

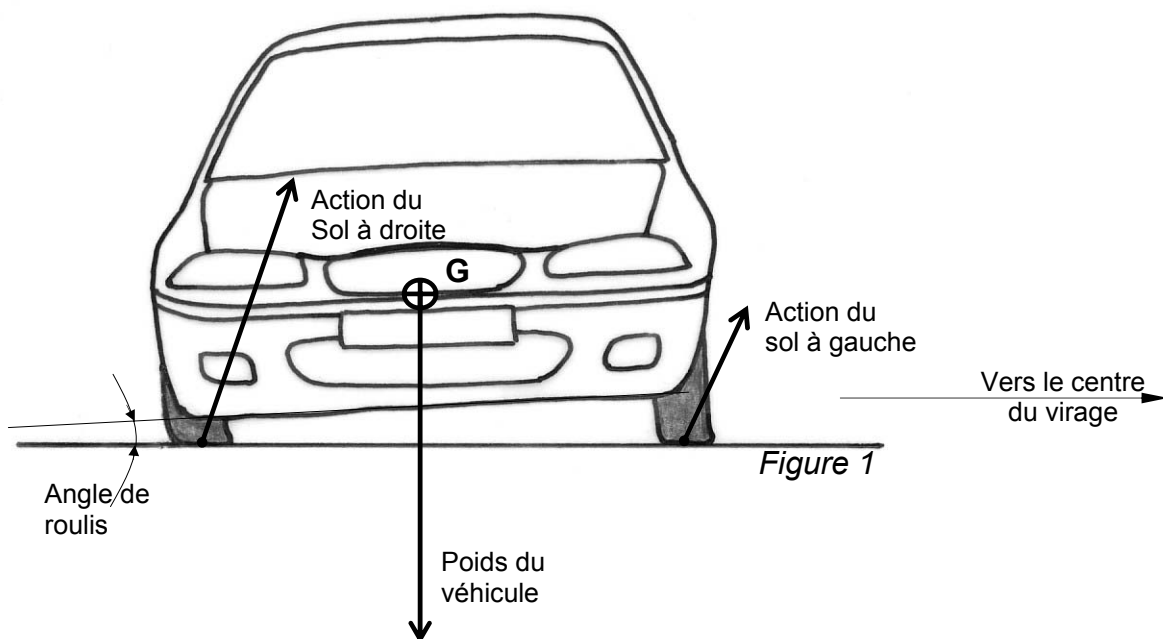
L'influence des barres antiroulis sur le comportement du véhicule

Il serait assez réducteur de ramener le rôle de ces organes à la diminution du roulis du véhicule ; en effet ces éléments élastiques permettent surtout de "régler" le comportement du véhicule en virage. Le véhicule peut être plus ou moins sous-vireur¹ (les véhicules actuels ne survirent plus) selon les valeurs antiroulis qui lui sont appliquées, la motricité en virage sera également influencée par ces réglages antiroulis.

Ce document va vous expliquer pas à pas cette relation de cause à effets, toujours dans le même esprit, en utilisant des supports théoriques minimaux pour que le plus grand nombre de lecteurs en tire bénéfice.

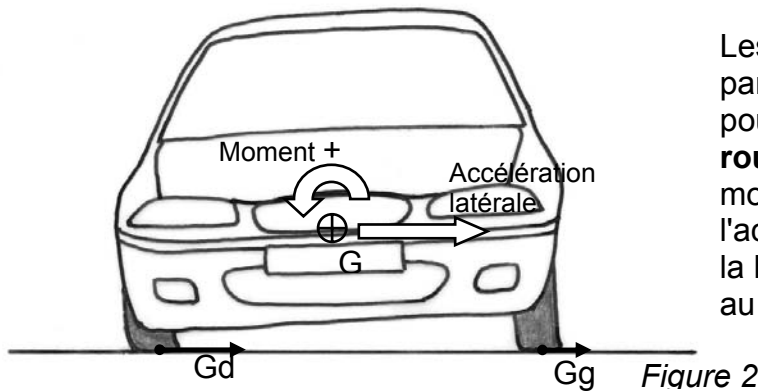
Définitions préalables

Un véhicule inscrit dans un virage reçoit du sol des efforts de guidage dirigés vers le centre du virage, les valeurs respectives de ces efforts de guidage dépendent de la situation de dérive de chacun des pneumatiques. Voici une illustration simplifiée de la situation en ramenant tous les efforts sur un plan frontal du véhicule (figure 1)



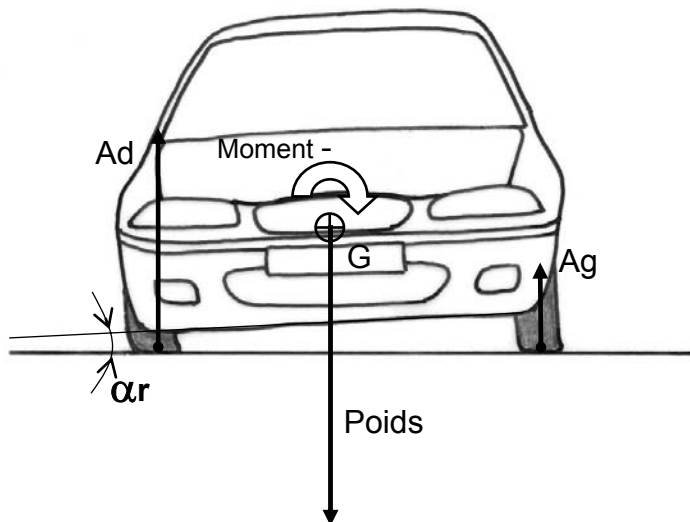
Si nous séparons les composantes horizontales et verticales des efforts du sol sur le véhicule nous avons alors 2 efforts de guidage (G_g et G_d) et 2 appuis au sol (A_g et A_d). Nous pouvons considérer que G_g et G_d créent un moment par rapport à G (noté + sur la figure 2) qui est le **moment de roulis appliqué au véhicule**. Ces mêmes efforts de guidage créent également une accélération latérale vers le centre du virage, la valeur de cette accélération décide du rayon du virage où s'inscrit le véhicule.

¹ cette notion de sur- et sousvirage pourra être abordée lors d'une autre **infotech**, n'hésitez pas à nous signaler si vous en ressentez le besoin



Les moments de G_d et G_g par rapport à G s'ajoutent pour créer le **moment de roulis**. La valeur de ce moment dépend de l'accélération latérale et de la hauteur de G par rapport au sol.

Les composantes verticales équilibrent toujours le poids du véhicule mais la somme de leurs moments par rapport à G n'est pas nulle (figure 3)

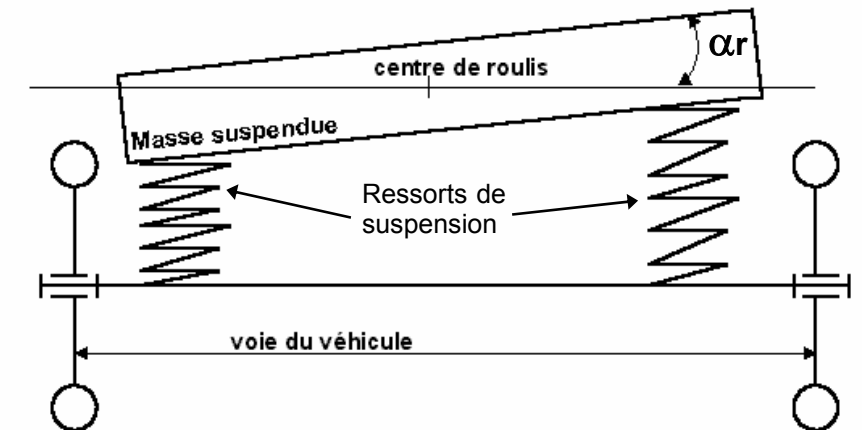


Les moments de A_d et A_g sont opposés et leur différence crée un moment négatif opposé au moment de roulis. C'est la différence des appuis au sol qui crée donc le **moment antirollis**.

Pour la suite du raisonnement nous considérerons que l'angle de roulis est proportionnel au moment antirollis ce que nous exprimerons par : $M_{ar} = K_{ar} \cdot \alpha_r$, où M_{ar} est le moment antirollis, K_{ar} est le coefficient de raideur de roulis du véhicule (en $\text{mdaN}/^\circ$ par exemple) et α_r l'angle de roulis auquel est soumis le véhicule. Cette proportionnalité est bien vérifiée aux valeurs correspondant à une conduite normale sur le réseau routier.

Raideur antirollis due aux ressorts de suspension

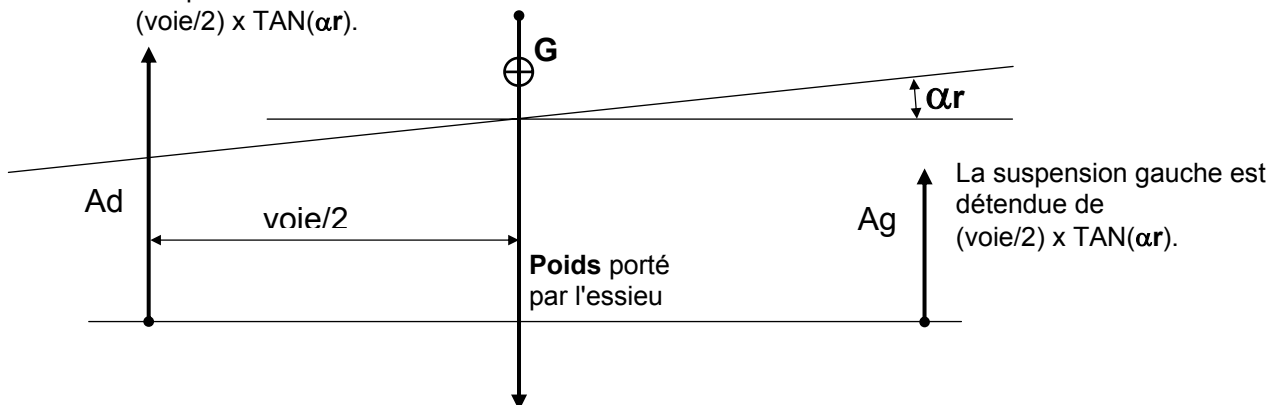
Il est évident que l'angle de roulis a un rapport avec la raideur des ressorts de suspension qui s'écrasent selon les valeurs des appuis au sol. Nous pouvons calculer la raideur antirollis due aux suspensions (en l'absence de barres antirollis spécifiques). Ramenons pour cela le cas des figures précédentes à un schéma de principe. (figure 4)



La raideur de la suspension ramenée à une roue sera notée : K_s (en daN/mm), la raideur de l'essieu complet vaut donc $2 \cdot K_s$

Figure 4

La suspension droite est comprimée de $(\text{voie}/2) \times \text{TAN}(\alpha_r)$.



Nous pouvons écrire $A_d = \frac{1}{2} \text{Poids} + (\text{voie}/2) \times \text{TAN}(\alpha_r) \times K_s$
et $A_g = \frac{1}{2} \text{Poids} - (\text{voie}/2) \times \text{TAN}(\alpha_r) \times K_s$

Le moment antiroulis étant la somme des moments de A_d et A_g par rapport à G il est facile de montrer que :

$$M_{ar} = (\text{voie}^2/2) \cdot \text{TAN}(\alpha_r) \cdot K_s$$

Comme nous raisonnerons à des angles relativement faibles (moins de 10°) nous pouvons remplacer $\text{TAN}(\alpha_r)$ par la valeur α_r si elle est exprimée en radians ou par la valeur $\alpha_r \cdot \pi/180$ pour exprimer l'angle de manière plus habituelle en degrés. Cette approximation induit une erreur d'un ordre de grandeur de 1%.
Nous pouvons alors exprimer la raideur antiroulis de l'essieu due à la suspension.

$$K_{ar} = \frac{M_{ar}}{\alpha_r} = \frac{\text{voie}^2}{2} \times \frac{\pi}{180} \times K_s \quad (\text{avec } K_{ar} \text{ en mdaN/}^\circ, \text{ voie en m, } K_s \text{ en daN/m)}$$

ce qui montre bien que le contrôle de la valeur du roulis peut se faire également par augmentation de la voie car elle intervient au carré dans ce résultat.

Raideur antiroulis globale

Aux éléments de suspension viennent s'ajouter des éléments élastiques qui sont sollicités uniquement lors du roulis du véhicule et ne subissent aucune déformation en pompage. Ce sont les barres de torsion antiroulis, leur présence n'est pas obligatoire sur un véhicule et leur présence ou absence ne permet pas de tirer de conclusions "a priori" sur les qualités dynamiques du véhicule.

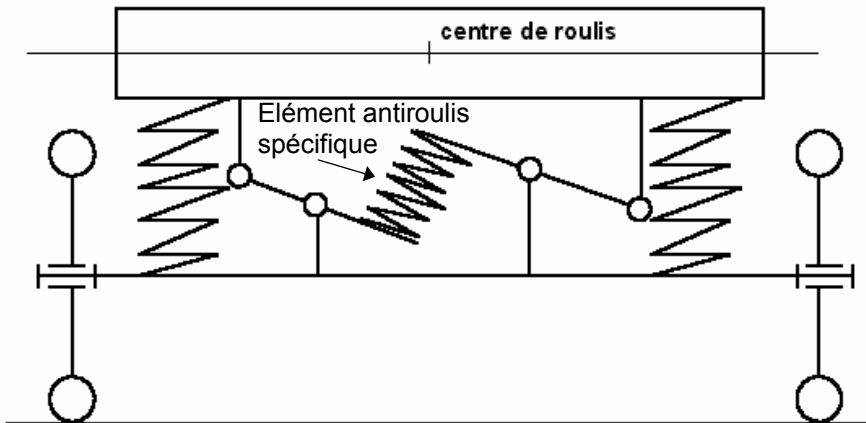


Figure 5

La raideur anti-roulis de l'essieu est la somme $K_{arTot} = K_{arS} + K_{arB}$. Les indices désignent respectivement le total, la valeur de K due à la suspension et la valeur de K due aux éléments élastiques spécifiques réalisés par torsion des barres anti-roulis.

La suite du raisonnement va se faire sur un exemple concret dont les valeurs correspondent à un petit véhicule représentatif de sa gamme (Saxo Citroën).

Caractéristiques du véhicule :

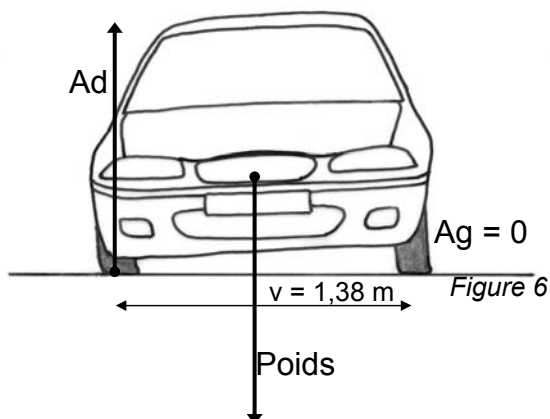
- Poids 840 daN
- Sur le train avant 525 daN
- Diamètres barres anti-roulis AV / AR : 21/18 mm
- Voie : 1,38 m
- Raideur suspension sur une roue AV : 1,56 daN/mm
- Raideur suspension sur une roue AR : 1,5 daN/mm

Les valeurs sont en mdaN/°	Raideurs anti-roulis dues aux ressorts de suspension (K_{arS})	Raideurs anti-roulis dues aux barres anti-roulis (K_{arB})	Raideurs anti-roulis totales (K_{arTot})
Train avant	26	26	52
Train arrière	25	9	34
Total véhicule	51	35	86

Applications numériques

Calcul du roulis limite (figure 6)

Pour faire des calculs réalistes il faut définir à peu près le domaine de variation de α_r pour que les situations envisagées soient nettement en dessous des limites. La valeur limite de roulis est celle atteinte lorsque les appuis intérieurs au virage sont nuls, c'est à dire que le véhicule est à la limite du renversement (ce qui suppose une adhérence suffisante pour réaliser une telle situation).



La valeur de raideur anti-roulis totale du véhicule de 86 mdaN/° permet d'écrire $840 \times 1,38/2 = \alpha_{limite} \times 86$ ce qui donne un **roulis limite de 6,8°**. Il paraît raisonnable de choisir une situation dynamique où α_r sera de 4 degrés pour les calculs suivants, ce qui la situe dans le domaine d'utilisation de ce type de véhicule.

Calcul des appuis au sol en roulis (pour $\alpha_r = 4^\circ$)

Le but est de chiffrer chacun des 4 appuis au sol lorsque le véhicule est soumis à un roulis de 4° (sans accélération longitudinale). Les efforts notés A,B,C,D sur la figure 7 représentent respectivement les appuis au sol AVD, AVG, ARD, ARG.

Pour le train AV nous pouvons poser :

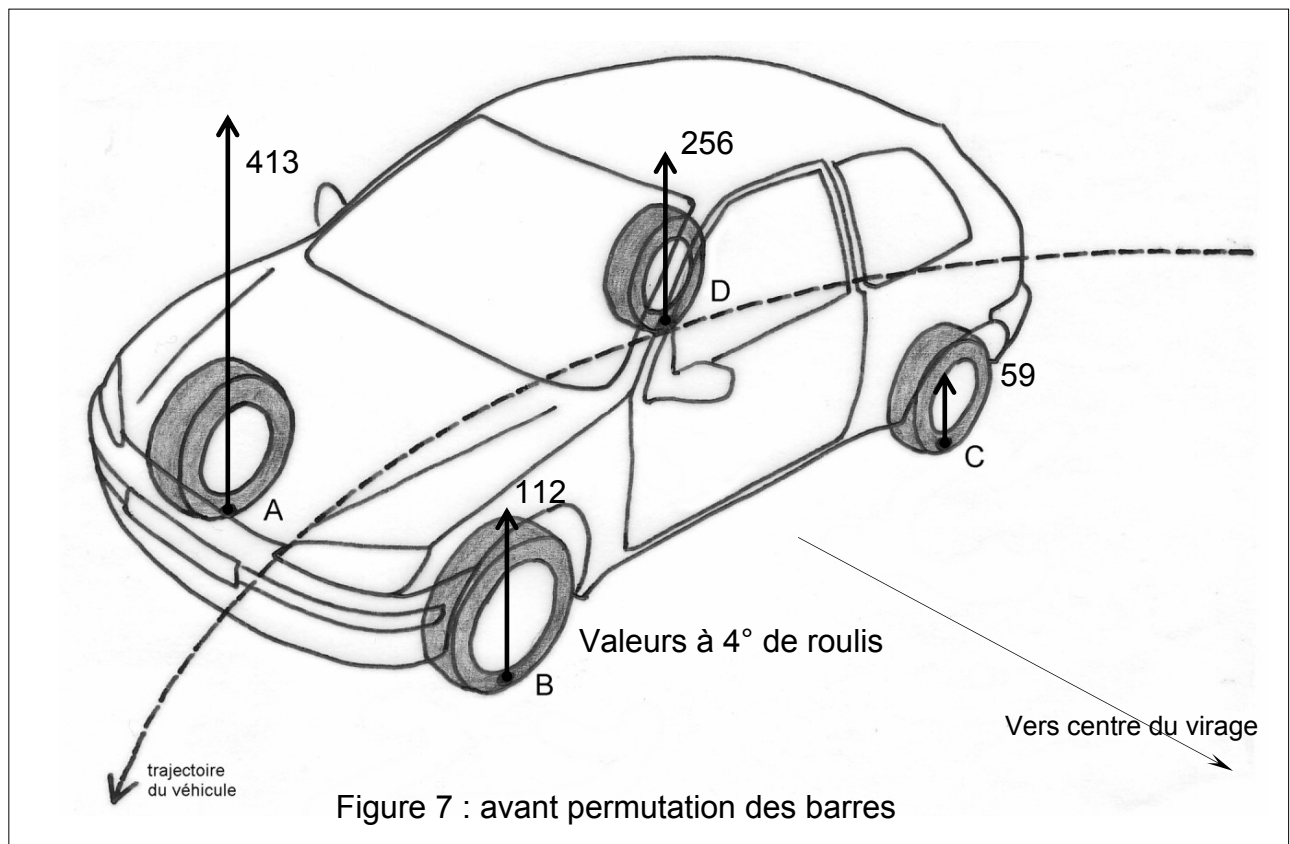
$$\begin{cases} A+B = 525 \\ (A-B) \times (v/2) = \alpha_r \times K_{arTot} = 4 \times 52 \end{cases}$$

ce qui permet de trouver **A = 413 daN** et **B = 112 daN**

Le même raisonnement sur les valeurs du train AR donne

C = 59 daN et **D = 256 daN**

La figure 7 traduit de manière plus visuelle ces résultats.



Calcul des appuis au sol après modification des barres

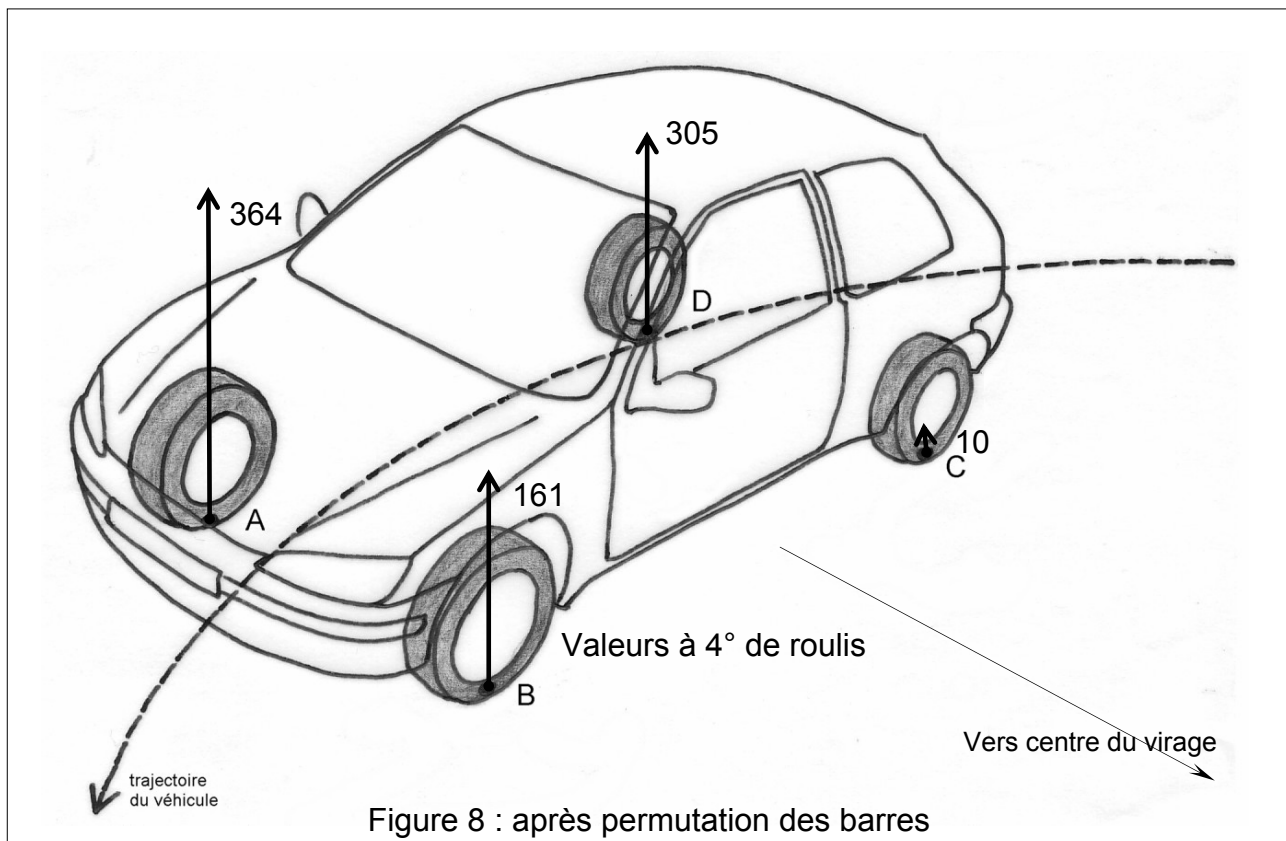
Supposons que les barres AR et AV puissent être déposées et permutées sur ce véhicule. Après cette intervention voici le nouveau tableau des raideurs antirollis

Les valeurs sont en mdaN/°	Raideurs antirollis dues aux ressorts de suspension (K_{arS})	Raideurs antirollis dues aux barres antirollis (K_{arB})	Raideurs antirollis totales (K_{arTot})
Train avant	26	<u>9</u>	<u>35</u>
Train arrière	25	<u>26</u>	<u>51</u>
Total véhicule	51	35	86

Il faut remarquer que la valeur totale du véhicule n'a pas évolué ce qui veut dire que si le véhicule repasse dans le **même virage**, à la **même vitesse** il prendra encore exactement **4° de roulis**. Ce qui ne veut pas dire que son comportement est resté le même pour le conducteur.

Les valeurs de chaque train sont changées et il faut refaire les calculs précédents avec les nouvelles valeurs pour trouver $A = 364$ daN, $B = 161$ daN, $C = 10$ daN et $D = 305$ daN. La figure 8 illustre ces résultats.

Nous observons que chacune des 4 valeurs a varié de 49 daN, ce qui a diminué la différence des appuis avant et augmenté la différence des appuis arrière. Les sommes droite et gauche n'ont pas changé de même que les sommes avant et arrière car la situation dynamique du véhicule est bien la même dans les deux cas.



Conclusions sur le comportement du véhicule

La permutation des barres a augmenté la dissymétrie des appuis AR au point que **C** approche d'une valeur nulle. Pour des vitesses plus importantes nous aurions $C = 0$ et la roue ARG se retrouverait au-dessus du sol, c'est un cas assez courant en conduite sportive avec ce genre de véhicule. Notre mode de calcul des appuis ne serait plus applicable car le véhicule n'aurait plus un axe de roulis dans son plan longitudinal.

Cette dissymétrie des appuis AR a des conséquences sur les capacités de guidage du train. Lorsqu'un pneumatique est chargé sa raideur de dérive (rapport entre l'effort de guidage et l'angle de dérive) augmente moins vite que sa charge² : pour produire le même effort de guidage le train AR dérivera plus dans le deuxième cas car les charges sont mal réparties (un seul pneumatique assure le guidage).

² Le comportement du pneumatique fera l'objet d'une infotech dans les mois qui viennent

Les mêmes causes permettent de déduire que la dérive AV sera réduite par la permutation des barres.

Le véhicule voit donc (pour la même situation dynamique) la dérive de son train AV diminuer et celle de son train AR augmenter : ces deux variations font évoluer le comportement du véhicule vers une situation de survirage (plus probablement son comportement sous-vireur sera atténué). La différence de comportement sera donc ressentie par le conducteur, bien que le roulis soit le même, car il devra réduire son action au volant pour prendre le même virage.

Nous généraliserons cet effet sous la forme :
Toute diminution du rapport des raideurs antirollis AV/AR (de 1,53 à 0,69 dans notre exemple), à antirollis total constant, fait évoluer le comportement du véhicule vers le survirage.

Si vous désirez raisonner avec un antirollis total variable (échange d'une seule barre ou d'éléments de suspension), refaites les calculs détaillés précédemment avant d'en tirer des conclusions.

Conclusions sur la motricité du véhicule en virage

Ce véhicule a ses roues motrices à l'avant, calculons l'accélération maximale qu'il peut réaliser lorsqu'il est en appui en virage avec 4° de roulis et que l'adhérence disponible sol/roue est de 0,6.

Avant permutation des barres :

La roue AVG arrive la première au patinage car c'est la moins chargée, l'effort de propulsion qu'elle produit est de $112 \cdot 0,6 = 67,2$ daN

Le différentiel qui relie les deux roues empêche la roue droite de dépasser cette valeur bien qu'elle soit plus chargée, l'effort moteur total vaut donc

$$2 \cdot 67,2 = 134,4 \text{ daN}$$

L'accélération instantanée qui est appliquée au véhicule sera de $(1344/840) = 1,6 \text{ m/s}^2$

Après permutation des barres :

L'appui intérieur du train AV est passé à 161 daN ce qui permet au véhicule d'atteindre une accélération de $2,3 \text{ m/s}^2$

Cette permutation améliore donc la motricité dans cette situation **de 43 %**

Nous généraliserons cet effet sous la forme :
Toute réduction de la raideur antirollis sur l'essieu moteur, à antirollis total constant, améliore la motricité du véhicule en virage

Conclusion générale

Nous comprenons que la configuration du véhicule étudié (moteur à l'avant et roues motrices avant) ne facilite pas l'optimisation des barres s'il faut l'adapter à un usage un peu plus sportif. Toutes les raideurs doivent être augmentées pour réduire le roulis aux fortes accélérations atteintes mais, si l'on veut préserver la motricité, il faut éviter des valeurs trop élevées à l'avant. Par contre des valeurs importantes à l'arrière conduisent très vite à un appui intérieur nul : cette attitude en virage sur trois roues est systématique sur circuit pour ce type de véhicule.

Cette configuration, qui est maintenant généralisée sur les véhicules actuels, est donc bien faite pour favoriser la sécurité de comportement au détriment des performances.

Les tendances montrées par les calculs précédents supposent la parfaite symétrie des appuis au sol dans une situation statique, sinon les valeurs en virage seront aberrantes. Si les suspensions sont raides il faut passer par une pesée roue par roue pour vérifier la qualité de cette symétrie. Vous pourrez observer que ce mode opératoire est systématique pour des véhicules de compétition (plateaux électroniques sur marbre de référence) mais souvenons nous que ceci se pratiquait également en après vente il n'y a pas si longtemps sur certains véhicules (Renault par exemple).

Il est logique de se demander comment sont gérées les raideurs antiroll sur les systèmes de suspension adaptative puisque tout changement des raideurs de suspension va modifier la répartition AV/AR des raideurs antiroll et donc le comportement du véhicule. L'optimisation du comportement dynamique ne pourra se faire que sur une seule configuration de la suspension et pour des raisons de sécurité ce sera en général la plus sportive. L'optimisation ne sera donc pas réalisée dans les programmes confort et les variations de raideur seront limitées pour que le changement de comportement du véhicule ne perturbe pas le conducteur. L'idéal étant bien sûr d'agir simultanément sur les raideurs antiroll et suspension.