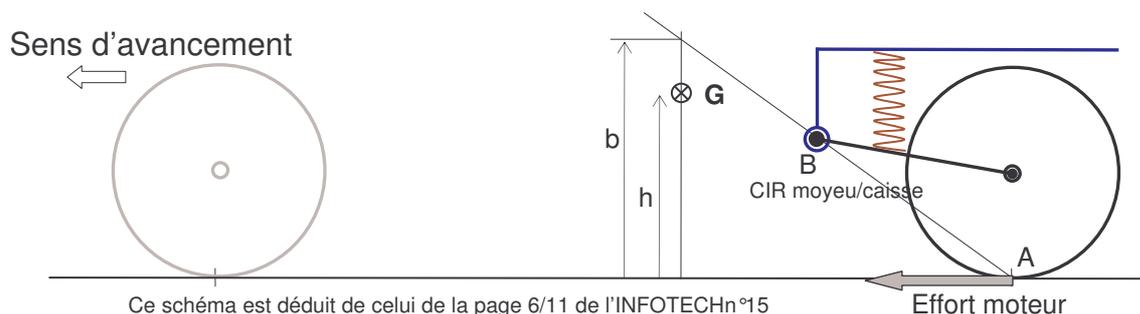


Info Tech n° 19 Cinématiques de suspension antiplongée et anticabrage (2)

Préambule : cette INFOTECH fait suite à la n°15, il est donc conseillé de relire cette dernière pour aborder ces nouveaux développements qui ciblent principalement le cabrage du véhicule et introduisent le centre de tangage du véhicule.

Examen de la situation « roues motrices à l'arrière ».

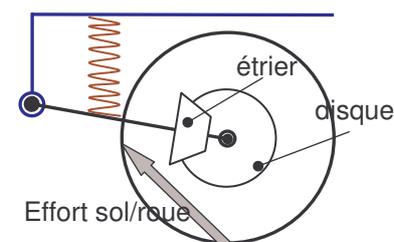
L'idée la plus immédiate pour traiter ce cas est de raisonner par symétrie en considérant qu'une roue arrière qui pousse la voiture se comportera au cabrage comme une roue avant qui freine le véhicule et génère de la plongée (ce qui nous amène à la situation ci-dessous).



L'analyse réalisée à l'INFOTECH n°15 nous amènerait à dire que le coefficient anticabrage est supérieur à 1 sur ce schéma et a pour valeur b/h .

Ce résultat est facilement admis a priori, mais **malheureusement faux** dans la majorité des situations.

La raison en est qu'un effort de freinage ne s'applique pas à la roue de la même manière qu'un effort moteur.



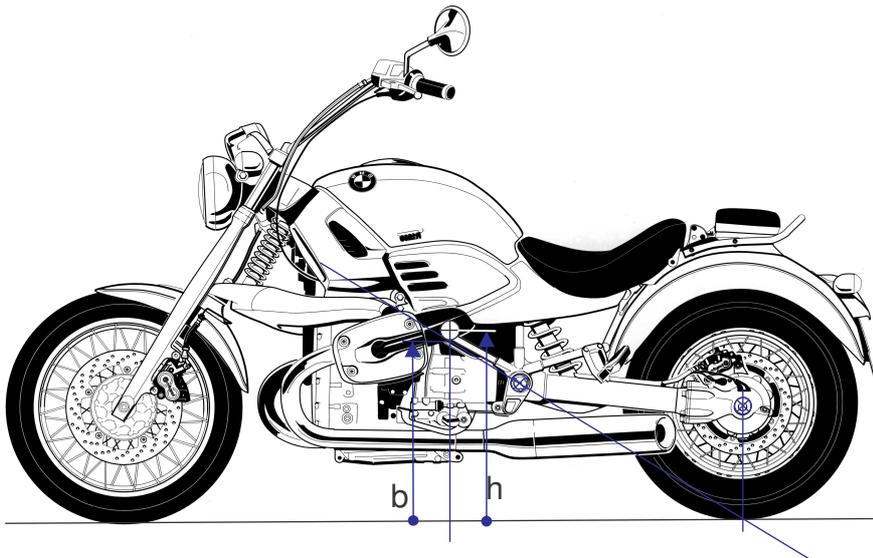
Les efforts appliqués au freinage se situent entre le bras de suspension (où est fixé l'étrier) et l'ensemble tournant roue-disque. Il s'agit d'**efforts internes** lorsque nous étudions l'équilibre de l'ensemble roue-bras de suspension et n'ont aucune action sur la suspension. C'est pourquoi l'étude de l'INFOTECH n°15 a été menée en considérant cet ensemble comme un élément unique

assurant la liaison caisse/sol et pouvant être remplacé par une liaison équivalente. Autrement dit : seul l'effort sol roue (résultant du poids et du freinage) crée des moments sur la suspension.

Pour analyser le comportement d'un essieu moteur il faut séparer les différentes solutions technologiques permettant d'appliquer un couple moteur à la roue.

Transmission par arbre perpendiculaire à l'axe de roue

Il s'agit d'une transmission présente sur les motos sous la dénomination « par cardan » (quelquefois nommée acatène⁽¹⁾) dans laquelle le bras de suspension tubulaire est traversé par l'arbre de transmission qui entraîne un couple de pignons coniques pour ramener le mouvement sur l'axe de la roue.



Le couple moteur se trouve perpendiculaire à l'axe de la liaison pivot entre le bras et le cadre. En conséquence la valeur du couple projeté sur cet axe est nulle : le couple transmis n'a aucune action sur la suspension et ce cas est un exemple où le raisonnement par similitude avec le freinage peut s'appliquer.

La méthode définie à l'INFOTECH n°15 s'applique alors et fait apparaître un coefficient anticabrage proche de 1 (toujours b/h).

Le cabrage est donc très faible puisque la suspension arrière s'écrase très peu (voire se détend avec un coef > 1 pour un bras très court) ;

Ce tracé explique le principal défaut de cette architecture qui est une suspension arrière très sèche lors des accélérations car la suspension ne peut plus remplir son rôle : elle est « figée » par le comportement cinématique des liaisons (revoir le même problème au freinage page 11/11 de l'infotech 15).

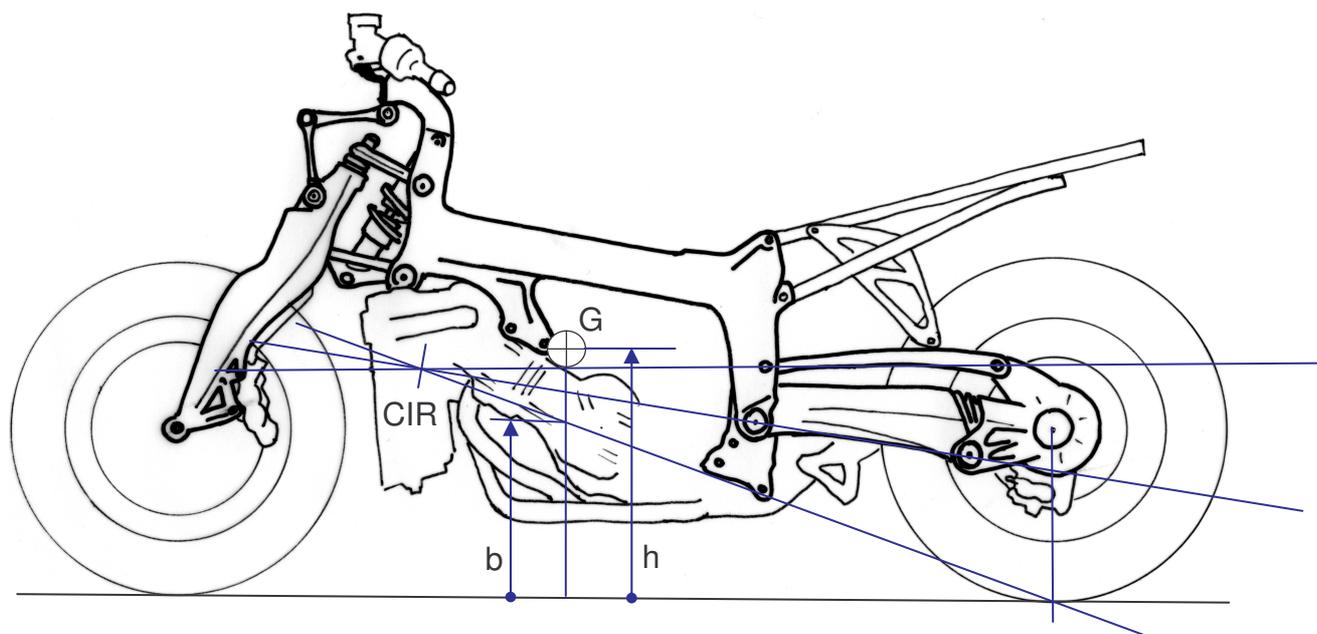
Pour des motos faiblement motorisées et sans exigences de performances dynamiques (c'est le cas pour le « custom » choisi sur le dessin) la simplicité de la réalisation est tout de même intéressante et pénalise peu l'agrément de conduite.

Pour des fortes puissances et des prestations dynamiques élevées il faut compliquer notablement le train arrière afin de supprimer les défauts évoqués.

Le dessin de la page suivante montre une réalisation « à cardan » optimisée par un quadrilatère venant remplacer le bras de suspension. Le tube enveloppant l'arbre de transmission possède une articulation mais cette nouvelle liaison pivot est toujours perpendiculaire au couple transmis : elle ne génère toujours pas d'efforts perturbateurs sur la suspension.

Le CIR de l'ensemble roue/moyeu se trouve rejeté très loin et le coefficient anticabrage est diminué à des valeurs plus habituelles (de l'ordre de 0,7 sur le dessin).

⁽¹⁾ du latin *catena* donc signifie simplement « sans chaîne », une transmission par courroie est également acatène.



L'avantage majeur de cette architecture est le fait qu'elle puisse régler le comportement en cabrage uniquement par la longueur et les points d'accrochage de la barre supérieure. L'adaptation à un autre véhicule ou une autre utilisation ne présente pas de difficultés, hormis l'obstacle du coût global qui dépasse largement celui des transmissions par chaîne.

Transmission par arbre dans l'axe de la roue

Essieu rigide (et arbre rigide)

Cette technologie est en train de disparaître du secteur automobile, elle se maintient de manière marginale sur les 4*4 à vocation utilitaire. Elle reste la référence par contre sur les essieux moteurs en poids lourds.

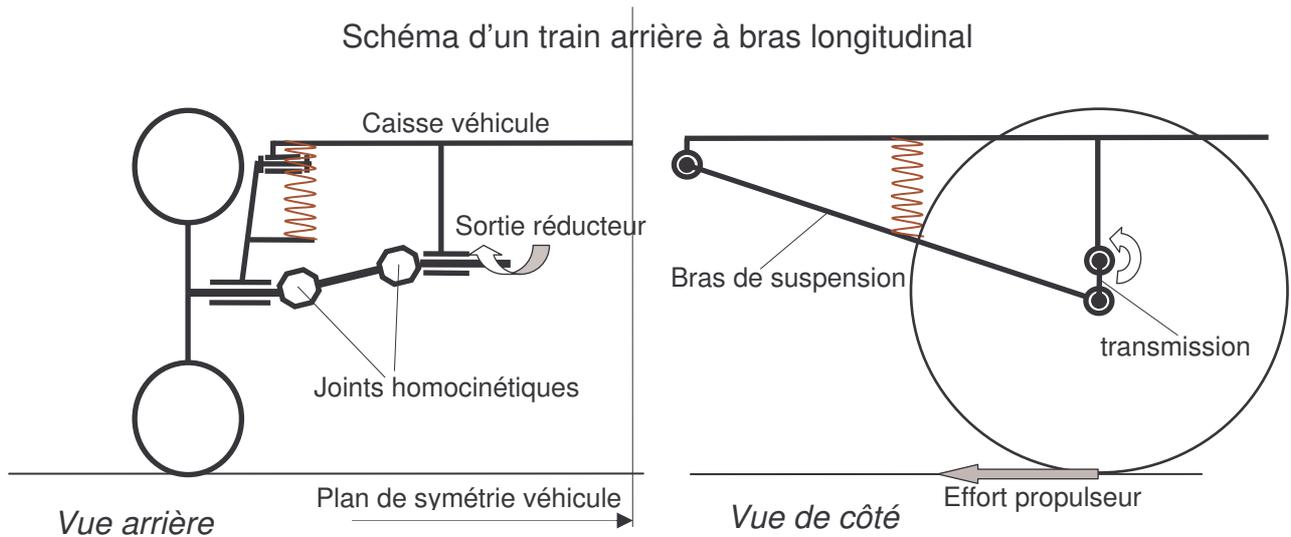
Ce cas est à rapprocher du chapitre précédent puisque chaque demi-train reçoit un couple moteur dans la même situation que la roue de la moto. Il suffit d'identifier le CIR essieu/chassis, d'après la cinématique de liaison, de réaliser le même tracé et d'estimer le coefficient d'anticabrage qui en résulte.

Remarque : sur les applications poids lourds, les fortes charges, le couple à la roue élevés et la hauteur du centre de gravité amènent à adopter des coefficients anticabrage importants qui limitent les mouvements de caisse. La liaison de l'essieu à la caisse par des ressorts à lames (qui assurent à eux seuls la cinématique de liaison) obtient en toute simplicité ces coefficients élevés.

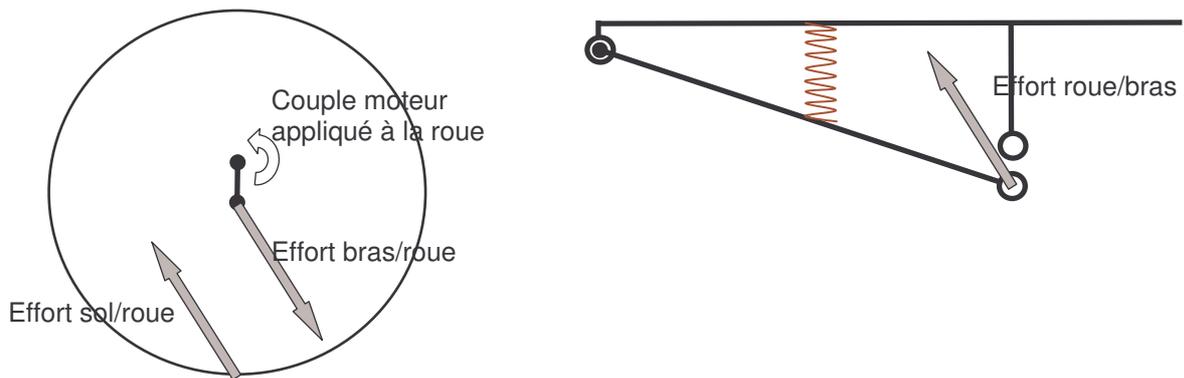
Roues indépendantes (et arbre articulé)

Nous sommes là sur la solution universelle sur les automobiles depuis que se sont généralisées les suspensions dites « à roues indépendantes ». Le schéma de la page suivante visualise une solution dite « à bras tiré » ici motrice sur les roues arrières.

Cette fois le couple appliqué à la roue par la transmission va être générateur d'efforts sur la suspension. Une manière simple d'en montrer les effets est d'isoler séparément la roue et le bras de suspension.



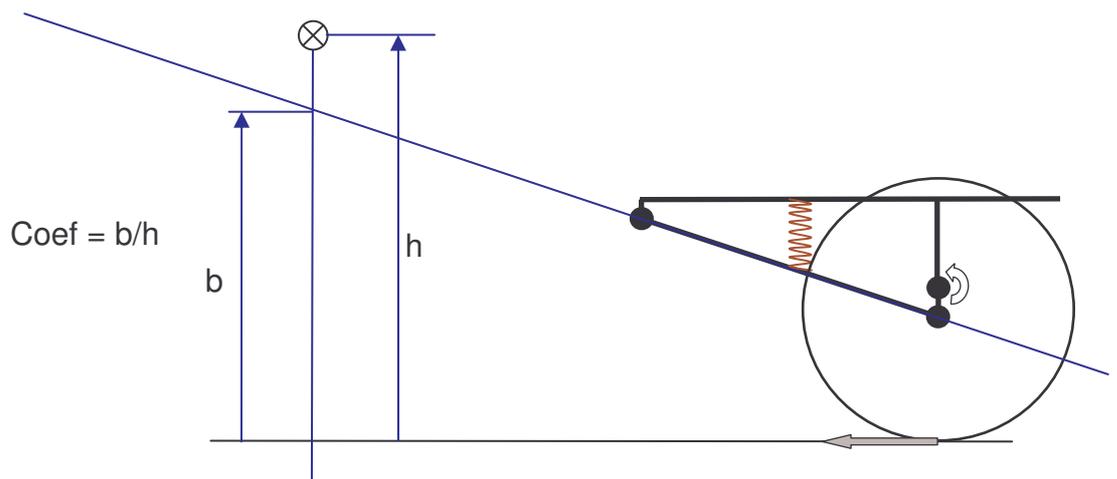
équilibres séparés des organes



La roue, par ses liaisons au sol et au bras, subit 2 efforts auxquels s'ajoute le couple appliqué à la transmission. L'équilibre impose donc un couple d'efforts opposés et parallèles.

Le report de l'action réciproque sur le bras montre que l'effort roue/bras est identique en direction et intensité à l'effort sol/roue.

Conséquences : la démonstration faite dans l'infotech n°15 (pages 4 et 5) s'applique ici à l'identique en remplaçant le point de contact sol/roue par l'axe de la roue. Nous concluons que le coefficient d'anticabrage est déterminé par ce tracé.

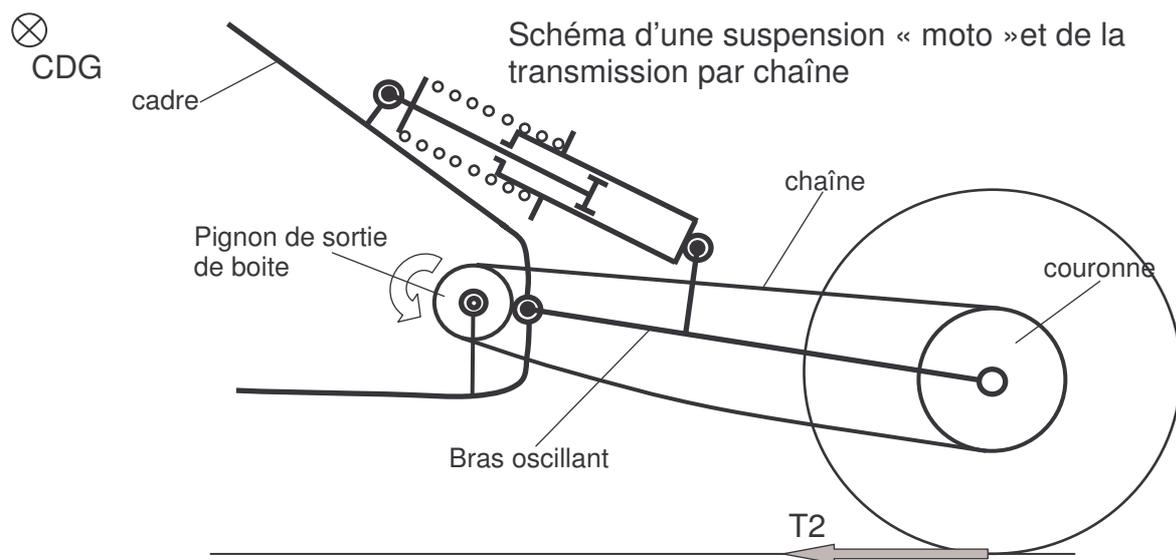


Cet exemple illustre bien comment la manière d'appliquer le couple à la roue change le comportement de la suspension à cinématique constante.
Si nous rapprochons ce tracé de celui fait pour la transmission moto par cardan (page 2) nous pouvons dire que la cinématique est la même dans les 2 cas. Il apparaît pourtant que la transmission moto amène à des coefficients anticabrage beaucoup plus importants que la transmission automobile.

Remarque : si nous analysons le comportement de ce type de train moteur au freinage la roue et le bras redeviennent solidaires (les efforts échangés sont des efforts internes) et l'épure s'appuie sur le point de contact roue/sol. Le raisonnement par symétrie de situation serait, dans ce cas, faux.

Transmission par chaîne

Cette technologie s'applique quasi-exclusivement aux 2 roues pour lesquels le faible coût de réalisation est primordial. Nous retrouvons un bras unique de suspension et malgré cette simplicité de réalisation nous constaterons que des possibilités de réglage du comportement existent.



Dans ce cas le couple est généré par la tension du brin supérieur de la chaîne et cette tension a des effets sur la suspension.

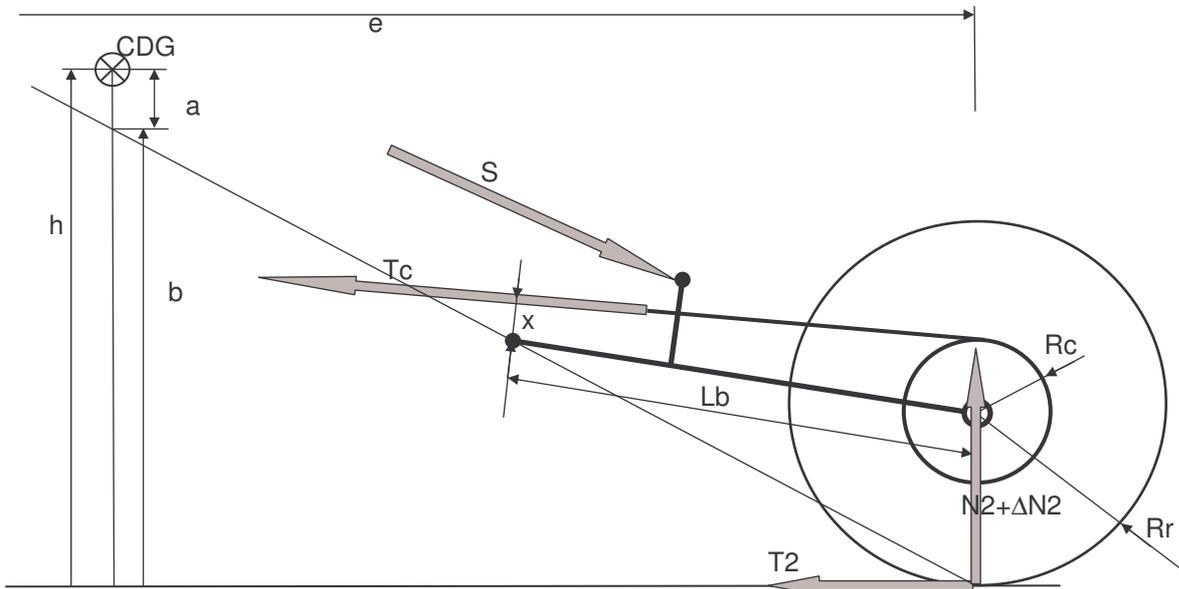
Pour poser le problème, les notations de l'infotech n°15 seront reprises :

- ✓ T2 effort tangentiel à l'arrière
- ✓ N2 appui au sol de la roue arrière, $\Delta N2$ variation d'appui au sol à l'accélération. Il est démontré que $\Delta N2 = T2 \cdot h/e$ avec « h » hauteur du centre de gravité et « e » empattement du véhicule.
- ✓ ϵ variation de charge sur la suspension. Rappelons qu'un effet sera dit anticabrage à l'arrière si $\epsilon < \Delta N2$

Les notations suivantes seront spécifiques à ce chapitre :

- ✓ S effort subit par la suspension (généré par $N2 + \epsilon$)

- ✓ T_c effort de tension du brin supérieur de la chaîne. Le brin inférieur n'est pas dessiné car sa tension est considérée nulle.
- ✓ L_b longueur du bras oscillant
- ✓ R_c rayon primitif du pignon secondaire
- ✓ x distance entre le brin supérieur de la chaîne et l'axe de bras oscillant



L'effort échangé entre le cadre et le bras n'est pas porté sur le schéma car il ne génère aucun moment sur ce bras et ne peut agir sur la suspension.

L'effet cinématique du bras peut toujours être exprimé par $\mathcal{E} = T_2 \cdot a/e$ comme il est montré à la page 5 de l'infotech n°15.

Il faut ensuite prendre en compte l'effet de T_c dont le moment par rapport à l'axe du bras n'est pas nul.

L'équilibre des moments appliqués à la roue donne $T_c = T_2 \cdot R_r / R_c$

Le moment de T_c sur le bras vaut $T_c \cdot x$ et il génère une augmentation de charge sur la suspension (toujours exprimée à la verticale de l'axe de roue) définie par $T_c \cdot x / L_b$.

Ce moment, dû à la tension de chaîne, voit ses effets sur le comportement de la suspension nommé « **effet de chaîne** ».

La variation totale de charge sur la suspension, que nous nommerons \mathcal{E}' , peut se ramener maintenant à :

$$\mathcal{E}' = \mathcal{E} + (T_c \cdot x / L_b) \text{ en développant } T_c \text{ nous avons : } \mathcal{E}' = \mathcal{E} + [(T_2 \cdot R_r / R_c) \cdot x / L_b]$$

rappelons que $\mathcal{E} = T_2 \cdot a/e$ et nous pouvons poser le résultat :

$$\mathcal{E}' = T_2 \cdot \left(\frac{a}{e} + \frac{R_r}{R_c} \cdot \frac{x}{L_b} \right) \text{ et recalculer la valeur du coefficient anticabrage qui en résulte (il}$$

sera noté K_{ac}). La définition faite en page 6 de l'infotech n°15 permet de poser

$K_{ac} = (\Delta N_2 - \mathcal{E}') / \Delta N_2$ qu'il suffit de développer d'après les résultats précédents.

$$Kac = \left[\left(T2 * \frac{h}{e} \right) - T2 \left(\frac{a}{e} + \frac{Rr}{Lb} * \frac{x}{Rc} \right) \right] * \frac{1}{T2 * \frac{h}{e}} \text{ après simplification nous obtenons :}$$

$$Kac = \frac{b}{h} - \frac{e}{h} \left(\frac{Rr}{Lb} * \frac{x}{Rc} \right) \text{ dont nous allons commenter les conséquences.}$$

- ✓ Le terme b/h est déduit de l'épure habituelle et nous savons que pour cette architecture il est très important ce qui amène des défauts de comportement (cf p.2). lorsqu'il n'y a aucun effet de chaîne.
- ✓ Le terme e/h dépend des proportions de la moto il sera par exemple faible sur une moto « tout terrain » et élevé sur une « routière ».
- ✓ Le terme Rr/Lb dépend des choix de réalisation de la moto pour la roue et le bras oscillant.
- ✓ Le terme x/Rc dépend de manière marginale du rapport de démultiplication secondaire (par les diamètres primitifs) mais surtout de la cote x. qui s'avère être un paramètre de réglage efficace et très accessible pour le comportement à l'accélération.

Conclusions : cette réalisation très simple permet une adaptation assez aisée aux différents types d'utilisation en 2 roues. Même pour un cahier des charges de courses de grand prix, aucune autre solution ne peut sérieusement rivaliser avec elle.

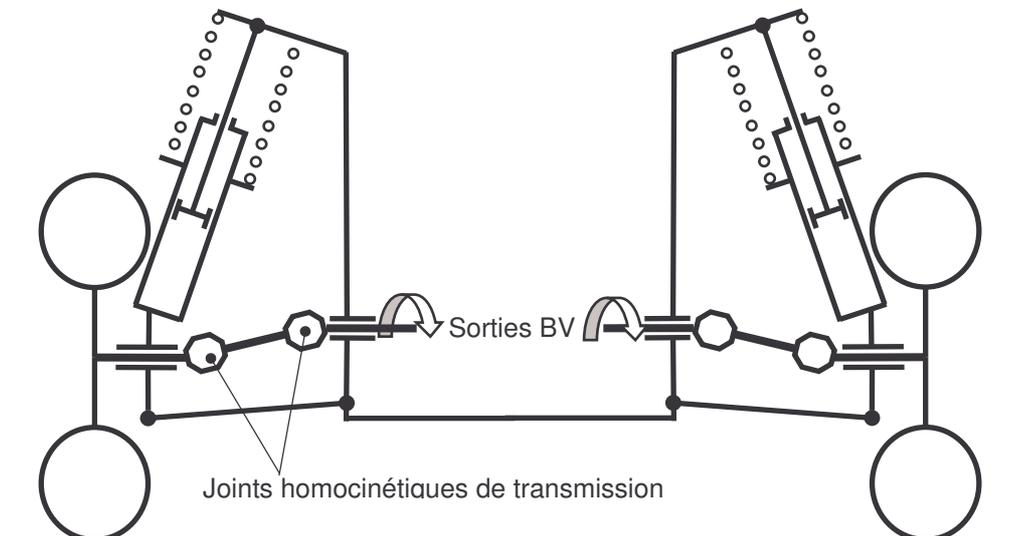
Le résultat littéral auquel arrive cette démonstration sommaire induit quelques autres déductions :

- Le changement de la démultiplication secondaire influence l'anticabrage de la moto ; Par exemple si un pignon plus petit est monté (opération fréquente pour une utilisation sportive) le rapport x/Rc diminue et le coefficient anticabrage s'en ressent.
- C'est l'altitude de l'axe du bras oscillant qui détermine le rapport b/h et c'est sur cette valeur que l'on agit par la pré-compression du ressort⁽²⁾. Bien que l'utilisateur dise souvent « qu'il durcit sa suspension » lorsqu'il ajoute des crans de compression sur le ressort, il n'en est rien. La raideur de la suspension n'est pas modifiée par cette action qui a pour résultat de remonter la moto. L'axe étant plus haut, le rapport b/h augmente et simultanément la valeur x diminue : ces deux facteurs se cumulent et augmentent le coefficient d'anticabrage. En roulant, sous l'effet de la motricité, le pilote ressentira bien une suspension plus raide mais la cause en est l'augmentation de l'anticabrage et non un ressort plus forte raideur.
- Pour des applications résolument sportives le facteur de réglage essentiel est alors la cote « x ». Il suffit d'installer deux platines intermédiaires entre l'axe de bras et le cadre pour obtenir un réglage millimétrique en choisissant dans un jeu de plusieurs platines. Le pilote peut régler le comportement en motricité selon l'adhérence, son poids, sa démultiplication, la raideur de suspension,...
- Sur certaines motos « tout terrain » il est quelquefois plus facile de changer la hauteur du moteur dans le cadre pour obtenir la même possibilité de réglage.
- Ces « effets de chaîne » seront d'autant plus sensibles que le CDG de la moto est bas et l'empattement élevé (par le rapport e/h) ce qui rend très sensible les motos sportives aux réglages évoqués.

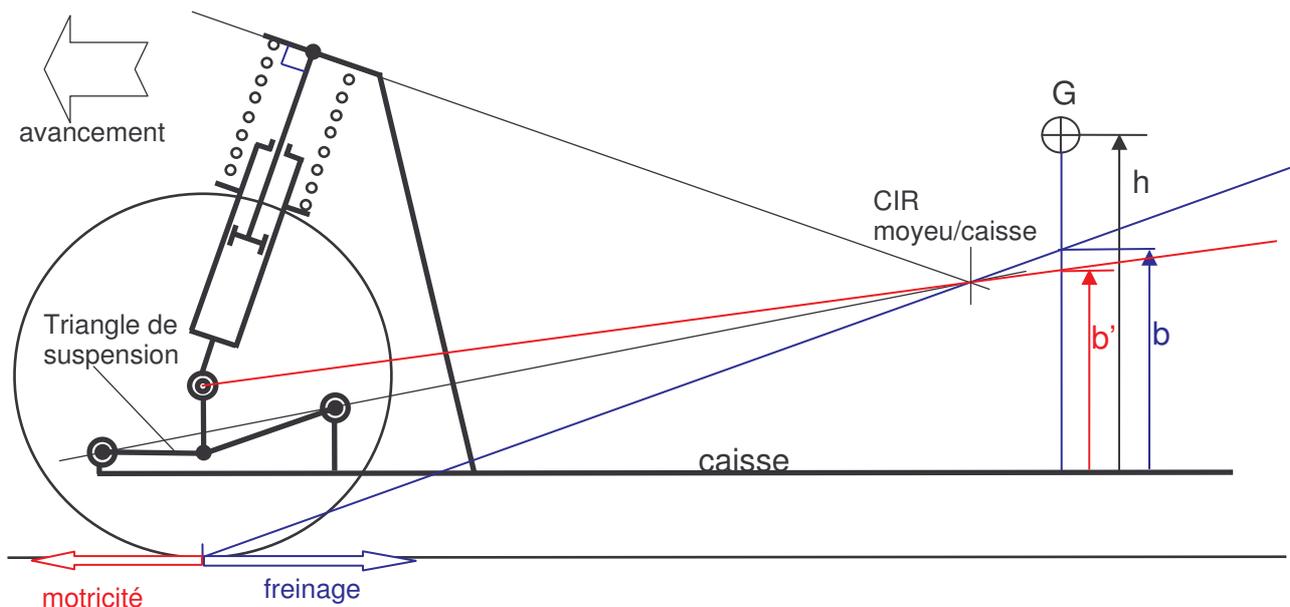
⁽²⁾ sur des parties cycles plus évoluées cette hauteur peut être modifiée indépendamment du réglage du ressort, avec un excentrique à la fixation de l'amortisseur par exemple.

Cas des roues motrices à l'avant

Prenons l'exemple d'une architecture de type Mac Pherson qui est actuellement la plus répandue en automobile. Ce train va à lui seul gérer le cabrage du véhicule et sera prépondérant sur la plongée (l'arrière agit également sur la plongée mais avec des efforts mineurs par rapport à l'avant).



Lorsque le véhicule est en freinage le cas est à traiter tel que défini à l'infotech n°15 ; après avoir situé le CIR moyeu/caisse le tracé en bleu défini $Kap = b/h$. Les paramètres de réglage de Kap apparaissent comme étant l'inclinaison du triangle de suspension et l'inclinaison de la jambe de force (amortisseur + ressort). Signalons que l'inclinaison de la jambe de force n'est pas forcément égale à l'angle de chasse (*les angles sont exagérés sur le schéma*).



Remarque : le train **arrière** est généralement « à bras tiré », nous avons vu que cette solution présente un coefficient anticabrage très élevé (fréquemment supérieur à 1) s'il est utilisé en motricité. Maintenant utilisé en freinage, les moments appliqués changent de sens et l'épure produit un coefficient antiplongée.

Le freinage, pour $K_{ap} < 1$, déclenche une compression de la suspension arrière⁽³⁾. L'assiette du véhicule s'en trouve améliorée puisque l'avant s'écrase faiblement et l'arrière descend également : les faibles valeurs des efforts produisent donc des effets significatifs par la cinématique des trains.
La solution Mac Pherson + bras tiré procure une maîtrise satisfaisante de la dynamique longitudinale et doit son succès à cette qualité et aux faibles coûts associés.

Lorsque le véhicule est en motricité, l'effet antiplongée du train avant se transforme en effet anticabrage mais la valeur n'est pas conservée. Comme le montre la page 4 l'effort sol/roue est en quelque sorte « transporté » à l'identique sur l'axe de roue. Le tracé définissant K_{ac} est réalisé en rouge et s'appuie sur l'axe de roue et le CIR précédemment défini : nous obtenons $K_{ac} = b'/h$.

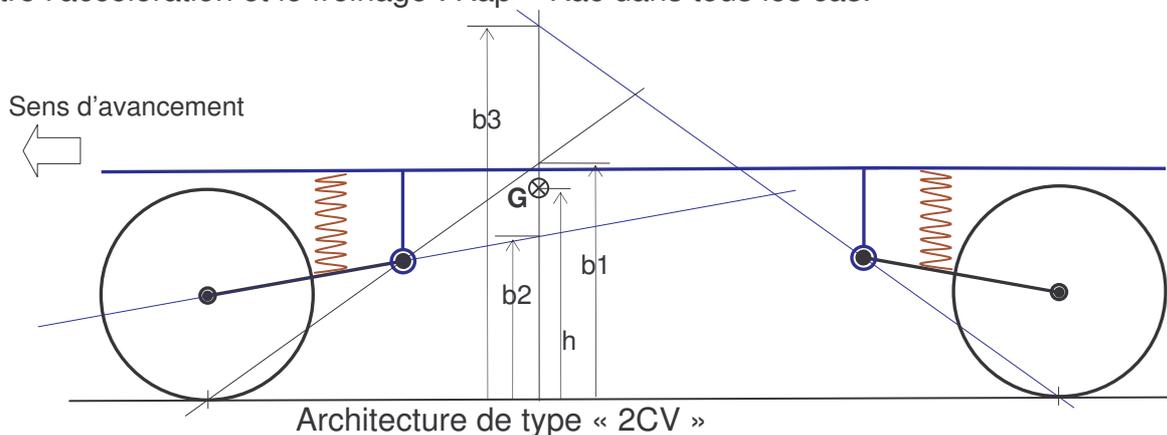
Le comportement du train n'est pas symétrique entre la motricité et le freinage puisque
 $b > b' \Rightarrow K_{ap} > K_{ac}$

Cette dissymétrie est tout à fait adaptée puisque les efforts au freinage sont nettement plus élevés que les efforts moteurs.

Cas particulier : Les freins agissant sur les transmissions.

Cette solution a disparu du parc automobile mais a été couramment utilisée par Citroën à partir de la 2CV par exemple.

Le couple de freinage est appliqué à la roue par la transmission (ce n'est plus un effort interne à l'ensemble roue/bras), le comportement du train est alors totalement symétrique entre l'accélération et le freinage : $K_{ap} = K_{ac}$ dans tous les cas.



Si le train avant avait les freins à la roue cela produirait au freinage $K_{ap} = b_1/h$ donc $K_{ap} > 1$ ce qui serait inacceptable en terme de comportement et de confort. Le déplacement des freins sur la boîte réalise $K_{ap} = b_2/h$ ce qui reste élevé mais autorise une plongée nécessaire au ressenti du conducteur et logique par rapport à la faible raideur de suspension que présentait ce véhicule.

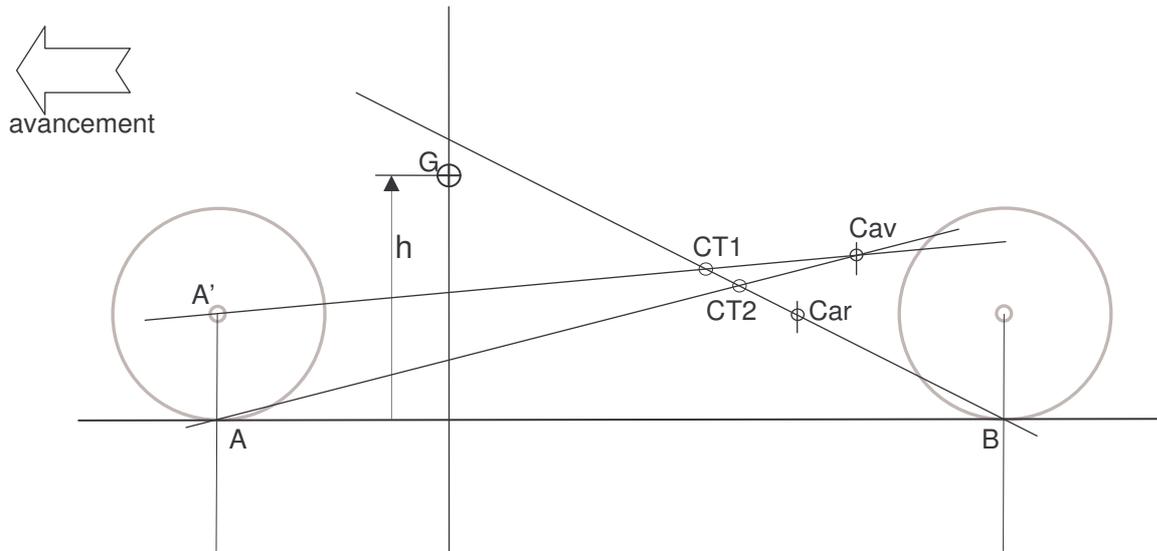
Sans cette solution l'architecture à bras longitudinal à l'avant n'aurait pu être retenue. Le train arrière au freinage présente un K_{ap} nettement supérieur à 1 (b_3/h) et contribue à maîtriser l'assiette du véhicule au freinage malgré la grande flexibilité des ressorts.

⁽³⁾ il suffit, pour le ressentir, d'embrayer à l'arrêt en laissant les roues arrières freinées par le frein à main : l'arrière s'affaisse alors.

Le centre de tangage du véhicule

Le centre de tangage est par définition le centre instantané de rotation du véhicule (la rotation étant sur un axe transversal) dans son mouvement par rapport au sol. Noté CIR caisse/sol.

Dans ce genre de problème nous savons que 3 CIR définis par 3 solides en mouvement plan/plan sont alignés sur une droite⁽⁴⁾.



Voici par exemple une géométrie où sont tracés :

- ✓ Cav, le CIR du train avant dans son mouvement par rapport à la caisse.
- ✓ Car, le CIR du train arrière dans son mouvement par rapport à la caisse.
- ✓ La droite [A',Cav], déterminant le Kac du train avant.
- ✓ La droite [A,Cav], déterminant le Kap du train avant.
- ✓ La droite [B,Car], déterminant le Kap du train arrière.

En appliquant la règle des trois CIR alignés nous pouvons déduire la position du centre de tangage :

- ✓ Au freinage, A est le CIR de l'ensemble roue-moyeu par rapport au sol, Cav est le CIR de l'ensemble roue-moyeu par rapport à la caisse : le CIR caisse/sol est donc positionné quelque part sur la droite [A,Cav].
- ✓ Un raisonnement similaire nous amène à dire : Le CIR caisse/sol est positionné sur [B,Car].
- ✓ Le résultat est forcément à l'intersection des 2 droites citées en CT2 qui est alors le centre de tangage du véhicule.

L'utilisation de la droite [A',Cav] en motricité positionne le centre de tangage en CT1, Une situation légèrement différente du freinage.

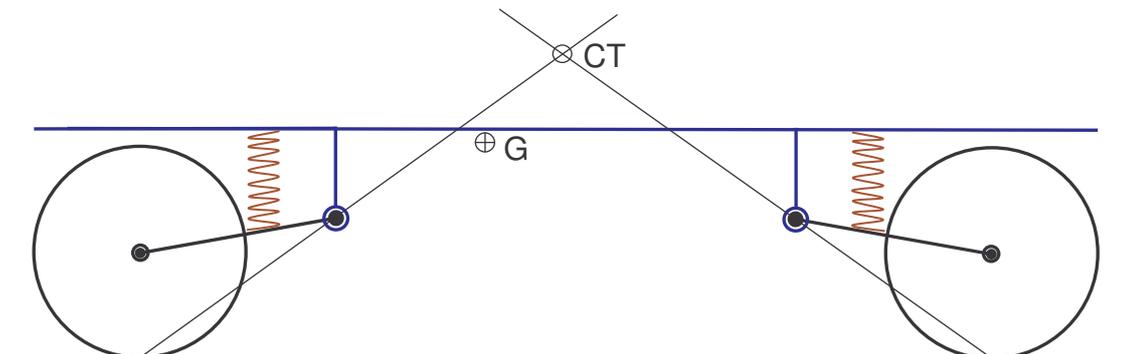
⁽⁴⁾ en considérant que nous avons un mouvement plan sur plan de 3 systèmes liés entre eux : 1=roue-moyeu, 2=sol et 3=caisse. Nous savons que $\Omega_3/2 = \Omega_3/1 + \Omega_1/2$ et que les trois vecteurs correspondants à ces vitesses de rotations sont parallèles entre eux (car tous perpendiculaires au même plan). Ces propriétés font que les trois CIR ($I_{3/2}$, $I_{3/1}$, $I_{1/2}$) sont alignés sur la même droite car ils ne sont que les traces des vecteurs vitesses dans le plan du mouvement. Cette propriété des 3 CIR alignés est détaillée dans tous les cours de cinématique.

Remarque : Le fait de situer CT1 sur la droite [B,Car] relève de l'arbitraire car le train arrière est en roue libre à l'accélération et le débattement des suspensions, simultanément à l'avant et à l'arrière, impose un degré de liberté supplémentaire (pour conserver l'hypothèse de roulement sans glissement sur le sol). C'est-à-dire que la roue arrière subira une rotation par rapport au bras et que ce CIR supplémentaire est en contradiction avec la règle des 3 CIR alignés.

L'épure du centre de tangage est donc souvent réalisée à partir des points de contact au sol, sans préciser la situation dynamique. Cette convention est acceptable et les résultats de ce modèle simplifié permettent de tirer des conclusions judicieuses lors de comparaisons de cinématiques de suspension. Pour des travaux plus ambitieux, conception et développement par exemple, il faut faire appel à des modélisations plus proches du réel et mettre en oeuvre de puissants outils logiciels.

Situation du centre de tangage

La géométrie des trains va donc être utilisée pour positionner le centre de tangage ; cette donnée s'ajoute au cahier des charges et sera prise en compte avec plus ou moins d'effcience selon le compromis choisi entre les nombreuses contraintes. Examinons quelques situations type.



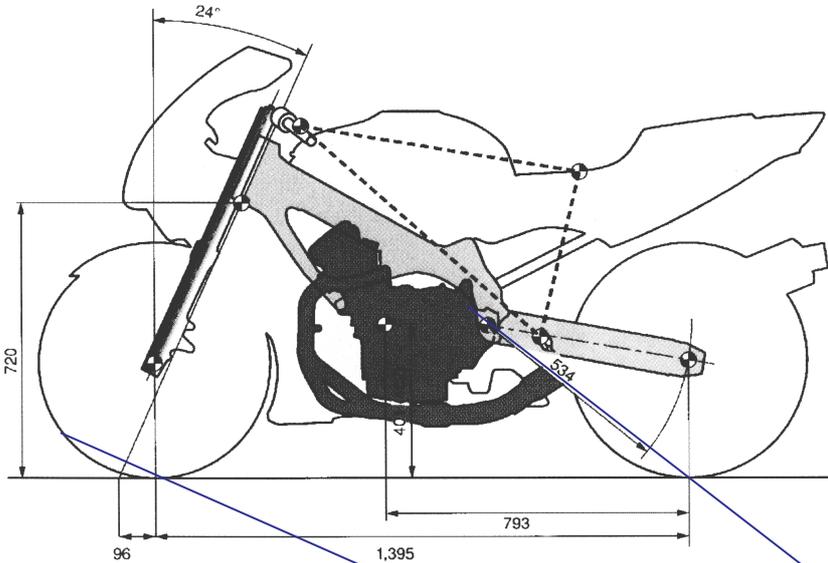
Si nous reprenons le schéma du type 2CV nous trouvons un CT au milieu du véhicule et très haut. Cette disposition présente des défauts :

- ✓ Le CT est proche de G, le moment d'inertie dans cette rotation autour de CT est faible. La fréquence du mouvement de tangage étant définie par ce moment d'inertie et les raideurs de suspension ; elle sera élevée et plus difficile à amortir (les amortisseurs génèrent une atténuation sur les fréquences propres de pompages qui sont faibles).
- ✓ Le CT est proche du conducteur qui va subir ce mouvement de rotation et le ressentir désagréablement car il sera mal capté par l'oreille interne qui est notre « centrale inertielle » et capte avant tout des accélérations linéaires. Le mal des transports, qui résulte principalement d'un défaut de corrélation entre les informations de l'oreille interne et les informations visuelles du mouvement, peut être favorisé.

Bien sur cet exemple est maintenant obsolète, il explique néanmoins pourquoi la suspension de la 2CV avait du adopter une liaison dite « anti-galop » entre les trains avant et arrière (reportez vous à une documentation d'époque).

Cette situation du CT peut également se rencontrer sur des motos, vous pouvez le constater en rapprochant l'épure de la BMW en page 2 de l'épure de la même moto en page 8 de l'infotech n°15. La faible empattement de la moto et sa masse réduite peuvent alors générer le même désagrément.

Si nous reprenons une géométrie plus traditionnelle de moto la situation est très différente.



Le tracé de cette droite est expliqué en page 7 de l'infotech n°15

Le CT se trouve rejeté au niveau du sol, en arrière du véhicule. L'éloignement de G augmente l'inertie polaire par rapport à CT ce qui est favorable à la maîtrise de ce mouvement par les amortisseurs. Le pilote étant loin de CT ressent ce mouvement comme une accélération verticale et il associe au pompage du véhicule.

Rappelons que cette épure donne un Kap négatif ce qui accentue la plongée. Ce comportement est favorable à la maniabilité en freinage car il réduit l'angle de chasse et le déport au sol.

Nous pouvons constater, par exemple, que pour Réaliser la R1200S à orientation sportive, BMW a abandonné la géométrie TELEVER pour installer une fourche télescopique traditionnelle. Il semble donc difficile d'imposer une autre architecture même si le résultat du point de vue cinématique ne semble pas idéal. Les sensations et les automatismes de pilotage sont probablement prépondérants sur la technique.

Pour les véhicules actuels la réalisation Mac Pherson et bras tiré amène à des situations où CT est très en arrière et très bas ce qui procure des sensations correctes pour le conducteur. Il est possible de rejeter au-delà de l'arrière du véhicule le CT en installant une cinématique de train arrière à triangles superposés par exemple. L'orientation des axes des triangles créera une convergence vers l'arrière pour déplacer CT. La sensation du conducteur se rapprochera d'un pompage pur lors du tangage et sera bien tolérée.

