



**HAL**  
open science

# Analyse du comportement dynamique des véhicules routiers légers : développement d'une méthodologie appliquée à la sécurité primaire

Daniel Lechner

► **To cite this version:**

Daniel Lechner. Analyse du comportement dynamique des véhicules routiers légers : développement d'une méthodologie appliquée à la sécurité primaire. Mécanique [physics.med-ph]. Ecole Centrale de Lyon, 2002. Français. NNT: . tel-01730790

**HAL Id: tel-01730790**

**<https://hal.science/tel-01730790>**

Submitted on 13 Mar 2018

**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.

Année 2002

n° d'ordre 2002-16

# ECOLE CENTRALE DE LYON

Ecole Doctorale MEGA : Mécanique, Energétique, Génie civil et Acoustique

## THESE

Présentée par

*Daniel LECHNER*

Pour obtenir le grade de

*DOCTEUR de l'Ecole Centrale de Lyon*

*Spécialité : Mécanique*

ANALYSE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DES  
VEHICULES ROUTIERS LEGERS : DEVELOPPEMENT D'UNE  
METHODOLOGIE APPLIQUEE A LA SECURITE PRIMAIRE

soutenue publiquement le **24 juin 2002** devant le jury composé de

J.C. CHAMPOUSSIN	Professeur Dép. MFAE - ECL	Président
P. COUTANT	Direction de la Recherche RENAULT	Examineur
P. DRAZETIC	Professeur LAMIH/LGM Valenciennes	Rapporteur
P. GAURIAT	Directeur de Recherche - INRETS CIR	Examineur
L. JEZEQUEL	Professeur Dép. MSGMGC - ECL	Directeur
D. MEIZEL	Professeur UTC/HEUDIASYC	Rapporteur

---

ECOLE CENTRALE DE LYON

Liste des personnes habilitées à diriger des recherches

<b>A</b>	AIT-EL-HADJ Smaïl	professeur	GRESTI	ECL
	ARQUES Philippe	professeur		ECL
	AURIOL Philippe	professeur	CEGELY	ECL
<b>B</b>	BAILLY Christophe	maître de conférence	LMFA	ECL
	BATAILLE Jean	professeur	LMFA	UCBL
	BAYADA Guy	professeur	MAPLY	INSA
	BEN HADID Hamda	professeur	LMFA	UCBL
	BERGHEAU Jean-Michel	professeur	LTDS	ENISE
	BEROUAL Abderrhamane	professeur	CEGELY	ECL
	BERTOGLIO Jean-Pierre	directeur de recherche	LMFA	CNRS
	BLAIZE Alain	maître de conférence	LTDS	UCBL
	BLANC-BENON Philippe	directeur de recherche	LMFA	CNRS
	BLANCHET Robert	professeur	LEOM	ECL
	BRUN Maurice	professeur	LMFA	ECL
	BUFFAT Marc	professeur	LMFA	UCBL
	<b>C</b>	CAMBON Claude	directeur de recherche	LMFA
CAMBOU Bernard		professeur	LTDS	ECL
CARRIERE Philippe		chargé de recherche	LMFA	CNRS
CHAMBAT Michèle		professeur	MAPLY	UCBL
CHAMPAGNE Jean-Yves		maître de conférence	LMFA	INSA
CHAMPOUSSIN J-Claude		professeur	LMFA	ECL
CHAUVET Jean-Paul		professeur	IFOS	ECL
CHEN Liming		professeur	ICTT	ECL
CLERC Guy		professeur	CEGELY	UCBL
COMTE-BELLOT Geneviève		professeur émérite	LMFA	ECL
COQUILLET Bernard		maître de conférence	IFOS	ECL
CREPEL Pierre		chargé de recherche	MAPLY	CNRS
<b>D</b>	DAVID Bertrand	professeur	ICTT	ECL
	DUBUJET Philippe	maître de conférence	LTDS	ECL
<b>E</b>	ESCODIE Dany	chargé de recherche	LMFA	CNRS
<b>F</b>	FERRAND Pascal	directeur de recherche	LMFA	CNRS
<b>G</b>	GAFFIOT Frédéric	professeur	LEOM	ECL
	GAGNAIRE Alain	maître de conférence	LEOM	ECL
	GALLAND Marie-Annick	maître de conférence	LMFA	ECL
	GARRIGUES Michel	directeur de recherche	LEOM	CNRS

	GAY Bernard	professeur	LMFA	UCBL
	GENCE Jean-Noël	professeur	LMFA	UCBL
	GENDRY Michel	chargé de recherche	LEOM	CNRS
	GEORGES Jean-Marie	professeur émérite	LTDS	ECL
	GRENET Geneviève	directeur de recherche	LEOM	CNRS
	GUIRALDENQ Pierre	professeur émérite	IFOS	ECL
<b>H</b>	HAMADICHE Mahmoud	maître de conférence	LMFA	UCBL
	HEIBIG Arnaud	professeur	MAPLY	INSA
	HELLOUIN Yves	maître de conférence		ECL
	HENRY Daniel	chargé de recherche	LMFA	CNRS
	HERRMANN Jean-Marie	directeur de recherche	IFOS	CNRS
	HOLLINGER Guy	directeur de recherche	LEOM	CNRS
<b>J</b>	JAFFREZIC-RENAULT Nicole	directeur de recherche	IFOS	CNRS
	JEANDEL Denis	professeur	LMFA	ECL
	JEZEQUEL Louis	professeur	LTDS	ECL
	JOSEPH Jacques	professeur	LEOM	ECL
	JUVE Daniel	professeur	LMFA	ECL
	JUVE Denyse	ingénieur de recherche	IFOS	ECL
<b>K</b>	KAPSA Philippe	directeur de recherche	LTDS	CNRS
	KRÄHENBÜHL Laurent	directeur de recherche	CEGELY	CNRS
	KRAWCZYK Stanislas	directeur de recherche	LEOM	CNRS
<b>L</b>	LACHAL Aimé	PRAG	MAPLY	INSA
	LANCE Michel	professeur	LMFA	UCBL
	LANGLADE-BOMBA Cécile	maître de conférence	IFOS	ECL
	LE HELLEY Michel	professeur		ECL
	LEBOEUF Francis	professeur	LMFA	ECL
	LOUBET Jean-Luc	directeur de recherche	LTDS	CNRS
	LYONNET Patrick	professeur	LTDS	ENISE
<b>M</b>	MAITRE Jean-François	professeur	MAPLY	ECL
	MARION Martine	professeur	MAPLY	ECL
	MARTELET Claude	professeur	IFOS	ECL
	MARTIN Jean-Michel	professeur	LTDS	ECL
	MARTIN Jean-René	professeur	IFOS	ECL
	MATHIA Thomas	directeur de recherche	LTDS	CNRS
	MATHIEU Jean	professeur émérite	LMFA	ECL
	MAZUYER Denis	professeur	LTDS	ECL
	MIDOL Alain	maître de conférence	LTDS	UCBL
	MOREL Robert	professeur	LMFA	INSA
	MOUSSAOUI Mohand	professeur	MAPLY	ECL
	MUSY François	maître de conférence	MAPLY	ECL



<b>N</b>	NICOLAS Alain	professeur	CEGELY	ECL
	NICOLAS Laurent	directeur de recherche	CEGELY	CNRS
<b>P</b>	PERKINS Richard	professeur	LMFA	ECL
	PERRET-LIAUDET Joël	maître de conférence	LTDS	ECL
	PERRIN Jacques	professeur		INSA
	PICHAT Pierre	directeur de recherche	IFOS	CNRS
	POUSIN Jérôme	professeur	MAPLY	INSA
	PONSONNET Laurence	maître de conférence	IFOS	ECL
	PREVOT Patrick	professeur	ICTT	INSA
<b>R</b>	REBOUX Jean-Luc	professeur	LTDS	ENISE
	ROBACH Yves	professeur	LEOM	ECL
	ROGER Michel	professeur	LMFA	ECL
	ROJAT Gérard	professeur	CEGELY	UCBL
	ROUSSEAU Jacques	professeur émérite	LTDS	ENISE
	ROUY Elisabeth	professeur	MAPLY	ECL
<b>S</b>	SALVIA Michelle	maître de conférence	IFOS	ECL
	SANDRI Dominique	maître de conférence	MAPLY	UCBL
	SCHATZMAN Michelle	directeur de recherche	MAPLY	CNRS
	SCOTT Julian	professeur	LMFA	ECL
	SIDOROFF François	professeur	LTDS	ECL
	SIMOENS Serge	chargé de recherche	LMFA	CNRS
	SOUTEYRAND Eliane	directeur de recherche	IFOS	CNRS
	STREMSDOERFER Guy	professeur	IFOS	ECL
	SUNYACH Michel	professeur	LMFA	UCBL
<b>T</b>	TARDY Jacques	directeur de recherche	LEOM	CNRS
	THOMAS Gérard	professeur	CEGELY	ECL
	THOUVEREZ Fabrice	maître de conférences	LTDS	ECL
	TREHEUX Daniel	professeur	IFOS	ECL
<b>V</b>	VANNES André-Bernard	professeur	IFOS	ECL
	VIKTOROVITCH Pierre	directeur de recherche	LEOM	CNRS
	VINCENT Léo	professeur	IFOS	ECL
	VOLPERT Vitaly	directeur de recherche	MAPLY	CNRS
<b>Z</b>	ZAHOUANI Hassan	professeur	LTDS	ENISE

---

# Table des matières

<b>ANALYSE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DES VEHICULES ROUTIERS LEGERS : DEVELOPPEMENT D'UNE METHODOLOGIE APPLIQUEE A LA SECURITE PRIMAIRE</b>	<b>1</b>
<i>Table des matières</i>	<b>7</b>
<i>Remerciements</i>	<b>13</b>
<i>Résumé</i>	<b>15</b>
<b>Chapitre 1 : Position du problème</b>	<b>17</b>
1. 1. L'accidentologie routière en France	17
1. 1. 1. Les grandes tendances	17
1. 1. 2. Analyse de la répartition des accidents	17
1. 1. 3. Conclusions	23
1. 2. Etat des connaissances sur les pertes de contrôle	24
1. 2. 1. Travaux menés dans le cadre de PROMETHEUS	24
1. 2. 2. Travaux menés à partir des EDA du programme VSR	26
1. 3. Etat des connaissances sur le comportement du couple conducteur-véhicule en situations de conduite et d'urgence	31
1. 3. 1. L'utilisation réelle des capacités dynamiques des véhicules par les conducteurs	31
1. 3. 2. Comportement des conducteurs en situation d'urgence	38
1. 4. Plan de la recherche	44
1. 4. 1. Positionnement personnel de cette recherche	44
1. 4. 2. Les difficultés intrinsèques de la démarche	45
1. 4. 3. Construction de la première partie	47
1. 4. 4. Construction de la seconde partie	48
<b>PREMIERE PARTIE</b>	<b>51</b>
<b>CONCEPTION ET VALIDATION EXPERIMENTALE D'UNE GAMME DE MODELES DE SIMULATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE D'UN VEHICULE ROUTIER LEGER</b>	<b>51</b>
<b>Chapitre 2 : Les outils de modélisation utilisés</b>	<b>53</b>
2. 1. Le formalisme des Groupes de Lie	53
2. 1. 1. Généralités	54
2. 1. 2. Quelques définitions complémentaires	56
2. 1. 3. Cinématique	58
2. 1. 4. Cinétique des systèmes arborescents	60
2. 1. 5. Dynamique des systèmes arborescents	61
2. 1. 6. Changement de formulation	63
2. 1. 7. Avantages de la méthode	65

<b>2. 2. Le logiciel MORGAN'S</b>	<b>66</b>
2. 2. 1. L'architecture générale de MORGAN'S	66
2. 2. 2. La génération du code de simulation	69
2. 2. 3. Compléments spécifiques à notre application	71
2. 2. 4. Présentation du logiciel LISA2 : environnement d'analyse de résultats de simulations et de données d'essais	73
<b>2. 3. Création d'un modèle de véhicule utilisant une liaison plan : du formalisme de Lie aux équations de la mécanique classique</b>	<b>74</b>
2. 3. 1. Préambule	74
2. 3. 2. Ecriture des équations du modèle	75
<b>Chapitre 3 : D'un système mécanique simple à un modèle de véhicule</b>	<b>79</b>
<b>3. 1. La modélisation de base d'un véhicule linéaire</b>	<b>79</b>
3. 1. 1. Avant-propos	79
3. 1. 2. Les équations de base d'un véhicule linéaire	80
3. 1. 3. Comportement en virage établi : Premières définitions des notions de sousvirage et survirage	83
<b>3. 2. Une modélisation plus réaliste du comportement dynamique d'un véhicule</b>	<b>88</b>
3. 2. 1. Les transferts de charge	88
3. 2. 2. Le modèle longitudinal	94
<b>3. 3. Le comportement et la modélisation des pneumatiques</b>	<b>96</b>
3. 3. 1. Généralités	96
3. 3. 2. Comportement transversal	97
3. 3. 3. Comportement longitudinal	102
3. 3. 4. Le couplage des sollicitations	103
3. 3. 5. Comportement transitoire	104
3. 3. 6. Le modèle de Pacejka couplé	107
<b>3. 4. La liaison au sol</b>	<b>109</b>
3. 4. 1. Généralités	109
3. 4. 2. La suspension	110
3. 4. 3. Les trains et leurs caractéristiques principales	112
<b>Chapitre 4 : Analyse du comportement dynamique des véhicules à partir d'essais réels</b>	<b>119</b>
<b>4. 1. Identification du domaine de fonctionnement d'un véhicule par analyse d'essais</b>	<b>119</b>
4. 1. 1. Présentation générale des essais	119
4. 1. 2. Virages établis sur cercle de 60 m de rayon	122
4. 1. 3. Chicane VDA	125
4. 1. 4. Slaloms à fréquence croissante dans le domaine de sollicitation linéaire	127
4. 1. 5. Slalom en limite d'adhérence	130
4. 1. 6. Freinage d'urgence en ligne droite avec ABS	132
4. 1. 7. Freinage d'urgence en ligne droite sans ABS	134
4. 1. 8. Accélération sur cercle puis retour à l'arrêt	136
4. 1. 9. Lever de pied en courbe	136
4. 1. 10. Freinage en courbe avec ABS	139
4. 1. 11. Freinage en courbe sans ABS	141
4. 1. 12. Manœuvre combinée avec ABS	141
4. 1. 13. Récapitulatif du domaine de fonctionnement d'un véhicule routier léger	144
<b>4. 2. Analyse de pertes de contrôle réelles</b>	<b>147</b>
4. 2. 1. Généralités	147
4. 2. 2. Tête à queue d'une Peugeot 306 lors d'un lever de pied en courbe	148
4. 2. 3. Tête à queue d'une Peugeot 605 lors d'un lever de pied en courbe	152
4. 2. 4. Tête à queue d'une Citroën BX en courbe sur sol de faible adhérence	154
4. 2. 5. Tête à queue d'une Mercedes 190 en manœuvre d'évitement sur simulateur	154

<b>Chapitre 5 : Conception et validation d'une gamme de modèles dynamiques de véhicules routiers légers</b>	<b>157</b>
5. 1. Caractéristiques générales des modèles	157
5. 1. 1. Introduction	157
5. 1. 2. Caractéristiques communes des modèles	157
5. 1. 3. Modèles adaptés à la simulation de manœuvres purement transversales	158
5. 1. 4. Ajout d'un modèle longitudinal permettant de simuler tout type de manœuvres	159
5. 1. 5. A propos de la validation	160
5. 2. Validation des modèles purement transversaux	163
5. 2. 1. Résultats en virage établi	163
5. 2. 2. Résultats obtenus en chicane VDA : sollicitation fortement transitoire	171
5. 2. 3. Résultats obtenus en slalom en limite d'adhérence	179
5. 2. 4. Comportement fréquentiel en sollicitation linéaire	182
5. 2. 5. Les limitations des modèles purement transversaux	185
5. 2. 6. Conclusions de la validation des modèles purement transversaux	186
5. 3. Validations incluant le modèle longitudinal	187
5. 3. 1. Validation de la chaîne longitudinale	187
5. 3. 2. Validation des essais de freinage d'urgence sans ABS	189
5. 3. 3. Validation des essais de freinage d'urgence et de manœuvre combinée avec ABS	195
5. 3. 4. Validation des autres essais de sollicitations couplées	200
5. 4. Création de modèles pour d'autres véhicules et résultats de simulation	209
 <b>SECONDE PARTIE</b>	 <b>219</b>
<b>ANALYSE, MODELISATION ET APPLICATION DE CONCEPTS DESTINES A L'AMELIORATION DE LA SECURITE PRIMAIRE</b>	<b>219</b>
<b>Chapitre 6 : Les systèmes d'aide à la conduite destinés à améliorer la sécurité primaire</b>	<b>221</b>
6. 1. Motivations du développement des systèmes d'aide à la conduite opérationnels en situation d'urgence	221
6. 1. 1. Rappel des conclusions des études sur les comportements des conducteurs en situations difficiles	221
6. 1. 2. Historique des fonctions de contrôle des mouvements du châssis	222
6. 2. Les systèmes d'aides à la conduite opérationnels en situation d'urgence : de l'ABS au contrôle actif de stabilité	223
6. 2. 1. Les systèmes de freinage antibloquant et de contrôle de traction	223
6. 2. 2. Les systèmes à 4-roues directrices	225
6. 2. 3. Les systèmes basés sur le contrôle du moment de roulis	225
6. 2. 4. Les systèmes à 4-roues motrices et leurs extensions	226
6. 2. 5. Les systèmes de contrôle du moment de lacet	227
6. 2. 6. Les systèmes à braquage avant actif	230
6. 2. 7. Le BAS ou Assistance au freinage d'urgence	231
6. 2. 8. Vers une conception intégrée des nouveaux dispositifs de sécurité primaire	240
 <b>Chapitre 7 : Analyse des systèmes à 4 roues directrices</b>	 <b>241</b>
7. 1. Présentation des concepts de modélisation	241
7. 1. 1. Introduction	241
7. 1. 2. Théorie des 4 roues directrices	241
7. 2. Analyse et simulation des principales stratégies	244
7. 2. 1. Plan de l'analyse	244
7. 2. 2. Réduction du déphasage entre les réponses du véhicule en accélération transversale et vitesse de lacet	245
7. 2. 3. Réduction de l'angle de dérive du châssis	253

7. 2. 4. Augmenter la stabilité du véhicule	256
7. 2. 5. Permettre une meilleure manœuvrabilité à basse vitesse	270
7. 2. 6. Obtenir la réponse de braquage souhaitée (selon un modèle de référence)	271
7. 2. 7. Maintenir les caractéristiques de réponse en braquage désirées lorsque des paramètres du véhicule sont modifiés (contrôle adaptatif)	272
7. 2. 8. Obtenir une meilleure réponse au voisinage de la limite d'adhérence des pneumatiques	274
7. 2. 9. Les limitations des 4 roues directrices	275
<b>Chapitre 8 : Analyse des systèmes de contrôle de stabilité créant un moment de lacet par freinage différentiel</b>	<b>277</b>
8. 1. La compréhension du principe de contrôle du moment de lacet	277
8. 1. 1. Démarche adoptée	277
8. 1. 2. Mise en évidence des situations de survirage et sousvirage	277
8. 1. 3. Comment remédier à ces situations potentiellement dangereuses ?	285
8. 1. 4. Quelle roue freiner pour appliquer le moment de lacet adapté à chaque situation ?	303
8. 2. Modélisation d'un système de contrôle du moment de lacet par freinage différentiel	308
8. 2. 1. Mise en œuvre d'un contrôle du moment de lacet dans un cas de survirage	308
8. 2. 2. Mise en œuvre d'un contrôle du moment de lacet dans un cas de sousvirage	314
8. 3. Mise au point d'une seconde stratégie de contrôle du moment de lacet	322
8. 3. 1. Approfondissement des stratégies de pilotage du contrôle de moment de lacet	322
8. 3. 2. Mise au point d'une stratégie de CML basée sur la vitesse de lacet de référence	323
8. 3. 3. Résultats de simulations utilisant la stratégie CML2	329
<b>Chapitre 9 : Application aux accidents</b>	<b>339</b>
9. 1. Application du contrôle du moment de lacet à des pertes de contrôle réelles	339
9. 1. 1. Rétablissement d'un tête-à-queue lors d'un lever de pied en courbe Peugeot 306	339
9. 1. 2. Rétablissement d'un tête-à-queue lors d'un lever de pied en courbe Peugeot 605	344
9. 1. 3. Rétablissement d'une perte de contrôle en manœuvre d'évitement (Mercedes 190)	350
9. 2. Application du contrôle du moment de lacet à un accident réel recueilli en EDA	358
9. 2. 1. Difficultés spécifiques et démarche proposée	358
9. 2. 2. Accident en virage d'une Mercedes C250 D : Perte de contrôle en survirage	359
9. 3. Conclusions et perspectives pour l'accidentologie	369
<b>Chapitre 10 : Conception d'un diagnostic embarqué de sécurité primaire "temps réel"</b>	<b>373</b>
10. 1. Position du problème	373
10. 1. 1. L'idée d'un modèle embarqué	373
10. 1. 2. Des exemples de modèles embarqués	374
10. 1. 3. Le positionnement de notre application	375
10. 2. Réalisation du modèle embarqué	377
10. 2. 1. Les différentes architectures matérielles testées	377
10. 2. 2. Architecture logicielle de l'application	379
10. 2. 3. La mise au point du fonctionnement "temps réel"	380
10. 3. Performances du modèle embarqué	384
10. 3. 1. Situations de conduite courantes	384
10. 3. 2. Situations de conduite particulières où des écarts calcul/modèle apparaissent	387
10. 4. Le diagnostic de sécurité primaire "temps réel"	395
10. 4. 1. Le concept de diagnostic de sécurité primaire "temps réel"	395
10. 4. 2. Mise en œuvre	397
10. 5. Applications potentielles et perspectives	402
10. 5. 1. Présentation du véhicule démonstrateur	402
10. 5. 2. Les solutions applicables aux difficultés intrinsèques de ce type d'application	404
10. 5. 3. Perspectives d'utilisation	407

---

<b>Chapitre 11 : Conclusions et perspectives</b>	<b>409</b>
11. 1. Les modèles dynamiques et leur validation	409
11. 2. Les systèmes destinés à une amélioration de la sécurité primaire	412
<b>Annexe 1 : Listing des principaux programmes du modèle de véhicule "liaison plan"</b>	<b>415</b>
A1. 1 Description des Listings	415
A1. 2 Listing de mlp5.gene	416
A1. 3 Listing de main.c	419
A1. 4 Listing de calcul1.c	419
A1. 5 Listing de calcul2.c	425
<b>Annexe 2 : Description du véhicule expérimental Peugeot 306 : Instrumentation et paramétrage</b>	<b>427</b>
A2. 1. L'instrumentation de la Peugeot 306	427
A2. 1. 1. La centrale d'acquisition	427
A2. 1. 2 Les capteurs	429
A2. 2. La conception du paramétrage de la 306	434
A2. 2. 1. Masses et inerties	434
A2. 2. 2. Transmission et motorisation	434
A2. 2. 3. Direction	435
A2. 2. 4. Aérodynamique	435
A2. 2. 5. Les pneumatiques	435
A2. 2. 6. Freinage	435
<b>Annexe 3 : Description analytique des modèles de véhicules conçus</b>	<b>437</b>
A3. 1. Description analytique des modèles MLPi	437
A3. 2. Mise en œuvre d'un modèle longitudinal MLP5L	441
<b>Références bibliographiques</b>	<b>443</b>
<b>Autres références</b>	<b>455</b>
<b>Nomenclature</b>	<b>457</b>

---

---

## Remerciements

Je remercie Louis JEZEQUEL, Directeur du Département de Mécanique des Solides, Génie Mécanique et Génie Civil de l'Ecole Centrale de Lyon, de la confiance qu'il m'a témoignée en acceptant d'être mon Directeur de thèse, et de la grande liberté qu'il m'a laissée dans la conduite de ce projet.

Je remercie Dominique MEIZEL, Professeur à l'UTC/HEUDIASYC, pour avoir accepté d'être rapporteur de mon travail, et je lui suis également particulièrement reconnaissant de l'aide qu'il m'a apportée pour solutionner certains problèmes d'instabilités numériques auxquels j'étais confronté, lors de la mise en œuvre d'un concept de quatre roues directrices.

Je remercie également Pascal DRAZETIC Professeur à l'Université de Valenciennes, Directeur du LAMIH/LGM, pour avoir accepté d'être le second rapporteur de mon travail, ainsi que Jean-Claude CHAMPOUSSIN, Professeur au Département MFAE de l'Ecole Centrale de Lyon, de m'avoir fait l'honneur d'accepter de présider mon jury de soutenance.

Je remercie Patrick COUTANT, Responsable de la Dynamique des Véhicules à la Direction de la Recherche de RENAULT, ainsi que Laurent RICHARD, qui l'a représenté lors de la soutenance, pour la pertinence de leurs remarques, et les perspectives d'amélioration des modèles développés qu'elles pourraient susciter.

Je remercie également Pierre GAURIAT, Directeur de Recherche à l'INRETS, Directeur du Centre Informatique Recherche, pour son amitié fidèle depuis plus de 15 ans et son soutien efficace dans la conduite de mes différents projets.

Le singulier exercice de faire une thèse à quarante ans passés, après presque vingt années de carrière professionnelle au Département Mécanismes d'Accidents de l'INRETS à Salon de Provence, me conduit également à remercier tous ceux dont la rencontre m'a permis d'enrichir ma réflexion et de progresser dans l'exercice de mon activité consacrée à la dynamique des véhicules routiers.

Les modèles de véhicules réalisés dans le cadre de cette thèse ont été conçus à l'aide du logiciel de modélisation des systèmes mécaniques multicorps MORGAN'S. Je remercie donc pour cette contribution les trois concepteurs de ce logiciel : Jean-Paul MIZZI, chercheur à l'INRETS MMA à Bron jusqu'en Mai 1996, pour sa réflexion théorique, Max DURAZ (INRETS CIR) "le Magicien d'Unix" pour la solidité de ses compétences informatiques et la qualité de ses développements logiciels, et Thierry SERRE, chercheur à l'INRETS LBA à Marseille depuis 1998, après avoir effectué sa thèse en ma compagnie à MA, pour avoir enrichi MORGAN'S par une génération automatique de code C et apporté de nombreuses contributions à notre activité.

Pour leur participation à la conception et la mise en œuvre de nos véhicules instrumentés ainsi qu'à la réalisation des essais, je remercie également tout spécialement Olivier BELLOT, technicien à l'INRETS MA, fidèle à l'activité de dynamique des véhicules routiers, ainsi que Christophe DELCOURT, stagiaire puis vacataire à plusieurs reprises dans mon équipe

jusqu'en Février 2000, et travaillant depuis au CETE de Lyon. De par ses capacités à mettre en pratique mes idées, ce dernier, spécialiste d'électronique et d'informatique industrielle, a joué un rôle important dans la conception des systèmes d'acquisition et modèles embarqués, même s'il a abandonné le navire, pour un horizon plus stable, alors que les choses commençaient à peine à prendre forme.

Ma réflexion a également bénéficié de nombreux échanges avec les meilleurs spécialistes français de dynamique des véhicules, au cours des nombreux programmes auxquels j'ai eu la chance de participer au fil des années (de PROMETHEUS au PREDIT, en passant par le projet de simulateur SARA), et je citerai en premier lieu Gilles SCHAEFER (SERA-CD) et Jean-Pierre COLINOT (PSA).

Une grande partie des essais de véhicules que j'ai utilisés pour illustrer ce travail et notamment valider les différents modèles, ont été réalisés avec les véhicules instrumentés de l'INRETS MA, dans le cadre des programmes de recherche "Dynamique du véhicule en situation d'urgence ou perte de contrôle" (financé par la DRAST-METT) et "Accidents par temps de pluie" (PREDIT), montés avec Yves DELANNE (LCPC). Ces essais ont notamment été effectués sur les pistes de l'ETAS et de MICHELIN, ce qui me donne l'occasion de remercier pour leurs contributions Vincent SCHMITT (ETAS) et Pierrick TRAVERT (MICHELIN) et leurs équipes. J'adresse également un remerciement particulier aux essayeurs professionnels, qui pilotaient les véhicules instrumentés lors de ces différentes campagnes, pour leur savoir-faire : Alain METAIS et Frédéric SINATTI (ETAS) et Patrick REYNAUD (PSA). D'autres essais ont été réalisés au centre d'Essais de Fontange de KLEBER, dirigé par Jean-Pierre GAUTIER.

Je remercie également l'ensemble du personnel du Département Mécanismes d'Accidents de Salon de Provence, dirigé par Dominique FLEURY, où je travaille depuis presque vingt ans, et en particulier les personnes impliquées dans le recueil de données des Etudes Détaillées d'Accidents, le personnel administratif, Anne-Laure, Maryline et Michèle, pour leur disponibilité, ainsi que Jean-Louis JOURDAN pour son assistance sur les matériels informatiques.

Je terminerai par quelques mots à l'attention des décideurs des services des ministères dont le soutien ne m'a jamais fait défaut au fil des années, François LEYGUE (DRAST) et Yannick SOUCHET (DSCR) pour le financement de nombreux programmes. Enfin parmi mes nombreux collègues de l'INRETS, j'adresse un remerciement particulier à Gilles MALATERRE et Farida SAAD (LPC) pour leur amitié fidèle.

*à mon père,  
décédé le 16 Février 2002,  
qui m'a transmis sa passion de l'Automobile*



---

# Résumé

Cette thèse a pour objectif de montrer comment la connaissance du comportement dynamique d'un véhicule routier peut permettre de contribuer à une amélioration de la sécurité primaire du système constitué de ce véhicule et de son conducteur évoluant dans un environnement donné.

Après avoir présenté les outils de modélisation retenus, notamment le logiciel de modélisation de systèmes mécaniques multicorps MORGAN'S, qui utilise le formalisme des Groupes de Lie, on se propose, dans une première partie, de concevoir une gamme de modèles de comportement dynamique d'un véhicule léger. Le domaine de validité de ces modèles sera ensuite établi à travers la confrontation des résultats de simulations avec les données recueillies lors d'essais, réalisés sur piste avec un véhicule instrumenté piloté par un essayeur professionnel, au cours desquels les principaux paramètres caractéristiques du comportement dynamique sont enregistrés par un système d'acquisition et de nombreux capteurs.

L'intérêt de modèles simples dans leur conception, ne possédant que 3 degrés de liberté au niveau de la caisse du véhicule, mais paramétrés avec soin, est mis en évidence, notamment pour l'application au domaine de l'accidentologie, à travers les bons résultats obtenus en matière de validation, sur un ensemble de manœuvres très complet (virages établis, chicanes, slaloms, freinages en ligne droite et en courbe, avec et sans ABS, levers de pied...).

Au cours d'une seconde partie, le modèle présentant le meilleur compromis (simplicité du paramétrage / facilité de mise en œuvre / validité des simulations) est complété de manière à émuler le mode d'intervention de systèmes de contrôle de stabilité défini à travers une étude bibliographique : des solutions faisant appel à des 4-roues directrices et à un contrôle du moment de lacet par freinage différentiel sont mises en œuvre et l'apport de ces dispositifs pour éviter une perte de contrôle, ou rattraper une situation accidentogène, est établi. Ce travail s'appuie à la fois sur des simulations à entrées prédéterminées, sur l'analyse de pertes de contrôle réelles survenues de façon naturelle, et sur l'application à des accidents réels recueillis en "Etude Détaillée d'Accidents". Le potentiel de ces systèmes pour permettre une amélioration significative, en matière de sécurité primaire, apparaît très prometteur.

En parallèle, une version de modèle dynamique spécifique a été développée pour être embarquée sur un véhicule instrumenté et tourner conjointement au système d'acquisition. De la complémentarité des informations des capteurs et du modèle dynamique est née l'élaboration d'un "diagnostic de sécurité primaire temps réel", à travers l'établissement de différents points de fonctionnement caractérisant le comportement du couple conducteur-véhicule, en particulier dans des situations induisant de fortes sollicitations dynamiques.

Ce dispositif pourrait notamment être développé pour identifier des critères objectifs de déclenchement de systèmes actifs de contrôle de stabilité, contribuant ainsi à l'amélioration ou à la validation de stratégies de pilotage de ces systèmes susceptibles de rétablir un véhicule en perte de contrôle. Outre les différents modèles créés, le produit concret de cette thèse est par conséquent un véhicule démonstrateur de ce concept de diagnostic de sécurité primaire à partir d'un modèle embarqué.

---

# Chapitre 1 : Position du problème

Afin de présenter le contexte dans lequel se situe notre travail "montrer comment la connaissance du comportement dynamique d'un véhicule routier peut contribuer à une amélioration de la sécurité primaire du système véhicule-conducteur-environnement", ce premier chapitre va exposer le constat global de l'accidentologie en France, puis synthétisera l'état des connaissances sur les pertes de contrôle et les comportements des conducteurs en situation de conduite et d'urgence. Un dernier paragraphe expliquera comment cette recherche a été construite pour tenter de répondre à l'objectif visé.

## 1. 1. L'accidentologie routière en France

### 1. 1 .1. Les grandes tendances

Nous allons dans un premier temps présenter les grandes tendances de l'accidentologie en France établies à partir de l'analyse des documents de l'Observatoire National Interministériel de Sécurité Routière pour l'année 1999 [1, 2].

Les bilans statistiques font état en 1999 de :

- 124 524 accidents corporels,
- 8 029 tués (référence à 6 jours après l'accident),
- 167 572 blessés, dont 31 851 graves (plus de 6 jours d'hospitalisation),

Ces chiffres font apparaître une diminution des tués et blessés graves, mais une légère augmentation des accidents corporels par rapport à 1998. Ils confirment l'existence depuis 1996 d'un palier autour de 8 000 morts chaque année en France, alors que l'on comptait encore 16 000 morts en 1970, 12 500 en 1980 et 10 000 en 1990. Les taux de tués pour 100 millions de kilomètres parcourus sont de 0.45 sur autoroutes, 2.03 sur routes nationales et 1.59 tous réseaux confondus.

### 1. 1. 2. Analyse de la répartition des accidents

#### *Répartition par catégories d'usagers*

Le tableau suivant présente la répartition des victimes par catégories d'usagers.

Catégories	Tués en 1999	Blessés en 1999	Parc (milliers)
Piétons	882	18 636	60 000
Bicyclettes	307	6 260	20 000
Cyclomoteurs	466	20 126	1 590
Motocyclettes	901	19 106	1 106
Véhicules de tourisme	5 161	96 953	26 810
Poids lourds	104	1 725	550
Autres	208	4 766	4 950
Total	8 029	167 572	

**Tableau 1-1 : Répartition des victimes d'accidents par catégories d'usagers en 1999**

On constate ainsi que les véhicules de tourisme représentent 64 % des tués, l'ensemble des 2-roues près de 21 %, et les piétons 11 %. A noter que près de 70 % des tués en véhicules de tourisme étaient conducteurs du véhicule.

Le tableau suivant présente la répartition des tués par classes d'âge pour les 4 principales catégories d'usagers.

Classes d'âge	Piétons	Cyclistes	2-roues à moteur	Véhicules Tourisme
0-14 ans	83	51	25	171
15-24 ans	67	35	494	1 489
25-44 ans	146	45	647	1 712
45-64 ans	206	90	151	927
65 ans et plus	377	86	42	823
Indéterminé	3	0	8	39
Total	882	307	1367	5 161

**Tableau 1-2 : Répartition des tués par catégories d'usagers en 1999**

On remarque surtout dans ce tableau la forte proportion de tués piétons âgés de plus de 65 ans (43 %) et la forte proportion de jeunes usagers tués aussi bien dans la catégorie des 2-roues à moteur que celle des véhicules de tourisme.

### *Répartition par type de réseau*

Le tableau suivant présente la répartition des accidents corporels, tués, blessés et taux de gravité (nombre de tués pour 100 accidents corporels) en fonction des catégories de réseaux, puis en milieu urbain et rase campagne.

Réseaux	Accid. Corporels	Tués	Total Blessés	Gravité
Autoroutes de liaison	2 395	293	3 868	12.23
Autoroutes de dégagement	4 408	172	6 191	3.90
Routes Nationales	19 082	2 144	28 040	11.24
Routes Départementales	40 772	4 157	57 473	10.20
Autres et Voies communales	57 867	1 263	72 000	2.18
<b>Ensemble</b>	<b>124 524</b>	<b>8 029</b>	<b>167 572</b>	<b>6.45</b>
Milieu urbain	83 325	2 394	105 371	2.87
Rase campagne	41 199	5 635	62 201	13.68

**Tableau 1-3 : Répartition des victimes d'accidents par types de réseau en 1999**

Ces chiffres sont à interpréter avec présent à l'esprit la longueur du réseau routier français, qui compte 980 400 km répartis de la façon suivante : 7 050 km d'autoroutes concédées, 2 250 km d'autoroutes non concédées, 26 600 km de routes nationales, 385 600 km de routes départementales et 585 900 km de routes communales.

La circulation totale sur le réseau routier français en 1998 est estimée à 531 milliards de kilomètres, dont 72 % par des véhicules de tourisme, 16 % par des utilitaires, 4 % par des poids lourds, ces chiffres correspondant uniquement aux véhicules immatriculés en France. La répartition de ce kilométrage par catégories de route fait apparaître 18 % d'autoroutes, 17 % de routes nationales, 40 % de routes départementales et 25 % de réseau local urbain. On considère que la circulation sur le seul réseau national a doublé en 20 ans.

Si le faible nombre d'accidents et de tués sur autoroute est une caractéristique bien connue, on relève en revanche la gravité élevée de ces accidents. On retiendra essentiellement que plus d'un quart des tués le sont sur routes nationales et plus de la moitié sur routes départementales. Le nombre de blessés sur les voiries communales est impressionnant, mais ces accidents sont associés à une faible gravité.

Il est intéressant de noter que les 2/3 des accidents corporels ont lieu en milieu urbain, mais que ces accidents ne représentent que 30 % des tués (dont 42 % d'usagers de véhicules de tourisme), ce qui est confirmé par une gravité près de 5 fois supérieure en rase campagne. Sur les 5635 tués en rase campagne, 74 % sont usagers de véhicules de tourisme, ce qui signifie également que parmi ces derniers on décompte 1000 tués en milieu urbain, et 4150 en rase campagne.

Le tableau suivant précise la répartition des tués en/hors intersection ainsi qu'en fonction de la taille des agglomérations en milieu urbain.

Type de lieu	Hors intersection	En intersection	Total
Agglo < 5000 hab	684	203	887
5000-20000 hab	366	139	505
20000-50000 hab	257	104	361
50000-100000 hab	149	75	224
100000-300000 hab	155	53	208
+ de 300000 hab	150	59	209
Cumul milieu urbain	1761	633	2394
Rase campagne	4917	718	5635
Total	6678	1351	8029

**Tableau 1-4 : Répartition des tués en / hors intersection et en rase campagne / milieu urbain (répartis selon la taille des agglomérations) en 1999**

Ainsi 17% des tués le sont dans des accidents qui se produisent en intersection, avec une proportion pratiquement équivalente en milieu urbain et en rase campagne, alors que cette dernière représente presque les  $\frac{3}{4}$  des tués hors intersection.

#### *Répartition par type d'accidents*

Le tableau suivant donne la répartition des accidents corporels et tués selon le type d'accidents.

Types d'accidents	Accidents corporels	Tués
VL seul avec piéton	18 044	811
VL seul sans piéton	25 947	2 834
Collision frontale	13 508	1 553
Collision par le côté	38 143	1 423
Collision par l'arrière	12 295	350
Collision en chaîne	4 306	129
Autres accidents	12 281	929
Total	124 524	8 029

**Tableau 1-5 : Répartition des victimes selon le type d'accidents pour l'année 1999**

Ainsi si les collisions frontales et latérales représentent respectivement autour de 19 et 18 % des tués, plus de 35 % le sont dans des "véhicules seuls sans piéton".

Au sein de cette dernière catégorie, qui nous intéresse tout particulièrement dans le cadre d'une recherche consacrée à la dynamique des véhicules, car elle regroupe la majorité des pertes de contrôle, qui constituent la cible privilégiée pour notre étude des systèmes de

contrôle de stabilité, une spécificité concerne les accidents à un seul véhicule sans piéton contre obstacle fixe. On dispose alors de statistiques en fonction de la nature de l'obstacle heurté.

Nature de l'obstacle	Véhicules impliqués	Tués	Gravité
Glissières	3 291	227	6.90
Arbres	3 124	795	25.45
Murs, piles de pont	2 414	358	14.83
Parapets	333	61	18.32
Poteaux	2 083	276	13.25
Fossés, talus, rochers	5 410	561	10.37
Ensemble	20 629	2 537	12.30

**Tableau 1-6 : Répartition des accidents à un seul véhicule sans piéton en fonction de la nature de l'obstacle fixe heurté pour l'année 1999**

Ainsi ces accidents contre obstacle fixe représentent plus de 2 500 tués, dont près de 800 contre des arbres, dont la gravité est presque 4 fois supérieure à celle des chocs sur glissières.

On citera encore quelques tendances générales sans présenter le détail sous forme de tableau. Les mois les plus meurtriers sont ceux de l'été ainsi que Décembre et Janvier, les moins meurtriers Février et Mars. Le cumul des Vendredi, Samedi, Dimanche, veille de fêtes et jours de fêtes représente 64 % des tués. La période la plus propice aux accidents graves semble être la fin de l'après-midi : 26.5 % des tués entre 16 et 20 heures. Enfin 54 % des tués le sont de jour.

#### *Répartition par tracé, conditions atmosphériques et état de surface*

Ces statistiques concernant l'infrastructure en cause dans les accidents mortels sont issues des procès-verbaux établis par les services de gendarmerie et de police, et dont le cadre est un peu rigide (par exemple un accident se produisant en sortie d'un virage sera considéré comme accident en ligne droite). Il convient donc de les interpréter avec une certaine prudence ; elles constituent cependant une source d'informations précieuse. Le tableau suivant présente la répartition des tués selon le tracé en plan.

Tracé en plan	Milieu urbain	Rase campagne	Ensemble
Rectiligne	1848	3871	5719
Courbe à gauche	258	809	1067
Courbe à droite	239	818	1057
En S	33	119	152
Indéterminé	16	18	34
Total	2394	5635	8029

**Tableau 1-7 : Répartition des tués selon le tracé en plan en 1999**

On dénombre ainsi 2276 tués en virages, dont 77 % en rase campagne.

Le tableau suivant répartit les victimes en fonction des conditions atmosphériques et de l'état de surface de la chaussée.

Conditions atmosphériques	Tués	Etat de surface	Tués
Normales	5926	Normale	5919
Pluie légère	786	Mouillée	1881
Pluie forte	295	Flaques	14
Neige – grêle	78	Inondée	9
Brouillard – fumée	110	Enneigée	45
Vent fort – tempête	78	Boue	8
Soleil éblouissant	114	Verglacée	64
Temps couvert	535	Corps gras	25
Autres	107	Autres	64
Total	8029	Total	8029

**Tableau 1-8 : Répartition des tués en fonction des conditions atmosphériques et de l'état de surface de la chaussée pour l'année 1999**

L'ensemble des conditions atmosphériques et états de surface dégradés représente respectivement 18 % et 25 % des tués. Par ailleurs les statistiques sur la variable "état de la route" font apparaître 178 tués sur chaussée déformée et 36 liés à présence de gravillons.

Citons également certains chiffres concernant uniquement les véhicules de tourisme, qui constituent la cible de notre recherche. Le nombre de tués usagers de véhicules de tourisme est de 5161 en 1999, répartis en 1005 en milieu urbain, et 4156 en rase campagne, mais également 334 sur autoroutes, 1541 sur RN, 2768 sur RD. La répartition jour/nuit est de 51.5/48.5 %. Celle hors/en intersection est de 87/13 %. La répartition homme/femme est de 68/32 %. La moitié des victimes femmes sont passagères.

On peut retenir en parallèle de ces chiffres relatifs aux accidents que le parc des véhicules immatriculés au 31/12/99 compte 27 480 milliers de véhicules de tourisme, 5 320 milliers de véhicules utilitaires, 210 milliers de tracteurs routiers et 80 milliers d'autocars et autobus. Les cyclomoteurs sont estimés à 1 590 milliers et les motocyclettes à 1 106 milliers. L'âge moyen des voitures particulières est de 7.5 ans, 36 % ont moins de 5 ans, 70 % moins de 10 ans et 7 % plus de 15 ans. Le kilométrage annuel moyen est estimé à 13 800 km, et l'augmentation de la circulation sur le réseau national en 99 par rapport à 98 est de 4.2 %. Concernant les vitesses pratiquées, les pourcentages de dépassements de la limite autorisée sont souvent proches de 50 %.

### *Les comparaisons internationales*

Concernant les comparaisons internationales, on dispose des statistiques de 1998 des tués (à 30 jours) par millions d'habitants et par millions de véhicules automobiles dans les pays de l'union européenne (les \* correspondent à des chiffres de 97 et les \*\* de 96).

Pays	Tués par Million d'habitants	Tués par Million de véhicules
Allemagne	93	156
Autriche	117	200
Belgique	149	281
Danemark	86	198
Espagne	142	276
Finlande	74	164
France	152	286
Grèce	213	553
Irlande	128*	330*
Italie	102	156
Luxembourg	140	286**
Pays-Bas	68	153
Portugal	244	400
Royaume-Uni	58	124
Suède	55	109

**Tableau 1-9 : Répartition des tués dans les différents pays européens en 1998**

La France se situe donc juste après les pays les plus meurtriers Grèce et Portugal. Les pays les plus sûrs étant le Royaume-Uni, les Pays-Bas et la Suède.

Pour achever ce tour d'horizon, nous citerons le nombre moyen de tués pour 1 milliard de passagers x km qui ressort à 0.14 pour les transports aérien, 0.31 pour les transports ferroviaires et 7.87 pour les transports routiers. Signalons également que la valeur collective de la sauvegarde d'une vie étant estimée à 4 millions de francs, le coût d'un blessé grave à 400 KF, celui d'un blessé léger à 85 KF et d'un accident matériel à 22 KF, le coût global de l'insécurité routière en France est évalué à 119 milliards de francs pour l'année 1999.

### 1. 1. 3. Conclusions

Même si l'organisation des différentes statistiques nationales ne permet pas toujours d'identifier l'échantillon qui nous intéresse (en particulier certaines répartitions, comme celles par tracé et en fonction des conditions atmosphériques ou de l'état de surface, ne sont disponibles que pour l'ensemble des usagers), on peut retenir de cette présentation que parmi les 8029 tués en France en 1999, 5161 sont des usagers de véhicules de tourisme. Parmi ces derniers, 2269 sont tués dans des accidents dits "à un seul véhicule sans piéton" (catégorie qui regroupe la majorité des pertes de contrôle), qui se répartissent en 547 pour le milieu urbain et 1722 pour la rase campagne, dont une forte proportion sur Routes Départementales.



## 1. 2. Etat des connaissances sur les pertes de contrôle

### 1. 2. 1. Travaux menés dans le cadre de PROMETHEUS

Les premiers éléments dont nous disposons proviennent de travaux que nous avons réalisés en 1990, dans le cadre du programme européen PROMETHEUS (Program for European Traffic with Highest Efficiency and Unprecedented Safety). Une action spécifique du "working group" WG2, "Control Strategies and Road Accident" associait l'INRETS MA à PSA. L'objectif de cette recherche, que nous avons menée avec Jean-Pierre COLINOT (PSA), était la détermination de stratégies de prévention de différents types d'accidents et la mise en évidence d'éléments concrets à intégrer au cahier des charges des dispositifs d'aides à la conduite opérationnels en situation d'urgence, susceptibles d'être mis au point dans le cadre de ce programme. La donnée de base était constituée par des dossiers d'Etudes Détaillées d'Accidents recueillis par l'INRETS MA à Salon de Provence entre 1980 et 1987. Nous reprenons ici les principales conclusions des travaux consacrés aux pertes de contrôle de véhicule seul, et accidents en virage impliquant 2 véhicules [3, 4, 5].

L'analyse détaillée d'une dizaine d'accidents (reconstitution cinématique approfondie [6], passage dans les virages avec véhicule instrumenté, modélisation dynamique simple [7] reconstituant la trajectoire des véhicules à partir d'un signal de braquage saisi à la souris) faisait apparaître 2 catégories principales de pertes de contrôle :

- à l'entrée de virages serrés,
- à l'entrée de grandes courbes,

Dans le premier cas, les accidents étudiés mettent en évidence de réelles difficultés liées au tracé de la route. Les virages impliqués constituent le plus souvent des ruptures dans un itinéraire facile, ils ne font pas l'objet de limitations de vitesses spécifiques, et ne sont pas suffisamment signalés. Les conducteurs se retrouvent piégés, car ils les abordent avec une vitesse excessive. Ils sont en outre souvent inexpérimentés, fortement alcoolisés ou au volant de véhicules surchargés.

Pour les cas de pertes de contrôle à l'entrée d'une grande courbe, il apparaît que des trajectoires nominales sur les tracés en cause conduisent à des sollicitations dynamiques inférieures aux capacités maximales des véhicules impliqués, même à des vitesses très élevées, ce qui est le cas car elles sont généralement largement supérieures à la réglementation en vigueur.

L'élément origine de ces accidents est souvent un empiètement sur le bas-côté de la chaussée, provoqué par un endormissement, une forte alcoolémie, ou une occupation annexe, distrayant le conducteur de la tâche de guidage de son véhicule. Le second problème mis en évidence par ce type d'accident est la non-praticabilité des accotements, surtout à vitesse élevée. Ils présentent même parfois des dénivellations importantes par rapport à la chaussée, ce qui rend toute incursion irrécupérable. Il est clair également que les réactions des conducteurs confrontés à ce type de situations sont souvent inadaptées, les corrections apportées trop brutales ou trop amples. Il apparaît donc nécessaire d'améliorer la contrôlabilité des véhicules, en particulier en cas d'adhérence dissymétrique.

Les accidents en virage impliquant 2 véhicules mettent le plus souvent en présence un véhicule, dont le conducteur est distrait par une tâche annexe, perd le contrôle à l'entrée d'une courbe serrée, suite à une action tardive et trop brutale, et vient se jeter sur un second véhicule arrivant en sens inverse. Les principales caractéristiques identifiées sont les suivantes :

- l'origine des accidents est la perte de contrôle d'un des véhicules, à la suite d'un problème de guidage à l'entrée d'une courbe. Des éléments tels qu'un mauvais signallement de la difficulté des virages, une qualité médiocre des revêtements ou une chaussée glissante, et des distances de visibilité réduites sont des facteurs aggravants.
- la réaction des conducteurs, une fois la perte de contrôle initiée, est trop brutale et ne permet pas de rétablir la situation. Au contraire, la réaction des conducteurs arrivant en sens inverse, est le plus souvent rapide et plutôt bien adaptée à la situation, mais étant donné les circonstances et l'environnement, aucune action de leur part ne peut suffire à éviter la collision. Une fois le déroulement des faits reconstitué avec précision, la durée totale de l'accident depuis l'origine de la perte de contrôle jusqu'au choc peut être évaluée en moyenne à environ 2.5 secondes, avec un temps disponible pour les manœuvres d'urgence bien inférieur, de l'ordre d'une seconde.

Les actions envisagées à l'époque pour solutionner ces différents types de pertes de contrôle par des dispositifs d'aide à la conduite concernaient plus spécialement :

- la détection des virages présentant une réelle difficulté sur l'itinéraire,
- la diffusion de messages avertissant le conducteur de la difficulté spécifique de ces virages, voire la préconisation d'une vitesse de franchissement adaptée au tracé,
- à un stade plus avancé, une indication au conducteur de l'instant où il doit débiter son action et de l'amplitude de braquage adéquate, avec pour objectif essentiel de favoriser une loi de braquage progressive, de manière à limiter l'amplitude de la commande et de la sollicitation du véhicule qui en résulte. Il convient en priorité d'éviter les manœuvres débutant avec un fort retard et de très grandes amplitudes.

Une action envisagée pour les pertes de contrôle à l'entrée de grandes courbes consistait à tenter de prévenir le conducteur qu'il s'éloigne de la trajectoire nominale et qu'il s'apprête à empiéter sur le bas-côté. La méthode évoquée consistait à suivre l'évolution du véhicule par rapport au bas-côté de la chaussée en contrôlant l'orientation du véhicule et sa vitesse de rapprochement par rapport au bas-côté. Il s'agissait donc de systèmes complexes, nécessitant soit un relais sur l'infrastructure (rail magnétique ou balise), soit un dispositif embarqué autonome (analyse d'images). En fonction des accidents étudiés, il nous apparaissait cependant clairement que les délais disponibles pour qu'un dispositif constate cet écart, transmette le signal de danger au conducteur, et que celui-ci réagisse (alors que sa vigilance et ses réflexes sont souvent diminués) sont extrêmement courts. Nous précisions également que d'éventuelles améliorations n'auraient d'intérêt que si une grande proportion de conducteurs s'avérait capable d'en tirer profit, ce qui n'est pas acquis pour ce qui est de la récupération d'un véhicule en perdition, étant donné le stress associé à une situation d'urgence.

Pour les accidents en virages impliquant 2 véhicules, les dispositifs d'aide à la conduite doivent essentiellement empêcher les véhicules à l'origine des accidents, de se retrouver en perdition à l'entrée des virages et de venir empiéter sur la voie de circulation inverse. Il s'agit

de permettre le croisement des 2 véhicules en toute sécurité, et on est donc en partie ramené au même type de prévention que dans le cas des simples pertes de contrôle. En outre et même si ce type d'action risquait de se révéler insuffisant, on ne pouvait négliger l'intérêt d'un avertissement de présence d'un véhicule en sens inverse, par rapport au problème de masque à la visibilité.

Une fois la situation accidentogène initiée, il convient encore une fois d'essayer d'en avertir le conducteur au plus tôt (dispositif l'informant qu'il dévie de la trajectoire nominale) et surtout de s'opposer à des réactions trop brutales ou des combinaisons de manœuvres inadaptées.

En conclusion de l'évocation de ces travaux il convient de noter la complexité, voire le peu de réalisme de certains des dispositifs envisagés à l'époque, au début des années 90, pour solutionner ces catégories d'accidents :

- nécessité de relais sur l'infrastructure de type rail magnétique ou balise, permettant une communication entre le véhicule et la route,
- dispositif embarqué autonome complexe (guidage automatique par suivi de marquage sur la chaussée à partir d'un système d'analyse d'images).

Même si nous avons pu tester, dès 1990 et avec un certain succès, des prototypes PSA de tels dispositifs sur certains des sites accidentés étudiés, il convient de reconnaître, 10 ans plus tard, que le développement de ces systèmes n'a pas répondu aux espérances de l'époque. L'urgence souvent extrême et la complexité environnementale des situations à résoudre, que nous avons mises en évidence et qui placent très hauts les objectifs de performances des automates de copilote opérationnels en situation critique, en est sans doute une des principales explications. Sans anticiper sur le contenu de cette recherche, les systèmes de contrôle de stabilité modifiant le moment de lacet du véhicule par application d'un freinage différentiel, que nous étudierons dans la seconde partie de cette thèse, et qui n'étaient pas encore envisagés à l'époque, se sont développés beaucoup plus rapidement et apportent sans doute des solutions plus simples, entièrement autonomes et davantage opérationnelles.

### **1. 2. 2. Travaux menés à partir des EDA du programme VSR**

Une seconde étude plus récente a été réalisée en collaboration entre l'INRETS MA, le Laboratoire d'Accidentologie et de Biomécanique PSA-Peugeot-Citroen / Renault (LAB) et le Centre Européen d'Etudes de Sécurité et d'Analyse des Risques (CEESAR), qui collaborent depuis 1994, dans le cadre d'un programme de recherche commun, "Véhicules et Sécurité Routière" (VSR), soutenu par les pouvoirs publics et les constructeurs automobiles français, et réalisent, sur 3 sites en France (Salon de Provence, Amiens et Evreux), des Etudes Détaillées d'Accidents (EDA), selon une méthodologie d'enquête commune [8]. La synthèse de cette étude présentée ci-dessous reprend les grandes lignes d'un article de MICHEL, LEDON et THOMAS publié dans la Revue Générale des Routes [9].

Il s'agit d'une exploitation thématique réalisée sur le thème des accidents en virage [10]. La base d'accidents prise en compte comporte 717 dossiers d'accidents recueillis par les 3 équipes jusque fin 1997. Parmi ceux-ci on dénombre 146 accidents en virage survenus sur des tracés dont le rayon moyen est inférieur à 1000 m. L'étude ne concerne cependant que les 108 accidents de type "perte de contrôle de véhicule seul" (pas d'interaction avec un autre véhicule

à l'origine de l'accident) qui se produisent majoritairement en rase campagne. En fonction des préoccupations des auteurs, la plupart des investigations sont centrées sur les caractéristiques de l'infrastructure des sites, où se sont déroulés ces accidents, mais ce travail nous apporte certains éléments intéressants pour notre problématique d'évitement d'accidents par mise en œuvre de systèmes de contrôle de stabilité, car il dresse un panorama concret de la réalité des pertes de contrôle.

Dans un premier temps, signalons que 37 des 108 cas de pertes de contrôle étudiés se situent sur RN ou RD de largeur supérieure à 7 m, 32 cas sur RD de largeur inférieure à 7 m, 34 cas sur RD de largeur inférieure à 6 m, et 5 cas sur bretelle d'autoroute. 10 accidents se situent en milieu urbain. La répartition des rayons de courbure moyens fait apparaître 22 cas de rayon inférieur à 150 m, 34 cas < 250 m, 37 cas < 400 m et 15 cas  $\geq$  400m. On dénombre 70 virages à gauche et 38 virages à droite.

### ***Positionnement de la sortie de chaussée dans la perte de contrôle***

Une originalité de ce travail est de qualifier la nature des incursions dans l'accotement, selon que le véhicule est encore contrôlable ou non lors de la première sortie de chaussée, puis de détailler les trajectoires suivies par les véhicules sur l'ensemble de la perte de contrôle et d'analyser les paramètres associés aux sorties de chaussée (angle de sortie, valeur de déport, sens du virage, rayon...).

Cette analyse conduit les auteurs à définir 2 types **d'incursion dans l'accotement** à l'instant où le véhicule quitte la chaussée pour la première fois :

- Si l'incursion se situe au début de la perte de contrôle, avec des paramètres dynamiques qui ne sont pas excessivement dégradés, on considère que le conducteur a encore la possibilité d'agir et qu'il s'agit alors d'une incursion "**déclenchante**" de la perte de contrôle.
- Si l'incursion dans le bas-côté a lieu dans des conditions où le conducteur a perdu toute possibilité de contrôler son véhicule, on considère qu'il s'agit d'une incursion "**résultante**".

Les auteurs justifient cette distinction en considérant qu'un gain en nombre accidents peut résulter d'actions sur les accotements dans le cas d'incursions "déclenchantes" (situations les moins dégradées lorsque l'accotement est sollicité), alors que des actions sur les obstacles concerneront l'ensemble des cas, avec cette fois un objectif de diminution de la gravité des accidents.

La répartition des trajectoires correspondant aux 2 types d'incursions est présentée aux figures 1-1 et 1-2, respectivement pour les virages à gauche et à droite (l'extrémité des flèches-trajectoires représente la position du choc principal).

Pour chaque sens de virage, il est possible de décrire la plupart des pertes de contrôle jusqu'au point de choc, à partir de 4 trajectoires types : "sortie à l'extérieur du virage", "sortie à l'intérieur", "incursion à l'extérieur puis sortie à l'intérieur" et enfin "incursion à l'extérieur, incursion à l'intérieur, puis sortie à l'extérieur".

A part les 8 accidents où la perte de contrôle se déroule sur la chaussée, sans incursion sur l'accotement et avec un choc contre un véhicule en sens inverse, les autres cas se partagent pour moitié entre incursions déclenchantes et résultantes.

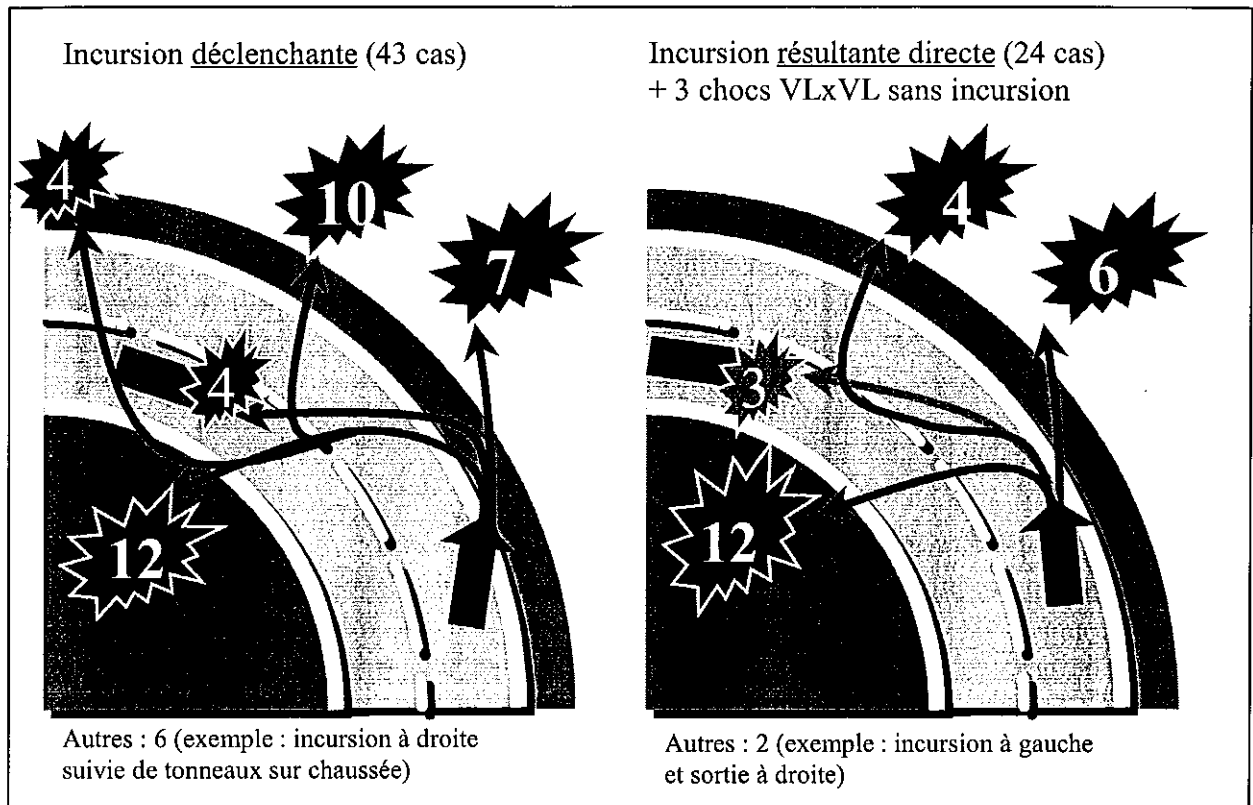


Figure 1-1 : Distribution des 70 pertes de contrôle en virages à gauche selon le type d'incurSION (d'après Michel, Ledon et Thomas, référence [9])

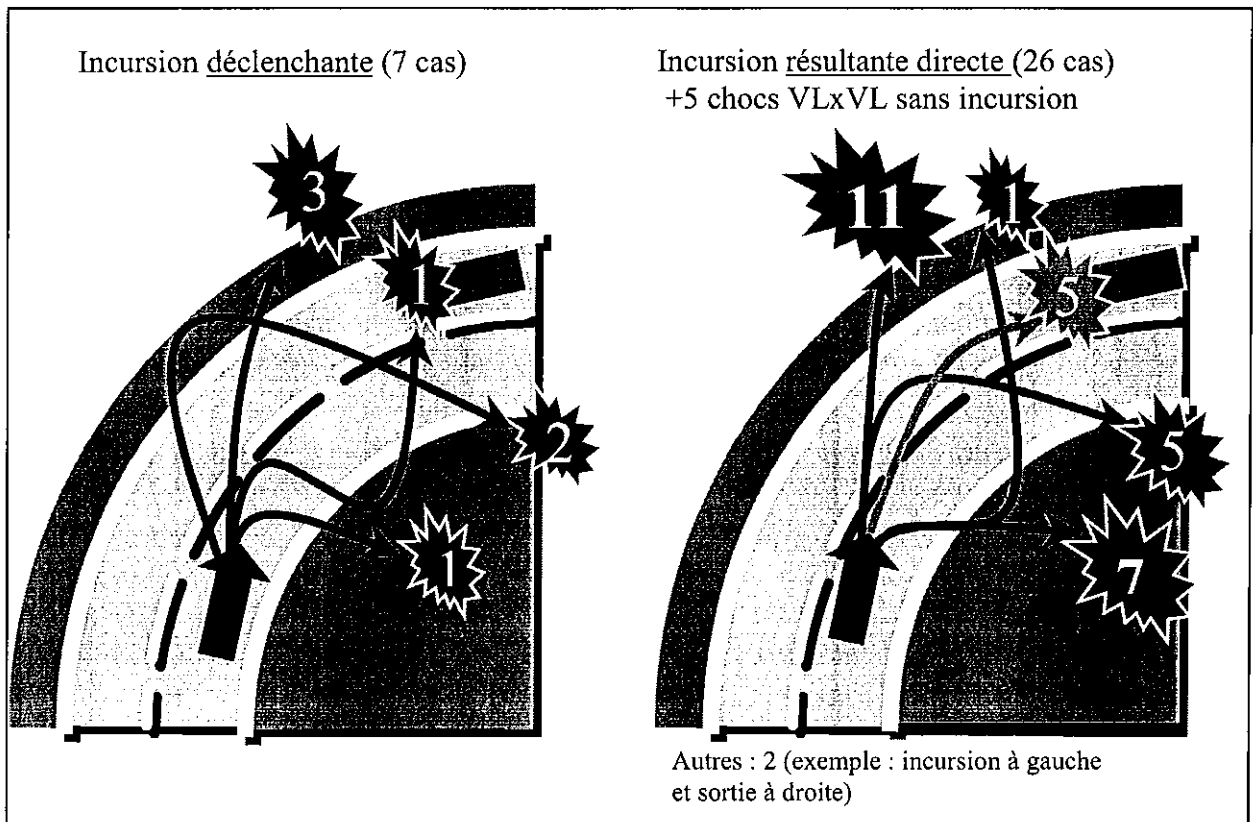


Figure 1-2 : Distribution des 38 virages à droite selon le type d'incurSION (issue de [9])

On constate que **les incursions déclenchantes concernent massivement les accotements extérieurs des virages à gauche**, pour lesquels l'accotement jouxte directement la voie de circulation initiale, alors qu'en virage à droite, la voie de sens inverse offre des possibilités de récupération. Ces sorties de chaussée sont souvent suivies de tentatives de récupération mais la configuration de l'accotement, associée généralement à une correction de trajectoire très brusque, dégrade la situation du véhicule, qui, après être revenu sur le bitume, finit par sortir de nouveau de la chaussée, souvent sur le côté opposé, ou percute un véhicule en sens inverse (5 cas). L'absence de retour sur chaussée est parfois lié à la proximité immédiate d'un fossé ou d'un obstacle (accotement quasi inexistant), mais concerne également des cas avec des conditions de conduite très dégradées pour le conducteur, qui ne réagit pas ou trop tardivement (forte alcoolisation, endormissement...). C'est donc sur l'extérieur des virages à gauche qu'il faudra prioritairement envisager des actions sur la qualité de surface des accotements.

Les incursions résultantes sont également réparties entre les deux côtés et les deux sens. Par ailleurs les pertes de contrôle sur chaussée mouillée sont également réparties sur les deux sens de virages, ce qui laisse supposer que l'intérêt de la présence d'un espace de rattrapage constitué par la voie de trafic inverse est amoindri, lorsque la chaussée n'est pas sèche.

### *Paramètres géométriques des sorties de chaussée*

La localisation des chocs principaux est également répartie sur les deux côtés, extérieur et intérieur, ce qui induit que les actions sur les obstacles concernent les deux côtés des virages et même dans certains cas des zones situées au delà du virage. Les angles de sortie sont très différenciés selon que la sortie de chaussée se produise à droite ( $74\% < 10^\circ$ ) ou à gauche ( $61\% > 10^\circ$ ). La distinction entre les angles constatés dans les deux types d'incursion est aussi très nette avec une majorité de valeurs  $< 5^\circ$  pour les incursions déclenchantes. Il en est de même en ce qui concerne les amplitudes de déport sur l'accotement : dans le cadre des incursions déclenchantes, 60 % des déports sont inférieurs à 1 mètre et 80 % inférieurs à 2 mètres.

### *Configurations d'accotement*

La faible adhérence est l'élément qui est le plus souvent en cause avec des accotements soit herbeux, soit gravillonnés. La conséquence sur le comportement d'un véhicule déjà en sollicitation limite ou au-delà (incursion en ripage) est alors soit d'amplifier une légère dérive, soit de provoquer la mise en travers en cas d'actions de braquage, souvent très brutales, sur l'accotement.

La présence de gravillons en rive se retrouve souvent dans les situations initialement les moins dégradées, et annihile l'apport d'accotements revêtus. Une dénivellation revêtement/accotement est également un élément défavorable, dans la mesure où il déstabilise les véhicules sous sollicitation transversale lors de l'incursion.

Dans le cadre des incursions résultantes, on relève également des éléments tels que la présence d'une marche, d'un dénivelé, d'un fossé proche ou d'un accotement en dévers, qui ont un rôle déstabilisant, et provoquent une mise en tonneaux pour un véhicule qui est déjà en travers.

### *Nature et position des obstacles heurtés*

Sur l'ensemble des 108 cas, on dénombre 93 obstacles heurtés. Près de la moitié de ces obstacles fixes percutes (18 arbres, 12 poteaux, murs et murets...) sont situés à moins de 2

mètres du bord de chaussée. Les panneaux et balises sont aussi des obstacles heurtés près de la chaussée mais ne présentent pas de caractère agressif pour les véhicules ; en revanche ils peuvent être dissuasifs, et provoquer une réaction inadaptée des conducteurs, qui peut même parfois se traduire par un choc de gravité supérieure (par exemple lors d'une mise en travers suivie d'un choc latéral).

### ***Propositions d'actions sur l'infrastructure***

Une forte majorité de pertes de contrôle sur chaussée sèche se produisent dans un virage à gauche, ce qui tend à montrer la pertinence de l'élément accotement, en terme de présence ou d'absence d'espace disponible utilisable à l'extérieur des virages, dans le déroulement des pertes de contrôle. L'analyse détaillée des conditions de sorties de chaussée montre que le véhicule quitte initialement la chaussée dans des conditions où le véhicule est encore contrôlable, dans près de la moitié des cas : le passage sur l'accotement transforme une légère dérive ou un écart de trajectoire limité en une véritable perte de contrôle, alors que la situation initiale était a priori rattrapable. C'est sur cet échantillon qu'une action sur l'infrastructure est envisageable, avec un gain potentiel sur la survenue de ces accidents.

Michel *et al.* proposent ainsi la mise en place d'une sur-largeur revêtue sur l'extérieur des virages, dont la valeur optimale est évaluée à 1.5 m, complétée par un dispositif d'alerte, de type bande de rive munie de barrettes en saillie, dont l'effet vibrant et sonore pourrait contribuer à réduire la proportion élevée d'accidents (40 %) dont l'origine est liée à un problème de vigilance, et pour lesquels on relève des angles de sortie de chaussée très faibles. Une évaluation rapide de ce dispositif, sur les 50 accidents concernés leur permet de conclure à une efficacité certaine pour plus de 50 % des cas, et probable pour 20 % supplémentaires.

Cette mesure pourrait en outre également apporter un gain, pour des cas où la perte de contrôle est effective avant la sortie de chaussée, en supprimant le caractère dissuasif des abords, qui provoque parfois des réactions excessives du conducteur avant que le véhicule ne quitte le revêtement, ce qui permettrait d'envisager des récupérations mieux contrôlées.

A défaut de ce type d'aménagement, il convient d'envisager des interventions plus légères concernant des configurations particulièrement défavorables sur l'extérieur des courbes telles la présence d'amas de gravillons en rive, ou de gravillons sur les accotements revêtus, d'obstacles en rive immédiate, ou de dénivelés entre revêtement et accotement. Cette action sur les obstacles doit concerner les deux côtés des abords de virages, puisque les chocs principaux se produisent indifféremment à l'extérieur ou à l'intérieur des virages et parfois même après le virage.

Notre avis personnel est que cette étude, centrée sur l'infrastructure, et en dépit de la taille réduite de l'échantillon, ce qui est forcément le cas si on veut des données de qualité, apporte des connaissances nouvelles sur les pertes de contrôle en virage et a le mérite de déboucher sur certaines propositions d'actions concrètes sur l'infrastructure. Par rapport à celles-ci on ne peut cependant passer sous silence deux éléments qui nous paraissent essentiels :

- Les coûts associés à une généralisation d'une sur-largeur praticable sur l'ensemble du réseau routier, en particulier sur les 385 000 km de routes départementales, théâtre de la majorité des pertes de contrôle.
- La très probable augmentation des vitesses associée à une telle amélioration de l'infrastructure, car il est acquis que les aspects dissuasifs des accotements (obstacle

fixe à proximité, dénivelés, niveau d'adhérence difficilement estimable...) sont de nature à restreindre les prises de vitesses. Les conséquences en terme de bilan global des accidents sont alors difficilement chiffrables a priori.

Sans anticiper sur les conclusions de notre étude, il est probable qu'une large diffusion des systèmes de contrôle de stabilité serait également de nature à éviter de nombreuses pertes de contrôle, et que c'est bien la combinaison d'actions sur l'ensemble des composantes du système de circulation qui permettra une amélioration du tragique bilan de l'accidentologie routière.

### 1. 3. Etat des connaissances sur le comportement du couple conducteur-véhicule en situations de conduite et d'urgence

En complément des informations relatives aux accidents et pertes de contrôle, nous allons évoquer dans ce paragraphe les connaissances que nous avons pu acquérir, à travers plusieurs expérimentations, sur le comportement du conducteur au volant de son véhicule.

#### 1. 3. 1. L'utilisation réelle des capacités dynamiques des véhicules par les conducteurs

Au cours d'une expérimentation réalisée en 1992 avec notre premier véhicule instrumenté, une Citroën BX, sur route "ouverte" avec un échantillon de 61 conducteurs, qui effectuaient un parcours empruntant différents types d'infrastructures routières (autoroute, routes nationales et départementales, route sinueuse et agglomération), nous avons mesuré les sollicitations mises en jeu dans la conduite de tous les jours et établi les différences interindividuelles et celles liées aux infrastructures (LECHNER et PERRIN, 92, 93) [11, 12].

La figure 1-3<sup>1</sup> illustre l'influence du type d'infrastructure sur les niveaux de sollicitation du véhicule, identifiés par le croisement des accélérations longitudinales et transversales, pour un conducteur qui se situe dans la moyenne de nos sujets. Nous avons à l'époque baptisé ce diagramme "cercle d'adhérence", en référence au cercle de rayon 0.5 g superposé au tracé, qui peut être considéré comme la transition entre des sollicitations modérées et des valeurs susceptibles de mettre certains conducteurs en difficulté, tout comme un cercle de rayon 1 g identifierait les limites absolues du véhicule en freinage et transversal sur chaussée sèche. Ce type de diagramme est particulièrement riche et permet en particulier d'analyser comment un conducteur combine les sollicitations longitudinales (positives en accélération et négatives en freinage sur l'axe vertical) et transversales (positives pour les virages à gauche qui sont donc représentés à droite sur l'axe horizontal). On peut en effet immédiatement visualiser si le conducteur applique des accélérations bien dissociées en direction, ou bien s'il freine dans les virages par exemple.

On constate que les sections d'autoroute et de route nationale sont très comparables et extrêmement compactes, avec la plupart des sollicitations inférieures à 0.1 g. Les rares valeurs plus élevées correspondent à des changements de voies, ou au franchissement de grandes courbes sur autoroute. Il y a peu de couplage de sollicitations ; on remarque un simple lever de pied en courbe sur autoroute, dans une courbe à droite qui conduit à des accélérations de 0.15 g dans les 2 directions.

<sup>1</sup> La plupart des figures de cette thèse ont été élaborées avec le logiciel MATLAB sur une station de travail Silicon Graphics O2 sous Unix, ce qui explique l'absence de tous les accents sur les titres des graphiques.



### INFLUENCE DU TYPE D'INFRASTRUCTURE SUR LE COUPLAGE DES SOLLICITATIONS CERCLES D'ADHERENCE D'UN SUJET - EXPERIMENTATION SUR ROUTE 1992

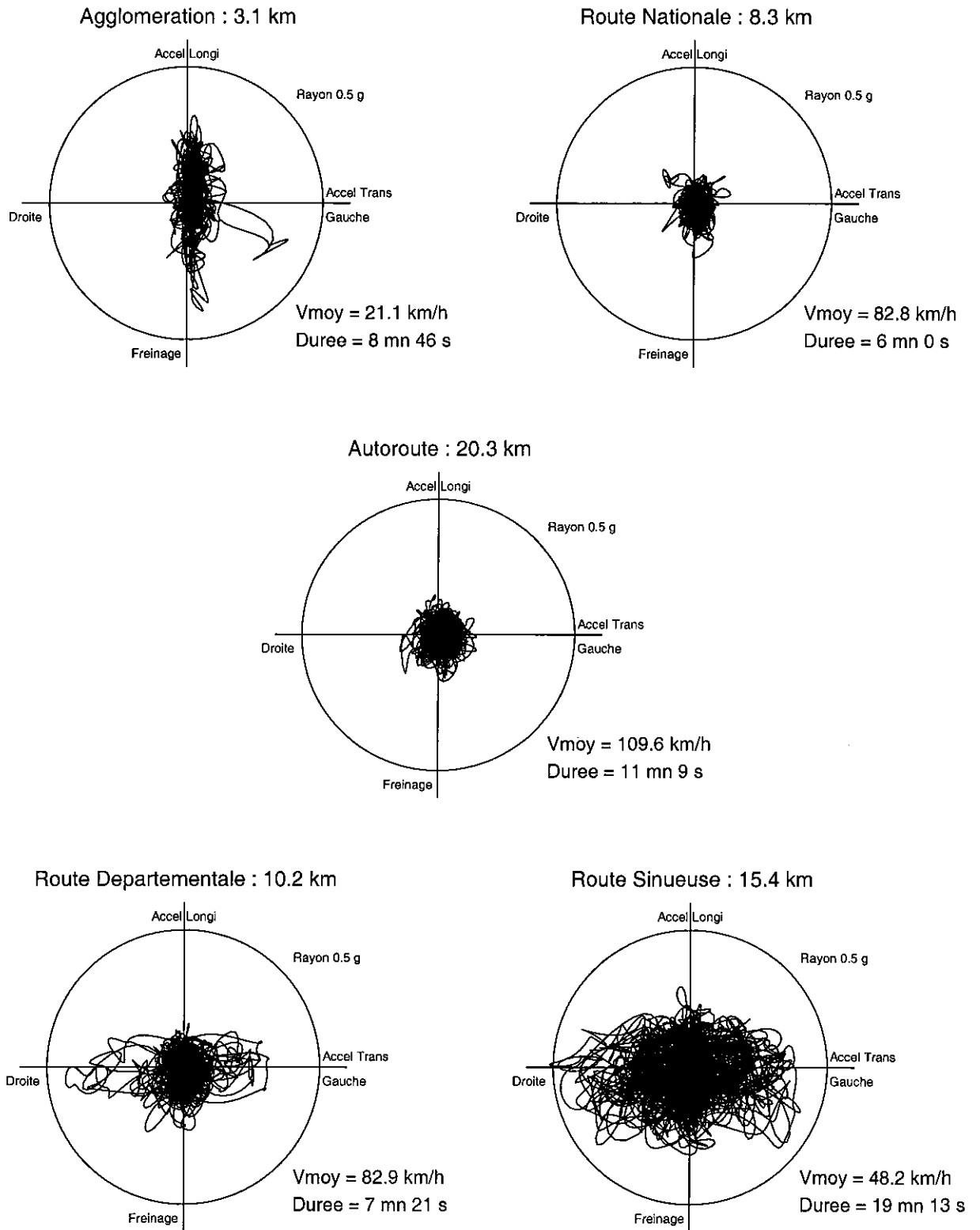


Figure 1-3 : Influence du type d'infrastructure sur les niveaux de sollicitations pratiqués par un conducteur - Sujet 39 de l'expérience sur route de 1992 (issue de [12])

La section d'agglomération représentée en haut à gauche a une allure radicalement différente et très majoritairement disposée selon la direction longitudinale, avec des pics d'accélération longitudinale positive et négative jusqu'à 0.35 g, qui correspondent à des freinages jusqu'à l'arrêt et des démarrages à des feux tricolores. La seule accélération transversale élevée correspond à un virage à gauche à angle droit pendant le franchissement duquel le conducteur freine.

Sur la route départementale, en bas à gauche, on retrouve une zone centrale dense semblable à celle observée sur autoroute et RN, qui correspond au fonctionnement du véhicule à vitesse relativement stabilisée et au voisinage de la ligne droite, complétée par des accélérations transversales assez élevées, dont l'une atteint 0.45 g, associées à de faibles accélérations longitudinales aussi bien positives que négatives, et qui correspondent à des virages isolés ou enchaînements. Cela conduit à ce diagramme disposé de manière majoritairement transversale, qui contraste fortement avec celui obtenu en agglomération.

Enfin la section de route sinueuse, assimilable à une petite route de montagne, présente le diagramme le plus diffus avec des accélérations transversales jusqu'à 0.5 g, des accélérations de 0.2 g et des freinages à -0.3 g. On relève quelques couplages assez intenses de sollicitations, avec notamment de légers freinages en courbe.

La figure 1-4 présente la comparaison de 3 conducteurs sur le secteur sinueux et se veut illustrative des variations interindividuelles que l'on peut rencontrer : le premier sujet D10 est une conductrice débutante, elle adopte une conduite tranquille, qui prend pour l'accompagnateur des allures de promenade : les sollicitations sont modérées à l'exception de quelques freinages en courbe un peu appuyés. Son temps de parcours pour les 15.4 km du trajet est de 19 mn 37 s, soit une vitesse moyenne de 47.2 km/h. Le second conducteur S15 se situe dans une bonne moyenne de nos sujets, et on voit qu'à de rares exceptions il applique les sollicitations longitudinales et transversales de manière bien découplées. Il a mis 17 mn 31 s pour effectuer le parcours, soit une vitesse moyenne de 52.8 km/h. Le dernier S07 adopte un style radicalement différent, que l'on qualifiera d'offensif et qui s'apparente davantage pour l'accompagnateur à une "spéciale" de rallye : accélérations transversales souvent entre 0.6 et 0.8 g, virages coupés, crissement des pneumatiques systématiques. La durée du parcours est de 15 mn 41 s, soit une moyenne de 59 km/h. Le lecteur sera sans doute surpris par le faible gain de temps de parcours entre les 2 extrêmes, que tout oppose : moins de 4 minutes de gain sur la durée du trajet et 12 km/h de mieux sur la vitesse moyenne, soit à peine 20 %.

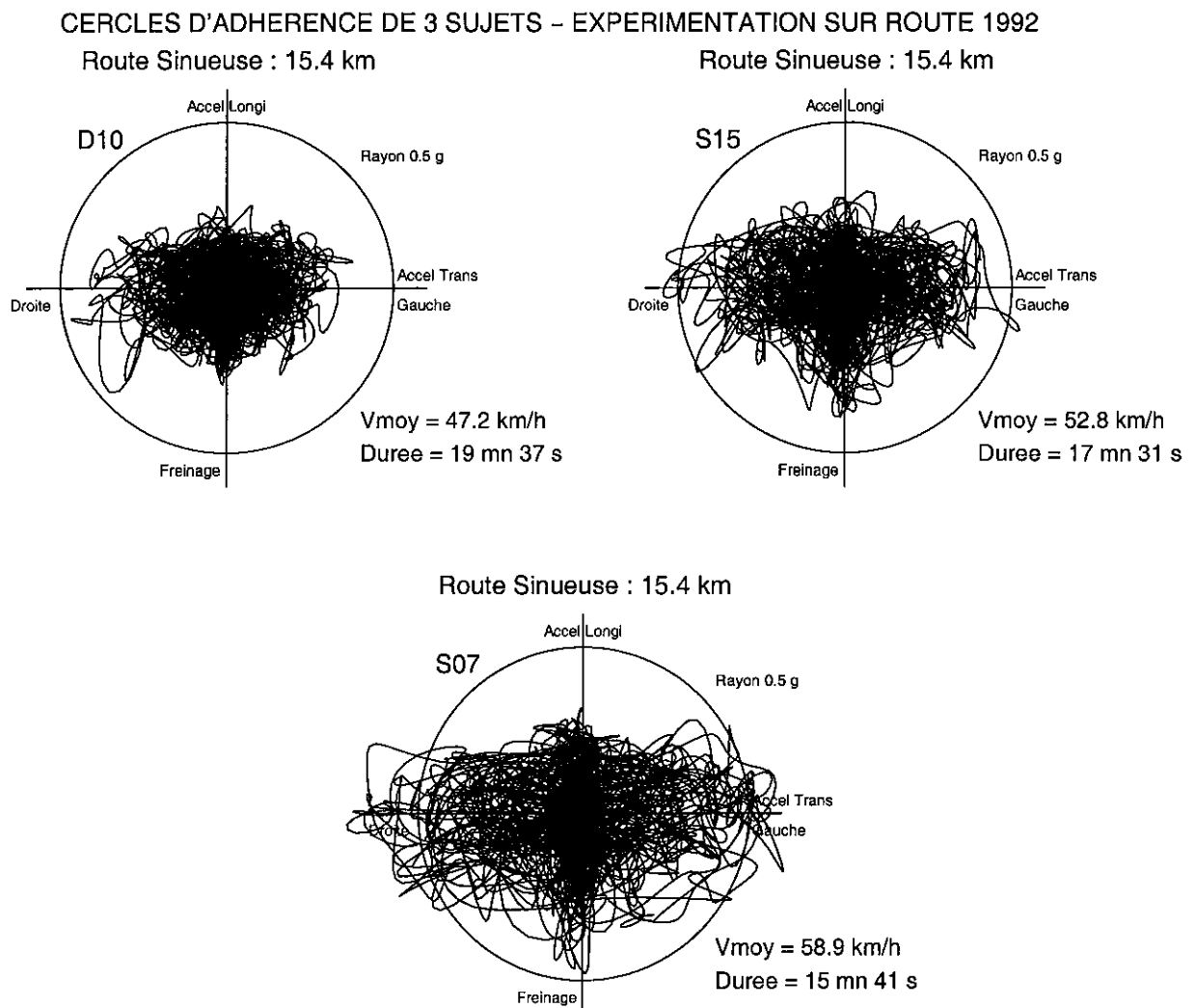
Il ressort globalement de cette expérimentation que les niveaux de sollicitations pratiqués par les conducteurs lambda dans la conduite de tous les jours sont faibles : Sur 5000 km d'enregistrements effectués sur un parcours très varié, les accélérations longitudinales mesurées ne dépassent 0.3 g (en cumulant les valeurs positives et négatives) que pendant 0.35 % du temps et les accélérations transversales ne sont supérieures à 0.3 g que pendant 2 % du temps. **Cela signifie que la conduite courante n'offre que très rarement au conducteur l'occasion de se situer au-delà du tiers des capacités dynamiques de son véhicule sur chaussée sèche.**

Si les niveaux d'accélération élevés apparaissent peu nombreux, ramenés à l'ensemble des phases de conduite, il ne faut pas oublier que les fortes sollicitations sont d'autant plus susceptibles de mettre certains conducteurs en difficulté, que ceux-ci n'ont pas l'expérience de la maîtrise de leur véhicule dans ces conditions. Sur 5000 km, nous avons comptabilisé 291 incursions dans le domaine des accélérations supérieures à 0.5 g, parmi lesquelles 263

concernent l'accélération transversale. Parmi ces dernières, 237 sont recensées sur le secteur sinueux, de type petite route de montagne. La moitié de ces sollicitations ont été obtenues par 8 seulement des 61 conducteurs, alors que 6 conducteurs n'atteignent jamais 0.5 g, et 20 à une ou deux occasions seulement.

La primauté de la recherche du plus grand confort possible sur l'obtention des performances maximales apparaît être la règle générale pour la majorité des conducteurs, dans la conduite de tous les jours. On l'observe en particulier à travers la similitude des accélérations longitudinales positives et négatives, alors que les capacités des véhicules sont bien supérieures en freinage qu'en accélération.

## COMPARAISON DES COUPLAGES DE SOLLICITATIONS SUR SECTEUR SINUEUX



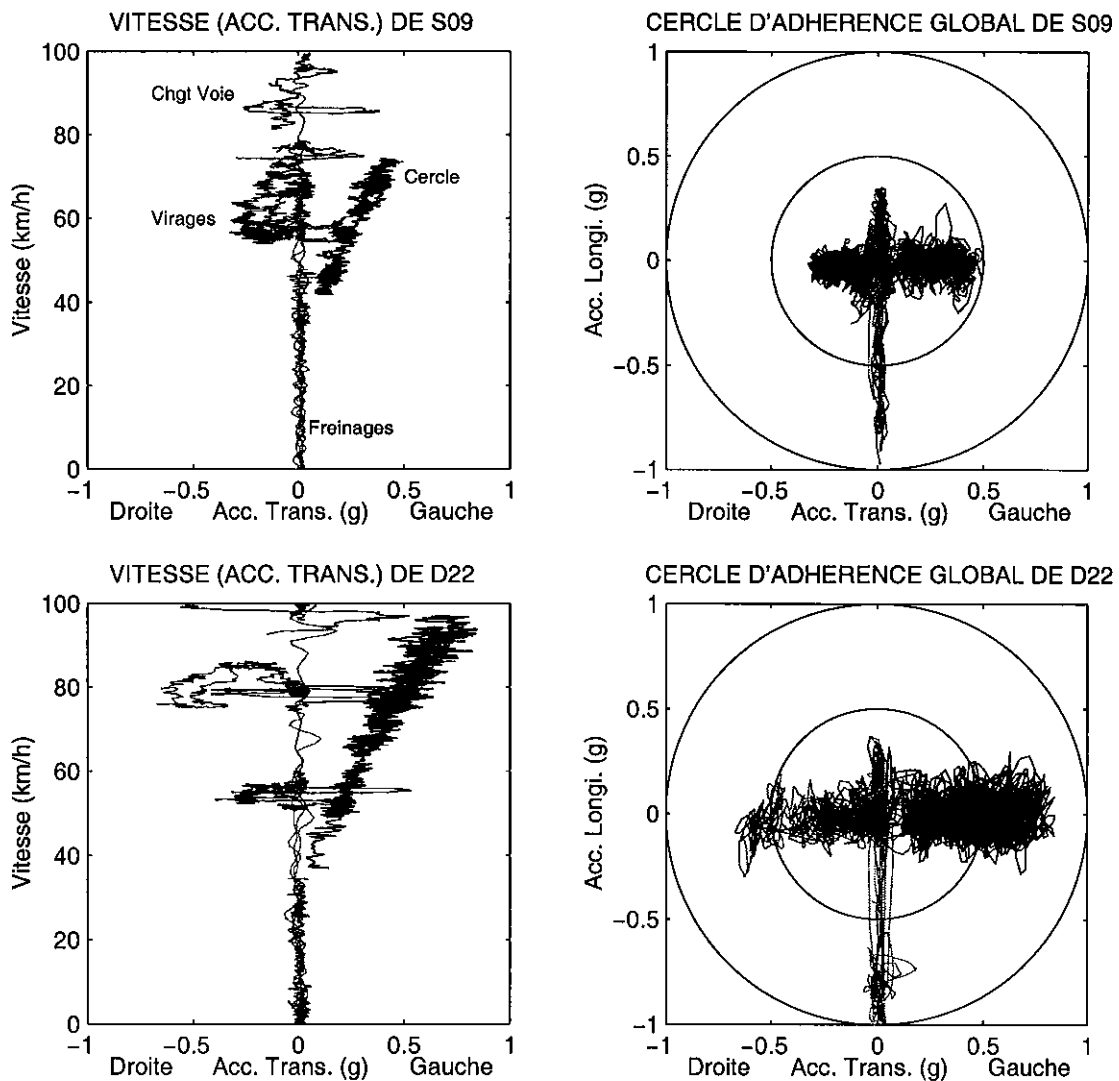
**Figure 1-4 : Comparaison des niveaux de sollicitations adoptés par 3 conducteurs sur un parcours sinueux. Expérimentation sur route 1992**

Forts des résultats précédents, nous avons cherché à établir quels niveaux de performances les conducteurs sont capables d'atteindre, lorsqu'on les place dans des conditions favorables, à l'aide d'une expérimentation réalisée avec le même véhicule Citroën BX, sur les pistes de l'INRETS à Satolas (LECHNER et PERRIN, 1994) [13].

Nous avons ainsi donné à un échantillon de 20 conducteurs l'occasion de réaliser, en situation contrôlée, sans effet de surprise et dans des conditions de sécurité satisfaisantes, des manœuvres induisant de fortes sollicitations dynamiques du véhicule. Ces manœuvres étaient définies de manière à solliciter le véhicule dans une seule direction, soit longitudinale (freinages d'urgence), soit transversale (passages dans un virage de rayon minimal de 80 m, stabilisation sur un cercle de 100 m de rayon, manœuvres de changement de voie).

Pour résumer de manière synthétique, les principaux enseignements de cette expérimentation, nous présentons à la figure 1-5 les résultats obtenus par 2 conducteurs, l'un qui met en jeu des sollicitations modérées et l'autre qui se situe assez près des limites admissibles, à l'aide de 2 diagrammes complémentaires : le cercle d'adhérence (croisement des accélérations longitudinale et transversale) à droite, et un croisement de l'accélération transversale avec la vitesse du véhicule à gauche. Ces diagrammes superposent les sollicitations obtenues sur les différentes manœuvres : 2 passages dans un virage, la stabilisation sur un cercle, 3 changements de voie à 60, 80 et 100 km/h et 3 freinages d'urgence.

### PERFORMANCES DE 2 CONDUCTEURS – EXPERIMENTATION SUR PISTE



**Figure 1-5 : Limites de performances de 2 conducteurs établies au cours d'une expérimentation sur piste (issue de [13])**

On relève pour le sujet S09, sur la partie supérieure du graphique, des niveaux de sollicitation maximums de 0.3 g (à droite, lors des virages) et 0.45 g (à gauche, lors de la stabilisation sur le cercle) pour le transversal, qui contrastent fortement avec les -0.9 g obtenus en freinage. Pour le sujet D22, sur la partie inférieure du graphique, les performances sont beaucoup plus élevées en transversal : de 0.65 g (en virage) à 0.85 g (sur le cercle), et sont cette fois beaucoup plus proches des valeurs de décélération, qui culminent à -1 g. La comparaison des 2 sujets est également intéressante sur le croisement (accélération transversale, vitesse) : alors que D22 atteint des accélérations transversales de 0.85 g au-delà de 90 km/h (sur le cercle) et que ces valeurs croissent tant que la vitesse augmente, le sujet S09 obtient un graphique beaucoup moins large, où les accélérations transversales culminent à 0.4 g vers 75 km/h et diminuent au-delà. **La majorité des conducteurs acceptent difficilement de subir de fortes accélérations transversales à vitesse élevée.**

Il ressort de cette expérimentation, conçue pour permettre aux participants de se rapprocher des performances maximales du véhicule dans de bonnes conditions de sécurité, que les niveaux d'accélération transversale pratiqués par les conducteurs diffèrent fortement. Sur un échantillon de 20 conducteurs, 4 conducteurs n'utilisent qu'exceptionnellement la moitié du potentiel du véhicule, et 3 conducteurs seulement sont capables de se situer à des niveaux de performances entre les 2/3 et les 3/4 des capacités transversales maximales du véhicule sur chaussée sèche. Cela montre que si des performances élevées en freinage sur chaussée sèche sont réalisables par la plupart des conducteurs, il n'en est pas de même en transversal, où on voit apparaître un niveau de performance maximal admissible, qui s'échelonne selon les individus de 0.4 g pour les moins performants, à 0.7 g pour les meilleurs, voire exceptionnellement 0.8 g.

**Ces résultats mettent en évidence le déséquilibre existant entre les performances qu'il est nécessaire d'atteindre pour réussir une manœuvre d'urgence, et ce que les conducteurs sont susceptibles de réaliser, sachant d'une part que la conduite de tous les jours offre peu au conducteur l'occasion de solliciter fortement son véhicule, et d'autre part que même dans des conditions favorables, seule une faible proportion de conducteurs est capable de tirer parti du potentiel offert par le véhicule, en accélération transversale.**

Nos résultats sont conformes à ceux publiés à l'étranger, et dont on trouve une synthèse dans l'introduction de l'article de VAN ZANTEN, ERHARDT et PFAFF : "VDC, the vehicle dynamics control system of Bosch" [14], et qui expose le principe d'un système, dont l'objectif est de contrôler la dynamique du véhicule en situation d'urgence, et sur lequel nous reviendrons dans la seconde partie de cette thèse.

Cet article débute par un constat : les conducteurs lambda ne sont pas capables de maîtriser un véhicule à la limite d'adhérence. Pour expliquer ce phénomène diverses explications sont évoquées :

Selon SHIBAHATA *et al.* [15], cela s'explique par le fait que les répercussions des actions au volant sur le moment de lacet diminuent fortement lorsque l'angle de dérive du véhicule augmente. Ainsi la manœuvrabilité du véhicule est perdue pour des angles de dérive de 10° sur chaussée sèche et de 4° sur de la neige tassée.

Une autre explication serait le fait que l'expérience des conducteurs est cantonnée à des situations à l'intérieur des limites d'adhérence. Selon FÖRSTER [16], le conducteur ne sait pas évaluer la limite d'adhérence et sa marge de sécurité en transversal, et le véritable point faible du système est que lorsque le conducteur atteint cette limite, il est surpris et réagit de manière

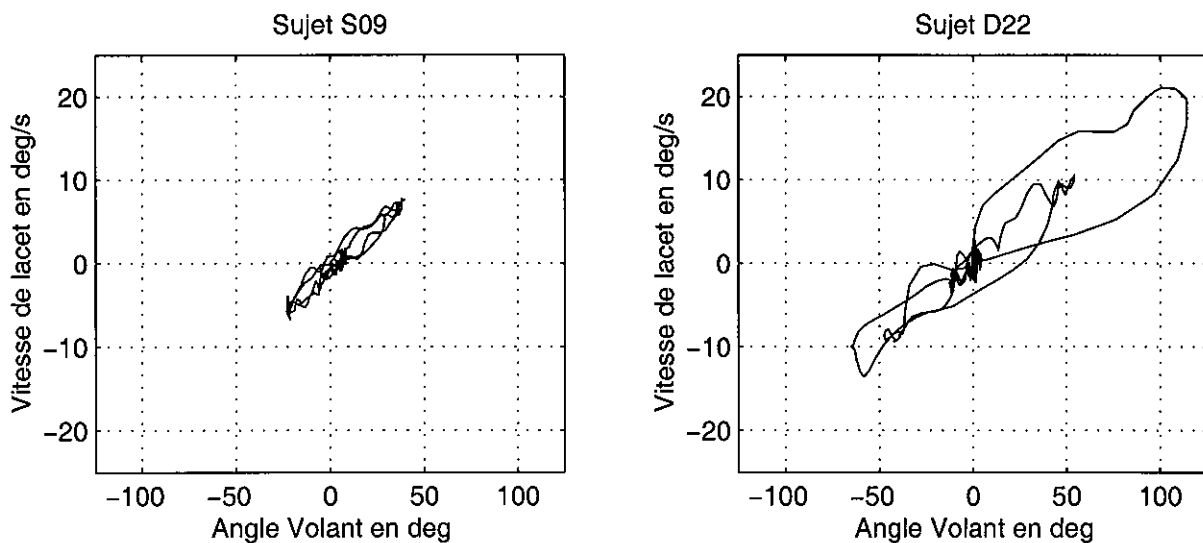
inadaptée généralement en surbraquant. Ainsi il convient d'adapter la conception des véhicules aux conducteurs lambda et de contrôler et réduire les écarts de comportement du véhicule inhérents à sa conception ou aux conditions. Cet auteur considère également que la mise au point des véhicules par des essayeurs et ingénieurs sur des critères non pertinents pour une majorité de conducteurs n'est pas réaliste !

Selon MITSCHKE *et al.* [17], la situation devient critique lorsque la fonction de transfert du véhicule exprimée par l'évolution de la vitesse de lacet en fonction du braquage volant sort du domaine linéaire. Ainsi l'objectif de développement des véhicules doit tendre vers l'obtention d'un comportement identique en conditions normales ou aux limites, afin d'éviter les situations dans lesquelles le comportement du véhicule change brutalement. Nous n'avons malheureusement pu nous procurer ces 2 dernières publications en allemand et en faire une analyse complète. Nous pouvons cependant illustrer les propos de Mitschke à l'aide de la figure 1-6. Nous reprenons pour cela les 2 sujets de notre expérimentation sur piste, dont les résultats font l'objet de la figure 1-5, et réalisons les croisements (vitesse de lacet, volant) pour une manœuvre de changement de voie à 60 km/h, où la consigne donnée au conducteur consistait à attendre la dernière limite pour déclencher sa manœuvre. Pour le sujet S09 qui ne dépasse pas 0.25 g d'accélération transversale pour cette manœuvre, le croisement (vitesse de lacet, volant) est quasiment linéaire, contrairement à celui du sujet D22, qui dépasse 0.5 g, et se retrouve confronté à un véhicule dont la vitesse de lacet présente un important déphasage avec la commande volant. Ce sujet s'en accommode fort bien, mais le véritable problème est qu'il est probable qu'un conducteur comme S09 n'a jamais été confronté à une situation de ce type, et qu'il réagira peut-être de façon inadaptée le jour où il le sera.

**La conclusion de toutes ces contributions est qu'il est nécessaire d'aider le conducteur à contrôler son véhicule soumis à de fortes sollicitations et qu'il faut travailler pour obtenir un véhicule aussi facile à contrôler à la limite d'adhérence que bien sous cette limite.**

#### COMPARAISON DES CROISEMENTS VITESSE DE LACET / ANGLE AU VOLANT POUR 2 CONDUCTEURS

Manoeuvre de deport lateral extreme a 60 km/h – Experimentation sur piste 1993



**Figure 1-6 : Croisement (vitesse de lacet, volant) au cours d'une manœuvre de changement de voie à 60 km/h pour 2 sujets de l'expérimentation sur piste de 1993**

### 1. 3. 2. Comportement des conducteurs en situation d'urgence

Après s'être intéressé au cours du paragraphe précédent à la conduite de tous les jours, puis à des situations de conduite induisant de fortes sollicitations du véhicule, mais en faisant abstraction de l'effet de surprise, nous allons maintenant évoquer la situation d'urgence proprement dite, dont on rappellera qu'elle se caractérise par des temps de décision et d'action très courts et par la mise en œuvre systématique de fortes sollicitations dynamiques à travers la réalisation de manœuvres d'urgence (FLEURY *et al.* 1988) [18].

En effet si les expérimentations décrites précédemment nous apportent des enseignements intéressants sur la manière dont les conducteurs utilisent un véhicule, il y manque néanmoins une composante qui est le stress associé à une situation d'urgence réelle, et qu'il est particulièrement difficile de reproduire sur piste, même si certains auteurs, tels PRIEZ *et al.* [19], ont essayé de le faire, avec plus ou moins de réalisme. Pour pallier cette lacune, nous avons réalisé en 1988 avec Gilles MALATERRE (INRETS LPC) une expérimentation consacrée aux manœuvres d'urgence et avons eu recours à un simulateur de conduite. Nous avons loué pour ce faire le simulateur de Daimler-Benz [20], considéré comme le plus performant au monde à cette époque, et situé à Berlin. Nous considérons que cet outil était le mieux adapté à la réalisation de telles investigations, malgré les problèmes potentiels de validité des travaux sur simulateur (MALATERRE et LECHNER 1994) [21]. La cinquantaine de conducteurs ayant participé se trouvaient confrontés à un scénario accidentogène sur une intersection en croix : alors qu'ils abordaient cette dernière, un véhicule, préalablement en attente à un stop, démarrait brutalement et venait couper leur trajectoire perpendiculairement.

Même si cette expérimentation est consacrée aux comportements accidentogènes en intersection, ce qui nous éloigne un peu des pertes de contrôle qui nous intéressent ici en priorité, et que cette catégorie d'accidents est en diminution suite à la généralisation des ronds points, elle mérite d'être évoquée, car elle a représenté pour nous la meilleure occasion d'enregistrer des temps de réaction réalistes en situation d'urgence et de nous intéresser aux déterminants des choix de manœuvres et à la réalisation de celles-ci (MALATERRE *et al.* 1989, 1990, LECHNER *et al.* 1990, 1991) [22 à 25]. Nous réutiliserons d'ailleurs des données de cette expérimentation aux chapitres 4, lors de la présentation de pertes de contrôle, 6 lors de l'évocation du BAS (Brake Assist), et 9, lors de l'application des systèmes de contrôle de stabilité à des accidents. Nous allons évoquer ici les principaux résultats concernant les trois caractéristiques de toute action de sauvegarde réalisée par un conducteur confronté à une situation d'accident : son temps de réaction, le choix de sa manœuvre en fonction des paramètres de la situation et la réalisation de cette manœuvre d'urgence proprement dite.

#### *Temps de réaction des conducteurs en manœuvres d'urgence*

Les principales idées présentées dans ce paragraphe sont issues d'un article de Gilles Malaterre [26]. S'il est facile de mesurer des ordres de grandeur de temps de réaction à un signal simple dans de bonnes conditions d'attention, à l'aide d'expérimentations en laboratoire, on connaît beaucoup moins bien ce qui se passe dans des situations de conduite complexes.

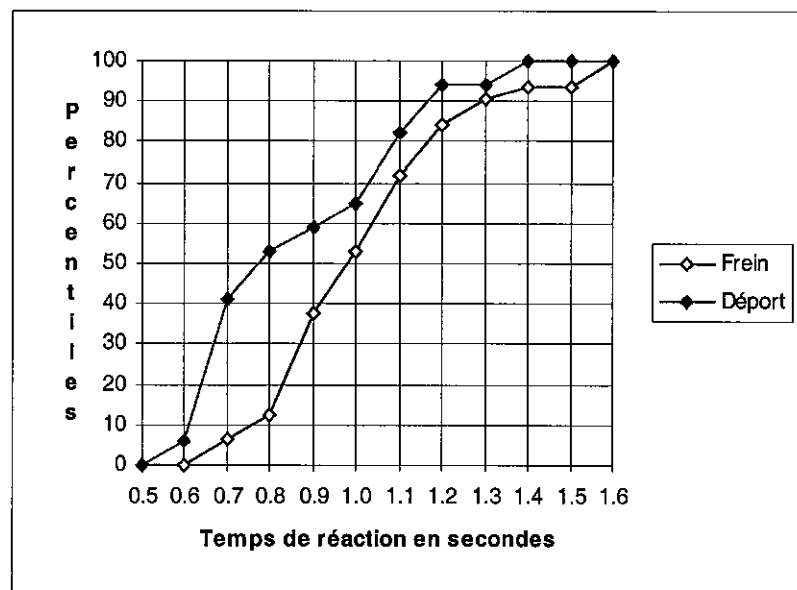
Les auteurs distinguent généralement 5 phases :

- un temps de détection (activité perceptive),
- un temps de reconnaissance (activité cognitive),
- un temps de décision (choix de la réponse),
- un temps de réponse (transmission d'un influx nerveux jusqu'à un actionneur),

- un temps de réponse du véhicule (jusqu'à la plus petite réponse observable).

Ainsi il convient de considérer dans une phase globalement qualifiée de "temps de réaction", les étapes perceptive, de diagnostic, de pronostic, de décision, et d'action, même s'il est clair que dans certaines situations d'accident, plusieurs de ces étapes peuvent être réduites à leur plus simple expression, le cas extrême étant celui où le conducteur passe directement de la détection du danger à l'action de sauvegarde dans une manœuvre qualifiée de "réflexe".

Pour illustrer cette notion de temps de réaction, nous présentons à la figure 1-7 la distribution cumulée des temps de réaction obtenus en freinage et en déport latéral au cours de cette expérimentation sur simulateur. Les valeurs indiquées correspondent à l'intervalle de temps séparant le démarrage de l'obstacle de la première action perceptible sur les commandes du conducteur : sur la pédale de frein ou sur le volant dans le cas du déport. On constate que la plage des valeurs s'étend de 0.5 à 1.4 s pour le déport, et de 0.6 à 1.6 s pour le freinage, soit pratiquement un facteur 3 entre les réactions les plus rapides et les plus lentes. Il convient donc d'attirer l'attention sur la forte variabilité interindividuelle des temps de réaction des conducteurs confrontés à une situation d'urgence. Les réactions en déport apparaissent légèrement plus rapides que celles en freinage (par exemple 65 % des réponses en déport sont inférieures à 1 s, contre seulement 53 % des réponses en freinage). Cela peut s'expliquer par le fait que la mise en œuvre du freinage nécessite au préalable de lever le pied de l'accélérateur.



**Figure 1-7 : Distribution des temps de réaction au cours d'une expérimentation sur le simulateur de conduite de Daimler-Benz (issue de la référence [22])**

### *Les choix de manœuvres des conducteurs*

Pour illustrer la question du choix des manœuvres, notre expérimentation sur simulateur de conduite représente également une source de données intéressante. La principale variable du plan d'expérience était le temps à l'obstacle (égal à la distance séparant le véhicule du sujet de l'obstacle, divisée par sa vitesse instantanée), pour lequel nous avons retenu trois modalités : 2.0, 2.4 et 2.8 s. La figure 1-8, issue de la référence [27], illustre combien les choix de manœuvres sont influencés par ce paramètre.



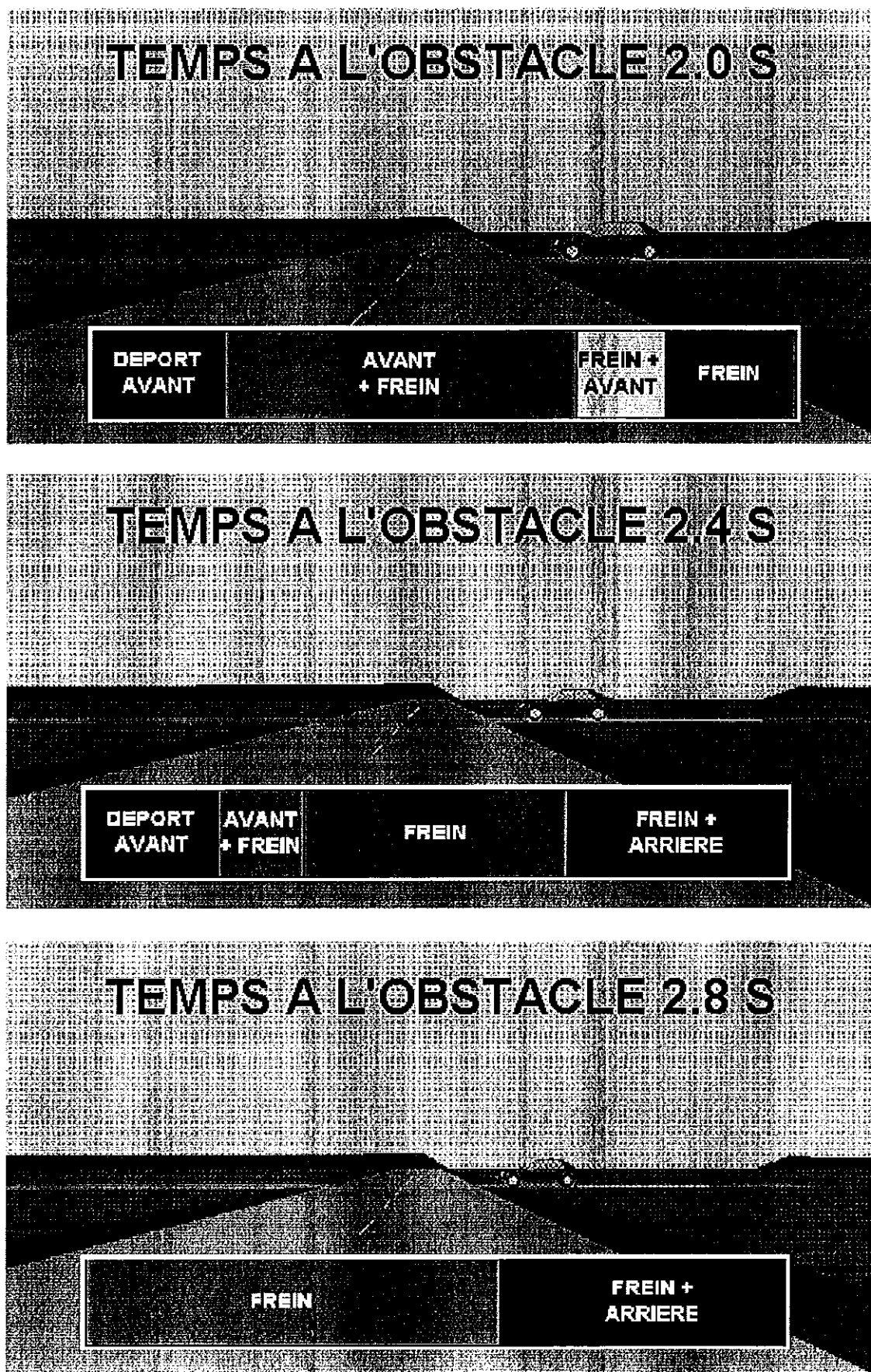


Figure 1-8 : Influence du temps à l'obstacle sur le choix des manoeuvres d'urgence (Expérimentation sur le simulateur de Daimler-Benz)

On y représente la répartition des manœuvres tentées par les conducteurs, avec en arrière plan une image de synthèse représentative d'une situation moyenne de chaque temps à l'obstacle (de légères différences pouvaient exister d'un sujet à l'autre en fonction des vitesses d'approche).

Il convient d'insister sur le fait que nous considérons ici les manœuvres tentées par les conducteurs en s'intéressant à leurs actions sur les commandes. Celles-ci peuvent notablement différer des manœuvres effectives du véhicule, telles que pourrait les percevoir un observateur extérieur, du fait en particulier de blocages des roues, suite à un freinage trop violent du véhicule, qui n'était pas équipé d'ABS, rendant une tentative ultérieure de déport latéral sans effet. Nous pouvons donc considérer ces résultats comme représentatifs des choix des conducteurs en fonction des paramètres de la situation à laquelle ils étaient confrontés. Le premier constat est qu'une faible variation du temps à l'obstacle conduit à des situations très différentes et que le conducteur est sensible à ces différences.

Pour les temps à l'obstacle courts (2.0 s), près de 7 sujets sur 10 commencent leur action par un déport devant l'obstacle, quelquefois même accompagné d'une accélération. Cette action quelque peu téméraire est souvent suivie d'un freinage : le conducteur, pensant que sa manœuvre va échouer, tente ainsi une ultime action de sauvegarde. Un conducteur sur 5 seulement tente un freinage pur.

Pour les temps moyens (2.4 s), les résultats sont les plus variés, traduisant l'ambiguïté maximale de la situation : près d'un tiers des conducteurs attaquent par un déport devant l'obstacle, 2 d'entre eux poursuivant leur action par un freinage. 7 conducteurs sur 10 débutent leur action par un freinage, et on voit apparaître, dans un second temps, le coup de volant à droite pour passer derrière l'obstacle, pour près de la moitié de ces derniers.

Pour les temps longs (2.8 s), tous les conducteurs attaquent par un freinage et 2/5 tentent de contourner ensuite l'obstacle par l'arrière.

Les proportions des différentes actions sont sans doute liées aux spécificités de la situation étudiée. Nous ne prétendons pas qu'elles soient généralisables. **Par contre, le fait que le conducteur soit extrêmement sensible aux paramètres de la situation, et tente en fonction de ceux-ci des manœuvres totalement différentes, mérite d'être retenu.**

### *Les modes de réalisation des manœuvres d'urgence*

Pour illustrer les niveaux de performances nécessaires à la réussite d'une manœuvre d'urgence, à partir de notre expérimentation sur simulateur, il est nécessaire d'introduire la notion de degré d'urgence effectif d'une situation [24] : il s'agit de la décélération à appliquer au véhicule à la fin du temps de réaction, pour lui permettre de s'arrêter avant l'obstacle. Ce paramètre permet de quantifier de façon globale l'urgence d'une situation individuelle. La figure 1-9 met en relation cette grandeur avec les manœuvres effectives du véhicule (c'est-à-dire le résultat des commandes du conducteur, en se limitant à seulement 3 modalités : freinage, déport avant et manœuvres combinées), respectivement pour les sujets ayant réussi et échoué à éviter l'obstacle.

On constate que les performances dynamiques nécessaires à l'évitement de l'accident sont en général très élevées. Pour les conducteurs ayant "évités l'accident", toutes les actions incluant du freinage se situent sous  $8 \text{ m/s}^2$ , ce qui est conforme aux performances d'un véhicule en freinage d'urgence sur chaussée sèche.

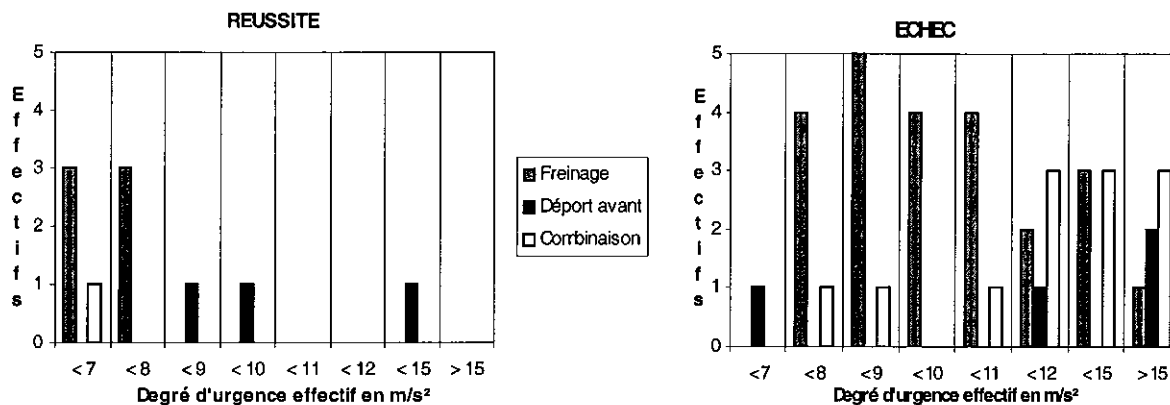


Figure 1-9 : Degré d'urgence associés aux différentes manœuvres pour les sujets ayant réussi et échoué à "éviter l'accident" (Expérimentation sur simulateur)

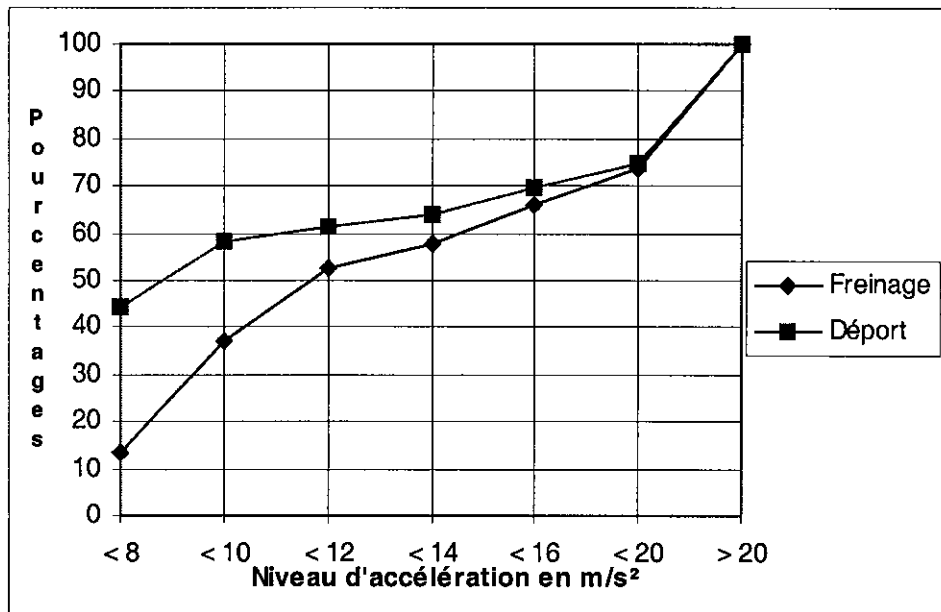
Par contre les 3 conducteurs ayant évité le choc par un déport devant l'obstacle n'auraient pas pu éviter l'accident par un freinage, l'un d'entre eux ayant même un degré d'urgence supérieur à 12 m/s<sup>2</sup>, alors que leurs manœuvres de déport latéral ont mis en jeu des accélérations transversales maximales de 7 m/s<sup>2</sup>. Cela montre que le déport latéral est moins sollicitant du point de vue dynamique que le freinage : il est encore possible lorsque le freinage ne l'est plus. Pour les échecs, un choix inadapté ou une mauvaise réalisation de la manœuvre ne peuvent être évoqués que pour moins d'un tiers des sujets. Pour tous les autres, les niveaux de performances requis sont au-delà des limites admissibles des véhicules, sachant que celles-ci se situent aux alentours de 9 m/s<sup>2</sup> tant en freinage qu'en transversal sur chaussée sèche.

Une autre illustration des niveaux de sollicitations dynamiques des véhicules nécessaires à la réussite de manœuvres d'urgence est fourni par la figure 1-10, qui présente une estimation des accélérations longitudinales et transversales permettant de réussir les manoeuvres d'évitement sur un échantillon de 50 accidents recueillis en étude détaillée et pour lesquels une reconstitution cinématique a été effectuée. Il s'agissait d'une étude que nous avons réalisée pour quantifier les niveaux de décélération en freinage et d'accélération transversale en manœuvre de déport latéral, nécessaires à l'évitement de ces accidents (LECHNER et FAVERO, 1983)[28].

Ces résultats, qui concernent une population d'accidents plus large que l'expérimentation sur simulateur (qui se rapporte uniquement à l'intersection), mais se produisant uniquement sur chaussée sèche, étaient les premiers qui nous avaient permis de mettre en évidence l'intérêt du déport latéral dans les manœuvres d'urgence par rapport au freinage, très largement majoritaire dans les actions des conducteurs. Cependant la suite de nos travaux a montré qu'on ne peut comparer directement les deux types de sollicitations : la manœuvre de déport est plus difficile à réaliser que le freinage, elle est en outre associée à un risque de sur-accident important, alors que le freinage, qui est toujours censé diminuer la violence du choc, apparaît davantage "conservateur".

Les ordres de grandeur de sollicitation sont cependant assez comparables à ceux obtenus sur simulateur : la moitié des accidents apparaissaient pouvoir être évités par des actions de déport latéral exploitant les performances maximales des véhicules (jusqu'à 9 m/s<sup>2</sup>), et seulement environ un quart par des freinages. Pour les autres cas, les performances requises ne sont pas à la portée des meilleurs véhicules de tourisme, même conduits par un pilote expert.

Ces résultats sont encore plus parlants si on les met en regard des performances couramment pratiquées par les conducteurs, que nous avons évoquées précédemment à l'aide des résultats de notre expérimentation réalisée sur route "ouverte".



**Figure 1-10 : Pourcentages d'accidents évitables en fonction du niveau d'accélération longitudinale (freinage) et transversale (déport) dans la manœuvre d'urgence (Étude réalisée sur 50 EDA en 1983 [28])**

On retiendra donc de l'ensemble de ces contributions à la connaissance des accidents et des comportements du couple conducteur-véhicule en situations de conduite et d'urgence les constats suivants :

- la conduite de tous les jours n'amène pas les conducteurs à explorer l'ensemble du domaine de fonctionnement dynamique du véhicule, et même lorsqu'ils sont placés dans des conditions de sécurité favorables, seule une faible proportion des conducteurs est capable d'utiliser l'ensemble du potentiel offert par le véhicule.
- les situations d'urgence sont systématiquement associées à des temps de réaction de décision et d'exécution courts, d'où des niveaux de stress importants et de fortes sollicitations dynamiques associées aux manœuvres à réaliser.
- ces manœuvres amènent le point de fonctionnement du véhicule hors de son domaine linéaire, alors que la majorité des conducteurs ont une expérience cantonnée à l'intérieur de ce domaine.
- il est nécessaire d'aider le conducteur à contrôler son véhicule soumis à de fortes sollicitations et il convient d'encourager le développement et la diffusion de tout dispositif permettant d'obtenir un véhicule plus facile à contrôler, ou se caractérisant par un comportement moins différencié, selon qu'on atteigne la limite d'adhérence ou que l'on se situe bien sous cette limite.

## 1. 4. Plan de la recherche

Le sujet retenu pour cette thèse "montrer comment la connaissance du comportement dynamique d'un véhicule routier peut contribuer à une amélioration de la sécurité primaire du système constitué de ce véhicule et de son conducteur évoluant dans un environnement donné" nous a conduit à construire cette recherche en deux grandes parties, qui seront elles-mêmes constituées de plusieurs chapitres.

### 1. 4. 1. Positionnement personnel de cette recherche

Si je tente de resituer cette recherche dans ma carrière de chargé de recherche, débutée en Avril 1983 à l'antenne de Salon de Provence de l'ONSER (Organisme National de Sécurité Routière), devenue en Septembre 1985 le Département Mécanismes d'Accidents de l'INRETS, je dois évoquer un certain nombre d'étapes.

La volonté de concevoir des modèles dynamiques de véhicules était forte dans ma motivation de départ de carrière. J'ai développé cette approche dès mon arrivée dans l'équipe pluridisciplinaire constituée à Salon autour des Etudes Détaillées d'Accidents, dans le cadre des travaux effectués sur les manœuvres d'urgence à partir de reconstitutions d'accidents. J'ai ainsi pu mettre au point de petits modèles de comportement dynamique transversal, permettant d'étudier des manœuvres de déport latéral. L'objectif était de disposer d'outils faciles à mettre en œuvre, sur les moyens informatiques de l'époque, et applicables à n'importe quel véhicule léger susceptible d'être rencontré dans un cas d'accident réel. Une première expérience de validation expérimentale avait été entreprise à partir d'essais en vraie grandeur sur différents types de véhicules, financés par la DSCR et réalisés par l'UTAC. Ces travaux ont donné lieu à une communication au Congrès SIA de "Dynamique des Véhicules" à l'Ecole Centrale de Lyon en Juin 1987 [29].

La principale difficulté consistait déjà à trouver un compromis entre un paramétrage de véhicule relativement simplifié et un domaine de validité suffisamment étendu, pour fournir un ordre de grandeur correct des sollicitations mises en jeu dans les manœuvres d'urgence. Confronté aux moyens de l'époque et à la difficulté à acquérir des données nécessaires à la conception des paramétrages, et surtout à la spécificité de l'application à l'accidentologie nécessitant de pouvoir modéliser tout véhicule, dans tout type d'état, la tendance a plutôt été de retenir des modèles plus simples, de type point matériel, qui sont encore couramment utilisés aujourd'hui pour les reconstitutions cinématiques d'accidents [6 déjà cité].

A partir de 1987 ma carrière a pris une tournure plus expérimentale avec une spécialisation dans la réalisation d'expérimentations sur routes, pistes ou simulateur à l'aide d'échantillons de conducteurs lambda : c'est ainsi que j'ai pu réaliser des recherches sur "l'utilisation du système de freinage antibloquant" [30], sur les "manœuvres d'urgence" à l'aide du simulateur de Daimler-Benz et sur "l'utilisation réelle des capacités dynamiques des véhicules par les conducteurs" à travers des expérimentations sur route et sur piste à l'aide d'un premier véhicule instrumenté, une Citroën BX, dont j'ai entrepris l'élaboration en 1990. Les principaux résultats de ces expérimentations ont été évoqués dans les paragraphes précédents.

Plusieurs raisons m'ont conduit à revenir vers la modélisation :

- j'ai été amené à suivre de 1990 à 1998 pour l'INRETS les travaux menés dans le cadre du projet de simulateur national SARA mené en collaboration avec les constructeurs français.

- j'ai eu l'opportunité, à la demande de la DRAST (Ministère des Transports), de mener un programme de validation du logiciel de dynamique véhicule CALLAS conçu par Gilles SCHAEFER (SERA-CD) et son équipe, en collaboration avec Yves DELANNE (LCPC) [31, 32].

- Jean-Paul MIZZI dans le prolongement de sa thèse réalisée à l'ECL [33], travaillait en compagnie de Max DURAZ (INRETS CIR) à la réalisation de ce qui allait devenir le logiciel multicorps MORGAN'S. Ils recherchaient des domaines d'application potentiels, et la dynamique des véhicules en constituant un évident, nous avons commencé à travailler ensemble en 1994. Malgré le départ de Jean-Paul Mizzi de l'INRETS en 1996, et après bien des vicissitudes, cette thèse peut donc être considérée comme l'aboutissement d'un projet auquel nous avons pensé à l'époque : montrer qu'à travers l'enchaînement de 3 thèses, on pouvait passer d'une approche théorie originale de la mécanique (thèse de J.P. Mizzi), à sa mise en œuvre informatique (thèse de Thierry Serre [34]), puis à une application concrète à la dynamique des véhicules (la présente recherche).

Ainsi parmi les motivations personnelles de cette thèse je citerai :

- la nécessité de créer de nouveaux outils de modélisation, qui viendraient se positionner entre les outils opérationnels utilisés dans le cadre des reconstitutions d'accidents mais qui ne peuvent pas être considérés comme de véritables modèles dynamiques, et des modèles "haut de gamme", très complets et performants, mais qu'il est difficile d'utiliser au quotidien dans le cadre de l'accidentologie, étant donné la complexité des paramétrages associés.
- la volonté de démontrer que MORGAN'S pouvait être utilisé pour des applications concrètes, en dépit du fait que ses concepteurs aient été dispersés vers des horizons divers : J.P. Mizzi au CERTU puis à l'ENTPE, M. Duraz en charge du simulateur de conduite de l'INRETS à Bron, et T. Serre recruté au Laboratoire de Biomécanique Appliquée de l'INRETS à Marseille.
- le souhait de se positionner sur un créneau original, susceptible d'apporter des contributions nouvelles en matière de sécurité primaire : la mise en œuvre de systèmes de contrôle de stabilité.

Une contrainte supplémentaire a été mon souhait, que je qualifierai de déontologique, de mener cette recherche personnelle, sans empiéter sur les spécificités d'autres programmes de recherche en cours, ce qui explique en particulier que les travaux de validation présentés dans cette thèse soient :

- majoritairement menés à travers d'essais réalisés sur chaussée sèche, car je suis partenaire d'un programme PREDIT consacré aux "Accidents par temps de pluie" (AFTP),
- limités aux véhicules de tourisme, car je suis par ailleurs impliqué dans un programme PREDIT concernant la "Sécurité des poids lourds avec ballottement de liquides".

#### **1. 4. 2. Les difficultés intrinsèques de la démarche**

Essayer de concevoir le modèle dynamique d'un véhicule et les paramétrages associés sans un appui spécifique du constructeur automobile ne doit pas être considéré comme un défi prétentieux, mais bel et bien une nécessité pour pouvoir mener à bien notre travail de tous les jours dans le domaine de l'accidentologie. C'est cependant clairement une difficulté

supplémentaire, et seule une approche progressive et très méthodique peut permettre de déjouer, du moins je l'espère, une partie des pièges potentiels. Il s'agit en particulier de tirer parti aussi souvent que possible de la dualité modélisation-expérimentation : toute modélisation n'est que partielle, il ne faut pas chercher à tout mettre en équations, mais au besoin introduire des éléments de modélisation fonctionnelle. La démarche de tests de validation menés sur le même jeu d'essais pour chaque évolution des modèles, et la validation systématique des paramètres pris en compte par des mesures, relevés et vérifications sur le véhicule d'essais, exploitant les nombreuses possibilités de recoupements d'informations offertes, me sont apparues constituer les meilleurs "garde fous".

Je citerai par ailleurs 3 anecdotes qui me paraissent bien illustrer la difficulté du sujet :

- A partir de l'analyse approfondie de séances d'essais menées en commun entre l'INRETS MA et le Centre d'essais de KLEBER, dirigé par Jean-Pierre GAUTIER, travail réalisé en 1995 avec Xavier LANGLOIS et François ZIMMER, nous sommes arrivés à la conclusion qu'on était loin de savoir retrouver sur des données enregistrées sur un véhicule instrumenté, et attribuer à des paramètres physiques clairement identifiés, l'ensemble des impressions ressenties au volant par un essayeur professionnel, dont le degré de finesse d'analyse des sensations de conduite est exceptionnel.

- Lors de campagnes d'essais menées sur pistes avec nos partenaires du programme APTP, nous avons été confronté au phénomène suivant : il est possible de réussir à franchir une chicane VDA à 65 km/h, un jour en fin de matinée sous le soleil, alors que le même essai se termine systématiquement par une amorce de travers, le même jour dans l'après-midi, après que des nuages aient fait leur apparition. L'influence d'une variation du taux d'humidité sur les performances des pneumatiques apparaît être la seule explication de ce phénomène !

- Au cours de la même campagne d'essais, pratiquement aucune différence visible ne distingue les commandes du conducteur sur deux manœuvres de levers de pied en courbe, et pourtant l'une se termine sans aucun problème, et l'autre par un tête à queue. Nous reviendrons en détails sur l'analyse de ces manœuvres dans les chapitres 4, 5 et 9.

Toutes ces anecdotes ont un seul objectif : montrer que modéliser la réalité en général, et le comportement d'un véhicule en particulier, est un objectif très ambitieux, et qu'il faut faire preuve de beaucoup d'humilité. Il est sans doute impossible de vouloir modéliser tous les phénomènes de notre monde, et il convient surtout de ne jamais oublier que pour modéliser un phénomène, il faut déjà bien le comprendre.

En qualité de chercheur en accidentologie routière, notre situation, vis à vis de l'analyse du comportement dynamique des véhicules, est à la base différente de celle d'un ingénieur du bureau d'étude d'un constructeur, en charge de la conception d'un nouveau véhicule. Ce dernier va être en premier lieu confronté à un problème d'optimisation du comportement de son véhicule, tout en acceptant de nombreux compromis pour respecter les autres aspects du cahier des charges (style, encombrement/habitabilité, coût...). Pour notre part, notre objectif premier est la compréhension des principaux phénomènes qui conditionnent le comportement du véhicule, de manière à être en mesure de concevoir des outils de simulation du comportement de véhicules existants, ce qui constituera un préalable à des investigations sur la manière d'aider le conducteur à une utilisation plus sûre de son véhicule, en particulier dans des situations critiques.

### 1. 4. 3. Construction de la première partie

La mise à disposition d'outils permettant d'acquérir des connaissances sur le comportement dynamique d'un véhicule apparaît nécessaire pour répondre aux objectifs de cette thèse. Nous retiendrons pour cela deux méthodes d'investigation complémentaires :

- la réalisation d'acquisitions de données sur véhicule instrumenté,
- le développement et l'utilisation de modèles de simulation du comportement dynamique.

Ces deux méthodes sont en outre largement complémentaires dans la mesure où des enregistrements sur véhicule constituent le matériau de base pour entreprendre la validation d'un modèle.

Une gamme de modèles dynamiques permettant de simuler les principaux phénomènes pertinents pour le comportement d'un véhicule léger sera donc conçue, et le domaine de validité de ces modèles sera établi par une procédure de validation expérimentale en boucle ouverte. Ce procédé consiste à alimenter les modèles avec des signaux correspondants aux actions du conducteur sur les commandes, et à comparer les résultats de simulations et les résultats expérimentaux, grâce à l'acquisition des principaux paramètres représentatifs du comportement dynamique sur des véhicules instrumentés. Nous utiliserons des essais réalisés sur pistes avec essayeur professionnel, et couvrant l'ensemble du domaine de fonctionnement du véhicule en mettant à contribution les dynamiques transversale, longitudinale et couplée, pour des niveaux de sollicitations de faible à extrême.

Un soin tout particulier sera apporté à la définition des paramétrages des véhicules modélisés, et un des objectifs sera de rechercher quel niveau de complexité minimal est nécessaire pour obtenir une reproduction fidèle des manœuvres mettant en jeu de fortes sollicitations, et de voir dans quelle mesure un paramétrage de véhicule rudimentaire est susceptible d'être utilisé pour donner une réponse correcte dans les différentes situations rencontrées dans la conduite réelle.

Se dessine ainsi le contour de la 1<sup>ère</sup> Partie de cette thèse : **CONCEPTION ET VALIDATION EXPERIMENTALE D'UNE GAMME DE MODELES DE SIMULATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE D'UN VEHICULE ROUTIER LEGER**, et le contenu des 4 chapitres qui la constituent :

#### - le Chapitre 2 : Les outils de modélisation utilisés

au premier rang desquels le logiciel de modélisation des systèmes mécaniques multicorps **MORGAN'S**, créé à l'INRETS, et utilisant le formalisme des Groupes de Lie, dont on exposera les principales notions. Ce chapitre s'achève par la présentation du modèle mécanique de base utilisé pour nos modèles de véhicules, et qui fait appel à une liaison "plan sur plan".

#### - le Chapitre 3 : D'un système mécanique simple à un modèle de véhicule

qui présentera certaines notions fondamentales de dynamique automobile, à partir d'une analyse bibliographique, puis comment ce modèle de base a été enrichi pour aboutir à un outil représentatif du comportement d'un véhicule routier. Suivront deux paragraphes consacrés aux pneumatiques et à la liaison au sol.

- le Chapitre 4 : Analyse du comportement dynamique des véhicules à partir d'essais réels, qui comporte la présentation des performances et une identification du domaine de



fonctionnement d'un véhicule à partir d'un ensemble très complet d'essais sur piste, qui constituera le matériau de base de la validation, ainsi qu'une analyse de pertes de contrôle réelles.

**- le Chapitre 5 : Conception et validation d'une gamme de modèles dynamiques de véhicules routiers légers**

qui comprend la description des modèles dynamiques de véhicules conçus, la validation expérimentale de ces modèles à travers la présentation de résultats de simulations sur le jeu d'essais-types du chapitre 4, et la mise en évidence du degré de complexité de la modélisation et du paramétrage associé nécessaire à une simulation valide des différents types de manœuvres.

Le produit principal de cette partie de la recherche sera par conséquent le modèle d'architecture la plus simple qui permette de reproduire de façon fidèle la majorité des situations de conduite rencontrées par un véhicule, non seulement au cours de son utilisation sur la route, mais également jusqu'à ses limites de performances, telles qu'elles sont mises en évidence lors d'essais sur pistes avec essayeur professionnel.

**1. 4. 4. Construction de la seconde partie**

Ayant à notre disposition un modèle de véhicule validé, il apparaît intéressant de l'utiliser pour investiguer certaines voies susceptibles de contribuer grandement à l'amélioration de la sécurité primaire. Deux pistes complémentaires seront suivies :

- analyser et modéliser le fonctionnement de systèmes à 4 roues-directrices, puis de contrôle de stabilité, et appliquer ces derniers à des cas de pertes de contrôle réelles,
- jeter les bases de ce que pourrait être un système de diagnostic de sécurité primaire en "temps réel".

Pour répondre à cet objectif la seconde partie de la thèse : **ANALYSE, MODELISATION ET APPLICATION DE CONCEPTS DESTINES A L'AMELIORATION DE LA SECURITE PRIMAIRE** se compose de 4 chapitres :

**- le Chapitre 6 : Les systèmes d'aide à la conduite destinés à améliorer la sécurité primaire**

qui présentera, sur la base d'une étude bibliographique, les principales solutions existantes et donnera quelques indications sur leur intérêt potentiel.

Concernant les systèmes de contrôle de stabilité, il est clair que dans le cadre de cette thèse, seuls une étude bibliographique, l'exposé des concepts théoriques, leur modélisation, la recherche de leur potentiel d'application à travers la réalisation de simulations à l'aide de modèles émulant ces dispositifs, pourront être entrepris, et qu'il n'est pas envisageable d'aborder les aspects de mise en œuvre concrète de ces systèmes, incluant le prototypage des actionneurs sur un véhicule expérimental. Un tel travail ne pourrait être entrepris qu'en collaboration avec un équipementier ou un constructeur automobile, et avec un budget spécifique. Les 2 pistes qui seront analysées ont pour objectif majeur le contrôle du moment de lacet global du véhicule et concernent :

**- au Chapitre 7 : l'Analyse des systèmes à 4-roues directrices**

- au **Chapitre 8 : l'Analyse des systèmes de contrôle de stabilité créant un moment de lacet par freinage différentiel.**

- au cours du **Chapitre 9 : Application aux accidents,**

les modèles de véhicule incluant l'émulation logicielle de ces dispositifs de contrôle de stabilité seront utilisés pour être appliqués :

- aux cas de pertes de contrôle réelles présentés au chapitre 4, afin d'évaluer si la mise en œuvre de ces systèmes aurait permis d'éviter l'apparition de ces situations dégradées et/ou de les rétablir,
- à un cas réel d'accident recueilli par l'INRETS sous forme d'Etude Détaillée d'Accident, afin de mettre au point la démarche méthodologique qui permettrait d'établir le potentiel sécuritaire de ces dispositifs.

En parallèle aux travaux précédents, une version embarquée de ce modèle sera mise au point et utilisée sur le PC d'un véhicule instrumenté, en complément aux capteurs enregistrant certains paramètres descriptifs du comportement de ce véhicule. On cherchera alors à réaliser un "diagnostic de sécurité primaire en temps réel". Il s'agit de voir si un tel dispositif révèle un certain potentiel pour identifier une situation de conduite qui se dégrade. Dans cette optique, le modèle fournit alors un comportement nominal, c'est à dire de référence, du véhicule en fonction des actions du conducteur et de l'environnement, alors que les signaux des capteurs embarqués donnent accès au comportement réel du véhicule. On cherchera alors à définir, à partir de la comparaison de ces 2 sources d'informations complémentaires, certains critères permettant d'identifier que le véhicule sort de son domaine de fonctionnement nominal, pour la situation de conduite en cours. Ce dispositif pourrait être notamment développé pour identifier des critères objectifs de déclenchement de systèmes actifs de contrôle de stabilité, pouvant contribuer à l'amélioration ou à la validation de stratégies de pilotage de ces systèmes susceptibles de rétablir un véhicule en perte de contrôle.

Cette action fait l'objet du **Chapitre 10 : Conception d'un Diagnostic embarqué de sécurité primaire "temps réel"**.

Enfin un **Chapitre 11 : Conclusions et perspectives** résume les principaux enseignements et évoque les utilisations potentielles concrètes de cette recherche.

Trois annexes viennent compléter la rédaction principale :

**Annexe 1** : Listing des principaux programmes du modèle de véhicule "liaison plan"

**Annexe 2** : Description du véhicule expérimental Peugeot 306 : Instrumentation et paramétrage.

**Annexe 3** : Description analytique des modèles de véhicules conçus

Suivent la **bibliographie** et une **nomenclature**.

---

# PREMIERE PARTIE

## CONCEPTION ET VALIDATION EXPERIMENTALE D'UNE GAMME DE MODELES DE SIMULATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE D'UN VEHICULE ROUTIER LEGER

---

## Chapitre 2 : Les outils de modélisation utilisés

Tous les modèles conçus dans le cadre de cette thèse l'ont été à l'aide du logiciel MORGAN'S réalisé à l'INRETS par Jean-Paul MIZZI, Max DURAZ et Thierry SERRE [35], qui fait appel au formalisme des Groupes de LIE. Il est clair que nous ne prétendons en aucune façon avoir fait évoluer l'état des connaissances sur les aspects théoriques du formalisme utilisé, mais plutôt d'en avoir acquis une connaissance suffisante pour en permettre une utilisation fructueuse. Il convient en effet de signaler que ce travail constitue la première utilisation intensive du logiciel MORGAN'S par une personne autre que l'un de ses 3 concepteurs.

Au niveau de la rédaction de la présentation de ces outils de modélisation, nous nous sommes fixé un triple objectif, qui définit l'organisation de ce chapitre en 3 paragraphes :

- comprendre les différentes étapes de la modélisation du système mécanique et permettre au lecteur non familiarisé avec ce domaine de se faire une idée des principaux concepts théoriques utilisés par le formalisme des groupes de Lie,
- exposer comment ces concepts théoriques ont été mis en œuvre en informatique, de façon concrète, dans le logiciel MORGAN'S,
- disposer des bases pour faire le lien entre un modèle de système mécanique conçu avec MORGAN'S et un modèle qui serait conçu par une approche plus classique de la mécanique, tel qu'on peut en rencontrer dans la majorité des publications consacrées à la dynamique automobile, et en particulier celles concernant les systèmes à 4-roues directrices et contrôle du moment de lacet, qui feront l'objet d'une analyse approfondie dans la seconde partie de cette thèse.

### 2. 1. Le formalisme des Groupes de Lie

Nous allons exposer ci-dessous les principales étapes de la méthode de mise en équations de la mécanique d'un système multicorps par le formalisme des Groupes de LIE. Cette présentation s'appuie sur les publications de Jean-Paul MIZZI [33 déjà cité, 36, 37], ainsi que sur un transfert de connaissances dont il a bien voulu nous faire bénéficier avant son départ de l'INRETS en 1996. Elle reprend également en grande partie une rédaction proposée par Thierry SERRE dans une annexe de sa propre thèse [34 déjà cité]. Nous renvoyons le lecteur intéressé par davantage de détails sur les concepts théoriques du formalisme des Groupes de LIE aux publications de ces 2 auteurs, citées dans la liste des références bibliographiques [celles citées précédemment ainsi que 38, 39]. Nous nous limiterons au cas des systèmes à structure arborescente, les travaux sur les systèmes bouclés n'ayant pas été finalisés. Pour ces derniers, les résultats sont corrects dans le cas de systèmes plans, mais incohérents dans le cas de systèmes tridimensionnels, sans que l'équipe de conception de MORGAN'S ait pu en trouver l'origine. Ces travaux ont été abandonnés à l'INRETS faute de moyens humains.

### 2. 1. 1. Généralités

Cette méthode s'appuie sur la géométrie différentielle et utilise les théorèmes généraux de la mécanique sous une forme Lagrangienne et dans un espace de dimension 6. Nous évoquerons à la fin de ce paragraphe les avantages de cette méthodologie.

La première notion importante est celle de déplacement d'un corps, illustrée par la figure 2-1. Au cours de son mouvement dans l'espace, un corps C passe d'une position initiale à une position courante via plusieurs positions successives intermédiaires. Chaque position  $s$  du corps C est alors définie à l'aide d'un déplacement D par rapport à une configuration de référence  $r$ . Une des spécificités du formalisme est que cette position de référence n'est pas nécessairement équivalente à la position initiale et n'est pas forcément atteinte au cours du mouvement.

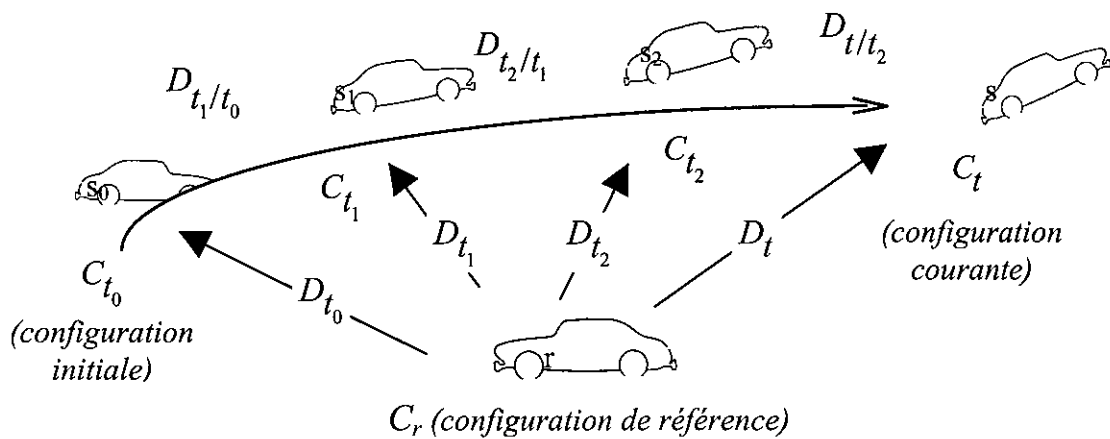


Figure 2-1 : Déplacement d'un corps dans l'espace (issue de la référence [39])

Ainsi, si on note " $r$ " la position de référence du corps C et " $s$ " la position courante du même corps à l'instant  $t$ , on a la relation :

$$s = D_t \cdot r$$

$D_t$  est la matrice de déplacement de la position  $r$  à la position  $s$ , elle est unique et appartient au groupe de déplacement  $\mathcal{D}$ . Elle peut se décomposer en une rotation et une translation, et se caractérise par un couple  $(V(G), \Omega)$ , où  $V(G)$  est le vecteur qui représente la translation du centre de gravité  $G$ , et  $\Omega$  la matrice  $(3, 3)$  associée à la rotation vectorielle. La matrice de déplacement est de dimension  $(4, 4)$ , elle peut s'écrire sous la forme :

$$D_t = \begin{bmatrix} 1 & \Omega & \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} [V(G)]$$

Dans l'exemple d'une rotation d'un angle  $\theta$  autour de l'axe vertical, on a :

$$\Omega_z = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 0 \\ \sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$\mathcal{D}$  possède les propriétés suivantes :

- existence d'un élément neutre : l'identité :  $r = Id \cdot r$
- existence d'un inverse unique :  $D_t \cdot D_t^{-1} = Id$
- existence d'une loi de composition interne :

$$\left. \begin{array}{l} s_1 = D_{t_1} \cdot r \\ s_2 = D_{t_2} \cdot r \end{array} \right\} s_2 = D_{t_2/t_1} \cdot s_1 = D_{t_2/t_1} \cdot (D_{t_1}) \cdot r = \underbrace{(D_{t_2/t_1} \cdot D_{t_1})}_{\in \mathcal{D}} \cdot r$$

A chaque configuration  $s$ , il est possible d'associer une matrice de déplacement unique  $D_t$ . L'ensemble des configurations du corps, appelé aussi variété et noté  $\mathcal{V}_s$ , est donc associé au groupe des déplacements  $\mathcal{D}$ .

On montre alors qu'il existe un isomorphisme entre les espaces  $\mathcal{V}_t$  et  $\mathcal{D}$ . Le groupe des déplacements, de par ses propriétés de différentiabilité (tout élément de cet ensemble est une fonction continue, différentiable), est un groupe de Lie et on utilise ses propriétés. Le principe des groupes de Lie est donc de transférer toutes les notions de mécanique classique de l'espace des variétés dans l'espace des déplacements. Le calcul différentiel dans  $\mathcal{V}_t$  se ramène alors au calcul différentiel dans  $\mathcal{D}$ . Par la suite, des correspondances entre le champ des vitesses et celui des déplacements vont apparaître.

Par ailleurs, les champs de vitesses et les forces appliquées à un solide sont des champs équiprojectifs. Ces champs sont définis comme une application de l'espace affine euclidien ( $E = \mathbb{R}^3$ ) dans l'espace vectoriel  $\vec{E}$  des vecteurs de  $E$  par :

$$\forall M, P \in E, X(P) = X(M) + \vec{u} \wedge \overrightarrow{MP}$$

où  $\wedge$  est la notation usuelle du produit vectoriel.

Par exemple, le vecteur vitesse d'un point  $M$  appartenant à un solide de centre de gravité  $O$  est donné par :

$$V(M) = V(O) + \vec{\omega} \wedge \overrightarrow{OM}$$

où  $\omega$  est le vecteur instantané de vitesse de rotation. Ces champs sont alors entièrement définis par la valeur en un point et un vecteur :

$$X = \begin{pmatrix} \vec{u} \\ X(M) \end{pmatrix}$$

On peut donc appliquer la théorie des champs équiprojectifs et, a fortiori, celle des torseurs. Nous travaillerons dorénavant dans cet espace de dimension 6, et on montre alors que l'espace vectoriel des champs équiprojectifs sur l'espace affine euclidien est isomorphe à l'algèbre de Lie  $\Delta$ , qui est l'espace tangent en l'élément neutre du groupe des déplacements  $\mathcal{D}$  muni du crochet de Lie comme loi produit. C'est un peu comme si l'on exprimait, dans l'espace  $\mathbb{R}^3$ ,

que le vecteur vitesse d'un corps se trouve dans le plan tangent à la trajectoire par le produit vectoriel.

Si  $\mathfrak{S}$  est l'espace vectoriel des torseurs,  $[\cdot, \cdot]$  le crochet de Lie (une application bilinéaire antisymétrique) et  $\circ$  le produit intérieur, alors le triplet  $(\mathfrak{S}, [\cdot, \cdot], \circ)$  est l'algèbre de Lie  $\Delta$  du groupe de Lie  $\mathcal{D}$ . Nous allons définir maintenant ces différents opérateurs.

### 2. 1. 2. Quelques définitions complémentaires

Pour la mise en équation du mouvement d'un système multicorps, nous aurons besoin de recourir à différentes notions et opérateurs mathématiques.

- Matrice antisymétrique :

On définit la matrice antisymétrique associée à un vecteur par :

$$\text{Si } \vec{u} = \begin{pmatrix} \alpha \\ \beta \\ \eta \end{pmatrix} \text{ on écrit alors } \tilde{u} = \begin{bmatrix} 0 & -\eta & \beta \\ \eta & 0 & -\alpha \\ -\beta & \alpha & 0 \end{bmatrix}$$

C'est un opérateur linéaire, qui représente le produit vectoriel de 2 vecteurs sous la forme du produit d'une matrice et d'un vecteur :  $\vec{u} \wedge \vec{v} = \tilde{u} \vec{v}$

- Représentation d'un torseur par une matrice :

Un torseur peut être représenté par une matrice d'ordre 4 :

Si  $O$  est l'origine, la relation  $X(\vec{M}) = X(\vec{O}) + \vec{u} \wedge \vec{OM}$  peut s'écrire  $X(\vec{M}) = X(\vec{O}) + \tilde{u} \vec{OM}$  ou encore :  $\begin{bmatrix} X(\vec{M}) \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tilde{u} & X(\vec{O}) \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \vec{OM} \\ 1 \end{bmatrix}$ , où  $\tilde{u}$  est la matrice antisymétrique associée au vecteur  $\vec{u}$ .

- Crochet de Lie:

Le crochet de Lie de deux torseurs  $X = \begin{pmatrix} n_x \\ X(m) \end{pmatrix}$  et  $Y = \begin{pmatrix} n_y \\ Y(m) \end{pmatrix}$  se définit par :

$$\forall X, Y \in \Delta, \forall m \in E, [X, Y](m) = \begin{pmatrix} n_x \wedge n_y \\ n_x \wedge Y(m) - n_y \wedge X(m) \end{pmatrix}$$

On définit alors l'application adjointe de l'algèbre de Lie :

$$\begin{aligned} \text{ad}X : \quad Y &\rightarrow [X, Y] \\ \Delta &\rightarrow \Delta \end{aligned}$$

et on l'associe à la matrice : 
$$\begin{bmatrix} \tilde{n}_x & 0 \\ \tilde{X}(0) & \tilde{n}_x \end{bmatrix}$$

où  $\tilde{n}_x$  et  $\tilde{X}(0)$  sont les matrices antisymétriques associées aux vecteurs  $n_x$  et  $X(0)$ .

Ainsi :

$$\begin{bmatrix} \tilde{n}_x & 0 \\ \tilde{X}(0) & \tilde{n}_x \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n_y \\ Y(m) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_x \wedge n_y \\ n_x \wedge Y(m) - n_y \wedge X(0) \end{bmatrix}$$

L'application  $ad$  se rattache au groupe de Lie, comme étant la différentielle en 0 de l'application  $Ad$  définie par  $Ad D : X \rightarrow D.X.D^{-1}$

$$\mathcal{D} \quad \mathcal{D}$$

Cela exprime le fait que la dérivée d'une application linéaire est l'application linéaire elle-même, c'est à dire :  $\frac{d(Ad)_{D=0}}{dD} = ad$

La représentation adjointe correspond à l'opération naturelle de "déplacement" des tenseurs dans l'espace.

• Produit intérieur :

Il représente le comoment entre 2 tenseurs  $X = \begin{pmatrix} n_x \\ X(m) \end{pmatrix}$  et  $Y = \begin{pmatrix} n_y \\ Y(m) \end{pmatrix}$  et se définit par :

$$(X \circ Y)(M) = n_x \cdot Y(M) + n_y \cdot X(M)$$

où le  $\cdot$  représente la notation usuelle du produit scalaire.

Le produit intérieur appartient à  $\mathbb{R}$ . Par abus de langage, on peut admettre que le produit intérieur dans  $\Delta$  est l'extension en dimension 6 du produit scalaire, à la différence près que  $X \circ X$  n'est pas forcément positif ou nul.

• Changement de base :

La valeur d'un tenseur est associée à la base dans laquelle il est exprimé.

Soit deux bases de l'algèbre de Lie  $\Delta$  :  $B = (0, \xi, \eta, \zeta, i, j, k)$

$$B' = (0', \xi', \eta', \zeta', i', j', k')$$

Si l'on note  $P$  la matrice de changement de base classique des vecteurs de  $\mathbb{R}^3$  de la base  $(O, i, j, k)$  dans  $(O', i', j', k')$ , alors la matrice de changement de base de  $B$  dans  $B'$  dans l'algèbre de Lie est :

$$P = \begin{bmatrix} P & 0 \\ O\tilde{O}'_B P & P \end{bmatrix} \quad \text{où } O\tilde{O}'_B \text{ est la matrice antisymétrique associée}$$

au vecteur  $\vec{OO}'$  exprimé dans la base  $(O, i, j, k)$ .



Remarque :  $\mathcal{P}^{-1} = \begin{bmatrix} P' & 0 \\ -P' O\tilde{O}'/B & P' \end{bmatrix}$

Le nouveau torseur  $X'$  exprimé dans la nouvelle base  $B'$  devient :  $X' = \mathcal{P}X$

Exemple : Pour un changement d'origine seul du repère, on a  $P = Id_3$  et par suite :

$$X' = \begin{pmatrix} n' \\ X(O') \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} Id & 0 \\ O\tilde{O}' & Id \end{bmatrix} \begin{pmatrix} n \\ X(O) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} n \\ \overrightarrow{OO'} \wedge n + X(O) \end{pmatrix}$$

### 2. 1. 3. Cinématique

Dans l'ensemble des configurations du corps associé au groupe des déplacements, la vitesse  $s$  s'exprime comme la dérivée par rapport au temps de la configuration courante :

$$s \rightarrow v = \dot{s} = \frac{ds(t)}{dt}$$

L'espace des vitesses est l'espace tangent autour de la configuration  $s$  (le vecteur vitesse est dans le plan tangent à la trajectoire). On peut écrire :

$$s = D_t \cdot r \rightarrow \dot{s} = \dot{D}_t \cdot r$$

La vitesse est donc liée à  $\dot{D}_t$ .

On est alors amené à définir les deux notions de vitesse Eulérienne et Lagrangienne.

• Vitesse Eulérienne

En exprimant la vitesse  $\dot{s}$  sous la forme suivante :

$$\dot{s} = (\dot{D}_t \cdot D_t^{-1} \cdot D_t) \cdot r = (\dot{D}_t \cdot D_t^{-1}) \cdot (D_t \cdot r) = u \cdot s$$

on peut introduire  $u$ , qui représente le torseur eulérien associé à la position courante  $s$ .

Cependant  $\dot{D}_t \cdot D_t^{-1}$  est une matrice antisymétrique, par conséquent, l'expression de la vitesse eulérienne peut être traduite comme un produit vectoriel :

$$\dot{s} = \omega \wedge s = \tilde{\omega} s$$

Par exemple dans le cas d'une rotation autour de  $(O, z)$ , on a :

$$D_t = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \Rightarrow \dot{D}_t = \begin{bmatrix} -\dot{\theta}\sin\theta & -\dot{\theta}\cos\theta & 0 \\ \dot{\theta}\cos\theta & -\dot{\theta}\sin\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \Rightarrow \dot{D}_t \cdot D_t^{-1} = \begin{bmatrix} 0 & -\dot{\theta} & 0 \\ \dot{\theta} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

en utilisant la propriété  $D_t^{-1} = D_t^T$ .

• Vitesse Lagrangienne

En exprimant cette fois la vitesse  $\dot{s}$  sous la forme suivante :

$$\dot{s} = \dot{D}_t \cdot r = D_t \cdot D_t^{-1} \cdot \dot{D}_t \cdot r = D_t \cdot v \cdot r$$

on peut introduire  $v$ , qui est appelée vitesse lagrangienne, elle est associée à la position de référence  $r$ .

• Relation entre les vitesses

Par définition :

$$\begin{cases} u = \dot{D}D^{-1} \\ v = D^{-1} \dot{D} \end{cases} \Rightarrow u = D \cdot v \cdot D^{-1}$$

Les vitesses eulérienne et lagrangienne sont alors liées par les relations faisant intervenir l'application adjointe dans le groupe de Lie :

$$\begin{cases} u = AdD \cdot v \\ v = AdD^{-1} \cdot u \end{cases}$$

On peut alors associer à toute vitesse d'un point du solide, les deux champs équiprojectifs  $u$  et  $v$ .

Une interprétation physique de ces 2 vitesses conduit à dire que la vitesse eulérienne correspond à la vitesse absolue projetée dans un repère fixe, alors que la vitesse lagrangienne correspond à la vitesse absolue projetée dans un repère en mouvement.

• Vitesse relative

Dans le cadre d'étude d'un système multicorps, tout corps possédant un degré de connexité (défini comme étant l'entier représentant le nombre minimal de liaisons reliant ce corps au corps de référence) supérieur à 1 est rattaché à un corps amont. On introduit alors des déplacements et des vitesses relatives entre ces deux corps.

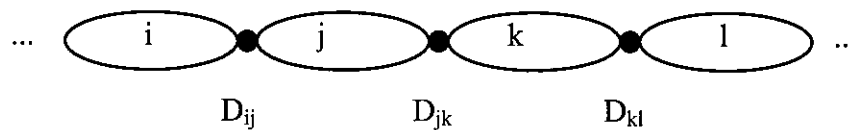


Figure 2-2 : Chaîne cinématique d'un système multicorps

Ainsi le déplacement d'un corps  $j$  en liaison avec le corps  $i$  peut s'énoncer en fonction du déplacement absolu  $D_i$  du corps  $i$ , et du déplacement relatif  $D_{ij}$  entre les deux corps :

$$D_j = D_i \cdot D_{ij}$$

On peut alors obtenir de nouvelles expressions :

Pour la vitesse eulérienne :

$$u_j = u_i + AdD_i u_{ij}$$

où  $u_i$ ,  $u_j$  et  $u_{ij}$  sont respectivement les vitesses eulériennes des corps  $i$  et  $j$  et la vitesse eulérienne relative du corps  $j$  par rapport au corps  $i$ .

De même, l'expression de la vitesse lagrangienne sera :  $v_j = v_{ij} + AdD_{ij}^{-1}v_i$

### 2. 1. 4. Cinétique des systèmes arborescents

La résultante et le moment cinétique d'un torseur  $u \begin{pmatrix} \vec{n}_x \\ u(P) \end{pmatrix}$  se définissent communément par :

$$\left\{ \begin{array}{l} \vec{n}_K = \int_{corps} u(M_S) dm(M_S) \\ K(P) = \int_{corps} \vec{PM}_S \wedge \vec{u}(M_S) dm(M_S) \end{array} \right.$$

On notera  $M_s$  un point du solide en position courante,  $P$  étant le point où est exprimé le torseur,  $G$  le centre de gravité du corps et  $m$  la masse.

Or,  $u(M_s) = u(P) + \vec{n}_x \wedge \vec{PM}$  donc :

$$\left\{ \begin{array}{l} \vec{n}_K = \int_{corps} \vec{u}(P) + \vec{n}_x \wedge \vec{PM} dm(M_S) \\ K(P) = \int_{corps} \vec{PM}_S \wedge (\vec{u}(P) + \vec{n}_x \wedge \vec{PM}) dm(M_S) \end{array} \right.$$

et par suite,

$$\left\{ \begin{array}{l} \vec{n}_K = m.\vec{u}(P) + m.(\vec{n}_x \wedge \vec{PG}) \\ K(P) = m.(\vec{PG} \wedge \vec{u}(P)) + J_G.\vec{n}_x \end{array} \right.$$

où  $J_G$  est le tenseur d'inertie classique au centre de gravité  $G$ .

Il en découle le torseur cinétique Eulérien  $K$  :

$$K = \begin{pmatrix} \vec{n}_K \\ K(P) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} -mP\vec{G} & mId_3 \\ J_p & mP\vec{G} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vec{n}_x \\ u(P) \end{bmatrix} = H_s u$$

$H_s$  est appelé le tenseur d'inertie en configuration eulérienne.

Comme nous l'avons fait pour les vitesses eulériennes et lagrangiennes, les calculs de la mécanique classique avec  $K$  se transposent alors avec les calculs avec  $H_s$  et  $u$  et on a :

$$K = \text{Ad}D^{-1} H_s u = \text{Ad}D^{-1} H_s \text{Ad}D v = H_r v$$

$H_r$  est appelé tenseur d'inertie en configuration Lagrangienne, il dépend de la position de référence  $r$ , mais aussi du point origine du repère, ici  $P$ .

$$H_r = \begin{bmatrix} -mP\tilde{G}_r & mId_3 \\ J_P & mP\tilde{G}_r \end{bmatrix} \text{ au centre de gravité : } H_r = \begin{bmatrix} 0 & mId_3 \\ J_G & 0 \end{bmatrix}$$

### 2. 1. 5. Dynamique des systèmes arborescents

Par dérivation du torseur cinétique  $K$ , on obtient l'expression du torseur dynamique

$$\text{- Eulérien : } \quad \dot{K} = \overline{H_s u} = H_s \dot{u} + \dot{H}_s u = H_s \dot{u} + [u, H_s u]$$

$$\text{- Lagrangien : } \quad \dot{L} = H_r \dot{v} + [v, H_r v]$$

Par suite, les équations du mouvement du système sont alors obtenues par application du **principe fondamental de la dynamique** : "Le torseur dynamique associé au mouvement d'un système matériel est égal au torseur des efforts extérieurs et des actions mécaniques s'exerçant sur lui".

$$\text{Soit en formalisme lagrangien : } \quad \dot{L} = \Sigma F$$

Ce principe doit être appliqué sur chacun des corps  $i$  composant notre système multicorps. Chaque corps  $i$  est soumis à trois types de forces (voir figure 2-3) :

- les forces des liaisons cinématiques **non déformables**, c'est-à-dire le torseur des contraintes des corps rattachés au corps  $i$ . Soit  $N_{ji}$  le torseur Lagrangien correspondant aux efforts exercés du corps  $j$  sur le corps  $i$ . Ce torseur est inconnu.
- les forces des liaisons cinématiques **déformables**, dont on connaît les lois de comportement (un exemple type est constitué par un ressort reliant 2 corps). Soit  $R_{ji}$  le torseur Lagrangien des efforts exercés du corps  $j$  sur le corps  $i$ .
- les forces extérieures comprenant en particulier le poids. Soit  $P_i$  le torseur lagrangien associé.

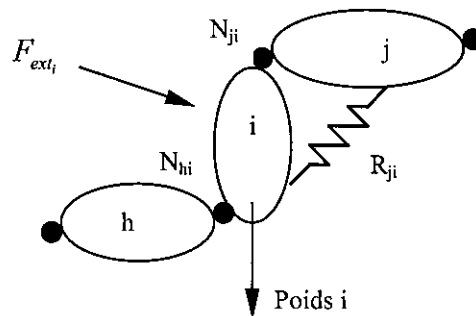


Figure 2-3 : Bilan des forces sur un corps

Par conséquent l'équation du mouvement pour chaque corps  $i$  dans un référentiel galiléen devient :

$$H_i \dot{v}_i + [v_i, H_i v_i] = P_i + \sum_{\substack{j=1 \\ i \neq j}}^n (R_{ji} + N_{ji}) \quad \text{où } n \text{ est le nombre de corps.}$$

A ce stade la principale difficulté est que les torseurs  $N_{ji}$  sont inconnus. Pour les supprimer dans les équations, nous utilisons les propriétés récurrentes d'un système arborescent. Un corps  $i$  en milieu de chaîne de l'arborescence possède plusieurs autres corps rattachés à lui, mais il en existe un seul ayant un de degré de connexité inférieur au sien.

Un **corps terminal**  $j$ , en bout de chaîne, n'est donc rattaché qu'à un seul corps  $i$  et on peut écrire :

$$N_{ij} = -P_j - R_{ij} + L_j$$

où  $L_j$  représente le torseur dynamique Lagrangien associé au corps  $j$ .

Cependant, en application du **principe des puissances virtuelles**, ces efforts de contraintes développent une puissance nulle pour les vitesses admissibles de la liaison. Si la liaison  $i$ - $j$  comprend  $d_{ij}$  degrés de liberté, et si  $wu_k$  est le vecteur vitesse admissible du degré de liberté  $k$  ( $1 \leq k \leq d_{ij}$ ), on écrit alors :

$$wu_k \circ N_{ij} = 0 \quad \text{pour } 1 \leq k \leq d_{ij}$$

Pour chaque corps terminal, on peut donc connaître les efforts de la liaison pour peu que l'on résolve ce système d'équations.

Pour un **corps  $i$  quelconque en milieu de chaîne** rattaché à un corps  $h$ , on peut connaître l'effort de liaison  $N_{hi}$  :

$$N_{hi} = -P_i - \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n (N_{ji} + R_{ji}) + A_i - R_{hi}$$

par un processus en 3 étapes :

a) Application du principe de l'action-réaction :

$$\begin{aligned} Ad D_{ij} \cdot N_{ij} + N_{ji} &= 0 \\ Ad D_{ij} \cdot R_{ij} + R_{ji} &= 0 \end{aligned}$$

où  $D_{ij}$  est le déplacement relatif entre le corps  $i$  et  $j$ .

b) Formulation du poids sous une forme Lagrangienne :

Soit  $f_p = \begin{bmatrix} mg \\ 0 \end{bmatrix}_G$  le torseur du poids au centre de gravité  $G$  du corps de masse  $m$ . Si ce corps

a un déplacement  $d$  alors l'expression du torseur sous forme Lagrangienne est :

$$P = Ad d^{-1} f_p$$

ou encore :

$$P = H_r Ad d^{-1} X_G \quad \text{où } H_r \text{ est l'opérateur d'inertie et } X_G = \begin{bmatrix} 0 \\ g \end{bmatrix}_G$$

c) Résolution des équations :  $N_{hi} \circ wu_k = 0$  pour  $1 \leq k \leq d_{ih}$ , où  $d_{ih}$  représente le nombre de degrés de liberté de la liaison entre les corps  $i$  et  $h$ .

Ainsi de manière récursive, on peut connaître l'ensemble des efforts de liaisons dans le système et par conséquent les équations du mouvement du système se ramènent à :

$$N_{ji} \circ wu_k = 0 \quad \text{pour } \begin{array}{l} 1 \leq i \leq \text{nombre de corps} \\ 0 \leq j \leq \text{nombre de corps} \quad j \neq i \\ 1 \leq k \leq d_{ij} \text{ (nombre de degrés de liberté entre les corps } i \text{ et } j) \end{array}$$

Si l'on note  $q$  le vecteur de tous les degrés de liberté, alors ces équations se présentent sous la forme d'un système d'équations non linéaires :

$$F(t, q, \dot{q}, \ddot{q}) = 0 \quad (*) \quad \text{où } t \text{ représente le temps.}$$

Cependant ces équations sont linéaires en  $\ddot{q}$ , on peut donc les mettre sous la forme :

$$M(t, q, \dot{q}) \cdot \ddot{q} = s(t, q, \dot{q}) \quad (**)$$

de manière à pouvoir déterminer les dérivées secondes des degrés de liberté par application d'une méthode numérique de résolution d'un système d'équations différentielles du second ordre. Alors que les premiers travaux de mise en œuvre informatique du formalisme des groupes de Lie, par Jean-Paul MIZZI utilisaient la formulation (\*) et reposaient sur l'utilisation d'un logiciel de calcul formel comme Mapple, la mise en œuvre de cette transformation a été réalisée par Thierry SERRE dans le logiciel MORGAN'S. Nous expliquons ci-après la méthode adoptée pour passer d'une mise en équations de la forme (\*) à une formulation (\*\*).

### 2. 1. 6. Changement de formulation

Nous avons vu qu'il convient de réaliser une mise en facteur du vecteur des dérivées secondes des degrés de liberté  $\ddot{q}$ .

Nous noterons NL le nombre de degrés de liberté et NC le nombre de corps. Les dérivées secondes des degrés de liberté se trouvent uniquement dans les accélérations  $\ddot{v}_i$ .

On décide alors de décomposer l'accélération Lagrangienne sous la forme d'un terme facteur des dérivées secondes des degrés de liberté et d'un reste, ce qui peut s'écrire :

$$\dot{v}_i = B_i \cdot \ddot{q} + r_i \quad \text{pour } 1 \leq i \leq NC$$

avec  $\dot{v}_i \in V(6)$   $r_i \in V(6)$   $\ddot{q} \in V(NL)$   $B_i \in M(6, NL)$ , où  $V(6)$  représente l'ensemble des vecteurs à 6 éléments et  $M(6, NL)$  celui des matrices à 6 colonnes et autant de lignes que de degrés de liberté.

Pour un corps  $i$  terminal rattaché au corps  $j$ , nous avons :

$$N_{ij} \circ wu_k = (H_i(B_i \ddot{q} + r_i) + [v_i, H_i v_i] - P_i - R_{ji}) \circ wu_k = 0 \quad \text{avec } 1 \leq k \leq d_{ij}$$

Une nouvelle factorisation des  $\ddot{q}$  conduit à introduire une nouvelle matrice  $A_i$  et un nouveau reste  $S_i$  :

$$(A_i \ddot{q} + S_i) \circ wu_k = 0 \quad 1 \leq k \leq d_{ij}$$

$$\text{avec } A_i \in M(6, NL) \quad \ddot{q} \in V(NL) \quad S_i \in V(6) \quad wu_k \in V(6).$$

Pour  $k$  fini, cette équation fournit une ligne de notre système, en détaillant le produit intérieur :

$$\sum_{l=1}^3 (A_i(l, \cdot) \ddot{q} + S_i(l)) \cdot wu_k(3+l) + (A_i(3+l, \cdot) \ddot{q} + S_i(3+l)) \cdot wu_k(l) = 0$$

ce qui s'écrit en isolant encore une fois les termes en  $\ddot{q}$  :

$$\sum_{l=1}^3 [wu_k(3+l)A_i(l, \cdot) + wu_k(l)A_i(3+l, \cdot)] \ddot{q} + [wu_k(3+l)S_i(l) + wu_k(l)S_i(3+l)] = 0$$

et en sommant sur l'ensemble des NL degrés de liberté de la liaison entre les corps  $i$  et  $j$  :

$$\sum_{p=1}^{NL} \left( \sum_{l=1}^3 [wu_k(3+l)A_i(l, p) + wu_k(l)A_i(3+l, p)] \right) \ddot{q}_p = - \sum_{l=1}^3 [wu_k(3+l)S_i(l) + wu_k(l)S_i(3+l)]$$

ou encore en regroupant l'ensemble des termes facteurs des dérivées secondes des degrés de liberté sous la forme d'une matrice  $M$ , que l'on appellera par abus de langage et analogie avec les expressions de la mécanique classique "Matrice de masse", et les termes de droite sous la forme d'un second membre  $s(k)$  :

$$\sum_{p=1}^{NL} M(k, p) \ddot{q}(p) = s(k)$$

Par récurrence, pour un corps  $i$  en milieu de chaîne, rattaché à un corps  $j$  de connexité inférieure et à plusieurs corps  $m$  de connexité supérieure, on montre de même que l'ensemble des contraintes de liaisons  $N_{mi}$  sont connues, et peuvent être décomposées sous une forme identique en regroupant les termes facteurs des  $\ddot{q}$  :

$$N_{mi} = AdD_{mi} N_{im} = AdD_{mi} (A_m \ddot{q} + S_m)$$

Par suite,

$$N_{ji} = H_i(B_i \ddot{q} + r_i) + [v_i, H_i v_i] - P_i - \sum_{\substack{m=1 \\ m \neq i \\ m \neq j}}^{NC} (R_{mi} + N_{mi})$$

$$= H_i(B_i\ddot{q} + r_i) + [v_i, H_i v_i] - P_i - \sum_{\substack{m=1 \\ m \neq i \\ m \neq j}}^{NC} (R_{mi} + AdD_{mi}(A_m\ddot{q} + S_m))$$

$$= \left[ H_i B_i - \sum_{\substack{m=1 \\ m \neq i \\ m \neq j}}^{NC} AdD_{mi} A_m \right] \ddot{q} + S_i = A_i \ddot{q} + S_i$$

Pour un degré de liberté  $k$  fixé, on obtient une ligne du système :

$$N_{ji} \circ \xi_k = 0 \Rightarrow \sum_{p=1}^{NL} M(k, p) \ddot{q}(p) = s(k)$$

Finalement, l'ensemble de ces équations se ramène bien à la formulation suivante :

$$M(t, q, \dot{q}) \cdot \ddot{q} = s(t, q, \dot{q})$$

où  $M$  est appelée la "matrice de masse" et  $s$  le second membre.

### 2. 1. 7. Avantages de la méthode

Bien qu'elle utilise le principe fondamental de la dynamique et celui des puissances virtuelles, cette méthode diffère des méthodes classiques (Newton-Euler, Lagrange,...). Les équations sont exprimées dans des espaces vectoriels de dimension 6 et utilisent des notions mathématiques de calcul différentiel peu connues des ingénieurs. Aussi, elle demande un investissement important pour son assimilation. Les principaux avantages, tels qu'exprimés par Jean-Paul MIZZI [37] sont les suivants :

La modélisation selon le formalisme des Groupes de Lie permet le développement des équations le plus loin possible sans avoir à se référer à des coordonnées. Le calcul en coordonnées se fait dans une étape finale. Cela constitue un atout indéniable puisque les équations restent indépendantes de la position initiale que l'on donne au système, mais reposent seulement sur une position de référence fixée. Les formalismes classiques ne le permettent pas.

Si les principes mathématiques utilisés peuvent être jugés abstraits, il faut remarquer qu'une implémentation informatique n'engendre pas de difficultés particulières. Les traitements numériques sont d'autant plus adaptés au calcul par ordinateur qu'ils n'utilisent que des opérations algébriques élémentaires (multiplication matricielle, produit scalaire). Contrairement aux méthodes classiques de mise en équation de la mécanique, l'absence de calcul de dérivées est un atout pour la génération des équations sous une forme symbolique.



Enfin, dans le cas d'une topologie arborescente, la méthode se prêterait bien au calcul parallèle, puisque les différents processus pourraient être dédiés aux calculs des différentes branches de l'arbre. Ceci est rendu possible par le caractère récursif des équations.

## 2. 2. Le logiciel MORGAN'S

Nous allons voir dans ce paragraphe comment le formalisme des Groupes de LIE a été mis en œuvre de façon concrète dans MORGAN'S. Cet ensemble de logiciels, conçu à l'INRETS entre 1994 et 1997, a fait l'objet d'une présentation détaillée dans un rapport "Outils et Méthodes" INRETS. Nous n'en ferons ici qu'une présentation succincte et renvoyons le lecteur intéressé à cette publication [40].

### 2. 2. 1. L'architecture générale de MORGAN'S

La méthode de modélisation utilisée est découpée en cinq tâches consécutives :

#### *Modélisation du système mécanique multicorps :*

Etablir un modèle d'un système mécanique consiste à le décrire selon une approche multicorps, c'est à dire comme un assemblage de corps indéformables reliés entre eux par des liaisons internes. Le modèle consiste alors en un ensemble de données structurées décrivant :

- la topologie de l'ensemble,
- les caractéristiques mécaniques et géométriques des corps,
- les caractéristiques mécaniques et géométriques des liaisons,

#### *Etablissement des équations mathématiques :*

Le but de cette étape est de créer le modèle mathématique du système, c'est à dire les équations qui régissent son mouvement. La méthode de génération des équations utilisée est basée sur la formulation présentée au paragraphe précédent, s'appuyant sur la géométrie différentielle des algèbres de LIE, et les équations sont produites sous forme symbolique.

#### *Création du code informatique :*

Les équations du mouvement du modèle étant connues, le code informatique permettant de les résoudre au cours du temps est alors généré de manière automatique.

#### *Simulation du système :*

Le but d'une simulation est de calculer l'évolution du mouvement d'un système mécanique au cours du temps : connaissant l'état de ce système à l'instant  $t$ , on en déduit son état à l'instant  $t + \Delta t$ , par résolution du système d'équations et en tenant compte des sollicitations externes appliquées.

#### *Exploitation des résultats :*

Plusieurs types d'exploitation des résultats sont possibles en fonction du type de simulation. Ces exploitations sont faites à partir de fichiers créés en cours de simulation et contenant les valeurs des paramètres choisis par l'utilisateur.

Ainsi MORGAN'S se présente sous la forme d'une boîte à outils, un ensemble de cinq logiciels indépendants, qui interviennent aux différentes étapes décrites ci-dessus. Les échanges d'informations entre les cinq logiciels sont assurés par des fichiers de structures et de contenus différents. Les transitions entre modules sont organisées de manière à assurer l'enchaînement des différentes étapes de développement d'un modèle.

ETAPE	TYPE D'INFORMATIONS	OUTILS DE MORGAN'S
Modélisation du système mécanique		FORMEL, CAO
	Fichier de description du modèle	
Etablissement des équations		EQUA
	Fichier d'équations	
Création du code informatique		GENEC
	Fichiers de code informatique source	
<i>Transformation du code informatique source en code exécutable de simulation</i>		
	Conditions de simulation	
Simulation		<i>Code exécutable de simulation</i>
	Résultats de simulation	
Exploitation des résultats		MOVIS, autres logiciels de traitement LISA2, MATLAB

**Tableau 2-1 : La méthode et les outils de MORGAN'S**

 Informations d'entrée d'un logiciel.
  Informations de sortie d'un logiciel.

Le *code exécutable de simulation* provient de la compilation du code source produit par le logiciel GENEC.

La fonctionnalité de chacun des 5 logiciels composant MORGAN'S est récapitulée dans le tableau suivant :

CAO	Outil d'aide pour la saisie des données géométriques en position de référence.
FORMEL	outil d'aide pour la saisie des caractéristiques physiques et topologiques.
EQUA	Génération des équations intrinsèques.
GENEC	Création d'une partie du code de simulation.
MOVIS	Vérification qualitative du résultat d'une simulation par visualisation tridimensionnelle animée.

**Tableau 2-2 : Fonctionnalité des composants logiciels de MORGAN'S**

Les échanges d'informations entre ces logiciels se font par l'intermédiaire de fichiers. Quatre types de fichiers ont été définis, dont l'extension identifie le contenu : .CAO pour les caractéristiques géométriques du système, .GENE pour les caractéristiques mécaniques, .EQUA pour les équations formelles intrinsèques, et .ANI pour l'évolution des variables décrivant le système au cours du temps.

L'organisation générale de MORGAN'S est récapitulée sur la figure suivante :

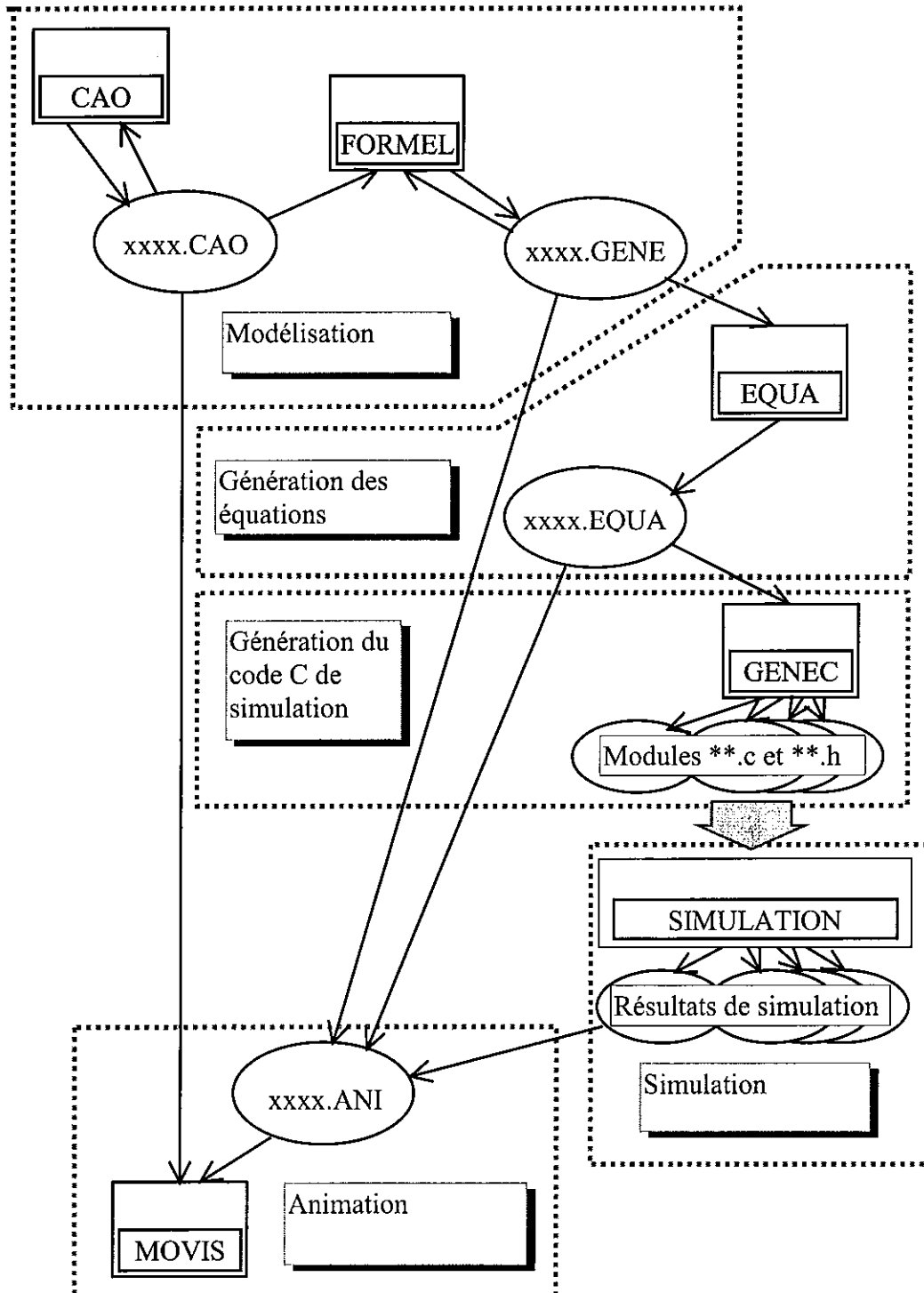


Figure 2-4 : Organisation générale de MORGAN'S (issue de la référence [40])

### 2. 2. 2. La génération du code de simulation

Le logiciel GENEC crée le code du programme de simulation et notamment le code de résolution des équations différentielles produites par le logiciel EQUA. Comme on peut être amené à réaliser différents types de simulations, qui impliquent des structures du programme totalement différentes, les concepteurs de MORGAN'S ont pris les options suivantes afin de faciliter l'utilisation du code produit :

- une partie fixe est créée sous forme d'une bibliothèque de fonctions (bibm.c), elle intègre les fonctions de calcul de base, telles que les opérations sur vecteurs ou matrices (multiplication, addition soustraction et inversion selon 3 méthodes possibles Gauss, Gauss-Jordan et Cholesky), les opérations spécifiques à l'algèbre de LIE (crochet de LIE, produit intérieur), ainsi que les algorithmes d'intégration (Euler et Runge-Kutta d'ordre 4).
- une seconde partie provenant de la "traduction" en langage C des équations du système mécanique modélisé est organisée dans des modules indépendants,
- des modules "modifiables" sont mis à disposition de l'utilisateur pour lui permettre de compléter son modèle (définition des forces extérieures...), et de contrôler une simulation (définition des entrées de la simulation, édition des résultats...).
- un fichier d'initialisation type est créé.

L'architecture des fichiers de simulation créés pour constituer un modèle de système mécanique est récapitulée à la figure 2-5. Le détail des différents fichiers est donné ci-dessous.

#### Données ou code source

xxxx.EQUA	fichier de sortie du logiciel "equa",
xxxx.FIL	fichier obtenu après "filtrage" de xxx.EQUA (élimination de commentaires),
decl.r, init.r	fichiers de données lus par geneC,
decl.h	fichier de déclaration créé par geneC,
calcul1.c	fichier de code source C créé par geneC, dédié au calcul des expressions explicites,
calcul2.c	fichier de code source C créé par geneC, dédié au calcul des équations intrinsèques,
init.c	fichier de code source C créé par geneC, initialisations,
main.c	fichier de code source C créé par geneC, module principal,
module.c	fichier de code source C créé par geneC contenant notamment le prototype des fonctions de calcul des moments et des forces (liaisons externes ou liaisons déformables). Ces fonctions doivent être écrites par l'utilisateur.
imp.c	fichier de code source C créé par geneC, également modifiable par l'utilisateur, qui définit le format d'édition des variables à chaque pas de temps,
bibm.c	module de fonctions mathématiques utilisées pour la simulation,

init.txt                    fichier type d'initialisation du programme de simulation (conditions initiales, pas de temps et durée de la simulation)  
xxx.EVOL, res.txt,        fichiers résultats d'une simulation, leur contenu dépend de imp.c.

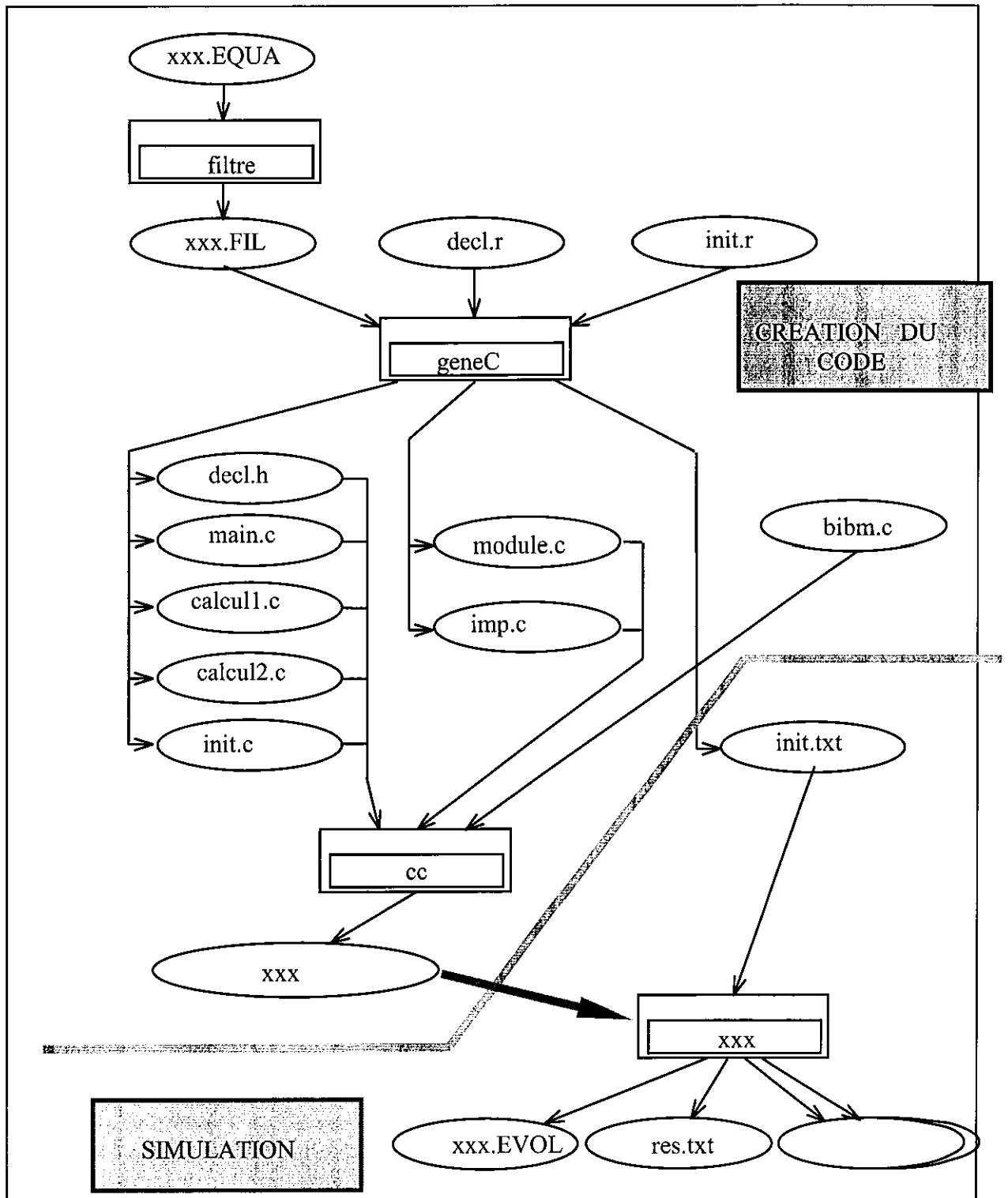


Figure 2-5 : Architecture des fichiers de simulation créés par MORGAN'S (issue de la référence [40])

Exécutables

filtre	programme de filtrage
geneC	programme de création du code de simulation
cc	compilateur C et éditeur de liens
xxx	programme de simulation : lit le fichier init.txt et calcule l'état du système à chaque pas de temps. Produit les fichiers de résultats : res.txt et res.EVOL.

**2. 2. 3. Compléments spécifiques à notre application**

Afin d'optimiser cette architecture générale standard de MORGAN'S pour notre application, nous avons effectué quelques aménagements.

Nous avons rajouté un second fichier d'initialisation `init_sim.txt`. Alors que le premier `init.txt` contient le nombre de pas de la simulation, le pas de temps et les valeurs initiales des degrés de liberté et de leurs dérivées premières, le second contient les chemins des différents fichiers de données nécessaires au déroulement d'une simulation : les coefficients des modèles de Pacejka pour les pneumatiques, l'éventuel champ moteur pour les modèles longitudinaux, et bien sûr les fichiers d'entrée de la simulation contenant les commandes du conducteur. D'autres paramètres ont été ajoutés au fur et à mesure du développement de nos modèles permettant notamment d'activer ou non au sein du modèle des systèmes comme l'ABS ou le contrôle de stabilité.

L'essentiel de notre travail de modélisation du véhicule se trouve dans le fichier `module.c`. Celui-ci contient en particulier une fonction "input", qui est exécutée à l'extérieur de la boucle de simulation, et prend en charge toute la gestion des fichiers de données définis dans `init_sim.txt`. D'autres fonctions gèrent ensuite l'utilisation de ces différentes données (calcul des efforts pneumatiques selon le modèle de Pacejka, calcul du couple moteur...). Le cœur de `module.c` est lui-même divisé en plusieurs parties, appelées `boucle0` à `boucle4`, qui sont appelées à différents stades de la boucle de simulation : avant ou après les différents blocs de calculs de MORGAN'S (`calcul1.c` lui-même divisé en 2 parties a et b, et `calcul2.c`).

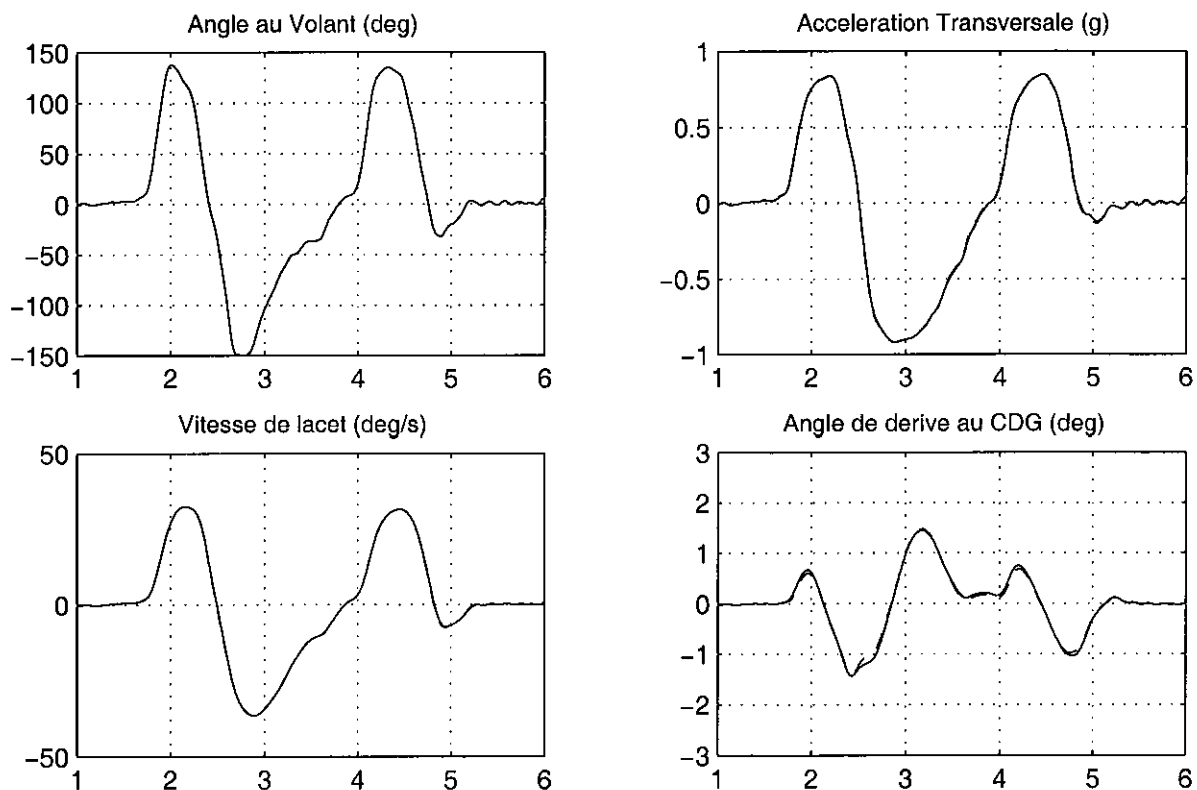
Nous avons introduit au niveau de la dernière boucle du fichier `module.c`, `boucle4`, l'écriture d'un fichier de résultats au format `lisa2` (voir présentation spécifique au paragraphe suivant) contenant 70 variables et qui nous permet d'être homogène avec l'ensemble de nos données relatives à la dynamique des véhicules légers (résultats d'essais en vraie grandeur ou d'expérimentations, résultats de simulations issus de différents modèles). Ce type de fichier est directement utilisable en entrée :

- de macros MATLAB permettant de visualiser les résultats sous forme de courbes avec de nombreuses possibilités de superposition d'essais et de simulations,
- du logiciel LISA2, développé par nos soins, afin de visualiser l'évolution d'un véhicule en images de synthèse.

Là encore, au fur et à mesure du développement de notre projet, nous avons été amené à introduire dans le fichier `module.c` l'écriture de 2 fichiers complémentaires "pneu" et "moteur" contenant respectivement 45 et 30 variables supplémentaires, ce qui porte à environ 140 le nombre de paramètres auxquels il est possible d'accéder à l'issue d'une simulation complexe, notamment dans le cas de la mise en œuvre d'un système de contrôle de stabilité.

Alors que la version de base de MORGAN'S résolvait systématiquement le système d'équations différentielles finales par une méthode d'Euler, nous avons remplacé celle-ci, avec l'aide de Thierry SERRE, par une méthode de Runge-Kutta offrant une plus grande stabilité numérique. La comparaison des 2 méthodes d'intégration est présentée à la figure 2-6, pour une manœuvre fortement sollicitante : une chicane VDA à 62 km/h (cette manœuvre sera présentée au paragraphe 4-1-3). Sans anticiper sur la présentation de résultats de simulations, qui fera l'objet du chapitre 5, on peut remarquer une équivalence quasi-parfaite entre les 2 méthodes, malgré une légère différence sur l'angle de dérive au centre de gravité, ce qui nous permet de valider la mise en œuvre de cette méthode de Runge-Kutta.

COMPARAISON DE 2 METHODES D'INTEGRATION RUNGE-KUTTA (-) / EULER (---) SUR CHICANE A 62 KM/H



**Figure 2-6 : Comparaison des résultats obtenus avec les méthodes d'intégration d'Euler et de Runge-Kutta sur une chicane VDA à 62 km/h**

Par ailleurs, afin de garantir une efficacité et une traçabilité maximale dans la gestion des simulations, Max DURAZ (INRETS-CIR) a développé, sur notre demande et selon nos spécifications, deux modes de fonctionnement automatique de nos modèles :

- ✓ le **main automatique** : cette fonction permet de gérer la création d'un nouveau fichier exécutable, dès qu'un des fichiers source composant un de nos modèles a été modifié, de lancer la simulation correspondante et de gérer le stockage dans un répertoire spécifique de tous les fichiers associés à cette simulation (résultats de calculs, mais également tous les fichiers source du modèle).

- ✓ **Le lancement de simulations en série** : cette fonction permet pour un modèle figé de lancer en automatique plusieurs simulations à la suite, qui ne se distinguent que par les entrées et les conditions initiales, c'est-à-dire les fichiers `init.txt` et `init_sim.txt`, qu'il suffit de créer avec une extension spéciale identifiant l'essai correspondant. Les résultats et fichiers source associés sont stockés comme précédemment dans des répertoires bien identifiés.

En parallèle au développement des versions de base de nos modèles, notre volonté de réaliser un modèle embarqué, effectuant un diagnostic de sécurité primaire en temps réel, qui fera l'objet du chapitre 10, nous a conduit à modifier assez profondément l'architecture informatique de ce modèle, pour satisfaire aux spécificités de cette application. La première différence est qu'alors que les modèles de base tournent sur une station graphique Silicon Graphics O2 sous Unix, nous avons été amené à faire tourner le modèle embarqué d'une part dans un environnement PC au sein du système d'acquisition de nos véhicules instrumentés Peugeot 306 puis Citroën BX, et d'autre part sous MS-DOS, afin de disposer de quelques fonctionnalités graphiques les moins gourmandes possibles en ressources machine.

La principale adaptation est que le code de simulation du modèle embarqué inclut en son sein la plupart des informations nécessaires à son fonctionnement, alors qu'il allait chercher ces données dans des fichiers indépendants dans nos versions de base : c'est le cas des bibliothèques de calculs (`bibm.c`), des fichiers d'entrées (coefficients pneumatiques...) et de conditions initiales. Les fichiers de commandes sont cette fois remplacés par les signaux de capteurs arrivant en temps réel, et comme on le verra au chapitre 10, l'ensemble de la procédure d'acquisition, qui fait appel à 2 cartes d'acquisition PCI disposant chacune de 32 voies analogiques, a été entièrement réécrite en langage C et se trouve également dans le code de simulation, de même qu'une procédure d'affichage en temps réel des informations pertinentes du diagnostic de sécurité primaire. Les fichiers de résultats sont écrits comme dans la version de base des modèles, mais on compte cette fois 2 fichiers au format LISA2 : le premier pour les données expérimentales provenant des capteurs, et le second pour les données issues des calculs du modèle, ainsi qu'un fichier de données complémentaires qui ne sont pas intégrées dans le format LISA2.

#### **2. 2. 4. Présentation du logiciel LISA2 : environnement d'analyse de résultats de simulations et de données d'essais**

Nous avons eu à plusieurs reprises l'occasion d'évoquer un format de fichier de données d'essais ou de résultats de simulation intitulé LISA2. Ce format spécifique est celui d'un logiciel que nous avons développé afin de pouvoir :

- analyser dans de bonnes conditions des résultats de simulations numériques effectuées à l'aide de modèles de comportement dynamique,
- comparer rapidement deux modèles entre eux ou un modèle à un essai en vraie grandeur,
- enrichir l'exploitation des expérimentations et essais réalisés sur le terrain,
- réutiliser à dessein les données acquises dans des recherches précédentes.

Le développement d'un tel outil a été motivé par le fait que nous considérons que la mise à disposition d'outils de modélisation au domaine de validité étendu, mais de plus en plus



complexes, et la création de bases de données d'essais de référence, ne constituent des progrès significatifs dans la connaissance du comportement des véhicules, que s'ils bénéficient d'un environnement d'exploitation performant. Cet environnement de travail baptisé LISA2 (pour Logiciel d'Investigations en Simulation Automobile) constitue le trait d'union entre les différents modèles et données expérimentales sur la dynamique des véhicules routiers légers, dont nous disposons.

LISA2 se compose d'un module d'images de synthèse, conçu en langage OPEN-GL, qui permet de visualiser l'évolution simultanée de 4 véhicules dans un environnement tridimensionnel, selon une approche multicorps (les 6 degrés de liberté de la caisse et des 4 roues peuvent être renseignés), avec de nombreuses possibilités concernant les points de vue et de visée, l'affichage de vecteurs représentant les forces agissant sur le véhicule...

LISA2 constitue un outil aux fonctionnalités très étendues, qui peut être utilisé tant pour des investigations spécifiques au comportement du couple conducteur-véhicule, que pour la validation expérimentale d'un modèle de comportement dynamique, le dépouillement d'expérimentations réalisées avec nos véhicules instrumentés, ou la visualisation en images de synthèse d'une reconstitution d'accident.

## 2. 3. Création d'un modèle de véhicule utilisant une liaison plan : du formalisme de Lie aux équations de la mécanique classique

### 2. 3. 1. Préambule

Après avoir présenté le formalisme des Groupes de Lie et le logiciel MORGAN'S, dans les 2 paragraphes précédents, nous allons maintenant décrire le système mécanique qui constituera la base des modèles de véhicules réalisés dans le cadre de cette thèse. Celui-ci fait appel à une liaison plan sur plan qui possède 3 degrés de liberté : deux degrés de liberté en translation dans un plan horizontal, dont les vecteurs directeurs sont perpendiculaires entre eux, et un degré de liberté en rotation autour d'un axe vertical, dont le vecteur directeur est perpendiculaire au plan. On applique par ailleurs sur ce système mécanique 4 torseurs d'actions extérieures, qui représentent les efforts exercés à l'interface pneumatique chaussée des 4 roues du véhicule.

Nous allons effectuer dans ce paragraphe l'écriture détaillée des équations du système, en explicitant le passage du formalisme des Groupes de Lie à celui de la mécanique classique, afin de montrer que les deux approches sont bien équivalentes. Nous présentons en annexe 1 les principaux fichiers informatiques créés par MORGAN'S pour ce modèle :

- le fichier .GENE, issu du logiciel FORMEL, qui contient la définition des corps et des différentes liaisons constituant le système,
- les fichiers main.c, calcul1.c, calcul2.c, qui sont les principaux fichiers créés par le logiciel GENEC, lors de la génération automatique du code de simulation.

Dans les chapitres 3 et 5, nous montrerons comment nous avons créé à partir du modèle de ce système mécanique très simple, une génération de modèles dynamiques de véhicules légers

performants en terme de validité. Comme indiqué précédemment, ce travail se traduit concrètement par l'écriture manuelle par le concepteur du modèle du fichier module.c.

### 2.3.2. Ecriture des équations du modèle

Comme nous l'avons vu au paragraphe 2.1.5, dans le formalisme des Groupes de Lie, l'équation du mouvement pour chaque corps  $i$  dans un référentiel galiléen s'écrit :

$$H_i \dot{v}_i + [v_i, H_i v_i] = P_i + \sum_{\substack{j=1 \\ i \neq j}}^n (R_{ji} + N_{ji}) \quad \text{où } n \text{ est le nombre de corps.}$$

Dans le cas de notre système mécanique, le véhicule est modélisé par un corps unique indicé 1, relié au corps de référence indicé 0, qui représente le sol. On peut donc appliquer la méthode exposée précédemment en considérant le véhicule comme un corps terminal, en bout de l'unique chaîne d'un système arborescent. L'équation dynamique s'écrit alors :

$$H_1 \dot{v}_1 + [v_1, H_1 v_1] = P_1 + R_{01} + N_{01}$$

Nous allons donc chercher à exprimer le terme inconnu  $N_{01}$ , qui représente le torseur Lagrangien de la liaison cinématique non déformable exercée par le sol sur le véhicule (dans notre cas la liaison plan). Par application du principe des puissances virtuelles, l'annulation du produit intérieur de ce torseur Lagrangien avec les 3 vitesses admissibles de la liaison utilisée nous donnera les 3 équations du mouvement.

Le tenseur d'inertie généralisé du corps 1 en configuration Lagrangienne s'écrit :

$$H_1 = \begin{bmatrix} 0 & mh & 0 & m & 0 & 0 \\ -mh & 0 & 0 & 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m \\ I_x + mh^2 & 0 & 0 & 0 & -mh & 0 \\ 0 & I_y + mh^2 & 0 & mh & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_z & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

La vitesse Lagrangienne du corps 1 s'exprime par  $v_1 =$

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \\ \dot{x} \cos \psi + \dot{y} \sin \psi \\ -\dot{x} \sin \psi + \dot{y} \cos \psi \\ 0 \end{bmatrix}$$

On peut alors calculer  $H_1 v_1 =$

$$\begin{bmatrix} m(\dot{x} \cos \psi + \dot{y} \sin \psi) \\ m(-\dot{x} \sin \psi + \dot{y} \cos \psi) \\ 0 \\ mh(\dot{x} \sin \psi - \dot{y} \cos \psi) \\ mh(\dot{x} \cos \psi + \dot{y} \sin \psi) \\ I_z \dot{\psi} \end{bmatrix}$$

D'où l'expression suivante par application de la définition du crochet de Lie :

$$[v_1, H_1 v_1] = \begin{bmatrix} m\dot{\psi}(\dot{x} \sin \psi - \dot{y} \cos \psi) \\ m\dot{\psi}(\dot{x} \cos \psi + \dot{y} \sin \psi) \\ 0 \\ -mh\dot{\psi}(\dot{x} \cos \psi + \dot{y} \sin \psi) \\ mh\dot{\psi}(\dot{x} \sin \psi - \dot{y} \cos \psi) \\ 0 \end{bmatrix}$$

Par ailleurs

$$\dot{v}_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \ddot{\psi} \\ \cos \psi(\dot{\psi}\dot{y} + \ddot{x}) - \sin \psi(\dot{x}\dot{\psi} - \ddot{y}) \\ -\sin \psi(\dot{\psi}\dot{y} + \ddot{x}) - \cos \psi(\dot{x}\dot{\psi} - \ddot{y}) \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\text{d'où le torseur dynamique lagrangien : } \dot{L}_1 = H_1 \dot{v}_1 + [v_1, H_1 v_1] = \begin{bmatrix} m(\ddot{x} \cos \psi + \ddot{y} \sin \psi) \\ m(\ddot{y} \cos \psi - \ddot{x} \sin \psi) \\ 0 \\ mh(\ddot{x} \sin \psi - \ddot{y} \cos \psi) \\ mh(\ddot{x} \cos \psi + \ddot{y} \sin \psi) \\ I_z \ddot{\psi} \end{bmatrix}$$

On exprime ensuite le torseur lagrangien  $N_{01}$  des liaisons cinématiques non déformables exercées par le corps 0 (le sol) sur le corps 1 (le véhicule), et qui traduit le comportement de la liaison plan :

$$N_{01} = \dot{L}_1 - P_1 - R_{01}$$

$$\text{Le poids lagrangien du corps 1 s'écrit : } \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -mg \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Comme indiqué précédemment, on applique sur ce système mécanique 4 torseurs d'actions extérieures, qui représentent les efforts exercés à l'interface pneumatique-chaussée. L'expression des moments associés fait intervenir les demi-voies avant et arrière du véhicule

notées  $dv_1$  et  $dv_2$ , et les "empattements" avant et arrière (distance positionnant le CDG sur l'empattement) notés  $l_1$  et  $l_2$ .

Le torseur complet des efforts extérieurs, incluant le poids, s'écrit de la manière suivante, dans l'hypothèse où chacune des 6 composantes du torseur des efforts exercés par les 4 pneumatiques existe :

$$P_1 = \begin{bmatrix} F_{x0} + F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} \\ F_{y0} + F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} \\ mg + F_{z0} + F_{z1} + F_{z2} + F_{z3} \\ M_{x0} + dv_1 F_{z0} + M_{x1} - dv_1 F_{z1} + M_{x2} + dv_2 F_{z2} + M_{x3} - dv_2 F_{z3} \\ M_{y0} - l_1 F_{z0} + M_{y1} - l_1 F_{z1} + M_{y2} + l_2 F_{z2} + M_{y3} + l_2 F_{z3} \\ M_{z0} + l_1 F_{y0} - dv_1 F_{x0} + M_{z1} + l_1 F_{y1} + dv_1 F_{x1} + M_{z2} - l_2 F_{y2} - dv_2 F_{x2} + M_{z3} - l_2 F_{y3} + dv_2 F_{x3} \end{bmatrix}$$

Notre système ne comprend aucune liaison cinématique déformable, d'où  $R_{0I} = 0$ .

On peut ainsi obtenir l'expression complète de  $N_{0I}$  :

$$N_{0I} = \begin{bmatrix} m(\ddot{x} \cos \psi + \ddot{y} \sin \psi) - (F_{x0} + F_{x1} + F_{x2} + F_{x3}) \\ m(\ddot{y} \cos \psi - \ddot{x} \sin \psi) - (F_{y0} + F_{y1} + F_{y2} + F_{y3}) \\ -(mg + F_{z0} + F_{z1} + F_{z2} + F_{z3}) \\ mh(\ddot{x} \sin \psi - \ddot{y} \cos \psi) - (M_{x0} + dv_1 F_{z0} + M_{x1} - dv_1 F_{z1} + M_{x2} + dv_2 F_{z2} + M_{x3} - dv_2 F_{z3}) \\ mh(\ddot{x} \cos \psi + \ddot{y} \sin \psi) - (M_{y0} - l_1 F_{z0} + M_{y1} - l_1 F_{z1} + M_{y2} + l_2 F_{z2} + M_{y3} + l_2 F_{z3}) \\ I_z \ddot{\psi} - (M_{z0} + l_1 F_{y0} - dv_1 F_{x0} + M_{z1} + l_1 F_{y1} + dv_1 F_{x1} + M_{z2} - l_2 F_{y2} - dv_2 F_{x2} + M_{z3} - l_2 F_{y3} + dv_2 F_{x3}) \end{bmatrix}$$

Les 3 vitesses admissibles de la liaison plan s'écrivent respectivement :

$$wu_0 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \cos \psi \\ -\sin \psi \\ 0 \end{bmatrix} \quad wu_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \sin \psi \\ \cos \psi \\ 0 \end{bmatrix} \quad wu_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

et on obtient finalement les 3 équations du mouvement du véhicule par application du principe des puissances virtuelles : les efforts de contraintes développent une puissance nulle pour les vitesses admissibles de la liaison, ce qui se traduit en formalisme de Lie par l'annulation des produits intérieurs du torseur des contraintes  $N_{0I}$  avec les 3 vitesses admissibles.

$$N_{0I} \circ wu_0 = 0 \quad \Rightarrow \quad m\ddot{x} - (F_{x0} + F_{x1} + F_{x2} + F_{x3})\cos \psi + (F_{y0} + F_{y1} + F_{y2} + F_{y3})\sin \psi = 0$$

$$N_{0I} \circ wu_1 = 0 \quad \Rightarrow \quad m\ddot{y} - (F_{x0} + F_{x1} + F_{x2} + F_{x3})\sin \psi - (F_{y0} + F_{y1} + F_{y2} + F_{y3})\cos \psi = 0$$

$$N_{01} \circ wu_2 = 0 \quad \Rightarrow$$

$$I_z \ddot{\psi} - (M_{z0} + l_1 F_{y0} - dv_1 F_{x0} + M_{z1} + l_1 F_{y1} + dv_1 F_{x1} + M_{z2} - l_2 F_{y2} - dv_2 F_{x2} + M_{z3} - l_2 F_{y3} + dv_2 F_{x3}) = 0$$

En désignant respectivement par  $SF_x$ ,  $SF_y$  et  $SM_z$  la somme des contributions des 4 pneumatiques en effort longitudinal, transversal et en moment autour d'un axe vertical, afin d'alléger les expressions, on obtient :

$$m\ddot{x} - SF_x \cos \psi + SF_y \sin \psi = 0$$

$$m\ddot{y} - SF_x \sin \psi - SF_y \cos \psi = 0$$

$$I_z \ddot{\psi} - SM_z = 0$$

qui sont bien similaires aux équations de la mécanique classique exprimées en repère global. On peut encore les écrire sous forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & I_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}_{\text{matrice de passage du repère local vers global}} \begin{bmatrix} SF_x \\ SF_y \\ SM_z \end{bmatrix}$$

Pour obtenir les expressions en repère local, qui nous seront nécessaires à la comparaison des accélérations calculées avec celles mesurées sur le véhicule, lors de la validation des modèles, il suffit de multiplier chaque côté par la matrice de passage du repère global au repère local :

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & I_z \end{bmatrix} \underbrace{\begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}_{\text{matrice de passage du repère global vers local}} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} SF_x \\ SF_y \\ SM_z \end{bmatrix}$$

d'où les équations finales en repère local :

$$m(\ddot{x} \cos \psi + \ddot{y} \sin \psi) = m\gamma_x = SF_x$$

$$m(\ddot{y} \cos \psi - \ddot{x} \sin \psi) = m\gamma_y = SF_y$$

$$I_z \ddot{\psi} = SM_z$$

---

# Chapitre 3 : D'un système mécanique simple à un modèle de véhicule

## 3. 1. La modélisation de base d'un véhicule linéaire

### 3. 1. 1. Avant-propos

Les performances d'un véhicule au cours des différentes phases de son mouvement, en accélération, freinage, ou prise de virage résultent des réponses à des forces agissant sur ce véhicule, en chaque point de contact avec le monde extérieur. L'essentiel de l'étude de la dynamique automobile consiste par conséquent à comprendre comment et pourquoi les différentes forces sont produites, et à analyser leurs conséquences.

Toute modélisation repose sur un certain nombre d'hypothèses simplificatrices, qu'il est important de bien garder présentes à l'esprit à chacune des étapes de l'écriture du modèle, de sa conception informatique, de la mise au point du paramétrage de véhicule associé, et de son utilisation. En fonction des phénomènes modélisés et des simplifications faites, il va résulter un domaine de validité, et donc d'utilisation potentielle, restreint du modèle. La présentation des principales notions relatives à la dynamique des véhicules dans le cadre d'une thèse est un exercice délicat. Il existe des ouvrages très complets sur le sujet, la plupart rédigé en langue anglaise. Ainsi la présentation de la plupart des notions qui suivent s'inspire notamment de celles effectuées dans "Race car vehicle dynamics" de W.F. et D.L. MILLIKEN [41], de "Fundamentals of vehicle dynamics" de T.D. GILLESPIE [42] et de "Les liaisons au sol" de T. HALCONRUY [43]. La connaissance des ouvrages à caractère général de C. DEUTSCH "Dynamique des véhicules routiers" [44], J.R. ELLIS "Vehicle Dynamics" [45], et G. SCHAEFER "A l'intérieur de Callas" [46] a également alimenté notre réflexion.

Nous avons tenté de trouver, à chaque introduction d'une nouvelle hypothèse de modélisation, une illustration ou un croisement de données qui nous permette d'établir la portée et les limites de cette hypothèse, ou l'importance de la détermination précise d'un paramètre. A titre d'exemple nous allons présenter la vérification expérimentale d'une hypothèse de modélisation. On peut démontrer, par une mise en équation simplifiée du mouvement d'un véhicule dans un plan, qu'il existe une relation entre l'accélération transversale, la vitesse du véhicule et les vitesses de lacet et de dérive au centre de gravité. PHAM, dans son cours du CLESIA de 1982 [47], retrouve cette relation à partir de la composition des accélérations, en faisant l'approximation des petits angles.

Ainsi, on obtient la relation :  $\gamma_y = V(\dot{\psi} + \dot{\beta})$

qui se ramène en régime établi à  $\gamma_y = V\dot{\psi}$ , puisque la vitesse de dérive est nulle en statico-dynamique. On rencontre parfois cette formule simplifiée appliquée au cas général, et il apparaît alors intéressant de se préoccuper de la validité de cette approximation : c'est l'objet de la figure 3-1, qui présente une séquence de conduite enregistrée avec un conducteur lambda, au cours de notre expérimentation sur route ouverte de 1992, déjà évoquée au chapitre 1 [12], et menée avec notre véhicule instrumenté Citroën BX. Il s'agit du franchissement de deux ronds-points. Le graphique supérieur représente la vitesse du véhicule, et les actions du conducteur sur l'accélérateur et le frein. Dans la partie centrale est présentée l'accélération transversale mesurée par un accéléromètre positionné au centre de gravité du véhicule et recalculée par le produit de la vitesse du véhicule et de sa vitesse de lacet mesurée par un gyromètre. Sur la partie inférieure, c'est cette vitesse de lacet qui est présentée, ainsi que son évaluation approximative obtenue en divisant l'accélération transversale par la vitesse du véhicule.

On voit que même dans une séquence de conduite fortement transitoire et mettant en œuvre des niveaux d'accélération transversale jusqu'à 0.4 g, soit à la limite du domaine de réponse linéaire des pneumatiques, la relation approchée peut être considérée comme tout à fait correcte en première approximation, même si on constate que les grandeurs faisant intervenir la vitesse de lacet présentent un léger retard sur celles incluant l'accélération transversale. L'explication simple de cette bonne correspondance des signaux est que le phénomène de dérive reste négligeable devant celui de lacet, dans la situation de conduite considérée. Cette vérification expérimentale rend donc légitime l'utilisation de cette relation approchée, même dans des phases de conduite fortement transitoires, si on cherche simplement à obtenir un ordre de grandeur des sollicitations.

Nous verrons cependant dans la seconde partie de cette thèse que l'évaluation de la différence entre les signaux de vitesse de lacet et d'accélération transversale est concrètement la méthode la plus simple pour accéder à la vitesse de dérive, et par intégration à l'angle de dérive lui-même, et que cette procédure est à la base du fonctionnement de nombreux systèmes de contrôle de stabilité. Ainsi il apparaît clairement que ce sont les objectifs visés à travers l'utilisation d'un modèle, qui doivent conditionner son degré de complexité et imposer les simplifications que l'on peut se permettre de faire.

### 3. 1. 2. Les équations de base d'un véhicule linéaire

Nous allons maintenant compléter les équations de notre système mécanique utilisant une liaison plan sur plan. Rappelons qu'adopter une telle modélisation revient à considérer notre véhicule comme étant constitué d'un corps solide unique, indéformable, soumis à l'accélération de la pesanteur appliquée au centre de gravité (notée CDG dans la suite du texte), et doté d'inerties globales dans les différentes directions. Ce véhicule est en particulier dépourvu de suspension.

Nous avons obtenu, à la fin du chapitre 2, les équations de base suivantes exprimées dans le repère local :

$$m(\ddot{x} \cos \psi + \ddot{y} \sin \psi) = m\gamma_x = SF_x$$

$$m(\ddot{y} \cos \psi - \ddot{x} \sin \psi) = m\gamma_y = SF_y$$

$$I_z \ddot{\psi} = SM_z$$

VALIDATION DES RELATIONS ENTRE ACCELERATION TRANSVERSALE ET VITESSE DE LACET  
 CITROEN BX – Experimentation sur route 1992 – Sujet S25 dans Rond Point

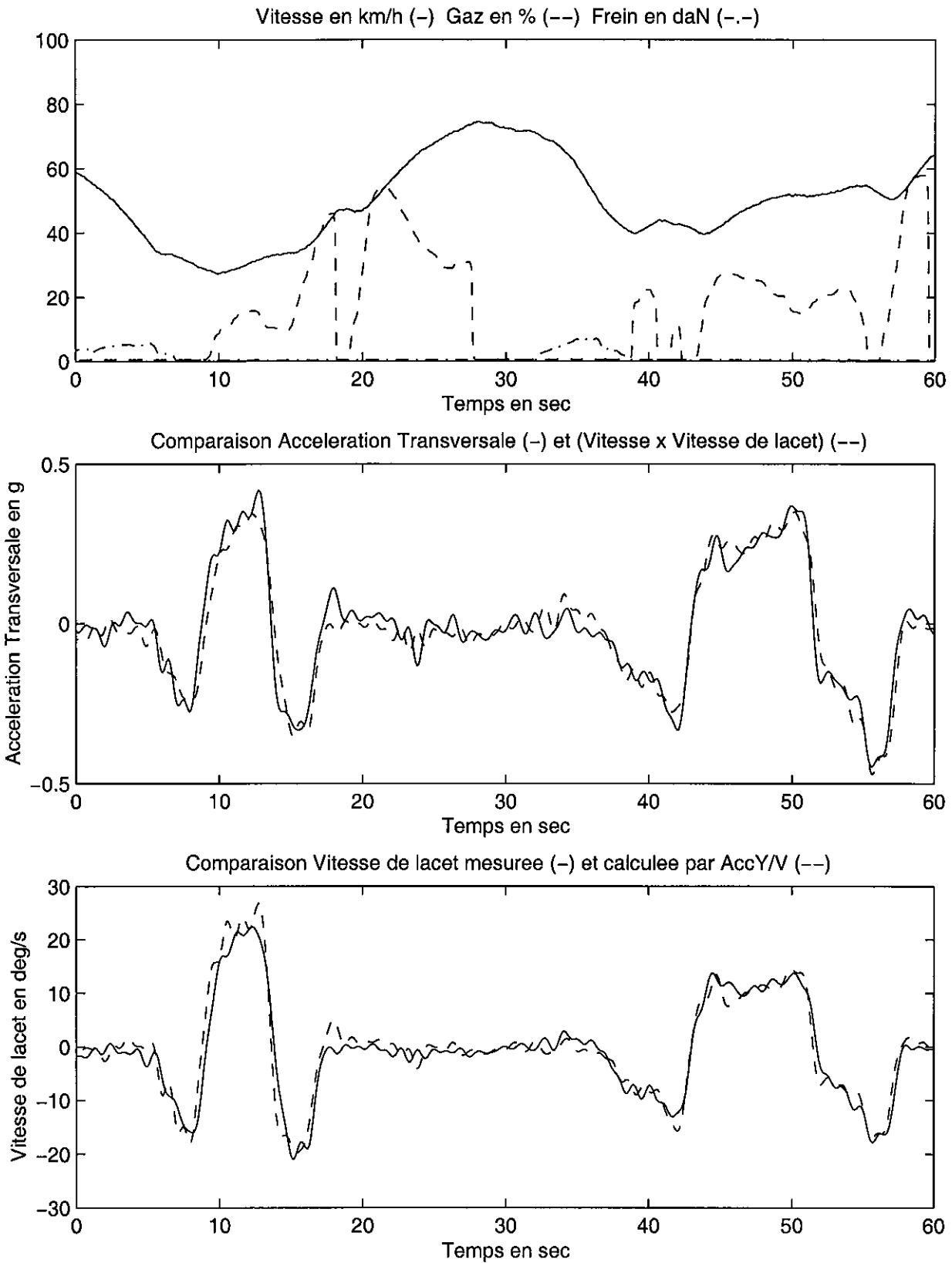


Figure 3-1 : Vérification expérimentale de la validité de la relation  $\gamma_y = V\dot{\psi}$



Nous nous intéresserons dans un premier temps uniquement aux mouvements transversaux du véhicule en supposant une vitesse constante, ce qui élimine la première équation, et annule toutes les contributions des forces longitudinales dans la troisième ; nous considérerons par ailleurs qu'aucun moment de lacet n'est appliqué au niveau des roues. Les équations précédentes se ramènent alors à :

$$m\gamma_y = F_{yavg} + F_{yavd} + F_{yarg} + F_{yard}$$

$$I_z\ddot{\psi} = l_1(F_{yavg} + F_{yavd}) - l_2(F_{yarg} + F_{yard})$$

On démontre par ailleurs, voir notamment LECHNER 1985 [7], inspiré de PHAM 1982 [47] déjà cités, que les angles de dérive de chacune des roues peuvent s'exprimer sous la forme suivante dans le cas où seules les roues avant sont directrices et braquent respectivement d'un angle  $\delta_{avg}$  et  $\delta_{avd}$  ( $dv_1$  désigne la demi-voie avant du véhicule et les autres grandeurs ont été introduites au paragraphe 2.3.2, et sont récapitulées dans la nomenclature en fin de document) :

$$\alpha_{avg} = \beta - \delta_{avg} + (l_1 + dv_1\delta_{avg})\dot{\psi}/V$$

$$\alpha_{avd} = \beta - \delta_{avd} + (l_1 - dv_1\delta_{avd})\dot{\psi}/V$$

$$\alpha_{arg} = \beta - l_2\dot{\psi}/V$$

$$\alpha_{ard} = \beta - l_2\dot{\psi}/V$$

L'hypothèse simplificatrice suivante consiste à considérer une linéarité de la force transversale en fonction de l'angle de dérive à travers l'introduction de la rigidité de dérive. On écrit ainsi  $F_i = -D_i\alpha_i$  (voir définitions précises au paragraphe 3.3 consacré aux pneumatiques), ce qui nous permet d'obtenir les équations classiques du véhicule linéaire, en globalisant les contributions au niveau de chaque train, en admettant un braquage identique  $\delta_i$  des roues avant gauche et droite, et en utilisant la relation liant l'accélération transversale à la vitesse de lacet et de dérive) :

$$mV\dot{\beta} + (D_1 + D_2)\beta + (mV + (D_1l_1 - D_2l_2)/V)\dot{\psi} = D_1\delta_1 \quad \{a\}$$

$$I_z\ddot{\psi} + (D_1l_1 - D_2l_2)\beta + (D_1l_1^2 + D_2l_2^2)\dot{\psi}/V = D_1l_1\delta_1 \quad \{b\}$$

Ces équations se retrouvent dans de très nombreuses publications et sont connues sous l'appellation d'équations du modèle bicyclette, puisque toutes les contributions d'un train sont assimilées à une roue unique. L'intérêt de cette formulation linéaire est qu'elle permet des développements analytiques, il n'est donc pas étonnant que repose sur cette approche la quasi totalité des travaux sur la dynamique des véhicules effectués entre les années 60 et la fin des années 80, c'est à dire avant que les outils de simulation numérique, dont on peut disposer de nos jours, fassent leur apparition, ou atteignent un degré de développement suffisant. Nous allons mener un certain nombre d'investigations avec ce type de modèle simplifié, car il permet de bien comprendre certains phénomènes de base de la dynamique routière, mais nous essayerons également de cerner les limites de cette approche, en confrontant les résultats obtenus à la réalité des mesures effectuées sur véhicule instrumenté. Cette démarche sera en outre reprise au chapitre 7, car les différents concepts de 4 roues-directrices mis au point par des auteurs, en majorité japonais, au cours des années 80, ont été établis avec une approche théorique de ce type.

### 3. 1. 3. Comportement en virage établi : Premières définitions des notions de sousvirage et survirage

Nous allons à ce stade nous intéresser uniquement au comportement du véhicule en virage établi. La première notion qu'il est nécessaire de présenter est l'angle d'Ackerman. Comme l'indique Gillespie [42], en comportement à basse vitesse, les forces développées par les pneumatiques sont très faibles, et par conséquent les angles de dérive également notamment à l'arrière. Il en résulte que le centre instantané de rotation est situé dans le prolongement de l'axe des roues arrière et que la perpendiculaire au plan de chacune des roues avant doit passer par ce même point. Les braquages des roues avant idéaux se déduisent de cette construction illustrée à la figure 3-2.

En faisant l'hypothèse des petits angles :  $\delta_{Ackerman} \cong \frac{l}{R}$

où  $l$  désigne l'empattement du véhicule et  $R$  le rayon de courbure de la trajectoire.

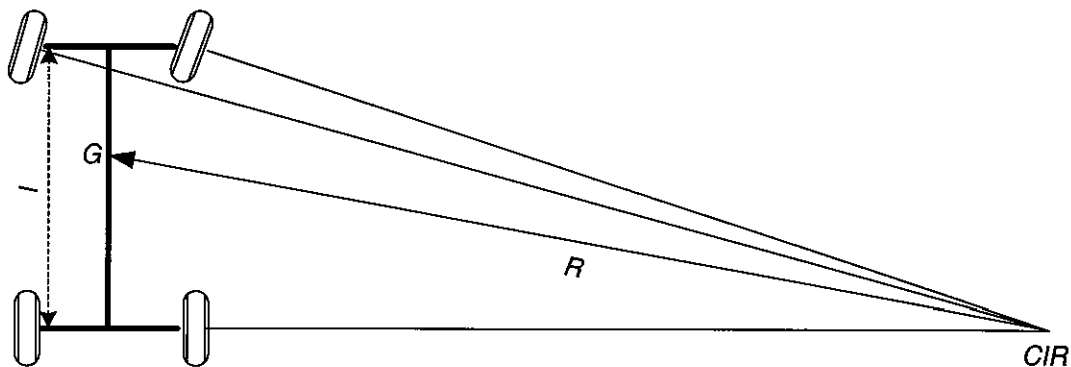


Figure 3-2 : Principe de la direction : Epure de Jeantaud et Angle d'Ackerman

Cette relation simple n'est valable qu'à très basses vitesses, ou pour un véhicule dépourvu de pneumatiques. Lorsque la vitesse augmente, une accélération transversale s'établit, et pour s'y opposer les pneumatiques doivent générer des efforts latéraux, qui se traduisent par l'apparition d'angles de dérive. Une bonne compréhension des phénomènes nécessite de reprendre notre modèle de base.

A partir des équations {a} et {b} précédentes, l'hypothèse du comportement statico-dynamique nous permet de supprimer les termes en  $\beta$  et  $\dot{\psi}$  ; en utilisant en outre la relation  $\gamma_y = V\dot{\psi} = V^2/R$ , on obtient :

$$(D_1 + D_2)\beta + (mV^2 + (D_1l_1 - D_2l_2))/R = D_1\delta_1$$

$$(D_1l_1 - D_2l_2)\beta + (D_1l_1^2 + D_2l_2^2)/R = D_1l_1\delta_1$$

Une combinaison linéaire de ces 2 équations permet de supprimer les termes en  $\beta$ , et de relier le braquage des roues avant au rayon de courbure de la trajectoire.

$$\text{Ainsi } \delta_1 = \frac{l}{R} + \frac{mV^2}{Rl} \left[ \frac{D_2l_2 - D_1l_1}{D_1D_2} \right] \quad \text{où } l = l_1 + l_2 \text{ désigne l'empattement du véhicule.}$$

A ce stade on introduit une grandeur  $K$  appelée **facteur de stabilité** ou **gradient de sousvirage**, pour lequel nous adopterons la définition suivante :

$$K = \frac{m(D_2 l_2 - D_1 l_1)}{D_1 D_2 l^2}$$

On peut alors écrire :  $\delta_1 = \frac{l}{R} [1 + KV^2] = \frac{l}{R} + lK\gamma_y$

Il existe quelques variantes de définition en fonction des auteurs, selon qu'on y inclut la masse ou l'empattement, mais c'est avant tout la différence des 2 termes faisant intervenir la position du centre de gravité sur l'empattement et les rigidités de dérive des trains avant et arrière qui confère à ce terme toute son importance.

Ce gradient de sousvirage permet de déterminer par conséquent l'amplitude et la direction du braquage volant à appliquer au véhicule pour le maintenir sur une trajectoire de rayon  $R$ , en fonction de la vitesse  $V$ , ou de l'accélération transversale  $\gamma_y$ . On peut également l'interpréter comme la différence des rapports des masses portées par chaque train à la rigidité de dérive des pneumatiques de ces trains.

Il est également intéressant de reformuler cette expression en fonction des angles de dérive des trains avant et arrière, qui s'obtiennent en divisant la part de l'effort transversal supportée par chacun des trains par sa rigidité de dérive globale. On écrit ainsi :

$$\delta_1 = \frac{l}{R} + \frac{mV^2}{Rl} \left[ \frac{D_2 l_2 - D_1 l_1}{D_1 D_2} \right] = \frac{l}{R} + m\gamma_y \left[ \frac{l_2}{lD_1} - \frac{l_1}{lD_2} \right] = \frac{l}{R} + \left[ \frac{F_{y1}}{D_1} - \frac{F_{y2}}{D_2} \right] = \frac{l}{R} + \alpha_1 - \alpha_2$$

On retiendra donc cette double expression de l'angle de braquage des roues du train avant, l'une faisant intervenir le facteur de stabilité ou gradient de sousvirage, et l'autre la différences des angles de dérive des trains avant et arrière.

$$\delta_1 = \frac{l}{R} + lK\gamma_y = \frac{l}{R} + \alpha_1 - \alpha_2$$

Elle permet une définition à la fois mathématique et assez intuitive des notions de survirage et sousvirage :

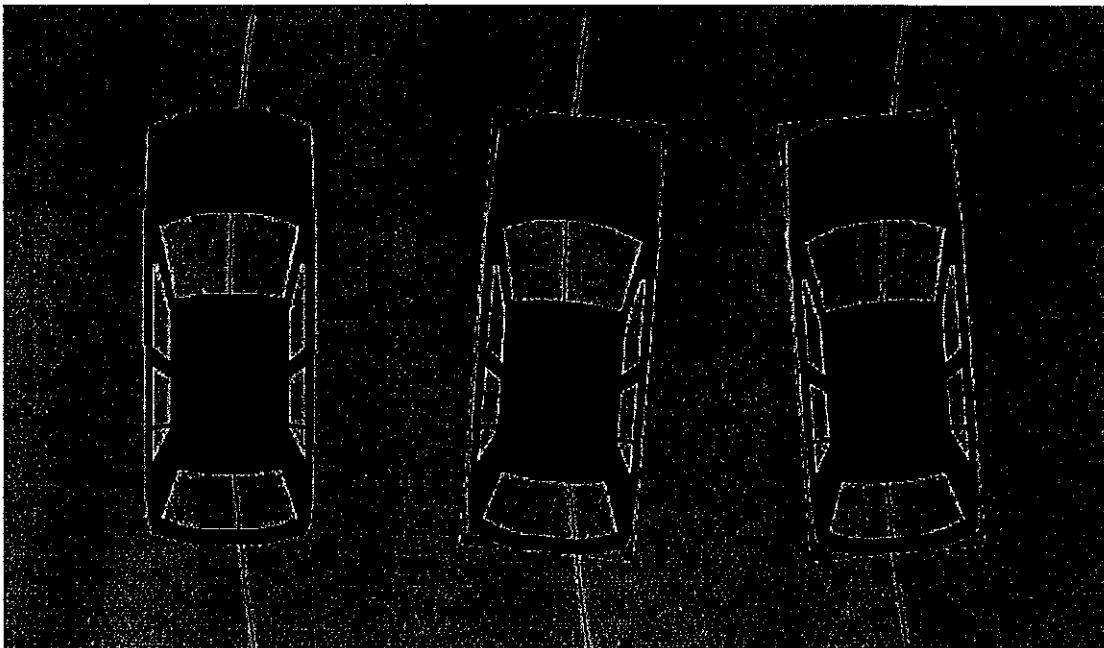
On définit ainsi un **véhicule neutre** par  $K = 0$ , soit  $\alpha_1 = \alpha_2$ . En virage établi, aucune variation de l'angle au volant n'est nécessaire pour se maintenir sur le bon rayon, lorsque la vitesse varie. L'angle qu'il est nécessaire d'appliquer est égal à l'angle d'Ackerman. Le véhicule est équilibré de telle manière qu'une augmentation de l'accélération transversale se traduit par une augmentation identique des angles de dérive sur les trains avant et arrière.

On définit de même un **véhicule sousvireur** par  $K > 0$ , soit  $\alpha_1 > \alpha_2$ . En régime établi sur un virage de rayon constant, il est nécessaire d'augmenter l'angle de braquage, lorsque la vitesse augmente, pour se maintenir sur le bon rayon. Cette augmentation est proportionnelle à  $K$ , linéaire en fonction de l'accélération transversale ou du carré de la vitesse. Dans ce cas, une augmentation de l'accélération transversale provoque une augmentation supérieure des angles de dérive sur le train avant par rapport au train arrière.

On définit enfin un **véhicule survireur** par  $K < 0$ , soit  $\alpha_1 < \alpha_2$ . En régime établi sur un virage de rayon constant, il est nécessaire de diminuer l'angle de braquage, lorsque la vitesse augmente, pour se maintenir sur le bon rayon. Cette diminution est comme précédemment

proportionnelle à  $K$ , linéaire en fonction de l'accélération transversale ou du carré de la vitesse. Dans ce cas, une augmentation de l'accélération transversale provoque une augmentation supérieure des angles de dérive sur le train arrière par rapport au train avant, ce qui tend à diminuer le rayon de la trajectoire. Ce phénomène est générateur d'instabilité, car une augmentation de l'accélération transversale se traduit par une augmentation encore plus forte de la dérive arrière, qui ne peut être contrecarrée que par une diminution de l'angle de braquage.

Ces notions, dont on vient d'exposer les définitions de base, peuvent être illustrées graphiquement comme à la figure 3-3, qui montre une représentation imagée des trois situations avec un véhicule neutre bien calé sur sa trajectoire (à gauche), un véhicule sousvireur ayant tendance à ouvrir sa trajectoire, donc à tirer tout droit (à droite), et un véhicule survireur ayant tendance à partir vers l'intérieur du virage, avec l'arrière qui décroche, rappelant l'image classique du dérapage contrôlé (au centre).



**Figure 3-3 : Illustration des comportements neutre, survireur et sousvireur**

On définit également 2 vitesses théoriques remarquables :

Vitesse caractéristique : c'est la vitesse pour laquelle un véhicule sousvireur nécessite un angle de braquage égal au double de l'angle d'Ackerman.

$$\text{Ainsi } V_{car} = \sqrt{\frac{1}{K}}$$

Vitesse critique : c'est la vitesse pour laquelle un véhicule survireur devient instable, car son braquage s'annule, ce qui conduit à :

$$V_{crit} = \sqrt{-\frac{1}{K}} \quad \text{avec cette fois } K < 0.$$

On peut encore définir la notion de gains en accélération transversale et en vitesse de lacet.

Le premier se définit selon :  $\frac{\gamma_t}{\delta_1} = \frac{V^2}{l[1 + KV^2]}$

Le gain en accélération d'un véhicule sousvireur est inférieur à celui d'un véhicule neutre. Pour un véhicule survireur, ce gain augmente jusqu'à devenir infini lorsqu'on atteint la vitesse critique.

En régime établi, la relation  $\gamma_y = V\psi$  s'applique, d'où l'expression du gain en vitesse de lacet :

$$\frac{\psi}{\delta_1} = \frac{V}{l[1 + KV^2]}$$

Ce gain devient également infini dans le cas du véhicule survireur lorsqu'on atteint la vitesse critique. On remarque en outre que dans le cas d'un véhicule sousvireur, ce gain augmente jusqu'à la vitesse caractéristique et diminue ensuite. D'où une nouvelle interprétation de la vitesse caractéristique : c'est la vitesse pour laquelle, le gain en vitesse de lacet est maximal. Cette expression est souvent utilisée en se limitant au cas d'un véhicule neutre ( $K = 0$ ), pour donner une formule très simple de calcul de la **vitesse de lacet de référence du véhicule neutre**, que l'on retrouvera dans certaines stratégies de pilotage de systèmes de contrôle de stabilité (Voir chapitres 8 et 9). On écrit ainsi :

$$\psi_{\text{réf}_{-vn}} = \frac{\delta_1 V}{l}$$

Gillespie [43] donne également une formule de calcul de l'angle de dérive au centre de gravité  $\beta$ . Il explique, sur la base du modèle bicyclette, que quand l'accélération transversale est négligeable, la trace de la roue arrière est située dans celle de la roue avant, mais que lorsqu'elle augmente l'arrière du véhicule doit se décaler pour générer un angle de dérive sur la roue arrière. Un angle de dérive peut être défini en tout point du véhicule comme l'angle entre l'axe longitudinal et la direction du déplacement de ce point. Au centre de gravité, cet angle est positif aux faibles vitesses, et devient négatif aux vitesses élevées, du fait de la dérive du pneumatique arrière.

$$\beta = \frac{l_2}{R} - \frac{ml_1 V^2}{lRD_2}$$

et une vitesse à laquelle cet angle s'annule, qui est indépendante du rayon du virage :

$$V_{\beta=0} = \sqrt{\frac{l l_2 D_2}{m l_1}}$$

Pour les paramètres de notre Peugeot 306, l'application numérique donne une vitesse de 17.62 m/s soit 63.4 km/h.

On terminera cette présentation par les définitions du point neutre et de la marge statique

**Point neutre** : c'est une position en arrière du train avant pour laquelle en théorie une force latérale conduit le véhicule uniquement à se déplacer latéralement (dériver) sans changement d'orientation (lacet) : en ce point il n'y a donc pas de vitesse de lacet en régime établi.

**Marge statique** : c'est la distance entre le point neutre et le CDG. Elle est parfois rapportée à l'empattement du véhicule, la grandeur adimensionnelle obtenue s'intitule alors marge statique réduite. Certains auteurs ont formulé les différentes expressions précédentes en

faisant intervenir cette notion, voir notamment PACEJKA 1973 [48], dont nous avons repris les développements théoriques dans [7] pour aboutir à un diagramme de comportement en virage en régime stationnaire. Les conventions de signe varient selon les auteurs ; nous la considérerons du point neutre vers le CDG, l'axe longitudinal étant orienté vers l'avant, en accord avec Gillespie et Pacejka. La marge statique est ainsi positive, si le point neutre est en arrière du CDG, ce qui est le cas d'un véhicule sousvireur. La marge statique  $s$  se calcule à l'aide de la formule suivante :

$$s = \frac{D_2 l_2 - D_1 l_1}{D_1 + D_2}$$

Halconruy [43] donne une définition un peu différente mais globalement équivalente du sousvirage. Il s'appuie sur la comparaison des trajectoires voulue et réalisée, et considère la force de dérive qui est générée par les pneumatiques pour compenser les effets de la force centrifuge. Partant d'un véhicule décrivant une trajectoire de rayon constant à vitesse constante, lorsqu'on passe à un niveau de vitesse supérieur en conservant la même trajectoire, si la somme des efforts de dérive du train avant a proportionnellement plus augmenté que la somme des efforts de dérive du train arrière, le véhicule est dit sousvireur. Dans le domaine de fonctionnement adhérent du véhicule, cette augmentation des efforts de dérive du train avant nécessite une augmentation de l'angle au volant.

On peut en déduire également que si l'angle au volant est maintenu constant, le véhicule va se stabiliser sur une trajectoire de rayon supérieur, lorsque la vitesse augmente. Un véhicule sousvireur a donc tendance à élargir la trajectoire, contrairement à un véhicule survireur qui a tendance à la refermer.

Cet auteur considère en outre que l'expression courante qui consiste à dire qu'un véhicule à traction avant est sousvireur, et une propulsion survireuse, est un abus de langage et il introduit une notion de sousvirage de puissance, lorsque le couple moteur intervient. Il précise que le sousvirage est une caractéristique recherchée pour la majorité des véhicules de tourisme car c'est un critère de stabilité, il en va de même à haute vitesse pour les véhicules de formule 1, bien qu'à propulsion. Au contraire un comportement survireur va faciliter la maniabilité.

La figure 3-4 illustre cette notion de **gradient de sousvirage** sur la base d'essais de virages établis (graphique supérieur) et d'accélération sur cercle (graphique inférieur), effectués avec notre véhicule instrumenté Peugeot 306 sur l'aire d'évolution de l'ETAS sur un rayon de 60 m (Voir présentation détaillée de ces essais aux paragraphes 4.1.2 et 4.1.8). Les virages établis représentés ont été effectués à des vitesses de 40, 56, 68 et 80 km/h, et les mises en virages à partir de la ligne droite ont été supprimées. On observe clairement sur les données expérimentales l'augmentation de l'angle au volant au fur et à mesure que le niveau de sollicitation augmente, illustrant le caractère sousvireur du véhicule : partant de 50° aux basses accélérations, puis se situant vers 60° sous 5 m/s<sup>2</sup>, l'angle atteint 70° vers 7 m/s<sup>2</sup>, puis augmente très fortement pour les accélérations transversales extrêmes.

La pente de cette courbe représente le gradient de sousvirage. Une pente positive correspond à un comportement sousvireur, et un véhicule survireur verrait son braquage diminuer lorsque le niveau de sollicitation augmente.

On a également repositionné sur ce graphe avec des symboles "o" l'angle d'Ackerman théorique en  $l/R$ , qui se situe à 49.3°, une fois ramené au volant. Pour repositionner, avec des symboles "\*", l'expression plus complète établie précédemment, issue du modèle bicyclette, et faisant intervenir le gradient de sousvirage  $K$ , nous utilisons des valeurs de rigidité de dérive

par train déduites de la caractérisation des pneumatiques, et qui seront utilisées au paragraphe 5.1 dans la version linéaire de notre modèle dynamique MLP1.

On remarque que l'angle d'Ackerman correspond assez bien à l'asymptote du nuage des points expérimentaux pour les basses sollicitations, et que le modèle bicyclette donne une estimation correcte du braquage jusqu'à des niveaux d'accélération transversale de 6 à 7 m/s<sup>2</sup>. Au-delà l'hypothèse de linéarité des efforts pneumatiques est fortement prise en défaut. A noter que les résultats en accélération sur cercle sont plutôt meilleurs que ceux en virages stabilisés, ce qui est étonnant, dans la mesure où l'accélération sur cercle fait intervenir du couplage de sollicitations au niveau des pneumatiques (voir paragraphe 3-4), ce qui n'est pas intégré dans la détermination des rigidités de dérive du modèle bicyclette.

Une autre illustration du gradient de sousvirage, présentée à la figure 3-5, peut se faire en remplaçant en abscisse l'accélération transversale par la vitesse du véhicule. Elle conduit à des constatations équivalentes, même si l'augmentation de l'angle au volant est encore plus spectaculaire aux vitesses élevées, en particulier pour l'accélération sur cercle, dont l'allure de braquage est presque exponentielle, puisque sa valeur double entre 60 et 120° sur la plage des dix derniers km/h, qu'il a été possible d'atteindre.

## 3. 2. Une modélisation plus réaliste du comportement dynamique d'un véhicule

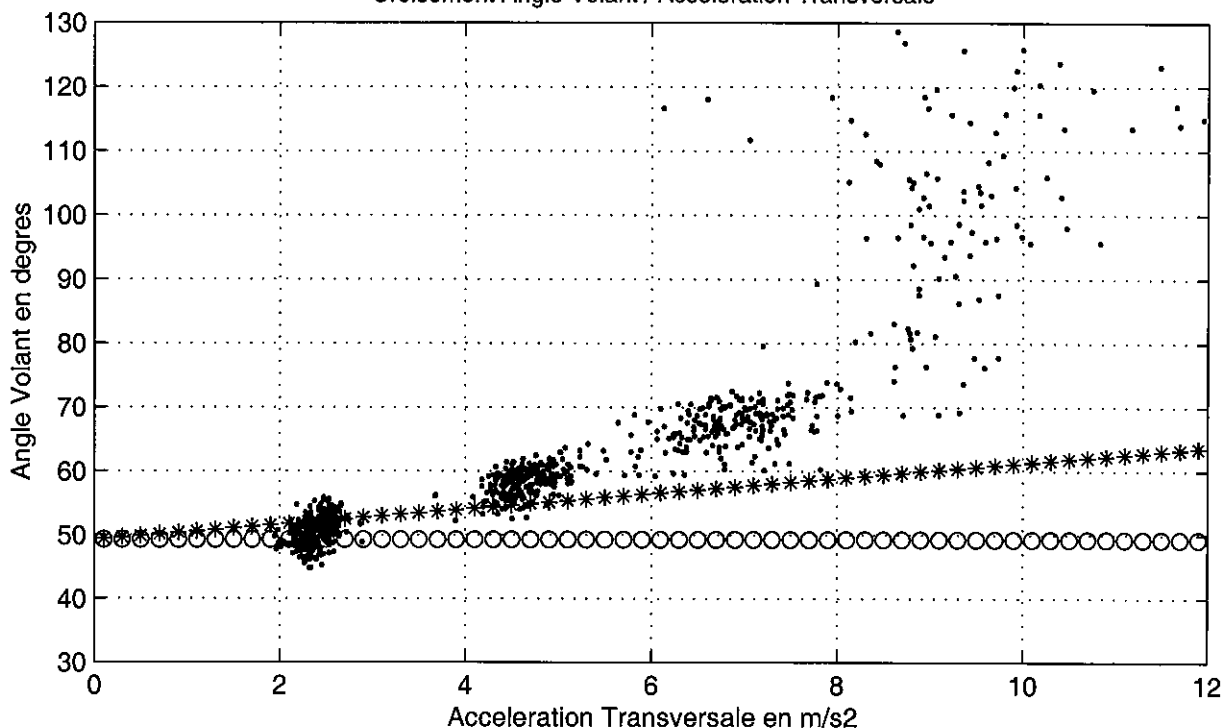
Les investigations précédentes nous ont permis de comprendre l'influence de certains paramètres fondamentaux de la conception du véhicule sur son comportement de base, mais également d'illustrer les limitations de l'approche linéaire. Au cours de ce paragraphe, nous allons compléter la définition théorique de notre modèle pour obtenir ce qui sera mis en œuvre au niveau informatique dans nos outils de simulation, présentés au chapitre 5.

### 3. 2. 1. Les transferts de charge

L'introduction des transferts de charge va nous permettre d'aller au-delà des limitations du modèle bicyclette qui globalise sur une roue unique l'ensemble des contributions d'un train, et se contente d'une approche linéaire au niveau de la modélisation des pneumatiques en considérant une rigidité de dérive constante. Dans la réalité, les transferts de charge jouent un rôle essentiel dans l'équilibre du véhicule, car ils modifient les forces verticales exercées par le sol sur le véhicule au niveau des 4 points de contact pneumatiques-chaussée, ce qui a des répercussions très importantes sur les efforts longitudinaux et transversaux susceptibles d'être exercés par les pneumatiques, et qui résultent des actions du conducteur sur les pédales en accélération-freinage et sur le volant pour le guidage transversal, ou de perturbations extérieures (rafales de vent...).

Dès que le véhicule est soumis à une accélération longitudinale ou transversale ou aborde un sol en pente ou en dévers, la répartition des efforts entre les 4 roues est modifiée par rapport à la situation statique. La présentation de ces notions faite ci-dessous est une synthèse de celles effectuées par W. F. et D. L. Milliken [41], T. D. Gillespie [42] et T. Halconrui [43].

ILLUSTRATION DU GRADIENT DE SOUSVIRAGE EN ACCELERATION SUR PEUGEOT 306 INRETS  
 VIRAGE ETABLI SUR RAYON 60 M A 40, 56, 68 ET 80 KM/H – ACKERMAN (o) BICYCLETTE (\*)  
 Croisement Angle Volant / Accelération Transversale



ACCELERATION SUR CERCLE DE RAYON 60 M – ACKERMAN (o) BICYCLETTE (\*)  
 Croisement Angle Volant / Accelération Transversale

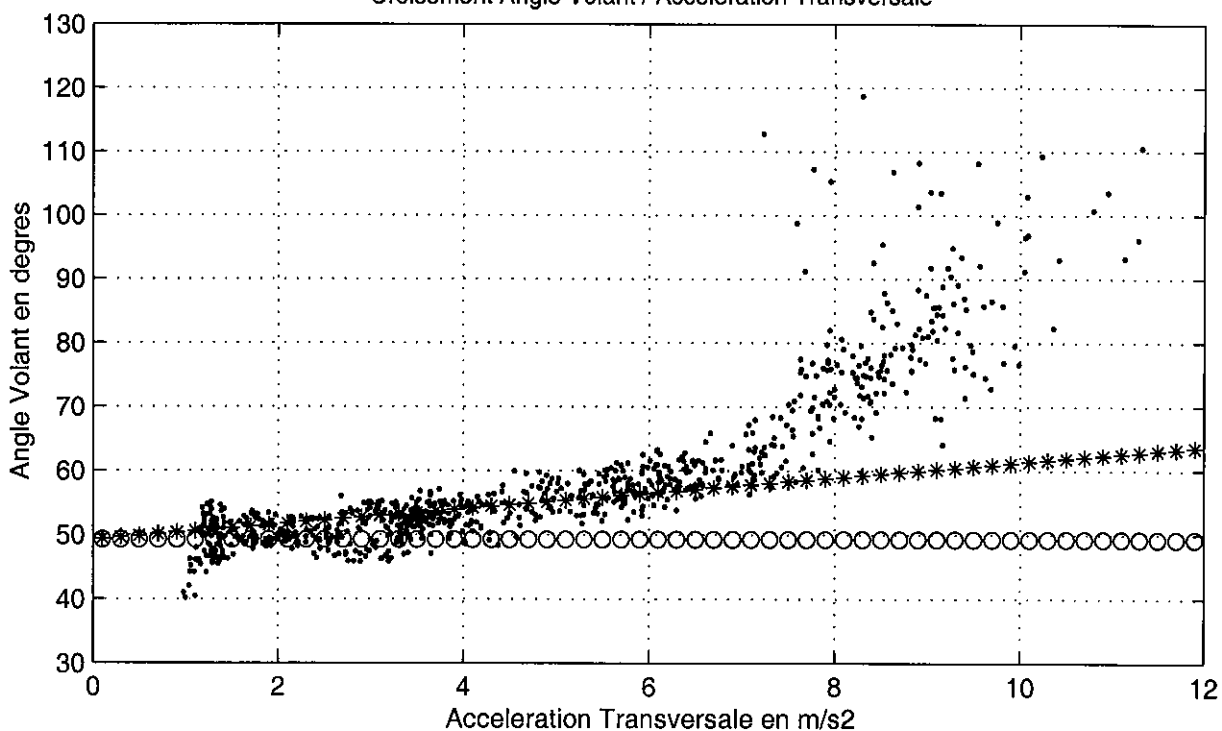
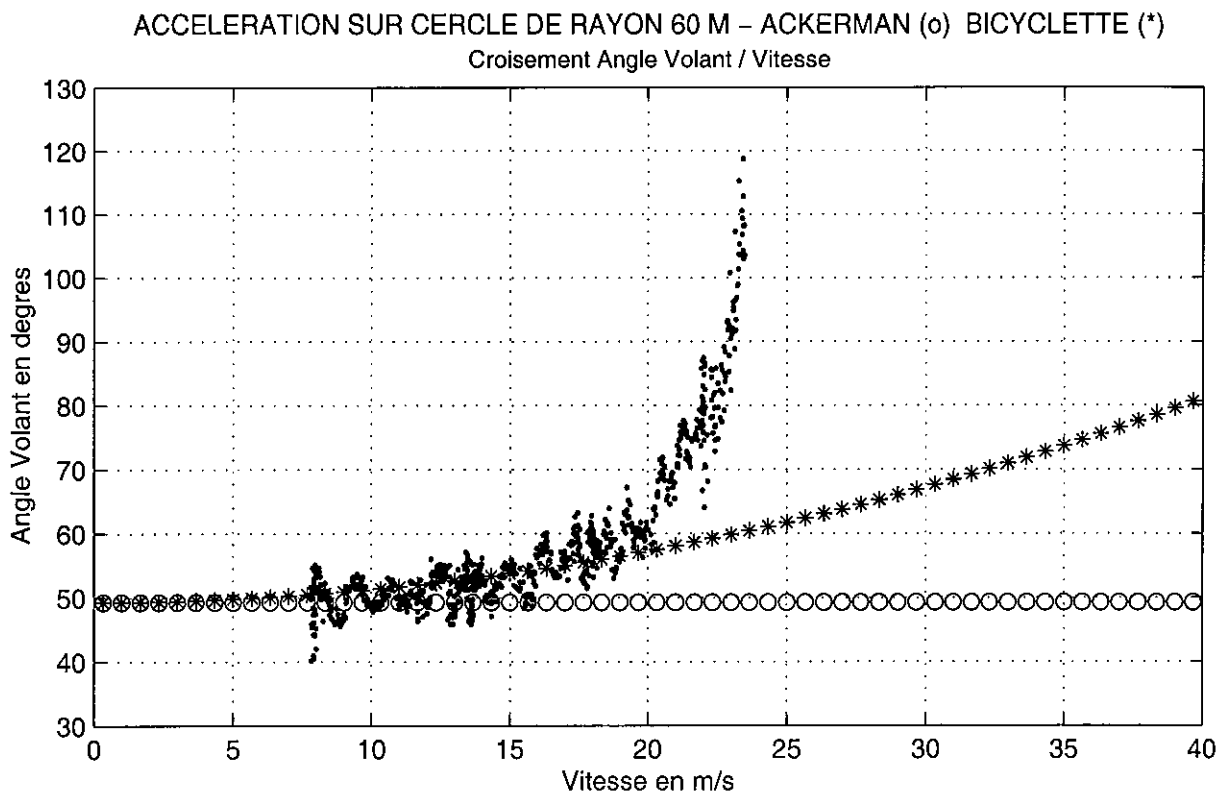
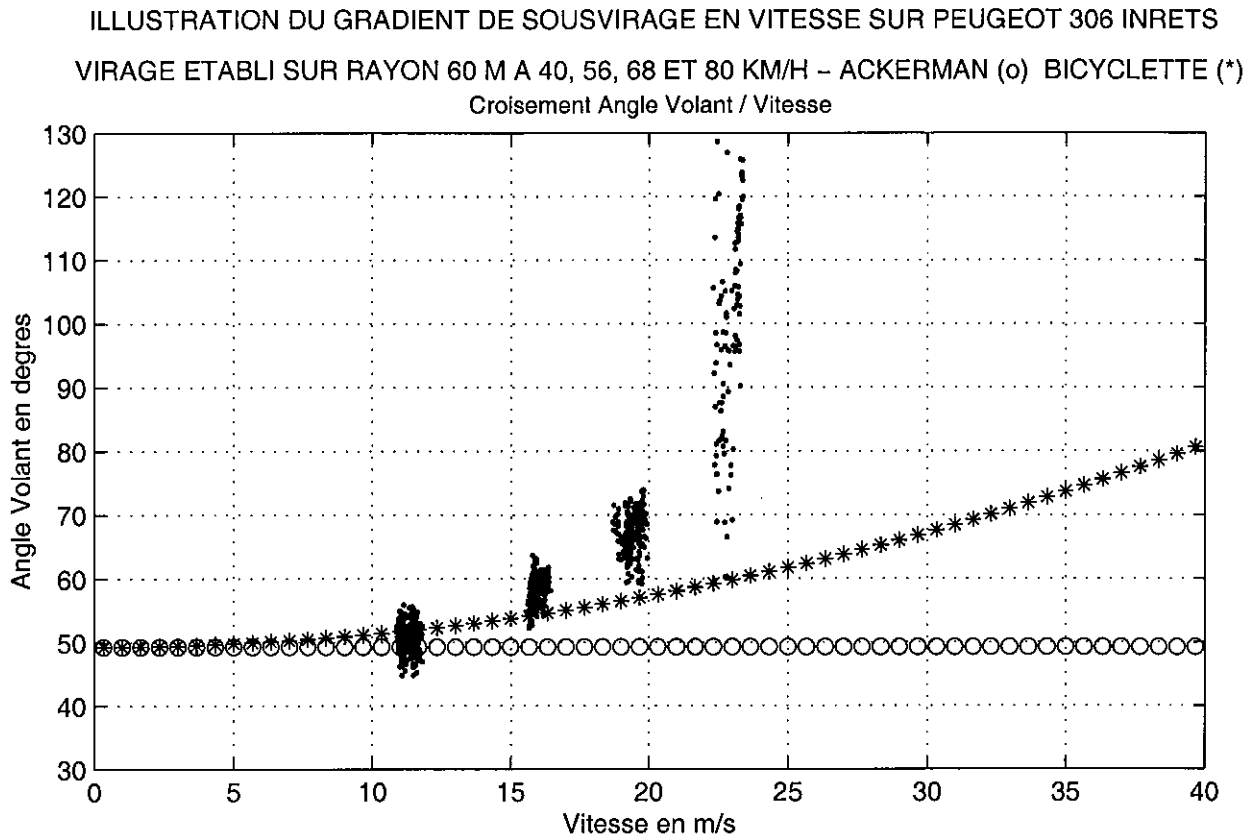


Figure 3-4 : Illustration du gradient de sousvirage en fonction de l'accélération transversale avec véhicule instrumenté Peugeot 306





**Figure 3-5 : Illustration du gradient de sousvirage en fonction de la vitesse à partir d'essais en virage établi et accélération sur cercle, avec véhicule instrumenté Peugeot 306**

En se plaçant dans le cas d'un véhicule rigide, dans des phases de mouvement dites statico-dynamiques (c'est-à-dire lorsque le véhicule est en équilibre sous l'effet de forces constantes, dans le cas d'un freinage ou d'une accélération constante, ou d'un virage établi se caractérisant par des valeurs constantes de la vitesse et du rayon de la trajectoire, et par là même de l'accélération transversale), en faisant en outre l'hypothèse de symétrie droite/gauche du véhicule dans sa répartition des masses et inerties, l'évaluation des transferts de charge peut être obtenue simplement par l'écriture de l'équilibre des moments autour d'un point. On détermine ainsi les termes de transferts de charge obtenus pour les différentes manœuvres.

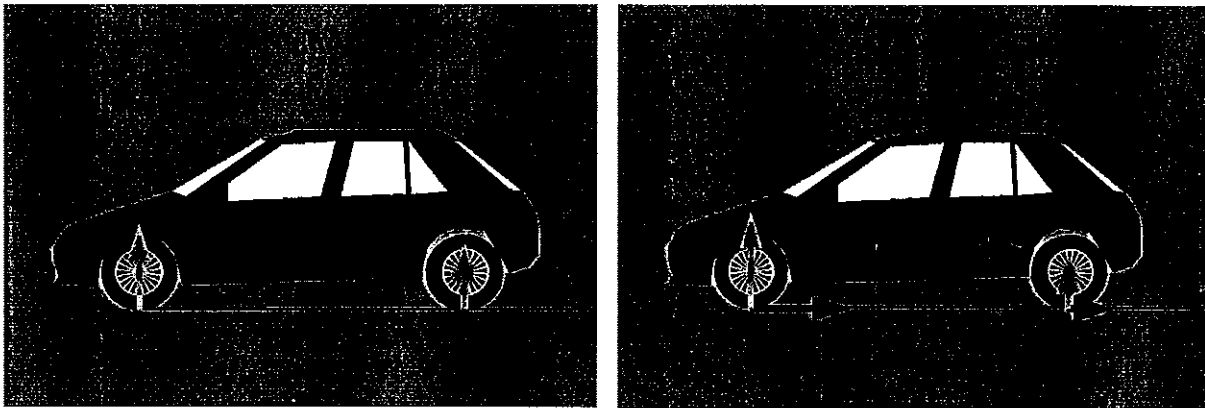
### *Cas d'une accélération ou d'un freinage*

Considérant une accélération longitudinale  $\gamma_x$  dirigée selon l'axe longitudinal du véhicule et algébrique c'est-à-dire positive vers l'avant (cas d'une accélération) et négative vers l'arrière (cas d'un freinage), l'écriture successive de l'équilibre des moments autour des points de contact d'une roue avant puis arrière donne l'expression des charges verticales agissant sur les trains avant et arrière :

$$F_{z1} = mgl_2/l - m\gamma_x h/l = F_{z1s} - m\gamma_x h/l$$

$$F_{z2} = mgl_1/l + m\gamma_x h/l = F_{z2s} + m\gamma_x h/l$$

où  $F_{z1s}$  et  $F_{z2s}$  représentent respectivement les charges statiques agissant sur les trains avant et arrière, et  $h$  la hauteur du centre de gravité.



**Figure 3-6 : Illustration du transfert de charge longitudinal lors d'un freinage (à droite) par rapport à la situation à vitesse constante (à gauche)**

Ainsi lors d'une accélération ( $\gamma_x > 0$ ) le train avant est délesté et le train arrière est surchargé, alors que dans le cas d'un freinage ( $\gamma_x < 0$ ) le train avant est surchargé et le train arrière est délesté par rapport aux charges en statique ou à vitesse constante (Voir figure 3-6). La valeur de ce transfert est proportionnelle à la masse du véhicule, à l'accélération et à la hauteur du centre de gravité, et inversement proportionnelle à l'empattement du véhicule.

Il résulte de ces transferts de charge, que le véhicule adopte une position de cabrage à l'accélération et de plongée au freinage. Ces effets peuvent être cependant atténués par la conception des trains (par des dispositifs anti-cabrage et anti-plongée visant à réduire ces phénomènes désignés sous l'appellation d'effets Broulhiet). Les phénomènes longitudinaux étant globalement symétriques pour les côtés gauche et droit, le transfert de charge par roue peut s'obtenir en divisant par deux le transfert obtenu pour un train.

### Cas d'un virage

On peut évaluer dans cette situation le transfert de charge latéral total. Les charges statiques par train s'expriment toujours par  $F_{z1s} = m g l_2 / l$  et  $F_{z2s} = m g l_1 / l$ , les efforts transversaux sur les trains avant et arrière sont dénommés  $F_{y1}$  et  $F_{y2}$ . Pour traiter un cas simple, nous considérerons un mouvement circulaire uniforme. Ainsi :

$$F_{y1} + F_{y2} = m \gamma_y$$

où  $\gamma_y$  est ici l'accélération transversale dirigée vers le centre du cercle, elle est positive dans le cas d'un virage à gauche et négative dans celui d'un virage à droite, avec un système de repérage orthonormé direct. Le terme en  $-m \gamma_y$  correspond à ce qu'on appelle dans le langage courant la "force centrifuge".

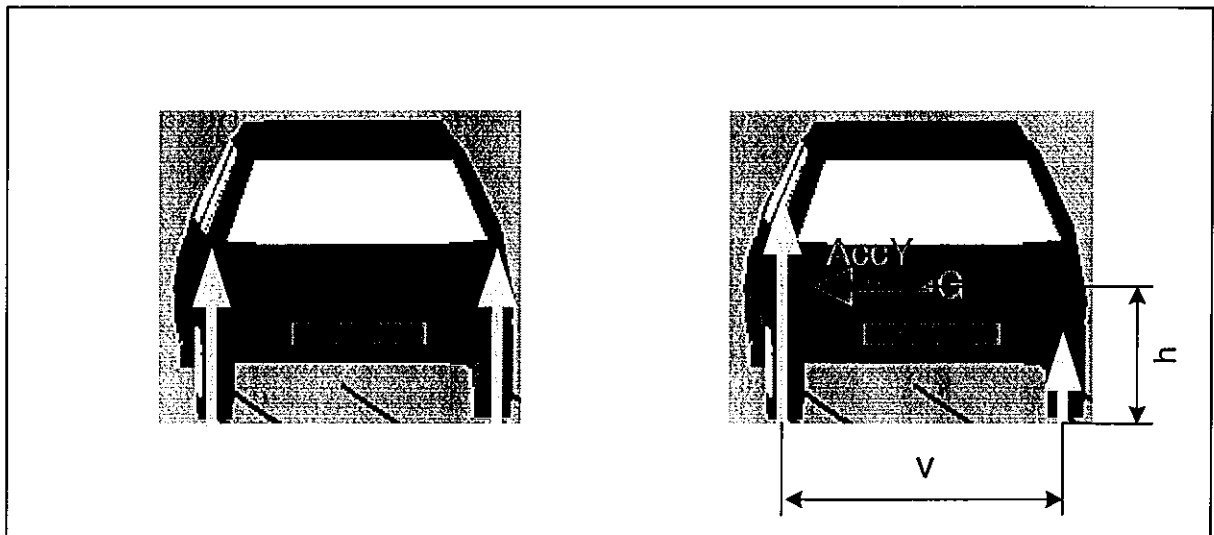
L'écriture de l'équilibre des moments dans un plan (G, X, Y) permet d'obtenir les expressions des efforts transversaux agissant sur chacun des trains (mais pas directement la répartition par roue) soit :

$$F_{y1} = m \gamma_y l_2 / l \quad \text{et} \quad F_{y2} = m \gamma_y l_1 / l$$

Celle dans un plan (G, Y, Z) permet d'obtenir le total des transferts de charge sur les roues des côtés gauche et droit : contrairement au freinage, dans le cas du virage il n'y a plus symétrie des efforts par rapport à l'axe longitudinal du véhicule. Ainsi les charges verticales totales sur les côtés gauche et droit s'écrivent respectivement :

$$F_{zg} = m g / 2 - m \gamma_y h / v \quad \text{et} \quad F_{zd} = m g / 2 + m \gamma_y h / v$$

où  $v$  désigne la voie du véhicule (supposée ici identique à l'avant et à l'arrière), d'où un report de charge de  $-m \gamma_y h / v$  sur les roues intérieures, qui sont délestées, et un report de charge de  $m \gamma_y h / v$  sur les roues extérieures, qui sont surchargées.



**Figure 3-7 : Illustration du transfert de charge transversal : lorsque le véhicule subit une accélération transversale, les charges verticales augmentent sur le côté extérieur**

Ce terme, qui représente le **transfert de charge transversal total**, est proportionnel à la masse, à l'accélération transversale et à la hauteur du CDG et inversement proportionnel à la voie du véhicule. Ce calcul est valable en fonction des hypothèses faites (absence de

suspension, donc de mouvement de roulis, ce qui empêche notamment le mouvement latéral du CDG vers l'extérieur du virage, qui se produit dans la réalité).

Pour faire une évaluation approximative de la charge par roue, on peut faire l'hypothèse que ce transfert de charge se répartit entre l'avant et l'arrière dans les mêmes proportions que les charges statiques. D'où l'expression de la charge verticale agissant sur chacune des roues, avec  $\gamma_y$  positif dans le cas d'un virage à gauche :

$$\begin{aligned} F_{zavg} &= m g l_2 / 2 l - m \gamma_y h l_2 / v l && \text{roue AVG intérieure délestée} \\ F_{zavd} &= m g l_2 / 2 l + m \gamma_y h l_2 / v l && \text{roue AVD extérieure surchargée} \\ F_{zarg} &= m g l_1 / 2 l - m \gamma_y h l_1 / v l && \text{roue ARG intérieure délestée} \\ F_{zard} &= m g l_1 / 2 l + m \gamma_y h l_1 / v l && \text{roue ARD extérieure surchargée} \end{aligned}$$

Milliken [41] donne également la manière de tenir compte du dévers ou de la pente de la chaussée.

### Cas du dévers

Si on appelle  $\lambda$  l'angle de dévers que présente la chaussée, il convient de projeter l'accélération transversale et l'accélération de la pesanteur, pour obtenir l'expression correcte des forces latérales et verticales.

L'expression du transfert de charge lors d'un virage en dévers est la même que précédemment à ceci près qu'il convient de remplacer  $\gamma_y$  par  $\gamma_y \cos \lambda - g \sin \lambda$ .

### Cas de la pente

Si on appelle  $\eta$  l'angle de pente de la chaussée, supposé positif dans le cas d'une montée, c'est cette fois le transfert de charge longitudinal qui est modifié pour devenir :

$$\begin{aligned} \Delta F_{z1} &= -m (\gamma_x + g \sin \eta) h / l + m g (\cos \eta - 1) l_2 / l && \text{sur l'avant et} \\ \Delta F_{z2} &= m (\gamma_x + g \cos \eta) h / l + m g (\cos \eta - 1) l_1 / l && \text{sur l'arrière} \end{aligned}$$

Cet auteur démontre également que ces formules peuvent être étendues au passage d'une bosse ou d'une cuvette, en rajoutant dans les expressions précédentes au niveau du terme en  $mg$  un terme en  $-mV^2/gR_{cv}$ , dans le cas d'une bosse (et l'opposé pour une cuvette), où  $R_{cv}$  représente le "rayon de courbure verticale" de la bosse ou cuvette. Ce terme équivaut à une force centrifuge verticale qui réduit la charge des roues lors du passage d'une bosse, d'où la sensation de décoller lors du passage d'un dos d'âne, et l'augmente lors du passage dans une cuvette, d'où la sensation d'être plaqué au sol.

Pour clarifier la présentation de ces différents transferts de charge, nous avons isolé chaque cas, dans une situation complexe (freinage en virage présentant un dévers de la chaussée) il convient d'ajouter les contributions des différents transferts selon un principe de superposition, mais en étant conscient que l'on risque de s'éloigner des hypothèses de départ (véhicule symétrique, régime statico-dynamique...).

Malgré ses imperfections, c'est ce principe de superposition que nous avons adopté pour nos modèles, qui seront présentés au chapitre 5, à partir de la version référencée MLP4. On récapitule ci-dessous les expressions globales des charges dynamiques par roue, considérées

comme la somme d'une charge statique et des 2 termes de transferts de charge longitudinaux et transversaux, dans le cas d'un sol plan.

$$F_{zavg} = m g l_2 / 2 l - m \gamma_x h / 2 l - m \gamma_y h l_2 / v l$$

$$F_{zavd} = m g l_2 / 2 l - m \gamma_x h / 2 l + m \gamma_y h l_2 / v l$$

$$F_{zarg} = m g l_1 / 2 l + m \gamma_x h / 2 l - m \gamma_y h l_1 / v l$$

$$F_{zard} = m g l_1 / 2 l + m \gamma_x h / 2 l + m \gamma_y h l_1 / v l$$

### 3. 2. 2. Le modèle longitudinal

Lors de la présentation au chapitre 5 des résultats de validation de nos modèles dynamiques conçus avec MORGAN'S, on verra que certaines simulations ont été effectuées en utilisant la vitesse du véhicule comme une entrée directe du modèle, c'est en particulier le cas d'une majorité d'essais purement transversaux à vitesse faiblement évolutive, et que d'autres essais font appel à un modèle longitudinal complet, qui recalcule cette vitesse à partir uniquement de deux informations : les actions du conducteur sur les pédales d'accélérateur et de frein. Le but de ce paragraphe est de donner quelques explications sur la conception de ce modèle longitudinal.

Il se compose essentiellement de 4 blocs :

- le calcul du couple moteur appliqué aux roues avant,
- la modélisation fonctionnelle très simple du système de freinage,
- l'évaluation de la traînée aérodynamique du véhicule,
- le calcul des efforts longitudinaux par le modèle de Pacejka (voir paragraphe 3.3.6) à partir de la détermination des taux de glissement des 4 pneumatiques.

#### *Modèle de moteur et de transmission*

Ce modèle utilise un diagramme caractéristique du moteur donnant le couple fourni pour un régime moteur et une ouverture du papillon des gaz donnés. Pour le modèle longitudinal développé dans le cadre de cette thèse, nous avons repris le diagramme moteur que nous avons identifié pour un autre programme de recherche, la validation du logiciel CALLAS déjà évoquée précédemment. La méthode de construction de ce champ moteur à partir d'essais analytiques est assez lourde et fastidieuse, mais c'est la seule possible lorsqu'on ne dispose pas d'informations en provenance du constructeur. Elle consiste à rechercher le couple moteur qui permet de bien reproduire le profil de vitesse mesuré sur le véhicule, au cours d'un ensemble de tests de roulage à ouverture papillon et régime moteur constants, réalisés sur une infrastructure de pente connue et en l'absence totale de vent. Le champ moteur est ainsi reconstruit point par point, chacun des essais précédents donnant un point de fonctionnement, puis complété en interpolant entre ou extrapolant au-delà de ces points de référence.

Pour passer du couple développé par le moteur à celui qui va s'appliquer sur les roues motrices, il convient de tenir compte de tous les éléments de la chaîne de transmission. On ne cherchera pas ici à modéliser le comportement de l'embrayage, car notre objectif consiste essentiellement à valider des manœuvres effectuées sur un rapport de boîte de vitesses donné. Les calculs tiennent compte successivement du rapport de boîte de vitesses, du rapport lié au différentiel, d'un rendement global de la transmission, et enfin du fait que les 2 roues avant

sont motrices. La plupart de ces éléments sont accessibles par la Revue Technique Automobile (Editions ETAI) [49] du véhicule modélisé. On donne ci-dessous les différents rapports de transmission pour notre véhicule instrumenté Peugeot 306.

MAR	1 <sup>ère</sup>	2 <sup>ème</sup>	3 <sup>ème</sup>	4 <sup>ème</sup>	5 <sup>ème</sup>	Différentiel
3.5842	3.4176	1.8096	1.2760	0.9756	0.7675	4.0625

D'où l'expression du couple appliqué aux roues du fait de la motorisation  $C_{Mot\_Roue}$  en fonction du couple moteur  $C_{Mot}$ .

$$C_{Mot\_Roue} = C_{Mot} \cdot R_{Dif} \cdot R_{BdV} \cdot Rend / 2$$

### Définitions des différents rayons

La mise en œuvre du modèle longitudinal nécessite de considérer différents rayons des pneumatiques, dont les définitions sont les suivantes :

**Rayon libre** : c'est celui d'un pneumatique sur lequel on n'applique aucune charge verticale, celui qu'on peut mesurer sur un pneumatique posé à plat sur le sol.

**Rayon sous charge** : on l'obtient à partir du rayon libre en retirant la flèche due à une charge verticale donnée. Il est connu à travers sa valeur fournie par le manufacturier pour une charge de référence. En considérant une loi linéaire entre le rayon libre et la charge de référence, on peut en déduire la relation entre le rayon sous charge et la charge Z. Pour le pneu équipant la 306 considérée :

$$R_{sc} = -0.049 Z + R_l$$

mm                  daN      mm

Une autre approche équivalente consiste à considérer que le pneumatique s'écrase lorsqu'il est soumis à une charge verticale en raison de sa raideur verticale  $K_v$  selon  $\Delta R = -K_v \Delta Z$ , ce qui permet d'identifier un ordre de grandeur de cette raideur, soit ici 20.4 daN/mm soit environ 200000 N/m, chiffre souvent rencontré dans la littérature pour des pneumatiques de véhicules de tourisme de gamme moyenne.

**Rayon de développement** : c'est celui qui correspond à la distance parcourue pour un tour de roue. Il sera approché par une formule approximative donnée par Ellis [45 déjà cité], où la flèche représente l'écrasement du pneumatique sous charge :

$$R_{dev} = R_l - 0.28 \text{ flèche}$$

D'autres phénomènes comme l'augmentation du rayon par centrifugation du pneumatique (de l'ordre de 0.25 % par 100 km/h) seront négligés dans notre modélisation.

**Résistance au roulement** : un ordre de grandeur couramment admis pour des pneumatiques modernes est de 8 N pour 1 KN de charge verticale par roue. Une modélisation plus précise doit faire intervenir les influences de la charge verticale (décroissante), de la vitesse du véhicule (croissante) ainsi qu'une modulation en fonction de l'angle de dérive du pneumatique. On calcule donc la traînée de roulement simplifiée de chaque roue en fonction de sa charge verticale et le couple de résistance au roulement correspondant à partir du rayon sous charge.

### **Modèle de freinage**

Il est extrêmement simplifié, mais nos travaux antérieurs nous ont montré qu'une fois correctement paramétré, ce modèle donnait de bons résultats.

Le couple appliqué aux roues se déduit directement de la pression dans le circuit hydraulique correspondant, après seuillage par une pression de saturation, en fonction de coefficients d'efficacité de freinage, qui ont été déterminés expérimentalement, à l'aide du système d'acquisition (voir Annexe 2).

### **Calcul de la traînée aérodynamique**

Pour tenir compte de la traînée aérodynamique, il est nécessaire de définir une cinquième force agissant sur notre système mécanique au niveau du centre de gravité et dont seule la composante longitudinale sera programmée selon :

$$F_{x\_aéro} = -\frac{1}{2}\rho S C_x V^2 \text{ où } \rho \text{ désigne la masse volumique de l'air (1.3 kg/m}^3\text{), } S \text{ le maître}$$

couple (surface frontale) du véhicule et  $C_x$  le coefficient de traînée.

### **Equations d'équilibre des roues en rotation**

Ainsi l'équilibre des roues en rotation consiste à écrire que le couple total appliqué à chaque roue est égal à la somme des différentes contributions : l'effort longitudinal issu du modèle de Pacejka associé au rayon sous charge du pneumatique, et les couples moteur, de freinage et de résistance au roulement.

L'incrément de vitesse de rotation de chaque roue du pas de calcul courant au suivant se déduit de ce terme en faisant intervenir l'inertie en rotation des roues. Le système d'équations correspondant est résolu par une méthode d'Euler.

Une fois la vitesse de rotation des 4 roues connue, le calcul des taux de glissement des 4 roues est possible à l'aide de la formule donnée lors du paragraphe 3.3.3 consacré au comportement longitudinal des pneumatiques, en faisant intervenir le rayon de développement. Ces taux de glissement servent d'entrée pour le calcul des efforts longitudinaux par le modèle de pneumatique pour le pas de temps suivant.

## **3. 3. Le comportement et la modélisation des pneumatiques**

### **3. 3. 1. Généralités**

Nous consacrons un paragraphe spécifique à la description et la modélisation du comportement des pneumatiques, étant donné le rôle essentiel qu'ils jouent dans le comportement dynamique d'un véhicule.

Le pneumatique peut être caractérisé par le torseur des efforts générés au niveau du contact pneumatique/chaussée (forces selon les 3 directions et moments autour des 3 axes d'un repère de référence, l'axe des X étant longitudinal, celui des Y portant la rotation de la roue, et l'axe Z étant vertical). L'effort selon X représente la traction ou le freinage, et celui selon Y la poussée

transversale du pneu, qui permet le guidage du véhicule. Tous deux sont fortement dépendants de la charge verticale qui s'applique sur le pneumatique.

Pour des raisons de confidentialité, les courbes caractéristiques des pneumatiques présentées dans ce paragraphe ont été obtenues à l'aide d'un jeu de coefficients génériques du modèle de Pacejka (voir paragraphe 3.3.6.), qui ne représente pas exactement le pneumatique utilisé sur le véhicule et caractérisé par le fabricant. L'allure des différents phénomènes a cependant été conservée lors du choix des coefficients, qui ont été modifiés dans une plage de plus ou moins 10 % autour de leurs valeurs nominales. Signalons en outre que nous avons supprimé les différents offsets, qui permettent de modéliser le fait que les différentes courbes caractéristiques ne passent pas par l'origine.

### 3.3.2. Comportement transversal

#### *Notion de dérive*

Selon une définition formulée par Brouilhet dès 1920, lorsque la direction du mouvement de la roue se fait avec un angle non nul, par rapport à son plan vertical médian, le pneumatique génère un effort dit effort ou poussée de dérive. Plus précisément on définit ainsi :

- l'angle de dérive  $\alpha$ , comme l'angle entre le vecteur vitesse du point de contact du pneumatique et la direction X définie par la droite intersection du plan médian de la roue avec le sol. Il produit un effort transversal perpendiculaire à X et de sens opposé à l'angle. Ainsi lors d'un virage à gauche, les roues braquent à gauche, les angles de dérive s'établissent vers la droite, les pneumatiques répondant par des efforts dirigés vers la gauche, qui font tourner le véhicule dans le sens souhaité par le conducteur.
- la rigidité de dérive  $D$ , comme le coefficient de proportionnalité entre l'effort transversal de dérive  $F_y$  et l'angle de dérive  $\alpha$ , mais dans la réalité cette relation n'est linéaire que pour les faibles valeurs de  $\alpha$ .

$$F_y = -D \cdot \alpha$$

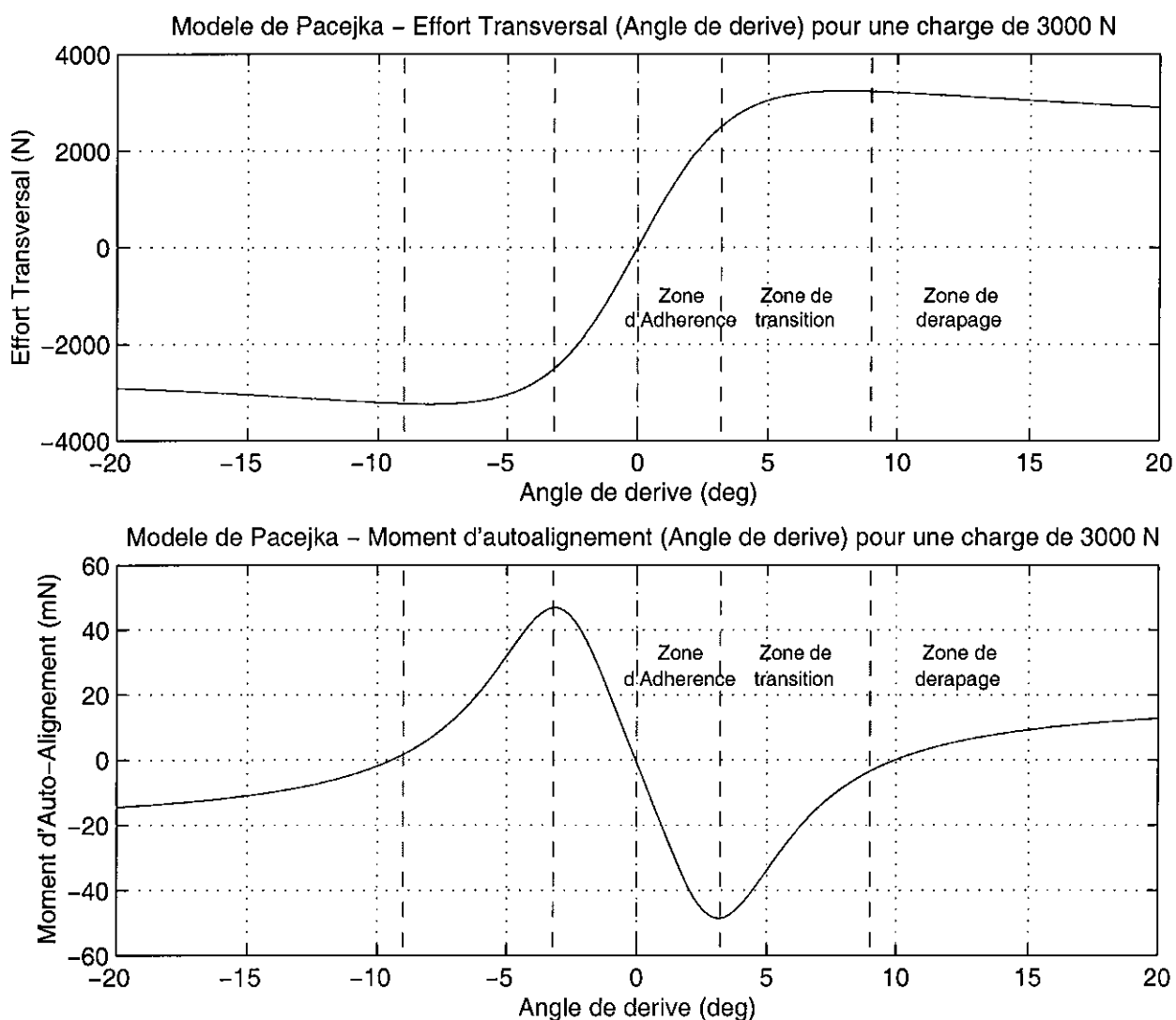
Une courbe caractéristique typique du comportement transversal d'un pneumatique est présentée sur la partie supérieure de la figure 3-8. Une telle courbe est valable pour un pneumatique donné sur un revêtement donné, et dans des conditions bien définies en particulier de charge verticale et de pression de gonflage. Le comportement transversal complet du pneumatique ne peut donc se décrire qu'à travers plusieurs réseaux de courbes de ce type. On y met en évidence 3 zones, la première linéaire, qualifiée parfois de zone d'adhérence, dans laquelle l'effort augmente proportionnellement à l'angle de dérive, puis une zone transitoire, dans laquelle l'effort continue d'augmenter avec l'angle, mais dans des proportions moindres, (il commence à y avoir du glissement dans l'aire de contact pneumatique-chaussée), et enfin une troisième zone, où l'effort diminue avec l'angle de dérive : c'est la zone de glissement ou de dérapage. Dans cette zone une augmentation de l'angle de braquage au volant, qui provoque une augmentation de l'angle de dérive des pneus avant s'accompagne donc d'une diminution de l'effort délivré par le train avant : le véhicule s'éloigne encore davantage de la direction souhaitée par le conducteur. La saturation du pneumatique est atteinte à la transition entre les zones 2 et 3.



### Moment d'autoalignement

C'est le couple produit autour de l'axe vertical du pneumatique par la force transversale, ou poussée de dérive, qui s'applique toujours en arrière du centre de l'aire de contact. Le bras de levier associé à l'effort pour générer ce couple est appelé chasse du pneumatique. Ce moment d'autoalignement tend à réduire l'angle de dérive, ce qui s'apparente souvent à remettre les roues en position droite, d'où son appellation. Il s'oppose toujours au sens du virage, et a donc un effet sousvireur. Il joue un rôle très important dans le retour d'effort au volant, que perçoit le conducteur. Une courbe caractéristique typique de moment d'autoalignement (noté MAA dans la suite du texte) est donnée sur la partie inférieure de la figure 3-8. Il est particulièrement intéressant de mettre en relation ce couple et la poussée de dérive, car on retrouve les 3 zones évoquées précédemment.

#### RELATION EFFORT TRANSVERSAL ET MOMENT D'AUTOALIGNEMENT POUR UNE CHARGE VERTICALE PNEUMATIQUE GÉNÉRIQUE DE DIMENSION MOYENNE



**Figure 3-8 : Courbe caractéristique de l'effort transversal et du moment d'autoalignement développé par un pneumatique pour une charge verticale**

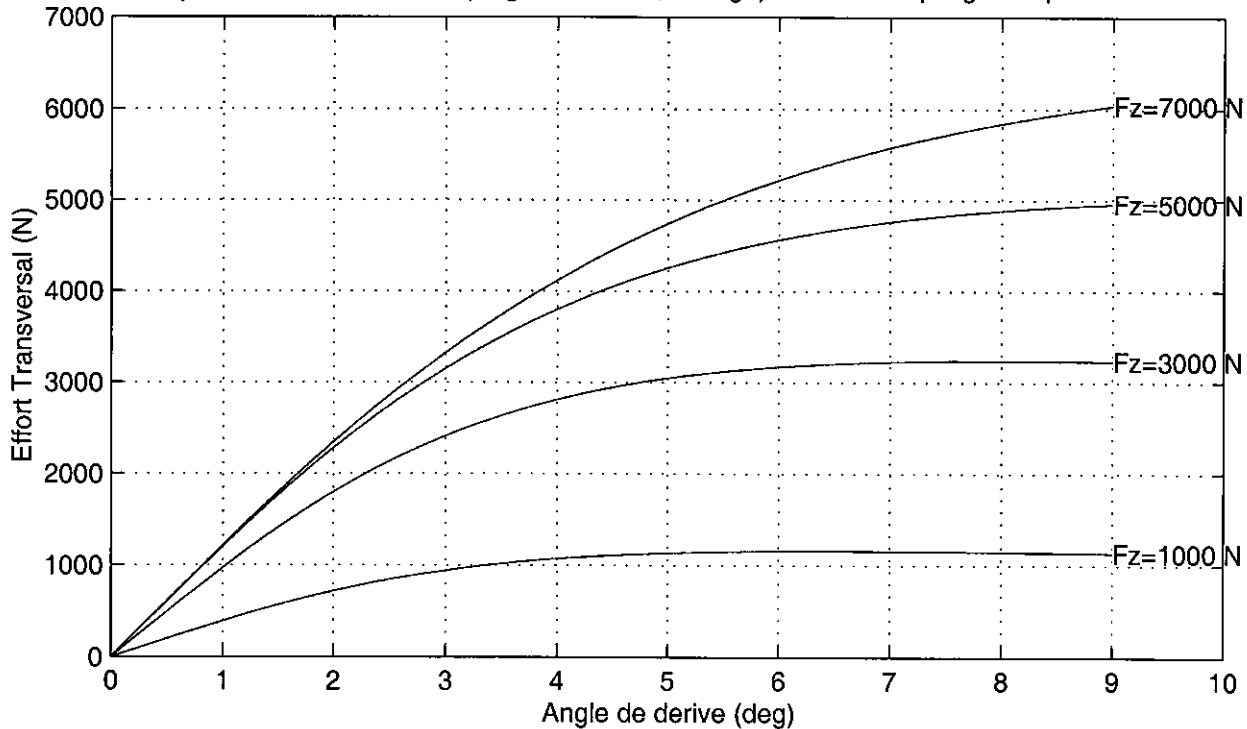
Après une forte croissance (en valeurs absolues), le MAA décroît dès la fin de la zone d'adhérence, chute à 0 dans la zone de transition et devient négatif dans la zone de glissement, avant de tendre vers 0 pour les fortes dérives. Le fait qu'il n'en soit pas ainsi sur la figure 3-8 est un défaut connu de la modélisation de Pacejka, cité par différents auteurs dont DETALLE et *al.* [50]. La chute du MAA correspond à l'entrée dans la zone de transition et peut ainsi être interprétée par un conducteur expérimenté comme un signe annonciateur du fait que le train avant va être en limite d'adhérence.

Cette allure des caractéristiques transversales des pneumatiques a des répercussions très importantes sur le comportement du véhicule. Halconruy [43] explique ainsi que pour obtenir un véhicule au comportement tolérant et progressif, un pneumatique présentant une zone de transition large et associée à une chute d'effort limitée dans la zone de glissement peut être préférable à un autre présentant un potentiel d'effort supérieur.

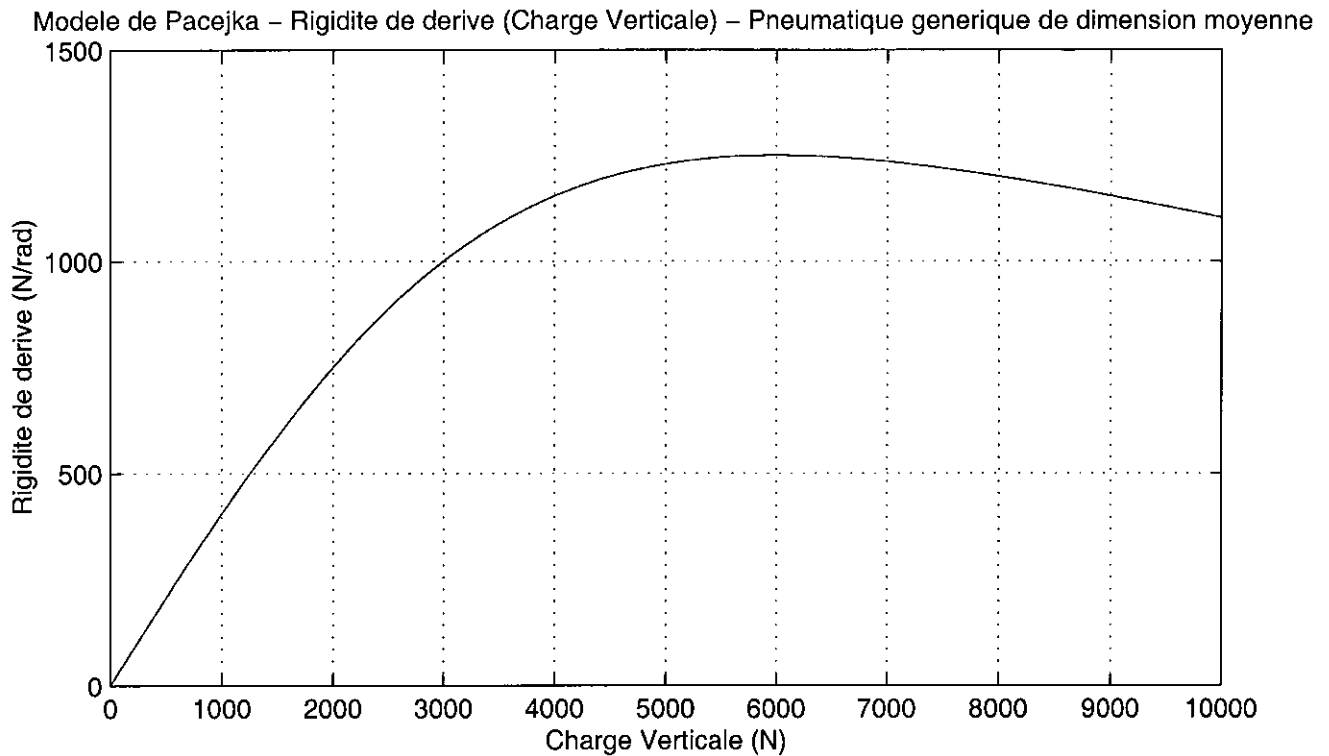
### *Influence de la charge verticale*

Après l'angle de dérive, c'est le principal facteur d'influence de l'effort transversal. La figure 3-9 présente l'effort transversal fonction de l'angle de dérive pour 4 valeurs de l'effort vertical. On constate que l'effort transversal augmente avec la charge, dans des proportions importantes, ceci n'est cependant valable que dans une plage de charge, en effet l'évolution complète de la rigidité de dérive avec la charge, dont l'allure est donnée figure 3-10, montre que pour les charges très élevées, la tendance s'inverse.

Modele de Pacejka – Effort Transversal (Angle de derive, Charge) – Pneumatique generique de dimension moyenne



**Figure 3-9 : Courbe caractéristique de l'influence de la charge verticale sur l'effort transversal développé par un pneumatique**



**Figure 3-10 : Evolution de la rigidité de dérive d'un pneumatique en fonction de la charge verticale**

Notons cependant que pour un domaine de charge jusqu'à environ 700 daN pour un pneumatique performant de véhicule de tourisme de gamme moyenne, l'effort augmente avec la charge et que c'est ce phénomène qui permet d'expliquer de façon qualitative de nombreux phénomènes de dynamique automobile, en raisonnant sur les roues extérieures, qui sont surchargées en virage.

Le MAA augmente également en fonction de la charge verticale. Une conséquence spécifique de ce phénomène est une diminution du rappel de direction à haute vitesse, du fait que les véhicules de tourisme génèrent généralement une portance positive (vers le haut) au niveau de l'essieu avant.

### *Influence du carrossage*

L'angle de carrossage permet de définir l'inclinaison du plan de roue par rapport à la verticale. L'intersection d'un plan vertical passant par les centres des roues d'un train avec les plans des roues droite et gauche définit une droite pour chaque roue. On considère alors le point d'intersection de ces 2 droites. S'il est situé au-dessus du sol, le carrossage est négatif (on parle alors aussi de contre-carrossage, se souvenir de l'image typique du train arrière des R8 Gordini), s'il est sous le sol, le carrossage est positif.

Un angle de carrossage génère une poussée de carrossage proportionnelle à l'angle autour du zéro, ce qui permet de définir une rigidité de poussée de carrossage. Cette poussée est dirigée vers l'intérieur du véhicule lorsque le carrossage est négatif. Dans ce cas, ce terme joue donc un rôle favorable pour maintenir le véhicule sur sa trajectoire, alors qu'un carrossage positif tend à écarter le véhicule de sa trajectoire idéale. Les constructeurs recherchent donc des cinématiques de train permettant d'obtenir du contre-carrossage surtout sur la roue

extérieure au virage, et d'autant plus que la suspension se comprime, car il est nécessaire de contrecarrer le carrossage positif créé sur la roue extérieure par le roulis de la caisse.

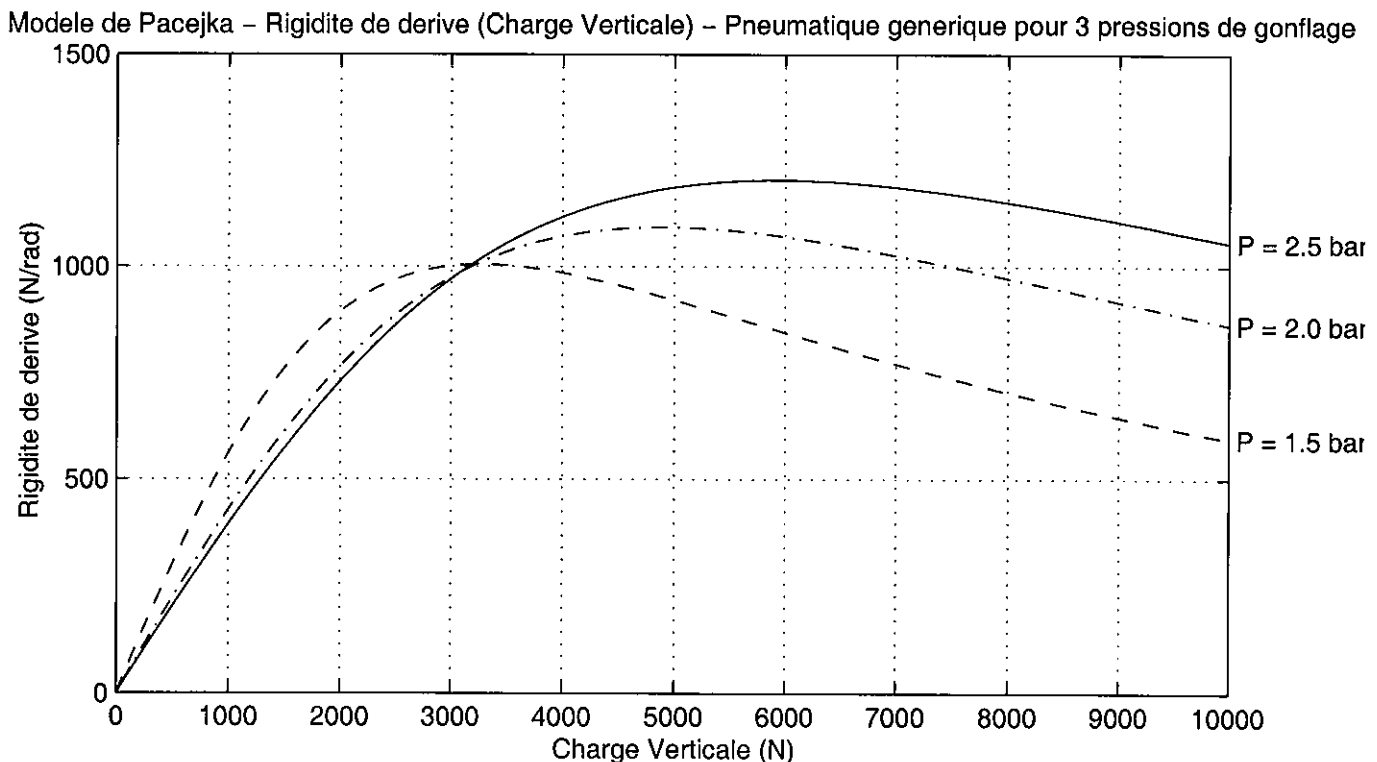
On retiendra par conséquent qu'un carrossage négatif permet une augmentation de la poussée transversale globale pour un même angle de dérive. Inversement un train qui n'assurerait pas de contre-carrossage verrait ses pneumatiques augmenter leurs angles de dérive pour assurer un niveau de poussée donné.

La poussée de carrossage est elle-même influencée par les autres paramètres caractéristiques du pneumatique : elle décroît aux grandes vitesses, et lorsque la pression augmente (2 cas où l'aire de contact diminue), elle augmente avec la charge verticale, diminue en accélération et augmente en freinage.

### *Influence de la pression de gonflage*

Si globalement les efforts transversaux maximaux susceptibles d'être produits par un pneumatique augmentent avec la pression de gonflage, et qu'on admet par exemple qu'une réduction de la pression des pneumatiques sur le train avant d'un véhicule va donner un effet sousvireur, il peut arriver, pour les faibles charges verticales, qu'une diminution de la pression augmente le potentiel d'effort transversal d'un pneumatique. Pour les fortes charges, l'effet est systématiquement inversé.

Ce phénomène est illustré sur la figure 3-11 suivante, où l'on donne la rigidité de dérive en fonction de la charge verticale pour 3 valeurs de la pression de gonflage 1.5, 2.0 et 2.5 bars, pour un pneumatique de taille moyenne.



**Figure 3-11 : Influence de la pression de gonflage sur l'évolution de la rigidité de dérive d'un pneumatique en fonction de la charge verticale**

On y voit clairement que pour une pression élevée, la rigidité de dérive va toujours augmenter pour des charges usuelles, alors que pour une pression faible, on peut atteindre dès 3000 N la rigidité de dérive maximale, qui va diminuer ensuite, du fait que son évolution en fonction de la charge a une allure de courbe en cloche.

### 3. 3. 3. Comportement longitudinal

Le principal paramètre influençant l'effort longitudinal développé par un pneumatique est le glissement. Le taux de glissement longitudinal se définit comme le rapport de la vitesse de glissement au contact entre le pneumatique et le sol, et la vitesse du véhicule. La vitesse de glissement est égale à la différence entre la vitesse linéaire du point de contact avec le sol, qui s'obtient en multipliant la vitesse angulaire de la roue par le rayon sous charge du pneumatique, et la vitesse du véhicule. Ainsi lorsqu'on freine la vitesse de rotation de la roue diminue, la vitesse du point de contact côté pneumatique devient inférieure à la vitesse de défilement du sol, ce qui provoque l'apparition du glissement. On exprime cette définition de la façon suivante :

$$G = \frac{R_{sc} \omega - V}{V}$$

où  $R_{sc}$  est le rayon sous charge du pneumatique,

$\omega$  la vitesse de rotation de la roue,

$V$  la vitesse du véhicule, qui peut également s'exprimer sous la forme  $R_{sc}\omega_0$ , où  $\omega_0$  désigne la vitesse de rotation d'une roue libre à la vitesse considérée.

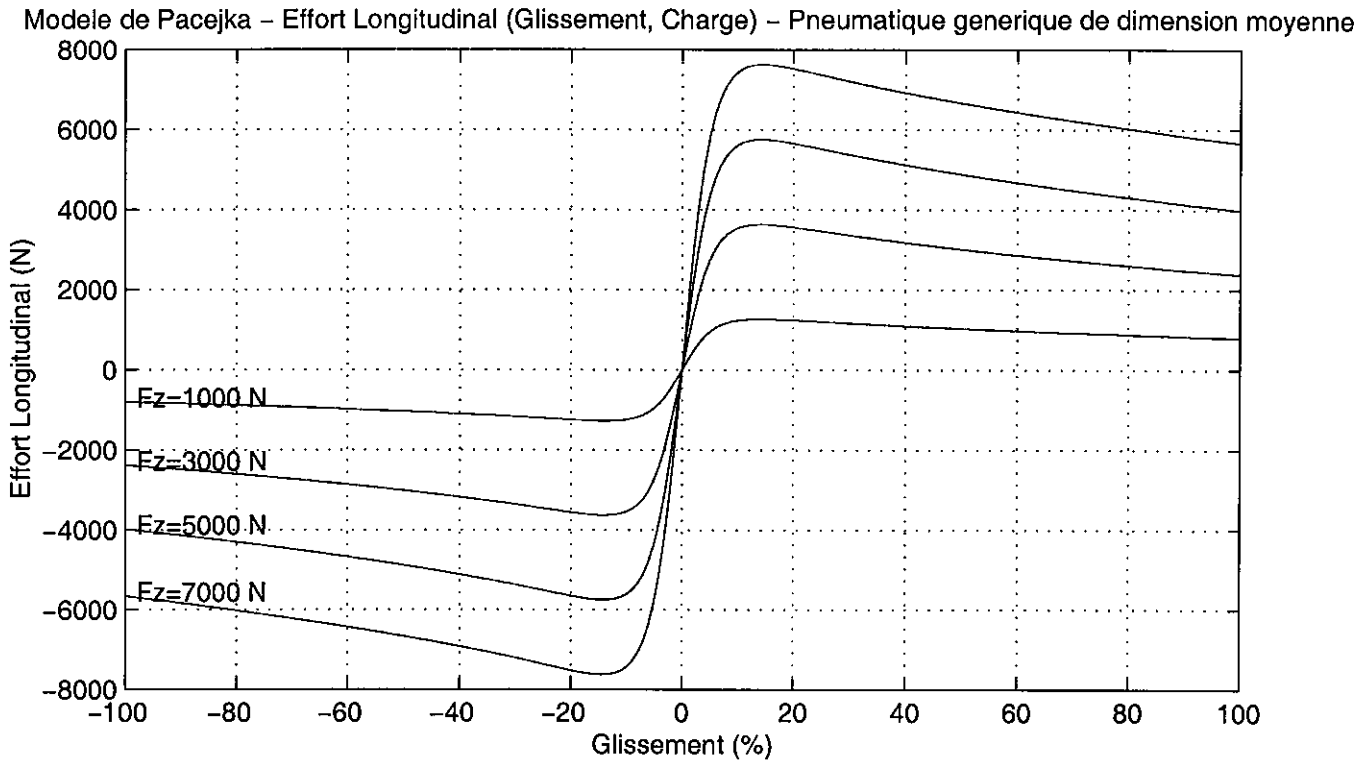
Dans le cas de roulement sans glissement ( $G = 0$ ), rarement atteint pratiquement en conduite automobile, le pneumatique ne peut développer le moindre effort. Les situations extrêmes sont les suivantes :

- lorsque la roue est bloquée,  $\omega = 0$  et  $G = -1$  ou  $-100\%$ ,
- lorsque la roue patine,  $\omega$  est non nul, mais  $V$  s'annule et  $G$  tend vers  $+\infty$  en patinage.

En cas de traction,  $V$  est inférieure à  $R_{sc}\omega$ , les valeurs de  $G$  sont positives, en cas de freinage,  $G$  est négatif.

Cette définition du glissement est la plus usuelle, elle est notamment adoptée dans les modèles de Pacejka. A signaler que dans nos modèles nous avons adopté le rayon de développement au lieu du rayon sous charge dans la définition du glissement, mais la différence entre les deux est très faible. Une courbe caractéristique de l'effort longitudinal développé par un pneumatique en fonction du glissement est donnée à la figure suivante.

L'allure de la courbe est assez comparable à celle de l'effort transversal fonction de l'angle de dérive. On observe une zone linéaire autour du glissement nul où l'effort croît proportionnellement au taux de glissement, jusque vers 10 % de glissement, puis cet effort se stabilise rapidement sur quelques % et commence à chuter doucement et régulièrement vers les glissements élevés.



**Figure 3-12 : Courbe caractéristique de l'effort longitudinal développé par un pneumatique**

Les 2 valeurs fondamentales qui caractérisent l'effort longitudinal développé par un pneumatique sont par conséquent l'effort maximal (et le taux de glissement associé) et l'effort en roue bloqué. En ramenant l'effort à la charge verticale, on peut définir un coefficient de frottement longitudinal  $\mu = F_x/F_z$ , et on parle alors, dans le langage des manufacturiers de pneumatiques et des spécialistes de l'adhérence, de  $\mu_{max}$  et de  $\mu_{bloq}$ . L'objectif des systèmes antibloquage ou antipatinage est de permettre une exploitation du pneumatique dans la zone de glissement avant celui générant l'effort longitudinal maximal.

Il convient encore de noter que la courbe n'est pas parfaitement symétrique. Comme pour l'effort transversal, on peut définir pour la zone linéaire une rigidité de glissement. De même que l'analyse de la dérivée de l'effort transversal en fonction de l'angle de dérive peut permettre de mieux comprendre et maîtriser les pertes et reprises d'adhérence, celle de la dérivée de l'effort longitudinal fonction du glissement joue un rôle pour optimiser les stratégies des systèmes d'assistance au pilotage (ABS et antipatinage).

### 3. 3. 4. Le couplage des sollicitations

Il est bien connu qu'un pneumatique sollicité à la fois dans les directions longitudinale (apparition d'un taux de glissement) et transversale (apparition d'un angle de dérive) génère un effort global inférieur à la somme algébrique des efforts longitudinal et transversal obtenus dans le cas d'une sollicitation pure. En fait le potentiel d'adhérence d'un pneumatique sur un sol donné peut se définir par un cercle ou plus précisément une ellipse : on construit l'effort résultant par une somme vectorielle. Par ailleurs, l'apparition d'une sollicitation longitudinale pénalisera davantage l'effort transversal que l'inverse.

Pour une traction avant par exemple, si on accroît la sollicitation longitudinale, sur un pneu déjà soumis à une sollicitation transversale, on peut sortir de l'enveloppe limitant les sollicitations transmissibles simultanément. Le retour à un point de fonctionnement admissible se fera forcément par une diminution de l'effort transversal, d'où une augmentation du caractère sousvireur (on retrouve la notion de sousvirage de puissance d'Halconruy déjà évoquée au paragraphe 3.1.3.).

Il existe de nombreuses façons de représenter ce couplage de sollicitations. Nous présentons les principales aux figures 3-13 et 3-14. La figure 3-13 présente les courbes classiques d'effort longitudinal fonction du taux de glissement à la partie supérieure et d'effort transversal fonction de l'angle dérive pour la partie inférieure. Cependant elle permet une première illustration de l'influence respective de l'angle de dérive sur l'effort longitudinal et du taux de glissement sur l'effort transversal, puisque différentes valeurs de ces paramètres ont été représentées. Cela donne une idée de la manière dont les efforts purs sont réduits, lorsqu'un pneumatique est sollicité dans les deux directions.

La présentation de l'effort longitudinal en fonction du taux de glissement pour différentes valeurs de l'angle de dérive sera reprise au paragraphe 8.2, car une imperfection de la modélisation du couplage des sollicitations pour les forts angles de dérive nous a posé quelques problèmes au niveau de nos simulations avec mise en œuvre de systèmes de contrôle de stabilité, qui sont particulièrement exigeants en matière de sollicitations couplées des pneumatiques.

Une autre représentation graphique, celle de  $F_y(F_x)$ , dont un exemple est donné sur la partie supérieure de la figure 3-14, conduit à obtenir un réseau d'ellipses équidérive (une courbe pour une valeur de l'angle de dérive), et équi-glissement (une courbe pour une valeur de taux de glissement), le réseau étant valable pour une charge verticale donnée. On y constate par exemple que lorsque le pneumatique est soumis à un taux de glissement de 2 %, l'effort transversal qu'il est susceptible de développer pour un angle de dérive de 2 ° est inférieur à celui possible toujours pour 2 ° de dérive pour un taux de glissement nul. Cet effort sera encore inférieur si le glissement passe à 4 % et ainsi de suite.

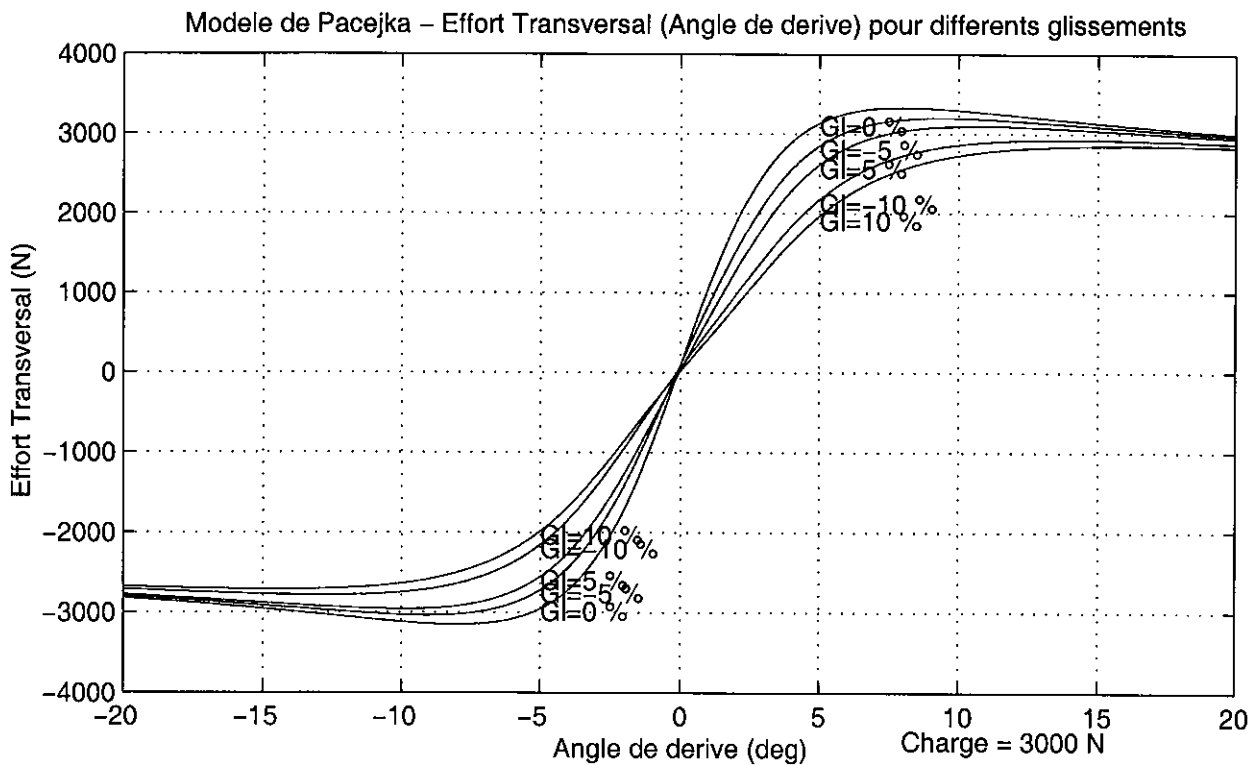
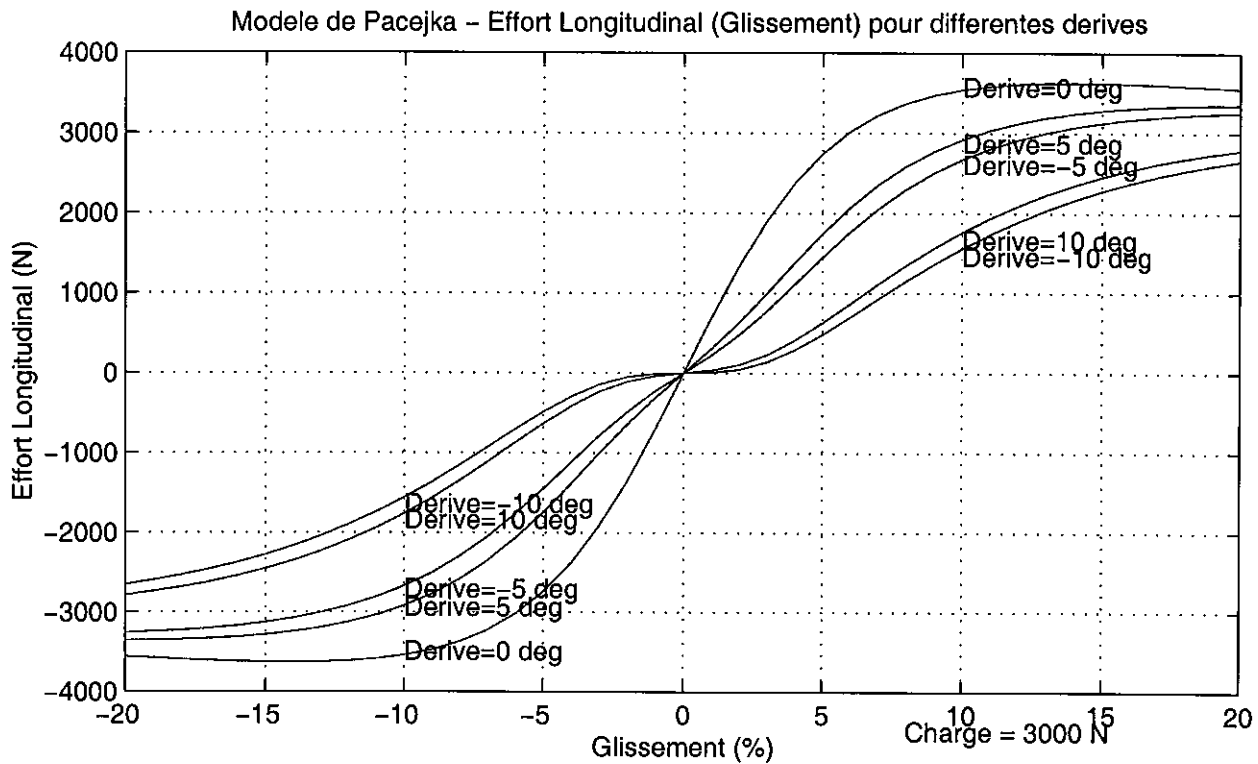
On peut faire le même raisonnement pour l'effort longitudinal qui est moindre pour un glissement de 2 %, si le pneumatique subit un angle de dérive de 2 ° simultanément par rapport à la sollicitation longitudinale pure.

Enfin sur la partie inférieure de la figure 3-14, on illustre à l'aide d'une représentation 3D comment l'apparition d'un taux de glissement diminue l'effort transversal fonction de l'angle de dérive, pour différentes valeurs de la charge verticale.

### 3.3.5. Comportement transitoire

En dérive, l'effort transversal est en retard sur l'action au volant, et il apparaît que le paramètre pertinent est la distance parcourue par le pneu. Plusieurs auteurs ont proposé des formulations de ce phénomène en introduisant un transitoire, qui fait intervenir la longueur de relaxation du pneumatique, soit sur l'effort transversal issu du modèle de Pacejka comme JANSEN et VAN OOSTEN [51] ou BOLZERN et *al.* [52], soit directement sur l'angle de dérive comme MAURICE et PACEJKA [53].

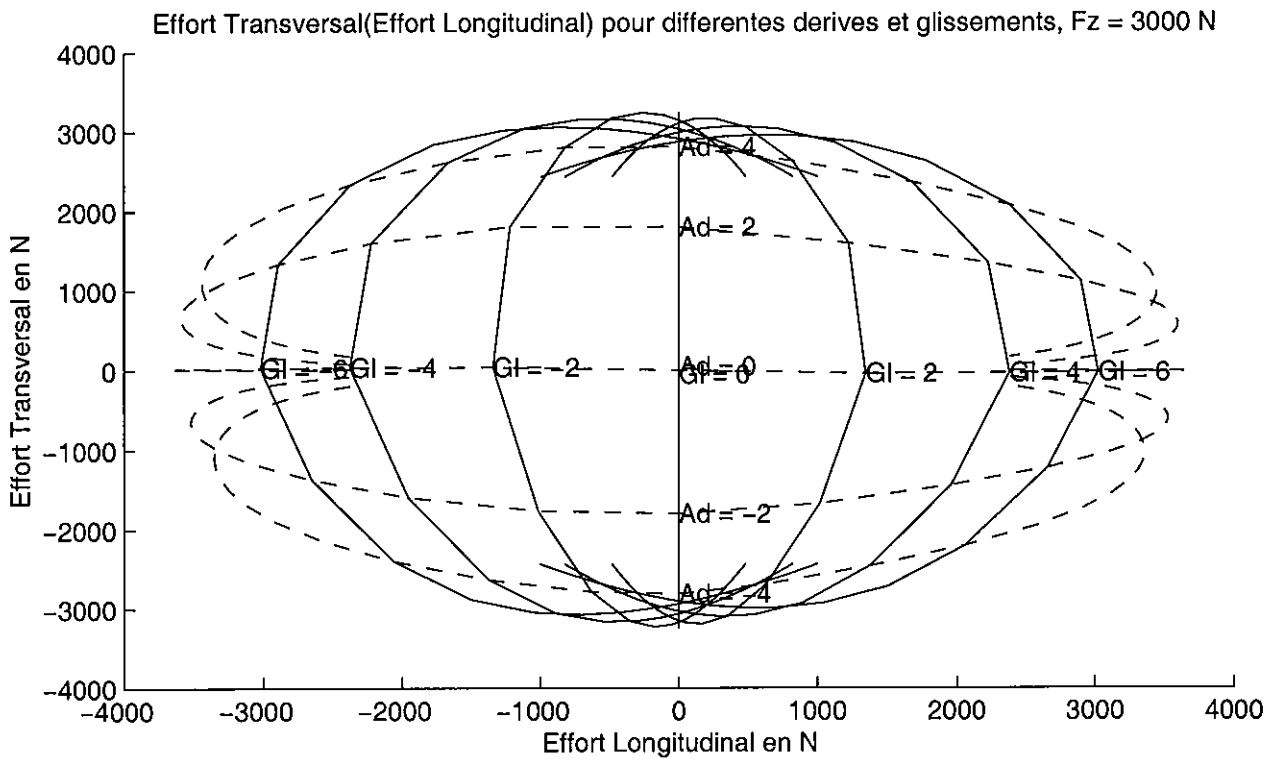
VISUALISATION DES INFLUENCES CROISEES DES PARAMETRES DERIVE ET GLISSEMENT SUR FX et FY



**Figure 3-13 : Couplage des sollicitations longitudinales et transversales : Influence réciproque de la dérive et du glissement sur les efforts d'un pneumatique générique**



MODELE DE PACEJKA : ILLUSTRATION DU COUPLAGE DES EFFORTS LONGITUDINAUX ET TRANSVERSAUX



Modele de Pacejka – Effort Transversal (Taux de Glissement, Angle de derive), pour différentes charges

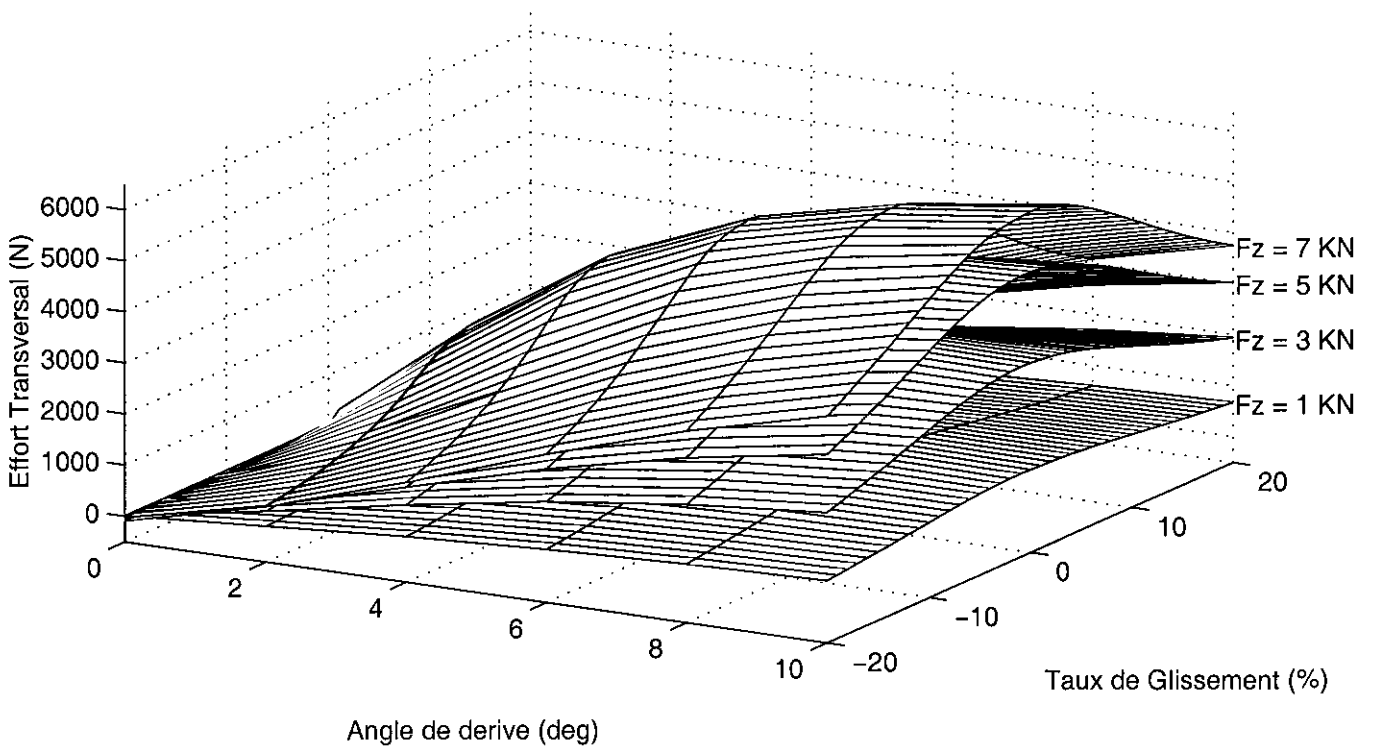


Figure 3-14 : Couplage des sollicitations longitudinales et transversales : Diagramme  $F_y(F_x)$  et représentation 3D de l'effort transversal (Pneumatique générique)

Ces deux formulations, que nous avons mises en œuvre dans notre modèle MLP5 (voir paragraphe 5.1.3), nous ont donné des résultats équivalents ; elles s'expriment de la manière suivante :

$$\text{Transitoire sur l'effort : } \frac{\sigma}{V} \frac{dF_{y\_dyn}}{dt} + F_{y\_dyn} = F_y$$

$$\text{Transitoire sur l'angle de dérive : } \frac{\sigma}{V} \frac{d\alpha_{dyn}}{dt} + \alpha_{dyn} = \alpha$$

Où  $\sigma$  représente la longueur de relaxation du pneumatique,  $V$  la vitesse du véhicule,  $F_{y\_dyn}$  et  $\alpha_{dyn}$  respectivement l'effort transversal et l'angle de dérive "dynamiques", alors que  $F_y$  représente l'effort transversal staticodynamique issu du modèle de Pacejka et  $\alpha$  l'angle de dérive staticodynamique calculé selon les formules données au paragraphe 3.1.2.

Il existe également des phénomènes transitoires en longitudinal, qui provoquent un retard et une atténuation de l'effort transmis ; nous ne les avons cependant pas mis en œuvre dans nos modèles, faute d'éléments de référence suffisamment précis.

### 3. 3. 6. Le modèle de Pacejka couplé

Nous adopterons la modélisation de PACEJKA [54, 55], qui consiste en une identification de coefficients à partir de mesures d'efforts réalisées avec des "véhicules analytiques", complétée par Michelin au niveau du couplage des sollicitations et proposée dans l'article "A new tyre model for vehicle dynamics simulations" de BAYLE, FORISSIER et LAFON [56]. C'est ce modèle qui a été utilisé pour réaliser toutes les caractéristiques de pneumatiques présentées dans ce paragraphe 3.3, ainsi que toutes les simulations présentées dans cette thèse, à l'exception de celles mentionnant l'utilisation d'un modèle de pneumatiques linéaire.

#### *Le modèle couplé de l'effort transversal*

L'effort transversal  $F_y$ , exprimé en N s'obtient en fonction de l'angle de dérive  $\alpha$  en degrés, de la charge verticale  $F_z$  en kN, de l'angle de carrossage  $\sigma$  en degré et du taux de glissement  $G\%$  en %, par les formules suivantes, qui font intervenir 25 coefficients caractéristiques  $a_i$  :

$$C = a_0$$

$$D = (a_1 F_z + a_2) F_z$$

$$BCD = (a_3 \sin(2 \arctg(F_z/a_4))) (1 - a_5 / |\sigma|)$$

$$B = BCD / (C D)$$

$$E = a_6 F_z + a_7$$

$$Sh = a_8 \sigma + a_9 F_z + a_{10}$$

$$Sv = (a_{112} F_z + a_{111}) F_z \sigma + a_{12} F_z + a_{13}$$

$$CG = a_{m0}$$

$$AG = a_{m1}$$

$$BG = a_{m2} \cos(\arctg(a_{m3} (\alpha - a_{m4})))$$

$$\sigma_0 = a_{m6} F_z + a_{m7}$$

$$F_{yxgli} = \sin(1.9 \arctg(a_{m8} G\%))$$

$$F_{yxdel} = \cos(\arctg(a_{m9} \alpha))$$

$$F_{yx} = a_{m5} F_z (\sigma - \sigma_0) F_{yxgli} F_{yxdel}$$

$$phi = (1-E) (\alpha + Sh) + E/B \arctg(B(\alpha + Sh))$$

$$F_{y\_pur} = D \sin(C \arctg(B phi)) + Sv$$

$$F_y = F_{y\_pur} \cos(CG \arctg(BG (G\% - AG))) / \cos(CG \arctg (-BG AG)) + F_{yx}$$

### ***Le modèle couplé de l'effort longitudinal***

L'effort longitudinal  $F_x$  exprimé en N s'obtient en fonction du taux de glissement  $G\%$  en %, de la charge verticale  $F_z$  en kN, et de l'angle de dérive  $\alpha$  en degrés, par les formules suivantes, qui font intervenir 17 coefficients caractéristiques  $b_i$  :

$$C = b_0$$

$$D = (b_1 F_z + b_2) F_z$$

$$BCD = (b_3 F_z + b_4) F_z \exp(-b_5 F_z)$$

$$B = BCD / (C D)$$

$$E = b_6 F_z^2 + b_7 F_z + b_8$$

$$Sh = b_9 F_z + b_{10}$$

$$Sv = b_{11} F_z + b_{12} \quad \text{avec } Sv = 0 \text{ si effort moteur seul ou effort freineur seul}$$

$$CD = b_{m0}$$

$$AD = b_{m1}$$

$$BD = b_{m2} \cos(\arctg(b_{m3} G\%))$$

$$phi = (1-E) (G\% + Sh) + E/B \arctg(B (G\% + Sh))$$

$$F_{x\_pur} = D \sin(C \arctg(B phi)) + Sv$$

$$F_x = F_{x\_pur} \cos(CD \arctg(BD (\alpha - AD))) / \cos(CD \arctg(-BD AD))$$

### ***Le modèle couplé du moment d'autoalignement***

Le moment d'autoalignement  $M_z$  exprimé en mN s'obtient en fonction de l'angle de dérive  $\alpha$  en degrés, de la charge verticale  $F_z$  en kN, de l'angle de carrossage  $\sigma$  en degré, par les formules suivantes, qui font intervenir 17 coefficients caractéristiques  $c_i$  :

$$C = c_0$$

$$D = (c_1 F_z + c_2) F_z$$

$$BCD = (c_3 F_z + c_4) F_z \exp(-c_5 F_z) (1 - c_6 / \sigma)$$

$$B = BCD / (C D)$$

$$E = (c_7 F_z^2 + c_8 F_z + c_9) (1 - c_{10} / \sigma)$$

$$Sh = c_{11} \sigma + c_{12} F_z + c_{13}$$

$$Sv = (c_{14} F_z + c_{15}) F_z \sigma + c_{16} F_z + c_{17}$$

$$phi = (1 - E) (\alpha + Sh) + E/B \arctg (B(\alpha + Sh))$$

$$M_z = D \sin(C \arctg(B phi)) + Sv$$

## **3. 4. La liaison au sol**

### **3. 4. 1. Généralités**

Bien que nous nous limiterons à une approche très rudimentaire au niveau de la modélisation de la liaison au sol dans le cadre de cette recherche, nous allons passer en revue les principales notions relatives à chacun des sous-systèmes qui la constituent.

Comme l'indique Halconrui dans son remarquable ouvrage "Les liaisons au sol"[43] déjà cité, qui constitue une des rares publications à caractère général sur la dynamique automobile en langue française, et dont nous nous sommes largement inspiré pour rédiger ce paragraphe, elle est constituée de l'ensemble des organes reliant la caisse au sol : les pneumatiques, les essieux, les éléments de la suspension et la direction.

En terme de sécurité primaire, cet auteur précise que les objectifs du constructeur sont la recherche d'une atteinte progressive de la limite, l'obtention d'un véhicule tolérant vis à vis des réactions impulsives que sont susceptibles d'avoir les conducteurs en situation d'urgence et enfin le souhait de limiter la fatigue du conducteur. Ces objectifs ne sont pas forcément compatibles avec l'agrément de conduite, dont les éléments d'appréciation sont parfois subjectifs, mais qui peut être appréhendé à travers des critères de dynamique véhicule, tels la nature des mouvements de caisse dans les phases transitoires, les efforts ressentis au volant, ou les déphasages entre les trains avant et arrière. Ainsi, l'évolution de l'angle de roulis en entrée de virage conditionne pour beaucoup de conducteurs lambda les sensations ressenties au volant du véhicule, et peut nuire à l'exploitation du potentiel de tenue de route du véhicule par son conducteur.

### 3. 4. 2. La suspension

Une définition intéressante en est donnée dans l'ouvrage de J. R. ELLIS [45 déjà cité] : le rôle fondamental de la suspension est d'isoler le véhicule de la route, et de maintenir les roues en contact avec le sol, de telle manière que les irrégularités de la route et les mouvements de la caisse en pompage, tangage et roulis, n'affectent pas le contrôle de direction et la stabilité.

T. Halconruy cite 3 rôles principaux dévolus à la suspension : porter le véhicule, assurer un contact permanent entre le pneumatique et la chaussée, et enfin isoler le châssis des perturbations générées à l'interface pneumatique/chaussée.

En l'absence de suspension, les accélérations verticales produites par les différentes irrégularités de la route seraient transmises intégralement au véhicule et à ses occupants. Cela se révèle préjudiciable au maintien du contact entre chaque pneumatique et le sol, qui est lui-même une condition nécessaire à une maîtrise du guidage du véhicule, au confort des occupants, et même à l'endurance des composants du véhicule. On conçoit dès lors la nécessité de contrôler les mouvements des roues par rapport à la caisse en autorisant un degré de liberté vertical. La fonction de la suspension est donc la gestion de ce degré de liberté en cohérence avec les impératifs de comportement dynamique et de confort. On distingue ainsi généralement la suspension des essieux, dont le rôle est d'assurer le guidage des roues lors des débattements autorisés par la suspension. Du fait de l'interposition d'un élément flexible entre le châssis et la roue, on est amené à distinguer la masse suspendue (le châssis) des masses non suspendues (porte-moyeu, jante, pneumatique, et parfois éléments du système de freinage). Un ordre de grandeur courant du rapport entre la masse suspendue et le total des masses non suspendues est de 7, pour un véhicule de tourisme.

Concernant la nécessité d'isoler les occupants des oscillations produites par la route, des études physiologiques spécifiques ont montré que les fréquences les mieux tolérées par l'être humain se situent dans la fourchette de 0.9 à 1.4 Hz. Les valeurs plus élevées sont intolérables surtout au-delà de 2.5 Hz, et des valeurs inférieures conduisent au mal des transports. Des éléments plus complets sur ces notions figurent dans le chapitre 5 et le paragraphe 4 de l'Appendice B de l'ouvrage de GILLESPIE [42 déjà cité].

La plupart des suspensions de véhicules routiers, en tous cas celles dites passives, font appel à une combinaison d'éléments élastiques (ressorts) dont la fonction est d'emmagasiner et de restituer de l'énergie, et d'éléments dissipatifs (amortisseurs). La représentation de la suspension par un système masse-ressort-amortisseur à 2 étages (pneumatique et masse non suspendue puis suspension et masse suspendue), modélisant un quart de véhicule est bien connue. Ce modèle simplifié, qui néglige le rôle de l'amortisseur, permet de définir les 2 fréquences de résonance du système :

- la fréquence de suspension, voisine de 1 Hz, qui représente le pompage de la masse suspendue, dont l'expression est donnée par :

$$F_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K.K_p}{m(K + K_p)}}$$

- la fréquence de battement de roue, de l'ordre de 15 Hz, qui représente le mouvement des masses non suspendues, dont l'expression simplifiée est :

$$F_{br} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K + K_p}{m_{ns}}}$$

- avec  $K$  : raideur de la suspension,  
 $K_p$  : raideur du pneumatique,  
 $m$  : masse suspendue (correspond ici au  $\frac{1}{4}$  de véhicule),  
 $m_{ns}$  : masse non suspendue (pour une roue).

L'application numérique pour notre Peugeot 306 nous conduit à des valeurs de 1.04 Hz et 1.39 Hz pour les fréquences de pompage, selon que l'on regarde un quart de véhicule avant ou arrière, dans la configuration de référence (2 personnes à bord et plein d'essence fait). Pour la fréquence de battement de roue, on trouve des valeurs de l'ordre de 12.7 Hz, en fonction d'une estimation d'une masse non suspendue à 35 kg.

L'étude de ce système montre que, même s'il existe certaines zones de fréquences, où son influence est nuisible, le rôle de l'amortisseur est de limiter l'amplitude des mouvements de la masse suspendue au voisinage de la fréquence de suspension, et l'amplitude de débattements des masses non suspendues au voisinage de la fréquence de battement de roue.

Pour cerner le rôle des différents composants dans les basses fréquences, on peut se ramener à un système masse-ressort-amortisseur classique en considérant la raideur du pneumatique infinie. On montre alors que l'augmentation de la masse du système (charge du véhicule) entraîne une augmentation de l'amplitude des oscillations : le système est plus difficile à mettre en mouvement du fait de son inertie supérieure, mais plus difficile à ramener au repos une fois excité. Une augmentation de la raideur se traduit par une augmentation de la fréquence des oscillations, et de la vitesse initiale, puisque la force de rappel est proportionnelle à la raideur. Concernant l'influence d'une augmentation de la raideur sur l'amplitude des mouvements, il convient de distinguer 2 cas : la sollicitation à effort imposé (cas de l'accélération transversale dans un virage), où l'augmentation de la raideur réduit l'amplitude des mouvements de caisse (roulis par exemple), et la sollicitation à amplitude imposée : lorsqu'une roue passe sur un obstacle, l'amplitude du mouvement du châssis sera d'autant plus grande, que le ressort sera raide.

L'étude d'un véhicule complet simplifié ne prenant pas en compte les masses non suspendues permet de déterminer les fréquences propres des modes de pompage et tangage (en négligeant les termes liés à l'amortissement) :

- Fréquence propre de pompage  $F_{pomp} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_1 + K_2}{M}}$

- Fréquence propre de tangage  $F_{tang} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_1 l_1^2 + K_2 l_2^2}{I_y}}$

les indices 1 et 2 se rapportant aux trains avant et arrière,  $I_y$  représentant l'inertie de la caisse en tangage. L'application numérique au cas de notre 306 nous donne des fréquences propres de 1.25 Hz en pompage et de 1.58 Hz en tangage.

Les coordonnées des axes des modes de pompage et tangage sont données par les formules suivantes :

- pour le pompage  $x_p = \frac{K_1 l_1^2 + K_2 l_2^2}{K_1 l_1 - K_2 l_2}$

$$\text{- pour le tangage} \quad x_t = \frac{K_1 l_1^2 - K_2 l_2^2}{K_1 l_1 + K_2 l_2}$$

Pour la 306, on trouve des valeurs de  $-4.8$  m pour le pompage et  $-0.65$  m pour le tangage. Dans le cas particulier des raideurs par essieux proportionnelles aux masses portées, on obtient un axe de pompage rejeté à l'infini, donnant un mode de translation pure. A noter encore que l'augmentation de raideur d'un des essieux tend à déplacer l'axe du mode de tangage vers cet essieu, mais cela se traduit également par une augmentation de la fréquence de pompage de cet essieu, donc d'une diminution du confort.

Halconruy indique que les constructeurs tendent à réduire les mouvements de tangage, qui sont moins bien tolérés par les passagers que ceux de pompage : on parle d'accord entre les suspensions avant et arrière. On peut considérer que le passage sur un obstacle est subi par le train avant avec une certaine avance de phase sur le train arrière. En augmentant la raideur de l'essieu arrière, on augmente la fréquence de ses oscillations et on peut rechercher le point optimum, où les débattements avant et arrière auront leurs amplitudes maximales en phase, permettant de faire assimiler le tangage à un pompage. Un bon accord avant/arrière nécessite une suspension arrière plus ferme tant en raideur qu'en amortissement.

Les butées de suspension servent à limiter l'amplitude des débattements et à limiter les chocs lorsque les suspensions atteignent ces grands débattements. Elles doivent présenter une raideur faible lorsqu'elles commencent à agir de manière à permettre une transition progressive des efforts par rapport à la partie linéaire de la suspension assurée le plus souvent par un ressort. Cette raideur augmente ensuite progressivement pour devenir quasi infinie lorsque la butée atteint son écrasement maximal.

L'objectif des barres anti-roulis, notée BAR dans la suite, est de permettre un accroissement de la raideur de la suspension lors des mouvements de roulis, sans contribuer à une augmentation de la raideur en pompage. Celle-ci se traduirait en effet par une augmentation de la fréquence propre de pompage, préjudiciable au confort. Il convient là encore d'adopter un compromis satisfaisant entre la contribution des ressorts et des BAR.

### 3. 4. 3. Les trains et leurs caractéristiques principales

Un essieu se définit selon Halconruy comme l'ensemble des éléments qui relie la roue au châssis à l'exception des éléments de suspension (ressorts, amortisseurs...) et de direction. Si un organe contribue à la fois au guidage et à la suspension, il fait partie des organes de suspension.

Il convient de souligner l'importance des contraintes liées à l'encombrement des différents organes mécaniques constituant un essieu, pour une intégration satisfaisante dans le cadre d'un projet de véhicule complet, qui nécessite bien évidemment de nombreux compromis. Ainsi le concepteur de la liaison au sol ne peut travailler avec toute latitude, et optimiser uniquement le comportement dynamique.

Les performances d'un essieu s'apprécient à travers 2 grands domaines : le guidage (capacité à procurer au véhicule un comportement routier stable et efficace) et le filtrage (aptitude à transmettre au châssis un signal vibratoire inférieur à celui généré à l'interface pneu-chaussée).

Concernant le filtrage, c'est la suspension qui joue un rôle prépondérant pour les mouvements de basse fréquence ( $< 5$  Hz) et de fortes amplitudes, les essieux prenant le relais pour les fréquences de 5 à 60 Hz pour des mouvements d'amplitude inférieure au centimètre.

En terme de guidage les principales préoccupations concernent la tenue de cap aussi bien en ligne droite (aptitude à conserver une trajectoire rectiligne indépendamment du profil de la chaussée) qu'en virage, et la sensibilité aux perturbations (rafales de vent par exemple).

### ***Notions de pincement et ouverture et leurs influences sur le comportement dynamique***

Ces notions se rapportent aux angles que font les roues dans un plan horizontal par rapport à l'axe longitudinal du véhicule, il s'agit de micro-braquages dont l'ensemble définit le parallélisme. Si les plans passant par les plans des jantes des 2 roues d'un même train se rejoignent en avant de ce train, on parlera de pincement et d'ouverture dans le cas contraire.

Le principal intérêt de ces caractéristiques de conception d'un train peut être de compenser, par un réglage permanent lié à la cinématique du train, les variations que va subir le plan de roue, lors de l'application d'un couple moteur ou lors d'un virage. La valeur du parallélisme influence également fortement le comportement dynamique du véhicule en terme de temps de réponse et de progressivité de la réponse d'un train à une sollicitation donnée.

Un véhicule qui présente du pincement sur le train avant changera de trajectoire plus brutalement lors des premiers instants de la réponse à une sollicitation donnée qu'un véhicule présentant de l'ouverture. Cela s'explique par l'évolution des efforts de poussée des pneumatiques et les transferts de charge. En virage le transfert de charge se produit vers les pneumatiques extérieurs au virage, et le pneumatique dont la charge verticale est la plus forte va jouer un rôle prépondérant. Si celui-ci présente du pincement, cela correspond à un braquage déjà établi dans le sens du virage qui va être négocié, ce qui provoque une réponse plus vive du véhicule.

Plus précisément, on se trouve en présence de 2 phénomènes aux effets contraires, dont le plus grand s'impose. L'augmentation d'effort sur la roue extérieure liée au transfert de charge combinée à l'augmentation du braquage liée au pincement est supérieure à la diminution de l'effort sur la roue intérieure combinée à la diminution du braquage, car la roue intérieure pincée braque, quant à elle, dans le mauvais sens pour le virage étudié.

On peut retenir qu'en général, une ouverture sur le train avant et un pincement sur le train arrière sont des facteurs favorables à la stabilité du véhicule. Un effet contraire est bien évidemment obtenu par du pincement à l'avant et de l'ouverture à l'arrière, ce dernier cas étant très rare en raison de la forte sensibilité de la tenue de cap du véhicule aux réglages du train arrière. L'importance de ces notions en matière de validité d'un modèle dynamique sera illustrée au paragraphe 5-4.

Le positionnement dans l'espace des points d'articulation des divers constituants d'un essieu joue un rôle essentiel dans ses performances. On définit ainsi les notions suivantes :

#### ***Axe de pivot***

C'est l'axe autour duquel la roue tourne lors d'un braquage : cette notion a un sens pour un essieu avant bien entendu mais également arrière dans le cas d'une 4 roues directrices ou d'une correction cinématique de la pince en débattement. Il convient bien évidemment de considérer cet axe dans l'espace et on a coutume de le définir à partir de 2 de ses projections :



- l'une dans un plan vertical transversal au véhicule passant par les centre-roues, on définit ainsi l'**angle d'inclinaison de l'axe de pivot**, positif si on se rapproche de l'axe longitudinal du véhicule, lorsqu'on monte le long de l'axe du pivot,
- l'autre dans un plan vertical longitudinal perpendiculaire au précédent. La projection de l'axe de pivot dans ce plan définit avec la verticale l'**angle de chasse**, qui est positif si le point supérieur d'articulation du pivot est en arrière du centre-roue.

En clair l'angle d'inclinaison de pivot est matérialisé en regardant le véhicule de face, l'angle de chasse en regardant le véhicule de profil. L'axe de pivot permet de définir également 2 cotes géométriques : le déport et la chasse au sol. Le déport au sol est la projection, dans un plan transversal, de la distance entre le point d'intersection noté I de l'axe de pivot avec le sol et la trace au sol du plan médian de la roue. Si I est à l'intérieur du véhicule, le déport est considéré positif. La même projection dans un plan longitudinal définit la chasse au sol, positive si I est en avant du point de contact pneu-sol.

La chasse au sol est le bras de levier des sollicitations transversales. Lorsque les roues sont droites, une chasse positive provoque un braquage induit de la roue dans le sens de l'ouverture, pour des efforts dirigés vers l'intérieur du véhicule (sans carrossage et avec un parallélisme parfait). Lorsqu'il y a braquage des roues, les efforts générés au contact pneu-sol créent un couple qui tend à ramener les roues droites avec une chasse positive (stable), une chasse négative accentuant le braquage (instable). Une chasse positive est donc la règle en véhicule de tourisme, car favorable à la stabilité, mais elle augmente cependant les efforts de direction et joue un rôle important dans le gradient d'effort autour du point neutre. Cette chasse géométrique se combine avec la chasse du pneumatique dans la création du moment d'autoalignement (voir paragraphe 3.3.2.).

L'**intérêt du déport négatif** pour la stabilité au freinage est bien connu : en cas de freinage sur adhérence dissymétrique. L'effort développé au niveau du contact pneu-sol est supérieur du côté le plus adhérent, d'où apparition d'un couple, qui tend à faire dévier le véhicule du côté adhérent. Mais avec un déport, il existe un bras de levier entre le point d'application des efforts (centre de l'aire de contact) et l'axe de pivotement des roues, d'où création d'un couple de pivotement qui tend à faire tourner les roues : la roue gauche tourne vers la droite et la roue droite vers la gauche si le déport est négatif. Là encore le phénomène est plus accentué du côté le plus adhérent, et la roue correspondante impose son sens de braquage via la timonerie de direction, d'où création d'un couple vers le côté le moins adhérent. La présence d'un déport négatif crée par conséquent un couple qui s'oppose au couple généré par la dissymétrie d'adhérence et stabilise le véhicule.

Un effet défavorable du déport sur le confort d'utilisation d'un véhicule concerne la génération d'un couple de braquage transmis jusqu'au volant dans le cas d'un choc sur la roue (franchissement d'un obstacle, nid de poule), et directement proportionnel au déport, ce qui inciterait à minimiser sa valeur. Mais l'absence de déport augmente par ailleurs la torsion du pneumatique en braquage, ce qui favorise l'élasticité de la direction, et détériore le temps de réponse en dynamique, en réponse à un échelon de braquage. Au contraire la présence d'un déport crée des mouvements longitudinaux et transversaux de la roue lors d'un braquage, ce qui contrecarre ces effets négatifs.

### *Les épures*

Elles servent à définir la position du plan de roue, déterminée à travers les variations d'empattement (translation selon X), voie (translation selon Y), carrossage (rotation autour de

X), rotation propre (rotation autour de Y, indépendamment de la rotation de la roue sur son roulement), pincement/ouverture (rotation autour de Z), en fonction du débattement vertical de la roue (translation selon Z). En fait on cherche à représenter les 5 degrés de liberté d'une roue par rapport au châssis, en fonction du sixième.

Il existe deux types d'épures : les épures cinématiques qui ne dépendent que de la géométrie des composants d'un train roulant et de la nature des liaisons entre ces composants, et les épures élasto-cinématiques, qui permettent de définir la déformation des trains sous efforts.

De longs développements pourraient être faits autour de ces notions, cependant, étant donné que ces aspects ne feront pas l'objet d'une mise en œuvre concrète dans nos modèles, nous ne ferons que les survoler, et renvoyons le lecteur intéressé à des ouvrages spécialisés sur ce sujet complexe, dont notamment les références générales citées au début de ce chapitre [41 à 46].

### *Les épures cinématiques*

Les effets les plus importants se situent encore une fois au niveau des variations de pincement et d'ouverture, qui sont souvent utilisées pour donner un caractère spécifique au véhicule ou mieux contrôler son comportement dans certaines situations : c'est ce qu'on appelle les braquages induits.

Signalons par exemple, qu'en l'absence de braquage induit (ce qui signifie une compatibilité totale entre les éléments de suspension et de direction), lors d'un passage sur une bosse d'un seul côté, la suspension se comprime, ce qui produit une augmentation de l'effort transversal sur cette roue, car la charge y est supérieure, et provoque une déviation du véhicule. Les braquages induits peuvent cependant être judicieusement déterminés pour compenser le surcroît de pouvoir directeur de la roue ayant la charge la plus élevée. C'est le cas d'une épure dite débraqueuse, présentant de l'ouverture en compression. En aucun cas il ne faut inverser le sens du braquage imposé par le conducteur au volant, mais seulement l'atténuer en compression.

### *Les épures élasto-cinématiques*

Elles tiennent compte à la fois des déformations des pièces composant les essieux, liées à l'élasticité des matériaux, et la flexibilité des éléments de filtrage, le plus souvent en caoutchouc. Ces termes sont loin d'être négligeables, lorsque des efforts importants sont appliqués au train.

La figure 3-15, construite d'après la référence [43], présente la comparaison entre une épure cinématique et une épure élasto-cinématique, pour une roue arrière extérieure lors du franchissement d'un virage : on part d'une valeur initiale présentant de la pince (réglage statique du parallélisme), et celle-ci augmente au fur et à mesure que le débattement croît, lorsque la suspension se comprime, et que les efforts des pneumatiques augmentent pour compenser la force centrifuge. Mais alors que l'effet d'augmentation de la pince est permanent sur l'épure cinématique, ce qui joue un rôle stabilisant sur un train arrière, on constate que l'épure élasto-cinématique s'éloigne de la précédente pour les fortes compressions, qui correspondent aux fortes accélérations transversales, avec une pince qui rediminue, jusqu'à atteindre une valeur proche de la pince initiale, mais sans toutefois donner de l'ouverture en absolu.

Il en résulte que les éléments élastiques, dont la motivation première est le confort, doivent également procurer des déformations maîtrisées lorsqu'ils sont sollicités, afin de contrôler parfaitement le comportement dynamique du véhicule.

## COMPARAISON DES EPURES CINEMATIQUE (---) ET ELASTO-CINEMATIQUE (-)

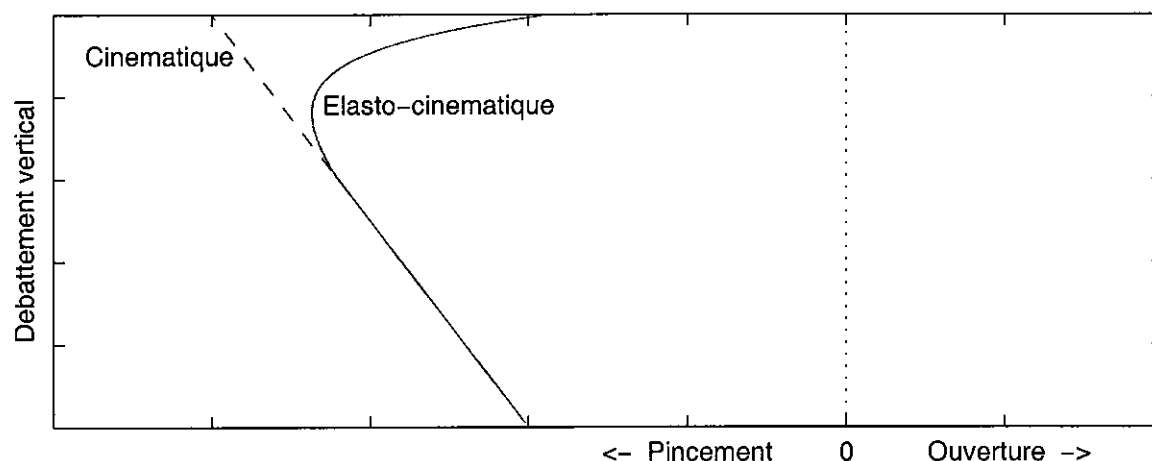


Figure 3-15 : Epures cinématiques et élasto-cinématiques d'après HALCONRUY [43]

L'importance de l'influence de ces épures élasto-cinématiques est une difficulté majeure du développement de modèles de comportement dynamique valides, par des personnes autres que les équipementiers concepteurs de ce type de composants ou les bureaux d'études des constructeurs automobiles. Seuls ces derniers sont en effet susceptibles d'avoir accès à tous les paramètres de conception. Une difficulté supplémentaire est qu'il est généralement admis que l'on obtient des différences significatives entre une approche où on isole chacun des composants d'une suspension, détermine leurs caractéristiques de flexibilité, puis cumule toutes ces valeurs pour obtenir les caractéristiques globales de la suspension, par rapport à une mesure réelle sur le véhicule complet.

Par ailleurs, lors de travaux antérieurs, dans le cadre d'un important programme de validation du modèle dynamique CALLAS, effectué à la demande de la DRAST (Ministère des Transports) [31, 32 déjà cités], nous avons conclu avec Gilles SCHAEFER (SERA-CD) :

- d'une part, qu'une identification des paramètres élasto-cinématiques est nécessaire sur le véhicule propre utilisé pour les essais de validation, lorsqu'on souhaite "grapiller" les derniers pour cents d'écart entre un essai réel et une simulation. Des données élasto-cinématiques génériques peuvent donc fournir des tendances, mais doivent être utilisées avec prudence. Il faut savoir en outre qu'une identification de l'élasto-cinématique d'un véhicule peut être faite sur des bancs d'essais spécifiques, dont disposent certains constructeurs ou manufacturiers, mais que cette prestation est d'un coût très élevé.

- d'autre part, qu'il semble que c'est dans la gamme de sollicitation intermédiaire que l'élasto-cinématique joue le plus grand rôle, alors que pour les sollicitations extrêmes ce sont les pneumatiques qui saturent, et imposent les limites d'efforts admissibles, ce qui peut contribuer à gommer partiellement quelques insuffisances de paramétrage. Ce point est une impression, acquise par notre propre expérience, à partir de validations menées sur plusieurs véhicules, mais en aucun cas, nous ne prétendons que ce résultat est une vérité absolue.

### *Technologie des essieux*

Plutôt que de faire un exposé complet des différents types d'essieux, dont nous avons considéré qu'il sortait du cadre de cette thèse, nous avons choisi de décrire sommairement les essieux de notre véhicule instrumenté PEUGEOT 306, qui sera modélisé.

Son train avant est de type pseudo Mac-Pherson avec un bras inférieur triangulé, qui se distingue du Mac-Pherson de base par le fait que la barre antiroulis ne participe pas directement au guidage transversal. Le point d'ancrage de la BAR est situé dans le cas présent sur le triangle inférieur. L'inclinaison du triangle inférieur est étudiée afin de conférer au dispositif des propriétés anti-cabrage et anti-plongée

Le train arrière est à bras tirés du type semi-rigide avec une traverse souple en torsion et rigide en flexion et générant un effort de rappel en roulis. La position de l'amortisseur n'étant pas verticale, il y a lieu de tenir compte d'un rapport cinématique entre le débattement de la roue et celui de l'amortisseur

### *Les essieux arrière auto-directionnels*

Nous terminerons ce survol de la liaison au sol par l'évocation d'un type d'essieu arrière spécifique. Le principe des essieux directionnels à correction passive (sans intervention d'un actionneur) concerne les roues arrière, et consiste à exploiter les efforts générés au niveau de l'interface pneumatique/chaussée pour provoquer une rotation de l'essieu, conférant des propriétés dynamiques particulières. Il convient de distinguer ces technologies des braquages élasto-cinématiques induits par les débattements et les efforts, et qui sont donc différents pour les roues droite et gauche.

La tendance qui est privilégiée est d'obtenir une rotation des roues arrière dans le même sens que les roues avant, car cela conduit à éloigner le centre instantané de rotation (noté CIR par la suite), c'est-à-dire à donner un effet sousvireur, ce qui est favorable à la stabilité du véhicule. Ces réalisations font appel à des déformations des liaisons élastiques, qui doivent être étudiées avec beaucoup de soin de manière à maîtriser les temps de réponse des trains, lors des phases transitoires, sans pénaliser la fonction première de filtrage de ces articulations.

Certaines réalisations permettent cependant d'obtenir dans les tous premiers instants de l'attaque d'un virage, un léger braquage des roues arrière en opposition avec les roues avant, avant le braquage en phase avant/arrière évoqué précédemment. Cela permet d'accroître le caractère incisif du véhicule.

Ces dispositifs permettent également d'obtenir un léger braquage du train arrière vers le côté adhérent, lors d'un freinage sur adhérence dissymétrique, ce qui restabilise le véhicule, un peu à la manière d'un train avant à déport négatif.

### *Les 4-roues directrices*

Concernant les véhicules à 4 roues directrices, où les roues arrière sont commandées par un actionneur mécanique ou piloté, on peut retenir que les cinématiques adoptées visent à braquer les roues arrière dans le même sens que les roues avant pour les angles de braquage du volant jusqu'à 180 à 220 degrés. Cela correspond à la majorité des situations de conduite courante à vitesses significatives, et c'est encore et comme dans le cas des trains arrière auto-directionnels, une augmentation de la stabilité qui est visée. Sur certains systèmes, pour les fortes valeurs de braquage, les roues arrière tournent en sens inverse des roues avant, ce qui tend à favoriser la maniabilité du véhicule, en réduisant le diamètre de braquage. Cependant le fait que le CIR évolue en permanence et selon une loi non intuitive pose des problèmes d'adaptation aux conducteurs, notamment en créneau.

Nous reviendrons plus en détails sur ces concepts dans la seconde partie de cette thèse, et en particulier au chapitre 7.

---

# Chapitre 4 : Analyse du comportement dynamique des véhicules à partir d'essais réels

## 4. 1. Identification du domaine de fonctionnement d'un véhicule par analyse d'essais

### 4. 1. 1. Présentation générale des essais

Nous allons présenter dans ce paragraphe une série d'essais réalisés avec notre véhicule instrumenté Peugeot 306, dont l'équipement est décrit en annexe 2. La prise en considération de l'ensemble de ces essais permet d'évaluer les performances dynamiques et le domaine de fonctionnement complet d'un véhicule de tourisme moderne de gamme moyenne. Il convient de signaler que ces essais ont été réalisés dans le cadre de deux programmes de recherche :

- "Dynamique du véhicule en situation d'urgence ou perte de contrôle", financé par la DRAST, Direction de la Recherche des Affaires Scientifiques et Techniques du Ministère de l'Équipement, des Transports et du Tourisme, et qui associait de 1995 à 1998 l'INRETS MA au LCPC et à la société SERA-CD, afin de réaliser la validation du logiciel CALLAS, conçu par cette dernière,
- "Accidents par temps de pluie", mené dans le cadre du PREDIT (Programme de Recherche et Développement pour l'Innovation et la Technologie dans les Transports Terrestres), financé par le Ministère de la Recherche, et dont les partenaires sont PSA, le LCPC, l'INRETS MA, SERA-CD et Météo-France. Ce programme, noté APTP dans la suite du texte, a débuté en 1999 et durera 3 ans.

Ces campagnes d'essais ont bénéficié de contributions de l'ETAS (Établissement Technique d'Angers de la DGA) et de MICHELIN, en particulier à travers la mise à disposition des pistes d'essais et de toute la logistique d'accompagnement.

Cette analyse détaillée des phénomènes qui apparaissent sur les principaux paramètres décrivant le comportement dynamique d'un véhicule, lors des différentes manœuvres permettant de couvrir l'ensemble du domaine de fonctionnement du véhicule, va révéler les points importants du comportement, qu'il serait souhaitable de reproduire en modélisation, pour obtenir un modèle fiable, et servir de référence pour déterminer le domaine de validité d'un modèle tant qualitativement, à travers une reproduction fidèle des phénomènes physiques, que quantitativement, à travers la restitution correcte des niveaux de sollicitation mesurés sur le véhicule.

Le but d'une campagne d'essais réalisée dans un objectif de validation d'un modèle dynamique est d'enregistrer les paramètres dynamiques au cours de manœuvres sollicitant dans un premier temps une direction privilégiée, transversale ou longitudinale, avant d'aborder des essais plus complexes couplant ces 2 types de sollicitations. Pour chaque cas, il est intéressant de partir de niveaux de sollicitations modérés pour atteindre progressivement les limites des capacités dynamiques du véhicule. Nous enregistrons au cours de tels essais jusqu'à 40 paramètres, dont la description, ainsi que les méthodes et capteurs utilisés, figurent en annexe 2. Afin de limiter les pages de présentation de ces essais dans ce document, nous avons recherché la présentation la plus condensée possible, et avons retenu une planche au format A4 par essai (ou série d'essais du même type à des niveaux de sollicitations différents), contenant à chaque fois 8 graphiques. Pour les manœuvres majoritairement transversales, nous présentons, en numérotant les graphiques par ligne puis par colonne :

- 1- l'action du conducteur sur le volant (angle de rotation du volant déduit de la mesure du déplacement de la crémaillère),
- 2- les accélérations longitudinale et transversale au centre de gravité du véhicule,
- 3- la vitesse de lacet du véhicule,
- 4- un croisement (courbe de Lissajous) accélération transversale ou vitesse de lacet en fonction de l'angle au volant,
- 5- l'angle de roulis du véhicule,
- 6- l'angle de dérive au centre de gravité du véhicule et parfois à l'arrière du châssis,
- 7- la vitesse du véhicule, l'action du conducteur sur la pédale d'accélérateur (noté gaz), et parfois le régime moteur (noté RPM),
- 8- les débattements de suspension des 4 roues ou les hauteurs de caisse par rapport au sol, mesurées à l'aide de lasers en 4 points du châssis proches des 4 roues.

Pour les essais de freinages et les sollicitations couplées, pour lesquelles le nombre de paramètres intéressants est plus élevé, nous avons regroupé les grandeurs de manière un peu différente en présentant :

- 1- la pression dans le circuit de freinage (mesurée en sortie du maître-cylindre avant le boîtier de l'ABS) et l'effort appliqué sur la pédale de frein, qui sont venus s'ajouter à l'angle au volant,
- 2- les accélérations longitudinale et transversale au centre de gravité, sans changement,
- 3- la vitesse de lacet, qui a été rejointe par la vitesse de tangage,
- 4- la vitesse du véhicule, l'action du conducteur sur la pédale d'accélérateur, et le régime moteur du véhicule, comme sur le graphique 7 des manœuvres transversales,
- 5- les angles de roulis et de tangage, qui sont parfois regroupés avec l'angle de dérive,
- 6- les débattements de suspension des 4 roues ou les hauteurs de caisse en 4 points du châssis proches des 4 roues, comme sur le graphique 8 précédent,
- 7- les vitesses de rotation des 4 roues, qui font leur apparition en raison de l'intérêt qu'elles présentent pour l'analyse des freinages avec ou sans ABS,
- 8- les pressions de freinage appliquées aux 4 roues, après le système ABS, introduites pour les mêmes raisons.

Nous allons présenter successivement, pour la dynamique transversale pure :

- ✓ des mises en virage et virage en régime établi sur un cercle de 60 m de rayon (aire d'évolution de l'ETAS), pour des vitesses de 40, 56, 68 et 80 km/h. Ces essais permettent surtout d'étudier le comportement statico-dynamique du véhicule, depuis des sollicitations modérées jusqu'à des sollicitations limites.
- ✓ des passages à 3 vitesses en chicane de type VDA, conçue par les constructeurs automobiles allemands, dans la lignée du médiatement célèbre test de l'élan, afin d'obtenir des sollicitations élevées dès les basses vitesses (vitesse maximale légèrement supérieure à 60 km/h sur sol sec), et que nous avons adoptée dans le cadre du programme APTP, car il est beaucoup plus raisonnable de réaliser ce type d'essai sur des sites routiers ou autoroutiers accidentés, que le test de la chicane dite ISO, qui autorise des vitesses de passage supérieures à 100 km/h. Nous utiliserons cependant également cette dernière configuration pour un essai de manœuvre combinée (déport latéral avec freinage) ainsi que pour comparer les résultats d'un modèle sur différents véhicules au paragraphe 5-4. Le tracé de ces deux chicanes est présenté à la figure 4-1 suivante. Cette manœuvre est parfaitement descriptive du comportement transversal transitoire d'un véhicule.

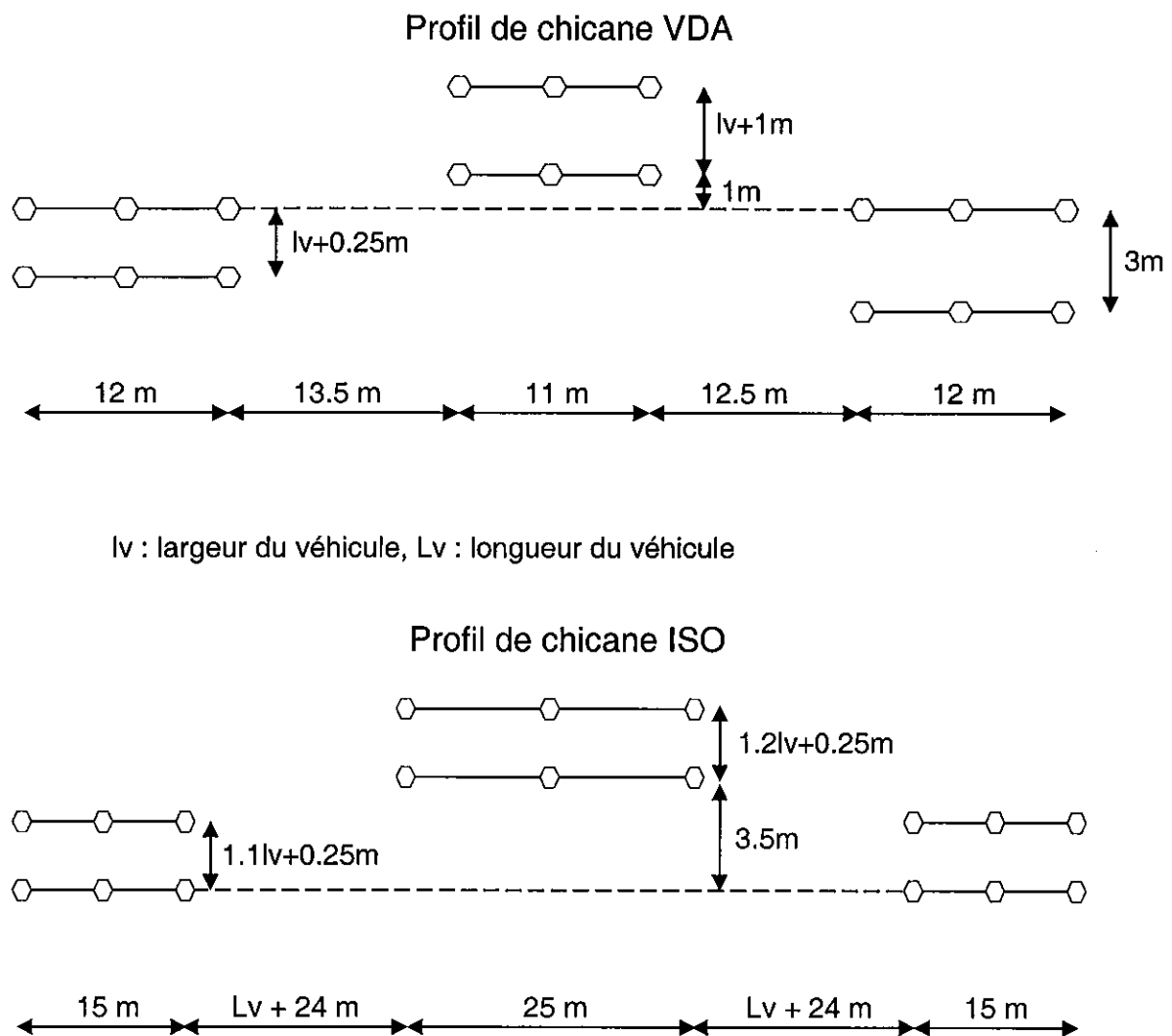


Figure 4-1 : Configuration des chicanes VDA et ISO

- ✓ des slaloms avec une fréquence de commande volant croissante : le but est ici d'appliquer un braquage alterné de faible amplitude (+/- 30° environ), afin de rester dans le **domaine de sollicitation linéaire**, c'est-à-dire n'excédant pas 0.3 g d'accélération transversale, et de couvrir une gamme de fréquences allant de 0 à 4 Hz. Cet essai, réalisé à vitesse constante nécessite une longue ligne droite pour avoir un contenu fréquentiel assez riche, ainsi qu'une largeur de piste conséquente, car c'est elle qui impose les limites aux basses fréquences, où l'amplitude de déport latéral est importante. Cet essai se prête particulièrement bien à une analyse fréquentielle sous forme de diagrammes de Bode.
- ✓ un slalom en limite d'adhérence, où contrairement à l'essai précédent il n'est plus question de se limiter en amplitude de braquage, mais bel et bien de rechercher la limite de décrochement du véhicule en latéral, sur quelques oscillations. Nous reviendrons à une exploitation temporelle des signaux pour illustrer cette manœuvre, qui est sans doute la plus violente de toutes celles pratiquées au cours de nos campagnes d'essais.

Pour la dynamique longitudinale pure :

- ✓ un freinage d'urgence en ligne droite, permettant de mettre en évidence la dynamique longitudinale, avec en outre utilisation et déclenchement du système antibloquant (ABS).
- ✓ un freinage d'urgence en ligne droite sans ABS.

Pour la dynamique couplée :

- ✓ une accélération sur cercle de 60 m de rayon jusqu'à la limite de sollicitation transversale, suivie d'un ralentissement très lent jusqu'à l'arrêt du véhicule. Cette manœuvre est très riche, car elle couvre l'ensemble du domaine transversal, tout en imposant des couplages de sollicitation du fait des efforts de traction.
- ✓ un lever de pied en courbe, manœuvre dont nous verrons au paragraphe 4.2 qu'elle est souvent à l'origine de pertes de contrôle.
- ✓ un freinage en courbe, où on vient ajouter une violente sollicitation longitudinale à un véhicule déjà très sollicité en transversal ; cette manœuvre est réalisée avec et sans ABS.
- ✓ une manœuvre dite combinée : sur une configuration de chicane de type ISO limitée aux 2 premiers couloirs (sans le retour dans la voie origine), le conducteur a comme consigne d'appliquer un freinage d'urgence à la sortie du premier couloir et d'essayer de s'insérer dans le second couloir. Etant donnée sa difficulté, cette manœuvre sera réalisée uniquement avec ABS.

#### 4. 1. 2. Virages établis sur cercle de 60 m de rayon

Afin de permettre une comparaison des niveaux de sollicitations obtenus au cours des 4 passages présentés, qui correspondent à des mises en virage vers la gauche et virage en régime établi sur un cercle de 60 m de rayon, pour des vitesses de 40, 56, 68 et 80 km/h, ce qui représente respectivement 50, 70, 85 et 100% de la vitesse maximale de franchissement, nous avons adopté une présentation en distance. Chaque essai a été découpé à partir d'un repère commun, identifié grâce à un seuil magnétique placé sur la chaussée, donnant un signal sur une voie d'acquisition. Ces essais permettent surtout d'étudier le comportement statico-dynamique du véhicule, depuis des sollicitations modérées jusqu'à des sollicitations limites. Nous avons enregistré un tour complet de l'aire d'évolution de l'ETAS, sur un rayon de 60 m, soit près de 400 m si on considère la portion rectiligne précédant la mise en virage.



La commande volant met nettement en évidence le comportement sousvireur du véhicule à sa limite : alors que les angles volant augmentent peu entre les passages à 40, 56 et 68 km/h, celui du passage à 80 km/h est nettement plus élevé dès le début de l'essai et augmente progressivement, atteignant au final une amplitude double de celle du passage à 68 km/h. Cela traduit la difficulté du pilote à maintenir le rayon de sa trajectoire constant, comme en témoigne également le manque de stabilité de la commande. Il convient de signaler que l'augmentation du braquage en cours d'essai a pour origine principale l'échauffement des pneumatiques, qui se traduit par une réduction de leur potentiel d'adhérence transversal.

Les niveaux d'accélération transversale et de vitesse de lacet sont bien dissociés : 0.25 g à 40 km/h, 0.5 g à 56, autour de 0.7 g à 68, et entre 0.9 et 1.1 g à 80 km/h. L'étagement des vitesses de lacet est conforme à celui des vitesses : d'un peu plus de 10 °/s à 40 km/h à plus de 20 °/s à 80 km/h. Le croisement de l'accélération transversale en fonction de l'angle au volant dessine l'évolution du gradient de sousvirage du véhicule en fonction du niveau de sollicitation, si on considère les zones les plus denses du tracé, qui correspondent aux points de fonctionnement stabilisé. Ce graphique reprend les mêmes données que l'illustration du gradient de sousvirage présenté à la figure 3-4, mais ici les axes sont inversés, les points de mesure reliés entre eux, et les mises en virage ont été conservées.

L'évolution de l'angle de roulis, qui est calculé à partir des hauteurs de caisse mesurées par lasers (en moyennant les contributions avant et arrière), est quasi linéaire en fonction de l'accélération transversale, ce qui est mis évidence par la comparaison des 2 tracés : 1° pour 0.25 g et 4.5° pour 1 g.

Le tracé de l'angle de dérive est intéressant. Sa valeur au centre de gravité est recalculée à partir du signal mesuré par un capteur situé à l'arrière du châssis par la formule suivante :

$$\beta_{cdg} = \beta_{ar} + 2.28 \dot{\psi} / V$$

Cette équation donne des angles en radian, pour une vitesse de lacet en rad/s et une vitesse du véhicule en m/s, 2.28 représentant la distance en mètres selon l'axe longitudinal du véhicule du centre de gravité au capteur. Ainsi l'angle de dérive au centre de gravité apparaît positif de l'ordre de 0.5° à 40 km/h, il est pratiquement nul (légèrement négatif) pour le passage à 56 km/h, se situe entre -1 et -1.5° à 68 km/h, et enfin atteint des valeurs nettement supérieures à -4°, lors du passage limite. Nous avons vu au paragraphe 3.1.3 qu'une formule analytique issue du modèle bicyclette donnait pour notre 306 une vitesse d'annulation de l'angle de dérive de 63.4 km/h, alors que l'essai réel situe cette vitesse proche de 56 km/h. Cet écart, du même ordre que ceux observés sur les figures 3-4 et 3-5, est à attribuer aux hypothèses simplificatrices du modèle bicyclette : rigidité de dérive constante et absence de transfert de charge en particulier.

Le diagramme des vitesses confirme des valeurs en général bien stabilisées, plus proche de 82 que de 80 km/h lors du passage limite, pour lequel on constate que l'essayeur doit également beaucoup agir sur l'accélérateur pour maintenir sa vitesse, en raison de la forte dérive et des incessantes corrections de braquage.

Les hauteurs de caisse, mesurées à proximité des 2 roues avant, traduisent sans surprise la hiérarchie des amplitudes de mouvement de caisse, lorsque la vitesse et les niveaux de sollicitation augmentent. A noter cependant que les amplitudes autour de positions statiques vers 0.17 m sont légèrement supérieures pour la roue AVG en détente que pour la roue AVD en compression, lors de ces virages à gauche.

ESSAIS 306 INRETS – PISTE ETAS – VIRAGE ETABLI A 40 (..), 56 (-.-), 68 (--) ET 80 (-) KM/H EN DISTANCE

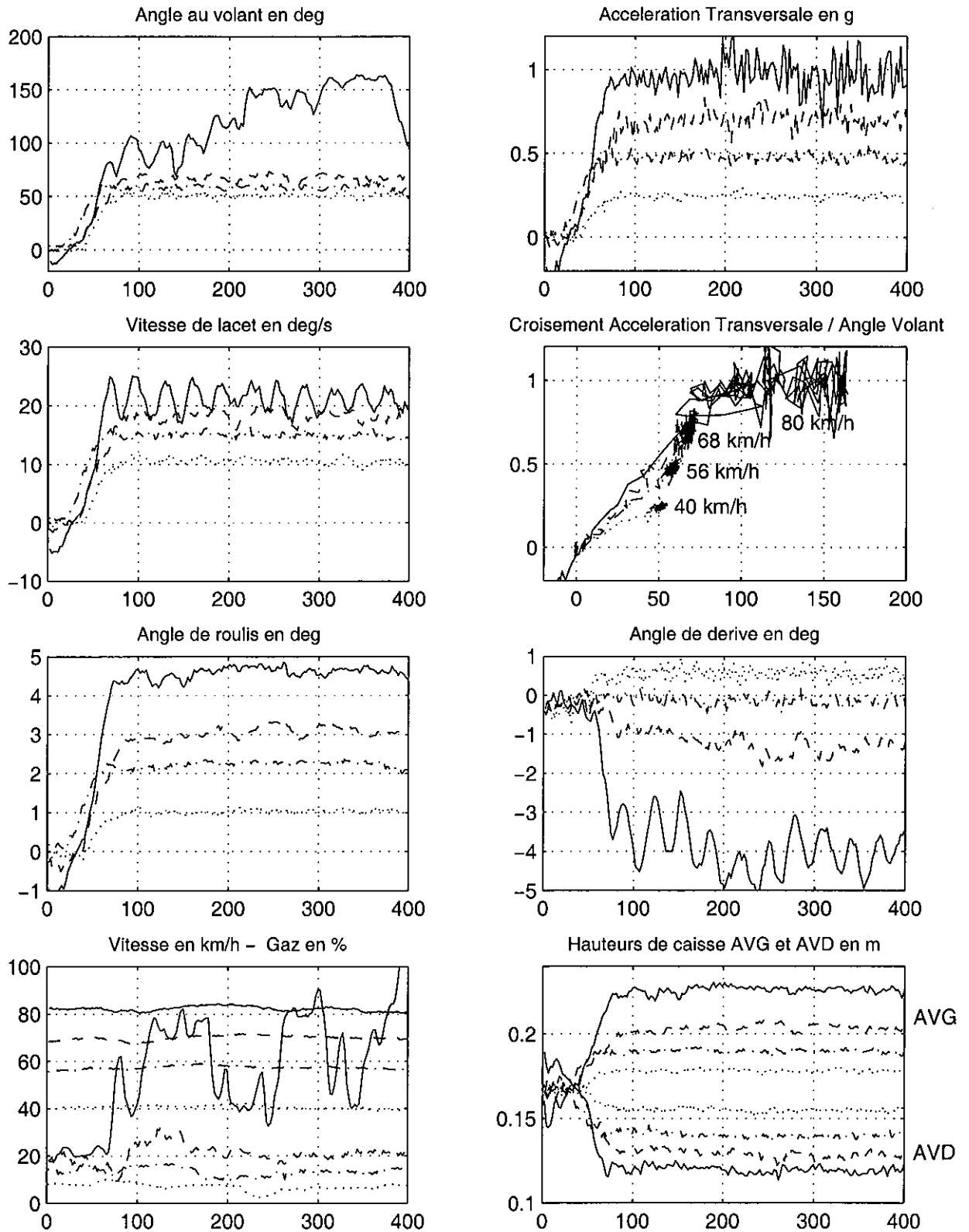


Figure 4-2 : Comparaison de 4 essais en virage établi

### 4. 1. 3. Chicane VDA

Les 3 passages superposés sur la figure 4-3, et présentés en fonction de la distance parcourue, ont été réalisés à des vitesses de 40, 50 et 62 km/h. On note que pour cette dernière, il est pratiquement impossible de maintenir la vitesse, étant donné la multiplicité des sollicitations transitoires alternées auxquelles est soumis le véhicule sur une cinquantaine de mètres, soit à peine plus de 3 secondes. Il en va ainsi même en autorisant le conducteur à agir sur l'accélérateur en cours de manœuvre, ce que nous avons décidé de faire, bien que cela soit contraire à la définition de la chicane VDA proposée par les constructeurs allemands.

Il est intéressant de constater que les commandes, ainsi que les sollicitations en accélération transversale, vitesse de lacet, angle de roulis et hauteurs de caisse, qui en dépendent fortement, sont très différentes d'une vitesse à l'autre. A 40 km/h, le second pic est réduit au profit du troisième, il en va de même à 50 km/h où le premier pic est beaucoup plus fort. A 62 km/h, les 2 premiers pics sont comparables et c'est le troisième pic qui disparaît totalement.

Les accélérations transversales sur les pics s'étagent entre 0.4 et 0.55 g à 40 km/h, atteignent de 0.6 à 0.75 g à 50 km/h, et se situent entre 0.9 et 1 g lors du passage extrême. L'accélération transversale présente alors 3 lobes et le second est très marqué et prolongé bien après que le conducteur ait réduit l'amplitude du braquage, ce qui traduit la saturation des pneumatiques du train avant.

Sur ce second pic du passage à la limite, où elle culmine à 40 °/s, la vitesse de lacet diminue elle aussi avec un certain retard sur la commande volant, mais il est moindre que sur l'accélération transversale. Ce retard est bien mis en évidence sur le croisement avec l'angle au volant, où on passe d'une réponse quasiment linéaire et en phase à 40 km/h (faisceau en trait mixte très étroit et proche de la diagonale), à un déphasage important à 50 km/h et considérable à 62 km/h (faisceau en trait continu). Pour cet essai, on peut relever une vitesse de lacet encore à 25 °/s, lorsque le volant repasse à 0 vers 22 m (voir les repères de distance sur le croisement). La réponse sur le braquage négatif qui suit garde le même déphasage (trait continu quasiment parallèle à la diagonale du croisement), puis rattrape le braquage sur le pic (point anguleux du croisement, vers 30 m sur les tracés en distance), pour reproduire ensuite un important déphasage, lorsque le conducteur diminue l'angle au volant : la vitesse de lacet reste à -40°/s, puis diminue lentement. Par exemple elle est encore à -25 °/s lorsque la distance parcourue est de 40 m, alors que le braquage volant a diminué de -150 à -40°. Par la suite la vitesse de lacet rattrape son retard, d'où le passage vers le point central du croisement (vers 46 m sur les tracés en distance). Lors du dernier pic de braquage positif, qui correspond au rétablissement dans le troisième couloir de la chicane, on peut remarquer une superposition parfaite du croisement avec le tracé du premier pic : le déphasage se produit à partir du moment où le braquage atteint 120°. Le déphasage sur le front descendant est moindre que sur celui du premier pic, et le véhicule répond bien sur le petit contre-braquage final. Cette succession de déphasages entre la commande volant et la réponse en vitesse de lacet se traduit par des alternances de phases de survirage et de sousvirage, que nous avons identifiées sur le croisement de ces grandeurs par des préfixes "sur" et "sous".

L'angle de roulis présente une allure très comparable à l'accélération transversale, avec des amplitudes de 2 à 2.5° à 40 km/h et de 4 à 5° à 62 km/h. Les angles de dérive au CDG montrent tous un premier pic positif puis une inversion du signal avec des pics très en retard par rapport à la commande volant et dont l'amplitude atteint 6° pour le passage limite.

ESSAIS 306 INRETS – PISTE ETAS – CHICANES VDA A 40 (-.-), 50 (---) ET 62 (-) KM/H EN DISTANCE

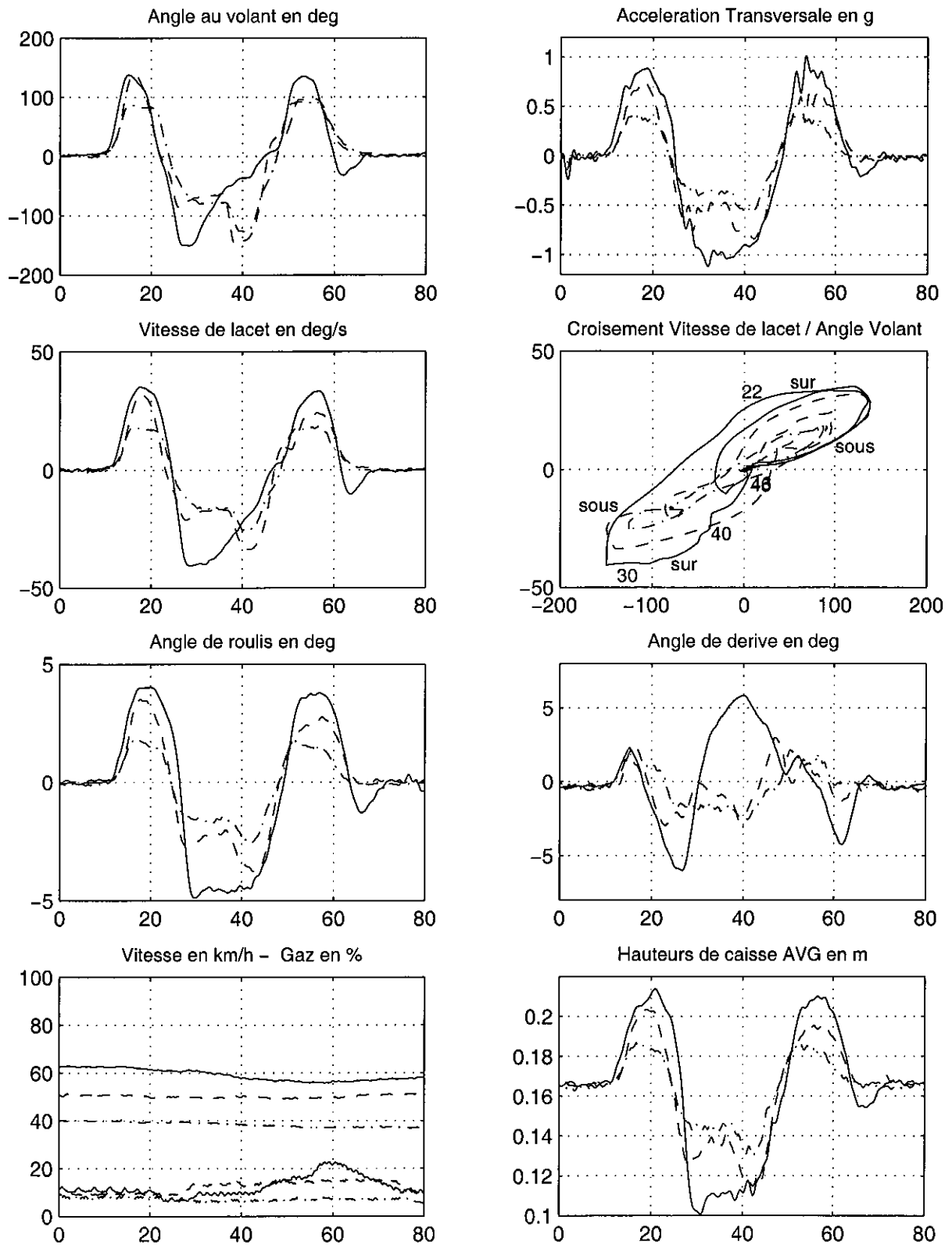


Figure 4-3 : Comparaison de 3 essais en chicane VDA

La hauteur de caisse de la roue AVG montre des évolutions semblables à celles du roulis. A noter l'amplitude qui passe de 0.22 à 0.1 m entre 20 et 30 m, soit en 0.6 s, et même de 0.20 à 0.12 en 3 m, ce qui illustre également la violence du transitoire de cette manœuvre en sollicitation limite.

#### 4. 1. 4. Slaloms à fréquence croissante dans le domaine de sollicitation linéaire

Comme indiqué lors de la présentation des essais en 4.1.1, nous allons exploiter cet essai non pas sous forme temporelle, mais sous forme fréquentielle à l'aide de diagrammes de Bode, dans lequel on présente le gain et la phase des différents paramètres de la dynamique transversale (vitesse de lacet, accélération transversale, angle de roulis et angle de dérive) rapportés à l'angle au volant, qui est l'entrée du système, en fonction de la fréquence de l'excitation entre 0 et 4 Hz. A noter, qu'en accord avec certains auteurs, nous n'avons pas adopté d'échelles logarithmiques, mais conservé des échelles linéaires. Ces diagrammes ont été élaborés à partir des signaux temporels en utilisant les commandes "fft" et "angle" du "Toolbox Signal Processing" du logiciel MATLAB. Les résultats ont en outre été filtrés par un filtre de Butterworth du 1er ordre pour les rendre plus lisibles. Ce diagramme est très riche de par les enseignements qu'il apporte sur la réponse du véhicule à des sollicitations volant modérées, à la fois en terme d'amplitude des réponses, mais également de déphasage de la sollicitation par rapport à l'excitation au volant.

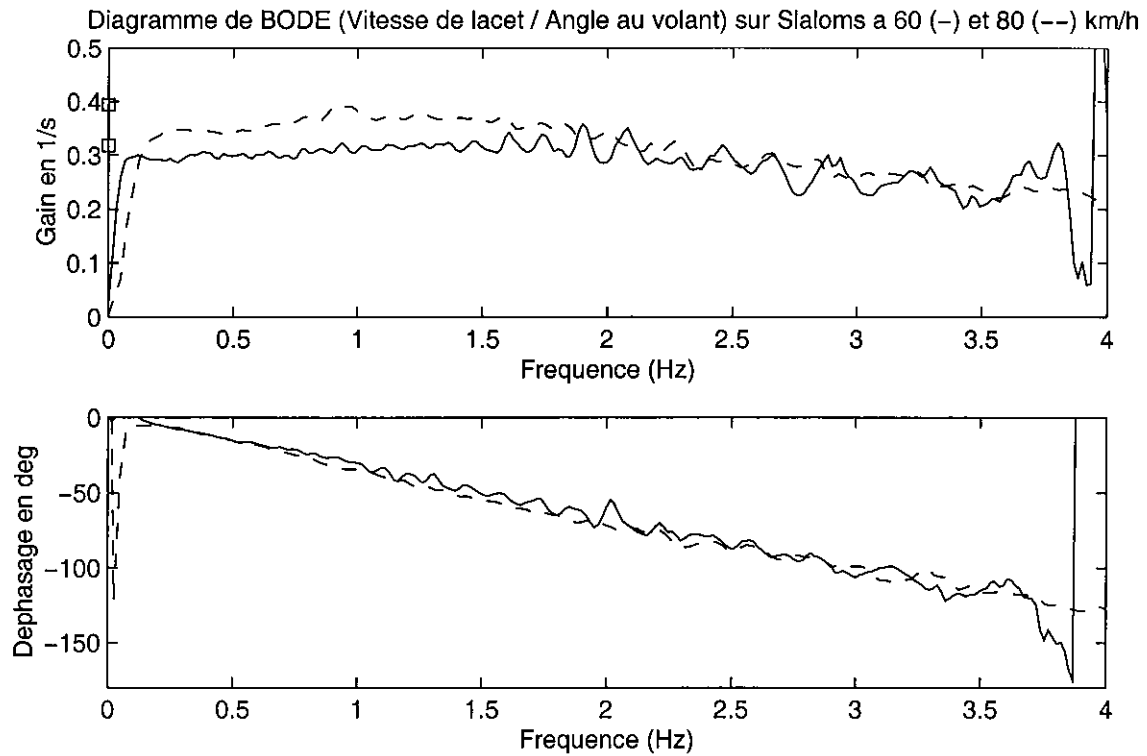
Nous présenterons aux figures 4-4a à 4-4d les diagrammes de Bode des vitesse de lacet, accélération transversale, angle de roulis et angle de dérive au centre de gravité, tous rapportés à la commande du conducteur au volant, en superposant 2 essais, l'un effectué à 60 km/h et l'autre à 80 km/h.

Nous avons également ajouté sur ces diagrammes à l'aide de symboles  $\square$  les valeurs des gains statiques pour les vitesse de lacet, accélération transversale et angle de dérive, dont les expressions analytiques ont été données au paragraphe 3.1.3, à partir d'une modélisation simple du comportement du véhicule.

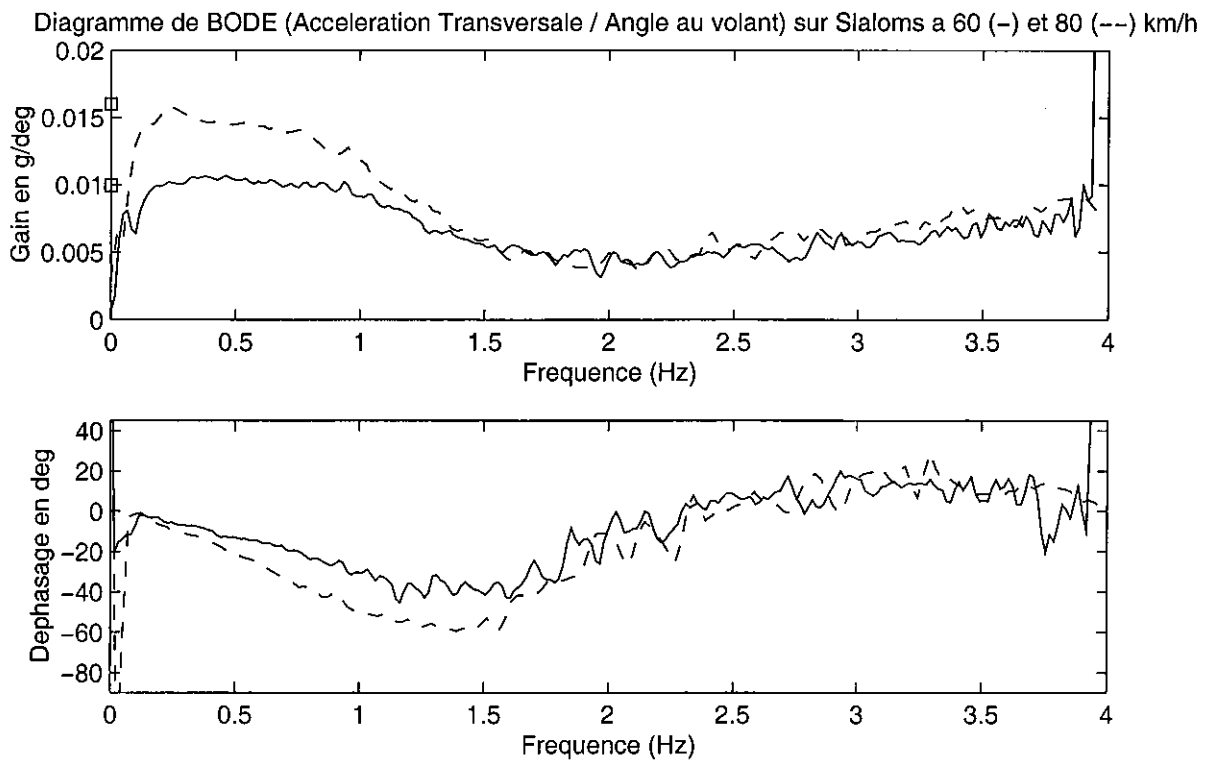
Les gains ont les unités suivantes : 1/s pour la vitesse de lacet, g/deg pour l'accélération transversale, sans dimension pour les angles de roulis et dérive. Les déphasages sont en degrés, on représente un balayage en fréquence de 0 à 4 Hz, et toutes les échelles sont linéaires.

On observe que le gain en vitesse de lacet de la 306 est très stable en fonction de la fréquence à la différence de nombreux véhicules qui présentent un pic de réponse entre 1 et 1.5 Hz. A 60 km/h, ce gain part de 0.3, il est très légèrement plus élevé entre 1 et 2 Hz, puis diminue lentement jusqu'à 0.25 pour 3.5 Hz. A 80 km/h, le gain statique est légèrement plus élevé de l'ordre de 0.35, il augmente un peu plus que celui à 60 km/h vers 0.4 autour de 0.9 Hz, puis diminue à partir de 1.5 Hz, et rejoint la courbe de 60 km/h à partir de 2.5 Hz. A noter qu'on retrouve assez correctement l'expression théorique des gains statiques, établie avec un modèle de véhicule simplifié ( $\square$  à l'origine des tracés des gains). La proportionnalité théorique à la vitesse n'est cependant pas totalement retrouvée pour le passage à 80 km/h.

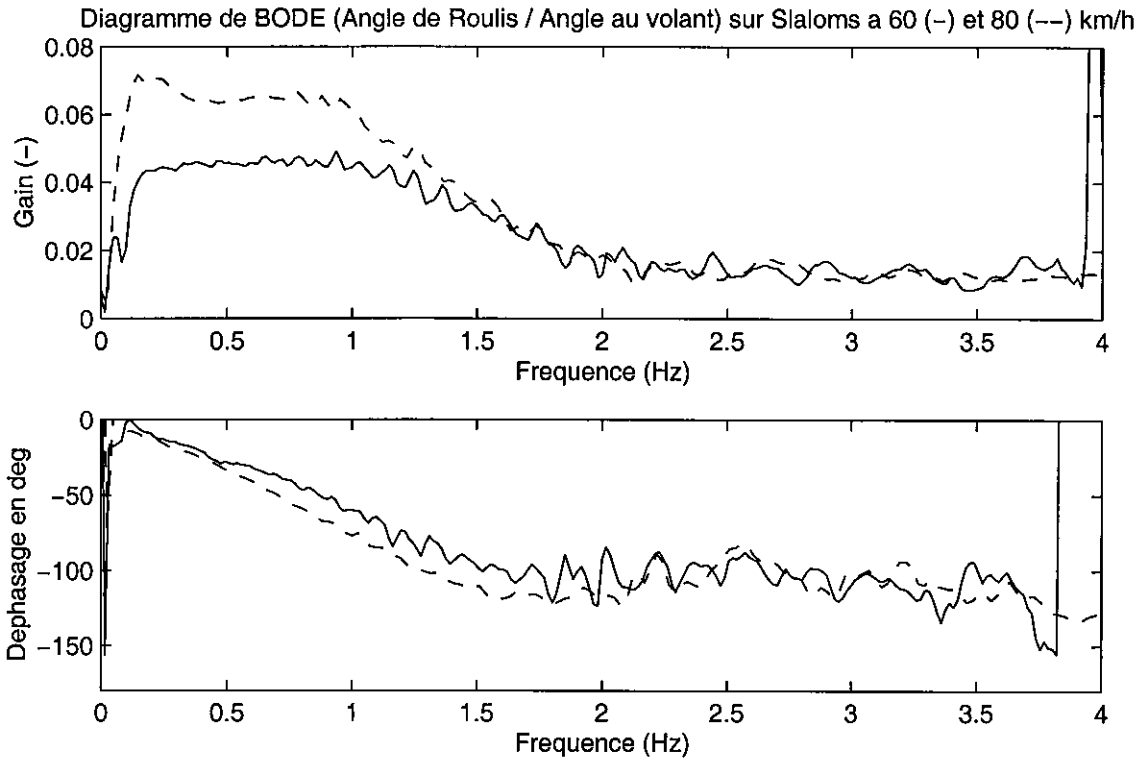
Le déphasage apparaît rigoureusement linéaire pour atteindre  $-140^\circ$  à 4 Hz, pratiquement sans différence entre les passages à 60 et 80 km/h.



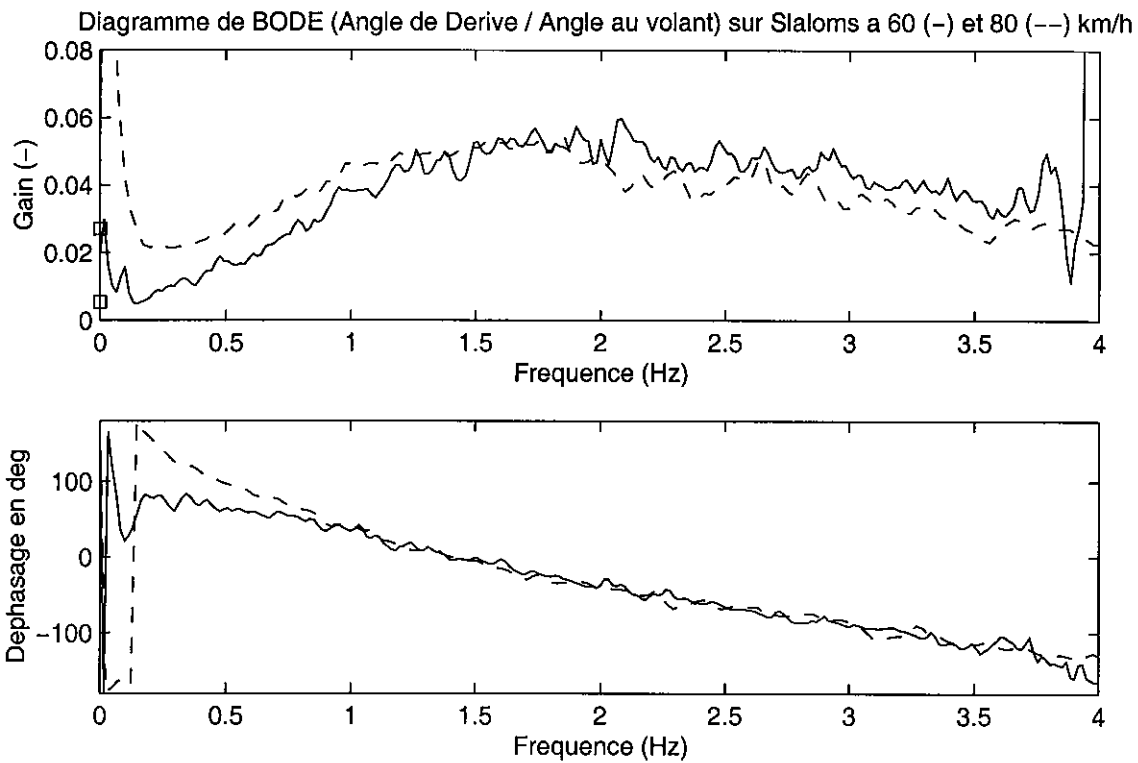
**Figure 4-4a : Diagramme de Bode de la vitesse de lacet par rapport à l'angle volant sur des slaloms à 60 et 80 km/h en sollicitations linéaires avec la Peugeot 306**



**Figure 4-4b : Diagramme de Bode de l'accélération transversale par rapport à l'angle volant sur des slaloms à 60 et 80 km/h en sollicitations linéaires avec la Peugeot 306**



**Figure 4-4c : Diagramme de Bode de l'angle de roulis par rapport à l'angle volant sur des slaloms à 60 et 80 km/h en sollicitations linéaires avec la Peugeot 306**



**Figure 4-4d : Diagramme de Bode de l'angle de dérive par rapport à l'angle volant sur des slaloms à 60 et 80 km/h en sollicitations linéaires avec la Peugeot 306**

Le diagramme de gain de l'accélération transversale présente l'allure classique rencontrée dans de nombreuses publications, avec un gain maximum de 0.01 g/deg à 60 km/h aux basses fréquences, puis un creux qui débute à 1 Hz et conduit à une amplitude minimale vers 2 Hz (gain 0.004), suivi d'une lente remontée vers les fréquences supérieures. A noter un gain statique nettement supérieur pour le passage à 80 km/h, de l'ordre de 0.017, respectant bien le modèle théorique des fonctions de transfert, qui établit une influence du carré de la vitesse sur ce gain statique en accélération transversale (il convient en fait de ne pas tenir compte du front montant initial qui traduit un signal trop pauvre dans les très basses fréquences et qui est en outre accentué par le filtrage).

Le déphasage est négatif et diminue jusque vers 1.5 Hz (-40° à 60 km/h et -60° à 80 km/h), puis remonte progressivement jusqu'à s'annuler, pour devenir même légèrement positif vers 3 Hz, où les 2 vitesses se confondent.

Le gain en angle de roulis est plus varié, il est stable jusque vers 1 Hz (de l'ordre de 0.045 pour 60 km/h et 0.065 pour 80), puis diminue fortement jusqu'à 0.015 vers 2 Hz, où les 2 vitesses sont confondues et se maintient ainsi au-delà. La phase diminue jusque vers -110° à 60 km/h et -120° à 80 km/h pour 1.5 Hz, puis se stabilise ensuite.

Le gain en dérive part pratiquement de 0 à 60 km/h, de 0.02 à 80 km/h, il augmente régulièrement jusqu'à 1.5 Hz, où les courbes à 60 et 80 km/h se confondent vers 0.05, puis se stabilise et rediminue à partir de 2 Hz de manière un peu plus accentuée à 80 km/h. Le déphasage part de 100° à 60 km/h, de davantage à 80, puis diminue régulièrement pour atteindre -120° à 4 Hz. Les courbes se rejoignent vers 1 Hz et le déphasage s'annule vers 1.5 Hz.

#### 4. 1. 5. Slalom en limite d'adhérence

Cet essai a été réalisé sur 7 périodes de braquage alterné de l'ordre de 2 secondes chacune, nous n'en représenterons que 3, afin de mieux visualiser les phénomènes. Nous revenons à une exploitation dans le domaine temporel.

Les amplitudes de braquage atteignent 250°, ce qui est considérable. Les pics d'accélération transversale se situent à 0.9 g en moyenne, avec de fortes vibrations dues à la violence des sollicitations, puisque chaque appui est prolongé à la limite du décrochement et contrôlé par l'essayeur. Les pics de vitesse de lacet dépassent les 60 °/s, alors que ceux de vitesse de roulis dépassent les 50 °/s, avec un signal très complexe, qui s'explique par l'allure de l'angle de roulis. Celui-ci n'a plus du tout une forme de sinusoïde semblable à la commande volant, que l'on observait dans le cas des chicanes VDA, même pour les sollicitations extrêmes, mais chaque pic présente ici une double pointe, qui correspond à des attaques de butées de compression suivies de rebonds. Les amplitudes maximales dépassent les 6°, valeurs jamais atteintes lors des autres essais. Ces attaques de butées se retrouvent sur les débattements de suspension, sur lesquels on constate des amplitudes de crêtes à crêtes de l'ordre de 15 cm.

Le croisement vitesse de lacet/volant montre un important déphasage qui se reproduit de façon quasiment identique sur les 3 périodes représentées. En début d'une période de braquage (angle au volant nul en 8.2 s pour la première) la vitesse de lacet est à son minimum à -50 °/s en réponse finale de l'oscillation précédente.



ESSAIS 306 INRETS – PISTE ETAS – SLALOM EN LIMITE D'ADHERENCE

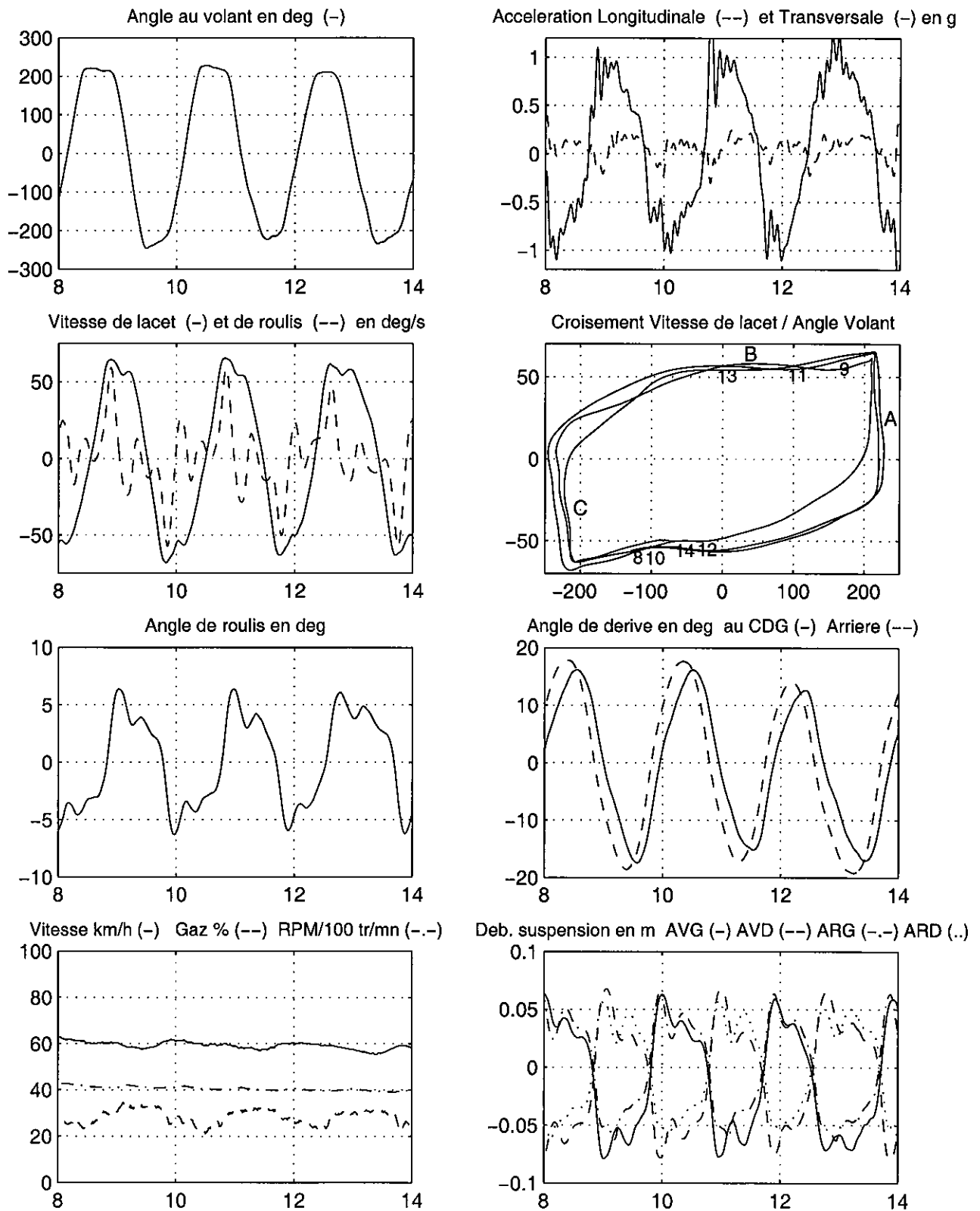


Figure 4-5 : Slalom en limite d'adhérence

Lorsque l'amplitude volant est à son maximum de l'ordre de  $220^\circ$ , et que l'essayeur maintient son braquage pendant 0.5 s (de 8.4 à 8.9 s), la vitesse de lacet passe de  $-20$  à  $60$   $^\circ/\text{s}$  (partie verticale du tracé à l'extrême droite du croisement repérée A). Pendant toute la descente du braquage du maximum vers les valeurs négatives, le déphasage des 2 signaux se maintient (partie supérieure du croisement horizontale, repère B), et lorsque le braquage atteint ses valeurs minimales la vitesse de lacet redescend vers 0, avant de rediminuer à  $-60^\circ$  pendant que l'angle volant reste à son minimum (partie quasiment verticale en bas à gauche du tracé, repère C). Cette valeur minimale se maintient pendant que l'essayeur termine une période de braquage. Il convient de noter la largeur du croisement par rapport à la diagonale, qui matérialise l'important déphasage entre la commande volant et la réponse du véhicule en terme de vitesse de lacet, pour ce niveau de sollicitation véritablement extrême.

Les amplitudes sur les pics d'angles de dérive se situent entre  $15$  et  $18^\circ$ , ce qui est considérable, et illustre bien le fait que l'essayeur récupère à chaque fois le véhicule à la limite de la perte de contrôle. On voit également que la dérive à l'arrière du châssis est supérieure de  $2^\circ$  à celle au centre de gravité et en avance de phase d'environ 0.2 s.

#### 4. 1. 6. Freinage d'urgence en ligne droite avec ABS

Au cours de cet essai, la force de freinage appliquée par l'essayeur est de l'ordre de 20 daN et conduit à une pression maximale de 90 bar dans le circuit hydraulique avant le boîtier ABS. Le premier pic de décélération est de  $-0.9$  g, puis cette valeur chute à  $-0.6$  g vers l'instant 2 s, pour remonter et se stabiliser autour de  $-0.8$  g. On constate sur l'enregistrement des vitesses de roue, que cela correspond à une première amorce de blocage des roues avant, rapidement contrariée par l'intervention du système antibloquant. Celui-ci est un ABR Bendix de coût réduit, il ne dispose que de capteurs sur les roues avant et ne régule majoritairement la pression que sur les roues avant (les pressions appliquées aux roues arrière pouvant cependant également être réduites au delà d'une certaine valeur). Sur l'enregistrement des pressions de freinage, on voit que celles appliquées aux roues avant sont fortement réduites dès l'instant 2 s et chutent de 90 à 55 bar ; elles oscillent ensuite entre 60 et 80 bar, avec une fréquence de régulation de l'ordre de 5 Hz. La pression appliquée aux roues arrière est stable entre 30 et 35 bar. La vitesse initiale de 72 km/h décroît linéairement et s'annule juste 3 s après l'application du freinage. La distance d'arrêt obtenue est de 31.8 m.

Il convient de noter également que les trépidations du système ABS, ressenties à la pédale par le conducteur, se retrouvent sur la pression avant le boîtier ABS, et même sur le tracé de l'effort appliqué sur la pédale.

Concernant la dynamique de caisse, on relève des vitesses de tangage de 6  $^\circ/\text{s}$  lors de l'attaque et de  $-9$   $^\circ/\text{s}$  sur l'oscillation finale. L'angle de tangage au cours du freinage stabilisé se situe entre  $1.2$  et  $1.5^\circ$ . Les angles de roulis et de dérive ne sont pas significatifs. Les hauteurs de caisse donnent une information intéressante : alors que l'avant plonge fortement de 3.5 cm sur le dépassement dynamique en 1.9 s, pour se stabiliser à un débattement de 2.5 cm ensuite, l'arrière ne se soulève que de quelques millimètres avec peu de dynamique.

ESSAIS 306 INRETS - PISTE ETAS - FREINAGE D'URGENCE AVEC ABS

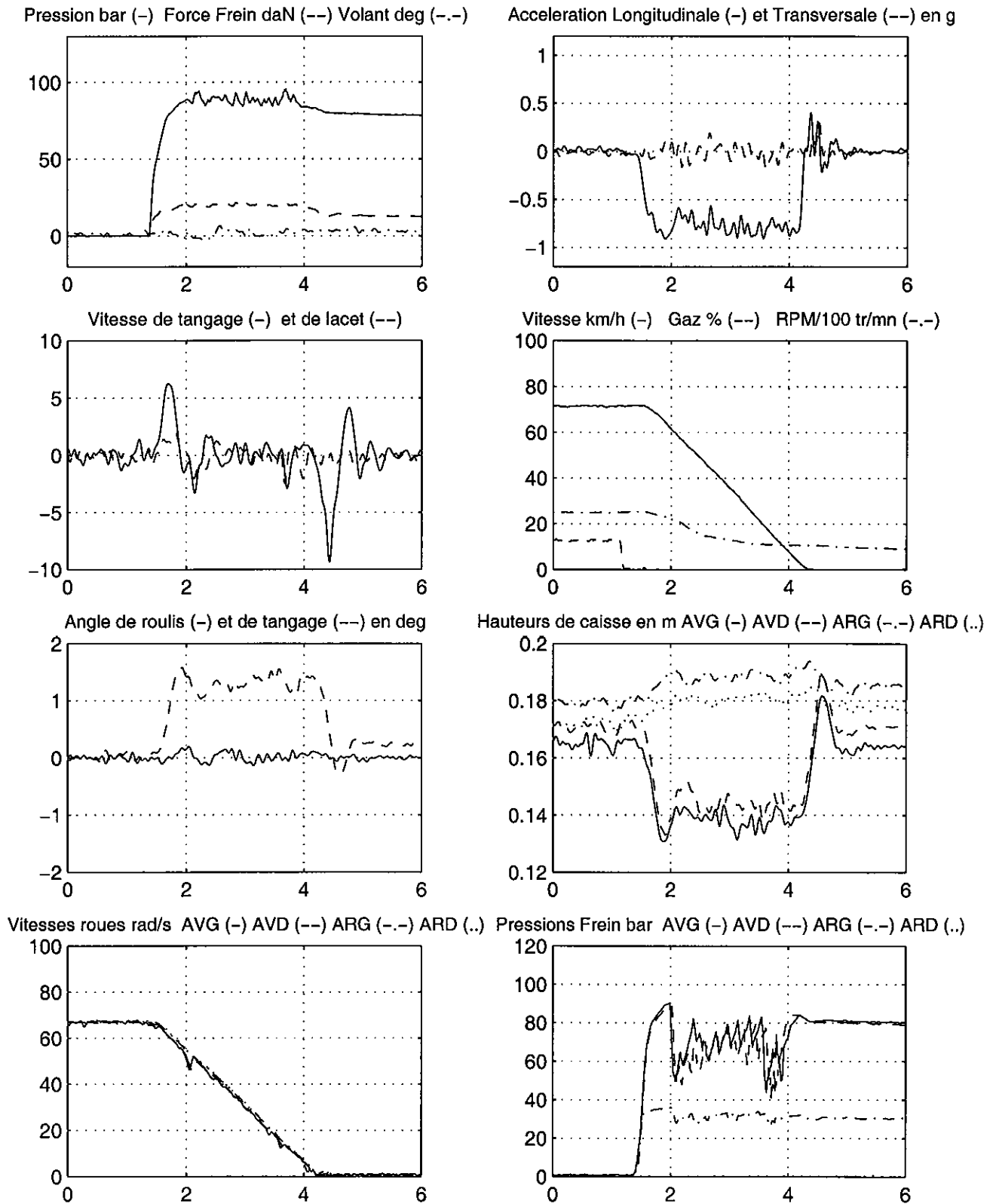


Figure 4-6 : Essai de freinage en ligne droite avec ABS

#### 4. 1. 7. Freinage d'urgence en ligne droite sans ABS

La vitesse initiale de 72 km/h est identique à celle de l'essai avec ABS, l'effort de freinage initial est du même ordre de grandeur et culmine à 25 daN pour une pression de 93 bar. Le premier pic de décélération atteint toujours -0.9 g. Cependant il chute rapidement dès l'instant 2 s, à -0.55 g et on voit, sur l'enregistrement des vitesses de roues, que les 2 roues avant amorcent leur blocage en 1.8 s et sont totalement bloquées à l'instant 2 s. L'essayeur percevant le blocage diminue fortement l'effort appliqué et les roues avant reprennent de la vitesse à partir de 2.5 s, la roue AVG légèrement avant la roue AVD. La décélération remonte avec une brève pointe à -0.7 g, puis rechute pour passer sous les -0.5 g, du fait que l'essayeur a entre temps continué à relâcher la pédale jusqu'en 2.8 s. Il réintensifie ensuite son effort, la pression remonte doucement de 30 à 65 bar entre 2.8 et 4.8 s. La décélération remonte alors pour culminer à -0.8 g juste avant l'arrêt du véhicule, qui se produit sans autre blocage des roues avant.

Les amplitudes de mouvement de caisse sont identiques à celles de l'essai précédent. A noter simplement que sur le relâchement de l'effort de freinage, entre 2.1 et 2.4 s, les roues arrière redescendent nettement de 2 cm, alors que les roues avant ne bougent pas.

Pendant tout l'essai, les pressions de freinage appliquées aux roues avant suivent fidèlement la pression avant le boîtier ABS, qui ne joue ici aucun rôle. Pour les roues arrière, le limiteur de pression, qui n'est pas asservi à la charge sur ce modèle, coupe la pression à 36 bar dès le premier pic. Du fait des variations permanentes de décélération, la pente de vitesse est beaucoup moins régulière que dans l'essai avec ABS. La distance d'arrêt obtenue est de 37.3 m. L'écart de l'ordre de 15 % sur la distance d'arrêt, par rapport au freinage avec ABS présenté précédemment, s'explique davantage par le relâchement du freinage par l'essayeur sur cet essai sans ABS, que par des performances supérieures du système antibloquant.

Les roues sont bloquées pendant environ 0.5 s et on a relevé sur le site des traces de freinage roues bloquées respectivement de 10.3 m pour la roue AVG et 12.2 m pour la roue AVD. Ces mesures et les données enregistrées vont nous permettre de mettre en relation la présence de traces sur la chaussée (que l'on s'efforce de relever dès le début de leur apparition, ce qui est parfois délicat car elles commencent de façon très diffuse) avec les vitesses de roues. En examinant les enregistrements de ces dernières, on relève qu'elles commencent à être arrêtées (vitesse de rotation inférieure à 1 rad/s) à l'instant 2.07 s, et recommencent à tourner (vitesse > 1 rad/s) à l'instant 2.48 s. La distance parcourue dans cet intervalle n'est que de 6 m, il est donc clair que les roues ne laissent pas uniquement des traces lorsqu'elles sont totalement bloquées. Nous avons donc cherché à situer exactement l'apparition de traces par rapport à l'évolution de la vitesse de rotation des roues. La conclusion de ces investigations est qu'on obtient une bonne corrélation entre la longueur des traces mesurées et les données enregistrées sur le véhicule, si on considère l'instant où la vitesse de rotation des roues devient inférieure à 40 rad/s. Pour cet essai, ce point est situé environ au premier tiers du front descendant, et correspond à une nette accélération de la diminution de la vitesse de rotation. L'instant où la vitesse passe sous 40 rad/s pour le front descendant se situe en 1.96 s ; sur le front remontant, nous considérons l'instant où la vitesse repasse au-delà de 30 rad/s (pour tenir compte de la diminution de la vitesse du véhicule entre temps), soit respectivement aux instants 2.67 s pour la roue AVG et 2.8 s pour la roue AVD. Nous obtenons ainsi des distances de blocage de 10.25 m et 11.8 m, tout à fait comparables aux 10.3 et 12.2 m de traces.

ESSAIS 306 INRETS – PISTE ETAS – FREINAGE D'URGENCE SANS ABS

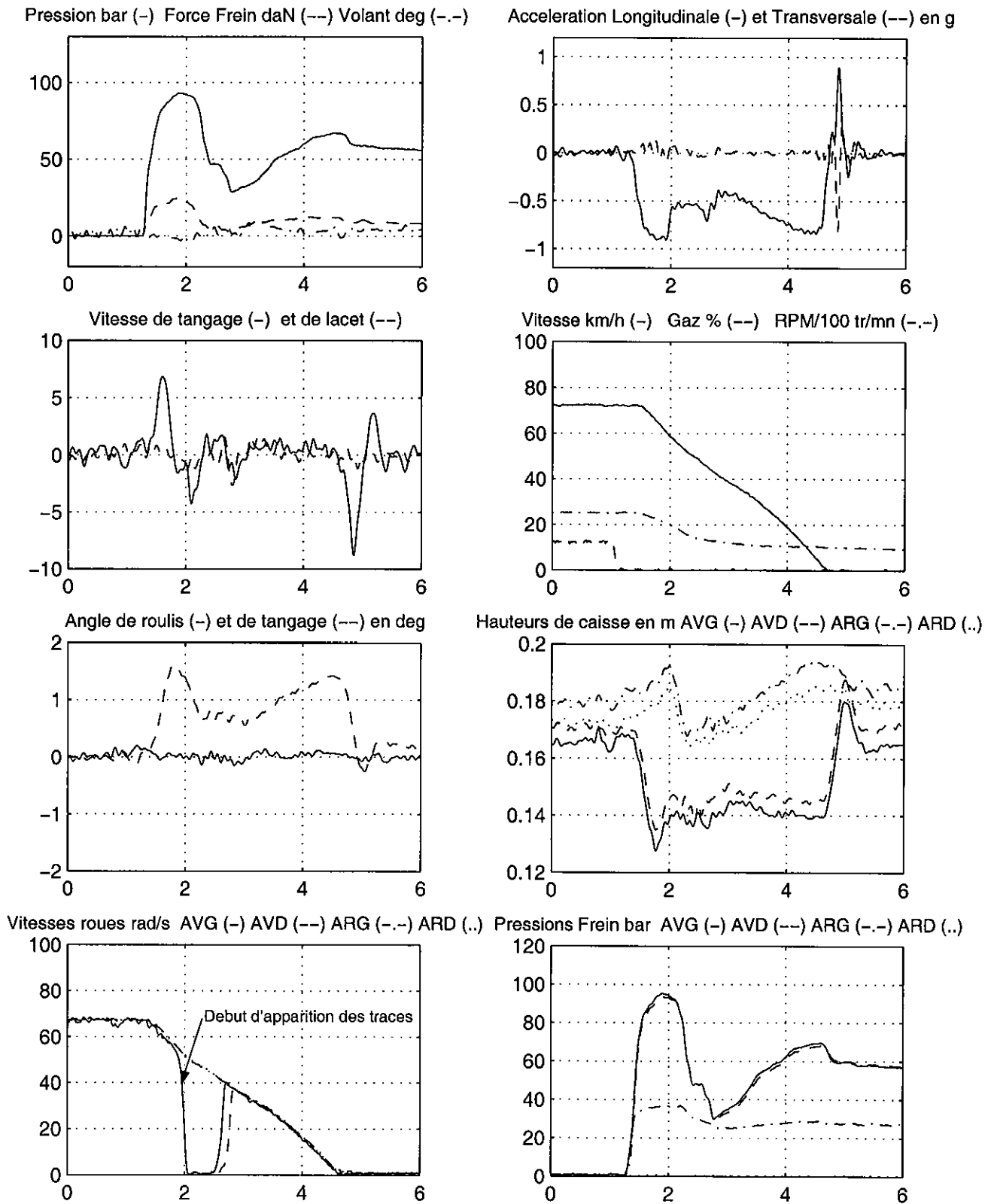


Figure 4-7 : Essai de freinage en ligne droite sans ABS

#### 4. 1. 8. Accélération sur cercle puis retour à l'arrêt

Ce premier essai en sollicitation couplée consiste à entrer sur le cercle de rayon de 60 m, puis à accélérer progressivement jusqu'à la limite d'adhérence en maintenant la trajectoire circulaire. L'essayeur diminue ensuite la course de l'accélérateur, et réduit doucement sa vitesse ; on enregistre l'essai pratiquement jusqu'à l'arrêt, soit près de 3 minutes au total.

Cet essai est très riche : il met en évidence le gradient de sousvirage du véhicule. Jusqu'à l'instant 50 s, alors que la vitesse est passée de 30 à 55 km/h et l'accélération transversale de 0.15 à 0.4 g, on voit que l'essayeur maintient son angle volant de 50°. Par contre au-delà il lui est nécessaire d'amplifier sa commande, d'abord légèrement (60° vers 70 s, pour 0.65 g et 68 km/h), puis de plus en plus fortement au fur et à mesure qu'il se rapproche des limites de performances : juste avant qu'il ne ralentisse, l'angle volant dépasse les 100°, l'accélération transversale atteint 1 g (milieu de la zone de bruit), et la vitesse culmine à 84 km/h, soit un peu au-delà de ce qu'on a réussi à obtenir en virage stabilisé. Le régime moteur maxi est de 4000 tr/mn, l'essai étant réalisé sur le troisième rapport. Ce gradient de sousvirage est bien matérialisé par la zone sombre sur le croisement accélération transversale / volant, qui part sur la droite à partir de 50°.

L'angle de roulis reproduit les niveaux obtenus en stabilisé pour les mêmes sollicitations. L'angle de dérive au CDG part d'une valeur positive de 1° pour les très faibles vitesses et sollicitations, puis passe en négatif vers 50 s, au moment même où le sousvirage commence à apparaître comme nous venons de l'indiquer. Sa valeur atteint -4° pour les sollicitations maximales, avec une brève pointe au delà de -7° sur le lever de pied. Il est remarquable de retrouver les mêmes valeurs d'angle de dérive au CDG que l'on observait pour chaque vitesse, lors des différents virages en régime établi du paragraphe 4.1.2. L'angle de dérive mesuré à l'arrière du châssis est lui toujours négatif, généralement inférieur de -2° à celui au CDG.

Un zoom sur la zone de sollicitation maximale (non représenté) permet de bien voir l'ordre des phénomènes : le lever de pied se produit à l'instant 90 s ; il se fait sur 1 s, ce qui est relativement lent, et c'est juste après que l'essayeur amplifie brièvement l'amplitude du braquage à 120°, avant de revenir en une seconde vers 50°. On peut considérer que les pics de vitesse de lacet et d'angle de dérive, qui se produisent entre 91 et 93 s, sont liés à la fois au lever de pied et à l'augmentation ponctuelle du braquage.

On constate à travers les hauteurs de caisse, que les amplitudes de mouvements de caisse sont légèrement supérieures pour les roues gauches délestées que pour les roues droites en appui. Il en va de même pour l'amplitude de l'oscillation suite au lever de pied.

#### 4. 1. 9. Lever de pied en courbe

L'essayeur place son véhicule sur le rayon de 60 m, accélère pied au plancher, puis relâche brutalement le pied de l'accélérateur. Partant d'une vitesse de 72 km/h, l'accélération conduit à gagner 6 km/h.

Alors que la commande volant est parfaitement stable à partir du lever de pied (instant 6 s), on constate une augmentation très nette de l'ensemble des paramètres de la dynamique transversale : la vitesse de lacet passe de 19 à 25 puis 28 °/s, l'accélération transversale de 0.8 à 1 g, l'angle de roulis de 3.3 à 4.5° et surtout l'angle de dérive au CDG de -2 à -5.5°, ce qui correspond à -9° à l'arrière du châssis. Tous ces phénomènes sont liés au transfert de charge longitudinal qui accompagne le lever de pied, où l'accélération passe de 0.15 à -0.1 g.

ESSAIS 306 INRETS – PISTE ETAS – ACCELERATION / RALENTISSEMENT SUR CERCLE

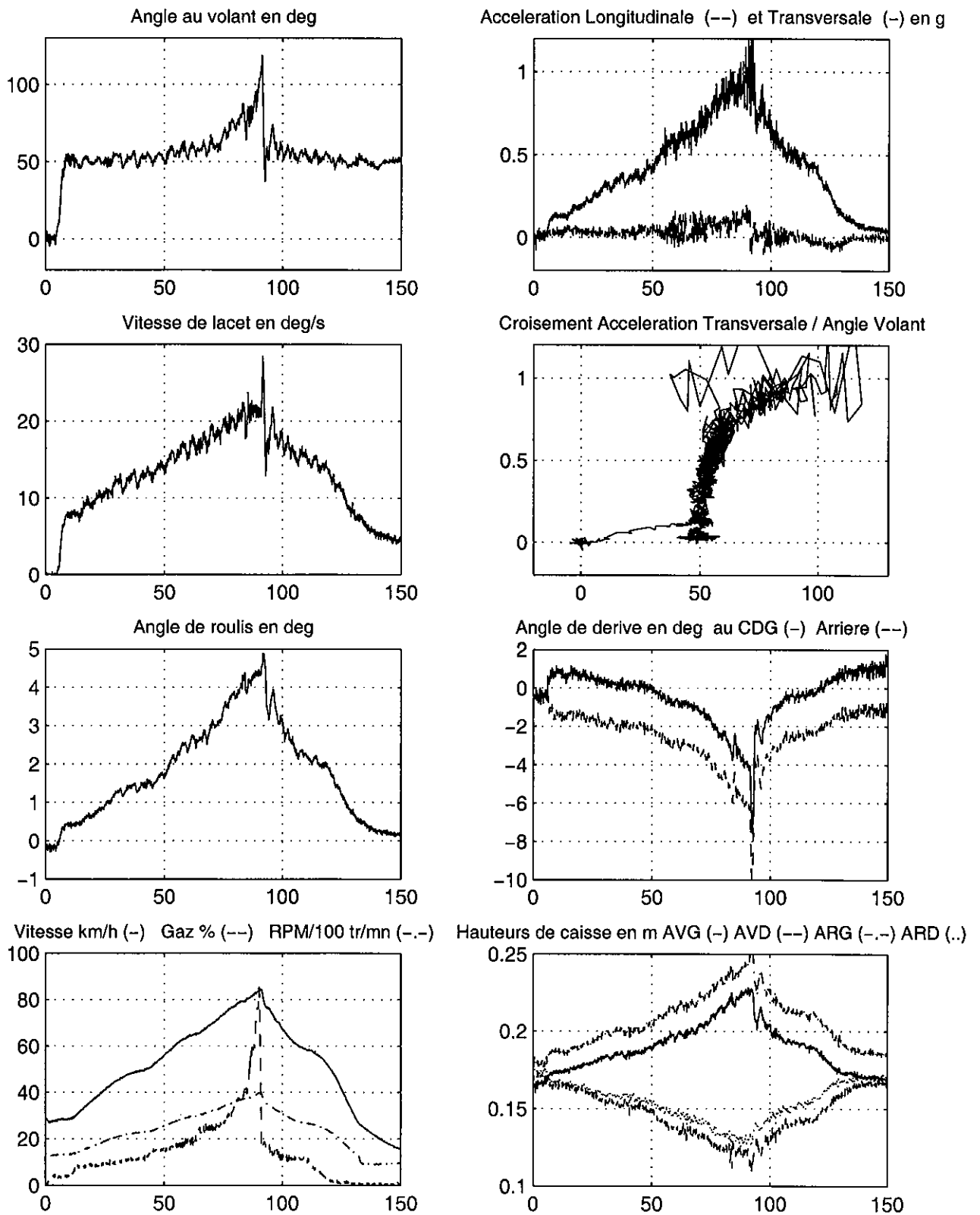


Figure 4-8 : Essai d'accélération/ralentissement sur cercle

ESSAIS 306 INRETS – PISTE ETAS – LEVER DE PIED EN COURBE DE RAYON 60 M

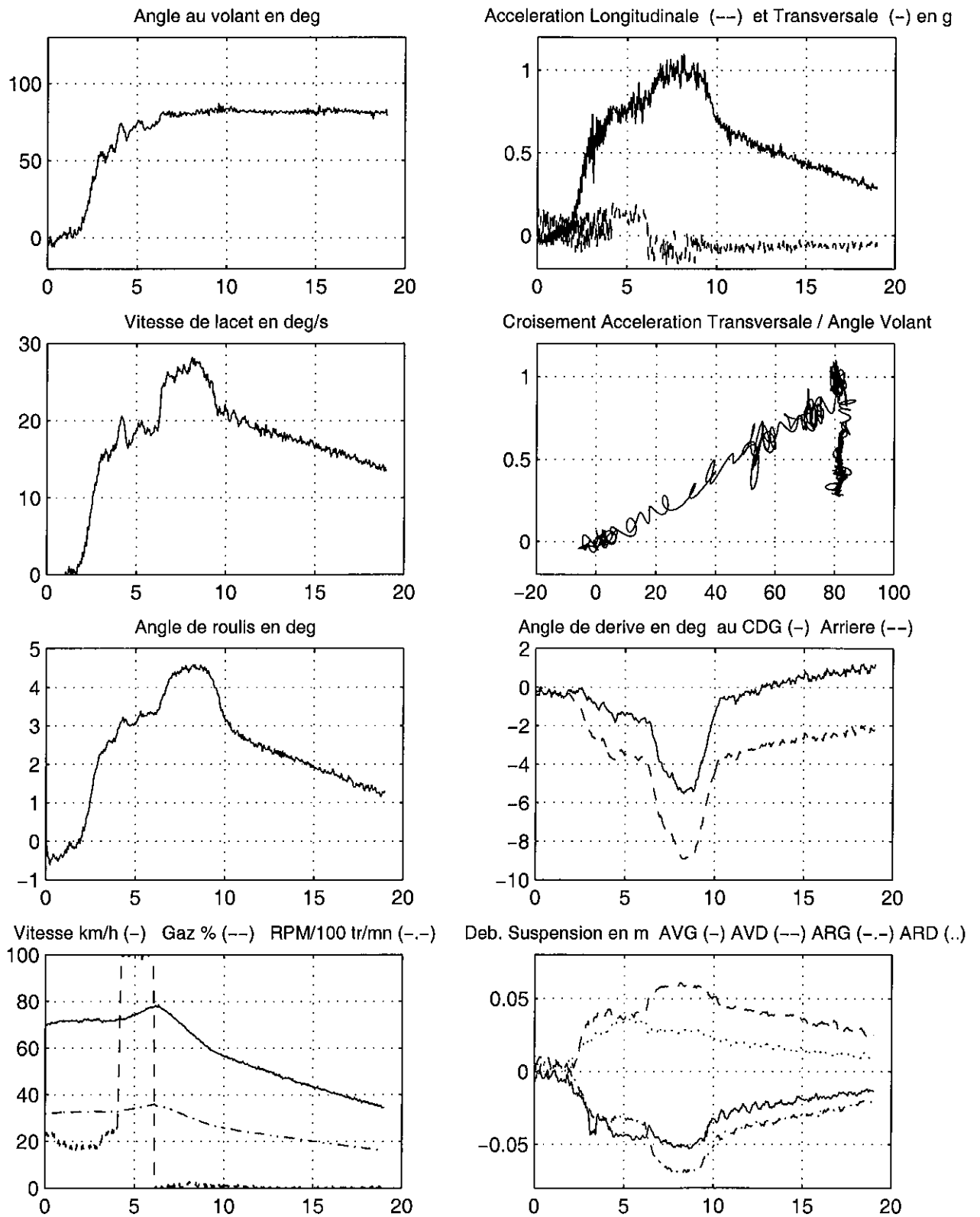


Figure 4-9 : Essai de lever de pied en courbe



L'analyse des débattements de suspension est elle aussi intéressante. Précisons que nous présentons ici des débattements relatifs ramenés autour de la position statique, mais que leur valeur de base a pour origine la butée de détente de la suspension : des valeurs positives correspondent par conséquent à une compression. Comme nous sommes dans un virage à gauche, les roues gauches sont initialement délestées et les roues droites en appui.

On remarque en premier lieu la dissymétrie des débattements arrière. La roue ARG (en trait mixte) se détend de 3 cm, ce qui traduit le mouvement de levée de l'arrière gauche du châssis, alors que le débattement de la roue arrière droite (en pointillés), en compression, ne se réduit que de 5 mm (ce qui correspond bien à une détente relative).

La roue AVG (en trait continu) voit son débattement se réduire brièvement d'un centimètre sur le lever de pied proprement dit, puis retrouver son niveau de délestage initial, alors que le débattement de la roue AVD (en tirets) est lui amplifié de 2 cm, de 4 vers 6.

Tous ces phénomènes consécutifs au lever de pied vont cependant s'atténuer tous seuls, du fait de la diminution de la vitesse. Nous verrons au paragraphe 4.2.1 un autre essai, avec des conditions initiales rigoureusement identiques et qui se terminera par un tête à queue. La comparaison de ces 2 essais sera particulièrement instructive.

#### 4. 1. 10. Freinage en courbe avec ABS

Nous abordons avec cet essai le domaine des manœuvres très violemment couplées.

Cet essai est réalisé sur une courbe à gauche de 100 m de rayon et non pas de 60 m comme pour tous les essais de virages présentés précédemment. La vitesse initiale est de 82 km/h et atteint 85 km/h avant le freinage, l'angle de braquage est situé entre 40 et 50°, l'accélération transversale entre 0.5 et 0.65 g. Le freinage est appliqué en 2.2 s avec un effort maximal de 65 daN et une pression de 140 bar ; la décélération est bien stable entre -0.7 et -0.8 g. Les vitesses de roues montrent l'important travail de l'ABS et on constate que la roue arrière gauche (trait mixte), qui est délestée, amorce un blocage vers 2.8 s, qui est peut-être à l'origine de la légère augmentation de l'angle de dérive à cet instant. Sur le tracé des pressions de freinage, il est intéressant de constater que la pression appliquée à la roue AVG délestée est beaucoup plus faible, entre 40 et 60 bar, que celle appliquée à la roue AVD en appui, entre 60 et 90 bar. Toutes les deux sont très éloignées de la pression avant l'ABS de 140 bar, qui résulte de la commande du conducteur.

L'analyse des mouvements de caisse est riche d'enseignements : la hauteur de caisse AVG est à 20 cm lors du virage, puisque la roue est délestée, elle chute à 16.5 cm lors de l'attaque du freinage, suite à l'important transfert de charge, et continue à diminuer jusqu'à 14 cm vers la fin du freinage. La roue AVD est en appui et ne s'enfonce que de 2 cm lors du freinage avant de se relever progressivement, au fur et à mesure que le véhicule ralentit et que l'accélération transversale diminue. Comme lors des freinages en ligne droite, les amplitudes de mouvement sont beaucoup plus faibles sur les roues arrière. La roue ARG ne bouge pratiquement pas sur le freinage, alors que la hauteur de caisse devant la roue ARD augmente très progressivement tout au long du freinage.

ESSAIS 306 INRETS – PISTE ETAS – FREINAGE EN COURBE AVEC ABS

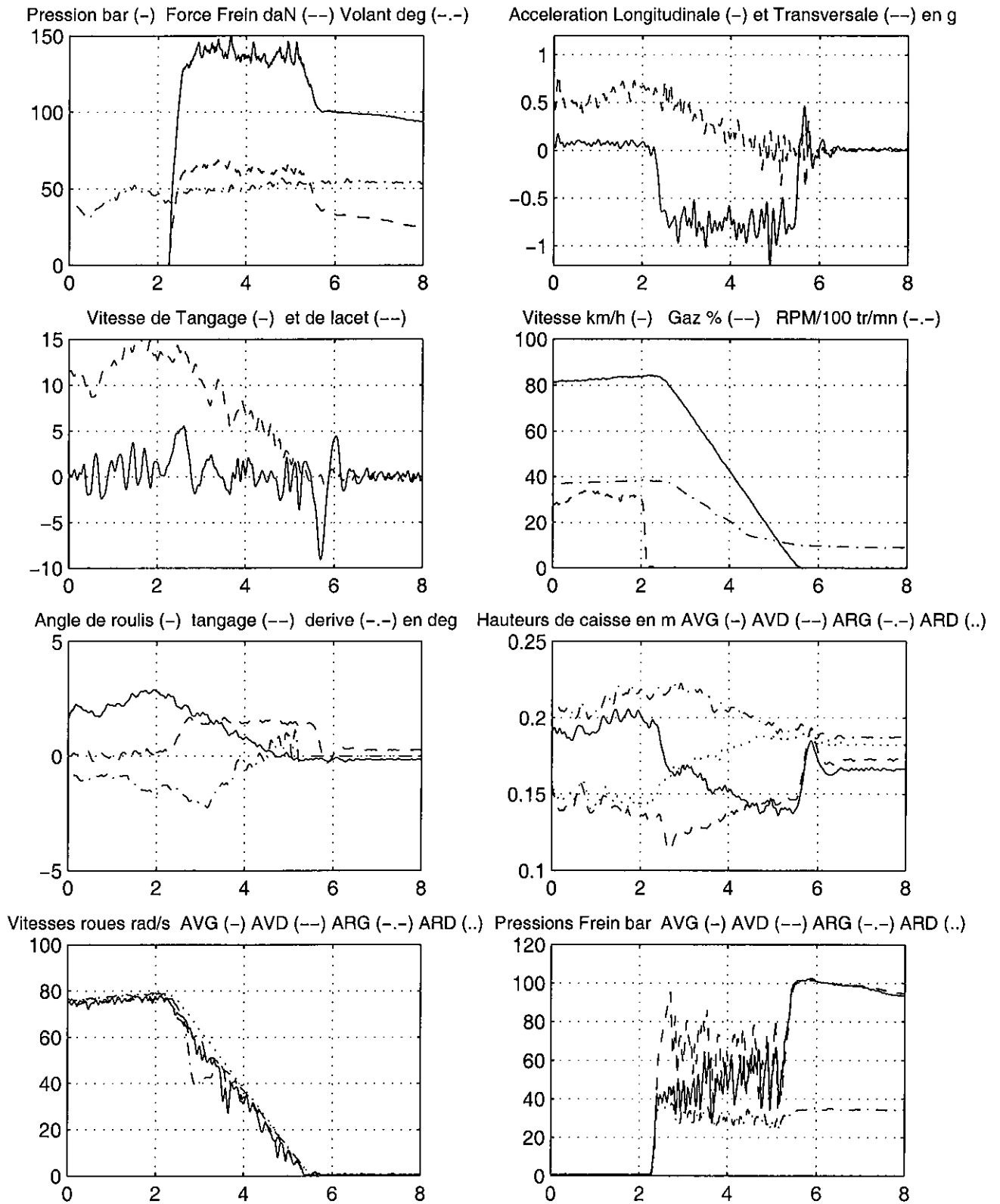


Figure 4-10 : Essai de freinage en courbe avec ABS

#### 4. 1. 11. Freinage en courbe sans ABS

La vitesse initiale est de 80 km/h et atteint 82 km/h pour une accélération transversale de 0.55 g juste avant le freinage, qui est appliqué en 2.65 s. L'effort de frein est de 55 daN, avec une pression maxi de 120 bar. Sur le coup de frein, on observe un pic de vitesse de lacet qui passe de 10 à 15 °/s, suivi d'une brutale inversion à -7.5 °/s. Le premier pic se retrouve sur l'angle de dérive qui passe de -1 à -3.5°.

Les 2 roues avant bloquent très rapidement : l'AVG est totalement bloquée dès 3.04 s, l'AVD ne s'arrête de tourner qu'en 3.3 s, ce décalage étant bien sûr lié à la sollicitation transversale, la roue délestée bloquant avant la roue en appui. En comparaison avec le freinage en courbe avec ABS précédent, la principale différence s'observe sur l'accélération transversale, qui s'annule dès que les 2 roues avant sont bloquées, alors qu'elle diminuait doucement en fonction de la réduction de la vitesse, dans le cas avec ABS. Il en va de même pour le roulis. Cela confirme la perte totale du pouvoir directeur du véhicule, dont les roues avant sont bloquées, et c'est également ce qui conduit à l'annulation de la vitesse de lacet après une violente oscillation. Le véhicule tire droit selon la tangente à la trajectoire, nous avons relevé des traces respectivement de 32.8 et 27.5 m pour les roues avant gauche et droite. La corrélation avec les données enregistrées peut être analysée comme dans le cas du freinage sans ABS en ligne droite, à la différence près que dans cet essai les traces se prolongent jusqu'à l'arrêt complet du véhicule. Celui-ci est situé au temps 5.94 s, alors que la vitesse des roues avant passe sous 40 rad/s aux instants 2.95 s pour l'AVG et 3.2 s pour l'AVD. Les distances correspondantes sont de 33.05 m pour l'AVG pour 32.8 m de trace relevée, et 27.7 m avec 27.5 m de trace pour l'AVD, confirmant le bien-fondé du seuil de 40 rad/s comme vitesse de début d'apparition des traces.

Le niveau de décélération est stabilisé entre -0.7 et -0.8 g, pratiquement sans montrer la classique pointe de décélération avant le blocage. Les pressions de freinage appliquées aux roues avant sont rigoureusement identiques à la commande initiale, celles des roues arrière sont stables vers 40 bar, ce qui confirme que le limiteur de freinage n'est pas asservi à la charge.

En comparaison de l'essai avec ABS, les hauteurs de caisse montrent des évolutions beaucoup plus marquées lors du coup de frein avec une amplitude de 6 cm en 0.5 s pour l'AVG qui plonge, et de 3 cm pour l'ARG, qui s'abaisse de manière étonnante, alors que ce point ne bougeait pas lors du freinage avec ABS. L'AVD reste fortement en appui alors que l'ARD se soulève de 2.5 cm.

#### 4. 1. 12. Manœuvre combinée avec ABS

Cette manœuvre, effectuée uniquement avec ABS, est elle aussi particulièrement violente ; nous avons retenu un passage avec une vitesse initiale de 92 km/h. On voit que le coup de frein est parfaitement synchronisé avec le coup de volant en sortie du premier couloir de cette configuration de chicane ISO sans retour dans la voie de circulation initiale. Il en résulte simultanément une accélération transversale de 0.8 g et une décélération de -0.8 g, ce qui se situe à l'extrême des capacités à la fois longitudinales et transversales, sollicitant très fortement les pneumatiques. Le pic de vitesse de lacet est à 20 °/s, avec une pointe d'angle de roulis de 2.5°, suivi d'un pic de dérive à -4°.

ESSAIS 306 INRETS – PISTE ETAS – FREINAGE EN COURBE SANS ABS

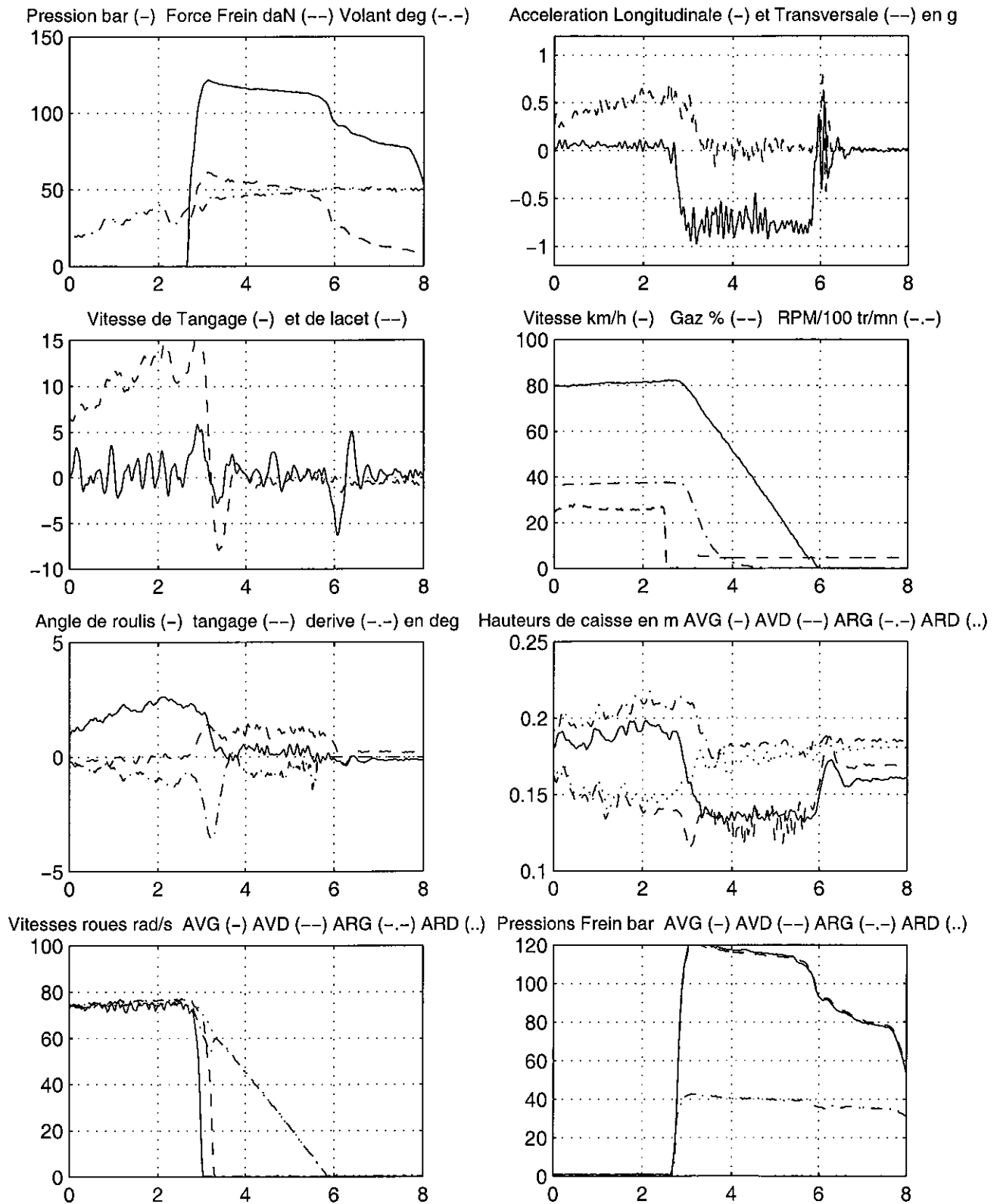


Figure 4-11 : Essai de freinage en courbe sans ABS

ESSAIS 306 INRETS – PISTE ETAS – MANOEUVRE COMBINEE AVEC ABS

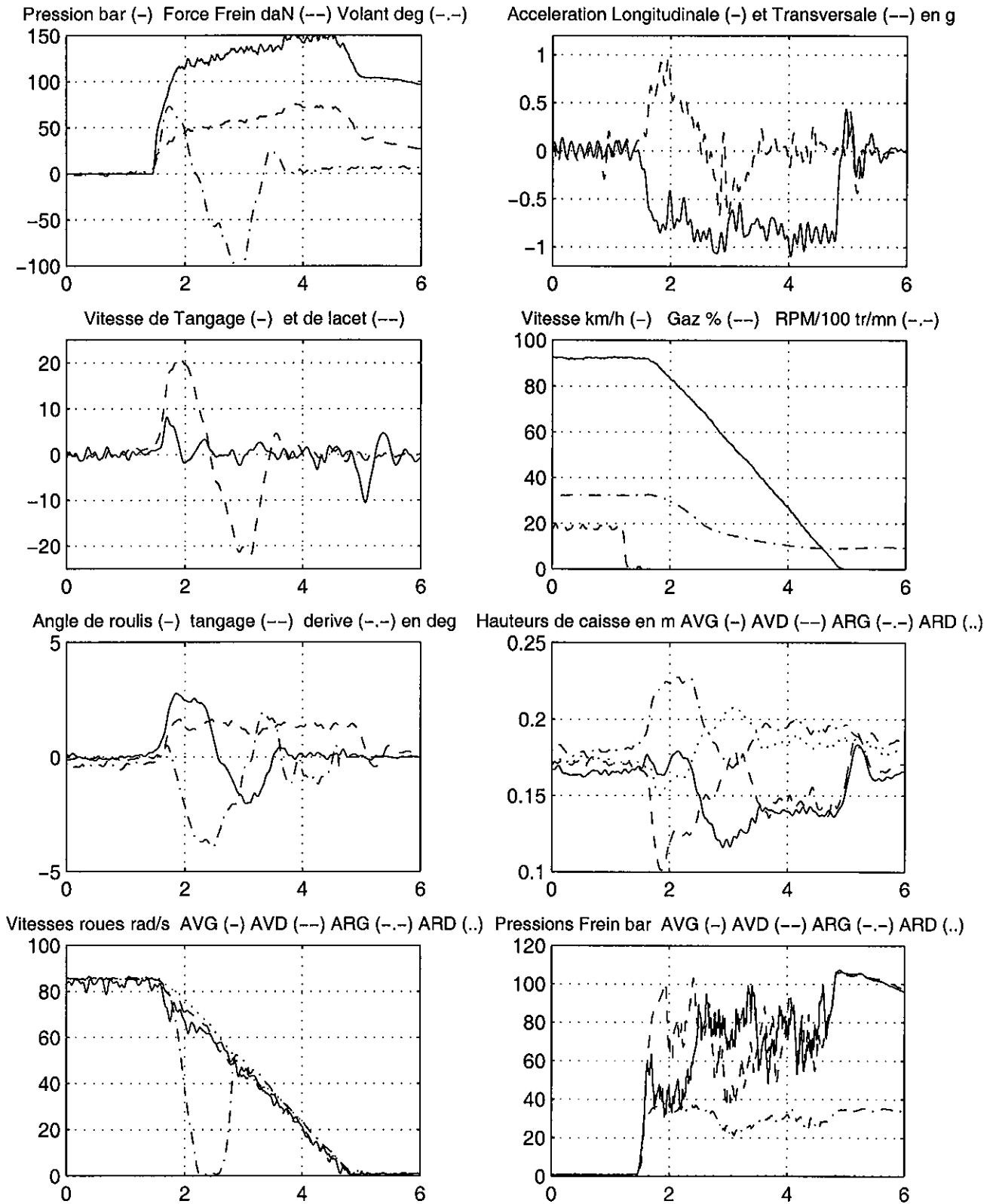


Figure 4-12 : Essai de manœuvre combinée avec ABS

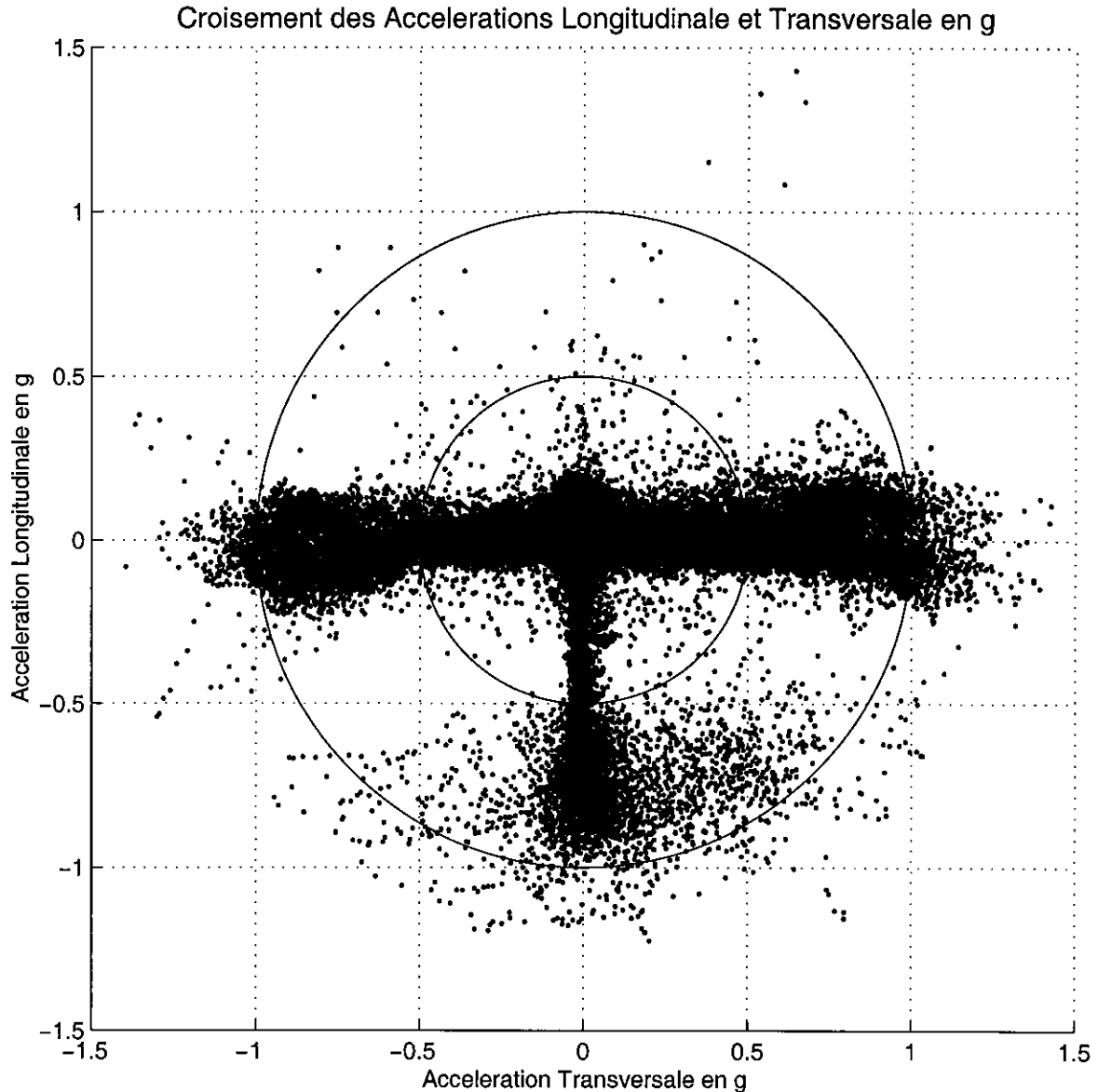
Simultanément à l'alternance du braquage pour s'inscrire dans le second couloir, on observe un blocage de la roue ARG, qui est délestée lors du premier coup de volant, alors que l'ABS régule fortement les pressions appliquées aux roues avant, en particulier l'AVG à 40 bar, autour de l'instant 2 s. La trace relevée a été mesurée sur 18.5 m. La vitesse de cette roue descend sous 40 rad/s à l'instant 1.99 s et remonte au-delà de 40 rad/s en 2.81 s, ce qui représente une distance de 16.65 m, inférieure à la trace mesurée. Pour se rapprocher de celle-ci, il est nécessaire de considérer un instant d'apparition de trace antérieur au seuil de vitesse de rotation de 40 rad/s, pourtant validé sur les essais précédents. Si on considère un seuil à 60 rad/s, on est à l'instant 1.90 s, et la longueur obtenue est alors de 18.8 m, proche des 18.5 m de traces. La nécessité de considérer ici un seuil supérieur peut s'expliquer par une vitesse initiale supérieure, 92 km/h pour cet essai contre entre 75 et 80 km/h pour les essais ayant conduit à adopter un seuil de 40 rad/s. Il convient également de préciser que les phénomènes physiques sont différents : dans les essais de freinage en ligne droite ou en courbe sans ABS, on a constaté des blocages des roues avant, soumises à des pressions de freinage énormes 100 bar ou plus, et en outre en appui du fait du transfert de charge longitudinal. Sur cette manœuvre combinée avec ABS, on analyse le blocage d'une roue arrière gauche, qui n'est soumise qu'à une pression de 35 bar, mais qui est doublement délestée, à la fois du fait du freinage et du coup de volant sur la gauche.

Grâce à l'intervention du système ABS, le véhicule répond très bien en vitesse de lacet au pic de braquage négatif, avec un second pic d'accélération transversale de 0.5 g, alors que la vitesse a chuté vers 60 km/h. La roue ARG reprend sa vitesse suite au transfert de charge. A partir de 2.8 s, on voit que c'est la roue AVD dont la pression est la plus réduite par l'ABS, afin d'éviter son blocage, car c'est elle qui est délestée dans cette phase de l'essai. La manœuvre se termine avec une bonne stabilité du véhicule, et un niveau de décélération qui augmente en fin de freinage vers -0.9 g.

Les hauteurs de caisse montrent la complexité de la combinaison des mouvements de roulis et de tangage. L'AVG évolue peu au début car la montée liée au coup de volant à gauche est contrecarrée par la plongée liée au freinage. L'AVD baisse de 7 cm, car l'appui dû au roulis et la plongée en freinage se combinent, puis remonte suite à l'alternance du braquage, alors que l'AVG baisse de 5 cm entre 2.5 et 3 s, avant de remonter de 2 cm, lorsque la sollicitation transversale s'annule et que seule reste la décélération (entre 3.5 et 5 s). Comme nous l'avons déjà découvert lors de l'analyse des freinages, la position de l'arrière de la 306 est relativement peu sensible aux décélération, et c'est principalement l'oscillation liée au mouvement de roulis qui se retrouve sur les mouvements de caisse à l'ARG et l'ARD.

#### **4. 1. 13. Récapitulatif du domaine de fonctionnement d'un véhicule routier léger**

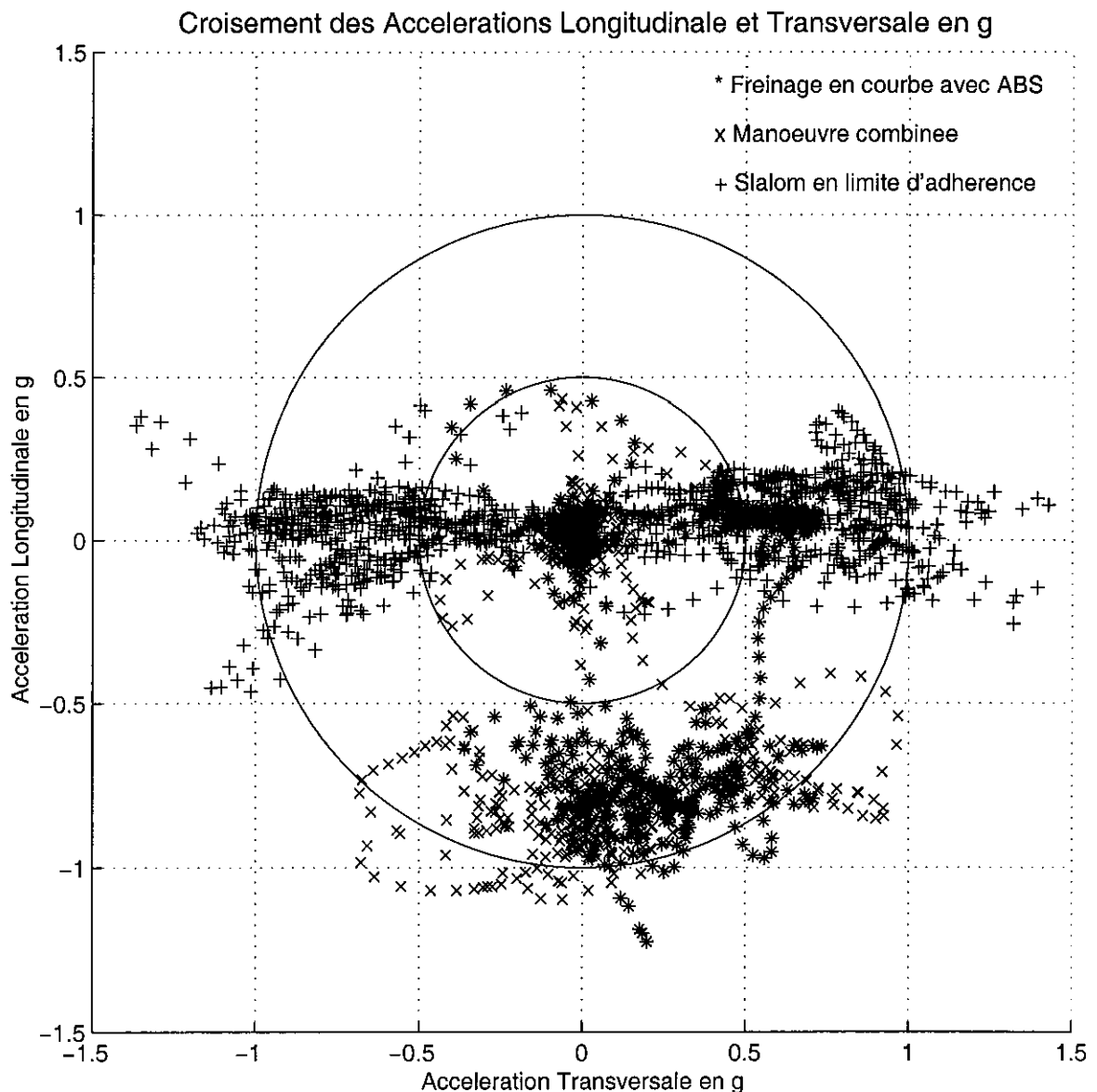
Après avoir analysé en détails les différentes manœuvres qui permettent de caractériser le domaine de fonctionnement d'un véhicule routier, depuis des niveaux de sollicitation modérés jusqu'aux limites des performances du véhicule, aux mains d'un essayeur professionnel, en sollicitation pure puis en combinaison jusqu'à des niveaux extrêmes dans les 2 directions, nous allons récapituler ce domaine de fonctionnement du véhicule à travers un diagramme de croisement des accélérations longitudinale et transversale, récapitulant l'ensemble des essais d'une campagne de validation d'un modèle. Nous avons déjà utilisé ce type de diagramme au chapitre 1, lors de l'évocation des résultats de nos expérimentations sur route et sur pistes, visant à établir les niveaux de sollicitations pratiqués par des conducteurs lambda. Nous avons pris l'habitude de dénommer ce croisement des accélérations "cercle d'adhérence".



**Figure 4-13 : Domaine de fonctionnement complet d'un véhicule routier léger (superposition de 76 essais)**

Pour ce croisement, sur lequel sont superposés 76 essais différents, nous avons adopté un mode de tracé en point, sans relier les points entre eux, comme c'était le cas sur les croisements de l'accélération transversale ou de la vitesse de lacet avec l'angle au volant utilisés précédemment, car la vue d'ensemble obtenue serait trop confuse. La symétrie parfaite du graphique s'explique par le fait que la plupart des essais effectués sur l'aire d'évolution de l'ETAS ont été doublés à gauche et à droite. Les 76 essais se répartissent de la façon suivante : 12 virages établis à des vitesses croissantes, 4 virages en accélération, 5 levers de pied en courbe, 5 freinages en courbes, 16 chicanes VDA, 3 manœuvres combinées, 1 slalom en limite d'adhérence, 3 slaloms dans le domaine linéaire, 15 freinages de modérés à d'urgence avec et sans ABS, 12 essais d'accélération en ligne droite parfois suivis d'un lever de pied, servant à caractériser le champ moteur.

La principale zone horizontale, qui correspond à un balayage des accélérations transversales complet sur une amplitude supérieure à  $\pm 1$  g, associé à des accélérations longitudinales modérées de  $\pm 0.1$  à  $0.2$  g, correspond à la fois aux virages établis, accélérations sur cercle, chicanes VDA et slaloms dans le domaine linéaire pour la partie centrale (à l'intérieur du petit cercle de rayon  $0.5$  g) et au slalom en limite d'adhérence pour les sollicitations au-delà du grand cercle de rayon  $1$  g. La partie très dense située vers le bas sur l'axe vertical correspond bien entendu aux freinages avec des décélérations jusqu'à  $-1$ g, alors que les accélérations positives dépassent rarement  $0.25$  g, ce qui produit cette dissymétrie du graphique selon la direction verticale. Les zones beaucoup plus diffuses correspondent, pour la partie inférieure, aux freinages en courbe et manœuvres combinées, avec un fort couplage de sollicitations. Les quelques rares cas de fortes sollicitations longitudinales positives correspondent à des mises en travers du véhicule.



**Figure 4-14 : Repositionnement de 3 essais très sollicitants dans le domaine de performances complet du véhicule**



Pour resituer certains des essais précédents dans ce récapitulatif, la figure 4-14 reprend, sur le même type de graphique, 3 des essais parmi les plus sollicitants de ceux analysés en détails. On constate que c'est le slalom en limite d'adhérence, repéré ici par des +, qui conduit aux plus fortes accélérations transversales, parfois même associées à des accélérations longitudinales atteignant +0.4 ou -0.5 g, lorsque le véhicule est dans des attitudes de dérive extrêmes. On retrouve pour la manœuvre combinée du paragraphe 4.1.12, représentée par des x, les couplages de décélérations de -0.6 à -1.1 g, avec des accélérations transversales de -0.7 g (lors du rétablissement avec braquage vers la droite) à pratiquement 1 g (lors du premier coup de volant à gauche). Enfin pour le freinage en courbe avec ABS, représenté par des \*, on voit nettement la transition d'une sollicitation transversale pure à 0.7 g vers une combinaison, où la décélération s'établit de 0 à -1 g sous 0.5 à 0.6 g d'accélération transversale, avant que celle-ci ne diminue progressivement au fur et à mesure que le véhicule ralentit.

## 4. 2. Analyse de pertes de contrôle réelles

### 4. 2. 1. Généralités

Pour compléter les enseignements du paragraphe précédent, nous allons présenter ci-dessous différents enregistrements de pertes de contrôle réelles. Ces situations ont été recherchées dans l'ensemble des enregistrements que nous avons recueillis au cours des douze dernières années, lors d'acquisitions de données sur des véhicules instrumentés. A l'exception de l'une d'entre elles, il s'agit de pertes de contrôle involontaires, ce qui en fait toute la valeur, qui se sont produites au cours de campagnes d'essais ou expérimentations. A travers leur analyse, nous allons chercher à comprendre comment la perte de contrôle se produit, et comment elle se traduit sur les paramètres dynamiques enregistrés sur les véhicules.

A ce stade de l'étude, cette approche nous paraît plus riche qu'une analyse de pertes de contrôle s'étant produites sur la route et ayant donné lieu à un accident de la circulation, car même dans le cas d'Etudes Détaillées d'Accidents, telles que les réalise l'INRETS MA depuis une vingtaine d'années à Salon de Provence, nous ne disposons que d'une description verbale de l'accident par les impliqués ou témoins, de relevés de traces sur la chaussée, de déformations et de positions finales des véhicules, mais bien évidemment pas d'enregistrements des sollicitations au cours de la perte de contrôle. Il est certes envisageable de réaliser des passages sur les sites accidentés avec des véhicules instrumentés, et nous avons pratiqué cette méthode dans le cadre d'une action du programme PROMETHEUS "Control strategies and road accidents", menée en collaboration avec PSA, et déjà évoquée au chapitre 1. Cependant pour d'évidentes raisons de sécurité, il n'est possible dans ces conditions que de rechercher progressivement les limites et de mettre en relation les sollicitations mesurées lors de ces acquisitions avec les indices relevés lors des pertes de contrôle, et non pas de réaliser de véritables pertes de contrôle. Par ailleurs notre véhicule Peugeot 306 a été accidenté en Décembre 2000 lors d'une campagne d'essais du programme APTP, mais nous avons perdu toutes les informations enregistrées suite au choc. Nous avons pu trouver 4 pertes de contrôle réelles pour lesquelles nous disposons de données enregistrées de qualité suffisante :

- La première situation est une perte de contrôle sur un lever de pied en courbe sur l'aire d'évolution de l'ETAS avec notre véhicule instrumenté PEUGEOT 306, lors d'une campagne d'essais du programme APTP en Mars 1999.

- la seconde est constituée par un tête à queue d'une PEUGEOT 605, véhicule instrumenté de PSA, lors d'un lever de pied en courbe sur un cercle de 120 m de rayon sur les pistes de MICHELIN, lors d'une campagne d'essais réalisée dans le cadre du projet SARA en 1990 (Projet de simulateur de conduite associant l'INRETS et les 2 constructeurs automobiles PSA et RENAULT, abandonné en 1997).
- La troisième situation est constituée par une perte de contrôle en courbe sur une chaussée mouillée de coefficient d'adhérence 0.5, enregistrée avec notre véhicule instrumenté CITROËN BX au cours d'une séance d'essais réalisée en 1996 sur les pistes du fabricant de pneumatiques KLEBER à Salon de Provence.
- la quatrième est une perte de contrôle au cours d'une manœuvre d'évitement tentée par un sujet participant à l'expérimentation sur les manœuvres d'urgence, que nous avons réalisée en 1989 avec Gilles MALATERRE (INRETS LPC) sur le simulateur de Daimler-Benz à Berlin, et dont nous avons présenté les principaux enseignements au chapitre 1. Vu qu'il s'agit d'un simulateur de conduite, les données sont issues du modèle de comportement dynamique de véhicule, utilisé à l'époque par Daimler-Benz, pour le véhicule simulé : une MERCEDES 190.

Il est clair que ces données provenaient de systèmes d'acquisition disparates, et qu'il n'a pas été possible de présenter rigoureusement les mêmes informations pour les différents cas. Nous avons réalisé, comme pour les essais présentés au paragraphe 4.1, une planche de 8 courbes pour chaque situation.

#### 4. 2. 2. Tête à queue d'une Peugeot 306 lors d'un lever de pied en courbe

Il est particulièrement intéressant de noter que cet essai est une répétition de la manœuvre de lever de pied en courbe présentée au paragraphe 4.1.9, et que les conditions de l'essai sont quasiment identiques. Le conducteur passe de la ligne droite au virage de rayon 60 m au temps 2 s, avec un braquage de 60° et une vitesse de 72 km/h, sous une accélération transversale de 0.7 g. Il amplifie son braquage à 80°, entre 4 et 5 s, en même temps qu'il met le pied au plancher. Il lève brutalement le pied de l'accélérateur en 6.5 s, alors que sa vitesse a atteint 77 km/h et l'accélération transversale 0.8 g. Suite au transfert de charge vers l'avant du véhicule, dont l'accélération longitudinale passe de 0.15 à -0.1 g, tous les paramètres de la dynamique transversale augmentent : la vitesse de lacet fait apparaître un palier de 20 à 27 °/s, l'accélération transversale passe au delà de 0.9 g, l'angle de roulis passe de moins de 4 à plus de 5°, et l'angle de dérive au CDG de -2 à -4° vers l'instant 7 s.

Jusqu'à environ 7.5 s, ces phénomènes sont en tous points comparables à ceux décrits lors de l'analyse du lever de pied en courbe, présenté à la figure 4-9, qui s'est bien terminé. Cependant alors que dans cet essai les paramètres dynamiques se stabilisaient puis retrouvaient leurs valeurs d'avant le lever de pied environ 3 s après celui-ci, dans l'essai décrit ici, ils continuent à augmenter puis divergent provoquant la mise en travers, par le décrochement du train arrière, puis le tête à queue complet. Entre les instants 7.5 et 11.5 s, si l'accélération transversale et le roulis restent à leurs valeurs maximales respectives de 1 g et 5°, la vitesse de lacet grimpe de 27 à 65 °/s et l'angle de dérive au CDG passe de -4 à -24°. Ces 2 paramètres traduisent le survirage du véhicule. La valeur de la dérive à l'arrière du châssis, où est situé le capteur, atteint même -40°. On constate encore que pendant toute la mise en travers les débattements de suspension conservent des valeurs constantes, ce qui illustre également la glissade de la voiture.

ESSAIS 306 INRETS – PISTE ETAS – TETE A QUEUE SUR LEVER DE PIED EN COURBE

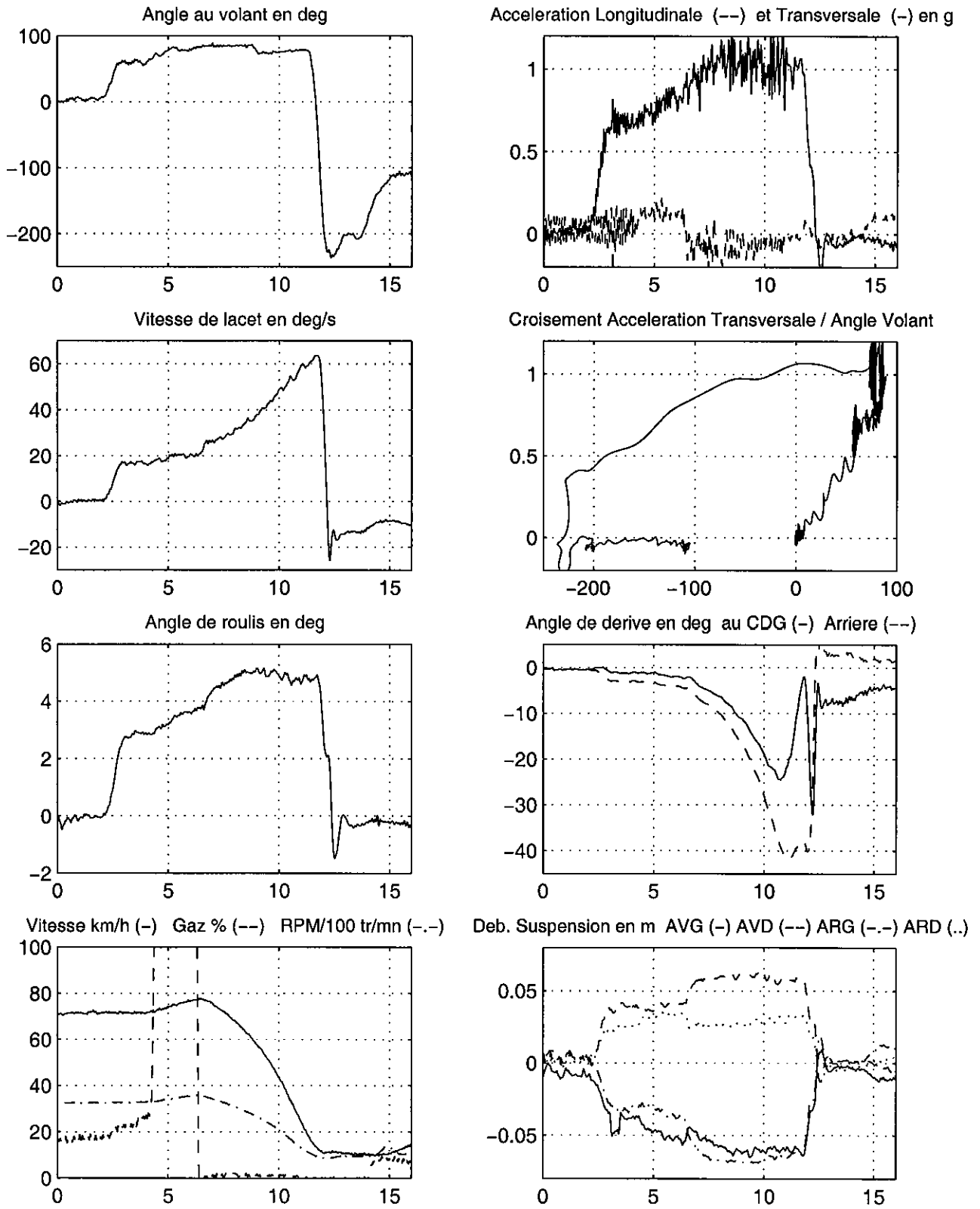


Figure 4-15 : Tête à queue Peugeot 306 lors d'un lever de pied en courbe

Dans cette période la vitesse a chuté de 77 à moins de 20 km/h. L'essayeur, qui avait maintenu une action au volant constante pendant toute la glissade, contre-braque violemment provoquant une brutale inversion de la vitesse de lacet et le retour à 0 des autres paramètres dynamiques en combinaison avec la diminution de la vitesse.

La similitude des conditions initiales et des commandes et la différence des conséquences entre ces 2 levers de pied, celui présenté au paragraphe 4.1.9 qui se termine bien, et celui-ci qui s'achève par un tête à queue, nous ont conduit à approfondir la comparaison de ces 2 essais. La figure 4-16 présente ainsi la superposition de ces 2 essais, avec un zoom autour du lever de pied. Le tête à queue, noté 1 par la suite, est représenté en trait continu et l'autre lever de pied, noté 2, en tirets. Ce dernier a été décalé dans le temps de 0.26 seconde, afin d'obtenir une synchronisation parfaite des 2 actions de lever de pied, qui se situent à l'instant 6.3 s. La quasi-similitude des conditions initiales est ainsi bien illustrée : la légère augmentation de vitesse lors du passage "pied au plancher" est rigoureusement identique, et on constate une très légère différence sur l'angle au volant, supérieur d'environ 2° pour l'essai 1, qui se termine par un tête à queue. Jusqu'au lever de pied, les différences entre les signaux d'accélération transversale, de vitesse de lacet, et d'angle de dérive sont infimes, même si l'essai 1 est toujours très légèrement au-delà de l'essai 2. C'est de manière étonnante sur l'angle de roulis que l'écart est le plus grand. Les croisements vitesse de lacet/volant, représentés pour la totalité des enregistrements, se superposent parfaitement pour le début de chaque essai.

Dans les tous premiers instants qui suivent le lever de pied, les évolutions des différents paramètres de la dynamique latérale sont donc quasiment identiques, et l'écart entre les 2 réponses n'apparaît qu'après l'instant 7 s, soit plus d'une demi-seconde après le lever de pied. Comme nous l'avons déjà indiqué lors des analyses de chaque essai, la divergence se produit essentiellement sur la vitesse de lacet et l'angle de dérive.

Afin de mieux comprendre les phénomènes en jeu, nous avons étudié avec davantage de soin la nature du lever de pied. Le dernier tracé représente un zoom sur cette action de l'essayeur. On constate que le lever de pied de l'essai 1, qui dure au total 0.09 s (pour passer de 100 % à 0 % du signal intitulé gaz, qui est en fait l'ouverture du papillon), a un front descendant plus abrupt que celui de l'essai 2, qui dure 0.12 s. Nous avons également représenté les signaux dérivées des ouvertures papillon. La valeur minimale de ce signal (divisé par 100 pour faciliter la superposition des 2 informations) est de -18.57 pour l'essai 1, et de -15.66 pour l'essai 2.

En conclusion de toutes ces investigations, on peut retenir que le tête à queue constaté lors d'un lever de pied en courbe, sur un véhicule déjà en conditions limites d'équilibre transversal, a deux origines, en comparaison d'un essai similaire qui se termine sans dommages :

- un très léger écart sur les conditions initiales : des vitesses identiques, mais un braquage un tout petit peu plus ample (de 2 %), provoquant des niveaux de sollicitations transversales très légèrement supérieurs,
- une action de lever de pied proprement dite un peu plus violente.

**Le fait que ces écarts soient infimes, et que seule une analyse très fine a permis de les mettre en évidence, montre qu'une perte de contrôle tient parfois à très peu de choses, et nous fait prendre conscience, dès ce stade, qu'une modélisation valide de tels phénomènes est un objectif très ambitieux.**

ESSAIS 306 INRETS – COMPARAISON DE 2 LEVERS DE PIED : TETE A QUEUE (-) NORMAL (---)

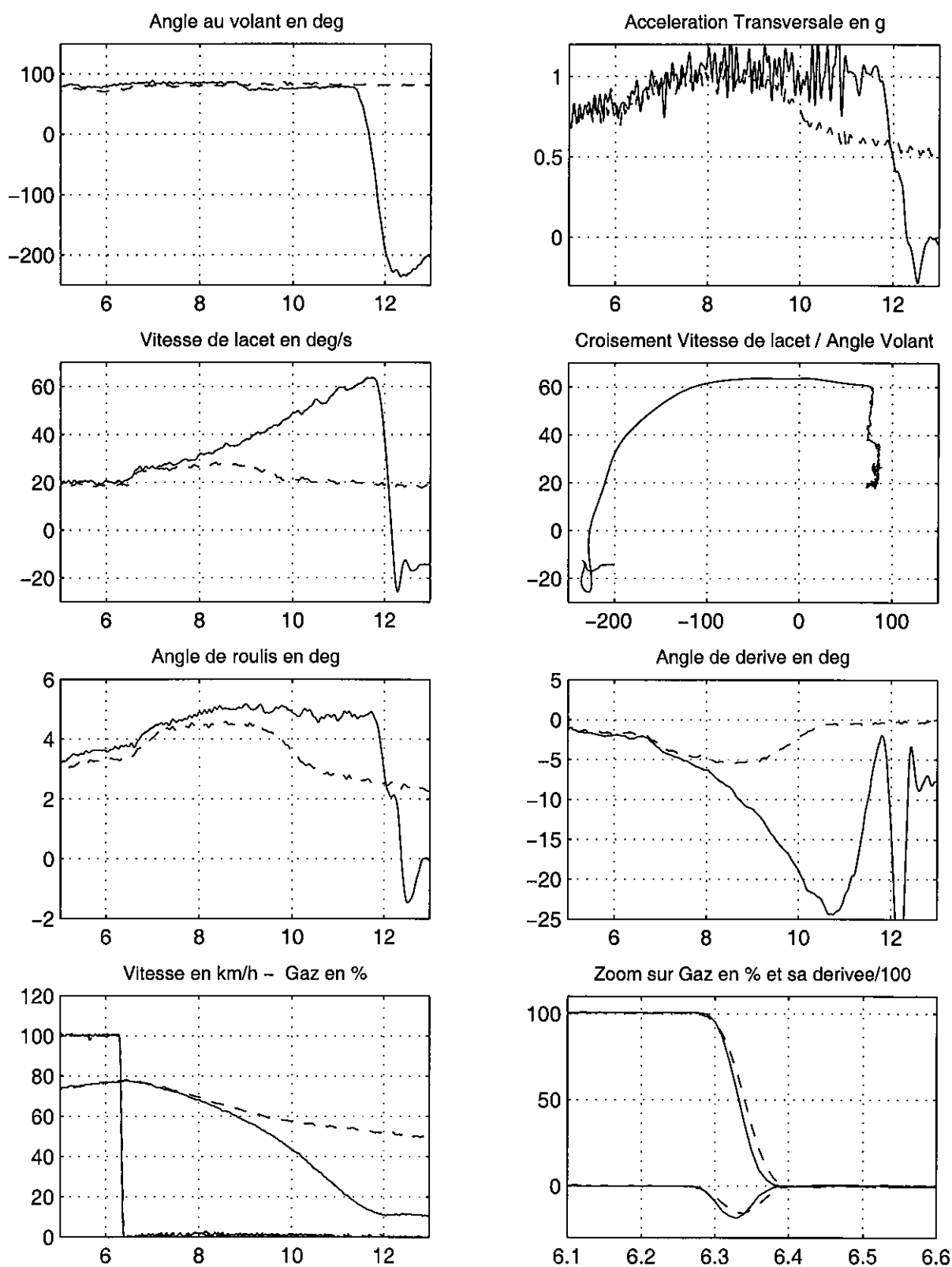


Figure 4-16 : Comparaison de 2 levers de pied en courbe d'une Peugeot 306, dont l'un provoque un tête à queue

#### 4. 2. 3. Tête à queue d'une Peugeot 605 lors d'un lever de pied en courbe

Cette perte de contrôle a été enregistrée sur une PEUGEOT 605, véhicule instrumenté de PSA, lors d'une campagne d'essais réalisée dans le cadre du projet SARA en 1990, lors d'un lever de pied en courbe sur un cercle de 120 m de rayon. La vitesse initiale est de 110 km/h, soit une accélération transversale située entre 0.7 et 0.8 g, pour un braquage volant de 40°.

Le lever de pied n'est pas d'une brutalité comparable à celle constatée sur les essais de la 306, car d'une part on démarre d'une valeur stabilisée autour de 60% de course, et non pas du pied au plancher, et d'autre part le début du lever de pied est assez progressif, puisqu'il est réalisé sur 0.5 s. Cependant le fait qu'il se produise à une vitesse très élevée, et qu'en outre le conducteur augmente son amplitude de braquage de 40 à 50° dans le même temps, conduit à une augmentation de tous les paramètres de la dynamique transversale entre 2.5 et 3.5 s : l'accélération transversale passe à 0.9 g, la vitesse de lacet de 15 à 25 °/s, l'angle de roulis de 3 à 4°. On peut remarquer au passage la quasi-proportionnalité entre l'angle de roulis et l'accélération transversale, dans les phases de conduite stabilisée, avec un coefficient qui se situe à 0.42 °/g.

Sentant la réaction de son véhicule, l'essayeur a amorcé un violent contre-braquage dès 3 s, mais il est clair que le véhicule ne répond pas à sa demande immédiatement, mais seulement avec 1 seconde de retard, et ce n'est qu'à partir de 4.5 s que l'accélération transversale et la vitesse de lacet diminuent et s'inversent brutalement, avec des pointes respectives à -0.6 g et -60 °/s, provoquant une inflexion de la trajectoire qui s'ouvre après s'être refermée, suite au décrochage de l'arrière. L'absence de mesure de l'angle de dérive limite les enseignements que nous pouvons déduire de cet enregistrement : l'amplitude de la mise en travers ne peut être évaluée avec précision et la reconstitution de trajectoire ne peut qu'être approximative en intégrant deux fois la seule vitesse de lacet. L'enregistrement de la commande au volant montre que l'essayeur a effectué un grand contre braquage (amplitude négative) entre 3 et 5 s, puis redonné un grand coup de volant vers la gauche (amplitude positive) entre 5 et 8 s.

L'embarquée vers la droite (paramètres latéraux négatifs) est de courte durée et le véhicule repart violemment vers l'intérieur du cercle avec une accélération transversale proche de 1 g et une vitesse de lacet de 80 °/s, alors que la vitesse est encore de 85 km/h vers 6 s. Entre 6 et 8 s le véhicule fait un demi-tour complet avec une trajectoire en demi-cercle. Nous avons indiqué le temps au fil du tracé de la trajectoire, afin d'en faciliter l'interprétation, ainsi que le rayon de la trajectoire nominale de 120 m en tirets.

ESSAI 605 PSA – TETE A QUEUE SUR LEVER DE PIED EN COURBE

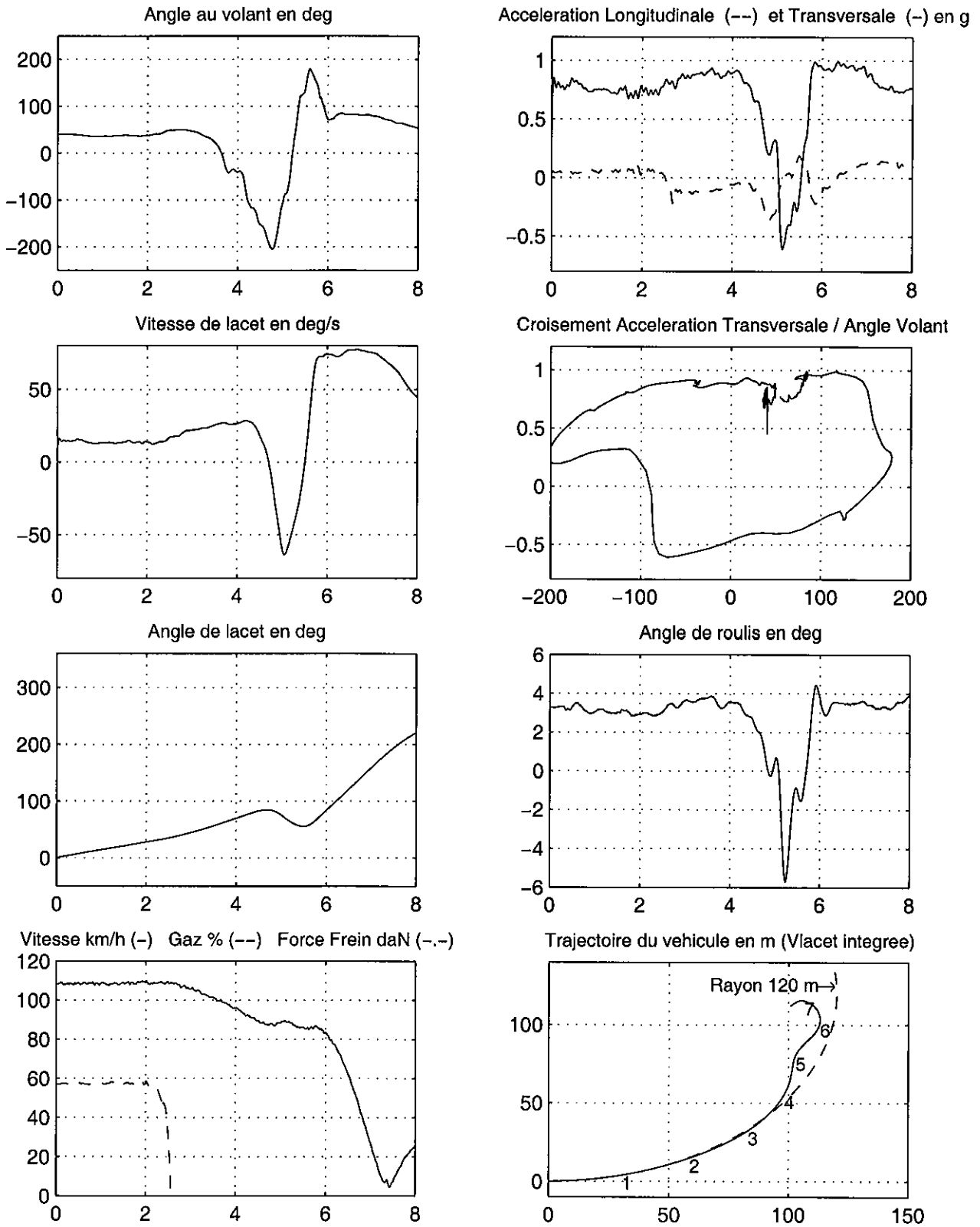


Figure 4-17 : Tête à queue Peugeot 605 lors d'un lever de pied en courbe

#### 4. 2. 4. Tête à queue d'une Citroën BX en courbe sur sol de faible adhérence

La troisième situation de perte de contrôle a été enregistrée avec notre véhicule instrumenté CITROËN BX au cours d'une séance d'essais réalisée en 1996 sur les pistes du constructeur de pneumatiques KLEBER. Cette situation, qui se produit lors du franchissement d'une longue courbe à gauche, sur une chaussée mouillée de coefficient d'adhérence 0.5, a cependant été quelque peu provoquée par l'essayeur.

Lors de l'entrée dans le virage sur les 5 premières secondes présentées, on voit l'angle au volant passer de 0 à 60°, l'accélération transversale monter à 0.45 g, la vitesse de lacet à 20 °/s et l'angle de roulis à 2.5°. L'essayeur contre-braque alors soudainement jusqu'à -30°, avant de rebraquer fortement à plus de 130°. On voit que le véhicule ne répond pas du tout à l'alternance d'angle volant sur l'accélération transversale (partie horizontale à 0.45 g sur le croisement avec le volant) et répond très faiblement sur la vitesse de lacet. Concernant le très fort braquage vers la gauche, ce n'est qu'après 3 s de maintien qu'il provoque une augmentation de vitesse de lacet, à partir de l'instant 9 s. Cette dernière monte à 40 puis 50 °/s, niveau auquel le capteur utilisé à l'époque sature. L'accélération transversale augmente jusqu'à 0.8 g, à partir de 11 s, ce qui correspond à la perte de contrôle du véhicule et sans doute une reprise d'adhérence sur le bas-côté intérieur, comme le laisse envisager la courbure finale de la trajectoire.

#### 4. 2. 5. Tête à queue d'une Mercedes 190 en manœuvre d'évitement sur simulateur

Cette perte de contrôle a été enregistrée au cours d'une manœuvre d'évitement tentée par un sujet participant à notre expérimentation sur les manœuvres d'urgence, réalisée en 1989 sur le simulateur de Daimler-Benz à Berlin. Précisons par conséquent que les données sont issues du modèle de comportement dynamique de véhicule, utilisé à l'époque par Daimler-Benz, pour la MERCEDES 190 et non pas enregistrées à l'aide de capteurs, à la différence de tous les essais présentés précédemment.

Le conducteur se trouvait confronté au démarrage soudain d'un véhicule sur sa droite, alors qu'il abordait une intersection. Avec une vitesse initiale de 95 km/h, il tente une manœuvre d'évitement devant l'obstacle en donnant un coup de volant sur la gauche d'amplitude légèrement supérieure à 100°. Le véhicule répond avec des pointes d'accélération transversale de 0.7 g et de vitesse de lacet de 25 °/s. C'est lors du rétablissement que les choses se dégradent. Alors que le conducteur ne braque jusqu'à -140° que très brièvement et que le volant repasse par 0 dès 5 s, l'accélération transversale et la vitesse de lacet se maintiennent à leurs valeurs maximales de -0.85 g et -30 °/s, jusque vers 5.5 s avec une forte dérive au centre de gravité du véhicule de plus de 14°, provoquant une embardée vers la droite, heureusement après que le véhicule ait contourné l'obstacle.

Entre temps le conducteur a très fortement contre-braqué dès 5 s, mais l'accélération transversale et la vitesse de lacet ne repassent vers 0 qu'après 6 s, avant de repartir vers des valeurs extrêmes positives de 0.85 g et de 40 à 70 °/s entre les instants 6.5 s à 9.5 s. Le véhicule revient alors vers le milieu de la route, totalement en perdition, mais sa vitesse a fortement chuté et il s'arrête dans le sens opposé à sa direction initiale (angle de lacet à 170°), après avoir légèrement reculé. A noter enfin l'utilisation de la fonction informatique atan2 dans les modèles de Daimler-Benz, qui conduit à une oscillation de la dérive entre +/-180°.



ESSAIS BX INRETS - PISTE KLEBER - TETE A QUEUE EN COURBE SUR FAIBLE ADHERENCE

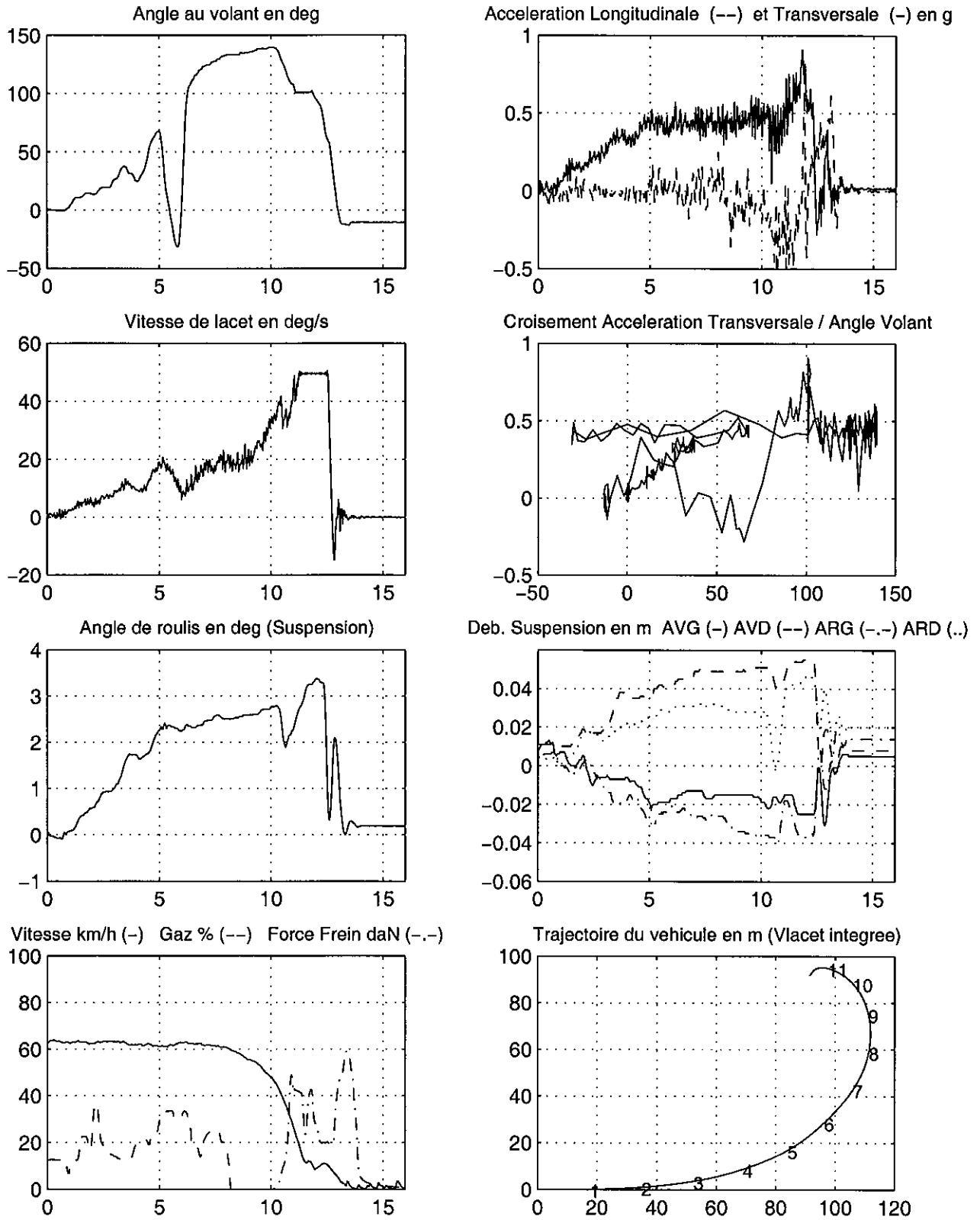


Figure 4-18 : Tête à queue Citroën BX en courbe sur sol de faible adhérence

EXPERIMENTATION SUR SIMULATEUR DB - TETE A QUEUE SUR MANOEUVRE D'URGENCE

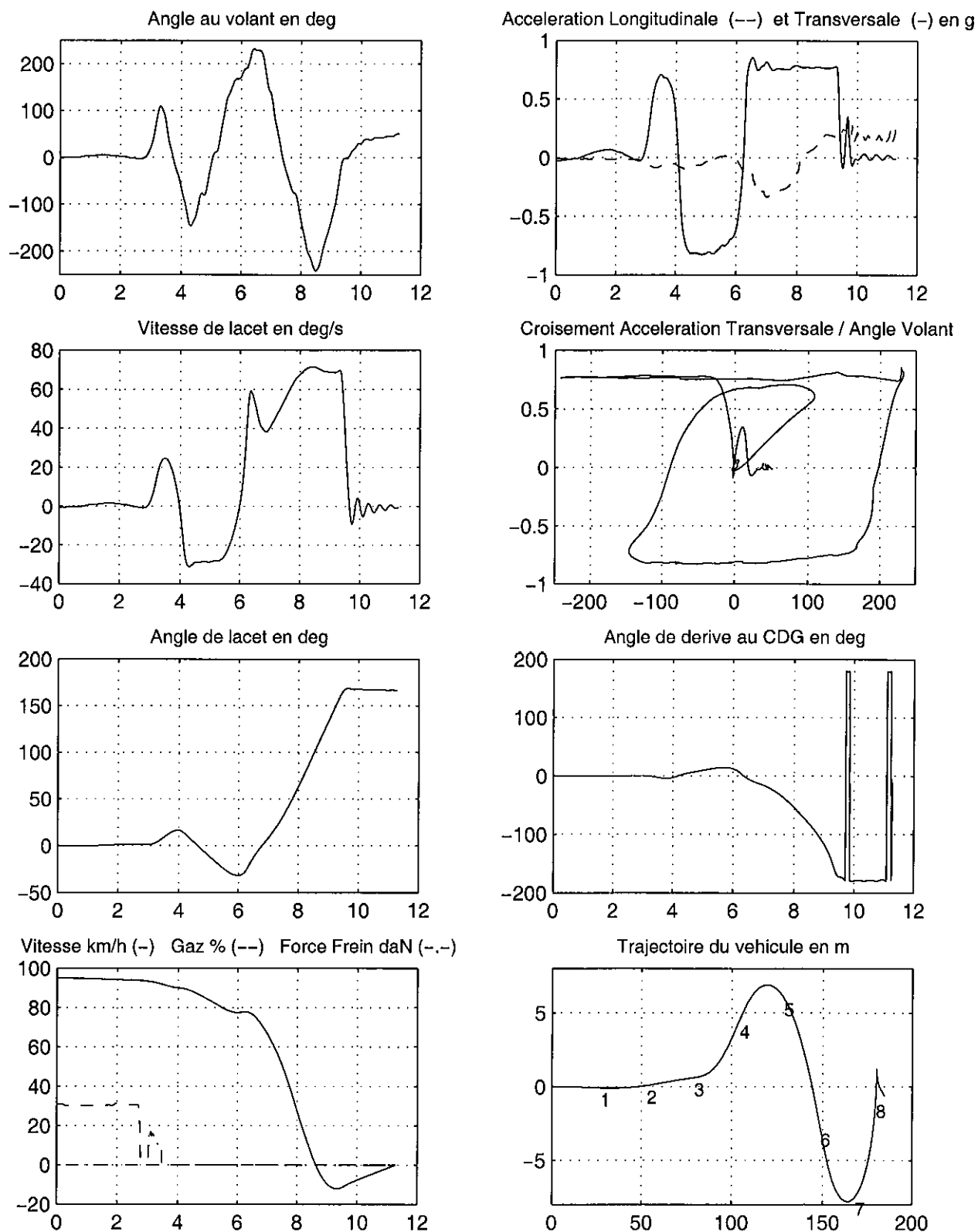


Figure 4-19 : Tête à queue Mercedes 190 en manœuvre d'évitement sur simulateur

# Chapitre 5 : Conception et validation d'une gamme de modèles dynamiques de véhicules routiers légers

## 5. 1. Caractéristiques générales des modèles

### 5. 1. 1. Introduction

Après avoir présenté les outils de modélisation à notre disposition au chapitre 2, introduit les principaux concepts de dynamique routière que nous allons utiliser au chapitre 3, puis mis en évidence le domaine de fonctionnement d'un véhicule automobile à travers la présentation d'un ensemble complet d'essais et de pertes de contrôle dans le chapitre 4, nous allons maintenant aborder la conception informatique des modèles dynamiques de véhicules et leur validation expérimentale.

Notre objectif sera, pour chacun des modèles conçus, d'établir son domaine de validité à travers la comparaison des résultats de simulations avec les données enregistrées en vraie grandeur sur le véhicule modélisé, sur la base du jeu d'essais présenté au chapitre 4, et de conclure sur les types d'investigation en matière de comportement dynamique qu'il autorise en fonction des limitations constatées. Il est clair que nous ne pouvons présenter l'ensemble des résultats de simulation sur tous les essais, pour chaque variante de modèle ; nous avons donc retenu une présentation plus synthétique à partir des 3 grandes catégories de manœuvres : celles purement transversales, celles nécessitant un modèle longitudinal et enfin les sollicitations couplées. Alors que l'essentiel de la présentation est consacré à la modélisation et la validation d'essais de notre véhicule instrumenté Peugeot 306, nous terminerons ce chapitre par l'application d'un modèle à différents véhicules.

### 5. 1. 2. Caractéristiques communes des modèles

Ce paragraphe va nous permettre de récapituler les principales hypothèses de modélisation retenues pour nos modèles (type de liaison utilisée, phénomènes physiques représentés...) et d'exposer certaines spécificités de conception et de mise en œuvre informatique, en complément de ce qui a été présenté aux chapitres 2 et 3.

Ces modèles ont été réalisés à l'aide du logiciel de modélisation des systèmes multicorps MORGAN'S, utilisant le formalisme des groupes de Lie et reposent sur l'utilisation d'une

liaison "plan", c'est-à-dire qu'ils disposent de 3 degrés de liberté (noté ddl dans la suite du texte) pour le solide constituant la caisse (les translations selon les directions longitudinale et transversale X et Y, et la rotation autour d'un axe vertical caractérisée par l'angle de lacet). Cette modélisation ne prend par conséquent pas en compte les ddl de pompage (translation verticale) et de rotation autour d'un axe longitudinal (mouvement de roulis) et transversal (mouvement de tangage). Cette approche doit donc être considérée comme bidimensionnelle au niveau des degrés de liberté, puisque aucun phénomène vertical n'est représenté. Cependant nous verrons que si la liaison plan n'autorise pas une modélisation complète de la suspension, cela ne signifie pas qu'aucune des spécificités de conception de la liaison au sol ne peut être prise en considération avec une telle approche. En effet ce choix du système mécanique de départ ne préjuge pas du degré de finesse adopté pour la modélisation des autres sous-systèmes : liaison au sol, direction, motorisation, freinage et pneumatiques.

En terme de forces extérieures, on applique les 4 efforts correspondants à l'action des pneumatiques, au niveau des centres des roues, ou à leur projection au niveau du sol. Cette distinction est sans conséquence avec la liaison plan sur plan, qui conduit par conception à un modèle qui restera dans le même plan, quels que soient les efforts appliqués. Les efforts pneumatiques sont cependant tridimensionnels, et en particulier dans les versions avec transfert de charge géométrique, les variations d'efforts verticaux se répercutent sur les efforts longitudinaux et transversaux, à travers le modèle de Pacejka. Cette combinaison d'une approche 2D au niveau des degrés de liberté et 3D au niveau des efforts nous conduit à adopter l'appellation de modèle 2.5D.

Bien que disposant fondamentalement de 3 ddl (X, Y, lacet), ce type de modèle est souvent considéré dans la littérature comme modèle à 2 ddl : en effet si on considère la vitesse constante, X n'est plus véritablement un ddl, et les 2 degrés de liberté restants sont la translation latérale (identifiée par y, ou sa dérivée la vitesse transversale, voire l'angle de dérive au centre de gravité, qui s'obtient par un arctg des vitesses transversale et longitudinale) et la rotation autour d'un axe transversal (identifiée par l'angle ou la vitesse de lacet). C'est un modèle équivalent que nous retrouvons dans la majorité des publications consacrées à des modélisations conduisant à la mise en œuvre de systèmes actifs de stabilité ou disposant de 4 roues directrices, sur lesquels nous reviendrons dans la seconde partie de cette thèse. Tous les modèles conçus autour de la liaison "plan" seront intitulés MLP pour "modèle liaison plan", accompagnés d'un numéro qui correspond à leur niveau de complexité.

### **5. 1. 3. Modèles adaptés à la simulation de manœuvres purement transversales**

Les premiers modèles présentés seront adaptés uniquement à l'étude du comportement transversal du véhicule. D'une manière générale, lors d'une tentative de validation d'un modèle dynamique de véhicule à partir de données expérimentales, la principale entrée est constituée par le signal de braquage du volant pour la dynamique transversale, et les signaux de position de la pédale d'accélérateur et d'action sur le frein. Ces derniers constituent les entrées d'un modèle de comportement longitudinal, qui restitue le comportement du moteur, de la transmission, du freinage et de l'aérodynamique du véhicule, pour aboutir à des équations d'équilibre en rotation des roues, conduisant à la détermination des efforts longitudinaux à travers le calcul des glissements des pneumatiques. Le rôle principal de ce modèle longitudinal est de recalculer la vitesse du véhicule au cours de l'essai. Une approche simplifiée, que nous allons utiliser dans une première étape, consiste à ne pas réaliser ce modèle longitudinal, mais à utiliser directement la vitesse mesurée sur le véhicule lors d'un

essai réel, comme entrée du modèle, dans la mesure où celle-ci est faiblement évolutive. Le domaine d'application visé est par conséquent constitué d'essais menés à vitesse globalement constante (pas de freinage, lever le pied ou accélération brutale).

Dans ce cas, l'essentiel de la modélisation porte sur la détermination des efforts transversaux appliqués par les pneumatiques sur le véhicule, au niveau de l'interface avec la chaussée. On retrouve donc ici le domaine de la modélisation transversale des pneumatiques, qui a été abordée au chapitre 3. Le calcul des efforts nécessite la détermination des angles de dérive des pneumatiques, faisant intervenir l'angle de dérive au centre de gravité et la vitesse de lacet du châssis. Une fois que ceux-ci sont connus plusieurs approches sont envisageables et c'est ce qui va nous permettre de distinguer entre nos premiers modèles.

Nous allons ainsi proposer 6 variantes de modèles, de plus en plus complexes, touchant pour la plupart à la modélisation des pneumatiques. Tous ces modèles sont conçus autour de la liaison "plan", ne disposent pas de modèle longitudinal, et utilisent comme entrées, d'une part la commande au volant et d'autre part la vitesse du véhicule :

- MLP1 modèle de pneumatique linéaire purement transversal avec rigidité de dérive constante,
- MLP2 modèle de pneumatique de Pacejka (voir paragraphe 3.3.6.) selon une formulation purement transversale,
- MLP3 modèle de pneumatique de Pacejka purement transversal, avec ajout du moment d'autoalignement (noté MAA), également selon une formulation de Pacejka,
- MLP4 modèle de pneumatique de Pacejka (effort transversal et moment d'autoalignement), avec prise en compte des transferts de charge géométriques (liés aux accélérations longitudinale et transversale),
- MLP5 modèle de pneumatique de Pacejka (effort transversal et moment d'autoalignement), avec prise en compte des transferts de charge géométriques et introduction d'un transitoire pneu sur l'effort transversal,
- MLP6 MLP5 intégrant des réglages de trains (pince statique).

A noter que dans les 3 premières versions, sans transferts de charge, le terme vertical des efforts pneumatiques ne fait que compenser la charge statique de chaque roue. A partir de la version MLP2, la procédure du modèle de Pacejka calcule l'effort transversal en fonction de l'angle de dérive du pneu, de la charge verticale, avec dans le cas présent un taux de glissement du pneumatique et un angle de carrossage nuls.

#### **5. 1. 4. Ajout d'un modèle longitudinal permettant de simuler tout type de manœuvres**

Comme cela a été présenté au paragraphe 3.2.2, créer un modèle de comportement longitudinal consiste à modéliser toute la chaîne qui permet de passer des commandes du conducteur sur les différentes pédales à la vitesse du véhicule. Il s'agit donc de restituer le comportement du moteur (couple fourni en fonction de l'ouverture du papillon des gaz), de la transmission (connaissance des rapports de démultiplication de chaque rapport de boîte et du couple conique), du freinage (transformation d'une pression dans le circuit hydraulique en un couple appliqué aux roues) et de l'aérodynamique du véhicule (incluant au minimum la prise en compte de l'effort de traînée longitudinale), pour aboutir à des équations d'équilibre en rotation des roues, conduisant à la détermination des efforts longitudinaux à travers le calcul des taux de glissement des pneumatiques.

Ce travail doit être mené avec beaucoup de soin, en particulier au niveau de la détermination de tous les paramètres propres au véhicule, car il est nécessaire que ce modèle longitudinal soit valide quantitativement, afin de restituer le profil de vitesse précis de chaque manœuvre. C'est donc une difficulté supplémentaire, dont on s'affranchit dans les modèles purement transversaux, en prenant directement la vitesse comme une entrée du modèle. Il est en effet évident qu'une analyse de la validité d'un modèle sur les paramètres de la dynamique transversale n'a aucune signification, si la vitesse n'est pas restituée de façon correcte. Cette profonde évolution n'a été mis en œuvre concrètement que sur la version la plus évoluée du modèle transversal, et nous a conduit à créer :

MLP5L liaison "plan", introduction du modèle longitudinal (motorisation, transmission, freinage, aérodynamique), modèle de pneumatique de Pacejka complet (effort longitudinal, transversal et moment d'autoalignement avec couplage longitudinal-transversal), prise en compte des transferts de charge géométriques, transitoire pneu sur l'effort transversal.

### 5. 1. 5. A propos de la validation

#### *Les choix effectués*

En tenant compte des variantes de modèles, des problèmes de mise au point inhérents à tout développement logiciel et de l'application à chaque modèle de la plupart des essais du jeu de validation, nous avons été amené à réaliser, au cours de cette recherche, plusieurs centaines de simulations, mais ne pouvons en présenter ici qu'une très petite partie. Nous avons retenu en priorité des résultats de simulations qui remplissent une des trois conditions suivantes :

- être représentatifs du domaine de validité d'un modèle,
- mettre en évidence les progrès d'un modèle par rapport à un autre,
- montrer les limites d'une approche pour simuler un type de manœuvre spécifique.

Nous avons également souvent éprouvé le besoin de regrouper sur une même figure plusieurs essais avec le même modèle ou plusieurs modèles pour le même essai. Nous avons alors le plus souvent limité la présentation aux paramètres essentiels de la dynamique transversale, la vitesse de lacet et l'accélération transversale, afin de proposer les illustrations les plus claires possibles. Par ailleurs nous ajouterons les tracés des forces développées par les pneumatiques, ou des angles de dérive des pneumatiques, lorsque ces paramètres présentent un intérêt spécifique, et bien que nous ne sommes pas en mesure, pour l'instant, de les valider à travers la comparaison à une donnée mesurée sur notre véhicule instrumenté.

#### *L'affinage des données d'essais de référence*

Afin de disposer de données de référence de la meilleure qualité possible et que les résultats présentés ne soient pas contestables, nous avons corrigé certains problèmes que nous avons pu identifier. A noter que ces modifications ne figurent pas dans la présentation des essais au chapitre 4, et que cela peut expliquer de légères différences, que constaterait un lecteur attentif, entre cette présentation et les courbes de référence superposées aux résultats de simulation dans la suite de ce chapitre.

Vu que notre modélisation des degrés de liberté est plane, nous avons corrigé les valeurs d'accélération transversale mesurée sur le véhicule dans un repère caisse (les accéléromètres

sont regroupés avec les gyromètres dans un petit boîtier fixé rigidement sur la caisse à proximité immédiate du centre de gravité), afin de les ramener dans un plan horizontal, avant de les comparer aux valeurs issues de la modélisation.

Un point important concerne la mesure de l'angle de dérive, grandeur qui est connue pour être particulièrement délicate à mesurer, et que nous souhaitons connaître au centre de gravité, afin de la comparer à la valeur calculée par nos modèles. Nous avons pour cela fait l'acquisition dans le cadre du programme APTP d'un capteur de type Datron V3, qui mesure les 2 composantes de la vitesse par rapport au sol. Pour des questions d'encombrement, il est malheureusement impossible de le placer au centre de gravité. Il est donc situé à l'arrière du véhicule sur notre 306, ce qui nécessite un calcul faisant intervenir la vitesse, la distance de l'arrière au CDG, et la vitesse de lacet, pour se ramener au centre de gravité, comme on l'a exposé au paragraphe 4.1.2.

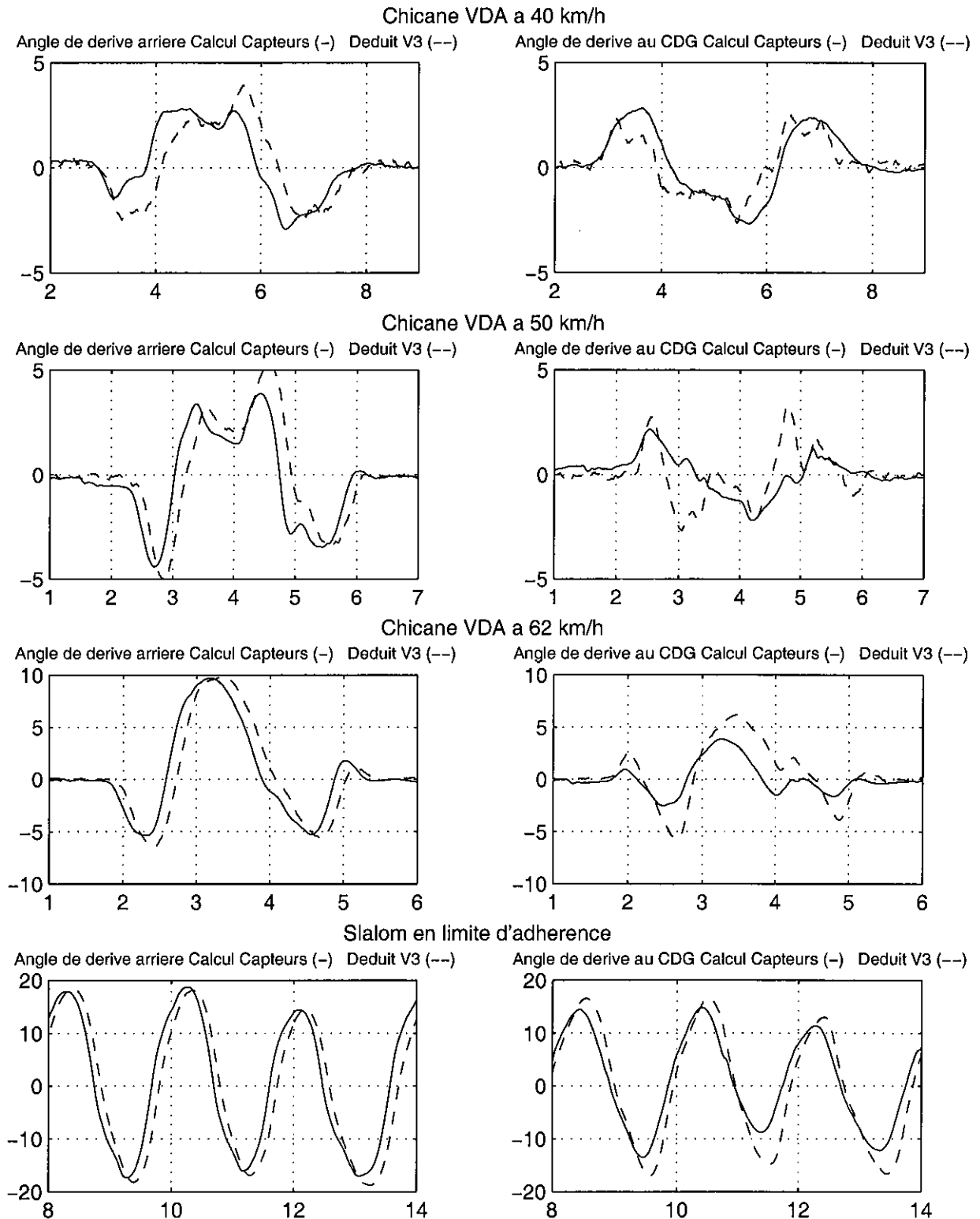
Cependant, l'examen de nombreux enregistrements et simulations, y compris certaines réalisées avec d'autres modèles déjà considérés comme validés, notamment le logiciel Callas, nous a convaincu que le signal délivré par ce capteur n'était pas d'une fiabilité absolue dans toutes les configurations d'essais. Ce problème nécessite quelques développements.

Il apparaît en effet que le signal délivré par ce capteur présente un retard d'un à deux dixièmes de seconde sur le phénomène physique ; nous avons constaté depuis que ce retard était lié à l'utilisation d'un filtre interne mal calibré. C'est pourquoi nous avons utilisé les résultats de ce capteur avec une certaine prudence, ne souhaitant pas attribuer à nos modèles des défauts dont l'origine réelle serait un problème de mesure, et avons également cherché à recalculer une valeur d'angle de dérive, à partir des signaux de vitesse de lacet et d'accélération transversale (ramenée dans le plan pour une cohérence maximale). La relation  $\gamma_y = V(\dot{\psi} + \dot{\beta})$  permet en effet d'obtenir une valeur de la vitesse de dérive, qu'il est ensuite possible d'intégrer pour accéder à l'angle de dérive. Comme pour toute intégration à partir d'un signal évoluant autour de zéro, il est nécessaire de corriger un offset, ce qui est facilité dans le cas de manœuvres se terminant en ligne droite à dérive nulle. Cette formule peut en outre être appliquée à la fois au centre de gravité ou à l'arrière du châssis, puisque nous disposons sur notre 306 instrumentée de mesures d'accélération transversale en ces 2 points. Il convient cependant de signaler que cette méthode est inapplicable pour des essais de longue durée (dérive de l'intégration) ou en régime établi, comme les virages stabilisés, puisque la vitesse de dérive y est quasiment nulle.

Pour illustrer ces investigations concernant le calcul de l'angle de dérive, la figure 5-1 présente la comparaison des 2 méthodes, pour l'arrière dans la colonne de gauche et au centre de gravité dans la colonne de droite, pour 4 manœuvres fortement transitoires : les 3 chicanes VDA à 40, 50 et 62 km/h, et le slalom en limite d'adhérence, présentés aux paragraphes 4.1.3 et 4.1.5. La méthode repérée "dédit V3" fait appel au signal issu directement de ce capteur pour l'arrière, et utilise la formule  $\beta_{cdg} = \beta_{ar} + 2.28\dot{\psi} / V$  pour le calcul au centre de gravité, alors que la méthode repérée "Calcul Capteurs" recalcule un signal d'angle de dérive à partir d'une intégration d'une vitesse de dérive, elle-même reconstituée à partir des signaux de la vitesse, de l'accélération transversale (mesurée selon le cas au centre de gravité ou à l'arrière du véhicule, et corrigée pour être ramenée dans un plan horizontal) et de la vitesse de lacet du véhicule selon la formule suivante (donnée ici dans le cas du CDG, une formule équivalente peut être écrite pour l'arrière) :

$$\beta_{cdg\_capteurs} = \int \dot{\beta}_{cdg\_capteurs} dt \quad \text{où} \quad \dot{\beta}_{cdg\_capteurs} = \gamma_{y\_cdg\_plan} / V - \dot{\psi}$$

COMPARAISON DE 2 METHODES DE DETERMINATION DE L'ANGLE DE DERIVE A L'ARRIERE ET AU CDG



**Figure 5-1 : Calcul de l'angle de dérive à l'arrière et au CDG, à partir des capteurs de vitesse, accélération transversale et vitesse de lacet, et à partir d'une mesure de vitesse transversale à l'arrière du châssis par un capteur Datron V3**



On remarque que ces 2 méthodes donnent globalement des résultats assez voisins, surtout à l'arrière du véhicule où les 2 signaux sont très comparables, mais avec cependant un retard systématique de la mesure issue du capteur V3. Comme cette dernière est la seule qui ne fait appel à aucun calcul complémentaire, il apparaît que c'est bien le signal issu de ce capteur qui contient ce retard, que nous avons par conséquent réduit depuis en modifiant un filtre interne.

Pour le calcul au centre de gravité, il y a davantage de différences entre les 2 méthodes, qui font dans les 2 cas appel aux signaux de plusieurs capteurs. A l'exception de la chicane à 40 km/h, les signaux obtenus par intégration d'une vitesse de dérive recalculée présentent des pics de moindres amplitudes que ceux utilisant l'information du V3, avec même certains pics totalement escamotés dans le cas du passage à 50 km/h. Le retard du signal faisant intervenir le V3, constaté à l'arrière, se retrouve également ici pour les plus fortes sollicitations.

Forts de ces investigations, nous avons décidé de retenir l'angle de dérive au centre de gravité recalculé par intégration d'une vitesse de dérive, pour effectuer les comparaisons calcul/essais nécessaires à la validation de nos modèles, dans le cas de manœuvres fortement transitoires. Le retard présenté par le capteur V3 nous apparaît en effet de nature à fausser nos conclusions. Pour des manœuvres en régime établi ou de longue durée, la méthode d'intégration n'est pas applicable, nous conserverons alors l'information déduite du capteur V3.

## 5. 2. Validation des modèles purement transversaux

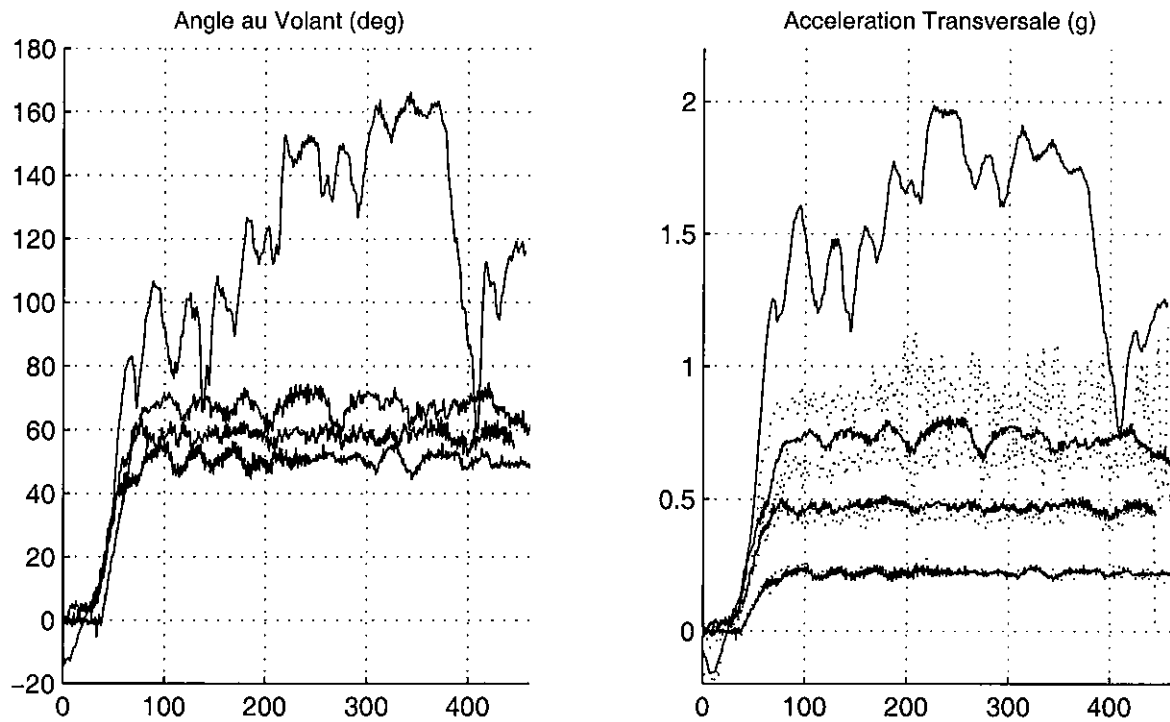
### 5. 2. 1. Résultats en virage établi

Nous allons présenter aux figures 5-2 à 5-4 les résultats obtenus respectivement avec nos modèles MLP1 (avec des efforts transversaux linéaires modélisés à partir d'une rigidité de dérive constante), MLP2 (incluant le modèle de Pacejka transversal) et MLP4 (avec le transfert de charge géométrique lié à l'accélération transversale) pour les 4 passages de virages établis sur un rayon de 60 m, à 40, 56, 68 et 80 km/h, qui ont été présentés au paragraphe 4.1.2. Les modèles MLP3 (incluant le moment d'autoalignement) et MLP5 (incluant le transitoire pneu sur l'effort transversal) n'ont pas été retenus, car ils n'apportent aucune amélioration pour ce type d'essai respectivement par rapport à MLP2 et MLP4. Ces figures incluent 4 paramètres, présentés en fonction de la distance parcourue : l'angle au volant, l'accélération transversale, la vitesse de lacet et l'angle de dérive au centre de gravité, avec la comparaison du calcul en trait continu et de la donnée de référence de l'essai réel en pointillés.

#### *Modèle MLP1*

Pour le modèle linéaire MLP1, on constate que les résultats en accélération transversale sont très bons pour les essais à 40 et 56 km/h, soit pour des sollicitations jusqu'à 0.5 g, ainsi qu'en vitesse de lacet malgré une surévaluation d'environ 10 % sur l'essai à 56 km/h. Les performances obtenues sont encore correctes pour le passage à 68 km/h, autour de 0.7 g, mais très mauvaises pour l'essai limite à 80 km/h. Dans ce cas l'accélération transversale simulée atteint des valeurs totalement irréalistes de 1.5 à 2 g, alors que la mesure se situe vers 0.9 g, mais l'écart relatif calcul/mesure est encore supérieur sur la vitesse de lacet, qui suit fidèlement l'allure de la commande volant et culmine à 65 °/s, alors que la mesure ne dépasse pas 23 °/s.

COMPARAISON SIMULATION MLP1 (-) / ESSAI REEL (..) SUR 4 VIRAGES ETABLIS A 40, 56, 68 ET 80 KM/H



MLP1 : Modele 3ddl avec liaison "plan" – Modele Pneu lineaire en rigidite de derive (selon BCD Pacejka)

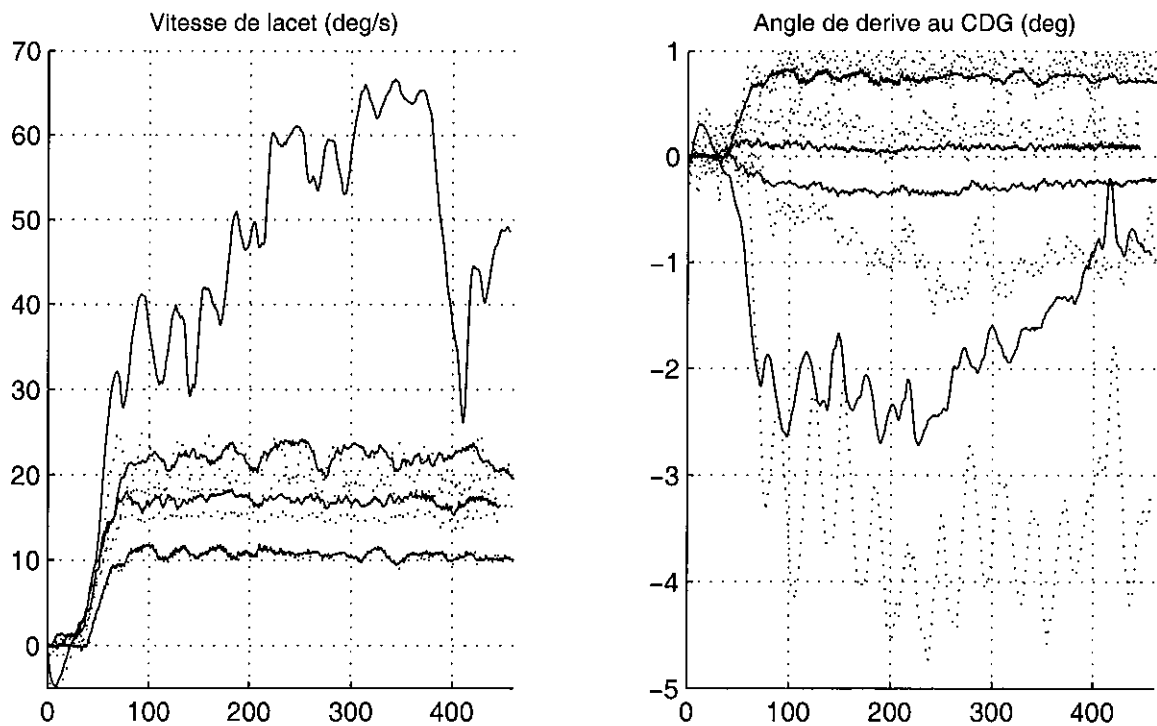


Figure 5-2 : Résultats de simulations sur 4 virages stabilisés : Modèle MLP1

Les angles de dérive au centre de gravité sont relativement bien simulés avec cette hiérarchie très particulière évoquée lors du commentaire de ces essais au paragraphe 4.1.2 : des valeurs positives inférieures à  $1^\circ$  pour le passage à 40 km/h, proches de 0 à 56 km/h, faiblement négatives pour le passage à 68 km/h et plus fortes pour le passage limite. Les valeurs simulées sont cependant inférieures à la mesure surtout pour les 2 passages les plus rapides.

A signaler que pour ce modèle linéaire, se pose le problème du choix des valeurs de rigidité de dérive. La méthode logique est de déterminer la pente à l'origine d'une courbe expérimentale de poussée de dérive, réalisée pour les charges statiques des roues avant et arrière. Cependant de manière à être homogène avec les modèles suivants, nous avons retenu les valeurs obtenues par le produit des coefficients B, C et D du modèle de Pacejka, puisque l'interprétation physique du terme BCD est précisément la rigidité de dérive du pneumatique. Les valeurs retenues, en tenant compte des charges statiques, se situent à  $1087 \text{ N}^\circ$  à l'avant et  $832 \text{ N}^\circ$  à l'arrière. Nous avons également réalisé des essais avec d'autres valeurs autour de ces valeurs de référence, et avons en particulier remarqué une forte dépendance des ordres de grandeur de l'angle de dérive au centre de gravité : ce résultat est à relier au terme  $(D_2l_2 - D_1l_1)$  dont nous avons vu au chapitre 3 qu'il joue un rôle important dans l'équilibre du véhicule sur sa trajectoire. Sa valeur est de  $224 \text{ mN}^\circ$  pour les rigidités adoptées, mais chute à 160 pour des rigidités de dérive Avant/Arrière de 1100/800 et à 103 pour 1000/700.

### **Modèle MLP2**

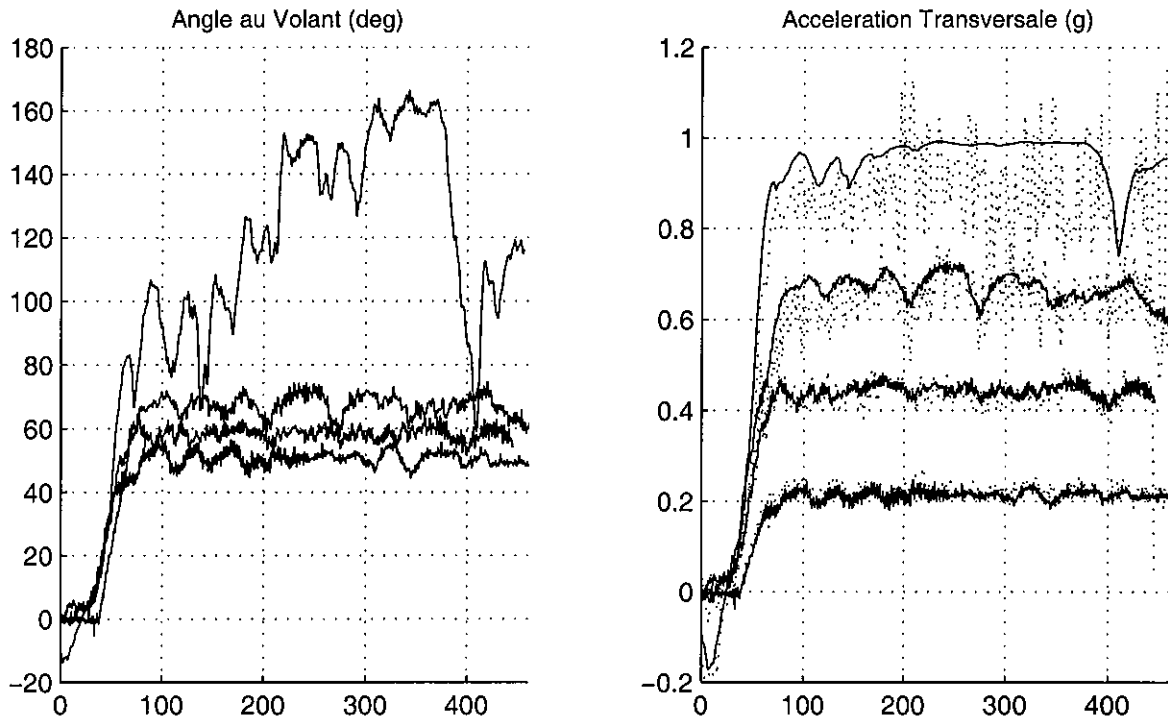
Pour ce modèle incluant le modèle de pneumatiques de Pacejka pour les efforts transversaux, on constate que les résultats du passage à 40 km/h sont quasiment identiques à ceux obtenus avec MLP1, qu'il y a un bon progrès pour le passage à 56 km/h, puisque l'accélération transversale et la vitesse de lacet calculées sont moindres qu'avec MLP1 : la première est maintenant parfaitement superposée avec la mesure, et l'écart constaté sur la seconde est nettement réduit. Ce progrès est encore plus net pour l'essai à 68 km/h, sur lequel on est presque bien en accélération transversale, mais où il subsiste un écart d'environ 10 % sur la vitesse de lacet. Pour ces 3 passages on constate aussi une nette amélioration des ordres de grandeur des valeurs calculées de l'angle de dérive au centre de gravité par rapport à MLP1.

Le gain le plus significatif est cependant obtenu pour le passage extrême à 80 km/h. Alors que les valeurs d'accélération transversale et de vitesse de lacet de MLP1 étaient totalement fausses, celles de MLP2 sont presque correctes (à signaler que la diminution des valeurs calculées permet l'adoption d'une échelle différente). L'accélération transversale culmine à 1 g pour une mesure autour de 0.9 g, et l'écart sur la vitesse de lacet a été réduit de moitié. Ce paramètre est proche de la mesure en début d'essai, entre 22 et 25 °/s, mais s'en éloigne encore assez nettement par la suite avec un maximum de 33 °/s contre 25 pour l'essai.

### **Modèle MLP4**

L'introduction du transfert de charge géométrique permet encore une amélioration substantielle des résultats sur ce type de manœuvre. Les résultats de MLP4 en accélération transversale sont maintenant parfaits sur les 4 essais, avec un modèle situé exactement au milieu du signal bruité de la mesure, et une réduction totale de l'écart de 10 % constaté avec MLP2 pour le passage extrême. Les angles de dérive sont également en progrès avec de très bons résultats sur les 3 premiers passages, et un écart réduit à  $1^\circ$  pour le passage extrême.

COMPARAISON SIMULATION MLP2 (-) / ESSAI REEL (..) SUR 4 VIRAGES ETABLIS A 40, 56, 68 ET 80 KM/H



MLP2 : Modele 3ddl avec liaison "plan" - Modele Pneu Pacejka en lateral - Pas de transfert de charge

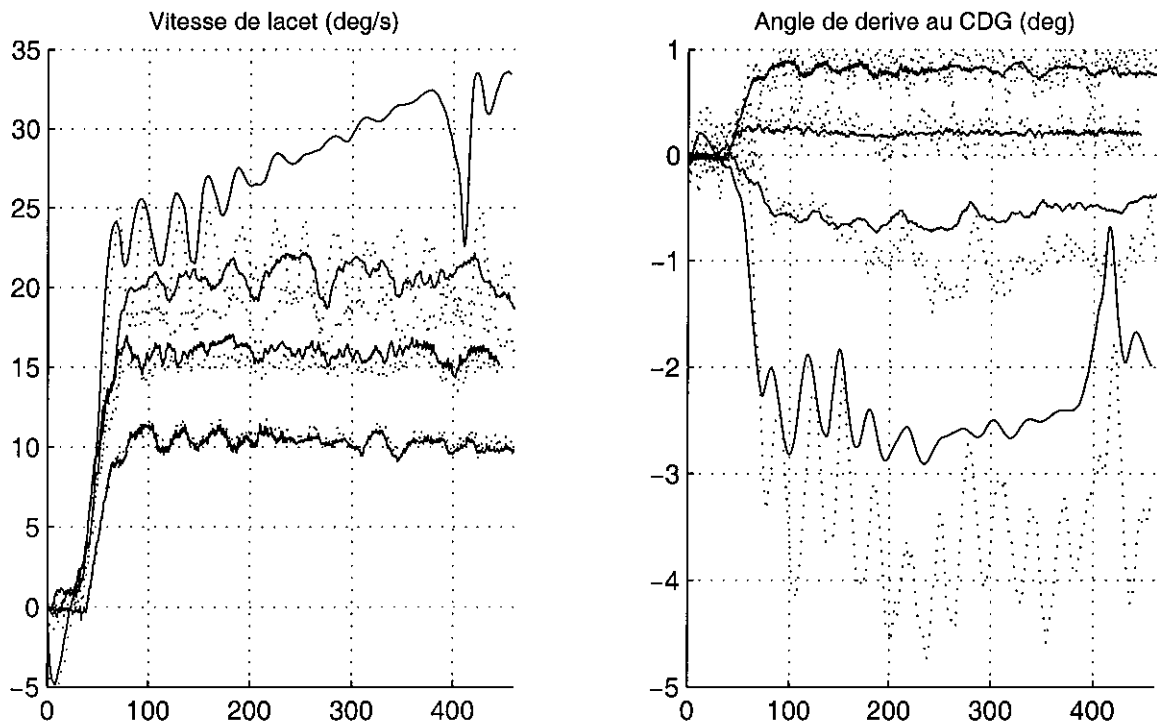
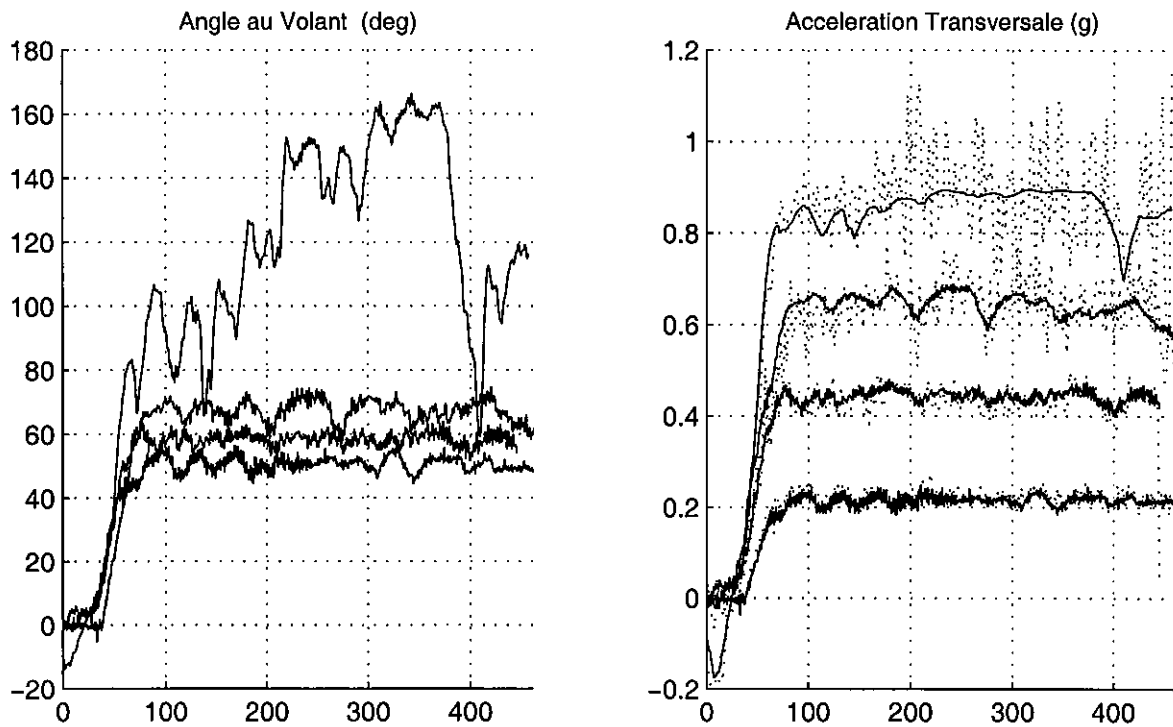


Figure 5-3 : Résultats de simulations sur 4 virages stabilisés : Modèle MLP2

COMPARAISON SIMULATION MLP4 (-) / ESSAI REEL (..) SUR 4 VIRAGES ETABLIS A 40, 56, 68 ET 80 KM/H



MLP4 : Modele 3ddl liaison "plan" – Modele Pneu Pacejka lateral (Effort et MAA), transfert de charge geometrique

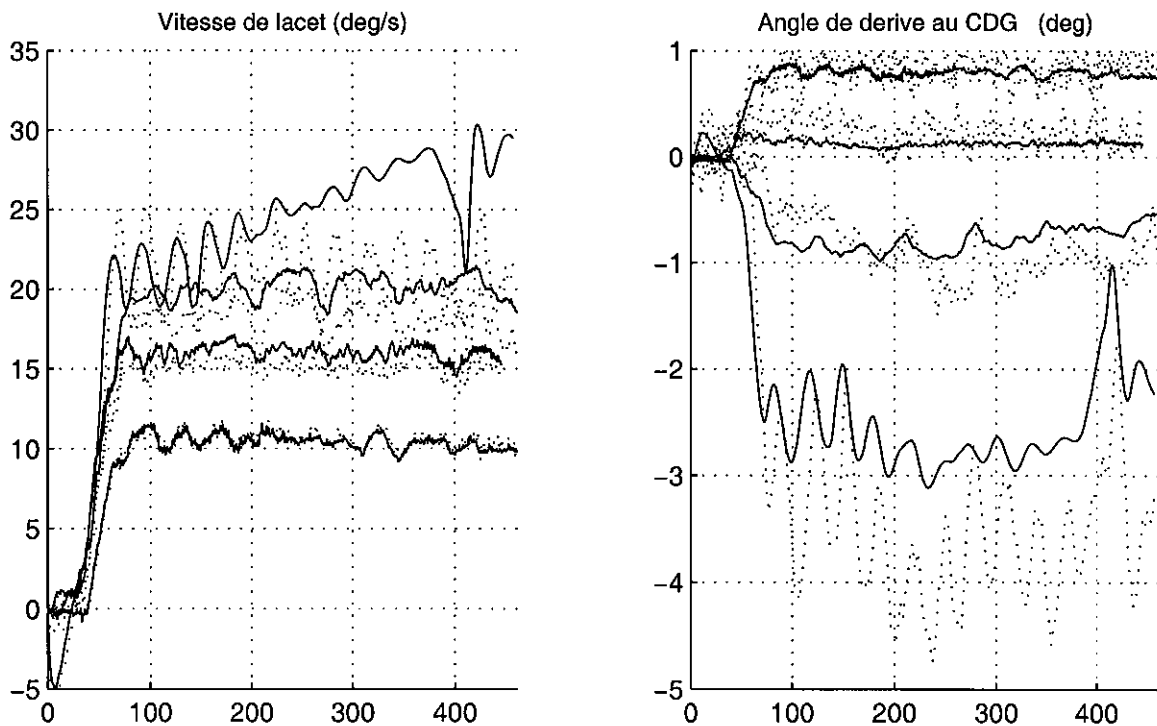


Figure 5-4 : Résultats de simulations sur 4 virages stabilisés : Modèle MLP4

Pour la vitesse de lacet, ce modèle réduit également légèrement les écarts constatés précédemment, mais il subsiste une différence dont l'amplitude est à peu près proportionnelle à l'ordre de grandeur du signal. Pour le passage extrême, la simulation est bonne en début d'essai, mais s'éloigne toujours de la mesure au fil de la distance parcourue, même si la valeur maximale a été réduite de plus de 10 % par rapport à MLP2. Il est clair que l'écart constaté en final n'est pas totalement imputable au modèle : l'énorme augmentation du signal de braquage qui est nécessaire au suivi de la consigne de trajectoire (rayon de 60 m) traduit un sousvirage qui s'intensifie au fil de l'essai, comme déjà signalé au paragraphe 4.1.2. La raison principale est sans doute un échauffement important des pneumatiques, et une dégradation de leur capacité d'adhérence transversale. Aucun modèle ne prenant pas en compte ces paramètres de température et de dégradation de la qualité du pneumatique ne sera donc en mesure d'obtenir des résultats parfaits sur ce type d'essai, à la fois très sollicitant et prolongé dans le temps. Le phénomène est différent pour l'accélération transversale, où on atteint la saturation du potentiel d'effort latéral, ce que l'utilisation d'un modèle de Pacejka, complétée par la prise en compte du transfert de charge géométrique, et donc une détermination des charges verticales par roue proche de la réalité, permet de restituer avec une très grande précision.

A signaler que nous disposions d'un autre essai de virage stabilisé à 80 km/h, réalisé avant celui-ci, dont la commande au volant augmente beaucoup moins au fil de l'essai, et qui aurait permis d'afficher de meilleurs résultats. Nous avons cependant choisi de démontrer le potentiel de nos modèles dans les conditions les plus défavorables.

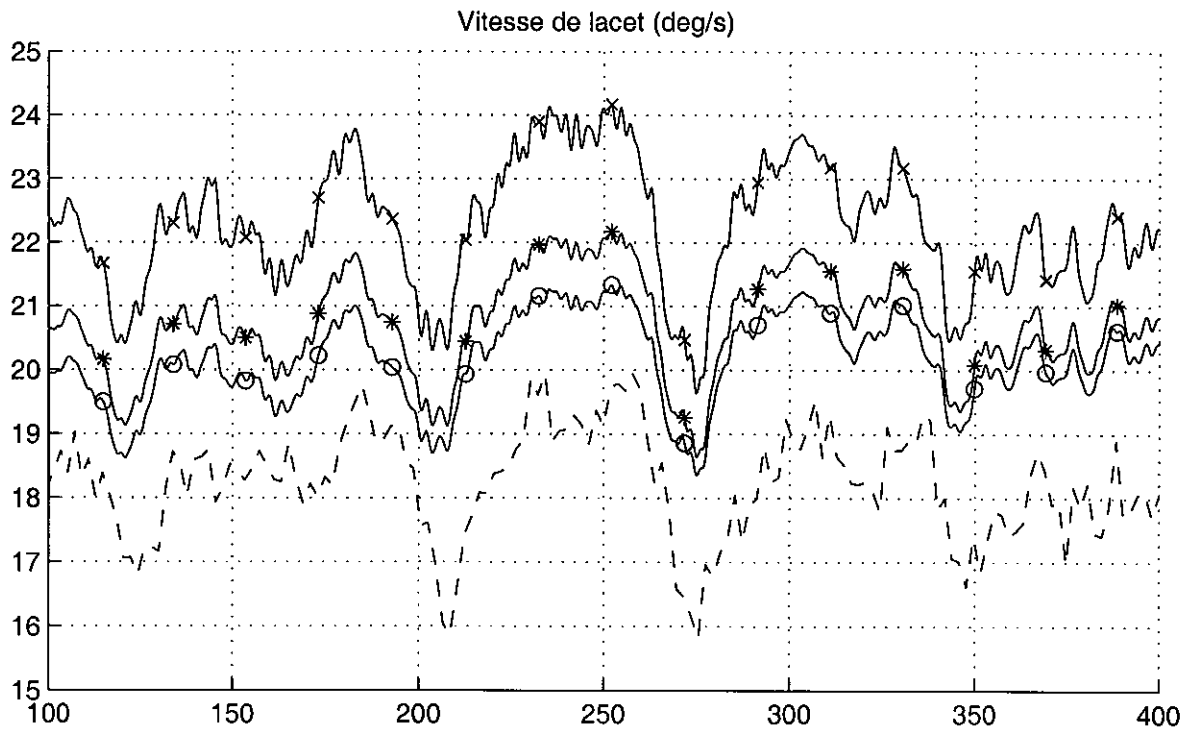
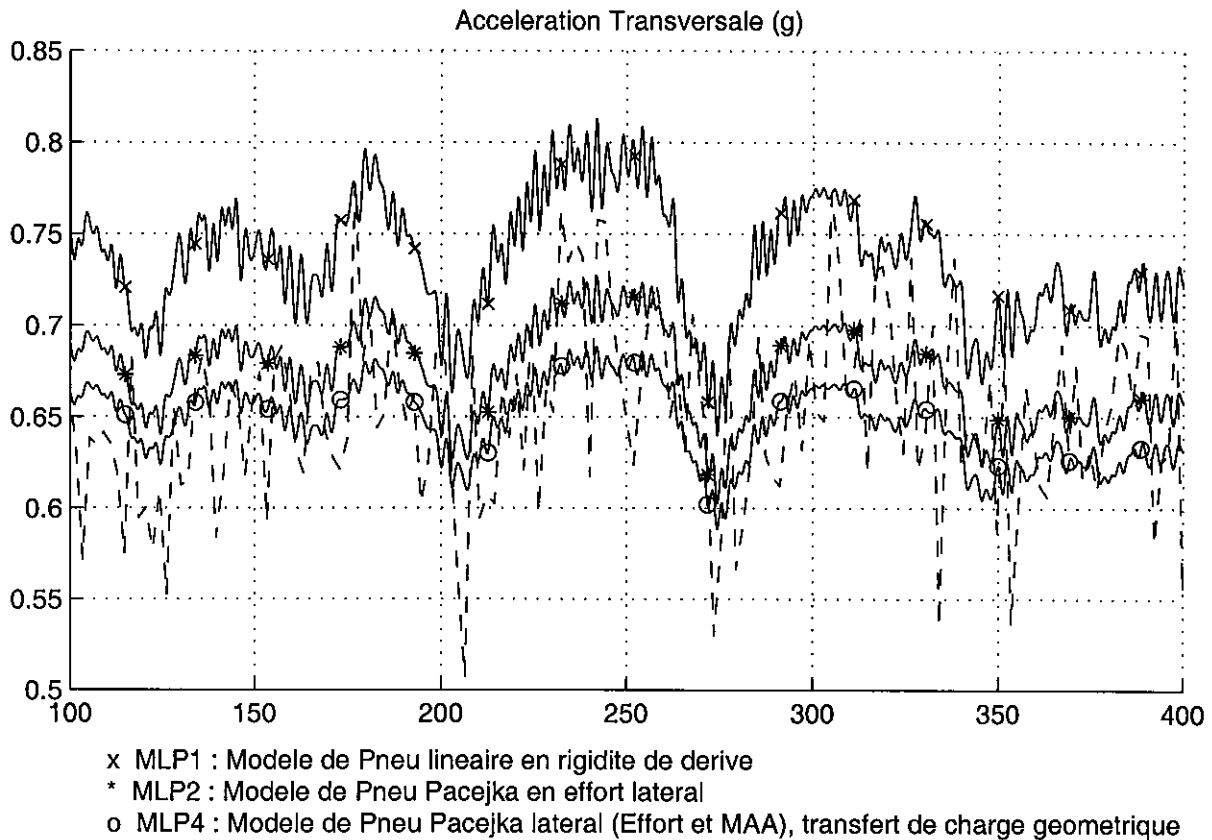
La figure 5-5 récapitule les progrès apportés par nos différents modèles, non pas pour l'essai extrême qui est un peu particulier, mais pour le passage à 68 km/h, dont l'accélération transversale de référence se situe entre 0.6 et 0.75 g, ce qui est déjà très important. On voit bien comment l'introduction d'un modèle de Pacejka par rapport à un modèle linéaire (MLP2/MLP1), puis la prise en compte du transfert de charge géométrique (MLP4/MLP2) permet de simuler avec une grande précision le niveau d'accélération transversale et de se rapprocher de la vitesse de lacet mesurée.

La figure 5-6 est consacrée à l'analyse des points de fonctionnement des pneumatiques avec les 3 modèles utilisés pour ces simulations. Dans un croisement (Effort transversal, Angle de dérive des pneumatiques), on positionne la partie stabilisée du passage à 68 km/h, objet de la figure 5-5, entre les distances 100 et 400 m, avec en "toile de fond" la référence des modèles de pneumatiques. On y découvre comment les pneumatiques avant et arrière se situent respectivement sur 2 droites (repérée Lin-AV-306 et Lin-AR-306) pour MLP1, et sur 2 courbes (repérée Pac-AV-306 et Pac-AR-306), tangentes à l'origine de ces droites, pour MLP2. Le positionnement de ces courbes caractéristiques est uniquement influencé par les charges statiques d'une roue avant et arrière. Pour le modèle MLP4, il convient de distinguer le point de fonctionnement de chacun des 4 pneumatiques, puisque la prise en compte du transfert géométrique a pour conséquence d'individualiser chaque roue, en fonction de sa charge verticale spécifique. On constate que le cumul des contributions gauche et droite conduit à un effort transversal par train inférieur pour MLP4, par rapport à MLP2, et plus encore par rapport à MLP1, ce qui explique en quoi les différentes évolutions permettent d'améliorer les résultats en matière d'accélération transversale.

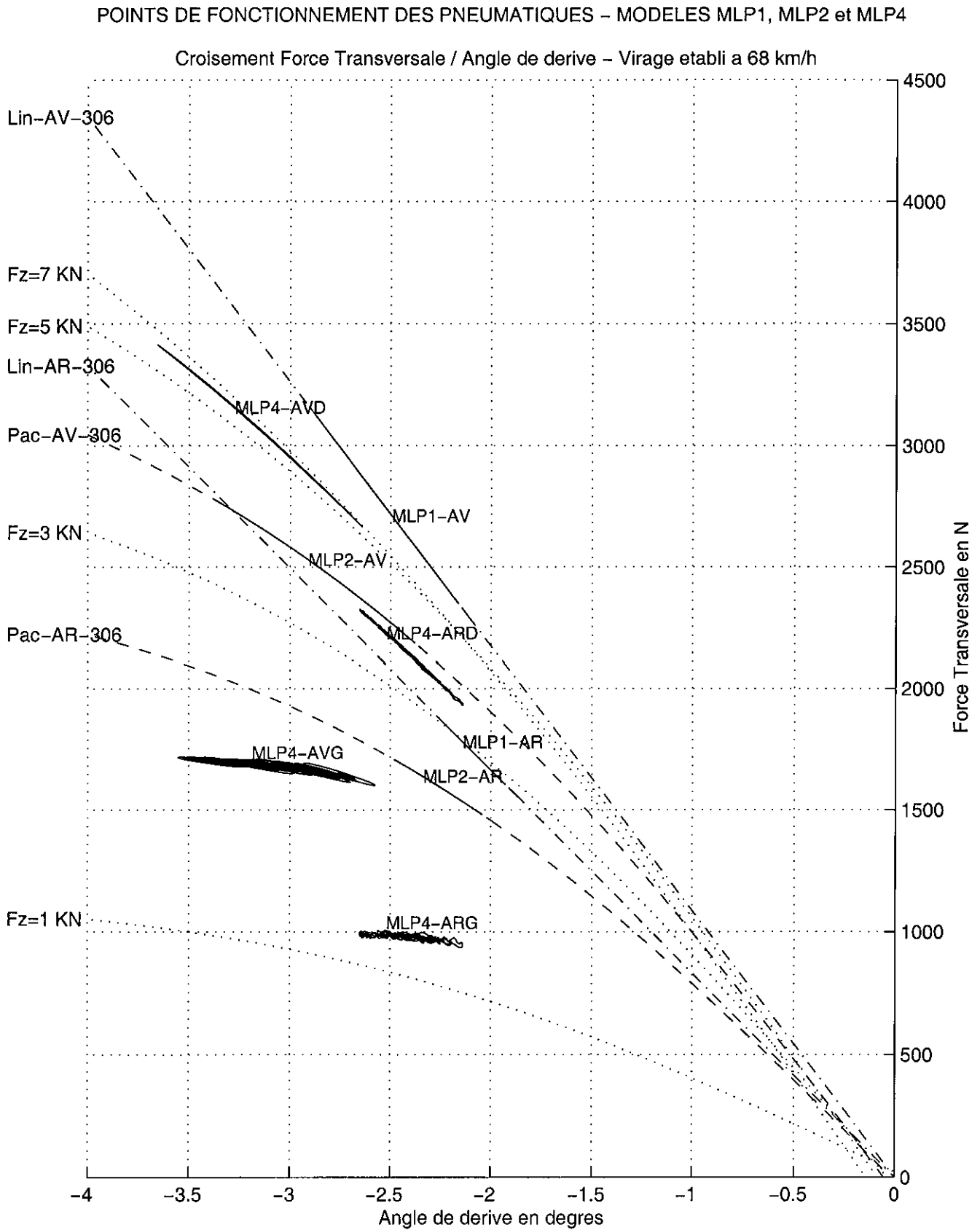
### *Premières conclusions*

**L'approche retenue de la modélisation d'un véhicule par une liaison plan permet de simuler avec une très bonne précision son comportement en régime établi.**

COMPARAISON MODELES MLP4 (o) MLP2 (\*) MLP1 (x) ET ESSAI REEL (--) SUR VIRAGE ETABLI A 68 KM/H



**Figure 5-5 : Récapitulatif des performances des modèles MLP1, MLP2 et MLP4, en accélération transversale et vitesse de lacet en virage établi à 68 km/h**



**Figure 5-6 : Analyse des points de fonctionnement des pneumatiques en virage établi à 68 km/h avec les modèles MLP1, MLP2 et MLP4**



Une approche linéaire au niveau de la modélisation des pneumatiques permet d'obtenir des résultats très corrects pour des niveaux de sollicitations modérés (jusqu'à 0.5 g), mais produit ensuite des écarts importants, lorsqu'on s'intéresse à des sollicitations élevées, et peut conduire à une estimation totalement fautive des niveaux d'accélération transversale et de vitesse de lacet pour des sollicitations extrêmes. Des erreurs de 100 % sont possibles.

L'intégration d'une modélisation plus complète des efforts transversaux, sous forme d'un modèle de Pacejka, permet de réduire très significativement ces erreurs dans les forts niveaux de sollicitation. Des erreurs de 10 % sur les accélérations transversales et plus importantes sur la vitesse de lacet restent possibles, et celles-ci sont corrigées ou nettement réduites par l'introduction de la prise en compte des transferts de charge géométriques, qui permettent une estimation correcte des charges verticales sur chacune des roues. Nous avons notamment obtenu une évaluation quasi-parfaite des niveaux d'accélération transversale dans tout le domaine de fonctionnement en régime stabilisé du véhicule.

### **5. 2. 2. Résultats obtenus en chicane VDA : sollicitation fortement transitoire**

Ces essais sont représentatifs de sollicitations latérales fortement transitoires, de niveau modéré pour un essai à 40 km/h, fort à 50 km/h et extrême à 62 km/h. Ne pouvant pas présenter ces 3 essais pour chacun des modèles testés, nous avons adopté le principe suivant : sur une planche A4 par vitesse, nous présentons sur la partie supérieure la comparaison d'un des modèles à l'essai réel avec les informations volant, accélération transversale, vitesse de lacet et angle de dérive, et sur la partie inférieure la comparaison de différents modèles entre eux. Comme la répétition de la commande volant ne présentait aucun intérêt, nous l'avons remplacée par les efforts transversaux et verticaux appliqués sur la roue AVG.

#### ***Chicane VDA à 40 km/h***

Les résultats obtenus avec le modèle linéaire MLP1 sont déjà excellents, c'est pourquoi nous l'avons choisi pour le comparer à l'essai. L'accélération transversale et la vitesse de lacet sont restituées de façon quasi parfaite. L'allure du signal d'angle de dérive est correcte, mais avec cependant un net déficit sur certains pics par rapport au signal de référence reconstitué à partir de différentes mesures, tel qu'exposé au paragraphe 5.1.5.

On constate que les autres modèles retenus MLP2 et MLP4, plus perfectionnés, ne conduisent à aucune différence visible sur l'accélération transversale et la vitesse de lacet, et seulement à une différence infime sur l'angle de dérive au centre de gravité. Les efforts transversaux sont également très proches les uns des autres, malgré le fait que la prise en compte du transfert de charge géométrique dans MLP4 conduise à une charge verticale qui évolue à la différence de MLP1 et MLP2, ce qui se traduit par un effort transversal moindre lorsque la roue AVG est délestée (premier et dernier pics), et supérieur lorsqu'elle est en appui.

Comme les niveaux de sollicitations sont tout de même situés entre 0.3 et 0.5 g, soit en gros la moitié du potentiel d'un véhicule de tourisme sur chaussée sèche, on peut en conclure que **l'utilisation d'un modèle de pneu linéaire, que l'on s'accorde généralement à reconnaître comme très insuffisant, peut néanmoins permettre une évaluation correcte des niveaux de sollicitation atteints dans la majorité des situations de conduites courantes, ce qui constitue déjà en soit un résultat important, puisque le modèle MLP1 ne nécessite qu'une dizaine de paramètres.**

COMPARAISON MLP1 / ESSAI REEL [en haut] et MODELES ENTRE EUX [en bas] SUR CHICANE VDA A 40 KM/H

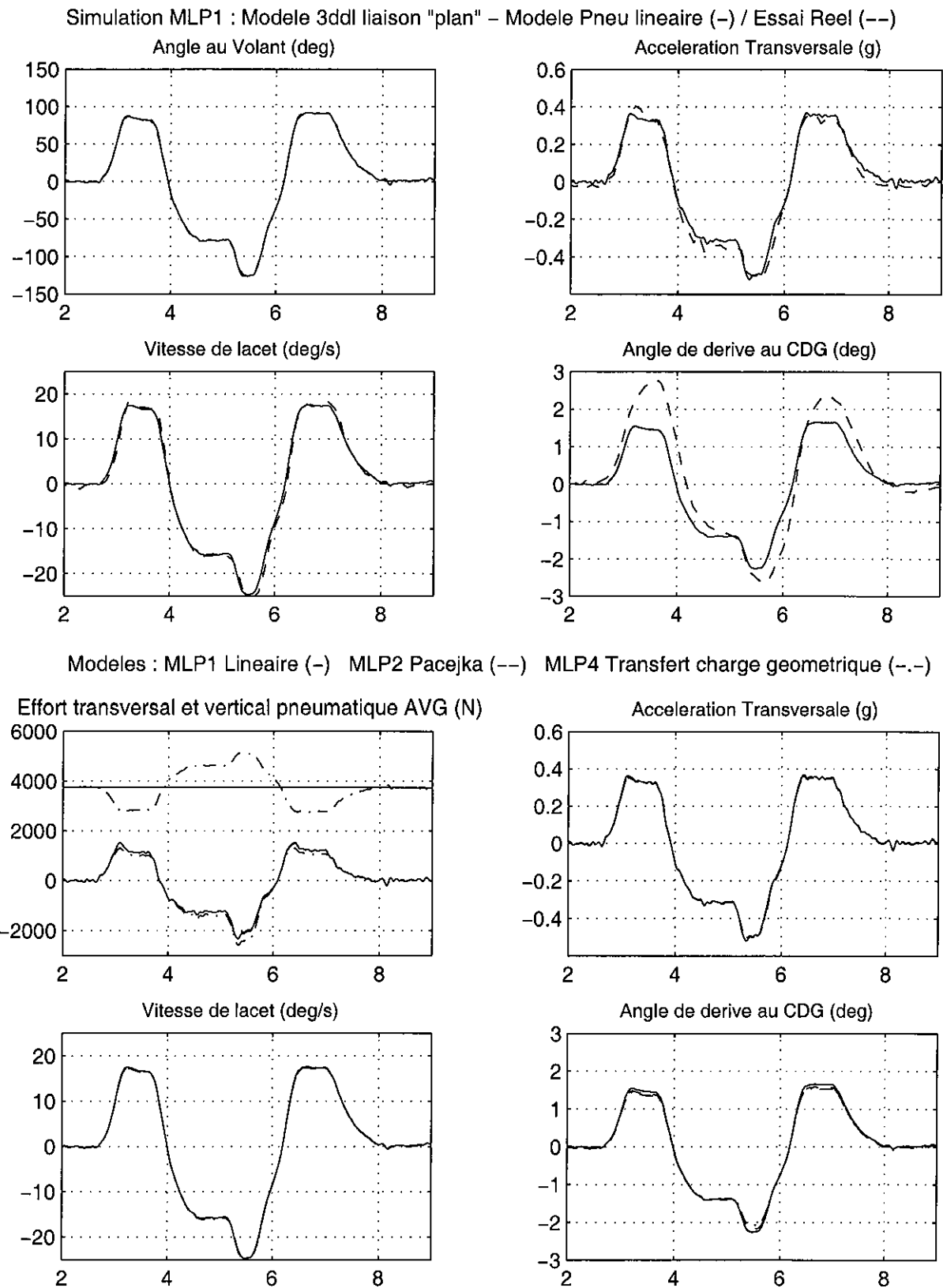


Figure 5-7 : Résultats de simulations sur chicane VDA à 40 km/h, Comparaison MLP1 / Essai (en haut) et modèles MLP1, MLP2 et MLP4 entre eux (en bas)

### ***Chicane VDA à 50 km/h***

Pour cet essai, présenté à la figure 5-8, dont les niveaux d'accélération transversale maximums se situent entre 0.5 et 0.75 g selon les pics, nous avons retenu le modèle MLP4 pour la comparaison à l'essai. La simulation restitue très bien les allures et niveaux d'accélération transversale et de vitesse de lacet. Il y a davantage d'écart sur l'angle de dérive.

On constate sur la partie inférieure que ce niveau de complexité du modèle est cette fois nécessaire à l'obtention de ces bons résultats, contrairement à l'essai à 40 km/h. En particulier le modèle MLP1 surestime assez nettement les pics d'accélération transversale et de vitesse de lacet (l'écart peut atteindre 15 %), alors que MLP2 est beaucoup plus proche de MLP4.

De manière étrange MLP1 serait plus proche de l'angle de dérive au CDG déduit de la mesure que MLP4. Il ne faut cependant pas en tirer de conclusions hâtives, étant donné les difficultés de mesure de ce paramètre. Les écarts entre les efforts transversaux sont également nettement plus importants que pour l'essai à 40 km/h, mais il faut bien garder présent à l'esprit que l'on représente ici uniquement la roue AVG, dont on va cumuler la contribution avec celle de la roue AVD, et que ces 2 contributions sont différentes dans le cas de MLP4, alors qu'elles sont identiques pour MLP1 et MLP2.

### ***Chicane VDA à 62 km/h***

Pour cet essai, présenté à la figure 5-9, nous avons retenu les mêmes modèles que pour le précédent. Même avec le modèle MLP4, on constate que si le premier et troisième lobes sont bien restitués, tant pour l'accélération transversale que pour la vitesse de lacet, il subsiste un écart important pour le gros lobe central, dont on remarquera qu'il apparaît sur les mesures des paramètres caractérisant la réponse du véhicule beaucoup plus prolongé que la commande volant (revoir à ce sujet l'analyse de cet essai et le croisement (vitesse de lacet, volant) au paragraphe 4.1.3). La réponse du véhicule sur cette manœuvre particulièrement violente est complexe, avec une succession de sousvirages et survirages.

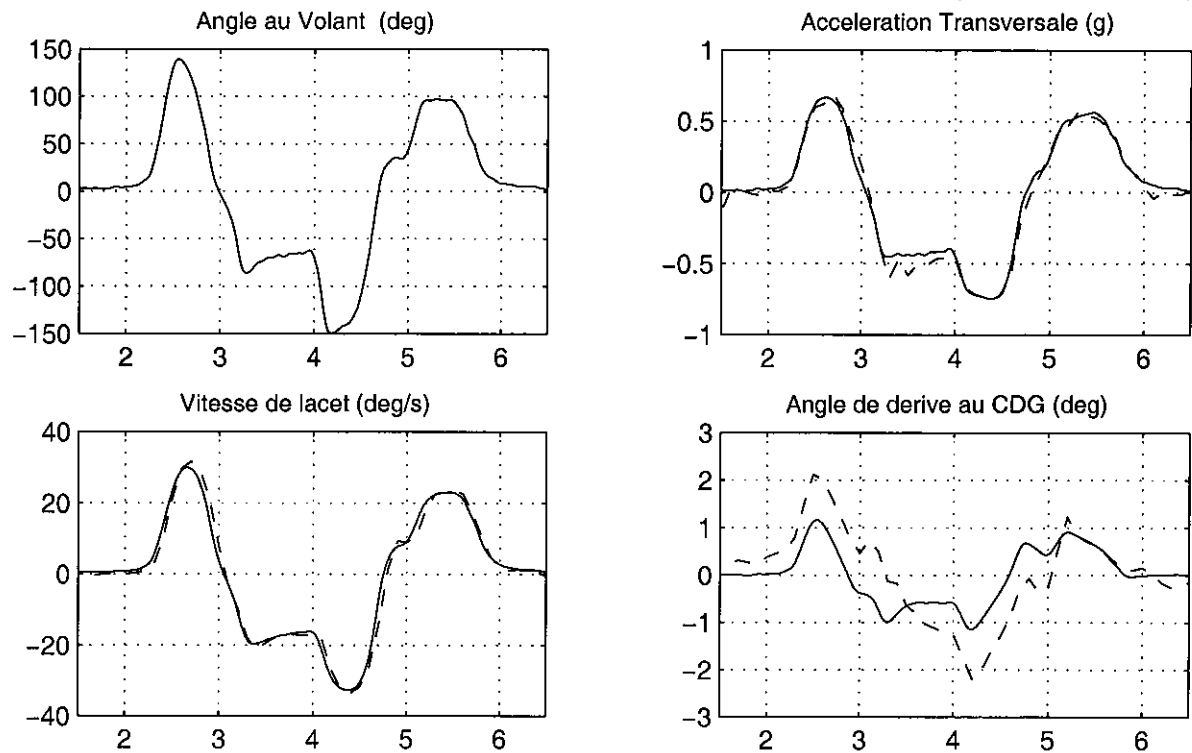
Le déficit en accélération transversale et vitesse de lacet constaté sur le second pic est d'environ 10 % en amplitude et l'avance de phase de la réponse du modèle par rapport à la réalité atteint 0.3 s sur le front descendant entre les instants 3 et 4 s. L'allure du signal d'angle de dérive, qui diffère très fortement des passages à 40 et 50 km/h, est bien restituée, mais les écarts en amplitude sont importants dans la partie centrale.

De manière encore plus nette que pour l'essai à 50 km/h, ce passage montre clairement la nécessité d'un modèle de pneu complexe pour simuler correctement une manœuvre aussi sollicitante : On met ici nettement en évidence les limites de l'approche linéaire avec des pointes d'accélération supérieures à 1 g pour MLP1, lorsque la mesure est à 0.8 g (sur les premier et dernier lobes, et encore davantage d'écart sur le lobe central). Le modèle de pneu évolué de MLP2 est déjà bien meilleur, et le transfert de charge de MLP4 apporte encore un gain, même si MLP2 peut apparaître meilleur, avec une amplitude supérieure sur certains pics, tant en vitesse de lacet qu'en accélération transversale.

Contrairement à l'essai à 50 km/h, les angles de dérive au centre de gravité sont cette fois supérieurs avec MLP4, et donc plus proches de la mesure, qu'avec MLP1 et MLP2. L'écart entre les modèles sur les efforts transversaux augmente encore, et on peut noter que les transferts de charge dépassent les 2000 N pour la roue AVG.

COMPARAISON MLP4 / ESSAI REEL [en haut] et MODELES ENTRE EUX [en bas] SUR CHICANE VDA A 50 KM/H

Simulation MLP4 : Modele 3ddl - Modele Pneu Pacejka, Transfert de charge (-) / Essai Reel (---)



Modeles : MLP1 Lineaire (-.-) MLP2 Pacejka (---) MLP4 Transfert charge geometrique (-)

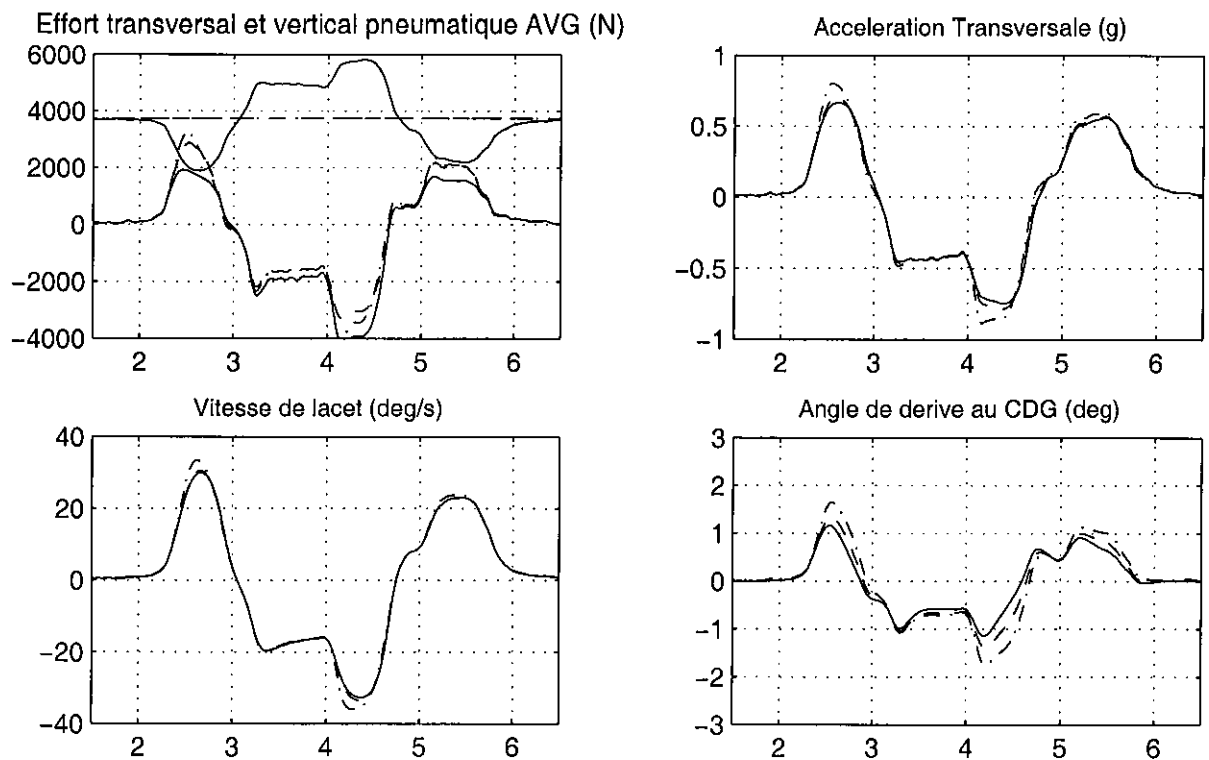
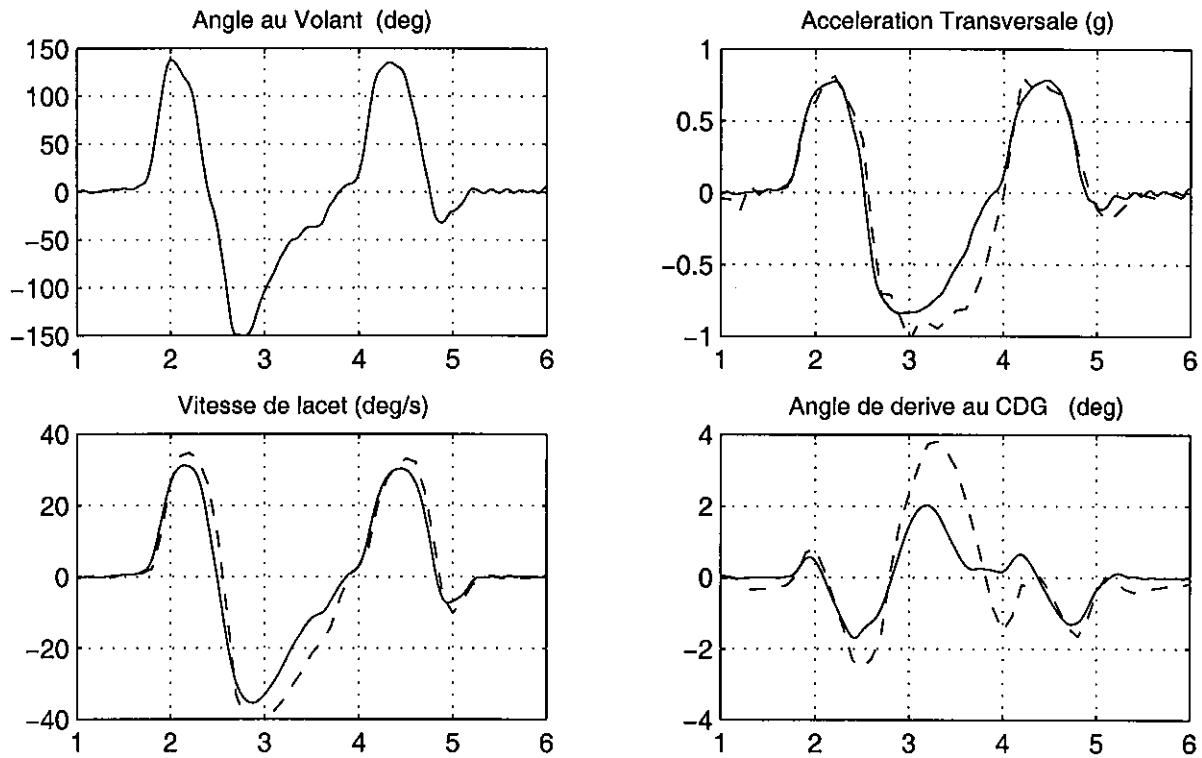


Figure 5-8 : Résultats de simulations sur chicane VDA à 50 km/h, Comparaison MLP4/ Essai (en haut) et modèles MLP1, MLP2 et MLP4 entre eux (en bas)

COMPARAISON MLP4 / ESSAI REEL [en haut] et MODELES ENTRE EUX [en bas] SUR CHICANE VDA A 62 KM/H

Simulation MLP4 : Modele 3ddl – Modele Pneu Pacejka, Transfert de charge (-) / Essai Reel (---)



Modeles : MLP1 Lineaire (-.-) MLP2 Pacejka (-) MLP4 Transfert charge geometrique (-)

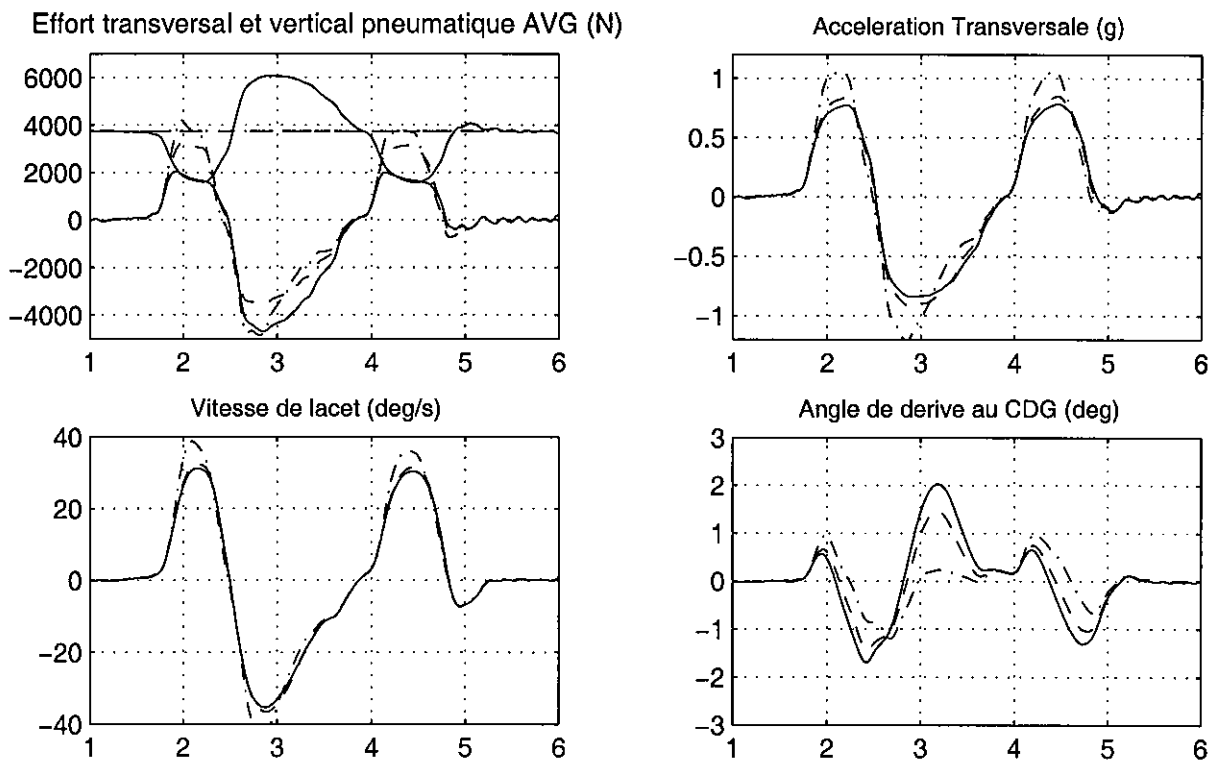


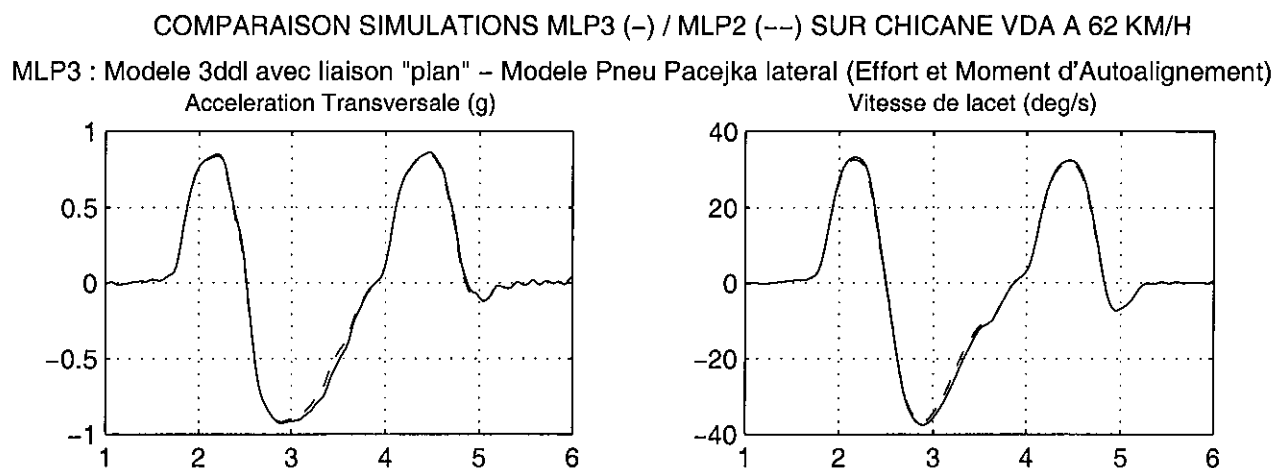
Figure 5-9 : Résultats de simulations sur chicane VDA à 62 km/h, Comparaison MLP4 / Essai (en haut) et modèles MLP1, MLP2 et MLP4 entre eux (en bas)

### Apport des autres modèles

Nous avons précédemment utilisé systématiquement les modèles MLP1, MLP2 et MLP4 pour illustrer comment une complexification des modèles, et en particulier des modèles de pneumatiques, améliore les résultats de simulations. Nous allons évoquer rapidement les gains apportés par les autres perfectionnements de nos modèles, à l'aide de 3 figures consacrées au passage à 62 km/h, qui est le plus sollicitant, et en se limitant aux 2 paramètres essentiels de la dynamique latérale, l'accélération transversale et la vitesse de lacet.

#### Prise en compte du moment d'autoalignement : MLP3

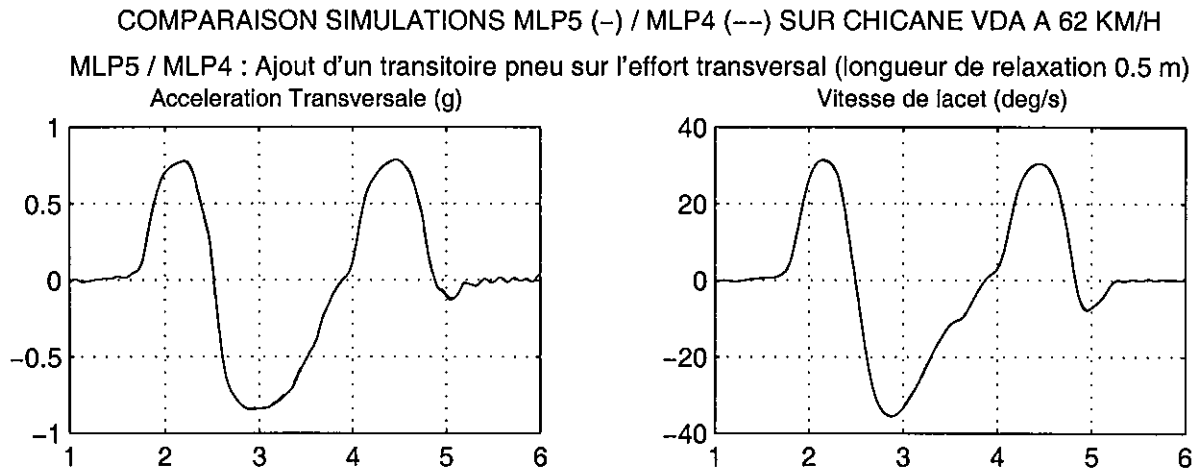
Le modèle MLP3, incluant l'intégration du moment d'auto-alignement selon une formulation de Pacejka, par rapport à MLP2, qui ne prend en considération que l'effort transversal, ne figure généralement pas parmi les résultats de simulations présentés. L'explication en est que la différence entre MLP2 et MLP3 est très faible ainsi que le montre la figure 5-10. On constate essentiellement une légère augmentation du retard des signaux sur le front descendant, qui permet de se rapprocher davantage des données mesurées. Cette modification est mineure, mais va néanmoins dans la bonne direction ; elle a donc été conservée sur tous les modèles MLP<sub>i</sub> d'indice *i* supérieur à 3.



**Figure 5-10 : Comparaison des modèles MLP3 et MLP2 sur chicane VDA à 62 km/h, Apport de la prise en compte du moment d'auto-alignement des pneumatiques**

#### Introduction d'un transitoire sur l'effort transversal des pneumatiques : MLP5

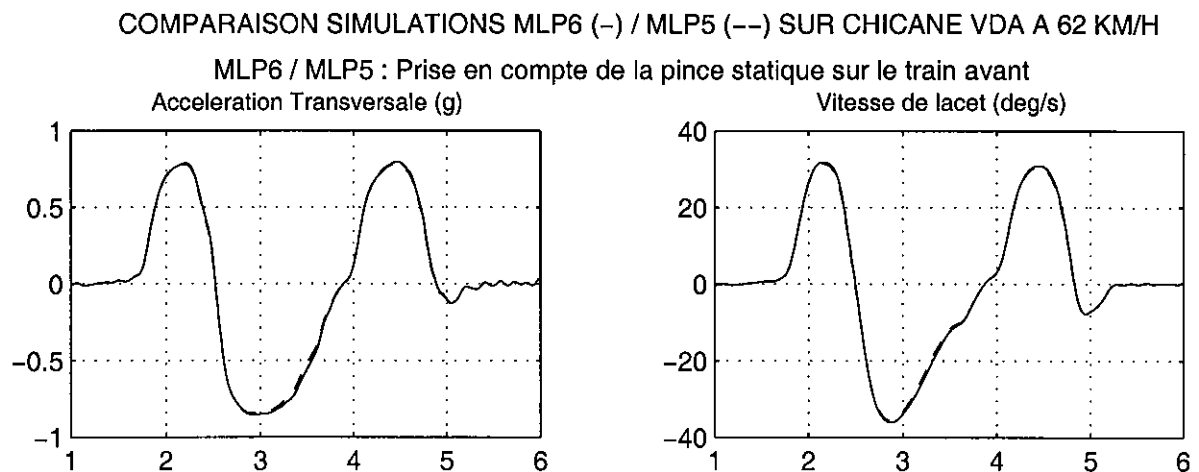
Cet ajout, qui intègre une longueur de relaxation de 0.5 m à partir de la formulation présentée au paragraphe 3.3.5, ne conduit pas à des différences visibles sur l'essai de chicane à 62 km/h présenté figure 5-11. Son intégration devrait théoriquement se traduire par un retard des efforts transversaux de 0.03 s pour la vitesse de cet essai. Nous verrons que des différences plus nettes ont été obtenues sur l'essai de slalom en limite d'adhérence.



**Figure 5-11 : Comparaison des modèles MLP5 et MLP4 sur chicane VDA à 62 km/h, Apport de la prise en compte d'un transitoire sur l'effort transversal des pneumatiques**

Introduction du réglage de pince statique : MLP6

Cette modification consiste à ajouter au terme de braquage issu de la commande du conducteur au volant un terme de pince statique, qui résulte des réglages de train du véhicule. Pour la 306 les valeurs à prendre en compte, accessibles par la Revue Technique [49 déjà cité], sont de 0.33 degré et correspondent à du pincement (les plans verticaux des 2 roues avant se rejoignent vers l'avant du véhicule). Il n'y a pas de pince statique sur le train arrière à bras tiré. La comparaison de MLP6 à MLP5 montre que l'introduction de ce réglage joue, pour cette chicane VDA à 62 km/h, un rôle à peu près comparable à celle du moment d'auto-alignement, en retardant légèrement le signal sur le front remontant du lobe central. Elle va donc également dans le bon sens par rapport aux paramètres mesurés sur le véhicule. Nous verrons au paragraphe 5-4, consacré à la conception de modèles d'autres véhicules, que ce terme peut jouer un rôle beaucoup plus important, en fonction des types (pincement ou ouverture) et des ordres de grandeur de ces réglages.



**Figure 5-12 : Comparaison des modèles MLP6 et MLP5 sur chicane VDA à 62 km/h, Apport de la prise en compte des réglages de pince statique**

### Comparaison à un modèle plus complet déjà validé

Afin de situer le niveau de performances de nos modèles par rapport à un autre modèle dont nous disposons à l'INRETS MA, nous avons effectué, pour les essais de chicane VDA à 50 et 62 km/h, la comparaison entre MLP4 et le modèle CALLAS, conçu par SERA-CD, autour duquel nous avons effectué d'importants travaux de validation [31, 32 déjà cités]. CALLAS est un modèle beaucoup plus complet que nos MLPi, qui intègre tous les degrés de liberté de la caisse, une modélisation détaillée de la liaison au sol (élasticité, cinématique et élasto-cinématique), ainsi qu'un modèle longitudinal complet. Son modèle de pneumatique est spécifique, mais s'appuie sur les mêmes caractérisations que notre modèle de Pacejka.

Les figures 5-13 et 5-14 comparent les accélérations transversales et vitesse de lacet obtenues avec MLP4 et CALLAS, respectivement pour les chicanes VDA à 50 et 62 km/h. L'examen de ces figures se passe pratiquement de commentaires, les résultats des 2 modèles sont très voisins, et encore davantage sur le passage à 62 que sur celui à 50 km/h. On peut constater que CALLAS permet de réduire très légèrement les amplitudes des pics de vitesse de lacet, ce qui constitue un avantage dans la comparaison aux valeurs réelles.

Il est cependant clair que CALLAS ne permet pas de réduire l'écart constaté sur le front remontant du lobe central de l'essai à 62 km/h, constaté sur la figure 5-9, puisque sa réponse est même légèrement en avance de phase par rapport à celle de MLP4. On peut ainsi affirmer que le fait qu'un véhicule modélisé avec nos MLPi réponde avec une amplitude inférieure et surtout une nette avance de phase par rapport au véhicule réel, dans la partie centrale de cet essai, ne peut pas être attribué à des lacunes de conception des modèles MLPi, telle l'absence de roulis, ou la simplicité de modélisation de la liaison au sol, puisqu'un modèle plus complet n'apporte pas d'amélioration significative sur ce point. Il convient simplement d'admettre que la violence extrême de cette manœuvre se traduit par une réponse du véhicule très complexe et par l'apparition de phénomènes, que nous ne savons pas reproduire par une modélisation. Il est probable que les conditions de sollicitation transversale des pneumatiques s'éloignent sensiblement de celles de la caractérisation expérimentale. Il faut cependant également signaler que le paramétrage du véhicule 306 utilisé a été conçu par nos soins, et même si nous considérons qu'il présente un bon degré de validité, il pourrait sans doute être amélioré par la fourniture d'informations par le constructeur, en particulier au niveau des caractéristiques élastocinématiques de la liaison au sol, qui nous sont mal connues sur ce véhicule, et qui jouent probablement un rôle important pour des niveaux de sollicitation extrêmes.

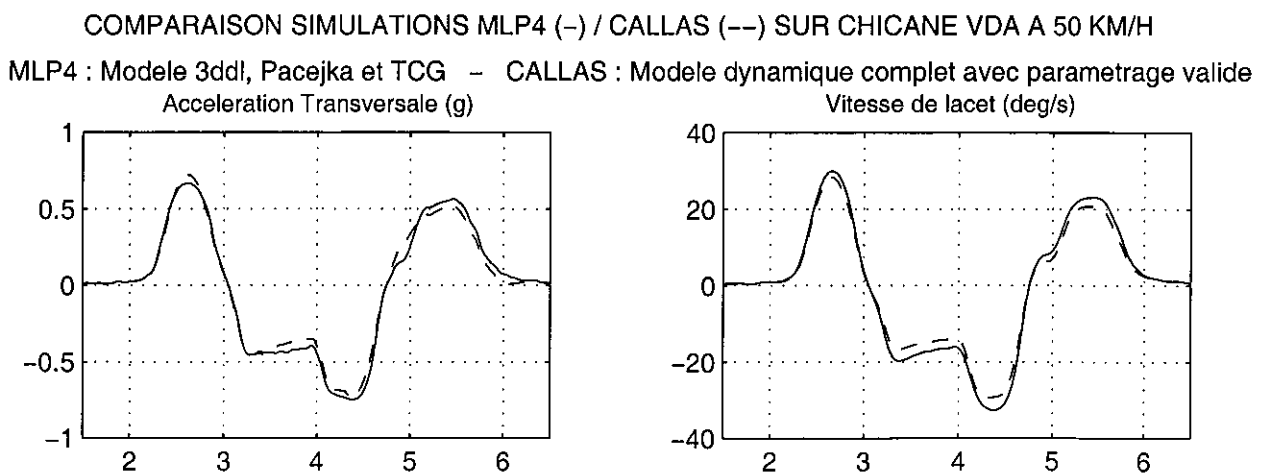


Figure 5-13 : Comparaison des modèles MLP4 et Callas sur chicane VDA à 50 km/h



## COMPARAISON SIMULATIONS MLP4 (-) / CALLAS (---) SUR CHICANE VDA A 62 KM/H

MLP4 : Modele 3ddl, Pacejka et TCG – CALLAS : Modele dynamique complet avec parametrage valide

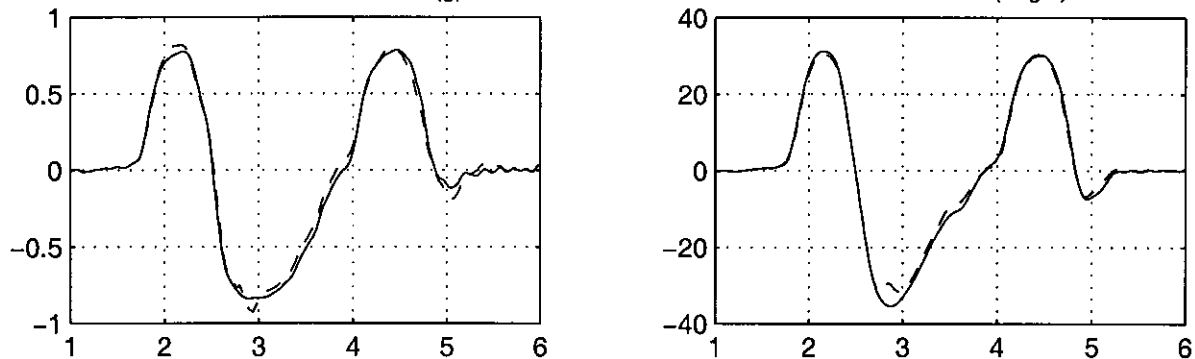


Figure 5-14 : Comparaison des modèles MLP4 et Callas sur chicane VDA à 62 km/h

### 5. 2. 3. Résultats obtenus en slalom en limite d'adhérence

Le niveau de sollicitation de cette manœuvre est véritablement extrême, puisque l'essayeur rattrape à chaque fois la glissade latérale du véhicule, à la limite de la perte de contrôle. Nous avons retenu pour cette présentation les modèles MPL1, MLP2 et MLP5, ce dernier incluant un transitoire pneu par rapport à MLP4. La figure 5-15 est en 2 parties, avec les signaux volant, accélération transversale, vitesse de lacet et angle de dérive pour la première, et le croisement (vitesse de lacet, volant), limité à l'intervalle de temps 8-10 secondes, ainsi que les efforts transversaux des pneus avant pour la seconde.

La figure 5-15a montre que le modèle MLP1 est totalement inadapté à la simulation d'une telle manœuvre, puisque l'accélération transversale calculée atteint 2 g (nous avons volontairement limité l'échelle à 1.5 g pour permettre une meilleure comparaison des autres modèles avec l'essai). L'accélération transversale et la vitesse de lacet ainsi modélisées sont en outre très en avance par rapport à la réponse du véhicule réel, le déphasage pouvant atteindre une demi-seconde. Ces paramètres sont en fait beaucoup trop similaires au signal volant, ce qui apparaît nettement sur le croisement (vitesse de lacet, volant) sur la partie supérieure de la figure 5-15b : le tracé correspondant à MLP1 est très aplati en comparaison de la réalité. Le véhicule ainsi modélisé apparaît beaucoup trop raide en réponse directionnelle. En outre comme ce modèle linéaire conduit à des efforts toujours proportionnels à la commande volant, cela produit un guidage comparable à celui offert par des rails, avec des efforts doublés par rapport aux autres modèles, dont il résulte des angles de dérive au centre de gravité très faibles, sans commune mesure avec la réalité.

Les modèles MLP2 et MLP4 (non représenté) améliorent grandement les résultats, avec une simulation très correcte des niveaux maximaux d'accélération transversale, de vitesse de lacet, et même d'angle de dérive au CDG. Les progrès sont également très nets en matière de déphasages, qui se rapprochent de ceux mesurés sur le véhicule, même s'il subsiste parfois des écarts importants sur certains fronts, le plus souvent descendants aussi bien sur l'accélération transversale que sur la vitesse de lacet. Le gain offert par MLP4 par rapport à MLP2 se limite à une diminution de 5 à 10 % des pics d'accélération transversale, plus proches des valeurs réelles entre 0.9 et 1 g. Nous avons préféré représenter MLP5, en tout point identique à MLP4 à l'exception de l'introduction d'un transitoire sur l'effort transversal des pneumatiques avec une longueur de relaxation de 0.5 m.

COMPARAISON MODELES MLP5 (o) MLP2 (\*) MLP1 (x) ET ESSAI REEL (--) SUR SLALOM LIMITE

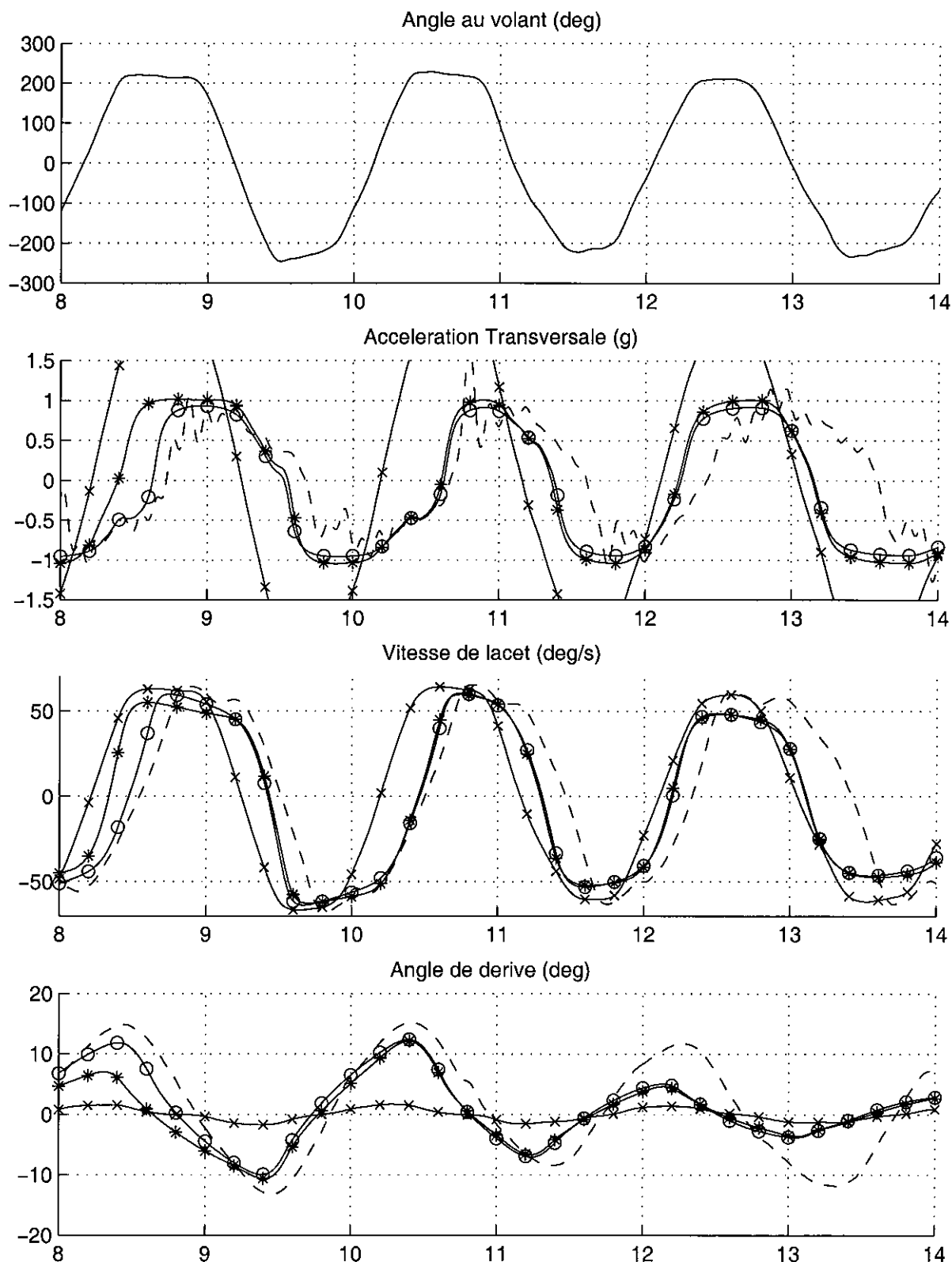
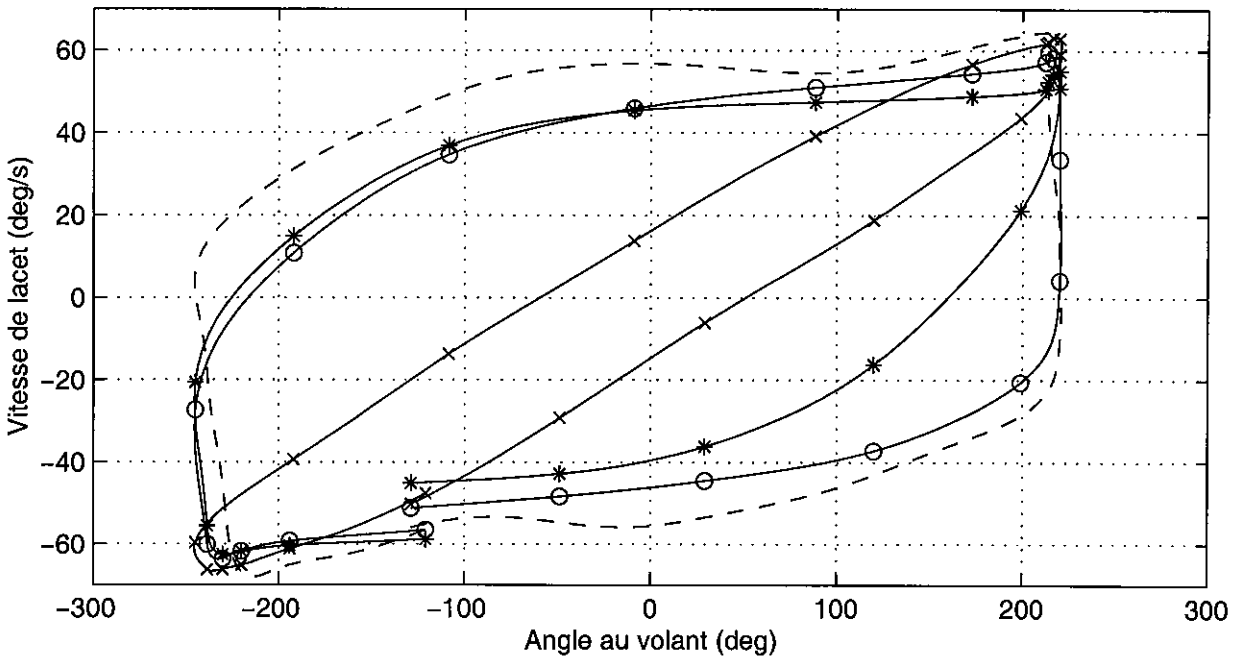


Figure 5-15a : Résultats de simulations des modèles MLP1, MLP2 et MLP5 sur un slalom en limite d'adhérence

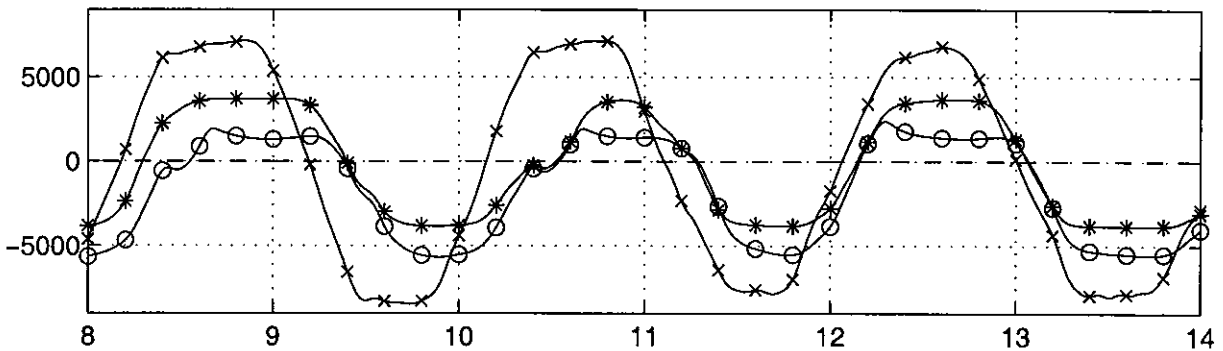
COMPARAISON MODELES MLP5 (o) MLP2 (\*) MLP1 (x) ET ESSAI REEL (--) SUR SLALOM LIMITE

Croisement Vitesse de lacet / Angle au volant - Intervalle de temps 8-10 s



- x : MLP1 : Modele de Pneu lineaire en rigidite de derive
- \* : MLP2 : Modele de Pneu Pacejka en effort lateral
- o : MLP5 : Modele de Pneu Pacejka lateral (Effort et MAA), transfert de charge, transitoire pneu

Effort lateral pneumatique AVG en N



Effort lateral pneumatique AVD en N

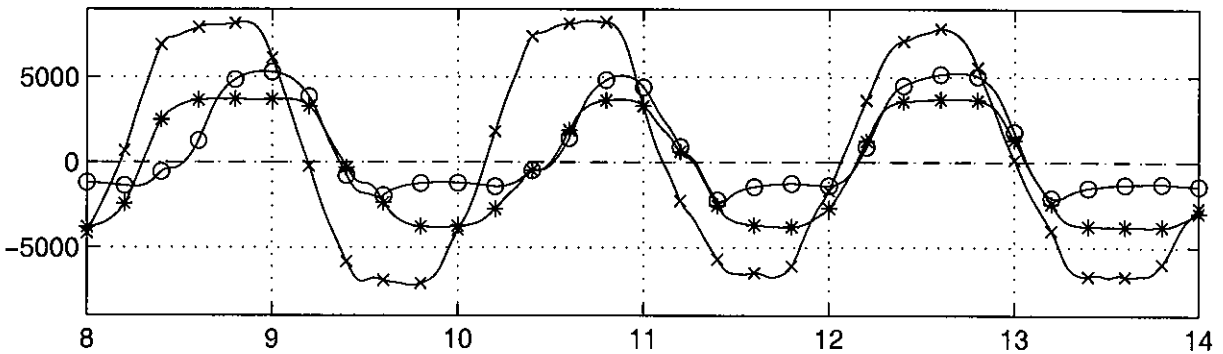


Figure 5-15b : Résultats de simulations des modèles MLP1, MLP2 et MLP5 sur un slalom en limite d'adhérence

Cette prise en compte permet de réduire encore significativement l'avance de phase constatée sur MLP2, notamment sur le premier front montant entre 8 et 9 secondes, ce qui conduit à un croisement (vitesse de lacet, volant) beaucoup plus proche de celui de l'essai réel.

Concernant les efforts pneumatiques, il est intéressant d'observer comment, sur le modèle MLP5, du fait de la prise en compte du transfert de charge géométrique, les contributions des roues AVG et AVD, respectivement délestée et surchargée sur le premier pic, se combinent, par rapport à celles de MLP2, identiques pour les deux côtés.

#### 5. 2. 4. Comportement fréquentiel en sollicitation linéaire

Nous avons choisi d'illustrer ce point à l'aide de diagrammes de Bode, dont le principe de construction à partir d'un essai de slalom de fréquence croissante, réalisé en restant dans le domaine des sollicitations linéaires, a été rappelé au paragraphe 4.1.4, lors de la présentation de ces essais. Nous allons examiner les résultats de simulations pour des essais réalisés à 60 km/h (Figure 5-16) et 80 km/h (Figure 5-17), en nous limitant aux diagrammes de l'accélération transversale et de la vitesse de lacet, étant donné les problèmes de déphasage constatés sur le capteur d'angle de dérive, l'intégration d'un signal de vitesse de dérive recalculée n'étant pas possible sur un essai aussi long. Les gains statiques, introduits aux chapitres 3 et 4, sont toujours présentés avec un symbole □.

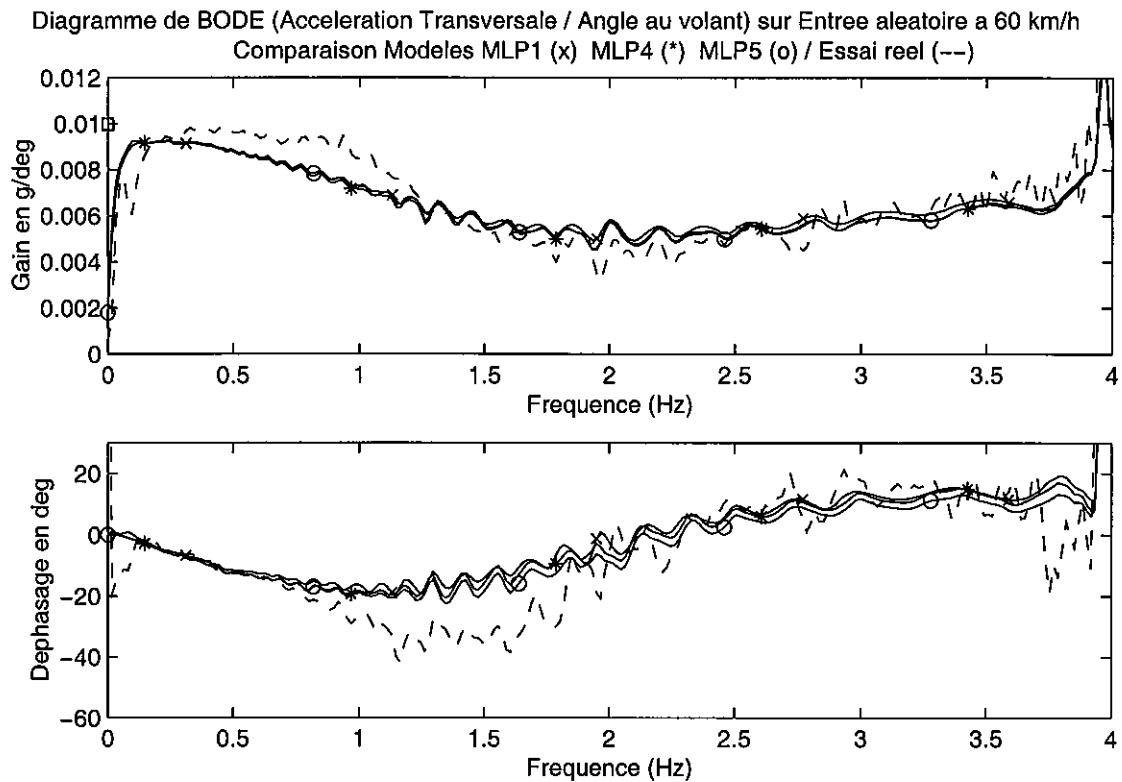
Nous avons à chaque fois superposé les modèles MLP1 (linéaire), MLP4 (modèle de Pacejka et transfert de charge géométrique) et MLP5 (incluant en plus un transitoire sur l'effort transversal des pneumatiques), à l'essai réel. Le premier point marquant est le fait qu'il n'apparaît que de légères différences entre les modèles sur ce type de traitement. Cela s'explique en grande partie par le fait que ces essais de slalom à fréquence croissante, réalisés sur une longue ligne droite, sont cantonnés au domaine de sollicitations linéaires, pour lequel nous avons déjà signalé que le modèle MLP1 donnait de bons résultats, malgré sa simplicité.

Pour l'essai à 60 km/h, on constate que les résultats obtenus pour l'accélération transversale sont très bons, et en particulier que l'allure globale très spécifique de ces diagrammes est bien restituée sur l'ensemble du domaine de fréquences entre 0 et 4 Hz. On note cependant un léger déficit de la réponse en gain pour les fréquences situées entre 0.3 et 1 Hz, et un déphasage moins accentué entre 1 et 2 Hz. Pour la vitesse de lacet, les allures globales sont correctes, mais des écarts, qui augmentent avec la fréquence, apparaissent aussi bien sur le gain, qui est parfait jusqu'à 1 Hz mais chute ensuite plus rapidement que celui de l'essai, que sur le déphasage, qui n'est que de  $-45^\circ$  vers 2 Hz, alors que celui de l'essai est déjà à  $-70^\circ$ .

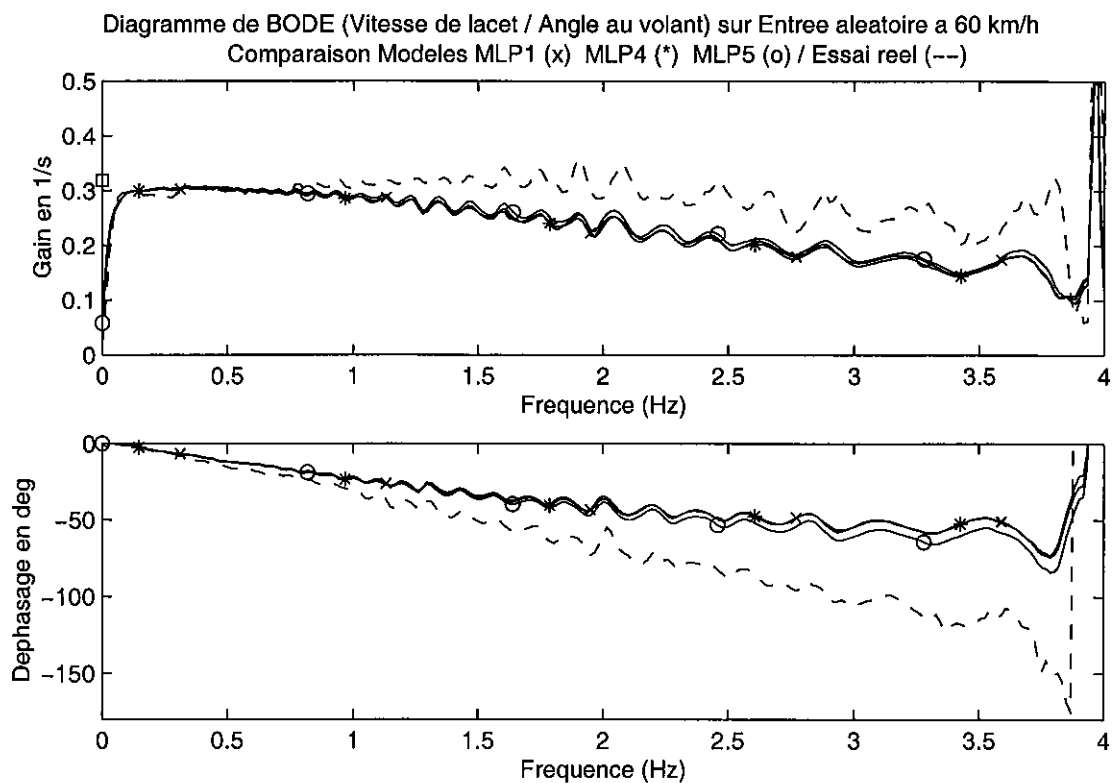
Concernant la comparaison des modèles entre eux, si les écarts sont infimes, on remarque cependant que l'introduction du transitoire pneu sur MLP5, augmente légèrement la valeur absolue du déphasage, ce qui va dans le bon sens pour se rapprocher du comportement réel. Le gain en vitesse de lacet est également un peu supérieur et plus proche de l'essai.

Pour l'essai à 80 km/h, les résultats sont encore légèrement meilleurs. Le profil du gain en accélération est bon sur toute la gamme de fréquences, l'écart sur le déphasage est surtout sensible entre 1 et 1.5 Hz. Pour la vitesse de lacet, les résultats obtenus confirment les défauts constatés à 60 km/h, avec cependant un écart moindre dans les fréquences élevées.

Il est clair que la conception de modèles qui "collent" parfaitement à la réalité sur l'ensemble du domaine de fréquence est un objectif ambitieux. On peut considérer que les résultats obtenus avec nos MLPi sont tout à fait corrects, notamment par rapport à ce que nous avons pu trouver en bibliographie ou tester avec d'autres de nos modèles.



**Figure 5-16a : Diagramme de Bode de l'accélération transversale par rapport à l'angle volant sur slalom à 60 km/h. Comparaison des modèles MLP1, 4 et 5 à l'essai réel**



**Figure 5-16b : Diagramme de Bode de la vitesse de lacet par rapport à l'angle volant sur slalom à 60 km/h. Comparaison des modèles MLP1, 4 et 5 à l'essai réel**

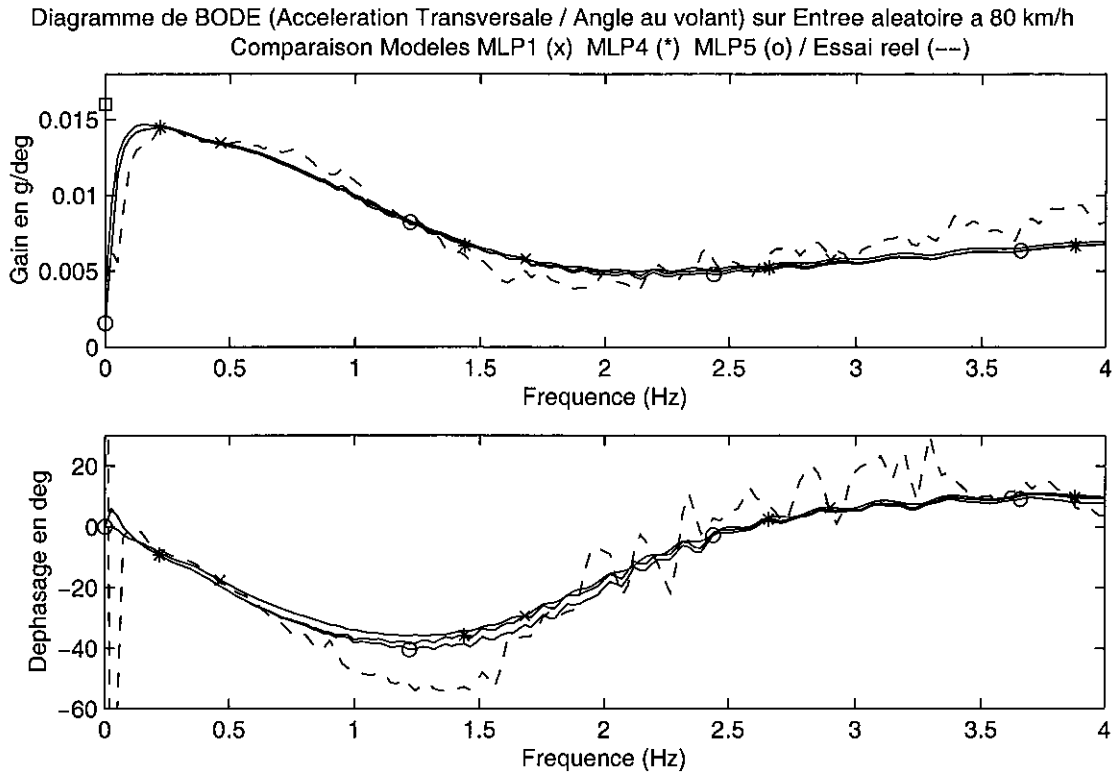


Figure 5-17a : Diagramme de Bode de l'accélération transversale par rapport à l'angle volant sur slalom à 80 km/h. Comparaison des modèles MLP1, 4 et 5 à l'essai réel

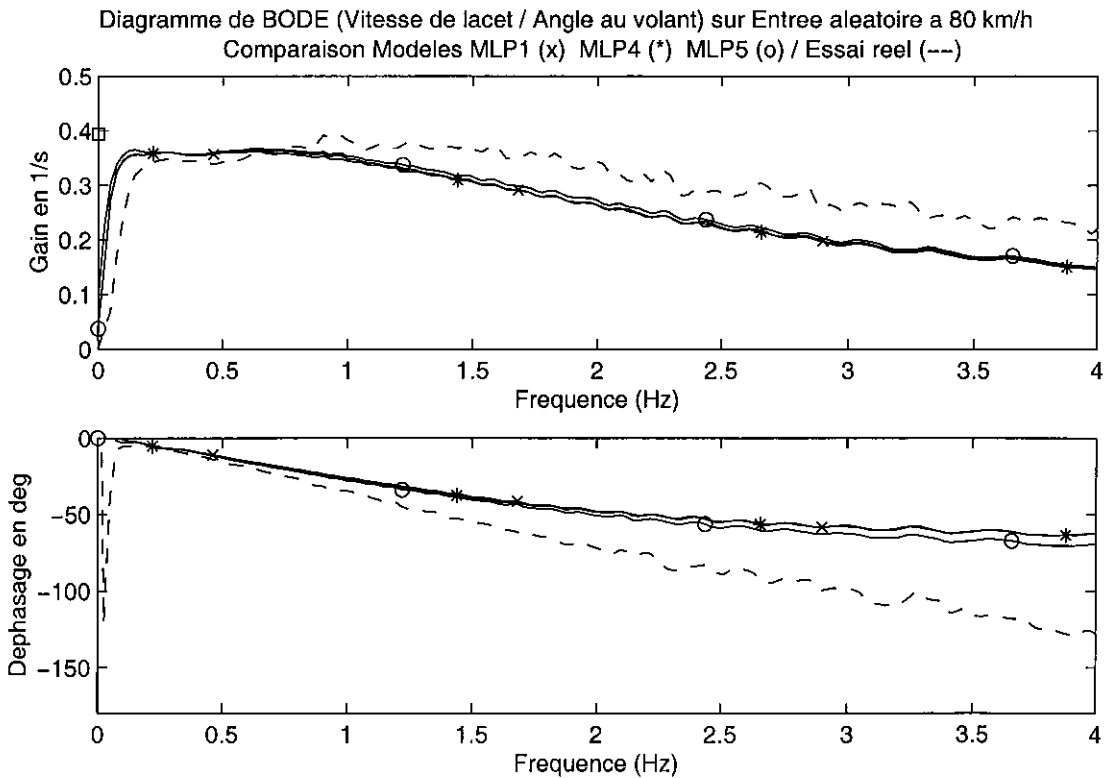


Figure 5-17b : Diagramme de Bode de la vitesse de lacet par rapport à l'angle volant sur slalom à 80 km/h. Comparaison des modèles MLP1, 4 et 5 à l'essai réel

Nous retrouvons une tendance déjà perceptible sur l'ensemble des manœuvres présentées depuis le début de ce chapitre, à savoir que nos résultats correspondent très bien aux valeurs mesurées en matière d'accélération transversale, qui est le premier paramètre intéressant, et un peu moins bien sur la vitesse de lacet, avec en particulier une sous-estimation du déphasage aux fréquences élevées. Cela signifie que nos véhicules modélisés répondent de manière un peu trop rigide, ce qui n'est pas étonnant sur le fond, étant donné le nombre de composants susceptibles d'introduire une certaine "élasticité" de la réponse sur un véhicule réel, au niveau de la direction ou de la liaison au sol, qui ne sont pas pris en compte dans notre modélisation.

### 5. 2. 5. Les limitations des modèles purement transversaux

La présentation de simulations réalisées à l'aide de modèles purement transversaux, utilisant la vitesse comme une entrée, a montré que de très bons résultats pouvaient être obtenus avec une telle approche, aussi bien en régime stabilisé que lors de manœuvres fortement transitoires, y compris pour des niveaux de sollicitations très élevés. Cependant cette approche révèle certaines faiblesses dès que l'on s'intéresse plus particulièrement aux conséquences de variations de la vitesse. C'est le cas de toutes les manœuvres incluant des variations significatives de l'accélération longitudinale : freinages plus ou moins complexes, mais aussi simple lever de pied de l'accélérateur. Pour illustrer ces limitations nous allons présenter à la figure 5-18 un résultat de simulation réalisée avec le modèle MLP4 sur un lever de pied en courbe, manœuvre présentée au paragraphe 4.1.9.

#### COMPARAISON SIMULATION MLP4 (-) / ESSAI REEL (---) SUR LEVER DE PIED EN COURBE

MLP4 : Modele 3ddl – Modele Pneu Pacejka (lateral et autoalignement), transfert de charge geometrique

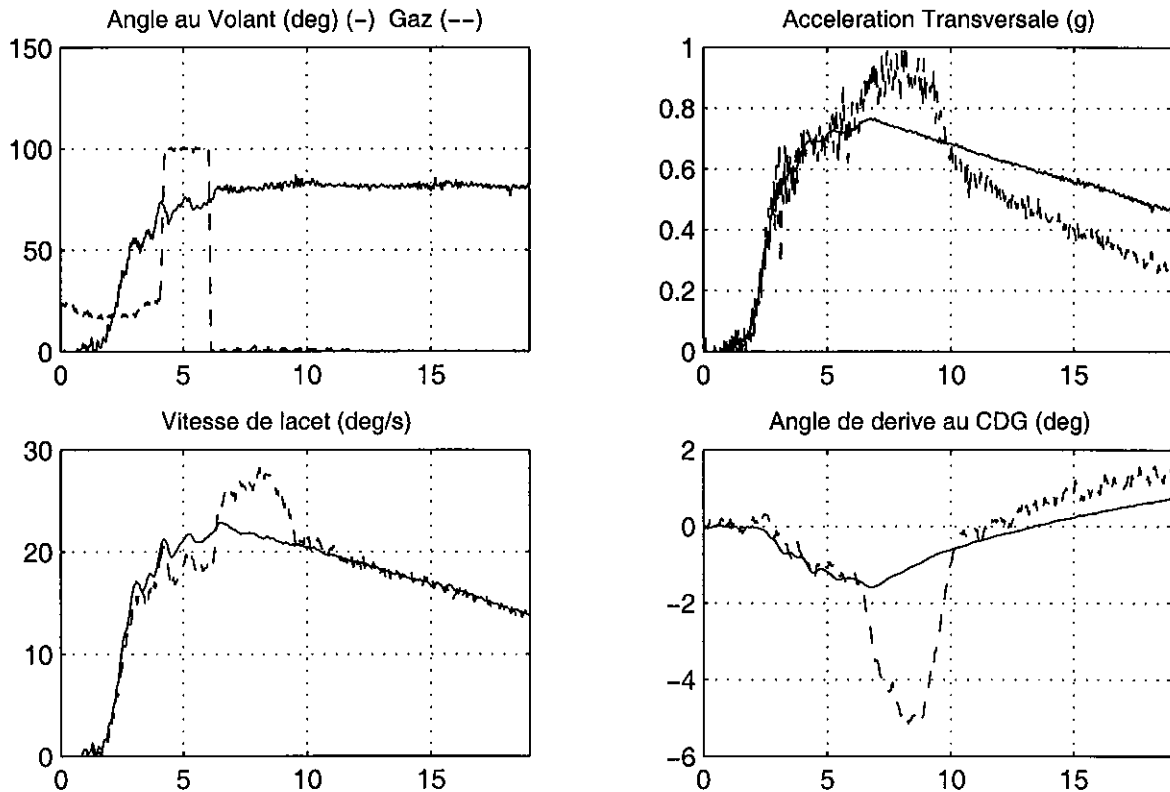


Figure 5-18 : Illustration des insuffisances des modèles purement transversaux : Simulation d'un lever de pied en courbe avec le modèle MLP4

Pour expliquer les insuffisances constatées sur ces manœuvres, il convient de rappeler certaines spécificités de nos modèles purement transversaux. Les efforts pneumatiques longitudinaux sont identiquement nuls, seuls les efforts transversaux, moments d'auto-alignement et efforts verticaux sont calculés. Il en résulte que l'accélération longitudinale est également nulle et qu'elle ne correspond donc pas à la dérivée de la vitesse, dans le cas d'essais où celle-ci varie de façon significative. Il y a ainsi une incohérence physique à utiliser ces modèles pour simuler des manœuvres où le comportement longitudinal joue un rôle important. Cependant la vitesse du véhicule constituant une entrée du modèle, c'est son évolution exacte qui intervient lors de l'évaluation des paramètres de la dynamique transversale, d'où des résultats parfois partiellement corrects.

Ainsi sur le lever de pied en courbe, présenté à figure 5-18, si on constate une bonne restitution des niveaux d'accélération transversale, vitesse de lacet et angle de dérive dans les 6 premières secondes de l'essai, par contre les phénomènes, qui se produisent suite au transfert de charge longitudinal résultant du lever de pied, ne sont absolument pas restitués. Dans la réalité, dès le lever de pied, l'accélération transversale passe de 0.7 à 0.9 g, la vitesse de lacet de 19 à 27 °/s, et l'angle de dérive au centre de gravité triple sa valeur, pour culminer à -5 degrés, et ces phénomènes se prolongent pendant environ 3 secondes. Avec le modèle purement transversal, l'instant du lever de pied, qui précède de peu une légère augmentation de l'angle au volant avant stabilisation, correspond pratiquement au point culminant de l'évolution des paramètres de la dynamique transversale, qui chutent ensuite régulièrement du fait de la diminution de la vitesse. Du fait de l'absence de dynamique longitudinale, on passe ici totalement à côté de phénomènes physiques de première importance, car ils sont susceptibles de provoquer une déstabilisation du véhicule. Nous verrons au paragraphe 5.3.4 comment l'introduction d'un modèle longitudinal améliore la simulation de cet essai.

## 5. 2. 6. Conclusions de la validation des modèles purement transversaux

**La présentation tout au long de ce paragraphe de simulations réalisées à l'aide de modèles purement transversaux, utilisant la vitesse comme une entrée, a montré que de très bons résultats pouvaient être obtenus avec une telle approche, aussi bien en régime stabilisé que lors de manœuvres fortement transitoires, y compris pour des niveaux de sollicitations très élevés, à condition que la vitesse du véhicule évolue peu au cours de l'essai. On constate par conséquent qu'un modèle relativement simple, une fois bien paramétré, peut donner d'excellents résultats sur de nombreuses manœuvres.**

L'analyse de manœuvres à niveaux de sollicitation croissant met clairement en évidence **les limites d'une approche linéaire**, au niveau de la détermination des efforts transversaux des pneumatiques, dont les résultats sont cependant tout à fait corrects, lorsqu'on reste dans un domaine de sollicitation modéré (accélération transversale inférieure à 0.5 g).

**En matière de sollicitation élevée l'intégration d'un modèle de Pacejka pour l'effort transversal permet, à elle seule, un progrès considérable par rapport à l'approche linéaire. Des progrès moins spectaculaires, mais importants dans l'optique d'une modélisation à degré de validité élevé, sont apportés par la prise en compte des transferts de charge géométriques, et dans une moindre mesure des transitoires pneu. Pour expliquer l'apport parfois assez limité du transfert de charge dans les résultats globaux, il convient d'admettre que la somme d'efforts égaux sur les 2 pneumatiques d'un même train est souvent assez proche de la somme d'un effort supérieur sur la roue surchargée et inférieur sur la roue délestée. Mais la diminution de l'ordre de 10% généralement constatée sur les niveaux**



maximums d'accélération transversale, et qui permet de se rapprocher très près des niveaux mesurés, constitue tout de même un progrès significatif.

Un autre point essentiel, qui apparaît à travers la comparaison des résultats de simulation aux données mesurées sur le véhicule, est que **chacun des perfectionnements apportés à nos modèles a permis de progresser dans la bonne direction et de se rapprocher de la réalité pour les principaux paramètres de la dynamique transversale.**

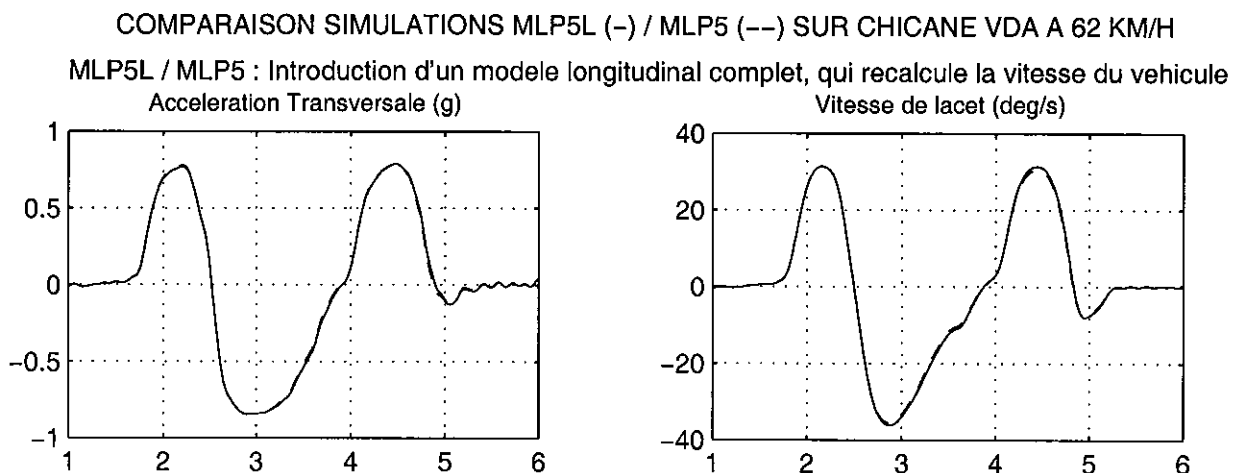
## 5. 3. Validations incluant le modèle longitudinal

### 5. 3. 1. Validation de la chaîne longitudinale

Avant de passer à la simulation de manœuvres sollicitant fortement la direction longitudinale, puis de présenter des couplages complexes de sollicitations, il est nécessaire de réaliser une première validation de toute la chaîne longitudinale : calcul du couple moteur, de la traînée de roulement des pneumatiques, de la traînée aérodynamique, des couples de freinage, des taux de glissement des pneumatiques, et détermination des efforts longitudinaux des pneumatiques, qui serviront à recalculer la vitesse du véhicule.

#### *Répercussion du modèle longitudinal sur le modèle transversal*

Il s'agit dans un premier temps de vérifier que l'introduction d'un modèle longitudinal, qui constitue une évolution très importante du modèle MLP5 pour devenir MLP5L, ne modifie pas de manière significative les résultats des essais réalisés à vitesse pratiquement constante présentés précédemment. Pour illustrer cette pré-validation, nous présentons à la figure 5-19 la chicane VDA à 62 km/h modélisée avec (MLP5L) et sans modèle longitudinal (MLP5). On constate qu'il n'y a pratiquement aucune différence entre les accélérations transversales et vitesses de lacet calculées par les 2 modèles. Cela signifie que le profil de vitesse recalculé par le modèle longitudinal est suffisamment proche de la réalité pour cet essai, et que l'intégration du modèle longitudinal ne vient pas perturber le bon fonctionnement du modèle transversal.

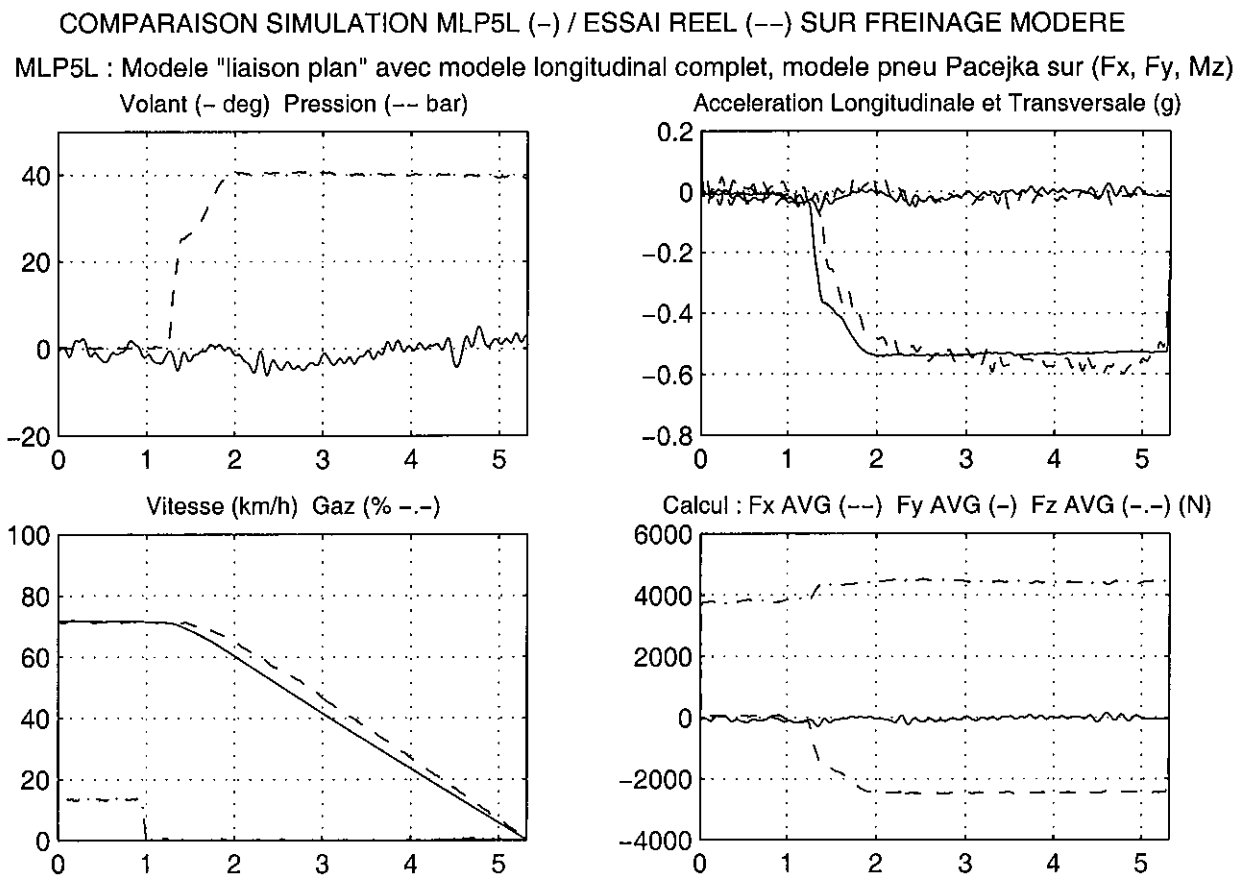


**Figure 5-19 : Illustration de la pré-validation du modèle longitudinal : Comparaison des résultats AVEC et SANS modèle longitudinal sur chicane VDA à 62 km/h**

Il convient cependant de signaler que l'obtention de bons résultats sur un essai, si elle permet de valider globalement la méthode de calcul de la vitesse, ne garantit absolument pas d'obtenir un bon profil de vitesse sur n'importe quel autre essai. En effet l'un des principaux composants du modèle longitudinal est constitué par le champ moteur, qui recalcul le couple en fonction d'un régime moteur et d'une ouverture du papillon des gaz, et qu'à défaut de disposer de données du constructeur, la seule méthode est d'identifier ce champ à partir d'essais analytiques réalisés à ouverture papillon ou régime moteur constants. Nous avons réutilisé un champ moteur identifié pour notre 306, lors de la conception du paramétrage de ce véhicule pour la validation du logiciel Callas. Cependant étant donné la multiplicité des points de fonctionnement possibles du moteur, il convient de vérifier à chaque fois les résultats obtenus et au besoin de corriger d'un léger offset la commande d'ouverture du papillon mesurée au cours de l'essai, afin de retrouver un profil de vitesse correct. Ce travail est souvent long et fastidieux, mais nécessaire en préalable à toute autre investigation.

**Validation du modèle longitudinal sur un freinage modéré**

La figure 5-20 montre que notre modèle restitue très correctement le profil de décélération obtenu sur cet essai, ainsi que la pente de vitesse. L'explication de l'avance initiale est donnée au paragraphe suivant. Le tracé des efforts de la roue AVG illustre le report de charge sur l'avant, et fait apparaître un effort longitudinal de 2500 N, alors qu'il n'est que de 800 N pour une roue arrière (non représentée). On a donc plus de 75 % de freinage sur le train avant, et cette proportion va s'accroître avec l'intensité du freinage, puisque le report de charge augmente sur le train avant.



**Figure 5-20 : Résultats de simulation du modèle MLP5L en freinage modéré**

### 5. 3. 2. Validation des essais de freinage d'urgence sans ABS

#### *Avant-propos sur les difficultés spécifiques à la modélisation des freinages et au paramétrage des modèles*

La mise au point d'un modèle de freinage permettant la simulation de freinages d'urgence ayant un degré de validité quantitative élevé est un travail délicat, davantage en raison de la difficulté à renseigner de façon précise les différents paramètres nécessaires à la mise en œuvre de ce modèle qu'en raison de la complexité de la modélisation, qui reste assez rudimentaire. Le principal paramètre est constitué par les efficacités de frein avant et arrière, qui permettent de passer de la pression dans le circuit de freinage au couple appliqué aux roues. Dans le cadre de ce programme, nous avons réutilisé des valeurs d'efficacités identifiées par une méthode expérimentale simple, que nous avons mise au point lors de la conception du paramétrage de la 306 pour le modèle Callas. Cette méthode consiste à appliquer un couple à la roue à l'aide de poids suspendus au bout d'un bras de levier, et à compenser ce couple par l'application d'une pression dans le circuit hydraulique, générée à partir d'un effort appliqué sur la pédale de frein, en tirant parti de la disponibilité d'un système d'acquisition et de capteurs pour enregistrer la pression obtenue à l'équilibre. Les valeurs ainsi déterminées doivent être considérées comme statiques et surtout n'intègrent pas les phénomènes thermiques, dont il est connu qu'ils sont susceptibles d'influencer de façon significative les performances du système de freinage. Les valeurs mesurées ont été augmentées de 10 % pour tenir compte de l'augmentation de l'efficacité de freins raisonnablement chauds, et cette méthode nous avait permis d'obtenir des résultats considérés comme corrects dans le cadre de travaux de validation antérieurs. Plusieurs autres difficultés spécifiques à la modélisation des freinages méritent d'être signalées :

- Un système de freinage réel possède une certaine inertie, un certain temps de réponse entre l'application d'un effort sur la pédale par le conducteur et le début de la génération du couple freineur sur les roues. Faute d'informations techniques précises sur ce point, aucun temps de réponse n'a été introduit dans notre modèle. Il est donc normal que les courbes calculées de vitesse, décélération ou glissements soient légèrement en avance par rapport aux courbes expérimentales.
- L'intégration des équations d'équilibre des vitesses de roues a tendance à générer des instabilités à basse vitesse, ce qui se traduit par des décrochements sur les glissements, les efforts et par là même sur l'accélération longitudinale. Les techniques couramment utilisées pour pallier ce défaut consistent soit à utiliser une méthode numérique à pas variable et à diminuer le pas de temps à basse vitesse (cas du logiciel Callas), soit à intégrer les équations d'équilibre des roues à une fréquence plus élevée (voir par exemple Detalle *et al.* [50 déjà cité], qui intègrent les roues à 1000 Hz, alors que les équations du véhicule sont intégrées à 100 Hz). Considérant que l'obtention d'un comportement fidèle à très basse vitesse n'était pas notre priorité dans le cadre de cette étude, nous n'avons pas entrepris de tels développements, qui nécessiteraient des modifications assez importantes de l'architecture informatique de nos modèles.
- Il convient enfin de préciser que les caractéristiques des pneumatiques utilisés ont été identifiées pour un type de revêtement, et dans des conditions de température et d'humidité, et donc globalement d'adhérence, qui ne correspondent pas forcément aux conditions de l'ensemble des essais utilisés pour valider nos modèles. Seul le paramètre pression de gonflage est conservé et rigoureusement vérifié. Nous avons en particulier observé des différences significatives des niveaux de décélération maximale obtenus

avant le blocage des roues entre des enregistrements effectués sur différentes pistes. Nous considérons alors légitime de corriger le niveau d'adhérence global dans le modèle de pneumatique afin de tenir compte de ce phénomène.

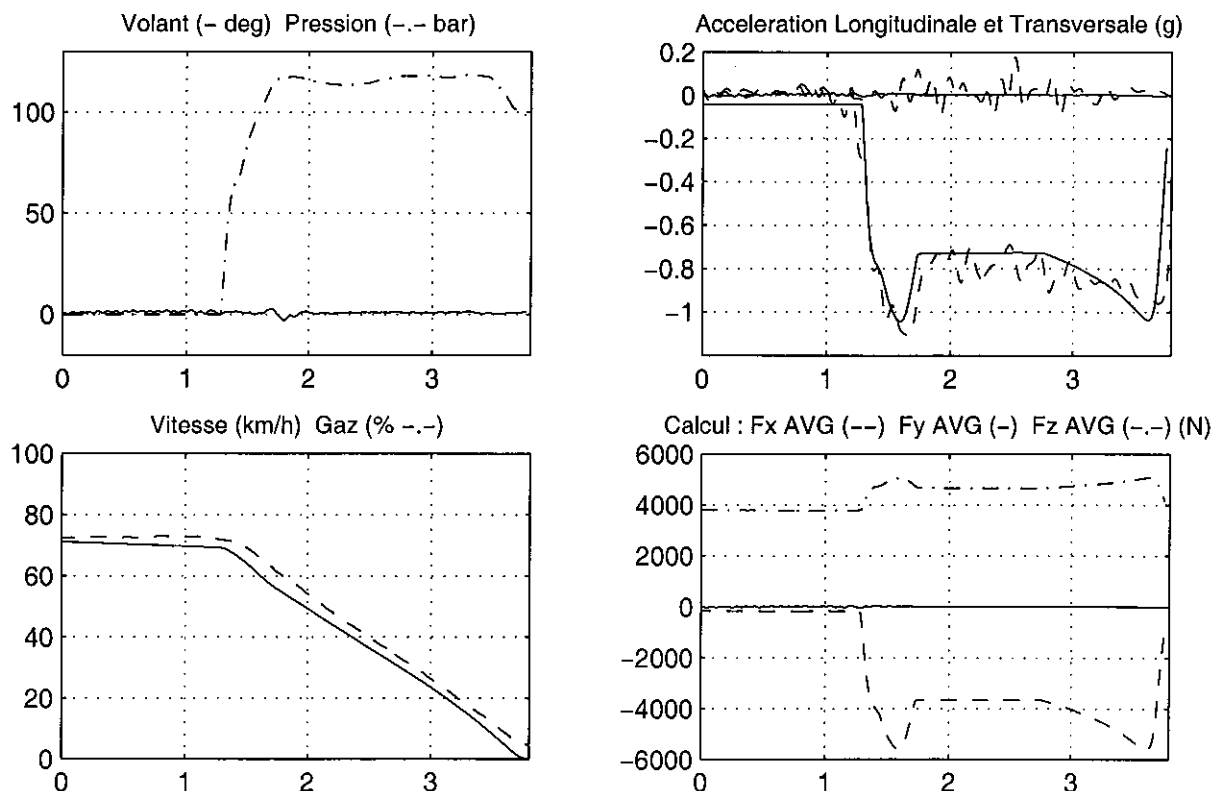
### **Premier essai de freinage d'urgence en ligne droite sans ABS : Piste adhérente**

La figure 5-21 présente les résultats obtenus avec le modèle MLP5L au cours d'un premier essai de freinage d'urgence en ligne droite sans ABS. Cet essai a été réalisé en 1996 au cours de la première campagne réalisée à l'ETAS avec notre Peugeot 306, sur des portions spécifiques d'une piste de vitesse présentant un niveau d'adhérence élevé. Cette campagne a été utilisée pour mettre au point et valider le paramétrage de la 306 pour le logiciel Callas. A signaler que nous avons retardé d'un dixième de seconde la commande de freinage pour pallier l'absence de temps de réponse en freinage à l'époque dans ce logiciel, ce qui n'a pas été fait pour les essais de 1999, notamment ceux présentés au chapitre 4 et réutilisés par la suite.

La pression de freinage se stabilise autour de 120 bar, ce qui correspond au seuil de saturation du couple freineur. On constate que le profil de vitesse est très bien restitué. La décélération mesurée présente un bref pic qui dépasse  $-1$  g, puis chute pour se stabiliser vers  $-0.75$  g, avant de ré-augmenter aux basses vitesses. L'allure de ce signal est très bien restituée par le calcul, avec des niveaux très corrects tant sur la pointe initiale que sur le palier correspondant au blocage des 2 roues avant. Le tracé des efforts sur une roue avant montre à la fois le transfert de charge, de l'ordre de 85 daN, et les 2 points de fonctionnement du pneu en longitudinal : développant un effort maximal de 565 daN juste avant le blocage, et de 365 daN lorsque le glissement est à 100 %.

#### COMPARAISON SIMULATION MLP5L (-) / ESSAI REEL (-.-) SUR FREINAGE D'URGENCE SANS ABS

MLP5L : Modele 3ddl avec longi - Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu



**Figure 5-21 : Résultats de simulation du modèle MLP5L en freinage d'urgence en ligne droite SANS ABS**

### ***Second essai de freinage d'urgence en ligne droite sans ABS : Piste moins adhérente***

La figure 5-22 présente les résultats obtenus avec le modèle MLP5L au cours de l'essai de freinage d'urgence en ligne droite sans ABS présenté au paragraphe 4.1.7. Cet essai a été réalisé en 1999 sur la piste de vitesse de l'ETAS, qui venait d'être re-surfacée. L'analyse des décélérations mesurées sur le véhicule nous indique que la pointe initiale avant le blocage des roues est ici légèrement inférieure à  $-0.9$  g, alors qu'elle dépassait  $-1$  g sur l'essai précédent. Comme il s'agit du même véhicule, équipé des mêmes pneumatiques et des mêmes capteurs, il nous apparaît logique d'attribuer cette différence à l'adhérence intrinsèque du revêtement et de corriger le modèle de pneu en conséquence. Nous avons ainsi appliqué un coefficient 0.9 aux efforts issus du modèle de Pacejka.

Ces simulations ont été l'occasion de découvrir la difficulté à obtenir un paramétrage valide de façon quantitative sur ce type d'essai. Il est intéressant de signaler qu'avant de constater cet écart sur les niveaux d'adhérence des différents revêtements, nous avons travaillé cet essai en simulation avec une adhérence de 1. Lors de notre première simulation avec le paramétrage de base du système de freinage, nous avons eu la désagréable surprise de constater que le véhicule modélisé ne bloquait pas les roues avant à la différence de l'essai. En faisant quelques variations sur les efficacités des freins avant, ce qui apparaissait légitime étant donné l'empirisme de la méthode de détermination de ces paramètres, nous nous étions rendu compte qu'une augmentation de 5 % de la valeur de base suffisait à obtenir le blocage. Une fois l'adhérence réduite à 90 %, non seulement cette modification n'est plus nécessaire, mais c'est même une efficacité réduite de 5 % qui conduit aux meilleurs résultats, objet de la figure 5-22.

On constate sur la partie supérieure que cette modification de l'efficacité ne change pratiquement pas le profil de vitesse obtenu au cours du freinage ; celui-ci est en avance sur le profil mesuré, du fait de l'absence de temps de réponse. Les 6 graphiques inférieurs de cette figure comparent les accélérations longitudinales, vitesses des roues AVG et ARG, et taux de glissement des pneumatiques AVG et ARG, pour l'efficacité de base (notée 1, représentée à gauche) et pour l'efficacité réduite de 5 % (notée 0.95, à droite). Concernant les taux de glissements expérimentaux, ils ont été calculés a posteriori en utilisant les données expérimentales de vitesse du véhicule et de vitesse de rotation des roues, mais des données issues du calcul pour les rayons de développement des pneumatiques, pour lesquels on ne disposait pas de données expérimentales.

La comparaison des profils de décélération montre que, si la variation d'efficacité ne modifie en rien les niveaux de décélération, l'efficacité de 0.95 permet de coller beaucoup mieux à la réalité sur le front descendant avant l'instant 2 seconde. L'explication se trouve au niveau des courbes de vitesses de rotation et de glissements : alors qu'avec l'efficacité de base la roue AVG bloque trop tôt, avec l'efficacité réduite de 5 % le blocage est pratiquement synchrone avec la mesure sur le front descendant. On remarque cependant que la roue AVG débloque un peu trop tôt dans les 2 cas, ce qui provoque un bref pic de décélération vers 2.5 s, qui est plus ample et intervient plus tôt que celui constaté sur la mesure. On notera également la bonne coïncidence entre les taux de glissement calculés et les valeurs expérimentales avant le blocage, entre 1.3 et 1.7 s, ce qui valide le paramétrage de notre dispositif de freinage.

### ***Freinage d'urgence en courbe sans ABS***

Cet essai est particulièrement violent et complexe, et au vu de notre expérience de validation menée avec d'autres modèles, on peut considérer que les résultats présentés à la figure 5-23 sont très corrects. A signaler que cet essai ayant été réalisé sur l'aire d'évolution de l'ETAS, qui est fortement adhérente, la simulation a été faite avec l'adhérence de base.

COMPARAISON SIMULATION MLP5L (-) / ESSAI REEL (--) SUR FREINAGE D'URGENCE SANS ABS  
 Adhérence réduite de 10 % - Influence de l'efficacité des freins avant sur le synchronisme du blocage des roues

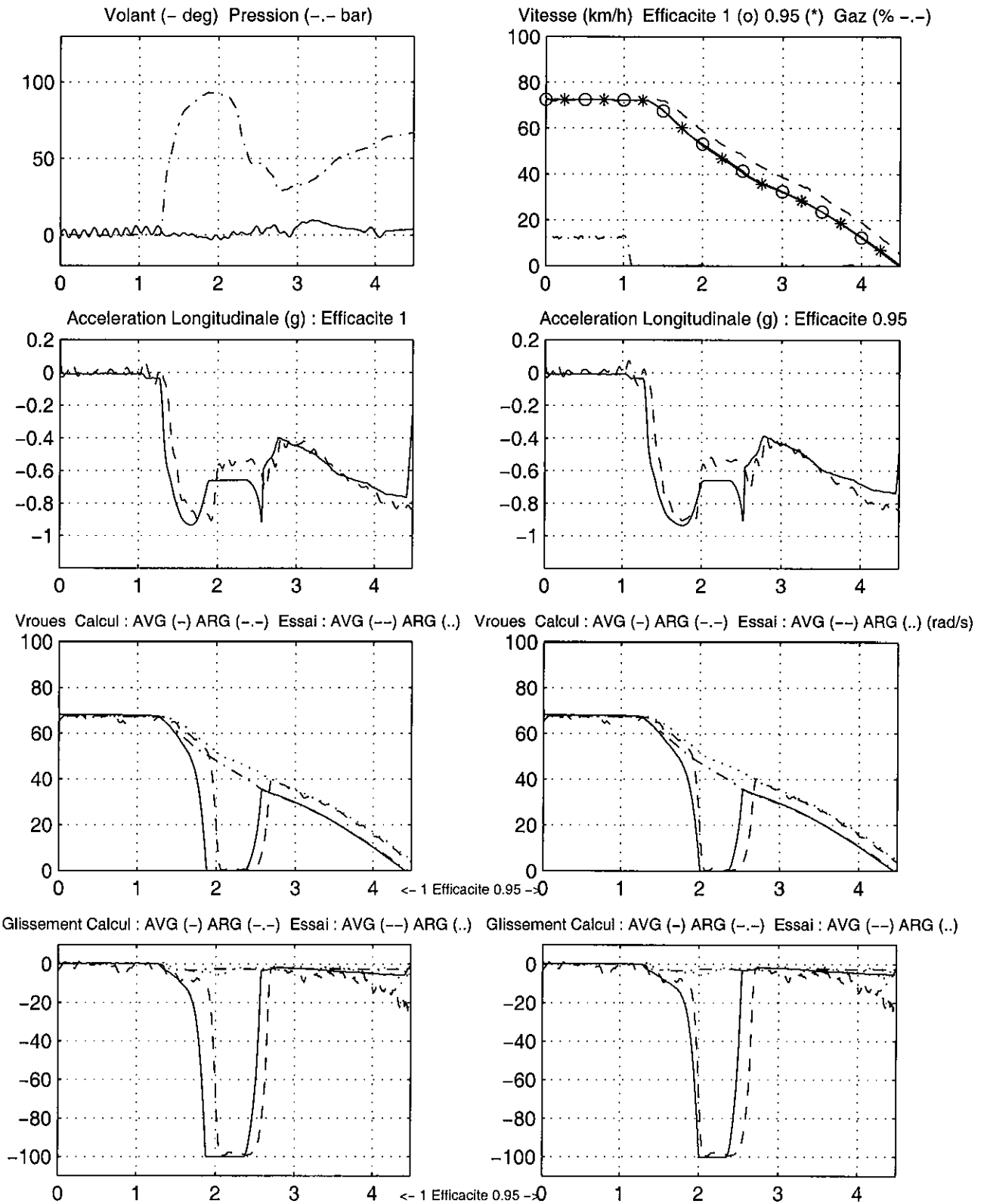


Figure 5-22 : Résultats de simulation du modèle MLP5L en freinage d'urgence en ligne droite SANS ABS : Illustration de l'influence de l'efficacité des freins

COMPARAISON SIMULATION MLP5L (-) / ESSAI REEL (--) SUR FREINAGE EN COURBE SANS ABS

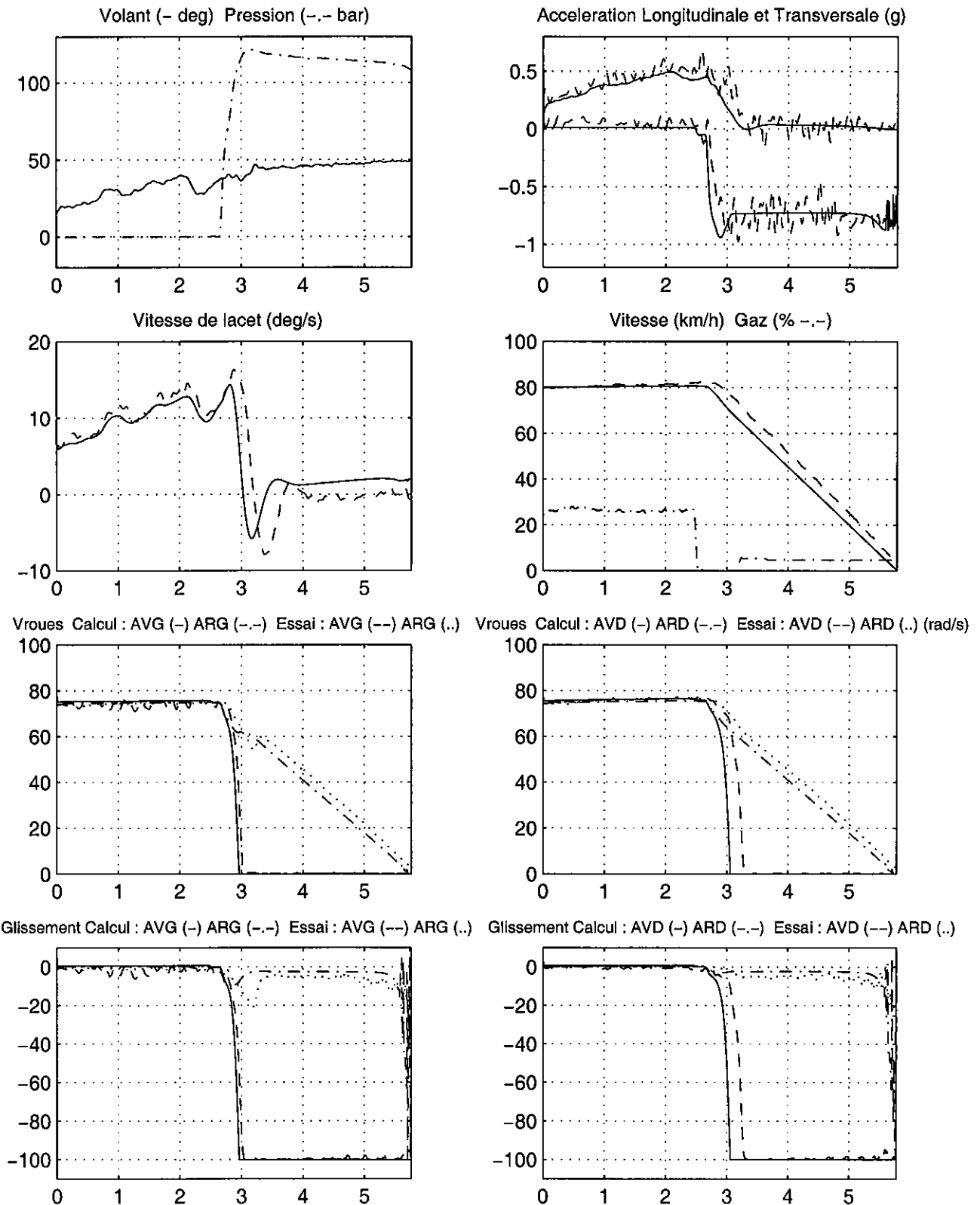
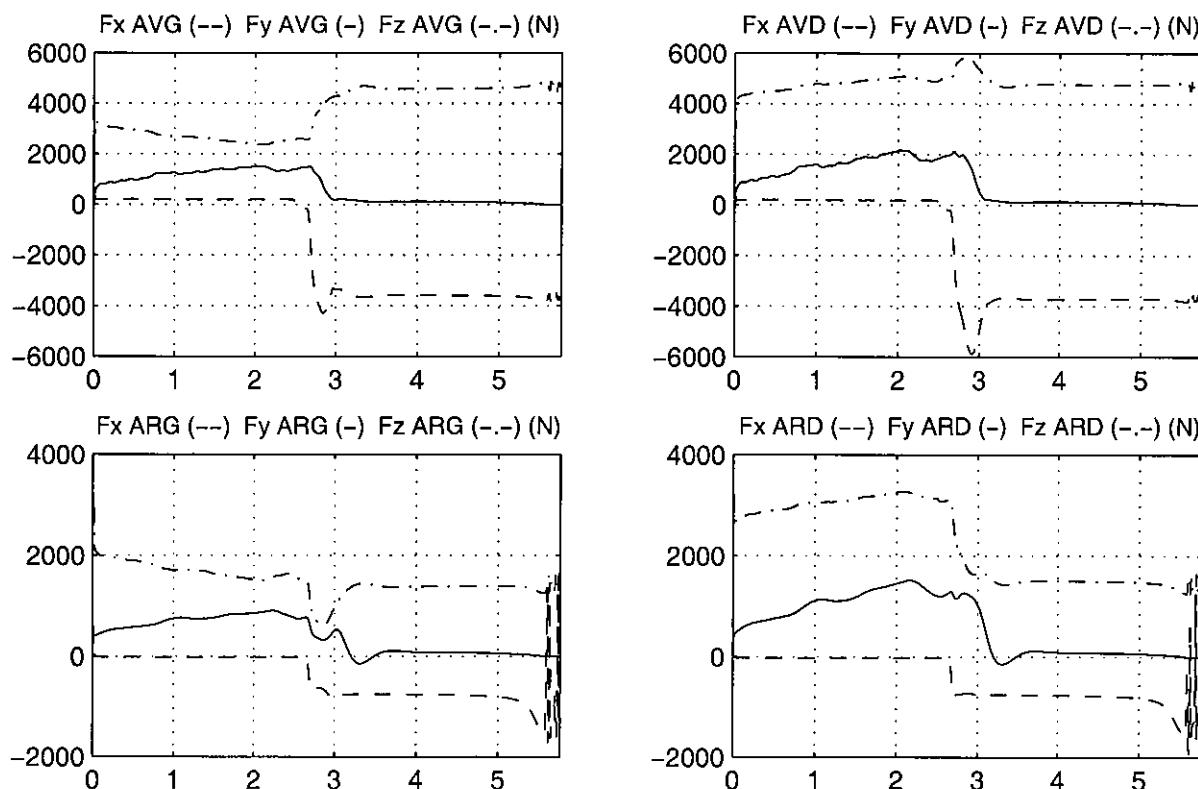


Figure 5-23a : Résultats de simulation du modèle MLP5L en freinage d'urgence en courbe SANS ABS

## SIMULATION MLP5L SUR FREINAGE EN COURBE SANS ABS – EFFORTS DES PNEUMATIQUES



**Figure 5-23b : Résultats de simulation du modèle MLP5L en freinage d'urgence en courbe SANS ABS**

Les profils d'accélération longitudinale et transversale sont très bien reconstitués, même si l'avance du profil de décélération, dont on a expliqué précédemment les origines, se répercute également sur les paramètres transversaux, à travers le couplage des sollicitations intégré au modèle de Pacejka. Les niveaux d'accélération calculés sont très proches de la réalité en particulier dans la phase de freinage roues bloquées, où la décélération calculée est parfaitement au milieu du signal expérimental, et où l'accélération transversale revient à 0 de manière très similaire à la mesure.

L'évolution de la vitesse de lacet reproduit correctement le signal mesuré, malgré que l'avance de la réponse du modèle contribue à diminuer les amplitudes des pics. Le blocage de la roue AVG est bien synchronisé avec la mesure, alors que celui de l'AVD est en avance d'environ 0.2 s. La figure 5-23b, qui présente les efforts développés par les 4 pneumatiques, illustre la complexité des couplages d'efforts : dans la première partie les roues droites en appui génèrent davantage d'effort transversal que les roues gauches délestées ; sur le coup de frein proprement dit, c'est la roue AVD, qui bénéficie d'un double transfert de charge, transversal et longitudinal, qui génère l'effort longitudinal le plus important, environ 6000 N, et contribue fortement au pic de décélération. Une fois que les roues avant sont bloquées, les efforts transversaux s'annulent, le véhicule tire tout droit, les charges verticales s'équilibrent entre les 2 côtés, générant des efforts longitudinaux similaires. Ces résultats sont presque meilleurs que ceux obtenus sur le second freinage en ligne droite, où le relâchement du freinage par l'essayeur vient sans doute compliquer la situation.



### 5. 3. 3. Validation des essais de freinage d'urgence et de manœuvre combinée avec ABS

Il est clair que la mise au point de l'émulation d'un dispositif de freinage antibloquant dans un modèle de véhicule est un travail délicat, étant donné qu'il est difficile de disposer d'informations précises sur les algorithmes de fonctionnement de ces systèmes. Nous avons mené ce travail en tirant parti de la richesse des données dont nous disposons sur les 4 roues : pressions de freinage et vitesses de rotation, donnant accès aux taux de glissement. Les résultats présentés sont le fruit de nombreuses investigations, concernant les valeurs des taux de glissements à partir desquelles on régule la pression, et la manière de le faire. Nous avons réalisé plus d'une centaine de simulations testant aussi bien différents algorithmes, que différents réglages. En dehors du niveau d'adhérence, considéré comme bien maîtrisé à l'issue des investigations décrites précédemment sur des freinages sans ABS, il est possible de jouer sur la plage de taux de glissement sur laquelle on régule, et sur l'amplitude de la diminution de pression appliquée lorsque l'ABS est en fonction. Nous avons également testé la prise en compte dans l'algorithme des niveaux d'accélération angulaires des roues, selon une description proposée par BROTHIER [57], mais n'avons en définitive pas retenu cette méthode, qui ne nous a pas conduit aux meilleurs résultats, sans doute car l'ABS de notre 306 est un modèle simplifié. Il convient surtout de préciser que les résultats présentés ci-dessous pour différents essais ont été obtenus avec des algorithmes et paramétrages en tous points identiques. Nous avons obtenus les meilleures performances avec les efficacités de freinage nominales (donc sans aucun artifice), en appliquant des diminutions de pression allant de 5 à 10 bars à chaque itération, pour des taux de glissements situés entre 6 et 10 %. Notre objectif était d'obtenir des résultats satisfaisants sur les 3 essais mettant en œuvre le dispositif antibloquant, que nous souhaitions reproduire en simulation : un freinage d'urgence en ligne droite, un freinage d'urgence en courbe et une manœuvre combinée. Ces essais ont été présentés aux paragraphes 4.1.6, 4.1.10 et 4.1.12.

#### *Freinage d'urgence en ligne droite avec ABS*

La figure 5-24 présente les résultats obtenus avec le modèle MLP5L au cours de l'essai de freinage d'urgence en ligne droite avec ABS présenté au paragraphe 4.1.6. Comme l'essai sans ABS modélisé précédemment, il a été réalisé en 1999 sur la piste de vitesse de l'ETAS, qui venait d'être re-surfacée, et considérée comme relativement peu adhérente. Nous avons ainsi appliqué un coefficient 0.9 aux efforts issus du modèle de Pacejka, pour les raisons indiquées précédemment. A signaler qu'un autre essai de freinage avec ABS enregistré sur une piste plus adhérente a également été simulé, et nous donne des résultats de qualité équivalente en prenant cette fois une adhérence nominale de 1. Nous ne détaillerons pas ces résultats pour ne pas alourdir cette présentation, mais insistons sur **l'homogénéité des performances obtenues en fonction des niveaux d'adhérence différents, pour des freinages AVEC et SANS ABS.**

On constate sur la figure 5-24 que le profil de vitesse est très bien restitué, puisque le décalage initial, lié à l'absence de temps de réponse, se maintient tout au long du freinage. On retrouve ce bon résultat sur la courbe de décélération avec une valeur calculée proche de  $-8 \text{ m/s}^2$ , située exactement au milieu des points expérimentaux qui sont toujours assez dispersés lors d'une acquisition avec mise en œuvre de l'ABS, la violence des saccades imposées par ce dispositif générant de fortes vibrations. Pour les 5 autres paramètres représentés, pression avant, efforts et taux de glissement avant et arrière, nous nous sommes limités au côté gauche, tirant parti de la parfaite symétrie de cet essai. Sur l'enregistrement de la pression de freinage appliquée sur la roue AVG, on constate que l'ABS modélisé se situe autour de 65 bars, et que cette valeur est pratiquement maintenue constante tout au long du freinage.

COMPARAISON SIMULATION MLP5L (-) / ESSAI REEL (--) SUR FREINAGE D'URGENCE AVEC ABS  
 MLP5L : Modele 3ddl avec modele ABS - Pacejka complet, transfert de charge - Adherence reduite de 10 %

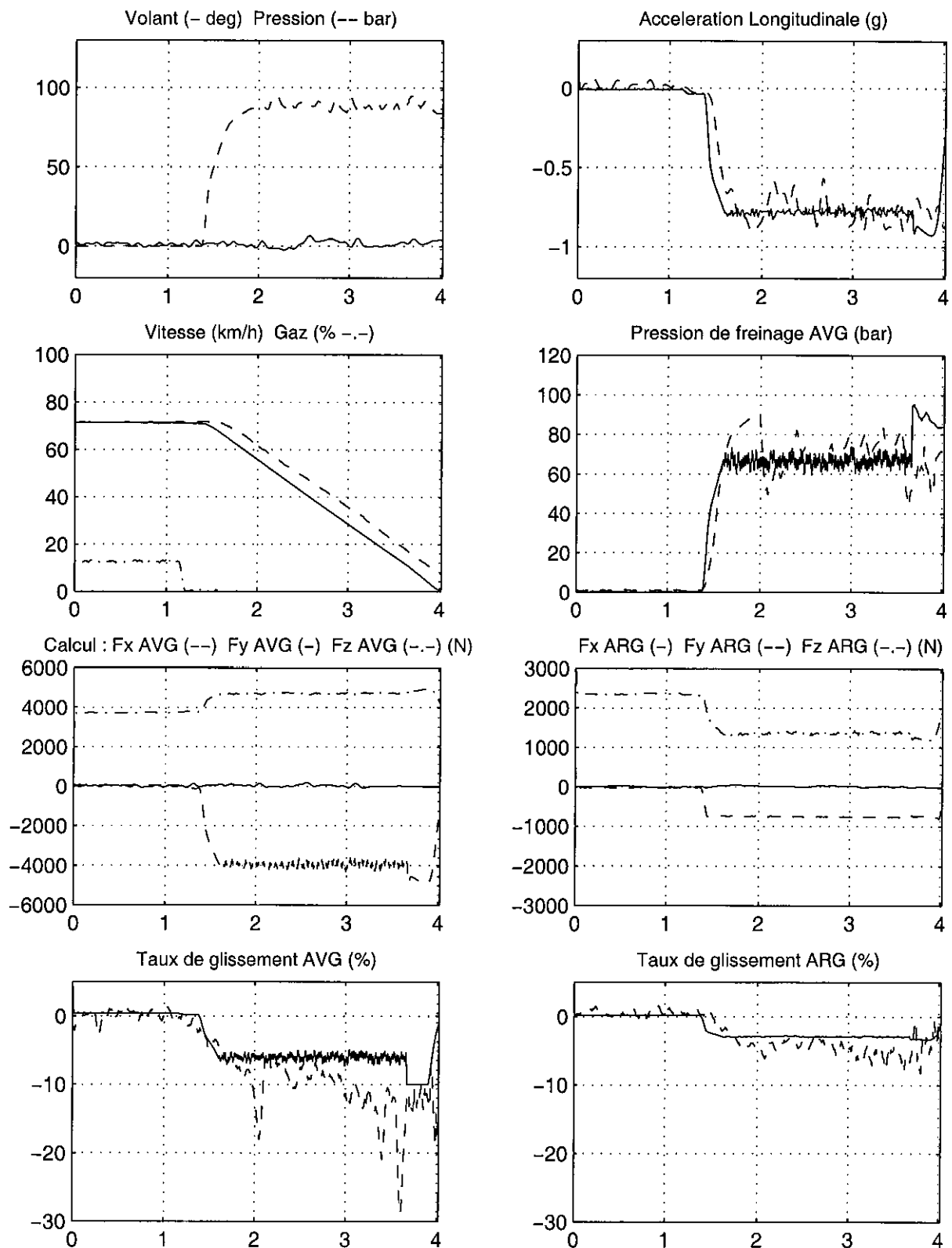


Figure 5-24 : Résultats de simulation du modèle MLP5L en freinage d'urgence en ligne droite AVEC ABS

Il n'en va cependant pas de même pour l'enregistrement réel, pour lequel on reproduit d'abord la consigne (pression résultant de l'action de l'essayeur, premier graphique colonne de gauche), alors que l'ABS n'entre en œuvre en réalité qu'à l'instant 2 secondes, en réponse à une amorce de blocage de roue, bien visible sur le glissement expérimental de la roue AVG (en bas à gauche), qui montre une pointe à 18 % à cet instant. Malgré de nombreuses tentatives, nous n'avons pas réussi à reproduire ce phénomène de manière aussi nette : l'ABS modélisé est un peu trop parfait, et ne reproduit pas exactement le fonctionnement du système réel de faible coût équipant notre Peugeot 306. Les ordres de grandeur des taux de glissement utilisés (bas de la figure) sont cependant corrects à l'avant (6.5 %) comme à l'arrière (3 %), même s'ils sont inférieurs aux valeurs expérimentales. Les efforts de freinage sont de 400 daN pour les roues avant et 75 daN pour l'arrière, pour des charges verticales respectives de 475 et 135 daN dans la partie stabilisée. Malgré cette imperfection concernant la pression, on peut considérer le fonctionnement de l'ABS ainsi modélisé comme très correctement représentatif de la réalité.

### ***Manœuvre combinée avec ABS***

Cette manœuvre est particulièrement complexe, puisqu'un violent freinage est réalisé simultanément à un changement de voie, dont le tracé correspond aux 2 premiers couloirs d'une chicane ISO (voir Figure 4-1 et paragraphe 4.1.12). Les résultats obtenus sont tout à fait corrects, avec en premier lieu un profil de vitesse très bien simulé, en dehors de la faible avance du signal modélisé, essentiellement liée à l'absence de temps de réponse en freinage. Les profils d'accélération longitudinale et transversale sont fidèlement reproduits, malgré un léger déficit d'accélération transversale sur le premier pic, avant 2 s. La vitesse de lacet est parfaite sur le premier pic et légèrement surévaluée sur le second.

Il est presque surprenant de constater que notre émulation de l'ABS permet d'obtenir, sur cet essai, des profils de pression sur les 2 roues avant proches de la réalité, surtout sur l'AVG, et qui donnent même l'impression d'intégrer l'influence des charges verticales, puisque la pression maintenue est moindre sur la roue AVG délestée sur le premier pic. Nous ne réglons en fait la pression qu'en fonction du glissement, mais l'ensemble des couplages intervient à travers le modèle de pneu et les équations d'équilibre des roues en rotation. La pression de consigne avant l'ABS, en traits mixtes, permet de bien identifier l'action du dispositif antibloquant. Par ailleurs afin d'éviter les instabilités numériques en cherchant à réguler à très basses vitesses, notre algorithme stoppe la régulation de pression pour des vitesses inférieures à 10 km/h : les pressions retrouvent ainsi la valeur de saturation du couple de freinage égale à 120 bar après 4.5 s. Le tracé des glissements, sur la planche 5-25b, montre que notre modèle travaille à des taux inférieurs à la réalité, comme dans l'essai en ligne droite. Du fait que la 306 dispose d'un dispositif antibloquant simplifié, nous ne faisons pas jouer l'ABS sur les roues arrière, et on constate que dans la réalité la roue ARG bloque sur le premier pic vers 2 s, car elle est délestée, alors que notre modèle ne reconstruit qu'une amorce de blocage avec un taux de glissement de 30 %. A l'opposé l'amorce de blocage de la roue ARD, délestée vers 3 s, est supérieure pour le modèle que dans la réalité. Ces constatations illustrent la difficulté à reproduire, en simulation, l'intégralité de phénomènes aussi pointus. Le tracé des efforts sur les 4 roues montre également la complexité des couplages de sollicitations, qu'il serait particulièrement intéressant de pouvoir valider par une mesure expérimentale.

Les résultats obtenus sur le freinage en courbe avec ABS, manœuvre moins compliqué, du fait que la sollicitation transversale, sur laquelle on vient superposer un violent freinage, est toujours dans le même sens, sont aussi bons que sur cette manœuvre combinée. Nous décidons de ne pas les introduire dans ce document pour ne pas alourdir cette présentation.

COMPARAISON MLP5L (-) / ESSAI REEL (--) SUR MANOEUVRE COMBINEE AVEC ABS

MLP5L : Modele 3ddl avec longi - Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

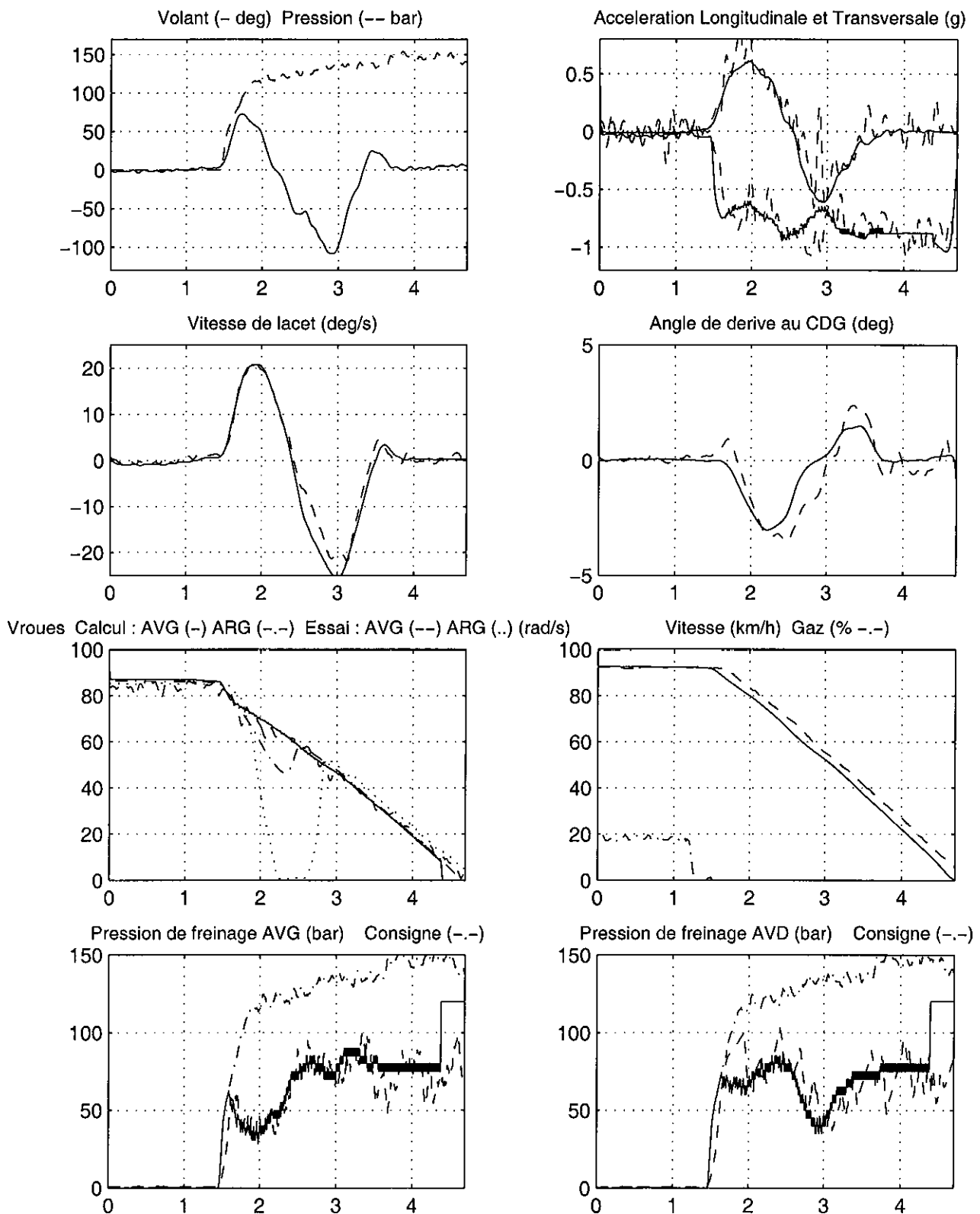


Figure 5-25a : Résultats de simulation du modèle MLP5L en manœuvre combinée (freinage simultané à un déport latéral) AVEC ABS

COMPARAISON MLP5L (-) / ESSAI REEL (--) SUR MANOEUVRE COMBINEE AVEC ABS

MLP5L : Modele 3ddl avec longi - Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

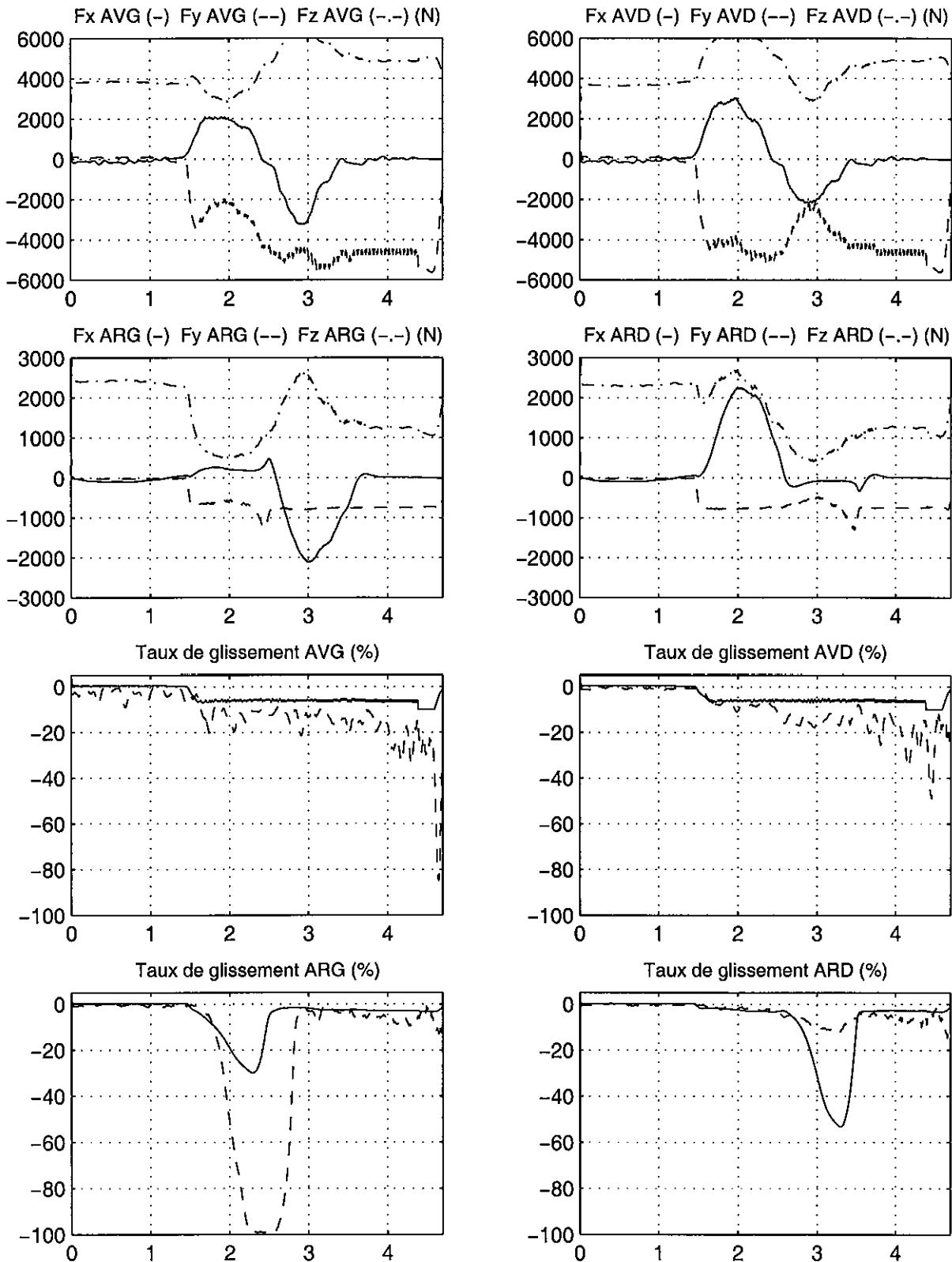


Figure 5-25b : Résultats de simulation du modèle MLP5L en manœuvre combinée (freinage simultané à un déport latéral) AVEC ABS

### 5. 3. 4. Validation des autres essais de sollicitations couplées

#### *Lever de pied en courbe*

Cette manœuvre a été étudiée avec beaucoup de soin, car un lever de pied peut être à l'origine d'une perte de contrôle, et nous avons montré, au paragraphe 4.2.2, que l'issue d'une telle action peut être totalement différente pour des conditions initiales très voisines. Il nous apparaît donc de première importance, en fonction de l'objectif d'application aux accidents de nos modèles, de voir comment ils se situent dans la simulation de manœuvres de lever de pied. Ces manœuvres seront en outre reprises au cours du chapitre 9, dans le cadre de la mise en œuvre de systèmes de contrôle de stabilité sur des pertes de contrôle réelles.

Nous avons déjà signalé au paragraphe 5.2.5 qu'un modèle de véhicule dépourvu de modèle longitudinal n'était absolument pas en mesure de restituer les phénomènes en jeu lors d'un lever de pied en courbe. Nos premières tentatives de simulation de cette manœuvre avec le modèle MLP5L ont montré que la présence du modèle longitudinal permettait d'améliorer la qualité des résultats. La figure 5-26 illustre ce résultat avec le modèle purement transversal à gauche et le modèle complet à droite : on y constate que **le transfert de charge longitudinal associé au lever de pied provoque bien une augmentation significative des paramètres de la dynamique transversale, accélération, et surtout vitesse de lacet et angle de dérive, alors que ces phénomènes étaient quasiment inexistants avec le modèle purement transversal. On remarque cependant que l'amplitude des phénomènes liés au lever de pied est encore insuffisante par rapport à la réalité.**

Etant donné l'enjeu de ces manœuvres en terme d'accidentologie, nous avons entrepris des investigations complémentaires, qui consistent à diminuer l'adhérence du train arrière de quelques pour cents et de voir comment cette modification de l'équilibre transversal du véhicule permet de se rapprocher de la réalité. Nous avons cependant été confronté à une difficulté supplémentaire au cours de ces tentatives : nous avons découvert que le profil de vitesse reconstitué par le modèle global était d'une part difficile à reproduire, car balayant une large plage du domaine de fonctionnement du moteur (du pied au plancher au frein moteur), et d'autre part assez fortement influencé par ce niveau d'adhérence du train arrière, notamment lorsqu'une forte dérive ou amorce de tête-à-queue se produit. Il est difficile dans ces conditions de comparer les paramètres transversaux de façon fiable, sur des simulations dont les vitesses ne sont pas identiques.

Pour pallier cet inconvénient, nous avons développé une **version de modèle spécifique** un peu hybride entre les 2 approches menées jusqu'à présent : il s'agit d'un modèle longitudinal complet, qui intègre toutes les fonctionnalités développées et illustrées par les résultats de simulations précédents, mais dans lequel on continue à imposer la vitesse mesurée sur le véhicule pour tous les calculs de la dynamique transversale, en lieu et place de la vitesse recalculée par le modèle longitudinal. Ces simulations seront identifiées par l'appellation "**à vitesse imposée**".

La figure 5-27 présente l'influence du niveau d'adhérence du train arrière sur les 2 paramètres de la dynamique transversale les plus sensibles lors d'un lever de pied en courbe : la vitesse de lacet et l'angle de dérive au centre de gravité. On y constate clairement que les pics de vitesse de lacet et d'angle de dérive augmentent au fur et à mesure que l'on diminue l'adhérence du train arrière, et que l'équilibre du véhicule est extrêmement sensible à ce paramètre, puisqu'une diminution de 2 % conduit à des amplitudes et durées des pics de vitesse de lacet et d'angle de dérive encore assez nettement inférieures à la réalité, alors qu'une

diminution de 3 % suffit pour provoquer une divergence de ces 2 grandeurs, ce qui se traduit par un tête-à-queue. Entre ces 2 valeurs, une diminution de 2.5 % (non représentée) permet de se rapprocher des amplitudes des phénomènes consécutifs au lever de pied, mais leurs durées sont encore trop réduites. **En affinant encore la diminution de l'adhérence du train arrière, nous avons recherché la valeur optimale, et trouvé qu'une adhérence de 97.2 % permettait de coller quasiment de manière parfaite aux données expérimentales, surtout sur l'angle de dérive.** Considérant que cette diminution de 2.8 % de l'adhérence permet d'obtenir une évolution des vitesse de lacet et angle de dérive la plus proche de la réalité, nous présentons à la figure 5-28 des résultats plus détaillés de cette simulation.

En comparant ces tracés avec ceux de la figure 5-18, obtenus avec un modèle purement transversal, on constate combien la mise en œuvre d'un modèle longitudinal, complétée par une faible diminution de l'adhérence du train arrière, permet d'améliorer la simulation de cette manœuvre sur l'accélération transversale, la vitesse de lacet et l'angle de dérive, dont les pics consécutifs au lever de pied sont ainsi très bien reproduits. On remarque également que l'accélération longitudinale est assez fidèle, avec une augmentation lors du pied au plancher, avant de passer en négatif, lorsque le conducteur n'a plus le pied sur l'accélérateur. La valeur de l'angle de dérive au CDG de  $5^\circ$  se traduit par des angles de dérive sur les pneumatiques de  $8^\circ$  pour les roues avant et de  $7^\circ$  pour les roues arrière. Sur le tracé des efforts des pneumatiques avant, on remarque la manière dont les efforts transversaux sont réduits, lors de la phase d'accélération pied au plancher, en raison du couplage de sollicitations, surtout pour le pneu AVG, qui est délesté. Suite au lever de pied, les charges verticales sont inférieures à 1400 N à gauche et supérieures à 6200 N à droite, et il apparaît clairement que la roue AVD en appui joue un rôle prépondérant dans l'augmentation des paramètres de la dynamique transversale, puisque son effort latéral atteint 5200 N, contre seulement 1450 N pour l'AVG.

#### *Lever de pied en courbe avec tête-à-queue*

Nous avons également effectué la simulation de la seconde manœuvre de lever de pied en courbe du paragraphe 4.2.2 : celle qui se termine par un tête-à-queue. Comme pour l'essai précédent, il est nécessaire d'appliquer une légère diminution de l'adhérence du train arrière pour obtenir des résultats proches des enregistrements et reproduire le tête-à-queue. La figure 5-29 présente ces investigations, en se limitant à la vitesse de lacet et à l'angle de dérive, comme pour la figure 5-27. L'adhérence de 100 % ne permet qu'une faible augmentation de ces 2 paramètres suite au lever de pied, mais le véhicule se restabilise. La valeur de 97.5 % est encore insuffisante ne provoquant qu'une dérive de  $5^\circ$  au centre de gravité. La valeur de 97.2 %, qui fournit les meilleurs résultats pour le lever de pied étudié précédemment conduit bien au décrochage, mais celui-ci se produit seulement en fin de manœuvre après un palier stable de 3 secondes sur la vitesse de lacet et l'angle de dérive. **La valeur d'adhérence du train arrière de 97 %, soit une diminution de 3%, permet d'obtenir une évolution des 2 paramètres plus progressive et davantage conforme aux enregistrements effectués.** Nous la retiendrons donc comme optimum et présentons, à la figure 5-30, les résultats plus détaillés de cette simulation.

Les commentaires qu'il est possible de faire sont les mêmes que ceux de la figure 5-28. Cependant, alors que l'évolution des différents paramètres est très progressive et conforme à la mesure jusqu'à l'instant 10 s, on remarque que par la suite le véhicule modélisé décroche plus brutalement qu'en réalité. Dans l'optique de la mise en œuvre de systèmes de contrôle de stabilité, il est cependant surtout important d'avoir une reproduction fidèle des tous premiers instants de la perte de contrôle, et cet objectif est parfaitement atteint.

COMPARAISON MLP4 (GAUCHE) ET MLP5L (DROITE) (-) / ESSAI REEL (--) SUR LEVER DE PIED EN COURBE

MLP4 : Modele 3ddl liaison "plan" purement transversal – MLP5L Modele complet avec modele longitudinal

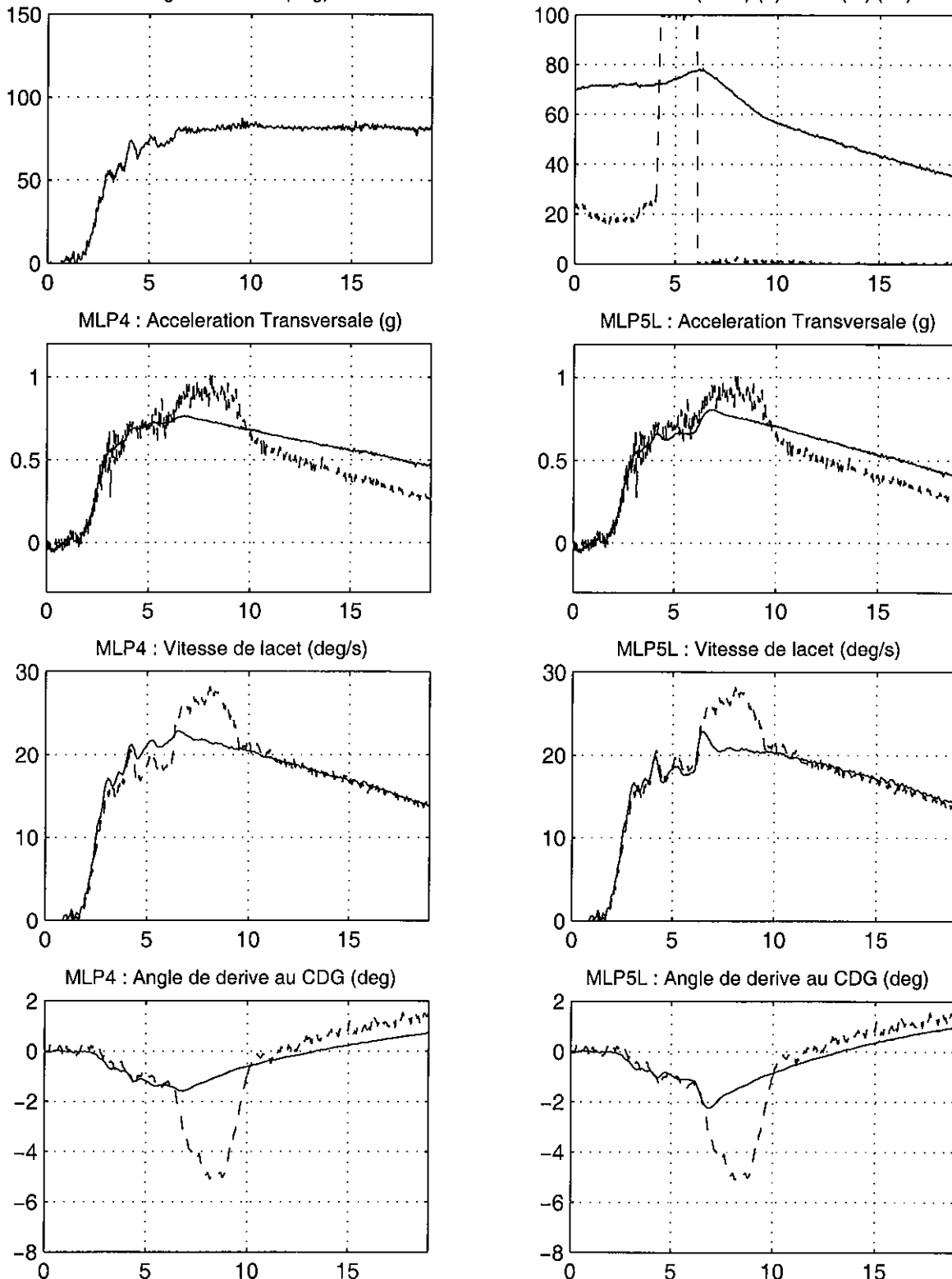
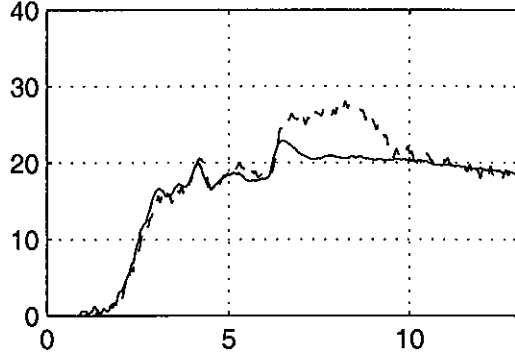


Figure 5-26 : Comparaison des résultats de simulation d'un lever de pied en courbe avec un modèle purement transversal (à gauche) et avec un modèle complet (à droite)

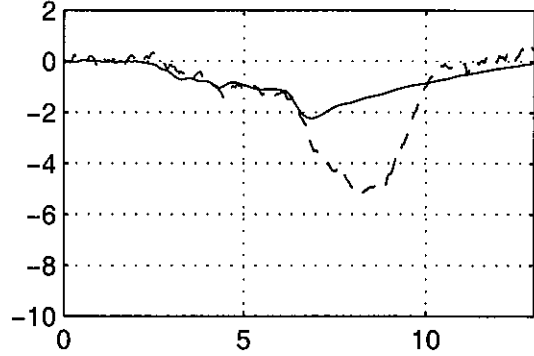


**INFLUENCE DU NIVEAU D'ADHERENCE ARRIERE SUR LA SIMULATION D'UN LEVER DE PIED EN COURBE**  
 MLP5L : Modele 3ddl avec longi – Modele Pneu Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

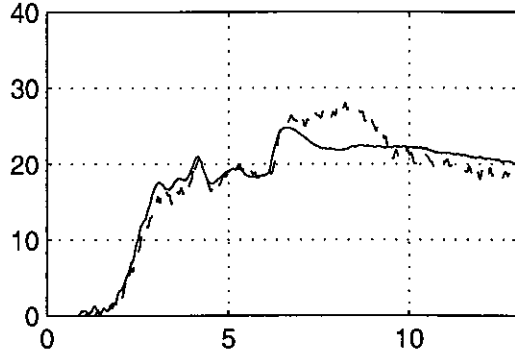
Vitesse de lacet (deg/s) : Adherence AR 100 %



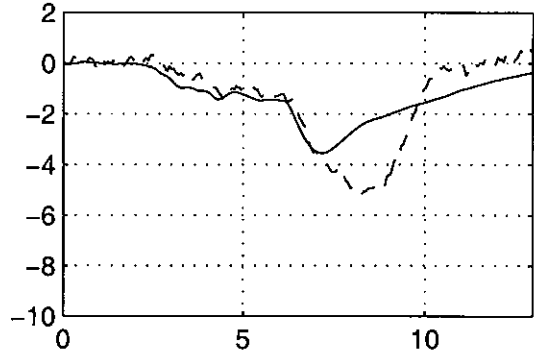
Angle de derive (deg) : Adherence AR 100 %



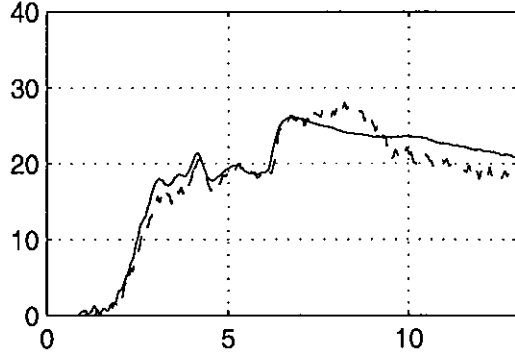
Vitesse de lacet (deg/s) : Adherence AR 98 %



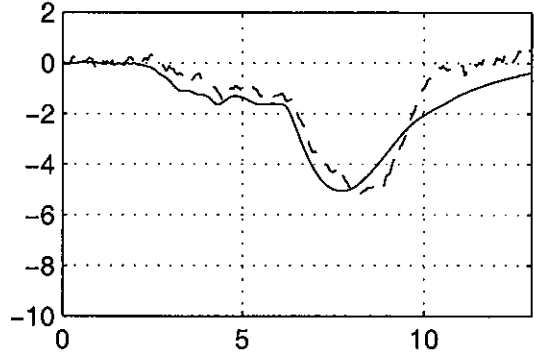
Angle de derive (deg) : Adherence AR 98 %



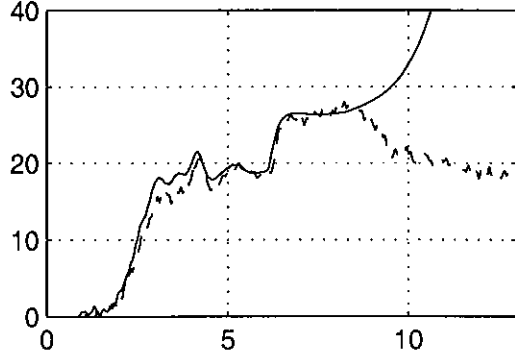
Vitesse de lacet (deg/s) : Adherence AR 97.2 %



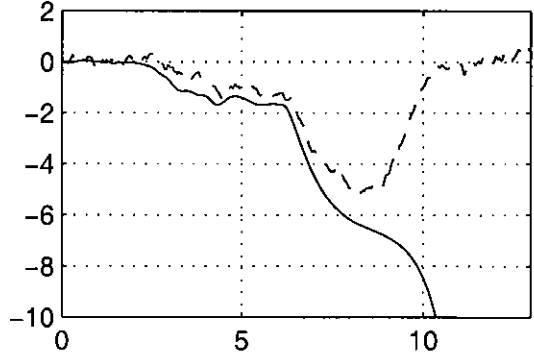
Angle de derive (deg) : Adherence AR 97.2 %



Vitesse de lacet (deg/s) : Adherence AR 97 %



Angle de derive (deg) : Adherence AR 97 %



**Figure 5-27 : Résultats de simulations du modèle MLP5L avec vitesse imposée en lever de pied en courbe : Influence de l'adhérence du train arrière**

COMPARAISON MLP5L (-) / ESSAI REEL (---) SUR LEVER DE PIED EN COURBE : ADHERENCE ARRIERE 97.2 %

MLP5L : Modele 3ddl avec longi – Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

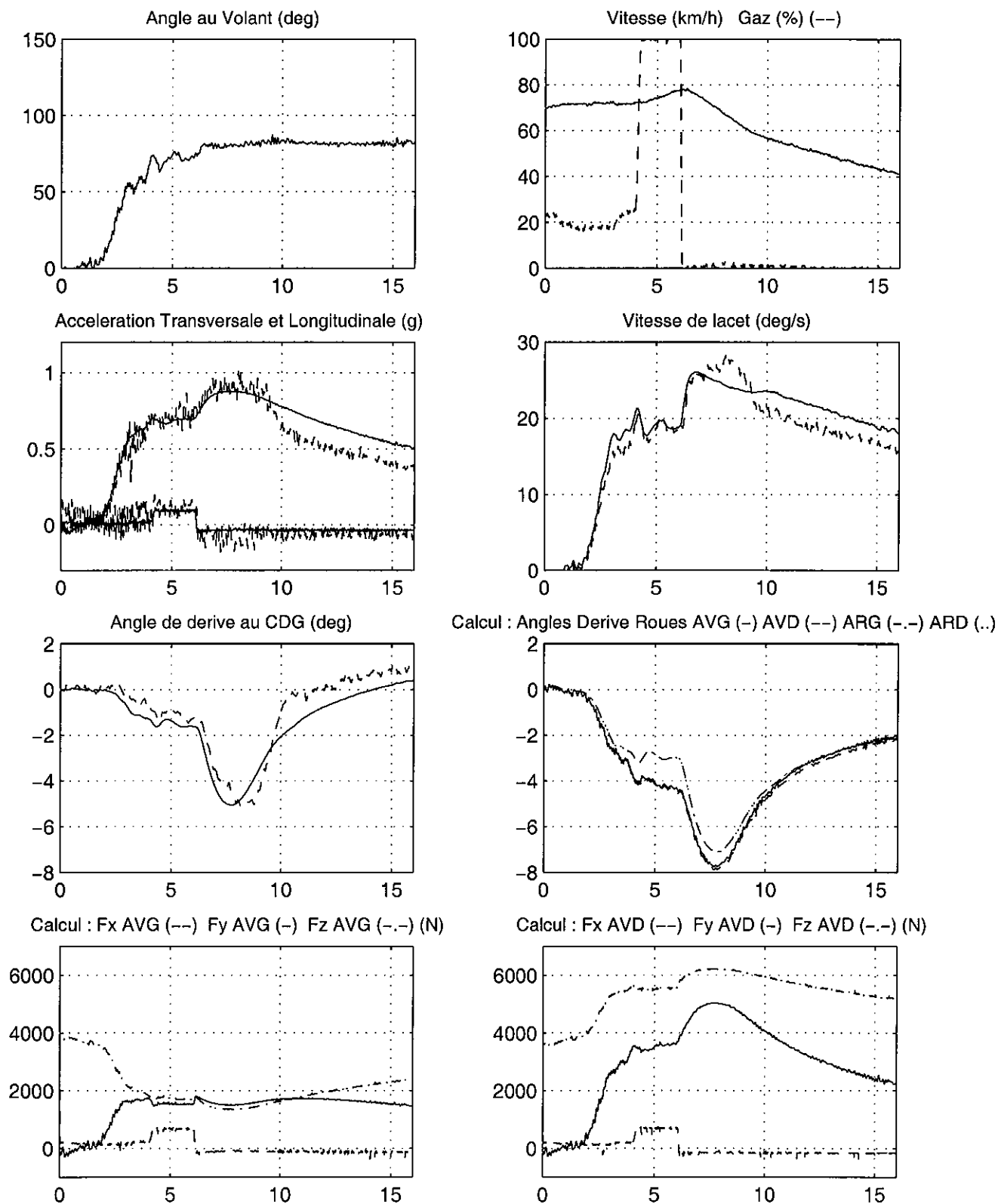
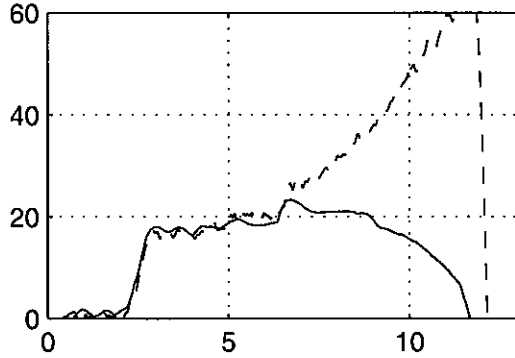


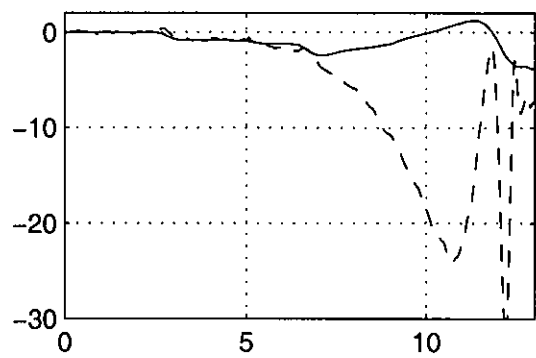
Figure 5-28 : Résultats de simulation du modèle MLP5L avec vitesse imposée en lever de pied en courbe pour une adhérence du train arrière diminuée de 2.8 %

**INFLUENCE DE L'ADHERENCE ARRIERE SUR LA SIMULATION D'UN TETE A QUEUE SUR LEVER DE PIED**  
 MLP5L : Modele 3ddl avec longi – Modele Pneu Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

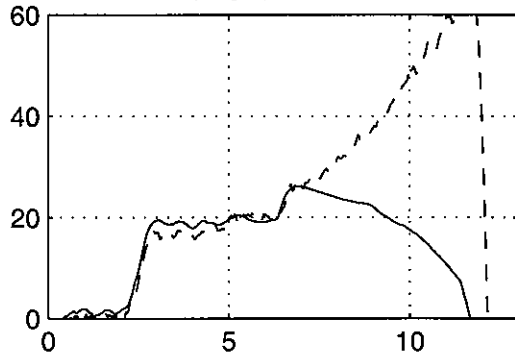
Vitesse de lacet (deg/s) : Adherence AR 100 %



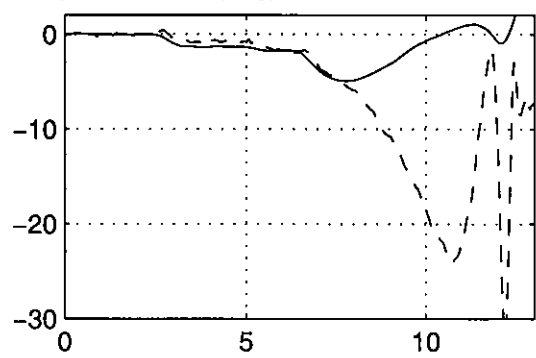
Angle de derive (deg) : Adherence AR 100 %



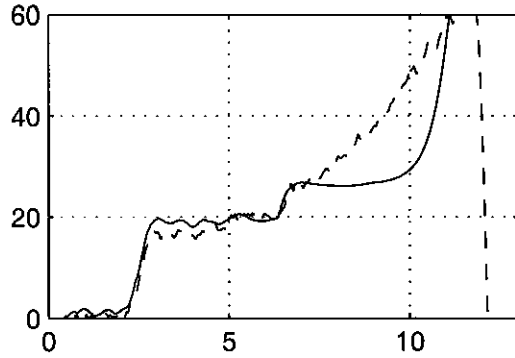
Vitesse de lacet (deg/s) : Adherence AR 97.5 %



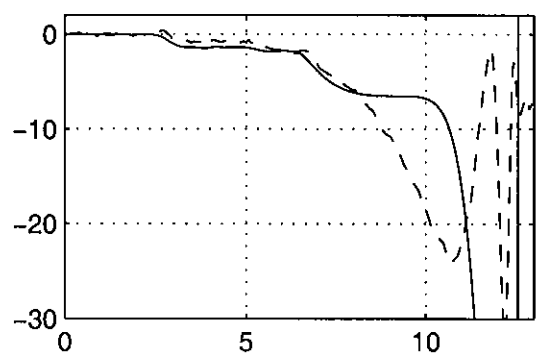
Angle de derive (deg) : Adherence AR 97.5 %



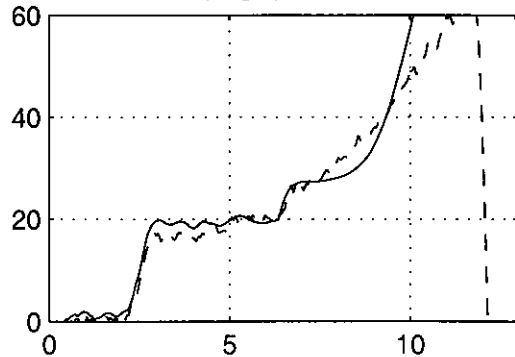
Vitesse de lacet (deg/s) : Adherence AR 97.2 %



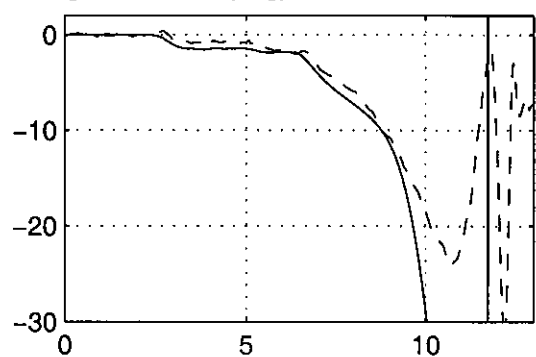
Angle de derive (deg) : Adherence AR 97.2 %



Vitesse de lacet (deg/s) : Adherence AR 97 %



Angle de derive (deg) : Adherence AR 97 %



**Figure 5-29 : Résultats du modèle MLP5L avec vitesse imposée : simulation d'un tête-à-queue lors d'un lever de pied en courbe : Influence de l'adhérence du train arrière**

MLP5L (-) / ESSAI REEL (--): SIMULATION TETE A QUEUE SUR LEVER DE PIED, ADHERENCE ARRIERE 97 %

MLP5L : Modele 3ddl avec longi – Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

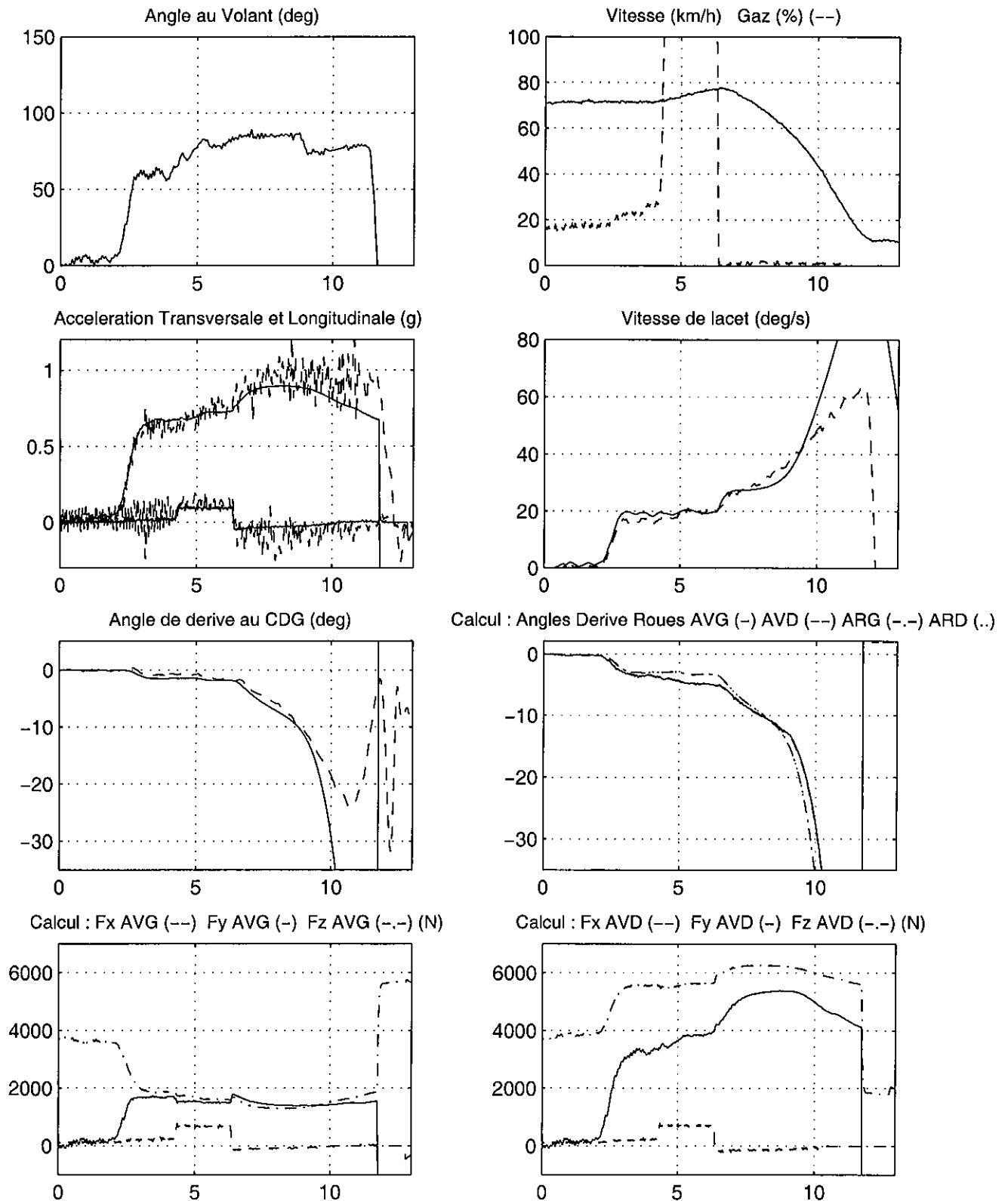


Figure 5-30 : Modèle MLP5L avec vitesse imposée : une adhérence du train arrière diminuée de 3 % reproduit un tête-à-queue réel obtenu lors d'un lever de pied en courbe

Lors de l'analyse détaillée de ces 2 manœuvres, au paragraphe 4.2.2, nous avons montré combien la dégradation de la situation sur un lever de pied pouvait tenir à peu de choses. **Le fait qu'une diminution de seulement 3 % de l'adhérence du train arrière permette de simuler cette perte de contrôle de façon très réaliste doit être considéré comme une excellente performance de nos modèles, la reproduction parfaite de l'équilibre transversal entre les 2 trains du véhicule étant un objectif très ambitieux.** A notre connaissance, aucun modèle ne peut simuler correctement de manière systématique une perte de contrôle dont l'origine est aussi subtile, et le recours à un artifice telle la diminution de l'adhérence sur un train est le plus souvent nécessaire. Les valeurs qui permettent l'obtention d'un décrochement sont souvent supérieures à 3 %. Nous aurons l'occasion de revenir sur cet essai au chapitre 9, lors de la mise en œuvre de systèmes de contrôle de stabilité.

### *Accélération sur cercle*

Cet essai est particulièrement riche, car il couvre l'ensemble du domaine de sollicitation transversale, avec en plus un niveau de couplage non négligeable du fait de l'accélération longitudinale. Il convient de préciser que l'essai retenu ici est une variante de celui présenté au paragraphe 4.1.8, pour lequel on a obtenu des résultats imparfaits, sans doute attribuables à un léger offset sur la commande volant, que nous n'avons pu corriger avec certitude. Par ailleurs nous ne présenterons que 100 s de simulation à 100 Hz, ce qui correspond au maximum du dimensionnement des variables de MORGAN'S. Nous avons en effet renoncé à entreprendre, pour ce seul essai, les lourds développements informatiques nécessaires à cette modification.

Nous avons choisi de présenter les résultats, à la figure 5-31, en adoptant des visualisations sur toute la largeur de page pour les 3 paramètres essentiels de la dynamique transversale : l'accélération, la vitesse de lacet et l'angle de dérive, alors que la commande volant, la vitesse et l'action sur l'accélérateur sont représentées en 2 colonnes au sommet de la figure. Il convient enfin de signaler que cette simulation a été jouée avec la version "à vitesse imposée" de MLP5L, selon le principe exposé lors des levers de pied : on utilise un modèle longitudinal complet, mais on continue à imposer la vitesse mesurée sur le véhicule pour tous les calculs de la dynamique transversale. Il est en effet illusoire d'espérer reconstituer de manière parfaite le profil de vitesse d'un essai aussi long, et qui balaye une grande plage de régime moteur.

Les résultats obtenus sont très bons pour l'accélération transversale, l'écart observé est faible, et tend à diminuer aux fortes sollicitations, même si le modèle se situe légèrement sous la mesure au début de l'essai.

Pour la vitesse de lacet, la valeur calculée est conforme à la mesure en début d'essai, puis se situe au-delà avec un écart de plus en plus important, qui culmine à 4°/s lors des sollicitations extrêmes, imperfection déjà constatée pour d'autres essais purement transversaux.

On reproduit de façon très correcte la complexité de l'évolution de l'angle de dérive, avec des valeurs positives aux faibles vitesses et des valeurs négatives de plus en plus fortes pour les sollicitations élevées, même si les valeurs calculées sont en final inférieures à la mesure.

Il est particulièrement remarquable que l'on retrouve sur cet essai, qui est un véritable révélateur des qualités d'un modèle, pour chacun des 3 paramètres accélération transversale, vitesse de lacet et angle de dérive, des phénomènes en tous points conformes à ceux observés lors d'essais plus simples, illustrant un point de fonctionnement unique du véhicule, tels notamment les 4 virages établis, objet de la figure 5-4. **On a ainsi une nouvelle confirmation de la bonne validité de nos modèles en accélération transversale et vitesse de lacet, avec une surestimation de cette dernière, pour les fortes sollicitations.**

COMPARAISON SIMULATION MLP5L (-) / ESSAI REEL (--) SUR ACCELERATION SUR CERCLE  
 MLP5L : Modele 3ddl avec longi - Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

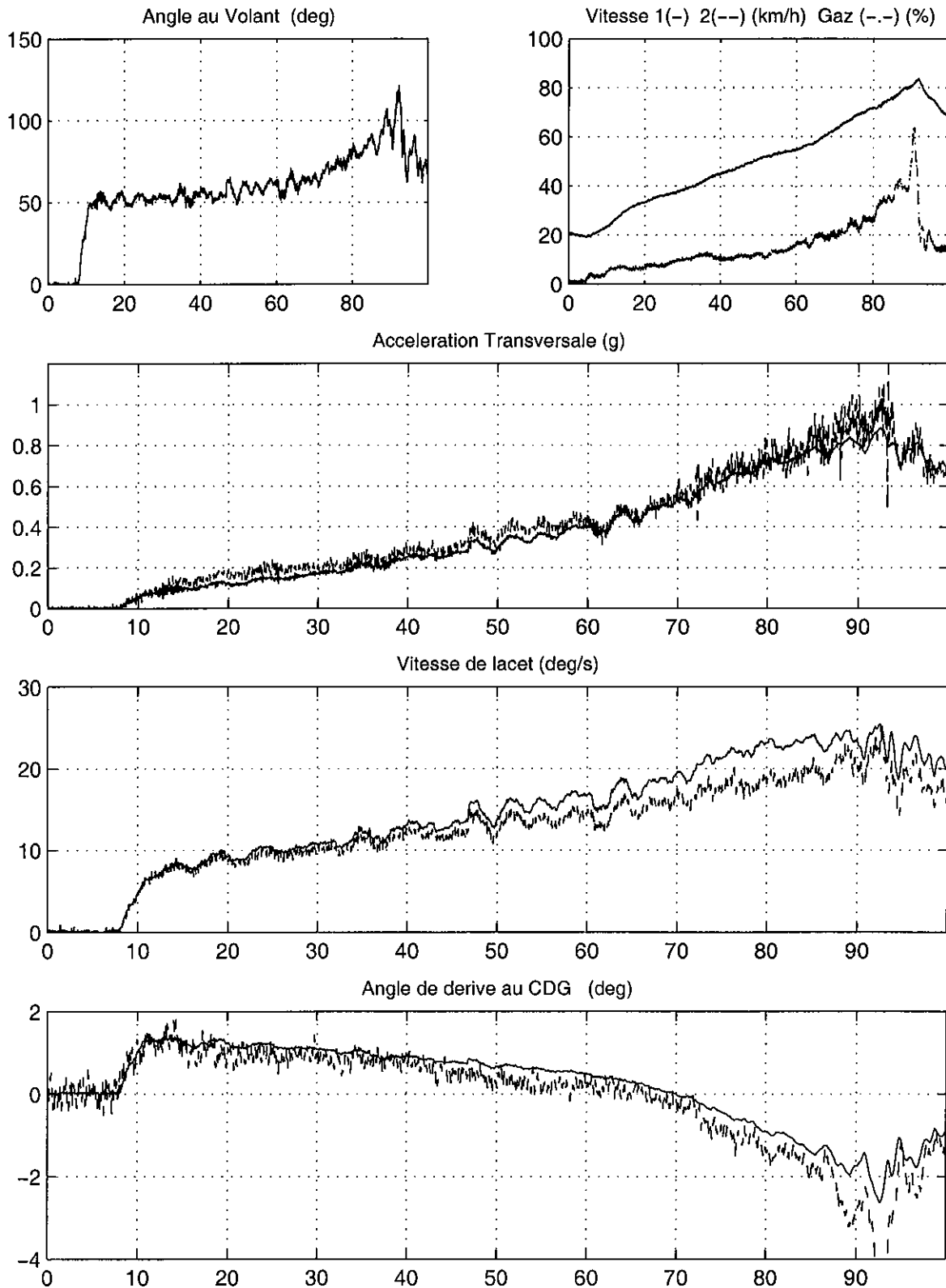


Figure 5-31 : Résultats de simulation du modèle MLP5L avec vitesse imposée lors d'une accélération sur cercle

## 5. 4. Création de modèles pour d'autres véhicules et résultats de simulation

Afin de voir si les bons résultats obtenus avec nos différents modèles sur le véhicule Peugeot 306 étaient transposables à d'autres véhicules, nous avons entrepris de réaliser sur la base du modèle MLP5 (en supprimant cependant le transitoire pneu pour des raisons d'homogénéité, ce qui en fait un modèle équivalent à MLP4) la conception des modèles représentant 3 autres véhicules. Les paramétrages MLP5 de ces véhicules ont été réalisés à partir des paramétrages élaborés pour le logiciel CALLAS dans le cadre du programme "Dynamique du véhicule en situation d'urgence ou perte de contrôle", financé par la DRAST, Direction de la Recherche des Affaires Scientifiques et Techniques du Ministère de l'Équipement, des Transports et du Tourisme, et qui associait l'INRETS MA au LCPC (Yves Delanne) et à la société SERA-CD (Gilles Schaefer), afin de réaliser la validation du logiciel CALLAS, conçu par cette dernière [31, 32 déjà citées]. Ces véhicules sont une Citroën BX, qui est le premier véhicule instrumenté de l'INRETS MA, une Peugeot 605 SRI, et un Renault Espace Quadra. La réalisation des essais et conception des paramétrages des 2 derniers véhicules cités ont été effectuées par les équipes de PSA (Jean-Pierre Colinot) et de l'ETAS (Vincent Schmitt). Nous remercions à cette occasion chacun des intervenants pour sa contribution à ce programme.

Il convient de rappeler que les paramétrages MLP5 sont très simplifiés, puisque pour une version de base, sans modèle longitudinal, destinée à simuler des manœuvres à vitesse faiblement évolutive (celle-ci étant directement utilisée comme une entrée du modèle), il est seulement nécessaire de disposer :

- de la masse et du moment d'inertie en lacet du véhicule,
- de la position du centre de gravité (le long de l'empattement et en vertical), et des voies avant et arrière, ces éléments de géométrie servant à définir les points d'application des efforts pneumatiques,
- du rapport de démultiplication de la direction,
- du modèle de Pacejka-Michelin pour les pneumatiques.

Ainsi un tel paramétrage peut-être conçu en quelques minutes, dans la mesure où l'on dispose déjà d'un paramétrage complet élaboré pour un modèle plus complexe. Pour l'ajout d'un modèle longitudinal, il convient d'introduire les caractéristiques de la transmission, un champ moteur (donnant le couple pour une ouverture papillon et un régime donnés), quelques informations sur les rayons des pneumatiques, le coefficient de traînée aérodynamique, et quelques paramètres caractérisant le système de freinage (en particulier les efficacités reliant le couple appliqué à chaque roue à la pression dans le circuit de freinage).

Afin de disposer d'une base de comparaison homogène pour ces 3 nouveaux véhicules et notre 306, nous avons retenu comme manœuvre une chicane ISO, dont le dessin est donné à la figure 4-1, respectivement franchie à 60 km/h (solicitation modérée) et 100 km/h (solicitation limite).

Les figures 5-32 à 5-35 présentent les résultats obtenus pour chacun de ces véhicules, au cours des simulations de ces 2 manœuvres : 60 km/h sur la partie supérieure et 100 km/h sur la partie inférieure). Sont représentés pour chacune des manœuvres : l'angle au volant, l'accélération transversale et la vitesse de lacet, ainsi que les efforts transversaux et verticaux qui s'exercent sur le pneumatique AVG ; l'effort longitudinal identiquement nul dans ce

modèle n'a pas été représenté. Des échelles homogènes pour l'ensemble des simulations présentées facilitent la comparaison des sollicitations.

On constate que dans l'ensemble les résultats obtenus sont très corrects, en particulier en matière d'accélération transversale, alors que la vitesse de lacet est généralement légèrement surévaluée par notre modèle, ce qui donne un véhicule un peu trop directionnel par rapport à la réalité. Cette tendance générale, déjà constatée sur la 306, n'est pas étonnante, étant donné la nature des phénomènes non pris en compte dans ce modèle :

- le roulis par exemple est un phénomène parasite, qui vient réduire l'efficacité directionnelle du véhicule en augmentant son gradient de sousvirage, ce qui explique par ailleurs l'intérêt des travaux consacrés aux suspensions actives, visant à réduire cet angle de roulis.
- l'absence de modèle longitudinal pour ces simulations, qui se traduit par une maximisation des efforts transversaux, puisque l'absence de calcul des glissements annule le terme de couplage, qui bien que faible devrait jouer un rôle, en particulier lors des essais à 100 km/h, où l'effort de motorisation nécessaire au maintien de la vitesse n'est sûrement pas négligeable.

Pour la 605 (voir Figure 5-34), on constate sur le passage limite que notre modèle ne restitue pas correctement la réponse du véhicule réel, suite au contre-braquage effectué par l'essayeur en milieu de manœuvre, visant à atténuer les effets d'une amorce de survirage. Cependant les courbes issues du modèle et de l'essai se retrouvent ensuite, et le survirage final et le contre-braquage associé sont cette fois correctement restitués.

Alors que les résultats sont assez satisfaisants avec les versions de base de notre modèle, qui sont présentées pour les 306, BX et 605, nous avons obtenus de mauvais résultats avec le modèle de base pour le Renault Espace, en particulier pour le passage à 100 km/h. Il convient de préciser que ce véhicule est très lourd (plus de 1850 kg), sous dimensionné en pneumatiques dans le cadre de ces essais, où il était équipé des mêmes enveloppes que la BX et la 306 (pour une question de disponibilité des caractéristiques de ces pneumatiques), ce qui conduit à extrapoler largement au-delà du domaine de mesure et donc de validité du modèle de pneumatique fourni par le manufacturier. C'est en outre un véhicule à 4-roues motrices équipés d'un visco-coupleur, dont le fonctionnement nous est mal connu. Tous ces éléments se combinent pour en faire un véhicule plus difficile à modéliser que les 3 autres, quelle que soit la complexité du modèle dont on dispose. Nous avons par conséquent été amené à réaliser des investigations complémentaires.

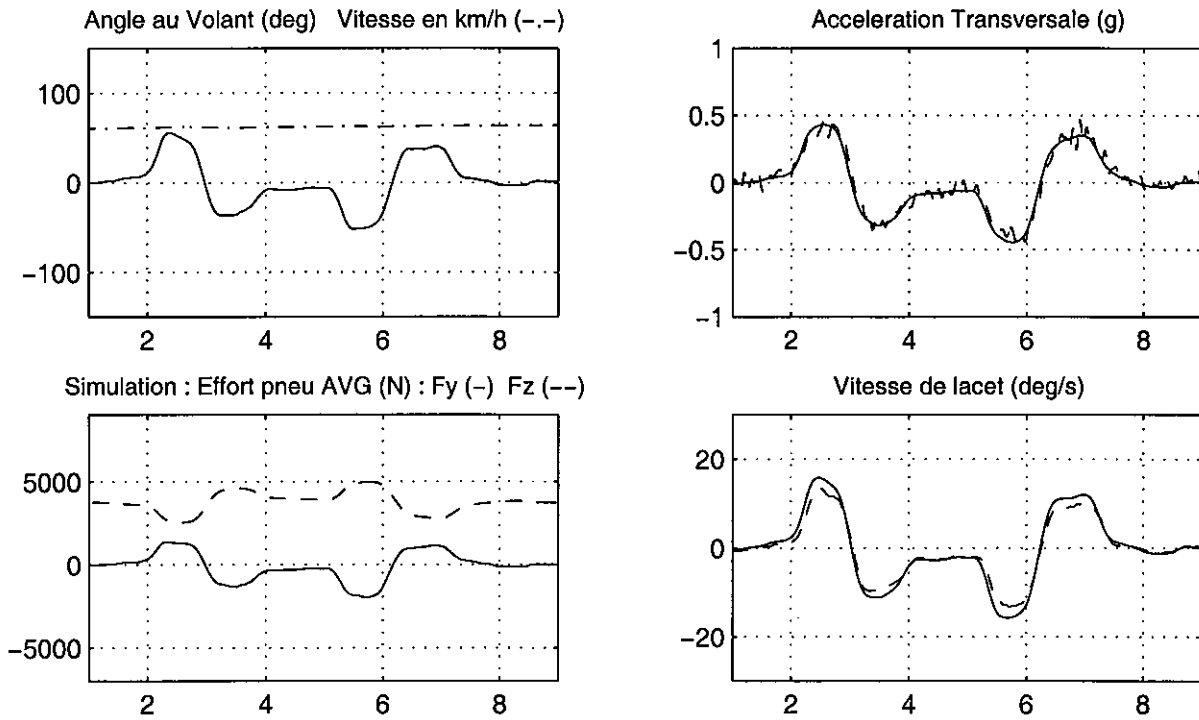
Nous disposons en effet d'informations de réglages statiques des trains (accessibles par une revue technique) et surtout de caractéristiques cinématiques et élastocinématiques mesurées par l'ETAS, propriétaire de ce Renault Espace instrumenté. Si l'absence de prise en compte des degrés de liberté de pompage, roulis et tangage, et donc des débattements de la suspension dans les modèles de type MLPi, ne nous permet pas de tirer parti de façon sérieuse de la plupart des données de cinématique et d'élastocinématique, il est néanmoins possible d'intégrer de façon très simple les effets des réglages de pince statique, et de prise de pince élastocinématique sous effort transversal : il suffit d'ajouter 2 termes dans l'équation qui détermine le braquage de chaque roue, et qui se répercute sur le calcul de l'angle de dérive correspondant.



SIMULATION MLP5 (-) / ESSAI REEL (--) sur CHICANE ISO PEUGEOT 306 a 60 (haut) et 100 km/h (bas)

MLP5 : Modele 3ddl liaison "plan" - Modele Pneu Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge geometrique

Chicane ISO a 60 km/h sur Peugeot 306



Chicane ISO a 100 km/h sur Peugeot 306

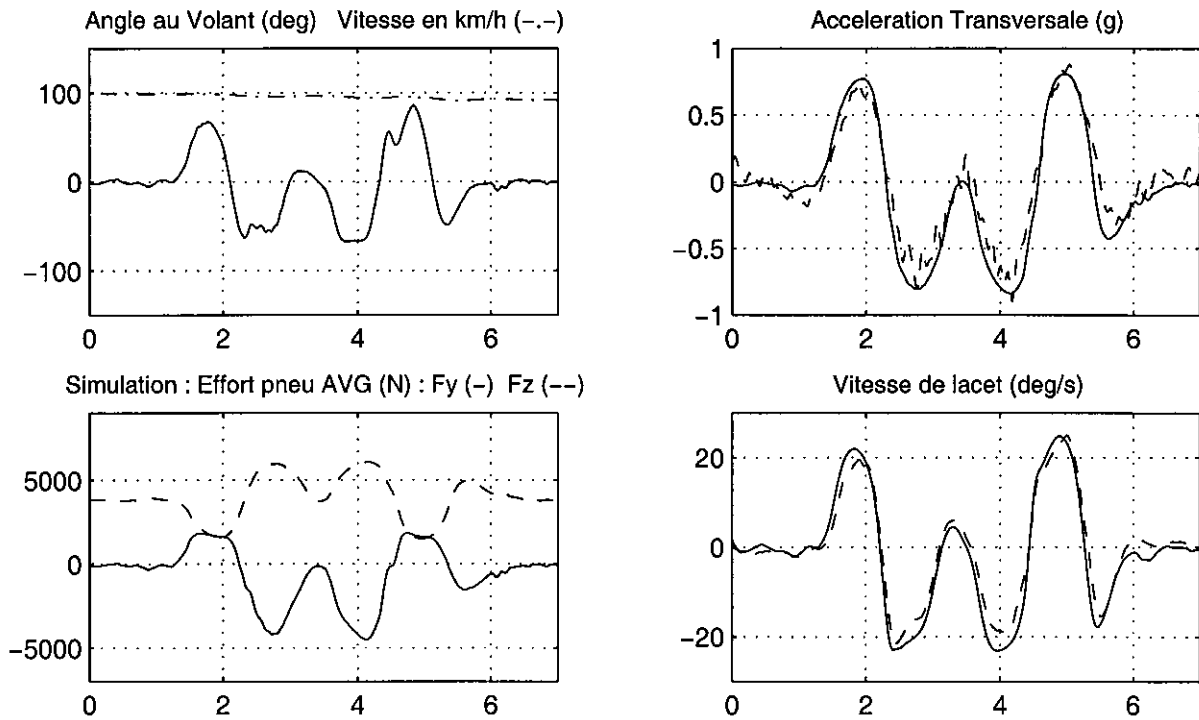
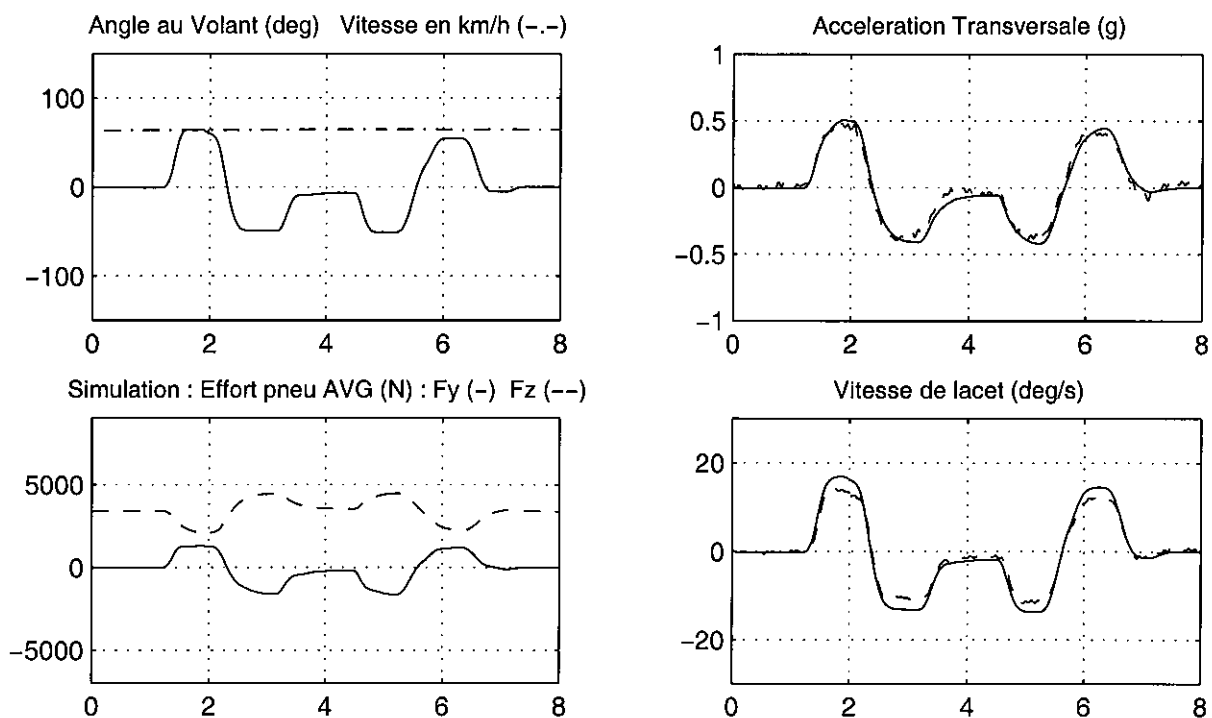


Figure 5-32 : Simulation de manœuvres de chicanes ISO à 60 (en haut) et 100 km/h (en bas) sur Peugeot 306 de l'INRETS - Comparaison modèle MLP5 à essai réel

SIMULATION MLP5 (-) / ESSAI REEL (---) sur CHICANE ISO CITROEN BX a 60 (haut) et 110 km/h (bas)  
 MLP5 : Modele 3ddl liaison "plan" – Modele Pneu Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge geometrique

Chicane ISO a 60 km/h sur Citroen BX



Chicane ISO a 110 km/h sur Citroen BX

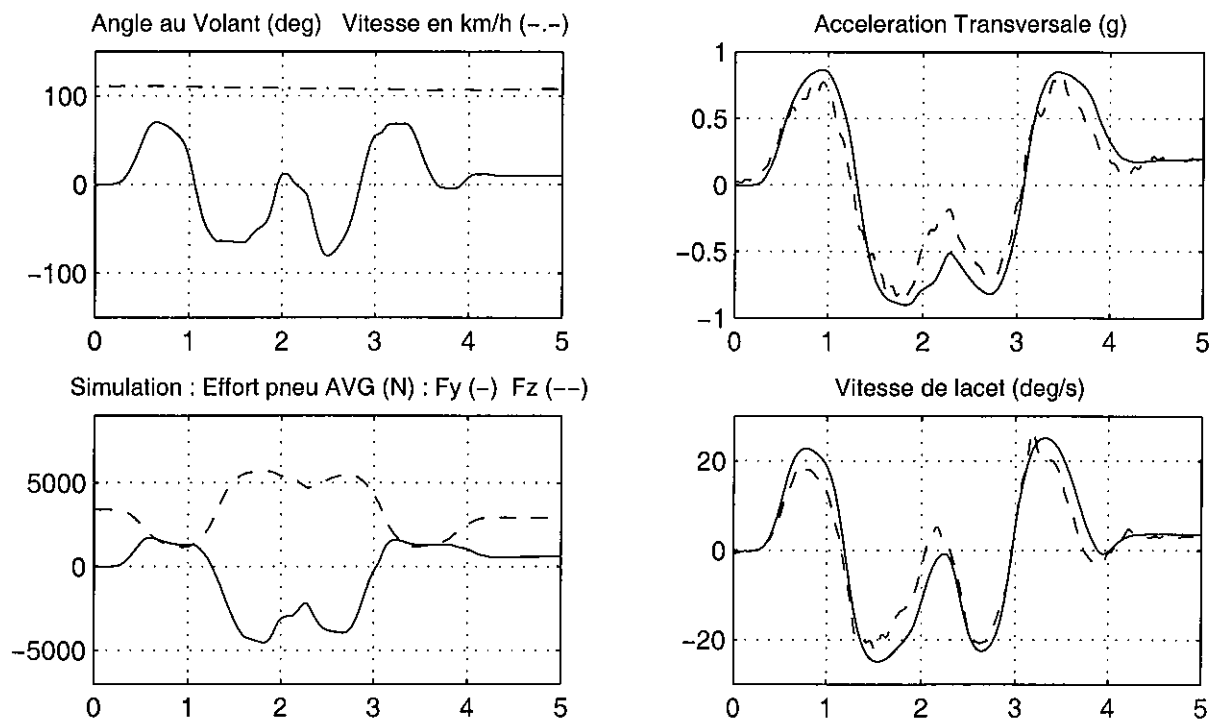
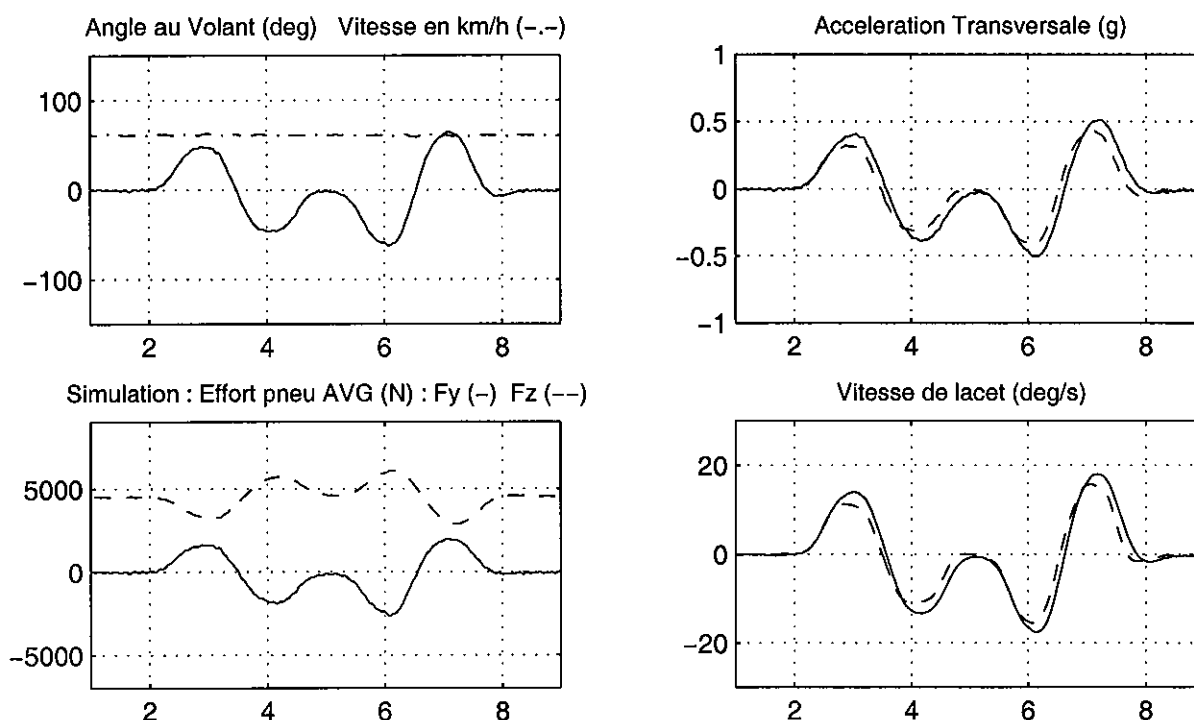


Figure 5-33 : Simulation de manœuvres de chicanes ISO à 60 (en haut) et 100 km/h (en bas) sur Citroën BX de l'INRETS - Comparaison modèle MLP5 à essai réel

SIMULATION MLP5 (-) / ESSAI REEL (--) sur CHICANE ISO PEUGEOT 605 a 60 (haut) et 100 km/h (bas)

MLP5 : Modele 3ddl liaison "plan" - Modele Pneu Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge geometrique

Chicane ISO a 60 km/h sur Peugeot 605



Chicane ISO a 100 km/h sur Peugeot 605

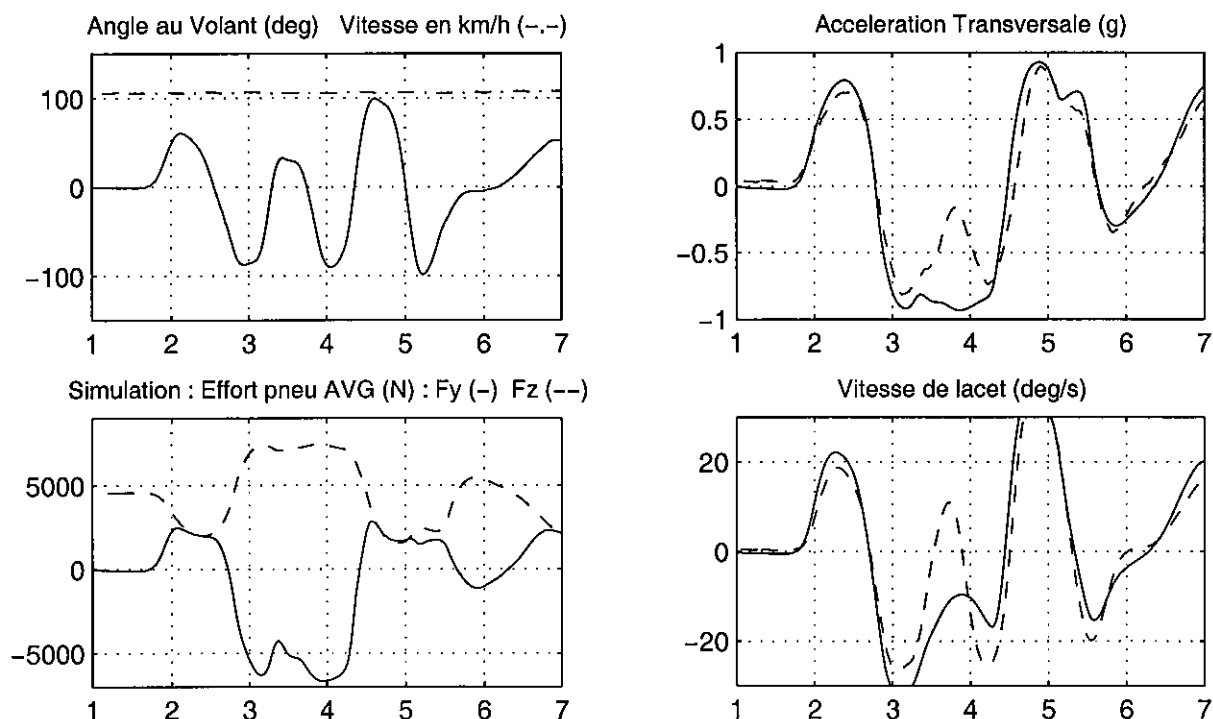


Figure 5-34 : Simulation de manœuvres de chicanes ISO à 60 (en haut) et 100 km/h (en bas) sur Peugeot 605 de PSA - Comparaison modèle MLP5 à essai réel

Nous avons ainsi pu constater que notre modèle répondait parfaitement à l'introduction de ces paramètres. La figure 5-35 présente les résultats obtenus avec prise en compte de ces 2 effets de pince, permettant la comparaison aux autres véhicules avec les modèles de base, et la figure 5-36 montre l'amélioration des performances obtenues sur les deux paramètres principaux de la dynamique latérale, l'accélération transversale et la vitesse de lacet, en présentant de haut en bas, la version sans effet de pince, puis l'effet de la pince statique seule, puis de la pince élastocinématique seule et enfin la superposition de ces 2 effets. On constate que c'est bien la combinaison de ces 2 effets de pince qui permet d'améliorer le comportement du véhicule modélisé, et d'évaluer de façon correcte la sollicitation transversale encaissée par ce véhicule au cours de cette manœuvre, particulièrement limite, même si on observe encore dans la partie centrale de la manœuvre un décrochement du modèle, qui rejoint cependant la mesure en fin de manœuvre, comme pour le passage à 100 km/h de la 605 présenté à la figure 5-34. Il est en particulier intéressant d'observer la manière dont chacun des effets de pince corrige l'écart d'amplitude et de phase sur le premier pic d'accélération transversale.

**Nous démontrons ainsi que notre modèle réagit de façon correcte aux réglages de trains.** Sur les autres véhicules, la prise en compte de ces effets n'est pas nécessaire à l'obtention de bons résultats, et nous avons vérifié que leur introduction ne modifie pas ces résultats de façon significative, tout du moins sur les manœuvres testées.

### ***CONCLUSIONS GENERALES DU CHAPITRE***

On peut ainsi conclure que les bons résultats obtenus avec la Peugeot 306 ne résultent pas d'un simple coup de chance, mais que les modèles MLPi, même s'ils sont simplifiés et ne permettent pas toutes les investigations imaginables en matière de dynamique véhicule (comportement sur un sol bosselé par exemple) permettent néanmoins d'obtenir un ordre de grandeur très correct des sollicitations dynamiques pour un grand nombre de situations routières, avec un paramétrage de véhicules réduit à l'extrême. **De tels modèles prennent donc tout leur intérêt dans le domaine de l'accidentologie, où on est confronté au quotidien à une grande variété de véhicules, pour lesquels il est irréaliste de vouloir concevoir un paramétrage détaillé complet, nécessaire à la mise en œuvre d'un modèle haut de gamme.**

Il faut en effet rappeler que dans sa version de base le paramétrage d'un modèle MLPi d'un véhicule permet d'ignorer les caractéristiques de nombreux sous-systèmes, qui sont par ailleurs les plus délicats à connaître (caractériser ou évaluer) en dehors du constructeur automobile lui-même. On peut citer en particulier :

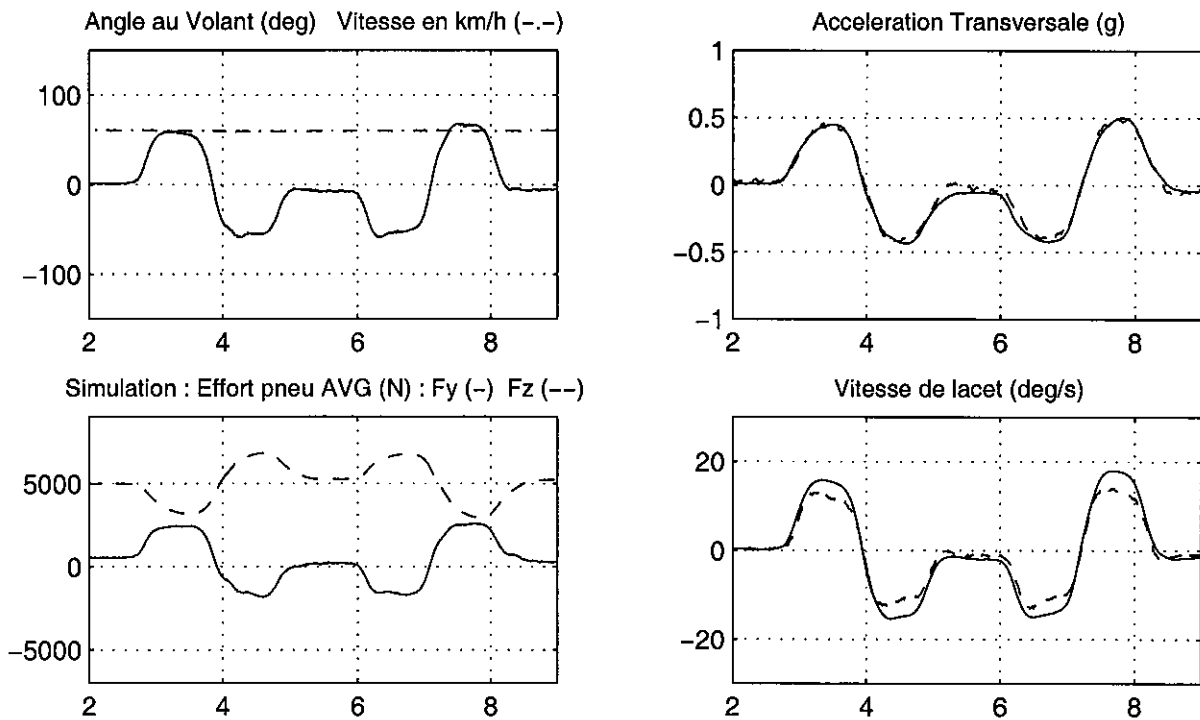
- les caractéristiques de raideur et d'amortissement des liaisons au sols,
- les caractéristiques des butées de suspensions,
- les caractéristiques des épures cinématiques et élastocinématiques.

**L'objectif visé de la conception de modèles présentant un bon rapport simplicité du paramétrage / validité des simulations est donc très correctement atteint, ce qui va nous permettre d'aborder leur application à des concepts permettant une amélioration de la sécurité primaire, au cours de la seconde partie de cette thèse.**

SIMULATION MLP5 (-) / ESSAI REEL (-.-) sur CHICANE ISO RENAULT ESPACE a 60 (haut) et 100 km/h (bas)

MLP5 : Modele 3ddl liaison "plan" - Modele Pneu Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge geometrique

Chicane ISO a 60 km/h sur Renault Espace - Simulations avec pince statique et elastocinematique



Chicane ISO a 100 km/h sur Renault Espace - Simulations avec pince statique et elastocinematique

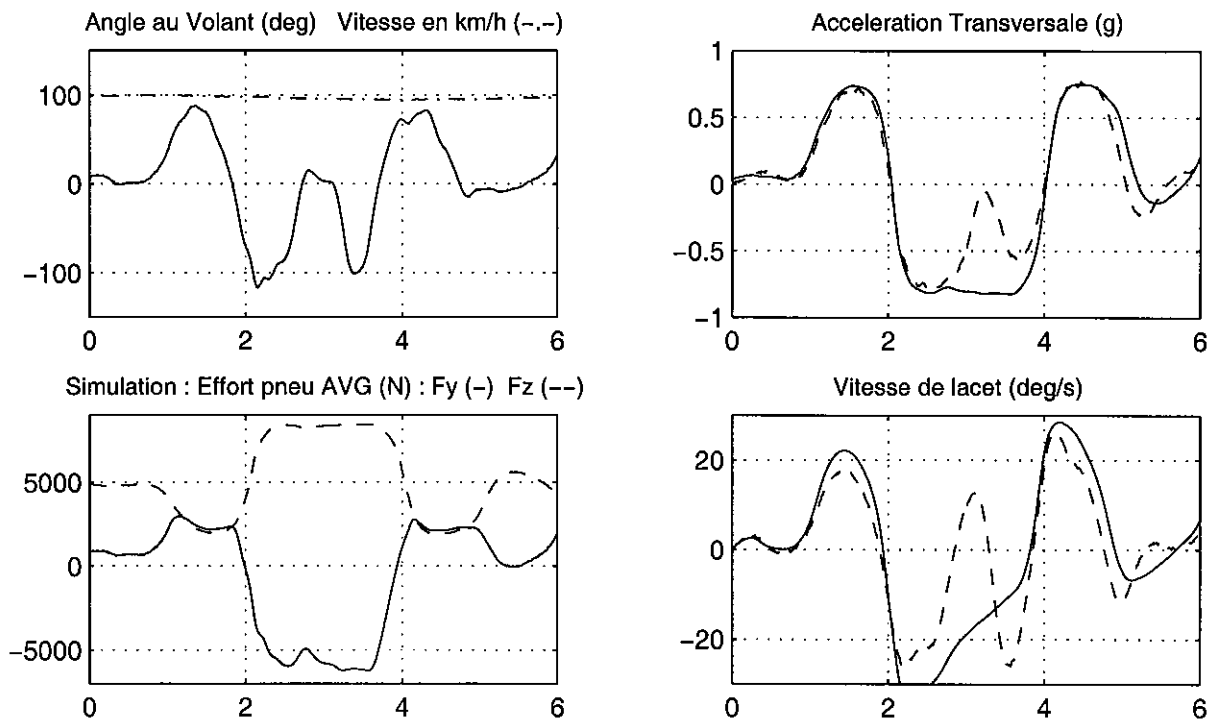
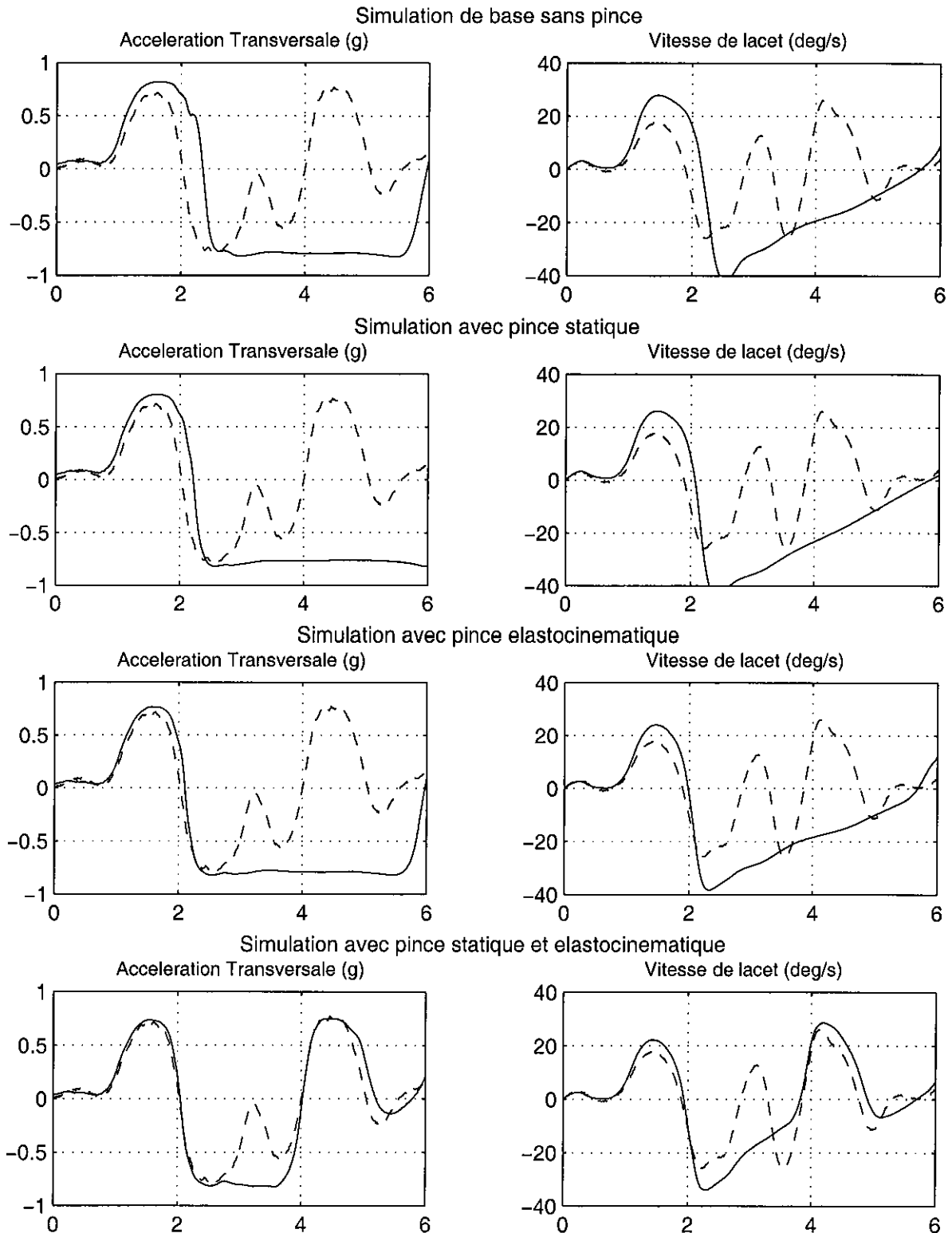


Figure 5-35 : Simulation de manœuvres de chicanes ISO à 60 (en haut) et 100 km/h (en bas) sur Renault Espace Quadra de l'ETAS - Comparaison modèle MLP5 (avec pince) à essai réel

INFLUENCE de la PINCE sur CHICANE ISO RENAULT ESPACE a 100 km/h : MLP5 (-) / ESSAI REEL (---)

MLP5 : Modele 3ddl liaison "plan" – Modele Pneu Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge geometrique



**Figure 5-36 : Mise en évidence de l'apport de la prise en compte des effets de pince statique, élastocinématique et de la combinaison des 2 effets sur Renault Espace Quadra de l'ETAS sur une chicane ISO à 100 km/h - Comparaison modèle MLP5 à essai réel**

---

## SECONDE PARTIE

# ANALYSE, MODELISATION ET APPLICATION DE CONCEPTS DESTINES A L'AMELIORATION DE LA SECURITE PRIMAIRE

---

# Chapitre 6 : Les systèmes d'aide à la conduite destinés à améliorer la sécurité primaire

## 6. 1. Motivations du développement des systèmes d'aide à la conduite opérationnels en situation d'urgence

### 6. 1. 1. Rappel des conclusions des études sur les comportements des conducteurs en situations difficiles

Comme nous l'avons déjà indiqué au chapitre 1, différentes études consacrées au comportement des conducteurs, et notamment certains de nos propres travaux, convergent pour aboutir aux constats suivants :

- La conduite de tous les jours offre rarement au conducteur l'occasion d'utiliser au-delà de la moitié du potentiel de performances offerts par les véhicules, et même du tiers si on se cantonne à la circulation sur routes sèches [12],
- Même lorsqu'on place un échantillon de conducteurs dans des conditions favorables, seule une faible proportion d'entre eux sont capables de tirer parti de la totalité du potentiel offert par le véhicule [13],
- Il en résulte que la plupart des conducteurs lambda ne sont pas capables de maîtriser un véhicule à la limite d'adhérence et notamment du fait que leur expérience de la conduite très majoritairement cantonnée à des situations à l'intérieur de ces limites. Parmi les explications avancées, on peut citer celles de :
  - FÖRSTER [16], pour qui le conducteur lambda ne sait pas évaluer la limite d'adhérence et sa marge de sécurité en transversal et qui situe le véritable point faible du système lorsque le conducteur atteint cette limite : il est alors surpris et réagit de manière inadaptée généralement en surbraquant.
  - SHIBAHATA *et al.* [15] qui expliquent que les répercussions des actions au volant sur le moment de lacet diminuent fortement lorsque l'angle de dérive augmente.
  - MITSCHKE *et al.* [17], pour qui la situation devient critique lorsque la fonction de transfert du véhicule exprimée par l'évolution de la vitesse de lacet en fonction du braquage volant sort du domaine linéaire.

Il apparaît ainsi nécessaire pour tous ces auteurs :

- d'adapter la conception des véhicules aux conducteurs lambda,



- de tendre vers l'obtention d'un comportement identique en conditions normales ou aux limites, et d'éviter les situations dans lesquelles le comportement du véhicule change brutalement,
- de contrôler et de réduire les écarts de comportement du véhicule inhérents à sa conception ou aux conditions extérieures.

### 6. 1. 2. Historique des fonctions de contrôle des mouvements du châssis

Certains des besoins évoqués précédemment ont pu être partiellement satisfaits par le développement depuis les années 1980 de différentes applications de l'électronique à l'automobile avec un objectif d'amélioration de la sécurité active<sup>2</sup>.

Cependant à l'origine la plupart de ces développements ont visés les diverses fonctions du véhicule de manière indépendante. En effet, en 1992, lors de leur présentation en introduction de la conférence AVEC (International Symposium on Advanced Vehicle Control), ROPPENECER et WALLENTOWITZ [58] dressent le constat d'un développement en parallèle des différents systèmes de contrôle des mouvements du châssis (système de freinage antibloquant, contrôle automatique de traction et de stabilité pour le longitudinal, système de contrôle dynamique de stabilité latérale pour le transversal...), et plaident pour une intégration combinée de ces différents systèmes. Ils cherchent à montrer, à partir de l'exemple de l'ABS, comment le fonctionnement d'un système pourrait tirer profit de la connaissance des autres systèmes de contrôle présents dans le véhicule.

Les progrès dans ce domaine ont été rapides. Dans leur article "Advanced chassis control systems for vehicle handling and active safety", FURUKAWA et ABE [59], lors du 15<sup>th</sup> Symposium IAVSD en 1997, passent en revue les différentes approches envisageables en matière de contrôle des mouvements de châssis pour le comportement dynamique et la sécurité active. Ils signalent eux aussi qu'à l'origine pour améliorer les performances en tenue de route, confort et traction/freinage, on cherchait à contrôler respectivement la direction (au sens large) pour la dynamique transversale, la suspension pour la dynamique verticale et la fonction traction/freinage pour la dynamique longitudinale, mais que c'est bien la combinaison de ces différentes approches qui permet d'envisager un progrès significatif en matière de sécurité active. Ils proposent le synoptique des fonctions de contrôle des mouvements de châssis reproduit à la figure 6-1.

Cette figure montre que tout dispositif de contrôle des mouvements de châssis visant à améliorer les performances de tenue de route doit s'appuyer sur la gestion des efforts transversaux des pneumatiques, et que les interactions de celles-ci avec les efforts longitudinaux et les charges verticales constituent à la fois une source de complexité supplémentaire et un potentiel de solutions nouvelles, qu'il est possible de chercher à exploiter, pour aboutir à un contrôle des mouvements de châssis plus performant.

FURUKAWA et ABE insistent sur le fait que la prise en compte dans les lois de contrôle des non-linéarités est essentielle, et estiment qu'il reste encore beaucoup à progresser en introduisant de nouvelles lois de contrôle basée sur une observation et une compréhension plus fine du comportement du véhicule et des pneumatiques.

---

<sup>2</sup> La sécurité active ou primaire concerne les fonctions destinées à empêcher que l'accident se produise (tout ce qui relève du comportement dynamique entre par conséquent dans cette catégorie), alors que la sécurité passive ou secondaire tend à réduire les conséquences d'un accident (résistance des structures, dispositifs de retenue...). On définit également une sécurité tertiaire qui concerne l'intervention des secours et le suivi des blessés.

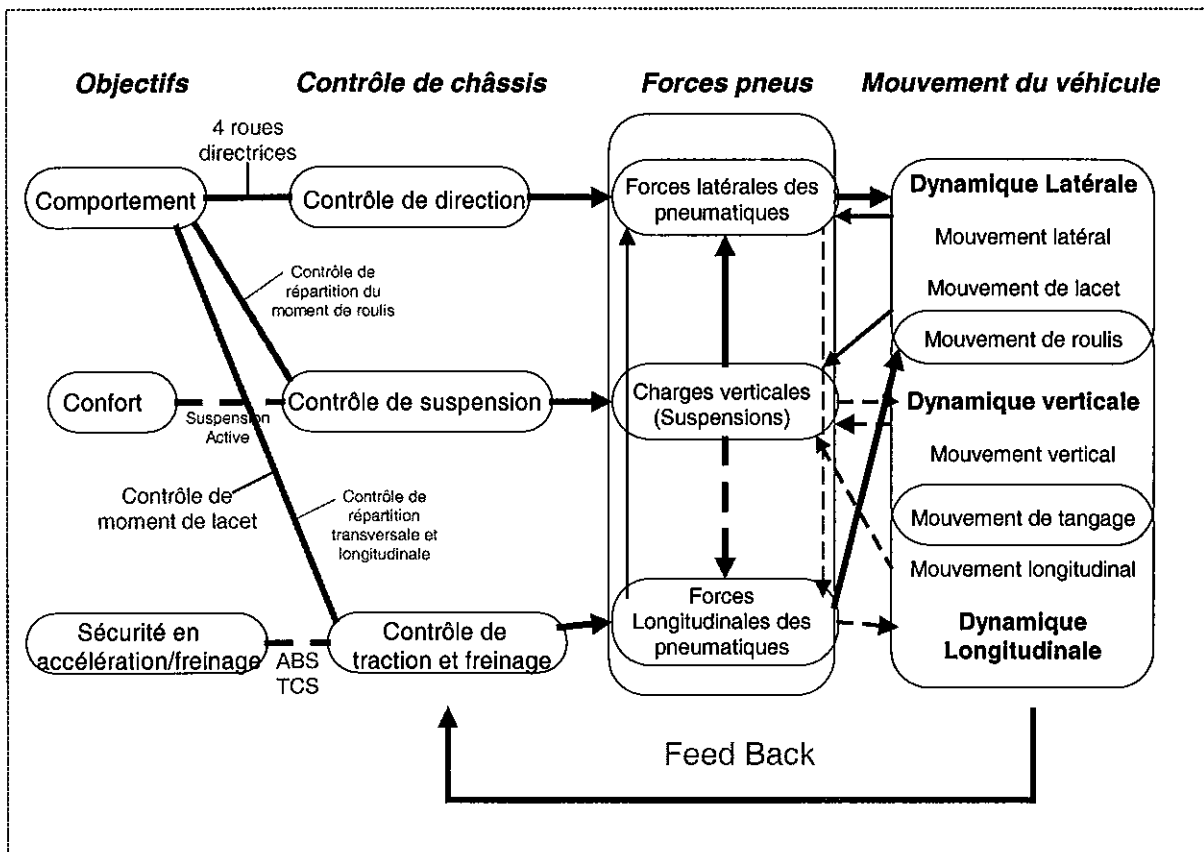


Figure 6-1 : Synoptique des fonctions de contrôle des mouvements de châssis d'après Furukawa et Abe [59]

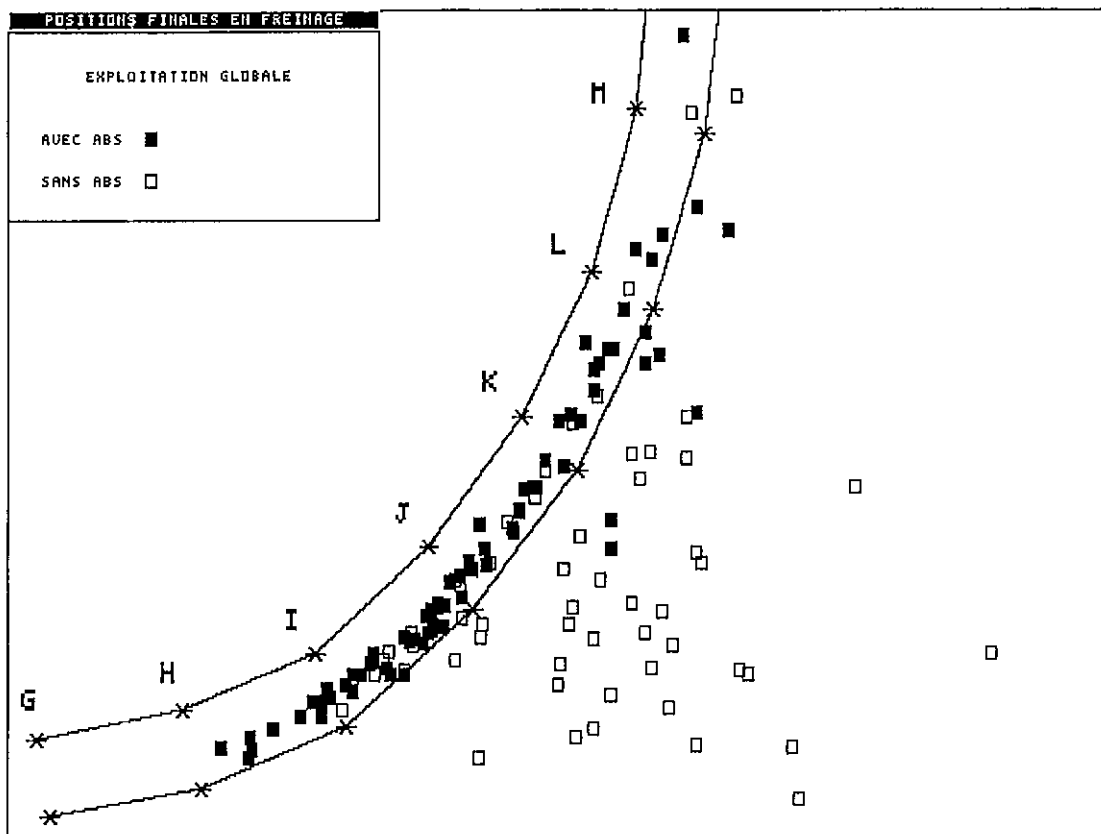
## 6. 2. Les systèmes d'aides à la conduite opérationnels en situation d'urgence : de l'ABS au contrôle actif de stabilité

### 6. 2. 1. Les systèmes de freinage antibloquant et de contrôle de traction

Le précurseur de tous ces systèmes est bien évidemment constitué par le système de freinage antibloquant ABS, dont le rôle est de moduler les pressions dans le circuit de freinage, qui résultent de l'action du conducteur sur la pédale de frein, de manière à ce qu'une roue qui serait susceptible de bloquer utilise au mieux l'adhérence disponible entre le pneumatique et la route. Le principal avantage du système est le maintien permanent du pouvoir directeur du véhicule, ce qui autorise au conducteur d'enchaîner un déport latéral avec le freinage, manœuvre souvent nécessaire en situation accidentogène et impossible à réaliser lorsque les roues avant sont bloquées.

Nous avons nous-mêmes contribué à mettre en évidence l'intérêt de ce dispositif pour des conducteurs lambda, au cours d'une expérimentation réalisée en collaboration avec MICHELIN sur ses pistes de Ladoux en 1988 [30 déjà cité]. La figure 6-2 récapitule les

positions finales des véhicules à l'issue de freinages d'urgence en courbe effectués avec et sans ABS, et illustre de façon très spectaculaire l'apport du dispositif. Nous insistons en conclusion de cette étude sur le caractère opérationnel en situation d'urgence de ce dispositif d'aide à la conduite, de par sa capacité à exploiter les mauvais réflexes des conducteurs qui conduisent d'ordinaire au blocage de roues, car plus le conducteur freine fort, plus le système se révèle efficace, et plaidions dès 1989 pour sa généralisation, afin de minimiser les coûts de production. A cette époque le système n'était diffusé pratiquement qu'en option sur des véhicules haut de gamme.



**Figure 6-2 : Récapitulatif des positions finales des véhicules à l'issue de freinages en courbe avec et sans ABS débutant au repère G [issu de la référence 30]**

Nous avons effectué une autre mise en évidence de l'apport de ce dispositif à partir des résultats de l'expérimentation sur les manœuvres d'urgence que nous avons réalisées sur le simulateur de Daimler-Benz en 1989, déjà évoquée au paragraphe 1-3-2. Bien que nous avons déconnecté l'ABS du véhicule simulé, de manière à être représentatif du parc des véhicules circulant de l'époque, nous avons pu établir à partir des enregistrements et en se basant sur nos propres essais avec ABS, que si le véhicule avait disposé de l'ABS, le nombre de sujets évitant l'obstacle serait passé de 10 à 17 sur 49 [22 à 25 déjà cités].

Sont apparus ensuite les systèmes de contrôle de traction, connus sous le cycle TCS pour Traction Control System (également ASR pour Anti Skid Regulation ou ASC pour Anti Skid Control). Ces systèmes incluent l'ABS et ont pour principe de créer un freinage actif, sans intervention du conducteur, de manière à empêcher un taux de glissement excessif sur une roue en accélération, qui se traduirait par un patinage. Ce freinage peut être appliqué de façon

différentielle, de manière à améliorer la traction sur adhérence dissymétrique. Ces systèmes apportent une facilité de conduite indéniable en cas de faible adhérence (neige, verglas) ; leur apport sécuritaire est donc surtout cantonné à ce type de situation de conduite.

### 6. 2. 2. Les systèmes à 4-roues directrices

La première catégorie de systèmes de contrôle des mouvements de châssis permettant une amélioration des performances de tenue de route est constituée par les **4-roues directrices**, notée 4RD dans la suite du texte. Considérant que pour les faibles accélérations transversales les forces latérales sont proportionnelles aux angles de braquages des roues, de très nombreux auteurs majoritairement japonais ont proposés, entre la fin des années 70 et le milieu des années 90, des lois de contrôle qui reposent sur un modèle de véhicule linéaire à deux degrés de liberté. Cependant pour les fortes accélérations transversales la proportionnalité de l'effort transversal et du braquage n'est plus assurée, ainsi que nous l'avons illustré au paragraphe 3.3.2, en raison de la saturation de l'effort transversal lorsque l'angle de dérive du pneumatique augmente. Comme les efforts latéraux sont en outre fortement dépendants de la charge verticale et des éventuels efforts longitudinaux, il est nécessaire de faire appel à des lois de contrôle complexes, susceptibles de tenir compte du contexte de fonctionnement du véhicule : de la situation de conduite en cours et des conditions environnementales.

Devant la richesse des travaux effectués sur ce thème, nous lui avons consacré l'intégralité du chapitre 7.

### 6. 2. 3. Les systèmes basés sur le contrôle du moment de roulis

Une autre approche consiste à tirer profit de la non-linéarité de la relation entre la force latérale et la charge verticale appliquée sur le pneumatique, en contrôlant la distribution du moment de roulis entre des suspensions actives avant et arrière. La somme des forces latérales gauche et droite diminue lorsque le transfert de charge transversal lié au moment de roulis augmente, ce qui offre une possibilité de contrôle de l'équilibre des forces transversales entre l'avant et l'arrière. Il s'agit pratiquement d'un réglage en temps réel des raideurs anti-roulis des suspensions avant et arrière.

On trouvera notamment une analyse des possibilités offertes par cette approche dans la publication SAE 911902 de YAMAMOTO [60], qui travaille pour TOYOTA.

L'effet du contrôle de la distribution de la raideur anti-roulis entre les trains avant et arrière est surtout efficace dans le domaine des fortes accélérations transversales et des forts couplages de sollicitations longitudinales et transversales.

La stratégie de contrôle proposée par cet auteur modifie la raideur de la suspension avant en fonction de la vitesse de lacet du véhicule. Les résultats présentés concernent l'augmentation de la vitesse de lacet à partir d'une augmentation brutale de l'angle de braquage du volant dans une situation de virage établi. Alors qu'avec une distribution de la raideur anti-roulis fixe les caractéristiques transversales changent progressivement avec l'augmentation de l'accélération transversale (le gain en vitesse de lacet augmente pour une faible raideur avant ce qui finit par provoquer un tête à queue, et diminue pour une forte raideur avant), la réponse est beaucoup plus constante avec la stratégie de contrôle basée sur le suivi de la vitesse de lacet.

Lors de la phase transitoire, le système transfère la majeure partie de la raideur anti-roulis du train avant au train arrière, et c'est ce qui permet d'obtenir une réponse en vitesse de lacet rapide et très proche de la consigne théorique. Une légère augmentation de l'angle de dérive est cependant observée.

Etant donné que nous avons décidé de faire l'impasse sur le roulis dans nos modèles, nous n'approfondirons pas cette voie.

#### 6. 2. 4. Les systèmes à 4-roues motrices et leurs extensions

On trouvera une bonne présentation des 4-roues-motrices tant au niveau des solutions techniques que de leur influence sur le comportement dynamique du véhicule dans le cours CLESIA de François HORDONNEAU de RENAULT [61].

Nous reprenons ci-dessous les principales conclusions de cette étude :

- la transmission à 4 roues motrices ne permet pas d'augmenter le potentiel d'adhérence transversale du véhicule sur un sol de forte adhérence, et ce résultat est valable quel que soit le type de chaîne cinématique,
- les 4 roues motrices permettent en revanche d'améliorer la stabilité du véhicule sur des sols de très faible adhérence, en particulier lorsque le conducteur accélère ou lève le pied de l'accélérateur,
- dans ces conditions, une répartition statique de couple centrée sur l'avant confère au véhicule un comportement à la fois plus sécurisant et plus efficace, particulièrement lorsque le différentiel central est complété par un viscocoupleur agissant en parallèle, ce qui rend le comportement du véhicule plus progressif.

En parallèle aux premiers travaux sur le contrôle du moment de lacet, que nous allons aborder au paragraphe suivant, on trouve au début des années 90 des publications qui mettent en évidence un progrès possible en matière de comportement dynamique à travers le contrôle de la répartition des efforts de traction pour les véhicules à 4-roues motrices, ou des forces de freinage sur le train arrière.

Sur le premier point, MOTOYAMA et *al.* [62], qui travaillent pour MITSUBISHI, montrent, dans un papier publié à AVEC92, comment la réponse dynamique d'un véhicule à 4-roues motrices lors d'une accélération sur cercle, peut être affectée par la répartition des efforts de traction entre l'avant et l'arrière (avec un effet de survirage de plus en plus accentué lorsqu'on passe d'une traction à une propulsion pour les fortes sollicitations), mais surtout par la répartition entre les côtés gauche et droit. Ils mettent en évidence le fort sousvirage associé au cas où les efforts de traction sont concentrés sur les roues intérieures (IWD pour "Inner Wheel Drive") et le survirage, susceptible de conduire à la perte de contrôle lorsque les efforts de traction sont concentrés sur les roues extérieures (OWD pour "Outer Wheel Drive"). Le second effet est beaucoup plus fort que le premier, et il est sensible même sous accélération transversale modérée. Ils proposent alors une méthode de contrôle dans laquelle les répartitions des efforts de traction entre les côtés droit et gauche sont adaptées pour annuler l'écart entre la vitesse de lacet réelle du véhicule et celle du véhicule neutre. Ils démontrent l'intérêt de ce concept en simulation et sur véhicule expérimental.

### 6. 2. 5. Les systèmes de contrôle du moment de lacet

Selon FURUKAWA et ABE [59 déjà cité], il existe fondamentalement deux méthodes pour contrôler le mouvement latéral d'un véhicule en utilisant les forces longitudinales développées par les pneumatiques :

- La première peut être considérée comme **indirecte** : du fait que l'application d'un effort longitudinal réduit l'effort transversal, l'équilibre entre les forces latérales entre l'avant et l'arrière peut être modifié en changeant la répartition des forces longitudinales agissant sur les roues avant et arrière. Cette méthode est notamment adoptée avec des systèmes à 4-roues motrices.
- la seconde méthode est plus **directe** : si les forces de traction et de freinage sont correctement réparties entre les roues gauches et droites, un moment de lacet résultant de cette répartition sera obtenu, et il peut être utilisé pour contrôler à dessein le mouvement latéral du véhicule. Un des principaux avantages de ce type de contrôle est que la force longitudinale n'est pas influencée par le mouvement du véhicule tant que l'on se situe à l'intérieur des limites des capacités des pneumatiques en fonction de la charge verticale. Cette technique de contrôle direct du moment de lacet du véhicule, noté CML dans la suite du texte, apparaît particulièrement prometteuse.

FURUKAWA et ABE insistent également sur le fait que le CML ne doit pas être considéré comme une extension des systèmes de freinage antibloquant et de contrôle de traction, car ces derniers contrôlent la force longitudinale agissant sur chaque roue de manière indépendante pour éviter son blocage ou son patinage, et même s'ils peuvent contribuer à stabiliser le mouvement latéral du véhicule, ils ne constituent pas un contrôle actif du mouvement d'ensemble du véhicule, alors que c'est le cas pour le CML.

Parmi les premiers travaux qui mettent en évidence un progrès possible en matière de comportement dynamique à travers le contrôle de la répartition des efforts de freinage, on trouve ceux de MORITA et MATSUKAWA [63] de la société MITSUBISHI, dans un papier de AVEC94, qui montrent que le concept classique de répartition des efforts de freinage entre les trains avant et arrière, tendant à éviter que l'arrière puisse bloquer en premier, conduit à une sous-utilisation du potentiel de freinage du train arrière dans de nombreuses situations de conduite courantes. Ils proposent un système permettant une meilleure utilisation du freinage du train arrière, avec pour conséquence une diminution du tangage et surtout une réduction du caractère survireur du véhicule lors d'un freinage en courbe, à condition de limiter cette amplification de l'effort de freinage arrière à la roue extérieure. Ils analysent pour cela les contributions des différents phénomènes à la variation du moment de lacet. C'est donc une première étape vers le concept de freinage différentiel exploité dans les systèmes de type CML. On retrouve également cette idée de contrôler le comportement transversal du véhicule à partir d'une différence des efforts de freinage, entre les côtés gauche et droit d'une part, et les trains avant et arrière d'autre part, chez YAMAMOTO [60 déjà cité] à partir d'une stratégie de suivi de la vitesse de lacet.

Comme l'expliquent KOIBUCHI et *al.* [64], dans un papier sur lequel nous reviendrons largement au chapitre 8, parmi les différentes méthodes de contrôle de la dynamique transversale envisageables :

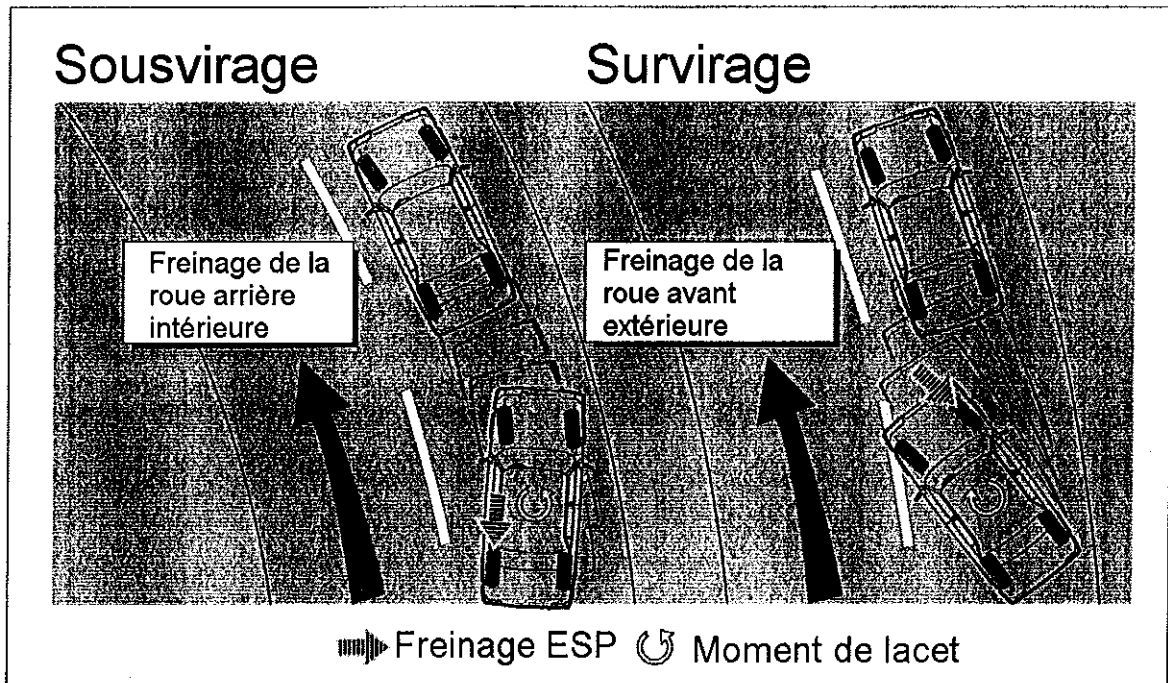
- les 4 roues directrices sont efficaces dans la zone de comportement transversal linéaire, où les forces développées par les pneumatiques sont proportionnelles aux angles de dérive,

- la distribution de la raideur antiroulis permet d'améliorer le comportement dans la zone non linéaire de fonctionnement des pneumatiques sous fortes accélérations transversales,
- mais il reste un domaine critique à améliorer en sollicitation transversale limite.

Ce domaine d'intervention est celui des systèmes de contrôle de stabilité, qui sont apparus plus tard, et dont les premiers travaux datent des années 1995-1996. Le plus répandu de ces systèmes est aujourd'hui l'ESP, pour Electronic Stability Program, que l'on rencontre également sous les appellations commerciales DSC (Dynamic Stability Control de BMW), VDC (Vehicle Dynamic Control), CDS (Contrôle Dynamique de la Stabilité de Peugeot), PSM (Porsche Stability Management) et ESC (Electronic Stability Control de Jaguar). Ce système inclut les dispositifs ABS et TCS (Traction Control System). Le principe de base est d'appliquer un moment de lacet en créant une pression de freinage active sur une des roues du véhicule. Il compare les informations de trajectoire intentionnelle du conducteur, en fonction de sa vitesse et de ses actions sur le volant, avec la trajectoire réelle du véhicule, identifiée à partir des mesures de l'accélération transversale et de la vitesse de lacet.

Fondamentalement, **lorsque le véhicule se trouve dans une situation de survirage, un freinage actif est appliqué sur la roue avant extérieure, et lorsqu'il est dans une situation de sousvirage, c'est la roue arrière intérieure qui est freinée.** Dans les 2 cas, il s'agit d'appliquer un moment de lacet qui va restabiliser le véhicule sur sa trajectoire.

Les figures suivantes, issues des documentations de l'équipementier BOSCH, qui fait figure de précurseur sur la conception et la diffusion de ces dispositifs, illustrent ce principe de fonctionnement de l'ESP.



**BOSCH** 

Presabrid Nr. 9177

Figure 6-3 : Principe de fonctionnement de base de l'ESP (d'après document BOSCH)

**Régulation électronique du comportement dynamique ESP. Pour une conduite sans dérapage**  **BOSCH**

**Voici comment fonctionne l'ESP**  
 L'ESP améliore la stabilité de roulage en cas d'action soudaine de forces centrifuges lors de la conduite. A cet effet, un micro-ordinateur exploite en permanence les signaux émis par les capteurs ESP.

**Reconnaître l'attente du conducteur**  
 Des capteurs détectent la position du volant et la vitesse de rotation de chaque roue. A partir de ces données, l'ESP reconnaît la manœuvre envisagée.

**Déterminer le comportement du véhicule**

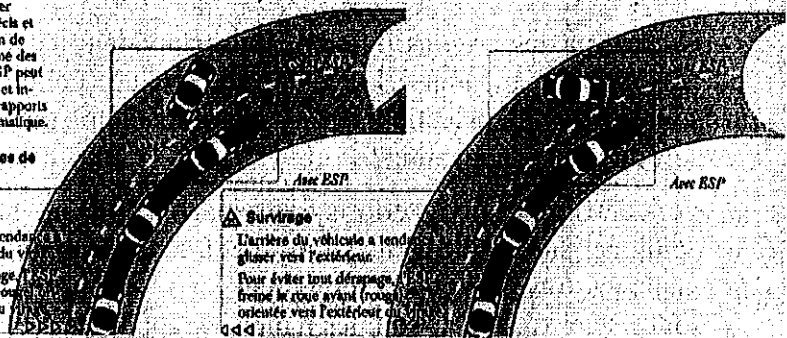
A partir des mouvements du véhicule autour de son axe vertical et des forces centrifuges générées dans les virages, l'ESP reconnaît le comportement réel du véhicule.

**Stabiliser le véhicule**  
 Si le véhicule vient à quitter sa trajectoire, l'ESP donne en quelques fractions de seconde des instructions adéquates au système de freinage. Ce dernier assure alors le dosage précis et ultrarapide d'une pression de freinage adaptée à chacune des roues. Parallèlement, l'ESP peut réduire le couple moteur et influencer la sélection des rapports de la boîte de vitesses automatique.

**Deux situations typiques de conduite**

**△ Sous-virage**  
 L'avant du véhicule a tendance à glisser vers l'extérieur du virage. Pour éviter tout dérapage, l'ESP freine la roue arrière (roue orientée vers l'intérieur du virage).

**△ Survirage**  
 L'arrière du véhicule a tendance à glisser vers l'extérieur du virage. Pour éviter tout dérapage, l'ESP freine la roue avant (roue orientée vers l'extérieur du virage).



**Régulation électronique du comportement dynamique ESP Pour une conduite sans dérapage**

**Quand l'ESP améliore-t-elle votre sécurité de conduite ?**

- △ Chaque fois que des forces dynamiques transversales se manifestent, l'ESP vous assiste dans vos manœuvres de direction et améliore la stabilité de conduite.
- △ En roue libre, lors d'accélération, de freinages et de changements de charge, l'ESP assure le maintien de cap et du sens de déplacement du véhicule.
- △ Dans les zones limitées de la dynamique de roulage, par exemple en cas de brusques et fortes tentatives de freinage, l'ESP contribue à diminuer le risque de dérapage.
- △ En association avec les systèmes ABS, ASR et la régulation du couple d'inertie du moteur, l'ESP raccourcit la distance de freinage et améliore la dirigeabilité, la stabilité et la motricité.

**Comment l'ESP améliore-t-elle votre sécurité de conduite ?**

- △ **ESP fait attention!** Les capteurs ultrasensibles de l'ESP surveillent le sens de déplacement voulu et les mouvements réels du véhicule.
- △ **ESP évalue!** Les capteurs ultrasensibles de l'ESP surveillent le sens de déplacement voulu et les mouvements réels du véhicule.
- △ **ESP agit!** Les capteurs ultrasensibles de l'ESP surveillent le sens de déplacement voulu et les mouvements réels du véhicule.

**Comment l'ESP ?**

l'ESP contribue à l'amélioration du comportement du véhicule au cours de toutes les manœuvres critiques de conduite. Elle est basée sur les systèmes de sécurité Bosch d'antiblocage des roues (ABS) et d'antipatinage à la traction (ASR), dont elle complète les fonctionnalités par une nouvelle utilité. Cela signifie donc que chaque véhicule équipé de l'ESP dispose aussi à son bord des fonctions spécifiques de l'ABS et de l'ASR.



Figure 6-4 : Principe de fonctionnement plus détaillé de l'ESP (Document BOSCH)



Derrière ce principe relativement simple, se cachent de nombreuses questions techniques :

- Sur quels critères décider que la réaction du véhicule diffère des intentions du conducteur ?
- Comment modéliser le comportement du véhicule et de ces pneumatiques, en temps réel et dans toutes les conditions d'adhérence susceptibles d'être rencontrées en conduite réelle ?
- Quels sont les critères de comparaison modèle de référence - comportement réel du véhicule ? Il apparaît à la lecture de certaines publications que des modèles linéaires sont utilisés, la détection se fait-elle alors simplement lorsque la réponse du véhicule sort du domaine linéaire ?
- Lors de l'application d'efforts de freinage, comment gère t'on les niveaux de pression à appliquer sur les différentes roues, et à quels taux de glissement des pneumatiques ces systèmes travaillent-ils ? Comment les niveaux de décélération appliqués aux roues sont-ils gérés ? Quels sont les temps de réponse des systèmes et le rôle des phénomènes transitoires au niveau des pneumatiques ?

Nous aborderons ces questions au chapitre 8, intégralement consacré à l'analyse détaillée et à l'émulation logicielle du fonctionnement de ces dispositifs dans nos modèles dynamiques.

## **6. 2. 6. Les systèmes à braquage avant actif**

Une évolution technique plus récente consiste à introduire un braquage actif des roues avant, venant se superposer à l'action du conducteur pour faciliter la réalisation de certaines manœuvres. Nous avons trouvé 2 présentations consacrées à ces travaux, l'une de KNOOP *et al.* des sociétés BOSCH et ZF, lors d'un meeting SAE consacré à la sécurité active en 99 [65], et une de PAULY, qui travaille pour BMW, lors du congrès de dynamique de la SIA de 2001 [66].

Bosch a baptisé son système EAS pour "Electronic Active Steering", et BMW nomme le sien AFS pour "Active Front Steering", mais le second est a priori une intégration du premier, et l'équipementier allemand fait, encore une fois et comme pour l'ESP, figure de précurseur.

PAULY définit les 3 fonctions que le système de direction doit offrir au conducteur : permettre le choix de la trajectoire du véhicule, la correction des déviations occasionnées par des perturbations extérieures, et le maintien de la stabilité lors des manœuvres extrêmes. Une direction électronique peut fortement y contribuer, en particulier à travers : l'assistance, l'augmentation du confort, la compensation des perturbations et une stabilisation en lacet automatique, voire à terme des fonctionnalités de conduite automatisée ou de prévention des collisions. Un autre rôle de la direction, auquel les concepteurs de voitures à caractère sportif sont particulièrement sensibles, est d'informer le conducteur des conditions d'adhérence.

Alors que ces auteurs estiment que la direction entièrement électronique n'est pas pour demain, ils proposent un système dont le principe est le suivant : une liaison mécanique directe, associée à une assistance classique, est complétée par un actionneur électromécanique susceptible de réaliser un braquage additionnel. L'angle de braquage et l'effort ressenti au volant optimaux sont déterminés dans un calculateur par un modèle, qui tient compte à la fois des actions du conducteur et du comportement réel du véhicule. Ce système permet d'augmenter l'agilité du véhicule, en réduisant son temps de réponse ainsi que les amplitudes

de braquage nécessaires. Le système fonctionne en permanence, et pas uniquement en situation critique, à la différence des systèmes de type ESP.

Couplé à l'ESP, l'EAS permet de réduire le nombre et l'intensité des interventions en freinage différentiel, d'où un confort de conduite accru sous forte sollicitation. Sur les exemples présentés, en franchissement de chicane par exemple, la conséquence essentielle du braquage additionnel apparaît être une augmentation des vitesses de braquage résultantes.

En cas de freinage sur sol d'adhérence dissymétrique, le système applique un braquage des roues avant qui compense le moment de lacet indésirable, et offre ainsi des distances d'arrêt réduites, du fait que la décélération maximale peut être conservée, car le maintien de la stabilité du véhicule n'est pas assurée par des réductions des pressions de freinage.

BMW envisage une commercialisation de ce dispositif dans les 3 ans à venir.

### 6. 2. 7. Le BAS ou Assistance au freinage d'urgence

Parmi les autres systèmes susceptibles d'apporter une assistance au conducteur confronté à une situation d'urgence, est apparu également récemment le BAS pour "Brake Assist", dont l'appellation française est AFU pour "Assistance (dynamique) au Freinage d'Urgence". C'est un dispositif qui amplifie l'assistance du freinage, lorsqu'un freinage d'urgence est détecté en fonction de la vitesse d'enfoncement de la pédale de frein. Il vise à minimiser le temps d'obtention de la décélération maximale du véhicule. Il est impérativement couplé avec l'ABS afin d'éviter les blocages de roues, qui seraient systématiques avec un tel système.

Le précurseur en la matière a été Daimler-Benz qui a publié différents papiers, assez voisins les uns des autres, sur ce dispositif. Nous avons plus particulièrement analysé l'article "The new Brake Assist of Mercedes-Benz, Active driver support in emergency braking situations" de KIESEWETTER, KLINKNER, REICHELDT et STEINER [67].

Le principe du système résulte, selon le constructeur allemand, d'un constat issu de travaux combinant des analyses d'accidents et des recherches sur les interactions entre le conducteur et le véhicule : en situation critique, les conducteurs activent la pédale de frein de manière suffisamment rapide, mais pas de manière suffisamment ferme. Il s'agit donc de permettre la génération de la pression de freinage maximale en une fraction de seconde dès la phase initiale du freinage. Toujours selon Daimler-Benz, les collisions arrière et accidents en intersection représentent 50 % des accidents. Ils ne représentent cependant que 1700 des 8000 tués en France en 1999, soit 21 %, selon les chiffres que nous avons présentés au paragraphe 1.1.2.

Les auteurs entreprennent alors des travaux sur leur simulateur de conduite [20 déjà cité], dont ils retiennent 3 enseignements :

- les conducteurs lambda ne savent pas tirer parti du potentiel de décélération du véhicule en situation critique,
- ils n'exercent pas une pression suffisante sur la pédale de frein, et/ou ne maintiennent pas cet effort au cours du freinage,
- ils commencent cependant à freiner avec des vitesses d'enfoncement de la pédale en situation d'urgence en moyenne trois fois plus élevées que dans les autres situations.

Les concepteurs déduisent de ce 3<sup>ème</sup> enseignement que le comportement du conducteur donne dans ce type de situation une information fiable sur ses intentions, et décident donc

d'adopter la vitesse d'enfoncement de la pédale de frein, pour déclencher une pression de freinage augmentée en combinaison avec le système ABS.

Les auteurs signalent également avoir mené des travaux de validation satisfaisants sur simulateur et sur piste concernant l'efficacité et l'acceptation du dispositif par des conducteurs lambda. Ils indiquent que sur 100 conducteurs testés, 84 ont un accident sans le système et 16 seulement avec, et ils estiment à presque 50 % le nombre de collisions arrière qui pourraient être évitées, en se basant sur des travaux de ENKE publiés en 1979.

Parmi les objectifs déclarés du dispositif on citera :

- assister le conducteur en situation de freinage d'urgence, en lui permettant d'obtenir des performances qui ne seraient accessibles qu'à des conducteurs très entraînés,
- assurer une efficacité de freinage maximale dès que le conducteur réduit clairement l'intensité de son action sur la pédale de frein,
- activer le système seulement en situation d'urgence réelle, de manière à ne pas habituer le conducteur à ses performances.

L'activation du système est fonction d'un seuil qui dépend de la vitesse du véhicule, de la vitesse d'enfoncement de la pédale de frein, et intègre un algorithme d'apprentissage établi à partir de l'exploitation des mouvements de la pédale de frein et de la décélération du véhicule lors de chaque freinage. Le désengagement du dispositif s'opère lorsque l'effort sur la pédale redescend sous 20 N. L'augmentation de la pression permise par le système peut atteindre 45 bar pour un effort pédale de 100 N, c'est-à-dire plus que doubler. Les courbes publiées montrent qu'une augmentation continue de 20 à 30 bar est obtenue sur l'ensemble d'un freinage, dont la pression moyenne sans le BAS se situe vers 50 bar. En terme de décélérations, les auteurs présentent 3 courbes obtenues sur chaussée sèche, que nous avons reproduites à la figure 6-5.

#### TYPE DE DECELERATION EN FREINAGE D'URGENCE SUR CHAUSSEE SECHE

Justification du besoin du "Brake Assist" selon DAIMLER-BENZ

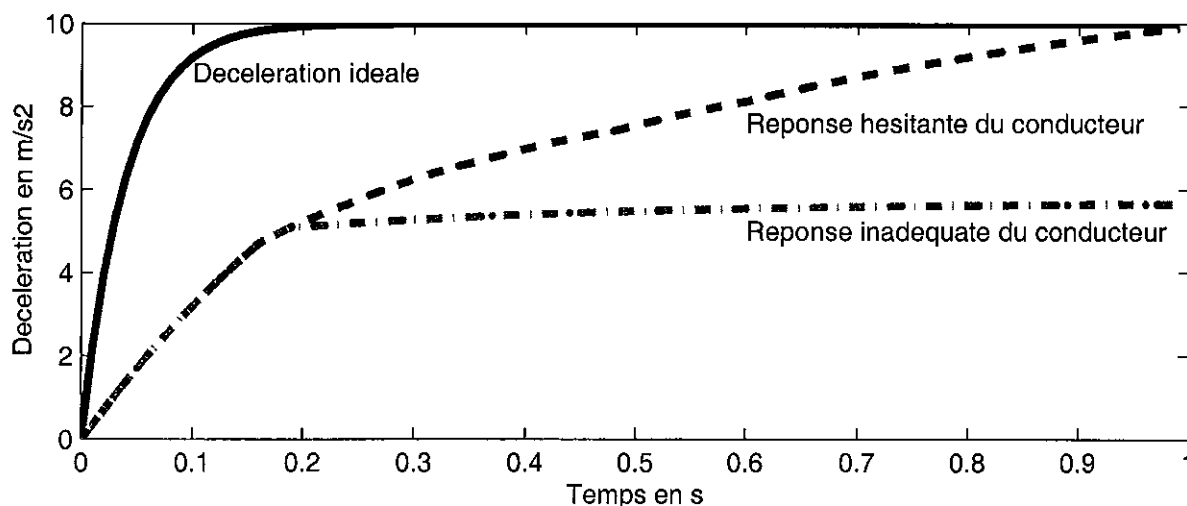


Figure 6-5 : Différents types de décélérations obtenues en freinage d'urgence d'après Daimler-Benz (Document reproduit à partir des références [67] et [68])

La première est celle d'un conducteur freinant de manière inadéquate qui obtient un palier vers  $5.5 \text{ m/s}^2$ , la seconde celle d'un conducteur qualifié d'hésitant qui monte progressivement et met une seconde à atteindre les performances maximales proches de  $10 \text{ m/s}^2$ , et enfin la troisième, celle du BAS, permet de les atteindre en  $0.2 \text{ s}$ . En terme de distance d'arrêt par rapport à une vitesse initiale de  $100 \text{ km/h}$ , le premier conducteur a besoin de  $73 \text{ m}$  pour s'arrêter, le second de  $46 \text{ m}$  et le conducteur disposant du BAS de seulement  $40 \text{ m}$ , soit une réduction de  $45 \%$ , par rapport au conducteur dit hésitant.

D'autres estimations de performances sont citées dans le papier de STEINER et RAUH, présenté au Symposium SAE Active Safety de Septembre 99 à Vienne [68]. Pour un freinage avec une vitesse initiale de  $50 \text{ km/h}$ , un véhicule équipé du BAS stoppera en  $10 \text{ m}$ , alors qu'il en faudra  $13$  à un véhicule non équipé, ce qui représente une vitesse de collision de  $25 \text{ km/h}$  si un obstacle est présent au bout des  $10 \text{ m}$ . Si cette fois un obstacle est présent à  $5 \text{ m}$ , le véhicule avec BAS le heurtera à  $35 \text{ km/h}$ , contre  $40 \text{ km/h}$  pour le véhicule non équipé, soit une réduction d'énergie cinétique de  $24 \%$ .

Ce système a été diffusé en série sur les modèles Classe S et SL à partir de fin 1996, puis sur tous les autres modèles de Daimler-Benz, qui a déposé les brevets correspondants en milieu d'année 1997. Plusieurs autres constructeurs automobiles ont repris ce principe.

Nous avons personnellement toujours été un peu sceptique quant au potentiel réel de ce dispositif, qui apparaît davantage comme un système assez facile à réaliser et de coût modéré, et donc facilement diffusable, que comme un besoin incontestable des conducteurs, malgré les arguments avancés par Daimler-Benz. Nous ressentons une impression globale de pilotage par l'aval plus que par l'amont dans cette démarche technique. Nous allons exposer les raisons de notre réserve.

En premier lieu, notre propre expérience de 18 années d'analyse d'accidents réels ne nous a pas donné l'impression que les conducteurs ne freinaient pas fort, lorsqu'ils étaient réellement surpris par une situation d'urgence. Dans ce cas le réflexe majoritaire des conducteurs reste le freinage d'urgence, qui conduit en l'absence d'ABS au blocage des roues, avec apparition de traces de freinage, telles qu'on les rencontre sur les sites d'accidents.

Ce constat ne doit pas être confondu avec ce que nos propres expérimentations sur pistes [13 déjà cité] nous ont effectivement montré : une majorité de conducteurs sous-estiment le potentiel réel du freinage du véhicule, en particulier lorsque l'adhérence est élevée.

Pour illustrer ces propos, nous présentons aux figures 6-6 à 6-9 les actions sur la pédale de frein, décélérations et profils de vitesse obtenus par les sujets de nos deux expérimentations nous ayant amenés à faire réaliser à des conducteurs lambda des freinages d'urgence. Il s'agit pour les 3 premières de données issues de notre expérimentation sur piste réalisée en 1993 [13], déjà évoquée à la fin du paragraphe 1.3.1, et pour la dernière des données de notre expérimentation sur le simulateur de Daimler-Benz réalisée en 1989, dont les principaux résultats ont été présentés au paragraphe 1.3.2 [22 à 25 déjà cités].

Ces exploitations inédites de ces données nous permettent de présenter, pour les figures 6-6 à 6-8, des réalisations de freinages d'urgence par chacun des 20 sujets de l'expérimentation sur piste réalisée avec notre Citroën BX pour 3 vitesses initiales  $60$ ,  $80$  et  $100 \text{ km/h}$ . Ces courbes sont donc représentatives de freinages d'urgence réels de conducteurs lambda, ayant pour consigne de s'arrêter le plus rapidement possible, en freinant à un point qu'ils ont auparavant estimé comme la limite à laquelle il est nécessaire de déclencher un freinage d'urgence pour stopper avant une ligne matérialisée par des cônes. Ces manœuvres sont réalisées dans de bonnes conditions de sécurité, avec de grands dégagements, et **sans aucun effet de surprise**.

EFFORTS PEDALE (- daN), DECELERATIONS (--- m/s<sup>2</sup>) ET VITESSES (-.- m/s) EN FREINAGE D'URGENCE

Realisation de freinages d'urgence a 60 km/h - Experimentation INRETS 1993 sur pistes de Satolas

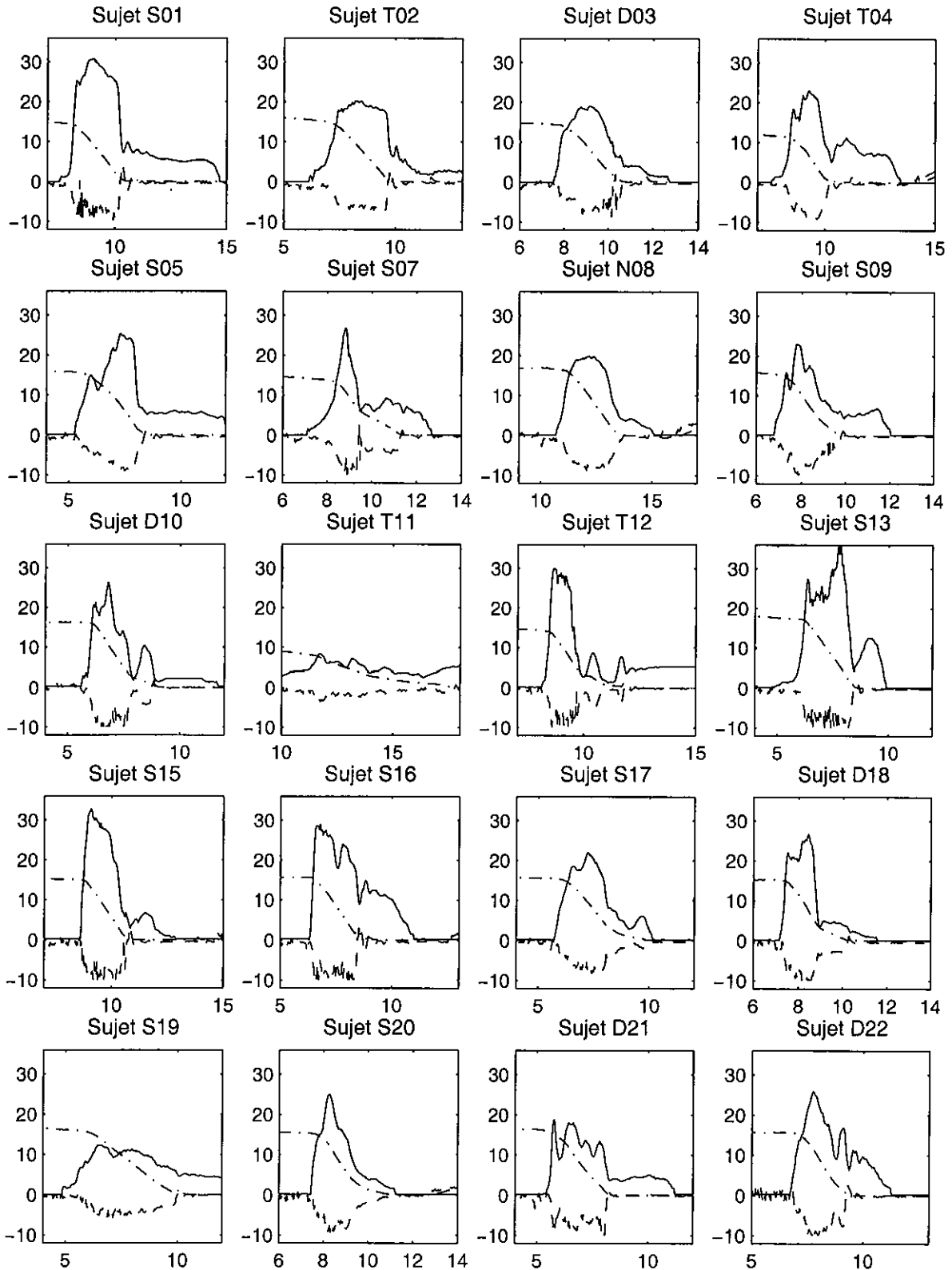


Figure 6-6 : Courbes d'efforts pédale, de décélérations et de vitesses obtenues en freinage d'urgence sans effet de surprise à partir de 60 km/h par des conducteurs lambda participant à notre expérimentation sur piste de 1993 [13]

EFFORTS PEDALE (- daN), DECELERATIONS (--- m/s<sup>2</sup>) ET VITESSES (-.- m/s) EN FREINAGE D'URGENCE

Realisation de freinages d'urgence a 80 km/h – Experimentation INRETS 1993 sur pistes de Satolas

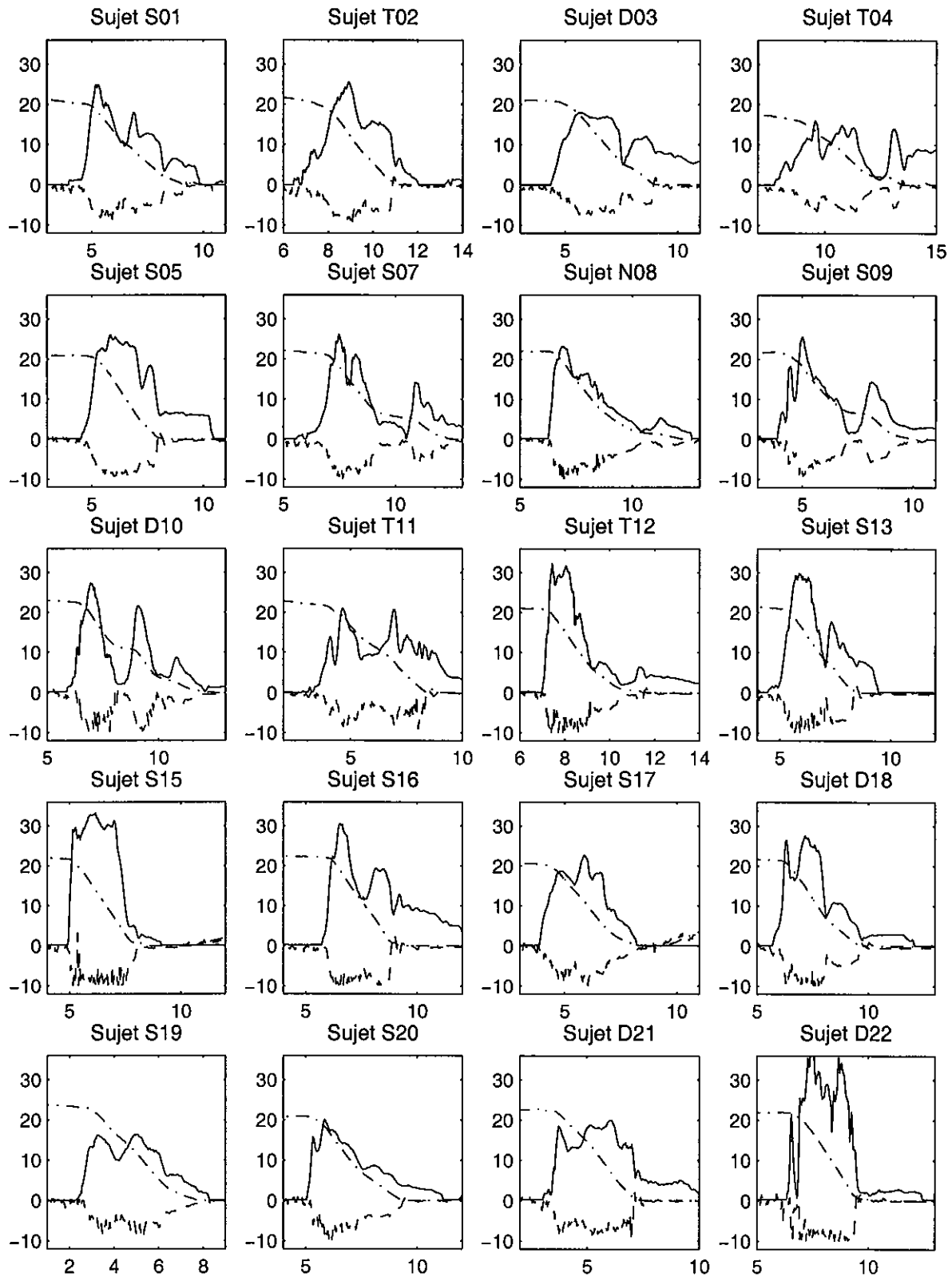


Figure 6-7 : Courbes d'efforts pédale, de décélérations et de vitesses obtenues en freinage d'urgence sans effet de surprise à partir de 80 km/h par des conducteurs lambda participant à notre expérimentation sur piste de 1993 [13]

EFFORTS PEDALE (- daN), DECELERATIONS (--- m/s<sup>2</sup>) ET VITESSES (-.- m/s) EN FREINAGE D'URGENCE

Realisation de freinages d'urgence a 100 km/h - Experimentation INRETS 1993 sur pistes de Satolas

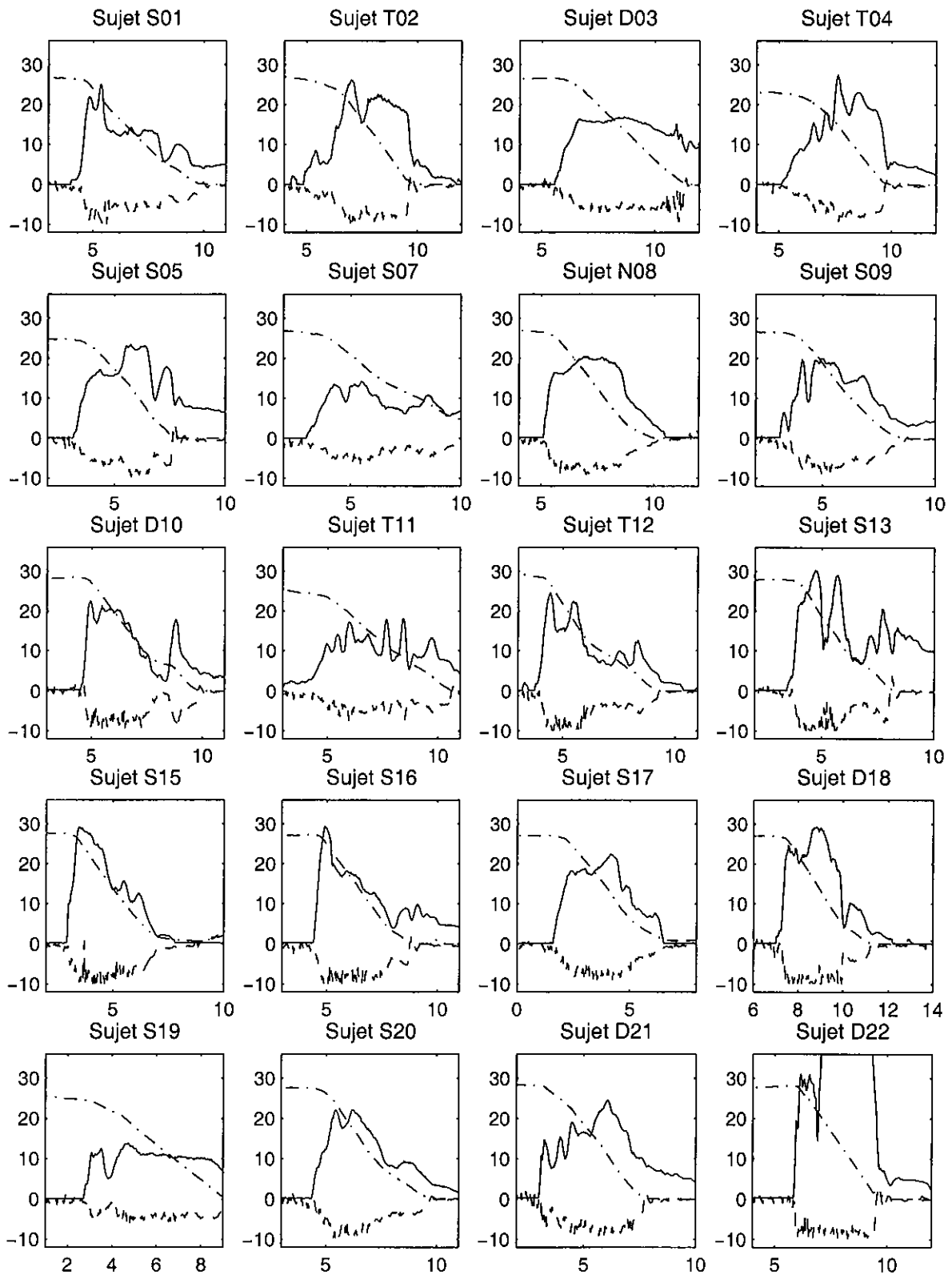


Figure 6-8 : Courbes d'efforts pédale, de décélérations et de vitesses obtenues en freinage d'urgence sans effet de surprise à partir de 100 km/h par des conducteurs lambda participant à notre expérimentation sur piste de 1993 [13]

A signaler que l'ordre des vitesses initiales était tiré au sort par chaque sujet, afin de minimiser l'influence d'un effet d'apprentissage dans les résultats. Nous considérons que les enseignements majeurs à retenir de cette exploitation sont les suivants :

- Certains conducteurs sous-estiment les performances en freinage d'urgence, et pour beaucoup de nos sujets cette partie de l'expérimentation a été une véritable découverte du potentiel réel du véhicule en freinage sur chaussée sèche. Nous sommes sur ce point d'accord avec les analyses de Daimler-Benz. La décélération moyenne obtenue sur les 60 freinages toutes vitesses confondues est de  $5.3 \text{ m/s}^2$ , et elle augmente légèrement en fonction de la vitesse.
- Si on observe les actions des conducteurs sur la pédale de frein pour les 3 vitesses initiales pour chaque sujet, on sera surpris par le nombre de sujets pour lesquels on observe une similitude des commandes pour les 3 essais : on peut alors véritablement parler de "signature" des conducteurs en manœuvre de freinage d'urgence.
- Nous avons exploité les durées des fronts montants de l'effort pédale pour passer de 3 à 15 daN. La valeur moyenne ressort à 0.49 s, pour 24 essais la valeur est inférieure à 0.3 s, pour 9 essais elle dépasse 1 s. A signaler que certains sujets, du fait qu'ils sont informés de la manœuvre à réaliser et soucieux de respecter la consigne au mieux, ont déjà le pied légèrement appuyé sur la pédale avant d'amplifier le freinage brutalement pour s'arrêter au plus prêt du repère. Il arrive également que quelques sujets interprètent mal la consigne, surtout lors du premier passage, c'est notamment le cas du sujet T11 (une personne du troisième âge), qui freine tout doucement lors de l'essai à 60 km/h.
- Concernant les temps d'obtention d'une décélération de  $-8 \text{ m/s}^2$ , atteinte sur seulement 48 des 60 essais, la valeur moyenne se situe à 0.84 s. Pratiquement une moitié de nos sujets peuvent être qualifiés d'hésitants selon la classification de Daimler-Benz : c'est à dire pouvant mettre une seconde à atteindre la décélération maximale. Mais rappelons cependant que ces tests sont effectués **sans aucun effet de surprise**.
- Des relâchements de l'effort sur la pédale en cours de freinage pénalisent fortement la décélération moyenne et par conséquent la performance globale du freinage.

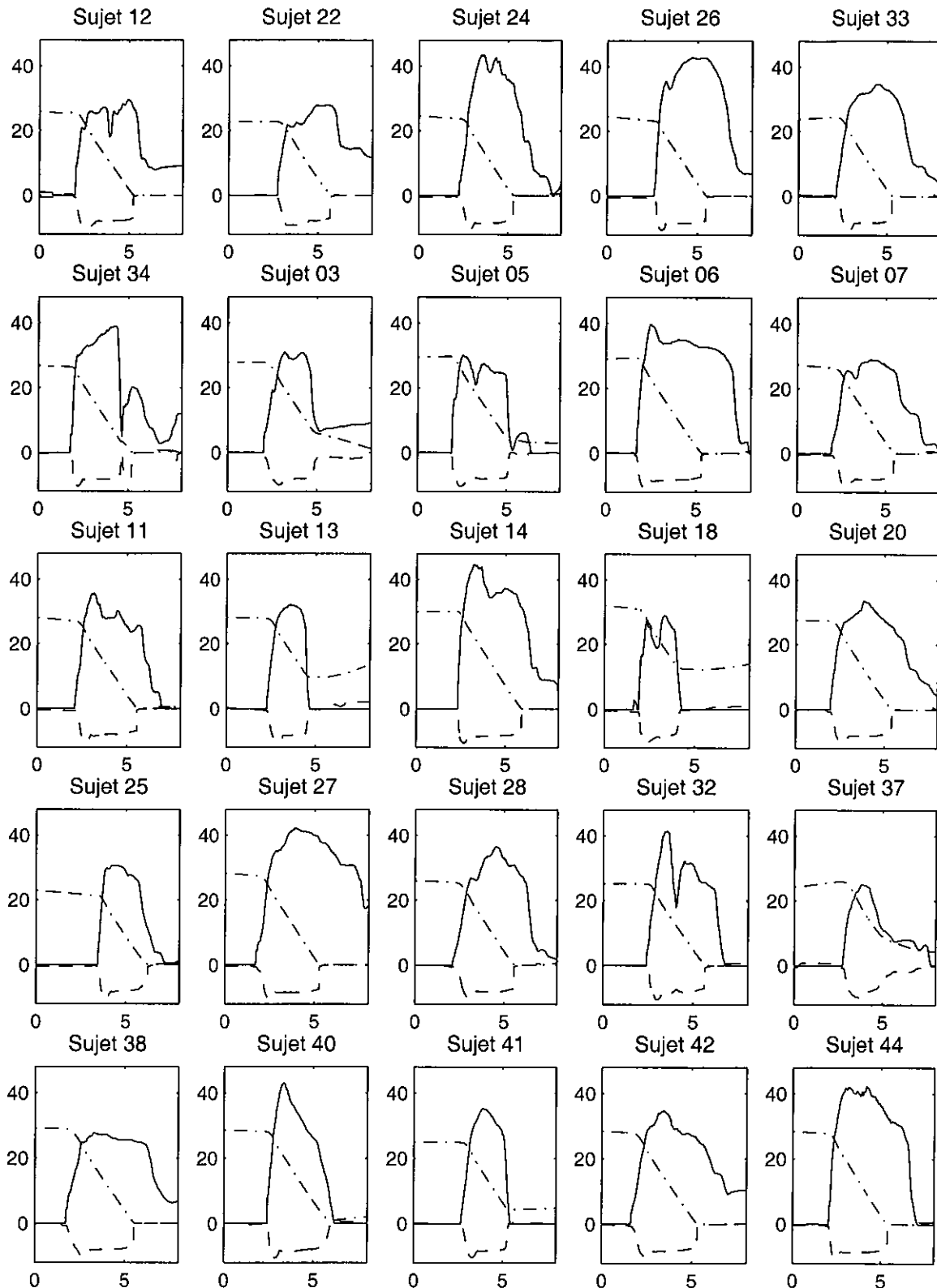
Pour la figure 6-9, nous avons représenté les mêmes informations pour les 25 sujets qui ont réagit par un freinage d'urgence à la situation accidentogène reproduite sur le simulateur de Daimler-Benz (un véhicule leur coupait la route à l'abord d'une intersection). A noter que les courbes de décélération sont beaucoup plus lisses que les précédentes, car issues d'un modèle dynamique et non pas d'enregistrements sur véhicule réel.

Dans cette situation où l'effet de surprise et la crédibilité de la situation d'urgence sont incontestables, on constate que quasiment tous les sujets ont des actions de freinage :

- brutales avec des fronts montants d'efforts pédale et de décélération réduits : la valeur moyenne des temps d'obtention d'une décélération de  $-8 \text{ m/s}^2$  est de 0.3 s. Ces actions conduisent pour la plupart à un blocage des roues avant, avec la courbe typique de décélération présentant un pic puis un palier (véhicule non équipé d'ABS).
- d'amplitudes très élevées, puisqu'une dizaine des 25 actions dépassent 40 daN, alors que seulement une dizaine des 60 freinages des figures 6-6 à 6-8 dépassaient 30 daN. En outre la moyenne des efforts de freinage est ici de 28 daN, contre moins de 14 pour l'expérimentation sur piste.



EFFORTS PEDALE (- daN), DECELERATIONS (--- m/s<sup>2</sup>) ET VITESSES (-.- m/s) EN FREINAGE D'URGENCE  
Sujets reagissant en freinages purs – Experimentation INRETS sur Simulateur Daimler-Benz



**Figure 6-9 : Courbes d'efforts de freinage, de décélérations et de vitesses obtenues en freinage d'urgence avec effet de surprise (situation d'accident en intersection) par des conducteurs lambda de notre expérimentation sur le simulateur de Daimler-Benz**

Même si après avoir eu l'occasion d'utiliser cet outil de recherche haut de gamme, nous avons conclu à l'époque, avec Gilles MALATERRE (INRETS LPC), que le freinage d'urgence n'était sans doute pas la manœuvre la plus réaliste d'un point de vue proprioceptif, du fait de l'impossibilité de restituer au conducteur sur ce simulateur une décélération à la fois violente, d'amplitude élevée et maintenue plusieurs secondes, avec une base mobile de type hexapode (plate-forme à 6 vérins semblable à celle des simulateurs d'avions), l'effet de surprise est quant à lui réaliste, et son influence est donc considérable sur la nature des actions de freinage des conducteurs en situation d'urgence.

**Il apparaît clairement que lorsque les conducteurs sont véritablement confrontés à une situation accidentogène, du fait de l'effet de surprise et des conditions de stress qui y sont associés, ils réagissent par des actions de freinage intenses et brutales.** Nous ne retrouvons par conséquent pas dans ce type de situation de comportements hésitants ou inadéquats tels que les définit Daimler-Benz, pour motiver le besoin du BAS.

Il est cependant fondamental de ne pas perdre de vue que le BAS n'a de sens qu'associé à l'ABS, et donc que seule une connaissance fiable de l'accidentologie des véhicules équipés d'ABS, peut motiver un éventuel besoin pour un tel dispositif. Cependant la difficulté à faire un état des lieux précis et incontestable de l'apport de l'ABS en matière d'accidentologie est réelle : aucune étude à la fois suffisamment fine et à grande échelle n'existe. Au niveau des approches statistiques, les chiffres des assurances semblent montrer que les conducteurs qui disposent de l'ABS n'ont pas moins d'accidents, et les partisans de l'homéostasie de risque (ou théorie du risque constant) y trouvent leur compte. En matière d'Études Détaillées d'Accidents, il convient de reconnaître que nous n'avons pas encore suffisamment d'effectifs de véhicules équipés d'ABS accidentés pour émettre un avis motivé, sans oublier le fait que ce dispositif contrarie notre méthodologie de reconstitution des accidents, en raison de l'absence de traces de freinage roues bloquées, qui constituent la matière première pour recalculer les vitesses [6 déjà cité]. On ne peut donc pas exclure que Daimler-Benz, qui a diffusé l'ABS depuis de nombreuses années, puisse disposer de données spécifiques à partir d'un suivi de l'accidentologie de ses propres véhicules, et que ce sont ces informations qui ont fait apparaître un besoin pour l'assistance au freinage d'urgence.

Une autre tentative d'évaluation du potentiel de ce dispositif d'assistance au freinage d'urgence a été effectuée par Thierry PERRON dans le cadre de sa thèse [69]. A l'aide d'un "système de spécification et d'évaluation prévisionnelle de systèmes d'évitement d'accidents d'intersection", qui lui permet de simuler l'effet d'un dispositif d'aide à la conduite sur des scénarios accidentogènes, il réalise une étude de sensibilité du taux d'évitement et des réductions de vitesses de collision aux variations des paramètres de fonctionnement du système.

A partir de 25 cas d'EDA, pour chacun desquels sont effectués 250 tirages aléatoires, cet auteur évalue la réduction des vitesses de collision de 1.5 à 2 km/h pour chaque accroissement de 0.1 s de gain sur le temps d'obtention de décélération maximale permis par le dispositif d'assistance au freinage d'urgence. Il situe à 20 % l'efficacité d'évitement et une réduction des vitesses de collision de 8 km/h, pour une réduction de 0.4 s du temps d'obtention de décélération maximale. Il retrouve une efficacité d'évitement comparable à partir des résultats d'une expérimentation sur simulateur de conduite, reproduisant des situations accidentogènes en intersection, mais qui apparaissent globalement moins critiques que celles de notre propre expérimentation sur simulateur (valeurs des temps à l'obstacle supérieures notamment).

### 6. 2. 8. Vers une conception intégrée des nouveaux dispositifs de sécurité primaire

Comme nous l'avons indiqué au paragraphe 6.1.2, le développement des différents systèmes de contrôle des mouvements de châssis s'est fait dans un premier temps en parallèle, mais les concepteurs ont rapidement compris l'intérêt d'une approche globale [58 et 59 déjà cités].

Il est clair qu'il est particulièrement judicieux de faire bénéficier chaque système de toutes les informations présentes dans le véhicule et dont certaines sont susceptibles de permettre un affinage des stratégies de pilotage d'autres dispositifs présents dans le véhicule. On trouve une bonne présentation des possibilités de l'intégration des systèmes de contrôle du châssis pour l'amélioration de la dynamique véhicule dans une publication de SATO et al. [70] datant de 1992 : leur système combinait des 4 roues directrices actives, une suspension active hydropneumatique, l'ABS et l'antipatinage. Les deux premiers ont été spécialement conçus pour s'intégrer avec des versions existantes des deux derniers systèmes cités.

Un autre aspect concerne l'architecture électrique des véhicules. Un dossier consacré au multiplexage paru récemment dans la Revue Technique Automobile [71] cite quelques chiffres édifiants : certains véhicules haut de gamme de la fin des années 90 pouvaient renfermer jusqu'à 40 calculateurs et près de 2000 mètres de câbles et connexions électriques, et un grand nombre de capteurs redondants, parfois pour des raisons évidentes de sécurité, mais aussi faute d'avoir su partager leurs informations. Pour pallier ces inconvénients, les constructeurs et équipementiers ont recours à 2 techniques : l'intégration qui consiste à regrouper plusieurs fonctions électroniques dans un même boîtier, et le multiplexage qui consiste à échanger plusieurs informations entre divers équipements sur un seul canal de transmission.

Le support de transmission usuel est la paire de fils appelée bus, et utilisant des protocoles de communication dont le plus répandu est le CAN (Controller Area Network). Son principe est le suivant : chaque calculateur est équipé d'un multiplexeur et d'un démultiplexeur ; les informations en provenance des différents capteurs (à l'origine le plus souvent sous forme analogique) sont numérisées, stockées dans des mémoires tampon, et envoyées en série sur le bus. Les autres calculateurs effectuent le processus inverse et peuvent ainsi disposer des informations qui sont susceptibles de les intéresser parmi toutes celles transitant sur le bus.

Ce type d'architecture permet de multiplier la communication entre les différents calculateurs sans surcoût : ainsi par exemple le changement de rapport de la boîte automatique peut être verrouillé pendant une régulation de l'ABS. Il contribue grandement à réduire l'éclatement des différentes fonctions électroniques, qui peuvent ainsi mieux assurer leur rôle d'assistance du conducteur.

---

# Chapitre 7 : Analyse des systèmes à 4 roues directrices

## 7. 1. Présentation des concepts de modélisation

### 7. 1. 1. Introduction

Dans l'introduction de leur article "A review of four-wheel steering from the viewpoint of vehicle dynamics and control", publié dès 1989, FURUKAWA, YUHARA, SANO, TAKEDA et MATSUSHITA [72] rappellent qu'après environ un siècle d'existence de l'automobile, au cours duquel le braquage des roues avant, issu des charrettes tirées par des chevaux, n'avait jamais été remis en cause, l'augmentation des performances a conduit les concepteurs à rechercher des possibilités de réponse plus rapide et permettant d'obtenir une trajectoire conforme aux commandes du conducteur. Avec un système classique, seuls les pneumatiques avant sont sollicités pour contrôler l'angle de dérive nécessaire à l'obtention d'une trajectoire courbe, et les pneumatiques arrière ne génèrent des efforts latéraux qu'en raison de l'existence d'un angle de dérive du châssis, qui résulte du mouvement du véhicule, et ne participent donc pas directement au contrôle de la trajectoire. C'est ce constat qui a conduit au concept des 4 roues directrices, devant permettre des modifications plus rapides du mouvement latéral du véhicule à travers un braquage des roues arrière.

Au-delà de la réduction du retard dans la génération des efforts latéraux, l'application du braquage arrière doit aussi permettre un contrôle indépendant de la trajectoire du véhicule (représentée par la translation latérale du véhicule, liée à l'accélération latérale) et de son attitude (représentée par la rotation du véhicule autour de son axe vertical, qui fait appel à la vitesse de lacet et de dérive du véhicule).

### 7. 1. 2. Théorie des 4 roues directrices

Il existe de très nombreuses publications sur ce thème, datant en majorité des années 80, et dues pour la plupart à des auteurs japonais, travaillant pour les différents constructeurs, qui ont commencé à dominer le monde de l'automobile à cette époque. La majorité des auteurs qui ont proposés des lois de contrôle se sont basés sur l'étude d'un modèle linéaire à deux degrés de liberté, équivalent au modèle bicyclette déjà présenté au paragraphe 3.1.2.

La revue de 89 de FURUKAWA et *al.* propose une théorie des 4 roues-directrices (notée 4RD dans la suite du texte) à partir du modèle bicyclette, établit les expressions des fonctions

de transfert de la vitesse de lacet et de l'accélération transversale en fonction de l'angle de braquage des roues avant, puis des roues arrière, et donne l'expression générale dans le cas où les roues avant et arrière sont braquées simultanément en fonction du principe de superposition des systèmes linéaires. On retrouve des formulations équivalentes dans des articles antérieurs de ces auteurs qui travaillent pour le constructeur HONDA, notamment celui de SANO, FURUKAWA et OGUCHI dans ESV 1979 [73], et celui de SANO, FURUKAWA et SHIRAIISHI dans ESV 1985 [74].

Nous allons reprendre ces équations en adoptant nos propres notations, homogènes avec celles utilisées au chapitre 3. En désignant par  $\delta_2$  le braquage des roues arrière, les équations de base s'écrivent cette fois :

$$mV\dot{\beta} + (D_1 + D_2)\beta + (mV + (D_1l_1 - D_2l_2)/V)\dot{\psi} = D_1\delta_1 + D_2\delta_2 \quad \{a'\}$$

$$I_2\ddot{\psi} + (D_1l_1 - D_2l_2)\beta + (D_1l_1^2 + D_2l_2^2)\dot{\psi}/V = D_1l_1\delta_1 - D_2l_2\delta_2 \quad \{b'\}$$

Afin de pouvoir obtenir les expressions des différentes fonctions de transfert, il est nécessaire d'adopter une écriture en transformée de Laplace, en désignant par  $S$  son opérateur :

$$[mVS + (D_1 + D_2)]\beta + (mV + (D_1l_1 - D_2l_2)/V)\dot{\psi} = D_1\delta_1 + D_2\delta_2$$

$$(D_1l_1 - D_2l_2)\beta + [I_2S + (D_1l_1^2 + D_2l_2^2)/V]\dot{\psi} = D_1l_1\delta_1 - D_2l_2\delta_2$$

On démontre alors que les fonctions de transfert de la vitesse de lacet et de l'accélération transversale en fonction du braquage du volant noté  $\delta_{sw}$ , dont on déduit le braquage des roues avant  $\delta_1$  par un rapport  $n$ , alors que le braquage des roues arrière est désigné comme une fraction  $k$  de celui des roues avant, peuvent s'écrire sous la forme générale :

$$\frac{\dot{\psi}(S)}{\delta_{sw}(S)} = G_{\delta_{sw}}^{\dot{\psi}}(0) \frac{1 + T_{\dot{\psi}}S}{1 + \frac{2\zeta}{\omega_n}S + \frac{1}{\omega_n^2}S^2}$$

$$\frac{\gamma_y(S)}{\delta_{sw}(S)} = G_{\delta_{sw}}^{\gamma_y}(0) \frac{1 + \frac{2\zeta'}{\omega_n'}S + \frac{1}{\omega_n'^2}S^2}{1 + \frac{2\zeta}{\omega_n}S + \frac{1}{\omega_n^2}S^2}$$

avec respectivement :

$$G_{\delta_{sw}}^{\dot{\psi}}(0) = \frac{1-k}{n} \frac{V}{l[1+KV^2]} \quad \text{et} \quad G_{\delta_{sw}}^{\gamma_y}(0) = \frac{1-k}{n} \frac{V^2}{l[1+KV^2]}$$

qui désignent les expressions des gains statiques à fréquence nulle (en régime stationnaire),

où  $K = \frac{m(D_2l_2 - D_1l_1)}{D_1D_2l^2}$  représente le facteur de stabilité,

et où on retrouve les expressions des gains en vitesse de lacet et accélération transversale dans le cas des seules roues avant directrices (en faisant  $k = 0$ ), telles qu'établies au chapitre 3.

Les autres termes désignent :

- la fréquence propre du mouvement latéral :

$$\omega_n^2 = \frac{D_1 D_2 l^2 (1 + KV^2)}{m I_z V^2}$$

- son amortissement réduit :

$$\zeta^2 = \frac{[(D_1 l_1^2 + D_2 l_2^2)m + (D_1 + D_2)I_z]^2}{4m I_z D_1 D_2 l^2 (1 + KV^2)}$$

- la constante de temps du mouvement de lacet :

$$T_\psi = \frac{m(D_1 l_1 - k D_2 l_2)}{(1 - k)D_1 D_2 l} V$$

Les termes qui composent le numérateur de la fonction de transfert de l'accélération transversale s'expriment par les formules suivantes :

$$\omega_n^2 = \frac{(1 - k)D_1 D_2 l}{(D_1 + k D_2)I_z}$$

et

$$\zeta'^2 = \frac{(l_2 + k l_1)^2 D_1 D_2 l}{4(1 - k)(D_1 + k D_2)I_z} \frac{1}{V^2}$$

Les différents termes intervenant dans les équations peuvent être exprimés directement :

$$\frac{2\zeta'}{\omega_n'} = \frac{l_2 + k l_1}{(1 - k)V}$$

$$\frac{2\zeta}{\omega_n} = \frac{(D_1 l_1^2 + D_2 l_2^2)m + (D_1 + D_2)I_z}{D_1 D_2 l^2 (1 + KV^2)} V$$

A noter que ces équations peuvent être adaptées au cas des seules roues avant directrices, on obtient alors des expressions beaucoup plus simples :

$$T_\psi = \frac{m l_1 V}{D_2 l} \quad \frac{2\zeta'}{\omega_n'} = \frac{l_2}{V} \quad \text{et} \quad \frac{1}{\omega_n'^2} = \frac{I_z}{D_2 l}$$

Pour le braquage des roues avant, SANO et *al.* en déduisent que les 2 fonctions de transfert ont des emplacements de pôles similaires et de zéros voisins, conduisant à des caractéristiques transitoires identiques en accélération transversale et lacet.

FURUKAWA et *al.* poursuivent leurs investigations en se limitant au cas d'un véhicule neutre pour lequel  $K = 0$  : Les fonctions de transfert de la vitesse de lacet en fonction des braquages avant et arrière ont alors pratiquement les mêmes pôles et zéros, ce qui signifie que la réponse transitoire en vitesse de lacet ne changera pas si on applique un braquage arrière simultané au braquage avant. Au contraire pour l'accélération transversale la position des pôles est la même, mais celle des zéros diffère, d'où une réponse très différente en accélération transversale par rapport au cas d'un unique braquage avant.

Un intérêt théorique des 4RD apparaît donc être cette possibilité d'indépendance des réponses en accélération transversale et vitesse de lacet. En d'autres termes le concept des 4RD doit permettre de faire varier le degré de couplage entre les mouvements de translation latérale et de rotation du véhicule.

Les mêmes équations peuvent également servir à exprimer la fonction de transfert de l'angle de dérive comme le proposent NAKAMOTO, MASATOME et KANESHINA, de la société MAZDA, dans un papier de l'ESV 1987 [75]. Ils obtiennent les expressions suivantes :

$$\frac{\beta(S)}{\delta_{sw}(S)} = G_{\delta_{sw}}^{\beta}(0) \frac{1 + T_{\beta}S}{1 + \frac{2\zeta}{\omega_n}S + \frac{1}{\omega_n^2}S^2}$$

avec

$$G_{\delta_{sw}}^{\beta}(0) = \frac{l_2 + kl_1}{n} \frac{1 + K'V^2}{l(1 + KV^2)} \quad \text{où} \quad K' = \frac{kD_2l_2 - D_1l_1}{D_1D_2l(l_2 + kl_1)} m$$

et

$$T_{\beta} = \frac{I_z(D_1 + kD_2)}{D_1D_2l(l_2 + kl_1)(1 + K'V^2)} V$$

A noter que l'expression du gain statique de l'angle de dérive peut aussi s'écrire en détaillant  $K'$  sous la forme :

$$G_{\delta_{sw}}^{\beta}(0) = \frac{l_2 + kl_1 + m \left[ \frac{kl_2}{D_1l} - \frac{l_1}{D_2l} \right] V^2}{nl(1 + KV^2)}$$

qui nous servira au paragraphe 7.2.3 à établir une stratégie permettant de maintenir un angle de dérive nul.

## 7. 2. Analyse et simulation des principales stratégies

### 7. 2. 1. Plan de l'analyse

Une première classification des stratégies de contrôle d'un système à 4 Roues Directrices consiste à distinguer le type de stratégie selon qu'il soit "feed-forward" ou "feedback".

Dans une stratégie de type "**feed-forward**", le braquage des roues arrière est simplement une fraction du braquage appliqué aux roues avant, et résulte directement du braquage du volant. Ainsi même si le véhicule dévie à la suite d'une rafale de vent, les roues arrière ne braquent pas tant que le volant n'est pas actionné. Certains auteurs ont cependant montré que même avec ce type de contrôle, une 4RD est beaucoup plus stable qu'une 2RD en réponse à une perturbation extérieure.

Dans une stratégie de type "**feedback**" le braquage des roues arrière bénéficie d'un retour d'information du mouvement du véhicule. Il permet ainsi en principe de s'adapter plus rapidement en fonction du type de réponse souhaité et de réduire les conséquences des perturbations extérieures, même en l'absence de corrections du conducteur au volant.

En nous inspirant du plan d'étude proposé par FURUKAWA et *al.* [72] nous allons adopter une autre classification et passer en revue les principaux travaux de recherche mettant en

œuvre différents principes de contrôle de 4RD, en classant ceux-ci en sept catégories, chacune visant à atteindre un objectif bien précis :

- réduire le déphasage dans les réponses du véhicule entre l'accélération transversale et la vitesse de lacet,
- réduire l'angle de dérive du châssis,
- augmenter la stabilité,
- permettre une meilleure manœuvrabilité à basse vitesse,
- obtenir la réponse de braquage souhaitée (selon un modèle de référence),
- maintenir les caractéristiques de réponse en braquage désirée lorsque des paramètres du véhicule sont modifiés (contrôle adaptatif),
- obtenir une meilleure réponse au voisinage de la limite d'adhérence des pneumatiques.

Nous allons analyser les principaux travaux de recherche qui ont cherché à satisfaire ces différents objectifs, et tenterons de mettre en œuvre les stratégies correspondantes sur une version spécifique de nos modèles dynamiques, baptisée MLP5\_4WS, afin de présenter quelques résultats de simulations qui illustrent les performances obtenues.

### **7. 2. 2. Réduction du déphasage entre les réponses du véhicule en accélération transversale et vitesse de lacet**

#### ***Fondements théoriques et éléments bibliographiques***

Un véhicule automobile est sujet à une augmentation du retard entre les réponses en accélération transversale et vitesse de lacet, lorsque la vitesse augmente, ce qui oblige le conducteur à travailler en avance de phase pour maintenir la stabilité. Partant de ce constat, SANO et *al.* dans leur publication d'ESV 79 [73 déjà cité] proposent une loi de commande de 4RD du type "feed-forward". Ils montrent qu'avec ce type de contrôle **en braquant les roues arrière dans la même direction que les roues avant et proportionnellement à celles-ci**, le déphasage de la réponse en accélération transversale peut être réduit sans affecter la réponse en vitesse de lacet.

Des essais sur simulateur montrent qu'avec cette réduction du déphasage de l'accélération transversale, bien que la vitesse de lacet ne soit pas modifiée, les objectifs de performances des conducteurs sont améliorés, et ce d'autant plus qu'ils sont peu adroits (selon des critères malheureusement non précisés). En outre leurs jugements subjectifs sont positifs.

Mis en évidence sur les temps de réponse présents dans les équations, en 2RD, plus la vitesse est élevée plus la réponse en accélération transversale est retardée en comparaison de celle en vitesse de lacet, ce qui plaide aussi pour cette technique de contrôle "feed-forward" qui réduit le retard de l'accélération transversale en braquant les roues arrière dans la même direction et proportionnellement aux roues avant. Dans le même esprit le gain statique du système de direction lui-même est réduit de  $(1-k)$  par rapport à la 2RD.

Une analyse comparable a été entreprise par TAKIGUCHI, YASUDA, FURUTANI, KANAZAWA et INOUE [76], de la société Mazda, dans leur article SAE 860624 "Improvement of vehicle dynamics by vehicle-speed-sensing 4-Wheel steering system", publié en 1986. A l'aide d'un prototype qui permet d'effectuer un braquage des roues arrière



proportionnel à celui des roues avant, mais avec un rapport pouvant varier de -1 à 1, ils réalisent une série de tests afin de comprendre l'influence de ce rapport et de la vitesse, et font une analyse fréquentielle des résultats en terme de vitesse de lacet, accélération transversale et angle de roulis.

Les principaux enseignements qu'ils en tirent sont les suivants :

- Indépendamment de la vitesse, braquer les roues arrière dans le même sens que les roues avant réduit les gains statiques en vitesse de lacet, accélération transversale et angle de roulis. Un braquage inverse les augmente.

Indépendamment de la vitesse, braquer les roues arrière dans le même sens que les roues avant modifie peu le déphasage de la vitesse de lacet, mais augmente le déphasage de l'accélération transversale et de l'angle de roulis.

Une augmentation de la vitesse du véhicule et du rapport braquage arrière/avant (noté  $k$  dans la suite du texte, comme dans la théorie présentée en 7.1.2) accentue les phénomènes cités précédemment.

Ils analysent ensuite les jugements subjectifs de 4 essayeurs : pour un parcours sinueux à 50 km/h, ceux-ci situent le  $k$  optimal à -0.2, alors que pour la stabilité à haute vitesse et les changements de voie à 100 km/h, les meilleures notes sont obtenues pour une valeur de  $k$  de 0.2. En comparant les diagrammes de phases de la vitesse de lacet et de l'accélération transversale, ils constatent que les notes optimales correspondent exactement au cas où les déphasages de la vitesse de lacet et de l'accélération transversale coïncident ! Ils valident leur découverte par des essais avec différents réglages de suspension et confirment que là encore le meilleur jugement subjectif est obtenu lorsque le déphasage entre la vitesse de lacet et l'accélération transversale est minimal. Ils décident donc de réaliser un système de 4RD permettant de faire coïncider en permanence les déphasages de la vitesse de lacet et de l'accélération transversale. La mise en équation, qui repose sur un modèle bicyclette, conduit à une expression du rapport braquage arrière/avant  $k$ , fonction de la vitesse du véhicule et de la fréquence du braquage. Plus précisément le  $k$  optimal, qui égalise les déphasages en vitesse de lacet et accélération transversale, est obtenu comme racine d'une équation en :

$$k = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \text{ avec}$$

$$a = l_1 \left( \frac{D_{1r} D_{2r} l}{V} \right)^2 + m D_{1r} D_{2r} l_1 I_z \omega^2 + m D_{1r}^2 D_{2r}^2 l_2 l$$

$$b = (l_2 - l_1) \left( \frac{D_{1r} D_{2r} l}{V} \right)^2 - m I_z D_{1r} D_{2r} (l_1 - l_2) \omega^2 - m D_{1r} D_{2r} l (D_{1r} l_1 + D_{2r} l_2)$$

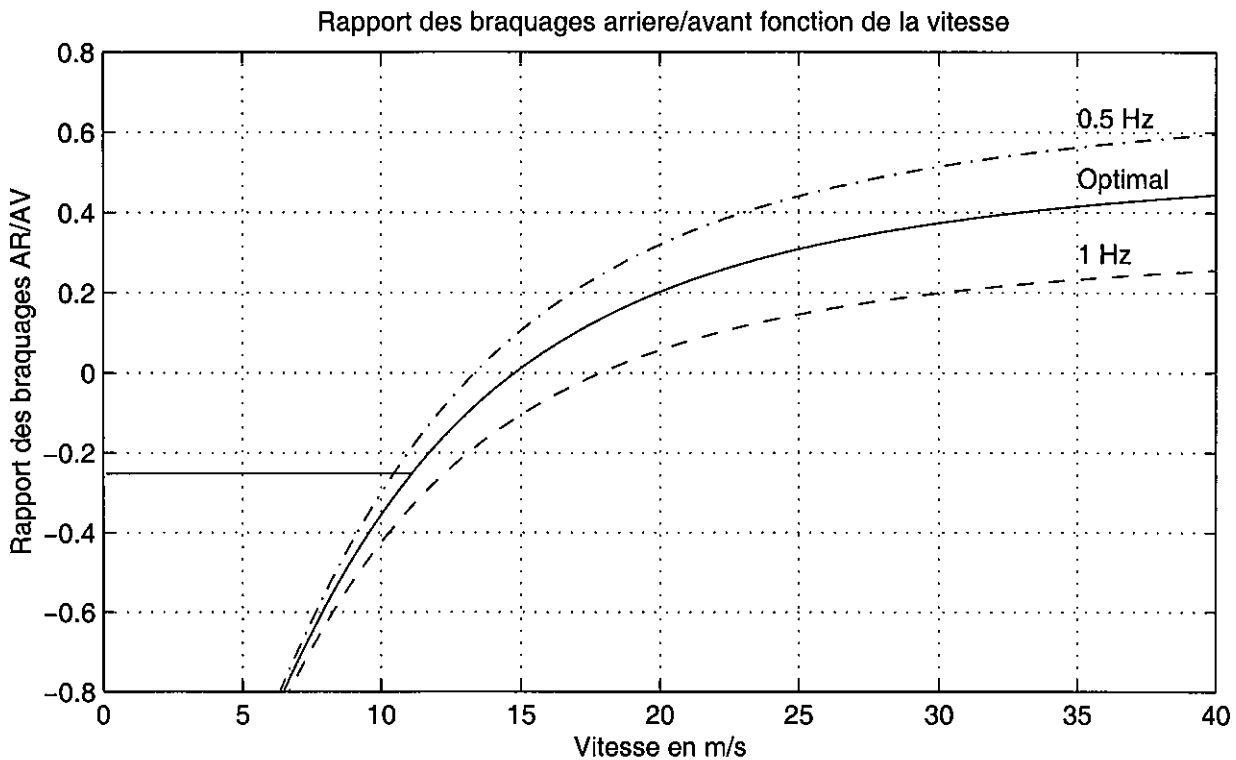
$$c = -l_2 \left( \frac{D_{1r} D_{2r} l}{V} \right)^2 - m D_{1r}^2 l_1 I_z \omega^2 + m D_{1r}^2 D_{2r} l_1 l$$

où  $D_{1r}$  et  $D_{2r}$  désignent les rigidités de dérive d'une roue avant ou arrière, et non pas d'un train complet, comme dans les autres équations apparaissant dans ce chapitre et au chapitre 3.

Ils adoptent alors une loi optimale fonction du constat que la majorité des actions de braquage ont une fréquence située entre 0.5 et 1 Hz, et réalisent de nouveaux tests avec ce prototype. La courbe présentant l'évolution nécessaire de  $k$  en fonction de la vitesse est donnée à la figure 7-1, pour les fréquences de 0.5 et 1 Hz, ainsi que la loi optimale intermédiaire, dont

le rapport  $k$  a été fixé, pour des vitesses inférieures à 40 km/h, à une valeur négative de l'ordre de  $-0.25$ , dont on verra plus loin qu'elle favorise la maniabilité.

#### STRATEGIE DE 4 ROUES DIRECTRICES PROPOSEE PAR TAKIGUCHI



**Figure 7-1 : Loi de braquage arriere optimal en fonction de la vitesse du véhicule proposée par TAKIGUCHI et al. [76]**

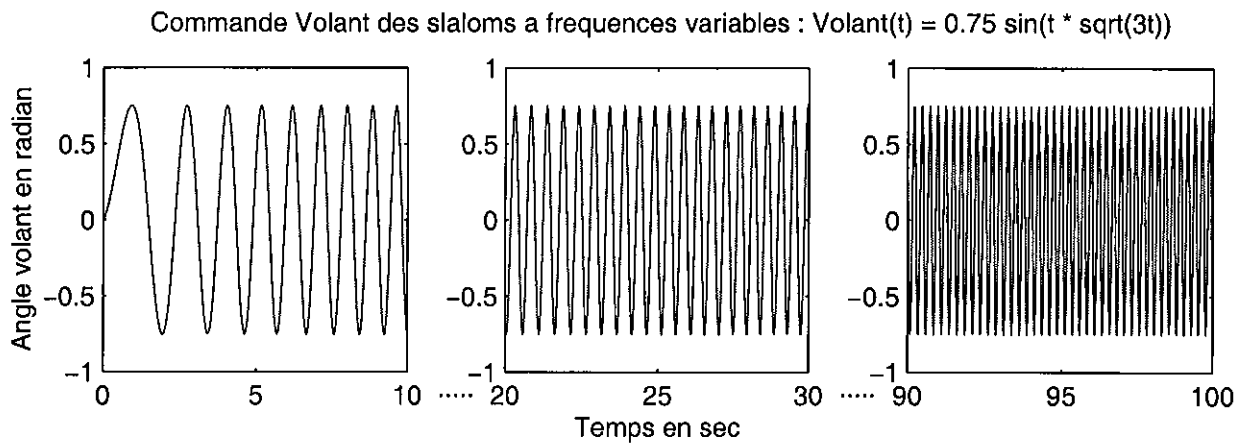
Leurs résultats montrent en outre que le gain en accélération transversale et surtout vitesse de lacet est plus faible en 4RD qu'en 2RD lorsque la vitesse augmente, ce qui est favorable pour la stabilité aux fortes vitesses. La réduction des déphasages entre vitesse de lacet et accélération transversale est également mise en évidence lors d'un changement de voie sur un revêtement de faible adhérence (neige). Enfin des simulations montrent que cette configuration de 4RD permet également d'obtenir la même trajectoire avec moins de force latérale, car elle permet de minimiser l'accélération de lacet dans les phases transitoires.

#### *Mise en œuvre de ces stratégies et simulations*

Nous avons repris les stratégies proposées par ces auteurs et effectué des simulations afin de mettre en évidence l'intérêt de ces dispositifs.

La meilleure manière de visualiser le déphasage des réponses en accélération transversale et vitesse de lacet pour différentes fréquences de braquage étant le diagramme de Bode, nous avons dans un premier temps mis au point un signal de commande volant qui nous permette de balayer une plage de fréquence suffisante, car nous avons considéré que les signaux réels mesurés sur notre véhicule instrumenté 306 d'architecture classique à 2RD, lors des essais de slalom à fréquence variable, utilisés aux paragraphes 4.1.4 et 5.2.4, seraient avantageusement remplacés par un signal mathématique dédié à ces investigations. Après de nombreux essais, nous avons retenu le signal présenté à la figure 7-2 suivante, dont l'équation est en  $\sin(t\sqrt{3t})$ , et qui nous permet au cours d'une simulation d'une durée de 100 s de balayer une plage de

fréquence de moins de 0.5 Hz à 4 Hz. Associé à une amplitude de braquage de 0.75 radian, ce signal permet de ne pas dépasser des accélérations transversales de 3 m/s<sup>2</sup>, et donc de rester dans le domaine linéaire jusqu'à 80 km/h, qui sera la vitesse adoptée pour nos simulations.



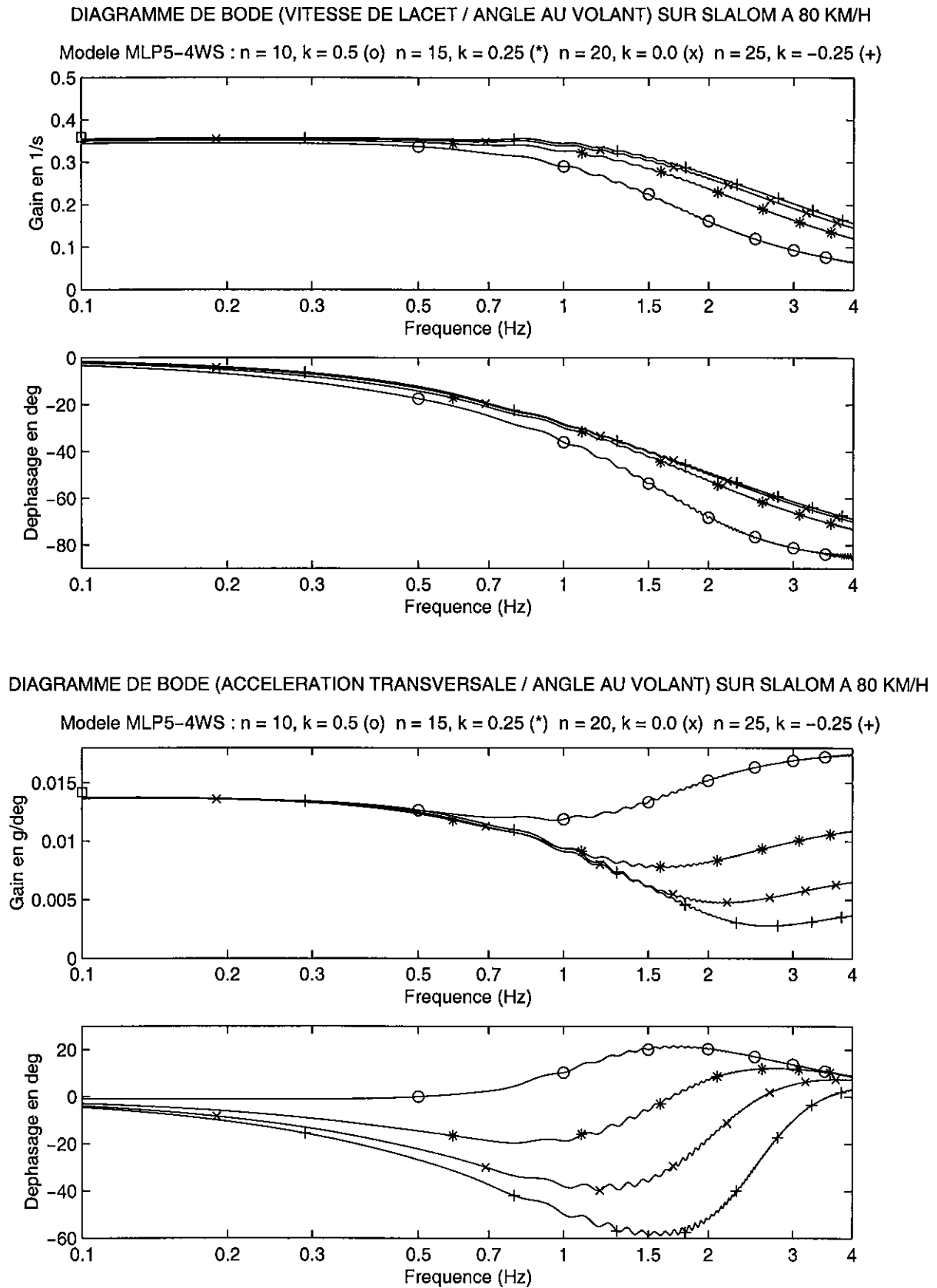
**Figure 7-2 : Signal de commande volant créé pour les simulations de slalom à fréquence croissante de 0.5 à 4 Hz**

La différence essentielle entre les résultats présentés par SANO et par TAKIGUCHI est que le premier a toujours des gains identiques aux basses fréquences, ce qui signifie qu'il fait varier le rapport de démultiplication de la direction pour les roues avant au fur et à mesure qu'il modifie le braquage des roues arrière, puisque les équations présentées précédemment montrent que les gains statiques en vitesse de lacet et accélération transversale sont proportionnels à  $(1-k)/n$ . Nous avons fait des simulations équivalentes à celles de ces 2 auteurs, avec notre modèle MLP5\_4WS en utilisant le paramétrage de base de la 306. Les valeurs de  $n$  (rapport de démultiplication de la direction pour les roues avant) et  $k$  (rapport des braquages des roues arrière/avant) retenues sont présentées dans le tableau suivant :

Base des simulations conformes à celles de SANO				
n	25	20	15	10
k	-0.25	0	0.25	0.5

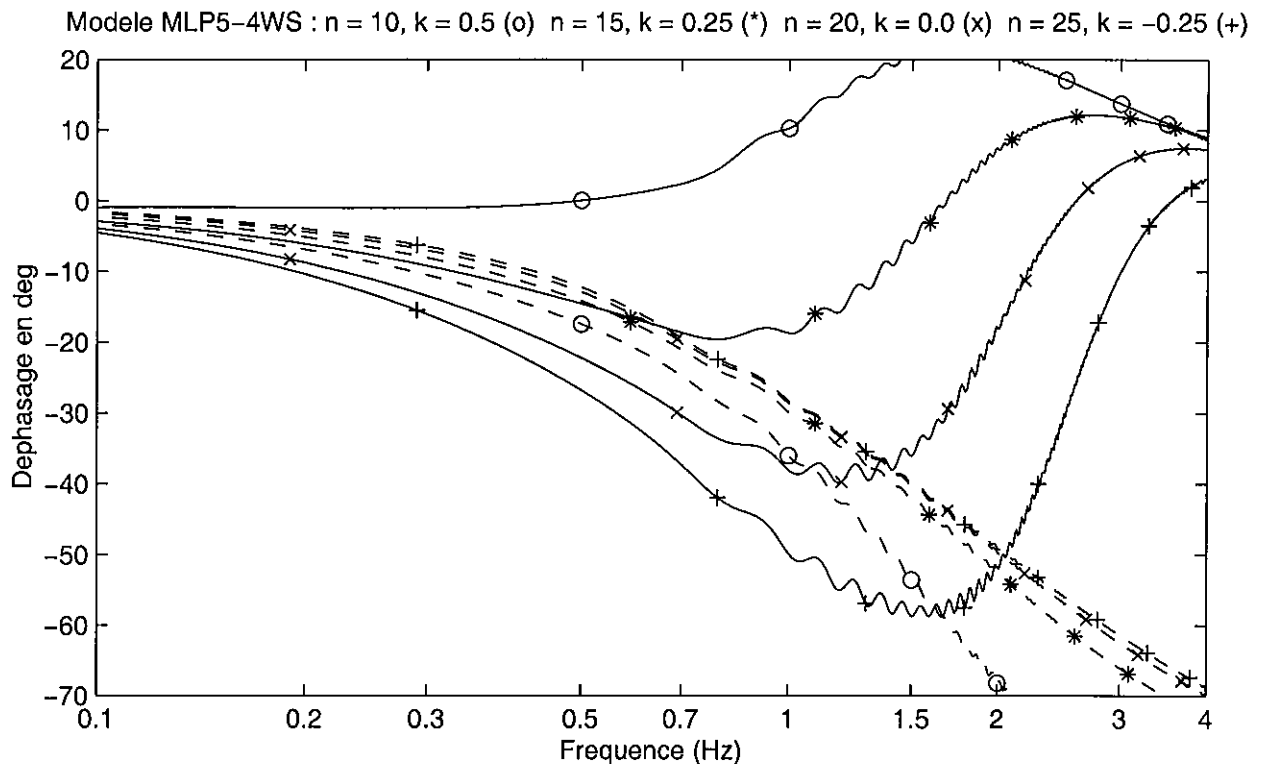
Base des simulations conformes à celles de TAKIGUCHI					
n	20	20	20	20	20
k	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3

Les figures 7-3 à 7-6 présentent les résultats obtenus sous forme de diagrammes de Bode avec une échelle des fréquences logarithmique, afin de mieux pouvoir les comparer aux originaux publiés par ces auteurs, et contrairement à ceux présentés aux chapitres 4 et 5. Les 2 premières présentent les simulations conformes à celles de SANO et les 2 suivantes celles inspirées de TAKIGUCHI, avec pour la première d'entre elles la comparaison des amplitudes et phases de la vitesse de lacet et de l'accélération transversale, et pour la seconde la superposition des seules phases de ces 2 paramètres pour les différentes valeurs de  $n$  et de  $k$ .



**Figure 7-3 : Diagrammes de Bode de la vitesse de lacet et de l'accélération transversale pour des simulations de slaloms à 80 km/h pour différentes stratégies de 4 roues directrices conformes à celles proposées par SANO et al. [73]**

## DEPHASAGE EN ACCELERATION TRANSVERSALE (-) ET VITESSE DE LACET (--) SUR SLALOM A 80 KM/H



**Figure 7-4 : Superposition des phases des Diagrammes de Bode de la vitesse de lacet et de l'accélération transversale pour des simulations de slaloms à 80 km/h pour différentes stratégies de 4 roues directrices conformes à celles proposées par SANO et al. [73]**

Les résultats présentés par SANO dans ses publications montrent des diagrammes de Bode de la vitesse de lacet rigoureusement identiques pour les 4 configurations testées. Ce n'est pas exactement le cas pour nos simulations, car si le braquage arrière en sens opposé au braquage avant (symbole +) se distingue peu du véhicule de base en 2 roues directrices (x), de même que la configuration avec  $k = 0.25$  (\*), celle avec  $k = 0.5$  (o) présente à la fois une réduction du gain et une augmentation du déphasage aux fréquences élevées. Ces écarts sont sans doute liés aux valeurs des paramètres géométriques de la 306 adoptées pour ces simulations.

Pour l'accélération transversale, on obtient des résultats très comparables à ceux de SANO, avec un gain qui reste beaucoup plus élevé aux hautes fréquences, lorsqu'on braque les roues arrière dans le même sens que les roues avant. Pour la phase, on constate clairement que le braquage arrière opposé aux roues avant augmente encore le retard de la réponse du véhicule en accélération transversale, alors que le braquage arrière dans le même sens que le braquage avant réduit considérablement ce déphasage, permettant même une réponse en avance de phase aux fréquences élevées.

La superposition des déphasages de la vitesse de lacet et de l'accélération transversale montre clairement qu'un braquage des roues arrière dans le même sens que celui des roues avant permet de réduire le déphasage naturel du véhicule en accélération transversale par rapport à celui en vitesse de lacet, mais avec un meilleur compromis pour  $k = 0.25$ , car au delà c'est cette fois la vitesse de lacet qui est en retard sur l'accélération transversale, puisque son déphasage augmente, alors que celui de l'accélération est quasiment nul aux basses fréquences et devient positif aux fréquences élevées.

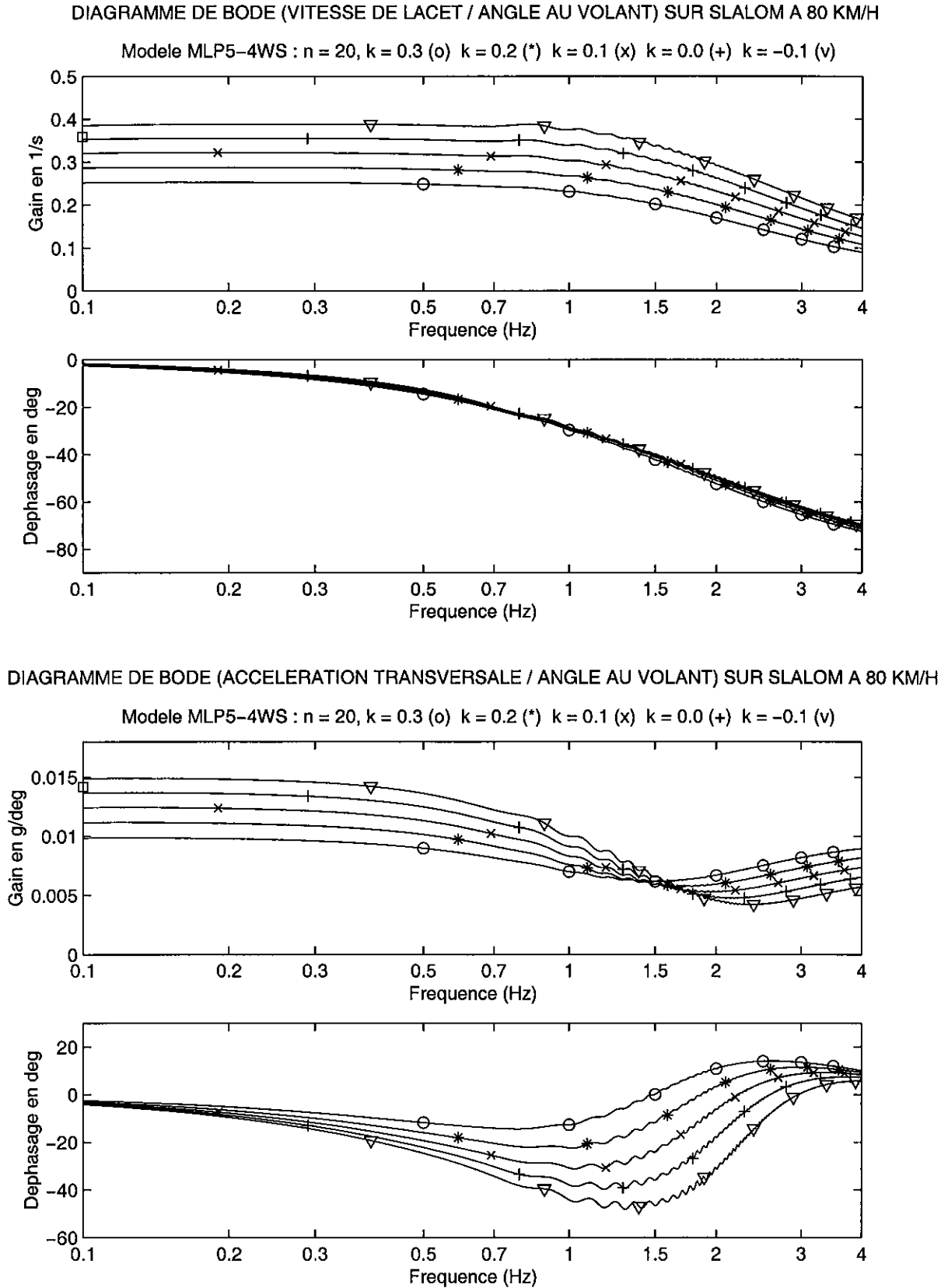
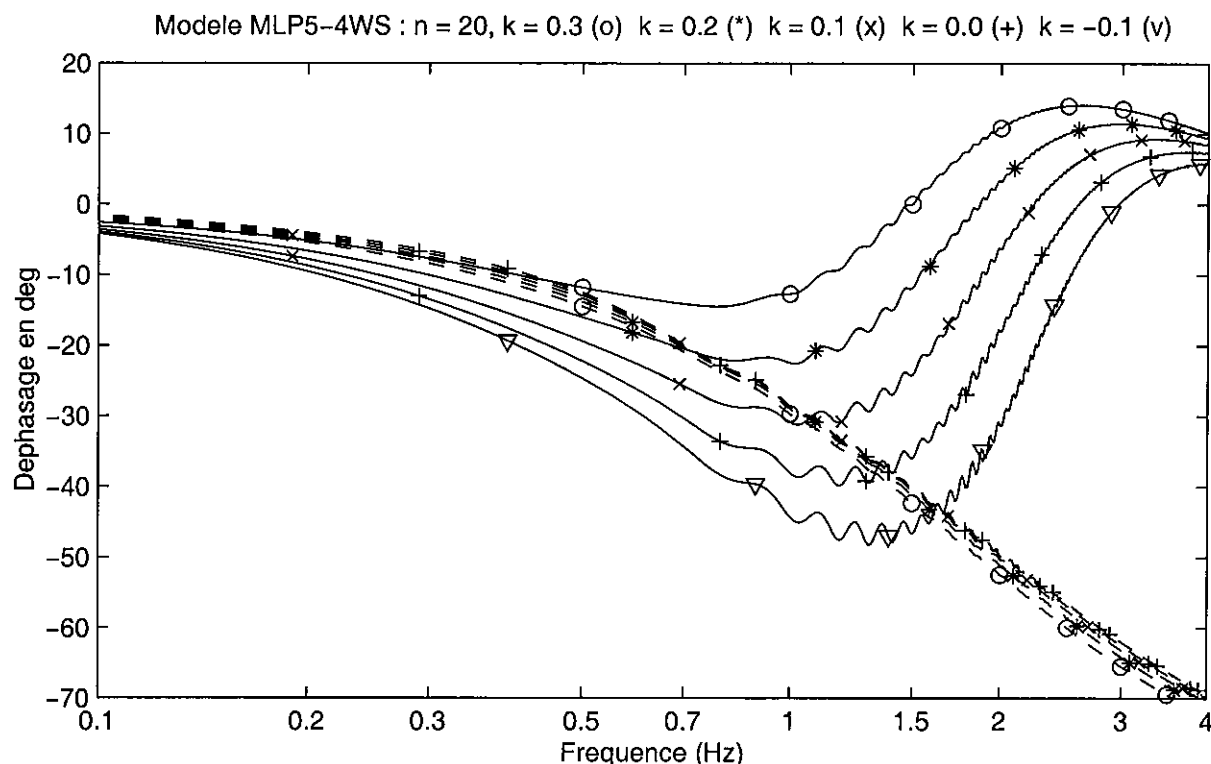


Figure 7-5 : Diagrammes de Bode de la vitesse de lacet et de l'accélération transversale pour des simulations de slaloms à 80 km/h pour différentes stratégies de 4 roues directrices conformes à celles proposées par TAKIGUCHI et al. [76]

## DEPHASAGE EN ACCELERATION TRANSVERSALE (-) ET VITESSE DE LACET (--) SUR SLALOM A 80 KM/H



**Figure 7-6 : Superposition des phases des Diagrammes de Bode de la vitesse de lacet et de l'accélération transversale pour des simulations de slaloms à 80 km/h pour différentes stratégies de 4 roues directrices conformes à celles de TAKIGUCHI et al. [76]**

Les résultats des simulations inspirées des travaux de TAKIGUCHI, avec par conséquent un rapport de démultiplication de la direction constant pour l'avant et des rapports de braquage arrière/avant variant de  $-0.1$  à  $0.3$ , nous donnent des résultats conformes à ceux publiés : pour la vitesse de lacet, on constate que le déphasage est identique dans tous les cas, mais que le gain diminue fortement pour des braquages arrière dans le même sens que les roues avant, ce qui est favorable pour la stabilité aux fortes vitesses. Ce phénomène est en outre homogène pour toutes les fréquences.

Pour l'accélération transversale, on constate également une diminution du gain lorsque les roues arrière sont braquées dans le même sens que les roues avant, mais ce phénomène s'inverse à partir de  $1.5$  Hz. Pour le déphasage on constate une nette réduction du retard pour les braquages arrière positifs, mais légèrement moindre que dans le cas de SANO.

La superposition des déphasages de la vitesse de lacet et de l'accélération transversale montre une meilleure coïncidence pour  $k = 0.2$  jusque vers  $1$  Hz, alors que les graphiques publiés par TAKIGUCHI montrent une coïncidence quasi-parfaite jusqu'à  $1.5$  Hz, ce qui peut encore une fois s'expliquer par des paramétrages de véhicule différents. Pour les valeurs de  $k$  moindres, l'accélération transversale est encore en retard sur la vitesse de lacet surtout entre  $0.3$  et  $1.2$  Hz, alors que pour  $k = 0.3$ , les 2 grandeurs sont en phase jusqu'à  $0.5$  Hz, mais au-delà c'est l'accélération transversale qui passe en avance de phase sur la vitesse de lacet. Alors que nous n'avons fait ces simulations qu'à  $80$  km/h, signalons que TAKIGUCHI indique également que le déphasage en vitesse de lacet diminue légèrement avec la vitesse, celui de l'accélération transversale augmentant beaucoup moins avec la vitesse en 4RD qu'en 2RD.

### 7. 2. 3. Réduction de l'angle de dérive du châssis

#### Fondements théoriques et éléments bibliographiques

L'équation  $\gamma_y = V(\dot{\psi} + \dot{\alpha})$  montre que l'accélération transversale se compose de 2 termes, l'un lié à la vitesse de lacet, variable d'état du véhicule représentant son mouvement de rotation, l'autre lié à la vitesse angulaire de dérive, traduisant la translation latérale du véhicule. En 2-roues directrices, lorsque la vitesse augmente le déphasage de l'accélération transversale augmente en comparaison de la réponse en vitesse de lacet. Ce phénomène est dû à une diminution de la constante de temps de l'angle de dérive, elle-même liée à la diminution du gain de l'angle de dérive lorsque la vitesse augmente, pour devenir négatif aux vitesses élevées. C'est sur ce constat qu'une méthode de contrôle visant à obtenir une valeur nulle de l'angle de dérive au centre de gravité en régime établi a été proposée par SANO et *al.* dans leur article SAE 860625, "Four-wheel steering system with rear steer angle controlled as a function of steering wheel angle" [77].

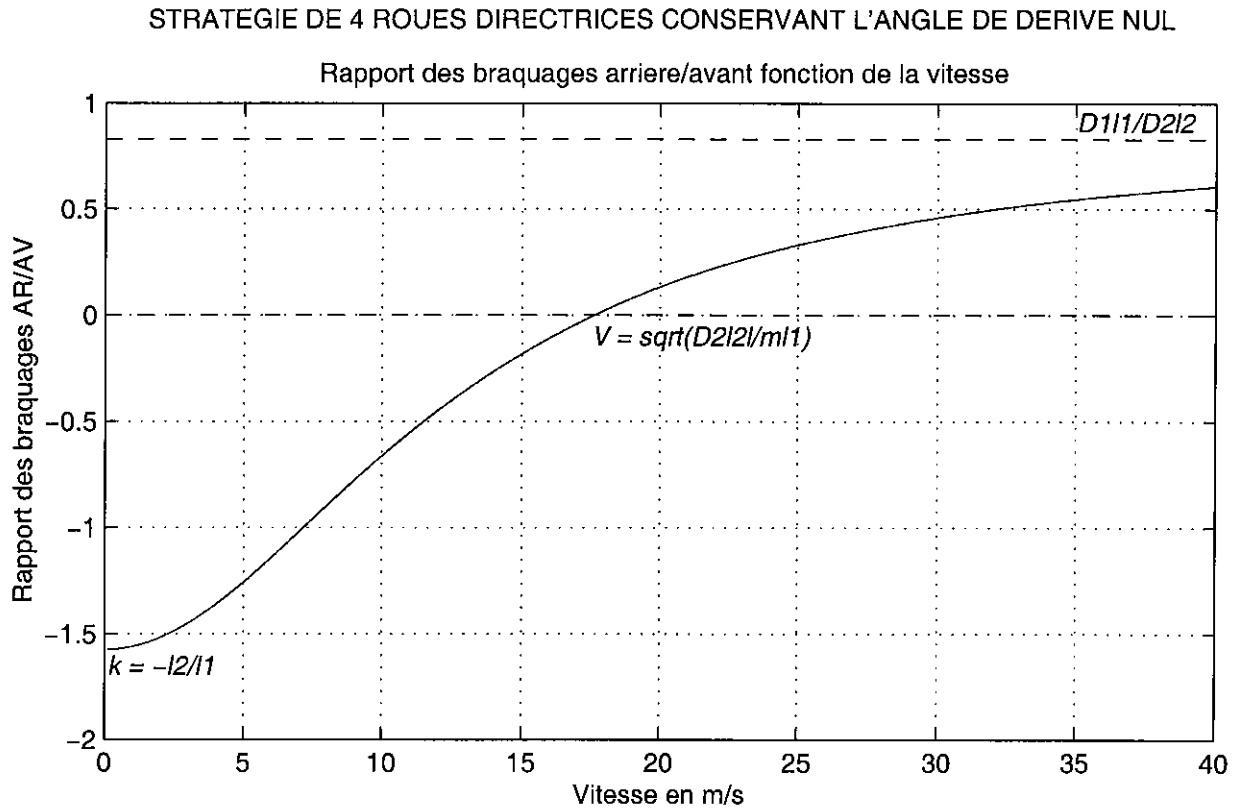
Une expression analytique de la transformée de Laplace de la réponse en angle de dérive en fonction des angles de braquage avant et arrière peut être obtenue à partir du modèle à 2 degrés de liberté. Dans une stratégie de contrôle de type "feed-forward", où l'angle des roues arrière se déduit de celui des roues avant par un facteur  $k$ , on peut ramener la réponse en dérive à l'entrée de braquage au volant, et obtenir l'expression du gain en dérive en régime établi, comme nous l'avons fait au paragraphe 7.1.2 à partir des travaux de NAKAMOTO et *al.* [75]. L'annulation de ce gain étant l'objectif poursuivi, on obtient l'expression du rapport  $k$ .

$$k = \frac{-l_2 + \frac{ml_1V^2}{D_2l}}{l_1 + \frac{ml_2V^2}{D_1l}}$$

avec les notations classiques, et où  $D_1$  et  $D_2$  représentent les rigidités de dérive des trains avant et arrière. La même expression est obtenue par Xavier ELOY de Renault dans son cours du CLESIA consacré aux 4 roues-directrices [78], à partir d'une formulation où il cherche à annuler la marge statique, et étend en outre la notion de rigidité de dérive à l'ensemble constitué des trains et des pneumatiques. Il est à noter que cette expression dépend de la vitesse du véhicule. On est donc sur une stratégie de 4 roues directrices sensible à la vitesse, tout comme celle proposée par TAKIGUCHI étudiée précédemment. L'allure du rapport des braquages des roues arrière/avant en fonction de la vitesse est donnée sur la figure suivante pour les caractéristiques de notre 306. Il est facile de vérifier, à partir de la formule ci-dessus donnant le rapport  $k$ , que l'ordonnée à l'origine est en  $-l_2/l_1$ , l'asymptote pour les vitesses élevées en  $\frac{D_1l_1}{D_2l_2}$  et que  $k$  s'annule pour une vitesse égale à  $\sqrt{\frac{D_2l_2l}{ml_1}}$ .

La formule précédente étant basée sur l'analyse en régime établi, l'angle de dérive ne sera donc pas forcément nul dans les phases transitoires. C'est pourquoi TAKEUCHI [79 non procuré] a étendu cette analyse au cas général. La formule, qui est en transformée de Laplace car la fréquence du braquage intervient alors, est citée par FURUKAWA, mais l'article original est malheureusement en japonais.





**Figure 7-7 : Loi de braquage arrière en fonction de la vitesse du véhicule visant à conserver l'axe longitudinal du véhicule tangent à la trajectoire (annulation de l'angle de dérive) proposée par SANO et al. [77]**

La formule obtenue est la suivante :

$$k(S) = \frac{-l_2 + \frac{m l_1 V^2}{D_2 l} - \frac{I_z V}{D_2 l} S}{l_1 + \frac{m l_2 V^2}{D_1 l} + \frac{I_z V}{D_1 l} S}$$

FUKUI et al. [80 non procuré] proposent un autre principe de contrôle des roues arrière : lorsque le volant est tourné rapidement les roues arrière sont braquées en sens inverse des roues avant pour faire tourner le véhicule plus brutalement, alors que lorsque la rotation du volant est lente, les roues arrière sont braquées dans le même sens que les roues avant pour augmenter la stabilité du véhicule. Au cours d'essais sur simulateur, ces auteurs trouvent que le véhicule à 4RD ainsi contrôlé se déplace plus vite latéralement, et que le conducteur est moins sensible aux perturbations extérieures et peut conduire de manière plus stable.

### *Mise en œuvre de ces stratégies et simulations*

Pour illustrer les performances de la stratégie de braquage arrière visant à annuler l'angle de dérive, nous allons présenter des résultats de simulations dont l'entrée volant est un sinus de 100 degrés d'amplitude et 1.67 s de période (qui sera repris au chapitre 8 lors de l'analyse des contrôles du moment de lacet) pour des vitesses de 80 et 100 km/h. La figure 7-8 présente les angles de braquage des roues avant et arrière, l'accélération transversale, la vitesse de lacet et l'angle de dérive au centre de gravité, en comparant la configuration de braquage arrière de SANO et al. donnée à la figure 7-7, mais adaptée aux paramètres de notre 306, avec le véhicule de base en 2 roues directrices.

COMPARAISON 4RD (-) et 2RD (-.-) : SIMULATIONS MLP5 SUR SINUS (A = 100 DEG, T = 1.67 SEC)

<- Passage a 80 km/h - Strategie 4 RD a derive nulle - Passage a 100 km/h ->

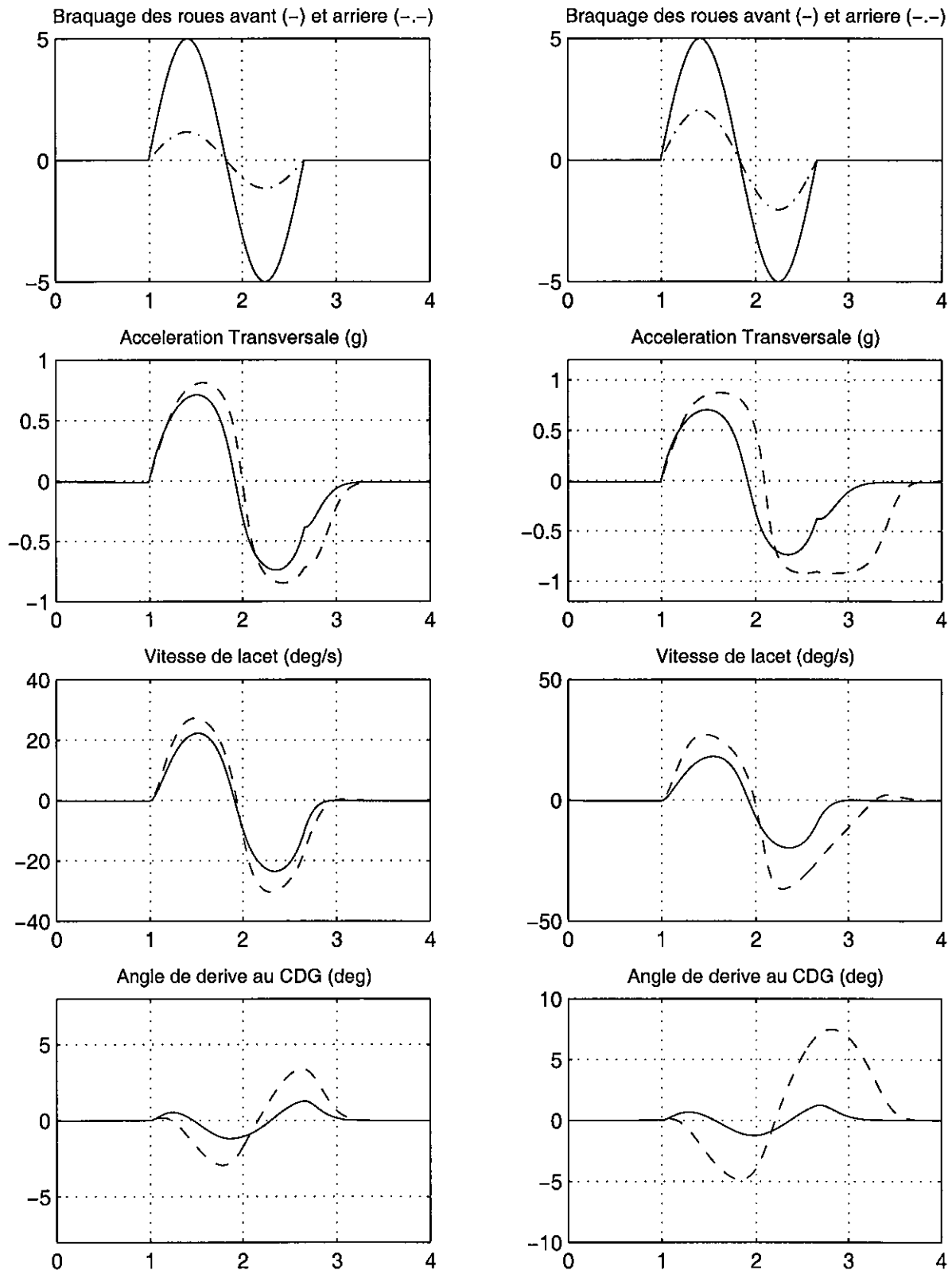


Figure 7-8 : Comparaison des résultats de simulations en stratégie de 4 roues directrices visant à annuler l'angle de dérive selon SANO et al. [77] et 2 roues directrices sur une manœuvre de sinus (Amplitude 100°, période 1.67 s) à une vitesse de 80 et 100 km/h

On constate effectivement une très forte réduction de l'angle de dérive qui reste généralement inférieur à 1 degré, alors qu'il atteint -5 et 8 degrés sur les 2 pics pour la simulation en 2 roues directrices à 100 km/h. Le fait qu'il ne soit pas totalement nul est normal, puisque cette stratégie se limite en théorie au régime établi, alors que la manœuvre présentée est fortement transitoire. La valeur obtenue du rapport  $k$  est respectivement de 0.231 à 80 km/h et de 0.409 à 100 km/h.

On note également que le braquage arrière réduit sensiblement les amplitudes des réponses en accélération transversale et vitesse de lacet, mais surtout réduit fortement le retard de la réponse en accélération transversale, et cela d'autant plus que la vitesse est élevée. Le retard de la réponse en vitesse de lacet, par rapport à la commande volant, est également réduit en 4 roues directrices mais dans des proportions moindres que pour l'accélération transversale. On constate donc que cette stratégie à angle de dérive nul conduit également à une réduction du déphasage entre la réponse en vitesse de lacet et en accélération transversale, comme les stratégies étudiées au paragraphe précédent.

#### 7. 2. 4. Augmenter la stabilité du véhicule

##### *Les travaux de FUKUNAGA et al.*

FUKUNAGA, IRIE, KUROKI et SUGASAWA, qui travaillent pour le constructeur NISSAN, proposent dans un article d'ESV 87 "Improved handling and stability using four-wheel steering" [81] plusieurs techniques de contrôle du braquage des roues arrière. Ils montrent, comme les auteurs précédents, que la stabilité du véhicule est améliorée en braquant les roues arrière dans le même sens que les roues avant, et que ce braquage arrière doit augmenter avec la vitesse. Une originalité de leurs travaux est cependant de prouver que le braquage arrière qui permet de maintenir l'angle de dérive à 0, tel que défini au paragraphe précédent, s'il améliore la stabilité dans les gammes de vitesse moyenne et élevée, et la réponse en accélération transversale, dégrade la réponse en vitesse de lacet, du fait de l'apparition d'un angle de dérive transitoire opposé à celui obtenu en 2 roues directrices, ce qui déconcerte le conducteur, car s'accompagne d'un fort sousvirage.

Ils insistent en outre sur l'importance des caractéristiques transitoires de ce braquage arrière pour l'obtention d'une bonne stabilité, et parviennent aux meilleurs résultats en introduisant un retard sur celui-ci. Ils combinent également à ce braquage arrière retardé une technique de compensation du déphasage pour les roues avant, et démontrent alors que les déphasages en vitesse de lacet et accélération transversale peuvent être totalement annulés. Leurs travaux sont incorporés au système HICAS (High Capacity Actively Controlled Suspension) développé par NISSAN.

A partir des équations du modèle bicyclette, ils testent 5 méthodes de contrôle repérées de A à E : 2 roues directrices (A), braquage arrière proportionnel à l'avant (B), retard du premier ordre sur le braquage arrière (C), avance de phase du premier ordre sur le braquage arrière (D), la même avance de phase sur le braquage arrière complétée par l'application d'une stratégie du même type sur les roues avant (E). Ils réalisent des simulations temporelles sur la base d'un braquage échelon, et présentent également des diagrammes de Bode. Nous avons repris l'ensemble de leur démarche, car elle a le mérite de mettre en évidence certaines limitations des concepts, non abordées par les auteurs cités précédemment. Nous allons donc présenter les résultats de nos propres simulations et les commenter sur la base des enseignements apportés par FUKUNAGA et al.

*Stratégie B de FUKUNAGA : braquage arrière proportionnel au braquage avant*

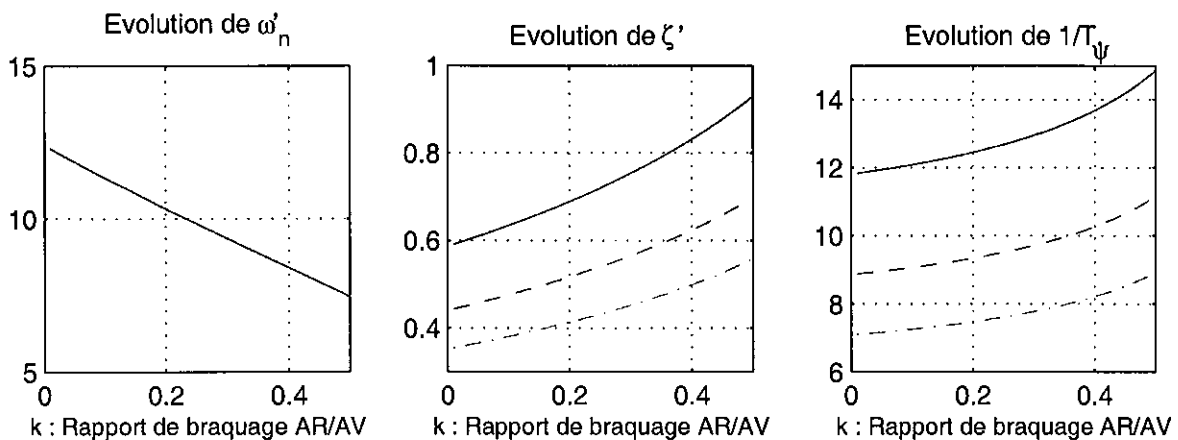
Pour ces auteurs, annuler l'angle de dérive présente 2 avantages : l'un ergonomique : le véhicule sera plus facile à diriger, et l'autre dynamique : moins d'énergie sera nécessaire pour faire passer le véhicule de la ligne droite à un virage, d'où une meilleure stabilité à travers une meilleure convergence des mouvements de lacet et de déplacement latéral.

La figure 7-10 présente les simulations du braquage échelon (avec un front montant passant de 0 à 150° au volant en 0.1 s en présentant une certaine progressivité) pour 3 valeurs fixes du rapport  $k$  de braquage des roues arrière/avant : 0 (stratégie A en 2 roues directrices), 0.33 valeur donnée par la formule qui annule l'angle de dérive statico-dynamique pour le paramétrage de notre 306 et une vitesse de 90 km/h adoptée pour ces simulations (voir figure 7-7), et 0.165 valeur intermédiaire. On retrouvera également les simulations avec  $k = 0$  et 0.33 sur la figure 7-14, qui présente une synthèse des 5 stratégies pour ce braquage échelon, et sur la figure 7-15, qui fait de même en diagramme de Bode, sur la base de simulations de slaloms à fréquence croissante à 80 km/h, avec la commande au volant présentée à la figure 7-2.

Il apparaît clairement à la figure 7-10 que le braquage arrière maintenant une dérive statico-dynamique nulle réduit fortement le dépassement dynamique sur la vitesse de lacet, et rend la réponse transitoire en accélération transversale un peu plus rapide, mais il retarde également fortement la réponse en vitesse de lacet par rapport à une valeur de  $k$  inférieure ou en configuration 2 roues directrices. On retrouve un phénomène équivalent sur le diagramme de Bode de la figure 7-15, où le déphasage en vitesse de lacet de la stratégie B est légèrement supérieur en valeur absolue à celui de la stratégie A.

FUKUNAGA retrouve les principaux enseignements de ces simulations sur les équations présentées en 7.1.2. En ce qui concerne la réduction du déphasage de l'accélération transversale pour la stratégie B par rapport aux 2 roues directrices, observable au bas de la figure 7-15, et conforme aux résultats de SANO et TAKIGUCHI exposés précédemment, il remarque, et le tracé de l'évolution de ces paramètres à la figure 7-9 le confirme, que lorsque  $k$  et donc  $\delta_2$  augmentent,  $\omega_n'$  diminue et  $\zeta'$  augmente, ce qui signifie que le temps de réponse de l'accélération transversale est réduit. De même l'amplitude de la réponse en vitesse de lacet est réduite car  $\frac{1}{T_\psi}$  augmente avec  $k$  et  $\delta_2$ , du fait que les véhicules sont à la base sousvireurs.

EVOLUTION DES PARAMETRES CARACTERISTIQUES DES FONCTIONS DE TRANSFERT  
EN 4 ROUES DIRECTRICES - Vitesses de 60 (-) 80 (--) et 100 (-.-) km/h



**Figure 7-9 : Evolution des paramètres des fonctions de transfert de l'accélération transversale et de la vitesse de lacet en fonction du braquage arrière**

STRATEGIE B DE FUKUNAGA : COMPARAISON DE  $k = 0.33$  : DERIVE NULLE (-)  $k = 0.165$  (- -)  $k = 0$  (-.-)  
 SIMULATIONS DE 4 ROUES DIRECTRICES : MLP5-4WS SUR BRAQUAGE ECHELON 150 DEG A 90 KM/H  
 Braquage des roues AVG et ARG (deg)

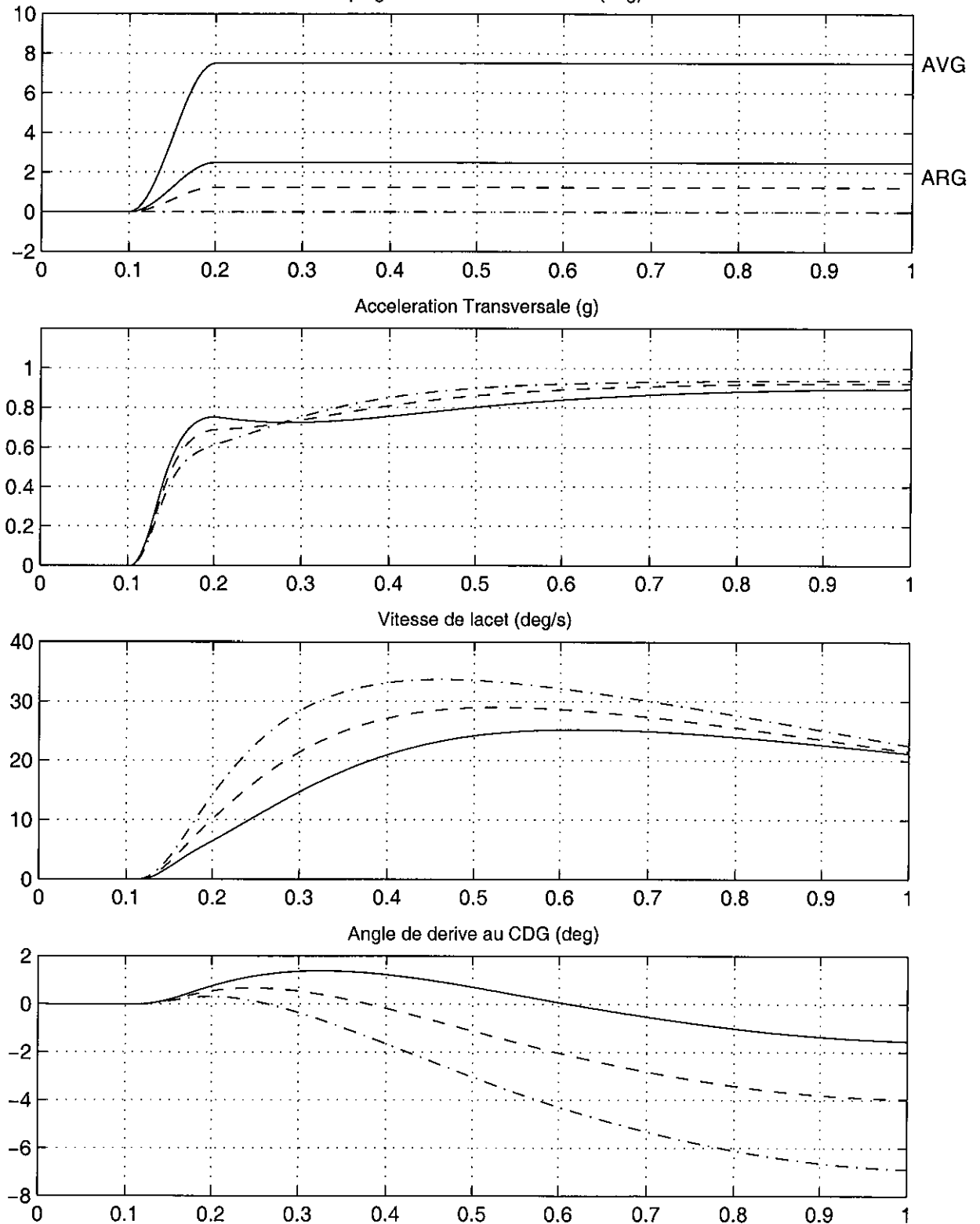


Figure 7-10 : Comparaison des résultats de simulations des stratégies A (2 roues-directrices) et B (4 roues directrices visant à annuler l'angle de dérive) proposées par FUKUNAGA *et al.* [81] sur un braquage échelon à une vitesse de 90 km/h

Comme le montre le quatrième graphique de la figure 7-10, la valeur établie de l'angle de dérive diminue pour la stratégie "à dérive nulle", mais sa valeur transitoire augmente et présente un signe opposé à l'habitude, ce qui est déconcertant pour le conducteur. Cela correspond au fait que l'accélération transversale augmente en proportion plus vite que la vitesse de lacet, d'où une tendance du véhicule à se déplacer latéralement. Il apparaît donc qu'il est nécessaire de faire un compromis entre l'obtention d'une dérive nulle en régime établi et cette sensation désagréable lors de la phase transitoire. Cependant pour FUKUNAGA, l'inconvénient majeur de cette stratégie B avec braquage arrière en phase avec le braquage avant est l'augmentation du retard de la réponse du véhicule en vitesse de lacet.

*Stratégie C de FUKUNAGA : braquage arrière présentant un retard du premier ordre*

En fonction des enseignements des simulations précédentes, l'objectif du retard du premier ordre est de différer la génération des efforts latéraux sur le train arrière tant que la vitesse de lacet n'est pas établie. La fonction de transfert du braquage arrière proposée est la suivante :

$$\delta_2 = \frac{\delta_{sw}}{n} A_2 \quad \text{avec} \quad A_2(S) = \frac{k}{1 + T_2 S}$$

ce qui nous conduit à résoudre l'équation différentielle suivante pour faire des simulations dans le domaine temporel :

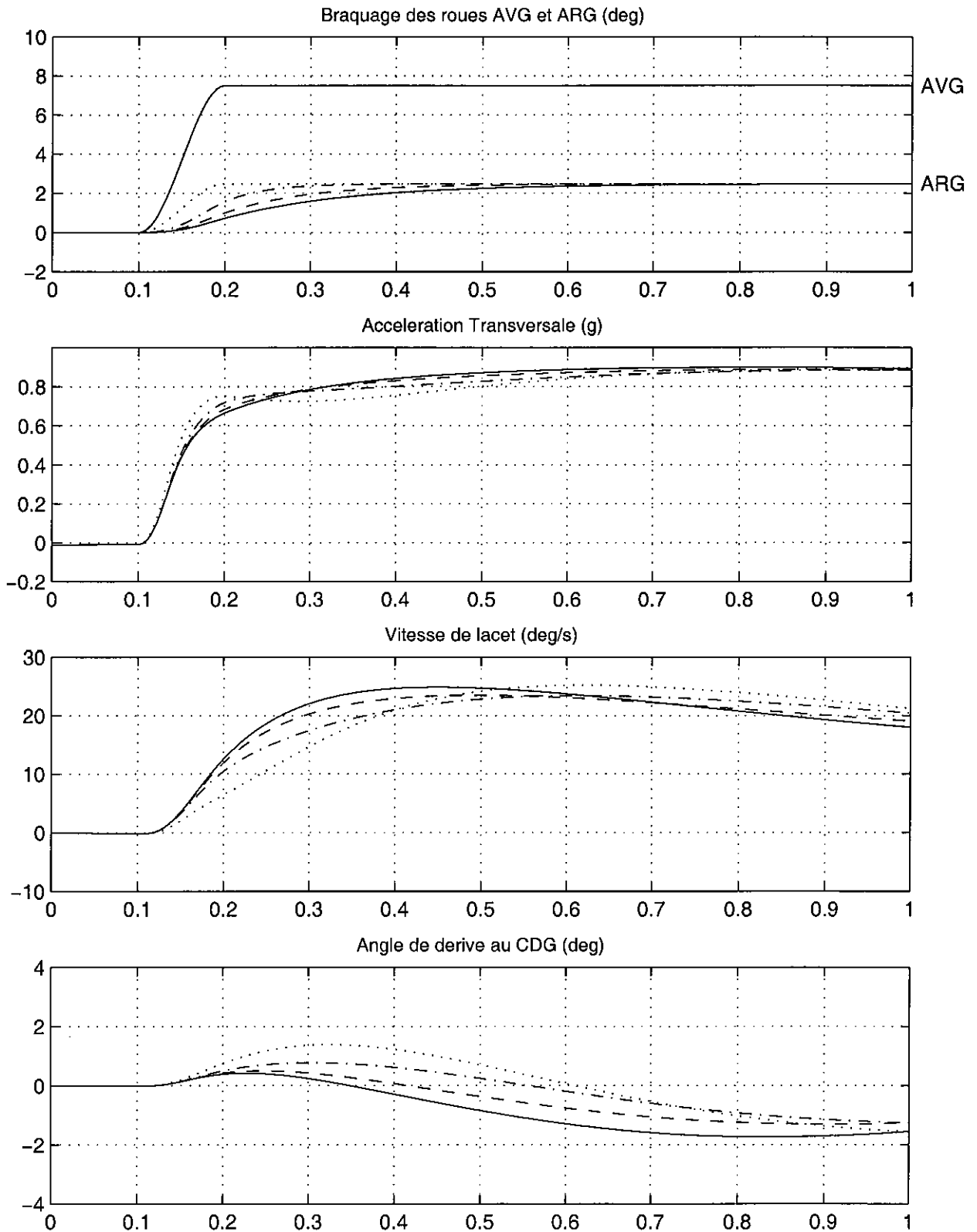
$$\delta_2 + T_2 \dot{\delta}_2 = k \frac{\delta_{sw}}{n}$$

Nous avons été confronté à des problèmes de mise en œuvre informatique de cette stratégie car une tentative d'intégration directe de cette équation différentielle, faisant intervenir le signal recherché et sa dérivée, provoquait de fortes instabilités numériques. Pour le braquage échelon, nous avons dans un premier temps appliqué une formulation du retard obtenue à partir des transformées de Laplace, dans laquelle la valeur de 0.1 permet de tenir compte du fait que le braquage débute à cet instant. On obtient ainsi :  $\delta_2 = k \frac{\delta_{sw}}{n} (1 - e^{-(t-0.1)/T_2})$ .

Cependant la réalisation des simulations de slaloms nécessaires aux diagrammes de Bode de la figure 7-15 est impossible par cette méthode. Grâce aux conseils de Dominique MEIZEL, Professeur à l'UTC/HEUDIASYC, et rapporteur de cette thèse, nous avons modifié la formulation de cette équation différentielle et refait les différentes simulations correspondantes, sans recourir à la transformée de Laplace pour le braquage échelon. On écrit pour ce faire :  $\delta_2(t+1) = \delta_2(t) + \frac{h}{T_2} \left[ k \frac{\delta_{sw}}{n} - \delta_2(t) \right]$ , où h désigne le pas de temps d'intégration.

En retenant uniquement la valeur de k de 0.33, qui annule l'angle de dérive en régime établi, nous testons des valeurs de  $T_2$  de 0, 0.05, 0.1 et 0.15. Les résultats pour le braquage échelon sont donnés à la figure 7-11. La stratégie B "à dérive nulle sans retard", représentée ici avec des pointillés, correspond à  $T_2 = 0$ , elle apparaissait en trait continu sur la figure 7-10. On y constate surtout que la réponse en vitesse de lacet est grandement améliorée car elle est beaucoup plus rapide au fur et à mesure que  $T_2$  augmente, alors que l'amplitude du pic initial d'accélération transversale est réduite. En outre l'angle de dérive de sens opposé à l'habitude constaté précédemment est très réduit dans la phase transitoire et retrouve de plus en plus rapidement son signe habituel avec l'augmentation de  $T_2$ , tout en conservant des amplitudes modérées.

STRATEGIE C DE FUKUNAGA :  $k = 0.33$  : DERIVE NULLE et  $T_2 = 0.15$  (-) 0.1 (--) 0.05 (-.-) 0 (..)  
 SIMULATIONS DE 4 ROUES DIRECTRICES : MLP5-4WS SUR BRAQUAGE ECHELON 150 DEG A 90 KM/H



**Figure 7-11 : Résultats de simulations de la stratégie C de FUKUNAGA et al. [81] (braquage arrière du 1<sup>er</sup> ordre avec retard) : Comparaison de différents  $T_2$  sur un braquage échelon à une vitesse de 90 km/h**

FUKUNAGA indique également que les fortes valeurs de  $T_2$  créent un dépassement dynamique sur la vitesse de lacet, d'où un optimum à trouver. Cette tendance n'est pas très marquée sur nos résultats, mais on retiendra cependant la valeur de 0.1 pour  $T_2$  pour la figure 7-14 de synthèse des échelons, afin de respecter la démarche des auteurs japonais.

Une fois les problèmes d'instabilité numérique évoqués précédemment résolus, nous avons également été en mesure de réaliser la simulation de cette stratégie C sur la manœuvre de slalom à fréquence croissante de la figure 7-2, et d'ajouter les courbes correspondantes sur le diagramme de Bode de la figure 7-15. Nous constatons que nous obtenons des résultats en tous points conformes aux commentaires faits par FUKUNAGA : cette stratégie C montre un comportement plus stable que la stratégie B, tant en vitesse de lacet avec un gain supérieur et déphasage réduit, qu'en accélération transversale avec un gain supérieur jusqu'aux fréquences moyennes (autour de 2 Hz) et un déphasage relativement plat, qui part de 0, diminue jusque vers  $-10^\circ$  à 1.3 Hz, puis remonte à 0 pour une fréquence de 4 Hz.

#### *Stratégie D de FUKUNAGA : braquage arrière présentant une avance du premier ordre*

A l'opposé de la stratégie C qui cherchait à améliorer la réponse en vitesse de lacet en retardant la génération des efforts transversaux sur le train arrière, l'objectif est toujours d'améliorer la réponse en vitesse de lacet mais de façon plus active : avec cette méthode les roues arrière sont braquées en opposition de phase par rapport aux roues avant dans la période transitoire.

La fonction de transfert est toujours  $\delta_2 = \frac{\delta_{sw}}{n} A_2$ , mais avec cette fois  $A_2(S) = k - T_2 S$

ce qui nous conduit à résoudre l'équation différentielle suivante pour faire des simulations dans le domaine temporel :

$$\delta_2 = k \frac{\delta_{sw}}{n} - T_2 \frac{\dot{\delta}_{sw}}{n}$$

Toujours avec la valeur de  $k$  de 0.33, qui annule l'angle de dérive en régime établi, nous testerons cette fois des valeurs de  $T_2$  de 0, 0.015, 0.030 et 0.045. Les résultats pour le braquage échelon sont donnés à la figure 7-12.

On constate qu'au fur et à mesure que  $T_2$  augmente et que la proportion du braquage arrière en opposition de phase croît, la réponse transitoire en vitesse de lacet (et notamment le temps de montée) est améliorée et rendue beaucoup plus vive. Cette vivacité de la réponse en vitesse de lacet distingue cette stratégie D à avance de phase de la précédente C à retard de phase. On retrouve ces progrès sur le diagramme de Bode de la figure 7-15, pour lequel le gain est plus élevé que celui de la stratégie B aux fréquences élevées, mais inférieur à celui de la stratégie C jusque vers 2.5 Hz, et surtout le déphasage très réduit : il ne dépasse pas  $-30^\circ$  à 4 Hz contre  $-70^\circ$  pour les stratégies A et B, et  $-60^\circ$  pour la stratégie C.

Pour l'accélération transversale la réponse sur le diagramme de Bode est très plate tant en amplitude qu'en phase. Pour le braquage échelon, on constate cependant qu'une valeur de  $T_2$  trop élevée conduit à retarder la réponse transitoire, à augmenter la valeur finale, et même à créer une accélération transversale opposée en début de manœuvre, ce qui induit une sensation déconcertante pour le conducteur. Nous aurions donc tendance à situer la valeur optimale de  $T_2$  vers 0.03, qui présente en outre pour le braquage échelon un angle de dérive très faible et évoluant toujours dans le même sens.



STRATEGIE D DE FUKUNAGA :  $k = 0.33$  : DERIVE NULLE et  $T_2 = 0.045$  (-) 0.030 (--) 0.015 (---) 0 (..)  
 SIMULATIONS DE 4 ROUES DIRECTRICES : MLP5-4WS SUR BRAQUAGE ECHELON 150 DEG A 90 KM/H

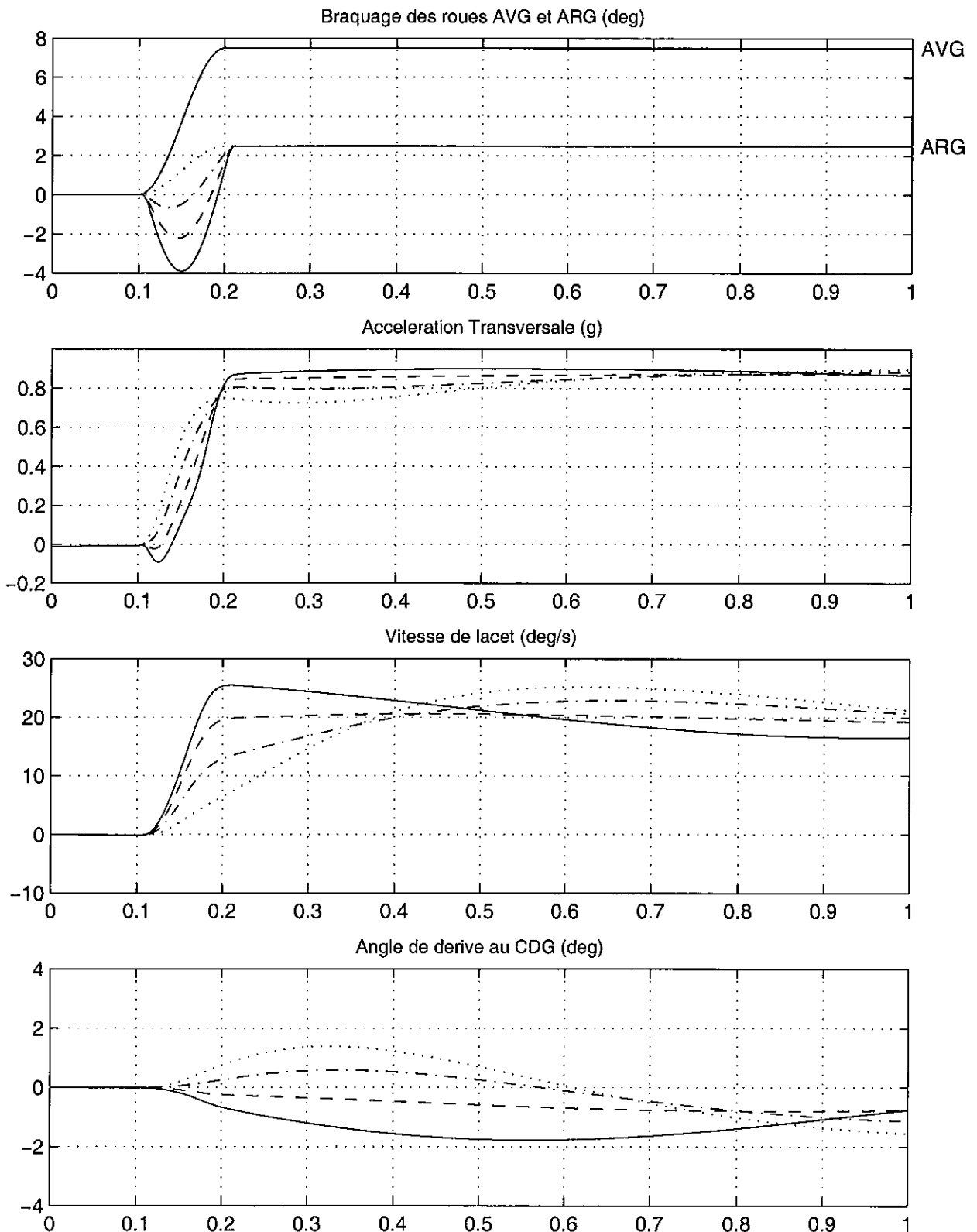


Figure 7-12 : Résultats de simulations de la stratégie D de FUKUNAGA *al.* [81] (braquage arrière du 1<sup>er</sup> ordre avec avance) : Comparaison de différents  $T_2$  sur un braquage échelon à une vitesse de 90 km/h

*Stratégie E de FUKUNAGA : braquages avant et arrière présentant une avance du premier ordre*

Même si les résultats présentés précédemment montrent que l'on peut améliorer de manière significative la réponse d'un véhicule par un braquage des roues arrière, toutes les stratégies précédentes ne peuvent améliorer les réponses et la stabilité à la fois sur la vitesse de lacet et l'accélération transversale. FUKUNAGA signale que ce constat apparaissait dans les équations de base du modèle de véhicule (présentées au début du chapitre 3 et rappelées ci-dessous), car les efforts sur le train arrière interviennent avec un signe plus dans l'équation en forces qui pilote l'accélération transversale, et avec un signe moins dans l'équation en moments, qui gouverne le lacet.

$$m\gamma_y = F_{yavg} + F_{yavd} + F_{yarg} + F_{yard}$$

$$I_z \ddot{\psi} = l_1(F_{yavg} + F_{yavd}) - l_2(F_{yarg} + F_{yard})$$

Cet inconvénient peut être résolu en appliquant une stratégie générant une avance de phase du premier ordre sur les roues avant également. Les auteurs japonais poussent leur raisonnement à l'extrême en présentant un système d'équations, faisant intervenir les fonctions de transfert des lois de contrôle des braquages avant et arrière, qu'il est possible de résoudre en continu afin de construire un véhicule idéal, ayant des réponses en fréquence complètement plates en vitesse de lacet et accélération transversale.

La solution globale de ce système est de la forme 4<sup>ème</sup> ordre/3<sup>ème</sup> ordre, mais peut se ramener à une avance du 1<sup>er</sup> ordre sous la forme suivante :

$$\delta_1 = \frac{\delta_{sw}}{n}(1 + A_1) \quad \text{et} \quad \delta_2 = \frac{\delta_{sw}}{n}A_2$$

où  $A_1$  et  $A_2$  représentent les fonctions de transfert des braquages avant et arrière qui s'expriment selon :

$$A_1(S) = K_{op} + \frac{D_2}{D_1}T_{op}S \quad \text{et} \quad A_2(S) = K_{op} - T_{op}S$$

avec respectivement :

$$K_{op} = \frac{l_1 m D_1 V^2 - l_2 l D_1 D_2}{l^2 D_1 D_2 + (D_2 l_2 - D_1 l_1) m V^2} = \frac{-l_2 + \frac{m l_1 V}{D_2 l} V}{l(1 + K V^2)}$$

$$T_{op} = \frac{D_1 I_z V}{l^2 D_1 D_2 + (D_2 l_2 - D_1 l_1) m V^2} = \frac{\frac{I_z}{D_2 l} V}{l(1 + K V^2)}$$

Pour faire des simulations dans le domaine temporel, les équations différentielles que l'on est amené à résoudre s'expriment par :

$$\delta_1 = (1 + K_{op}) \frac{\delta_{sw}}{n} + \frac{D_2}{D_1} T_{op} \frac{\dot{\delta}_{sw}}{n} \quad \text{et} \quad \delta_2 = K_{op} \frac{\delta_{sw}}{n} - T_{op} \frac{\dot{\delta}_{sw}}{n}$$

Ce véhicule présenterait à la fois une réponse rapide et une bonne stabilité, avec un angle de dérive toujours nul, même dans les phases transitoires, il serait donc idéalement facile à conduire ! La critique que l'on peut tout de même faire consiste à se rappeler que toute cette

théorie repose sur un modèle bicyclette, linéaire, et dont les pneumatiques sont modélisés par une rigidité de dérive constante, mais nous n'avons évidemment pas résisté à la tentation d'essayer de mettre en œuvre ce concept.

La figure 7-13 suivante présente les évolutions de  $K_{op}$  et  $T_{op}$  en fonction de la vitesse. On remarque que  $K_{op}$  est négatif pour les basses vitesses, s'annule vers 17 m/s soit un peu plus de 60 km/h, puis augmente de façon presque linéaire. Pour les vitesses de 80 et 90 km/h, utilisées respectivement pour le slalom à fréquence croissante et l'échelon de braquage, les valeurs de  $K_{op}$  sont de 0.25 et 0.5.  $T_{op}$  est toujours positif, augmente de façon quasiment linéaire pour les basses vitesses puis se stabilise. Les valeurs respectives de  $T_{op}$  pour nos deux essais sont de 0.46 et 0.5.

STRATEGIE DE BRAQUAGE ARRIERE OPTIMALE E DE FUKUNAGA : EVOLUTION DE  $K_{op}$  et  $T_{op}$

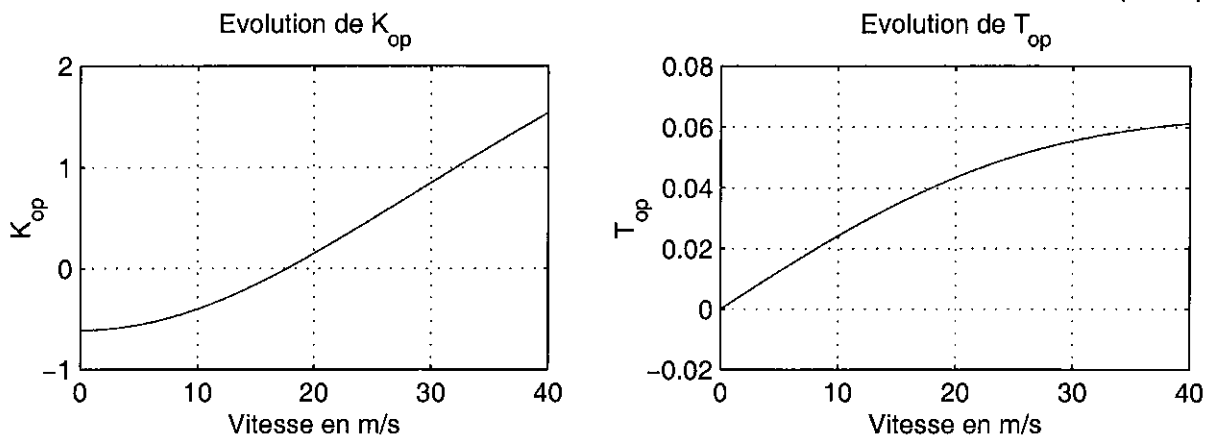


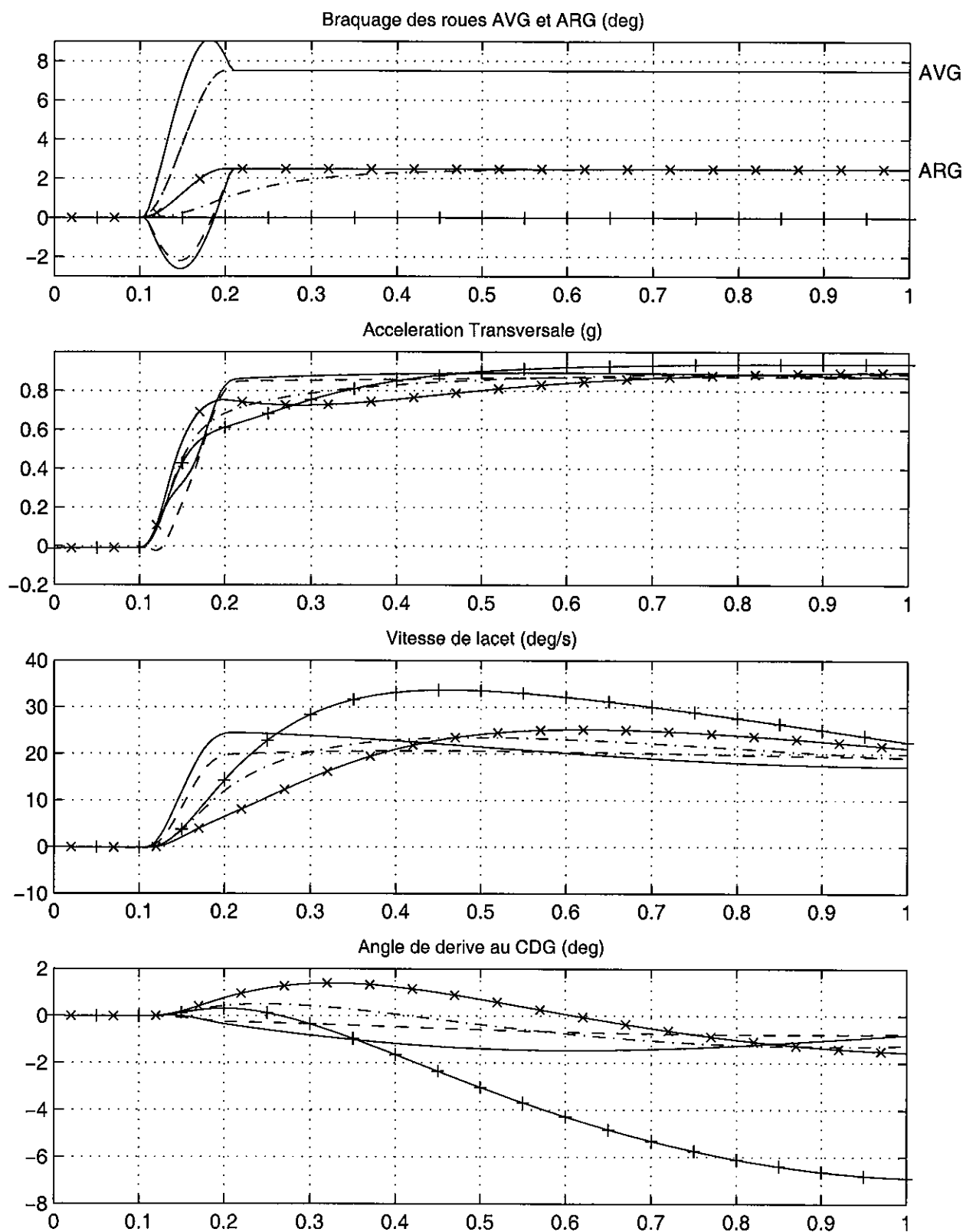
Figure 7-13 : Evolution avec la vitesse des paramètres  $K_{op}$  et  $T_{op}$  de la stratégie E de FUKUNAGA et al. [81] (braquage avant et arrière du 1<sup>er</sup> ordre avec avance de phase)

Pour rester homogène avec les autres configurations et retrouver les mêmes braquages stabilisés, nous avons divisé  $\delta_1$  et  $\delta_2$  par  $(1-K_{op})$  par rapport aux formules théoriques précédentes. La figure 7-14 présente une synthèse des résultats des 5 stratégies de 4 roues directrices proposées par FUKUNAGA sur le braquage échelon. Le résultat de la stratégie E apparaît ici pour la première fois, en comparaison des 4 stratégies étudiées précédemment : A en 2 roues directrices, B à angle de dérive nul en régime établi, C 1<sup>er</sup> ordre avec retard de phase, et D 1<sup>er</sup> ordre avec avance de phase. La réponse de ce véhicule idéal est effectivement impressionnante, avec des allures de vitesse de lacet et d'accélération transversale les plus proches de la commande volant, sans aucun dépassement dynamique ou retard, et un angle de dérive faible et évoluant toujours avec le même signe à défaut d'être identiquement nul.

On retrouve également les performances de ce véhicule à la figure 7-15 qui présente la synthèse des 5 stratégies sous forme de diagrammes de Bode, sur la base de simulations de slaloms à fréquence croissante à 80 km/h, avec la commande au volant présentée à la figure 7-2. On constate que ce véhicule issu de la stratégie E a effectivement une réponse en gain très plate surtout en vitesse de lacet, et un déphasage faible : nul jusqu'à 1 Hz puis descendant doucement à  $-20^\circ$  pour la vitesse de lacet, et passant progressivement de 0 à  $-10^\circ$  pour l'accélération transversale. Les écarts entre la théorie et la pratique peuvent provenir des niveaux de sollicitations très élevés atteints (nous ignorons ceux testés par FUKUNAGA car les courbes publiées n'ont pas d'échelles), induisant de nombreux phénomènes non linéaires, non pris en compte dans le modèle utilisé pour bâtir cette théorie. Les performances des autres stratégies ont été commentées dans les paragraphes correspondants.

5 STRATEGIES DE FUKUNAGA : E : Optimale (-) D :  $T_2 = 0.03$  (---) C :  $T_2 = 0.1$  (-.-) B :  $k = 0.33$  (x) A : 2RD (+)

SIMULATIONS DE 4 ROUES DIRECTRICES : MLP5-4WS SUR BRAQUAGE ECHELON 150 DEG A 90 KM/H



**Figure 7-14 : Comparaison des résultats de simulations pour les 5 stratégies de FUKUNAGA *et al.* [81] sur un braquage échelon à une vitesse de 90 km/h : la stratégie E présente un véhicule à la réponse théoriquement idéale**

DIAGRAMME DE BODE (VITESSE DE LACET / ANGLE AU VOLANT) SUR SLALOM A 80 KM/H  
 5 STRATEGIES DE FUKUNAGA : E : Optimale (o) D :  $T_2 = 0.03$  (\*) C :  $T_2 = 0.1$  (x) B :  $k = 0.33$  (+) A : 2RD (v)

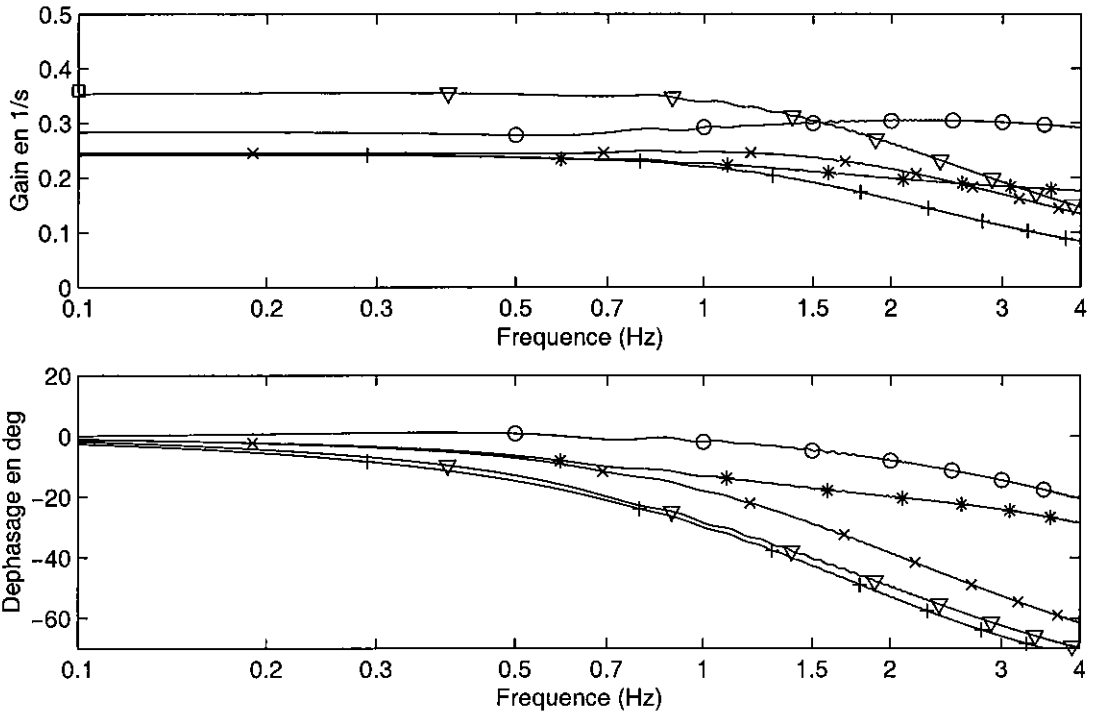


DIAGRAMME DE BODE (ACCELERATION TRANSVERSALE / ANGLE AU VOLANT) SUR SLALOM A 80 KM/H  
 5 STRATEGIES DE FUKUNAGA : E : Optimale (o) D :  $T_2 = 0.03$  (\*) C :  $T_2 = 0.1$  (x) B :  $k = 0.33$  (+) A : 2RD (v)

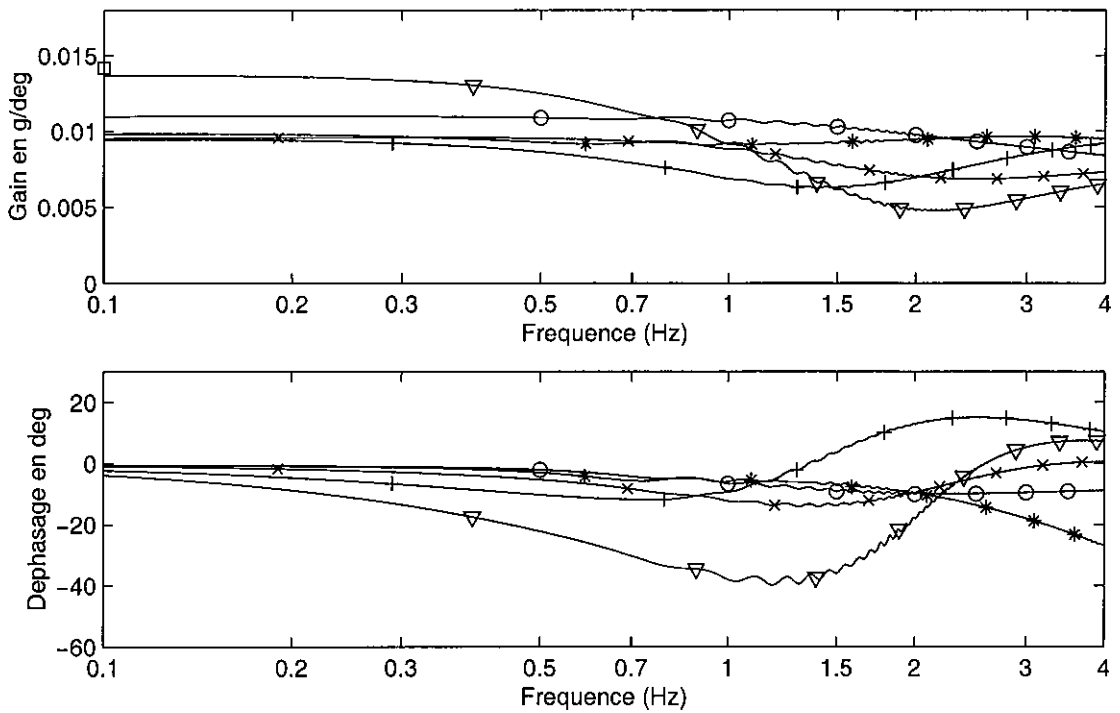


Figure 7-15 : Diagrammes de Bode de la vitesse de lacet et de l'accélération transversale pour des simulations de slaloms à 80 km/h : Comparaison des résultats de simulations pour les 5 stratégies de FUKUNAGA et al. [81]

La suite de l'article de FUKUNAGA évoque également des investigations menées avec un véhicule expérimental mettant en œuvre les différentes stratégies précédentes, sur lequel on retrouve les résultats obtenus en simulations. En outre les commentaires des essayeurs évoquent un déport latéral déconcertant pour la stratégie B, trouvent le comportement du véhicule C naturel, attribuent à la configuration D une réponse exceptionnelle accompagnée d'un fort gain en vitesse de lacet. Pour la stratégie E, les commentaires évoquent un bon équilibre de la stabilité, des caractéristiques de braquage naturelles, et un suivi de trajectoire précis conforme aux intentions du conducteur, ce que les auteurs attribuent à l'angle de dérive constamment maintenu à 0. Enfin un paragraphe est consacré au concept HICAS, développé autour de la stratégie C précédente avec un braquage arrière présentant un retard de phase du 1<sup>er</sup> ordre. Une amélioration importante est obtenue en contrôlant le braquage des roues arrière en fonction de l'effort de braquage, qui fait intervenir l'effort latéral des pneumatiques avant et la chasse des pneumatiques.

### **Stratégie de type "feedback" en vitesse de lacet**

Parmi les autres travaux destinés à améliorer la stabilité du véhicule, on trouve des stratégies de contrôle de type "feedback" (dans lesquels le choix de l'angle de braquage arrière est fonction d'un retour d'information sur le mouvement du véhicule) dont la plus simple consiste à renvoyer au système la vitesse de lacet du véhicule. SATO et *al.* [82 non procuré] cités par FURUKAWA proposent de braquer les roues arrière en sens opposé aux roues avant et avec la même amplitude pour les très basses vitesses, et de compenser l'angle de dérive, lorsque la vitesse augmente, par un braquage arrière additionnel faisant intervenir la vitesse de lacet et exprimé par la formule suivante :

$$\delta_2 = -\delta_1 + \left[ \frac{ml_2}{D_1 l} + \frac{ml_1}{D_2 l} \right] V \dot{\psi}$$

Ils considèrent que ce concept augmente la stabilité du véhicule, et permet de minimiser l'écart de trajectoire en cas de rafale de vent latéral. L'article de FURUKAWA [72 déjà cité] présente une figure issue des travaux de SATO qui compare leur stratégie de 4RD avec un véhicule à 2RD, selon que la force extérieure s'applique en avant ou en arrière du point neutre défini par la marge statique (voir paragraphe 3.1.3). Nous avons testé une configuration comparable en exerçant une rafale de vent latéral, définie par un effort de 1000 N s'appliquant entre les instants 1 et 2 s de nos simulations, respectivement sur les trains avant et arrière. Nous ne disposons pas d'éléments permettant d'attester du réalisme de cette perturbation, mais cherchons à reproduire des phénomènes comparables à ceux publiés par les auteurs japonais.

La figure 7-16 compare les effets de cette rafale de vent sur les trains avant et arrière au cours d'un roulage en ligne droite à direction fixe à 90 km/h, pour la stratégie 4RD de SATO et pour un véhicule à 2RD. A signaler qu'une stratégie de 4RD dont l'angle de braquage des roues arrière ne dépend que du braquage des roues avant, comme celle maintenant l'angle de dérive nul analysée au paragraphe 7.2.3, donnerait pour cette situation une réponse rigoureusement identique au véhicule à 2RD, puisque le volant est maintenu fixe.

La figure 7-17 présente la comparaison de la stratégie 4RD de SATO à "feedback" en vitesse de lacet, de la stratégie de 4RD maintenant théoriquement l'angle de dérive à zéro, et d'un véhicule à 2RD lors d'une manœuvre de sinus (amplitude de braquage volant de 100°, période 1.67 s) effectuée à une vitesse de 100 km/h, déjà utilisée pour la figure 7-8, sur laquelle on applique la même rafale de vent latéral (amplitude de 1000 N entre les instants 1 et 2 s), mais uniquement sur le train arrière.

COMPARAISON 4RD FEEDBACK EN VITESSE DE LACET DE SATO (-) ET 2RD (---) SUR RAFALE DE VENT VENT LATERAL 1000 N, 1-2 S, SUR TRAIN AVANT (G) ET ARRIERE (D) EN ROULAGE LIGNE DROITE A 90 KM/H

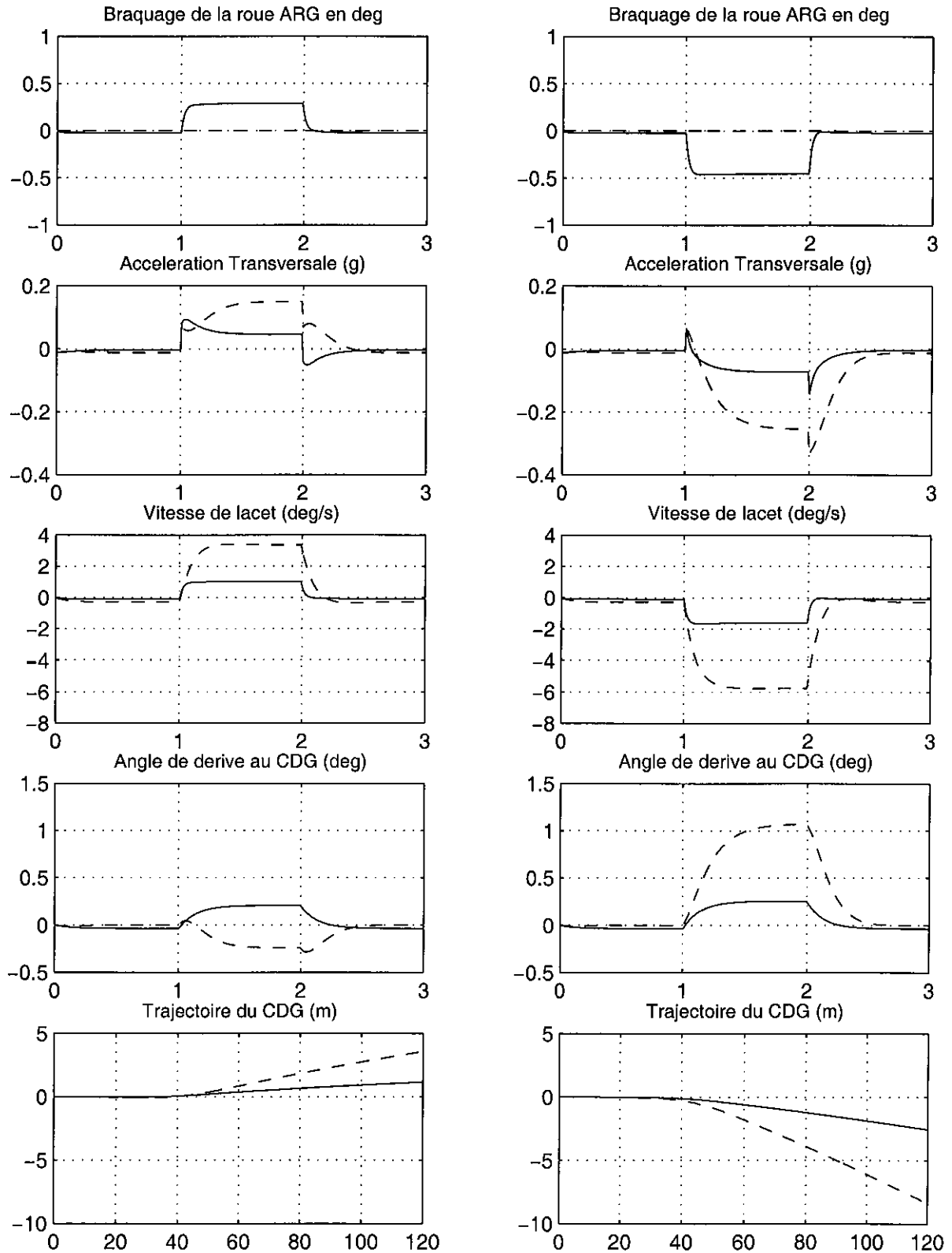


Figure 7-16 : Comparaison 4RD à feedback en vitesse de lacet selon SATO [82] et 2RD : Influence d'une rafale de vent latéral agissant sur les trains avant (à gauche) et arrière (à droite) lors d'un roulage en ligne droite à 90 km/h

COMPARAISON 4RD FEEDBACK EN VITESSE DE LACET DE SATO (-), 4RD A DERIVE NULLE (---) ET 2RD (-.-) SINUS (100 DEG, 1.67 S, 100 KM/H) AVEC RAFALE DE VENT LATERAL SUR TRAIN ARRIERE (1000 N, 1-2 S)

Braquage des roues Avant (-) et Arriere Sato (-), beta0 (---) et 2RD (-.-)

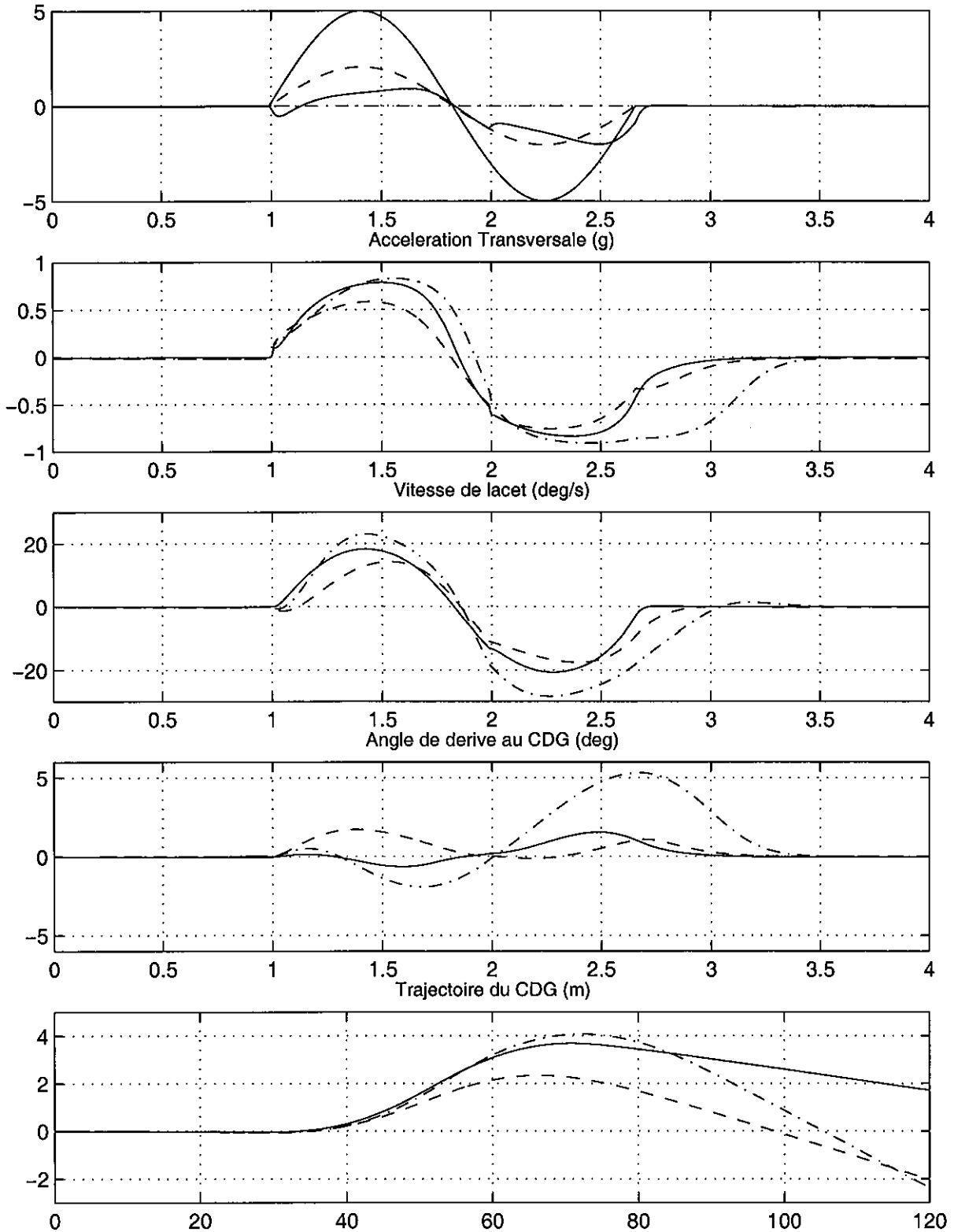


Figure 7-17 : Comparaison 4RD à feedback en vitesse de lacet selon SATO [82], 4RD à dérive nulle de SANO [77] et 2RD : Influence d'une rafale de vent latéral agissant sur le train arrière sur une manœuvre de sinus à 100 km/h



On constate dans le cas du roulage en ligne droite (Figure 7-16) que l'angle de braquage arrière est bien conforme à la vitesse de lacet, qui est positive lorsque le vent s'applique sur le train avant, et négative lorsque c'est l'arrière qui reçoit la rafale. On remarque également que ces braquages arrière permettent de réduire fortement l'amplitude des vitesses de lacet et accélérations transversales induites par la perturbation extérieure. Il en va de même pour les angles de dérive, dont le signe est inversé entre 4RD et 2RD dans le cas du train avant. La stratégie de SATO permet de réduire d'un facteur 3 l'amplitude du déport latéral lié à la perturbation, et on retrouve sur ce point des résultats comparables à ceux de SATO publiés par FURUKAWA.

Dans le cas du sinus perturbé par la rafale de vent sur le train arrière de la figure 7-17, on remarque que l'allure du braquage arrière de la stratégie de SATO est beaucoup plus complexe que la simple copie du braquage avant de la stratégie à angle de dérive nul. En terme de résultats les 2 stratégies de 4RD permettent d'obtenir une réponse du véhicule en accélération transversale et vitesse de lacet conforme à la commande au volant, contrairement à la 2RD. Cependant, alors que la stratégie à dérive nulle réduit l'amplitude de ces 2 paramètres transversaux, ce qui conduit à une amplitude de déport latéral très inférieure pour un braquage volant identique, on note que l'angle de dérive de la stratégie de SATO est beaucoup plus faible que celui de la stratégie à dérive nulle, qui présente en outre l'inconvénient d'être de signe opposé à l'habitude, ce qui est mal perçu par le conducteur. L'angle de dérive en 2RD est beaucoup plus ample que celui des 2 stratégies de 4WS surtout lors de la seconde partie de la manœuvre.

### **7. 2. 5. Permettre une meilleure manœuvrabilité à basse vitesse**

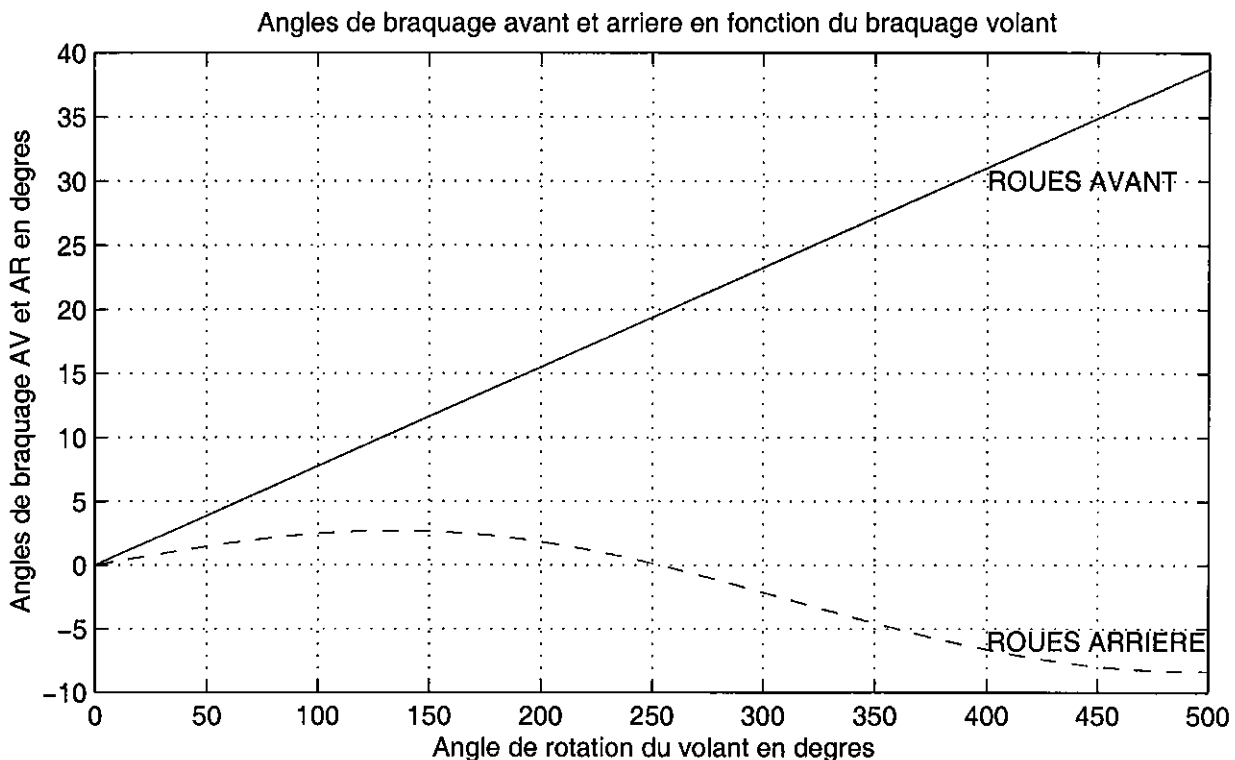
Des systèmes de direction à 4 roues-directrices dans lesquels les roues arrière braquent dans le sens opposé aux roues avant, afin d'offrir une meilleure manœuvrabilité du véhicule à basse vitesse, ont été conçus et même rendus disponibles sur le marché pour des véhicules à vocation spécifique depuis de nombreuses années. Cependant cette technique n'est absolument pas adaptée au fonctionnement à vitesse élevée, car elle augmente le déphasage de l'accélération latérale. Certains travaux ont eu pour objectif de concilier les deux impératifs :

- augmenter la manœuvrabilité à basse vitesse, en braquant les roues arrière en sens opposé aux roues avant,
- garantir la stabilité à haute vitesse, en braquant alors les roues arrière dans le même sens que les roues avant.

Parmi ces travaux on retrouve ceux de SANO et al. [77], déjà présentés au paragraphe 7.2.3, ayant conduit à l'équation du braquage arrière évolutif en fonction de la vitesse et qui permet de minimiser l'angle de dérive (voir figure 7-7). Ce concept a fait l'objet d'un dépôt de brevet (US Patent N° 4, 313, 514, 1982). Par ailleurs TAKIGUCHI et al. dans [76 déjà cité] estiment à partir d'une expérimentation menée avec un échantillon de 15 conducteurs, que le braquage arrière optimum pour améliorer la manœuvrabilité à basse vitesse se situe vers  $-5^\circ$ .

Avec la même préoccupation, SANO, MIYOSHI et FURUKAWA dans un article d'ESV 87 [83] proposent un système un peu différent dans lequel le braquage des roues arrière varie en fonction de celui des roues avant comme indiqué sur la figure suivante.

## STRATEGIE DE 4 ROUES DIRECTRICES DE SANO DEPENDANTE DU BRAQUAGE VOLANT



**Figure 7-18 : Braquage des roues arrière fonction du braquage des roues avant selon SANO et al. [83]**

On constate que dans ce système, lorsque le conducteur tourne le volant d'un petit angle les roues arrière sont tournées dans le même sens que les roues avant, alors que lorsque l'amplitude du braquage du volant est plus grande, les roues arrière sont braquées dans le sens opposé aux roues avant. On conçoit qu'un tel système offre un potentiel semblable au précédent, puisque l'amplitude des mouvements de volant est globalement inversement proportionnelle à la vitesse du véhicule.

SANO et al. dans une autre publication SAE 885034 [84] ont également montré qu'au voisinage de la ligne droite les performances de contrôle des conducteurs étaient fortement influencées par la réponse en accélération transversale du véhicule, alors que lors d'un suivi de trajectoire sinueuse, elles dépendent en premier lieu de la réponse en vitesse de lacet. Le système précédent, baptisé "Honda steer angle dependent 4WS" concilie ces deux impératifs : au voisinage de la ligne droite, il réduit le déphasage de la réponse en accélération transversale, et lors du franchissement de virages, il offre en plus une réponse rapide en vitesse de lacet. Il est basé sur la combinaison de 2 méthodes : l'une contrôle le braquage arrière sans délai, uniquement à partir de la commande volant, et la seconde est une fonction non linéaire de ce braquage volant.

### 7. 2. 6. Obtenir la réponse de braquage souhaitée (selon un modèle de référence)

Dans tous les travaux évoqués précédemment, le braquage des roues arrière est fixé en fonction d'équations faisant intervenir certains paramètres, en particulier la vitesse du

véhicule, mais ne font pas véritablement appel à un modèle de véhicule. D'autres auteurs ont proposés des contributions qui ont recours à des méthodes de contrôle à suivi de modèle de référence, et dans lesquelles on tente de conformer les caractéristiques de réponse au braquage de la vitesse de lacet et de l'accélération transversale à un modèle de référence.

Selon FURUKAWA, les premiers travaux de ce type sont attribués à ITO et *al.* [85 non procuré]. Ils notent que les méthodes de type "feedback" ne sont pas totalement fiables, spécialement en ce qui concerne la stabilité du système en cas de changements significatifs des caractéristiques de la réponse du véhicule et d'interactions entre les actions du conducteur et le système de contrôle. Ils proposent une méthode de contrôle de type "feed-forward" avec suivi d'un modèle de référence, en introduisant un paramètre  $D^*$ , combinaison linéaire de la vitesse de lacet et de l'accélération transversale.

### **7. 2. 7. Maintenir les caractéristiques de réponse en braquage désirées lorsque des paramètres du véhicule sont modifiés (contrôle adaptatif)**

Malgré leur intérêt, les travaux précédents ne permettent pas :

- d'obtenir en toutes circonstances les caractéristiques de réponse en braquage désirées, quels que soient les changements dans l'état du véhicule lui-même (chargement, pression de gonflage...), dans l'état de la route et de l'environnement,
- de pouvoir tenir compte des erreurs dues à des non-linéarités non prises en compte, ou des degrés de liberté non considérés dans les équations des modèles de référence simplifiés utilisés pour concevoir les différentes stratégies de braquage arrière analysées précédemment.

Il est ainsi nécessaire de développer une autre méthode susceptible d'ajuster les paramètres du système de contrôle de manière autonome en réponse à des changements d'état ou de conditions : cette méthode s'appelle le **contrôle adaptatif**.

Selon FURUKAWA, les premiers travaux dans ce domaine sont attribués à MATSUSHITA et *al.* en 1986 [86 non procuré] et concernent les 2 roues-directrices avec une technique qui permet d'obtenir la réponse souhaitée en vitesse de lacet quels que soient les changements dans les caractéristiques du véhicule. KANAI et *al.* [87 non procuré] appliquent en 1987 la théorie du contrôle adaptatif selon un modèle de référence aux 4 roues directrices, en contrôlant la vitesse de lacet, l'accélération transversale et une combinaison de ces 2 paramètres notée  $D^*$  (également utilisée par ITO cité précédemment), selon une technique hybride, combinant des mesures de la vitesse du véhicule, de l'angle au volant et de la vitesse de lacet, et l'identification des inconnues d'un modèle à 2 degrés de liberté linéaire. Les publications correspondantes sont malheureusement en japonais et nous n'avons pu approfondir ces travaux.

Dans une publication plus récente de 1997, "Adaptive yaw rate feedback 4WS with tire/road friction coefficient estimator" [88], WAKAMATSU et *al.* proposent un contrôle adaptatif en 4 roues-directrices, qui permet selon eux d'assurer au véhicule les caractéristiques latérales souhaitées même en basse adhérence et en situations critiques, et qui repose sur une estimation du coefficient d'adhérence en temps réel par une méthode des moindres carrés, à partir de la réponse en vitesse de lacet.

Ces travaux apparaissent très avancés, d'une grande richesse mais également très complexes. Même si nous ne sommes pas familiarisé avec ces notions de contrôle adaptatif,

nous avons essayé de résumer la démarche de ces auteurs. Ils évoquent en premier lieu les limites de performances et les problèmes pratiques que posent les dispositifs à "feedback" en vitesse de lacet. Selon eux, il est difficile de contrôler le mouvement latéral du véhicule en basse adhérence et lors de situations critiques avec un contrôle en "feedback" à paramètres fixes, car la dynamique latérale est très fortement modifiée en fonction de l'adhérence et des non-linéarités des pneumatiques. Ils notent également le peu de travaux de validation sur la précision obtenue par des approches de type "réseaux de neurones".

Leur méthode repose sur le fait que le gain statique de la vitesse de lacet sur route glissante est inférieur à celui obtenu sur sol de forte adhérence, et estime le coefficient d'adhérence en identifiant le rapport entre les vitesses de lacet réelle et virtuelle (celle donnée par le modèle sur adhérence élevée). De plus, la précision de l'estimation est améliorée en calibrant le rapport en fonction de la vitesse et de l'accélération transversale, sur la base du modèle de véhicule linéaire étendu à la zone de comportement non linéaire des pneumatiques.

Leur système de contrôle a une structure à deux degrés de liberté, les contrôleurs "feed-forward" et "feedback" étant conçus de manière indépendante. Un "compensateur feed-forward" est établi à partir de l'estimation du coefficient d'adhérence afin de minimiser l'angle de dérive aussi bien en régime établi qu'en phase transitoire, quelles que soient les modifications de l'adhérence au contact pneumatique chaussée. Le "sous système de contrôle en feedback", qui possède une structure de modèle de contrôle interne (IMC), consiste en un modèle de véhicule connecté en parallèle avec le véhicule réel et un compensateur linéaire, utilisant la technique " $\mu$ -synthesis", afin de tenir compte des non-linéarités et d'assurer la robustesse du dispositif, malgré les erreurs de modélisation et d'estimation.

Nous citons ci-dessous quelques détails relevés à l'analyse de cette publication.

Comme ils ne tiennent pas compte des transferts de charge, ils peuvent exprimer les efforts transversaux comme une fonction non linéaire des seuls angles de dérive et coefficients d'adhérence. Du fait qu'un modèle non linéaire est trop compliqué pour servir de base au type de contrôleur envisagé, ils l'approximent par un modèle linéaire et travaillent toujours en perturbation par rapport au régime établi, en ne considérant que les variations des différents paramètres dynamiques.

Ils considèrent ensuite que les variations d'efforts latéraux peuvent s'exprimer uniquement en fonction du coefficient d'adhérence  $\mu$  et de l'accélération transversale  $\gamma_y$  (et non plus des angles de dérive des pneumatiques) et introduisent deux grandeurs : une constante baptisée "Equivalent cornering power" et une fonction de  $\mu$  et  $\gamma_y$ , baptisée "Extended cornering power coefficient".

Il convient de signaler que l'estimation du coefficient d'adhérence à partir du rapport des vitesses de lacet réelle et modélisée sous forte adhérence perd beaucoup en précision lorsque la vitesse de lacet se rapproche de 0, et qu'en outre une estimation précise est impossible en cas d'accélération ou de freinage simultané. Par ailleurs des résultats corrects ne sont obtenus qu'en régime établi, comme lors du franchissement d'un virage à vitesse et sous accélération transversale constante. C'est pour améliorer la précision de l'estimation que les auteurs introduisent un "feedback" en vitesse de lacet, mais qui ne fonctionne qu'en régime établi. Une expression du gain de la vitesse de lacet est donnée, elle ressemble à l'expression classique établie au paragraphe 3.2.2, mais est complexifiée par l'introduction des gains des compensateurs "feed-forward" et "feedback".

Selon les résultats obtenus à l'aide d'un véhicule expérimental équipé du dispositif, effectuant un slalom à 60 km/h, une variation brutale du coefficient d'adhérence  $\mu$  de 0.8 à 0.4

est perçue par le système au bout de 0.5 s, et correctement estimée au bout d'une seconde. La comparaison des vitesses de lacet estimée et mesurée montre une nette surestimation de la valeur maximale calculée sur un pic qui passe brutalement de 6 à 8 deg/s, lorsque l'adhérence diminue. Cet exemple d'écart soudain entre l'estimation par un modèle et la valeur mesurée nous rappelle fortement le type de résultats obtenus avec notre propre modèle embarqué, qui fait l'objet du chapitre 10.

Par ailleurs le système de contrôle adaptatif "feed-forward" obtenu réduit le gain statique de la vitesse de lacet, lorsque l'accélération transversale augmente, d'où un fort sousvirage du véhicule. Les auteurs ont corrigé ce défaut en introduisant une dépendance à l'accélération transversale dans un des coefficients servant au calcul de "l'Extended cornering power coefficient".

Un autre point important est que la marge de manœuvre en matière de contrôle du dispositif mis au point est réduite, lorsque les forces transversales approchent leurs points de saturation, ce que les auteurs considèrent comme un avantage permettant d'éviter une intervention excessive, comme il peut s'en produire avec un système à "feedback" à paramètres fixes.

D'autres travaux, que nous n'avons pas étudiés en détails, font référence au contrôle adaptatif et utilisent des réseaux de neurones, comme ceux de SHIOTSUKA et *al.* [89]. HIGUCHI et SAITOH [90] font, quant à eux, appel à la théorie du contrôle optimal en cherchant à minimiser l'angle de dérive au centre de gravité. Leur méthode contrôle les angles de braquage avant et arrière avec un "feed-forward" de l'angle au volant, et un "feedback" de la vitesse de lacet et de l'angle de dérive. Leur approche théorique leur permet d'espérer de bons résultats même dans les phases transitoires, et de modifier les caractéristiques de sousvirage et la réponse en fréquence indépendamment de la position du centre de gravité sur l'empattement.

INOUE et SUGASAWA [91] réalisent une comparaison des méthodes de contrôle de type "feed-forward" et "feedback". Ils mettent au point un système combinant les 2 types de contrôle en cherchant à respecter une vitesse de lacet de référence issue d'un modèle. Ils parviennent à rendre indépendantes les caractéristiques de réponse aux entrées volant, contrôlée en "feed-forward", et la stabilité du véhicule aux perturbations extérieures, contrôlée en "feedback".

### **7. 2. 8. Obtenir une meilleure réponse au voisinage de la limite d'adhérence des pneumatiques**

Lorsque l'accélération transversale augmente en virage, la saturation de l'effort transversal se traduit par une diminution de la rigidité de dérive. Dans leur papier SAE 885034, SANO et *al.* [84 déjà cité] appliquent un braquage des roues arrière selon une fonction non linéaire du braquage des roues avant, et testent notamment ce dispositif en comparaison d'une 2 roues directrices, lorsqu'un petit braquage volant est ajouté lors du franchissement d'un virage sous accélération transversale élevée.

Leur système de braquage arrière non linéaire, qui permet une réduction du braquage des roues arrière lors d'une augmentation du braquage au volant, permet de maintenir un gain en vitesse de lacet jusqu'à des valeurs d'accélération transversale plus élevées qu'avec une 2 roues directrices ou une 4 roues directrices à rapport de braquage arrière/avant constant.

Il est clair que les travaux de WAKAMATSU et *al.* [88], évoqués au paragraphe précédent, visent également cet objectif d'une meilleure performance au voisinage de la limite d'adhérence des pneumatiques.

### 7. 2. 9. Les limitations des 4 roues directrices

Dès leur revue de 1989, qui nous a servi de fil rouge, pour concevoir ce chapitre, FURUKAWA et *al.* citaient certaines limitations des dispositifs à 4 roues directrices concernant la stabilité du système lors d'une modification importante des caractéristiques dynamiques du véhicule, et la maîtrise des interactions entre les actions du conducteur et les stratégies de contrôle.

D'autres inconvénients sont également évoqués par HALCONRUY [43] déjà cité, qui y voit sans doute l'origine du peu de succès des 4RD, pourtant séduisantes d'un point de vue conceptuel :

- le fait que le centre instantané de rotation du véhicule évolue en permanence et selon une loi non intuitive pose des problèmes d'adaptation aux conducteurs,
- dans le cas d'une commande mécanique simple, l'absence de déphasage entre l'application des braquages avant et arrière procure un comportement peu incisif et une inertie du véhicule à quitter sa trajectoire, mais cet effet peut être corrigé avec un braquage piloté.
- le fait qu'en cas de perte d'adhérence du train arrière et de contrebraquage, l'évolution du braquage des roues arrière s'oppose à la reprise d'adhérence.

Selon FURUKAWA et ABE [59] déjà cités au chapitre 6, bien que la mise en œuvre de méthodes de contrôle avancées permettent de concevoir des dispositifs de 4 roues directrices qui commencent à être capables de pallier les difficultés liées aux non-linéarités des caractéristiques des pneumatiques, on ne peut pas attendre grand chose de ce type de contrôle actif dans des conditions où il n'est pas possible d'espérer une augmentation des forces transversales. Les systèmes faisant appel au contrôle du moment de lacet, qui feront l'objet du chapitre suivant, montrent une efficacité bien supérieure aux 4 roues directrices, dans les situations où on se rapproche de la saturation des efforts transversaux, lorsqu'on travaille à des angles de dérive élevés, spécialement sur sol de faible adhérence. C'est sans doute la raison principale du peu de succès des 4 roues directrices et de leur quasi oubli au cours des 5 dernières années, après 15 années où elles ont fait l'objet d'innombrables travaux de recherche, alors qu'en parallèle les dispositifs de contrôle du moment de lacet connaissaient un développement fulgurant, concrétisé par la diffusion en grande série des systèmes de type ESP.

---

# Chapitre 8 : Analyse des systèmes de contrôle de stabilité créant un moment de lacet par freinage différentiel

## 8. 1. La compréhension du principe de contrôle du moment de lacet

### 8. 1. 1. Démarche adoptée

Lors du tour d'horizon des systèmes susceptibles d'apporter une contribution déterminante à une amélioration de la sécurité primaire, au chapitre 6, nous avons exposé de manière qualitative le principe de fonctionnement du système de contrôle du moment de lacet par freinage différentiel, que nous appellerons dans la suite du texte CML (pour contrôle du moment de lacet), afin de se démarquer des appellations commerciales spécifiques, telles ESP (pour Electronic Stability Program) ou VDC (pour Vehicle Dynamic Control) : dans une situation de survirage on freine la roue avant extérieure, alors que dans une situation de sousvirage, on freine la roue arrière intérieure.

Nous avons alors également posé une liste de questions auxquelles il nous paraissait nécessaire de répondre pour parvenir à une bonne compréhension de ce système. Nous allons maintenant analyser en détails le principe de fonctionnement du CML et tenter de répondre à ces questions. Nous allons reprendre les différentes étapes qui aboutissent au concept de contrôle du moment de lacet par freinage différentiel, et adopterons pour ce faire la démarche exposée par KOIBUCHI, YAMAMOTO, FUKADA ET INAGAKI, dans la publication SAE 960487 "Vehicle stability control in limit cornering by active brake" [64 déjà cité]. Cet article nous est en effet apparu le plus clair et le plus complet dans l'exposé des idées qui conduisent à la conception d'un tel système. Nous avons reproduit à l'aide de l'un de nos propres modèles, MLP5 et son extension avec modèle longitudinal MLP5L, présentés lors de la première partie de ce document, l'ensemble des simulations nécessaires à la mise en évidence de l'intérêt du système CML.

### 8. 1. 2. Mise en évidence des situations de survirage et sousvirage

En situation d'urgence, lorsque le véhicule se situe à la limite de ses capacités transversales, deux types de comportements peuvent apparaître : le survirage dans lequel le véhicule devient

instable par dérapage des roues arrière, et le sousvirage où le véhicule ne s'inscrit pas sur la trajectoire souhaitée par le conducteur et tire vers l'extérieur du virage à cause du dérapage des roues avant.

### *Cas du survirage*

Le survirage est facilement mis en évidence lorsqu'on applique au volant une période de braquage sinusoïdal d'amplitude croissante. En s'inspirant des résultats présentés par Koibuchi *et al.*, nous avons utilisé un signal sinusoïdal de période 1.66 s, et des amplitudes de 50, 100, 150 et 200°, la vitesse du véhicule étant fixée à 120 km/h. La figure 8-1, sur laquelle nous avons superposé les 4 amplitudes d'angle volant, présente les résultats de simulations réalisées avec MLP5. Cette figure comporte 2 planches avec les paramètres suivants : angle volant, accélération transversale, vitesse de lacet, et angle de dérive au CDG, pour la première repérée 8-1a, puis les angles de dérive des pneumatiques AVG et ARG, le moment de lacet total du véhicule et la vitesse de dérive au CDG, pour la seconde repérée 8-1b.

Nous avons retrouvé des résultats tout à fait comparables à ceux présentés par les auteurs japonais. On constate que le niveau d'accélération transversale maximal admissible entre 0.9 et 0.95 g est atteint dès l'amplitude d'angle volant de 100°. Par ailleurs, seule l'amplitude de 50° conduit à des accélération transversale, vitesse de lacet et angle de dérive qui reviennent rapidement à 0 après l'application du braquage d'amplitude négative. Pour les autres les sollicitations résultantes sont de plus en plus prolongées : jusqu'en 4.5 s pour l'amplitude de 100° et encore au-delà pour 150 et 200°, alors que le braquage s'annule en 2.67 s. Pour ces 2 dernières simulations on constate surtout que les angles de dérive au CDG et sur les pneus AV et AR divergent.

**Ce phénomène est caractéristique du survirage : au delà d'une certaine valeur de l'angle volant, les angles de dérive au CDG et sur les pneumatiques ne peuvent plus revenir à un état stable.** En s'inspirant des travaux de l'un d'entre eux, INAGAKI [92], les auteurs formulent une condition de stabilité s'appuyant sur une combinaison de l'angle de dérive  $\beta$  et la vitesse de dérive  $\dot{\beta}$  au CDG du véhicule selon :

$$|C_1\beta + C_2\dot{\beta}| < 1.0$$

où C1 et C2 sont des constantes.

Cette condition est illustrée dans la partie centrale de la figure 8-2 pour les 4 simulations précédentes, où la vitesse de dérive est représentée en fonction de l'angle de dérive. Cette représentation illustre clairement le caractère instable des réponses du véhicule pour les amplitudes de 150 et 200°, l'angle de dérive continuant à croître avec des vitesses stabilisées.

Cette figure montre également qu'une tendance similaire est obtenue quelle que soit la vitesse du véhicule, en complétant les résultats précédents à 120 km/h par des simulations effectuées à 100 (graphique du haut) et 140 km/h (graphique du bas) avec les mêmes entrées. Le cas de l'amplitude volant de 100°, représenté en traits mixtes, est le plus intéressant, il se situe dans la zone stable à 100 km/h, à la limite de celle-ci à 120 km/h, et fait une nette incursion dans la zone instable avant de revenir dans la zone stable à 140 km/h.



SIMULATIONS MLP5 SUR SINUS (1.67 SEC A 120 KM/H) DE 50 (..) 100 (-.-) 150 (--) 200 (-) DEG

MLP5 : 3ddl liaison "plan" – Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge geometrique, transitoire pneu  
Angle au Volant (deg)

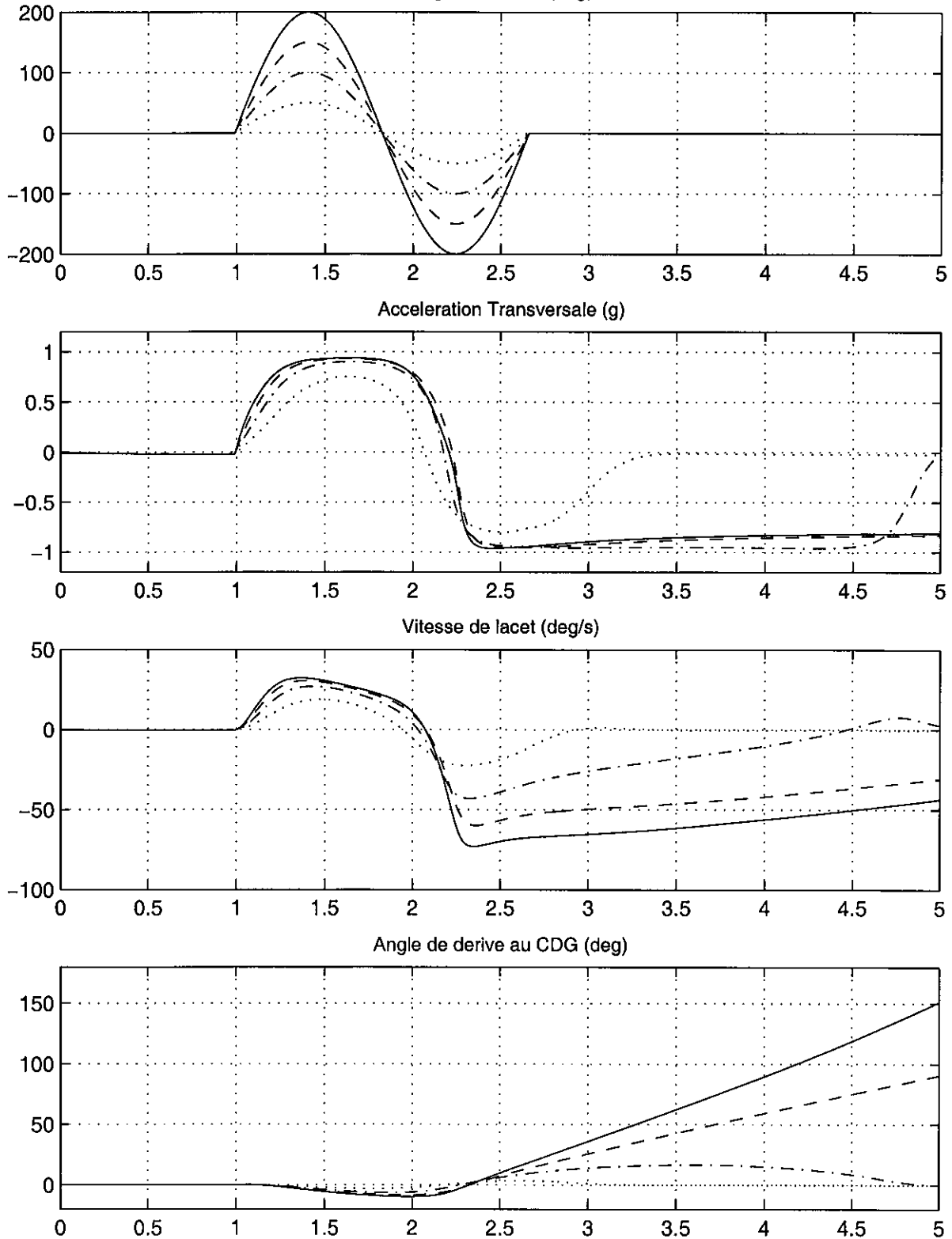


Figure 8-1a : Mise en évidence du survirage par braquage sinusoïdal d'amplitude croissante - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]

SIMULATIONS MLP5 SUR SINUS (1.67 SEC A 120 KM/H) DE 50 (..) 100 (-.-) 150 (--) 200 (-) DEG

MLP5 : 3ddl liaison "plan" - Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge geometrique, transitoire pneu  
Angle de derive AVG (deg)

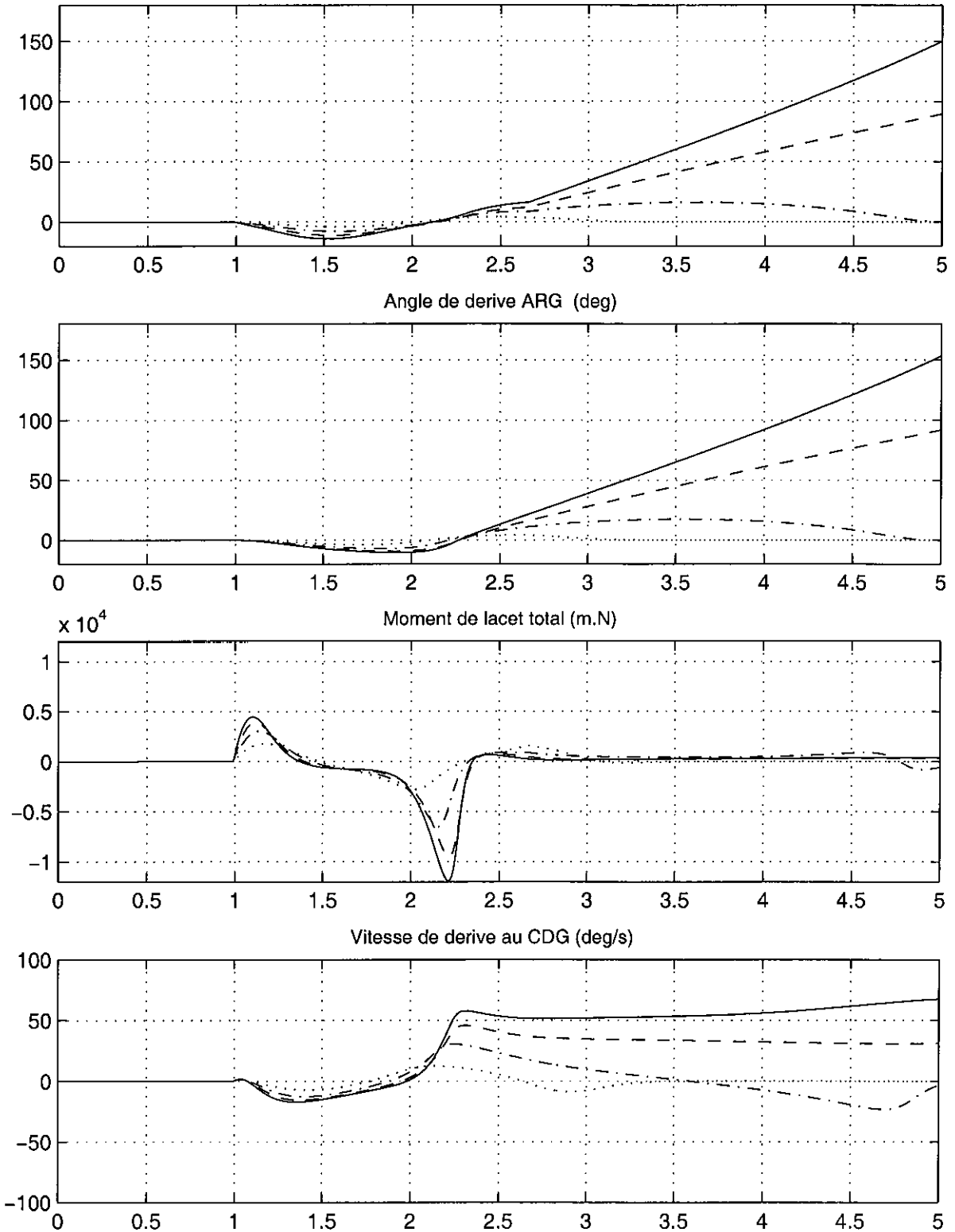


Figure 8-1b : Mise en évidence du survirage par braquage sinusoïdal d'amplitude croissante - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]

Croisements Vitesse de dérive / Angle de dérive au CDG pour différentes vitesses

Sinus de période 1.67 s, Amplitudes de 50 (..) 100 (-.-) 150 (--) et 200 (-) deg

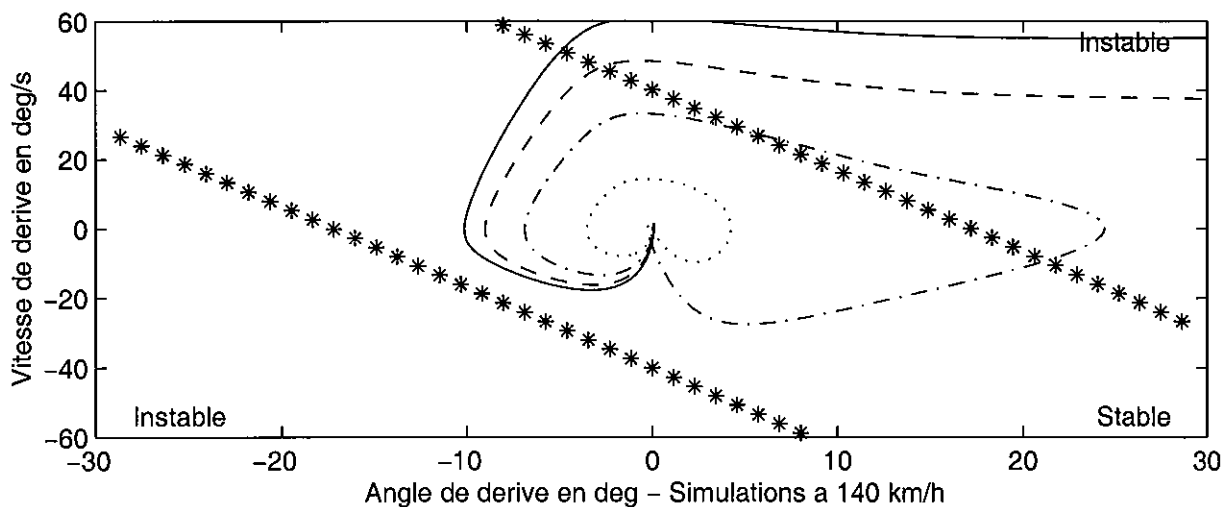
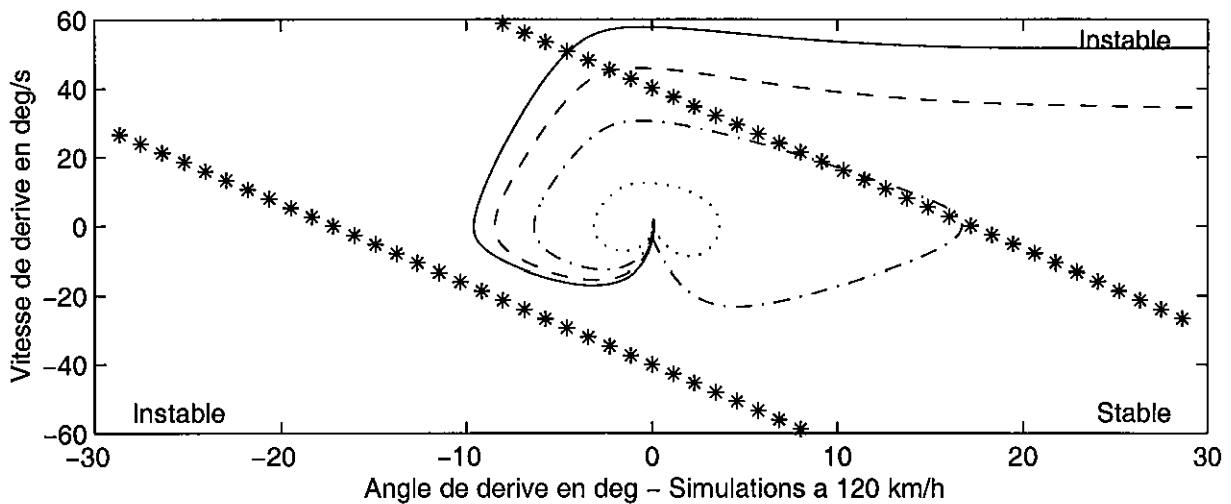
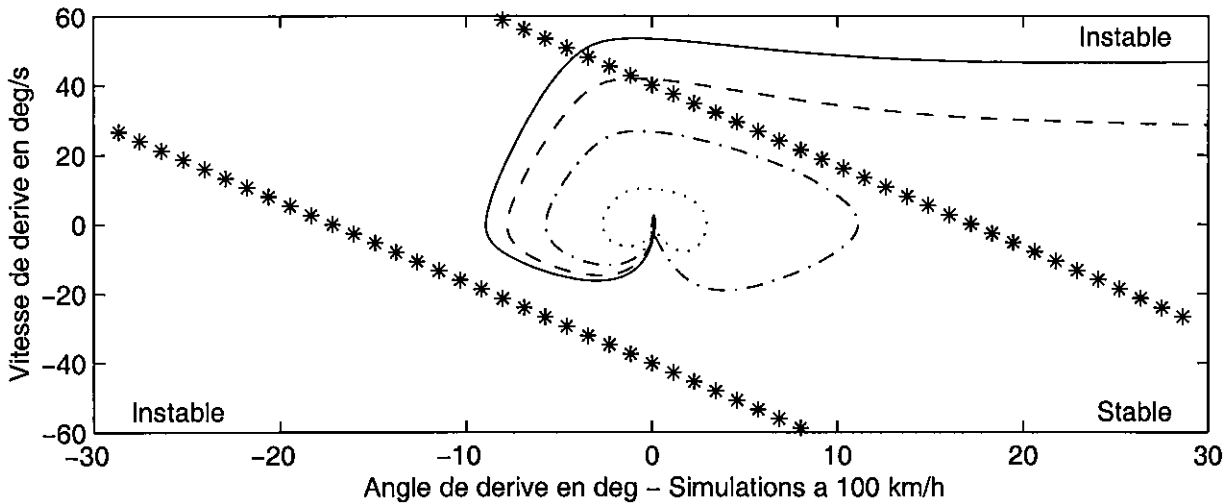


Figure 8-2 : Illustration du critère de survirage à travers le croisement vitesse de dérive fonction de l'angle de dérive pour différentes vitesses du véhicule 100, 120 et 140 km/h - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]

### *Cas du sousvirage*

Pour mettre en évidence le sousvirage, c'est cette fois, toujours selon Koibuchi, un braquage échelon d'amplitude croissante qui est le mieux adapté. Pour une vitesse du véhicule de 70 km/h, nous appliquons des braquages de 100, 150, 200 et 250°, tous avec la même vitesse volant de 250°/s. Les résultats des simulations effectuées avec le modèle MLP5 sont présentés à la figure 8-3. Les paramètres retenus sont les mêmes que précédemment sauf que le rayon de courbure remplace la vitesse de dérive sur le dernier graphique de 8-3b.

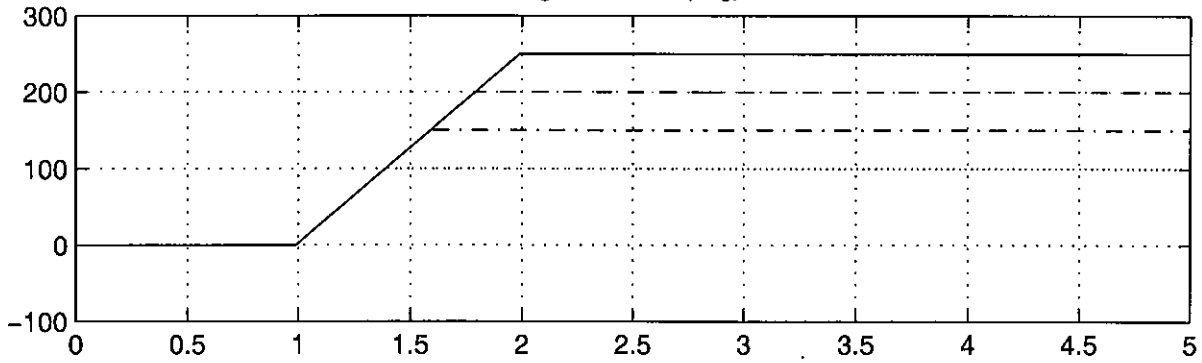
Alors que l'amplitude d'angle au volant de 100° provoque une accélération transversale stabilisée de 0.8 g, les 3 autres simulations conduisent pratiquement à la même valeur proche de 0.9 g, qui constitue la performance maximale admissible. On voit alors que les angles de dérive avant augmentent avec l'amplitude de braquage, mais que l'accélération transversale et la vitesse de lacet saturent, et que la diminution du rayon de courbure n'est en rien conforme à la différence des amplitudes de braquage. La conclusion essentielle de ces simulations est **qu'au-delà d'une certaine valeur de l'angle de dérive des pneus avant, lorsqu'on augmente l'angle de braquage, le rayon de courbure ne diminue plus, puisque les forces latérales développées par les pneumatiques avant atteignent un niveau de saturation : ce phénomène est caractéristique du sousvirage.**

Signalons en outre que l'angle de dérive des pneumatiques arrière est inférieur aux valeurs susceptibles de saturer les forces latérales arrière. Cela signifie que les roues arrière disposent d'un potentiel d'effort latéral supérieur, qui pourrait être exploité, si l'angle de dérive des pneus arrière pouvait augmenter.

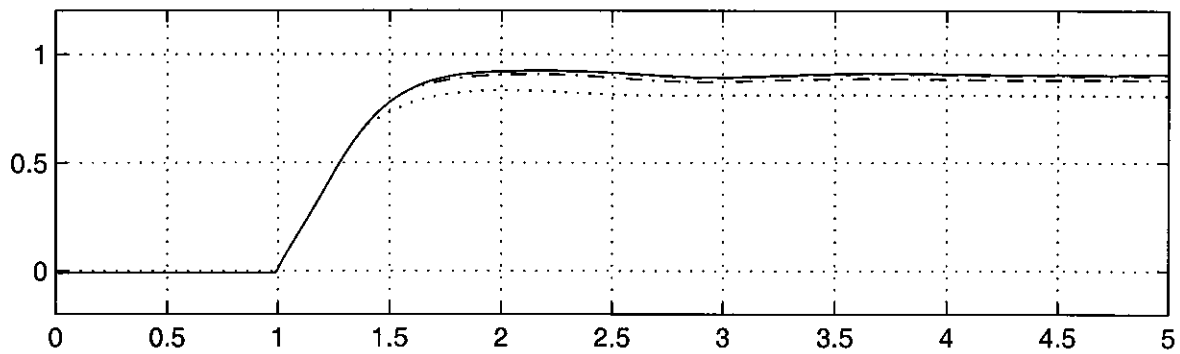
Comme le montre la figure 8-4, sur laquelle une rampe de braquage très progressive de 30°/s a été appliquée pour 3 vitesses du véhicule de 50, 70 et 90 km/h, la valeur de l'angle de dérive au-delà de laquelle le rayon de courbure ne diminue plus est pratiquement indépendante de la vitesse. Dans le cas présent du paramétrage véhicule et pneumatique de notre Peugeot 306 instrumentée, cette valeur se situe vers 14°.

SIMULATIONS MLP5 SUR ECHELON (EN 1 SEC A 70 KM/H) DE 100 (..) 150 (-.-) 200 (---) 250 (-) DEG

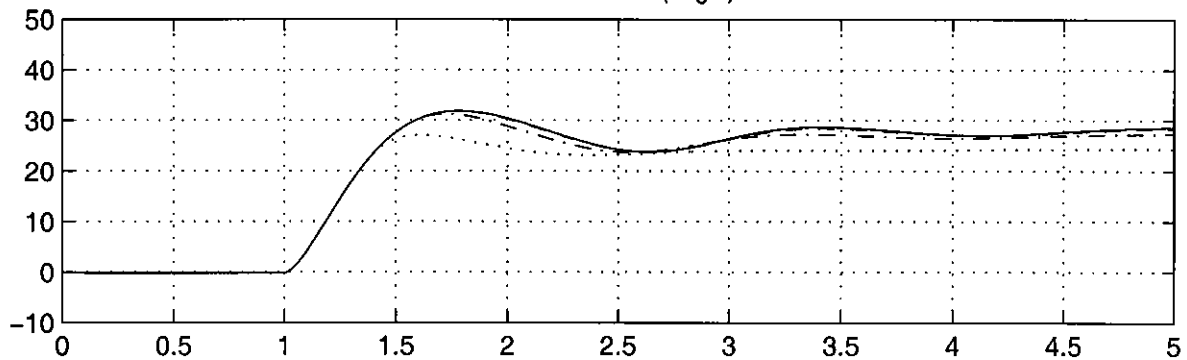
MLP5 : 3ddl liaison "plan" – Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge geometrique, transitoire pneu  
Angle au Volant (deg)



Acceleration Transversale (g)



Vitesse de lacet (deg/s)



Angle de derive au CDG (deg)

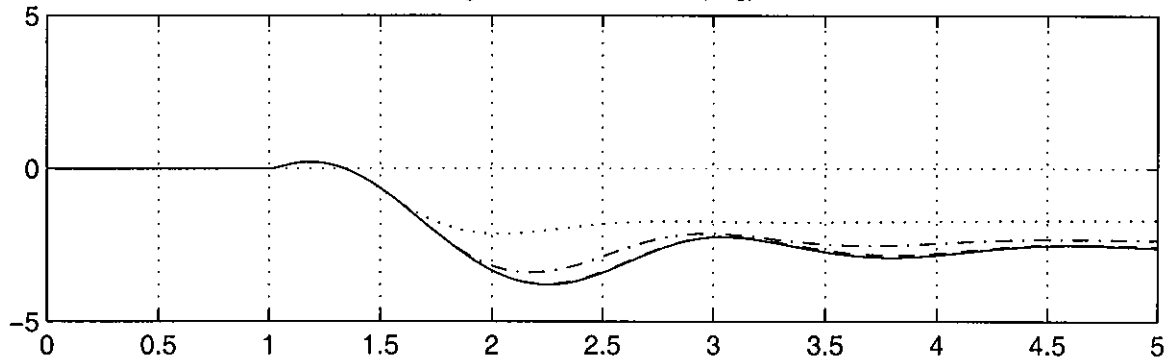


Figure 8-3a : Mise en évidence du sousvirage par braquage échelon d'amplitude croissante - Principe inspiré de KOIBUCHI et *al.* [64]

SIMULATIONS MLP5 SUR ECHELON (EN 1 SEC A 70 KM/H) DE 100 (..) 150 (-.-) 200 (--) 250 (-) DEG

MLP5 : 3ddl liaison "plan" - Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge geometrique, transitoire pneu

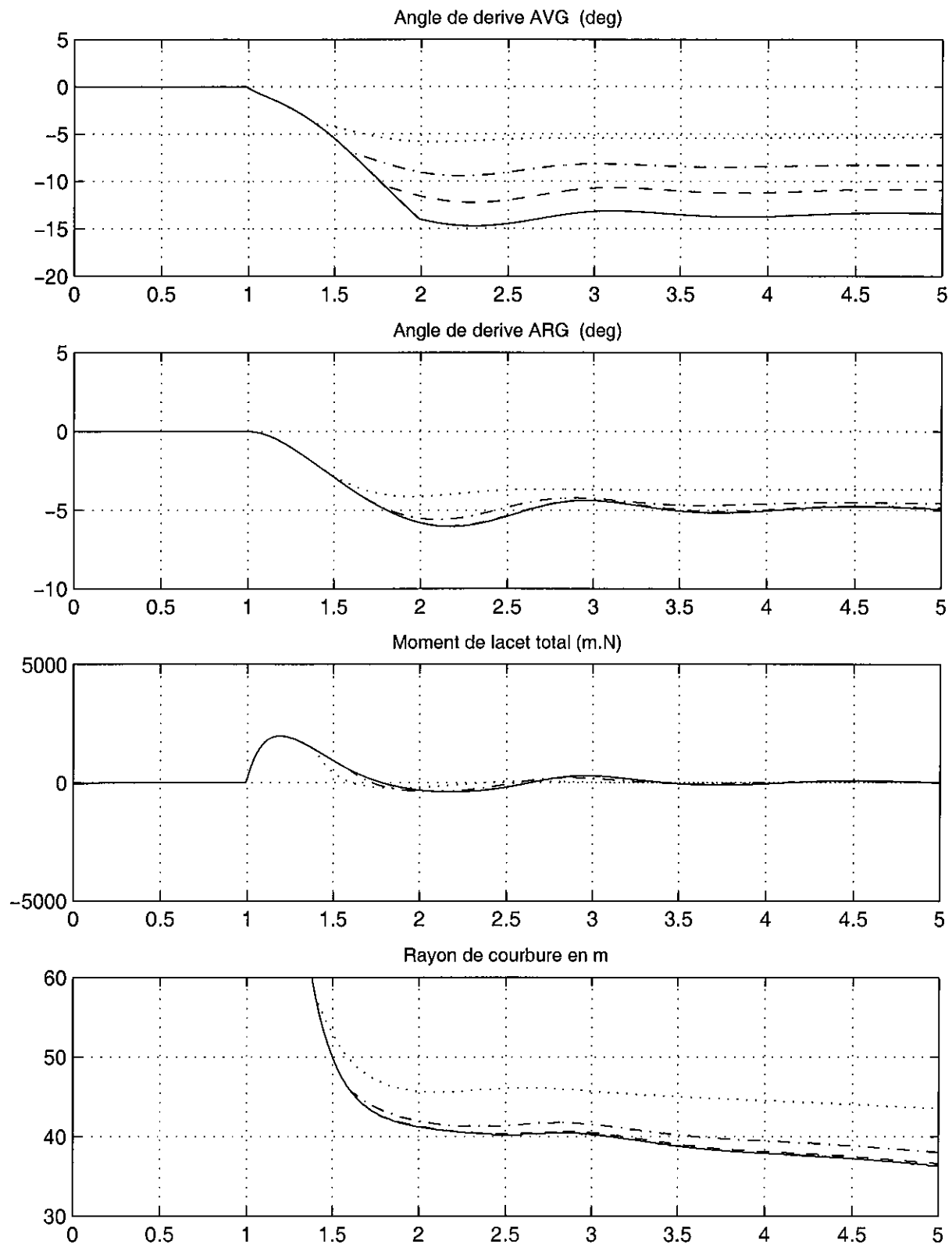
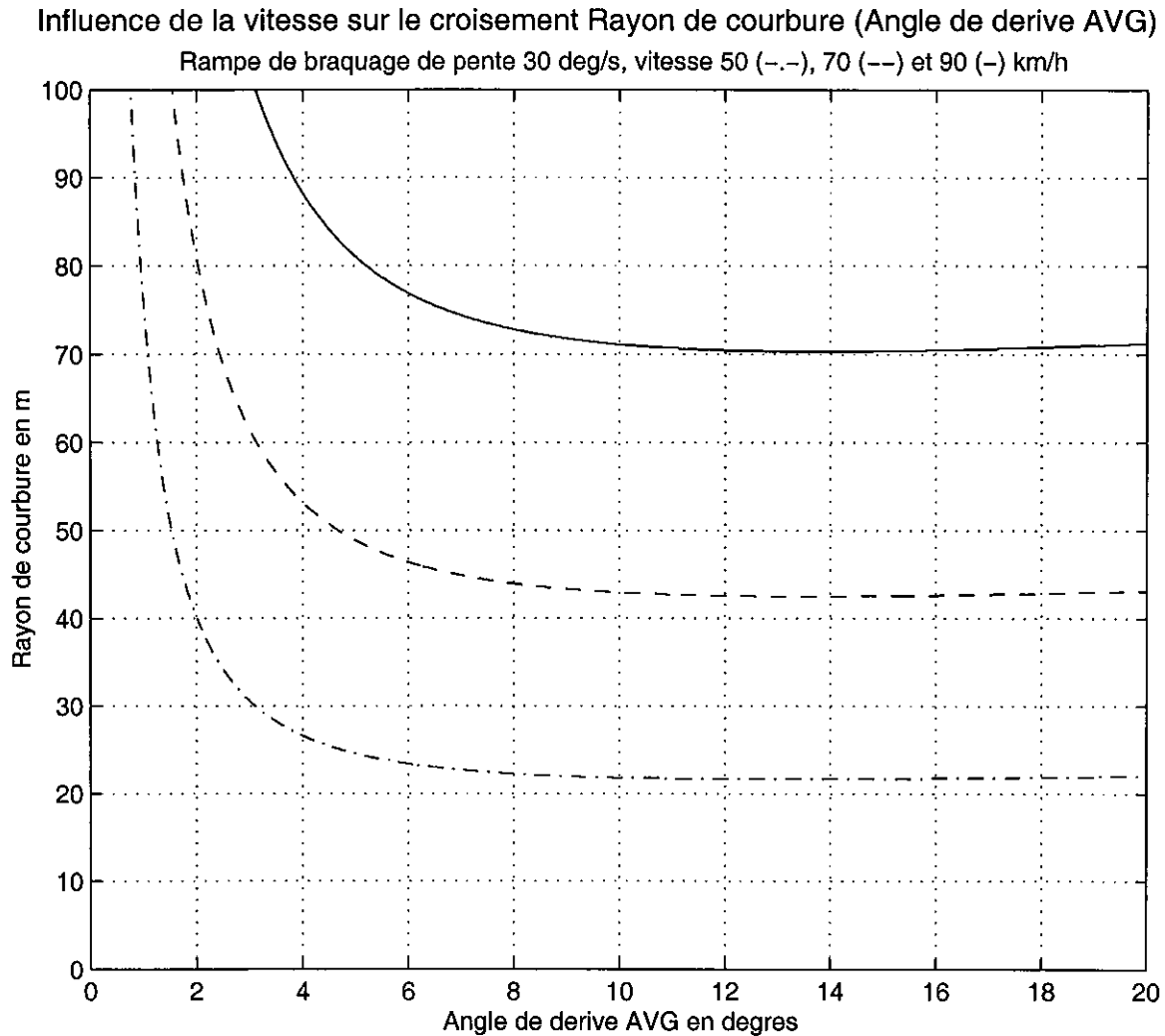


Figure 8-3b : Mise en évidence du sousvirage par braquage échelon d'amplitude croissante - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]



**Figure 8-4 : Illustration du critère de sousvirage : au-delà d'un certain angle de dérive des pneus avant le rayon de courbure ne diminue plus, indépendamment de la vitesse - Principe inspiré de KOIBUCHI *et al.* [64]**

### 8. 1. 3. Comment remédier à ces situations potentiellement dangereuses ?

L'étape suivante du raisonnement de Koibuchi *et al.* est de montrer quel type d'actions permet de s'opposer à ces comportements accidentogènes de survirage et de sousvirage lorsque le véhicule est soumis à des sollicitations extrêmes. C'est ainsi que l'on va analyser, de façon séparée dans un premier temps, les effets de l'application d'une force extérieure longitudinale ou d'un moment de lacet appliqués au centre de gravité sous la forme de sollicitations extérieures. Pour mettre en œuvre ce type d'actions sur notre modèle MLP5, créé avec MORGAN'S, nous introduisons une force extérieure supplémentaire au niveau du centre de gravité ; il suffit alors de définir par une équation adaptée laquelle des 6 composantes du torseur des actions on souhaite appliquer, ici respectivement  $F_x$  ou  $M_z$ . Toutes les simulations présentées dans ce paragraphe ont été effectuées avec une version de modèle dépourvue de modèle longitudinal, afin d'éviter d'intégrer les influences de la motorisation et des effets aérodynamiques, alors que nous cherchons à comprendre les phénomènes de base en matière de contrôle du moment de lacet. La version de modèle créée pour cette occasion a été nommée MLP5F pour force extérieure.

### *Cas du survirage*

Pour évaluer laquelle des 2 actions, force de freinage longitudinale ou moment de lacet, est la plus efficace pour contrarier une situation de survirage, nous allons reprendre la simulation la plus sollicitante de la figure 8-1, celle pour laquelle l'amplitude du braquage sinusoïdal de période 1.67 s est de 200°. La sollicitation extérieure est appliquée 1.5 s après le début de l'action sur le volant. Nous appliquerons successivement 3 valeurs de force de freinage  $F_x$  respectivement -1000, -2000 et -3000 N, et 3 valeurs de moment de lacet stabilisateur  $M_z$  respectivement 750, 1500 et 2250 mN (pour obtenir un effet stabilisateur les valeurs de  $M_z$  sont positives, car appliquées dans le cas présent dans la seconde partie de la sinusoïde, alors que le braquage volant est négatif).

Les résultats détaillés de ces simulations sont présentés aux figures 8-5 pour  $F_x$  et 8-6 pour  $M_z$ , les résultats de la simulation de référence sans sollicitation extérieure figurent en pointillés. Nous avons adopté une présentation quelque peu différente de celle de la figure 8-1, afin de regrouper sur 3 planches l'ensemble des paramètres pertinents. Ainsi sur la planche "a", la vitesse, qui n'est plus constante du fait de la sollicitation extérieure, la décélération qui résulte de  $F_x$ , et le moment de lacet ont été associés à la commande volant et à l'accélération transversale. La planche "b" regroupe la vitesse de lacet, et les angles de dérive au CDG et sur les roues du côté gauche. Une troisième planche repérée "c" présente la vitesse de dérive au CDG, les efforts transversaux sur les trains avant et arrière en 2ème et 3ème graphique (la distinction entre les 2 groupes de courbes correspondant aux 2 roues du même train est possible, une roue étant délestée et l'autre surchargée), et enfin les efforts verticaux, avec les 4 roues regroupées, ce qui est rendu possible par les valeurs statiques différentes à l'avant et l'arrière (voir repérage dans la marge). Les efforts longitudinaux sur les pneumatiques sont inexistant dans ces simulations, ils n'ont donc pas été représentés.

### *Application d'un effort longitudinal négatif au centre de gravité*

On constate que l'application d'une force de freinage a un effet négatif en particulier sur la vitesse de lacet, qui réaugmente en valeur absolue dès 2.5 s et de plus en plus nettement au fur et à mesure que la force de freinage grandit, alors que pour la simulation de référence elle diminuait lentement mais régulièrement. Pour les angles de dérive au CDG et sur les pneumatiques, on constate toujours une divergence, mais qui est de plus en plus rapide lorsque  $F_x$  augmente, ce qui confirme **l'effet négatif d'une action de freinage dans le cas d'une situation de survirage**. Cette contribution est en outre mise en évidence sur le tracé du moment de lacet global appliqué au véhicule (3ème graphique de la figure 8-5a) : entre 2.5 et 3.5 on constate que l'application de  $F_x$  se traduit par un moment de lacet négatif, ce qui a bien un effet déstabilisateur, lorsqu'il est appliqué lors du rétablissement d'un changement de voie vers la gauche.

L'explication de cette contribution négative de l'application d'un effort de freinage réside en fait essentiellement dans le transfert de charge associé à la décélération, qui est à l'origine de la création de ce moment de lacet déstabilisateur. Concrètement le moment de lacet total agissant sur le véhicule traduit la somme des couples créés par toutes les forces présentes dans le modèle par rapport au centre de gravité ; un effort appliqué au CDG lui-même n'a donc pas de contribution directe sur ce terme. Cependant l'application d'un effort de freinage au CDG se traduit par une décélération, visible sur le second graphique de la figure 8-5a, qui modifie les charges verticales du fait du transfert de charge géométrique, avec une augmentation sur l'avant et une diminution sur l'arrière, comme le montre le 4ème graphique de la figure 8-5c.



INFLUENCE D'UN EFFORT DE FREINAGE APPLIQUE AU CDG :  $F_x$  -1000 (-.-) -2000 (---) -3000 (-) N, Ref (..)  
 Simulations MLP5F sur sinus (1.67 sec, 200 deg a 120 km/h)  
 MLP5 : 3ddl liaison "plan" - Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge geometrique, transitoire pneu  
 Angle au Volant (deg)

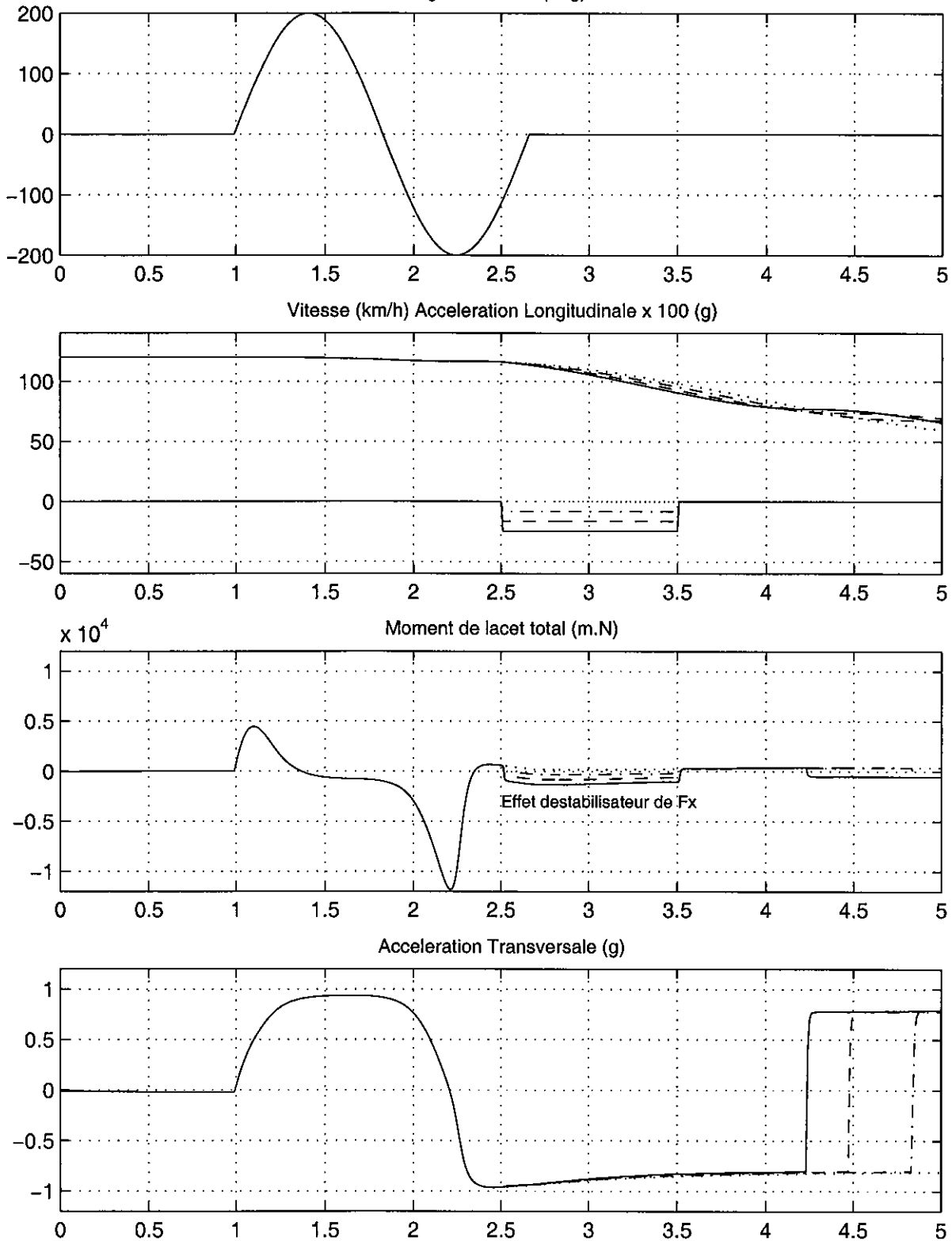
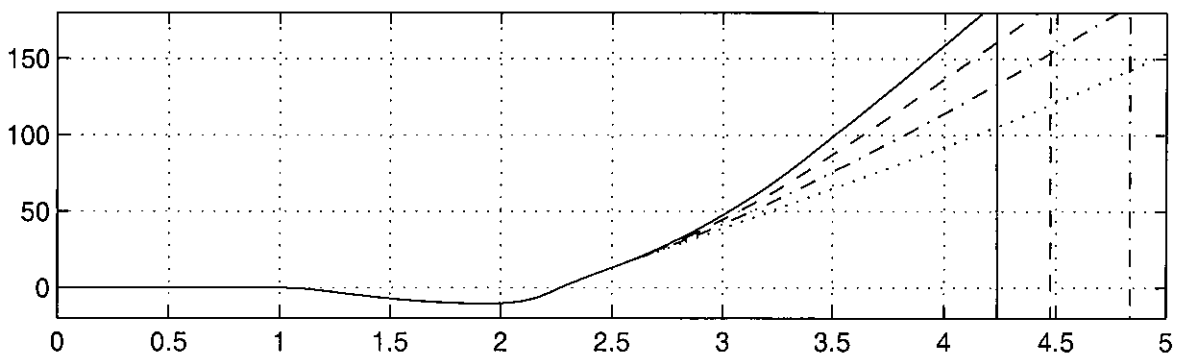
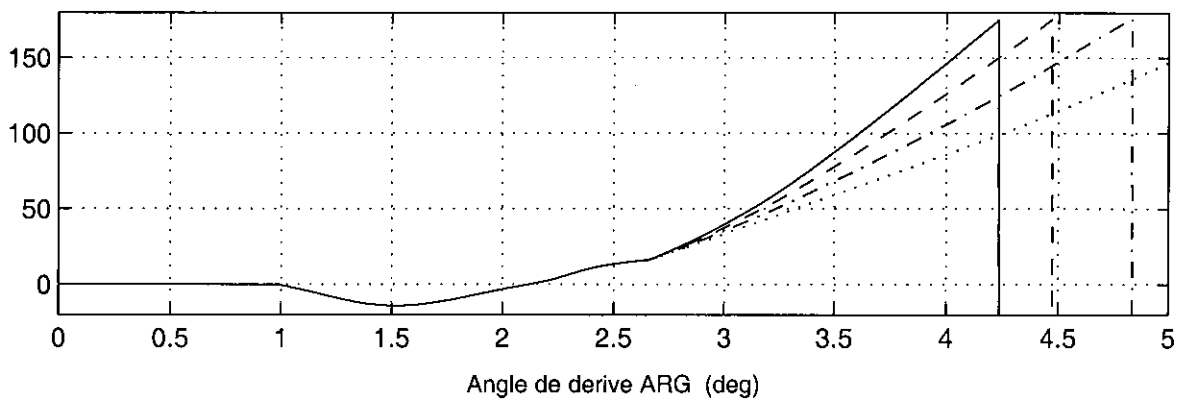
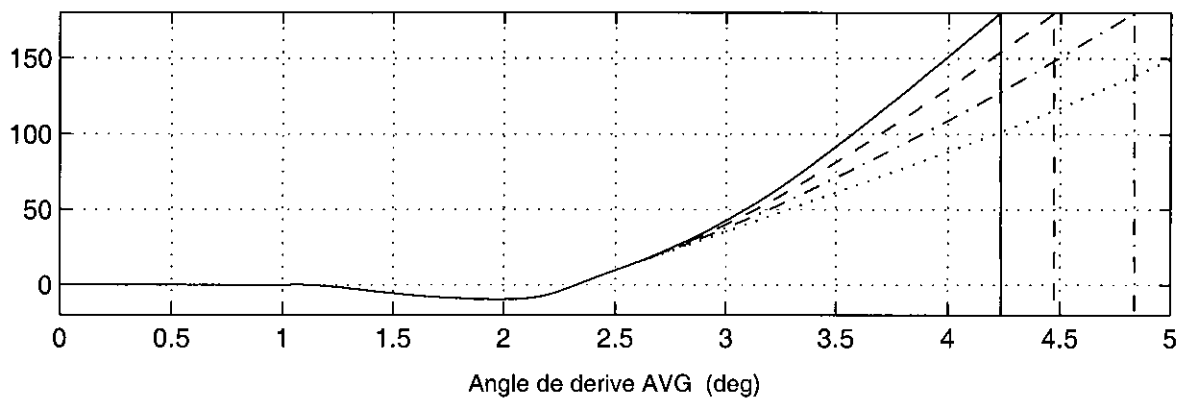
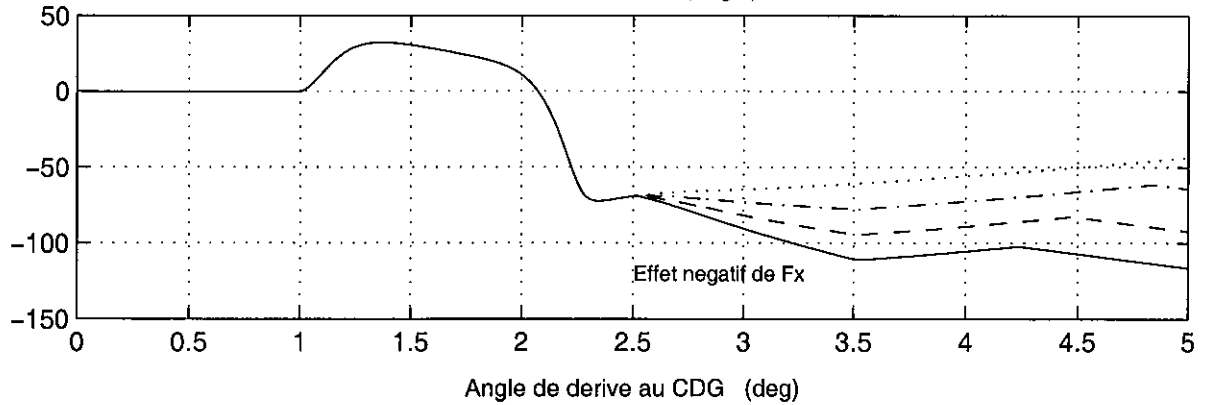


Figure 8-5a : Simulation de l'application d'une force de freinage au CDG croissante dans une situation de survirage (braquage sinusoïdal de 200°, période 1.67 s, à 120 km/h) - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]

INFLUENCE D'UN EFFORT DE FREINAGE APPLIQUE AU CDG :  $F_x$  -1000 (-.-) -2000 (--) -3000 (-) N, Ref (..)  
 Simulations MLP5F sur sinus (1.67 sec, 200 deg a 120 km/h)

MLP5 : 3ddl liaison "plan" - Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge geometrique, transitoire pneu  
 Vitesse de lacet (deg/s)



**Figure 8-5b : Simulation de l'application d'une force de freinage au CDG croissante dans une situation de survirage (braquage sinusoïdal de 200°, période 1.67 s, à 120 km/h) - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]**

INFLUENCE D'UN EFFORT DE FREINAGE APPLIQUÉ AU CDG :  $F_x$  -1000 (-.-) -2000 (---) -3000 (-) N, Ref (..)  
 Simulations MLP5F sur sinus (1.67 sec, 200 deg a 120 km/h)

MLP5 : 3ddl liaison "plan" - Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge geometrique, transitoire pneu  
 Vitesse de derive au CDG (deg/s)

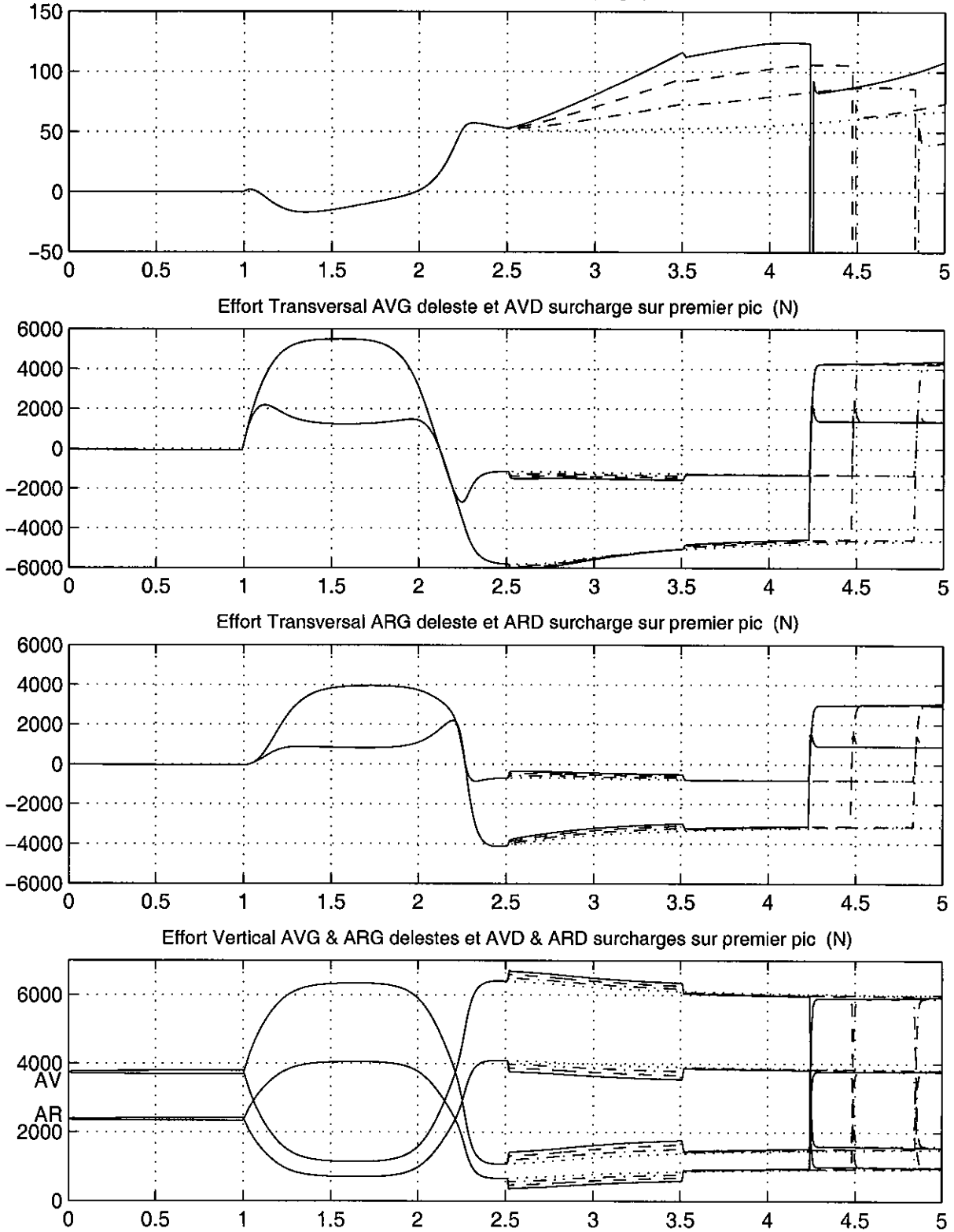


Figure 8-5c : Simulation de l'application d'une force de freinage au CDG croissante dans une situation de survirage (braquage sinusoïdal de 200°, période 1.67 s, à 120 km/h) - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]

Cette modification des charges verticales se répercute sur les efforts transversaux à travers le modèle de Pacejka : ceux-ci sont tous négatifs entre 2.5 et 3.5 s, mais leurs valeurs absolues augmentent sur les roues avant et diminuent sur les roues arrière, de manière légèrement différente sur les roues gauches surchargées et droites délestées, lors du second pic de la manœuvre de sinus. Une analyse approfondie montre que ces variations des efforts transversaux donnent toutes des contributions au moment de lacet global de même signe (négatif dans le cas présent) et que leur contribution globale est donc déstabilisante, augmentant la dérive du véhicule. Une illustration plus complète de la contribution des différents phénomènes se produisant au niveau des efforts pneumatiques sera donnée ultérieurement à la figure 8-12. Cet effet négatif lié au moment de lacet se révèle en outre supérieur à celui de la diminution de la vitesse du véhicule, qui est quant à lui positif. On constate donc que les phénomènes en jeu sont complexes et que leur compréhension nécessite une analyse approfondie, en suivant l'évolution simultanée de nombreux paramètres.

#### Application d'un moment de lacet au centre de gravité

Au contraire l'application d'un moment de lacet positif au centre de gravité, dans cette même situation de survirage, qui est directement visible sur la 3ème planche de la figure 8-6a, a un effet bénéfique, puisqu'on constate (figure 8-6b) que la vitesse de lacet diminue beaucoup plus rapidement que lors de la simulation de référence, elle redevient même positive à l'instant 3.25 s pour  $M_z$  égal à 2250 mN. Les angles de dérive au CDG et sur les pneus diminuent fortement, et ils s'annulent même, avant 4 s pour 2250 mN, et à l'instant 5 s pour 1500 mN (soit 2.5 s après le début de l'application de  $M_z$ ). **Le véhicule est ainsi totalement restabilisé** et poursuit sa route à plus de 100 km/h, dans le cas où  $M_z$  vaut 2250 mN. Cette valeur est inférieure pour les autres cas, mais c'est alors uniquement la mise en dérive supérieure qui contribue à faire chuter la vitesse, puisque aucune décélération n'est appliquée au véhicule.

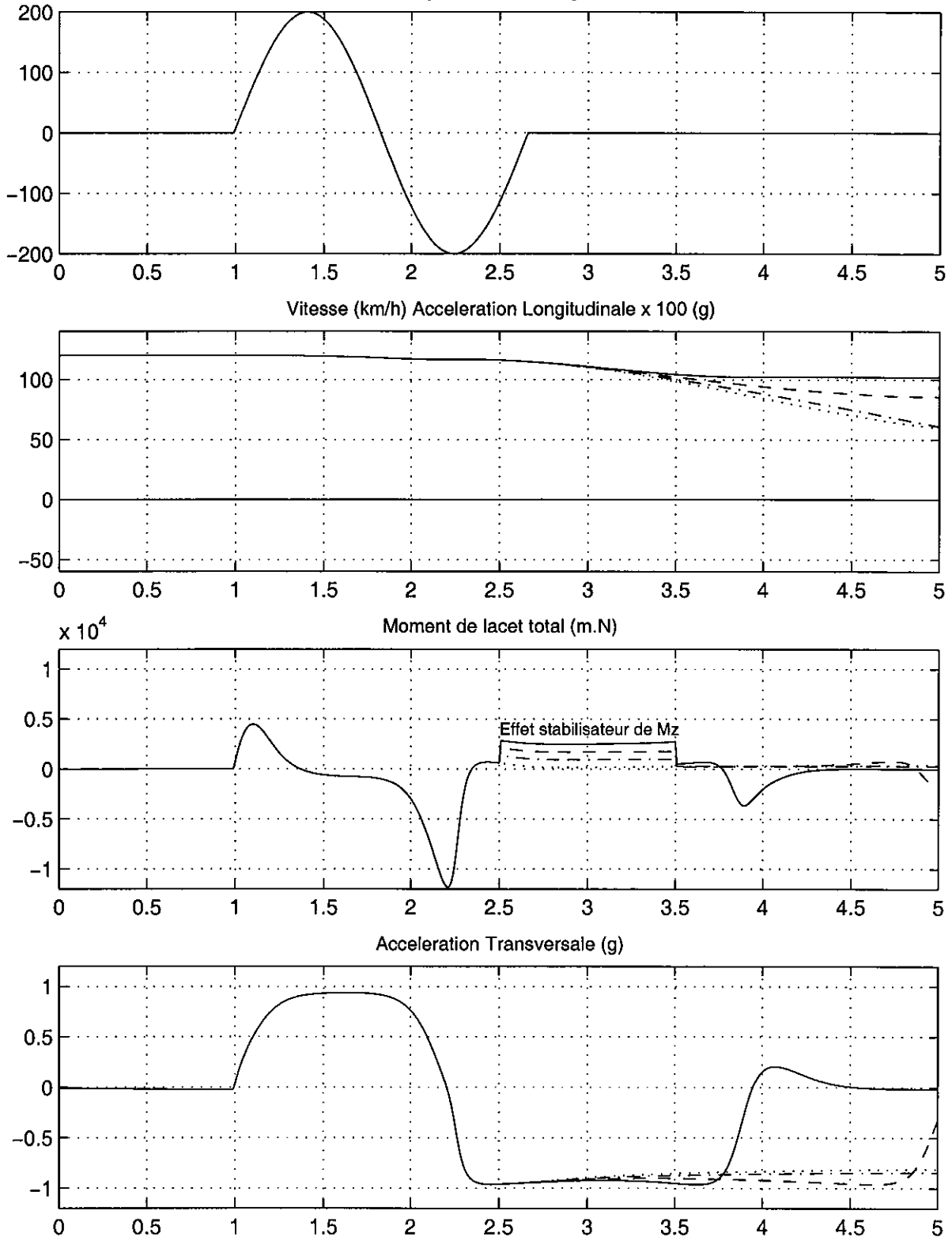
Nous avons également testé à titre expérimental, et sans présenter les figures correspondantes, les conséquences de l'application d'un moment de lacet de signe opposé (c'est à dire négatif) : son effet déstabilisateur est nettement mis en évidence sur la vitesse de lacet et les angles de dérive. Il est encore plus important que celui obtenu par l'application d'un effort de freinage présenté à la figure 8-5.

La figure 8-7 présente les croisements (vitesse de dérive, angle de dérive) pour les 2 groupes de simulations des figures 8-5 et 8-6. Elle montre clairement qu'alors que l'application des différents  $F_x$  conduit irrémédiablement vers le domaine instable, l'application d'un moment de lacet suffisant (1500 ou 2250 mN) permet de revenir dans le domaine stable après une incursion dans le domaine instable.

Nous avons tenu à présenter en détails les résultats de ces simulations, car ils permettent de mieux comprendre la physique des phénomènes, alors que la publication de Koibuchi *et al.* se limite à présenter un récapitulatif des angles de dérive au CDG maximaux atteints au cours de la simulation. Nous obtenons sur ce point des résultats équivalents, comme le montre la figure 8-8. L'effet du moment de lacet croissant y apparaît clairement, à travers la minimisation de l'angle de dérive. Cependant toutes les simulations avec application d'un effort de freinage divergent, et la valeur maximale commune ( $180^\circ$  dans notre cas du fait de l'utilisation de la fonction atan2 en langage C dans nos programmes) traduit mal le fait que la contribution de  $F_x$  est carrément négative, car la perte de contrôle apparaît d'autant plus vite et violemment que  $F_x$  est élevée.

INFLUENCE D'UN MOMENT DE LACET APPLIQUE AU CDG :  $M_z$  750 (-.-) 1500 (---) 2250 (-) mN, Ref (..)  
 Simulations MLP5F sur sinus (1.67 sec, 200 deg a 120 km/h)

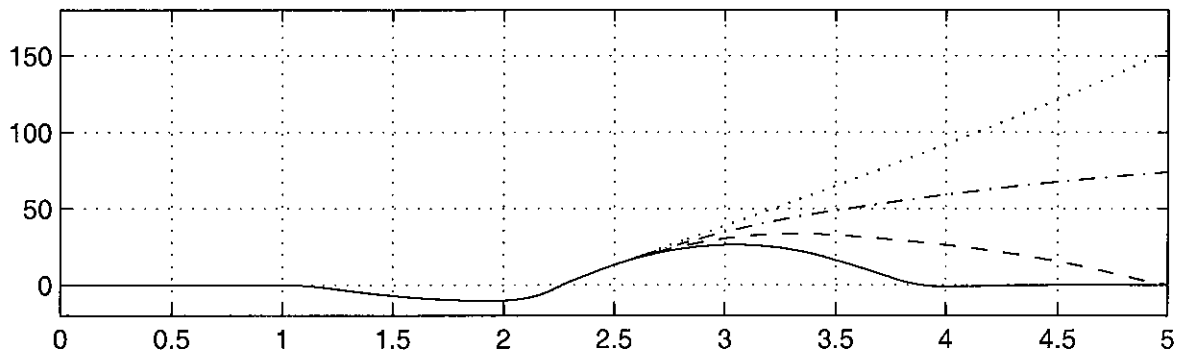
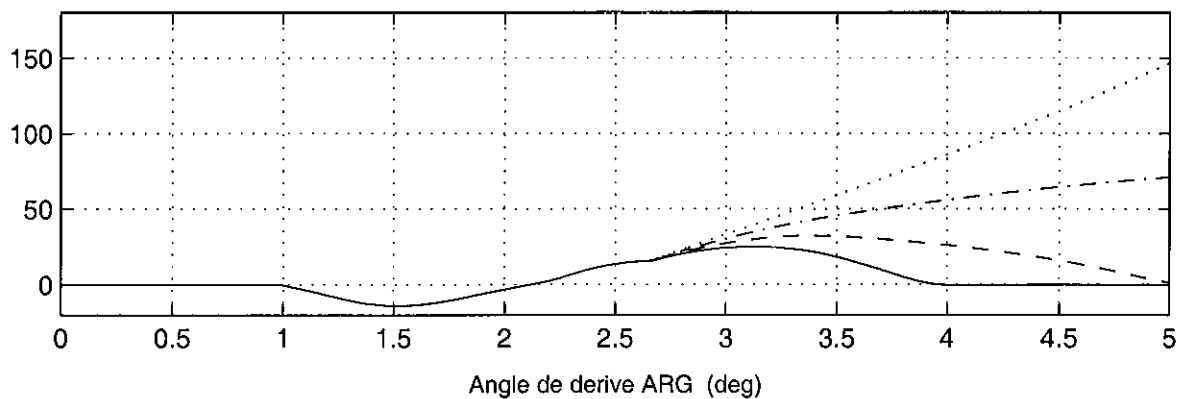
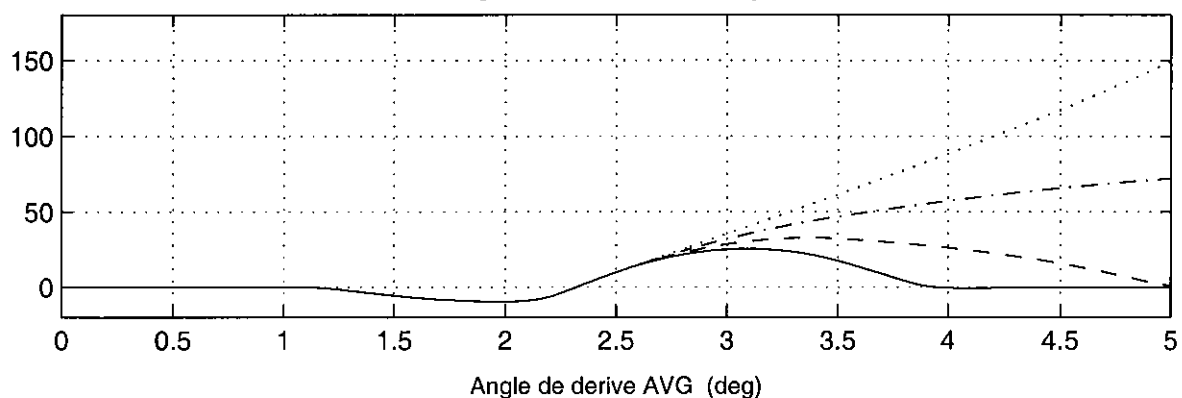
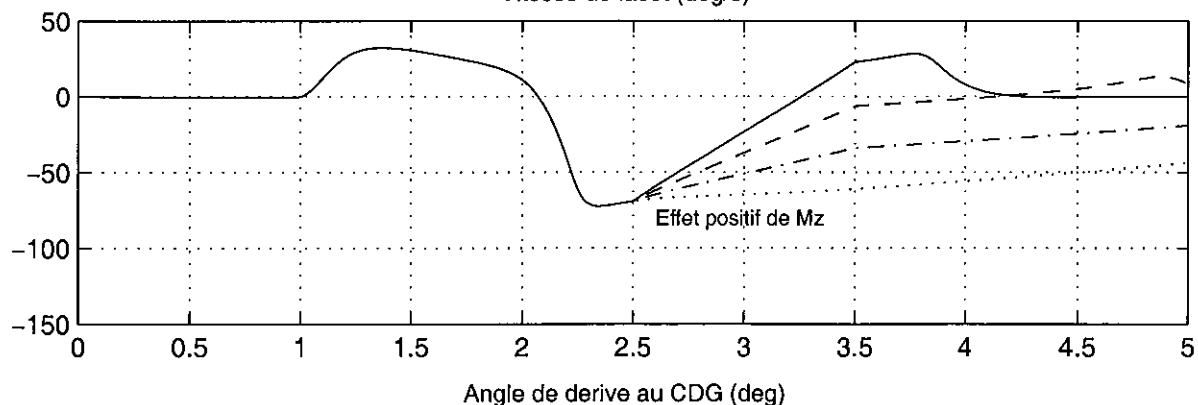
MLP5 : 3ddl liaison "plan" - Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge geometrique, transitoire pneu  
 Angle au Volant (deg)



**Figure 8-6a : Simulation de l'application d'un moment de lacet stabilisateur croissant dans une situation de survirage (braquage sinusoïdal de 200°, période 1.67 s, à 120 km/h) - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]**

INFLUENCE D'UN MOMENT DE LACET APPLIQUE AU CDG :  $M_z$  750 (-.-) 1500 (---) 2250 (-) mN, Ref (..) Simulations MLP5F sur sinus (1.67 sec, 200 deg a 120 km/h)

MLP5 : 3ddl liaison "plan" - Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge geometrique, transitoire pneu  
Vitesse de lacet (deg/s)



**Figure 8-6b : Simulation de l'application d'un moment de lacet stabilisateur croissant dans une situation de survirage (braquage sinusoïdal de 200°, période 1.67 s, à 120 km/h) - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]**

INFLUENCE D'UN MOMENT DE LACET APPLIQUÉ AU CDG :  $M_z$  750 (-.-) 1500 (---) 2250 (-) mN, Ref (..)  
 Simulations MLP5F sur sinus (1.67 sec, 200 deg à 120 km/h)

MLP5 : 3ddl liaison "plan" - Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge géométrique, transitoire pneu  
 Vitesse de dérive au CDG (deg/s)

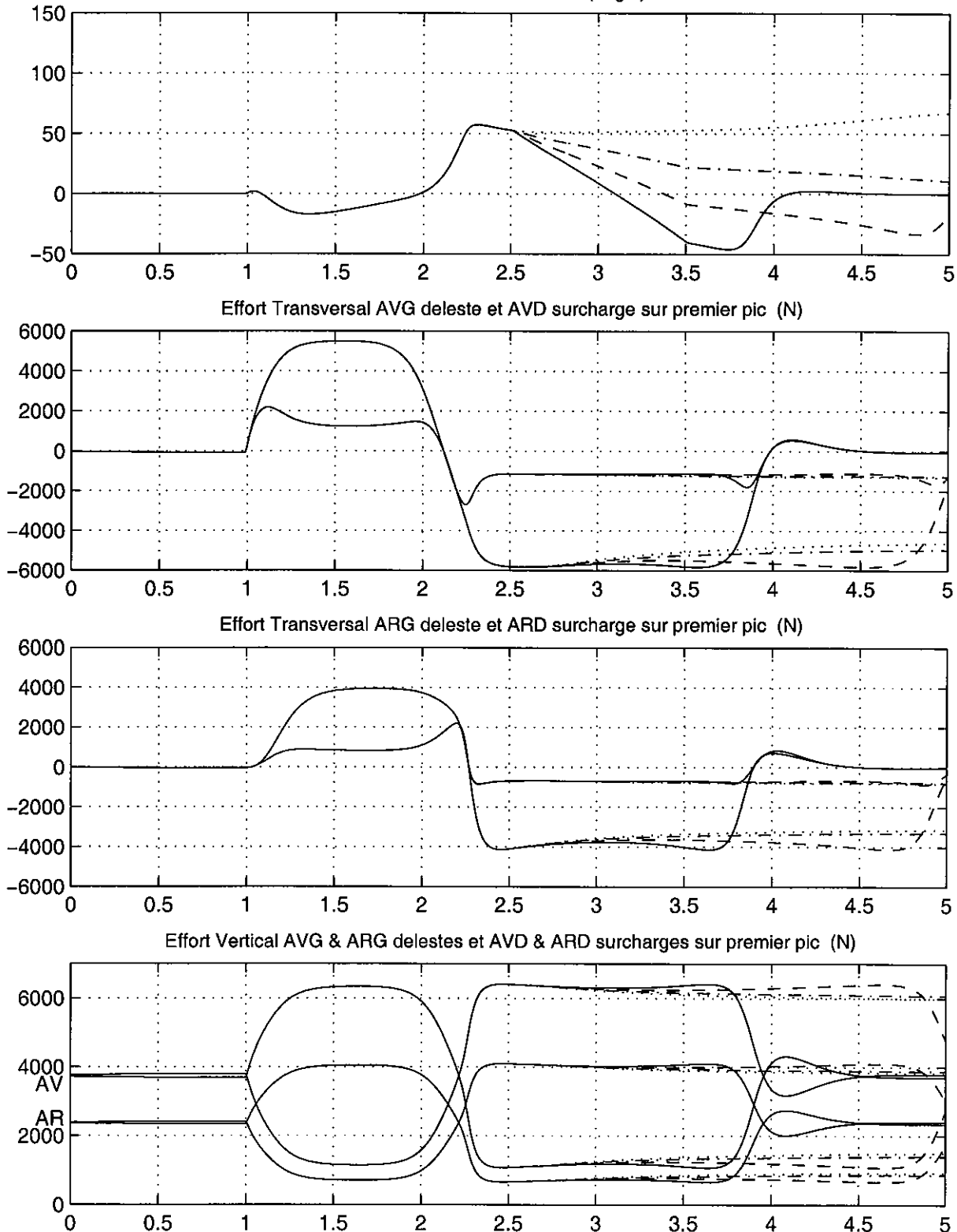


Figure 8-6c : Simulation de l'application d'un moment de lacet stabilisateur croissant dans une situation de survirage (braquage sinusoïdal de 200°, période 1.67 s, à 120 km/h) - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]

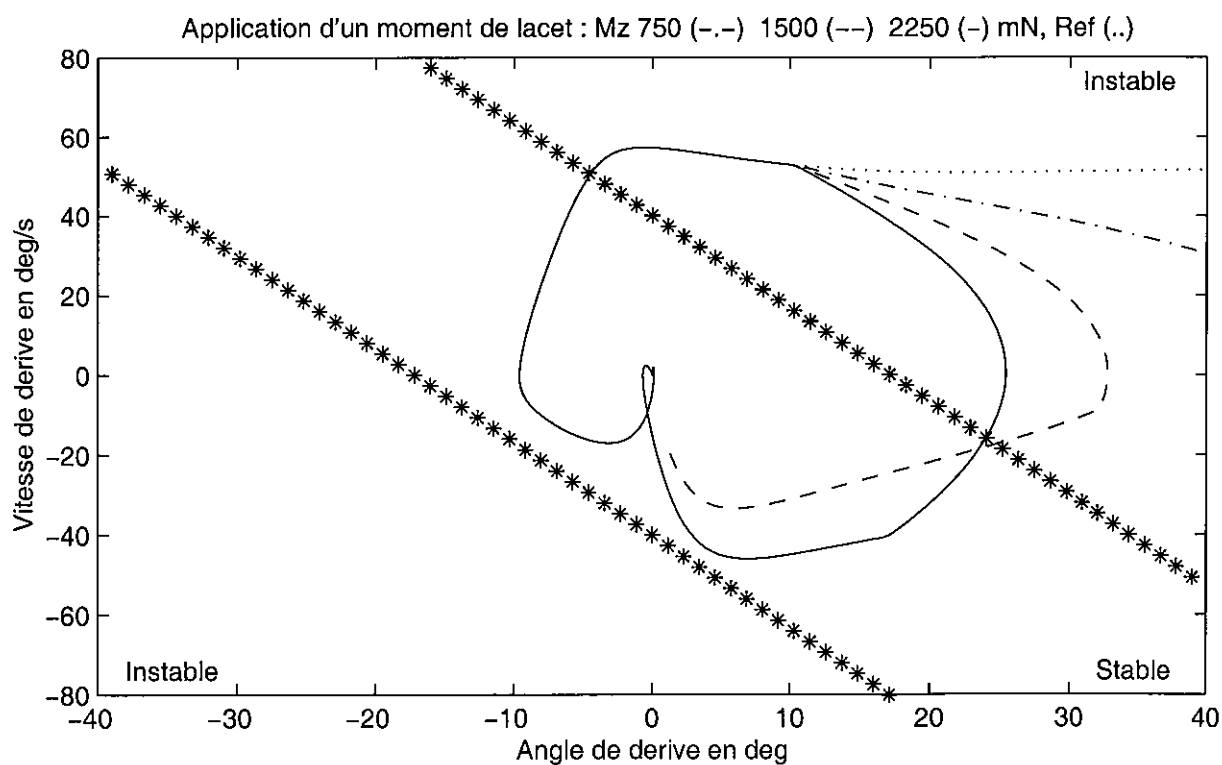
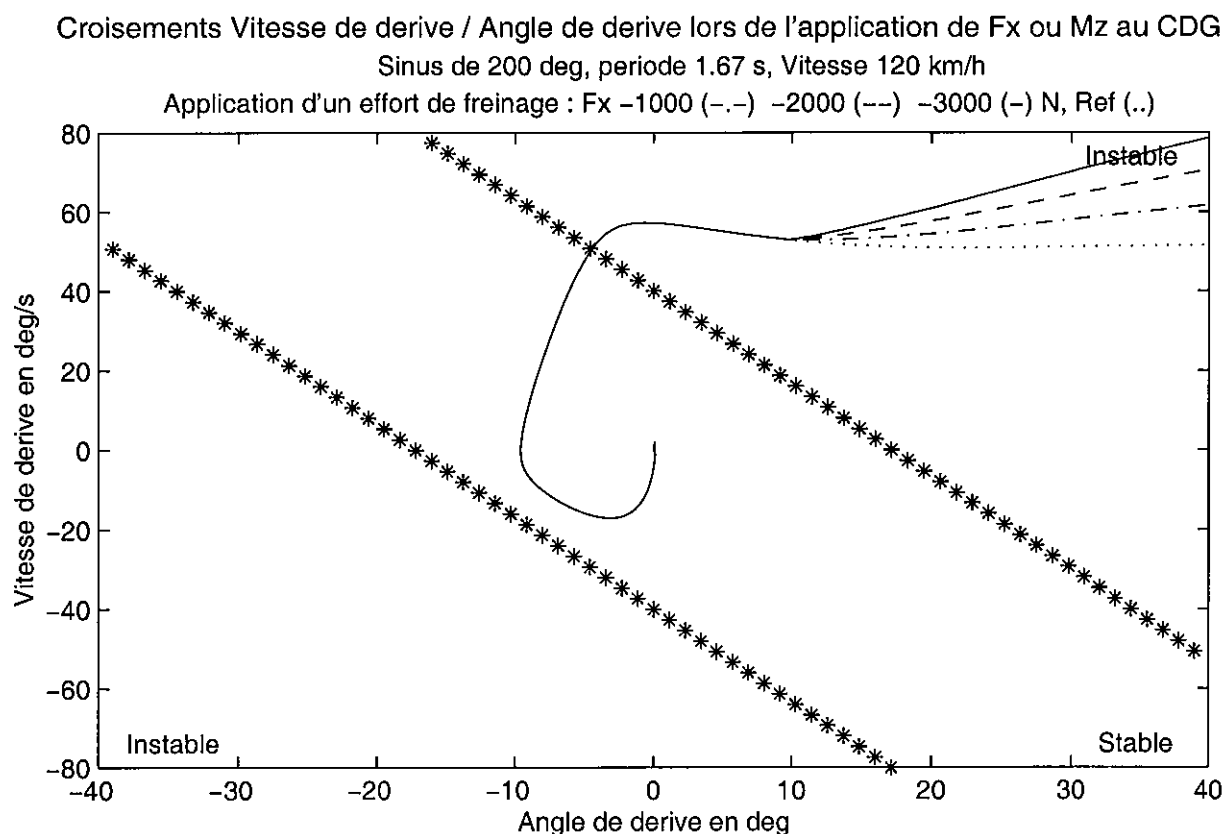


Figure 8-7 : Comparaison du critère de survirage (vitesse de dérive fonction de l'angle de dérive) lors de l'application d'un effort de freinage ou d'un moment de lacet - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]



## Angle de dérive maxi sur sinus (200°, 1.67 s, 120 km/h) sur application de Fx ou Mz

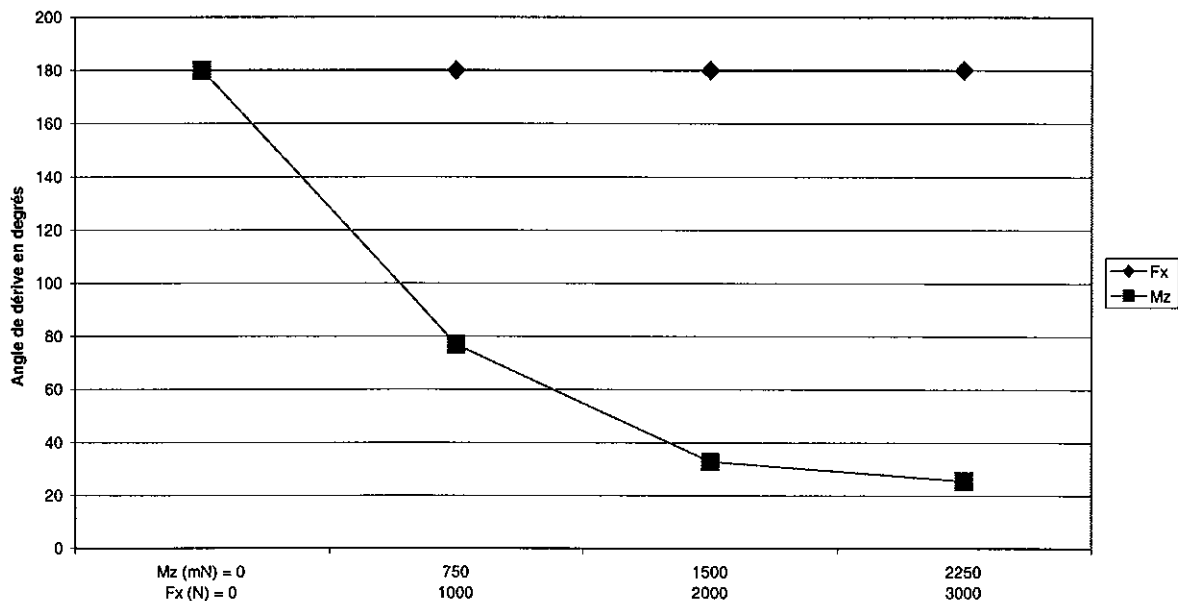


Figure 8-8 : Comparaison des angles de dérive maximaux atteints lors de l'application d'un effort de freinage ou d'un moment de lacet - Principe inspiré de KOIBUCHI et *al.* [64]

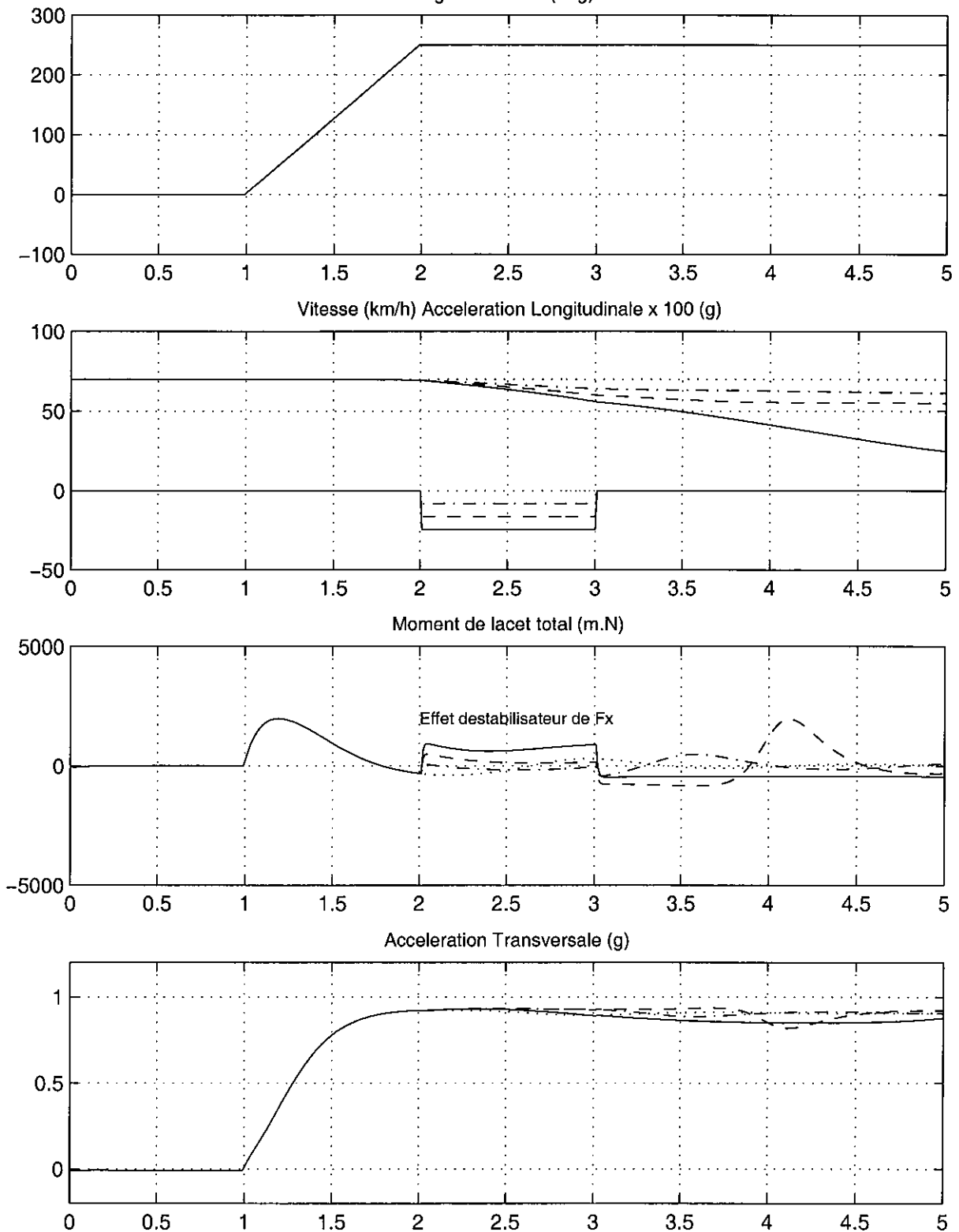
**En conclusion :** dans une situation de survirage, l'application d'un moment de lacet est beaucoup plus efficace que celle d'un effort de freinage pour minimiser l'angle de dérive au CDG et rattraper une amorce de perte de contrôle.

### Cas du sousvirage

Nous appliquerons ici une démarche équivalente à la précédente en reprenant le cas du braquage échelon extrême de la figure 8-3, de 250° d'amplitude, avec une vitesse initiale du véhicule de 70 km/h. Les valeurs de force de freinage et de moment de lacet sont les mêmes que précédemment, et ces sollicitations sont maintenant appliquées 1 s après le début de la rampe de braquage, c'est-à-dire juste à l'instant où l'amplitude de braquage maximale est atteinte. Les simulations correspondantes sont présentées aux figures 8-9 et 8-10, qui comprennent chacune 3 planches.

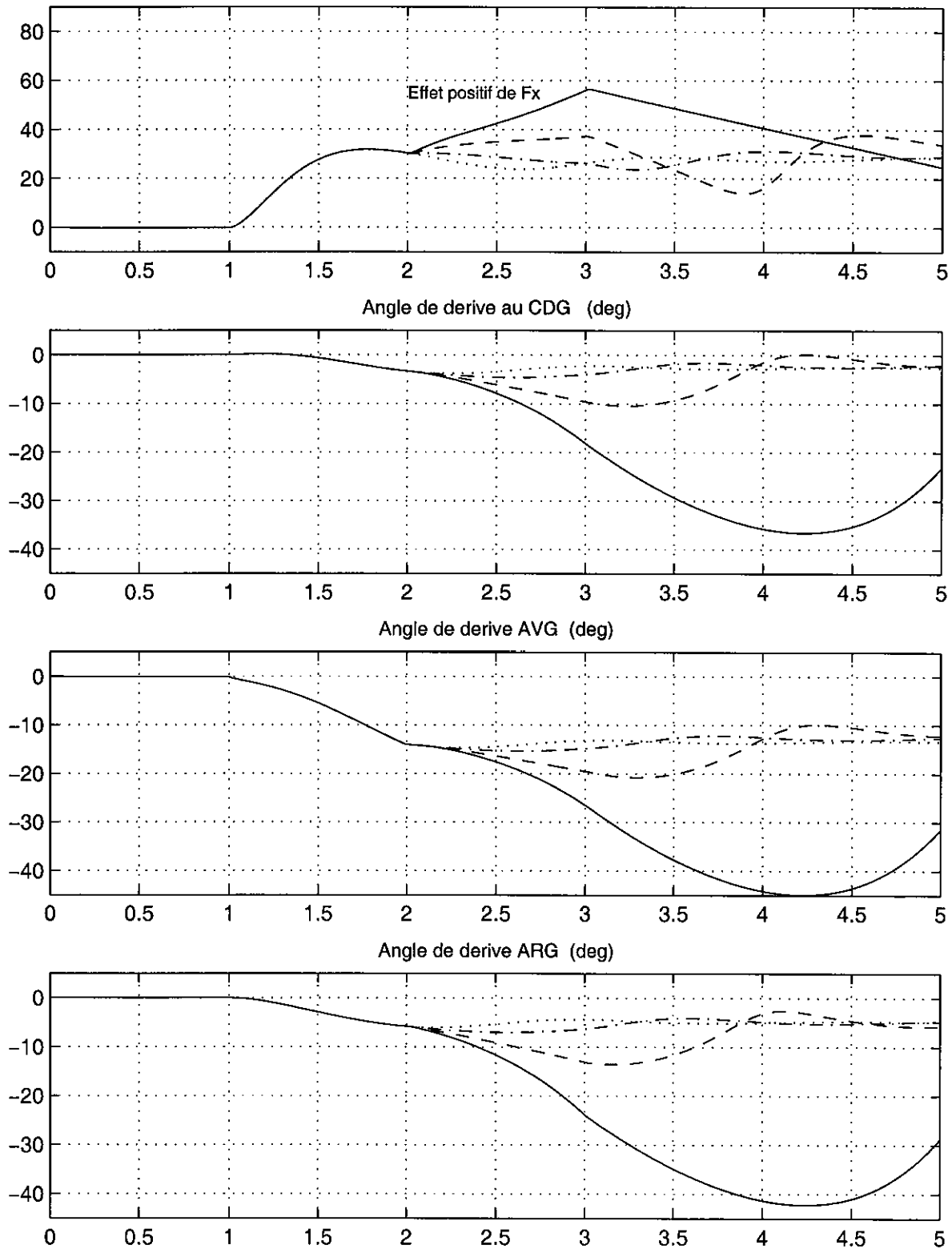
Si on analyse en parallèle les effets de l'application d'un effort de freinage Fx et d'un moment de lacet Mz sur la vitesse de lacet du véhicule (1er graphique des planches "b" des figures 8-9 et 8-10), on constate que le sousvirage est contrecarré par les 2 types d'action, puisque ce paramètre qui diminuait lentement dans la situation de référence augmente en proportion de la sollicitation appliquée entre les instants 2 et 3 s.

INFLUENCE D'UN EFFORT DE FREINAGE APPLIQUÉ AU CDG :  $F_x$  -1000 (-.-) -2000 (--) -3000 (-) N, Ref (..)  
 Simulations MLP5F sur échelon (250 deg en 1 sec à 70 km/h)  
 MLP5 : 3ddl liaison "plan" – Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge géométrique, transitoire pneu  
 Angle au Volant (deg)



**Figure 8-9a : Simulation de l'application d'une force de freinage au CDG croissante dans une situation de sousvirage (braquage échelon de 250°, à 70 km/h) - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]**

INFLUENCE D'UN EFFORT DE FREINAGE APPLIQUÉ AU CDG :  $F_x$  -1000 (-.-) -2000 (---) -3000 (-) N, Ref (..)   
 Simulations MLP5F sur échelon (250 deg en 1 sec à 70 km/h)   
 MLP5 : 3ddl liaison "plan" – Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge géométrique, transitoire pneu   
 Vitesse de lacet (deg/s)



**Figure 8-9b : Simulation de l'application d'une force de freinage au CDG croissante dans une situation de sousvirage (braquage échelon de 250°, à 70 km/h) - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]**

INFLUENCE D'UN EFFORT DE FREINAGE APPLIQUE AU CDG :  $F_x$  -1000 (-.-) -2000 (---) -3000 (-) N, Ref (..)  
 Simulations MLP5F sur échelon (250 deg en 1 sec à 70 km/h)  
 MLP5 : 3ddl liaison "plan" - Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge géométrique, transitoire pneu  
 Rayon de courbure  $R_{c1}$  en m

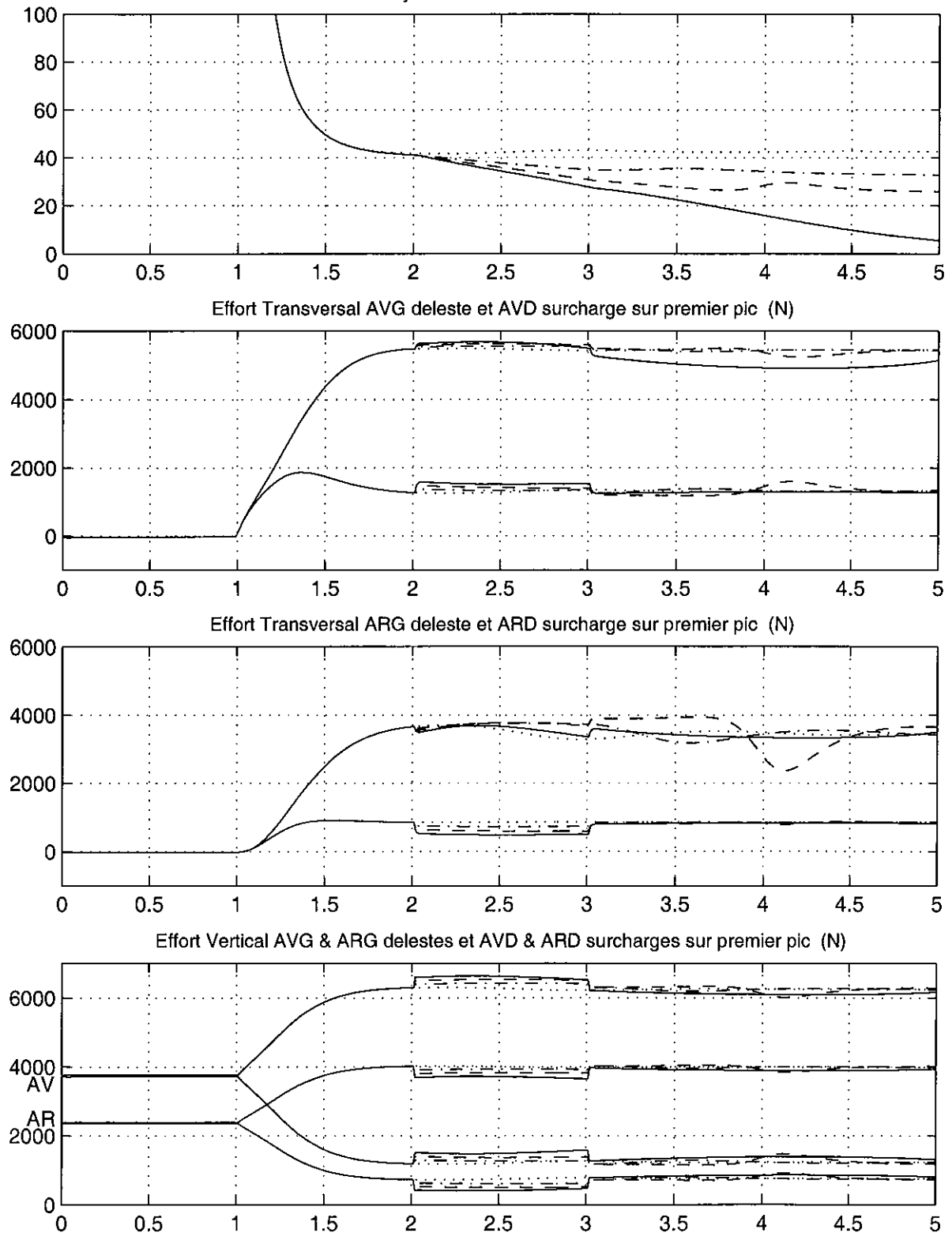
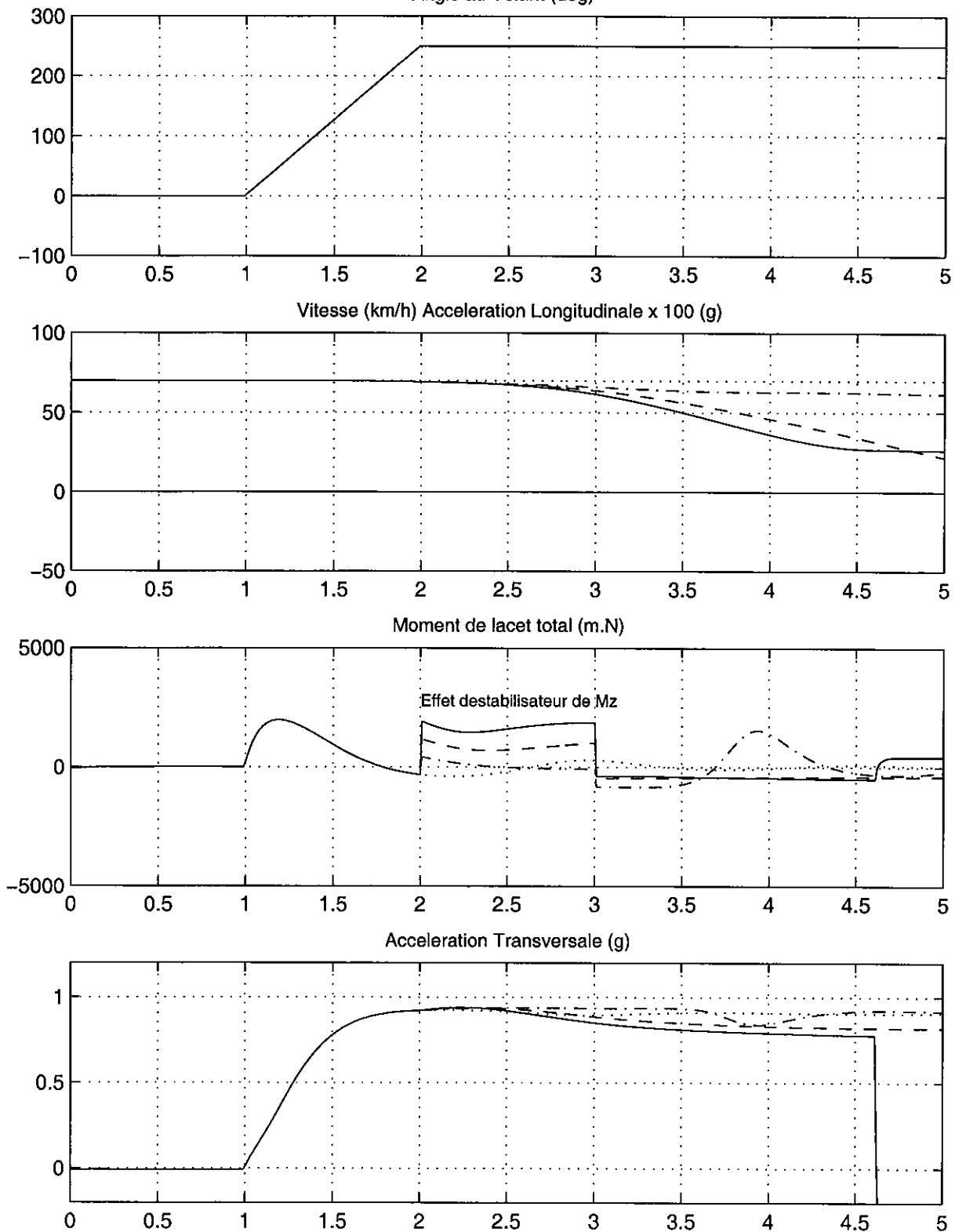


Figure 8-9c : Simulation de l'application d'une force de freinage au CDG croissante dans une situation de sousvirage (braquage échelon de 250°, à 70 km/h) - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]

INFLUENCE D'UN MOMENT DE LACET APPLIQUÉ AU CDG :  $M_z$  750 (-.-) 1500 (--) 2250 (-) mN, Ref (..)   
 Simulations MLP5F sur échelon (250 deg en 1 sec à 70 km/h)   
 MLP5 : 3ddl liaison "plan" - Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge géométrique, transitoire pneu   
 Angle au Volant (deg)



**Figure 8-10a : Simulation de l'application d'un moment de lacet stabilisateur croissant dans une situation de sousvirage (braquage échelon de 250°, à 70 km/h) - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]**

INFLUENCE D'UN MOMENT DE LACET APPLIQUE AU CDG :  $M_z$  750 (-.-) 1500 (---) 2250 (-) mN, Ref (..)  
 Simulations MLP5F sur échelon (250 deg en 1 sec à 70 km/h)  
 MLP5 : 3ddl liaison "plan" – Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge géométrique, transitoire pneu  
 Vitesse de lacet (deg/s)

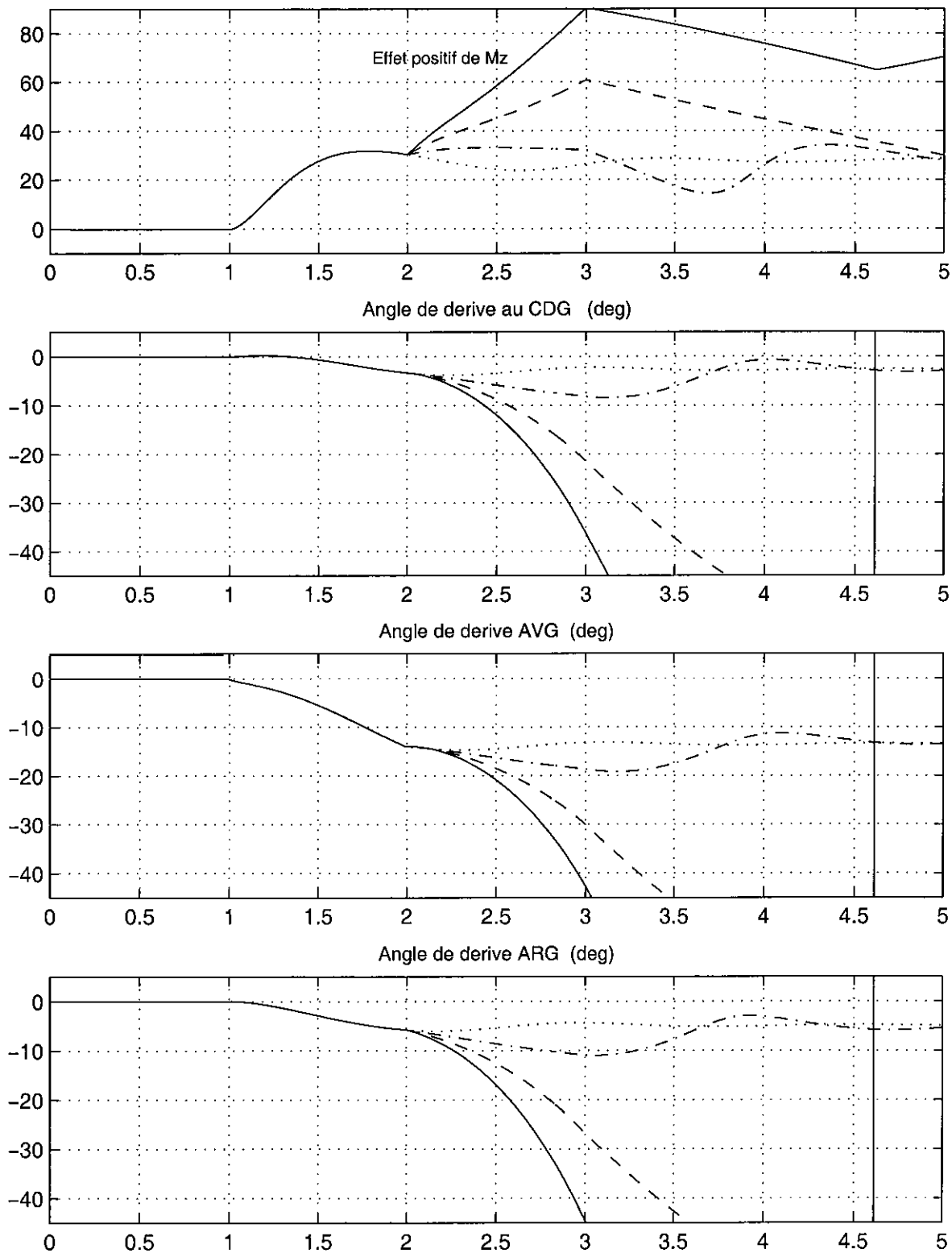


Figure 8-10b : Simulation de l'application d'un moment de lacet stabilisateur croissant dans une situation de sousvirage (braquage échelon de 250°, à 70 km/h) - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]

INFLUENCE D'UN MOMENT DE LACET APPLIQUE AU CDG :  $M_z$  750 (-.-) 1500 (---) 2250 (-) mN, Ref (..)  
 Simulations MLP5F sur échelon (250 deg en 1 sec à 70 km/h)  
 MLP5 : 3ddl liaison "plan" – Pacejka (lateral et MAL), transfert de charge géométrique, transitoire pneu  
 Rayon de courbure  $R_{c1}$  en m

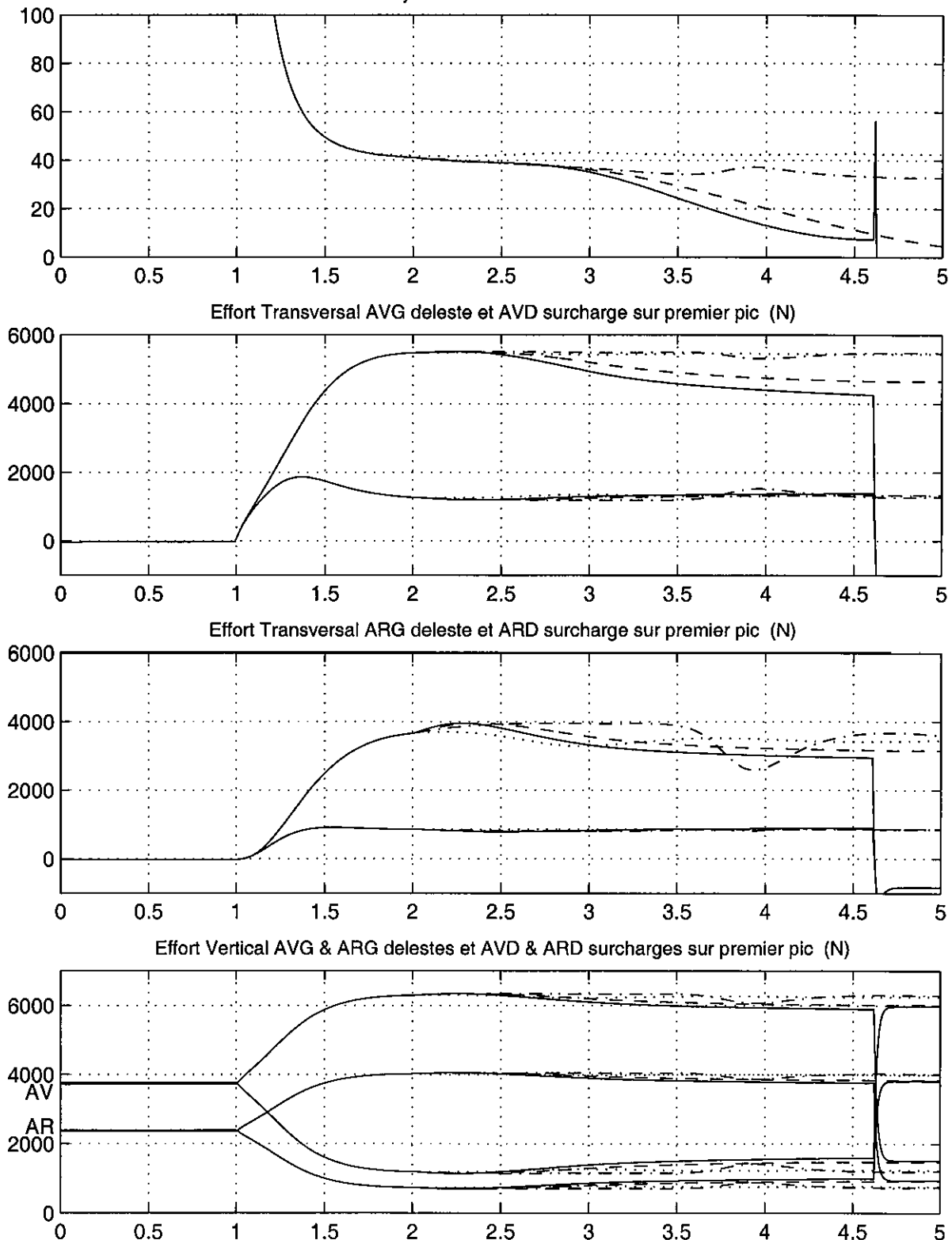


Figure 8-10c : Simulation de l'application d'un moment de lacet stabilisateur croissant dans une situation de sousvirage (braquage échelon de 250°, à 70 km/h) - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]

Dans le cas de l'application de  $F_x$ , la contribution au moment de lacet est, comme pour le cas du survirage (figure 8-5), liée au transfert de charge longitudinal, qui augmente les charges verticales sur les roues avant et les diminue sur les roues arrière, ce qui augmente les efforts transversaux sur le train avant et les diminue à l'arrière (figure 8-9c). Tous ces termes donnent cette fois une contribution au moment de lacet positive, qui est déstabilisante, effet recherché car propice à contrecarrer un sousvirage, puisqu'on est ici dans le cas d'un virage à gauche.

On constate également que l'application de l'effort de freinage maximal de -3000 N provoque une très forte dérive qui s'amplifie encore lorsque  $F_x$  a cessé, et que ce phénomène est encore plus accentué dans le cas de l'application d'un moment de lacet, puisque l'angle de dérive diverge pour les valeurs de  $M_z$  de 1500 et 2250 mN. **On voit donc apparaître un premier risque : transformer une situation de sousvirage en un survirage, en appliquant un moment de lacet déstabilisateur trop intense.**

Nous avons vu précédemment que le paramètre le plus illustratif du sousvirage était l'absence de diminution du rayon de courbure. Du point de vue de ce paramètre, premier graphique des planches "c", l'application d'un freinage  $F_x$  apparaît plus efficace que celle d'un moment de lacet  $M_z$ . Ce résultat est encore plus clairement mis en évidence sur la figure 8-11 où sont récapitulés les rayons de courbure obtenus 0.5 et 1 s après l'application de la sollicitation extérieure, sur laquelle on constate que l'intérêt de  $F_x$  augmente avec le temps, en raison essentiellement de la diminution de la vitesse associée à un effort de freinage. Dans le cas de l'application de  $M_z$ , la diminution de vitesse que l'on constate également (2ème graphique des planches "a") n'est due qu'à la très forte dérive du véhicule.

Ces résultats sont globalement en accord avec les conclusions de Koibuchi, cependant cet auteur considère que les applications d'une force de freinage ou d'un moment de lacet sont également efficaces pour réduire le rayon de courbure de la trajectoire d'un véhicule en situation de sousvirage, alors que nous mettons en évidence un certain avantage pour l'application d'un freinage. Il insiste également sur le fait que l'application d'un moment de lacet déstabilisateur trop important peut compromettre la stabilité du véhicule, alors que pour l'application d'une décélération, cet effet négatif est moindre.

**Les conclusions globales de cette analyse, identique à celle proposée par Koibuchi *et al.* [64], sont que :**

- dans une situation de survirage, il faut appliquer un moment de lacet stabilisateur,
- dans une situation de sousvirage, il convient
  - ◆ d'appliquer un moment de lacet déstabilisateur modéré, de manière à permettre aux roues arrière de travailler aux angles de dérive qui génèrent les forces transversales maximales tout en évitant de tomber dans l'excès inverse et de générer du survirage,
  - ◆ éventuellement d'appliquer en plus une décélération au véhicule.

Des conclusions équivalentes sont énoncées par COUTANT et DELRIEU, de RENAULT, dans une publication du Congrès SIA de 1999 à l'ECL [93]. Nous y reviendrons ultérieurement.



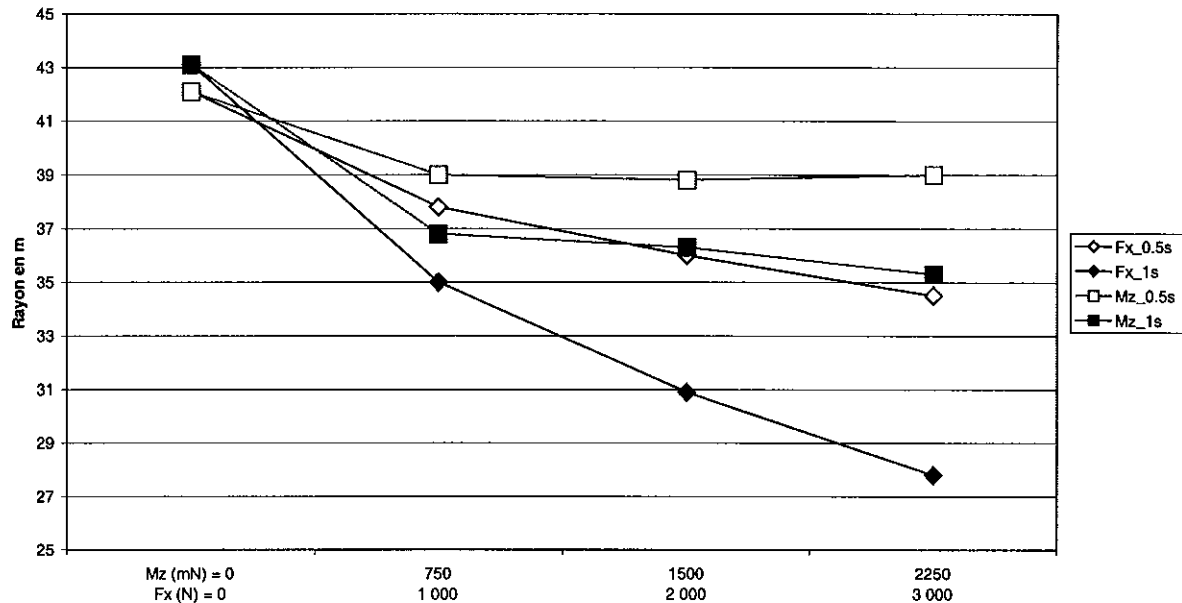
Rayon de courbure 0.5 et 1 s après application de  $F_x$  ou  $M_z$  (Echelon  $250^\circ$  70 km/h)

Figure 8-11 : Comparaison des rayons de courbure 0.5 et 1 s après l'application d'un effort de freinage ou d'un moment de lacet (braquage échelon  $250^\circ$  à 70 km/h) - Principe inspiré de KOIBUCHI *et al.* [64]

#### 8. 1. 4. Quelle roue freiner pour appliquer le moment de lacet adapté à chaque situation ?

Ayant mis en évidence l'intérêt fondamental de l'application d'un moment de lacet pour contrecarrer une situation de survirage ou sousvirage, l'étape suivante consiste à établir **comment créer ce moment de lacet adéquat**. L'utilisation d'un freinage différentiel est apparue comme une solution technique prometteuse et de faible coût, du fait de l'existence antérieure des centrales hydrauliques des systèmes ABS. Pour bien comprendre quelle roue il convient de freiner pour obtenir l'effet souhaité, nous allons analyser en détail les phénomènes qui se produisent lors de l'application d'un freinage sur les différentes roues d'un véhicule. Nous avons trouvé dans la littérature 3 présentations de ce problème :

- l'une essentiellement qualitative faite par YASUI *et al.*, dans le papier SAE 960485 [94], permet de comprendre la physique des phénomènes en jeu,
- la seconde due à KOIBUCHI *et al.*, dans le papier qui nous a servi de guide pour construire ce paragraphe, et qui s'appuie sur un modèle de pneumatique très simple, faisant appel à la notion de cercle d'adhérence,
- la troisième faite par VAN ZANTEN *et al.*, le père de l'ESP de Bosch, notamment dans le papier SAE950759 [14 déjà cité], qui est la formulation la plus complexe et fait en particulier appel à la notion variation du taux de glissement des pneumatiques. En outre cette méthode utilise un modèle de pneumatique spécifique (dit HSRI), et raisonne en terme de module et d'orientation de l'effort résultant développé dans le plan de l'interface pneu-chaussée.

Nous allons adopter une présentation encore une fois fortement inspirée de l'approche proposée par Koibuchi.

### *Phénomènes physiques dans le cas d'un virage à gauche*

Si on considère un pneumatique soumis à une forte sollicitation transversale et auquel on vient appliquer un effort de freinage, il y a 3 phénomènes qui se combinent pour modifier la contribution de ce pneumatique au moment de lacet global du véhicule :

- la force de freinage elle-même apporte une contribution au moment de lacet avec pour bras de levier la distance latérale de la roue au centre de gravité (demi-voie du véhicule). **Cette contribution au moment de lacet apparaît positive (dans le sens trigonométrique direct) pour les roues gauches et négative pour les roues droites.**
- le transfert de charge lié à la décélération modifie la force transversale initialement développée par ce pneumatique, ce qui se traduit par les modifications suivantes : **une augmentation des efforts pour les roues avant qui sont surchargées par rapport à la situation initiale de sollicitation purement transversale, et une diminution pour les roues arrière.** Toutes ces modifications se traduisent par une contribution positive au moment de lacet global pour un virage à gauche.
- le couplage des sollicitations : la force transversale est également modifiée du fait de l'application d'un effort de freinage simultané, et **quelle que soit la roue concernée c'est toujours une diminution de l'effort transversal qui sera produite par l'apparition du freinage.** Les répercussions sont donc de signes identiques pour les roues d'un même train, mais bien évidemment dépendantes du sens de la sollicitation initiale : **dans le cas d'un virage à gauche ce terme apporte au moment de lacet global une contribution négative pour les roues avant et positive pour les roues arrière.**

On voit donc que cette description qualitative, si elle permet d'identifier les phénomènes en jeu, ne permet pas de conclure de manière globale, car chaque contribution est différente selon la roue à laquelle le freinage est appliqué, et qu'au stade actuel on n'a aucun élément concret sur les ordres de grandeur relatifs des différentes contributions, qui vont en outre être fortement dépendantes de la situation initiale : de la répartition des masses entre les trains avant et arrière et du transfert de charge transversal. Il nous est alors apparu intéressant de disposer d'un outil, plus simple qu'un modèle de véhicule complet, pour analyser de façon quantitative un exemple concret de la contribution au moment de lacet global du véhicule d'un freinage appliqué sur les différentes roues.

### *Formulation mathématique simplifiée des phénomènes*

La formulation simplifiée de Koibuchi permet cette première approche. En limitant la présentation à la roue AVG, nous désignerons par  $\Delta Mz_{avg1}$ ,  $\Delta Mz_{avg2}$  et  $\Delta Mz_{avg3}$  les 3 contributions du freinage, du transfert de charge et du couplage de  $F_y$  avec  $F_x$ , par  $\Delta Mz_{avg}$  la variation globale du moment de lacet de cette roue. Le coefficient d'adhérence global est désigné par  $\mu$  et la demi-voie avant du véhicule par  $dv_1$ . L'hypothèse faite consiste à considérer le véhicule soumis à une sollicitation transversale limite, ce qui permet de formuler celle-ci comme égale au produit de la charge verticale par le coefficient d'adhérence global au niveau du contact pneumatique chaussée. Ainsi le terme lié au transfert de charge s'exprime simplement, et le terme de couplage s'obtient par la différence du potentiel global intégrant le

transfert de charge vertical, soit ici  $\mu(Fz_{avg} + Fx h/2l)$ , et du terme transversal réel obtenu en utilisant le concept de cercle d'adhérence.

$$\Delta Mz_{avg1} = Fx \cdot dv_1$$

$$\Delta Mz_{avg2} = l_1 \mu Fx h / 2 l$$

$$\Delta Mz_{avg3} = -l_1 \cdot [\mu(Fz_{avg} + Fx h/2l) - (\mu^2(Fz_{avg} + Fx h/2l)^2 - Fx^2)^{1/2}]$$

A noter parmi les hypothèses restrictives de cette formulation appliquée aux 4 roues du véhicule, qu'elle considère que les transferts de charge sont identiques des 2 côtés, ce qui n'est sans doute pas totalement vrai puisque la situation initiale est dissymétrique, du fait de la forte sollicitation transversale. La figure 8-12 présente pour chacune des roues la contribution des différents termes au moment de lacet résultant de l'application d'un effort de freinage croissant de 0 à 5000 N, puis le récapitulatif des contributions des 4 roues au moment de lacet global du véhicule, et enfin un diagramme illustrant l'hypothèse du cercle d'adhérence.

Pour chacune des roues, la simulation ne peut être menée que jusqu'au point où  $Fx$  ne dépasse pas l'adhérence disponible, représentée par le produit du coefficient d'adhérence et de la charge verticale, augmentée à l'avant et diminuée à l'arrière du terme de transfert de charge. Dans le cas d'un virage à gauche présenté ici, un **moment de lacet positif** doit être considéré comme **déstabilisateur** (il va amplifier le mouvement de lacet du véhicule pour tendre vers du survirage), alors qu'un **moment de lacet négatif va produire un effet stabilisateur** (il va s'opposer à l'augmentation du moment de lacet du véhicule).

On conclut de l'examen de la figure 8-12 **qu'il convient de freiner la roue avant extérieure pour s'opposer à une amorce de survirage**, car c'est elle qui conduit au moment de lacet négatif (stabilisateur) le plus intense. **Dans le cas du sous virage, on constate que seule la roue arrière intérieure va générer, quelle que soit l'intensité de la force de freinage appliquée, une contribution déstabilisante au moment de lacet.** Cependant l'effort de freinage susceptible d'être transmis est limité, du fait que cette roue est fortement délestée. Pour les roues avant intérieure et arrière extérieure, on constate que leurs contributions au moment de lacet global changent de signe suivant l'intensité de la force de freinage, ce qui rend leur utilisation délicate.

Nous avons cependant vu précédemment qu'il était globalement intéressant de décélérer le véhicule pour s'opposer à une situation de sousvirage. Pour obtenir cet effet sans trop diminuer la force transversale, c'est la roue avant extérieure qui serait la plus adéquate, car elle porte la plus forte charge verticale, cependant sa contribution au moment de lacet est stabilisatrice, donc inadaptée à contrecarrer un sous virage. Le problème est donc complexe et selon la situation, il pourra être nécessaire de freiner simultanément plusieurs roues, en répartissant de façon adéquate la décélération entre elles, tout en contrôlant les contributions au moment de lacet pour avoir globalement un terme déstabilisateur.

Pour clarifier le type de stratégie qu'il convient d'appliquer dans une situation de sousvirage, il est intéressant de revenir à la diminution du rayon de courbure provoquée par l'application d'un freinage sur les différentes roues, car c'est bien ce critère qui est le plus pertinent, lorsqu'on veut contrecarrer un sousvirage. Pour cela on applique, successivement à chacune des roues, dans la situation de braquage échelon déjà étudiée précédemment, une force de 500 N, dès que le braquage atteint son amplitude maximale. Le modèle utilisé est ici MLP5L avec la formulation complète de Pacejka pour les pneumatiques. Les résultats sont présentés à la figure 8-13, les 4 rayons de courbure des trajectoires du véhicule avec chaque roue freinée étant comparés à la situation de référence sans freinage.

Contributions d'un freinage sur les différentes roues à la variation du moment de lacet

Cas d'un virage à gauche : Total (-) Freinage (--) Transfert (-.-) Couplage (..)

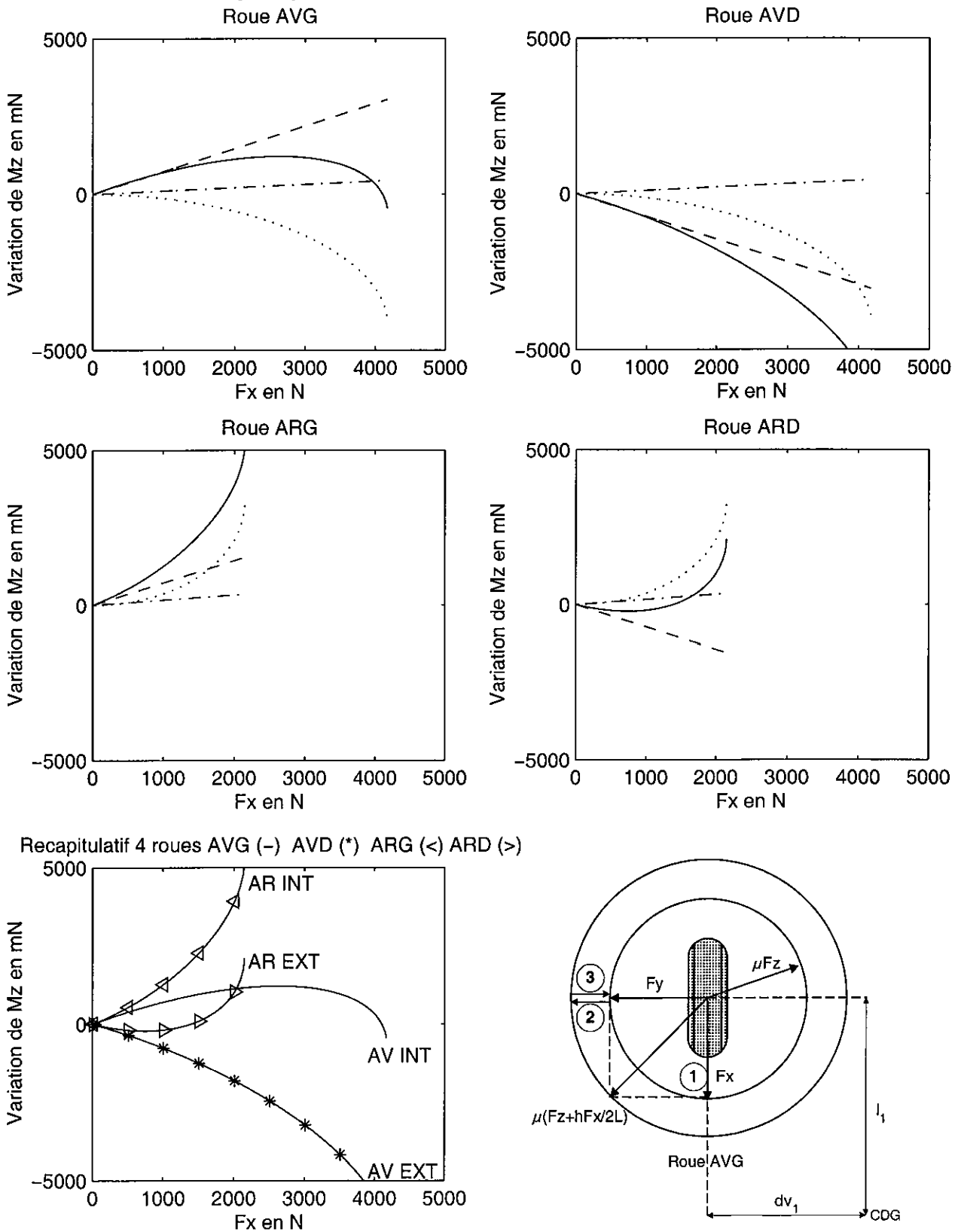
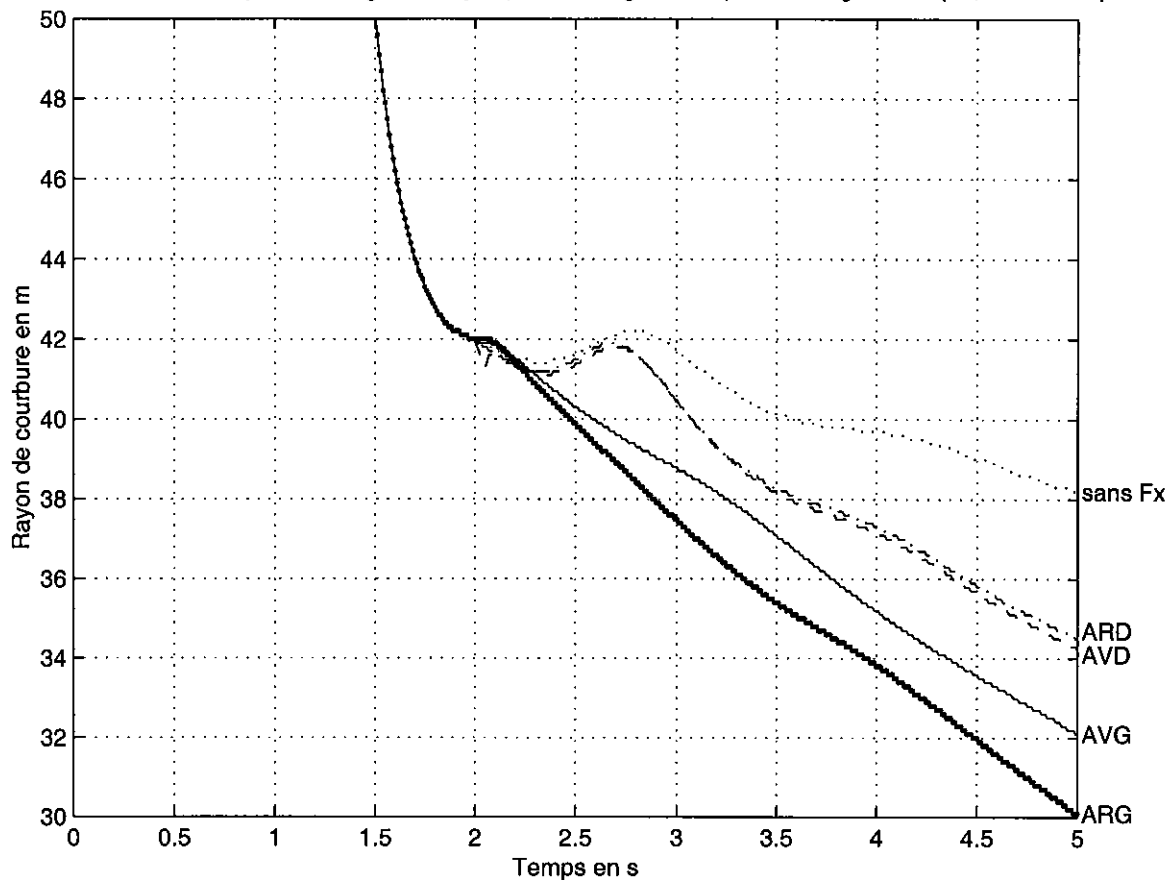


Figure 8-12 : Variation du moment de lacet lors de l'application d'un freinage sur chacune des roues : cas d'un virage à gauche sous forte sollicitation transversale. Modélisation simplifiée selon le principe du cercle d'adhérence

Influence d'un effort de freinage de 500 N sur chaque roue sur le rayon de la trajectoire

MLP5L : 3ddl liaison "plan" et longi – Pacejka (lateral, longi et MAL), transfert geometrique, transitoire pneu



**Figure 8-13 : Comparaison des rayons de courbure obtenus lors de l'application d'un effort de freinage de 500 N sur chacune des roues (braquage échelon 250° à 70 km/h) - Principe inspiré de KOIBUCHI et al. [64]**

Il apparaît clairement que si une seule roue à la fois doit être freinée, c'est la roue arrière intérieure, ici l'arrière gauche, qui permet de minimiser le rayon de courbure. C'est ensuite l'avant intérieure qui donne le second rayon le plus faible, ce qui est conforme aux résultats de la figure 8-12, pour un effort modéré, ce qui est le cas de 500 N. A noter que de tels freinages ne produisent que de faibles diminutions de la vitesse : de 70 km/h, elle chute à 66 après 1 seconde de freinage et à 60 km/h après 3 secondes, avec une décélération associée de  $-0.35 \text{ m/s}^2$ , dans le cas de la roue ARG.

Koibuchi montre ensuite qu'il est cependant plus efficace d'appliquer un freinage sur les 4 roues, en se plaçant à la limite de l'instabilité pour la roue arrière intérieure, et en appliquant le même effort aux 3 autres roues. On génère ainsi à la fois une décélération plus significative que dans le cas précédent et un moment déstabilisateur modéré.

Ce constat nous donne l'occasion d'évoquer les résultats de COUTANT ET DELRIEU [93 déjà cité]. Ces auteurs insistent sur le fait que si les systèmes du type ESP corrigent de manière satisfaisante les défauts de comportement intrinsèques des propulsions (patinage des roues motrices source d'instabilité) et des véhicules industriels (risque de renversement), ils n'apportent qu'une aide limitée aux tractions, car la roue arrière intérieure qui est freinée dans la plupart des systèmes développés, conformément au raisonnement qui vient d'être exposé,

est la moins chargée, voire même levée dans des situations extrêmes. Ils évoquent également le fait que le risque de provoquer un survirage en voulant trop corriger un sousvirage est réel.

Ils mettent ensuite en évidence une limitation importante du contrôle en vitesse de lacet, qui est à la base de la plupart des systèmes de contrôle du moment de lacet, éventuellement complété par un contrôle sur l'angle ou la vitesse de dérive, avec cumul des différentes corrections, comme l'indiquent également ALBERTI et BABEL [95]. Lorsque le véhicule se trouve en limite d'adhérence l'accélération transversale sature à une valeur égale à  $\mu g$ , produit du coefficient d'adhérence par l'accélération de la pesanteur. Il en résulte que la vitesse de lacet de référence doit être limitée par conception à un seuil de  $\mu g/V$ , car si on la force à aller au-delà, le véhicule va tourner sur lui-même sans modification de la trajectoire du CDG, ce qui correspond à un survirage. En conséquence, le système aura la même réponse pour toute action au volant supérieure à celle exploitant la limite d'adhérence. Le conducteur, qui ne constate pas de réaction supplémentaire du véhicule lorsqu'il surbraque en limite d'adhérence, a alors une sensation de sousvirage amplifiée.

Pour corriger ce sousvirage, ces auteurs proposent un contrôle supplémentaire en vitesse : si la vitesse diminue, la valeur seuil de la vitesse de lacet en  $\mu g/V$  va augmenter, et le véhicule va tourner davantage sans pour autant survirer. Comme une action sur la gestion électronique du moteur visant à générer du frein moteur est déjà intégrée dans le fonctionnement de base des systèmes du type ESP, la solution proposée est de freiner globalement les 4 roues en ayant une action plus forte sur la roue arrière intérieure de manière à générer un moment de lacet déstabilisant. Cette solution a été mise en œuvre par ces auteurs sur un système ESP existant, de manière purement logicielle, à travers le suivi d'une variable intitulée quantité de sousvirage. Le principe proposé est donc identique à celui retenu pour une situation de sousvirage par Koibuchi, qui démontre qu'une action sur les 4 roues permet de réduire davantage le rayon de courbure qu'un freinage limité à la seule roue arrière intérieure.

## 8. 2. Modélisation d'un système de contrôle du moment de lacet par freinage différentiel

Pour réaliser une émulation logicielle d'un système de contrôle de moment de lacet dans un de nos modèles de véhicules MLP5L, nous avons encore une fois tiré parti des indications fournies dans la publication de KOIBUCHI *et al* [64]. L'intérêt principal est que les informations communiquées sont suffisamment précises pour permettre une mise en œuvre concrète, en particulier au niveau des valeurs numériques des taux de glissements utilisés pour le freinage actif.

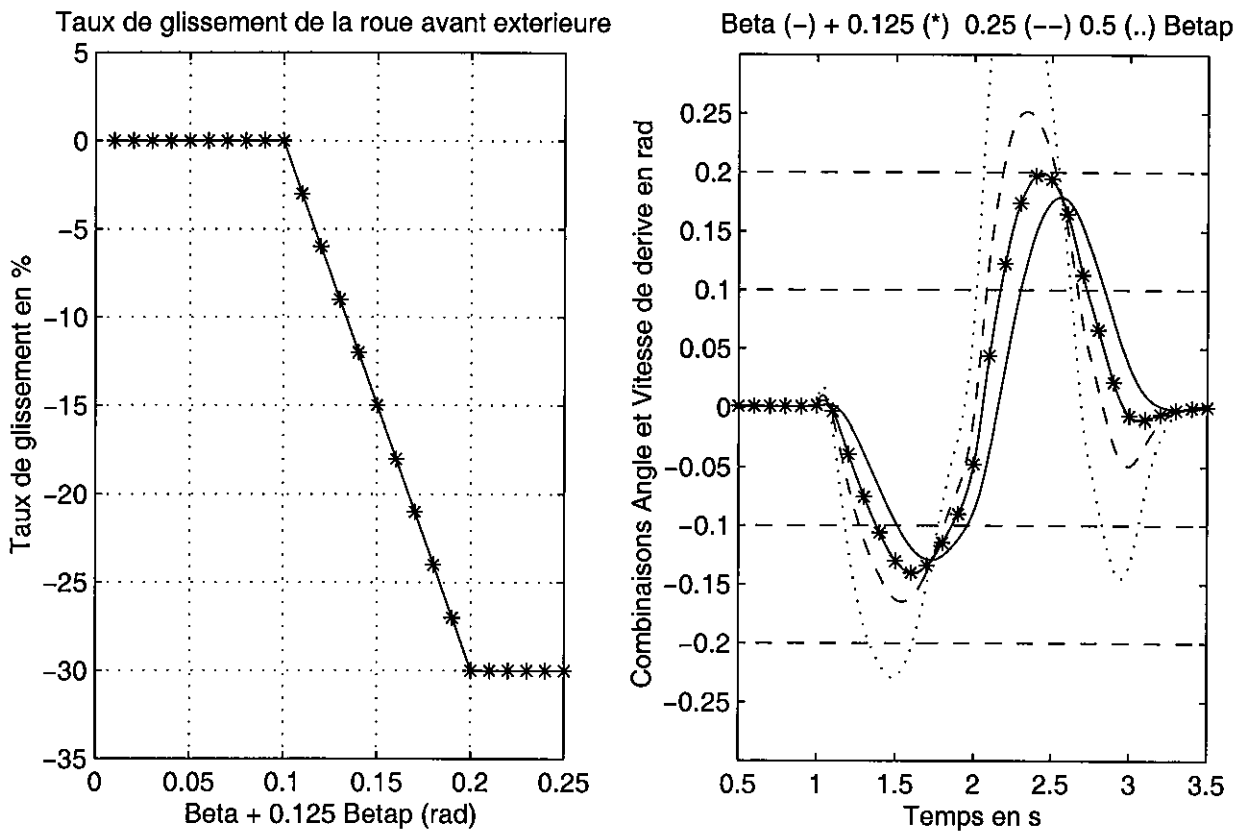
### 8. 2. 1. Mise en œuvre d'un contrôle du moment de lacet dans un cas de survirage

Dans le cas d'une situation de survirage, Koibuchi propose de contrôler le taux de glissement du pneumatique avant extérieur en fonction de la valeur d'une combinaison linéaire de l'angle et de la vitesse de dérive du véhicule  $\beta + 0.125\dot{\beta}$ . Le type de contrôle proposé est illustré à la figure 8-14. Le choix du terme 0.125 dans l'équation n'est pas clairement explicité dans l'article, mais nous montrons sur la partie droite de cette figure, qu'il permet d'obtenir un signal peu différent de l'angle de dérive lui-même, mais en avance de phase d'un à deux dixièmes de secondes, ce qui est particulièrement intéressant pour obtenir une certaine

anticipation au niveau de la commande, par rapport à l'évolution réelle du paramètre angle de dérive. Au-delà de cette valeur de 0.125 la composition des 2 signaux s'éloigne fortement du signal de dérive. L'utilisation de cette combinaison est sans doute à rapprocher des méthodes de conception des régulateurs en automatique. En effet nous avons retrouvé cette valeur de 0.125 indiquée comme valeur standard du coefficient de la partie dérivée d'un régulateur PID (défini selon la méthode de Ziegler et Nichols) dans l'ouvrage de Philippe de LARMINAT : Automatique : Commande des systèmes linéaires [96].

Le type de contrôle imposé sur le taux de glissement du pneumatique avant extérieur croit linéairement entre 0.1 et 0.2 radian et se stabilise ensuite à une valeur de 30 %, ce qui est important, mais est rendu possible du fait que cette roue est en appui.

Strategie de controle en situation de survirage proposee par Koibuchi



**Figure 8-14 : Loi de contrôle du taux de glissement du pneumatique avant extérieur proposée par Koibuchi *et al.* pour contrecarrer un survirage. Intérêt d'une combinaison linéaire de l'angle et de la vitesse de dérive pour anticiper le signal de dérive**

Une difficulté spécifique est d'identifier quelle est la roue intérieure et quelle est la roue extérieure. Nous avons retenu une combinaison de 2 tests non exclusifs : si l'angle volant est positif ou la charge verticale AVG supérieure à l'AVD, la roue AVD est l'extérieure. Les résultats de simulation sont présentés à la figure 8-15 ; le signal d'entrée est le sinus d'amplitude 200°, déjà objet des figures 8-1, 8-5 et 8-6.

Une bonne compréhension des phénomènes nécessite de s'intéresser simultanément à un grand nombre de paramètres, ce qui nous a conduit à adopter une présentation en 3 planches, regroupant jusqu'à 10 graphiques en 2 colonnes, et où figurent à la fois la simulation avec le

système de contrôle du moment de lacet et la situation de référence sans CML, qui se termine par un tête-à-queue.

Comme toutes les présentations de résultats de simulations de systèmes de contrôle de stabilité seront pratiquement construites sur le même principe, nous allons expliquer celui-ci en détails, car il diffère des figures précédentes. Sur la première planche "a", les 2 simulations sont superposées avec un trait continu pour le cas AVEC CML et des tirets pour le cas SANS CML. On y retrouve l'angle au volant, l'accélération transversale, la vitesse et le moment de lacet, l'angle de dérive, la trajectoire du véhicule, l'indicateur de déclenchement des stratégies de contrôle en survirage ou sousvirage adopté par Koibuchi, puis le croisement vitesse de dérive fonction de l'angle de dérive au CDG (déjà utilisé aux figures 8-2 et 8-7), et enfin la vitesse et l'accélération longitudinale du véhicule. Pour les autres planches, vu que les différents styles de tracé sont déjà mis à contribution pour identifier les paramètres relatifs à chacune des 4 roues pour la planche "b" (qui contient l'activation du système CML, les pressions de freinage, vitesses de rotation des roues, taux de glissement et angles de dérive des pneumatiques), ou les directions longitudinale, transversale et verticale dans le cas des efforts pour la planche "c", il n'est pas possible de superposer encore les 2 situations. C'est pourquoi nous avons choisi de les juxtaposer, en présentant la simulation AVEC CML à gauche et la simulation SANS CML à droite.

Dans la simulation avec CML, on constate que le système est actif sur la roue AVD entre 1.38 et 1.86 s, puis sur la roue AVG entre 2.17 et 2.72 s (1er graphique 8-15b), et que cela correspond bien aux instants où la combinaison  $\beta + 0.125\dot{\beta}$  dépasse en valeur absolue le seuil de 0.1 (quatrième graphique à gauche de 8-15a). Le taux de glissement imposé à la roue avant extérieure est de 12.5 % pour le premier pic avec régulation sur la roue AVD et de 30%, soit la valeur maximale que le système peut imposer, pour le second pic avec régulation sur la roue AVG. Les pressions de freinage générées sont respectivement de 45 et 81 bar (second graphique gauche 8-15b), ce qui se traduit par des efforts de 2800 (AVD) et 5000 N (AVG) (2 premiers graphiques gauches de 8-15c), et il est intéressant de voir comment ces efforts longitudinaux provoquent une diminution significative de l'effort transversal, surtout dans le cas de la roue AVG, par rapport à la situation de référence. Les décélérations ponctuelles correspondantes culminent à -0.22 g et -0.39 g, ce qui se traduit par une diminution de vitesse de 4 puis de 8 km/h, alors que dans la situation de référence, la chute de la vitesse est plus tardive et n'est provoquée que par la perte de contrôle.

Sur les paramètres dynamiques présentés sur la première planche (8-15a), on constate **l'extraordinaire efficacité de cette stratégie de contrôle pour stabiliser le fonctionnement du véhicule dans cette manœuvre très délicate**. La première action de freinage sur la roue AVD, alors que celle-ci est en appui, se traduit par un moment de lacet négatif qui restabilise le véhicule : son angle de dérive est réduit de -10 à -7.5° et les effets de l'inversion du sens de braquage, vers 2 s, sont beaucoup plus rapides sur l'accélération transversale et la vitesse de lacet : le véhicule répond environ 0.2 s plus vite et plus fidèlement aux commandes du conducteur. L'effet de la seconde action de freinage sur la roue AVG est encore plus spectaculaire, puisque l'angle de dérive est limité à 10°, alors qu'il diverge dans le cas de la simulation sans CML. Ainsi l'accélération transversale et la vitesse de lacet retournent à une valeur nulle conformément à la commande appliquée au volant, alors qu'elles se maintiennent à leurs valeurs maximales pendant le tête à queue dans le cas sans CML. Outre le maintien de la stabilité, le CML limite également l'amplitude du déport latéral à 6.75 m contre 10 m dans le cas de la perte de contrôle (troisième graphique gauche de 8-15a, et 8-16 en images de synthèse).



SIMULATION MLP5L CONTROLE DU MOMENT DE LACET EN SURVIRAGE KOIBUCHI AVEC (-) SANS (--)

MLP5L : Modele 3ddl avec longi - Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

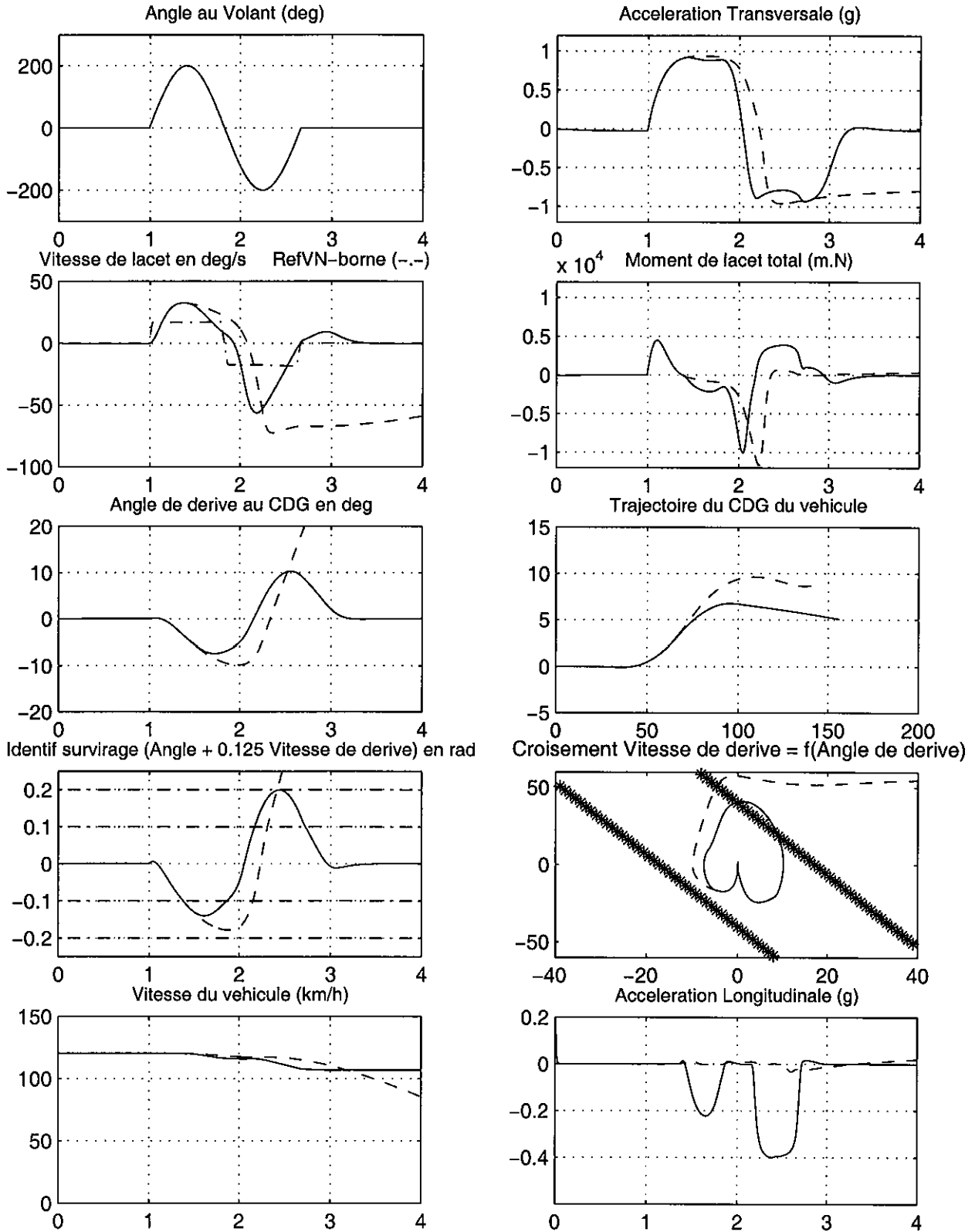


Figure 8-15a : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet par freinage de la roue avant extérieure dans une situation de survirage - Stratégie Koibuchi [64]

SIMULATION MLP5L CONTROLE DU MOMENT DE LACET EN SURVIRAGE KOIBUCHI AVEC (<-) SANS (->)

MLP5L : Modele 3ddl avec longi – Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

<- AVEC CONTROLE Activation du Systeme CML sur AVG (-) AVD (-- ) ARG (-.-) ARD (..) SANS CONTROLE ->

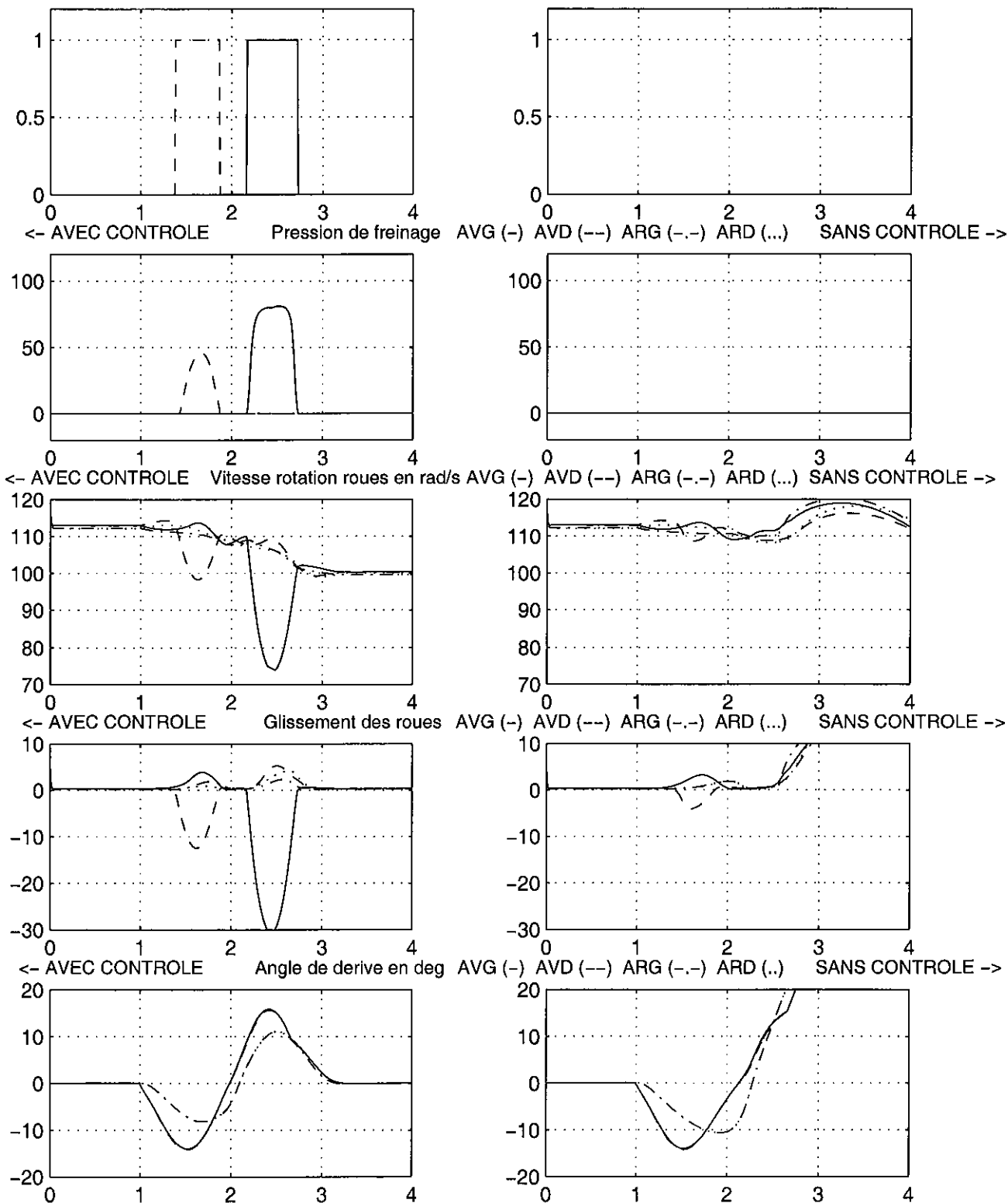


Figure 8-15b : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet par freinage de la roue avant extérieure dans une situation de survirage - Stratégie Koibuchi [64]

SIMULATION MLP5L CONTROLE DU MOMENT DE LACET EN SURVIRAGE KOIBUCHI AVEC (<-) SANS (->)

MLP5L : Modele 3ddl avec longi - Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

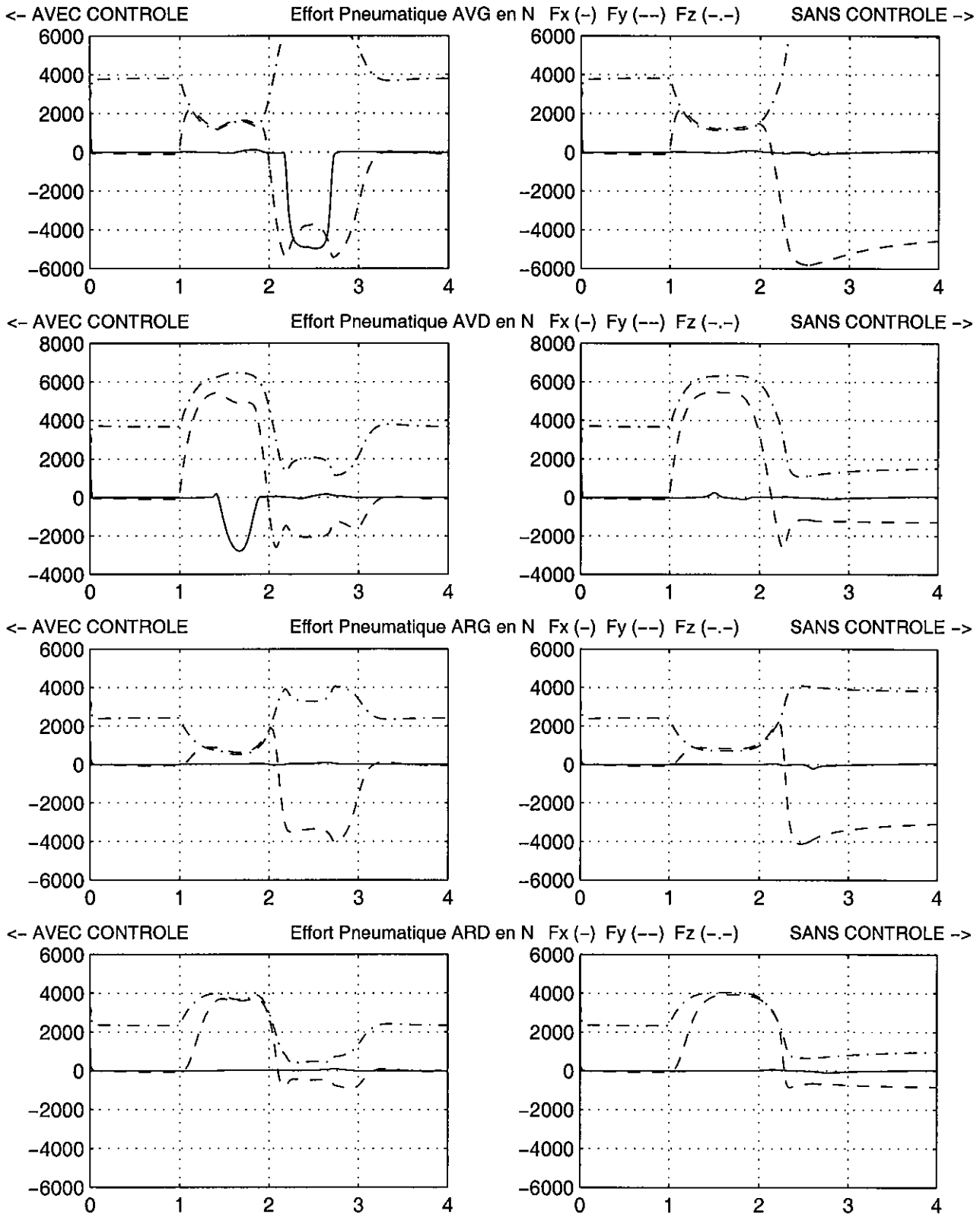
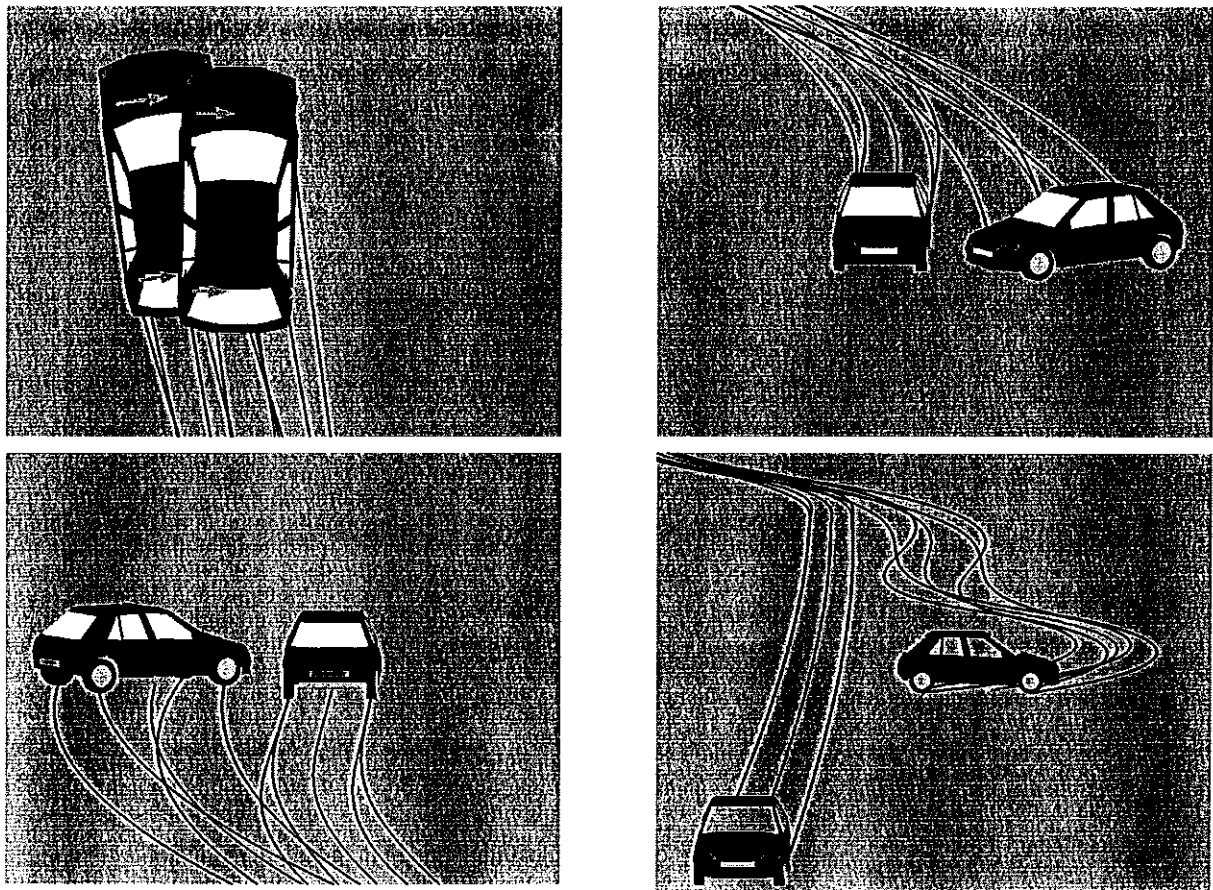


Figure 8-15c : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet par freinage de la roue avant extérieure dans une situation de survirage - Stratégie Koibuchi [64]



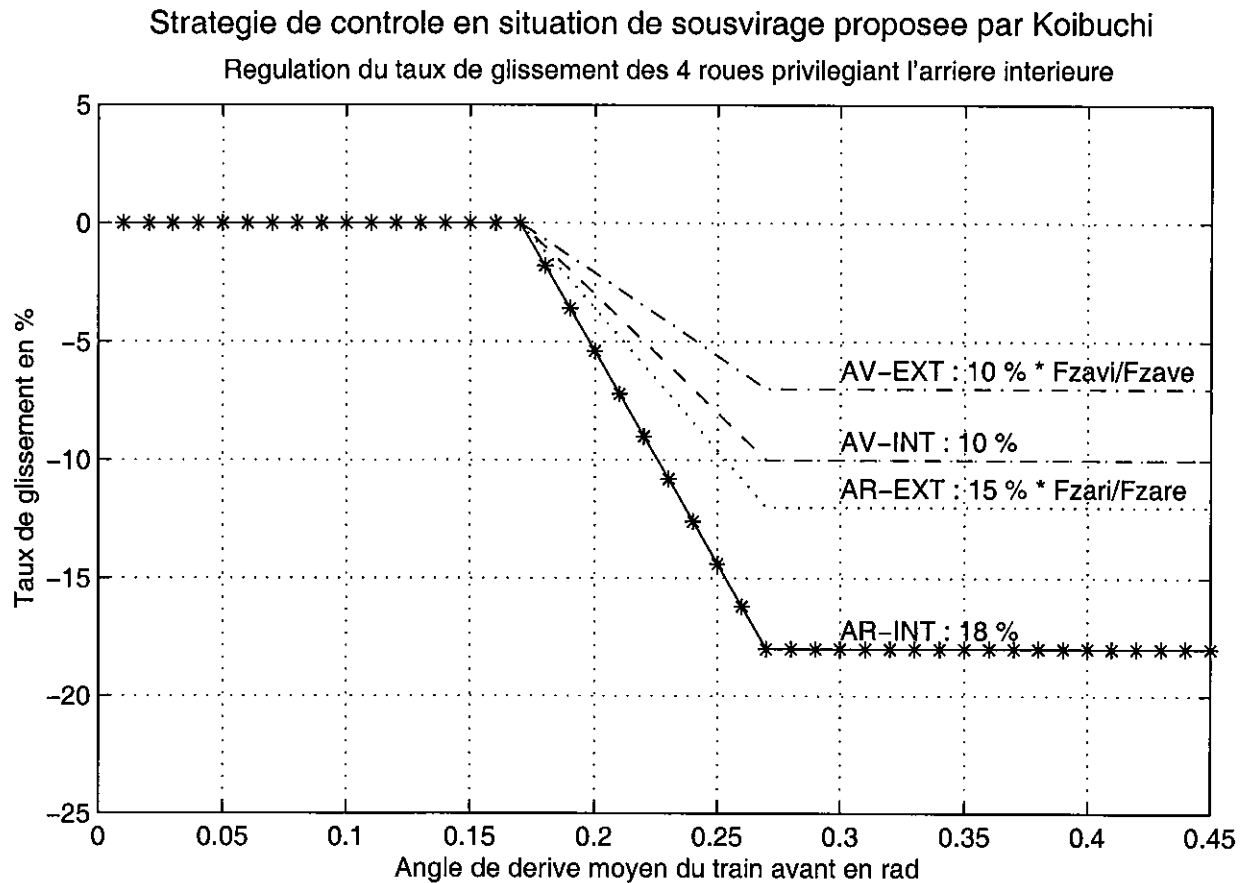
**Figure 8-16 : Comparaison en images de synthèse (Logiciel LISA2) des comportements avec et sans contrôle du moment de lacet dans une situation de survirage**

On note en particulier sur la première image l'effort de freinage sur la roue AVG sur le véhicule avec CML (en rouge, le plus clair des 2), qui traduit l'intervention du dispositif.

### 8. 2. 2. Mise en œuvre d'un contrôle du moment de lacet dans un cas de sousvirage

Koibuchi propose dans le cas du sousvirage de contrôler le taux de glissement des pneumatiques en fonction de l'angle de dérive du train avant, que nous avons assimilé à la valeur moyenne des angles de dérive des 2 roues avant. Les taux de glissement imposés sur chacune des roues font l'objet de la figure 8-17 : ils sont contrôlés à partir d'un angle de dérive du train avant de 0.17 rad, de manière linéaire jusqu'à 0.27 rad, puis maintenus constants au-delà. Le glissement maximum de la roue arrière intérieure est de -18 %, celui de l'avant intérieure -10 % ; pour les roues extérieures, Koibuchi fait intervenir le rapport des charges verticales intérieure/extérieure de chaque train. Nous avons testé 2 stratégies : un contrôle du glissement de la seule roue arrière intérieure et un contrôle avec freinage sur les 4 roues.

Ces simulations nous ont permis de mettre en évidence une insuffisance de la modélisation de Pacejka revue par Michelin [52 déjà cité], présentée au paragraphe 3.3.6 et utilisée dans le cadre de ces travaux, au niveau du couplage des efforts, lorsque s'appliquent à la roue à la fois des angles de dérive et des taux de glissement élevés, ce qui est le cas quasi-systématiquement des systèmes de contrôle du moment de lacet par application d'un freinage différentiel.



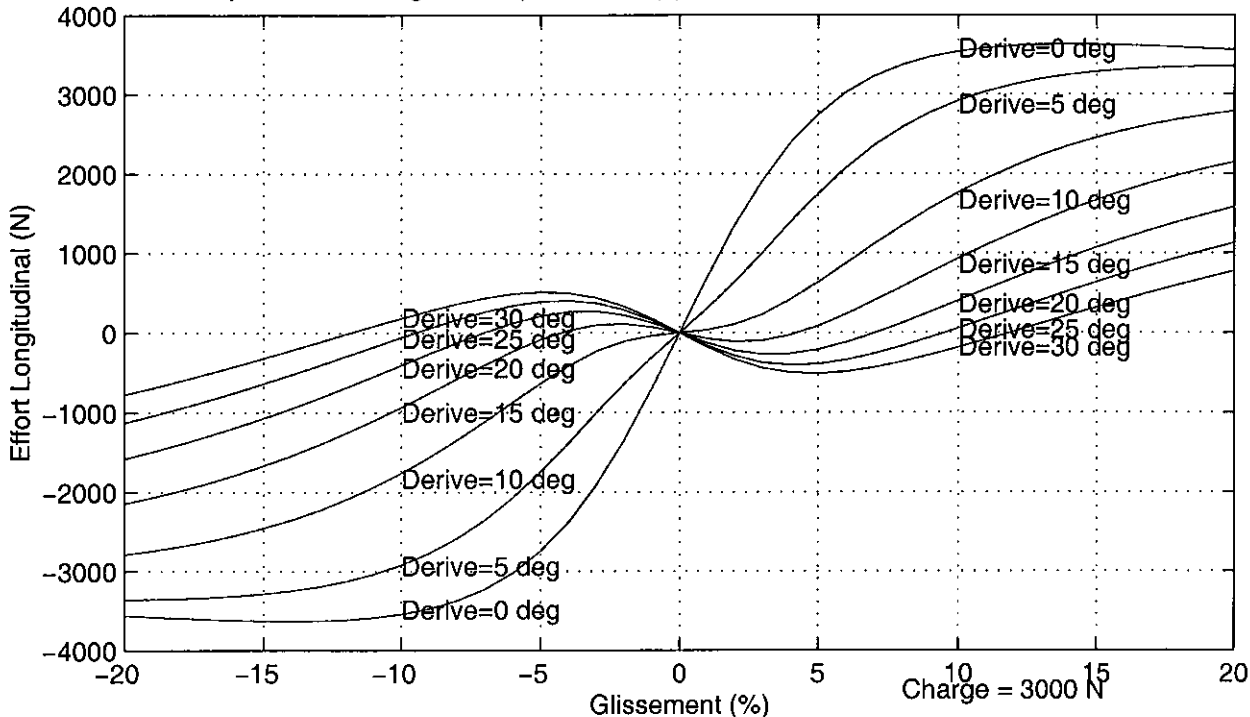
**Figure 8-17 : Loi de contrôle du taux de glissement des 4 pneumatiques proposée par Koibuchi et al. [64] pour contrecarrer un sousvirage**

Le tracé de l'effort longitudinal en fonction du taux de glissement pour différentes valeurs de l'angle de dérive, présenté à la partie supérieure de la figure 8-18, montre que la dérive modifie considérablement la rigidité de glissement (pente à l'origine), qui est pratiquement divisée par 2 dès 5° de dérive, s'annule presque pour 10° (la courbe d'effort partant tangentiellement à l'axe des glissements), et devient même négative à partir de 12°, ce phénomène se poursuivant au-delà : la pente obtenue pour 40° est pratiquement opposée à celle obtenue pour 5° de dérive. **Ainsi la modélisation adoptée conduit à générer des efforts longitudinaux positifs sur des roues freinées, lorsqu'elles sont simultanément fortement sollicitées en dérive.** Cette aberration physique ne peut être totalement reprochée au manufacturier de pneumatiques, qui ne garantit la validité de sa modélisation et des coefficients identifiés que jusqu'à des angles de dérive de 9°, ce qui correspond également à la limite de la plage de mesures réelles. Il est cependant clair que pour modéliser un système de contrôle du moment de lacet par freinage différentiel, il nous est nécessaire de modéliser un domaine de fonctionnement du pneumatique beaucoup plus vaste. Pour pallier cette lacune du modèle couplé, nous avons imposé au terme de couplage apparaissant dans les équations du modèle de Pacejka-Michelin d'être positif ou nul, selon une méthode mise au point lors des travaux effectués dans le cadre du GIE SARA, par DETALLE et al. [50 déjà cité]. Cette modification est illustrée à la partie inférieure de la figure 8-18.

Les résultats entre les stratégies de freinage de la seule roue arrière intérieure et de freinage des 4 roues sont assez voisins, nous ne présentons donc que ces derniers, à la figure 8-19, incluant la modification exposée précédemment au niveau du couplage des sollicitations.

INCOHERENCE DU MODELE DE PACEJKA : EFFORT LONGI POSITIF EN FREINAGE AUX FORTES DERIVES

Modele de Pacejka – Effort Longitudinal (Glissement) pour différentes derives : Mise en évidence du problème



Modele de Pacejka – Effort Longitudinal (Glissement) pour différentes derives : Solution retenue

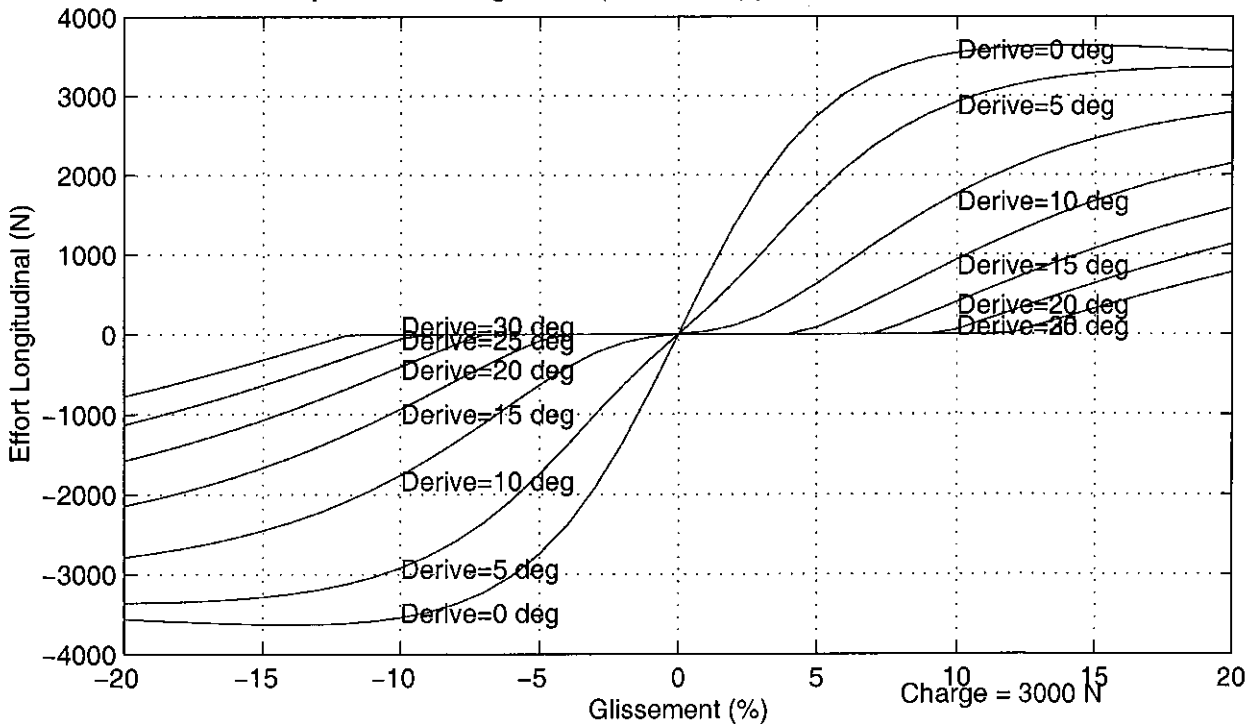


Figure 8-18 : Problème du modèle de Pacejka au niveau de l'effort longitudinal en cas de forte dérive (partie supérieure) – Solution adoptée en annulant le terme de couplage des efforts longitudinaux et transversaux lorsqu'il est négatif (partie inférieure)

CONTROLE DU MOMENT DE LACET EN SOUSVIRAGE DE KOIBUCHI FREINAGE 4 ROUES AVEC (-) SANS (---)

Simulation MLP5L : Modele 3ddl avec longi - Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

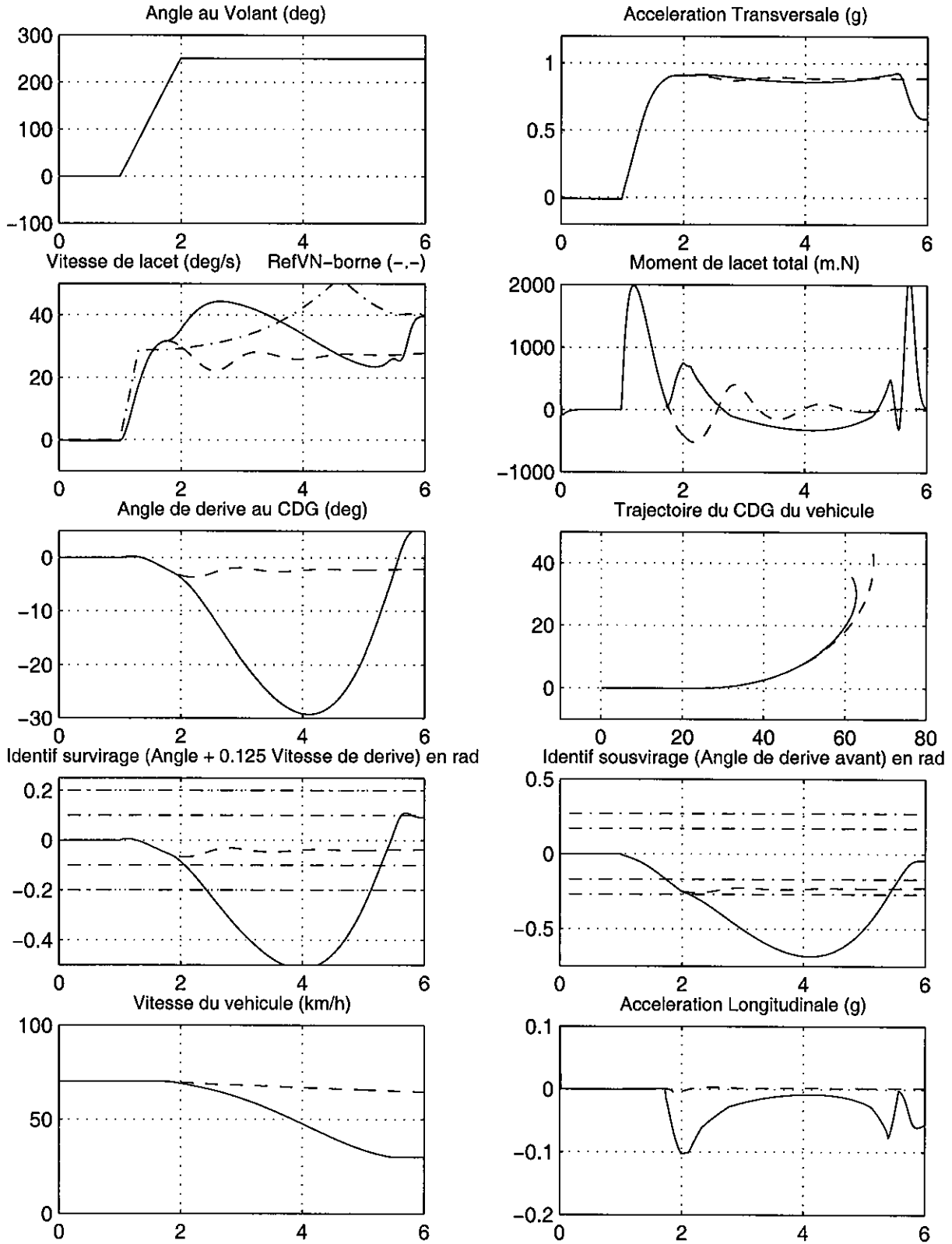


Figure 8-19a : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet par freinage de la roue arrière intérieure et freinage modéré des 3 autres roues dans une situation de sousvirage - Stratégie Koibuchi [64]

CONTROLE DU MOMENT DE LACET EN SOUSVIRAGE DE KOIBUCHI FREINAGE 4 ROUES AVEC (<-) SANS (->)

Simulation MLP5L : Modele 3ddl avec longi - Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

<- AVEC CONTROLE Systeme CML Operationnel sur AVG (-) AVD (-- ) ARG (-.-) ARD (...) SANS CONTROLE ->

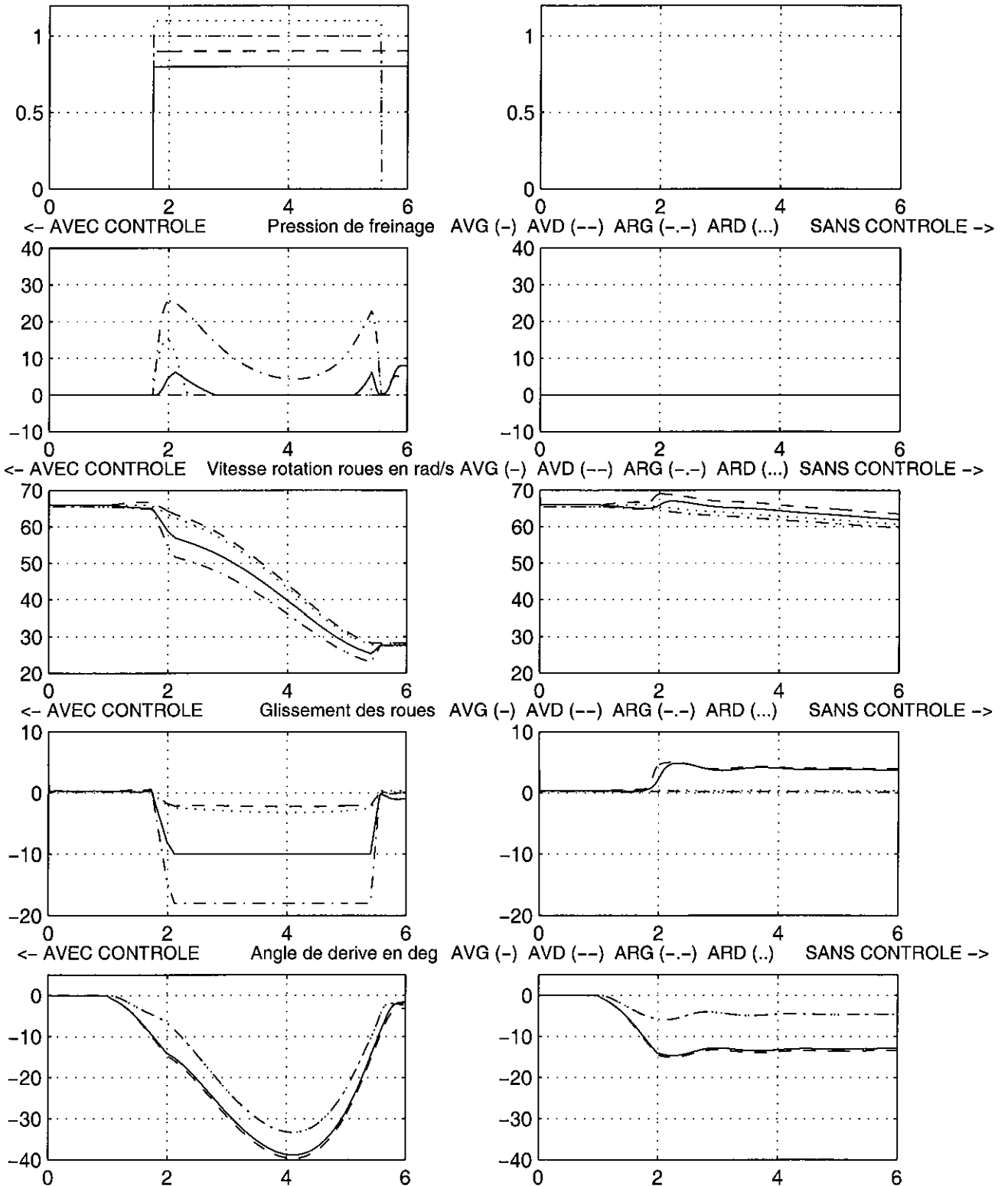


Figure 8-19b : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet par freinage de la roue arrière intérieure et freinage modéré des 3 autres roues dans une situation de sousvirage - Stratégie Koibuchi [64]



CONTROLE DU MOMENT DE LACET EN SOUSVIRAGE DE KOIBUCHI FREINAGE 4 ROUES AVEC (<-) SANS (->)

Simulation MLP5L : Modele 3ddl avec longi - Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

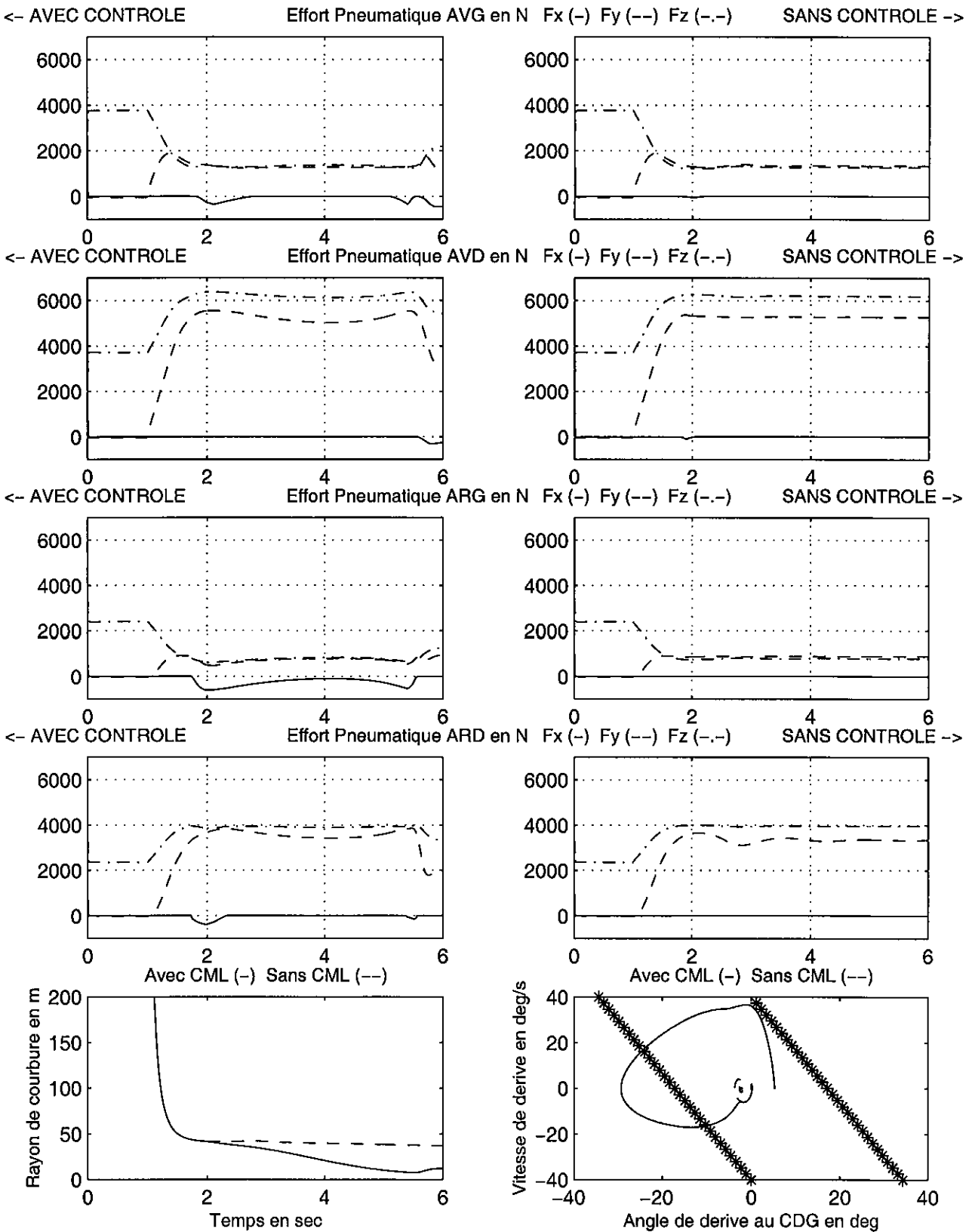


Figure 8-19c : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet par freinage de la roue arrière intérieure et freinage modéré des 3 autres roues dans une situation de sousvirage - Stratégie Koibuchi [64]

La simulation de référence, qui définit également la commande volant dans le cas avec CML, est le braquage échelon de  $250^\circ$ , déjà objet des figures 8-3, 8-9 et 8-10. Le contenu de cette figure 8-19, conçue en 3 planches, est comparable à celui de la figure 8-15, à l'exception des différences suivantes : sur la planche "a" nous avons représenté à la fois les indicateurs de survirage et de sousvirage sur la 4<sup>ème</sup> ligne, et sur la planche "c" les efforts pneumatiques ont été complétés par une cinquième ligne, avec à gauche le tracé du rayon de courbure de la trajectoire, et à droite le croisement de la vitesse et de l'angle de dérive.

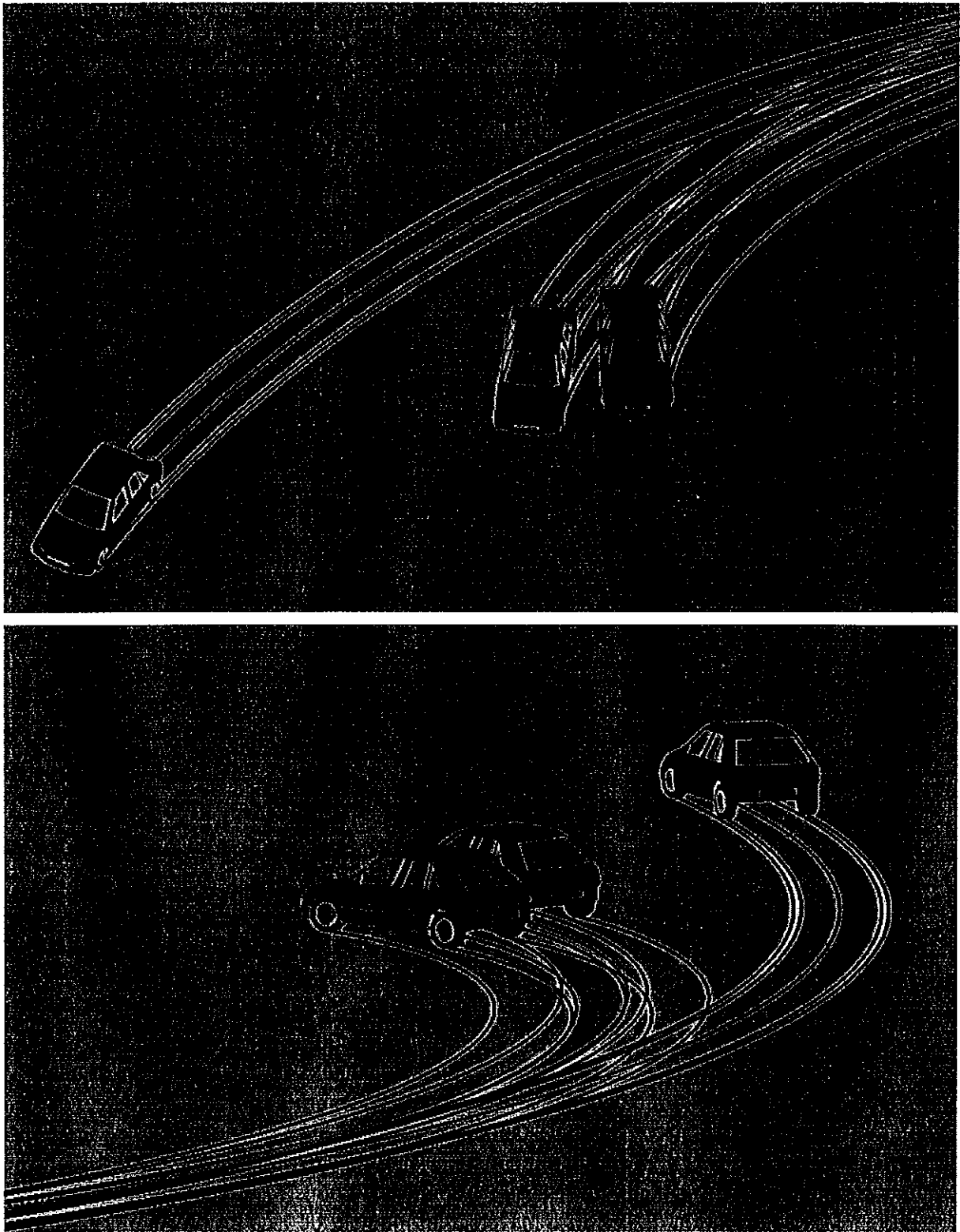
Dans le cas AVEC CML adapté à une situation de sousvirage selon la formulation proposée par Koibuchi, l'angle de dérive du train avant atteint la valeur de 0.17 rad dès 1.7 s, et le second seuil de 0.27 rad juste après 2 s (4<sup>ème</sup> graphique droit 8-19a). Les indicateurs de déclenchement du CML (1<sup>er</sup> graphique gauche 8-19b, dont les valeurs ont été décalées autour de 1 pour en permettre la lecture simultanée) concernent bien les 4 roues. La roue arrière intérieure qui est l'ARG, est freinée pendant près de 3.5 secondes, avec un taux de glissement maximal de  $-18\%$ , conformément à la stratégie de pilotage proposée. La roue AVG est freinée avec un taux de glissement de  $-10\%$ , alors que les roues droites se voient imposer un taux de glissement très faible inférieur à  $3\%$ , car le rapport des charges verticales intérieure/extérieure est très faible, étant donné la forte accélération transversale. La pression de freinage générée par le système culmine à 26 bar sur la roue ARG, ce qui produit un effort longitudinal de 700 N, puis chute du fait de l'augmentation de l'angle de dérive. Les autres roues ne sont freinées qu'en début et fin d'intervention du CML avec des pressions très faibles.

Le rôle de ce freinage pour **contrecarrer le sousvirage** apparaît clairement sur le moment de lacet du véhicule (second graphique droit 8-19a), qui montre un second pic positif (déstabilisateur) vers 2 s, alors que dans la situation de référence, il devenait négatif à cet instant. On observe un gain très important de l'ordre de  $10\%$  sur la vitesse de lacet, mais il apparaît que ce contrôle **génère même du survirage**, puisque l'angle de dérive au CDG atteint près de  $-30^\circ$  vers l'instant 4 s. La neutralisation du sousvirage est traduite à la fois sur la tracé de la trajectoire (3<sup>ème</sup> graphique droit 8-19a), qui se referme nettement, et sur l'évolution du rayon de courbure (5<sup>ème</sup> graphique gauche 8-19c), dont la diminution est régulière au contraire de la situation de référence. Cet effet est cependant amplifié sur la fin de la simulation par la forte chute de la vitesse, qui est davantage due à la forte dérive, qu'à la décélération liée au freinage qui reste modérée (dernière ligne 8-19a).

Le basculement d'une situation de sousvirage dans une situation de survirage est visible également sur l'évolution des indicateurs des deux types de comportement du véhicule (4<sup>ème</sup> ligne 8-19a), pour lesquels on constate qu'ils ne sont pas assez discriminants dans ce genre de situation, puisque tous les deux sont actifs simultanément, même si celui associé au sousvirage précède celui du survirage de quelques dixièmes de secondes. Le croisement vitesse et angle de dérive (5<sup>ème</sup> graphique droit 8-19c) montre que le véhicule fait une incursion dans le domaine instable, avant de revenir dans le domaine stable. Cela est confirmé par l'évolution des différents paramètres transversaux (vitesse de lacet, angle de dérive au CDG et des pneumatiques) qui ne divergent pas, mais retrouvent des valeurs raisonnables en fin de simulation, sans doute bien aidés en cela par la forte diminution de la vitesse.

Ces enseignements sont confirmés par la figure 8-20 en images de synthèse qui représente la situation de référence fortement sousvireuse (en bleu, le plus sombre) et les simulations avec freinage sur la seule roue arrière intérieure (non présentée en détails, ici en rouge) et sur les 4 roues (en vert, le plus clair). On visualise à la fois comme le sousvirage est contrecarré et comme les véhicules contrôlés ont basculé en situation de survirage avec un fort angle de dérive, identifiable par la trace des roues arrière déportée par rapport à celle des roues avant. A

signaler que Koibuchi n'évoque pas ce survirage dans ses commentaires, mais il ne présente que des résultats partiels et pas l'évolution des paramètres qui le mettent en évidence.



**Figure 8-20 : Comparaison en images de synthèse des comportements AVEC (stratégie de Koibuchi appliquée sur la seule roue arrière intérieure (en rouge) et sur les 4 roues (en vert, le plus clair)) et SANS contrôle du moment de lacet (en bleu, le plus sombre) dans une situation de sousvirage (Logiciel LISA2)**

## 8. 3. Mise au point d'une seconde stratégie de contrôle du moment de lacet

### 8. 3. 1. Approfondissement des stratégies de pilotage du contrôle de moment de lacet

#### *Les limitations de l'approche de KOIBUCHI*

La publication de Koibuchi et *al.* [64] nous a été d'une grande utilité à la fois parce qu'elle expose l'ensemble de la démarche qui conduit au concept de contrôle du moment de lacet, et qu'elle est la seule à fournir l'intégralité des informations nécessaires à la mise en œuvre d'une émulation logicielle de ce dispositif, non seulement au niveau des valeurs "seuil" retenues pour les différents critères de déclenchement, mais également au niveau des taux de glissement imposés dans les différentes situations.

Rappelons que cette stratégie est basée pour le survirage sur le suivi d'une combinaison de l'angle et de la vitesse de dérive, et pour le sousvirage sur celui de l'angle de dérive moyen des pneumatiques du train avant. Si les résultats précédents, ainsi que ceux qui seront présentés au chapitre 9, mettent en évidence de façon très convaincante l'intérêt du CML dans des situations de survirage, c'est surtout dans des situations de sousvirage que nous avons été confrontés à des difficultés, notamment du fait que les critères proposés ne sont pas suffisamment discriminatifs des comportements survireur ou sousvireur. Il convient en outre de préciser qu'il nous a été nécessaire de concevoir un modèle MLP5L mettant en œuvre les stratégies de contrôle adaptées au survirage et au sousvirage de manière indépendante, car nos tentatives de gérer ces deux stratégies simultanément n'ont abouti qu'à des fonctionnements aberrants, du fait d'interactions non maîtrisables entre les deux types de tests. On a en particulier signalé lors du commentaire de la figure 8-19, que les critères proposés par Koibuchi sur la combinaison  $\beta + 0.125\dot{\beta}$  pour le survirage, et sur l'angle moyen du train avant pour le sousvirage sont valables tous les deux simultanément.

#### *Les autres approches trouvées dans la bibliographie*

Le constat précédent nous a conduit à envisager d'approfondir les critères de déclenchement des différents types de contrôles, et nous proposons ci-dessous un récapitulatif des critères que nous avons rencontrés dans l'étude de différentes publications consacrées à ces systèmes.

YASUI [94 déjà cité] n'aborde que le cas du **survirage**, il recherche donc uniquement les cas où la contribution des différents phénomènes produit un moment de lacet global stabilisateur, mais il donne également des valeurs de taux de glissement auxquelles son système régule. Pour la roue avant extérieure, les 2 contributions du freinage et de la diminution de l'effort transversal sont stabilisatrices, mais avec une pente de la variation du moment de lacet en fonction du glissement supérieure pour l'effort longitudinal, il considère que des valeurs de glissements jusqu'à 40 % donnent de bons résultats. Pour la roue arrière extérieure, la contribution de l'effort transversal au moment de lacet est déstabilisatrice, et un effet global stabilisateur ne peut être obtenu que jusqu'à 10 % de glissement. Les effets sont exactement inverses pour la roue avant intérieure, et cette fois-ci un effet stabilisateur ne peut être obtenu que pour des glissements supérieurs à 50 %. Enfin la roue arrière intérieure ne donne jamais un moment stabilisateur. Le lecteur peut se reporter à la figure 8-12 qui montre les différentes contributions au moment de lacet global pour chacune des roues.

VAN ZANTEN et *al.* [14 déjà cité, mais aussi 97, 98], COUTANT et DELRIEU [93 déjà cité] et ALBERTI et BABEL [95 déjà cité] évoquent en premier lieu une régulation basée sur la vitesse de lacet du véhicule, à partir de la comparaison de la valeur mesurée par capteur à une valeur de référence donnée par une modélisation simplifiée du véhicule, comme celle que nous avons présentée au paragraphe 3.1.3. Cette formulation qui fait intervenir l'angle de braquage des roues, la vitesse du véhicule et la vitesse caractéristique (qui s'obtient par une combinaison des rigidités de dérive et de la position du CDG sur l'empattement) peut même être limitée au cas du véhicule neutre, ce qui évite le calcul de la vitesse caractéristique, et conduit à définir la **vitesse de lacet de référence du véhicule neutre**, qui est égale au braquage du volant ramené aux roues avant, multiplié par la vitesse du véhicule et divisé par l'empattement, d'où l'expression  $\dot{\psi}_{\text{réf.}_v n} = \frac{\delta_1 V}{l}$ .

Comme l'explique COUTANT, la vitesse de lacet ainsi obtenue doit ensuite impérativement être **bornée en fonction de l'adhérence disponible**, ce qui limite sa valeur absolue à  $\mu g/V$ , où  $\mu$  représente le coefficient d'adhérence du revêtement,  $g$  l'accélération de la pesanteur et  $V$  la vitesse du véhicule. Le lecteur pourra se reporter au tracé de cette vitesse de lacet de référence du véhicule neutre borné en fonction de l'adhérence (en traits mixtes) sur la présentation des simulations précédentes aux figures 8-15 et 8-19, où on constate en particulier dans la simulation de survirage que le niveau de braquage est beaucoup trop élevé en fonction de l'adhérence disponible, d'où un effet de seuillage important (2<sup>ème</sup> graphique gauche de 8-15a).

Les différentes présentations de VAN ZANTEN sont très riches mais complexes (observateur pour estimer le coefficient d'adhérence, filtrage de Kalman, modèle de glissement et de contrôle de la gestion électronique du moteur), sa méthode fait en outre appel à un modèle de pneumatique spécifique dénommé HSRI, que nous n'avons pas réussi à mettre en œuvre de façon satisfaisante, à partir des éléments présentés.

Comme déjà indiqué précédemment, la publication de COUTANT prône le freinage des 4-roues un peu comme KOIBUCHI, dans le cas spécifique des véhicules sousvireurs. La présentation d'ALBERTI évoque le cumul de 2 contrôles : l'un en vitesse de lacet et le second en angle de dérive, avec une action déclenchée lorsque le produit angle et vitesse de dérive est positif.

Il existe de nombreuses autres publications consacrées au contrôle du moment de lacet, et en particulier à des stratégies combinées entre 4 roues directrices et CML, elles ne fournissent cependant pas d'éléments concrets pour la mise en œuvre d'un système. Nous citons celles que nous avons étudiées de façon plus ou moins approfondie dans la liste des "Autres références".

### 8. 3. 2. Mise au point d'une stratégie de CML basée sur la vitesse de lacet de référence

#### *Les bases de cette stratégie*

Ainsi devant les limitations de la stratégie de contrôle du moment de lacet proposée par Koibuchi dans des situations de sousvirage, et pour tirer également parti des éléments proposés par d'autres auteurs et qui viennent d'être synthétisés, nous avons développé une seconde stratégie de pilotage basée sur la vitesse de lacet du véhicule, et baptisée CML2.

Plus précisément cette stratégie repose sur la comparaison de la vitesse de lacet réelle du véhicule, fournie par un gyromètre en essai ou issue d'un modèle dynamique en simulation,

avec la vitesse de lacet de référence du véhicule neutre bornée en fonction de l'adhérence disponible. Par définition, cette dernière est représentative du comportement d'un véhicule neutre : ainsi **un véhicule sousvireur répondra avec une vitesse de lacet inférieure et un véhicule survireur avec une vitesse de lacet supérieure à cette valeur de référence. Le principe de cette stratégie de contrôle du moment de lacet consiste par conséquent à contrôler l'écart entre la vitesse de lacet réelle et cette vitesse de lacet de référence et à appliquer des freinages différentiels en fonction des écarts constatés.**

### ***Les difficultés pratiques***

Simple sur le principe, cette méthode doit tenir compte de 2 difficultés pratiques :

- Nous avons déjà signalé la première : le calcul théorique de la vitesse de lacet de référence n'est réaliste que lorsque on se situe à des niveaux compatibles avec l'adhérence disponible, et il convient donc de borner la valeur obtenue avec la formule précédente par un terme en  $\mu.g/V$ . Le point délicat est bien évidemment l'estimation de l'adhérence, que nous évoquerons également en fin de chapitre 10. Les simulations présentées se déroulant sur chaussée sèche, nous adopterons un coefficient  $\mu$  de 1.
- L'autre difficulté est qu'un véhicule possède un temps de réponse entre l'application d'une commande au volant et l'apparition de la réponse du véhicule sous forme de sollicitation et notamment de vitesse de lacet : on parle alors de **déphasage lacet-volant**. Ce temps de réponse est lié aux caractéristiques propres du véhicule, et a fait l'objet de nombreuses investigations, telles celles que nous avons évoquées à l'aide de diagrammes de Bode, au paragraphe 4.1.4 lors de l'analyse d'essais de slaloms à fréquences variables dans un domaine de sollicitations linéaires, au paragraphe 5.2.4 lors de la modélisation de ces mêmes essais, et au chapitre 7 lors de l'étude de dispositifs à 4 roues directrices. Ainsi la comparaison en continu de la vitesse de lacet réelle du véhicule et de celle de référence, dont la valeur est directement proportionnelle à la commande volant, est perturbée dans toutes les phases transitoires par ce déphasage lacet-volant.

### ***Comment construire une vitesse de lacet de référence adaptée au besoin ?***

Notre problème se résume à comment obtenir une grandeur représentative de la vitesse de lacet de référence d'un véhicule neutre, qui puisse être comparée de façon fiable à la vitesse de lacet réelle du véhicule, pour véritablement mettre en évidence des amorces de comportement survireur ou sousvireur, et non pas des écarts liés à des temps de réponse naturels du véhicule.

Dans un premier temps, nous avons essayé de tirer parti des solutions adoptées par Koibuchi dans sa propre stratégie : nous avons signalé en effet au paragraphe 8.2.1, que le fait d'ajouter une fraction de sa dérivée à l'angle de dérive au CDG du véhicule permet à cet auteur d'obtenir un signal à la fois pas trop déformé et légèrement en avance de phase sur l'angle de dérive lui-même, ce qui lui permet d'anticiper sur l'évolution naturelle de ce paramètre. Nous avons donc eu l'idée d'appliquer le même principe au niveau du signal de braquage des roues avant, mais en retirant cette fois une proportion de la vitesse de braquage, puisqu'on cherche ici à compenser un retard naturel du véhicule, et à calculer une vitesse de lacet de référence faisant intervenir ce signal modifié à la place du braquage réel. Le résultat de ces investigations fait l'objet de la figure 8-21 pour l'essai de chicane VDA à 40 km/h, présenté au paragraphe 4.1.3, représentatif d'un signal d'amplitude modérée, pour lequel le véhicule répond de façon linéaire, mais réel, et donc bruité.

INVESTIGATIONS SUR LA RECHERCHE D'UNE VITESSE DE LACET DE REFERENCE MODIFIEE ADEQUATE  
 MANOEUVRE DE CHICANE VDA REELLE A 40 KM/H

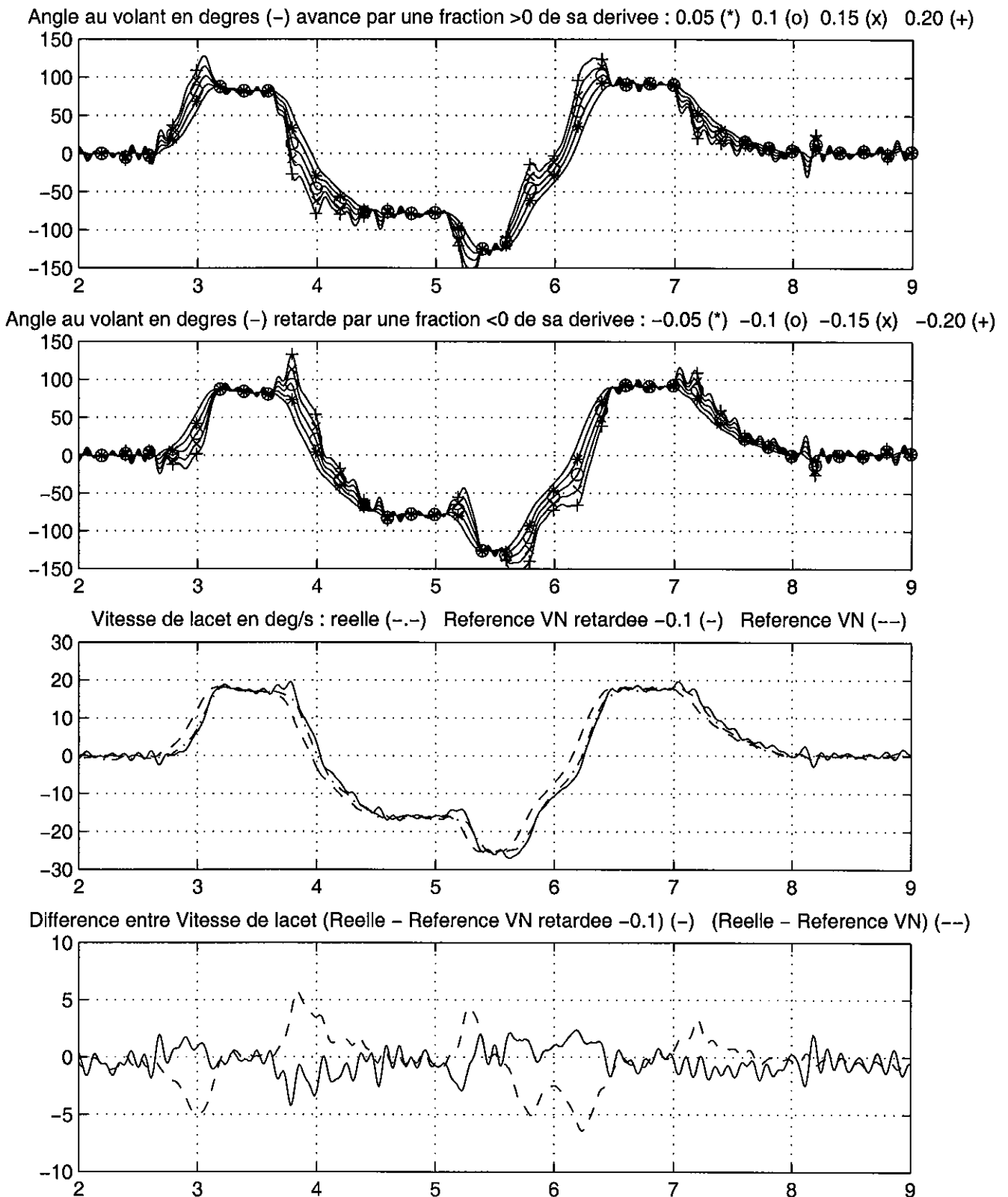


Figure 8-21 : Investigations sur le décalage de la commande de braquage par injection d'une fraction de sa dérivée - Comparaison des signaux résultants et visualisation des écarts entre les vitesses de lacet de référence du véhicule neutre brute et modifiée et la vitesse de lacet réelle

On y présente, sur les 2 graphiques supérieurs, l'allure du signal volant et la manière dont il se déforme lorsqu'on y ajoute ou retranche une proportion variable de sa dérivée. Les résultats sont en accord avec ce que nous avons déjà constaté à la figure 8-14. Le fait d'ajouter une fraction de sa dérivée à un signal permet d'obtenir un signal résultant en avance de phase, le fait de retirer cette fraction de sa dérivée conduit à un retard de phase, qui est l'effet recherché ici. On remarque cependant un second phénomène : le fait d'ajouter une fraction de la dérivée fait apparaître des pics non représentatifs du phénomène initial à la fin de chaque période transitoire (comme une surtension dans la réponse), alors que lorsqu'on retire une fraction de la dérivée, ces pics se situent avant chaque phénomène transitoire. Par ailleurs aussi bien l'ampleur du déphasage que l'amplitude de ces pics indésirables augmentent fortement avec le taux de dérivée réinjecté dans le signal initial : il est clair que pour 0.05 le déphasage est très faible, et qu'au delà de 0.15 les signaux résultants sont très déformés avec en particulier des pics parasites parfois pratiquement aussi amples que le signal lui-même. Le meilleur compromis (déphasage, conservation de l'allure du signal initial) semble être obtenu pour -0.1, valeur que nous avons retenue pour le calcul d'une vitesse de lacet de référence modifiée, et qui est comparée sur le troisième graphique à la vitesse de lacet réelle et à la vitesse de lacet de référence brute, alors que le quatrième graphique montre la différence entre ces 2 vitesses de lacet de référence et la valeur réelle.

Il apparaît clairement que la vitesse de lacet de référence brute est toujours en avance de phase sur la valeur réelle, ce qui se traduit par des valeurs importantes de la différence (réelle - référence brute) dans toutes les phases transitoires ; cependant, comme expliqué précédemment, ces écarts sont davantage dus au temps de réponse naturel du véhicule qu'à la mise en évidence d'un comportement sousvireur ou survireur.

En ce qui concerne la vitesse de lacet de référence modifiée (par ajout de  $-0.1$  fois sa dérivée), son évolution est beaucoup plus proche du signal réel, ce qui est normal dans cette situation, car le faible niveau de sollicitation ne doit pas permettre de mettre en évidence ici un survirage ou sousvirage significatif. On remarque cependant que les écarts maximums correspondent aux pics apparaissant avant chaque transitoire. Or ces pics sont uniquement liés à l'injection d'une fraction de sa dérivée dans le signal de braquage, et ils n'ont aucune réalité physique par rapport au comportement dynamique du véhicule. Il apparaît par conséquent que **nous ne pouvons pas adopter une vitesse de lacet de référence retardée par l'injection d'une fraction de la dérivée du signal de braquage pour construire notre stratégie de contrôle du moment de lacet CML2.**

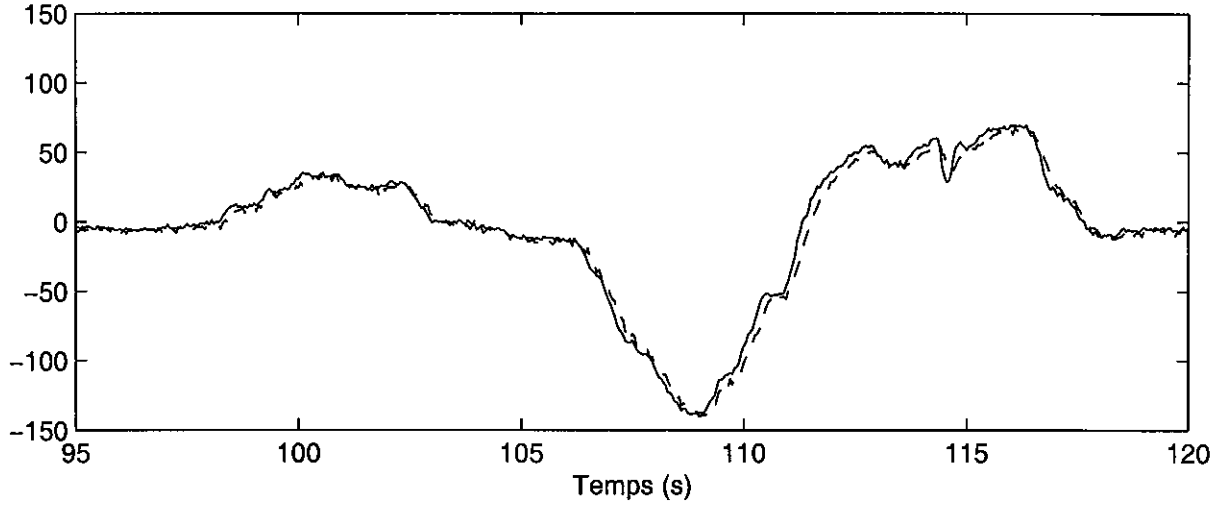
Ces investigations nous ont cependant démontré l'intérêt de l'introduction d'un retard pur sur la commande de braquage servant au calcul de la vitesse de lacet de référence du véhicule neutre. Nous avons par conséquent décidé d'**adopter un simple décalage dans le temps de la commande de braquage** pour effectuer ce calcul. En simulation en temps différé, il est très facile de retarder un signal connu, en vraie grandeur sur véhicule instrumenté, nous avons eu recours à un filtre analogique spécifique, dont nous avons constaté qu'il déphasait les signaux d'environ un dixième de seconde. Ce dispositif a été testé dans le contexte du modèle embarqué mis au point pour concevoir le "diagnostic embarqué de sécurité primaire temps réel" sur l'un de nos véhicules instrumentés. Cette application fait l'objet du chapitre 10, le lecteur peut se reporter notamment à la présentation de l'écran de visualisation en version Evolution 3 (figure 10-9) au paragraphe 10.4.2, qui intègre des indicateurs de déclenchement de cette stratégie de contrôle du moment de lacet basée sur le suivi de cette vitesse de lacet de référence. L'utilisation de ce filtre est illustrée à la figure 8-22, sur un enchaînement de virages gauche-droite-gauche, qui se situe sur notre parcours de référence (secteur sinueux de notre expérimentation de 1992 évoquée au paragraphe 1.3.1, voir aussi le paragraphe 10.3.2).



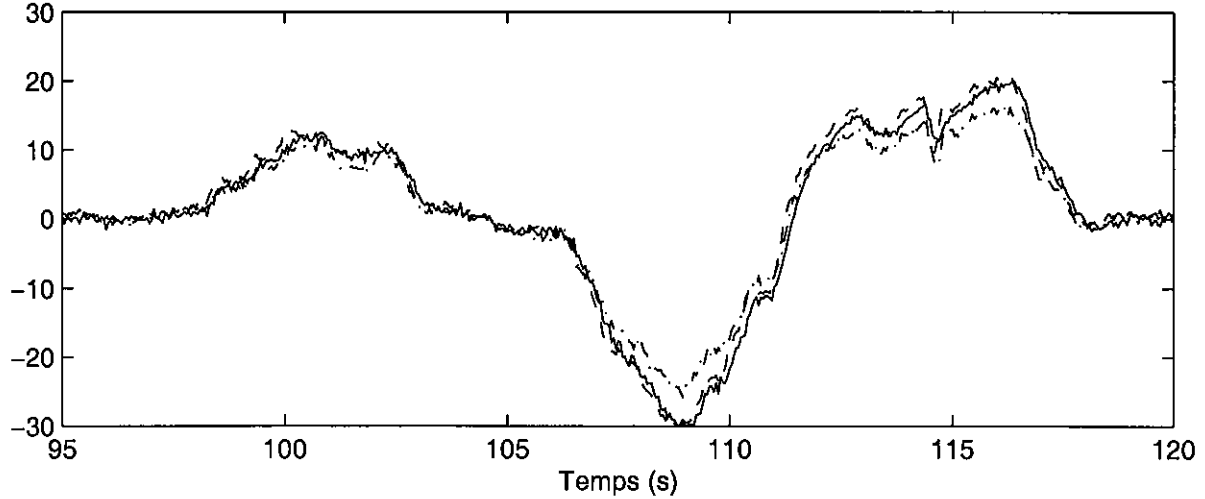
COMPARAISON DES VITESSES DE LACET REELLE ET DE REFERENCE BRUTE OU AVEC VOLANT FILTRE

Mise en oeuvre réelle sur véhicule instrumenté (Application Modele embarque)

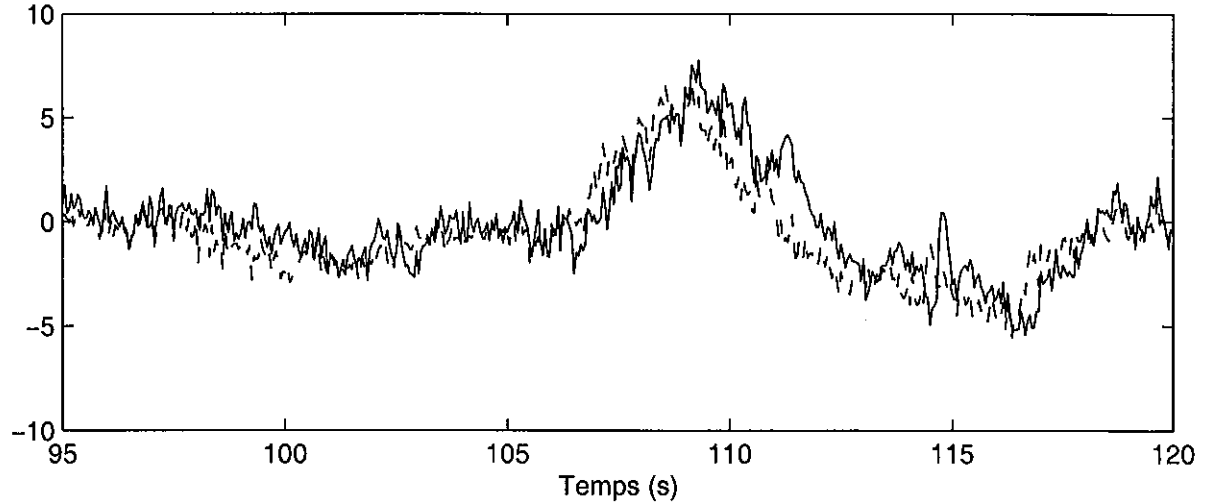
Angle au Volant (deg) brut (-) filtre 1 Hz (---)



Vitesse de lacet (deg/s) Mesure brute (-.-) Ref-VN volant filtre 1 Hz (-) Ref-VN brute (---)



Différence entre Vitesse de lacet (Mesure - Ref-VN volant filtre 1 Hz) (-) (Mesure - Ref-VN brute) (---)



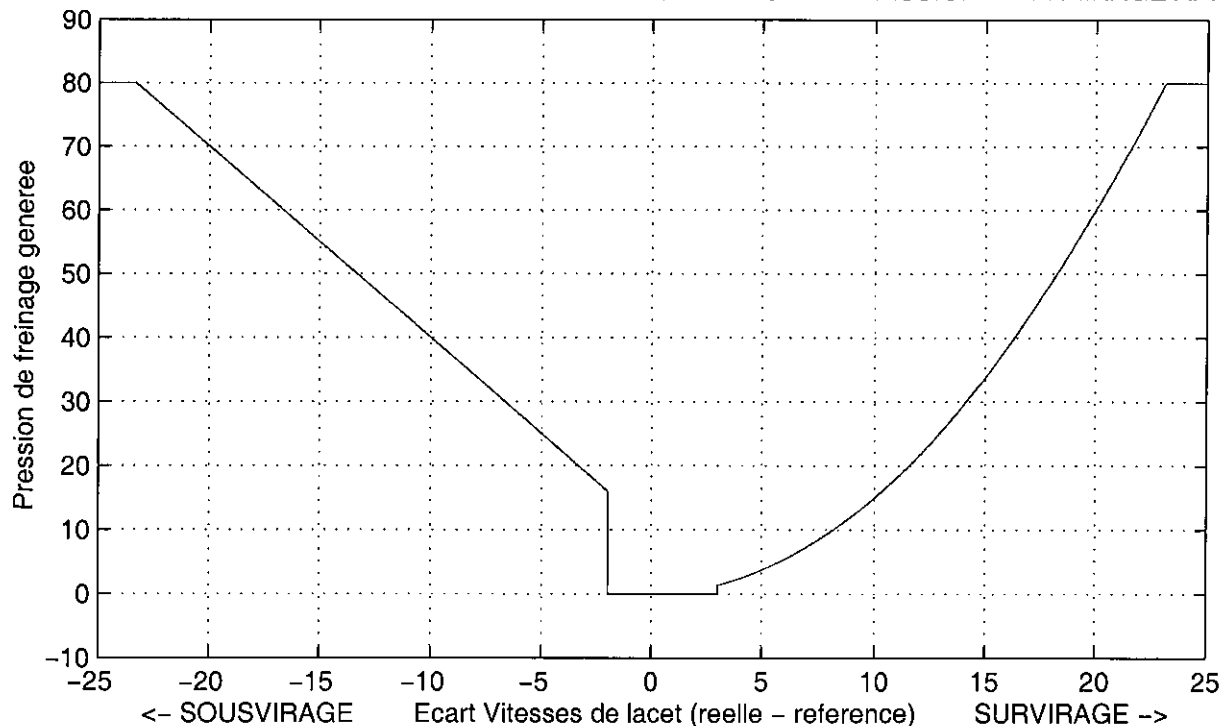
**Figure 8-22 : Mise au point d'un décalage de la commande volant pour le calcul de la vitesse de lacet de référence à partir d'un filtre analogique, comparaison des vitesses de lacet de référence du véhicule neutre modifiée et brute à la vitesse de lacet réelle**

Cette figure présente sur la partie supérieure l'angle au volant brut et filtré, on y constate le décalage du signal induit par le filtre. La partie centrale montre la vitesse de lacet réelle mesurée par un gyromètre, et les vitesses de lacet de référence du véhicule neutre brute et calculée avec le volant filtré. La vitesse de lacet de référence brute est le plus souvent en avance sur l'information du capteur lors des phases transitoires, alors que celle faisant appel au signal volant filtré est effectivement plus proche en phase de l'information réelle. Contrairement à l'exemple de la chicane VDA à 40 km/h, manœuvre peu sollicitante, on constate ici des écarts importants en amplitude entre la valeur réelle et les valeurs de référence, et celles-ci sont représentatives d'un comportement sousvireur du véhicule, puisqu'on se situe à des niveaux d'accélération transversale élevés (entre 4 et 7 m/s<sup>2</sup>). Ces écarts tant en phase qu'en amplitude sont mieux mis en évidence sur la partie inférieure, qui visualise les différences entre la vitesse de lacet réelle et les deux références.

### *Choix des pressions de freinage appliquées en fonction des écarts en vitesses de lacet*

Ayant trouvé comment disposer d'une vitesse de lacet de référence retardée pour que son écart avec la vitesse de lacet réelle soit uniquement représentatif d'un comportement survireur ou sousvireur, il convient maintenant de définir les lois de pression de freinage à appliquer sur les différentes roues, en fonction des écarts constatés entre les vitesses de lacet réelle et de référence. Ne disposant pas d'informations précises sur les lois réellement utilisées, mais cependant de quelques résultats de simulations ou d'enregistrements réels, trouvés dans l'une ou l'autre des publications analysées, nous avons travaillé par essais successifs en utilisant des lois linéaires, paraboliques, et faisant appel à des splines. Nous avons retenu en définitive la loi présentée à la figure 8-23. Il est clair que de nombreuses autres lois pourraient être utilisées, celle-ci nous a néanmoins permis d'obtenir de très bons résultats.

STRATEGIE DE CONTROLE DU MOMENT DE LACET CML2 : LOI DE PRESSION DE FREINAGE APPLIQUEE



**Figure 8-23 : Pression de freinage appliquée en survirage et sousvirage en fonction de l'écart entre les vitesses de lacet réelle et de référence du véhicule neutre bornée par l'adhérence dans la stratégie CML2**

Les quelques idées générales qui ont conduit à l'adopter sont les suivantes :

- utiliser une loi linéaire en sousvirage et parabolique en survirage, car les pressions à appliquer sont alors supérieures,
- borner la pression maximale appliquée en survirage à 80 bar, car la loi parabolique peut conduire à des pressions très élevées. Nous avons reporté la même limite en sousvirage mais il est clair que de telles pressions ne peuvent alors être atteintes concrètement.
- appliquer une pression de 10 bars en sousvirage, en plus de la loi linéaire, car il est nécessaire d'appliquer une pression suffisante pour obtenir un effet déstabilisateur significatif,
- ne pas appliquer de pression pour les plus faibles différences de vitesses de lacet ( $-2$  %/s pour le sousvirage et  $+3$  %/s pour le survirage), pour éviter des générations de pressions permanentes et intempestives.

Nous avons vu au paragraphe suivant les résultats de la mise en œuvre de cette stratégie dans les situations de survirage et de sousvirage, objet des figures 8-15 et 8-19 pour la stratégie de Koibuchi.

### 8. 3. 3. Résultats de simulations utilisant la stratégie CML2

#### *Cas du sousvirage*

Nous allons commencer par la situation de sousvirage, étudiée à l'aide du braquage échelon de  $250^\circ$  d'amplitude, car c'est elle qui prenait le plus en défaut la stratégie de Koibuchi. Nous avons comme précédemment effectué deux variantes de cette simulation :

- l'une en freinant la seule roue arrière intérieure selon la loi présentée précédemment, qui fait l'objet de la figure 8-24, pour laquelle on ne présentera que la première planche,
- l'autre pour laquelle on vient ajouter sur les 3 autres roues une pression de freinage de 5 bar, lorsque le système régule, et qui fait l'objet de la figure 8-25 en 3 planches.

L'analyse de la figure 8-24 montre que le sousvirage est légèrement contrecarré par cette stratégie : la vitesse de lacet est supérieure à celle obtenue sans contrôle pour la plus grande partie de la phase stabilisée, de même la trajectoire AVEC CML2 se referme davantage. En comparaison de la stratégie de Koibuchi (Figure 8-19), on remarque surtout que la correction du moment de lacet autour de 2 s est beaucoup plus modérée, et présente l'avantage recherché de ne pas basculer en situation de survirage : l'angle de dérive dépasse à peine  $4^\circ$  et le premier seuil de l'indicateur de survirage de Koibuchi n'est jamais atteint. Cependant la décélération est très faible, ce qui se traduit par une diminution de la vitesse plus modérée, même si elle était est largement plus liée à la très forte dérive du véhicule qu'au freinage, dans le cas de Koibuchi, comme nous l'avons signalé lors du commentaire de la figure 8-19.

L'ajout d'un freinage de 5 bar sur les autres roues (figure 8-25) permet d'amplifier l'effet anti-sousvirage : la trajectoire se referme plus nettement, la décélération est plus que doublée, ce qui se traduit par une chute plus importante de la vitesse (46.8 km/h à l'instant 6 s, contre 56.4 km/h précédemment, pour une valeur initiale de 70 km/h). Si on observe l'évolution des indicateurs de déclenchement du dispositif sur les différentes roues, on constate une rapide succession de déclenchements sur les roues AVD, ARG, puis AVD, avant que le système ne maintienne une action sur la roue ARG intérieure, à partir de l'instant 2 s.

CONTROLE DU MOMENT DE LACET EN SOUSVIRAGE CML2 ROUE ARRIERE INTERIEURE AVEC (-) SANS (---)

Simulation MLP5L : Modele 3ddl avec longi - Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

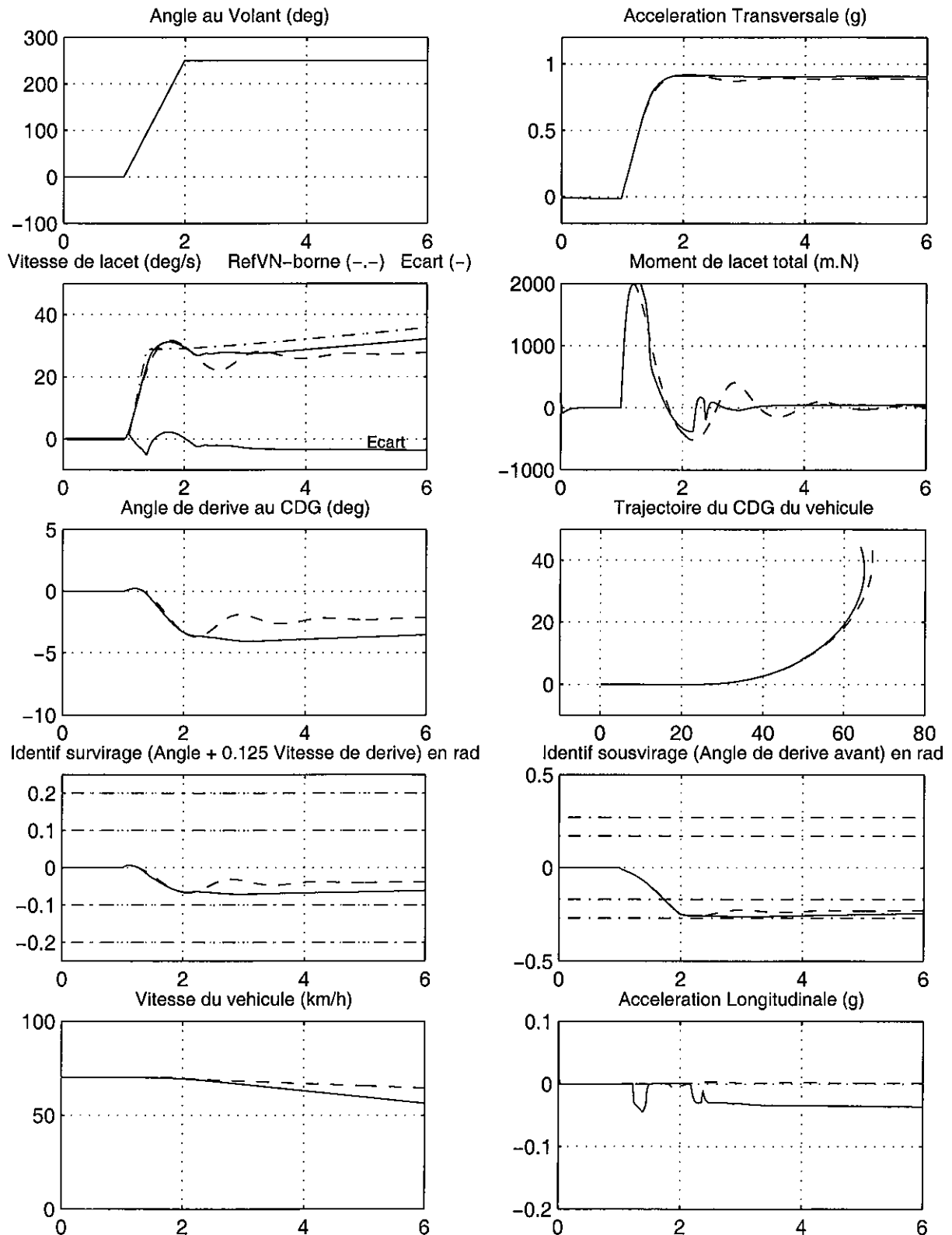


Figure 8-24 : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet par freinage de la seule roue arrière intérieure dans une situation de sousvirage - Stratégie CML2 reposant sur le suivi de la vitesse de lacet

CONTROLE DU MOMENT DE LACET EN SOUSVIRAGE CML2 FREINAGE DES 4 ROUES AVEC (-) SANS (---)

Simulation MLP5L : Modele 3ddl avec longi - Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

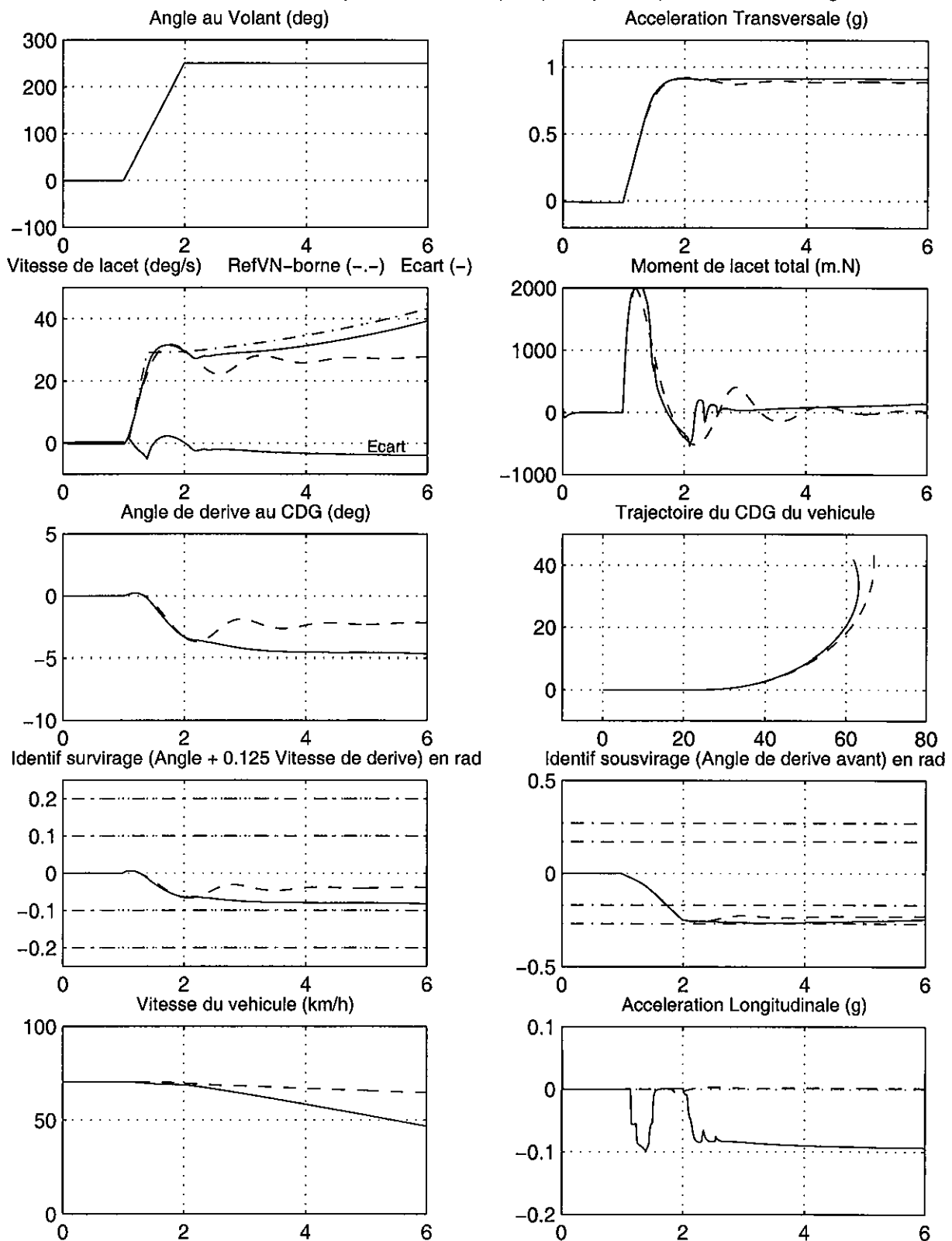


Figure 8-25a : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet par freinage de la roue arrière intérieure et freinage modéré (Pression 5 bar) des 3 autres roues dans une situation de sousvirage - Stratégie CML2 reposant sur le suivi de la vitesse de lacet

CONTROLE DU MOMENT DE LACET EN SOUSVIRAGE CML2 FREINAGE DES 4 ROUES AVEC (<-) SANS (->)

Simulation MLP5L : Modele 3ddl avec longi - Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

<- AVEC CONTROLE Systeme CML Operationnel sur AVG (-) AVD (--) ARG (-.-) ARD (..) SANS CONTROLE ->

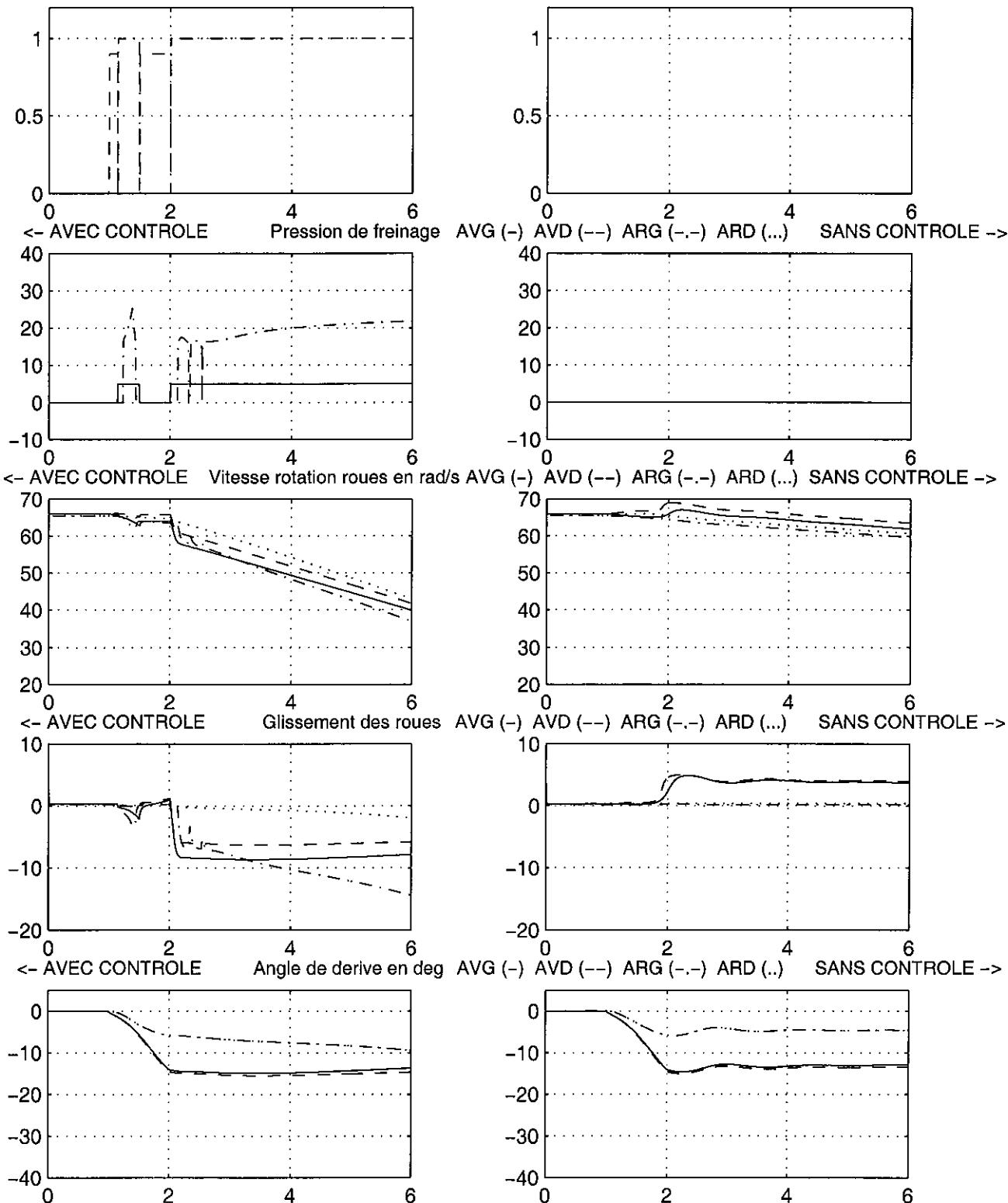


Figure 8-25b : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet par freinage de la roue arrière intérieure et freinage modéré (Pression 5 bar) des 3 autres roues dans une situation de sousvirage - Stratégie CML2 reposant sur le suivi de la vitesse de lacet

CONTROLE DU MOMENT DE LACET EN SOUSVIRAGE CML2 FREINAGE DES 4 ROUES AVEC (<-) SANS (->)

Simulation MLP5L : Modele 3ddl avec longi - Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

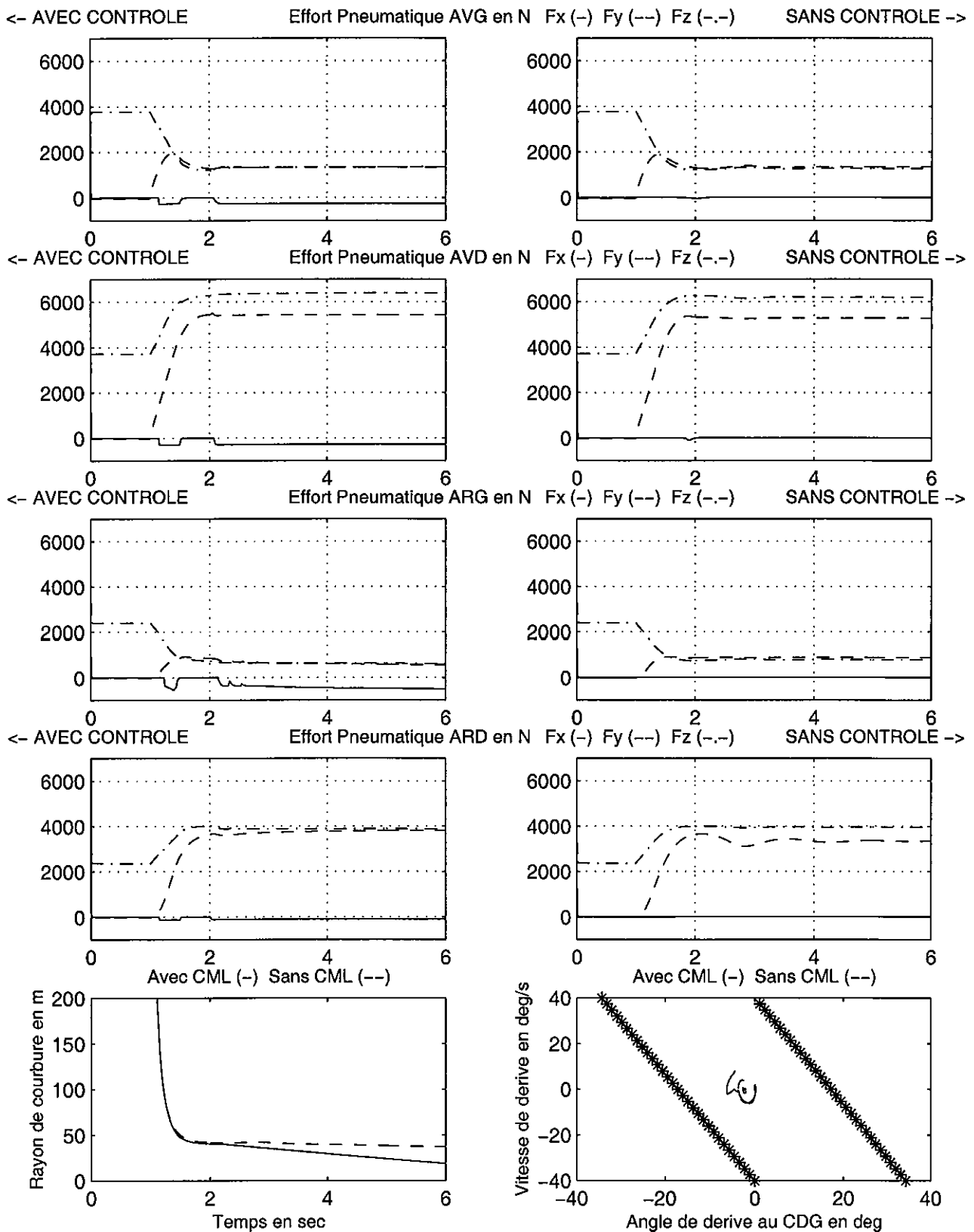


Figure 8-25c : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet par freinage de la roue arrière intérieure et freinage modéré (Pression 5 bar) des 3 autres roues dans une situation de sousvirage - Stratégie CML2 reposant sur le suivi de la vitesse de lacet

Pour en comprendre l'origine, il convient de suivre l'évolution de l'écart entre les vitesses de lacet réelle et de référence, que nous avons ajouté sur le second graphique gauche de 8-25a : ce signal montre une alternance de phases positive, négative, positive puis enfin négative de manière prolongée à partir de 2 s, ce qui correspond à la succession :

- d'un très bref pic de survirage (lié au retard que nous avons introduit volontairement sur la vitesse de référence),
- d'une phase de sousvirage sur la fin du front montant (dont l'ampleur est cette fois réduite par le retard imposé à la vitesse de lacet et c'est un point positif par rapport au comportement réel du véhicule. On notera cependant aussi que l'amplitude de ces effets est très liée au caractère un peu trop parfait de la commande définie par une équation),
- d'une phase de survirage liée au dépassement dynamique de la réponse du véhicule en vitesse de lacet entre 1.5 et 2 s,
- d'une phase de sousvirage prolongée.

Les 2 phases de survirage identifiées ne conduisent cependant à aucune application de pression sur la roue avant extérieure, du fait que la régulation en pression a été limitée à des écarts en vitesse de lacet supérieurs à 3 °/s. En terme de pression de freinage sur la roue arrière intérieure le premier pic se situe à 25 bar, puis de 16 à 22 bar lors de l'action prolongée. La pression est fixée par programmation à 5 bar sur les trois autres roues. Les taux de glissement correspondants sont inférieurs à -10 %, sauf pour la roue arrière intérieure en fin de simulation, lorsque la vitesse diminue. Les efforts associés dépendent des charges appliquées aux différentes roues : dans la phase stabilisée on relève des valeurs de -260 N pour l'AVG, -285 N pour l'AVD, -110 N pour l'ARD, l'ARG variant de -370 à -500 N.

Les différents indicateurs montrent que cette simulation contrecarre le survirage plus nettement que la précédente, sans davantage induire de survirage, même si l'angle de dérive est très légèrement supérieur, lorsqu'on freine les 4 roues, tout en restant inférieur à 5°.

**Cette stratégie de contrôle du moment de lacet reposant sur la vitesse de lacet de référence est beaucoup mieux adaptée que celle de Koibuchi pour s'opposer à un sousvirage, nous allons maintenant voir son potentiel dans une situation de survirage.**

### *Cas du survirage*

Nous avons repris le sinus de 200° et cette simulation fait l'objet de la figure 8-26. Par rapport à la figure 8-15, qui présentait la même manœuvre avec la stratégie de Koibuchi, nous avons fait figurer l'écart des vitesses de lacet réelle et de référence en 4<sup>ème</sup> graphique droit de 8-26a, car son ajout sur le graphique de vitesse de lacet comme pour 8-24 et 8-25 aurait été trop confus. Nous avons en conséquence reporté le croisement de l'angle et de la vitesse de dérive sur la cinquième ligne de la planche "c".

Il apparaît clairement que **cette stratégie stabilise bien le véhicule**, même si le retour à 0 des différents paramètres transversaux est un peu plus tardif, d'environ 0.5 s, que pour la stratégie de Koibuchi (figure 8-15). Par rapport à celle-ci on note les différences suivantes :

- l'angle de dérive est inférieur sur le second pic : 8.7° pour CML2 contre 10°,
- en termes de décélération, de pression de freinage et d'efforts appliqués, la première action est moins intense que pour Koibuchi (avec 26/45 bar, -1.1/-2.2 m/s<sup>2</sup> et 1470/2800 N), et la seconde équivalente (avec pour CML2 saturation de la pression à 80 bar, une décélération de -3.6 m/s<sup>2</sup> et un effort sur la roue AVG de -4600 N).



SIMULATION MLP5L CONTROLE DU MOMENT DE LACET CML2 EN SURVIRAGE AVEC (-) SANS (--)

MLP5L : Modele 3ddl avec longi – Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

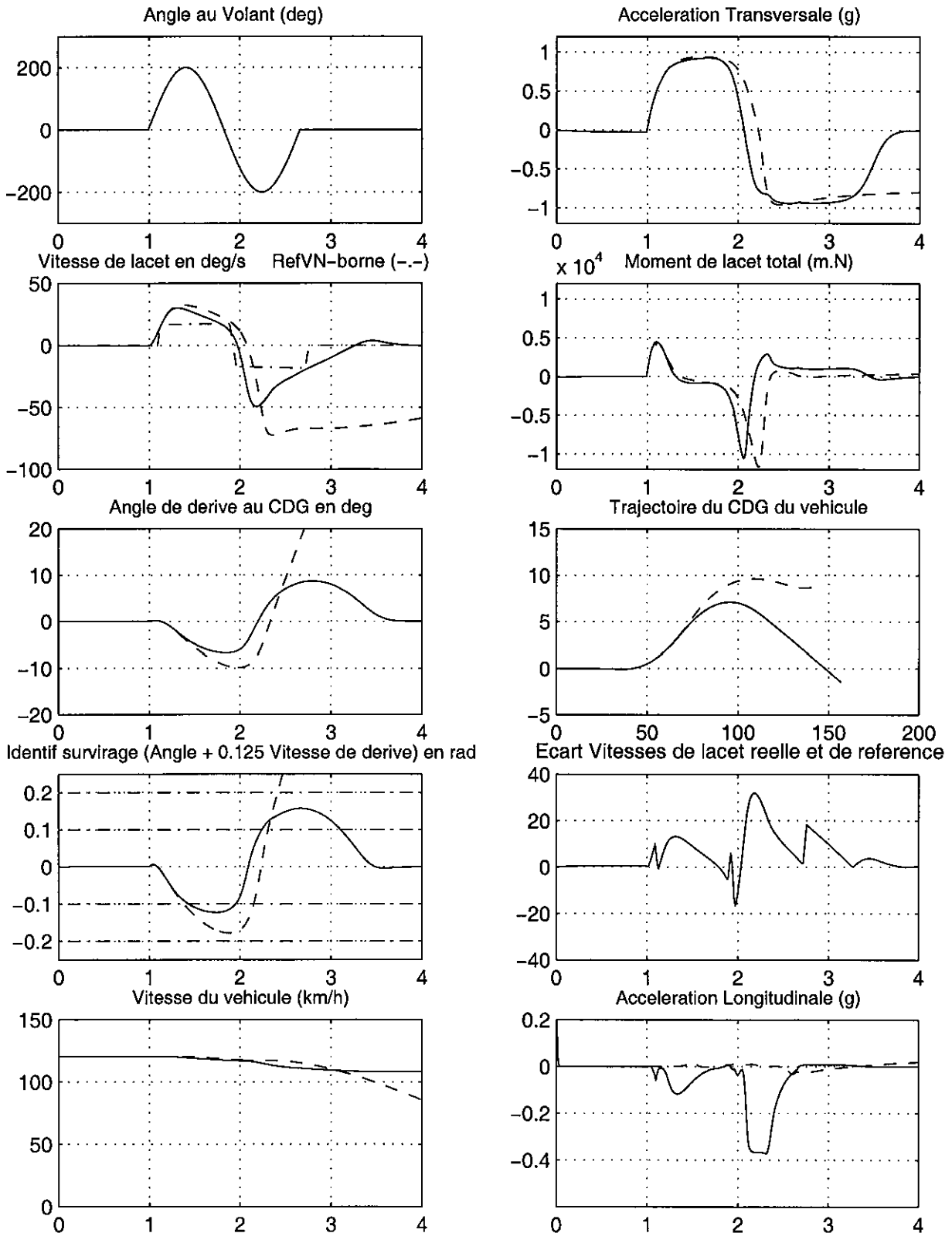


Figure 8-26a : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet par freinage de la roue avant extérieure dans une situation de survirage - Stratégie CML2 reposant sur le suivi de la vitesse de lacet

SIMULATION MLP5L CONTROLE DU MOMENT DE LACET CML2 EN SURVIRAGE AVEC (<-) SANS (->)

MLP5L : Modele 3ddl avec longi - Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

<- AVEC CONTROLE Activation du Systeme CML sur AVG (-) AVD (-- ) ARG (-.-) ARD (...) SANS CONTROLE ->

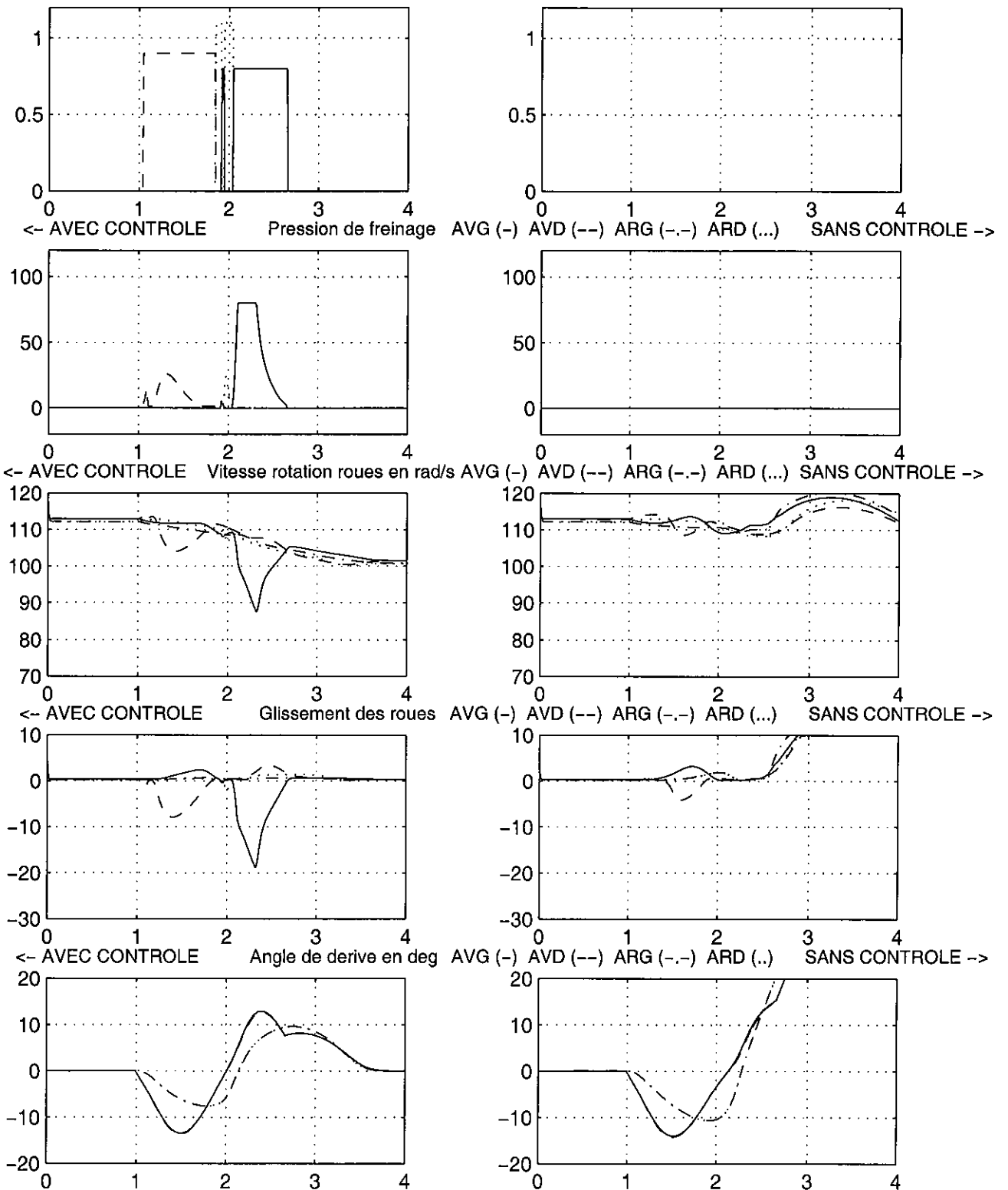


Figure 8-26b : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet par freinage de la roue avant extérieure dans une situation de survirage - Stratégie CML2 reposant sur le suivi de la vitesse de lacet

SIMULATION MLP5L CONTROLE DU MOMENT DE LACET CML2 EN SURVIRAGE AVEC (<-) SANS (->)

MLP5L : Modele 3ddl avec longi - Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

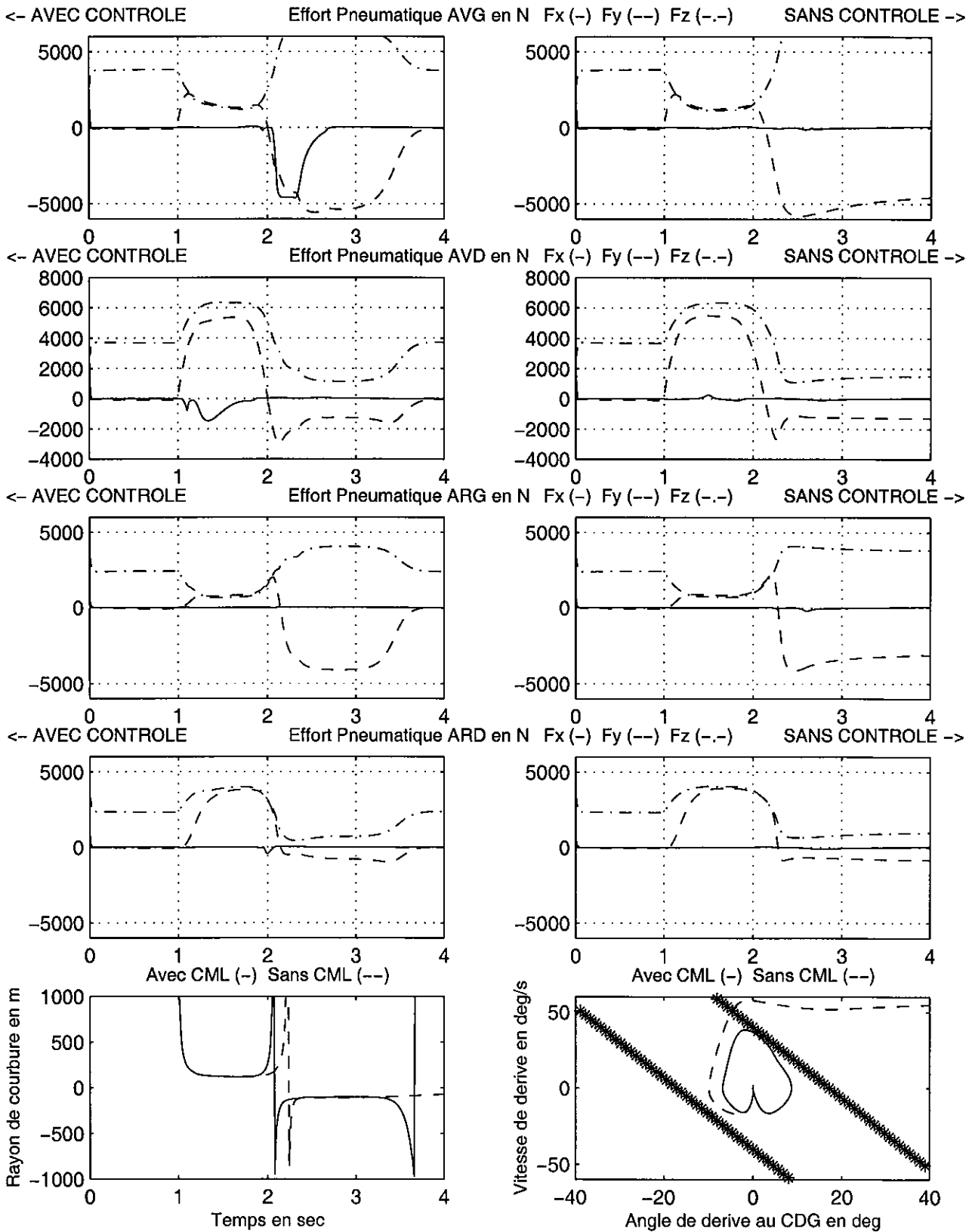


Figure 8-26c : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet par freinage de la roue avant extérieure dans une situation de survirage - Stratégie CML2 reposant sur le suivi de la vitesse de lacet

- les deux actions débutent un peu plus tôt pour CML2 : à l'instant 1.05/1.38 s pour le premier pic et 2.06/2.17 s pour le second. On note également entre les deux actions sur les roues AVD et AVG, une succession de très brefs déclenchements ARD/AVG/ARD de quelques centièmes de secondes, mais qui ne génèrent pas de pressions ou d'efforts de freinage significatifs.
- enfin le taux de glissement de la roue AVD est de  $-8\%$  sur le premier pic, celui de la roue AVG lors du second pic atteint  $-19\%$ , alors qu'il était de  $-30\%$  sur la figure 8-15b. Il est particulièrement intéressant de rappeler que ce taux était imposé dans la stratégie de Koibuchi, alors qu'il résulte d'une pression imposée dans cette stratégie CML2.

**La mise en œuvre de cette seconde stratégie de contrôle de moment de lacet CML2, basée sur le suivi de l'évolution de l'écart entre la vitesse de lacet réelle du véhicule et la vitesse de lacet de référence du véhicule neutre optimisée par un léger retard temporel, nous permet d'obtenir de meilleurs résultats que la stratégie de KOIBUCHI dans la situation de sousvirage, et des résultats globalement équivalents et tout aussi satisfaisants dans le cas du survirage.**

Les simulations présentées dans le chapitre suivant, consacré à l'application de ces dispositifs aux accidents, concernent toutes des situations de survirage. Elles ont été réalisées avec la stratégie de KOIBUCHI, on donne cependant au niveau du commentaire quelques indications concernant les conclusions probables de l'utilisation d'une stratégie basée sur le suivi de la vitesse de lacet de référence.

---

# Chapitre 9 : Application aux accidents

Nous avons déjà eu l'occasion d'aborder le problème des pertes de contrôle au cours de la première partie de cette thèse, au paragraphe 1.2. qui expose un état général des connaissances, et au paragraphe 4.2. qui analyse quelques pertes de contrôle réelles pour lesquelles nous avons des données enregistrées sur véhicule.

Nous allons au cours de ce chapitre confronter les dispositifs de contrôle du moment de lacet à des pertes de contrôle réelles, et notre objectif sera encore une fois la recherche du degré de validité le plus élevé possible des investigations faites, ce qui nécessite une démarche assez lourde à mettre en œuvre, car il est impératif de s'appuyer sur des éléments précis.

Dans un premier paragraphe, on s'intéressera à des pertes de contrôle "naturelles" recueillies lors de campagnes d'essais ou expérimentations. On montrera en particulier que selon que le conducteur laisse partir le véhicule ou réagit plus ou moins violemment, il est nécessaire, pour pouvoir évaluer l'apport potentiel d'un dispositif de contrôle du moment de lacet, **de modifier les commandes du conducteur** de manière à toujours provoquer la perte de contrôle, mais s'affranchir des conséquences d'une réaction excessive du conducteur.

Dans un second paragraphe, consacré à un accident réel, recueilli en Etude Détaillée d'Accidents, on aura recours à **des passages sur le site avec véhicule instrumenté, puis réalisera la validation du modèle jusqu'à des niveaux de sollicitations élevés, avant de tenter d'extrapoler vers la perte de contrôle**, avec toutes les difficultés et limitations sous-jacentes.

## 9. 1. Application du contrôle du moment de lacet à des pertes de contrôle réelles

Pour mettre en évidence l'efficacité potentielle des systèmes de contrôle du moment de lacet par freinage différentiel pour rétablir une amorce de perte de contrôle, nous allons appliquer les outils de simulation de ces dispositifs, mis au point au chapitre 8, à trois des situations de pertes de contrôle réelles que nous avons présentées au paragraphe 4.2. Le fait de disposer d'enregistrements des paramètres dynamiques au cours de ces pertes de contrôle "naturelles" constitue un atout primordial pour satisfaire notre objectif de la recherche d'un haut degré de validité des investigations faites.

### 9. 1. 1. Rétablissement d'un tête-à-queue lors d'un lever de pied en courbe Peugeot 306

Nous allons commencer cette présentation par la perte de contrôle en survirage et tête-à-queue obtenue lors d'un lever de pied en courbe avec notre véhicule instrumenté Peugeot 306. Nous renvoyons donc le lecteur à la présentation détaillée de cet essai au paragraphe 4.2.2. et à la modélisation de cette perte de contrôle, dont les subtilités, et notamment la nécessité d'une diminution de l'adhérence du train arrière de 3 %, ont été exposées au paragraphe 5.3.4.

Nous avons simulé l'application du contrôle de moment de lacet (noté CML dans la suite du texte), appliqué ici à une situation de survirage, comportement typique en lever de pied, selon la modélisation de KOIBUCHI [64]. La figure 9-1 est assez complexe car elle contient à la fois la comparaison à l'essai réel et la comparaison AVEC et SANS CML. Elle est construite sur le même principe que la figure 8-15 mais réduite à 2 planches : sur la première planche on retrouve l'essentiel des paramètres dynamiques avec en trait continu la simulation AVEC CML, en tirets la simulation SANS CML, et en traits mixtes les données de l'essai réel, qui ont déjà été comparées à la simulation SANS CML à la figure 5-30, lors de la modélisation de ce tête-à-queue. Sur la seconde planche on compare les simulations AVEC CML à gauche et SANS CML à droite, sur les principaux paramètres pertinents au niveau de la mise en œuvre du système de contrôle du moment de lacet.

Nous avons choisi de limiter cette présentation entre les instants 6 et 11 secondes, c'est-à-dire autour de la mise en œuvre du CML. Il est en effet clair que les premiers instants de la simulation, avant que le CML ne se déclenche, sont identiques avec et sans le dispositif, et en outre conformes à la figure 5-30, à laquelle le lecteur peut se reporter, en ce qui concerne la comparaison du modèle à l'essai réel. La coupure à 11 s se justifie, car dans la réalité l'essayeur a violemment contre-braqué ensuite, alors que la vitesse avait chuté vers 25 km/h, et cette action n'a aucune raison d'intervenir pour la simulation avec CML.

La mise en œuvre du système de contrôle intervient sur la roue AVD extérieure à l'instant 7.34 s, soit à peine plus d'une seconde après le lever de pied (6.3 s), ne dure qu'1.15 seconde, et vient réduire le pic de vitesse de lacet qu'avait provoqué celui-ci, au moment précis où la divergence de ce paramètre s'amorce pour l'essai réel et sa modélisation SANS CML. Il est intéressant de constater comme ce paramètre "contrôlé" ressemble à celui de la manœuvre de lever de pied qui ne provoque pas de tête-à-queue, présentée aux paragraphes 4.1.9. (figure 4-9) et 4.2.2. (figure 4-16), et modélisée au paragraphe 5.3.4. (figure 5-28).

Il est également remarquable que ce pic de vitesse de lacet se situe exactement au niveau de la vitesse de lacet de référence du véhicule neutre bornée en fonction de l'adhérence disponible (représentée par des "x" sur le second graphique gauche de la figure 9-1a), ce qui montre qu'une stratégie de CML basée sur la vitesse de lacet agirait sans doute de la même manière que celle de Koibuchi, reposant davantage sur le suivi de la dérive. On remarque d'ailleurs, 4<sup>ème</sup> graphique gauche de 9-1a, qu'en régulation CML, on se situe juste au-dessus du seuil de 0.1, entre les instants 7.34 et 8.5 secondes, sur la combinaison  $\beta + 0.125\dot{\beta}$  (identificateur de survirage dans la stratégie de Koibuchi), ce qui explique que la régulation en freinage soit modérée : on constate, sur la colonne de gauche de la planche 9-1b, que la pression de freinage de la roue AVD n'est que de 12 bar, générant un effort ponctuel de freinage de -737 N, et une pointe de décélération de -0.08 g à l'instant 7.7 s (5<sup>ème</sup> droit de 9-1a). Cette action modérée est néanmoins très efficace pour limiter l'angle de dérive à -6.4° et restabiliser le véhicule (3<sup>ème</sup> gauche de 9-1a). En terme de moment de lacet total (2<sup>ème</sup> droit de 9-1a), on peut voir que l'intervention du CML se traduit par un pic négatif "restabilisant" entre 7.5 et 8 s, qui culmine à -245 mN, alors que le pic déstabilisant consécutif au lever de pied se situait à 725 mN. La comparaison des trajectoires (3<sup>ème</sup> droit de 9-1a) montre que le tête à queue amène à rentrer à l'intérieur de la trajectoire nominale, et le croisement "vitesse de dérive/angle de dérive" témoigne clairement de la stabilité retrouvée du véhicule assisté (4<sup>ème</sup> droit de 9-1a).

**L'efficacité extraordinaire du contrôle de moment de lacet est ainsi mise en évidence sur ce cas de perte de contrôle réelle, avec une intervention d'amplitude modérée, sur la roue avant extérieure, qui suffit à amortir les pics de vitesse de lacet et d'angle de dérive consécutifs au lever de pied.**

SIMULATION MLP5L : CONTROLE DU MOMENT DE LACET EN SURVIRAGE AVEC (-) SANS (--) ESSAI (-.-)

Application de la strategie CML de Koibuchi au tete-a-queue Peugeot 306 sur lever de pied en courbe

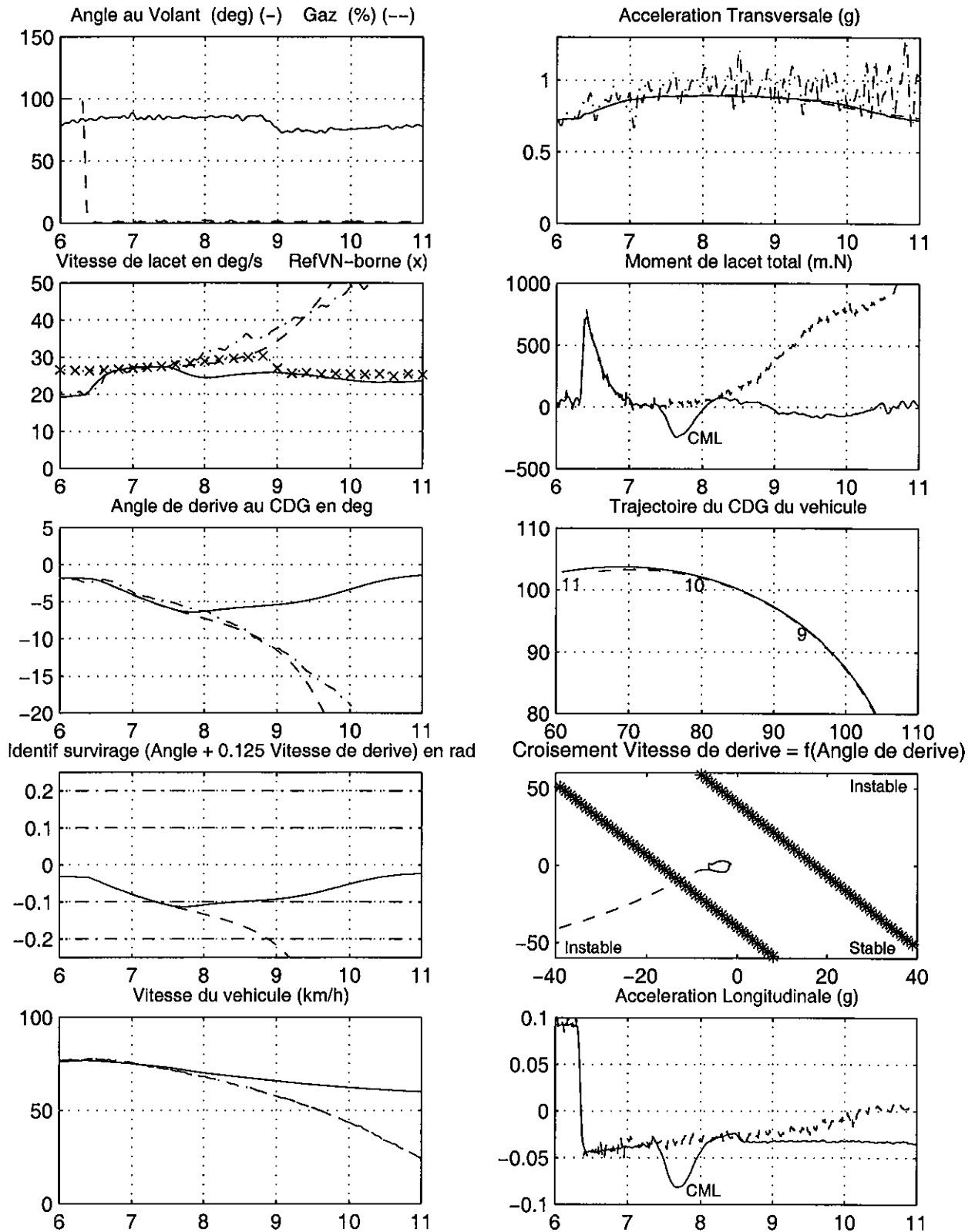


Figure 9-1a : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet par freinage de la roue avant extérieure dans une situation de tête à queue réelle avec 306 - Stratégie Koibuchi

SIMULATION MLP5L : CONTROLE DU MOMENT DE LACET EN SURVIRAGE AVEC (<-) SANS (->)

Application de la strategie CML de Koibuchi au tete-a-queue Peugeot 306 sur lever de pied en courbe

<- AVEC CONTROLE Activation du Systeme CML sur AVG (-) AVD (--) ARG (-.-) ARD (..) SANS CONTROLE ->

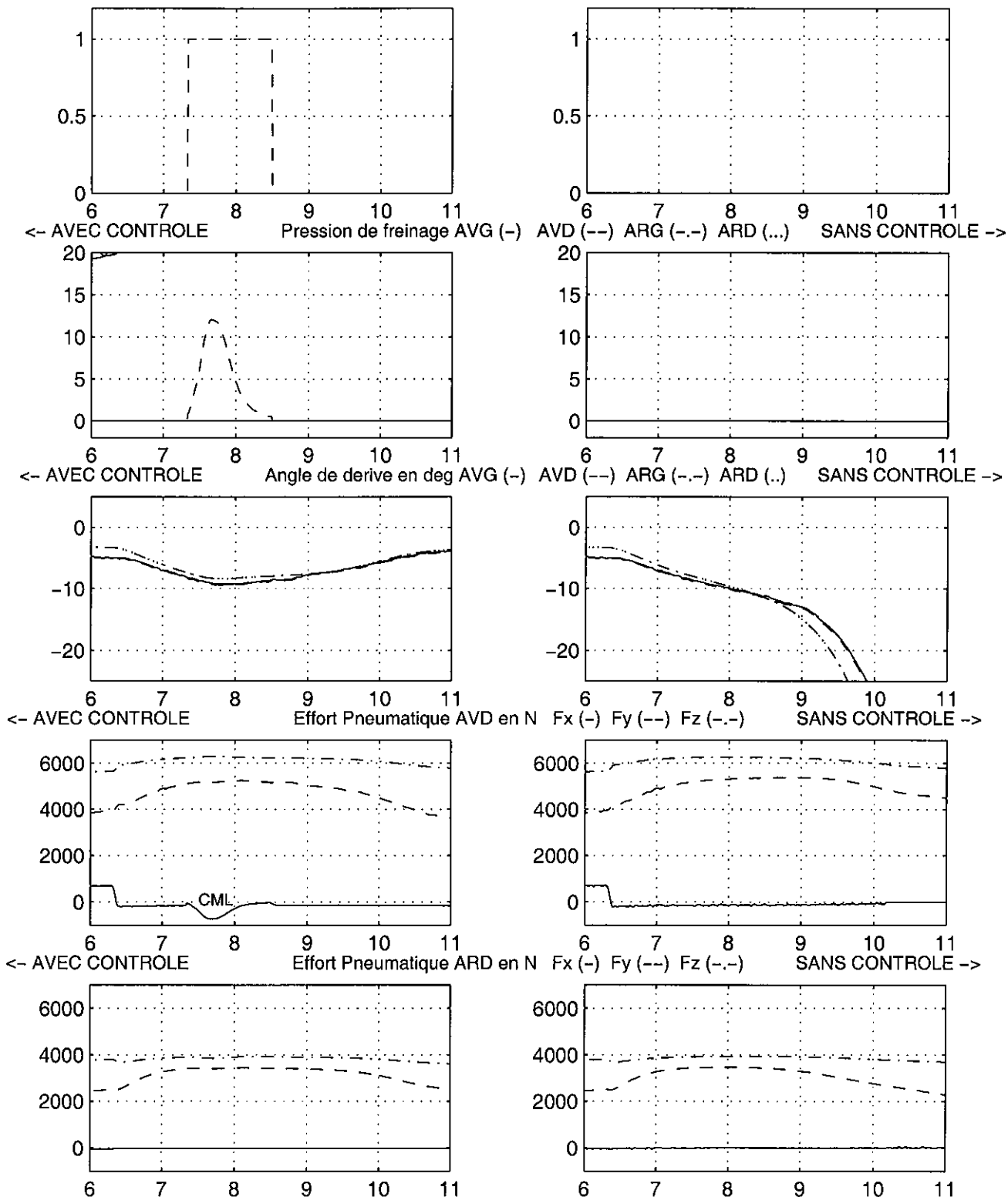
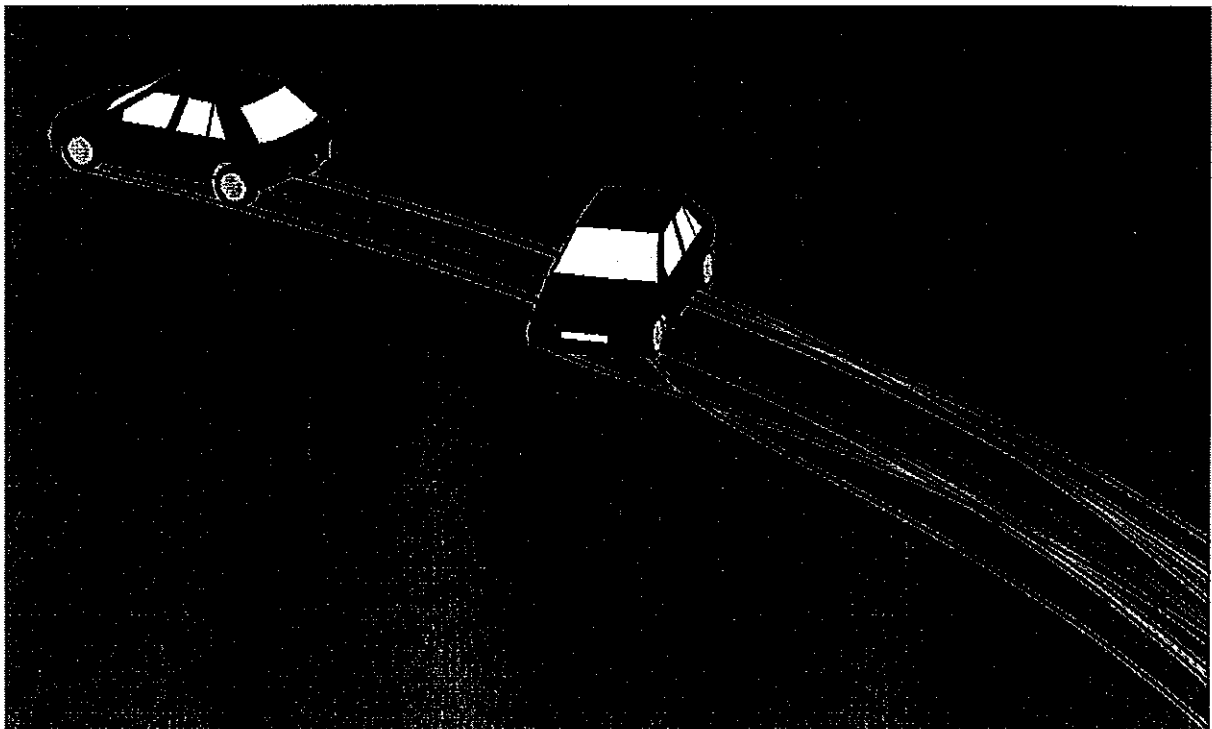
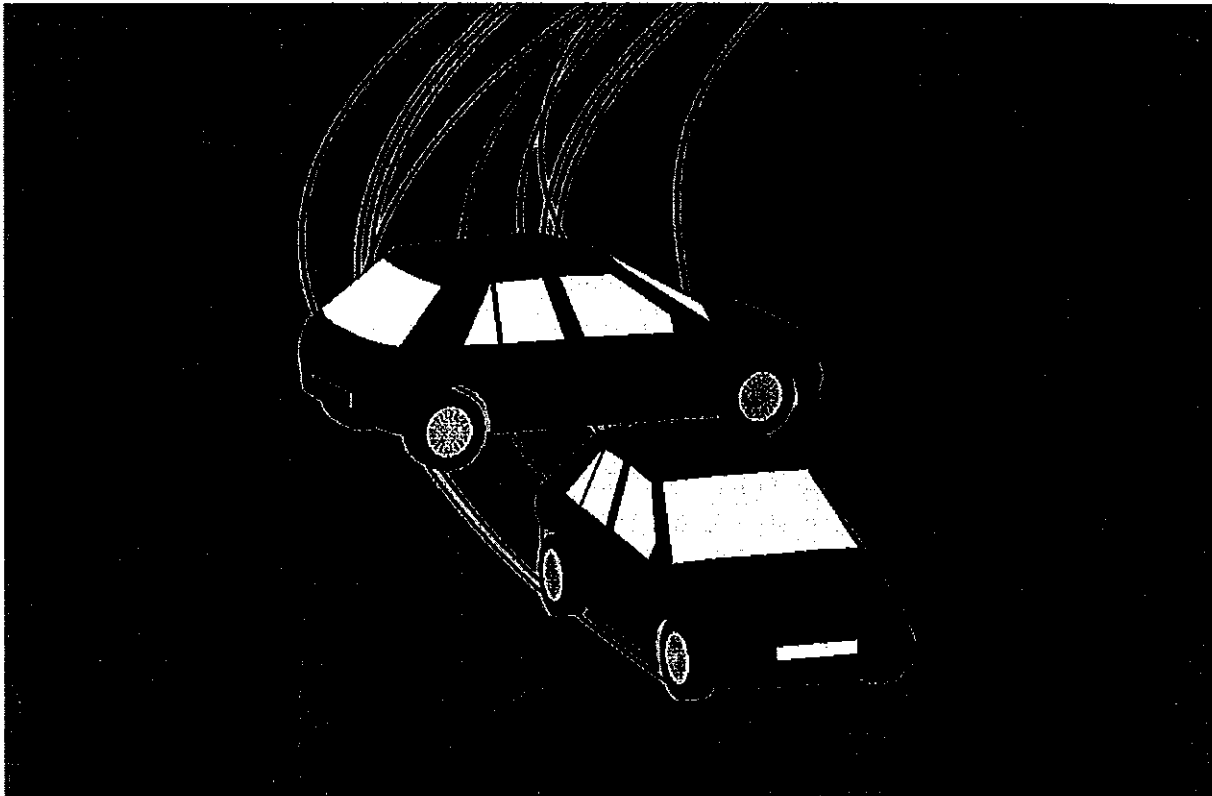


Figure 9-1b : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet par freinage de la roue avant extérieure dans une situation de tête à queue réelle avec 306 - Stratégie Koibuchi



La figure 9-2 présente deux vues en images de synthèse, réalisée avec notre logiciel LISA2, de la comparaison AVEC et SANS contrôle du moment de lacet.



**Figure 9-2 : Vues en images de synthèse (Logiciel LISA2) de la comparaison des simulations AVEC (rouge - clair) et SANS CML (bleu - foncé) sur lever de pied en courbe Peugeot 306**

### 9. 1. 2. Rétablissement d'un tête-à-queue lors d'un lever de pied en courbe Peugeot 605

La seconde perte de contrôle réelle étudiée est le tête-à-queue d'une Peugeot 605, également lors d'un lever de pied en courbe. Cet essai a fait l'objet d'une présentation détaillée au paragraphe 4.2.3. Des essais de ce véhicule en chicane ISO ont également été présentés au paragraphe 5.4, ce qui explique que nous disposons d'un paramétrage de base pour ces simulations.

Avant d'envisager d'appliquer un système de contrôle de stabilité, la première étape consiste à obtenir une modélisation correcte de la perte de contrôle réelle. Ce cas est relativement difficile, car, suite au décrochement de son véhicule, l'essayeur a appliqué de violentes corrections au volant, décrites à la figure 4-17, et auxquelles le véhicule n'a réagi qu'avec un certain retard.

Pour obtenir une modélisation suffisamment fidèle de la perte de contrôle, comme pour l'essai précédent de la 306, il va s'avérer nécessaire de dégrader le niveau d'adhérence du train arrière. La figure 9-3 présente le résultat de ces investigations : les deux graphiques supérieurs montrent d'une part la commande volant, et d'autre part l'action sur l'accélérateur et la vitesse, qui sera imposée au cours de ces simulations, afin de permettre une analyse de paramètres transversaux homogènes. Les 3 couples de graphiques suivants contiennent les vitesses de lacet et accélérations transversales pour 3 niveaux d'adhérence du train arrière. Alors que dans le cas de la 306, une diminution de 3 % suffisait à nous donner des résultats conformes aux enregistrements, dans le cas présent il convient de descendre de plus de 6 %, avec en outre la nécessité d'un affinage très subtil de ce niveau d'adhérence du train arrière, puisque l'optimum a été établi à 0.936, et donne une reproduction quasi-parfaite de l'accélération transversale et très correcte de la vitesse de lacet. On constate cependant que pour une adhérence arrière de 0.935, le véhicule ne répond pratiquement pas au violent contre-braquage de l'essayeur après l'instant 4 seconde, alors que pour 0.937 le véhicule modélisé répond trop fortement, puisque s'il respecte les fronts descendants de la vitesse de lacet et de l'accélération transversale, il se stabilise aux valeurs extrêmes, et ne réagit absolument pas au second contre-braquage de l'essayeur. Nous retenons donc la valeur d'adhérence du train arrière de 0.936 pour la suite de nos investigations.

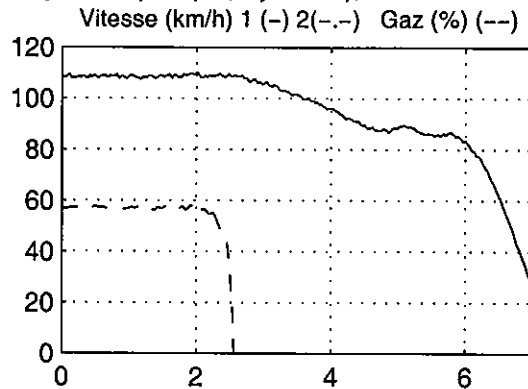
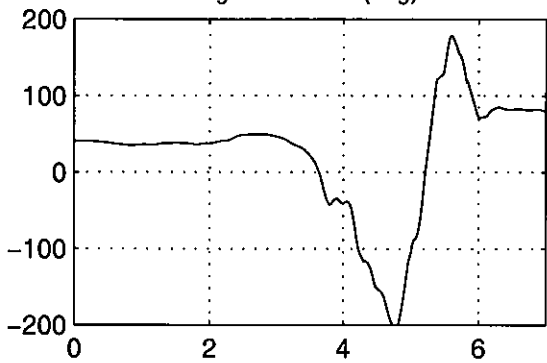
A la différence de l'essai de la 306, où l'essayeur n'agit pas sur le volant dès que la perte de contrôle apparaît, mais seulement beaucoup plus tardivement, alors que la vitesse a chuté sous 25 km/h, au cours de cette perte de contrôle, l'essayeur amorce un violent contre-braquage, dès qu'il sent le véhicule se dérober, soit une seconde après le lever de pied, et l'amplifie considérablement ensuite, avant de rebraquer dans l'autre sens. Deux différences essentielles peuvent parfaitement expliquer cette tentative d'action de sauvegarde :

- la vitesse est de 110 km/h dans l'essai de la 605, contre 77 km/h pour la 306,
- l'essai de la 605 a lieu sur un anneau circulaire bordé de dégagements herbeux, d'où un risque réel de quitter la chaussée, alors que celui de la 306 se produit sur une vaste aire d'évolution.

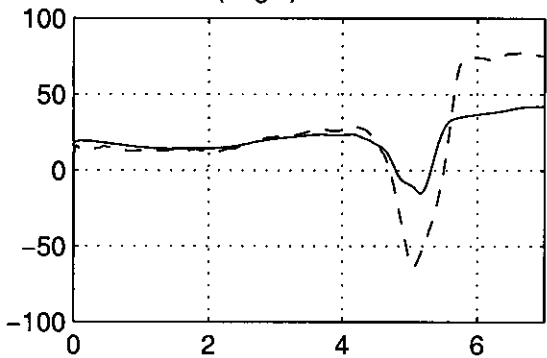
Les conséquences potentielles de ces 2 pertes de contrôle ne sont donc pas les mêmes. **Il nous est par conséquent nécessaire de modifier cette commande au volant, avant d'envisager l'application d'un système de contrôle du moment de lacet à cette perte de contrôle.** Cette modification doit cependant être effectuée avec beaucoup de soin afin d'une part de conserver les "ingrédients" qui ont généré la perte de contrôle, et d'autre part de supprimer les réactions excessives du conducteur.

INFLUENCE DE L'ADHERENCE ARRIERE SUR LA SIMULATION D'UN TETE A QUEUE SUR LEVER DE PIED 605

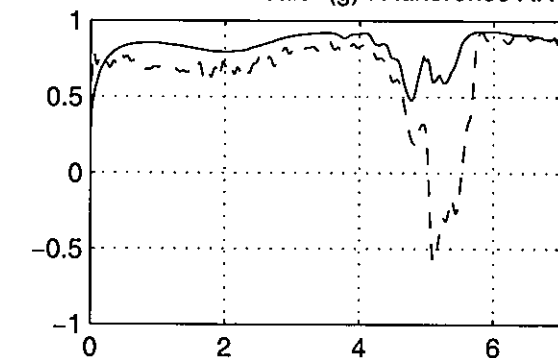
MLP5L-605 : Modele 3ddl avec longi - Modele Pneu Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge  
 Angle au Volant (deg)



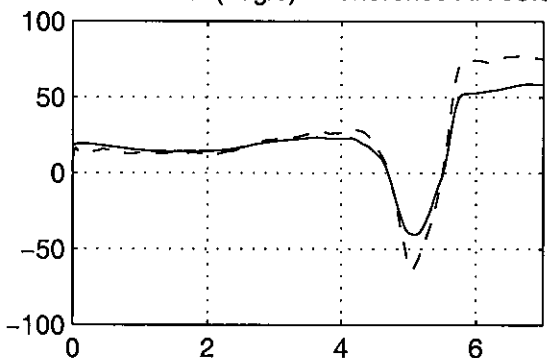
Vitesse de lacet (deg/s) : Adherence AR 93.5 %



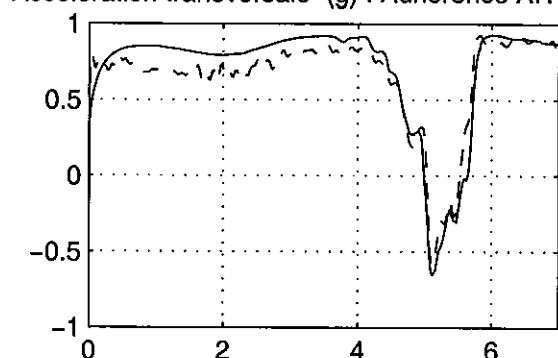
Acceleration transversale (g) : Adherence AR 93.5 %



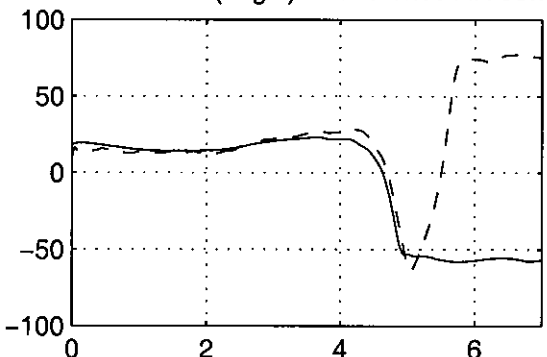
Vitesse de lacet (deg/s) : Adherence AR 93.6 %



Acceleration transversale (g) : Adherence AR 93.6 %



Vitesse de lacet (deg/s) : Adherence AR 93.7 %



Acceleration transversale (g) : Adherence AR 93.7 %

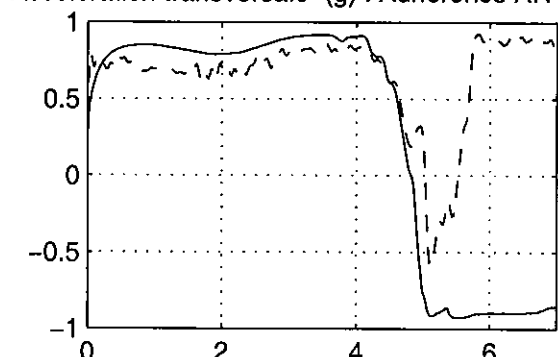


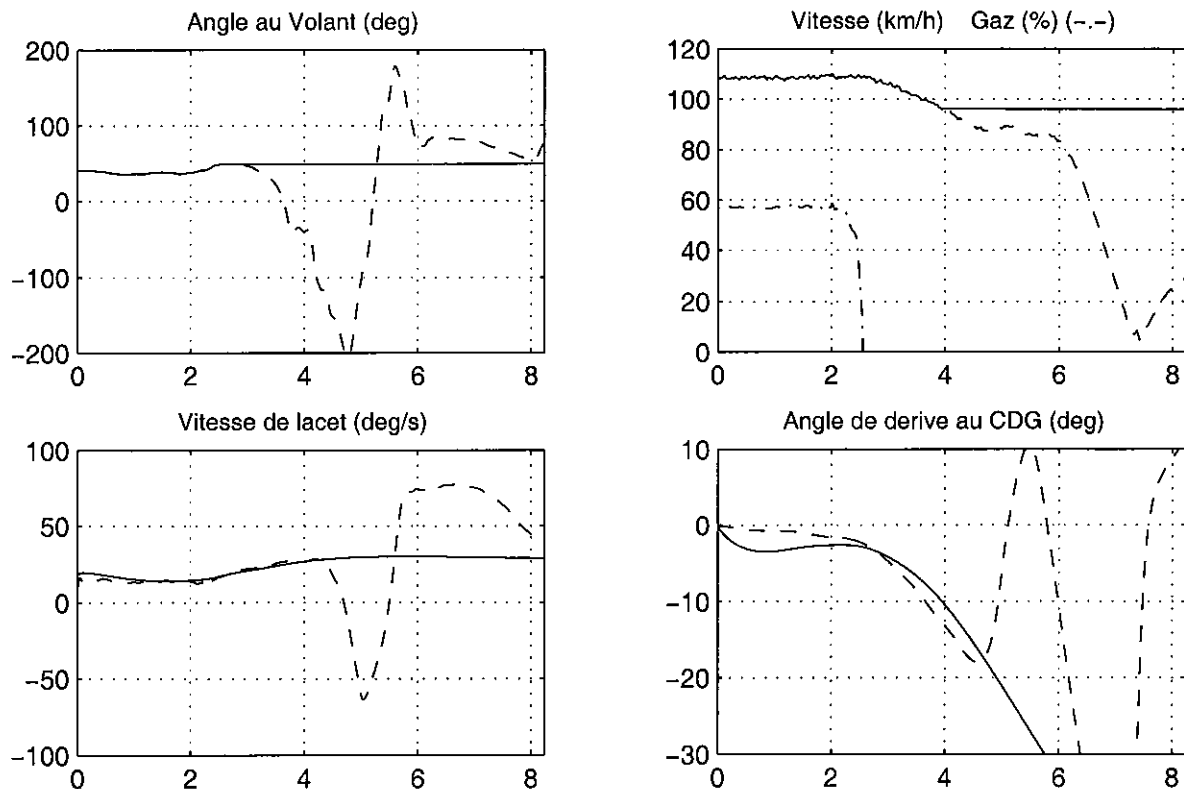
Figure 9-3 : Résultats du modèle MLP5L-605 avec vitesse imposée : simulation d'un tête-à-queue lors d'un lever de pied en courbe obtenu avec une Peugeot 605 : Influence de l'adhérence du train arrière

Puisque nous travaillons "à vitesse imposée" pour ce type d'investigations, il y a deux paramètres qu'il est nécessaire de corriger pour construire des commandes conformes à celles qui auraient pu se produire dans la réalité sans une action de sauvegarde immédiate du conducteur de la 605. Il convient de maintenir la commande au volant à son niveau obtenu juste après le lever de pied, et de définir une loi de vitesse qui tienne compte de la diminution provenant du lever de pied, mais pas de celle qui résulte de la perte de contrôle. C'est pourquoi après un examen détaillé de l'évolution de ces deux paramètres, nous avons construit une **commande modifiée** qui maintient le signal volant à sa valeur maximale, et conserve la vitesse de l'essai réel pendant une seconde après le lever de pied et la maintient constante ensuite.

L'étape suivante consiste à vérifier que la perte de contrôle se produit bien avec cette commande, et que les paramètres transversaux qui traduisent l'apparition du décrochage du véhicule sont toujours fidèlement reproduits, au moins dans les premiers instants qui suivent le lever de pied. C'est l'objet de la figure 9-4.

AMORCE DE PERTE DE CONTROLE AVEC COMMANDE MODIFIEE – SIMULATION (–) / ESSAI REEL (– –)

MLP5L-605 : Modele 3ddl liaison "plan" avec longi – Modele Pneu Pacejka complet, transfert de charge



**Figure 9-4 : Résultats du modèle MLP5L-605 avec vitesse imposée : simulation de l'amorce de perte de contrôle avec une commande modifiée, suite au lever de pied en courbe avec une Peugeot 605. Adhérence du train arrière de 0.936**

Les 2 graphiques supérieurs illustrent la modification des signaux de volant et de vitesse, en comparaison des allures initiales. Sur la partie inférieure, on constate que la vitesse de lacet simulée augmente bien comme dans l'essai réel à la suite du lever de pied, entre les instants 2.5 s et 4 s. Elle se stabilise ensuite à sa valeur maximale proche de 30 °/s pour une vitesse du véhicule de 96 km/h, ce qui est beaucoup trop élevé par rapport à la valeur initiale d'avant le

lever de pied de l'ordre de 15 °/s pour une vitesse de 109 km/h. Il est clair que suite au lever de pied, et en fonction des nouvelles commandes, le véhicule survire et tend à rentrer à l'intérieur de l'anneau de 120 m de rayon. L'angle de dérive amorce également une divergence à partir de 2.8 s, sa valeur atteint  $-10^\circ$  à l'instant 4 s, et dépasse  $-30^\circ$  à 6 s. Bien que ne disposant pas d'une mesure directe de l'angle de dérive dans cet essai, nous avons rajouté sur ce tracé un angle de dérive de référence, calculé en intégrant une vitesse de dérive déduite des signaux d'accélération transversale et de vitesse de lacet, selon la méthode exposée au paragraphe 5.1.5. Il est particulièrement intéressant de constater que l'évolution de ce paramètre issu du modèle avec commande modifiée est tout à fait comparable à cette estimation dans les 2 secondes suivant le lever de pied.

**On peut donc conclure que la commande modifiée répond bien à nos objectifs : conduire à la perte de contrôle de façon identique à l'essai réel, et s'affranchir d'une réaction excessive de l'essayeur.** Il nous est maintenant possible d'examiner quel aurait été l'apport d'un dispositif de contrôle du moment de lacet par freinage différentiel dans cette situation. Le résultat de ces investigations fait l'objet de la figure 9-5.

Comme pour la figure 9-1, la première planche permet de comparer à la fois la simulation AVEC et SANS CML basée sur la commande modifiée qui vient d'être créée, et l'essai réel représenté en traits mixtes. La seconde planche compare les pressions de freinage, angles de dérive et efforts des pneumatiques avant, pour les simulations avec et sans intervention du dispositif de contrôle du moment de lacet. On constate que l'intervention du CML se produit sur la roue avant droite (extérieure) à l'instant 3.24 s soit 0.7 s après le lever de pied, et se traduit par une pression de freinage qui culmine à 43 bars, ce qui conduit à une pointe de moment de lacet restabilisant de -980 mN, associée à un pic de décélération inférieur à  $-0.2\text{ g}$ , pour un effort longitudinal de -270 daN au niveau du pneumatique AVD.

Alors que l'accélération transversale est maintenue à son niveau maximal admissible de 0.9 g, l'évolution de la vitesse de lacet est particulièrement intéressante : le CML permet bien de contrarier l'augmentation jusque vers 30 °/s de ce paramètre, que l'on constatait dans l'essai réel et la simulation non contrôlée à la suite du lever de pied. Après un bref pic à 22 °/s à l'instant 3.26 s, la vitesse de lacet redescend à 16.3 °/s à l'instant 3.9 s. Dans le même temps l'angle de dérive est également stabilisé à  $-6^\circ$  après un pic à  $-6.7^\circ$ , alors qu'il amorçait une divergence dans l'essai réel et la simulation sans CML.

On constate cependant sur le tracé de l'indicateur de survirage (4<sup>ème</sup> graphique gauche planche a) que, même après la première intervention du CML, on reste juste au delà du seuil de 0.1, ce qui explique que le système continue à réguler et applique une pression de freinage AVD modérée d'environ 20 bars dans les 4 secondes qui suivent. Cela est sans doute lié au fait que les caractéristiques de notre commande modifiée (la combinaison angle de braquage et vitesse du véhicule) maintiennent le véhicule dans un état de léger survirage. Cela se traduit notamment par une légère augmentation de la vitesse de lacet, qui repasse au-delà de 20 °/s à l'instant 5.5 s. On notera également dans ce cas, et contrairement à ce qu'on avait observé pour le tête à queue de la 306, qu'une stratégie de CML basée sur la vitesse de lacet de référence du véhicule neutre bornée en fonction de l'adhérence disponible, qui se situe à 21 °/s dans le cas présent, agirait légèrement différemment : le système se déclencherait un peu plus tôt, puis stopperait entre les instants 3.5 et 6 s, pour réguler à nouveau en final.

**Bien que notre simulation de l'intervention du contrôle de moment de lacet maintienne le véhicule dans une situation de léger survirage, ce dispositif apparaît très efficace pour réduire l'augmentation de la vitesse de lacet et la divergence de l'angle de dérive suite à ce lever de pied.**

SIMULATION MLP5L : CONTROLE DU MOMENT DE LACET EN SURVIRAGE AVEC (-) SANS (--) ESSAI (-.-)

Application de la strategie CML de Koibuchi au tete-a-queue Peugeot 605 sur lever de pied en courbe

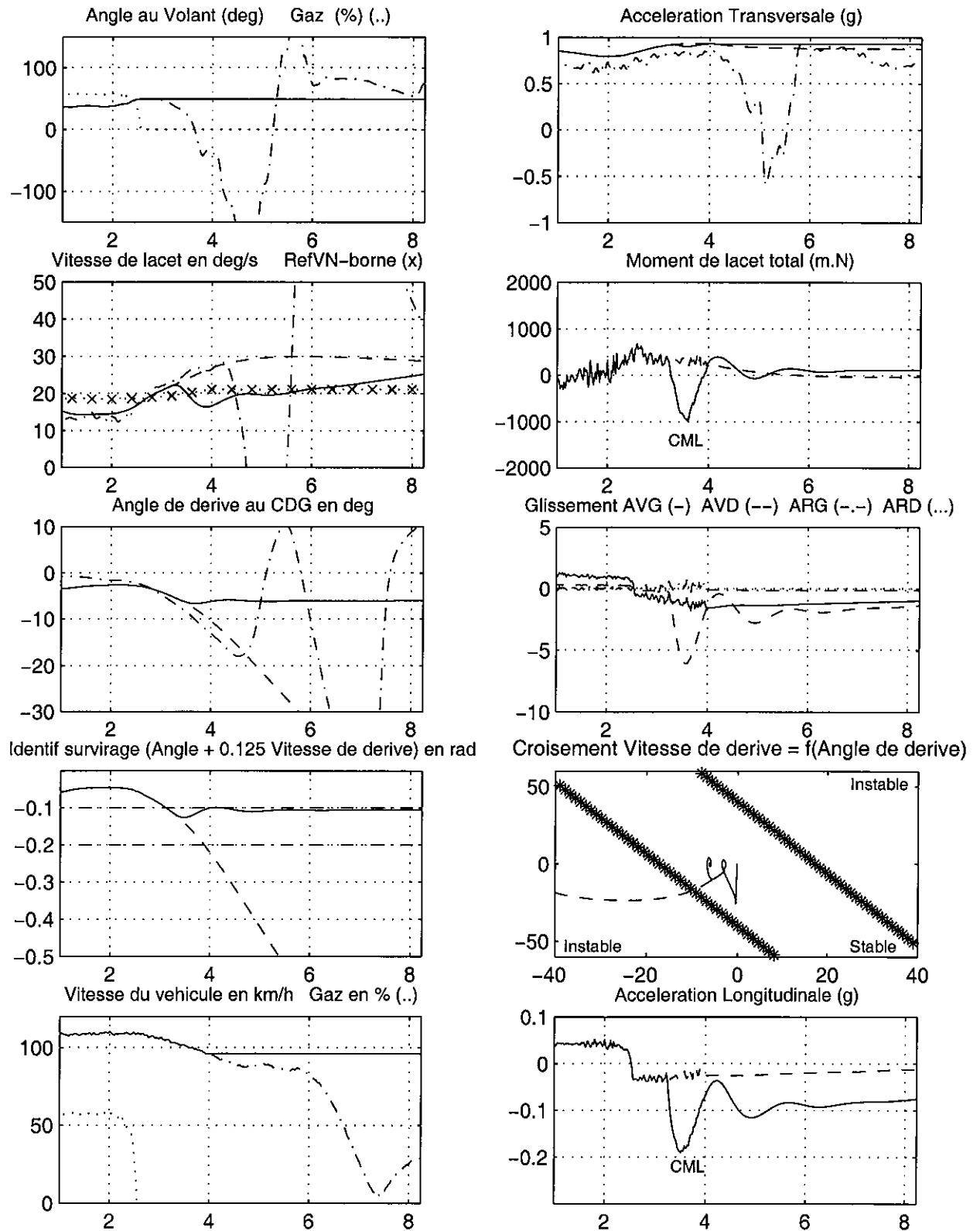


Figure 9-5a : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet par freinage de la roue avant extérieure dans une situation de tête à queue réel d'une Peugeot 605 - Stratégie Koibuchi avec commande modifiée

SIMULATION MLP5L-605 : CONTROLE DU MOMENT DE LACET EN SURVIRAGE AVEC (<-) SANS (->)

Application de la strategie CML de Koibuchi au tete-a-queue Peugeot 605 sur lever de pied en courbe

<- AVEC CONTROLE Activation du Systeme CML sur AVG (-) AVD (-- ) ARG (-.-) ARD (..) SANS CONTROLE ->

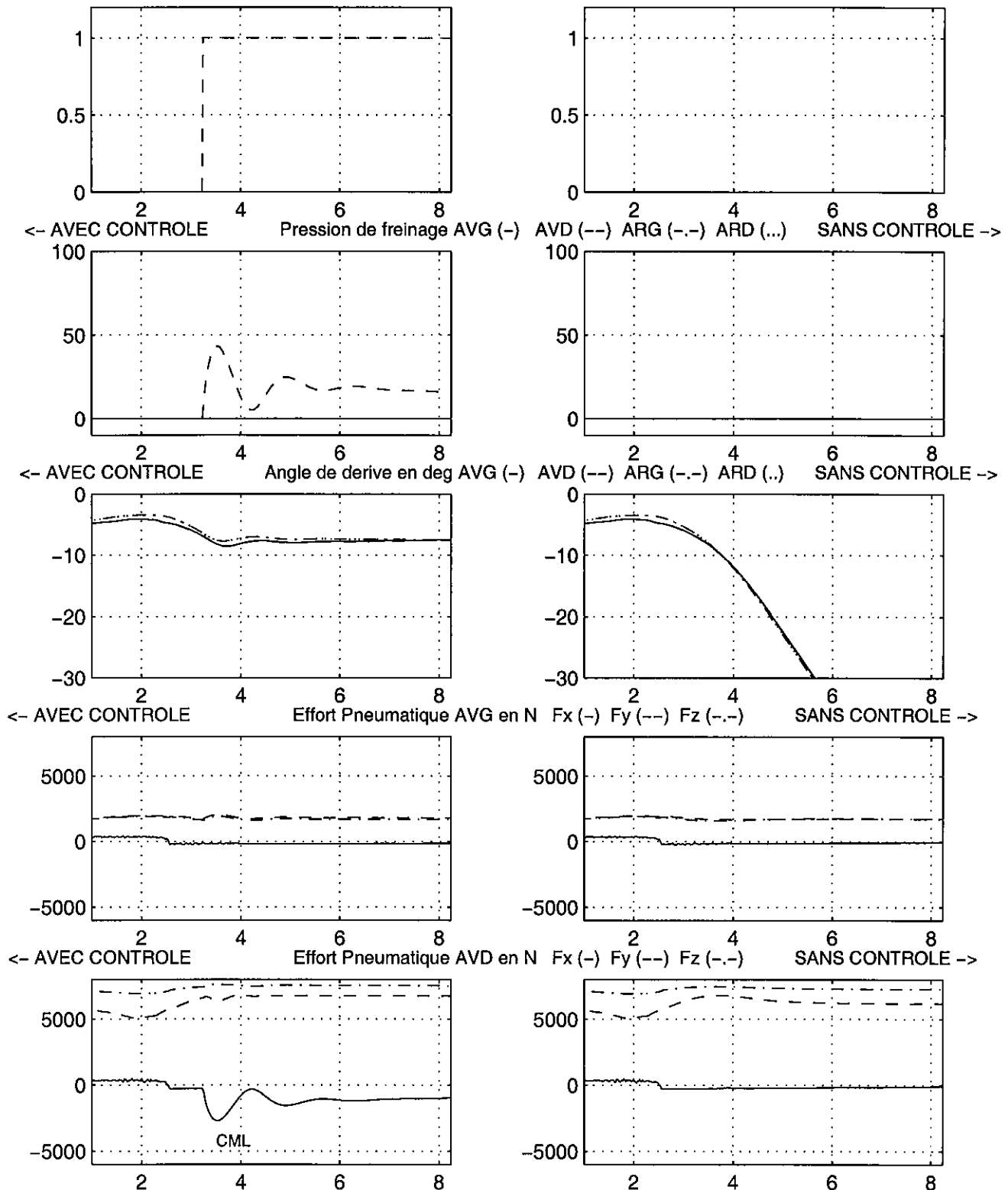


Figure 9-5b : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet par freinage de la roue avant extérieure dans une situation de tête à queue réel d'une Peugeot 605 - Stratégie Koibuchi avec commande modifiée

### 9. 1. 3. Rétablissement d'une perte de contrôle en manœuvre d'évitement (Mercedes 190)

Cette troisième présentation concerne la perte de contrôle avec tête-à-queue, obtenue lors d'une tentative de manœuvre d'évitement au cours de notre expérimentation sur le simulateur de Daimler-Benz (Cf. paragraphe 4.2.5.). Comme les précédents, ce cas présente certaines difficultés spécifiques. Il a notamment justifié la création d'un paramétrage de véhicule inédit : celui d'une Mercedes 190. Nous l'avons réalisé à partir des informations communiquées, lors de l'expérimentation réalisée en 1988, par le spécialiste de dynamique des véhicules de l'équipe du simulateur de conduite de Daimler-Benz, Ernst KALB. Une difficulté particulière concerne la modélisation des pneumatiques pour laquelle nous ne disposons pas de jeu de coefficients pour un modèle de Pacejka, mais simplement de quelques courbes de poussée de dérive pour différentes charges verticales. Nous avons donc décidé d'utiliser le jeu de coefficient des pneumatiques équipant la 306 et de corriger les efforts transversaux en fonction d'une moyenne des différences constatées entre les poussées de dérive lues sur les courbes de Daimler-Benz et les valeurs de la 306, en travaillant pour les différentes charges avec deux valeurs d'angle de dérive 4 et 10°. Ce travail nous a conduit à adopter des coefficients correcteurs de 0.85 pour le train avant et 0.955 pour le train arrière.

Une fois le modèle et son paramétrage au point, il est possible de voir comment ils se comportent lorsqu'on applique la commande du conducteur qui a conduit à la perte de contrôle étudiée. C'est l'objet de la figure 9-6. On constate que les résultats de cette simulation, faite avec un modèle de base sans modèle longitudinal et utilisant la vitesse comme entrée, sont corrects, avec une bonne reproduction de l'accélération transversale et des angles de lacet et de dérive, ce dernier traduisant le mieux la perte de contrôle, et dans une moindre mesure de la vitesse de lacet. **La validité de notre modèle est donc satisfaisante.**

Ensuite il est nécessaire, comme dans le cas de la 605, de **créer une commande modifiée en supprimant la réaction excessive du conducteur, mais qui conduise tout de même à une perte de contrôle**, avant d'appliquer l'émulation d'un système de contrôle du moment de lacet par freinage différentiel, et d'analyser si ce dispositif aurait été susceptible de prévenir cette perte de contrôle.

Dans le cas présent, nous avons considéré qu'il était légitime de conserver la première alternance de braquage volant jusque vers 5 s, mais qu'il convenait ensuite de réduire considérablement l'amplitude et la durée de la seconde alternance. Nous avons ainsi choisi de reproduire en lieu et place du troisième pic une recopie du second pic en inversant son signe. Pour la vitesse, dont la baisse est liée d'abord au lever de pied, puis à la prise de dérive du véhicule, le plus réaliste nous a semblé, en s'inspirant également d'autres enregistrements, de conserver le profil réel jusque vers 6 s, puis de maintenir une lente diminution. La simulation utilisant cette commande modifiée fait l'objet de la figure 9-7.

Au cours d'une simulation à vitesse imposée mais utilisant un modèle complet (dont le longitudinal est une recopie de celui de la 306, car la création d'un modèle longitudinal spécifique représente un travail important non justifié pour cette seule simulation et car nous ne disposons pas de tous les paramètres), cette commande modifiée donne des résultats différents de ceux obtenus en simulation avec la commande de base, ou de ceux de l'essai réel (en tirets sur la figure), mais dont nous considérons qu'ils contiennent les "ingrédients" de la perte de contrôle, avec une très forte dérive du véhicule, qui atteint 30° vers l'instant 6 s. Les différents paramètres de la dynamique transversale ne répondent pratiquement pas au 3<sup>ème</sup> pic volant après 5 s, mais c'est le second pic (négatif) qui impose la réponse du véhicule, à la fois en raison du maintien de la vitesse et de l'amplitude réduite de ce 3<sup>ème</sup> pic de l'action volant.



COMPARAISON MLP5-DB (-) / ESSAI REEL (--) SUR PERTE DE CONTROLE EN MANOEUVRE D'EVITEMENT

MLP5-DB : Modele 3ddl liaison "plan" - Modele Pneu Pacejka Fy et Mz, transfert de charge geometrique

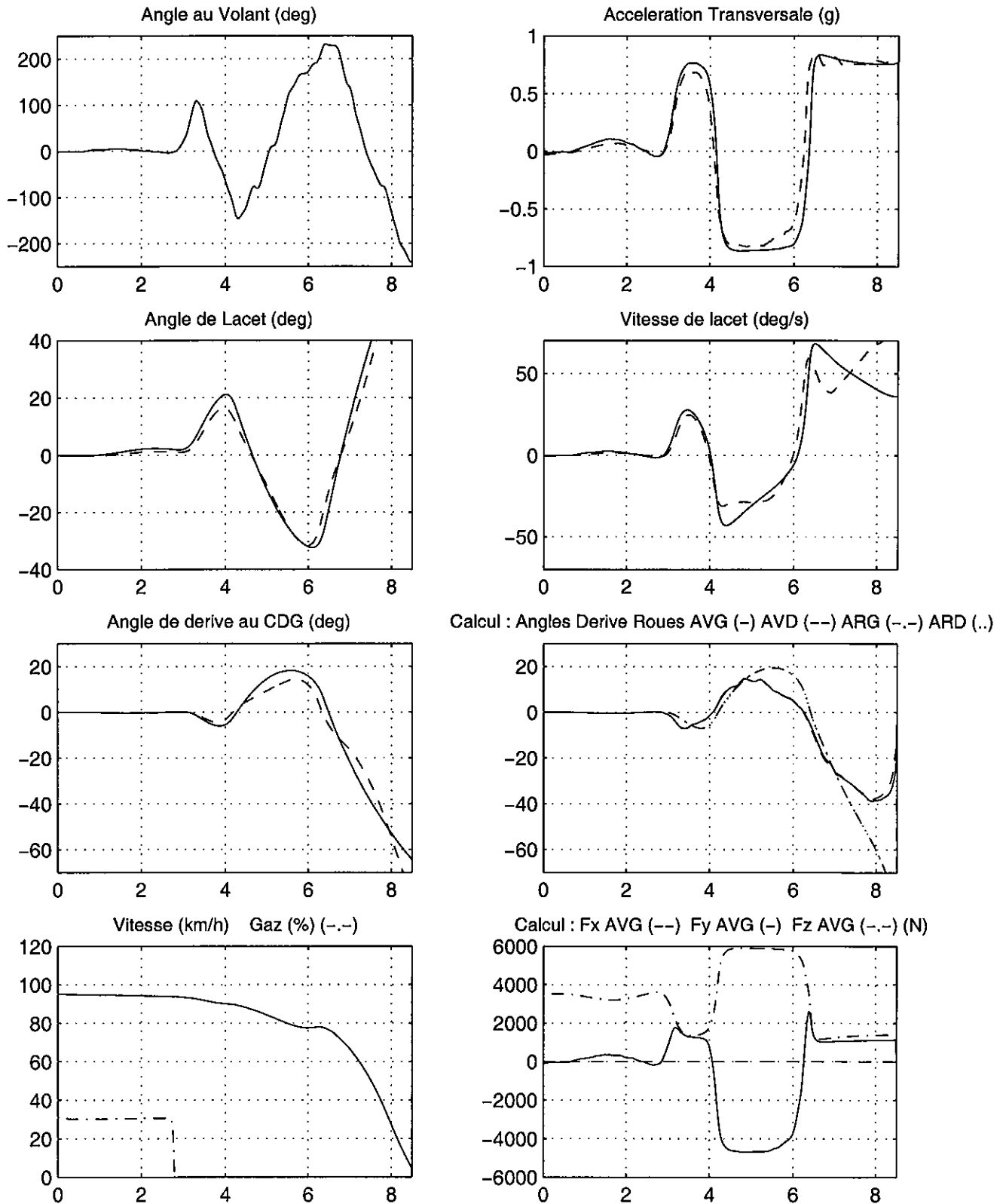


Figure 9-6 : Simulation de la perte de contrôle de la Mercedes 190 au cours d'une manœuvre d'évitement par déport latéral : Modèle MLP5-DB purement transversal, utilisant la vitesse comme entrée

AMORCE DE PERTE DE CONTROLE AVEC COMMANDE MODIFIEE - SIMULATION (-) / ESSAI REEL (---)  
 MLP5L-DB : Modele 3ddl liaison "plan" avec longi - Modele Pneu Pacejka complet, transfert de charge

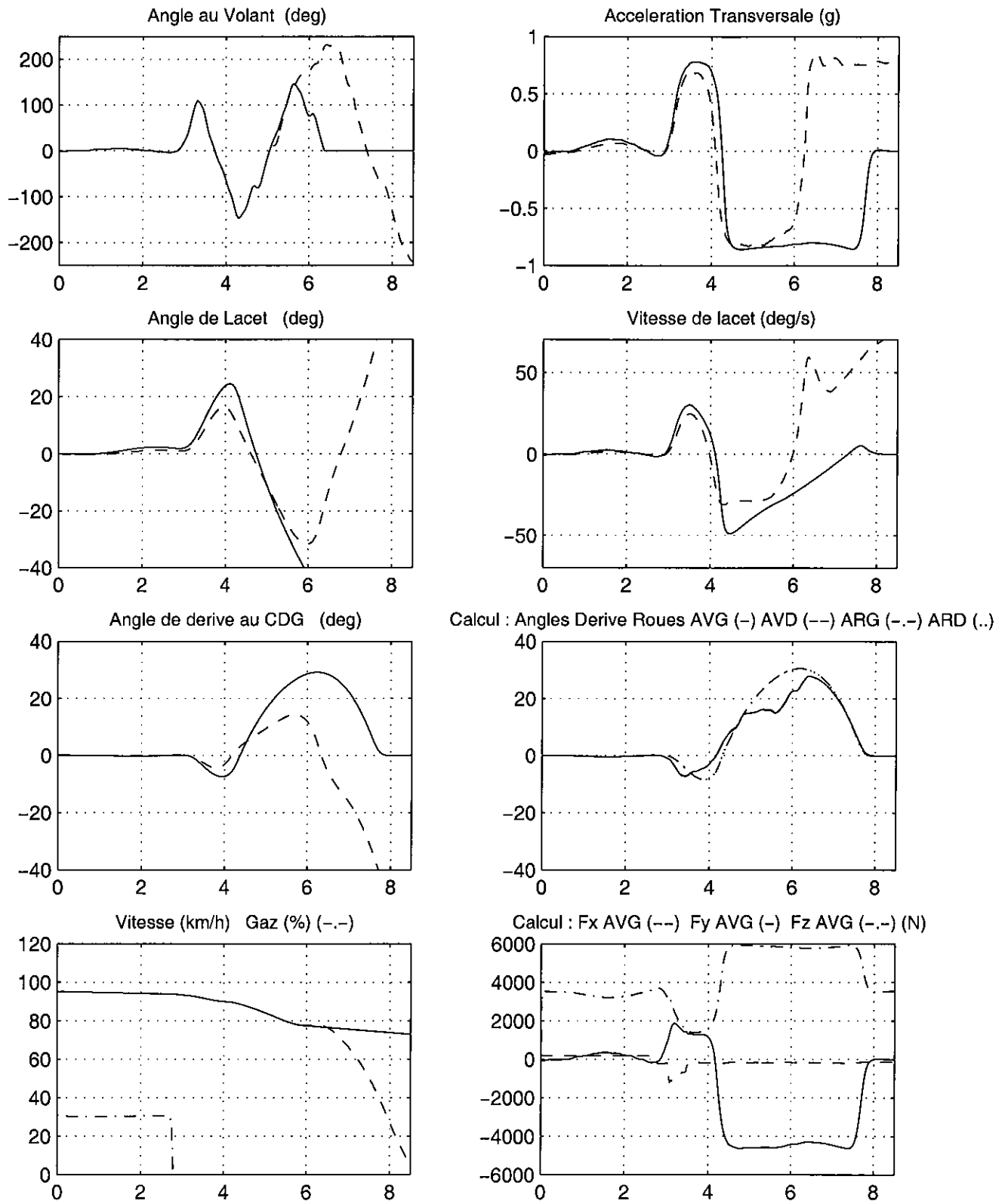


Figure 9-7 : Résultats du modèle MLP5L-DB avec vitesse imposée : simulation d'une amorce de perte de contrôle avec commande modifiée

Il nous est maintenant possible de voir si la mise en œuvre du système de contrôle de stabilité permet d'éviter cette perte de contrôle : c'est l'objet de la figure 9-8. Comme pour les figures 9-1 et 9-5, la première planche permet de comparer à la fois la simulation AVEC et SANS CML basée sur la commande modifiée objet de la figure 9-7, et l'essai réel représenté en traits mixtes. On observe que l'intervention du contrôle du moment de lacet permet d'obtenir des accélérations transversales, vitesses de lacet et angle de dérive qui présentent cette fois 3 lobes avant de revenir à 0, et sont donc conformes à la commande appliquée au volant.

Au niveau du moment de lacet global, l'intervention du CML permet de réduire l'amplitude du pic négatif vers 4 s, ainsi que celle du second pic positif, qui apparaît ici du fait que le véhicule est bien contrôlé et répond par conséquent aux sollicitations. L'angle de dérive au centre de gravité est limité en amplitude et durée par rapport à la simulation sans CML : il ne dépasse pas  $8^\circ$  sur les second et troisième pics, alors qu'il atteignait près de  $30^\circ$  sur la simulation du véhicule en perdition.

L'indicateur de survirage dépasse le seuil de 0.1 sur les 3 lobes, ce qui produit 3 interventions du dispositif CML sur la roue avant extérieure : la droite sur les lobes 1 et 3, et la gauche sur le lobe 2 (1<sup>er</sup> graphique planche 9-8b). Il est intéressant de voir comme le véhicule ainsi contrôlé retrouve la stabilité, après une incursion dans le domaine instable (4<sup>ème</sup> graphique droit planche 9-8a). Ces 3 interventions du CML se traduisent par 3 pointes de décélération modérées, la première se produisant juste après un bref coup de frein réellement donné par le conducteur en même temps que son premier coup de volant. On remarque que l'influence de ces pointes de décélération sur le profil de vitesse est faible, seuls 4 km/h séparant les vitesses à l'instant 8 s, pour les simulations avec et sans CML (70 contre 74 km/h).

La planche 9-8b permet de bien comparer les situations avec et sans contrôle du moment de lacet : Les pics de pression du CML se situent respectivement à 57, 78 et 57 bar, ce qui constitue les valeurs les plus élevées atteintes dans nos simulations, alors que le petit coup de frein réel n'engendrait qu'une pression de 17 bar. Nous avons ajouté (3<sup>ème</sup> graphique droit de la planche 9-8a) les taux de glissement des 4 roues, qui se situent à -7, -19.5 et -12% sur les 3 régulations, soit sous le maximum admissible de -30 %, ce qui est logique car le second seuil de régulation de la stratégie de Koibuchi, qui se situe à 0.2 rad, n'est pas dépassé sur l'indicateur de survirage, du fait de l'entrée en service du dispositif dès le premier lobe.

Les angles de dérive des 4 roues (3<sup>ème</sup> gauche de 9-8b) sont également limités autour de  $10^\circ$ , et on remarque que les efforts développés par les pneumatiques avant sont totalement différents dans les cas avec et sans CML : c'est bien la création des efforts de freinage successivement sur les roues AVD-AVG-AVD, qui permet au véhicule de rester contrôlable, et de répondre conformément à la commande appliquée au volant.

La figure 9-9 présente des vues d'une reconstitution en images de synthèse de ce qui se serait passé au cours de notre expérimentation sur le simulateur de Daimler-Benz si notre sujet avait pu disposer à l'époque d'un contrôle de moment de lacet. On constate que si les deux véhicules avec et sans CML (respectivement en rouge et vert, le plus clair) évitent le véhicule obstacle qui démarre sur une intersection (en bleu, le plus sombre), alors que le véhicule sans CML termine sa manœuvre par un tête à queue, celui avec CML reste parfaitement stable et peut poursuivre sa route après l'évitement. **Ces investigations montrent également que l'intérêt des contrôles de moment de lacet ne se limite pas aux pertes de contrôle de véhicules isolés, mais que toutes les catégories d'accidents nécessitant des manœuvres d'évitement par déport latéral (accident en intersection, en conduite en file...) peuvent également en bénéficier.**

SIMULATION MLP5L : CONTROLE DU MOMENT DE LACET EN SURVIRAGE AVEC (-) SANS (---) ESSAI (-.-)

Application de la stratégie CML de Koibuchi au tête-a-queue Mercedes 190 sur manoeuvre d'évitement

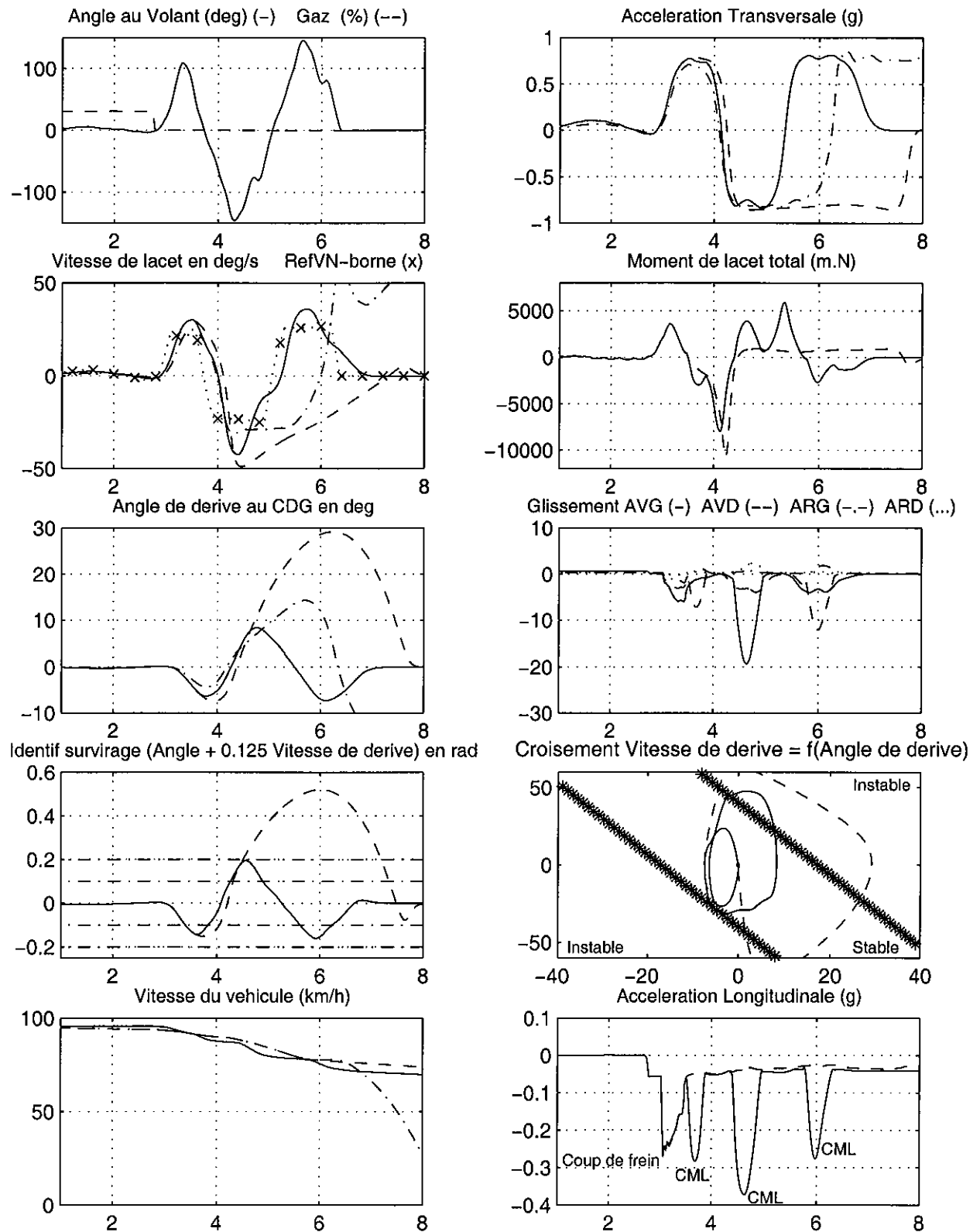


Figure 9-8a : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet dans une situation de perte de contrôle réelle avec Mercedes 190 - Stratégie Koibuchi – Commande modifiée

SIMULATION MLP5L : CONTROLE DU MOMENT DE LACET EN SURVIRAGE AVEC (<-) SANS (->)

Application de la strategie CML de Koibuchi au tete-a-queue Mercedes 190 sur manoeuvre d'evitement

<- AVEC CONTROLE Activation du Systeme CML sur AVG (-) AVD (-- ) ARG (-.-) ARD (...) SANS CONTROLE ->

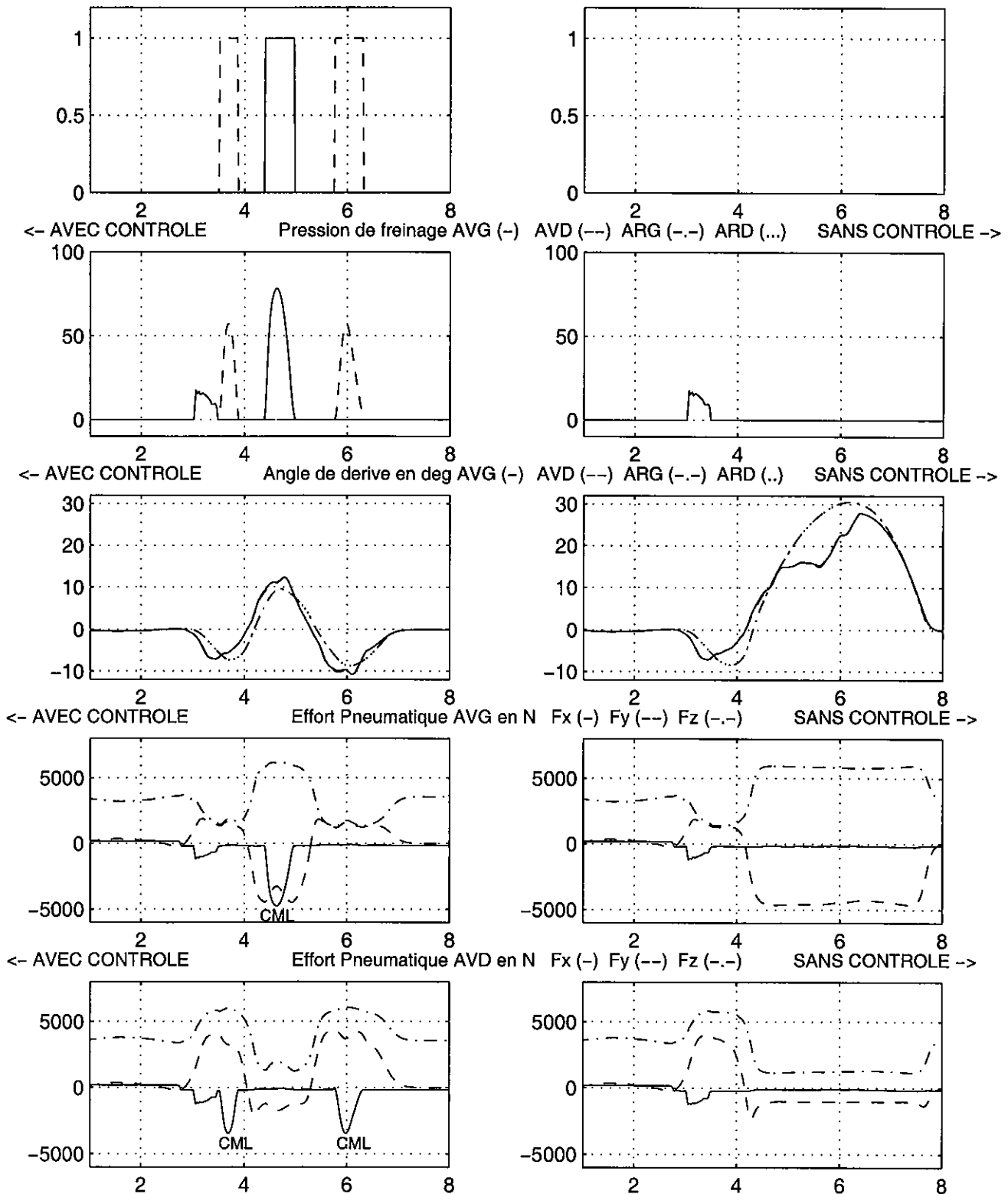
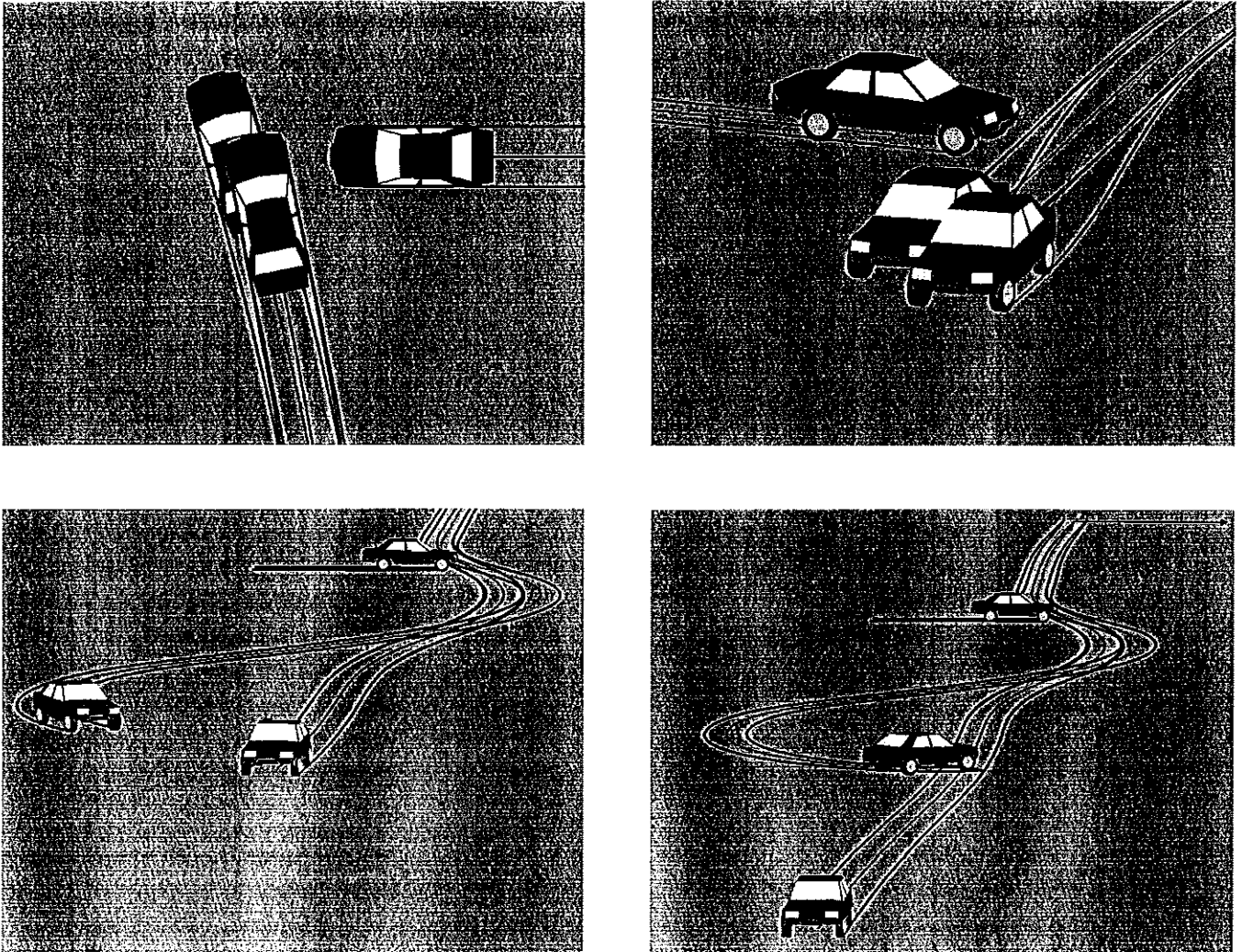


Figure 9-8b : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet dans une situation de perte de contrôle réelle avec Mercedes 190 - Stratégie Koibuchi – Commande modifiée



**Figure 9-9 : Reconstitution en images de synthèse (Logiciel LISA2) de l'évitement du véhicule obstacle et de la poursuite de sa route pour le véhicule avec CML, alors que le véhicule sans CML part en tête à queue**

Fort de ces résultats, nous avons également voulu tester la réponse du CML à l'action réelle trop ample du conducteur, même si nous considérons que cette combinaison d'une action au volant énorme avec une vitesse élevée n'est pas très réaliste, car il est clair que le conducteur a amplifié sa commande volant parce qu'il a senti le véhicule lui échapper, et qu'il continue en outre à agir fortement sur le volant alors que le véhicule est pratiquement arrêté. Nous sommes par conséquent conscient que la validité de cette simulation est d'une certaine manière contestable ; elle peut tout de même apparaître comme représentative de la réponse d'un système de contrôle du moment de lacet en présence d'une réponse inadaptée du conducteur. La figure 9-10 présente le résultat de cette investigation.

Nous y avons superposé les résultats des 2 simulations faites avec le modèle complet (donc un profil de vitesse entièrement recalculé) l'une avec la commande volant initiale et l'autre avec la commande modifiée utilisée précédemment. Nous avons supprimé l'essai réel afin de rendre les graphiques plus lisibles, et avons limité la présentation aux principaux paramètres descriptifs de la dynamique transversale.

SIMULATIONS : COMPARAISON MISE EN OEUVRE CML AVEC COMMANDE INITIALE (-) et MODIFIEE (---)  
 CML Strategie Koibuchi - MLP5L-DB : Modele 3ddl avec longi - Pneu Pacejka complet, transfert de charge

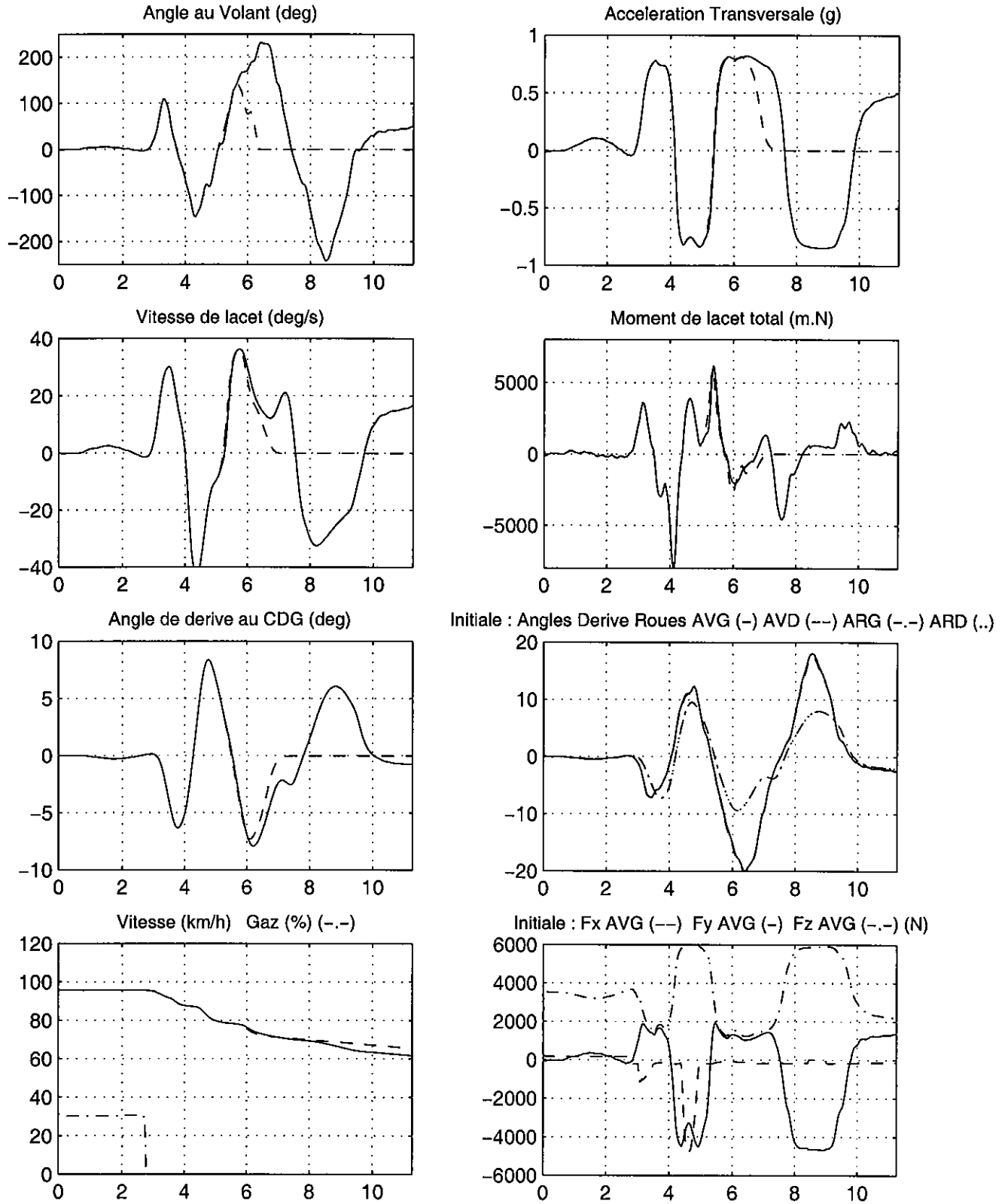


Figure 9-10 : Comparaison de la mise en œuvre du contrôle de moment de lacet pour les commandes volant du conducteur "modifiée" et "réelle" - Stratégie Koibuchi - Illustration de la réponse du CML à une commande inadaptée

Une fois encore la stabilité du véhicule est assurée, avec des angles de dérive maintenus à des valeurs inférieures à  $8^\circ$ . Il apparaît ainsi que l'intervention du système de contrôle de moment de lacet, telle que modélisée en fonction de la stratégie proposée dans la publication de Koibuchi et al. [64], permet d'obtenir une réponse du véhicule conforme aux commandes du conducteur, même dans les cas les plus extrêmes.

L'application d'un dispositif de contrôle du moment de lacet à 3 pertes de contrôle réelles, recueillies en essais ou expérimentations, laisse entrevoir un potentiel incontestable de ce type de dispositif pour empêcher une amorce de décrochage du véhicule, le restabiliser sur sa trajectoire, et lui permettre de répondre conformément aux actions du conducteur.

Nous allons voir au cours du paragraphe suivant quelle démarche est envisageable pour évaluer le potentiel de ces dispositifs dans le cas d'accidents réels.

## 9. 2. Application du contrôle du moment de lacet à un accident réel recueilli en EDA

### 9. 2. 1. Difficultés spécifiques et démarche proposée

Au cours des investigations réalisées dans le paragraphe précédent, nous avons tiré parti autant que faire se peut des données de référence enregistrées au cours de ces pertes de contrôle en vraie grandeur, et c'est ce qui justifie la place accordée à ces essais. Dans le cas d'accidents réels, les données disponibles sont beaucoup moins riches : il est clair qu'on ne dispose d'aucune valeur fiable de vitesse, d'accélération transversale ou d'angle de dérive. Dans le meilleur des cas, lorsqu'on s'appuie sur un recueil de données approfondi, comme dans le cas d'Etudes Détaillées d'Accidents, telles que les pratique l'INRETS à Salon-de-Provence depuis une vingtaine d'années, on peut espérer disposer d'un relevé des traces présentes sur la chaussée, des positions finales des véhicules et de leurs déformations, et de déclarations plus ou moins fiables des impliqués ou témoins.

La méthode de reconstitution cinématique des accidents, que nous avons mise au point il y a une quinzaine d'années [6 déjà citée], n'est pas très bien adaptée au cas spécifique des pertes de contrôle impliquant un seul véhicule. En effet dans ce type d'accident, on perd tout l'apport de analyse d'un choc entre deux véhicules, à l'aide des équations de conservation de la quantité de mouvement et de l'énergie cinétique, qui permet de faire de nombreux recoupements entre les paramètres cinématiques des deux véhicules impliqués et de réduire la plage des incertitudes. Dans les cas les plus favorables, on peut espérer disposer d'une trajectoire en perte de contrôle, si des traces continues ont pu être relevées, voire exceptionnellement d'un positionnement du véhicule sur ces traces (dans le cas où plusieurs roues ont laissé des traces continues), ce qui peut donner un ordre de grandeur approximatif de l'angle de dérive du véhicule. Cependant dans la plupart des cas, des traces ne sont présentes que lorsque la perte de contrôle est déjà bien amorcée, et on manque souvent d'éléments concrets sur les tous premiers instants du décrochage. Concernant la vitesse, il est possible de confronter les déclarations des impliqués aux valeurs reconstituées en cumulant des séquences cinématiques élémentaires sur les différentes phases de la perte de contrôle : choc principal ou secondaire



traduit sous forme d'EES (Equivalent Energy Speed qui sont les vitesses de chocs réalisés en laboratoire contre obstacle indéformable et ayant produit des déformations équivalentes à celles constatées dans l'accident), ou séquence de dérapage donnant lieu à des traces de roulement, de ripage ou de grattage de parties métalliques sur la chaussée ou les accotements. Ce travail est approximatif et repose en grande partie sur l'expérience de la personne effectuant cette reconstitution. Dans le cas de pertes de contrôle sur chaussée mouillée, le relevé des traces est le plus souvent très pauvre, et la seule reconstitution d'une trajectoire précise laisse souvent de nombreuses interrogations, les premiers éléments matériels recueillis sur le terrain étant généralement les points de choc avec des éléments de l'environnement.

La nécessité d'une autre démarche est alors évidente, et pour pallier les insuffisances du recueil des éléments matériels sur le lieu de l'accident, nous avons défini la méthode suivante, qui nous paraît la mieux adaptée ; elle consiste à :

- essayer de tirer parti au mieux des éléments recueillis sur le terrain,
- réaliser des passages sur les sites accidentés avec véhicule instrumenté,
- rejouer ces passages en simulation, et obtenir des enseignements valides jusqu'aux limites des performances atteintes sur le terrain,
- puis essayer d'extrapoler les comportements simulés vers la perte de contrôle.

Une de nos publications faite au congrès FISITA de Paris (LECHNER et al. 1998) [99] expose une démarche un peu similaire, basée autour du logiciel Callas. Son objectif est de montrer que des outils de simulation de pointe peuvent nous permettre de quantifier l'influence de certains paramètres concernant le véhicule ou l'infrastructure dans la survenue d'une perte de contrôle. On y détaille les possibilités et limitations des différents types d'extrapolations et nos conclusions sont en faveur de l'utilisation d'un automate de conduite, permettant de réaliser des simulations en boucle fermée, pour mener de telles investigations. Cependant dans le cadre de la présente étude, réalisée sans budget spécifique, nous n'avons pu envisager la mise en œuvre d'un tel automate de conduite, dont on insistera en outre sur le fait qu'aucun des modèles existants ne peut prétendre avoir été totalement validé pour une utilisation en perte de contrôle. Nous nous contenterons par conséquent d'une approche en boucle ouverte, mais en essayant de tirer parti de notre expérience du sujet, pour éviter de tirer des enseignements erronés de nos simulations.

## 9. 2. 2. Accident en virage d'une Mercedes C250 D : Perte de contrôle en survirage

### *Circonstances de l'accident*

Cet accident s'est produit un jour de semaine en début d'après-midi, par temps sec, sur une route départementale à deux voies de circulation. Après une ligne droite de 600 m, le conducteur d'une Mercedes C250 D aborde une courbe à gauche, non signalée par des balises, dont le rayon de courbure moyen est de 160 m sur une centaine de mètres (Voir plan et photos Fig. 9-11).

Le conducteur perd le contrôle dans cette courbe, part en travers et se déporte vers la gauche (intérieur du virage) en laissant 80 m de traces de ripage sur la chaussée, il bascule alors dans le fossé, percute un talus en choc frontal. Son véhicule pivote et vient heurter un second talus en choc arrière, pour finir 26 m plus loin. Le conducteur non ceinturé sera éjecté du véhicule et gravement blessé. Son taux d'alcoolémie s'élève à 1.5 g/l de sang.

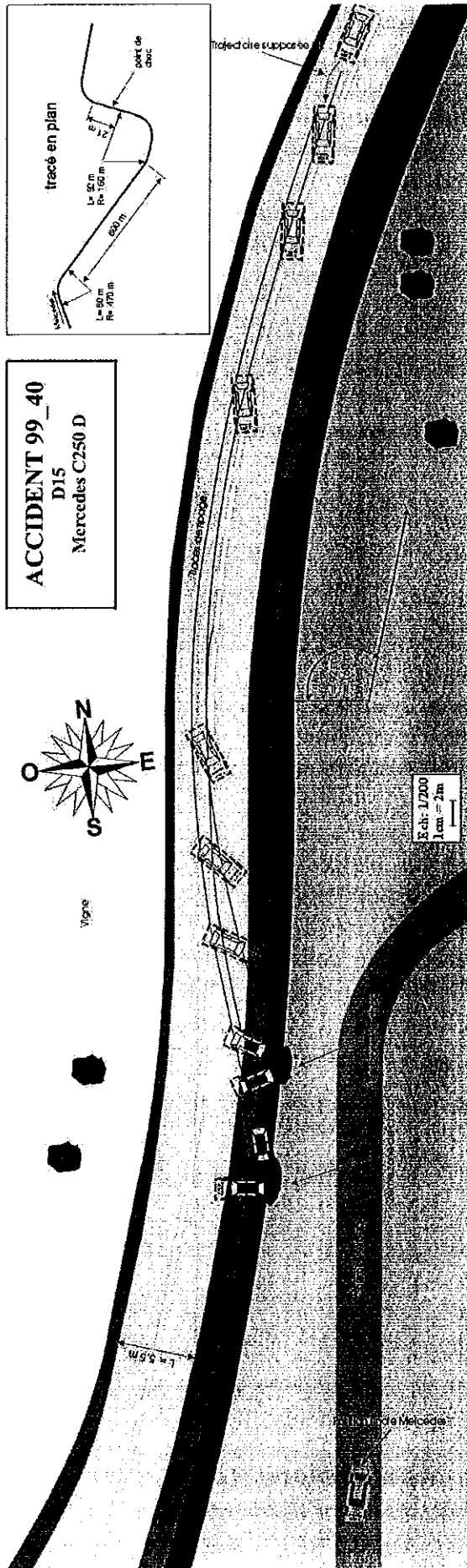


Figure 9-11 : Plan de l'accident perte de contrôle Mercedes C 250 D et photographies des traces sur la chaussée et de la position finale et déformations du véhicule sous différents angles

### ***Passages avec véhicule instrumenté Peugeot 306 et rejeu en simulation***

Nous avons pu réaliser fin Novembre 2000 une séance d'essais sur ce site mettant en œuvre notre véhicule instrumenté Peugeot 306 équipé de son système GPS différentiel de précision centimétrique, dont nous présentons des résultats pour la première fois dans le cadre de cette thèse. Ce véhicule a malheureusement été accidenté et détruit la semaine suivante lors d'une campagne d'essais sur route du programme PREDIT "Accidents par Temps de Pluie".

Nous avons réalisé 3 passages sur ce site avec des vitesses relativement voisines proches de 100 km/h. La figure 9-12 présente la simulation effectuée avec le modèle MLP5L de la 306 avec vitesse imposée sur l'un de ces passages. Comme on peut le voir sur le tracé en plan figurant dans le coin supérieur droit du plan de l'accident à la figure 9-11, la courbe à gauche où s'est produite la perte de contrôle se prolonge par une courbe à droite ce qui explique l'allure alternée du braquage et des différents paramètres transversaux du véhicule.

Les résultats obtenus en simulation sont très satisfaisants : le profil d'accélération transversale calculé est très proche de celui mesuré, pour des niveaux maximums situés entre 6 et 7 m/s<sup>2</sup>. Signalons que nous avons corrigé la valeur expérimentale de l'influence du roulis réel du véhicule, mais négligeons dans cette simulation l'influence du dévers de la chaussée qui a été mesuré à 2 %, ce qui est faible.

Le profil de vitesse de lacet est lui aussi très bien restitué surtout dans le premier virage à gauche. Dans le virage à droite suivant on remarque combien un écart relativement faible sur la vitesse de lacet se traduit par une erreur importante en angle de lacet, et se répercute bien évidemment sur la fin de la trajectoire calculée, alors que le début de celle-ci était très proche de la référence constituée par notre GPS centimétrique. Cet écart final en trajectoire est inhérent à toute simulation en boucle ouverte, dès qu'un essai dépasse quelques secondes avec des commandes complexes. Nous avons déjà eu l'occasion d'expliciter ce point dans d'autres publications [notamment 32 déjà cité], et de montrer qu'une simulation qui respecterait une consigne de trajectoire, par exemple en utilisant un automate de conduite, ne modifierait que de façon infime les ordres de grandeur des accélération transversale, vitesse de lacet et angle de dérive.

L'allure de cet angle de dérive en calcul est proche de la mesure provenant du capteur V3 situé à l'arrière de la 306 et ramené au CDG. Cet essai confirme ce que nous avons déjà montré lors de la validation des différents modèles développés à partir du jeu d'essais utilisé au chapitre 5 : le signal délivré par le V3 est en retard par rapport au phénomène réel. Le tracé des efforts du pneumatique AVD, en appui dans la première courbe à gauche et délesté dans la seconde à droite, montre également l'influence de l'action sur l'accélérateur et du léger coup de frein final sur l'effort longitudinal.

**Le premier objectif de notre démarche : s'appuyer sur des commandes "volant" réalistes et retrouver en simulation des niveaux de sollicitations valides jusqu'à des ordres de grandeur d'accélération transversale de 6 à 7 m/s<sup>2</sup> est donc atteint.**

### ***Extrapolations vers la perte de contrôle***

Pour faire des extrapolations de comportement du véhicule à vitesse plus élevée à partir de nos passages, nous sommes confronté à une difficulté spécifique. Si on se contente de conserver le signal volant enregistré en fonction du temps et de jouer la simulation à une vitesse plus élevée, on va changer totalement les conditions de la simulation et obtenir notamment une trajectoire beaucoup plus large, qui ne respectera plus la contrainte principale de la situation : le rayon de courbure initialement imposé au conducteur.

PASSAGE PEUGEOT 306 SUR SITE ACCIDENTE EDA 99-40 : SIMULATION MLP5L (-) / ESSAI REEL (--)  
 MLP5L : Modele 3ddl avec longi - Pacejka complet (Fx, Fy et Mz), transfert de charge, transitoire pneu

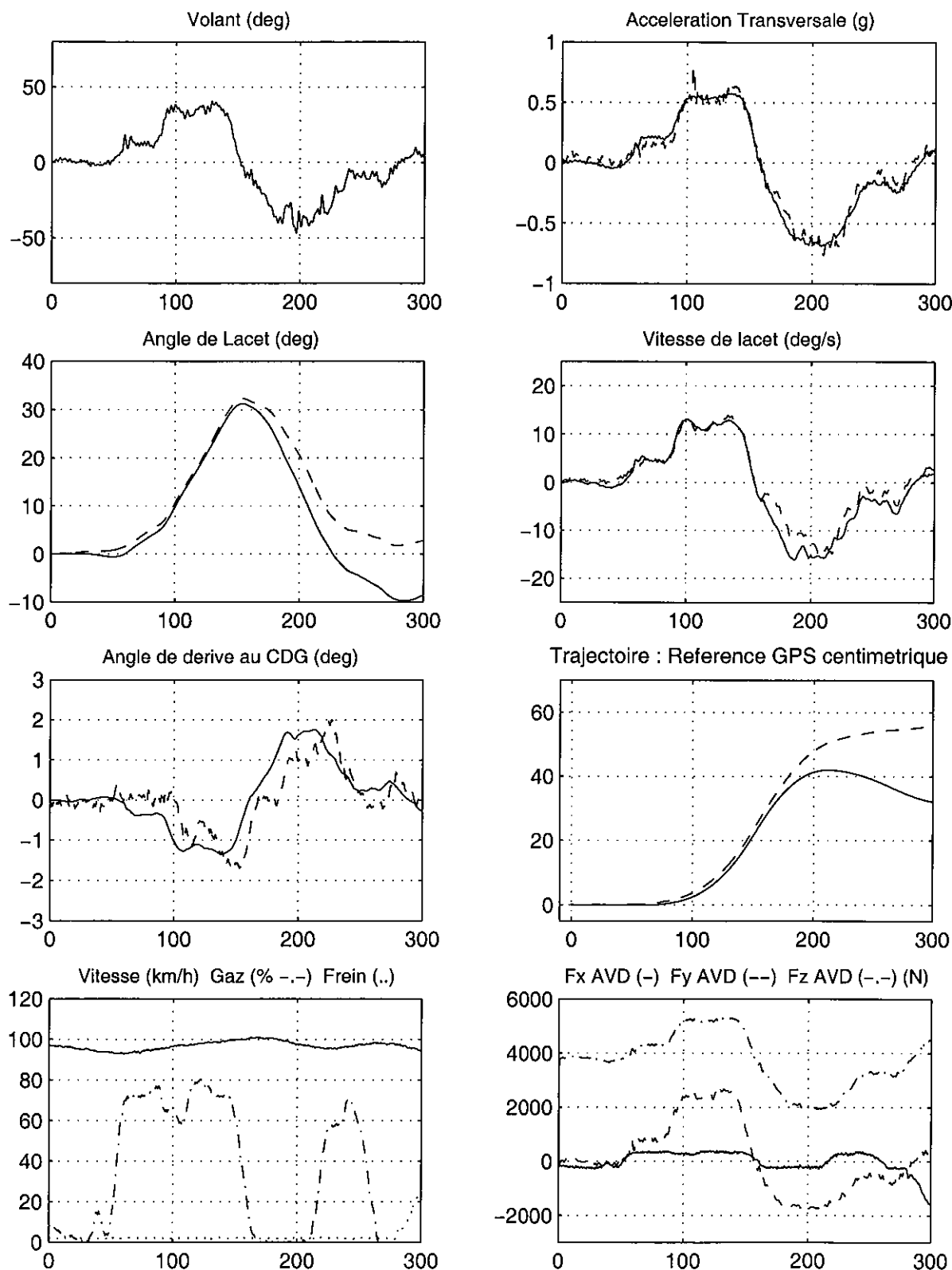
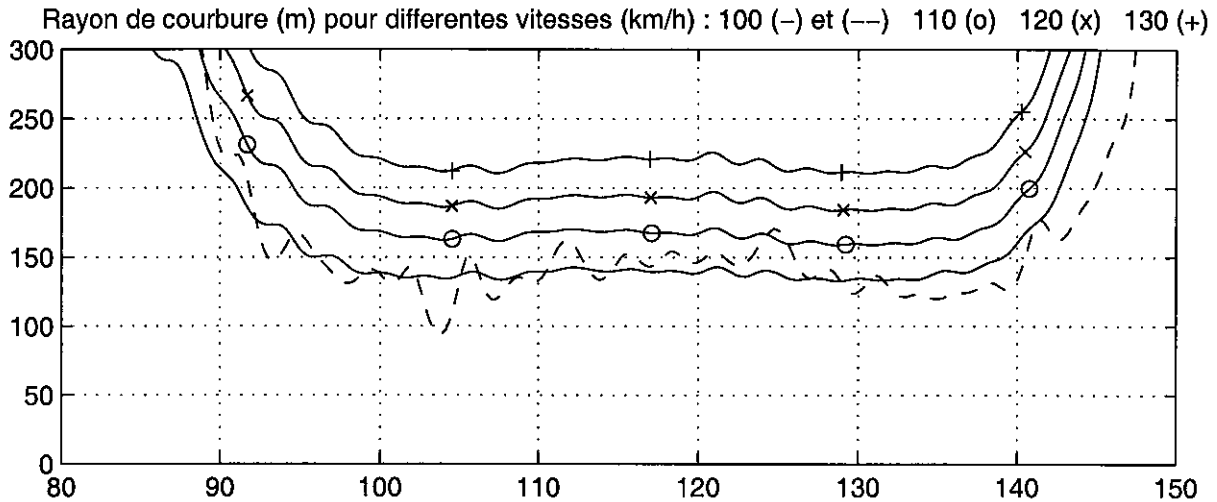


Figure 9-12 : Résultats du modèle MLP5L avec vitesse imposée : rejeu en simulation d'un passage avec 306 instrumentée sur le site de la perte de contrôle réelle EDA 99\_40

La figure 9-13 illustre ce phénomène : la commande volant de l'essai réel utilisé pour la figure 9-12 est appliquée pour 4 valeurs de la vitesse : celle de l'essai réel légèrement inférieure à 100 km/h, puis 110, 120 et 130 km/h. Le tracé des rayons de courbure obtenus en fonction de la distance illustre à quel point une simple augmentation de la vitesse conservant la même commande volant conduit à une situation différente et notamment un rayon de courbure plus important. Il apparaît ainsi totalement irréaliste d'espérer obtenir le décrochage du véhicule en extrapolant les conditions de l'essai réel de cette manière.

**INFLUENCE DE LA VITESSE SUR LA COURBURE DE LA TRAJECTOIRE : SIMULATIONS EN BOUCLE OUVERTE  
MLP5L (-) / Essai reel avec GPS centimetrique (---) : Commande volant réelle passage 306 sur virage accidente**



**Figure 9-13 : Illustration de l'inadéquation d'une simple augmentation de la vitesse en conservant le signal volant d'un passage réel pour extrapoler vers la perte de contrôle - Résultats du modèle MLP5L 306 avec vitesse imposée - perte de contrôle EDA 99\_40**

La première solution permettant de s'affranchir de cette difficulté est de raisonner non plus sur une base temporelle mais en distance. Nous avons ainsi mis au point une méthode utilisant une commande volant moyenne basée sur la distance parcourue par le véhicule, et que l'on peut ensuite rééchantillonner en fonction du temps et la vitesse de manière à recréer un signal de commande volant à 100 Hz. Cette méthode repose sur l'utilisation de splines et utilise le Toolbox correspondant du logiciel MATLAB.

Après avoir reconstruit le signal de braquage de chaque essai en fonction de la distance pour un pas de 1 m, en tenant compte de la vitesse réelle du passage, il est possible de moyenniser les 3 passages sur cette base en distance, puis de recréer un signal volant à 100 Hz à la vitesse désirée, qui sera cette fois considérée constante tout au long de l'essai : par exemple à 110 km/h, soit 30.55 m/s, on recrée un point de la commande tous les 30.55 cm pour avoir une nouvelle commande à 100 Hz.

Un inconvénient est que le moyennage à partir de 3 passages a tendance à lisser la commande volant, ce qui peut réduire la vitesse de braquage par rapport à un essai réel, et ne va pas forcément dans le bon sens pour simuler une perte de contrôle. Pour y remédier et tenir compte en outre du gradient de sousvirage naturel du véhicule en fonction de la vitesse, il est nécessaire d'appliquer un coefficient multiplicateur sur l'amplitude du braquage. En nous inspirant des augmentations de braquage en fonction de la vitesse observées sur différents essais de virage établi et de chicane présentés au chapitre 4, et en validant ces choix par

l'obtention d'une trajectoire conforme au profil de la route, nous avons appliqué des facteurs de 1.2 pour 110 km/h, 1.4 pour 120 et 1.8 pour 130 km/h.

Une analyse du choc sur le talus et de ses conséquences (le véhicule pivote suite à ce choc, heurte un second talus de l'arrière avant de finir sa course une trentaine de mètres plus loin sur un chemin de terre situé à une altitude légèrement supérieure à celle de la route) nous conduit à adopter une vitesse au choc minimale de 80 km/h à cet instant. En affectant une décélération moyenne de  $-5 \text{ m/s}^2$  sur les 80 m de traces de ripage qui précèdent, on obtient une vitesse en début de trace de 130 km/h, que l'on retiendra pour nos simulations.

En appliquant notre commande moyenne amplifiée avec cette vitesse de 130 km/h, on obtient une réponse du véhicule assez comparable à celle obtenue lors de la simulation de notre passage réel à 100 km/h présenté à la figure 9-12, mais avec des amplitudes des paramètres transversaux supérieures : dans la première courbe à gauche l'accélération transversale atteint cette fois  $8.55 \text{ m/s}^2$ , la vitesse de lacet  $20 \text{ }^\circ/\text{s}$ , avec un angle de dérive maximum de  $-4.5^\circ$ , ce qui est très limite, mais ne devrait pas mettre le conducteur en situation de perte de contrôle. A noter que dans l'ignorance complète des actions réelles du conducteur sur l'accélérateur et le frein, lorsqu'il entre dans ce virage et perd le contrôle, nous avons adopté une commande de gaz constante de 30 %, qui paraît nécessaire au maintien d'une vitesse suffisante, et supposé qu'aucune action de freinage n'avait lieu. Nous considérons donc ici un pur problème de contrôle transversal du véhicule sans interaction avec des phénomènes longitudinaux.

Comme dans la plupart des essais de survirage violent étudiés précédemment aux paragraphes 5-3-4 ou 9-1, il est en fait nécessaire d'introduire une légère diminution de l'adhérence du train arrière pour retrouver en simulation un décrochage similaire à celui constaté dans cet accident et qui se produit dès la première courbe à gauche.

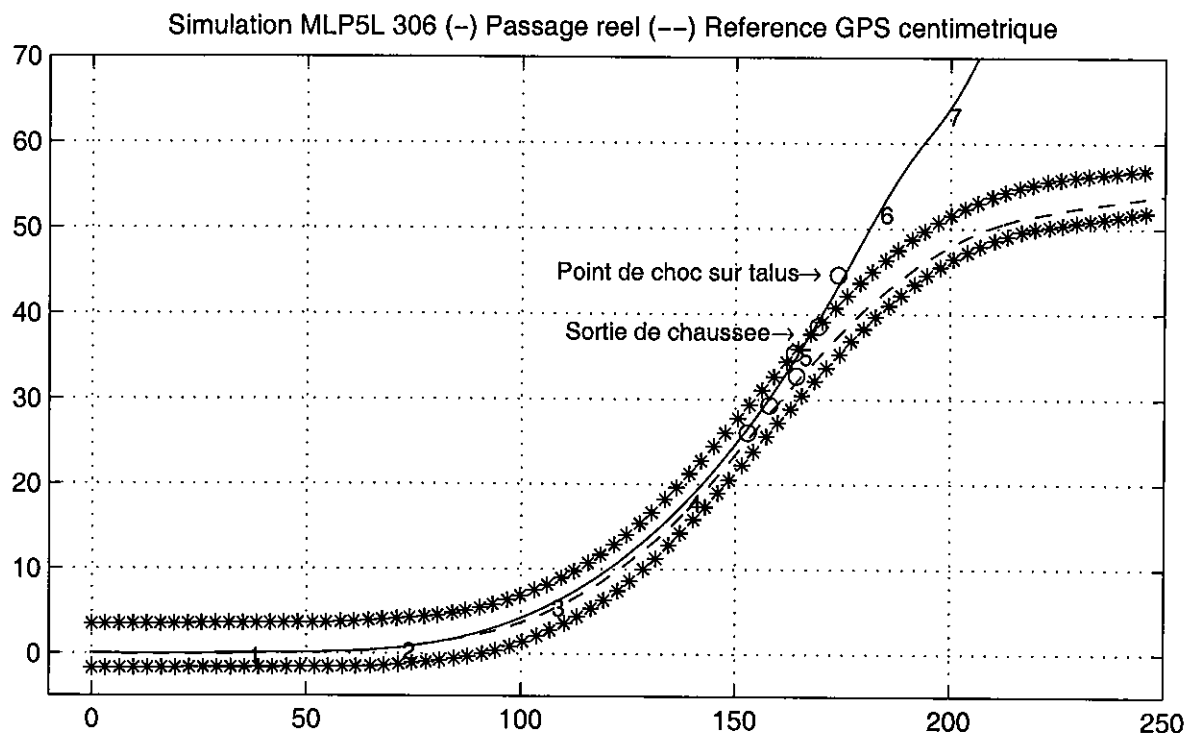
La prise en compte de certains points remarquables relevés sur le terrain avec notre GPS et repositionnés sur le plan, tels le croisement des différentes traces de ripage avec le marquage central, puis le bord de la chaussée ou le premier point de choc contre le talus, nous fournit des éléments concrets pour valider la trajectoire obtenue en simulation de la perte de contrôle. Un décrochement comparable à celui de l'accident est obtenu avec une diminution de l'adhérence du train arrière de 7 %, soit un coefficient de 0.93 appliqué aux efforts des pneumatiques arrière.

Afin de ne pas alourdir cette présentation, cette simulation n'est pas présentée de façon détaillée, elle apparaîtra à la figure 9-15, en référence de la mise en application du dispositif de contrôle du moment de lacet. La figure 9-14 présente uniquement la trajectoire obtenue au cours de cette simulation, en trait continu, avec en tirets le passage réel objet de la figure 9-12. On voit que la trajectoire de perte de contrôle se situe pratiquement sur le trajet des points relevés sur le terrain, qui sont représentés par des "o". **Malgré les limitations intrinsèques du fonctionnement en boucle ouverte, on peut considérer que la confrontation de cette trajectoire aux traces présentes sur le terrain valide cette simulation.**

### *Simulation de l'intervention du contrôle de moment de lacet*

L'application du dispositif de contrôle du moment de lacet à cet accident fait l'objet de la figure 9-15, dont la référence est constituée par la perte de contrôle simulée précédente. Les 2 simulations sont faites avec une adhérence du train arrière de 0.93. Comme les précédentes illustrant la mise en œuvre du CML sur des pertes de contrôle recueillies en essai, cette figure est constituée de 2 planches.

## VALIDATION DE LA TRAJECTOIRE EN PERTE DE CONTROLE PAR RAPPORT AUX TRACES SUR LE TERRAIN



**Figure 9-14 : Trajectoire obtenue en simulation avec modèle MLP5L avec 306 : Perte de contrôle obtenue à une vitesse de 130 km/h avec une adhérence arrière diminuée de 7 %**

Lors de la première courbe à gauche, où se produit la perte de contrôle, l'intervention du CML se fait sur la roue AVD en appui, débute à l'instant 2.9 s, avec une pression de freinage de 46 bar, qui limite l'angle de dérive au CDG à  $-7^\circ$ , et empêche la perte de contrôle. Le pic de moment de lacet correspondant est de  $-1100$  mN et la pointe de décélération atteint  $-0.25$  g. Comme pour les exemples précédents, le véhicule répond correctement à la commande au volant et les différents paramètres transversaux s'inversent à partir de 5 s. Vu que la vitesse est encore élevée, de l'ordre de 113 km/h, une intervention du CML est également nécessaire dans la courbe à droite suivante, sur la roue AVG, à partir de l'instant 5.4 s. Elle se traduit par une pression de freinage de 68 bar, une pointe de décélération de  $-0.35$  g, et un pic de moment de lacet de 1830 mN. L'angle de dérive culmine toujours à  $7.2^\circ$ , puis diminue, traduisant le fait que le véhicule est restabilisé.

La figure 9-16 présente des vues en images de synthèse avec en rouge (clair) le véhicule équipé du contrôle de moment de lacet et en bleu (sombre) le véhicule de base. Les 2 images supérieures en vue de dessus se situent respectivement après la première intervention du CML sur la roue avant droite, et au début de la seconde intervention : on distingue l'effort de freinage sur la roue avant gauche, en appui à l'amorce du second virage. Les images du bas illustrent principalement à quel point les trajectoires s'éloignent l'une de l'autre au fil du temps, à partir du moment où le tête à queue du véhicule non contrôlé est amorcé.

SIMULATION MLP5L : CONTROLE DU MOMENT DE LACET SUR ACCIDENT REEL AVEC (-) SANS (- -)

Application de la strategie CML de Koibuchi sur 306 a la perte de controle réelle Mercedes C250 en virage

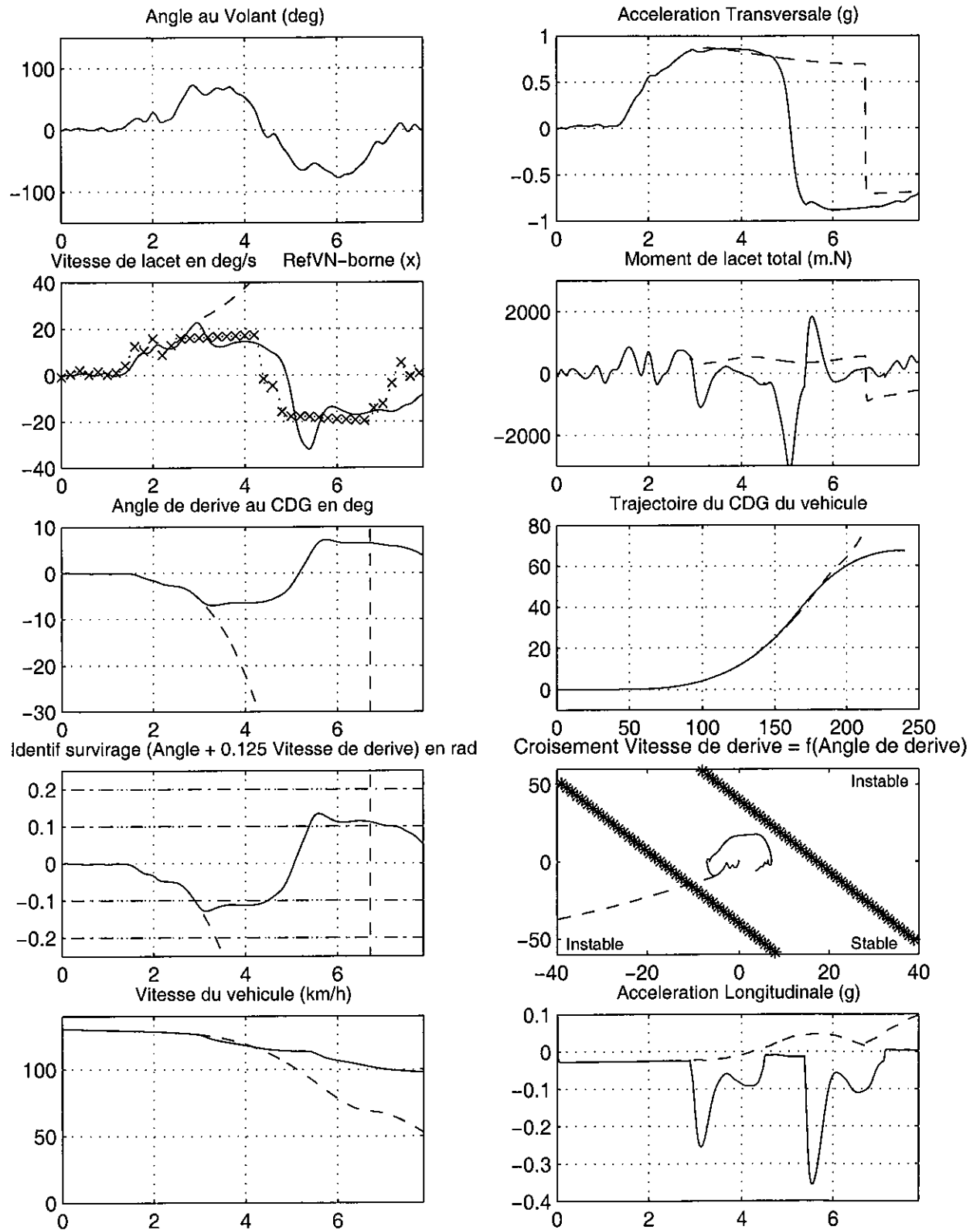


Figure 9-15a : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet dans une perte de contrôle réelle de Mercedes C250 D - Stratégie Koibuchi – Simulation MLP5L 306



SIMULATION MLP5L : CONTROLE DU MOMENT DE LACET EN SURVIRAGE AVEC (<-) SANS (->)

Application de la strategie CML de Koibuchi sur 306 a la perte de controle reelle Mercedes C250 en virage

<- AVEC CONTROLE Activation du Systeme CML sur AVG (-) AVD (--) ARG (-.-) ARD (..) SANS CONTROLE ->

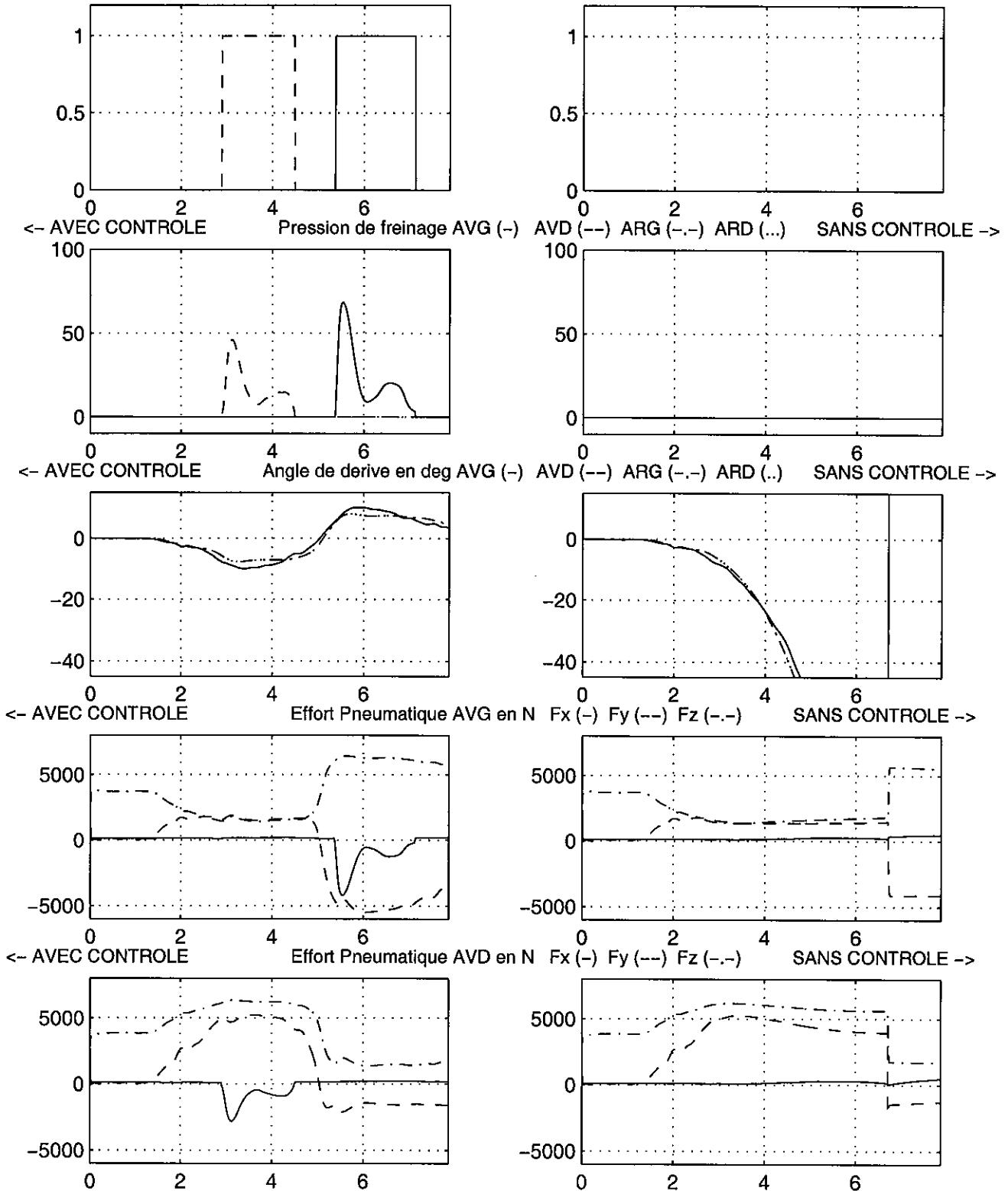
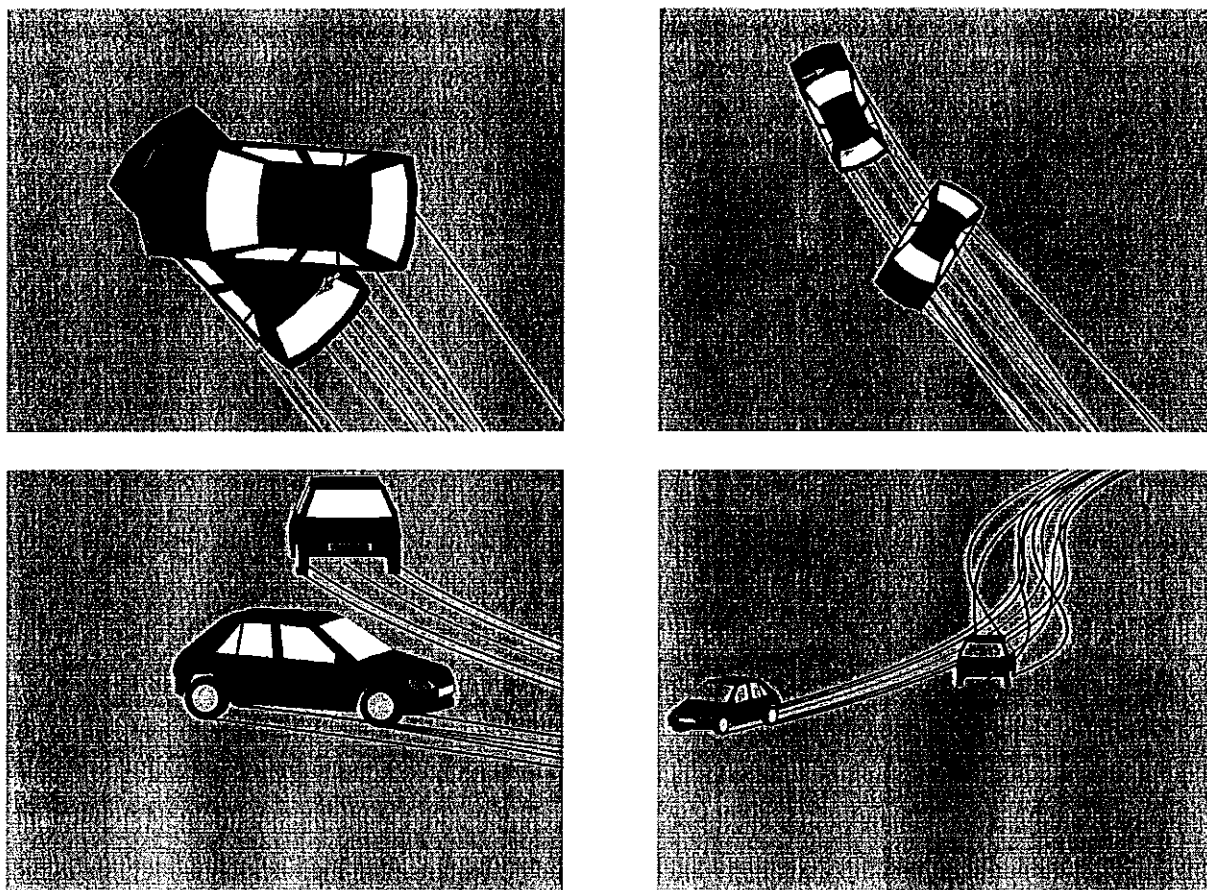


Figure 9-15b : Mise en œuvre du contrôle de moment de lacet dans une perte de contrôle réelle de Mercedes C250 D - Stratégie Koibuchi – Simulation MLP5L 306



**Figure 9-16 : Visualisation en images de synthèse (logiciel LISA2) de la comparaison entre le véhicule disposant du contrôle de moment de lacet (rouge – clair) et le véhicule en perte de contrôle simulée (bleu – sombre) – Base d'une EDA réelle - Modèles MLP5L 306**

Par rapport à ce type d'investigation se posera toujours la question du bien-fondé de travailler avec un véhicule différent de celui impliqué dans l'accident. Privilégiant les aspects de validité des travaux effectués, nous avons choisi de partir d'enregistrements réels avec véhicule instrumenté, de les rejouer en simulation et d'extrapoler sur la base d'un paramétrage de véhicule connu et maîtrisé. Nos modèles MLPi étant relativement simples au niveau du paramétrage de base, il aurait été possible de créer rapidement un modèle approximatif de Mercedes C250, mais nous ne disposons pas de paramétrages de pneumatiques adaptés. Si nous avions suivi cette voie, il est probable que des résultats équivalents auraient été obtenus, la seule différence se situant peut-être au niveau de l'ordre de grandeur de la diminution de l'adhérence du train arrière, ici 7 % pour la 306, nécessaire à l'obtention de la perte de contrôle.

Concernant la simulation de la mise en œuvre du système de contrôle du moment de lacet, il faut garder présent à l'esprit qu'elle nécessite un modèle longitudinal complet, avec un couplage au niveau des efforts dans les différentes directions, une caractérisation détaillée du moteur, de la transmission et du système de freinage. Là encore le choix de travailler avec un véhicule connu nous paraît s'imposer, une simulation reposant sur des paramétrages approximatifs de tous ces sous-systèmes du véhicule ne pouvant à notre avis que conduire à des résultats approximatifs et donc sans garantie de validité.

### 9. 3. Conclusions et perspectives pour l'accidentologie

Cette première confrontation des possibilités des dispositifs de contrôle du moment de lacet à des pertes de contrôle et accidents réels apparaît très prometteuse pour permettre le rétablissement des véhicules en situation dégradée. **Ces systèmes montrent par conséquent un potentiel intéressant pour l'évitement des pertes de contrôle, qui représentent un enjeu considérable en matière d'accidentologie** (plus de 2000 des 8000 tués chaque année en France, dont une forte proportion sur routes départementales).

Ce travail mériterait néanmoins d'être approfondi à travers une confrontation à un panel plus large d'accidents réels. **Si le potentiel du CML apparaît clairement dans des situations de survirage, qui sont les plus faciles à détecter et à corriger de façon efficace, il convient peut-être d'être plus réservé sur les situations de sousvirage, plus difficiles à détecter et qui offrent des possibilités de correction moindres.**

La démarche que nous proposons ici, partant de passages sur les sites accidentés avec des niveaux de sollicitation croissants, de rejeu en simulation de ces essais jusqu'à des niveaux de sollicitations élevés, puis d'extrapolation vers la perte de contrôle est relativement lourde à mettre en œuvre. Nous considérons cependant qu'elle est nécessaire pour obtenir des enseignements valides.

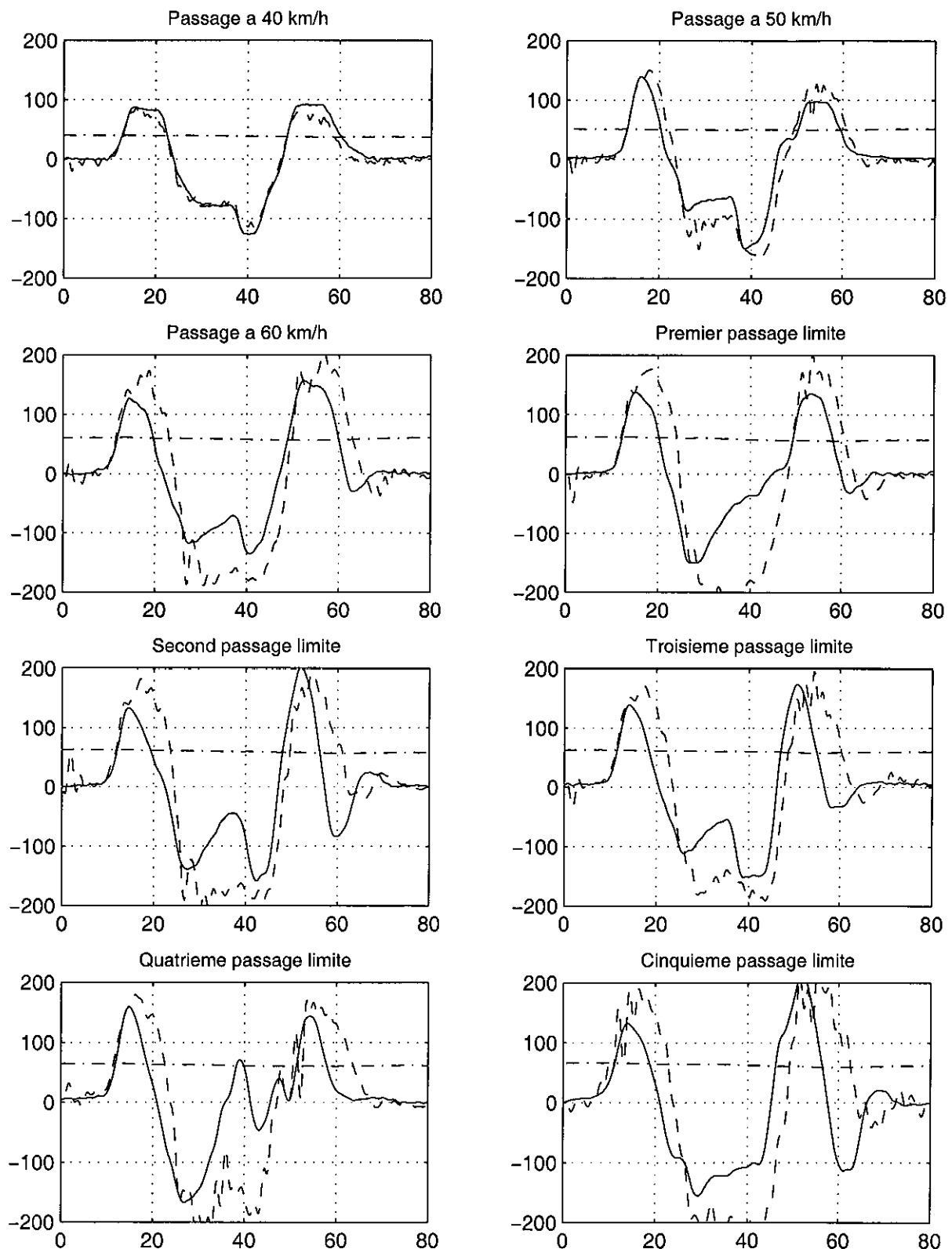
**La difficulté essentielle de cette démarche se situe au niveau de l'extrapolation des passages avec véhicule instrumenté vers la perte de contrôle réelle.** Si le fait de partir d'acquisitions réelles faites sur le site accidenté garantit de débiter les investigations avec des commandes du conducteur réalistes, ce qui est un atout indéniable de la méthode, il convient tout de même de souligner la difficulté de l'extrapolation de ces commandes pour des vitesses plus élevées. Dans le cas présenté précédemment, nous avons travaillé à partir d'une commande constituée d'une moyenne de passages réels, augmentée en amplitude pour tenir compte du gradient de sousvirage naturel du véhicule aux vitesses plus élevées, en vérifiant la plausibilité de la trajectoire obtenue en simulation.

Derrière ce point se cache cependant une difficulté majeure de ce travail, qui justifierait certains approfondissements, comme la mise au point d'un automate de conduite qui serait susceptible d'adopter des commandes réalistes même sous très fortes sollicitations.

Pour illustrer cette difficulté nous donnons à la figure 9-17 un aperçu des variantes de commandes au volant possibles pour un ensemble de passages en chicane VDA, réalisés par un essayeur professionnel, à différentes vitesses puis à la limite (autour de 65 km/h), et qui respectent tous la trajectoire imposée, puisque qu'aucun des cônes délimitant les couloirs de la chicane n'a été renversé au cours de ces passages. Cette figure montre clairement la diversité des actions entreprises par l'essayeur pour garder la maîtrise de son véhicule, lorsque celui-ci commence à glisser. On a représenté en trait mixte la vitesse de l'essai et en pointillés l'accélération transversale subie par le véhicule (multipliée par 200 pour homogénéiser les échelles). La comparaison de cette dernière à la commande volant est également riche d'enseignements : on voit qu'aux basses vitesses, la réponse du véhicule est conforme à la commande et globalement linéaire, alors que dans les passages limites, il n'en va plus de même avec des réponses en accélération transversale de très grandes amplitudes. Le véhicule tarde alors à répondre aux sollicitations de l'essayeur, d'où des allures de signaux très différentes, qui illustrent la difficulté de l'extrapolation des commandes en fonction du niveau de sollicitation.

## ILLUSTRATION DE LA DIVERSITE DES COMMANDES ESSAYEUR EN CHICANE VDA SUR PEUGEOT 306

Angle au volant en degres (-)    Acceleration transversale en g x 200 (--)    Vitesse en km/h (-.-)



**Figure 9-17 : Comparaison des commandes d'un essayeur professionnel et des sollicitations en chicane VDA sur Peugeot 306 : Illustration de la diversité des actions volant possibles en trajectoire imposée pour différentes vitesses et en comportement limite**

Même si les commandes réelles de conducteurs lambda en perte de contrôle ne sont certainement pas aussi élaborées, elles sont sans doute relativement imprévisibles, souvent beaucoup trop amples, et s'éloignent probablement assez fortement d'une simple homothétie des commandes appliquées pour un passage où tout se passe bien, et pour lequel les phénomènes sont globalement linéaires.

Concernant la mise en œuvre des dispositifs de contrôle du moment de lacet, il est probable que des difficultés potentielles se situent au niveau de leurs stratégies de pilotage et qu'il existe sans doute une marge de progression en ce qui concerne les critères de déclenchement d'une régulation et les méthodes d'évaluation de l'adhérence en temps réel, qui sont incluses à ces dispositifs. Il conviendrait également d'approfondir les possibilités réelles de ces systèmes en terme de temps de réponse entre la détection d'une situation dangereuse et l'action du dispositif, en les confrontant à un échantillon plus complet d'accidents réels, qui présenteraient une diversité sur des critères tels que la nature de la perte de contrôle et le temps disponible avant la sortie de chaussée suivie d'un éventuel choc avec un obstacle en bord de voie.

La mise en œuvre future d'un véhicule instrumenté équipé d'un dispositif de contrôle du moment de lacet, probablement une Peugeot 307 en remplacement de notre 306 accidentée, nous permettra également de progresser dans la validation de ces travaux de simulation. Les investigations concernant la mise en œuvre d'un modèle embarqué sur un véhicule, et la réalisation d'un "diagnostic de sécurité primaire en temps réel", qui font l'objet du chapitre suivant, constituent également une étape complémentaire susceptible de nous faire progresser dans la spécification de critères de déclenchement de ces systèmes.

Nous avons par conséquent fait une demande auprès de la DSCR (Direction de la Sécurité et de la Circulation Routières), afin de disposer d'un budget pour réaliser une étude spécifique sur l'évaluation sécuritaire des systèmes de contrôle de stabilité à partir d'un échantillon de pertes de contrôle, recueillies par l'INRETS en EDA à Salon de Provence.

Cette étude est une première retombée concrète de ce travail de thèse. Elle pourrait déboucher sur la définition d'un programme plus ambitieux, nous associant aux constructeurs, équipementiers et à d'autres laboratoires publics, avec pour objectif à la fois l'amélioration des stratégies de pilotage de ces dispositifs et une évaluation sérieuse de l'apport de ces systèmes en matière d'accidentologie dans l'hypothèse d'une large diffusion.

---

# Chapitre 10 : Conception d'un diagnostic embarqué de sécurité primaire "temps réel"

## 10. 1. Position du problème

### 10. 1. 1. L'idée d'un modèle embarqué

Nous avons dès le début de ce travail de thèse eu l'intuition que des informations intéressantes en matière de sécurité primaire pouvaient être déduites de la mise à disposition dans le véhicule d'un modèle dynamique qui tournerait en continu à partir des commandes du conducteur, comme dans le cas d'un test de validation fait en temps différé. Le fait de disposer en outre d'un système d'acquisition permet d'enrichir cette application à travers tous les enseignements susceptibles d'être déduits de la comparaison des données calculées issues du modèle, avec les données issues des capteurs et fournissant des informations en principe identiques pour certaines et complémentaires pour d'autres.

Sans déflorer totalement le sujet, on peut a priori envisager différents types d'applications à partir d'un tel dispositif :

- **faire de la validation "temps réel" en continu** sur route ouverte au cours de situations de conduite classiques, afin de repérer dans quels types de situations spécifiques (tracé, revêtement, conditions atmosphériques (chaussée mouillée, vent violent...)) un modèle dynamique et un paramétrage de véhicule donnés s'écartent de la réalité représentée par les informations en provenance des capteurs. L'objectif est alors d'acquérir une meilleure connaissance de l'influence possible dans une simulation de certains paramètres environnementaux, qui ne sont pas toujours bien identifiés, et donc de progresser dans la maîtrise des outils de simulation.
- Identifier des situations particulières dans lesquelles un modèle et son paramétrage, qui donnaient de bons résultats pour des situations de conduite normales, sollicitant peu le véhicule, s'éloignent de la réalité lorsque le niveau de sollicitation est plus élevé. On peut ainsi par exemple mettre en évidence les limites d'un modèle de pneumatique linéaire, ou identifier les erreurs faites en utilisant un modèle de pneumatiques identifié sur une chaussée sèche et utilisé sur une chaussée mouillée.
- A partir du moment où on dispose d'un ensemble modèle-paramétrage validé et d'un ensemble de capteurs performant, essayer de déduire des enseignements pertinents en matière de sécurité primaire, tirant parti de la complémentarité des informations provenant des capteurs et du modèle. On peut évoquer ici :

- la mise en évidence de points de fonctionnement du véhicule et des pneumatiques,
- l'évaluation de marges de sécurité,
- la recherche de combinaisons de facteurs susceptibles de déclencher un système de contrôle de stabilité.

Ce dernier type d'application est bien évidemment celui qui nous intéresse le plus, et dont l'ensemble va constituer les bases de ce que nous avons baptisé **le diagnostic embarqué de sécurité primaire "temps réel"**.

### 10. 1. 2. Des exemples de modèles embarqués

Nous avons recherché si d'autres auteurs avaient entrepris des recherches utilisant un modèle embarqué. Les premiers travaux similaires que nous avons retrouvés ont été réalisés en Europe dans le cadre du programme PROMETHEUS au début des années 1990. Un sous-groupe de ce programme travaillait sur le thème "Tyre/road friction monitoring". Un papier de SCHMIDT et GEISERT, de la société allemande IPG, "Methods and strategies for a friction assuring system" [100], expose l'objectif de leurs travaux et l'état de l'art au début de cette action. Il s'agit de mettre en œuvre un ensemble de fonctions d'assistance au conducteur de manière à assurer que la demande d'adhérence ne dépasse jamais le potentiel offert. Pour cela différents projets concernent la détermination de l'état de la route, la mesure de la hauteur d'eau, la mesure de l'uni routier et de la charge verticale agissant sur les pneumatiques, la détermination des conditions d'adhérence réelles à partir de l'analyse des mouvements du véhicule, une détermination des états de conduite présent et à venir. On conçoit bien l'intérêt, pour une amélioration de la sécurité primaire, d'une convergence coordonnée de ces travaux, menés à l'époque conjointement par Porsche, la société IPG et plusieurs Universités Techniques Allemandes.

La détermination de l'adhérence résulte à la fois de données mesurées sur le véhicule (rotations des roues, vitesse de lacet) sur l'environnement (température, hauteur d'eau) et communiquées par l'infrastructure à l'aide de balises. Après une vérification de la plausibilité des données, des techniques d'intelligence artificielle (mini-système expert et logique floue) permettent de déterminer les conditions d'adhérence. Les auteurs citent en exemple la détermination de la présence de verglas à partir de l'accélération transversale, l'angle de dérive et la température.

La prévision de l'état de conduite à venir a pour objectif d'évaluer la demande d'adhérence nécessaire à une poursuite de la conduite en sécurité et de permettre une reconnaissance immédiate de l'imminence d'une situation de conduite dangereuse. Le cœur de ce système est un modèle de véhicule : le pronostic de l'état de conduite à venir est calculé par intégration des équations du mouvement à partir des conditions de conduite courantes. A partir d'une analyse des signaux des capteurs, certains termes intervenant dans la description des efforts des pneumatiques sont identifiés en continu, et les paramètres de modélisation des pneumatiques adaptés en conséquence.

Les résultats présentés par les auteurs dans cette publication ne sont pas très convaincants, sans doute car ils ne correspondent qu'à de premiers essais. Un exemple de prédiction d'accélération transversale montre une valeur modélisée double de celle mesurée, et très en avance de phase au point d'apparaître en opposition de phase sur un slalom. Une prédiction d'accélération longitudinale fait apparaître des valeurs énormes, sans commune mesure avec les signaux mesurés. Les auteurs signalent 3 difficultés majeures :

- l'extrapolation des actions du conducteur : à l'époque les pistes envisagées dans le cadre de PROMETHEUS pour améliorer ce point concernaient le recours à un modèle de conducteur IPG Driver, dont on sait qu'il fonctionne à partir d'une consigne de trajectoire, ce qui nécessite donc une connaissance anticipée du profil routier que va rencontrer le véhicule, voire l'utilisation d'une caméra filmant la route, qui était d'ailleurs envisagée dans le cadre d'un autre projet PROMETHEUS "Heading Control".
- le roulage sur chaussée en pente,
- la qualité des valeurs de glissement calculées à partir des capteurs qui se révèlent insuffisante pour les besoins du modèle, conduisant parfois à des grosses erreurs sur les forces des pneus calculées (les auteurs citent le cas de roues arrière considérées en propulsion alors que les roues avant sont freinées !).

Ces auteurs décrivent également un module "Décision d'intervention du système" susceptible de décider d'une action nécessaire au maintien d'une demande d'adhérence inférieure à l'offre :

- par une intervention passive : alerte optique ou acoustique,
- par une intervention active : ralentissement, freinage.

On trouve en final la description d'un véhicule instrumenté Porsche 944, dont l'objectif est de permettre un affichage en temps réel du potentiel d'adhérence sous forme d'un diagramme croisant accélérations longitudinale et transversale avec affichage du point de fonctionnement courant et à venir. Ce projet a abouti en conclusion du programme PROMETHEUS au CED 2-1 (Commun European Demonstrator) : "Contrôle de l'adhérence et estimation de la marge de sécurité", associant les constructeurs FIAT, MAN, Porsche, Volvo et BMW et présenté en 1994 lors du "PROMETHEUS Board Member Meeting" [101].

Nous retrouvons dans ce projet des préoccupations assez voisines des nôtres, les temps de réponse envisagés sont cependant sans doute assez longs, en particulier lorsqu'on envisage une communication de l'état de surface de la chaussée par l'infrastructure. En outre le modèle est ici considéré comme alimenté par les capteurs et non pas utilisé comme une référence.

D'autres utilisations de modèles embarqués plus récentes et davantage opérationnelles sont constituées par les dispositifs de contrôle du moment de lacet par freinage différentiel, qui ont fait l'objet du chapitre 8. Il est clair que ces systèmes sont basés sur la comparaison d'informations provenant de capteurs et d'un modèle embarqué qui tourne en temps réel, incluant une modélisation plus ou moins complexe des efforts développés par les pneumatiques et certaines hypothèses sur l'adhérence disponible. Le développement de ces dispositifs a manifestement été rendu possible par l'évolution des capacités de calcul embarquées obtenues sur les microcontrôleurs modernes.

### 10. 1. 3. Le positionnement de notre application

Les modèles embarqués évoqués précédemment développés dans PROMETHEUS, et davantage encore ceux au cœur des dispositifs de contrôle de stabilité ont un caractère opérationnel et sont donc relativement fermés. Nous nous proposons en conséquence d'orienter notre application dans une direction quelque peu différente : la mise à disposition à un "expérimentateur embarqué" des informations issues de notre dispositif (modèle, système d'acquisition), dans un objectif d'une meilleure compréhension en "temps réel" du fonctionnement du système véhicule-conducteur-infrastructure, en particulier dans des



situations de conduite où on se rapproche des limites des capacités de ce système, et risque par conséquent de basculer dans une situation potentiellement dangereuse.

Lorsqu'on réfléchit aux possibilités offertes par la connaissance des informations caractérisant le niveau de sécurité primaire associé à une situation de conduite, on peut imaginer différents niveaux d'intervention.

Informé le conducteur que certains paramètres caractérisant le fonctionnement de son véhicule dans la situation de conduite courante se rapprochent des limites peut paraître intéressant, mais il est clair que ce type d'information n'est pas facilement exploitable par un conducteur lambda, et il est probable que la situation aura dégénéré en perte de contrôle avant qu'une action adéquate ait pu être entreprise. Nous considérons que la tâche de conduite est une activité exigeant toute l'attention du conducteur, et qu'il n'est absolument pas réaliste, et même dangereux, de lui demander de suivre l'évolution de paramètres sur un écran tout en conduisant. D'un point de vue opérationnel, il convient également de tenir compte du fait que la plupart des paramètres pouvant caractériser le comportement dynamique d'un véhicule sont relativement complexes et pas faciles à appréhender par une majorité de conducteurs lambda. Même la traduction sous forme d'alarmes sonores du fait qu'un paramètre atteint un niveau potentiellement dangereux peut s'avérer délicate, car celles-ci doivent être très courtes et non ambiguës. En outre en admettant que ces difficultés soient levées, le principal problème d'une information communiquée au conducteur, pour lui suggérer une action de sauvegarde adaptée au danger potentiel de sa situation présente, reste le temps de réponse du système, incluant les aspects de temps de réaction du conducteur et de non ambiguïté de l'action à entreprendre.

Les différents travaux menés, en particulier à l'INRETS, autour du thème des situations d'urgence il y a une dizaine d'années [102 et 18 déjà cité] ont montré que les caractéristiques essentielles de ces situations sont de fortes contraintes temporelles et des sollicitations dynamiques élevées, et qu'il est donc illusoire de demander une tâche complexe à un conducteur déjà en difficulté. Si l'on tient en outre compte des faibles perspectives d'anticipation pour la plupart des paramètres caractérisant le comportement dynamique et du danger associé à une situation critique, nous ne croyons pas à un potentiel réel d'un système qui alerterait le conducteur que sa situation de conduite se dégrade, à un horizon de quelques dixièmes de secondes, pour lui conseiller d'entreprendre une action de sauvegarde. L'évolution des systèmes d'aide à la conduite au cours des dix dernières années va d'ailleurs dans ce sens, comme nous l'avons déjà évoqué en conclusion du paragraphe 1.2.1 : de nombreuses pistes envisagées il y a quelques années, à l'époque de projets comme PROMETHEUS, ont été totalement abandonnées, et des systèmes qui agissent directement à la place du conducteur pour lui porter assistance, comme les dispositifs de contrôle de stabilité, sont beaucoup plus opérationnels et adaptés aux difficultés des situations d'urgence.

Tous les arguments précédents nous ont rapidement convaincus que le diagnostic de sécurité primaire ne pouvait s'adresser directement au conducteur du véhicule, et nous avons dès lors décidé d'en faire un outil qui s'adresse à un expert en comportement dynamique, pour lui offrir une meilleure compréhension de ce qui se passe dans le véhicule au cours de la conduite, et plus particulièrement dans le domaine des sollicitations élevées et de la conduite au voisinage des limites. C'est la raison pour laquelle nous avons orienté le développement de cette application vers la visualisation simultanée de nombreux paramètres issus des capteurs et du modèle dynamique. À l'aide de la version fonctionnant en temps réel et en continu dans le véhicule, l'utilisateur peut jouer le rôle d'expérimentateur embarqué, accompagnant un essayeur professionnel ou un conducteur lambda, lors de tests sur piste ou sur la route de tous les jours. Nous avons également développé une version offrant une possibilité de jeu en

temps différé, pour une analyse plus fine et davantage "à tête reposée", à partir du stockage des informations "capteurs" et "modèle". Par rapport aux autres thèmes abordés dans la seconde partie de cette thèse, nous considérons qu'un domaine d'application privilégié du diagnostic de sécurité primaire temps réel pourrait être de visualiser, tester, voire suggérer de nouvelles pistes pour les stratégies de pilotage des dispositifs de contrôle de stabilité.

## 10. 2. Réalisation du modèle embarqué

Nous allons aborder dans ce paragraphe la conception du modèle embarqué et les problèmes concrets rencontrés dans la mise au point de cette application. A partir d'un de nos modèles développés avec MORGAN'S, sur station de travail O2 Silicon Graphics sous le système d'exploitation Unix, nous avons donc souhaité réaliser une version de modèle embarquée dans un véhicule au sein d'un système fonctionnant dans un environnement PC.

L'objectif de l'établissement d'un "diagnostic de sécurité primaire temps réel" nécessite en outre de faire cohabiter au sein d'un véhicule un modèle embarqué avec un système d'acquisition enregistrant les signaux de nombreux capteurs.

Ne disposant pas de budget spécifique pour cette application, nous avons été confronté à l'adaptation de matériels existants pour satisfaire nos besoins. J'ai bénéficié pour réaliser une partie des développements en informatique industrielle spécifiques à cette application de l'aide de Christophe DELCOURT (technicien en électronique, vacataire à l'INRETS MA jusqu'en Février 2000).

### 10. 2. 1. Les différentes architectures matérielles testées

Nous avons envisagé plusieurs pistes pour essayer de réaliser ce système informatique assez complexe.

#### *Un "PC acquisition" et un "PC modèle" communiquant entre eux*

La première idée était de disposer dans le coffre du véhicule de 2 PC industriels au format PC104 (standard dédié aux applications embarquées, de faible consommation, et dont chaque composant du PC se présente sous la forme d'une carte de dimensions comparables à celles d'une disquette de 3.5 pouces), que nous avons fait développer dans le cadre d'un projet de mini-flotte de véhicules équipés d'un système d'acquisition automatique (LECHNER et *al.* 1999) [103]. L'un des PC devait réaliser l'acquisition des données enregistrées sur le véhicule, et disposait pour cela d'une carte avec 16 voies analogiques en résolution 12 bits. L'autre PC devait faire tourner le modèle de véhicule. Il était alors nécessaire de mettre au point un système de communication entre les 2 PC, afin de transférer en premier lieu les données d'entrée du modèle (volant et vitesse ou mieux gaz et frein) depuis le PC d'acquisition vers le PC modèle, puis les résultats du modèle vers le PC d'acquisition, afin de faire la comparaison entre la référence, donnée par le modèle, et le comportement réel du véhicule, donné par les signaux des capteurs. Ces PC n'étant pas équipés du système d'exploitation Windows et le logiciel d'acquisition utilisé, dénommé ATS, fonctionnant sous MS-DOS, les possibilités de réseau étaient très limitées. Nous avons par conséquent envisagé des modes de communication par liaisons série et parallèle. Les meilleures performances obtenues permettaient d'envisager un transfert des commandes du modèle à 10 Hz, ce qui apparaissait très insuffisant. Cette première piste a donc été abandonnée.

### *Un microcontrôleur et un PC communiquant entre eux*

Sur les conseils de Stéphane ESPIE (Chargé de Recherche à l'INRETS CIR à Arcueil, responsable de la mise en œuvre des simulateurs de conduite de l'INRETS), nous avons testé un microcontrôleur NEC V853. Ce composant de coût modéré (2500 F pour une version d'évaluation avec un "starter kit" contenant quelques outils de développement et un compilateur C) permet à un électronicien suffisamment qualifié de réaliser certaines applications assez étonnantes. Il convient cependant de rentrer vraiment dans son mode de fonctionnement interne, en programmant bit par bit les quelques 64 ports dont il dispose ! Nous avons ainsi réussi à faire quelques essais d'acquisition, mais ce microcontrôleur ne disposait que d'un convertisseur analogique-numérique 8 voies avec 8 bits de résolution, ce qui limitait fortement la précision des acquisitions, puisqu'on ne disposait que de 256 points entre 0 et 10 V, au lieu de 4096 sur les systèmes 12 bits que nous utilisons habituellement.

Nous avons également testé la possibilité de faire tourner le modèle MORGAN'S sur ce microcontrôleur. Nous avons réussi à installer et compiler un modèle d'architecture semblable à MLP2 présenté au chapitre 5. Malheureusement les résultats étaient incorrects, et le débogueur montrait que les données n'étaient pas stockées de façon durable dans les variables déclarées. Sans doute confronté à une limitation par conception de la version d'évaluation de ce microcontrôleur, en matière d'allocation des registres de mémoire, nous avons abandonné cette seconde piste, ne pouvant perdre du temps avec une solution peu susceptible d'aboutir.

### *Tout faire sur un seul PC*

C'est évidemment la solution la plus simple car elle évite toute communication entre plusieurs matériels, mais elle nécessite d'avoir une machine suffisamment performante et surtout une maîtrise complète de tous les composants logiciels de l'application, ce qui n'était pas le cas de la procédure d'acquisition à l'époque où nous avons réalisé les premiers essais. Il a donc été nécessaire de réécrire l'ensemble des drivers d'acquisition en langage C, afin de pouvoir les introduire dans l'architecture d'un modèle généré au départ par MORGAN'S.

Nous avons entrepris 2 versions successives d'un tel système :

- le premier sur un PC industriel au format PC104, évoqué précédemment, fonctionnant sous MS-DOS et disposant d'une carte mère 486 à 100 MHz. Nous avons réussi à développer sur ce système un modèle de type MLP2 tournant en parallèle d'une acquisition de 8 paramètres (angle au volant, vitesse, accélérateur, frein, accélérations longitudinale et transversale, vitesses de lacet et de roulis), cependant l'ensemble fonctionnait au mieux à une fréquence de 10 Hz, ce qui conduisait à des instabilités de la méthode numérique de résolution du système d'équations issu de MORGAN'S, en particulier pour les basses vitesses. **Ces essais nous ont cependant convaincu de la faisabilité de notre application et de l'intérêt de poursuivre ce travail**, mais ces performances étaient déjà très insuffisantes, alors que nous n'avions encore abordé ni les problèmes d'affichage à l'écran des informations "capteurs" et "modèle" en temps réel, ni le stockage des résultats pour un rejeu ou traitement en temps différé. Nous étions donc confronté à l'impérieuse nécessité de s'appuyer sur une architecture matérielle beaucoup plus performante.

- le second sur un PC industriel plus moderne, dont nous avons fait l'acquisition début 1999 pour concevoir un nouveau système d'acquisition de notre véhicule instrumenté Peugeot 306, décrit en annexe 2, et disposant d'une carte mère Pentium II à 350 MHz, et de 2 cartes d'acquisition PCI de 32 voies analogiques en 12 bits de résolution. C'est évidemment la version développée sur ce dernier système qui nous permis d'obtenir les meilleurs résultats, que nous allons présenter dans la suite de ce chapitre.

### 10. 2. 2. Architecture logicielle de l'application

Une phase de fonctionnement en "régime de croisière" de ce modèle embarqué comporte 4 grandes étapes :

- faire l'acquisition de l'ensemble des capteurs présents sur le véhicule à partir de la lecture des 2 cartes d'acquisition PCI disposant chacune de 32 voies analogiques.
- faire tourner le modèle de véhicule piloté par les commandes du conducteur réactualisées en fonction de la dernière acquisition (angle volant et vitesse dans une version sans modèle longitudinal, angle volant, ouverture papillon des gaz, pression dans le circuit de freinage et rapport de boîte de vitesses pour un modèle complet).
- effectuer certains calculs complémentaires à partir des informations "capteurs" ou "modèle" et actualiser un écran d'affichage des résultats, conçu pour répondre à un objectif bien précis : le diagnostic de sécurité primaire affiché sous les yeux d'un expérimentateur présent dans le véhicule (voir au paragraphe 10-4 le contenu de cette application et les différentes versions développées).
- stocker les résultats issus des capteurs et du modèle dans 2 fichiers au format lisa2 contenant 70 variables (voir description au paragraphe 2.2.4), ce qui offre l'intérêt de pouvoir rejouer facilement les parcours en temps différé avec les nombreuses macros MATLAB développées autour de cette structure de fichier, ou de servir d'entrée au logiciel Lisa2 de visualisation en images de synthèse. Par contre vu que ces fichiers ne comportent pas toutes les informations mesurées ou calculées intéressantes, un troisième fichier de données complémentaires a été ajouté. La nécessité de vérifier le fonctionnement de l'application en temps réel nous a en outre conduit à créer un 4<sup>ème</sup> fichier permettant de vérifier a posteriori la qualité de ce mode temps réel.

On voit que cette application est ambitieuse puisqu'il s'agit de réaliser en temps réel un travail équivalent à la réalisation complète d'essais sur le terrain à des fins de validation de modèles, incluant en même temps toutes les étapes : l'acquisition, l'élaboration de données utilisables, la simulation dynamique, des traitements complémentaires, l'affichage des informations pertinentes et le stockage des résultats. Notre objectif était de réaliser tout cela avec une boucle de simulation tournant à 100 Hz, comme lors de l'ensemble des travaux d'essais et de simulations réalisés dans le cadre de ce projet. L'obtention de ces performances a nécessité de nombreux travaux de développement spécifiques.

Un certain nombre de tâches annexes sont par ailleurs nécessaires en préalable à une séquence d'acquisition-simulation. L'objectif de comparaison immédiate des données "capteurs" et "modèle embarqué" conduit à soigner tout particulièrement le recalage des offsets de capteurs, exactement comme pour les procédures d'essais de validation réalisés sur piste ou sur route, avec cependant ici la différence essentielle qu'il n'est pas envisageable de corriger une donnée erronée a posteriori. Nous réalisons donc une séquence d'acquisition spécifique sur un sol plan avant chaque essai, puis annulons les offsets de différents capteurs sur cette base (accéléromètres, gyromètres...). Ces valeurs sont stockées dans un fichier d'offsets pour d'éventuelles vérifications a posteriori. Le recalage de l'offset de direction est également d'une importance primordiale puisqu'il s'agit de l'entrée principale du modèle.

Dans le même registre de difficulté spécifique au fonctionnement en temps réel, il est nécessaire de lisser ou filtrer certaines informations, comme on le fait d'habitude a posteriori lors de l'élaboration des données issues d'un essai pour servir d'entrée et de référence pour un travail de simulation. Nous réalisons donc en temps réel soit des moyennes glissantes sur

quelques points d'acquisition, soit un filtrage analogique de certains signaux (accéléromètres et gyromètres) avec des filtres passe-bas de fréquence de coupure de 3 ou 10 Hz.

Il convient enfin de signaler que nous avons décidé de développer cette application avec un schéma d'intégration d'Euler pour les équations issues de MORGAN'S, plus simple à mettre en œuvre dans l'optique du temps réel qu'une méthode de Runge-Kutta, et encouragé en cela par la quasi-similitude des résultats obtenus en comparant ces 2 méthodes (voir figure 2-6).

Les premiers développements de cette application ont été réalisés jusqu'en Février 2000 sur la base de notre Peugeot 306, puis suite à la destruction de ce véhicule instrumenté dans un accident en Décembre 2000, nous avons finalisé cette application de Mars à Juin 2001 sur la base de notre premier véhicule instrumenté : une Citroën BX. Cela a bien évidemment nécessité la création d'un paramétrage de BX, issu de la version utilisée au paragraphe 5-5, et une installation spécifique de certains capteurs équipant la 306 sur la BX.

### 10. 2. 3. La mise au point du fonctionnement "temps réel"

La principale difficulté de cette application est qu'elle doit fonctionner en temps réel, ce qui signifie qu'il a fallu trouver des solutions pour obtenir un cadencement rigoureux des différentes étapes de la simulation.

Le premier point a été d'accéder dans le programme au temps de l'horloge du PC, ce qui est possible en langage C par la fonction "gettime", mais celle-ci offre une résolution limitée au centième de seconde, ce qui a cantonné son utilisation à une vérification du temps écoulé sur un grand nombre d'itérations du modèle, alors qu'une résolution supérieure nous aurait permis de l'utiliser pour connaître le temps passé dans les différentes étapes d'un cycle d'acquisition-simulation. Ne pouvant compter sur l'horloge système pour cadencer notre application, nous avons donc recherché quelles possibilités nous avions pour réaliser le suivi de l'écoulement du temps. Nous avons découvert que nos cartes d'acquisition comportaient un "timer" basé sur une horloge à 8 MHz, qui se présente sous la forme d'un signal en dent de scie dont l'amplitude varie de 0 à 65535, et qui tourne à une fréquence de 122 Hz, supérieure aux 100 Hz visés, ce qui nous laissait quelques espoirs. Nous avons donc cherché à tirer parti de ce composant pour cadencer notre application, en lisant ce timer à différents endroits de notre programme pour suivre l'écoulement du temps, et avec l'idée de compléter le temps passé dans l'ensemble d'un cycle du modèle par une pause de l'application à l'aide d'une instruction C "delay" d'une durée égale à la différence entre le temps d'exécution d'un cycle complet du modèle et 0.01 s, qui correspond à notre fréquence de 100 Hz.

Bien que satisfaisante sur le papier cette méthode ne nous a pas donné les résultats escomptés en qualité de cadencement. Alors que lors de ces essais, l'écran de visualisation n'était qu'à un stade de développement très rudimentaire par rapport à ce qui sera présenté au paragraphe 10.4, les meilleures performances obtenues se situaient vers 1 mn 02 s pour une minute d'application, soit un décalage significatif par rapport au temps réel. Plusieurs explications peuvent être avancées :

- la précision de ce timer, qui n'est pas garantie : renseignement pris auprès du vendeur de la carte d'acquisition, il serait cadencé à 8 +/-0.5 Mhz,
- le manque de maîtrise de certains processus lorsqu'on travaille sous Windows, en particulier tout ce qui concerne les accès disque, dont on pense qu'ils sont bufférisés (le système n'écrit sur le disque que des blocs de données d'une certaine taille). Nous n'avons eu que plus tard l'idée de faire tourner cette application directement en mode

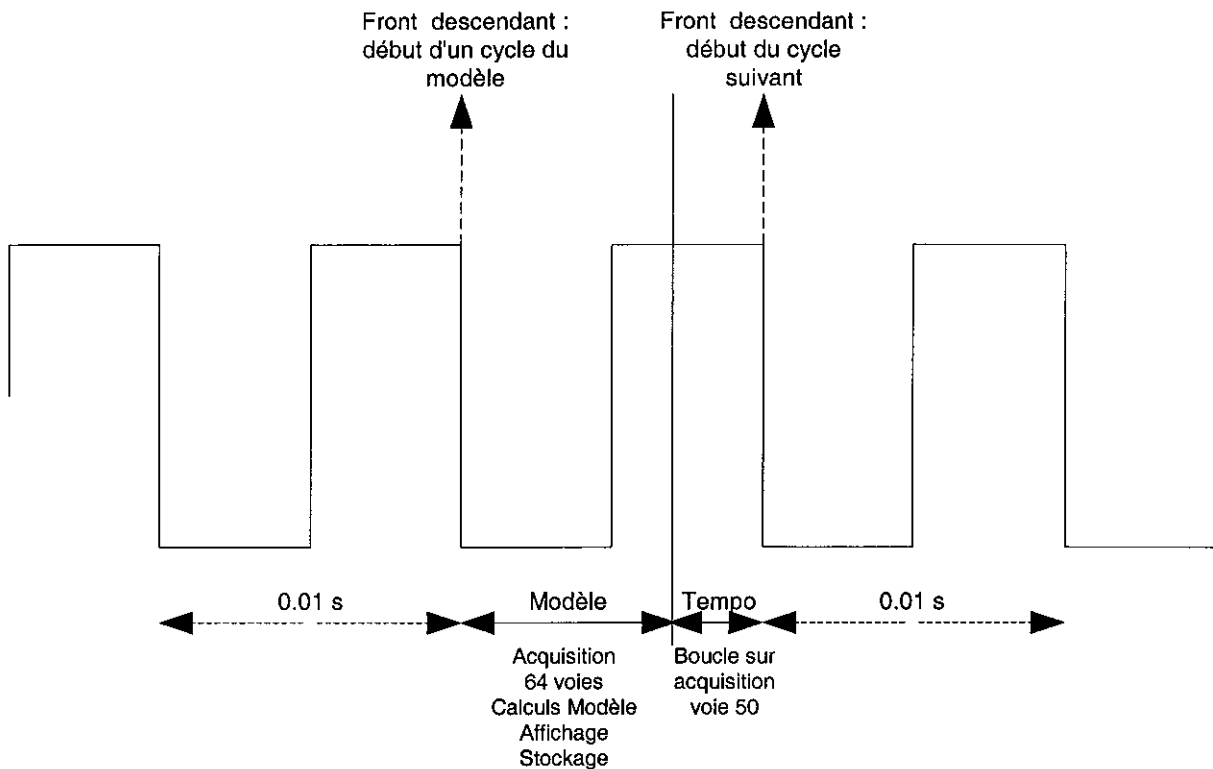
MS-DOS, et non pas sous une fenêtre DOS sous Windows 95, et n'avons donc pas testé si cette configuration était plus performante dans ces conditions.

Il est ainsi probable que certains blocs d'instructions du programme, et nous pensons en particulier à l'écriture des fichiers de résultats, duraient plusieurs cycles du timer, sans que nous puissions le contrôler, même en accédant à ce timer plusieurs fois au cours d'une itération du modèle, ce qui explique que lorsque notre modèle avait fait par exemple 6000 itérations, le temps écoulé, acquis à l'aide de la fonction `gettime` sur l'horloge du PC, était significativement plus important qu'une minute.

Face à ce résultat non satisfaisant, malgré de nombreuses tentatives d'amélioration, nous avons finalement eu l'idée de développer un mode de cadencement du modèle totalement différent, basé sur un composant électronique externe : un oscillateur programmable qui délivre un signal carré à une fréquence réglable au choix de l'utilisateur. Nous avons déjà adopté ce composant pour une autre application : la synchronisation de 2 systèmes d'acquisition. En effet lors de nos campagnes d'essais avec véhicule instrumenté, notre centrale PCI (sur laquelle nous avons développé cette application) réalise une acquisition à 100 Hz, alors que notre GPS centimétrique délivre un signal à 10 Hz sur un port série, qui est recueilli sur un second PC portable présent dans le véhicule. L'utilisation de cet oscillateur, associé à une alimentation commandée par l'interrupteur qui gère l'acquisition, nous permet de cadencer la sortie des informations du GPS uniquement lorsque notre centrale principale est en phase d'acquisition, ce qui solutionne une partie du problème de synchronisation entre les 2 systèmes. L'acquisition de ce signal extérieur cadencé à 10 Hz, sur une voie de la centrale principale, permet en outre de resituer a posteriori le 10 Hz du GPS par rapport au 100 Hz du PC d'acquisition, complétant la solution du problème.

Dans notre modèle embarqué, l'utilisation de cet oscillateur programmable extérieur est la suivante : il tourne à une fréquence de 100 Hz, et fait partie des voies d'acquisition (il a été placé sur la 50<sup>ème</sup> voie d'acquisition qui joue ainsi un rôle spécifique). Tant que le front descendant de ce signal carré n'est pas atteint, le programme boucle sur une procédure d'acquisition de cette unique voie n°50 de la carte. Lorsque le front descendant est obtenu, un cycle du modèle débute : on lance alors une véritable procédure d'acquisition des 64 voies, puis enchaîne l'ensemble des procédures du modèle embarqué, jusqu'à celle qui contient l'affichage de l'écran et l'écriture des fichiers de résultats. En fin de cycle, on revient boucler sur des acquisitions de la voie 50, pour temporiser jusqu'à obtention du prochain front descendant. La figure 10-1 illustre ce mode de cadencement.

Avec cette méthode, qui supprime totalement l'utilisation du timer et le recours à la fonction `delay` pour temporiser, nous avons obtenu des résultats bien meilleurs et jugés comme satisfaisants : en moyenne 1 mn 00 s 20 pour une minute d'acquisition. Nous avons en outre constaté, à la même époque, que le fonctionnement était plus stable lorsqu'on travaillait directement en mode MS-DOS, que sous une commande DOS à partir de Windows 95. Les légers écarts constatés par rapport à un temps réel parfait sont plus constants et globalement divisés par 2, ce qui confirme que certaines actions, notamment affichage et accès disque, ne peuvent être totalement gérées par l'utilisateur dans une application fonctionnant sous Windows.



**Figure 10-1 : Illustration du cadencement du fonctionnement à 100 Hz du modèle embarqué par un oscillateur programmable externe**

Il est clair que le pas de temps retenu (qui doit bien entendu être commun entre la période du signal délivré par l'oscillateur de cadencement externe, et le pas d'intégration de la méthode numérique dans le modèle) doit être adapté à la complexité du modèle, à celle de l'écran d'affichage, et à la fréquence d'écriture des fichiers de résultats et de rafraîchissement de l'affichage des informations sur l'écran embarqué.

Ainsi, suite à de multiples développements, mises au point et essais, nous avons retenu la configuration suivante qui nous assure un très bon fonctionnement par rapport au temps réel :

- Modèle de type MLP5 purement transversal avec transfert de charge,
- Fonctionnant à 100 Hz, à l'aide d'une synchronisation extérieure cadencée par un oscillateur programmable,
- Affichant ses résultats sur un écran très complet à 20 Hz,
- Stockant les quatre fichiers de résultats évoqués précédemment à 20 Hz.

La figure 10-2 présente le synoptique de l'application. Concernant les différentes procédures d'un modèle MORGAN'S, signalons que boucle0 contient toutes les instructions qu'il est nécessaire d'effectuer avant l'ensemble des blocs de calcul de MORGAN'S (et donc la plupart des calculs qui complètent notre système "liaison plan" pour créer un modèle dynamique de véhicule), alors que boucle4 intervient après que ces calculs soient terminés (d'où son contenu : affichage et écriture des résultats). Pour de plus amples détails, le lecteur pourra se reporter au paragraphe 2.2 et à l'annexe 1, paragraphe A1.3.

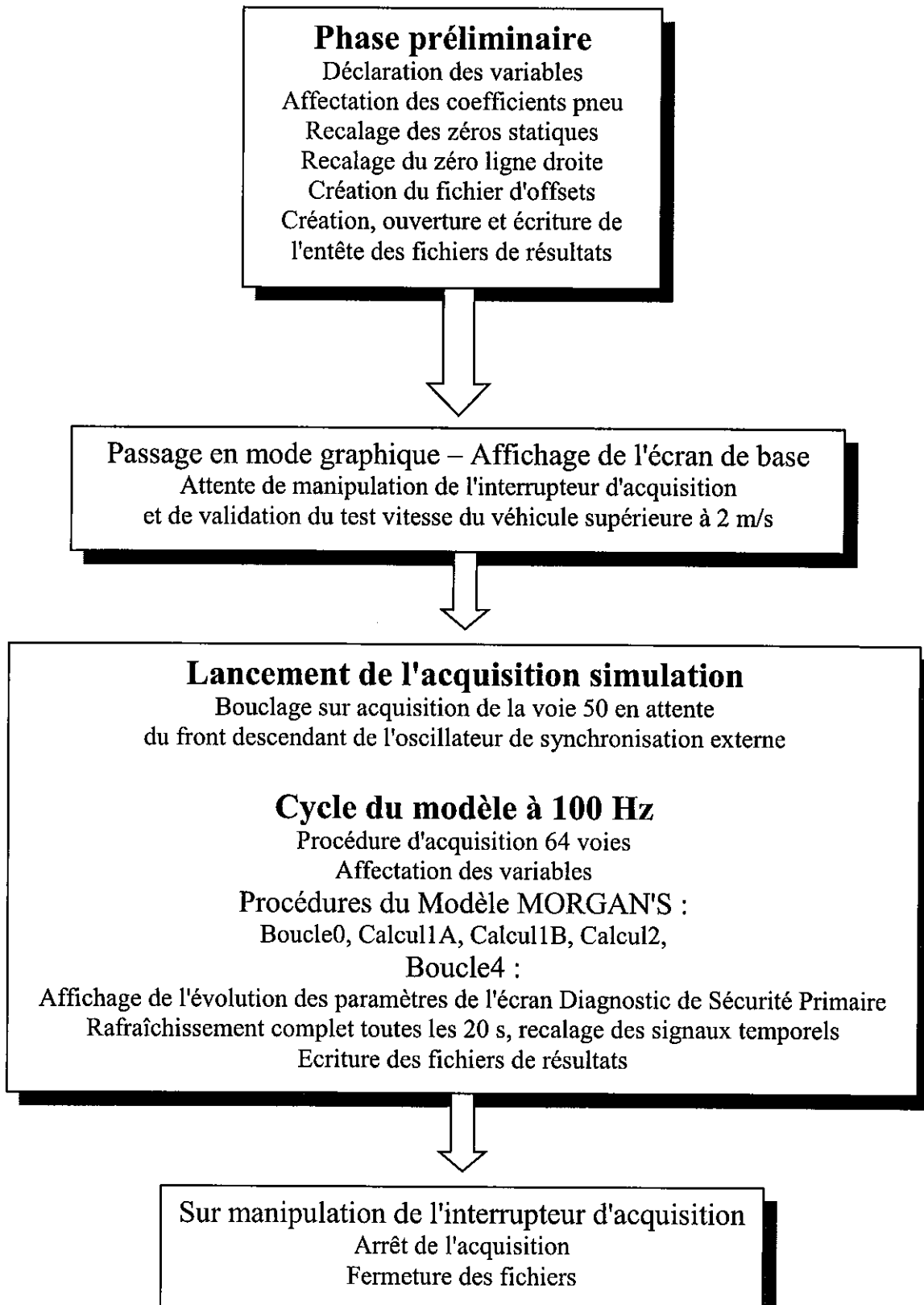


Figure 10-2 : Synoptique de l'application modèle embarqué MLP5\_BX aboutissant au "Diagnostic de Sécurité Primaire Temps Réel"



L'ensemble des résultats présentés dans la suite de ce chapitre ont été obtenus avec cette configuration de modèle embarqué MLP5\_BX. Une version de modèle MLP5L\_BX, incluant le modèle longitudinal, est en début de mise au point. Nous n'avons actuellement pas suffisamment de recul pour affirmer que les performances annoncées précédemment pourront être maintenues avec cette version, dont les calculs internes au modèle sont significativement plus complexes que pour la version purement transversale.

### 10. 3. Performances du modèle embarqué

Avant de passer au paragraphe de présentation de ce que nous avons appelé "le diagnostic de sécurité primaire temps réel", où on trouvera également l'exposé des développements effectués au niveau de la présentation graphique des résultats et de l'interface homme-machine de notre application, nous allons donner dans ce paragraphe, pour quelques situations de conduite courantes sur route ouverte, la comparaison des informations "capteurs" et "modèle", pour montrer la qualité des résultats en matière de validité du modèle dans son mode de fonctionnement temps réel. Les différentes figures proposées sont composées de 3 graphiques : le premier comprend la vitesse du véhicule et les actions du conducteur sur l'accélérateur et le frein, et permet de se faire une idée des conditions générales de la situation de conduite, le second présente l'accélération transversale et le troisième la vitesse de lacet : c'est sur ces 2 derniers paramètres que l'on a superposé la sortie du modèle embarqué temps réel avec la même information mesurée par un capteur.

#### 10. 3. 1. Situations de conduite courantes

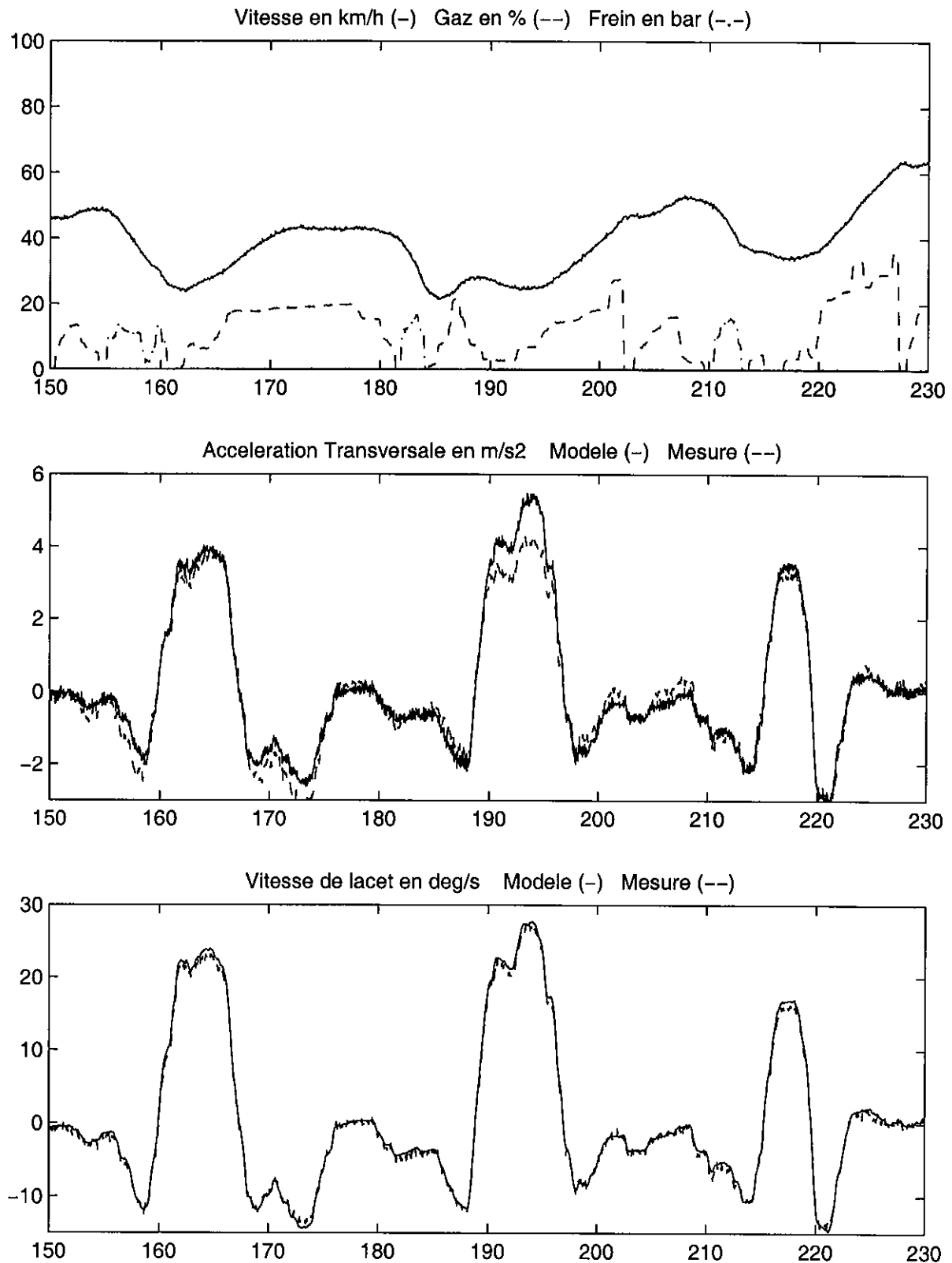
##### *Franchissement d'une succession de ronds points*

Cette succession de ronds points, présentée à la figure 10-3, est située tout près des locaux de l'INRETS, en secteur périurbain à l'entrée de l'agglomération de Salon de Provence. Chaque rond point est précédé d'un coup de frein, qui fait chuter la vitesse entre 25 et 30 km/h pour les 2 premiers, et entre 35 et 40 km/h pour le troisième. Les résultats sont quasiment parfaits en vitesse de lacet tout au long de l'enregistrement, puisqu'on a parfois du mal à distinguer les 2 courbes. Pour l'accélération transversale, on est bien sur le premier et troisième rond point, malgré un petit écart à l'entrée et à la sortie du premier (virages à droite). Sur le second rond point, alors que l'entrée et la sortie sont correctement restituées, un écart important d'environ  $1 \text{ m/s}^2$  apparaît dans la partie centrale (virage à gauche), où le modèle surestime la valeur mesurée. Un important dévers de la chaussée vers l'extérieur est sans doute l'explication essentielle de cette différence.

##### *Enchaînement de virages sur route départementale*

Comme pour les ronds points, les résultats du modèle, objet de la figure 10-4, sont très bons en vitesse de lacet, qui est toujours très proche de la valeur mesurée, dont le recalage d'offset est d'ailleurs imparfait (trop fort de  $0.5 \text{ deg/s}$ ), ce qui améliorerait encore la correspondance. Pour l'accélération transversale, les résultats sont bons pour une majorité de virages, même si le modèle surestime la valeur mesurée pour l'enchaînement droite-gauche central et le dernier virage à gauche. Ces écarts sont cependant inférieurs à  $0.5 \text{ m/s}^2$ .

COMPARAISON MODELE EMBARQUE (-) / MESURE (--) SUR UNE SUCCESSION DE RONDS POINTS



**Figure 10-3 : Exemple de résultats du modèle embarqué MLP5\_BX lors du franchissement d'une succession de ronds points**

COMPARAISON MODELE EMBARQUE (-) / MESURE (--) SUR UN ENCHAINEMENT DE VIRAGES

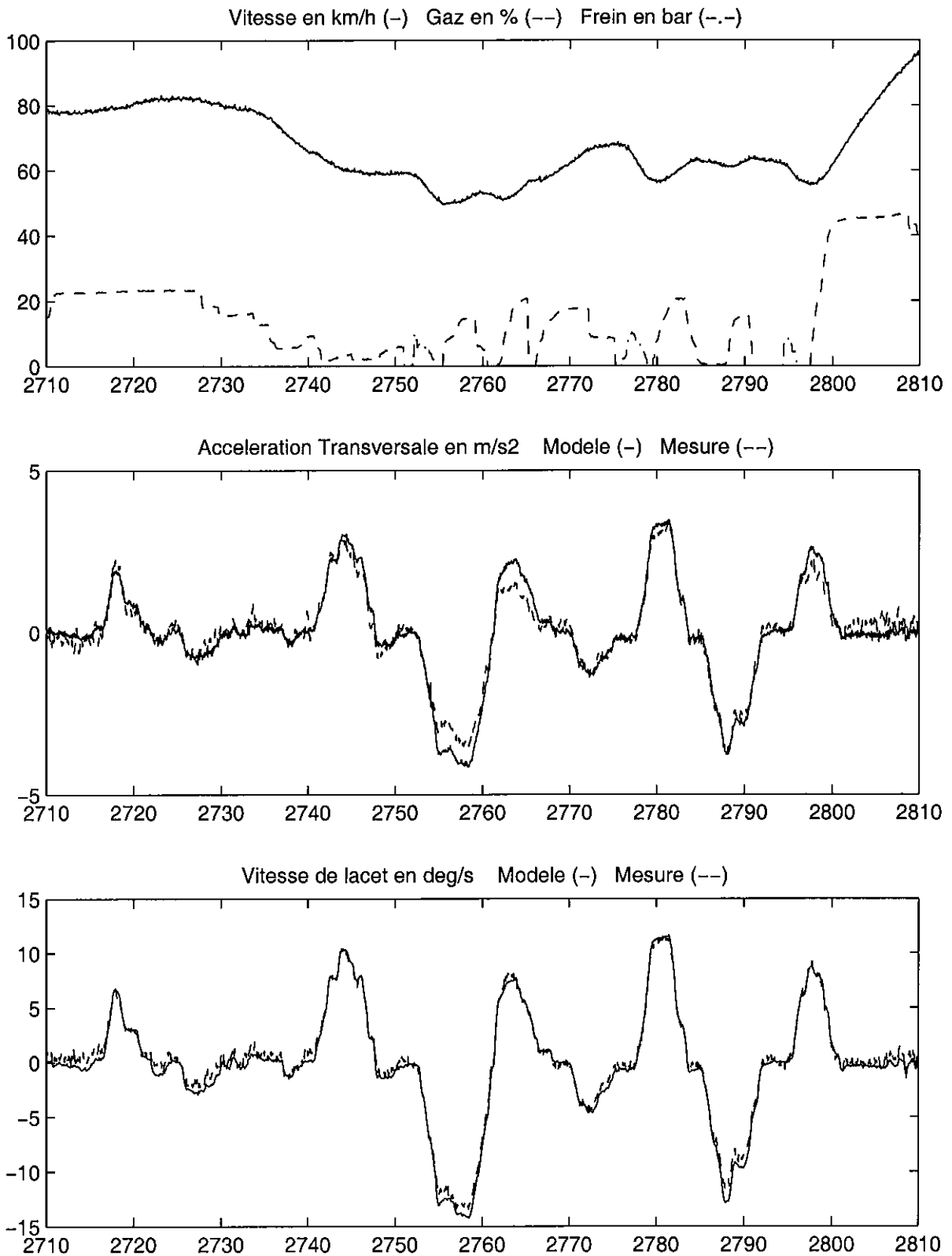


Figure 10-4 : Exemple de résultats du modèle embarqué MLP5\_BX lors du franchissement d'un enchaînement de virages

### 10.3.2. Situations de conduite particulières où des écarts calcul/modèle apparaissent

Les figures 10-5 à 10-7 suivantes présentent 3 extraits d'un même parcours, qui correspond au secteur sinueux de notre expérimentation sur route de 1992, évoqué au chapitre 1 et objet notamment de la figure 1-4. Cet itinéraire de 15 km comprend une montée assez raide au début, puis un plateau, une longue descente, et un secteur plat.

Ayant effectué ce parcours, qui constitue notre circuit de référence habituel, à de multiples reprises au cours de la mise au point de cette application, nous avons constaté des différences assez nettes, et globalement reproductibles d'un essai à l'autre, dans les performances de notre modèle embarqué, notamment entre la montée et la descente.

Suite à une première analyse qui nous a montré la complexité des phénomènes en jeu, nous avons décidé d'effectuer également ce parcours en sens inverse, et de présenter pour les 3 situations retenues les deux sens de passage indicés "a" et "b". Afin de faciliter la comparaison entre ces 2 sens, nous avons cherché à reproduire un profil de sollicitation visuellement comparable, ce qui conduit à présenter les passages en sens inverse avec une échelle de temps inversée, et à adopter également des échelles verticales inversées de l'accélération transversale et de la vitesse de lacet. Il est cependant quasiment impossible d'obtenir un profil de vitesse identique pour les 2 sens, à la fois en fonction du profil en long, la descente facilitant les prises de vitesses, que du trafic qui peut limiter la vitesse adoptée.

La figure 10-5a se situe en forte montée et on y constate que l'accélération transversale calculée est, dans cette situation et pour la première fois, nettement inférieure, de 1 à 2  $m/s^2$ , à la mesure, pour l'ensemble des courbes et virages. On observe également que la vitesse de lacet n'est pas parfaite, même s'il faudrait corriger la mesure comme précédemment d'un léger offset, et devient supérieure à la mesure dans les virages les plus sollicitants. Pour le passage en sens inverse de la figure 10-5b, qui est donc en forte descente, si la vitesse de lacet serait très fidèlement reproduite sans un décalage d'offset, le résultat est inversé pour l'accélération transversale calculée qui se situe de façon globale au-dessus de la mesure, mais de façon variable d'un virage à l'autre : l'écart constaté est parfois très faible, se situe souvent autour d'1  $m/s^2$ , et culmine à plus de 2  $m/s^2$ .

La figure 10-6a se situe un peu plus loin sur le parcours, la montée y est globalement moins forte, et les résultats y sont bien meilleurs que ceux de 10-5a : quasiment parfaits en vitesse de lacet et bons en accélération transversale, même si le modèle se situe parfois sous la mesure, et parfois au-delà pour les virages les plus prononcés. Pour le passage en sens inverse de la figure 10-6b, on trouve cette fois un modèle donnant de bons résultats dans la plupart des virages où il apparaissait inférieur à la mesure sur 10-6a, mais surtout surestimant nettement l'accélération transversale pour les virages conduisant à des sollicitations réelles de 3 à 4  $m/s^2$ , avec des valeurs calculées deux fois trop fortes par rapport à la mesure.

La figure 10-7a se situe dans la traversée d'un petit village provençal en forte descente, et franchie à basse vitesse ; on constate que l'accélération transversale calculée est ici très supérieure par rapport à la mesure, avec des pointes à 8  $m/s^2$ , et des différences de plus de 4  $m/s^2$  entre le calcul et la mesure. Bien que l'amplitude des écarts soit ici nettement supérieure, ces résultats sont conformes à ceux des figures 10-5b et 10-6b également en descente, mais le plus étonnant est que cette même traversée de village en sens inverse, donc en montée, conduit également à des accélérations transversales calculées supérieures à la mesure, et dans des proportions encore plus fortes, car si les niveaux calculés sont voisins, les valeurs mesurées sont inférieures en montée du fait d'une vitesse moindre. La correspondance entre les 2 vitesses de lacet est globalement bonne, mais le modèle sous-évalue certains pics.

COMPARAISON MODELE EMBARQUE (-) / MESURE (--) SUR VIRAGES EN FORTE MONTEE

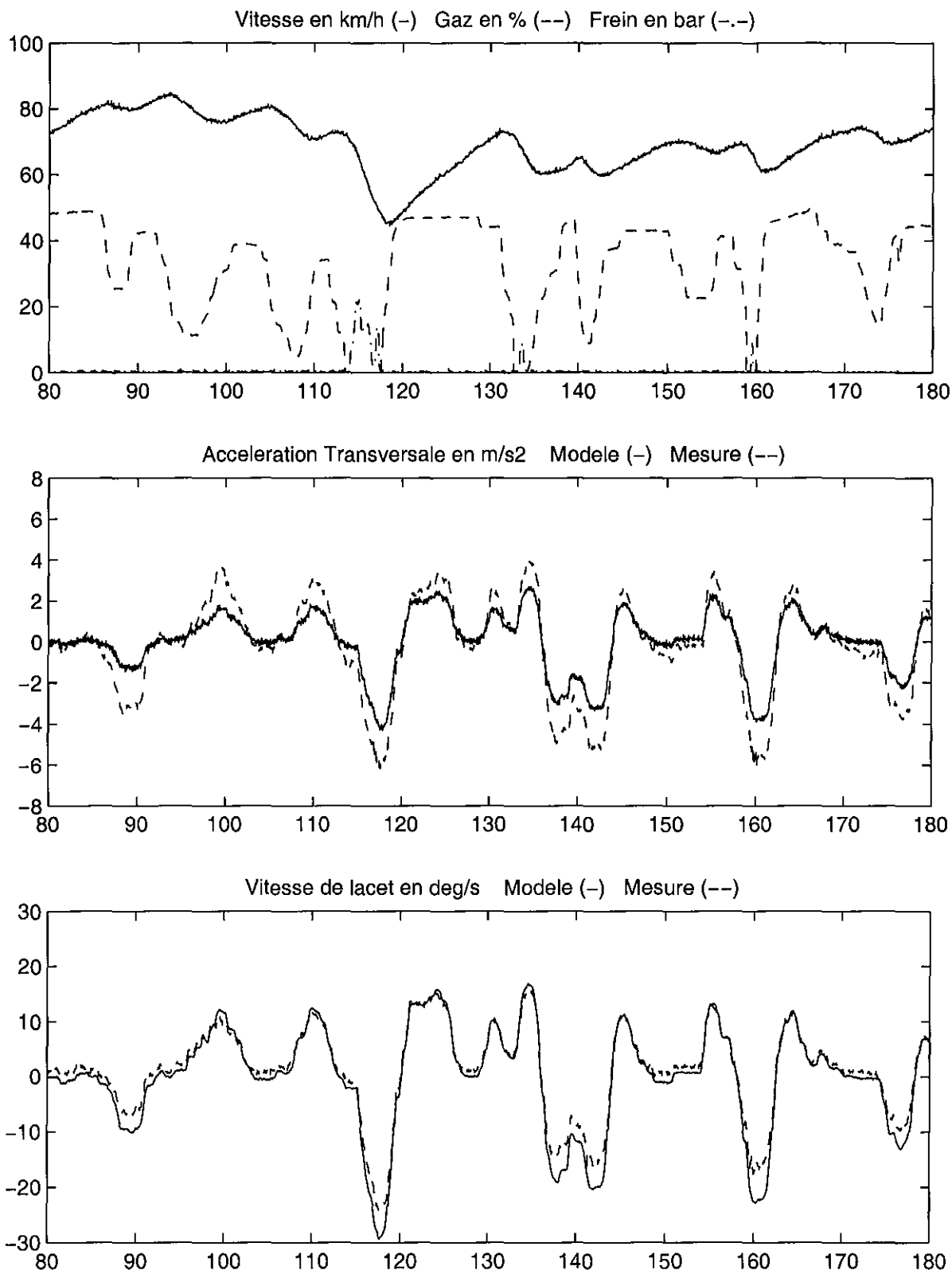
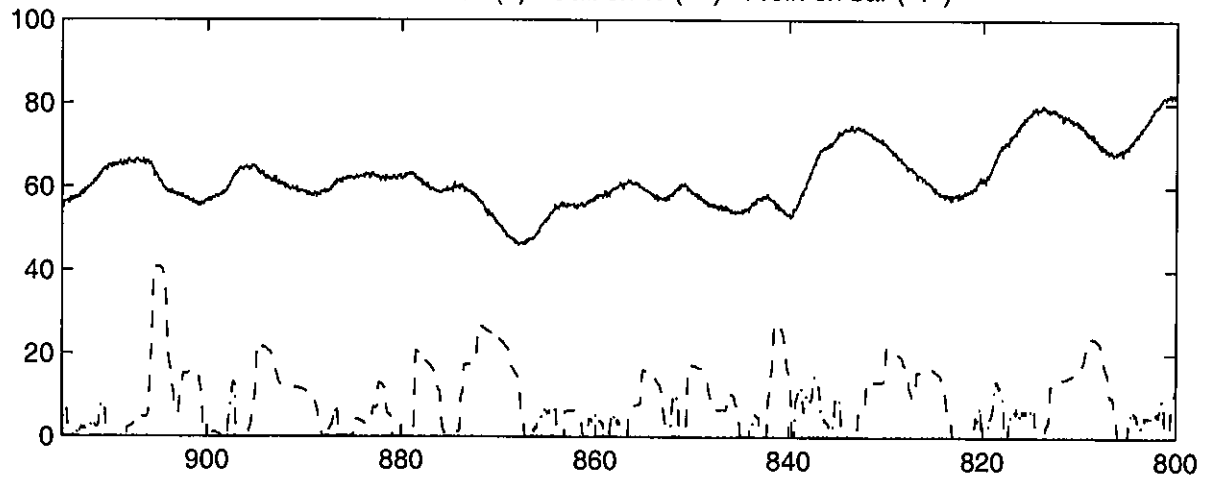


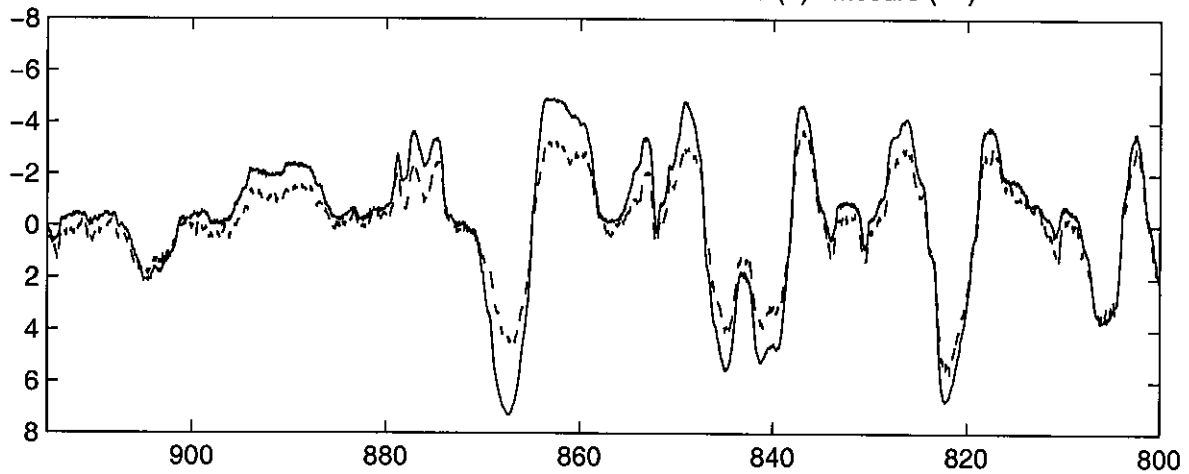
Figure 10-5a : Exemple de résultats du modèle embarqué MLP5\_BX : Accélération calculée inférieure à celle mesurée pour une section de parcours en forte montée

COMPARAISON MODELE EMBARQUE (-) / MESURE (--) SUR VIRAGES EN FORTE DESCENTE  
(FORTE MONTEE EN SENS INVERSE - TEMPS INVERSE)

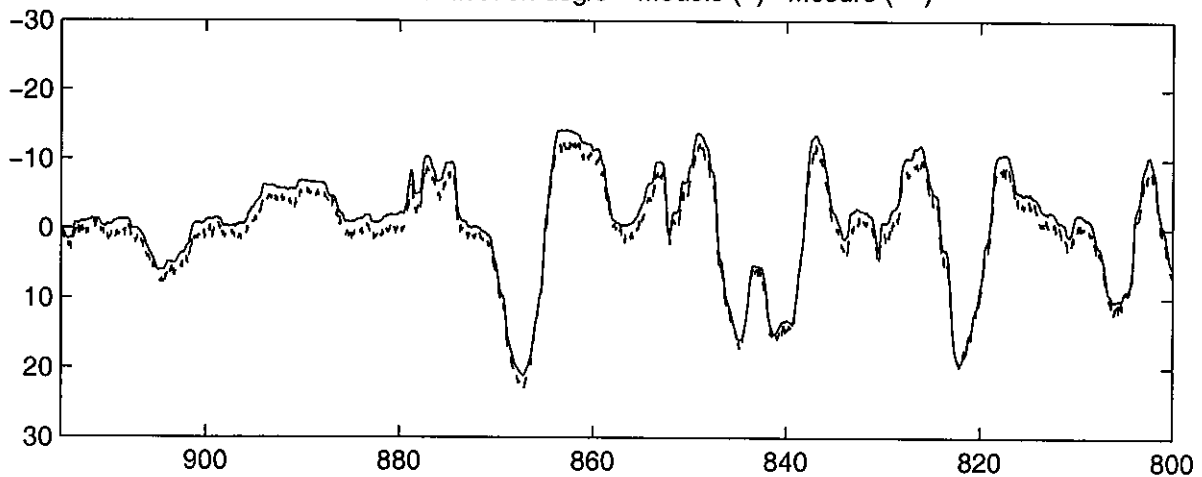
Vitesse en km/h (-) Gaz en % (--) Frein en bar (-.-)



Acceleration Transversale en m/s<sup>2</sup> Modele (-) Mesure (--)



Vitesse de lacet en deg/s Modele (-) Mesure (--)



**Figure 10-5b : Exemple de résultats du modèle embarqué MLP5\_BX : Même parcours en sens inverse : Accélération calculée supérieure à celle mesurée pour une section de parcours en forte descente**

COMPARAISON MODELE EMBARQUE (-) / MESURE (--) SUR VIRAGES EN MONTEE MODEREE

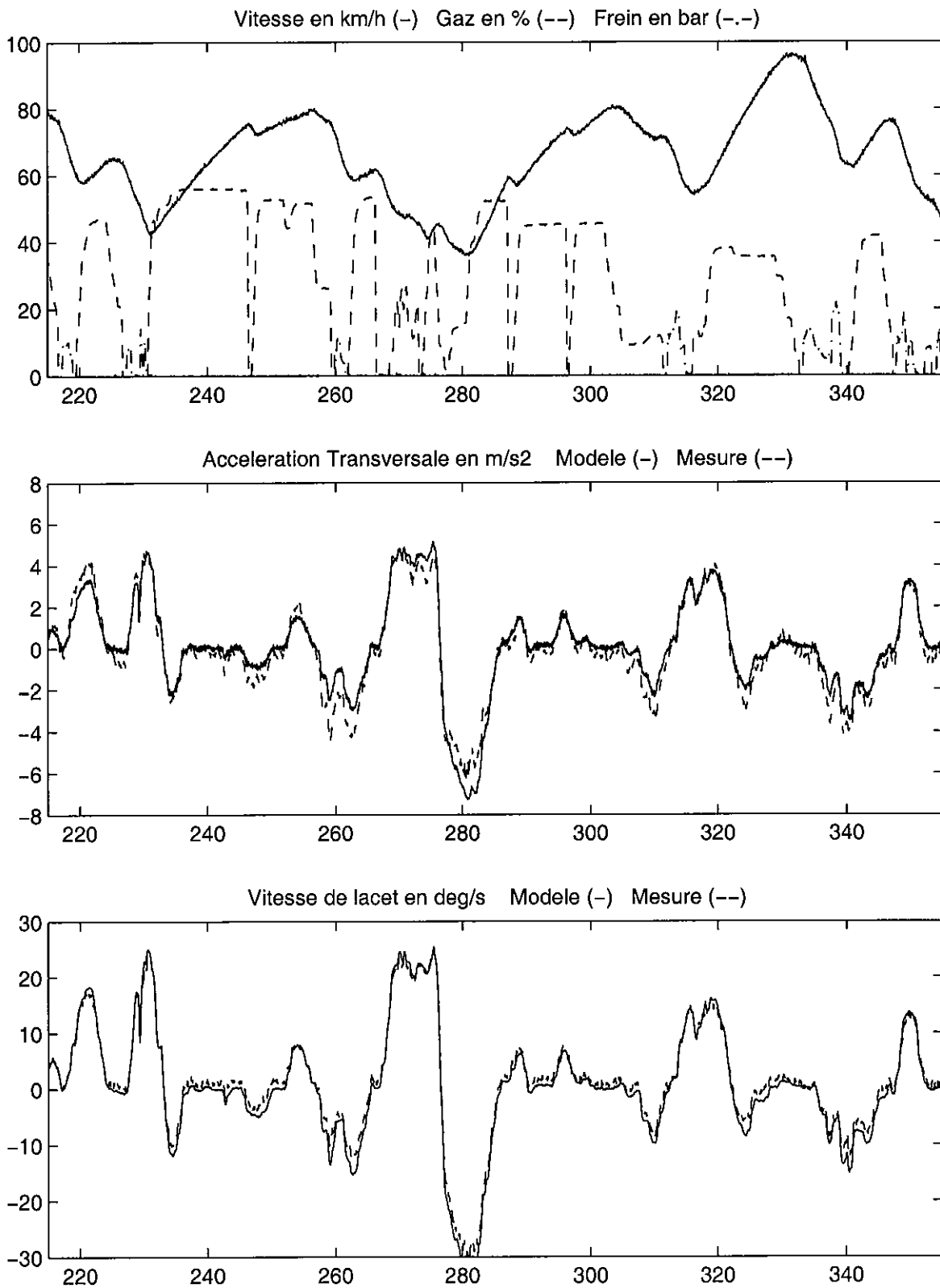
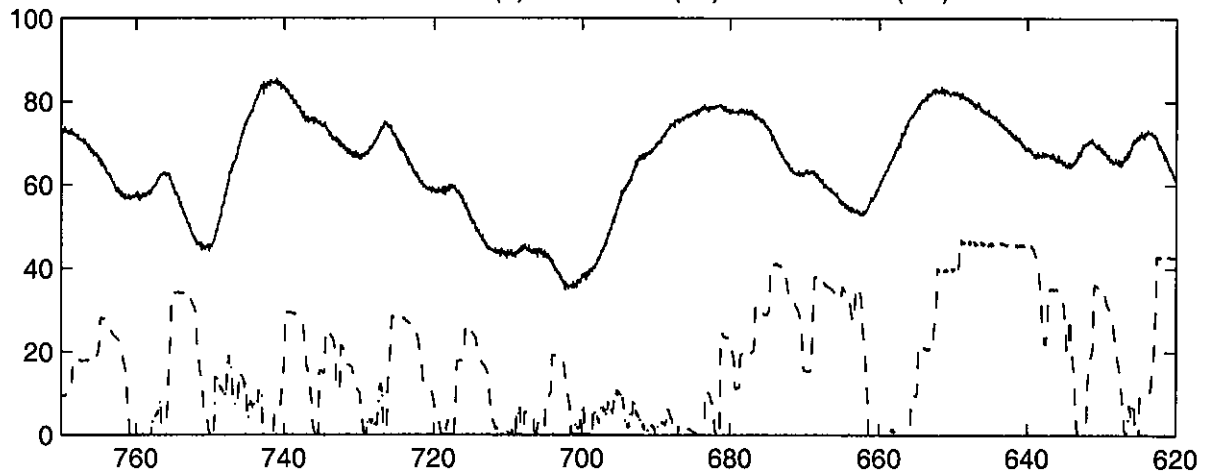


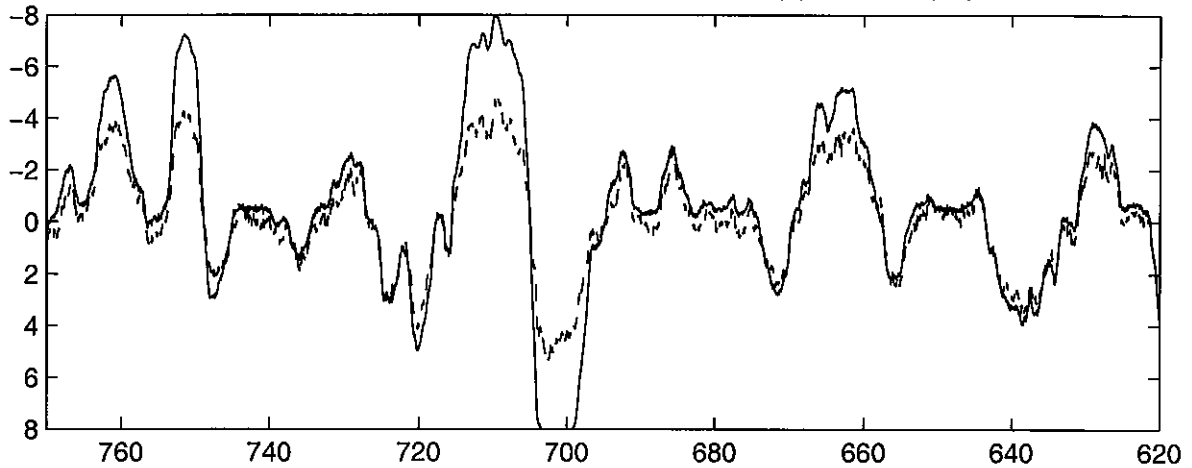
Figure 10-6a : Exemple de résultats du modèle embarqué MLP5\_BX : Accélération calculée proche de celle mesurée pour la suite du parcours en montée moins raide

COMPARAISON MODELE EMBARQUE (-) / MESURE (--) SUR VIRAGES EN DESCENTE MODEREE  
(MONTEE MODEREE EN SENS INVERSE - TEMPS INVERSE)

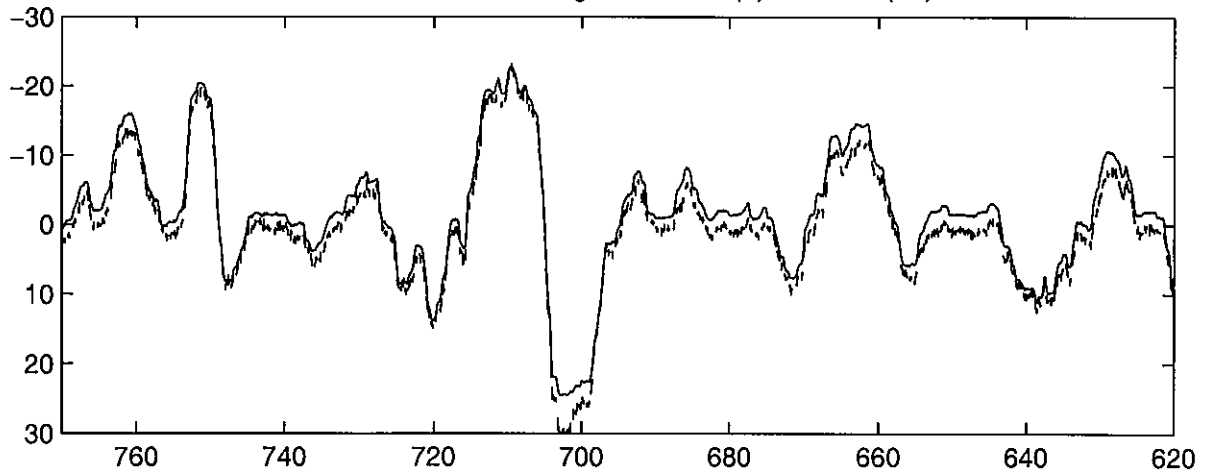
Vitesse en km/h (-) Gaz en % (--) Frein en bar (-.-)



Acceleration Transversale en m/s2 Modele (-) Mesure (--)



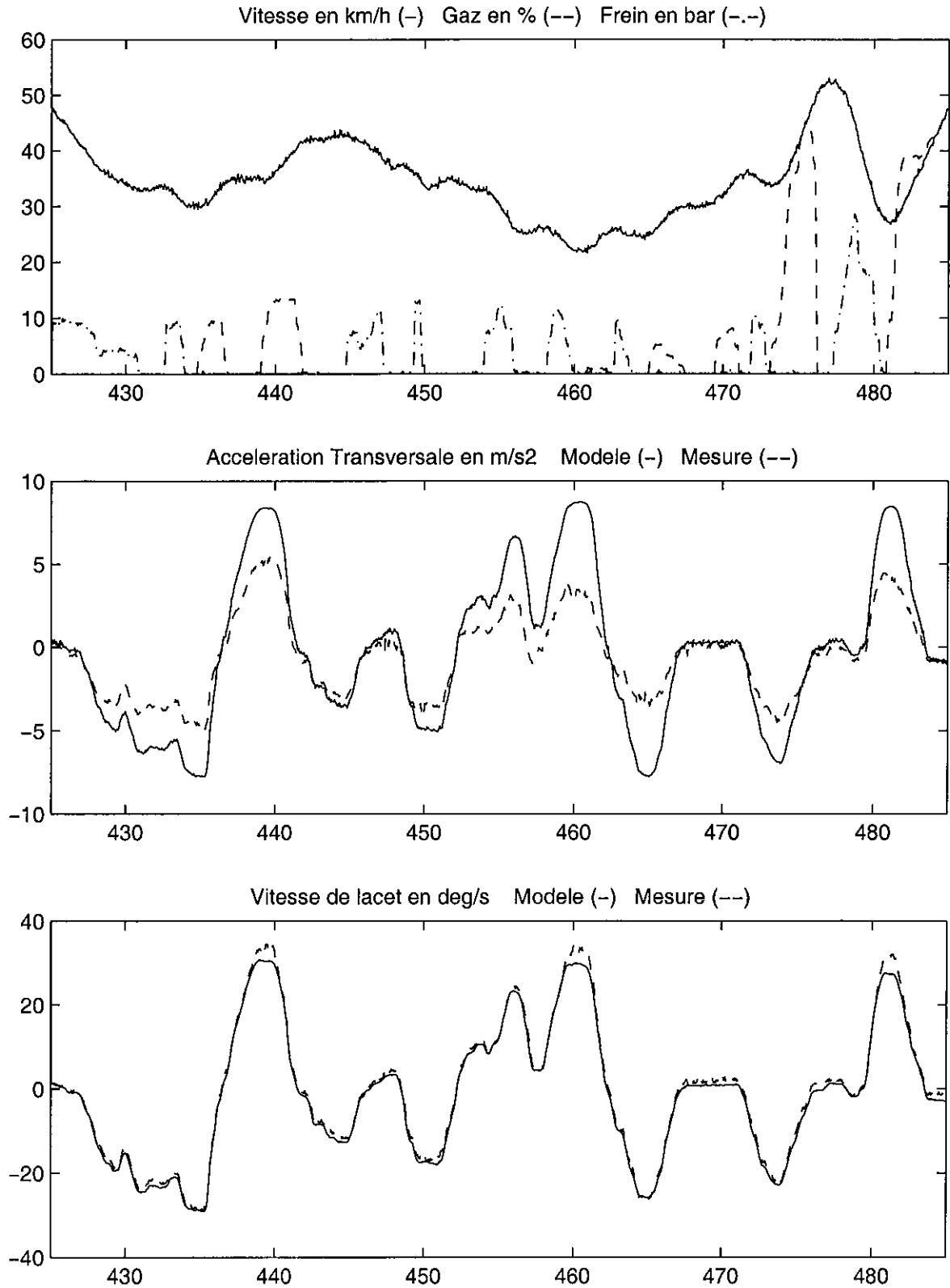
Vitesse de lacet en deg/s Modele (-) Mesure (--)



**Figure 10-6b : Exemple de résultats du modèle embarqué MLP5\_BX : Même parcours en sens inverse : Accélération transversale calculée très supérieure à la mesure pour les virages les plus sollicitants pour la suite du parcours en descente modérée**



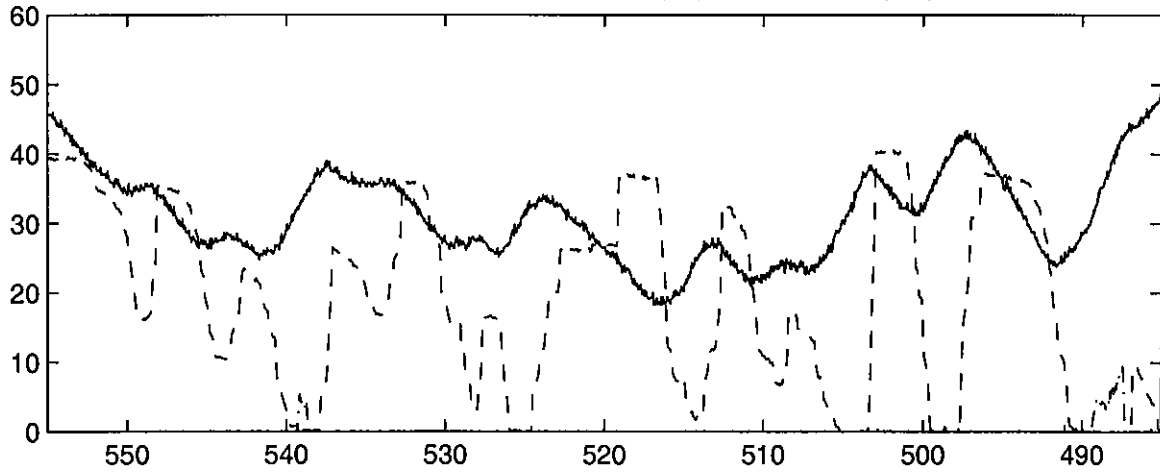
COMPARAISON MODELE EMBARQUE (-) / MESURE (--) SUR VIRAGES EN FORTE DESCENTE



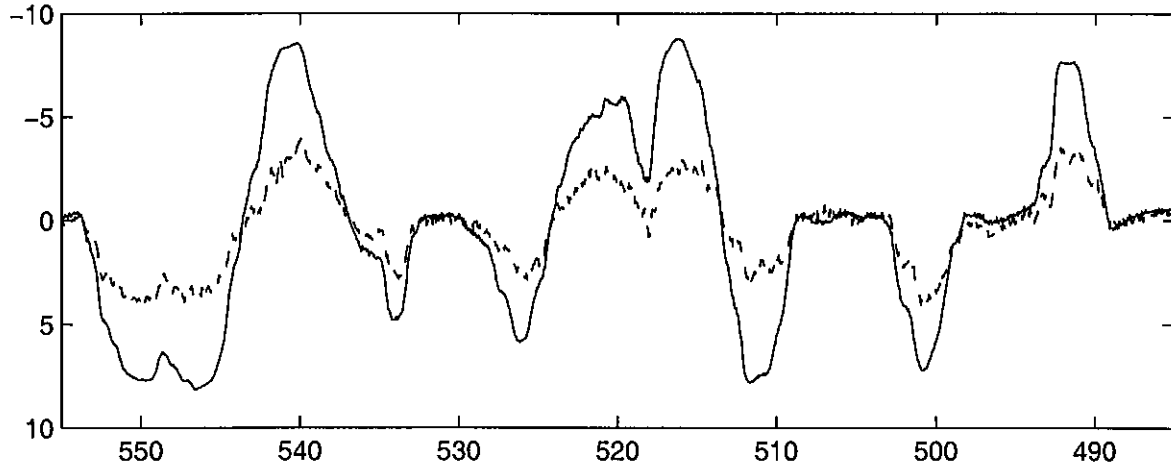
**Figure 10-7a : Exemple de résultats du modèle embarqué MLP5\_BX : Accélération calculée supérieure à celle mesurée pour une section de parcours en forte descente, très sinueuse, avec des portions pavées, et franchie à faible vitesse**

COMPARAISON MODELE EMBARQUE (-) / MESURE (--) SUR VIRAGES EN FORTE MONTEE  
(FORTE DESCENTE EN SENS INVERSE - TEMPS INVERSE)

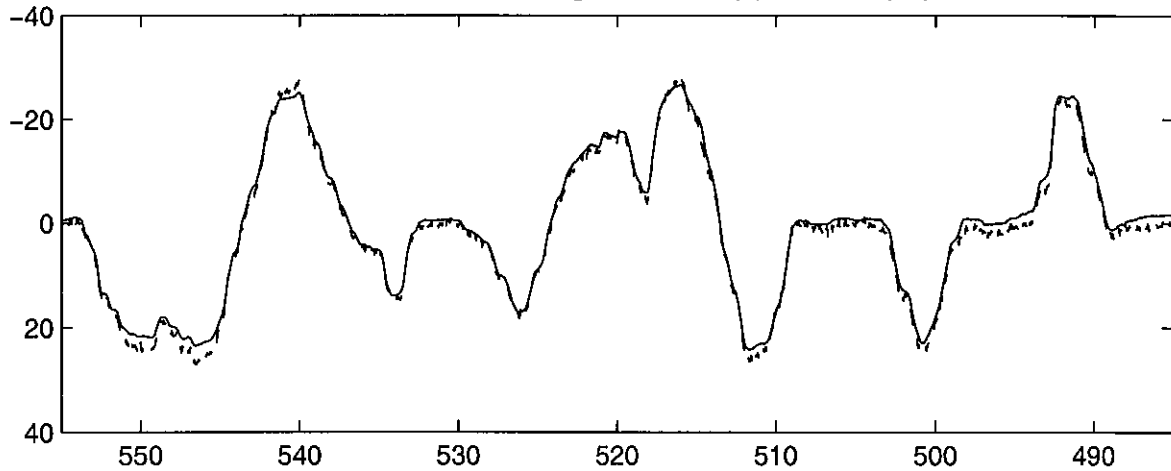
Vitesse en km/h (-) Gaz en % (--) Frein en bar (-.-)



Acceleration Transversale en m/s<sup>2</sup> Modele (-) Mesure (--)



Vitesse de lacet en deg/s Modele (-) Mesure (--)



**Figure 10-7b : Exemple de résultats du modèle embarqué MLP5\_BX : Même parcours en sens inverse : Accélération calculée supérieure à celle mesurée pour une section de parcours en montée, très sinueuse, avec des portions pavées, et franchie à faible vitesse**

Les éléments à l'origine des écarts calcul/mesure constatés sur ces figures sont sans doute multiples, avec des combinaisons complexes de phénomènes parfois contradictoires.

On peut déjà signaler que la correction de l'accélération transversale en fonction du roulis diminuerait la valeur mesurée, réduisant un peu l'écart constaté à la figure 10-5a, mais l'aggravant pour la plupart des autres cas présentés ; cette correction reste cependant de faible amplitude (environ  $0.5 \text{ m/s}^2$  pour  $3^\circ$  de roulis, valeur rarement dépassée en conduite courante), et ne peut constituer une raison essentielle des écarts constatés.

La prise en compte du dévers de la chaussée dans le modèle réduirait la valeur calculée dans les virages relevés dans le bon sens, mais là encore les ordres de grandeur des corrections sont faibles ( $1 \text{ m/s}^2$  pour 10% de dévers, valeur très rarement atteinte sur route), et cela ne peut expliquer l'amplitude des différences constatées, même si ce phénomène y contribue indéniablement. La connaissance pratique du dévers de la chaussée en temps réel dans le véhicule est cependant un problème complexe, pour lequel aucune solution simple n'apparaît.

Il convient également de rappeler que nous présentons des résultats d'un modèle purement transversal et donc sans couplage entre les efforts transversaux et longitudinaux. Ce perfectionnement diminuerait légèrement les efforts transversaux développés par les pneumatiques, aussi bien lors de fortes accélérations, ce qui est le cas en montée, que lors de freinages qui sont plus intenses en descente, et irait donc dans le bon sens pour corriger une partie des écarts constatés.

Les transferts de charge liés au profil en long de la chaussée, non pris en compte ici contrairement aux transferts de charge liés aux accélérations, sont également un autre phénomène susceptible d'expliquer une partie des écarts : en montée la charge du train avant diminue et celle du train arrière augmente, et c'est le contraire en descente. Ainsi le train avant dispose en montée de moins de charge verticale et le véhicule développe donc moins d'effort transversal sur son train avant, qui impose généralement le comportement, que sur le plat. Cela se traduit par une augmentation du braquage par le conducteur pour négocier une courbe de même rayon à la même vitesse en montée. **En clair, le véhicule réel sousvire en montée et survire en descente.** Mais comme le modèle ne dispose pas de cette information de pente, il répond aux commandes du conducteur toujours de la même manière. Ce phénomène devrait contribuer aux écarts constatés, mais nos résultats ne vont pas dans ce sens dans la plupart des situations.

On peut également remarquer que la traversée du village, objet de la figure 10-7 "a" et "b", pour laquelle les écarts sont les plus importants, se fait à très basse vitesse, ce qui est de nature d'une part à produire des angles de dérive et des taux de glissement localisés importants des pneumatiques, et d'autre part à favoriser des augmentations de braquage par le conducteur par rapport au strict nécessaire. On peut donc évoquer plus particulièrement pour cette zone sur laquelle le modèle surestime les accélérations dans les deux sens de parcours deux phénomènes complémentaires :

- un sousvirage du véhicule aux très basses vitesses, qui amène le conducteur à surbraquer, ce qui génère des angles de dérive calculés élevés et conduit à des efforts latéraux surévalués,
- une probable inadaptation des caractéristiques de modélisation des pneumatiques, puisqu'on travaille au delà de leur domaine de validité garantie, tant en vitesse qu'en angle de dérive, ce qui conduit à générer des efforts latéraux trop élevés pour un angle de dérive donné.

C'est sans doute dans ce type de phénomène que se situe l'explication majeure des importants écarts constatés dans cette situation de la figure 10-7 "a" et "b".

Un autre facteur intervient peut-être également : une partie de la traversée du village est recouverte de pavés, dont l'adhérence n'a sans doute pas grand chose de commun avec un revêtement classique, mais leur présence n'est pas systématiquement associée aux zones de mauvais résultats du modèle.

On voit qu'au stade actuel de notre réflexion, nous sommes loin d'avoir fait la part des choses entre les différents phénomènes contradictoires qui apparaissent dans ces trois situations, parcourues dans les 2 sens, qui se situent sur le même parcours à quelques minutes d'intervalle. Nous retrouvons des écarts et des difficultés semblables à celles évoquées dans la publication de SCHMIDT et GEISERT [100], au début de ce chapitre. Nous allons bien évidemment approfondir ces travaux dans le futur, afin d'être en mesure de proposer des explications cohérentes.

Il convient également de signaler que nous avons parfois observé de légères différences dans les résultats sur un même trajet à quelques jours d'intervalle. Sans doute des éléments, comme l'adhérence intrinsèque de certains revêtements, même en se cantonnant à des chaussées sèches, la température ou l'humidité, viennent influencer de façon notable les performances des pneumatiques.

**Malgré les écarts constatés dans des situations particulières, on peut considérer que les résultats de notre modèle embarqué sont globalement satisfaisants, étant donné la complexité de cette application, et le nombre de problèmes concrets qu'il a fallu résoudre avant de pouvoir superposer deux sources d'informations d'origine différente, comme celles concernant la mesure et le calcul de la vitesse de lacet ou de l'accélération transversale. N'oublions pas en effet qu'une information provient d'un capteur, et que l'autre est issue d'un modèle dynamique de véhicule, qui a totalement reconstruit le comportement de celui-ci, à partir des 2 seuls paramètres vitesse et action du conducteur sur le volant, et que tout cela se déroule en temps réel, 100 fois par seconde, dans un véhicule en circulation.**

## 10. 4. Le diagnostic de sécurité primaire "temps réel"

Ayant donc réussi à résoudre les principaux problèmes techniques inhérents à cette application et disposant d'un système susceptible de mettre à notre disposition **dans le véhicule en temps réel** les principaux paramètres caractérisant son comportement à travers des capteurs et un modèle dynamique, il devenait possible d'approfondir la réflexion sur l'utilisation potentielle d'un tel dispositif.

### 10. 4. 1. Le concept de diagnostic de sécurité primaire "temps réel"

Nous avons déjà signalé au début de ce chapitre notre intuition que des éléments pertinents concernant la situation de conduite courante vécue par le couple conducteur-véhicule, et plus particulièrement son "niveau de sécurité primaire", pouvaient être déduits de la comparaison des signaux de capteurs présents dans le véhicule et des résultats du modèle dynamique tournant en continu à partir des commandes du conducteur. Il s'agit maintenant de préciser quels paramètres peuvent être utilisés pour déterminer ce fameux niveau de sécurité primaire, et de voir comment mettre en forme cette information.

Les premiers paramètres auxquels on peut s'intéresser sont les accélérations longitudinale et transversale, qui renseignent sur le niveau de sollicitation de la situation de conduite courante. Le couplage de ces 2 accélérations sous forme de "cercle d'adhérence", déjà présenté à plusieurs occasions dans ce document aux chapitres 1 et 4, est également une information synthétique d'une grande richesse, permettant d'une part de situer le véhicule par rapport à ses limites, et d'autre part d'identifier certaines combinaisons d'actions du conducteur susceptibles de le mettre en difficulté, telles des freinages en virages.

La seconde catégorie d'informations concerne le comportement du véhicule et son type de réponse dans la situation présente en fonction des actions du conducteur : survirage ou sousvirage, dont une représentation assez simple est donnée par le suivi du déphasage de la vitesse de lacet par rapport à la commande volant.

Un troisième point important concerne le caractère linéaire ou non linéaire de la réponse du véhicule en réponse aux actions du conducteur, car nous avons vu, au chapitre 1, que de nombreux auteurs considéraient que les conducteurs n'avaient pas l'expérience d'une réponse non linéaire du véhicule à une commande, et que cela était susceptible de les mettre en difficulté.

Tout ce qui concerne la dérive du véhicule doit également être investigué avec beaucoup de soin, d'une part parce que nous avons montré que la mesure de ce paramètre est délicate, et d'autre part parce que la maîtrise d'un véhicule sous forte dérive est une difficulté incontestable de la conduite automobile, et ce d'autant plus que la vitesse est élevée.

Le comportement des pneumatiques, et plus particulièrement le point de fonctionnement de chacun d'eux dans la situation de conduite courante est également d'un grand intérêt : On recherchera en particulier à travers l'analyse des efforts transversaux fonction des angles de dérive, et des efforts longitudinaux fonction des taux de glissement, le tout fonction de la charge verticale appliquée sur le pneumatique, à identifier les situations où un pneumatique se rapproche du seuil de saturation de son potentiel, ou au contraire dispose d'une capacité à générer des efforts supérieurs.

Enfin, il nous apparaît particulièrement intéressant de tester des critères de déclenchement éventuel d'un système de contrôle de stabilité selon différentes stratégies et différents seuils. Nous retiendrons la stratégie de Koibuchi, ayant fait l'objet de la plupart des investigations du chapitre 8 de cette thèse, basée sur le suivi de l'angle de dérive, complété par un terme de vitesse de dérive pour le survirage, et le suivi de l'angle de dérive moyen du train avant pour le sousvirage. Nous testerons également une stratégie basée sur le suivi de la vitesse de lacet de référence du véhicule neutre, bornée par le niveau d'adhérence, avec pour objectif de démontrer que notre "diagnostic de sécurité primaire temps réel" peut nous aider à mettre au point cette stratégie, et notamment déterminer les écarts entre les vitesses de lacet théorique et réelle à partir desquels il serait souhaitable d'intervenir.

Tous ces paramètres peuvent être évalués soit à partir des informations provenant des capteurs installés sur le véhicule, soit des résultats issus du modèle dynamique, soit des deux sources d'informations ou d'une combinaison des deux.

**Ainsi une analyse en continu et en temps réel de la situation de conduite, basée sur la complémentarité de ces différents points de fonctionnement du véhicule par rapport à ses limites, tirant en outre parti de la connaissance du domaine de fonctionnement global du véhicule, peut être entreprise : c'est l'ensemble de cette analyse que nous avons baptisé le "Diagnostic embarqué de sécurité primaire temps réel".**

### 10. 4. 2. Mise en œuvre

Nous allons maintenant présenter l'écran de visualisation que nous avons mis au point, qui est proposé à l'expérimentateur embarqué, et que nous avons également la possibilité de visualiser en temps différé à l'aide d'un logiciel dédié, et à partir des fichiers de résultats stockés en temps réel, pour une analyse plus tranquille et davantage "à tête reposée" que dans le véhicule.

Il a été élaboré dans une résolution de 640x480 pixels, en faisant appel à des primitives graphiques dites BGI (Borland Graphic Interface) issues du langage Turbo-Pascal des années 90, et disponibles en Borland C++, qui nous ont permis d'obtenir les meilleures performances pour une utilisation sous MS-DOS, et offrant des possibilités d'affichage simples à programmer, rapides et compatibles avec les performances visées par rapport au temps réel. Cet écran se présente de la façon suivante :

- en haut à gauche : le tracé temporel des vitesses de lacet capteur et modèle,
- en haut à droite : le tracé temporel des accélérations transversales capteur et modèle,
  - *ces 2 premières informations ont surtout un objectif de suivi de la validité du modèle dynamique pour la situation de conduite courante.*
- au centre de l'écran : le cercle d'adhérence, croisement des accélérations longitudinale et transversale, lui aussi donné à la fois par les capteurs et le modèle (dans la version qui utilise la vitesse comme une entrée du modèle l'accélération longitudinale n'est pas calculée, on utilise alors la valeur expérimentale de ce paramètre pour les 2 tracés),
  - *ce diagramme permet de positionner le point de fonctionnement global du véhicule par rapport à ses limites (le cercle de référence de 0.5 g pouvant être considéré comme la transition entre des niveaux de sollicitation modérés et ceux susceptibles de mettre un conducteur en difficulté), et d'identifier certains couplages de sollicitations pouvant conduire à des situations délicates, tels des freinages en courbe.*
- au milieu à gauche : le croisement de la vitesse de lacet et de l'angle au volant, avec là encore la vitesse de lacet de provenance capteur et modèle, complété par la vitesse de lacet de référence du véhicule neutre borné par l'adhérence disponible,
  - *on accède ici à deux types d'informations : la détermination d'un comportement survireur ou sousvireur du véhicule en fonction de son positionnement par rapport à la vitesse de lacet de référence du véhicule neutre, ainsi que le caractère linéaire ou non linéaire de la réponse du véhicule en vitesse de lacet.*
- Au milieu à droite : le tracé de l'angle de dérive au centre de gravité du véhicule selon 3 méthodes différentes : mesure issue du capteur Datron V3, repositionnée au CDG alors que le capteur est situé sur la BX au niveau du train arrière, calcul par le modèle dynamique, et calcul à partir d'une intégration d'un signal de vitesse de dérive déterminé à partir des signaux de vitesse de lacet et d'accélération transversale ramenée dans le plan du véhicule (voir formule au paragraphe 5.1.5).
  - *Ce tracé présente à la fois un intérêt en terme de validation des méthodes de détermination de ce paramètre, dont nous avons eu l'occasion de signaler la difficulté à de nombreuses reprises, et de donner accès à ce paramètre, qui est*

*essentiel pour la maîtrise du véhicule, et constitue la donnée de base de nombreuses stratégies de déclenchement de systèmes de contrôle de stabilité.*

- Au bas de l'écran des voyants de déclenchement potentiel de dispositifs de contrôle du moment de lacet par freinage différentiel, à partir de la détection d'un sousvirage ou survirage du véhicule, selon les stratégies de Koibuchi et de suivi de la vitesse de lacet de référence du véhicule neutre bornée en fonction de l'adhérence disponible.
  - *Il nous a semblé particulièrement intéressant de visualiser en temps réel dans quel type de situation de conduite un tel système se déclencherait, et surtout de pouvoir l'associer au niveau de sollicitation ressenti dans le véhicule.*
- Sous le cercle d'adhérence, un ensemble de rectangles verticaux permettent de visualiser les vitesse, actions sur l'accélérateur et le frein, ainsi que le rapport de boîte enclenché. Ces informations sont instantanées. Au fur et à mesure de l'utilisation de ce logiciel, et en particulier du mode rejeu, nous avons ressenti le besoin de pouvoir associer l'évolution temporelle de ces paramètres à celles des différentes sollicitations dynamiques. C'est pourquoi la version dite "Evolution 3" contient, en plus de ce qui précède, un troisième repère sur les 2 côtés de l'écran, juste au dessus des voyants de déclenchement potentiel des CML, avec à gauche l'évolution temporelle sur 20 s de l'angle au volant, et à droite, celle des vitesse et actions sur l'accélérateur et le frein.
- Tout au bas de l'écran au centre, une légende permet d'identifier les couleurs utilisées sur les différents tracés : rouge pour le modèle et vert pour les capteurs, ainsi que les couleurs utilisées pour la représentation des efforts.
- En effet, dans les espaces disponibles, un tracé des efforts développés par les 4 pneumatiques, tels que calculés par le modèle, est proposé selon deux modes de présentation :
  - En version "Evolution 1", il s'agit de rectangles de taille proportionnelle à l'amplitude des efforts transversaux (et longitudinaux lorsque le modèle longitudinal sera développé), et d'un cercle dont le rayon est proportionnel à la charge verticale agissant sur le pneumatique.
  - En version "Evolution 2", cette visualisation des efforts développés par les pneumatiques est remplacée par un tracé de leurs points de fonctionnement : effort transversal fonction de l'angle de dérive, qui sera complété ultérieurement par l'effort longitudinal fonction du taux de glissement, avec aux extrémités du graphique de chaque roue un vecteur proportionnel à la charge verticale agissant sur le pneumatique.
    - *Alors que la première représentation est très spectaculaire, par exemple lors d'un slalom, puisqu'on visualise les amplitudes de la charge verticale et des efforts longitudinaux et transversaux des 4 roues, la seconde est plus scientifique, puisqu'on se situe vraiment au cœur du pneumatique et de ses points de fonctionnement, et accède en particulier aux phénomènes non linéaires et aux passages des sommets des courbes  $F_y$ (angle de dérive) et  $F_x$ (taux de glissement), traduisant la saturation du potentiel des pneumatiques et l'amorce d'un phénomène potentiellement dangereux : blocage ou dérapage. Le fait de visualiser les 4 pneumatiques en même temps est particulièrement riche d'enseignements.*

L'ensemble de ces informations est rafraîchi en temps réel à une fréquence de 20 Hz, une valeur supérieure n'apportant pas grand chose de plus à l'expérimentateur et risquant de dégrader les performances de l'application par rapport au temps réel. En outre tous les repères de référence sont réaffichés toutes les 20 secondes, et les différents tracés temporels recalés à l'origine. La version Evolution 3 contient également un affichage du temps écoulé et de la distance parcourue depuis le début de l'essai.

Des exemples d'écrans correspondant aux 3 évolutions sont présentés aux figures 10-8 et 10-9, et permettent d'illustrer comment la présentation des résultats a évolué au fil des versions.

La figure 10-8 montre à quel point la visualisation des efforts pneumatiques illustre bien les situations de déséquilibre droite-gauche. La partie basse de la figure 10-9 (Evolution 3) représente un extrait de 20 s de la situation présentée à la figure 10-6a, pour laquelle les résultats sont corrects, malgré la pente de la chaussée. La figure 10-10 présente des extraits de 20 s des deux situations qui posent le plus de problèmes, lors des roulages en montée et en descente, objet des figures 10-5a et 10-7a. Ces représentations nous permettent d'accéder à d'autres paramètres. On note par exemple que pour la situation en montée la vitesse est assez élevée et les angles de dérive des pneumatiques très faibles, alors qu'ils sont effectivement très élevés pour la traversée du village en descente à faible vitesse, lorsque le modèle surestime fortement l'accélération transversale, confirmant ce que nous disions au paragraphe 10.3.2.

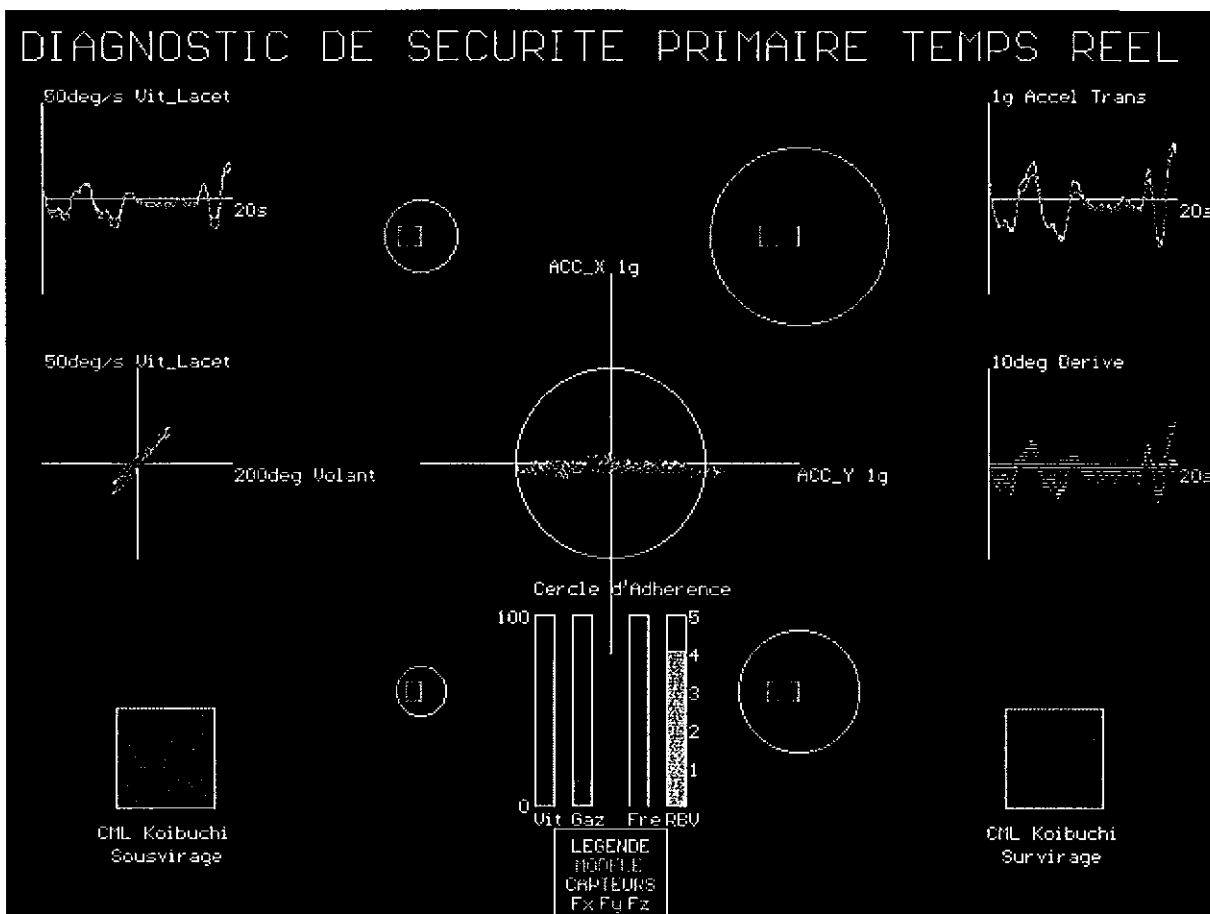


Figure 10-8 : Ecran de visualisation du diagnostic embarqué de sécurité primaire en version Evolution 1



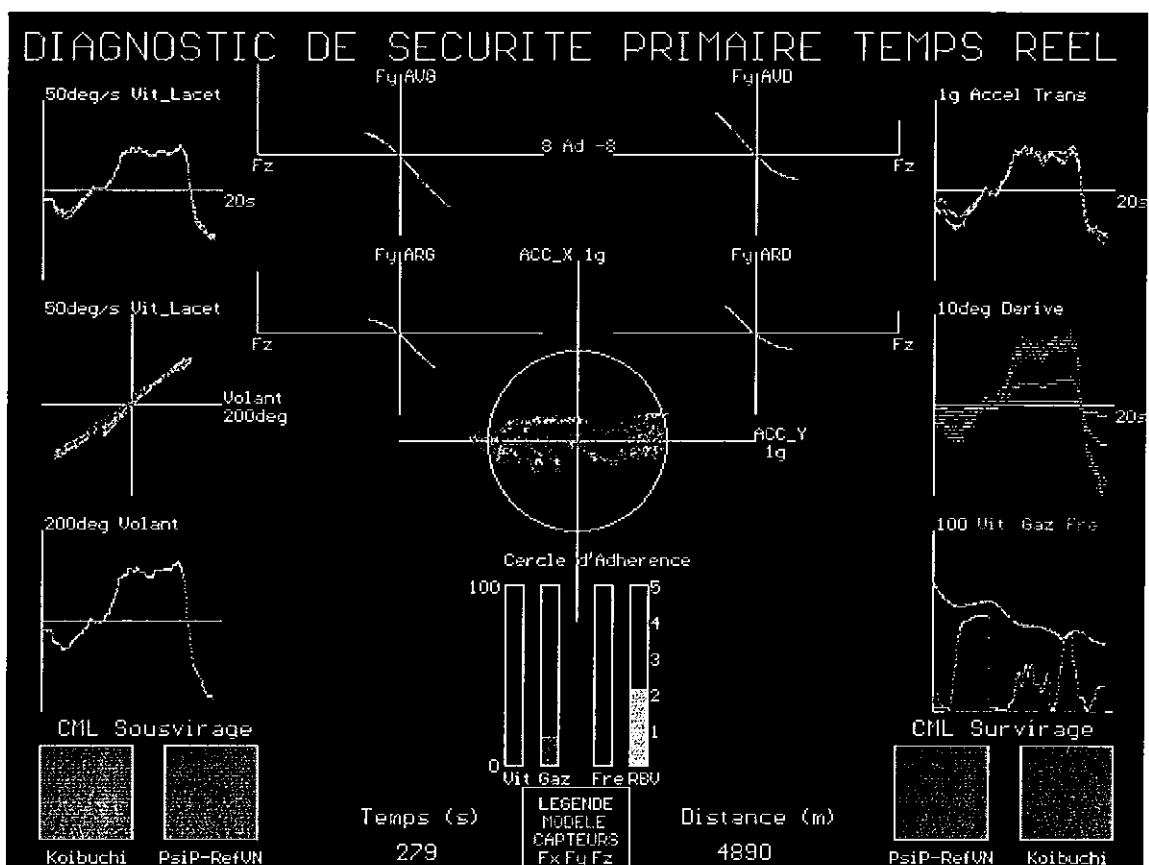
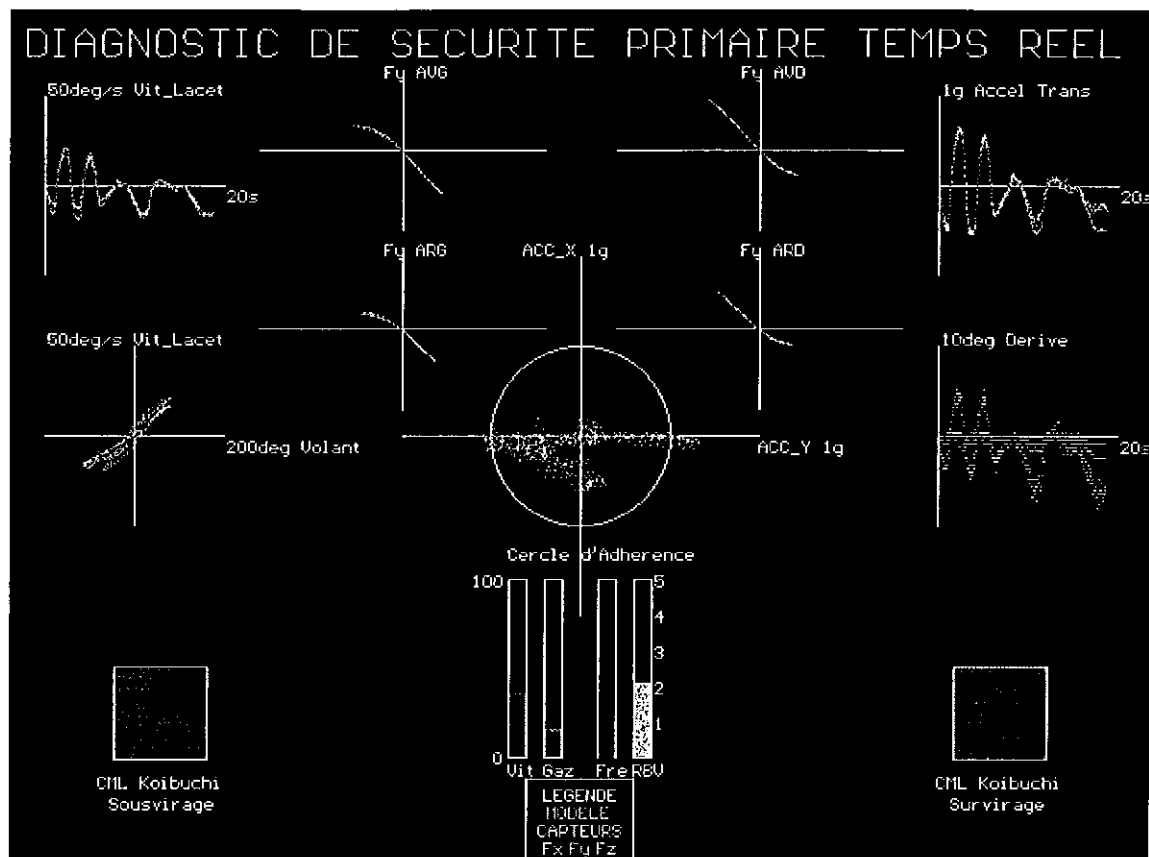


Figure 10-9 : Ecrans de visualisation du diagnostic embarqué de sécurité primaire en version Evolution 2 (haut) et Evolution 3 (bas)

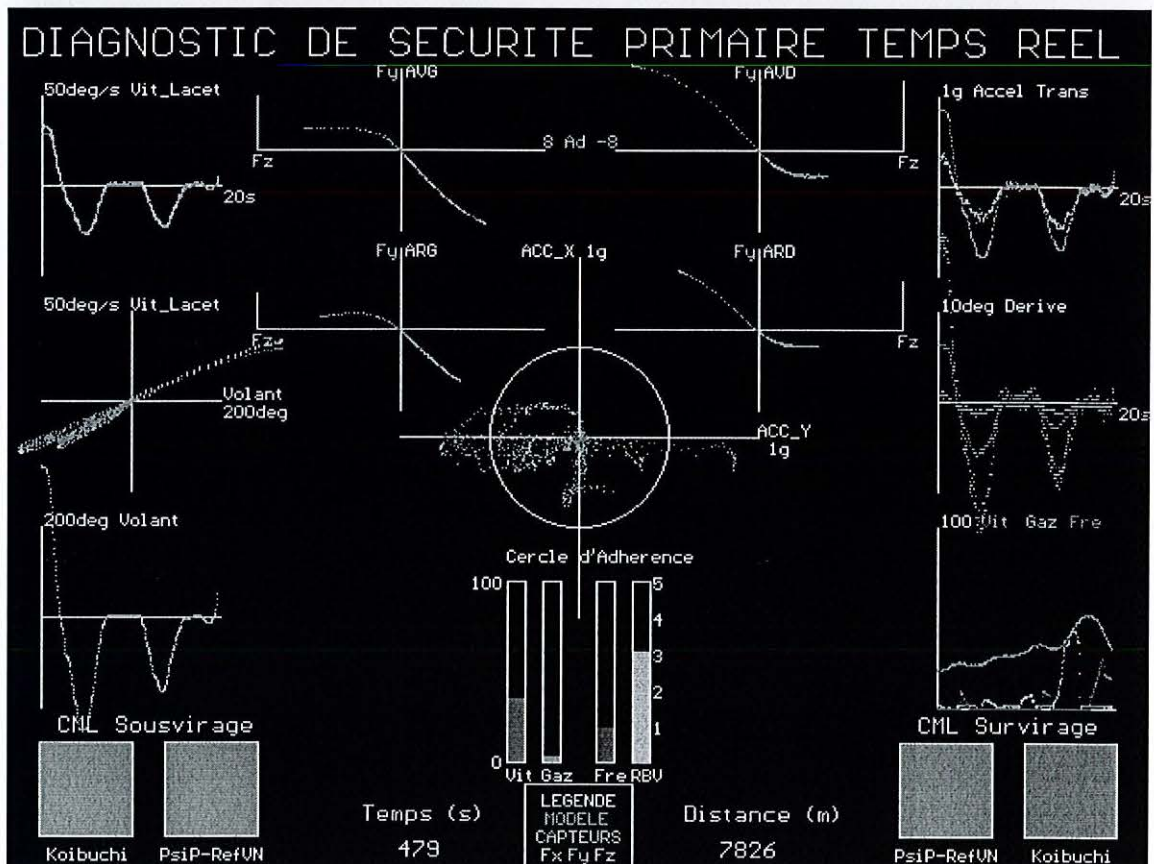
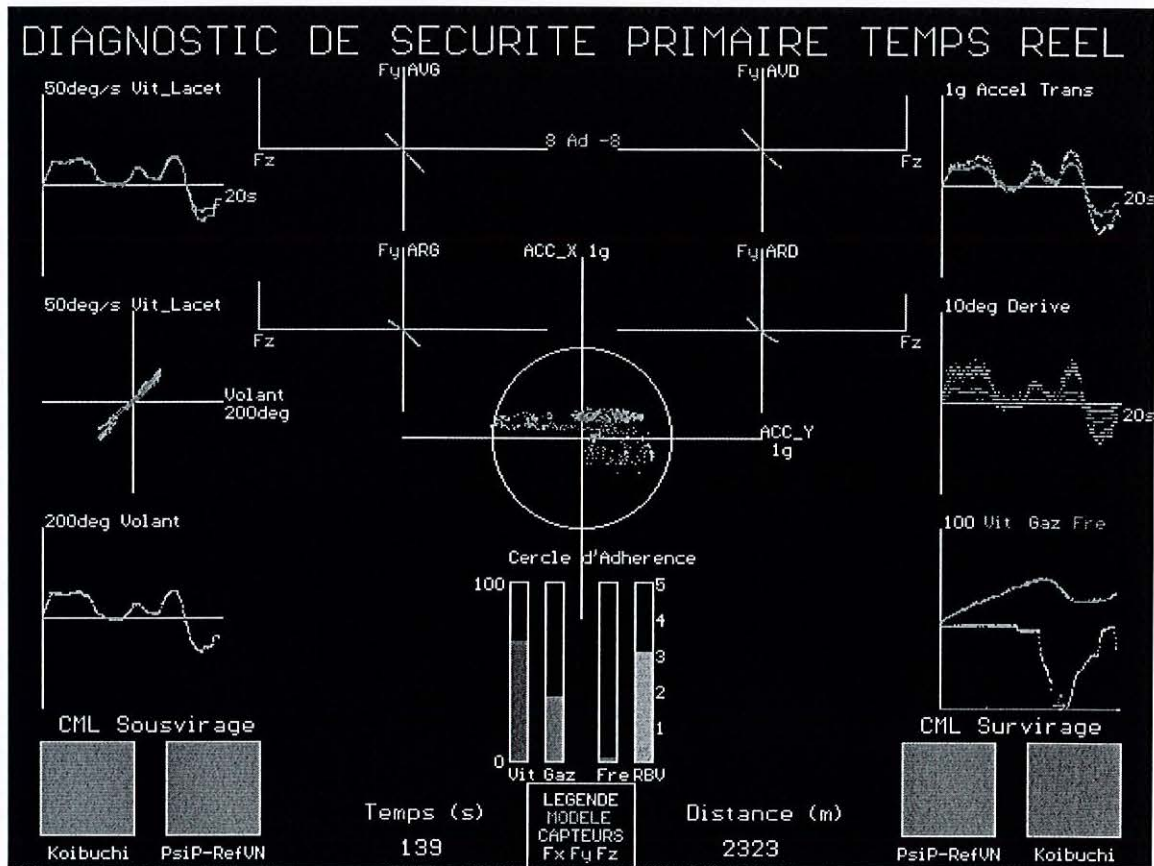


Figure 10-10 : Ecrans du diagnostic embarqué de sécurité primaire en version Evolution 3 pour des situations en montée et descente extraites des Figures 10-5a et 10-7a

## 10. 5. Applications potentielles et perspectives

### 10. 5. 1. Présentation du véhicule démonstrateur

Les figures suivantes présentent des vues de la BX équipée pour cette application et des photos de l'écran embarqué présentant le diagnostic de sécurité primaire.

Sur la première, on distingue dans le coffre du véhicule, le PC sur lequel tourne toute cette application, le boîtier de connexion avec les câbles provenant des différents capteurs, ainsi que le Correvit implanté au milieu du plancher arrière mesurant la vitesse du véhicule.

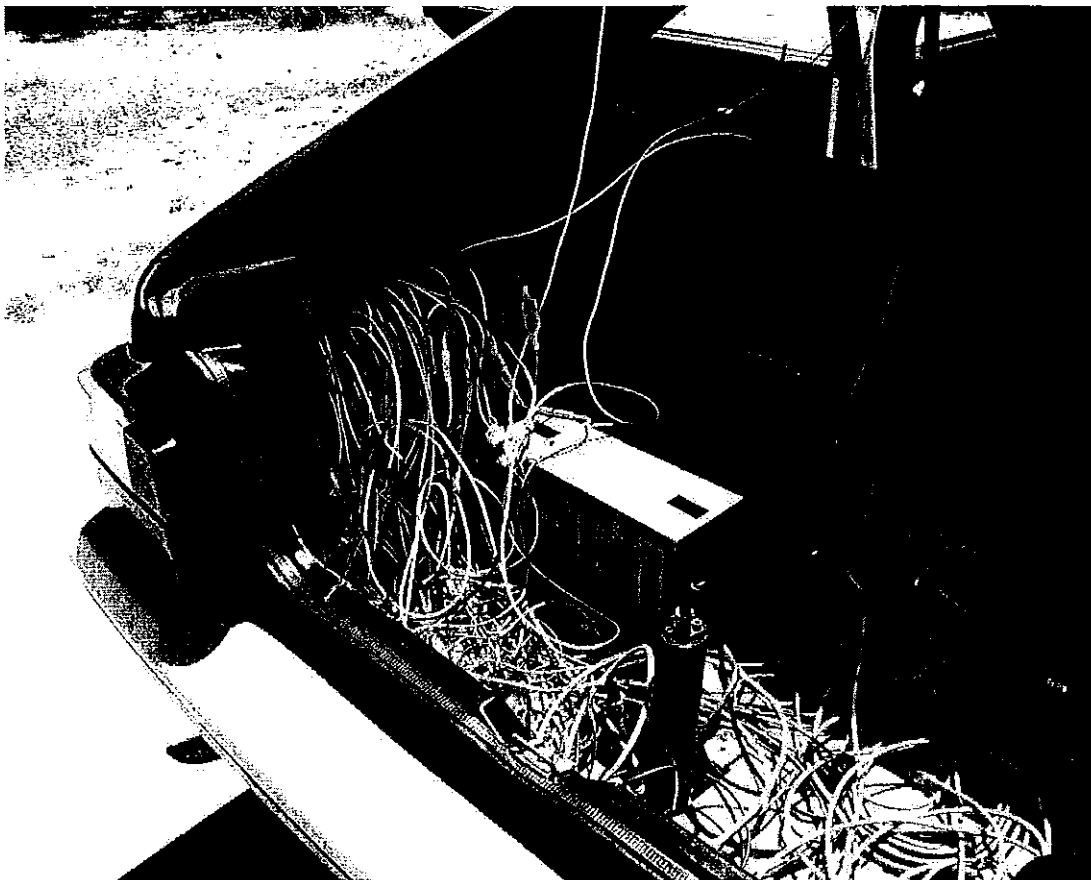


Figure 10-11 : Vue du coffre de la BX

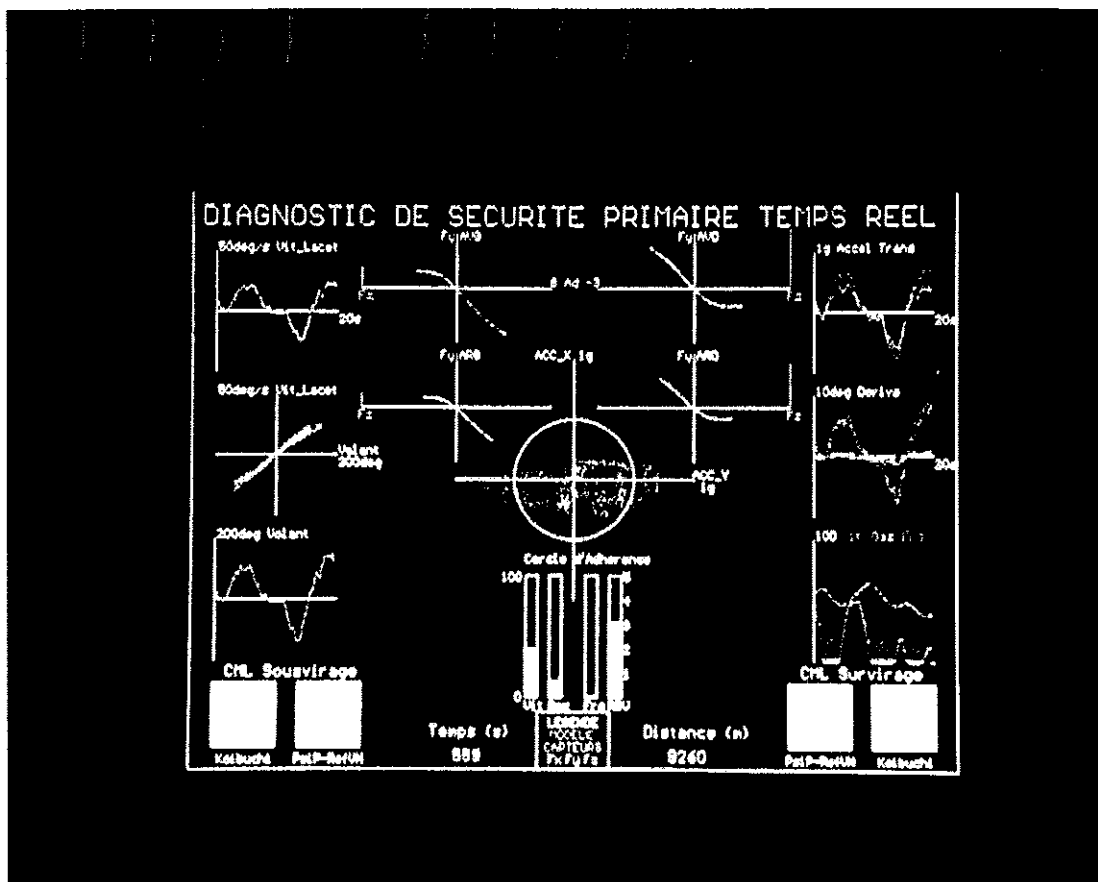
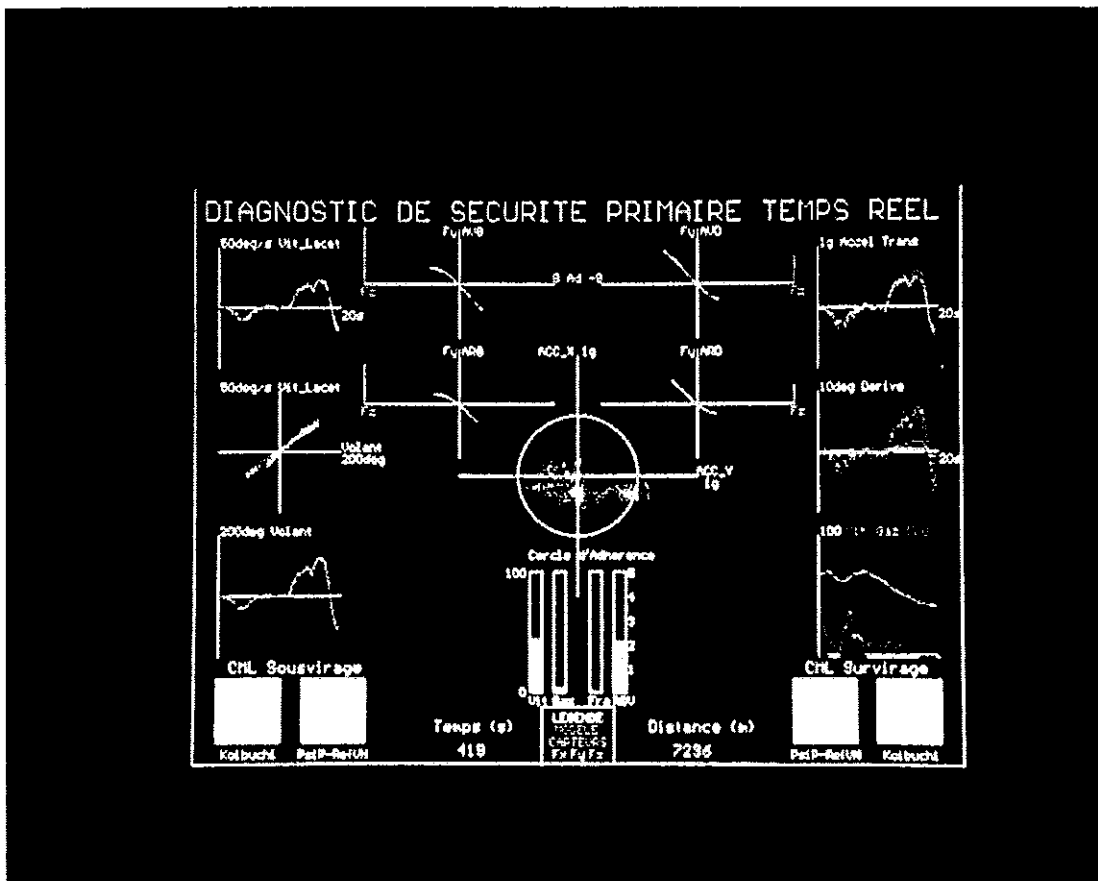


Figure 10-12 : Vues de l'écran "Temps réel" version Evolution3

### **10. 5. 2. Les solutions applicables aux difficultés intrinsèques de ce type d'application**

Pour permettre de rendre cette application davantage opérationnelle, il est nécessaire de prendre en compte certaines difficultés spécifiques à l'utilisation d'un modèle embarqué dans des conditions de conduite aussi variées que celles qu'un automobiliste peut rencontrer. Nous allons évoquer ci-dessous 4 exemples avec les solutions envisageables.

#### ***Influence de la masse du véhicule***

Si on souhaite que le modèle fournisse une évaluation correcte des performances du véhicule dans toutes les situations de conduite, il est en premier lieu nécessaire de disposer d'une valeur précise de la masse du véhicule. Ce paramètre intervient bien évidemment directement dans les équations du véhicule, mais il influence également les inerties et les charges verticales, dont on a signalé les répercussions sur les efforts longitudinaux et transversaux. Le nombre de passagers, le poids de bagages et la quantité de carburant peut modifier sensiblement la masse suspendue du véhicule et sa répartition sur les 4 roues.

Il est parfaitement envisageable d'effectuer au début de chaque parcours une initialisation de certains paramètres du modèle à la suite d'une phase de diagnostic. Pour connaître la masse précise du véhicule, on peut prévoir une analyse des débattements de suspension par rapport à une situation de référence. Cela nécessite bien évidemment que des capteurs équipent chaque suspension. Sur nos véhicules instrumentés Peugeot 306 et Citroën BX, nous disposons à la fois d'une mesure de débattements à travers des potentiomètres rotatifs montés sur les bras de suspension et d'une mesure des hauteurs de caisse par rayon laser. Si la seconde solution est trop onéreuse pour un équipement en série des véhicules, la première est accessible avec des capteurs de faible coût (quelques centaines de francs). En faisant l'hypothèse que quelles que soient les variations de chargement, on se situe toujours dans la partie linéaire des courbes charge-débattement autour d'une valeur de référence connue, par exemple la masse à vide du véhicule (ce qui exclut un début d'écrasement des butées de compression par un chargement extrême), un calcul simple permet de déduire la variation de masse en fonction des mesures de débattements. Nous avons effectué quelques essais en s'intéressant à 3 situations : à vide, avec 2 personnes à l'avant, en ajoutant 3 personnes à l'arrière. N'ayant pas pu faire cet essai sur la 306 avant sa destruction, il convient de préciser que l'utilisation de la BX ne nous a pas facilité la tâche, car le correcteur d'assiette hydraulique vient corriger la hauteur de caisse à l'arrière dès qu'une modification apparaît. Nous estimons cependant que sur un véhicule plus conventionnel, une précision de 10 % peut être obtenue par cette méthode. Ainsi la masse du véhicule et les charges statiques par roue peuvent être corrigées à l'issue de cette phase d'initialisation, voire même les moments d'inertie réévalués à l'aide de formules approximatives.

Pour en revenir à cette phase d'initialisation, qui ne durerait que quelques secondes, l'idéal serait qu'elle se situe à l'arrêt, ce qui pourrait, dans l'hypothèse de l'extension de ce dispositif à des véhicules de série, être imposé par un voyant au tableau de bord, et de préférence sur une surface rigoureusement plane, ce qui permettrait un recalage précis des offsets des capteurs comme les accéléromètres (pour lesquels le sol plat est important) et gyromètres (pour lesquels l'arrêt est suffisant).

#### ***Influence du profil de la chaussée***

Nous avons constaté au paragraphe 10.3.2 que le profil routier est un facteur influençant de manière très importante les performances d'un modèle embarqué. Il est clair que la pente et le

dévers de la chaussée modifient fortement les sollicitations dynamiques du véhicule, et qu'il est donc primordial d'essayer de déterminer ces paramètres.

Pour le profil en long, le fait d'utiliser la vitesse réelle du véhicule comme une entrée du modèle, et non pas de chercher à la recalculer à partir des entrées accélérateur et frein, à travers un modèle longitudinal, permet de minimiser les erreurs sur la vitesse. Il apparaît en effet rigoureusement impossible de recalculer le profil de vitesse d'un véhicule en montée à partir de la commande d'ouverture du papillon des gaz, si on ignore le pourcentage de pente de la chaussée. Cependant malgré la suppression de cette source d'erreur, on a montré qu'un modèle purement transversal, négligeant le couplage des sollicitations longitudinales et transversales et les transferts de charge longitudinaux, pouvait conduire à des erreurs importantes sur les virages situés en montée et en descente.

Pour le profil en travers, rappelons qu'un dévers de +10 % réduit de  $1 \text{ m/s}^2$  l'accélération transversale subie par le véhicule, on conçoit dès lors l'intérêt de la connaissance du profil en travers de la route à l'intérieur du véhicule, ce qui n'est pas un problème facile à traiter. Pour la pente, une idée suggérée par Gilles SCHAEFER (SERA) consiste à comparer le signal donné par un accéléromètre longitudinal avec la dérivée du signal de vitesse. Cette méthode devrait permettre d'obtenir de bons résultats une fois les problèmes liés au bruitage de ces signaux résolus.

Nous allons poursuivre nos investigations sur ce sujet de l'influence du profil de la chaussée sur les performances d'un modèle embarqué, notamment en cherchant à relier les écarts constatés entre capteurs et modèle aux pentes et dévers. Nous allons travailler sur des itinéraires pour lesquels on peut disposer de mesures effectuées par des appareils à grand rendement, mis en œuvre par les Laboratoires Régionaux des Ponts et Chaussées.

### *Influence du vent*

Il est clair qu'un vent violent inconnu du modèle peut dégrader ses résultats, tout particulièrement si on recalcule la vitesse du véhicule à l'aide d'un modèle longitudinal complet. Il existe certaines solutions pour connaître la vitesse du véhicule par rapport à l'air environnant : un tube de Pitot fournit l'intensité de cette vitesse dans l'axe du véhicule et une girouette peut fournir une indication de l'orientation du vent absolu (vitesse du véhicule combinée à celle de l'air environnant). Nous avons équipé la BX de ces 2 dispositifs (voir figure 10-13) et fait quelques essais, mais ne pouvons affirmer au stade actuel que cet ensemble, complété par une vitesse fiable du véhicule par rapport au sol (Correxit ici, et top de rotation de roue dans une version opérationnelle et de coût raisonnable) permet de déduire cette information "vent" de façon précise. Nous avons constaté deux difficultés majeures concernant le signal du tube de Pitot : il est très bruité même une fois filtré, et il est peu fiable à basse vitesse, ce qui est lié à son principe même de fonctionnement. Dans son utilisation habituelle, sur avion ou véhicule de compétition, cet inconvénient est minimisé vu les vitesses élevées pratiquées.

La figure 10-14 compare 2 enregistrements de la girouette effectués sur notre parcours d'essai, le premier un jour sans vent notable, et le second par un violent mistral. La comparaison des 2 enregistrements montre clairement que le mistral influence fortement l'orientation de la girouette, puisque le courant d'air global ne dépasse pas  $10^\circ$  d'angle par rapport à l'axe longitudinal du véhicule dans le premier cas, et atteint des pointes proches de  $90^\circ$  dans le second. Il apparaît cependant que cette information est également sensible à l'accélération transversale, et qu'il convient d'approfondir la méthode d'exploitation de cette mesure pour en déduire une valeur fiable de l'orientation du vent.

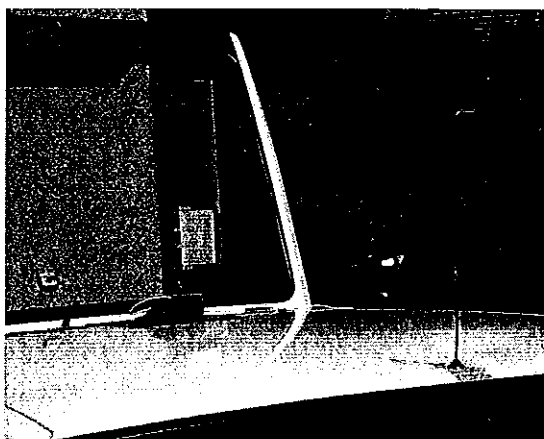


Figure 10-13 : Vue du tube de Pitot et de la girouette montés sur la BX

COMPARAISON GIROUETTE BX PAR TEMPS CALME (HAUT) ET VIOLENT MISTRAL (BAS)

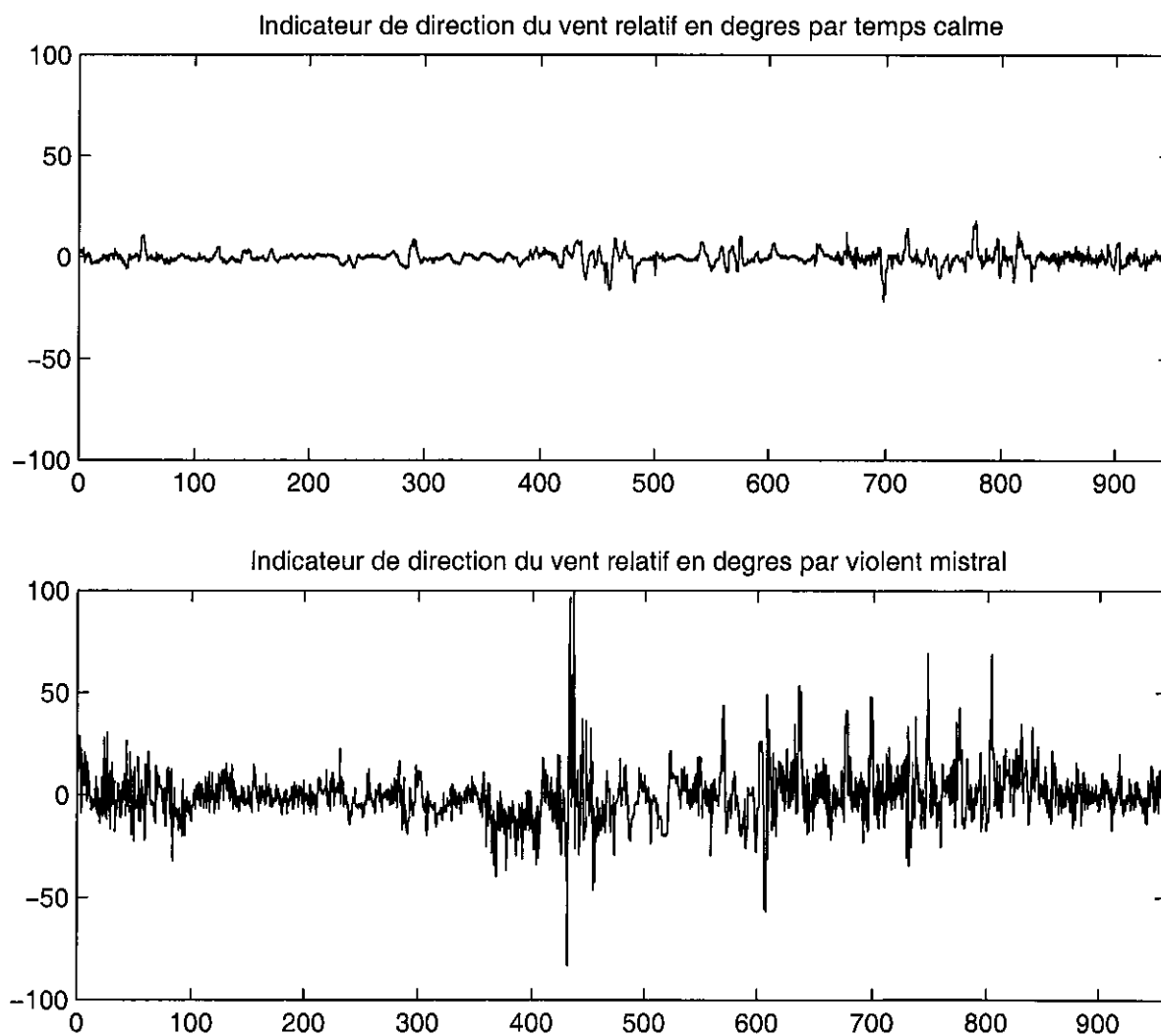


Figure 10-14 : Comparaison des signaux de la girouette lors d'un parcours par temps calme et du même parcours effectué avec un violent mistral

### *Caractéristiques des pneumatiques et influence de l'adhérence*

Il est clair que l'utilisation de caractéristiques des pneumatiques fiables et de leur adaptation à l'adhérence disponible dans chaque situation de conduite est d'une importance capitale pour l'obtention de résultats du modèle fiables. Dans le cadre de cette première approche, seuls des résultats sur chaussée sèche sont présentés, et des données pneumatiques issues d'une caractérisation faite par le manufacturier sont utilisées, comme pour les essais de validation des modèles. Si la mise à disposition systématique de caractéristiques Pacejka complètes pour toutes les conditions d'adhérence et tous les revêtements semble utopique, il nous paraît hautement souhaitable d'aller au-delà d'une approche linéaire de base, même si la détection d'un état de fonctionnement non linéaire du véhicule constitue l'utilisation la plus simple envisageable d'un modèle embarqué, à partir de la comparaison d'un modèle linéaire et de capteurs restituant le comportement réel du véhicule.

Ce sujet constitue un vaste champ d'approfondissements, afin de pouvoir couvrir toutes les situations susceptibles d'être rencontrées. Certaines solutions peuvent être envisagées, mais la plupart d'entre elles doivent encore être considérées comme étant au stade de la recherche à l'heure actuelle. On citera par exemple VAN DER JAGT et PARSONS [104] qui proposent une modification de quelques coefficients d'une caractérisation de Pacejka pour l'adapter aux conditions d'adhérence. D'autres contributions sont dues notamment à PASTERKAMP et PACEJKA [105, 106], à FURUKAWA et ABE [107], et à ABE *et al.* [108].

Sur notre véhicule instrumenté, nous utilisons un capteur de mesure de la hauteur d'eau devant le véhicule mis au point par le Pr. Fabian HOLZWARTH de l'Université de Stuttgart [109], et même si le coût d'un tel système, de l'ordre de 50 KF, est prohibitif pour une application en série, cette information pourrait être utilisée pour adapter en temps réel les caractéristiques du pneumatique à l'adhérence disponible. Cela n'est cependant pas immédiat, d'une part parce que la hauteur d'eau ne constitue qu'une partie de l'information nécessaire à la connaissance de l'adhérence, les différents types de revêtement routier ne réagissant pas de manière homogène en présence d'une hauteur d'eau donnée, et d'autre part parce que l'analyse de caractéristiques pneumatiques en fonction de la hauteur d'eau sur la chaussée montre qu'il n'y a pas une simple homothétie à faire à partir d'un jeu de coefficient de Pacejka pour décrire l'évolution des efforts pneumatiques.

Une technique très prometteuse pour contribuer à résoudre ce délicat problème est constituée par la mesure directe des efforts développés par le pneumatique sur le pneumatique lui-même. Des travaux sur ce sujet, dont on imagine sans peine l'importance cruciale pour l'avenir de la dynamique du véhicule à partir de modèles embarqués, ce qui est le cas de la plupart des applications de contrôle de stabilité, ont commencé à donner lieu à publication en particulier par Continental Teves [110, 111]. Une autre idée consiste à évaluer les efforts à partir de ponts de jauges montés sur les porte-roues [112].

#### **10. 5. 3. Perspectives d'utilisation**

Les premières utilisations de ce modèle embarqué nous ont révélé des éléments particulièrement intéressants sur la validation d'un modèle dynamique et les nombreux facteurs extérieurs qui sont susceptibles d'intervenir pour introduire des écarts entre un modèle et la réalité. **Cette application est donc un formidable révélateur des insuffisances d'une modélisation**, car les écarts sautent immédiatement aux yeux de l'expérimentateur, et nous disposons d'un **outil à fort potentiel pour nous faire progresser dans la compréhension**



**des phénomènes physiques et la validation opérationnelle des modèles de comportement dynamique de véhicules.**

Concernant les systèmes de contrôle de stabilité, le fait de pouvoir visualiser en temps réel si un système se déclencherait, en fonction de différents seuils facilement modifiables sur les paramètres caractéristiques du comportement dynamique, est un atout extraordinaire pour progresser rapidement dans la mise au point d'une stratégie de pilotage.

Malgré le fait que notre dispositif n'en soit qu'à ses premiers balbutiements, et que de très nombreuses pistes sont envisageables pour en améliorer les performances ou multiplier les domaines d'application, il révèle dès son stade actuel un potentiel considérable pour mieux comprendre et analyser avec une plus grande finesse le fonctionnement du système conducteur-véhicule-environnement, dans toute la diversité des situations de conduite réelles. **Les objectifs de départ de cette application sont donc très largement atteints. Ces premiers travaux sur des modèles embarqués ont d'ailleurs largement contribué à nous permettre de devenir partenaire d'un projet, consacré à la mesure temps réel de l'adhérence mobilisable dans un véhicule, dans le cadre de l'action fédérative ARCOS 2003 du PREDIT, en collaboration avec SERA, PSA, le LCPC, NEXYAD, HEUDIASYC et l'ENSEEIH.**

---

# Chapitre 11 : Conclusions et perspectives

## 11. 1. Les modèles dynamiques et leur validation

Cette thèse nous a permis de créer une gamme de modèles dynamiques simples de conception et d'établir leurs domaines de validité. Cette approche vient en complément de l'utilisation d'autres modèles de comportement dynamique plus complets au Département Mécanismes d'Accidents de l'INRETS. Les résultats obtenus sont dans l'ensemble satisfaisants et montrent que l'utilisation de modèles à paramétrage de véhicule réduit, mais soigneusement élaboré, permet de simuler la plupart des manœuvres avec un très bon degré de validité, y compris pour celles mettant en jeu de fortes sollicitations.

Des modèles purement transversaux, utilisant la vitesse comme une entrée, donnent de très bons résultats, aussi bien en régime stabilisé que lors de manœuvres fortement transitoires, y compris pour des niveaux de sollicitations très élevés, à condition que la vitesse du véhicule évolue peu au cours de l'essai.

L'analyse de manœuvres à niveaux de sollicitation croissants met clairement en évidence **les limites d'une approche linéaire**, au niveau de la détermination des efforts transversaux des pneumatiques, dont les résultats sont cependant tout à fait corrects, lorsqu'on reste dans un domaine de sollicitation modéré (accélération transversale inférieure à 0.5 g).

**En matière de sollicitation élevée l'intégration d'un modèle de Pacejka pour l'effort transversal permet, à elle seule, un progrès considérable par rapport à l'approche linéaire. Des progrès complémentaires sont apportés par la prise en compte des transferts de charge géométriques.**

Un autre point essentiel, qui apparaît à travers la comparaison des résultats de simulation aux données mesurées sur le véhicule, est que **chacun des perfectionnements apportés à nos modèles a permis de progresser dans la bonne direction et de se rapprocher de la réalité pour les principaux paramètres de la dynamique transversale.**

Un modèle complet, incluant un modèle longitudinal qui recalcule un profil de vitesse à partir des commandes du conducteur sur l'accélérateur et le frein, est nécessaire à l'obtention de résultats valides sur des manœuvres au cours desquelles la vitesse évolue, comme les freinages, mais également les levers de pied en courbe et accélérations sur cercles. Par ailleurs, il est important de signaler que la simplicité de l'approche retenue pour la description du mouvement de la caisse du véhicule (mouvement plan avec prise en compte de seulement 3 des 6 degrés de liberté) ne préjuge en rien de la complexité de modélisation des autres sous-systèmes. Les bons résultats obtenus en matière de simulations de freinage avec et sans ABS, à partir du moment où les enseignements des données expérimentales sur l'adhérence ont été pris en compte, illustrent clairement ce constat.

Nous sommes parfaitement conscient que la non prise en compte dans la modélisation de la suspension du véhicule est critiquable, mais c'est cependant la qualité des résultats obtenus avec ces modèles simples qui nous a conduit à retenir cette approche. Le **compromis global** entre d'une part la qualité des résultats, et d'autre part la facilité de mise en œuvre de ces modèles (qui se traduit par la réduction du temps de conception des paramétrages des véhicules modélisés, et du temps de préparation d'une simulation) **est très favorable à ce type d'outils de modélisation et ouvre des perspectives extrêmement prometteuses au niveau de la mise en œuvre de modèles dynamiques, dans le cadre des travaux menés par l'INRETS dans le domaine de l'accidentologie.** Nous admettons cependant parfaitement que cette approche ne soit pas de nature à satisfaire des concepteurs de véhicules automobiles, dont les attentes vis à vis de la modélisation sont différentes. Outre la non prise en compte détaillée des caractéristiques des suspensions, les principales lacunes de ces modèles se situent à notre avis à 2 niveaux :

- la liaison "plan sur plan" utilisée ne permet pas la prise en compte d'un sol non plan : il est ainsi impossible de simuler le comportement d'un véhicule sur un sol bosselé, alors que des solutions pourraient être envisagées pour prendre en compte une inclinaison de la chaussée faiblement évolutive (influence des pentes et dévers),
- l'impossibilité de calculer, avec une approche aussi simplifiée, un couple résistant au volant, ce qui limite l'utilisation de ces modèles à une commande en angle volant et exclut un pilotage en effort ou couple. Ces modèles ne sont par exemple pas destinés à une utilisation sur un simulateur de conduite performant, où une restitution très fine des efforts au volant apparaît nécessaire à l'obtention de sensations de conduite valides.

Nous justifions par conséquent ce recours à des modèles simples par différentes raisons :

- nous avons déjà à notre disposition des modèles plus complets,
- notre expérience d'utilisation de ces modèles nous a montré que seule une prise en compte détaillée de tous les aspects de la liaison au sol pouvait permettre de combler une partie des écarts constatés entre essai et modèle dans certaines manœuvres sous fortes sollicitations, et qu'une solution partielle, comme par exemple la prise en considération d'un degré de liberté de roulis, associé à des raideurs et amortissements anti-roulis approximatifs, était insatisfaisante,
- la caractérisation des suspensions (élasticité, amortissement, cinématique et élastocinématique) est un domaine complexe, où le savoir-faire du constructeur est prédominant. Disposer d'informations valides sur ces paramètres nécessite donc une collaboration avec le constructeur automobile, et un investissement en temps important. Ce travail ne peut par conséquent être entrepris de manière approfondie que pour un nombre limité de véhicules, ce qui ne cadre pas avec nos besoins dans le domaine de l'accidentologie, où il s'avère nécessaire d'utiliser des modèles pour analyser le comportement d'une grande variété de véhicules, impliqués au quotidien dans les accidents.

Le problème est le même au niveau de l'obtention des caractéristiques des pneumatiques. Il est clair que l'utilisation de données fournies par le manufacturier doit être considérée comme un élément essentiel dans la qualité des résultats obtenus ici. Nous avons pu remarquer qu'il reste encore beaucoup à faire pour élargir le domaine de validité de ces modèles de pneumatiques, en particulier au niveau du couplage des fortes sollicitations longitudinales et transversales, qui est un domaine dont l'intérêt est décuplé par le développement des systèmes de contrôle de stabilité par application d'un freinage différentiel. D'autres points essentiels

concernent les influences des niveaux d'adhérence (qualité des revêtements, hauteur d'eau sur la chaussée) et des pressions de gonflage sur les performances des pneumatiques. Nous n'avons pas abordé ces points dans le cadre de cette thèse, pour laquelle nous avons eu recours essentiellement à des essais et simulations sur chaussée sèche, mais y travaillons néanmoins par ailleurs, puisque nous sommes actuellement partenaire d'un programme PREDIT sur les "Accidents par temps de pluie".

Pour progresser au niveau des difficultés identifiées précédemment, nous envisageons de poursuivre l'approche combinant les apports de la modélisation et de l'expérimentation. Nous nous situons à la pointe des techniques d'instrumentation pour l'analyse du comportement des véhicules, avec notamment l'utilisation d'un capteur de vitesses longitudinale et transversale permettant de recalculer un angle de dérive (bien maîtrisé maintenant), de lasers pour la mesure des hauteurs de caisse, d'un capteur de hauteur d'eau dont nous sommes les premiers à disposer en France, et d'un GPS différentiel de précision centimétrique. L'acquisition prochaine par l'INRETS MA de moyeux dynamométriques permettant de mesurer les 6 composantes des efforts au niveau de l'interface pneumatique-chaussée est un élément déterminant de cette démarche, qui nous permettra de réinjecter au niveau des modèles et caractéristiques des pneumatiques, les connaissances acquises au cours d'essais en vraie grandeur. Un progrès en terme de validité des simulations devrait en résulter, en particulier dans des situations avec couplage de sollicitations élevées, ou des conditions d'adhérence faible ou évolutive, qui sont particulièrement délicates à modéliser de façon valide. Dans le même esprit, confronté aux difficultés de paramétrage des sous-systèmes de liaison au sol, nous cherchons à mettre au point des méthodes de mesure expérimentales concernant :

- la position du plan d'une roue par rapport au châssis à l'aide de capteurs laser, dans l'espoir d'alimenter les modèles de véhicules par une approche fonctionnelle, à partir de la connaissance de ces paramètres acquise sur un véhicule en évolution. Ce travail était particulièrement dédié au train arrière autodirectionnel de la 306, et a été stoppé par la destruction de ce véhicule instrumenté.
- le rayon de développement des pneumatiques, également à l'aide de capteurs laser, donnant accès à un paramètre nécessaire au calcul d'un taux de glissement des pneumatiques précis.

Nous terminerons ce paragraphe en évoquant le logiciel MORGAN'S. Développé en interne à l'INRETS par des chercheurs appelés à d'autres occupations depuis, ce logiciel est resté au stade d'un outil de recherche, mais a néanmoins joué un rôle certain dans la réussite de ce programme. Même si la nature très simple des topologies des modèles réalisés dans le cadre de ce travail (pas de véritables systèmes multicorps) ne justifiait pas réellement le recours à un tel outil, en comparaison de programmes entièrement écrits à la main, nous avons cependant apprécié le potentiel offert par la génération automatique des équations et d'une partie du code nécessaire à la conception des modèles. Une fois MORGAN'S rendu plus opérationnel par les procédures de "main automatique" et de lancement automatisé d'un groupe de simulations mises au point dans l'environnement UNIX, et complété par un environnement de dépouillement des simulations, constitué de macros MATLAB et de notre logiciel LISA2, nous avons pu disposer d'un ensemble d'outils dédiés à l'analyse du comportement dynamique des véhicules tout à fait performant. Il est cependant clair que ce travail n'a pas permis de développer davantage le logiciel MORGAN'S, ni de le faire

progresser sur des aspects qui ne fonctionnent pas, comme la modélisation des systèmes bouclés, qui serait par exemple nécessaire pour concevoir des modèles de systèmes de suspensions. Ses concepteurs ayant été appelés à d'autres fonctions, et en l'absence d'une volonté de l'INRETS de mettre des moyens humains sur ce sujet, la poursuite du développement de MORGAN'S doit être considérée comme impossible. Les résultats obtenus à l'aide des modèles conçus dans le cadre de cette thèse, qui constituait la première utilisation intensive de ce logiciel par une personne autre que l'un de ses 3 concepteurs, prouvent cependant que le potentiel de l'outil est réel.

## 11. 2. Les systèmes destinés à une amélioration de la sécurité primaire

Les travaux menés au cours de la seconde partie de cette thèse ont mis en évidence l'intérêt potentiel indéniable des systèmes de contrôle actif de stabilité pour une amélioration significative de la sécurité primaire des véhicules. Cette partie du travail a en premier lieu constitué un apport de connaissances nouvelles à titre personnel, et pourrait en outre constituer la base d'un nouveau projet de recherche dans le domaine de la sécurité routière, susceptible d'avoir des retombées concrètes en matière d'accidentologie et plus particulièrement de réduction du nombre de pertes de contrôle.

Si les solutions reposant sur le concept des 4 roues directrices apparaissent séduisantes à travers une approche théorique, elles n'ont cependant eu qu'une mise en œuvre limitée, à la fois en raison d'une complexité technologique entraînant un surcoût, et d'une sensation désagréable au niveau de la conduite par un usager lambda. Ne nécessitant dans leur version de base que d'une extension des composants hydrauliques déjà existants au niveau des systèmes de freinage antibloquant, de quelques capteurs supplémentaires de coût modéré, et d'une forte capacité de calcul embarqué, **les systèmes de contrôle du moment de lacet par freinage différentiel apparaissent comme une solution remarquable pour assurer ou rétablir la stabilité d'un véhicule dans de nombreuses situations accidentogènes.** Nous n'avons pu, dans le cadre de cette thèse, que réaliser une émulation logicielle de ces dispositifs à partir de la bibliographie, et montrer leur potentiel sur un nombre limité de pertes de contrôle réelles ; ce sujet de recherche nous paraît par conséquent justifier certains approfondissements. Ils concernent à la fois les stratégies de pilotage de ces systèmes, la modélisation du véhicule et de ses pneumatiques avec la double contrainte du "temps réel" et de "l'embarqué", la validation expérimentale de ces investigations, et l'évaluation approfondie du potentiel des systèmes de contrôle du moment de lacet pour réduire le nombre et les conséquences des pertes de contrôle, en s'efforçant également d'intégrer à la réflexion les possibles effets pervers.

Une proposition de recherche a été déposée dans ce sens auprès de la DSCR (Direction de la Sécurité et de la Circulation Routières) dans le but de confronter les systèmes de contrôle de stabilité à un échantillon d'accidents réels recueillis en Etudes Détaillées d'Accidents, avec une validation de ces travaux par un véhicule instrumenté disposant d'un ESP.

Le développement d'un modèle embarqué à fin de "diagnostic de sécurité primaire temps réel", présenté au chapitre 10, peut être considéré comme une première étape de ce travail permettant de progresser dans la compréhension du comportement du couple conducteur-

véhicule et la détection de situations potentiellement dangereuses. Il nous apparaissait à titre personnel depuis de nombreuses années que la comparaison de données provenant de capteurs avec celles issues d'un modèle dynamique embarqué, et tournant en temps réel au sein d'un véhicule, pouvait donner des pistes innovantes pour une meilleure compréhension du fonctionnement du couple conducteur-véhicule en situation accidentogène. C'est donc à la fois avec une certaine satisfaction, et aussi avec quelques regrets, que nous avons découvert que cette approche avait été largement exploitée par d'autres chercheurs et équipementiers, pour aboutir au concept des systèmes de contrôle actif de stabilité.

Nos véhicules instrumentés offrant de nombreuses solutions de pointe en matière de capteurs, qu'il est irréaliste d'espérer trouver à court ou moyen terme sur des véhicules de série pour des raisons de coût, il est apparu logique d'orienter le développement de cette application pour concevoir une sorte de véhicule démonstrateur de ce concept de diagnostic de sécurité primaire : un laboratoire roulant destiné à fournir à un "chercheur embarqué" des pistes permettant de progresser dans la mise en évidence des situations potentiellement dangereuses, et susceptibles de conduire à une amélioration des stratégies de pilotage des systèmes de contrôle de stabilité. Même si la première réalisation n'est pas parfaite et s'il serait sans doute nécessaire de construire autour de cette application un environnement informatique plus robuste, peut-être en s'appuyant sur un "noyau temps réel", qu'il n'était pas envisageable de mettre en œuvre dans le cadre de cette recherche sans budget spécifique, les premiers essais réalisés laissent entrevoir un potentiel intéressant.

Cette application apparaît comme un formidable révélateur des insuffisances d'une modélisation et des influences des nombreux facteurs extérieurs qui sont susceptibles d'intervenir pour introduire des écarts entre un modèle et la réalité. Nous disposons par conséquent d'un outil original permettant de progresser dans la validation opérationnelle des modèles de comportement dynamique de véhicules, et d'analyser avec une plus grande finesse le fonctionnement du système conducteur-véhicule-environnement, dans toute la diversité des situations de conduite réelles. Cette expérience de cohabitation d'un système d'acquisition et d'un modèle dynamique au sein d'un véhicule instrumenté va être mise à profit dans le cadre d'un projet de "Détermination de l'adhérence" de l'action fédérative du programme PREDIT ARCOS 2003, en partenariat avec SERA, PSA, le LCPC, NEXYAD, HEUDIASYC et l'ENSEEIH.

---

# Annexe 1 : Listing des principaux programmes du modèle de véhicule "liaison plan"

## A1. 1 Description des listings

Nous présentons dans cette annexe les principaux fichiers informatiques générés par MORGAN'S, lors de la création d'un modèle de véhicule conçu à partir d'une liaison "plan" :

- le fichier `.GENE`, issu du logiciel FORMEL, qui contient la définition des corps et des différentes liaisons constituant le système,
- les fichiers `main.c`, `calcul1.c`, `calcul2.c`, qui sont les principaux fichiers créés par le logiciel GENE C, lors de la génération automatique du code de simulation.

Ces fichiers sont communs à tous nos modèles. Nous renvoyons le lecteur au paragraphe 2.2 pour la présentation générale de ce logiciel de simulation des systèmes multicorps.

Le fichier `mlp5.gene` est le premier fichier généré à partir de la description par le concepteur du modèle du système mécanique qu'il souhaite modéliser. On note dans le cas présent que le système se compose de 2 corps (un sol de référence intitulé `A_sol` sur lequel se déplace le véhicule dénommé `B_chassis`), de la liaison cinématique "plan", qui autorise trois degrés de liberté : deux de translation et un de rotation, et des 4 liaisons extérieures qui représentent les efforts aux interfaces pneumatiques-sol. On retrouve les valeurs de la masse et des inerties du véhicule dans la description du corps `B_chassis`, ainsi que les points d'application des efforts dans la description des 4 liaisons externes de type "force".

Le fichier `main.c` est le programme principal de la simulation : après l'exécution des procédures d'initialisation `init()` et de lecture des entrées du modèle `input()`, on y trouve la boucle temporelle de simulation, dans laquelle est insérée la boucle nécessaire à l'intégration des équations par une méthode de Runge-Kutta.

Le fichier `calcul1.c` est un fichier de code C créé par `geneC`, il est dédié au calcul des expressions explicites : on y trouve, dans la fonction `calcul1A()`, la définition des variables intermédiaires utilisées, puis le calcul des matrices des principales expressions spécifiques au formalisme des Groupes de Lie (tenseur d'inertie généralisé, matrices de déplacement et de déplacement inverse absolus et relatifs, vitesses admissibles de la liaison, poids lagrangien : Cf. paragraphe 2.1). La fonction `calcul1B()` contient les expressions des efforts extérieurs, puis le calcul de la matrice `B`, qui intervient en facteur des dérivées secondes des degrés de liberté du modèle.

Le fichier **calcul2.c** est également un fichier de code C créé par geneC, dédié au calcul des équations intrinsèques. On y trouve la traduction informatique de l'application du principe des puissances virtuelles, puis la mise en œuvre des différentes méthodes numériques utilisées, Gauss, Euler et Runge-Kutta.

## A1. 2 Listing de mlp5.gene

```
(
(
  :type          :ensemble
  :nom          essai_liaison_plan
  :titre        SMA2104
  :type_systeme :ARBO
  :nb_corps     2
  :nb_lia_int   (
    :CINEMATIQUE 1
    :DEFORMABLE  0
  )
  :nb_lia_ext   4
)
(
  :type          :corps_reference
  :nom           A_sol
  :num          0
  :type_rot     :A_EULER
  :param_rot    (
    :ppi 0      0.0000000
    :ppi 1      0.0000000
    :ppi 2      0.0000000
    :ppi 3      0.0000000
  )
  :vect_tran    (
    :x          0.0000000
    :y          0.0000000
    :z          0.0000000
  )
  :masse        1.0000000
  :inertie      (
    :ij 0 0     1.0000000
    :ij 0 1     0.0000000
    :ij 0 2     0.0000000
    :ij 1 0     0.0000000
    :ij 1 1     1.0000000
    :ij 1 2     0.0000000
    :ij 2 0     0.0000000
    :ij 2 1     0.0000000
    :ij 2 2     1.0000000
  )
  :pesanteur    (
    :x          0.0000000
    :y          0.0000000
    :z          -9.8100000
  )
)
(
  :type          :corps
  :nom           B_chassis
  :num          1
  :type_rot     :A_EULER
  :param_rot    (
    :ppi 0      0.0000000
    :ppi 1      0.0000000
    :ppi 2      0.0000000
    :ppi 3      0.0000000
  )
  :vect_tran    (
    :x          0.0000000

```



```

        :y          0.0000000
        :z          0.54000000
    )
:masse          1247.2000
:inertie
(
    :ij 0 0      450.00000
    :ij 0 1      0.0000000
    :ij 0 2      0.0000000
    :ij 1 0      0.0000000
    :ij 1 1      1400.0000
    :ij 1 2      0.0000000
    :ij 2 0      0.0000000
    :ij 2 1      0.0000000
    :ij 2 2      1600.0000
)
:pesanteur
(
    :x          0.0000000
    :y          0.0000000
    :z         -9.8100000
)
)
(
:type          :L_INTERNE
:nom          lia_I_0
:num          0
:C_defcin     :CINEMATIQUE
:C_holon     :HOLONOME
:C_rheos     :SCLERONOME
:C_typholo   :PLAN
:corps_orig  A_sol
:pos_orig
(
    :x          0.0000000
    :y          0.0000000
    :z          0.0000000
)
:corps_dest  B_chassis
:pos_dest
(
    :x          0.0000000
    :y          0.0000000
    :z         -0.54000000
)
:nb_vec_dir  3 # x, y, q
:vec_dir
(
    :x          1.0000000
    :y          0.0000000
    :z          0.0000000
)
:vec_dir     1
(
    :x          0.0000000
    :y          1.0000000
    :z          0.0000000
)
:vec_dir     2
(
    :x          0.0000000
    :y          0.0000000
    :z          1.0000000
)
)
(
:type          :L_EXTERNE
:nom          lia_E_0
:num          0
:C_typexterne :FORCE
:corps_orig  B_chassis
:pos_orig
(
    :x          1.0020000
    :y          0.73000000
    :z         -0.54000000
)
:nb_vec_dir  1 # x
:vec_dir
(
    :x          1.0000000
    :y          0.0000000
)
)

```

```

        :z      0.0000000
    )
)
(
  :type      :L_EXTERNE
  :nom       lia_E_1
  :num       1
  :C_typexterne :FORCE
  :corps_orig B_chassis
  :pos_orig
  (
    :x      1.0020000
    :y      -0.7300000
    :z      -0.5400000
  )
  :nb_vec_dir 1 # x
  :vec_dir    0
  (
    :x      1.0000000
    :y      0.0000000
    :z      0.0000000
  )
)
(
  :type      :L_EXTERNE
  :nom       lia_E_2
  :num       2
  :C_typexterne :FORCE
  :corps_orig B_chassis
  :pos_orig
  (
    :x      -1.5780000
    :y      0.7200000
    :z      -0.5400000
  )
  :nb_vec_dir 1 # x
  :vec_dir    0
  (
    :x      1.0000000
    :y      0.0000000
    :z      0.0000000
  )
)
(
  :type      :L_EXTERNE
  :nom       lia_E_3
  :num       3
  :C_typexterne :FORCE
  :corps_orig B_chassis
  :pos_orig
  (
    :x      -1.5780000
    :y      -0.7200000
    :z      -0.5400000
  )
  :nb_vec_dir 1 # x
  :vec_dir    0
  (
    :x      1.0000000
    :y      0.0000000
    :z      0.0000000
  )
)
)
(
  :type :MAT_INCI
  :Lia_indef
  (
    :ij 0 0 1
    :ij 1 0 -1
  )

  :Lia_ext
  (
    :ij 1 0 1
    :ij 1 1 1
    :ij 1 2 1
    :ij 1 3 1
  )
)
)
)

```

## A1. 3 Listing de main.c

```

/***** FICHIER C GENERE *****/
#define NOEXTERN
#include "decl.h"

main()
{

init();

input();

for (t = 0; t < nb_pas; t++)
{

    for (rk=0;rk<4;rk++) /* DEBUT BOUCLE RK4 */
    {
        boucle0();
        calcul1A();
        boucle1();
        calcul1B();
        boucle2();
        calcul2();
        boucle3();
    }
    imp();
    boucle4();

} /*fin boucle temps */

fin();
exit(0);
} /* FIN MAIN */

```

## A1. 4 Listing de calcul1.c

```

#include "decl.h"

void calcul1A()

{
vn[5]= -673.4879761;
vn[10]= cos(p[0][1]);
vn[11]= sin(p[0][1]);
vn[12]= -vn[11];
vn[15]= y[0][1]*vn[11];
vn[16]= x[0][1]*vn[10];
vn[17]= vn[15]+vn[16];
vn[18]= -vn[17];
vn[19]= x[0][1]*vn[11];
vn[20]= y[0][1]*vn[10];
vn[21]= vn[19]-vn[20];
vn[22]= -x[0][1];
vn[38]= -1.0e+00;
vn[41]= dp[0][1]*dx[0][1];
vn[43]= dp[0][1]*dy[0][1];

*(H[1]+0)=0;
*(H[1]+1)=673.4879761;
*(H[1]+2)=0;
*(H[1]+3)=1247.199951;
*(H[1]+4)=0;
*(H[1]+5)=0;
*(H[1]+6)=vn[5];
*(H[1]+7)=0;
*(H[1]+8)=0;
*(H[1]+9)=0;

```

```

*(H[1]+10)=1247.199951;
*(H[1]+11)=0;
*(H[1]+12)=0;
*(H[1]+13)=0;
*(H[1]+14)=0;
*(H[1]+15)=0;
*(H[1]+16)=0;
*(H[1]+17)=1247.199951;
*(H[1]+18)=813.6835327;
*(H[1]+19)=0;
*(H[1]+20)=0;
*(H[1]+21)=0;
*(H[1]+22)=vn[5];
*(H[1]+23)=0;
*(H[1]+24)=0;
*(H[1]+25)=1763.683594;
*(H[1]+26)=0;
*(H[1]+27)=673.4879761;
*(H[1]+28)=0;
*(H[1]+29)=0;
*(H[1]+30)=0;
*(H[1]+31)=0;
*(H[1]+32)=1600;
*(H[1]+33)=0;
*(H[1]+34)=0;
*(H[1]+35)=0;

*(DEP_R[0][1]+0)=vn[10];
*(DEP_R[0][1]+1)=vn[12];
*(DEP_R[0][1]+2)=0;
*(DEP_R[0][1]+3)=x[0][1];
*(DEP_R[0][1]+4)=0;
*(DEP_R[0][1]+5)=0;
*(DEP_R[0][1]+6)=vn[11];
*(DEP_R[0][1]+7)=vn[10];
*(DEP_R[0][1]+8)=0;
*(DEP_R[0][1]+9)=y[0][1];
*(DEP_R[0][1]+10)=0;
*(DEP_R[0][1]+11)=0;
*(DEP_R[0][1]+12)=0;
*(DEP_R[0][1]+13)=0;
*(DEP_R[0][1]+14)=1;
*(DEP_R[0][1]+15)=0;
*(DEP_R[0][1]+16)=0;
*(DEP_R[0][1]+17)=0;
*(DEP_R[0][1]+18)=0;
*(DEP_R[0][1]+19)=0;
*(DEP_R[0][1]+20)=0;
*(DEP_R[0][1]+21)=1;
*(DEP_R[0][1]+22)=0;
*(DEP_R[0][1]+23)=0;
*(DEP_R[0][1]+24)=0;
*(DEP_R[0][1]+25)=0;
*(DEP_R[0][1]+26)=0;
*(DEP_R[0][1]+27)=0;
*(DEP_R[0][1]+28)=0;
*(DEP_R[0][1]+29)=0;
*(DEP_R[0][1]+30)=0;
*(DEP_R[0][1]+31)=0;
*(DEP_R[0][1]+32)=0;
*(DEP_R[0][1]+33)=0;
*(DEP_R[0][1]+34)=0;
*(DEP_R[0][1]+35)=0;

*(I DEP_R[0][1]+0)=vn[10];
*(I DEP_R[0][1]+1)=vn[11];
*(I DEP_R[0][1]+2)=0;
*(I DEP_R[0][1]+3)=vn[18];
*(I DEP_R[0][1]+4)=0;
*(I DEP_R[0][1]+5)=0;
*(I DEP_R[0][1]+6)=vn[12];
*(I DEP_R[0][1]+7)=vn[10];
*(I DEP_R[0][1]+8)=0;
*(I DEP_R[0][1]+9)=vn[21];
*(I DEP_R[0][1]+10)=0;
*(I DEP_R[0][1]+11)=0;
*(I DEP_R[0][1]+12)=0;
*(I DEP_R[0][1]+13)=0;
*(I DEP_R[0][1]+14)=1;
*(I DEP_R[0][1]+15)=0;
*(I DEP_R[0][1]+16)=0;
*(I DEP_R[0][1]+17)=0;

```

```
* (I DEP_R[0] [1]+18)=0;
* (I DEP_R[0] [1]+19)=0;
* (I DEP_R[0] [1]+20)=0;
* (I DEP_R[0] [1]+21)=1;
* (I DEP_R[0] [1]+22)=0;
* (I DEP_R[0] [1]+23)=0;
* (I DEP_R[0] [1]+24)=0;
* (I DEP_R[0] [1]+25)=0;
* (I DEP_R[0] [1]+26)=0;
* (I DEP_R[0] [1]+27)=0;
* (I DEP_R[0] [1]+28)=0;
* (I DEP_R[0] [1]+29)=0;
* (I DEP_R[0] [1]+30)=0;
* (I DEP_R[0] [1]+31)=0;
* (I DEP_R[0] [1]+32)=0;
* (I DEP_R[0] [1]+33)=0;
* (I DEP_R[0] [1]+34)=0;
* (I DEP_R[0] [1]+35)=0;
```

```
* (A DB[1]+0)=vn[10];
* (A DB[1]+1)=vn[12];
* (A DB[1]+2)=0;
* (A DB[1]+3)=0;
* (A DB[1]+4)=0;
* (A DB[1]+5)=0;
* (A DB[1]+6)=vn[11];
* (A DB[1]+7)=vn[10];
* (A DB[1]+8)=0;
* (A DB[1]+9)=0;
* (A DB[1]+10)=0;
* (A DB[1]+11)=0;
* (A DB[1]+12)=0;
* (A DB[1]+13)=0;
* (A DB[1]+14)=1;
* (A DB[1]+15)=0;
* (A DB[1]+16)=0;
* (A DB[1]+17)=0;
* (A DB[1]+18)=0;
* (A DB[1]+19)=0;
* (A DB[1]+20)=y[0] [1];
* (A DB[1]+21)=vn[10];
* (A DB[1]+22)=vn[12];
* (A DB[1]+23)=0;
* (A DB[1]+24)=0;
* (A DB[1]+25)=0;
* (A DB[1]+26)=vn[22];
* (A DB[1]+27)=vn[11];
* (A DB[1]+28)=vn[10];
* (A DB[1]+29)=0;
* (A DB[1]+30)=vn[21];
* (A DB[1]+31)=vn[17];
* (A DB[1]+32)=0;
* (A DB[1]+33)=0;
* (A DB[1]+34)=0;
* (A DB[1]+35)=1;
```

```
* (I A DB[1]+0)=vn[10];
* (I A DB[1]+1)=vn[11];
* (I A DB[1]+2)=0;
* (I A DB[1]+3)=0;
* (I A DB[1]+4)=0;
* (I A DB[1]+5)=0;
* (I A DB[1]+6)=vn[12];
* (I A DB[1]+7)=vn[10];
* (I A DB[1]+8)=0;
* (I A DB[1]+9)=0;
* (I A DB[1]+10)=0;
* (I A DB[1]+11)=0;
* (I A DB[1]+12)=0;
* (I A DB[1]+13)=0;
* (I A DB[1]+14)=1;
* (I A DB[1]+15)=0;
* (I A DB[1]+16)=0;
* (I A DB[1]+17)=0;
* (I A DB[1]+18)=0;
* (I A DB[1]+19)=0;
* (I A DB[1]+20)=vn[21];
* (I A DB[1]+21)=vn[10];
* (I A DB[1]+22)=vn[11];
* (I A DB[1]+23)=0;
* (I A DB[1]+24)=0;
* (I A DB[1]+25)=0;
```

```

*(IADB[1]+26)=vn[17];
*(IADB[1]+27)=vn[12];
*(IADB[1]+28)=vn[10];
*(IADB[1]+29)=0;
*(IADB[1]+30)=y[0][1];
*(IADB[1]+31)=vn[22];
*(IADB[1]+32)=0;
*(IADB[1]+33)=0;
*(IADB[1]+34)=0;
*(IADB[1]+35)=1;

*(WU[0][0]+0)= 0;
*(WU[0][0]+1)= 0;
*(WU[0][0]+2)= 0;
*(WU[0][0]+3)= vn[10];
*(WU[0][0]+4)= vn[12];
*(WU[0][0]+5)= 0;
*(WU[0][1]+0)= 0;
*(WU[0][1]+1)= 0;
*(WU[0][1]+2)= 0;
*(WU[0][1]+3)= vn[11];
*(WU[0][1]+4)= vn[10];
*(WU[0][1]+5)= 0;
*(WU[0][2]+0)= 0;
*(WU[0][2]+1)= 0;
*(WU[0][2]+2)= 1;
*(WU[0][2]+3)= 0;
*(WU[0][2]+4)= 0;
*(WU[0][2]+5)= 0;

*(v[1]+0)= 0;
*(v[1]+1)= 0;
*(v[1]+2)= dp[0][1];
*(v[1]+3)= dy[0][1]*vn[11]+dx[0][1]*vn[10];
*(v[1]+4)= -(dx[0][1]*vn[11]-dy[0][1]*vn[10]);
*(v[1]+5)= 0;

*(P[1]+0)= 0;
*(P[1]+1)= 0;
*(P[1]+2)= -12235.03223;
*(P[1]+3)= 0;
*(P[1]+4)= 0;
*(P[1]+5)= 0;

*(DEP[1]+0)=vn[10];
*(DEP[1]+1)=vn[12];
*(DEP[1]+2)=0;
*(DEP[1]+3)=x[0][1];
*(DEP[1]+4)=0;
*(DEP[1]+5)=0;
*(DEP[1]+6)=vn[11];
*(DEP[1]+7)=vn[10];
*(DEP[1]+8)=0;
*(DEP[1]+9)=y[0][1];
*(DEP[1]+10)=0;
*(DEP[1]+11)=0;
*(DEP[1]+12)=0;
*(DEP[1]+13)=0;
*(DEP[1]+14)=1;
*(DEP[1]+15)=0;
*(DEP[1]+16)=0;
*(DEP[1]+17)=0;
*(DEP[1]+18)=0;
*(DEP[1]+19)=0;
*(DEP[1]+20)=0;
*(DEP[1]+21)=1;
*(DEP[1]+22)=0;
*(DEP[1]+23)=0;
*(DEP[1]+24)=0;
*(DEP[1]+25)=0;
*(DEP[1]+26)=0;
*(DEP[1]+27)=0;
*(DEP[1]+28)=0;
*(DEP[1]+29)=0;
*(DEP[1]+30)=0;
*(DEP[1]+31)=0;
*(DEP[1]+32)=0;
*(DEP[1]+33)=0;
*(DEP[1]+34)=0;
*(DEP[1]+35)=0;

```

```

*(I DEP[1]+0)=vn{10};
*(I DEP[1]+1)=vn{11};
*(I DEP[1]+2)=0;
*(I DEP[1]+3)=vn{18};
*(I DEP[1]+4)=0;
*(I DEP[1]+5)=0;
*(I DEP[1]+6)=vn{12};
*(I DEP[1]+7)=vn{10};
*(I DEP[1]+8)=0;
*(I DEP[1]+9)=vn{21};
*(I DEP[1]+10)=0;
*(I DEP[1]+11)=0;
*(I DEP[1]+12)=0;
*(I DEP[1]+13)=0;
*(I DEP[1]+14)=1;
*(I DEP[1]+15)=0;
*(I DEP[1]+16)=0;
*(I DEP[1]+17)=0;
*(I DEP[1]+18)=0;
*(I DEP[1]+19)=0;
*(I DEP[1]+20)=0;
*(I DEP[1]+21)=1;
*(I DEP[1]+22)=0;
*(I DEP[1]+23)=0;
*(I DEP[1]+24)=0;
*(I DEP[1]+25)=0;
*(I DEP[1]+26)=0;
*(I DEP[1]+27)=0;
*(I DEP[1]+28)=0;
*(I DEP[1]+29)=0;
*(I DEP[1]+30)=0;
*(I DEP[1]+31)=0;
*(I DEP[1]+32)=0;
*(I DEP[1]+33)=0;
*(I DEP[1]+34)=0;
*(I DEP[1]+35)=0;

)
calcul1B()
{
F0();
F1();
F2();
F3();
*(F[0]+0)= Fx[0];
*(F[0]+1)= Fy[0];
*(F[0]+2)= Fz[0];
*(F[0]+3)= Mx[0]+0.7300000286*Fz[0];
*(F[0]+4)= My[0]-1.001999974*Fz[0];
*(F[0]+5)= Mz[0]+1.001999974*Fy[0]-0.7300000286*Fx[0];
*(F[1]+0)= Fx[1];
*(F[1]+1)= Fy[1];
*(F[1]+2)= Fz[1];
*(F[1]+3)= Mx[1]-0.7300000286*Fz[1];
*(F[1]+4)= My[1]-1.001999974*Fz[1];
*(F[1]+5)= Mz[1]+1.001999974*Fy[1]+0.7300000286*Fx[1];
*(F[2]+0)= Fx[2];
*(F[2]+1)= Fy[2];
*(F[2]+2)= Fz[2];
*(F[2]+3)= Mx[2]+0.7200000286*Fz[2];
*(F[2]+4)= My[2]+1.577999949*Fz[2];
*(F[2]+5)= Mz[2]-1.577999949*Fy[2]-0.7200000286*Fx[2];
*(F[3]+0)= Fx[3];
*(F[3]+1)= Fy[3];
*(F[3]+2)= Fz[3];
*(F[3]+3)= Mx[3]-0.7200000286*Fz[3];
*(F[3]+4)= My[3]+1.577999949*Fz[3];
*(F[3]+5)= Mz[3]-1.577999949*Fy[3]+0.7200000286*Fx[3];

*(B[1]+0)= 0.000000;
*(B[1]+1)= 0.0e+00;
*(B[1]+2)= 0.0e+00;
*(B[1]+3)= 0.0e+00;
*(B[1]+4)= 0.000000;
*(B[1]+5)= 0.0e+00;
*(B[1]+6)= 0.0e+00;
*(B[1]+7)= 0.0e+00;
*(B[1]+8)= 0.0e+00;
*(B[1]+9)= 1.0e+00;
*(B[1]+10)= 0.0e+00;
*(B[1]+11)= 0.0e+00;
*(B[1]+12)= -(vn[11]*vn[41]-vn[10]*vn[43]);

```

```
*{B[1]+13}= 0.0e+00;
*{B[1]+14}= -(-vn[10]);
*{B[1]+15}= -vn[11]*vn[38];
*{B[1]+16}= -(vn[11]*vn[43]+vn[10]*vn[41]);
*{B[1]+17}= 0.0e+00;
*{B[1]+18}= vn[12];
*{B[1]+19}= -vn[10]*vn[38];
*{B[1]+20}= 0.000000;
*{B[1]+21}= 0.0e+00;
*{B[1]+22}= 0.0e+00;
*{B[1]+23}= 0.0e+00;
*{B[1]+24}= 0.0e+00;
*{B[1]+25}= 0.0e+00;
*{B[1]+26}= 0.0e+00;
*{B[1]+27}= 0.0e+00;
*{B[1]+28}= 0.0e+00;
*{B[1]+29}= 0.0e+00;
*{B[1]+30}= 0.0e+00;
*{B[1]+31}= 0.0e+00;
*{B[1]+32}= 0.0e+00;
*{B[1]+33}= 0.0e+00;
*{B[1]+34}= 0.0e+00;
*{B[1]+35}= 0.0e+00;
*{B[1]+36}= 0.0e+00;
*{B[1]+37}= 0.0e+00;
*{B[1]+38}= 0.0e+00;
*{B[1]+39}= 0.0e+00;
*{B[1]+40}= 0.0e+00;
*{B[1]+41}= 0.0e+00;
*{B[1]+42}= 0.0e+00;
*{B[1]+43}= 0.0e+00;
*{B[1]+44}= 0.0e+00;
*{B[1]+45}= 0.0e+00;
*{B[1]+46}= 0.0e+00;
*{B[1]+47}= 0.0e+00;
*{B[1]+48}= 0.0e+00;
*{B[1]+49}= 0.0e+00;
*{B[1]+50}= 0.0e+00;
*{B[1]+51}= 0.0e+00;
*{B[1]+52}= 0.0e+00;
*{B[1]+53}= 0.0e+00;
*{B[1]+54}= 0.0e+00;
*{B[1]+55}= 0.0e+00;
*{B[1]+56}= 0.0e+00;
*{B[1]+57}= 0.0e+00;
*{B[1]+58}= 0.0e+00;
*{B[1]+59}= 0.0e+00;
*{B[1]+60}= 0.0e+00;
*{B[1]+61}= 0.0e+00;
*{B[1]+62}= 0.0e+00;
*{B[1]+63}= 0.0e+00;
*{B[1]+64}= 0.0e+00;
*{B[1]+65}= 0.0e+00;
*{B[2]+0}= 0.0e+00;
*{B[2]+1}= 0.0e+00;
*{B[2]+2}= 0.0e+00;
*{B[2]+3}= 0.0e+00;
*{B[2]+4}= 0.0e+00;
*{B[2]+5}= 0.0e+00;
*{B[2]+6}= 0.0e+00;
*{B[2]+7}= 0.0e+00;
*{B[2]+8}= 0.0e+00;
*{B[2]+9}= 0.0e+00;
*{B[2]+10}= 0.0e+00;
*{B[2]+11}= 0.0e+00;
*{B[2]+12}= 0.0e+00;
*{B[2]+13}= 0.0e+00;
*{B[2]+14}= 0.0e+00;
*{B[2]+15}= 0.0e+00;
*{B[2]+16}= 0.0e+00;
*{B[2]+17}= 0.0e+00;
*{B[2]+18}= 0.0e+00;
*{B[2]+19}= 0.0e+00;
*{B[2]+20}= 0.0e+00;
*{B[2]+21}= 0.0e+00;
*{B[2]+22}= 0.0e+00;
*{B[2]+23}= 0.0e+00;
*{B[2]+24}= 0.0e+00;
*{B[2]+25}= 0.0e+00;
*{B[2]+26}= 0.0e+00;
*{B[2]+27}= 0.0e+00;
*{B[2]+28}= 0.0e+00;
```



```

*(B[2]+29)= 0.0e+00;
*(B[2]+30)= 0.0e+00;
*(B[2]+31)= 0.0e+00;
*(B[2]+32)= 0.0e+00;
*(B[2]+33)= 0.0e+00;
*(B[2]+34)= 0.0e+00;
*(B[2]+35)= 0.0e+00;
*(B[2]+36)= 0.0e+00;
*(B[2]+37)= 0.0e+00;
*(B[2]+38)= 0.0e+00;
*(B[2]+39)= 0.0e+00;
*(B[2]+40)= 0.0e+00;
*(B[2]+41)= 0.0e+00;
*(B[2]+42)= 0.0e+00;
*(B[2]+43)= 0.0e+00;
*(B[2]+44)= 0.0e+00;
*(B[2]+45)= 0.0e+00;
*(B[2]+46)= 0.0e+00;
*(B[2]+47)= 0.0e+00;
*(B[2]+48)= 0.0e+00;
*(B[2]+49)= 0.0e+00;
*(B[2]+50)= 0.0e+00;
*(B[2]+51)= 0.0e+00;
*(B[2]+52)= 0.0e+00;
*(B[2]+53)= 0.0e+00;
*(B[2]+54)= 0.0e+00;
*(B[2]+55)= 0.0e+00;
*(B[2]+56)= 0.0e+00;
*(B[2]+57)= 0.0e+00;
*(B[2]+58)= 0.0e+00;
*(B[2]+59)= 0.0e+00;
*(B[2]+60)= 0.0e+00;
*(B[2]+61)= 0.0e+00;
*(B[2]+62)= 0.0e+00;
*(B[2]+63)= 0.0e+00;
*(B[2]+64)= 0.0e+00;
*(B[2]+65)= 0.0e+00;

```

```

}

```

## A1. 5 Listing de calcul2.c

```

#include "decl.h"
#include "bibm.c"

void calcul2()
{
A[0][0]=sous_vect(sous_vect(sous_vect(sous_vect(sous_vect(c1(v[1],mult_m_v(H[1],v[1])),P[1]),F
[0]),F[1]),F[2]),F[3]) ;
A[0][1]=H[1] ;

/***** matrice de masse *****/

masse[0][0]= *pint(add_vect(mult_m_v(A[0][1],coln(B[1],ND2,0)),A[0][0]),WU[0][0]);
masse[0][0] *= -1.;

masse[1][0]= *pint(add_vect(mult_m_v(A[0][1],coln(B[1],ND2,0)),A[0][0]),WU[0][1]);
masse[1][0] *= -1.;

masse[2][0]= *pint(add_vect(mult_m_v(A[0][1],coln(B[1],ND2,0)),A[0][0]),WU[0][2]);
masse[2][0] *= -1.;

masse[0][1]= *pint(mult_m_v(A[0][1],coln(B[1],ND2,1)),WU[0][0]);

masse[1][1]= *pint(mult_m_v(A[0][1],coln(B[1],ND2,1)),WU[0][1]);

masse[2][1]= *pint(mult_m_v(A[0][1],coln(B[1],ND2,1)),WU[0][2]);

masse[0][2]= *pint(mult_m_v(A[0][1],coln(B[1],ND2,2)),WU[0][0]);

```

```
masse[1][2]= *pint(mult_m_v(A[0][1],coln(B[1],ND2,2)),WU[0][1]);
masse[2][2]= *pint(mult_m_v(A[0][1],coln(B[1],ND2,2)),WU[0][2]);
masse[0][3]= *pint(mult_m_v(A[0][1],coln(B[1],ND2,3)),WU[0][0]);
masse[1][3]= *pint(mult_m_v(A[0][1],coln(B[1],ND2,3)),WU[0][1]);
masse[2][3]= *pint(mult_m_v(A[0][1],coln(B[1],ND2,3)),WU[0][2]);

for (i=0;i<ND;i++)
{
for (j=0;j<ND;j++)
{
m=i*ND+j;
*(mat+m)= masse[i][j+1];
}
*(sec+i)= masse[i][0];
}

/** GAUSS **/
d2qv=gauss(mat,sec,ND);
for (i=0;i<ND;i++)
sol[i]= *(d2qv+i);

/** EULER **

dp[0][1]= dp[0][1]+sol[0]*h;
p[0][1]= p[0][1]+dp[0][1]*h;
dx[0][1]= dx[0][1]+sol[1]*h;
x[0][1]= x[0][1]+dx[0][1]*h;
dy[0][1]= dy[0][1]+sol[2]*h;
y[0][1]= y[0][1]+dy[0][1]*h; */

/***** RUNGE-KUTTA 4 DL 31/8/99 *****/
RK4(&p[0][1],&dp[0][1],&dp[0][1],&sol[0],0,rk);
RK4(&x[0][1],&dx[0][1],&dx[0][1],&sol[1],1,rk);
RK4(&y[0][1],&dy[0][1],&dy[0][1],&sol[2],2,rk);

)/* fin de calcul2.c */
```

---

# Annexe 2 : Description du véhicule expérimental Peugeot 306 : Instrumentation et paramétrage

## A2. 1. L'instrumentation de la Peugeot 306

Alors que l'instrumentation de notre premier véhicule expérimental, une CITROËN BX 16 TGS, a débuté en 1990, celle du second est plus récente. Cette PEUGEOT 306 XR a été prêtée par PSA à l'INRETS MA en Juillet 96, et a été rachetée par l'INRETS en 1999. Elle a été instrumentée en 2 étapes, d'abord, avec une instrumentation de faible coût, dans le cadre du programme "Dynamique du véhicule en situation d'urgence ou perte de contrôle", financé par la DRAST, Direction de la Recherche des Affaires Scientifiques et Techniques du Ministère de l'Équipement, des Transports et du Tourisme, et qui nous associait au LCPC et à la société SERA-CD, afin de réaliser la validation du logiciel CALLAS, conçu par cette dernière. Cet équipement a ensuite été complété dans le cadre du programme PREDIT "Accidents par temps de pluie", noté APTP par la suite, financé par le Ministère de l'Éducation Nationale de la Recherche et de la Technologie, et dont les partenaires sont PSA, le LCPC, l'INRETS, SERA-CD et Météo-France. L'ensemble du travail d'instrumentation de ce véhicule a été effectué dans l'atelier de l'INRETS MA par Olivier BELLOT (Adjoint technique à MA) et Christophe DELCOURT (technicien en électronique, recruté à différentes périodes en qualité de stagiaire et vacataire jusqu'en Février 2000). Bien que ce véhicule ait été détruit en Décembre 2000, lors d'une campagne du programme APTP, et que nous ayons dû finaliser le modèle embarqué présenté au chapitre 10 sur la CITROËN BX, la 306 a été très majoritairement utilisée au niveau des essais présentés et des simulations réalisées dans le cadre de cette thèse.

### A2. 1. 1. La centrale d'acquisition

Au début de nos travaux de validation de logiciels de dynamique véhicule en 1995, chacun des systèmes utilisés par les différents partenaires permettait l'acquisition de 16 voies de mesures analogiques, ce qui nous conduisait souvent à établir des priorités au niveau des voies retenues pour chaque essai, car les informations pertinentes pour valider un modèle dynamique, et par ailleurs disponibles sur les véhicules instrumentés, sont beaucoup plus nombreuses.

C'est pour pallier ces limitations que nous avons développé début 1999 un nouveau système d'acquisition permettant de disposer jusqu'à 64 voies analogiques. Il s'agit d'un PC

industriel, disposant d'une carte mère Pentium 2 à 350 MHz, équipé de 2 cartes d'acquisition de marque IPC-DAS au format PCI, qui disposent chacune de 32 voies analogiques 0-10 V, pouvant également être configurées en configuration +/- 10 V, si certains capteurs le justifient.

Nous utilisons pour tous les essais de dynamique véhicule une fréquence d'acquisition de 100 Hz avec un filtrage des données à 10 Hz. L'acquisition est gérée par le logiciel ATS, développé par la société SYSMA, PME située à Aix-en-Provence. Celui-ci permet également d'effectuer le filtrage numérique des données et d'effectuer le calcul d'informations complémentaires à partir des signaux des capteurs, avant d'exporter des fichiers au format ASCII. Le PC est situé dans le coffre de la voiture, l'expérimentateur est toujours en passager avant, il dispose d'un ensemble clavier-écran déporté, équipé de différents interrupteurs permettant de gérer l'acquisition et de saisir des codes numériques permettant de repérer certains événements.

Obtenir des mesures de qualité, telles que celles présentées dans le cadre de cette étude, notamment au chapitre 4, et tout particulièrement lorsque l'objectif final est la validation de modèles de comportement dynamique à partir d'acquisitions sur véhicule instrumenté, nécessite beaucoup de soin dans la préparation, la réalisation et le dépouillement des essais. La charge de travail totale associée à la réalisation et l'exploitation d'une campagne d'essais d'une semaine, au cours de laquelle 100 à 150 essais peuvent être effectués, peut être estimée à 6 homme-mois.

La préparation de la campagne comprend, une fois que l'ensemble des capteurs utilisés sont installés sur le véhicule, une vérification de leur bon fonctionnement, la mise au point ou vérification de tous les étalonnages, la conception des configurations d'acquisition, des procédures d'essais, et des macro-commandes qui seront utilisées tant pour valider les essais, au fur et à mesure sur le terrain, que pour préparer le dépouillement des données. En parallèle un plan d'essais détaillé doit être rédigé ; il décrit les procédures exactes de chaque essai, leurs conditions de réalisation, le nombre de répétitions souhaitées, les vitesses de passage, le nom des fichiers utilisés...

Lors de la réalisation des essais sur pistes ou sur routes, nous effectuons systématiquement des périodes d'acquisition statique sur une zone de référence, au sol de préférence rigoureusement plan, au début et la fin de chaque essai, ainsi qu'une procédure de "Zéro ligne droite", avec une acquisition en roulage sur sol plan en ligne droite, en absence de vent. Ces acquisitions nous permettent de vérifier a posteriori qu'aucun offset de capteur n'a évolué de façon significative d'un essai à un autre, ou pendant un essai. Nous avons également élaboré une procédure de recalage automatique de zéros, mise en œuvre lors de la période d'acquisition statique initiale. Celle-ci consiste à annuler les offsets de tous les capteurs dont la sortie doit être nulle, lorsque le véhicule est à l'arrêt. Les capteurs utilisés seront détaillés dans le paragraphe suivant, mais on peut déjà indiquer que cela concerne toutes les mesures d'accélération, de vitesses angulaires, et d'actions sur les pédales et leurs conséquences (pressions dans le circuit de freinage par exemple).

La procédure de dépouillement pour chaque essai consiste à visualiser pour tous les signaux enregistrés, les zones d'acquisition statique et l'essai proprement dit, pour vérifier la cohérence des informations, puis à réaliser le filtrage des voies d'acquisition, à effectuer des calculs complémentaires pour obtenir de nouvelles informations (voir paragraphe suivant), avant de créer des fichiers ASCII selon un format spécifique. Ces fichiers sont ensuite utilisés par différents logiciels, ce qui peut nécessiter d'en réaliser des versions différentes adaptées à chaque utilisation.

## A2. 1. 2 Les capteurs

Nous avons à l'origine tiré parti de notre expérience en matière d'instrumentation de véhicule pour réaliser un équipement de base complet de notre Peugeot 306 pour le plus faible coût possible. Des capteurs de coût plus élevé sont venus ensuite compléter l'instrumentation pour permettre la mesure des informations les plus importantes, pour une analyse fiable du comportement du véhicule, ou les plus difficiles à obtenir.

Concernant la mesure des accélérations dans les 3 directions, longitudinale, transversale et verticale et vitesses de rotation de la caisse (en roulis, tangage et lacet), nous avons conçu notre propre boîtier, placé devant le levier de vitesse très proche du centre de gravité, et incluant 3 accéléromètres ICS et 3 gyromètres MURATA de faibles coûts. Nous tirons ainsi parti de l'évolution très favorable des coûts de ce type de capteurs, puisque le prix de revient matériel d'un tel boîtier est de l'ordre de 10 KF, ce qui est très inférieur à celui d'une première centrale accéléro-gyrométrique, dont nous avons fait l'acquisition en 1991 pour notre premier véhicule instrumenté, une Citroën BX, et qui délivrait les mêmes informations, mais valait à l'époque plus de 250 KF. Nous avons vérifié que nous obtenions des performances quasi-équivalentes avec les 2 systèmes. D'autres accéléromètres du même type ont été placés pour mesurer les accélérations transversales à l'extrême avant et l'extrême arrière du véhicule.

Concernant les actions du conducteur sur le volant, qui constituent les principales entrées d'un modèle pour toute simulation de manœuvres intéressant le comportement transversal, nous réalisons la mesure du déplacement de la crémaillère à l'aide d'un potentiomètre linéaire monté en parallèle du vérin d'assistance de direction. Par ailleurs un petit gyromètre monté sur la colonne de direction nous permet d'obtenir directement la vitesse de rotation du volant. Enfin une instrumentation permettant la mesure du couple résistant sur la colonne de direction, à l'aide de jauges de contraintes, a été sous-traitée.

Pour l'ouverture du papillon des gaz, principale commande du modèle longitudinal avec les actions de freinage, on a récupéré le signal du capteur existant. Ce point a d'ailleurs été à l'origine de quelques problèmes, ce signal étant très bruité.

Par le passé, lors de l'exploitation d'essais mettant en œuvre des freinages, nous avons souvent été confrontés à des difficultés concernant aussi bien l'insuffisance des mesures effectuées sur les véhicules, que le peu d'informations disponibles au niveau du paramétrage de ce sous-système. C'est pourquoi nous avons souhaité faire un effort particulier sur ce point au niveau de l'instrumentation de la 306, ce qui était d'autant plus justifié que ce véhicule est équipé d'un ABS, et que ce système pouvait être facilement déconnecté. C'est ainsi que nous disposons en final de 6 informations caractérisant le freinage : une mesure de l'effort à l'aide de jauges de contraintes sur la pédale, et 5 informations de pressions dans le circuit de freinage : une avant le boîtier ABS et 4 après, pour chacune des 4 roues.

Les débattements de suspension avant et arrière ont été instrumentés avec des potentiomètres rotatifs, montés sur les triangles à l'avant et sur les bras tirés à l'arrière. Ils sont étalonnés à partir de 3 mesures, l'une roues pendantes (en appui sur la butée de détente), l'une en position statique, et l'une en charge importante du véhicule, en prenant soin toutefois de ne pas écraser la butée de compression, puisque l'étalonnage qui est réalisé est linéaire.

Une autre information assez voisine est constituée par les mesures de hauteurs de caisse, qui sont réalisées à l'aide de 4 lasers, montés au niveau des points de repère du châssis, juste derrière les roues avant et devant les roues arrière. Le coût d'un de ces capteur est d'environ 12 KF. Outre une mesure des hauteurs de caisse, l'intérêt de cette solution est de permettre un calcul fiable et précis des angles de roulis et de tangage, en moyennant éventuellement les

informations obtenues à l'avant et à l'arrière pour le roulis et sur les côtés gauche et droit pour le tangage. Nous avons vu en effet précédemment que nous utilisons des gyromètres pour mesurer les vitesses angulaires et non pas de centrale gyroscopique mesurant les angles, mais dont le coût reste très élevé.

Pour les vitesses de roues avant, nous envisagions de traiter le signal provenant des capteurs de l'ABS. Après quelques essais infructueux, nous avons rajouté nos propres capteurs de proximité sur les couronnes dentées du système antibloquant. A l'arrière aucun dispositif n'existait puisque cette 306 est équipée d'un ABR Bendix, qui est une version économique de système antibloquant. Nous avons réalisé notre propre système à partir de couronnes dentées montées sur l'extérieur des tambours de frein, et de capteurs inductifs.

Concernant la mesure de la vitesse, nous utilisons un capteur CORREVIT longitudinal, acquis lors de l'instrumentation de la BX. Ce capteur, dont le coût est d'environ 85 KF, réalise une mesure de vitesse sans contact, selon un principe optique. Nous l'avons installé à l'arrière de la carrosserie à l'aide d'un support d'attache de caravane, afin de pouvoir le mettre en place uniquement lors de certains types d'essais, en particulier sur piste. Nous avons également fait l'acquisition, dans le cadre du programme APTP, d'un capteur DATRON V3, dont le coût est de 90 KF, mesurant les 2 composantes de la vitesse longitudinale et transversale, ce qui peut permettre de recalculer un angle de dérive au point de mesure. Monté à l'arrière, sur le même support que le CORREVIT, il permet de calculer un angle de dérive à l'arrière du châssis, et de remonter à l'angle de dérive au centre de gravité à l'aide d'une formule faisant notamment intervenir la vitesse de lacet et la vitesse du véhicule (voir paragraphes 4.1.2 et 5.1.5). Il peut également être monté sur une roue du véhicule, à l'aide d'un support spécifique, et permet alors d'accéder à l'angle de dérive du pneumatique considéré. Le principal inconvénient de cette solution est qu'un capteur unique ne peut mesurer cette information qu'à un seul endroit à la fois : le châssis ou une des 4 roues, ce qui peut conduire à multiplier les essais, et on est alors confronté à leur imparfaite reproductibilité dans l'interprétation des résultats.

L'équipement comprend encore la mesure de la vitesse de rotation du moteur, qui permet de recalculer un rapport de boîte de vitesses, en combinaison avec la vitesse du véhicule, complétant les informations prises lors de l'essai par l'expérimentateur. Cette méthode pouvant se révéler imprécise et dépendante des dimensions des pneumatiques utilisés, nous avons entrepris de réaliser un système de repérage du rapport de boîte enclenché, directement sur la tringlerie, à l'aide de contacts électriques associés à une logique de comptage.

Nous disposons enfin de 2 systèmes de repérage d'événements :

- Un boîtier de codage, qui permet à l'expérimentateur de rentrer un code entre 1 et 999 pour repérer un événement particulier (par exemple début et fin d'une période d'acquisition statique destinée à réaliser le recalage automatique des offsets des capteurs accéléromètres et gyromètres, ou de recalage du zéro du capteur de déplacement de la crémaillère par roulage en ligne droite, que nous effectuons avant chaque essai).
- Un capteur qui détecte des seuils magnétiques placés sur la chaussée, et que nous disposons sur chaque zone d'essai : par exemple pour une chicane, 20 m avant le début du premier couloir et à l'entrée des 3 couloirs de la chicane. C'est l'utilisation de ce système qui nous permet de découper nos différents essais avec des repères spatiaux homogènes, afin de présenter la superposition de passages à des vitesses différentes, comme aux paragraphes 4.1.2 et 4.1.3, pour les virages établis ou les chicanes VDA.

Les informations calculées lors de la procédure de dépouillement sont les rapports de boîte, les angles de dérive arrière (à partir des composantes de vitesses longitudinale et transversale)

et au CDG, les débattements de suspension et hauteurs de caisse relatifs (autour de leurs positions statiques) qui servent eux-mêmes au calcul des angles de roulis et de tangage.

Nous avons d'autres projets pour améliorer l'équipement de ce véhicule instrumenté dans l'optique de la validation de modèles dynamiques. Nous avons fait l'acquisition, sur financement PREDIT APTP, d'un capteur de mesure de la hauteur d'eau devant le véhicule. Monté à l'avant du véhicule, ce capteur optique, réalisé par la société allemande HOLZWARTH MECHATRONIK, utilise la réfraction par l'eau d'un faisceau lumineux dans le domaine infra-rouge, et fournit l'information sur 2 canaux analogiques, entre 0 et 1 mm, et entre 1 et 10 mm de hauteur d'eau. Les premiers essais effectués sont satisfaisants. Il est clair que l'utilisation de cette information, et tout travail permettant de la relier au coefficient de frottement au niveau du contact pneumatique-chaussée, est d'une importance capitale pour une meilleure compréhension des problèmes d'adhérence.

Nous avons également testé, lors d'une campagne d'essais, un système DATRON RV3, permettant de mesurer les 5 degrés de liberté d'une roue par rapport au châssis. Ce système, dont le montage est assez complexe et encombrant, ce qui limite pratiquement son utilisation à des sites d'essais spécifiques, utilise 4 potentiomètres rotatifs et un linéaire. Un boîtier de calcul permet de remonter aux informations de déplacement du centre roue en x, y, et z, et d'orientation du plan de roue à travers les angles de braquage et de carrossage. Nous avons cependant été confrontés à des problèmes de fiabilité du capteur, et de précision des résultats en fonction de la qualité du montage. En outre un décalage des informations dans le temps, lié au boîtier de calcul n'en facilite pas l'interprétation. Nous avons renoncé à acquérir un tel système. La connaissance des informations de position du plan de roue est cependant essentielle pour une compréhension très fine du comportement d'un véhicule. C'est pourquoi nous envisageons de réaliser notre propre système de mesure de ces informations à l'aide d'un ensemble de lasers, identiques à ceux utilisés pour la mesure des hauteurs de caisse.

Nous avons réalisé fin 1999 l'acquisition d'un système de trajectométrie par GPS différentiel de précision centrimétrique, d'un coût total de 400 KF, dans le cadre d'un investissement mi-lourd de l'INRETS, et étions les premiers en France à appliquer cette technologie à l'automobile. L'information de trajectoire nous faisait souvent défaut dans l'analyse d'un essai, et les solutions faisant appel à la double intégration de la vitesse de lacet se révélaient trop imprécises, car très sensibles au moindre offset du capteur. La mise en œuvre de ce dispositif est cependant assez lourde, nécessite de disposer d'un second PC à bord du véhicule instrumenté, ce qui pose inévitablement un problème de synchronisation entre les 2 systèmes (évoqué au paragraphe 10.2.3). Son fonctionnement n'est en outre satisfaisant que dans des environnements dégagés, car une réception d'un nombre suffisant de satellites est nécessaire. C'est généralement le cas des pistes d'essais, mais plus rarement celui de sites routiers, même si notre système a pu être utilisé avec succès lors des investigations, réalisées sur un site d'Etude Détaillée d'Accident, et qui font l'objet du paragraphe 9.2.

Le dernier dispositif qui permettrait une avancée significative de la compréhension du comportement du véhicule serait un ensemble de moyeux dynamométriques permettant la mesure des composantes du torseur des efforts au contact pneumatique-chaussée. L'acquisition d'un tel système doit être réalisée en 2002.

Les informations mesurées sur ce véhicule Peugeot 306, lors des campagnes d'essais du programme APTP au printemps 1999, dont est issue la majorité des essais présentés au paragraphe 4.1, et utilisés pour la validation des modèles, sont récapitulées dans le tableau suivant.

INSTRUMENTATION PEUGEOT 306 INRETS		
1	acc_x	Accélération longitudinale cdg châssis
2	acc_y	Accélération transversale cdg châssis
3	acc_z	Accélération verticale cdg châssis
4	v_lacet	Vitesse de lacet
5	v_roul	Vitesse de roulis
6	v_tang	Vitesse de tangage
7	vitesse	Vitesse longitudinale châssis (CORREVIT)
8	pos_dir	Position direction (déplacement crémaillère)
9	coupl_d	Couple au volant (couple résistant sur colonne de direction)
10	gaz	Position accélérateur (Ouverture papillon)
11	pf_avabs	Pression de freinage avant ABS
12	force_f	Effort de freinage sur pédale de frein
13	fam	Frein à main
14	emb	Position embrayage
15	regime	Régime moteur rm (prise info compte-tours)
16	codage	Codeur 3 chiffres
17	seuil	Repérage spatial avec seuils magnétiques
18	deb_avg	Débattement de suspension de la roue avant gauche
19	deb_avd	Débattement de suspension de la roue avant droite
20	deb_arg	Débattement de suspension de la roue arrière gauche
21	deb_ard	Débattement de suspension de la roue arrière droite
22	vrr_avg	Vitesse de rotation de la roue avant gauche
23	vrr_avd	Vitesse de rotation de la roue avant droite
24	vrr_arg	Vitesse de rotation de la roue arrière gauche
25	vrr_ard	Vitesse de rotation de la roue arrière droite
26	pf_avg	Pression de freinage de la roue avant gauche
27	pf_avd	Pression de freinage de la roue avant droite
28	pf_arg	Pression de freinage de la roue arrière gauche
29	pf_ard	Pression de freinage de la roue arrière droite
30	hau_avg	Hauteur de caisse capteur avant gauche
31	hau_avd	Hauteur de caisse capteur avant droite



32	hau_arg	Hauteur de caisse capteur arrière gauche
33	hau_ard	Hauteur de caisse capteur arrière gauche
34	acc_y_av	Accélération transversale avant châssis
35	acc_y_ar	Accélération transversale arrière châssis
36	vit_lg	Vitesse longitudinale arrière châssis (capteur Datron V3)
37	vit_tr	Vitesse transversale arrière châssis (capteur Datron V3)
38	vit_vol	Vitesse de rotation du volant
Voies calculées		
39	Rbv	Rapport de Boîte de Vitesses
40	dr_avg	Débattement de suspension relatif de la roue avant gauche
41	dr_avd	Débattement de suspension relatif de la roue avant droite
42	dr_arg	Débattement de suspension relatif de la roue arrière gauche
43	dr_ard	Débattement de suspension relatif de la roue arrière droite
44	hr_avg	Hauteur de caisse relative capteur avant gauche
45	hr_avd	Hauteur de caisse relative capteur avant droite
46	hr_arg	Hauteur de caisse relative capteur arrière gauche
47	hr_ard	Hauteur de caisse relative capteur arrière gauche
48	ang_roul_susp_av	Angle de roulis (débattements suspension avant)
49	ang_roul_susp_ar	Angle de roulis (débattements suspension arrière)
50	ang_tang_susp_g	Angle de tangage (débattements suspension gauche)
51	ang_tang_susp_d	Angle de tangage (débattements suspension droite)
52	ang_roul_hau_av	Angle de roulis (hauteurs caisse avant)
53	ang_roul_hau_ar	Angle de roulis (hauteurs caisse arrière)
54	ang_tang_hau_g	Angle de tangage (hauteurs caisse gauche)
55	ang_tang_hau_d	Angle de tangage (hauteurs caisse droite)
56	roulis	Angle de roulis (moyenne avant-arrière)
57	tangage	Angle de tangage (moyenne droite-gauche)
58	vit_abs	Vitesse absolue du véhicule
59	ang_der_ar	Angle de dérive mesuré à l'arrière du châssis
60	ang_der_cdg	Angle de dérive recalculé au CDG

**Tableau A2-1 : Récapitulatif des informations mesurées sur la Peugeot 306**

## A2. 2. La conception du paramétrage de la 306

Le paramétrage de la 306 tel qu'il a été utilisé pour les différents modèles conçus dans le cadre de cette thèse, s'inspire de celui qui a été construit par nos soins pour le logiciel CALLAS dans le cadre du programme "Dynamique du véhicule en situation d'urgence ou perte de contrôle" [31, 32 déjà citées], financé par la DRAST. Dans ce contexte et contrairement à ce qui avait été réalisé pour d'autres véhicules, l'idée directrice était de rechercher à élaborer ce paramétrage, sans aucune information du constructeur. Nous avons travaillé à partir :

- des données de la revue technique RTA [49 déjà cité],
- de mesures effectuées en atelier mettant en œuvre des moyens simples,
- de grandeurs identifiées à partir d'essais spécifiques,
- d'ordres de grandeur réalistes déduits de l'expérience acquise sur d'autres véhicules, en appliquant parfois un prorata des masses pour les informations manquantes.

### A2. 2. 1. Masses et inerties

#### A) *Cas de charge*

Le cas de charge précis utilisé lors des essais (véhicule contenant son instrumentation, pilote et expérimentateur aux sièges avant, et avec le plein d'essence) a été mesuré sur la bascule de l'ETAS, qui fournit également la position du centre de gravité en XY. Sa hauteur a été estimée.

#### B) *Inerties de roulis, tangage et lacet*

Elles ont été évaluées de manière approximative à partir d'ordres de grandeur issus de la bibliographie et de l'expérience acquise sur d'autres véhicules, en vérifiant la plausibilité des fréquences propres en roulis et tangage. Les produits d'inertie ont été négligés.

#### C) *Voie, empattement*

Les voies avant et arrière et l'empattement ainsi que toutes les données géométriques sont issues de la RTA.

### A2. 2. 2. Transmission et motorisation

Les rapports de boîte de vitesses sont issus de la RTA. Pour la détermination du champ du moteur, nous avons entrepris de reconstruire approximativement le champ moteur détaillé (couple en fonction du régime moteur pour différentes ouvertures de papillon d'accélérateur), par identification à partir d'essais analytiques : accélérations charge partielle et pleine charge en utilisant des cales sur le papillon, roulage à vitesses stabilisées (régime moteur ou ouverture pédale constants). Cette méthode, pour fastidieuse qu'elle soit, donne des résultats corrects.

### **A2. 2. 3. Direction**

Une mesure des angles de braquage de chaque roue avant en fonction de l'angle du volant a été effectuée de butée droite à butée gauche, en atelier, à l'aide de plateaux à billes. Le rapport de démultiplication de la direction en a été déduit.

### **A2. 2. 4. Aérodynamique**

Les caractéristiques de base ( $C_x$  et maître-couple) figuraient dans la RTA.

### **A2. 2. 5. Les pneumatiques**

Les modèles de pneumatique ont été élaborés à partir de mesures analytiques réalisées par MICHELIN dans le cadre des programmes de recherche cités précédemment et de conventions avec le LCPC, sous forme de modèle de Pacejka reformulé par ce manufacturier selon la publication de BAYLE et *al.* [52 déjà cité], et qui fait l'objet d'une présentation détaillée au paragraphe 3.3.6. Ces données sont confidentielles.

### **A2. 2. 6. Freinage**

Ayant fait un effort particulier sur ce point au niveau de l'instrumentation, nous avons également défini une méthode expérimentale permettant de mesurer l'efficacité des freins AV et AR. Il s'agit de mesurer, à l'aide du système d'acquisition, les valeurs de pressions correspondant à différents couples appliqués à la roue par des masses suspendues par un long bras de levier. Cette méthode nous a fourni les ordres de grandeur de base, qui ont été affinés à partir de l'analyse approfondie de plusieurs essais complémentaires de freinages modérés, avec blocage de roues, et à la limite du blocage. Il s'agissait en particulier de tenir compte de l'augmentation de l'efficacité des freins chauds.

---

## Annexe 3 : Description analytique des modèles de véhicules conçus

Les différents modèles conçus dans le cadre de cette thèse ont été décrits au paragraphe 5.1, après que les équations du système mécanique "liaison plan" aient fait l'objet du paragraphe 2.3, et que les principales notions qui permettent de transformer ce système très simple en un modèle de véhicule aient été présentées au cours du chapitre 3. Nous allons dans cette annexe reprendre la description de ces modèles de manière un peu plus explicite.

### A3. 1. Description analytique des modèles MLPi

Ces modèles ont été réalisés à l'aide du logiciel de modélisation des systèmes multicorps MORGAN'S, et reposent sur l'utilisation d'une liaison "plan", c'est-à-dire qu'ils disposent de 3 degrés de liberté pour le solide constituant la caisse (les translations selon les directions longitudinale et transversale X et Y, et la rotation autour d'un axe vertical caractérisée par l'angle de lacet). Cette approche doit donc être considérée comme bidimensionnelle au niveau des degrés de liberté, puisqu'aucun phénomène vertical n'est représenté.

En terme de forces extérieures, on applique les 4 efforts correspondants à l'action des pneumatiques à l'interface avec la chaussée. Ces efforts pneumatiques sont cependant tridimensionnels, et en particulier dans les versions avec transfert de charge géométrique, les variations d'efforts verticaux se répercutent sur les efforts longitudinaux et transversaux, à travers le modèle de Pacejka. Cette combinaison d'une approche 2D au niveau des degrés de liberté et 3D au niveau des efforts nous conduit à adopter l'appellation de modèle 2.5D.

On a montré, au paragraphe 2.3, que les équations de ce système mécanique pouvaient s'exprimer de la manière suivante, dans un formalisme classique de la mécanique, et en repère local :

$$m(\ddot{x} \cos \psi + \ddot{y} \sin \psi) = m\gamma_x = SF_x$$

$$m(\ddot{y} \cos \psi - \ddot{x} \sin \psi) = m\gamma_y = SF_y$$

$$I_z \ddot{\psi} = SM_z$$

en désignant respectivement par  $SF_x$ ,  $SF_y$  et  $SM_z$  la somme des contributions des 4 pneumatiques en effort longitudinal, transversal et en moment autour d'un axe vertical.

Les premiers modèles créés sont adaptés uniquement à l'étude du comportement transversal du véhicule. Cette approche simplifiée consiste à ne pas réaliser de modèle longitudinal, mais à utiliser directement comme entrée du modèle, et en complément de la commande volant, la vitesse mesurée sur le véhicule lors d'un essai réel, dans la mesure où celle-ci est faiblement

évolutive. Dans ce cas, l'essentiel de la modélisation porte sur la détermination des efforts transversaux appliqués par les pneumatiques sur le véhicule, au niveau de l'interface avec la chaussée. Le calcul des efforts nécessite la détermination des angles de dérive des pneumatiques, dont les expressions sont les suivantes (les différentes grandeurs utilisées sont récapitulées dans la nomenclature en fin de document) :

$$\alpha_{avg} = \beta - \delta_{avg} + (l_1 + dv_1 \delta_{avg}) \dot{\psi} / V$$

$$\alpha_{avd} = \beta - \delta_{avd} + (l_1 - dv_1 \delta_{avd}) \dot{\psi} / V$$

$$\alpha_{arg} = \beta - l_2 \dot{\psi} / V$$

$$\alpha_{ard} = \beta - l_2 \dot{\psi} / V$$

Une fois que ceux-ci sont connus plusieurs approches sont envisageables et c'est ce qui va nous permettre de proposer six variantes de modèles, de plus en plus complexes, touchant pour la plupart à la modélisation des pneumatiques :

**MLP1 modèle de pneumatique linéaire purement transversal avec rigidité de dérive constante.**

L'hypothèse retenue consiste à considérer une linéarité de la force transversale en fonction de l'angle de dérive à travers l'introduction de la rigidité de dérive. On écrit ainsi  $F_{yi} = -D_i \alpha_i$  (voir définitions précises au paragraphe 3.3 consacré aux pneumatiques).

**MLP2 modèle de pneumatique de Pacejka selon une formulation purement transversale.**

Nous avons adopté la modélisation de PACEJKA [54, 55], complétée par Michelin au niveau du couplage des sollicitations et proposée dans l'article "A new tyre model for vehicle dynamics simulations" de BAYLE, FORISSIER et LAFON [56] (voir présentation détaillée au paragraphe 3.3.6). L'effort transversal  $F_y$ , exprimé en N s'obtient en fonction de l'angle de dérive  $\alpha$  en degrés, de la charge verticale  $F_z$  en kN, de l'angle de carrossage  $\sigma$  en degrés et du taux de glissement  $G\%$  en %, par les formules suivantes, qui font intervenir 25 coefficients caractéristiques  $a_i$ .

$$C = a_0$$

$$D = (a_1 F_z + a_2) F_z$$

$$BCD = (a_3 \sin(2 \arctg(F_z/a_4))) (1 - a_5 / |\sigma|)$$

$$B = BCD / (C D)$$

$$E = a_6 F_z + a_7$$

$$Sh = a_8 \sigma + a_9 F_z + a_{10}$$

$$Sv = (a_{112} F_z + a_{111}) F_z \sigma + a_{12} F_z + a_{13}$$

$$CG = a_{m0}$$

$$AG = a_{m1}$$

$$BG = a_{m2} \cos(\arctg(a_{m3} (\alpha - a_{m4})))$$

$$\sigma_0 = a_{m6} F_z + a_{m7}$$

$$F_{yxgli} = \sin(1.9 \arctg(a_{m8} G\%))$$

$$F_{yxdel} = \cos(\arctg(a_{m9} \alpha))$$

$$F_{yx} = a_{m5} F_z (\sigma - \sigma_0) F_{yxgli} F_{yxdel}$$

$$phi = (1-E) (\alpha + Sh) + E/B \arctg(B(\alpha + Sh))$$

$$F_{y\_pur} = D \sin(C \arctg(B phi)) + Sv$$

$$F_y = F_{y\_pur} \cos(CG \arctg(BG (G\% - AG))) / \cos(CG \arctg (-BG AG)) + F_{yx}$$

Dans cette version MLP2, la charge verticale est considérée comme égale à la charge statique, et les angles de carrossage, taux de glissement, ainsi que les efforts longitudinaux, sont identiquement nuls ; il n'y a donc pas de couplage des efforts.

### **MLP3 modèle de pneumatique de Pacejka purement transversal, avec ajout du moment d'autoalignement, également selon une formulation de Pacejka.**

Le moment d'autoalignement  $M_z$  exprimé en mN s'obtient en fonction de l'angle de dérive  $\alpha$  en degrés, de la charge verticale  $F_z$  en kN, de l'angle de carrossage  $\sigma$  en degrés, par les formules suivantes, qui font intervenir 17 coefficients caractéristiques  $c_i$ . Comme pour MLP2, la charge verticale est ici considérée comme égale à la charge statique, et les carrossages sont identiquement nuls.

$$C = c_0$$

$$D = (c_1 F_z + c_2) F_z$$

$$BCD = (c_3 F_z + c_4) F_z \exp(-c_5 F_z) (1 - c_6 |\sigma|)$$

$$B = BCD / (C D)$$

$$E = (c_7 F_z^2 + c_8 F_z + c_9) (1 - c_{10} |\sigma|)$$

$$Sh = c_{11} \sigma + c_{12} F_z + c_{13}$$

$$Sv = (c_{14} F_z + c_{15}) F_z \sigma + c_{16} F_z + c_{17}$$

$$phi = (1-E) (\alpha + Sh) + E/B \arctg (B(\alpha + Sh))$$

$$M_z = D \sin(C \arctg(B phi)) + Sv$$

**MLP4 modèle de pneumatique de Pacejka (effort transversal et moment d'autoalignement), avec prise en compte des transferts de charge géométriques (liés aux accélérations longitudinale et transversale).**

Cela se traduit concrètement par l'introduction d'une charge verticale évolutive passée en paramètre des fonctions de calcul des efforts transversaux et moments d'autoalignement. On obtient pour les différents pneumatiques les expressions suivantes détaillées au paragraphe 3.2.1 : somme d'une charge statique et des 2 termes de transferts de charge longitudinaux et transversaux :

$$F_{zavg} = m g l_2 / 2 l - m \gamma_x h / 2 l - m \gamma_y h l_2 / v l$$

$$F_{zavd} = m g l_2 / 2 l - m \gamma_x h / 2 l + m \gamma_y h l_2 / v l$$

$$F_{zarg} = m g l_1 / 2 l + m \gamma_x h / 2 l - m \gamma_y h l_1 / v l$$

$$F_{zard} = m g l_1 / 2 l + m \gamma_x h / 2 l + m \gamma_y h l_1 / v l$$

**MLP5 modèle de pneumatique de Pacejka (effort transversal et moment d'autoalignement), avec prise en compte des transferts de charge géométriques et introduction d'un transitoire pneu sur l'effort transversal.**

En dérive, l'effort transversal est en retard sur l'action au volant, et il apparaît que le paramètre pertinent est la distance parcourue par le pneu. On trouve dans la littérature des formulations de ce phénomène en introduisant un transitoire, soit sur l'effort transversal issu du modèle de Pacejka, soit directement sur l'angle de dérive selon respectivement :

$$\text{Transitoire sur l'effort : } \frac{\sigma}{V} \frac{dF_{y\_dyn}}{dt} + F_{y\_dyn} = F_y$$

$$\text{Transitoire sur l'angle de dérive : } \frac{\sigma}{V} \frac{d\alpha_{dyn}}{dt} + \alpha_{dyn} = \alpha$$

où  $\sigma$  représente la longueur de relaxation du pneumatique,  $V$  la vitesse du véhicule,  $F_{y\_dyn}$  et  $\alpha_{dyn}$  respectivement l'effort transversal et l'angle de dérive "dynamiques", alors que  $F_y$  représente l'effort transversal staticodynamique issu du modèle de Pacejka et  $\alpha$  l'angle de dérive staticodynamique calculé selon les formules données précédemment. Ces 2 formulations alternatives donnent des résultats équivalents.

**MLP6 MLP5 intégrant des réglages de trains (pince statique).**

Il s'agit simplement de rajouter, dans les expressions des braquages de roues avant, un terme traduisant ces réglages (constant dans le cas de la pince statique) à la contribution de la commande du conducteur sur le volant, qui fait intervenir le rapport de démultiplication de la direction. Les effets des réglages de pince statique et de prise de pince élastocinématique sous effort transversal, dont une illustration pour le véhicule Renault Espace de l'ETAS a été donnée aux figures 5-35 et 5-36, sont modélisés de la même manière.

## A3. 2. Mise en œuvre d'un modèle longitudinal MLP5L

Le modèle longitudinal essentiellement mis en œuvre sur le modèle MLP5, pour créer MLP5L, a été présenté en détails au paragraphe 3.2.2. Nous ne reprendrons par conséquent pas ici les différentes étapes de sa conception. Nous rappellerons simplement qu'à partir des taux de glissement des différentes roues donnés par une expression du type :

$$G\% = \frac{R_{sc}\omega - V}{V}$$

où  $R_{sc}$  est le rayon sous charge du pneumatique,  $\omega$  la vitesse de rotation de la roue, et  $V$  la vitesse du véhicule, on calcule les efforts longitudinaux exercés par les pneumatiques sur le véhicule.

Pour chaque roue, l'effort longitudinal  $F_x$  exprimé en N s'obtient en fonction du taux de glissement  $G\%$  en %, de la charge verticale  $F_z$  en kN, et de l'angle de dérive  $\alpha$  en degrés, par les formules suivantes, qui font intervenir 17 coefficients caractéristiques  $b_i$  :

$$C = b_0$$

$$D = (b_1 F_z + b_2) F_z$$

$$BCD = (b_3 F_z + b_4) F_z \exp(-b_5 F_z)$$

$$B = BCD / (C D)$$

$$E = b_6 F_z^2 + b_7 F_z + b_8$$

$$Sh = b_9 F_z + b_{10}$$

$$Sv = b_{11} F_z + b_{12} \quad \text{avec } Sv = 0 \text{ si effort moteur seul ou effort freineur seul}$$

$$CD = b_{m0}$$

$$AD = b_{m1}$$

$$BD = b_{m2} \cos(\arctg(b_{m3} G\%))$$

$$phi = (1-E) (G\% + Sh) + E/B \arctg(B (G\% + Sh))$$

$$F_{x\_pur} = D \sin(C \arctg(B phi)) + Sv$$

$$F_x = F_{x\_pur} \cos(CD \arctg(BD (\alpha - AD))) / \cos(CD \arctg(-BD AD))$$

En outre dans cette version, le taux de glissement de chaque pneumatique devient un paramètre du modèle de Pacejka pour le calcul de l'effort transversal, et la modélisation du couplage des sollicitations longitudinales et transversales prend alors sa véritable signification.



---

# Références bibliographiques

- 1 SECURITE ROUTIERE : BILAN ANNUEL  
Statistiques et Commentaires, Année 1999  
Observatoire National Interministériel de Sécurité Routière
- 2 SECURITE ROUTIERE : BILAN ANNUEL  
Accidents corporels de la Circulation Routière, Document de travail, Année 1999  
Observatoire National Interministériel de Sécurité Routière
- 3 LECHNER D., JOURDAN J.L.,  
Control Strategies and Road Accidents, Analyse de pertes de contrôle  
INRETS MA – PSA, PROMETHEUS WG2, Actuating System - Vehicle Operation  
Report 1990, January 1991 (diffusion limitée à la communauté PROMETHEUS)
- 4 COLINOT J.P., LECHNER D.,  
From accidentology analysis to the intelligent vehicle.  
Paper 91-S4-W-15 - XIII<sup>e</sup> Conférence Technique Internationale sur les Véhicules  
Expérimentaux de Sécurité (ESV), Paris, Novembre 1991.
- 5 COLINOT J.P., LECHNER D.,  
Active counter-measures testing on actual accidents sites.  
Paper 94-S3-O-04. XIV<sup>th</sup> International Technical Conference on the Enhanced Safety of  
Vehicles (ESV). Munich, Germany, May 1994.
- 6 LECHNER D., avec la participation de MALATERRE G., FLEURY D.,  
La reconstitution cinématique des accidents.  
Rapport INRETS N°21, Décembre 1986.
- 7 LECHNER D.,  
Mise en oeuvre d'un modèle mathématique d'équilibre transversal à 2 degrés de liberté  
lacet-dérive.  
Rapport ONSER, Avril 1985.
- 8 FERRANDEZ F., avec la collaboration de BRENAC T., GIRARD Y., LECHNER D.,  
JOURDAN J.L., MICHEL J.E., NACHTERGAELE C.  
L'étude détaillée d'accidents orientée vers la sécurité primaire. Méthodologie de recueil  
et de pré-analyse.  
ED. Presses de l'Ecole Nationale des Ponts et Chaussées. Paris, Août 1995.

- 9 MICHEL J.E., LEDON C., THOMAS C.,  
Accotements et pertes de contrôle en virage, Analyse de cas d'études détaillées d'accidents  
Revue Générale des Routes, RGRA N°782, Mars 2000
- 10 MICHEL J.E., BAR F., HERMITTE T., LEDON C., MAGNIN J., PERRIN C., THOMAS C.,  
Accidents en virages, Exploitation thématique Etudes Détaillées d'Accidents  
Rapport interne INRETS, LAB, CEESAR, Avril 1999
- 11 LECHNER D., PERRIN C.,  
The actual use of the dynamic performances of vehicles.  
Technical Paper N° 925180 - XXIV FISITA Congress, London, Juin 1992. Manuel Junoy Prize Winner.  
Reprint in "Ingénieurs de l'automobile" N° 677. Nov-Déc. 1992.  
Reprint in "Journal of Automobile Engineering", Proceedings Part D, Issue D4, IMechE 1993.
- 12 LECHNER D., PERRIN C.,  
Utilisation réelle des capacités dynamiques des véhicules par les conducteurs -  
Expérimentation sur route 1992  
Rapport INRETS N°165, Juin 1993.
- 13 LECHNER D., PERRIN C.,  
Limites de performances du couple conducteur-véhicule.  
Papier SIA 94.06.24 - Congrès "Dynamique du Véhicule", Ecole Centrale de Lyon, 8 et 9 Juin 1994.
- 14 VAN ZANTEN A. T., ERHARDT R., PFAFF G.,  
VDC, the vehicle dynamics control system of Bosch  
SAE Paper 950759
- 15 SHIBAHATA Y., SHIMADA K., TOMARI T.,  
Improvement of vehicle maneuverability by direct yaw moment control,  
AVEC 92, Vehicle System Dynamics, Volume 22, 1993, pp. 465-481
- 16 FÖRSTER H.-J.,  
Der Fahrzeugführer als Bindeglied zwischen Reifen, Fahrwerk und Fahrbahn,  
VDI Berichte, Nr 916, 1991
- 17 MITSCHKE M., WALLENTOWITZ H., SCHWARZ R.,  
Vermeiden querdynamisch kritischer Fahrzustände durch Fahrzustandsüberwachung,  
VDI Berichte, Nr 916, 1991
- 18 FLEURY D., FERRANDEZ F., LEPESANT C., avec la participation de LECHNER D.,  
**Analyse typologique des manoeuvres d'urgence en intersection.**  
Rapport INRETS N°62, Mars 1988.

- 19 PRIEZ A., PETIT C., GUEZARD B., BOULOMMIER L., DITTMAR A., DELHOMME A., VERNET-MAURY E., PAILHOUS E., FORET-BRUNO J.-Y., TARRIERE C.,  
How about the average driver in a critical situation ? Can he really be helped by primary safety improvements ?  
13<sup>th</sup> International Technical Conference on Enhanced Safety Vehicles, Paris, France, 91
- 20 DROSDOL J., PANIK F.,  
The Daimler-Benz driving simulator. A tool for vehicle development  
SAE Technical Paper 850334, Detroit, Michigan, 1985.
- 21 MALATERRE G., LECHNER D.,  
Simulation de la conduite automobile : Validité dans une problématique de recherche.  
Actes INRETS N°42, Journée Spécialisée du 3 Février 1994, Décembre 1994
- 22 MALATERRE G., LECHNER D., avec la participation de CAVALLO V.,  
Expérimentation de manœuvres d'urgence sur simulateur de conduite - Première partie :  
Comportement des conducteurs.  
Rapport INRETS N°104, Novembre 1989.
- 23 MALATERRE G., LECHNER D.,  
Emergency manœuvres at junctions using a driving simulator.  
In "Transportation and Traffic Theory" - Masaki Koshi Editor - Elsevier (p. 213 à 232),  
Juillet 1990.
- 24 LECHNER D., MALATERRE G., avec la participation de JOURDAN J.L.,  
Expérimentation de manœuvres d'urgence sur simulateur de conduite - Seconde partie :  
L'analyse détaillée des manœuvres.  
Rapport INRETS N°130, Octobre 1990.
- 25 LECHNER D., MALATERRE G.,  
Emergency manœuvres experimentation using a driving simulator.  
Fifth Autotechnologies Conference - Monte-Carlo, Janvier 91. SAE Paper 910016.
- 26 MALATERRE G.,  
Temps de réponse et manoeuvres d'urgence.  
Revue RTS, Recherche-Transport-Sécurité, n°12, p. 11-16. 1986.
- 27 LECHNER D., VAN ELSLANDE P.,  
Comportement du conducteur en situation d'accident,  
1<sup>er</sup> Congrès Transversal Sécurité Automobile : L'Homme, L'Automobile, La Route, SIA  
Normandie, Rouen, 8 et 9 Octobre 1997.  
Reprint in "Ingénieurs de l'automobile" N° 717, Novembre-Décembre 1997.
- 28 LECHNER D., FAVERO J.L.,  
Objectifs de performances des véhicules en manœuvres d'urgence.  
Rapport ONSER Décembre 1983.

- 29 LECHNER D.,  
Dynamique du véhicule en situation d'urgence.  
Journées d'étude de la SIA "Dynamique du véhicule, Sécurité active" - Ecole Centrale de Lyon, Juin 1987. Article dans la revue "Ingénieurs de l'automobile", Octobre 1987.
- 30 LECHNER D., VAN ELSLANDE P., JOURDAN JL.,  
Utilisation d'un système ABS par des conducteurs non professionnels lors d'un freinage en courbe.  
Rapport INRETS N°94, Avril 1989.
- 31 LECHNER D., (INRETS), DELANNE Y., (LCPC), SCHAEFER G., (SERA-CD), avec la participation de SCHMITT V., (ETAS)  
Dynamique du véhicule en situation d'urgence ou perte de contrôle  
Document de Synthèse, Acquis et perspectives. Convention DRAST, Avril 1998.
- 32 LECHNER D., (INRETS), DELANNE Y., (LCPC), SCHAEFER G., (SERA-CD), SCHMITT V., (ETAS)  
Méthodologie de validation du logiciel de dynamique automobile CALLAS.  
Papier SIA 970202. Congrès SIA International "La dynamique du véhicule automobile et ferroviaire" Ecole Centrale de Lyon, Avril 1997.  
Reprint in "Ingénieurs de l'Automobile" N°713, Mai 1997.
- 33 MIZZI J.P.,  
Méthodologie de simulation d'un essai de choc de véhicule - Conception et réalisation des outils nécessaires à sa mise en œuvre  
Thèse de Doctorat, Spécialité Mécanique- Ecole Centrale de Lyon - Février 1992.
- 34 SERRE T.,  
Mise au point d'une méthodologie pour la génération automatique de modèles de comportement dynamique de véhicules pour simulateur de conduite  
Thèse de Doctorat, Spécialité Informatique - Université de Clermont Ferrand II, Avril 1998.
- 35 DURAZ M., MIZZI J.P., SERRE T.,  
MORGAN'S : Outils de conception et de simulation des systèmes mécaniques multicorps  
Dossier de dépôt de logiciel - C.N.I.S.F. n°13310, Avril 1995
- 36 MIZZI J.P.,  
Equations of motion of a multibody system and Lie groups  
Meccanica, Kluwer Academic Publishers, 1995, pp201-219.
- 37 MIZZI J.P.,  
La modélisation mécanique: Utilisation de la géométrie différentielle et du calcul formel  
Rapport INRETS n° 194, Février 1995
- 38 MIZZI J.P., DURAZ M., LECHNER D., SERRE T.,  
A new mathematical method to simulate vehicle dynamics  
Congrès EAEC Strasbourg - Juin 1995

- 39 SERRE T., DURAZ M., LECHNER D., MIZZI J.P.,  
Tools to create vehicle dynamics behaviour models : the MORGAN'S software,  
DSC 97, Driving Simulator Conference, Lyon, 8-9 September 1997.
- 40 DURAZ M., SERRE T., MIZZI J.P., LECHNER D.,  
Le logiciel MORGAN'S : Modélisation et simulation des systèmes mécaniques articulés  
Rapport Outils et Méthodes INRETS n°4, Novembre 1997
- 41 MILLIKEN W. F., MILLIKEN D. L.,  
Race car vehicle dynamics  
SAE, 1995
- 42 GILLESPIE T. D.,  
Fundamentals of vehicle dynamics  
SAE, 1992
- 43 HALCONRUY T.,  
Les liaisons au sol  
ETAI, 1995
- 44 DEUTSCH C.,  
Dynamique des véhicules routiers  
ONSER, 1970
- 45 ELLIS J. R.,  
Vehicle Dynamics  
Mechanical Engineering Publications Limited, London, 1994
- 46 SCHAEFER G.,  
A l'intérieur de CALLAS  
SERA-CD 1997, non publié
- 47 PHAM A. T.,  
Dynamique longitudinale et transversale de l'automobile  
Cours CLESIA 1982-1983
- 48 PACEJKA H. B.,  
Simplified analysis of steady state turning behaviour of motor vehicles  
Vehicle System Dynamics, Vol. II, N°3 et 4, November 1973
- 49 Revue Technique Automobile  
Peugeot 306  
Edition ETAI
- 50 DETALLE S., FLAMENT J., GAILLIEGUE F.,  
A tyre model for interactive driving simulators  
Vehicle System Dynamics, Supplement 27 (1997), pp. 326-329

- 51 JANSEN S.T.H., VAN OOSTEN J.J.M.,  
Development and evaluation of vehicle simulation models for a 4WS application  
Vehicle System Dynamics, Volume 24, Number 4-5, June 1995, pp. 343-363
- 52 BOLZERN P., CHELI F., FALCIOLA G., RESTA F.,  
Estimation of the non-linear suspension tyre cornering forces from experimental road  
test data  
Vehicle System Dynamics, Volume 31 (1999), pp. 23-34
- 53 MAURICE J. P., PACEJKA H. B.  
Relaxation Length behaviour of tyres  
Vehicle System Dynamics, Supplement 27 (1997), pp. 339-342
- 54 BAKKER E., PACEJKA H. B., LIDNER L.,  
A new tire model with an application in vehicle dynamics studies  
SAE Paper 890087
- 55 PACEJKA H. B.,  
The tyre as a vehicle component  
FISITA 1996, Prague
- 56 BAYLE P., FORISSIER J.F., LAFON S.  
A new tyre model for vehicle dynamics simulations  
Automotive Technology International '93, pp. 193-198
- 57 BROTHIER J.P.,  
Technologie du freinage ABS  
ETAI, 1991.
- 58 ROPPENECKER G., WALLENTOWITZ H.  
Integration of chassis and traction control systems: What is possible - What makes sense  
- What is under development.  
AVEC 92, Vehicle System Dynamics, Volume 22, 1993, pp. 283-298
- 59 FURUKAWA Y., ABE M.  
Advanced chassis control systems for vehicle handling and active safety.  
AVEC 96, Vehicle System Dynamics, Volume 28, 1997, pp. 59-86
- 60 YAMAMOTO M.,  
Active control strategy for improved handling and stability  
SAE Paper 911902
- 61 HORDONNEAU F.,  
Les 4 x 4 : Véhicules automobiles à quatre roues motrices  
Cours CLESIA, Session 1987-1988
- 62 MOTOYAMA S., UKI H., ISODAK., YUASA H.  
Effect of traction force distribution control on vehicle dynamics.  
AVEC 92, Vehicle System Dynamics, Volume 22, 1993, pp. 455-464

- 63 MORITA T. MATSUKAWA T.  
Improvement of vehicle dynamics by rear braking force control.  
AVEC 94, Vehicle System Dynamics, Volume 24, 1995, pp. 401-412
- 64 KOIBUCHI K., YAMAMOTO M., FUKADA Y., INAGAKI S.,  
Vehicle stability control in limit cornering by active brake  
SAE Paper 960487
- 65 KNOOP M., LEIMBACH K.D., SCHRÖDER W.,  
Increased driving comfort and safety by electronic active steering  
Active safety in vehicle traction and stability systems, SAE TOPTEC Symposium.  
Vienna, September 1999.
- 66 PAULY A.,  
AFS, une direction électronique à haut niveau de fonctionnalité, de sécurité et de  
disponibilité  
Actes du Congrès SIA de dynamique du véhicule, Centrale Lyon, 6-7 Juin 2001
- 67 KIESEWETTER W., KLINKNER W., REICHELT W. et STEINER M.,  
The new Brake Assist of Mercedes-Benz, Active driver support in emergency braking  
situations,  
Vehicle performance, J.P. PAUWELUSSEN, Swets & Zeitlinger B. V., 1999.  
ISBN 90 265 1542 1
- 68 STEINER M., RAUH J.,  
Mercedes-Benz's new brake assist  
Active safety in vehicle traction and stability systems, SAE TOPTEC Symposium.  
University of Technology Vienna, Austria, 27-28 September 1999.
- 69 PERRON T.,  
Méthodologie d'analyse de sécurité primaire automobile pour la spécification  
fonctionnelle et l'évaluation prévisionnelle d'efficacité de systèmes d'évitement  
d'accidents  
Thèse de doctorat, Spécialité Sécurité des Systèmes - Ecole Centrale de Paris, 1997-44
- 70 SATO S., INOUE H., TABATA M., INAGAKI S.,  
Integrated chassis control system for improved vehicle dynamics  
Proceedings of AVEC'92, International Symposium on Advanced Vehicle Control, ???  
1992, 923074, pp. 413-418.
- 71 Le multiplexage au cœur de l'automobile de l'an 2000 – Dossier Electricité  
Revue Technique Automobile, N°634, Edition ETAI
- 72 FURUKAWA Y., YUHARA N., SANO S., TAKEDA H., MATSUSHITA Y.,  
A review of four-wheel steering from the viewpoint of vehicle dynamics and control.  
Vehicle System Dynamics, Volume 18, 1989, pp. 151-186

- 73 SANO S., FURUKAWA Y., OGUCHI Y.,  
The effect of improved vehicle dynamics on drivers' control performance.  
7<sup>th</sup> International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles (ESV), 1979.
- 74 SANO S., FURUKAWA Y., SHIRAISHI S.  
Modification of vehicle handling performance by four-wheel steering system.  
10<sup>th</sup> International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles (ESV), Oxford  
1985.
- 75 NAKAMOTO M., MASATOME T., KANESHINA N.,  
The effect of vehicle-speed sensing four-wheel steering system on handling  
performances  
11<sup>th</sup> International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles (ESV),  
Washington D.C. 1987.
- 76 TAKIGUCHI T., YASUDA N., FURUTANI S., KANAZAWA H., INOUE H.  
Improvement of vehicle dynamics by vehicle-speed-sensing four-wheel steering system.  
SAE Paper 860624
- 77 SANO S., FURUKAWA Y., SHIRAISHI S.,  
Four-wheel steering system with rear steer angle controlled as a function of steering  
wheel angle.  
SAE Paper 860625
- 78 ELOY X.  
Véhicules à 4 roues directrices  
Cours du CLESIA, Session 1992-1993
- 79 TAKEUCHI S., MIMURO T., TAKADA H., YOSHIKAWA N.,  
Analysis of transient response test  
Journal of JSAE, Vol. 39, N°11, 1985 (en japonais)
- 80 FUKUI K. MIKI K., HAYASHI Y., HASEGAWA J.,  
Analysis of driver and a four wheel steering vehicle system using a driving simulator  
SAE Paper 880641
- 81 FUKUNAGA Y., IRIE N., KUROKI J., SUGASAWA F.,  
Improved handling and stability using four-wheel steering  
11<sup>th</sup> International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles (ESV),  
Washington D.C. 1987.
- 82 SATO H., HIROTA A., YANAGISAWA H., FUKUSHIMA T.,  
Dynamic characteristics of a whole wheel steering vehicle with yaw feedback rear wheel  
steering  
ImechE, C124/83, 1983



- 83 SANO S., MIYOSHI T., FURUKAWA Y.  
Operational and design features of the steer angle dependent four-wheel steering system.  
11<sup>th</sup> International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles (ESV),  
Washington D.C. 1987.
- 84 SANO S., FURUKAWA Y., NIHEI T., ABE M., SERIZAWA M.,  
Handling characteristics of steer angle dependent four-wheel steering system  
SAE Paper 885034
- 85 ITO M., FUJISHIRO T., KANAI K., OCHI Y.,  
Four wheel steering system synthesized by Model Matching Control  
IEE-ImechE 6<sup>th</sup> International Conference on Automotive Electronics, London 1987
- 86 MATSUSHITA Y., YUHARA N., ARATO Y.,  
Modeling of vehicle and improvement of handling quality by adaptive front-wheel  
steering control system  
Transaction of JSAE, N°36, 1986 (en japonais)
- 87 KANAI K. UCHIKADO S., FUJISHIRO T., ITO K., KAWABE T.,  
Design of adaptive yaw rate control system of a car  
Transaction of SICE, Vol. 23, N°8, 1987 (en japonais)
- 88 WAKAMATSU K., AKUTA Y., IKEGAYA M., ASANUMA N.  
Adaptive yaw rate feedback 4WS with tire-road friction coefficient estimator.  
AVEC 96, Vehicle System Dynamics, Volume 27, 1997, pp. 305-326
- 89 SHIOTSUKA T., NAGAMATSU A., YOSHIDA K.  
Adaptive control of 4WS system by using neural network.  
AVEC 92, Vehicle System Dynamics, Volume 22, 1993, pp. 411-424
- 90 HIGUCHI A., SAITOH Y.,  
Optimal control of four wheel steering vehicle.  
AVEC 92, Vehicle System Dynamics, Volume 22, 1993, pp. 397-410
- 91 INOUE H., SUGASAWA F.  
Comparison of feedforward and feedback control for 4WS.  
AVEC 92, Vehicle System Dynamics, Volume 22, 1993, pp. 425-436
- 92 INAGAKI S., KSHIRO I., YAMAMOTO M.,  
Analysis on vehicle stability in critical cornering using phase-plane method  
Proceedings of AVEC'94, International Symposium on Advanced Vehicle Control,  
1994, 9438411, pp. 287-292.
- 93 COUTANT P., DELRIEU F.,  
Contrôle dynamique de stabilité adapté au comportement sousvireur des véhicules  
automobiles  
Actes du Congrès SIA de dynamique du véhicule, Centrale Lyon, 9-10 Juin 1999

- 94 YASUI Y., TOZU K., HATTORI N., SUGISAWA M.,  
Improvement of vehicle directional stability for transient steering maneuvers using active brake control  
SAE Paper 960485
- 95 ALBERTI V., BABEL E.,  
Improved driving stability by active braking of the individual wheels  
Proceedings of AVEC'96, International Symposium on Advanced Vehicle Control, Aachen June 1996, pp. 717-732.
- 96 LARMINAT P. de,  
Automatique : Commande des systèmes linéaires  
2<sup>ème</sup> Edition – Paris : HERMES, 1996.
- 97 VAN ZANTEN A., ERHARDT R., PFAFF G., KOST F., HARTMANN U., EHRET T.,  
Control aspects of the Bosch-VDC  
Proceedings of AVEC'96, International Symposium on Advanced Vehicle Control, Aachen June 1996, pp. 573-605.
- 98 LUTZ A., NEUWALD H., BARTELS H., ERHARDT R., VAN ZANTEN A.T.  
Using computer simulation for the development of the BOSCH Vehicle Dynamics Control System (VDC)  
EAEC 1995, Strasbourg, SIA9506C02.
- 99 LECHNER, D., (INRETS), DELANNE, Y., (LCPC), SCHAEFER, G., (SERA-CD)  
Influence of road and vehicle factors on accidents - What can be gained from driver-road-vehicle interaction models ?  
1998 FISITA Congress, PARIS, Septembre 98.
- 100 SCHMIDT A., GEISERT G.,  
Methods and strategies for a friction assuring system  
Document PROMETHEUS, 1990
- 101 PROMETHEUS Board Member Meeting INFORMATION  
Paris October 18-20, 1994
- 102 FERRANDEZ, F., FLEURY, D., GIRARD, Y., LECHNER, D., MALATERRE, G., VAN ELSLANDE, P.,  
Sécurité en situation d'urgence.  
Synthèse INRETS N°15, Novembre 1989.
- 103 LECHNER, D., avec la participation de BELLOT, O., DELCOURT, C.  
Utilisation réelle des capacités dynamiques des véhicules - Préparation de la mise en place d'une flotte de véhicules.  
Rapport final de Convention INRETS-DSCR 98-70-001 - Thème 3. Octobre 1999.
- 104 VAN DER JAGT P., PARSONS A.W.  
Road surface correction of tire test data.  
Vehicle System Dynamics, Volume 25 (1996), pp. 147-165

- 105 PASTERKAMP W.R., PACEJKA H.B.  
On line estimation of tyre characteristics for vehicle control  
Proceedings of AVEC'94, International Symposium on Advanced Vehicle Control, ???  
1994, 9438808, pp. 521-526.
- 106 PASTERKAMP W.R., PACEJKA H.B.  
The tyre as a sensor to estimate friction  
AVEC 96, Vehicle System Dynamics, Volume 27 (1997), pp. 409-422
- 107 FURUKAWA Y., ABE M.,  
On-board tire model reference control for cooperation of 4WS and direct yaw moment  
control for improving active safety of vehicle handling  
Proceedings of AVEC'96, International Symposium on Advanced Vehicle Control,  
Aachen June 1996, pp. 507-526.
- 108 ABE M., KATO A., SUZUKI K., KANO Y.,  
Estimation of vehicle side-slip angle for DYC by using on-board-tire-model.  
Proceedings of AVEC'98, International Symposium on Advanced Vehicle Control,  
Nagoya 1998, 9837049, pp. 437-442.
- 109 HOLZWARTH F.,  
A prototype of a measuring water sensor  
Document PROMETHEUS, 1990
- 110 HUININCK H.,  
The tire as an integrated element within the electronic chassis.  
Active safety in vehicle traction and stability systems, SAE TOPTEC Symposium.  
Vienna, September 1999.
- 111 Continental sur la voie du système châssis intégré  
Article "Actualités", Ingénieurs de l'Automobile, Janvier-Février 2000
- 112 MASAYOSHI I., YOSHIOKA K., SAJI T.,  
Estimation of road surface conditions using wheel speed behaviour  
Proceedings of AVEC'94, International Symposium on Advanced Vehicle Control,  
1994, 9438826, pp. 533-538.

---

## Autres références

### *Articles sur les 4 roues directrices*

ACKERMANN J.

Yaw rate and lateral acceleration feedback for four-wheel steering  
AVEC 94, n°9438204

LANDREAU T.,

Simulation of dynamic behaviour of a four-wheel steering vehicle by means of a vehicle  
and driver model  
SAE Paper 890078

NAKAYA H., OGUCHI Y.,

Characteristics of the four-wheel steering system and its future prospects  
International Journal of Vehicle Design, vol. 8. n°3, 1987

AHRING E., MITSCHKE M.

Comparison of all-wheel steerings in the system driver-vehicle  
Vehicle System Dynamics, Volume 24, Number 4-5, June 1995, pp. 283-298

NAGAI M., UEDA E., MORAN A.

Nonlinear design approach to four-wheel-steering using neural networks  
Vehicle System Dynamics, Volume 24, Number 4-5, June 1995, pp. 329-341

### *Articles sur le contrôle du moment de lacet et coopération avec les 4 roues directrices*

SHIBAHATA Y., ABE M., SHIMADA K., FURUKAWA Y.

Improvement on limit performance of vehicle motion by chassis control.  
13<sup>th</sup> IAVSD, Chengdu, CHINA, 1993. Supplement to Vehicle System Dynamics,  
Volume 23, 1993, pp. 449-468

SHIBAHATA Y., SHIMADA K., TOMARI T.,

Improvement of vehicle maneuverability by direct yaw moment control.  
Vehicle System Dynamics, Volume 22, 1993, pp. 465-481

SHIMADA K., SHIBAHATA Y.,

Comparison of three active chassis control methods for stabilizing yaw moments.  
SAE Paper 940870

NAKAZAWA M., ISOBE O., TAKAHASHI S., WATANABE Y.  
Braking force distribution control for improved vehicle dynamics and brake performance.  
AVEC 94, Vehicle System Dynamics, Volume 24, 1995, pp. 413-426

ABE M., OHKUBO N., KANO Y.  
A direct yaw moment control for improving limit performance of vehicle handling -  
Comparison and cooperation with 4WS.  
14<sup>th</sup> IAVSD, Supplement Vehicle System Dynamics, Volume 25, 1996, pp. 3-23

ABE M., OHKUBO N., KANO Y.  
Comparison of 4WS and direct yaw moment control (DYC) for improvement of vehicle  
handling performance  
Proceedings of AVEC'94, International Symposium on Advanced Vehicle Control,  
1996, 9438196, pp. 159-164.

NAGAI M., HIRANO Y., YAMANAKA S.  
Integrated control of active rear wheel steering and direct yaw moment control.  
AVEC 96, Vehicle System Dynamics, Volume 27, 1997, pp. 357-370

ASANO, YASUI Y., YAMANAKA T., HATTORI  
Vehicle stability control system and its actuator  
ISATA Magazine N°5, Décembre 98

MC LELLAN D.R., RYAN J.P. BROWALSKI E.S., HEINRICY J.W.,  
Increasing the safe driving envelope, ABS, Traction control and beyond  
SAE Paper 92C014

#### *Estimation de l'angle de dérive*

KAMINAGA M., NAITO G.,  
Vehicle body slip angle estimation using an adaptive observer  
Proceedings of AVEC'98, International Symposium on Advanced Vehicle Control,  
Nagoya 1998, 9836635, pp. 207-212.

FUKADA Y.,  
Estimation of vehicle slip-angle with combination method of model observer and direct  
integration  
Proceedings of AVEC'98, International Symposium on Advanced Vehicle Control,  
Nagoya 1998, 9836626, pp. 201-206.

---

# Nomenclature

## Généralités :

Concernant les paramètres mécaniques et géométriques du véhicule, lorsque l'information sera globalisée au niveau du train, on utilisera un indice 1 pour le train avant et 2 pour le train arrière. Lorsque les 4 roues seront individualisées on utilisera en général l'appellation détaillée par exemple avg pour la roue avant gauche.

$G$	centre de gravité du véhicule complet, nommé CDG
$\gamma_x$	accélération longitudinale du véhicule au CDG dans un repère lié à la caisse
$\gamma_y$	accélération transversale du véhicule au CDG dans un repère lié à la caisse
$\ddot{x}$	accélération longitudinale du véhicule au CDG exprimée dans un repère absolu
$\ddot{y}$	accélération transversale du véhicule au CDG exprimée dans un repère absolu
$F_{xavg}$	force longitudinale appliquée sur le pneumatique avant gauche
$F_{xavd}$	force longitudinale appliquée sur le pneumatique avant droit
$F_{xarg}$	force longitudinale appliquée sur le pneumatique arrière gauche
$F_{xard}$	force longitudinale appliquée sur le pneumatique arrière droit
$F_{yavg}$	force transversale appliquée sur le pneumatique avant gauche
$F_{yavd}$	force transversale appliquée sur le pneumatique avant droit
$F_{yarg}$	force transversale appliquée sur le pneumatique arrière gauche
$F_{yard}$	force transversale appliquée sur le pneumatique arrière droit
$F_{zavg}$	charge verticale appliquée sur le pneumatique avant gauche
$F_{zavd}$	charge verticale appliquée sur le pneumatique avant droit
$F_{zarg}$	charge verticale appliquée sur le pneumatique arrière gauche

$F_{zard}$	charge verticale appliquée sur le pneumatique arrière droit
$F_{z1}$	charge verticale totale agissant sur le train avant
$F_{z2}$	charge verticale totale agissant sur le train arrière
$F_{z1s}$	charge verticale totale agissant sur le train avant en position statique
$F_{z2s}$	charge verticale totale agissant sur le train arrière en position statique
$F_{zg}$	charge verticale totale agissant sur les roues gauches du véhicule
$F_{zd}$	charge verticale totale agissant sur les roues droites du véhicule
$m$	masse totale du véhicule
$I_z$	moment d'inertie en lacet du véhicule
$g$	accélération de la pesanteur
$V$	vitesse du véhicule
$l_1$	empattement avant du véhicule (distance du CDG à l'axe des roues avant)
$l_2$	empattement arrière du véhicule (distance de l'axe des roues arrière au CDG)
$l$	empattement total du véhicule
$h$	hauteur du centre de gravité
$v$	voie du véhicule, indiquée $_1$ ou $_2$ lorsqu'elle se rapporte au train avant ou arrière et notée $dv$ lorsqu'on considère la demi-voie
$\lambda$	dévers de la chaussée en degrés
$\eta$	pente de la chaussée en degré
$R_c$	courbure verticale de la chaussée dans le cas d'une bosse ou d'une cuvette
$\delta_{sw}$	angle de braquage du volant
$n$	rapport de démultiplication de la direction
$\delta_1$	angle de braquage des roues avant (modèle bicyclette)
$\delta_2$	angle de braquage des roues arrière (modèle bicyclette en 4 roues directrices)
$k$	rapport des braquages arrière/avant

---

$\delta_{avg}$	angle de braquage de la roue avant gauche
$\delta_{avd}$	angle de braquage de la roue avant droite
$\delta_{arg}$	angle de braquage de la roue arrière gauche
$\delta_{ard}$	angle de braquage de la roue arrière droite
$\beta$ ou $\beta_{cdg}$	angle de dérive au centre de gravité
$\dot{\beta}$	vitesse de dérive au centre de gravité
$\beta_{ar}$	angle de dérive mesuré à l'arrière du véhicule
$\alpha_1$	angle de dérive du train avant (modèle bicyclette)
$\alpha_2$	angle de dérive du train arrière (modèle bicyclette)
$\alpha_{avg}$	angle de dérive de la roue avant gauche
$\alpha_{avd}$	angle de dérive de la roue avant droite
$\alpha_{arg}$	angle de dérive de la roue arrière gauche
$\alpha_{ard}$	angle de dérive de la roue arrière droite
$D_1$	rigidité de dérive du train avant (modèle bicyclette)
$D_2$	rigidité de dérive du train arrière (modèle bicyclette)
$\psi$	angle de lacet du véhicule
$\theta$	angle de roulis du véhicule
$\varphi$	angle de tangage du véhicule
$\dot{\psi}$	vitesse de lacet du véhicule
$\dot{\psi}_{réf\_vn}$	vitesse de lacet de référence du véhicule neutre
$\mu$	coefficient d'adhérence de la chaussée
$\mu_{max}$	coefficient d'adhérence longitudinal maximal de la chaussée
$\mu_{bloq}$	coefficient d'adhérence longitudinal en roues bloquées
$\dot{\theta}$	vitesse de roulis du véhicule

---



$\dot{\phi}$	vitesse de tangage du véhicule
$R$	rayon de courbure de la trajectoire du véhicule
$R_{cv}$	rayon de "courbure verticale" d'une bosse ou cuvette
$\delta_{Ackerman}$	Angle d'Ackerman du véhicule
$K$	facteur de stabilité ou gradient de sous-virage
$V_{car}$	vitesse caractéristique d'un véhicule sous-vireur
$V_{crit}$	vitesse critique d'un véhicule survireur
$s$	marge statique du véhicule
$C_{Mot\_Roue}$	couple moteur appliqué aux roues
$C_{mot}$	couple moteur
$R_{Dif}$	rapport du différentiel
$R_{BdV}$	rapport de boîte de vitesses
$Rend$	rendement de la transmission
$R_l$	rayon libre du pneumatique
$R_{sc}$	rayon sous charge du pneumatique
$R_{dev}$	rayon de développement du pneumatique
$F_{x\_aero}$	force de traînée aérodynamique du véhicule
$\rho$	masse volumique de l'air
$S$	maître-couple (surface frontale du véhicule)
$C_x$	coefficient de traînée aérodynamique
$G$	taux de glissement du pneumatique
$\omega$	vitesse de rotation d'une roue
$\sigma$	longueur de relaxation (phénomènes transitoires des efforts pneumatiques)
$F_{pomp}$	fréquence propre de pompage de la masse suspendue

---

$F_{tang}$	fréquence propre de tangage de la masse suspendue
$F_{br}$	fréquence de battement de roue
$K$	raideur de la suspension
$K_p$	raideur verticale d'un pneumatique
$m_{ns}$	masse non suspendue
$I_y$	inertie de la caisse en tangage
$x_p, x_t$	coordonnées des axes des modes propres de pompage et tangage
$\gamma_{y\_cdg\_plan}$	accélération transversale du véhicule au CDG ramenée dans un plan horizontal (corrigée du roulis)
$S$	opérateur de la transformée de Laplace (au chapitre 7)
$\Delta Mz_{avg1}$	contribution du freinage (sur la roue AVG) à la variation du moment de lacet en stratégie de contrôle du moment de lacet
$\Delta Mz_{avg2}$	contribution du transfert de charge (sur la roue AVG) à la variation du moment de lacet en stratégie de contrôle du moment de lacet
$\Delta Mz_{avg3}$	contribution du couplage d'effort (sur la roue AVG) à la variation du moment de lacet en stratégie de contrôle du moment de lacet

Nous avons pas repris en détails :

- les coefficients des modèles de pneumatiques de Pacejka présentés au paragraphe 3.3.6.
- les termes intervenant dans les expressions des fonctions de transfert des différentes stratégies de 4 roues directrices présentées au chapitre 7.
- les notations spécifiques à la présentation du formalisme des Groupes de Lie effectuée au Chapitre 2.

## **AUTORISATION DE SOUTENANCE**

Vu les dispositions de l'arrêté du 30 Mars 1992,

Vu la demande du Directeur de Thèse

**Monsieur L. JEZEQUEL**

et les rapports de

**Monsieur P. DRAZETIC**  
Professeur - Université de Valenciennes - LAMIH/LGM - Le Mont Houy - BP 311 - 59304  
VALENCIENNES

et de

**Monsieur D. MEIZEL**  
Professeur à l'UTC-HEUDIASYC CNRS n 6599 - BP 20529 - 60205 COMPIEGNE Cedex

**Monsieur LECHNER Daniel**

est autorisé à soutenir une thèse pour l'obtention du grade de **DOCTEUR**

**Ecole doctorale MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL et ACOUSTIQUE (MEGA)**

Fait à Ecully, le 18 juin 2002

P/Le Directeur de l'E.C.L.  
Le Directeur des Etudes



**F. LEBOEUF**

---

## **Analyse du comportement dynamique des véhicules routiers légers : Développement d'une méthodologie appliquée à la sécurité primaire**

**Résumé :** Cette thèse a pour objectif de montrer comment la connaissance du comportement dynamique d'un véhicule routier peut contribuer à une amélioration de la sécurité primaire du système conducteur-véhicule-infrastructure.

Après avoir présenté les outils de modélisation retenus, notamment le logiciel MORGAN'S, qui utilise le formalisme des Groupes de Lie, on se propose de concevoir une gamme de modèles de comportement dynamique d'un véhicule léger, puis d'établir leurs domaines de validité à travers la confrontation des résultats de simulations avec les données recueillies lors d'essais, réalisés sur piste avec un véhicule instrumenté piloté par un essayeur professionnel, sur un ensemble de manœuvres très complet. L'intérêt de modèles simples dans leur conception, ne possédant que 3 degrés de liberté, mais paramétrés avec soin, est mis en évidence, notamment pour l'application au domaine de l'accidentologie.

Le modèle présentant le meilleur compromis (simplicité du paramétrage / facilité de mise en œuvre / validité des simulations) est ensuite complété pour émuler l'intervention de systèmes de contrôle de stabilité avec des dispositifs à 4-roues directrices ou un contrôle du moment de lacet par freinage différentiel. Leur potentiel apparaît très prometteur pour permettre une amélioration significative en matière de sécurité primaire.

En parallèle, un modèle dynamique spécifique a été développé pour être embarqué sur un véhicule instrumenté et tourner conjointement au système d'acquisition. Ainsi est née l'élaboration d'un "diagnostic de sécurité primaire temps réel", à travers l'établissement de différents points de fonctionnement caractérisant le comportement du couple conducteur-véhicule. Ce dispositif pourrait notamment être développé pour identifier des critères objectifs de déclenchement de systèmes actifs de contrôle de stabilité. Outre les modèles créés, le produit concret de cette thèse est un véhicule démonstrateur du concept de diagnostic de sécurité primaire.

---

## **Analysis of road vehicle dynamics : Development of a methodology applied to primary safety**

**Summary :** The aim of this thesis is to show how the knowledge of road vehicle dynamics can contribute to improve the primary safety level for the driver-vehicle-road system.

After a presentation of the modeling tools used, mainly the multibody system modeling software MORGAN'S, taking advantage of the Lie Group formalism, the first part of the thesis deals with the development of different dynamic models for passenger cars. Their validity area is then determined by comparing simulation results with data collected on an instrumented car, driven by a professional driver on test tracks on a large panel of manoeuvres. This work clearly put in evidence, and mainly for application to accident analysis, the interest of simple models, with only 3 degrees of freedom for the car body, but for which many care is taken for their parameterization.

In the second part of the thesis, the model with the best compromise between parameter simplicity, operating easiness and validity, is developed in order to emulate the intervention of stability control systems : models including 4WS and yaw moment control by differential braking are created. The potential of such devices to enable a significant improvement of primary safety appears really promising.

In parallel, a specific model has been developed to be embedded on an instrumented car to run jointly with the acquisition device. The information coming from sensors is combined with the one coming from the model to build what has been called the "real time active safety diagnosis", showing different operating points characterizing the driver-vehicle system behaviour. This device could be further developed to identify objective criteria for the activation of stability control systems. In addition to the different vehicle dynamic models created, the final product of this thesis is thus a demonstrator of this innovating concept of active safety diagnosis, taking advantage of an embedded model.

---

**L'auteur :** Daniel LECHNER

Directeur de Recherche INRETS, Département Mécanismes d'Accidents

Chemin de la Croix Blanche, 13300 Salon de Provence, FRANCE

Tél. 33 (0)4 90 56 86 14

Fax 33 (0)4 90 56 25 51

Email : daniel.lechner@inrets.fr