

« Apport de la spécification fonctionnelle pour les suspensions de voitures de tourisme ».

Gilles Schaefer, SERA-CD

SIA n°97 0201

ABSTRACT : *Functional specification for tourism car suspension*

The target is to look for optimal kinematics and compliance data for a tourism car suspensions utilising parametric simulations with CALLAS software and specifying it in a functional way. The tests carried out are those that prove their relevance (realistic, discriminating cars) for instance ISO acceleration on a circle, braking in a corner, chicane, for the usual range of load conditions.

The specification sheet obtained can be utilised as a target to create new concepts. The component feasibility study (technological, economic, architectural) must be done afterwards.

The split between the functional specification, which is the target, on the one hand, and on the other hand technology, which is the science of the possible, is especially efficient for promoting creativity tied to objective goals in the search for new concepts.

This work does not pretend to make an extensive analysis of the suspension design problem, but rather tries to illustrate the methodology. It also emphasises that « black box » simulation is most useful when it provides the designer with the information necessary for full understanding ; this is what really accelerates development.

RESUME

Le but est de rechercher par simulation avec le logiciel CALLAS les caractérisations fonctionnelles souhaitables pour la tenue de route dans des tests analogues à des tests expérimentaux ayant prouvé être réalistes et discriminants, comme l'accélération sur un cercle à rayon constant, le freinage en courbe, la chicane ISO, dans les cas à vide et en charge et d'en tirer un tableau de caractéristiques souhaitables.

Le cahier des charges fonctionnel ainsi obtenu va servir d'objectif pour l'orientation des travaux ultérieurs de recherche et développement de suspensions ; ces souhaits ne sont pas nécessairement faisables, l'étude technologique permet de les classer : strictement impossibles, impossibles avec les systèmes actuels, ou possibles en les optimisant.

On stimule ainsi la créativité pour la recherche de nouveaux concepts en lui donnant des objectifs clairs. L'organisation du travail en deux parties :

1. d'abord « le souhaitable », étudié de façon fonctionnelle « spécification »
2. ensuite « le possible », c'est à dire une solution technologique, évaluée en terme de tenue de route, d'acoustique de mise en place et de prix,

a pour intérêt principal une meilleure coopération entre la simulation utilisée comme élément de synthèse, de spécification et de compréhension, et la créativité pour un composant donné qui est ainsi orientée par les objectifs.

Ce travail ne prétend pas à l'exhaustivité des effets mentionnés, l'investigation est très incomplète, mais vise à illustrer de façon concrète la démarche de spécification fonctionnelle associée à la simulation. Il met également en évidence l'apport limité de la simulation de type « boîte noire » si elle n'était pas capable de donner au concepteurs les éléments nécessaires à la compréhension, qui reste le meilleur accélérateur du progrès.

1. INTRODUCTION

Aujourd'hui, les trois systèmes de suspension traditionnels Mc Pherson, bras tiré et double triangle sont de plus en plus concurrencés par le groupe des solutions de type multibras (multi-link) avec de nombreuses variantes sur le nombre de bras et leur organisation, surtout à l'arrière. D'autres variantes apparaîtront probablement dans un futur proche, à l'arrière dans la continuité de la créativité des dernières années, et surtout à l'avant où le McPherson reste à détrôner.

C'est une demande paradoxale qui est souvent faite à la simulation de devoir calculer des solutions qui n'existent pas encore, pour les évaluer. Il existe alors plusieurs réponses au problème :

- développer pour chaque solution candidate une modélisation propre, cette réponse est la moins efficace en terme de coût car il y a beaucoup d'appelés et peu d'élus, à peine le modèle est prêt que le concept évolue avec une variante non calculable par le même algorithme,
- pratiquer la description fonctionnelle qui permet de calculer toute solution technique sans descendre au niveau technologique,
- calculer avec des outils qui peuvent s'interfacer à des outils généralistes type CAO.

Les deux dernières méthodes sont en fait complémentaires. Les mérites spécifiques de la description fonctionnelle font qu'elle est bien adaptée aux phases de spécification et d'avant-projet : sa légèreté (rapidité et souplesse) permet d'évaluer de nombreuses solutions, elle donne une orientation « positive » à la créativité, et enfin elle permet d'effectuer rapidement la simulation de nouveaux systèmes pour effectuer une évaluation de première approche.

La méthode de simulation des organes physiques (chaque bras, chaque articulation) par exemple par une méthode de type multicorps de la fonction suspension, est plus satisfaisante dès lors qu'une solution mérite d'être détaillée et étudiée dans sa réalisation technologique, mais elle nécessite comme préalable la mise au point de la cinématique des points pour réaliser les lois souhaitables, ce qui est en interaction avec la mise en place et devient un travail à part entière comme préalable à la simulation.

Dans cet exposé, nous illustrons la souplesse de mise en œuvre et l'aspect « orientation de la recherche » qui est spécifique à la modélisation fonctionnelle. Prenons comme support un véhicule de base, berline de catégorie moyenne, et recherchons ses caractéristiques élasto-cinématiques de suspension souhaitables pour le comportement.

On rappelle que l'élasto-cinématique est l'étude de la position du plan de la roue en fonction du débattement (cinématique pure) et des efforts appliqués (déformations élastiques pures).

Les exemples donnés ici ne prétendent pas à l'exhaustivité, mais visent à illustrer la démarche de spécification fonctionnelle.

2. MODELE DE SIMULATION

Pour effectuer les simulations, nous utilisons le logiciel CALLAS, qui a fait l'objet d'une présentation à la SIA à Lyon il y a 3 ans, et qui a largement évolué depuis. Son moteur 3D à 17 degrés de liberté (ddl) comporte :

- 6 ddl de la caisse,
- 4 rotations de roue,
- 4 rayons sous charge de roue (masses non suspendues),
- 1 rotation moteur indépendant (débrayage ou convertisseur),
- éventuelle régulation de vitesse,
- 2 angles de direction (volant et crémaillère).

La liaison au sol est décrite d'une manière fonctionnelle par :

- suspension de type indépendant, rigide ou essieu de torsion,
- courbe d'élasticité verticale non-linéaire avec butée de compression et de détente, barre antiroulis,
- cinématique 3D non-linéaire en fonction du débattement,
- élasticité 3D non-linéaire de la position du plan de roue en fonction des forces appliquées (13 courbes)
- courbe de braquage tabulée roue par roue selon le braquage au volant,
- rayon du pneu cartographique en fonction de la charge et de la vitesse, puis modulé par le carrossage et la force latérale.

3. DEFINITION DES VARIABLES FONCTIONNELLES

3.1. BRAQUAGE CINEMATIQUE INDUIT PAR LE ROULIS

En roues indépendantes, la courbe de la pince fonction du débattement donne en roulis des effets de braquage cinématique.

En virage, avec une prise de pince en compression, le véhicule aura de la pince à l'extérieur et de l'ouverture à l'intérieur.

Si le roulis est symétrique, ceci est un braquage global vers l'intérieur du virage à l'avant et vers l'extérieur du virage à l'arrière, soit survirage à l'avant (le braquage du roulis additionne ses effets au braquage du volant) et sousvirage à l'arrière (le braquage du roulis tend à élargir le virage).

3.2. BRAQUAGE ELASTIQUE SOUS FORCE LATÉRALE UNILATÉRALE

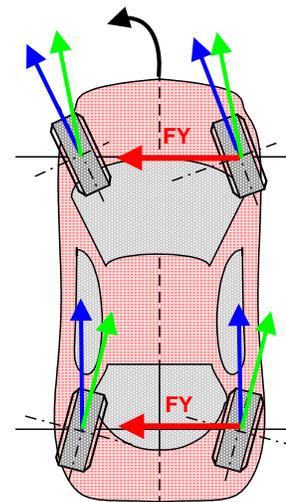
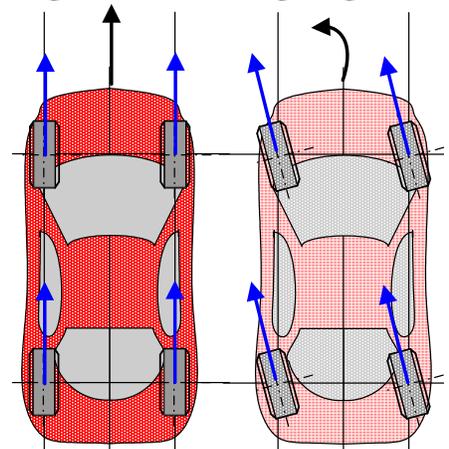
Considérons un train avant comportant du braquage élasto-cinématique vers la droite pour une force latérale sol/roue F_Y vers la gauche. Cette propriété est dite sousvireuse car elle réduit le braquage total.

Considérons un train arrière (par exemple à bras tiré) qui a tendance à prendre de l'ouverture pour la roue extérieure (braquage à droite pour une force vers la gauche), cette tendance est dite survireuse.

Le schéma représente un virage à gauche, le braquage commandé donne un plan de roue (flèche bleue) et la position finale incluant l'effet élastique (flèche verte).

La maîtrise des élasticités des supports de suspension (silent blocs) des bras ou de montage du berceau, notamment la différenciation avant/arrière permet d'obtenir des valeurs positives ou négatives des quotients braquage roue/force sol.

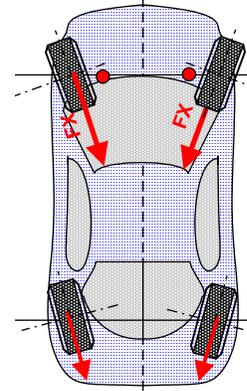
Ligne droite, virage à gauche



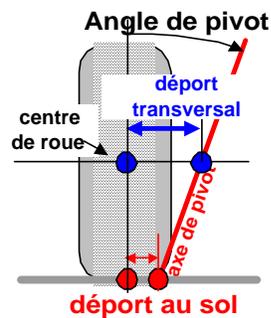
3.3. BRAQUAGE ÉLASTIQUE SOUS FREINAGE SYMÉTRIQUE

Un train avant à fort déport au sol positif détermine généralement une prise d'ouverture en freinage symétrique FX. Les 2 roues ont un braquage opposé induisant une compression symétrique de la crémaillère qui ne se déplace pas latéralement.

Pour un train arrière à bras tiré standard (c'est à dire comme on les faisait il y a 20 ans), le freinage entraîne généralement de l'ouverture.



3.4. BRAQUAGE ELASTIQUE SOUS PROPULSION SYMETRIQUE



Le déport transversal au centre de roue est minimisé pour les réactions de direction, mais il est toujours largement positif au contraire du déport au sol qui peut être positif ou négatif. Le braquage élastique en propulsion est donc souvent de sens connu et proportionnellement plus élevé que celui en freinage, mais avec des forces en jeu plus faibles. Des suspensions récentes à 4 bras définissent un axe de rotation virtuel qui offre a priori une plus grande latitude pour son positionnement.

3.5. BRAQUAGE ELASTIQUE TORSIONNEL

Le pneumatique applique à la roue un moment d'autoalignement, qui varie avec l'angle de dérive et avec la charge verticale FZ. On appelle « braquage torsionnel », le braquage élastique résultant de ce moment, et comme toute élasticité torsionnelle, elle ne peut être que positive. On comprend sur cette notion l'intérêt des suspensions « à large base ».

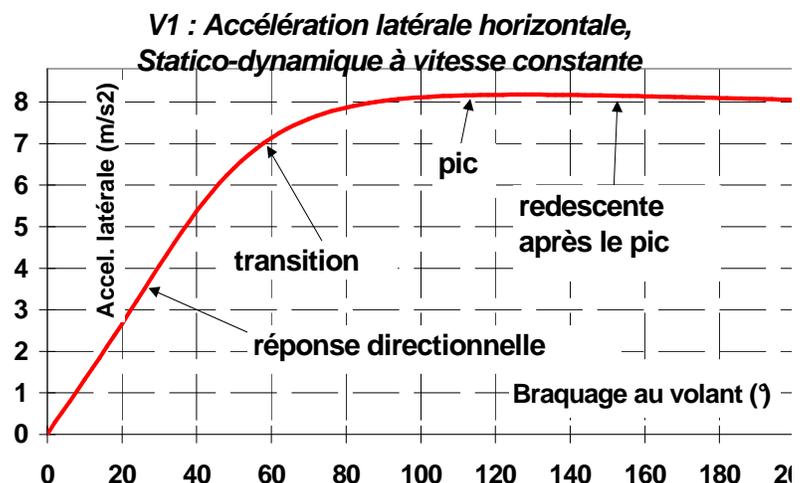
3.6. CARROSSAGE ELASTIQUE

La force latérale est appliquée au niveau du sol et les organes de suspension sont situés au dessus. Il est difficile d'imaginer un système qui ne se couche pas dans le sens de l'effort. Le Mc Pherson avec ses ancrages très éloignés est bien placé sur ce point.

4. RAMPE DE BRAQUAGE A VITESSE CONSTANTE

On commence par un cas analytique simple et nous irons ensuite vers des cas plus complexes, mais utilisés largement : le conducteur maintient sa vitesse constante et applique une rampe progressive de braquage au volant ; on effectue ici ce calcul comme une succession d'équilibres staticodynamiques. Une réponse bien linéaire avec saturation progressive lui assure une bonne dosabilité et prévisibilité. La forme générale de la courbe de réponse de l'accélération latérale au braquage à vitesse constante est donnée ci-contre (fig. V1). On remarque l'analogie avec une courbe de poussée de dérive de pneumatique ; il y a toujours un optimum, mais parfois (à basse vitesse) au-delà du braquage maximum. On définit les différentes zones : réponse directionnelle, transition, pic et redescence.

Pour une voiture « tout à l'avant », avec des pneus identiques avant/arrière, la saturation apparaît souvent sur les pneumatiques avant : sousvirage à la limite.



La figure V2 agglomère les résultats des quatre investigations paramétriques à 60 km/h avec un axe x commun : l'angle de braquage au volant en degrés.

4.1. INCIDENCE DU PINCEMENT AVANT ET ARRIERE

Jusqu'à 40 degrés, l'effet de la pince avant et arrière est quasi nul par raison de symétrie.

Au delà, l'effet directionnel est net dans la transition, puis l'effet rediminue progressivement à la saturation.

Cet effet variable est interprétable par la réduction de rigidité de dérive locale qui diminue quand le taux de sollicitation augmente, ce phénomène étant plus marqué à l'avant où le pneumatique termine saturé en dérive avec une rigidité de dérive nulle, alors qu'il en reste un peu à l'arrière.

4.2. INCIDENCE DES BRAQUAGES CINEMATIQUES

Le rôle directionnel des braquages induits par le roulis est connu de longue date, en plus ici on met en évidence l'efficacité conservée jusqu'à la limite pour le braquage induit du train non saturé, qui reste sensible au braquage, pour une raison identique à celle invoquée pour l'investigation précédente.

4.3. INCIDENCE DE LA REPARTITION AVANT/ARRIERE D'ANTIROULIS

L'effet est bien connu, même sur sol plan, au delà de la zone de quasi-symétrie, l'antiroulis fort sur un train limite son adhérence et augmente celle de l'autre, avec des cartographies de pneus « classiques » (concavité des courbes de pneus « classiques » (concavité des courbes FY/FZ vers le bas).

4.4. L'ELASTICITE DE CARROSSAGE /FY

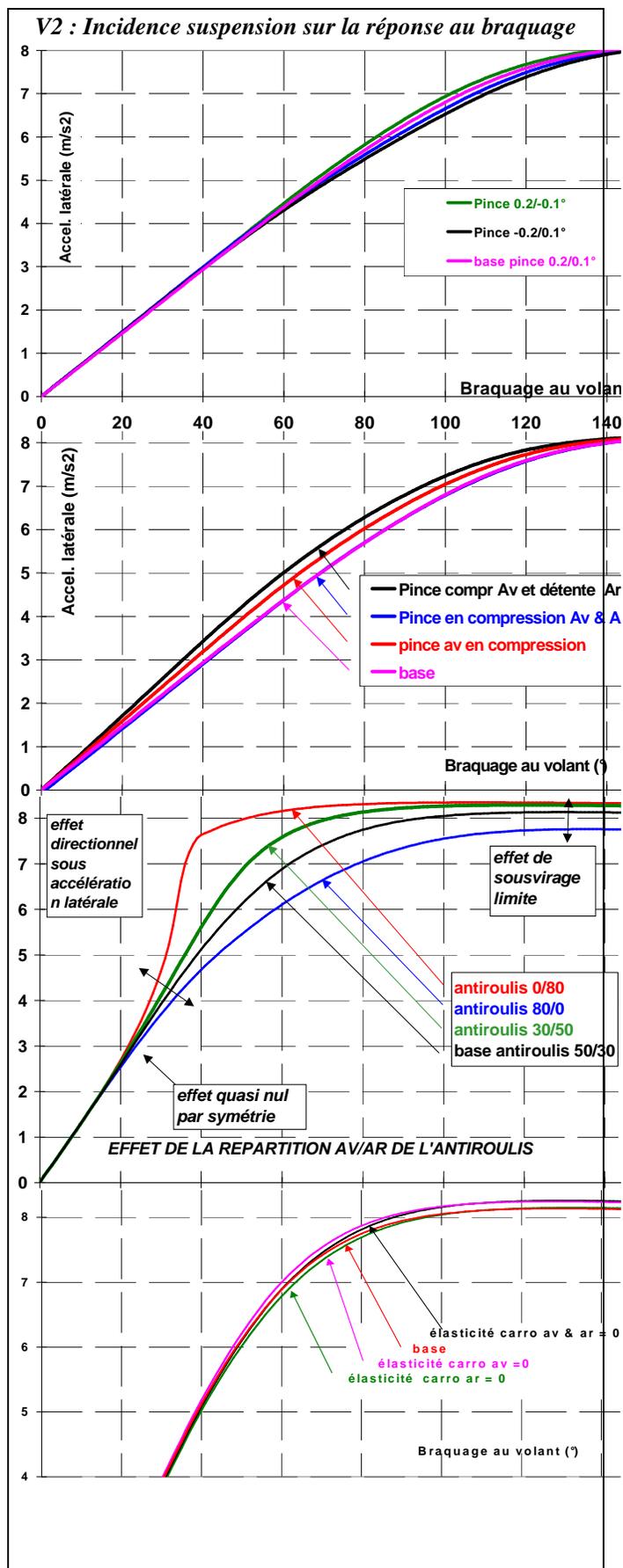
A l'avant l'élasticité de carrossage sous FY dégrade le carrossage de la roue extérieure, réduit l'adhérence et donc l'accélération latérale de crête.

Les valeurs de base sont 0.4° à l'avant et 0.9° à l'arrière pour FY = 100 daN, variante 0.

L'effet est moindre, le graphique est zoomé à partir de 4m/s².

Il n'y a que deux valeurs de tenue limite, dépendant du carrossage limite de la roue avant extérieure.

L'élasticité arrière joue un petit rôle directeur dans la transition, puis diminue car c'est l'avant qui limite la performance.



5. ACCELERATION SUR CERCLE

5.1. DEFINITION

Les essayeurs et la normalisation ISO ont défini l'accélération sur cercle comme le test de comportement directionnel le plus facile à réaliser : peu de place au sol et acquisition réduite (un simple angle au volant). Il ressemble qualitativement au test précédent par la progressivité de la sollicitation latérale, mais la vitesse longitudinale étant variable, il est difficile de transposer quantitativement.

Le pilote démarre à basse vitesse (par ex. 20 km/h) sur un rapport de boîte intermédiaire, sur un cercle tracé au sol. Il accélère très progressivement et au fur et à mesure que la vitesse augmente, il corrige au volant pour rester sur le cercle.

Les graphiques de résultats sont présentés selon la recommandation ISO : braquage fonction de l'accélération latérale horizontale.

5.2. COMMENTAIRES

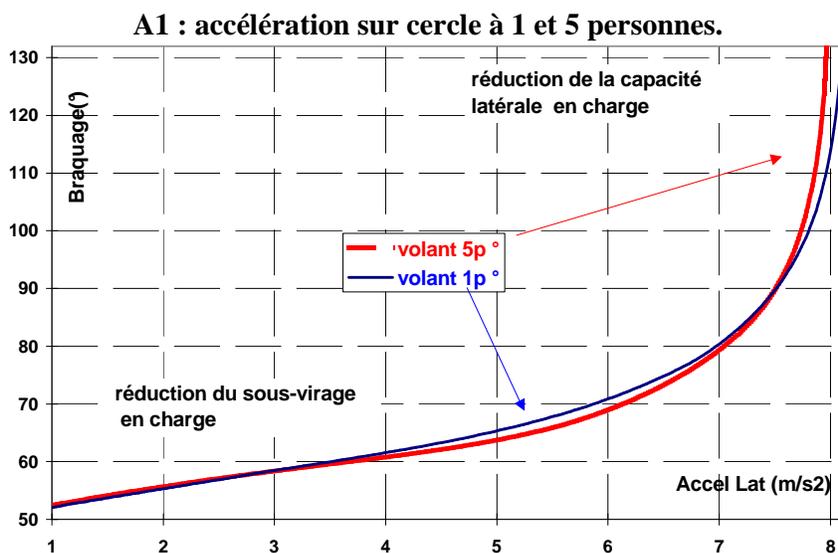
La courbe de braquage commence au braquage B0 dénommé rigide, neutre ou de Jeantaud : $B0 = k.E/R$, avec B0 braquage au volant, E empatement, k démultiplication de la direction et R rayon.

On observe ensuite une montée sensiblement linéaire du braquage avec l'accélération latérale, caractérisée par sa pente (gradient de sousvirage), puis une zone de transition à allure parabolique.

Vers la vitesse maximum, il faut une forte augmentation de braquage. On peut parfois apercevoir le retour de la deuxième branche de la parabole (très fort braquage et chute de la tenue latérale), à rapprocher de la redescende de tenue en virage à vitesse constante en surbraquage correspondant à deux positions et équilibres, ce qui peut en partie expliquer des « facettes ».

5.3. COMPARAISON 1 ET 5 PERSONNES

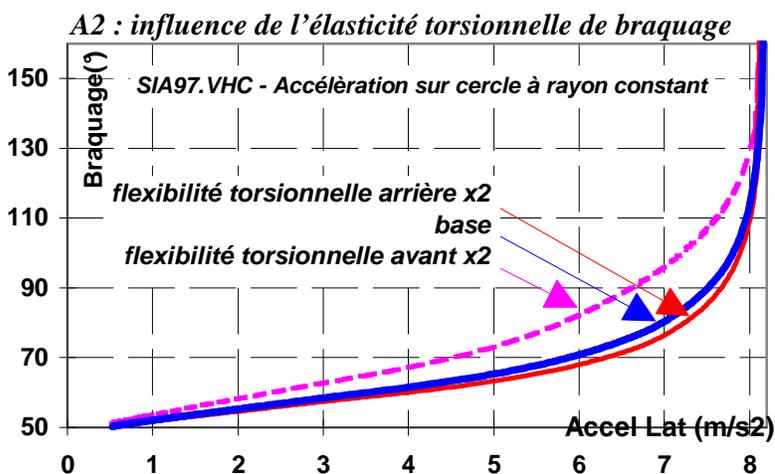
Dans le cas 5 personnes, on remarque que (fig. A1) :



- le braquage initial est très légèrement supérieur à cause de l'augmentation de l'empatement avec l'écrasement de la suspension arrière
- le sousvirage initial est plus faible à 5 personnes, à cause du recul du centrage des masses supérieur à celui du centre de poussée, du fait de la réduction de la rigidité de dérive spécifique avec la charge
- le train avant sature plus tôt car il est plus chargé, et le Tau du pneumatique diminue avec la charge,
- d'où le double croisement des courbes 1 et 5 personnes.

5.4. L'ÉLASTICITÉ DE PINCE TORSIONNELLE

Un pneumatique génère un moment d'autoalignement qui est variable à la fois avec la charge et l'angle de dérive, le long d'une manoeuvre complexe il peut donc varier fortement, c'est le cas dans l'accélération sur cercle. En simulation l'importance numérique forte de ce coefficient est montrée (fig A2).



6. LEVER DE PIED EN VIRAGE

6.1. DESCRIPTIF

Le test de lever de pied en virage commence stabilisé sur un cercle à rayon constant ; soudain le pilote lève le pied de l'accélérateur, le véhicule s'inscrit sur un cercle plus serré, du fait de la réduction de vitesse et du déséquilibre provoqué par le transfert de charge.

Nous avons considéré ici les cas ultimes où la manoeuvre commence déjà avec le véhicule proche de la situation limite : 79 km/h sur un rayon de 60 m, 90° au volant, 8 m/s² (fig. L1).

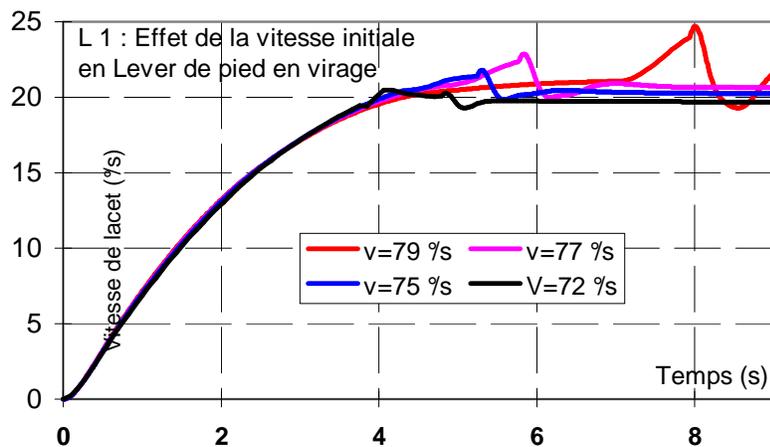
La perturbation est la variation rapide du couple de propulsion de moteur à frein-moteur.

Un critère habituel est la survitesse de lacet au dessus de la valeur initiale stabilisée.

6.2. REPONSE DU VEHICULE

La simulation est effectuée en commençant par une rampe de braquage de forme exponentielle, pour chercher le rayon initial qui déclenche le lever de pied.

La réponse est bien sur sensible à la vitesse initiale puisqu'à rayon constant le niveau de sollicitation latéral initial augmente avec la vitesse (fig. L1).



Selon le véhicule, on peut avoir une typologie avec un plateau de survitesse de lacet ou avec un pic comme les exemples montrés.

La staticodynamique longitudinale est sollicitée : en fonction des antiplongées et anticabrages, les enfoncements avant et arrière vont varier, impliquant les braquages cinématiques associés.

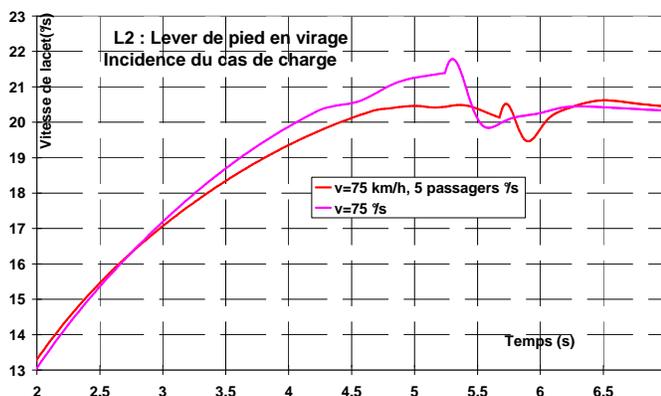
La dynamique longitudinale fine est sollicitée, et selon l'amortissement des trains les variations de

charge au sol sur l'arrière vont être plus ou moins accusées.

Pour un véhicule typé sportif, avec une bonne neutralité dans le virage stabilisé, ce qui veut dire peu de réserve d'adhérence arrière, et un fort amortissement en détente arrière, la fluctuation de charge verticale forte peut dépasser la réserve d'adhérence arrière, le train n'est plus équilibré, il dérive vers l'extérieur, s'inscrivant sur un cercle de rayon supérieur.

6.3. SENSIBILITE AU CAS DE CHARGE ET A L'ADHERENCE ARRIERE

Dans le cas cinq personnes, le résultat numérique de la simulation est que la sensibilité est plus faible (fig. L2).



L'interprétation est qu'il y a compétition entre 3 phénomènes :

1. la charge statique sur l'arrière est plus élevée, la décélération un peu plus faible (même frein moteur appliqué à une masse plus forte) donc la charge arrière staticodynamique sous frein moteur est plus élevée
2. par contre le centrage de masse plus arrière a réduit le gradient de sousvirage (voir chapitre précédent) et donc la réserve d'adhérence arrière est plus faible.

3. à vitesse identique, la sollicitation latérale est plus forte du fait de la réduction de potentiel latéral en virage pur signalé au chapitre 5.3.

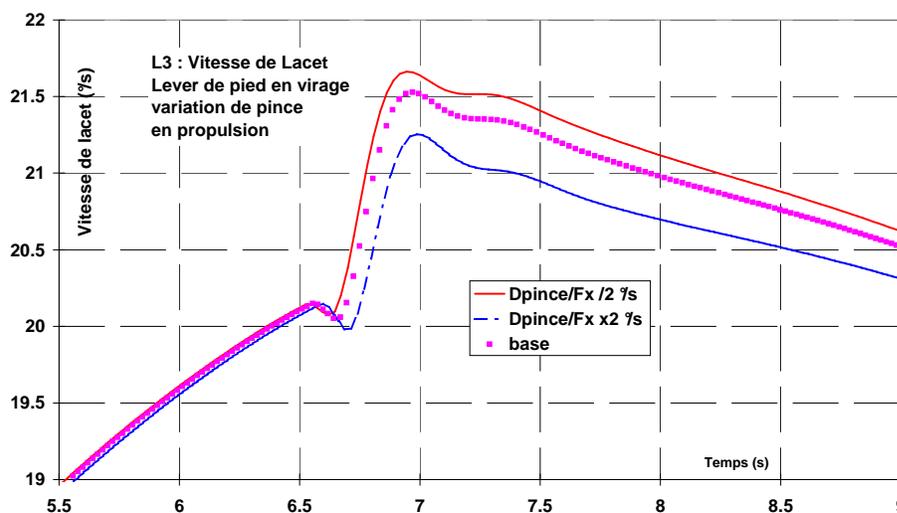
Dans le cas simulé, c'est le premier effet qui est le plus fort que la somme des deux autres, ce qui n'est pas illogique puisque c'est lui la gâchette du phénomène.

6.4. DÉSENSIBILISATION

De nombreux paramètres des suspensions vont influencer sur ce phénomène, par exemple : la répartition d'antiroulis, les braquages cinématiques avant et arrière, les amortisseurs....

Lors du lever de pied, le passage rapide de la propulsion positive au frein moteur négatif est essentiellement une variation brutale de couple de propulsion appliqué. Nous examinons ici la possibilité de l'éviter en ayant un contre-braquage automatique du train avant vers l'extérieur, par l'élasticité de pince en fonction de l'effort FX de propulsion qui présente l'avantage d'être relativement spécifique (fig. L3).

Les 3 paramètres explorés sont la valeur de base, (0.1 ° sous 100 daN avec 80% de répercussion sur l'autre roue), le double et la moitié.



Le différentiel libre répartit également les couples de propulsion et de freinage, en première approche, le braquage élastique possible sur la roue extérieure (ouverture au frein moteur, par exemple en fort déport positif) est partiellement contré par la variation symétrique sur la roue intérieure.

La charge du pneumatique extérieur est quatre fois plus forte que celle de l'intérieur; donc deux termes jouent favorablement :

- le rayon du pneu extérieur est plus écrasé, l'égalité des couples de transmission se traduit par une dominance de l'effort longitudinal extérieur de 8 %
- la rigidité de dérive du pneumatique extérieur est plus élevée dans notre exemple, mais ceci dépend (et peut s'inverser) de la répartition des angles de dérive entre ces deux pneus et donc de la pince totale locale.

La simulation et son analyse par des variables complémentaires montrent qu'une prise élastique de prise de pince avant en propulsion peut contribuer à désensibiliser le lever de pied en virage.

Les amortisseurs joueront un rôle variable selon la configuration de la voiture :

- souple en compression avant, dur en détente arrière ; ils vont augmenter le transfert de charge transitoire, et favoriser le survirage,
- mais ils vont aussi limiter les débattements du train, donc ses variations cinématiques et ses effets stabilisants ou déstabilisants.

La multiplicité des phénomènes simultanément en jeu et en compétition pourrait conduire à abandonner la volonté de comprendre et se contenter d'enregistrer le résultat final (synthèse).

Mais un fonctionnement « en aveugle » nécessite le calcul (ou l'essai) de nombreuses configurations de suspensions multiplié par les cas de sollicitations pour aboutir à une solution satisfaisante.

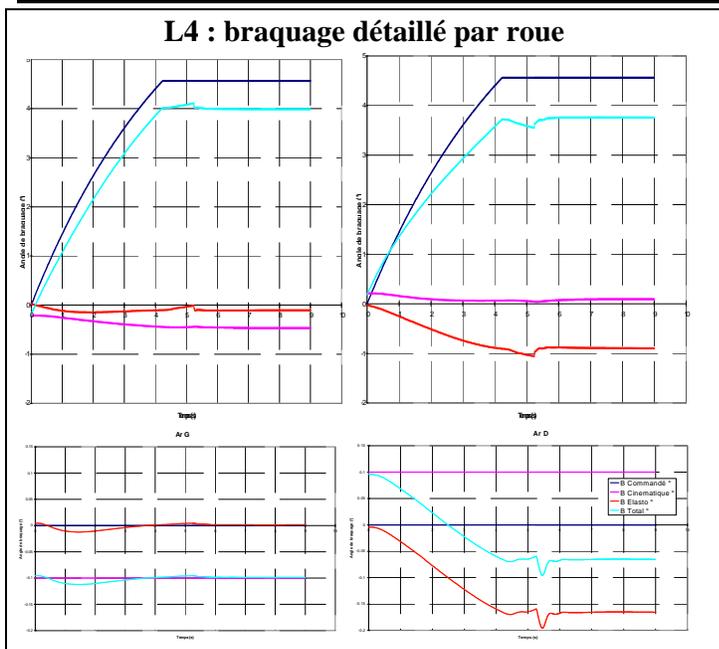
Ce grand nombre de cas peut être notablement réduit si l'on comprend. La simulation (comme l'essai) ne remplace pas l'expertise, mais au contraire l'aide, la simulation ayant

la supériorité de fournir de nombreuses variables intermédiaires qui facilite la compréhension.

6.5. CONTRIBUTIONS AU BRAQUAGE PAR ROUE

Si la simulation peut donner le détail de l'évolution temporelle de chaque roue et notamment la contribution du braquage commandé par le volant, de la variation cinématique et de la variation élastique, on peut ainsi effectuer une optimisation du système malgré la complexité du cas, en étant guidé dans son travail par les valeurs respectives.

Dans l'exemple ci dessous (fig. L4, les 4 roues sont vues du dessus) à 75 km/h initial et le cas de charge un conducteur, les variations les plus notables sont sur les roues extérieures, l'élastique plus que le cinématique, l'avant plus que l'arrière. On voit donc tout de suite à quoi il faut s'attaquer !



véhicule (fig. T3). Ce modèle est dit « prédicteur correcteur ».

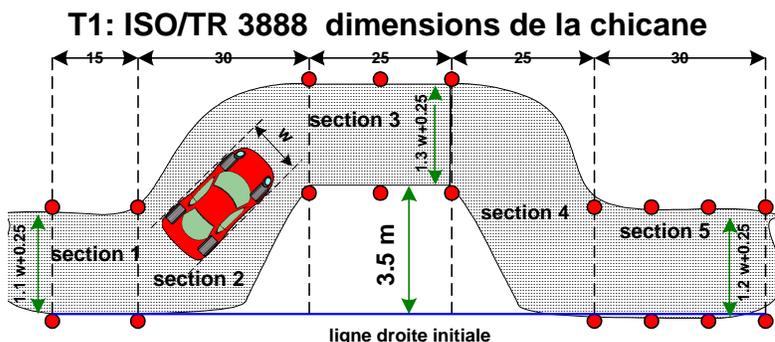
Dans le cas d'un survirage provoqué par le transitoire, il faut localement un contre-braquage pour maintenir la trajectoire. On comprend donc qu'à basse sollicitation, le prédicteur est suffisant, et qu'à haute sollicitation il est presque inutile.

Sur un petit échantillon de conducteurs et de véhicules, le modèle utilisé donne des résultats corrects, ce qui est cependant insuffisant pour parler de validation et passer aujourd'hui à un usage opérationnel.

7. CHICANE ISO

7.1. DEFINITION

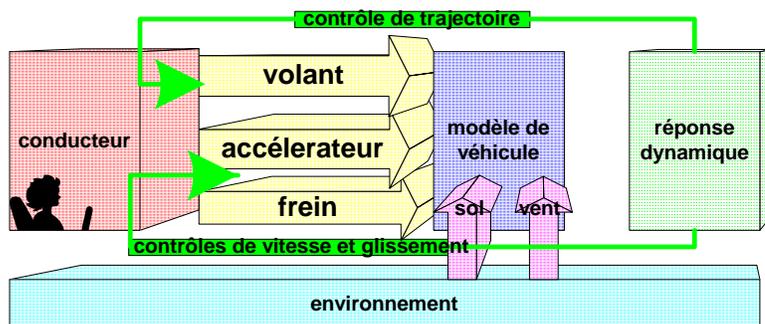
La chicane ISO (fig. T1), ou manoeuvre d'évitement/rabattement est un couloir limité par une série de cônes qui demande un brutal écartement latéral de 3.5 m puis un retour à la ligne initiale.



7.2. MODELE DE PILOTE

Tous les tests précédents sont dits « en boucle ouverte », les commandes étaient prédéterminées (fig. T2). Au contraire, la chicane ISO est une manoeuvre en boucle fermée, c'est à dire avec dans la boucle un pilote dont les actions dépendent de la réponse du véhicule.

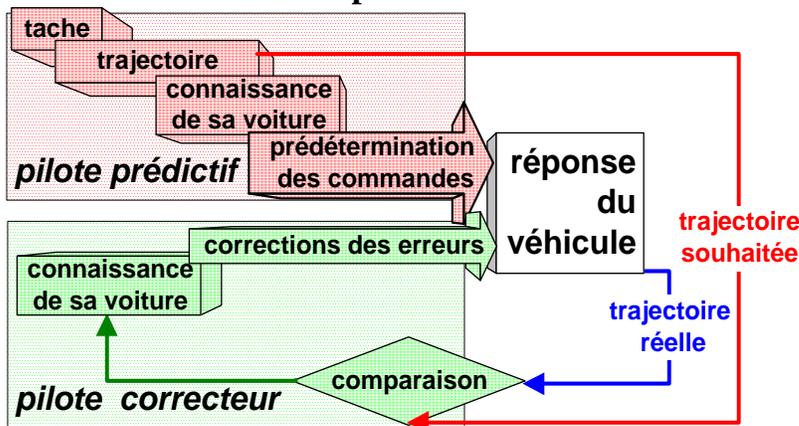
T2 : modèles en boucle ouverte et en boucle fermée



L'être humain est récalcitrant à être modélisé, il est individuel, non répétitif, c'est pour cela que l'on fait des simulateurs... Il faut donc être conscient des limites de l'approche.

Il faut donc utiliser un modèle de pilote qui sera adaptatif au véhicule, et qui fonctionne en deux temps : d'abord prédétermination d'une loi de braquage en fonction de la trajectoire demandée et du véhicule, puis en cours de la manoeuvre, la correction des écarts entre le réel et le prévu en fonction de la connaissance que le conducteur a du

T3 : modèle de pilote en boucle fermée



8. CONCLUSIONS

La modélisation fonctionnelle consiste à organiser le travail en deux parties séparées :

1. d'abord le souhaitable, étudié de façon fonctionnelle « spécification »
2. ensuite le possible, solution technologique qui est évaluée par rapport à des objectifs de tenue de route et d'acoustique, de mise en place et de prix.

Elle a pour intérêt principal une meilleure coopération entre :

- d'une part la simulation utilisée comme élément de synthèse, de spécification et de aussi compréhension,
- d'autre part la créativité pour un composant donné qui est ainsi orientée sur des cibles objectives et stimulée ; elle peut aboutir à des réponses multiples et de nouveaux concepts de suspension.

La modélisation fonctionnelle permet ainsi en amont une bonne productivité, et elle doit ensuite être relayée par des représentations plus physiques pour évaluer les solutions intéressantes en terme de confort, tenue de route, acoustique, mise en place et prix.

9. REFERENCES

- [1] *Charles Deutsch*
Dynamique des véhicules routiers
épuisé, photocopies disponibles à SERA, 1970
- [2] *P. Bayle, J.F. Forissier, S. Lafon*
A new tyre model for vehicle dynamics simulations
Automotive Technology International 1993.
- [3] *J. Y. Wong*
Theory of ground vehicles
Wiley Interscience 2nd ed. 1993
- [4] *Thomas D. Gillespie*
Fundamentals of vehicle Dynamics
SAE 1992
- [5] *John C. Dixon*
Tires, suspension and handling
Cambridge University, 1991.
- [6] *Andrzej G. Nalecz*
Development and validation of Light Vehicle Dynamics Simulation (LVDS)
SAE 920056.
- [7] *J.R. Ellis*
Vehicle Handling Dynamics
Mechanical Eng. Ad 1994
- [8] *M. Mitschke*
Dynamik der Kraftfahrzeuge
Springer Verlag 1984 to 90, vol. A B C.
- [9] *W.O. Schiehlen*
Dynamics of high speed vehicles
Springer Verlag 1982.
- [10] *Robert Choulet*
Cinématique et staticodynamique transversale des suspensions indépendantes
SIA 1969
- [11] *W. & D. Milliken*
Race car vehicle dynamics
SAE 1995
- [12] *Jean Simon*
Les roues et les pneumatiques
cours CLESIA 1992
- [13] *J. Reimpell & H. Stoll*
The automotive chassis: engineering principles
Arnold 1996
- [14] *D. Lechner, Delanne, Schaefer et Schmitt.*
Méthodologie de Validation de CALLAS
SIA 970202.