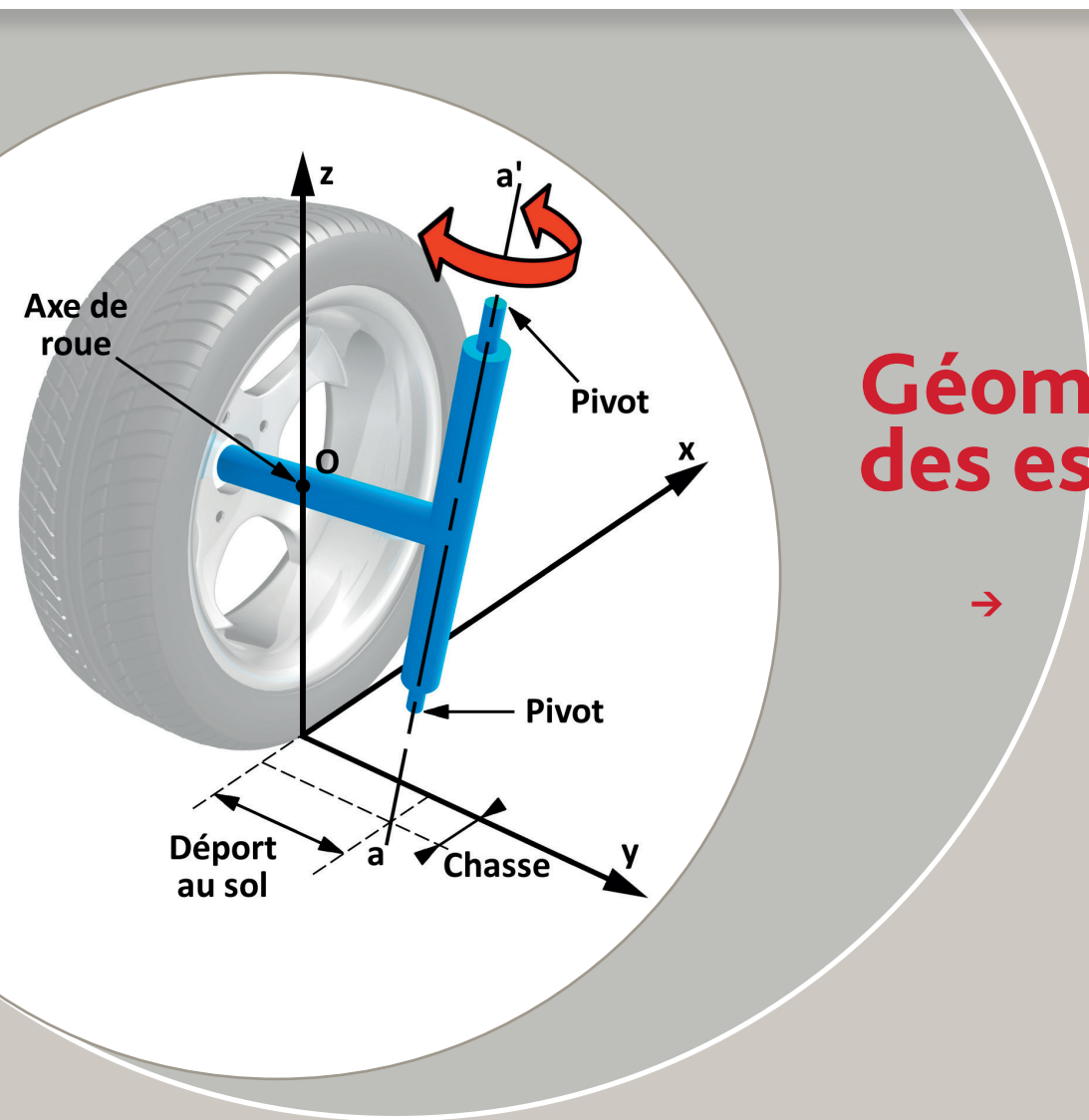


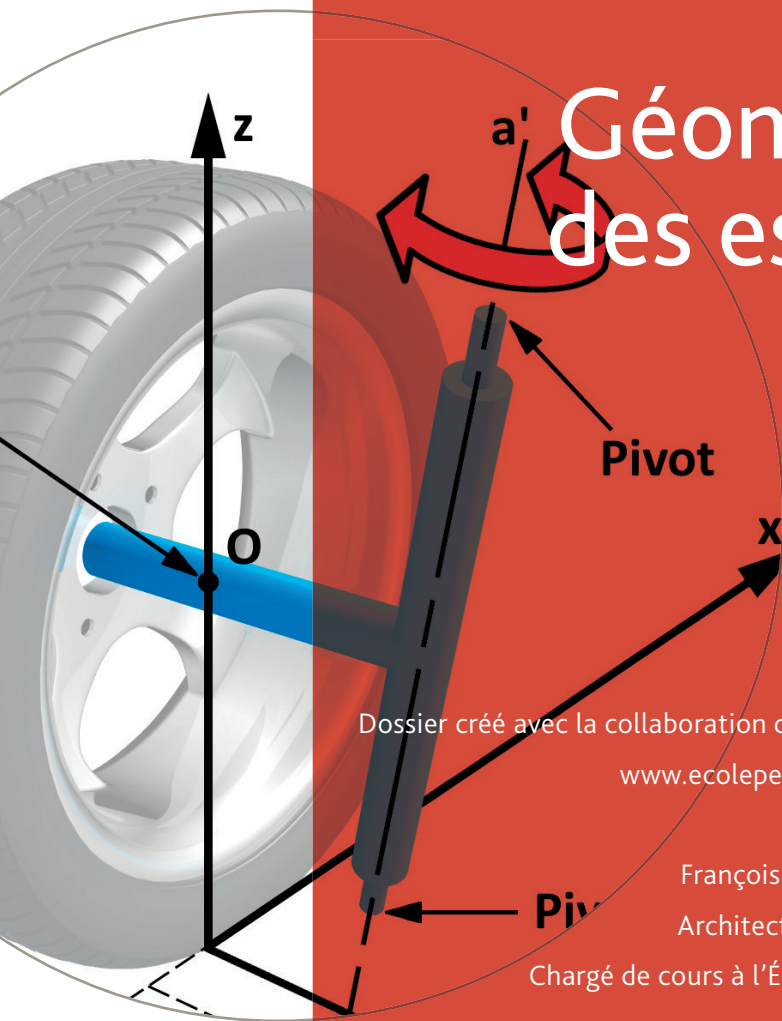
**DOSSIER
TECHNIQUE**



Géométrie des essieux



Centre de gravité, trièdre de référence, trajectoire, mouvement plan sur plan, les pneumatiques, le parallélogramme de Watt, l'épure de Jeantaud, l'axe de marche, système de guidage, le roulis, le galop, l'eff



Géométrie des essieux

Dossier créé avec la collaboration de l'École de la Performance, Nogaro.
www.ecoleperformance.com

François MONATH
Architecte véhicule
Chargé de cours à l'École de la Performance



L'auteur : Architecte véhicules et responsable de développement chez Citroën, Panhard et Peugeot-Sport, François Monath a forgé son expertise à travers de nombreux essais et mises au point en France et à l'international. Passionné par la performance des véhicules sportifs et routiers, il a acquis des compétences sur l'ensemble des éléments intervenant dans la liaison au sol et la dynamique véhicule. A travers ce dossier technique, il vous fait partager quelques-unes de ses connaissances.

Remerciements : L'auteur remercie particulièrement Michel TETU, son professeur à l'Estaca pour lui avoir fait découvrir et aimer la « Dynamique du véhicule » au point d'en faire le motif dominant de sa carrière et toujours d'actualité 50 ans après.

1. Introduction	7
1.1 L'utilisation de la roue	7
1.2 Une évolution majeure.....	7
1.3 La nécessité d'un support	7
1.4 Les principales évolutions au fil du temps	8
1.5 L'objectif de ce dossier technique	9
2. Quelques définitions et rappels	11
2.1 Le centre de gravité.....	11
2.2 Le mouvement	11
2.3 Trièdre de référence : les mouvements du véhicule	11
2.4 La trajectoire	11
2.5 Le mouvement plan sur plan : centre instantané de rotation	12
2.6 L'équilibre : la notion de stabilité	13
2.7 Les bases de l'architecture d'un véhicule.....	14
2.8 Les efforts appliqués.....	16
2.9 Le pneumatique : grandeurs utiles pour un essieu.....	17
2.10 Systèmes de guidage et articulations	21
2.11 Une particularité du mouvement de rotation	24
2.12 Le parallélogramme de Watt	24
2.13 Le quadrilatère déformable.....	24
3. Les mouvements du véhicule	25
3.1 Mouvement dans le plan horizontal xGy.....	25
3.1-1 Description.....	26
3.1-2 Le premier système de direction : la cheville ouvrière.....	26
3.1-3 L'épure de Jeantaud	26
3.1-4 Le parallélisme.....	36
3.1-5 L'axe de marche.....	37
3.1-6 La géométrie du système de direction à crémaillère	38
3.1-7 Les données géométriques caractéristiques du système de guidage d'une roue directrice	44
3.1-8 Les quatre roues directrices	51
3.2 Mouvement dans le plan transversal yGz.....	52
3.2-1 Description.....	52
3.2-2 Le centrage transversal.....	52
3.2-3 L'effet de la force centrifuge : le roulis.....	53
3.2-4 Le système Mac Pherson.....	71
3.2-5 Le mouvement de pompage.....	79
3.2-6 Le déplacement du centre de gravité en roulis	82
3.2-7 Incidence de l'inclinaison de l'axe de roulis.....	83
3.2-8 Incidence du roulis sur le carrossage	85
3.2-9 L'effet « d'ascenseur »	86
3.2-10 Compatibilité de la « troisième barre »	87
3.2-11 Les coefficients liés au mouvement de roulis	89
3.2-12 La retenue en roulis	90
3.3 Mouvement dans le plan xGz : le galop	91
3.3-1 Description.....	91
3.3-2 Le centrage longitudinal.....	92
3.3-3 L'effet des efforts longitudinaux : le galop.....	92

3.3-4	Implantation du système de guidage sur le châssis	93
3.3-4	Le franchissement d'un obstacle par une roue.....	96
3.3-5	Détermination du centre de galop	97
3.3-6	Les positions du centre de galop.....	99
3.3-7	La transmission d'un effort moteur ou freineur par une roue sur un sol plan.....	104
3.3-8	Bras tiré équivalent à deux bras superposés.....	106
3.3-9	Déplacement de G lors du mouvement de galop	107
3.3-10	Les systèmes anti galop : anti cabrage et anti plongée	108
4.	Examen des principales technologies d'essieux couramment utilisés.....	109
4.1	Le guidage d'un essieu rigide.....	109
4.1-1	Définition.....	109
4.1-2	Le guidage longitudinal	109
4.1-3	Le guidage transversal	114
4.1-4	Une architecture particulière d'essieu avant rigide	115
4.1-5	L'essieu « de Dion »	116
4.2	Le guidage d'un essieu à roues indépendantes	117
4.2-1	Guidage par quadrilatère déformable.....	117
4.2-2	Le montage du pivot.....	126
4.2-3	Le système à bras de roue tirée ou poussée.....	128
4.3	Le système Mac Pherson	131
4.3-1	le système Mac Pherson.....	131
4.3-2	Le système Pseudo Mac Pherson.....	134
4.3-3	Montage d'un système Mac Pherson sur un essieu Ar	136
4.3-4	L'essieu Av du futur ?	136
5.	Influence des articulations élastiques. SHR. Elastocinématique.	137
5.1	Les articulations élastiques	137
5.1-1	L'articulation cylindrique élastique.....	137
5.1-2	Application à un bras triangulé	137
5.1-3	Autre type d'articulation élastique : Silent-bloc et cale élastique	138
5.1-4	Application à un essieu arrière à bras de roue tirée, montés sur une traverse.....	139
5.2	Incidence du montage de ce type d'articulation élastique.....	139
5.3	Incidence sur le véhicule	140
5.3-1	Variation du parallélisme sous effort transversal	140
5.3-2	Déplacement latéral de la roue par rapport au châssis sous effort transversal	140
5.3-3	Evolution du parallélisme sous efforts longitudinaux.....	140
5.3-4	Evolution du carrossage sous effort transversal	141
5.3-5	Déplacement longitudinal du centre de roue de l'essieu avant sous efforts moteur et freineur	141
5.3-6	Elastocinématique	141
Bibliographie	142

1 — [INTRODUCTION]

La mobilité est la capacité de se mouvoir, de se déplacer. Elle est la base de l'activité humaine, un impératif pour l'homme depuis la nuit des temps pour vivre, échanger, commercer, construire, etc.

Cette mobilité concerne les hommes mais aussi toutes les marchandises liées à l'activité économique. Les uns et les autres constituent une charge à déplacer.

→ 1.1 L'UTILISATION DE LA ROUE

En facilitant le déplacement des charges, la roue représente un énorme progrès, par l'amélioration quantitative et qualitative du rapport déplacement/énergie dépensée. L'utilisation de deux roues reliées par un axe rigide supportant la charge à transporter constitue un chariot, ancêtre de tout véhicule. L'énergie nécessaire à son déplacement est fournie par l'homme ou l'animal.

La roue est l'intermédiaire entre la route et le châssis. C'est donc par la roue que vont transiter les efforts nécessaires au déplacement de la charge transportée. Pour transmettre ces efforts la roue a besoin d'être guidée par des éléments mécaniques de liaison entre la roue et le châssis.

Ce chariot dispose de deux, quatre, et même six roues, reliées deux par deux rigidement. Cette liaison s'appelle un essieu. (Cf.fig 1.0)

Cet essieu, relié au **châssis**, porte la charge. Pour faciliter les changements de direction, lorsqu'il y a plus de deux roues, l'essieu avant sera pivotant.

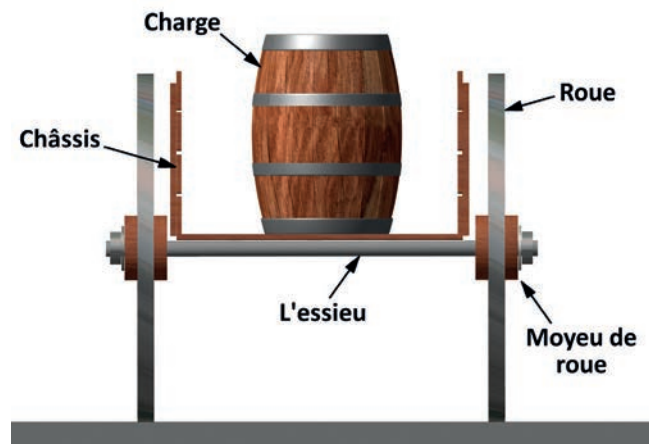


Fig. 1.0 Disposition des éléments d'un chariot

→ 1.2 UNE ÉVOLUTION MAJEURE

Il s'agit de l'abandon de la traction animale et son remplacement par une machine thermodynamique, installée à bord même du chariot. Cette machine ou **moteur** produit la force mécanique nécessaire au déplacement, et permet à notre chariot de se mouvoir de façon autonome. L'adaptation de la puissance de ce moteur va donner la possibilité d'augmenter les charges transportées et la vitesse de déplacement. Ce chariot est devenu un véhicule automobile. (Cf.fig. 1.1). Ses roues représentent le paramètre de mobilité.

L'installation de ce moteur va nécessiter de discerner un ou plusieurs essieux moteurs, dont la fonction sera de transmettre l'effort mécanique aux autres essieux, dont le ou les essieux directeurs, chargés de modifier la trajectoire du véhicule.

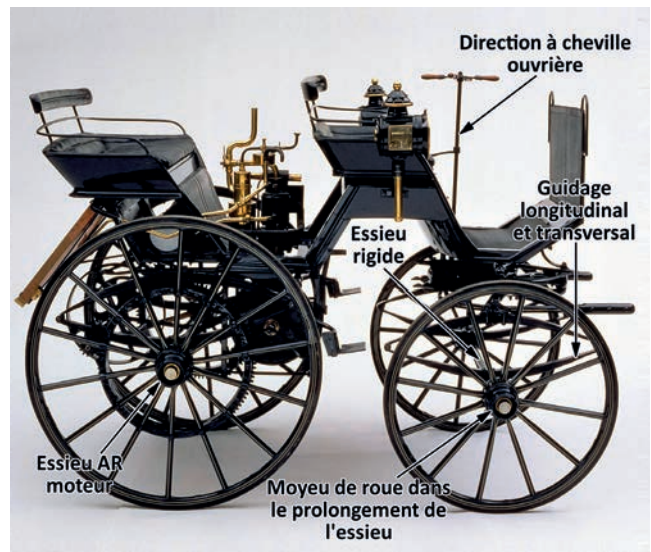


Fig. 1.1 Première motorisation d'un chariot.

→ 1.3 LA NÉCESSITÉ D'UN SUPPORT

Un véhicule et sa charge transportée représentent un poids qui, pour être déplacé, a besoin d'un support servant d'appui : le sol pour notre chariot, tout comme est l'air de l'atmosphère pour un avion, ou l'eau pour un bateau. Grâce à cet appui, qui va lui donner l'**adhérence** nécessaire, notre véhicule va pouvoir : accélérer, freiner, changer de direction. Le changement de direction se fera par l'intermédiaire d'une gouverne appartenant au véhicule.

Cette gouverne sera le système de direction. L'appui de la roue au sol représente donc une zone fondamentale pour l'évolution du véhicule sur la route. Toute limitation ou perte de cet appui sera préjudiciable à son évolution et à sa performance.

Pour se déplacer, notre véhicule a besoin que les roues tournent.

1 [INTRODUCTION]

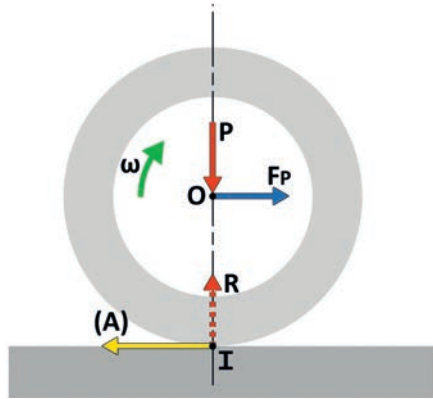


Fig. 1.2 Mise en rotation d'une roue porteuse, non motrice. L'entrée du mouvement est la force de propulsion F_p , via le châssis la résultante est une rotation ω .

La mise en rotation d'une roue nécessite de provoquer le déséquilibre de O centre de la roue par rapport à I point de contact avec le sol. (Cf. fig. : 1.2 et 1.3). Ce déséquilibre n'est possible que si la roue applique une charge au sol et que ce dernier dispose d'un

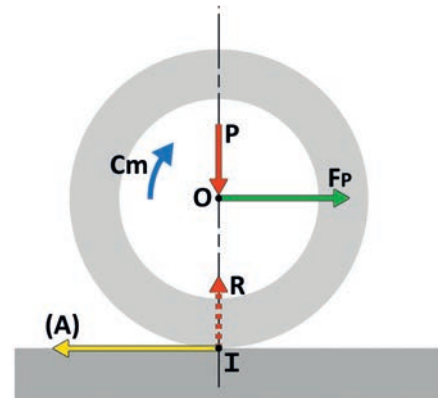


Fig. 1.3 Mise en rotation d'une roue porteuse et motrice. L'entrée du mouvement est un couple moteur C_m , la résultante est un effort de propulsion F_p appliquée en O .

potentiel d'adhérence qui sera : $A = P \times \mu$, μ étant le coefficient d'adhérence du sol, support de la roue. Le point I est un Centre Instantané de Rotation (CIR) et le périmètre de la roue est une succession de points I .

→ 1.4 LES PRINCIPALES ÉVOLUTIONS AU FIL DU TEMPS

Dès la fin du 19^{ème} siècle et le début du 20^{ème}, l'accroissement de la vitesse imposa de nouvelles contraintes. Ces contraintes amenèrent le développement de nombreuses innovations. Nous n'avons retenu que les principales :

→ 1.4-1 La suspension

Notre chariot d'origine, avec sa liaison rigide entre le châssis et la roue, se déplace sans aucun confort. Tous les obstacles de la route sont ressentis par la charge transportée. Dès la fin du 16^{ème} siècle, le besoin de confort dans le transport de personnes a nécessité de désolidariser l'essieu de la charge transportée en introduisant une liberté verticale de mouvement sous forme d'un système élastique entre la charge et l'essieu.

Le châssis fût suspendu au-dessus de l'essieu. La suspension était née. (Cf. fig. 1.4). Le premier système élastique utilisé a été basé sur le principe du ressort à lame, facile à élaborer avec les moyens de l'époque. Notre chariot était devenu calèche.

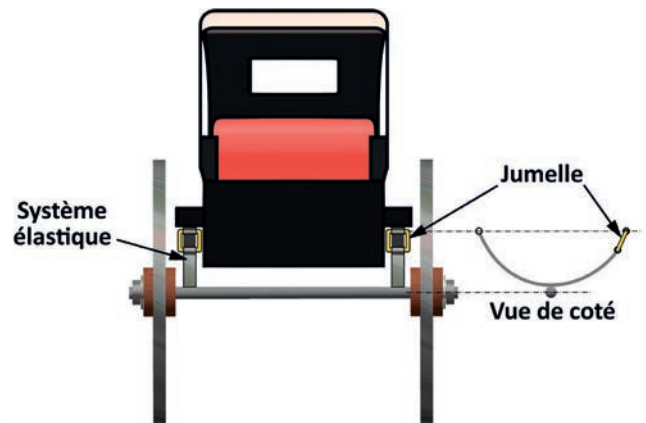


Fig. 1.4 La première suspension avec un ressort à lame pour système élastique.

→ 1.4-2 Le pont de DION

L'introduction en 1893 du pont arrière de Dion qui désolidarisait la fonction transmission de la fonction guidage sur un pont AR rigide.

→ 1.4-3 L'épure de JEANTAUD

Le remplacement de la direction de type « cheville ouvrière » par un système selon l'épure de Jeantaud. (Cf. fig. 3.4). A ce sujet persiste une polémique sur le véritable inventeur. En France nous l'attribuons à Jeantaud, les anglo-saxons l'attribuent à Rudolf Ackermann, ingénieur allemand qui aurait breveté en 1817 une

idée émise en 1816 par Georg Lankensperger. Jeantaud ne serait intervenu qu'en 1878, en établissant l'analyse mathématique de cette épure. Cette invention permet de désolidariser les roues directrices de l'essieu pour les faire braquer indépendamment l'une de l'autre selon le principe du parallélogramme.

→ 1.4-4 Le pneumatique

Au début du 20^{ème} siècle, le remplacement de la roue rigide des premiers chariots par une roue à bandage pneumatique. Cet élément élastique, positionné entre la roue et le sol, a nécessité une importante évolution dans la gestion du plan de roue. Le pneumatique a permis de fortement améliorer les qualités

d'adhérence de la roue sur le sol. Mais cela ne fut pas sans contraintes, le pneumatique nécessitant un guidage compris dans certaines limites bien précises, de telle sorte que leur potentiel soit utilisé de façon optimale.

1 [INTRODUCTION]

→ 1.4-5 Le centre de gravité

L'abaissement du centre de gravité, par un meilleur centrage des masses et surtout par une réduction du diamètre des roues.

→ 1.4-6 L'essieu à roues indépendantes

Le remplacement de l'essieu rigide des débuts, par un essieu à roues indépendantes. (Cf. fig. 1.5). Ceci est une conséquence de l'emploi du pneumatique. Le but est de mieux gérer le contact de

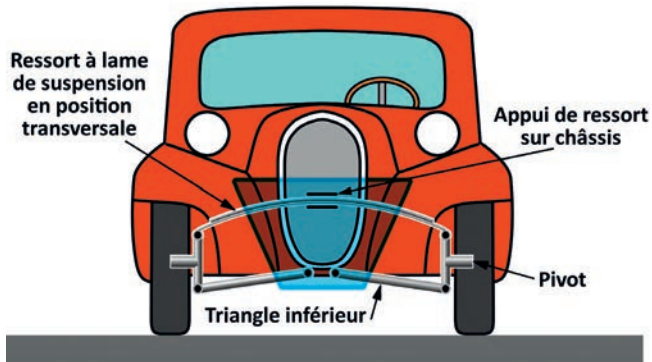


Fig. 1.5 Principe de l'essieu à roues indépendantes.

C'est la Lancia Lambda qui en 1922 utilise le premier essieu avant à roues indépendantes en reprenant un principe établi par **Walter Christie** en 1903 pour une étude de traction avant.

Mais ce n'est qu'en 1927 qu'apparaît la suspension avant à roues indépendantes par parallélogramme déformable.

En 1933, Mercedes équipe un de ses modèles avec une suspension indépendante à l'avant et à l'arrière.

L'introduction du système d'essieu à roues indépendantes fut le point de départ d'une nouvelle réflexion sur le comportement géométrique des éléments de la liaison du châssis avec le sol.

Sur ce sujet, nous citerons quelques noms ayant marqué de leur

→ 1.4-7 La suspension Mac Pherson

L'arrivée en 1950 de la suspension **Mac Pherson**. L'invention de cet ancien ingénieur chez GM permet de libérer du volume dans le compartiment moteur d'un véhicule à traction avant, ce qui va permettre le montage du moteur en position transversale et profondément modifier l'architecture des véhicules.

Toutes ces évolutions, induites par l'accroissement de la vitesse

chaque pneumatique avec la route. En effet, avec un essieu rigide, lorsqu'une roue passe sur un obstacle, cela modifie la position de la roue opposée. (Cf. fig. 1.6).

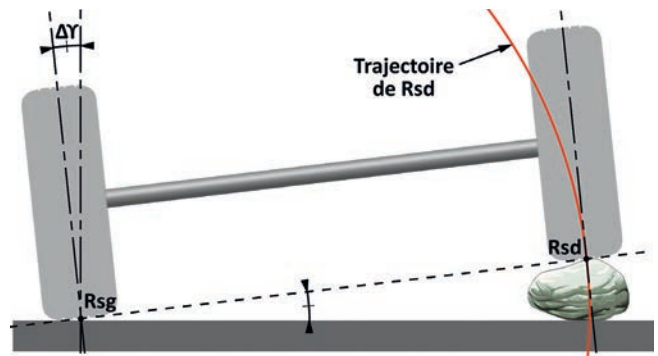


Fig. 1.6 Incidence du passage d'un obstacle sur le mouvement d'un essieu rigide. R_s = Point de contact de la roue avec le sol, ΔY = angle pris par le plan de roue lors du passage d'un obstacle par la roue opposée.

empreinte cette réflexion : **Eberan von Eberhorst** en Allemagne, **W.F. Milliken** et **Olley** aux Etats-Unis, **Brouillet**, **M.A Julien**, de **Sèze**, **C. Deutsch** en France.

Outre le fait de prendre moins de place sur la plateforme, le plus gros avantage d'un essieu à roues indépendantes est qu'il permet de choisir la hauteur du centre de roulis, le roulis étant un mouvement de rotation transversal du châssis en virage. Ensuite il permet d'alléger la masse semi-suspendue, cette masse qui se situe entre l'élasticité du pneumatique et le ressort de suspension. Cette masse est constituée par les différents éléments de notre système de guidage.

et le besoin de confort ont nécessité la mise en place de **liaisons au sol**, permettant d'assurer une parfaite gestion du mouvement relatif entre le châssis portant la charge et le plan de roue, plan de roue qui définira l'appui au sol. En effet, l'augmentation de la vitesse, l'utilisation du pneumatique vont introduire un risque nouveau : prendre un virage devient une source majeure d'accident.

→ 1.5 L'OBJECTIF DE CE DOSSIER TECHNIQUE

Il s'agit de préciser les éléments de liaison au sol qu'il est nécessaire d'installer entre le châssis et la roue pour obtenir le meilleur guidage possible en fonction du type de véhicule considéré et des obstacles rencontrés.



Fig. 1.7 Quels éléments de guidage faut-il installer entre le châssis et la roue ?



Fig. 1.8 Un élément à résoudre : le passage d'obstacle, qui se traduit par la nécessité d'un déplacement vertical de la roue.

1 [INTRODUCTION]

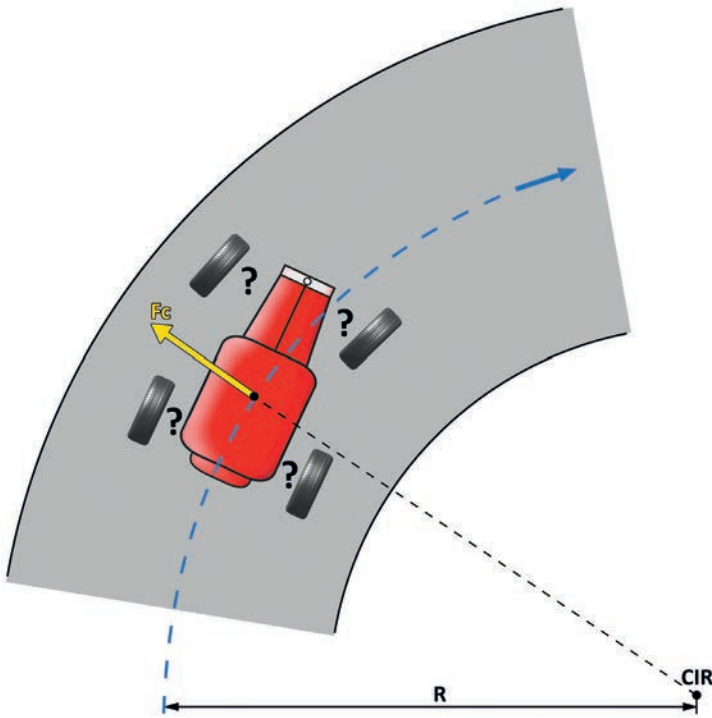


Fig. 1.9 Le véhicule, grâce à une gouverne doit pouvoir changer de direction.

F_c = effort centrifuge appliqué au centre de gravité du véhicule, lors du changement de direction.

CiR = Centre Instantané de Rotation. C'est le point qui va définir la trajectoire Circulaire de rayon R du véhicule.

Pour cela nous procéderons à l'analyse des quelques principes utilisés par les mécanismes de guidage des roues d'un véhicule par rapport au châssis. Ce guidage est réalisé par des systèmes géométriques plus ou moins complexes selon le résultat souhaité. De la qualité de ces systèmes dépendra la qualité du comportement dynamique du véhicule.

Tout système géométrique qui se met en mouvement introduit les principes de la **cinématique**, partie de la mécanique qui étudie les mouvements. Ces mouvements de solides invariables s'effectuent dans un repère défini. Il s'agit de définir à un instant quelconque où se trouve un point lié à un solide. Aussi, nous utiliserons essentiellement les grandeurs caractérisant : le **déplacement**, la **trajectoire**, mais sans prendre en compte : ni le temps, ni la vitesse, ni l'accélération. En conséquence, sauf pour la pose du sujet, et la justification de certains mouvements, il ne sera pas fait état des vitesses de déplacement. Ce qui ne signifie pas que les modifications produites dans le système géométrique n'ont pas d'influence sur les efforts et les vitesses qui y sont introduits.

En considérant que :

- notre roue est un disque rigide ayant un centre de rotation et une bande de roulement s'appuyant sur le sol,
- les différents efforts nécessaires au mouvement sont induits au niveau du sol,

le cahier des charges de notre système de guidage pourrait être le suivant :

a) Le véhicule devra pouvoir rouler : la roue doit être guidée autour de son axe de rotation, quelles que soient les conditions de roulage. Ce sera le rôle de la **fusée et du moyeu de roue**.

b) La roue devra pouvoir porter la charge transportée. Notre système de guidage devra pouvoir être dimensionné pour transmettre les **efforts** induits par cette charge.

c) La roue devra pouvoir se déplacer verticalement par rapport au châssis, pour absorber les obstacles et permettre un niveau de confort aux passagers. En conséquence, notre axe de rotation précédent doit pouvoir monter et descendre par rapport au châssis. Cela nécessite l'installation de liens rigides : **bras, leviers** sous formes diverses. Ces liens devront pouvoir être mobiles entre eux, donc reliés par des **articulations**.

Pour remplir leurs fonctions, ces bras et leviers ont besoin d'un espace pour débattre et ne pas être perturbés par les autres organes mécaniques. D'où un nécessaire compromis au niveau de l'implantation dans le véhicule.

d) Il devra faire la distinction entre un essieu directeur et un essieu non directeur. Dans le cas d'une roue directrice, cette roue devra pouvoir agir comme une gouverne et changer de plan pour permettre les changements de direction. Cela implique l'installation d'un système de **direction**.

e) Il devra faire la distinction entre un essieu poussé par le châssis ou un essieu poussant (ou tirant) le châssis, et transmettant l'effort moteur. Lorsque notre roue sera motrice, elle devra transmettre les efforts de propulsion, efforts qui transiteront par notre système de guidage. Nos bras et leviers devront être positionnés et calculés pour transmettre ces efforts.

f) Lors de l'application des efforts, les éléments du système de guidage vont se déformer. Cette déformation devra rester dans le domaine élastique. Il devra également en être tenu compte lors de la conception.

g) La liaison au sol étant l'auxiliaire du pneumatique, le système de guidage devra veiller à lui permettre de travailler dans les meilleures conditions possibles, notamment en assurant la plus grande surface de contact pneumatique/sol.

La combinaison de divers éléments de guidage aboutit à de multiples réalisations. Mais elles restent toujours un compromis entre : vitesse, confort, précision de la géométrie des plans de roue, coût de fabrication, tenue dans le temps et maintenance. L'architecte véhicule conçoit en fonction d'un cahier des charges produit et des diverses réglementations. L'emplacement et le dimensionnement des organes de suspension devient alors un compromis.

2 [QUELQUES DÉFINITIONS ET RAPPELS]

Pour la suite de l'étude de ce dossier, nous serons amenés à utiliser des définitions relatives à la mécanique et à la technologie du véhicule. L'objet de ce chapitre est d'en rappeler les principales, afin notamment de préciser le vocabulaire utilisé.

→ 2.1 LE CENTRE DE GRAVITÉ

Il s'agit d'un point fixe d'un corps par lequel passe la force qui représente son poids et cela quelle que soit la position de ce corps.

→ 2.2 LE MOUVEMENT

Citons **Descartes** : « *Le mouvement est un changement de lieu* ».

En général, le mouvement d'un corps qui se déplace est un mouvement composé.

Tout déplacement d'un solide impose : -1°) un espace et -2°) un repère.

→ 2.3 TRIÈDRE DE RÉFÉRENCE : LES MOUVEMENTS DU VÉHICULE

Un corps sera considéré en mouvement par rapport à un système fixe de référence, lorsque les distances qui le séparent d'un point quelconque de ce système varient avec le temps. Le **sol** constituant la **route** est considéré comme fixe et invariant.

Cette route forme un plan en deux dimensions : longueur et largeur. Le véhicule posé sur ce plan ajoute une troisième dimension verticale. Cela signifie que son déplacement sur la route se fera par rapport à un trièdre de référence **Gxyz**, centré en **G** centre de gravité du véhicule. (Cf. fig. 2.1). Ce trièdre trirectangle permet d'attribuer à tout point, trois coordonnées cartésiennes x, y, z , qui le positionne dans l'espace.

A partir de notre trièdre de référence, nous pouvons définir les mouvements élémentaires de notre véhicule, chacun de ces mouvements étant un degré de liberté. Nous pouvons définir :

a) Trois déplacements, chacun suivant un axe, que nous appellerons :

- l'**avance** selon l'axe **Gx**, sens de marche du véhicule.
- la **dérive** selon **Gy**, représente un déplacement transversal.
- le **pompage** selon **Gz**, est un déplacement rectiligne verticale.

b) Trois rotations, chacune autour d'un axe :

- le **roulis** autour d'un axe **Ox**. Nous verrons plus loin que le centre de roulis **O** est distinct de **G**. L'étude de la position de **O** est un des sujets de ce dossier.
- le **galop** autour d'un axe **O'y**. Ce mouvement de galop se décompose en :
 - **cabrage** lors des phases d'accélération,
 - **plongée** lors des phases de décélération.

Le centre de galop **O'** est distinct de **O** et de **G**.

- le **lacet** autour de l'axe **Gz**.

Ces mouvements : déplacements et rotations interfèrent les uns sur les autres, ils sont dits : couplés.

Ce trièdre nous permet également de définir trois plans :

- un plan horizontal confondu avec le sol et contenant les axes **Gx** et **Gy**.

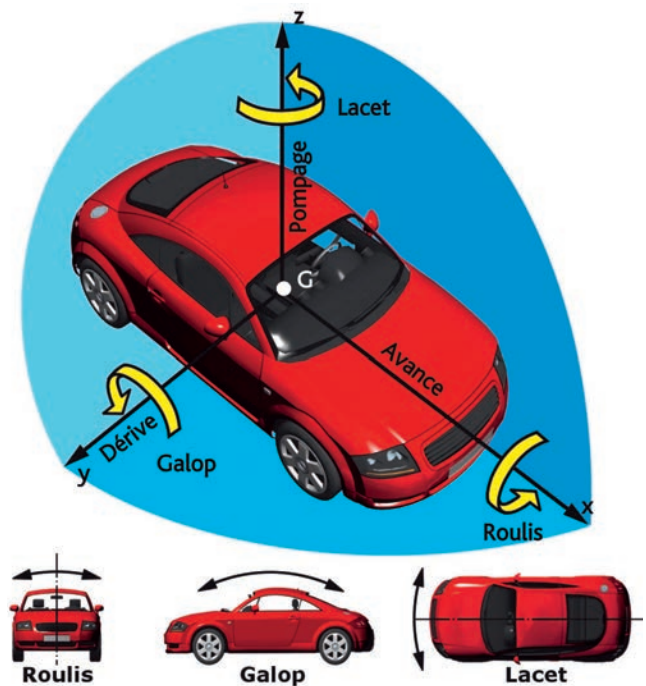


Fig. 2.1 Le trièdre de référence et les six degrés de liberté.

- un plan transversal contenant les axes **Gz** et **Gy**.
- un plan longitudinal contenant les axes **Gx** et **Gz**.

Sur le plan physiologique, la mobilité de base de l'être humain est la marche. Dans ce déplacement, la tête reste droite. L'équilibre est géré par l'oreille interne. Dans le véhicule, le roulis, mouvement dans le plan transversal, sera perçu plus rapidement, que le galop, mouvement dans le plan longitudinal. La conséquence est que la prise de roulis sera jugée plus inconfortable et non sécuritaire que le mouvement de galop.

→ 2.4 LA TRAJECTOIRE

C'est la ligne qui joint de manière continue, les différentes positions successives prises par un point lors de son déplacement.

Dans cette étude, la majorité des trajectoires sera une portion de cercle ou le déplacement d'un point autour d'un axe.

→ 2.5 LE MOUVEMENT PLAN SUR PLAN : CENTRE INSTANTANÉ DE ROTATION

Un plan se définit comme une surface illimitée pouvant contenir toute droite joignant deux de ses points.

Une feuille de papier posée sur une table constitue un plan. Si nous traçons sur cette feuille de papier une figure F délimitée par un segment AB , (Cf. fig. 2.2). Cette figure, contenue dans la surface de la feuille est elle-même un plan que nous appellerons P_0 . Effectuons maintenant sur une feuille de papier calque une copie de la figure F . En faisant glisser cette feuille de papier calque sur la feuille d'origine, la figure F va se déplacer pour venir en F' . La feuille de papier calque est un plan mobile P_1 se déplaçant sur un plan fixe, la feuille de papier P_0 . Lors de ce mouvement, la totalité de la figure F reste contenue dans le plan P_1 .

Le déplacement de la figure F en F' définit ce qui est appelé : un **mouvement plan sur plan**.

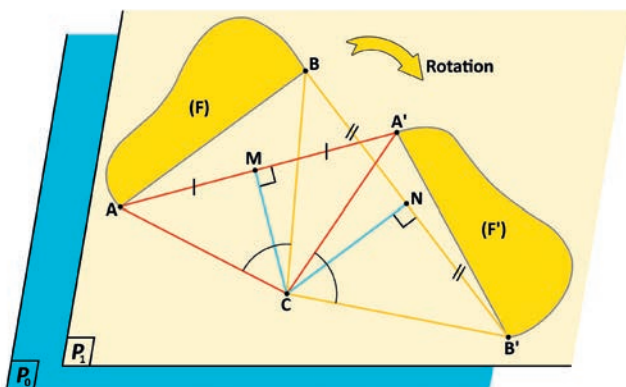


Fig. 2.2 Mouvement plan sur plan et centre instantané de rotation.

Dans l'exemple de mouvement plan sur plan de la fig. 2.2 AB est venu en $A'B'$ par une simple rotation. Soit M le milieu de AA' et N le milieu de BB' , les perpendiculaires en M et N se coupent en C centre de rotation. Les trajectoires des points A et B pour venir en A' et B' sont des arcs de cercle de centre C et de rayon CA et CB .

Ce type de mouvement, régissant le fonctionnement d'une multitude de mécanismes, fait l'objet de règles et de propriétés :

a) Tout déplacement quelconque dans le plan peut être décomposé en une suite de translations et de rotations :

- la **translation** est le mouvement d'un solide dont toutes les parties gardent une direction constante. La trajectoire est une droite.
- la **rotation** est le mouvement d'un corps autour d'un axe fixe, matériel ou non. La trajectoire est un cercle.

Les deux mouvements peuvent être associés et, selon le mécanisme utilisé, l'ordre des mouvements peut-être inversé : translation puis rotation ou inversement. Les caractéristiques du mouvement sont alors modifiées.

b) Théorème fondamental : « Etant donné une figure plane F , qui se déplace dans un plan, il est toujours possible de passer d'une position F à une position F' infiniment voisine, par une rotation autour d'un axe perpendiculaire au plan et qui perce ce plan en un point qui est le **centre instantané de rotation (CiR)**, le temps pendant lequel est considéré le mouvement étant supposé infiniment petit. Si le mouvement est une translation, le centre instantané de rotation est rejeté à l'infini ».

Le CiR est défini à un instant donné, il peut varier au cours du mouvement.

Le CiR est à un instant donné un point où la vitesse de déplacement est nulle.

c) Théorème de Chasles : « A un instant donné, les normales aux trajectoires des différents points d'un système plan qui se déplace

dans son plan concourent au centre instantané de rotation. »

Ce théorème est explicité par les figures 2.2 et 2.3.

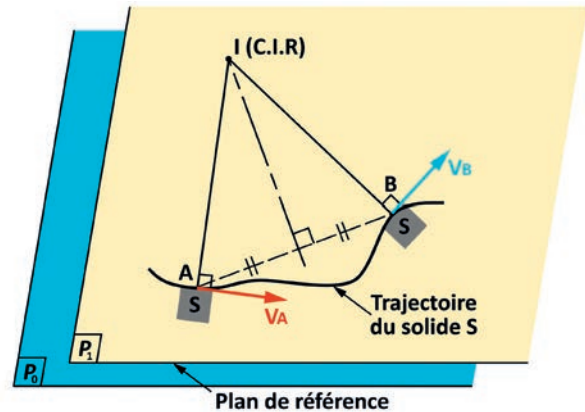


Fig. 2.3 Autre exemple de mouvement plan sur plan.

Dans l'exemple de la fig. 2.3, la figure plane S suit une trajectoire quelconque. Elle est animée d'une vitesse V_A au point A et V_B au point B . Entre A et B , le déplacement de S peut être assimilé à une rotation. Par application des principes des mouvements plan sur plan, le centre instantané de rotation (CiR) se trouve à l'intersection des perpendiculaires aux vecteurs vitesse en A et B . Par construction, le triangle IAB est isocèle.

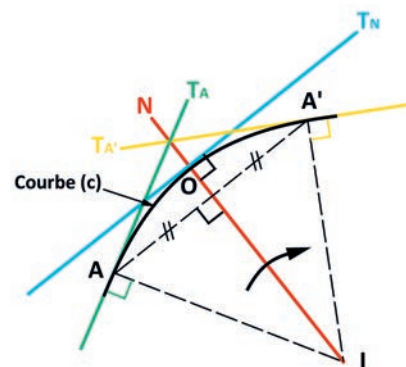


Fig. 2.4 Quelques particularités géométriques liées au mouvement de rotation.

Sur la fig. 2.4, le point A se déplace en A' par une rotation infiniment petite de centre I . La courbe (c) est un arc de cercle. T_A est la tangente en A et contient le vecteur vitesse V_A . $T_{A'}$ est la tangente en A' et contient le vecteur vitesse $V_{A'}$. Ces deux tangentes se coupent en N qui se trouve sur la médiatrice du segment AA' , base du triangle isocèle IAA' .

d) Pour qu'une figure plane passe d'une position 1 à une position 2, il peut être nécessaire d'utiliser une série de rotations infiniment petites, qui toutes auront un CiR distinct. La succession de ces CiR forme sur le plan fixe une courbe continue, lieu des centres instantanés.

e) Les différents points de la figure se déplaçant sur le plan fixe forment sur ce plan une courbe qui est, pour chaque point, la trajectoire du point considéré.

f) Pour connaître le centre instantané, il suffit de connaître les normales aux trajectoires de deux points quelconques.

g) Pour connaître les centres instantanés sur le plan fixe, il suffit de connaître la trajectoire d'un point quelconque. (Cf. fig. 2.4)

2 [QUELQUES DÉFINITIONS ET RAPPELS]

h) Théorème : « Lorsque plusieurs figures se déplacent en liaison les unes avec les autres, les centres instantanés de chacun des mouvements sont alignés ».

C'est le cas lorsque trois figures sont dans trois plans différents,

chaque plan glissant l'un sur l'autre, les trois CiR seront sur une même droite. Cela s'explique par le fait que chaque mouvement dispose d'un vecteur vitesse commun.

→ 2.6 L'ÉQUILIBRE : LA NOTION DE STABILITÉ

→ 2.6-1 Le principe

Un corps est en équilibre stable si, écarté légèrement de sa position d'équilibre, il tend à y revenir de lui-même. (Cf. fig.2.5) C'est le cas du pendule dont le point de fixation O est situé au-dessus de centre de gravité G de la masse M . (fig.2.5a)

Un corps est en équilibre instable si, écarté légèrement de sa position, il tend à s'en écarter davantage. (Cf. fig.2.5) Dans ce cas, le point de fixation O est en dessous du centre de gravité G . (fig.2.5b)

Un deux roues dont le contact au sol est en deux points alignés se retrouve dans la catégorie instable, car son centre de gravité est au-dessus du sol.

Un corps est en équilibre indifférent quand il reste au repos dans toutes les positions qu'on lui donne.

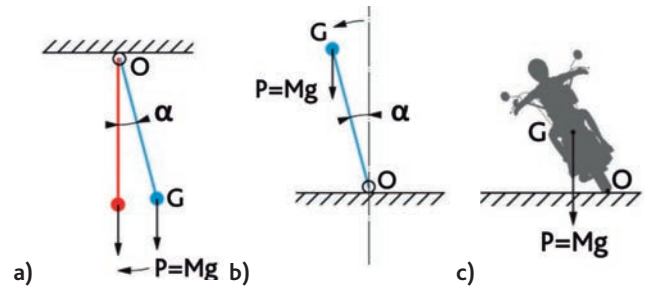


Fig. 2.5 Système stable et instable

→ 2.6-2 L'application au véhicule

Une voiture à quatre roues est assimilable à une table posée sur quatre pieds. (Cf. fig.2.6)

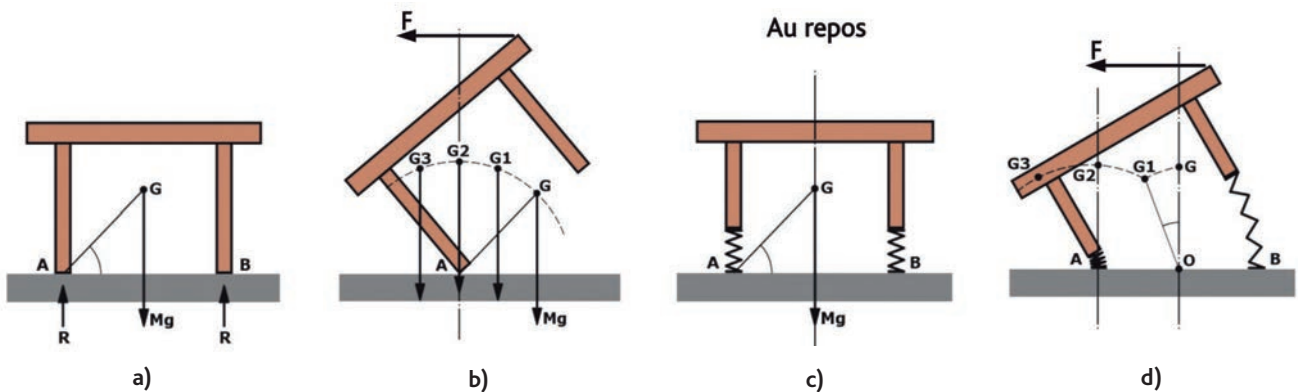


Fig. 2.6 La stabilité tabulaire

Ces quatre pieds délimitent une surface $ABCD$ de sustentation au sol. Pour renverser cette table, il faudra lui appliquer un effort F dont la ligne d'action sera au-dessus de G . Si cet effort est suffisamment important, elle va subir une rotation autour d'une ligne reliant deux pieds restant en contact du sol. Les deux autres pieds vont décoller du sol. Si l'effort diminue, la table revient à sa position stable d'origine. C'est le cas lorsque le centre de gravité est en position $G1$. Par contre lorsque G arrive en $G2$, à la verticale de la ligne d'appui au sol, l'équilibre devient instable. Passée la position $G2$ vers $G3$, elle se renverse. (Cf. fig. 2.6b). On peut citer le kart comme exemple de ce type de stabilité.

Mais notre voiture interpose une suspension entre la roue et le châssis. La suspension est un système élastique introduisant un mouvement vertical. Cela revient à doter notre table de « pieds élastiques ». (Cf. fig. 2.6c). Avant de la renverser sous l'action de l'effort F , il faudra d'abord écraser les ressorts de suspension (Trajet de G à $G1$ sur la fig. 2.6d). Cela induit une première rotation autour de O , centre instantané de rotation. Ensuite, suspension comprimée, le « pied » devient rigide et la table pivotera autour du point A .

→ 2.7 LES BASES DE L'ARCHITECTURE D'UN VÉHICULE

A la fin du siècle dernier, l'installation d'un moteur dans notre chariot (Cf. §1.2) avait pour seul but de remplacer l'animal de trait, sans chercher outre mesure la performance.

Mais la suppression de l'attelage et l'installation de l'énergie de propulsion à bord va ouvrir la voie à de profondes évolutions :

- a) la propulsion et le guidage ne passent plus par les sabots du cheval mais par les seules roues du véhicule. Cela signifie que le contact roue-sol devient primordial.
- b) l'apport du pneumatique dans ce contact roue-sol va permettre d'accroître la puissance mise en œuvre pour largement dépasser celle de l'animal. Conçu pour le confort, il a très vite rempli des fonctions plus complexes qui caractérisent l'automobile actuelle.

Jusqu'en 1930, la conception d'un véhicule est structurée par les règles du « Système Panhard » (Cf. fig. 2.7) : un moteur à refroidissement à eau et à cylindres verticaux, monté à l'avant à l'avant en position longitudinale d'un châssis et transmettant le mouvement aux roues arrières par l'intermédiaire d'un embrayage à friction, d'une boîte à baladeurs et sélecteur de vitesse, pour finir par un renvoi d'angle. La suspension était composée de quatre ressorts à lames guidant des essieux rigides, doublés d'amortisseurs à friction. Cette architecture reste encore d'actualité pour les utilitaires dont le tonnage est supérieur à 3,5 tonnes.

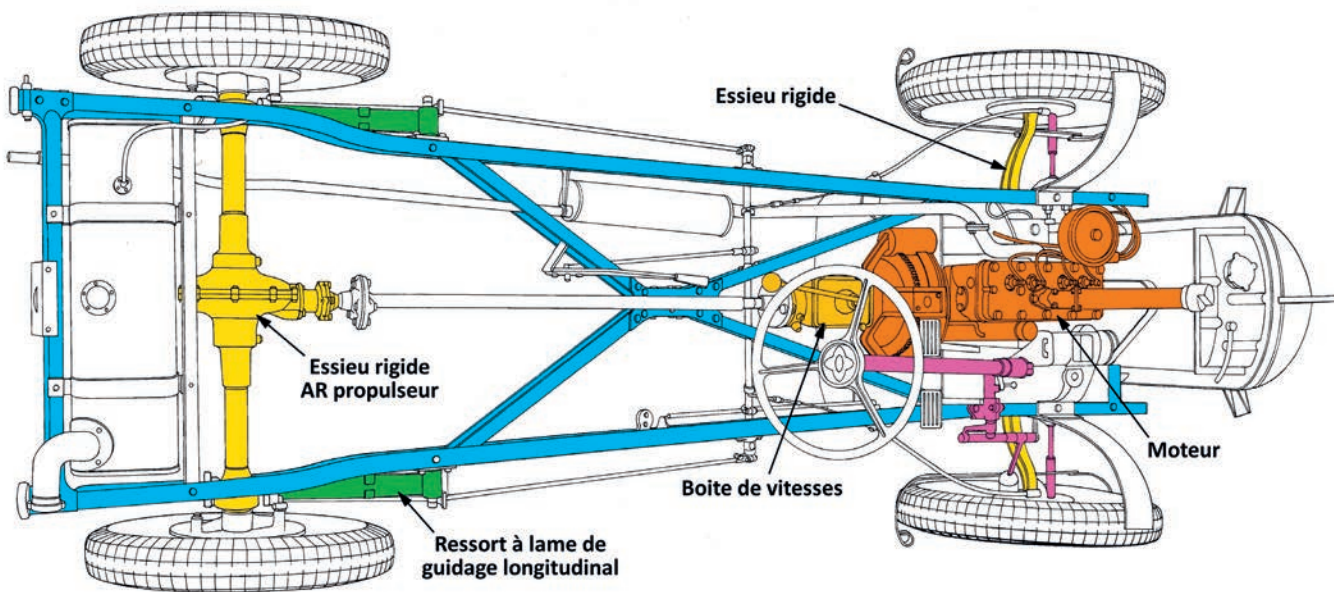


Fig. 2.7 Architecture selon le système « Panhard »

Pendant longtemps, le tout à l'avant comme le tout à l'arrière étaient considérés comme une hérésie.

Le lancement en série en 1934 de la traction avant Citroën a bouleversé ce concept (Cf. fig. 2.8). L'ensemble du système de

propulsion est concentré sur l'essieu avant. En outre cette voiture introduit des suspensions à roues indépendantes : à l'avant avec des barres de torsion pour ressort et à l'arrière un train à bras tirés

2 [QUELQUES DÉFINITIONS ET RAPPELS]

Les constructeurs « traditionnels » fidèles au système Panhard, adoptèrent toutefois le train avant à roues indépendantes, tout en gardant l'essieu arrière rigide pour la propulsion.

La firme tchèque Tracta fit quelques années plus tard le choix du tout à l'arrière.

Ces différents concepts d'architecture véhicule ont une incidence sur son devis de poids et la répartition des masses sur chacun des essieux. Le système de guidage des roues devra nécessairement en tenir compte.

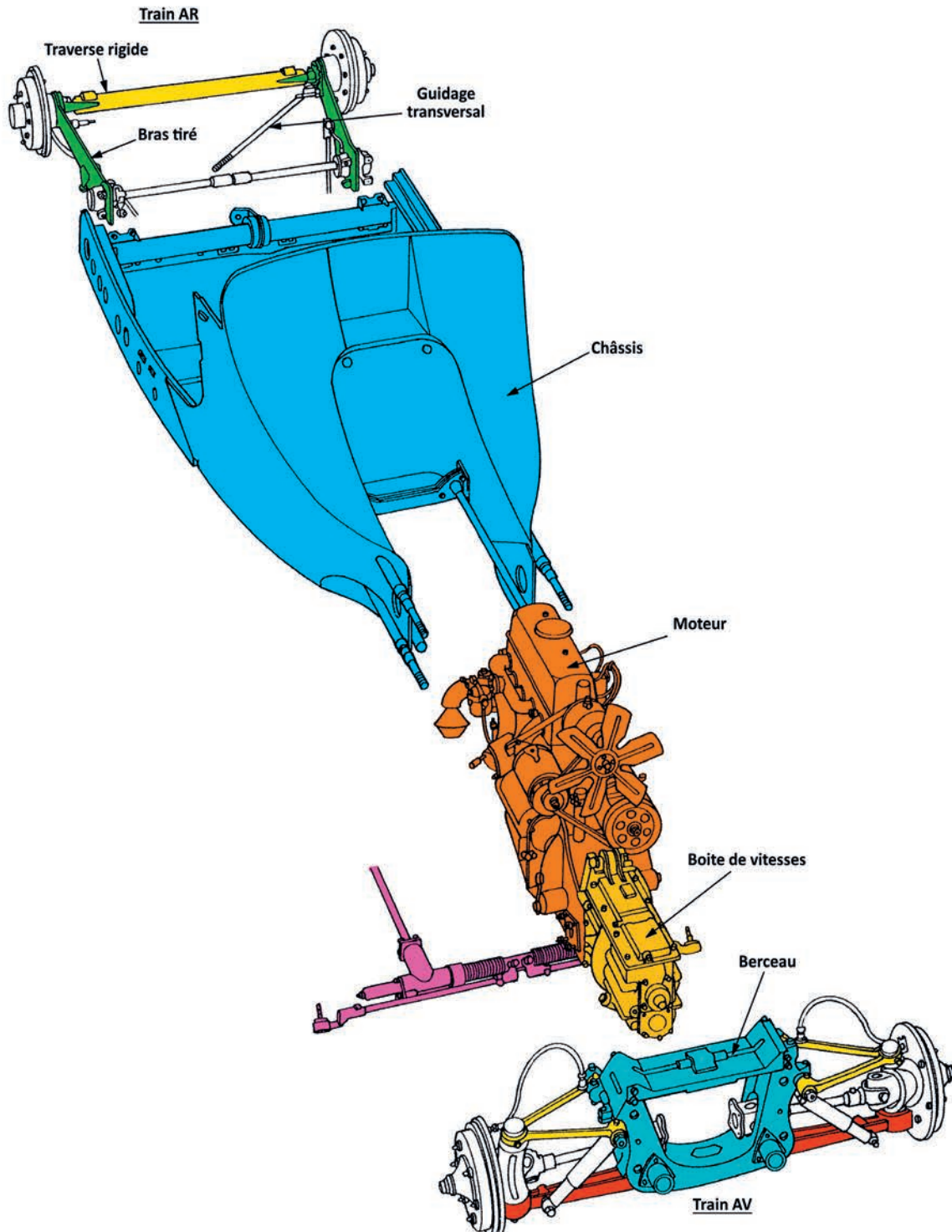


Fig. 2.8 Le concept de traction avant

2 [QUELQUES DÉFINITIONS ET RAPPELS]

→ 2.8 LES EFFORTS APPLIQUÉS

L'ensemble de la charge transportée et du châssis qui la porte constitue une masse représentée par une force qui est son poids, positionné à son centre de gravité.

Pour mettre en mouvement cette masse et lui faire suivre une trajectoire définie, il sera nécessaire de lui appliquer d'autres forces. Tout d'abord moteur pour créer le mouvement, puis directrice pour suivre la trajectoire et changer de direction et enfin freineuse pour ralentir et stopper le mouvement.

Ces forces vont nécessiter l'installation :

- d'une succession de liaisons, composées de solides agissant l'un sur l'autre, formant un mécanisme pour la transmission, des mouvements et des variations de mouvements, à cette masse.
- d'un appui au sol (Cf. fig. 2.9). Cet appui va opposer des réactions aux différentes forces induites par notre véhicules. Sans ces réactions, aucun mouvement n'est possible.

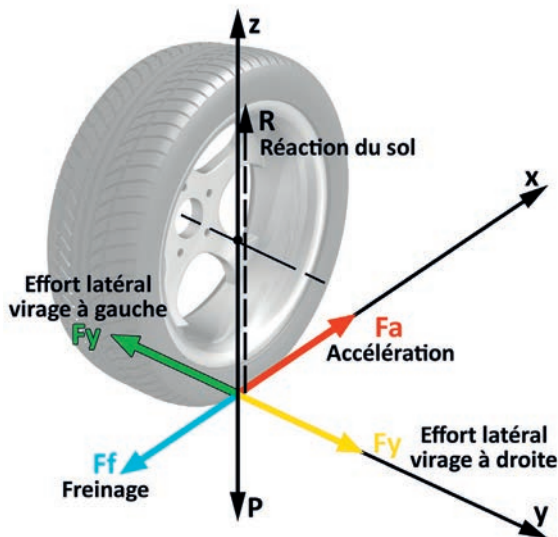


Fig. 2.9 Des efforts au niveau du sol.

Le poids P crée une réaction du sol R égale et opposée. Les efforts selon l'axe y sont des efforts transversaux, ceux selon l'axe x sont des efforts longitudinaux.

(Cf. le trièdre de référence, fig. 2.1).

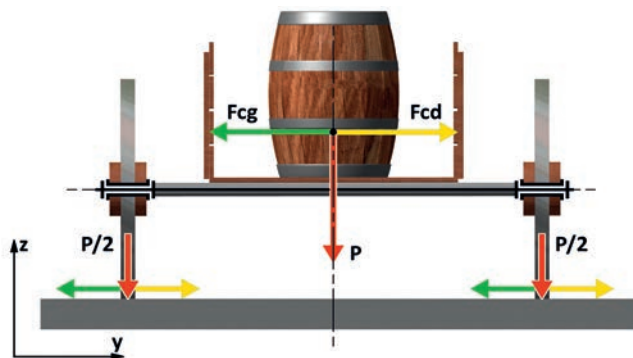


Fig. 2.10 Efforts appliqués au chariot.

A l'arrêt, il y a le poids de la charge transportée (Cf. fig. 2.10). Cette charge se répartit également sur chaque roue.

En virage, en plus du poids, la charge est soumise à un effort centrifuge : $F_c = M \times \frac{V^2}{R}$ dans lequel :

- M représente la masse du véhicule = $\frac{P}{g}$,

- V la vitesse longitudinale de déplacement et R le rayon du virage.

Cet effort se répartit sur chaque roue. F_{cg} est la force centrifuge appliquée lors d'un virage à gauche, F_{cd} , lors d'un virage à droite. A chacun de ces efforts correspond une réaction du sol.

Notre système géométrique liant le châssis à la roue devra avoir la capacité de transmettre des efforts verticaux et des efforts horizontaux, appliqués dans le plan transversal Gzy et le plan longitudinal Gxy.

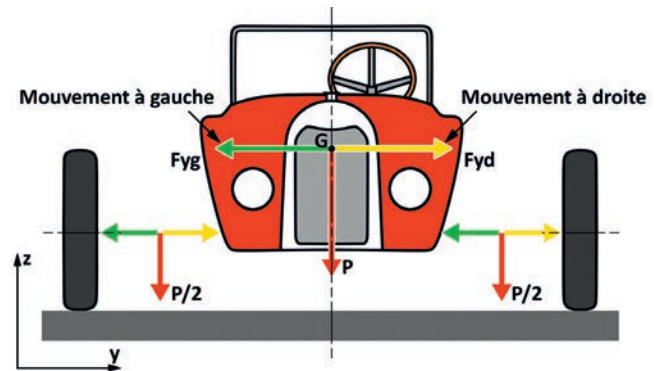


Fig. 2.11 Efforts dans le plan transversal que doit transmettre le système de guidage de la roue.

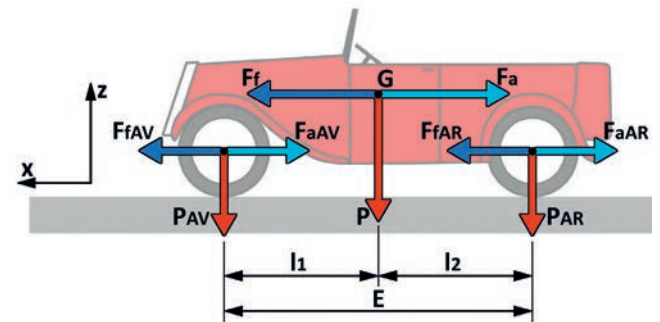


Fig. 2.12 Efforts dans le plan longitudinal que doit transmettre le système de guidage de la roue.

Ces efforts ne peuvent exister et être transmis par notre système de guidage que si le contact roue/sol reste dans le domaine adhérent (Cf. § 1.3 La nécessité d'un support).

→ 2.9 LE PNEUMATIQUE : CARACTÉRISTIQUES UTILES POUR UN ESSIEU

Le pneumatique est l'organe du véhicule qui établit le contact avec le sol. C'est ce lien mécanique qui va permettre au véhicule de se mouvoir.

« La suspension est l'auxiliaire du pneumatique ». Cette maxime, très répandue parmi les dynamiciens du véhicule, traduit bien la nécessité d'une définition des suspensions

→ 2.9-1 Les fonctions d'un pneumatique

Le pneumatique est un élément élastique, pouvant être comparé à un ballon rempli d'air dont les déformations vont dépendre des efforts appliqués au véhicule lors de son déplacement sur le sol. Les fonctionnalités principales du pneumatique sont les suivantes :

- **porter** la masse du véhicule : il s'agit d'un effort vertical sans lequel aucune adhérence n'est possible.
- **démarrer, accélérer, augmenter** la vitesse du véhicule : il s'agit d'un effort longitudinal d'accélération, lié au couple moteur et appliqué à la roue.

→ 2.9-2 Les principaux composants d'un pneumatique

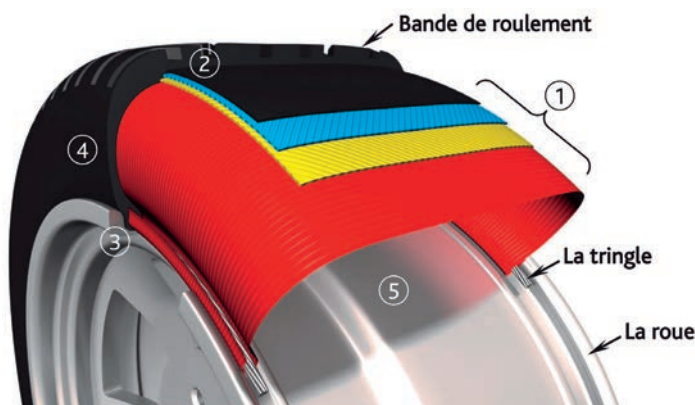


Fig. 2.13 Composants d'un pneumatique.

adaptées aux caractéristiques du pneumatique. Cela signifie que le comportement du véhicule sera tributaire, non seulement des caractéristiques du pneumatique mais également de la manière dont les éléments de guidage composant la suspension vont gérer les variations du plan de roue.

- **ralentir, décélérer, freiner**, réduire la vitesse du véhicule : il s'agit toujours d'un effort longitudinal, de sens opposé au précédent.
- **modifier** sa trajectoire, **prendre des virages, manœuvrer** : il s'agit d'un effort transversal induit par la force centrifuge et le braquage des roues directrices.

Un pneumatique est composé de cinq parties principales (Cf. fig. 2.13) :

1. La **carcasse**, formée de fils croisés, enduits de caoutchouc, qui vont transmettre les efforts.
2. La **bande de roulement** en caoutchouc, qui assure le contact avec le sol.
3. L'accrochage sur la roue via un câble appelé **tringle**.
4. Les **flancs**, faisant la liaison entre la bande de roulement et l'accrochage de la roue.
5. L'**air** qui maintient l'ensemble dans sa forme d'origine, celle d'un tore et lui donne sa fonction pneumatique.

→ 2.9-3 L'élasticité transversale du pneumatique

En faisant tourner une roue soumise à un poids et à un effort transversal F_y , nous constatons que sa trajectoire ne suit pas la direction du plan médian de la roue. Ce phénomène, lié à l'élasticité transversale du pneumatique est appelé : la **dérive**. (Cf. fig. 2.14).

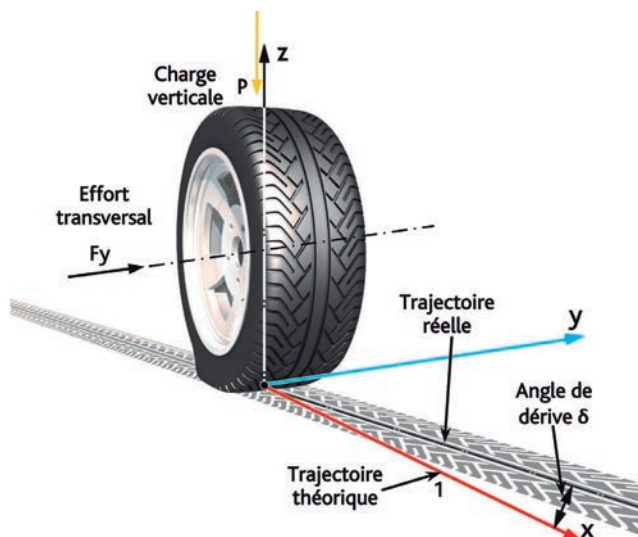


Fig. 2.14 La dérive.

Sous l'effet de la force latérale F_y appliquée au centre de roue et induite lors d'un changement de direction, la roue suit une trajectoire réelle formant un angle δ avec la trajectoire théorique définie par le plan de roue. Cet angle δ diminue l'angle β de braquage géométrique. Cela signifie que notre système de guidage devra en tenir compte lors d'un changement de direction.

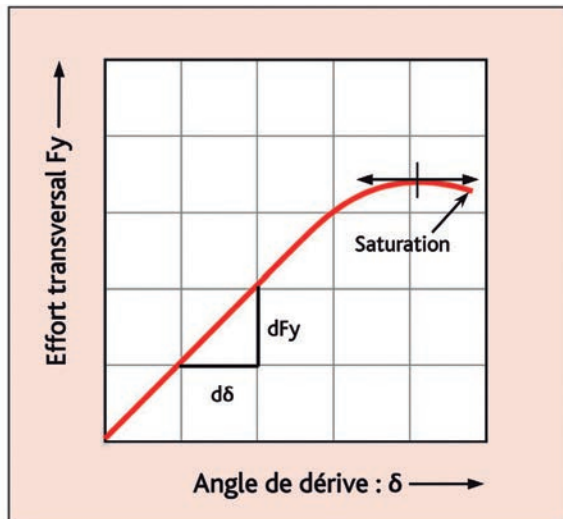


Fig. 2.15 La rigidité de dérive.

$F_y = f(\delta)$ (Cf. fig. 2.15) se caractérise par un départ assimilable à une droite, pour ensuite s'incurver et présenter un maximum avant de décroître au fur et à mesure que δ continue d'augmenter. Le maximum correspond à une « saturation » du pneumatique. Cela a pour effet, que passé ce maximum, plus l'angle de braquage augmente, plus faible sera l'effort de guidage.

Le rapport $D = \frac{dF_y}{d\delta}$ définit la rigidité de dérive.

→ 2.9-4 Les paramètres modifiant le contact au sol d'un pneumatique

a) Le carrossage

Il s'agit d'un angle formé par la verticale et le plan médian de la roue, dans le plan zGy (Cf. fig. 2.16 et 2.17). Le plan médian de la roue est perpendiculaire à la fusée, axe de rotation. En conséquence, la fusée aura un angle d'inclinaison par rapport à l'horizontal de la même valeur que le carrossage. Selon l'inclinaison du plan médian de la roue par rapport à la verticale, le carrossage sera :

- **négatif** si le sommet de la roue est incliné vers le centre du véhicule,
- **positif** dans le cas contraire, le sommet sera incliné vers l'extérieur,
- **nul** si la roue est parfaitement verticale.

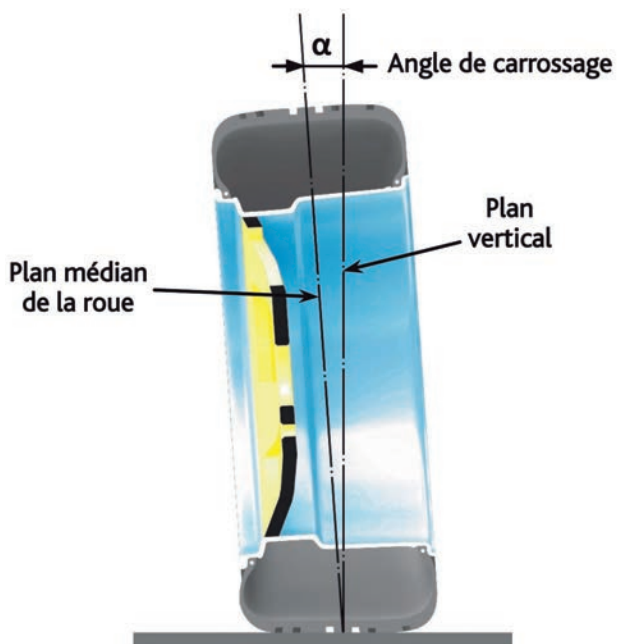


Fig. 2.16 Définition du carrossage.

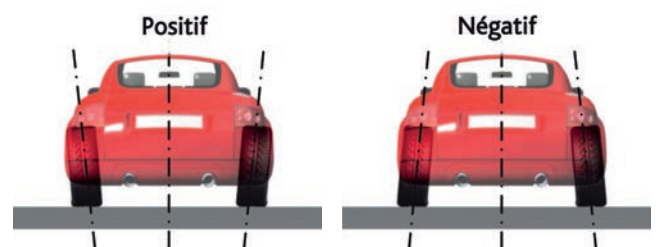


Fig. 2.17 Le carrossage sur véhicule.

2 [QUELQUES DÉFINITIONS ET RAPPELS]

Le carrossage aura deux conséquences :

1. Il modifie l'**empreinte** ou forme de la zone de contact du pneumatique au sol (Cf. fig. 2.18). Cela modifie l'application des différentes élasticités des constituants du pneumatique. Les rayons de roulement intérieur et extérieur sont différents. Le flanc situé du côté de l'inclinaison fléchit plus, avec pour conséquence : fatigue et échauffement supplémentaire. Cela influe également sur les caractéristiques d'adhérence, particulièrement par temps de pluie.

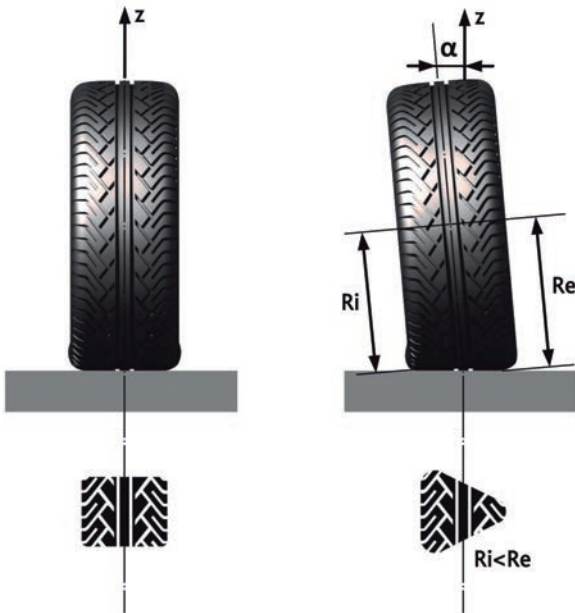


Fig. 2.18 Carrossage et empreinte au sol.

2. Il introduit un effort : la **poussée de carrossage** (Cf. fig. 2.19). L'inclinaison de la roue crée une dissymétrie de répartition des efforts dans la zone de contact du pneumatique sur le sol et dans les flancs. En l'absence de dérive cette dissymétrie va générer une poussée transversale orientée vers l'intérieur du véhicule dans le cas d'un carrossage négatif. De valeur $F_{yc} = P \times \tan \alpha$, elle va se retrancher de l'effort de dérive lors d'un virage.

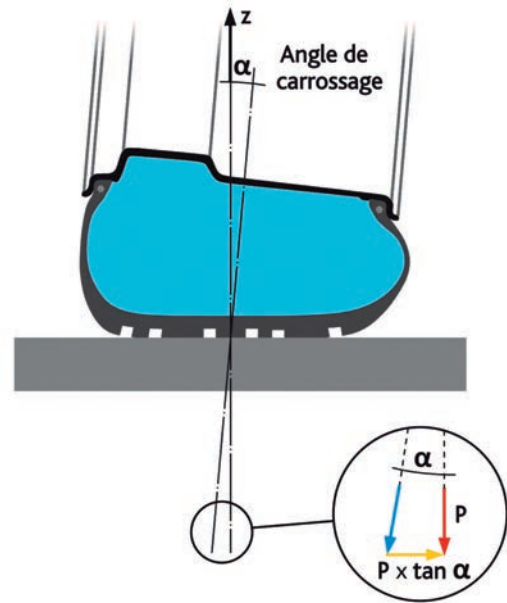


Fig. 2.19 La poussée de carrossage.

Il sera nécessaire de bien maîtriser les variations de carrossage. Elles représentent une cause d'instabilité en ligne droite, surtout sur route déformée. L'augmentation ponctuelle de P au passage d'une bosse, induit une augmentation de $P \tan \alpha$.

En virage, **dérive** et **poussée de carrossage** se combinent. Un carrossage négatif va produire une augmentation de la poussée latérale (Cf. fig. 2.20). L'influence de cette combinaison est notable lors des petits mouvements du véhicule.

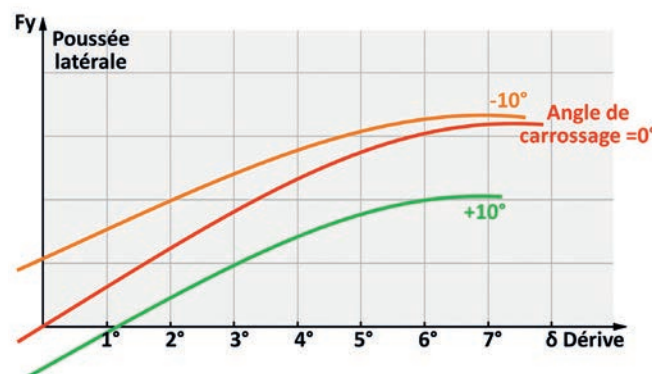


Fig. 2.20 Poussée latérale en fonction de l'angle de carrossage et de la dérive du pneumatique.

2 [QUELQUES DÉFINITIONS ET RAPPELS]

b) La chasse

Il s'agit d'un angle qui caractérise une roue avant directrice d'un véhicule. Il se définit comme l'angle formé par la verticale et l'axe de pivot, dans le plan longitudinal xGz . (Cf. fig.2.21a), b), c)).

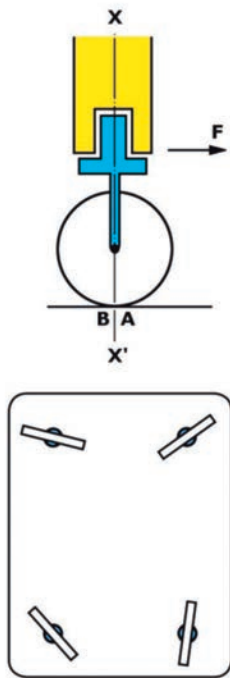


Fig. 2.21 a)
Point A et B confondus

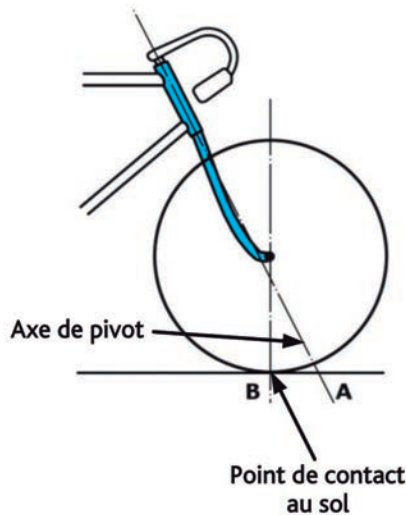


Fig. 2.21 b)
La chasse de la bicyclette

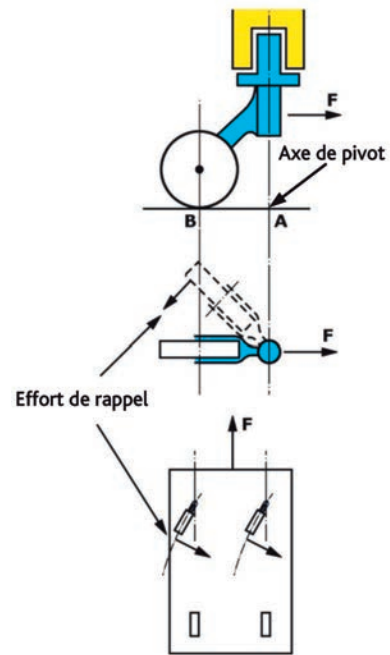


Fig. 2.21 c)
Point A en avant de B dans le sens du mouvement.

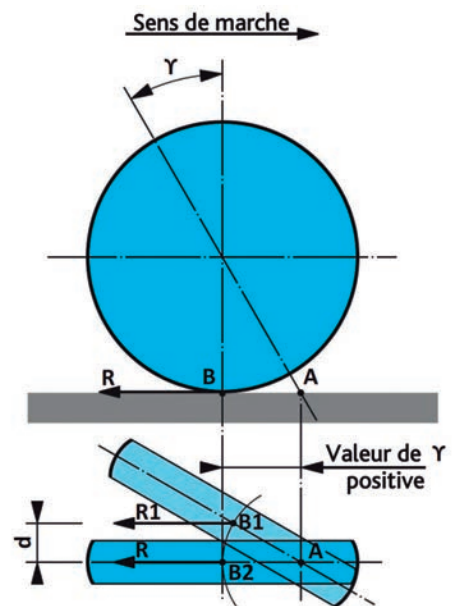


Fig. 2.22. Cas particulier,
le point A intersection de l'axe de pivot avec le sol est dans le plan de la roue. R1 est l'effort de rappel qui ramène la roue dans la direction du mouvement.

Le but est de stabiliser une roue qui peut être braquée dans le plan horizontal, autour de son axe de pivot. Si l'axe de pivot coupe le sol au point de contact de la roue avec le sol, la roue ne pourra pas avoir une position stable (Cf. fig. 2.21a). Par contre si l'axe de pivot est déplacé de manière à ce que son intersection avec le sol

(Cf. point A - fig. 2.21b) se trouve en avant du point de contact de la roue avec le sol (Cf. point B - fig. 2.21b), la roue sera soumise à un effort de rappel qui va l'obliger à se mettre dans la direction du mouvement du véhicule. La roue est ainsi « tirée ».

c) La « chasse pneumatique »

L'effet de la dérive modifie l'empreinte du pneumatique au sol (Cf. fig. 2.23). La zone de contact au sol peut être décomposée en surfaces élémentaires. Lors de la sollicitation transversale F_y appliquée au centre de roue, les réactions engendrées au niveau du sol, provoquent des déformations appliquées à chacune de ces surfaces élémentaires. L'analyse montre que ces déformations vont en augmentant dans le sens du déroulement de la roue, de l'avant vers l'arrière de la zone de contact au sol.

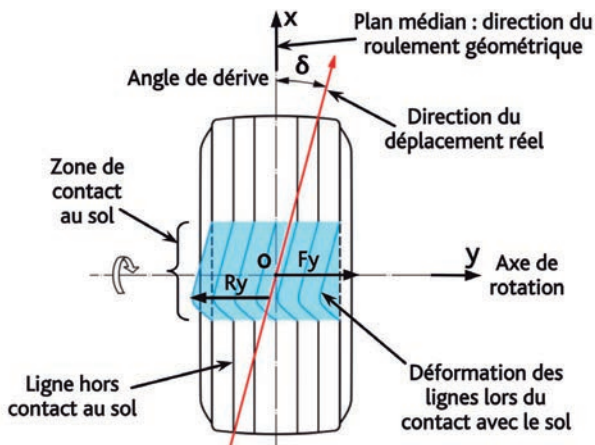


Fig. 2.23 Déformation de la zone de contact en dérive.

La résultante R_y de ces réactions, se trouve de ce fait en arrière de l'axe de rotation de la roue, d'une distance d .

Ce décalage induit un moment $M_a = R_y \times d$, appelé : « **moment d'auto-alignement** » (Cf. fig. 2.23). Ce moment a tendance à s'opposer au braquage de la roue et s'ajoute à l'effet de l'angle de chasse et à l'effet de cône dû à l'inclinaison de pivot. Ce moment est quelque fois appelé « **la chasse pneumatique** ».

En fonction de l'effort latéral appliqué, ce moment passe par un maximum (Cf. fig. 2.24). Dans la zone du maximum, F_y augmente alors que M_a varie très peu. Comme M_a est transmis au volant via la direction, le conducteur perd du « ressenti » sur le comportement du véhicule.

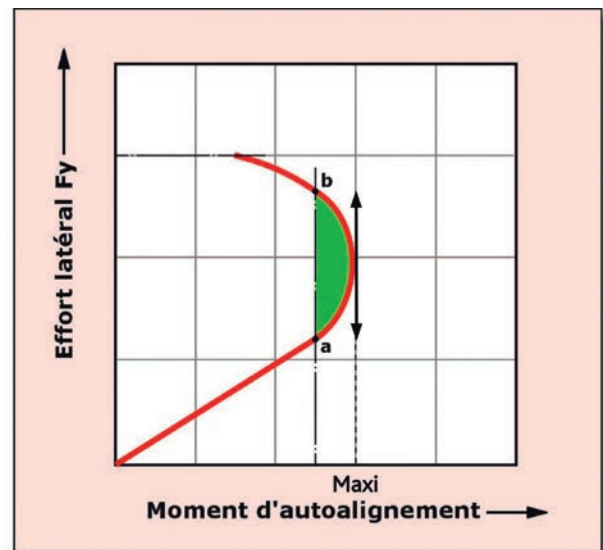


Fig. 2.24 Effort latéral et moment d'auto-alignement.

Cette chasse pneumatique va dépendre de :

- la structure du pneumatique et l'élasticité des matériaux utilisés,
- l'usure, car la carcasse s'assouplit sous les flexions répétées,
- la pression de gonflage. La chasse pneumatique va diminuer en augmentant la pression de gonflage à F_y constant.
- la charge verticale, qui si elle augmente, augmente la chasse pneumatique pour atteindre un maxi et décroître ensuite,
- la chasse géométrique : plus faible sera cette chasse, plus la chasse pneumatique aura de l'importance.

Ainsi, toute modification du plan géométrique de la roue modifie la zone de contact pneu-sol et par conséquent le potentiel d'adhérence. C'est de cette d'adhérence que naîtront les efforts permettant la mise en rotation de la roue et les évolutions telles que démarrer, freiner, changer de direction.

La roue étant un disque tournant autour d'un axe, tout mouvement de cet axe entraîne des réactions gyroscopiques, réactions qui seront d'autant plus importantes que le diamètre, le poids de la roue et la vitesse de rotation seront importants.

→ 2.10 SYSTÈMES DE GUIDAGE ET ARTICULATIONS

Nous définirons un système de guidage comme un mécanisme, constitué de pièces rigides reliées par des **articulations**. Un tel assemblage oblige une pièce mobile à suivre une trajectoire déterminée. Il permet certaines libertés de mouvement et en empêche d'autres. Ces libertés que nous appellerons « **degrés de liberté** » sont définies par le nombre des surfaces de contact fonctionnelles entre les pièces en mouvement.

Ce contact est l'élément de liaison, commun entre deux pièces. Nous définirons ce contact comme une **articulation**. Cette articulation est un ensemble de points formant une surface de

contact entre deux pièces. Une ou plusieurs surfaces appartenant à l'une des pièces, viennent en appui sur d'autres surfaces appartenant à l'autre pièce.

L'articulation subit les actions de l'une et l'autre pièce dont elle assure la liaison.

Une articulation transmet un mouvement, mais aussi des efforts liés à ce mouvement.

L'installation de plusieurs articulations agissant l'une à la suite de l'autre peut réduire le nombre de degrés de liberté de l'ensemble du système de guidage.

→ 2.10-1 Les jeux et frottements (Cf. fig. 2.25)

Pour fonctionner, une articulation a besoin d'un minimum de précision dans sa réalisation car le mouvement qu'elle autorise nécessite la présence de jeux de fonctionnement. De même, le frottement est inhérent à toute articulation, une sorte de fléau appliqué au mouvement d'un mécanisme.

Selon le type d'articulation le mouvement admet un ou plusieurs degrés de liberté. Chaque degré de liberté représente un mouvement relatif indépendant que l'articulation autorise entre les deux pièces considérées.

Montée sur le véhicule, une articulation est toujours soumise à des efforts, car même à l'arrêt, elle doit porter le poids du véhicule.

Le **jeu** est un espace entre les deux pièces d'une articulation, espace dans lequel il n'y a aucun contact. Alors, la pièce se déplace d'un point à un autre sans transmettre d'efforts. Il s'agit d'une zone de raideur nulle. Ce n'est qu'une fois le contact rétabli que la transmission d'effort peut se faire. La raideur étant nulle, les mouvements relatifs des pièces dans cet espace ne sont plus contrôlés, ce qui peut engendrer des écarts géométriques et des vibrations non amorties.

Le **frottement** est la particularité d'une articulation sans jeu. Pour obtenir un déplacement, il est nécessaire d'appliquer un effort minimal ou effort de décollement. Jusqu'à la valeur de l'effort de décollement, le déplacement étant nul, la raideur est infinie. Ce frottement initial reste ensuite appliqué au mouvement qui deviendra un glissement d'une surface sur une autre. A noter que ce frottement chute avec l'augmentation de la vitesse de glissement.

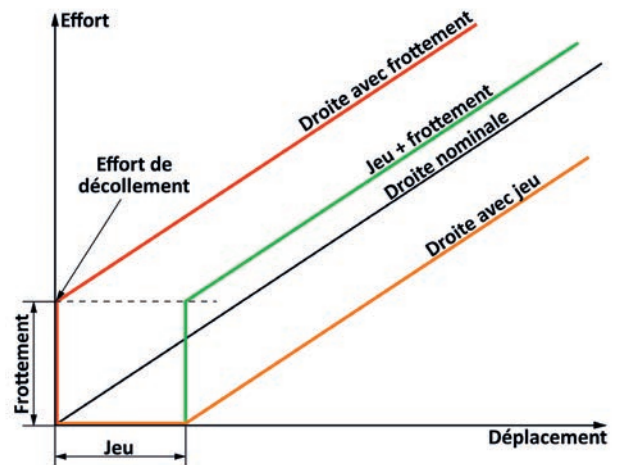


Fig. 2.25 Incidence du jeu et du frottement sur le déplacement.

Jeux et frottements se manifestent chaque fois qu'apparaît une vitesse nulle lors d'un mouvement alternatif, ce qui est fréquent dans nos systèmes de guidage. Jeux et frottements introduisent des perturbations, dont la connaissance et la maîtrise sont indispensables pour le bon fonctionnement d'une suspension. La principale perturbation est un retard de réponse entre entrée et sortie d'un mécanisme. Par exemple, le conducteur affiche un angle de braquage au volant et le véhicule ne réagit pas immédiatement par intervention de jeux ou frottements dans les éléments de direction.

Une meilleure linéarité de fonctionnement sera obtenue par leur réduction.

→ 2.10-2 Les articulations pour nos systèmes de guidage

La grande majorité de nos systèmes de guidage n'utilise que le mouvement de rotation. Pour cela, il sera mis en œuvre deux types d'articulation :

- la première utilise une rotation autour d'un axe,
- la seconde, une rotation autour d'un point.

La position relative de deux pièces dépendant de leur liaison, le choix entre l'une ou l'autre de ces articulations, va dépendre des fonctions à satisfaire.

a) L'articulation cylindrique à fourche (Cf. fig. 2.26, 2.27, 2.28)

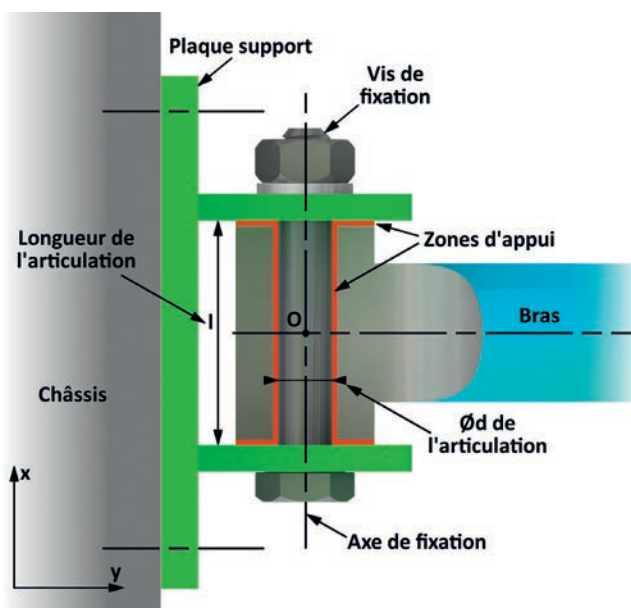


Fig. 2.26 Articulation à fourche, vue de dessus.

Cette articulation peut aussi porter le nom d'articulation à chape ou plus simplement chape.

La surface de contact théorique est un cylindre, mais la nécessaire présence de jeu aboutit à un contact linéaire rectiligne. L'orientation de l'axe de fixation va définir le plan dans lequel le levier ou le bras de suspension va débattre. Le débattement sera une rotation autour de l'axe de fixation.

Dans une telle articulation, la plaque support fixée au châssis est la fourche et le bras mobile s'articule autour d'un axe perpendiculaire à l'axe du bras. Ces deux axes se coupent en O. Une vis de fixation sert de tourillon. La transmission des efforts se fait par une surface d'appui cylindrique de cotes : d et l . Selon l'axe des x , la zone d'appui est une surface plane, sous la forme d'une rondelle, interdisant tout déplacement suivant cet axe. Le frottement étant un élément perturbant, nous distinguerons :

1. le palier « lisse » :

les zones d'appui sont des coussinets composés d'une matière à faible frottement. Le dimensionnement sera un compromis entre frottement et durée de vie.

2. le palier à « aiguilles » :

le contact est réalisé par un roulement à aiguilles. La limitation des jeux nécessite souvent un montage avec une légère pré-contrainte.

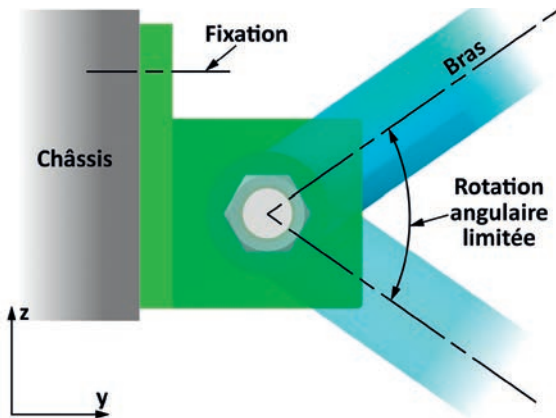


Fig. 2.27 Articulation à fourche, vue de face.

Avec une telle articulation, l'amplitude de la rotation angulaire du bras par rapport au châssis est par construction limitée à une fraction de tour. (Cf. fig. 2.27, 2.28).

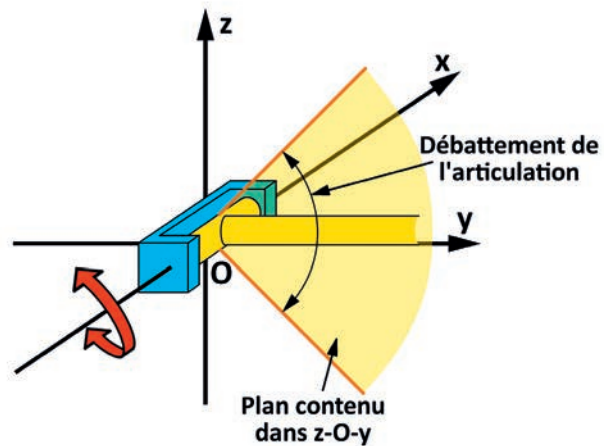


Fig. 2.28 L'articulation à fourchette n'autorise qu'un seul degré de liberté restreint : la rotation limitée autour d'un axe.

b) L'articulation sphérique ou Rotule (Cf. fig. 2.29, 2.30, 2.31 et 2.32)

La surface de contact n'est plus cylindrique comme précédemment, mais sphérique. Le mouvement se fait autour d'un centre O. Cette articulation se compose de deux parties : une sphère pleine, enfermée dans une capsule sphérique creuse, assemblées par vissage ou sertissage. La technologie de construction impose une limitation du mouvement : appelée **limite de basculement**. L'usinage demande de la précision et l'usure est difficile à compenser.

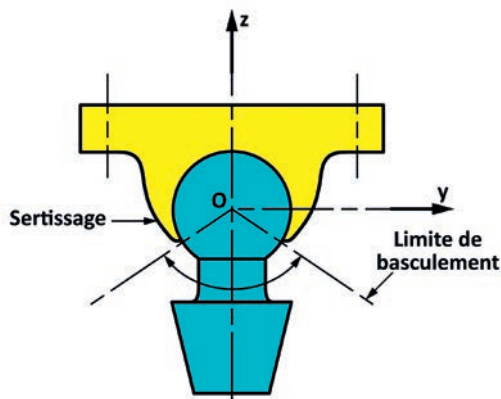


Fig. 2.29 Principe de l'articulation sphérique.

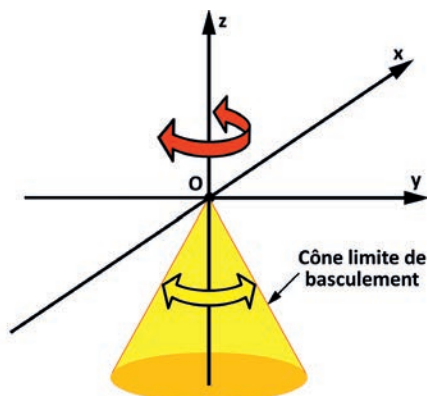


Fig. 2.30 Les degrés de liberté d'une rotule :

- une rotation autour de l'axe Oz,
- un basculement dans l'espace dont la limite forme le cône limite de basculement.

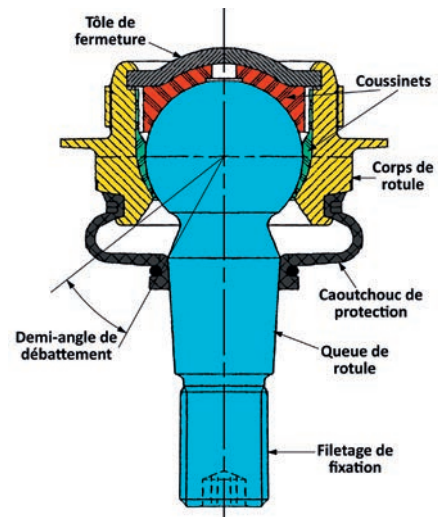


Fig. 2.31 Description d'une rotule de suspension. Les fixations sur le mécanisme se font par la queue de rotule sur l'une des parties, et par le corps sur l'autre partie.

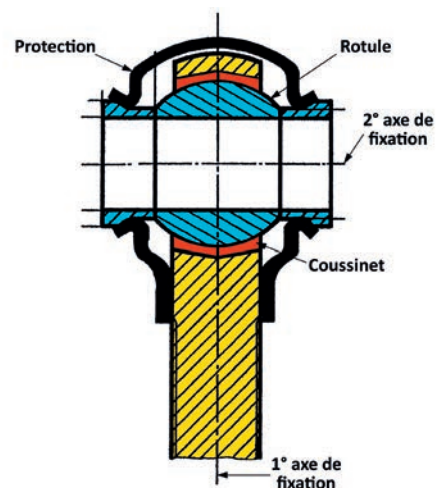


Fig. 2.32 Autre technologie de rotule, le type « Uniball ». Ce type de rotule est utilisé sur les véhicules de compétition.

2 [QUELQUES DÉFINITIONS ET RAPPELS]

→ 2.11 UNE PARTICULARITÉ DU MOUVEMENT DE ROTATION

Considérons un levier OA (Cf. fig. 2.33), que l'on fait tourner autour de O , point fixe. Lors de cette rotation plane de centre O , le point A va décrire une trajectoire qui est un cercle. Considérons le point A_1 , obtenu après une rotation d'un angle α , $OA = OA_1 = R$. Le point A_1 se sera élevé de Δz par rapport à l'axe Oy . En projetant le point A_1 sur cet axe Oy , nous obtenons le point H_1 . Nous avons alors : $OH_1 = OA \cos \alpha < OA$.

Nos systèmes de guidage utilisant majoritairement une suite de mouvements de rotation, cette particularité aura une incidence sur la position du plan de roue. Cela se traduira par des :

- variations de carrossage,
- modifications de la voie (distance séparant les plans médians des roues d'un essieu),
- « braquages induits », provoqués par l'interférence entre les mouvements de plusieurs leviers connectés.

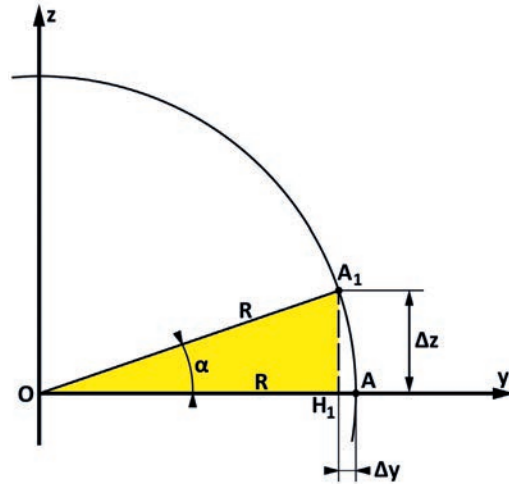


Fig. 2.33 Particularité du mouvement de rotation.

→ 2.12 LE PARALLÉLOGRAMME DE WATT

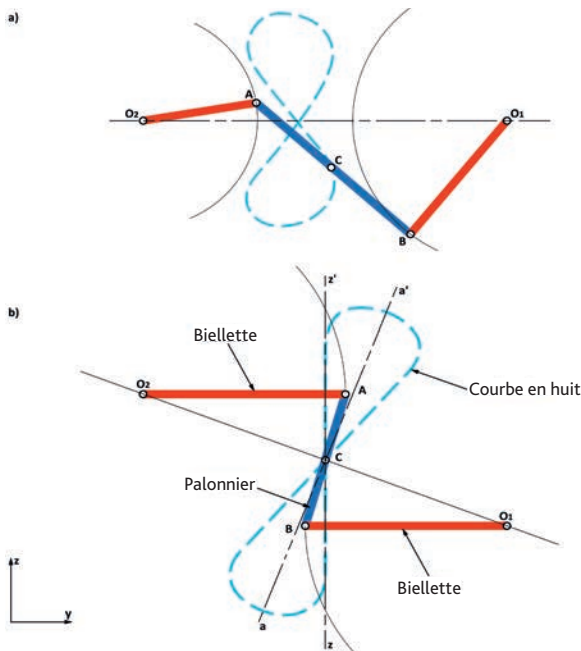


Fig. 2.34 Principe du parallélogramme de Watt.

Ce mécanisme, inventé par Watt pour la régulation des machines à vapeur est utilisé pour servir de guidage soit dans le plan transversal yGz , soit dans le plan longitudinal xGz . Il est basé sur le principe d'un quadrilatère articulé (Cf. fig. 2.34a).

Dans le quadrilatère O_1BAO_2 , les points O_1 et O_2 sont fixes. Les bielles O_1B et O_2A sont articulées en O_1 et O_2 et sont reliées entre elles par un palonnier AB . Lors du mouvement circulaire des extrémités A et B des bielles, le centre C du palonnier décrit une courbe en huit, symétrique par rapport à l'axe O_1O_2 .

L'expérience montre que par un calage judicieux des points O_1 et O_2 ainsi que des longueurs des bielles O_1B et O_2A , il est possible d'obtenir que l'une des branches de la courbe en huit décrive une droite verticale (Cf. fig. 2.34b).

Nous utiliserons cette particularité essentiellement pour le guidage des essieux arrière rigides.

→ 2.13 LE QUADRILATÈRE DÉFORMABLE

Il se définit comme un polygone convexe à quatre côtés. (Cf. fig. 2.35). Chaque côté est un invariant qui forme avec son suivant une intersection, appelée sommet, et un angle. La somme totale des quatre angles est égale à 360° . Il forme une figure plane dans le plan, figure dans laquelle trois points ne peuvent être alignés et à laquelle, lors de tout mouvement d'une liaison rigide par rapport à une autre, s'applique les lois du mouvement plan sur plan.

Sous des déclinaisons diverses, le quadrilatère déformable est un système de guidage majoritairement employé dans l'architecture véhicule. Chaque sommet est articulé par un élément de liaison : articulation cylindrique ou sphérique.

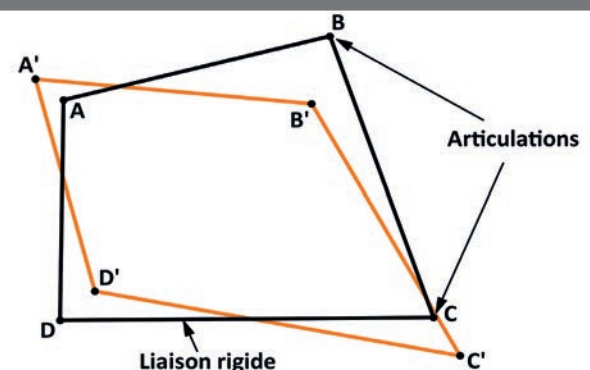


Fig. 2.35 Le principe du parallélogramme déformable.

Nota : Pour toutes les constructions de ce chapitre, nous considérerons que la roue garde un rayon constant.

→ 3.1 MOUVEMENT DANS LE PLAN HORIZONTAL XGY

→ 3.1-1 Description

Dans le plan horizontal, le véhicule va changer de direction. Il s'agit de la manœuvre qui lui permet de sortir d'une trajectoire rectiligne pour prendre un virage. Ce changement de direction est le résultat de l'action d'une gouverne : le système de direction. Ce système, par l'intermédiaire de la roue prend appui sur un support : le sol.

Selon notre trièdre de référence (Cf. § 2.3), cela concerne trois mouvements :

- deux translations :
 - la **dérive**, suivant l'axe **Gy** (Cf. § 2.10) : elle est une conséquence du changement de direction, elle perturbe l'angle de braquage géométrique du plan de roue,
 - l'**avance** suivant l'axe **Gx**, axe de déplacement du véhicule.
- une rotation : le **lacet**, autour de l'axe **Gz**. Lors de la suite de ce développement, il ne faudra pas confondre l'angle α de lacet correspondant à un changement de direction du véhicule et l'angle β de braquage des roues, introduit par la gouverne.

Sur un véhicule, la gouverne de direction est installée sur l'essieu avant ce qui est le cas le plus général.

Elle peut être installée sur l'essieu arrière mais cela a pour conséquence de donner au véhicule un comportement instable. Aussi, cette architecture est réservée à des véhicules roulant à

faible vitesse et devant manœuvrer dans des espaces très courts, comme par exemple les chariots de manutention.

Elle peut aussi être installée sur les quatre roues, soit via un système mécanique spécifique, soit par un effet volontaire de « braquage induit ».

Cette gouverne permet au conducteur de décider de la direction qu'il souhaite suivre. Elle va fonctionner en mettant en œuvre une suite de rotations et de translations.

Il existe plusieurs principes de mécanisme de direction. Nous ne développerons que le plus utilisé sur les véhicules, celui du système **pignon et crémaillère** (Cf. fig. 3.1).

Pour changer de direction, le conducteur dispose d'un volant avec lequel il affiche un **angle de braquage**. Cela introduit une rotation, qui, via la colonne de direction agit sur un ensemble **pignon-crémaillère**. Cet ensemble, logé dans un carter, transforme le mouvement de rotation ayant pour origine le volant, en translation agissant sur des **bielles de direction**. Pour transmettre un effort pur, ces bielles disposent de rotules à leurs extrémités.

Le mouvement de translation est ensuite transmis au **levier de direction**, solidaire du **pivot**. La translation se transforme alors en rotation autour de l'**axe de pivot**, d'où le changement d'orientation du plan de roue.

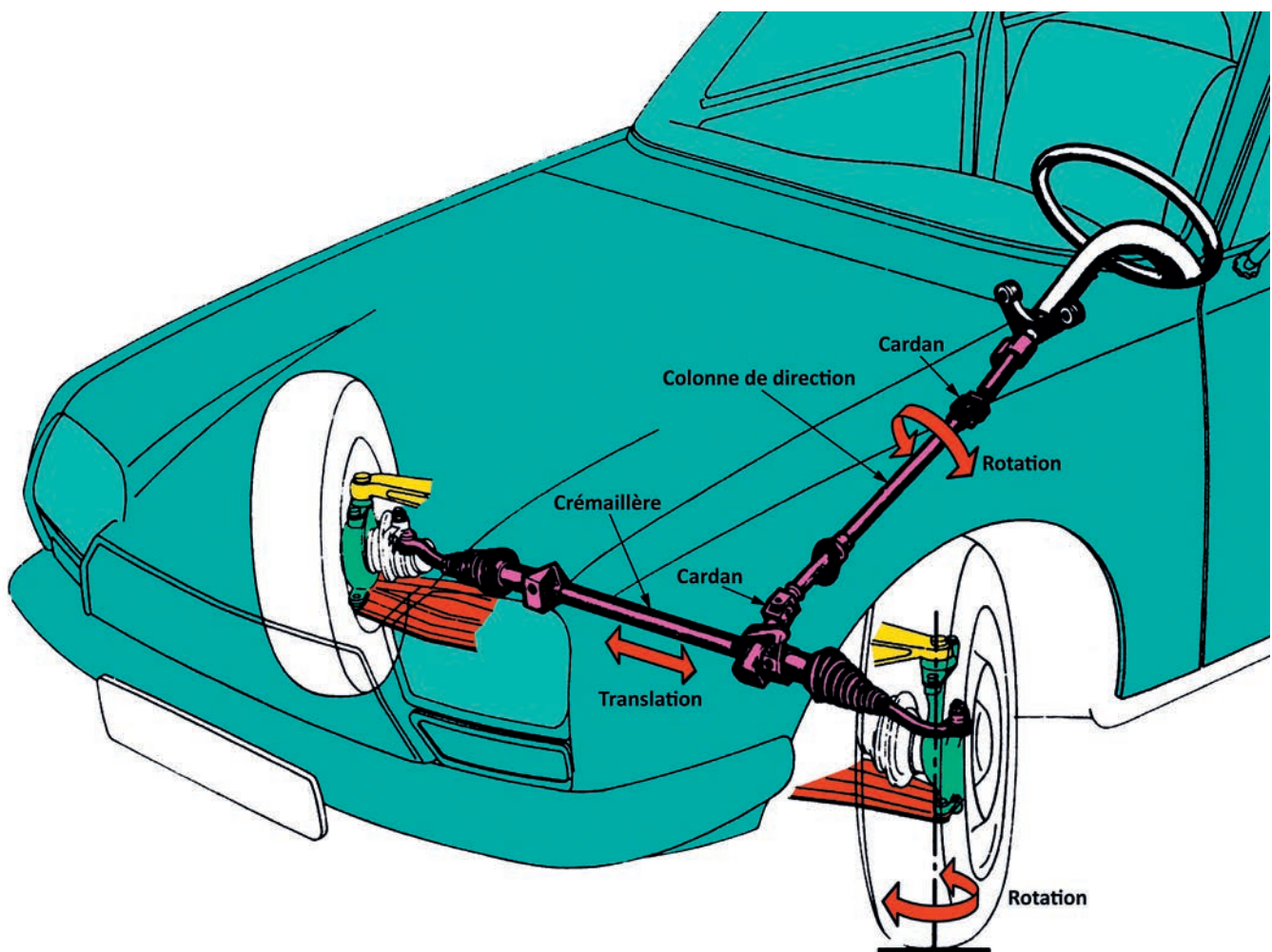


Fig. 3.1 Implantation sur véhicule d'un système de direction par pignon-crémaillère.

Le système pignon-crémaillère peut être considéré comme étant composé de deux roues dentées : tout d'abord le pignon qui est un engrenage cylindrique, ensuite la crémaillère, engrenage linéaire, à rayon infiniment grand (Cf. fig. 3.2).

Le cercle primitif du pignon, caractéristiques de base d'un engrenage est tangent au cercle primitif de la crémaillère, mais ce dernier n'est plus un cercle mais une droite. Lorsque le pignon tourne, la crémaillère est animé d'un mouvement de translation dont la vitesse linéaire $V=R \times \omega$, R = rayon du cercle primitif du pignon et ω = vitesse angulaire du pignon.

Le système pignon-crémaillère est réversible, le pignon peut commander la crémaillère, ou la crémaillère commander le pignon.

Le diamètre du pignon caractérise la démultiplication du système de direction, qui se définit comme le nombre de tours du volant donnant le braquage maxi dans chaque sens.

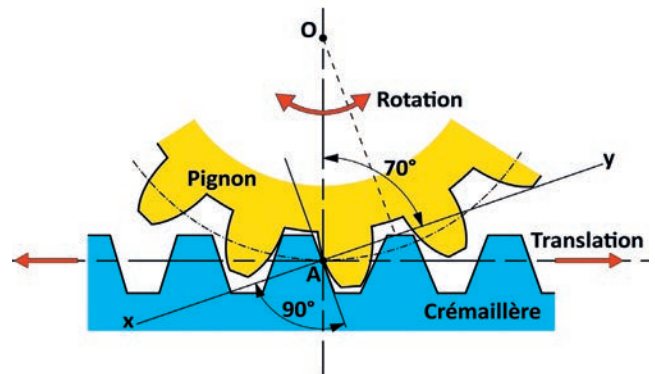


Fig. 3.2 système pignon-crémaillère.

→ 3.1-2 Le premier système de direction : la cheville ouvrière (Cf. fig. 3.3)

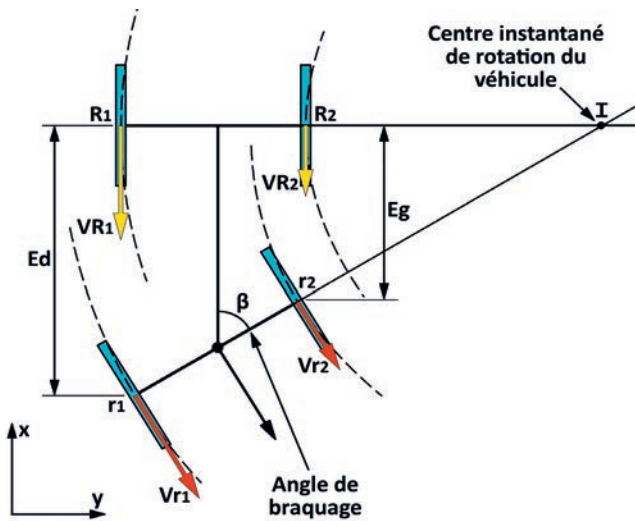


Fig. 3.3 la direction par « cheville ouvrière »

Les chariots utilisant la traction animale se déplaçaient à faible vitesse. Ils disposaient d'un essieu avant directeur selon le principe de la « cheville ouvrière ». L'ensemble de l'essieu avant rigide tourillonne autour d'un axe vertical positionné dans l'axe de symétrie du véhicule. Par application de la théorie du mouvement plan sur plan, le système définit un centre instantané de rotation I de notre chariot, situé à l'intersection des normales aux vecteurs vitesse de chacune des roues. Comme le vecteur vitesse est contenu dans le plan de roue, cela revient à tracer la perpendiculaire à ce plan.

→ 3.1-3 L'épure de Jeantaud

a) Définition

Avec l'augmentation de la vitesse, le système à cheville ouvrière atteint ses limites. Il introduit :

- Une instabilité en raison de l'écart d'empattement entre D et G. Par exemple sur la figure 3.3, $E_g < E_d$
- Une lourdeur lors de la manœuvre. Le mouvement concerne l'ensemble de l'essieu avant, dont la masse représente une inertie importante, incompatible avec la rapidité de réaction indispensable à une correction de trajectoire.
- Un frottement au niveau de l'axe d'articulation. Cette articulation, pour porter la charge impose une surface de contact, surface qui engendre un frottement, effort parasite qu'il faut vaincre avant tout mouvement.

D'où la réflexion de Jeantaud en 1878, réflexion qui aboutit à installer une cheville ouvrière dans chacune des roues directrices, qui devient alors **axe de pivot**. Les deux roues sont couplées par une liaison composée de leviers et biellettes dont le déplacement dans le plan horizontal va définir « l'épure de Jeantaud » (Cf. fig. 3.4).

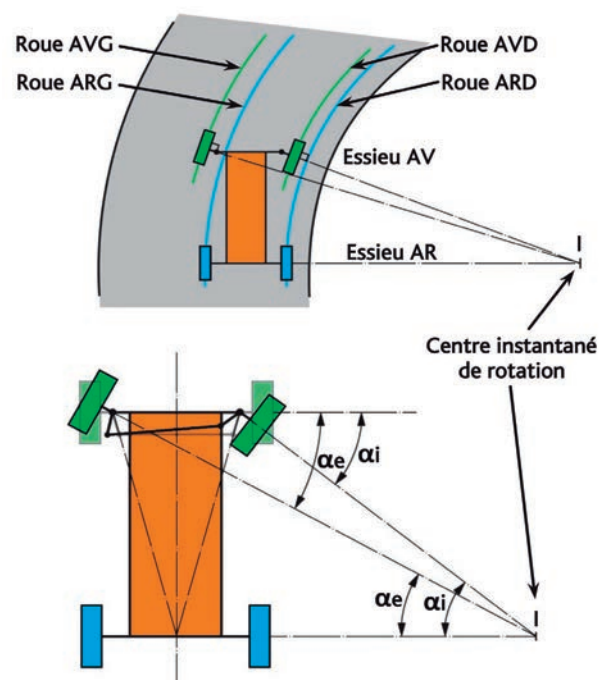


Fig. 3.4 L'épure de Jeantaud.

b) Caractéristiques de l'épure de Jeantaud

Notre véhicule est représenté par les quatre points **A, B, C, D**. **A** et **B** sont les pivots de l'essieu avant directeur. **CD** est l'essieu arrière non directeur. Pour changer de direction, nous devons afficher, via le volant et le système pignon-crémaillère, un angle de braquage des roues avant. Comme pour la direction à « cheville ouvrière », par application des principes du mouvement plan sur plan (Cf. § 2.5), notre véhicule va alors engager un mouvement de rotation autour d'un **CiR O** positionné à l'intersection des perpendiculaires aux quatre plans de roue. Cela a pour conséquence :

1. La roue intérieure au virage braque d'un angle $\theta_i > \theta_e$, angle de braquage de la roue extérieure.
2. La roue change d'orientation sous l'effet d'un levier installé sur le pivot appelé **levier de direction**. Pour obtenir notre **CiR**, la combinaison des leviers **D** et **G** doit permettre à la roue intérieure d'afficher un angle de braquage supérieur à la roue extérieure. Pour obtenir ce résultat, **Jeantaud** a démontré que le prolongement des

axes des leviers de direction devait se couper à l'intersection de l'essieu arrière et de l'axe de symétrie longitudinal du véhicule. Soit le point **E2** sur la fig. 3.5

3. Si l'on reporte l'angle θ_i en **D** et l'angle θ_e en **C**, avec **CD** comme côté commun, les droites **CC'** et **DD'** se coupent en **f**, exactement sur le prolongement du levier de direction de la roue **B**, intérieure au virage. Par symétrie, cette construction est valable quel que soit le sens du braquage, **D** ou **G**. Ce point **f** va nous permettre de vérifier si notre épure suit le principe de Jeantaud.

La trajectoire du véhicule sera un arc de cercle de centre **I**, passant par **Ez** et de rayon théorique **Rt**. La conception des éléments constituant la direction permet de définir un « rayon de braquage », paramètre de manœuvrabilité du véhicule. Ce rayon de braquage peut être précisé en « hors tout », faisant intervenir les cotes extérieures du véhicule ou « entre trottoir », ne faisant intervenir que les roues avant.

Conséquence de l'épure de **Jeantaud** : θ_e et θ_i évoluant au fur et à mesure du braquage des roues, le parallélisme de l'essieu va changer.

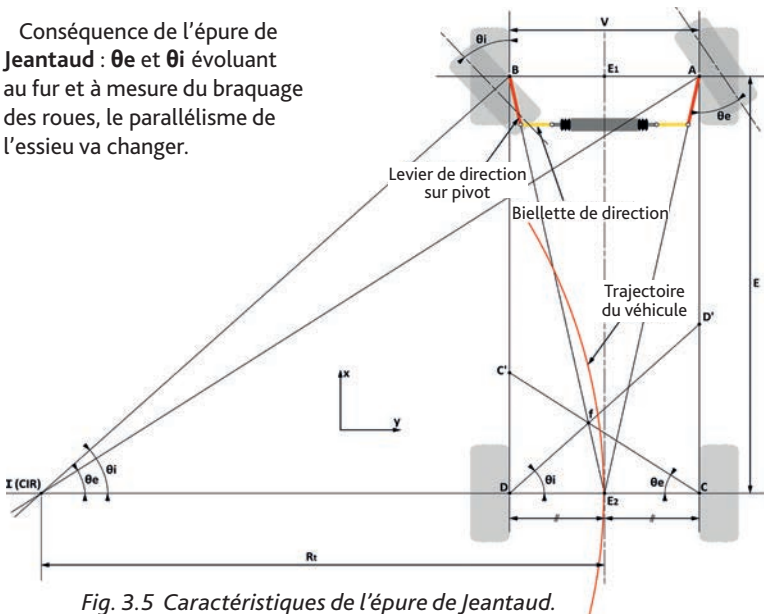


Fig. 3.5 Caractéristiques de l'épure de Jeantaud.

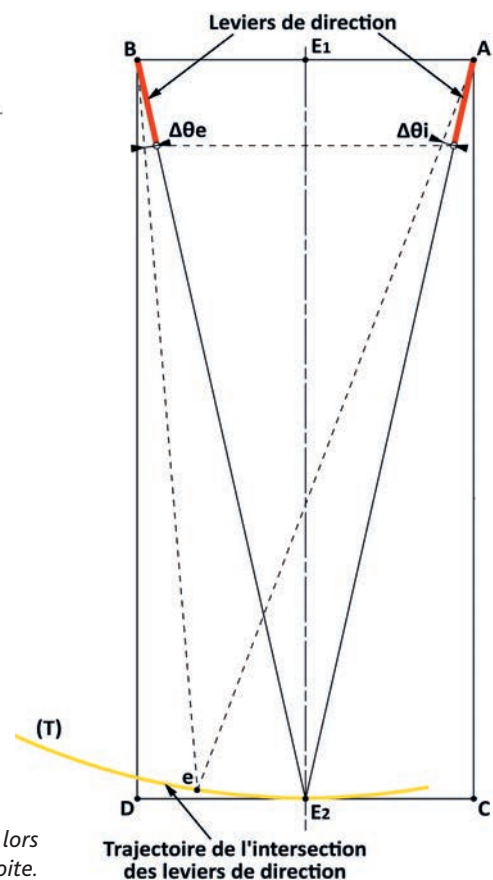


Fig. 3.6 Trajectoire de l'intersection des leviers de direction lors d'un braquage à droite.

Lors d'un braquage, les leviers de direction vont effectuer une rotation autour de l'axe de pivot et leur intersection **e** suivra une trajectoire **(T)**, tangente à l'essieu arrière, **DC**, en **Ez** (Cf. fig. 3.6).

c) Incidence du calage du levier de direction (Cf. fig. 3.7)

Considérons un côté gauche de véhicule, avec sa sortie de crémaillère et sa bielle de direction actionnant le levier de direction correspondant.

Nous appellerons calage du levier de direction, l'angle α qu'il fait avec la parallèle à l'axe de symétrie longitudinal du véhicule passant par l'axe de pivot. Cet angle est défini par l'épure de **Jeantaud** et le choix fait par le concepteur de la respecter ou non.

La position **O** de la crémaillère correspond au point neutre de la ligne droite. Lorsque la crémaillère va sortir de son boîtier (vers la gauche sur la figure) d'une course **ce**, le levier de direction va se déplacer de **O** à **e**

et faire une rotation d'un angle θ_e , correspondant à un virage à droite. Dans l'autre sens (vers la droite), course $ci = ce$, le levier passe de **O** à **i** et effectue une rotation θ_i . La crémaillère est un barreau unique et rigide, si d'un côté, elle sort de **ce**, l'autre côté va rentrer de la même valeur **ci**. θ_e correspond au braquage du plan de la roue extérieure au virage et θ_i au braquage du plan de la roue intérieure. La distance parcourue par l'extrémité de la bielle est identique dans la rotation à droite et la rotation à gauche, $b = b' + b''$. Mais l'application du principe explicité au chapitre 2.12 (Particularité du mouvement de rotation) aboutit à deux angles différents. Cette différence est illustrée par la figure 3.8 sur laquelle ont été relevés θ_e et θ_i en fonction de la course de crémaillère.

Les courses **ce** et **ci** de la crémaillère sont directement liées à l'angle de braquage β imprimé par le conducteur au volant. Cela signifie que la différence entre θ_e et θ_i varie proportionnellement en fonction de β , et quand β augmente, la différence augmente.

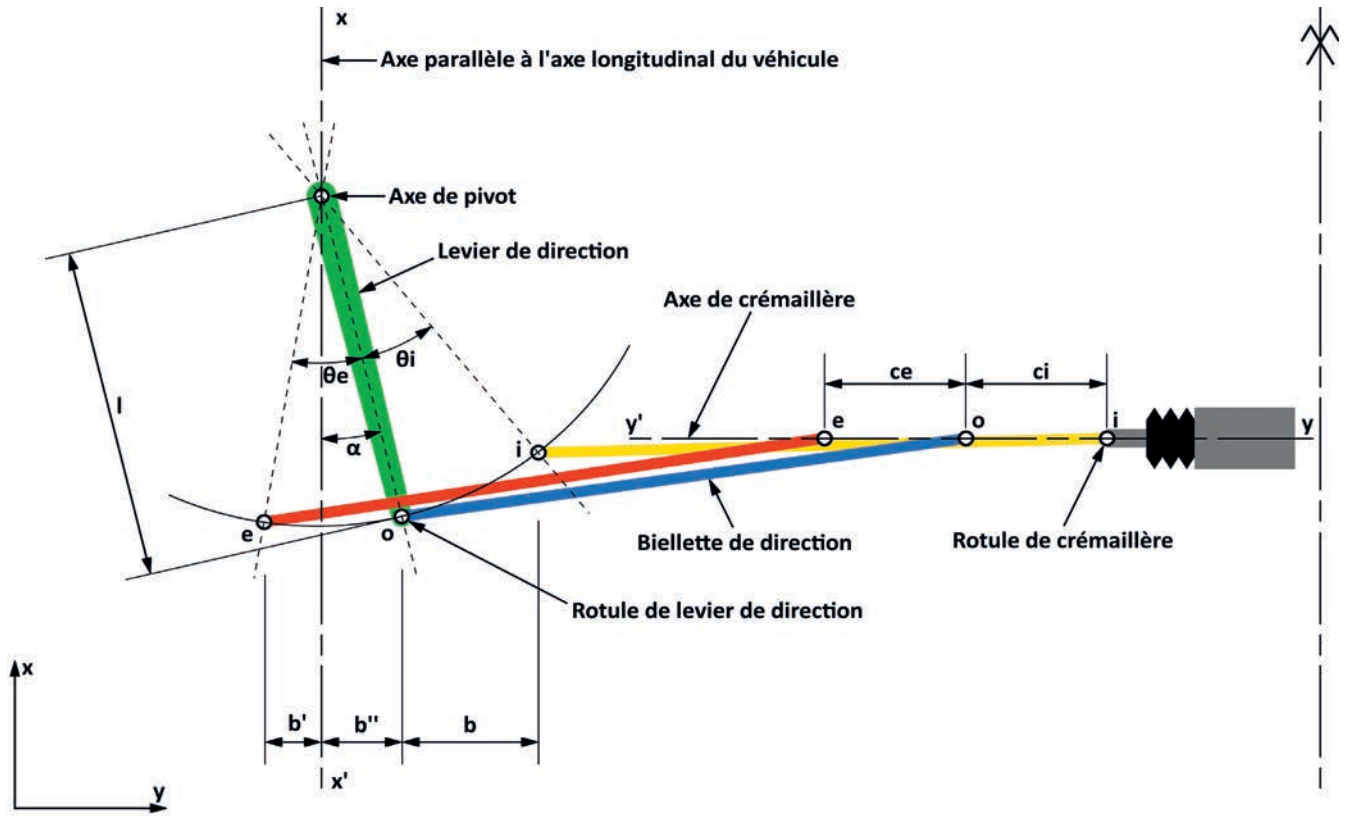


Fig.3.7 Rotation du levier de direction.

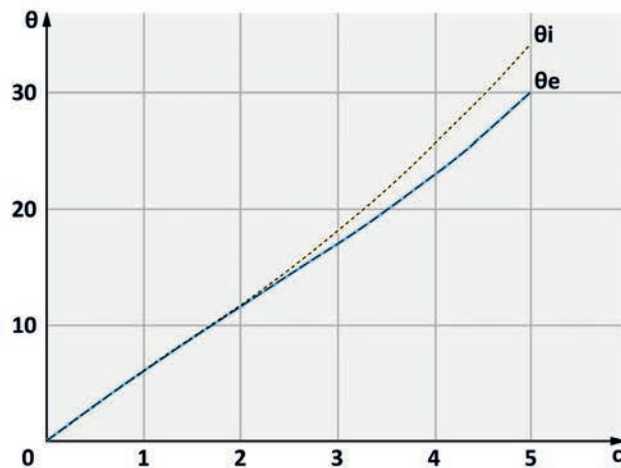
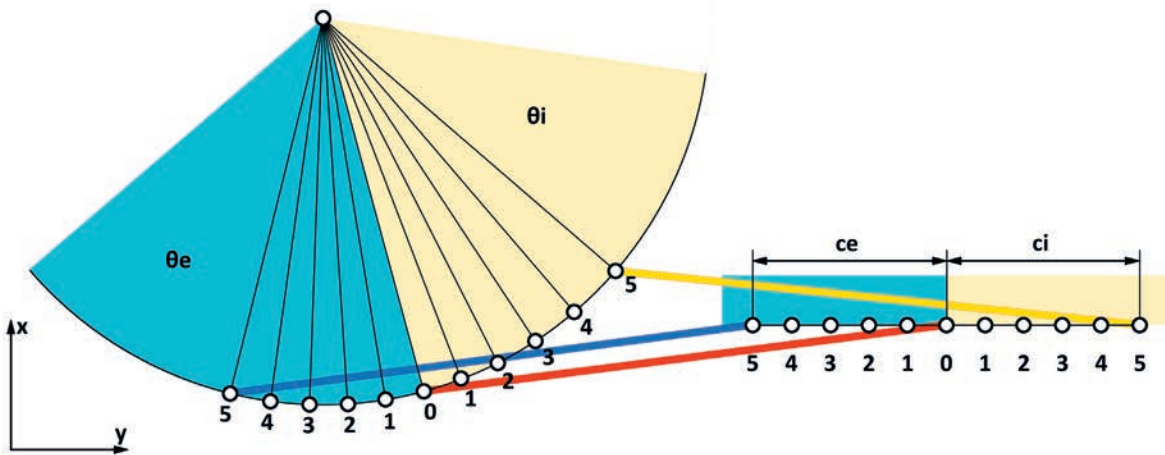


Fig. 3.8 Ecart de braquage entre roue intérieure et roue extérieure.

d) La courbe d'erreur (Cf. fig. 3.9)

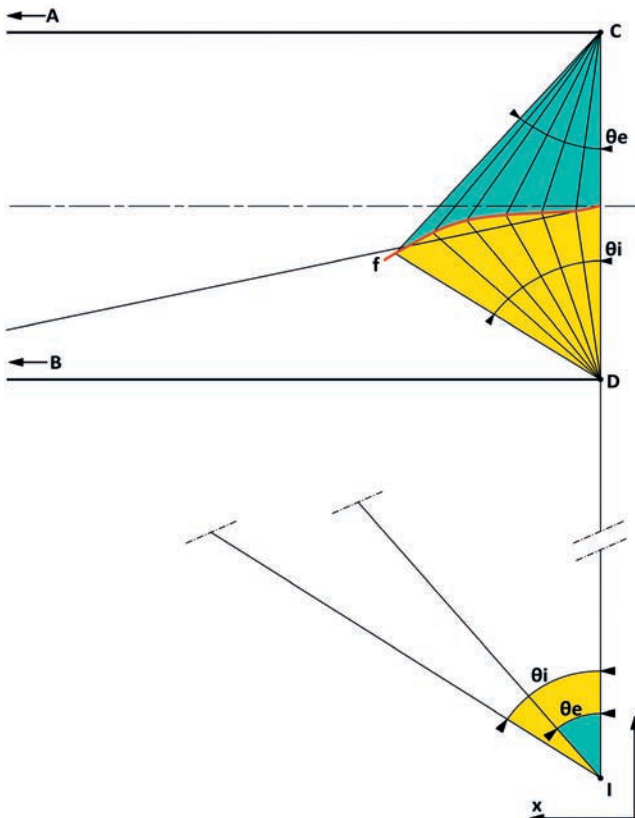


Fig.3.9 Epure de direction. Courbe d'erreur.

e) Incidence de la longueur des leviers de direction sur pivot (Cf fig. 3.10 a) et b))

L'arc de cercle que décrit la rotule en bout de levier de direction a pour valeur : $l \times \theta$. Cet arc correspond à un déplacement donné d de la crémaillère. Donc pour une même course de crémaillère, toute modification de la valeur de l va changer la valeur de θ .

En gardant la même distance entre l'axe des roues et l'axe de crémaillère, augmentons la longueur des leviers de direction, sans changer leur angle de calage. Le point E2 sur l'épure de Jeantaud n'est pas modifié.

Nous constatons que :

- en position nominale, l'orientation de la biellette de direction a changé,
- comme nous sommes toujours avec une biellette en rotation autour d'un point fixe (Application du principe énoncé §2.12), lors d'un braquage du volant, pour la même course

Dans la réalité, les contraintes d'implantation des mécanismes de direction ne permettent pas de suivre à la lettre le principe de Jeantaud. En reportant les θ_e et θ_i successifs relevés sur véhicule lors d'un braquage, nous constatons que les points f ne se trouvent pas strictement sur la droite BE2. Les écarts forment une courbe appelée **courbe d'erreur**.

Plus la courbe d'erreur marquera de différence avec la droite BE2, plus l'écart entre θ_e et θ_i sera différent de l'écart théorique. Cela signifie que les perpendiculaires aux plans des roues avant ne vont plus se rejoindre au point I. Chacune aura son point I, ce qui introduira, lors du déroulement de la roue, une contrainte de ripage dans la surface de contact entre la roue et le sol.

de crémaillère, les angles pris par les plans de roue sont plus faibles. θ_i dans le cas b) est nettement inférieur au θ_i du cas a).

Conséquences, il y en a deux :

- Pour le même angle au volant, le braquage des roues sera plus faible. Nous avons augmenté la démultiplication de la direction.
- Du fait de l'augmentation du bras de levier, l'effort à fournir par le conducteur sera réduit.

Cette modification montre également qu'une évolution de la distance a , axe de crémaillère-axe de roue, n'est pas neutre dans la position des biellettes de direction, donc de l'angle θ . Cette distance représente un paramètre complémentaire de réglage de la démultiplication de direction.

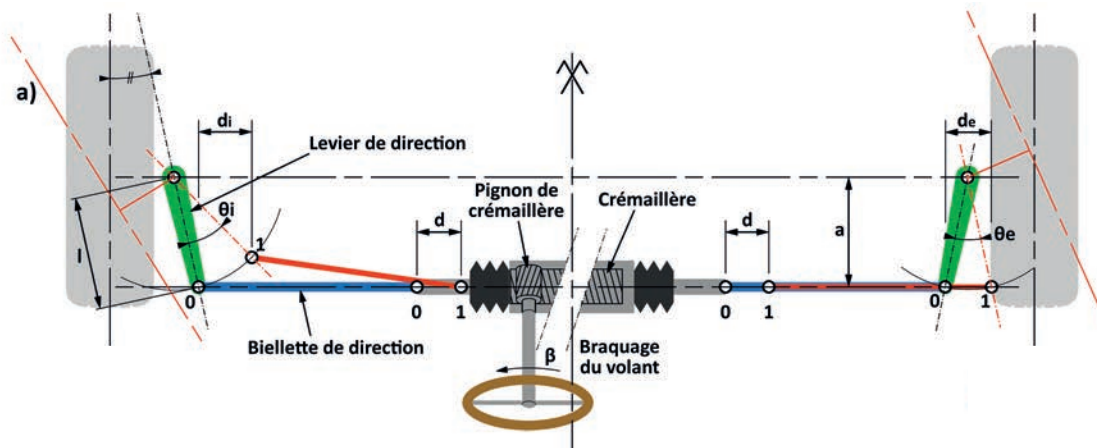


Fig.3.10 Géométrie du système de direction à crémaillère. Incidence de la longueur des leviers de direction.

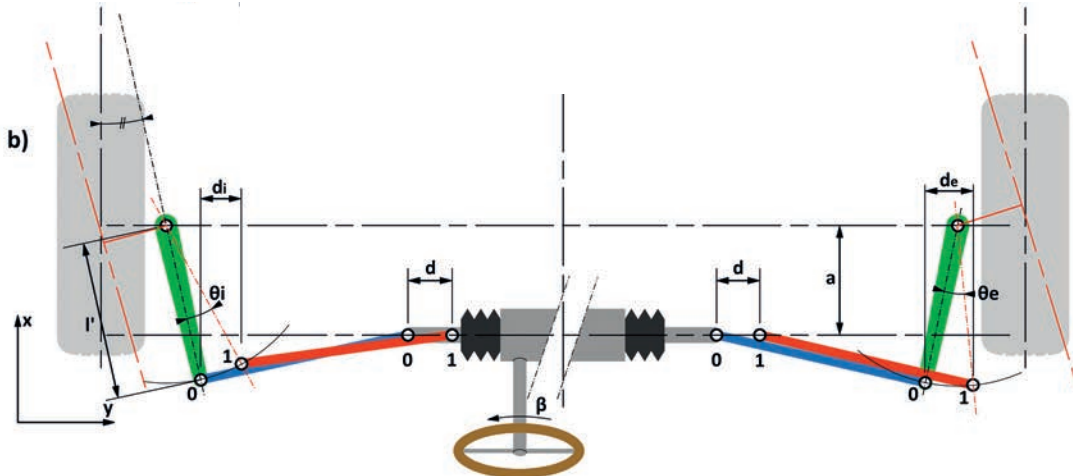


Fig.3.10 (suite) Géométrie du système de direction à crémaillère. Incidence de la longueur des leviers de direction.

f) Introduction de la « bicyclette » (Cf. fig. 3.11)

Pour simplifier l'étude, il est utile pour une première approche de raisonner à l'essieu plutôt que roue par roue. Ce qui ramène notre véhicule au schéma d'un deux roues d'où son appellation de « bicyclette ».

Les roues avant A et B sont « compactées » en E1 sur l'axe de symétrie du véhicule. De même à l'arrière, les roues C et D sont ramenées en E2.

L'angle de braquage moyen de l'essieu avant est β . L'angle de changement de direction ou angle de lacet est ψ , angle que forme le vecteur vitesse V_g avec l'axe longitudinal de symétrie du véhicule. Cette vitesse se décompose selon les axes du véhicule en V_x sur l'axe des avances et V_y sur l'axe des dérives. C'est cette dernière qui va marquer le déplacement latéral du véhicule.

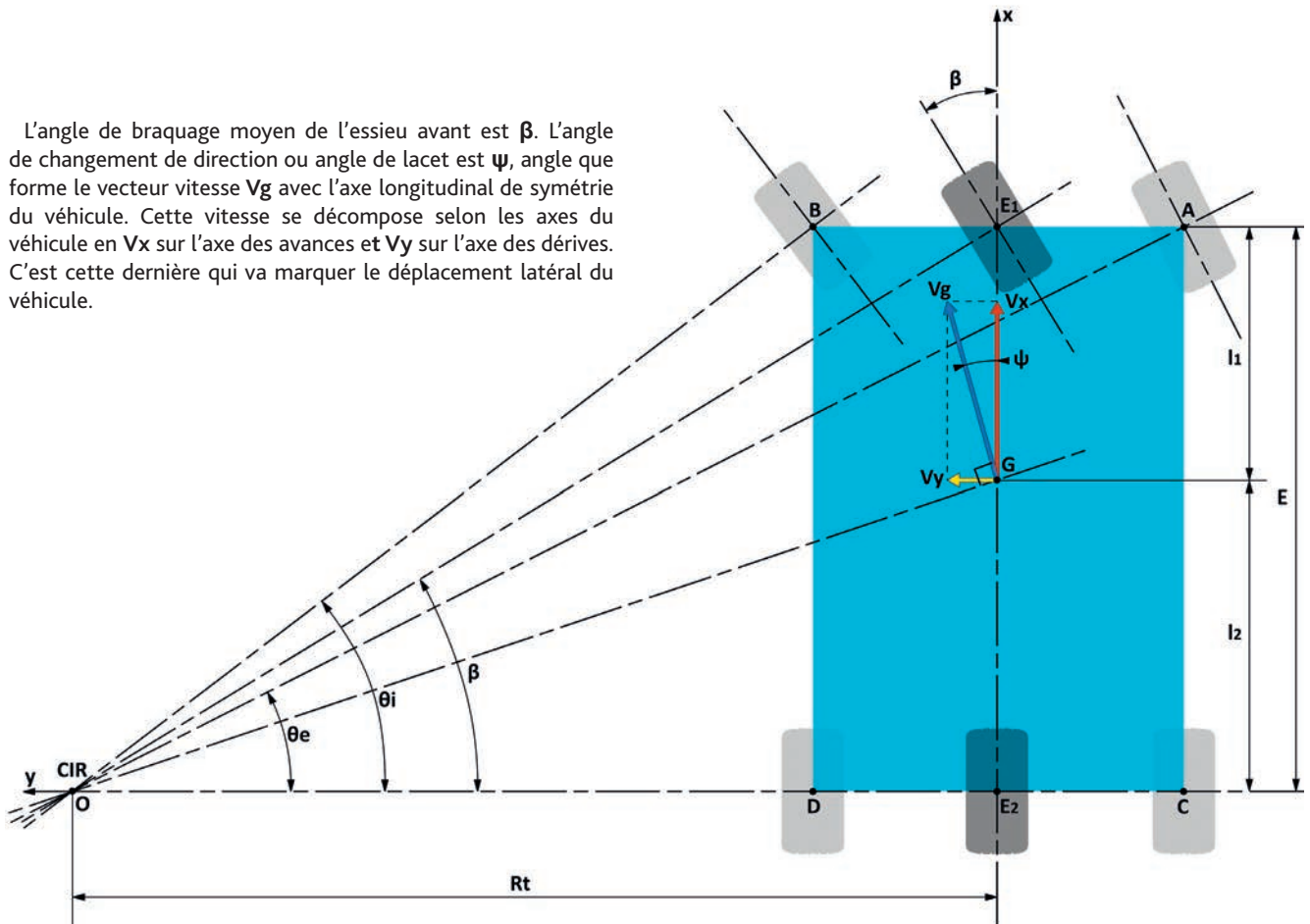


Fig.3.11 La « bicyclette ».

g) Conséquence sur l'application des efforts dans le plan horizontal. (Cf. fig. 3.12)

Le virage va introduire un effort transversal, l'effort centrifuge

$$F_c = M \times \frac{V^2}{R}$$

expression dans laquelle :

- M est la masse du véhicule,
- V sa vitesse linéaire selon l'axe Ox,
- R le rayon du virage.

Cet effort est appliqué au centre de gravité G. La ligne d'application de cette force **F_c** passe par I CiR du véhicule dans le virage.

Vu la position de I, il en résulte une décomposition de cet effort sur les axes liés au véhicule, en une composante transversale **F_y** et une composante longitudinale **F_l**. Cette dernière composante **F_l** sera reprise par la roue avant directrice.

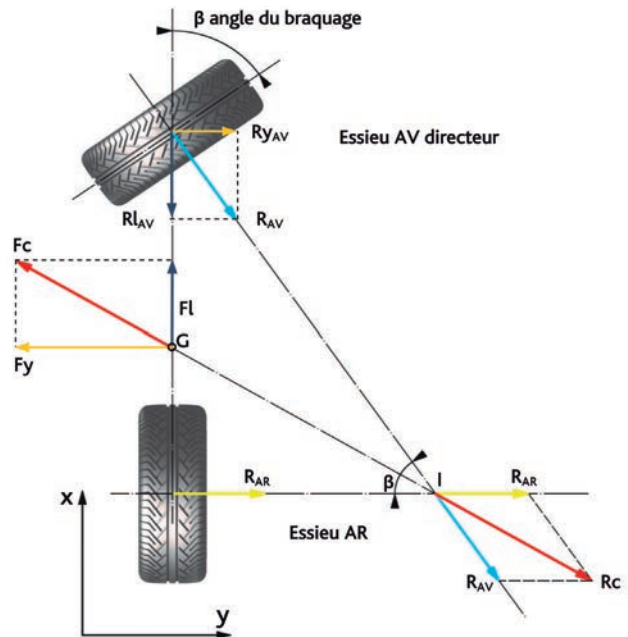


Fig. 3.12 Application de l'effort centrifuge. Cas d'un véhicule neutre, sans dérive.

h) Incidence du pneumatique

Le chapitre 2.10 précise que soumis à un effort transversal **F_y**, un pneumatique ne suit pas la trajectoire du plan de roue, cette trajectoire est décalée d'un angle **δ** : la dérive.

Appliquons le concept de la dérive à la bicyclette.

L'essieu avant est directeur, la roue est braquée d'un angle géométrique **β**, représentant le braquage moyen des roues **G** et **D**. Dans ces conditions, le CiR théorique est **I₀**, intersection des normales aux plans de roue avant (Av) et arrière (Ar). (Cf. fig. 3.13)

Sous l'effet de l'effort centrifuge appliqué en G, réparti sur les essieux Av et Ar en fonction des paramètres de centrage (Cf. § 3.2) l'essieu Av dérive d'un angle **δ₁** et l'essieu Ar non directeur, d'un angle **δ₂**. Ces angles **δ₁** et **δ₂** seront également fonction de la

charge verticale à la roue et des caractéristiques du pneumatique considéré.

Par conséquent, les dérives, par la modification de la position du plan de roue qu'elles créent, vont changer leur braquage. Le plan de roue Av aura un angle résultant de **β - δ₁**. Ce nouvel angle représente la direction finale que va prendre la roue. Celui du plan de roue Ar sera **δ₂**. Ce qui fait évoluer la position du CiR : **I₀** passe en **I₁**. Nous constatons qu'il est en avant de l'essieu Ar et que le rayon effectif de la trajectoire du véhicule est passé de **R₀** à **R**, avec **R > R₀**. Le véhicule prendra en réalité un virage d'un rayon supérieur à celui affiché par le conducteur.

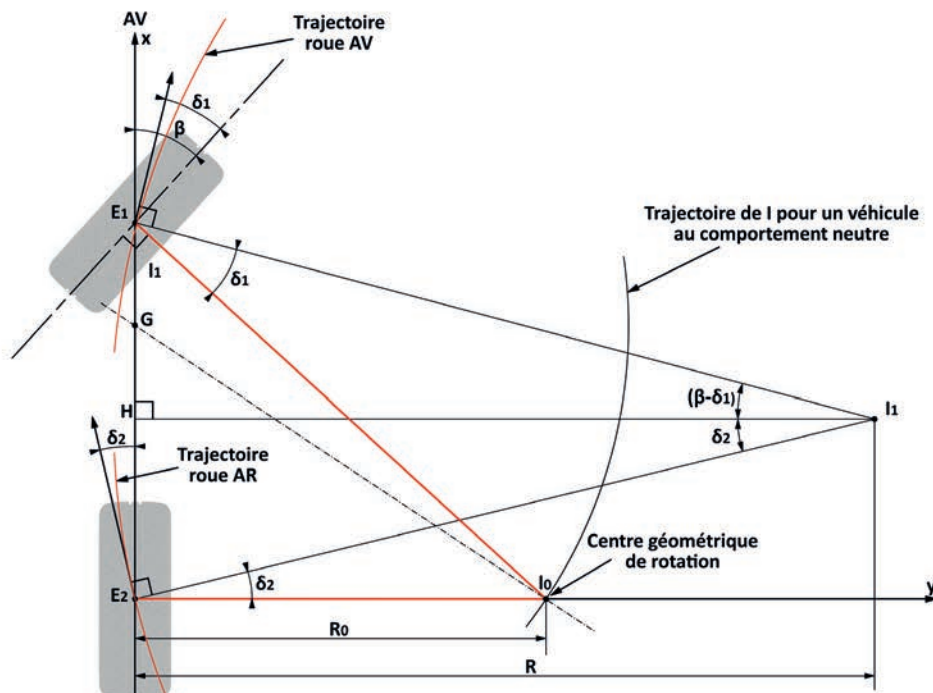


Fig.3.13 Incidence de la dérive des pneumatiques Av et Ar sur la position du CiR et du rayon effectif de braquage.

Sur la figure 3.13, l'angle de dérive Ar, δ_2 est inférieur à l'angle de dérive Av, δ_1 . La question se pose de connaître la situation dans d'autres configurations. Ceci est explicité sur les fig. 3.14 et 3.15

Cela se résume aux règles suivantes :

- 1°) Si la dérive du train Av est identique à celle du train Ar, $\delta_1 = \delta_2$. Le véhicule aura un comportement neutre, le rayon effectif du virage sera identique au rayon théorique. Sur la figure 3.13, il a été défini la trajectoire de I_0 lorsque $\delta_1 = \delta_2$, pour différentes valeurs de δ .
- 2°) Si la dérive du train Av est supérieure à celle du train Ar, $\delta_1 > \delta_2$. Le véhicule aura un comportement **sous-vireur**, le rayon effectif sera supérieur au rayon théorique.

-3°) Si la dérive du train Ar est supérieure à celle du train Av, $\delta_2 > \delta_1$. Le véhicule aura un comportement **survireur**, le rayon effectif sera inférieur au rayon théorique.

Dans les deux derniers cas, cet effet de dérive sur chaque essieu modifie le braquage affiché par le conducteur et agit directement sur l'angle ψ de lacet (Cf. fig. 3.11).

La figure 3.15 illustre ce phénomène sur le comportement du véhicule.

L'angle de dérive intervenant dans le rayon effectif du virage que va prendre le véhicule, notre système de direction devra en tenir compte pour adapter le comportement du véhicule à cette caractéristique.

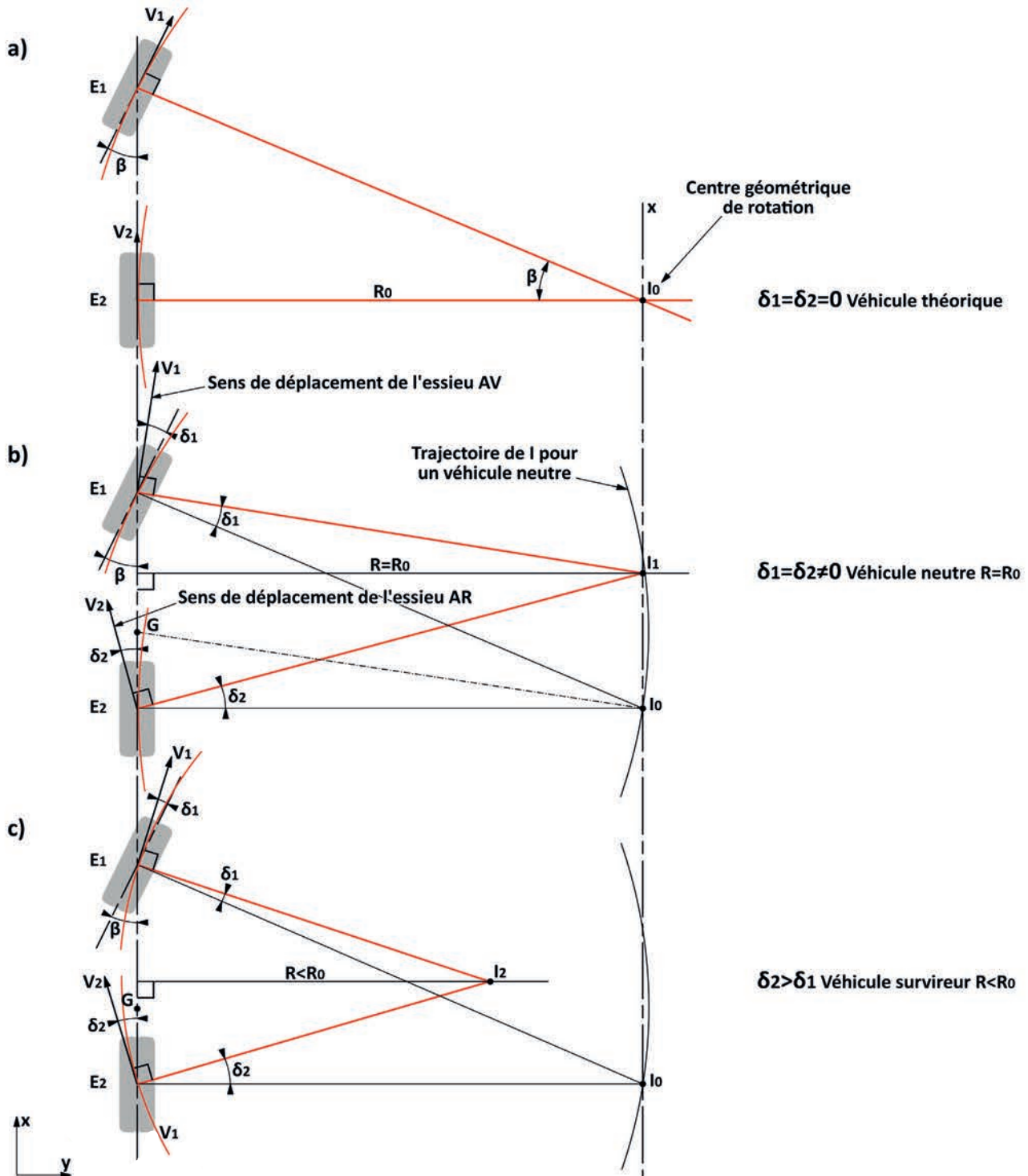


Fig. 3.14 Véhicule Théorique, Neutre, Sur-vireur, Sous-vireur.

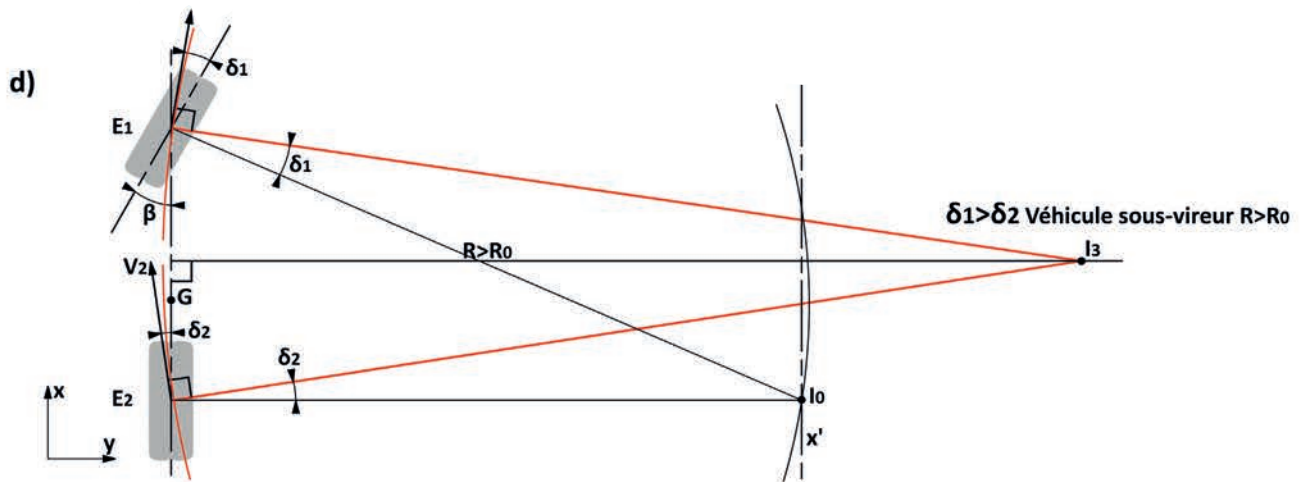


Fig. 3.14 (suite) Véhicule Théorique, Neutre, Survireur, Sous-vireur.

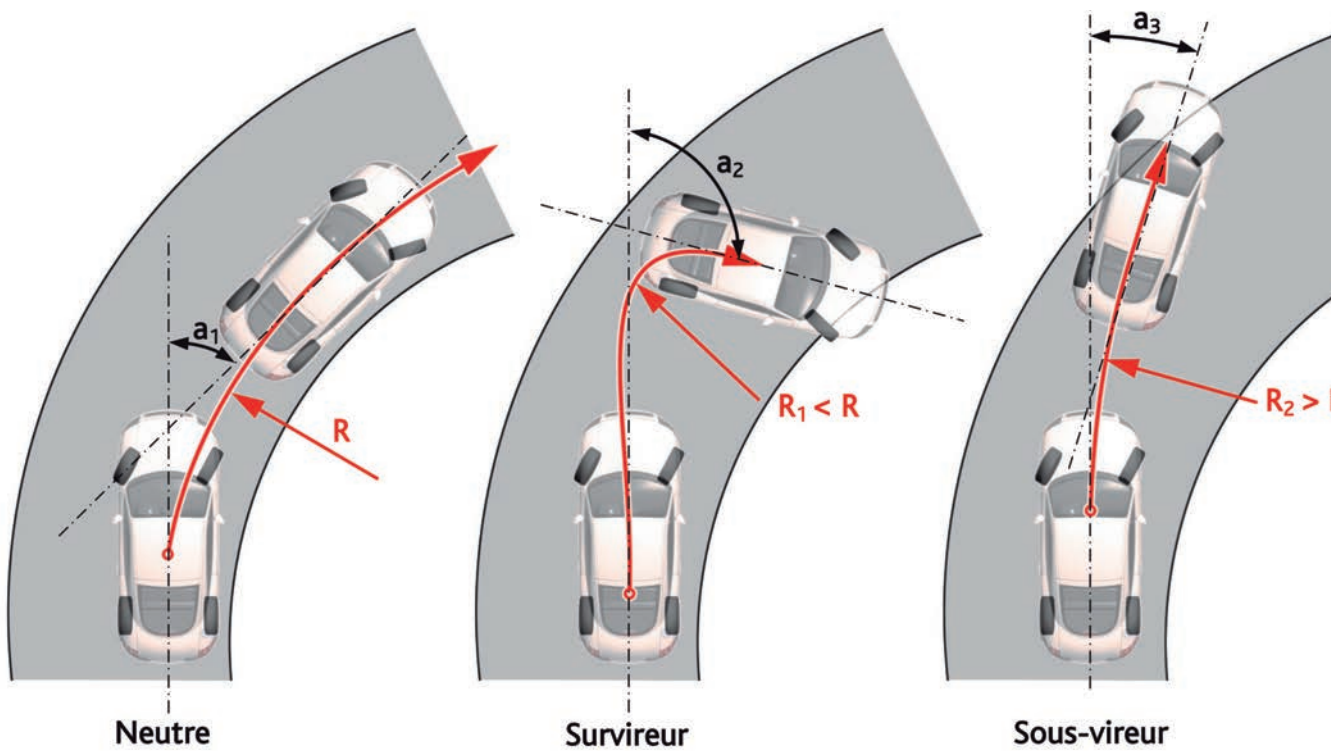


Fig. 3.15 Illustration du comportement : Neutre, Survireur, Sous-vireur.

1) Modification de l'épure de direction : Sur-Jeantaud, Sous-Jeantaud, Epure parallèle

Lors de la prise d'un virage, de nombreux paramètres évoluent sur le véhicule. Outre la dérive, le changement de direction impose un transfert de charge dans le plan transversal. La roue extérieure recevra un surcroît de charge correspondant au délestage de la roue intérieure au virage.

De même lors des phases de freinage et d'accélération, suivant l'architecture du véhicule, le principe de l'inertie introduit un

transfert Av-Ar.

La conséquence du centrage initial des masses et de ces transferts est une inégalité de la répartition des charges verticales sur chacune des roues en roulage. Chaque roue dispose d'une charge verticale différente donc chaque pneumatique va prendre un angle de dérive différent. La dérive d'une roue extérieure au virage, plus chargée, sera supérieure à celle d'une roue intérieure.

Sur l'essieu avant directeur, l'angle θ_e de la roue extérieure est inférieur à l'angle de la roue θ_i . En virage, à ces angles vont se soustraire les angles de dérive δ_e et δ_i , différents entre extérieur et intérieur du fait de la différence de charge verticale. Pour obtenir une résultante transversale optimale, il sera nécessaire d'adapter θ_e et θ_i en fonction de δ_e et δ_i imposés par le pneumatique et l'architecture du véhicule (Cf. fig 3.16).

Sur cette figure, représentant l'effort latéral en fonction de la charge à la roue et du braquage effectif de chaque roue, le transfert impose une dissymétrie entre roue extérieure et roue intérieure. La différence de braquage et la différence de charge verticale vont nous positionner en fonction de l'écart de dérive sur deux courbes $\theta_i - \delta_i$ et $\theta_e - \delta_e$, représentant les évolutions de $\theta - \delta$ de chacune des roues. L'intersection de la verticale de la charge sur chaque roue, avec ces courbes nous donne deux points 1 et 2 auxquels correspondent deux valeurs d'effort latéral : F_{yi} et F_{ye} . En modifiant notre épure, par exemple en augmentant θ_i , la roue intérieure va se trouver sur une autre courbe $\theta'_i - \delta'_i$ et le point 1 passe en 3 donnant une nouvelle valeur d'effort latéral $F'_{yi} > F_{yi}$. Le fait d'augmenter θ_i , modifie également δ_i .

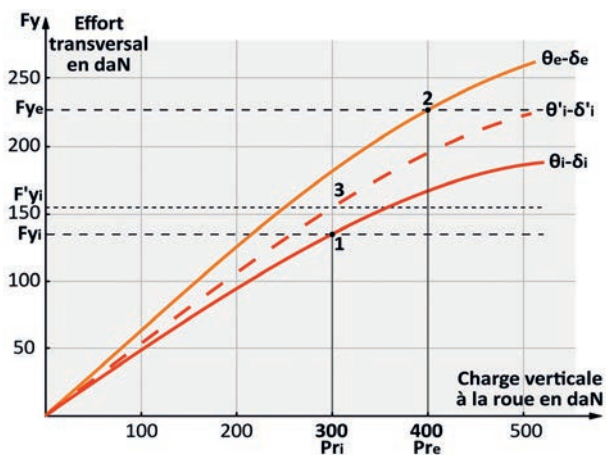


Fig. 3.16 Essieu directeur : effort transversal en fonction de la charge à la roue, en tenant compte du braquage et de la dérive.

Aussi, en fonction de la destination du véhicule, de ses pneumatiques, il pourra être nécessaire de faire évoluer le principe de l'épure de Jeantaud. Cette adaptation consistera selon le comportement désiré à augmenter ou au contraire à diminuer l'écart existant entre θ_e et θ_i .

La limite est fixée par la limite d'adhérence de la roue intérieure au virage. Plus précisément, il sera recherché le meilleur potentiel transversal de chaque roue en la positionnant sur sa courbe de dérive juste en dessous de la limite d'adhérence.

Cette adaptation s'obtient en faisant évoluer trois paramètres :

1. le parallélisme initial des roues de l'essieu avant (Cf. fig. 3.21) : pour un virage de rayon donné, l'ouverture initiale va induire la nécessité d'augmenter l'angle de braquage de la roue extérieure, pour suivre la trajectoire souhaitée.
2. la position des leviers de direction sur le pivot, de manière à ce que leur intersection soit toujours sur l'axe de symétrie du véhicule mais en un point J différent d'E2 (Cf. fig. 3.17),

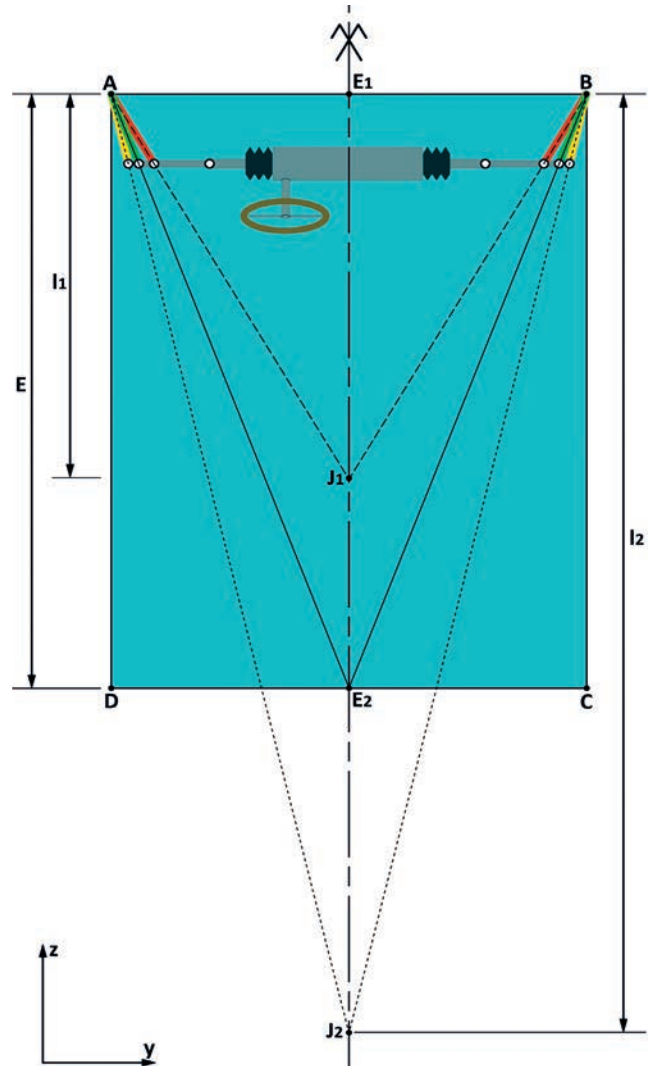


Fig. 3.17 Représentation du sur et sous-Jeantaud.

Si le point J est en J1, en avant de l'essieu arrière, nous aurons une épure dite « sur-Jeantaud ». Par application du mouvement de rotation d'un point sur un cercle (Cf. § 2.12), la roue intérieure braquera plus vite que la roue extérieure. L'écart entre θ_e et θ_i augmente au fur et à mesure que J1 s'éloigne de E2 en direction de E1.

Si le point J est en J2, en arrière de l'essieu arrière, l'épure sera dite « sous-Jeantaud ». L'écart entre θ_i et θ_e va décroître au fur et à mesure de l'éloignement de J2. C'est un choix qui pourra être fait lorsque les transferts de charge transversaux seront faibles, comme c'est le cas sur sol à faible adhérence : pluie, boue, neige, glace.

En prenant E valeur de l'empattement pour référence et l la distance de J à l'essieu avant, cette évolution d'épure peut être

exprimé par le rapport $\frac{l}{E}$.

Ce rapport $\frac{l^1}{E}$ sera <1 en sur-Jeantaud ou $\frac{l^2}{E} >1$ en sous-Jeantaud.

Il peut aussi être exprimé en pourcentage.

A noter que ces deux paramètres : parallélisme et position des leviers ne sont pas indépendants l'un de l'autre.

Toute modification apportée à la position des leviers nécessitera de vérifier son incidence sur la courbe d'erreur.

Cas particuliers :

- l'épure « **parallèle** », ou position limite du « sous-Jeantaud » (Cf. fig. 3.18 et 3.19).

Les leviers de direction sont dans le plan de roue ou parallèles aux plans de roue. Il n'y a aucune intersection sur l'axe de symétrie. Les angles θ_e et θ_i sont égaux et symétriques par rapport au plan de roue. Chaque roue dispose de son propre CiR, l_g et l_d . En introduisant l'effet de dérive, ces CiR vont changer de position. Il s'en suit un ripage prononcé des roues, plus ou moins modifié par la dérive de chaque pneumatique.

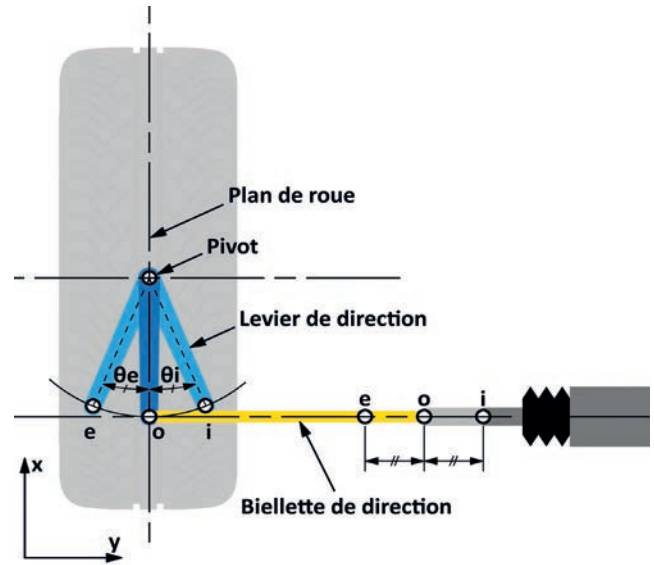


Fig. 3.18 Leviers de direction dans le plan de roue.

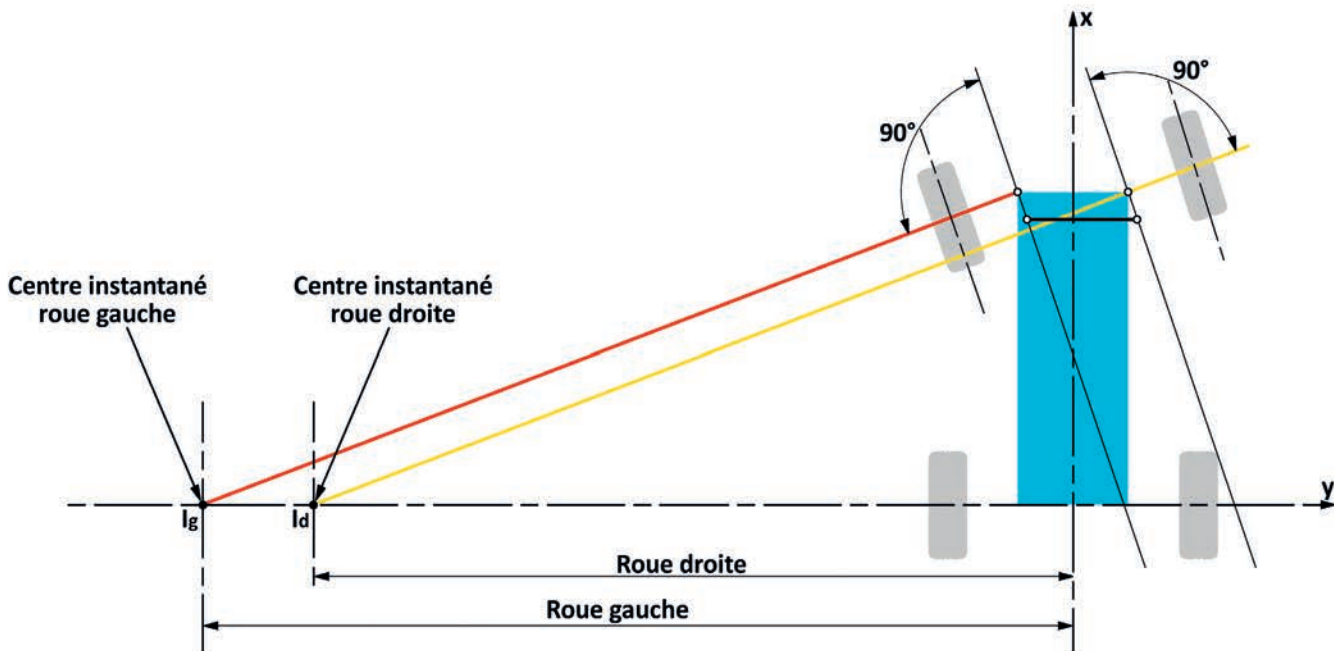


Fig. 3.19 Epure de direction « parallèle ».

- L'« **Anti-Jeantaud** » (Cf. fig. 3.20). Le point J se trouve en avant de l'essieu avant. Les angles θ_e et θ_i seront différents, mais la roue intérieure braquera moins vite que la roue extérieure. Ce montage est parfois utilisé sur des véhicules ayant peu de débattement de suspension, avec de forts transferts de charge et évoluant dans des grandes courbes, où le besoin de braquage est faible. L'anti-Jeantaud va induire un pincement.

3. la position de la crémaillère sur le châssis (Cf. figs. 3.27 et 3.28).

Au bilan, la qualité et l'efficacité de l'épure de direction va dépendre :

- du pneumatique choisi,
- de l'antiroulis géométrique (Cf. § 3.2),
- de l'antiroulis élastique, dont les barres antiroulis,
- de l'adhérence au sol,
- des braquages induits dues aux déformations géométriques et élastiques (Cf. fig. 3.1-4c), qui s'avèreront prioritaires en grande courbe.

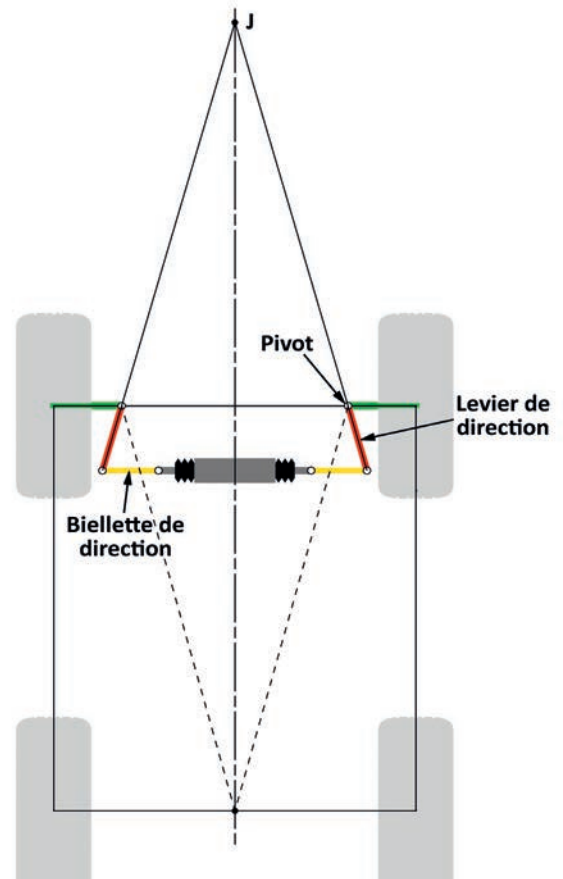


Fig. 3.20 Position des leviers de direction pour une épure Anti-Jeantaud.

→ 3.1-4 Le parallélisme

a) Définition

Le parallélisme se définit, sur les roues d'un essieu, comme la différence d'écartement entre l'avant et l'arrière de la roue, la mesure étant prise dans un plan horizontal passant par le centre de rotation de la roue. (Cf. fig. 3.21)

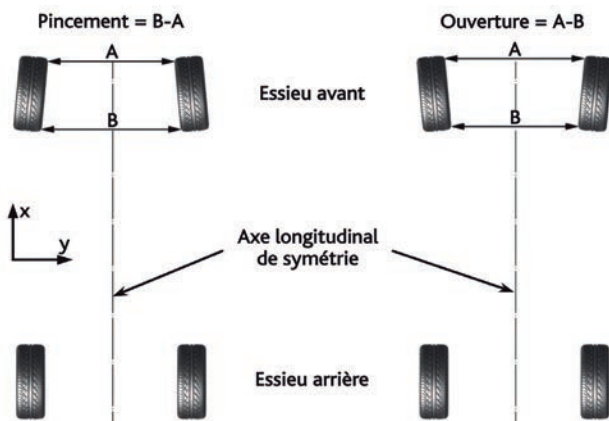


Fig. 3.21 Définition du parallélisme.

Ce parallélisme est un braquage d'une roue par rapport à sa direction de roulement. Il introduit une contrainte. Le plan de roue ne se déplace pas suivant son plan médian. Cela agit comme une dérive initiale du pneumatique, et induit une résistance au roulement. Lors d'un braquage géométrique et selon le choix du réglage initial, ouverture ou pincement, ce parallélisme ne sera pas neutre dans le délai de réaction du véhicule.

Par exemple, une roue avant gauche en ouverture, donc avec une dérive initiale dirigée vers l'extérieur, soumise à un braquage géométrique vers la droite, va devoir successivement annuler la dérive initiale pour passer à une position neutre instable puis être soumise à une dérive orientée vers l'intérieur, orientation nécessaire pour prendre le virage souhaité. Ce passage d'une dérive extérieure, même faible à une dérive intérieure plus importante, demande un délai de réaction à l'élément élastique qu'est le pneumatique. Ce délai sera ressenti comme une certaine paresse à changer de direction.

b) Le parallélisme initial

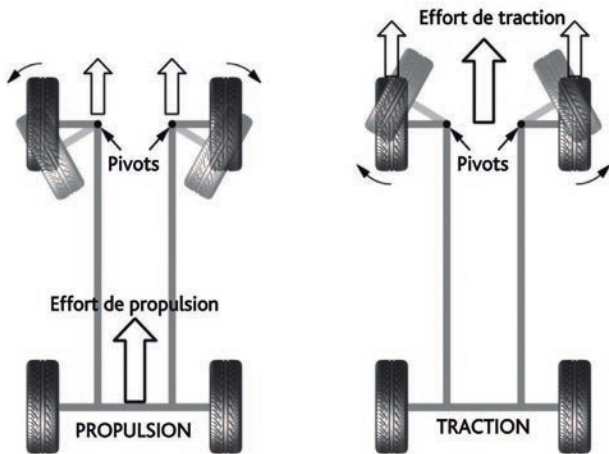


Fig. 3.22 Parallélisme initial

Un véhicule de tourisme dispose de construction d'un parallélisme initial, dont les valeurs sont déterminées lors des essais de mise au point menés par le constructeur et le manufacturier. Il s'agit d'un paramètre choisi déterminant le comportement de base du véhicule.

Sans que cela soit une règle générale, il est fréquent de disposer d'un parallélisme initial en fonction du mode de propulsion. Il est admis que pour un véhicule à propulsion arrière, le pivot étant « poussé », le parallélisme initial sera du pincement. Par contre pour une traction, le pivot étant « tiré », le parallélisme initial sera de l'ouverture, l'effort de traction ayant tendance à rattraper les jeux et les déformations élastiques.

c) Le parallélisme «dynamique». Notion de «braquage induit»

En roulant, lors de l'application des différents efforts, les trains se déforiment. Ces déformations ont deux causes :

1. Les mouvements géométriques dues aux débattements des roues. Les déformations créées seront liées à la qualité de conception de la géométrie, encore appelée épure du système de liaison au sol.
2. Les déformations élastiques dues à l'application directe des efforts. L'importance de ces déformations va dépendre du dimensionnement des différents mécanismes, mais surtout des caractéristiques des silent-blocs ou autres isolant vibratoires interposés entre la roue et le châssis.

L'ensemble de ces déformations modifie les paramètres géométriques initiaux d'où leur appellation de : «Braquages induits».

Le comportement du véhicule sera lié à la bonne maîtrise des évolutions de ces paramètres géométriques. Notamment, il sera recherché de :

- conserver du pincement en compression,
- de bien équilibrer les variations de parallélisme entre l'essieu avant et l'essieu arrière, qui lui aussi est soumis aux braquages induits, surtout lorsqu'il y a une variation notable de charge sur le train arrière.

→ 3.1-5 L'axe de marche

Il s'agit d'une conséquence du parallélisme initial d'un essieu : les plans de roue vont former un angle de la valeur de l'angle de parallélisme. Cet angle est matérialisé par l'intersection des plans

de roue avec le sol.

L'axe de marche (Cf. fig.3.23) du véhicule se définit comme la bissectrice de l'angle formé par les plans de roue de l'essieu Ar.

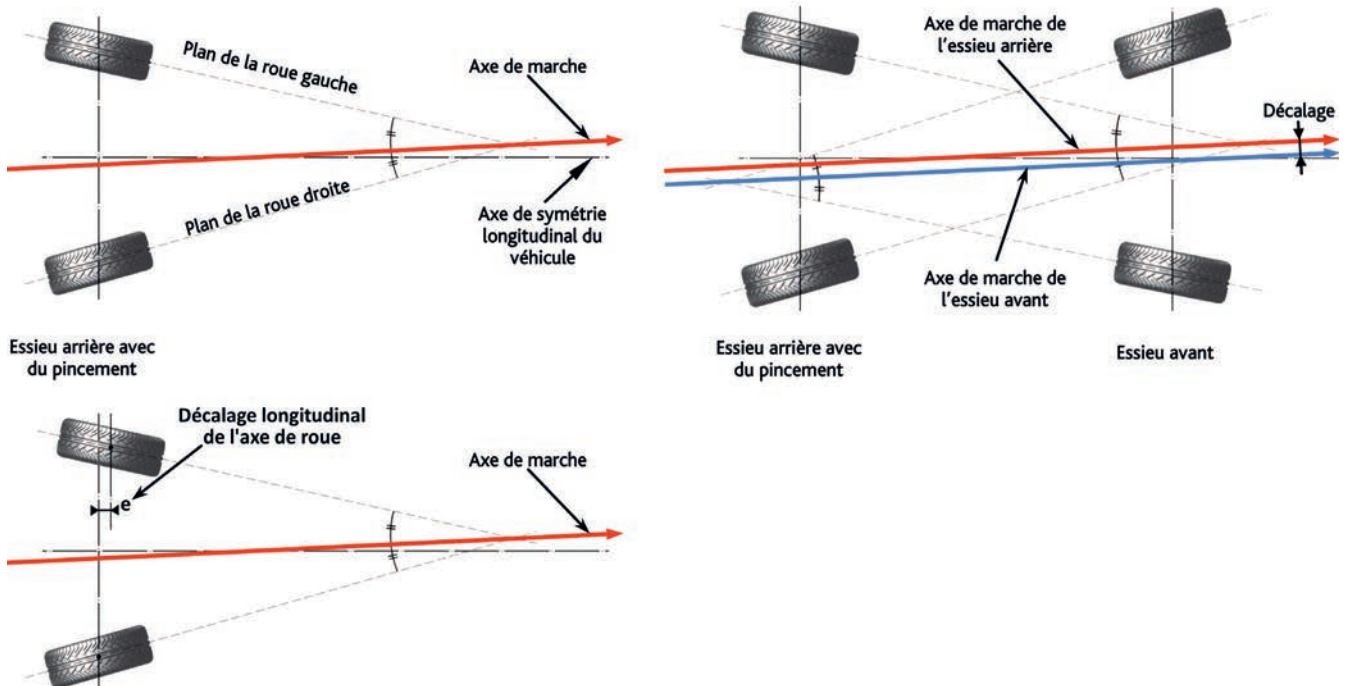


Fig. 3.23 L'axe de marche d'un véhicule.

Cet angle dépend des réglages initiaux du véhicule, mais nous verrons dans le chapitre suivant qu'il va évoluer en fonction des variations de la position des plans de roue. C'est selon cet axe que se dirige le véhicule, volant libre.

L'axe de marche doit tenir compte d'un éventuel décalage longitudinal de la position des roues Ar.

L'essieu Av dispose lui aussi d'une bissectrice, fonction du parallélisme initial, qui représente l'axe de marche de l'essieu Av. Mais grâce à l'angle de chasse des roues directrices, en roulage volant libre, les roues Av prendront une position moyenne

qui amènera l'axe de marche de l'essieu Av à se positionner parallèlement à l'axe de marche du véhicule.

D'où le principe : « Le train arrière guide le véhicule, le train avant le dirige. »

Plus le décalage entre ces deux parallèles sera grand et plus le véhicule roulera en « crabe ». Le véhicule parfait est celui qui dispose de deux axes confondus avec l'axe de symétrie du véhicule.

Les machines de réglages d'essieux sont basées sur ce principe : le train Av est toujours réglé en référence au train Ar.

→ 3.1-6 La géométrie du système de direction à crémaillère

a) Ce système a vu le jour avant la fin du 19^{ème} siècle

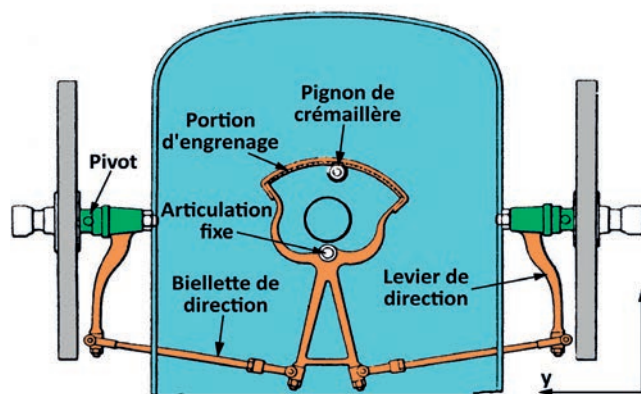


Fig.3.24 Un ancêtre du système pignon-crémaillère.

Le pignon, solidaire du volant de direction, sollicite une portion d'engrenage à dents intérieures. Cette portion d'engrenage est mobile en rotation autour d'une articulation fixe. Le rayon de l'engrenage correspond au rayon décrit autour de l'articulation. La distance articulation-pignon d'une part, et articulation-biellettes de direction d'autre part, permet d'ajuster l'effort au volant. Des biellettes de direction articulées à chaque extrémité commandent des leviers de direction solidaires du pivot.

b) Le système précédent demandant beaucoup d'espace pour son implantation et son fonctionnement, les systèmes actuels utilisent le principe d'une crémaillère agissant directement en bout, via une rotule, sur les biellettes de direction

(Cf. figs. 3.2, 3.24 et § 3.1-1 Description).

En fait l'engrenage précédent est redressé pour devenir rectiligne. Son mouvement est commandé par le pignon et la crémaillère agit directement sur les biellettes de direction.

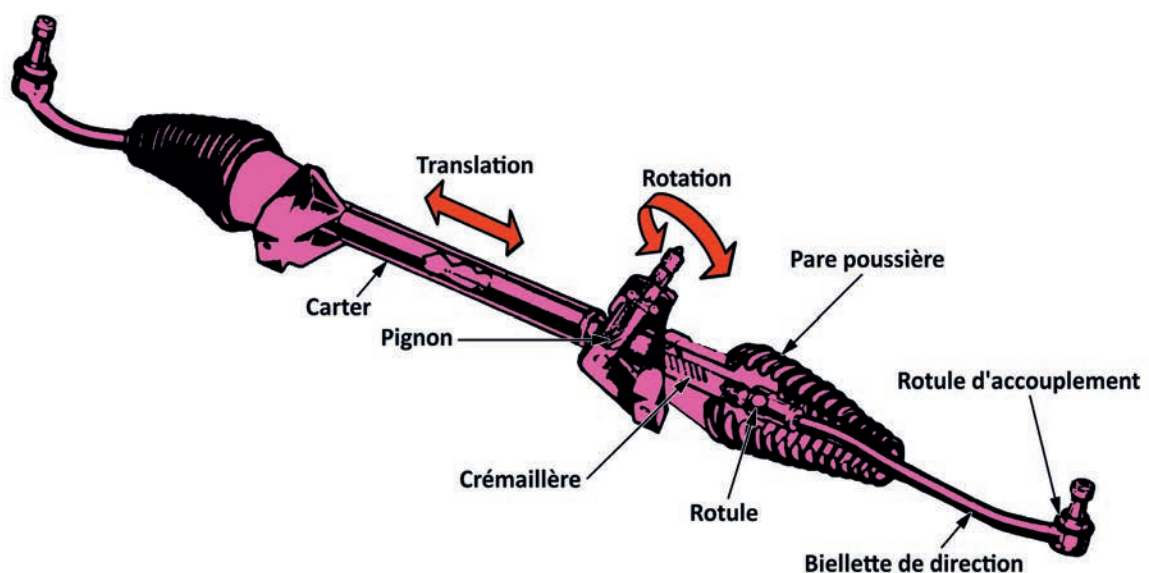


Fig. 3.24 Vue extérieure d'un système de direction pignon-crémaillère.

c) Incidence de la position de la crémaillère. Notion de « Braquage induit » (Cf. fig. 3.25)

- Positionnons nous sur l'axe des z.

Soit une bielle de direction de longueur R, alignée avec l'axe de crémaillère. Le point de rotule sur le levier de direction est en A₀. Lors d'un débattement de la roue Δz, la longueur du rayon R restant constante, le point A₀ décrit un arc de cercle pour venir en A₁. Ce qui nous donne, par projection sur l'axe d'origine, un déplacement Δy du point A₀. Ce déplacement Δy va induire une

rotation du levier de direction autour de l'axe de pivot. Cela signifie que sur le seul mouvement de roue, sans toucher au volant de direction, le plan de roue va changer de position. Ce phénomène est un exemple de « braquage induit géométrique ». Il est systématique sur un train avant directeur. Nous verrons dans un prochain chapitre quelques solutions pour limiter ce phénomène.

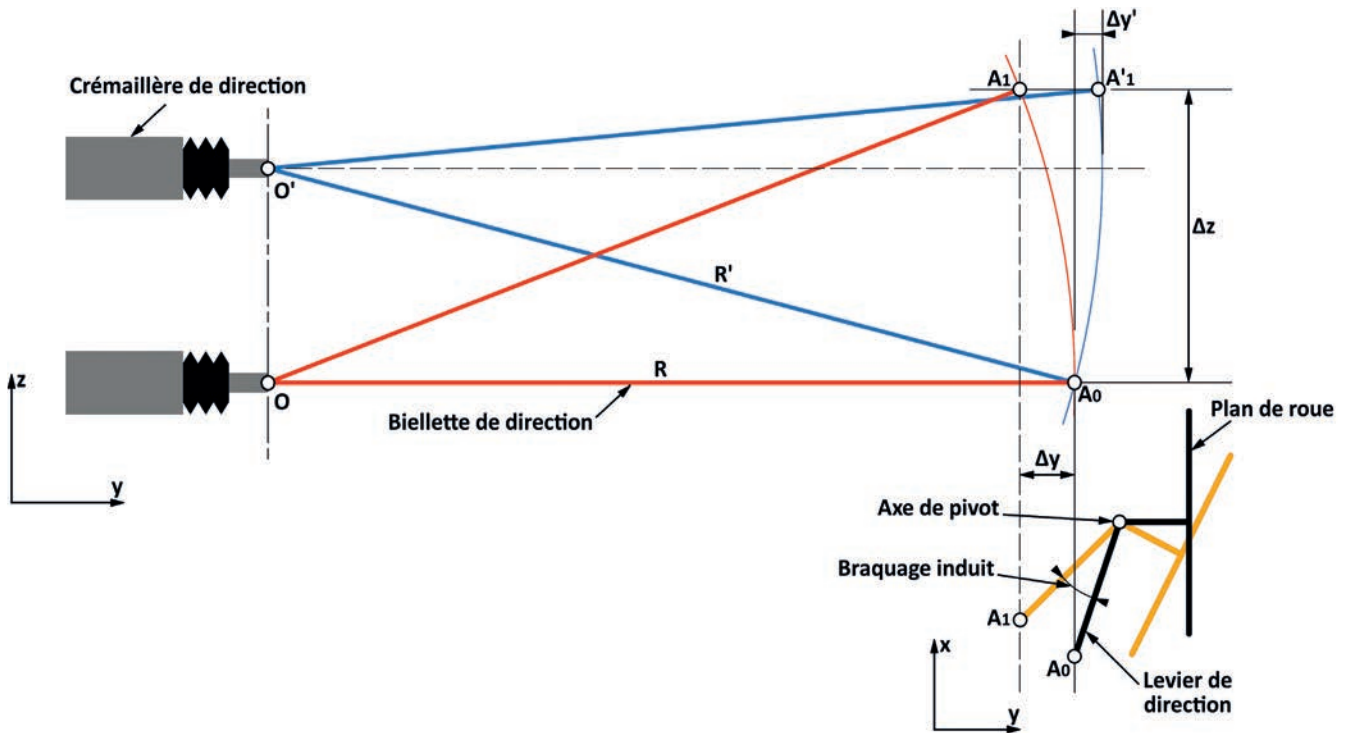


Fig. 3.25 Incidence sur le « braquage induit » de la hauteur de crémaillère sur le châssis.

Si le point O passe en O' , en le remontant selon l'axe des z , par exemple en interposant des cales entre le châssis et la crémaillère, et en modifiant la longueur de la biellette ($R' > R$) pour venir s'accrocher sur le même point A_0 , nous constatons que pour le même déplacement Δz de la roue, A_0 vient en A_1 et que l'écart transversal est $\Delta y' < \Delta y$. Le fait de remonter la crémaillère a permis de réduire le braquage induit. Il s'agit d'un parfait exemple d'application du chapitre 2.12.

La figure 3.26 illustre le phénomène de braquage induit qui apparaît lors d'un mouvement de pompage du véhicule, soit lors d'un freinage ou lors d'une accélération.

- Maintenant positionnons-nous sur l'axe des x .

Ce cas a déjà été examiné au chapitre 3.1-3 f). Sur la figure 3.10, le fait de changer la distance a en ajustant les longueurs de biellette va modifier la démultiplication de direction.

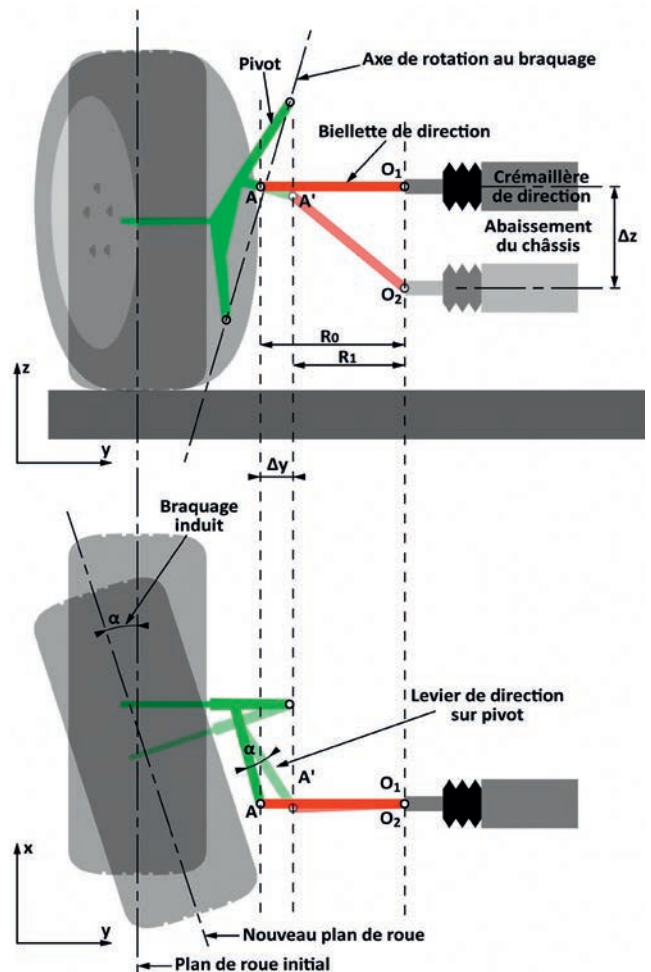


Fig. 3.26 Mouvement vertical de la crémaillère et braquages induits.

d) Incidence de l'installation de la crémaillère sur véhicule (Cf. fig 3.27 et 3.28)

Cela découle du paragraphe précédent. Les valeurs des angles θ_e et θ_i vont dépendre de la position de l'axe de déplacement de la crémaillère par rapport à la droite joignant les points O, articulations des biellettes sur le levier de direction. Cela donne plusieurs cas dans chacun des plans : horizontal xGy , l'axe est en avant ou en arrière de la droite, et vertical zGy , l'axe est au dessous ou au-dessus de la droite.

Dans la réalité, en fonction des tolérances de fabrication,

plusieurs causes d'imprécision existent, dont la principale est un décalage entre l'axe de crémaillère et la droite joignant les points O. Comme précédemment, ce décalage peut être dans les deux plans horizontaux et verticaux, et même une combinaison des deux.

Lors de la mesure des caractéristiques géométriques du véhicule, la dissymétrie de braquage entre la roue D et la roue G indique un défaut de positionnement, soit de la crémaillère, soit des pivots.

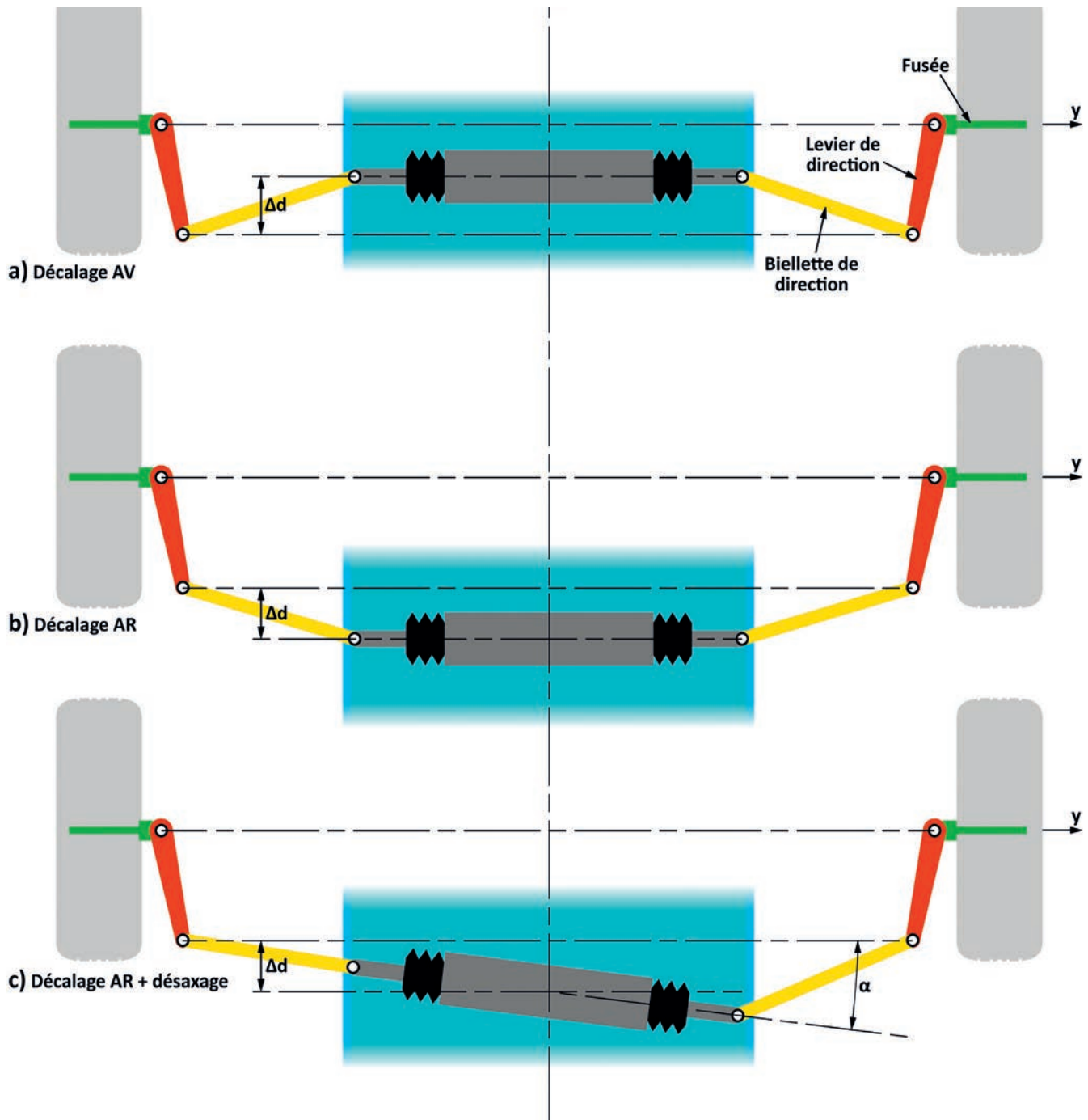


Fig.3.27 Défauts de positionnement de la crémaillère dans le plan horizontal xGy .

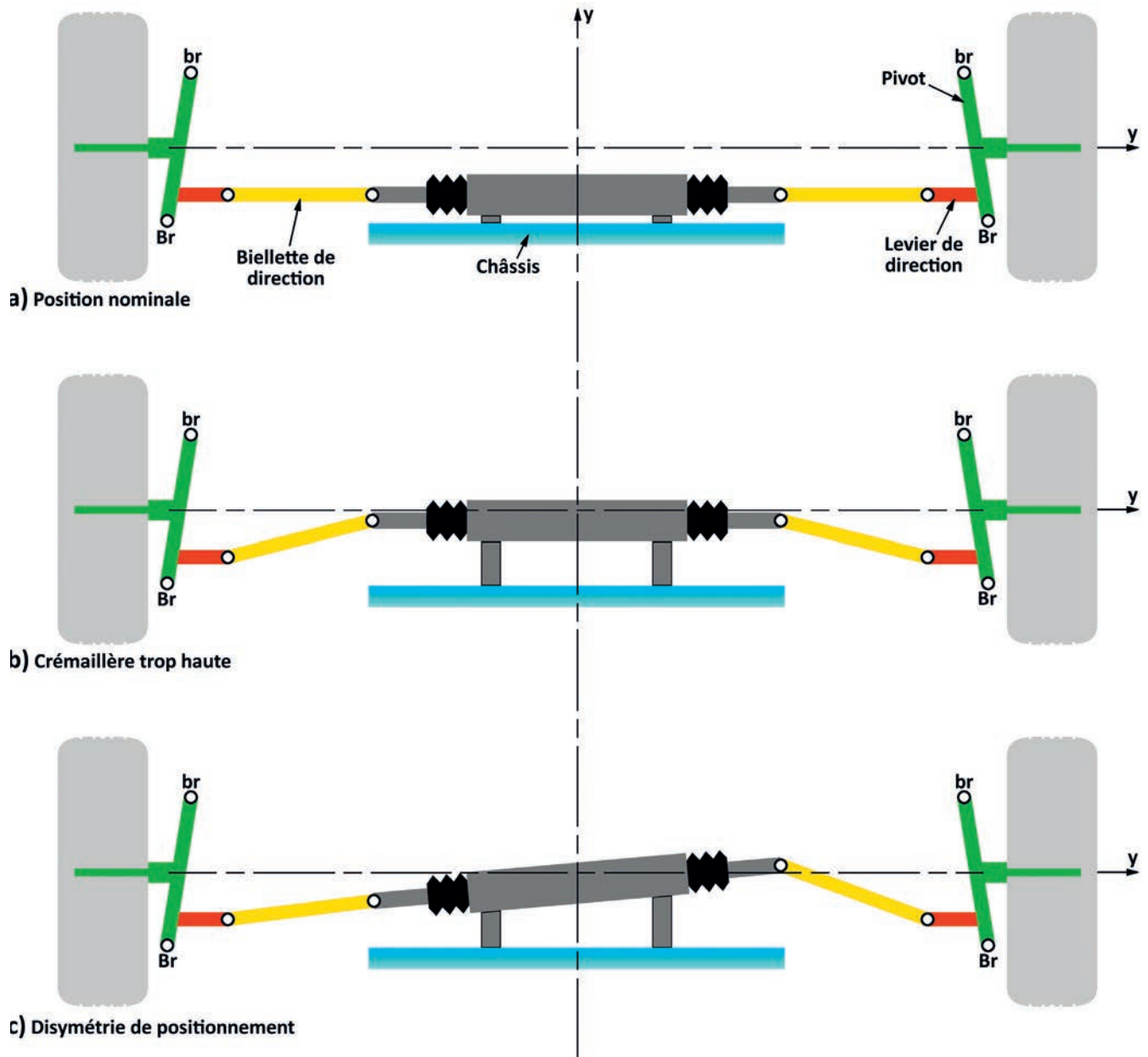


Fig. 3.28 Défaut de positionnement de la crémaillère dans le plan transversal zGy .

Lors de la conception du train avant, les braquages induits se définissent au plan.

La courbe théorique nominale correspond aux cotes du plan (Cf. fig. 3.29). La zone de tolérance tient compte des écarts d'usinage : somme des cotes maximales et somme des cotes minimales de chacun des éléments. Toutes les voitures produites doivent être dans cet intervalle. Le relevé de cette courbe permet de vérifier l'existence d'un défaut sur un élément constitutif du train avant.

Ces braquages induits vont influencer sur le comportement véhicule. Ils peuvent prendre une certaine importance dans les grandes courbes d'un rayon supérieur à 300m. La vitesse pourra être élevée et produire un effort centrifuge F_c important. Cet effort peut induire selon l'architecture du véhicule une rotation de roulis non négligeable. Le mouvement du châssis qui en résulte peut modifier les épures de direction et de suspension. En grande courbe, le braquage géométrique du plan de roue est faible : 2 à 3 degrés. Les braquages induits pourront être égaux, voire supérieurs au braquage de la roue. Ces braquages induits prendront moins d'importance dans les virages à rayon serré.

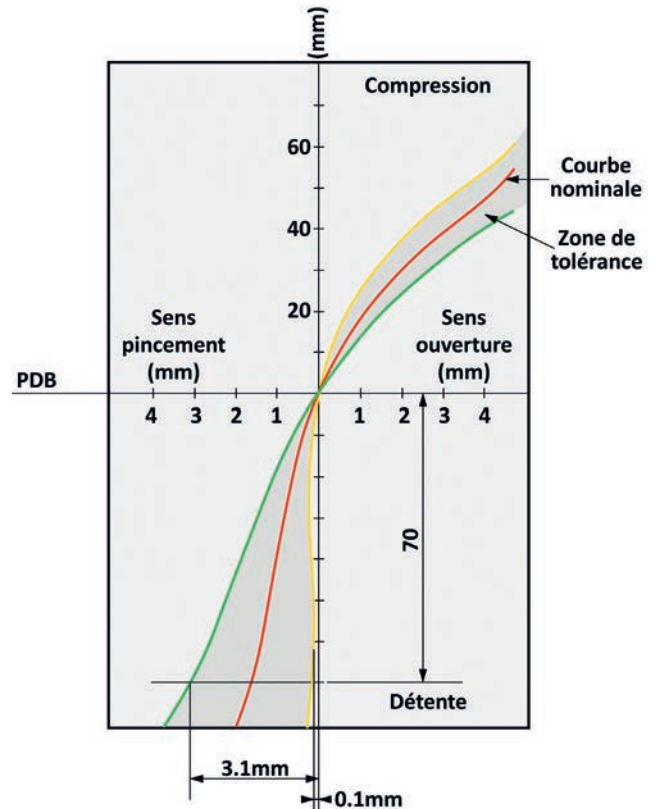


Fig.3.29 Incidence des braquages induits :
Courbe théorique de l'évolution du parallélisme d'une roue Av lors d'un mouvement complet de pompage.

e) Le parallélisme roue par roue

La figure 3.30 représente un relevé réel, roue par roue, effectué sur voiture. Nous constatons que sur toute la course de pompage, la roue **G** reste en ouverture, alors que la roue **D** est en ouverture en compression maximale pour rapidement passer en pincement jusqu'en fin de détente. Si nous considérons la position statique du véhicule, au point **0**, la roue **D** est en pincement de **1mm**, alors que la roue **G** est en ouverture de **1mm**. Cela signifie que l'axe de marche des roues avant n'est pas dans l'axe du véhicule (Cf. chapitre 3.1-5 L'axe de marche). Cela représente un angle de braquage du plan de roue, indépendant du volant. Au roulage, volant libre, cet axe va prendre automatiquement une position parallèle à l'axe de marche du train arrière. Ce véhicule va rouler en « crabe ».

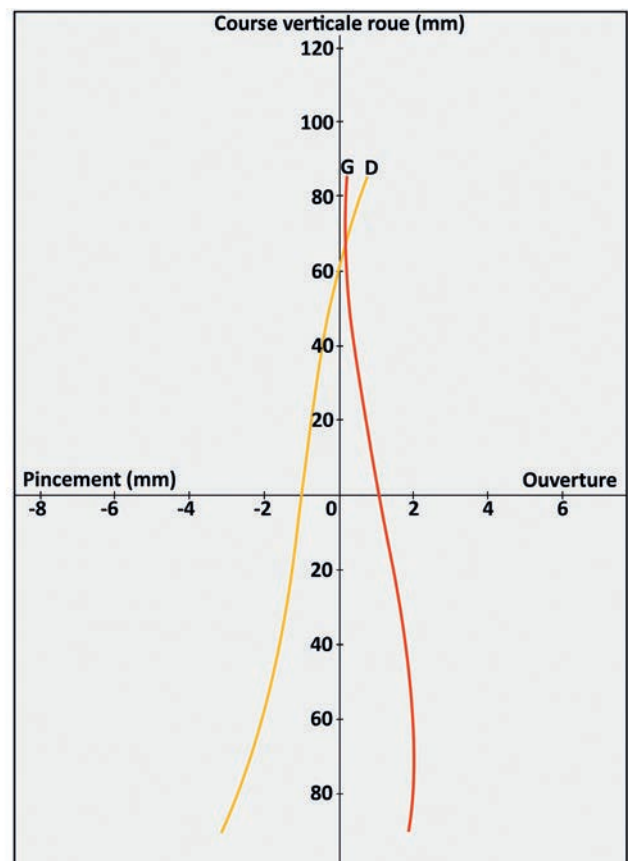


Fig. 3.30 Exemple de relevé réel sur voiture.

f) Incidence de la longueur des biellettes de direction (Cf. fig. 3.31)

Le montage classique, avec biellettes de direction en bout de crémaillère permet un gain en volume dans un compartiment moteur déjà bien encombré. Cela nous donne des biellettes d'une certaine longueur.

Une autre possibilité, toujours avec le système pignon-crémaillère est de faire sortir le mouvement au centre de la crémaillère. Cela

prend plus de place mais permet des biellettes de plus grande longueur. Le gain est net sur le braquage induit : $\Delta y_1 < \Delta y_2$. Par contre, la biellette étant soumise à des efforts de traction et de compression selon le sens du braquage, le risque de déformation par flambage est plus important..

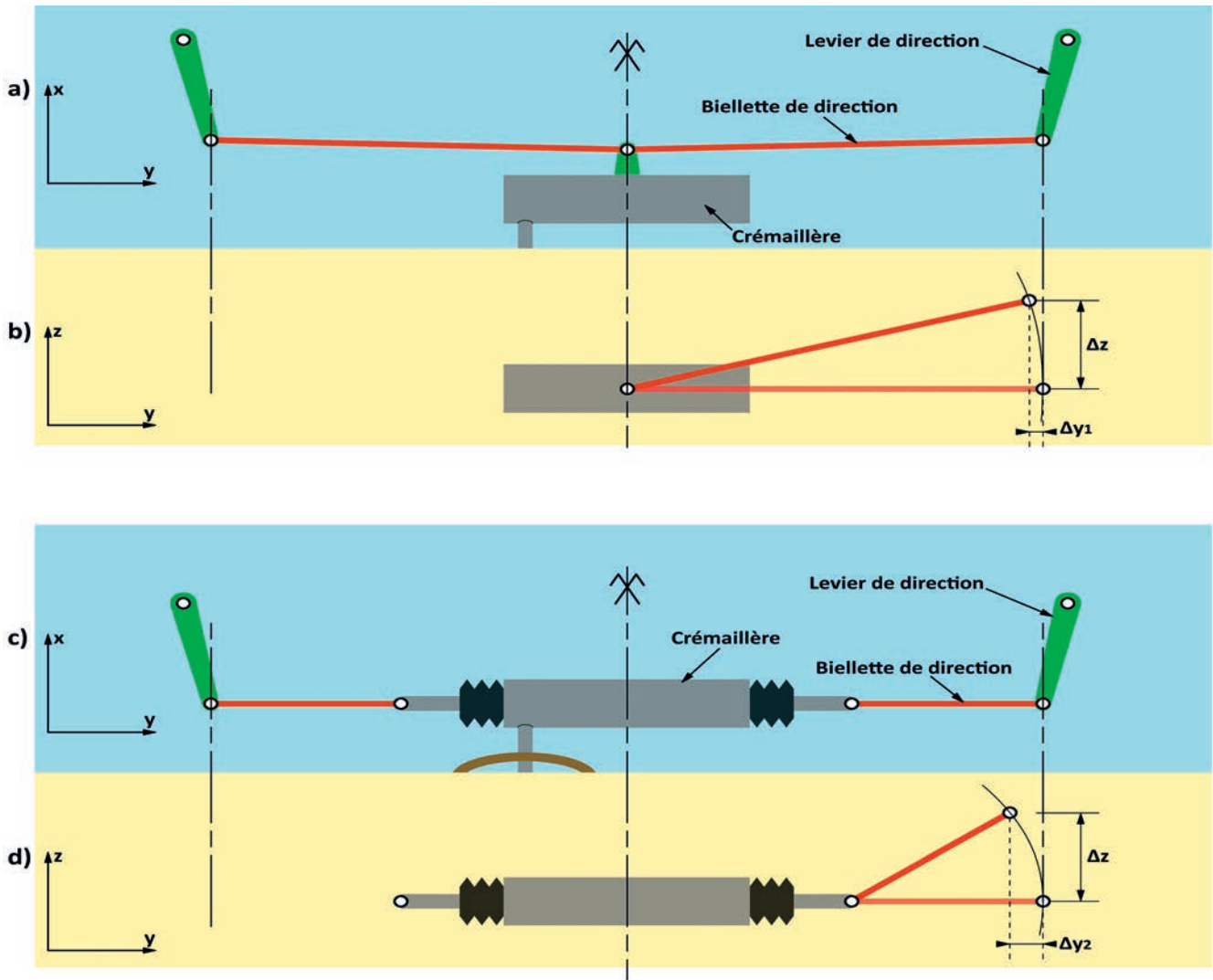


Fig. 3.31 Incidence de la longueur de la biellette de direction.

→ 3.1-7 Les données géométriques caractéristiques du système de guidage d'une roue directrice

Ce chapitre complète le contenu du chapitre 2.10 sur le pneumatique.

a) Le déport au sol (Cf. fig. 3.32 et 3.33)

Le déport au sol est la distance d entre le plan médian de la roue et l'intersection de l'axe de pivot avec le sol. Ce déport représente un porte-à-faux. Lors du passage de la roue sur un obstacle, le porte-à-faux que constitue le déport au sol produit un moment :

$R \times d$. Ce moment va créer un braquage autour de l'axe de pivot et introduire une réaction dans le volant via les organes de direction.

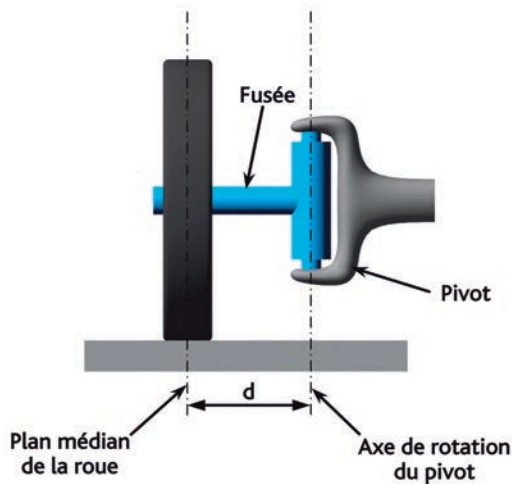


Fig. 3.32 Définition du déport au sol.

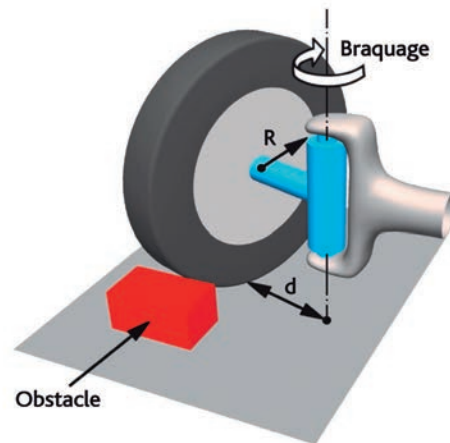


Fig. 3.33 Déport au sol et passage d'obstacle.

b) L'inclinaison de l'axe de pivot

L'axe du pivot est déjà incliné dans le plan xGz , pour donner de la chasse (Cf. chapitre 2.10 Le pneumatique). Mais il l'est également dans le plan perpendiculaire yGz . Pour éviter une trop forte réaction dans le volant lors d'un passage d'obstacle, la distance d est réduite par inclinaison de l'axe de pivot.

L'angle que forme l'axe du pivot avec le plan de roue introduit un effet de cône lors du braquage (Cf. fig. 3.35). La roue va alors tourner autour de l'axe de pivot. Le centre de la roue O vient en O' pour un braquage β , et le point de contact au sol A se déplace en A' . En projection sur le plan transversal yGz , Le point A' se trouve décalé d'une hauteur Δh par rapport à A .

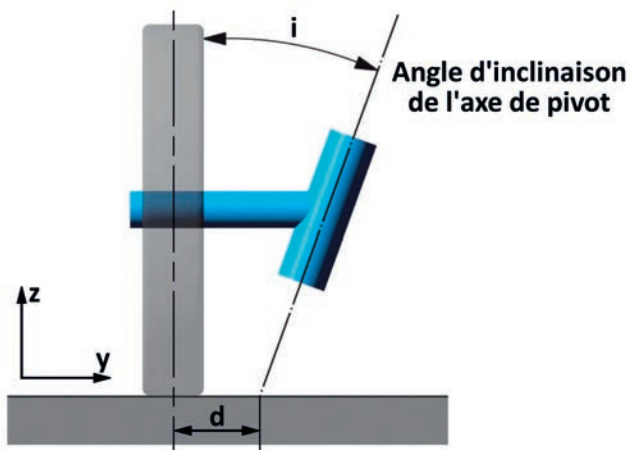


Fig. 3.34 Position du pivot en ligne droite.

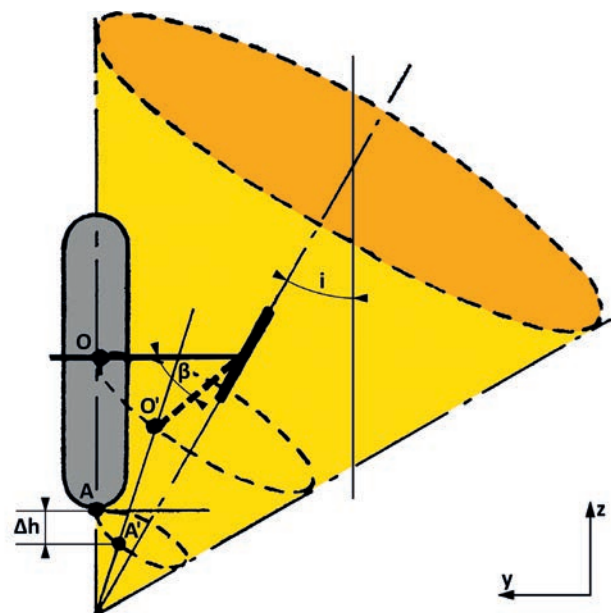


Fig. 3.35 L'effet de cône.

Mais le sol étant un plan fixe par rapport au véhicule, la variation de hauteur Δh va se traduire en fait par un mouvement vertical du pivot (Cf. fig. 3.36). Il s'agit d'un effort supplémentaire demandé à la direction lors du braquage. Cela peut ajouter une sensation de « lourdeur » dans le système de direction. Lors du retour de la roue en ligne droite, cet effet de cône va s'inverser et le poids du véhicule va produire un rappel s'ajoutant à celui de la chasse. (Cf. fig. 3.37). Cet effet de cône est directement proportionnel à l'angle d'inclinaison de l'axe de pivot, du déport au sol et au poids supporté par la roue.

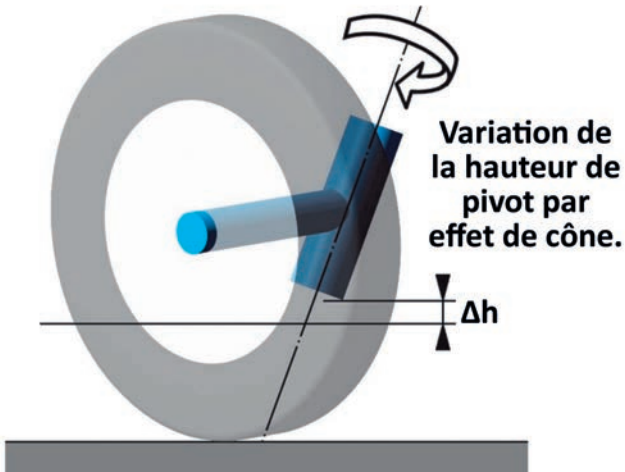


Fig. 3.36 Effet de cône induit par la rotation du pivot.

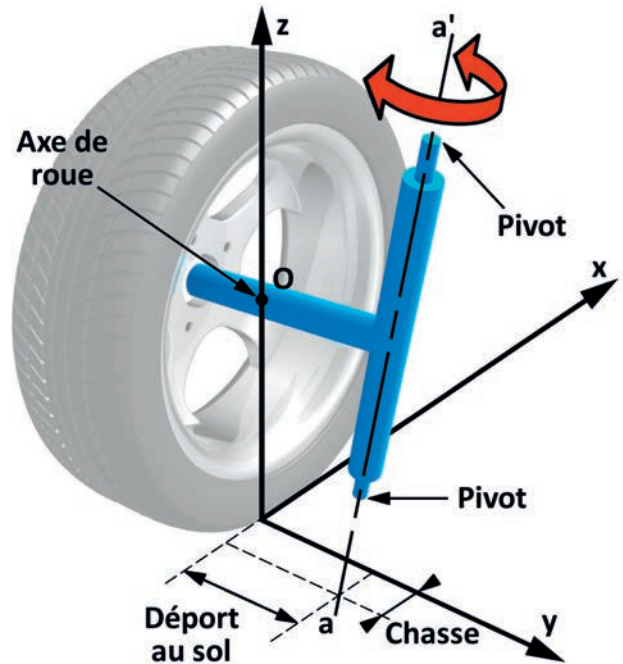


Fig. 3.37 Chasse et inclinaison de pivot.

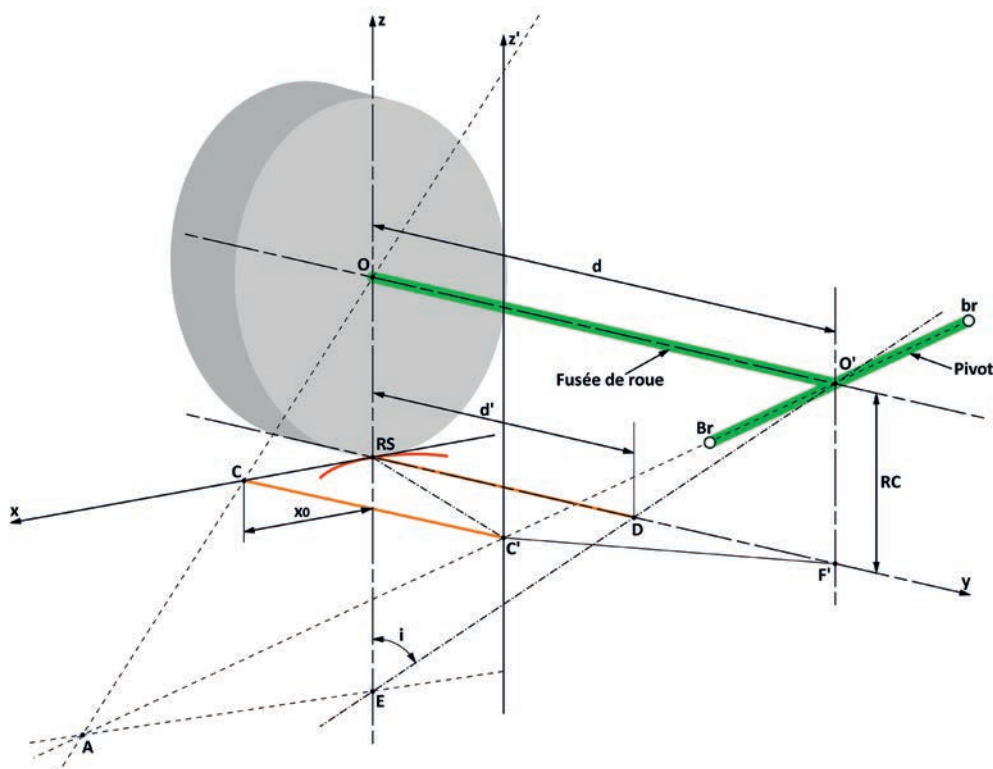


Fig. 3.38. Vue selon les trois axes de l'inclinaison de pivot et de la chasse.

Sur la figure 3.38, une vue selon les trois axes permet de définir deux plans :

- un plan vertical passant par l'axe de roue (fusée). Il permet de positionner l'inclinaison de pivot : i , intersection de la verticale OE passant par le centre de roue O et la projection EO' de l'axe

de pivot sur ce plan.

- un plan contenant l'axe de pivot $Br-br$ et le centre de roue O . L'intersection de ce plan avec le sol permet de définir la chasse : xO . Le point C' est l'intersection de l'axe avec le sol. Sa position tient compte de la chasse et de l'inclinaison de pivot.

La figure 3.39 permet de préciser le mécanisme de cette variation de hauteur par la projection sur les trois plans du trièdre de référence.

La vue 1) représente les différents éléments dans le plan transversal zOy . L'axe de pivot coupe le plan médian de roue en A' , sommet du cône. Traçons la projection de l'angle de braquage β sur un plan perpendiculaire à l'axe de pivot passant par O centre

de roue (après un rabattement dans le plan de la feuille).

Après braquage, le point O passe en O' . Le rappel de O' dans le plan longitudinal sur la vue 2) détermine la variation de hauteur Δh induite par le braquage β . La vue 3) permet le positionnement de l'axe de pivot dans le plan horizontal, troisième dimension de la figure.

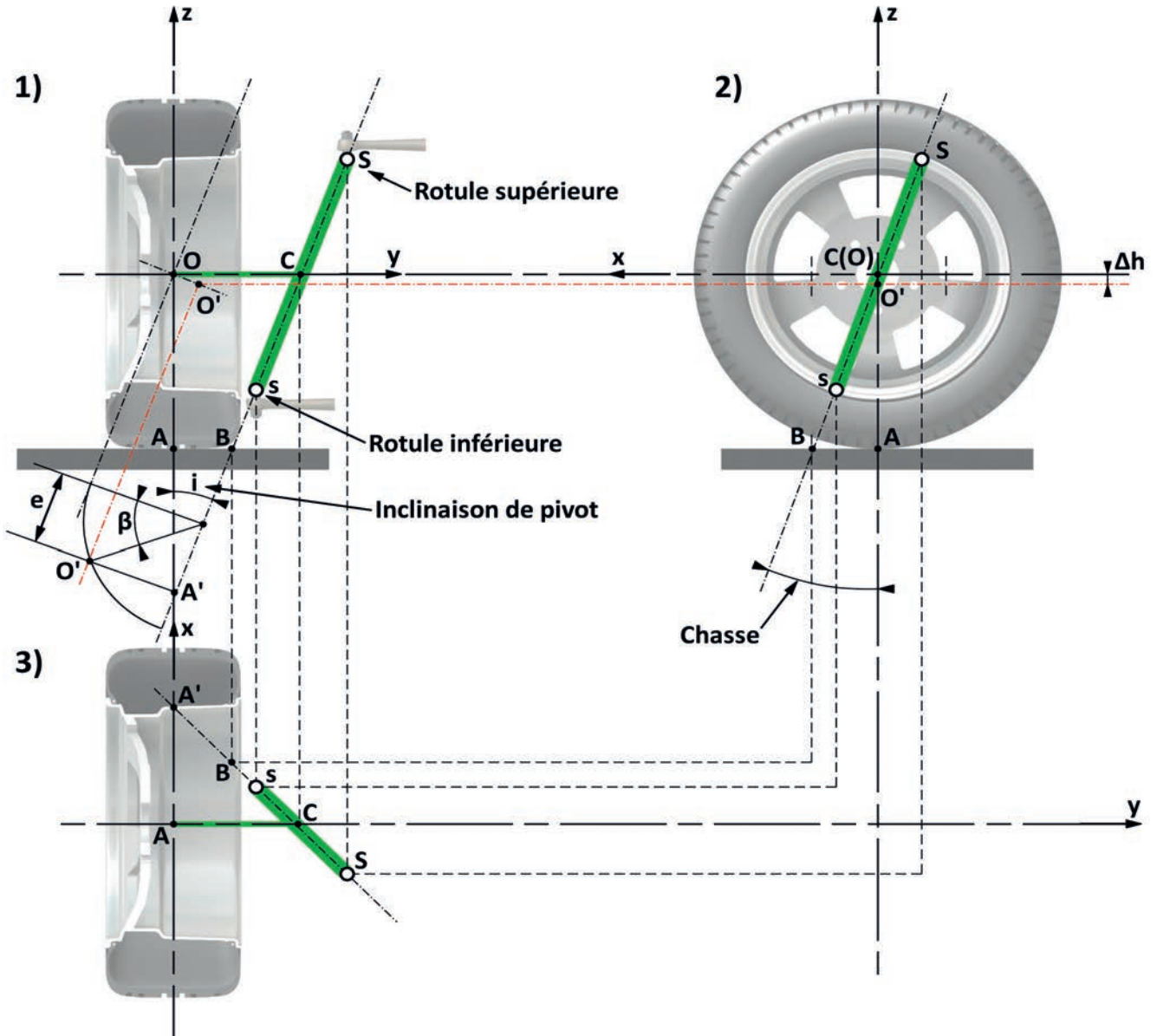


Fig. 3.39 Incidence de l'inclinaison de pivot et du déport au sol sur le déplacement de l'axe de roue.

Cette construction géométrique est détaillée sur la figure 3.40.

La vue a) montre la roue dans le plan transversal. Elle a un carrossage positif de valeur α . L'axe de pivot BC est incliné d'un angle i par rapport à la verticale. Le contact de la roue au sol est le point A . Lors d'un braquage d'un angle β , O , centre de roue se déplace en O_β et A en A_β . Le braquage est une rotation dans un plan perpendiculaire à l'axe de pivot passant par O , matérialisé par la droite UU' . La variation de hauteur due à l'effet de cône est Δh .

La vue b) est la projection sur le plan contenant UU' et

perpendiculaire à l'axe de pivot, d est le centre de la rotation.

La vue c) est la projection sur le sol, plan horizontal. L'angle de braquage géométrique est devenu β' . A noter que la projection de la fusée OC sur le sol lui donne une position $O'_\beta C'$, dont l'angle avec la position d'origine est $\phi < \beta'$.

La vue d) est le rappel de la position de l'axe de pivot sur le plan perpendiculaire à la fusée après braquage.

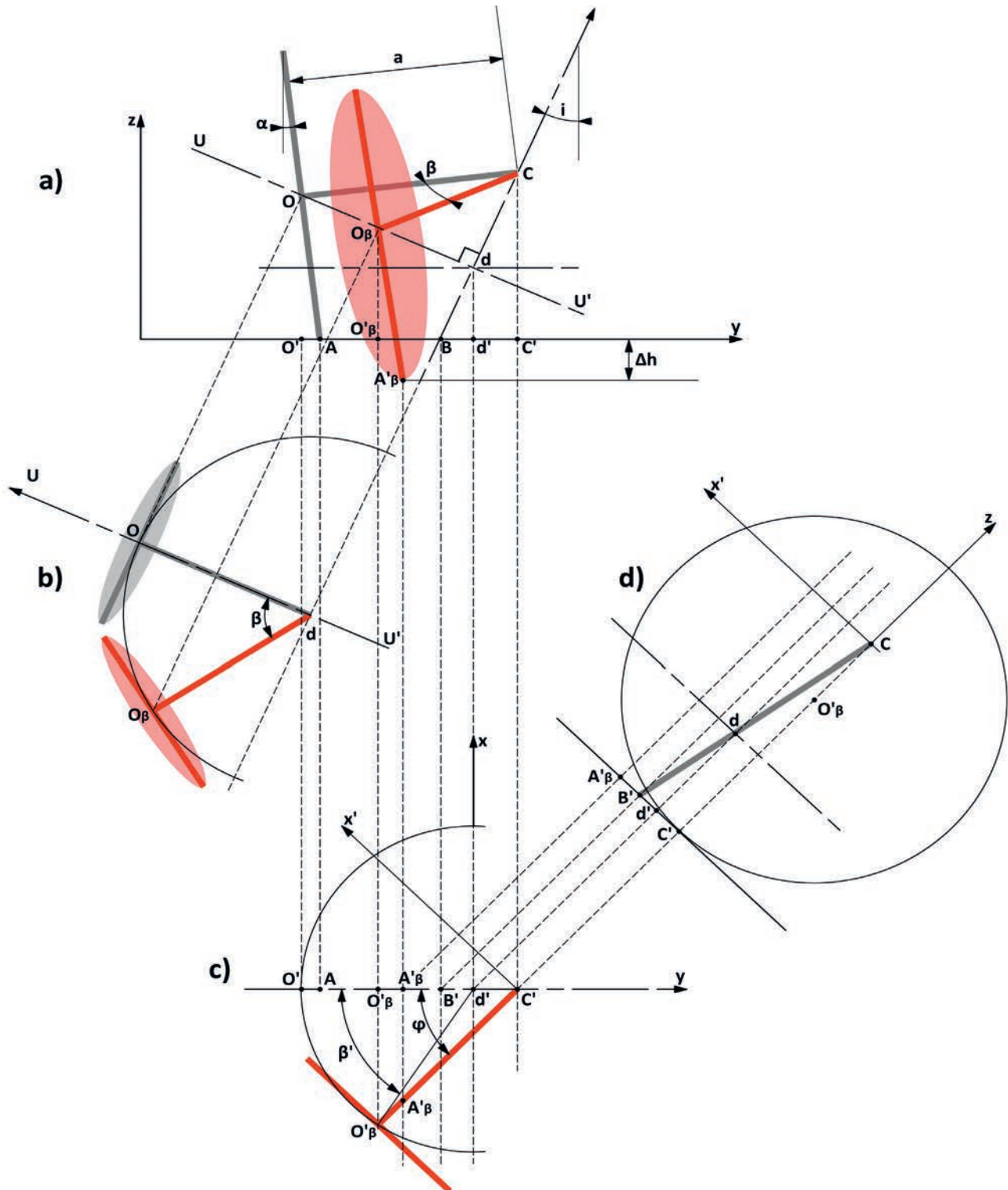


Fig. 3.40 Relevé géométrique sur quatre plans des différents points caractéristiques d'une roue directrice lors d'un braquage.

En utilisant la projection au sol (vue **c**) et avec l'hypothèse d'une rotation de la fusée sur un tour complet soit 360° , le report des points **A**, contact du plan de roue avec le sol, montre une trajectoire avec une double boucle telle que le montre la figure 3.41. La taille de la deuxième boucle sera fonction de l'angle de chasse et de l'angle d'inclinaison du pivot.

Le rappel de cette rotation dans le plan longitudinal précise la hauteur de soulèvement de la voiture. Cette hauteur déterminera l'importance de l'effort de braquage au volant et du rappel en ligne droite après un braquage.

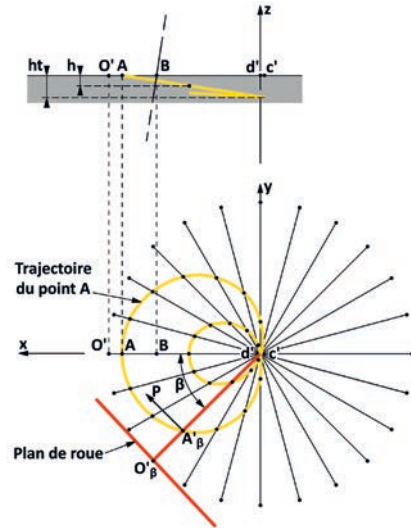


Fig. 3.41 Trajectoire du contact au sol pour une rotation complète.

Quelques cas particuliers : (Cf. fig. 3.42)

En 1), l'axe de pivot est perpendiculaire au sol, le plan de roue a un angle de carrossage α . La trajectoire des projections au sol du centre de roue **O** et du point de contact **A** de la roue avec le sol sont des cercles ayant pour centre l'intersection de l'axe de pivot avec le sol. Dans cette configuration, il n'y a pas de variations de hauteur.

En 2), l'axe de pivot est perpendiculaire au sol, le carrossage est à zéro. Le plan de roue est perpendiculaire au sol. Les points **d** et **c** sont confondus. Les projections du centre de roue et du point de contact au sol sont confondus et leur trajectoire est un cercle

ayant pour centre l'intersection de l'axe de pivot avec le sol et pour rayon le déport au sol. Comme précédemment, la variation de hauteur est nulle.

En 3), le plan de roue à carrossage nul est confondu avec le pivot. Dans cette configuration, il ne se produit aucun moment sur le pivot de fusée. Tout passage d'obstacle ou tout éclatement de pneumatique ne produit aucune réaction ni modification de trajectoire. Ce qui donne à ce montage un surcroît de sécurité. (Cf. figs. 3.43c et 3.44)

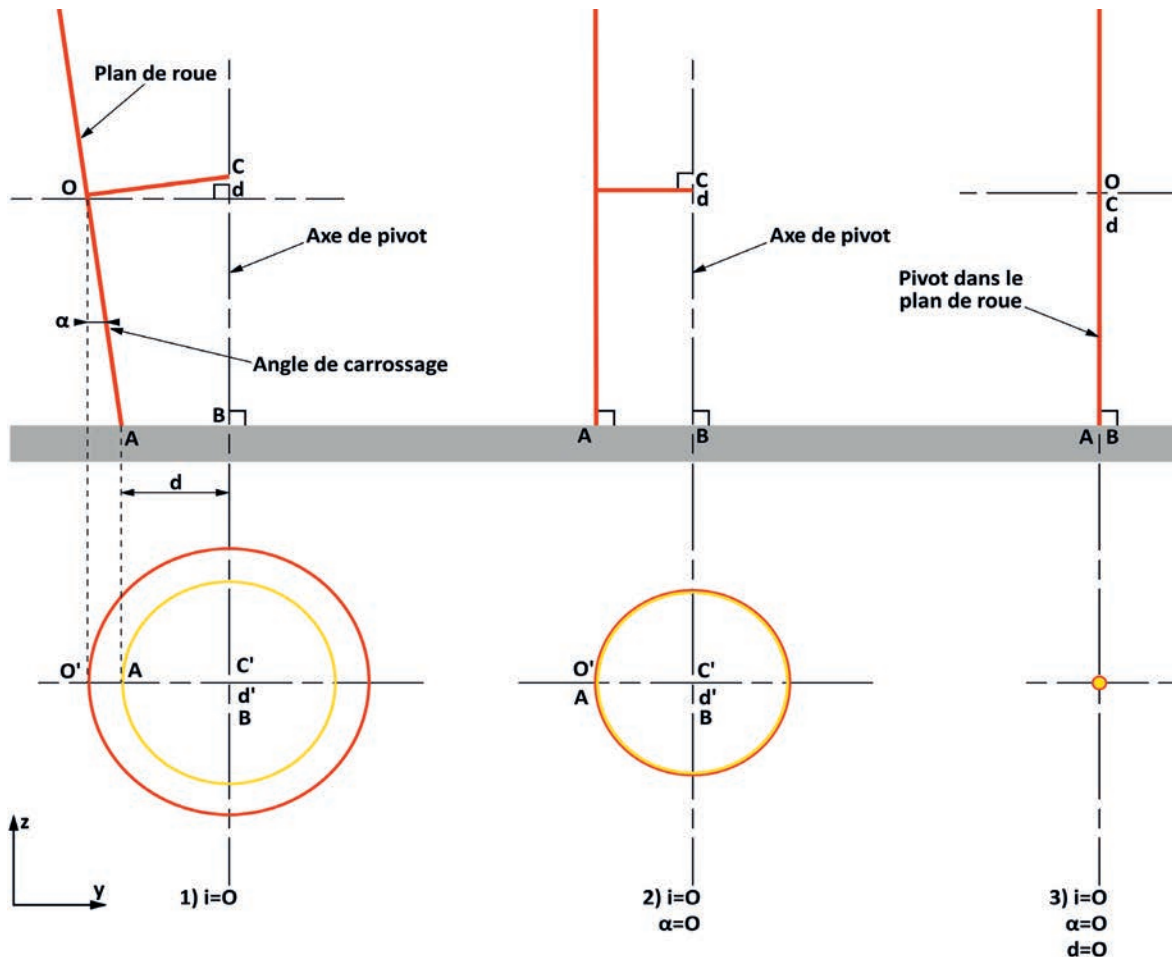


Fig.3.42 Cas particuliers de montage de pivot.

c) Incidence du déport au sol et de l'inclinaison de pivot sur l'architecture d'un train avant

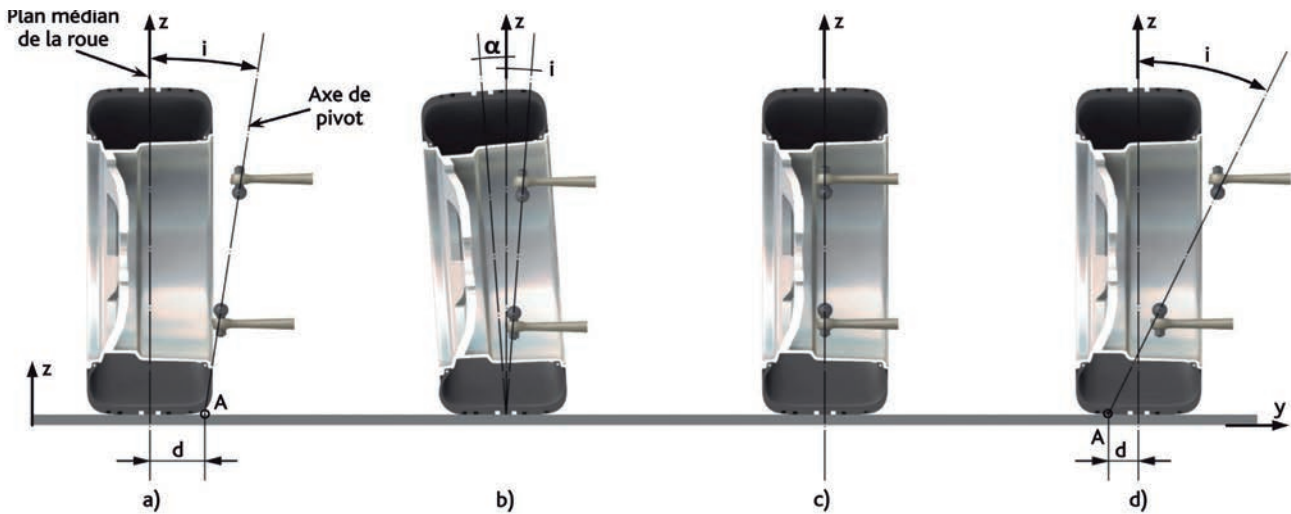


Fig. 3.43 Les principales architectures de train Av.

La vue a) représente une architecture de roue directrice. Le point d'intersection A de l'axe de pivot avec le sol est à l'intérieur de la voie (distance séparant les plans médians de deux roues d'un même essieu) d'où l'existence d'un déport positif d . i est l'angle d'inclinaison du pivot. Dans cet exemple, la roue n'a pas de carrossage, le plan médian est perpendiculaire au sol. Un carrossage α positif ou négatif va diminuer ou augmenter le déport d .

La vue b) est un exemple de déport au sol nul par combinaison d'un carrossage positif α et d'un angle i d'inclinaison d'axe de pivot. Ce déport nul rend en théorie, la direction insensible aux irrégularités du sol. Il en est de même en cas de dissymétrie de freinage, le freinage sur une seule roue ne provoque aucun braquage de la direction. Ce qui n'est pas le cas lorsqu'existe un déport.

La vue c) est un cas particulier de déport nul avec axe de pivot contenu dans le plan médian de la roue. C'est la particularité du train Av de la Citroën DS19. (Cf. fig.3.44) Cette disposition cumule déport au sol nul et déport au moyeu (sur l'axe de roue) nul.

La vue d) est une autre construction particulière. Le point A intersection de l'axe de pivot avec le sol est à l'extérieur de la voie. Le déport est alors négatif (Voir aussi le chapitre 3.1-7).

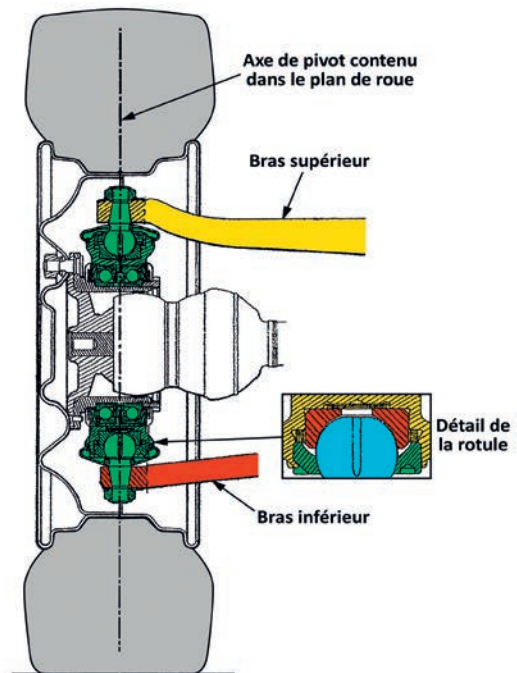


Fig. 3.44 Exemple de réalisation d'un axe de pivot dans le plan de roue : train Av de la Citroën DS19.

d) Incidence du déport au sol lors d'un effort longitudinal : cas du freinage (Cf. fig. 3.45)

En cas de déport positif, l'effort de freinage F_f combiné au déport d , introduit un moment : $F_f \times d$. Ce moment donne de l'ouverture à la roue. En cas de déport négatif, l'inverse se produit. L'incidence est sensible en virage, avec déport positif, la roue extérieure aura

tendance à pousser le véhicule vers l'extérieur du virage. En déport négatif ce sera l'inverse, la roue extérieure aura tendance à pousser le véhicule vers l'intérieur.

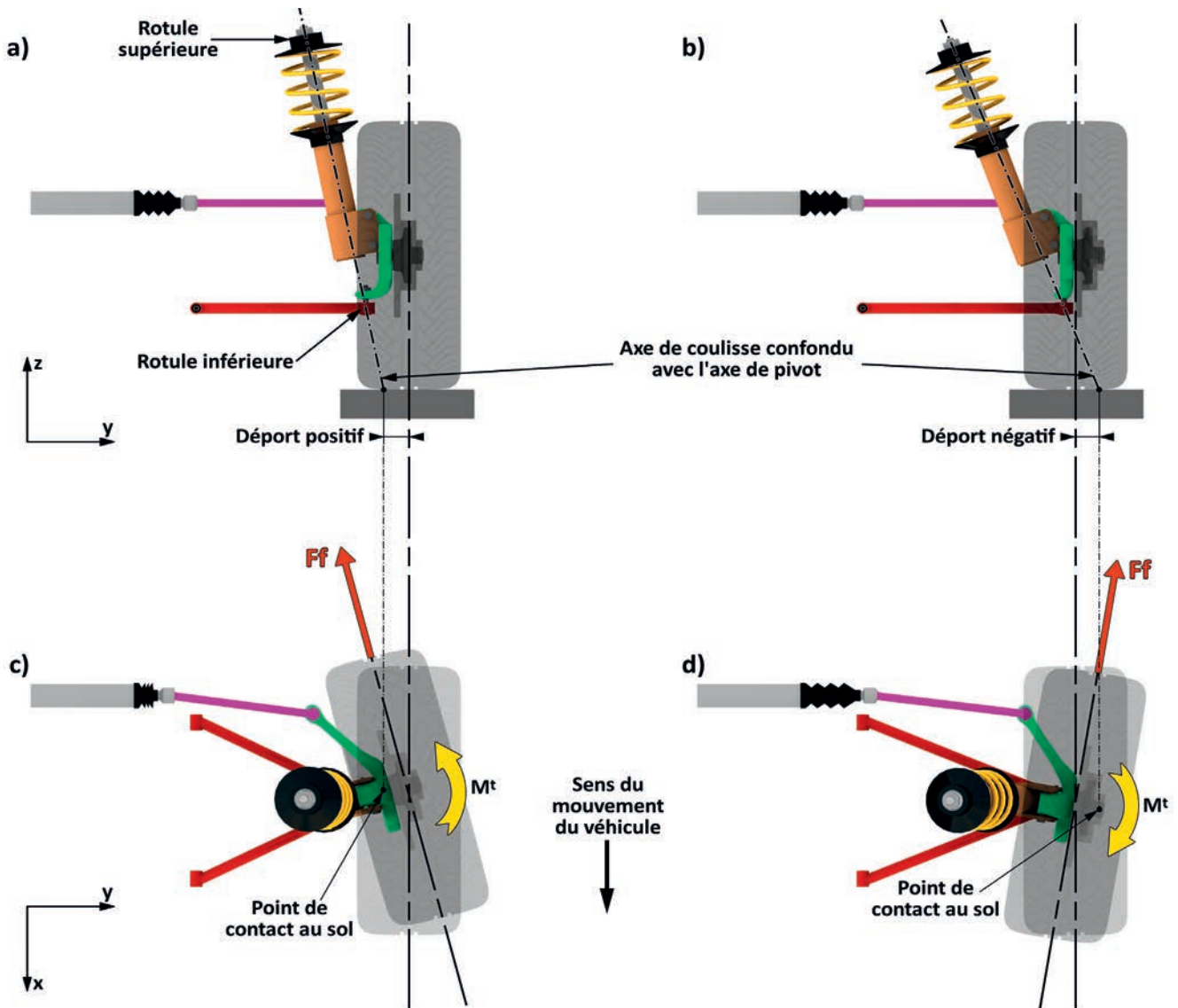


Fig. 3.45 Réactions du train Av selon le déport au sol.

Cela ne change pas le comportement du véhicule, tant que les actions sont parfaitement symétriques. Par contre, lors d'un freinage déséquilibré entre droite et gauche, cela aura une incidence sur le sens de braquage du volant, et l'évolution de

trajectoire du véhicule. Nous n'entrerons pas dans la discussion précisant quelle solution est préférable. Nous noterons qu'après avoir eu un effet de mode, le déport négatif n'est plus utilisé.

e) Quelle limite pour le braquage d'une roue ? (Cf. fig. 3.46)

Selon l'usage du véhicule, l'architecture du train avant doit permettre des angles de roue particulièrement prononcés (Cf. fig. 3.46). Ce véhicule conçu pour une grande maniabilité à basse vitesse, montre en braquage maximal, un angle de roue

intérieure proche de 90° , ce qui peut être un frein à l'avancement du véhicule. Il existe une grande différence entre θ_e et θ_i et le principe de l'épure de **Jeantaud** n'est sûrement pas respecté.

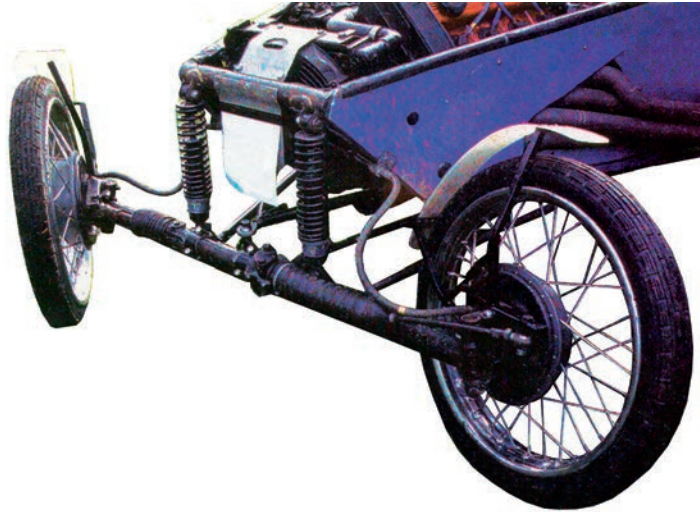


Fig. 3.46 Un cas extrême.

→ 3.1-8 Les quatre roues directrices (Cf. fig 3.47)

La direction sur l'essieu arrière permet de modifier le rayon de braquage du véhicule, en minimisant la dérive du pneumatique ou une quelconque élasticité de l'essieu.

D'où l'implantation de deux systèmes de direction l'un sur l'essieu avant et l'autre sur l'essieu arrière. Le système arrière est

relié au système avant de manière à ne disposer que d'un volant de direction. La commande Ar peut être mécanique par un arbre de transmission (Cf. fig.3.40), soit autonome par un système électrique ou hydraulique.

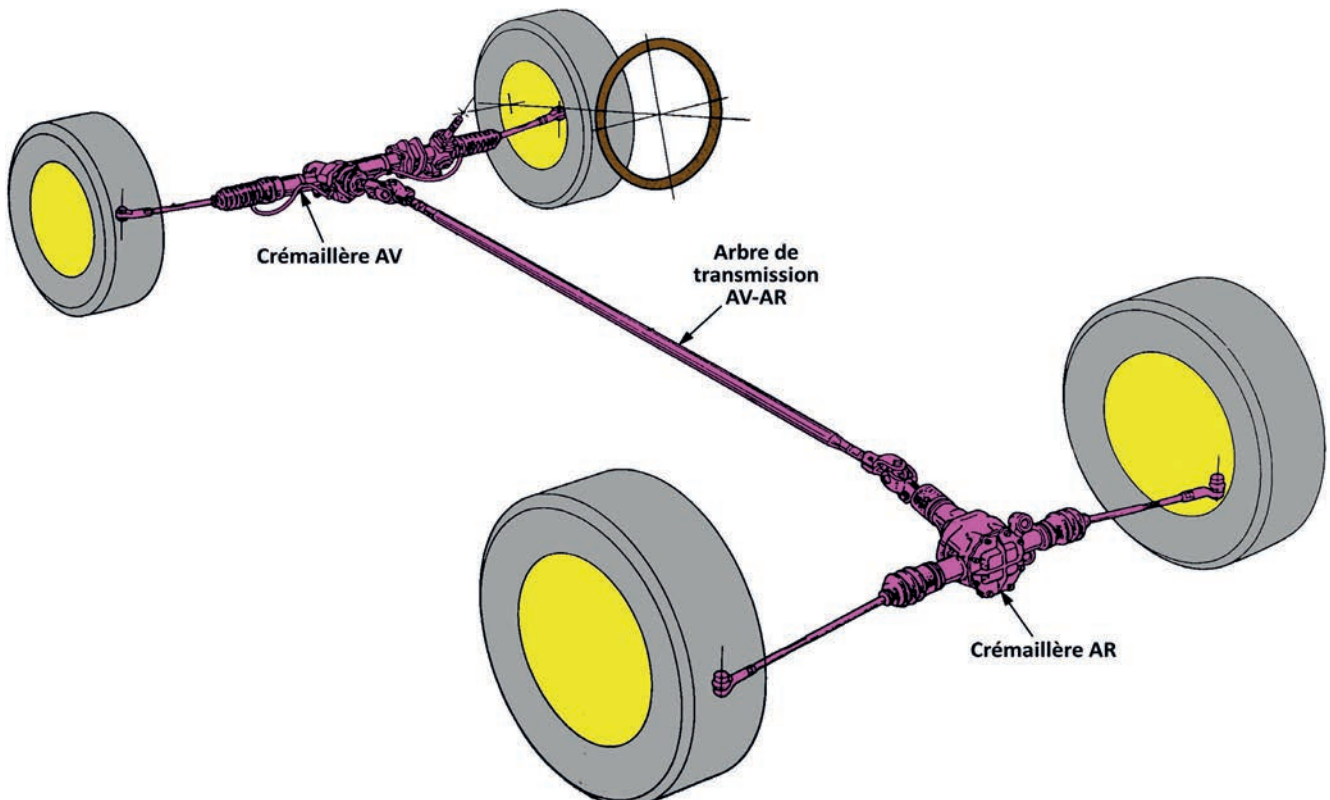


Fig. 3.47. Système à quatre roues directrices à commande mécanique (Honda).

Quel que soit le système de commande, l'intérêt des roues arrière directrices est double :

1°) Si les roues Ar sont braquées en sens inverse des roues Av, le CiR se rapproche du véhicule, le rayon de braquage global du véhicule est réduit. Nous sommes dans une situation qui ressemble à celui de la figure 3.14c) du véhicule « survireur ». Cela facilite la maniabilité en ville et lors des manœuvres de parking.

Par contre, ce braquage des roues Ar ne peut intervenir qu'à basse vitesse (50km/h maximum) et avec un angle réduit (entre 3° et 5° maximum), pour éviter toute instabilité.

Sur la figure 3.48, la trajectoire a) correspond à un braquage des roues Ar en sens inverse des roues Av et la trajectoire b) à celle d'un essieu classique. Le rayon du virage est réduit et le conducteur devra tenir compte du « déboîtement » de l'arrière du véhicule.

Nous verrons au chapitre 4, qu'un résultat proche peut être obtenu en jouant sur l'élasticité des fixations de l'essieu Ar.

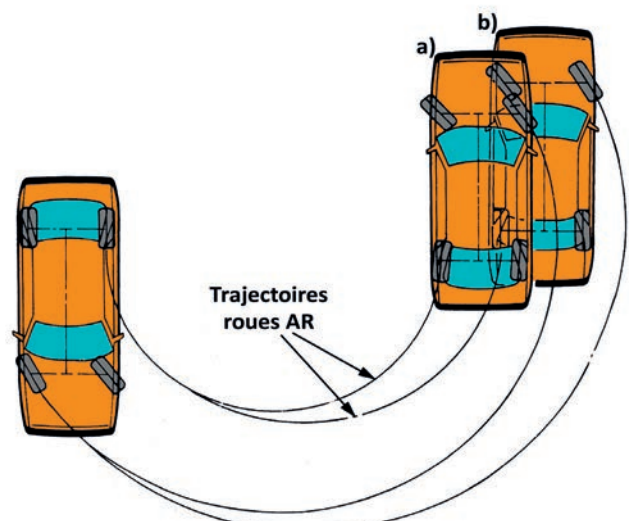


Fig. 3.48 Roues Ar directrices. Réduction du rayon de braquage

2°) Si les roues Ar sont braquées dans le même sens que les roues Av, le CiR s'éloigne du véhicule et le rayon de braquage global est augmenté. Là encore, nous sommes dans une situation qui ressemble à la figure 3.14d), du véhicule « sousvireur ». Cela peut présenter un avantage en cas de brusque changement de voie de circulation ou lors d'une manœuvre d'évitement, nécessairement brutale vu l'urgence. La voiture change de voie plus rapidement

en évitant le phénomène de survirage, voire un déséquilibre de l'arrière. La stabilité est améliorée.

Mais comme pour le braquage en sens inverse, un tel équipement demande une accoutumance du conducteur. Lors de fortes sollicitations, il aura aussi des difficultés pour « sentir » l'instant du passage de la limite d'adhérence.

→ 3.2 MOUVEMENT DANS LE PLAN TRANSVERSAL YGZ

→ 3.2-1 Description

Selon notre trièdre de référence (Cf. chapitre 2.3), cela concerne trois mouvements :

- deux translations :
 - * la **dérive** selon l'axe Cy (Cf. chapitre 3.1-1),
 - * Le **pompage**, translation rectiligne verticale selon l'axe Gz,

- une rotation : le **roulis** autour d'un axe Ox. Le roulis est une rotation du châssis par rapport au sol. Ce chapitre a pour but de montrer que l'axe de roulis ne passe pas nécessairement par le centre de gravité G.

→ 3.2-2 Le centrage transversal

Dans le plan transversal, nous admettons que notre véhicule dispose d'un centrage de masse positionnant le centre de gravité G dans l'axe de symétrie du véhicule (Cf. fig. 3.39). Nous considérerons que le poids P se répartit à égalité entre roue droite et roue gauche, bien que cela ne soit pas systématiquement le cas. Cela sera conditionné par l'architecture du véhicule et son chargement.

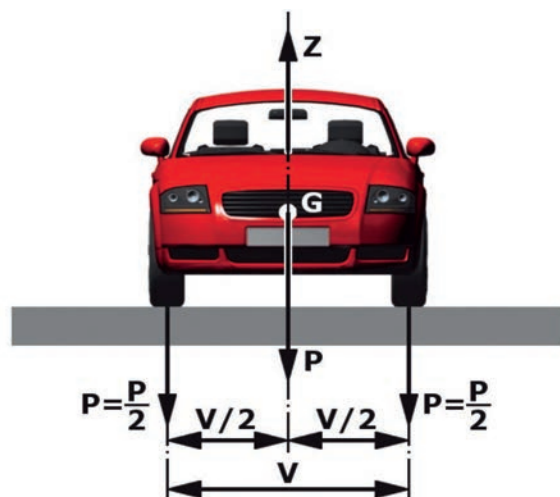


Fig. 3.39 Le centrage transversal

→ 3.2-3 L'effet de la force centrifuge : le roulis

a) Définition (Cf. fig. 3.40)

Dans un virage, le braquage des roues crée un effort centrifuge appliqué au centre de gravité du véhicule. Sous l'effet de cet effort, et en fonction de la géométrie de suspension, le véhicule va s'incliner vers l'extérieur du virage par application du principe de la stabilité tabulaire (Cf. chapitre 2.7). Cette inclinaison est une rotation autour d'un centre instantané de rotation : CS, appelé : le roulis.

CS est le centre de roulis. Il se définit comme le CiR du Châssis par rapport au Sol.

Chaque essieu ayant ses propres éléments de guidage, dispose d'un centre de roulis. La droite qui joint le centre de roulis de l'essieu Av au centre de roulis de l'essieu Ar est l'axe de roulis. La détermination de la position des centres de roulis de chacun des essieux et de l'axe de roulis sont l'objet de ce chapitre.

Mais il ne faut pas confondre : transfert de charge et mouvement de roulis, qui sont des phénomènes distincts, mais couplés :

- L'application de l'effort centrifuge en G centre de gravité crée un moment de renversement $M_c = F_c \times h$. Ce moment va induire un transfert de charge modifiant le poids sur chacune des roues. La roue extérieure au virage recevra une augmentation de charge : $\Delta P = + \frac{F_c \times h}{V}$, avec V = voie du véhicule. La roue intérieure sera délestée de la même valeur. Ce transfert ne dépend que de la hauteur de G par rapport au sol et de la voie V du véhicule.
- La rotation du châssis autour de l'axe de roulis induit un

déplacement latéral des masses suspendues et par conséquent un mouvement de G (Cf. chapitre 3.2-6). Cette rotation se fera sous l'effet d'un moment appelé moment de roulis : $M\theta = F_c \times$ (distance entre axe de roulis et centre de gravité).

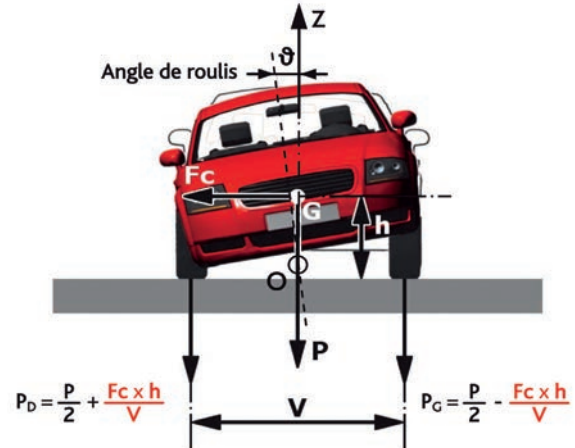


Fig. 3.40 Transfert de charge et mouvement de roulis.

b) Détermination du centre de roulis statique (Cf. fig 3.41)

Il s'agit de définir, selon le système de guidage des roues utilisé, le centre de rotation du châssis par rapport au sol. Une telle rotation va mettre en mouvement successivement : le châssis, le système de guidage et la roue, point de contact avec le sol.

Considérons une vue dans le plan yGz d'un véhicule dont les éléments de guidage transversaux sont constitués d'un quadrilatère déformable de sommets bc, br, Br, Bc (Cf. chapitre 2.14). Le côté br-Br représente le pivot lié à la roue, bc-Bc le châssis, b le bras supérieur et B le bras inférieur. Chaque sommet

est une articulation soit cylindrique, soit sphérique (Cf. chapitre 2.11)

Le véhicule est défini par un axe de symétrie et son centre de gravité G où s'applique son poids. Les deux quadrilatères déformables gauche et droit relient chacun une roue au châssis et forment un système de guidage.

Chacun des éléments constitutifs de notre système de guidage est contenu dans un plan de base zGy. Appliquons la théorie du mouvement plan sur plan à nos différents éléments :

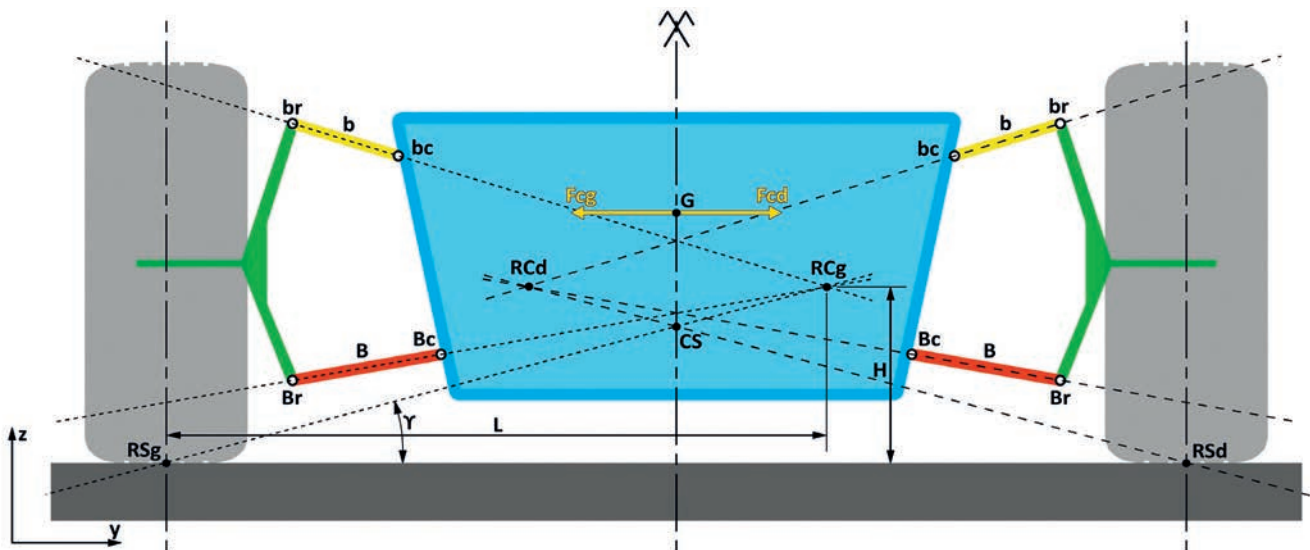
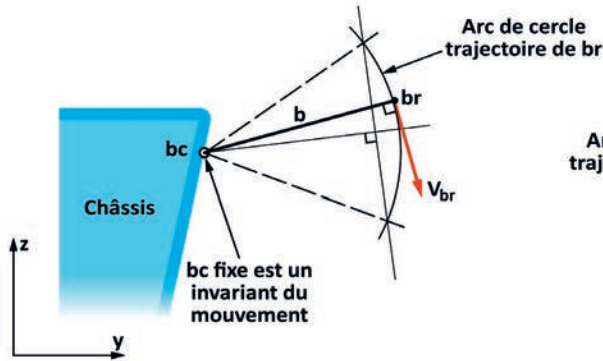


Fig. 3.41 Détermination du centre de roulis

- Considérons le bras supérieur b joignant deux articulations bc et br . b est contenu dans le plan de la figure et se déplace dans ce plan. bc est l'articulation de b sur le châssis, il est le CiR de b par rapport au châssis. Le point br suit une trajectoire qui est un arc de cercle de centre bc et de rayon b . (Cf. fig. 3.42, vue de gauche).



Sur chaque point de cette trajectoire il existe un vecteur vitesse V_{br} , perpendiculaire à b .

Par le même raisonnement appliqué à l'autre articulation br , de b sur le pivot, br est le CiR de b par rapport au pivot. (Cf. vue de droite sur la fig. 3.42).

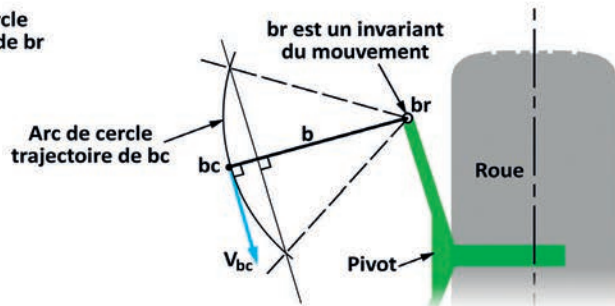


Fig. 3.42 Définition des CiR d'un bras positionné entre châssis et pivot.

-Le même raisonnement s'applique au bras inférieur B . Bc est le CiR de B par rapport au châssis et Br , le CiR de B par rapport au pivot solidaire de la roue.

Dans la déformation de notre quadrilatère, nous pouvons déjà obtenir un premier résultat : le CiR de la roue par rapport au châssis, que nous appellerons, CiR Roue/Châssis : RC , sera l'intersection des droites joignant chaque CiR soit à l'intersection des droites $bc-br$ et $Bc-Br$. Il existe un point RC pour chaque côté du véhicule, soit : RCg et RCd .

-Sur l'ensemble pivot-roue, br et Br sont déjà des CiR. La roue est posée sur le sol en un point RS . Le seul mouvement de rotation possible de la roue dans le plan transversal est une rotation autour

d'un axe longitudinal positionné au sol et passant par RS . RS est par conséquent le CiR de l'ensemble pivot-roue par rapport au sol. Comme pour RC , il existe un RSd et un RSg .

Nous avons défini un premier CiR : RC , roue/châssis, et un deuxième : RS , roue/sol. Le CS , CiR châssis/sol, que l'on définit comme le **centre de roulis** recherché se trouve sur la droite joignant ces deux CiR. Comme le véhicule est symétrique, le CS statique se trouve sur l'axe de symétrie du véhicule.

Le centre de roulis se définit comme le centre de rotation de la masse suspendue dans le plan transversal zGy , lorsqu'un effort latéral est appliqué en son centre de gravité. Il représente également le point où s'appliquent les efforts qui ne provoquent aucune rotation.

c) Incidence de la position du centre de roulis

En virage, l'effort centrifuge F_c s'applique en G , centre de gravité. La position du CS par rapport à G , nous donne trois possibilités (Cf. figs. 3.43 a), b) et c)):

1°) CS est situé en dessous de G , à une distance h délimité par l'axe vertical initial passant par G et après rotation par l'axe de symétrie du véhicule passant par Cs . (Cf. fig. 3.43 a)

Le moment de roulis va induire un mouvement de rotation et une prise de roulis qui se traduit par un angle de roulis délimité par l'axe vertical initial passant par G et après rotation par l'axe de symétrie du véhicule passant par Cs . Le système aura un mouvement à stabilité tabulaire (Cf. § 2.6-2). C'est la grande majorité des situations rencontrées en automobile.

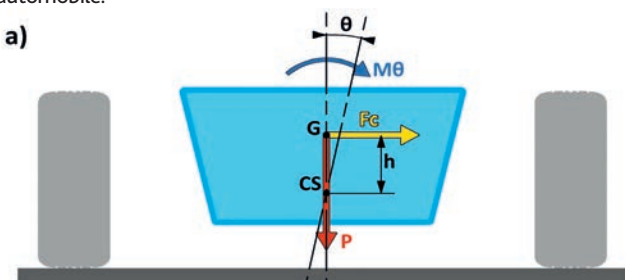


Fig. 3.43 a) Système tabulaire : le CS est en dessous de G .

La position du CS est un compromis devant concilier :

- Sa distance h du centre de gravité G . Plus il se rapprochera de G , plus la valeur de h sera réduite et le moment de roulis $M\theta$ faible. A

noter qu'un faible moment de roulis va limiter l'angle de rotation θ , ou angle de roulis, mais ne changera pas le transfert de charge de la roue intérieure au virage vers la roue extérieure. La retenue au roulis ou résistance à la rotation, obtenue par un choix judicieux de la position des éléments de guidage permettant de limiter la hauteur h , ne doit pas être confondue avec le transfert de charge qui lui dépend directement des paramètres d'architecture du véhicule.

Cela signifie que pour chaque essieu, il est fondamental de connaître la valeur : de la voie et la position, non seulement du centre de roulis, mais également du centre de masse correspondant.

- Les variations de voie et de carrossage induites lors de la rotation. Ces variations sont couplées dans la mesure où toute variation de carrossage aura aussi pour conséquence une variation de voie. Ces variations provoquent un déplacement relatif de la zone de contact de la roue au sol pendant le mouvement. D'où une contrainte de ripage supplémentaire venant perturber le phénomène d'adhérence. Nous verrons que la position et le déplacement de RC jouent un rôle important dans ces variations.

Le CS peut être au-dessus ou au-dessous du sol. Cela influera sur le sens de la variation de voie.

- L'adéquation avec la position du CS du deuxième essieu. Il est préférable que le roulis soit contrôlé de manière identique sur chacun des essieux. Pour cela, il sera important de connaître la position de l'axe d'inertie longitudinal du véhicule. Il sera alors possible de rechercher à positionner l'axe reliant le CS_{av} et le CS_{ar} ou axe de roulis parallèlement avec l'axe d'inertie (Cf. compléments au chapitre 3.2-7 Incidence de l'inclinaison de l'axe de roulis).

2°) CS est confondu avec G. (Cf. fig. 3.43 b)

L'effort F_c passant par le centre de rotation géométrique, il n'y aura aucun moment, et par conséquent aucune prise de roulis.

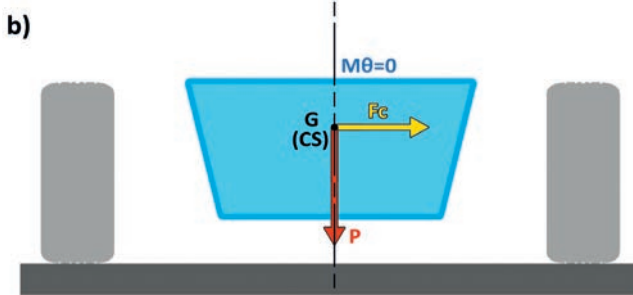


Fig. 3.43 b) CS confondu avec G.

3°) CS est situé au-dessus de G. (Cf. fig. 3.43 c)

L'effort F_c introduit un moment $M\theta' = F_c \times h'$ provoquant une rotation dans le sens opposé au cas 1°). Le système aura un mouvement à stabilité pendulaire.

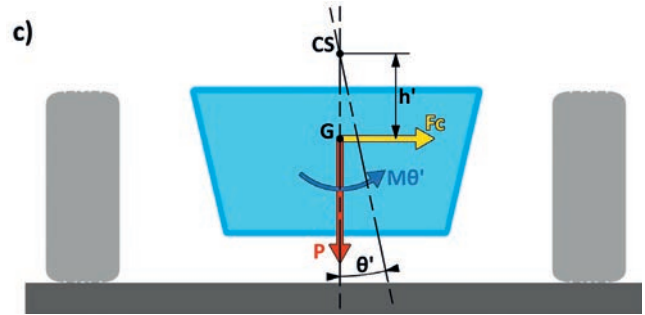


Fig. 3.43 c) Système pendulaire CS au-dessus de G.

Un exemple de montage pendulaire (Cf. fig. 3.44).

Par l'intermédiaire de palonnier aux points de fixation du bras supérieur sur le châssis, débattant dans des lumières, le CS se trouve déplacé en CS1, bien au-dessus de G. Le comportement du véhicule devient identique à celui d'une moto. Le pilote se trouve soumis à des sollicitations inverses de celles qu'il subit dans un véhicule normal, ce qui demande une accoutumance. Ce système mécanique, malgré l'installation de roulements sur les articulations introduit des frottements provoquant des retards au mouvement ou des non retours à la position zéro.

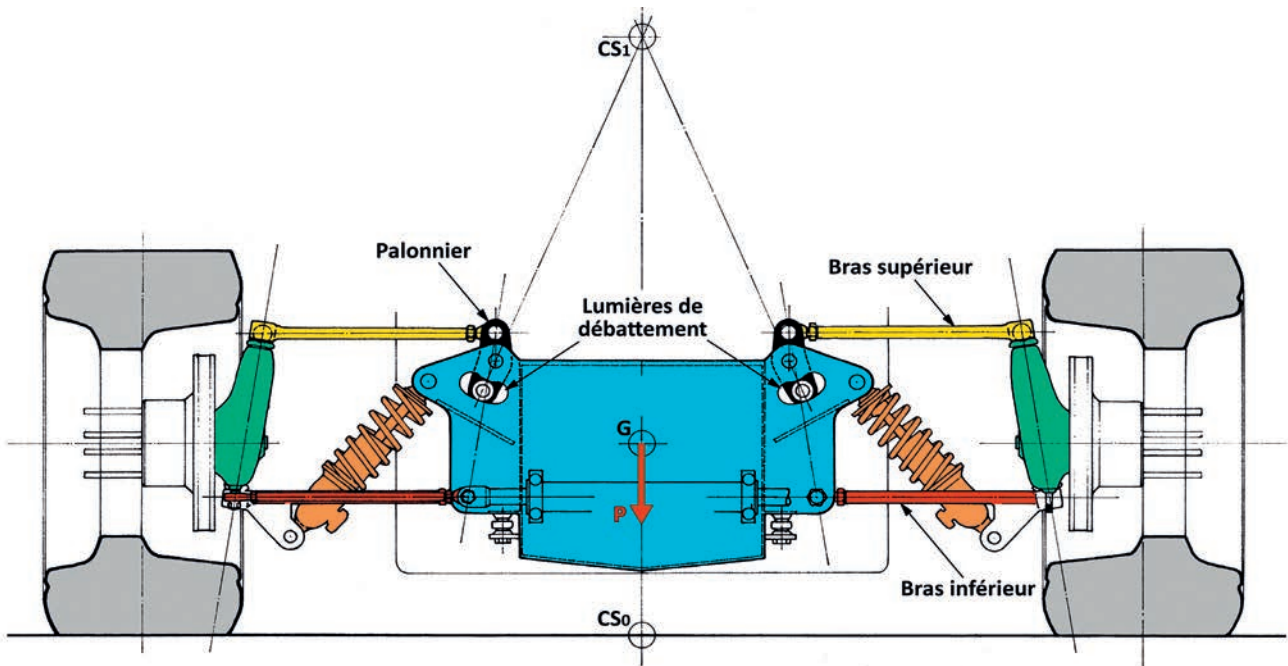


Fig. 3.44 Exemple de système pendulaire.

3 LES MOUVEMENTS DU VÉHICULE

4°) A noter, qu'il est possible d'obtenir la même hauteur de CS par rapport au sol avec deux architectures d'épure très différentes (Cf. fig. 3.45).

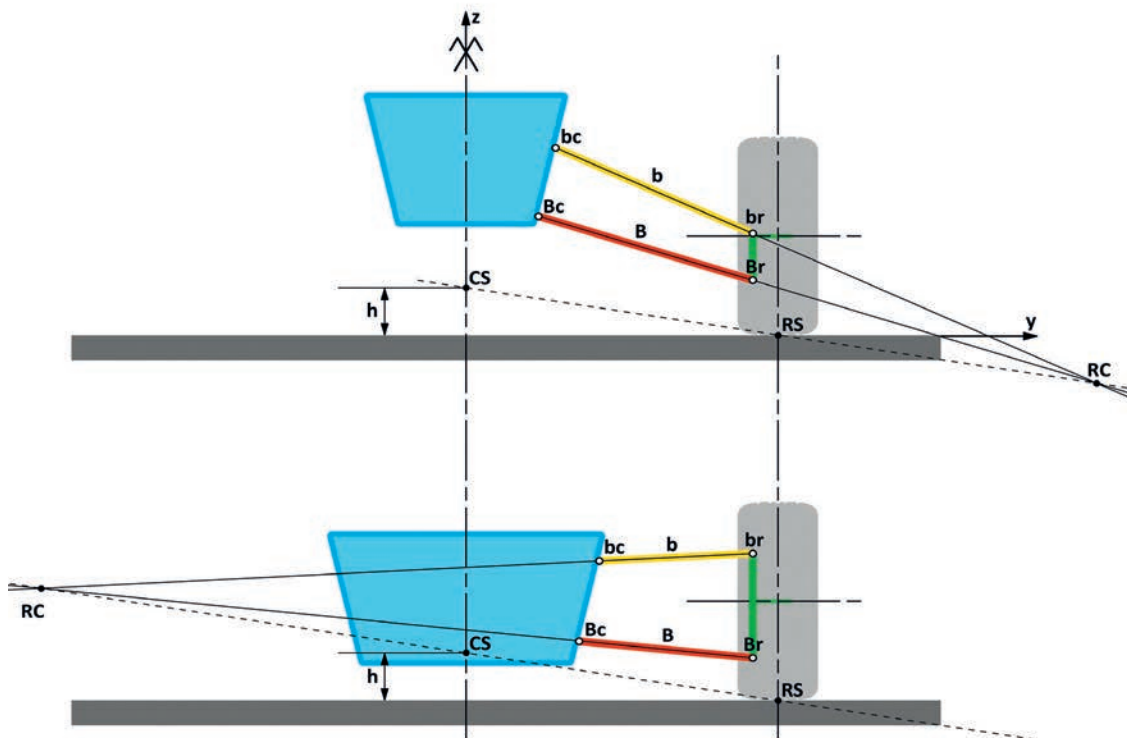


Fig. 3.45 Deux architectures d'épure distinctes aboutissant à la même hauteur de CS / sol.

Dans un cas, RC est hors du véhicule et en dessous du sol et, dans l'autre cas, côté intérieur véhicule et au-dessus du sol. Pour

un même moment de roulis $M\theta$, les variations du plan de roue par rapport au châssis seront bien différentes.

d) Déplacement dans le plan des différents CiR lors d'un mouvement de roulis

Le roulis affecte le châssis et la roue. Lors de ce mouvement de rotation, les différents CiR vont se déplacer. Examinons le déplacement de chacun de ces points :

1°) Déplacement de l'ensemble pivot-roue par rapport au sol. (Cf. fig. 3.46) br et Br vont se déplacer sur un arc de cercle centré en RS et de rayon, respectivement : RS-Br et RS-br, pour venir : Bro en Br1 et bro en br1. Dans le plan transversal yGz , nous constatons que :

- l'axe de pivot bro-Br0 s'est incliné d'un angle ΔY . Comme pivot et roue sont solidaires, le plan de roue va également s'incliner de ΔY .
- selon l'axe des y, le point Br passe de Bro en Br1. La projection au sol montre un déplacement transversal de Δy . Ce déplacement se répercute au niveau du point de contact de la roue sur le sol : RS vient en RS'. Cela se traduit par une variation de voie Δv . Δv cumule le déplacement Δy du point Br et la rotation de br.

Cette rotation des points, donc les variations Δv et ΔY , va dépendre de la position de Br et br par rapport à RS, donc de l'architecture du pivot, et des distances h et l.

Tout changement de dimension de la roue, notamment de son écuaneur peut influencer sur Δy et ΔY et sur l'évolution du centre de roulis de l'essieu considéré.

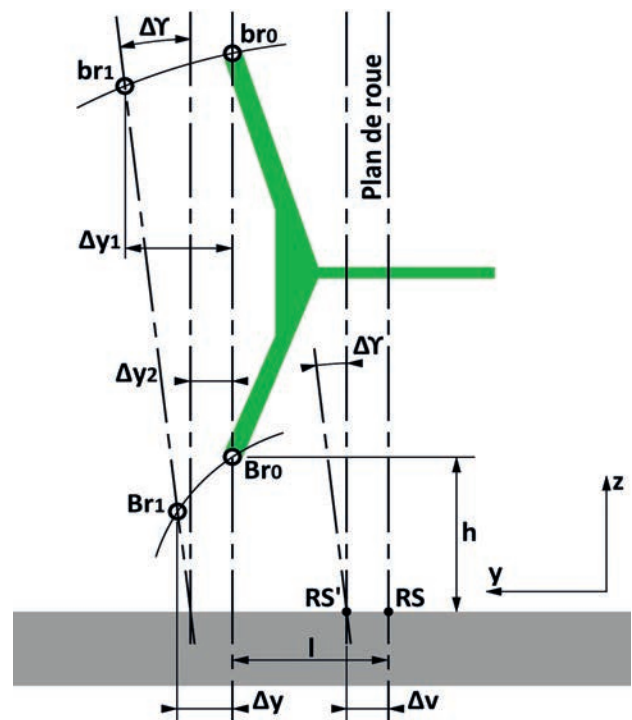


Fig. 3.46 Mouvement des CiR liés au pivot.

2°) Mouvement des bras de liaison **b** et **B** lors de la rotation du châssis. (Cf. fig. 3.47)

Le mouvement de rotation a pour centre **CS** le centre de roulis et pour rayon, respectivement **CS-bc** et **CS-Bc**. En position **0**, le point **br** va décrire un arc de cercle de rayon **b** et centré sur la position **0** du point **bc**. Lorsque **bc** se déplace de **0** à **1**, la trajectoire de **br** va devenir **1'**. De même dans le mouvement de sens opposé lorsque **bc** passe de **0** à **2**, la trajectoire de **br** devient **2'**. Le déplacement transversal de **bc** se répercute sur la trajectoire de **br**, qui se déplace sur une surface plane délimitée par **2'**, la partie haute de **0'** et la partie basse de **1'**.

Il en est de même pour le bras **B**.

Dans ces mouvements, que ce soit en pompage ou en roulis, les bras vont changer d'orientation et les positions des CiR vont évoluer. Les centres **RC** vont se déplacer et par conséquence le **CS**. Le choix de l'épure de suspension requiert un compromis permettant, via l'implantation des bras sur le châssis et le pivot, de gérer le déplacement des centres **RC** pour qu'ils aillent dans le sens souhaité. La position du **CS** en sera une conséquence.

Comme ces centres **RC** se déplacent, ils vont s'inscrire sur une trajectoire qui dispose en chaque point d'une tangente. L'étude de l'orientation de cette tangente en statique nous donnera une indication sur son mouvement (Cf. chapitre 3.2-3h).

- 2': Trajectoire de **br** correspondante à la position 2
- 0': Trajectoire de **br** correspondante à la position 0
- 1': Trajectoire de **br** correspondante à la position 1

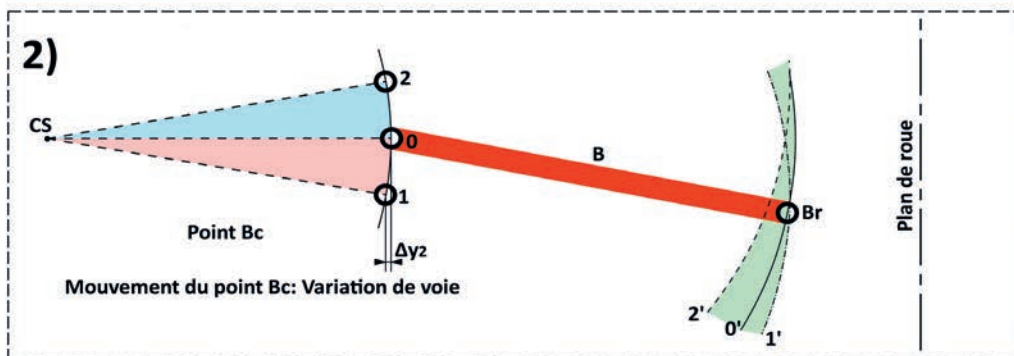
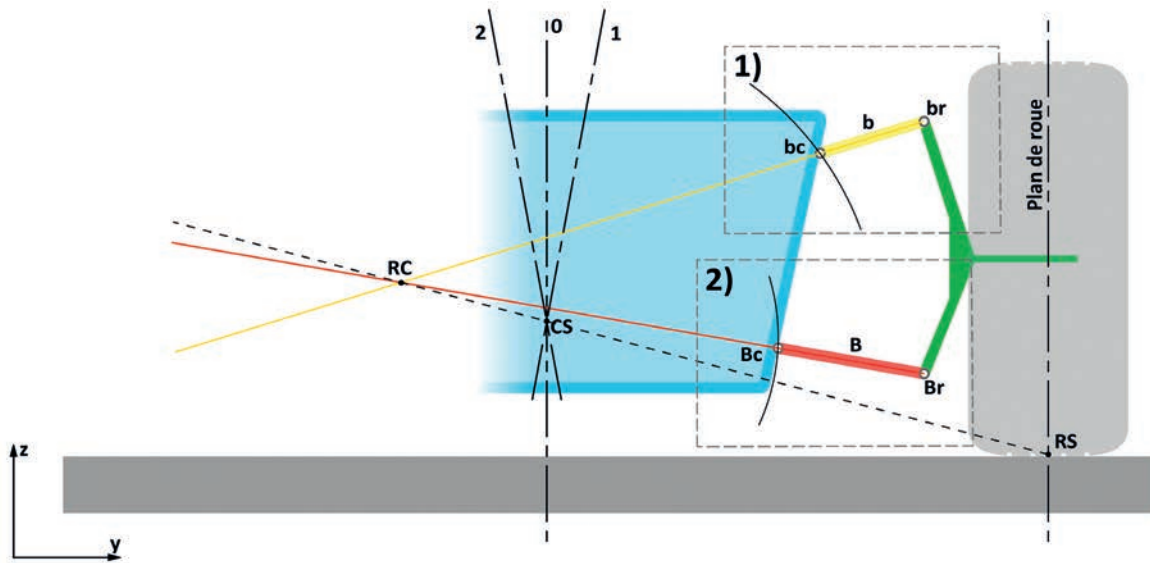
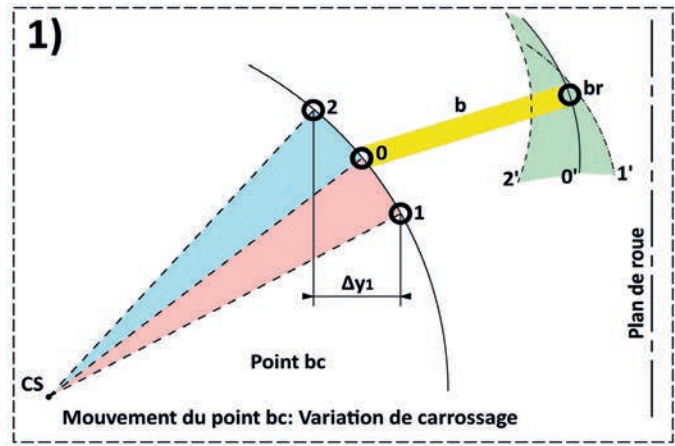


Fig. 3.47 Trajectoire des CiR, lors d'un mouvement de roulis.

e) Mouvement d'un bras de liaison entre deux articulations

1°) Prenons l'exemple du bras supérieur **b** (Cf. fig. 3.48). Il assure la liaison entre le châssis via l'articulation **bco** et le pivot via l'articulation **bro**. L'ensemble des éléments : châssis, bras, pivot sont considérés comme infiniment rigides, indéformables, donc gardant des longueurs invariables. Le pivot est solidaire de la roue posée sur le sol au point **RS**.

Une sollicitation de rotation en roulis de centre **CS** va provoquer un mouvement instantané de notre ensemble, auquel s'appliquent les règles du mouvement plan sur plan. L'articulation **bc** va suivre la trajectoire d'un arc de cercle de centre **CS** et de rayon **CS-bc**, à laquelle correspond un vecteur vitesse **V**. De même pour le point **br**, liaison entre **b** et le pivot. Ce pivot dispose de son propre

centre de rotation, le contact avec le sol **RS**. Le point **bro** va suivre la trajectoire d'un arc de cercle autour de **RS** et de rayon : **RS-br**. Chaque extrémité du bras **b** est soumise à une rotation distincte, chacune dotée d'un vecteur vitesse. Le bras **b** va suivre un mouvement commandé d'une part par la rotation du châssis autour de **CS** et d'autre part par la rotation de la roue autour de **RS**. Nous sommes en présence de quatre CiR : **CS**, **bc**, **br**, **RS**. L'intersection des droites **CS-bc** et **RS-br** définit un CiR **Co**.

Le bras **b** aura donc deux mouvements : une rotation autour de ce CiR, et une translation, projection sur l'axe **Gy** du déplacement de **bc** et **br**.

La même analyse peut être faite pour le bras **B**.

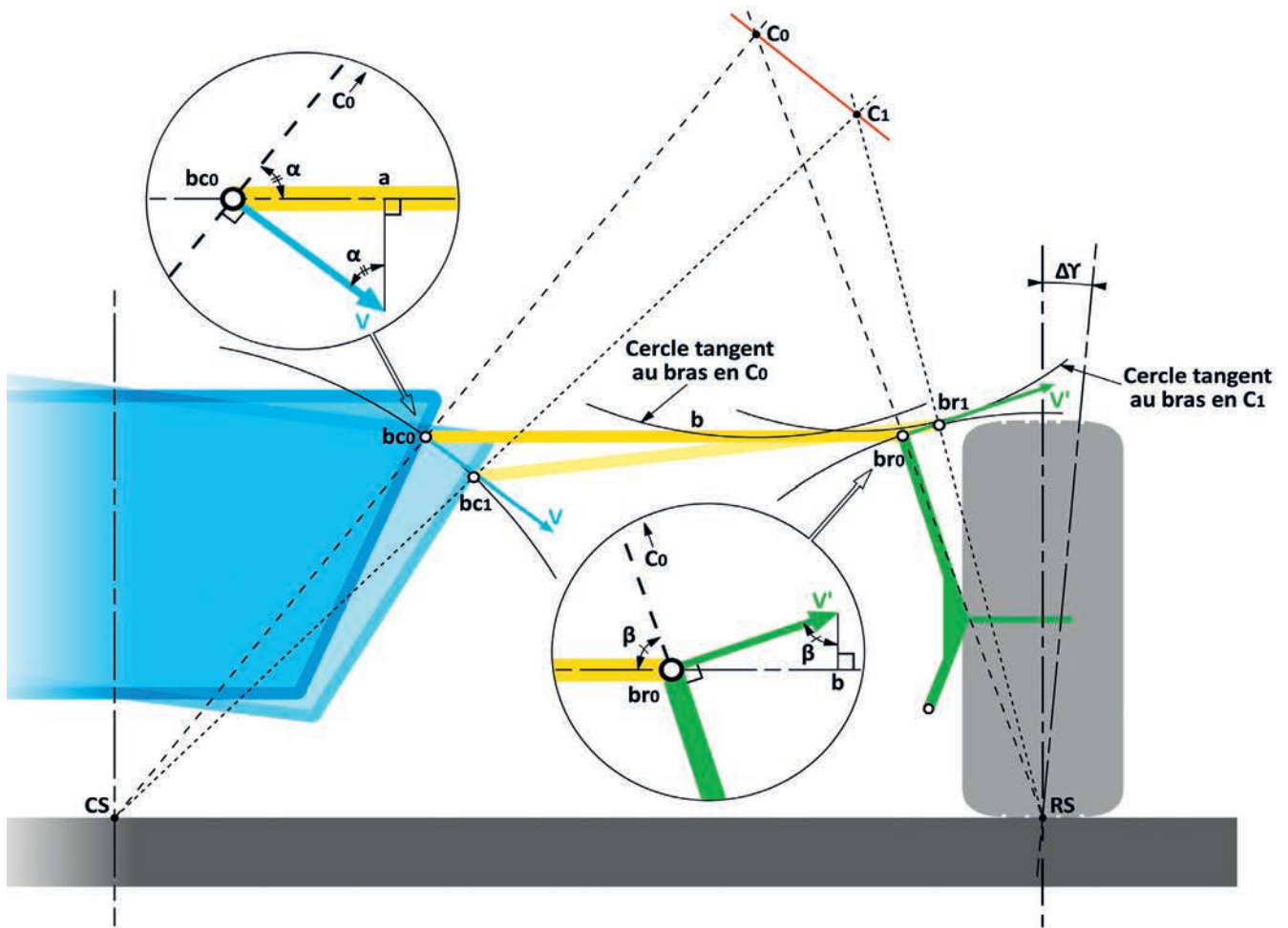


Fig. 3.48 Mouvement d'un bras de liaison entre deux articulations.

2°) Incidence du mouvement du bras inférieur sur la variation de voie.
 (Cf. fig. 3.49)
 En fonction de la position de CS par rapport à l'attache Bc du

bras inférieur sur le châssis, la rotation du châssis produit un déplacement latéral dont la variation se traduit directement sur la rotule Br, liaison du bras sur le pivot. D'où la variation de voie : Δv .

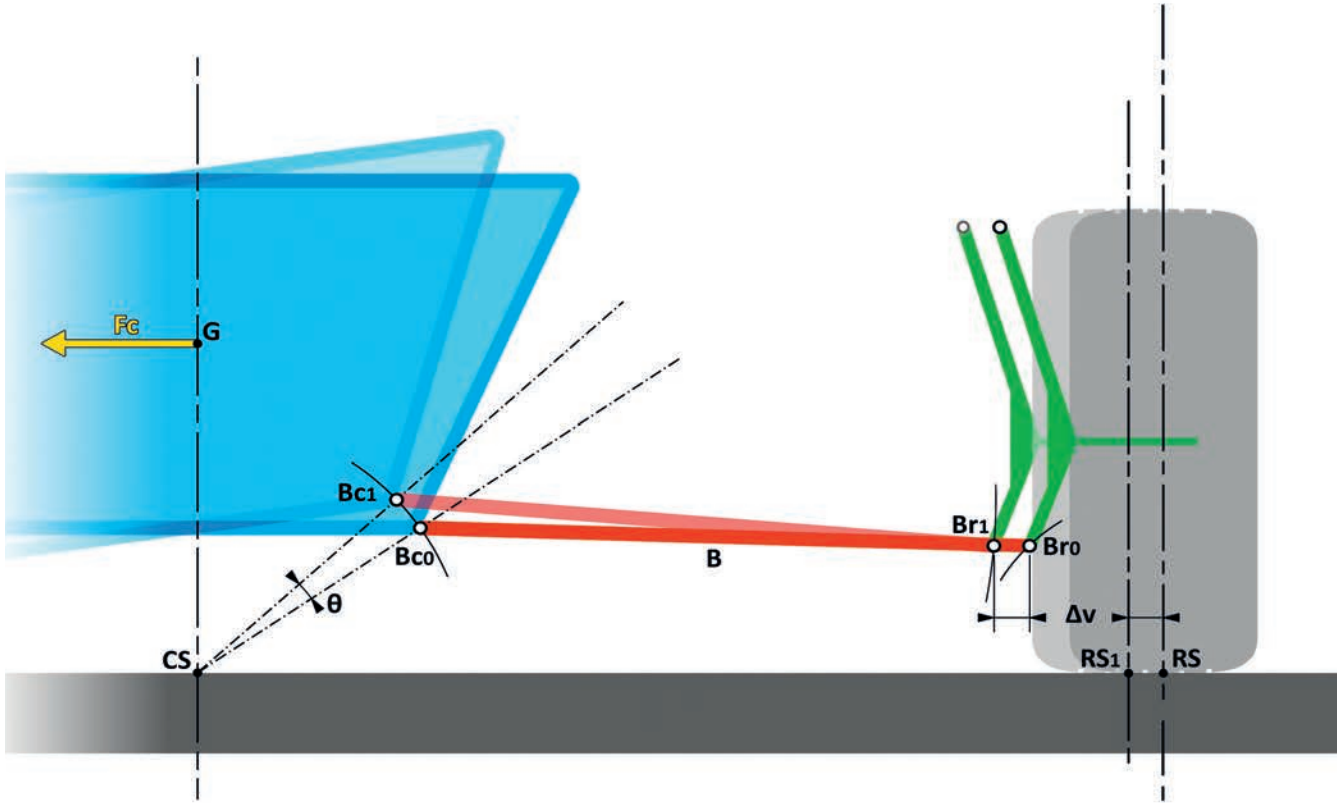


Fig. 3.49 Incidence du mouvement du bras inférieur sur la variation de voie.

f) Mouvement de la roue par rapport au châssis : incidence de la position et du mouvement de RC

Notre véhicule étant symétrique, nous n'utiliserons qu'un côté du véhicule, comprenant : la roue, le quadrilatère déformable et le châssis. Pour analyser le déplacement du CiR RC, nous emploierons

un artifice, en faisant débattre la roue en compression, position c et en détente, position d, autour d'une position statique 0, tout en conservant le châssis fixe. (Cf. fig. 3.50)

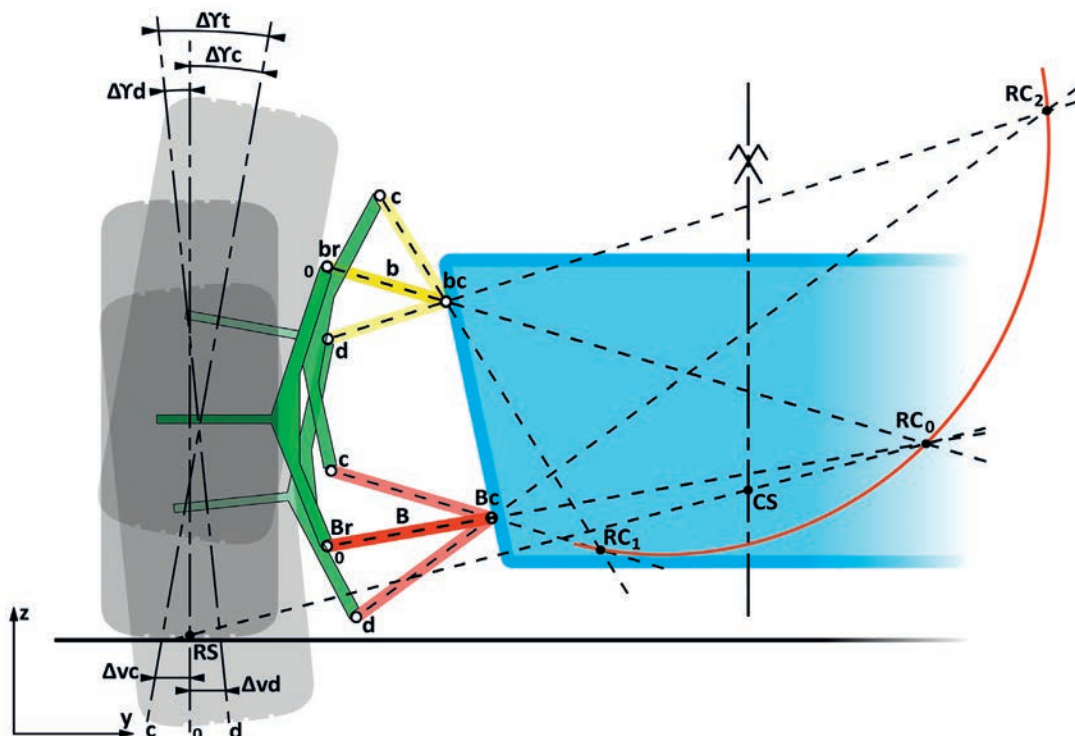


Fig. 3.50 Incidence du mouvement de RC. Configuration générale.

Dans cette condition, bc et Bc restent fixes et ce sont les points br et Br qui vont décrire des arcs de cercle respectivement de rayon b et B . Les bras b et B ont un calage initial donnant un point RC_0 situé à l'intérieur du véhicule. Lorsque la roue se déplace, la forme du quadrilatère se modifie et les bras b et B changent d'orientation, ce qui provoque un déplacement du point RC . D'où son qualificatif de Centre **instantané** de Rotation.

En compression, RC va se déplacer en RC_1 et en détente en RC_2 . RC suit une trajectoire dépendant du calage initial des bras b et B et de leur longueur. L'ensemble de cette trajectoire est contenu côté intérieur du véhicule et au-dessus du sol.

Nous constatons également une importante variation de l'angle de carrossage, ce qui induit une variation de voie.

La figure 3.51 illustre un cas particulier. La forme initiale du quadrilatère est différente : b et B sont parallèles mais restent de longueurs différentes. Les bras étant parallèles, le RC_0 est rejeté à l'infini, et le CS se trouve proche du sol, à l'intersection d'une parallèle aux bras passant par RS et de l'axe de symétrie du véhicule. Par contre lorsque la roue va se déplacer, b et B

n'ayant pas la même longueur, ne vont pas rester parallèles. Un RC va apparaître rapidement et suivre une courbe de trajectoire très différente du cas précédent. Cette courbe est sous le sol avec un RC_1 , correspondant à la compression, situé côté intérieur du véhicule et un RC_2 , correspondant à la détente, côté extérieur. Ce qui n'est pas neutre sur la position de CS .

Nous constatons que l'amplitude des variations de carrossage et de voie est nettement moindre.

Ce chapitre démontre que le RC d'une roue n'est pas fixe et suit une trajectoire définie par la géométrie du quadrilatère utilisé pour le guidage transversal. Cela a pour conséquence que :

- pour réduire les variations de position du plan de roue, RC doit être positionné le plus éloigné possible de la roue considérée pour augmenter le rayon et près du sol,
- le CS va aussi se déplacer et son déplacement est directement lié au mouvement des RC .

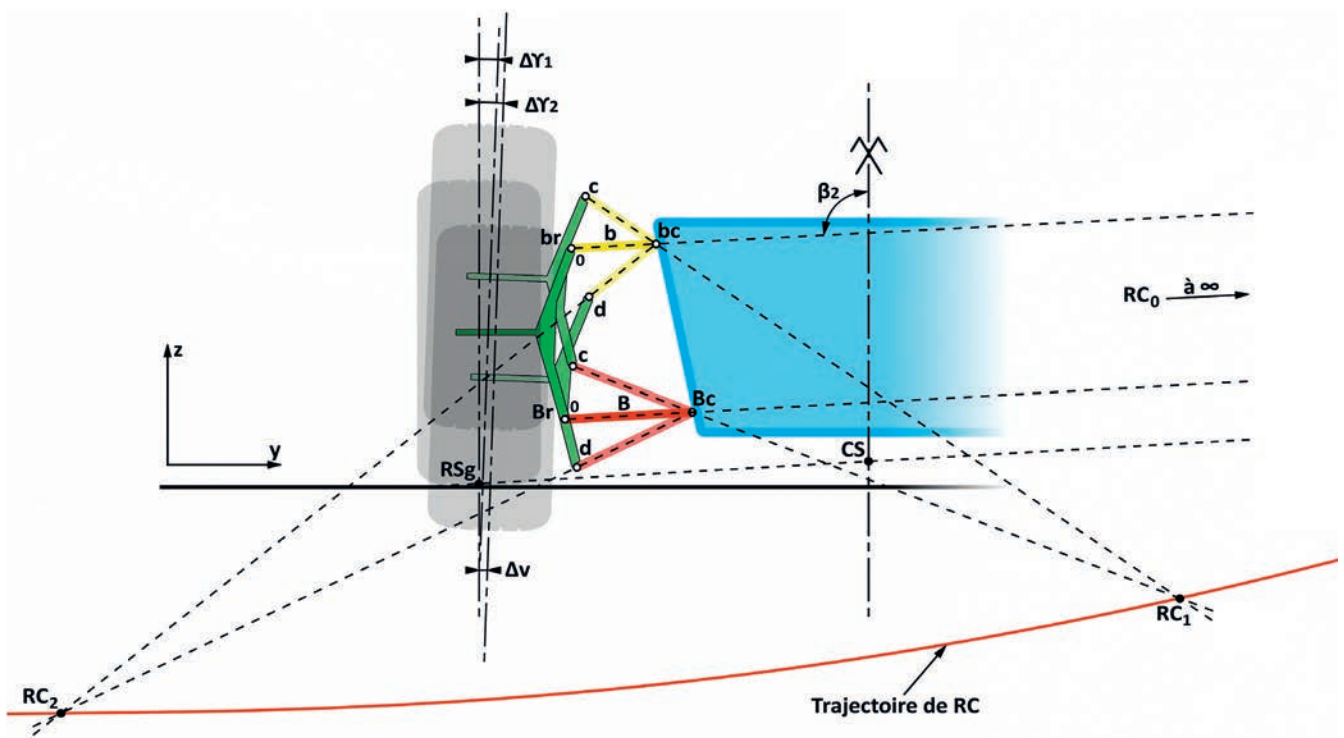


Fig Fig. 3.51 Incidence du mouvement de RC . Cas particulier de bras parallèles.

Lors de la mise en roulis, par inclinaison du châssis et avec la roue restant au sol, la déformation des quadrilatères matérialise des points RC pour chaque côté, avec pour résultat un déplacement de CS qui n'est plus sur l'axe de symétrie du véhicule (Cf.fig. 3.52).

Dans le cas présent, la hauteur G1-CS1 est supérieure à la hauteur initiale G0-CS0, avec pour conséquence une augmentation du moment de roulis $M\theta$. Autre conséquence, les variations de carrossage, négative à gauche, positive à droite.

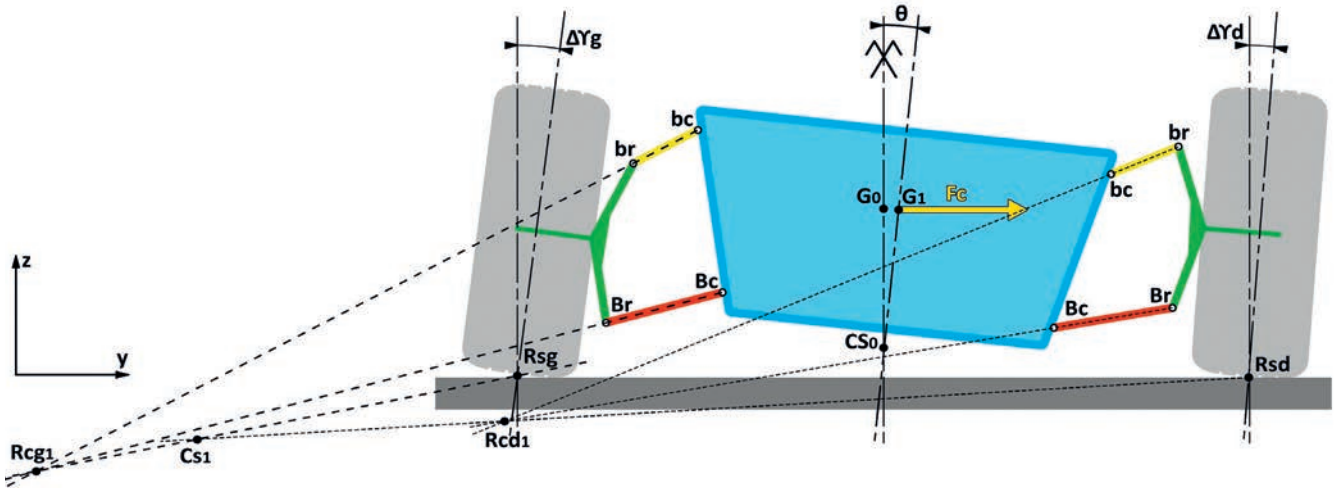


Fig. 3.52 Mise en roulis dans le cas de deux bras parallèles.

Les figures 3.53 et 3.54 montrent une synthèse de la variation de carrossage et de la voie en fonction de :

- la position intérieure ou extérieure du point RC
- de la distance de RC au plan de roue,
- de sa hauteur par rapport au sol.

Le point RCi, correspondant à une architecture à bras convergents, se trouve à l'intérieur du véhicule. Ti est la forme de trajectoire que va prendre le plan de roue. Ce dernier va prendre du carrossage positif en détente et du négatif en compression. Ce résultat est à rapprocher de notre besoin lié à l'épure de Jeantaud et à la dérive du pneumatique. (Cf. chapitre 2.10 et 3.1-3)

Le point RCe, correspondant à une architecture à bras divergents,

se trouve à l'extérieur du véhicule. Te est la trajectoire du plan de roue. La prise de carrossage est alors en sens inverse de la situation précédente.

Il y a lieu de tenir compte du fait que RCe et RCi sont des centres instantanés de rotation, donc qu'au fur et à mesure que la roue va débattre, ils vont changer de position et que Te et Ti n'auront pas en réalité une forme parfaite d'arc de cercle.

Cette figure montre également que l'amplitude des variations dépend de la distance de RC au plan de roue. $Ri > Re$, les variations seront moindres, le rayon de la trajectoire du plan de roue étant plus grand.

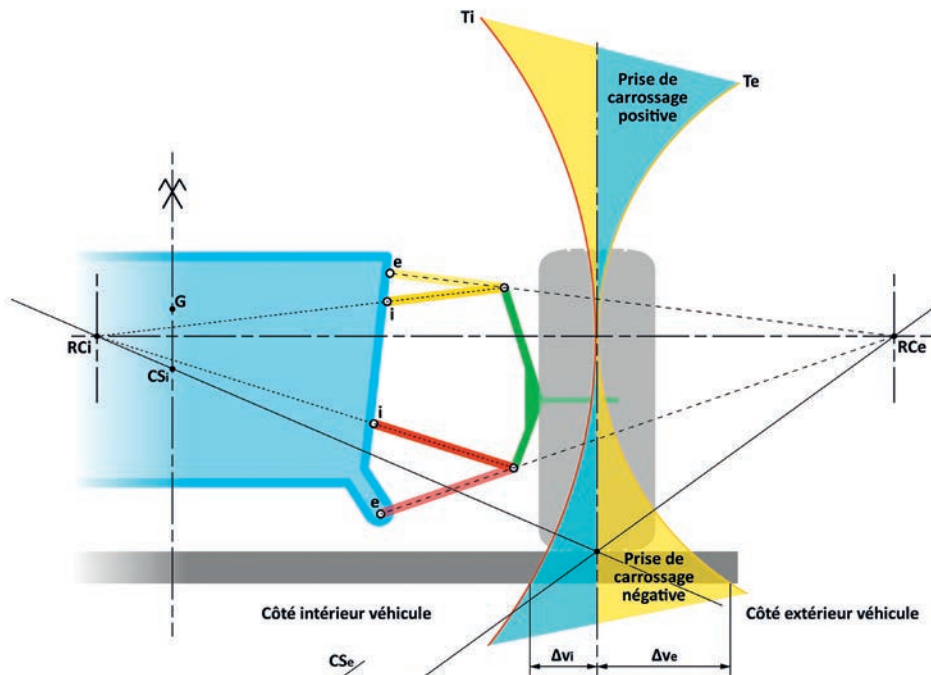


Fig. 3.53 Incidence du calage des bras sur la prise de carrossage de la roue.

La figure 3.54 montre l'incidence de la hauteur de RC sur les variations de voie et de carrossage.

Il en résulte que :

- Eloigner RC du plan de la roue réduit les variations de carrossage. Ces variations devront être compatibles avec les caractéristiques du pneumatique pour que les déplacements induits de la zone de contact du pneumatique avec le sol soient aussi faibles que possible.

En roulage, les roues étant en rotation, toute variation rapide de carrossage peut entraîner un effet gyroscopique perturbateur. Plus le diamètre de la roue sera important, plus elle sera sensible à cet effet.

- Plus RC s'éloigne du sol et plus il se rapproche de l'axe de symétrie du véhicule, plus importantes seront les variations de voie.

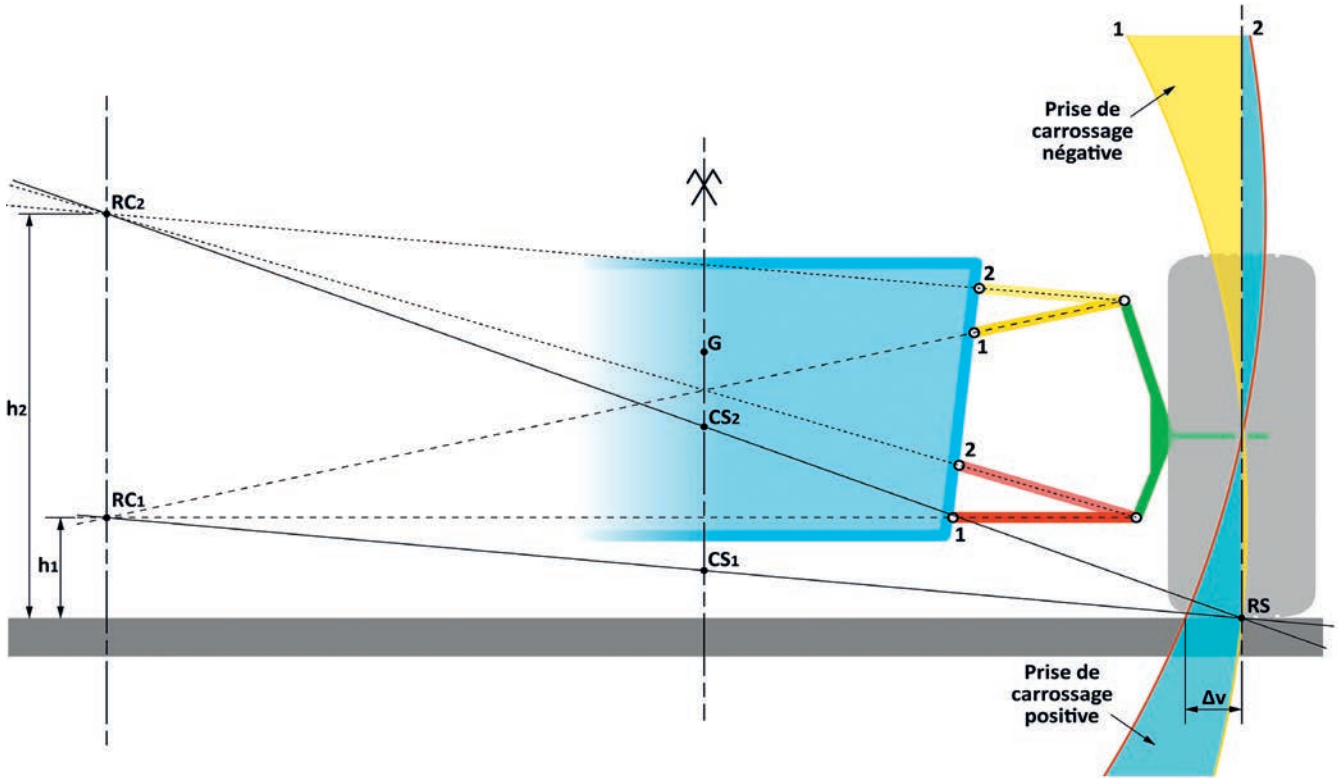


Fig.3.54 Incidence de la hauteur de RC et de CS sur les variations du plan de roue.

A noter un cas particulier (Cf. fig.3.55) : en statique, RCg, RCd et CS sont confondus en un point unique. Nous constatons que dans la mise en rotation, CS s'éloigne de façon notable de l'axe de

symétrie pour venir en CS1. Par contre ce nouveau centre s'est très peu éloigné de G dans le sens de la hauteur. Le moment de roulis $M\theta$ changera peu.

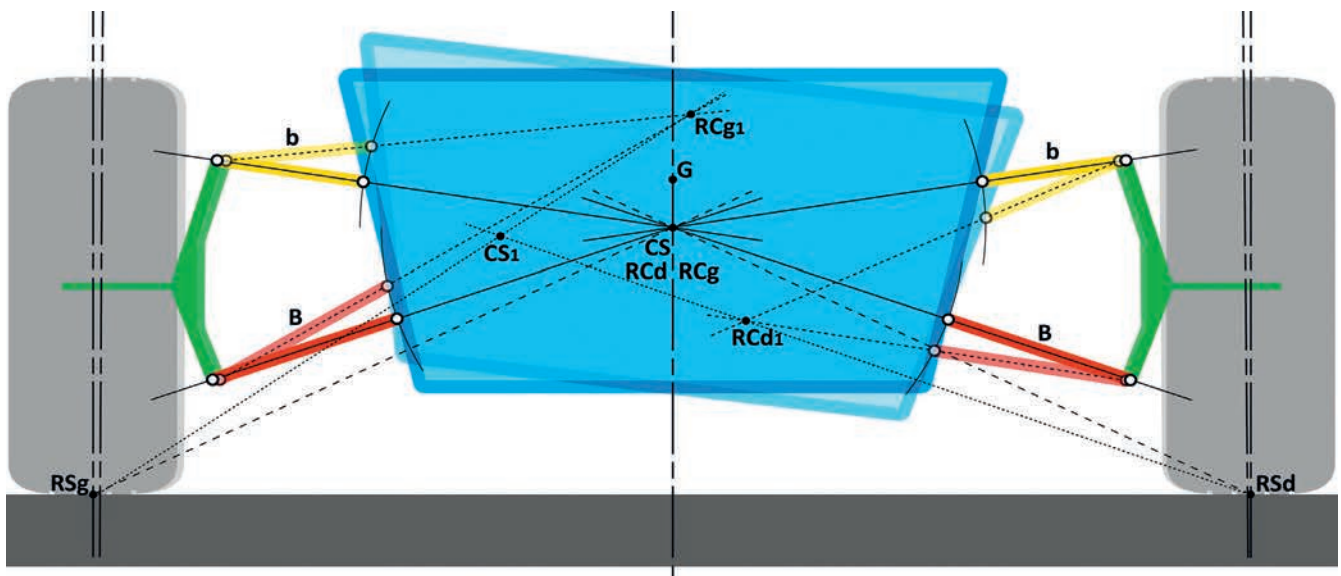


Fig.3.55 RCd, RCg et CS sont confondus.

g) Mouvement de roulis. Incidence du calage initial des bras

Examinons maintenant ce qu'il se passe lors du cas réel d'une mise en roulis. (Cf. fig. 3.56). Le mouvement de rotation est initié par une rotation du châssis, le point RS restant au sol. Pour simplifier le raisonnement, la roue est considérée comme immobile.

Au repos, le calage des bras b et B définissent un RC_0 et un CS_0 . Sous l'action de la force centrifuge F_c appliquée en G_0 , le châssis va s'incliner autour de CS_0 . La continuité du mouvement, suite de rotations instantanées, modifie la position des bras dans

le plan et comme précédemment, cette succession de positions définit une suite de points RC , de la position initiale RC_0 à RC_1 . La trajectoire suivie par RC est le lieu des CiR du côté considéré, lors du mouvement de roulis.

Sur la figure, les bras b et B sont convergents vers l'intérieur du véhicule. Nous constatons que la trajectoire de RC est au-dessus du sol et côté intérieur du véhicule. CS_0 est nettement au-dessus du sol.

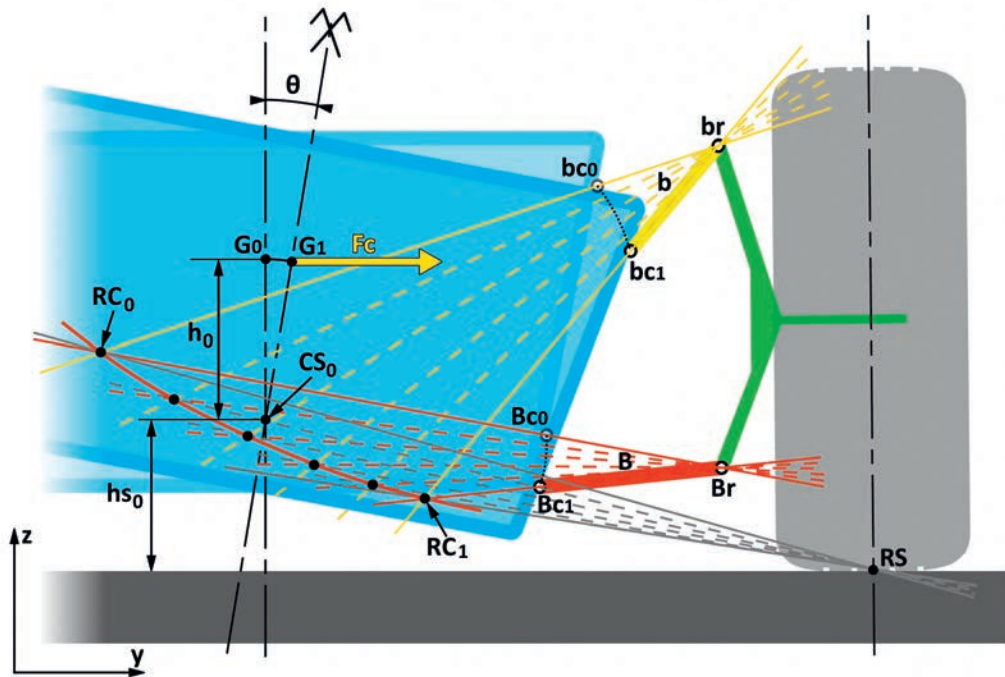


Fig.3.56 Trajectoire de RC, bras convergent à l'intérieur du véhicule

Sur la figure 3.57, les bras b et B sont convergents vers l'extérieur du véhicule. RC se situe côté extérieur du véhicule et sa trajectoire de RC_0 à RC_1 reste au-dessus du sol mais totalement à l'extérieur du véhicule. CS_0 est nettement en dessous du sol, ce qui augmente

le levier du mouvement de roulis. Cette fois, le mouvement de la roue a été retranscrit et nous constatons une importante variation de carrossage. Cette figure montre que la convergence des bras vers l'extérieur impose un centre de roulis en dessous du sol.

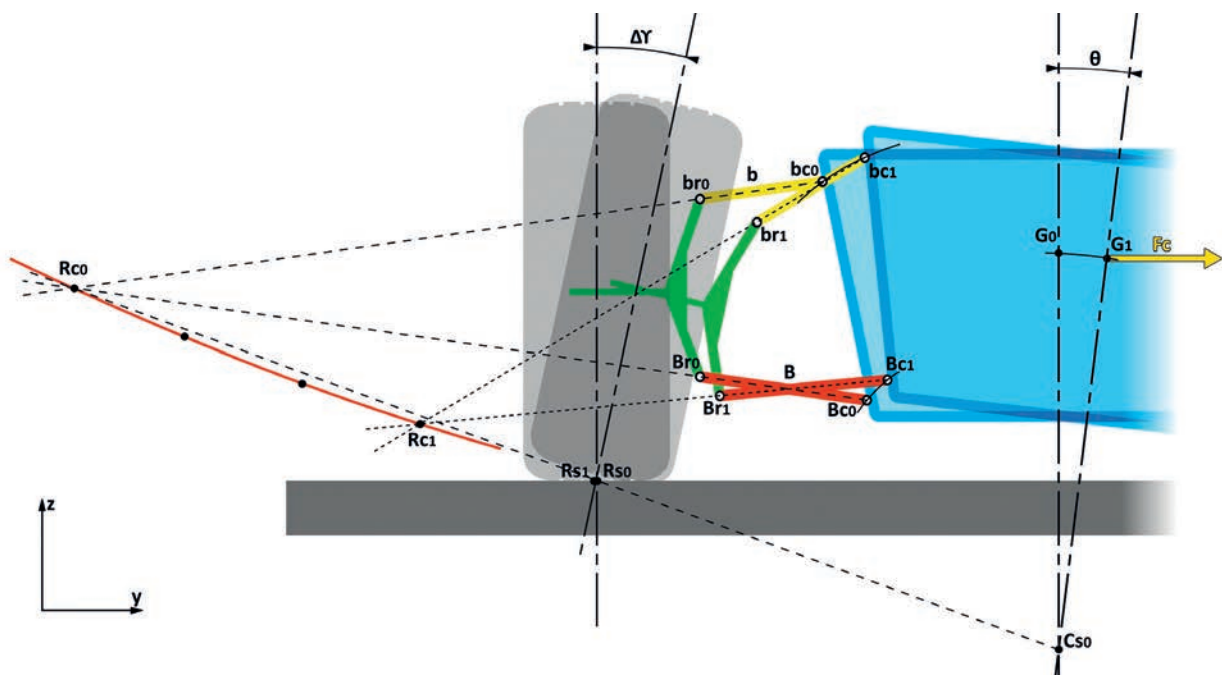


Fig.3.57 Trajectoire de RC, bras convergent à l'extérieur du véhicule.

h) Particularité géométrique propre à la trajectoire de RC, la « droite de Bobillier » (Cf. fig 3.58 et 3.59)

En reprenant notre quadrilatère, le point RC, CiR de la roue par rapport au châssis, est l'intersection des prolongements des bras b et B . Si nous prolongeons les droites $Br-br$ et $Bc-bc$, nous obtenons une intersection A qui est aussi un CiR. La droite $A-RC$ est appelée :

droite de Bobillier Cette construction est l'application du théorème de Bobillier permettant d'apporter quelques précisions sur les propriétés du lieu d'un CiR lors d'un mouvement plan sur plan.

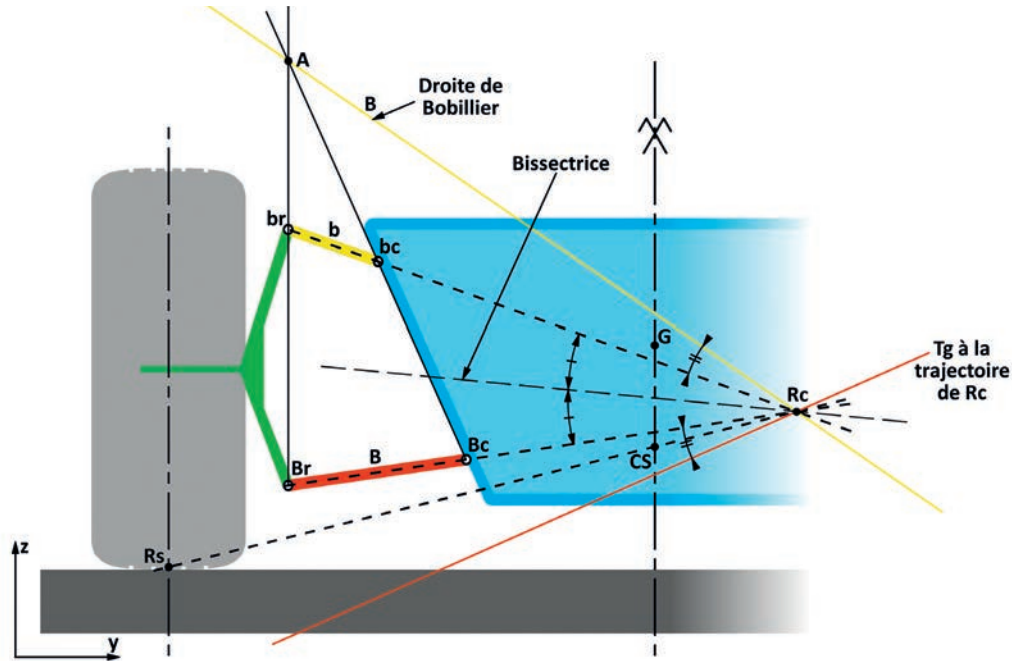


Fig.3.58 Tangente à la trajectoire de RC pour RC côté intérieur du véhicule.

Cette droite est utile dans la mesure où sa symétrique par rapport à la bissectrice de l'angle formé par les bras b et B est la tangente à la trajectoire de RC. Ainsi, la position et l'inclinaison de cette tangente donneront immédiatement une information sur la

variation de RC et par conséquent de l'évolution de la position de CS. Plus RC sera éloigné, plus la trajectoire de son déplacement pourra être assimilée à la tangente sans introduire une grosse erreur.

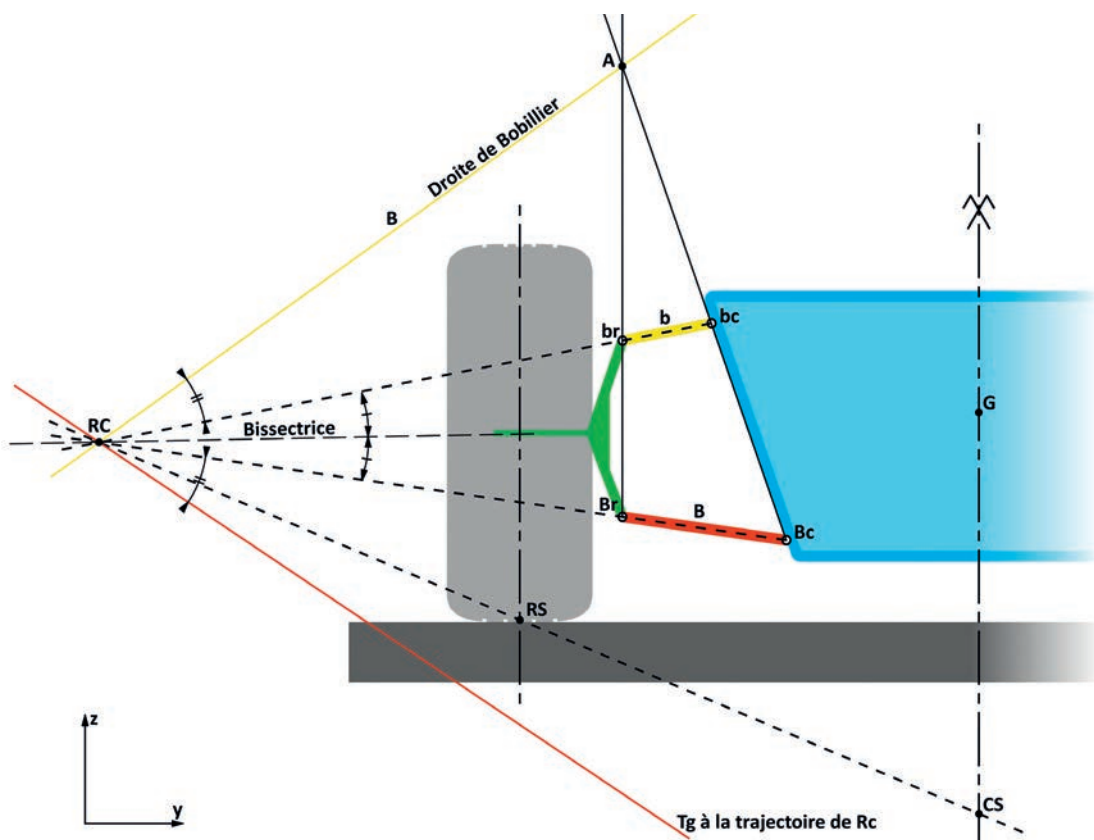


Fig.3.59 Tangente à la trajectoire de RC pour RC côté extérieur du véhicule.

Les figures 3.58 et 3.59, l'une avec un RC côté intérieur au véhicule et l'autre un RC côté extérieur, illustrent la position de cette tangente et sont à rapprocher des figures précédentes : 3.56 et 3.57.

Cas particulier des bras parallèles : droite de Bobillier et tangente seront parallèles et symétriques par rapport à l'axe de symétrie séparant les deux bras (Cf. fig. 3.60).

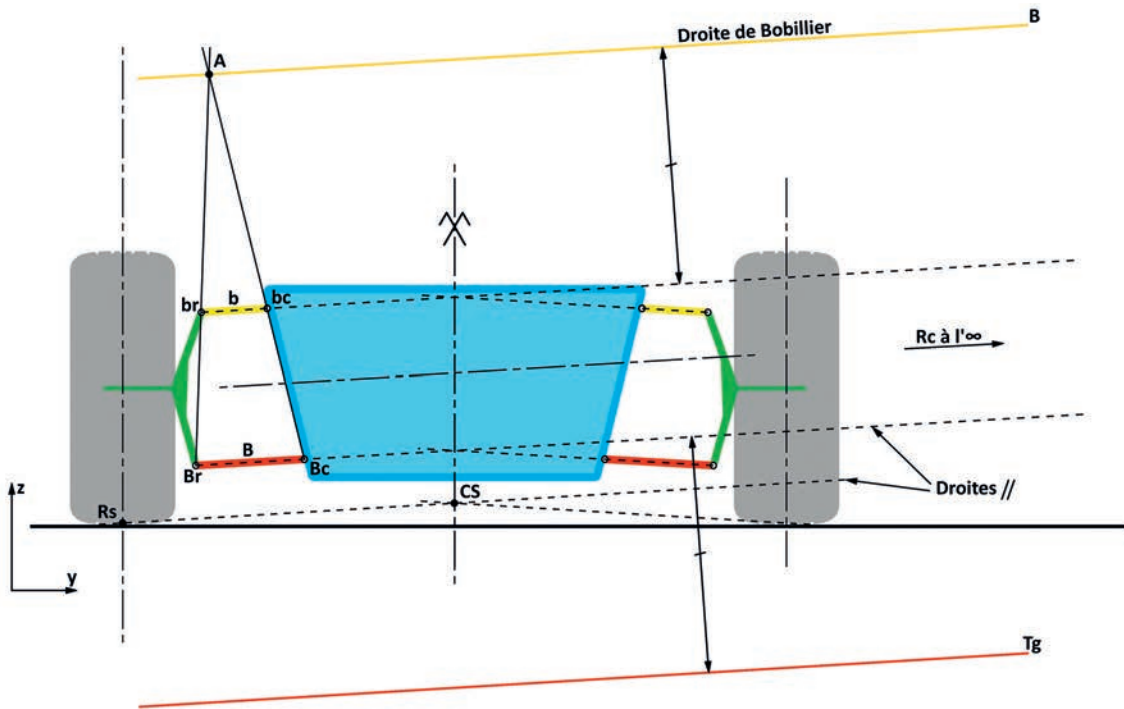


Fig. 3.60 Droite de Bobillier dans le cas de deux bras parallèles.

i) Deux applications de la droite de Bobillier

1°) la détermination du centre de courbure de la trajectoire de RS (Cf. fig. 3.61).

Le point RS reste au contact du sol, mais sous l'effet du mouvement de roulis et selon l'épure de suspension, il va se déplacer latéralement et induire une variation de voie ΔV . Par contre, ce déplacement de RS ramené à un mouvement de la roue par rapport au châssis (Cf. § 3.2-3 f), est assimilable à une rotation avec un centre de courbure.

Ce centre de courbure O se trouvera sur la droite RS-RC.

Le centre de courbure recherché est un CIR et peut-être considéré comme l'articulation d'un bras fictif RS-O sur le châssis. Traçons la droite RS-br et reportons l'angle que fait la droite RS-RC avec la tangente, symétrique de la droite de Bobillier B, sur la droite br-bc. L'intersection de cette nouvelle droite de Bobillier avec la droite RS-br nous donne un point A'. Le point O recherché est à l'intersection des droites A'-bc et RS-RC.

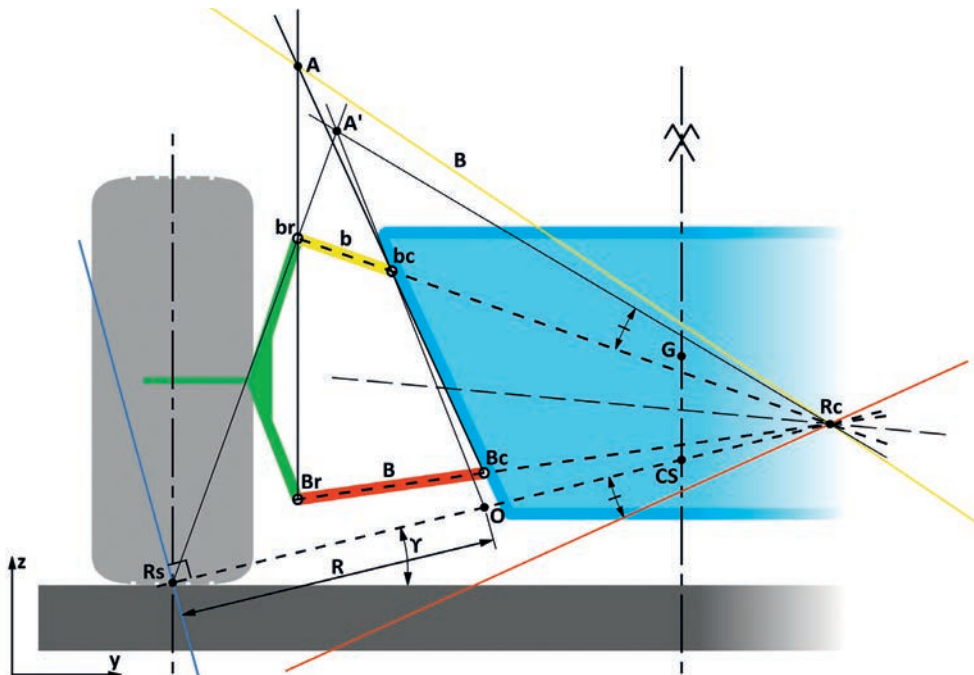


Fig.3.61 Détermination du centre de courbure de la trajectoire de RS.

LES MOUVEMENTS DU VÉHICULE

Une bonne approximation de la « trajectoire » de RS peut être obtenue en traçant la tangente à cette trajectoire en RS. Cette tangente n'est autre que la perpendiculaire à la droite RS-RC (Cf. Fig.3.62).

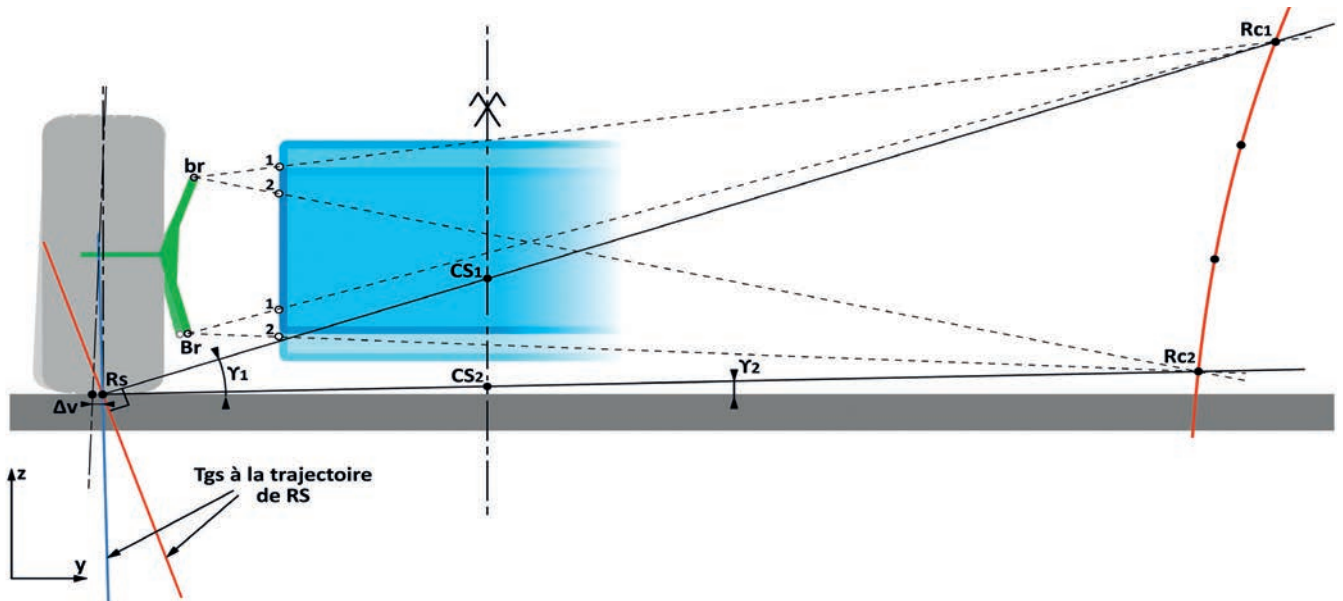


Fig.3.62 Tangente à la trajectoire de RS pour différentes positions de RC.

Le choix de positionner RC hors du véhicule change l'orientation de cette tangente (Cf. fig 3.62 et 3.63).
 Nous constatons que la variation de voie est directement liée

à la position de RC et par conséquent à la valeur de l'angle γ , inclinaison de la droite RS-RC.

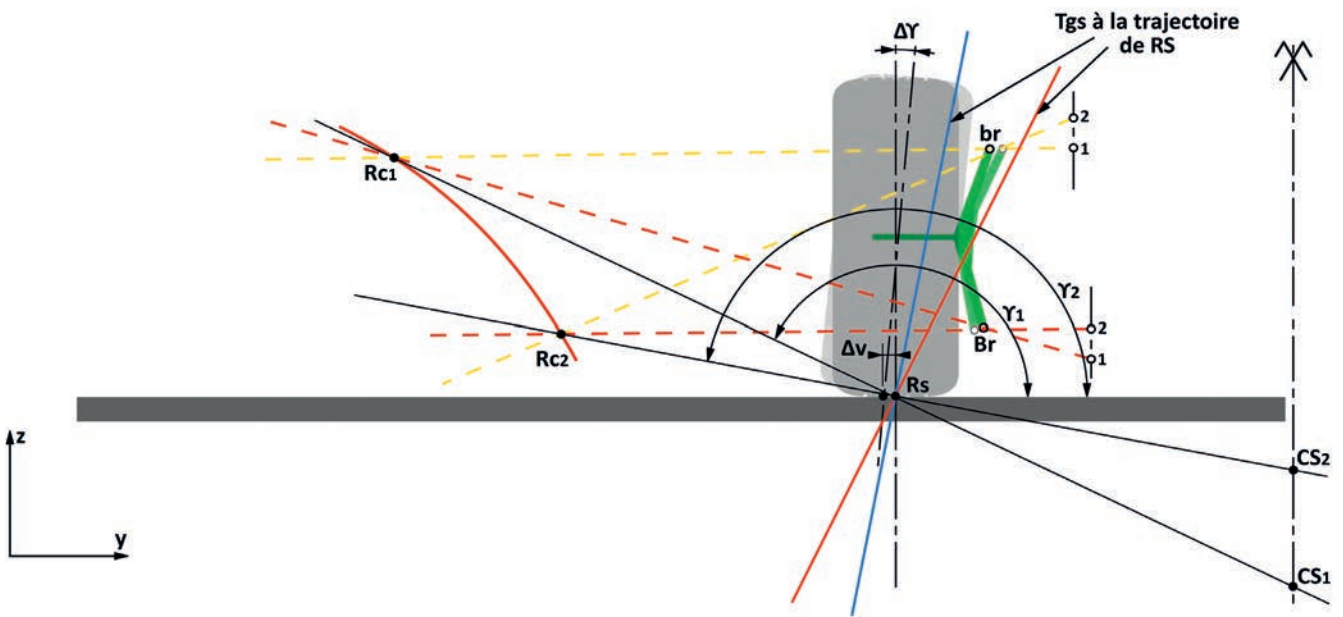


Fig.3.63 Tangente à la trajectoire de RS pour un RC extérieur au véhicule.

2°) Le tracé de la tangente à la trajectoire de CS. (Cf. fig. 3.64)

Nous avons constaté plus haut que lors de la mise en roulis, le CS se déplaçait en suivant une trajectoire. Le principe de la construction de la droite de Bobillier nous permet de définir la tangente à cette

trajectoire. L'inclinaison de cette tangente par rapport au sol nous donne une information rapide sur le déplacement de CS et la variation induite de sa hauteur par rapport au sol.

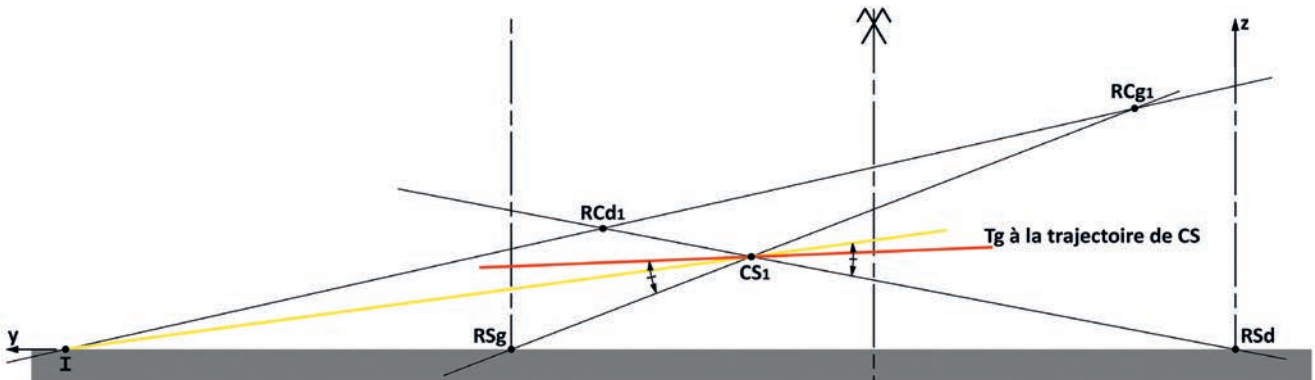


Fig. 3.64 Construction de la tangente à la trajectoire de CS

RCd, RCg, RSg, RSd sont des CiR. Joignons RCd à RCg et RSg à RSd, ces deux droites se coupent en I au niveau du sol. La droite I-CS1 est la droite de Bobillier de cette nouvelle construction.

L'angle que fait cette droite avec CS1-RSd, reporté sur RSg-CS1 nous donne la tangente recherchée.

j) Influence de la longueur d'un bras (Cf. fig. 3.65, 3.66, 3.67)

Le mouvement de roulis étant une rotation, la longueur du bras de levier, cause de la rotation, intervient dans le résultat du mouvement. Examinons le cas d'un bras supérieur.

En réduisant la longueur de b, sans changer son calage, bc1 se déplace en bc2 (Cf. fig. 3.65). A la position bc1 correspond la droite de Bobillier D1 et l'intersection Z1. A la position bc2 correspond une nouvelle droite de Bobillier D2 et une nouvelle intersection Z2. A la tangente T1 correspond une nouvelle tangente T2 dont l'inclinaison par rapport au sol sera moins prononcée. Par contre si le RC

statique ne change pas, lors du mouvement de roulis, sa trajectoire sera distincte, sa hauteur par rapport au sol variera moins vite et l'amplitude du déplacement de CS sera moins importante.

Cette même figure montre que si en plus, nous modifions le calage, RC devient RC3 qui se rapproche du plan de roue. Et nous obtenons une tangente T3 encore moins inclinée par rapport au sol. Les variations de hauteurs de RC par rapport au sol seront encore plus faibles. Par contre le fait de rapprocher RC du plan de roue va sensiblement modifier ses variations : carrossage et voie.

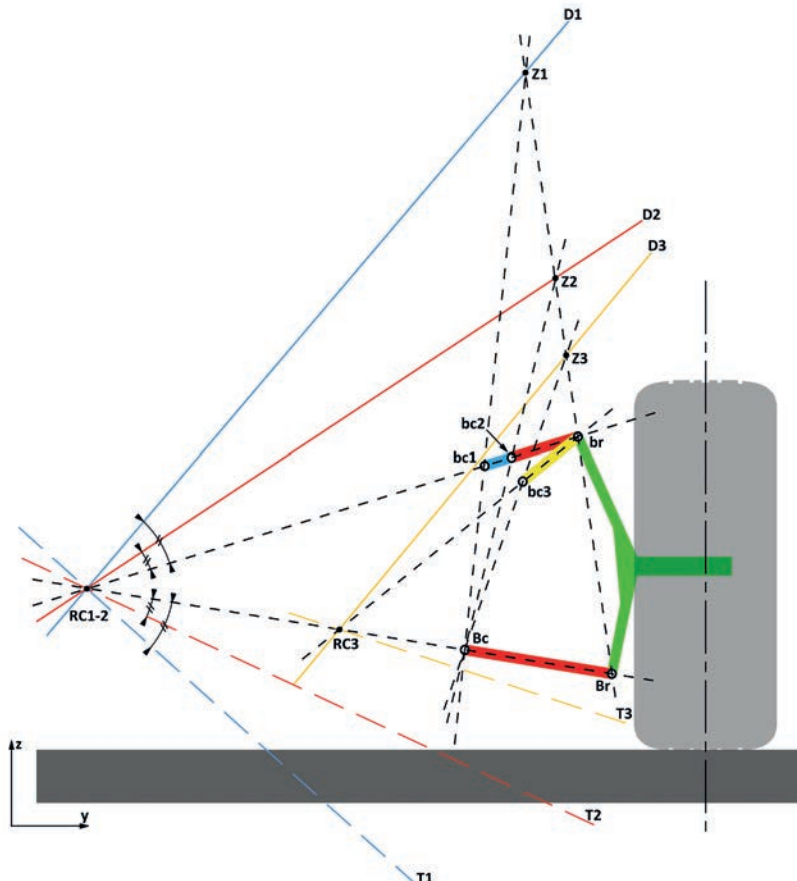


Fig.3.65 Incidence de la longueur et du calage initial du bras supérieur sur la position de RC.

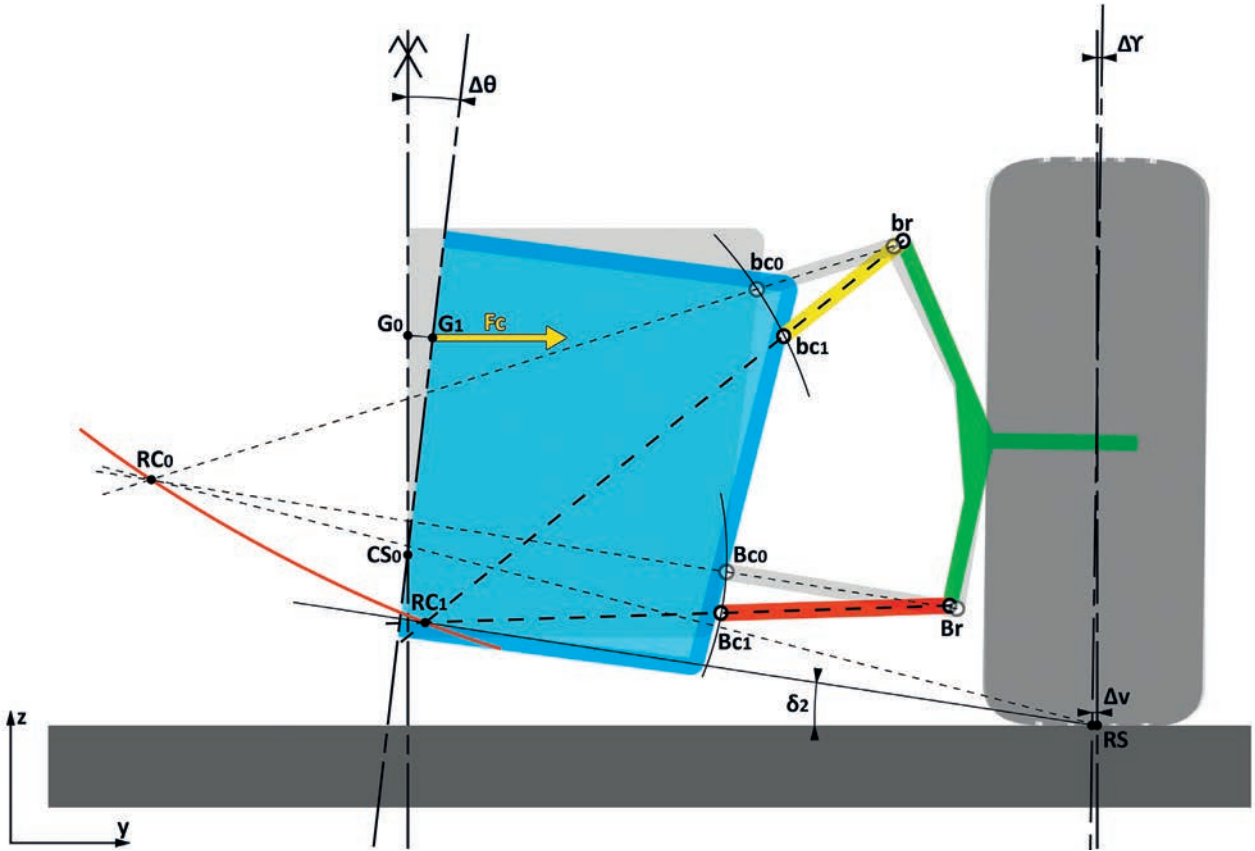


Fig. 3.66 Tracé de la trajectoire de RC pour un bras long

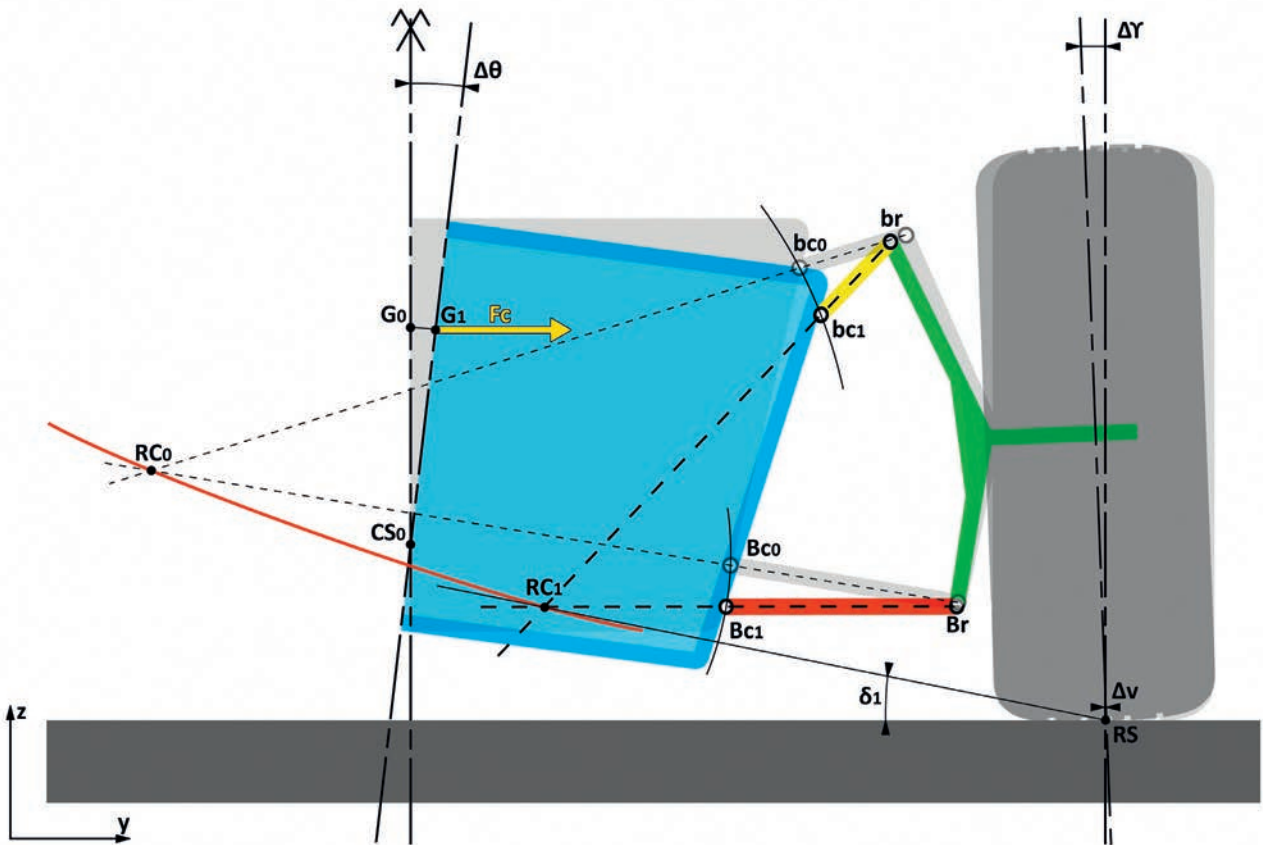


Fig.3.67 Evolution de la trajectoire de RC avec un bras court.

La figure 3.67 complète la précédente 3.66. Seule la longueur du bras supérieur b a été raccourcie. L'angle de roulis est identique

ainsi que le RC0 de départ. Nous constatons que les RC1 sont distincts. Il en est de même des variations du plan de roue.

k) Incidence de la longueur du bras inférieur et de son implantation sur le châssis

Le bras est horizontal, parallèle au sol. Cela correspond à la position habituelle d'un bras inférieur pour une question de garde au sol. (Cf. fig. 3.68)

Sur cette figure, la position de B_r reste inchangée, seul le point B_c est rapproché de l'axe de symétrie du véhicule par allongement du bras B . Le mouvement de B_c est tracé lors d'une mise en roulis pour deux positions différentes de CS : l'une CS_1 dans le prolongement du bras, l'autre CS_2 , en dessous du sol. Ces deux positions sont obtenues par des calages différents du bras supérieur b , non représentés sur la figure. Les angles de roulis sont identiques pour les quatre positions.

Nous constatons que :

- 1°) Plus le bras est court avec un point B_c qui s'éloigne de l'axe de symétrie du véhicule, plus l'amplitude des variations est importante.
- 2°) Dans les deux cas, les plus faibles variations de voie s'obtiennent avec un CS dans le prolongement du bras inférieur.
- 3°) Lorsque le CS n'est pas dans le prolongement du bras, les variations ont des amplitudes très proches, quelle que soit la longueur du bras.

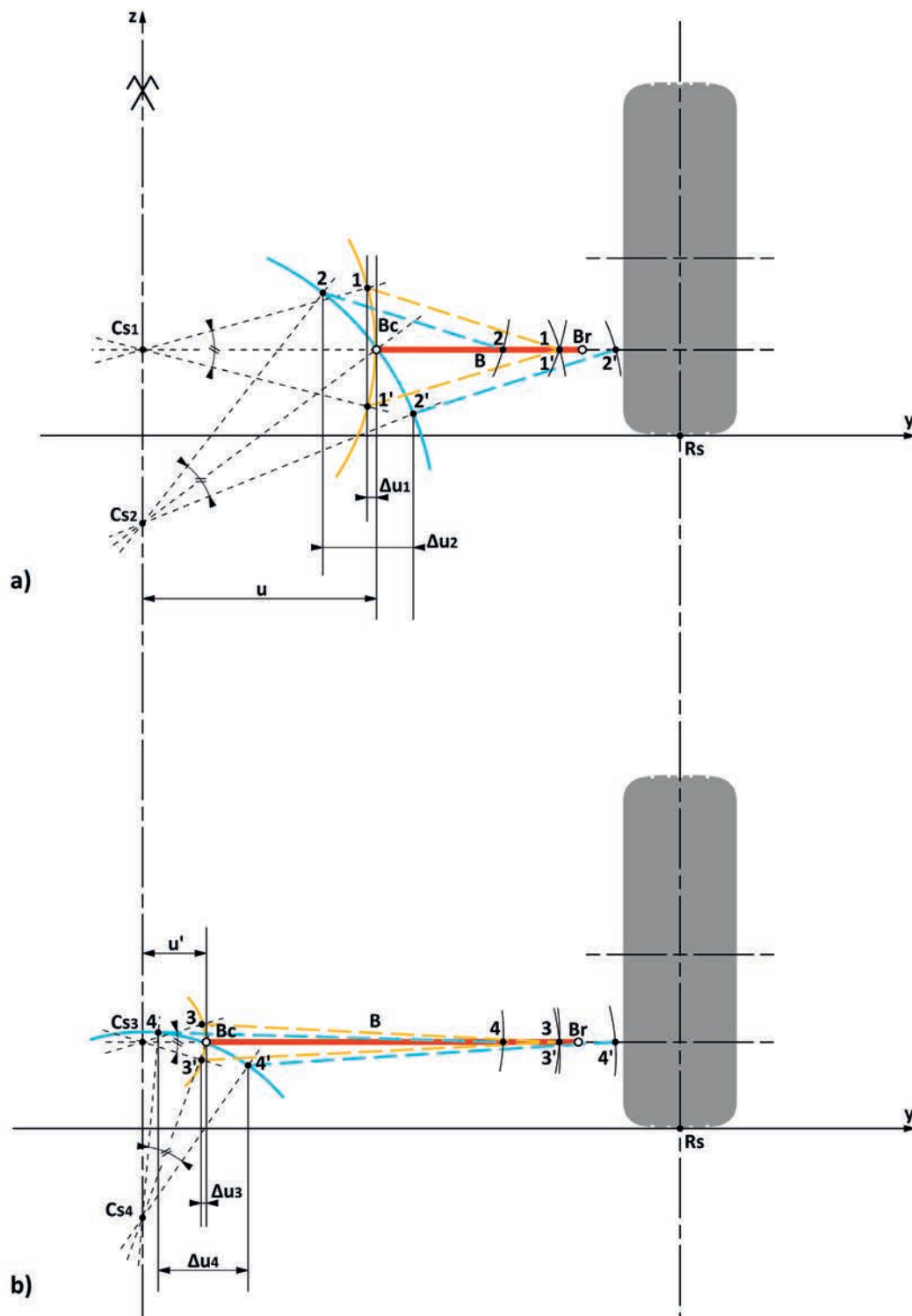


Fig.3.68 Incidence de la longueur du bras inférieur et de son implantation sur le châssis.

l) Cas particulier de bras parallèles et de même longueur (Cf. fig.3.69 et 3.70)

RC est rejeté à l'infini. Le CS se trouve au sol. Comme les bras sont de même longueur, notre quadrilatère est un parallélogramme. Quelle que soit sa déformation, les bras resteront parallèles.

Conséquences :

- droite de Bobillier et tangente sont parallèles à la direction du bras,
- le CS ne varie pas de position et reste au sol sur l'axe de symétrie du véhicule,
- l'angle de carrossage du plan de roue est en permanence identique à l'angle de roulis du châssis,
- les variations de voie seront fonction de la longueur des bras. Mais en théorie, c'est-à-dire avec une roue rigide, ces variations se compensent : la perte d'un côté est égale au gain de l'autre. (Cf. fig. 3.70)

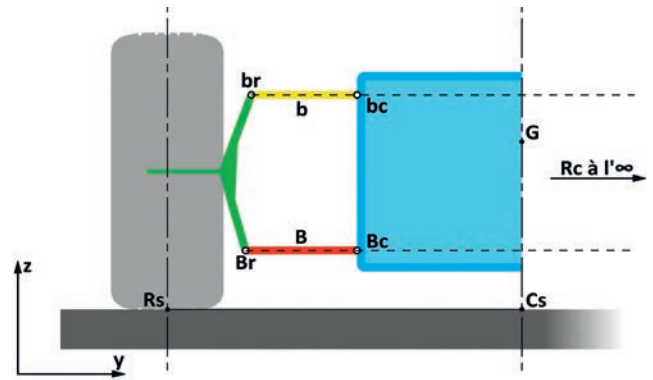


Fig.3.69 Bras parallèles et d'égale longueur.

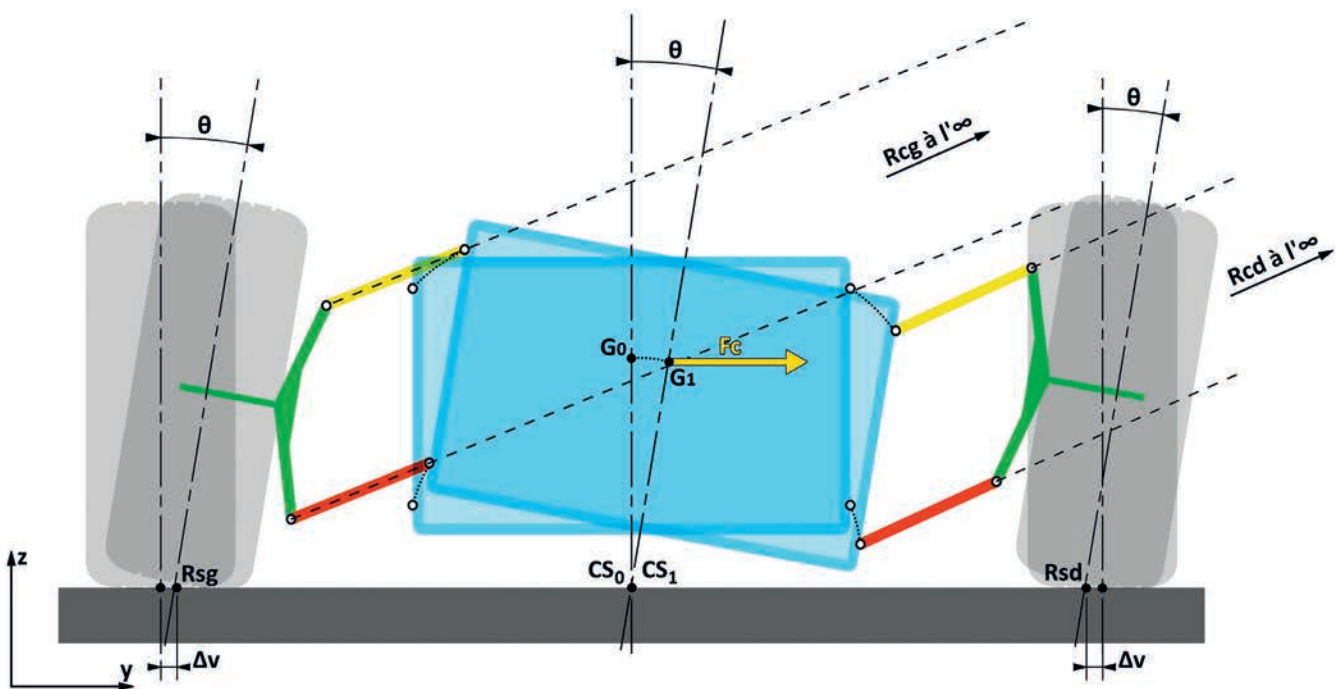


Fig.3.70 Mise en roulis d'un système à bras parallèles et d'égale longueur.

m) Cas particulier de bras parallèles mais de longueur différente (Cf. fig. 3. 71)

Le bras inférieur est plus court que le supérieur. Le plan de roue prend du carrossage positif et la variation de voie est importante. Ce qui ne va pas dans le but recherché. Cette architecture à éviter permet d'illustrer la loi de Olley, ingénieur chez GM et à qui nous devons de nombreuses études sur la géométrie des essieux : « La longueur des bras d'un système à quadrilatère déformable doit être inversement proportionnelle à leur hauteur par rapport au sol. »

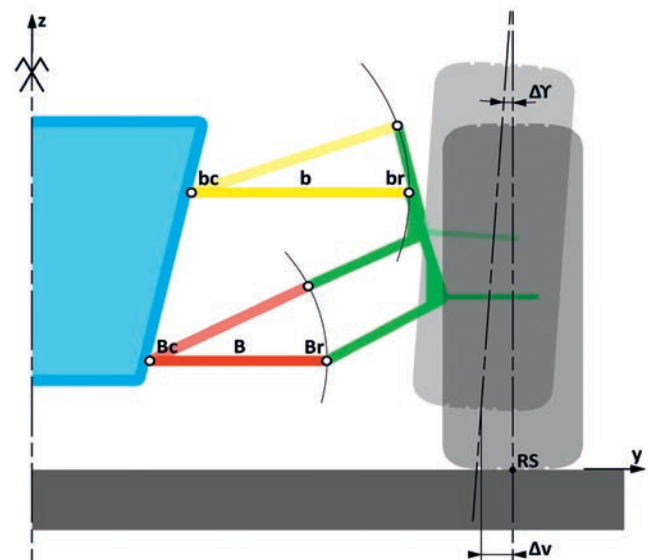


Fig. 3.71 Bras inférieur plus court que le supérieur.

n) L'essieu à bras oscillant (Cf. fig. 3.72)

L'architecture utilisant le quadrilatère déformable demande, entre la roue et le châssis du volume pour son fonctionnement. Ce volume est pris au détriment soit du groupe moto propulseur, soit de la charge transportée. D'où l'idée d'apporter des simplifications au système en supprimant des éléments, quitte à obtenir un comportement dynamique moins précis.

L'essieu à bras oscillant est un exemple de cette simplification.

L'opération est particulièrement simple. Dans un premier temps, les points bc et Bc sont réunis en un seul point. Ensuite, dans un deuxième temps, les points Br et br sont, eux aussi, réunis en un seul point. Résultat : b et B sont confondus en un tube reliant rigidement un porte moyeu au châssis. Pour permettre le débattement de suspension, ce tube est articulé sur le châssis.

Sur le plan géométrique, l'articulation sur le châssis est le Rc .

Le CS se construit par l'intersection de la droite $RS-CS$ avec l'axe de symétrie du véhicule. Le CS est toujours au-dessus du sol et sa hauteur sera fonction de la demi-voie du véhicule et de la dimension de la roue. Selon ces deux paramètres et le centre de masse de l'essieu considéré, le CS peut se situer au-dessus de G . Ainsi il est possible de passer d'une stabilité tabulaire à une stabilité pendulaire. Ce qui n'est pas sans entraîner des conflits avec la position du CS de l'autre essieu.

Ce montage a été utilisé pour l'essieu propulseur sur des voitures populaires : Volkswagen Coccinelle, Renault 4cv, R8 et même des camions : Tatra. Il a l'avantage d'être simple, économique et sans interaction entre la roue droite et la roue gauche. Par contre, tout mouvement de roulis ou de pompage induit d'importantes modifications de voie et de carrossage.

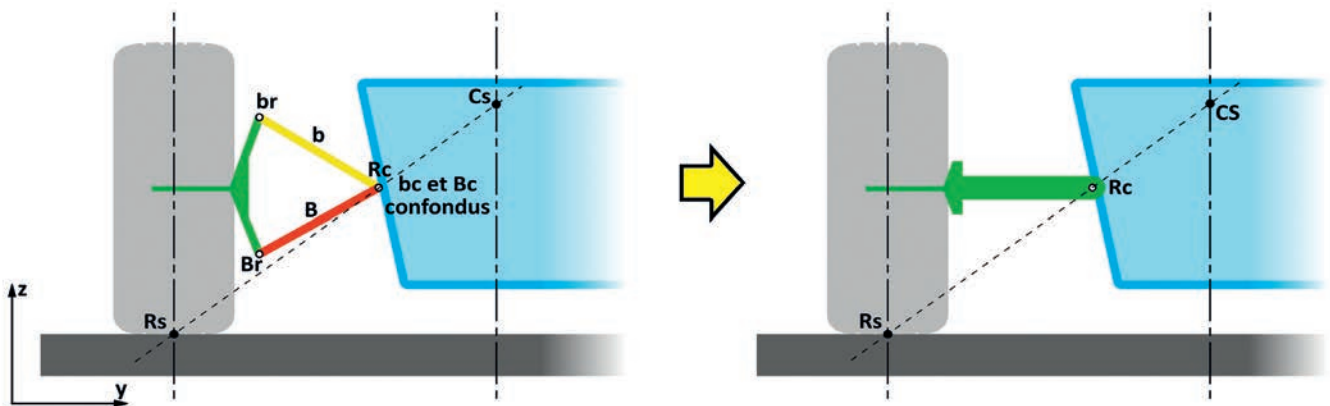


Fig.3.72 Principe de l'essieu oscillant.

→3.2-4 Le système Mac Pherson

a) Définition (Cf. fig. 3.73)

Ce système est un autre exemple de simplification. L'architecture « Panhard », avec l'implantation d'un moteur longitudinal et sa transmission, prend beaucoup de place. L'adoption de la traction avant a permis de dégager toute la plateforme arrière. Mais l'arrivée de la motorisation compactée en position transversale a nécessité de disposer d'espace en largeur dans la partie haute du compartiment moteur. D'où la nécessité de modifier notre quadrilatère pour conserver le principe de l'essieu à roues indépendantes.

Le principe du Mac Pherson consiste à modifier : le bras supérieur pour gagner du volume. Le point br est confondu avec bc pour former une sorte d'extension du pivot venant se fixer directement sur le châssis. Et pour permettre un mouvement vertical, il est introduit, solidaire du pivot, une coulisse qui intègre le ressort de suspension et l'amortisseur. La droite $bc-Br$ permet à l'ensemble de braquer dans le cas d'une application sur un essieu directeur.

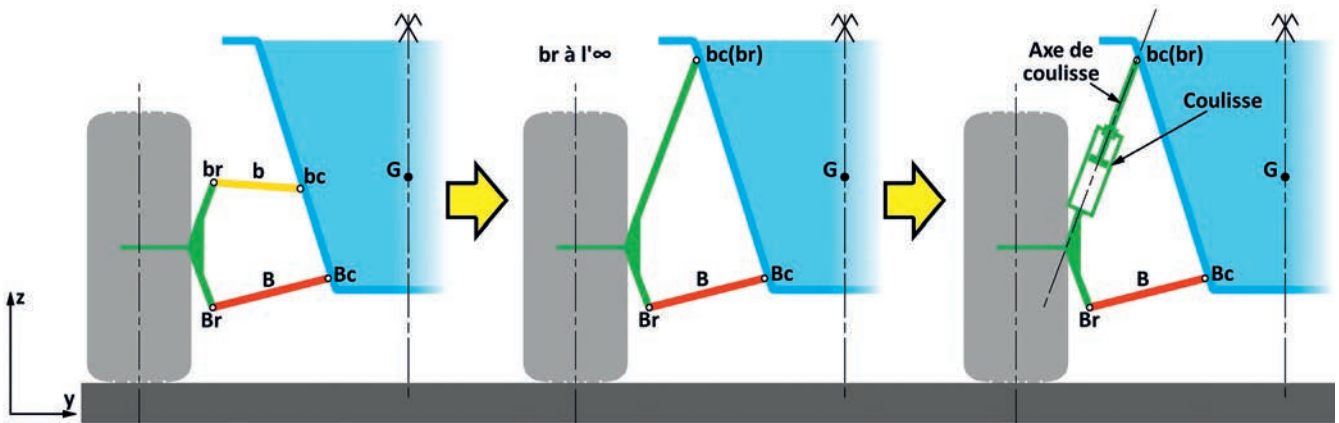


Fig.3.73 La transformation d'un système à quadrilatère déformable en système Mac Pherson

Le système Mac Pherson est communément répandu aujourd'hui sur les essieux directeurs des véhicules de tourisme. Par conséquent, nous nous arrêterons un peu plus longuement sur les différents aspects de sa géométrie.

b) Détermination du centre de roulis (Cf. fig. 3.74)

Comme précédemment, **RS**, **Br** et **Bc** sont des CiR. La différence provient de la coulisse. Cette coulisse est composée d'un piston se déplaçant dans un cylindre. Lors du déplacement, le vecteur vitesse est coaxial avec l'axe de coulisse. Le CiR de ce mouvement de translation sera sur la perpendiculaire à l'axe de coulisse que nous positionnerons en **bc**.

Nous définirons tout d'abord un **RC**, intersection de la perpendiculaire à l'axe de coulisse en **bc** avec la droite **Br-Bc**. Le **CS** sera l'intersection de la droite **RS-RC** avec l'axe de symétrie. Tout comme pour le quadrilatère déformable, la position du **CS** sera dépendante de **RC**.

A l'exception d'une architecture très particulière, il est rare sur un système Mac Pherson de disposer d'un :

- ***RC** côté extérieur du véhicule, ce qui positionne le **CS**, dans la grande majorité des cas, au-dessus du sol. Par conséquent les solutions géométriques seront plus limitées.
- *Axe de pivot dans le plan de roue. Un système Mac Pherson impose en principe un déport au sol.

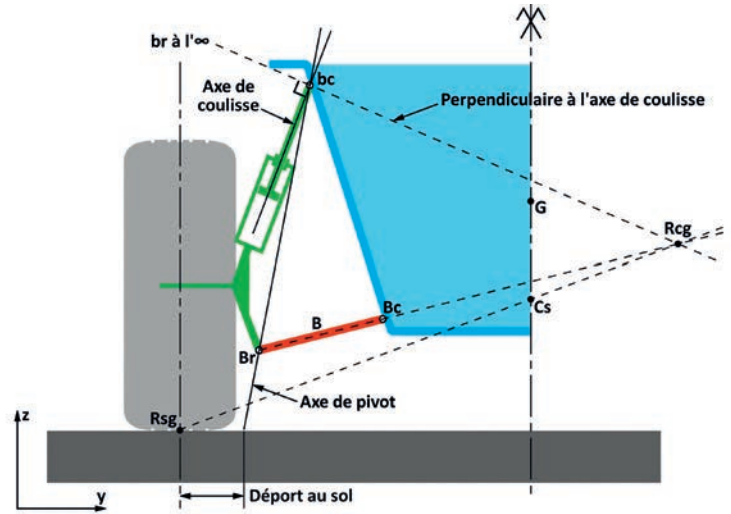


Fig.3.74 Suspension Mac Pherson, détermination du centre de roulis.

c) La mise en roulis (Cf. fig. 3.75 et 3.76)

CS est le centre de rotation. Le châssis se déplace d'un angle θ . **bc** va se déplacer sur un cercle de centre **CS** et de rayon **CS0-bc**. Le point **bc0** se déplace en **bc1**. Il en est de même pour **Bc**, **Bc0** se déplace en **Bc1**. Ce mouvement provoque des variations :

- de voie : **Br** se déplace de **Br0** en **Br1** d'une distance Δv ,
- de position du plan de roue avec une modification de l'angle de carrossage : $\Delta \gamma$.

L'épure impose un déplacement du **CS** :

- **CS1** se trouve au-dessus de **CS0**, $h_1 > h_0$. La distance avec **G** s'est réduite. Le bras de levier du moment de roulis diminue, nous avons un phénomène d'antiroulis géométrique. C'est un phénomène qui sera recherché lors de la conception de l'épure.
- **CS1** n'est plus sur l'axe de symétrie du véhicule, ce qui change le rayon du mouvement de rotation. Ce changement va jouer un rôle dans la position, sur le plan, des articulations de bras donc des CiR.

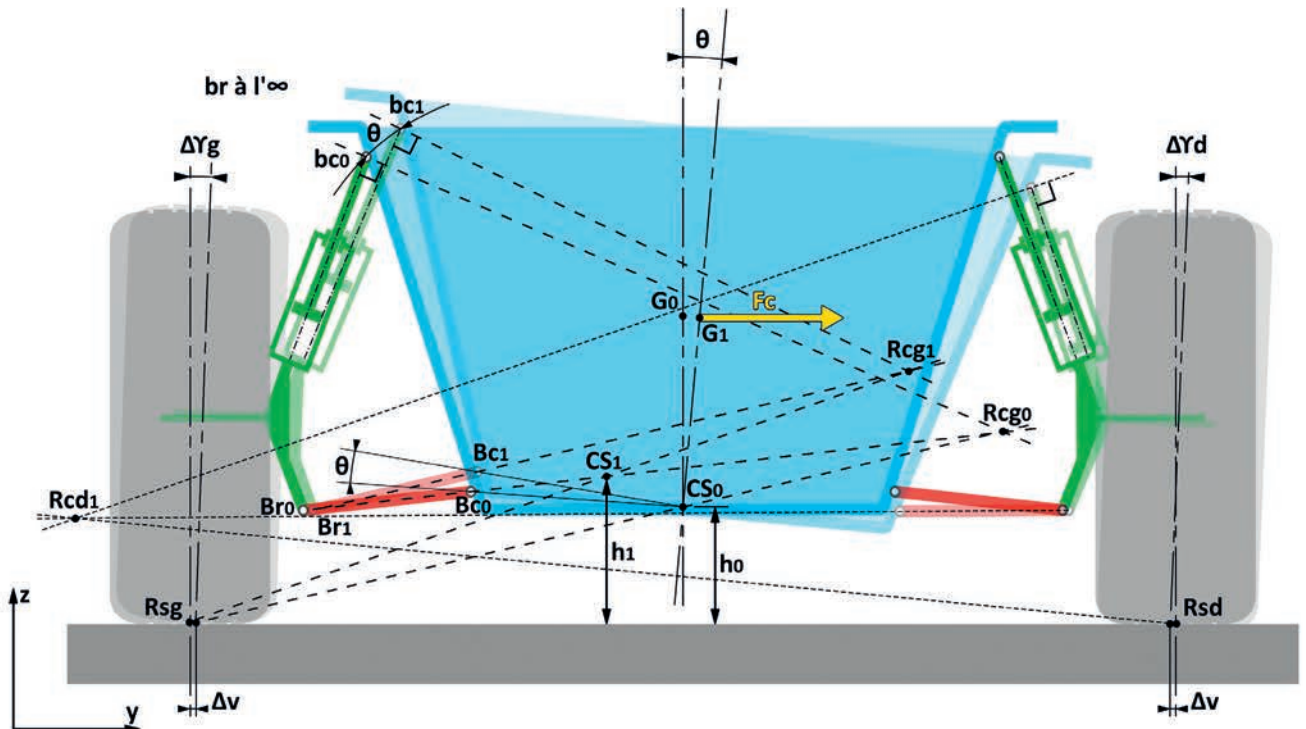


Fig.3.75 Mise en roulis complète.

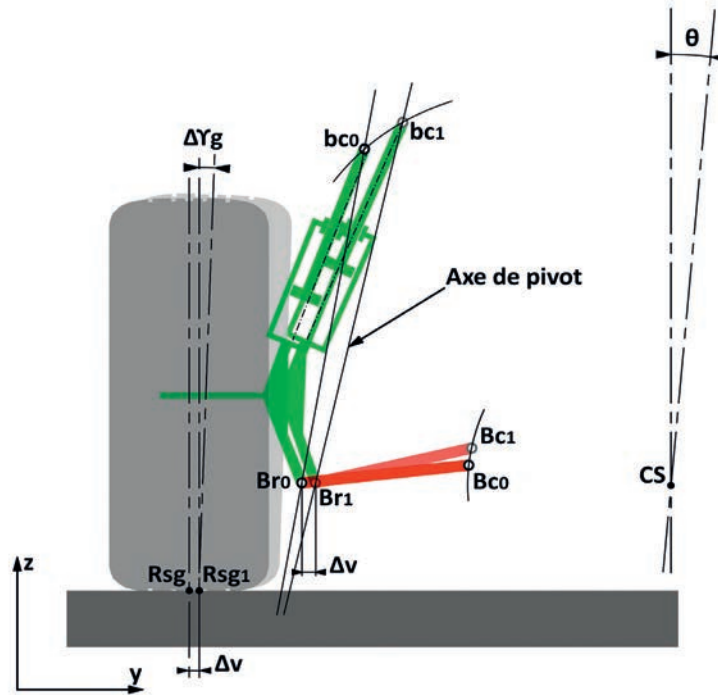


Fig. 3.76 Les variations du plan de roue.

d) Incidence de la position de RC (Cf. fig. 3.77)

La position de RC va dépendre de l'inclinaison de la coulisse et de la position du bras B.
 Sur la figure 3.77 l'angle en bc_0 et bc_1 est délimité par l'axe de pivot

et la perpendiculaire à l'axe de coulisse. Comme précédemment, dans le mouvement de roulis, le RC se déplace selon la position des points d'accrochage des éléments de l'essieu sur le châssis.

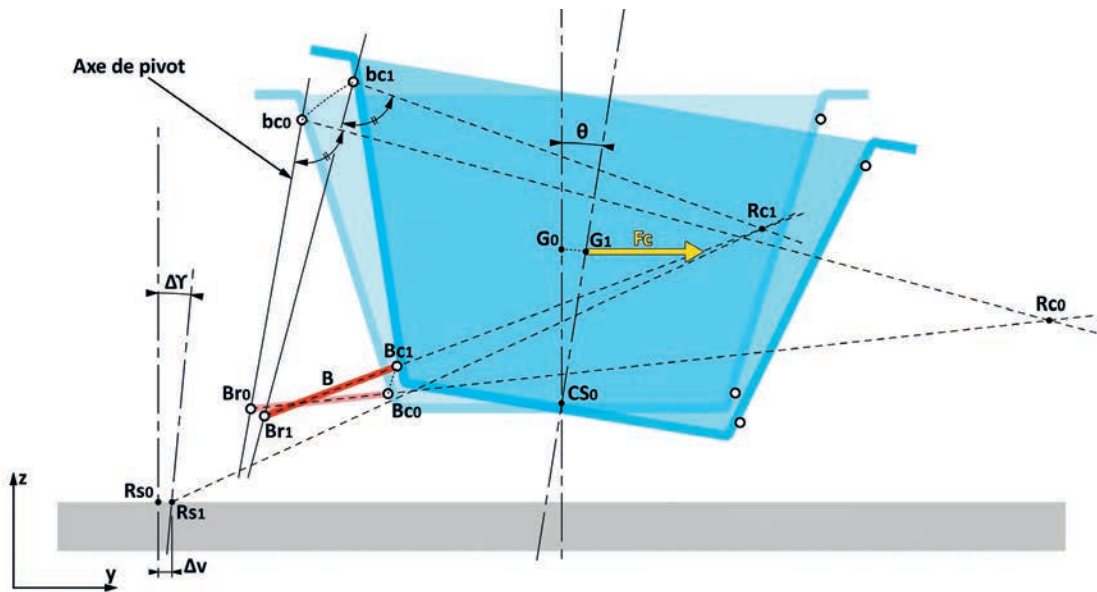


Fig.3.77 Déplacement de RC lors d'une mise en roulis.

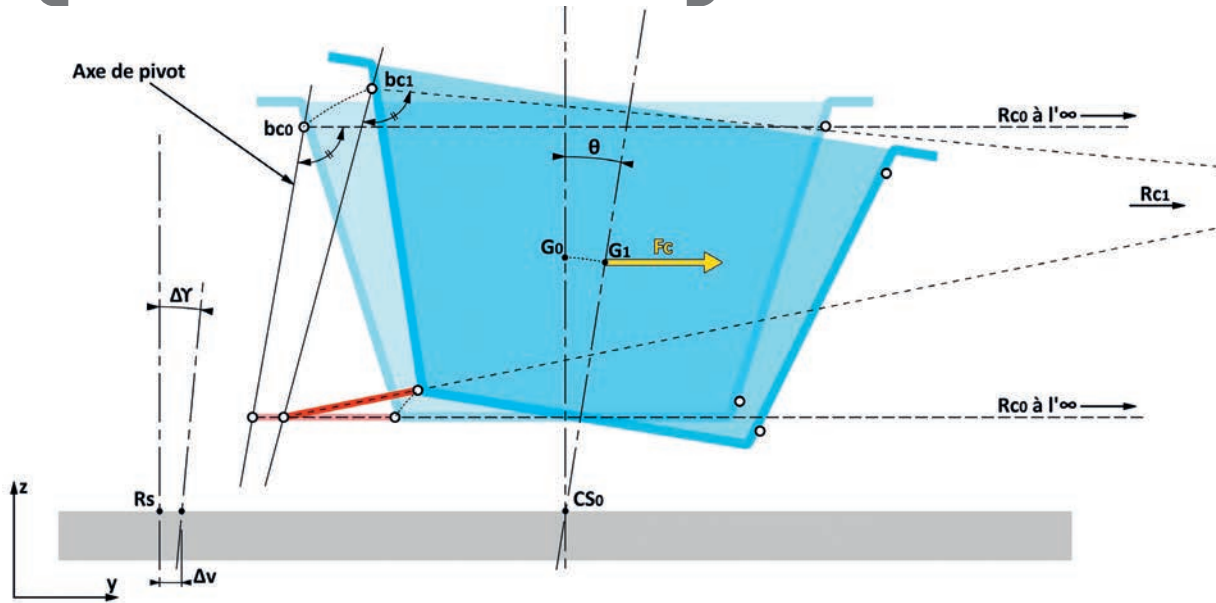


Fig.3.78 Cas particulier avec RC à l'infini.

Comme pour le système à quadrilatère déformable, le RC représente le mouvement de la roue par rapport au châssis :

- Plus RC s'éloigne du plan de roue, plus réduites seront les variations de voie et de carrossage.
- Plus RC s'éloigne du sol, plus ces variations augmentent.

La figure 3.78 représente le cas particulier où bras et perpendiculaire à la coulisse sont parallèles. Le CS0 se trouve au sol. Lors du mouvement de roulis, la géométrie ramène RC de RC0

en RC1. Il s'éloigne du sol et se rapproche du plan de roue avec pour conséquence une augmentation des variations. Par contre, la distance CS-G va se réduire ce qui diminue le moment de roulis $M\theta$. Pour les variations de voie et de position de plan de roue, nous retrouvons les mêmes propriétés liées à la position de RC que celles du quadrilatère déformable, concernant son éloignement par rapport au plan de roue et sa hauteur par rapport au sol.

e) La droite de Bobillier (Cf. fig. 3.79)

La construction diffère du quadrilatère. Le point A est l'intersection de la droite bc-Bc avec la parallèle en Br à la perpendiculaire à l'axe de coulisse. La tangente à la trajectoire de RC se construit de la même manière, symétrique de la droite de Bobillier par rapport à la bissectrice de l'angle formé par la droite Br-Bc et la perpendiculaire à la coulisse en bc.

La position de la droite de Bobillier dépend de l'inclinaison de la coulisse et de la longueur du bras inférieur.

L'inclinaison de la tangente par rapport à l'horizontale permet de

prévoir le déplacement de RC donc l'évolution de la distance du CS avec G.

A noter que la droite de Bobillier dans le cas du Mac Pherson est inversée par rapport au quadrilatère, le point A étant en dessous du triangle inférieur. La conséquence : le sens du déplacement de RC sera l'inverse de celui que nous aurions obtenu avec un quadrilatère.

Plus le débattement de suspension sera important, plus l'amplitude du déplacement de RC sera grande.

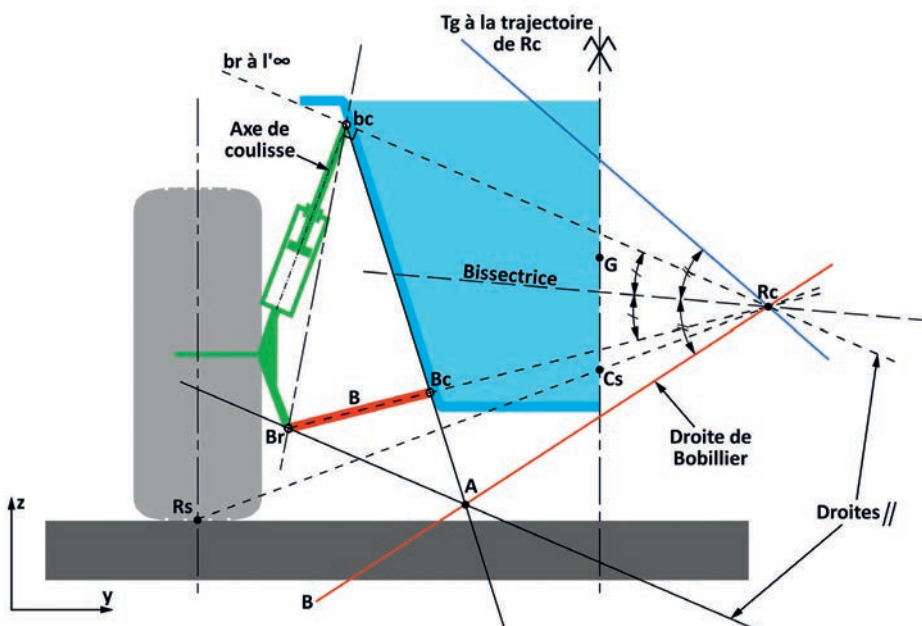


Fig.3.79 La droite de Bobillier dans un système Mac Pherson.

f) Incidence du calage du bras inférieur (Cf. fig. 3.80)

Par rapport au sol, l'articulation Bc est en dessous de Br . RC est proche du sol avec un CS au sol ou légèrement en dessous du sol. Nous constatons que l'inclinaison de la tangente par rapport au sol a diminué. Lors de la mise en roulis, RC se rapproche rapidement de la roue et s'éloigne du sol. Ce qui n'est pas favorable aux variations du plan de roue.

Cette configuration est le résultat rencontré lors de l'abaissement du châssis, par exemple après remplacement du ressort de suspension. Les amateurs de « Tuning » devront tenir compte du fait que baisser la hauteur du châssis par rapport à l'origine n'est pas neutre sur la géométrie de l'essieu et le comportement du véhicule.

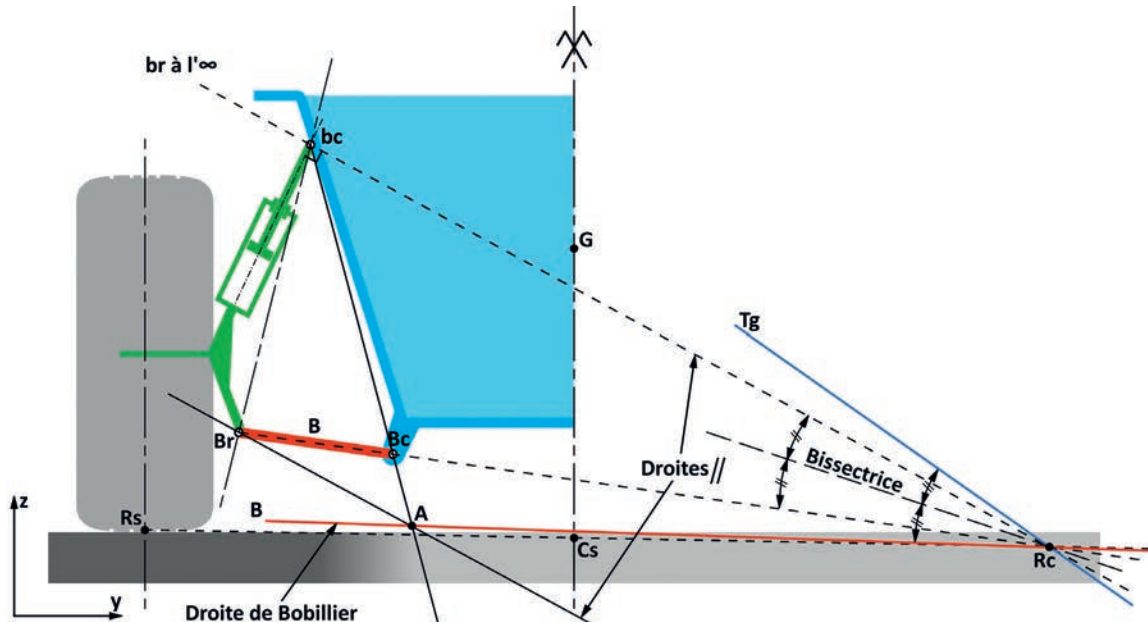


Fig.3.80 Incidence du calage du bras inférieur.

g) Incidence de l'inclinaison de la coulisse (Cf. fig. 3.81)

Le paramètre à prendre en compte est la valeur de l'angle entre l'axe de coulisse et l'axe de pivot. Plus cet angle sera important, plus la perpendiculaire à l'axe de coulisse en bc sera inclinée par rapport au sol. Cette inclinaison rapproche RC du plan de roue et du sol. Or nous savons que pour limiter les variations, il est préférable d'éloigner RC du plan de roue.

Sur notre figure, lors du mouvement de roulis, le CS_1 s'éloigne fortement, en raison du déplacement de RCd_1 . Côté droit, la direction du bras et la perpendiculaire à l'axe de coulisse en bc sont presque parallèles. Côté gauche au contraire, RCg_1 se rapproche du plan de roue.

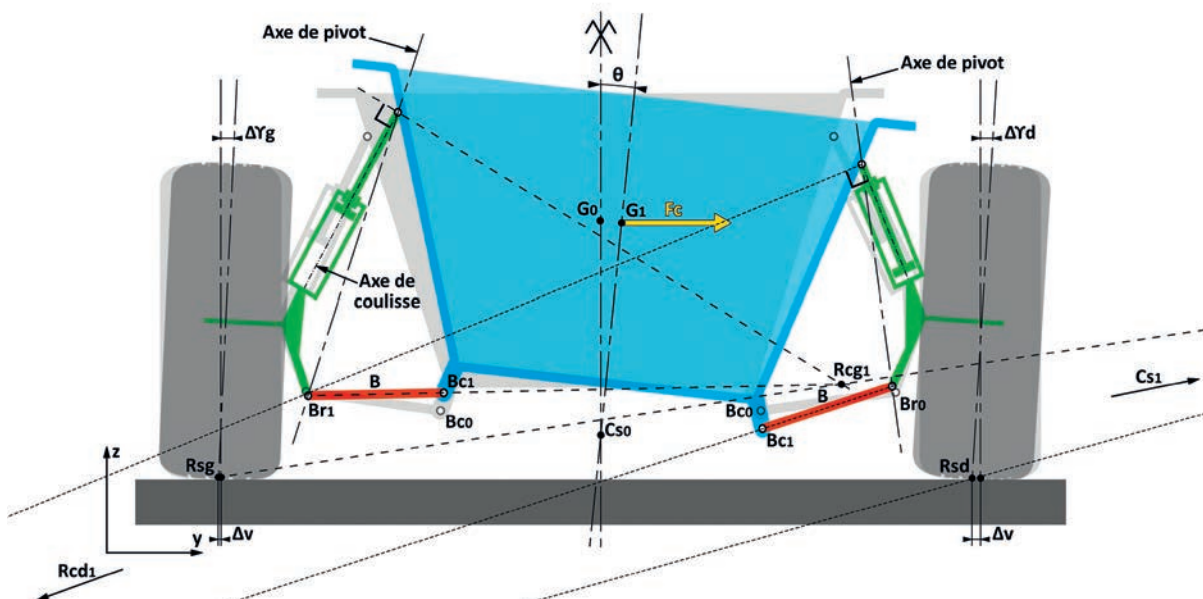


Fig.3.81 Incidence de l'inclinaison de la coulisse.

h) Quelques cas particuliers

1°) Axe de coulisse et axe de pivot sont confondus. (Cf. fig. 3.82)

Il s'agit d'une simplification qui ne modifie pas les principes géométriques de base.

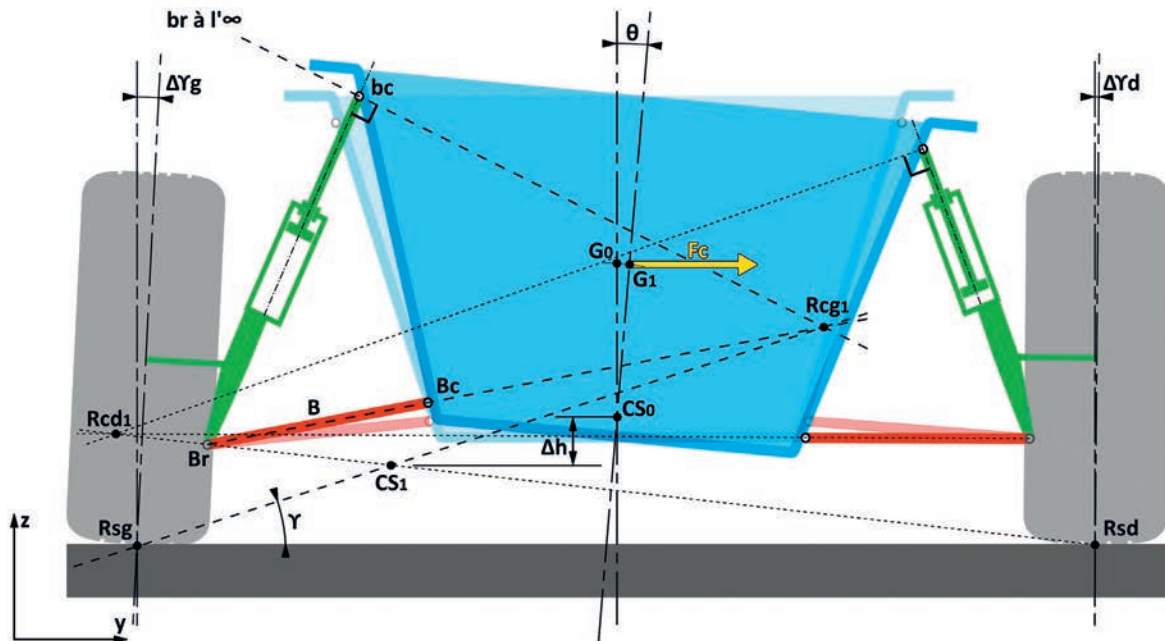


Fig.3.82 Cas particulier d'architecture Mac Pherson : l'axe de coulisse et l'axe de pivot sont confondus.

Comme précédemment, (Cf. § 3.2-3 i), la tangente à la trajectoire de RS (Cf. fig. 3.83) est perpendiculaire en RS à la droite RS-RC. RS ne quitte pas le sol et n'a donc pas de trajectoire au sens propre du terme. Mais cette tangente, par son inclinaison par rapport à la verticale, sera une bonne indication de la variation de voie.

Plus proche elle sera de la verticale, moins il y aura de variations. Cette indication se retrouve dans l'angle γ , inclinaison de la droite RS-RC par rapport au sol. Plus cet angle sera petit, plus faibles seront les variations.

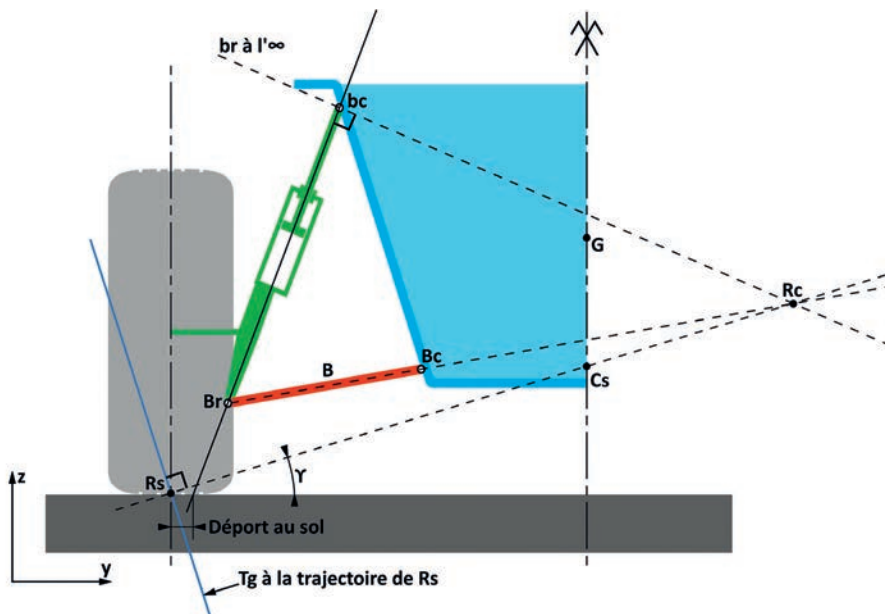


Fig.3.83 Tangente à la « trajectoire » de RS.

LES MOUVEMENTS DU VÉHICULE

2°) Bras inférieur horizontal et axe de coulisse perpendiculaire au sol.
 RC est à l'infini et le CS au sol. (Cf. fig. 3.84)

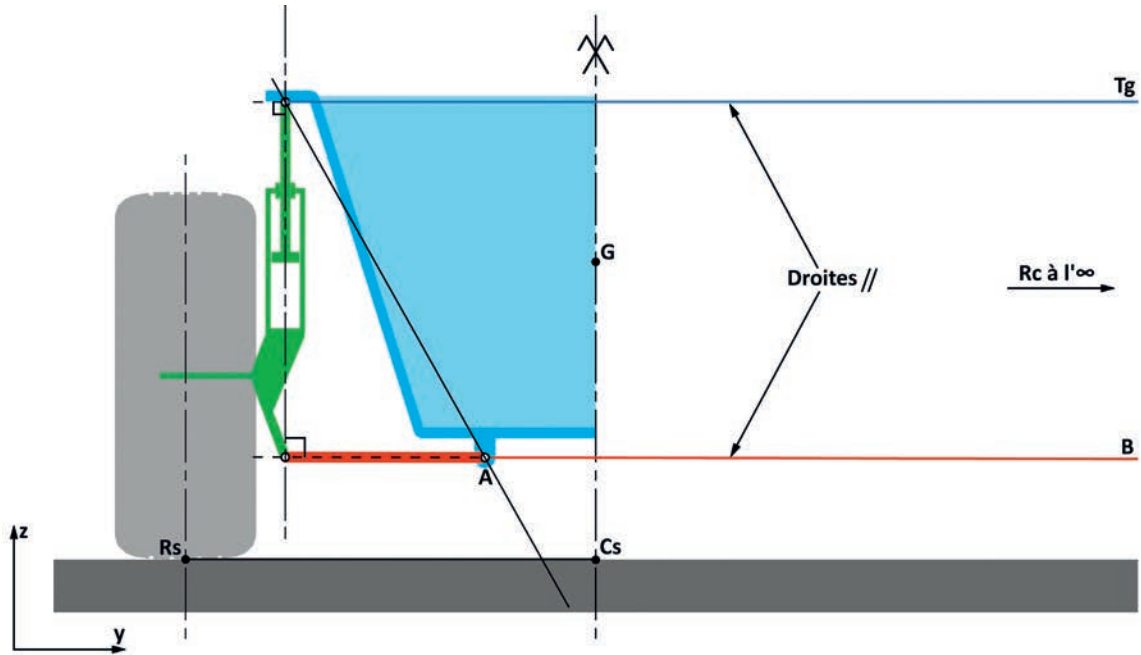


Fig. 3.84 Configuration : axe de coulisse perpendiculaire au sol et bras horizontal.

Lors de la mise en roulis, il apparaît un RCd et un RCg, ce qui matérialisera un CS1. (Cf. fig.3.85).

Ce CS1 est éloigné du plan de roue, ce qui limitera les variations de voie, et au-dessus du sol, ce qui créera un effet antirollis

géométrique par réduction du moment de roulis M_{θ} . Par contre les variations de l'angle de carrossage seront importantes mais peu différentes d'une roue par rapport à l'autre.

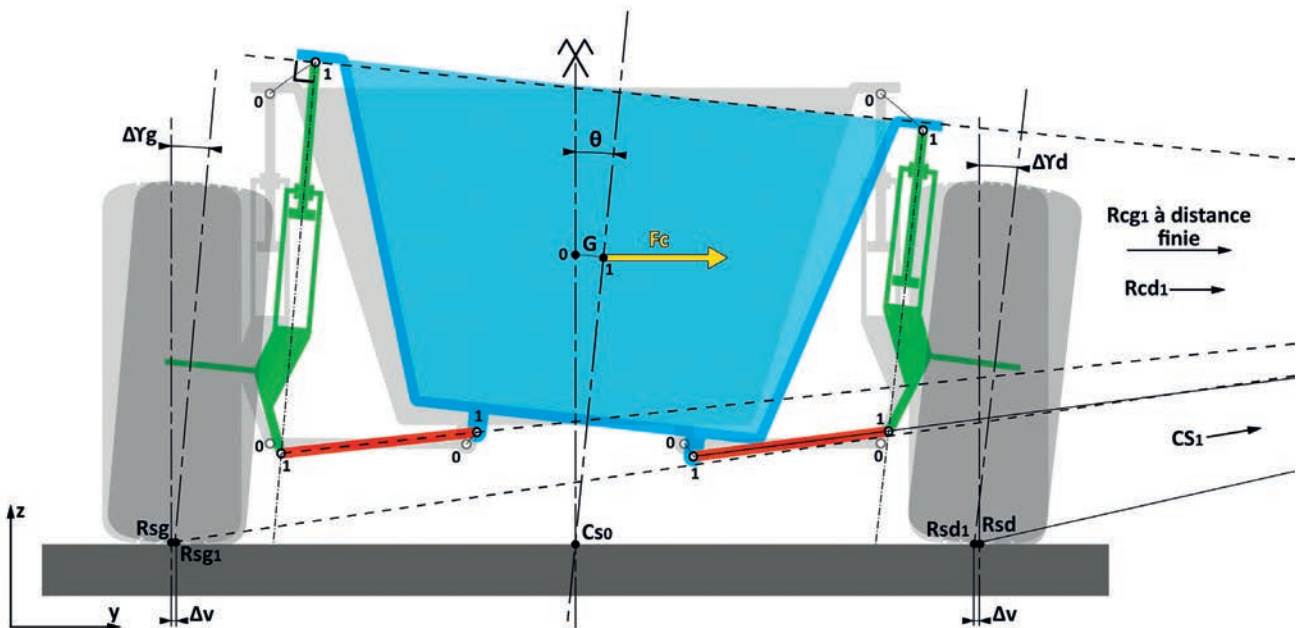


Fig.3.85 Mise en roulis de la configuration de la figure.

3°) Un cas légèrement différent du précédent : la coulisse est toujours perpendiculaire au sol et le bras horizontal. Mais axe de coulisse et axe de pivot sont distincts. (Cf. fig. 3.86)
 Comme précédemment, RC est à l'infini et le CS est au sol.

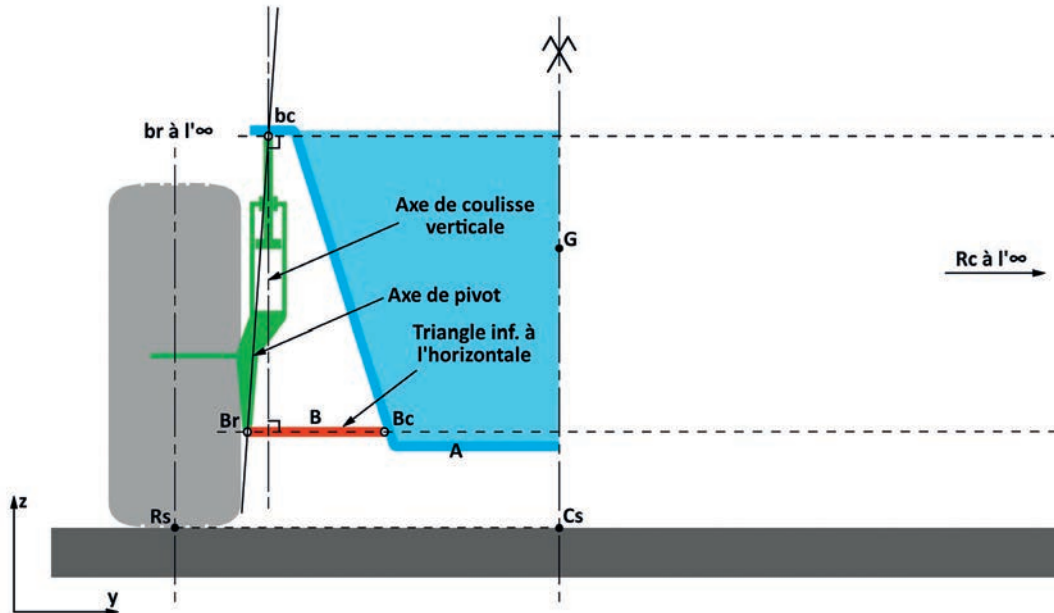


Fig.3.86 Configuration identique à la figure 3.84 sauf la présence d'un axe de pivot distinct de l'axe de coulisse.

Lors de la mise en roulis, le bras inférieur B étant plus long, l'épure en sera modifiée (Cf. fig. 3.87). Il apparait un RC_d et un RC_g , situés du même côté du véhicule, dont la hauteur par rapport au sol est importante, et un CS_2 , lui aussi bien au-dessus du sol. L'effet antiroulis géométrique est important, tout comme les variations de l'angle de carrossage.

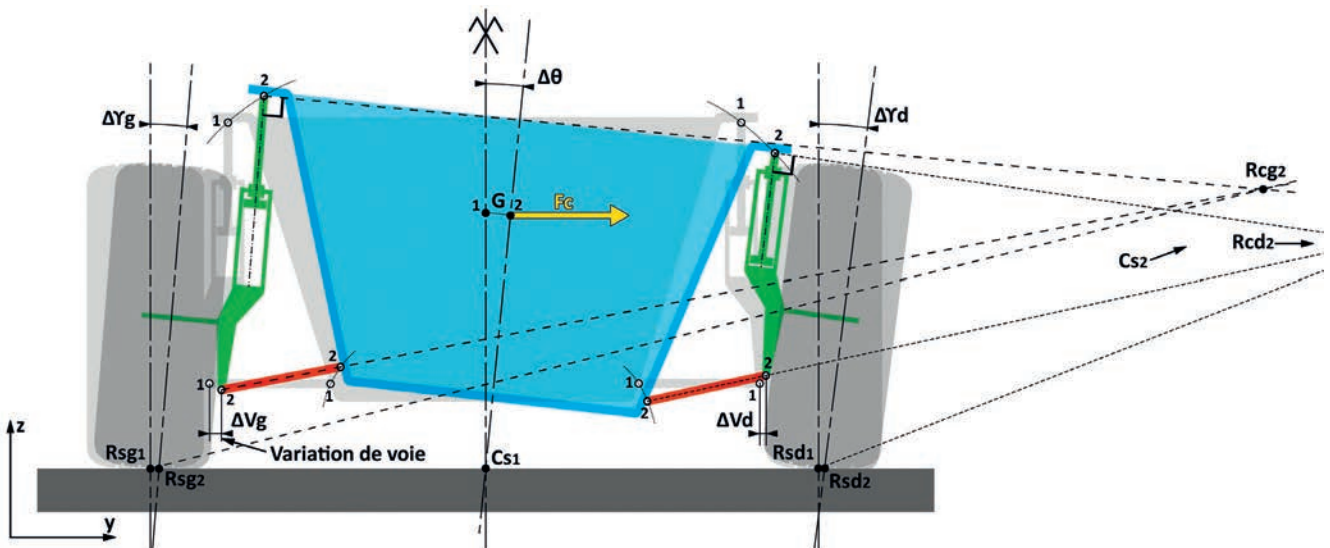


Fig.3.87 Mise en roulis de la configuration de la figure 3.84

→ 3.2-5 Le mouvement de pompage.

a) Définition et propriétés (Cf. fig. 3.88)

Le pompage est le mouvement vertical du véhicule selon l'axe Gz . Ce mouvement existe lors des changements d'assiette (ou de garde au sol) du véhicule. Ce qui est le cas lors d'une modification de chargement ou lors des transferts de charge longitudinaux induits lors d'un freinage ou d'une accélération.

Comme il y a mouvement du châssis par rapport à la roue, l'épure

de suspension évolue. Mais comme il n'y a pas d'effort transversal appliqué, il n'y a pas de mouvement de roulis et le **CS** se déplace tout en restant sur l'axe de symétrie. Le déplacement de **RC** reste la référence pour analyser les variations. Nous retrouvons les mêmes contraintes que lors de la mise en roulis sauf que dans notre cas, ces variations seront identiques à gauche et à droite.

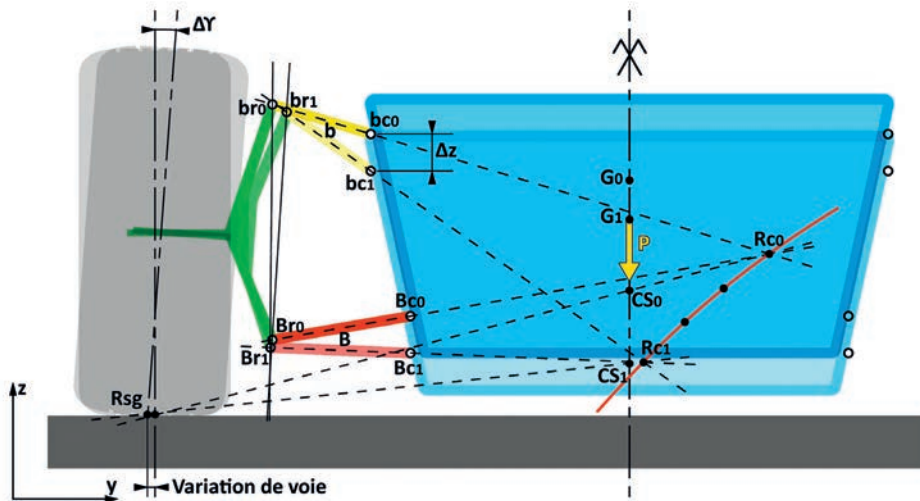


Fig.3.88 Mouvement de pompage pour un système de guidage à quadrilatère déformable.

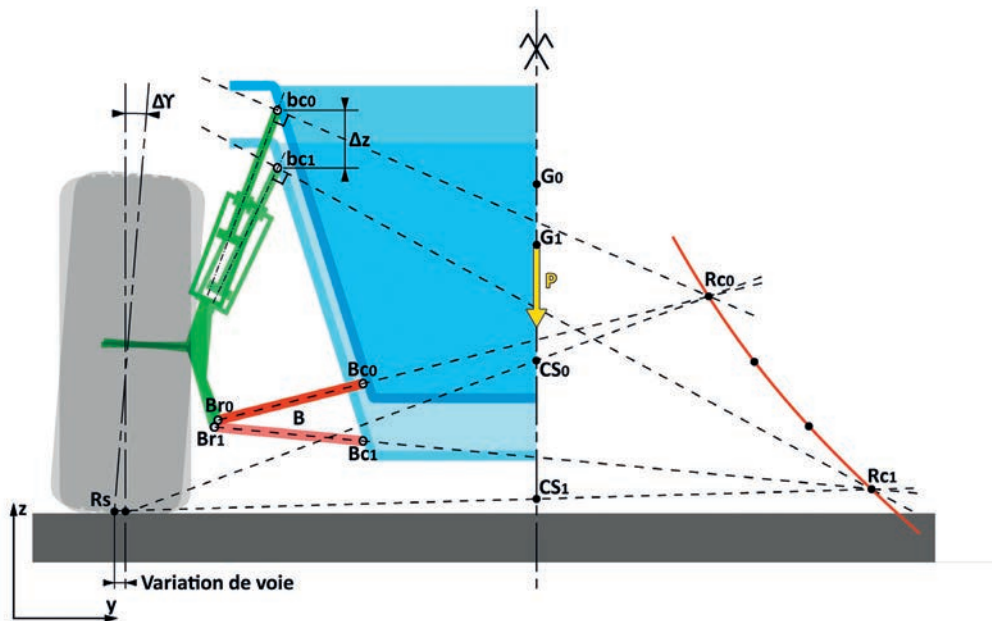


Fig.3.89 Mouvement de pompage pour un système Mac Pherson.

Lorsqu'une voiture aborde un virage, le conducteur va ralentir en actionnant les freins. Cette action va provoquer un transfert de charge de l'arrière sur l'avant (Cf. § 3.3). L'avant va se trouver avec une surcharge de poids qui va créer un mouvement de pompage vers le bas. Conséquence : le **CS** va se déplacer et c'est autour de cette nouvelle position de **CS** que le mouvement de roulis va être généré lorsque le conducteur va tourner le volant et introduire un effort latéral.

Sur la figure 3.88, avec un système de guidage à quadrilatère déformable, lors du freinage, **RC** se rapproche du plan de roue et du sol. Cela induit une variation de carrossage et de voie ainsi qu'un abaissement de **CS**. Il en résulte une augmentation du moment de roulis M_0 par augmentation de la distance **CS-G**.

Sur la figure 3.89 avec un système Mac Pherson, **RC** s'éloigne du plan de roue et se rapproche du sol. Ce qui limite les variations. Par contre **CS** se rapproche du sol ce qui augmente le moment de roulis M_0 .

Les variations du plan de roue ne sont pas neutres sur la stabilité du véhicule au freinage, avec une priorité à la variation de carrossage, par effet de la poussée de carrossage.

Dans les deux systèmes de guidage examinés, lors du braquage et de l'application de l'effort latéral, si le véhicule est toujours en situation de freinage, le bras de levier du moment de roulis à cet instant sera différent de la position statique, hors freinage. Cela n'est pas neutre sur le comportement du véhicule en entrée de virage et sur la répartition du moment de roulis entre l'avant et l'arrière.

b) Résultats de mesure

Le mouvement de pompage est facile à réaliser en statique sur un véhicule :

- d'une part en comprimant la suspension par application de charges sur l'essieu,
- d'autre part en la détendant par soulèvement du châssis.

Cela permet de faire des relevés qui sont une bonne indication de l'épure de suspension et des variations des plans de roue.

Les figures suivantes, résultats de mesures sur différents types de véhicules, montrent des exemples de variation lors d'un mouvement de pompage :

1°) sur un système de guidage à quadrilatère déformable :

- variation de la hauteur du CS par rapport au sol. (Cf. fig. 3.90)

Sur le véhicule mesuré, cette variation est quasi linéaire. L'angle r est une indication du décalage qu'aura le CS par rapport à l'axe de symétrie du véhicule lors du mouvement de roulis (Cf. fig. 3.52). Plus r sera grand, plus important sera ce décalage.

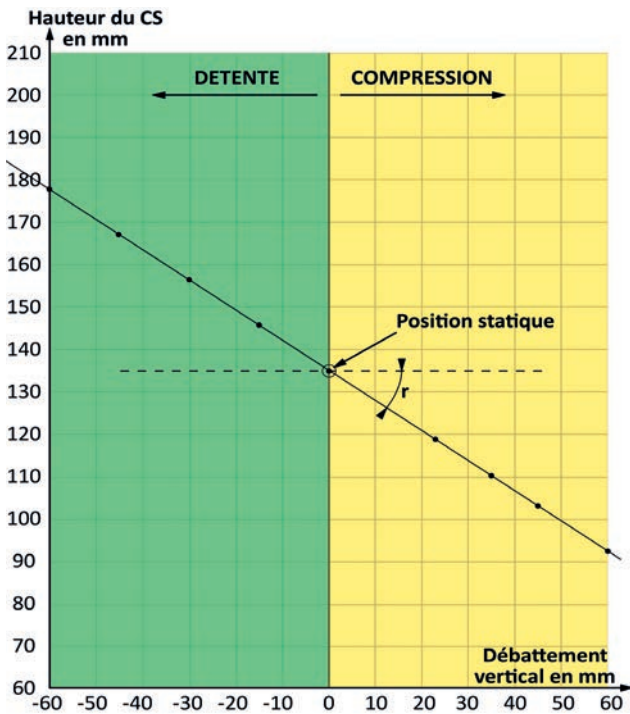


Fig.3.90 Variation de la hauteur de CS par rapport au sol.

- variation de la voie totale (Cf. fig. 3.91)

Il s'agit de la variation de la voie totale du véhicule. Cette variation est proche d'une droite. Cela signifie que lors du mouvement de roulis, la voie variera peu. La perte sur une roue sera compensée par le gain sur l'autre.

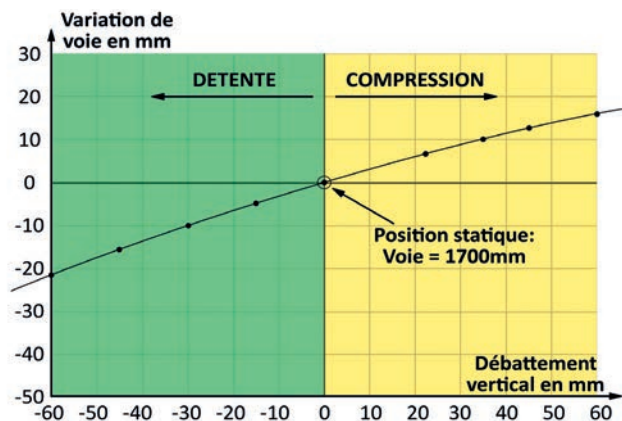


Fig.3.91 Variation de voie.

- variation de l'angle de carrossage (Cf. fig. 3.92)

L'écart en position statique de la roue droite par rapport à la roue gauche est dû à la tolérance de montage. Les deux roues varient de la même manière, ce qui montre une parfaite symétrie. En compression, la roue prend du carrossage négatif et inversement en détente. Cela signifie que la roue extérieure au virage, chargée par le transfert de charge et le déplacement du centre de gravité, va prendre du carrossage négatif et inversement pour la roue intérieure déchargée. Cette configuration permet d'exploiter au mieux le pneumatique.

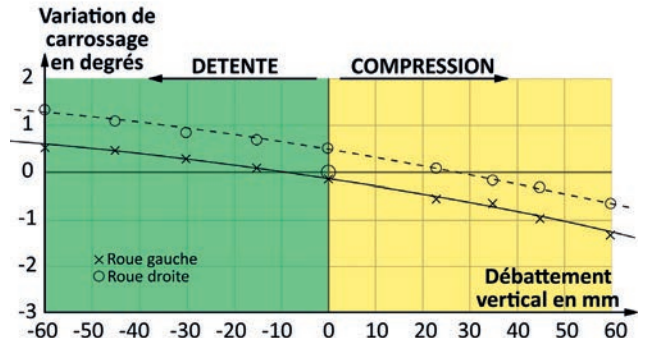


Fig.3.92 Variation de l'angle de carrossage.

2°) sur un système Mac Pherson : (Cf. fig. 3.93)

- variation de la demi-voie

Cette variation peut prendre des valeurs importantes.

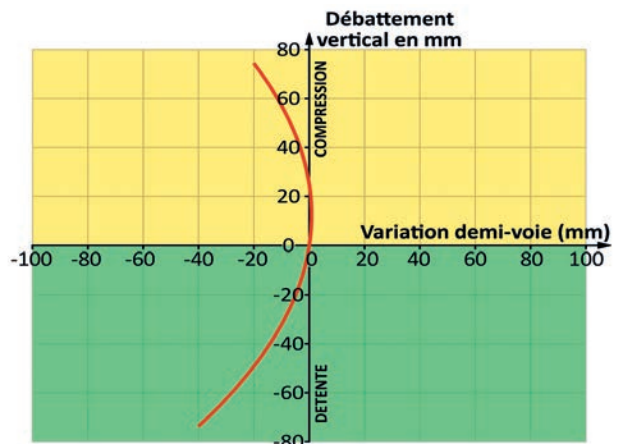


Fig.3.93 Variation de la demi-voie.

- évolution du parallélisme (Cf. fig. 3.94)

Une telle courbe demande de vérifier la position de la crémaillère et des biellettes de direction.

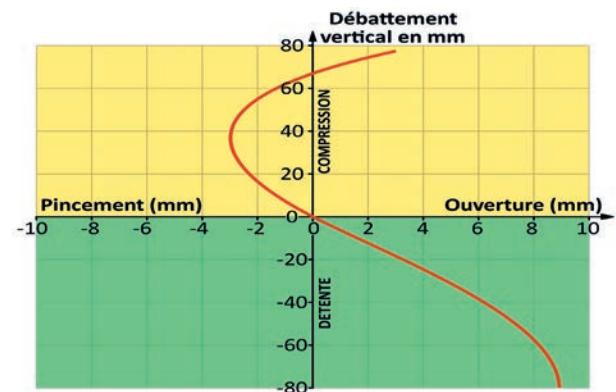


Fig. 3.94 Variation du parallélisme.

- évolution de l'angle de chasse (Cf.fig. 3.95)

Cette courbe montre que la rotule inférieure de pivot avance en phase de compression. Ce qui est souvent le cas avec une épure dite : « anti-plongée » (Cf. § 3.3). L'angle de chasse augmente et par conséquent le rappel en ligne droite. Cela se ressentira au niveau du volant de direction. Pour rester sur la même trajectoire, le conducteur devra augmenter son effort.

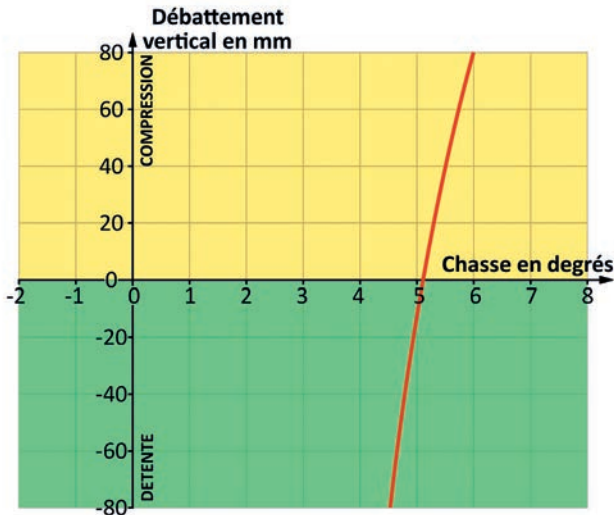


Fig.3.95 Evolution de l'angle de chasse.

- variation de l'angle de carrossage (Cf.fig. 3.96)

Il y a une légère prise de carrossage négatif en compression sur une valeur nominale : $2^{\circ}30'$ déjà conséquente. Par contre, en détente, cet angle se réduit nettement. Cette configuration sera favorable au pneumatique, avec une limite comprise entre 2° et 3° d'angle de roulis du châssis.

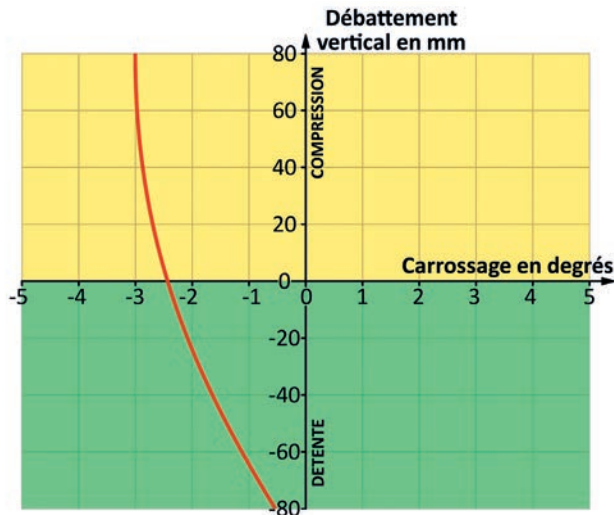


Fig.3.96 Variation de l'angle de carrossage

3°) une autre mesure aisée à réaliser est la variation de l'angle de carrossage en fonction de la course de crémaillère. (Cf. fig. 3.97)

Cette course de crémaillère est directement liée au braquage de la roue. Une valeur positive de la course de crémaillère signifie que la crémaillère sort de son carter. Dans la configuration de la figure, l'axe du carter de direction est placé en arrière de l'axe de l'essieu. Pour la roue avant gauche, une sortie de crémaillère fait tourner la roue sur la droite, en vue de dessus et inversement pour la roue avant droite. Cela correspond à un virage à droite et la roue avant gauche devient la roue chargée par le transfert de charge. Le carrossage négatif initial varie peu. Par contre pour l'autre roue, la variation est importante pour atteindre 3° en détente maximale, valeur quasi symétrique de la valeur nominale. Ces variations, prise de carrossage négatif sur roue extérieure et prise de carrossage positive roue intérieure seront favorables à l'exploitation du pneumatique.

Ces variations seront à combiner avec celles produites par la mise en roulis.

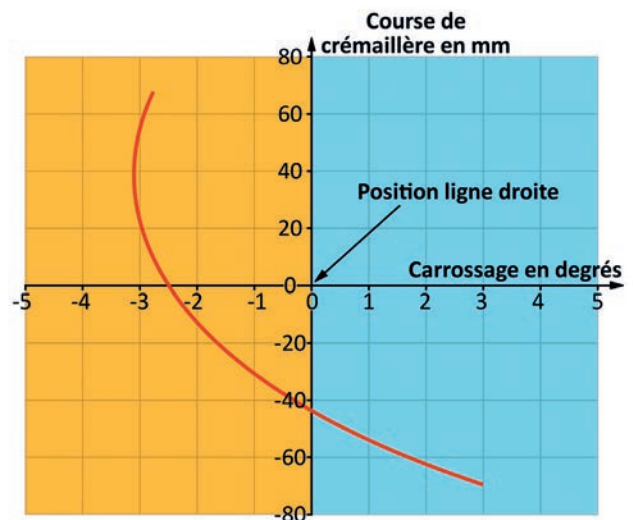


Fig.3.97 Variations de l'angle de carrossage en fonction de la course de crémaillère.

→ 3.2-6 Le déplacement du centre de gravité en roulis

Lors de la mise en roulis, le châssis s'incline vers l'extérieur du virage. (Cf.fig. 3.98) Cette inclinaison induit un déplacement dans le plan transversal du centre de gravité G . Ce déplacement y sera fonction de :

- * la distance entre G et CS et de la variation de cette distance,
- * l'angle de roulis.

Pour certaines configurations d'épure permettant un angle de roulis important, le déplacement de G va accentuer le transfert de charge latéral et modifier la répartition des charges sur les roues. L'incidence sera une modification des conditions de travail du pneumatique.

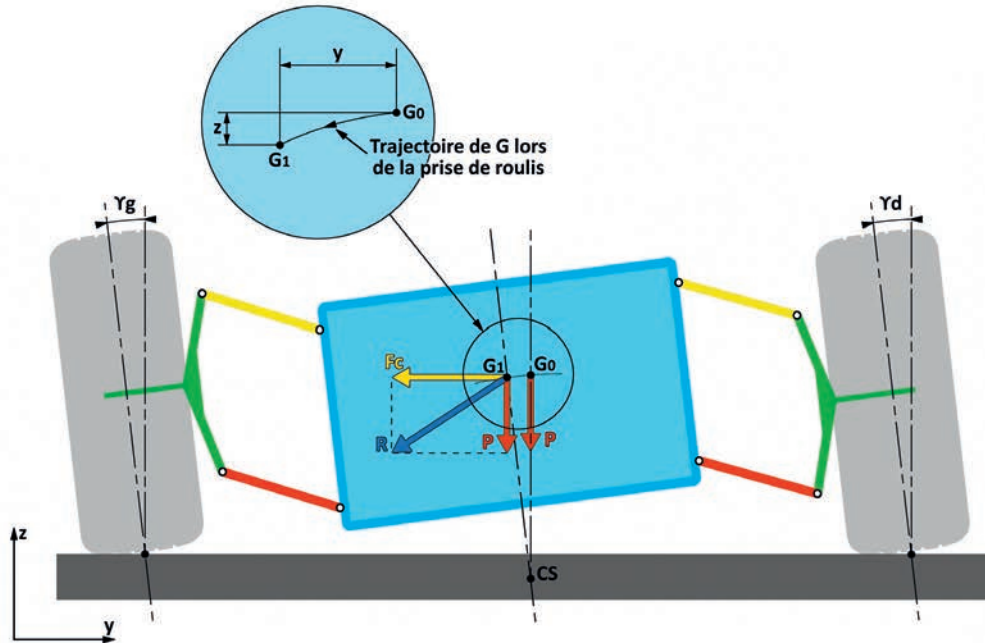


Fig.3.98 Déplacement du centre de gravité en roulis.

Lors de la mise en roulis, CS se déplace, et la distance G - CS va évoluer, modifiant la trajectoire de G (Cf. fig. 3.99).

Sur la figure, G suit initialement la trajectoire (a) et passe de G_0 à G_1 par une rotation autour de CS_0 de rayon G_0 - CS_0 . Mais au fur et à mesure de la rotation CS se déplace pour aboutir en CS_1 . A partir de la position G_1 , le rayon de la rotation sera G_1 - CS_1 , bien supérieur à G_0 - CS_0 et G va suivre la trajectoire (a'). Le bras de levier du moment de roulis va passer de l_1 à l_2 avec $l_2 > l_1$. Dans la réalité, cette évolution est continue et non par tronçon. La configuration de la figure 3.99 est purement théorique dans le but de préciser le phénomène.

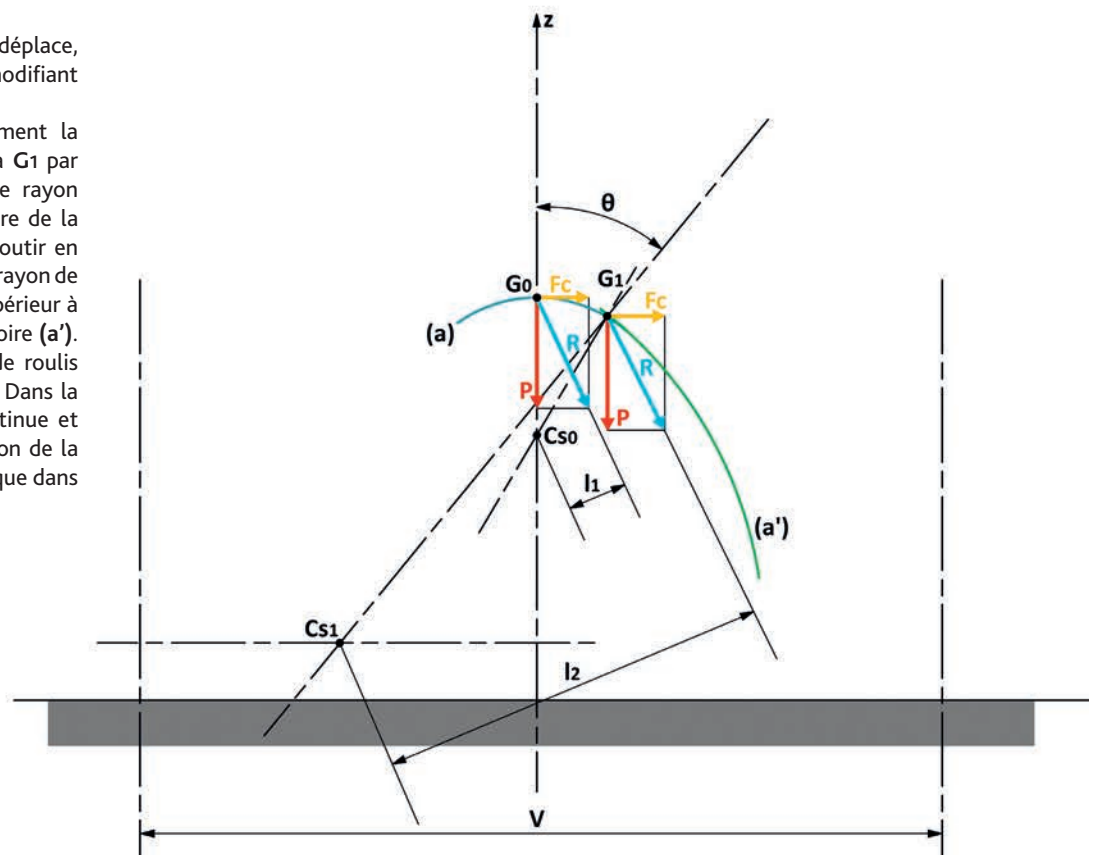


Fig.3.99 Modification de la trajectoire de G en fonction de l'évolution de la position du CS .

→ 3.2-7 Incidence de l'inclinaison de l'axe de roulis

L'axe de roulis relie le centre de roulis de l'essieu avant au centre de roulis de l'essieu arrière. La hauteur de ces centres, donc la position de cet axe dans le plan longitudinal, est le résultat de l'architecture des éléments de guidage. Cette architecture positionne les principaux organes et définit les épures de suspension. Par conséquent, dans la grande majorité des cas, l'axe de roulis fait un angle avec le sol.

Le mouvement de roulis est dépendant de la force centrifuge, donc de la masse suspendue. Aussi, le rôle de l'inclinaison de l'axe de roulis ne peut être dissocié du paramètre lié à la masse donc à l'architecture du véhicule.

Ce paramètre masse est : l'axe principal d'inertie longitudinal. Il s'obtient en « saucissonnant » le véhicule dans le sens de la longueur (Cf. fig. 3.100) : le véhicule est décomposé en volumes correspondant aux grandes fonctions. Chacun de ces volumes a une masse et un centre de gravité. L'axe d'inertie longitudinal sera l'ensemble des droites reliant chacun de ces centres de gravité unitaire. Comme ces centres ne sont pas tous à la même hauteur par rapport au sol, cet axe qui passe par G , centre de gravité général, n'est pas une droite. Pour simplifier, et raisonner à partir d'une droite, nous donnerons une valeur moyenne à l'ensemble pour définir un axe principal d'inertie longitudinal passant par G .

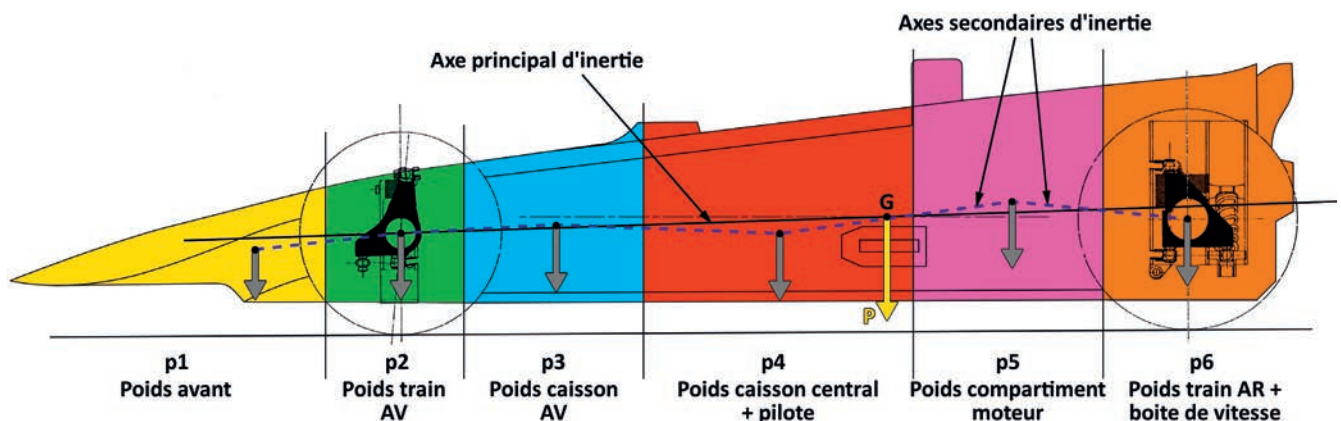


Fig.3.100 Axe principal d'inertie

La position de cet axe d'inertie dans le plan longitudinal est le résultat de l'implantation des différents organes mécaniques, tout au moins les plus pesants. Une voiture de tourisme avec un groupe motopropulseur (GMP) centré sur le train avant (Av) et avec toute une plateforme arrière (Ar) disponible pour la charge, n'aura pas le même axe d'inertie que la même voiture disposant d'une implantation du GMP en porte à faux arrière. Cette position sera également fonction des conditions de charge : conducteur seul ou véhicule au poids total en charge.

Le châssis sera considéré comme infiniment rigide, d'où un axe principal d'inertie gardant une position invariable. Il n'en est pas de même de l'axe de roulis qui va changer de position suivant le mouvement du châssis et du déplacement des centres de roulis.

L'axe de roulis est généralement incliné. Dans le cas de suspensions Av et Ar indépendantes, le concepteur peut choisir la position du centre de roulis de chacun des essieux et son évolution dans l'espace. Par contre dans le cas d'un essieu rigide ou d'un essieu à bras de roue tiré, le choix est imposé.

Pour simplifier et obtenir une première approche, l'effort transversal appliqué en G peut être réparti sur chacun des essieux selon les paramètres de centrage. Dans le plan transversal passant par les axes de roue, nous pouvons positionner le centre de roulis et le centre de masse correspondant. Connaissant l'effort transversal appliqué à chaque essieu, il est possible de définir le moment de roulis de chacun et son évolution au fur et à mesure du mouvement de rotation du châssis. Cela détermine le pourcentage de roulis que supporte chaque essieu ou répartition Av-Ar. Toute différence sollicitera le châssis en torsion.

S'il n'est pas toujours aisé de modifier les paramètres du transfert de charge en virage, nous pouvons essayer d'intervenir sur la répartition Av-Ar, en modifiant la position et le calage de l'axe de roulis.

Il existe trois possibilités :

-1°) l'axe de roulis est « cabreur » (Cf. fig.3.101 a).

Le centre de roulis Av est plus haut que le centre de roulis Ar. C'est systématiquement le cas avec une suspension Av du type Mac

Pherson à bras horizontal et suspension Ar à bras de roue tiré.

Le comportement du véhicule sera fonction de la position relative de cet axe de roulis avec l'axe principal d'inertie. Ce qui se définit par la valeur h . Sur notre figure, l'axe d'inertie est quasiment parallèle à l'axe de roulis. Cela signifie qu'au début du mouvement de rotation du châssis, les moments de roulis seront identiques à l'Av et à l'Ar. Vu l'architecture du train Ar à bras tiré, le CS garde une position fixe au sol, donc h garde une valeur constante. Par contre selon l'épure choisie pour le train Av, ces moments vont se différencier, suite au changement de position de l'axe de roulis.

Cette différenciation va introduire des variations des plans de roue avec pour résultat un mouvement induit de lacet qui va dépendre du sens de ces variations. Si la différence augmente en faveur du train Av, le véhicule aura une tendance sous-vireuse. Inversement, si la différence est en faveur du train Ar, le véhicule aura une tendance sur-vireuse. Avec pour conséquence que roulis et lacet sont alors « couplés » par les changements d'orientation des axes de marche.

-2°) L'axe de roulis est « horizontal » (Cf. fig.3.101 b).

Les deux centres de roulis sont à la même hauteur. Cette configuration présente un intérêt lorsque l'axe d'inertie est lui aussi horizontal. C'est ce cas lorsqu'il y a une répartition de charge équilibrée : 50/50 entre l'Av et l'Ar. Comme précédemment, le comportement du véhicule sera directement lié aux variations d'épure, donc du changement de position des CS de chaque essieu.

Un cas particulier : l'axe de roulis est « au sol » et ne varie pas. C'est le cas avec une suspension Av à double triangle, parallèles et d'égale longueur et une suspension Ar à bras de roue tirée. Le comportement du véhicule va alors dépendre directement de la répartition des masses, mais surtout sera constant pendant toute la phase de mise en roulis.

-3°) L'axe de roulis est « piquer » (Cf. fig.3.101 c).

Le centre Ar est plus haut que le centre Av. Cette configuration est fréquente sur un véhicule à propulsion à essieu Ar rigide. Le CS Ar évolue très peu et le comportement du véhicule sera tributaire de l'épure du train Av.

3

LES MOUVEMENTS DU VÉHICULE

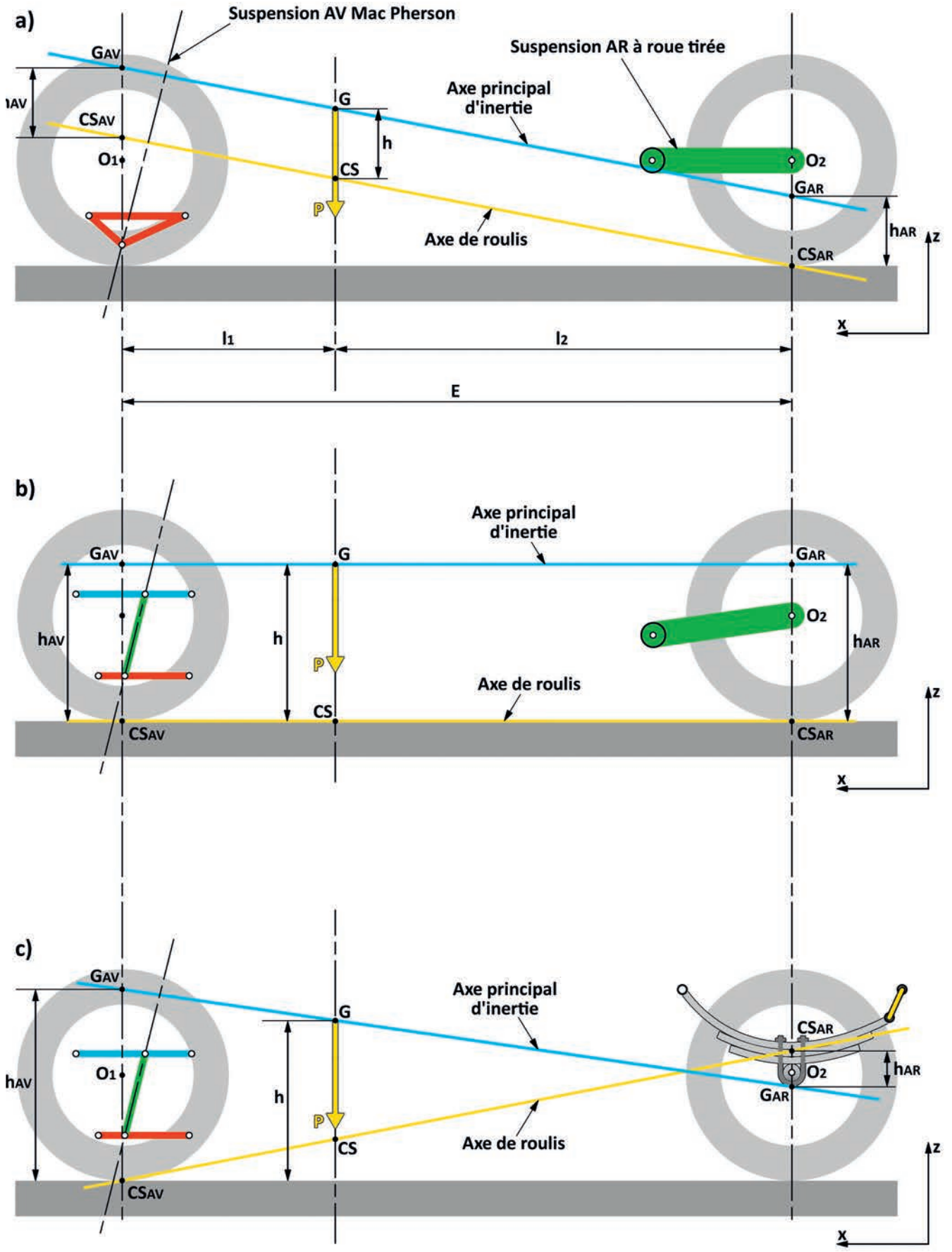


Fig. 3.101 Position relative de l'axe de roulis et de l'axe principal d'inertie.

Sur la figure 3.102 il a été représenté un exemple du mouvement de l'axe de roulis lors d'un virage. L'essieu Ar est à bras de roue tirée, donc à hauteur de CS constante. Le système de guidage Av dispose d'une épure provoquant le déplacement du CS donc

de l'axe de roulis, et une augmentation de la distance CS-G. Le mouvement de roulis induit un décalage entre l'axe « physique » du châssis et l'axe défini par les contacts au sol.

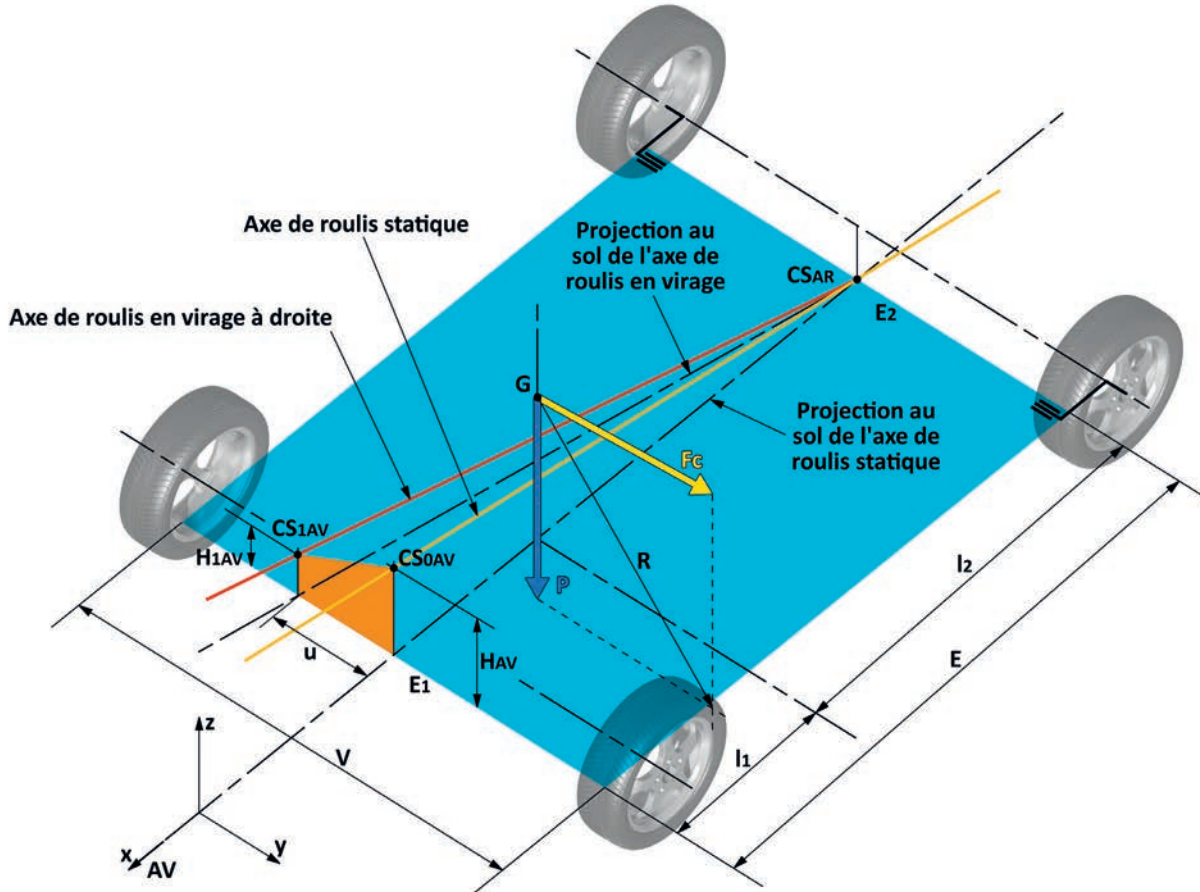


Fig.3.102 Exemple d'évolution de la position de l'axe de roulis en virage.

→ 3.2-8 Incidence du roulis sur le carrossage (Cf. fig. 3.103)

La rotation du châssis d'angle θ autour de l'axe de roulis va provoquer, par rapport au sol, une modification de la position des plans de roue. Ils vont suivre la rotation du véhicule et ainsi induire à la fois une modification de voie et une modification de carrossage. Connaissant l'épure de suspension, il est possible de choisir un carrossage initial, souvent négatif, pour que dans un virage donné, l'angle de roulis compense ce carrossage négatif. Ainsi, dans le virage, le pneumatique se trouve dans une position optimale de travail avec la plus grande surface au sol possible. Carrossage et roulis sont alors couplés.

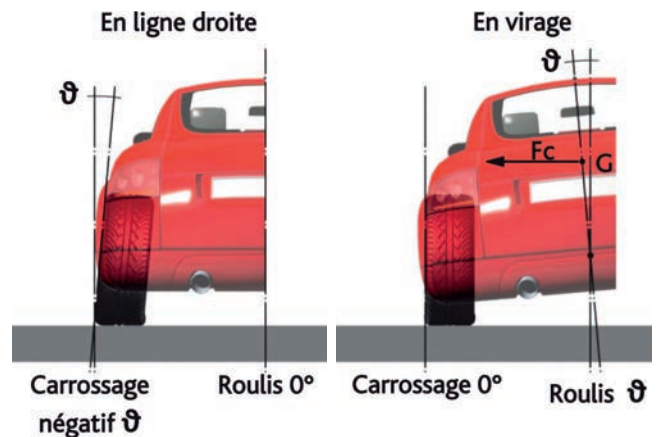


Fig. 3.103 Incidence du roulis sur le carrossage.

→ 3.2-9 L'effet «d'ascenseur» (Cf. fig. 3.104 et 3.105)

Considérons la droite RS-CS, tout effort appliqué selon cette droite sera directement appliqué au châssis et ne provoquera aucun mouvement de rotation puisqu'il passe par le centre de rotation.

Pour prendre son virage, notre véhicule aura besoin d'une réaction d'adhérence transversale au niveau du sol. Cette réaction se répartit sur chacune des roues en fonction du poids appliqué et du coefficient d'adhérence. Soit F_{yg} et F_{yd} les réactions d'adhérence transversales sur un essieu. Ces réactions sont dans le plan du sol et appliquées au centre de la zone de contact du pneumatique.

Chaque réaction peut se décomposer suivant une composante verticale ΔP , positionnée au centre de la zone de contact du pneumatique avec le sol et une composante R_g , suivant la droite RS-CS. La valeur de ces composantes sera fonction de l'angle γ donc de la hauteur du CS0 par rapport au sol. En ramenant ces composantes au point CS, nous constatons que ΔP_g et ΔP_d sont de sens opposé et que $\Delta P_d > \Delta P_g$. La résultante est dirigée vers le bas. La mise en roulis, dans ce cas de figure, va abaisser l'assiette du véhicule.

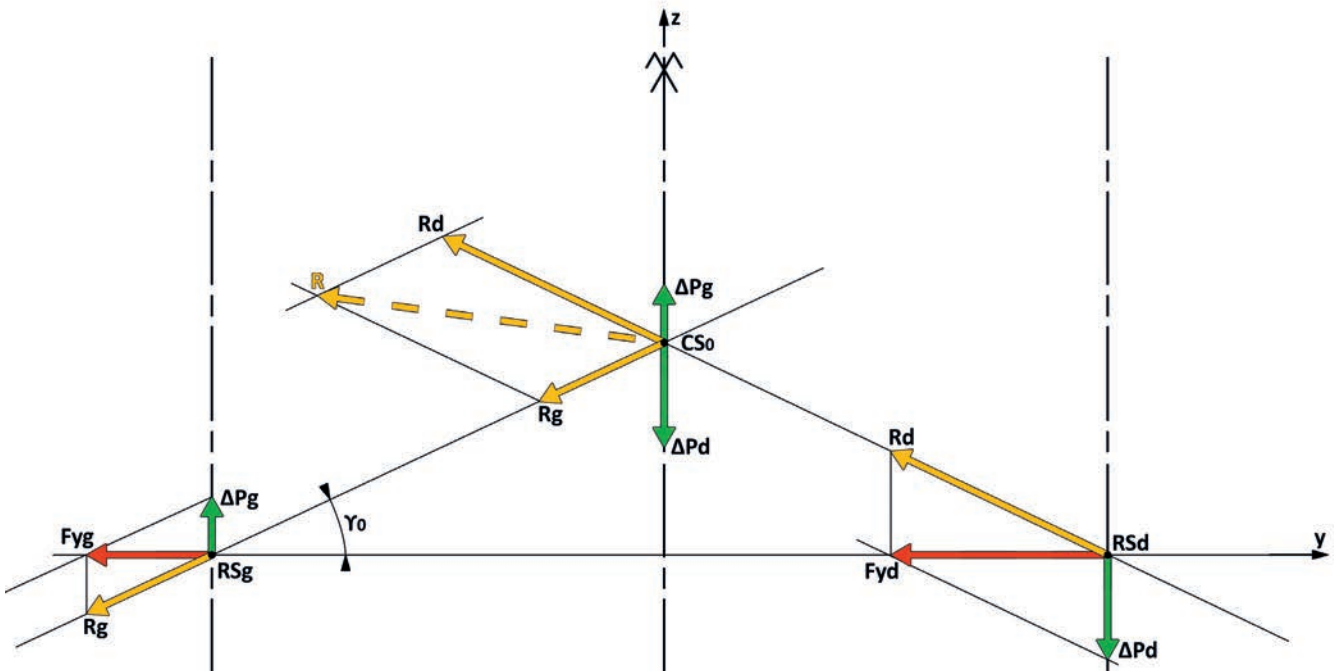


Fig.3.104 Effet « d'ascenseur ». Position de départ.

La figure 3.105 montre la situation avec une mise en roulis stabilisée. Le CS s'est déplacé en CS1, $\gamma_1 < \gamma_0$. Les valeurs ΔP_d et ΔP_g se sont équilibrées, l'assiette se stabilise.

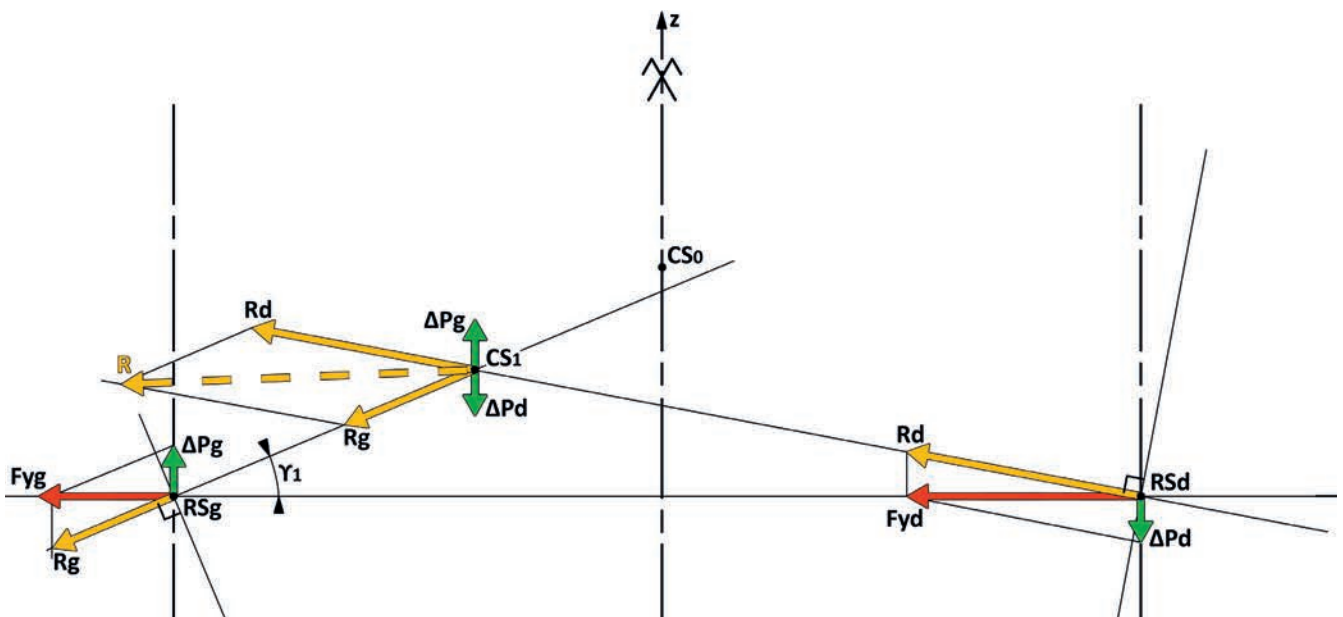


Fig.3.105 Effet « d'ascenseur ». Position en roulis établi.

Selon la géométrie adoptée pour l'essieu, le phénomène inverse peut se produire, le véhicule peut se lever. C'est souvent le cas avec un essieu à bras oscillant. Le paramètre prioritaire sera l'angle γ . Plus sa valeur sera élevée, plus grand sera ΔP . D'où l'intérêt de disposer d'un RC éloigné et près du sol.

→ 3.2-10 Compatibilité de la « troisième barre » (Cf. fig. 3.106)

Quel que soit le système de guidage utilisé, il sera nécessaire d'inclure une troisième barre dans le système. Cette troisième barre sera la biellette de direction pour un essieu avant directeur et l'arbre de transmission pour l'essieu moteur. Dans le cas d'un véhicule à traction avant, l'essieu devra cumuler et intégrer la biellette de direction et l'arbre de transmission.

Cette biellette, ou cet arbre, représente une barre traversant notre quadrilatère déformable. Lors du mouvement, cette barre va interférer sur le mouvement. Donc pour éviter ces interférences, elle sera positionnée de façon à éviter toute perturbation.

La détermination de la longueur de cette troisième barre procurant le moins de gêne possible dans le mouvement, utilise le principe de la droite de **Bobillier**.

a) Pour la biellette de direction, le concepteur dispose de quelques libertés. Au chapitre 3.1, nous avons précisé l'incidence des braquages induits, aussi il sera recherché de positionner cette biellette :

- soit où elle procurera le minimum de braquage induit. Pour cela cette biellette sera positionnée dans le plan horizontal contenant l'un des bras, **b** ou **B**. La longueur de la biellette de direction se rapprochera de la longueur du bras correspondant (Cf. fig. 3.106). La rotule en sortie de crémaillère est dans l'axe d'implantation du bras triangulé. Côté roue, tout en restant dans le plan, la rotule de biellette n'est pas sur la parallèle à l'axe d'implantation du bras. L'écart correspond à l'angle du levier de direction de l'épure de **Jeantaud**.
- soit dans un autre plan, défini pour obtenir des braquages induits choisis (Cf. fig.3.107).

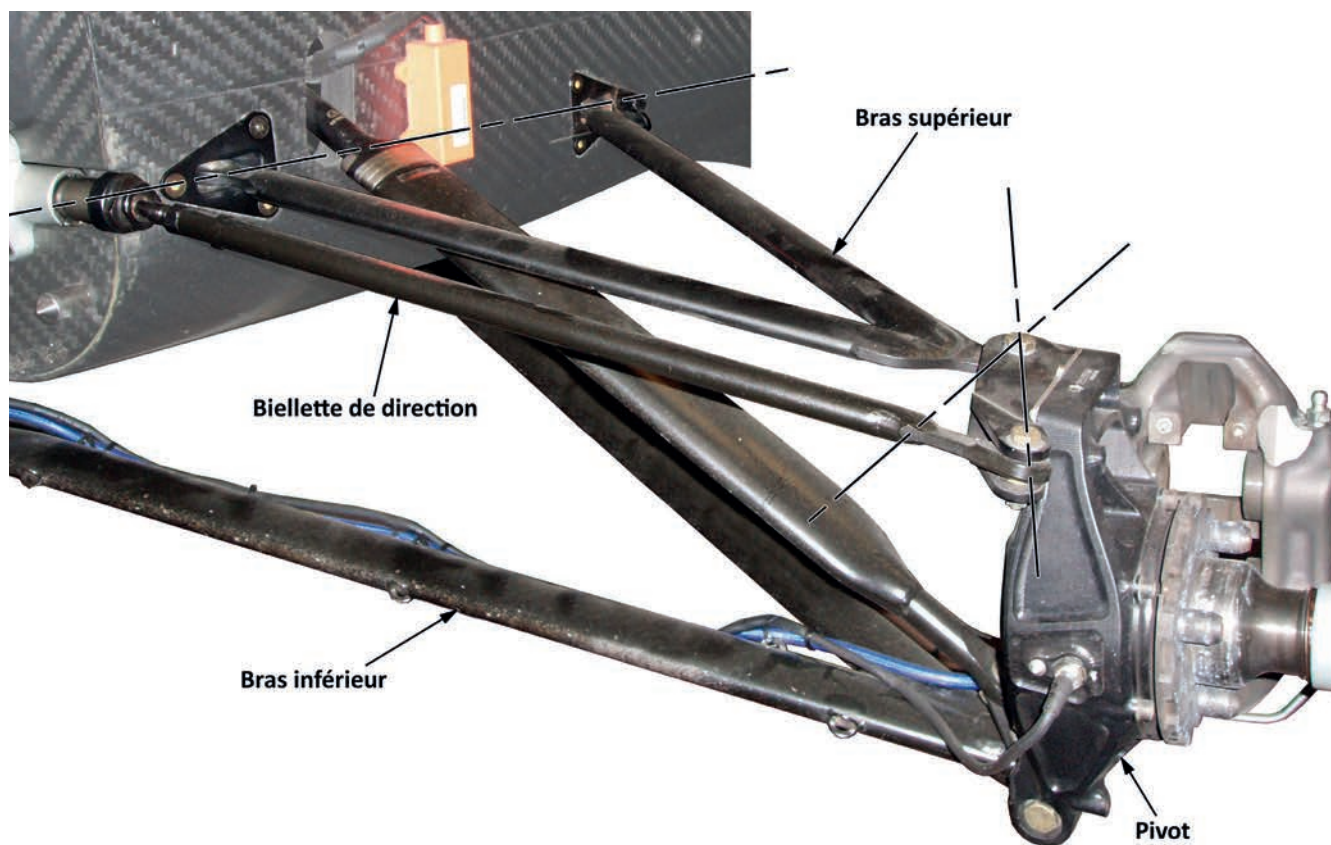


Fig. 3.106 Biellette de direction dans le plan du bras supérieur.

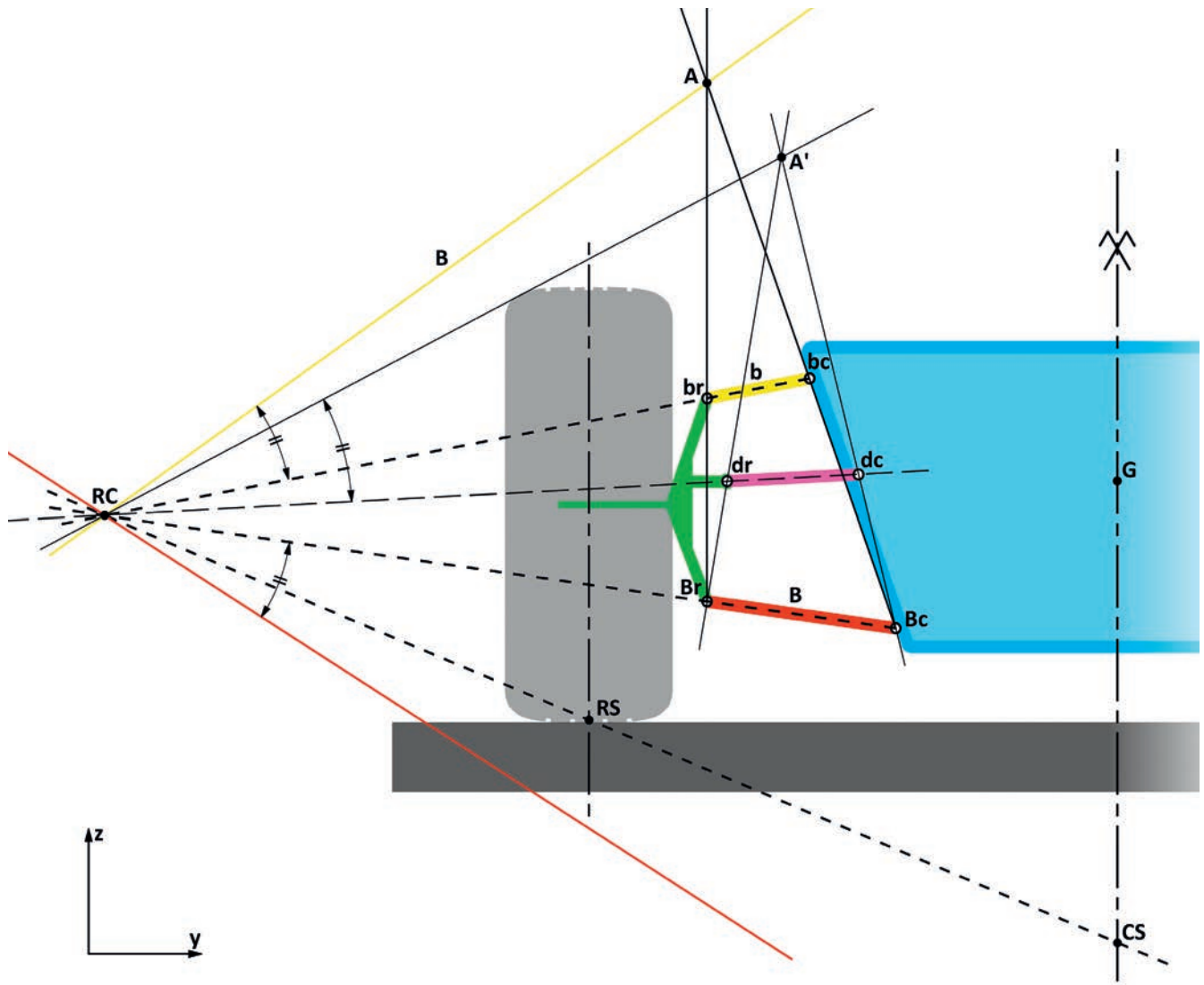


Fig.3.107 Détermination de la troisième barre :
Exemple de la biellette de direction dans un système à quadrilatère déformable.

Le point dr , articulation de la biellette de direction côté roue, est défini par l'épure de **Jeantaud**. Sa position en hauteur est au choix du concepteur. Il nous reste à trouver la position de dc , articulation de la biellette côté châssis, pour limiter les braquages induits. Une condition sera que la direction de la droite $dr-dc$ passe par RC . Par

le report de l'angle que fait la droite de Bobillier avec la direction de $br-bc$, sur la droite $dr-dc$, nous obtenons une nouvelle droite de Bobillier qui va croiser la droite $Br-dr$ en A' . dc se trouve à l'intersection de la droite $Bc-A'$ avec la direction de $dr-dc$.

b) Pour l'arbre de transmission, sa position dans la voiture est imposée par l'arbre de sortie de boîte de vitesse ou de pont et par l'axe de rotation de la roue. Il ne sera donc possible de jouer que sur la longueur, pour éviter un blocage des mouvements de suspension. Sinon, il sera impératif de monter sur la transmission un système permettant une variation de longueur, système inclus dans le joint de transmission ou sur l'axe sous forme d'une coulisse cannelée.

Nous reprendrons la construction utilisée pour un système Mac Pherson (Cf. fig. 3.108). Tr est l'articulation de la transmission dans la roue. Sa position ne peut varier. La direction de l'arbre

de transmission, droite $Tr-Tc$ est connue, imposée par la roue et la sortie de boîte. En reportant l'angle délimité par les droites : $Br-Bc$ et la droite de Bobillier B sur la droite $Tr-Tc$, nous définissons une nouvelle droite de Bobillier B' . En menant de Tr une parallèle à la perpendiculaire à la coulisse, l'intersection avec la droite B' va définir un point A' . L'intersection de la droite $bc-A'$ avec la direction $Tr-Tc$ définit la position de la sortie de boîte Tc pour qu'il n'y ait pas de variations de longueur lors des débattements de suspension. A noter que la droite $Tr-Tc$ passe par Rc .

Dans la réalité, ce point Tc est un compromis imposé par l'architecture du véhicule.

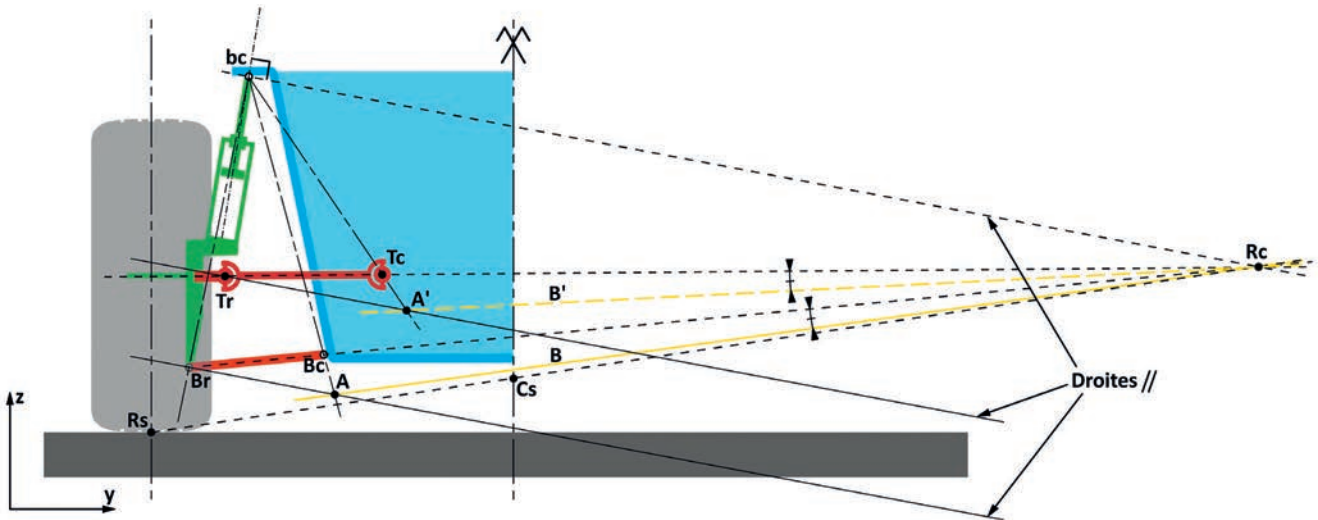


Fig.3.108 Détermination de la troisième barre. Exemple de l'arbre de transmission avec un système Mac Pherson.

→3.2-11 Les coefficients liés au mouvement de roulis

Nous venons de voir que le déplacement du châssis lors du mouvement de roulis modifiait la position des plans de roue, avec des conséquences sur le comportement du véhicule. Il est donc utile de chiffrer l'implication de l'angle de roulis dans les variations de la position des plans de roue. D'où l'utilisation de coefficients qui sont des ratios entre une grandeur perturbatrice et son résultat sur la géométrie de l'essieu. Ce sont :

- Le coefficient de carrossage dû au roulis :

$$Ccr = \frac{\Delta Y}{\Delta \theta}$$

soit la variation de l'angle de carrossage en degré, en fonction de la variation de l'angle de roulis en degrés. Cela peut aussi s'exprimer par la fonction : $\Delta Y = f(\Delta \theta)$, et donner lieu au tracé d'une courbe.

- Le coefficient de braquage induit par le roulis :

$$Cbr = \frac{\Delta \text{parallélisme}}{\Delta \theta}$$

soit la variation du parallélisme de l'essieu en degrés ou millimètres en fonction de la variation de l'angle de roulis en degré. Ce qui correspond à la déviation de l'axe

de marche de l'essieu considéré en fonction du roulis. Cela peut aussi s'exprimer par la fonction : $\Delta \text{parallélisme} = f(\Delta \theta)$.

Ces deux derniers coefficients peuvent aussi s'exprimer en fonction de l'effort latéral Fy :

- Le coefficient de carrossage en fonction de l'effort latéral :

$$Ccf = \frac{\Delta Y}{Fy}$$

soit la variation de l'angle de carrossage en degré en fonction de l'effort latéral en daN. Cet effort latéral sera l'effort centrifuge : $Fc = \frac{MV^2}{R}$, appliqué en G.

- Le coefficient de braquage induit en fonction de l'effort latéral : $Cbf = \frac{\Delta \text{parallélisme}}{\Delta Fy}$, soit la variation du parallélisme

à l'essieu en degrés ou millimètres en fonction de la variation de l'effort latéral.

Ces deux derniers coefficients peuvent également s'écrire sous la forme : $\Delta \text{parallélisme} = f(\Delta Fy)$ et $\Delta \text{parallélisme} = f(\Delta Y)$ et donner lieu au tracé d'une courbe.

→3.2-12 La retenue en roulis

L'angle de roulis pris par le châssis dans un virage est un désagrément pour :

- le confort des passagers,
- le comportement du véhicule par les variations induites du plan de roue.

Selon l'application du véhicule, il sera nécessaire de limiter cet angle. Pour cela nous aurons plusieurs modes de retenue limitant

l'angle de roulis :

- a) une retenue « géométrique », par réduction de la hauteur h (Cf. § 3.2-3 c).
- b) une retenue « élastique » par l'intervention des ressorts de suspension et éventuellement d'une barre anti-roulis. A noter que dans le mouvement l'amortisseur intervient également (Cf. fig. 3.109).

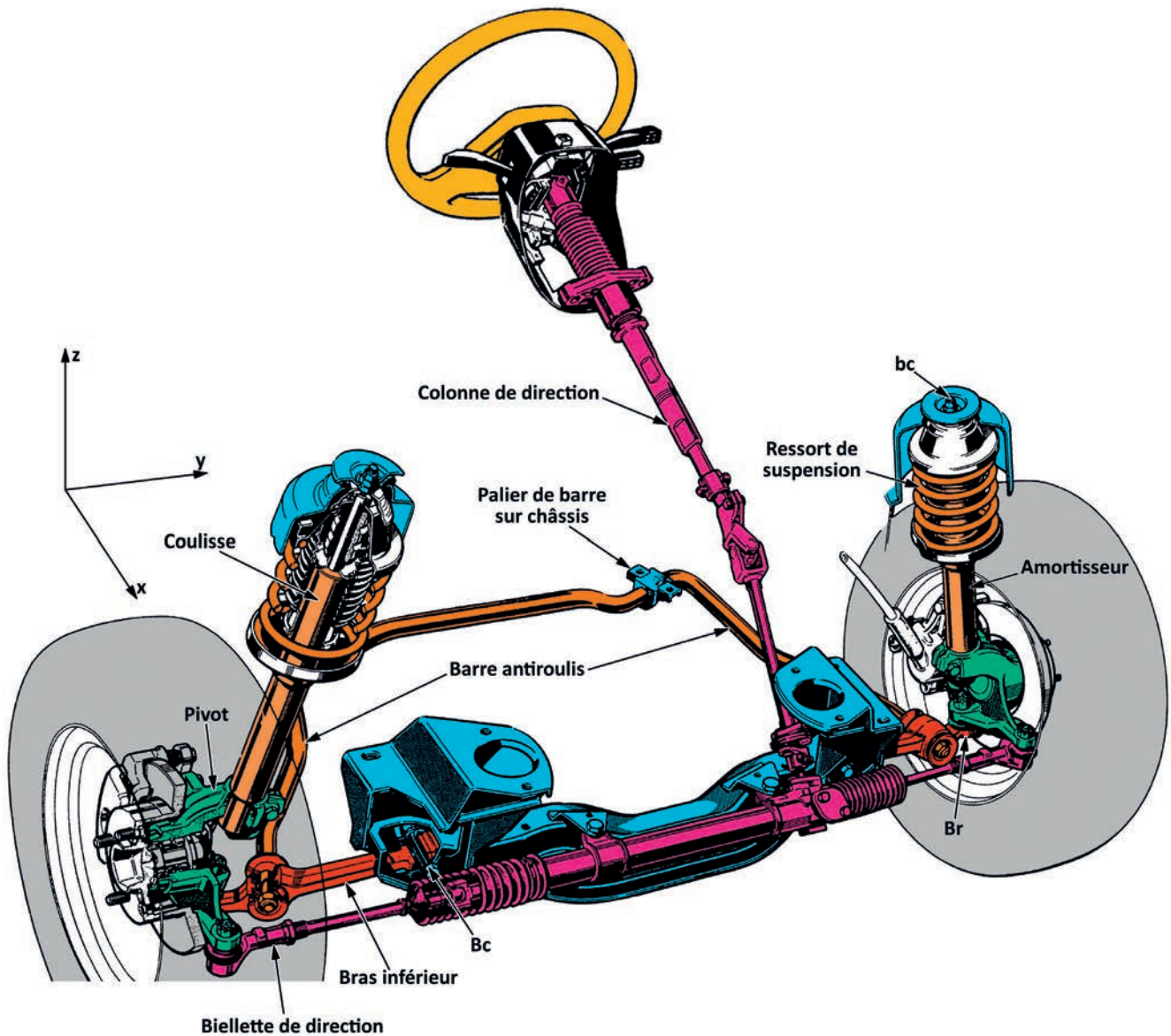


Fig.3.109 Implantation des retenues de roulis « élastiques » sur un système Mac Pherson. (Cf. § 3.2-4)

c) Une retenue par « Inter-connexion ».

Il s'agit de connecter rigidement les deux demi-trains par un système de basculeur et de biellettes de connexion (Cf. fig.3.110). Dans un tel montage, lorsqu'une roue aura tendance à monter, la connexion va automatiquement lever l'autre roue. Il en est de même si la roue descend. Cette connexion est totalement neutre lors d'un mouvement de pompage pur.

Une évolution de ce système consiste à remplacer la biellette centrale de connexion par un amortisseur. Nous avons alors un amortissement du seul mouvement de roulis. Contrairement à la connexion rigide, il y aura un mouvement de roulis, mais freiné par l'amortisseur.

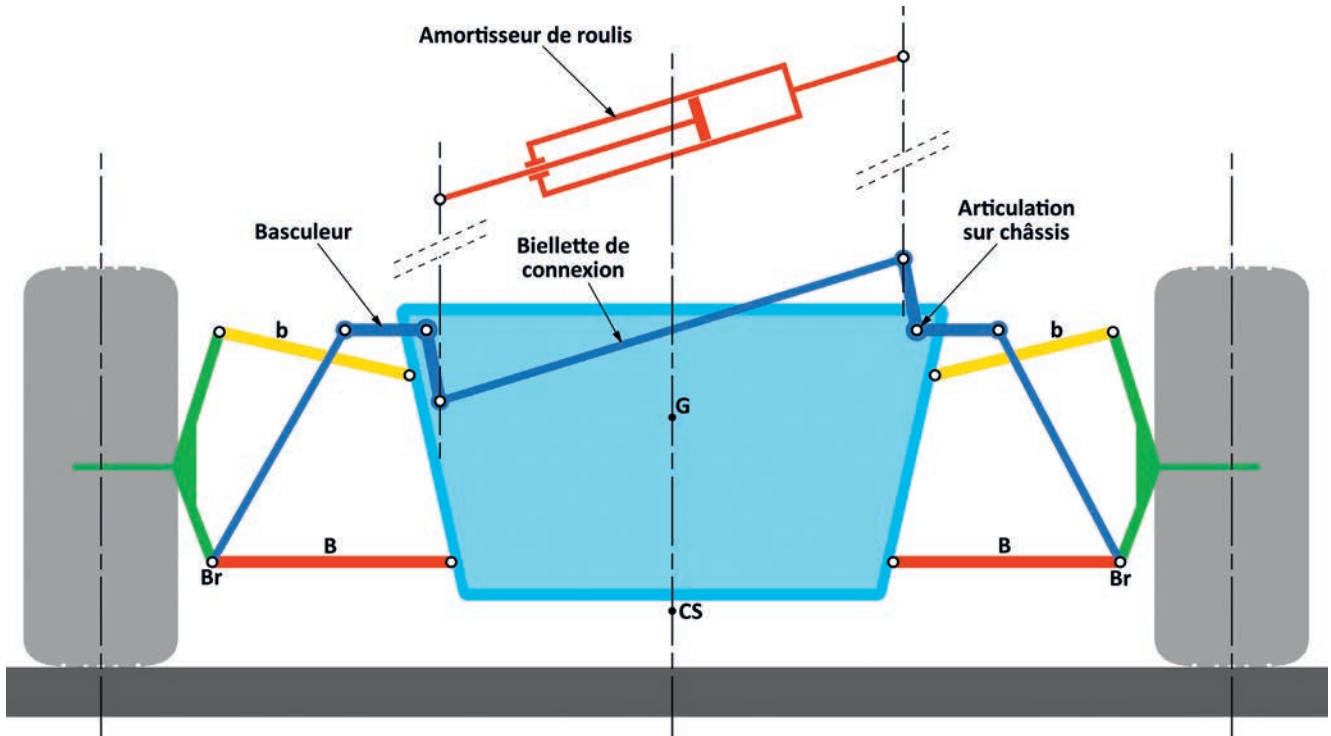


Fig.3.110 Système de retenue en roulis par Inter-connexion.

→ 3.3 MOUVEMENT DANS LE PLAN XGZ : LE GALOP

→ 3.3-1 Description

En se rapportant à notre trièdre de référence (Cf. §2.3), cela concerne :

a) Une **translation** selon l'axe Gx : **l'avance**.

Il est nécessaire de distinguer : l'avance du véhicule qui est son déplacement par rapport au sol, des mouvements « élastiques » des éléments de guidage qui se déforment sous efforts. Nous l'examinerons spécifiquement dans un chapitre intitulé : élastocinématique (Cf. § 4).

Cette translation sera le résultat d'application au sol : soit d'un effort d'accélération, pour la mise en vitesse, soit inversement d'un effort retardateur ou de freinage pour la réduire.

b) Une **rotation** autour d'un axe transversal parallèle à Gy : le **galop**.

Ce chapitre 3.3 sera consacré essentiellement au mouvement de galop.

Dans le plan longitudinal, l'élasticité du pneumatique n'intervient que très faiblement et nous n'en tiendrons pas compte.

Le véhicule est réputé symétrique et soumis à des réactions identiques sur chacune des roues d'un même essieu. Aussi pour

l'étude du mouvement dans le plan longitudinal, nous reprendrons le principe qui, au chapitre 3.2, nous a fait définir la « bicyclette ». Le véhicule sera compacté, roue droite et roue gauche ne faisant qu'une et représentant un essieu dans le plan de symétrie du véhicule : l'appellation Av correspond à la superposition de la roue AvD et de la roue AvG . Il en sera de même pour l'essieu Ar .

→ 3.3-2 Le centrage longitudinal

Dans le plan longitudinal, le centrage des masses est fonction de l'architecture du véhicule et de l'implantation des organes mécaniques. Le poids P , centré en G , se répartit sur les essieux selon les paramètres de centrage l_1 et l_2 , distances respectivement : l_1 de G à l'essieu Av et l_2 de G à l'essieu Ar (Cf.fig. 3.111).

A l'arrêt, le véhicule prend une attitude qui correspond à un équilibre des masses respectivement sur les suspensions Av et Ar . Un véhicule disposant d'un moteur Av et d'une traction Av aura un centrage porté vers l'essieu Av , en général $2/3$ du poids total sur l' Av et $1/3$ sur l' Ar . Ce sera l'inverse pour une propulsion disposant d'un moteur à l' Ar .

Mais dès que le véhicule roule, cette attitude change. Par exemple, lors des phases d'accélération, les efforts moteurs doivent équilibrer les résistances à l'avancement. Tous ces efforts n'ont pas les mêmes lignes d'action, ce qui entraîne des transferts de charge appliqués aux roues. Ces transferts modifient l'attitude du véhicule.

En tenant compte lors du roulage de la succession des temps d'accélération et des temps de freinage, l'attitude du véhicule dans le plan longitudinal est en perpétuelle évolution.

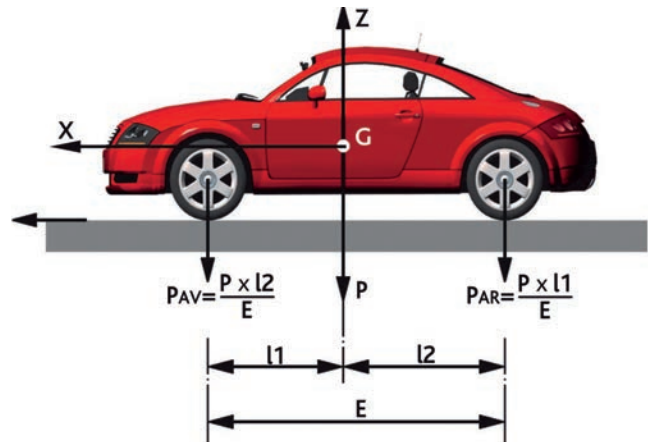


Fig.3.111 Le centrage longitudinal.

→ 3.3.3 L'effet des efforts longitudinaux : le galop

Considérons notre véhicule dans le plan longitudinal xGz .

Dans ce plan, lors des phases de roulage, notre véhicule sera soumis à différents efforts :

a) Un effort longitudinal lors des phases d'accélération

L'effort moteur appliqué dans la zone de contact du pneumatique sur le sol, est : $F_a = M \times \gamma_a$, avec M = masse du véhicule et γ_a = accélération du véhicule. Cet effort moteur, transmis par les roues motrices va créer une réaction d'inertie R_a égale et opposée, appliquée en G . F_a et la réaction R_a ne se trouvant pas sur le même axe vont composer un couple.

Ce couple va générer un transfert de charge ΔP d'un essieu sur l'autre. La variation de charge, positive ou négative, induite par ce transfert va agir sur les organes élastiques de suspension et modifier la hauteur du véhicule au niveau de chaque essieu. Le résultat est une rotation autour d'un axe perpendiculaire au plan de la figure. L' Av du véhicule va se lever et l' Ar se baisser. Nous appellerons ce mouvement : le « cabrage ». La suite de ce § a pour but de définir la position de cet axe de rotation en fonction de la géométrie des systèmes de guidage utilisés.

Le transfert de charge, est fonction de la hauteur du centre de gravité et de l'empattement, distance longitudinale entre les essieux Av et Ar (Cf. fig 3.112). L'essieu Ar va se charger, alors que l'essieu Av se décharge de la même valeur : $\Delta P = \frac{R_a \times h}{E}$

Nous verrons plus loin que transfert et rotation sont deux phénomènes couplés mais distincts. Le transfert est directement lié à l'architecture du véhicule alors que la rotation est le résultat d'une réaction géométrique et élastique. A noter qu'il peut exister un transfert sans qu'il y ait nécessairement rotation. C'est le cas d'un kart, et de tout véhicule sans suspension.

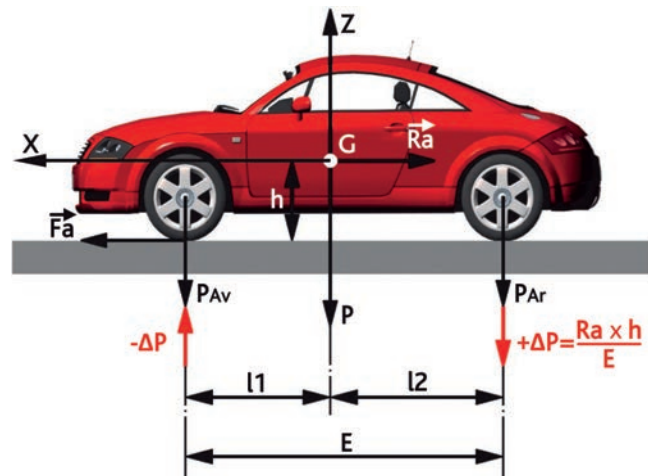


Fig.3.112 Transfert de charge en accélération.
Cas d'une traction Av .

b) Un effort longitudinal de même nature, mais opposé lors des phases de freinage. (Cf. fig.3.113)

Notre véhicule est équipé de freins sur les quatre roues, d'où un effort $FfAv$ sur l'essieu Av et $FfAr$ sur l'essieu Ar. La réaction d'inertie sera Rf appliquée en G.

Le transfert de charge provoque une surcharge de l'essieu Av et une réduction de charge sur l'Ar, selon le même principe que lors d'une accélération.

Sous l'effet de la surcharge, l'Av du véhicule va s'abaisser et l'arrière se lever, nous appellerons ce mouvement : la « plongée »

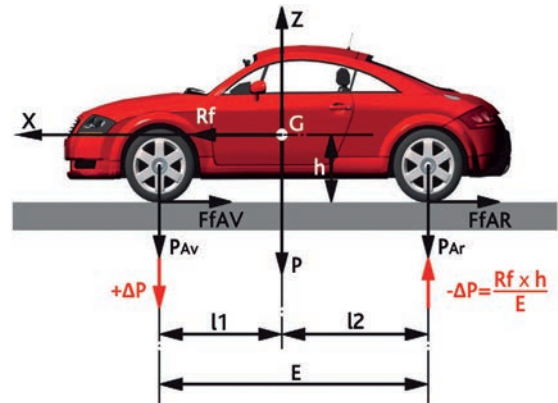


Fig.3.113 Transfert de charge au freinage.

c) Un effort vertical

Lorsque le véhicule passe un obstacle défini par sa hauteur au-dessus du sol, il subit une action extérieure (Cf. fig. 3.114). Il passe cet obstacle d'abord avec l'essieu Av et lorsque la roue va l'aborder, il se produira une compression de l'élément élastique de

la suspension. Cette compression va se transmettre au châssis qui, par réaction, va se lever. L'Av du véhicule se soulève, il se cabre, et génère une rotation autour d'un point appelé « centre de percussion » de l'essieu Av.



Fig. 3.114 Mouvement de galop.

Il en sera de même pour l'essieu Ar, lorsqu'il franchira l'obstacle après un temps t , dépendant de l'empattement E et de la vitesse V du véhicule. Il a alors un mouvement de rotation autour du centre de percussion correspondant à l'essieu Ar. L'Ar du véhicule se lève et en se levant provoque la plongée de l'Av.

Le galop est cette succession de mouvements de cabrage et de plongée. Cette appellation est directement inspirée du mouvement d'un cheval.

Ensuite, une fois passé l'obstacle, selon les éléments de guidage et les caractéristiques élastiques de la suspension, le mouvement résultant du véhicule sera une combinaison d'un mouvement vertical de pompage et d'un mouvement de rotation, le galop autour d'un axe de rotation résultant.

→ 3.3-4 Implantation du système de guidage sur le châssis

Pour maintenir un guidage longitudinal de la roue, nos bras disposent de points d'ancrage, sur le châssis. Parmi les différents systèmes de guidage, nous en examinerons deux :

a) Le système à quadrilatère déformable présentant deux bras superposés (Cf. fig. 3.115)

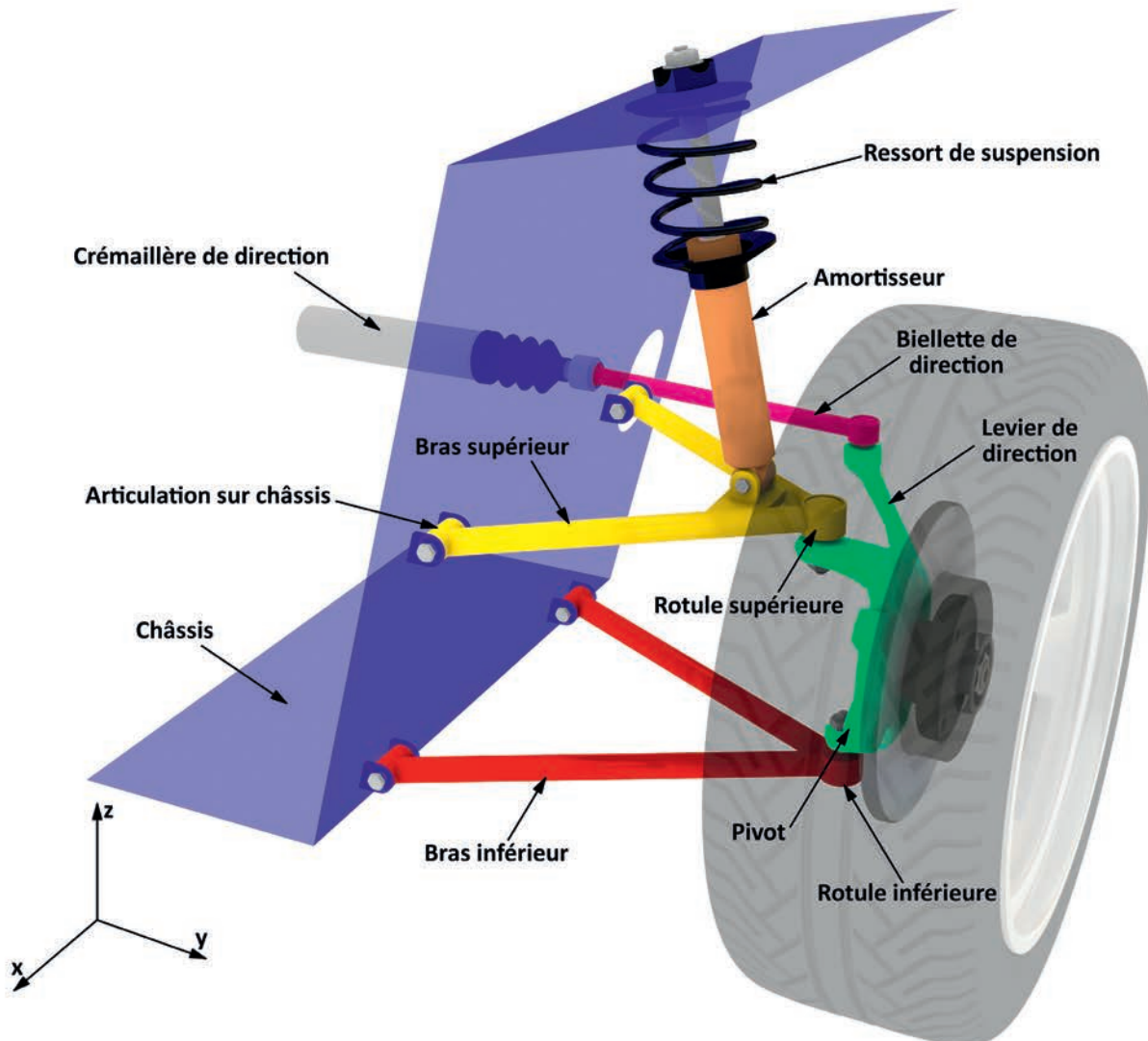


Fig. 3.115 Architecture générale d'un système à quadrilatère déformable appliqué à un essieu directeur.

Les quatre côtés sont formés par : le châssis, le bras supérieur, le pivot et le bras inférieur. Pour la compréhension du mouvement de galop, nous examinerons plus particulièrement l'ancrage des bras sur le châssis.

Sur la figure 3.116 représentant l'exemple d'un bras d'essieu directeur, l'ancrage sur le châssis se fait par les points **1** et **2** qui peuvent être des articulations cylindriques ou des rotules. Ce sont

ces articulations, projetées sur le plan transversal yGz , que nous appelons bc pour le bras supérieur et Bc pour le bras inférieur dans le chapitre 3.2.

Chaque bras dispose d'une implantation de distance l sur le châssis. Dans le plan longitudinal, l'axe reliant les points **1** et **2** peut être horizontal ou prendre un angle d'inclinaison par rapport au sol.

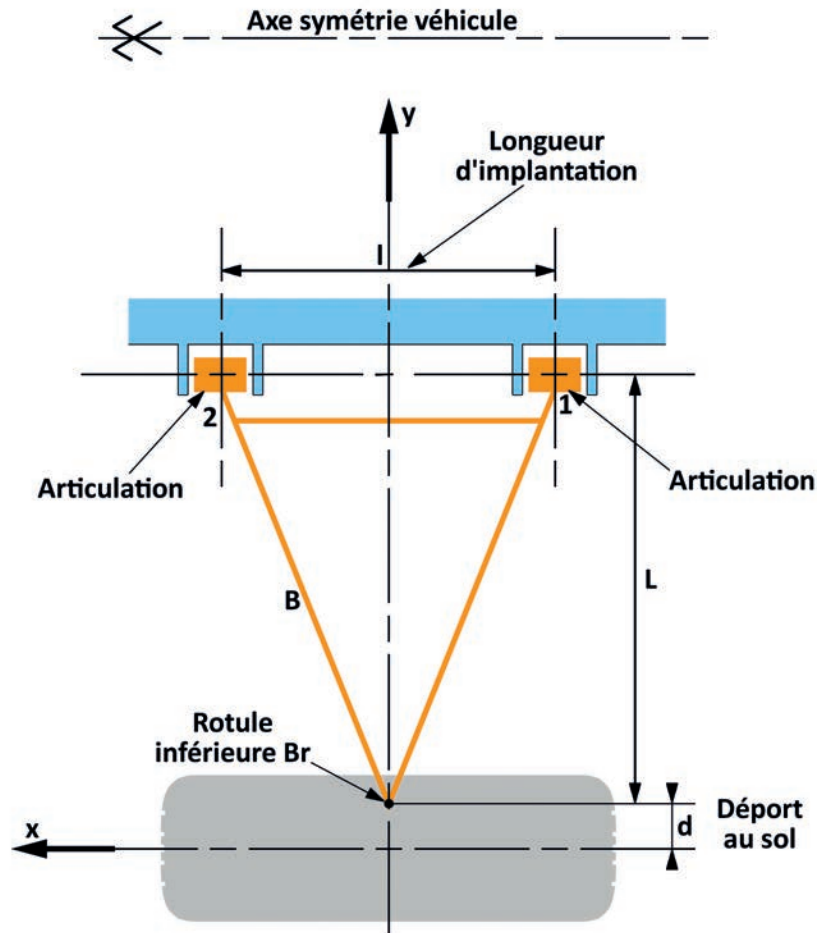


Fig. 3.116 Implantation d'un bras d'essieu directeur sur le châssis.

b) Le système à « bras de roue tirée »

Ce système est généralement utilisé sur un essieu Ar. (Cf. fig. 3.117).

La fusée de roue est ancrée dans un bras. Ce bras est articulé directement sur le châssis ou dans une traverse perpendiculaire à l'axe de symétrie du véhicule.

L'articulation du bras sur le châssis est le CiR de la roue par rapport au châssis.

De construction simple et peu encombrante, ce système est très utilisé sur les véhicules à traction, car il laisse un grand volume disponible pour l'habitacle et le coffre. Son principe assure un bon confort lors du passage d'obstacles.

L'articulation du bras peut aussi se faire sur une traverse implantée sur le châssis (Cf. fig. 3.118).

Une autre possibilité, l'articulation du bras sur la traverse est réalisée par un axe solide du bras et tourillonnant dans la traverse.

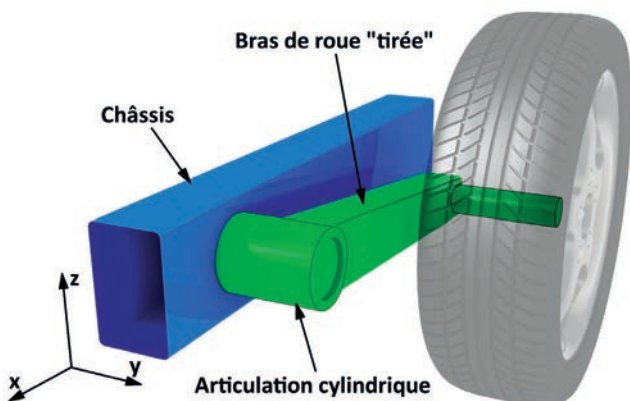


Fig. 3.117 Bras de roue tirée.

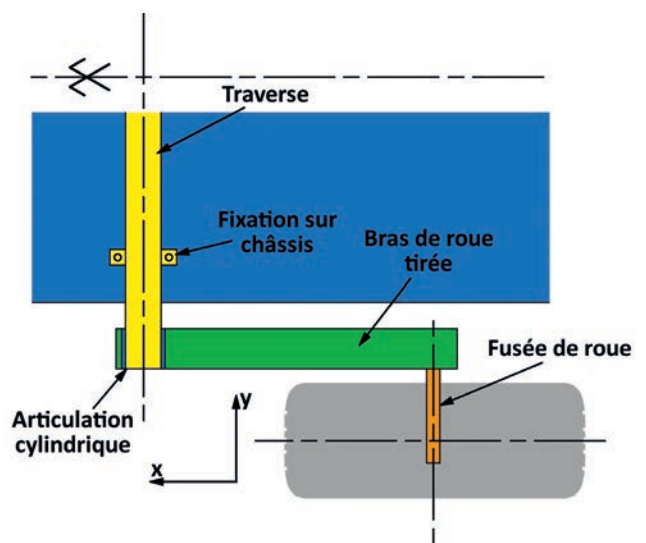


Fig. 3.118 Bras de roue tirée, vue de dessus.

Autour de ce principe de base, de nombreuses variantes sont possibles en inclinant l'axe d'articulation du bras sur le châssis, dans le plan horizontal xGy et/ou dans le plan transversal yGz . Le plan de roue ne se déplace plus dans un plan vertical mais suit une portion de cône.

Le principe de ce système peut être utilisé sur un essieu Av. Le bras est alors retourné avec une articulation sur traverse positionnée en Ar de l'axe de roue. Le système est alors à « bras de roue poussée ». Nous retrouverons ce montage dans un prochain chapitre avec l'exemple de la 2CV Citroën.

Ce système présente une particularité : au freinage comme en accélération, le bras va débattre par rapport au châssis. Simulons ce débattement par une rotation autour de son articulation sur le châssis considéré comme fixe. Nous constatons :

- Un déplacement de R_s , qui induit une variation de l'empattement. Cette variation est différente en plongée lors du freinage ou en cabrage lors de l'accélération. (Cf. fig. 3.119) Cette différence est fonction du calage initial du bras. La droite T, perpendiculaire à l'axe R_s -CiRAV est la tangente à la trajectoire de R_s . Plus T se rapproche de l'horizontale, plus la variation d'empattement sera importante.
- Comme R_s , CiR de la roue par rapport au sol, se déplace par rapport au CiR Av, l'axe R_s -CiRAV va changer de direction, avec pour conséquence un déplacement du centre de galop CiRcs.

→ 3.3-4 Le franchissement d'un obstacle par une roue

Pour que la roue garde un potentiel d'adhérence, elle doit suivre fidèlement le profil de la route. Cette route est rarement parfaitement uniforme. Elle est une succession de déformations voire d'obstacles et chacune de ces déformations va générer un mouvement vertical, et un effort F dans notre système de guidage. La roue équipée d'un pneumatique et le système élastique de la suspension permettent d'absorber la plupart de ces déformations.

Cet effort F passe par le centre de roue (Cf. fig. 3.120), et son intensité F se décompose en un effort longitudinal F_x et un effort vertical F_z . L'intensité de ces efforts sera fonction :

- de la hauteur de l'obstacle,
- du diamètre de la roue,
- du type de pneumatique.

-1°) F_x , sera repris par le bras de suspension. Selon la vitesse du véhicule cet effort peut provoquer un choc nuisible au confort et à la tenue des organes mécaniques. D'où l'introduction dans l'architecture du train roulant d'une SHR (Suspension Horizontale de Roue) sous forme d'articulations élastiques dans les points d'ancrage des bras sur le châssis (Cf. § 4 Elastocinématique).

-2°) F_z , génère la compression du système élastique de suspension et le mouvement de cabrage.

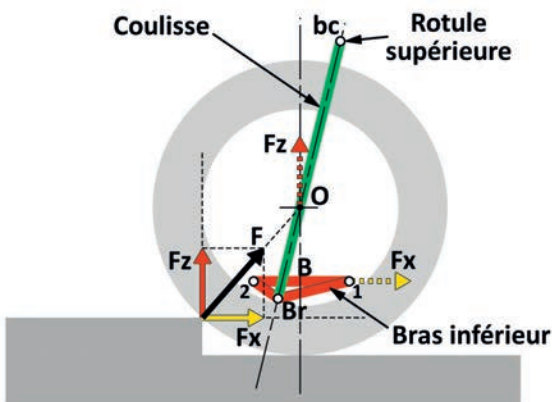


Fig. 3.120 Efforts induits par un passage d'obstacle : Système Mac Pherson

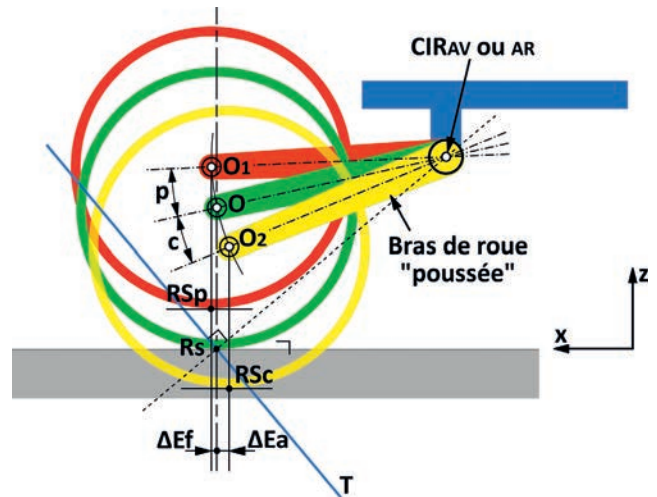


Fig. 3.119 Variation d'empattement lors du débattement du bras de roue poussée.

L'architecture du système de guidage n'est pas neutre dans la transmission de l'effort F au châssis. Prenons le cas d'un bras de roue tirée (Cf. fig. 3.121).

L'effort F passe toujours par le centre de roue et se décompose en F_x et F_z .

-1°) F_z va s'appliquer en O centre de la roue. Mais comme sa droite d'application ne passe pas par l'articulation C, F_z introduit un moment $M_z = F_z \times l$, l étant la longueur du bras. Ce moment génère un mouvement de rotation du bras, directement fonction :

- du calage initial du bras par rapport à l'horizontale,
- de la longueur du bras,
- de la direction de F, c'est-à-dire du diamètre de la roue et de la hauteur de l'obstacle.

La rotation du bras est le mouvement qui va comprimer l'élément élastique de la suspension.

L'application de ce moment M_z est un avantage pour les véhicules amenés à évoluer sur des terrains déformés et accidentés. Cela permet de mieux « absorber » l'obstacle.

-2°) L'effort F_x , est transmis par le bras à l'articulation et induit un effort horizontal.

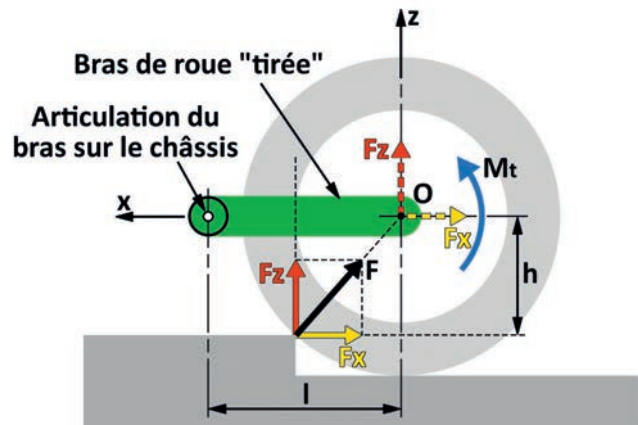


Fig. 3.121 Efforts induits par un passage d'obstacle : bras de roue tirée.

→ 3.3-5 Détermination du centre de galop

Le galop est une rotation du véhicule par rapport au sol. Le **centre de galop** est le CiR lié à cette rotation dans le plan longitudinal xGz, du véhicule par rapport au sol.

a) Dans le plan longitudinal, l'implantation des bras nous donne le schéma de la figure 3.122.

Lors du mouvement de rotation, le châssis se lève ou s'abaisse. B_{Av} , solidaire du châssis, va suivre ce mouvement, alors que B_r ,

solidaire du pivot et de la roue gardera une hauteur constante par rapport au sol.

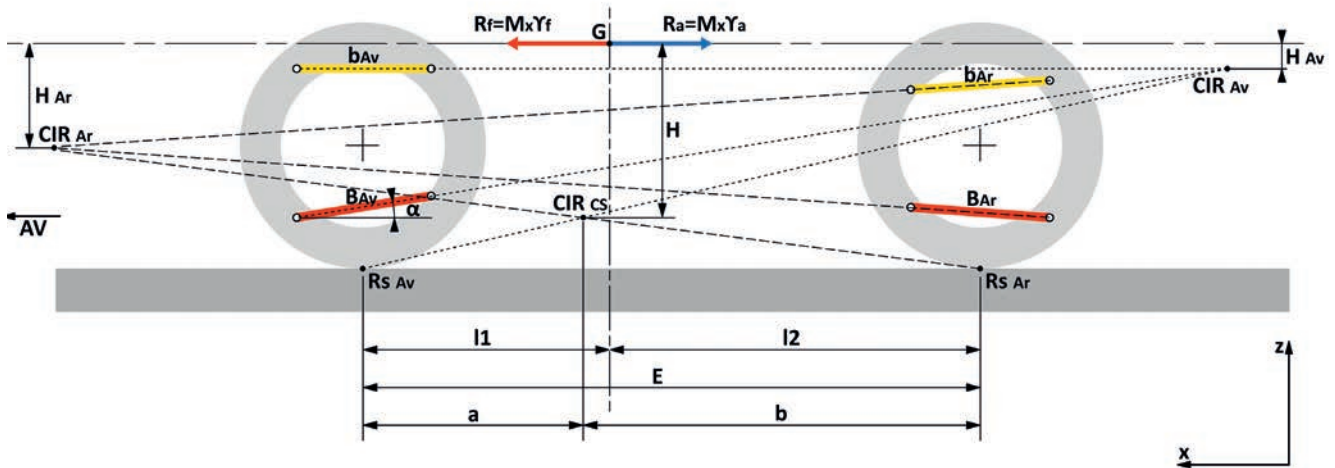


Fig.3.122 Détermination du centre de galop.

Nous pouvons appliquer les règles du mouvement plan sur plan utilisées pour le roulis.

Chaque point 1 et 2 d'accrochage du bras sur le châssis est un CiR (Cf. fig. 3.116). Ces points 1 et 2 forment l'embase b_{Av} du bras sur le châssis. Le CiR de l'essieu Av sera à l'intersection des CiR du bras supérieur b_{Av} et du bras inférieur B_{Ar} . D'où le point $CiRAv$, situé à l'intersection des prolongements des axes d'implantation des bras sur le châssis. Cela signifie que dans tout mouvement vertical au niveau du seul essieu Av, le châssis effectue une rotation autour de ce point. Par analogie avec le mouvement de roulis, $CiRAv$ correspond à un RC. La même construction s'applique à l'essieu Ar, pour déterminer le point $CiRAr$.

Les points $CiRAv$ et $CiRAr$ correspondent aux centres de percussion précédemment définis (Cf. § 3.3-3).

Comme pour le roulis, les points de contact de la roue au sol RS_{Av} et RS_{Ar} sont les CiR des roues par rapport au sol.

Le centre de galop CiR_{cs} , se trouve à l'intersection des droites $CiRAr-RS_{Ar}$ et $CiRAv-RS_{Av}$, joignant les CiR.

Les réactions d'inertie au freinage et en accélération s'appliquent en G. La distance H séparant G de la projection du CiR_{cs} sur la verticale passant par G, sera le bras de levier du moment de rotation : $M\phi = F_a$ (ou F_f) x H

b) Evolution de la position du CiR_{cs} lors du mouvement de galop (Cf. fig. 3.123)

Sur le schéma de la figure précédente, appliquons un effort d'accélération. Sous l'effet de R_a , réaction d'inertie appliquée en G, le véhicule va se cabrer. Le châssis est considéré comme infiniment rigide, en conséquence les distances entre les points d'implantation des bras resteront constantes durant le mouvement. Chaque

point d'implantation des bras sur le châssis subit une rotation de centre CiR_{cs} et de rayon la distance entre ce centre et le point considéré. Cela provoque un changement d'orientation des axes d'implantation, générant un déplacement des $CiRAv$ et Ar, et par conséquence du CiR_{cs} .

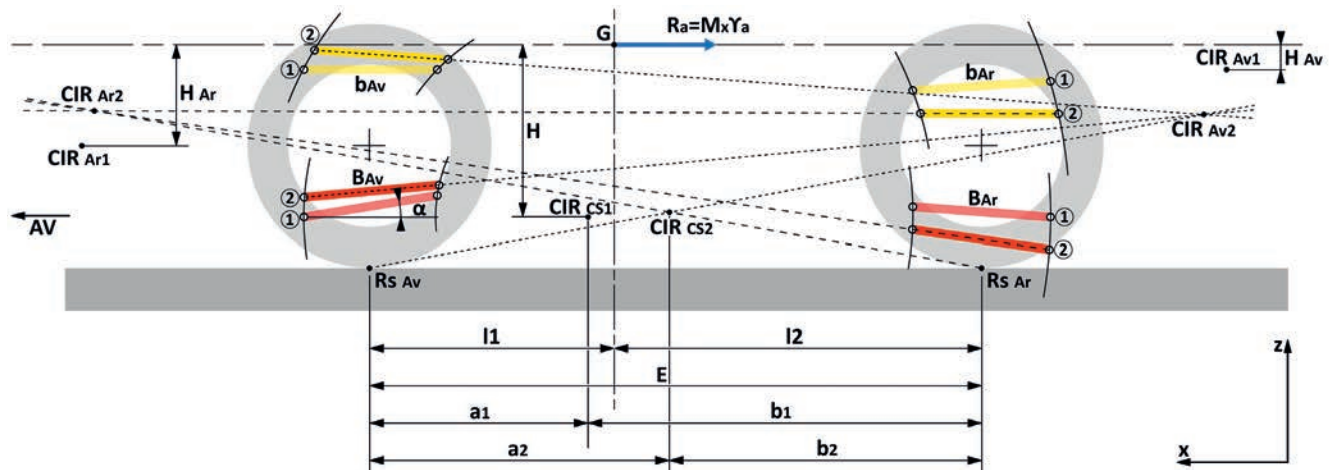


Fig. 3.123 Evolution de la position du centre de galop.

Dans ce déplacement, l'important est d'examiner la variation de hauteur H par rapport à l'horizontale passant par G . Cette horizontale est la ligne d'application de R_a . Cette hauteur H , modifie le moment $M\phi$. Dans la mesure des libertés que laisse l'implantation des organes mécaniques dans le châssis, il sera recherché une épure permettant une réduction de la hauteur H . Sur notre figure, cette hauteur a faiblement augmenté. Par contre,

le $CiRcs$ a reculé, $a_2 > a_1$, ce qui changera les débattements de suspension. Ces débattements seront augmentés à l' Av et réduits à l' Ar .

Conséquence : Pour gérer le mouvement de galop, le choix de la raideur des éléments élastiques et le coefficient d'amortissement devront tenir compte de la position de $CiRcs$ et de son évolution.

c) Incidence du mouvement de galop sur les angles de pivot (Cf. fig. 3.124)

Durant la rotation, l'axe d'implantation d'un bras reste orienté en direction du CiR , mais change de hauteur. Considérons un bras inférieur, la rotule sur le pivot garde une hauteur constante car solidaire de la roue. Résultat : cette rotule peut se déplacer longitudinalement et induire une modification de position de

l'axe de pivot et des angles associés : angle de chasse, carrossage, inclinaison de pivot.

La figure montre que plus l'inclinaison de l'implantation du bras sur le châssis est importante, plus grande sera la variation.

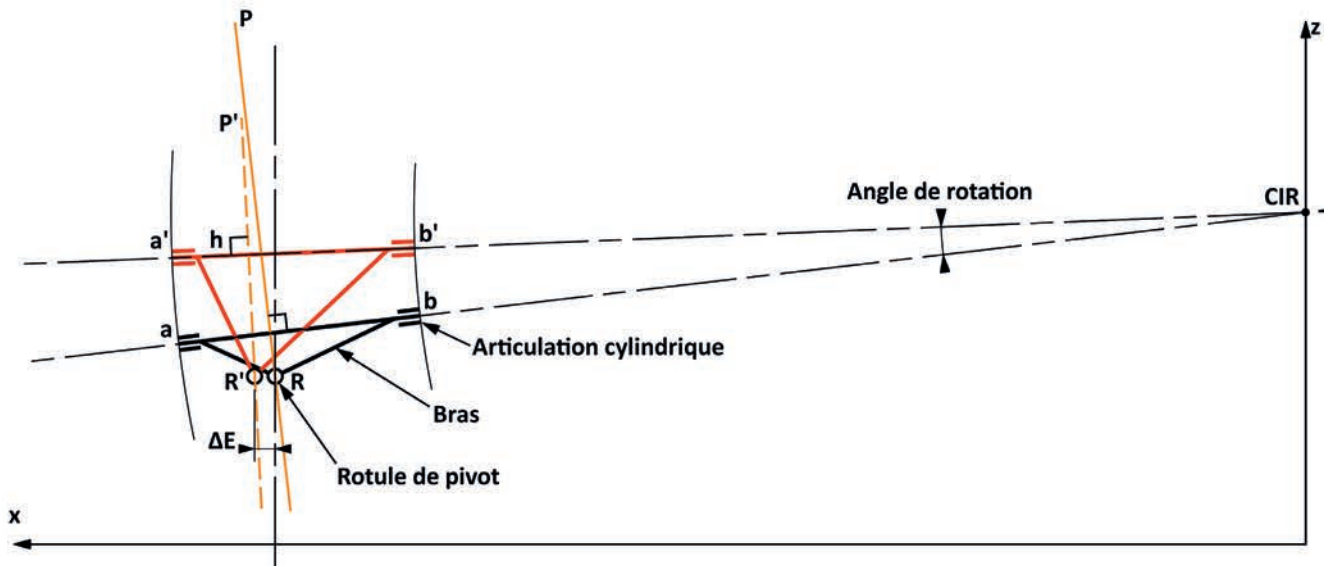


Fig. 3.124 Incidence du mouvement de galop sur le pivot.

d) L'effet « d'ascenseur » (Cf. fig. 3.125)

L'effort de freinage $FfAv$ appliqué en $RSAv$ peut être décomposé selon la verticale passant par le centre de roue : ΔZAv , et suivant la droite $RSAv-CiRcs$: FAv . La ligne d'action de l'effort FAv passant par le $CiRcs$, FAv n'introduit aucune rotation.

Il en est de même pour $FfAr$, qui se décompose en FAr et $AZAr$.

Ces efforts ramenés au $CiRcs$ montrent que FAv et FAr se recomposent pour donner un vecteur équipollant à $FfAv + FfAr$. Par contre $AZAv$ et $AZAr$ ont chacun des directions opposées.

L'intensité de ces efforts verticaux dépend directement des angles δAv et δAr et de Ff . Sur notre figure, $\Delta ZAv > \Delta ZAr$, la hauteur du véhicule par rapport au sol va diminuer. Comme pour le roulis, nous appelons ce phénomène l'effet « d'ascenseur ».

Lors d'un freinage en courbe, lorsque le véhicule est soumis à la fois à des efforts longitudinaux et des efforts transversaux, les effets d'ascenseur de ces deux mouvements se cumulent.

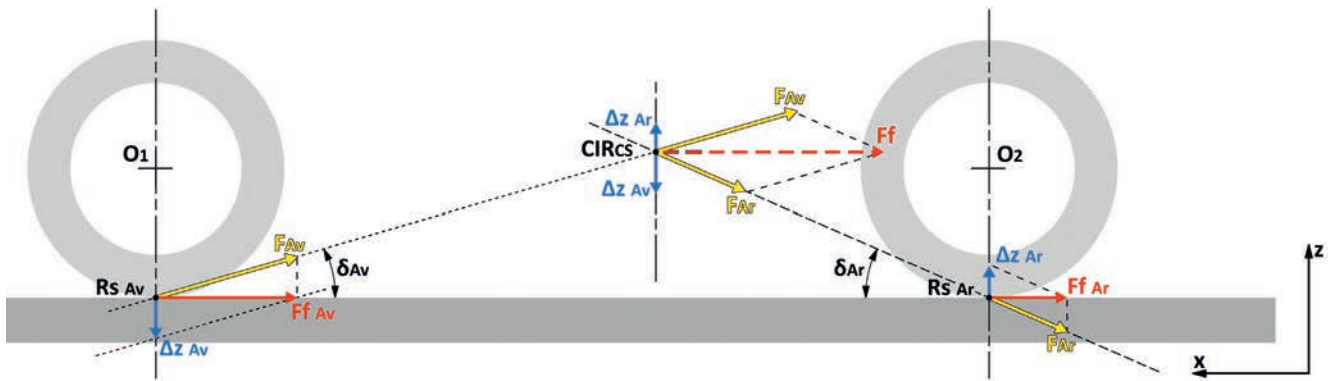


Fig. 3.125 L'effet « d'ascenseur ».

→ 3.3-6 Les positions du centre de galop

Comme pour le centre de roulis, selon l'architecture du système de guidage, le centre de galop peut prendre diverses positions. nous ne retiendrons que les systèmes suivants : -le quadrilatère déformable à bras superposés, -le système Mac Pherson et -le bras de roue tirée.

a) Incidence de la position du CiRcs par rapport à G (Cf. fig. 3.126)

Le CiRcs est directement dépendant des CiRAv et CiR Ar. Sa position par rapport à G définit le bras de levier du moment de rotation $M\phi$. Rapprocher le CiRcs de l'horizontale passant par G où s'appliquent R_a et R_f , réduit le levier H et la tendance au cabrage ou à la plongée. Cette distance H peut aussi s'exprimer en pourcentage de h, hauteur de G par rapport au sol : $\frac{H}{h} \times 100$.

Le choix de la position du CiRcs va augmenter ou réduire la tendance à cabrer ou à plonger. Donc par la seule géométrie d'implantation des bras sur le châssis, il est possible de gérer l'amplitude du mouvement de rotation et d'introduire une résistance au cabrage et à la plongée.

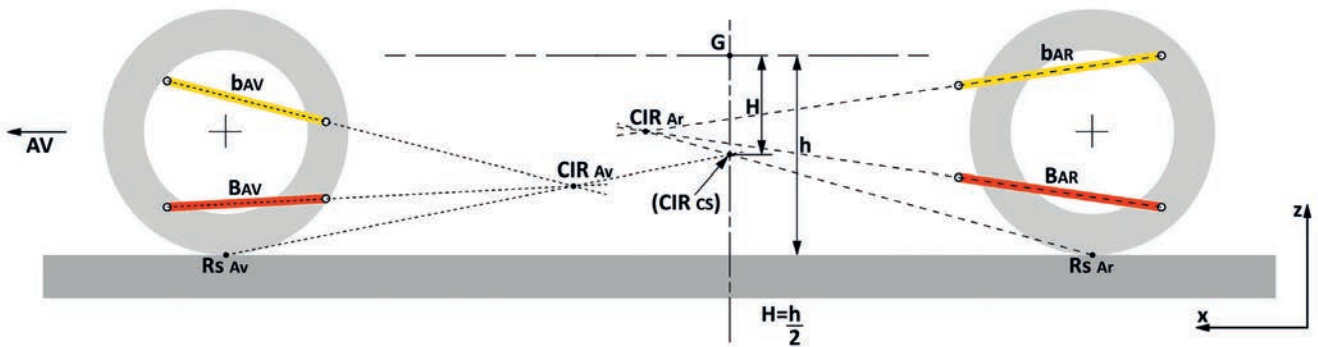


Fig. 3.126 Position du CiRcs par rapport à G.

Comme pour le mouvement de roulis, tant que G sera au-dessus du CiRcs, nous aurons un mouvement tabulaire.

b) Le centre de galop et le centre de gravité sont confondus (Cf. fig. 3.127)

En positionnant le centre de rotation CiRcs en G, point d'application des efforts d'inertie, nous supprimons toute rotation. Le mouvement de galop est annulé.

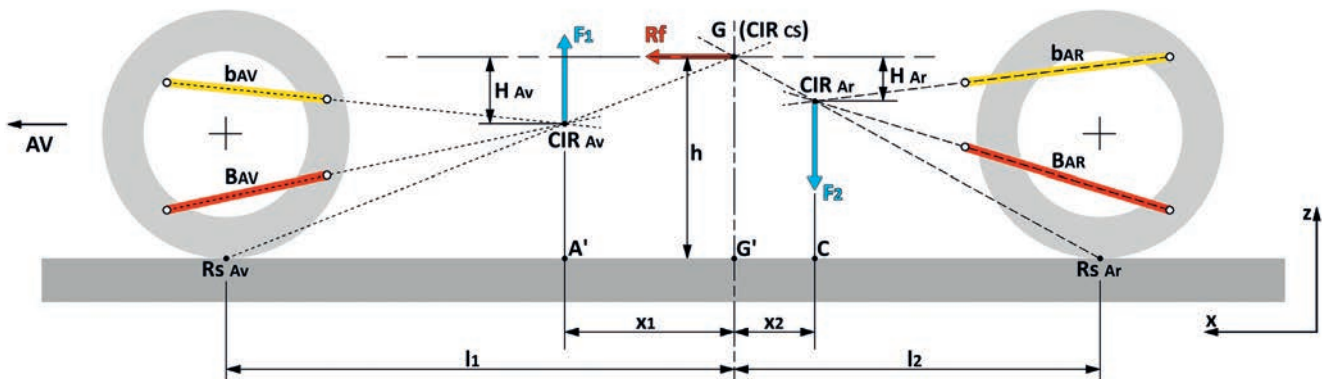


Fig. 3.127 Architecture pour supprimer le galop.

c) Théorème de Brouhiet

La configuration précédente b) permet d'examiner les efforts passant par les CiR. Prenons le cas d'un freinage (Cf. fig. 3.127). Le moment du transfert de charge : $M_t = R_f \times h$ génère au niveau des **CiRAV** et **Ar**, des efforts verticaux F_1 et F_2 de sens inverses, créant un moment antagoniste qui équilibre exactement M_t .

Cette condition d'équilibre se traduit par l'égalité des moments : $F_1 \times X_1 + F_2 \times X_2 = R_f \times h$. Cette égalité est présentée comme étant le théorème de Brouhiet.

Ce théorème a une autre particularité : celle de définir une relation géométrique entre les différents points. Pour simplifier, utilisons un système à bras de roue poussée (Cf. fig. 3.128). Soit : A' projection au sol de A , articulation du bras sur le châssis, et G' celle de G , centre de gravité du véhicule. Les triangles de sommets **RS-A'-A** et **RS-G-G'** sont homothétiques. Nous pouvons en déduire les relations suivantes :

$$AA' = h - H_{AV}$$

$$\frac{l_1 - x_1}{l_1} = \frac{h - h'}{h}$$

$$\frac{h'}{h} = \frac{l_1 - x_1}{l_1}$$

$$\frac{x_1}{l_1} = \frac{h - h'}{h}$$

d) Le CiRcs est au-dessus de G

Prenons l'exemple d'un système à bras de roue poussée à l'**AV** et bras de roue tirée à l'**Ar** (Cf. fig. 3.129). Les articulations de bras sur le châssis sont des CiR. Le **CiRcs** se trace très simplement en joignant les **RS_{AV}** et **Ar** aux **CiR_{AV}** et **Ar**. La hauteur par rapport au sol des articulations de bras est déterminante pour la position du **CiRcs**.

Ce qui est une autre présentation du théorème de Brouhiet. Les cotes l_1 , h' , x_1 se définissent facilement sur voiture. Ce qui permet d'en déduire h , hauteur du centre de gravité.

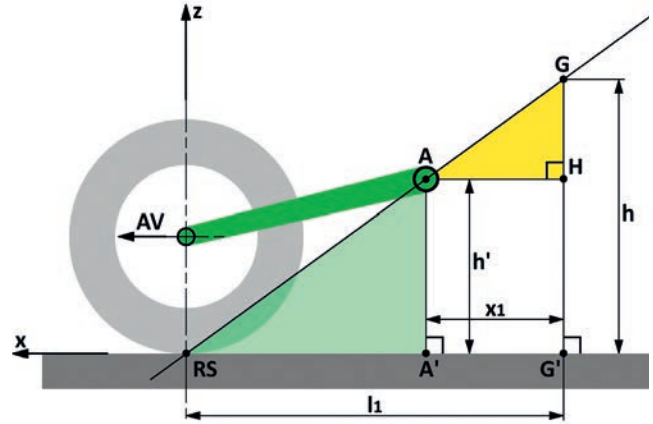


Fig. 3.128 Théorème de Brouhiet pour un bras de roue poussée.

Sur la figure, le **CiRcs** est au-dessus de **G**, le mouvement n'est plus tabulaire mais pendulaire. Sous l'effet d'un effort de freinage, le véhicule va se cabrer et non plonger. Cela peut être perturbant pour le conducteur et les passagers. A l'accélération, l'effet sera inverse.

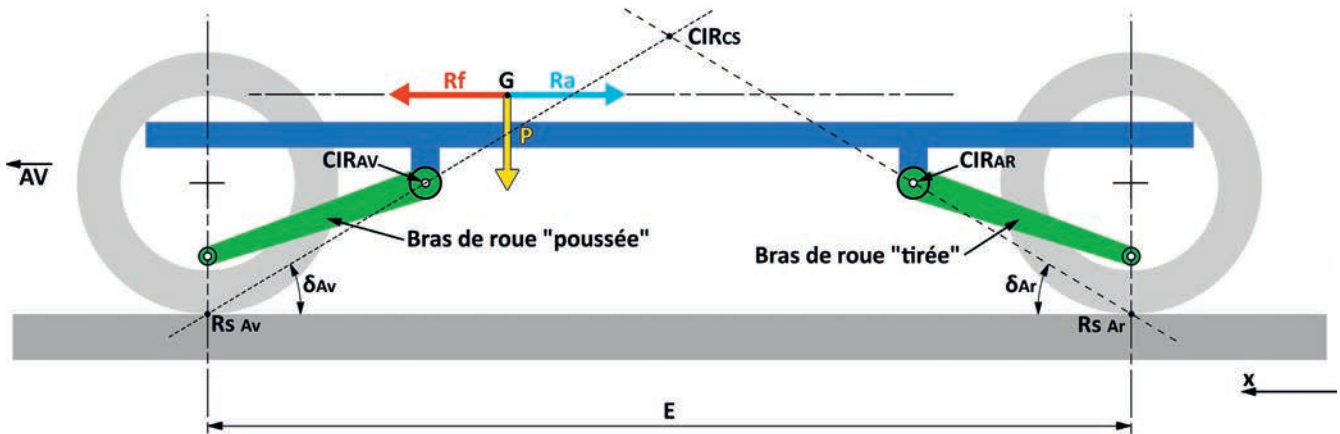


Fig. 3.129 Architecture à bras poussé et bras tiré.

e) Les axes d'implantation des bras sont parallèles (Cf. fig. 3.130 et 3.131)

Les CiR_{Av} et Ar sont rejetés à l'infini. Le CiR_{cs} se trouve à l'intersection des parallèles à la direction des implantations menées depuis les RS . La position du CiR_{cs} sera totalement dépendante de l'inclinaison des bras sur le châssis. Par contre lors

du mouvement de rotation, les bras, solidaires du châssis vont rester parallèles, même s'ils changent d'altitude. Le CiR_{cs} garde une position constante.

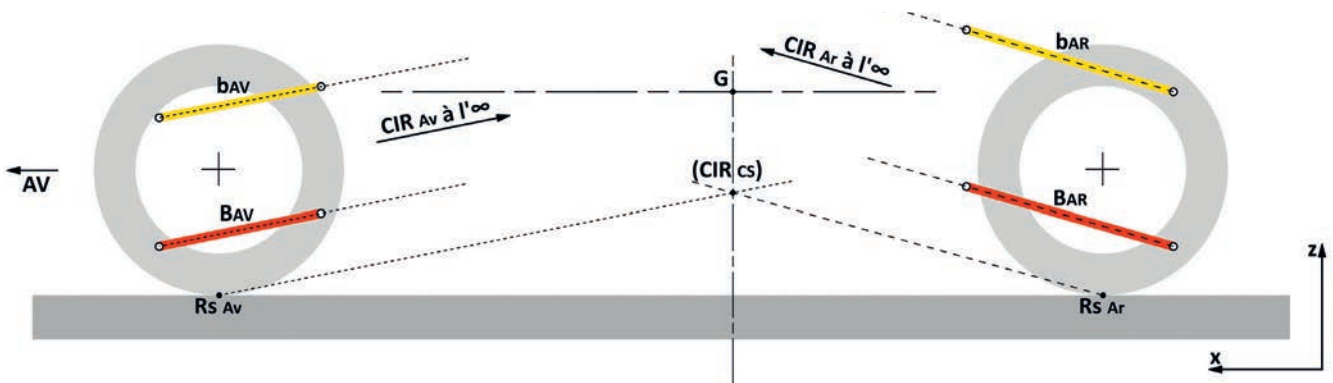


Fig. 3.130 Axes d'implantation parallèles.

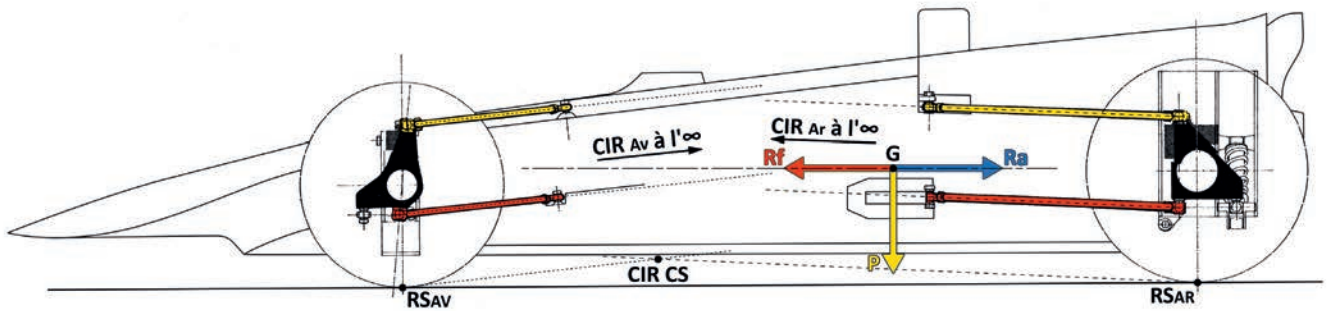


Fig. 3.131 Exemple d'axe d'implantation parallèles.

f) Architecture à bras superposés parallèles à l'Av et à bras de roue tirée à l'Ar (Cf. fig. 3.132)

Le bras Ar est articulé sur le châssis. Cette articulation est le CiR de la roue par rapport au châssis. Le CiR_{cs} se trouvera à l'intersection de la droite joignant le CiR_{Ar} au point de contact de la roue avec le sol RS_{Ar} et de la droite parallèle aux axes d'implantation des bras

Av menée depuis RS_{Av} .

L'inclinaison de la droite $RS_{Ar}-CiR_{Ar}$ dépend :

- du diamètre du pneumatique,
- de la longueur et du calage du bras par rapport à l'horizontale.

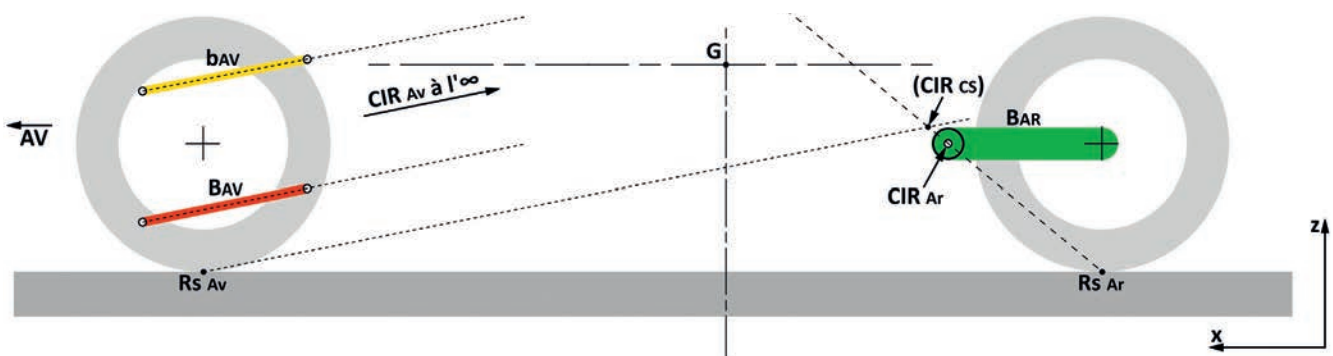


Fig. 3.132 Architecture à bras superposés parallèles à l'Av et bras de roue tirée à l'Ar.

g) Architecture avec système Mac Pherson à l'Av et bras de roue tirée à l'Ar.

Cette architecture est devenue classique sur une grande majorité de véhicules.

- Avec implantation du bras inférieur **horizontal** (Cf. fig. 3.133)

Pour des questions de garde au sol, ce bras inférieur est horizontal ou très proche de l'horizontale.

Selon le même principe que pour le roulis, le $CiRAv$ se trouve sur la perpendiculaire à l'axe de coulisse. Cette configuration donne un $CiRAv$ très en arrière, hors des limites de l'empattement. L'inclinaison de l'axe de coulisse sera liée à l'angle de chasse choisi.

Le $CiRcs$ est proche du sol et très reculé. Cela donne un bras de levier important au moment $M\Phi$ et des amplitudes de mouvement prononcées de l'Av du véhicule. Cela sollicite fortement les éléments élastiques de la suspension Av. En fonction de leur raideur et du taux d'amortissement, les mouvements du véhicule pourront être importants. Par contre l'Av et l'Ar auront un mouvement dirigé dans le même sens, à cabrer ou à plonger.

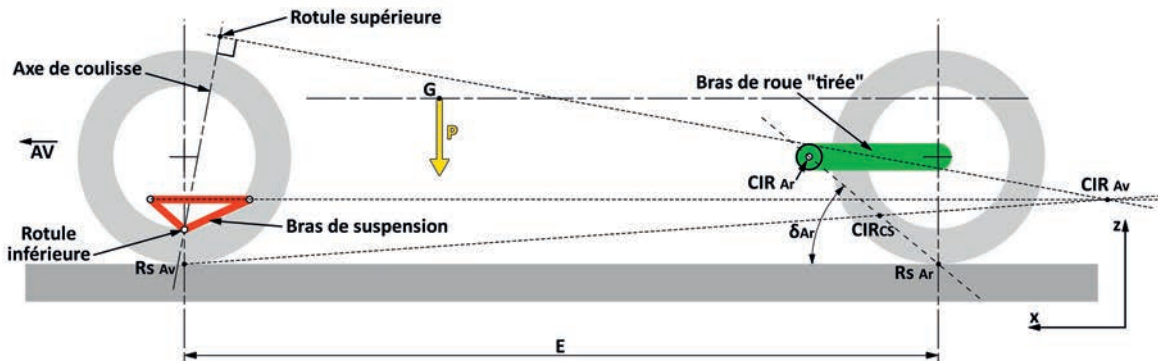


Fig. 3.133 Architecture à système Mac Pherson Av et bras de roue tirée Ar.

- Avec bras inférieur à «cabrer» (Cf. fig. 3.134)

Sur cette configuration, le bras est incliné d'un angle α vers l'Ar. Sur la figure, il a été tracé une configuration particulière : l'inclinaison du bras est perpendiculaire à l'axe de coulisse. Le $CiRAv$ est rejeté à l'infini. Le $CiRcs$ est sur la parallèle à l'axe d'implantation du bras, passant par $RS Av$ à l'intersection avec la droite $CiRAr-RS Ar$.

Il est très en arrière et en dessous du sol, donc dans une position défavorable pour le moment $M\Phi$.

Cette architecture pourra être choisie pour des véhicules évoluant sur des terrains très accidentés, pour limiter les efforts longitudinaux dans les articulations lors des passages d'obstacles.

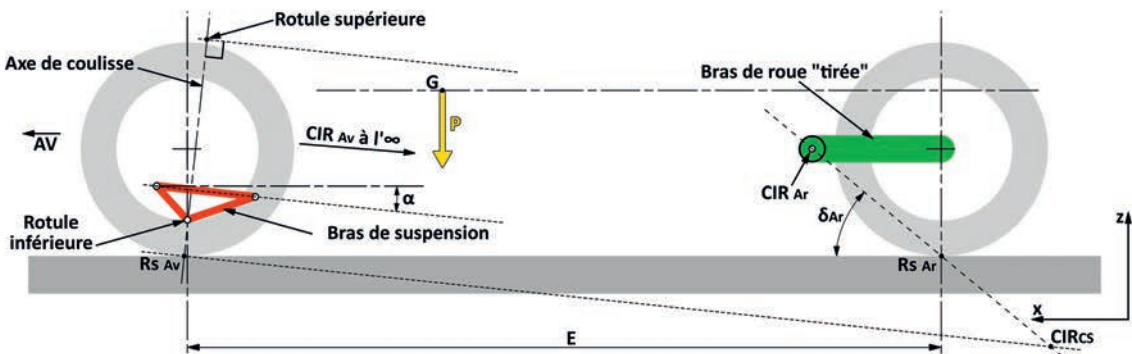


Fig. 3.134 Bras inférieur à cabrer.

- Avec bras inférieur à «piquer» (Cf. fig. 3.135)

Le bras est incliné d'un angle α vers l'Av. Cette configuration permet de relever le $CiRcs$. Sur la figure, il se retrouve au-dessus de G, le mouvement de rotation n'est plus tabulaire mais pendulaire. Mais cette disposition, sans être impossible, est rare. La forte inclinaison du bras Av induit d'importantes variations de l'inclinaison du pivot.

Lors de passage d'obstacles, la composante F_x dans les articulations du châssis sera élevée et peut introduire des chocs sous forme de percussions longitudinales, nuisibles au confort. Cette position «à piquer» du bras inférieur sera recherchée chaque fois qu'il sera nécessaire de réduire le mouvement de galop.

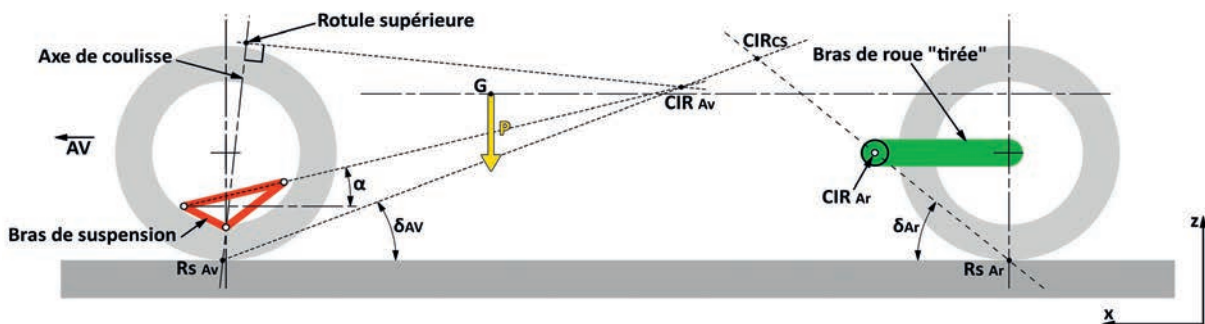


Fig. 3.135 Bras inférieur à piquer.

- Avec bras de suspension horizontal et axe de coulisse perpendiculaire au sol. (Cf. fig. 3.136)
Le $CiRAv$ est rejeté à l'infini. Le $CiRcs$ est au sol, confondu avec $RSAr$.

Lors du mouvement, il reste fixe. Conséquence : vu sa position, le mouvement de galop est articulé sur le train Ar. Les amplitudes du mouvement sur l'Av pourront être importantes.

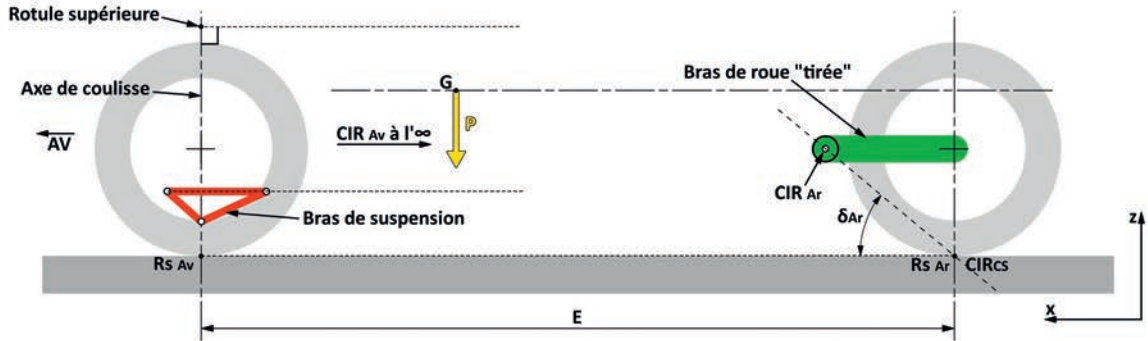


Fig. 3.136 bras horizontal et coulisse perpendiculaire au sol.

h) Incidence du calage du bras de roue tirée Ar (Cf. fig. 3.137)

Sur les figures précédentes, le bras Ar a été calé à l'horizontal, le but étant d'examiner les évolutions apportées par des configurations différentes sur l'avant, tout en gardant l'arrière dans la même configuration. Sur les figures qui suivent, nous avons choisi une configuration Av donnant une droite d'inclinaison δAv qui restera constante. Le but est d'examiner l'incidence du calage du bras Ar par rapport à l'horizontale et le déplacement induit du $CiRAr$, avec un mouvement de rotation gardant le même angle, cela dans trois positions différentes.

- Sur la figure a), le bras est « horizontal ». Cela donne un $CiRo$ assez haut. Lors du freinage, ce CiR prend de la hauteur pour arriver sur l'horizontale passant par G, qui est la droite d'action des inerties Ra et Rf. Cette configuration va limiter le mouvement de plongée au freinage. Par contre en accélération, le CiR descend, le cabrage sera plus sensible.
- Sur la figure b), le bras est à « cabrer ». Le $CiR1$ est par

conséquence plus haut, au-dessus de la ligne d'action. Le mouvement est pendulaire et reste pendulaire en accélération et freinage.

- Sur la figure c), le bras est à « piquer ». Cela donne un $CiR2$ en dessous de la ligne d'action. Au freinage, le CiR se rapproche de la ligne d'action, ce qui va stabiliser le mouvement de plongée. Ce sera l'inverse en accélération.

A noter, dans ces trois configurations distinctes, la distance parcourue par le $CiRAr$ de $CiRa$ pour l'accélération à $CiRf$ pour le freinage. Cette distance traduit l'importance de la variation de la sollicitation sur le véhicule lors des différentes phases. Nous constatons que cette distance est minimale pour la position à « cabrer » et maximale pour la position à « piquer ».

Quelle que soit la configuration, la variation d'empattement ΔE reste très proche. Par contre la variation ΔZ de hauteur du châssis sera plus marquée pour un bras à « piquer ».

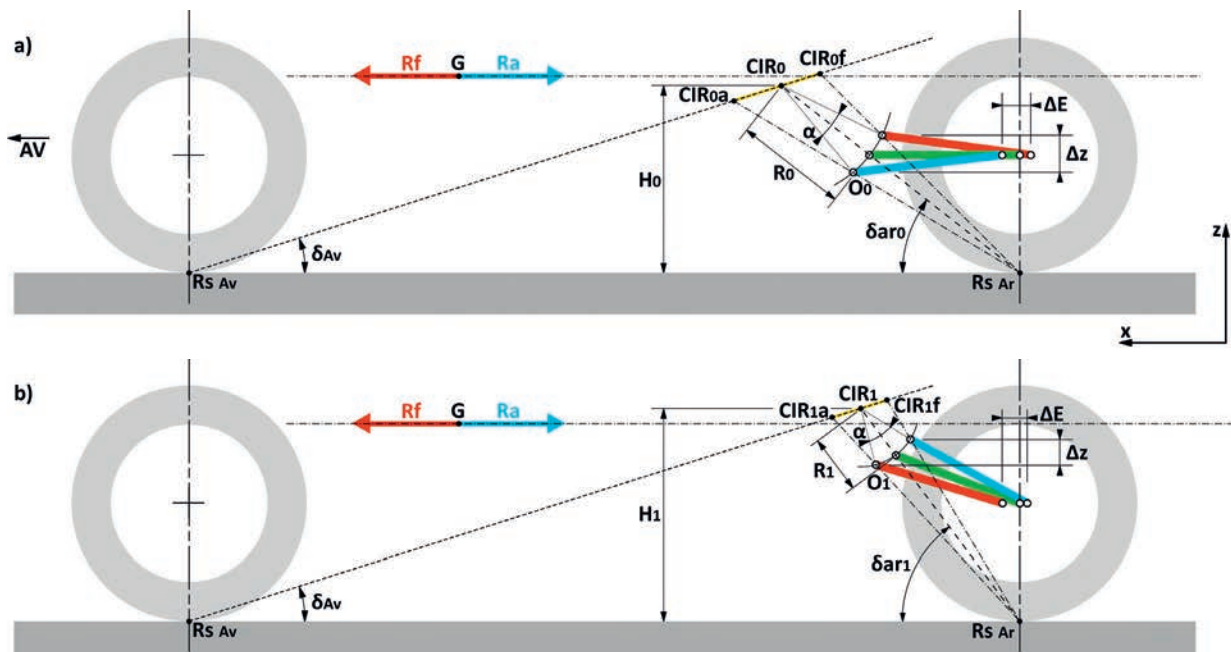


Fig. 3.137 Incidence du calage du bras Ar.

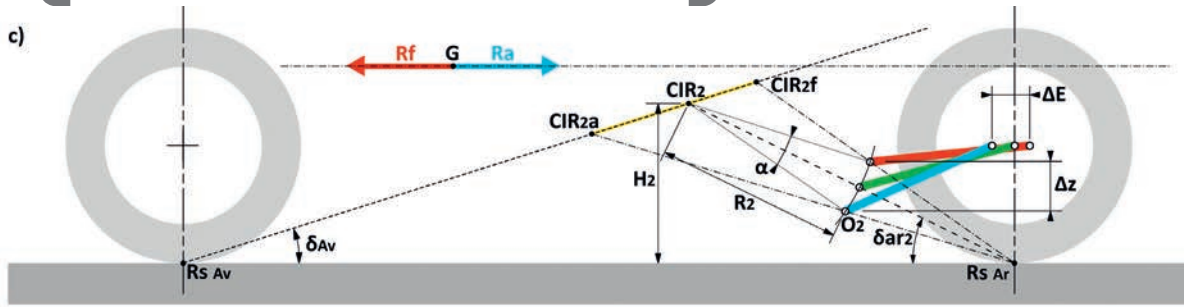


Fig. 3.137 (suite) Incidence du calage du bras Ar.

→ 3.3-7 La transmission d'un effort moteur ou freineur par une roue sur un sol plan

La route est le support sur lequel évolue le véhicule. Toute évolution passe par l'application d'efforts dans la zone de contact entre le véhicule, qui est le mobile, et le sol, qui est le support fixe. Ce contact entre le mobile et le support est la zone d'appui du pneumatique sur le sol. Le pneumatique est fixé à une roue, libre de rotation autour d'un axe ou moyeu.

Dans le plan longitudinal, l'évolution du véhicule se traduit par des mouvements verticaux et une variation de vitesse.

Celle-ci est le résultat de l'application d'efforts moteur ou freineur.

La roue porte un poids P et selon la qualité et le type de sol sur lequel elle évolue, ce poids P permet de développer un effort longitudinal à son contact avec le sol. Cet effort aura pour valeur maximale : $A = P \times \mu$, où A est le potentiel d'adhérence et μ le coefficient d'adhérence du sol. Pour obtenir une variation de vitesse, Fa et Ff ne devront pas dépasser la valeur limite A , pour éviter tout risque de patinage ou de blocage de roue.

a) Application d'un effort moteur

Pour que le véhicule accélère, il est nécessaire d'appliquer au niveau du support un effort moteur Fa (Cf.fig. 3.138). Cet effort ne peut venir que d'un couple Cm issu du moteur, positionné à l'intérieur du véhicule, via une transmission et le moyeu de roue. Par réaction, l'effort moteur est transmis à l'axe de roue et au châssis par le pivot et le système de guidage de la roue. Le moteur, positionné à l'intérieur du véhicule est un organe suspendu. L'effort Fa sera transmis au châssis directement par le moyeu, O et aura pour valeur $Oa = Fa$.

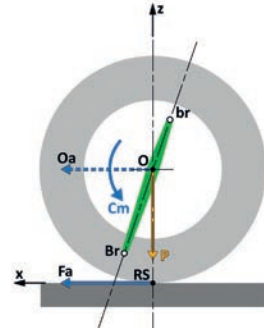


Fig.3.138 Application d'un effort moteur.

b) Application d'un effort de freinage, incidence de la position du frein

Le système de freinage peut être soit dans la roue (Cf. fig. 3.139), soit suspendu (Cf.fig. 3.140), c'est-à-dire en sortie de boîte ou accolé au pont. L'une ou l'autre des implantations a des conséquences différentes lors de l'application de l'effort longitudinal sur le châssis.

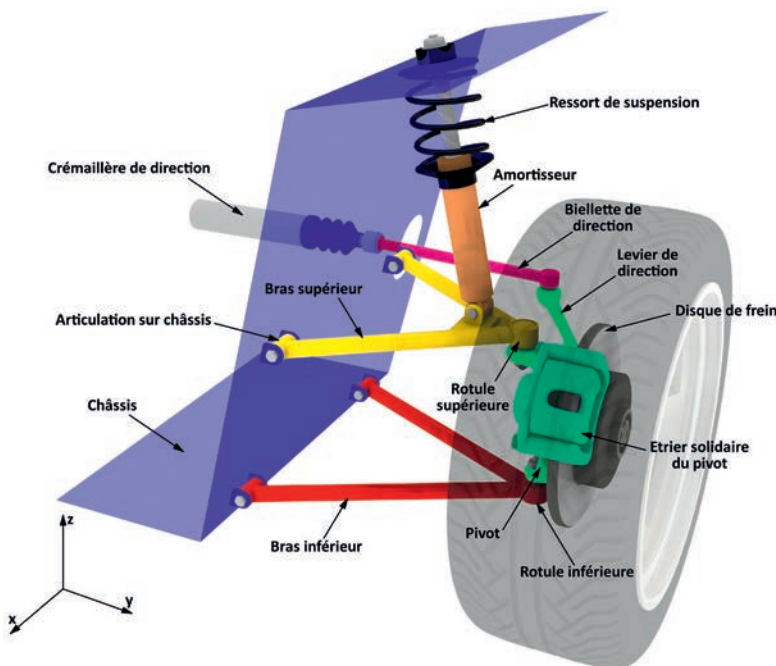


Fig. 3.139 Demi-essieu Av avec frein dans la roue. Vue générale.

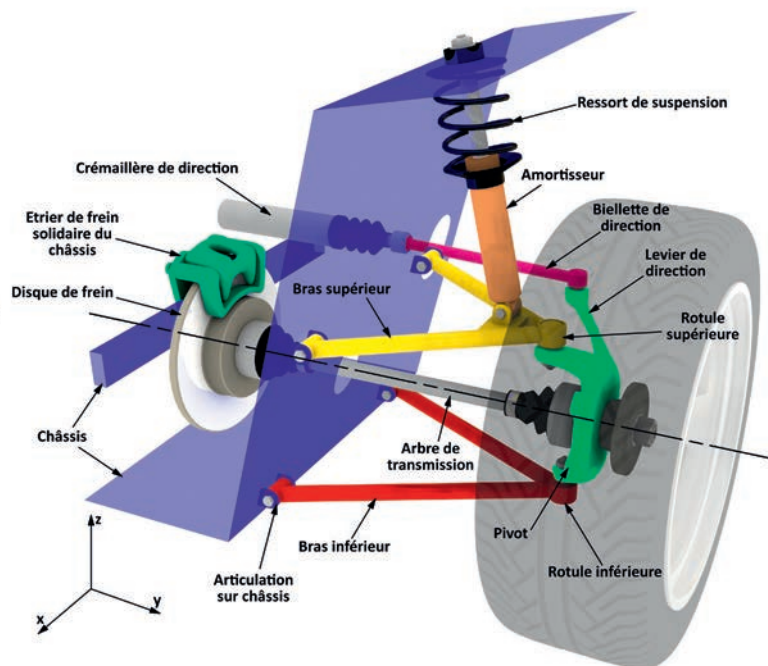


Fig. 3.140 Demi-essieu Av avec frein suspendu.

Le frein dans la roue étant la grande majorité des implantations actuelles, nous n'analyserons que cette situation.

- Avec un système à bras superposés et frein dans la roue, l'effort F_f provient d'un équipement de freinage solidaire du pivot, comme par exemple un étrier de frein agissant sur un disque entraîné par la roue (Cf. fig.3.139). Le frottement des plaquettes sur le disque crée un effort retardateur F'_f et un couple de freinage transmis à la roue. Cet équipement, s'intercalant entre l'élasticité verticale du pneumatique et l'organe élastique de suspension, sera semi-suspendu.

Le couple de freinage est transmis au pivot qui va recevoir un effort F_b sur la rotule supérieure de pivot et un effort F_B sur la rotule inférieure (Cf. fig. 3.141). Ces efforts vont ensuite passer, par les articulations de bras, sur le châssis. Selon la géométrie d'implantation de ces bras, les efforts F'_1 et F'_2 vont donner une résultante F au centre de percussion $CiRAv$. Dans le cas de notre figure, cette résultante, orientée vers le haut va lever le véhicule. Par souci de simplification, il n'a été tenu compte que de l'action du couple de freinage sur le pivot.

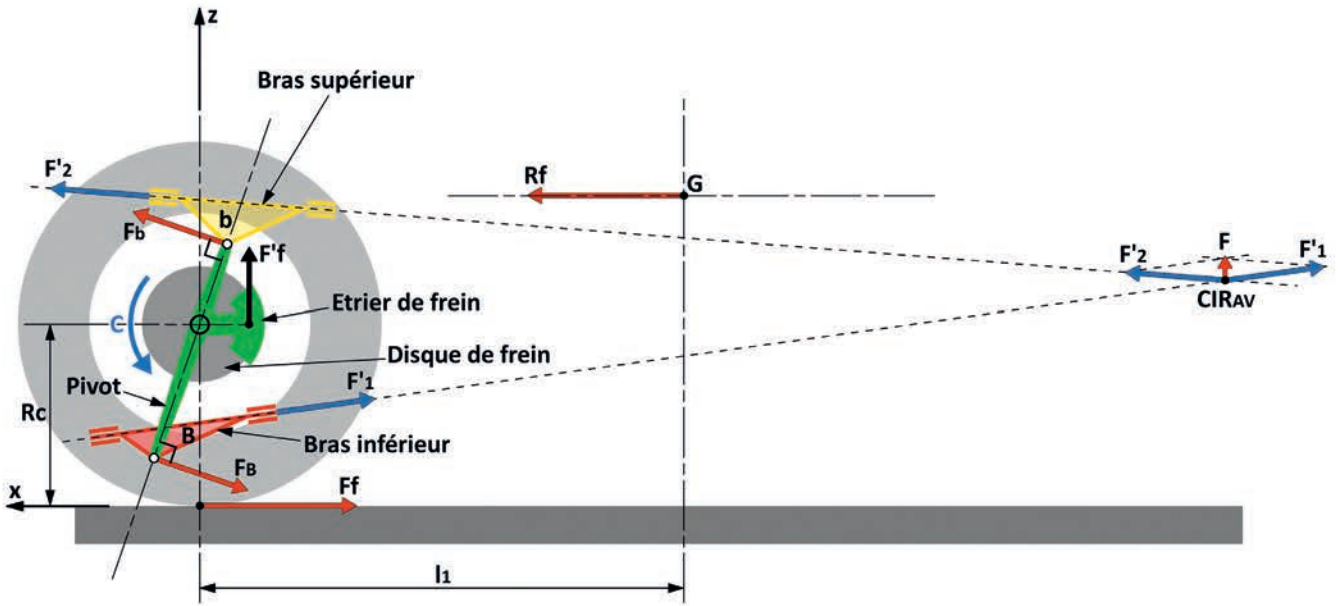


Fig. 3.141 Transmission des efforts au châssis avec un système de frein dans la roue.

- Le même principe de montage peut être utilisé sur un système à bras de roue tirée (Cf. fig. 3.142). La figure représente le cas du montage sur un essieu Ar , en situation de freinage. La droite T est la tangente instantanée à la trajectoire de RS . L'effort de freinage F_f peut se décomposer en un effort vertical Δz et un effort sur la droite $CiRAr-RSAr$ joignant les deux CiR (Cf. §3.3-7-d).

- Dans le cas d'un bras de roue poussée (Cf. fig. 3.143), nous obtenons la même configuration. Sur cette figure, il a été représenté le cas du montage sur un essieu Av . En situation de freinage, F_f se décompose en Δz sur la verticale et F sur la droite $RS_{Av}-CiRAv$.

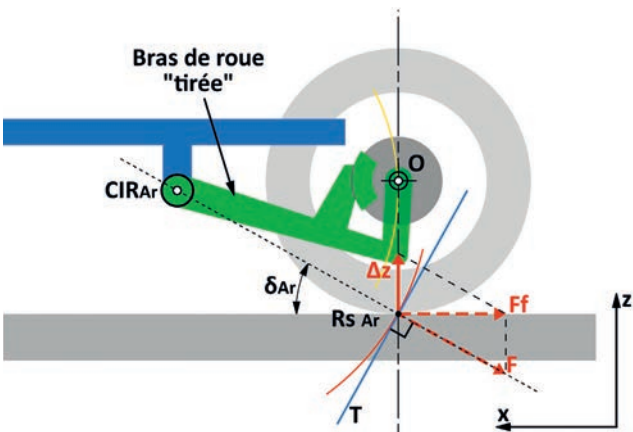


Fig.3.142 Système de guidage à bras de roue tirée, avec frein dans

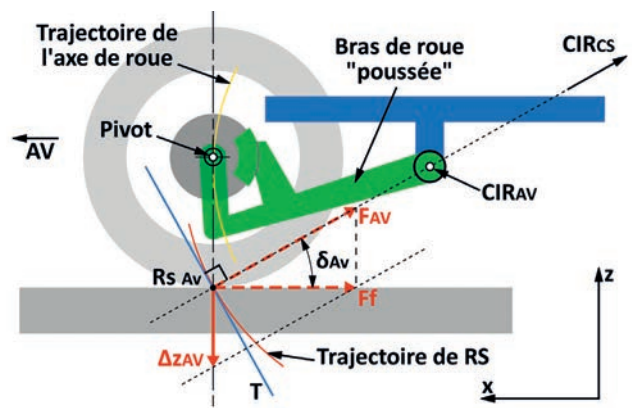


Fig. 3.143 Système de guidage à bras de roue poussée, avec frein dans la roue.

- A noter l'application du frein moteur, nécessairement appliqué par la transmission. Cet effort est plus faible que celui fourni par le système principal. Mais selon les raideurs des éléments élastiques (Cf. §5), son influence peut être notable.

La figure 3.144 récapitule l'application d'un effort moteur et du frein moteur via la transmission sur le pivot. Oa , effort moteur et Of , effort de freinage agissent directement sur le moyeu.

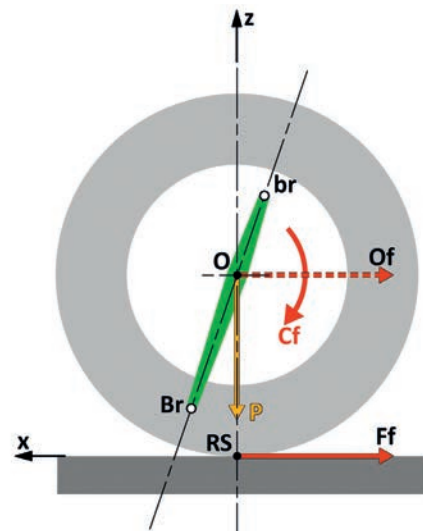


Fig. 3.144 Application d'un effort moteur et freineur par la transmission.

c) Récapitulatif des efforts au sol et leur action sur le système de guidage (Cf. fig. 3.145)

Le principe développé au chapitre 3.3-5-d) s'applique lors des deux configurations : accélération et freinage. Ff et Fa vont se décomposer en une composante verticale Δz et une composante suivant l'axe RS-CiR. P est la composante du poids sur l'essieu. Lors de la phase d'accélération, Δza va diminuer cette composante, le véhicule va se «cabrer». Et inversement lors de la phase de freinage, Δzf va l'augmenter, le véhicule va «piquer».

La résultante des actions verticales sur le sol tenant compte des Δz , se combine avec Ff ou Fa pour donner l'effort résultant Rf ou Ra sur l'essieu.

A noter que les changements d'attitude sur véhicule sont le résultat de la combinaison d'efforts horizontaux et verticaux.

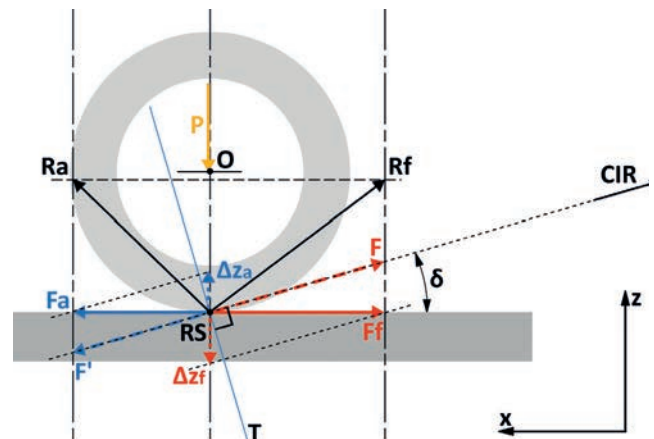


Fig. 3.145 Récapitulatif des efforts : moteur et freineur au sol.

→ 3.3-8 Bras tiré équivalent à deux bras superposés (Cf. fig. 3.146)

Tout système à bras superposés peut être remplacé par un bras de roue tiré ou poussé équivalent. Et inversement. Pour obtenir le même résultat géométrique, il est seulement nécessaire que le CiR de l'un ou de l'autre soit positionné au même endroit.

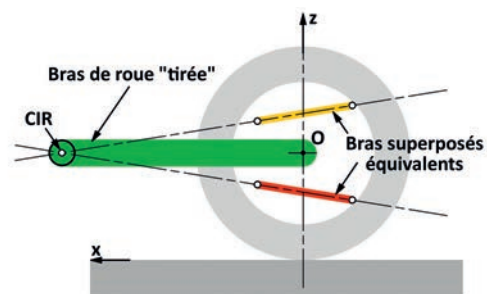


Fig. 3.146 Bras de roue tiré équivalent à un système à bras superposés.

→ 3.3-9 Déplacement de G lors du mouvement de galop (Cf. fig. 3.147 et 3.148)

Comme il y a déplacement du châssis lors du mouvement de galop, suivant l'ampleur de ce mouvement, il sera nécessaire de tenir compte du déplacement de G. Sur les figures qui suivent, il a été représenté trois configurations distinctes.

a) Le CiR est à la verticale et proche de G (position 1). Pour une

rotation d'angle φ , la variation de hauteur Δz_1 sera faible. Par contre Δx_1 est plus marqué ce qui ne sera pas neutre sur le centrage longitudinal des masses.

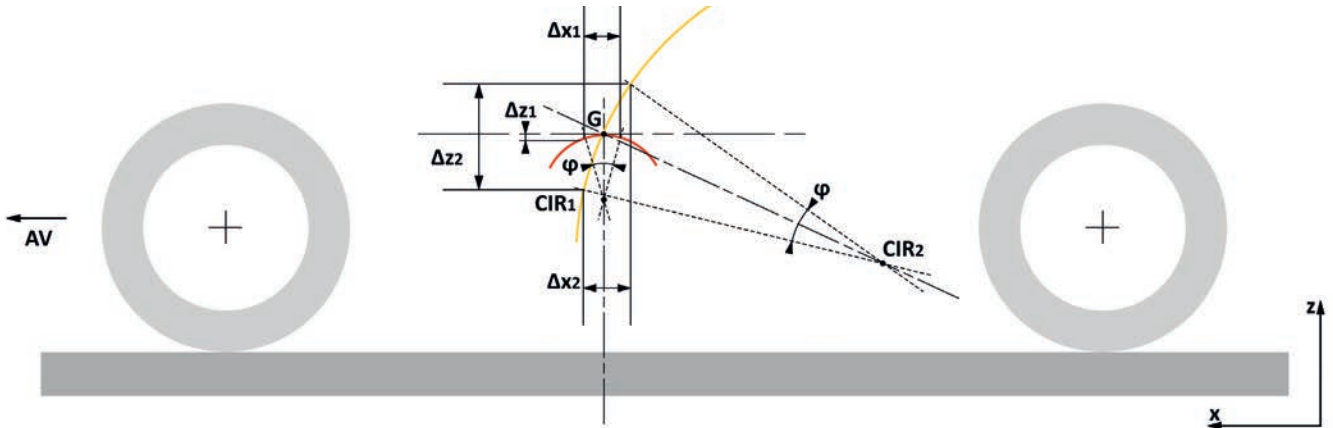


Fig. 3.147 Déplacement de G lors d'un mouvement de galop. Incidence de la position du CiR.

b) Sur la même figure, le CiR est reculé et plus proche du sol (position 2). Le bras de levier est plus important et la variation de hauteur Δz_2 , pour le même angle φ sera nettement plus importante. Par contre Δx_2 est très peu différent de Δx_1 .

c) Sur la figure 3.147, il a été représenté, sur la verticale de G, deux hauteurs différentes de CiR. Pour le même angle φ , l'incidence cette fois est marquante sur Δx .

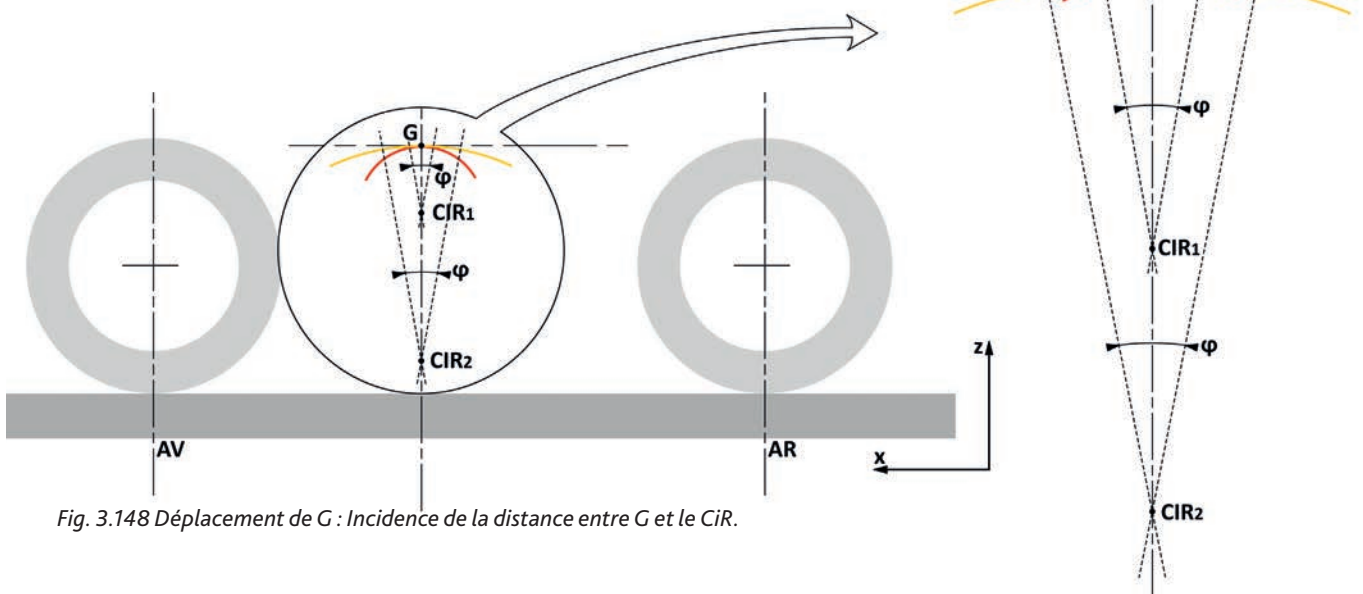


Fig. 3.148 Déplacement de G : Incidence de la distance entre G et le CiR.

En toute logique, pour obtenir le plus faible déplacement de G lors du mouvement de galop, le CiRcs devra être sur la verticale de G et proche de l'horizontale passant par G, ligne d'action de R_f et R_a . (cas a) sur fig. 3.147)

Le déplacement de G est à examiner :

- Lors du mouvement de galop : le rapprochement vertical de G et du CiRcs va induire une diminution du moment de galop. Ce sera un anti galop géométrique.

- En roulis : il en sera de même, la proximité de G et du centre de roulis induira une réduction du moment de roulis. Ce sera un anti roulis géométrique.

Le déplacement de G peut ne pas être neutre dans l'atténuation ou l'amplification des mouvements de roulis et de galop. Ce point est à vérifier dans le cas de véhicule à grand débattement de suspension.

→ 3.3-10 Les systèmes anti galop : anti cabrage et anti plongée

Il existe deux grands principes pour réduire le mouvement de galop :

a) L'approche géométrique. Cela consiste, par l'implantation des bras sur le châssis, à choisir la bonne inclinaison pour rapprocher le CiRcs de l'horizontale passant par G.

Pour réduire le mouvement de plongée au freinage, il est fréquent d'incliner le bras inférieur de l'essieu Av dans le sens à « piquer » (Cf. fig. 3.135). Ce qui n'est pas sans effet sur la transmission de l'effort Fx sur le châssis en introduisant des percussions longitudinales lors du roulage sur de petits raccords de chaussées.

b) La suspension conjuguée. Cela consiste à relier les deux essieux mécaniquement de façon à obtenir sur chacun de ces deux essieux un mouvement vertical de même sens.

Un bon exemple est celui de la suspension de la Citroën 2CV (Cf. fig. 3.149).

L'essieu Av est relié au châssis par un système à bras de roue poussée, l'essieu Ar par un système à bras de roue tirée. Les articulations de ces bras sur le châssis sont des CiR dont les positions dépendent de la garde au sol du véhicule. Il a été représenté deux CiRcs, l'un avec freins Av dans la roue : CiRcs1 et le second avec freins suspendus (accolés à la sortie de boîte de vitesse) : CiRcs2. Cette dernière solution permet de faire descendre de manière significative le CiRcs. Cela explique pourquoi sur ce véhicule les freins de l'essieu Av sont en sortie de boîte de vitesses.

Les suspensions Av et Ar sont dans le principe identiques. Le bras commande un basculeur qui agit sur un tirant de suspension en position horizontale. Le système élastique de suspension est constitué de deux ressorts hélicoïdaux, un pour chaque roue Av et

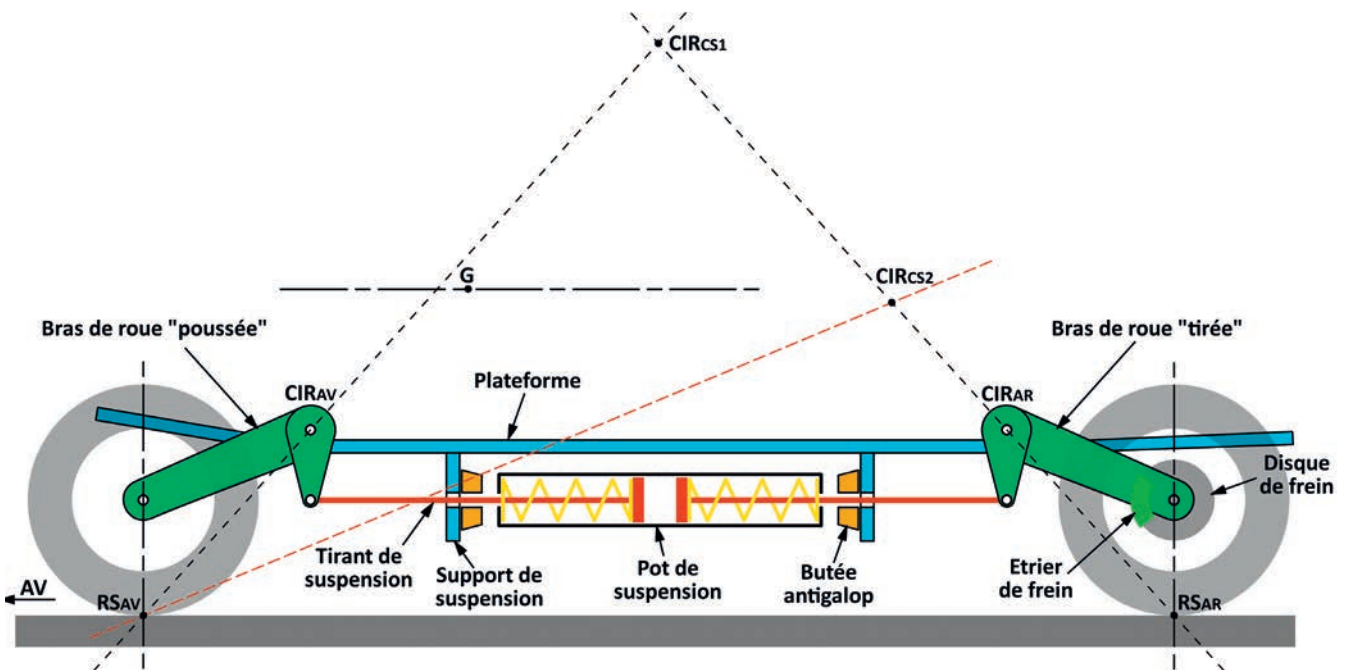
Ar, en position horizontale et enfermés dans un pot de suspension. Ce pot de suspension peut débattre longitudinalement entre deux supports de suspension solidaires du châssis. Entre le pot et le support, à chaque extrémité, un anneau conique en caoutchouc, sert de butée.

Avec une telle architecture, lorsque la roue Av aborde un obstacle, le bras pivote autour de sa fixation sur le châssis, et le basculeur agit sur le tirant qui comprime le ressort correspondant à l'essieu Av. Ce ressort prend appui sur le pot qui va, par réaction, se déplacer vers l'Av et comprimer le ressort Ar. En se comprimant, le ressort Ar va agir sur son tirant, puis le basculeur et le bras pour lever le châssis.

Les deux essieux Av et Ar sont mécaniquement connectés.

Une fois que les deux essieux ont franchi l'obstacle et que le véhicule est animé d'un mouvement de galop (Cf. fig. 3.114), à chacun de ces mouvements, à cabrer et à piquer, le pot va se déplacer longitudinalement, d'Av en Ar. Lors de ce mouvement, il va venir s'appuyer sur les anneaux de caoutchouc qui vont freiner et amortir ce mouvement, d'où l'appellation : butée anti-galop.

Cette figure justifie, sur ce véhicule, l'emploi de freins suspendus, accolés à la boîte. Avec un frein dans la roue, le CiR serait en CiRcs1, très en hauteur. Le choix du frein suspendu change l'axe d'application du galop en le décalant sur une parallèle à la direction : centre de roue-articulation du bras sur le châssis. Ce choix, particularité du frein suspendu, permet de baisser le CiR en CiRcs2, plus proche de la ligne horizontale passant par G.



Cette architecture liée à des roues de grand diamètre et d'une fréquence de suspension proche de 1Hz donne à ce véhicule de grandes qualités de confort, de tenue de route et des capacités importantes d'absorption d'obstacles.

Au fil du temps et des exigences de tenue de route des véhicules, l'imagination des concepteurs a permis de mettre en œuvre de multiples solutions. Devant le nombre de systèmes existants, nous ne développerons que les systèmes les plus usuels.

Le système de guidage d'une roue, pour assumer sa fonction, doit pouvoir transmettre des efforts :

- longitudinaux d'accélération et de freinage,
- transversaux pour permettre le changement de direction,
- verticaux pour supporter le poids du véhicule et les transferts de charge.

Les efforts verticaux sont pris en charge par un élément élastique interposé entre le système de guidage et le châssis. Cet élément élastique permet de séparer les parties suspendues portées par cet élément élastique des parties non suspendues car non portées par l'élément élastique principal.

Pour être plus complet, il est nécessaire de tenir compte du pneumatique. Son élasticité verticale intervient entre le sol et l'élément élastique principal. Les éléments du système de guidage sont alors définis comme semi suspendus.

Ensuite, reste à régler la prise en charge des efforts longitudinaux et transversaux.

→ 4.1 LE GUIDAGE D'UN ESSIEU RIGIDE

→ 4.1-1 Définition

Les deux roues de l'essieu sont reliées rigidement par un axe (Cf. fig. 1.6). Cette liaison crée une interaction d'une roue sur l'autre. Si l'essieu est moteur, la transmission est intégrée au tube de liaison reliant les deux roues. Un tel essieu nécessite un guidage longitudinal et un guidage transversal, le vertical étant géré par

l'élément élastique.

L'avantage de l'essieu rigide est qu'au passage d'un obstacle ou lors des mouvements du châssis, sa voie reste constante, seul le carrossage change et de façon identique sur chaque roue.

→ 4.1-2 Le guidage longitudinal

Il peut être réalisé de différentes manières :

a) Par un ressort à lames

L'élément élastique est utilisé pour maintenir longitudinalement l'essieu (Cf. fig. 4.1).

Il assure simultanément la suspension et le guidage. La lame principale est fixée au châssis en avant de l'essieu, par une articulation cylindrique lui autorisant une rotation dans le plan vertical longitudinal. Pour tenir compte des variations de longueur

induites par les différences de charges verticales, la fixation **Ar** se fait par une **jumelle**. Cette jumelle est composée de deux articulations cylindriques parallèles permettant le mouvement longitudinal et le mouvement vertical. La partie supérieure de la jumelle est articulée sur le châssis, la partie inférieure sur la lame dite «maîtresse».

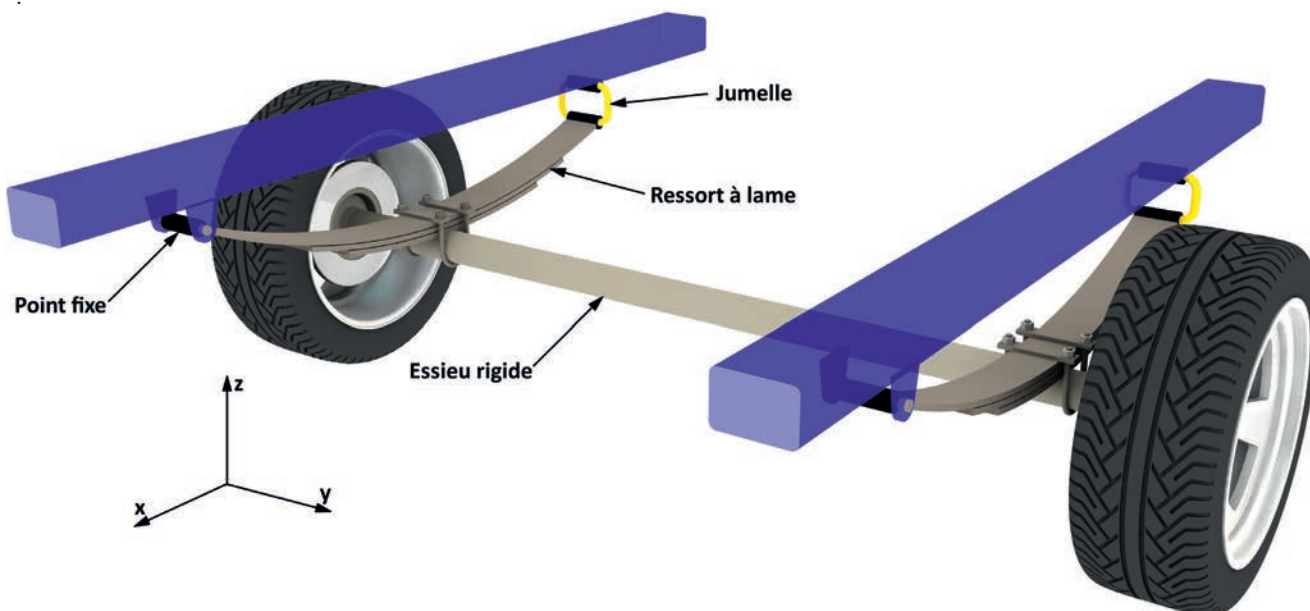


Fig. 4.1 Guidage longitudinal d'un essieu rigide par ressort à lames.

En général, l'accrochage de l'essieu se fait au centre du ressort par au-dessous ou par au-dessus (Cf.fig. 4.2). L'accrochage au-dessus permet d'abaisser le centre de gravité mais diminue la garde au sol.

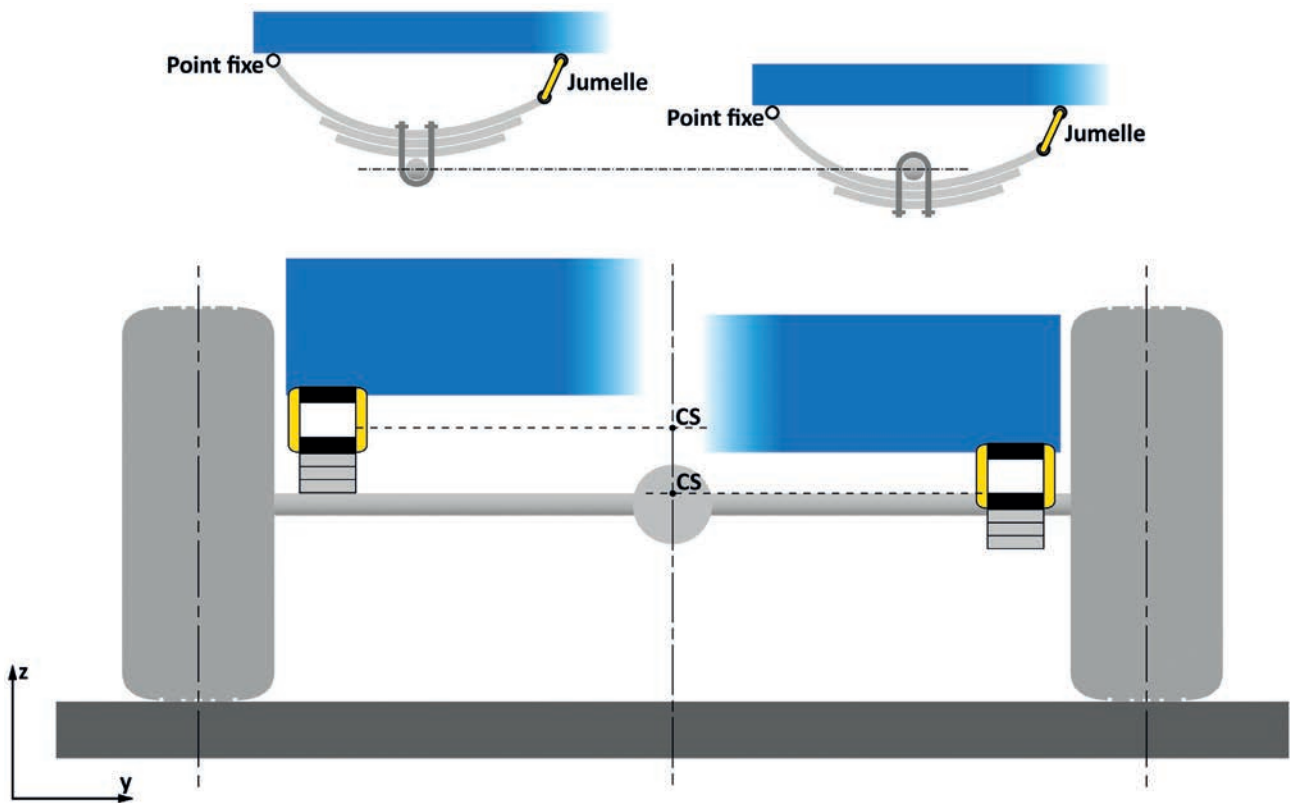


Fig. 4.2 Positions du ressort à lame sur un essieu rigide et du centre de roulis.

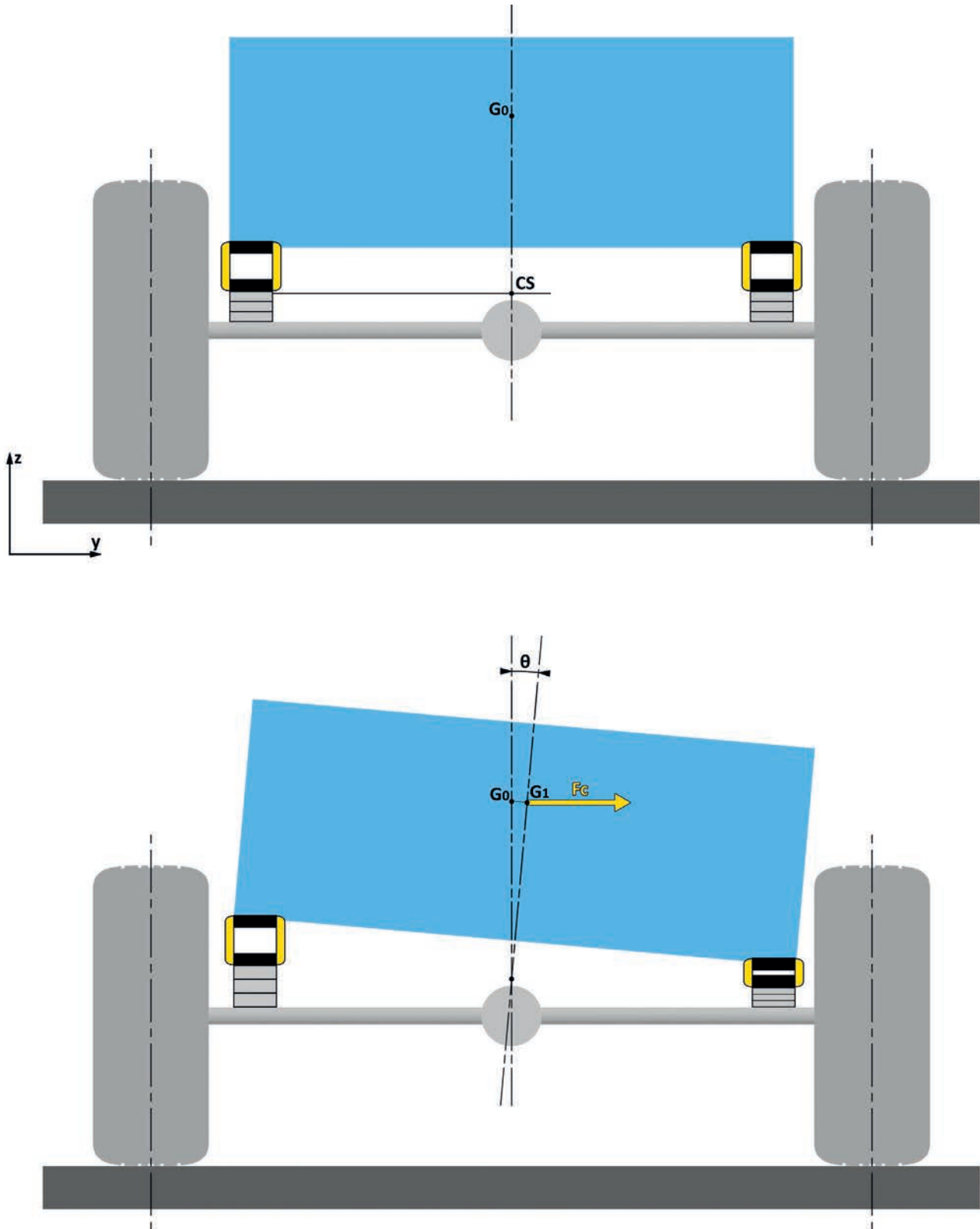


Fig. 4.3 Centre de roulis et mise en roulis.

Cet accrochage intervient également sur la position du centre de roulis (Cf. fig. 4.2 et 4.3). Le ressort étant l'élément déformable, ce centre est défini sur la droite joignant la mi-hauteur des ressorts, à

l'intersection de l'axe de symétrie.
L'essieu rigide est une partie semi-suspendue.

- L'effet « Hotchkiss »

Lors de la mise en roulis, côté extérieur au virage, la compression du ressort provoque une augmentation de sa longueur. Par contre, côté intérieur, la détente du ressort provoque une diminution de longueur. Cette dissymétrie induit un braquage de l'essieu. Ce

braquage est appelé : l'effet « Hotchkiss » (Cf. fig. 4.4).

Il se passe le même phénomène lorsqu'une roue passe dans un trou et l'autre franchit un obstacle.

La conséquence, est une évolution de l'axe de marche de l'essieu du véhicule, donc une source d'instabilité notable.

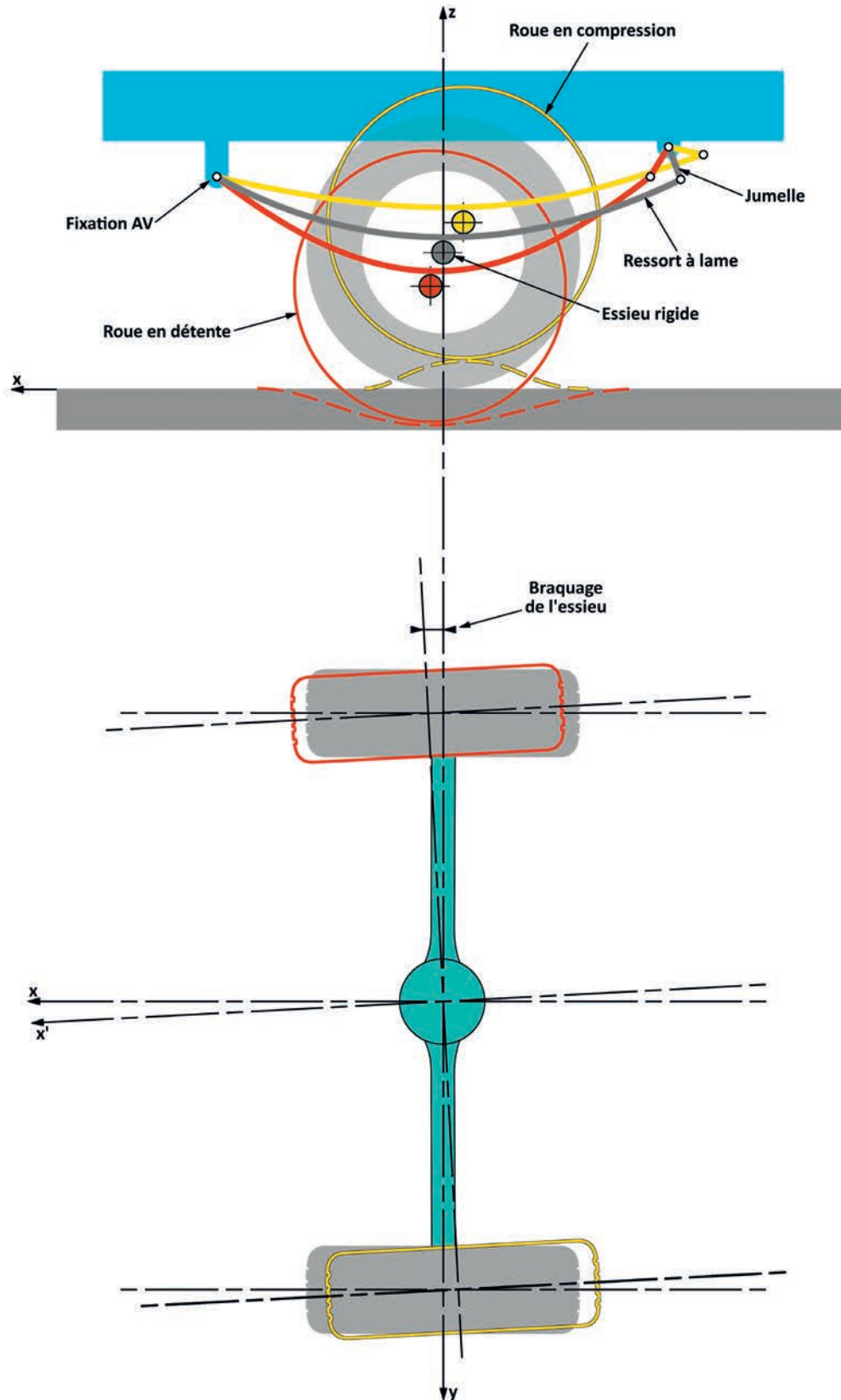


Fig. 4.4 l'effet « Hotchkiss ».

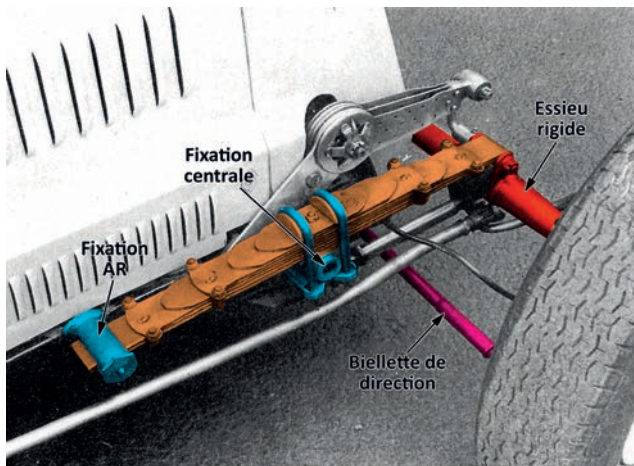


Fig. 4.5 Autre fixation du ressort à lames.

- Les appuis du ressort à lames

Le ressort à lames dispose de trois points d'appui. Si dans le cas général, la fixation sur l'essieu se fait au centre, et aux extrémités pour les attaches sur le châssis, selon les besoins de l'architecture du véhicule, il est possible de modifier l'affectation de ces modes d'appuis. La figure 4.5 montre un exemple d'application sur lequel : le ressort à lames est retourné, le point central est la fixation au châssis, la fixation à l'essieu est en porte à faux à l'avant et une partie de la variation de longueur se fait par coulissement de la lame maîtresse dans la fixation arrière.

b) Par des biellettes (Cf. fig 4.6)

Guidage et éléments élastiques sont distincts. A chaque extrémité, une biellette fait la jonction entre le pont et le châssis via des articulations cylindriques ou des rotules. La longueur de ces biellettes va influencer sur la variation d'empattement.

La figure 4.6 dispose d'un élément de guidage supplémentaire.

Il s'agit d'un triangle dont un sommet est fixé au pont par l'intermédiaire d'une rotule et la base est articulée au châssis. Ce triangle fonctionne en guidage longitudinal et en guidage transversal. La rotation en roulis aura la rotule pour centre.

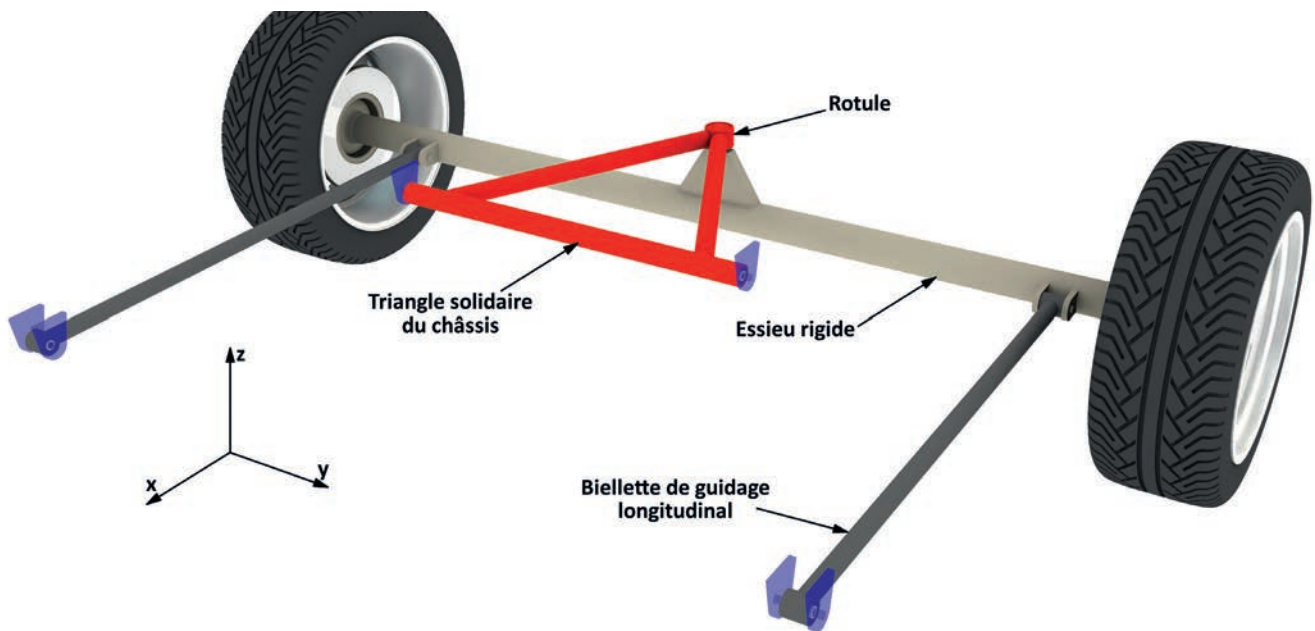


Fig. 4.6 Guidage d'un pont rigide par des biellettes.

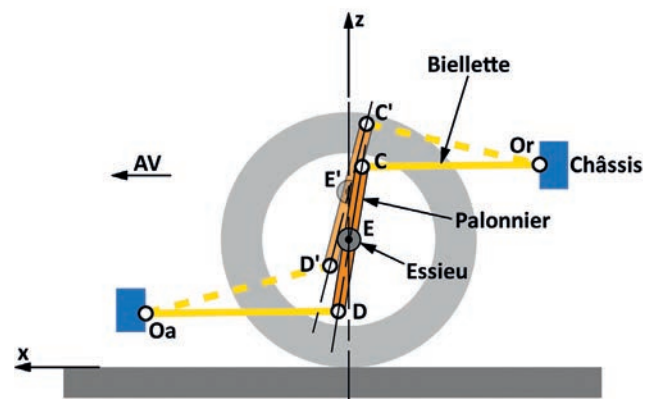
c) Par un parallélogramme de Watt (Cf. fig 4.7)

Le principe de ce système a été rappelé au chapitre 2.12.

Le pivot CD fait office de palonnier. E est la fixation de la roue sur le pivot. En choisissant la position des biellettes CO et DO, le mouvement de E sera parfaitement vertical.

Ce système est habituellement utilisé pour le guidage d'un essieu arrière.

Fig. 4.7 Parallélogramme de Watt appliqué à un guidage longitudinal.



→ 4.1-3 Le guidage transversal

Quel que soit le système, il devra permettre un écart latéral minimum lors du mouvement vertical de pompage et de galop ainsi que lors de la rotation induite par le mouvement de roulis.

Nous examinerons deux systèmes :

a) La barre Panhard (Cf. fig. 4.7)

Il s'agit d'une biellette transversale fixée à une extrémité A sur le pont rigide et à l'autre B sur le châssis.

- Lors de la rotation du châssis sous sollicitation de roulis, cette barre va tourner autour du point A. Cette rotation induit un écart latéral Δv entre le châssis et le pont. Pour que cet écart soit minime, cette barre devra avoir la plus grande longueur possible et être horizontale, parallèle et le plus proche possible du pont.

Il sera également nécessaire de vérifier sa position par rapport au centre de roulis CS.

- En pompage, nous aurons également une rotation de la barre et un écart latéral.

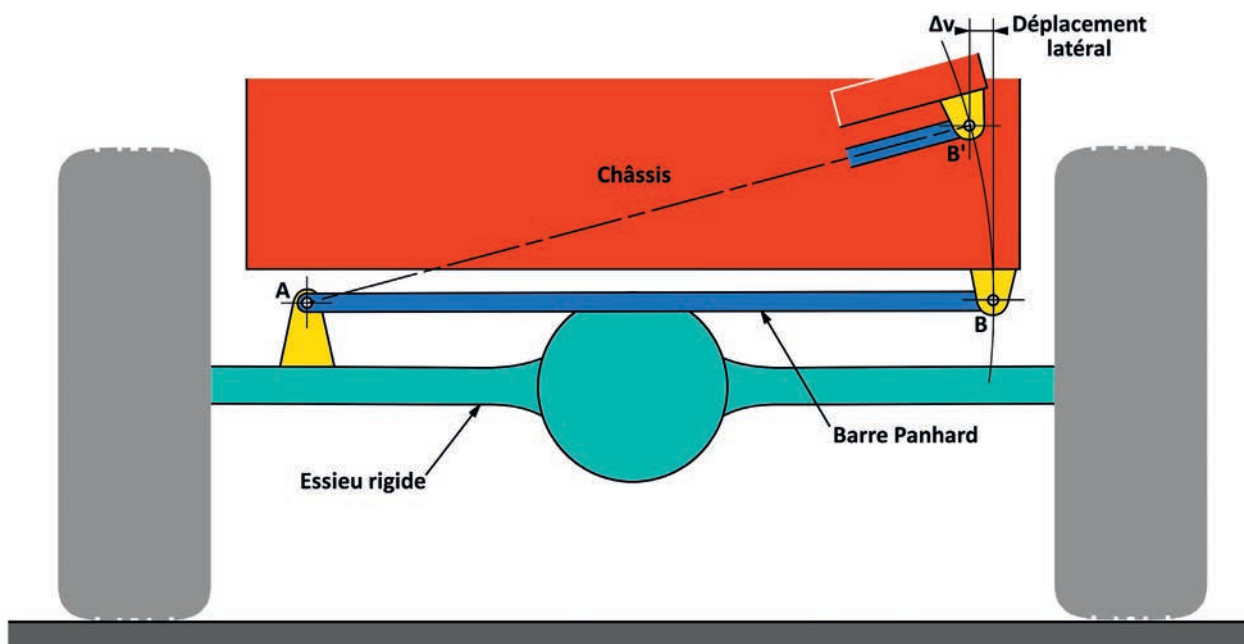


Fig. 4.7 Guidage transversal par barre « Panhard ».

b) La parallélogramme de Watt

Ce système s'applique également pour le guidage transversal d'un essieu arrière rigide (Cf. fig. 4.8).

Un palonnier vertical BC est fixé au pont en E. A chaque extrémité

C et B de ce palonnier part une biellette transversale AB et CD reliées au châssis en A et D. Ces biellettes sont parallèles et la distance verticale entre A et D est identique à la longueur du palonnier BC.

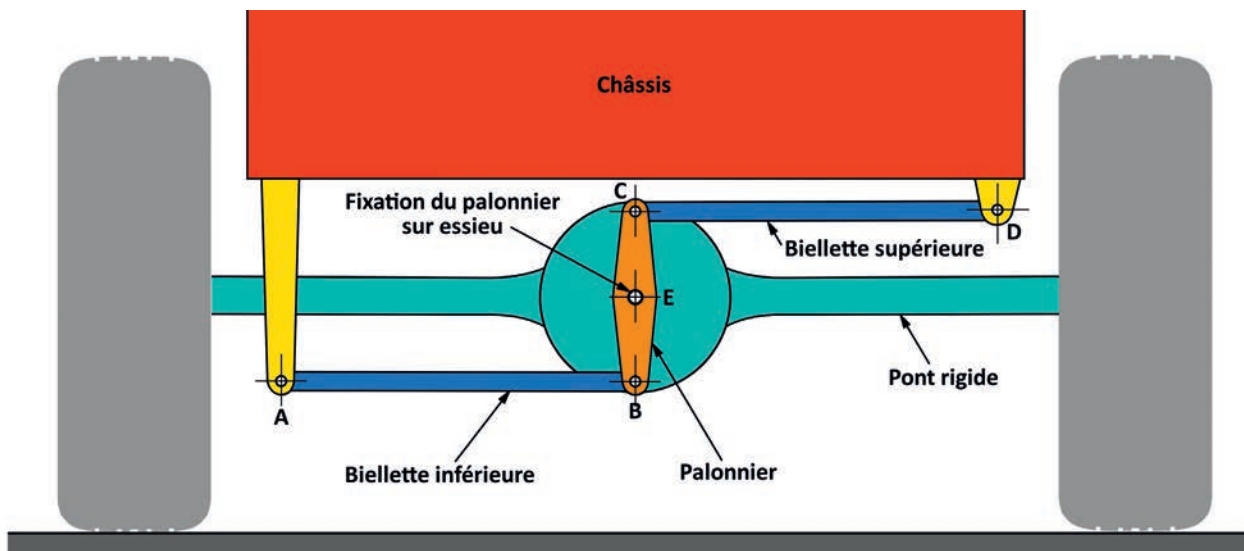


Fig. 4.8 Le parallélogramme de Watt appliqué au guidage latéral d'un essieu Ar rigide.

- En pompage, avec des biellettes parfaitement horizontales, aucun écart latéral n'apparaît. Le palonnier pivote autour du point E.
- En roulis, la fixation du palonnier sur le pont n'est pas neutre par rapport à la position du centre de roulis.

Soit O le centre de roulis (Cf. fig. 4.9). Lors de la mise en roulis, le châssis va tourner autour de ce point. Le point D1 va venir en

D'1 et le point A2 en A'2. Ces points étant solidaires du châssis, les distances A2-D1 et A'2-D'1 restent constantes. De même, dans le mouvement, les biellettes CD1 et BA2 gardent une longueur constante. La conséquence est un déplacement latéral Δy de E. Dans cette configuration, il se produira un déplacement relatif du pont par rapport au châssis.

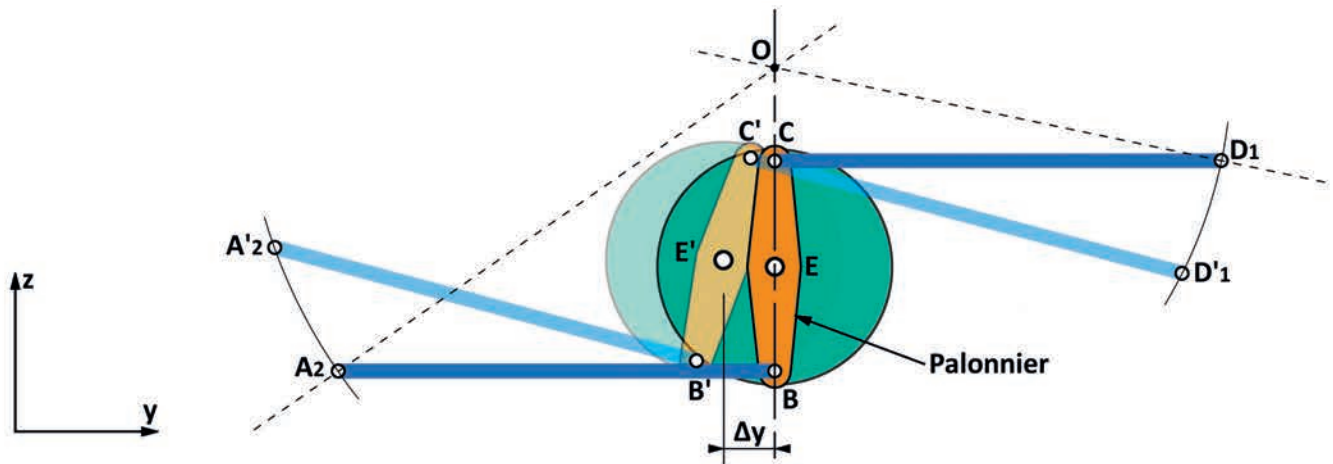


Fig. 4.9 Parallélogramme de Watt et mise en roulis.

Par contre si le point E est positionné au centre de roulis O, ce déplacement relatif n'existe plus (Cf. fig. 4.10). Comme le centre

de roulis sur un essieu rigide dépend de la position des éléments élastiques, leur positionnement ne sera pas neutre.

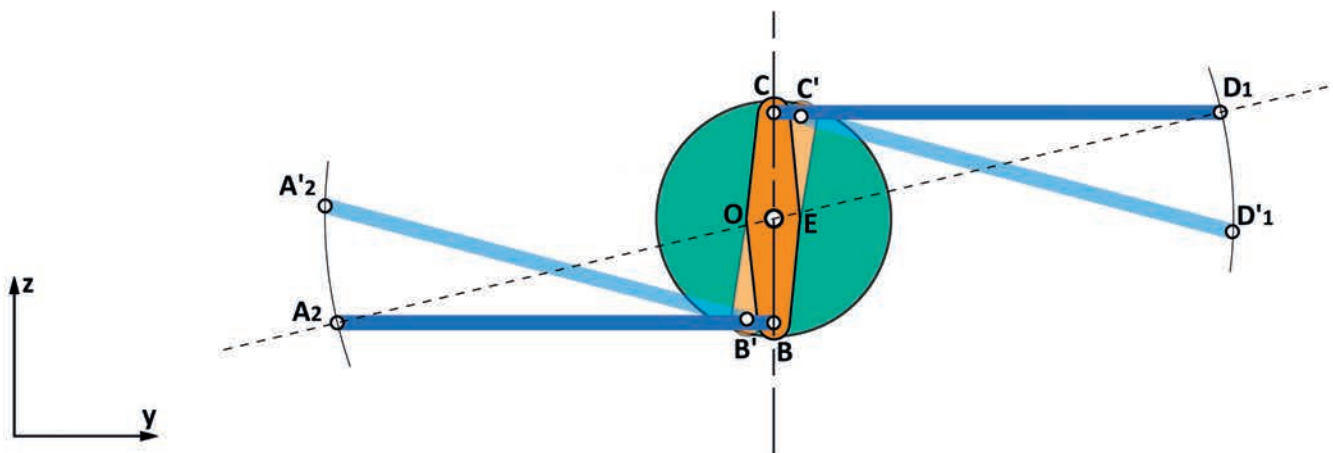


Fig. 4.10 Repositionnement du centre du palonnier au centre de roulis.

Ce système de guidage est parfois présenté comme le « stabilisateur de Farman ». Cet avionneur construisit des véhicules dans les années 20. Farman aurait été le premier à

utiliser le principe du parallélogramme de Watt appliqué au guidage transversal d'un pont rigide.

→ 4.1-4 Une architecture particulière d'essieu avant rigide (Cf. fig 4.11)

Sur cette architecture, les deux roues avant sont liées rigidement. Les pivots tourbillonnent directement sur l'essieu. La barre d'accouplement, commandant le braquage de la roue gauche à partir de la roue droite, participe à la liaison entre les deux roues avant.

Le guidage longitudinal est assuré par deux biellettes de poussée, ancrées très loin sur le châssis. Ces deux biellettes forment les côtés

d'un triangle isocèle avec l'essieu pour base.

Le guidage transversal est assuré par deux parallélogrammes formés, de chaque côté, par un bras transversal en partie supérieure et l'élément élastique, un ressort à lames transversal, en partie inférieure. Pour tenir compte des variations de longueur sous débattement vertical, ces parallélogrammes sont reliés à l'essieu, chacun par une jumelle.

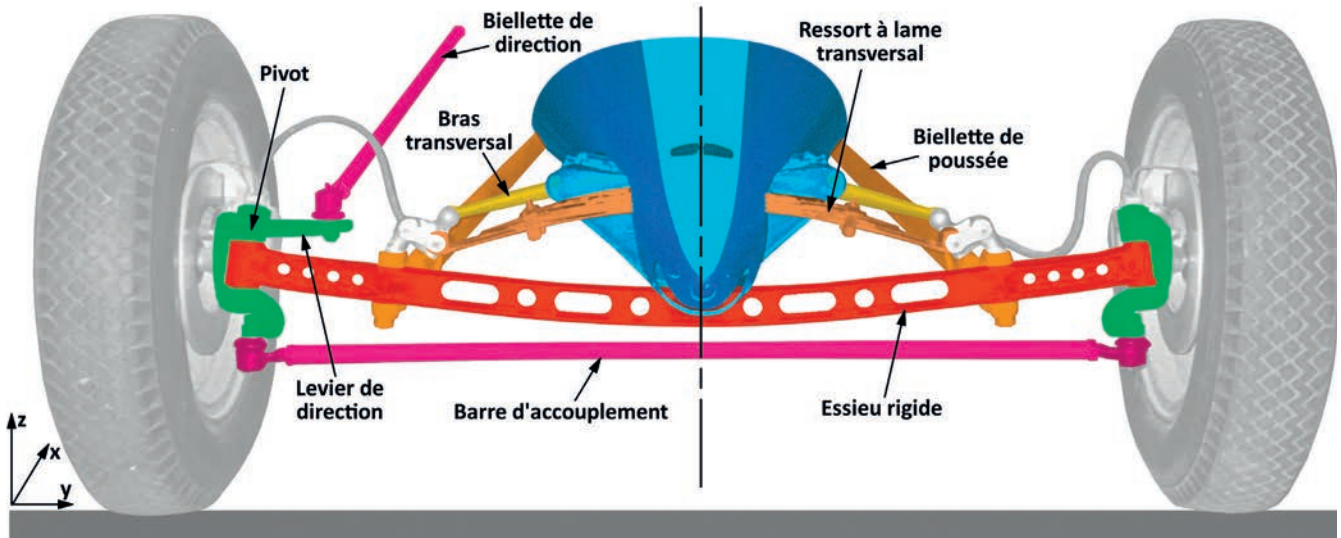


Fig. 4.11 Essieu Av rigide.

→ 4.1-5 L'essieu « de Dion » (Cf. fig 4.12)

L'essieu rigide a l'avantage de lier les plans de roue gauche et droit, mais l'inconvénient d'une masse semi-suspendue élevée. Pour remédier à cet inconvénient, les fonctions liaison au sol et transmission de mouvement ont été découplées. Le pont est fixé au châssis, et les roues restent liées l'une à l'autre par un tube rigide. D'où le pont de **Dion**, du nom de son inventeur : l'ingénieur français **de Dion**, aussi connu par ses voitures « **de Dion-Bouton** » fin du 19^{ème}, début du 20^{ème} siècle.

Le tube de liaison entre les roues gauche et droite est guidé dans le sens longitudinal par un bras de roue tirée et une biellette de

guidage longitudinal. Bras et biellette forment un parallélogramme de Watt dans le plan longitudinal.

Pont et freins sont directement fixés au châssis.

Le guidage transversal est réalisé d'une part par les articulations cylindriques d'accrochage des bras de roue tirée et d'autre part par une biellette accrochée d'un côté sur le pont et de l'autre en bout du bras de roue tirée côté droit.

Ce montage de pont arrière a longtemps été utilisé sur des voitures puissantes à architecture « **Panhard** ».

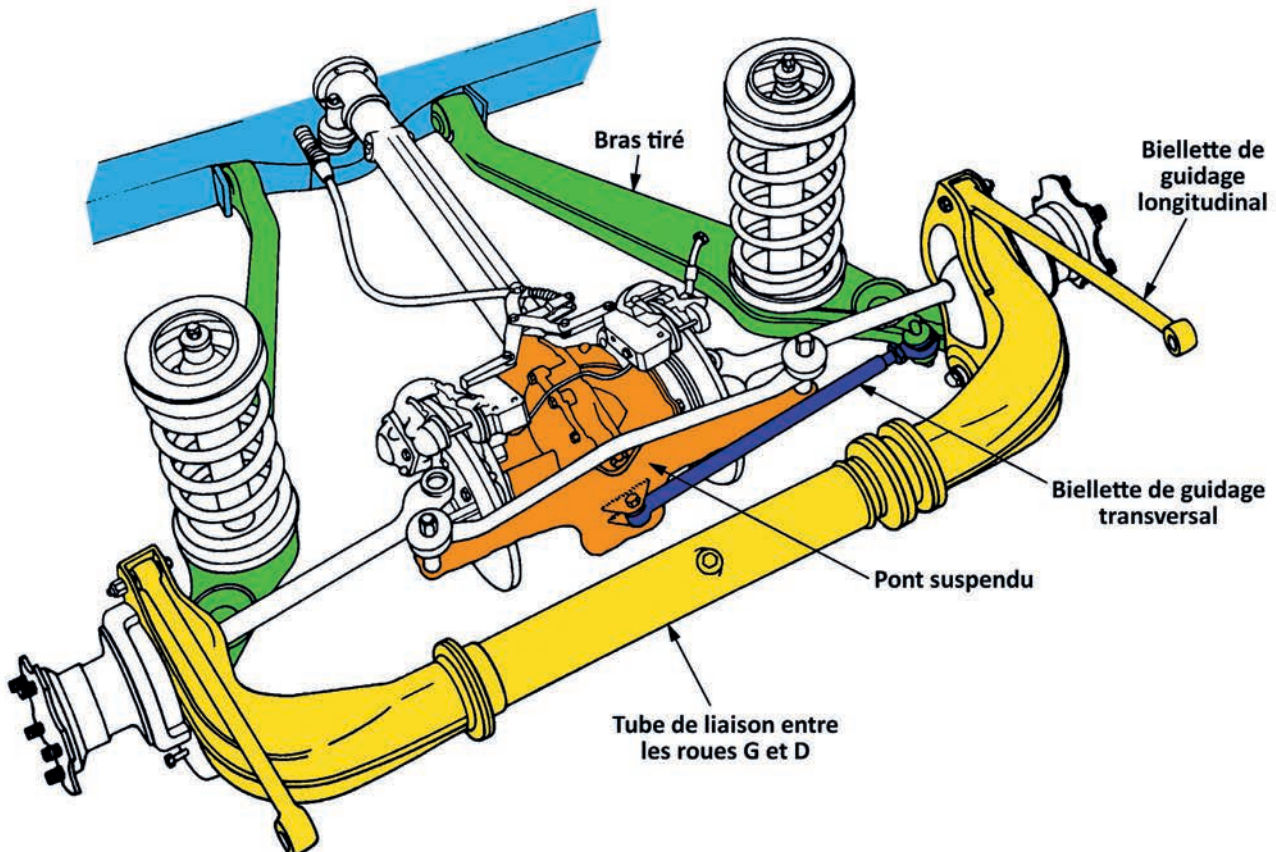


Fig. 4.12 Le pont Ar « de Dion ».

→ 4.2 LE GUIDAGE D'UN ESSIEU À ROUES INDÉPENDANTES

→ 4.2-1 Guidage par quadrilatère déformable

a) Principe de la triangulation

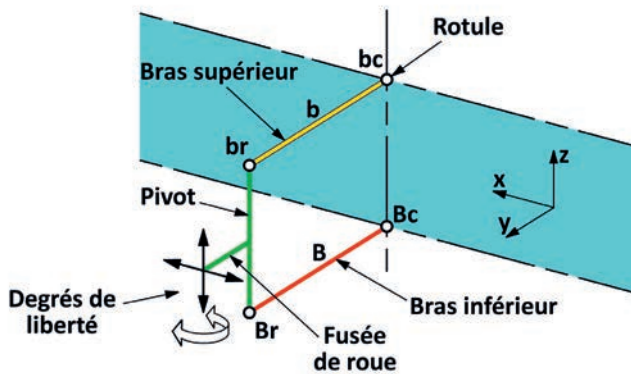


Fig. 4.13 Guidage transversal seul.

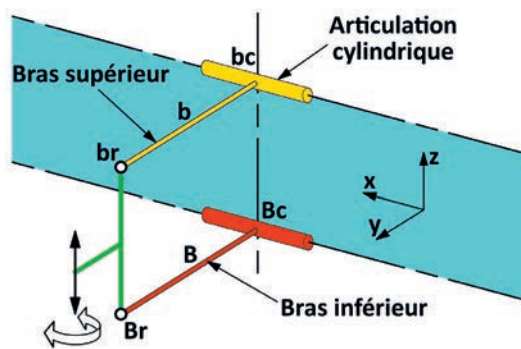


Fig. 4.14 Bras sur articulations cylindriques.

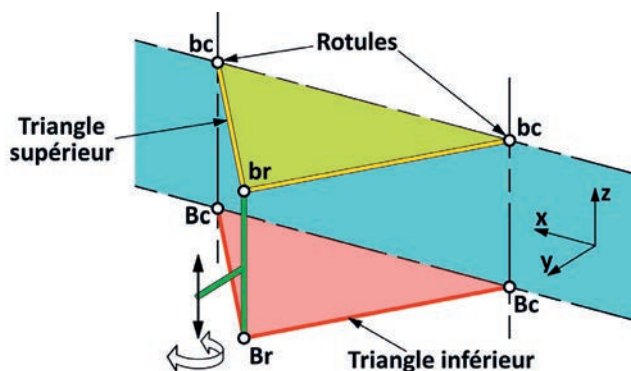


Fig. 4.15 La triangulation.

Considérons le montage de la figure 4.13, constitué de deux bras superposés. Chaque bras est articulé sur le châssis par une rotule : bc en haut et Bc en bas. A l'autre extrémité, toujours par rotules, les bras sont fixés au pivot : respectivement br et Br . La fusée de roue va pouvoir se déplacer verticalement, faire une rotation autour de l'axe $br-Br$, mais par contre rien ne viendra la retenir dans le plan longitudinal. Les efforts de freinage et d'accélération ne pourront être transmis au châssis.

Il est donc nécessaire de réduire le nombre de degrés de liberté en bloquant le mouvement longitudinal. Il existe deux possibilités :

- Par des articulations cylindriques

Le principe de l'articulation cylindrique (Cf. fig. 4.14) permet de bloquer le mouvement longitudinal. Dans la pratique, pour permettre une implantation suffisamment large, cette articulation se décompose en deux éléments positionnés à chaque extrémité du bras (Cf. fig. 3.115).

- Par une barre supplémentaire : la triangulation (Cf. fig. 4.15)

Il est ajouté une barre de façon à former un triangle. Cette forme géométrique supprime tout mouvement longitudinal. Il ne subsistera que le mouvement vertical et la rotation de la fusée autour du pivot.

La figure 4.16 est un exemple de bras triangulés superposés. Le bras supérieur est plus court que le bras inférieur. Les variations du plan de roue en débattement vertical iront dans le sens des carrossages négatifs. La fixation sur le châssis du bras inférieur est proche de l'axe de symétrie du véhicule. Comme ce bras est horizontal, les variations de voie seront réduites.

La biellette de direction est dans le plan horizontal du bras supérieur. Elle est un peu plus longue que le bras supérieur. L'angle de l'axe formé par la rotule supérieure de pivot et la rotule de biellette avec l'axe de symétrie du véhicule, montre une épure de direction de type Jeantaud.

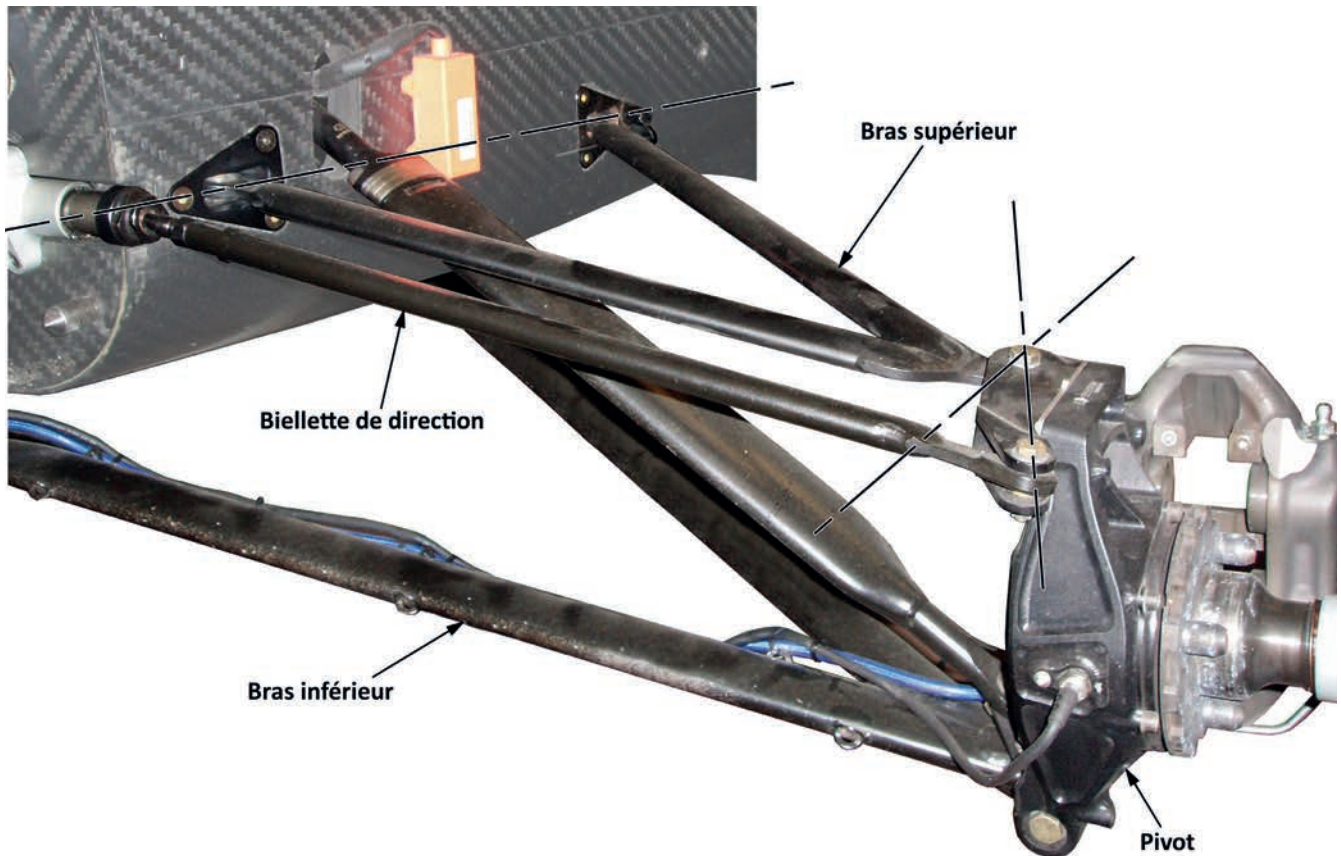


Fig. 4.16 Exemple de demi-essieu Av à bras triangulés superposés.

b) Cas particulier du train arrière

La rotation de la fusée n'est pas nécessaire. Le seul degré de liberté utile est un mouvement vertical. L'architecture peut prendre des formes très diverses. Quelques exemples :

- Le bras supérieur a la forme d'un triangle disposant d'une large implantation sur le châssis par l'allongement d'un côté du triangle. Le bras inférieur est constitué de deux triangles. Le premier a sa base sur le pivot et le sommet sur le châssis. Le second, par un long tirant, aussi appelé barre de poussée, vient retenir le mouvement longitudinal du premier triangle (Cf. fig. 4.17 et 4.18).

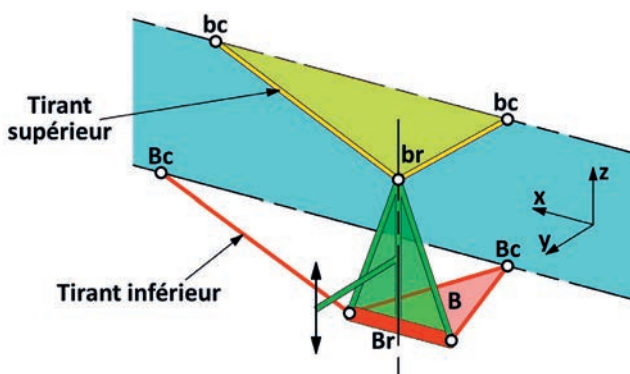


Fig. 4.17 Essieu arrière triangulé.

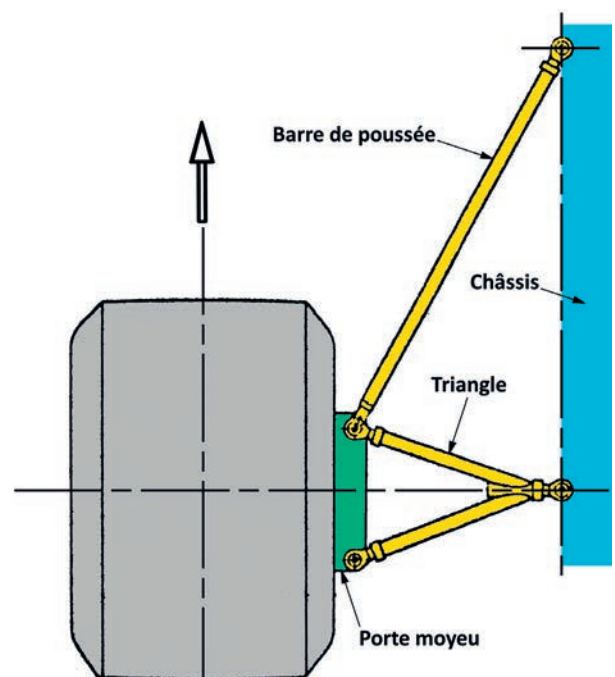
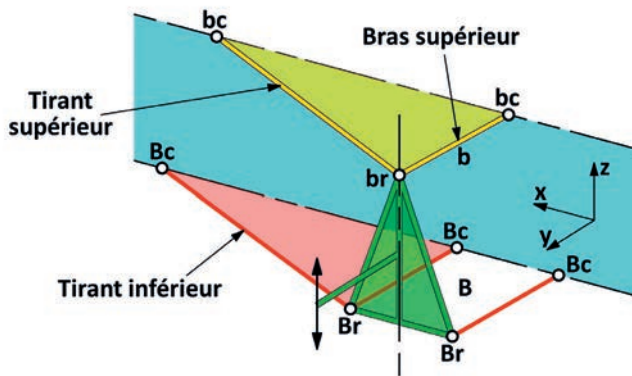


Fig. 4.18 Vue de dessus de la partie inférieure de la figure 4.17.



- Un des triangles inférieurs est remplacé par deux tirants transversaux, formant un rectangle avec l'embase du pivot et le châssis (Cf. fig. 4.19).

Fig. 4.19 Autre version de train arrière triangulé

c) Quelques exemples d'implantation sur véhicule

- La figure 4.20 montre un demi-essieu avant à bras triangulés superposés. Les fixations sur châssis sont des articulations cylindriques. L'élément élastique composé d'un combiné ressort-amortisseur est fixé sur le bras supérieur proche de la rotule supérieure de pivot. La biellette de direction est dans

le plan du bras supérieur. Le positionnement de la rotule en sortie de crémaillère et sa longueur laissent présager des braquages induits. Cet ensemble aura deux degrés de liberté : un mouvement vertical et une rotation du pivot.

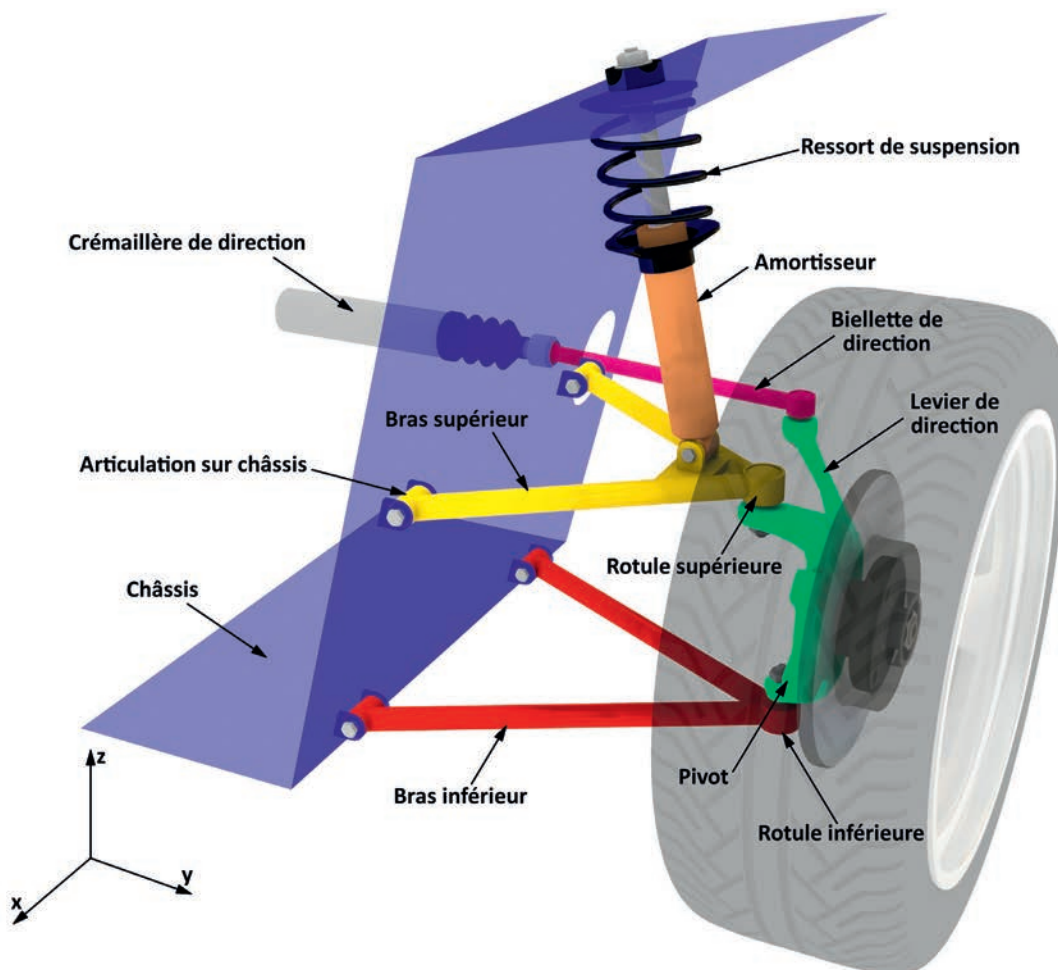


Fig. 4.20 Train avant à roues indépendantes et bras triangulés superposés

- La figure 4.21 représente une vue de dessus de la fig. 3.131. Elle montre une implantation très simple. Le guidage est constitué de deux bras triangulés superposés, pratiquement identiques en haut et en bas. A noter l'angle que fait la base d'implantation sur le châssis avec l'axe de symétrie du véhicule. Cela signifie

que le débattement des pivots ne se fera pas suivant un plan vertical passant par les centres de roue, mais suivant un plan perpendiculaire à cette base d'implantation. Avec pour conséquence une modification de l'angle d'inclinaison des pivots.

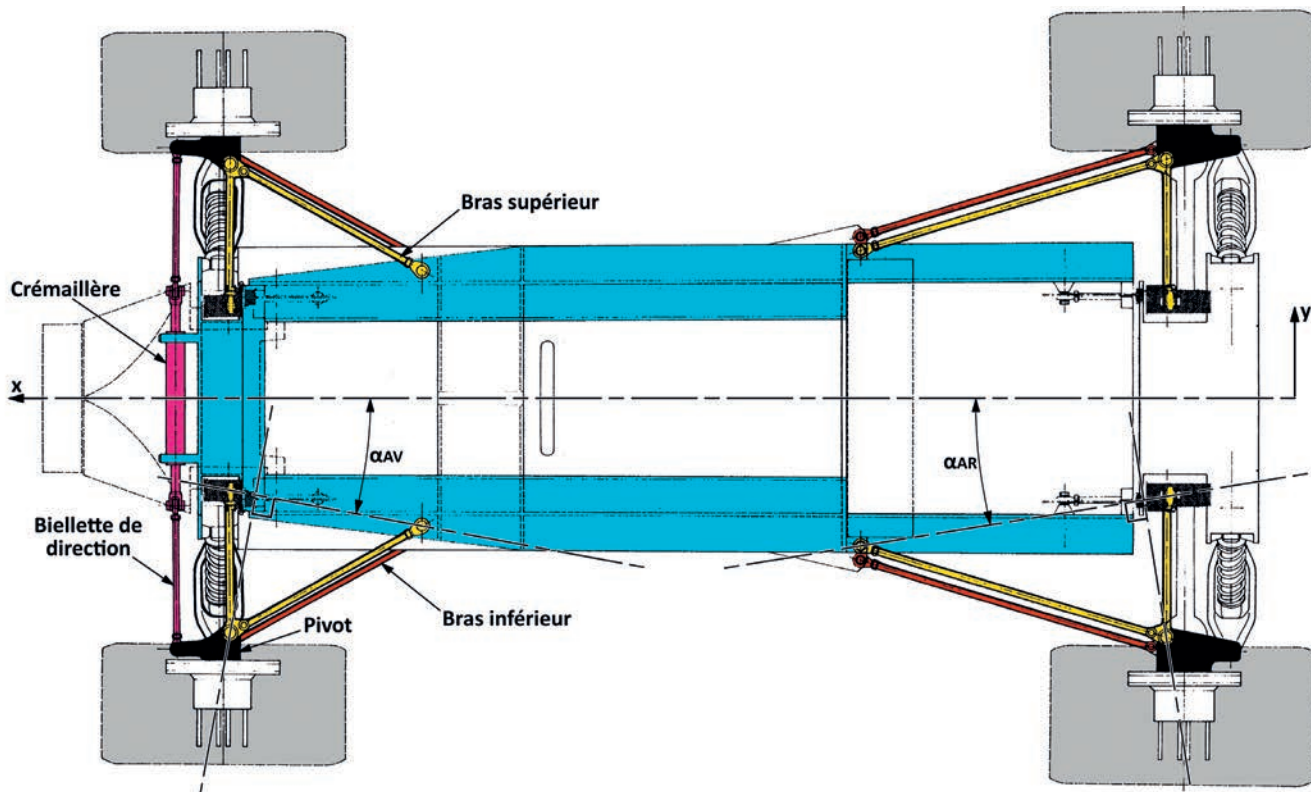


Fig. 4.21 Vue de dessus

- Les figures 4.22 et 4.23 représentent le train avant et le train arrière de la Porsche 917.

Sur le train avant, les bras sont d'inégale longueur. Le bras supérieur est plus court que le bras inférieur et légèrement à piquer vers l'intérieur du véhicule. De même le bras inférieur est légèrement à piquer. Les directions $br-bc$ et $Br-Bc$, sans être parallèles, ont des directions très proches. Cela donne un RC rejeté assez loin et

juste en dessous du sol. Cette architecture positionne le CS très légèrement en dessous du sol. L'inclinaison de la tangente à la trajectoire de RC, presque horizontale, montre que lors du roulis, la hauteur du CS va peu varier. Le schéma ne montre pas de biellette de direction, ce qui laisse supposer qu'elle est dans le plan d'un des bras. Le déport au sol est notable.

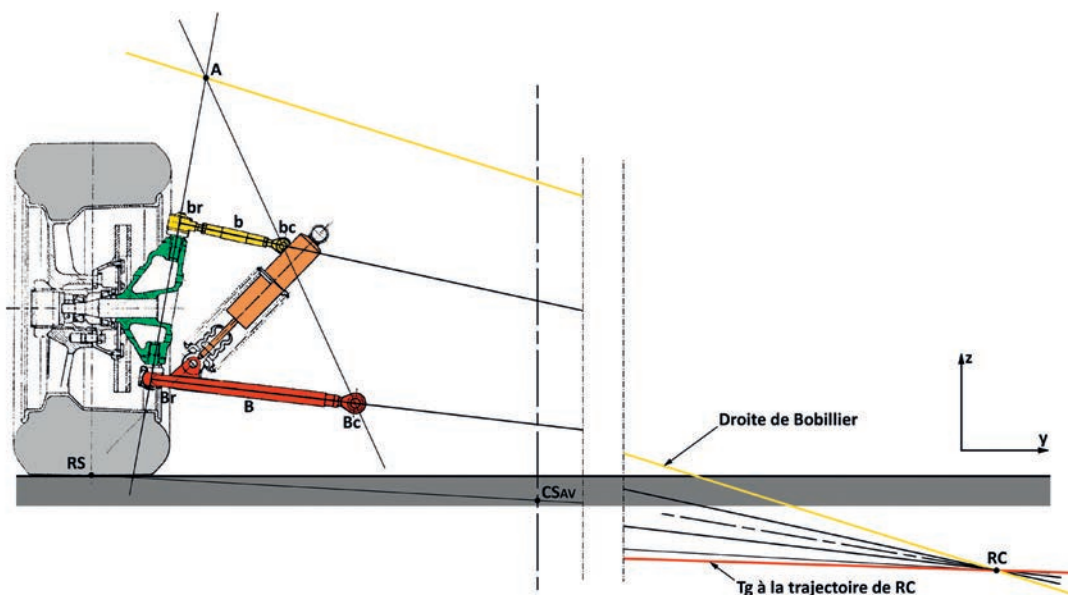


Fig. 4.22 Train avant triangulé.

Sur le train arrière, le bras supérieur est incliné vers l'intérieur du véhicule, il est nettement plus court que le bras inférieur qui lui, est horizontal. Le RC est rejeté assez loin, légèrement au-dessus du sol. Cela donne un CS juste au-dessus du sol. La tangente à la trajectoire de RC est peu inclinée par rapport à l'horizontale. Donc comme à l'avant, les variations de hauteur de CS seront faibles. Ce véhicule est destiné à des compétitions en circuit donc sur bonne route, les variations du plan de roue seront faibles et la prise de carrossage sera négative sur la roue extérieure au virage.

La position du centre de gravité n'est pas connue, mais elle doit pas être proche de l'axe de roue.

La troisième barre est la transmission. Le joint côté roue est bien sur l'axe $Br-br$. Par contre côté sortie de boîte de vitesse, outre un joint de cardan implanté directement en sortie de boîte de vitesse, il est ajouté une articulation élastique dont le centre est positionné sur l'axe $Bc-bc$. Dans cette articulation est placée une coulisse à cannelures permettant des variations de longueur de l'arbre.

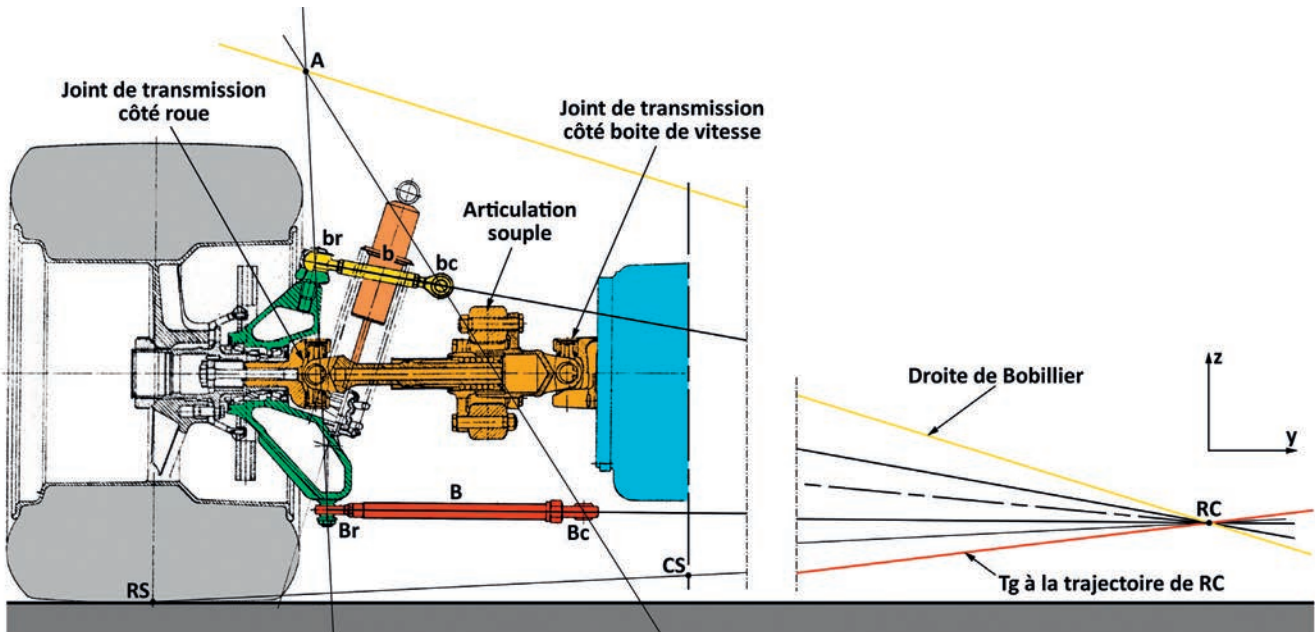


Fig.4.23 Parallélogramme de Watt et mise en roulis.

L'axe de roulis sera à « piquer » mais avec un angle faible. Les tangentes aux points RC , Av et Ar ont deux inclinaisons opposées. Donc lors d'un débattement vertical, le CS_{Av} et le CS_{Ar} vont

se déplacer chacun dans un sens opposé à l'autre. Si l'un monte, l'autre descend avec pour résultat un axe de roulis quasi horizontal et proche du sol.

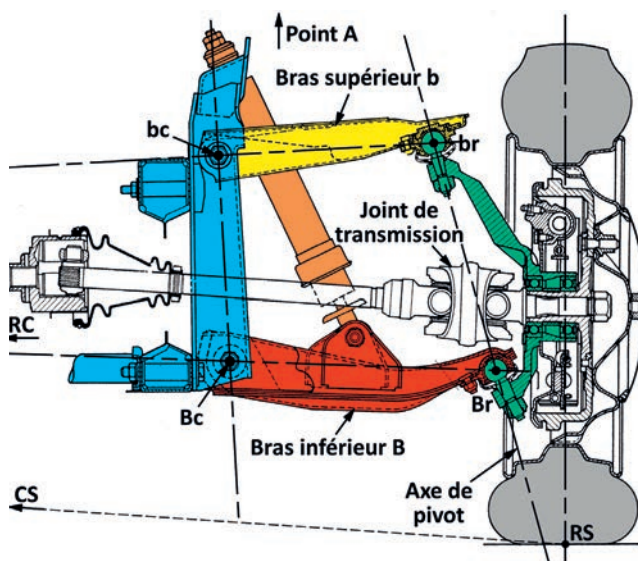


Fig.4.24 Demi-essieu avant moteur à quadrilatère déformable.

- La figure 4.24 montre un demi-essieu avant moteur à quadrilatère déformable. Le bras supérieur est légèrement plus court que le bras inférieur. Ces deux bras convergent assez loin, côté intérieur du véhicule. Le CS est au-dessus du sol. L'élément élastique est une barre de torsion ancrée dans le bras inférieur porteur. La transmission homocinétique présente un double joint côté roue. Le centre de ce double joint passe par l'axe $br-Br$. Par contre côté châssis, le joint de type tripode est en sortie de boîte de vitesse. La distance existante entre ce joint et la droite $bc-Bc$ induit un coulisement de l'arbre de transmission lors des débattements verticaux.

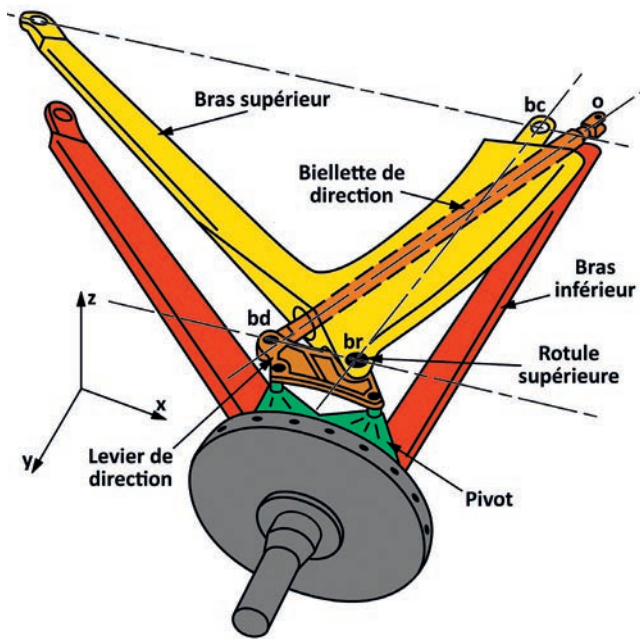


Fig. 4.25 Une position particulière de la biellette de direction.

- La figure 4.25 est un exemple d'implantation particulière de la biellette de direction. Ce montage fut utilisé sur une **Formule 1**. La biellette traverse l'une des branches supérieures du bras triangulé. A noter que le levier de direction supporte la rotule supérieure de pivot. Le léger désaxage entre les axes **bc-br** et **O-bd** introduit un braquage induit.

- Le système multi-bras (Cf. fig. 4.26)

Le pivot est relié au châssis par quatre bras indépendants, deux en partie supérieure et deux en partie inférieure. La fixation sur le châssis comme sur le pivot se fait par des rotules. Chaque bras dispose d'une fixation sur le pivot. En choisissant la longueur des bras et leur position, il est possible de faire varier le plan de roue

selon une géométrie bien précise. La biellette de direction constitue une cinquième barre permettant le braquage de la roue. Dans le cas d'un essieu non directeur, cette cinquième barre est reliée à un point fixe du châssis et peut intervenir dans le changement de position du plan de roue, lors des débattements verticaux.

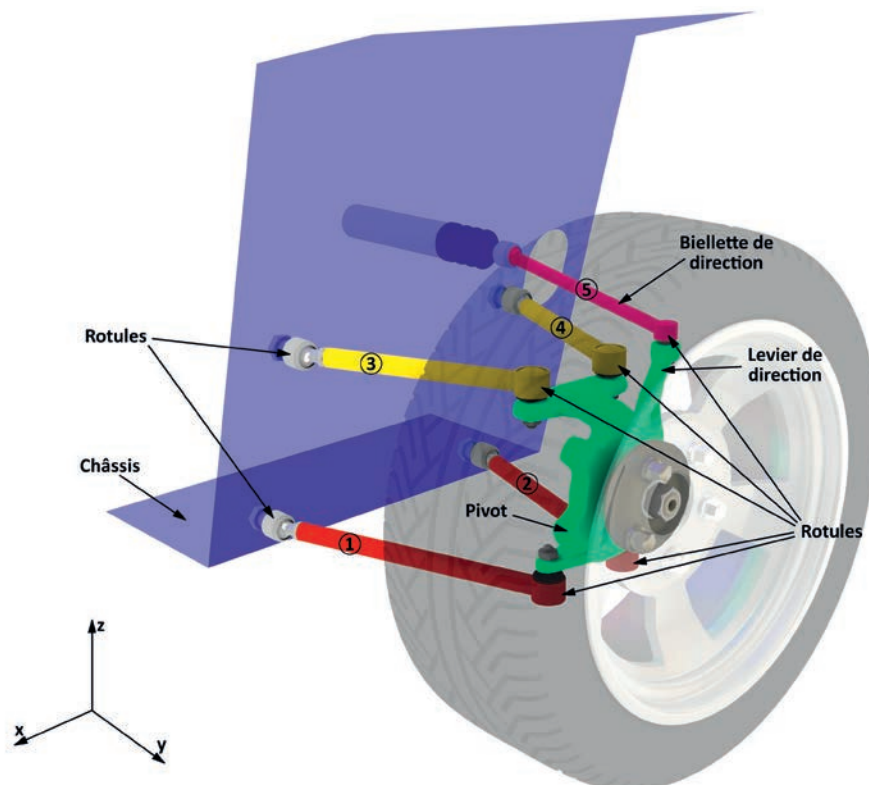


Fig. 4.26 Train Av multi-bras.

Avec ce système, l'intersection des prolongements des leviers 1 et 2 représente une rotule inférieure de pivot virtuelle. Il en est de même avec les leviers 3 et 4 pour la rotule supérieure. $br0$ représente une rotule sur un bras triangulé classique. $br1$ est la rotule virtuelle du système multi-bras.

Un tel montage permet de réduire le déport au sol, $d_1 > d_2$.

Lors du braquage, chaque levier sera articulé par sa rotule de fixation au châssis, qui reste fixe. L'extrémité du levier sur le pivot décrit un arc de cercle : de rayon la longueur du levier et de centre la fixation du levier sur le châssis. Conséquence : la rotule se déplace dans l'espace, $br1$ vient en $br'1$. Ce qui modifie l'angle de pivot et la position du plan de roue.

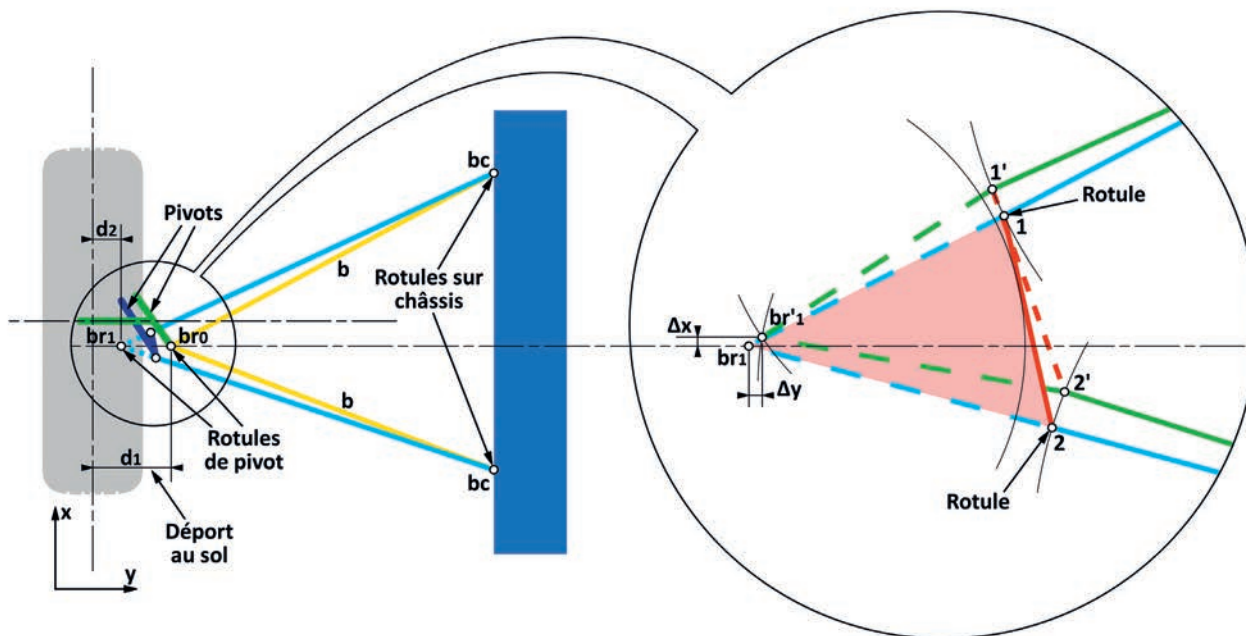


Fig.4.27 La rotule virtuelle du système multi-bras.

- Demi-essieu arrière à bras de roue tirée superposés (Cf. fig. 4.28)

Cet exemple montre un système utilisant deux bras. Ces bras forment un quadrilatère déformable dans le plan longitudinal.

La particularité est l'inclinaison α et α' dans le plan transversal des axes d'implantation sur le châssis. Cela introduit une prise de carrossage négatif du plan de roue.

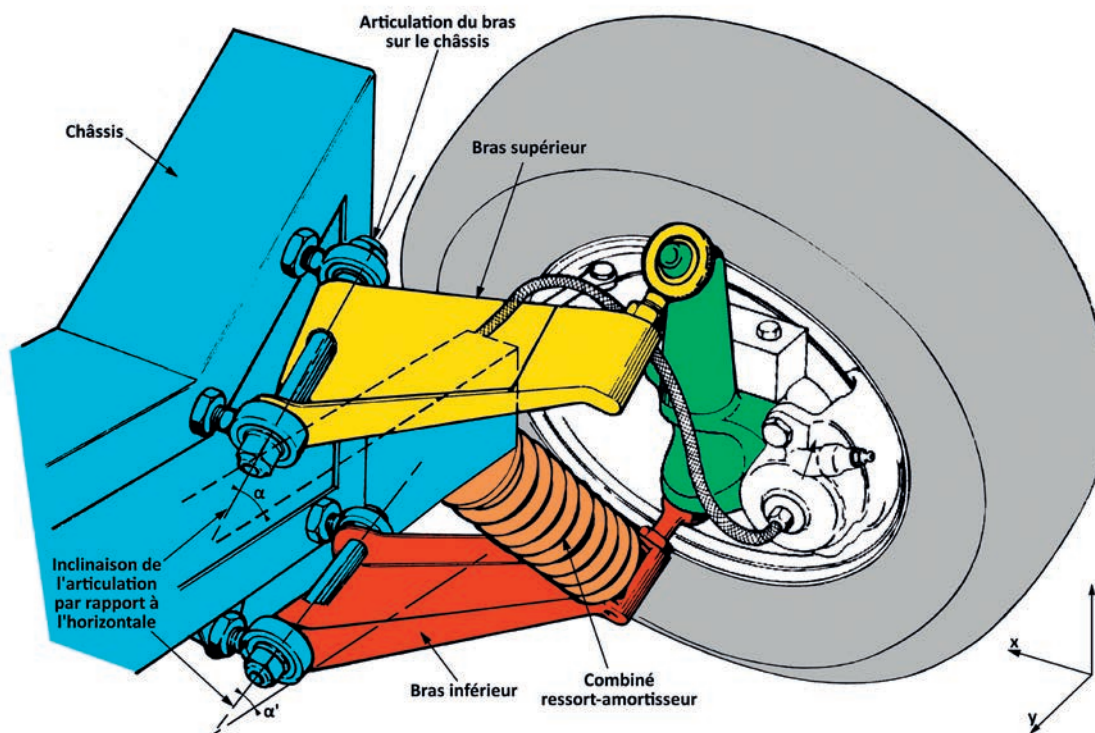


Fig. 4.28 Demi-essieu arrière à bras de roue tirée.

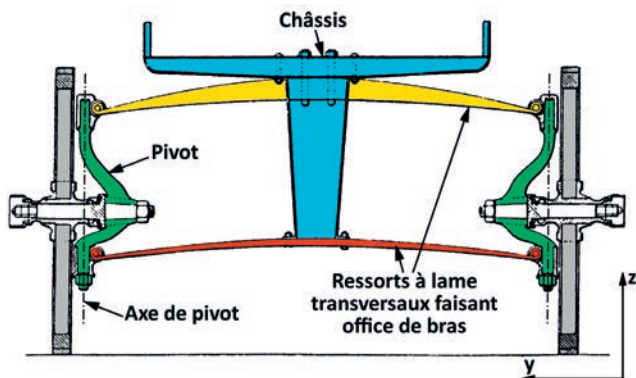


Fig. 4.29 Ressort à lame transversal.

Le ressort à lames est un élément élastique dont l'emploi est très ancien. Il est économique, facile à élaborer et à utiliser. Sa mise en place sur véhicule est simple. D'abord monté en position longitudinale, il fut ensuite monté en position transversale.

- La figure 4.29 montre une utilisation datant du début du 20^{ème} siècle. Le bras supérieur est l'élément élastique principal. Le bras inférieur ne sert que de guidage. Chaque ressort est fixé rigidement en son centre et les variations de longueur dues à la flexion apparaissent au niveau du pivot.

- En restant dans le domaine de l'histoire, la figure 4.30 est un exemple plus récent. Le guidage vertical se fait par une tige coulissante dans une rotule placée sur une extension

du châssis. Le ressort à lames en position basse est à la fois élément élastique et élément de guidage transversal.

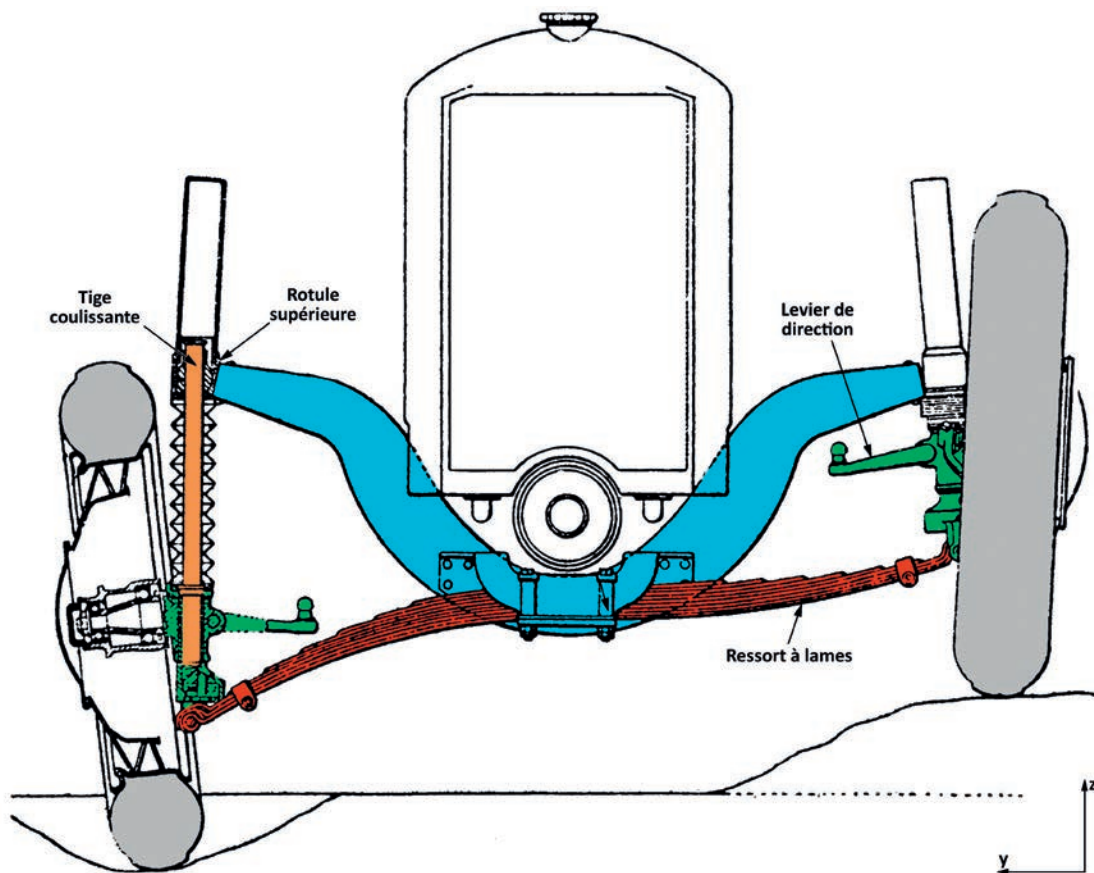


Fig. 4.30 Autre montage avec un ressort à lames transversal.

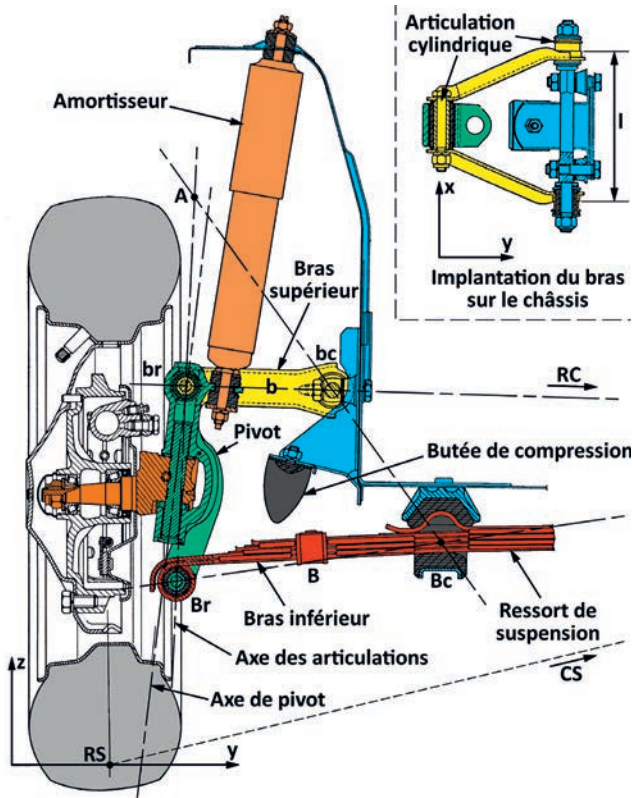


Fig. 4.31 Architecture d'un demi-essieu avant utilisant un ressort à lames comme bras inférieur.

- Plus récemment, le ressort à lames comme guidage transversal, fut utilisé sur des voitures populaires. La figure 4.31 en est un exemple d'utilisation en position de bras inférieur. Br , br et bc sont des articulations cylindriques. Le bras supérieur est triangulé avec une large embase d'implantation. Il sert de guidage longitudinal. Le point Bc est un appui en caoutchouc pour la filtration des bruits et des chocs. L'axe de pivot est une articulation cylindrique dont l'axe est légèrement décalé par rapport à la droite $Br-br$. La butée de fin de course en compression vient en appui directement sur l'élément élastique. La ligne d'action de l'amortisseur est très proche du plan de roue, ce qui lui donnera une bonne efficacité.

Le bras supérieur b est nettement plus court que le bras inférieur B . L'axe $br-bc$ est presque horizontal, alors que l'axe $Br-Bc$ est cabreur vers l'intérieur du véhicule. Cela donne un RC bien au-dessus du sol et un CS qui sera lui aussi au-dessus du sol.

L'élasticité du caoutchouc donne une liberté de mouvement à la fixation Bc dans le plan horizontal, introduisant des variations de position de Br . La contrainte longitudinale que subit le ressort va perturber son fonctionnement.

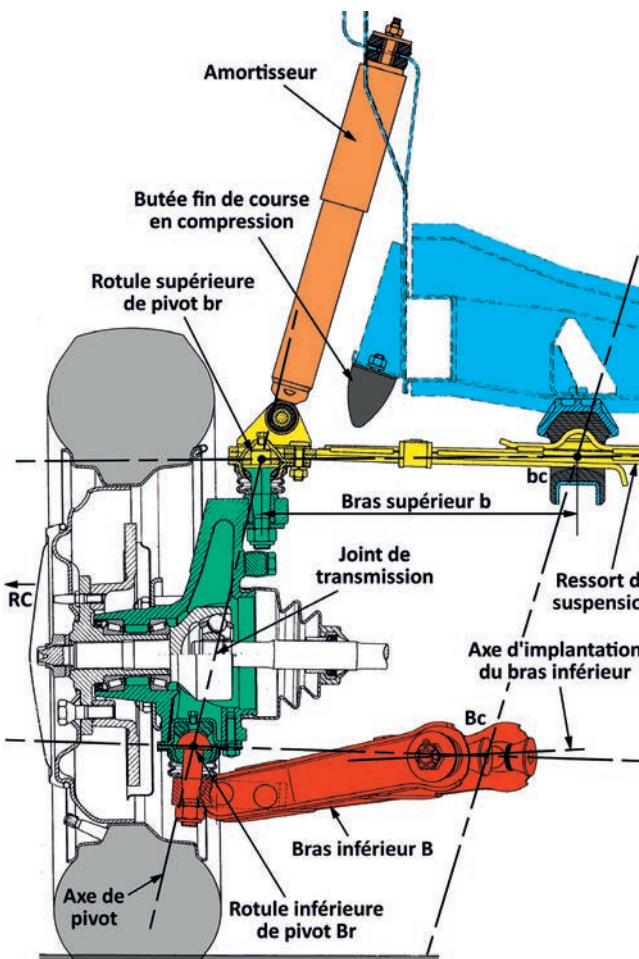


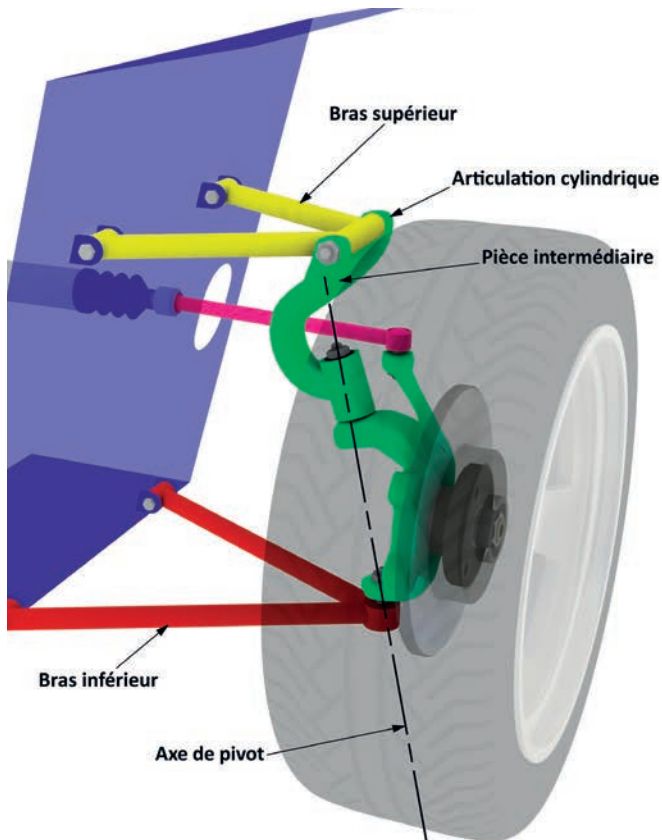
Fig.4.32 Architecture d'un demi-essieu avant utilisant un ressort à lames comme bras supérieur (Autobianchi).

- Suivant une architecture très proche, le ressort à lames est utilisé en bras supérieur de guidage transversal et comme élément élastique (Cf.fig 4.32). Le pivot est monté sur des rotules. L'appui du ressort à lames sur châssis se fait par l'intermédiaire d'un tampon en caoutchouc. Comme précédemment, la ligne d'action de l'amortisseur est quasiment dans l'axe du pivot, donc près de la roue. La butée de fin de course en compression agit directement sur l'élément élastique.

Les droites $br-bc$ et $Br-Bc$ sont quasi parallèles. Le point RC est rejeté à l'infini. Le CS est au sol. De même les droites $Br-br$ et $Bc-bc$ sont également quasi parallèles. Le point A est rejeté à l'infini.

L'axe d'implantation sur le châssis du bras inférieur fait un angle avec l'axe de symétrie du véhicule. Lors des débattements verticaux, la rotule inférieure ne se déplace pas dans un plan transversal et vertical, mais oblique. En compression, la rotule va reculer et réduire l'angle de chasse.

Il s'agit d'un essieu avant moteur. Le joint de transmission côté roue est positionné sur l'axe $Br-br$.



- Le pivot « découplé » (Cf. fig. 4.33)

Pour une question d'encombrement, il n'est pas toujours possible de positionner deux bras triangulés de la dimension souhaitée dans l'encombrement disponible.

Sur un pivot classique, il est ajouté une pièce intermédiaire entre le pivot et le bras supérieur. Cette pièce intermédiaire est liée d'une part au pivot par une première articulation cylindrique dont l'axe est confondu avec l'axe du pivot, et d'autre part au bras supérieur par une deuxième articulation cylindrique, positionnée perpendiculairement à la première.

La pièce intermédiaire permet de positionner l'articulation avec le bras au-dessus du pneumatique. Cela donne une liberté dans le choix de l'épure. Autre avantage, bras inférieur et pivot sont récupérables d'un montage type Mac Pherson.

Fig. 4.33 Principe du pivot « découplé »

→ 4.2-2 Le montage du pivot

Sur un essieu avant à roues indépendantes, le pivot assurant la direction du véhicule peut être monté sur des rotules ou des articulations cylindriques. Cette dernière solution est de moins en moins utilisée sur les véhicules de tourisme, mais reste en usage sur les véhicules utilitaires.

- La figure 4.34 illustre un montage sur rotule. A noter sur cet exemple que les axes d'articulations des bras supérieur et inférieur sur le châssis ne sont pas dans la direction de l'axe de symétrie du véhicule, avec pour conséquence, une variation de l'angle de chasse lors des débattements verticaux.

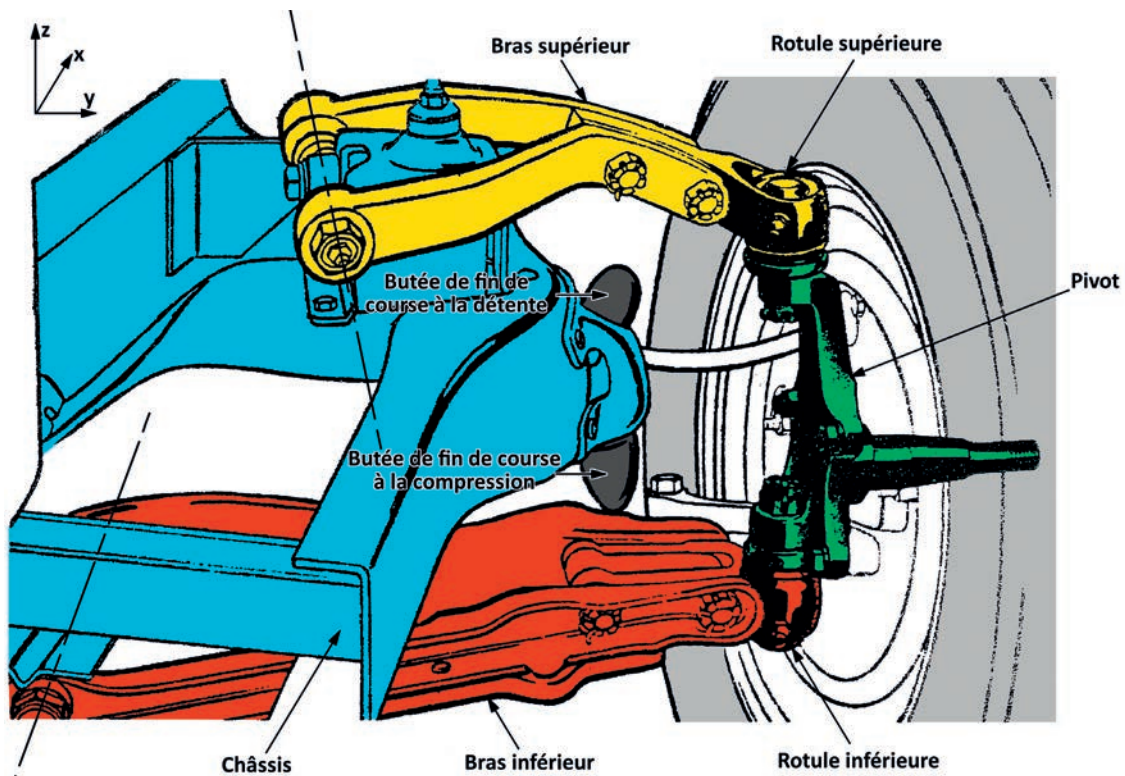


Fig. 4.34 Exemple de montage d'un pivot avec rotule supérieure et rotule inférieure.

- La figure 4.35 est un exemple de montage d'un pivot sur articulation cylindrique. Un tel montage nécessite quatre articulations : une à chaque articulation de bras sur le pivot et deux sur le pivot. Sur le pivot, il est nécessaire d'intercaler entre

les deux articulations, une butée d'appui pour tenir le poids. Un tel montage engendre dans le temps des frottements et demande des opérations de maintenance régulières.

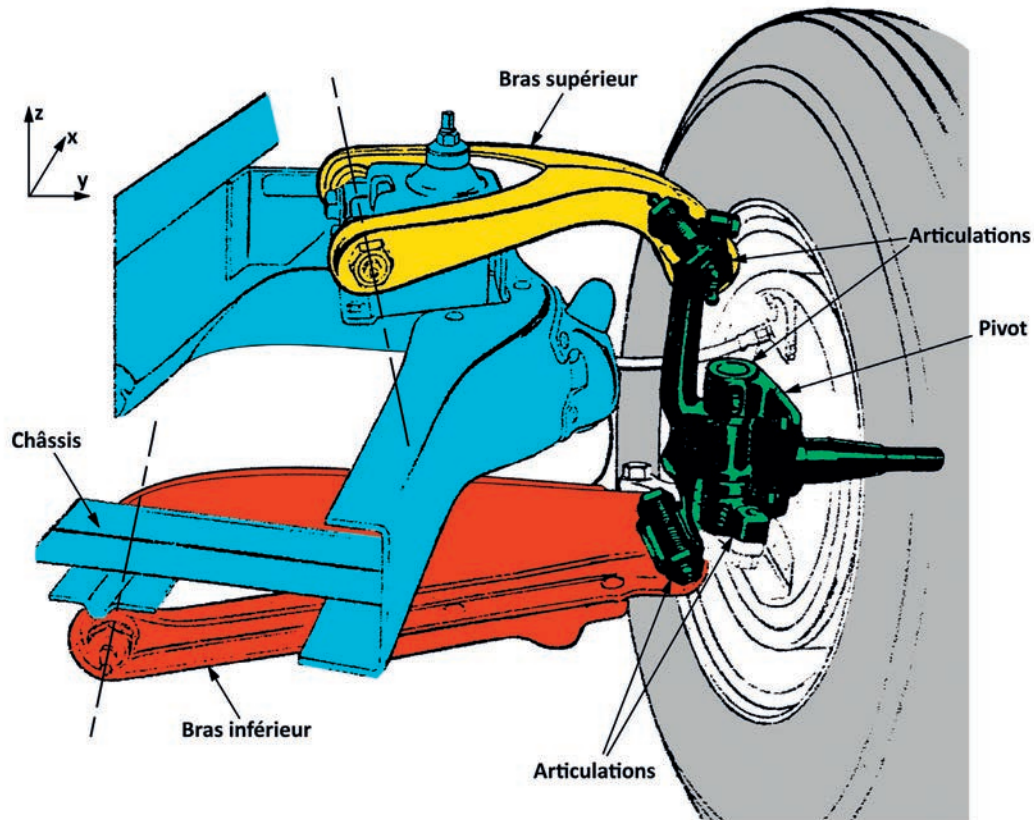
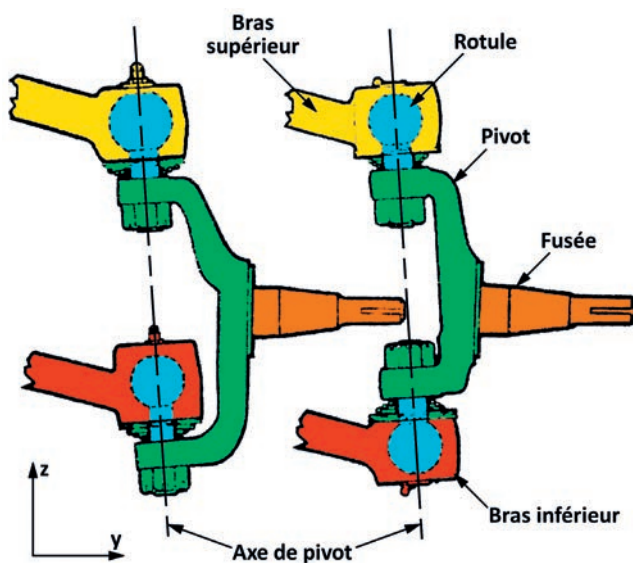


Fig.4.35 Exemple de montage d'un pivot sur articulation cylindrique.



- La figure 4.36 montre deux exemples de positionnement de la rotule inférieure : au-dessous ou au-dessus du pivot. La solution au-dessus du pivot permet un gain de place dans la roue.

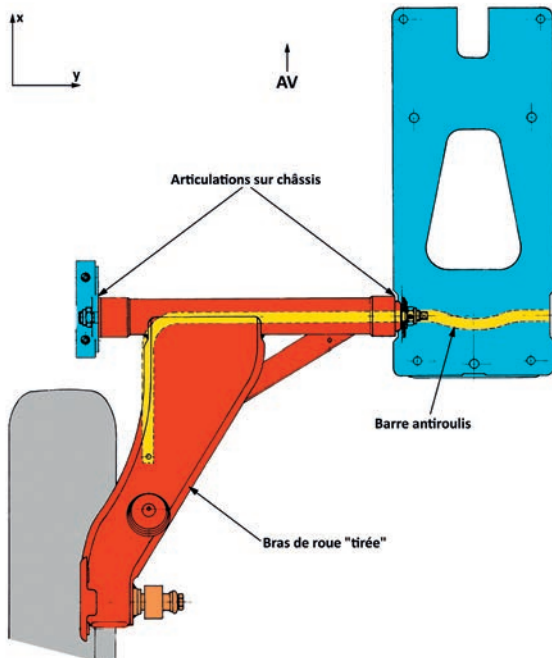
Dans ces exemples, la rotule est fixée sur le pivot. Mais elle pourrait aussi être fixée sur le bras.

Fig. 4.36 Montage de la rotule inférieure sur pivot.

→ 4.2-3 Le système à bras de roue tirée ou poussée

Ce système a été décrit au paragraphe 3.3-6. Il est largement utilisé pour sa simplicité de mise en œuvre, son coût modéré et par le volume qu'il laisse disponible pour l'habitacle. Les figures suivantes examinent deux exemples, conçus à quelques années d'écart :

a) L'essieu arrière de la Peugeot 104 (Cf. fig. 4.37 et 4.38)



Le bras en lui-même est constitué de deux coquilles en tôle emboutie, soudées sur un tube. Ce tube est fixé au châssis par deux articulations cylindriques. L'articulation la plus à l'intérieur du véhicule est montée sur boutonnière, ce qui permet de régler le parallélisme. En usine, un banc de réglage permettait de positionner l'axe de marche de l'essieu Ar et ainsi de positionner le parallélisme Av.

La barre antiroulis est fixée en-dessous.

Le combiné amortisseur-élément élastique est monté sur l'axe de roue, ce qui lui donne une bonne efficacité. Par contre, l'espace pris par l'élément élastique limite le volume du coffre.

Vu la configuration diamètre de roue/ longueur du bras, l'axe RS-CiRAR montre une inclinaison marquée.

→ Fig. 4.37 Essieu arrière à bras de roue tirée. Vue de dessus.

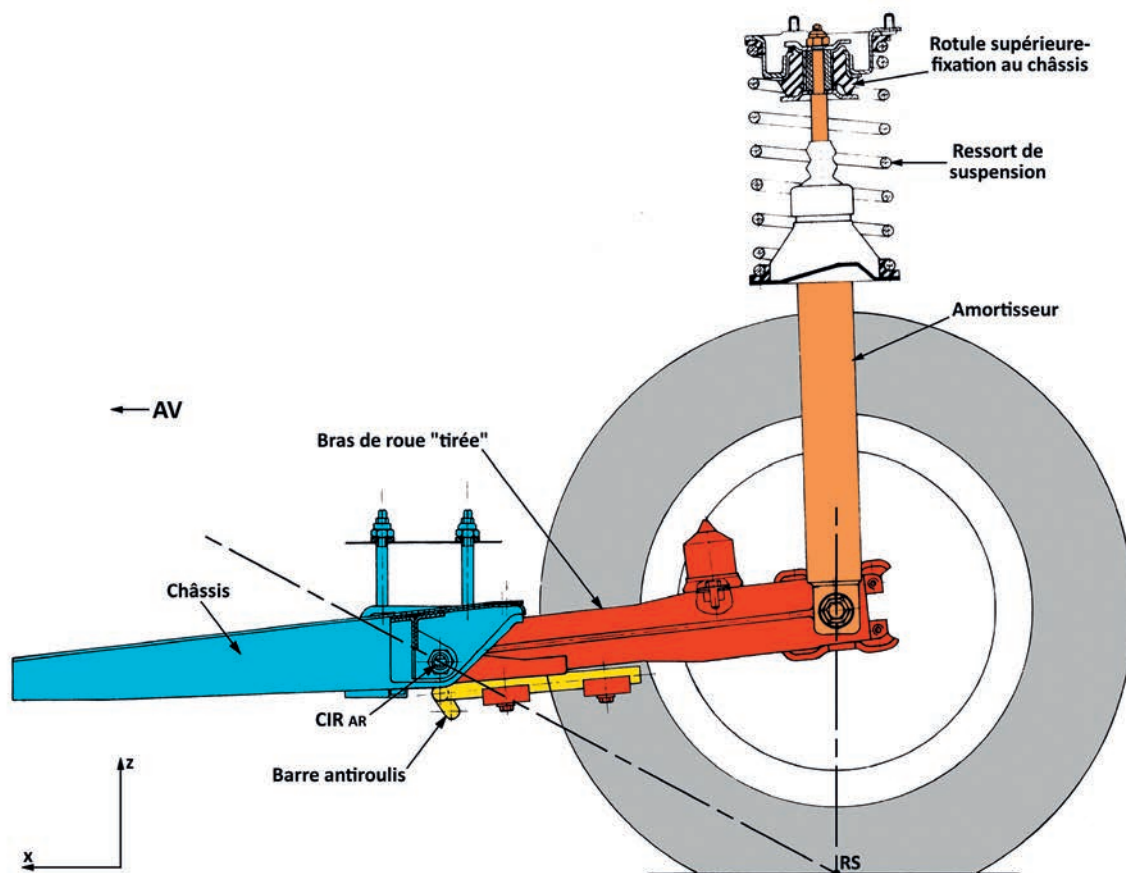


Fig. 4.38 Système de bras de roue tirée, vue latérale.

b) L'essieu arrière de la Peugeot 106 (Cf. fig. 4.39)

Conçu quelques années plus tard, il montre une recherche de simplification pour en réduire le coût tout en gardant la meilleure efficacité possible. Le bras est en fonte GS coulée, directement articulé sur une traverse fixée à l'essieu par deux tirants longitudinaux. Les extrémités de ces tirants comportent des silent-blocs chargés de filtrer les bruits de roulement. Nous verrons dans le chapitre 5 le rôle que peuvent jouer ces silent-blocs.

La barre anti-roulis est à l'intérieur de la traverse, ancrée dans chaque bras.

Les éléments élastiques sont des barres de torsion en position transversale.

Il n'y a aucun réglage, le parallélisme est fixe et sauf usure, ne peut évoluer.

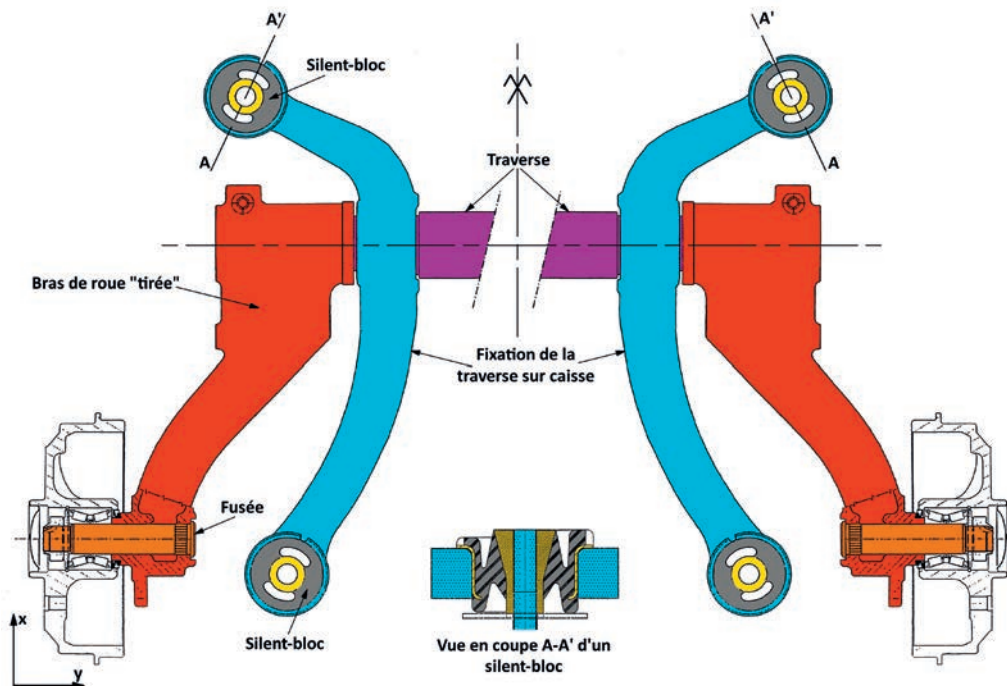


Fig. 4.39 Essieu arrière à bras de roue tiré. Peugeot 106.

c) Essieu arrière à bras de roue tirée et traverse déformable (Cf. fig. 4.35)

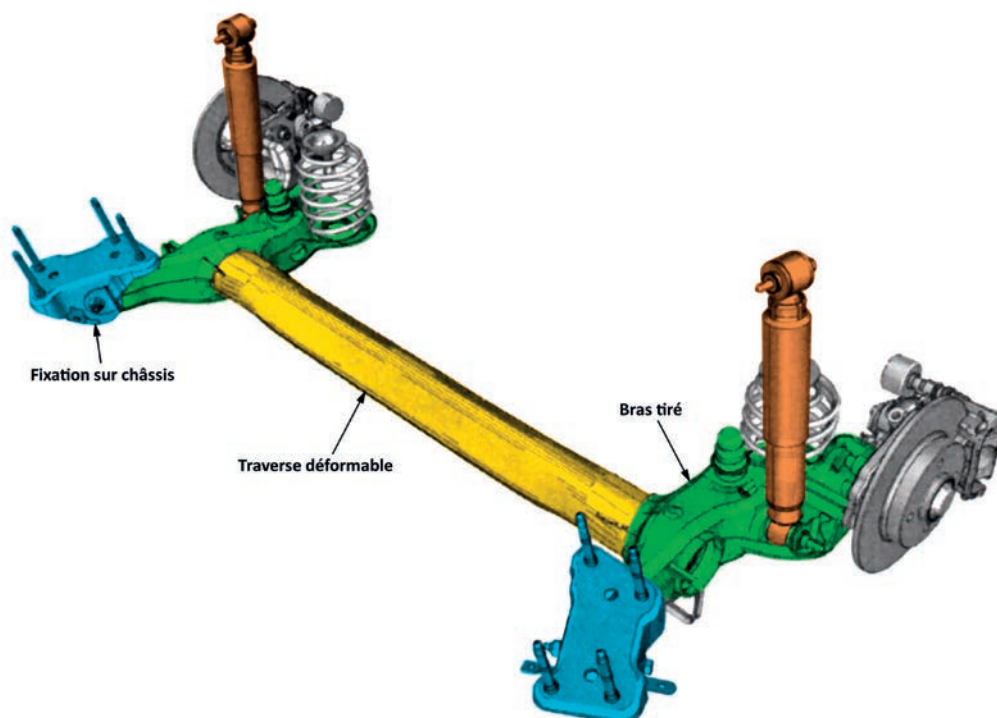
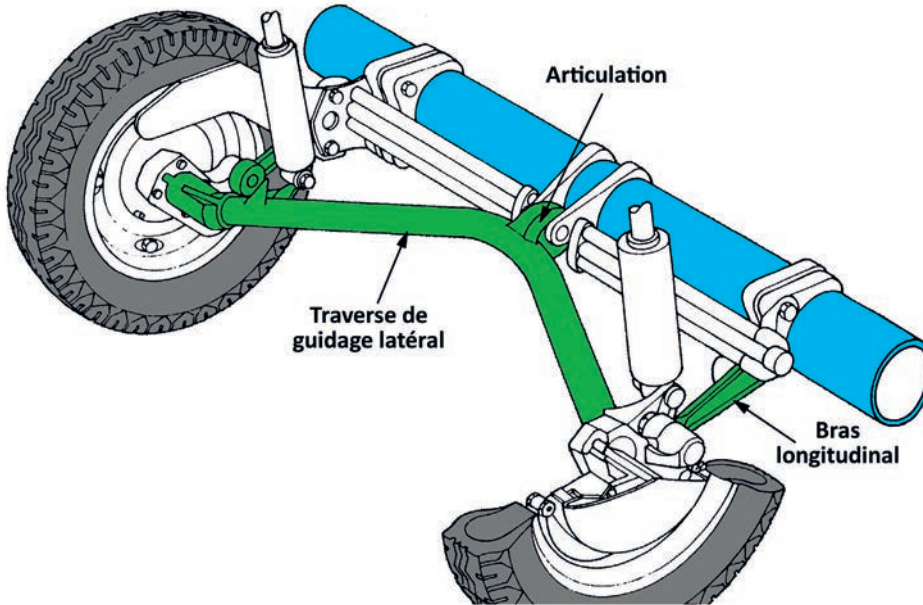


Fig. 4.35 Essieu arrière à bras de roue tirée et traverse déformable.

Ce type d'essieu s'est généralisé actuellement sur les véhicules de taille moyenne.

La traverse, reliant transversalement les deux bras de roue tirée, n'est plus dans l'axe d'articulation des bras sur le châssis mais décalé. Lors des débattements verticaux de pompage du châssis, cette traverse est neutre. Par contre lors des mouvements de roulis, lors desquels le débattement vertical d'une roue est en sens inverse du débattement de l'autre roue, la traverse est soumise à deux contraintes : une flexion et une torsion, et fait office de barre anti-roulis. Cette fonction anti-roulis sera déterminée par la forme de sa section. La distance entre le point d'implantation de la traverse et l'articulation du bras est également un élément de définition, lors de la conception du système.

d) Essieu arrière à bras de roue tirée et traverse articulée sur le châssis (Cf. fig. 4.36)



Sur ce montage, les extrémités de la traverse font office de fusée de roue. Cette traverse est cintrée pour que sa partie centrale vienne s'articuler sur le châssis dans l'axe de symétrie du véhicule. De chaque côté, un bras articulé au châssis et à la traverse, complète la triangulation. L'élément élastique est composé de barres de torsion commandées par le bras et positionnées transversalement. La fonction antiroulis est donnée par la raideur de torsion de la traverse.

Fig. 4.36 Essieu à bras de roue tirée et traverse articulée sur le châssis.

e) Essieu arrière moteur à bras de roue tirée (Cf. fig. 4.37)

Il s'agit d'une simplification de l'essieu de Dion.

Chaque bras assurant le guidage longitudinal, est constitué de deux ailes, se rejoignant côté roue et fixées sur un axe d'articulation côté châssis. La longueur de cet axe permet de définir le guidage transversal. Sur la figure, il est incliné par rapport à l'horizontale

pour permettre au plan de roue, lors d'une compression, de prendre du carrossage négatif. Le pont est fixé au châssis et la transmission de mouvement aux roues se fait par deux arbres de transmission coulissants.

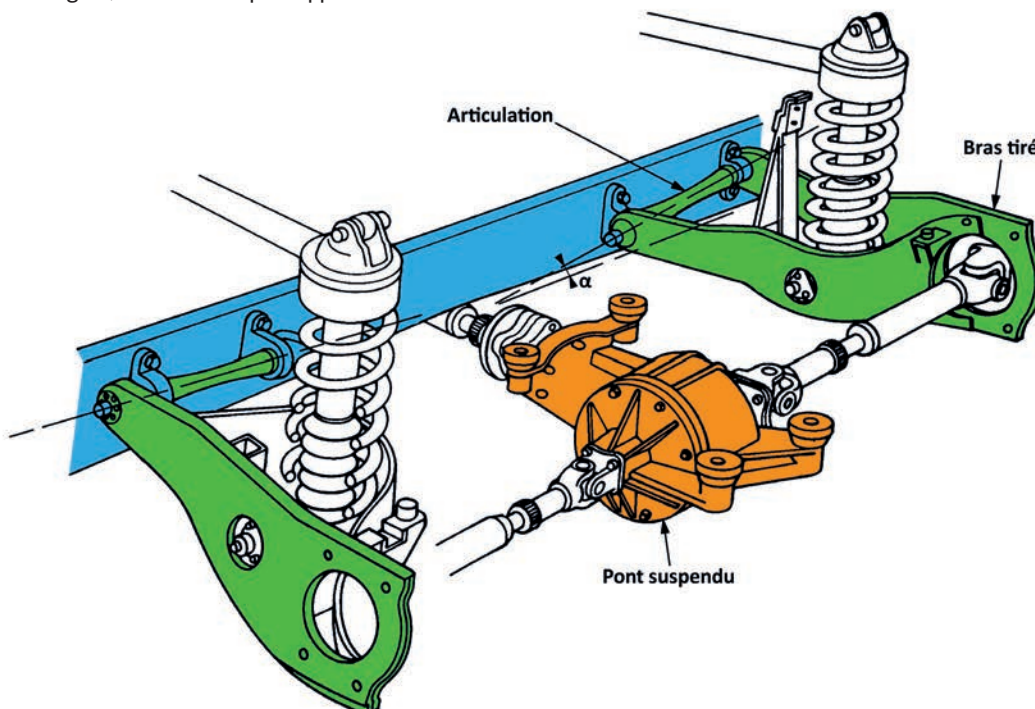


Fig. 4.37 Essieu arrière moteur à bras de roue tirée. .

→ 4.3 LE SYSTÈME MAC PHERSON

Ce système a été décrit au paragraphe 3.2-4. Dans ce paragraphe, nous examinerons sa technologie et ses variantes.

→ 4.3-1 le système Mac Pherson (Cf. fig. 4.38, 4.39, 4.40 et 4.41)

La particularité tient dans la triangulation du bras inférieur. Le bras est un simple levier transversal, lié au châssis par une articulation cylindrique et au pivot par une rotule. La triangulation est obtenue en faisant intervenir la barre anti-roulis. Le nécessaire bras de levier pour la torsion de cette barre sert de côté pour fermer le triangle. Cette barre est fixée dans le bras via un silentbloc, et sur le châssis par deux paliers, eux aussi élastiques.

L'autre liaison du pivot au châssis se fait par la jambe de force qui combine l'amortisseur et l'élément élastique. Vu la faible angulation que prend la jambe de force lors des débattements verticaux, la rotule supérieure est réduite à un silentbloc.

L'axe de l'élément élastique peut avoir une inclinaison différente de l'axe de la coulisse pour tenir compte du moment de flexion qu'introduisent les efforts transversaux.

Sur l'exemple des figures 4.39 et 4.40, la crémaillère de direction est en position basse et la biellette est dans le plan horizontal contenant le bras. Les braquages induits seront faibles.

L'utilisation d'éléments en élastomère, pour la liaison bras-barre anti-roulis et pour les supports de barre anti-roulis, réduit la précision du guidage en introduisant des mouvements parasites du plan de roue.

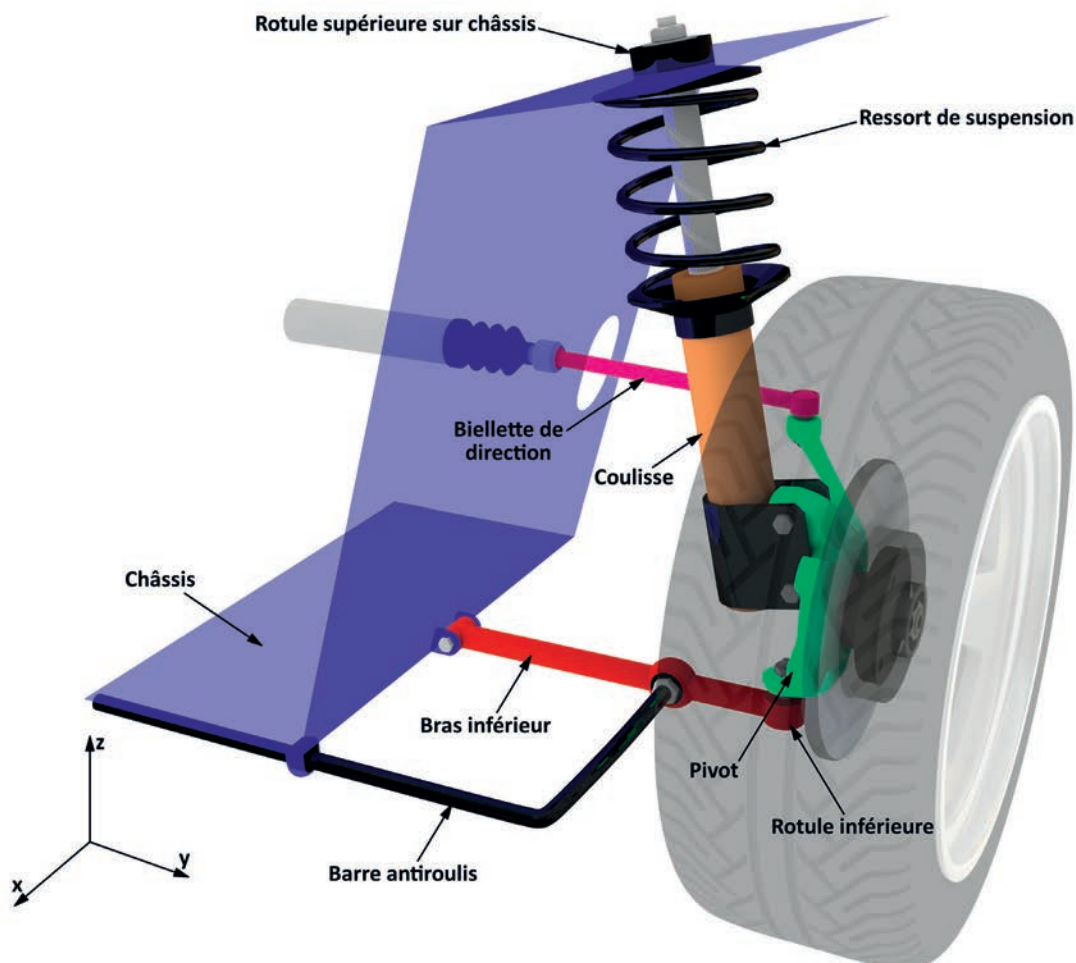


Fig. 4.38 Principe du système Mac Pherson.

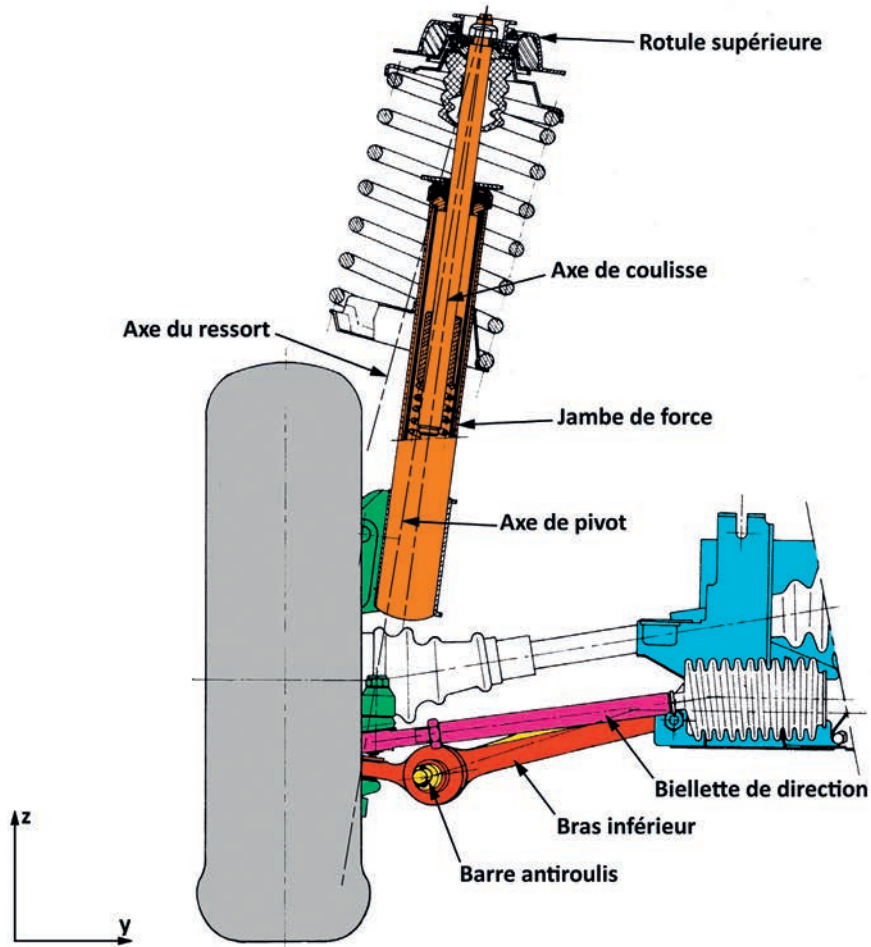


Fig. 4.39 Système Mac Pherson. Vue dans le plan transversal.

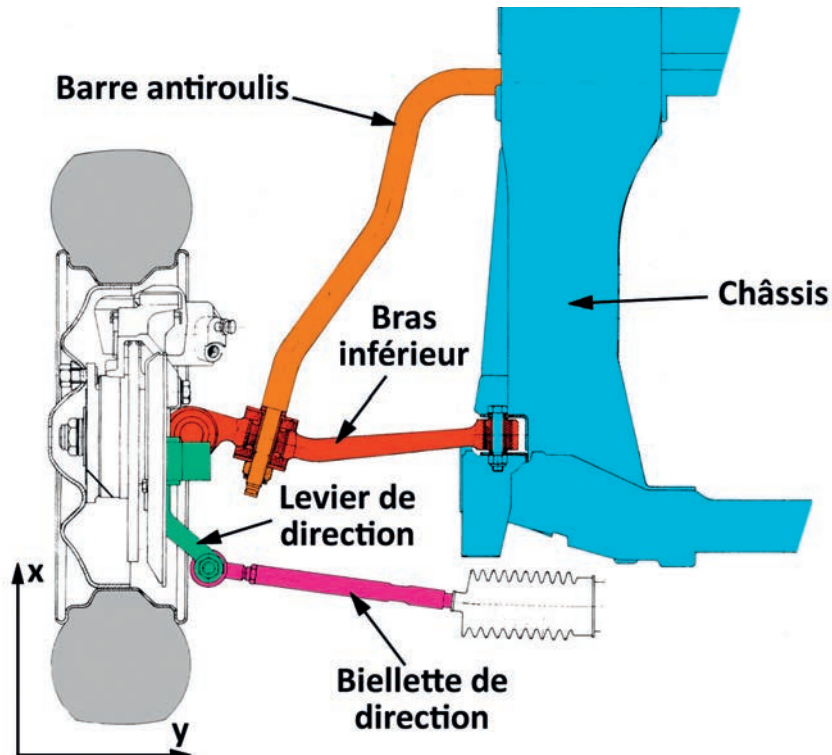


Fig. 4.40 Système Mac Pherson, vue dans le plan horizontal.

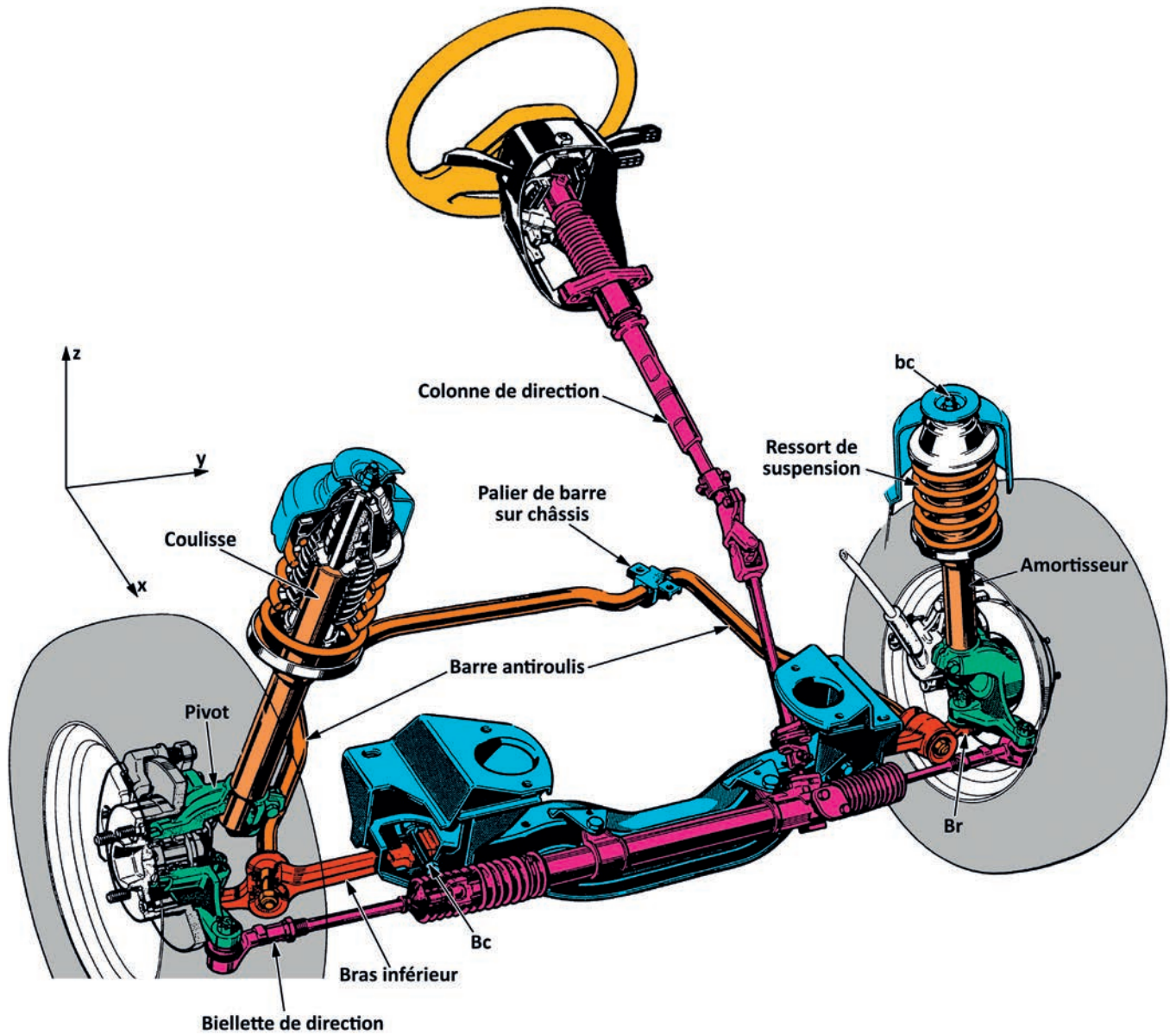


Fig. 4.41 Essieu Av Mac Pherson.

→ 4.3-2 Le système Pseudo Mac Pherson (Cf. fig. 4.42, 4.43 et 4.44)

Le système Mac Pherson présente l'inconvénient de manquer de rigidité, donc de manquer de précision. Pour des véhicules puissants ou à tendance sportive, dérivés du même châssis, il a été nécessaire d'améliorer cette rigidité, en renforçant le bras inférieur.

Le levier de barre antiroulis est remplacé par un levier formant avec le bras initial un véritable bras triangulé. L'accrochage de la barre antiroulis se fait directement sur la jambe de force.

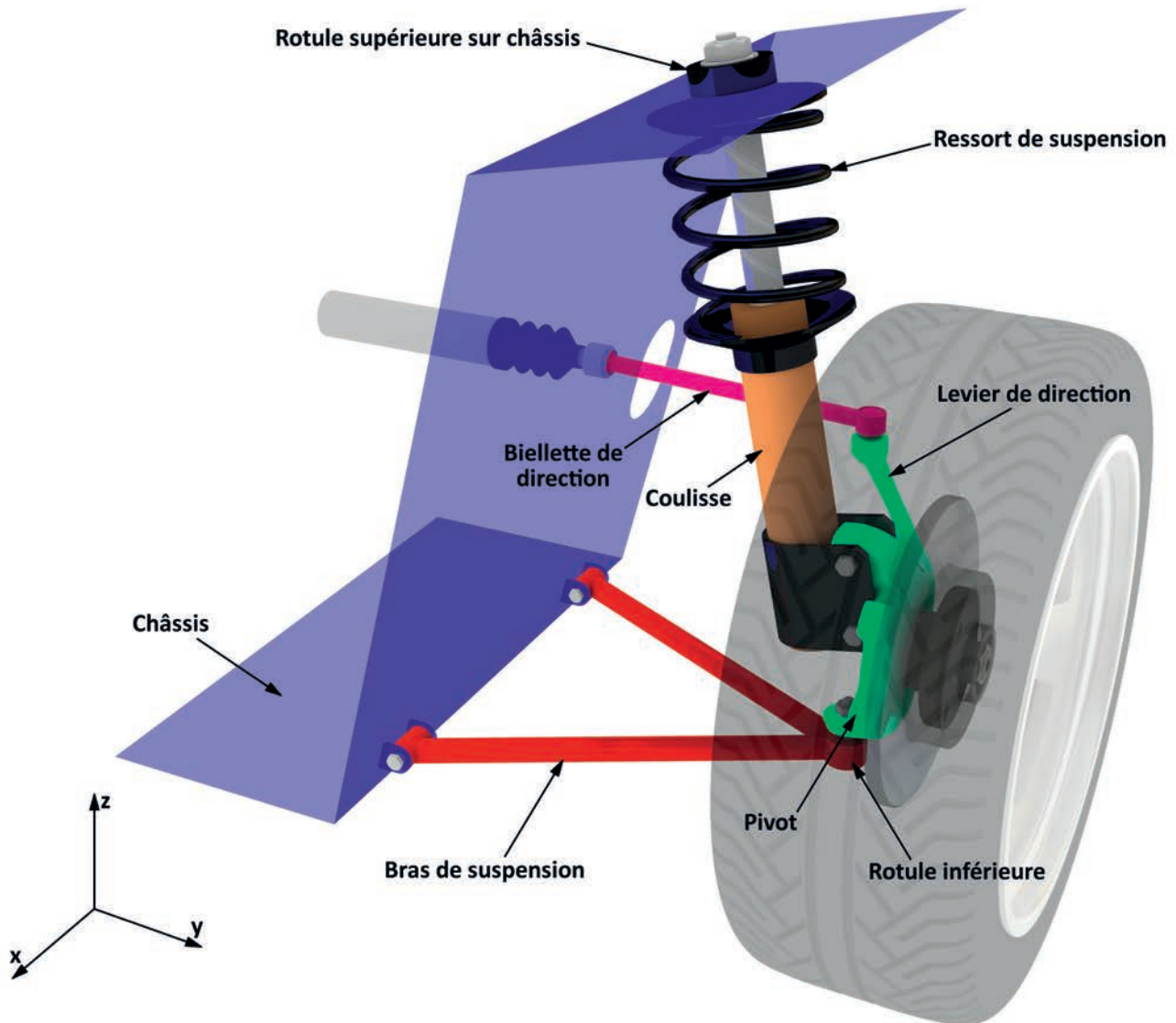


Fig. 4.42 Système Pseudo Mac Pherson. Vue générale.

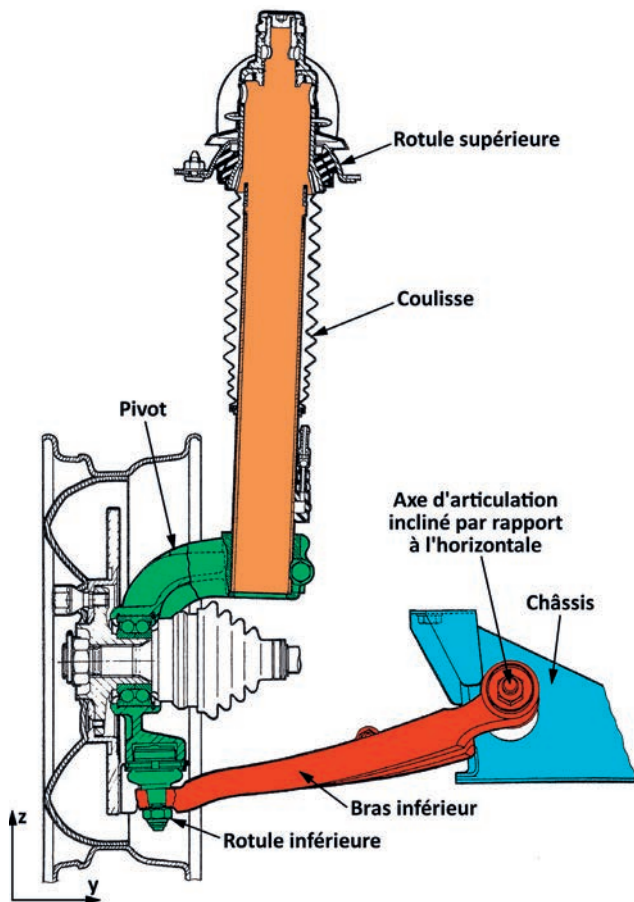


Fig. 4.43 Pseudo Mac Pherson sans antiroulis

La figure 4.43 est une vue dans le plan transversal d'un système Pseudo Mac Pherson, sans barre antiroulis. L'axe d'implantation du bras sur le châssis et à cabrer. Cela laisse supposer un débattement de la rotule inférieure dans un plan qui ne sera pas perpendiculaire au sol. L'angle de chasse va varier lors des débattements verticaux.

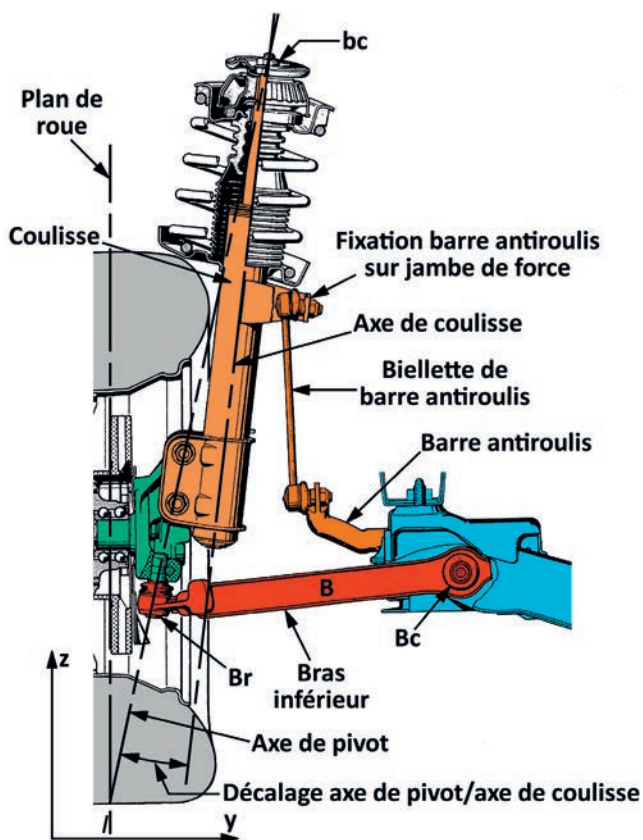


Fig. 4.44 Pseudo Mac Pherson sans antiroulis.

La figure 4.44 est un exemple d'implantation de la barre antiroulis sur un système Pseudo Mac Pherson. Via une biellette, cette barre est positionnée directement sur la jambe de force, donc proche de l'élément élastique.

→ 4.3-3. Montage d'un système Mac Pherson sur un essieu Ar

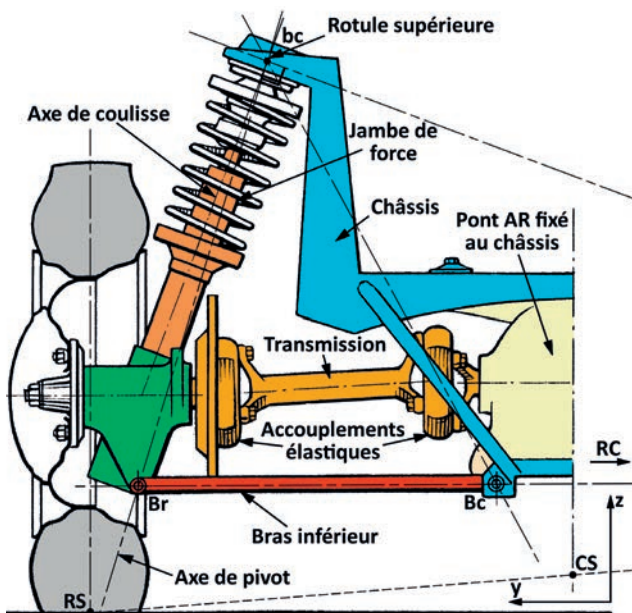


Fig. 4.45 Système Mac Pherson appliqué à un essieu Ar moteur.

→ 4.3-4 L'essieu Av du futur ? (Cf. fig. 4.46)

Le bras mono pièce est articulé sur le châssis. La partie basse du pivot permet le braquage de la roue. Ce braquage est commandé à la partie haute par deux vérins hydrauliques solidaires du bras. Ainsi, comme il n'y a plus de connexion mécanique, le braquage de chaque roue est totalement indépendant du braquage de l'autre roue. L'épure de Jeantaud dépend de la position initiale et de la programmation des vérins, commandés par une série de valves positionnées sur la colonne de direction.

La figure 4.45 est un exemple d'application d'un système Mac Pherson sur un essieu arrière moteur. Le bras inférieur est long par rapport à la voie, implanté sur le carter de pont, proche de l'axe de symétrie du véhicule. Ce bras présente deux tirants parallèles pour reprendre les efforts longitudinaux (Cf. principe sur fig. 4.18). Les variations du plan de roue seront minimales. Le CS est au-dessus du sol. La troisième barre est la transmission, articulée côté pont par un joint élastique. Ce joint est sur l'axe bc-Bc et doit assurer les variations de longueurs de la transmission.

L'axe de coulisse diffère légèrement de l'axe de pivot.

L'avantage d'un tel système est la place qu'il libère dans l'habitacle.

Un vérin hydraulique remplit la fonction d'élément élastique et d'amortissement.

Le centre de roulis se détermine comme pour un essieu à bras oscillant (Cf. §3.2-3 n). Il sera assez haut et donnera de grandes amplitudes de variation du plan de roue.

Le centre de galop va dépendre de l'inclinaison de l'articulation sur le châssis.

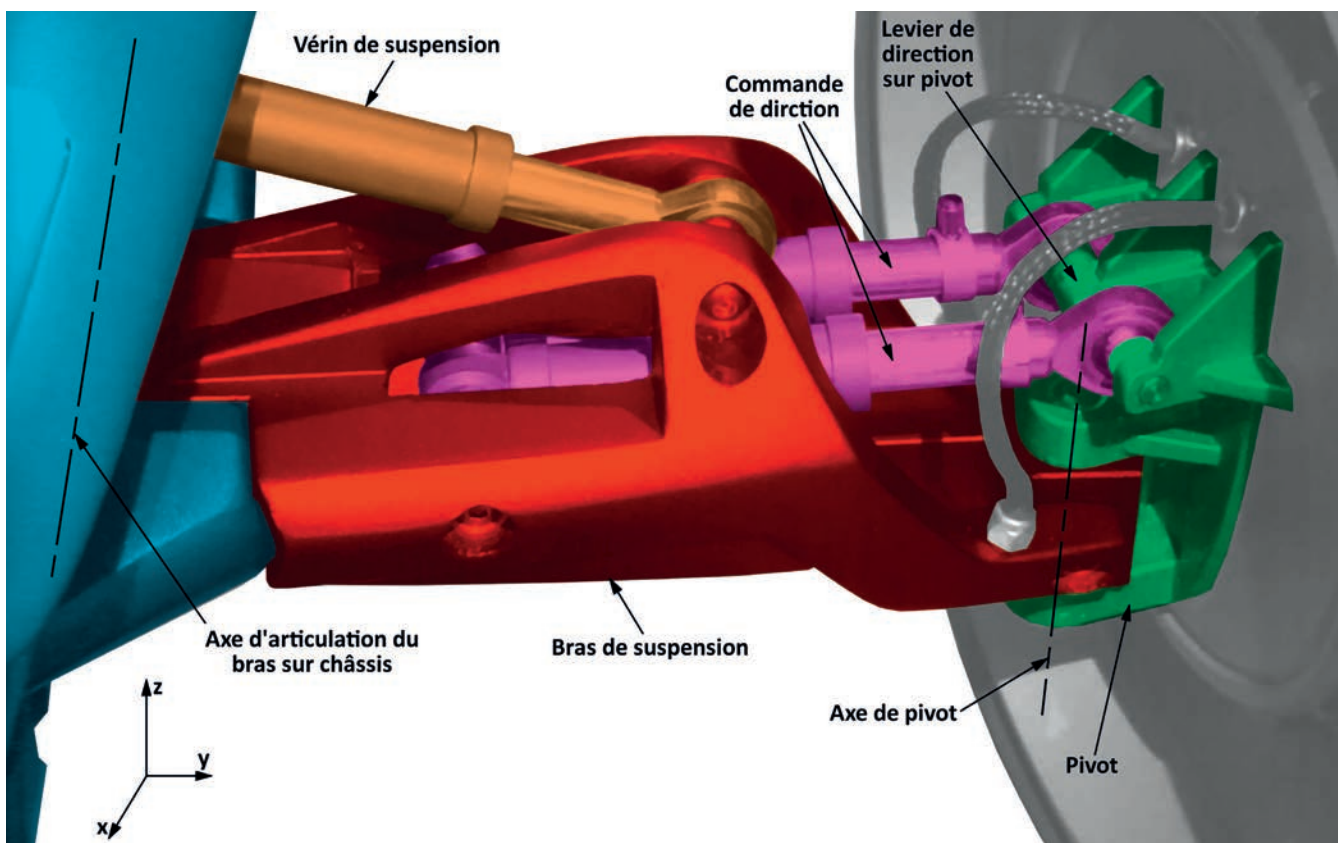


Fig. 4.46 L'essieu avant du futur ?

→ 5.1 LES ARTICULATIONS ÉLASTIQUES

Les articulations telles que définies au paragraphe 2.10 transmettent directement mouvements et efforts, y compris les petits chocs qui dégradent le confort des passagers. Pour y

→ 5.1-1 L'articulation cylindrique élastique (Cf. fig. 5.1)

Sur un cylindre intérieur, sont successivement positionnés un matériau polymère, un tube intermédiaire en métal mince, un caoutchouc de filtration et un tube extérieur. Le tube central sert de liaison avec le châssis et le tube extérieur est solidaire du bras. A l'avant, un joint à lèvres assure l'étanchéité aux agents extérieurs pour protéger l'ensemble.

Sous l'application des différents efforts, cette liaison élastique va se déformer et introduire des mouvements complémentaires qu'il sera nécessaire de gérer.

L'élastomère introduit plusieurs libertés nouvelles de mouvement dans la fixation :

- un déplacement longitudinal suivant l'axe des x ,
- un désaxage radial de l'axe de fixation qui se déplace parallèlement à sa position d'origine,
- une rotation autour de l'axe de fixation du cylindre, le tube extérieur restant fixe,
- une rotation dans le plan xGz , donnant à l'axe de fixation une inclinaison à cabrer ou à piquer par rapport à sa position initiale.

Ces différents mouvements peuvent être simultanés.

L'amplitude de ces libertés de mouvement sera fonction du volume, de la forme et du type du ou des matériaux interposés.

remédier, une solution consiste à poser sur la surface de contact servant de liaison, un matériau élastique de type élastomère qui va « filtrer » ces efforts indésirables.

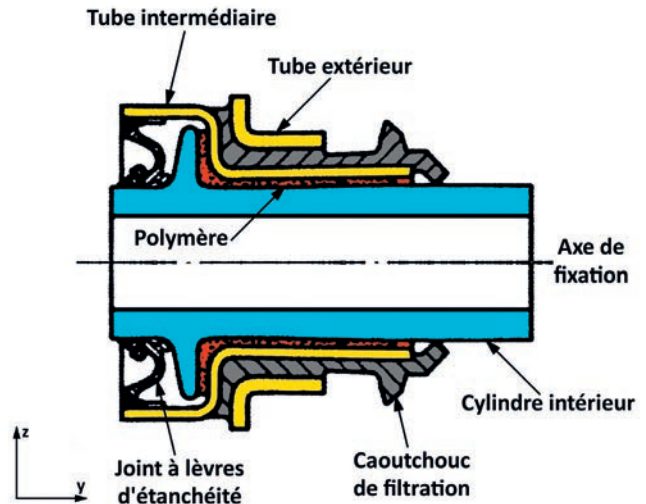


Fig. 5.1 Exemple d'articulation élastique utilisée sur un bras d'essieu avant.

Sur le plan technologique, seule une articulation cylindrique permet ce filtrage. La conception de la rotule ne le permet pas. Cela spécialise l'usage des différents types d'articulations. La rotule sera utilisée en priorité sur l'axe de pivot de l'essieu directeur et l'articulation cylindrique pour la fixation d'un bras sur le châssis.

→ 5.1-2 Application à un bras triangulé (Cf. fig. 5.2)

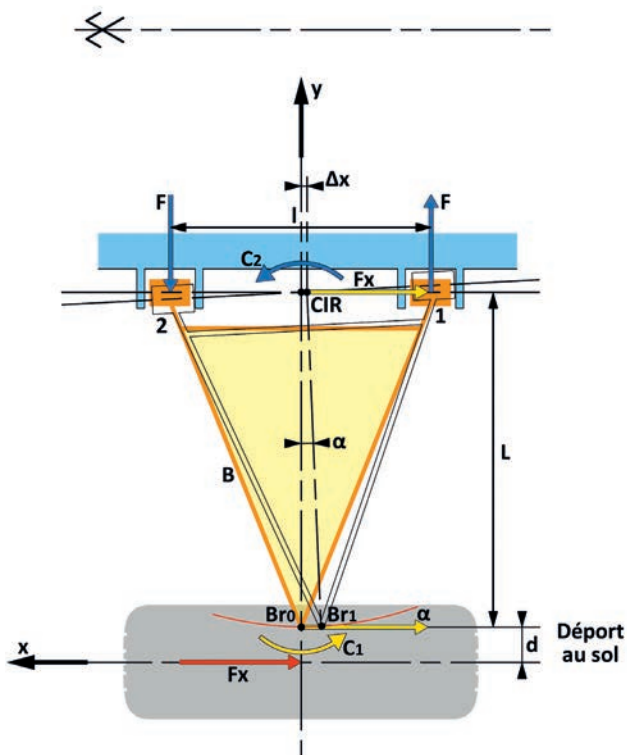


Fig. 5.2 Bras monté sur articulations élastiques.

Reprenons notre bras de la figure 3.116, les articulations, au lieu d'être rigides, sont remplacées par des articulations élastiques. Ces articulations sont en permanence soumises à la déformation imposée par le poids supporté par la roue.

Lors de l'application d'un simple effort longitudinal F_x , un effort de freinage par exemple, les libertés de mouvement qu'apportent les matériaux élastiques vont induire un déplacement du bras dans le plan horizontal. Ce déplacement est la combinaison :

- d'une rotation sous l'effet du couple $C_z = F_x \times (L+d)$. Le centre de cette rotation se trouve sur l'axe de fixation en un point qui dépendra de la raideur élastique de chaque articulation et de la forme géométrique du bras. Ce couple introduit deux efforts F de sens opposé sur chacune des articulations.
- d'une translation Δx suivant l'axe des x , et introduite par l'effort F_x , provoquant un recul du bras.

La conséquence est un déplacement de la rotule sur pivot de Br_0 en Br_1 et une modification de sa position avec risque de braquage induit via la biellette de direction.

Dans le plan transversal yGz , ce montage autorise, tout comme une articulation cylindrique classique, la rotation du bras lors des débattements verticaux du châssis.

Dès que l'application de l'effort F_x cesse, le bras reprend sa position initiale.

Dans le plan vertical, l'élément élastique est la fonction suspension. Mais cette articulation élastique introduit également une élasticité dans le plan horizontal. D'où l'appellation : **SHR** pour «**Suspension Horizontale de Roue**». Tous les véhicules dont les systèmes de guidage sont montés sur des articulations élastiques

sont soumis au phénomène de SHR.

La bonne gestion de cette **SHR** et de ses conséquences est à la charge du concepteur de l'essieu. De nombreux problèmes de tenue de route sont le résultat d'une **SHR** mal maîtrisée.

→ 5.1-3 Autre type d'articulation élastique : Silent-bloc et cale élastique (Cf. fig. 5.3)

Les technologies des systèmes de guidage, notamment utilisées pour les essieux arrière, nécessitent des articulations qui, toujours basées sur le même principe de filtrage, vont travailler de manières différentes.

L'exemple de la figure 5.3 représente une fixation d'essieu arrière à bras de roue tirée. L'axe de fixation sur le châssis est vertical. Un tube extérieur métallique est emmanché dans un support de traverse. L'élastomère est contenu entre la pièce de fixation sur caisse et ce tube extérieur. Son volume, sa forme, son matériau sont autant de caractéristiques de l'articulation.

La forme de la pièce métallique transmettant les efforts de l'axe de fixation est conique, avec une pointe de cône orientée vers le bas. Donc tout mouvement vertical de cette fixation va introduire une variation de volume dans le cylindre contenant l'élastomère. Cette variation de volume est un élément de la raideur verticale résultante.

Cette articulation n'est pas composée d'un bloc compact de caoutchouc et présente des « vides » ou alvéoles, positionnés selon l'axe des **y**. Cela signifie que la déformation sera différente selon l'orientation de l'effort horizontal appliqué. Un effort selon l'axe des **y** provoqueront une déformation plus importantes que le même effort appliqué dans l'axe des **x**.

Cette articulation est soumise verticalement au poids sur l'essieu. Les autres efforts transmis par le support de traverse sont horizontaux.

Une telle articulation qui n'est pas soumise à un mouvement de rotation est généralement appelé : « **silent-bloc** » ou encore « **cale élastique** ».

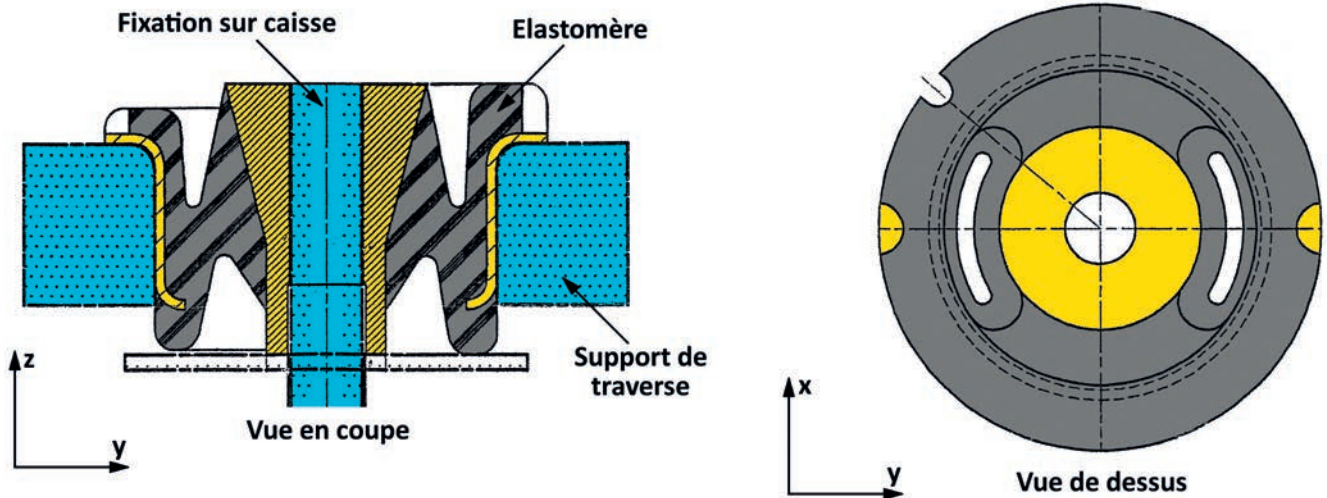


Fig.5.3 Exemple d'articulation élastique utilisée pour la fixation d'un essieu arrière sur châssis.

→ 5.1-4 Application à un essieu arrière à bras de roue tirée, montés sur une traverse (Cf. fig. 5.4)

Sur cet exemple, repris du paragraphe 4.2-3 la traverse est fixée au châssis via deux supports longitudinaux. A chaque extrémité de ces supports sont implantées les articulations précédentes.

L'implantation des alvéoles autorise un mouvement suivant l'axe des x, d'où des variations d'empattement sous efforts longitudinaux, alors que selon l'axe y, la raideur sera maximale.

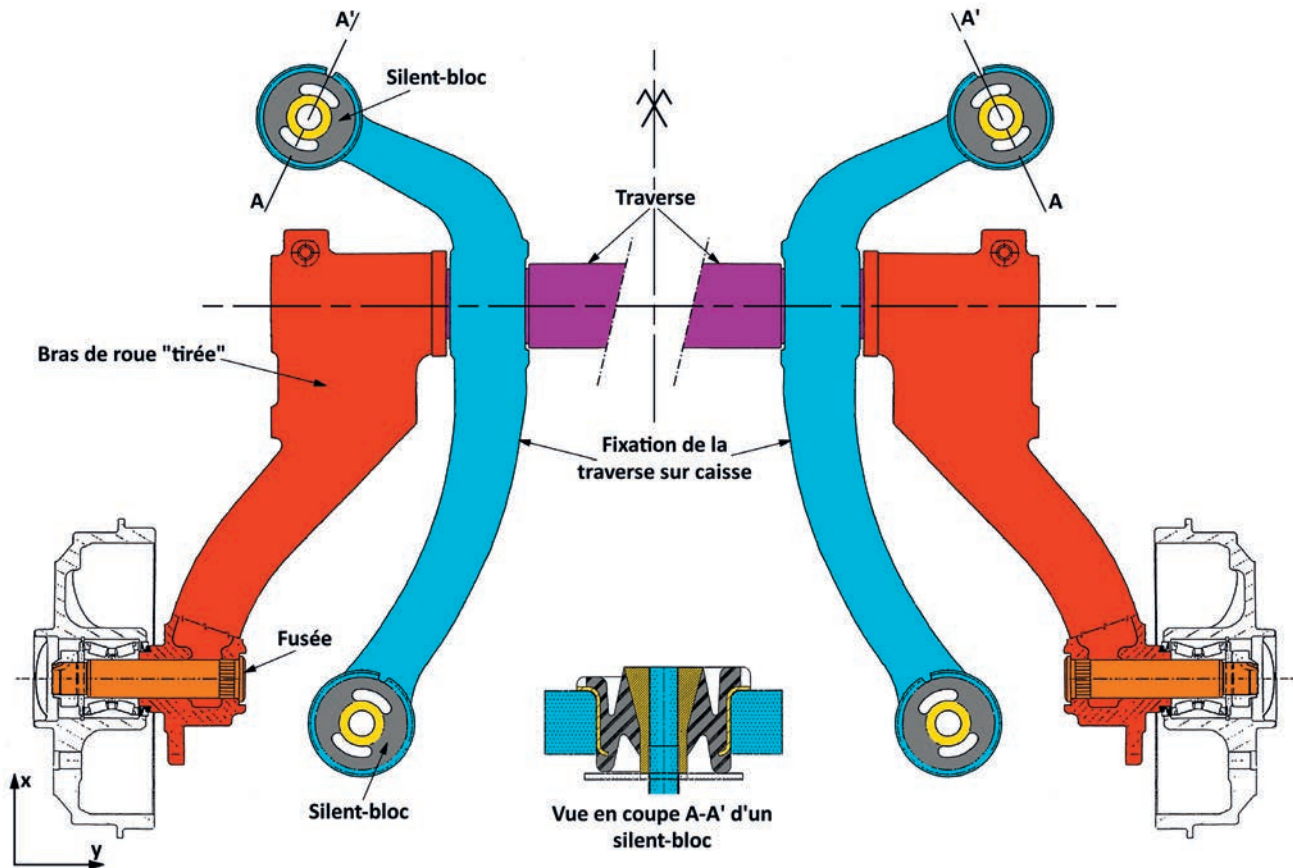


Fig. 5.4 Application d'une articulation élastique pour la fixation d'un essieu arrière à bras de roue tirée.

→ 5.2 INCIDENCE DU MONTAGE DE CE TYPE D'ARTICULATION ÉLASTIQUE

Reprenons le système de la figure 5.4 et appliquons un effort transversal de dérapage F_y . Cet effort est appliqué à la base de la roue, puis transmis successivement au moyeu, au bras, à l'articulation du bras sur la traverse, au support de traverse et enfin au châssis via les silent-blocs.

Quel que soit l'effort, l'ensemble des pièces constituant cette chaîne de transmission d'efforts va se déformer. Ces déformations vont dépendre non seulement des matériaux et de leur mode d'élaboration, mais aussi de leur forme et de leur position dans cette chaîne.

La première déformation sera la flexion du bras, soumis à un moment $M_t = F_y \times d_1$, suivie par celle de l'articulation qui, pour éviter un excès de frottement, pourra présenter un jeu même réduit. Ensuite, toujours soumis au moment M_t , ce sera au tour de la traverse de se déformer, suivie du support de traverse, pour enfin aboutir aux silent-blocs. Ces silent-blocs font la liaison avec le châssis, appui fixe et rigide. M_t va introduire sur ces silent-blocs, deux efforts F_{AV} et F_{AR} , de sens opposés et provoquer un braquage du support.

Il n'a été schématisé que le côté droit, mais par l'intermédiaire du tube traverse, l'effort F_y va également impacter le côté gauche.

Le résultat final est un changement d'orientation du plan de roue qui intervient au niveau du parallélisme de l'essieu arrière mais aussi et surtout sur l'axe de marche du véhicule.

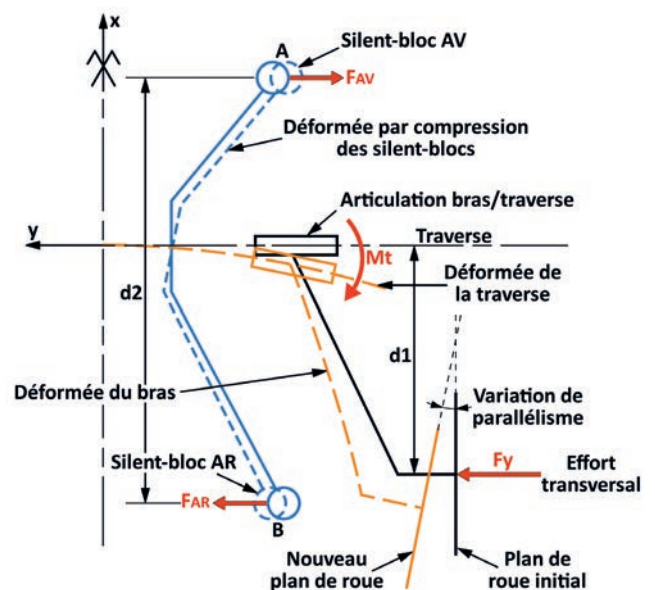


Fig. 5.5 Déformations « élastiques » d'un bras de roue tirée et de son support.

→ 5.3 INCIDENCE SUR LE VÉHICULE

Pour illustrer l'importance des déformations élastiques introduites dans les systèmes de guidage, les figures suivantes sont des résultats de mesures sur véhicule. Il s'agit d'un véhicule de catégorie moyenne équipée d'un essieu avant du type pseudo-

Mac Pherson et d'essieu arrière à bras de roue tirée et traverse déformable. Les bras avant sont équipés d'articulations élastiques telles que celle de la figure 5.1. La fixation de l'essieu arrière s'effectue par des cales élastiques.

→ 5.3-1 Variation du parallélisme sous effort transversal (Cf. fig. 5.5)

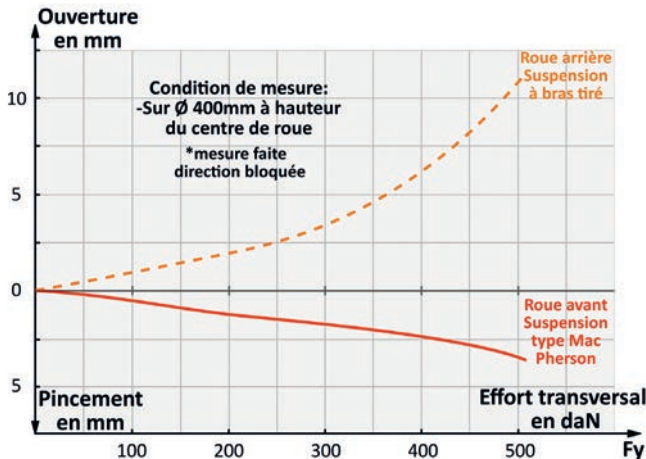


Fig. 5.5 Variation du parallélisme sous effort latéral.

L'effort latéral est appliqué en base de roue. La roue repose sur un plateau mobile. La direction est bloquée pour éviter toute interférence de l'angle de chasse.

L'incidence de la déformation du système arrière avec bras de roue tirée est importante. Mais vu le poids global du véhicule, environ 1050daN, l'effort F_y arrière ne dépassera que rarement les 300daN. A cette valeur, les variations avant et arrière sont peu différentes.

L'important est le sens de la déformation. L'essieu avant prend de la pince alors que l'essieu arrière prend de l'ouverture. Cet effort latéral aura pour conséquence de rendre le véhicule survireur.

→ 5.3-2 Déplacement latéral de la roue par rapport au châssis sous effort transversal (Cf. fig. 5.6)

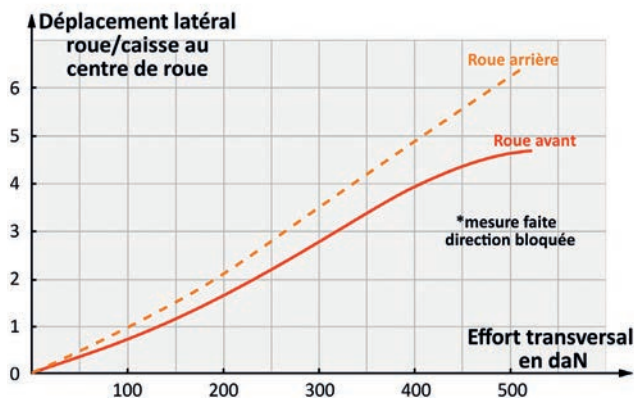


Fig. 5.6 Déplacement latéral de la roue / châssis sous effort latéral.

Ce déplacement est en millimètre au niveau du centre de roue. L'incidence du système arrière à bras de roue tirée est marquante. Le moment de flexion M_t augmente les déformations.

Selon la raideur de la fixation supérieure de la jambe de force, le déplacement du centre de roue pourra introduire un moment de flexion dans cette jambe de force et des frottements parasites, perturbant le mouvement vertical.

→ 5.3-3 Evolution du parallélisme du train Av sous efforts longitudinaux. (Cf. fig. 5.7)

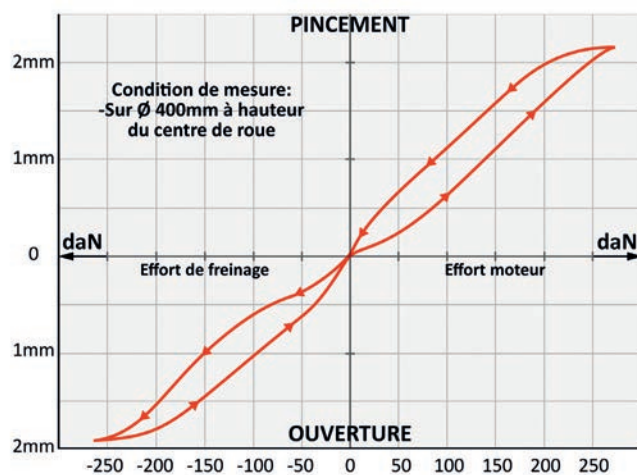


Fig. 5.7 Evolution du parallélisme sous efforts longitudinaux.

Nous sommes dans la situation de l'application de l'effort F_x du paragraphe 5.1-2

Il s'agit de la prise de pince ou d'ouverture sous efforts moteurs ou freineur de l'essieu avant. La valeur indiquée est la combinaison des valeurs mesurées sur les deux roues de l'essieu.

Les courbes sont symétriques et l'hystérésis entre charge et décharge a la même amplitude. Les articulations élastiques avant et arrière des bras ont des raideurs semblables.

→ 5.3-4 Evolution du carrossage sous effort transversal. (Cf. fig. 5.8)

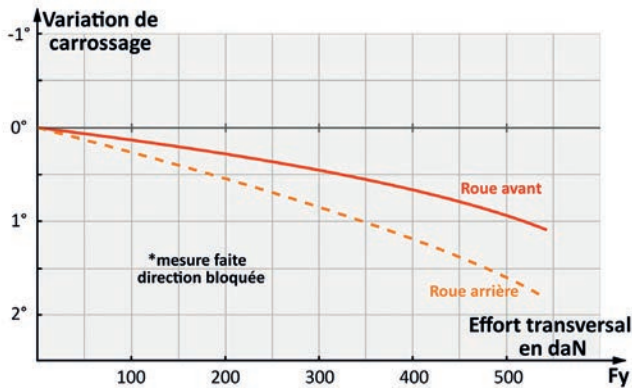


Fig.5.8 Evolution du carrossage sous effort transversal.

La mesure concerne les roues extérieures au virage, qui sont les roues les plus sollicitées sous effort transversal. Elles prennent du carrossage positif. A noter que la courbe ne tient pas compte du carrossage initial, seulement de la variation sous efforts. Comme pour le parallélisme, l'influence du bras de roue tirée arrière est notable. La prise de carrossage positif de la roue arrière va encore accroître le caractère survireur du véhicule.

→ 5.3-5 Déplacement longitudinal du centre de roue de l'essieu avant sous efforts moteur et freineur. (Cf. fig. 5.9)

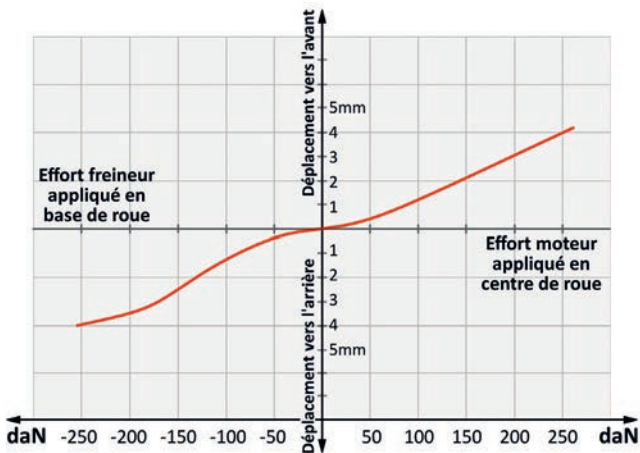


Fig. 5.9 Déplacement du centre de roue sous efforts longitudinaux.

Ces évolutions interviennent sur la position du point **RS**. Mais vu les grandeurs, l'effet est négligeable dans le plan purement longitudinal. Par contre lors d'un freinage roues braquées, cela modifie la position du plan de roue et l'épure de **Jeantaud**.

→ 5.3-6 Elastocinématique

L'introduction d'articulations élastiques n'est pas neutre sur le déplacement des plans de roue sous efforts. L'élastocinématique est le domaine de la dynamique du véhicule qui traite et analyse les effets de ces élasticités. Les courbes précédentes montrent que leur incidence peut supplanter la pure géométrie de l'essieu.

Dans certaines circonstances, ces élasticités sont « travaillées » pour donner au véhicule un comportement programmé. Ce fut le cas de la Citroën ZX dont les cales élastiques de fixation d'essieu arrière avaient pour but d'agir en virage comme si cet essieu

était directeur. Il en est de même, par exemple, sur le système multi bras de la figure 4.26. En remplaçant les rotules de fixation sur le châssis par des systèmes élastiques de raideur variable et différente selon le point de fixation, il est possible de parfaitement programmer les variations du plan de roue.

Seul l'emploi d'articulations rigides, comme les rotules, permet de disposer d'un véhicule dont le comportement sera proche des principes géométriques.

GÉOMÉTRIE DES ESSIEUX BIBLIOGRAPHIE.

BASTOW Donald - *Car and Suspension Handling* Pentech Press 1980

BERKEFELD Volker, GORICH Hans-Jürgen, SOFFGE Friedhelm, *Analyse des concepts d'essieux pour voitures compactes et légères*. Revue ATZ 96 Nr 7/8.

BOISSEAUX M.- *L'automobile. Calcul des Organes*. Dunod 1966.

BOOTH J.H. *Application of Ball Joints to Front Suspensions*. SAE 800519

BROULHIET G. *Revue SIA* janvier 1930 et Octobre 1933.

CAMPBELL Colin *New directions in suspension design*. Robert Bentley Inc.

CHOLET Robert - *Quelques aspects de la cinématique de de la statico-dynamique des suspensions indépendantes*. Revue SIA 10-60.

CITROËN GS - *Description Technique Documents Relations Publiques* 1970.

DEUTSCH Charles - *Dynamique des véhicules routiers* ONSER 1970.

D'SOUZA J.M. et STARKEY J.M. - *A force-based suspension modelling approach for véhicule steady-state handling*. Int. J. of Véhicule Design Vol 19 N°2 1998.

Dr PINHAS BARAK - *Effects of Suspension Design Factors on Ride and Handling in the Design cycle of passenger cars and light trucks*. Revue SIA Mai 1997.

FELTER Maxime - *Etude sur le roulis*. Rapport de stage 1991.

FRITZINGER Daniel - *Designing a better steering system*. Revue Machine Design sept 1996.

GUILLAUME A. - *Optimisation à l'aide de la méthode des éléments finis des liaisons élastiques entre train Ar et caisse*. SIA 90108.

MARSELLI J.C. - *L'Automobile et ses grands problèmes*. Librairie Larousse 1958

MILLIKEN W.F. et MILLIKEN D.L.

- *Chassis Design Principles and Analysis*. SAE International.

- *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International.

MONATH François - *Les notes personnelles de l'auteur associé à ses cours à l'ESTACA et à l'Ecole de la Performance*.

PIERRE Jacques

- *Equilibre statique et dynamique des trains roulants* Cours CLESIA 1985-1986.

- Cours ENSTA 1978.

- *Véhicules Routiers*. Ecole Nationale Supérieure des Techniques Avancées 1982.

PUHN Fred - *How to make your car handle*. HP Books 1981.

QUILICI J.F. *La dynamique et l'architecture des véhicules*. Revue SIA 8-77

Revue Auto Concept mars 95

Revue Automotive Engineering October 1997.

Revue RACECAR ENGINEERING August 2001, September 2001, April 2006 ; December 2006, July 2007, September 2007, October 2007, November 2007, October 2011,

Revue SAE Australasia N° 6 Nov Dec. 1991E

Revue Technique Automobiles.

SERRUYS M. - *La suspension et la direction des véhicules routiers*. Dunod 1947

SMITH Caroll - *Tune to win*. Aéro Publishers Inc 1978.

SMITH Steve - *Advanced Race Car Suspension Development*. Steve Smith Autosports Publications.

SCHNELLE K.P. - *Calcul du comportement cinématique et dynamique des suspensions*. Cours CLESIA 1989.

STANIFORD Allan - *Suspension Design Construction Tuning*. Haynes 1994.

WEBER Walter - *Entwurf und Berechnung von Achsschenkel-Lenkungen* Automobil Industrie n°1 Avril 1964.

YIN Q. - *Kinetostatic analysis of a beam-axle suspension with Panhard rod restraining linkage*. Int. J. of Vehicle Design.

ZOMOTOR A. - *Messverfahren bei der Auslegung des Fahrverhaltens*. Automobil Industrie n° 2 Juin 1978.



ANFA

SERVICES DE L'AUTOMOBILE
ET DE LA MOBILITÉ

[SIÈGE NATIONAL]

→ ANFA
01 41 14 16 18
www.anfa-auto.fr

[DÉLÉGATIONS RÉGIONALES]

→ Alsace, Champagne-Ardenne, Lorraine
03 55 35 10 70
metz@anfa-auto.fr

→ Aquitaine, Limousin, Poitou-Charentes
05 56 85 44 66
bordeaux@anfa-auto.fr

→ Auvergne, Rhône-Alpes
04 72 01 43 93
lyon-clermont@anfa-auto.fr

→ Bretagne, Pays de la Loire
02 22 74 14 80
rennes@anfa-auto.fr

→ Bourgogne, Franche-Comté
03 70 72 12 45
besancon@anfa-auto.fr

→ Centre-Val de Loire, Normandie
02 18 84 23 63
orleans@anfa-auto.fr

→ Ile-de-France
01 41 14 13 07
sevres@anfa-auto.fr

→ Languedoc-Roussillon, Midi-Pyrénées
04 30 92 18 53
nimes@anfa-auto.fr

→ Nord-Pas-de-Calais, Picardie
03 62 93 02 68
carvin@anfa-auto.fr

→ Provence-Alpes-Côte d'Azur, Corse
04 86 76 15 70
marseille@anfa-auto.fr