

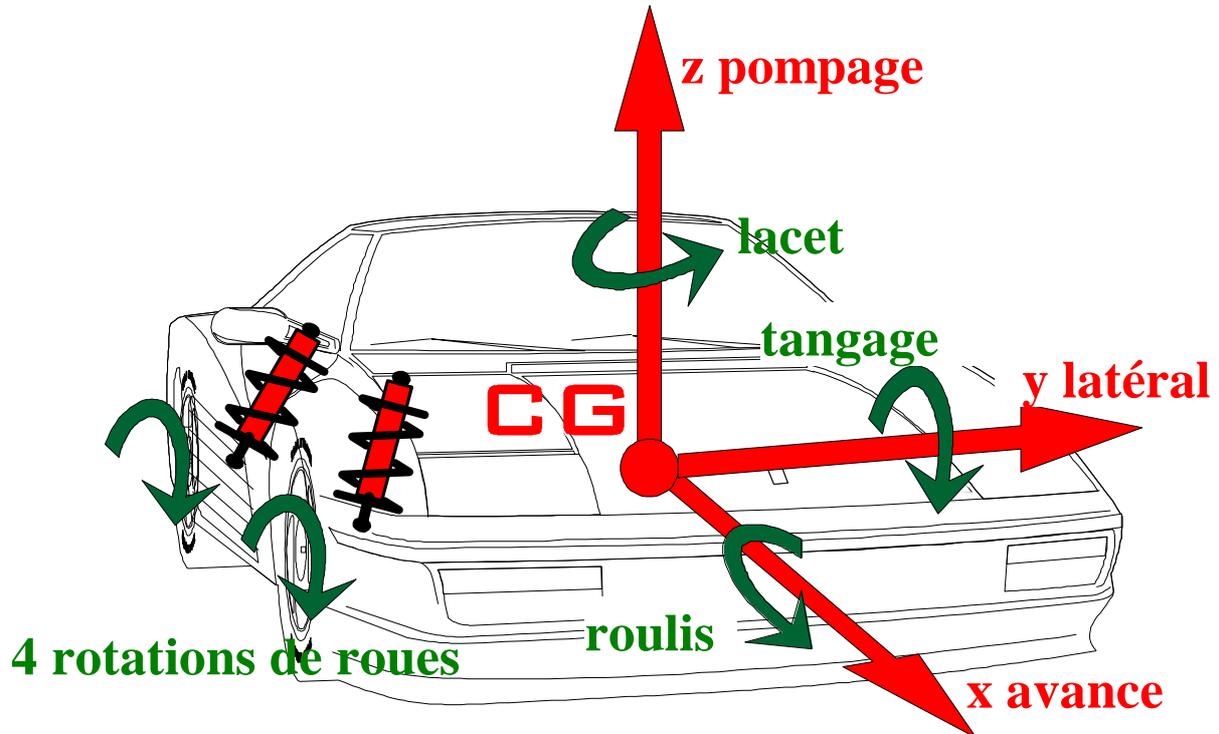
COURS CLESIA 1994 - 1995

Modèle Tridimensionnel Couplé et Non linéaire de Dynamique Automobile

par Gilles SCHAEFER



15 Avril 1995



SOMMAIRE

1. RESUME	3
2. SUMMARY	4
3. INTRODUCTION	5
4. EXEMPLE DE COUPLAGE LATERAL/VERTICAL	6
4.1. OBJECTIF DE LA DEMONSTRATION	6
4.2. CALCUL DU VIRAGE	7
4.2.1. AXE DE ROULIS	7
4.2.2. CALCUL DE PREMIER NIVEAU	8
4.2.3. CALCUL DE DEUXIEME NIVEAU	9
4.2.4. CALCUL DE TROISIEME NIVEAU	11
4.2.5. CALCUL COMPLET EN VIRAGE	12
4.2.6. CONCLUSION SUR L'ATTITUDE EN VIRAGE	15
4.2.7. CINEMATIQUE DU VIRAGE	16
5. EXEMPLE DE COUPLAGE LONGITUDINAL/ LATERAL	17
6. EXEMPLES DE NON LINEARITE	18
6.1. LIMITE D'ADHERENCE EN VIRAGE	18
6.2. SOULEVEMENT DES ROUES EN VIRAGE	21
6.3. FREINAGE EN VIRAGE	22
7. CONCLUSION SUR LE CALCUL	24
8. ORGANISATION DU CALCUL	25
9. INTERFACE	27
10. CONCLUSION	31
11. REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	32



BP 545 - Bâtiment D1
91946 COURTABOEUF 1 CEDEX

☎ 1) 69.86.13.37.

Fax (1) 69.86.13.06.

1. RESUME

Nous présentons ici une démarche de modélisation du comportement dynamique du véhicule dont l'originalité réside dans trois lignes de force :

1. un « moteur » 3D, totalement couplé et non linéaire
2. une organisation particulière des calculs qui rend le modèle simple et sûr
3. une convivialité qui permet un travail interactif de conception souple et rapide, ce qui nécessite :
 - un environnement informatique familier (PC, Windows, tableur...)
 - un logiciel "métier", parlant "automobile"
 - des bibliothèques de véhicules, de commandes, de composants comportant 12 degrés de liberté.

Cette démarche a abouti au logiciel CALLAS pour automobile à 4 roues motrices et directrices et PROSPER pour multiroues (jusqu'à 10 roues).

2. SUMMARY

« 3D coupled and non linear model for Vehicle Dynamics »

by Gilles Schaefer, SERA CD

We present here an original approach to Vehicle Dynamics with the following features :

1. 3D fully coupled and non linear « engine »
2. an original computation organisation providing fast and safe computation
3. an efficient way of working for designers obtained by a user friendly interface, a « automotive engineering » language, and access to library of vehicles, commands and components.

We work out this development to produce the software CALLAS for 4 wheels cars and PROSPER for multi-wheels (up to 10) vehicles.

3. INTRODUCTION

Le coeur de la simulation présentée ici est 3D, couplé entre les dynamiques verticale, longitudinale et latérale et non linéaire.

Pour montrer l'intérêt de ces notions de couplage et de non linéarité, nous allons voir quelques exemples :

le calcul du virage, notamment la position de la masse suspendue

l'influence de la propulsion sur le virage

la non linéarité et l'incidence du blocage de roue

4. EXEMPLE DE COUPLAGE LATERAL/VERTICAL

4.1. OBJECTIF DE LA DEMONSTRATION

Quoi de plus simple qu'un virage stabilisé à vitesse constante, quoi de plus pur transversal et de moins couplé ?

Nous allons montrer que le mouvement réel d'une voiture à roues indépendantes en virage « pur » dépend à la fois :

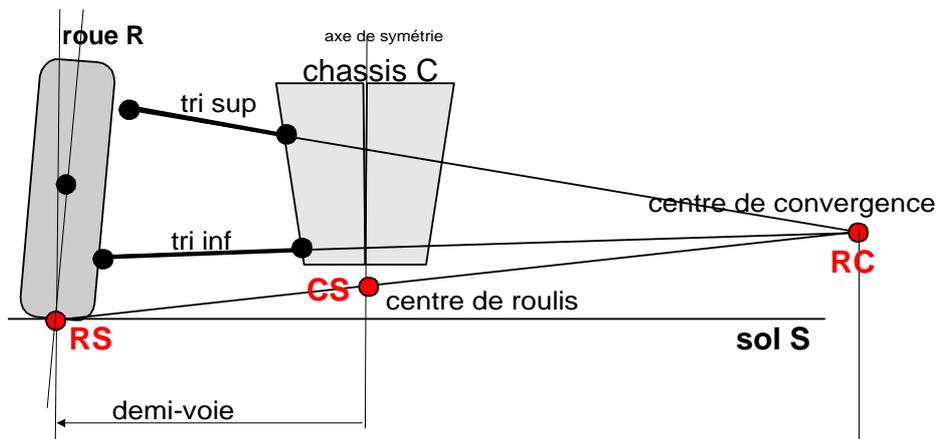
- de la non-linéarité force/débattement à la roue (élasticité)
- de la répartition de la poussée latérale (forces)
- de la variation des angles γ avec le débattement (cinématique).

Pour le démontrer, nous allons partir du plus simple pour arriver au plus compliqué, en mettant en évidence que les conclusions changent au fur et à mesure que les hypothèses deviennent moins restrictives et plus réelles.

4.2. CALCUL DU VIRAGE

4.2.1. AXE DE ROULIS

4.2.1.1. DEFINITIONS DU CENTRE DE ROULIS

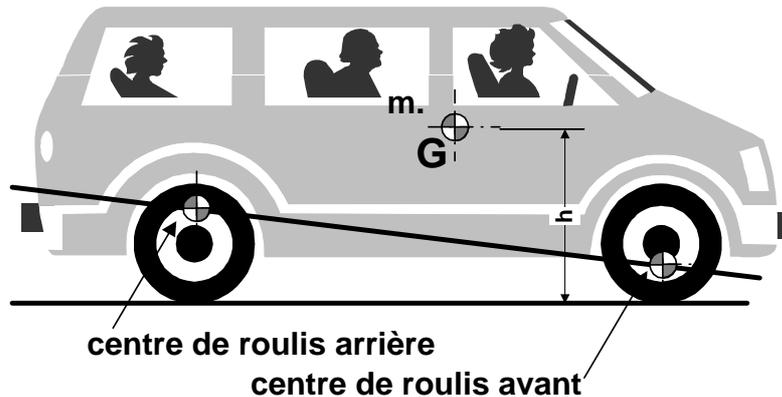


Le point RC a une définition purement cinématique, et avec l'hypothèse du non-ripage/sol, le point RS est donc situé au contact entre la roue et le sol.

L'ensemble est parfaitement symétrique, alors le mouvement antisymétrique de roulis (rotation de la masse suspendue par rapport au sol) ne peut avoir son centre instantané de rotation que sur l'axe de symétrie.

4.2.1.2. DEFINITIONS DE L'AXE DE ROULIS

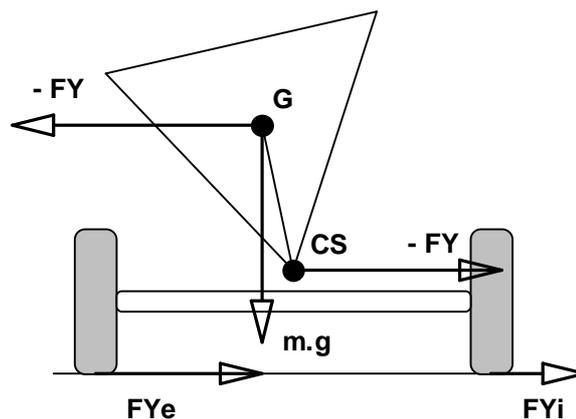
Pour un véhicule à deux essieux, l'axe de roulis est la droite qui joint les deux centres de roulis.



4.2.2. CALCUL DE PREMIER NIVEAU

Commençons donc par le cas le plus simple du virage stabilisé au voisinage de la ligne droite, à vitesse longitudinale constante, pour une voiture à suspension à roues indépendantes, à centre de roulis unique, à caractéristique élastique de suspension linéaire, à centre de gravité centré, et à pneumatiques rigides.

Ce calcul effectué notamment par Eberan von Eberhorst (SAE 1951) utilise la notion de centre de roulis:



L'angle de roulis dépend uniquement de la hauteur entre G et CS centre de roulis, tandis que le transfert de charge total dépend du rapport hauteur de G par rapport au sol.

4.2.3. CALCUL DE DEUXIEME NIVEAU

Pour une étude de la cinématique transversale plus exacte que celle permise par la notion de centre de roulis, on préfère utiliser les notions de Droite d'Action Nulle (DAN) et de transfert géométrique, qui ont été exposés notamment par M.Pierre (réf bibliographique n°11).

On appelle Droite d'Action Nulle en transversal, la normale à la trajectoire du pied de roue lors d'un débattement virtuel de suspension.

A priori, ces Droites d'Action Nulle peuvent être différentes en pompage et en roulis, ce qui est le cas des suspensions dépendantes. Ce cas particulier (intégrable dans cette théorie) ne sera pas étudié ici.

On peut montrer que l'effet de la poussée latérale du pneumatique sur le débattement de suspension est équivalent à celui d'une force verticale TGt appelée Transfert Géométrique Transversal, et telle que :

$$TGt = FY . \tan A$$

avec A angle de la DAN avec l'horizontale.

Avec la même hypothèse de centre de roulis moyen, nous allons calculer un effet de soulèvement.

Dans le cas dessiné ci-dessous, avec une DAN montant côté voiture (augmentation de la voie en compression), la force latérale génère un TGt qui tend à :

- s'opposer au roulis (effet identique à la représentation de von Eberhorst)
- soulever la masse suspendue en détendant le ressort.

Cette force est considérée comme mise en parallèle du ressort et procure le contrôle du roulis.

L'équilibre latéral donne :

$$m \cdot \gamma = (FY_e + FY_i)$$

L'équilibre en roulis autour de G s'écrit :

$$TG_i \cdot d_{voie} + TGe \cdot d_{voie} + (FY_e + FY_i) \cdot hg = M(G)$$

Comme Tgi (resp Tge) vaut Fyi . TanA (resp FYe.TanA) et que **TanA = hcs / dvoie**, on retrouve donc la formule :

$$M(G) = m \cdot \gamma [hg - hms]$$

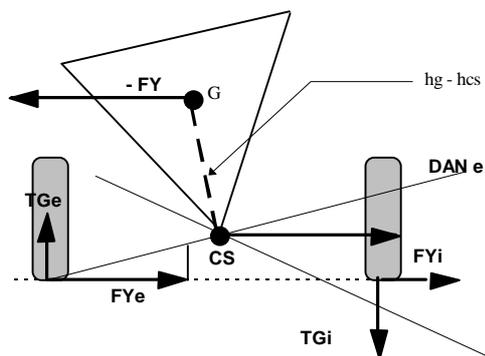
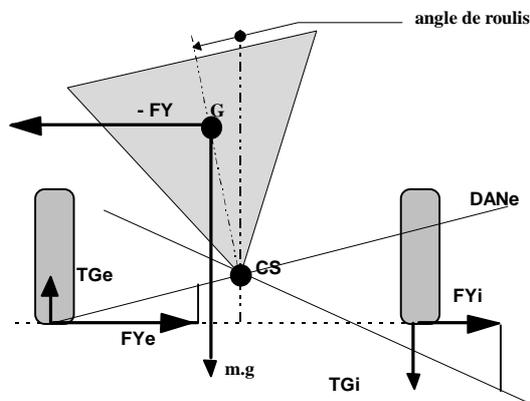
et l'interprétation du bras de levier classique : G - RC.

Il faut noter que la superposition de Tge et Tgi a une résultante verticale non nulle :

$$FZ = (TGe - TGi) \cdot TanA$$

Le débattement associé à cette force verticale dépend de la courbe d'élasticité de la suspension.

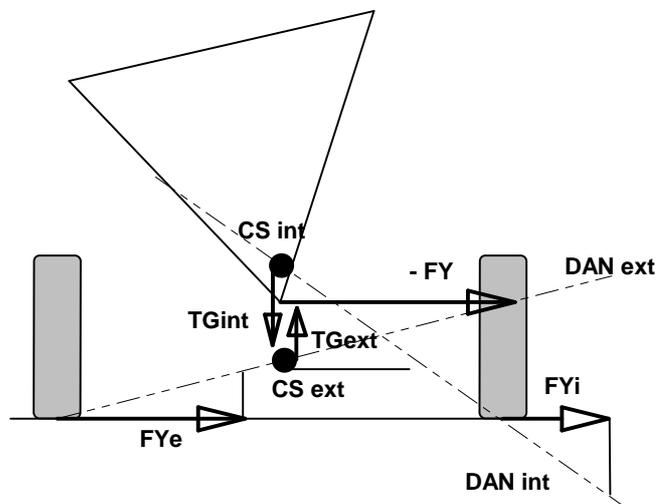
Conclusion : la voiture se soulève proportionnellement à la hauteur du centre de roulis moyen, à la différence de poussées intérieure/extérieure et à la flexibilité verticale.



4.2.4. CALCUL DE TROISIEME NIVEAU

On fait intervenir l'effet de soulèvement pour les deux poussées latérales, mais en différenciant les deux cinématiques des deux roues, ce qui est le cas dès que le roulis est notable.

Usuellement, et par rapport au sol, le centre de roulis se déplace verticalement, un peu plus ou un peu moins vite que la masse suspendue (double triangle) ou beaucoup plus vite (Mc Pherson).



$T_{gint} > T_{gext}$, Maintenant la voiture baisse !

Remarque : selon les auteurs et les hypothèses, le centre de roulis est alternativement défini comme :

- le point de la masse suspendue où s'applique la poussée latérale
- le centre de rotation du roulis sans dérive des pneus
- le point de la masse suspendue qui a même vitesse transversale que les aires de contact,
- l'intersection des 2 normales aux trajectoires des 2 pieds de roues
- le barycentre des centres de roulis droit et gauche , pondéré par les poussées latérales

C'est une notion de base intéressante mais insuffisante car bâtie sur des notions cinématique, symétrique, linéaire, et qui est un peu « tirillée » de tout coté pour rendre compte de phénomènes plus réels.

Le calcul effectué ci-dessus n'a rien de révolutionnaire : c'est celui que l'on fait en longitudinal pour calculer l'attitude vraie, mais « l'avantage » du longitudinal est qu'il n'y a pas de symétrie visible qui tend à faire prendre des hypothèses trop restrictives.

4.2.5. CALCUL COMPLET EN VIRAGE

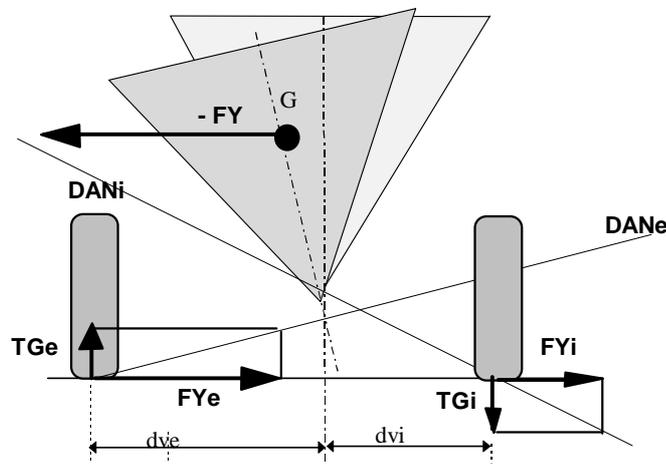
Si la voiture roule beaucoup, que des centres de roulis bougent beaucoup, on peut continuer d'affiner le calcul avec :

des variations de demi-voie (l'une augmente, l'autre diminue)

une non-linéarité de la fonction suspension (par exemple, par l'intervention de la butée ou compression/détente des amortisseurs).

des rayons de roue variables car ils contribuent (de 10 à 50%) au roulis total : ils sont recalculés en fonction des charges au sol et des carrossages vrais.

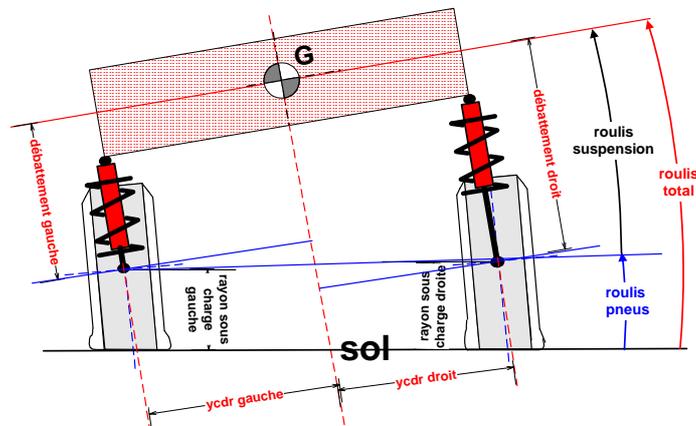
L'intérêt de cette description est bien sur de pouvoir généraliser à un cas quelconque où les voies et TanA sont différents :



L'équilibre en roulis ainsi obtenu s'accompagne d'une force résultante verticale de soulèvement égale à :

$$FZ = TGe .TanAe - -TGi. TanAi$$

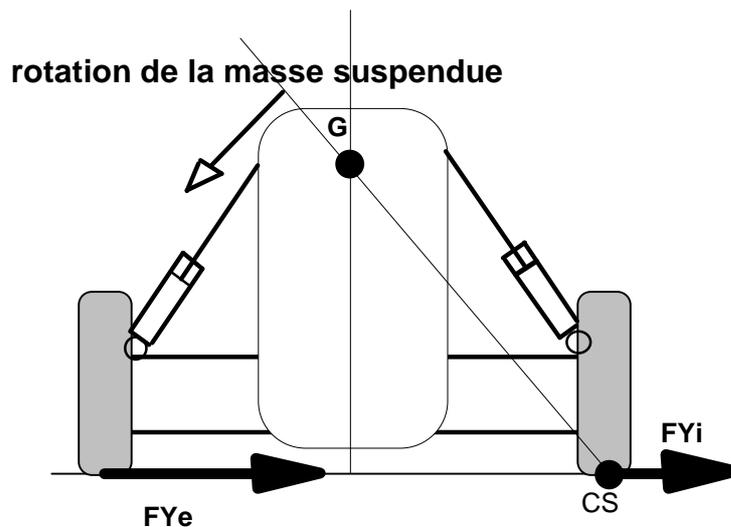
Il est impossible de définir uniquement par la cinématique un centre instantané de rotation car il dépend également de la répartition des forces latérales FY et des caractéristiques élastiques de la suspension.



4.2.5.1. EXEMPLE DE LA SUSPENSION PRECHARGEE

Prenons l'exemple (extrême) de la suspension précontrainte : en statique l'amortisseur est en position détente maximum, le ressort est préchargé et il faut lui appliquer une force verticale supérieure à la charge statique pour commencer le débattement. On n'a donc aucune course détente (no-droop , ce n'est pas à conseiller sur un train moteur, mais est très utilisé sur les trains non moteur de voiture de compétition à fort appui aérodynamique (type Formules).

En virage le transfert de charge va charger la roue extérieure qui va se comprimer tandis que la suspension intérieure ne va pas se détendre. La voiture pivote autour de son pneumatique intérieur.



Le roulis du châssis est **deux fois plus faible** que dans le cas linéaire, le centre de gravité de la caisse baisse et la fuite aérodynamique latérale est minimum, **sans que la raideur d'une**

roue en compression soit plus forte. Très intéressant pour une Formule (3, 3000, 1), mais bien contrariant pour le calcul !

La non linéarité de la suspension a provoqué la localisation de l'axe de rotation en CS, ce qui a fait passer la raideur antiroulis de la valeur classique : $2.K.(demi-voie)^2$ à la valeur $.K.(voie)^2$ qui est le double !!!

4.2.5.2. EXEMPLE DE LA VOITURE A SUSPENSION PRECHARGEE

Considérons maintenant une voiture complète, avec un train avant avec précontrainte (précharge), décrit ci dessus, et un train arrière classique à peu près linéaire avec centre de roulis au-dessus du sol et variant peu avec le débattement.

Le passage de la ligne droite au virage va s'effectuer avec un mouvement complexe fort éloigné du roulis pur :

rotation autour d'un "axe de roulis" **en diagonale** (train avant autour du pneumatique avant intérieur, train arrière dans le plan de symétrie)

un abaissement de l'avant

un léger soulèvement de l'arrière.

une augmentation de l'angle de piqué

un transfert de charge très marqué sur l'avant.

dans certains cas, l'attitude finale correspond à la roue intérieure avant soulevée et appui sur 3 roues.

4.2.6. CONCLUSION SUR L'ATTITUDE EN VIRAGE

Le calcul de l'attitude réelle d'un véhicule en virage demande de prendre en compte :

la répartition intérieure/extérieure des forces latérales au sol pour chaque train (aspect force)

la variation de la hauteur du centre de roulis avec le débattement (aspect cinématique)

la non-linéarité éventuelle de la suspension (aspect élastique)

L'effet de pompage induit par ces phénomènes modifie le centre instantané de roulis, les carrossages réels et l'attitude caisse/route. Les points de fonctionnement des pneumatiques et de l'aérodynamique (qui conditionne la performance) sont modifiés.

Même dans le cas simple d'un virage stabilisé, il faut raisonner "couplé vertical / latéral", avec un raisonnement roue par roue, ce qui a l'intérêt annexe de permettre le calcul de tous les véhicules à partir de 3 roues, 4 roues non symétriques et plus de 4 roues.

Comme le dit très justement Monsieur PHAM dans un de ses cours du CLESIA, « dans la réalité bien peu de phénomènes sont linéaires ». L'adhérence d'un pneumatique, le débattement d'une suspension sont des bonnes choses, elles ont donc une fin.

En fait, on a calculé des modèles linéaires pendant des années, non pas parce que c'était une hypothèse vraiment pertinente, mais parce que c'était le seul calcul que l'on savait faire.

Ce qui ressemble à l'attitude du piéton éméché qui avait perdu de nuit ses clés, et qui les cherchait sous un réverbère, non pas parce qu'il les avait perdues à cet endroit, mais parce que c'était la seule zone éclairée.

4.2.7. CINEMATIQUE DU VIRAGE

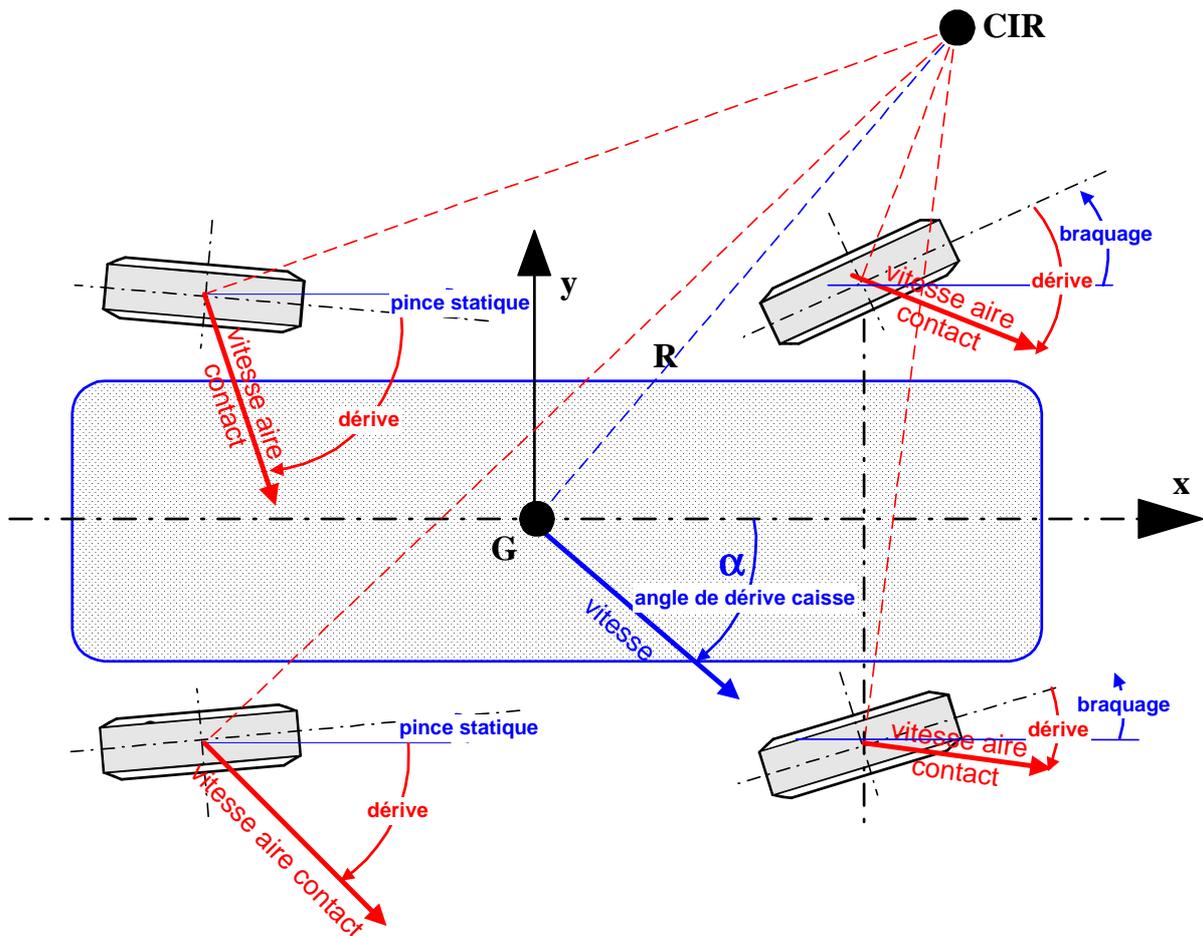
4.2.7.1. PRINCIPE

En comparant les vitesses linéaires au droit de chaque roue avec la vitesse de rotation des roues (déduites de celles du moteur et de la transmission), il est possible, dans le module pneumatique, de calculer les taux de glissement de chaque pneumatique.

On calcule également les angles de dérive de chaque pneu qui est compris entre -180° et 180° , ainsi que le rayon de giration du véhicule.

4.2.7.2. SCHEMA

Pour un véhicule 4 roues, on a :

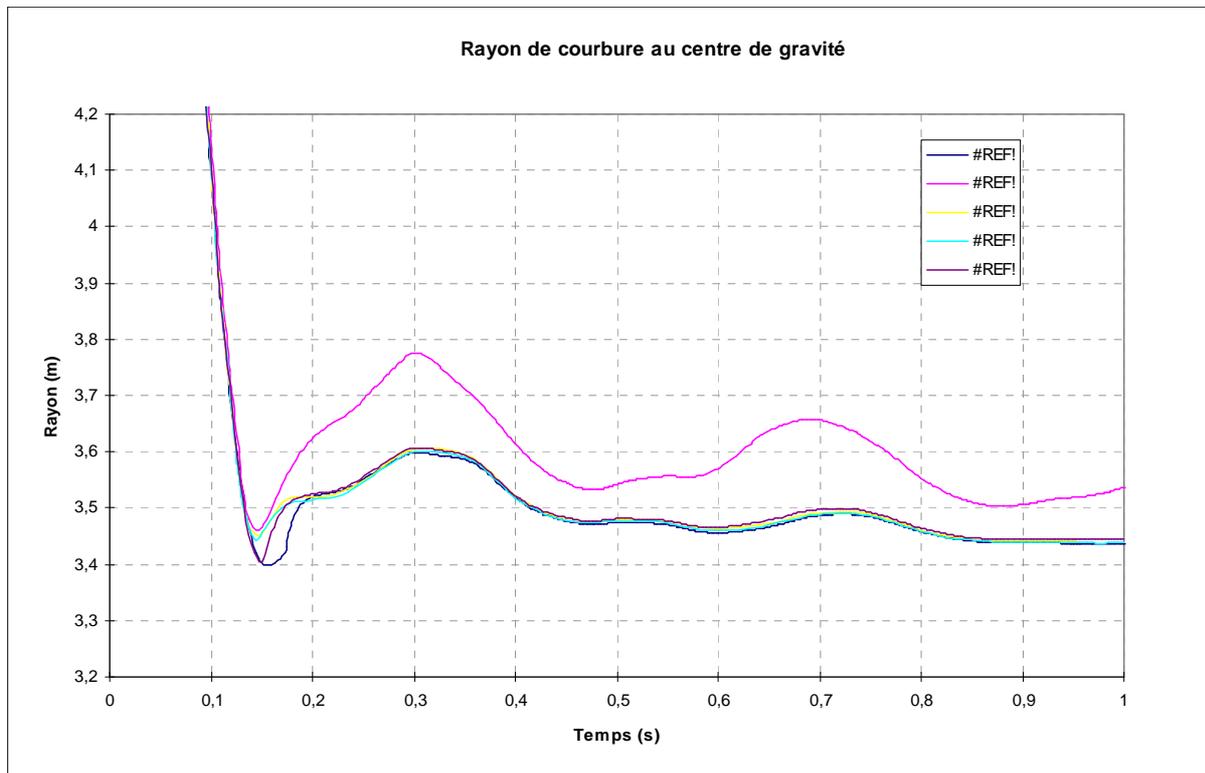


5. EXEMPLE DE COUPLAGE LONGITUDINAL/LATERAL

Examinons l'incidence d'un différentiel sur la manoeuvrabilité. Dans des cas simples (par exemple différentiel libre) il n'est pas difficile de calculer avec une bonne précision le diamètre de manoeuvrabilité d'un véhicule.

Dans des cas plus complexes (viscocoupleur, différentiel autobloquant, arbre rigide) le calcul fait intervenir la "raideur de glissement" du pneumatique qui est elle même dépendante de la charge et de l'angle de dérive...

Le diagramme ci dessous donne la réponse avec un différentiel libre, des autobloquants à différents taux et un viscocoupleur. Vitesse 5v km/h régulé, braquage 40/32°, pince arrière 0.5° total.



Pour des cas complexes, type blocage de roue en virage, il faut des modèles couplés longitudinal / transversal, mais ceci est vrai également pour le cas pourtant simple, loin de la limite d'adhérence de la manoeuvrabilité à 5 km/h.

6. EXEMPLES DE NON LINEARITE

La notion de « non linéarité » illustre notamment :

un niveau de sollicitation latérale fort qui casse la symétrie des propriétés de la voiture

l'apparition de la limite d'adhérence

l'effet brutal de la perte du guidage du pneumatique lors d'un blocage

les osulévments de roues.

6.1. LIMITE D'ADHERENCE EN VIRAGE

Supposons une traction avant roulant initialement en ligne droite à 100 km/h. Examinons sa réponse au braquage du volant.

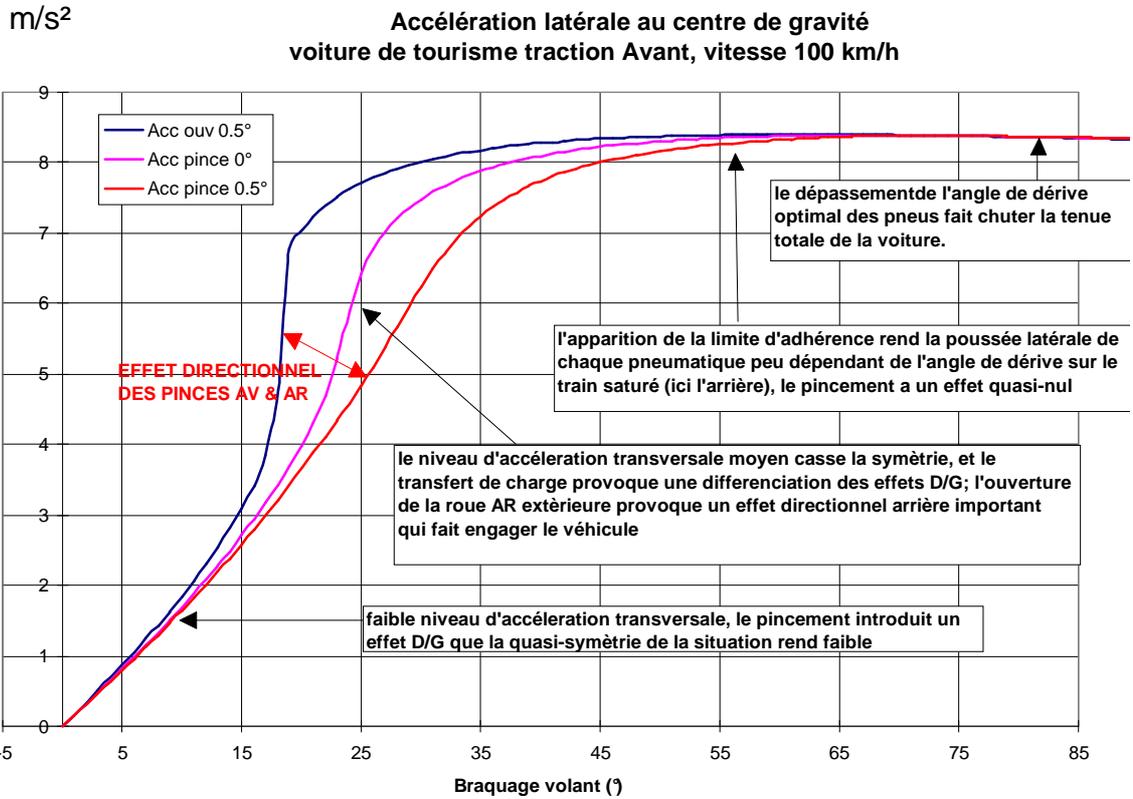
Le virage (par exemple l'accélération latérale) part de zéro, monte rapidement, un optimum est atteint pour un braquage optimum, puis le niveau baisse si le braquage est trop fort.

Les graphiques suivants donne la réponse statico-dynamique accélération latérale / braquage depuis la ligne droite jusqu'à la limite d'adhérence pour des réglages de suspensions concernant :

pince arrière

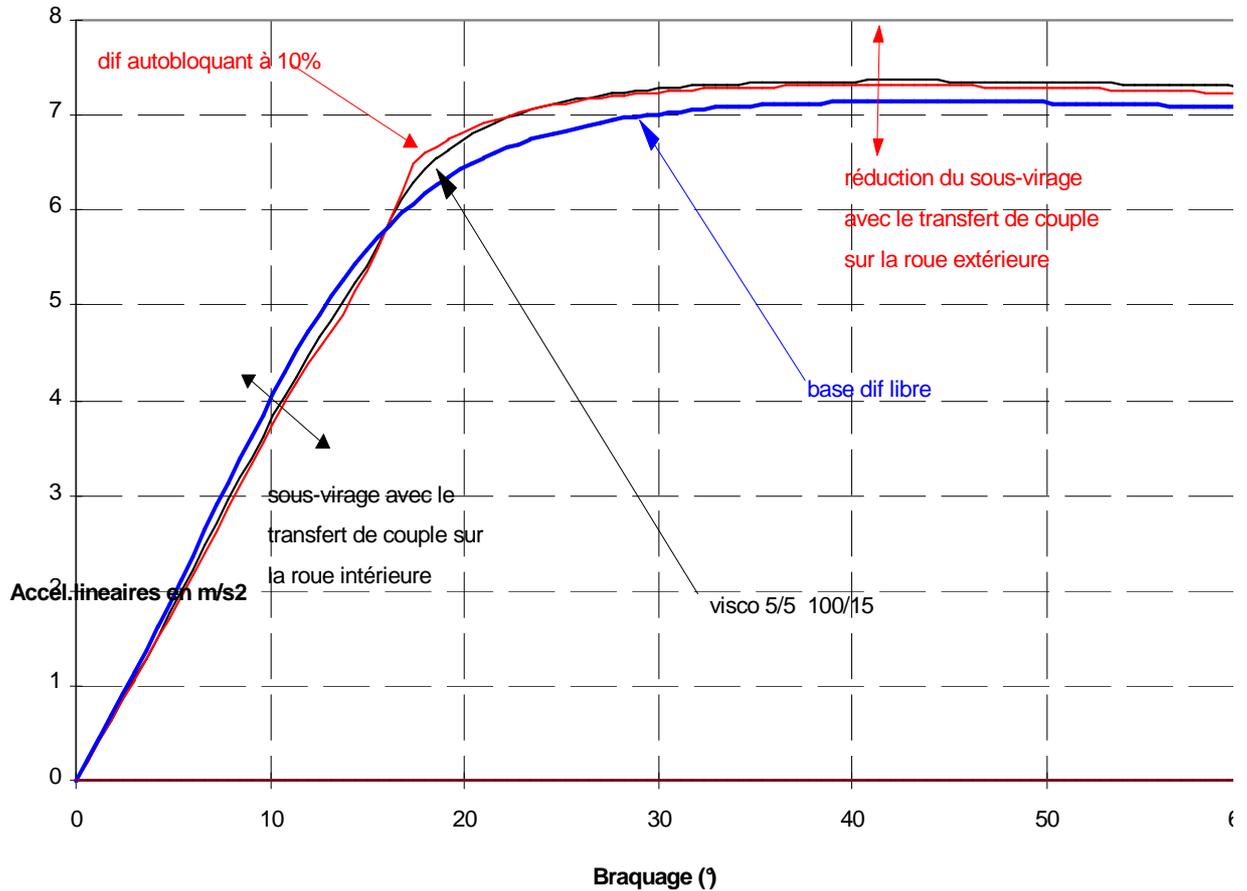
autobloquant

antiroulis.



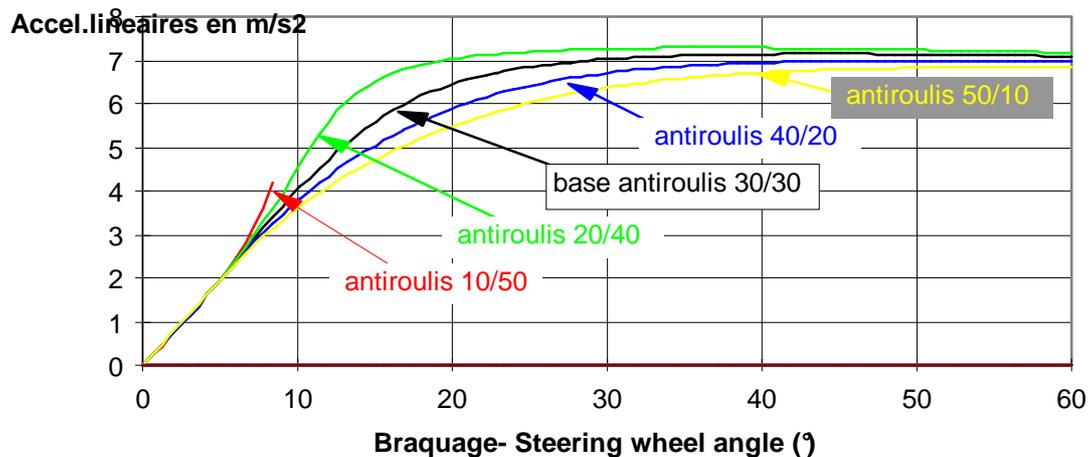
Accélération normale au Centre de Gravité

Virage à vitesse constante V = 200 km/h Traction Avant



Accélération normale en G - lateral acceleration at CG

Virage à vitesse constante TA - Constant speed cornering FWD V=200 km/h



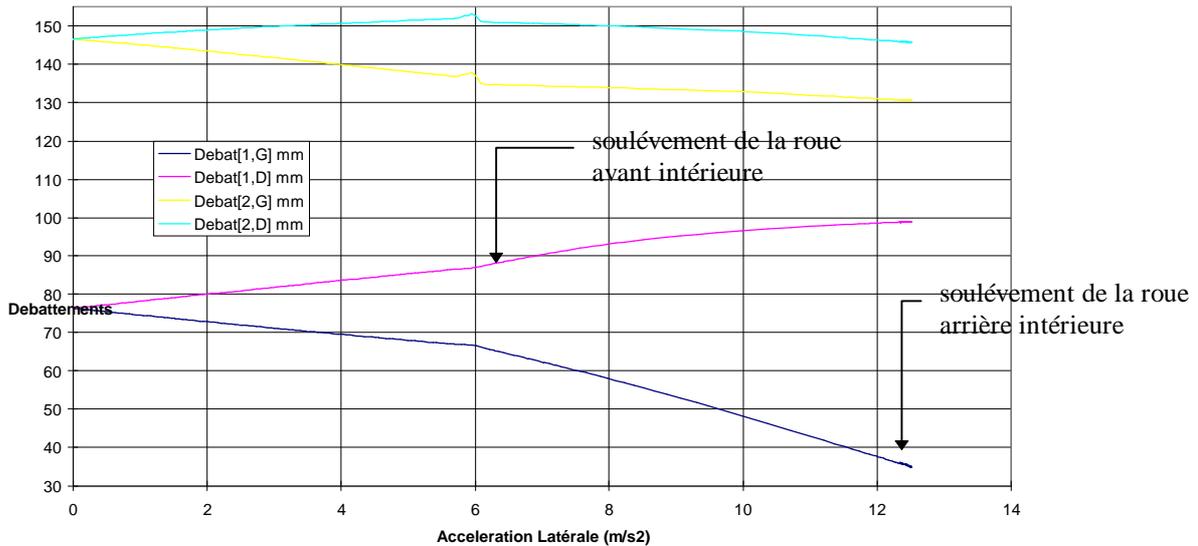
6.2. SOULEVEMENT DES ROUES EN VIRAGE

voiture de rallye traction avant, vitesse 84 km/h

virage stabilisé à braquage progressif.

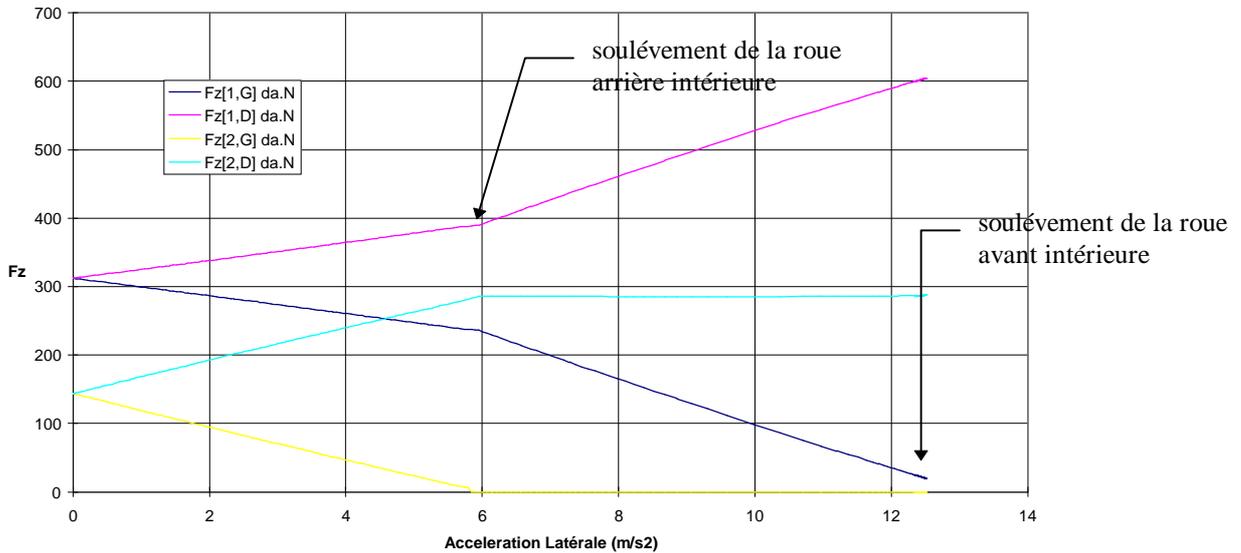
Débattements de Suspension

Virage à vitesse constante



Charges Verticales

Virage à vitesse constante



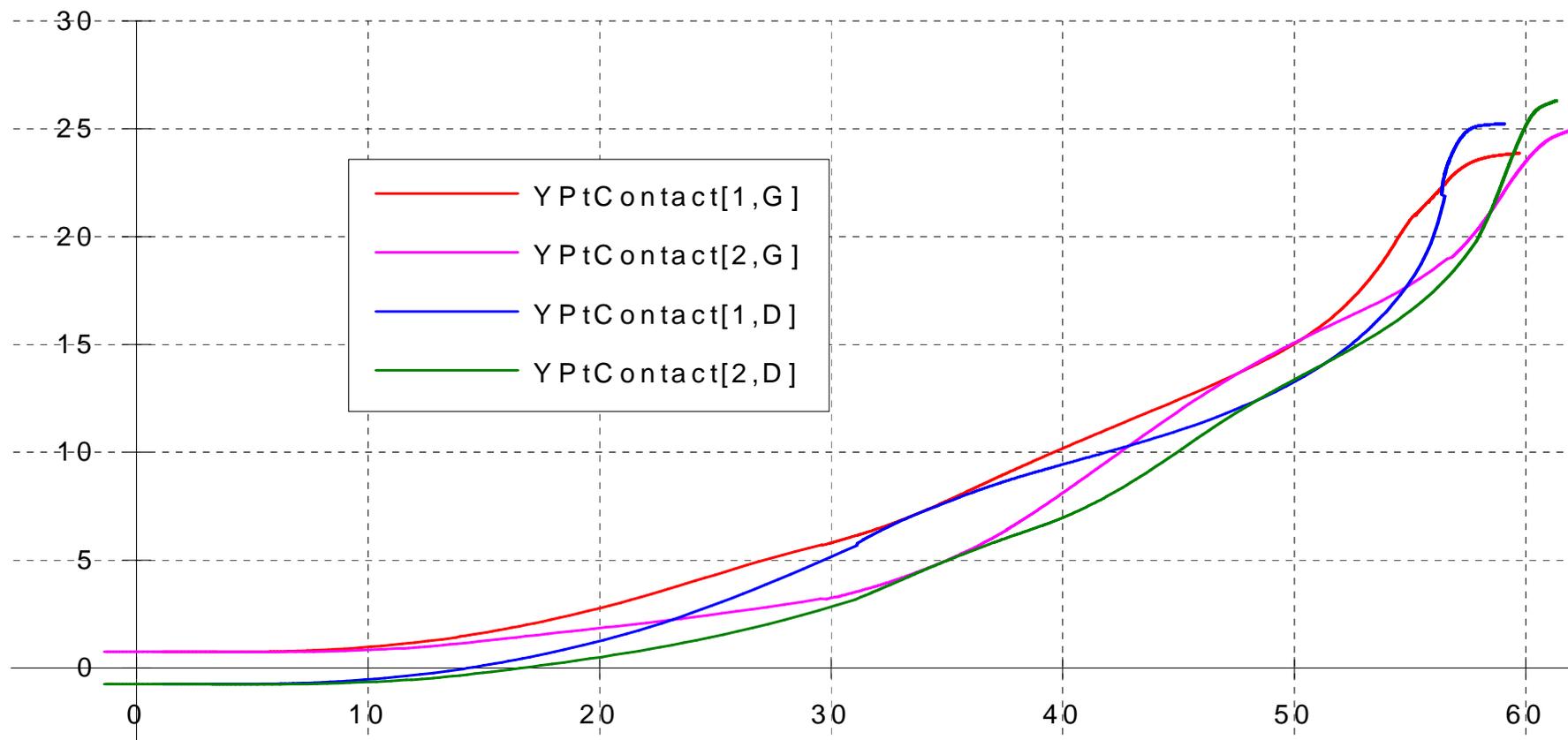
6.3. FREINAGE EN VIRAGE

Supposons une traction avant roulant initialement en ligne droite à 90 km/h.

un angle au volant équivalent à 5° à la roue à gauche est appliqué relativement brutalement, puis au bout d'une seconde le freinage est appliqué ; le freinage est endommagé avec une répartition de freinage sur l'arrière

La voiture amorce un virage puis part en tête à queue en perdant progressivement de la vitesse.

Trace des Pneus



7. CONCLUSION SUR LE CALCUL

Ma conclusion partielle : simuler correctement la dynamique d'un véhicule nécessite un modèle global vertical - transversal - longitudinal sans hypothèses restrictives.

Les manoeuvres d'urgence combinent :

dynamique latérale rapide

angle de dérive élevé

variation de vitesse longitudinale d'où couplage par le terme : $\frac{\partial V}{\partial t}$

éventuels blocages de roues qui modifient fondamentalement le comportement du pneumatique qui passe d'un comportement de dérive à un comportement colombien (force opposée au vecteur glissement).

Ceci nous permet de donner une définition peu académique d'un véhicule automobile :

« Un véhicule automobile est un ensemble motorisé constitué d'une caisse qui peut bouger un peu dans tous les sens, qui se déplace au voisinage de l'interface atmosphère /sol, le sol étant une surface gauche de l'espace,

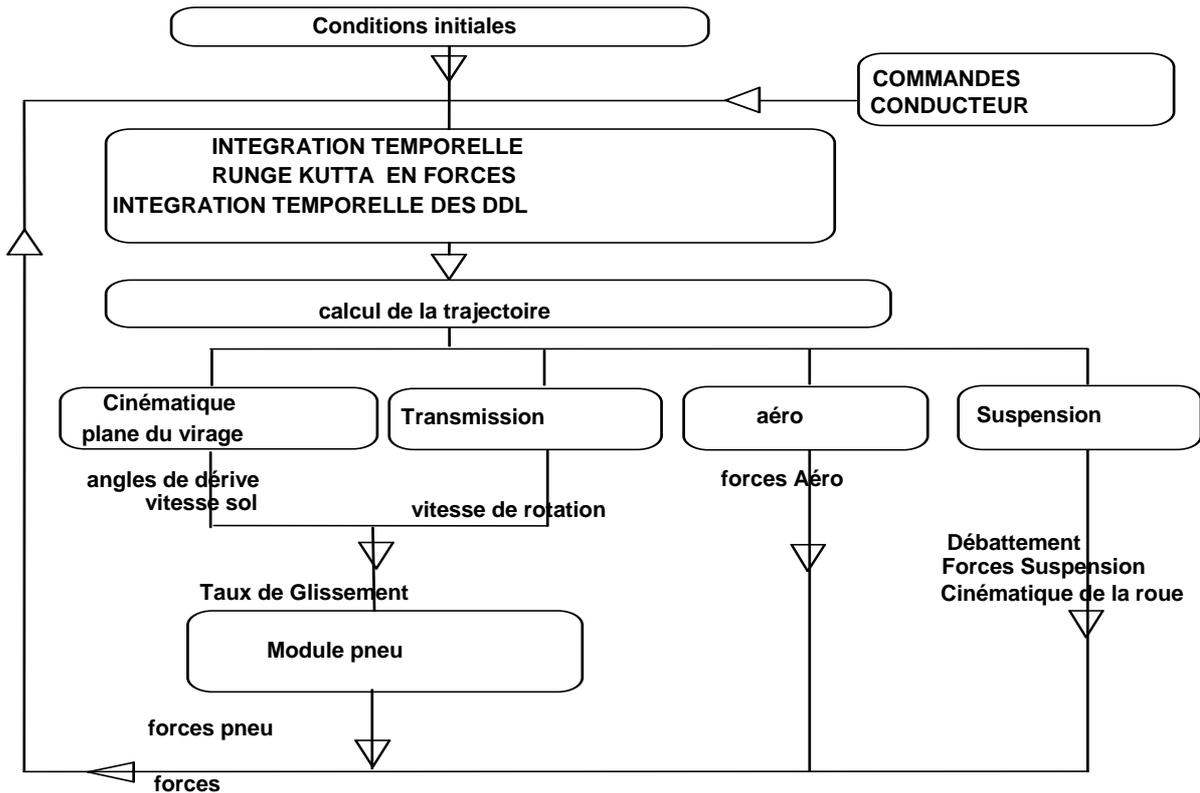
sous laquelle se trouvent un certain nombre de roues fixée à la caisse par un organe déformable « suspension », dont une partie touchent le sol,

le mouvement des roues par rapport au sol est une combinaison de roulement et de glissements longitudinal et latéral

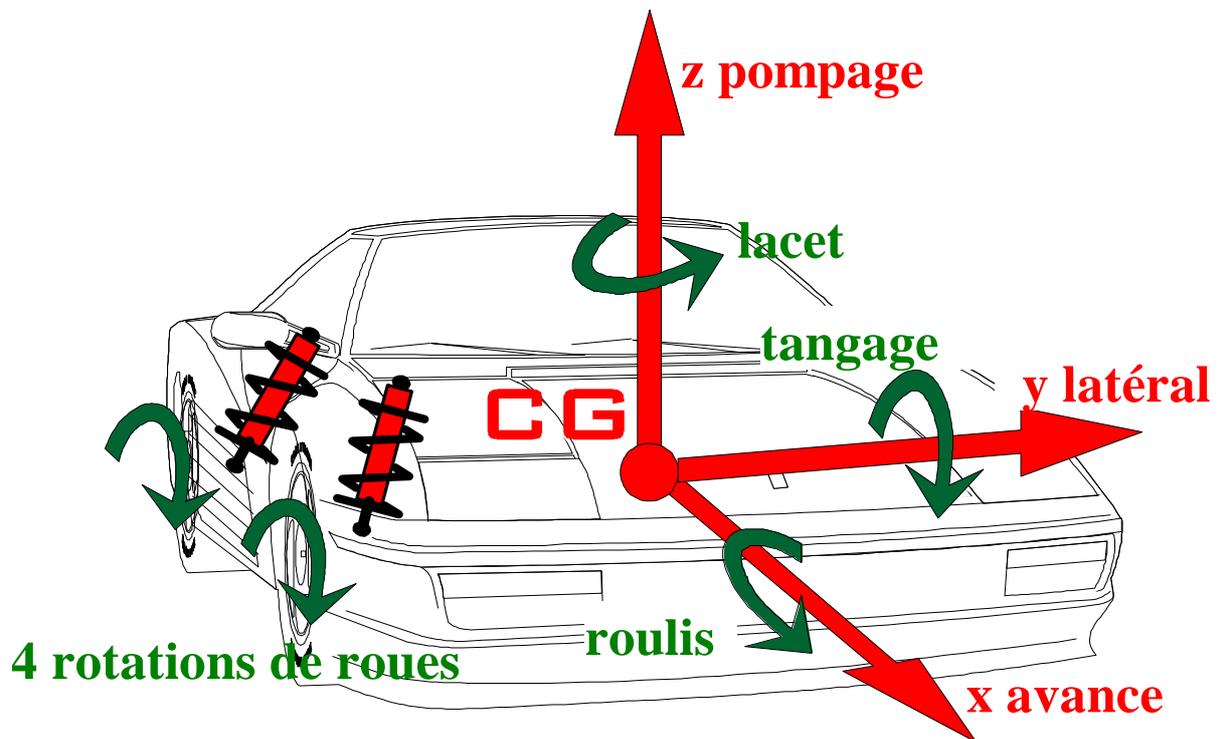
la propulsion, le freinage et la direction sont effectués par des couples, vitesses de rotation et braquage de roues distribués de façon quelconque entre toutes les roues à partir des commandes effectuées par le conducteur et/ou les systèmes de pilotage.

8. ORGANISATION DU CALCUL

Le moteur de la simulation est un programme écrit en C et décomposé en de multiples modules fonctionnels, dont chacun génère des forces, puis calcul des accélérations $x'' = \Sigma F / m$, puis intégration temporelle étant effectuée dans un noyau de type Système d'équations différentielles.



On obtient un programme relativement simple et sûr qui n'est pas monstrueux en taille et puissance de calcul nécessaire.



12 ou 13 degrés de liberté en 4 roues (6 degrés de liberté caisse + 4 rotations roues + 1 moteur + 1 boîte de vitesses automatique + régulation de vitesses).

9. INTERFACE

La SNCF vante le TGV par le slogan : « le progrès ne vaut que s'il est partagé par tous ».

La version "Ingénieur de l'automobile" pourrait être :

« Seule la grande convivialité d'un logiciel permet un vrai travail interactif de conception où l'ingénieur - concepteur analyse de façon libre les résultats de simulation et en tire une inspiration pour l'évolution des systèmes qu'il imagine».

Ceci nécessite donc :

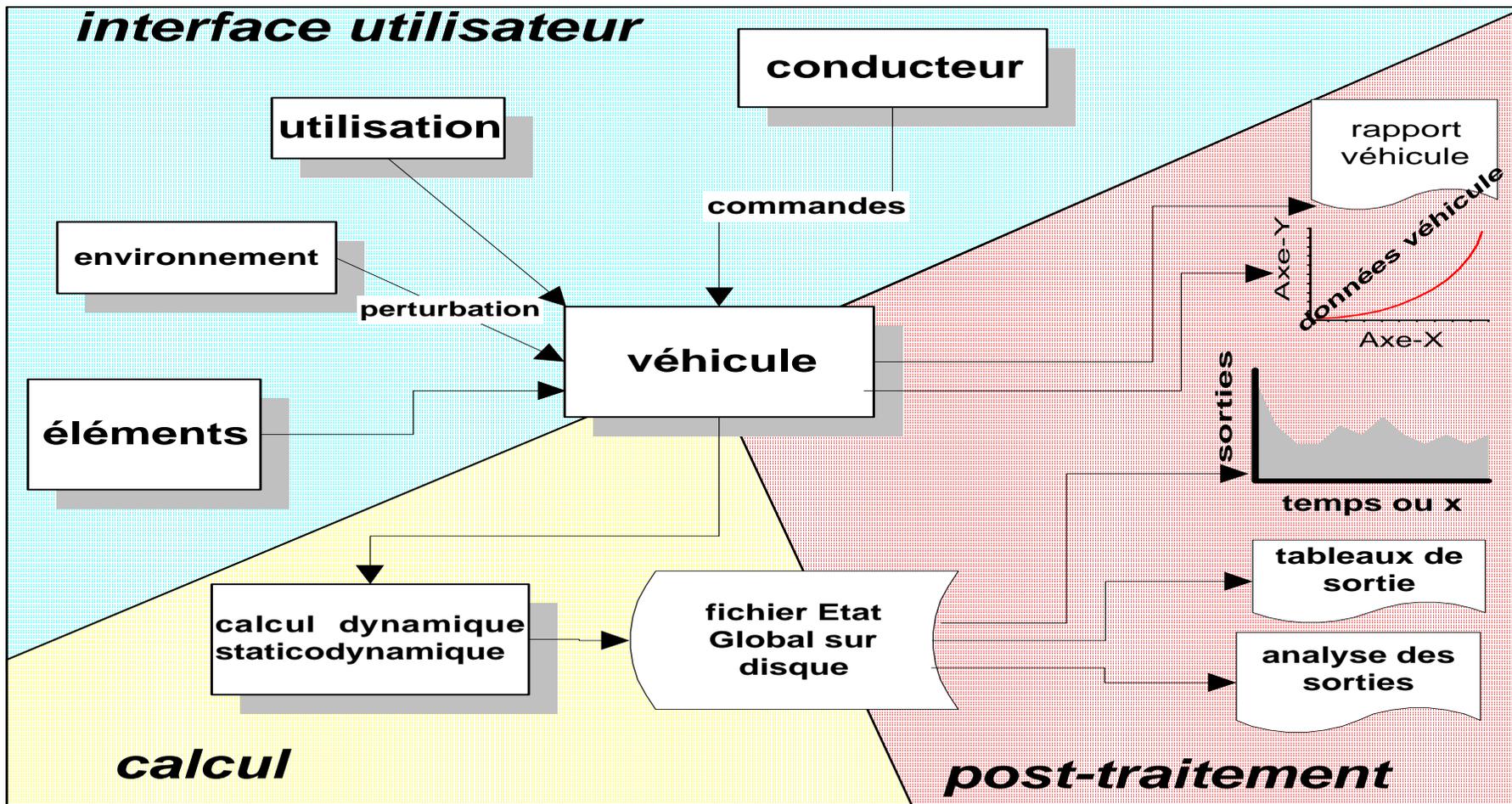
une bonne rapidité (Callas peut tourner même sur un PC)

un environnement informatique familier (PC, Windows, tableur...)

des bibliothèques de véhicules, de commandes, de composants qui autorise la construction d'un véhicule en assemblant des composants moteur, transmission, suspension, pneumatiques... en bibliothèque.

une interface moderne et claire, avec 50 écrans de saisie du véhicule comportant environ 4000 champs, parlant « métier » et « automobile »

une « variabilité » permettant de calculer avec des hypothèses qui se complexifie progressivement au fur et à mesure de l'avancement d'un projet.



CALLAS pour Windows

Fichier Edition Exécute Graphes Données Graphes Résultats Résultats Fenêtre

Notes...

Géométrie ▶

Suspension 1 ▶

Suspension 2 ▶

Suspension 3 ▶

Suspension 4 ▶

Suspension 5 ▶

Transmission ▶

Aérodynamique

Pneumatiques

Moteur

Direction...

Freinage...

Base et polaire...

Coeffs avec Reynolds et Soufflerie...

Variations avec Roulis et Dérive...

C_x en pompage tangage...

C_z en pompage tangage...

SUSPENSION Train 1 : Cinématique

CINEMATIQUE FONCTION DU DEBATTEMENT RELATIF ROUE/CAISSE :

	0	45	94	160	200	250	300	350	400	x Correction
Debattement (mm)	0	45	94	160	200	250	300	350	400	1
Empattement (mm)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
Voie (mm)	-50	-30	-13.4	0	3	2.48	-3.9	-16.3	-34	1
Carrossage (deg)	2.6	2.24	1.71	0	0.52	-0.22	-1.06	-2	-3	1
Chasse (deg)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
Pince (deg)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
Δx pied roue frein bloqué (mm)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
Δx pied roue moteur bloqué (mm)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
Rapport cinématique amortisseur	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

REGLAGES STATIQUES :

	impose	Valeur (deg)	
Carrossage	<input type="checkbox"/>	<input type="text" value="0"/>	Rayon sous charge de reference du pneu (mm) <input type="text" value="610"/>
Chasse	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="text" value="1"/>	
Pince	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="text" value="0"/>	

Conditions d'utilisation

CONDITIONS D'UTILISATION DU VEHICULE:

Chaussee

Nombre de passagers

Regulation de freinage

Aucune Frein moteur
 Par la pedale
 Roue par roue

Régulation de propulsion

Aucune Roue par roue
 Par le moteur Vitesse stabilisee

Changement de vitesse

Automatique strategie
 Temporise a (s)

Amplitude du braquage

fixee par la commande
 selon demande Acc trans a

10. CONCLUSION

Cette démarche (modèle 3D, couplé, non linéaire) a été initialement aidée par le Ministère des Transports, Direction de la Recherche, de Monsieur LEYGUE, et a abouti à deux logiciels :

CALLAS (« **C**ouplé **A** La Limite d'**A**dhérence **Au Sol** ») pour les véhicules à 4 roues

PROSPER pour les multiroues,

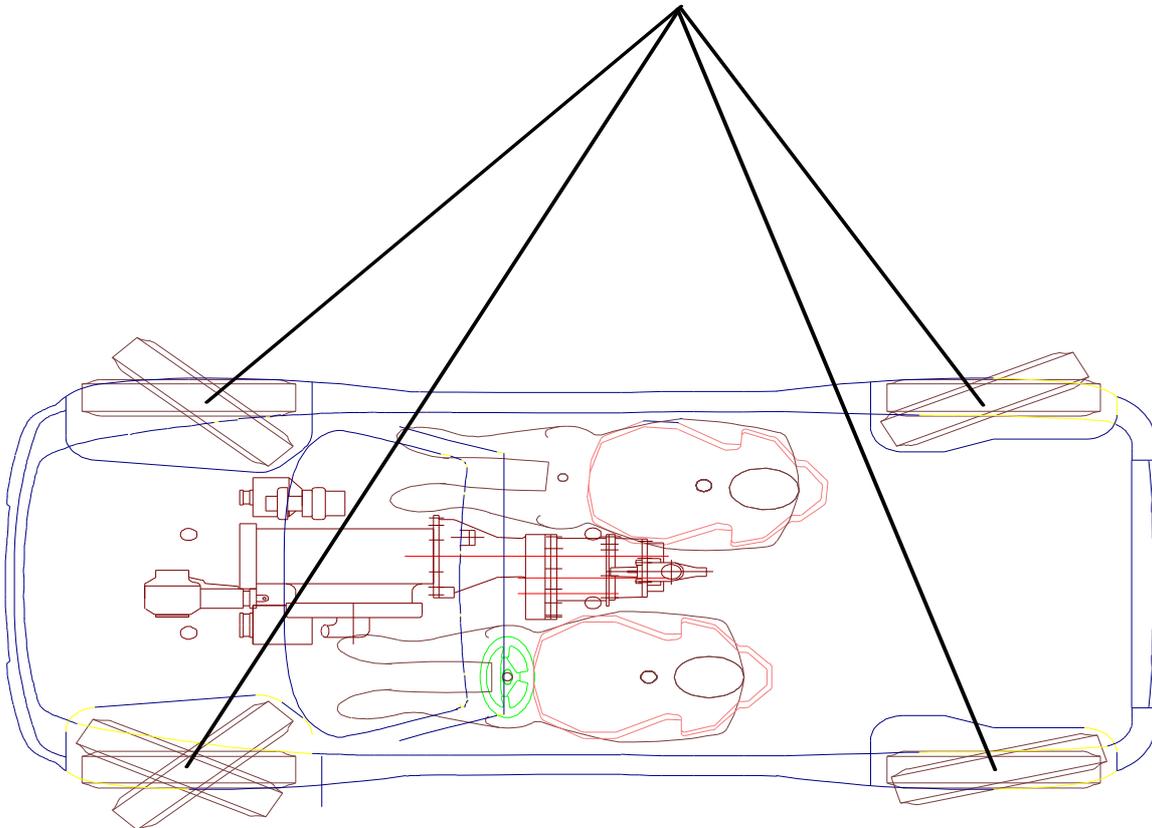
qui sont en cours de validation. Les applications sont les suivantes :

avant-projet de véhicules de tourisme de sport et de compétition

étude 4 roues motrices 4 roues directrices et systèmes actifs

accidentologie

A l'intérieur de ses limites (basse fréquence, pas de masses non suspendues, pas de vibrations...); il amène un progrès important dans la simulation de situations complexes.



11. REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

	titre	auteur	éditeur	année édition
1	Dynamique des véhicules routiers	Charles Deutsch	épuisé, photocop à Sera	
2	Tyres, suspension and handling	John C Dixon	Cambridge Univer.	
3	Theory of ground vehicles	J.Y.Wong	Wiley Interscience	2nd edition
4	Fundamentals of vehicule Dynamics	Thomas D. Gillespie	SAE	
5	Car Suspension and handling	D. Bastow et Howard	Pentech Press- SAE	3rd edition
6	Véhicules Routiers	Jacques Pierre	cours ENSTA	1982
8	Vehicle Handling Dynamics	J.R. Ellis	Mechanica I Eng.Publ	1994
9	Dynamik der Kraftfahrzeuge	M. Mitschke	Springer Verlag	1988, 84,90, vol A B C.
10	Dynamics of high speed vehicles	W.O. Schiehlen	Springer Verlag	1982.
11	Trains à roues dépendantes	Jacques Pierre Thorel	cours Clesia	1989-90
12	Cinématique et staticodynamique transversale des suspensions indépendantes	Robert Choulet	SIA	1969
13	Mechanics of pneumatic tires	Samuel K. CLARK	NHTSA	US dep of transport ation