

## Guidage du véhicule : participation des essieux arrières à bras tirés

La gamme des petits véhicules se satisfait actuellement d'une technologie de train arrière relativement économique. Il s'agit de 2 bras tirés articulés par des liaisons élastiques sur la caisse et reliés entre eux par un profil de tôle (ouvert) qui subit une torsion lors des débattements de roues. Ce profil participe, pour la totalité ou en partie, à la raideur antiroulis de l'essieu arrière, et sa rigidité en flexion permet une bonne maîtrise du parallélisme du train arrière.

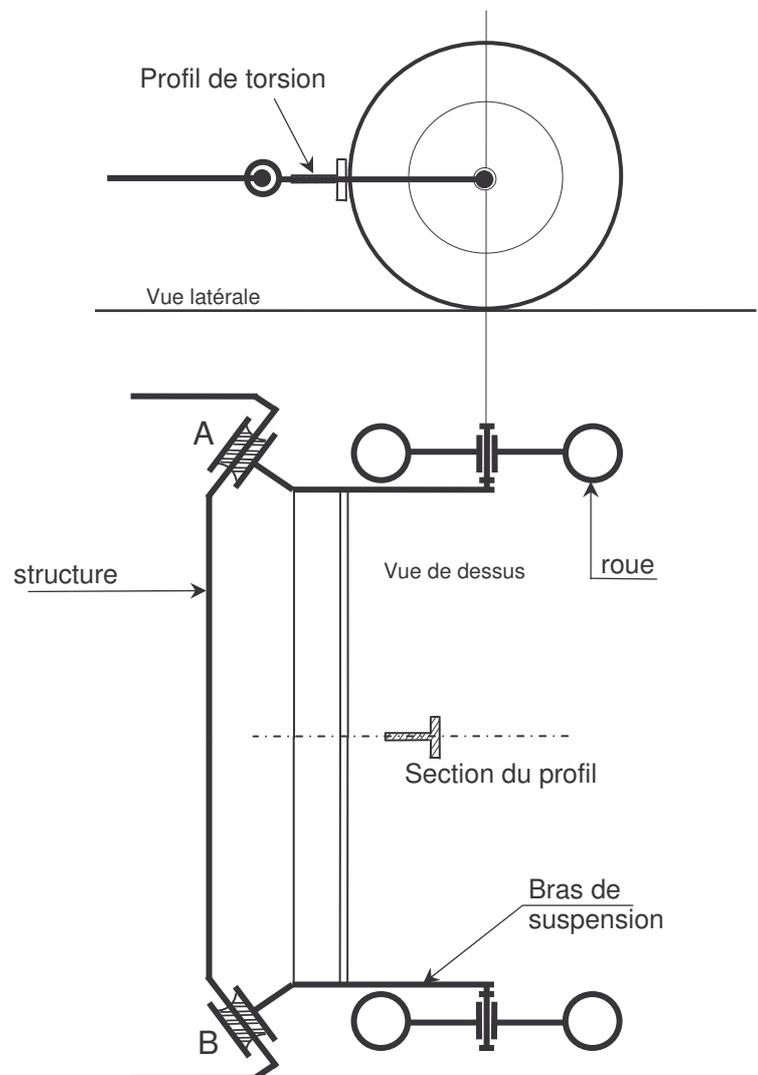
Cette architecture paraît tellement sommaire en face de celle des véhicules hauts de gamme à essieu multi-bras (dont la nouvelle 407 est un bon exemple) que beaucoup d'entre nous pensent que la qualité de guidage a été totalement sacrifiée pour des raisons de coûts.

Cet article montre qu'il est tout à fait possible de gérer les braquages induits<sup>(1)</sup> des roues arrières sans sophistication technologique et que ces trains mécaniquement simples renferment beaucoup d'intelligence de conception.

### Présentation d'un modèle de travail

Un schéma assez générique peut être tiré des réalisations actuelles : la nouvelle Fiat Panda 2004 par exemple est tout à fait proche de ce schéma (à droite), seul le profil de liaison diffère mais nous verrons qu'il peut y avoir une grande variété de forme.

- ✓ Les deux liaisons élastiques, notées A et B sont orientées de manière particulière ; de plus leur réalisation favorise leur débattement axial et minimise leur écrasement radial.
- ✓ Le profil solidaire des deux bras a une section en "T", ce qui lui autorise une grande souplesse en torsion et une rigidité satisfaisante en flexion. Ce profil présente également la particularité d'avoir sa fibre neutre en torsion<sup>(2)</sup> très près de la tête du "T"
- ✓ Le bras sera considéré horizontal en position de roulage.



<sup>(1)</sup> le terme braquage induit désigne les variations de parallélisme d'une roue dues aux efforts appliqués (guidage, freinage, motricité) et aux mouvements de la caisse (pompage, roulis) ; ces variations infimes en valeurs absolues, sont primordiales pour la stabilité dynamique du véhicule et pour le ressenti du conducteur.

<sup>(2)</sup> la seule fibre du profil qui reste rectiligne lors d'une torsion, les autres devenant des hélices.

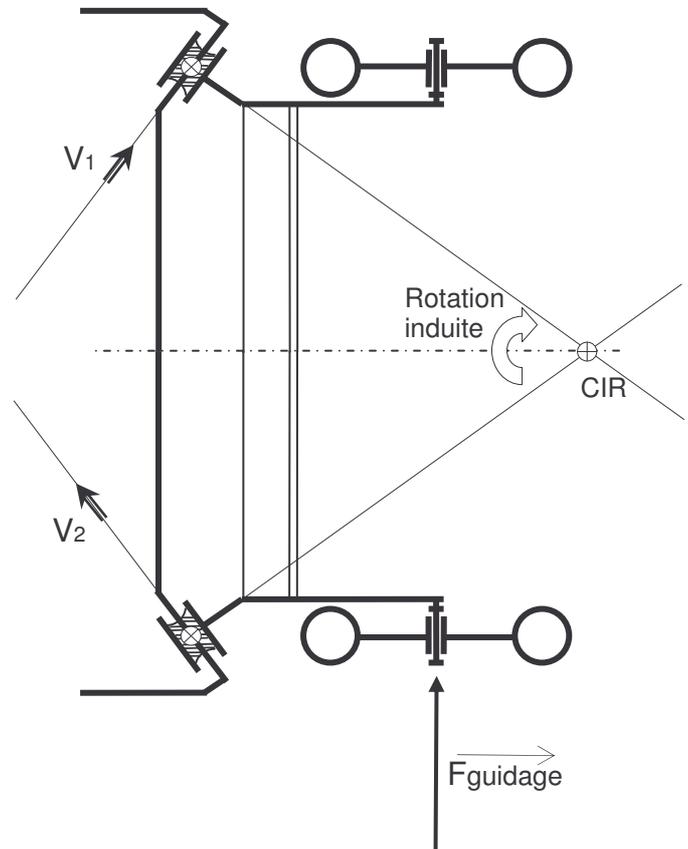
## Réaction aux efforts latéraux de guidage

Nous considérons que l'essieu reçoit un effort latéral de guidage (du sol sur les roues) porté par l'axe de roues. Cette force va induire des efforts dans les liaisons élastiques bras/caisse et des déplacements vont apparaître entre les bras et la caisse.

En considérant que l'écrasement radial des liaisons est négligeable devant le déplacement axial nous pouvons poser  $V_1$  et  $V_2$  qui sont définies cinématiquement ainsi :

- ✓  $V_1$ , vitesse du centre de la liaison A, appartenant au bras, par rapport à la caisse
- ✓  $V_2$ , vitesse du centre de la liaison B, appartenant au bras, par rapport à la caisse

Le résultat est que nous pouvons faire apparaître un centre instantané de rotation (noté CIR) de l'essieu par rapport à la caisse en traçant les deux perpendiculaires à  $V_1$  et  $V_2$  passant par les centres des liaisons



## Conclusion

Le CIR de l'essieu étant en arrière de l'axe des roues et les efforts de guidage étant appliqués à l'essieu par les axes de roues, le train va répondre à une sollicitation latérale par un braquage induit orienté dans le même sens que les efforts sol/roue (flèche circulaire sur le schéma).

Ce qui veut dire que dans un virage l'essieu AR va s'orienter vers l'intérieur du virage et donner ainsi une tendance sous-vireuse souhaitable pour la sécurité. De même en ligne droite un coup de vent latéral par exemple va générer un braquage AR qui va s'opposer à cet effort aérodynamique et créer une stabilité intrinsèque favorable à un bon ressenti pour le conducteur.

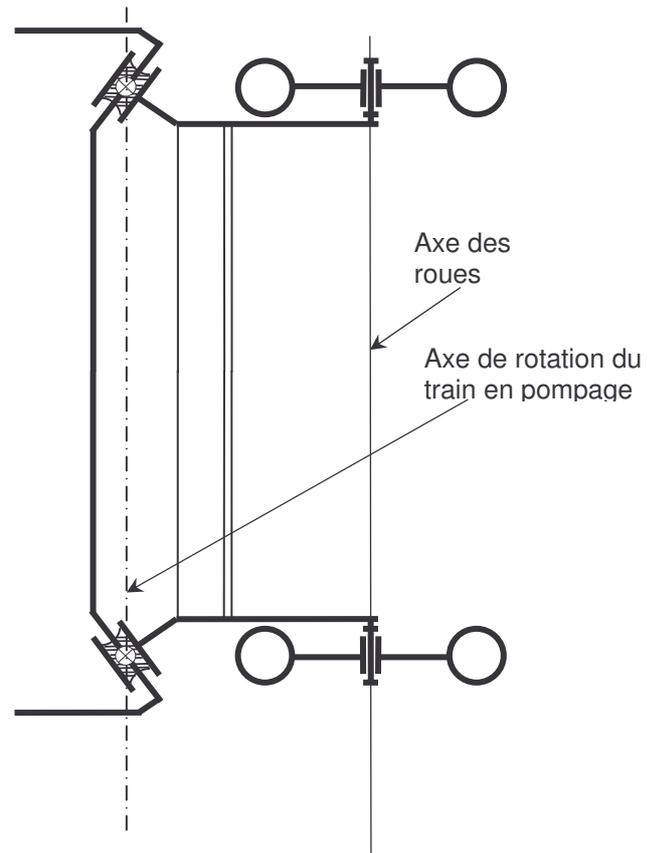
*Remarque : Ces braquages sont quasiment en phase avec les efforts, ce qui ne sera pas le cas des braquages induits par le roulis car l'installation de l'angle de roulis se fait nettement plus tard que celle des efforts.*

## Réaction au pompage

En situation de pompage les débattements de chacune des roues sont identiques et le profil ne subit aucune torsion. L'ensemble Bras + profil peut être considéré comme un solide en rotation autour d'un axe passant par les deux centres des liaisons élastiques.

L'axe des roues décrit un cylindre autour de l'axe de rotation, il reste donc toujours parallèle à lui-même et aucune des roues ne subit de variation de parallélisme.

La valeur statique de réglage ne sera donc pas affectée par la charge du véhicule, ce qui est une bonne chose pour la longévité des pneumatiques.



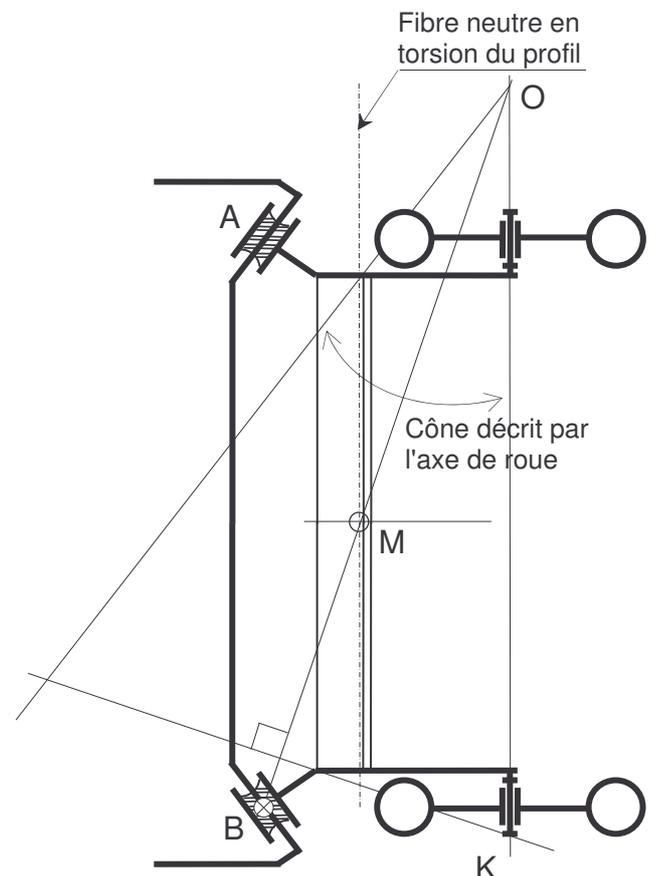
## Réaction au roulis

Dans le cas d'un roulis pur, une suspension est comprimée et l'autre est détendue : les seuls points fixes dans le mouvement des roues par rapport à la caisse sont les centres des liaisons élastiques (A et B) et le milieu du profil (M sur la fibre neutre) dont l'altitude par rapport à la caisse ne varie pas.

Pour caractériser le mouvement du bras gauche par rapport à la caisse nous cherchons à repérer 2 points qui, appartenant à ce bras, sont fixes dans le mouvement brasG/caisse ; nous pourrions dire alors que le bras tourne par rapport à la caisse autour de la droite passant par ces deux points.

- ✓ Le premier est le plus évident : c'est le centre de la liaison élastique B car cette liaison se comporte comme une rotule.
- ✓ Le deuxième est le point M puisque nous avons dit plus haut qu'il est fixe par rapport au bras et par rapport à la caisse lors d'un roulis pur

Le bras gauche est donc en rotation par rapport à la caisse autour de l'axe BM alors qu'il tournait autour de AB en pompage.



En prolongeant BM l'axe de rotation du bras rencontre l'axe de roue en  $O^{(3)}$ . Nous savons maintenant que K décrit un cercle et que l'axe de la roue gauche décrit un cône d'axe OB.

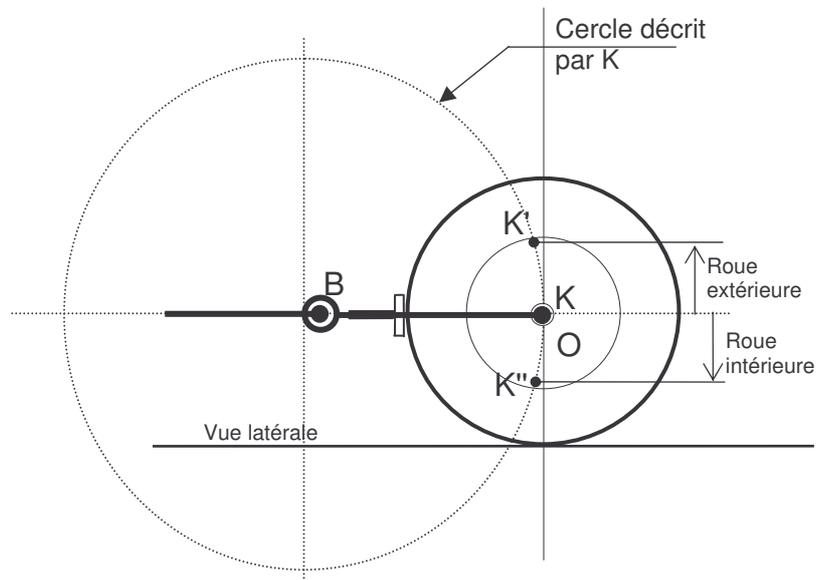
Pour voir les conséquences sur le parallélisme des roues il nous faut changer de point de vue.

Sur cette vue est représenté le cercle décrit par K (légèrement elliptique puisque le plan du dessin n'est pas perpendiculaire à BO).

Si nous considérons le véhicule engagé dans un virage à droite, notre bras gauche va monter vers la caisse en comprimant la suspension car il est extérieur au virage.

Le point K va se retrouver en  $K'$  et il avance donc légèrement, le point O (sommet du cône) n'avance pas et nous pouvons déduire que  $K'O$ , nouvelle position de l'axe de roue correspond à une "prise de pince" de cette roue par rapport à la caisse.

Par symétrie la situation de la roue intérieure, représentée par  $K''$ , amène elle aussi de la pince.



## Conclusion

Dans le cas précédent le train arrière augment sa pince totale (ou diminue son ouverture) en cas de roulis sans créer de braquage induit puisque la bissectrice des deux axes de roue ne change pas de position.

Il ne faut pas en conclure qu'il n'a jamais d'action car les positions relatives des éléments peuvent changer et le tracé précédent évoluer.

Observons maintenant le comportement du train AR si la charge qu'il supporte est augmentée, ce qui inclinera le bras de suspension en position statique.

## Réaction au roulis en charge

Le tracé page suivante reprend le même raisonnement que précédemment mais la situation de BK a changé à cause de la diminution de hauteur de caisse.

Nous observons maintenant que les trajectoires de  $K'$  et  $K''$  ne sont plus du tout similaires :

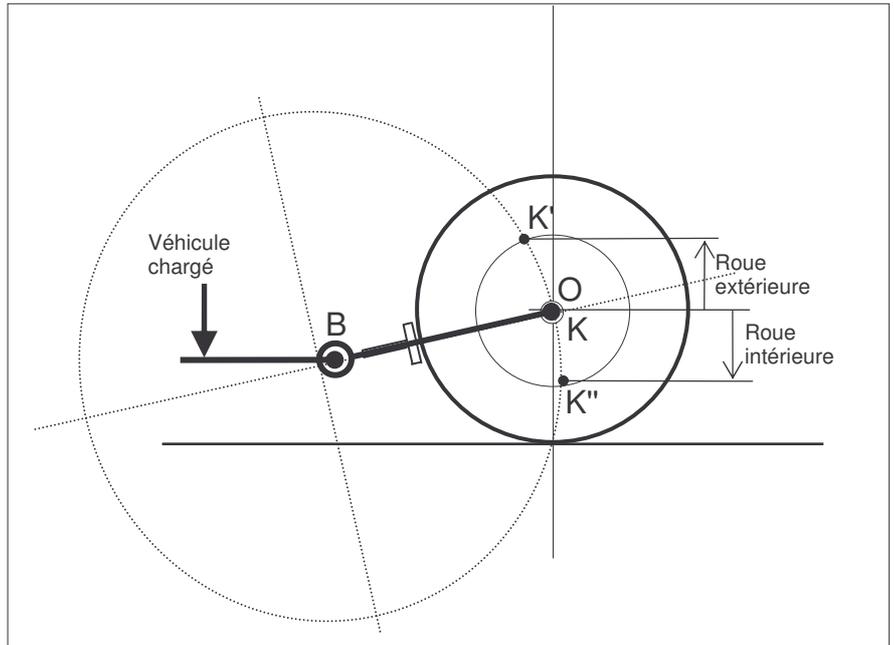
- ✓  $K'$  avance nettement ce qui fait prendre une pince importante à la roue extérieure
- ✓  $K''$  recule légèrement ce qui fait ouvrir la roue intérieure

<sup>(3)</sup> c'est un cas particulier mais nous envisagerons d'autres cas plus loin.

Cette fois la bissectrice des axes de roue a bien changé d'orientation lors de la prise de roulis.

La roue extérieure "Pince" et la roue intérieure "Ouvre" donc le braquage induit est vers l'intérieur du virage (qui était à D) ce qui produit un effet de sous-virage.

Cet effet est croissant avec la charge puisqu'il dépend de l'inclinaison de BK en statique.



## Conclusion

Ce braquage induit qui évolue avec la charge peut s'avérer utile pour maintenir le comportement du véhicule indépendant de la charge.

Les véhicules légers moteurs à l'AV sont particulièrement concernés car à vide la charge sur l'essieu AR est très faible et la charge utile embarquée est prépondérante sur les roues AR (passagers + coffre). Le centre de gravité recule notablement en charge et l'équilibre du véhicule en virage fait que la dérive des pneumatiques AR croît plus que celle de l'AV<sup>(4)</sup>.

Avec la charge, le véhicule voit donc son caractère évoluer vers une réduction de son sous virage voire même jusqu'au survirage. Avant cet extrême, le conducteur aura de toute façon de mauvaises sensations de conduite car il devra s'adapter à ce nouveau comportement qui est plus "sensible".

L'effet d'épure démontré précédemment peut tout à fait, s'il est bien conçu, corriger cette tendance par son action qui va dans le sens d'un sous virage et s'oppose aux effets de la charge. Le conducteur conservera des sensations de conduite identiques et ce sera un gain de confort et de sécurité active pour lui.

## Moyens de réglage de l'effet d'épure

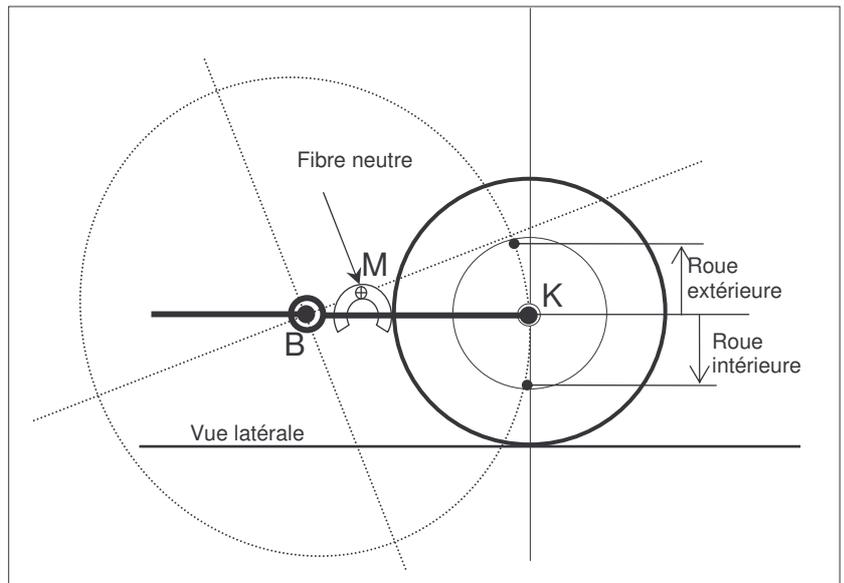
Il est quelquefois utile d'obtenir un effet d'épure (sous virage quasi-systématiquement) véhicule à vide et ceci est possible même si les bras sont horizontaux.

L'élément de réglage le plus simple est la situation de la fibre neutre du profil de torsion qui peut être montée pour produire l'effet désirée et même reculée pour augmenter la valeur de variations.

<sup>(4)</sup> Ce problème peut être formalisé, pour ceux qui ont déjà traité des sujets similaires, en disant que le centre de gravité se rapproche du centre neutre du véhicule (qui est le point iso dérive du véhicule) : s'il passe en arrière du centre neutre le véhicule devient survireur et extrêmement dangereux.

Pour cet exemple c'est un profil en "U" qui remplace le profil en "T", la fibre neutre se trouve plus haut et l'inclinaison de l'axe de l'ellipse crée une légère dissymétrie de la trajectoire de K suffisante pour créer un léger effet d'épure à vide.

*Remarque : dans ce tracé l'axe de roue et l'axe de rotation du bras ne se rencontrent plus. L'axe de roue décrit un hyperboloïde de révolution<sup>(5)</sup> en tournant autour de BM, mais les effets sur le parallélisme restent similaires*



Ce même profil en "U" pourrait être utilisé couché avec l'ouverture dirigée vers l'avant ce qui aurait pour effet de reculer la fibre neutre pour augmenter l'obliquité de BM (en vue de dessus, voir p.3) : nous retrouverions la même situation qu'avec le "T" tout en bénéficiant probablement d'un moment d'inertie plus important lors de la flexion par les efforts de guidage.

Cette optimisation de la rigidité demande quelques développements.

## Optimisation du profil

Nous avons déjà dit que le profil reliant les deux bras doit permettre aux bras de maintenir leurs positions malgré les efforts sol/roue appliqués. Une rigidité insuffisante produirait des flexions qui annuleraient tous les effets bénéfiques attendus par les épures, car les angles traités sont extrêmement faibles.

Par exemple un véhicule en virage à 180 km/h et avec une accélération latérale de  $3 \text{ m/s}^2$  va voir son rayon de virage réduit de 833m à 677m si l'essieu arrière braque **de  $0,05^\circ$**  vers l'extérieur du virage : cette réduction va augmenter l'accélération latérale jusqu'à  $3,7 \text{ m/s}^2$  si le conducteur ne corrige pas sa trajectoire. Aucun braquage et aucune déformation ne doivent donc être négligés, particulièrement aux vitesses élevées.

Une meilleure résistance sera obtenue quelquefois grâce à des profils dissymétriques (à poids égal).

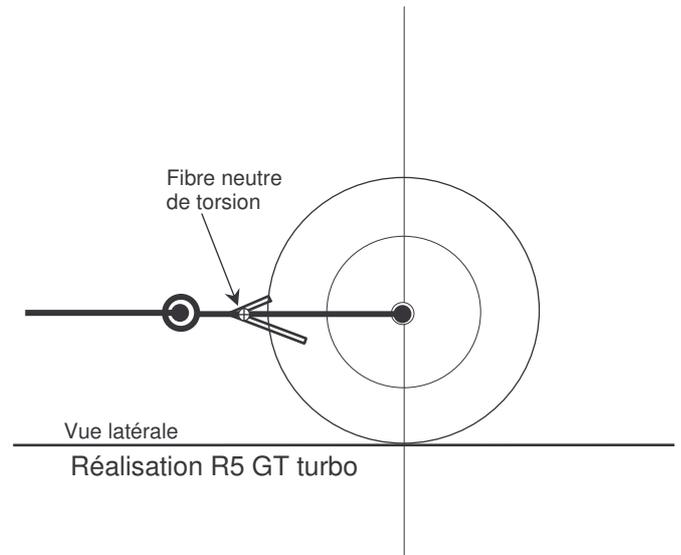
Voici un exemple, assez ancien, sur la R5 GT Turbo où le train AR intégrait un profil de torsion en "V" assez particulier. La section de ce "V" présente deux ailes de longueur différentes ce qui ôte toute symétrie à cette forme.

La fibre neutre de torsion est toujours nettement en arrière des articulations des bras, conformément au principe d'épure déjà évoqué.

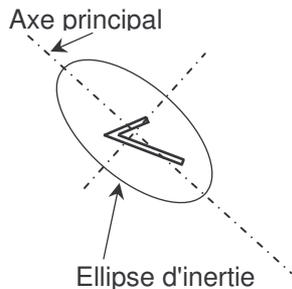
<sup>(5)</sup> surface quelquefois nommée hypoïde lorsqu'elle sert à générer des surfaces primitives d'engrenages

La caractéristique intéressante de ce profil est son comportement en flexion.

Sa rigidité en flexion est caractérisée par son moment d'inertie par rapport au moment fléchissant. Or ce moment d'inertie varie selon la direction ou le moment fléchissant est appliqué<sup>(6)</sup>



Le tracé en coordonnées polaires de la valeur ce moment d'inertie en fonction de la direction des sollicitations donne l'ellipse d'inertie de la section, centrée sur son centre de gravité

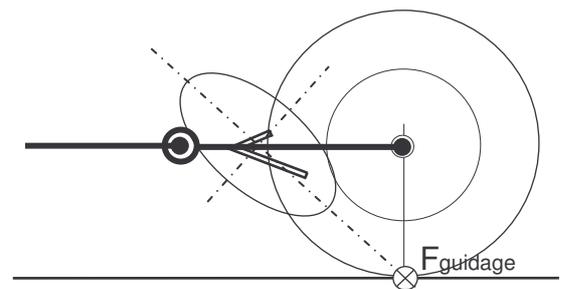


L'axe d'inertie principal correspond à la direction dans laquelle le profil a la plus grande rigidité de flexion. L'allure du résultat, présentée ici, peut sembler assez logique : l'ellipse est orientée vers le bas à cause de l'aile du "V" plus longue.

Cette orientation est judicieusement réglée pour que le grand axe passe par le point de contact sol/roue.

Le moment de flexion est créé par l'effort de guidage, cet effort sera appliqué sur la direction où la rigidité est maximale ce qui permet de minimiser les déformations par rapport à un profil symétrique de même poids.

Cette réduction des déformations sera bénéfique pour la fonction guidage.



## Conclusion générale

Nous savons maintenant que cette technologie simple permet de gérer deux types de braquages induits en fonction de l'accélération latérale : par les efforts de guidage et par le roulis.

Les concepteurs devront faire des choix pour utiliser au mieux ces 2 possibilités, car elles n'ont pas la même action sur le comportement dynamique du véhicule ; ceci du fait que le roulis s'installe plus tard que les efforts de guidage.

<sup>(6)</sup> ce profil n'ayant aucune symétrie nous avons là un cas de "flexion déviée"

Le retard du roulis dépend de la position des centres de roulis du véhicule (donc de l'architecture des trains) du tarage des amortisseurs et des moments d'inertie par rapport à l'axe longitudinal.

- ✓ Les braquages induits par les efforts permettent d'augmenter la sensation de stabilité du véhicule car ils traitent immédiatement les efforts perturbateurs. Par contre ils diminuent la maniabilité en zone d'envirage<sup>(7)</sup> car ils réduisent le moment de lacet dans cette zone transitoire.
- ✓ Les braquages induits n'ont pas cet inconvénient puisqu'ils sont retardés et apparaissent après la mise en appui du véhicule, ils améliorent alors la qualité de guidage en virage stabilisé.

Malgré toutes ces possibilités cette architecture trouve ses limites par le fait que toutes les fonctions sont imbriquées à cause de la simplicité structurelle et le compromis n'ira pas très loin dans l'optimisation. Un train multibarres traitera lui séparément chacune des fonction et évitera des compromis peu satisfaisants (avec un coût nettement supérieur bien sur).

Le point le plus négatif restera le contrôle du carrossage qui n'est pas possible en bras tirés puisque la roue extérieure au virage prend un carrossage positif égal à l'angle de roulis. Les capacités de guidage du pneumatique resterons mal exploitées, les pneumatiques en appui devant à conserver un carrossage négatif (de 15 à 20 minutes) pour atteindre leur meilleure performance en guidage.

*Pour conclure : cette INFOTECH aura atteint son but si, après en avoir fait la lecture, vous examinez d'un œil plus technique et critique ce genre de réalisation.*

---

<sup>(7)</sup> voir l'INFOTECH n°4 traitant du lacet du véhicule