



HAL
open science

Étude cinématique du châssis d'un véhicule de compétition : optimisation des réglages à l'aide d'un modèle numérique et de mesures sur circuit

Anthony Cariou

► **To cite this version:**

Anthony Cariou. Étude cinématique du châssis d'un véhicule de compétition : optimisation des réglages à l'aide d'un modèle numérique et de mesures sur circuit. Mécanique des structures [physics.class-ph]. 2010. dumas-00574755

HAL Id: dumas-00574755

<https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-00574755>

Submitted on 8 Mar 2011

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET METIERS

CENTRE REGIONAL ASSOCIE D'ORLEANS

MEMOIRE

présenté en vue d'obtenir

le DIPLOME d'INGENIEUR CNAM

SPECIALITE : MECANIQUE DES STRUCTURES ET DES SYSTEMES

par

ANTHONY CARIOU

Etude cinématique du châssis d'un véhicule de compétition.

-

**Optimisation des réglages à l'aide d'un modèle numérique
et de mesures sur circuit.**

Soutenu le 17 décembre 2010

JURY

PRESIDENT : Roger OHAYON, professeur titulaire de la chaire de mécanique au CNAM

MEMBRES :

- Sébastien BERNARD, chef d'UET développement liaisons au sol, Renault
- Franck CHAMPION, Team-Manager du *Clémenteam-Racing* et architecte carrosserie, Renault
- Christian DECOLON, enseignant au CNAM en région Centre
- Alain FAUCONNIER, enseignant au CNAM en région Centre
- Vincent GILLET, chef d'UET avant-projets, Renault
- Jean VENEAU, expert liaisons au sol, Renault
- Gérard WOLLENSACK, enseignant au CNAM en région Centre

**Etude du comportement dynamique d'un véhicule de compétition.
Optimisation des réglages à l'aide d'un modèle numérique et de mesures
sur circuit.**

Mémoire d'Ingénieur C.N.A.M. – Orléans, décembre 2010.

Résumé

L'objectif principal de cette étude est d'appréhender les facteurs influençant le comportement dynamique d'un véhicule de compétition. Elle s'appuie sur l'utilisation d'un logiciel d'analyse de géométrie de suspension et du modèle numérique du châssis Dallara-Nissan T02. Les observations faites via la simulation sont ensuite complétées par des données d'acquisition issues de la piste et enfin intégrées dans des modèles de calculs simplifiés permettant d'évaluer les efforts agissant sur le système.

Mots clés : Analyse cinématique, comportement, dynamique du véhicule, suspension.

Abstract

The main goal of this work is to comprehend the elements that influence the handling of a racing car. This study is supported by the use of suspension analysis software and by a numerical model of the Dallara-Nissan T02 chassis. The observations made during the simulation are afterwards completed by some car data and finally some elementary calculations to evaluate the loads that act on the system are added in.

Keywords: Kinematic analysis, handling, vehicle dynamics, suspension.

Remerciements

Tout d'abord, je tiens à remercier Jean VENEAU, pour ses conseils et sa disponibilité, dans le cadre de mon étude et déjà avant cela, dans le domaine professionnel.

Je remercie les membres du *Clémenteam-Racing* et en particulier Franck CHAMPION, le Team-Manager et Carlos ANTUNES TAVARES, le pilote, pour m'avoir soutenu et permis de réaliser cette étude dans le cadre de ma formation d'ingénieur au CNAM.

Je souhaiterais aussi exprimer ma reconnaissance à Franck LARUE, responsable d'exploitation châssis, Andrea BURZONI, et Federico NENCI, respectivement responsable du bureau d'étude et ingénieur commercial chez *Dallara Automobili* et Oliver JETSON, ingénieur pneumaticien chez *Avon-Racing* pour la confiance qu'ils m'ont accordée, au travers de la mise à disposition de données confidentielles, ainsi qu'à Nigel FLEMING, ingénieur technique chez *Lotus Engineering Software*, pour l'aide qu'il m'a apportée dans l'utilisation du logiciel de simulation.

Je remercie Monsieur Gérard WOLLENSACK, mon tuteur, pour son aide dans l'organisation et la rédaction de mon mémoire.

Merci à toute l'équipe enseignante et administrative du CNAM d'Orléans et en particulier à Monsieur Christian DECOLON pour la qualité de ses cours, et sa disponibilité sans limite.

Je remercie également Hélène pour son soutien sans faille au cours de ces années d'étude au CNAM.

Et enfin, je voudrais avoir une pensée pour mon père, car tout a commencé le jour où, petit, il m'a dit que le gros meuble autour duquel il passait beaucoup de son temps s'appelait une table à dessin...

Table des matières

RESUME	3
REMERCIEMENTS	4
TABLE DES MATIERES	5
LISTE DES ILLUSTRATIONS	7
LISTE DES GRAPHIQUES ET DES TABLEAUX	9
1. PRESENTATION DE L'EQUIPE	10
2. PRESENTATION DE LA VOITURE	13
3. INTRODUCTION	14
3.1. Contexte	14
3.2. Objectif de l'étude	15
3.3. Planning de l'étude	17
4. CONSTRUCTION DU MODELE NUMERIQUE	18
4.1. Mouvements du véhicule	18
4.2. Géométrie du train double triangle et caractérisation du plan de roue	18
4.3. Le logiciel	24
4.4. Les données d'entrée	25
4.5. Le modèle numérique	26
4.5.1. Positionnement des points de topologie du train avant et arrière	26
4.5.2. Caractéristiques des pneumatiques.	31
4.5.3. Angles initiaux	35
4.5.4. Garde au sol avant et arrière	36
4.5.5. Masses, position du centre de gravité (CdG)	36
4.5.6. Réglages de suspension	40

5.	ETUDE CINEMATIQUE	45
5.1.	Débattements verticaux	45
5.1.1.	Rapports de démultiplication des suspensions	45
5.1.2.	Raideur de suspension	52
5.1.3.	Fréquence propre des suspensions	55
5.1.4.	Raideurs anti-roulis	59
5.2.	Disposition transversale et longitudinale	68
5.2.1.	Centre de roulis et Axe de roulis	68
5.2.2.	Les effets Brouilhet	74
5.2.3.	Les transferts de charges longitudinaux	80
5.2.4.	Les transferts de charges transversaux	90
5.2.5.	Variations d'épures	110
6.	BILAN	113
7.	PERSPECTIVES	114
8.	ANNEXES	116
9.	BIBLIOGRAPHIE	136

Liste des illustrations

Figure 1 : Dallara-Nissan type T02	13
Figure 2 : Parcours Professionnel	16
Figure 3 : Mouvements du véhicule	18
Figure 4 : Angle de pince	18
Figure 5 : Véhicule sous/sur-vireur	19
Figure 6 : Angle de carrossage	19
Figure 7 : Carrossage initial	20
Figure 8 : Angle de chasse	21
Figure 9 : Angle de pivot	21
Figure 10 : Différence d'axe	22
Figure 11 : Axe de poussée	22
Figure 12 : Moment actif de roulis	23
Figure 13 : Train avant (physique)	27
Figure 14 : Système anti-roulis avant	27
Figure 15 : Train avant (numérique) - modèle initial	28
Figure 16 : Train avant (numérique) - modèle T02	28
Figure 17 : Train arrière (physique)	29
Figure 18 : Système anti roulis arrière	29
Figure 19 : Train arrière (numérique) - modèle initial	30
Figure 20 : Train arrière (numérique) - modèle T02	30
Figure 21 : Ajout du système anti roulis arrière	31
Figure 22 : Propriétés des pneumatiques (Lotus shark)	32
Figure 23 : Modélisation de la raideur du pneumatique	33
Figure 24 : Définition des angles initiaux (Lotus shark)	35
Figure 25 : Masses et position du centre de gravité	36
Figure 26 : Position longitudinale et hauteur du centre de gravité (1)	37
Figure 27 : Position longitudinale et hauteur du centre de gravité (2)	38
Figure 28 : Caractéristiques des ressorts de suspension	40
Figure 29 : Rondelles Belleville en "série"	41
Figure 30 : Rondelles Belleville en "parallèle"	41
Figure 31 : Modélisation du paramètre de raideur anti-roulis arrière	43
Figure 32 : Caractéristique anti-roulis arrière	43
Figure 33 : Caractéristiques des amortisseurs	44
Figure 34 : Epure de train type "double triangle"	45
Figure 35 : Démultiplication de la suspension	46
Figure 36 : Franchissement de vibreur en Formule 1	50
Figure 37 : Système masse - ressort – amortisseur	52
Figure 38 : Système masse - ressort du train avant	52
Figure 39 : Système masse - ressort du train arrière	54
Figure 40 : Moment actif de roulis sur le train avant	60

Figure 41 : Anti roulis arrière.....	63
Figure 42 : Anti-roulis arrière - schéma équivalent	63
Figure 43 : Moment actif de roulis sur le train arrière	64
Figure 44 : Hauteur des centres de roulis	68
Figure 45 : Mouvement plan sur plan - Identification des solides	69
Figure 46 : Mouvement plan sur plan - Identification des CIR.....	70
Figure 47 : Mouvement de la roue par rapport au sol et au châssis.....	70
Figure 48 : Vecteur rotation instantanée de la roue dans son mouvement par rapport au sol	71
Figure 49 : Vecteur rotation instantanée de la roue dans son mouvement par rapport au châssis ..	71
Figure 50 : Mouvement du châssis par rapport au sol.....	72
Figure 51 : Composition des vecteurs rotation instantanée.....	72
Figure 52 : Hauteur du centre de roulis avant.....	73
Figure 53 : Hauteur du centre de roulis arrière.....	73
Figure 54 : Effet Brouilhet transversal.....	75
Figure 55 : Disposition "Anti-plongée" des trains.....	76
Figure 56 : Disposition "anti-cabrage" du train arrière	77
Figure 57 : Points d'ancrage des bras de suspension arrière	78
Figure 58 : Transferts de charge longitudinaux.....	80
Figure 59 : Acquisition de données – Freinage (circuit de Magny-Cours)	81
Figure 60 : Transfert de charge longitudinal - Renault Safrane	82
Figure 61 : Traînée de freinage.....	83
Figure 62 : Compensation d suspension au freinage	84
Figure 63 : Butée de détente.....	85
Figure 64 : Système anti roulis avant	85
Figure 65 : Dérive du pneumatique.....	90
Figure 66 : Dérive spécifique du train.....	92
Figure 67 : Points caractéristiques du porte-fusée	94
Figure 68 : Chasse pneumatique	95
Figure 69 : Dynamique angulaire	96
Figure 70 : Modèle "bicyclette"	98
Figure 71 : Dérive avant et arrière.....	99
Figure 72 : Poussée de dérive avant et arrière	101
Figure 73 : Charges verticales avant le transfert de charge dynamique	104
Figure 74 : Charges verticales et poussée de dérive après le transfert de charge dynamique.....	104
Figure 75 : Transferts de charge dynamique aux roues	105
Figure 76 : Acquisition de données – Virage (circuit de Magny-Cours)	107
Figure 77 : Charges verticales aux roues (sans effet aérodynamique)	108
Figure 78 : Charges verticales aux roues (avec effet aérodynamique)	109
Figure 79 : Le bolide de la saison 2011	115

Liste des graphiques et des tableaux

• Graphiques

Graphique 1 : Lambda - Rapports de démultiplication des suspensions	46
Graphique 2 : Lambda'	49
Graphique 3 : Répartition de flexibilité de la suspension avant	53
Graphique 4 : Répartition de flexibilité de la suspension arrière	55
Graphique 5 : Oscillations non amorties des suspensions (1)	57
Graphique 6 : Oscillations non amorties des suspensions (2)	57
Graphique 7 : Oscillations amorties des suspensions	58
Graphique 8 : Répartition de flexibilité anti-roulis de la suspension arrière	66
Graphique 9 : Répartition de flexibilité anti-roulis entre les suspensions Av et Ar	67
Graphique 10 : Compensations de suspension - anti-plongée et anti-cabrage	78
Graphique 11 : Extrait d'acquisition de données (circuit de Magny-Cours)	86
Graphique 12 : Caractérisations des flexibilités des butées de choc	89
Graphique 13 : Variation de la poussée de dérive en fonction de l'angle de dérive	91
Graphique 14 : Variation de l'angle volant en fonction de l'accélération transversale	97
Graphique 15 : Variation de la rigidité de dérive en fonction de la charge verticale	103

• Tableaux

Tableau 1 : Dimensions de la voiture	13
Tableau 2 : Caractéristiques techniques de la voiture	13
Tableau 3 : Planning de l'étude	17
Tableau 4 : Déflexion de pneumatique sous effort vertical	33
Tableau 5 : Ecart pneumatiques MICHELIN et AVON	34
Tableau 6 : Répartition de masse	39
Tableau 7 : Configurations des rondelles Belleville	42
Tableau 8 : Raideurs anti roulis de suspension arrière	64
Tableau 9 : Configurations de fixations des bras de suspension arrière	79
Tableau 10 : Effet des pneumatiques (AVON vs MICHELIN) sur la position des centres de roulis ...	80
Tableau 11 : Aeromaps avant et arrière	87
Tableau 12 : Variation de garde au sol au freinage	88
Tableau 13 : Raideur au point H - Objectif	94
Tableau 14 : Raideur au point H – Résultats	94
Tableau 15 : Données prises en compte dans le caclul des transferts de charges	108
Tableau 16 : Angles initiaux du train avant	110
Tableau 17 : Angles initiaux du train arrière	110
Tableau 18 : variations d'épure en pompage et dévers	112
Tableau 19 : Comparatif T02 vs GP2/05	115

1. Présentation de l'équipe



Le *Clémenteam-Racing* est une association créée en 1984 qui rassemble des bénévoles, passionnés de compétition automobile. Elle est composée d'une dizaine de membres, mais comme la passion qui l'anime est contagieuse, elle peut occasionnellement compter sur l'aide précieuse de quelques amis !

Le bureau est constitué de :

- Son Président et Team-Manager : Franck CHAMPION
- Sa Trésorière : Laure BERNARD
- Son Secrétaire : Moi-même.

Depuis sa création, sous l'impulsion de son pilote, Carlos ANTUNES TAVARES, résidant entre les Etats-Unis et le Japon, actuel vice président exécutif et membre du comité de direction de Nissan, l'équipe s'est engagée dans différentes disciplines, telles que :

- **Entre 1985 et 1993** : Le rallye, Championnats d'Europe et championnat du monde.



Palmarès : 32 Rallyes, classée 8 fois dans les 20 premiers

- **Entre 1993 et 2006** : Le circuit et la montagne, Coupe de France des circuits et de la Montagne, Championnat de France de Supertourisme.



Palmarès : 145 courses – 88 podiums – 58 victoires

- 1997-1998 : Champion de France de Supertourisme catégorie 2
- 1999 : 6^{ème} du championnat de France de Supertourisme catégorie 1
- 2000 : Vice Champion de France de Supertourisme catégorie B
- 2001 : 3^{ème} du championnat de France de Supertourisme catégorie B
 - 3 victoires en 3 courses en coupe de France des circuits
- 2002 : Vice champion de la coupe de France des circuits en Mégane Maxi
- 2003 : Vice champion de la coupe de France en F3 et Mégane Maxi
- 2004 : Vainqueur de la coupe de France des circuits
 - 1^{er} du Groupe A à la course de cote du Mont Dore
- 2005 : Vainqueur du championnat V2V, catégorie Sprint Moderne.

- **Depuis 2006** : Championnats Euroboss et Boss-GP (<http://www.bossgp.com/>)
avec une monoplace Dallara-Nissan V6.



2006 : 3^{ème} en Master série

2007 : Vainqueur en Master série

2008 : 4^{ème} en Master série

2009 : 2^{ème} en Master série

2010 : 2^{ème} en Master série

2. Présentation de la voiture

Dallara – Nissan type T02 "Super Nissan V6"



Figure 1 : Dallara-Nissan type T02

Voie Avant	mm	1600
Voie Arrière	mm	1529
Empattement	mm	3000
Longueur (hors tout)	mm	4550
Largeur (hors tout)	mm	1900
Hauteur (hors tout)	mm	949

Tableau 1 : Dimensions de la voiture

Masse	670 kg (pilote à bord)
Suspension avant	push-rod mono amortisseur
Suspension arrière	push-rod deux amortisseurs
Châssis	Carbone - KEVLAR™ sandwich avec "nid d'abeille" Aluminium / NOMEX™
Éléments de carrosserie	Fibre de verre et "nid d'abeille" en NOMEX
Composites	HEXCEL - HERCULES
Fonderies	ALMAG
Ressorts	EIBACH 36 mm (AV) - 2 ¼" (AR)
Amortisseurs	KONI 2812-253 (réglable choc et rebond)
Réservoir d'essence	PREMIER – FT5
Système incendie	LIFELINE (pilote électriquement)
Volant	SPARCO – 270 mm
Système de direction	SPA design
Radiateurs	BEHR (eau) – DOCKING (huile)
Filtres	FIAAM
Jantes	O.Z. 13" x 11.75" (AV)– 13" x 13.75" (AR)
Système de freinage	BREMBO
Batterie	SBS 30 [26 Ah]
Harnais	TRW-SABELT
Type Moteur	Nissan V6 – 3400 cc. [préparé par AER]
Puissance moteur	485 cv (environ)
Couple moteur max.	50 kgm @ 7000 tr/mn (environ)
Régime moteur max.	8250 tr/mn (limité électroniquement)
Pneumatiques	AVON - Racing : 245/640R13 (AV) - 315/660R13 (AR)

Tableau 2 : Caractéristiques techniques de la voiture

3. Introduction

3.1. Contexte

Depuis cinq saisons et après trois ans d'apprentissage en formule 3, l'équipe exploite une monoplace dans le cadre d'un championnat européen regroupant des voitures de type Formule 1, Indy-cars et F3000.

L'arrivée de voitures très récentes rend la compétition de plus en plus difficile et les coûts de développement (moteur, châssis et aérodynamique) destinés à l'amélioration des performances sont très élevés. Par ailleurs, même si ce championnat peut être qualifié d'amateur, les budgets de fonctionnement de certaines équipes, en comparaison du nôtre, leur donnent naturellement une très grande capacité de développement.

Face à cela, en parallèle d'évolutions techniques pouvant être très coûteuses, il est important de réussir à utiliser le potentiel actuel de la voiture avec un maximum d'efficacité.

Or, nous n'avons ni le budget pour compléter l'équipement d'acquisition de données actuellement en place sur la voiture, ni la disponibilité (équipe technique et pilote) pour réaliser des séances d'essais et analyser les données châssis afin de mieux en comprendre le fonctionnement.

Il nous fallait donc trouver une autre voie de progrès...

3.2. Objectif de l'étude

Le but principal de cette étude est de permettre à l'équipe de progresser techniquement au travers d'une meilleure compréhension de certains phénomènes physiques régissant le domaine de la dynamique du véhicule et qui agissent directement sur notre voiture.

Aujourd'hui, par expérience, nous savons sur quels leviers agir pour améliorer un comportement jugé manquant d'efficacité par le pilote. L'objectif de ce travail est de mieux comprendre les causes d'un changement de comportement consécutif à une modification de nos réglages par une meilleure compréhension des phénomènes pouvant modifier l'équilibre de la voiture.

La réponse à la question de savoir comment augmenter la performance d'une voiture de compétition est très compliquée car le système étudié, voiture + pilote, est des plus complexes et les facteurs interagissant sur ce système sont très nombreux.

Etant donné que les actions que nous réalisons ont pour principal effet de modifier l'équilibre du châssis, j'ai décidé de l'étudier de manière indirecte en utilisant un logiciel d'analyse de géométrie de suspension. L'avantage étant que tous les renseignements que nous pouvons extraire de cette étude, même s'ils correspondent à la topologie de notre voiture actuelle, pourront être facilement transposés à l'étude d'un autre châssis, dans l'hypothèse d'un futur remplacement.

Outre un intérêt pour l'équipe, de manière plus personnelle, ce projet vient ponctuer huit années de formation au CNAM. Il doit me permettre de développer de nouvelles compétences dans le domaine de la liaison au sol en m'appuyant sur les connaissances acquises au travers de mon parcours d'ingénieur en mécanique des structures et des systèmes ainsi que dans le cadre professionnel.

En parallèle de mon activité au sein du *Clémenteam-Racing*, mon parcours déjà réalisé à ce jour au CNAM, m'a permis d'évoluer dans mon métier, exercé depuis 10 ans dans le domaine du développement de composants de liaisons au sol chez RENAULT, du poste de concepteur à ma fonction actuelle de Leader Ingénierie, en charge du pilotage technique de développements d'organes châssis.

Le diplôme d'ingénieur me permettra de continuer à monter en compétence dans les domaines du pilotage de projets et du management en me permettant d'accéder à de nouvelles fonctions au sein de l'entreprise.

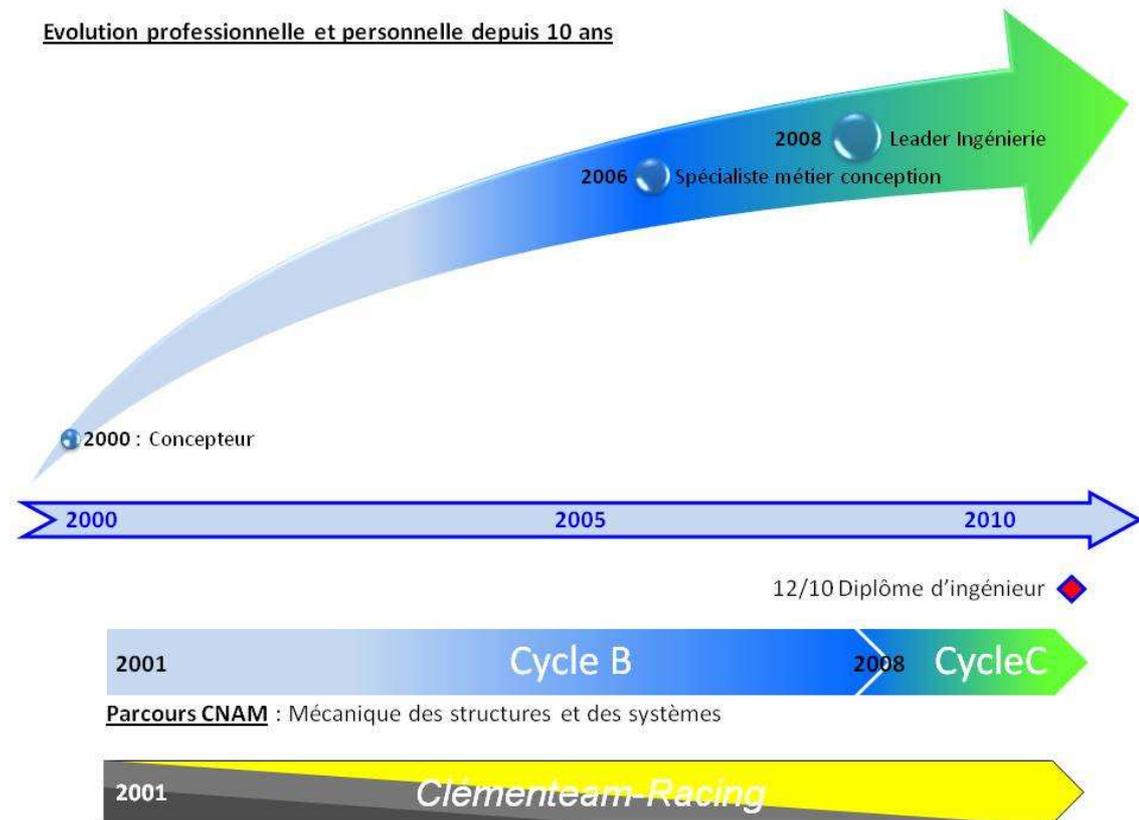


Figure 2 : Parcours Professionnel

Après avoir défini le contexte de l'étude, j'ai construit le planning me permettant d'avoir une vision claire des étapes nécessaires à son bon déroulement.

4. Construction du modèle numérique

Il est nécessaire de commencer par définir les grandeurs caractérisant la dynamique du véhicule, la géométrie des trains et les orientations du plan de roue.

4.1. Mouvements du véhicule

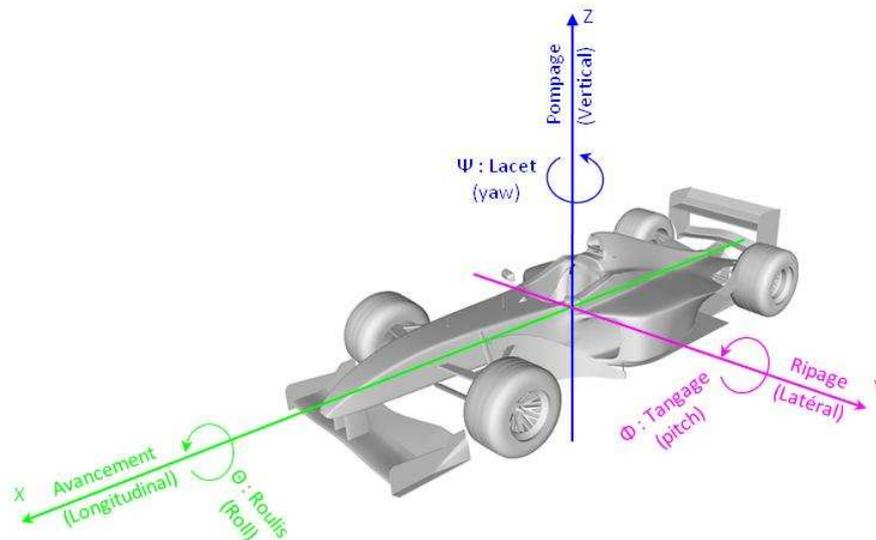


Figure 3 : Mouvements du véhicule

4.2. Géométrie du train double triangle et caractérisation du plan de roue

- La pince / Toe :

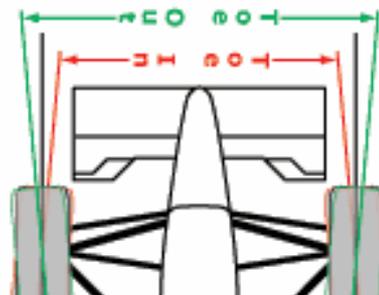


Figure 4 : Angle de pince

La pince est un défaut de parallélisme des roues lorsque le véhicule est observé en vue de dessus. C'est l'angle mesuré dans le plan XY du véhicule ou dans le repère propre d'un train qui définit la position du plan de roue par rapport à l'axe X.

- Si la distance est plus faible à l'avant on parle de pince (*Toe-In*)
- Si la distance est plus faible à l'arrière on parle d'ouverture (*Toe-Out*)

On utilise ce réglage pour corriger une tendance au sur / sous-virage de la voiture (voir *la dynamique angulaire*, page 96).

Comportement **sous-vireur**

Comportement **sur-vireur**

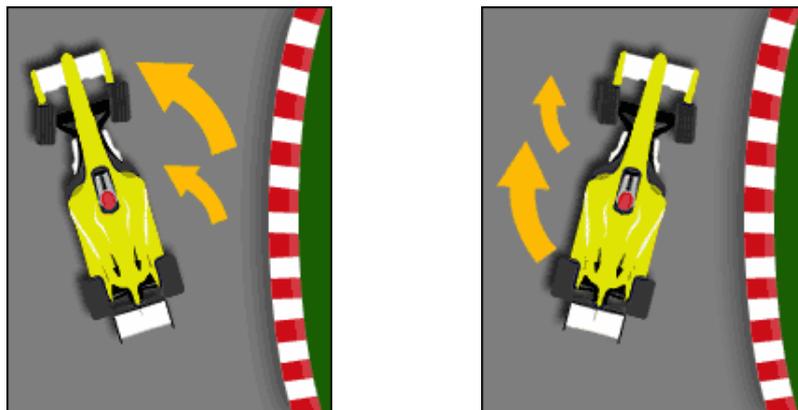


Figure 5 : Véhicule sous/sur-vireur

- Le carrossage / *Camber* :

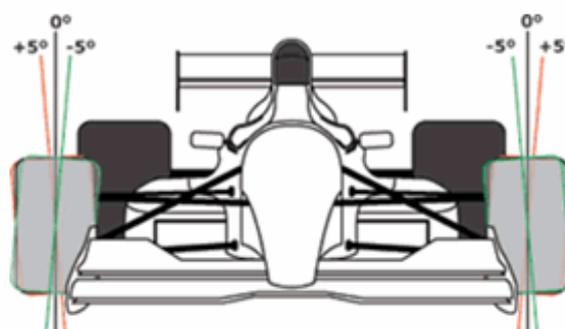


Figure 6 : Angle de carrossage

Le carrossage est un défaut de parallélisme des roues lorsque le véhicule est observé en vue de face. Dans un plan transversal, c'est l'angle que forme le plan de roue avec la verticale au sol.

La valeur initiale (le réglage statique) de carrossage est définie pour permettre d'utiliser au mieux le potentiel d'adhérence des pneumatiques lors des passages en courbes.

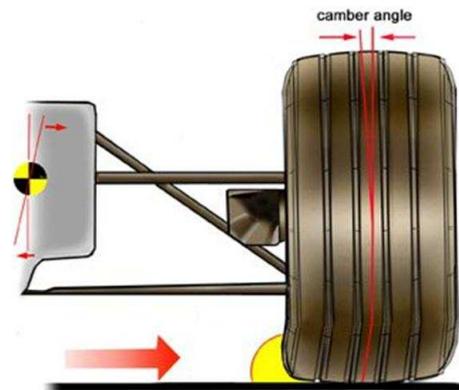


Figure 7 : Carrossage initial

Le carrossage est associé à une poussée de carrossage venant du pneumatique. La cinématique des trains en débattement fait varier l'angle de carrossage et donc la poussée de carrossage. Ce phénomène peut générer des moments autour de l'axe de pivot obligeant le pilote à apporter des corrections aux volants. Il est important de veiller à ce que les réglages apportés à la voiture n'entraînent pas de variations importantes de carrossage.

- Si la convergence des plans de roues se fait au dessus du sol, on parle de carrossage négatif ou de contre-carrossage (*negative camber*).
- Si la convergence des plans de roues se fait en dessous du sol, on parle de carrossage positif (*positive camber*).

Le carrossage des roues modifie la forme de l'aire de contact pneu-sol, ainsi que les pressions qui s'y exercent. Associé à de mauvais angles de pince, le carrossage entraîne des usures prématurées des pneumatiques.

- **La chasse angulaire / *Castor angle* :**

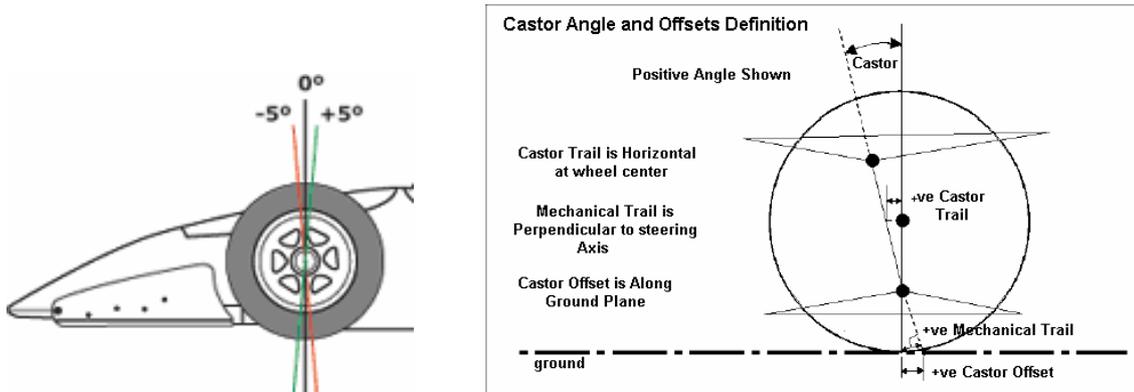


Figure 8 : Angle de chasse

La chasse angulaire est l'angle projeté de l'axe de pivotement de la roue sur un plan longitudinal XZ

- **La chasse linéaire (ou chasse au sol) / *Mechanical Trail* :**

En projection longitudinale (Axe X), c'est la distance entre la trace de l'angle de pivot avec le sol et le pied de roue.

- **L'inclinaison de pivot / *Kingpin inclination* :**

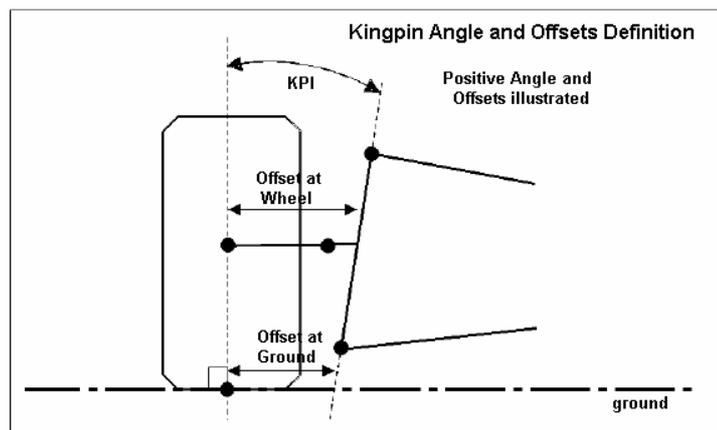


Figure 9 : Angle de pivot

C'est la projection dans le plan YZ de l'axe de pivotement instantané de la roue par rapport à la caisse. Combiné à l'angle de chasse, il détermine le critère de rappel ou de contre-rappel de la direction.

- **Le déport au sol / *Offset at ground* :**

En projection transversale (Axe Y), c'est la distance entre la trace de l'angle de pivot avec le sol et le pied de roue.

- **Le déport fusée / *offset at wheel* :**

C'est la distance entre le centre roue et la perpendiculaire commune à l'axe de pivot et à l'axe de la fusée.

- **La différence d'axe / *Set back* :**

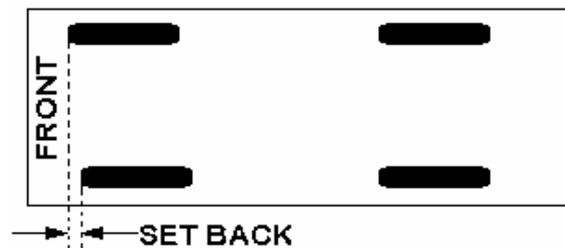


Figure 10 : Différence d'axe

C'est le décalage longitudinal des demi-trains d'un même essieu.

- **L'axe de poussée / *thrust axis* (ou *offset*) :**

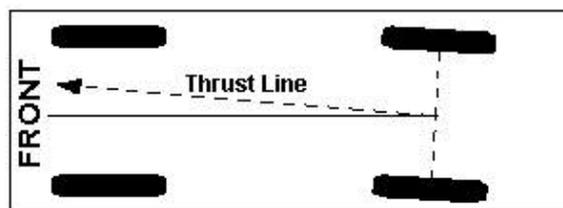


Figure 11 : Axe de poussée

C'est l'axe selon lequel se déplacerait le train s'il pouvait se mouvoir sans contrainte extérieure. Dans l'absolu, il est souhaitable que les axes de poussée des trains avant et arrière soient parallèles entre eux ainsi qu'à l'axe longitudinal de la voiture, évitant ainsi un déplacement "en crabe". Son orientation dépend des valeurs de parallélisme et de différence d'axe.

Outre les caractéristiques géométriques du châssis précédemment citées, il est important de définir un système mécanique particulier car souvent mentionné dans la suite de l'étude :

- **L'anti-roulis / Anti-roll :**

C'est un système permettant de réduire l'angle de roulis de la voiture, en virage sous l'effet du moment actif de roulis, ou sur une route irrégulière à cause du débattement antisymétrique des roues.

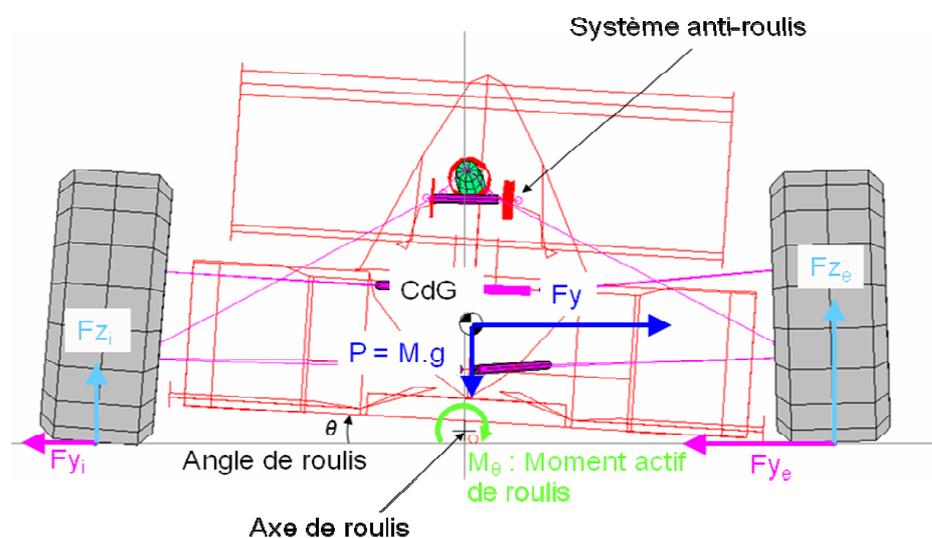


Figure 12 : Moment actif de roulis

Mais il est assez réducteur de ramener le rôle de cet organe à l'unique objectif de réduire l'angle de roulis du châssis, car il permet surtout de "régler" le comportement du véhicule en virage, selon la valeur de raideur anti-roulis qui lui est appliquée. La motricité en virage est également influencée par ce réglage.

Dans le cas du virage, le phénomène de roulis se développe suivant la séquence suivante :

1. Le pilote décide de prendre un virage, c'est-à-dire d'inscrire la voiture sur une trajectoire circulaire de rayon R : il tourne le volant d'un angle β_0 .
2. La rotation du volant entraîne le braquage des roues via le système de direction, donc la dérive δ des pneumatiques (voir *le pneumatique*, page 90).
3. Instantanément, la dérive des pneumatiques génère des efforts transversaux F_{y_i} et F_{y_e} , appelés *poussées de dérive*, qui font naître l'accélération transversale γ_t .

Avec $\gamma_t = \frac{V^2}{R}$, où V est la vitesse de la voiture.

Le moment M_θ de l'effort F_y (avec $F_y = M \cdot \gamma_t$) appliqué au centre de gravité (CdG) par rapport à l'axe de roulis est le **moment actif de roulis**. Il génère un transfert de charge : $\Delta P = F_{z_e} - F_{z_i}$, de la roue intérieure sur la roue extérieure qui influence le comportement du véhicule. L'angle de roulis θ dépend de la raideur K_θ du système anti-roulis ($M_\theta = K_\theta \cdot \theta$).

4.3. Le logiciel

J'ai choisi d'utiliser le module *SHARK (Suspension Hardpoint and Realtime Kinematics)* du logiciel *Lotus Suspension Analysis*, développé par le constructeur automobile Lotus et qui l'utilise pour mettre au point leurs châssis. Il permet la construction, l'analyse élasto-cinématique et modale ainsi que l'optimisation de modèles de suspension.

Ce choix a été guidé par le fait qu'il est également utilisé chez Renault, en conséquence de quoi un support technique interne et auprès du fournisseur était disponible en cas de besoin.

Dans un premier temps, il a fallu que je m'auto-forme à son utilisation avant de pouvoir réellement commencer la modélisation de notre châssis. Cela m'a permis de lister toutes les données d'entrée nécessaires.

4.4. Les données d'entrée

Je me suis donc procuré auprès du fabricant du châssis, du manufacturier des pneumatiques et de l'équipe, tous les éléments nécessaires à la définition ainsi qu'à l'étude cinématique du modèle de suspension représentatif de notre voiture :

1. Points de topologie des trains avant et arrière.
2. Caractéristiques des pneumatiques (dimensions et raideurs).
3. Angles initiaux (pince et carrossage).
4. Valeur de garde au sol avant et arrière.
5. Masses : répartition Av / Ar, Hauteur du CdG, masse suspendue,...
6. Réglages de suspension (raideurs de ressorts, amortissement, raideur anti-roulis).

Puis je les ai compilés dans un même document afin d'en faciliter la manipulation (**Annexe 1 : Tables Techniques**).

4.5. Le modèle numérique

Ne connaissant pas la meilleure méthodologie à adopter pour construire le modèle numérique de notre châssis, j'ai choisi de suivre le même processus que lors du réglage physique de ce dernier. Ce chapitre définit donc tous les éléments devant être renseignés dans le logiciel. Ces informations seront par la suite écrites sur **fond vert**.

Afin d'améliorer la visibilité des différents résultats, les équations seront écrites sur **fond jaune** et les résultats numériques sur **fond bleu**.

4.5.1. Positionnement des points de topologie du train avant et arrière

Une fois obtenu le listing des points de topologie du châssis T02 de la part du constructeur Dallara, j'ai commencé par renseigner leurs coordonnées dans le logiciel dans le but de définir la géométrie du train avant et arrière. Afin de gagner du temps j'ai cherché le modèle standard le plus approchant dans la base de données du logiciel pour chacune des deux définitions de trains avant et arrière.

Les liaisons cinématiques sont, dans le cas de cette étude, plus simples que dans celui d'une voiture de tourisme car elles ne sont composées que de rotules, considérées comme infiniment rigides, et non d'articulations, dont il faudrait définir les raideurs (valeurs et orientations).

- Train avant

La géométrie de la suspension avant est de type "Double triangle superposé, poussoirs et mono amortisseur".



Figure 13 : Train avant (physique)

Le système anti-roulis est réalisé par empilement de rondelles Belleville agissant comme un ressort sur le déplacement transversal du basculeur sur lequel sont articulés les pousoirs de chacune des roues (**Annexe 2 : Système anti-roulis avant**).



Figure 14 : Système anti-roulis avant

Modèle standard approchant : **Type 34 – Double Wishbone, Sliding MonoShock.**

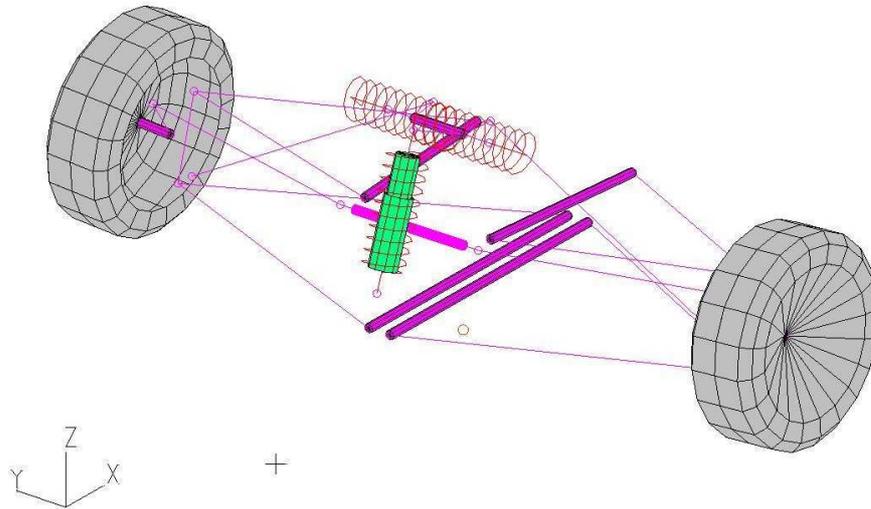


Figure 15 : Train avant (numérique) - modèle initial

Modèle modifié : **Type 37 – Front Axle Dallara T02**

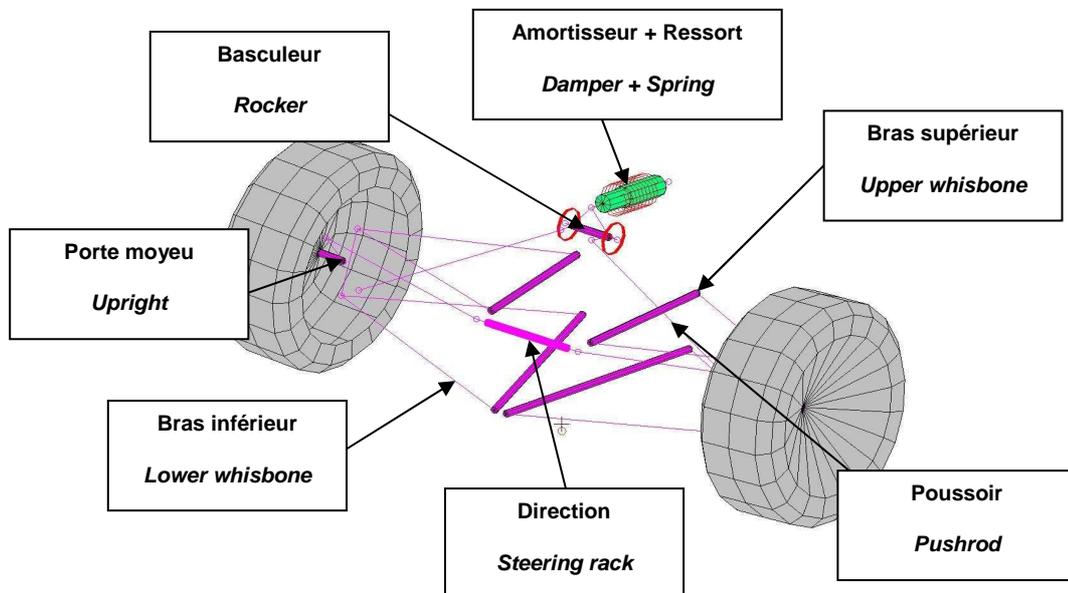


Figure 16 : Train avant (numérique) - modèle T02

L'adaptation fut relativement aisée car le modèle standard disposait déjà du bon nombre de points de topologie et des éléments correspondant à la définition de notre châssis.

- Train arrière

La géométrie de la suspension arrière est de type "Double triangle superposé, pousoirs + basculeurs et double amortisseur".



Figure 17 : Train arrière (physique)

Le système anti roulis est réalisé par une barre en T (*T roll bar*) de type couteau (**Annexe 3 : système anti roulis arrière**).



Figure 18 : Système anti roulis arrière

Modèle standard approchant : **Type 14 – Double Wishbone, Push Rod to Damper.**

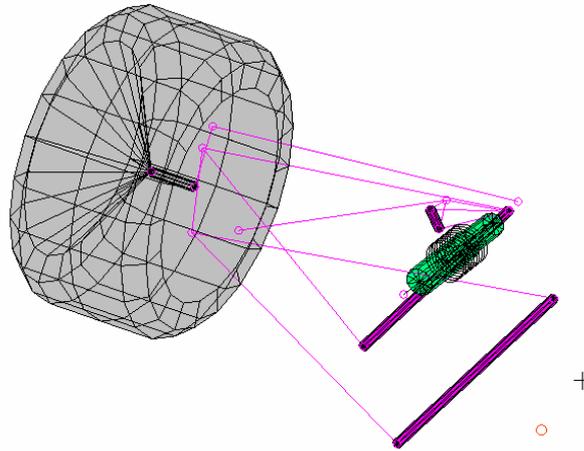


Figure 19 : Train arrière (numérique) - modèle initial

Modèle modifié : **Type 38 - Rear Axle Dallara T02**

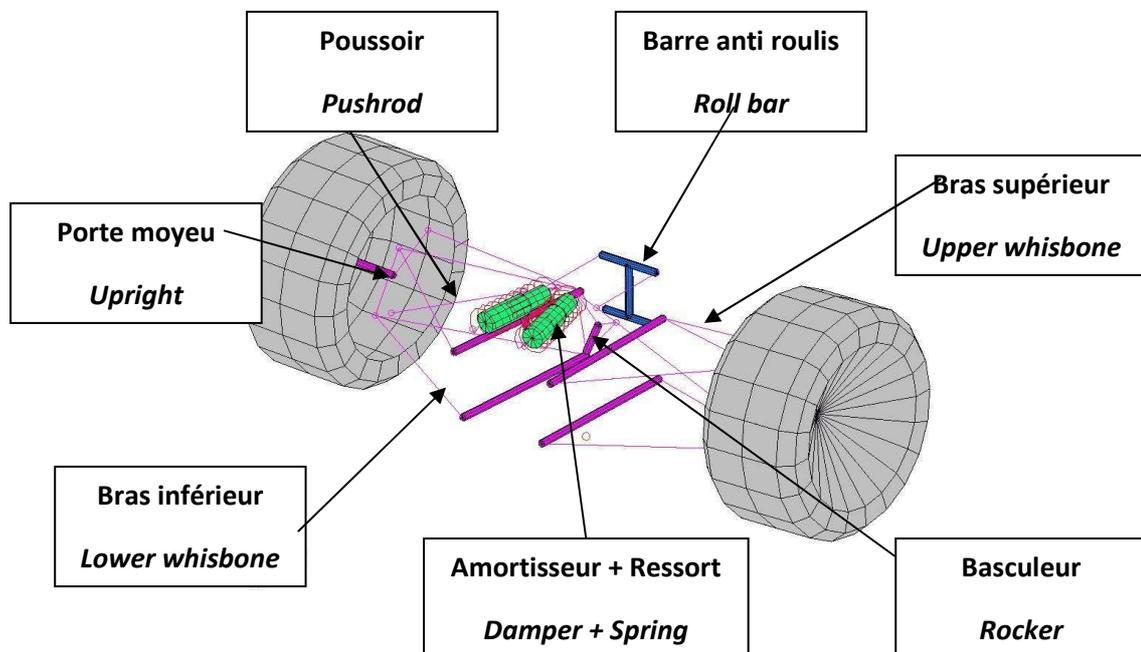


Figure 20 : Train arrière (numérique) - modèle T02

Il m'a fallu modifier le modèle standard qui ne comportait pas de système anti-roulis par l'ajout d'une barre en T reliée aux basculeurs par deux biellettes.

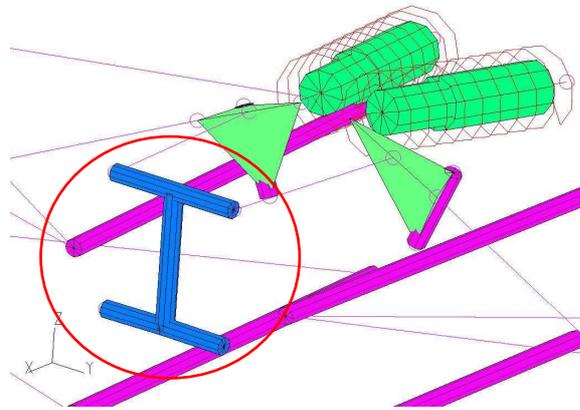


Figure 21 : Ajout du système anti roulis arrière

Après avoir créé deux définitions de trains avant et arrière, il a ensuite fallu les réunir dans un même modèle et définir l'empattement (distance longitudinale entre les points de contacts roue / sol avant et arrière).

Empattement : 3000 mm

4.5.2. Caractéristiques des pneumatiques.

La réglementation technique du championnat dans lequel nous utilisons actuellement la voiture nous impose l'utilisation de pneumatiques AVON. Or, le châssis a été développé en partenariat avec MICHELIN, fournisseur exclusif des pneumatiques dans le cadre du championnat *Nissan World Series* d'où est issue notre voiture. Il était donc intéressant de mieux comprendre les écarts induits par ce changement de premier ordre. Car outre des différences structurelles impactant les caractéristiques des pneumatiques (raideur verticale et transversale), les différences de rayons sous charge sont susceptibles de modifier à eux seuls la disposition statique des trains et par conséquent peuvent impacter les variations d'épures et les transferts de charge...

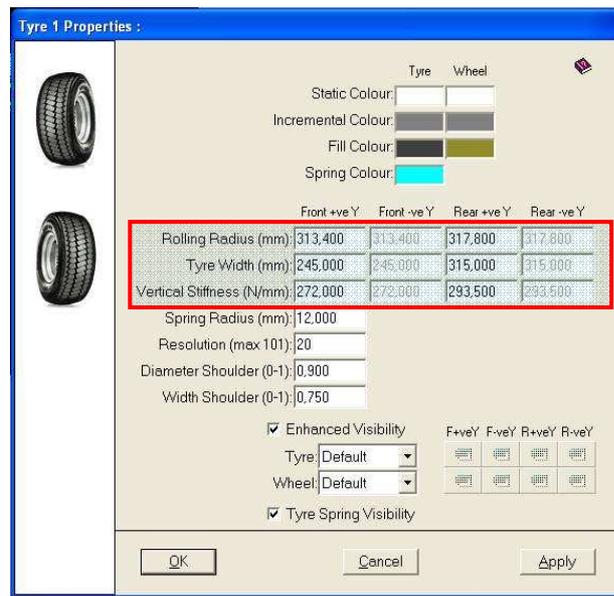


Figure 22 : Propriétés des pneumatiques (Lotus shark)

Les trois principales caractéristiques à documenter sont :

- Le rayon sous charge / Rolling Radius (mm), qui intervient dans le réglage du calage initial de la suspension et qui varie en fonction de la répartition de masse et de la charge verticale sur le pneumatique.

J'ai déterminé les valeurs des rayons sous charge des pneumatiques avant et arrière à partir des valeurs de déflexion sous effort vertical qui m'ont été fournies par AVON.

Connaissant l'effort vertical vu par le pneumatique en statique, c'est-à-dire la masse à la roue (déterminée par pesage), le tableau nous donne son rayon sous charge, en fonction de la pression de gonflage et de l'angle de carrossage initial.

Avant : 313,2 mm
Arrière : 318,3 mm

Camber	3°	
Pressure	22 psi	
Load /kg	Radius /mm	Deflection /mm
0	320,5	0,0
35	318,8	1,7
59	317,6	2,9
85	316,2	4,3
113	314,8	5,7
142	313,7	6,8
169	312,6	7,9
182	311,7	8,8
208	310,8	9,7
234	309,8	10,7
260	308,8	11,7
278	308,0	12,5
305	306,9	13,6
329	306,2	14,3
356	305,3	15,2
374	304,5	16,0
400	303,6	16,9
426	302,8	17,7
450	301,9	18,6
464	301,2	19,3
490	300,5	20,0
517	299,6	20,9
538	298,7	21,8
567	297,8	22,7
593	296,9	23,6
618	296,0	24,5
642	295,5	25,0

Exemple de relevé de déflexions sous effort vertical pour un pneumatique avant, gonflé à 1.4bar, avec un angle de carrossage de -3° :

Ce tableau permet également de déterminer la raideur verticale du pneumatique dans ces mêmes conditions d'utilisation.

Tableau 4 : Déflexion de pneumatique sous effort vertical

- La raideur verticale / Vertical Stiffness (N/mm) : le logiciel considérant le pneumatique comme un ressort, qui intervient dans la déformation du pneumatique sous efforts et qui dépend de la pression de gonflage et de l'angle de carrossage.

Avant : 188,9 N/mm
 Arrière : 255,2 N/mm

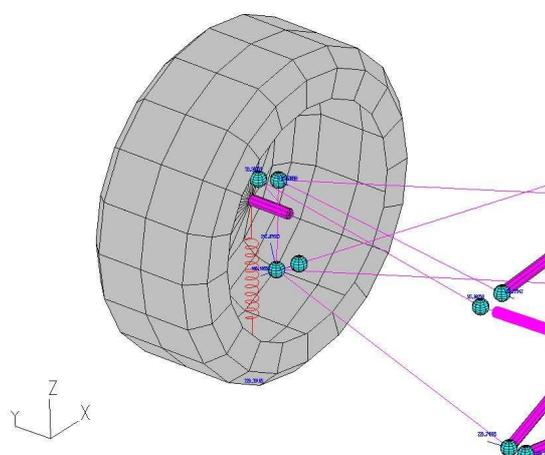


Figure 23 : Modélisation de la raideur du pneumatique

- La largeur / Tyre Width (mm), uniquement utilisée pour la représentation graphique.

Ecarts entre les pneumatiques AVON et MICHELIN :

	Avant			Arrière		
	MICHELIN	Ecart	AVON	MICHELIN	Ecart	AVON
Rayon sous charge (mm)	311,5	1,7	313,2	319	-0,7	318,3
Raideur verticale (N/mm)	210	-21,1	188,9	238,1	17,1	255,2

Tableau 5 : Ecarts pneumatiques MICHELIN et AVON

On constate que la variation de rayon sous charge est très faible, ce qui laisse supposer que les effets liés à la cinématique des trains (position de l'axe de roulis, effets compensatoires de suspensions : voir chapitre 5.2 page 68) ne sont que très peu impactés par le changement de rayon des pneumatiques.

En revanche il est intéressant de noter que le rapport de raideur Av / Ar des trains évolue vers une diminution de la raideur du pneumatique avant et une augmentation de la raideur du pneumatique arrière. Cette modification va impacter l'évolution de l'assiette de la voiture (*Pitch Angle*) dans les phases d'accélération et freinage via les transferts de charge et l'appui aérodynamique.

Par ailleurs, cette évolution de répartition de raideur Av / Ar va dans le sens de l'augmentation du survirage (voir la dynamique angulaire, page 96). Elle pourrait en partie expliquer le caractère "survireur" de la voiture ressenti par le pilote.

4.5.3. Angles initiaux

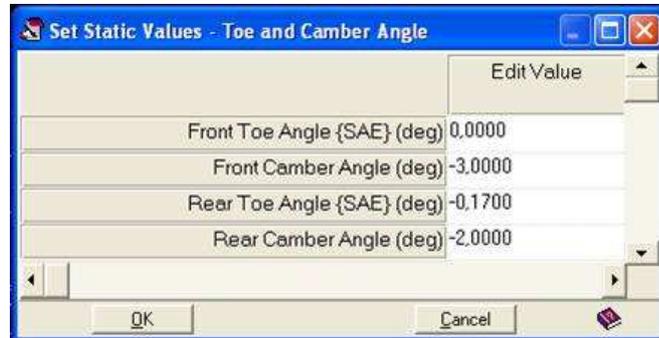


Figure 24 : Définition des angles initiaux (Lotus shark)

L'observation de l'usure et des températures des pneumatiques nous a conduits à adopter les réglages de carrossage suivants :

Avant : -3°
Arrière : -2°

En ce qui concerne le parallélisme, la préférence du pilote est de rouler avec :

Avant : 0°
Arrière : -10' (pincement) au train

L'important étant de ne pas mettre d'ouverture sur le train arrière car cela accentue considérablement le caractère naturellement très survireur de ce type de voiture.

4.5.4. Garde au sol avant et arrière

J'ai ensuite calé la hauteur des suspensions pour obtenir les gardes au sol suivantes (valeurs données aux axes de roues) :

Avant : 20 mm
 Arrière : 35 mm
 Angle d'assiette : $\Phi = 0,29^\circ$

L'angle d'assiette est calculé par : $\tan \phi = \frac{35 - 20}{3000}$

Les monoplaces de compétition modernes génèrent une grande partie de l'appui aérodynamique via l'effet de sol créé par un phénomène de déportance entre le sol et le fond plat. Afin d'utiliser au mieux le potentiel d'adhérence des pneumatiques il faut être capable de minimiser les variations de garde au sol et d'assiette de la voiture afin de générer un maximum d'effort vertical sur les pneumatiques. Ce qui impose d'avoir des raideurs de suspension très élevées.

4.5.5. Masses, position du centre de gravité (CdG)

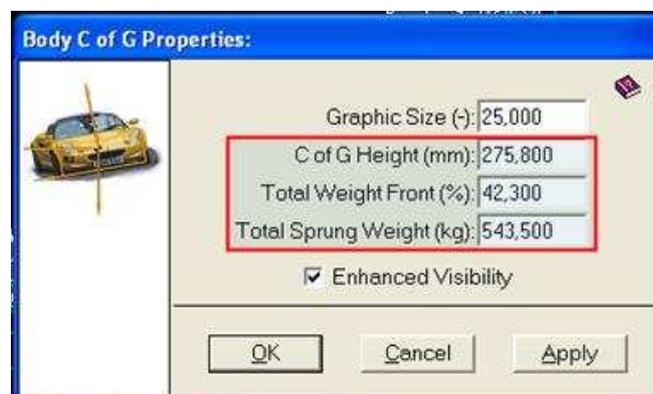


Figure 25 : Masses et position du centre de gravité

Les principales caractéristiques à documenter sont :

- La hauteur du centre de gravité / *C of G Height* (mm)
- La répartition de masse *Av-Ar / Total Weight Front* (%)
- La masse suspendue / *Total Sprung Weight* (kg)

Il est important de connaître la position du centre de gravité de la voiture ainsi que la masse suspendue du véhicule car ils influencent les transferts de charge dans les phases d'accélération longitudinales et transversales. Elle est déterminée de manière expérimentale, en mesurant la répartition de masse par roue à l'aide de balances. La configuration initiale est définie avec le pilote à bord (63,5 kg) et 15 litres d'essence. On considère la voiture symétrique par rapport à son plan vertical longitudinal, c'est-à-dire avec un centre de gravité positionné dans ce plan de symétrie.

Position longitudinale :

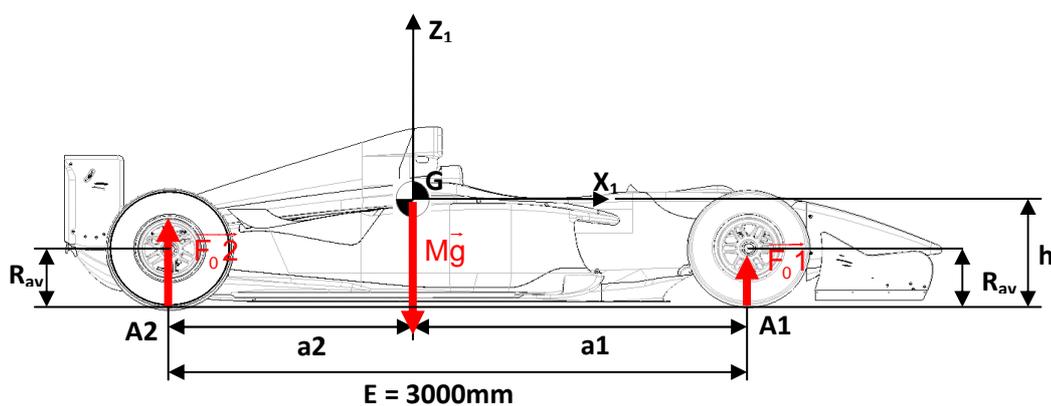


Figure 26 : Position longitudinale et hauteur du centre de gravité (1)

Le principe fondamental de la statique appliqué à la voiture au point G donne :

$$\sum \vec{F}_0^i = \vec{0}$$

$$\sum \vec{M}_G(\vec{F}_0^i) = \vec{0}$$

$$F_0^1 + F_0^2 - Mg = 0$$

$$F_0^1 \cdot a_1 - F_0^2 \cdot a_2 = 0$$

$$\vec{F}_0^1 = -m_0^1 \cdot \vec{g}$$

Avec :

$$\vec{F}_0^2 = -m_0^2 \cdot \vec{g}$$

Où m_0^1 et m_0^2 sont les masses portées par les trains avant et arrière.

$$a_1 = \frac{m_0^2}{M} \cdot E$$

$$a_2 = \frac{m_0^1}{M} \cdot E$$

Position verticale :

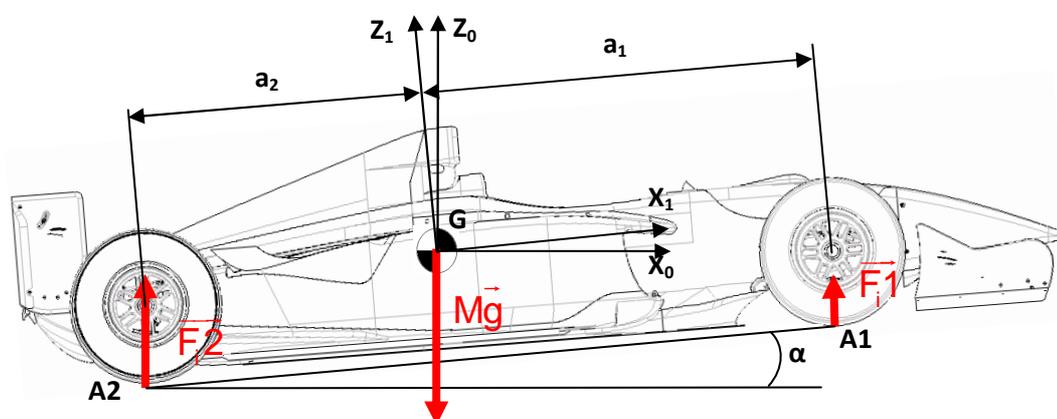


Figure 27 : Position longitudinale et hauteur du centre de gravité (2)

Pour déterminer la hauteur du centre de gravité, il faut incliner en tangage (d'un angle α) la voiture.

$$\vec{F}_1 + \vec{F}_2 - M\vec{g} = \vec{0}$$

$$\vec{M}_{\vec{F}_1/G} + \vec{M}_{\vec{F}_2/G} = \vec{0}$$

$$(\vec{GA}_1 \wedge \vec{F}_1) \cdot \vec{Y}_1 + (\vec{GA}_2 \wedge \vec{F}_2) \cdot \vec{Y}_1 = 0$$

$$\vec{GA}_1 = a_1 \vec{X}_1 - (h - R_{av}) \vec{Z}_1 - R_{av} \vec{Z}_0$$

$$\vec{GA}_1 = \begin{bmatrix} a_1 \cos \alpha - (h - R_{av}) \sin \alpha \\ 0 \\ -a_1 \sin \alpha - (h - R_{av}) \cos \alpha - R_{av} \end{bmatrix}_0$$

$$(\vec{GA}_1 \wedge \vec{F}_1) \cdot \vec{Y}_1 = -(a_1 \cos \alpha - (h - R_{av}) \sin \alpha) \cdot F_1$$

$$(\vec{GA}_2 \wedge \vec{F}_2) \cdot \vec{Y}_1 = -(-a_2 \cos \alpha - (h - R_{ar}) \sin \alpha) \cdot F_2$$

$$\Rightarrow -(a_1 \cos \alpha - (h - R_{av}) \sin \alpha) \cdot F_1 + (a_2 \cos \alpha + (h - R_{ar}) \sin \alpha) \cdot F_2 = 0$$

$$\Rightarrow (F_1 + F_2) \cdot h \cdot \sin \alpha = (F_1 \cdot a_1 - F_2 \cdot a_2) \cos \alpha + (F_1 \cdot R_{av} + F_2 \cdot R_{ar}) \sin \alpha$$

$$h = \frac{1}{M} [(F_1 \cdot a_1 - F_2 \cdot a_2) \cdot \cot \alpha + F_1 \cdot R_{av} + F_2 \cdot R_{ar}]$$

Relevé des balances :

	Gauche	Droite	essieu	Moyenne	Total
Voiture à plat	Avant	140,5	142,5	283	669,5
	arrière	195	191,5	386,5	
Voiture inclinée	Avant	140,1	142	282,1	669,5
	arrière	195,4	192	387,4	

Tableau 6 : Répartition de masse

Ce qui donne comme position de centre de gravité :

$$a1 = \frac{m_0 2}{M} . E = 1732 \text{ mm}$$

$$a2 = \frac{m_0 1}{M} . E = 1268 \text{ mm}$$

$$h = 276 \text{ mm}$$

Soit une répartition de masse de :

Avant : 42,3%
 Arrière : 57,7%

4.5.6. Réglages de suspension

- Raideur de ressort (*spring rate*)

	Front (+ve Y)	Front (-ve Y)	Rear (+ve Y)	Rear (-ve Y)
Spring 1 Rate (N/mm)	228,0000000		158,0000000	
Spring 1 Free Length (mm)	100,000		100,000	
Spring 1 Fitted Length (mm)	98,750		100,000	
Spring 2 Rate (N/mm)	7465,0000000		158,0000000	
Spring 2 Free Length (mm)	10,000		100,000	
Spring 2 Fitted Length (mm)	9,000		100,000	
Spring 3 Rate (N/mm)	7465,0000000			
Spring 3 Free Length (mm)	10,000			
Spring 3 Fitted Length (mm)	9,000			

Figure 28 : Caractéristiques des ressorts de suspension

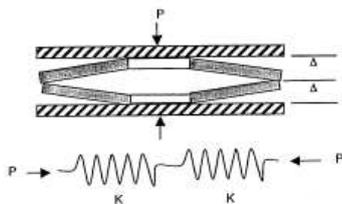
Les caractéristiques à documenter pour chacun des ressorts de suspension (ainsi que pour l'anti-roulis avant) sont :

- La raideur du ressort (*spring rate*) en N/mm
- La longueur libre du ressort (*free length*) en mm
- La longueur installée du ressort (*fitted length*) en mm, permettant de définir la précharge (*preload*) en mm.

- Raideur anti-roulis (roll rate)

La raideur anti-roulis **avant** ne peut être directement renseignée. Car, de par la conception du système, elle est définie au travers de la raideur produite par l'empilage de rondelles Belleville. Cette raideur se calcule comme celle d'un ressort, sous la forme $K = F/X$ et dépend de la configuration (orientation des rondelles) choisie :

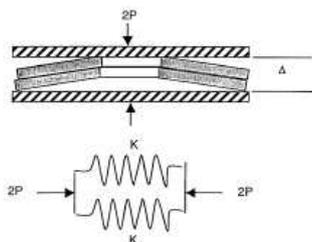
- Disposition équivalente à des ressorts en série :



$$\frac{1}{K_{eq}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2}$$

Figure 29 : Rondelles Belleville en "série"

- Disposition équivalente à des ressorts en parallèle :



$$K_{eq} = K_1 + K_2$$

Figure 30 : Rondelles Belleville en "parallèle"

Le tableau ci-dessous (donnée Dallara) définit les raideurs du système en fonction des différentes configurations d'empilage des rondelles Belleville :

Stack configuration	Stack stiffness kg/mm	Stack length mm	Max deflection mm		Max notches
<<<<◇>>>>	2504	17.50	1.12	→ Do not exceed maximum notches with preloaded configuration § →	8
<<◇>>	1796	13.50	1.12		8
<<◇>><<<	1197	20.25	1.69		12
<◇><<<	761	14.25	1.69		12
<◇><><	571	19.00	2.25		17
<◇><><<	457	23.75	2.81		22
◇<	362	8.25	1.69		14
◇◇	272	11.00	2.25		17
◇◇<	218	13.75	2.81		22
◇◇◇	181	16.50	3.37		26
◇◇◇<	155	19.25	3.93		28

Tableau 7 : Configurations des rondelles Belleville

La raideur du système " K_{Roulis} " est renseignée dans le même tableau que celles des ressorts de suspension.

La configuration initiale utilisée sur notre voiture est :

<<>><< = 7465 N/mm
Précharge : 1 mm

Le système est construit de telle manière que la raideur évolue en fonction du déplacement transversal ΔY du basculeur :

- Si $\Delta Y <$ précharge alors $K_{Roulis} = 2x$ la raideur initiale
- Si $\Delta Y >$ précharge alors $K_{Roulis} =$ la raideur initiale

La déflexion possible sans précharge est de 1.69mm. Le débattement transversal du basculeur peut donc être au maximum de $1.69 - 1 = 0.69\text{mm}$

Le système anti-roulis **arrière** est modélisé par un T relié au châssis par une articulation élastique.

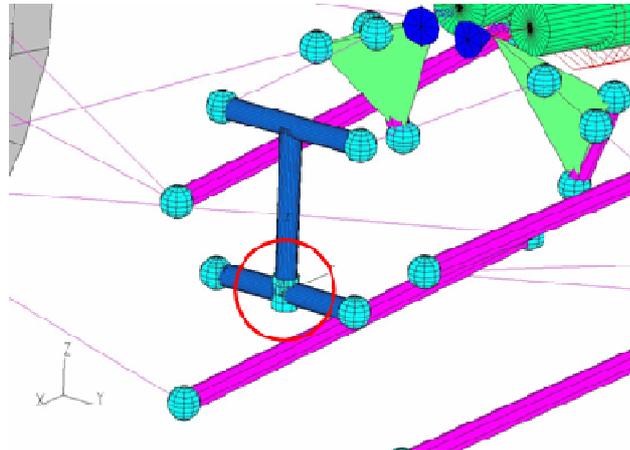


Figure 31 : Modélisation du paramètre de raideur anti-roulis arrière

La raideur anti-roulis arrière est définie au travers des caractéristiques mécaniques associées à cette articulation :

BUSH DATA : Rear, (51) Point 51: Roll Bar Revolute

End: Rear Short Label: 51

Point: (51) Point 51: Roll Bar Revolute

Long Label: Roll Bar Revolute

Kinematic Point Coordinates (Global):

X Coordinate (mm)	Y Coordinate (mm)	Z Coordinate (mm)
3159,969	0,000	281,898

Ball Joint (Rigid) Bush (Compliant)

Point on Bush Local Z Axis:

X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
<input type="checkbox"/> Abs 3158,963	-2,000	431,895
<input type="checkbox"/> Rel -1,006	-2,000	149,997
<input checked="" type="checkbox"/> Pnt (56) Point 56: Roll Bar Bush Z axis Marker		

Zp as Graphical Bolt Axis

Point in Bush Local X-Z Plane:

X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
<input type="checkbox"/> Abs 3159,969	100,000	281,898
<input checked="" type="checkbox"/> Rel 0,000	100,000	0,000
<input type="checkbox"/> Pnt		

Xp as Graphical Bolt Axis

Bush Local Stiffness			Bush Local Damping (Loss Angle)			Bush Force Sets			Associated Parts		
X (N/mm)	Y (N/mm)	Z (N/mm)	X (N/mm)	Y (N/mm)	Z (N/mm)	X (N/mm)	Y (N/mm)	Z (N/mm)	X (N/mm)	Y (N/mm)	Z (N/mm)
1,000e+008	1,000e+008	1,000e+008									
X-X (N.mm/deg)	Y-Y (N.mm/deg)	Z-Z (N.mm/deg)									
1,000e+008	1,000e+008	1,876e+006									

OK Cancel Apply

Figure 32 : Caractéristique anti-roulis arrière

Elle est de :

187,6 m.daN/deg

- Tarage amortisseurs :

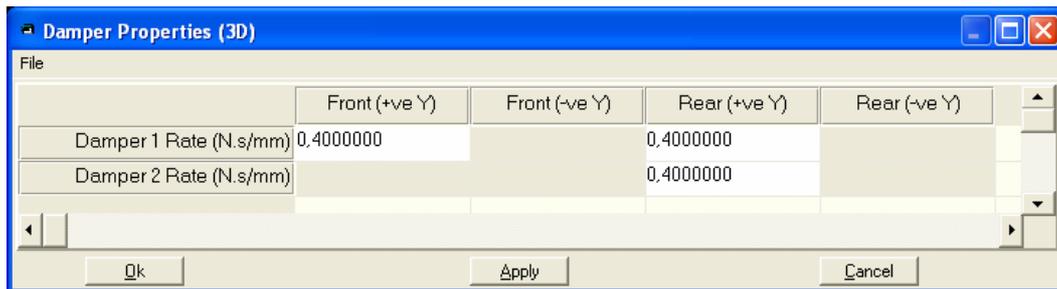


Figure 33 : Caractéristiques des amortisseurs

Ce paramètre n'intervenant pas dans le cadre d'une étude "cinématique", je ne l'ai pas modifié. Par ailleurs, il est bon de préciser que, compte tenu des très faibles gardes au sol, donc des faibles débattements de suspensions, le rôle des amortisseurs n'est pas dédié au confort mais uniquement à l'optimisation du fonctionnement des pneumatiques au travers du contact pneu / sol.

5. Etude cinématique

Comme défini précédemment, les suspensions avant et arrière étudiées sont de types double triangle superposé.

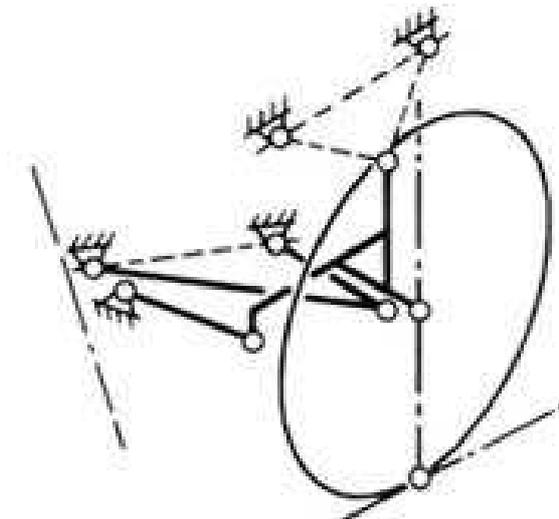


Figure 34 : Epure de train type "double triangle"

Les suspensions à double triangulation sont les plus répandues dans le domaine de la compétition automobile, à cause d'un rapport masse du système / performance (guidage, raideur) très intéressant, de leur faible encombrement permettant de les disposer de façon à minimiser la traînée aérodynamique et de leur grande polyvalence. En effet, ce type de cinématique permet de faire faire à la roue tout ce que souhaite le concepteur du châssis, mais malheureusement pas tout en même temps... La géométrie retenue résultant d'un certain nombre de compromis.

5.1. Débattements verticaux

5.1.1. Rapports de démultiplication des suspensions

(Motion Ratio or Installation Ratio)

L'étude des débattements verticaux permet de calculer les rapports de démultiplication de la suspension λ_S (voir page suivante) et ainsi de caractériser les efforts dans le ressort et les débattements de l'amortisseur. Un λ_S constant, de 1 signifie que 1mm de débattement à la roue produit 1mm de débattement à l'amortisseur ou qu'un effort vertical de 1N à la roue génère un effort de 1N sur le ressort.

Une simulation de pompage permet d'obtenir les courbes donnant les rapports entre le déplacement vertical à la roue et la course amortisseur. Ces valeurs sont notées λ_{Sav} et λ_{Sar} , elles déterminent les rapports de démultiplication des suspensions.

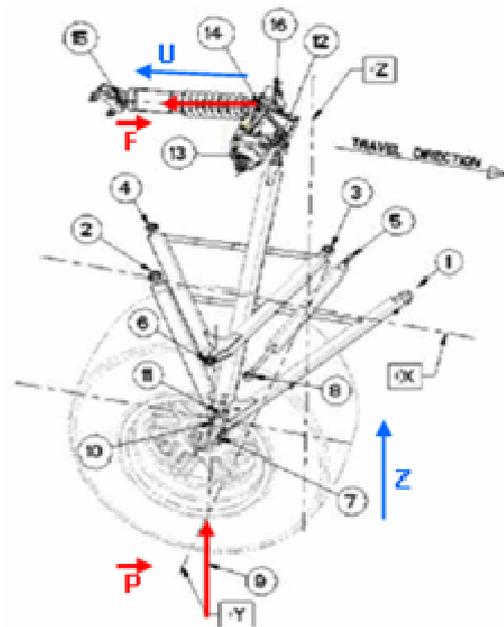
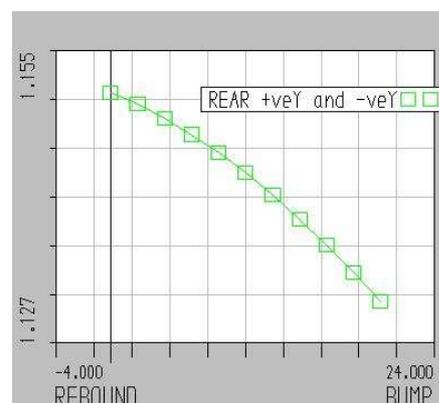
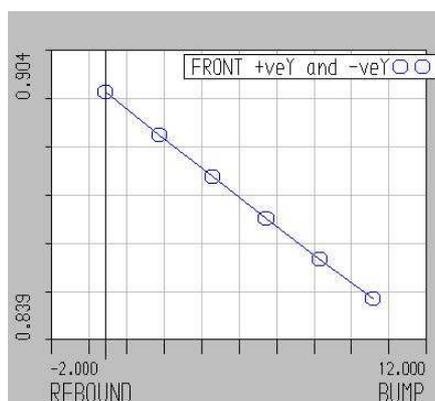


Figure 35 : Démultiplication de la suspension

Courbes de λ_{av} et λ_{ar} :



Graphique 1 : Lambda - Rapports de démultiplication des suspensions

Les valeurs sont comprises entre :

λ_{Sav} (pour 10mm de débattement vertical) : **0,89 à 0,85**

λ_{Sar} (pour 20mm de débattement vertical) : **1,15 à 1,13**

On peut observer que pour la géométrie étudiée les rapports de démultiplication des suspensions ne sont pas constants. Cela aura pour effet de générer une variation de la raideur de suspension en fonction du débattement vertical de la roue. Le rapport de démultiplication de la suspension permet de déterminer la raideur du ressort de suspension transposée à la roue (*Wheel Centre Rate*).

Considérant un demi-train en équilibre statique, composé de liaisons parfaites, la somme des travaux élémentaires des forces actives qui lui sont appliquées est nulle quelque soit le déplacement virtuel du système à partir de sa position d'équilibre. De plus, les forces de liaisons (aux points de fixation des triangles de suspension) étant perpendiculaires au déplacement, leur travail est nul.

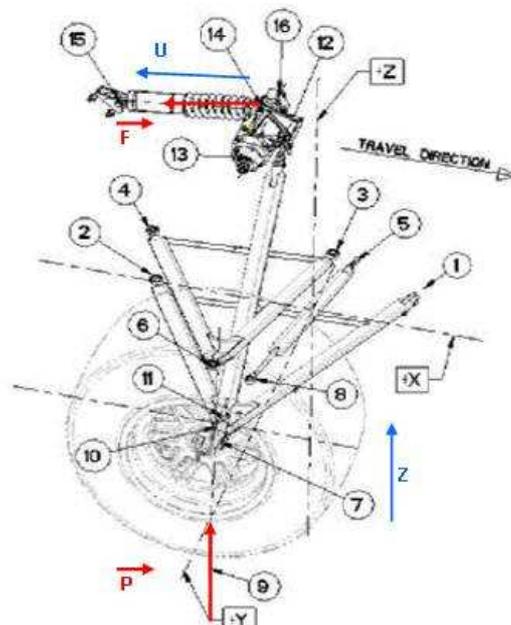
L'énoncé précédent du principe des travaux virtuels nous permet d'écrire :

$$\delta W_P = \delta W_F$$

$$P\delta z - F\delta u = 0$$

$$K_{ressort} = \frac{dF}{du}$$

$$K_{Roue} = \frac{dP}{dz}$$



$$\lambda_s = \frac{P}{F} = \frac{du}{dz}$$

$$F = \frac{P}{\lambda_s}$$

$$\lambda_s' = \frac{d^2u}{dz^2}$$

$$P = F \frac{du}{dz}$$

$$K_{Roue} = \frac{dP}{dz} = \frac{d}{dz} \left(F \frac{du}{dz} \right) = \frac{dF}{dz} \frac{du}{dz} + F \lambda_s'$$

$$K_{Roue} = \frac{dF}{du} \frac{du}{dz} \frac{du}{dz} + F \lambda_s'$$

D'où

$$K_{Roue} = \lambda_s^2 \cdot K_{Ressort} + P \cdot \frac{\lambda_s'}{\lambda_s}$$

Avec :

K_{Roue} = raideur à la roue (sans considération de la raideur du pneumatique).

$K_{Ressort}$ = raideur ressort.

Et où λ_s' (*geometric rate*) représente la variation de λ_s lors du débattement vertical de la suspension. On observe que si λ_s est constant pendant le débattement, alors :

$$K_{Roue} = \lambda_s^2 \cdot K_{Ressort}$$

Dans tous les écrits traitant du sujet, les calculs de raideurs sont effectués en considérant λ_s' comme constant, c'est-à-dire en négligeant $P \cdot \frac{\lambda_s'}{\lambda_s}$.

Dans le cas d'une voiture de compétition ayant de faibles débattements de suspension et une raideur de ressort très importante, cette approximation peut être considérée comme suffisante. Cependant, il faut être conscient que si la raideur ou la fréquence propre de suspension diminue, **l'erreur induite par cette approximation peut devenir très significative.**

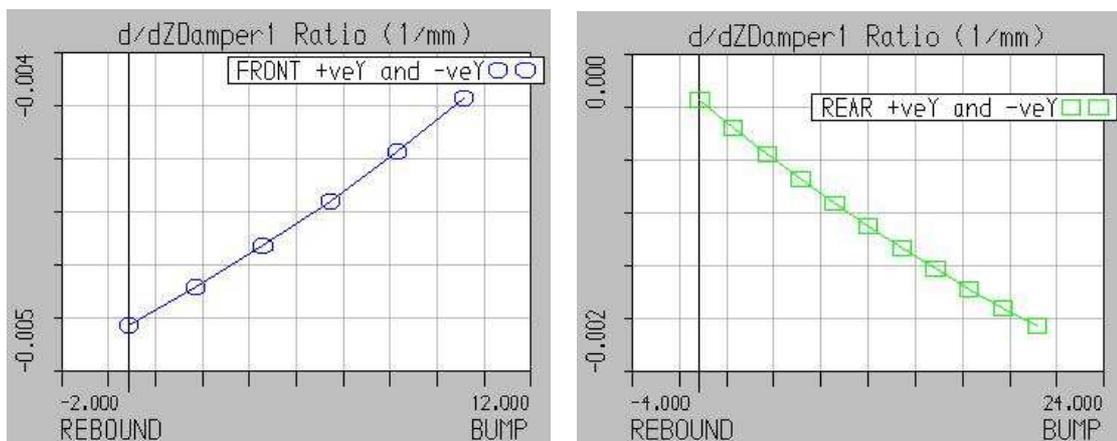
Avec les caractéristiques du châssis :

$K_{Ressort_av}$: 228 N/mm

$K_{Ressort_ar}$: 158 N/mm

P_{av} = Masse suspendue avant x g = 229 x 9,81 = 2246,5N

P_{ar} = Masse suspendue arrière (au demi train) x g = 157,25 x 9,81 = 1542,6N



Graphique 2 : Lambda'

$$\lambda_{Sav}' = -5.10^{-3}$$

$$\lambda_{Sar}' = -1.10^{-3}$$

On remarque que λ_s' est négatif, ce qui signifie que la raideur de suspension décroît avec la charge. Cela s'explique par le fait que, compte tenu des raideurs de suspensions et d'anti-roulis très importantes, nous cherchons à limiter l'impact du débattement des roues intérieures sur les roues extérieures (ex. franchissement de vibreurs) afin de conserver un maximum d'efficacité en guidage et motricité sous accélération transversale. Pour cela, il est intéressant de pouvoir "libérer" le débattement des roues intérieures.



Figure 36 : Franchissement de vibreur en Formule 1

Dans le cas d'une voiture de tourisme, pour le confort des occupants, nous cherchons à avoir un λ_s croissant avec la charge afin de toujours avoir la même fréquence propre de suspension ($\omega = \sqrt{\frac{K}{M}}$).

Nous obtenons :

$$K_{2Roues_av} = K_{Re ressort_av} \cdot \lambda_{Sav}^2 + P_{av} \cdot \frac{\lambda_{Sav}'}{\lambda_{Sav}}$$

$$K_{2Roues_av} = 228 \times 0,89^2 + 2246,5 \times \frac{-5 \cdot 10^{-3}}{0,89}$$

$$K_{2Roues_av} = 180,6 - 12,6$$

$$K_{2Roues_av} = 168 N / mm$$

$$K_{Roue_ar} = K_{Re ressort_av} \cdot \lambda_{Sav}^2 + P_{Ar} \cdot \frac{\lambda_{Sav}'}{\lambda_{Sav}}$$

$$K_{Roue_ar} = 158 \times 1,15^2 + 1542,6 \times \frac{-1 \cdot 10^{-3}}{1,15}$$

$$K_{Roue_ar} = 208,9 - 1,3$$

$$K_{Roue_ar} = 207,6 N / mm$$

Nous constatons que dans le calcul de K_{2Roues_av} , l'approximation de la raideur de ressort calculée à la roue par $K_{Roue} = \lambda_S^2 \cdot K_{ressort}$ entraînerait une erreur de 7%.

5.1.2. Raideur de suspension

(Ride Rate)

Connaissant la raideur du pneumatique et la raideur du ressort "ramenée" à la roue, il est maintenant possible de déterminer la raideur des suspensions.

Considérant un demi-train comme un système "masse + ressort + amortisseur" :

Avec :

K_S : Raideur de la suspension (N/mm)

K_R : Raideur de du ressort transposée à la roue (N/mm)

K_P : Raideur du pneumatique (N/mm)

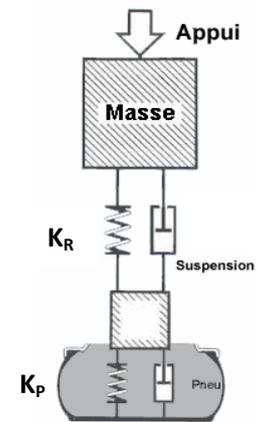
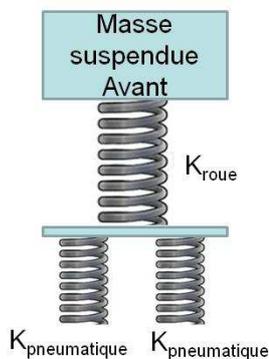


Figure 37 : Système masse - ressort – amortisseur

La disposition des ressorts étant différente à l'avant et à l'arrière, il faut distinguer deux modèles "masse – ressort".

- Raideur suspension avant :



$$\frac{1}{K_{Sav}} = \frac{1}{K_{Rav}} + \frac{1}{2 \cdot K_{Pav}}$$

$$K_{Sav} = \frac{K_{Rav} \cdot 2 \cdot K_{Pav}}{K_{Rav} + 2 \cdot K_{Pav}}$$

Figure 38 : Système masse - ressort du train avant

Avec : K_{Rav} : 168 N/mm et K_{Pav} : 188,9 N/mm

$$\text{On a : } K_{Sav} = \frac{168 \times (2 \times 188,9)}{168 + (2 \times 188,9)}$$

$$K_{Sav} = 116,3 \text{ N / mm}$$

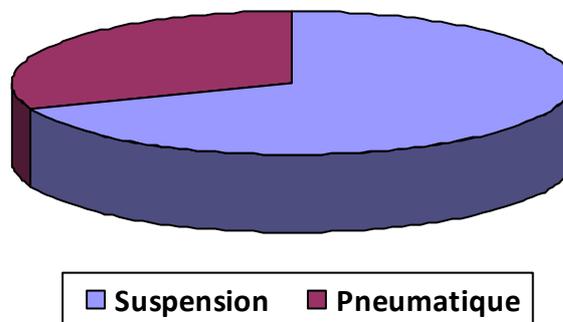
Ce qui donne une flexibilité au train de $100 / 11,63 = 8,6 \text{ mm pour } 100 \text{ daN}$.

Avec une répartition de $5,95 \text{ mm pour } 100 \text{ daN pour la suspension}$ et $2,65 \text{ mm pour } 100 \text{ daN pour les pneumatiques}$.

$$Flex_{susp_totale} = Flex_{susp_seule} + Flex_{pneu}$$

$$\text{Ou : } 8,6 \text{ mm} = 5,95 \text{ mm} + 2,65 \text{ mm}$$

Flexibilité Suspension Av.



Graphique 3 : Répartition de flexibilité de la suspension avant

A titre de comparaison, un véhicule de tourisme donne :

$$25 \text{ mm} = 22,5 \text{ mm} + 2,5 \text{ mm}$$

- Raideur suspension arrière

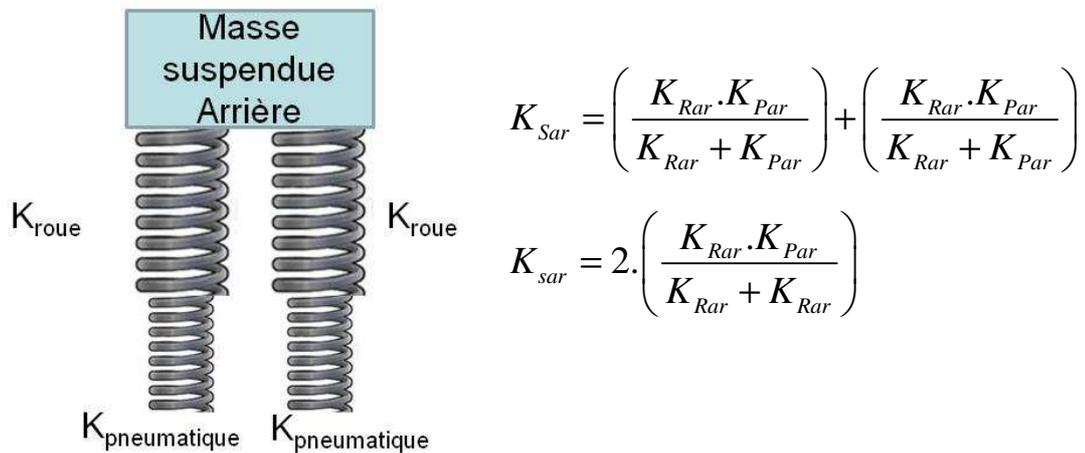


Figure 39 : Système masse - ressort du train arrière

Avec : K_{Rar} : 207,6 N/mm et K_{Par} : 255,2 N/mm, on a :

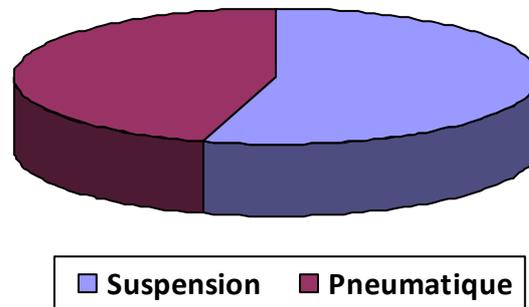
$$K_{Sar} = 2 \times \frac{207,6 \times 255,2}{207,6 + 255,2}$$

$$K_{Sar} = 228,9 \text{ N / mm}$$

Soit une flexibilité au train de $100 / 22,89 = 4,4 \text{ mm pour } 100 \text{ daN}$.

Avec une répartition de $2,4 \text{ mm pour } 100 \text{ daN pour la suspension}$ et $2 \text{ mm pour } 100 \text{ daN pour les pneumatiques}$.

Flexibilité Suspension Ar.



Graphique 4 : Répartition de flexibilité de la suspension arrière

5.1.3. Fréquence propre des suspensions

(Ride frequency)

Connaissant la raideur de suspension et la masse suspendue, il est possible de déterminer la fréquence propre des suspensions (ω_s).

$$\omega_s = \sqrt{\frac{K_s}{Masse_{suspendue}}}$$

$$\omega_{Sav} = \sqrt{\frac{116300}{229}} = 22,53rad / s = 3,58Hz$$

$$\omega_{Sar} = \sqrt{\frac{228900}{314,5}} = 26,98rad / s = 4,29Hz$$

On constate que les fréquences propres des suspensions avant et arrière sont très élevées. A titre de comparaison, les plages de fréquences usuelles pour d'autres catégories de véhicules sont :

- **De 1,1 Hz à 1,5 Hz** : Voitures de tourisme
- **De 1,8 Hz à 2,5 Hz** : Berline de compétition et monoplace à faible appui aérodynamique
- **De 3,0 Hz à 5,0Hz** : Véhicules de compétition développant beaucoup d'appui aérodynamique

Compte tenu des fortes charges verticales apportées par l'appui aérodynamique, il est nécessaire de raidir les suspensions, donc d'augmenter les fréquences propres, afin de maîtriser au mieux les variations de garde au sol.

Certaines Formules 1 ont eu des fréquences propres de suspensions allant jusqu'à 10Hz, en fonction des possibilités d'appui aérodynamique autorisées par la réglementation technique à certaines périodes.

Outre l'importance de maîtriser les variations de garde au sol vis-à-vis de l'appui aérodynamique généré par l'effet de sol, il est aussi intéressant de pouvoir descendre au maximum le centre de gravité de la voiture afin de minimiser les transferts de charge.

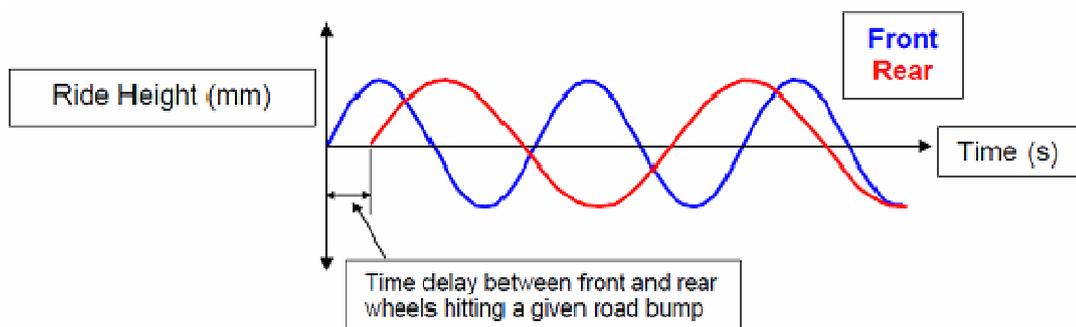
On peut constater que les fréquences propres des suspensions avant et arrière sont décalées d'environ 17%.

$$\frac{\omega_{Sav}}{\omega_{Sar}} = \frac{3,58}{4,29} \approx 0,83$$

L'expérience montre qu'il est préférable d'avoir une fréquence propre de suspension avant de l'ordre de 10% inférieure à celle de la suspension arrière. Ce décalage de fréquence permet d'éviter les phénomènes de tangage suite au franchissement d'un obstacle.

Considérons les débattements verticaux non amortis des deux suspensions :

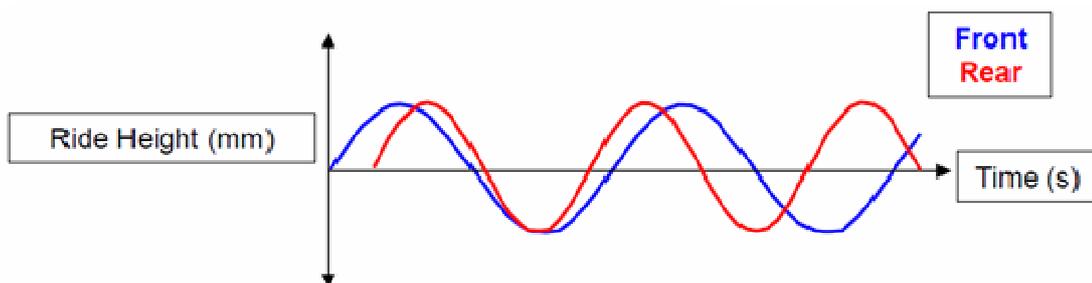
- Si $\omega_{Sav} > \omega_{Sar}$



Graphique 5 : Oscillations non amorties des suspensions (1)

Dans le cas où la fréquence propre de la suspension avant est supérieure à celle de la suspension arrière, le déphasage des débattements verticaux des suspensions est accentué par la différence de fréquence. Cela peut conduire à une opposition de phases s'il est conjugué à un mauvais amortissement. Physiquement, cela se traduit par l'apparition d'un mouvement de tangage du véhicule.

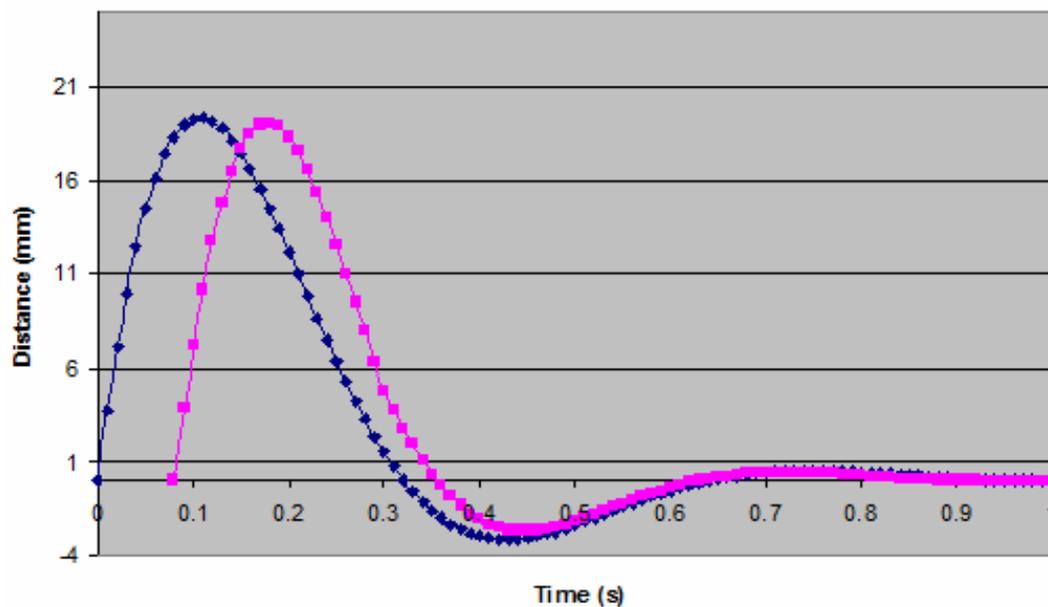
- Si $\omega_{Sav} < \omega_{Sar}$



Graphique 6 : Oscillations non amorties des suspensions (2)

Lorsque la fréquence propre de la suspension arrière est supérieure à celle de la suspension avant, le déphasage des débattements des suspensions disparaît du fait que le débattement vertical du train arrière "rattrape" celui du train avant. Il n'y a alors pas d'effet de tangage de la voiture.

Dans la réalité, seule la première période est importante, du fait de la présence des amortisseurs qui vont très rapidement faire diminuer les oscillations.



Graphique 7 : Oscillations amorties des suspensions

Pour atteindre un écart de fréquence autour de 10%, il conviendrait d'augmenter la raideur des ressorts arrière plutôt que d'assouplir l'avant afin de ne pas perturber l'appui aérodynamique par une diminution de la garde au sol. Cependant, tout comme nous l'avons déjà souligné à propos des raideurs de pneumatiques, cela aurait pour conséquence d'accentuer le caractère survireur de la voiture.

5.1.4. Raideurs anti-roulis

- Raideur anti-roulis de la suspension avant

Indépendamment de la suspension, le système anti-roulis avant a son propre rapport de démultiplication : $\lambda_R = 1,732$ (donnée Dallara). C'est-à-dire que lorsque la différence de débattement vertical entre les roues avant gauche et droite est de 2mm (gauche = +1mm et droite = -1mm), le déplacement transversal du basculeur est de 1,732mm.

Avec un déplacement latéral du basculeur de 1,69mm et une précharge de 1mm, le débattement antisymétrique mécaniquement possible avec cette configuration anti-roulis est :

$$2 \times 0.69 / 1.732 = \pm 0.8 \text{ mm}$$

La raideur anti roulis à la roue se calcule comme la raideur de suspension :

$$K_{Roulis_Roue_Av} = \lambda_R^2 \cdot K_{roulis}$$

Dans la configuration actuelle de la voiture, considérant un déplacement latéral du basculeur inférieur à la précharge, on a $K_{roulis} = 14930 \text{ N/mm}$. La raideur anti roulis à la roue est alors :

$$K_{Roulis_Roue} = 1,732^2 \times 14930$$

$$K_{Roulis_Roue_Av} = 44787 \text{ N / mm}$$

La raideur anti-roulis de la suspension, incluant le pneumatique est donc :

$$K_{Roulis_Susp_Av} = \frac{K_{Roulis_Roue} \times K_{Pneu}}{K_{Roulis_Roue} + K_{Pneu}}$$

$$K_{Roulis_Susp_Av} = \frac{44787 \times 188,9}{44787 + 188,9}$$

$$K_{Roulis_Susp_Av} = 188,1 N / mm$$

Soit une flexibilité au train de $100 / 18,81 = 5,3 \text{ mm pour } 100 \text{ daN}$.

La raideur verticale $K_{Roulis_Susp_Av}$ de la suspension dans son fonctionnement anti-roulis tend vers celle du pneumatique. Le train avant fonctionne comme si le débattement anti symétrique gauche - droite était figé et la masse non suspendue des deux demi-trains ajoutée à la masse suspendue avant. Cela a pour effet d'augmenter la charge verticale sur le pneumatique extérieur en virage.

Calcul de la raideur anti-roulis avant du châssis (Roll Rate) :

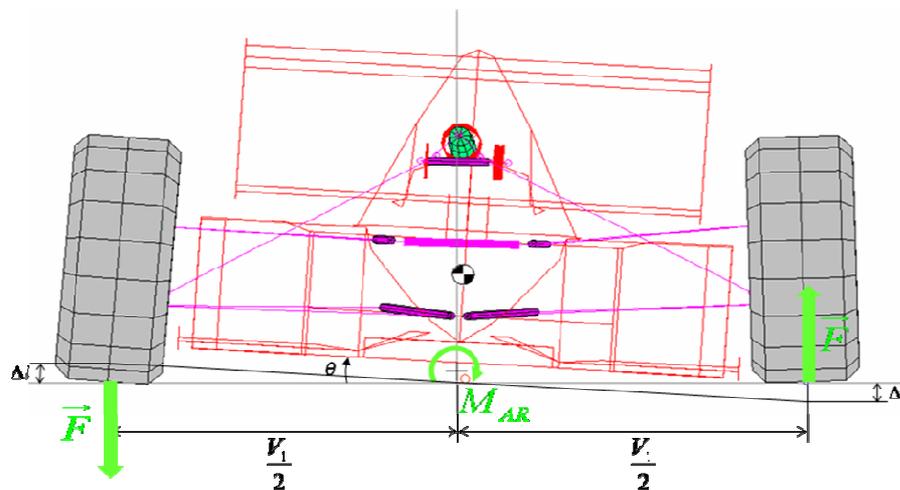


Figure 40 : Moment actif de roulis sur le train avant

$$\frac{\Delta l}{\frac{V_1}{2}} = \tan \theta$$

Compte tenu des faibles valeurs de θ : $\tan \theta \approx \theta$

$$\Delta l = \frac{V_1}{2} \times \theta$$

$$F = K_{Roulis_Susp_Av} \times \Delta l$$

$$F = K_{Roulis_Susp_Av} \times \frac{V_1}{2} \times \theta$$

$$M_{Antiroulis_Av} = 2 \times \frac{V_1}{2} \times F$$

$$M_{Antiroulis_Av} = 2 \times \frac{V_1}{2} \times K_{Roulis_Susp_Av} \times \frac{V_1}{2} \times \theta$$

$$M_{Antiroulis_Av} = K_{Roulis_Susp_Av} \times \frac{V_1^2}{2} \times \theta$$

$$\text{Avec : } K_{Antiroulis_Av} = \frac{M_{Antiroulis_Av}}{\theta}$$

On a :

$$K_{Antiroulis_Av} = K_{Roulis_Susp_Av} \times \frac{V_1^2}{2} \times \frac{\pi}{180}$$

$$K_{Antiroulis_Av} = 18,81.10^3 \times \frac{1.6^2}{2} \times \frac{\pi}{180}$$

$$K_{Antiroulis_Av} = 420m.daN / deg$$

Soit une flexibilité au train de $100 / 420 = 0,238^\circ$ pour 100 m.daN

Les contributions des différents organes élastiques à la flexibilité totale du train avant sont :

- Pneumatique :

$$K_{Antiroulis_pneu} = \frac{1.6^2}{2} \times \frac{\pi}{180} \times 18,89.10^3$$

$$K_{Antiroulis_pneu} = 422m.daN / deg$$

Soit une flexibilité de $0,237^\circ$ pour 100 m.daN .

- Rondelles Belleville :

$$K_{Antiroulis_Belleville} = \frac{K_{Antiroulis_pneu} \times K_{Antiroulis_Av}}{K_{Antiroulis_pneu} - K_{Antiroulis_Av}}$$

$$K_{Antiroulis_Belleville} = 88620m.daN / deg$$

Soit une flexibilité de 1.10^{-3}° pour 100 m.daN

On constate que la totalité de la flexibilité du train avant en roulis est faite par le pneumatique.

- Raideur anti-roulis de la suspension arrière

Contrairement à l'avant, les ressorts de suspension interviennent dans la raideur anti-roulis arrière.

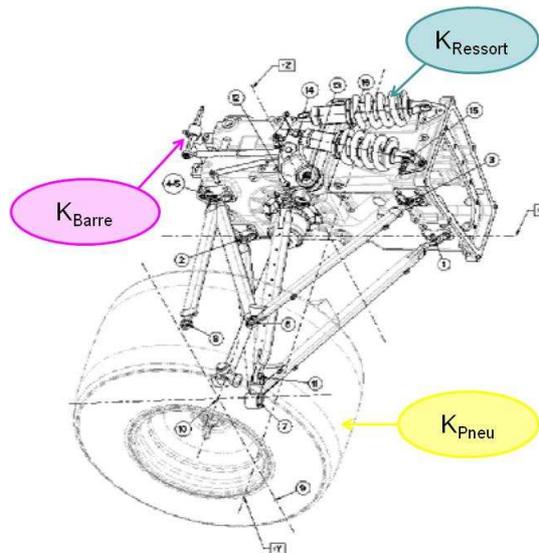


Figure 41 : Anti-roulis arrière

Le système équivalent est de la forme :

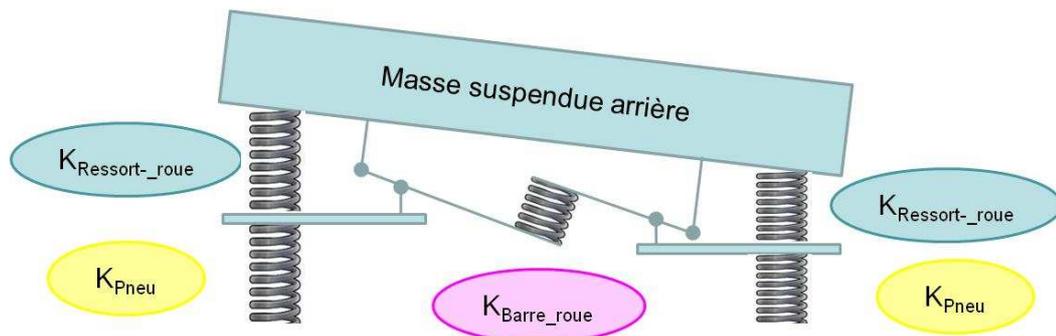


Figure 42 : Anti-roulis arrière - schéma équivalent

La raideur anti-roulis de la suspension arrière est donc :

$$\frac{1}{K_{Roulis_Susp_Ar}} = \frac{1}{2.K_{Pneu}} + \frac{1}{K_{Barre} + 2.K_{Ressort_Roue}}$$

$$K_{Roulis_Susp_Ar} = 2 \cdot \frac{K_{Pneu} \times \left(\frac{K_{Barre}}{2} + K_{Re ressort_Roue} \right)}{K_{Pneu} + \left(\frac{K_{Barre}}{2} + K_{Re ressort_Roue} \right)}$$

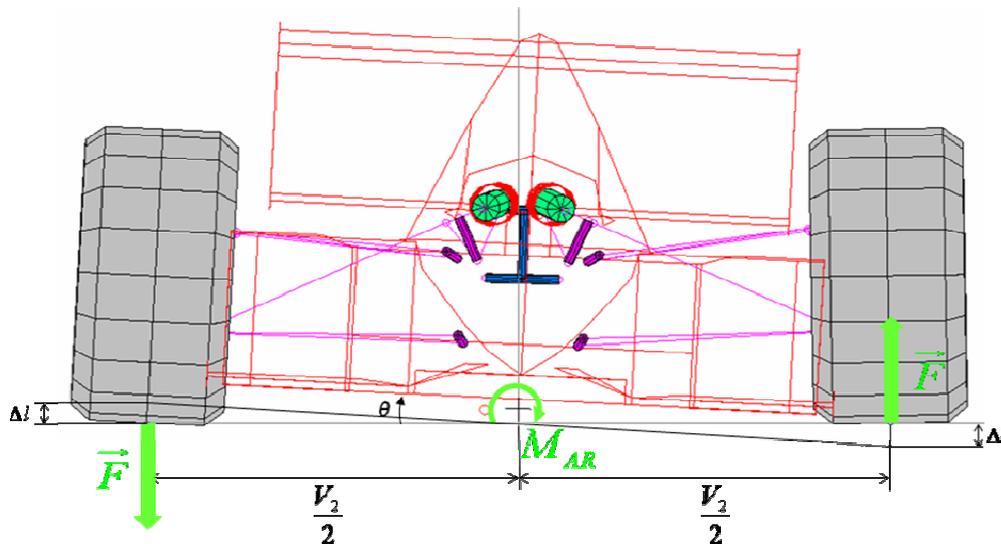


Figure 43 : Moment actif de roulis sur le train arrière

Nous connaissons (donnée Dallara) la raideur anti-roulis du système "barre + ressorts", considérant des ressorts de suspension de 193 N/mm et des pneumatiques rigides :

Stiffness at the Ground in kgm/deg with setup wheels (rigid) and spring stiffness = 1100 lb/in.

Anti Roll Bar	OD (mm)	Wall Thickness (mm)	P1	P2	P3	P4	P5
25 x 1.5	25	1.5	722	739	780	865	907
30 x 1.5	30	1.5	772	813	853	914	1020
30 x 5	30	5	854	904	947	1078	1233

At Full soft (Position 1) the blade is vertical.
 At Full Stiff (Position 5) the blade is horizontal.

Tableau 8 : Raideurs anti roulis de suspension arrière

Comme calculé précédemment pour la suspension avant, il est possible de calculer la contribution de raideur anti-roulis $K_{Antiroulis_Roue_Ar}$ ($m.daN / deg$) du système "Barre +Ressorts" :

$$K_{Antiroulis_Roue_Ar} = K_{Barre_Roue} + K_{Ressort_Roue} \times \frac{V_2^2}{2} \times \frac{\pi}{180}$$

$$K_{Barre_Roue} = K_{Antiroulis_Roue_Ar} - K_{Ressort_Roue} \times \frac{V_2^2}{2} \times \frac{\pi}{180}$$

Avec :

$$K_{Antiroulis_Roue_Ar} = 722kg.m / deg = 708,3m.daN / deg$$

$$K_{Ressort_Roue} = \lambda_{Sar}^2 \times K_{Ressort}$$

$$K_{Ressort_Roue} = 1,15^2 \times 193.10^3 = 255,2.10^3 N / m$$

$$V_2 = 1,529m$$

$$K_{Barre_Roue} = 187,6m.daN / deg$$

Avec le ressort de suspension de 158 N/mm que nous utilisons actuellement, on a donc :

$$K_{Antiroulis_Roue_Ar} = K_{Barre_Roue} + K_{Ressort_Roue} \times \frac{V_2^2}{2} \times \frac{\pi}{180}$$

$$K_{Antiroulis_Roue_Ar} = 613,9m.daN / deg$$

La contribution des pneumatiques à la raideur anti-roulis du train arrière est :

$$K_{\text{Antiroulis_pneu}} = \frac{V_2^2}{2} \times K_{\text{pneu}} \times \frac{\pi}{180}$$

$$K_{\text{Antiroulis_pneu}} = \frac{1.529^2}{2} \times \frac{\pi}{180} \times 255,2 \cdot 10^3$$

$$K_{\text{Antiroulis_pneu}} = 520,6 \text{ m.daN / deg}$$

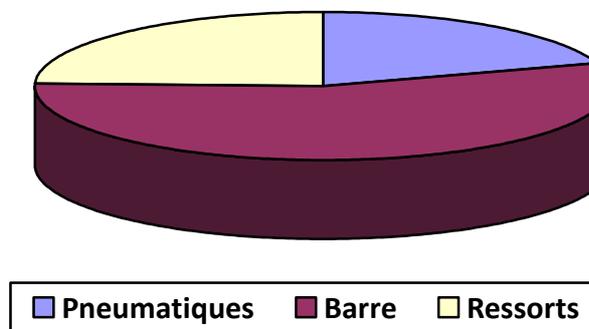
La raideur anti-roulis du train arrière est donc :

$$K_{\text{Antiroulis_Ar}} = \frac{K_{\text{Antiroulis_pneu}} \times K_{\text{Antiroulis_Roue_Ar}}}{K_{\text{Antiroulis_pneu}} + K_{\text{Antiroulis_Roue_Ar}}}$$

$$K_{\text{Antiroulis_Ar}} = 281,7 \text{ m.daN / deg}$$

Soit une flexibilité au train de $100 / 281,7 = 0,35^\circ$ pour 100 m.daN .

Flexibilité antiroulis arrière



Graphique 8 : Répartition de flexibilité anti-roulis de la suspension arrière

Contributions à la flexibilité du train arrière : $\frac{1}{281,7} = \frac{1}{520,6} + \frac{1}{187,6 + 426,3}$

- La raideur anti-roulis globale (avant et arrière) est :

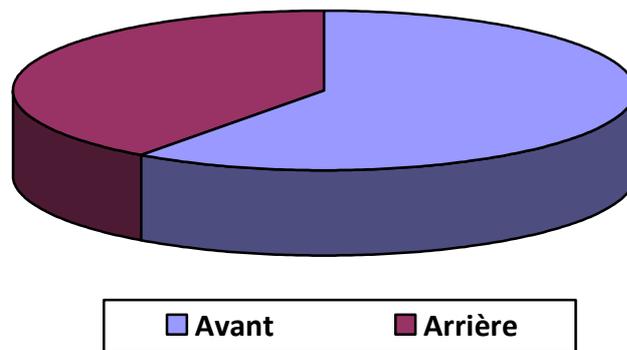
$$K_{Roulis_Suspension} = K_{Antiroulis_Av} + K_{Antiroulis_Ar}$$

$$K_{Roulis_Suspension} = 701,7 \text{ m.daN / deg}$$

A titre de comparaison, une berline "performante" a une raideur anti-roulis 3 fois inférieure.

Notre répartition de raideur anti-roulis est de **60% (avant) / 40% (arrière)**.

Répartition antiroulis AV - AR



Graphique 9 : Répartition de flexibilité anti-roulis entre les suspensions Av et Ar

Le calcul de la raideur anti-roulis avant et arrière nous permettra par la suite d'évaluer les niveaux de transferts de charge sous accélération transversale.

5.2. Disposition transversale et longitudinale

5.2.1. Centre de roulis et Axe de roulis

Centre de roulis : (point virtuel ou matériel selon les topologies) Pour un train avant ou arrière, dans le plan transversal contenant les pieds de roue, c'est le centre instantané de rotation de la caisse par rapport au sol. C'est aussi le point de rencontre des droites d'action neutre (DAN) issues de chacune des roues dans une configuration symétrique du véhicule (roulis nul). Toute force transversale appliquée en ce point ne provoque aucun roulis. Sa localisation est déterminée par la cinématique transversale de chaque train. Sa position varie en fonction du calage de la suspension (garde au sol) et de la charge sur le train due au transfert de charge, ou encore à la charge aérodynamique. Il n'y a qu'un seul centre de roulis par essieu. L'axe virtuel qui relie les 2 centres de roulis s'appelle axe de roulis.

La position des centres de roulis avant et arrière conditionne celle de l'axe de roulis, qui détermine le moment actif de roulis de par la distance qui le sépare du centre de gravité de la voiture.

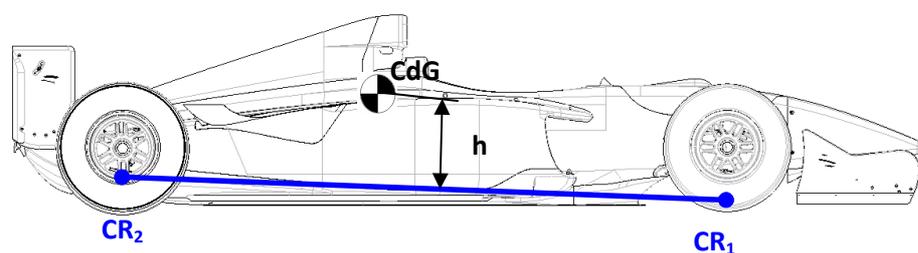


Figure 44 : Hauteur des centres de roulis

Au final, il conditionne les transferts de charge déterminant le fonctionnement des pneumatiques. C'est pour cela qu'on le souhaite le plus stable possible pour diminuer l'influence de la charge.

Par ailleurs, il influence également les variations du plan de roue dans les différentes situations d'utilisation de la voiture.

Le centre de roulis peut être déterminé par la méthode des Centres Instantanés de Rotation (CIR) en se ramenant à l'étude d'un problème de cinématique plane (mouvements plan / plan). Les tracés des CIR permettant de déterminer la hauteur des centres de roulis sont en **Annexe 4**.

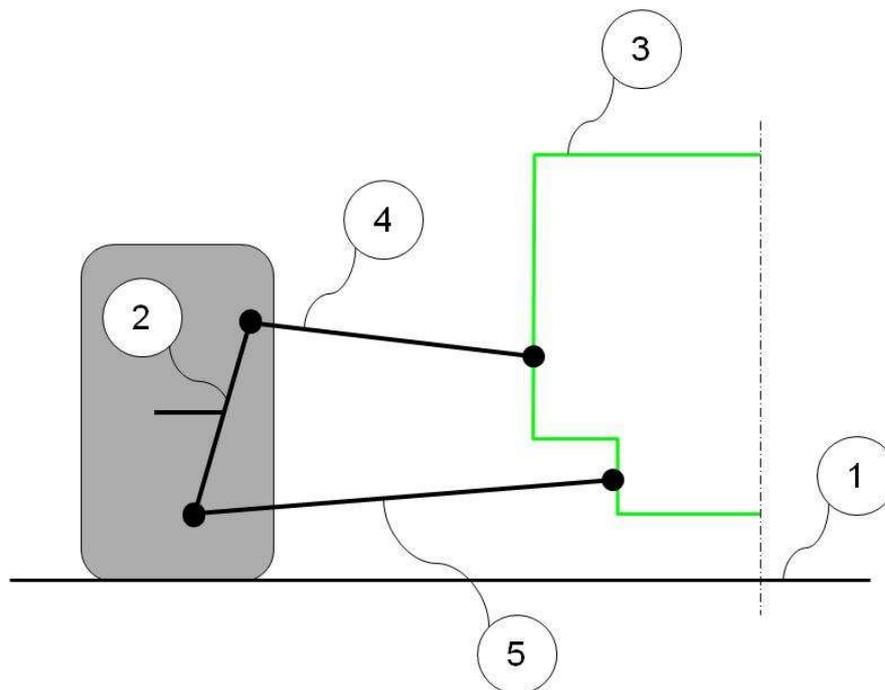


Figure 45 : Mouvement plan sur plan - Identification des solides

- 1 : sol.
- 2 : porte moyeu + roue.
- 3 : châssis.
- 4 : bras supérieur.
- 5 : bras inférieur

Nous avons $n=4$ solides, donc $n \times (n-1) / 2 = 6$ centres instantanés de rotation à trouver. Le théorème de Aronhold-Kennedy dit que les CIR de 3 solides en mouvement relatif sont alignés (**Annexe n°5**) :

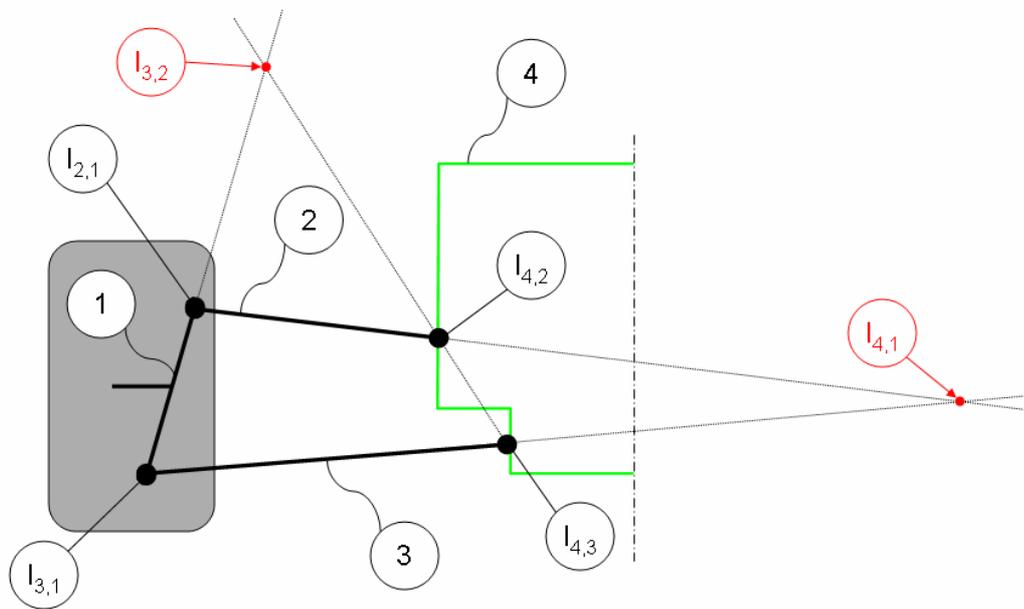


Figure 46 : Mouvement plan sur plan - Identification des CIR

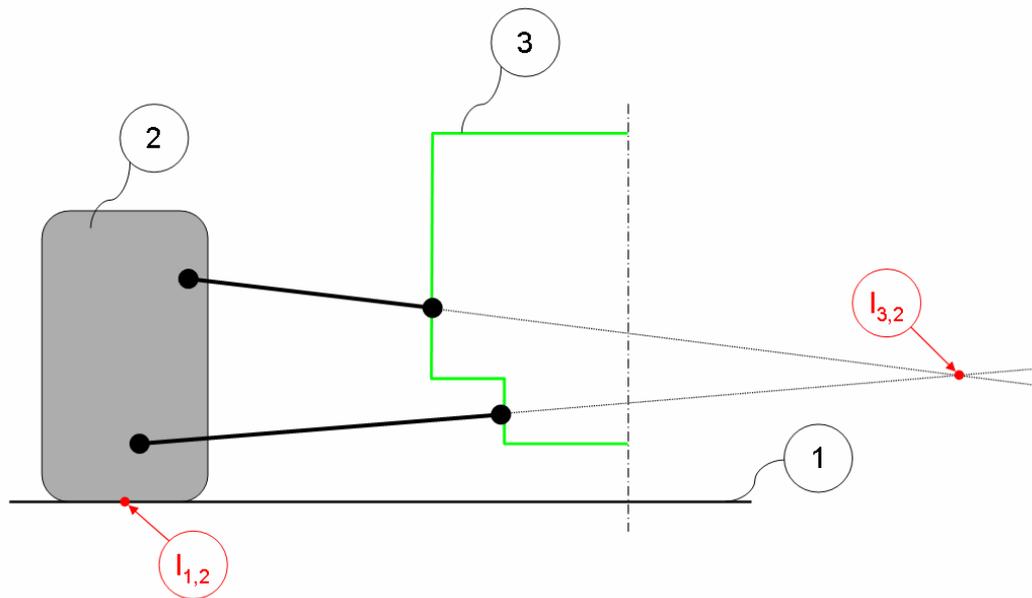


Figure 47 : Mouvement de la roue par rapport au sol et au châssis

Dans le mouvement de la roue (2) par rapport au sol (1) :

- $I_{1,2}$ est le centre instantané de rotation de la roue par rapport au sol, si l'on considère la roue réduite à un disque plein rigide pivotant dans un mouvement plan sur plan en $I_{1,2}$:

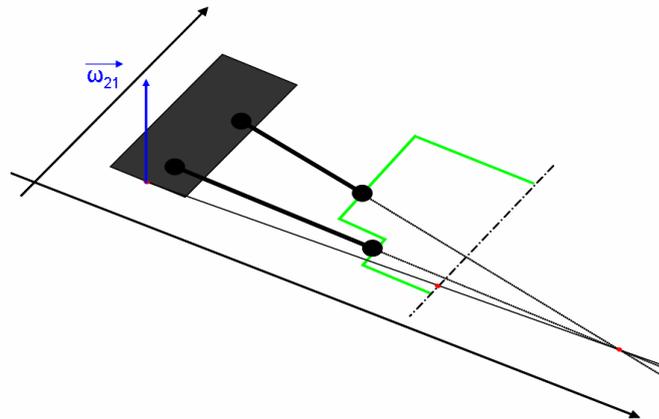


Figure 48 : Vecteur rotation instantanée de la roue dans son mouvement par rapport au sol

- C'est en $I_{1,2}$ que s'applique le vecteur rotation instantané de 2/1 : $\vec{\omega}_{21}$.

Dans le mouvement de la roue (2) par rapport au châssis (3) :

- $I_{3,2}$ est le centre instantané de rotation de la roue par rapport au châssis.

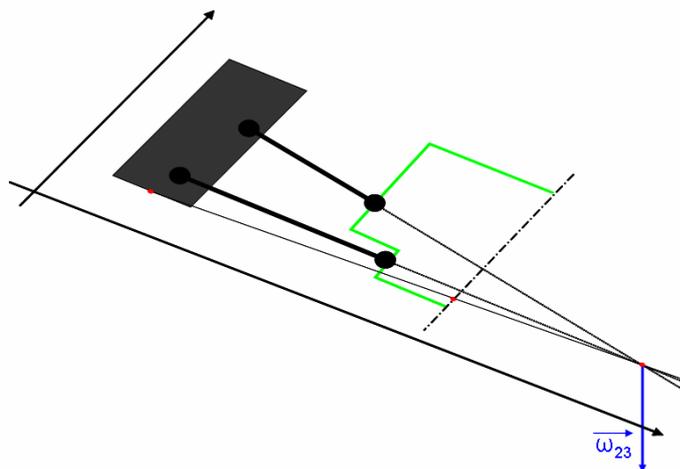


Figure 49 : Vecteur rotation instantanée de la roue dans son mouvement par rapport au châssis

- C'est en $I_{3,2}$ que s'applique le vecteur rotation instantané de 2/3 : $\vec{\omega}_{23}$.

Donc, de par le théorème de Aronhold-Kennedy et considérant la symétrie du train, on obtient :

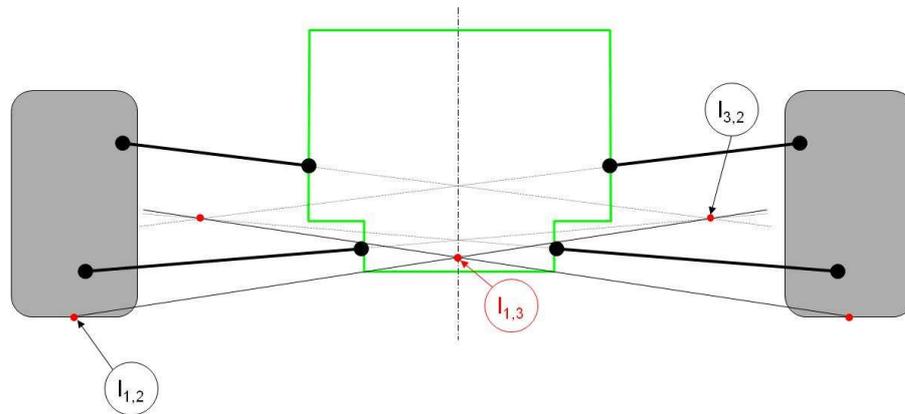


Figure 50 : Mouvement du châssis par rapport au sol

- $I_{1,3}$ est le centre instantané de rotation du châssis par rapport au sol.

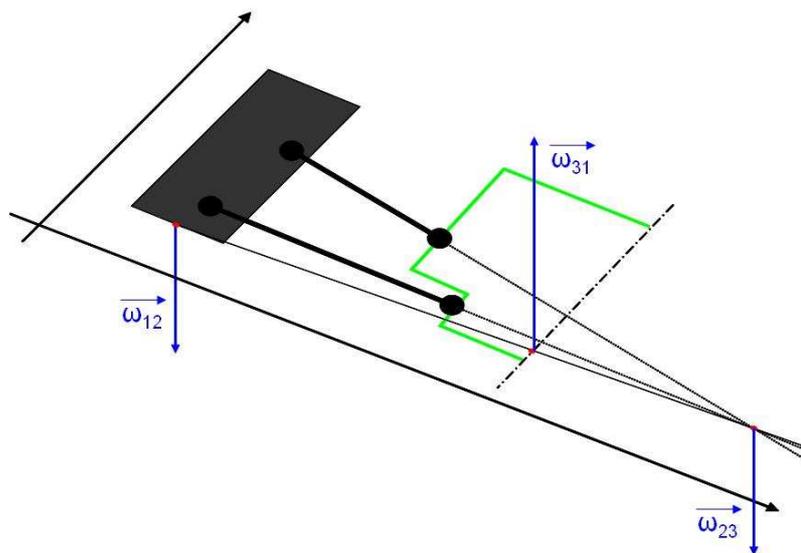


Figure 51 : Composition des vecteurs rotation instantanée

Les positions angulaires des éléments 2 et 3 sont variables au cours du mouvement du mécanisme, qui est induit par la rotation de l'élément 3. On a donc θ_{12} , θ_{23} et θ_{31} qui sont des variables dépendantes.

$$\theta_{12} + \theta_{23} + \theta_{31} = 0$$

La somme algébrique des rotations est nulle.

$$\vec{\omega}_{12} + \vec{\omega}_{23} + \vec{\omega}_{31} = \vec{0}$$

La somme vectorielle des rotations est nulle.

Les trois vecteurs $\vec{\omega}_{12}$, $\vec{\omega}_{23}$ et $\vec{\omega}_{31}$ sont linéairement dépendants et leur somme est nulle, ils sont donc colinéaires et coplanaires.

Les CIR $I_{1,2}$, $I_{1,3}$ et $I_{3,2}$ sont donc alignés.

La droite passant par ces points s'appelle la droite d'action neutre (DAN). Elle est telle que pour un effort transversal au pied de roue, la composante de l'effort portée par la DAN n'a aucun effet sur la suspension. C'est aussi la normale à la trajectoire du pied de roue dans le mouvement vertical de la roue par rapport au châssis. Le logiciel nous permet de déterminer les hauteurs des centres de roulis suivants :

Hauteur du centre roulis du train avant : **10.5mm**

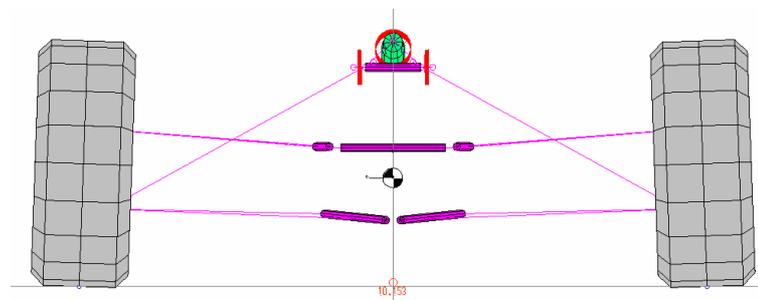


Figure 52 : Hauteur du centre de roulis avant

Hauteur du centre roulis du train arrière : **28.5mm**

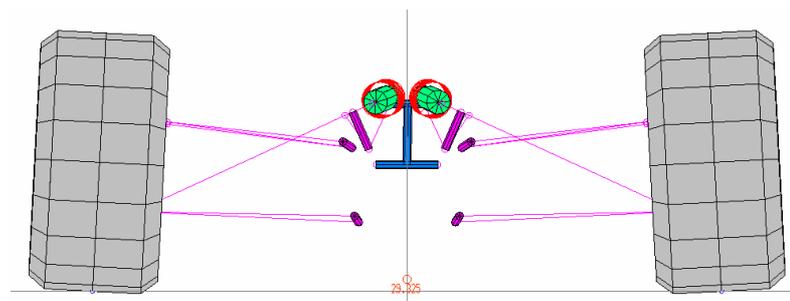


Figure 53 : Hauteur du centre de roulis arrière

La hauteur des centres de roulis dépendant de la géométrie des triangles de suspension, elle varie donc instantanément lors du débattement des suspensions.

Axe de Roulis : Axe virtuel longitudinal passant par les centres de roulis des trains Av et Ar. C'est l'axe longitudinal autour duquel la masse suspendue pivote instantanément sous l'effet de l'accélération transversale.

L'orientation de la DAN nous permet de connaître les coefficients de compensation de la suspension sous efforts longitudinaux et transversaux, ce sont les effets Brouilhet.

5.2.2. Les effets Brouilhet

Les effets Brouilhet définissent les composantes des efforts qui s'appliquent aux pieds de roue dans des sollicitations entre le sol et la roue comme le freinage, le virage, la propulsion. Ils permettent de calculer les variations d'efforts dans les organes de suspensions, en fonction des accélérations longitudinales et transversales subies par le véhicule.

Ces effets cinématiques anti-plongée au freinage, anti-cabrage à l'accélération, ou anti-roulis en virage permettent un meilleur contrôle des attitudes de caisse, et une meilleure stabilité du véhicule.

Ils ne modifient pas les transferts de charge liés aux accélérations, mais vont par contre influencer les valeurs des angles de roulis (effet Brouilhet transversal) et de tangage (effets Brouilhet longitudinal).

- L'effet Brouilhet transversal (*jacking effect*)

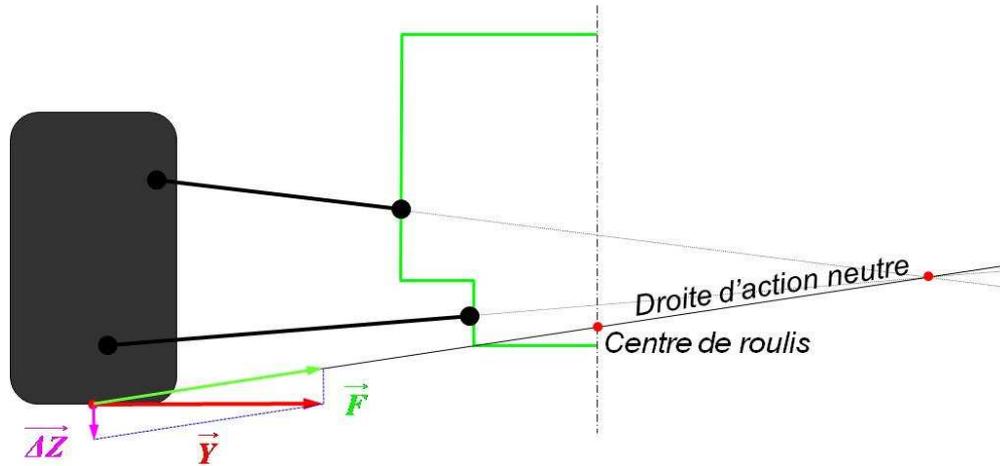


Figure 54 : Effet Brouilhet transversal

En présence d'un effort de virage \vec{Y} au pied de roue, l'action du sol sur la roue peut se décomposer de la façon suivante :

- Une composante \vec{F} selon la DAN sans effet sur la suspension.
- Une composante $\vec{\Delta Z}$ verticale qui modifie l'effort dans le ressort.

Si le centre de roulis est positionné au dessus du sol, alors $\vec{\Delta Z}$ sera dirigé vers le bas. Cela signifie qu'il aura tendance à décharger le ressort, donc à diminuer le roulis.

Inversement, si le centre de roulis est positionné au dessous du sol, alors $\vec{\Delta Z}$ sera dirigé vers le haut. Cela signifie qu'il aura tendance à charger le ressort, donc à amplifier le roulis.

On parle alors de couplage transversal – vertical des efforts.

Cela signifie qu'un effort transversal au pied de roue induit cinématiquement (de par la géométrie des trains) une variation du roulis par action sur la masse suspendue.

- Les effets Brouilhet longitudinaux, "anti" caractéristiques :

De la même manière que la disposition transversale des trains a un effet sur le roulis du châssis, sa disposition longitudinale agit sur les mouvements de tangage : le cabrage à l'accélération et la plongée (ou salut) au freinage.

L'"anti"-effet dans la suspension est un terme qui décrit les couplages de forces longitudinales et verticales entre les masses suspendues et non suspendues. Il résulte uniquement de l'orientation de la DAN en vue de côté.

La géométrie des trains ne réalise que partiellement cette compensation, de sorte que l'on donne souvent un pourcentage d'anti-plongée ou d'anti-cabrage.

L'anti-plongée réduit l'enfoncement de la suspension avant (*anti-dive*) et le délestage de la suspension arrière (*anti-rise*) sous effort de freinage.

L'anti-cabrage (*anti-squat*) réduit l'enfoncement de la suspension arrière sous effort d'accélération.

- Anti-plongée (*anti-dive* & *anti-rise*)

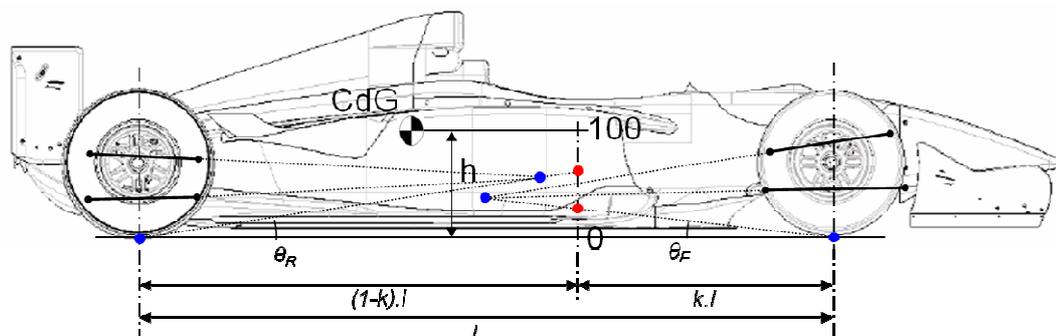


Figure 55 : Disposition "Anti-plongée" des trains

Avec k : Répartition de frein Av / Ar (*Brake balance*)

$$\% \text{ Anti-dive} = \frac{\tan \theta_F}{h/k.l} \times 100$$

$$\% \text{ Anti-rise} = \frac{\tan \theta_R}{h/(1-k).l} \times 100$$

Tracés des CIR permettant de déterminer les coefficients d'anti-plongée en **Annexe n°6**.

- anti-cabrage (anti-squat)

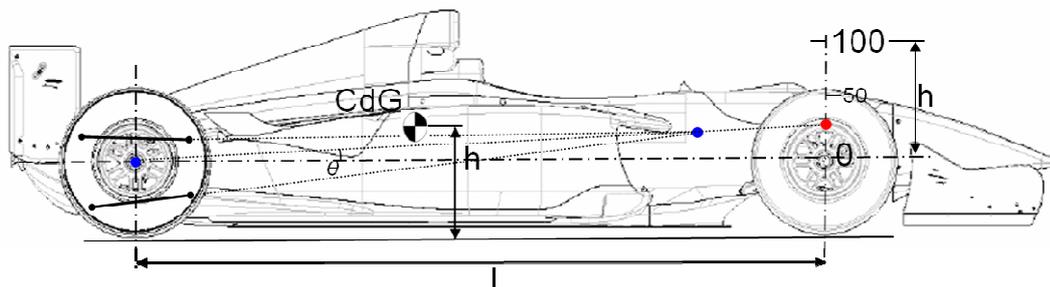
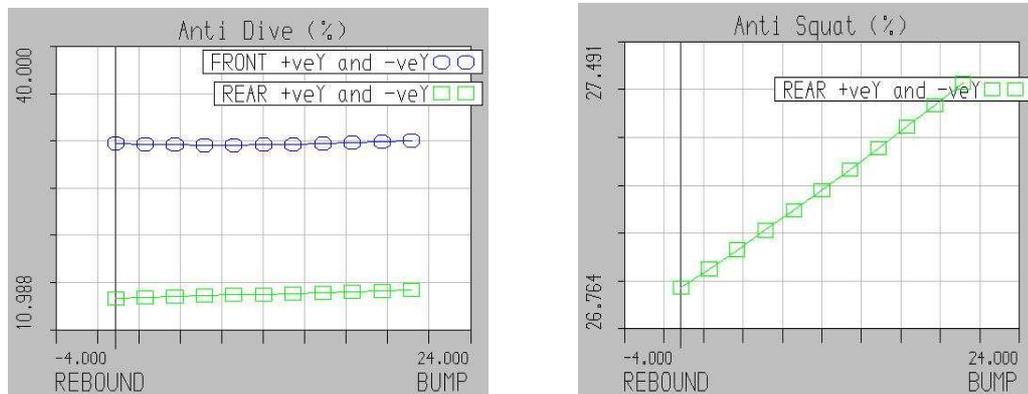


Figure 56 : Disposition "anti-cabrage" du train arrière

$$\% \text{ Anti-squat} = \frac{\tan \theta}{h/l} \times 100$$

Les valeurs de compensation du châssis Dallara T02 pour un réglage "standard" du train arrière sont :



Graphique 10 : Compensations de suspension - anti-plongée et anti-cabrage

Anti-plongée avant = **30,1%**
 Anti-plongée arrière = **14,2%**

 Anti-cabrage = **26.9%**

La conception du châssis nous permet de modifier la position des points d'ancrage des bras de suspension arrière (**Annexe n°7**) :

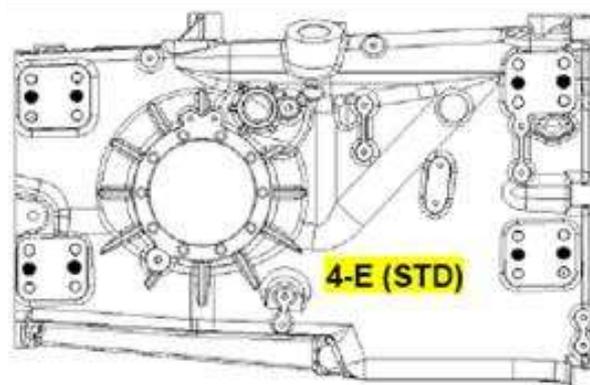


Figure 57 : Points d'ancrage des bras de suspension arrière

Considérant une définition donnée du train avant, ces modifications de géométrie du train arrière induisent des variations :

- de hauteur de centre de roulis arrière et donc d'orientation d'axe de roulis.
- de carrossage.
- de compensation de suspension.

OPTION	Hauteur du centre de roulis (variation par rapport à la position Std)	Variation de carrossage (°) (pour 10mm de débattement)	Anti-cabrage %	Anti-plongée %
1-A	+28.8	-0.2	29.2	14
1-E	+61.1	-0.32	27.6	14.8
1-I	+90.8	-0.44	26.3	15.6
2-A	+6.6	-0.16	3.8	-25.6
2-E	+40.4	-0.29	1.1	-24
2-I	+71.3	-0.40	-1.2	-22.5
3-A	-12.2	-0.13	53.8	52.7
3-E	+21.4	-0.25	53.2	52.7
4-A	-35.1	-0.09	28.6	13.3
4-E (STD)	/	-0.15	26.9	14,2
4-I	+32.2	-0.34	25.6	14.8

Tableau 9 : Configurations de fixations des bras de suspension arrière

Ecarts de hauteurs de centre de roulis avant et arrière et évolution des effets Brouilhet entre les pneumatiques AVON et MICHELIN (à iso garde au sol) :

	Avant			Arrière		
	MICHELIN	Ecart	AVON	MICHELIN	Ecart	AVON
Hauteur de Centre de Roulis (mm)	14	-0.9	10,5	27.9	0,6	27.9

Tableau 10 : Effet des pneumatiques (AVON vs MICHELIN) sur la position des centres de roulis

Anti-plongée avant = **31,7%** (+0,6% par rapport aux pneus AVON)
 Anti-plongée arrière = **14,2%** (idem pneus AVON)
 Anti-cabrage = **26.8%** (-0,1% par rapport aux pneus AVON)

Compte tenu des faibles écarts de rayons sous charge, le changement de pneumatiques n'influe pas de manière significative sur la position de l'axe de roulis (donc sur les transferts de charges liés au moment actif de roulis), ni sur les compensations de suspensions.

5.2.3. Les transferts de charges longitudinaux

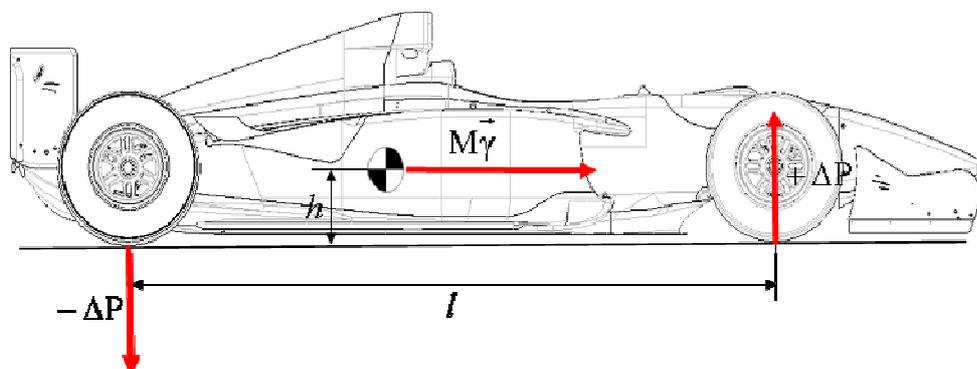


Figure 58 : Transferts de charge longitudinaux

Lors d'un freinage, la décélération surcharge l'avant et décharge l'arrière, on dit alors qu'il y a "transfert de charge". A l'inverse, un transfert de charge de l'avant vers l'arrière se produit également lors des phases d'accélération.

Il est noté ΔP par la suite et vaut :

$$\Delta P \times l = M \gamma \times h$$

$$\Delta P = M \gamma \times \frac{h}{l}$$

Calcul des transferts de charges sous effort longitudinal de décélération et des niveaux de compensations de suspension avant et arrière :

les acquisitions de données montrent que le potentiel de décélération de la voiture est (au moins) de **2,4g** (associé à une vitesse de **194,3Km/h** au moment du pic de décélération).

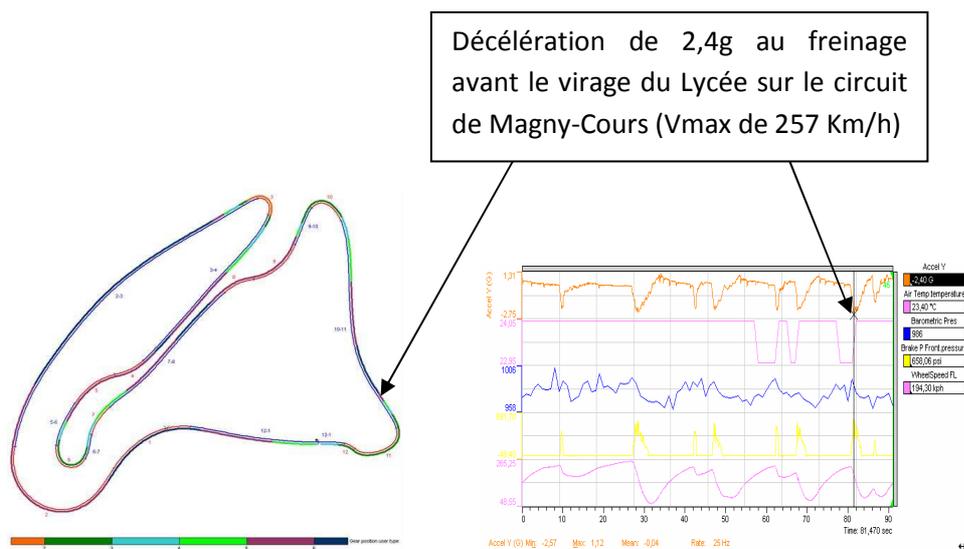


Figure 59 : Acquisition de données – Freinage (circuit de Magny-Cours)

Le transfert de charge ΔP ne dépend que de la masse, de l'empattement et de la hauteur du centre de gravité. Plus le centre de gravité est haut et plus l'empattement est court, plus le transfert de charge sous effort de freinage est important.

Avec les caractéristiques de la voiture :

$$M = 669,5 \text{ kg}$$

$$l = 3000\text{mm}$$

$$h = 276\text{mm}$$

$$\gamma = 2,4g$$

$$\Delta P = 669,5 \times 2,4g \times \frac{0,28}{3}$$

$$\Delta P = 1471\text{N}$$

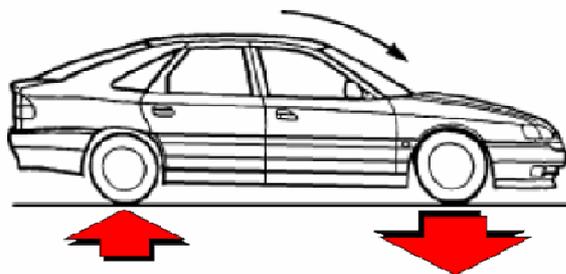


Figure 60 : Transfert de charge longitudinal - Renault Safrane

A titre de comparaison, une décélération de $12,7 \text{ m/s}^2$ ($1,3g$) d'une berline de type Renault Safrane pesant 1900 kg génère un transfert de charge de l'ordre de **5000N**. C'est-à-dire plus de 3 fois plus que notre voiture de compétition.

Notre répartition de freinage est de **60% (avant) / 40% (arrière)**. De ce fait, avec :

$$M.\gamma = 669,5 \times 2,4 \times 9,81$$

$$M.\gamma = 15763\text{N}$$

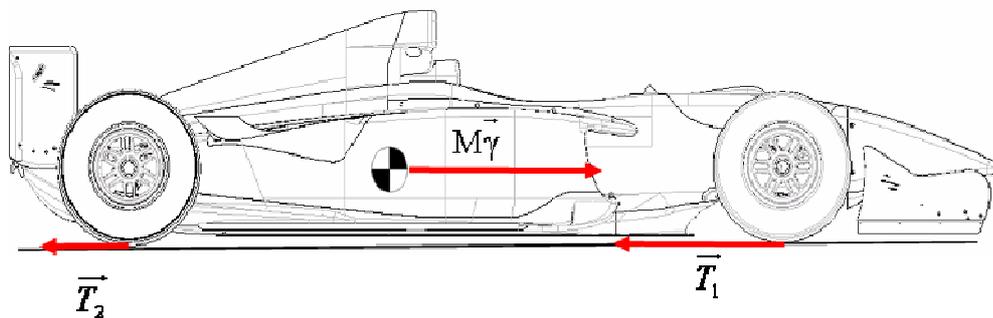


Figure 61 : Traînée de freinage

Les traînées de freinage (ou efforts retardateurs) sont :

$$T_1 = 0,6 \times M.\gamma$$

$$T_2 = 0,4 \times M.\gamma$$

$$T_1 = 9458\text{N}$$

$$T_2 = 6305\text{N}$$

- Effets Brouilhet longitudinaux :

Avec les valeurs de compensation précédemment déterminées :

Anti-plongée avant : 30,1%

Anti-plongée arrière : 14,2%

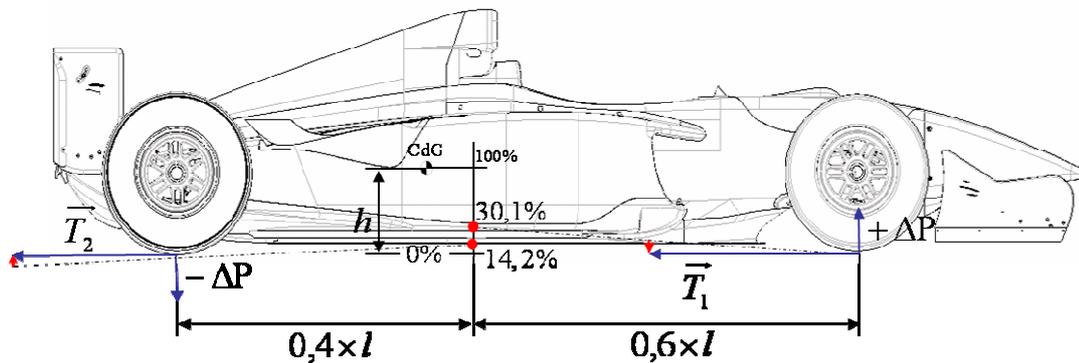


Figure 62 : Compensation d suspension au freinage

Les efforts de compensations de plongée dus à la cinématique des suspensions avant et arrière sont de :

Avant : -2846,8N
 Arrière : 895,3N

Ce qui signifie que pour ce niveau de décélération, les suspensions absorbent :

Pneumatiques avant : $\Delta P = 1471N$
 Suspension avant : $\Delta P - 2846,8 = -1375,8N$
 Pneumatiques arrière : $-\Delta P = -1471N$
 Suspension arrière $-\Delta P + 895,3 = -575,7N$

On observe qu'à l'avant, l'effet Brouilhet compense au delà du transfert de charge produisant une force verticale ayant pour effet, assez inattendu, de "soulever" la voiture !... En réalité, il faut également tenir compte de l'appui aérodynamique qui intervient dans l'équilibre des forces.

Par ailleurs, sur le train avant, le mouvement vertical ascendant du châssis est bloqué par la butée de détente qui est calée sur la position statique du véhicule. Car pour pouvoir rouler avec une précharge ressort sur le train, il faut qu'en statique, le basculeur soit en contact avec la butée de détente (B), par l'intermédiaire la vis (A). Sans quoi l'effort induit par la précharge se transmettrait dans les poussoirs et provoquerait une augmentation de la garde au sol (c'est d'ailleurs la méthode utilisée pour régler ce paramètre sur les véhicules ayant un bras de suspension supportant la fixation du combiné ressort – amortisseur).

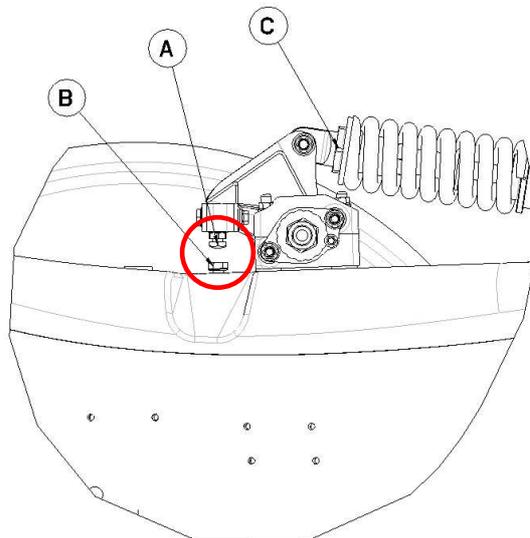


Figure 63 : Butée de détente

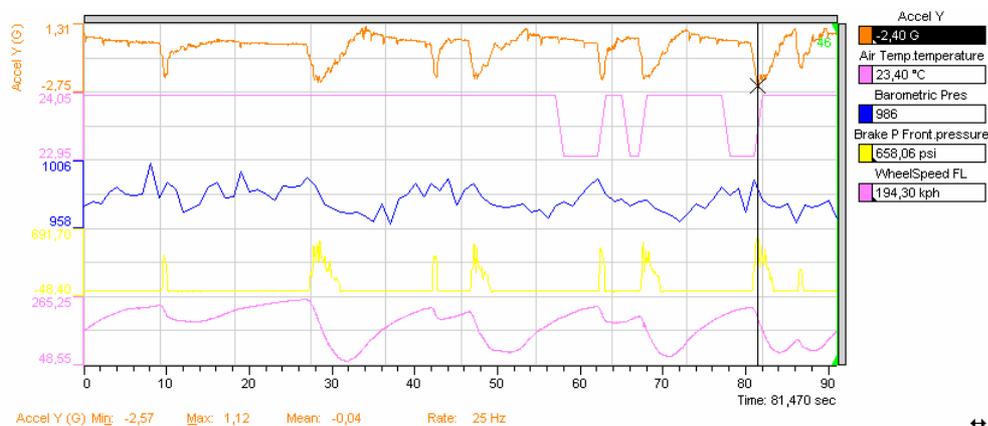


Figure 64 : Système anti roulis avant

- Appui aérodynamique :

Pour pouvoir estimer la variation de garde au sol lors d'un freinage, il faut tenir compte de la charge verticale sur les trains due aux appuis aérodynamiques (ailerons et effet de sol). Nous pouvons les approximer au moment du pic de décélération (correspondant aux valeurs maximum du transfert de charge dynamique et des effets compensatoires de suspension) en utilisant les "aeromaps" du châssis, donnée par Dallara (**Annexe n°8**). Ces tableaux permettent de calculer la charge verticale sur le train avant et arrière en fonction des valeurs de garde au sol et de la configuration aérodynamique (braquages ailerons avant et arrière).

La configuration aérodynamique utilisée sur le circuit de Magny-Cours génère beaucoup d'appui vertical. Considérant les conditions ambiantes suivantes :



Graphique 11 : Extrait d'acquisition de données (circuit de Magny-Cours)

- Température (T) = 23,4°C
- Pression (p) = 986 mb
- N'ayant pas l'information, on ne prend pas en compte le taux d'humidité.

La charge verticale peut alors être calculée par : $F_z = \frac{1}{2} \times \rho \times C \times V^2$

Avec :

- F_z : Charge verticale en N
- C : Coefficient issue de l'aeromap du châssis
- V : Vitesse en m/s
- ρ : Densité de l'air en kg/m^3

$$\text{Avec : } \rho = \frac{0.349 \times p}{273.15 + T} \approx 1.16 \text{ Kg} / m^3$$

Ne connaissant pas la garde au sol avant et arrière "en dynamique", car nous ignorons les valeurs des appuis aérodynamiques, nous allons prendre comme approximation des coefficients C les valeurs maximum des tableaux représentatifs d'une faible garde au sol.

		FRONT DOWNFORCE							REAR DOWNFORCE						
		REAR RIDE HEIGHT							REAR RIDE HEIGHT						
		15	20	25	30	35	40	45	15	20	25	30	35	40	45
FRONT RIDE HEIGHT	7.5	1.481	1.487	1.494	1.492	1.489	1.479	1.469	2.061	2.017	1.972	1.903	1.835	1.782	1.730
	10.5	1.393	1.399	1.405	1.402	1.397	1.398	1.397	2.033	1.981	1.928	1.865	1.803	1.750	1.698
	13.5	1.314	1.319	1.323	1.319	1.314	1.320	1.324	1.994	1.938	1.882	1.824	1.767	1.715	1.665
	16.5	1.249	1.252	1.254	1.250	1.245	1.247	1.249	1.936	1.884	1.832	1.777	1.723	1.676	1.629
	19.5	1.205	1.199	1.193	1.196	1.196	1.195	1.194	1.873	1.835	1.797	1.742	1.684	1.640	1.597
	22.5	1.171	1.154	1.137	1.148	1.158	1.153	1.148	1.808	1.788	1.769	1.706	1.645	1.606	1.567

Tableau 11 : Aeromaps avant et arrière

Les charges aérodynamiques sur le train avant et arrière sont :

Avant : $F_{z1} = 2500N$
 Arrière : $F_{z2} = 3486N$

Compte tenu de la précharge du ressort de 1,25mm (soit 285N) et d'une valeur de λ_{Sav} de 0,89, la suspension avant commence à débattre pour un effort vertical supérieur à 254N. Avec la flexibilité qui la caractérise (8,6mm pour 100daN), la variation de garde au sol avant due à l'appui aérodynamique est donc de :

$$\frac{8,6 \times -(2500 - 254)}{1000} = -19,3mm$$

De la même manière la variation de garde au sol à l'arrière est :

$$\frac{4,4 \times -3486}{1000} = -15,3mm$$

Il faut ensuite ajouter les variations de garde au sol dues au transfert de charge et aux effets compensatoires :

	Variation de garde au sol pour une sollicitation de freinage	
	Train Avant	Train Arrière
Flexibilité de la suspension Avant : 5,95mm/100daN Arrière : 2,4mm/100daN	+8,2mm	+1,3mm
Flexibilité des pneumatiques Avant : 2,65mm/100daN Arrière : 2mm/100daN	-3,9mm	+2,9mm
Variation de garde au sol totale	+4,3mm	+4,2mm

Tableau 12 : Variation de garde au sol au freinage

On constate qu'avec les positions actuelles des fixations de bras de suspension arrière, le transfert de charge impacte très peu l'assiette de la voiture puisque les variations avant/arrière évoluent quasiment de la même valeur.

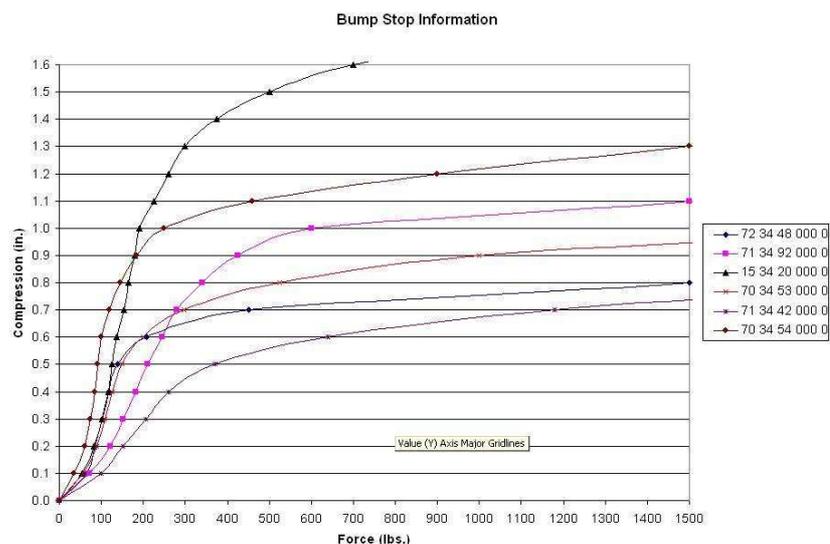
Les valeurs de garde au sol avant et arrière dans ces conditions (vitesse et décélération) sont :

Garde au sol avant : $20 + 4,3 - 19,3 = 5\text{mm}$
 Garde au sol arrière : $35 + 4,2 - 15,3 = 23,9\text{mm}$

La vitesse de la voiture au moment de ce pic de décélération est de 194Km/h (pour une vitesse maxi de 255 Km/h sur ce circuit).

Nous devons affiner nos réglages car il doit être possible d'abaisser l'arrière de la voiture d'environ 5mm. Et pour l'avant il faut que nous soyons vigilants à la position d'attaque de la butée de choc afin de maîtriser au mieux l'assiette de la voiture.

En effet, compte tenu des faibles gardes au sol et des fortes charges aérodynamiques il est nécessaire d'ajouter des butées de choc sur les amortisseurs, afin d'augmenter la non linéarité de la variation d'effort ressort en fonction du déplacement vertical pour éviter de faire talonner le fond plat. Courbes montrant les déplacements en fonction de l'effort ressort, caractérisant les butées de choc utilisables sur nos amortisseurs :



Graphique 12 : Caractérisations des flexibilités des butées de choc

5.2.4. Les transferts de charges transversaux

- **Le pneumatique**

Un pneumatique roulant de façon à ce que la direction du mouvement fasse un angle δ avec le plan de jante développe un effort transversal. Cet angle est appelé dérive du pneumatique.

Les explications qui suivent s'appuient sur un modèle très simplifié du pneumatique et du système qui satisfont l'objectif de visualisation des principaux comportements et restent très accessibles. Il ne doit pas y avoir de confusion avec les modèles de calcul sophistiqués qui permettent de réaliser la simulation et la conception des pneumatiques ainsi que la mise au point des véhicules.

- Rigidité de dérive

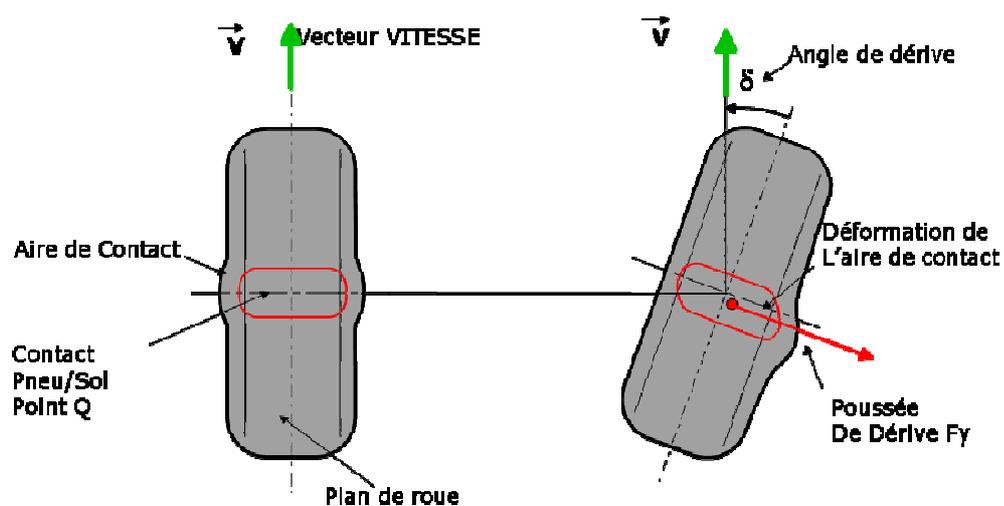
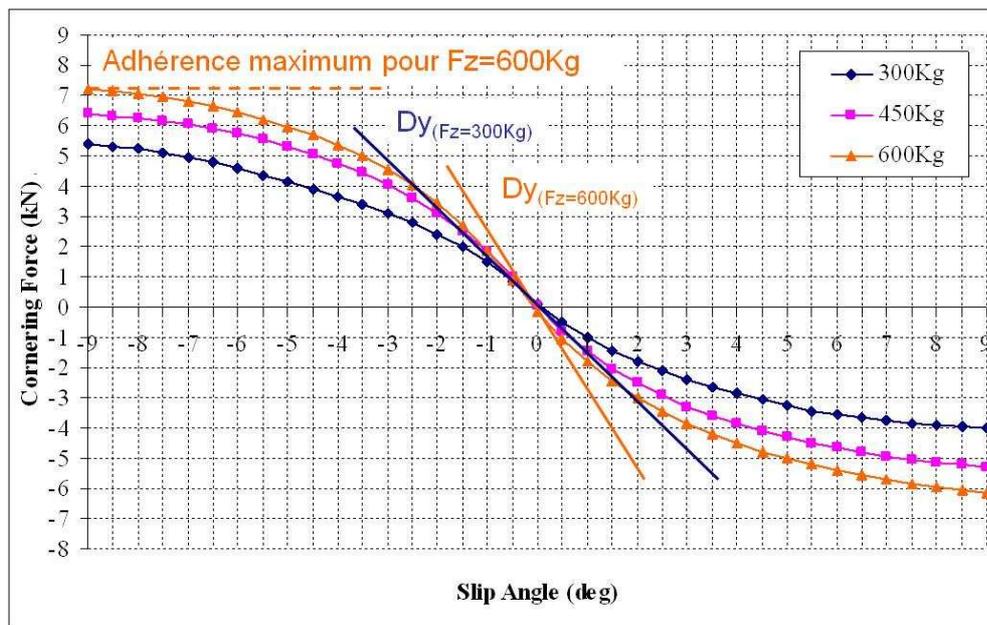


Figure 65 : Dérive du pneumatique

Dès qu'il y a braquage de la roue, la déformation de l'aire de contact du pneumatique avec le sol génère une force F_y , appelée poussée de dérive qui provoque sur le train l'accélération transversale γ_t .

$$F_y = D_y \times \delta$$

On appelle rigidité de dérive D_y (N/deg), la pente à l'origine de la courbe $F_y = f(\delta)$. Ce paramètre décrit l'intensité avec laquelle le pneumatique génère la force qui permet de tourner.



Graphique 13 : Variation de la poussée de dérive en fonction de l'angle de dérive

L'adhérence maximum définit quant à elle la valeur la plus élevée de force F_y que peut délivrer le pneumatique. La rigidité de dérive et l'adhérence maximum sont fonction de la charge verticale F_z appliquée aux pneumatiques.

Courbes de variation de la poussée de dérive en fonction de la dérive des pneumatiques avant et arrière AVON utilisés en **Annexe n°9**.

Pour un pneumatique donné, la rigidité de dérive dépend :

- de la charge verticale
- de la pression
- de la température
- de la vitesse.

Il est à noter que la dérive du pneumatique n'est qu'une composante de la dérive spécifique du train (avant ou arrière) :

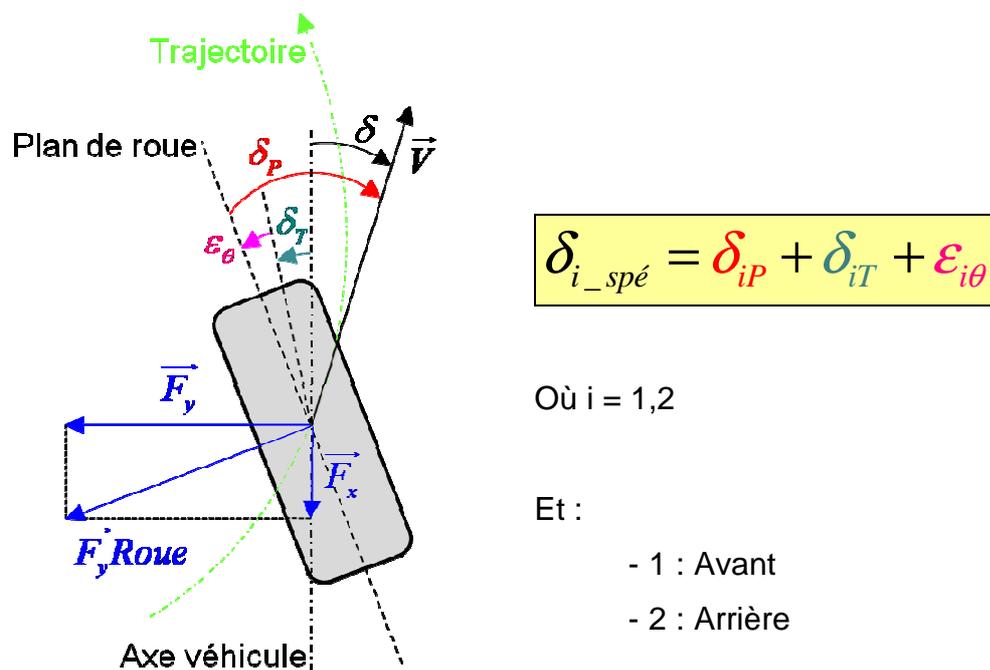


Figure 66 : Dérive spécifique du train

Ou encore :

Dérive spécifique du train = Dérive Pneumatique + Dérive Train (élasto-cinématique) + Braquage induit par le roulis (épure).

Remarque sur l'élasto-cinématique :

Dans le cas des véhicules de tourisme, **l'élasto-cinématique** est au premier ordre générée par la déformation élastique (avec rémanence) des articulations en élastomère disposées entre les éléments de suspension et le châssis. La raideur propre des composants de train, montage de roue, porte-fusée, triangles de suspension, jambe élastique pour les mac-pherson, doit être maîtrisée puisqu'elle s'additionne à celle des articulations élastiques. Un cahier des charges des raideurs d'accueil des points d'entrée d'efforts est dégagé des calculs amont effectués à partir du comportement dynamique voulu par les concepteurs. Ces raideurs ne doivent en aucun cas être ignorées dans la mise au point de l'endurance des pièces surtout dans l'optimisation des masses et des performances des matériaux.

Pour les véhicules de compétition, l'élasto-cinématique est réduite aux déformées sous efforts des composants et aux déformations mécaniques des liaisons, entre eux. Les efforts (freinage, virage, propulsion) à transmettre sont très élevés, plus que dans le cas d'un véhicule de tourisme. Les pneumatiques avec des poussées de dérive au moins 3 fois plus importantes y sont donc particulièrement sensibles. La tenue en fatigue n'est pas absente du dimensionnement des pièces de train de ces véhicules. Même si le "profil de mission" est connu (les circuits), la gestion du véhicule confiée à un professionnel, les avatars tels que vibreur, sortie de piste, ou choc dû à des accrochages, sont à prendre en compte sur la tenue des composants. La sécurité du pilote en dépend.

Pour donner un ordre d'idée de l'importance des déformations de train sous efforts, voici un exemple concret :

Si on considère un train avant avec une direction ayant un rapport de démultiplication de 17,5. Géométriquement, cela se traduit par 1° de braquage de roue lorsqu'on tourne le volant de 17,5°. Si la déformation sous effort du plan de roue (virage par exemple) est de 1.10^{-3} rad (équivalent à une déviation de

1mm pour 1m, ou encore un peu plus de 3 minutes d'angle) cela correspond à un angle volant de $17,5 \cdot 10^{-3}$ rad, c'est-à-dire 1° .

Les déformations sous efforts ne sont donc pas négligeables, d'où le soin apporté à la rédaction des CDC ainsi qu'à la réalisation des composants.

Exemple de déploiement de cahier des charges d'un porte-fusée, dans lequel il est spécifié un objectif de raideur :

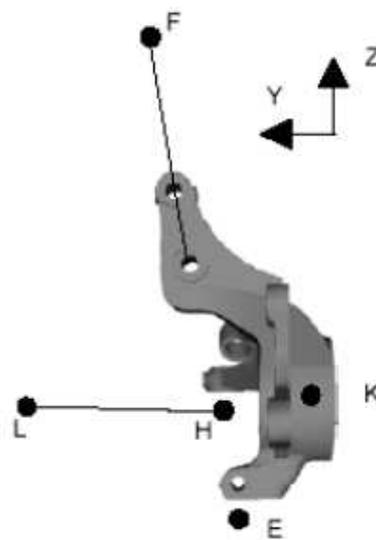


Figure 67 : Points caractéristiques du porte-fusée

Raideur pt H, F, E	daN/mm
Raideur pt H suivant v (daN/mm)	720

Tableau 13 : Raideur au point H - Objectif

Résultats pour plusieurs définitions géométriques :

Raideur pt H	Raideur pt H suivant LH (daN/mm)
V00 H000	5714
V06 H000	2100
V06 H001	2326
V17 H002	2174

Tableau 14 : Raideur au point H – Résultats

- Moment d'auto-alignement

On observe également que, du fait de la déformation de l'aire de contact du pneumatique par la dérive, le barycentre des efforts transversaux développés dans l'aire de contact est déplacé vers l'arrière. La distance entre le point de contact théorique et ce point d'application des efforts transversaux s'appelle *la chasse pneumatique*, elle est notée C_p .

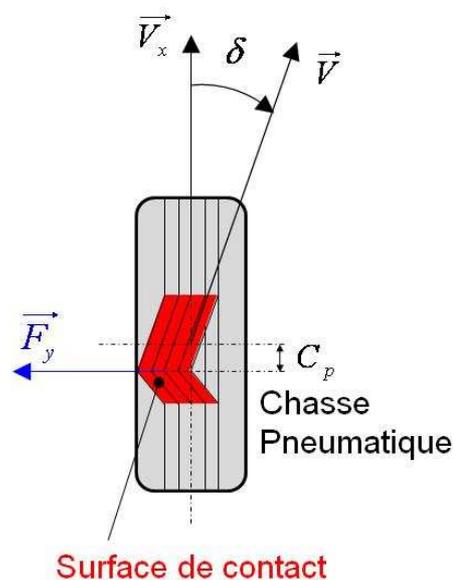


Figure 68 : Chasse pneumatique

Le produit de la chasse pneumatique et de l'effort transversal traduit le moment d'auto-alignement du pneumatique.

C'est une caractéristique importante du pneumatique pour la fonction guidage car le pilote va ressentir ces variations par le moment qu'il applique sur le volant. Il pourra ainsi se rendre compte de la baisse de moment d'auto-alignement qui annonce la mise en glissement d'une partie de la zone de contact et la proximité de la limite de guidage du pneumatique.

Courbes de variation du moment d'auto-alignement en fonction de la dérive des pneumatiques avant et arrière AVON utilisés en **Annexe n°10**.

- La dynamique angulaire

La dynamique angulaire se définit comme la dérivée de l'angle au volant par rapport à l'accélération transversale, à rayon de trajectoire constant ($R = Cste$), et vitesse variable. Elle correspond à la correction au volant nécessaire pour rester sur une trajectoire circulaire, lors d'une variation de vitesse induisant une variation d'accélération unitaire ($+1 \text{ m.s}^{-2}$).

$$da = \frac{d\alpha_v}{d\gamma_t}$$

Avec $R = Cste$.

Sur un cercle de cinquante mètres de rayon, en régime **quasi-statique**, l'angle au volant est mesuré en fonction de l'accélération transversale. La dynamique angulaire est la pente de la courbe $\alpha_v = f(\gamma_t)$.

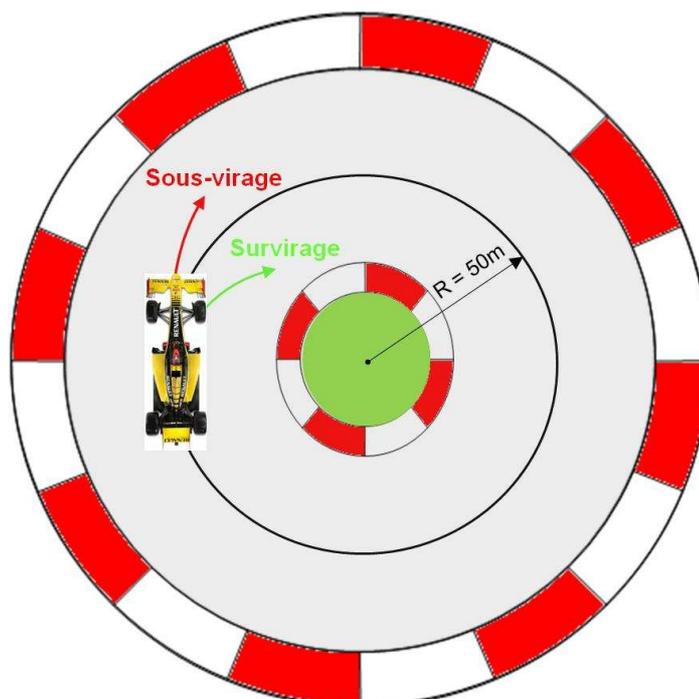
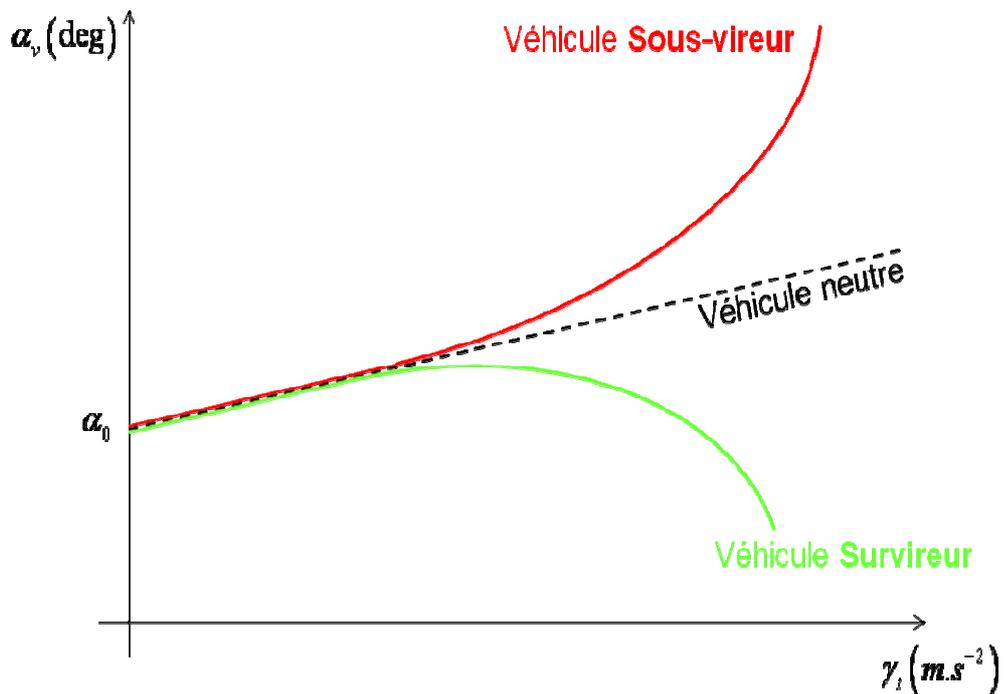


Figure 69 : Dynamique angulaire



Graphique 14 : Variation de l'angle volant en fonction de l'accélération transversale

Avec α_0 , l'angle au volant pour inscrire le véhicule sur le cercle à $\gamma_t = 0$ (sans effort de ripage).

Le but de ce chapitre n'est pas d'obtenir des résultats précis mais d'expliquer la manière avec laquelle les pneumatiques, via leur rigidité de dérive, influent sur les transferts de charges.

Pour simplifier les calculs et permettre une compréhension plus aisée du phénomène, j'ai appuyé la démonstration sur un modèle représenté seulement par deux roues. Une seule roue avant dite centrale car elle reflète la physique équivalente du train avant, et également une seule roue arrière au milieu du véhicule. Un modèle à 4 roues serait plus pertinent pour intégrer tous les paramètres liés au roulis du véhicule, notamment la différenciation qui existe entre les roues intérieure et extérieure virage en matière de charges et de braquages. Mais pour l'explication qui suit, le modèle dit *bicyclette* est plus éclairant.

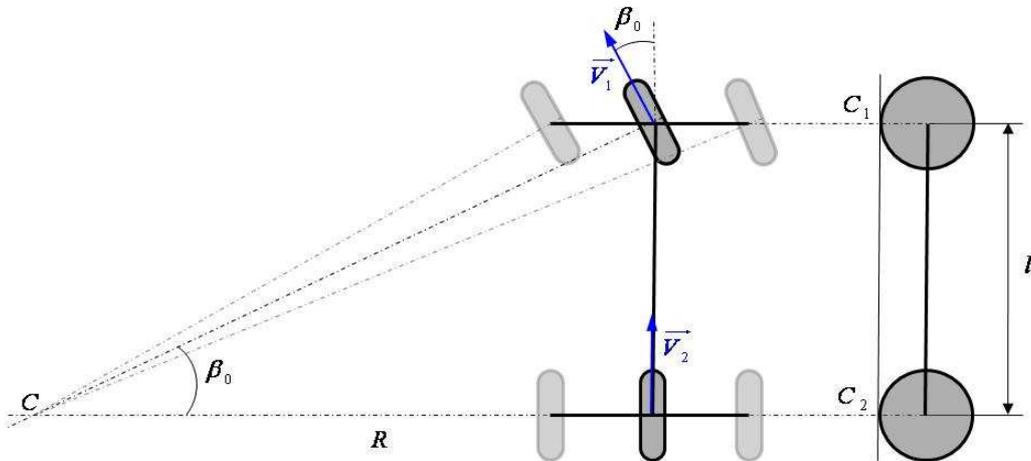


Figure 70 : Modèle "bicyclette"

Le véhicule est donc réduit à une caisse infiniment rigide, sans suspensions, et l'axe de pivot est strictement vertical, sans chasse. Sur le premier schéma, le modèle est dépourvu de pneumatiques et roule sans glisser sur un sol plan, à vitesse constante. Les roues sont indéformables et les vecteurs vitesse avant V_1 et arrière V_2 sont portés par les plans de roue en C_1 et C_2 . La rotation au sol s'effectue au point C intersection des normales aux vecteurs vitesse.

Si η est le rapport de démultiplication de la direction, β_0 l'angle de braquage du train avant, et α_0 l'angle au volant, on peut écrire (si β_0 n'est pas trop grand) :

$$\tan \beta_0 = \frac{l}{R}$$

$$\alpha_0 = \eta \cdot \beta_0$$

$$\alpha_0 = \eta \cdot \frac{l}{R}$$

Pour ce véhicule sans pneumatiques et dont les vecteurs vitesses sont strictement confondus avec les plans de roue, l'angle au volant est indépendant de l'accélération transversale. Même si la vitesse augmente, sur ce même rayon de trajectoire, malgré une augmentation de l'accélération transversale, l'angle de braquage sera constant et égal à α_0 .

Considérons à présent le modèle 2 roues équipé de pneumatiques dont la propriété première est de développer un effort transversal sous l'action d'un angle de dérive. Soit δ_1 et δ_2 la dérive du train avant et arrière.

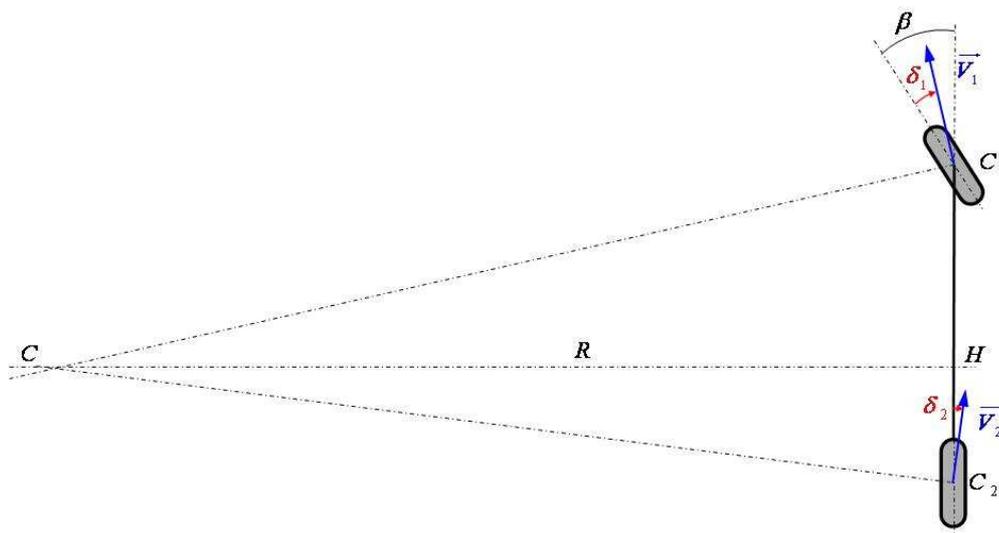


Figure 71 : Dérive avant et arrière

Nous pouvons écrire :

$$\tan(\beta - \delta_1) = \frac{\overline{C_1 H}}{R}$$

$$\tan \delta_2 = \frac{\overline{C_2 H}}{R}$$

L'angle en C devient :

$$(\beta - \delta_1) + \delta_2 = \frac{l}{R}$$

$$\beta = \delta_1 - \delta_2 + \frac{l}{R}$$

Soit l'angle au volant : $\alpha = \eta \cdot \beta$

Nous obtenons :

$$\alpha = \eta \cdot \frac{l}{R} + \eta \cdot (\delta_1 - \delta_2)$$

Soit en fonction de α_0 :

$$\alpha = \alpha_0 + \eta \cdot (\delta_1 - \delta_2) \quad (1)$$

Comme vu précédemment, il est possible d'exprimer les termes d'angle de dérive, δ_1 et δ_2 , en fonction des efforts transversaux en virage Fy_1 et Fy_2 qui s'appliquent sur les trains avant et arrière, et des rigidités de dérive associées D_1 et D_2 pour l'avant et l'arrière.

$$\delta_1 = \frac{Fy_1}{D_1}$$

$$\delta_2 = \frac{Fy_2}{D_2}$$

$$Fy_1 = \frac{\overline{GC_2}}{C_1C_2} M \gamma_t = \frac{l_2}{l} M \gamma_t = M_1 \gamma_t$$

$$Fy_2 = \frac{\overline{GC_1}}{C_1C_2} M \gamma_t = \frac{l_1}{l} M \gamma_t = M_2 \gamma_t$$

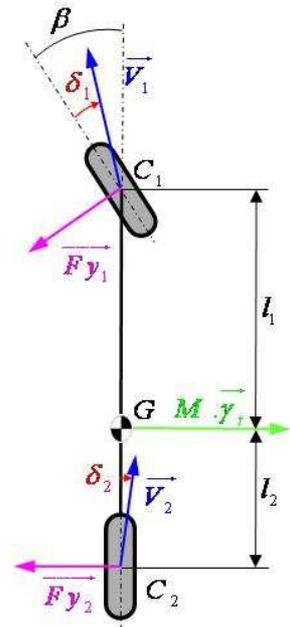


Figure 72 : Poussée de dérive avant et arrière

Les efforts Fy_1 et Fy_2 sont distribués en fonction de la position du centre de gravité G par les distances l_1 et l_2 .

L'équation (1) devient alors :

$$\alpha = \alpha_0 + \eta \cdot \left(\frac{M_1}{D_1} - \frac{M_2}{D_2} \right) \cdot \gamma_t$$

La dynamique angulaire da étant la pente de la droite $\alpha_v = f(\gamma_t)$ dans le domaine linéaire, nous pouvons écrire :

$$da = \frac{d\alpha_v}{d\gamma_t} = \eta \cdot \left(\frac{M_1}{D_1} - \frac{M_2}{D_2} \right)$$

Il est donc possible connaissant les caractéristiques d'un véhicule (rapport de démultiplication, masses, rigidités de dérive avant et arrière) de déterminer la dynamique angulaire, qui ne dépend donc pas des conditions d'utilisation du véhicule.

$$da = \eta \cdot (\delta_{1_spé} - \delta_{2_spé})$$

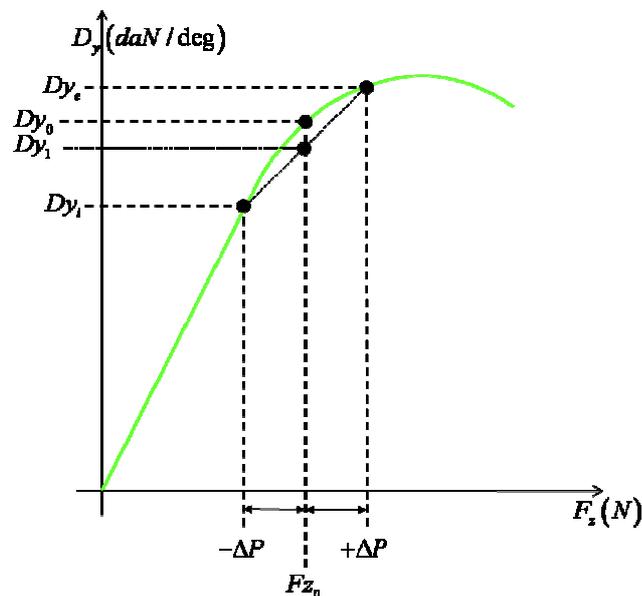
Nous pouvons tirer de cette équation les conclusions suivantes :

- Si les dérives spécifiques avant et arrière sont identiques, la différence avant – arrière ($\delta_1 - \delta_2$) est nulle et l'angle au volant n'évolue pas et vaut α_0 .
- Si la différence ($\delta_1 - \delta_2$) est positive, ce qui veut dire que la dérive avant est supérieure à la dérive arrière, il faut augmenter l'angle au volant pour rester sur la trajectoire. **La dynamique angulaire devient positive.**
- Au contraire, si le terme ($\delta_1 - \delta_2$) est négatif, il faut réduire l'angle au volant pour rester sur la trajectoire. **La dynamique angulaire devient négative.**

- **Les transferts de charge**

De la même manière que les phases d'accélération et de décélération génèrent un transfert de charge longitudinal, l'accélération transversale γ_t génère elle aussi un transfert de charge. Ce dernier va modifier la capacité des pneumatiques à délivrer de l'effort transversal en modifiant les rigidités de dérive. On observe que les courbes de rigidité de dérive exprimées en fonction de la charge verticale font apparaître de fortes non linéarités. Cette propriété est utilisée par l'intervention des transferts de charge qui feront baisser la rigidité de dérive globale au niveau des 2 roues d'un même essieu.

Ci-dessous, un graphique montrant l'effet du transfert de charge sur la rigidité de dérive globale d'un train (avant ou arrière).



Graphique 15 : Variation de la rigidité de dérive en fonction de la charge verticale

Avec :

- $2Dy_0$ et $2Dy$: les rigidités de dérives du train avant et après le transfert de charge.
- Dy_i et Dy_e : les rigidités de dérives du pneumatique intérieur et extérieur en courbe.

Etat du véhicule soumis uniquement à son propre poids et aux forces aérodynamiques :

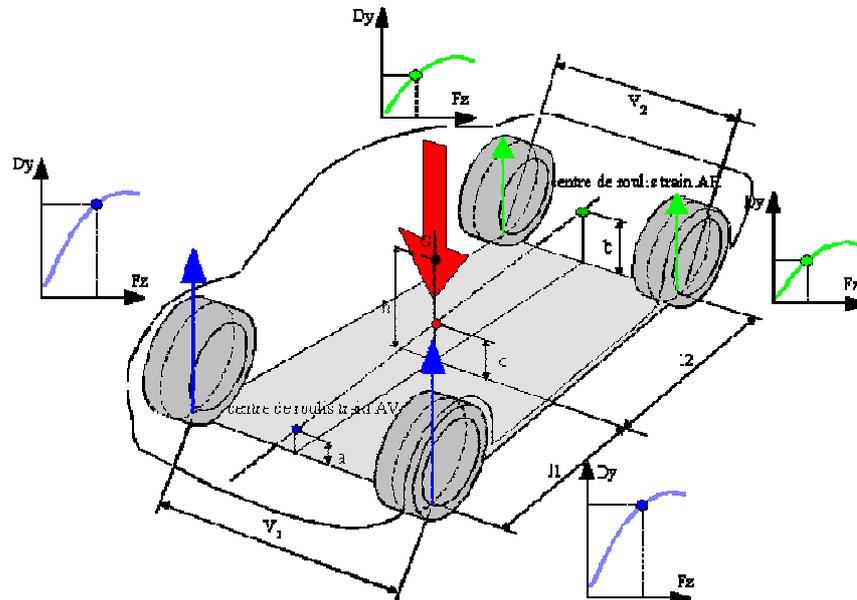


Figure 73 : Charges verticales avant le transfert de charge dynamique

Lorsqu'on ajoute l'action de l'accélération transversale, les rigidités de dérive des pneumatiques évoluent :

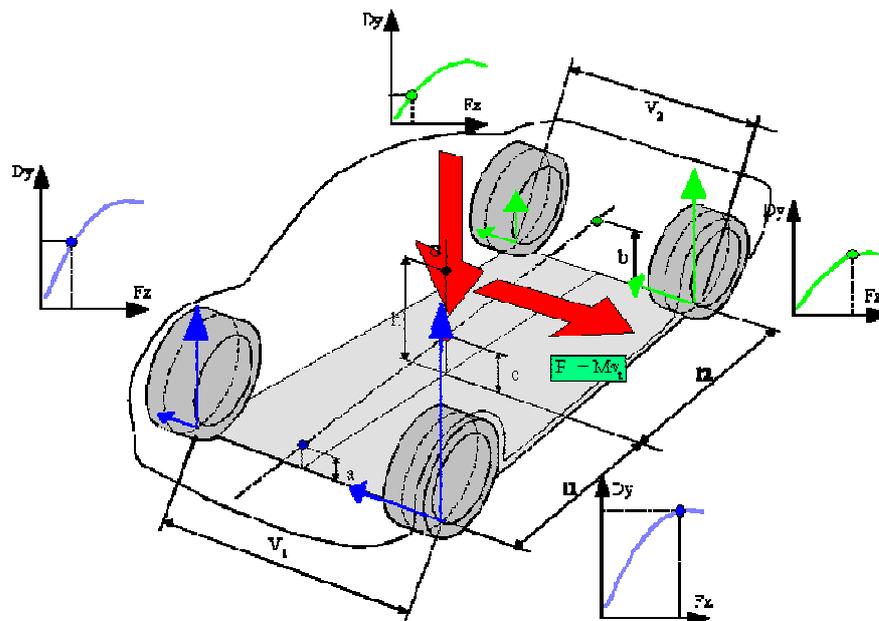


Figure 74 : Charges verticales et poussée de dérive après le transfert de charge dynamique

Le moment de roulis dû à l'accélération transversale en virage surcharge les roues extérieures et déleste les roues intérieures. Ce transfert de charge se répartit entre les trains avant et arrière suivant les raideurs anti-roulis de chaque train. Il modifie ainsi les rigidités de dérive des pneumatiques, et à cause de la non-linéarité de la variation de la rigidité de dérive en fonction de la charge verticale, il agit sur le caractère sur-vireur ou sous-vireur du véhicule.

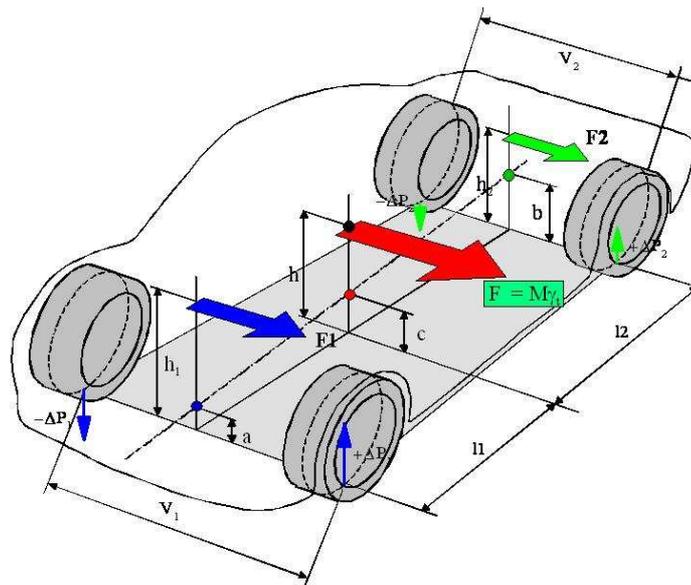


Figure 75 : Transferts de charge dynamique aux roues

Soient :

- M : la masse du véhicule.
- M_1 et M_2 : les masses sur les trains avant et arrière.
- F : la "force centrifuge" ($F=M \cdot \gamma_t$)
- F_1 et F_2 : décomposition de F sur les trains avant et arrière ($F_1=M_1 \cdot \gamma_t$ et $F_2=M_2 \cdot \gamma_t$).
- K_θ , $K_{\theta 1}$ et $K_{\theta 2}$: les raideurs anti-roulis totale, avant et arrière.
- V_1 et V_2 : les voies avant et arrière.
- l_1 et l_2 : la position du centre de gravité par rapport aux trains avant et arrière.
- a , b et h : les hauteurs respectives des centres de roulis avant, arrière et du centre de gravité.
- c : la hauteur de l'axe de roulis au niveau du centre de gravité.
- h_1 et h_2 : les hauteurs de F_1 et F_2 .

On a :

$$M_1 = K_{\theta_1} \times \theta_1 \Rightarrow \theta_1 = \frac{M_1}{K_{\theta_1}} \Rightarrow \theta_1 = \frac{F_1}{K_{\theta_1}} (h_1 - a)$$

$$M = K_{\theta} \times \theta \Rightarrow \theta = \frac{M}{K_{\theta}} \Rightarrow \theta = \frac{F}{K_{\theta}} (h - c)$$

$$M_2 = K_{\theta_2} \times \theta_2 \Rightarrow \theta_2 = \frac{M_2}{K_{\theta_2}} \Rightarrow \theta_2 = \frac{F_2}{K_{\theta_2}} (h_2 - b)$$

Si on considère le châssis comme infiniment rigide en torsion par rapport aux autres facteurs de raideur (pneumatique, suspension, système anti-roulis), alors $\theta = \theta_1 = \theta_2$.

Il faut cependant être conscient qu'au regard de la raideur anti-roulis avant de 88620 m.daN/deg, ce paramètre n'est sans doute plus négligeable.

Ce qui permet de déterminer les transferts de charge transversaux sur le train avant :

$$\frac{F_1}{K_{\theta_1}} \cdot (h_1 - a) = \frac{F}{K_{\theta}} \cdot (h - c)$$

$$(h_1 - a) = \times \frac{K_{\theta_1}}{K_{\theta}} \cdot (h - c)$$

$$\Delta P_1 = \frac{F_1 \cdot (h_1 - a)}{V_1} = \frac{F}{V_1} \times \frac{K_{\theta_1}}{K_{\theta}} \cdot (h - c)$$

De même pour le train arrière :

$$\frac{F_2}{K_{\theta_2}} \cdot (h_2 - b) = \frac{F}{K_{\theta}} \cdot (h - c)$$

$$(h_2 - b) = \frac{F}{F_2} \times \frac{K_{\theta_2}}{K_{\theta}} \cdot (h - c)$$

$$\Delta P_2 = \frac{F_2 \cdot (h_2 - b)}{V_2} = \frac{F}{V_2} \times \frac{K_{\theta_2}}{K_{\theta}} \cdot (h - b)$$

Les transferts de charges ne dépendent donc que de :

- l'intensité de l'accélération transversale
- les voies AV et AR du véhicule
- la distance entre le centre de gravité et l'axe de roulis (moment actif de roulis)
- la répartition de la raideur anti-roulis.

Calcul de transfert de charge transversal pour une accélération γ_t de 2,9g :

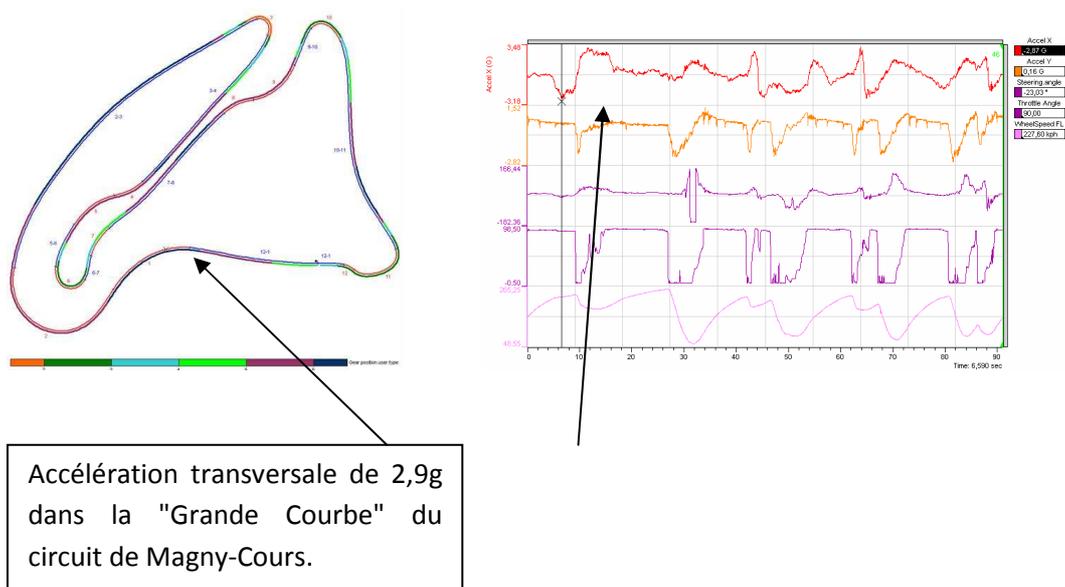


Figure 76 : Acquisition de données – Virage (circuit de Magny-Cours)

Avec la configuration suivante de la voiture, nous pouvons déterminer les transferts de charge avant ΔP_1 et arrière ΔP_2 :

Accélération transversale	γ_t	2,9g
Masse	M	669,5 kg
Masse avant	M₁	283 kg
Masse arrière	M₂	386,5 kg
Raideur anti-roulis avant	K_{θ1}	420 m.daN/deg
Raideur anti-roulis arrière	K_{θ2}	281,7 m.daN/deg
Voie avant	V₁	1600 mm
Voie arrière	V₂	1529 mm
Hauteur du centre de roulis avant	a	10,5 mm
Hauteur du centre de roulis arrière	b	28,5 mm
Hauteur du centre de gravité	h	276 mm
Distance entre le centre de roulis avant et le CdG	L₁	1732 mm
Distance entre le centre de roulis arrière et le CdG	L₂	1268 mm

Tableau 15 : Données prises en compte dans le caclul des transferts de charges

$$\Delta P_1 = 1822N$$

$$\Delta P_2 = 1271N$$

Ce qui, en ajoutant la masse, nous donne les charges verticales aux roues suivantes :

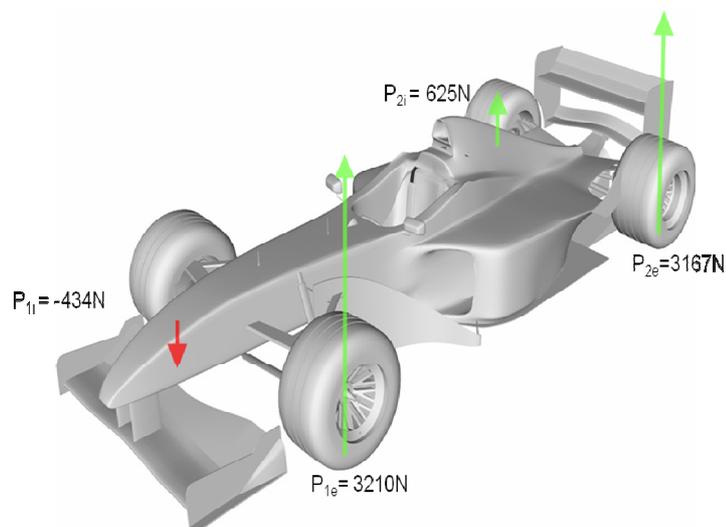


Figure 77 : Charges verticales aux roues (sans effet aérodynamique)

On constate que, compte tenu de l'architecture de la voiture (voies, répartition de masse), de la topologie des trains qui définissent la hauteur des centres de roulis et des niveaux d'anti-roulis, ce système génère des valeurs de transfert de charge très élevées. Sans l'appui aérodynamique, les pneumatiques intérieurs ne seraient plus en mesure de fournir de la poussée de dérive, c'est-à-dire qu'ils ne participeraient plus au guidage de la voiture.

Dans cette courbe, pour cette accélération transversale de 2,9g, la vitesse de passage est de 187 Km/h. Ce qui en terme de charge aérodynamique sur le train avant et arrière nous donne :

$$F_{z_1} = 2322N$$

$$F_{z_2} = 3232N$$

Les charges verticales sur les pneumatiques deviennent alors :

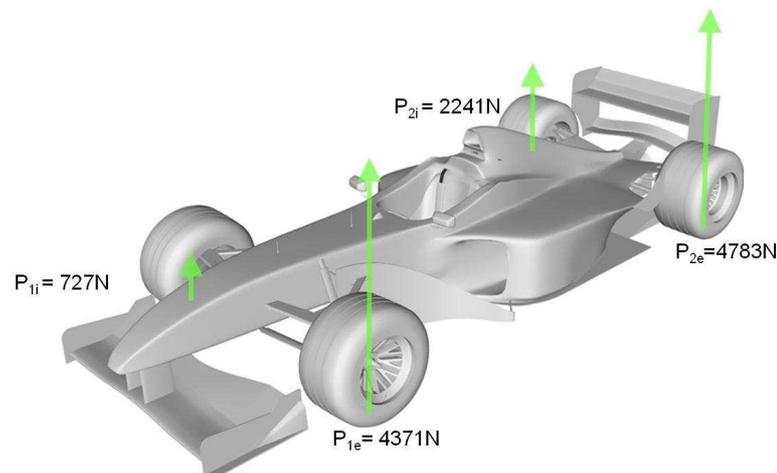


Figure 78 : Charges verticales aux roues (avec effet aérodynamique)

On a vu précédemment que la capacité d'un pneumatique à délivrer de la poussée de dérive dépend directement de la charge verticale qui lui est appliquée. On constate ici immédiatement l'intérêt d'être très bien réglé en "aéro" pour délivrer un maximum d'effort vertical sur le pneumatique et ainsi en optimiser le fonctionnement.

5.2.5. Variations d'épures

- Caractéristiques géométriques du train avant (données LSA) :

STATIC VALUES		
Camber Angle	(deg):	-3.00
Toe Angle {Plane}	(deg):	0.00
Toe Angle {SAE}	(deg):	0.00
Castor Angle	(deg):	7.54
Castor Trail (hub)	(mm):	26.47
Castor Offset (grnd)	(mm):	14.94
Kingpin Angle	(deg):	9.49
Kingpin Offset (w/c)	(mm):	78.48
Kingpin Offset (grnd)	(mm):	42.58
Mechanical Trail (grnd)	(mm):	14.81
ROLL CENTRE HEIGHT	(mm):	10.47

Tableau 16 : Angles initiaux du train avant

- Caractéristiques géométriques du train arrière (données LSA) :

STATIC VALUES		
Camber Angle	(deg):	-2.00
Toe Angle {Plane}	(deg):	-0.17
Toe Angle {SAE}	(deg):	-0.17
Castor Angle	(deg):	-12.09
Castor Trail (hub)	(mm):	-54.62
Castor Offset (grnd)	(mm):	-13.53
Kingpin Angle	(deg):	19.49
Kingpin Offset (w/c)	(mm):	131.28
Kingpin Offset (grnd)	(mm):	29.80
Mechanical Trail (grnd)	(mm):	-13.23
ROLL CENTRE HEIGHT	(mm):	28.55

Tableau 17 : Angles initiaux du train arrière

L'effort de freinage, dans le cas de freins dans les roues, s'applique au pied de roue. C'est donc le déport au sol, "*Kingpin Offset (grnd)*" (voir page 22), qui donne le signe et la valeur du moment actif autour de l'axe de pivot. Pour le train avant, seulement sollicité au pied de roue par les efforts de freinage (F_x) et de virage (F_y), c'est le déport au sol qui compte. Dans le cas de déport positif le freinage fabrique de l'ouverture.

Lorsque le train est moteur (en plus), ici c'est le cas du train AR, l'effort longitudinal de propulsion s'applique au centre roue (*wheel center*). Le déport fusée devient une donnée importante qui conditionne le moment autour du pivot. Dans tous les cas l'effort de propulsion associé à un déport fusée positif génère de la pince sous effort moteur qui se transforme en ouverture au lever de pied (effort moteur inverse).

D'où l'importance de maîtriser la déformée du train sous efforts longitudinaux, et de concevoir, dans la limite des technologies de réalisation des composants, une géométrie qui ne sacrifie pas trop les "déports".

Or nous pouvons observer, d'après les listings des angles initiaux des trains ci-dessus, que l'architecture (diamètre de jante, freins, transmissions) ne permet pas de réellement diminuer les valeurs des déports. Pour cette raison, il faut veiller à la symétrie des réglages initiaux entre la droite et la gauche, afin d'éviter les phénomènes de tirage (braquage) au freinage et sous efforts de propulsion.

Un comparatif des valeurs de déport fusée et de déport au sol pour des véhicules de tourisme se trouve en **Annexes n°11 et n°12** .

Un autre facteur intéressant à observer est la variation d'épure en pompage et en dévers. Il convient de la minimiser dans le but de perturber le moins possible le fonctionnement des pneumatiques :

- Variation de poussée de dérive par des variations d'angle de pince
- Variation de poussée de carrossage.

- Variations de carrossage et de pince en pompage et dévers pour les trains avant et arrière :

Les graphiques issues de LSA sont en **Annexes n°13 et n°14** .

		Train Avant	Train Arrière
Pompage	Débattement	0 / +15 mm	-5 / +25 mm
	Carrossage	-0,1°	+0.07° / -0,38°
	Pince	-0,01°	+0.001 / -0.002
Devers	angle	+/- 0,5°	
	Carrossage	0,8°	1°
	Pince	0,034°	0.66°

Tableau 18 : variations d'épure en pompage et dévers

Nous pouvons observer que sur la très faible plage de débattement utilisée, la cinématique des trains permet de maîtriser les variations d'épures, donc de conserver une constance de fonctionnement du pneumatique et de ce fait de ne pas perturber le comportement dynamique de la voiture.

6. Bilan

Il me paraissait important de travailler un sujet me permettant de croiser deux de mes domaines de compétences que sont le développement d'organes de liaisons au sol de véhicules de tourisme et la compétition automobile. Ces deux domaines répondent aux mêmes lois physiques, mais n'ont pas les mêmes ambitions. Dans le premier cas, le résultat recherché résulte d'un compromis entre le confort et le comportement. Dans le second le confort est "sacrifié" au profit d'une recherche de performance maximum.

Au travers de cette étude, centrée sur la cinématique du châssis et par l'utilisation combinée d'un modèle numérique, de modèles mathématiques et de données physiques, j'ai pu analyser des problématiques diverses telles que la mise au point des suspensions, le comportement au freinage et en virage.

Tout au long de ce travail, j'ai pu me rendre compte de la complexité du système étudié mais j'ai volontairement cherché à m'intéresser à une diversité importante de facteurs afin de les organiser au mieux autour de ce système, dans le but de mieux comprendre leurs effets sur l'équilibre du véhicule. Il convient malgré tout de rester modeste devant les résultats obtenus et d'être conscient de leur approximation car les modèles utilisés sont simplifiés, compte tenu de la difficulté à gérer le nombre important de paramètres agissant sur le système.

Les calculs m'ont en particulier éclairé sur les effets liés à un changement de type de pneumatiques, sur l'impact de la géométrie des trains sur les transferts dynamiques de charge ou encore sur l'effet de l'appui aérodynamique sur la performance des pneumatiques.

L'objectif premier de l'étude est atteint car il m'a permis de rassembler, structurer et améliorer des connaissances jusqu'alors isolées les unes des autres, ce qui va maintenant me permettre de pouvoir travailler plus en profondeur sur des domaines plus restreints.

7. Perspectives

Grâce au travail effectué, je peux aujourd'hui mieux comprendre le fonctionnement des pneumatiques et les attitudes de la voiture. Mais d'autres questions sont apparues, qu'il me reste à approfondir, dans des domaines tels que le fonctionnement des amortisseurs, l'étude du système de direction (épure de Jeantaud) ou les effets cinématiques liés aux efforts induits par le couple moteur.

Dans un premier temps, il sera important de partager le fruit de ce travail avec les membres de l'équipe afin que tout le monde puisse en profiter. Car si chacun de nous a tendance à être plus curieux vis-à-vis des domaines techniques qu'il affectionne le plus, nous ne sommes pas spécialisés ni structurés par "métiers" (suspension, freinage, moteur, électricité, ...), mais au contraire nous nous efforçons d'être les plus polyvalents possible afin d'être toujours en mesure de faire fonctionner la voiture tout en tenant compte de nos disponibilités respectives vis-à-vis du calendrier du championnat.

D'autre part, il y a quelques semaines, le pilote a acquis une nouvelle voiture en vue de la saison prochaine !

Il s'agit d'une monoplace de type GP2 dont l'architecture est proche de la voiture que nous exploitons actuellement mais dont tous les facteurs de performance sont tirés vers le haut. Il va donc falloir que je reprenne un certain nombre de calculs avant le début du championnat pour que l'on puisse partir sur de bonnes bases. A commencer par les pneumatiques, car il va falloir à nouveau faire rouler une voiture avec des pneumatiques qui n'ont pas été développés pour elle... Nous devons rapidement analyser leur effet sur la cinématique (variation de hauteur des centres de roulis) et sur le comportement de la suspension au travers de leur raideur verticale.

Dallara – Mécachrome type GP2/05



Figure 79 : Le bolide de la saison 2011

Comparatif technique entre les modèles T02 et GP2/05 :

	T02	GP2/05
Masse	670 kg (pilote à bord)	680 kg (pilote à bord)
Suspension avant	push-rod mono amortisseur	push-rod deux amortisseurs
Suspension arrière	push-rod deux amortisseurs	push-rod deux amortisseurs
Freins	Acier	Carbone
Type Moteur	Nissan V6 – 3400 cc	Mécachrome V8 – 4000 cc
Puissance moteur	485 cv	600cv
Régime moteur max.	8250 tr/mn	10000 tr/mn

Tableau 19 : Comparatif T02 vs GP2/05

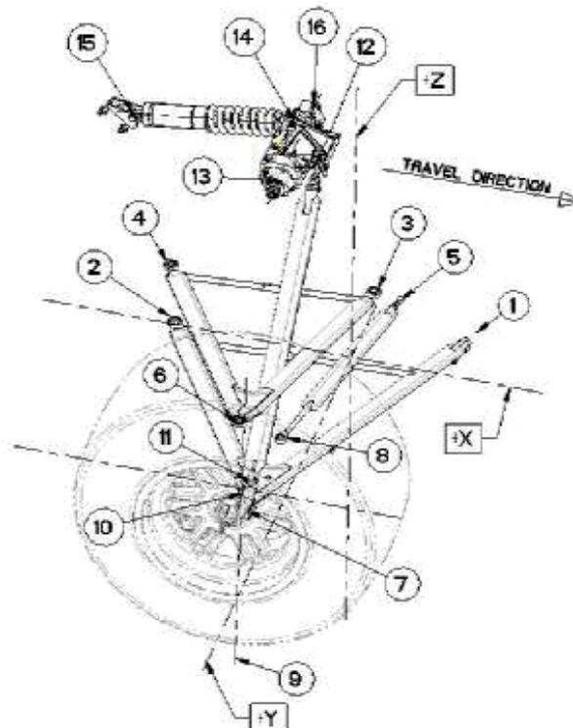
8. Annexes

Annexe 1 : Tables Techniques

Points de topologie Avant / Front Hard points

Hard points designation	Référentiel DALLARA (D)			Référentiel SHARK (S)				
	X	Y	Z	X	Y	Z		
Lower wishbone front pivot	1	260,000	18,500	139,100	1	-260	18,5	139,1
Lower wishbone rear pivot	2	-315,000	174,150	155,100	2	315	174,15	155,1
Upper wishbone front pivot	3	87,500	161,500	326,500	3	-87,5	161,5	326,5
Upper wishbone rear pivot	4	-320,000	195,350	326,500	4	320	195,35	326,5
Inner track rod ball joint	5	143,500	165,000	323,500	5	-143,5	165	323,5
Upper wishbone outer ball joint	6	-37,680	691,088	367,987	6	37,68	691,088	367,987
Lower wishbone outer ball joint	7	-11,118	724,603	167,708	7	11,118	724,603	167,708
Outer track rod ball joint	8	57,320	720,547	369,532	8	-57,32	720,547	369,532
Tyre Contact Point	9	0,000	800,000	-27,000	9	0	800	-27
Wheel centre point	10	0,000	783,730	283,374	10	0	783,73	283,374
Push rod wishbone end	11	-15,358	670,550	197,780	11	15,358	670,55	197,78
Push rod rocker end	12	-64,029	50,000	543,016	12	64,029	50	543,016
slider1	13	-127,500	60,000	529,000	13	127,5	60	529
Slider to rocker point	14	-128,740	0,000	600,189	14	128,74	0	600,189
Damper to body point	15	-454,817	0,000	549,454	15	454,817	0	549,454
slider2	16	-127,500	-60,000	529,000	16	127,5	-60	529

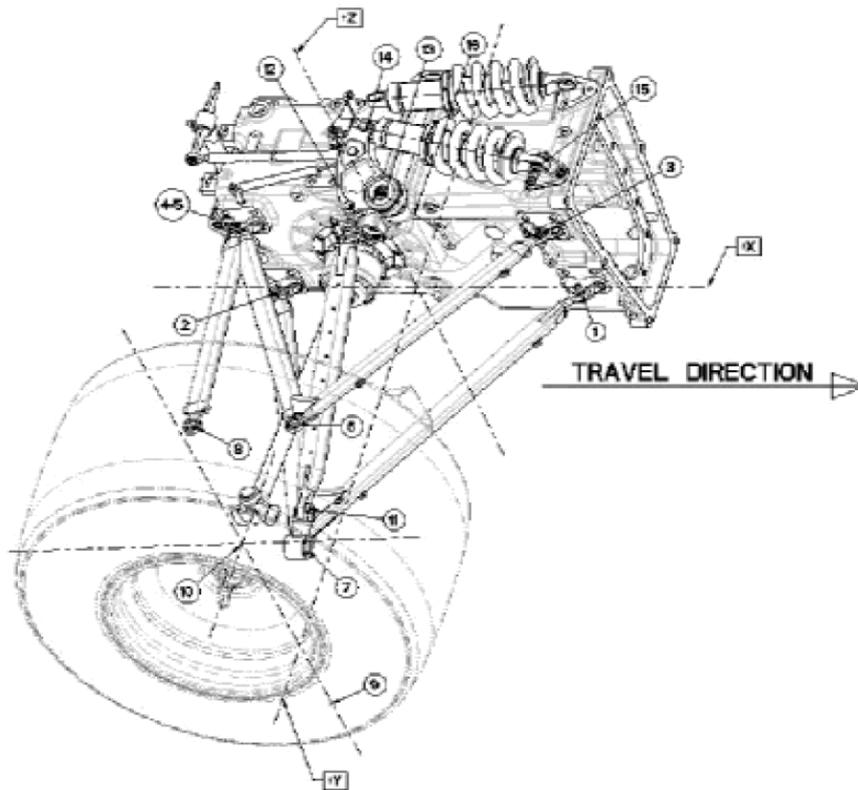
Changement de repère (D) -> (S)		
-1	0	0
0	1	0
0	0	1



Points de topologie Arrière / Rear Hard Points

Hard points designation	Référentiel DALLARA (D)			Référentiel SHARK (S)				
	X	Y	Z	X	Y	Z		
Lower wishbone front pivot	1	355,405	128,508	148,786	1	-355,405	128,508	148,786
Lower wishbone rear pivot	2	-157,179	118,497	133,570	2	157,179	118,497	133,57
Upper wishbone front pivot	3	355,531	157,023	331,576	3	-355,531	157,023	331,576
Upper wishbone rear pivot	4-5	-155,232	134,490	316,402	4-5	155,232	134,49	316,402
Upper wishbone outer ball joint	6	75,829	586,991	379,000	6	-75,829	586,991	379
Lower wishbone outer ball joint	7	28,593	664,923	158,300	7	-28,593	664,923	158,3
Outer track rod ball joint	8	-96,334	587,332	373,500	8	96,334	587,332	373,5
Tyre Contact Point	9	0,000	764,500	-42,000	9	0	764,5	-42
Wheel centre point	10	0,000	753,262	279,804	10	0	753,262	279,804
Push rod wishbone end	11	33,685	608,773	184,091	11	-33,685	608,773	184,091
Push rod rocker end	12	66,066	151,997	395,943	12	-66,066	151,997	395,943
Push rod Pt1	13	117,500	132,874	404,258	13	-117,5	132,874	404,258
Damper to rocker point	14	74,381	30,864	448,613	14	-74,381	30,864	448,613
Damper to body point	15	368,000	85,000	425,000	15	-368	85	425
Push rod Pt2	16	117,500	92,998	312,552	16	-117,5	92,998	312,552

Changement de repère (D) -> (S)		
-1	0	0
0	1	0
0	0	1



A documenter

Masse / Weight

Empattement (mm) Hauteur de levée (mm) Angle d'inclinaison α °
 Wheelbase Pitch angle rad

Rayons sous charge
 Wheel static radius

Front	313,2	mm
Rear	318,3	mm

Répartition des masses Masse avec liquides + 15l essence + 63,5 Kg (pilote) = Kg

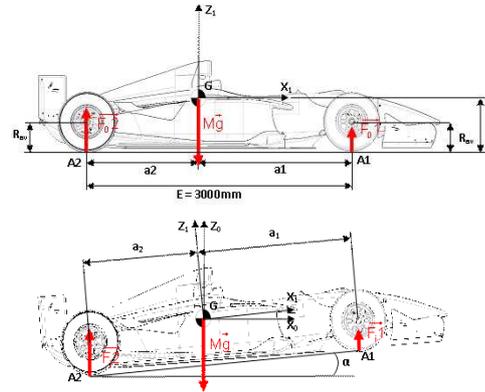
	Left	Right	Axle	Mean	Total	Fr (Rr) /Total Weight
Voiture à plat						
Front (mm)	140,5	142,5	283	141,5	669,5	42,3%
Rear (mm)	195	191,5	386,5	193,25		57,7%
Voiture inclinée						
Front (mm)	140,1	142	282,1	141,05	669,5	42,1%
Rear (mm)	195,4	192	387,4	193,7		57,9%

Position CdG en X

a1 (mm)	1732	(a1=m02/M*E)
a2 (mm)	1268	(a2=m01/M*E)

Hauteur du CdG :

$$h = \frac{1}{M} [(m_1 \cdot a_1 - m_2 \cdot a_2) \cdot \cot \alpha + m_1 \cdot R_{av} + m_2 \cdot R_{ar}]$$



Masses non suspendues
 Unsprung weight

	Left	right	Total
Front	27	27	54
Rear	36	36	72
			126

Total sprung weight :

Pneus
 Tires

Front	8,3
Rear	10,2

Angle initiaux / static angles

	Front	Rear
Camber	-3°	-2°
TOE	0°	-10'

Pneus / tires

Définition : Old A1 GP

Caractéristiques	Front	Rear
	13247	11505
	245/640R13	315/660R13
Overall Diameter	641,5	652,3
Tread Width	230mm	300mm
Section Width	245	315
Suggested Pressure Slick (hot)	22-24psi	21-23psi
Suggested Pressure Wet (cold)	20-23psi	20-23psi

	bar	PSI
PSI -> b	1,4	20,0
b -> PSI	1,4	20,3

A documenter
Cellules de calcul

Raideur avant

	FZ	%	Rayon	DZ	Raideur (Kg/mm)	Rayon init
20 psi	112,00	0,00	314,50	6,00	18,67	320,50
	141,50	54,63	313,15	7,35	19,25	320,50
	166,00	100,00	312,03	8,47	19,60	320,50

Raideur arrière

	FZ	%	Rayon	DZ	Raideur (Kg/mm)	Rayon init
22 PSI	175,00	0,00	319,76	5,99	29,23	325,75
	193,25	73,00	318,83	6,92	27,92	325,75
	200,00	100,00	318,48	7,27	27,52	325,75
18 PSI	175,00	0,00	318,63	7,12	24,58	325,75
	193,25	73,00	317,74	8,01	24,11	325,75
	200,00	100,00	317,41	8,34	23,97	325,75

Front static radius **313,2** (with camber = -3° and 20 PSI)
Rear static radius **318,3** (with camber = -2° and 20 PSI)

Front Vertical Stiffness (N/mm) **188,9**
Rear Vertical Stiffness (N/mm) **255,2**

13247 / 11505

Camber	3°
Pressure	20 psi
Load /kg	Radius /mm
2	320,5
34	318,7
59	317,3
84	315,9
112	314,5
141	313,2
166	312,0
180	311,3
207	310,2
233	309,1
259	308,2
279	307,2
303	306,2
328	305,4
355	304,3
375	303,3
399	302,5
425	301,6
450	300,8
465	300,1
490	299,0
516	298,2
539	297,3
567	296,4
592	295,5
619	294,6
641	293,8

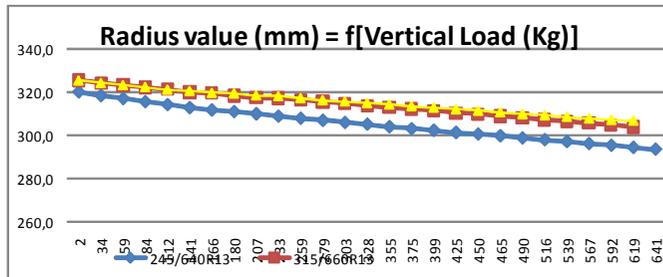
Camber	2°
Pressure	18 PSI
Load /kg	Radius /mm
2	325,8
31	324,5
53	323,5
77	322,6
101	321,5
127	320,3
150	319,9
175	318,6
193	317,7
200	317,4
225	316,8
250	315,8
275	315,1
300	314,0
325	313,2
349	312,4
374	311,7
399	310,6
424	310,0
449	309,2
474	308,3
499	307,5
524	306,6
548	305,9
573	305,0
598	304,2

Camber	1°
Pressure	22 PSI
Load /kg	Radius /mm
2	325,8
31	324,5
53	323,6
77	322,7
102	321,5
127	320,9
150	320,0
175	319,8
193	318,8
200	318,5
225	317,6
250	316,6
275	316,0
300	315,2
325	314,5
350	313,8
374	313,1
399	312,2
424	311,7
449	310,9
474	310,0
499	309,5
524	308,8
549	308,0
573	307,4
598	307,1

kg mm⁻¹ 28,0

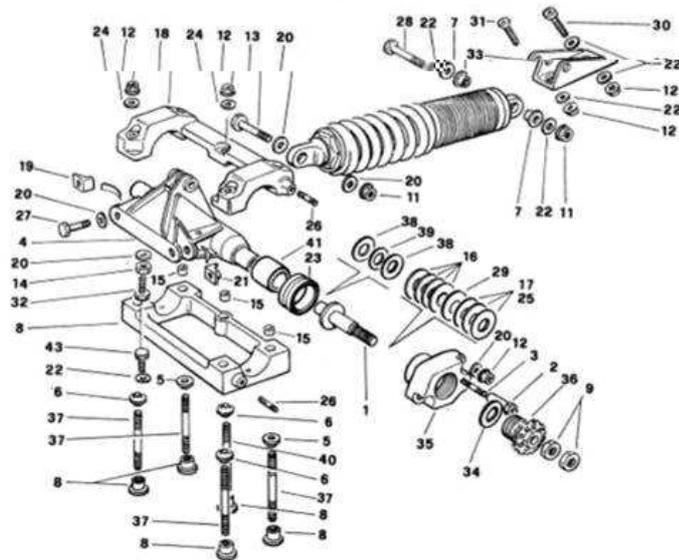
kg mm⁻¹ 31,9

kg mm⁻¹ 24,4



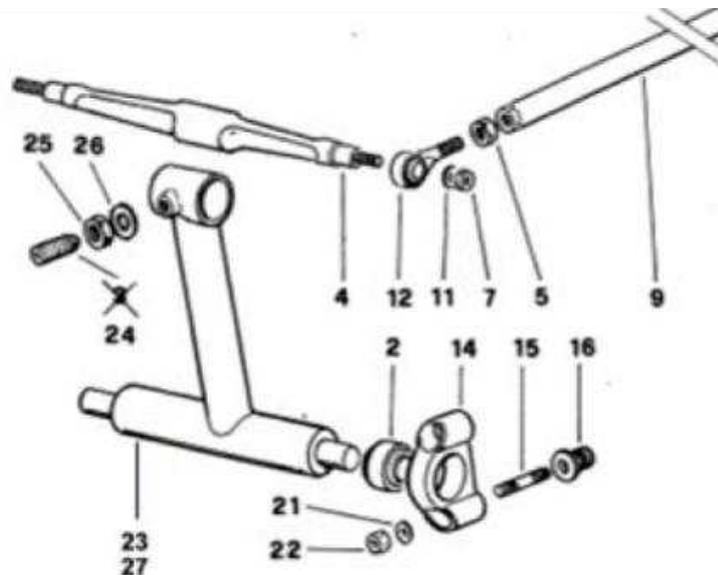
	Avant			Arrière		
	MICHELIN	Ecart	AVON	MICHELIN	Ecart	AVON
Rayon sous charge (mm)	311,5	1,7	313,2	319	-0,7	318,3
Raideur verticale (N/mm)	210	-21,1	188,9	238,1	17,1	255,2

Annexe 2 : Système anti-roulis avant



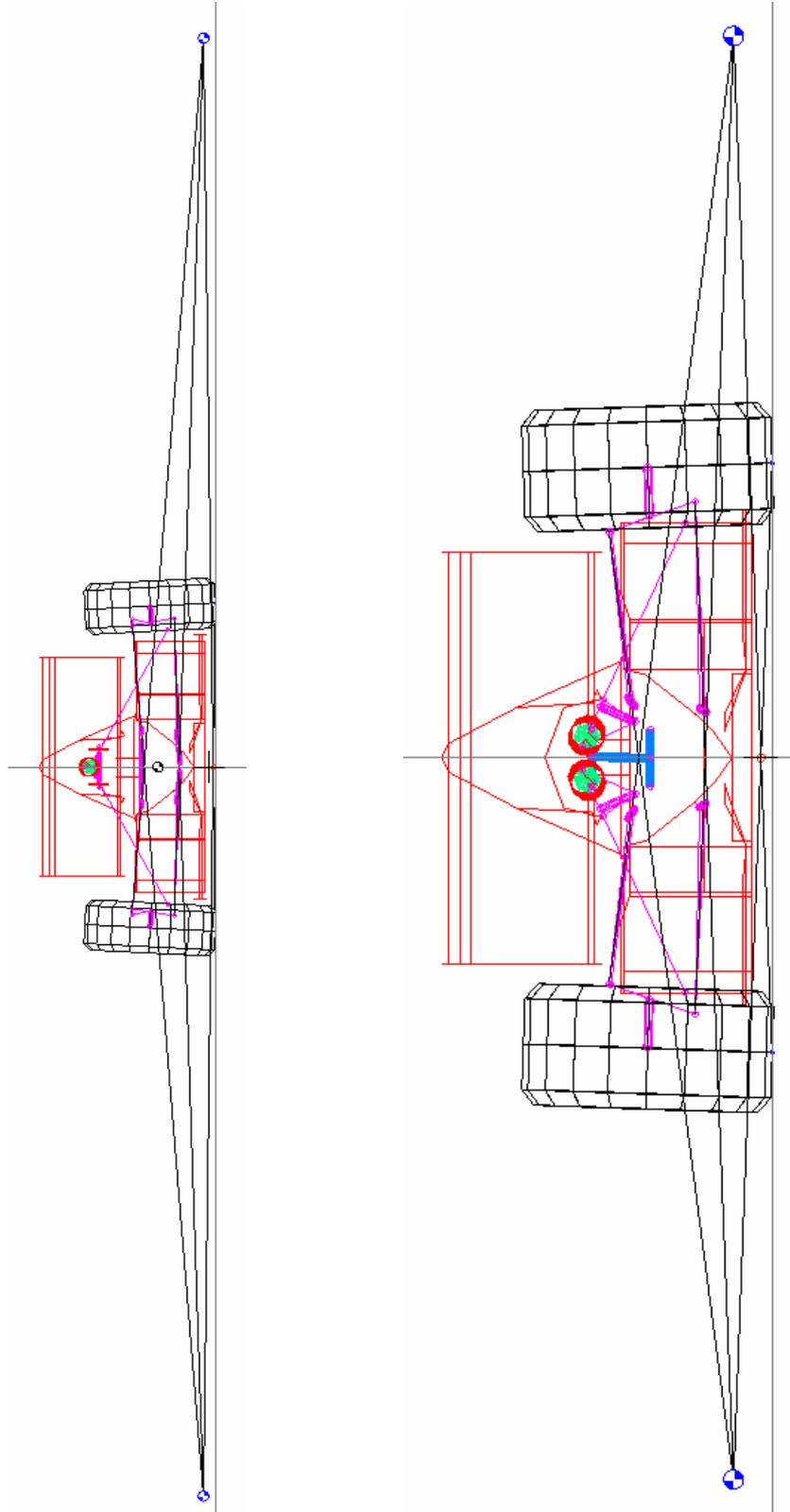
PART NUMBER		Description:
T02009001		Spring support
T02009002		Bush
T02009003		Stud
T02009004		Rocker Spindle
T02009005		Rocker support dowel
T02009006		Rocker support bush
T02009007		Damper bush
T02009008		Chassis bush
T02009009		Nut
11	T02100027	Nut MS 21042 L5 5/16-24 UNF
12	T02100010	Nut NOR 2-104-13-08 M8x1.25
13	T02100043	Bolt NAS 1305-12
14	T02100044	Nut UNI 5589 - 8.8 M8
T02009015		Dowel
16	T02100319	Belleville DIN 2093 31E5-2
T02009017		Pre load washer (th 9.0)
T02009018		Rocker support ASSY
T02009019		RHS nut bracket
20	T02100020	Washer DIN 137B M8
T02009021		LHS nut bracket
22	T02100004	Washer UNI 6592 A 8
23	T02100039	Bearing INA RNA 4905-2RS
24	T02100042	Washer UNI 1750 dia 8.0
T02009025		Pre load washer (th 5.0)
T02009026		Stud
27	T02100034	Bolt NAS 1305-17
28	T02100035	Bolt NAS 1305-18
T02009029		Pre load washer (th 2.0)
30	T02100038	Cap 8 x 40 8.8 UNI 5931
31	T02100037	C. Sunk M8x40
T02009032		Rebound stop
T02009033		Damper bracket
T02009034		Monodamper spindle washer
T02009035		Spring housing
T02009036		Adjusting platform
T02009037		Rocker support stud
38	T02100041	Torrington TRA 1018 bearing
39	T02100040	Torrington NTA 1018 bearing
T02009040		Rocker support stud
T02009041		Bush
T02009042		Rocker assy (A)
T02029043		Bolt

Annexe 3 : Système anti-roulis arrière



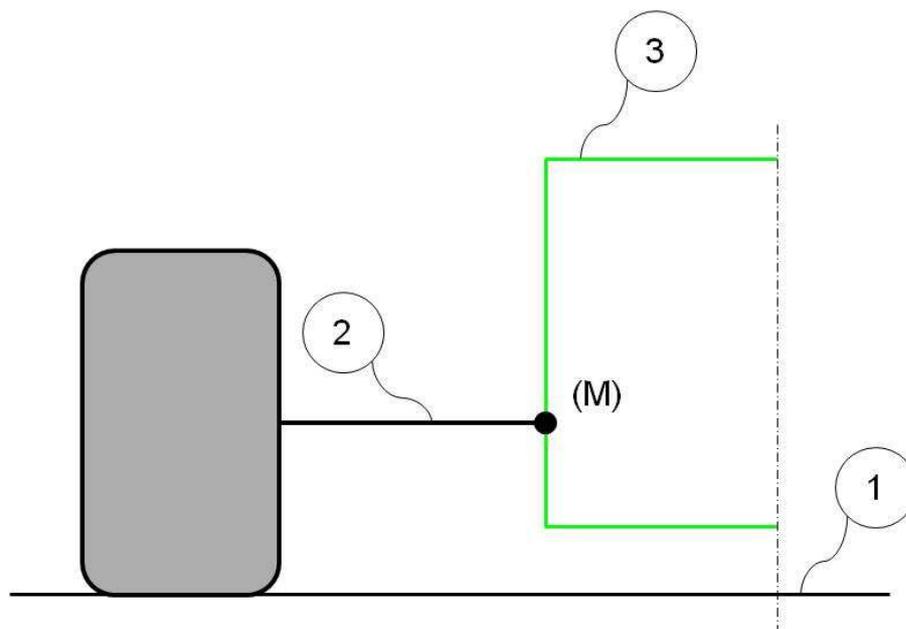
PART NUMBER		Description:
T02018001		Rear T bar 30 X 5
T02018002		Machined ball joint
T02018003		Blade regulation pin
T02018004		Rear T bar blade
05	T02100101	Nut AN316-5
06	T02100099	Nut AN316-5L
07	T02100011	Nut NOR 2-104-13-06 M6x1
08	T02100183	Nut NOR 2-104-13-08 -5/16 UNF
T02018009		Drop link
10	T02100095	Washer AN 960-516 Reg
11	T02100102	Washer UNI 6592 A 6
12	T02100097	Ball joint NMB ART5 ECR
13	T02100098	Ball joint NMB ART5L ECR
T02018014		Ball joint bracket
T02018015		Stud
T02018016		Bush
17	T02100035	Bolt NAS 1305-18
18	T02100030	Bolt NAS 1305-19
T02018019		Bush
T02018020		Bush
21	T02100004	Washer UNI 6592 A 8
22	T02100010	Nut NOR 2-104-13-08 M8x1.25
T02018023		Rear T bar 25 X 1,5
24	T02100336	Bolt M6x12 UNI 5927
25	T02100218	Nut Uni 5588 - M6
26	T02100073	Washer DIN 137B-M6
T02018027		Rear T bar 30 X 1,5

Annexe 4 : Position des CIR avant et arrière en vue de face



Annexe 5 : Théorème de Aronhold-Kennedy

Considérant un mécanisme de cinématique plane (mouvement plan / plan), soient trois plans (P1), (P2) et P(3), rattachés respectivement aux solides (1), (2) et (3) :



Pour chaque mouvement relatif $(P_i)/(P_j)$ on peut définir un centre instantané de rotation (C.I.R.) $I_{i,j}$. Avec $n=3$ solides, le nombre de CIR est $k= n \times (n-1) / 2 = 3$

A chaque mouvement $(P_i)/(P_j)$ on fait correspondre le CIR $I_{i,j}$

$$(P_2)/(P_1) \rightarrow I_{1,2}$$

$$(P_2)/(P_3) \rightarrow I_{3,2}$$

$$(P_3)/(P_1) \rightarrow I_{1,3}$$

Soit M appartenant à (P_3)

$$\overrightarrow{V}_3^1(M) = \overrightarrow{\Omega}_3^1 \wedge \overrightarrow{I}_{1,3}M$$

$$\overrightarrow{V}_3^1(M) = \omega_3^1 \vec{z} \wedge \overrightarrow{I}_{1,3}M$$

$$\overrightarrow{V}_3^1(M) = \overrightarrow{V}_3^2(M) + \overrightarrow{V}_2^1(M)$$

$$\overrightarrow{V}_3^1(M) = \overrightarrow{\Omega}_3^2 \wedge \overrightarrow{I}_{2,3}M + \overrightarrow{\Omega}_2^1 \wedge \overrightarrow{I}_{1,2}M$$

$$\overrightarrow{V}_3^1(M) = \omega_3^2 \vec{z} \wedge \overrightarrow{I}_{2,3}M + \omega_2^1 \vec{z} \wedge \overrightarrow{I}_{1,2}M$$

$$\overrightarrow{V}_3^1(M) = \vec{z} \wedge (\omega_3^2 \overrightarrow{I}_{2,3}M + \omega_2^1 \overrightarrow{I}_{1,2}M)$$

$$\vec{z} \wedge (\omega_3^1 \overrightarrow{I}_{1,3}M) = \vec{z} \wedge (\omega_3^2 \overrightarrow{I}_{2,3}M + \omega_2^1 \overrightarrow{I}_{1,2}M)$$

$$\omega_3^1 \overrightarrow{I}_{1,3}M = \omega_3^2 \overrightarrow{I}_{2,3}M + \omega_2^1 \overrightarrow{I}_{1,2}M$$

$$\omega_3^1 \overrightarrow{MI}_{1,3} = \omega_3^2 \overrightarrow{MI}_{1,3} + \omega_2^1 \overrightarrow{MI}_{1,3}$$

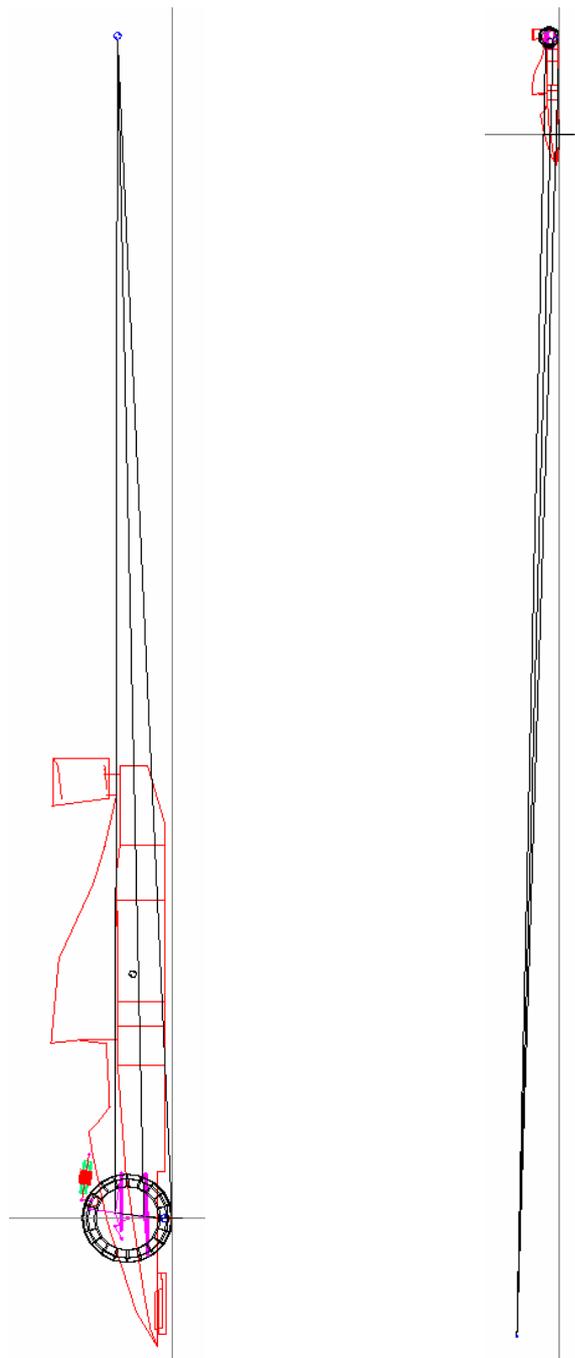
$$\vec{0} = \omega_3^2 \overrightarrow{I}_{2,3}I_{1,3} + \omega_2^1 \overrightarrow{I}_{1,2}I_{1,3}$$

On obtient donc le double résultat suivant :

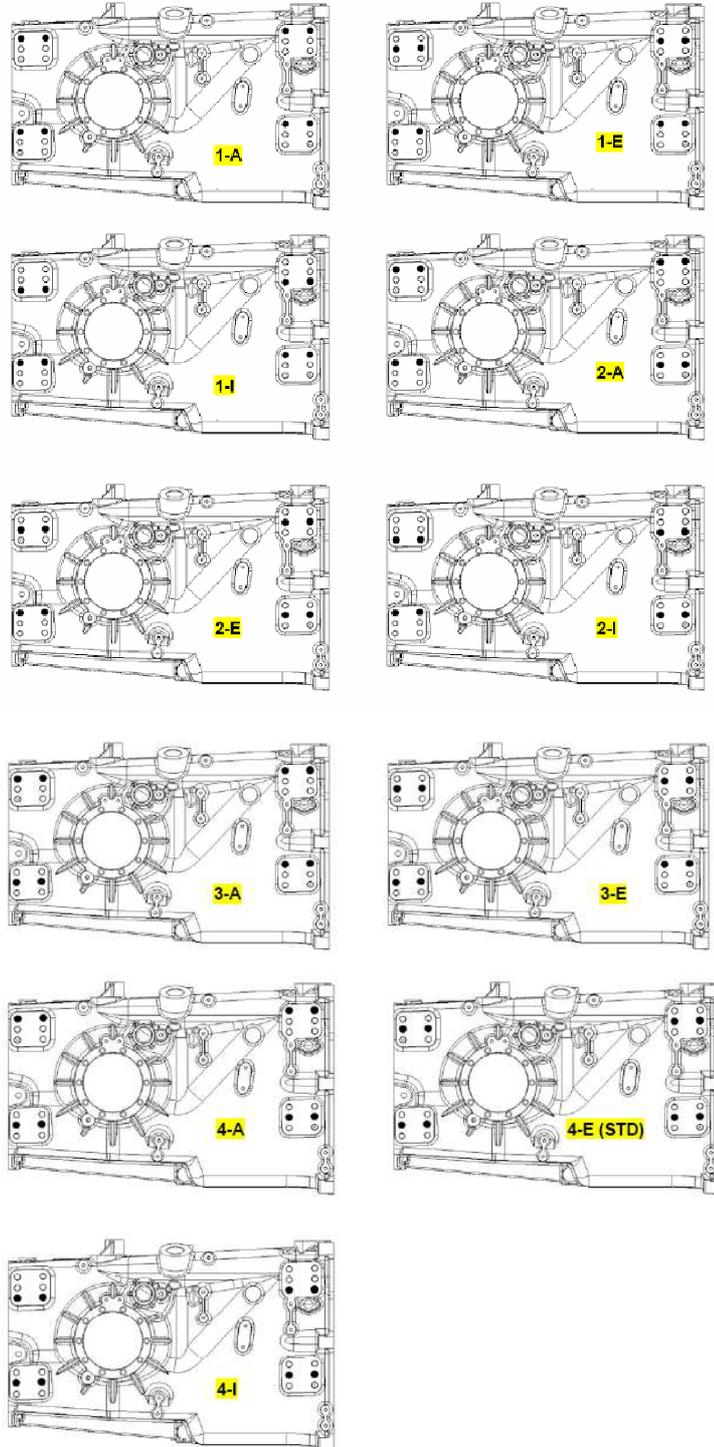
Les CIR $I_{1,2}$, $I_{3,2}$ et $I_{1,3}$ sont alignés et $I_{1,3}$ est le barycentre de $I_{3,2}$ et $I_{1,2}$, et affectés des coefficients ω_3^2 et ω_2^1 .

Annexe 6 : Position des CIR avant et arrière en vue de côté

Les logiciels d'analyse de géométrie de suspensions sont parfois fort utiles car il est des cas où l'orientation des triangles de suspension rend le tracé peu aisé !



Annexe 7 : Points d'ancrage des bras de suspension arrière



Annexe 8 : "Aeromaps" du châssis Dallara T02

Glossary	
SCx	is the total drag coefficient including front and rear wheels contribution multiplied by the frontal area of the car.
SCzf	is the downforce coefficient acting on the front tyre contact point multiplied by the frontal area of the car.
SCzr	is the downforce coefficient acting on the rear tyre contact point multiplied by the frontal area of the car.
SCz	is the total downforce coefficient generated by the car multiplied by the frontal area of the car.
Efficiency	is SCz/SCx
Balance	is the Downforce split percentage on front tyre contact point (=100*SCzf /SCz).

LOW DOWNFORCE AEROMAP

CONFIGURATION	FRONT FLAP	REAR BIPLANE ANGLE
2	7.0° WITH 10mm WICKER	5° WITH 5mm WICKER

Front and rear ride height are 1:1 values, measured at the wheel axis.

TOTAL DOWNFORCE		REAR RIDE HEIGHT						
		15	20	25	30	35	40	45
FRONT RIDE HEIGHT	7.5	2.918	2.875	2.832	2.761	2.69	2.632	2.575
	10.5	2.809	2.763	2.718	2.646	2.573	2.53	2.487
	13.5	2.707	2.66	2.612	2.538	2.466	2.431	2.395
	16.5	2.623	2.572	2.52	2.451	2.381	2.339	2.297
	19.5	2.518	2.478	2.437	2.37	2.303	2.259	2.215
	22.5	2.403	2.38	2.358	2.291	2.229	2.186	2.142

TOTAL DRAG		REAR RIDE HEIGHT						
		15	20	25	30	35	40	45
FRONT RIDE HEIGHT	7.5	0.887	0.89	0.893	0.895	0.896	0.898	0.899
	10.5	0.887	0.888	0.89	0.891	0.892	0.893	0.894
	13.5	0.885	0.886	0.887	0.888	0.888	0.889	0.89
	16.5	0.882	0.883	0.884	0.885	0.886	0.887	0.888
	19.5	0.879	0.88	0.881	0.882	0.883	0.883	0.884
	22.5	0.877	0.877	0.878	0.878	0.879	0.88	0.88

FRONT DOWNFORCE		REAR RIDE HEIGHT						
		15	20	25	30	35	40	45
FRONT RIDE HEIGHT	7.5	1.189	1.205	1.209	1.208	1.205	1.200	1.194
	10.5	1.116	1.123	1.130	1.126	1.122	1.126	1.130
	13.5	1.043	1.051	1.058	1.054	1.048	1.057	1.065
	16.5	0.990	0.996	1.000	0.996	0.990	0.995	1.000
	19.5	0.925	0.930	0.933	0.936	0.937	0.942	0.945
	22.5	0.855	0.860	0.864	0.876	0.887	0.893	0.897

EFFICIENCY		REAR RIDE HEIGHT						
		15	20	25	30	35	40	45
FRONT RIDE HEIGHT	7.5	3.290	3.230	3.171	3.087	3.002	2.933	2.864
	10.5	3.168	3.111	3.054	2.969	2.895	2.833	2.781
	13.5	3.058	3.001	2.944	2.861	2.777	2.734	2.691
	16.5	2.974	2.912	2.851	2.769	2.688	2.637	2.587
	19.5	2.863	2.815	2.767	2.688	2.609	2.557	2.505
	22.5	2.740	2.713	2.687	2.611	2.536	2.485	2.434

REAR DOWNFORCE		REAR RIDE HEIGHT						
		15	20	25	30	35	40	45
FRONT RIDE HEIGHT	7.5	1.719	1.670	1.623	1.553	1.485	1.432	1.380
	10.5	1.633	1.640	1.588	1.519	1.451	1.404	1.357
	13.5	1.604	1.609	1.553	1.486	1.419	1.374	1.330
	16.5	1.632	1.576	1.520	1.455	1.390	1.343	1.297
	19.5	1.593	1.548	1.504	1.434	1.366	1.317	1.270
	22.5	1.548	1.521	1.494	1.417	1.342	1.293	1.245

FRONT BALANCE		REAR RIDE HEIGHT						
		15	20	25	30	35	40	45
FRONT RIDE HEIGHT	7.5	41.10	41.90	42.70	43.75	44.80	45.59	46.38
	10.5	39.72	40.54	41.56	42.58	43.60	44.52	45.43
	13.5	38.54	39.53	40.52	41.51	42.50	43.49	44.40
	16.5	37.76	38.72	39.68	40.64	41.60	42.56	43.52
	19.5	36.74	37.52	38.29	39.50	40.70	41.69	42.68
	22.5	35.60	36.12	36.63	38.22	39.60	40.85	41.90

HIGH DOWNFORCE AEROMAP

CONFIGURATION	FRONT FLAP	REAR BIPLANE ANGLE
9	19.0° WITH 10mm WICKER	15° WITH 5mm WICKER

Front and rear ride height are 1:1 values, measured at the wheel axis.

TOTAL DOWNFORCE

		REAR RIDE HEIGHT						
		15	20	25	30	35	40	45
FRONT RIDE HEIGHT	7.5	3.542	3.504	3.466	3.395	3.324	3.261	3.199
	10.5	3.426	3.39	3.333	3.267	3.2	3.148	3.095
	13.5	3.308	3.257	3.205	3.143	3.081	3.035	2.989
	16.5	3.185	3.136	3.086	3.027	2.969	2.923	2.879
	19.5	3.078	3.034	2.99	2.938	2.88	2.835	2.791
	22.5	2.979	2.942	2.906	2.854	2.803	2.759	2.715

TOTAL DRAG

		REAR RIDE HEIGHT						
		15	20	25	30	35	40	45
FRONT RIDE HEIGHT	7.5	1.036	1.039	1.041	1.042	1.043	1.045	1.047
	10.5	1.036	1.037	1.039	1.04	1.041	1.042	1.043
	13.5	1.034	1.035	1.036	1.037	1.039	1.04	1.041
	16.5	1.029	1.031	1.032	1.034	1.035	1.037	1.039
	19.5	1.023	1.025	1.027	1.029	1.031	1.033	1.035
	22.5	1.016	1.019	1.021	1.024	1.026	1.029	1.031

FRONT DOWNFORCE

		REAR RIDE HEIGHT						
		15	20	25	30	35	40	45
FRONT RIDE HEIGHT	7.5	1.461	1.467	1.494	1.492	1.469	1.479	1.469
	10.5	1.393	1.399	1.405	1.402	1.397	1.398	1.397
	13.5	1.314	1.319	1.323	1.319	1.314	1.320	1.324
	16.5	1.249	1.252	1.254	1.250	1.245	1.247	1.249
	19.5	1.205	1.199	1.193	1.196	1.196	1.195	1.194
	22.5	1.171	1.154	1.137	1.146	1.158	1.153	1.148

EFFICIENCY

		REAR RIDE HEIGHT						
		15	20	25	30	35	40	45
FRONT RIDE HEIGHT	7.5	3.419	3.372	3.329	3.258	3.187	3.121	3.055
	10.5	3.307	3.259	3.208	3.141	3.074	3.021	2.967
	13.5	3.189	3.147	3.094	3.031	2.965	2.916	2.871
	16.5	3.095	3.042	2.990	2.927	2.868	2.819	2.773
	19.5	3.009	2.960	2.911	2.855	2.799	2.744	2.697
	22.5	2.932	2.887	2.846	2.787	2.732	2.681	2.633

REAR DOWNFORCE

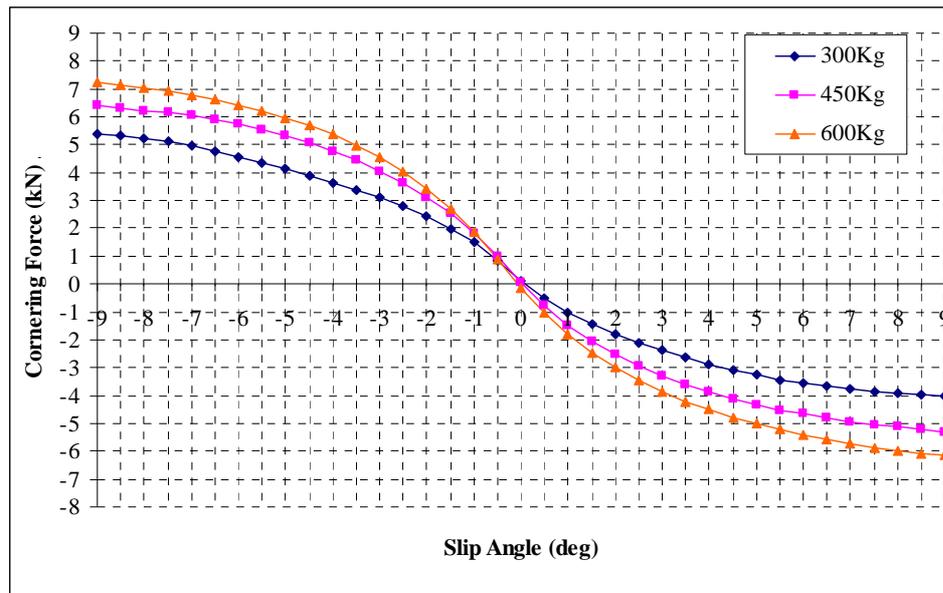
		REAR RIDE HEIGHT						
		15	20	25	30	35	40	45
FRONT RIDE HEIGHT	7.5	2.061	2.017	1.972	1.903	1.835	1.782	1.730
	10.5	2.033	1.981	1.928	1.865	1.803	1.750	1.698
	13.5	1.994	1.938	1.882	1.824	1.767	1.715	1.665
	16.5	1.936	1.884	1.832	1.777	1.723	1.676	1.629
	19.5	1.873	1.835	1.797	1.742	1.684	1.640	1.597
	22.5	1.808	1.788	1.769	1.706	1.645	1.606	1.567

FRONT BALANCE

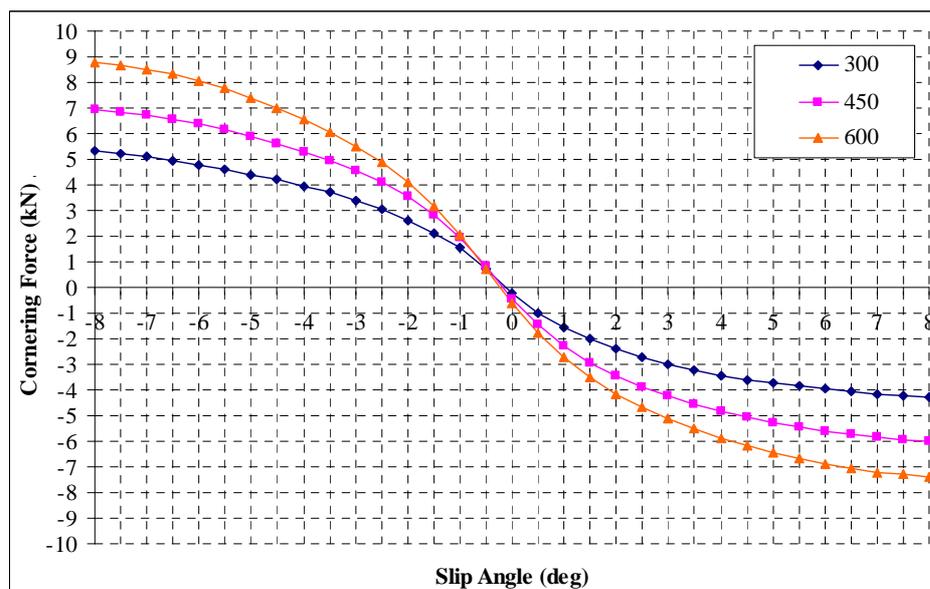
		REAR RIDE HEIGHT						
		15	20	25	30	35	40	45
FRONT RIDE HEIGHT	7.5	41.80	42.45	43.10	43.95	44.80	45.37	45.93
	10.5	40.66	41.40	42.14	42.90	43.66	44.40	45.13
	13.5	39.73	40.50	41.28	41.97	42.66	43.48	44.30
	16.5	39.21	39.91	40.62	41.28	41.94	42.67	43.40
	19.5	39.14	39.52	39.89	40.72	41.54	42.16	42.78
	22.5	39.30	39.22	39.13	40.22	41.30	41.80	42.30

Annexe 9 : Poussée de dérive en fonction de l'angle de dérive

Project: RC510STB	Size: 245/640R13	Camber: 3.0°
Spec: 12472	Tyre: A1GP Front	Pressure: 22 psi
Tested: 1/9/05	Rim: 11.75 x 13	Speed: 20 kph

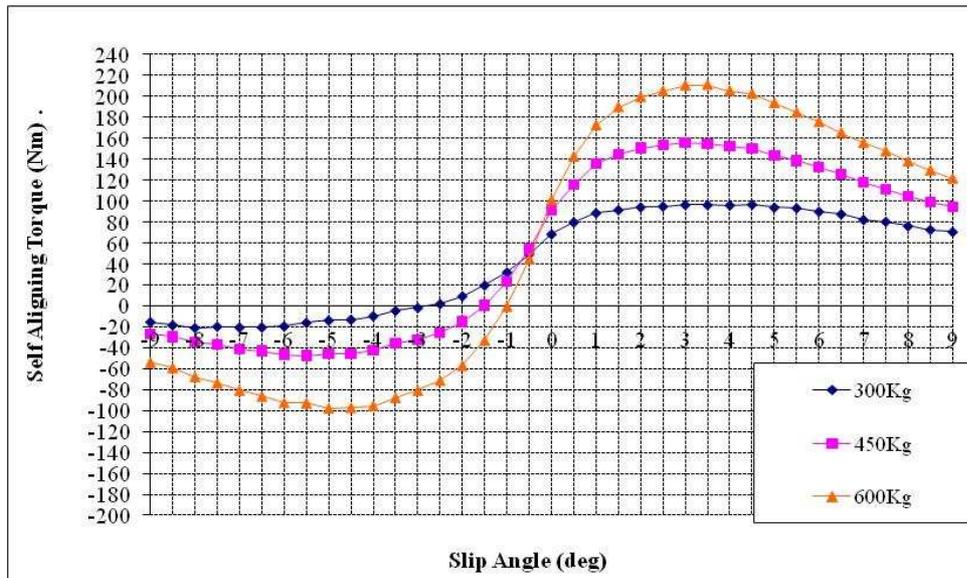


Project: RC365STB	Size: 315/660R13	Camber: 2°
Spec: 6031	Tyre: F3000 2002	Pressure: 22 P.S.I.
Tested: 27/1/02	Rim: 13 ³ / ₄ "	Speed: 20 K.P.H.

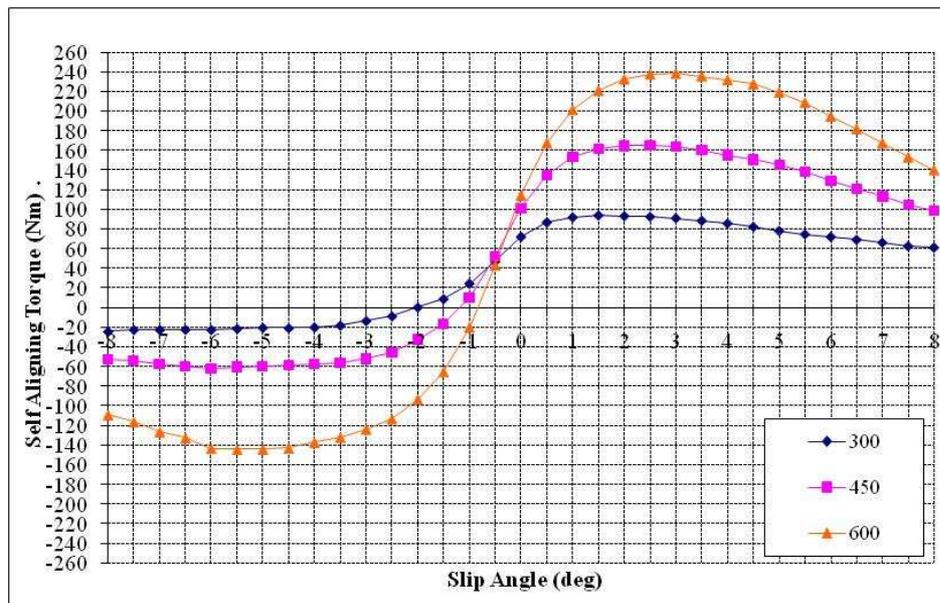


Annexe 10 : Moment d'auto-alignement en fonction de l'angle de dérive

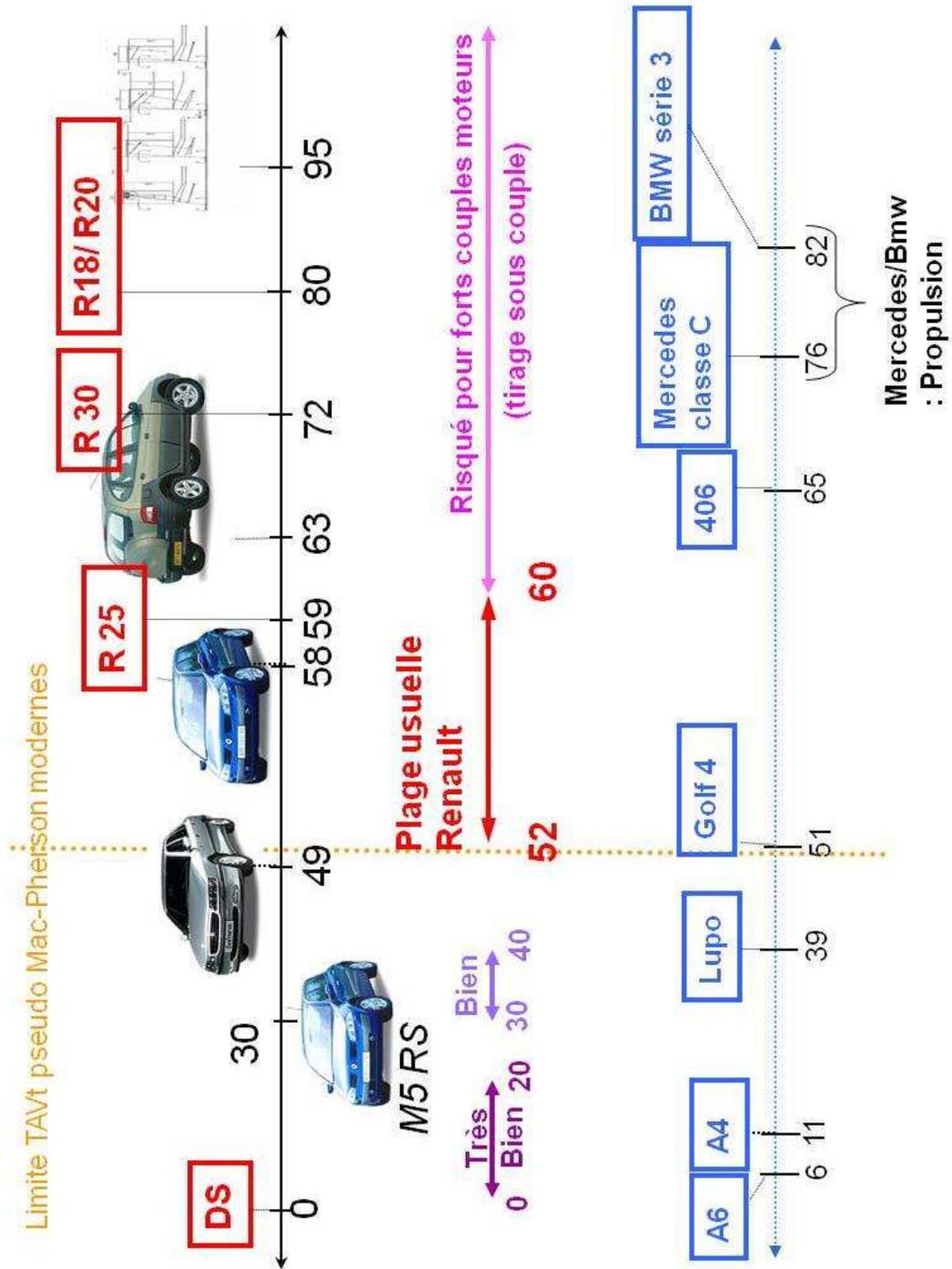
Project: RC510STB	Size: 245/640R13	Camber: 3.0°
Spec: 12472	Tyre: A1GP Front	Pressure: 22 psi
Tested: 1/9/05	Rim: 11.75 x 13	Speed: 20 kph



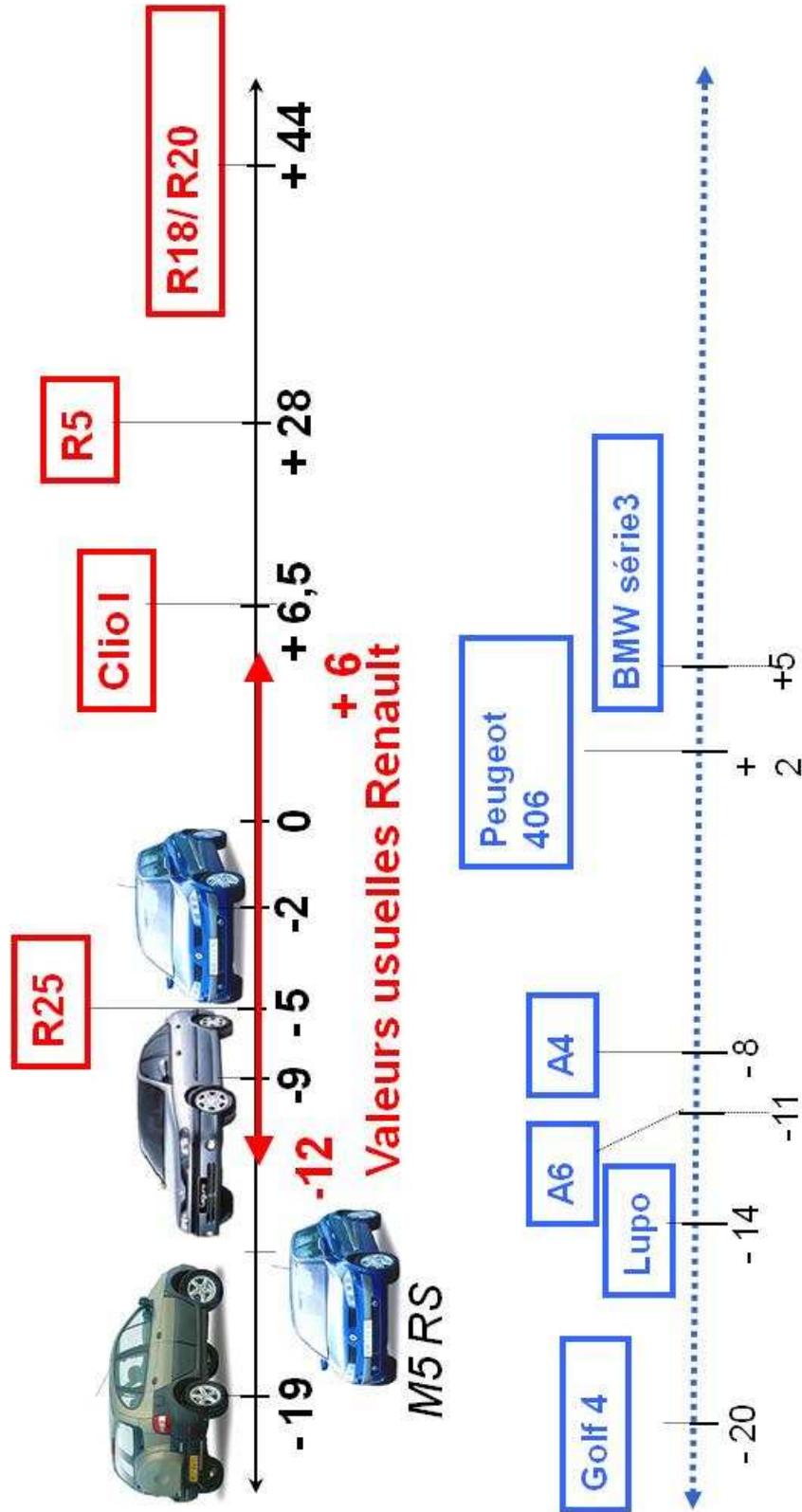
Project: RC365STB	Size: 315/660R13	Camber: 2°
Spec: 6031	Tyre: F3000 2002	Pressure: 22 P.S.I.
Tested: 27/1/02	Rim: 13 ³ / ₄ "	Speed: 20 K.P.H.



Annexe 11 : Déports fusée de véhicules de tourisme

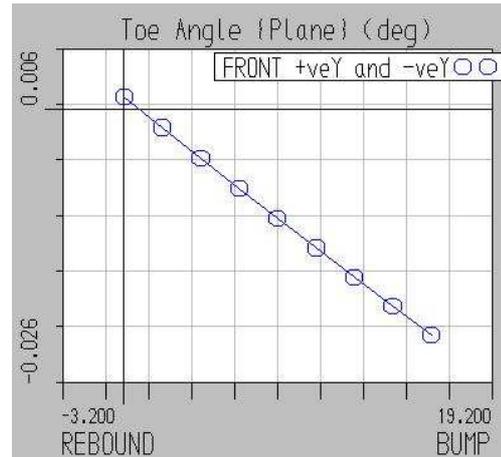
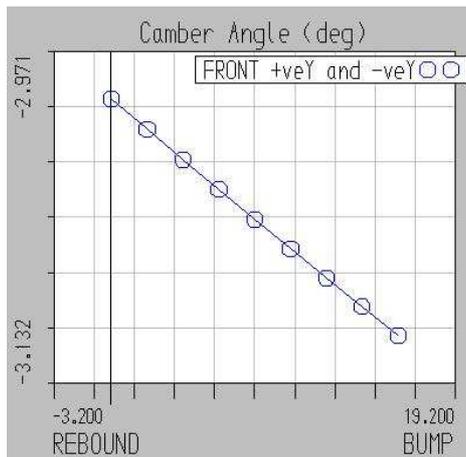


Annexe 12 : Déports au sol de véhicules de tourisme

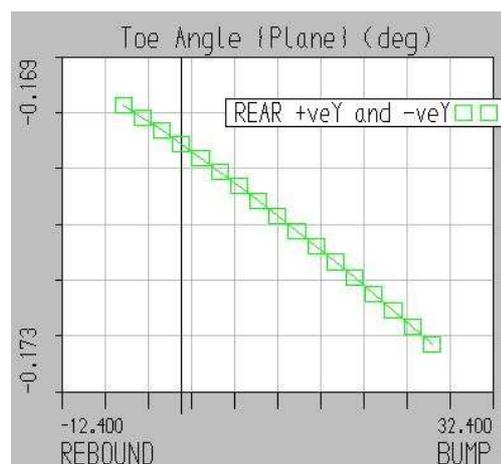
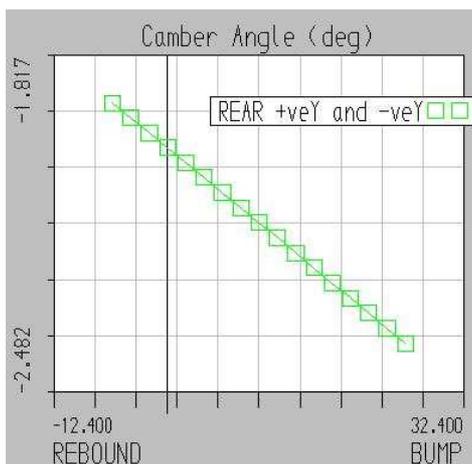


Annexe 13 : Courbes de variation de pince et de carrossage en pompage

- Train avant : pour un débattement de 0 / +15 mm

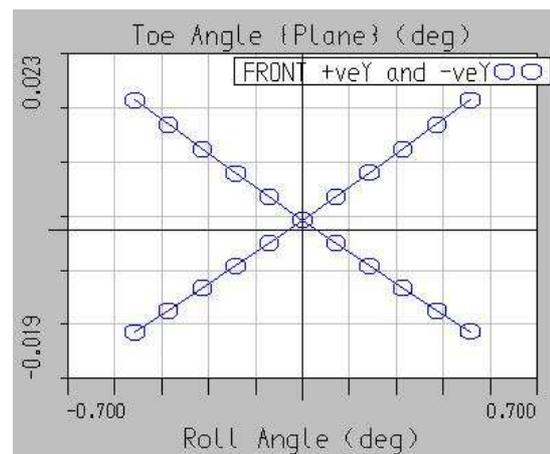
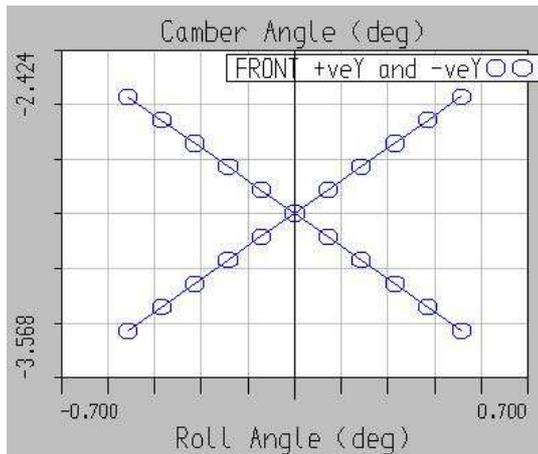


- Train arrière : pour un débattement de -5 / +25 mm

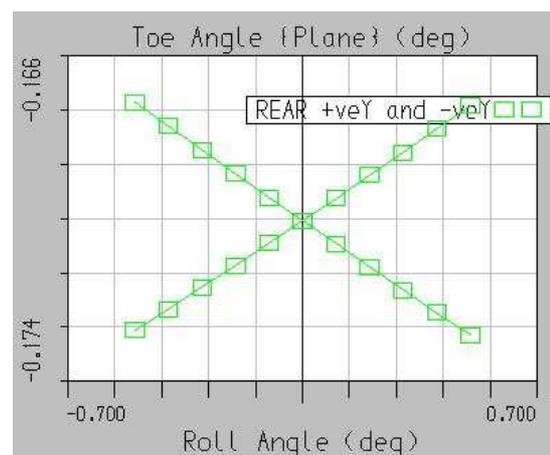
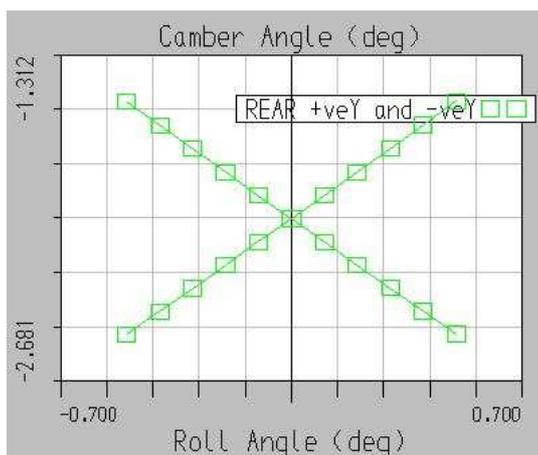


Annexe 14 : Courbes de variation de pince et de carrossage en dévers

- Train avant : pour un angle de roulis de +/- 0,5°



- Train arrière : pour un angle de roulis de +/- 0,5°



9. Bibliographie

- J-P BROSSARD. *Dynamique du véhicule, Modélisation des systèmes complexes*. Presses polytechniques et universitaires romandes. 2006.
- Th. HALCONRUY. *Les Liaisons au sol*. E.T.A.I. 1995
- S. Mc BEATH. *Competition car aerodynamics*. Haynes Publishing. 2006.
- S. Mc BEATH. *Competition car data logging*. Haynes Publishing. 2008.
- W.F. MILLIKEN et D.L. MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics*. SAE International. 1995.
- W.F. MILLIKEN, D.L. MILLIKEN, E.M. KASPRZAK et L.D. METZ. *Race car vehicle dynamic, Problems, Answers and Experiments*. SAE International. 1995.
- PUHN. *How to make your car handle*. HP Books. 1976.
- STANIFORTH. *Competition car suspension*. Haynes Publishing. 2006.
- TEMPLEMAN. *The competition car data logging manual*. Veloce Publishing. 2008.