

UNIVERSITE D'ALGER
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

12/71

G. Mécanique

1er

THESE DE FIN D'ETUDES

*Cinématique des suspensions
des véhicules automobiles*

CINEMATIQUE

المدرسة الوطنية للسيارات
INSTITUT DES VEHICULES AUTOMOBILES

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

Proposée par M. Pouille

*étudiée par
R. SOKRI*

Proposée par

étudiée par

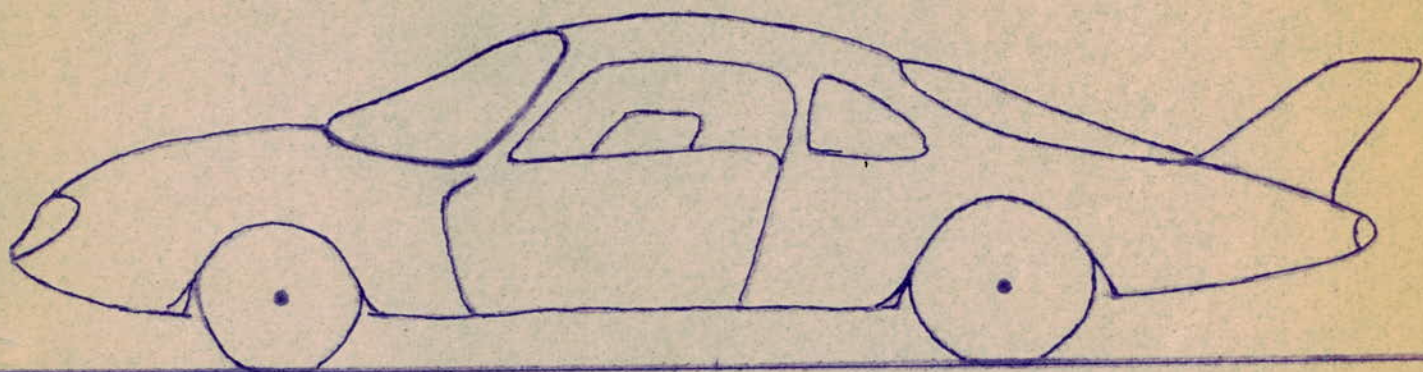
M. Pouille.

Promotion 1971

M. R. Sokri

Promotion

Bibliothèque.



AVANT-PROPOS

À mes professeurs .

Que tous mes professeurs trouvent ici l'expression de mes vifs remerciements et ma profonde gratitude pour le précieux enseignement qu'ils ont su me donner tout au long de mes études.

En particulier, Monsieur Jean-Pierre Bouille qui, par ses conseils a contribué à l'élaboration de ce projet.

Rabah Lokri.

TABLE DES MATIERES.

<u>I</u> - <u>INTRODUCTION</u>	1
<u>II</u> - <u>GENERALITES</u>	3
1 - Notations.	
2 - Définitions.	
3 - Classement des différentes catégories de suspension.	
3.1 - essieu rigide	
3.2 - roues indépendantes	
<u>III</u> - <u>PNEUMATIQUE</u>	13
1 - Généralités.	
2 - Adhérence.	
3 - Comportement.	
<u>IV</u> - <u>CINEMATIQUE DES SUSPENSIONS</u>	18
1 - Généralités.	
2 - Cinématique de l'essieu avant.	
2.1 - monoplace	
2.2 - suspension "Mac Pherson"	
3 - Cinématique de l'essieu arrière.	
3.1 - monoplace	
3.2 - suspension par triangles tirés	
3.3 - essieu rigide	
4 - Centre de roulis en virage.	
5 - Rigidité.	
5.1 - rigidité ramenée à la roue	
5.2 - rigidité variable	

V - DIRECTION

43

- 1 - Variation du rapport de démultiplication en fonction du braquage.
- 2 - Braquage induit.

VI - ETUDE DES REACTIONS

47

- 1 - Réactions "pneumatique-sol".
- 2 - Réactions aux articulations.

VII - DISPOSITIFS

52

- 1 - Anti-cabrage.
- 2 - Anti-plongée.
- 3 - Anti-roulis.

VIII - CONCLUSION

I - INTRODUCTION.

Le monde scientifique évolue de jour en jour et, cherche une solution à tout problème humain. Les exigences d'une clientèle éveillée et la concurrence pressante des entreprises homologues poussent ces dernières à trouver de nouvelles méthodes d'analyse et d'investigation afin de mieux servir la "société de consommation".

Dans notre étude nous essayerons d'expliquer certains phénomènes qui ont trait aux suspensions des véhicules automobiles, afin d'en donner une formulation mathématique. La cinématique nous permattra d'étudier les mouvements indépendamment des causes qui les produisent. L'étude générale étant purement théorique, une étude technologique partielle n'est faite que par simple souci de clarté.

Nous n'avons pas jugé nécessaire d'insérer les notions de cinématique utilisées, le lecteur pouvant les trouver sur n'importe quel livre de cinématique élémentaire. Par contre, nous rappelons quelques définitions et notions générales qui ne se trouvent que sur certains ouvrages et documentation spécialisés.

Au fur et à mesure de l'accroissement des performances (moteurs de plus en plus puissants, technologie plus élaborée..) L'analyse des multiples mouvements internes, périodiques ou non, très généralement couplés, participant au déplacement devient de plus en plus complexe. Ainsi la géométrie de déplacement des roues par rapport à la structure a deux missions essentielles :

- permettre le contrôle de la trajectoire du véhicule,
- garantir le confort des passagers ou la conservation des objets transportés.

Deux problèmes s'offrent à nous, d'une part les qualités de contact roue-sol et d'autre part l'adaptation de la suspension à la surface de l'infrastructure.

Les calculs que nous ferons, porteront principalement sur certains des véhicules les plus courants en Algérie.

Il aurait peut-être été préférable de faire des calculs sur plusieurs véhicules de compétition qui sont la base du progrès et de la publicité dans le domaine de l'industrie automobile.

Nous verrons que le modèle de suspension des voitures de compétition est en général plus complexe que ceux qu'on trouve sur les voitures de tourisme, mais plus intéressant pour l'étude cinématique car il tient compte des différents degrés de liberté des roues. C'est un modèle cinématique simplifié du fait qu'il ne tient pas compte des surcharges momentanées que l'on retrouve assez souvent sur les véhicules de tourisme. De ce fait l'étude générale a été axée sur la voiture de compétition, cette cinématique étant plus intéressante à étudier. Nous verrons par là même que le véhicule de tourisme n'est qu'un modèle de compétition "simplifié".

Nous ne ferons pas d'étude économique, de conception ni d'élaboration mais préciserons l'importance de ces points quand au choix d'une suspension. Les facteurs "confort" et "tenue de route" ne priment pas toujours sur ce choix....

L'étude générale étant très complexe, nous la décomposons en modèles mathématiques qui ne constituent pas toujours un enchainement rigoureux. Ceci parce que le nombre de paramètres mis en jeu est très important en regard du nombre d'équations que nous pouvons formuler. Nous ferons appel au calcul par approximations successives lorsque la formulation mathématique devient impossible.

II - GENERALITES.

La complexité du problème et le nombre de paramètres dépendants ou interdépendants nous ont contraint à adopter une logique de raisonnement et de calcul des plus simples.

Pour cela nous avons groupé toutes les notations utiles pour la résolution du problème : repère fixe et repère mobile, indices et symboles. Des schémas suivent ce chapitre pour permettre une meilleure représentation de ces notations.

Malgré cela certaines désignations n'étant pas évidentes, un chapitre "définitions" apporte des précisions et quelques notions premières utiles pour la bonne compréhension du développement mathématique.

Pour classer les différentes catégories de suspension le critère le plus important qui sera pris en considération sera la différence entre la suspension à essieu rigide et celle à "roues indépendantes". Ce dernier adjectif n'étant pas toujours littéralement justifié : la suspension moderne se compliquant d'interconnexions variées (antidévers, couplages élastiques longitudinaux ou croisés).

Encore assez peu répandus, certains dispositifs annoncent une fondamentale novation qui complète la distinction qui s'affirme entre "assiette" et "flexibilité"...

Un petit historique permettra au lecteur de suivre cette évolution des suspensions.

Pour ce qui est des schémas, il faut se référer à celui de la figure II.1, ainsi que ceux qui suivent dans les chapitres II.2 et II.3.

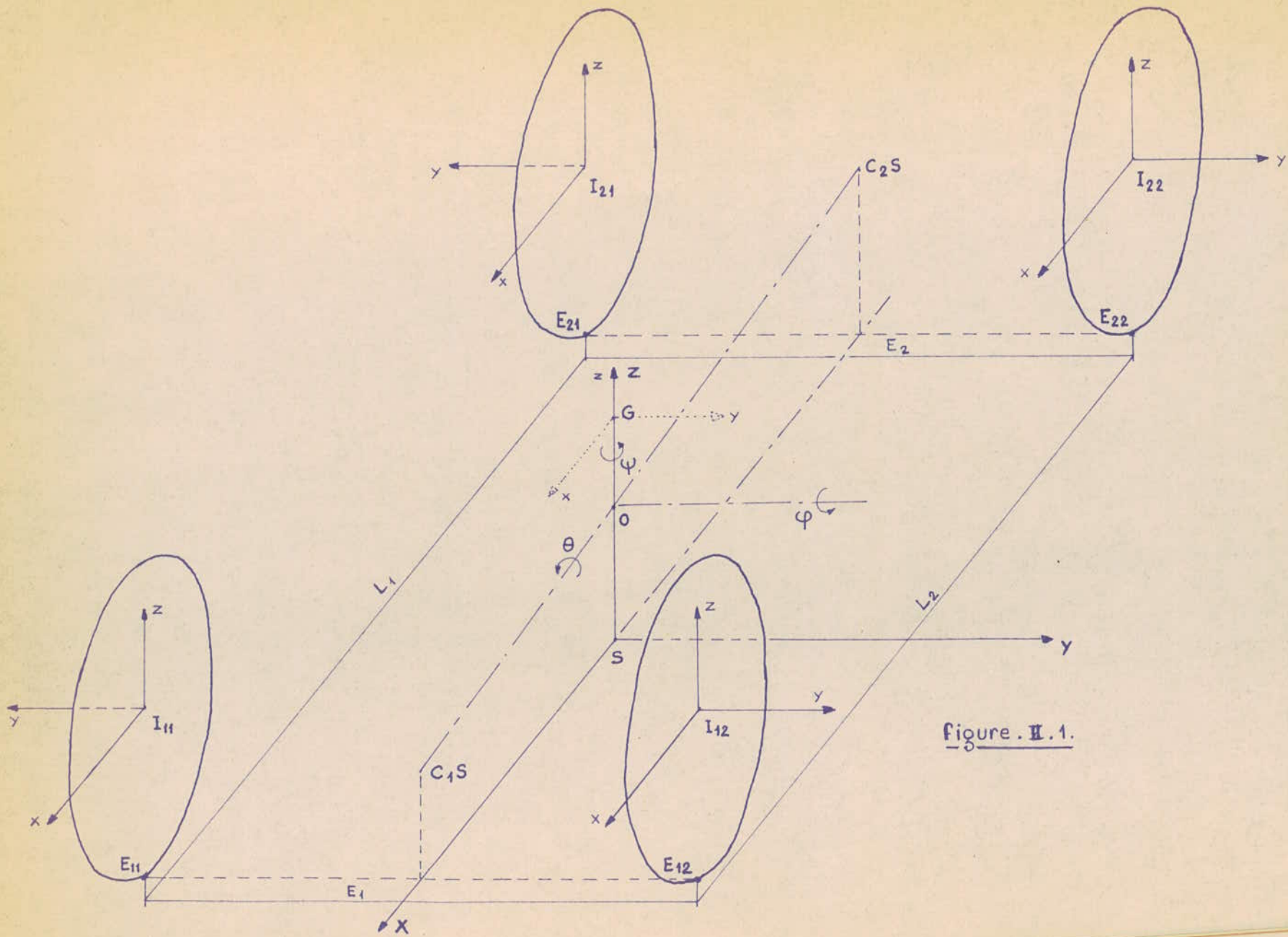


Figure . II . 1.

1. Notations générales.

Réperes	Désignations.
(G,xyz)	Systeme d'axes lié à la masse suspendue.
$(I,xyz)_{ij}$	Systeme d'axes lié à la roue R_{ij} .
(S,XYZ)	Systeme d'axes lié à l'infrastructure (sol).
$(T,XYZ)_t$	Systeme d'axes lié à la terre.
Indices	Désignations.
i ($i=1,2$)	Train (avant et arriere). R_{11} = roue avant droite
j ($j=1,2$)	Roue (droite et gauche).
k ($k=1,5$)	Points articulés sur le porte-roue.
k' ($k'=1',5'$)	Points articulés sur le châssis.
o	Indique un état statique ou un facteur invariable.
Symboles	Désignations.
C	Châssis.
C_{iS}	Centre instantané de rotation (c.i.r) du châssis par rapport au sol, (essieu i).
C_{θ}	Couple de dévers.
C_{φ}	Couple de cabrage.
C_{ψ}	Couple de d'écart de cap.
D	Droite de Bobillier.
E_{ij}	Centre géométrique de l'aire de contact "roue- R_{ij} -sol".
E_1	Voie avant.
E_2	Voie arriere.

Symboles	Désignations.
G	Centre de gravité (c.d.g) de la masse suspendue.
G_i	C.d.g de la masse répartie sur l'essieu i .
h_0	Cote de G suivant OZ .
h_s	Cote de G dans (S,XYZ) .
I_{ij}	C.d.g de la roue R_{ij} .
L_1	Empattement droit.
L_2	Empattement gauche.
$L_{kk'}$	Distance oblique entre les points k et k' .
l_{ij}	Distance longitudinale OE_{ij} .
M	Masse suspendue du véhicule.
M_i	Masse suspendue sur l'essieu i .
m	Masse non suspendue du véhicule.
m_i	Masse non suspendue sur l'essieu i .
O	Centre élastique à l'ascension - cabrage.
P_{ij}	Pression de gonflage de la roue R_{ij} .
Q_1	Longueur du levier supérieur.
Q_4	Longueur du levier inférieur.
RC	C.i.r de la roue par rapport au châssis.
R_{ij}	Roue j de l'essieu i .
r_c	Cote de I dans (S,XYZ) , roues chargées.
r_{ij}	Rayon de la roue R_{ij} (avec pneumatique sous pression).
S	Infrastructure de roulement (sol).
T_g	Tangente au lieu de RC .
Z_i	Cote instantané de C_iS par rapport à (S,XYZ) .
α	Angle d'inclinaison du pivot de roue.
β	Carrossage.

Symboles	Désignations.
Δ	Droite reliant C_2S et C_1S .
δ	Pincement.
δ	Chasse.
θ	Rotation du châssis autour de $(C_1S \ C_2S)$.
φ	Rotation du châssis autour de OY.
ψ	Rotation du châssis autour de OZ.
ψ_{ij}	Braquage de la roue R_{ij} .
μ	Angle de dérive.
ρ	Rayon de giration.
ϵ_v	Angle de rotation du volant de direction.
ξ	Rapport instantané de démultiplication de la direction.

2.7 - Interdépendance des angles d'orientation :

- α et β : tendent à rapprocher l'impact du pivot de celui de la roue.

- α et δ : tendent à faciliter le retour en ligne droite après braquage.

- δ : tend à corriger l'effet de β s'il est faible ou nul.

Il doit être limité à la valeur nécessaire pour combattre l'effet des jeux.

2.8 - Rapport moyen de démultiplication \mathfrak{S} :

\mathfrak{S} est défini par le rapport des angles décrits respectivement par la fusée et par le volant de direction :

$\mathfrak{S} = 1/12 - 1/24$ (suivant les types de directions et de véhicules).

2.9 - Assiette :

L'assiette définit un état statique du véhicule, elle définit la position du châssis par rapport au sol.

2.10 - Attitude :

L'attitude d'un véhicule définit sa position spatiale à un instant donné.

2.11 - Avance :

L'avance est définie par le mouvement longitudinal de la masse suspendue (suivant OX).

2.12 - Ballant :

Le ballant est défini par le mouvement transversal de la masse suspendue (suivant OY).

2.13 - Pompage :

Le pompage est défini par le mouvement vertical de la masse suspendue (suivant OZ).

2.14 - Lacet :

Le lacet est défini par le mouvement de rotation du véhicule suivant ψ (autour de OZ).

2.15 - Galop :

Le galop est défini par le mouvement de rotation du véhicule suivant φ (autour de OY).

2.16 - Roulis :

Le roulis est défini par le mouvement de rotation de la masse suspendue autour de l'axe instantané de devers.

2.17 - Cabrage :

Assiette du véhicule lors d'une accélération.

2.18 - Plongée :

Assiette du véhicule lors d'un freinage.

3 - Classification des différentes catégories de suspensions.

L'expression "secoué comme dans un camion", vient justement de ce que ces châssis, avec leurs lourds essieux nonsuspendus, et leurs ressorts "semi-elliptique" dont les lames frottent l'une contre l'autre n'apportent aucun confort aux passagers, (fig. 3.1).

Ce confort est par contre obtenu grâce à la suspension individuelle de chaque roue, généralement appelés suspension à roues indépendantes. Des suspensions avant et arrière modernes, telles celles illustrées par les figures 3.2 et 3.3, comportent bien entendu des raffinements supplémentaire. La barre anti-roulis, les ressorts hellicoïdaux et les amortisseurs contribuent à améliorer la tenue de route et le confort.

Les plus grands changements apportés à la conception des suspensions avant sont intervenus vers 1934. Les ressorts à lames de l'essieu rigide commencèrent à disparaître pour céder la place aux suspensions à roues indépendantes. Celles-ci apporteront une amélioration du confort et de la tenue de route, ainsi qu'un meilleur rapport "poids nonsuspendus/poids suspendus". Il s'agit de la relation entre le poids des composants qui suivent directement les inégalités de la route et celui de la partie du véhicule qui repose sur les ressorts de suspension.

Avant de parler de classification nous allons définir les deux catégories de suspensions les plus importantes : l'essieu rigide et l'essieu à roues indépendantes.

3.1 - Essieu rigide :

Le pont arrière suspendu sur ressort semi-elliptique, sous le nom de pont Hotchkiss, est toujours utilisé en raison de sa grande solidité, de son faible prix de revient et du fait qu'il simplifie la planification des chaînes de montage d'automobiles.

CHASSIS A LONGERONS PARALLELES

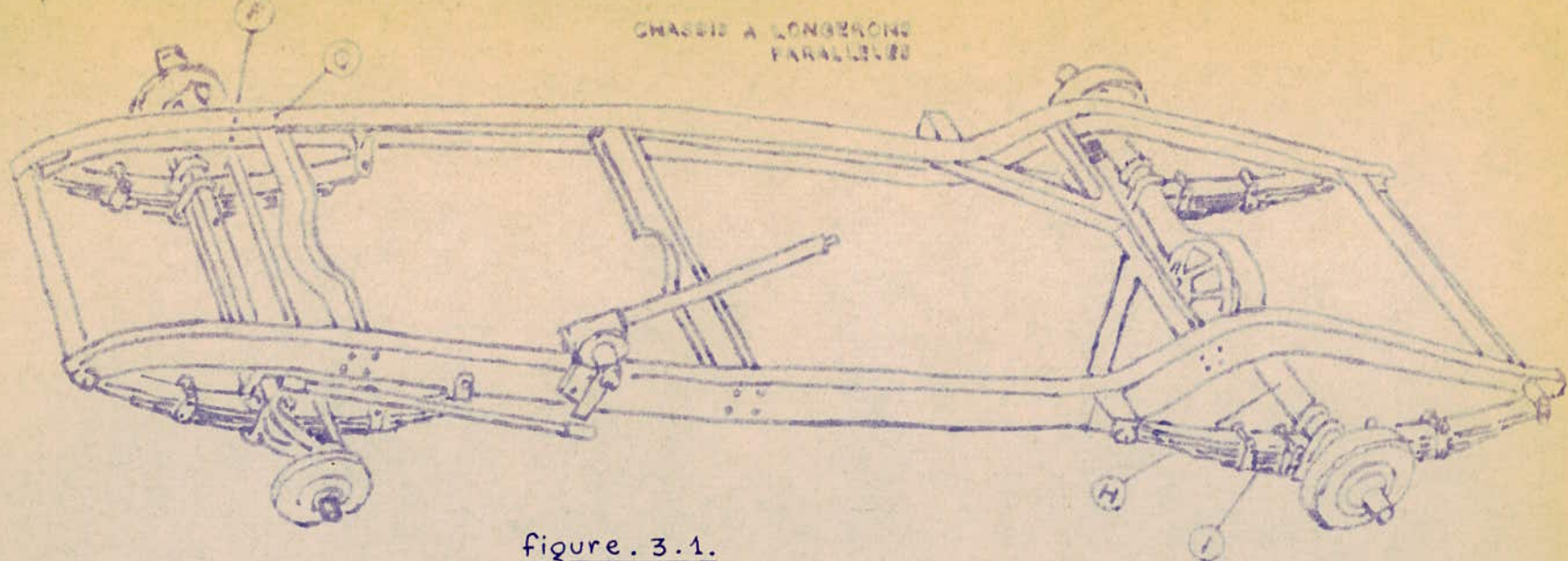


Figure. 3.1.

SUSPENSION AV.
A ROUES
INDEPENDANTES

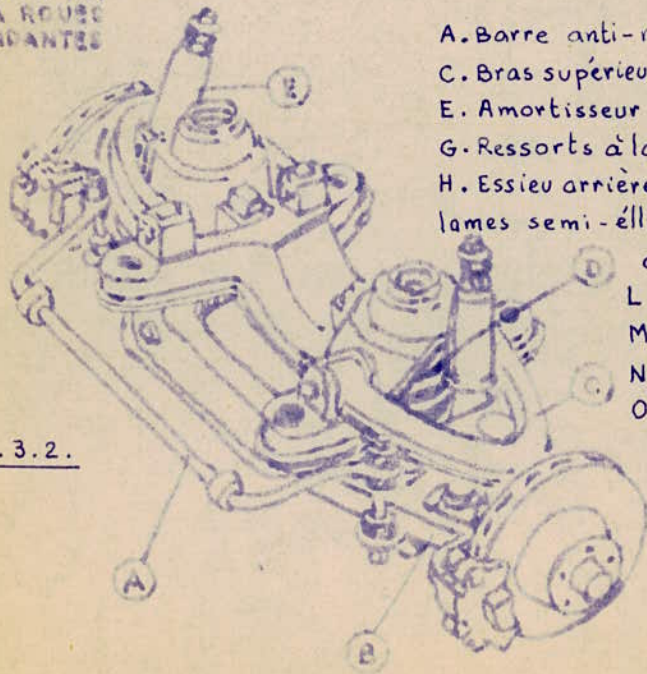


Figure. 3.2.

- A. Barre anti-roulis - B. Bras inférieur -
- C. Bras supérieur - D. Ressort hélicoïdal -
- E. Amortisseur - F. essieu avant rigide -
- G. Ressorts à lames semi-élliptiques -
- H. Essieu arrière rigide - I. Ressorts à lames semi-élliptiques -
- J. Ressort hélicoïdal - K. Amortisseur

- L. Amortisseur
- M. Barre anti-roulis
- N. Ressort hélicoïdal
- O. Cardan - P. Bras arrière gauche -

- Q. Arbre de roue arrière gauche -
- R. Cardan .

SUSPENSION AR.
A ROUES INDEPENDANTES

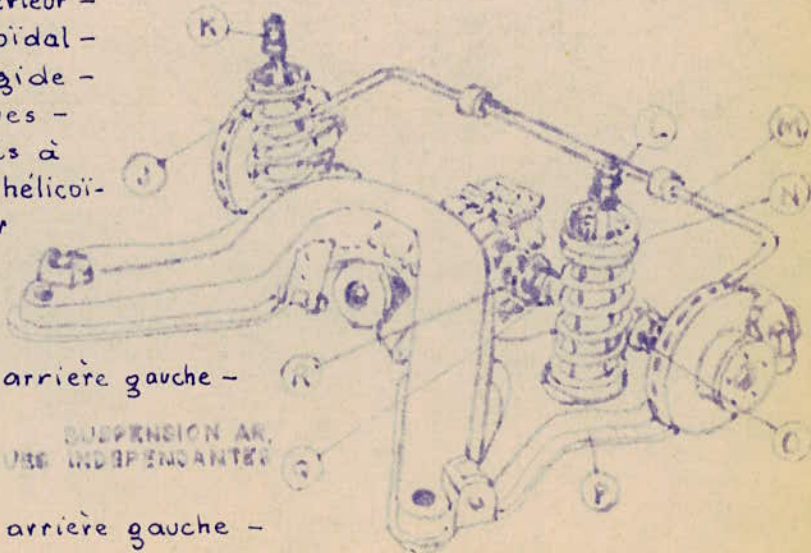


Figure. 3.3.

Notons que l'essieu rigide est très peu utilisé pour l'essieu arrière sur voiture de tourisme, mais garde encore sa place sur les "poids lourds".

3.2 - Essieu à roues indépendantes :

Imposé depuis un tiers de siècle sur l'avant de toute les voitures de tourisme, il tend à se généraliser sur l'arrière. Les premiers systèmes de suspension à roues indépendantes furent en général du type à bras parallèles et de même longueur. C'était là une nette amélioration par rapport à l'essieu rigide, mais cela ne ménageait pas les pneumatiques. L'utilisation de bras de suspension de longueurs différentes amène une nette amélioration. Le ressort et l'amortisseur sont situés entre le bras inférieur et le châssis dans le cas des véhicules à châssis séparé. Pour les voitures à carrosserie autoporteuse, le ressort et l'amortisseur sont montés sur le bras supérieur et viennent buter contre un logement ménagé dans le tablier de l'aile avant.

Pour la classification nous n'examinerons qu'un nombre limité d'exemples :

3.3 - Essieu rigide :

3.3.1 - Pont Hotchkiss : Poids lourds.

3.3.2 - Essieu de Dion (fig. 3.4) : Alfa Romeo GTA.

3.3.3 - Par bielle transversale unique (fig. 3.5) : le plus répandu sur "tractions" Citroën, 403 et 404 Peugeot, Simca 1501...

3.4 - Essieu à roues indépendantes :

3.4.1 - Bras unique :

- Roue tirée ou poussée (fig. 3.6) :

D'un emploi très général en France à l'arrière des "tractions avant" : Citroën, de la 2CV à la S.M; Renault, de la R4 à la R16; Peugeot 204...

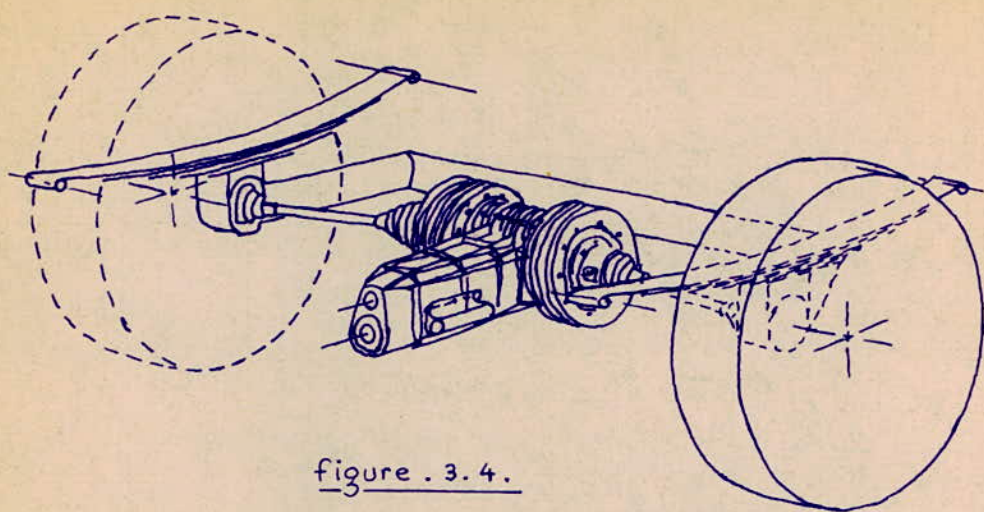


figure . 3.4.

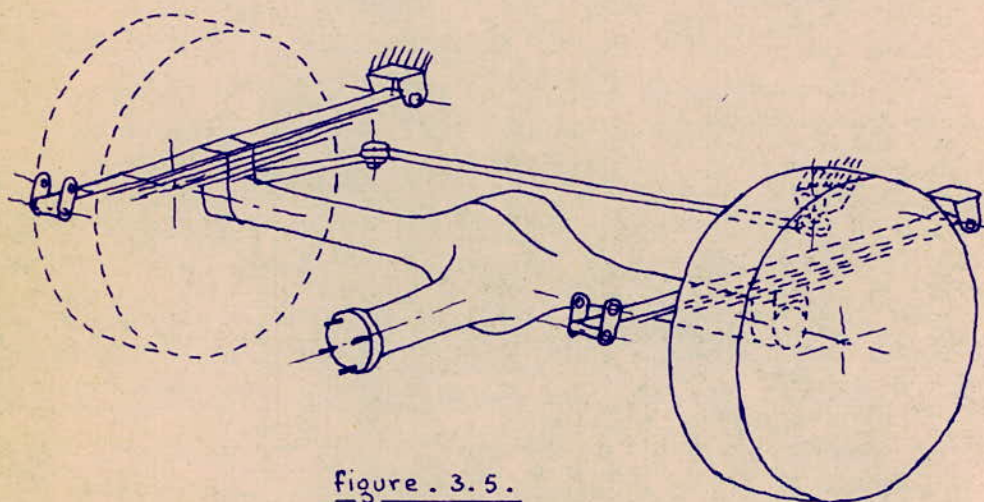


figure . 3.5.

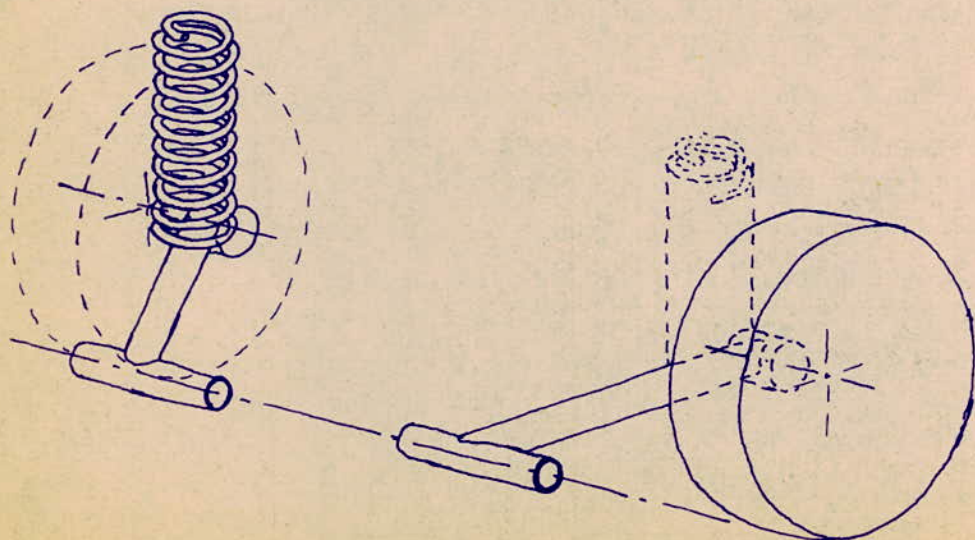


figure . 3.6.

- Demi-essieu (fig. 3.7) :

Il est très employé en Europe, notamment pour les véhicules à moteur arrière en raison de son évidente simplification mécanique : Volkswagen, Renault (4CV à R10). Une amélioration de ce système a été conçue par Mercedes et représentée sur la figure 3.8.

- Articulation diagonale (fig. 3.9) :

En général l'axe horizontal (ou très peu incliné) : utilisé sur voiture sportive (Triumph 2000, BMW 1600 à 2800) et en particulier en série (Simca 1000 à 1200, Peugeot 504, Volkswagen K 70...).

3.4.2 - Bras double :

Cette disposition représentée sur la fig. 3.10 est d'un emploi assez général sur les voitures en service : les bras sont montés sur rotule du côté du pivot, et sur axes du côté du châssis. Sur les roues non directrice il y'a des axes des deux côtés, au moins sur un bras.

- Bras transversaux (fig. 3.11) :

Très généralement, ces axes sont horizontaux parallèles entre eux et aux châssis, ce qui fait que l'empattement et le pincement restent constants. Une variante de plus en plus répandue est celle de la suspension Mac Pherson (fig. 3.12) : Peugeot 204 à 504, Simca 1500...

- Bras non transversaux :

Comme pour le bras unique nous pouvons concevoir des bras inclinés ou longitudinaux (la trace des bras n'est pas confondu avec l'axe transversal de l'essieu).

Axes non horizontaux :

Les axes des bras peuvent rester parallèles mais ne sont pas horizontaux.

Il y'a bien entendu des systèmes beaucoup plus complexes, comme sur la Rover 2000 où on a disposé les deux bras avec un angle important, en plan entre leurs deux axes.

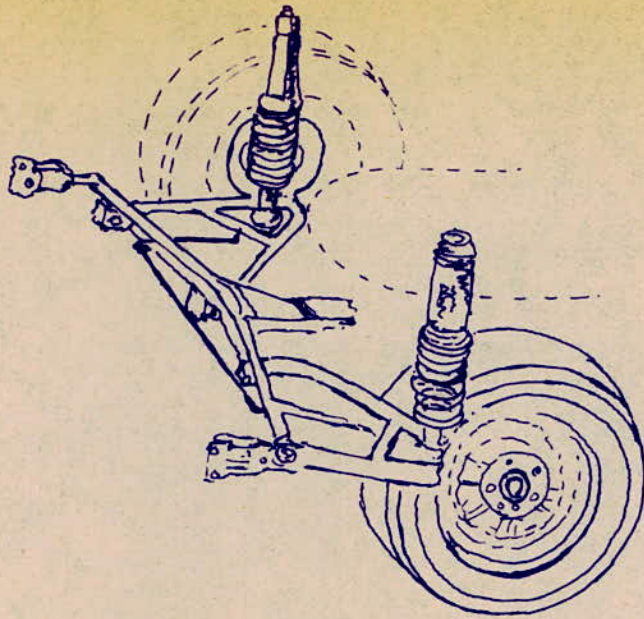


Figure. 3.9.

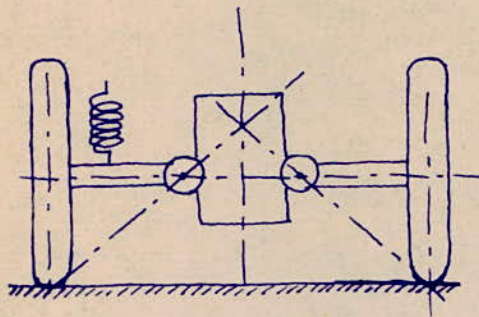


Figure. 3.7.

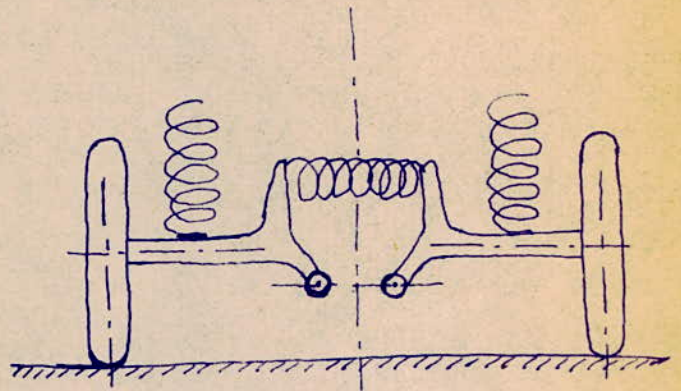


Figure. 3.8.

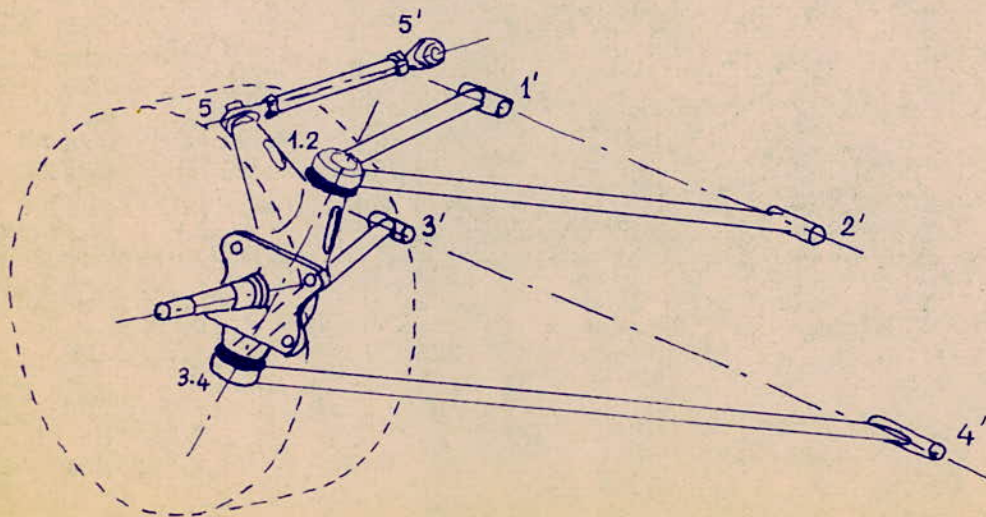


Figure. 3.10.

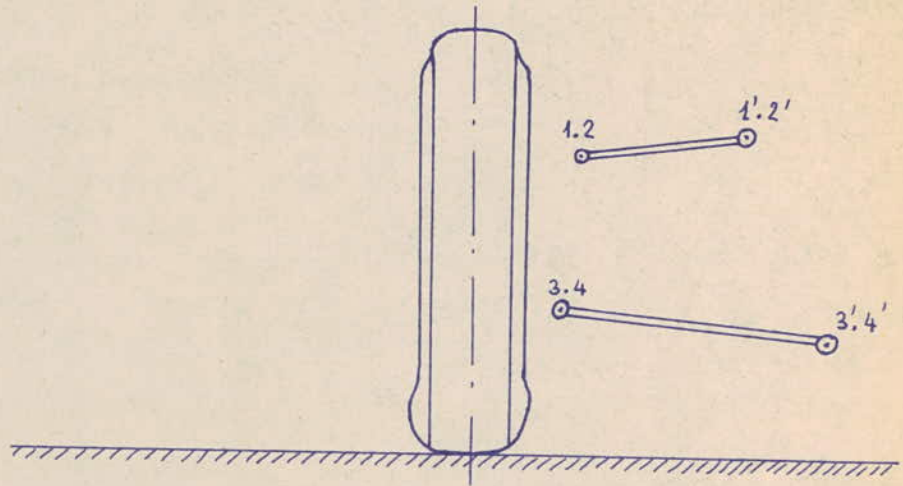


figure . 3.11.

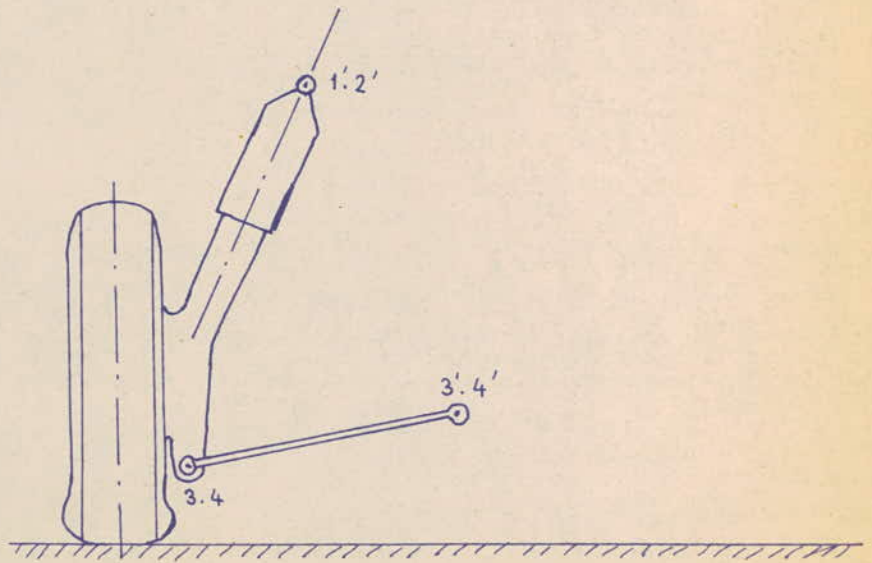


figure . 3.12.

III - PNEUMATIQUE.

1 - Généralités.

Le pneumatique est l'organe qui caractérise un véhicule. S'il assure encore toute la suspension sur une bicyclette (si nous pouvons parler de suspension...), il conserve une grande importance sur le véhicule automobile. Il suffit de "crever" deux pneus à la fois pour remarquer son importance...

Dans notre étude ce qui nous intéresse le plus c'est la multiplicité des fonctions qu'assure cet organe : adhérence, confort, rôle dynamique... Depuis sa création, il a subi beaucoup de raffinements :

- diminution de la pression de gonflage pour un meilleur confort en accentuant le phénomène de "dérive", bien connu de nos jours.

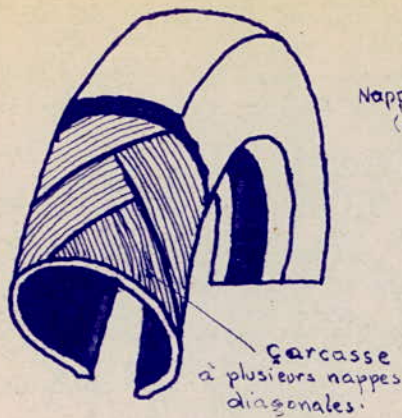
- diminution du rapport "largeur/hauteur" du boudin (C/B : fig. 1.4). Les progrès de la technologie (fil d'acier, matériaux nouveaux...) et des méthodes d'élaboration ont fait que le pneumatique d'aujourd'hui a acquis une endurance exceptionnelle vis-à-vis des sollicitations auxquelles il est soumis.

Dans le présent chapitre nous nous pencherons surtout sur l'interaction "pneumatique-sol" et les conséquences qui en découlent quand aux réactions sur la suspension et l'attitude générale du véhicule.

La variété des pneumatiques a conduit les fabricants à adopter des normes communes, au moins pour la désignation. Quand aux caractéristiques de fabrication elles sont étroitement liées aux caractéristiques de charges et aux dimensions des jantes imposées quelquefois par les constructeurs de véhicules.

Deux grands types de pneumatiques sont fabriqués en Europe : le pneu "conventionnel" et le pneu "radial" :

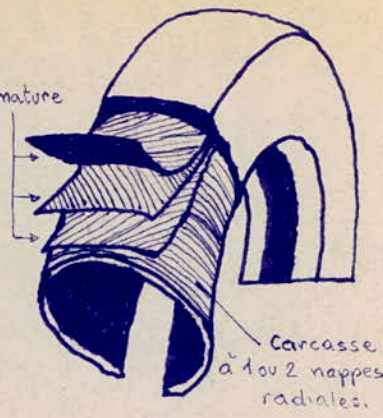
- Pneu conventionnel (fig. 1.1) :



Conventionnel

figure. III. 1.

Nappes d'armature
(2 ou 3)



Radial

figure. III. 2.

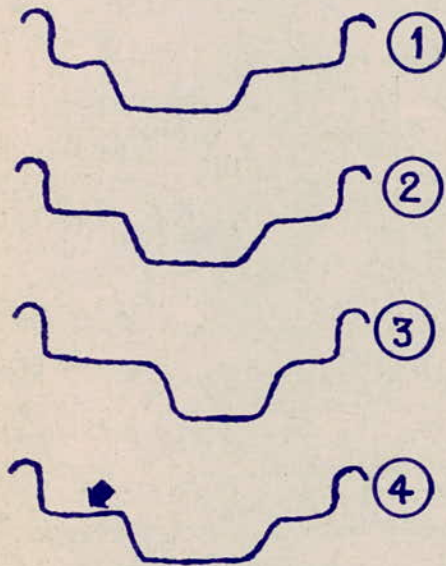


figure. III. 3.

Principaux profils de jantes pour
pneus tubeless :

- 1 - "hump" et 2 "flat-hump" (U.S.A).
- 3 - "spécial ledge" ainsi que 2. (Europe)
- 4 - "contre-pente" utilisé sur les
Citroën "SM" et "GS". (la flèche indique
la contre-pente.)

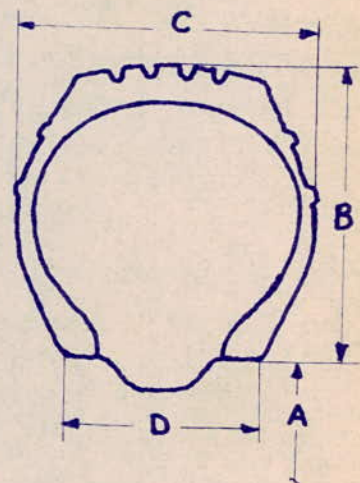


figure. III. 4.

- B : hauteur.
- C : largeur.
- A : diamètre de la jante.
- D : largeur de la jante.

Il est constitué par un assemblage de tissus cablés, faisant avec le plan de roulement, un angle qui peut varier entre 20 et 45°. Pour obtenir une meilleure réaction du pneumatique à une sollicitation transversale et supporter des charges importantes, les fabricants de pneumatiques en sont arrivés jusqu'à 44 nappes.

Mais les résultats obtenus par celui-ci n'étaient pas satisfaisants même avec l'emploi de l'acier, les ingénieurs se sont penchés vers un autre type de pneumatique.

- Pneu radial (fig. 1.2) :

La recherche d'un sommet d'avantage stabilisé et d'une réaction beaucoup plus importante que celle obtenue sur conventionnel pour un même angle de dérive (faible), les fabricants ont conçu le pneu radial.

Le pneu radial permet une utilisation beaucoup plus dure, ses flancs fléchissant de façon plus naturelle, il chauffe moins. Car l'échauffement est une des causes essentielles de dégradation des pneus.

Dans le domaine de la sécurité, un pneumatique ne doit pas exploser, se déchirer brutalement, ni perdre ses caractéristiques. De ce fait il y'a une certaine tendance vers l'utilisation du "Tubeless" surtout en compétition, le dégonflage lors d'une crevaison étant beaucoup plus progressive qu'avec un pneu à chambre.

Au U.S.A on est même arriver au pneu entièrement moulé, quoique très peu utilisé, parce qu'il exige peu de dérive, peu de freinage et une vitesse constante.

Dans un autre sens il existe les pneus increvables, utilisés surtout dans l'armée, et sur certains taxis et ambulances, mais les fabricants ne sont pas encore arrivés à mettre au point un type pour une utilisation générale.

2 - Adhérence.

Nous ne pouvons parler que de "l'adhérence" d'un corps avec un autre.

L'adhérence (A) est souvent définie par la valeur maximale de la réaction d'un pneu au niveau du sol qu'il oppose au couple moteur (c) dans le mouvement de roulement (sans glissement) d'une roue.

Dans le cas où la force de propulsion (dûe au couple c) devient plus importante que A, il y'a glissement et on dit que la roue patine.

Le coefficient d'adhérence (a) est défini en fonction du type de pneumatique et de l'infrastructure de roulement. Pour cela les constructeurs de pneus ont défini un certain nombre de types d'infrastructures.

L'adhérence étant la propriété la plus importante pour un véhicule roulant puisque c'est elle qui transmet les efforts tangentiels fournis par le moteur. Elle est par sa définition même le lien entre l'ingénieur de l'automobile et l'ingénieur routier.

Comme le phénomène du "frottement", elle a donné lieu à une grande littérature et de nombreuses expériences; citons en mémoire : l'étude de M.M. Kummer et Meyer et les expériences de M.M. French et Patton, ainsi que celles de M.M. Bradley et Allen.

Voyons tout d'abord les facteurs qui peuvent faire varier le coefficient d'adhérence :

- Conception du pneumatique (raideur des flancs, de la ceinture).
- déplacement du centre théorique de la roue en roulement.
- lubrification de l'infrastructure de la route qui met en évidence le phénomène de l'aquaplaning, si la couche d'eau dépasse 4 à 5cm d'épaisseur.
- granulométrie de la structure.

Mais l'adhérence dépend aussi de la masse (m) que supporte la roue :

$$A = m \cdot a \cdot g$$

g : étant l'accélération de la pesanteur.

Pour augmenter A nous pouvons, soit reporter la plus grande partie possible de la charge sur les roues motrices, soit augmenter le nombre de roues motrices.

3 - Comportement.

La réaction d'un pneumatique est étroitement liée à sa position géométrique, en fonction d'une sollicitation donnée (venant, soit du sol, soit de la direction).

Un facteur important pour le comportement d'un véhicule est ce qu'on appelle la "dérive". Elle se manifeste à chaque fois qu'il est soumis à une sollicitation latérale. En ligne droite, elle est représentée par l'angle que fait la tangente à la trajectoire réelle que prend le pneumatique avec la trajectoire théorique (droite).

Pour les faibles charges, la variation de l'angle de dérive est pratiquement linéaire en fonction de l'intensité de la sollicitation latérale. Nous verrons au chapitre VI.1 qu'il n'en n'est pas de même lorsque la charge de l'essieu considéré devient importante.

L'angle de dérive augmente avec la pression de gonflement et diminue si la largeur de la jante augmente.

Pour augmenter la stabilité en ligne droite il faut chercher à avoir un angle de dérive plus important sur les roues avant que sur les roues arrière.

En virage, il y'a deux cas :

- Si la dérive des roues avant est supérieure à celle des roues arrière, le véhicule tend à sortir du virage et, il est dit "sous-dirigé" ou "sous-vireur".

- Au contraire, si la dérive des roues avant est inférieure à celle des roues arrière, le véhicule tend à rentrer dans le virage et, il est dit "sur-dirigé" ou "sur-vireur".

Dans le domaine du confort, beaucoup de progrès ont été réalisés. Les laboratoires de Recherches "Firestone" (U.S.A) ont développé deux essais pour classer les pneumatiques d'après leur minimum de perturbations qu'ils produisent à vitesse de route.

- Le premier essai est appelé S.B.F (Sum of Beat Frequencies) les signaux sont filtrés dans un microphone pour extraire les battements des autres bruits. Les battements sont additionnés électriquement pour donner une mesure de la rugosité du pneumatique.

- Le deuxième essai appelé P.A.S (Peak Average Sound) : Cet essai consiste à mesurer les maximums des intensités sonores du pneumatique en fonction du temps.

La tendance générale (pour les voitures de compétition) se pousse vers le principe du pneu sans chambre à air. Mais cette technique exige un grand soin et ne peut être appliquée en série.

En effet si l'on gagne beaucoup en adhérence, il y'a de grands risques d'accidents du fait des faibles épaisseurs de la bande de roulement.

L'utilisation de ces "tubeless" ne se conçoit qu'avec un contrôle rigoureux des débattements de suspension et de l'état des pistes de courses.

IV - CINEMATIQUE DES SUSPENSIONS.

1 - Généralités.

Le système de suspension d'un véhicule automobile est généralement représenté par 3 étages de suspension (fig. 1.1):

- Un premier étage (masse non suspendue) constitué principalement par le pneumatique de rigidité k_1 .
- Un deuxième étage (masse suspendue) constitué principalement par un ressort et un amortisseur de rigidité k_2 .
- Le troisième étage constitué par les sièges, contribuant seulement au confort des passagers.

Dans notre étude le plus grande rôle est joué par le second étage ainsi que le premier. Pour nous simplifier les calculs nous étudierons le second étage en considérant que le premier ne subit pas de variation. Compte tenu de cette étude nous verrons l'incidence des variations du second étage sur le premier.

Dans une première approche, nous considérons qu'il n'y'a aucune variation dans les dimensions des éléments mécaniques (longueur des bras, rayon des pneumatiques...) et surtout qu'il n'y'a pas de jeux dans les articulations. Nous verrons par la suite que dans la série, les constructeurs d'automobiles cherchent une certaine flexibilité des bras (variation de longueur) et laissent des jeux dans les articulations en y introduisant des éléments déformables (caoutchouc) pour remédier aux défauts des suspensions de leurs voitures.

La cinématique nous permettra de définir la position de la roue par rapport au châssis ou par rapport au sol. Nous nous servirons donc beaucoup plus de la géométrie que de l'étude des vitesses ou accélérations.

Le guidage impose aux roues non directrices de n'avoir qu'un seul degré de liberté et deux degrés de liberté pour les roues directrices.

Certaines symétries longitudinales ou transversales nous permettrons de passer à la géométrie plane (essieu avant), alors que la géométrie dans l'espace est imposée à chaque fois que la symétrie est perturbée, et, surtout pour une étude plus rigoureuse.

- Le rôle principal de la suspension d'un véhicule automobile est de relier la roue au châssis en laissant deux ou un degré de liberté à la roue suivant qu'elle est ou n'est pas directrice. Un corps libre ayant 6 degrés de liberté dans l'espace, nous pouvons relier le porte-roue au châssis par 5 bielles articulées et un élément élastique (ressort) comme indiqué sur la figure 1.2. Pour une roue directrice, on confond les points (1) et (2) ainsi que les points (3) et (4), on élimine une bielle inférieure. Par ce procédé on obtient les deux triangles superposés indiqués sur la figure 3.10 du chapitre II (deux articulations axiales sont remplacées par une rotule).

Pour l'essieu arrière des monoplaces on utilise une variante de la figure 1.2 en confondant les points 1' et 2'.

- Problème de base de la suspension :

Le confort et la tenue de route sont les conséquences physiologique et dynamique les plus importantes d'une suspension. Les constructeurs d'automobiles cherchant toujours à satisfaire les exigences de leur clientèle ont fait beaucoup de progrès dans le domaine du confort, tout en compromettant quelque fois le facteur "tenue de route". Le confort exige une grande souplesse de la suspension, alors que pour obtenir une bonne tenue de route (à grande vitesse ou sous sollicitations importantes), il faut augmenter la rigidité de la suspension. Nous sommes donc en face d'un compromis.

Pour la tenue de route, deux phénomènes sont importants : l'accélération ou le freinage en virage, et le déplacement en ligne droite sur bosses ("montagnes russes"). Ces deux phénomènes nécessiteraient des cinématiques différentes. Alors que la suspension adoptée ne permet à la roue qu'un seul mouvement possible par rapport au châssis.

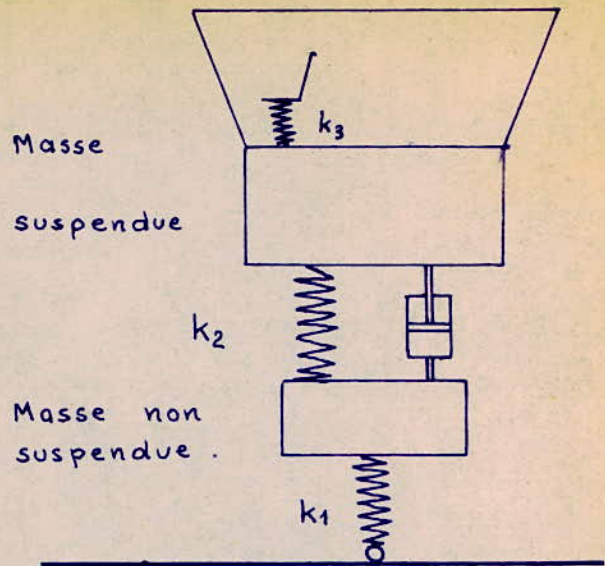


Figure 1.1.

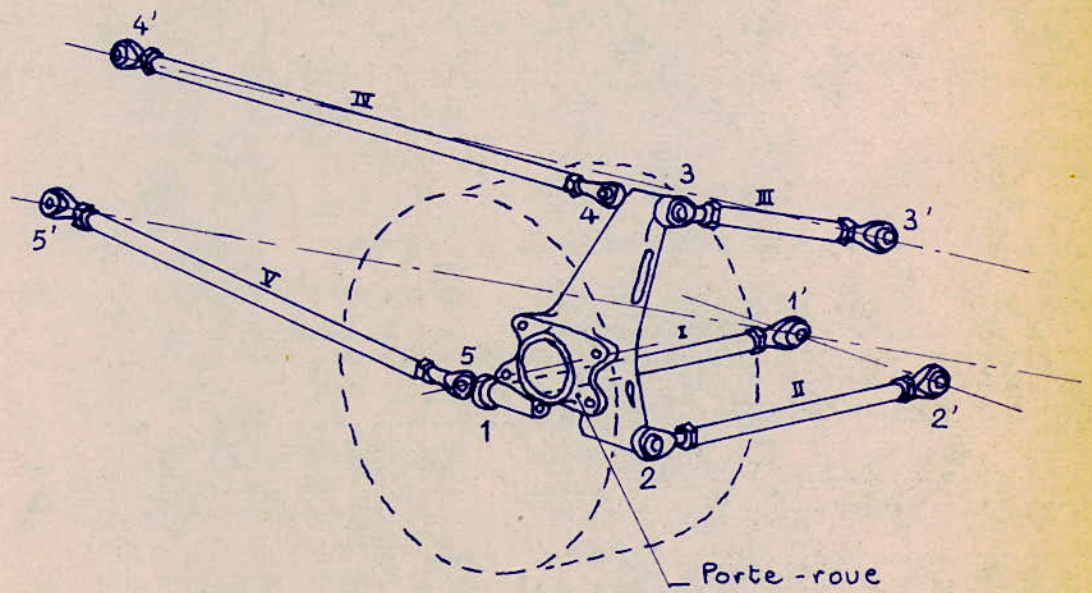


figure . 1.2.

Toutefois notons que la staticodynamique nous apporte une grande aide pour l'étude de ces phénomènes.

2 - Cinématique de l'essieu avant.

Généralement les axes 1'2' et 3'4' (figure 3.10 du chapitre II) sont parallèles entre eux et au châssis, de ce fait nous sommes ramenés à l'étude de la géométrie d'un quadrilatère déformable $A_0'A_0B_0B_0'$ de la figure 2.1. Nous verrons que la suspension "Mac Pherson" n'est qu'un cas particulier de la suspension à quadrilatère ou le bras supérieur $A_0'A_0$ devient infini, puisqu'il est remplacé par une glissière dans laquelle le pivot se déplace.

2.1 - Monoplace (figure 2.1.1) :

Dans tout les développements théoriques qui vont suivre, nous supposerons que le châssis est fixe (A_0' et B_0') et les roues mobiles (A_0 et B_0).

Généralement on se donne : l'altitude de CS_0 , l'abscisse de RC_0 , la position de A_0 et B_0 , les longueurs des bras (supérieur et inférieur) ainsi que la largeur de voie.

Ces données seront représentées par :

$$ZCS_0, YRC_0, YA_0, ZA_0, YB_0, ZB_0, Q_1 = A_0'A_0, Q_4 = B_0'B_0, E.$$

2.1.1 - Calcul : (figure 2.1.2)

$$\text{- altitude de } RC_0 : ZRC_0 = (2 \cdot ZCS_0 \cdot YRC_0) / E$$

$$\text{- } a_1 = -\arctg \left(\frac{ZA_0 - ZRC_0}{YA_0 - YRC_0} \right)$$

$$\text{- } b_1 = \arctg \left(\frac{ZRC_0 - ZB_0}{YB_0 - YRC_0} \right)$$

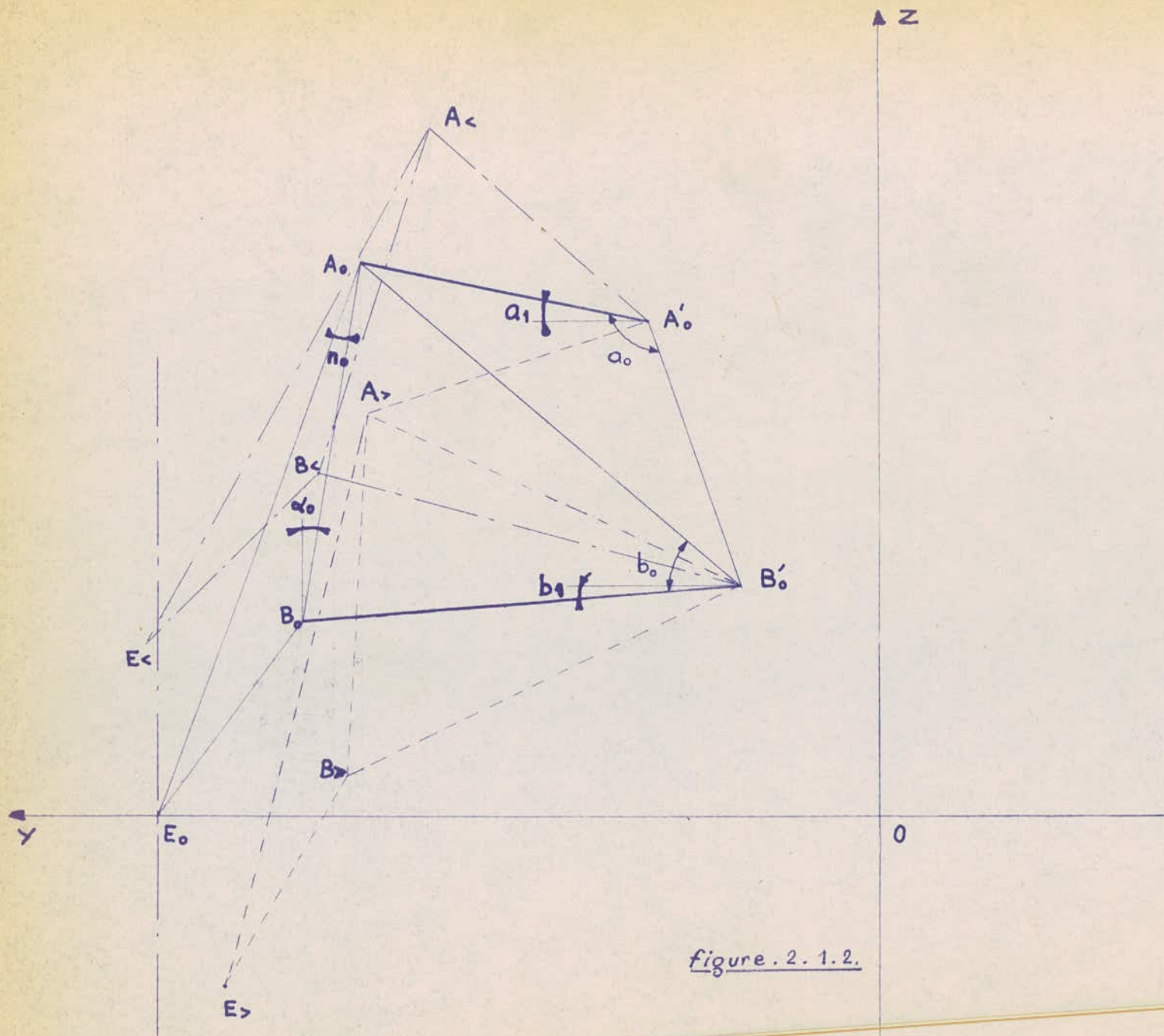


figure . 2 . 1 . 2 .

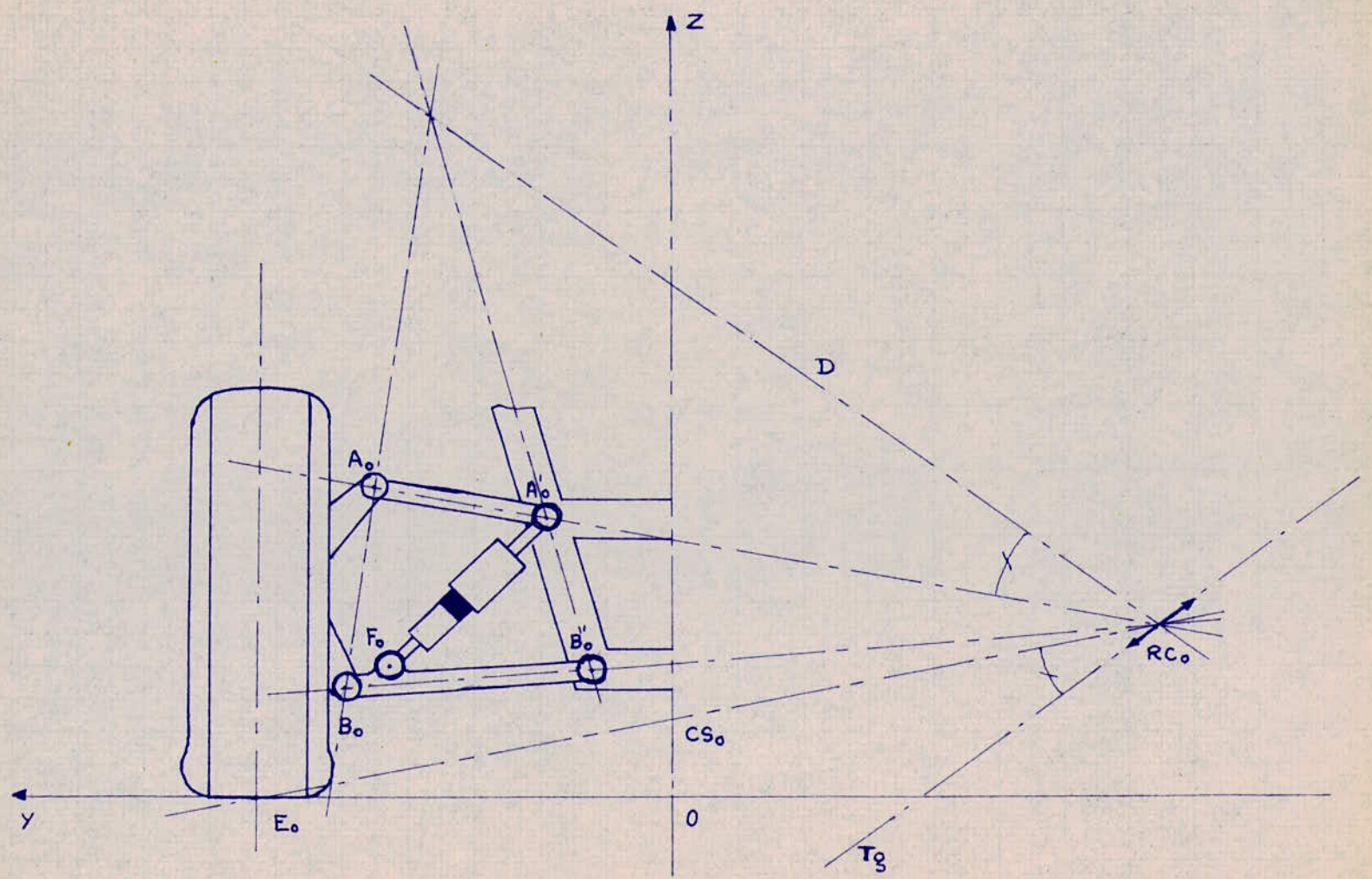


figure. 2. 1. 1.

- position de A'_0 et B'_0 :

$$YA'_0 = YA_0 - Q_1 \cdot \cos(a_1)$$

$$ZA'_0 = ZA_0 + Q_1 \cdot \sin(a_1)$$

$$YB'_0 = YB_0 - Q_4 \cdot \cos(b_1)$$

$$ZB'_0 = ZB_0 + Q_4 \cdot \sin(b_1)$$

- détermination de :

$$Q_2 = A_0 B'_0 \quad \text{===} \quad Q_2 = ((ZB'_0 - ZA_0)^2 + (YB'_0 - YA_0)^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$Q_3 = A'_0 B'_0 \quad \text{===} \quad Q_3 = ((ZB'_0 - ZA'_0)^2 + (YB'_0 - YA'_0)^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$Q_5 = A_0 B_0 \quad \text{===} \quad Q_5 = ((ZB_0 - ZA_0)^2 + (YB_0 - YA_0)^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$Q_6 = A_0 E_0 \quad \text{===} \quad Q_6 = ((ZA_0)^2 + (YE_0 - YA_0)^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$a_0 = A_0 \hat{A}'_0 B_0 \quad \text{===} \quad a_0 = \arccos \left(\frac{Q_1^2 + Q_3^2 - Q_2^2}{2 \cdot Q_1 \cdot Q_3} \right)$$

$$b_0 = A_0 \hat{B}'_0 B_0 \quad \text{===} \quad b_0 = \arccos \left(\frac{Q_2^2 + Q_4^2 - Q_5^2}{2 \cdot Q_2 \cdot Q_4} \right)$$

$$\alpha_0 = \arctg \left(\frac{YB_0 - YA_0}{ZA_0 - ZB_0} \right)$$

$$m_0 = \arctg \left(\frac{YE_0 - YA_0}{ZA_0} \right) \quad \text{et : } n_0 = m_0 - \alpha_0$$

Une fois les constantes statiques définies ci-dessus, nous pouvons effectuer les calculs cinématiques. Pour simplifier le calcul, nous considérons : $\beta_0 = \gamma_0 = \delta_0 = 0^\circ$. Les variations d'empattement et de pincement sont nulles.

2.1.2.1 - Variation de voie et de carrossage en pompage pur :

Lorsque A_0 vient en A après une rotation du levier $A'_0 A_0$ autour de A'_0 d'un angle a , le point E_0 vient en B et le levier $B'_0 E_0$ subit une rotation d'un angle b autour de E_0 .

- relation existant entre b et a :

- si a est négatif : $b = \widehat{AB}_0'B - A_0\widehat{B}_0'A - b_0$

- si a est nul, b est nul (position statique)

- si a est positif : $b = \widehat{AB}_0'E + A_0\widehat{E}_0'A - b_0$

or :

$$A_0\widehat{B}_0'A = \arccos \left(\frac{F_2^2 + Q_2^2 - F_1^2}{2 \cdot Q_2^2 \cdot F_2} \right)$$

$$F_1 = 2 \cdot Q_1 \cdot \sin \frac{a}{2} ; \quad F_2^2 = Q_2^2 + Q_3^2 - 2 \cdot Q_1 \cdot Q_3 \cdot \cos(a_0 - a)$$

$$\widehat{AB}_0'B = \arccos \left(\frac{F_2^2 + Q_4^2 - Q_5^2}{2 \cdot F_2 \cdot Q_4} \right)$$

- si a est négatif, on a :

$$b = \arccos \left(\frac{F_2^2 + Q_4^2 - Q_5^2}{2 \cdot F_2 \cdot Q_4} \right) - \arccos \left(\frac{F_2^2 - F_1^2 + Q_2^2}{2 \cdot Q_2 \cdot F_2} \right) - b_0$$

- si a est positif, on a :

$$b = \arccos \left(\frac{F_2^2 - F_1^2 + Q_2^2}{2 \cdot Q_2 \cdot F_2} \right) + \arccos \left(\frac{F_2^2 + (Q_4^2 - Q_5^2)}{2 \cdot Q_4 \cdot F_2} \right) - b_0$$

- Variation de carrossage ($\Delta \beta$) :

$$\Delta \beta = \alpha_0 - \arctg \left(\frac{Y_B - Y_A}{Z_A - Z_B} \right)$$

avec :

$$Y_A = Y_{A_0} + Q_1 \cdot \cos(a_1 + A)$$

$$Z_A = Z_{A_0} - Q_1 \cdot \sin(a_1 + a)$$

$$Y_B = Y_{B_0} + Q_4 \cdot \cos(b_1 + b)$$

$$Z_B = Z_{B_0} - Q_4 \cdot \sin(b_1 + b)$$

- Variation de voie :

La variation de voie totale (sur les deux roues) est donnée par :

$$\Delta YE = 2(YA + Q_6 \cdot \sin(m_0 - \Delta\beta)) - E$$

et le débattement est donné par l'expression :

$$\Delta ZE = Q_6 \cdot \cos(m_0 - \Delta\beta) - ZA$$

2.1.2.2 - Application numérique.

Nous prendrons l'exemple d'un essieu avant d'une monoplace dont les caractéristiques sont les suivantes :

$$E = 1400, Q_1 = 255, Q_2 = 380, YA_0 = 525, ZA_0 = 480, \\ YB_0 = 575, ZB_0 = 170.$$

Nous ferons le calcul pour 3 valeurs de ZCS_0 : $ZCS_0 = 0$, $= 50$, $= 100$.

Et pour 3 valeurs de YRC_0 : $YRC_0 = -700$, $= -2100$, $= -3500$.

Les résultats obtenus sont présentés sous forme de tableaux et des graphes correspondants suivent les tableaux. Tout les calculs ont été effectués par programmes sur ordinateur (I.B.M. 1130).

Tableau 2.1.2.3.

ΔZE	ΔYE	$\Delta \beta$
-100,398	+40,820	-0,10468
- 92,574	36,950	-0,09364
-84,96	33,120	-0,08304
- 76,8 8	29,330	-0,07288
- 68,6 1	25,600	-0,06315
- 60,770	21,960	-0,05385
- 52,001	18,400	-0,04496
- 43,539	14,950	-0,03649
- 34,990	11,653	-0,02841
- 26,359	8,483	-0,02073
- 17,647	5,475	-0,01344
- 8,359	2,642	-0,00653
0,000	0,000	0,00000
8,126	- 2,436	0,00616
17,910	- 4,652	0,01192
26,961	- 7,100	0,01713
36,057	- 9,773	0,02154
45,196	- 12,654	0,02531
54,372	-11,068	0,02841
63,576	-12,005	0,03080
72,802	-12,656	0,03261
82,041	-13,014	0,04306
91,289	-13,010	0,04618
100,524	-12,827	0,04898

Tableau 2.1.2.4.

ΔZ_E	ΔY_E	$\Delta \beta$
- 99,832	+58,432	-0,06462
- 92,026	52,902	-0,05701
- 84,116	47,428	-0,04983
- 76,105	42,031	-0,04307
- 67,994	36,731	-0,03674
- 59,786	31,546	-0,03081
- 51,486	26,497	-0,02528
- 43,097	21,600	-0,02013
- 34,623	16,875	-0,01537
- 26,070	12,336	-0,01099
- 17,445	8,002	-0,00697
- 8,752	3,885	-0,00330
0,000	0,000	0,00000
8,805	- 3,639	0,00296
17,656	- 7,018	0,00558
26,544	-10,131	0,00787
35,460	-12,966	0,00982
44,395	-15,515	0,01144
53,341	-17,772	0,01274
62,287	-19,732	0,01371
71,223	-21,389	0,01436
80,139	-22,743	0,01468
89,024	-23,791	0,01468
97,866	-24,535	0,01435
106,655	-24,977	0,01368

Tableau 2.1.2.5.

ΔZE	ΔYE	$\Delta \beta$
- 99,347	+64,180	-0,05132
- 91,578	58,086	-0,04486
- 83,704	52,063	-0,03882
- 75,726	45,131	-0,03321
- 67,648	40,310	-0,02800
- 59,474	34,623	-0,02319
- 51,207	29,087	-0,01878
- 42,855	23,719	-0,01474
- 34,420	18,539	-0,01107
- 25,910	13,562	-0,00777
- 17,332	8,804	-0,00483
- 8,693	4,279	-0,00224
0,000	0,000	0,00000
8,738	- 4,022	0,00190
17,514	- 7,771	0,00347
26,319	-11,243	0,00471
35,142	-14,429	0,00562
43,974	-17,322	0,00620
52,804	-19,917	0,00646
61,623	-22,210	0,00639
70,420	-24,199	0,00600
79,182	-25,884	0,00528
87,899	-27,266	0,00423
96,559	-28,347	0,00284
105,148	-29,132	0,00111

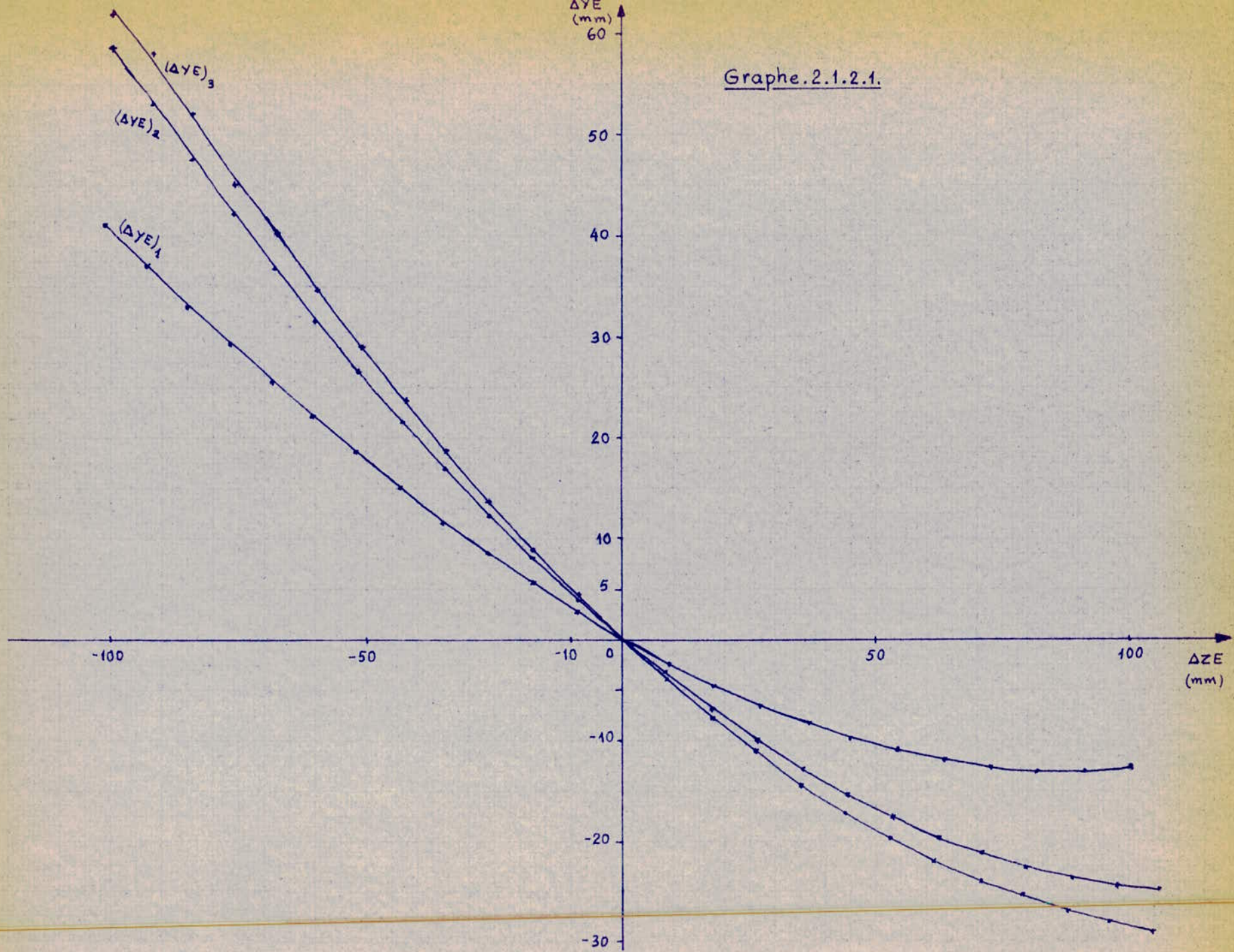
Tableau 2.1.2.6.

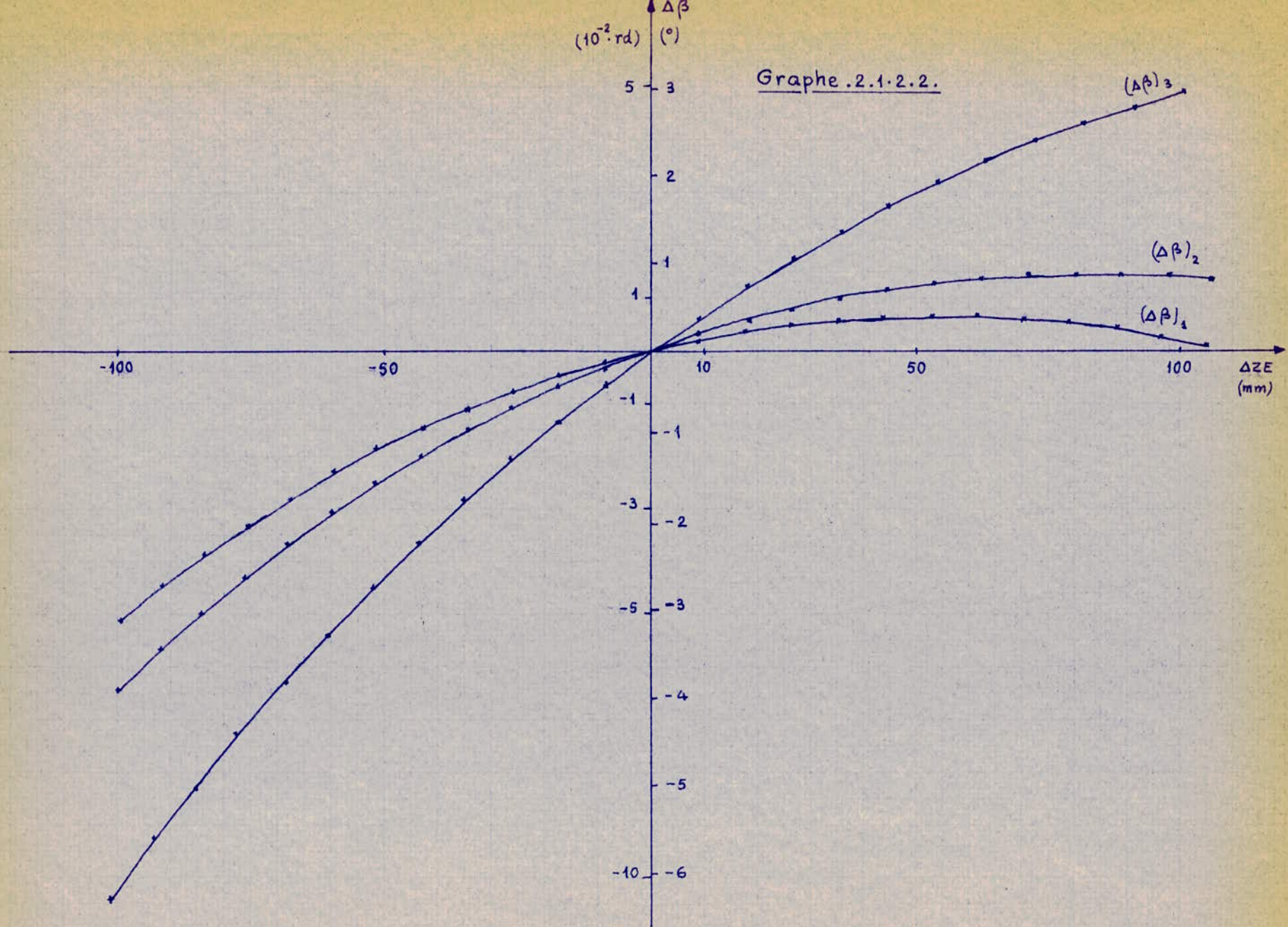
ΔZE	ΔYE	$\Delta \beta$
- 99,071	+20,423	-0,09504
- 90,422	17,709	-0,08450
- 81,694	15,125	-0,07437
- 72,889	12,684	-0,06462
- 64,009	10,401	-0,05526
- 55,056	8,290	-0,04628
- 46,033	6,365	-0,03767
- 36,943	4,640	-0,02943
- 27,790	3,129	-0,02154
- 18,579	1,843	-0,01401
- 9,313	0,796	-0,00683
0,000	0,000	0,00000
9,357	- 0,533	0,00650
18,750	- 0,795	0,01266
28,174	- 0,774	0,01851
37,622	- 0,462	0,02402
47,087	+ 0,149	0,02922
56,559	1,066	0,03410
66,033	2,296	0,03867
75,500	3,842	0,04293
84,951	5,710	0,04688
94,377	7,900	0,05053
103,769	10,415	0,05386

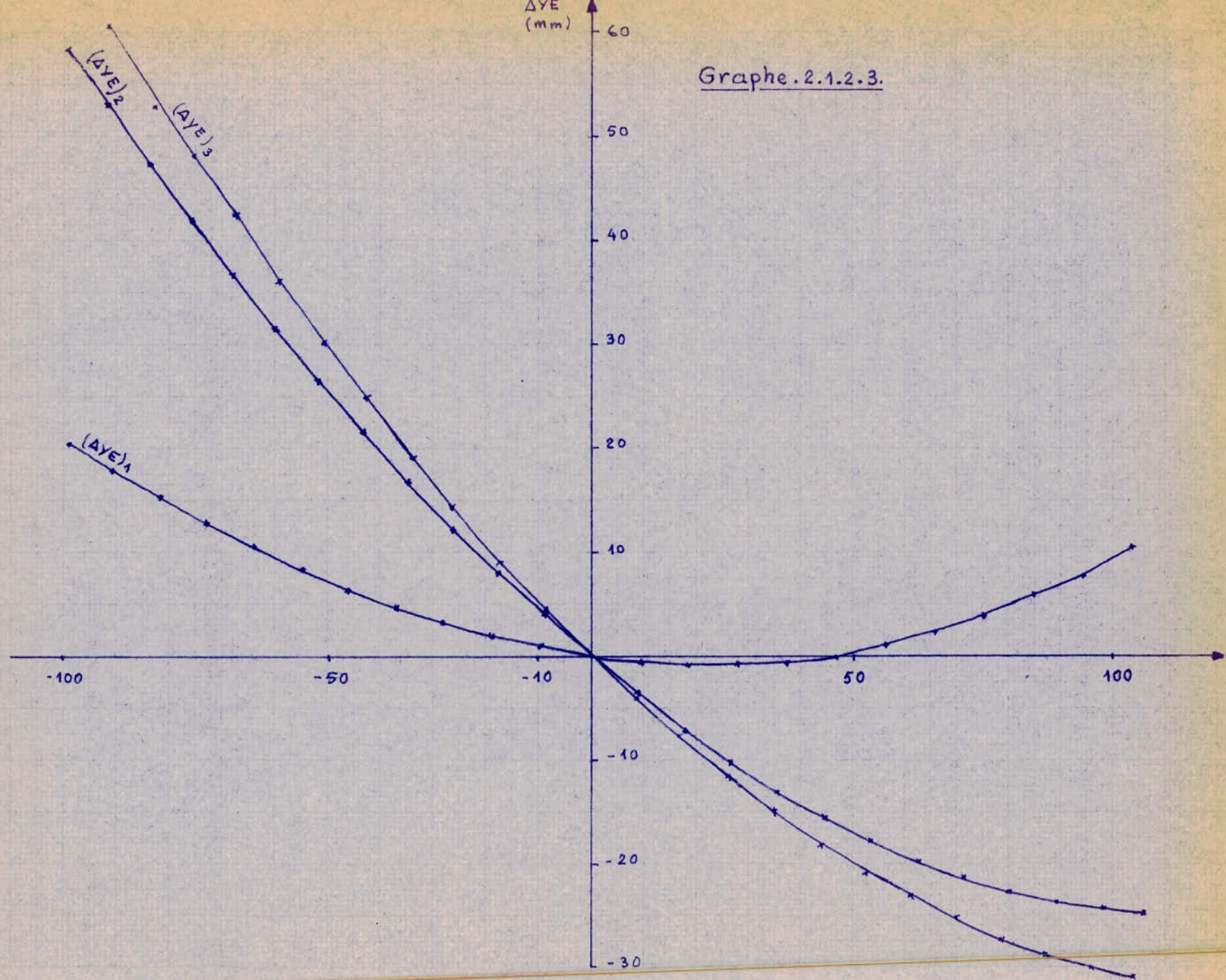
Tableau 2.1.2.7.

ΔZE	ΔYE	$\Delta \beta$
- 99,084	+ 67,018	-0,04471
- 91,333	60,642	-0,03883
- 83,477	54,343	-0,03336
-75,616	48,146	-0,02831
- 67,455	42,070	-0,02367
- 59,298	36,133	-0,01942
- 51,050	30,357	-0,01555
- 42,717	24,757	-0,01207
- 34,305	19,353	-0,00894
- 25,819	14,162	-0,00618
-17,268	9,196	-0,00378
- 8,659	4,471	-0,00171
0,000	0,000	0,00000
8,700	- 4,208	0,00138
17,434	- 8,139	0,00243
26,191	- 11,787	0,00315
34,962	- 15,145	0,00354
43,736	- 18,207	0,00361
52,503	- 20,968	0,00335
61,252	- 23,426	0,00276
69,971	-25,579	0,00185
78,649	- 27,429	0,00061
87,301	- 28,977	-0,00026
95,833	-30,227	-0,00287
104,313	- 31,185	-0,00513

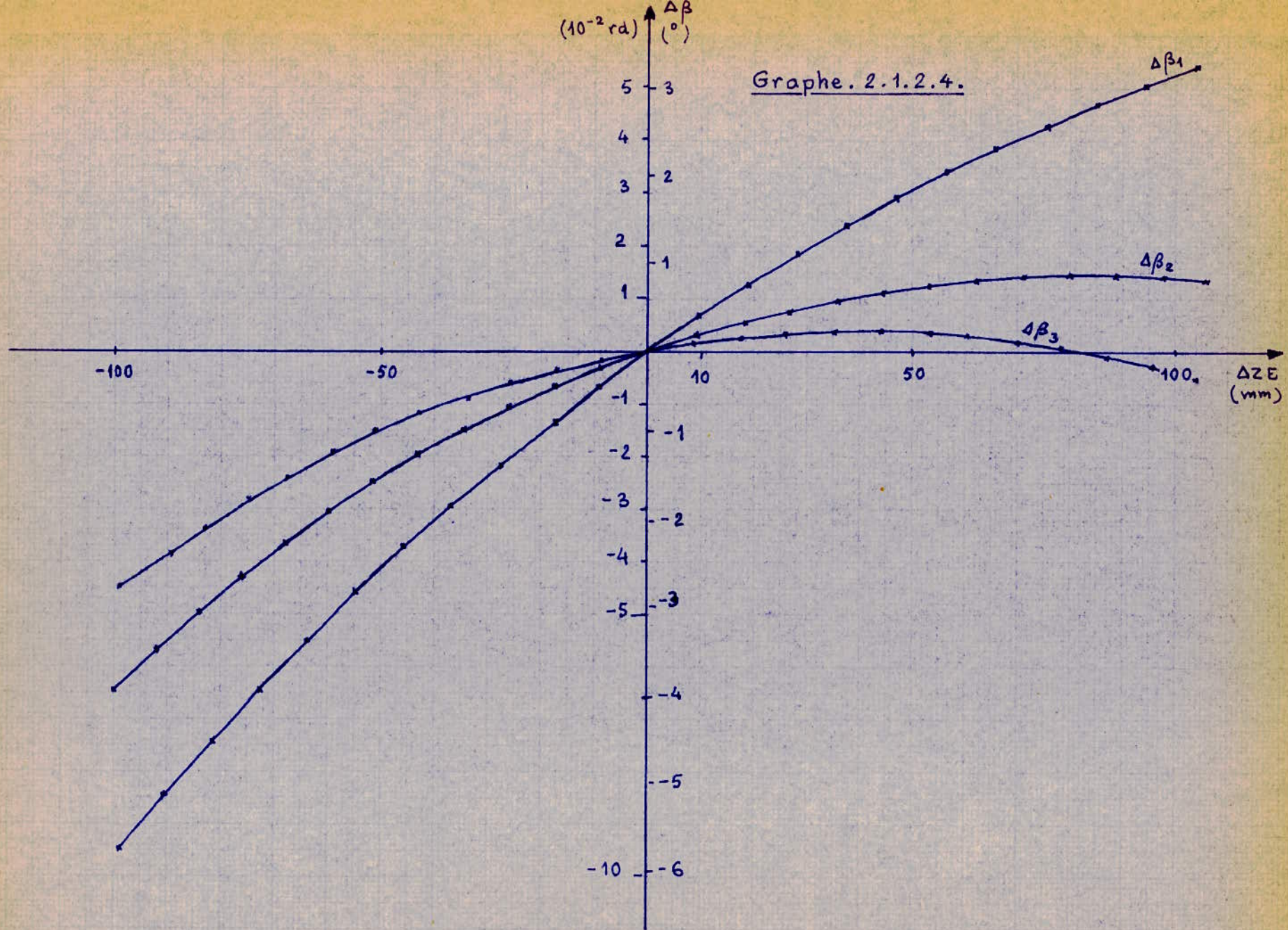
Graphe.2.1.2.1.



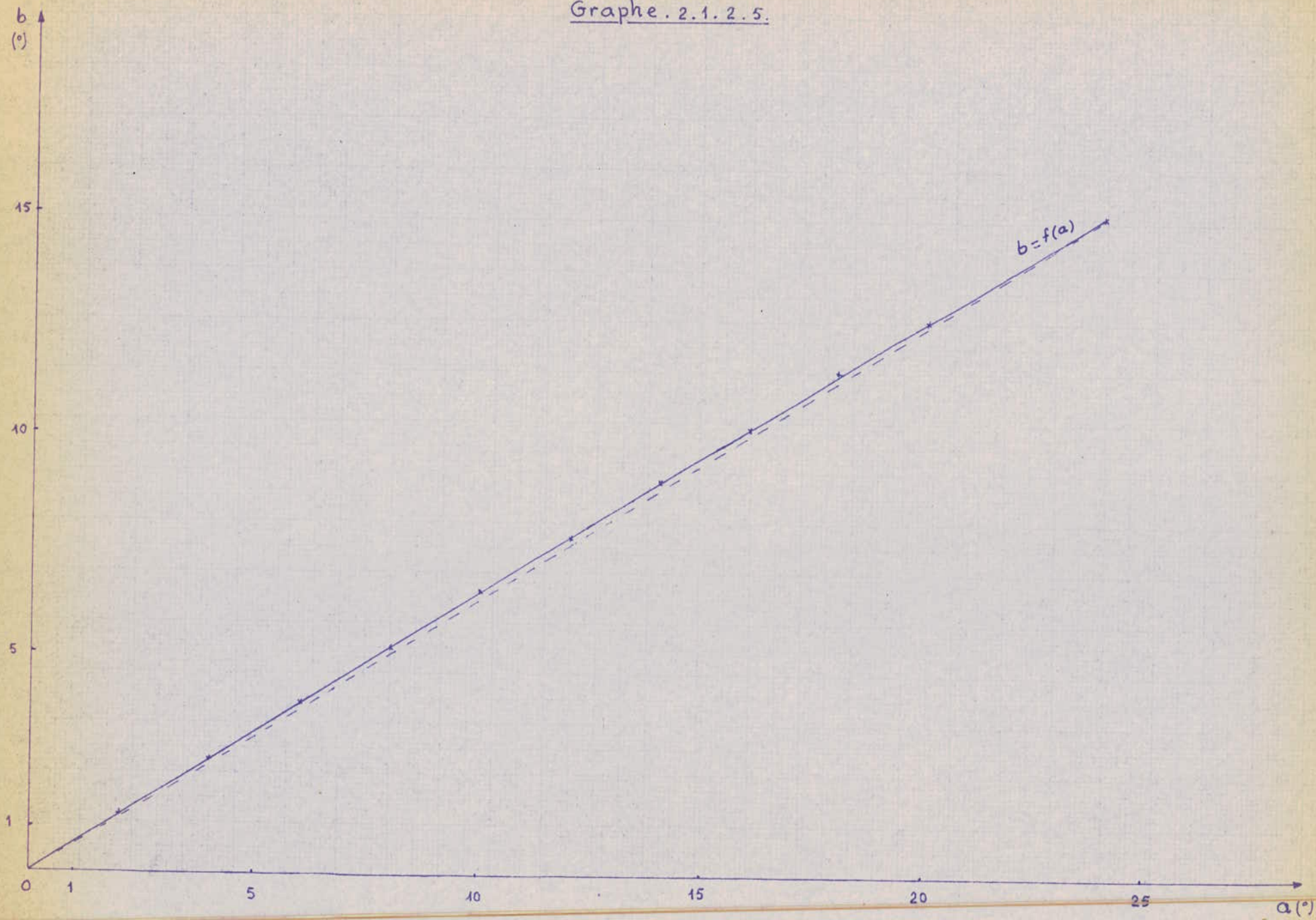




Graphe. 2.1.2.3.



Graphe. 2.1.2.5.



2.1.2.3 - Interprétation des résultats :

Les graphes 2.1.2.1 et 2.1.2.2 représentent respectivement les variations de voie et de carrossage en fonction du débattement pour 3 valeurs de ZCS_0 et une valeur fixe de YRC_0 .

Les graphes 2.1.2.3 et 2.1.2.4 représentent les mêmes fonctions que précédemment mais pour 3 valeurs de YRC_0 et une valeur fixe de ZCS_0 .

Les deux premiers graphes nous permettent d'affirmer que les variations de voie sont d'autant plus importantes qu'on augmente ZCS_0 . Alors que les variations de carrossage diminuent quand ZCS_0 augmente.

Les deux derniers graphes montrent de la même manière les mêmes variations : quand YRC_0 augmente (en valeur absolue) les variations de voie augmentent alors que les variations de carrossage diminuent sensiblement. Il y'a donc un compromis à faire entre variation de voie et de carrossage.

Si nous voulons obtenir un essieu dont les variations de voie sont minimum nous avons intérêt à diminuer au maximum ZCS_0 et YRC_0 . Par là même augmenter l'inclinaison du triangle supérieur par rapport à l'horizontale. Dans ce cas nous obtenons un essieu à grandes variations de carrossage.

Par contre si nous voulons obtenir un essieu dont les variations de carrossage sont minimum nous avons intérêt à augmenter ZCS_0 et YRC_0 .

Mais l'expérience montre que nous devons prendre une valeur moyenne. Généralement CS_0 se trouvent presque au niveau du sol pour la plupart des véhicules avec suspension à roues indépendantes ($ZCS_0 = 0$ à 50mm).

La position de RC_0 se trouvent en générale telle que $YRC_0 = -700$ à -2100 .

Ces deux positions ne sont pas toujours fixées en fonctions des paramètres que nous venons d'étudier mais pour d'autres raisons (technologie, prix de revient, dépendance avec les autres éléments...).

2.2 - Suspension Mac Pherson :

Ce type de suspension est de plus en plus utilisé pour son faible encombrement. Son étude est plus simple, du fait que le point A_0 est rejeté à l'infini dans la direction perpendiculaire à la glissière en A'_0 (fig. 2.2).

Les données sont pratiquement les mêmes que dans le cas de la monoplace :

$$ZCS_0, YRC_0, YA'_0, ZA'_0, ZB_0, YB_0, Q_4, E.$$

Le calcul nous donne :

$$- ZRC_0 = (2 \cdot ZCS_0 \cdot YRC_0) / E$$

$$- a_1 = \arctg \left(\frac{ZA'_0 - ZRC_0}{YA'_0 - YRC_0} \right)$$

$$- b_1 = \arctg \left(\frac{ZRC_0 - ZB_0}{YB_0 - YRC_0} \right)$$

- Position de B'_0 :

$$YB'_0 = YB_0 - Q_4 \cdot \cos(b_1)$$

$$ZB'_0 = ZB_0 + Q_4 \cdot \sin(b_1)$$

Nous supposons toujours que : $\beta_0 = \gamma_0 = \delta_0 = 0^\circ$.

Les variations d'empattement et de pincement étant nulles, déterminons la variation de voie et de carrossage en pompage pur :

Lorsque A'_0 vient en A' après une rotation de l'axe $A'_0B'_0$ autour de B'_0 d'un angle a , le point B_0 vient en B en subissant la même rotation d'un angle $b = a$ autour de B'_0 .

Nous aurons donc :

- variation de carrossage ($\Delta\beta$) :

$$\Delta\beta = \alpha_0 - \arctg \left(\frac{YB - YA'}{ZA' - ZB} \right)$$

avec :

$$YA' = YB'_0 + Q_3 \cdot \cos(a_1 + a)$$

$$ZA' = ZB'_0 - Q_3 \cdot \sin(a_1 + a)$$

Suspension "Mac Pherson".

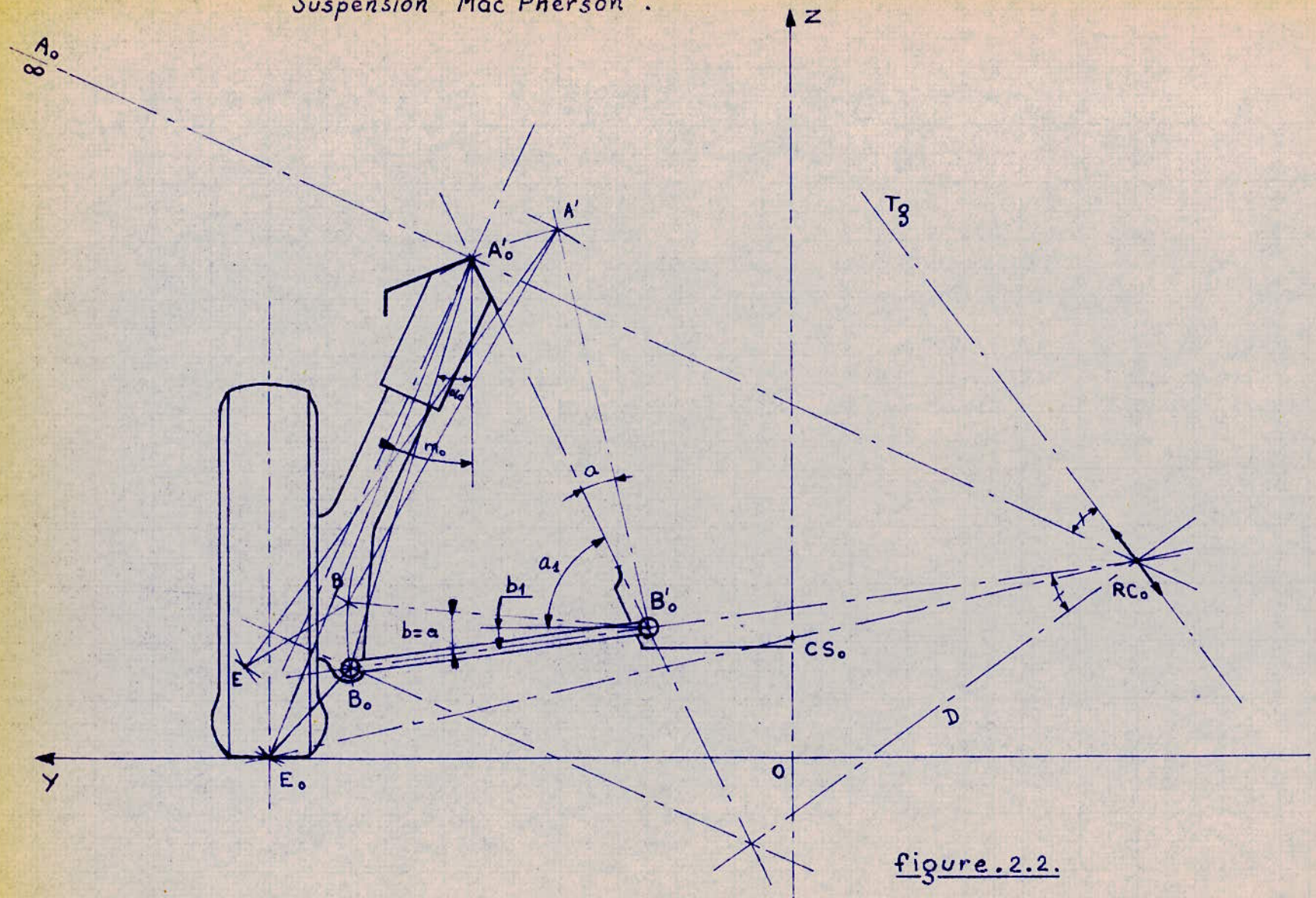


figure.2.2.

$$YB = YB_0 + Q_4 \cdot \cos(b_1 + a)$$

$$ZB = ZB_0 - Q_4 \cdot \sin(b_1 + a)$$

- variation de voie (ΔYE) :

$$\Delta YE = 2(YA' + Q_5 \cdot \sin(m_0 - \Delta\beta)) - E$$

pour un débattement de :

$$\Delta ZE = Q_5 \cdot \cos(m_0 - \Delta\beta) - ZA'$$

3 - Cinématique de l'essieu arriere :

3.1 - Monoplace :

La plupart des voitures de compétition sont équipées à l'arrière par la suspension schématisée sur la figure 3.1.

- Pincement :

Le pincement est définie par la bielle V et le triangle (1,2,1'2') articulé sur le châssis par une rotule.

- Variation du pincement :

Elle est due à une légère rotation du porte-roue, puisque les projections longitudinales des normales aux trajectoires des points 4 et 5 sont convergentes.

Une autre variation du pincement liée aux variations d'empattement qui correspond à la déformation de la projection du triangle 5'11' sur le plan horizontal.

- Carrossage :

La variation du carrossage peut être étudiée avec une bonne approximation par projection frontale I, II et III en négligeant leur légères rotations, en plan, du fait de l'obliquité de 3'4' et 1'5'.

- Voie et empattement :

Le mouvement de pompage entraine le plus souvent une variation de voie et d'empattement.

L'examen analytique du problème est analogue à celui de l'essieu avant. Mais les calculs se compliquent du fait que nous ne sommes plus en géométrie plane mais en géométrie dans l'espace.

Nous devons nous fixer les constantes statiques (positions des bielles dans l'espace) et voire les variations des caractéristiques géométriques sous un débattement donné. Les développements théoriques étant très longs et laborieux et, n'étant valable que pour les voitures de compétition. Nous avons jugé nécessaire de développer l'étude cinématique pour l'essieu arrière qui est le plus utilisé en série : la suspension par articulation diagonale (ou par triangles tirés).

3.2 - Suspension par triangles tirés :

Les deux variantes de cette dernière sont : la "roue tirée ou poussée" et le "demi-essieu". Comme nous l'avons déjà remarqué dans le chapitre II.3 ces dernières sont utilisées sur la majorité des voitures de série.

Nous verrons que pour la suspension arrière par triangles tirés (figure 3.2.1), lors du débattement, toutes les caractéristiques varient.

3.2.1 - Etude théorique :

Dans une première approximation nous supposons que l'axe et le bras sont dans un même plan horizontal, (à l'état statique).

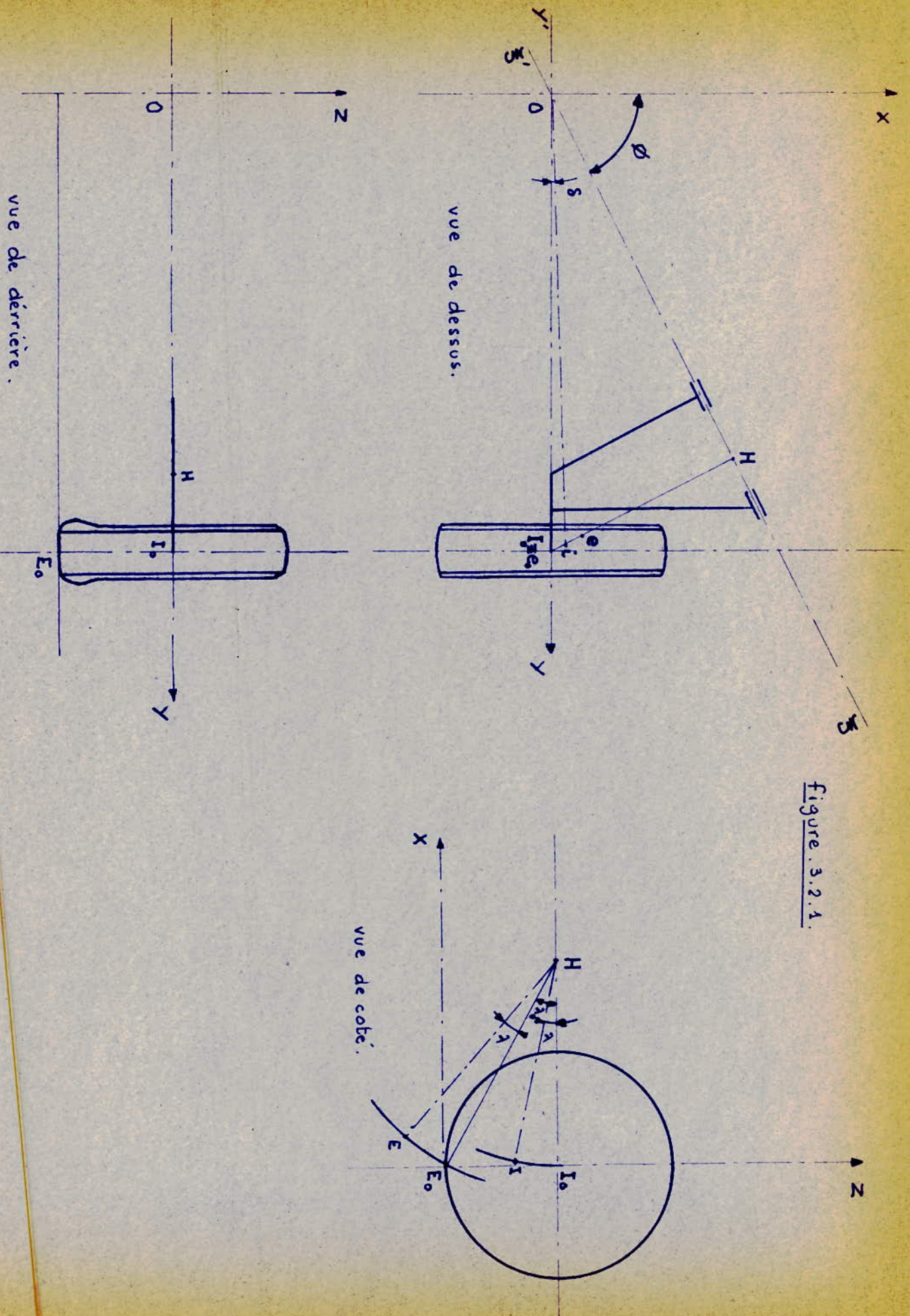
Le bras est schématisé par IH (projection de I sur l'axe $S'S$).

L'axe $S'S$ fait avec Ix un angle \emptyset .

En pompage pur, l'axe transversal de la roue engendre une portion de tronc de cône dans son mouvement de rotation autour de \emptyset .

Pour la commodité de calcul nous considérons le châssis fixe et les roues mobiles dans un mouvement de rotation autour de l'axe $S'S$.

Figure 3.2.1.



Soit λ_0 l'angle que fait HE_0 avec HI ($HE = R/\sin \lambda_0$).

Soit λ une rotation élémentaire de E autour de H .

Nous obtenons un débattement de :

$$ZE = HE (\sin(\lambda_0 + \lambda) - \sin \lambda_0)$$

$$ZE = 2HE \cos \frac{\lambda}{2} \cdot \sin \left(\lambda_0 + \frac{\lambda}{2} \right)$$

1) Variation de voie ΔYE ; et d'empattement ΔXE :

Dans la rotation λ , E_0 venant en E , la projection de E_0E sur le plan XOY est portée par IH et égale à :

$$e_0e = HE(\cos(\lambda_0 + \lambda) - \cos \lambda_0)$$

$$e_0e = -2HE \sin \frac{\lambda}{2} \cdot \sin \left(\lambda_0 + \frac{\lambda}{2} \right)$$

$$e_0e = \frac{\Delta ZE}{\cos \frac{\lambda}{2}} \cdot \sin \frac{\lambda}{2} === e_0e = \Delta ZE \cdot \text{tg } \lambda/2$$

En projection e_0e sur les axes Ix et Iy nous obtenons les variations d'empattement et de voie :

- pour $\lambda < 0$:

$$\Delta XE = \Delta ZE \cdot \sin \emptyset \cdot \text{tg } \lambda/2$$

$$\text{et } \Delta YE = \Delta ZE \cdot \cos \emptyset \cdot \text{tg } \lambda/2$$

- pour $\lambda > 0$:

$$\Delta XE = -\Delta ZE \cdot \sin \emptyset \cdot \text{tg } \lambda/2$$

$$\text{et } \Delta YE = -\Delta ZE \cdot \cos \emptyset \cdot \text{tg } \lambda/2$$

2) Variation de carrossage et de pincement :

a) - carrossage β :

Si le point I_0 tourne d'un angle autour de H l'axe I_0Z lié à la roue subira la même rotation dans le plan perpendiculaire en H à $\Sigma \Sigma'$. L'axe $Y'Y$ tournera d'un angle β_1 , autour de O et s'exprime par :

$$\beta_1 = \arctg \left(I_0 H \cdot \frac{\sin \lambda}{O I_0} \right)$$

en projetant sur le plan YOZ, on obtient le carrossage :

$$\beta = \cos \varnothing \cdot \left(\arctg \left(\frac{I_0 H \cdot \sin \lambda}{O I_0} \right) \right)$$

b) - Pincement δ :

Le trace de Y'Y dans le plan XOY est représenté par O_i après une rotation de I₀ autour de H (dans le plan perpendiculaire en H à Σ) I₀X porté par la roue est toujours perpendiculaire à Y'Y donc à O_i ce qui nous permet d'écrire les relations suivantes qui nous permettent de déterminer le pincement δ : en posant $\varnothing_1 = \pi/2 - \varnothing$

$$(I_0 H - i e_0) = OH \operatorname{tg}(\varnothing_1 - \delta)$$

$$I_0 H - (OH \cdot \operatorname{tg}(\varnothing_1 - \delta)) = i e_0 \quad (1)$$

or :

$$i e_0 = I_0 H (1 - \cos \lambda)$$

en remplaçant dans (1) :

$$I_0 H \cdot \cos \lambda = OH \cdot \operatorname{tg}(\varnothing_1 - \delta)$$

ce qui nous donne :

$$\operatorname{tg}(\varnothing_1 - \delta) = \frac{I_0 H}{OH} \cdot \cos \lambda$$

et :

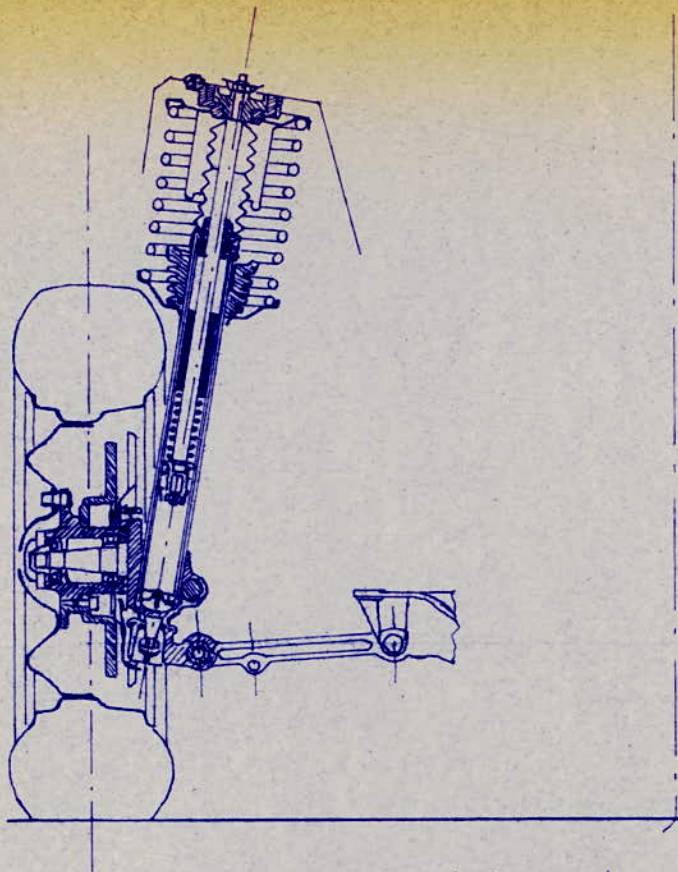
$$\delta = \varnothing_1 - \arctg \left(\frac{I_0 H}{OH} \cdot \cos \lambda \right)$$

3.2.2 - Application numerique :

Comme application nous prendrons le cas de l'essieu arriere de la Peugeot 504, dont les caracteristiques cinematiques sont les suivantes : (figure 3.2.2).

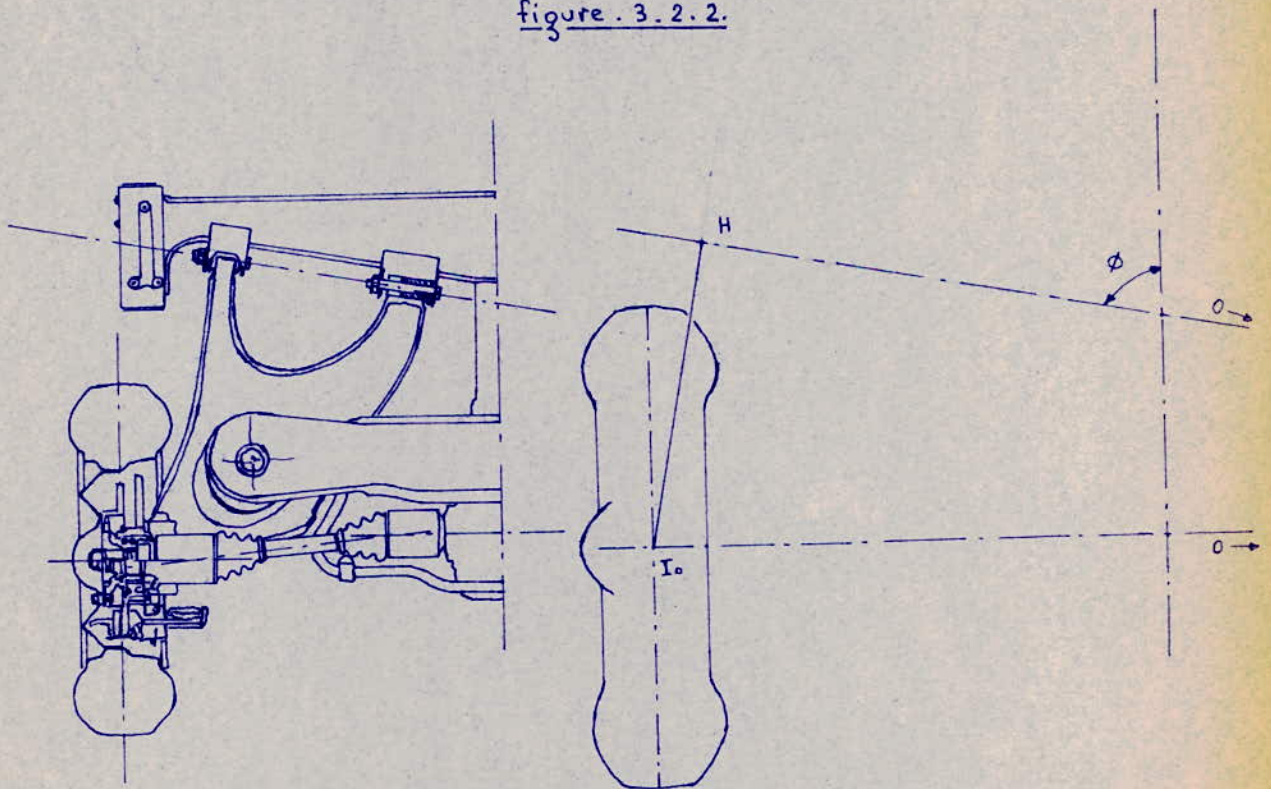
$$R = 235, HE = 643, I_0 H = 557,6, \varnothing = 80^\circ$$

Les resultats obtenus sont presenté sous forme de tableaux et des graphes correspondants suivent les tableaux.



demi-essieu avant (Peugeot 504).

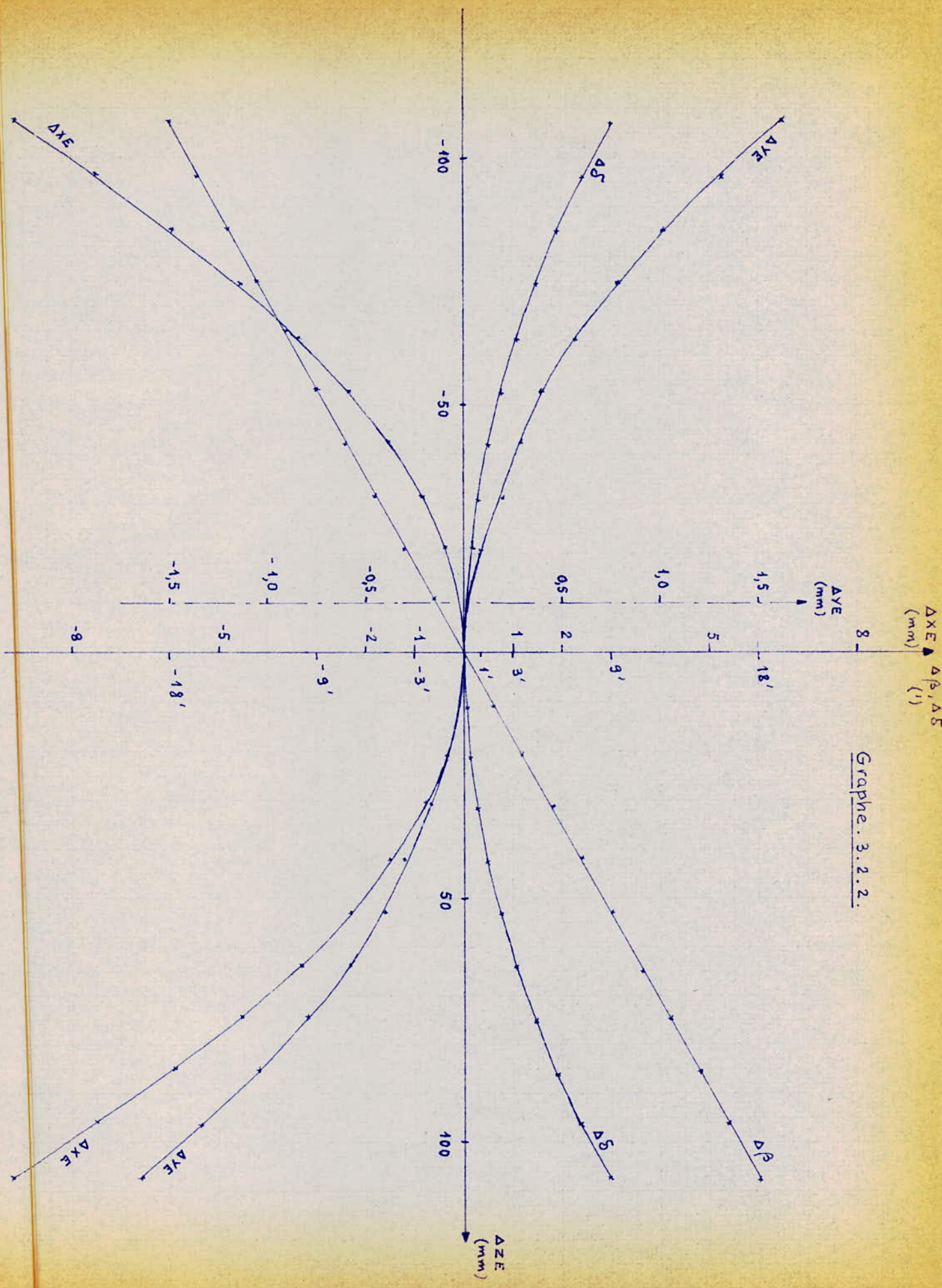
figure . 3 . 2 . 2.



demi essieu arriere (Peugeot 504)

Tableau 3.2.2.1.

ΔZE	ΔXE	ΔYE	$\Delta \beta$	$\Delta \delta$
-107,501	- 9,262	1,633	-0,29991	0,14892
- 96,522	- 7,481	1,319	-0,27020	0,12067
- 85,584	- 5,893	1,039	-0,24040	0,09538
- 74,692	- 4,498	0,793	-0,21052	0,07305
- 63,849	- 3,295	0,581	-0,18057	0,05368
- 53,058	- 2,281	0,402	-0,15056	0,03729
- 42,322	- 1,455	0,256	-0,12051	0,02387
- 31,646	- 0,816	0,143	-0,09041	0,01343
- 21,031	- 0,361	0,063	-0,06029	0,00597
- 10,481	- 0,090	0,015	-0,03015	0,00149
0,000	0,000	0,000	0,00000	0,00000
10,409	- 0,089	-0,015	0,03015	0,00149
20,744	- 0,356	-0,062	0,06029	0,00597
31,001	- 0,799	-0,140	0,09041	0,01343
41,177	- 1,416	-0,249	0,12051	0,02387
51,269	- 2,204	-0,388	0,15056	0,03729
61,274	- 3,162	-0,557	0,18057	0,05368
71,189	- 4,287	-0,756	0,21052	0,07305
81,010	- 5,578	-0,983	0,24040	0,09538
90,735	- 7,032	-1,240	0,27020	0,12067
100,361	- 8,647	-1,524	0,29991	0,14892
109,884	-10,419	-1,837	0,32953	0,18012



Graphie. 3.2.2.2.

3.2.2.1 - Interprétation des résultats :

Le graphe 3.2.2 représente les variations de voie, d'empattement, de carrossage et de pincement en fonction du débattement. Les chiffres montrent que les variations de carrossage et de pincement sont très faibles. Par contre les variations d'empattement sont notables pour les grands débattements. Les variations de voie ne sont pas très importantes vis-à-vis des suspensions à bras double.

Ainsi la suspension arrière de la Peugeot 504 se rapproche beaucoup de la suspension à "roue tirée".

Pour vérifier les formules théoriques obtenues nous avons étudié l'incidence de la variation de l'angle \emptyset pour un débattement donné de $Z_E = -85,584$; sur l'empattement, la voie, le carrossage et le pincement. Les résultats sont représentés sur le tableau 3.2.2.2 et par le graphe 3.2.3.

Ces résultats nous indiquent bien les deux cas particuliers de la suspension par triangles tirés à savoir : la suspension à roue poussée ou tirée et le demi-essieu oscillant.

- demi-essieu oscillant ($\emptyset = 0^\circ$) :

Dans ce cas il n'y'a pratiquement pas de variation d'empattement et de pincement, alors que les variations de voie et de carrossage sont très importantes pour des grands débattements. Il n'y'a qu'à voir les roues arrière d'une R8 ou R10 lorsqu'elle est bien chargée à l'arrière.

- roue tirée ou poussée ($\emptyset = 90^\circ$) :

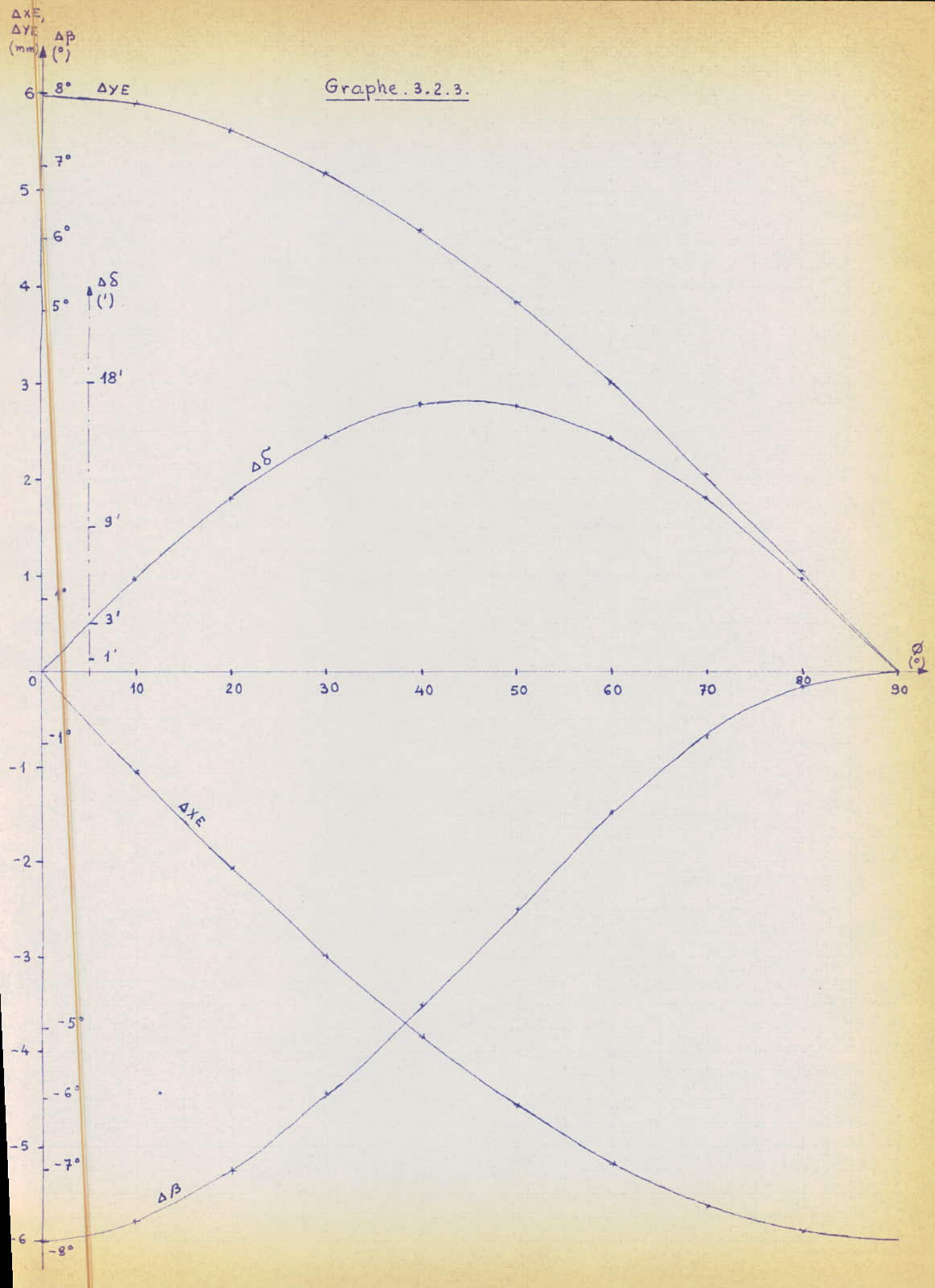
Dans ce cas nous assistons à une variation notable de l'empattement, par contre les variations de voie, de carrossage et de pincement sont pratiquement nuls. Notons que dans les deux cas les valeurs des variations de pincement sont très faibles.

Entre ces deux valeurs extrêmes nous avons des variations diverses. Et chaque cas de véhicule doit être étudié séparément.

Tableau 3.2.2.2.

$\theta(^{\circ})$	ΔXE	ΔYE	$\Delta \beta$	ΔS
0	-0,000	5,984	-7,923	0,000
10	-1,039	5,893	-7,685	0,096
20	-2,046	5,623	-7,001	0,190
30	-2,992	5,182	-5,951	0,243
40	-3,846	4,584	-4,661	0,276
50	-4,584	3,846	-3,285	0,275
60	-5,182	2,992	-1,990	0,242
70	-5,623	2,046	-0,932	0,179
80	-5,893	1,039	-0,240	0,095
90	-5,984	0,000	0,000	0,000

Graphe. 3.2.3.



3.3 - Essieu rigide :

L'essieu rigide est encore très utilisé à l'arrière des voitures au U.S.A, mais ne l'est que partiellement en Europe. Nous le retrouvons surtout sur les "Break" (Peugeot 504, R12...). Il est d'une utilisation générale sur les "poids lourds" comme nous l'avons déjà fait remarquer. Les constructeurs de véhicules automobiles sont obligés de l'adopter encore, à chaque fois que le facteur "solidité" s'impose.

Nous ne pouvons d'ailleurs ignorer la vogue de l'essieu De Dion (figure 3.4 du chapitre II) qui, se limitant à un tube reliant les deux porte-moyeux, dissocie suspension et transmission. Son emploi permet en particulier que le pont soit suspendu.

Ce système présente une bonne résistance au roulis et l'essieu est maintenu par de larges ressorts à lames s'opposent à ses déplacements latéraux. Ces ressorts sont en effet élastiques dans le plan vertical, mais présentent une grande rigidité dans le plan horizontal. La vieille réputation de dureté des ressorts multi-lames aux faibles allures ne se justifie plus depuis que l'on a inséré des garnitures anti-friction entre les lames du ressort.

Beaucoup de voitures utilisent le système de suspension arrière à ressorts hélicoïdaux et jambes de force (figure 3.3), pour bénéficier de la plus grande souplesse des ressorts hélicoïdaux aux allures moyennes. Il est possible de déterminer le comportement d'un tel train arrière suivant la disposition des jambes de forces. Nous obtenons également une meilleure isolation des chocs et vibrations transmis par les roues en intégrant des "silentblocs" aux points d'attache des jambes de forces.

4 - Centre de roulis en virage :

Pour cette étude, nous considérons le cas de l'essieu avant d'une monoplace sans tenir compte de l'action longitudinal que lui transmet l'essieu arrière.

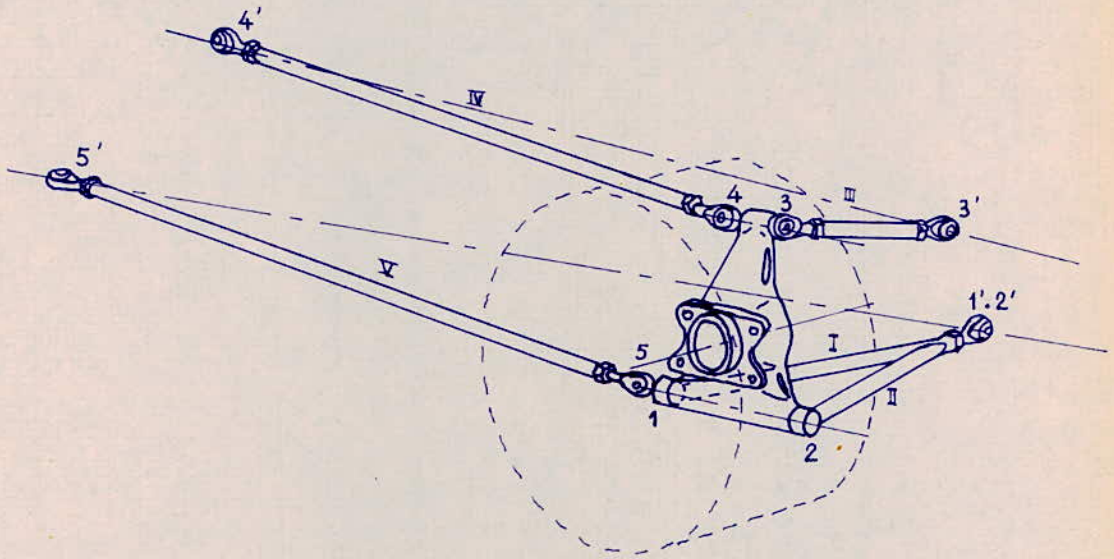


figure . 3.1.

Suspension arrière
à ressorts hélicoïdaux
et jambes de force.

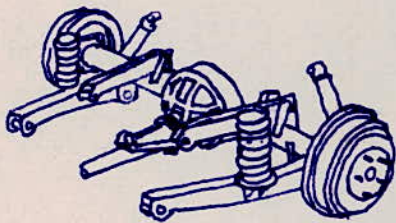


figure . 3.3.

Le phénomène que nous allons décomposer en plusieurs étapes n'est en réalité qu'instantané.

Dans une première étape nous supposons que la suspension est indéformable (figure 4.1), de ce fait nous pouvons déterminer les réactions transversales F_{10} et F_{20} qui s'opposent à la force centrifuge R . Nous étudierons plus en détails les variations de F_{10} et F_{20} dans le chapitre VI. Nous pouvons seulement affirmer que :

$$F_{10} + F_{20} = R$$

Nous avons aussi :

$$P_{10} + P_{20} = P$$

Ayant les valeurs de P_{10} , P_{20} , F_{10} , F_{20} nous supposons dans une seconde étape que la structure a subi une rotation de θ_1 autour de CS_0 (centre de roulis initial). Nous obtenons la position indiquée sur la figure 4.2).

Dans cette dernière position nous devons calculer les nouvelles valeurs de P_{10} , P_{20} , F_{10} , F_{20} compte tenu du déplacement de la structure. Les nouvelles valeurs sont P_{11} , P_{21} , F_{11} , F_{21} .

Nous devons vérifier si la différence $(F_{11} - F_{21})$ a le même signe que $(F_{10} - F_{20})$.

Dans le cas où ces deux différences ont le même signe, cela explique que l'angle de devers (ou roulis) doit être supérieur à θ_1 . Dans le cas contraire, l'angle de roulis doit être inférieur à θ_1 .

Dans le premier cas (représenté par la figure 4.1), nous sommes obligés d'augmenter θ_1 de θ_2 . Avec cela, déterminer de nouveau les nouvelles valeurs de P_{11} , P_{21} , F_{11} , F_{21} et nous aurons : P_{12} , P_{22} , F_{12} , F_{22} , CS_2 .

Nous vérifions de nouveau si la valeur de $(F_{12} - F_{22})$ a le même signe que $(F_{10} - F_{20})$. Et ainsi de suite nous procédons par approximation successive jusqu'à ce que nous obtenons les valeurs suivantes :

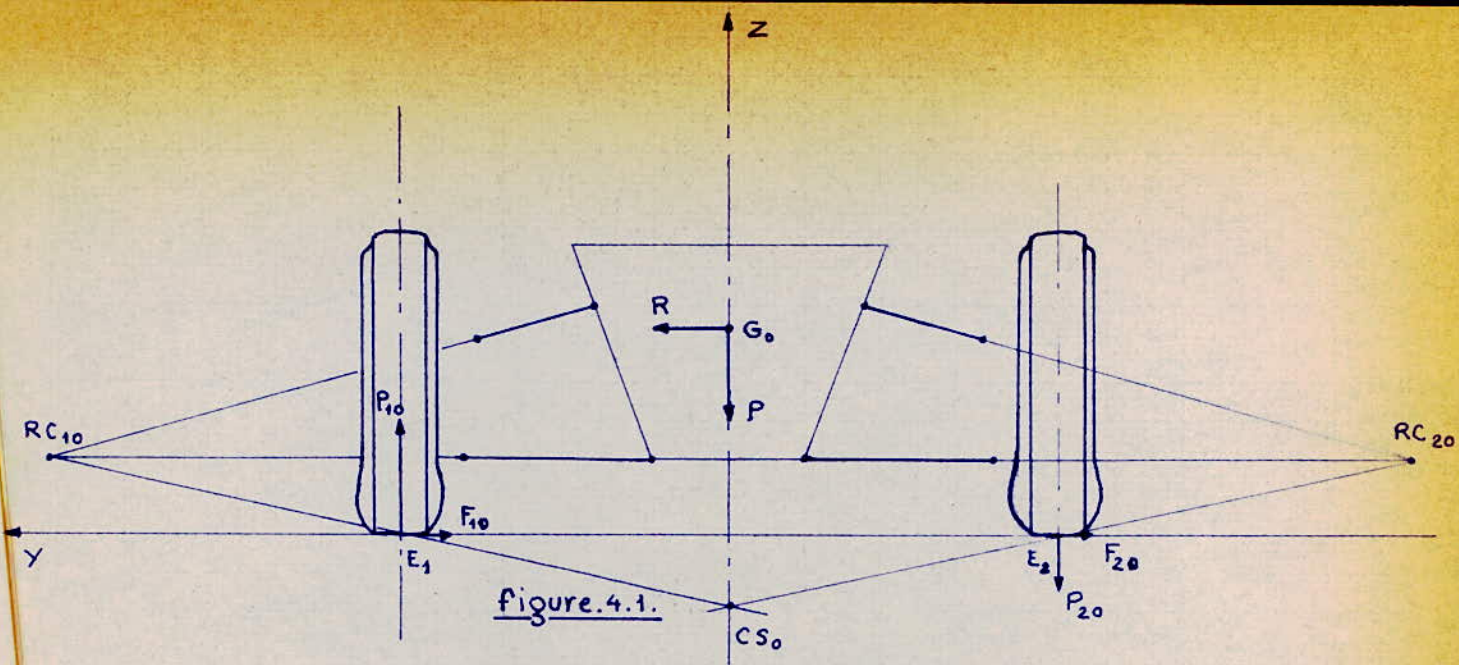


figure.4.1.

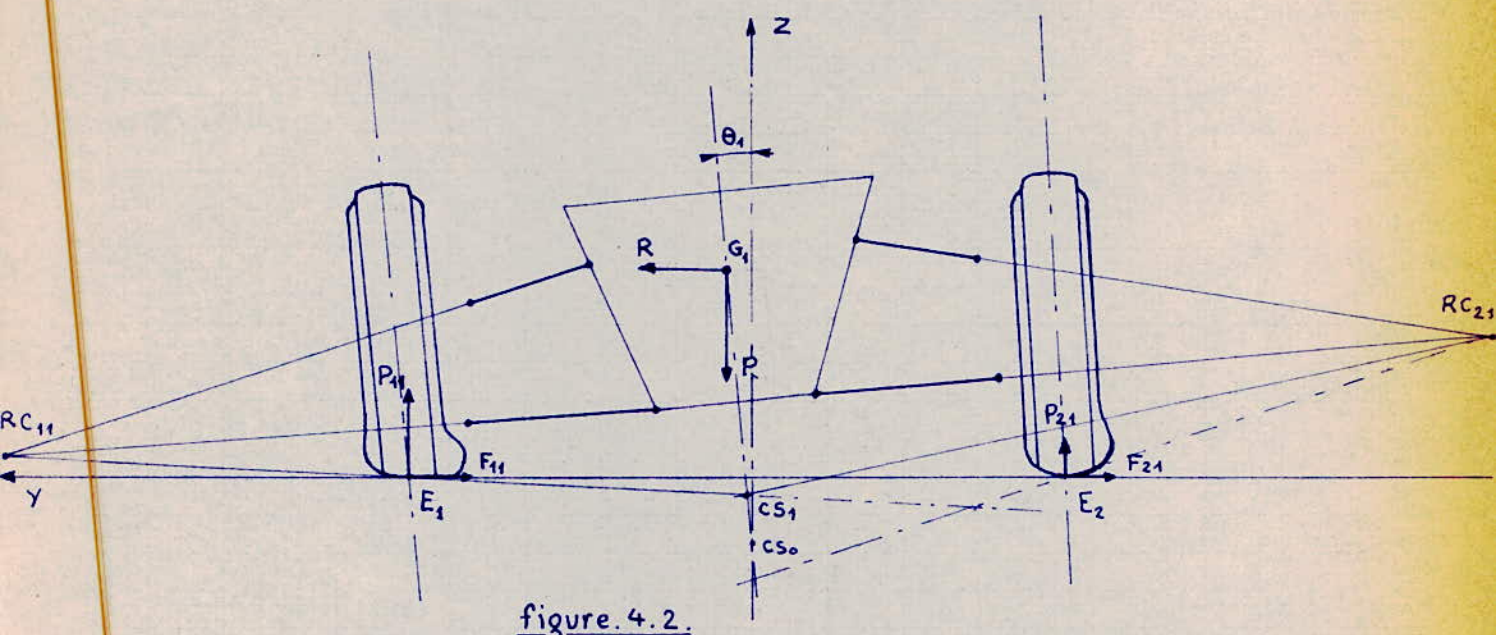


figure.4.2.

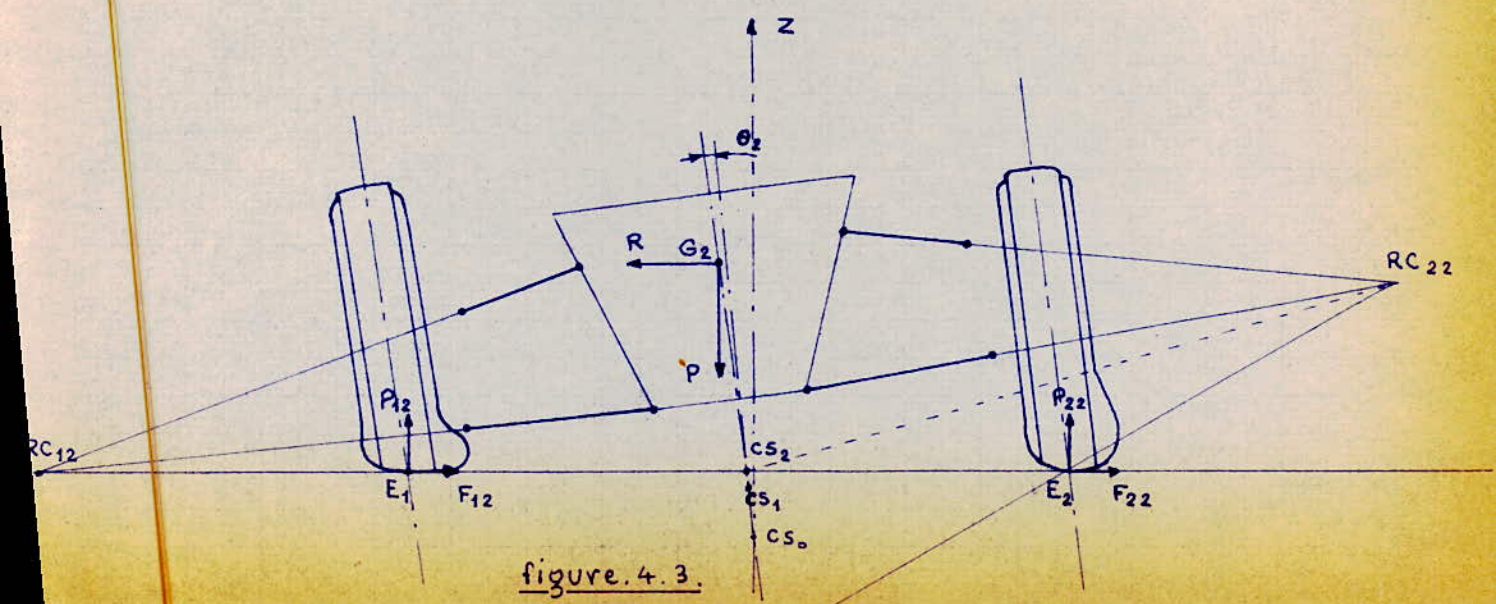


figure.4.3.

$$F_{1i} = F_{2i} \quad \text{et} \quad F_{1i} + F_{2i} = R \quad \text{ainsi que :}$$

$$P_{1i} = P_{2i} \quad \text{et} \quad P_{1i} + P_{2i} = P$$

Dans ces conditions le système est en équilibre et nous avons la position "instantané" exacte du centre de roulis qui sera CS_i (figure 4.3 ; $i = 2$).

5 - Rigidité :

Nous ne pouvons parler de rigidité ou de flexibilité sans parler d'organes élastiques (ressorts à lames, barre de torsion, ressorts hélicoïdaux, caoutchouc, fluides...). Ces organes élastiques doivent non seulement fixer la position relative des roues par rapport à la masse suspendue mais aussi rétablir l'assiette de la voiture par rappel élastique (au cours des petits mouvements nés des inégalités du sol, des sollicitations accidentelles...) : en préservant le confort du passager. Ceci est généralement assuré par un ressort et un amortisseur. Ce dernier à frottement visqueux corrige les défauts du premier (pas de frottement internes).

Nous commencerons quand à nous, par préciser la notion de rigidité ramenée à la roue.

5.1 - Rigidité ramenée à la roue :

Si nous désignons par k_z la rigidité moyenne du ressort, la rigidité ramenée à la roue sera donnée par :

$$k_r = \frac{a_2^2}{a_1^2} \cdot k_z = \sigma^2 \cdot k_z$$

Et la flexibilité ramenée à la roue est donnée par :

$$F_r = \frac{1}{k^2} = \frac{a_1^2}{a_2^2 \cdot k_z} = \frac{1}{\sigma^2 \cdot k_z}$$

5.2 - Rigidité variable :

L'ampleur des variations d'assiette et l'excès des libertés dynamiques plus ou moins contrôlables des parties suspendues, limitent les déflexions statiques et les fréquences propres des suspensions linéaires aux valeurs pratiques (en charge) :

90 à 160mm, (100 à 75 cycles/mn) pour les petites voitures, et

160 à 250mm, (75 à 60 cycles/mn) pour les plus grosses. De plus, la variation des fréquences propres de suspension rend difficile et souvent impossible l'obtention simultanée de la stabilité et du confort à tous les états de charge.

La suspension à rigidité variable avec la compensation de l'assiette sont les dispositifs évolués qui tendent à remédier à ces inconvénients.

Nous allons étudier la variation d'altitude de F_0 sous une charge donnée P représentée sur la figure 5.2 par une rotation du bras inférieur $B_0'B_0$ autour de B_0' (supposé fixe avec le châssis).

D'après les notations indiquées sur cette figure nous avons :

$$\Delta z_1 = \Delta l \cdot \sin \bar{\epsilon} \quad \bar{\epsilon} = \epsilon_0 + a$$

et

$$\Delta l = 2(Q_3 \cdot Q_7 \cdot \sin \frac{b}{2} \cdot \sin(b_0 + \frac{b}{2}))^{\frac{1}{2}}$$

où :

$$Q_3 = A_0'B_0' \quad \text{et} \quad Q_7 = B_0'F_0$$

Pour un angle b donné (ou un P donné) il nous est possible de calculer :

$$a = \arccos \frac{l_0^2 + l^2 - F_0 F^2}{2 \cdot l_0 \cdot l}$$

avec :

$$l_0 = A_0'F_0$$

$$l = A_0'F$$

$$l = l_0 + \Delta l$$

or :

$$F_0 F = 2 \cdot Q_7 \cdot \sin \frac{b}{2}$$

nous pouvons définir une fonction $b = f(\Delta z_1)$, ou

$$\Delta z_1 = f(P) \quad P = f(\Delta z_1)$$

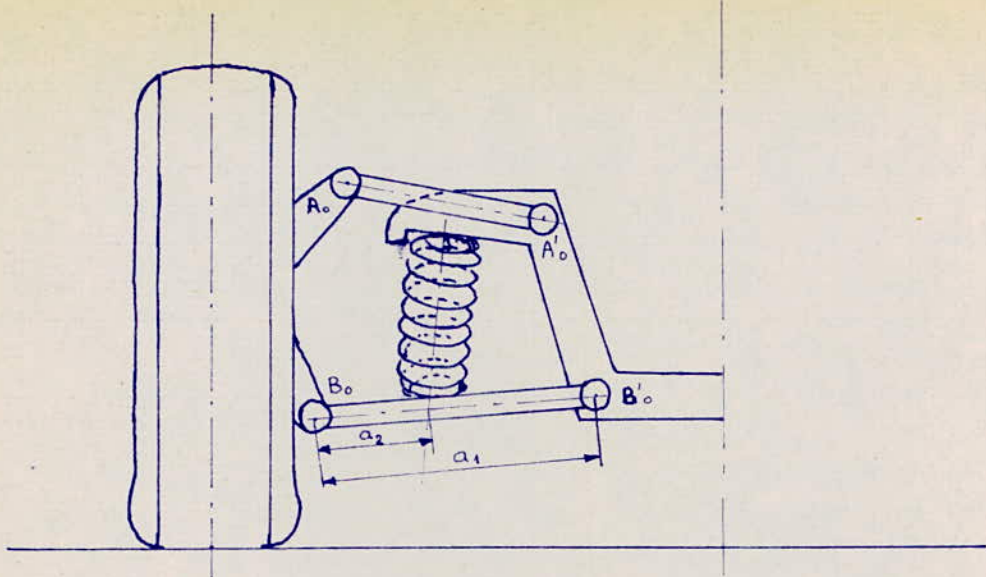


figure . 5.1.

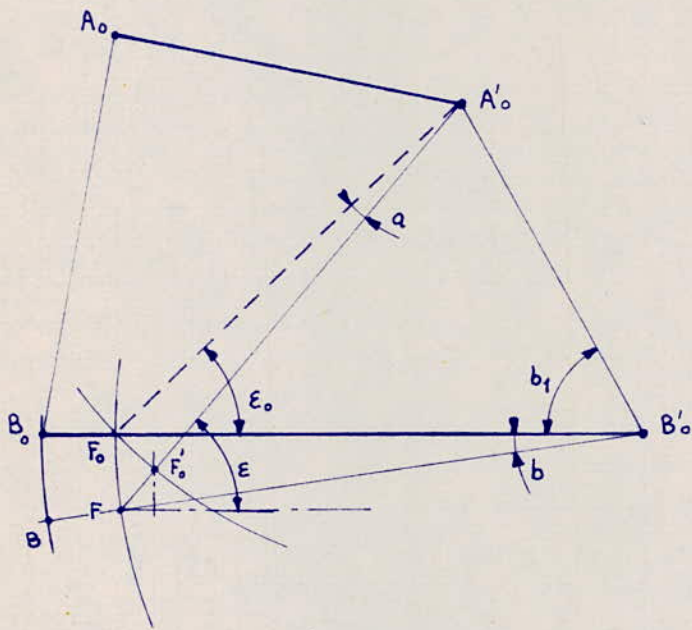


figure . 5.2.

Pour avoir une meilleure idée de la question faisons une application numérique :

$$Q_3 = 250$$

$$Q_7 = 350$$

$$b_0 = 61^\circ$$

Nous obtenons les valeurs de Δz_1 pour les différentes valeurs de b .

La courbe $b = f(\Delta z_1)$ est représentée sur le graphe 5.2. Nous sommes dans le cas d'une rigidité croissante (2).

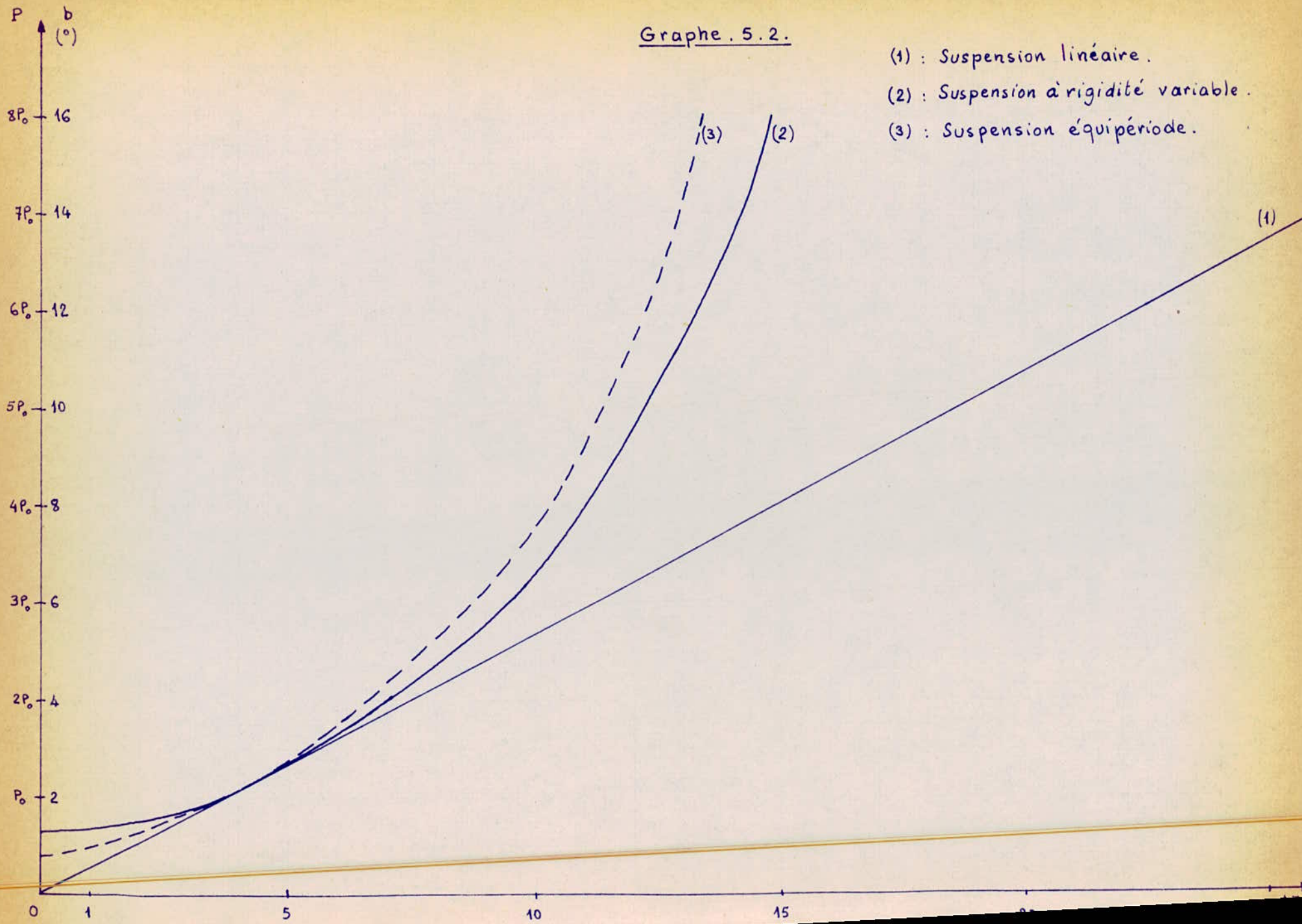
Nous avons indiqué la courbe linéaire (1) et la courbe de suspension équipériode (3).

Les constructeurs de véhicules automobiles cherchent à se rapprocher de la suspension équipériode qui est en fait un modèle théorique.

Tableau permettant de tracer les courbes (1), (2) et (3) :

b	Δz_1	Δz_v	Δz_e
0°	0	-	-
1°	1,75	-	1,05
2°	3,72	3,72	3,72
4°	7,50	6,94	6,53
6°	11,24	9,38	8,67
8°	15,0	11,12	10,32
10°	18,75	12,34	11,38
12°	22,5	13,41	12,28
14°	26,25	14,20	13,02

Graphe . 5.2.



- (1) : Suspension linéaire .
- (2) : Suspension à rigidité variable .
- (3) : Suspension équipériode .

V - DIRECTION.

Tout conducteur de voiture devrait savoir qu'en virage la roue extérieure de son véhicule ne suivra pas la même trajectoire que la roue intérieure, comme c'est indiqué sur la figure V.1. Il est donc indispensable que celle-ci prenne des angles différents par rapport au rectangle qui représente la voiture. En d'autres termes les roues directrices, rigoureusement parallèles en ligne droite, sont divergentés en virage. La trajectoire que prendront les roues arrière sera une sorte de raccourci. Plus l'empattement sera grand, plus ce raccourci sera court.

C'est pour cette raison que les gros camions sont obligés d'aller d'abord vers la gauche afin de prendre un virage à droite.

Nous allons étudier deux phénomènes importants pour leurs interférences avec la suspension : la variation du rapport de démultiplication en fonction du braquage de la roue, et le braquage induit.

Pour cette étude nous considérons le cas de la direction à crémaillère quoiqu'elle ne soit pas la seule utilisée dans l'industrie.

1 - Variation du rapport de démultiplication en fonction du braquage :

Pour simplifier les calculs nous considérons le problème plan, tel qu'il est représenté sur la figure 1.1, quoique la position de la crémaillère dans l'espace est très importante.

1.1 - Rapport de démultiplication : ξ

Le braquage b_r d'une roue est défini par l'angle de rotation de cette roue par rapport à sa position initiale (en ligne droite). Ce braquage est une conséquence d'une certaine rotation du volant de direction ξ_v . Et à cette rotation correspond un déplacement ΔY de la crémaillère.

Si R_p est le rayon du pignon fixé à la colonne de direction, nous pouvons déterminer une relation entre ϵ_v et ΔY :

$$\Delta Y = \frac{\pi \cdot R_p \cdot \epsilon_v}{180} \quad (1); \text{ si } \epsilon_v \text{ est exprimé en degrés.}$$

Après un braquage de la roue b_r le point A_0 vient en A et le point B_0 vient en B, et B_0E représente ΔY .

Les coordonnées de A et de B sont :

$$XA = l_2 \cos(b_r)$$

$$YA = l_2 \cdot \sin(b_r)$$

$$XB = d$$

YB est tel que :

$$(YE - YA)^2 + (d - XA)^2 = l_1^2$$

donc

$$YE = YA + (l_1^2 - (d - XA)^2)^{\frac{1}{2}}$$

et

$$\Delta Y = YE - YB_0 \quad YB_0 = l_1 \cdot \cos(\beta_0)$$

donc

$$\Delta Y = l_2 \cdot \sin(b_r) + (l_1^2 - (d - l_2 \cdot \cos(b_r))^2)^{\frac{1}{2}} - l_1 \cdot \cos(\beta_0)$$

l_1 , l_2 , d et β_0 étant des constantes.

La relation (1) nous permet de déduire $\epsilon_v = \frac{180 \cdot \Delta Y}{\pi \cdot R_p}$

Le rapport de démultiplication sera donné par :

$$\mathfrak{S} = \frac{v}{b_r}$$

$$\mathfrak{S} = \frac{180(l_2 \cdot \sin(b_r) + (l_1^2 - (d - l_2 \cdot \cos(b_r))^2)^{\frac{1}{2}} - l_1 \cdot \cos(\beta_0))}{b_r}$$

Nous ferons trois calculs pour différent genre de voitures ou sera exprimé en fonction de b_r (tableau suivant et graphe 1.1). Les courbes (1), (2), (3) représentent respectivement les cas de la voiture de compétition, deux directions de voiture de série.

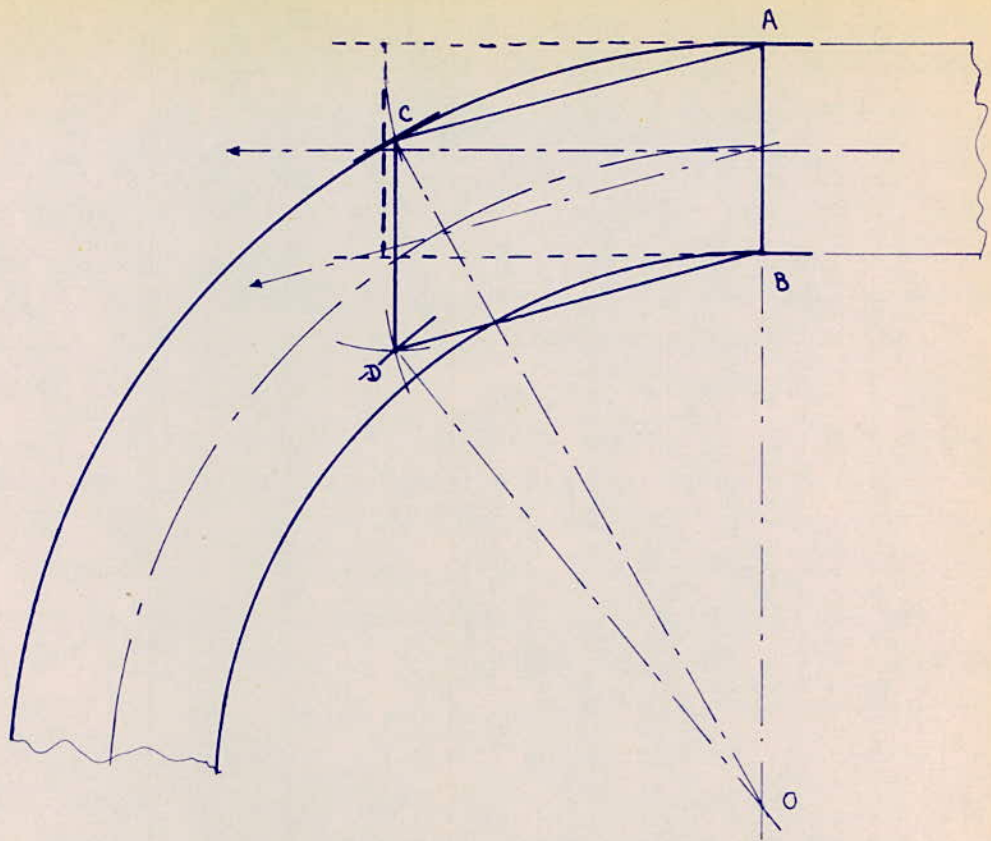


figure.v.1.

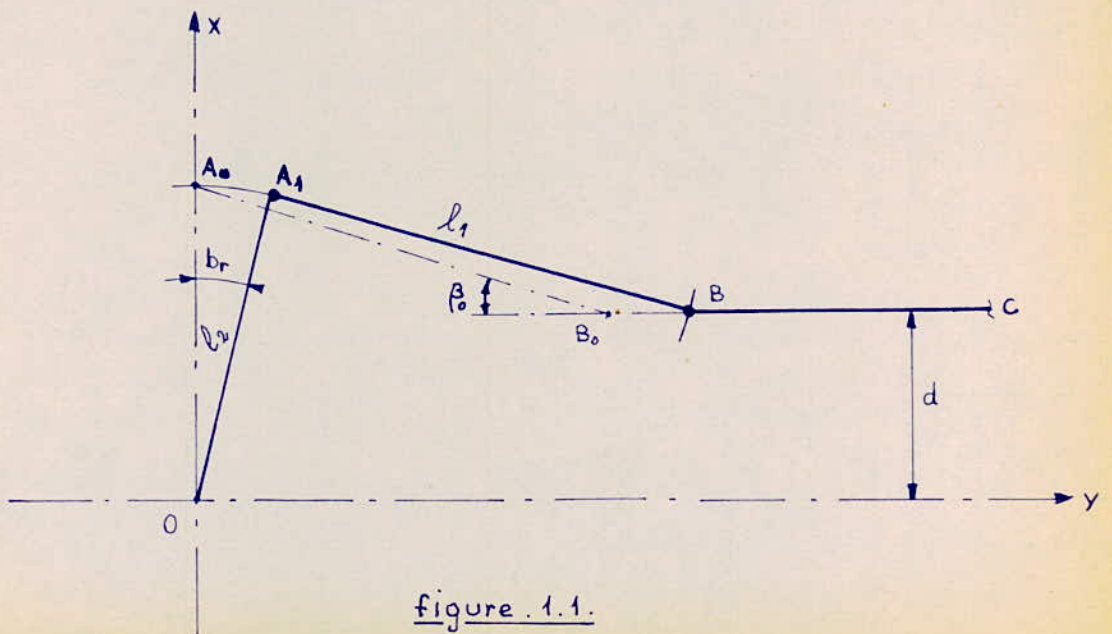
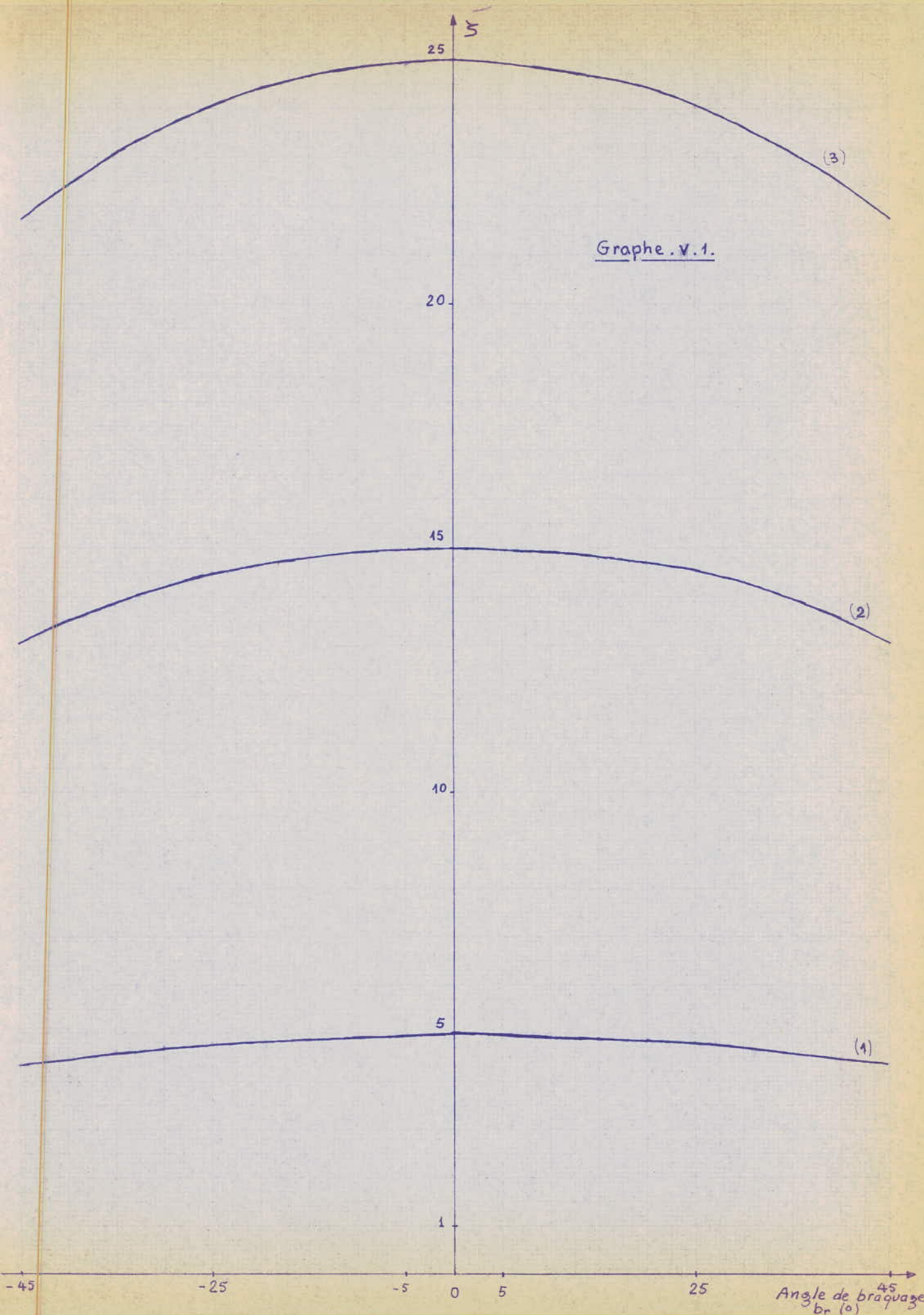


figure.1.1.

Tableau 1.

Variation du rapport de démultiplication en
fonction du braquage.

b_r	ξ_1	ξ_2	ξ_3
0°	5,000	15,000	25,000
5°	4,990	14,970	24,888
10°	4,951	14,902	24,802
15°	4,922	14,761	24,611
20°	4,883	14,652	24,415
25°	4,804	14,513	24,028
30°	4,721	14,172	23,623
35°	4,612	13,812	23,031
40°	4,491	13,503	22,443
45°	4,353	13,052	21,764



Il est donc nécessaire de tenir compte de ce phénomène lors d'une étude plus poussée de la direction.

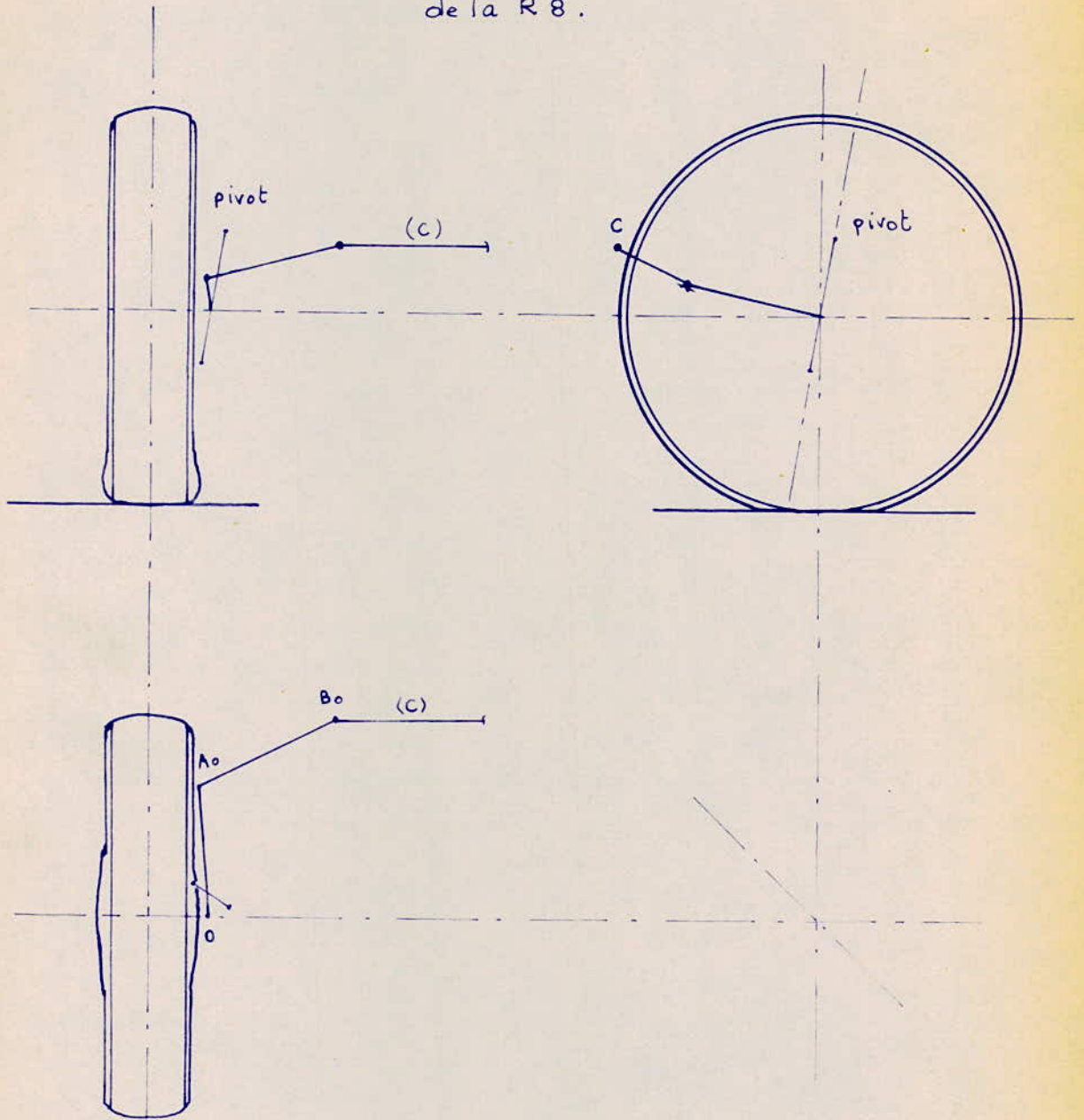
2 - Braquage induit :

Une voiture qui est sollicitée différemment sur les deux roues directrices aura un comportement qui n'est pas bien défini.

En effet si une des roues passe sur une bosse, les réactions ne sont plus les mêmes. Et, du fait que le levier de direction est directement relié au porte-roue. Il y'a ce qu'on appelle un microbraquage, et la timonerie "avertit" le conducteur. Nous verrons dans le chapitre suivant l'étude de ces réactions.

Il serait intéressant de déterminer la trajectoire que suit l'articulation du levier A_0E_0 (figure 2.1) avec la crémaillère en fonction des débattements, en direction libre. Ou bien définir les variations de braquage (microbraquage) dans les mêmes conditions mais avec direction bloquée.

Système de direction schématisé
de la R 8.



vue de dessus

figure. 2.1.

VI - ETUDE DES REACTIONS.

1 - Réactions "pneumatique-sol".

Dans le chapitre III nous avons vu l'importance qu'il faut accorder à la liaison "pneumatique-sol" et en particulier aux réactions qui en dérivent.

A partir du moment où les sollicitations du véhicule ne s'équilibrent pas, la symétrie entre les roues droite et gauche d'un même essieu est brisée. Les pneumatiques ont des réactions de valeurs différentes, ce qui définit la position du véhicule.

Supposons que le véhicule est soumis à une force transversale R appliquée au centre de gravité de la masse suspendue de poids P . Voyons comment pourrions-nous déterminer les réactions axiales et transversales de chaque pneu pour une même dérive.

Soient :

- G_1 et F_1 les réactions axiales et transversales du pneu intérieur (au virage : dans le cas où R est une force centrifuge), appliquées en E_{11} .

- G_2 et F_2 les réactions axiales et transversales du pneu extérieur "au virage", appliquées en E_{12} .

Dans les calculs qui suivent nous négligeons les variations de voie ainsi que les écrasements du pneumatique.

Dans ces conditions le système est en équilibre s'il satisfait aux équations suivantes :

$$F_1 + F_2 + R = 0 \quad (1) ; \quad G_1 + G_2 + P = 0 \quad (2)$$

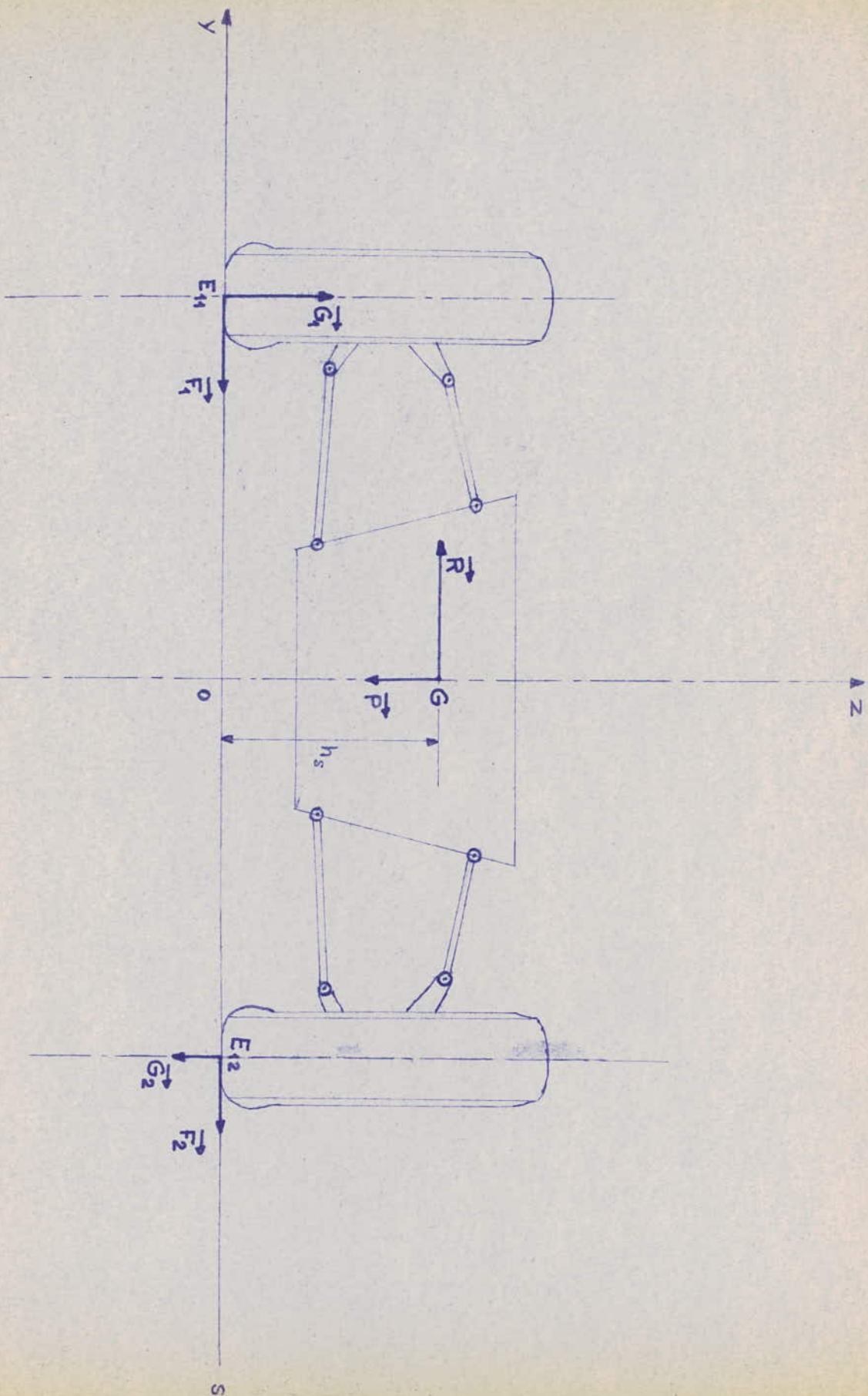
$$h.R - E.G_2 - P.\frac{E}{2} = 0 \quad (3)$$

Les équations (2) et (3) nous permettent de déterminer G_1 et G_2 ; l'équation (1) et les courbes d'équi-dérive définissent F_1 et F_2 en fonction soit de R , soit de h_g .

- Dans un premier temps nous fixerons h_g et ferons varier R .

- Dans un second temps nous fixerons R et ferons varier h_g .

figure . 1.1.



Nous prendrons comme application numérique le cas d'une monoplace dont les caractéristiques géométriques et technologiques sont les suivantes :

Essieu avant :

Pneu : 135x330
 pression : 1,7 bar
 Poids: P = 200 daN
 Voie : E = 1400 mm

Essieu arrière :

Pneu : 135x330
 pression : 1,7 bar
 Poids: P = 300 daN
 Voie : E = 1400 mm

- Dans le premier calcul pour les deux essieux nous prendrons $h_g = 350$ mm et ferons varier R de 0 à 240 daN (pour l'essieu avant) et de 0 à 360 daN (pour l'essieu arrière) par pas de 40 daN.

- Dans le second calcul pour l'essieu avant nous prendrons R = 140 daN et ferons varier h_g de 0 à 600 mm par pas de 50 mm.

Nous avons disposé les résultats sous forme de tableaux et nous avons indiqué les angles de dérives ainsi que les écrasements sous charges verticales e_1 et e_2 .

Les résultats nous permettront de tracer des courbes :

$$F_1, F_2, d = f(R)$$

et

$$F_1, F_2, d = f(h_g).$$

Le graphe 1.1 représente les courbes d'équi-dérive. Le graphe 1.2 représente la variation de l'écrasement d'un pneu "compétition" et d'un pneu radial en fonction de la charge.

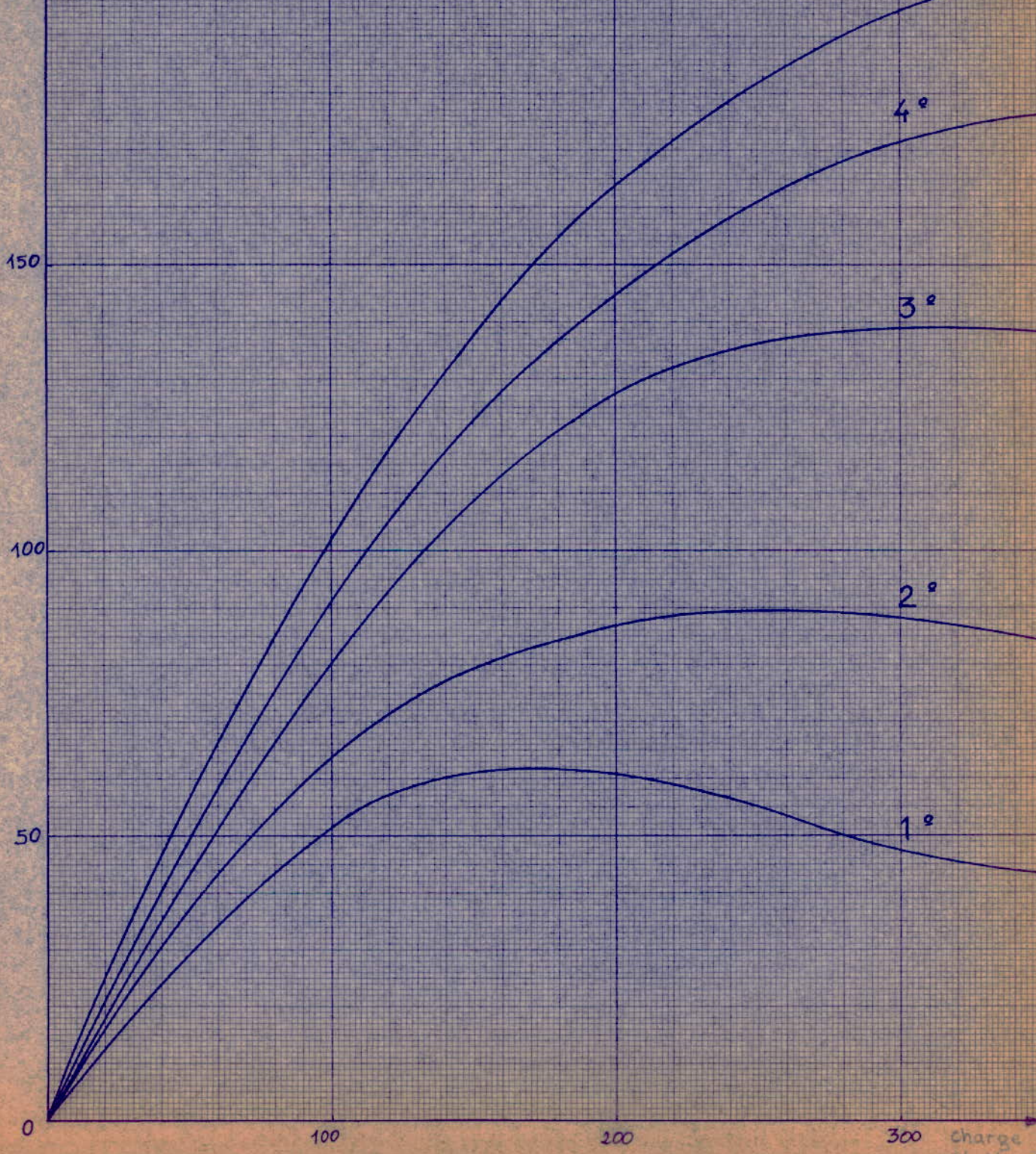
Ces deux graphes sont des agrandissements de figures reproduites.

Poussée de dérive (Da N)

Graphe .1.1.

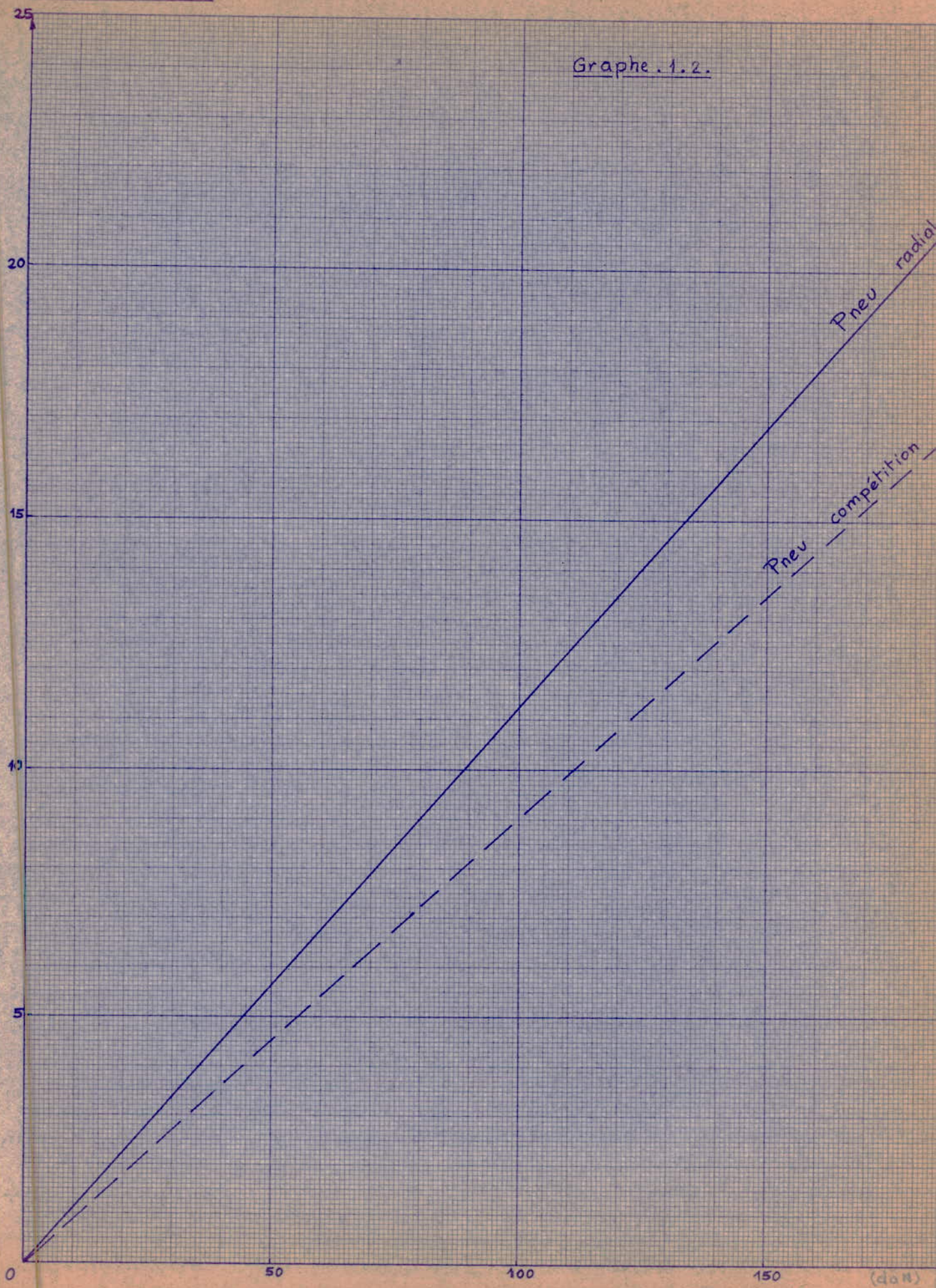
Pneu 135 x 330
Pression 1,7 bar

Angle de dérive: 5°



Ecrasement (mm)

Graphe. 1.2.



(daN)
Charge

Réactions "pneumatique-sol".

Essieu avant monoplace ($E = 1400$; $h_s = 350$; $P = 200$).

R (daN)	G_2 (daN)	G_1 (daN)	d (°)	F_1 (daN)	F_2 (daN)	e_2 (mm)	e_1 (mm)
0	100	100	0°00'	0	0	11,25	11,25
40	90	110	0°23'	21	19	10,1	12,4
80	80	120	0°48'	45	35	9,0	13,5
120	70	130	1°52'	72	48	7,9	14,7
160	60	140	3°14'	107,5	52,5	6,75	15,7
200	50	150	5°15'	142	58	5,6	16,85
240	40	160	7°07'	178	62	4,5	18,00

Essieu arrière ($E = 1400$; $h_s = 350$; $P = 300$).

0	150	150	0°00'	0	0	16,85	16,85
40	140	160	0°19'	21	19	15,7	18,00
80	130	170	0°40'	41	39	14,6	19,1
120	120	180	1°12'	62,5	57,5	13,5	20,25
160	110	190	1°54'	90	70	12,4	21,30
200	100	200	2°52'	122	78	11,25	22,30
240	90	210	4°16'	154	86	10,1	23,45
280	80	220	5°48'	187,5	92,5	9,0	24,45
320	70	230	7°17'	224	96	7,9	25,50
360	60	240	9°00'	260	98,5	6,75	26,60

Réactions "pneumatique-sol".

Essieu avant monoplace ($E = 1400$; $F = 200$; $R = 140$).

h_s	r_2	r_1	δ°	F_1	F_2	e_1	e_2
0	100	100	2°22'	70	70	11,25	11,25
50	95	105	2°24'	72,5	67,5	11,82	10,7
100	90	110	2°26'	75	65	12,4	10,1
150	85	115	2°28'	77,5	62,5	12,95	9,55
200	80	120	2°30'	80	60	13,5	9,0
250	75	125	2°31'	82,5	58,5	14,05	8,45
300	70	130	2°34'	85,5	54,5	14,7	7,9
350	65	135	2°36'	88	52	15,25	7,35
400	60	140	2°39'	91,5	48,5	15,7	6,75
450	55	145	2°41'	95	45	16,25	6,2
500	50	150	2°43'	96	41	16,85	5,6
550	45	155	2°46'	102	38	17,40	5,05
600	40	160	2°48'	106	34	18,0	4,5

 d_1 : dérive sans transfert de charge ($h_s = 0$)

- essieu avant :

R(daM) 0 40 80 120 160 200 240

 $d_1(^\circ)$ 0° 0°18' 0°40' 1°37' 3° 4°44' 6°38'

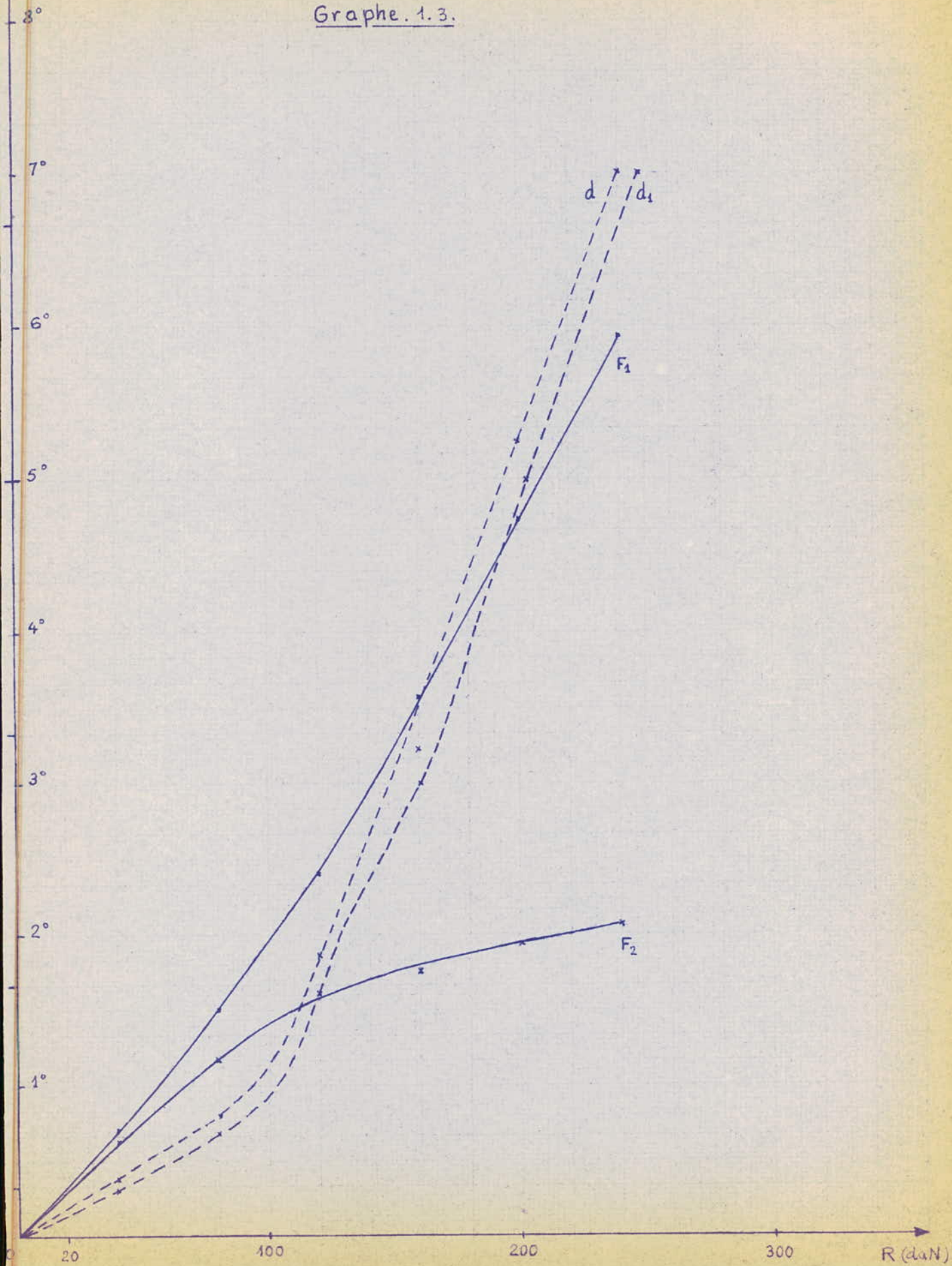
- essieu arrière :

R(daM) 0 40 80 120 160 200 240 280 320 360

 $d_1(^\circ)$ 0° 0°15' 0°32' 0°58' 2°04' 2°36' 3°50' 5°12' 6°39' 8°

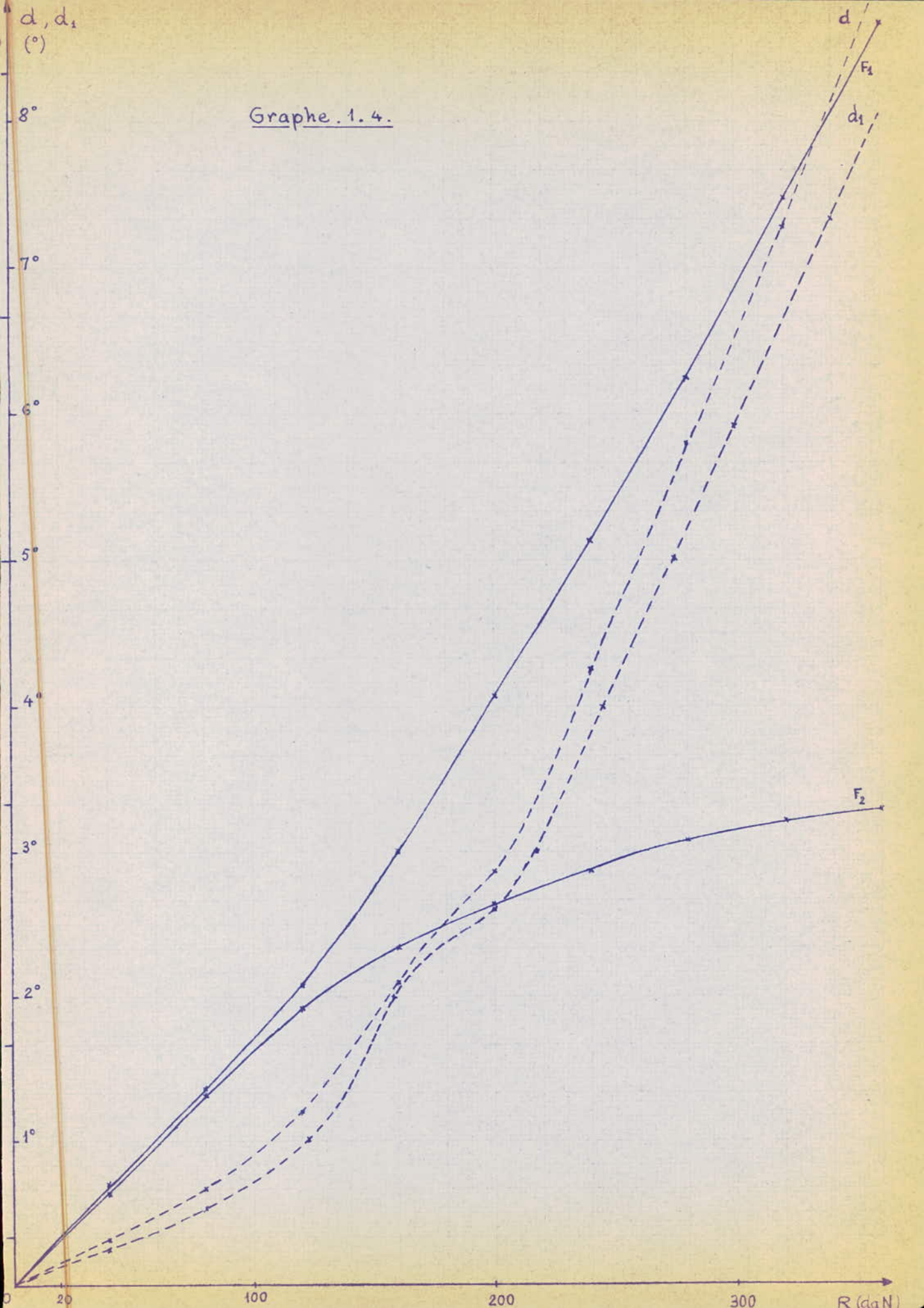
α, α_1

Graphe. 1.3.

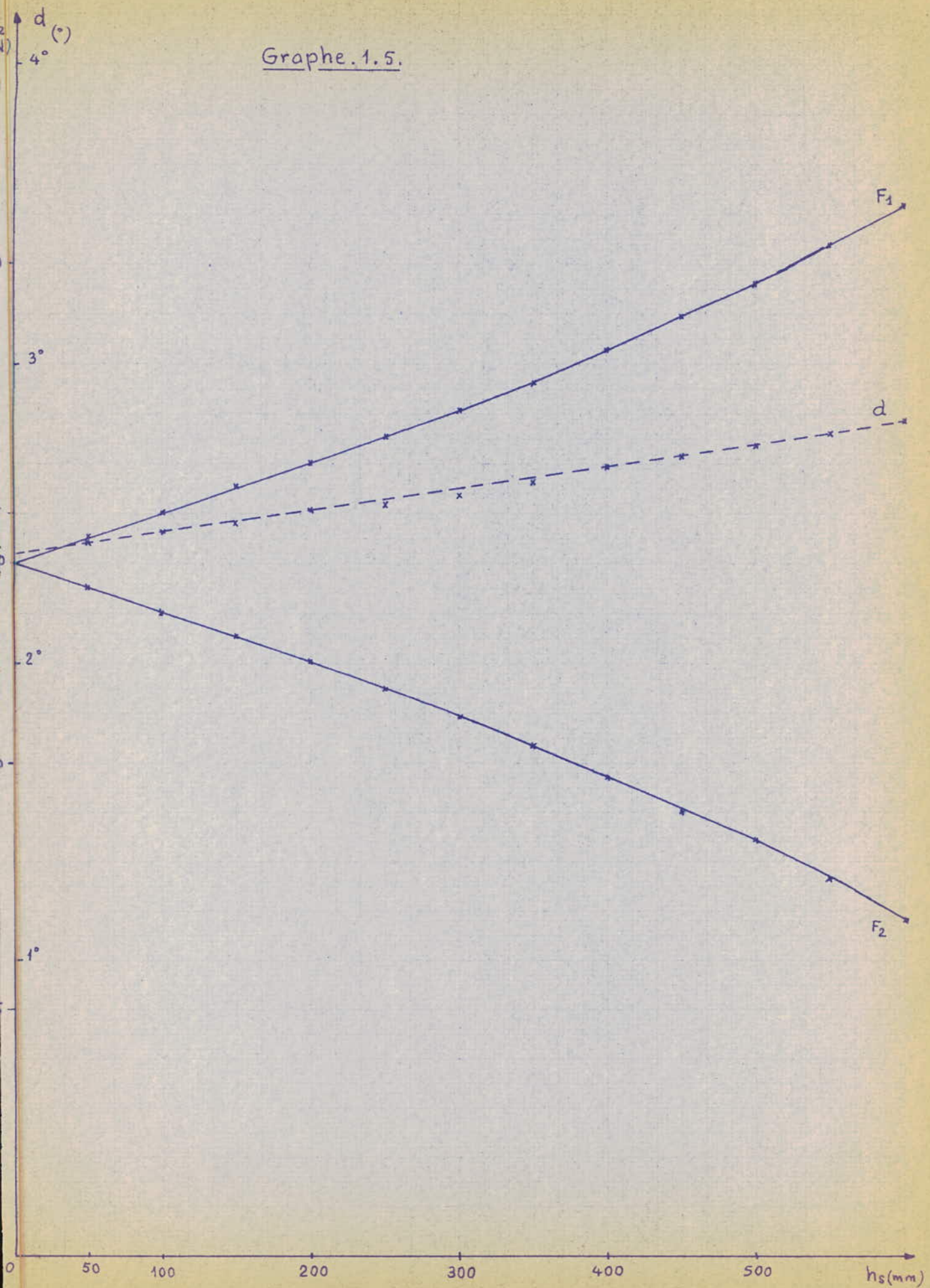


d, d_1
(°)

Graphe. 1. 4.



Graphe. 1.5.



Interprétation des résultats :

Les graphes 1.3 et 1.4 nous permettent de tirer les conclusions suivantes :

- En augmentant de plus en plus R , F_1 augmente de plus en plus alors que F_2 tend vers une valeur constante. De ce fait, à la limite il y'a dérapage. Et si nous dépassons cette limite, la roue décole du sol.

- En l'absence de transfert de charge la dérive est plus faible (d_1 d), le phénomène précédent est accentué, donc il y'a intérêt à avoir un transfert de charge en virage.

Le graphe 1.5 représente les variations de F_1 et F_2 et d en fonction de h_g . Nous pouvons démontrer facilement que le fait d'augmenter h_g peut être interprété par l'apport d'un couple de rappel de l'essieu arrière sur l'essieu avant.

Nous constatons que couple de rappel rend un véhicule plus sous-vireur, puisqu'il tend à augmenter la dérive de l'essieu avant.

2 - Réactions aux articulations :

Nous allons déterminer graphiquement les réactions aux articulations qui nous permettent de déterminer les caractéristiques du ressort et de l'amortisseur.

Pour cela nous noterons par F_{g1} la réaction résultante en E_{11} et par F_{g2} celle appliquée en E_{12} . Nous considérons le châssis fixe et les roues mobiles, et nous remplaçons l'élément élastique par une barre. (figure 2.1.)

Soit T_1 et T_2 les réactions aux articulations B_{o1} et B_{o2} :

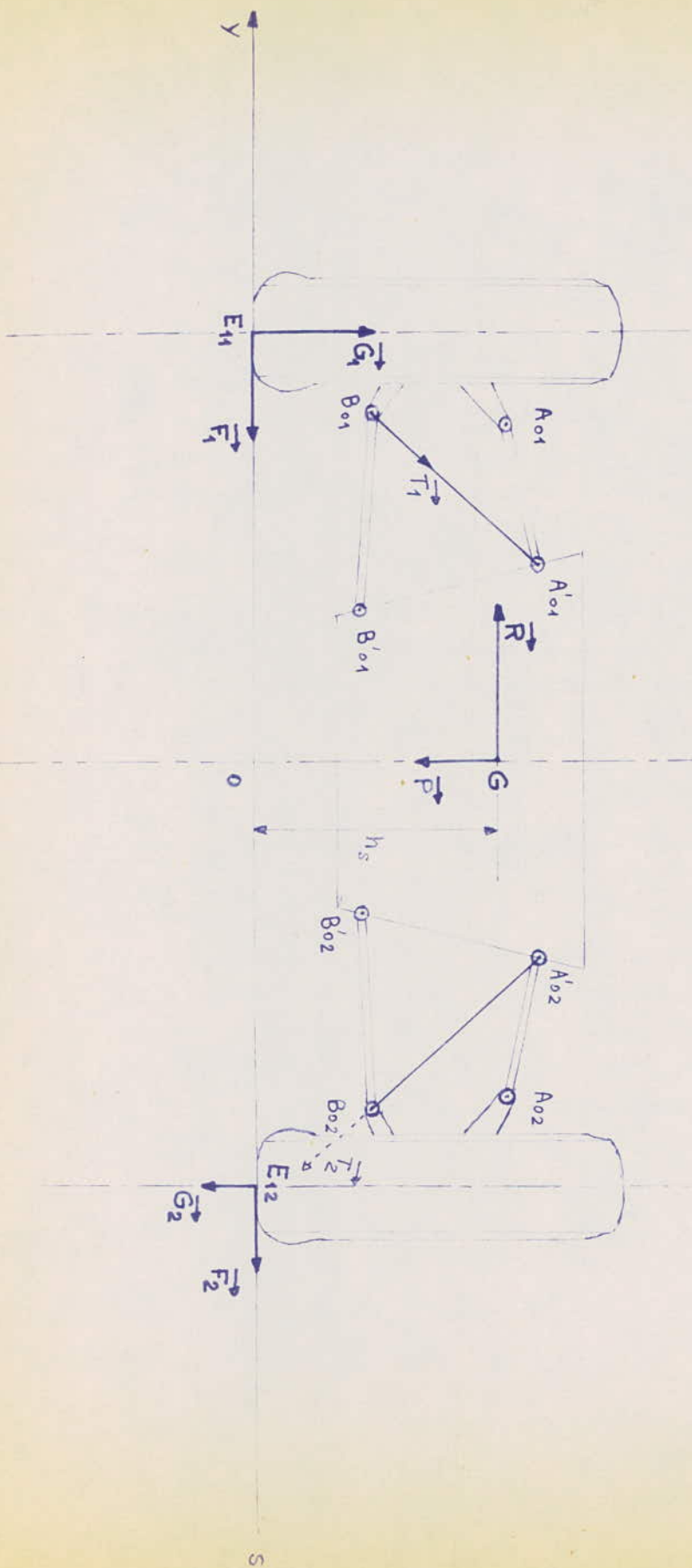
$$T_1 = (G_1 + F_1) \cdot \cos u_1$$

$$T_2 = (G_2 + F_2) \cdot \cos u_2$$

u_1 et u_2 sont les angles aigus que font respectivement $(G_1 + F_1)$ avec $A'_{o1}B_{o1}$ et $(G_2 + F_2)$ avec $A'_{o2}B_{o2}$.

Figure 2.1.

A Z



VII - DISPOSITIFS.

Pour étudier les dispositifs qui limitent les effets du cabrage, de la plongée ou du roulis, nous commencerons par faire un petit rappel sur la notion de transfert de charge.

En effet ces trois phénomènes naissent de ce transfert sur un véhicule, et, les dispositifs seront d'ailleurs conçus pour des moyens d'action sur ce transfert.

1 - Transfert de charge :

Sur la figure 1.1 nous avons considéré un système simplifié où toutes les forces appliquées peuvent être réduite à une résultante unique appliquée au centre de gravité de la masse suspendue. L'axe A_1A_2 représente l'axe instantané de dévers. Le calcul est assez simple, pour la détermination des réactions au impacts des roues avec le sol et aux attaches des porte-roue avec le châssis. Nous renvoyons le lecteur aux articles de R. CHOLET, M.A. JULIEN ou Ch. DEUTSCH.

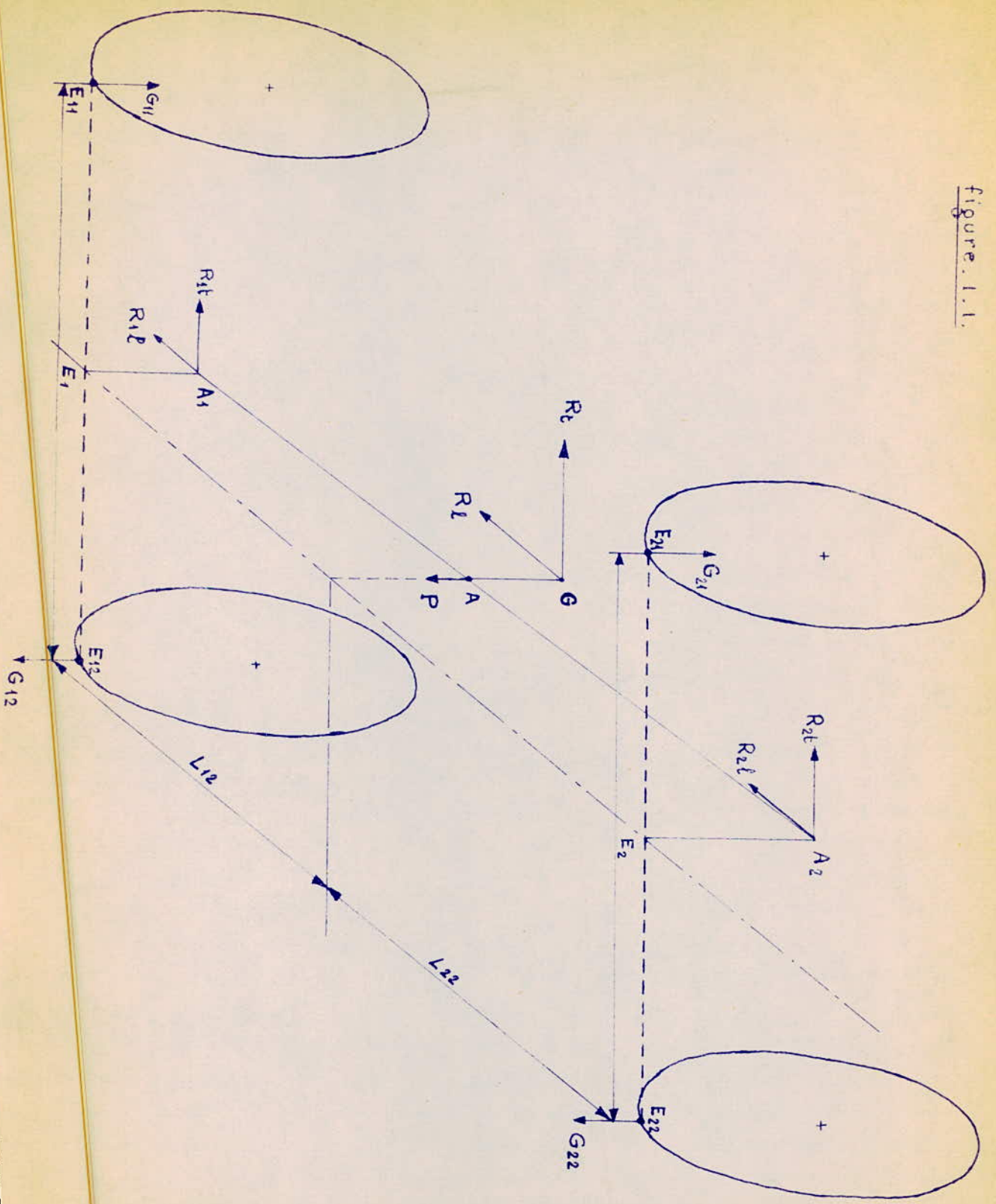
Il faut tout de même remarquer qu'il y'a deux sortes de transferts, les transferts élastiques et les transferts géométriques. Généralement ceux sont ces derniers qui sont étudiés.

2 - Dispositifs anti-cabrage :

Le cabrage est généralement dû aux composantes verticales du transfert de charge, la roue délestée débat plus que la roue surchargée dans le cas de raideur croissante avec la charge. Ce phénomène est surtout perçu en état d'accélération, sur la figure 2.1 nous avons représenté les réactions qui font naître le cabrage en fonction de la hauteur du centre de gravité et de la force F_a due à l'accélération. Les réactions sont R_1 et R_2 ou R'_1 et R'_2 suivant que la voiture est ou non une traction avant.

La surcharge à l'arrière s'exprime par : $\frac{h_s \cdot F_a}{L}$.

Figure. 1.1.



D'après le théorème de Brouhiet la compensation du cabrage est possible.

Pour nous il ne s'agira pas de dispositifs mécaniques mais d'une aptitude particulière qu'aura la suspension elle-même.

Par exemple :

- une traction avant à roues motrices poussées ou une propulsion arrière à roue tirée verront l'effort moteur aggraver ou contrarier le cabrage suivant l'inclinaison du bras reliant la roue au châssis. Sur la figure 2.2 il est contrarié alors que sur la figure 2.3 il est aggravé.

3 - Dispositifs anti-plongée :

L'étude est analogue à la précédente, le phénomène est dû au freinage. Sur la figure 3.1 il faut définir la position du point F en fonction du rapport avant/arrière du freinage. Une fois F défini nous pouvons déterminer les réactions.

Un des dispositifs employés pour contrarier ce phénomène est la suspension du frein avant dans les suspensions à roue tirée ou poussée pour éviter un pompage induit excessif sous le freinage avant.

Passons maintenant au phénomène le plus important pour la tenue de route, celui du dévers ou le plus souvent appelé roulis.

4 - Dispositifs anti-roulis :

Les dispositifs les plus connus sont :

- le ressort (hélicoïdal)
- l'amortisseur
- la barre anti-dévers (ressort à pas infini).

Il existe d'autres dispositifs, mais qui ne sont en fait que les dispositions multiples de ces derniers.

Le dispositif le plus utilisé en série est ce qu'on appelle la barre stabilisatrice anti-dévers.

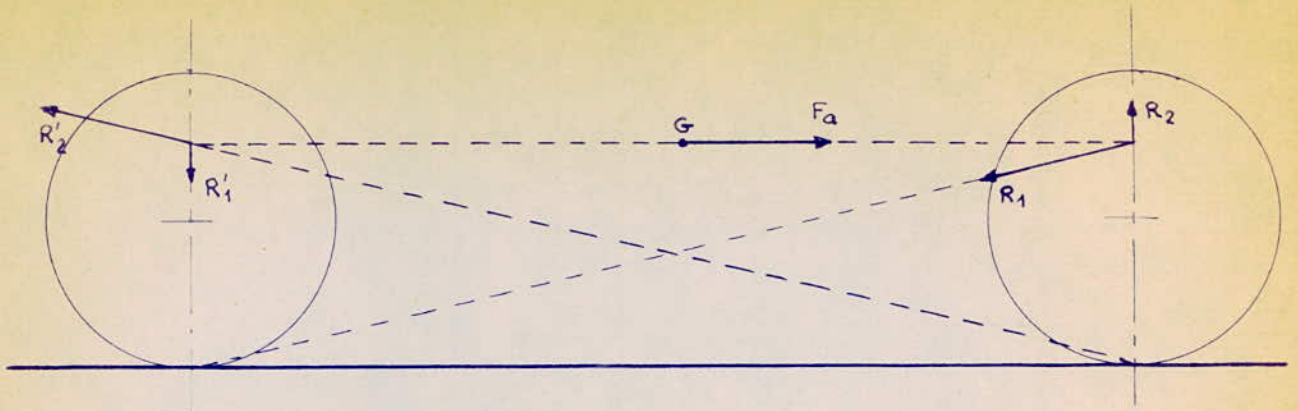


figure. 2.1.

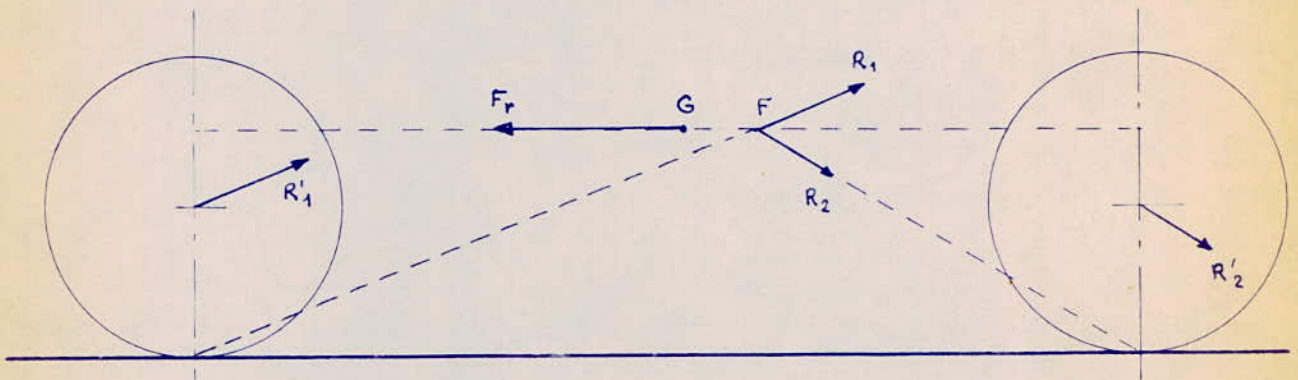


figure. 3.1.

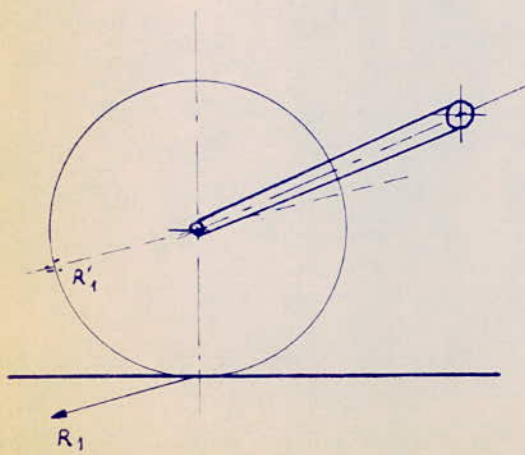


figure. 2.2.

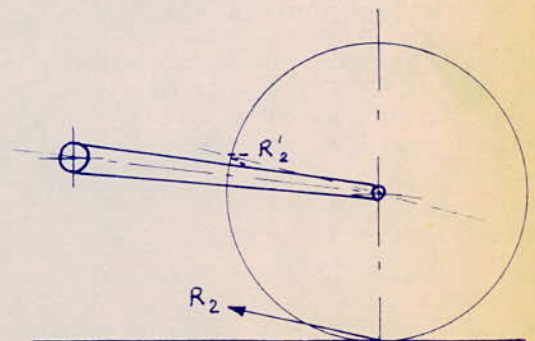


figure. 2.3

Le principe de la barre anti-dévers est simple :

Etant donné que le phénomène ne prend naissance, sur un essieu, que lorsque les ressorts de suspension agissent en sens inverse l'un de l'autre. - L'un s'écrase tandis que l'autre détend - si par un moyen mécanique quelconque, nous ramenons ces ressorts à fonctionner en même temps dans le même sens, le problème sera résolu.

Nous remarquerons qu'il n'est pas nécessaire d'agir directement sur les ressorts. Leurs mouvements sont liés à ceux des roues dans le sens vertical par rapport au châssis. Il suffira de monter une interconnexion, agissant entre les moyeux des roues d'un même train, de telle manière qu'à toute montée d'une roue correspondra une montée similaire de l'autre roue et inversement.

La tendance au dévers ne peut être supprimée (avec la barre anti-dévers) en totalité en raison du fait, que dans un système de suspension à 4 roues indépendantes, comparée à une suspension avec essieu rigide, le couple de redressement pour une même flexibilité des ressorts, est plus grand; de même que le couple de renversement pour une même hauteur du c.d.g, est aussi plus grand.

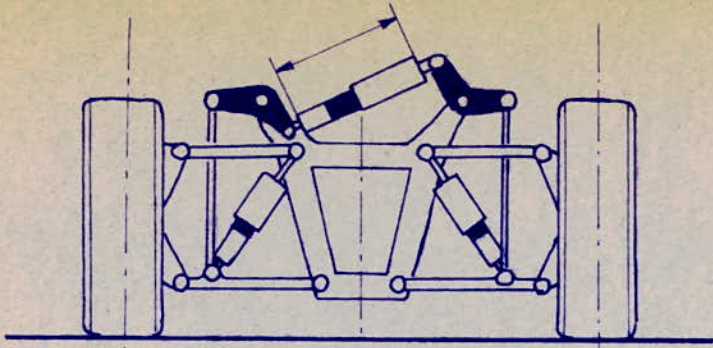
Les constructeurs de la Ligier ont trouvé un système mixte qu'ils ont appliqué sur la J.S.2.

Ce système représenté sur la figure 4.1 fonctionne de la manière suivante :

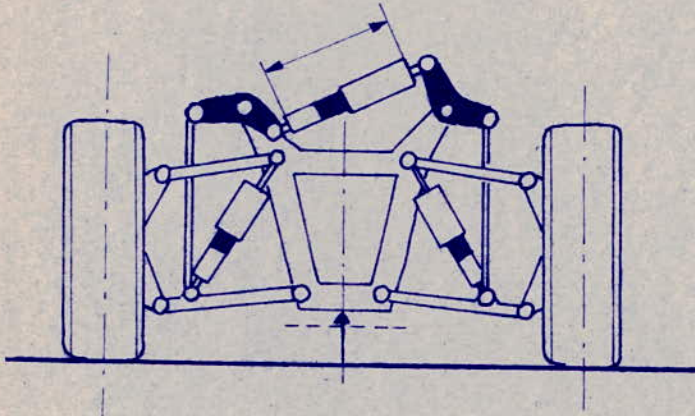
(1) : lorsque la voiture est en ligne droite et que les roues droites et gauches sont sollicitées également, le montage inversé des renvois fait que l'entre-axe de leurs extrémités intérieures reste constant, l'amortisseur n'est donc pas sollicité.

(2) : lors d'un débattement normal dû, par exemple, au passage sur une inégalité du sol en ligne droite (pompage pur), les deux combinés ressorts - amortisseurs de suspension sont sollicités tandis que l'amortisseur anti-roulis n'agit plus. Sa longueur reste constante puisque les deux renvois sont montés en opposition.

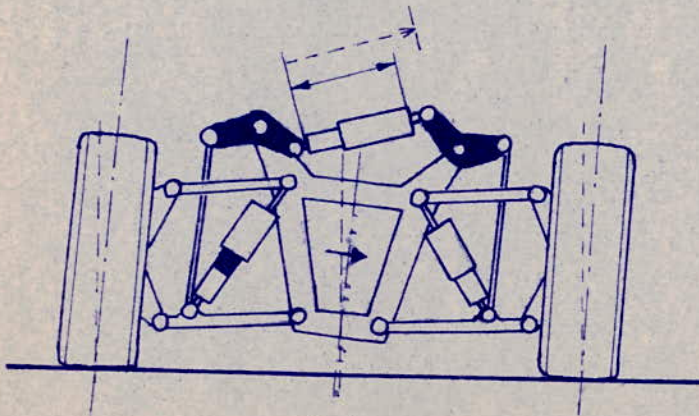
figure. 3.1.



(1)



(2)



(3)

(3) : Au contraire, en courbe, la roue extérieure se trouve plus chargée et le châssis pivote autour de son axe d'où basculement des renvois et compression de l'amortisseur.

Ce système neutralisant la tendance au roulis, on a pu donner aux suspensions la souplesse nécessaire au confort et à la tenue de route.

Notons enfin que la barre anti-roulis est généralement montée sur l'essieu avant. L'intérêt de cette disposition est que nous obtenons un véhicule légèrement "sous-vireur". Les constructeurs recherchent cette disposition pour obtenir une meilleure stabilité en ligne droite. Et surtout qu'il est plus facile pour le conducteur, de braquer que de contre-braquer dans un virage. Nous avons aussi des possibilités plus grandes d'adhérence des roues motrices. Facteur très intéressant lorsqu'il n'y'a pas de différentiel auto-bloquant notamment.

VIII - CONCLUSION.

Cette étude peut apparaître comme une fragmentaire approche d'une étude plus complète.

Nous ne savons que remercier celui qui nous a poussé à cette heureuse initiative, car elle nous a permis d'apprendre beaucoup de choses dans le domaine de la suspension des véhicules automobiles.

Nous ferons remarquer que cette discipline n'est pas enseignée au sein de notre école. Nous ne voyons pas l'intérêt puisque l'industrie naissante de l'Algérie demande de plus en plus des spécialistes de ce domaine.

Pour ce qui est de la suspension elle-même, cette étude nous a montré qu'il est nécessaire de pousser la recherche et les calculs encore beaucoup plus loin si nous voulons nous rapprocher de plus en plus des phénomènes réels.

La plupart des constructeurs se remettent aux essais sur route lorsque l'outil théorique leur fait défaut.

Mais ne serait-il pas possible d'intégrer dans une même étude tous les facteurs coagissants ensemble, que nous avons étudié séparément.

Si l'étude de certains chapitres n'est pas très approfondie, c'est la plupart du temps par manque de documentation spécialisée.

Malgré cette lacune nous espérons que cette étude apportera une grande aide pour ceux qui s'intéressent de près ou de loin aux suspension des véhicules automobiles.

BIBLIOGRAPHIE.

- M. A. ROISRAYON . - Cinématique.
(Cours E.N.P.A., 1967).
- M. R. CHOLET . - Quelques aspects de la cinématique et
de la staticodynamique transversale des
suspensions indépendantes.
(Journal S.I.A., octobre 1960).
- M. A. CURTIS . - Peugeot, the quiet individualists.
(Britain's best motoring magazine :
"MOTOR", July 18 1970).
- M. Ch. DEUTSCH . - Dynamique des véhicules routiers (Tome1).
(O.N.S.E.R., 3^e trimestre 1970).
- Complément à l'étude de la stabilité.
(Revue S.I.A., octobre 1968).
- M. M.A. JULIEN . - Dynamique de la voiture automobile.
Dynamique des systèmes pendulaires.
(Editions Technip, tomeI).
- Etat actuel des problèmes de suspension,
d'amortissement et de tenue de route.
(VIII^e congrès F.I.S.I.T.A., de la
Haye 1960).
- Précisions sur la géométrie des trains
roulants des véhicules automobiles.
(Cours C.E.S.I.A., 1963 - 64).

