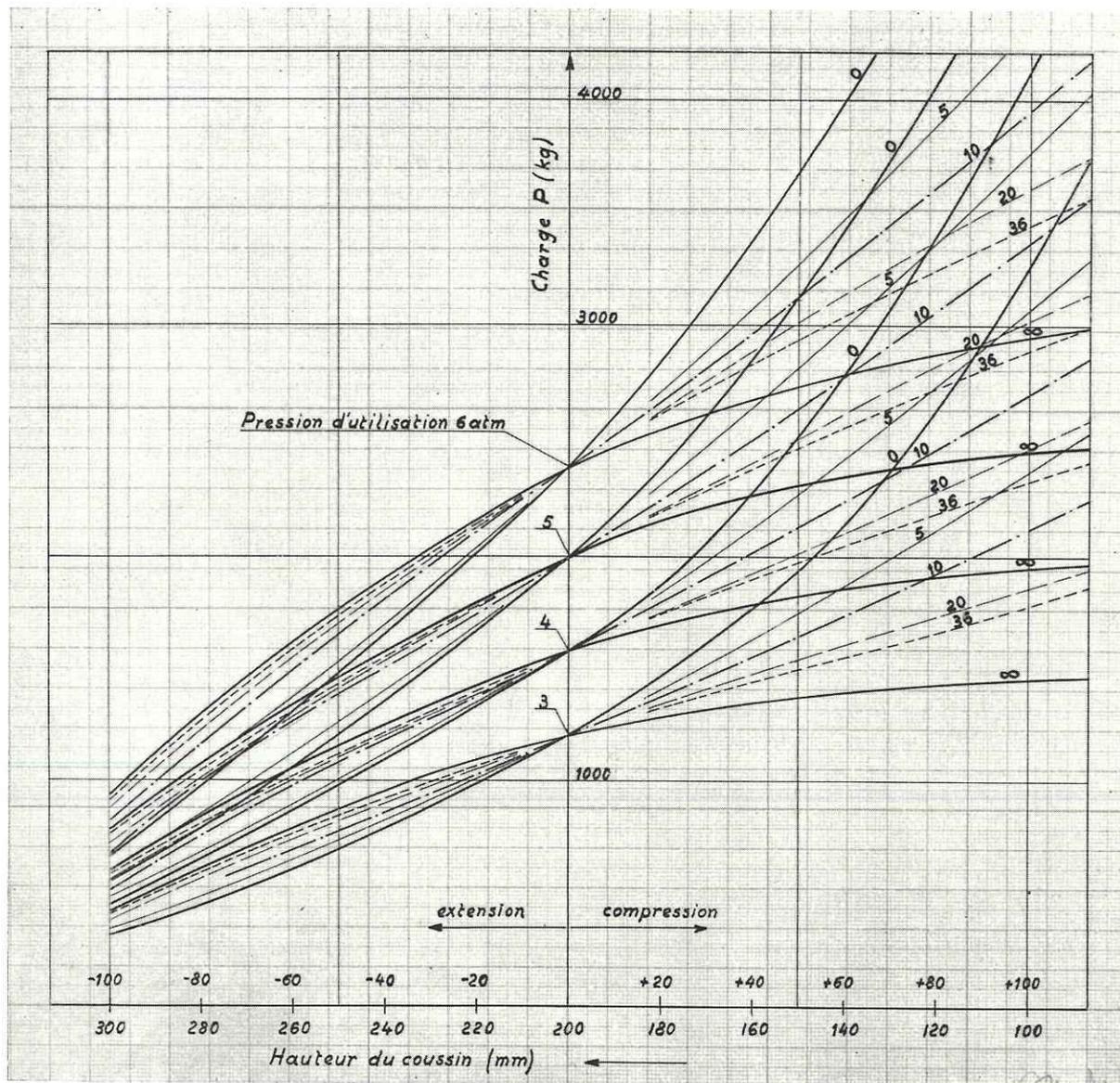


Fig. 6 a — Diagramme d'utilisation du soufflet Continental 608
 Reproduit avec l'autorisation de la Franck. Verlagsh. ATZ. 9 - 1957

le profil, judicieusement établi, permet de bénéficier de la propriété ci-dessus énoncée. La surface efficace d'un tel ressort se détermine, expérimentalement, comme dans le cas d'un soufflet, à partir des mesures de la force portante F et de la pression relative $p - p_a$, au moyen de la formule :

$$S = \frac{F}{p - p_a}$$

Cette surface est égale, comme il a été démontré précédemment, à la surface du cercle de contact du

plan tangent au bourrelet perpendiculaire à l'axe de révolution. La figure 8 illustre l'allure de la variation de la surface efficace d'un tel diaphragme. Il est possible d'ailleurs d'obtenir, dans certaines limites, telle loi de variation que l'on désire en agissant soit sur la forme du piston, soit sur l'angle des nappes de fils constituant les toiles. La rigidité de forme négative a toujours un effet heureux sur la flexibilité du ressort et il devient facile d'atteindre des basses fréquences avec des volumes auxiliaires d'importance limitée (fig. 9).

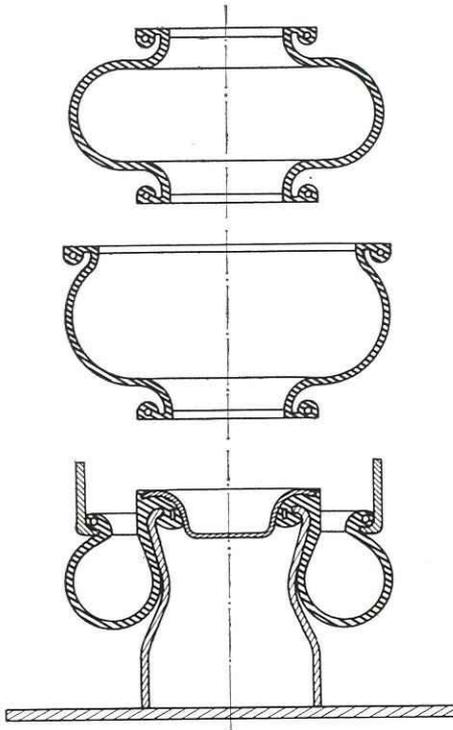


Fig. 7 — Obtention d'un diaphragme à partir d'un soufflet à une circonvolution à diamètres d'embouchures inégaux
Reproduit avec l'autorisation de la Franck. Verlagsh. ATZ, 10 - 1958

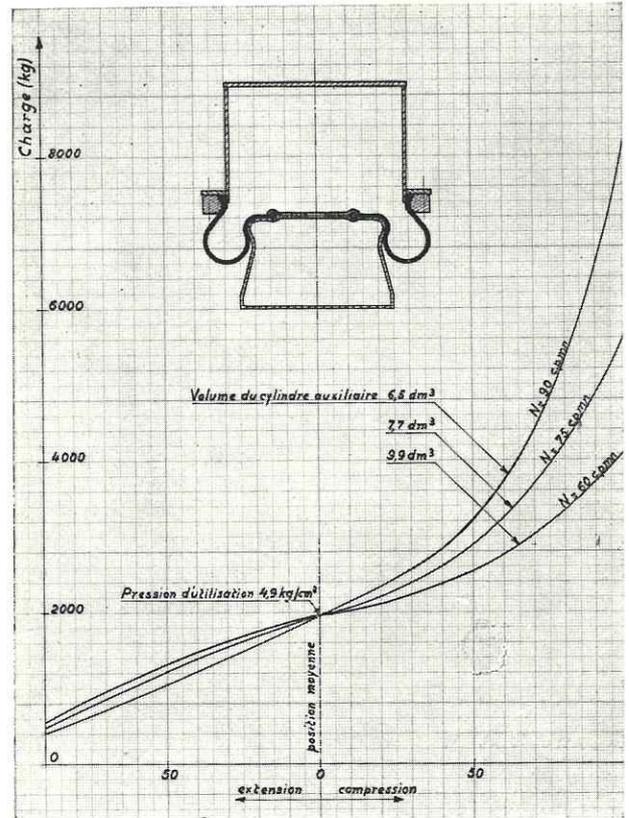


Fig. 9 — Courbes d'utilisation d'un diaphragme

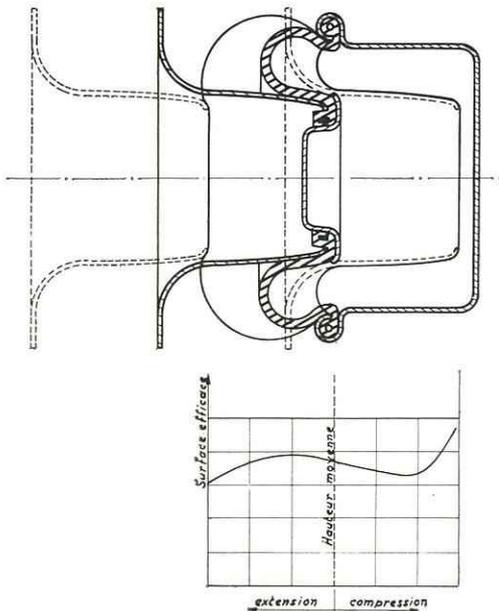


Fig. 8 — Loi de variation de la surface efficace d'un diaphragme
Reproduit avec l'autorisation de la Franck. Verlagsh. ATZ, 10 - 1958

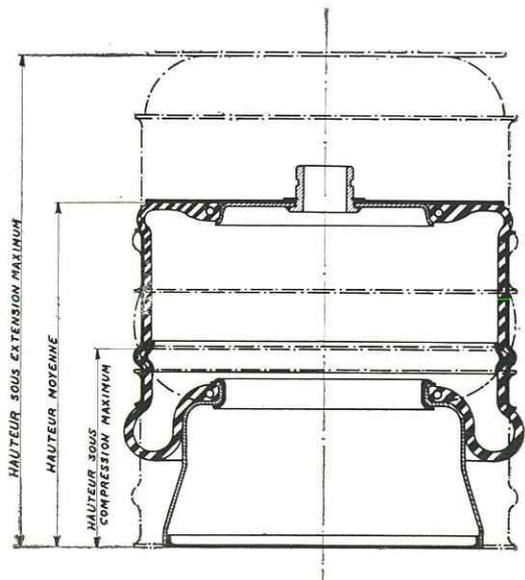


Fig. 10 — Coupe d'un diaphragme General Tire

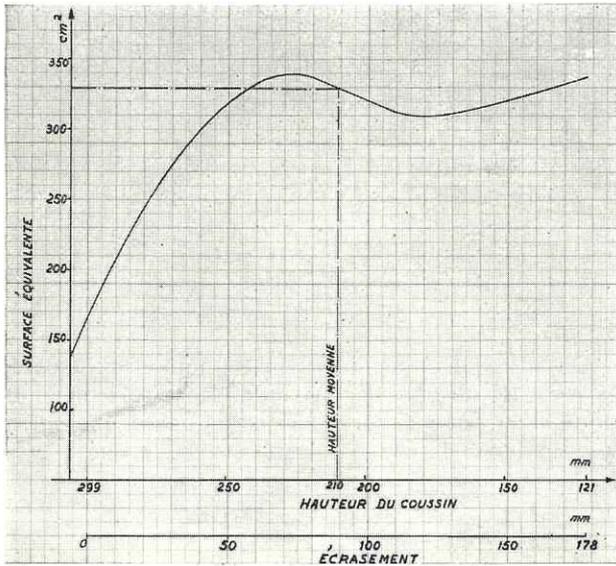


Fig. 11 — Variation de la surface efficace d'un diaphragme General Tire

Une forme de diaphragme légèrement différente est obtenue en obligeant la membrane à se dérouler non seulement sur un piston, mais aussi sur une gaine extérieure. Tel est le diaphragme General Tire dont les figures 10 et 11 donnent la silhouette et le diagramme de surface efficace. Une variante de ce dernier est constituée par le ressort pneumatique Dilow de Dunlop (fig. 12) qui dérive d'un soufflet à deux circonvolutions dont une circonvolution a été transformée en diaphragme.

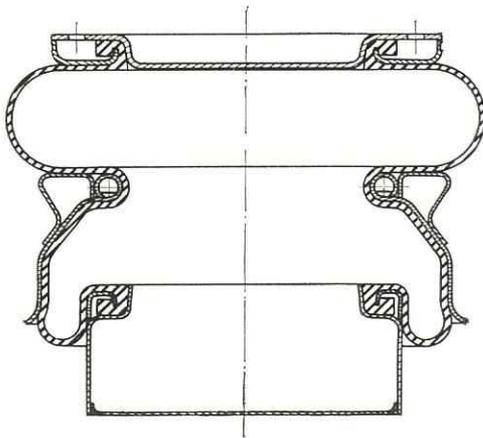


Fig. 12 — Coupe d'un ressort pneumatique Dunlop type Dilow

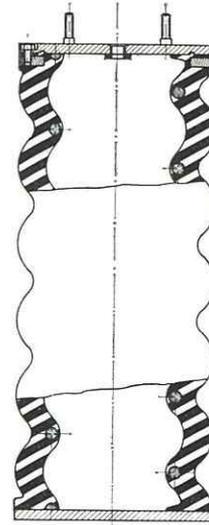


Fig. 13 — Le ressort Elipress

Le ressort mixte Elipress

La Société italienne Pirelli fabrique un ressort pneumatique d'une conception originale constitué d'un ressort hélicoïdal noyé dans un soufflet en caoutchouc (non entoilé) à parois épaisses (voir fig. 13); le ressort hélicoïdal est calculé en général pour supporter le poids à vide, mais il sert aussi de ressort antiflambage au soufflet en caoutchouc qui travaille en parallèle avec lui et joue le rôle de ressort pneumatique destiné à supporter la charge utile. Le diagramme (fig. 14) donne à titre d'exemple les caractéristiques d'un ressort Elipress monté sur la suspension d'un autocar Fiat.

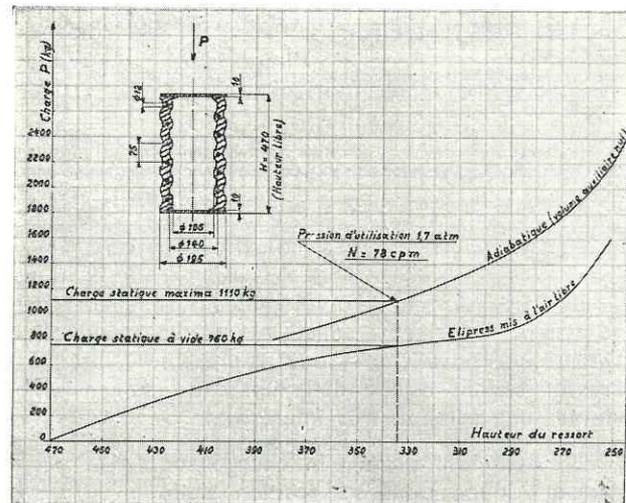


Fig. 14 — Courbes d'utilisation d'un ressort Elipress 195/105/75

Ce type de ressort mixte comporte un certain nombre d'avantages :

- les inconvénients résultant d'une avarie sur l'alimentation en air de la suspension sont moindres que dans le cas d'une suspension pneumatique intégrale;
- à charge égale, la pression d'air est sensiblement plus faible que dans un ressort pneumatique intégral de diamètre équivalent, ce qui facilite le problème de l'alimentation en air et éventuellement la correction pneumatique du dévers;
- la loi de flexibilité est avantageuse car tout se passe comme si la surface efficace du ressort pneumatique monté en parallèle avec le ressort hélicoïdal restait à peu près constante. On obtient, en l'absence de réservoirs auxiliaires, des fréquences comprises entre 75 et 80 cycles par minute (fig. 14) et une très bonne approximation de l'isochronisme;
- la présence d'une masse de caoutchouc relativement importante permet de bénéficier des qualités de ce matériau en ce qui concerne l'amortissement et la filtration des vibrations de hautes fréquences.

En revanche, ce type de ressort mixte présente deux inconvénients :

- en raison de la présence d'un ressort hélicoïdal de grande flexibilité, et compte tenu des données à respecter pour les problèmes de fabrication et de tenue en service, les ressorts Elipress sont assez encombrants en hauteur (hauteur en position de montage 340 mm pour les ressorts précités, au lieu de 210 mm pour le diaphragme General Tire par exemple). Leur montage peut poser certaines difficultés dans le cas, souvent souhaité lorsqu'on envisage la suspension pneumatique, de véhicules surbaissés;
- les ressorts Elipress sont coûteux en raison de leur conception et de l'importance de l'outillage nécessaire à leur fabrication.

III - LES SUSPENSIONS MIXTES

La suspension mixte à volume constant

La suspension mixte à volume constant et correction d'assiette — ressort solide et ressort pneumatique montés en parallèle — peut représenter, lorsque le ressort solide a une déflexion sous charge importante, une solution très intéressante.

En désignant par P_0 la charge supportée par le ressort solide dans sa position statique de travail (charge qui peut n'être qu'une fraction de la tare), par C_0 la rigidité du ressort métallique, par $P_1 = S(p - p_a)$,

la charge supportée par le ressort pneumatique de rigidité $C_1 = S \frac{dp}{dh} + (p - p_a) \frac{dS}{dh}$ la rigidité du ressort mixte est :

$$C = C_0 + C_1$$

La déflexion sous charge est :

$$\Delta = \frac{P_0 + P_1}{C_0 + C_1} \text{ ou, en explicitant}$$

$$\Delta = \frac{P_0 + S(p - p_a)}{C_0 + \frac{\sigma}{V} S^2 p + (p - p_a) \frac{dS}{dh}}$$

On voit que Δ est une fonction homographique de la pression absolue régnant dans le ressort pneumatique. Pour que Δ reste constante quelles que soient les variations de charge, il faut et il suffit que

$$\frac{P_0 - Sp_a}{C_0 - p_a \frac{dS}{dh}} = \frac{S}{\frac{\sigma}{V} S^2 + \frac{dS}{dh}} = \Delta$$

On obtient alors un isochronisme rigoureux qui, s'il n'est exigé que par certains puristes, reste toujours souhaitable. La relation ci-dessus introduit évidemment certaines restrictions dans le choix des paramètres déterminant la suspension. L'exemple concret ci-dessous montre que ce choix peut fort bien cadrer avec les données d'un problème pratique.

Cas concret

Tare (rapportée à la roue) : $P_0 = 2\,000$ kg.

Déflexion sous charge désirée : $\Delta = 16$ cm (donnant 75 cycles par minute). Le ressort solide de rigidité C_0 à déterminer est supposé monté en parallèle avec un ressort pneumatique General Tire de 10 pouces pour lequel

$$S = 330 \text{ cm}^2 \text{ et } \frac{dS}{dh} = -9,2 \text{ cm}^2/\text{cm}$$

$$\text{La relation } \frac{P_0 - Sp_a}{C_0 - p_a \frac{dS}{dh}} = \Delta \text{ s'écrit}$$

$$\frac{2\,000 - 330}{C_0 + 9,2} = 16 \text{ qui donne } C_0 = 95 \text{ kg/cm}$$

$$\text{La relation } \frac{S}{\frac{\sigma}{V} S^2 + \frac{dS}{dh}} = \Delta \text{ permet de tirer } V$$

$$\frac{330}{\frac{1,38}{V} \times 330^2 - 9,2} = 16; V = 5\,040 \text{ cm}^3$$

c'est-à-dire précisément le volume intérieur du diaphragme envisagé.

Tous les éléments sont déterminés. Cette suspension pourra donc supporter une charge variant entre $P_0 = 2\ 000\text{ kg}$ et $P_1 = 2\ 000 + 1\ 980 = 3\ 980\text{ kg}$ (la pression de l'air étant alors de 6 kg/cm^2) et donner un isochronisme rigoureux.

D'une façon générale, la suspension mixte offre un certain nombre d'avantages dont certains ont déjà été mentionnés dans le paragraphe consacré aux ressorts Elipress. Notamment :

- elle permet d'offrir un bon confort (on peut facilement réaliser 80 cycles par minute) et de bénéficier intégralement de la correction d'assiette;
- elle réduit l'importance de l'équipement pneumatique par rapport à une solution pneumatique intégrale (débits d'air plus faibles, nombre et dimension de ressorts pneumatiques réduits);
- elle permet, lorsque la tare est supportée par les ressorts solides de diminuer les inconvénients résultant d'une avarie sur le circuit de la suspension pneumatique;
- elle offre des conditions de travail des ressorts solides plus avantageuses que celles des ressorts solides employés seuls car, pour des débattements dynamiques équivalents e , la variation de tension $\Delta P = \frac{e}{\varphi}$ est plus faible (φ plus grand). D'autre part, un des principaux défauts des ressorts à lames, à savoir la présence d'un amortissement Coulombien, se trouve atténué par suite de la constitution spéciale des ressorts solides entrant dans l'aménagement d'une suspension mixte : ces ressorts, en effet, sont composés d'un nombre de lames réduit et présentent de ce fait une force d'amortissement réduite qui peut d'ailleurs être considérée comme un facteur intéressant en ce qui concerne la tenue de route;
- enfin, elle permet une solution classique mais facile, et il faut bien le dire, assez élégante, du problème de la liaison des trains roulants au châssis et de la reprise des efforts horizontaux. Cette affirmation a une valeur particulière en ce qui concerne la suspension avant lorsqu'on conserve un essieu rigide.

La suspension mixte à masse d'air constante

Soient :

- P_0 la charge supportée par le ressort solide de rigidité C_0 ;
- Q la charge supportée par le ressort pneumatique à masse d'air constante de rigidité

$$C_1 = \frac{\sigma}{p_0 V_0} (Q + Sp_a)^2$$

expression dans laquelle S désigne la surface

efficace supposée constante, p_a la pression atmosphérique et le produit $p_0 V_0$ une constante qui caractérise la masse d'air (l) enfermée dans le ressort et sa température puisque $p_0 V_0 = RT_0$.

La rigidité de l'ensemble des deux ressorts est :

$$C = C_0 + C_1 = C_0 + \frac{\sigma}{p_0 V_0} (Q + Sp_a)^2$$

et la déflexion sous charge correspondant à la charge $P = P_0 + Q$ vaut :

$$\Delta = \frac{P_0 + Q}{C_0 + C_1} = \frac{P_0 + Q}{C_0 + \frac{\sigma}{p_0 V_0} (Q + Sp_a)^2}$$

Cette expression montre qu'il n'est pas possible, comme dans le cas d'une suspension mixte à volume constant, de choisir les constantes de telle façon que Δ reste indépendante de Q , c'est-à-dire qu'il y ait isochronisme parfait.

Toutefois, on voit que la recherche des valeurs de Q telles que Δ ait une valeur donnée Δ_0 conduit à la résolution d'une équation du second degré. Autrement dit, sous certaines conditions, la valeur de la période d'oscillation peut être la même pour deux valeurs $P_1 = P_0 + Q_1$ et $P_2 = P_0 + Q_2$. Il suffit que P_1 et P_2 soient voisines des charges extrêmes et que Δ ne s'écarte pas trop de Δ_0 dans l'intervalle (P_1, P_2) pour que la suspension donne une bonne approximation de l'isochronisme.

Le cas concret traité ci-dessous montre comment on peut rendre une suspension pneumatique à masse d'air constante pratiquement isochrone en jouant simplement sur la rigidité des articulations.

Cas concret

La charge suspendue varie entre $P_1 = 1\ 200\text{ kg}$ (voiture vide) et $P_2 = 3\ 000\text{ kg}$ (voiture à pleine charge). On désire se rapprocher le plus possible d'une fréquence de 60 cycles par minute dans toute la gamme de charge. On suppose, d'autre part, que les vérins de suspension travaillent à une pression telle que l'on puisse négliger la pression atmosphérique. La formule établie plus haut s'écrit :

$$\Delta = \frac{Q}{C_0 + \frac{\sigma}{p_0 V_0} Q^2}$$

On cherche à déterminer les constantes de telle façon que pour $Q = P_1$ et pour $Q = P_2$ $\Delta = \Delta_0 = 25\text{ cm}$.

(1) Cette masse d'air, détendue à la pression de 1 kg/cm^2 , occuperait le volume $V_a = p_0 V_0$ égal par conséquent au produit $p_0 V_0$.

Il vient

$$\frac{\sigma}{P_0 V_0} = \frac{1}{\Delta_0 (P_1 + P_2)} = \frac{1}{25 \times 2\,400} = \frac{1}{105\,000}$$

puis

$$C_0 = \frac{P_1}{\Delta_0} - \frac{\sigma P_1^2}{P_0 V_0} = \frac{1\,200}{25} - \frac{1\,200^2}{105\,000} = 48 - 13,7 = 34,3 \text{ kg/cm}$$

C_0 peut effectivement être donné par des articulations sur caoutchouc.

Il reste à étudier comment varie Δ dans l'intervalle (P_1, P_2) .

$$\Delta \text{ passe par un maximum pour } \frac{d\Delta}{dQ} = 0$$

$$\text{ce qui conduit à } Q_3^2 = C_0 \frac{P_0 V_0}{\sigma}$$

Dans le cas présent :

$$Q_3 = \sqrt{34,3 \times 105\,000} = 1\,900 \text{ kg}$$

Pour cette charge, Δ vaut :

$$\Delta \text{ max} = \frac{Q_3}{2C_0} = \frac{1\,900}{68,6} = 27,7 \text{ cm}$$

La fréquence correspondante est de 57 cycles par minute.

La suspension ainsi déterminée, dont les caractéristiques de déflexion sous charge et de fréquence sont illustrées par la figure 15, est pratiquement isochrone puisque sa fréquence varie au maximum de 3 cycles par minute dans toute la gamme d'utilisation.

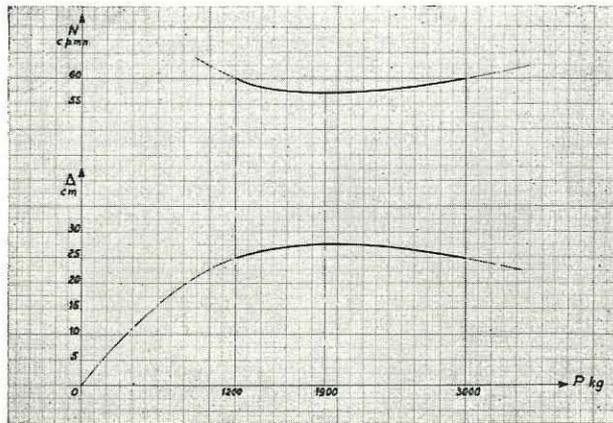


Fig. 15 — Diagramme des fréquences d'une suspension mixte à masse d'air constante

IV - LA SUSPENSION PNEUMATIQUE ET L'AMORTISSEMENT

La suspension pneumatique ne pose pas à proprement parler de problèmes nouveaux du point de vue de l'amortissement, puisqu'il s'agit, comme dans les suspensions classiques, de dissiper une énergie excédentaire en trouvant le compromis qui favorise à la fois le confort, c'est-à-dire réduise au minimum la valeur des accélérations communiquées à la superstructure, et la tenue de route, c'est-à-dire réduise au minimum les fluctuations des réactions dynamiques au sol.

Néanmoins, la suspension pneumatique, appliquée à des véhicules de transport en commun, fixe un certain nombre de conditions particulières :

1° l'amortissement doit être créé par des organes indépendants des ressorts pneumatiques, qui ne possèdent pas en eux-mêmes de possibilité appréciable de dissiper de l'énergie (1).

En cela les ressorts pneumatiques ne se distinguent d'ailleurs pas de certains ressorts classiques : ressorts hélicoïdaux et barres de torsion ;

2° les amortisseurs travaillent autour d'une position moyenne indépendante de la charge par suite de la correction d'assiette. Il s'ensuit que leur loi de fonctionnement peut tenir compte d'un nouveau paramètre : l'élongation à partir de cette position moyenne ;

3° en raison du gain sur les flexibilités, généralement réalisé avec les suspensions pneumatiques, la fonction mixte (confort, tenue de route) de l'amortisseur classique qui transmet nécessairement entre masses suspendues et masses non suspendues la totalité des réactions dues aux mouvements relatifs de ces deux groupes de masses devient très difficile à assurer et le compromis que l'on peut espérer paraît peu compatible avec le gain réalisé sur l'élément élastique considéré séparément. La théorie des systèmes à caractéristiques linéaires montre, en effet, et l'expérience corrobore les conclusions de la théorie, que si pour les basses fréquences d'excitation de la roue les deux points de vue du confort et de la tenue de route exigent un amortissement d'un taux relativement élevé, en revanche pour les excitations de haute fréquence le confort exige un faible amortissement alors que la tenue de route réclame un fort amortissement. Des artifices, comme l'attaque élastique des amortisseurs, ne permettent pas d'ailleurs de résoudre ces contradictions. Enfin, les variations de charge considérables supportées par les suspensions des véhicules de transport en commun ne font

(1) A noter cependant que certains dispositifs de laminage dissymétrique de l'air dans les canalisations reliant les ressorts pneumatiques à leurs volumes additionnels ont donné des résultats intéressants.

que rendre le problème plus ardu. Il est vrai en contrepartie que dans le cas particulier des autobus, qui sont des véhicules lents, le facteur « tenue de route », sans être négligeable, pose des exigences moins fortes et facilite par conséquent, dans une certaine mesure, la recherche du compromis.

En conclusion les solutions à préconiser paraissent être les suivantes :

a) il faut rechercher un allègement maximum des masses non suspendues et, si possible, une augmentation de la flexibilité des pneumatiques (1). De cette façon, l'action exercée par les amortisseurs sur les trains roulants sera, pour un taux d'amortissement donné (2), plus efficace;

b) il faut conserver un amortissement dissymétrique pour tenir compte de la prépondérance des actions des obstacles en bosse sur les roues;

c) il faut accorder un intérêt particulier à tous les systèmes qui permettent d'introduire un amortissement fonction de la charge suspendue. A cet égard, la suspension oléopneumatique (fig. 26) semble marquer un avantage très important sur la suspension pneumatique.

Tout cela vaut pour les montages classiques avec amortisseurs disposés entre masses suspendues et masses non suspendues.

La recherche d'une solution complète conduit à dissocier les actions à exercer sur les masses non suspendues de celles à exercer sur les masses suspendues : cette dissociation peut se faire en montant sur les trains roulants des étouffeurs dynamiques amortis qui évitent le rebondissement des roues et sa répercussion sur le comportement de la masse suspendue et améliorent la tenue de route. Quant à l'amortissement proprement dit de la superstructure, il devient alors facile de le contrôler par des amortisseurs classiques dont les attaches aux masses non suspendues ne sont plus soumises à de fortes trépidations.

Des solutions basées sur ces principes existent déjà sur les 2 CV Citroën et ont donné lieu récemment à de nouvelles recherches. Leur application aux véhicules lourds peut être raisonnablement envisagée,

(1) L'adaptation de la pression de gonflage à la charge suspendue, théoriquement réalisable à l'aide d'un contrôle exercé par les valves de suspension, doit donner des résultats heureux à la fois sur le plan du confort et sur celui de la tenue de route.

(2) A ce taux d'amortissement correspond, avec les hypothèses d'un système linéaire à amortissement visqueux, une force d'amortissement inversement proportionnelle à la racine carrée de la flexibilité puisque $\varepsilon = \frac{k}{2\sqrt{mC}}$

surtout lorsqu'on parvient à diminuer l'importance des masses non suspendues (cas des roues indépendantes).

V - LES LIAISONS ROUES-CHASSIS

Généralités

La grande diversité des systèmes de liaisons entre les trains roulants et les châssis des véhicules équipés à ce jour de suspension pneumatique témoigne de l'esprit inventif des ingénieurs de l'automobile placés devant un problème partiellement nouveau qui réclamait une solution élégante, c'est-à-dire cinématiquement correcte, mécaniquement robuste, et aussi économique que possible.

Sans entrer dans l'examen de détail des réalisations, il convient de rappeler que les principaux points sur lesquels l'attention doit être portée pour résoudre les problèmes posés par ces liaisons sont les suivants :

1° il faut rechercher une cinématique correcte des trains roulants (essieux rigides ou roues indépendantes) et pour cela il faut :

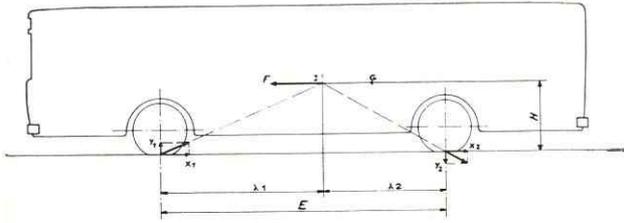
- respecter les règles concernant l'homocinétisme de la transmission;
- obtenir une compatibilité aussi parfaite que possible de la direction avec la suspension avant;
- assurer une localisation transversale rigoureuse des roues;

2° il faut rechercher une disposition des ressorts pneumatiques avantageuse au point de vue des qualités du confort : ressorts placés dans les plans des essieux (ou symétriquement par groupes de deux) ou mieux, ressorts placés en pincette par rapport aux bras porte-roues;

3° il convient d'examiner le comportement du véhicule sous les effets statico-dynamiques : plongée, cabrage et surtout effet centrifuge. Cet examen revêt une importance particulière car la grande flexibilité des ressorts pneumatiques accentue les déplacements angulaires dus aux forces d'inertie. Les paragraphes suivants mettent en lumière quelques aspects de ces problèmes.

L'équilibre dynamique longitudinal. Le cabrage et la plongée

La force d'inertie F due à l'accélération ou à la décélération, dont le support passe par le centre de gravité G du véhicule, est équilibrée par les réactions du sol sur les trains roulants (fig. 16). Ces réactions modifient les valeurs des réactions des organes reliant les trains roulants à la superstructure



$$Y_1 = F \frac{H}{E} \qquad Y_2 = -Y_1$$

$$X_1 = F \frac{\lambda_1}{E} \qquad X_2 = F \frac{\lambda_2}{E}$$

Fig. 16 — L'équilibre dynamique longitudinal

et, en particulier, modifient les valeurs des tensions des ressorts de suspension. Dans le cas classique (pour les autobus) où la liaison des trains roulants au châssis est assurée par des ressorts à lames, les composantes verticales respectives $Y_1 = F \frac{H}{E}$ et $Y_2 = -Y_1$ chargent les ressorts avant et déchargent les ressorts arrière dans le cas du freinage et vice versa dans le cas de l'accélération. En désignant respectivement par φ_1 et par φ_2 les flexibilités des suspensions avant et arrière on voit que la suspension avant se comprime de $\varphi_1 \frac{FH}{E}$ tandis que la suspension arrière, délestée, se détend de $\varphi_2 \frac{FH}{E}$. La superstructure du véhicule prend une inclinaison :

$$\theta = \frac{1}{E} \left(\varphi_1 \frac{FH}{E} + \varphi_2 \frac{FH}{E} \right) = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{E^2} FH$$

qui, toutes choses égales d'ailleurs, est d'autant plus forte que les flexibilités des suspensions sont plus grandes, que le centre de gravité est situé plus haut au-dessus du sol et que l'empattement est plus court.

Dans le cas des suspensions pneumatiques, qui imposent la création de liaisons cinématiques rigides, il convient de considérer dans quelle mesure la force d'inertie peut être reprise par les bielles de liaison et éviter par conséquent de répercuter intégralement sur les ressorts de suspension les transferts de charge.

La disposition illustrée par la figure 17 est à cet égard particulièrement intéressante. Les porte-roues sont articulés en des points A et B du châssis tels que les droites joignant respectivement les points de contact au sol et les articulations se coupent en un point I situé sur l'horizontale du centre de gravité. Supposons que les efforts retardateurs aux roues X_1 et X_2 soient dans le rapport $\frac{X_1}{X_2} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2}$ des distances de I aux essieux

avant et arrière. La réaction du sol sur la roue avant admet une composante horizontale $X_1 = \frac{F\lambda_1}{E}$ et une composante verticale $Y_1 = \frac{FH}{E}$ et passe par conséquent

par l'articulation A qui la « reprend » entièrement sans intéresser les ressorts de suspension. Il en est de même pour l'arrière. Par conséquent, sous l'effet de la force d'inertie de freinage ci-dessus envisagée, le véhicule garde sa position statique. Ainsi à chaque valeur du rapport des forces retardatrices $\frac{X_1}{X_2}$ correspond une position et une seule de I sur l'horizontale de G et par conséquent, un jeu d'emplacements possibles pour les articulations des porte-roues. En particulier, lorsqu'on envisage le freinage à la limite d'adhérence — qui permet de profiter au maximum de l'efficacité du freinage — on doit avoir

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_2} = \frac{l_2 + \varphi H}{l_1 - \varphi H}$$

l_1 et l_2 désignant respectivement les distances du centre de gravité G aux essieux avant et arrière et φ le coefficient d'adhérence. Il est aisé de vérifier que, même lorsque le freinage n'est pas dosé suivant le rapport $\frac{\lambda_1}{\lambda_2}$ qui fait entièrement reprendre les réactions du sol par les articulations A et B, il n'en demeure pas moins qu'une partie de ces réactions est reprise par les articulations et que, par conséquent, la composante qui tend à exercer sur les porte-roues un couple de rotation et donc à faire travailler les ressorts de suspension est plus faible que dans un type de liaison qui ne jouit pas de la propriété ci-dessus définie. Il en est de même d'ailleurs de tout type d'attelage réalisé avec des bielles convergeant vers un point situé à hauteur du centre de gravité (parallélogramme ou faux parallélogrammes).

Lorsqu'un tel système est adopté et que, par conséquent, les déviations angulaires de la superstructure sous l'effet des forces d'inertie longitudinales sont amoindries, il est intéressant de profiter de cet avantage pour aller plus loin dans le sens du confort en

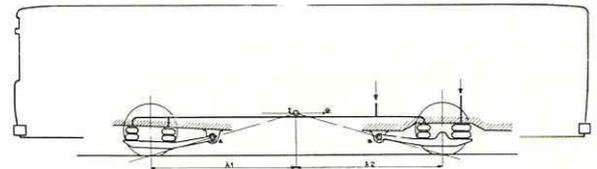


Fig. 17 — Attelage des essieux diminuant la plongée au freinage. Conjugaison pneumatique des suspensions AV et AR

Reproduit avec l'autorisation de la Franck. Verlagsh. ATZ. 10 - 1958

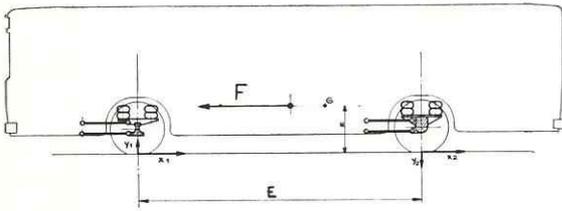


Fig. 18 — Attelage des essieux par parallélogrammes à bras horizontaux

réalisant une conjugaison pneumatique des suspensions avant et arrière, conjugaison qui, en opérant une inversion cinématique des mouvements des roues avant et arrière, supprime le couple de rotation autour de G des forces verticales dues aux inégalités de la chaussée et transmises par les ressorts à la superstructure et abaisse par conséquent la fréquence de galop du véhicule. Cette conjugaison peut être réalisée, comme le montre la figure 17 en faisant communiquer entre eux un ressort pneumatique de la suspension avant et un ressort pneumatique de la suspension arrière (cela pour chaque côté du véhicule). Cette conjugaison devrait, bien entendu, être établie en tenant compte des limites entre lesquelles varient les charges (et par conséquent les pressions d'air) pour chaque essieu.

Dans le cas où la liaison des trains roulants au châssis est assurée par des parallélogrammes à bras horizontaux (fig. 18), les composantes horizontales X_1 et X_2 sont entièrement reprises par les bras des parallélogrammes et les composantes Y_1 et $Y_2 = -Y_1$ sont reprises par les ressorts. L'inclinaison de la superstructure est donnée par la formule déjà établie :

$$\theta = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{E^2} FH$$

Un autre système de liaisons possible sur un véhicule équipé de suspension pneumatique est illustré par la figure 19. Dans la disposition représentée, on a supposé, pour simplifier les raisonnements, que les porte-roues arrière transmettaient intégralement la composante sur le train arrière de la force d'inertie F . On voit qu'en revanche à l'avant la réaction du sol impose une surtension $T = \frac{F}{E} (H + \lambda_1 \operatorname{tg} \alpha)$ aux ressorts, supérieure à celle que donnerait une liaison par parallélogrammes ($Y_1 = \frac{FH}{E}$). Sous l'effet de cette surtension, la voiture plongerait au freinage d'un angle $\theta = \frac{\varphi_1 F}{E_2} (H + \lambda_1 \operatorname{tg} \alpha)$. Cet arrangement de bielles de liaison est donc favorable pour l'arrière et défavorable pour l'avant et ne serait sans doute pas à conseiller pour un véhicule qui aurait un important

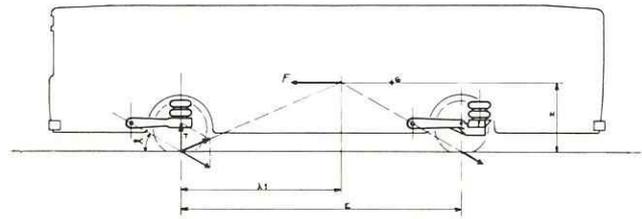


Fig. 19 — Attelage des essieux par bras articulés sur l'avant

porte à faux avant. En revanche, il se prête beaucoup mieux à l'établissement d'une timonerie de direction compatible avec la suspension, que le système de la figure 17.

L'équilibre dynamique transversal. Le dévers

La force centrifuge F , appliquée au centre de gravité G de la masse suspendue m est une force horizontale dont le support passe par le centre du cercle de rayon R décrit par G (en supposant pour simplifier les calculs que le véhicule décrit à vitesse constante une courbe de rayon constant). Cette force vaut :

$$F = m \frac{V^2}{R} \quad (V \text{ vitesse linéaire de } G)$$

et se décompose en deux (fig. 20) : une composante longitudinale F_l qui s'ajoute éventuellement aux forces d'inertie longitudinales et une composante transversale F_t qui tend à faire basculer le véhicule autour de son axe de rotation longitudinal ou axe de dévers en créant un moment de déversement égal au produit de son intensité F_t par la distance à cet axe h .

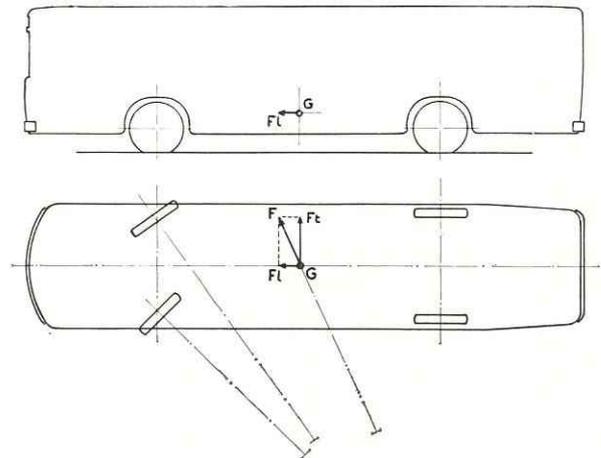


Fig. 20 — Décomposition de la force d'inertie centrifuge

Dans le cas, classique pour un autobus, où la suspension est assurée tant à l'avant qu'à l'arrière par des ressorts à lames fixés sur des essieux rigides l'axe de dévers est situé à l'intersection du plan médian longitudinal de symétrie du véhicule avec le plan moyen de suspension. En supposant, pour simplifier les calculs que les voies de ressorts soient les mêmes à l'avant et à l'arrière (égales à $2d$), en désignant par φ_1 et par φ_2 les flexibilités respectives des ressorts avant et arrière, on établit facilement que la superstructure bascule d'un angle :

$$\alpha = \frac{F_t h}{2d^2} \frac{1}{\frac{1}{\varphi_1} + \frac{1}{\varphi_2}}$$

qui est d'autant plus réduit que la voie des ressorts est plus grande, que les suspensions sont plus rigides et que la distance du centre de gravité à l'axe de dévers est plus faible.

Etant donné que, dans ce qui suit, on étudiera l'effet de la force centrifuge en fonction du type d'attelage des roues, la formule ci-dessus sera remplacée par la formule de référence :

$$\theta = \frac{\varphi F h}{2d^2}$$

qui donne l'angle de basculement sous l'effet d'une force centrifuge F pour un véhicule à un essieu (remorque) possédant les caractéristiques ci-dessous :

- flexibilité des ressorts φ ;
- hauteur du centre de gravité au-dessus du plan de suspension h ;
- voie des ressorts $2d$.

Lorsque les liaisons entre les roues et le châssis ne sont pas assurées par des ressorts à lames, mais par des bielles comme cela est le cas pour des véhicules à suspension pneumatique intégrale, il convient d'examiner dans chaque cas comment les ressorts pneumatiques concourent à la reprise des réactions engendrées par la force centrifuge. Les quelques exemples ci-dessous illustrent les méthodes à suivre pour étudier ces problèmes.

1^{er} exemple : liaison par essieu brisé (fig. 21)

L'axe de dévers O , qui est l'axe instantané de rotation de la superstructure par rapport au sol s'obtient par la construction de la figure 21. Il est, par construction, dans une position élevée, c'est-à-dire assez près du centre de gravité G . Si O et G coïncident, les réactions au sol de la force centrifuge sont reprises par les articulations des bras supportant les roues et la voiture est insensible aux effets centrifuges ou plus exactement n'a pas tendance à basculer sous ces effets.

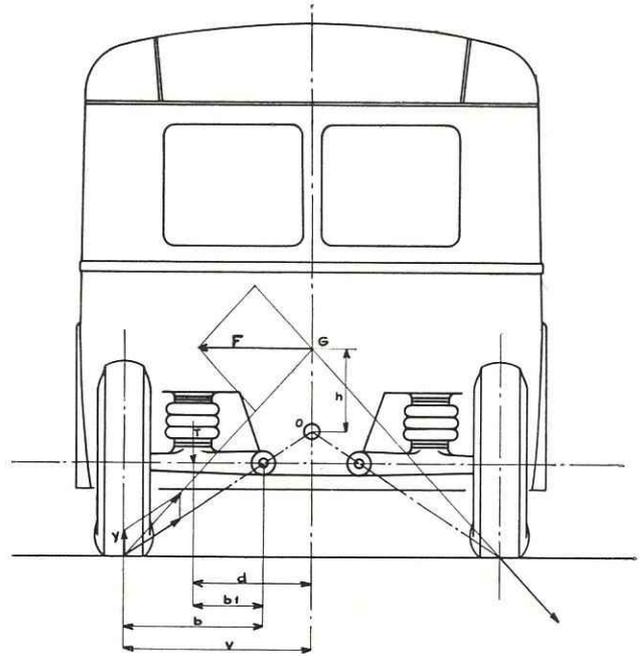


Fig. 21 — Effet de la force centrifuge, cas de l'essieu brisé

S'il n'en est pas ainsi, la composante de la réaction au sol susceptible de surcharger (ou décharger) les ressorts vaut $Y = \frac{Fh}{2V}$, ($2V$ étant la voie du train de roues considéré); la variation de tension des ressorts vaut $T = \frac{b}{b_1} Y = KY$, et si la flexibilité de ces derniers est désignée par φ' l'inclinaison prise par la superstructure s'exprime par :

$$\theta = \frac{\varphi' K F h}{2dV}$$

En supposant que cette suspension ait la même période d'oscillation que la suspension de référence, φ' serait relié à φ par la relation $\varphi' = \frac{\varphi}{K^2}$ et l'expression de θ deviendrait :

$$\theta = \frac{\varphi F h}{2KdV}$$

2^e exemple : liaison par triangles (fig. 22a, b et c)

L'axe de dévers O s'obtient par la construction indiquée sur la figure 22 a. Il est en général près du sol ou même au niveau du sol, si les triangles sont

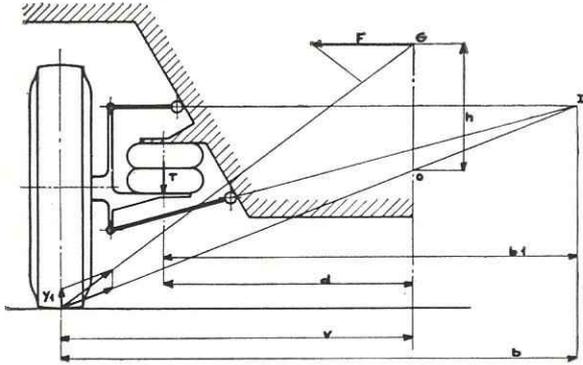


Fig. 22 a — Effet de la force centrifuge. Cas de la liaison par triangles convergents

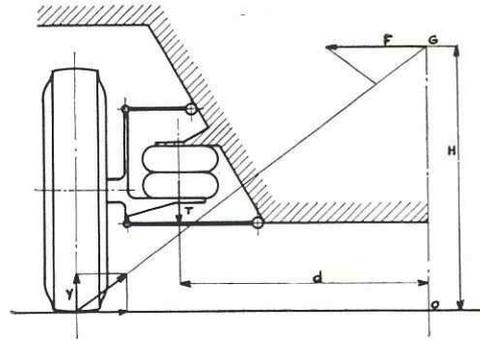


Fig. 22 b — Effet de la force centrifuge. Cas de la liaison par triangles horizontaux

horizontaux (fig. 22 b). La composante de la réaction au sol qui n'est pas reprise par la triangulation et qui par conséquent fait travailler les ressorts vaut :

$$Y = \frac{Fh}{2V}$$

La variation de tension du ressort vaut :

$$T = \frac{b}{b_1} Y = KY$$

et l'inclinaison prise par la superstructure s'exprime par :

$$\theta = \frac{\varphi' K F h}{2dV}$$

φ' étant la flexibilité des ressorts. En supposant, comme précédemment que la suspension ait la même période d'oscillation que la suspension de référence on a :

$$\varphi' = \frac{\varphi}{K^2} \text{ et } \theta \text{ s'écrit : } \theta = \frac{\varphi F h}{2KdV}$$

Dans le cas particulier où les triangles sont horizontaux (fig. 22 b et 22 c) la composante horizontale de la réaction au sol est reprise par les triangles et la composante verticale est entièrement répercutée sur les ressorts de suspension. L'inclinaison de la superstructure vaut :

$$\theta = \frac{\varphi F H}{2dV}$$

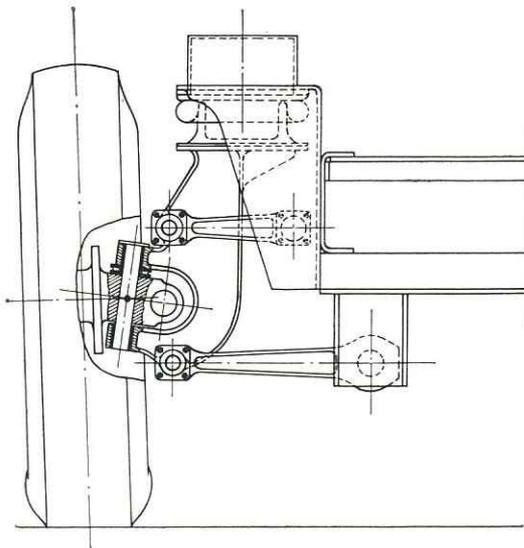


Fig. 22 c — Suspension pneumatique AV du châssis Guy

3^e exemple : roues indépendantes supportées par des bras pivotant autour d'axes perpendiculaires au plan médian longitudinal de la voiture (fig. 23)

La réaction au sol a une composante horizontale qui est reprise par les paliers du bras porte-roue et une composante verticale $Y = \frac{FH}{2V}$ qui réagit sur le ressort de suspension en donnant à la superstructure une inclinaison $\theta = \frac{\varphi FH}{2V^2}$

La suspension pneumatique et la correction du dévers

La suspension pneumatique, qui permet d'augmenter sensiblement les flexibilités de suspension, aggrave, en soi, le dévers et accuse également les amplitudes

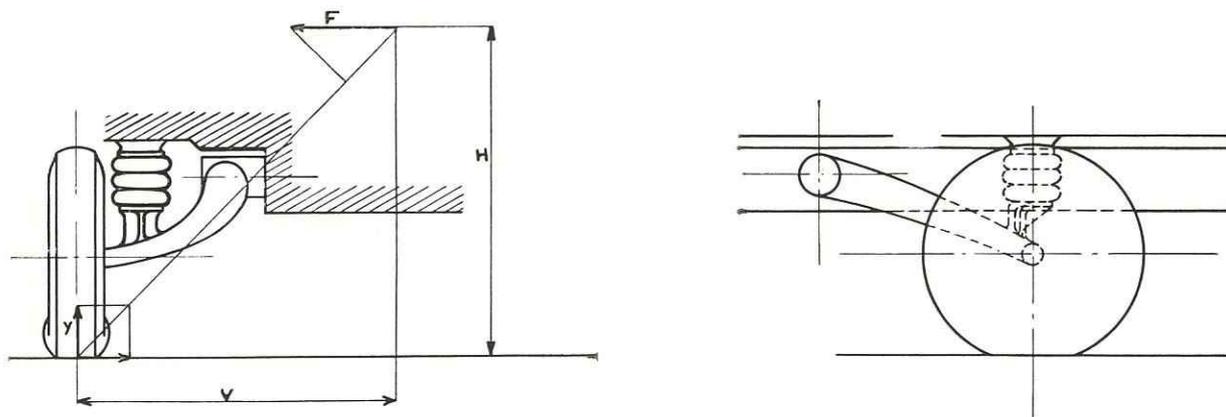


Fig. 23 — Roues indépendantes supportées par des bras pivotant autour d'axes perpendiculaires au plan médian longitudinal de la voiture - Effet de la force centrifuge

des mouvements de roulis (qui n'est que l'équivalent oscillatoire du dévers). L'élimination de cet inconvénient doit être recherchée d'abord par un choix judicieux des dispositions constructives qui, comme il vient d'être rappelé, font plus ou moins participer les ressorts à la reprise des efforts engendrés par la force centrifuge. Mais elle peut être aussi partiellement obtenue par l'utilisation même des dispositifs de correction d'assiette. Les valves de suspension en effet, qu'elles soient du type à action immédiate ou du type à action légèrement retardée agissent dans le temps même où le véhicule s'inscrit dans la courbe et tendent à empêcher le dévers de la superstructure par rapport à la chaussée en rétablissant une cote constante entre organes suspendus et organes non suspendus.

Une disposition classique consiste à assurer la correction d'assiette d'un autobus au moyen de trois valves dont deux commandent la hauteur des ressorts pneumatiques d'un des essieux et la troisième commande la hauteur moyenne de la superstructure au milieu de l'autre essieu. Il y a intérêt en général, en raison des débits d'air mis en jeu pour assurer la correction d'assiette, à disposer deux valves sur l'essieu qui subit les variations de charge les plus importantes. C'est donc sur cet essieu que s'effectuera la correction du dévers, mais il convient également de prendre des dispositions pour que les ressorts pneumatiques de l'autre essieu, commandés par une seule valve, ne communiquent pas directement entre eux. A cet effet on peut utiliser, soit une valve d'isolement (fig. 24) qui permet néanmoins une légère communication par un orifice calibré entre les ressorts pneumatiques droit et gauche (assurant ainsi l'équilibre statistique des pressions), soit un jeu de quatre valves de retenue (fig. 25) qui assure une alimentation (et

un échappement) indépendante pour chaque côté du véhicule en interdisant tout transvasement de l'air d'un côté sur l'autre.

Dans le cas d'une suspension oléopneumatique, la conception des vérins de suspension peut être telle que le stabilisateur de dévers est assuré par voie purement hydraulique. Tel est le cas du jeu de vérins différentiels illustré par la figure 26. Si les surfaces actives partielles s_1 et s_2 sont égales, il n'y a pas possibilité pour une roue de se soulever tandis que l'autre s'abaisse. Dans la pratique, il n'est d'ailleurs pas souhaitable d'éviter tout dévers, car le conducteur,

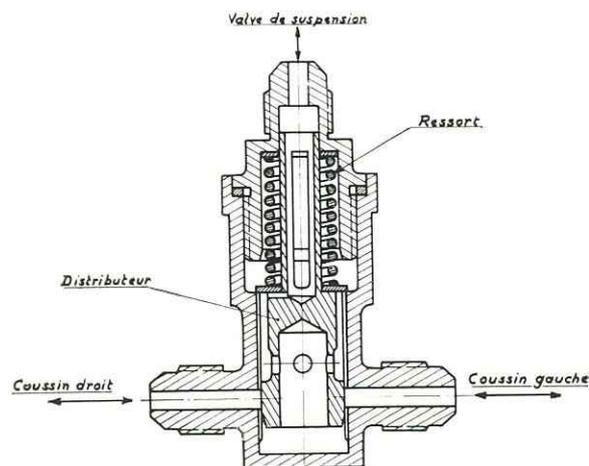


Fig. 24 — Valve d'isolement Dunlop

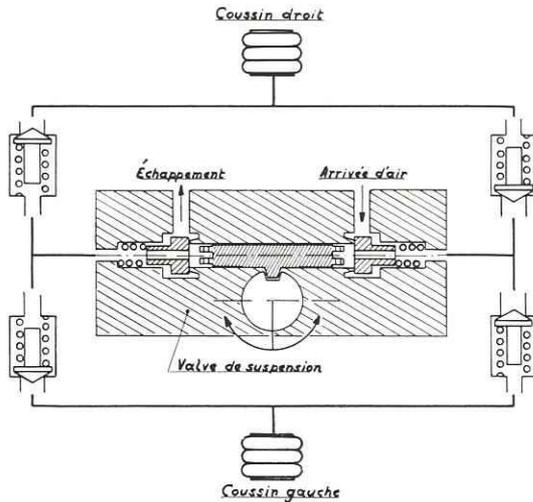


Fig. 25 — Jeu de clapets anti-dévers

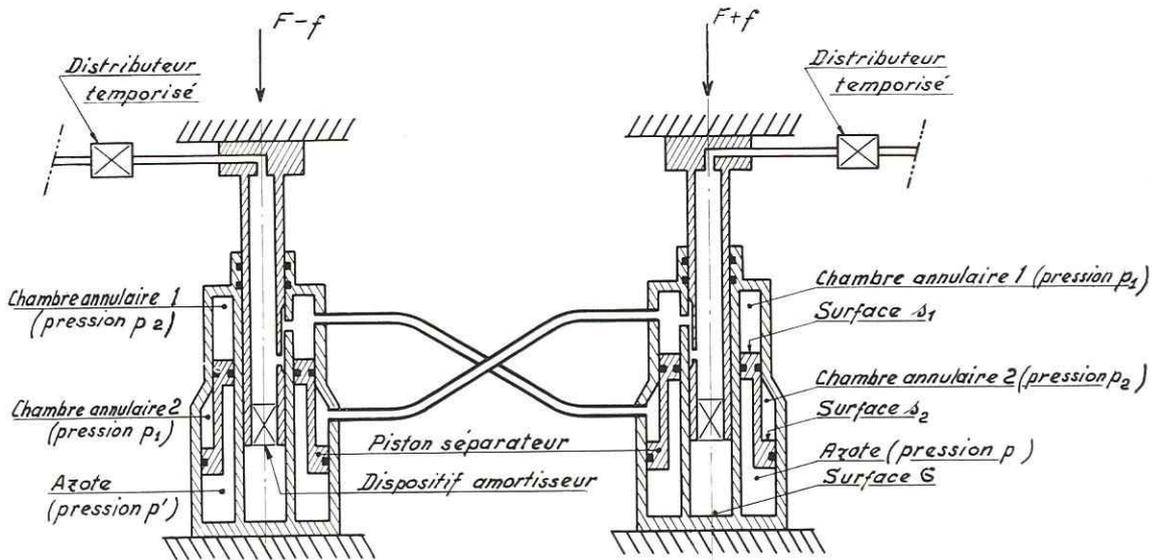
Reproduit avec l'autorisation de la Franck. Verlagsh. ATZ. 9 - 1959

non averti des effets de la force centrifuge, réagit trop tard aux conséquences qu'elle peut avoir (perte d'adhérence), c'est pourquoi le principe ci-dessus n'est que partiellement utilisé ($s_1 \neq s_2$).

Revenant aux suspensions pneumatiques à volume constant, il reste à signaler que dans bien des cas l'emploi d'une barre stabilisatrice, qui solidarise les mouvements des roues droite et gauche d'un même essieu, constitue un moyen efficace de lutter contre le dévers; le recours à un tel dispositif est particulièrement intéressant lorsque la barre ou le cadre stabilisateur peut également jouer le rôle de système de liaison servant à assurer la position d'un essieu.

VI - LES VALVES DE SUSPENSION

Les valves de suspension sont des distributeurs qui envoient de l'air aux ressorts pneumatiques ou



$$\text{Equilibre du vérin droit : } p_1 G = F + f$$

$$\text{Equilibre du piston séparateur du vérin droit : } p_1 s_1 + p_2 s_2 = p (s_1 + s_2)$$

$$\text{Equilibre du vérin gauche : } p_2 G = F - f$$

$$\text{Equilibre du piston séparateur du vérin gauche : } p_2 s_1 + p_1 s_2 = p' (s_1 + s_2)$$

$$\text{on a } \begin{cases} p = \frac{F}{G} + f \frac{s_1 - s_2}{G(s_1 + s_2)} \\ p' = \frac{F}{G} - f \frac{s_1 - s_2}{G(s_1 + s_2)} \end{cases}$$

$$\text{Si } s_1 = s_2, p = p' = \frac{F}{G}$$

Fig. 26 — Anti-dévers hydraulique d'une suspension oléo-pneumatique

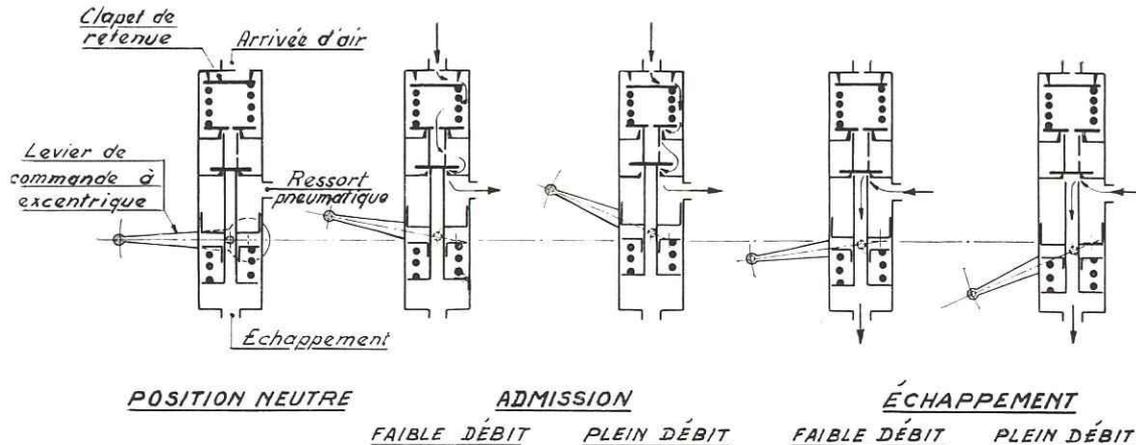


Fig. 27 — Principe de fonctionnement de la valve de suspension à action directe à deux débits

laissent échapper l'air de ces derniers en asservissant ces échanges à la garde existant entre les parties suspendues et les parties non suspendues du véhicule.

On peut classer les valves de suspension en trois catégories :

- valves à action directe;
- valves à action temporisée par un dispositif amortisseur;
- valves à action commandée;

dont les principes de fonctionnement sont décrits ci-dessous.

Valves à action directe (fig. 27)

Le corps de la valve est solidaire du châssis. Une bielle articulée à une de ses extrémités sur l'essieu attaque, à son autre extrémité, le levier de la valve qui commande le fonctionnement de cette dernière. Lorsque le levier est dans la position horizontale, le piston plongeur commandé par le levier est dans une position telle que les clapets de la valve sont fermés et que par conséquent la canalisation conduisant au ressort pneumatique est isolée. L'admission d'air dans ce type de valve est en général à double débit. Lorsque le levier est déplacé vers le haut, sous l'effet d'une augmentation de charge par exemple, le plongeur commence par soulever un premier clapet permettant un débit d'air réduit contrôlé par un orifice calibré; puis au-delà d'une certaine course du levier le plongeur soulève un deuxième clapet qui permet un débit plus fort.

Lorsque le levier s'abaisse, le déplacement corrélatif du plongeur réalise l'échappement de l'air avec un débit qui s'accroît progressivement et devient maximum pour un abaissement déterminé du levier.

Ce type de valve présente un certain nombre d'avantages : simplicité de conception, simplicité de fabrication, coût modique. En revanche, et malgré la réalisation de deux débits tant à l'admission qu'à l'échappement, il faut compter avec les consommations d'air occasionnées par les débattements dynamiques du véhicule en marche, consommations qui se chiffrent à plusieurs dizaines de litres (à la pression atmosphérique) par minute sur un véhicule du genre autobus. C'est pourquoi ce type de valve, très répandu en Amérique où les équipements — moteurs et compresseurs — ont des puissances généralement surabondantes, n'a obtenu en Europe qu'une faveur réduite.

Valves à action temporisée (fig. 28)

Les valves à action temporisée fonctionnent suivant les mêmes principes que les valves à action directe, mais la commande des clapets d'admission et d'échappement se fait par l'intermédiaire d'un dispositif « ressort + amortisseur ». L'amortisseur est un dashpot inclus dans le corps de la valve et dont l'action peut être réglée par l'étranglement plus ou moins grand des orifices de laminage de l'huile. Le ressort peut être soit intérieur à la valve, soit extérieur à cette dernière (bielle élastique).

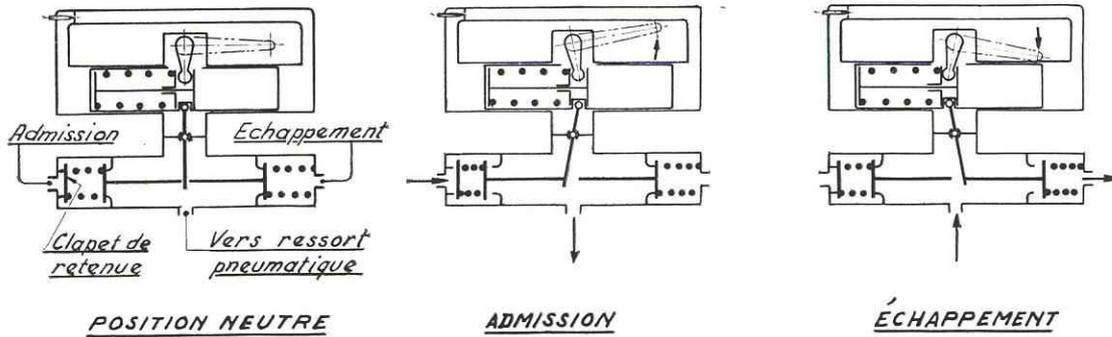


Fig. 28 — Principe de fonctionnement de la valve de suspension temporisée

Les valves à action temporisée ont l'avantage de n'occasionner de consommation d'air que pour des variations lentes des positions relatives du châssis et de l'essieu : elles répondent lors des variations de la charge statique (montée ou descente des voyageurs dans le cas d'un autobus) et aussi lors des passages dans les courbes, à condition toutefois que le délai d'action soit réglé suffisamment court (dans le cas contraire, il peut y avoir fonctionnement à contre temps c'est-à-dire à la sortie du virage). Il

convient évidemment que le réglage du délai d'action soit tel que la valve ne fonctionne pas lors des oscillations propres de la superstructure. S'il en est ainsi, elle ne fonctionnera pas, a fortiori, pour les oscillations dynamiques provoquées par les inégalités de la chaussée.

Les valves à action temporisée, plus complexes que les valves à action directe, sont par conséquent plus coûteuses. Elles sont très répandues sur les véhicules européens.

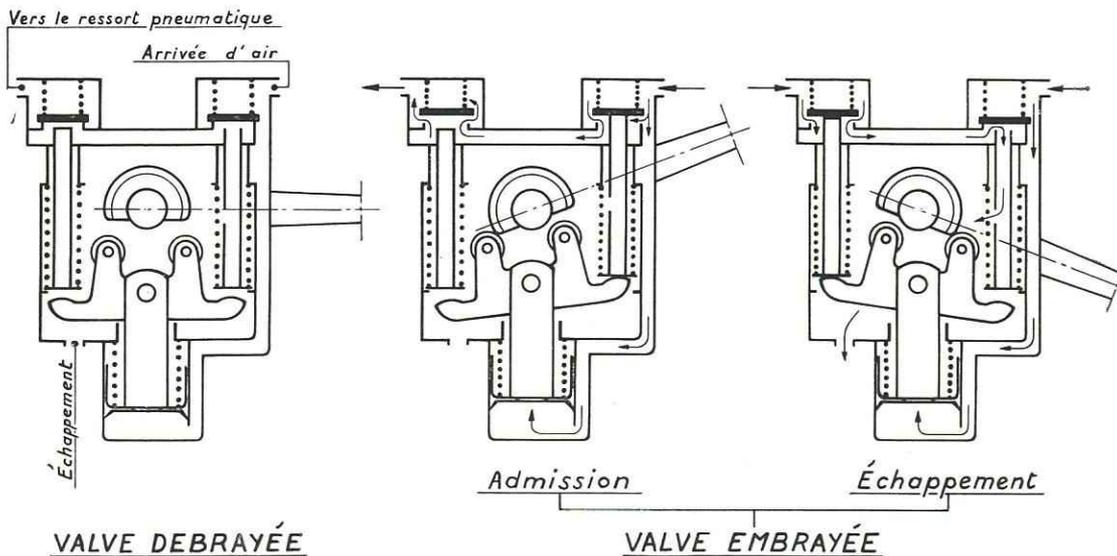


Fig. 29 — Principe de fonctionnement de la valve de suspension à action commandée

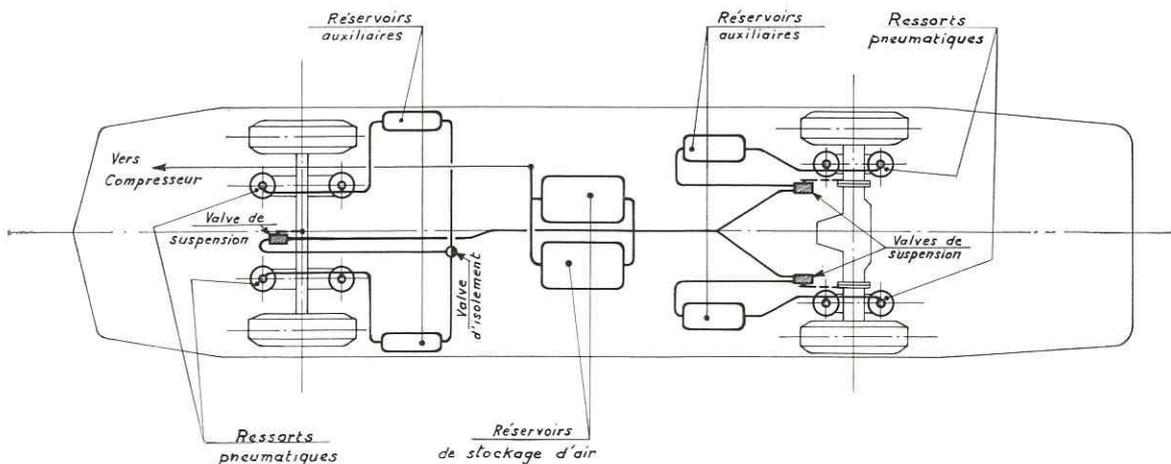


Fig. 30 — Montage à 3 valves — Alimentation de la suspension pneumatique d'un véhicule à deux essieux

Valves à action commandée (fig. 29)

La valve à action commandée est normalement débrayée, c'est-à-dire que le levier de commande tourne fou, sans agir sur les clapets d'admission et d'échappement. Elle ne fonctionne que sous la dépendance d'une électro-valve ou d'un distributeur qui lui envoie de l'air sous pression, sous l'effet duquel se meut un piston logé dans le corps de la valve de suspension, permettant alors à la came portée par l'axe du levier d'agir sur les organes commandant les clapets d'admission et d'échappement.

L'électro-valve ou le distributeur de commande n'ont besoin d'entrer en action que lors des variations de charge statique du véhicule. Dans le cas d'un autobus, ces variations se produisent essentiellement aux points d'arrêt, mais également pendant la marche lors des déplacements des voyageurs dans la voiture. Il est par conséquent nécessaire de prévoir un dispositif de commande qui tienne compte de l'ensemble de ces sujétions : ce dispositif peut consister par exemple en un interrupteur électrique (cas de l'électro-valve) ou en un poussoir (cas du distributeur pneumatique) actionné par la pédale d'accélérateur.

VII - LE SCHÉMA D'ALIMENTATION EN AIR DES SUSPENSIONS PNEUMATIQUES, MONTAGE A TROIS ET A QUATRE VALVES DE SUSPENSION

Le schéma d'alimentation en air d'un véhicule du type poids lourd à suspension pneumatique (fig. 30) se compose en général de :

- un ou plusieurs réservoirs de stockage d'air alimentés par le compresseur (réservoirs pouvant

être mis en commun pour la suspension et pour d'autres servitudes, mais devant être indépendants des réservoirs d'air pour le freinage);

- de tuyauteries de faible diamètre reliant les réservoirs aux valves (ou à l'électro-valve) de suspension;
- éventuellement de tuyauteries de faible diamètre reliant l'électro-valve de suspension aux valves de suspension;
- des valves de suspension;
- de tuyauteries de faible diamètre reliant les valves de suspension aux réservoirs auxiliaires des ressorts pneumatiques;
- de canalisations de fort diamètre reliant les réservoirs auxiliaires aux ressorts pneumatiques;
- des ressorts pneumatiques.

La capacité des réservoirs auxiliaires dépend du type de ressorts pneumatiques adopté et du degré de confort désiré (fréquence de la suspension).

La capacité des réservoirs de stockage dépend de la pression d'utilisation maximale dans les ressorts pneumatiques, de l'importance des volumes à alimenter (volumes des ressorts + volume des réservoirs auxiliaires), du type des valves de suspension (action directe ou non) ainsi que des conditions d'exploitation du véhicule.

Combien faut-il prévoir de valves et où faut-il disposer les valves ? Cette question reste l'objet de controverses entre les partisans de 3 valves et ceux de 4 valves. La position du solide que représente la superstructure est en principe définie par la position de 3 points; il semble par conséquent logique d'assurer la définition de l'assiette au moyen de 3 valves (fig. 30) qui seront disposées à raison de 2

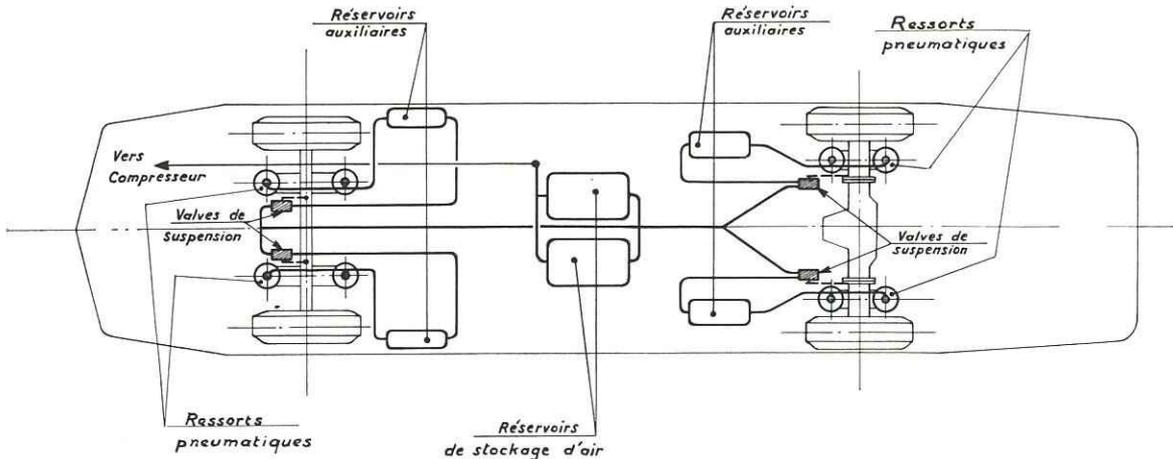


Fig. 31 — Montage à 4 valves - Alimentation de la suspension pneumatique d'un véhicule à deux essieux

pour l'essieu dont les variations de charge sont les plus importantes (ou pour l'essieu au droit duquel on désire assurer la correction pneumatique du dévers), la troisième commandant l'assiette de l'autre essieu. Les 2 valves travaillant avec le même essieu devront être aussi écartées que possible afin de permettre une sensibilité plus grande de la correction du dévers. La troisième valve sera naturellement montée à l'aplomb du milieu de l'autre essieu. Sur cet essieu, on ne peut pas agir positivement sur le dévers, mais on peut s'opposer à l'effet nuisible de vases communicants entre les ressorts droit et gauche en montant une valve d'isolement ou un boîtier à 4 clapets (voir description donnée p. 23). La superstructure se trouve ainsi soumise à des efforts de torsion. L'efficacité de la correction pneumatique du dévers dépend fortement de la rapidité d'ajustement des pressions d'air des ressorts pneumatiques aux efforts qu'ils supportent; cette rapidité ne peut être obtenue que s'il existe une différence de pression suffisante (on estime en général 2 kg/cm^2) entre les réservoirs de stockage d'air et la pression maximale d'utilisation dans les ressorts pneumatiques.

Lorsqu'on dispose de 4 valves (2 par essieu) pour assurer l'assiette du véhicule (fig. 31) l'effet de torsion de la carrosserie signalé ci-dessus est atténué ou supprimé et la correction du dévers, pratiquée alors sur les 2 essieux, est plus efficace. En revanche, le caractère hyperstatique de l'appui de la superstructure sur les 4 groupes de ressorts pneumatiques peut se manifester d'une façon gênante lorsque le véhicule est arrêté, non pas sur une aire plane, mais sur une aire mouvementée. Dans le cas, par exemple où l'autobus, ou l'autocar, aurait une roue sur un trot-

toir il ne fait pas de doute qu'un groupe de coussins sera purgé et qu'il peut en résulter au démarrage un déséquilibre momentané du véhicule (et aussi un incident par suite d'une insuffisance de garde au sol). En revanche, lorsque le véhicule est en marche l'inconvénient ci-dessus ne peut pas se produire et, les 4 groupes de ressorts pneumatiques jouant par raison de symétrie des rôles identiques, il paraît logique, sinon nécessaire, d'accepter un contrôle de l'assiette par 4 valves. Dans certains cas même, où un transfert de charge d'un côté sur un autre est imposé par les conditions de roulage (effet centrifuge, routes bombées) il est avantageux, notamment pour diminuer la fatigue à la torsion de la superstructure, de disposer de 4 valves. Enfin un tel montage se recommande également, pour les mêmes raisons, lorsque la répartition des masses suspendues n'est pas symétrique par rapport au plan médian longitudinal du véhicule.

En définitive, il est assez difficile de tirer des conclusions certaines à partir de ces considérations de principe. L'expérience montre que certains constructeurs ont adopté avec succès le système à 4 valves mais que dans l'ensemble c'est le système à 3 valves qui prévaut.

VIII - LES SUSPENSIONS PNEUMATIQUES EN ESSAI A LA R.A.T.P.

La Régie a réalisé depuis le début de l'année 1960 un programme d'essai de la suspension pneumatique portant sur 7 autobus du type Somua OP5/3.

Sur ces 7 voitures, 5 ont reçu, à l'arrière seulement, des suspensions pneumatiques intégrales de différentes caractéristiques, étudiées et montées par les services du réseau routier.

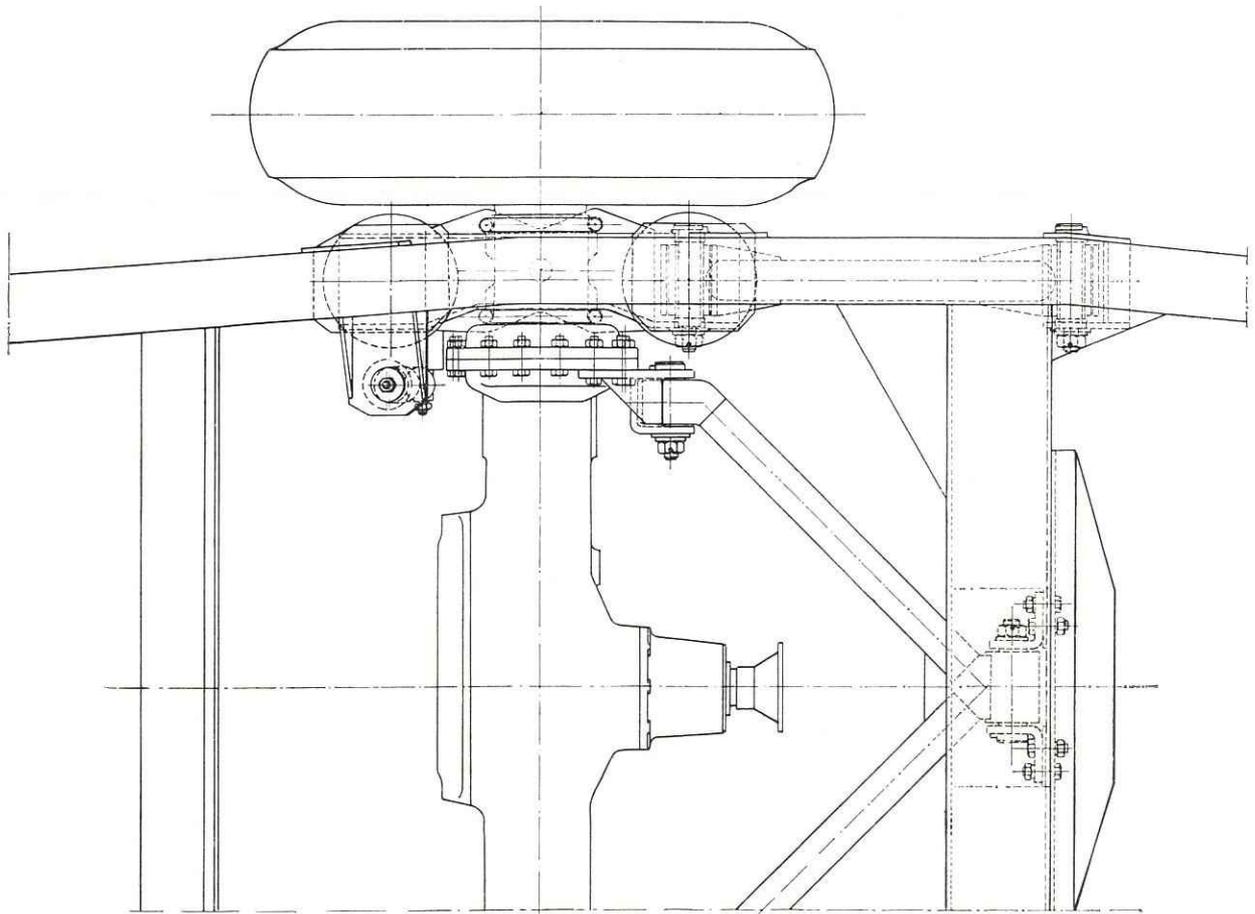
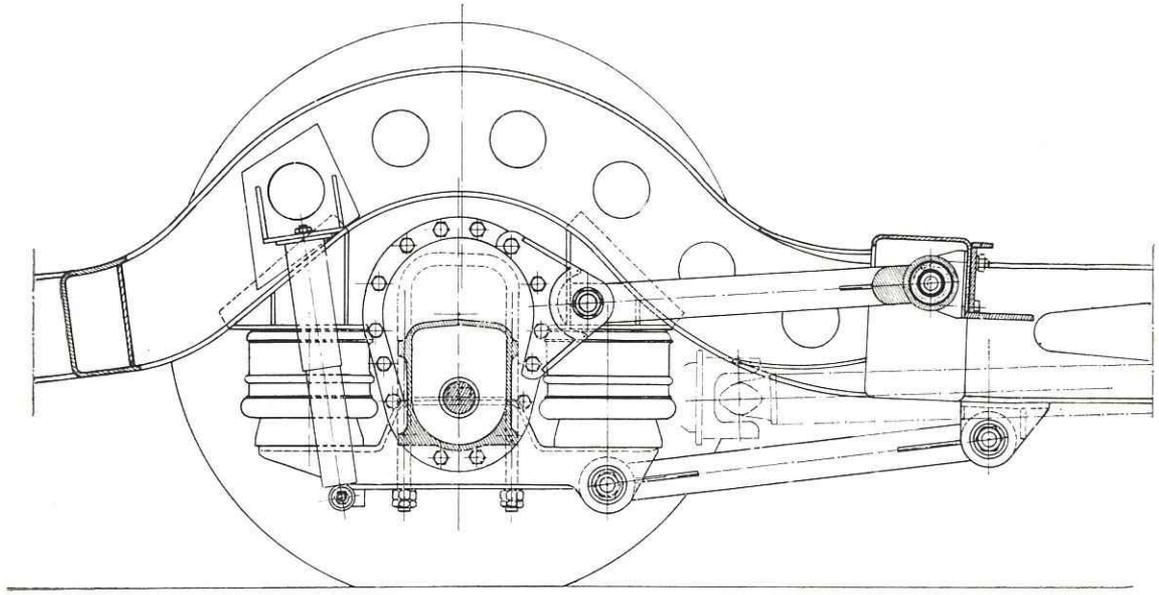


Fig. 32 — Suspension pneumatique arrière R.A.T.P.

Un autobus a été équipé à l'arrière d'une suspension pneumatique intégrale, d'un type différent des 5 précédentes, par la Saviem.

Un autobus a été transformé par la Société italienne Pirelli et équipé tant à l'avant qu'à l'arrière par des suspensions mixtes (ressorts à lames plus ressorts pneumatiques).

Les principales caractéristiques de ces réalisations sont reproduites ci-dessous.

Suspension arrière R.A.T.P. (fig. 32)

L'axe arrière est attelé au châssis par un système comprenant deux bielles longitudinales à la partie inférieure et un triangle (d'un seul tenant) à la partie supérieure. Les 7 articulations — 3 sur le châssis et 4 sur le pont arrière — sont du type Silent bloc.

L'ensemble constitue approximativement, en élévation, un parallélogramme et assure un homocinétisme presque rigoureux de la transmission.

Les efforts horizontaux longitudinaux (freinage et traction) et transversaux (force centrifuge) sont transmis entre châssis et axe arrière par les bielles et le triangle.

L'ensemble de ces pièces de liaison, principalement le triangle, offre une résistance à la torsion suffisante pour rendre inutile le montage d'une barre stabilisatrice.

La suspension proprement dite est assurée par des ressorts pneumatiques, complétés par des amortisseurs hydrauliques télescopiques ou à leviers suivant les cas. Les ressorts pneumatiques sont placés entre des supports rapportés sous les longerons et des supports fixés par des étriers sur le pont arrière.

Trois types de ressorts pneumatiques ont été montés donnant à la suspension arrière les caractéristiques ci-dessous :

a) avec diaphragmes General Tire et volume additionnel de 15 litres par roue :

fréquence des oscillations libres à vide (1) :
60 cycles par minute;

fréquence des oscillations libres en charge (2) :
52 cycles par minute;

b) avec soufflets Dunlop, 10 pouces, 3 circonvolutions et volume additionnel de 25 litres par roue :

fréquence des oscillations libres à vide :
85 cycles par minute;

(1) Poids suspendu à vide : 1 200 kg par roue.

(2) Poids suspendu en charge : 3 000 kg par roue.

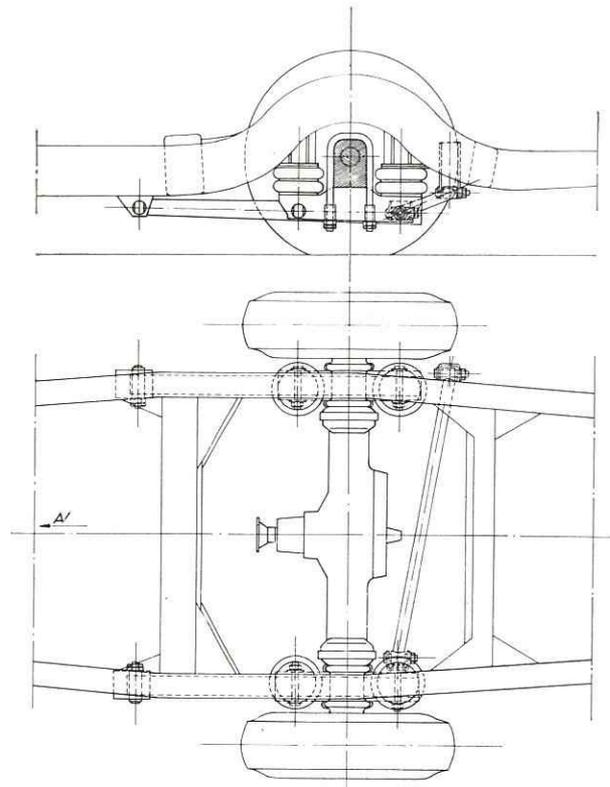


Fig. 33 — Suspension pneumatique arrière Saviem

fréquence des oscillations libres en charge :
80 cycles par minute;

c) avec ressorts pneumatiques composites Dunlop (Dilow) et volume additionnel de 15 litres par roue :

fréquence des oscillations libres à vide :
64 cycles par minute;

fréquence des oscillations libres en charge :
56 cycles par minute.

Dans tous les cas, la correction d'assiette est assurée par deux valves qui sont soit du type temporisé (valves Dunlop et Westinghouse), soit du type à action commandée (valves Marelli et Westinghouse).

Sur 4 autobus l'installation de production d'air est restée inchangée (compresseur Westinghouse 120). Sur la cinquième voiture un compresseur plus fort (Westinghouse 337 PT) a été mis en essai.

Les calculs théoriques de consommation d'air par la suspension, établis à partir des taux moyens de fréquentation des autobus de la Régie, de la vitesse commerciale moyenne et des parcours moyens par voyageur font apparaître des consommations moyennes (sur les suspensions ayant les caractéristiques ci-dessus définies) de l'ordre de 5 à 10 litres par minute et des consommations de pointe, aux heures de charge, inférieures à 25 litres par minute.

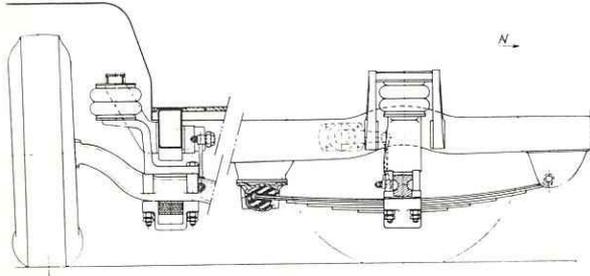


Fig. 34 — Suspension mixte avant Pirelli

Suspension arrière Saviem (fig. 33)

Dans la suspension arrière réalisée par la Saviem l'axe arrière est attelé au châssis par deux longues bielles tubulaires fixées chacune par deux axes à silent blocs sur des supports rapportés sous le pont et fixés eux-mêmes au pont par des étriers. La localisation transversale de l'axe arrière est complétée par une barre Panhard.

Les efforts horizontaux longitudinaux (traction et freinage) sont repris par les bielles qui transmettent également une fraction des réactions verticales engendrées par ces efforts. Les efforts transversaux, repris pour la plus grande part par la barre Panhard, font également participer la bielle longitudinale sur laquelle s'articule cette barre.

Il n'y a pas de barre stabilisatrice : le cadre formé par les 2 bielles longitudinales et le pont arrière en fait office. La suspension proprement dite est assurée par des soufflets Dunlop 9 pouces 1/4 à 2 circonvolutions. Les réserves additionnelles d'air sont de 20 litres par roue. Les fréquences d'oscillation sont comparables à celles du montage R.A.T.P. avec soufflets Dunlop 10 pouces à 3 circonvolutions, mais

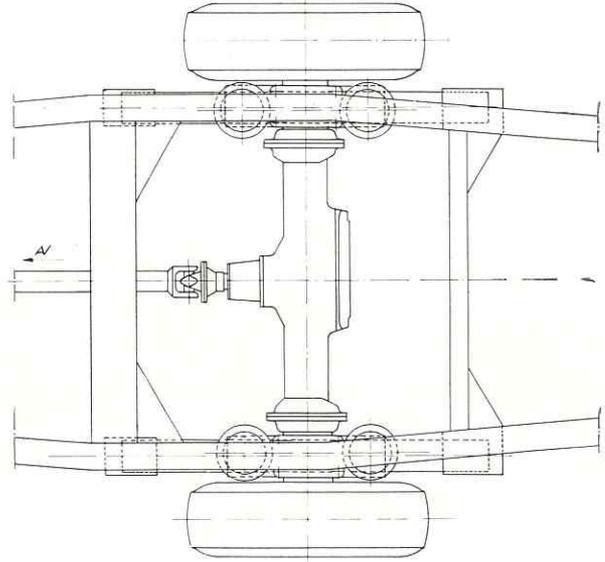
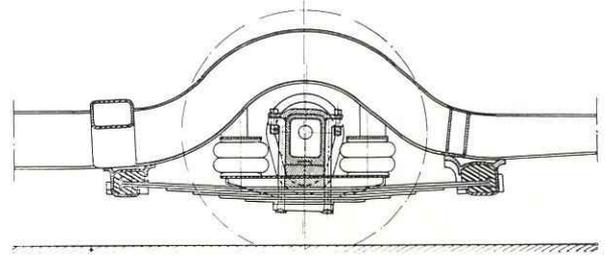


Fig. 36 — Suspension mixte arrière Pirelli

les pressions de l'air, lorsque l'autobus est à pleine charge, sont évidemment plus élevées (voisines de 6 kg/cm^2 au lieu de 5 kg/cm^2 dans le cas des soufflets de 10 pouces).

Les amortisseurs sont du type hydraulique à levier.

La correction d'assiette est effectuée par des valves temporisées Dunlop.

Suspension mixte Pirelli

Suspension avant (fig. 34)

La tare est supportée à raison de $1\ 800 \text{ kg}$ par roue par le ressort à lames de grande flexibilité (environ 10 mm pour 100 kg) et de 400 kg par roue par le soufflet pneumatique Torpress 20 monté en parallèle avec le ressort à lames (avec des volumes additionnels de 10 litres par roue).

La charge utile est supportée par le soufflet pneumatique qui travaille à la pression de $4,7 \text{ kg/cm}^2$ lorsque l'autobus est à pleine charge (soit $3\ 050 \text{ kg}$ par roue).

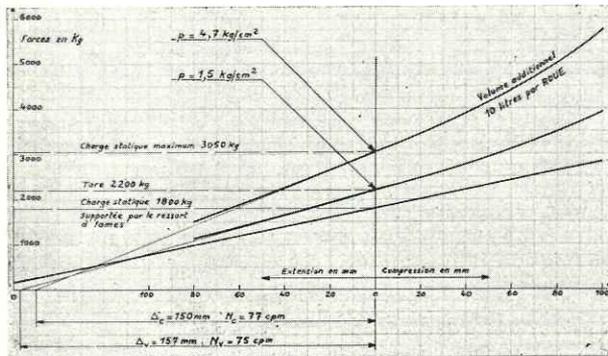


Fig. 35 — Suspension mixte avant Pirelli
Diagramme des efforts

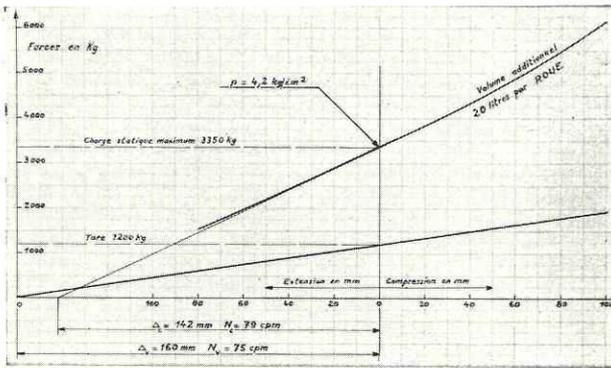


Fig. 37 — Suspension mixte arrière Pirelli
Diagramme des efforts

Cette suspension est presque isochrone (77 cycles par minute en charge et 75 à vide) (fig. 35).

L'amortissement est donné pour une faible part par les ressorts à lames qui ne comportent que 6 lames et pour l'essentiel par des amortisseurs à bras.

La correction d'assiette est assurée par 2 valves Marelli.

Suspension arrière (fig. 36)

La tare (1 200 kg par roue) est entièrement supportée par les ressorts à lames de grande flexibilité (13 mm pour 100 kg) dont les extrémités sont fixées au châssis par l'intermédiaire de blocs de caoutchouc (attaches Mack).

La charge utile est supportée par des soufflets pneumatiques Torpress 20 (2 par roue avec réservoirs additionnels de 20 litres) qui travaillent à la pression de 4,2 kg/cm² lorsque l'autobus est à pleine charge (soit 3 350 kg par roue).

Les fréquences de la suspension sont respectivement de 75 cycles par minute à vide et de 79 à pleine charge (fig. 37).

Le faible amortissement « sec » donné par les ressorts à lames est complété par l'amortissement hydraulique de 2 amortisseurs télescopiques.

La correction d'assiette est assurée par 2 valves Marelli. Par conséquent, l'assiette du véhicule est commandée par 4 valves, dépendant d'une électro-

valve, commandée elle-même par la position haute de l'accélérateur au moyen d'un interrupteur électrique à pousser.

IX - CONCLUSION

La suspension pneumatique a permis un pas important dans un domaine où les techniques classiques semblent avoir dit leur dernier mot.

L'air, mis au service de la suspension, est intéressant pour deux raisons : d'abord, il constitue un matériau dont les propriétés élastiques ne sont certainement pas en soi plus avantageuses que celles des autres matériaux classiques utilisés (acier, caoutchouc), mais dont l'emploi est considérablement plus souple puisqu'il suffit, pour obtenir telle loi de réaction élastique qu'on désire, de jouer seulement sur l'importance du volume comprimé et détendu et sur la forme de l'enveloppe qui détermine la partie variable de ce volume. Mais surtout l'air a le privilège de permettre une correction de l'assiette du véhicule spécialement simple à réaliser. Grâce à ce privilège, il est devenu possible et facile d'établir sur des véhicules dont les charges suspendues varient dans des proportions importantes, comme c'est le cas pour les autobus, des suspensions beaucoup plus flexibles, c'est-à-dire beaucoup plus confortables sans se soucier de ménager plus de garde que ne l'exigent les simples débattements des trains roulants sous la superstructure. Le dilemme posé par le souhait, jusqu'ici contradictoire, d'obtenir un bon confort dans une gamme étendue de charges tout en ayant les variations d'assiette les plus réduites n'existe plus. Il devient enfin possible à l'ingénieur de concevoir un véhicule à la fois très confortable et surbaissé.

Il est juste d'ajouter que l'air, qui donne des possibilités nouvelles, pose également des problèmes nouveaux. Les problèmes technologiques étant mis à part, il faut évoquer d'abord l'amortissement dont les fonctions mixtes — amélioration du confort et de la tenue de route — deviennent plus difficiles à satisfaire et ensuite les problèmes de stabilité dynamique du véhicule, stabilité longitudinale et surtout stabilité transversale. Ces problèmes ont conduit les ingénieurs à repenser la dynamique des véhicules suspendus.

Les réalisations déjà acquises et les recherches en cours méritent une attention particulière des spécialistes de transport en commun puisque leur principal objet est d'accroître la qualité du service offert.

BIBLIOGRAPHIE

JOURNAL DE LA S.I.A.

- **Salon de l'automobile 1954 :**
Principe d'établissement des suspensions modernes d'automobiles.
par Maurice JULIEN.
- **Salon de l'automobile 1955 :**
Précisions sur la dynamique transversale des véhicules suspendus.
par Maurice JULIEN.
- **Salon de l'automobile 1957 :**
La suspension réciproque ou à trains de roues conjugués.
par Maurice JULIEN.
- **Revue de novembre 1957 :**
La suspension pneumatique.
(Difficultés du problème et perspectives nouvelles).
par Christian BOURCIER DE CARBON.
- **Salon de l'automobile 1958 :**
Examen synoptique, sur leurs modèles communs, des problèmes de suspension à deux étages et d'amortissement dynamique des vibrations.
par Maurice JULIEN.

REVUE A.T.Z. - Automobiltechnische Zeitschrift.

- **Mai 1956 :**
Federung, Stossdämpfung und dynamische Bodenkraft.
Von Prof. Dr.-Ing. Erich MARQUARD, Düsseldorf.
- **Juni 1956 :**
Federung, Stossdämpfung und dynamische Bodenkraft.
Von Prof. Dr.-Ing. Erich MARQUARD, Düsseldorf.

- **September 1957 :**
Der Lufffederbalg, ein lastregelbares Federelement.
Von Dipl.-Phys. Peter JOHANNSEN, Hannover.
- **November 1957 :**
Zur Theorie der Verbundfederung.
Von Prof. Dr.-Ing. Erich MARQUARD, Düsseldorf.
- **Juni 1958 :**
Schwingungsverhalten und Sicherheit eines Kraftfahrzeuges.
Von Dr.-Ing. M. MITSCHKE, Braunschweig.
- **Oktober 1958 :**
Gegenwärtiger Entwicklungsstand der Omnibusfederung.
Von Dir. E. STUMP, Stuttgart-Untertürkheim.
Entwicklungsstand der Lufffederung unter besonderer Berücksichtigung der Rollbalg-Lufffederelemente und ihrer Anwendung.
Von G. WEBER und H. P. ZOEPPRITZ, Hamburg-Harburg.
Die Lufffederungen der amerikanischen Personnenwagen.
Von Dipl. - Ing. W. NEUSCHAEFER, Kirchheim/Teck.
Lufffederung, ihre schwingungstechnischen Vorteile und ihre Forderungen an die Dämpfung.
Von Dr. - Ing. M. MITSCHKE, Braunschweig.
Bemerkungen zur Frage der Verbundfederung.
Von A. DRECHSEL.
- **Juli 1959 :**
Die Federkennlinie der Balg-Lufffeder.
Von Dipl. - Ing. Karl BITTEL, Dresden.
- **September 1959 :**
Über die Entwicklung von Lufffederbälgen kleiner Abmessungen und grosser Weichheit.
Von Dipl. - Ing. Gunther NIEHUS, Wennigsen/Deister.
Fliehkraftausgleich bei Lufffederung.
Von Dipl. - Ing. Walter RAUTENSTRAUSS.

TABLE DES MATIÈRES

LA SUSPENSION PNEUMATIQUE DES AUTOBUS

par Monsieur Aimé FOURGEAUD

Ingénieur en chef adjoint

Chef du Service des études techniques et des essais de la Régie autonome des transports parisiens

— Étude de la suspension	1
— Choix du système de suspension	2

LES PROPRIÉTÉS DES SUSPENSIONS PNEUMATIQUES ET LEUR ADAPTATION SUR LES AUTOBUS

par Monsieur Maurice BOURGOIN

Ingénieur chef de division

au Service des études techniques et des essais de la Régie autonome des transports parisiens

I. LE RESSORT PNEUMATIQUE - GÉNÉRALITÉS	
— La loi de déformation élastique	4
— Profil théorique du méridien d'une membrane de révolution	5
— Le ressort pneumatique et l'isochronisme :	6
— la suspension à volume constant	6
— la suspension à masse d'air constante	7
II. LES DIFFÉRENTS TYPES DE RESSORTS PNEUMATIQUES A PAROIS CAOUT- CHOUTÉES	
— Le soufflet	7
— Le diaphragme	8
— Le ressort mixte Elipress	11
III. LES SUSPENSIONS MIXTES	
— La suspension mixte à volume constant	12
— La suspension mixte à masse d'air constante	13
IV. LA SUSPENSION PNEUMATIQUE ET L'AMORTISSEMENT	14
V. LES LIAISONS ROUES-CHASSIS	
— Généralités	15
— L'équilibre dynamique longitudinal. Le cabrage et la plongée	15
— L'équilibre dynamique transversal. Le dévers	17
— La suspension pneumatique et la correction du dévers	19
VI. LES VALVES DE SUSPENSION	
— Les valves à action directe	22
— Les valves à action temporisée	22
— Les valves à action commandée	24
VII. LE SCHÉMA D'ALIMENTATION EN AIR DES SUSPENSIONS PNEUMA- TIQUES - MONTAGES A TROIS ET A QUATRE VALVES DE SUSPENSION ...	24
VIII. LES SUSPENSIONS PNEUMATIQUES EN ESSAI A LA R.A.T.P.	
— Suspension arrière R.A.T.P.	27
— Suspension arrière Saviem	28
— Suspensions avant et arrière mixtes Pirelli	28
IX. CONCLUSION	29

