

Université de Haute Alsace  
**THÈSE DE DOCTORAT**

Pour l'obtention du titre de :

**Docteur de l'Université de Haute Alsace**  
(arrêté ministériel du 30 mars 1992)

*Spécialité E.E.A.*

par

**Bruno ZAMI**

**Contribution à l'identification de la liaison Véhicule - Sol d'un  
véhicule automobile Estimation des paramètres de modèles de  
pneumatiques**

Soutenance prévue le 25 janvier 2005 devant le jury composé de MM. :

Prof. Nacer M'SIRDI LRV - UVSQ Versailles	Rapporteur
Dr. Xaxier MOREAU LAPS Bordeaux 1	Rapporteur
Prof. Jean-Yves DREAN LPMT ENSITM UHA	Examineur
Patrick Coutant Direction de la Recherche Renault	Examineur
Dr. Michel Basset MIPS (Université de Haute Alsace)	Co-directeur de thèse
Prof. G.-L. Gissinger MIPS (Université de Haute Alsace)	Directeur de thèse
Paul Baggio Direction de la Recherche Renault	Invité

Ecole Supérieure des Sciences Appliquées pour l'Ingénieur - Mulhouse (ESSAIM)  
Laboratoire de Modélisation Intelligence Processus et Systèmes (MIPS)  
Equipe de Modélisation et Identification en Automatique et Mécanique (MIAM) - Cellule Au-  
tomatique et Automobile

*A mon père*



# Table des matières

<b>DÉDICACE</b> . . . . .	<b>i</b>
<b>LISTE DES TABLEAUX</b> . . . . .	<b>7</b>
<b>LISTE DES FIGURES</b> . . . . .	<b>9</b>
<b>I LE PNEUMATIQUE</b> . . . . .	<b>15</b>
1.1 Introduction . . . . .	15
1.2 Le pneumatique . . . . .	15
1.2.1 En bref . . . . .	16
1.2.2 Fabrication - Structure . . . . .	16
1.2.3 Normalisation . . . . .	17
1.2.4 Le comportement du pneumatique . . . . .	18
1.3 L'interaction roue-sol . . . . .	19
1.3.1 Adhérence . . . . .	19
1.3.1.1 Principes physiques . . . . .	19
1.3.1.2 Coefficient d'adhérence . . . . .	20
1.3.2 Repères et Variables . . . . .	21
1.3.2.1 Repères et Normes . . . . .	21
1.3.2.2 Variables élémentaires . . . . .	22
1.3.3 Modélisation de l'interface roue/sol . . . . .	23
1.3.3.1 Modèles statiques . . . . .	23
1.3.3.2 Modèles dynamiques . . . . .	24
1.3.4 Modèles de pneu . . . . .	25
1.3.5 Le modèle de Pacejka . . . . .	26
1.3.5.1 Evolution du modèle . . . . .	26
1.3.5.2 Formulation en statique . . . . .	29
1.3.5.3 Courbes et limites du modèle . . . . .	30
1.4 Relation avec le véhicule . . . . .	30
1.4.1 Dynamique de la caisse . . . . .	30
1.4.1.1 Référentiels et Définitions . . . . .	31
1.4.1.2 Equilibre statico-dynamique . . . . .	32
1.4.1.3 Fréquences caractéristiques . . . . .	34
1.4.2 Système de direction & trains . . . . .	35

## **TABLE DES MATIÈRES**

---

1.4.2.1	Définitions générales . . . . .	35
1.4.2.2	Système de direction . . . . .	36
1.4.2.3	Train avant . . . . .	37
1.4.2.4	Train arrière . . . . .	37
1.5	Variation des conditions d'adhérence . . . . .	38
1.5.1	Estimation du coefficient d'adhérence . . . . .	39
1.5.2	Relevés expérimentaux . . . . .	41
1.5.3	Evolution des courbes caractéristiques . . . . .	41
1.5.3.1	Travaux précurseurs . . . . .	41
1.5.3.2	Projet Européen : VERT . . . . .	42
1.5.3.3	Modèle prédictif . . . . .	43
1.5.3.4	Approches expérimentales . . . . .	44
1.5.3.5	Stratégie et hypothèses . . . . .	46
1.6	Identification du modèle de Pacejka . . . . .	46
1.6.1	Les outils et méthodes . . . . .	46
1.6.2	Le logiciel MF-Tool . . . . .	47
1.6.3	Mesures et supports d'essais . . . . .	49
1.6.3.1	Les bancs d'essais . . . . .	49
1.6.3.2	La route . . . . .	50
1.6.3.3	Projet TIME . . . . .	50
1.6.3.4	Mesures et post-traitement . . . . .	51
1.6.3.5	Statégie . . . . .	52
1.7	Conclusion . . . . .	53
<b>II</b>	<b>LE PROCESSUS D'IDENTIFICATION . . . . .</b>	<b>55</b>
2.1	Introduction . . . . .	55
2.2	Objectifs de l'identification et moyens . . . . .	55
2.3	Modèles . . . . .	57
2.3.1	Classification des modèles . . . . .	57
2.3.1.1	Type . . . . .	57
2.3.1.2	Ecriture des modèles . . . . .	58
2.3.1.3	Propriétés générales du modèle . . . . .	59
2.3.2	Identifiabilité . . . . .	59
2.3.2.1	Propriété structurelle du modèle . . . . .	59
2.3.2.2	Propriété non-structurelle . . . . .	60

2.3.3	Sensibilité . . . . .	61
2.3.4	Discernabilité . . . . .	62
2.3.5	Complexité . . . . .	62
2.3.6	Analyse et Choix du modèle . . . . .	62
2.4	Expérimentation . . . . .	63
2.4.1	Avant Essais . . . . .	63
2.4.1.1	Préparation d'expériences . . . . .	63
2.4.1.2	Planification d'expériences quantitative . . . . .	64
2.4.1.3	Plans d'expériences . . . . .	64
2.4.1.4	Protocole-Réalisabilité . . . . .	64
2.4.2	Essais . . . . .	65
2.4.2.1	Mise au point . . . . .	65
2.4.2.2	Campagne de mesure . . . . .	66
2.4.3	Après Essais . . . . .	66
2.4.3.1	Prétraitement . . . . .	67
2.4.3.2	Analyse des mesures et Observateurs . . . . .	69
2.5	Estimation paramétrique . . . . .	69
2.5.1	Généralité . . . . .	69
2.5.2	Critères de coût . . . . .	71
2.5.2.1	Critères quadratiques : erreur de sortie . . . . .	72
2.5.2.2	Critère du Maximum de Vraisemblance . . . . .	72
2.5.2.3	Erreur dans les variables . . . . .	72
2.5.2.4	Autre approche . . . . .	73
2.5.3	Minimum du critère . . . . .	73
2.5.3.1	Optimisation linéaire . . . . .	73
2.5.3.2	Optimisation non-linéaire locale . . . . .	74
2.5.3.3	Optimisation non-linéaire globale . . . . .	75
2.6	Invalidation du modèle . . . . .	75
2.6.1	Invalidation des résidus . . . . .	75
2.6.1.1	Test Graphique . . . . .	75
2.6.1.2	Test Statistique . . . . .	76
2.6.2	Paramètres et Incertitudes . . . . .	77
2.6.2.1	Erreur de biais . . . . .	77
2.6.2.2	Erreur de variance . . . . .	78

## TABLE DES MATIÈRES

---

2.6.2.3	Représentation - Isocritère . . . . .	80
2.6.3	Pouvoir prédictif et Robustesse . . . . .	82
2.7	Conclusion . . . . .	82
<b>III</b>	<b>LA PRÉPARATION DES ESSAIS . . . . .</b>	<b>83</b>
3.1	Introduction . . . . .	83
3.2	Mesures . . . . .	83
3.2.1	Distribution Gaussienne . . . . .	84
3.2.1.1	Motivations . . . . .	84
3.2.2	Erreur . . . . .	85
3.2.3	Incertitude - Précision et convention d'écriture . . . . .	86
3.2.3.1	Incertitude-type de Type A . . . . .	87
3.2.3.2	Incertitude-type de Type B . . . . .	87
3.2.3.3	Incertitude-type composée . . . . .	88
3.2.3.4	Incertitude élargie . . . . .	88
3.2.3.5	Expression de l'incertitude . . . . .	88
3.2.3.6	Exactitude et Précision . . . . .	89
3.2.4	Remarques . . . . .	89
3.3	Préparation d'expériences . . . . .	90
3.3.1	Propagation des incertitudes . . . . .	90
3.3.2	Indicateurs : UMF et UPC . . . . .	91
3.4	Planification d'expériences . . . . .	92
3.4.1	Présentation . . . . .	92
3.4.1.1	Conditionnement du problème . . . . .	92
3.4.1.2	Objectifs . . . . .	93
3.4.1.3	Principe Général . . . . .	94
3.4.2	Critère d'optimalité . . . . .	94
3.4.2.1	Inégalité de Cramer-Rao . . . . .	94
3.4.2.2	Matrice d'information de Fisher . . . . .	95
3.4.2.3	Fonction scalaire . . . . .	97
3.4.3	Stratégie de résolution . . . . .	97
3.4.3.1	Modèle complet . . . . .	98
3.4.3.2	Planification locale . . . . .	98
3.4.3.3	Planification pour l'estimation Bayésienne . . . . .	98
3.4.3.4	Optimalité en moyenne . . . . .	98

---

3.4.3.5	Optimalité au sens minimax . . . . .	99
3.4.3.6	Planification séquentielle . . . . .	99
3.4.3.7	Variance d'erreur hétérogène et inconnue . . . . .	100
3.5	Conclusion . . . . .	100
<b>IV</b>	<b>APPLICATION . . . . .</b>	<b>103</b>
4.1	Introduction . . . . .	103
4.2	Propriétés du modèle . . . . .	103
4.2.1	Identifiabilité . . . . .	103
4.2.2	Sensibilité . . . . .	105
4.3	Avant Essais - Faisabilité . . . . .	105
4.3.1	Grandeurs à mesurer . . . . .	106
4.3.1.1	Bilan des grandeurs E/S . . . . .	106
4.3.1.2	Relation avec l'environnement . . . . .	108
4.3.2	Le carrossage . . . . .	108
4.3.2.1	Solutions envisageables . . . . .	108
4.3.2.2	Capteur dynawheel . . . . .	110
4.3.3	Analyse des incertitudes . . . . .	111
4.3.3.1	Glissement . . . . .	111
4.3.3.2	Carrossage . . . . .	112
4.3.3.3	Forces . . . . .	113
4.3.4	Mode opératoire . . . . .	114
4.3.5	Faisabilité : Cas idéal . . . . .	114
4.3.5.1	Dynamique longitudinale . . . . .	115
4.3.5.2	Dynamique transversale - Efforts aux trains . . . . .	116
4.3.6	Planification d'expériences . . . . .	118
4.3.6.1	Evaluation de la matrice d'information de Fischer . . . . .	118
4.3.6.2	Modèle de Pacejka - Magic Formula . . . . .	119
4.3.6.3	Formulation complète en longitudinal . . . . .	120
4.3.6.4	Formulation complète en transversal . . . . .	121
4.3.7	Protocole-Réalisabilité . . . . .	122
4.4	Essais réels . . . . .	122
4.4.1	Campagne Aubevoye . . . . .	122
4.4.2	Campagne Mireval . . . . .	123
4.5	Après Essais . . . . .	124

---



## TABLE DES MATIÈRES

---

4.5.1	Prétraitement . . . . .	124
4.5.1.1	Mise aux normes et filtrage . . . . .	124
4.5.1.2	Offset et Gain . . . . .	124
4.5.2	Analyse des mesures et Observateurs . . . . .	125
4.5.2.1	Vecteur vitesse et glissement . . . . .	125
4.5.2.2	Dérive . . . . .	128
4.5.2.3	Répétabilité et validité . . . . .	129
4.5.2.4	Carrossage . . . . .	130
4.5.2.5	Extraction des zones de sollicitations . . . . .	130
4.6	Outil d'estimation MF-Tool . . . . .	131
4.7	Analyse des Résultats . . . . .	131
4.7.1	Paramètres et Incertitudes . . . . .	132
4.7.1.1	Campagne « Aubevoye » . . . . .	132
4.7.1.2	Campagne « Mireval » . . . . .	134
4.7.2	Invalidation des résidus . . . . .	136
4.7.3	Pouvoir prédictif & Robustesse . . . . .	136
4.8	Conclusion . . . . .	138
<b>Appendix A — UTILISATION DE MF-TOOL POUR LE RECALAGE DU MODÈLE DE PACEJKA . . . . .</b>		<b>145</b>

## Liste des tableaux

1	Principales caractéristiques des modèles de pneu les plus courants (Porc 01) . . . . .	25
2	Nombre et type de paramètres dans la formulation de Pacejka 1996 . . . . .	28
3	Principales fréquences caractéristiques . . . . .	35
4	Variations des « <i>scaling factors</i> » préconisées par TNO . . . . .	45
5	Variation des paramètres de la courbe d'adhérence sur sol mouillé . . . . .	46
6	Données requises pour l'identification du modèle complet de Pacejka (Delf 02c) . . . . .	48
7	Synthèse des principaux critères d'optimalité de la classe $L_k$ . . . . .	97
8	Capteurs utilisés pour la caractérisation du pneumatique . . . . .	108
9	Compatibilité matérielle pour le capteur dynawheel . . . . .	110
10	Indicateurs et incertitudes associés au glissement . . . . .	112
11	Indicateurs et incertitudes associés au carrossage . . . . .	112
12	Paramètres estimés sur un essai simulé : freinage en ligne droite . . . . .	115
13	Paramètres $\lambda_i$ estimés à partir des efforts aux trains et des entrées du modèle de pneumatique, estimés . . . . .	117
14	Intervalles optimums pour l'estimation des paramètres D, C et E . . . . .	120
15	Intervalles optimums pour la formulation complète en sollicitations longitudinales . . . . .	120
16	Essais lors des campagnes Aubevoye et Mireval . . . . .	123
17	Paramètres $\lambda_i$ estimés pour des sollicitations transversales pures - Campagne Aubevoye . . . . .	133
18	Résultats de l'estimation en sollicitations longitudinales - Campagne Mireval . . . . .	134
19	Test de normalité . . . . .	136



## Table des figures

1	Compromis réalisé par le pneumatique . . . . .	16
2	Eléments d'un pneumatique pour une carcasse radiale . . . . .	17
3	Facteurs intervenant dans l'étude du comportement du pneumatique . . . . .	18
4	Mesure d'une adhérence, patin de gomme/sol et mécanismes mis en oeuvre (Mich 01) . . . . .	19
5	Rugosité du revêtement routier . . . . .	20
6	Evolution du coefficient roue bloquée en fonction de la vitesse (Goth 01) . . . . .	21
7	Principaux repères utilisés pour la représentation des forces de contact . . . . .	22
8	Ensemble des phénomènes physiques pris en compte dans la modélisation des pneus (Clay 02) . . . . .	25
9	Courbes caractéristiques du pneu selon la Magic Formula . . . . .	27
10	Modèle de Pacejka en régime transitoire . . . . .	27
11	Courbes caractéristiques du pneumatique . . . . .	30
12	Repères du véhicule (ISO 91) . . . . .	31
13	Grandeurs caractéristiques pour l'analyse des reports de charge . . . . .	33
14	Angles d'un train avant type . . . . .	36
15	Schéma d'un demi-train pseudo Mac-Pherson, gauche . . . . .	37
16	Synoptique d'estimation du carrossage roue/sol . . . . .	38
17	Nappes élasto-cinématiques pour le carrossage de la roue avant gauche . . . . .	38
18	Nappes élasto-cinématiques pour le carrossage de la roue arrière gauche . . . . .	39
19	Courbes d'adhérence longitudinale sur différentes surfaces . . . . .	39
20	Classification des méthodes d'estimation de l'adhérence . . . . .	40
21	Diagramme GG . . . . .	40
22	Courbes d'adhérence expérimentales . . . . .	41
23	Coefficients correcteurs observés par Van der Jagt lors d'un changement de surface (Van 96) . . . . .	42
24	Approches utilisées dans VERT permettant de tenir compte d'une variation de surface . . . . .	43
25	Evolution des « <i>scaling factors</i> » en fonction de LMUY (Nord 01) . . . . .	45
26	Phases d'identification du modèle complet sous MF-Tool . . . . .	48
27	Bancs d'essais du pneumatique . . . . .	50
28	Piste de référence pour tester un pneumatique selon la procédure TIME . . . . .	52
29	Synoptique du processus d'identification . . . . .	56
30	Choix de la complexité . . . . .	62

**TABLE DES FIGURES**

31	Schéma général de définition d'un protocole d'essais . . . . .	65
32	Mise au point et Ajustement du protocole selon (Asch 99) . . . . .	66
33	Synoptique de prétraitement des mesures . . . . .	67
34	Structure d'une chaîne d'acquisition . . . . .	68
35	Classification des méthodes d'estimation paramétrique . . . . .	70
36	Estimation des paramètres du modèle . . . . .	70
37	Propriétés des estimateurs . . . . .	71
38	Prise en compte des incertitudes dans le critère d'erreur . . . . .	73
39	Méthodes d'optimisation . . . . .	74
40	Méthode de Monte-Carlo . . . . .	79
41	Ellipse d'incertitude . . . . .	81
42	Simulation de 2000 expériences résultat de 200 lancers d'une pièce équilibrée . . . . .	85
43	Erreur dans la mesure d'un mesurande M pour deux mesures (graphe du dessus) puis pour une infinité de mesures (graphe du dessous) . . . . .	86
44	Conditionnement du problème d'identification . . . . .	93
45	Planification séquentielle . . . . .	100
46	Surfaces du critère de coût pour $S_x \in [-1, 0]$ . . . . .	104
47	Surfaces du critère de coût pour $S_X \in [-0.04, 0]$ . . . . .	105
48	Courbes de sensibilité (note : $S_X \in [-100, 0]\%$ ) . . . . .	106
49	Montage des capteurs de débattement, vitesse, roue dynamométrique sur la roue arrière . . . . .	107
50	Systèmes de mesure du carrossage . . . . .	109
51	Débattement et capteurs de déplacement . . . . .	110
52	Incertitudes sur les forces $F_x$ et $F_y$ . . . . .	114
53	Profils de vitesse et d'angle au volant pour une mise en virage . . . . .	115
54	Synoptique d'estimation des coefficients $\lambda_i$ à partir de mesures issues du véhicule	116
55	Courbe obtenue à partir de la Magic-Formula . . . . .	119
56	Incertitudes associées aux « <i>scaling factors</i> » en sollicitations transversales . . . . .	122
57	Traitement après essais . . . . .	124
58	Analyse du glissement lors d'un freinage ABS . . . . .	126
59	Distribution de l'erreur sur la vitesse moyenne de rotation (entre la mesure « Kist- ler » et la mesure « Bosch ») . . . . .	127
60	Dérive du pneumatique sur essai en sollicitation transversale . . . . .	129
61	Validité des mesures et des essais . . . . .	129
62	Estimation à partir des capteurs de déplacement . . . . .	130

63	Séparation des zones de fonctionnement linéaire et non-linéaire du pneumatique (longitudinale) . . . . .	131
64	Procédure d'estimation dans MF-Tool . . . . .	132
65	Paramètres estimés en sollicitations longitudinales - Campagne Aubevoye . . . . .	133
66	Comparaison de la force $F_x$ , mesurée et estimée sur un essai de freinage . . . . .	136
67	Caractéristiques longitudinales du pneumatique - Campagne Aubevoye . . . . .	137
68	Corrélation des efforts mesurés et estimés sur un essai de mise en virage . . . . .	138
69	Caractéristiques longitudinales du pneu - Campagne Mireval . . . . .	138
70	Utilisation des principaux types de fichiers - Schéma de principe . . . . .	146
71	Interface graphique de MF-Tool . . . . .	147



# Introduction

## *Contexte de l'étude*

En près de deux siècles d'histoire, l'automobile a nettement dépassé ses premiers objectifs. Elle est bien plus qu'un moyen de transport autonome permettant d'aller d'un point A à un point B. Aujourd'hui, l'effort consacré à l'amélioration des prestations (confort, sécurité, consommation, fiabilité, etc.) est considérable. Son développement doit, plus que jamais, répondre à des contraintes de qualité, de coût et de délai. Ainsi, dès la phase de conception d'un véhicule automobile, on souhaite s'assurer de la pertinence et de la robustesse des solutions envisagées afin de limiter le temps de mise sur le marché. Tout ce travail réalisé dans la première branche du cycle de développement en « V » du produit, vise alors à limiter dans le temps les phases de mise au point et les nombreux prototypes nécessaires.

Dans le cadre de la sécurité active, la prédiction du comportement du véhicule sur différentes surfaces fait partie des axes prioritaires. Tout cet effort passe par des moyens de simulation de plus en plus importants, et une recherche de modèles de plus en plus performants. L'intégration dans le modèle global du véhicule d'un modèle décrivant finement son interaction avec le sol est alors vitale. En effet, c'est par le pneu que passe la majeure partie des efforts appliqués au véhicule. Aujourd'hui encore, l'amélioration des modèles de description de cette interaction est impérative, afin de répondre au besoin d'une meilleure modélisation de la dynamique du véhicule.

## *Exposé du problème*

Le projet présenté ici entre dans la thématique de l'automatique et, plus particulièrement, celle de l'identification et de l'estimation des paramètres. En se fondant sur un modèle servant actuellement de référence, le modèle de pneumatique de Pacejka (modèle couplé très largement utilisé en simulation), il s'agira d'en estimer les coefficients à partir d'essais expérimentaux. Cette opération, réalisée couramment sur banc d'essais par les manufacturiers de pneumatique, demande souvent à être complétée de manière à tenir compte des variations de conditions d'essais (revêtement, protocole d'essais, etc.) non prises en compte par le modèle. Cette étude ainsi présentée, rentre dans le cadre d'un projet qui a pour objectif de définir une méthode d'ajustement des coefficients aux conditions d'essais réels sur circuit.

## *Approche proposée*

Nous essayons de nous affranchir des problèmes liés à la validité des coefficients sur une surface différente de celle pour laquelle ils ont été calculés, par le recalage du modèle. Nous sommes alors confrontés aux problèmes classiques rencontrés lors de l'identification d'un modèle, ici le modèle de Pacejka. Dans le cas d'essais réels sur circuit, ces problèmes sont plus nombreux et tiennent essentiellement à la multiplicité des facteurs non maîtrisables, influents sur le comportement du pneumatique, mais également au mesurage et à la pertinence des excitations.

Face à cela, de gros travaux de recherche sont menés sur le recalage de ce modèle, tout spécialement dans le cas de la variation des conditions d'adhérence. Dans un premier temps, nous avons souhaité retrouver les principaux résultats présentés dans la littérature. La solution adoptée vise à utiliser l'expertise de Renault en matière d'essais véhicule et de liaison au sol, avec les compétences du laboratoire MIPS dans le domaine de l'identification des systèmes complexes. Nous proposons alors, dans un deuxième temps, d'intégrer les outils de la planification d'expériences et ceux de l'analyse des incertitudes, dans le processus d'identification. Cela afin de mieux appréhender les situations avec une excitation insuffisante du pneumatique et une incertitude élevée sur la mesure. L'accent est finalement mis sur le post-traitement, afin d'assurer une qualité « optimale » des données.

La maîtrise des incertitudes vise alors à donner une meilleure interprétation des valeurs



estimées et une amélioration des futurs protocoles.

### ***Organisation du manuscrit***

Le manuscrit est structuré autour de quatre chapitres :

#### **– Chapitre 1 : Le pneumatique**

Le chapitre 1 présente l'ensemble des notions nécessaires à l'étude du comportement du pneumatique. Après une présentation générale du pneumatique, nous le replaçons dans son univers de fonctionnement et étudions ainsi la relation qu'il entretient avec le sol et avec le véhicule, via la jante. Nous abordons, par la suite, la problématique liée à sa modélisation afin de mieux comprendre et positionner le modèle de Pacejka par rapport aux autres modèles existants. La présentation de ces notions rend possible la compréhension de tous les travaux réalisés sur l'identification du modèle de Pacejka, mais également et surtout, sur la validité des paramètres obtenus lors d'une variation de surface.

#### **– Chapitre 2 : Le processus d'identification**

Le chapitre 2 traite du processus d'identification d'une manière générale. C'est un processus complexe qui nécessite souvent un grand nombre d'itérations sur ses différents composants avant de converger vers une solution. Il est primordial que ce processus soit présenté dans sa globalité, afin de percevoir le travail à mettre en place et les parties apportant une réelle plus value aux problèmes posés au chapitre précédent.

#### **– Chapitre 3 : La préparation des essais**

Le meilleur compromis trouvé pour le processus d'identification a été d'utiliser une solution logicielle existante et satisfaisante pour l'estimation des paramètres (Mf-Tool) pour mieux se concentrer sur les outils liés à l'expérimentation scientifique. Le chapitre 3 présente les outils utilisés dans le but d'obtenir une qualité « optimale » des données servant à l'estimation.

#### **– Chapitre 4 : Application**

Le chapitre 4 permet de tirer tout l'enseignement acquis et donné des précédents chapitres. En présentant l'ensemble du processus d'identification, nous pouvons évaluer l'apport d'une phase de planification d'expérience et d'analyse des incertitudes sur les paramètres estimés.

Finalement, nous concluons sur l'apport du travail réalisé. Quelques perspectives de poursuite de ces travaux sont également proposées. Ces perspectives, comme nous le verrons, diffèrent si nous nous situons du côté de l'entreprise ou du laboratoire.

# Chapitre I

## LE PNEUMATIQUE

### *1.1 Introduction*

Dans l'étude du comportement dynamique du véhicule, le pneumatique prend une part prépondérante. En effet, c'est par le pneu que passe la majeure partie des efforts appliqués au véhicule. Pourtant, la description précise de son interaction avec le sol est encore aujourd'hui un grand champ d'investigation. Ce chapitre présente les éléments permettant de mieux appréhender les problèmes liés à l'étude du comportement du pneumatique. Il donne la problématique que nous désirons résoudre et la stratégie mise en place pour y répondre.

Le pneumatique est tout d'abord présenté dans un contexte très général avant d'aborder son interaction avec le sol. Les mécanismes physiques permettant d'expliquer l'adhérence sont alors introduits. Les principaux modèles de la littérature décrivant le comportement du pneumatique sont donnés afin de les comparer au modèle standard, qu'est le modèle de Pacejka. Ce modèle est au coeur de notre étude et est donc plus particulièrement détaillé. Le pneumatique est alors replacé dans son environnement et notamment dans sa relation avec le véhicule, avant d'aborder le thème qui justifie notre étude, celui de la validité du modèle lors d'un changement des conditions d'adhérence. Les aspects liés à l'identification du modèle de Pacejka sont alors traités. Dans son ensemble, ce chapitre donne une meilleure compréhension de la problématique liée à l'étude du pneumatique, à partir d'essais réalisés sur un véhicule automobile.

### *1.2 Le pneumatique*

L'étude, dont il est question dans ce rapport, porte sur le comportement du pneumatique. Il est important de donner, dans un premier temps, quelques éléments d'introduction sur le compromis auquel le pneumatique doit faire face. Quelques définitions sont également données sur sa structure.

### 1.2.1 En bref

Depuis le dépôt du premier brevet par RW Thomson, en 1845, le pneumatique n'a cessé d'évoluer. Son cahier des charges s'est, par voie de conséquence, bien étoffé. Ses fonctions principales sont toujours de : supporter la charge du véhicule, filtrer les imperfections de la route et transmettre les efforts de guidage, de freinage et d'accélération au véhicule. Ces fonctions doivent être remplies quelles que soient les conditions de température, d'état de la surface ou de vitesse. En pratique, au delà de ses fonctions principales, il y a également des contraintes de : coût, rendement, esthétique, bruit, résistance au roulement, usure, sécurité. Tous ces éléments peuvent se retrouver dans le schéma de la figure 1.

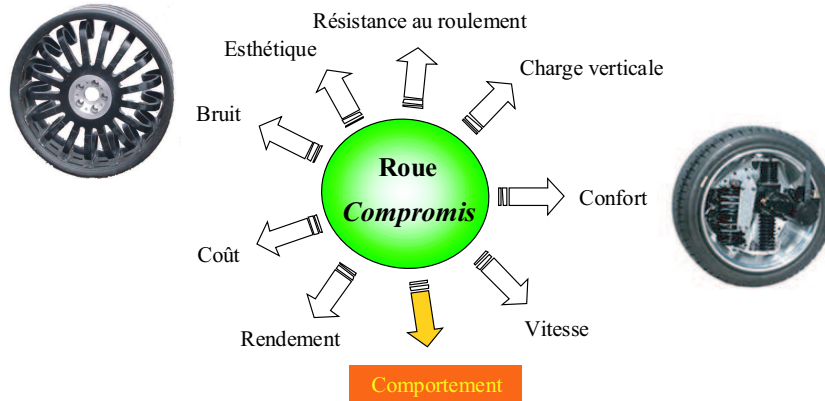


FIG. 1: Compromis réalisé par le pneumatique

Chacun des points précédents fait l'objet d'une grande attention. La grande variété des pneumatiques, proposée par un même manufacturier, permet d'évaluer la difficulté d'atteindre ce compromis. On trouve alors une grande variété de pneumatique privilégiant une prestation (pneus basse température, pneus neige, pneus pluie, pneus à faible résistance au roulement, pneu sport, etc...).

Un récent congrès portant sur la pneumatique, « Tire Testing Expo 2004 », nous a permis de constater les travaux considérables, en cours, dans le domaine du TMS (Tire Measurement System) et de la réduction du bruit de roulement. Même si les fonctions du TMS se résument encore, pour beaucoup, à la pression de gonflage, très prochainement nous pourrions certainement profiter du niveau d'adhérence (Heep 04). Pour la réduction du bruit de roulement, citons, à titre d'exemple, le projet européen LEISTRA (Pull 04), dont l'objectif est d'arriver à une réduction de 5db en 6 ans, ou le projet IPG (Vos 04) (Pays-Bas), pour lequel la réduction est de 8db, d'ici 2007. La figure 1 présente, à titre d'exemple, un pneu optimisé pour répondre à une baisse du niveau de bruit de 5 à 10db (Sand 04) et un autre, proposé par Michelin, qui devrait améliorer considérablement le confort mais également la stabilité et la tenue de route (http 04c).

### 1.2.2 Fabrication - Structure

Le pneumatique est une structure composée de fibres synthétiques et/ou métalliques, enrobée de caoutchouc. La nature, la disposition, la tension des fibres ainsi que la nature du caoutchouc, sont les principaux éléments déterminant le comportement du pneumatique. Les différentes parties du pneumatique sont : la carcasse, la bande de roulement, le flanc et le talon. Chacune de ces parties, représentées sur le schéma de la figure 2, a une fonction bien précise que nous détaillons ci-après :

**Talon :** le talon est la partie du pneumatique permettant la liaison avec la jante

**Bande de roulement :** la bande de roulement est la partie du pneumatique en contact avec le sol. C'est elle qui assure les propriétés d'adhérence du pneumatique. Elle se caractérise par

la visco-élasticité de la gomme, ses propriétés thermiques, et sa structure. Ces propriétés doivent permettre de réaliser le meilleur compromis possible entre les impératifs suivants :

- assurer l'adhérence du pneu quelles que soient les conditions de surface (sèche, mouillée, enneigée, etc.),
- résister à l'usure (par abrasion),
- assurer le guidage du véhicule,
- permettre un roulement silencieux et le moins consommant possible.

**Carcasse** : la carcasse est l'ensemble des câbles constituant la structure du pneumatique. Ces câbles sont disposés en plis, prenant appuis sur les tringles, à l'intérieur du talon. La carcasse permet de résister aux différentes contraintes mécaniques subies par le pneumatique et assure les propriétés élastiques de la structure. Dans ce cas, le caoutchouc n'a qu'un rôle de liant. Il existe trois structures différentes : diagonale, diagonale ceinturée et radiale. Seuls les pneumatiques à structure radiale sont utilisés en Europe pour les véhicules de tourisme. La carcasse radiale est composée d'une armature de fils disposés radialement entre les tringles et d'une ceinture composée d'au moins deux nappes. L'avantage de cette disposition est de permettre, un meilleur travail du pneumatique sans échauffement excessif, et une meilleure tenue à l'usure. En outre, les pressions de gonflage de ces enveloppes, comparées aux enveloppes à structure diagonale, sont moins importantes, ce qui permet ainsi une meilleure filtration des inégalités de la route.

**Flanc** : Les flancs doivent permettre la déformation radiale des pneumatiques tout en limitant la déformation latérale. Ils ont à résister aux chocs latéraux et aux agents atmosphériques qui provoquent des craquelures et altèrent le comportement global du pneumatique. Une technologie lancée en 1995 propose de renforcer les flancs dans le but de continuer à rouler même après une crevaison. Le Michelin ZP (Zero Pressure) ([http 04c](http://04c)), est un exemple de pneumatique autoporteur, commercialisé et homologué sur certains véhicules.

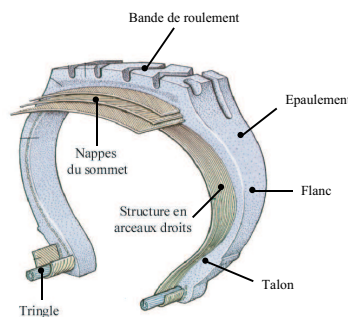


FIG. 2: Éléments d'un pneumatique pour une carcasse radiale

### 1.2.3 Normalisation

Le marquage des pneumatiques fait état d'un ensemble d'informations normalisées qui indiquent ses dimensions, sa structure, son indice de charge, son code de vitesse et s'il s'agit d'un pneumatique sans chambre à air (ETRT 00). Si nous prenons l'exemple d'un pneu 185/60 R 14 82 V TL, ces indications correspondent à :

**185** : la largeur du boudin en mm

**60** : rapport entre la hauteur et la largeur H/S appelée série du pneumatique

**R** : structure radiale

**14** : diamètre en pouce, du cercle formé par les tringles du pneumatique

## 1. LE PNEUMATIQUE

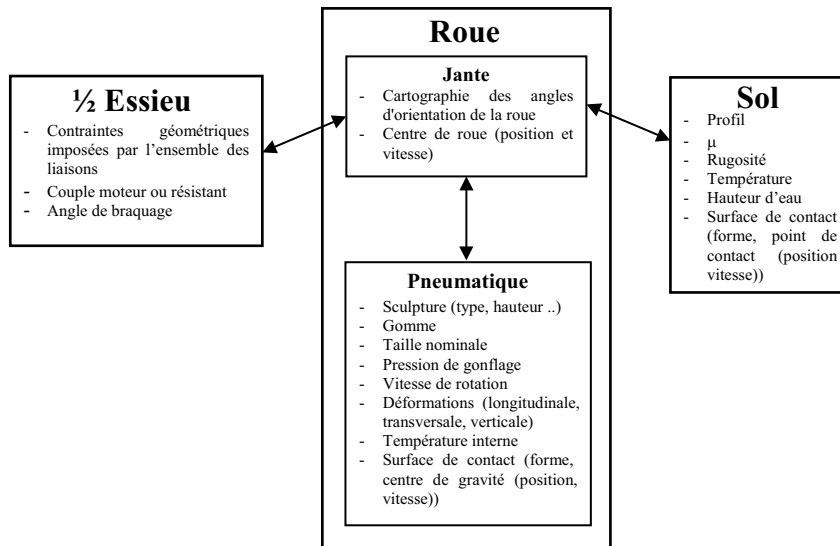
**82** : indice de charge, dans ce cas 82 correspond à 475 kg de charge admissible par le pneumatique. Cet indice varie de 62 à 125 pour des charges comprises dans l'intervalle [265 ; 1650] kg par pneu.

**V** : code de vitesse, dans ce cas, V correspond à une vitesse maximale admissible de 240 km/h. La vitesse la plus faible, 100 km/h, est indiquée par le code J et la plus élevée, 300 km/h, par Y. Deux codes, VR et ZR, permettent d'indiquer respectivement les vitesses, supérieures à 210 km/h ou à 240 km/h.

**TL** : tubeless (pneumatique sans chambre à air)

### 1.2.4 Le comportement du pneumatique

Le comportement du pneumatique est situé entre son interaction avec la jante et le sol. Il est courant de s'intéresser plus particulièrement au comportement de la roue (jante + pneumatique). On cherche alors à déterminer le torseur d'efforts issu de l'interaction roue/sol en réponse au torseur d'efforts appliqué au centre de la roue et vice versa. L'intérêt de cette description est d'introduire les éléments qui interagissent, mais également les grandeurs intrinsèques permettant de les caractériser (cf. figure 3).



**FIG. 3:** Facteurs intervenant dans l'étude du comportement du pneumatique

En effet, de part la complexité des liaisons et des interactions, l'étude mécanique d'un tel ensemble n'est pas chose facile. A titre d'exemple, citons le cas où une modification d'une propriété de la roue entraîne une variation dans sa relation avec le sol :

- une inclinaison du plan de jante d'une roue en mouvement entraîne la génération d'une force au niveau de l'interface roue/sol. On parle de «poussée de carrossage».

Dans le cas contraire, pour une roue montée sur un demi-essieu d'un véhicule automobile :

- l'apparition d'une force de freinage à l'interaction du pneumatique et du sol, modifie et abaisse la hauteur de la caisse, sur certains châssis. On parle d'«effet Brouillet».

Le défi posé par l'étude du pneumatique est de pouvoir isoler son comportement au milieu de toutes ces interactions qui rendent les grandeurs non-maîtrisables. Pour se découpler au mieux des contraintes imposées par ces systèmes, il faudra fixer et maîtriser certains facteurs. C'est l'approche prise lors de l'utilisation des bancs de test de pneumatiques (cf. 1.6.3.1), les contraintes liées à la géométrie du système mécanique rattaché au centre de roue sont maîtrisées. L'influence

du pneu sur ce système est ainsi réduite. Cela pourrait s'assimiler à une étude en boucle ouverte du système.

Nous allons alors, dans un premier temps, étudier le pneu dans sa relation avec le sol avant de le considérer dans son contexte général lorsqu'il est rattaché au véhicule.

### 1.3 L'interaction roue-sol

L'étude fine de l'interaction roue/sol vise à améliorer notre connaissance des phénomènes mis en jeu, lors de l'apparition de forces dans l'empreinte du pneumatique. Cela passe nécessairement par une définition de l'adhérence et des mécanismes physiques associés. Nous donnons par la suite les définitions des grandeurs et des repères utilisées pour l'étude du pneumatique. Cela permet d'introduire les principaux modèles d'interface roue/sol et ceux, plus généraux, du pneumatique.

#### 1.3.1 Adhérence

L'adhérence est à l'origine des forces générées au niveau de la surface de contact. Après avoir donné les mécanismes physiques permettant de l'expliquer, nous présentons les moyens courants, offerts pour sa mesure.

##### 1.3.1.1 Principes physiques

L'adhérence, en anglais « friction », est « la force tangentielle de réaction entre deux surfaces en contact » (Olss 98). Physiquement, elle s'explique par les deux mécanismes de sollicitation suivants : l'indentation et l'adhésion (Mich 01). Ces deux mécanismes sont possibles du fait des propriétés visco-élastiques de la gomme et du glissement relatif entre l'élastomère et le sol.

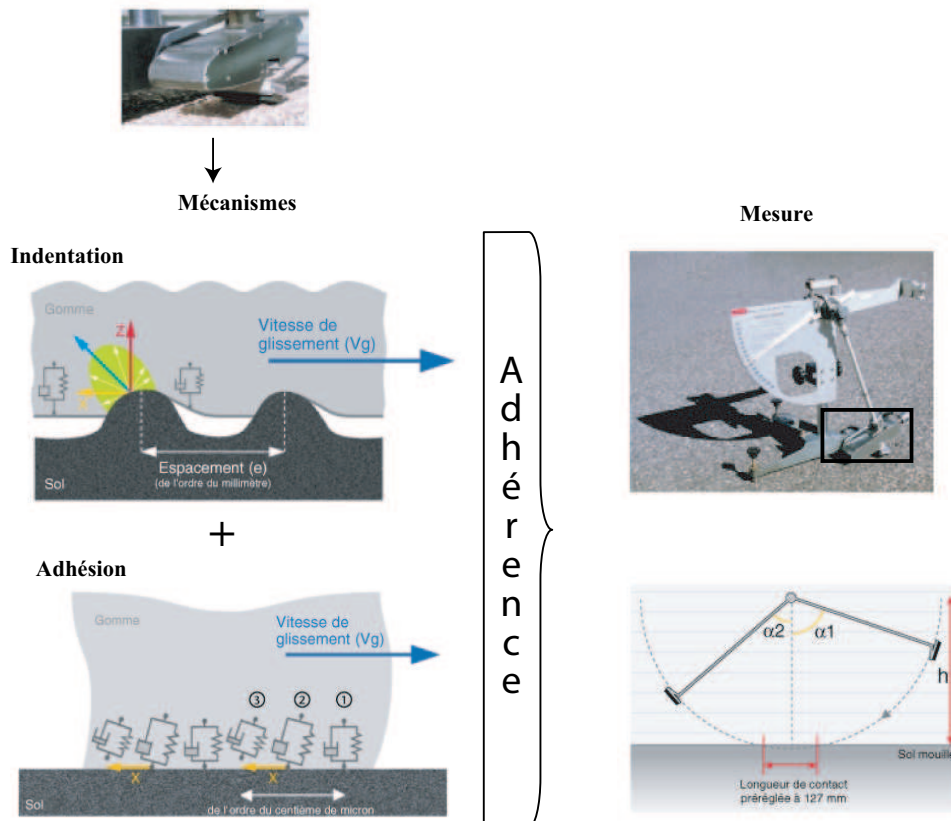


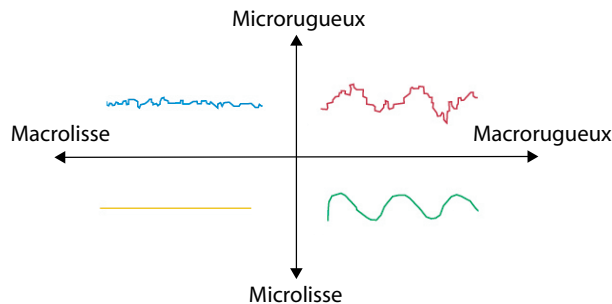
FIG. 4: Mesure d'une adhérence, patin de gomme/sol et mécanismes mis en oeuvre (Mich 01)

**L'indentation** : l'enveloppement dissymétrique de l'aspérité par le matériau visco-élastique génère des forces de réaction qui s'opposent au glissement.

**L'adhésion** résulte d'interactions moléculaires se produisant au niveau de l'interface gomme/sol. Des liaisons se forment, s'étirent, puis se rompent pour se reformer plus loin.

Ces deux mécanismes sont illustrés en figure 4 avec des schémas tirés de (Mich 01).

L'indentation existe s'il y a des aspérités sur le sol. La taille de ces aspérités peut varier du centimètre au micron. Cette composante de l'adhérence est donc toujours présente. Le mécanisme d'adhésion résulte, par contre, d'un contact direct entre la gomme et le sol. Il est donc moins important (pour un même pneu à une pression donnée), sur des sols rugueux. L'étude de la rugosité des sols dépend de la taille des aspérités observées. On parle de microrugosité lorsque la taille des aspérités varie entre 1 et 100 microns. De 0.1 mm à 10 mm, on parle de macrorugosité. Toutes les surfaces (que l'on suppose non déformables) peuvent se classer dans un des cadrans de la figure 5.



**FIG. 5:** Rugosité du revêtement routier

Nous verrons alors l'importance de ces caractéristiques d'une surface lors de l'étude portant sur la variation des conditions d'adhérence (cf. 1.5).

### 1.3.1.2 Coefficient d'adhérence

Afin de se rendre indépendant de la charge verticale, le coefficient d'adhérence est défini par l'expression suivante :

$$\mu = \frac{F_T}{F_N} = \frac{\tau_y}{H} \quad (1.1)$$

Avec  $F_T$  la force de frottement,  $F_N$  la force normale,  $\tau_y$  la force de cisaillement du matériau de surface et  $H$  la raideur du matériau le plus souple. La figure 4 présente un moyen classique de mesure de ce coefficient. C'est un « pendule SRT » (Skid Resistance Tester), utilisé par les spécialistes de la route. Il est muni d'un patin de caoutchouc à son extrémité et son principe de fonctionnement est très simple. Le patin est lâché d'une certaine hauteur, représentée sur la figure 4 par l'angle  $\alpha_1$ . L'énergie résiduelle après frottement est alors donnée par l'angle  $\alpha_2$ . La différence entre les deux angles indique l'énergie consommée par le frottement et caractérise l'adhérence du couple patin/sol.

Un autre moyen courant d'évaluation du coefficient d'adhérence est l'utilisation d'un pneumatique de référence traîné sur une surface mouillée. La mesure des efforts, dans l'aire de contact, est effectuée sous des conditions précises de vitesse, de charge et de pression de gonflage. Deux configurations sont alors possibles. Pour la première, la roue est bloquée pour éviter toute rotation et dans la seconde, la roue est laissée libre mais braquée d'un angle donné par rapport à la trajectoire. Dans le premier cas, on obtient un coefficient d'adhérence roue bloquée et dans le deuxième, un coefficient d'adhérence transversale.

De nombreuses autres méthodes existent pour caractériser le niveau d'adhérence d'une surface mais elles permettent rarement de comparer les mesures entre elles. En effet, il existe souvent

des différences dans les stratégies de mesure et/ou dans les conditions nominales. La figure 6 tiré de (Goth 01) présente, par exemple, l'évolution du coefficient d'adhérence roue bloquée pour différentes vitesses.

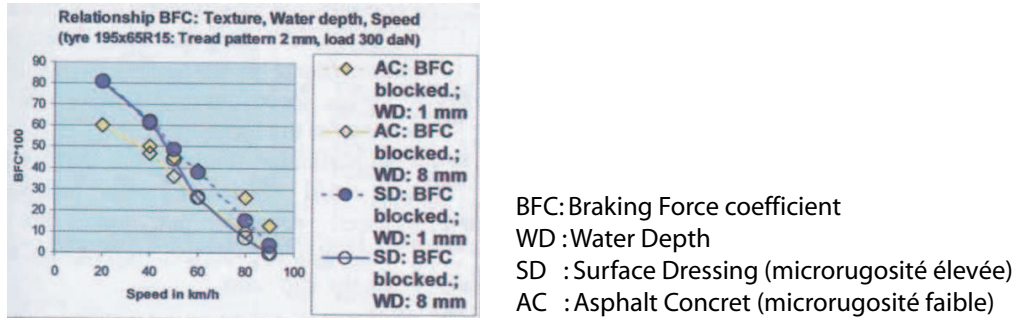


FIG. 6: Evolution du coefficient roue bloquée en fonction de la vitesse (Goth 01)

En 1992, L'AIPCR (Association mondiale de la Route) a lancé un programme d'harmonisation des mesures d'adhérence. Les travaux ont abouti à la définition de l'IFI, International Friction Index (AIPC 95). Le calcul de cet indice permet d'obtenir une même valeur d'adhérence, pour les 47 appareils de mesure différents utilisés, même pour des mesurages effectués à différentes vitesses. Il est nécessaire pour cela de réaliser une mesure complémentaire de la macrorugosité et d'utiliser des coefficients de recalage propres à chacune des méthodes de mesure. Un exemple d'utilisation de cet indice est donné en (Goth 98) pour le SRIM et l'ADHERA, utilisés en France.

### 1.3.2 Repères et Variables

Nous présentons les principaux repères et les variables importantes, liés à l'étude du comportement du pneumatique.

#### 1.3.2.1 Repères et Normes

Les repères et normes utilisés pour l'expression des variables d'entrée et de sortie du pneumatique sont nombreux. Il est donc important de connaître le repère dans lequel sont exprimées les mesures. Les plus courants sont présentés ci-après :

- Repère C: ce repère a pour origine le centre «K» de la roue. L'axe  $X$  est dirigé vers l'avant du véhicule. L'axe  $Y$  est confondu avec l'axe de rotation de la roue et dirigé vers la gauche. L'axe  $Z$  est orienté vers le haut et appartient au plan de la jante. C'est le repère courant, utilisé par les appareils de mesure, pour exprimer les forces et moments appliqués au pneumatique.
- Repère H: comme le repère C, ce repère a pour origine le centre «K» de la roue. Mais contrairement à ce dernier, il n'est pas incliné dans le plan de la jante. Le plan défini par les axes  $X$  et  $Y$  est donc parallèle au sol.
- Repère ISO<sup>1</sup> ou Repère W: ce repère est défini dans la norme ISO (ISO 91). L'origine «Q» de ce repère appartient à l'aire de contact avec le sol et est situé à une distance  $R_{ss}$  du centre de la roue,  $R_{ss}$  étant le rayon sous charge,  $F_z$ , du pneumatique. Ce repère n'est pas incliné avec la roue et ses axes  $X$ ,  $Y$  et  $Z$  sont respectivement orientés vers l'avant, vers la gauche et vers le haut.

<sup>1</sup> International Organization for Standardization



## 1. LE PNEUMATIQUE

- Repère SAE<sup>2</sup>: l'origine de ce repère est situé au point conventionnel de contact au sol (cf. Repère W). L'axe  $X$  du repère est dirigé vers l'avant. L'axe  $Y$  de ce repère étant dirigé vers la droite et l'axe  $Z$  vers le bas.
- Repère de Pacejka: l'origine de ce repère est situé au point conventionnel de contact au sol (cf. Repère W). L'axe  $X$  du repère est dirigé vers l'avant. Ce repère est le seul à ne pas être direct. En effet, l'axe  $Y$  de ce repère est dirigé vers la droite, l'axe  $Z$  étant dirigé vers le haut. Ce repère est celui utilisé par Pacejka pour l'expression de grandeurs d'entrée et de sortie du modèle qui porte son nom (cf. 1.3.5).

Les repères C et H sont utilisés essentiellement pour la mesure. Les repères les plus courants en simulation sont les trois suivants que nous présentons à la figure 7.

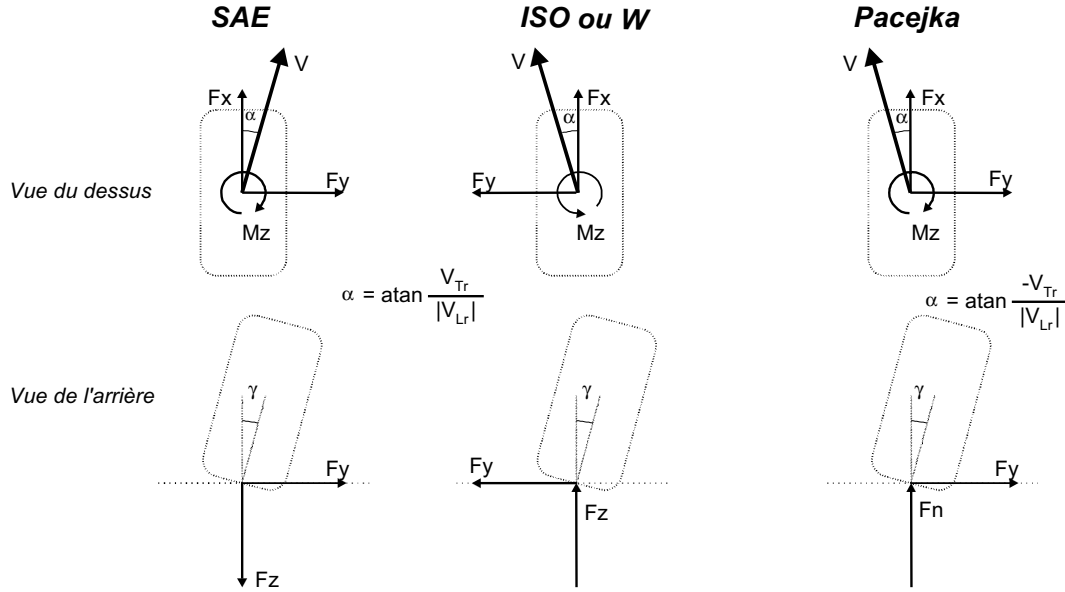


FIG. 7: Principaux repères utilisés pour la représentation des forces de contact

### 1.3.2.2 Variables élémentaires

Le glissement a été présenté comme la variable de base permettant d'expliquer l'adhérence entre la gomme et le sol. Après avoir donné sa définition, nous introduisons d'autres variables nécessaires à l'étude du comportement du pneumatique. La distinction entre les variables d'entrée et les variables de sortie est faite au paragraphe 1.3.4.

**glissement** : soit  $\mathbf{V}_r$  la vitesse d'un repère fixé au centre roue du pneumatique,  $\mathbf{V}_r = V_{Lr} \vec{X} + V_{Tr} \vec{Y}$ . Pour  $R_r$  le rayon de la roue et  $V_{Rr}$  la vitesse de rotation, les vitesses de glissement longitudinale et transversale sont respectivement définies par :

$$V_{Sx} = V_{Lr} - V_{Rr} R_r \quad (1.2)$$

$$V_{Sy} = V_{Tr} \quad (1.3)$$

Il est courant d'inverser la formule de l'équation 1.2 entre l'étude en freinage et celle en accélération afin d'avoir une vitesse de glissement positive. Dans notre cas, la même

<sup>2</sup> Society of Automotive Engineering

définition est toujours employée notamment pour bien distinguer les deux régimes d'excitation du pneumatique. Les glissements longitudinal  $S_x$  et transversal  $S_y$  sont donnés par :

$$S_x = \frac{V_{Sx}}{V_{Lr}} \quad (1.4)$$

$$S_y = \frac{V_{Sy}}{V_{Lr}} \quad (1.5)$$

$S_x$  est souvent multiplié par 100 afin d'obtenir un pourcentage. En situation de roulage longitudinale, nous pouvons rencontrer les situations suivantes :

- si la roue patine alors que le véhicule est à l'arrêt:  $V_{Lr} = 0$  et  $V_{Rr} \neq 0$  alors  $S_x = -\infty$
- si la roue est bloquée alors que le véhicule a une vitesse non nulle,  $S_x = 1$
- si la roue tourne librement,  $S_x = 0$

Pour pallier au problème numérique causé par l'évaluation du glissement pour des vitesses proches de zéro, le modèle de Bernard (Bern 95) peut être utilisé.

**dérive** : elle est aussi appelée angle de glissement et est définie par la formule suivante :

$$\alpha = \arctan\left(\frac{V_{Tr}}{V_{Lr}}\right) \quad (1.6)$$

Elle permet d'évaluer la déformation transversale que subissent les pneumatiques sous l'action d'une force latérale.

**carrossage** : l'angle de carrossage est l'angle formé par le plan de la roue avec la verticale au sol. Cet angle est désigné par  $\gamma$  dans ce manuscrit.

**forces et moments** : L'ensemble des forces et des moments agissant sur le pneumatique à l'instant  $t$  se réduit à une force,  $\mathbf{F}$ , et un moment  $\mathbf{M}$ . Les principales composantes de ces vecteurs sont données ci-après :

- force longitudinale,  $F_x$ : c'est la projection de la force  $\mathbf{F}$  sur l'axe  $X$ . Elle subit une variation importante lors d'une phase de freinage ou d'accélération du véhicule.
- force transversale,  $F_y$  : c'est la projection de la force  $\mathbf{F}$  sur l'axe  $Y$ . Elle subit une variation importante lors de la prise d'un virage.
- force verticale,  $F_z$ : c'est la projection de la force  $\mathbf{F}$  sur l'axe  $Z$ . Elle subit une variation importante lors de reports de charge (cf. 1.4.1.2).
- moment d'auto-alignement,  $M_z$ : c'est la projection de  $\mathbf{M}$  sur l'axe  $Z$ . Lors d'une prise en virage (sous faible glissement), la force  $F_y$  appliquée est légèrement en retrait de l'axe de rotation du pneumatique. Cette force donne naissance à  $M_z$  qui tend à aligner le plan de la roue dans sa position originale.

### 1.3.3 Modélisation de l'interface roue/sol

Cette section présente les principaux modèles de frottement de la littérature (Olss 98), permettant de décrire les forces générées à l'interface roue/sol. Ces modèles peuvent être classés selon deux catégories : les modèles statiques et les modèles dynamiques.

1.3.3.1 Modèles statiques

Le principe fondamental du frottement, énoncé par Coulomb, indique que la force de frottement à l'interface de deux solides s'oppose à leur mouvement relatif et que l'amplitude de cette force est indépendante de la vitesse  $V_S$  et de l'aire de contact apparente. On peut ainsi écrire :

$$F = F_C \operatorname{sign}(V_S) \quad (1.7)$$

où  $F$  peut prendre n'importe quelle valeur dans l'intervalle  $[-F_C, F_C]$ , lorsque  $V_S = 0$ . Pour le modèle de Coulomb,  $F_C = \mu F_z$ . La force de Coulomb est donc proportionnelle à la charge  $F_z$  et à  $\mu$ , le coefficient de frottement de Coulomb. Ce modèle peut être amélioré par la prise en compte des phénomènes visqueux dus à la présence d'un troisième corps entre la gomme et le sol. On parle alors de friction visqueuse,  $F_{V_S}$ , introduite avec une dépendance à la vitesse, pouvant, selon  $\delta_V$ , être non-linéaire, soit :

$$F = F_{V_S} |V_S|^{\delta_V} \operatorname{sign}(V_S) \quad (1.8)$$

Cette expression ne permet pas de prendre en compte le fait que la force de frottement à vitesse nulle est supérieure à la force de Coulomb. Stribeck a donc proposé un modèle permettant de coupler ce phénomène à une dépendance à la vitesse, non seulement non linéaire, mais également continue. Ce modèle est donné par l'équation suivante :

$$F = \begin{cases} F(V_S) = F_C + (F_S - F_C) e^{-\left|\frac{V_S}{V_{S\sigma}}\right|^{\delta_\sigma}} + F_{V_S} V_S & \text{si } V_S \neq 0 \\ F_e & \text{si } V_S = 0 \text{ et } |F_e| < F_S \\ F_S \operatorname{sign}(F_e) & \text{sinon} \end{cases} \quad (1.9)$$

$F_e$  étant la force extérieure,  $F_S$  la force de friction statique et  $V_{S\sigma}$  la vitesse de Stribeck.

La difficulté rencontrée par ces modèles est de pouvoir définir si la vitesse est nulle ou pas. Karnopp (Karn 85) a donc proposé de définir une zone morte autour de zéro dans laquelle la force de friction serait nulle. Cette approche permet de résoudre les problèmes numériques mais ne donne pas de force de frottement réaliste. Armstrong-Hélouvry (Arms 94) propose d'utiliser deux modèles différents : un pour le frottement lors de collage et l'autre en glissement. La difficulté réside alors dans le passage d'un modèle à l'autre et dans la détermination des conditions initiales.

Tous les problèmes évoqués ont motivé le développement de modèles de frottements dynamiques, plus réalistes et plus efficaces. Ces modèles sont présentés dans la section suivante.

1.3.3.2 Modèles dynamiques

Dans le modèle « poil de brosse », chaque point de contact est vu comme un poil flexible ayant le comportement d'un ressort. On retrouve donc ici le comportement décrit par l'adhésion (cf. figure 4). Ce modèle donne de bons résultats et présente l'avantage de représenter le caractère aléatoire de l'adhérence. Il nécessite cependant de considérer un grand nombre de poils, demandant alors une grande charge de calcul. Pour faciliter l'utilisation de ce modèle, Haessig et Friedland (Haes 91) ont proposé le modèle « Reset Integator » : au lieu de se casser, le poil garde un lien constant afin de limiter l'incrément de l'effort au point de rupture.

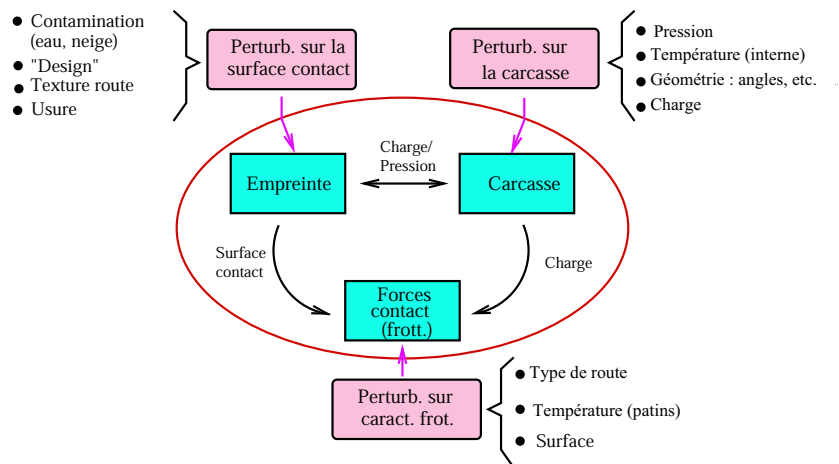
Le modèle de Dahl (Dahl 76) part des courbes classiques de contraintes, tirées de la mécanique des solides. La force de frottement augmente alors de façon non-linéaire, jusqu'au point de rupture. Ce comportement est modélisé par une équation différentielle liant le déplacement  $x$ , la force de frottement  $F$  et la force de Coulomb  $F_C$ . L'équation du modèle est définie par :

$$\frac{dF}{dx} = \sigma \left( 1 - \frac{F}{F_C} \operatorname{sign}(V_S) \right)^\beta \quad (1.10)$$

Ce modèle a connu deux évolutions majeures permettant de prendre en compte le frottement de Stribeck et l'hystérésis<sup>3</sup> : le modèle de Bliman et Sorine (Blim 95) et le modèle LuGre (Canu 95). Le modèle de Bliman et Sorine est un modèle de second ordre. Il utilise deux modèles de Dahl en parallèle, permettant ainsi d'étudier le déplacement dans les deux directions, longitudinale et transversale. Le modèle LuGre est, certainement, le plus évolué à l'heure actuelle. Il est basé sur le modèle « poils de brosse » et ajoute une dépendance vis-à-vis de la vitesse.

### 1.3.4 Modèles de pneu

De nombreux modèles de pneumatiques intègrent la description donnée par les modèles d'interface roue/sol. Les modèles de connaissances présentent le grand inconvénient d'être très coûteux en temps de calcul. D'autres modèles de représentation (ou boîte noire) et hybrides (ou boîtes grises), ont alors été développés. Aucun de ces modèles ne permet de prendre en compte tous les phénomènes physiques mis en jeu, tant la complexité est importante. Ils peuvent cependant, tous, se retrouver dans la figure 8, tirée de (Clay 02) et décrire ainsi une partie des phénomènes.



**Fig. 8:** Ensemble des phénomènes physiques pris en compte dans la modélisation des pneus (Clay 02)

Afin de les différencier, il est nécessaire d'évaluer non seulement leur performance pour la simulation, mais également, le régime de fonctionnement (établi ou transitoire), la structure (linéaire ou non-linéaire), la prise en compte de l'hystérésis et du carrossage. Le résultat d'une étude menée par Porcel (Porc 01) est donné au tableau 1.

D'autres modèles de connaissance basés sur les modèles de frottement peuvent également être rajoutés. Citons notamment le modèle issu du modèle de frottement de Bliman et Sorine (Sori 00). Une application de ce modèle est donnée par Szymanski (Szym 99), pour décrire le comportement du pneumatique à faible vitesse. Le modèle présenté par Canudas (Canu 03) est lui basé sur le modèle de frottement de LuGre. Il a montré une bonne corrélation avec des mesures issues d'essais de freinage réalisés sur véhicule. De futurs développements devraient permettre de l'utiliser en transversal, puis en sollicitations couplées.

La complexité des modèles de connaissance rend leur identification délicate. Elle nécessite du matériel pour la caractérisation des sols et de la gomme, propres aux manufacturiers de pneumatique et aux spécialistes des chaussées. De plus, aucun de ces modèles ne bénéficie, à l'heure actuelle, d'une utilisation assez large pour accéder facilement à leurs paramètres. Même si, à terme, certains de ces modèles nous paraissent très prometteurs, nous nous sommes concentrés

<sup>3</sup>L'hystérésis met en évidence une force de frottement plus faible pour une vitesse décroissante, que pour une vitesse croissante.

Critères Nom	Définition Modèle	Type Modèle	Structure Modèle	Régime Fonctionnement	Complexité	Disponibilité Paramètres	Hystérésis	Carrossage	Temps Calcul	Date
<b>BERNARD</b>	Physique	M.conn.	Non Linéaire	Transitoire/Etabli	Elevée	Oui	Oui	Non	Elevé	1999
<b>MANCOUSO</b>	Physique	M.Conn.	Linéaire	Transitoire/Etabli	Elevée	Non	Oui	Oui	Elevé	1999
<b>RATTI</b>	Physique	M.Conn.	Non Linéaire	Transitoire/Etabli	Elevée	Non	Non	Non	Acceptable	1986
<b>ZANTEN</b>	Physique	M.Conn.	Non Linéaire	Etabli	Elevée	Non	Non	Non	Elevé	1990
<b>ZHOU</b>	Physique	M.Conn.	Linéaire	Transitoire	Elevée	Non	Oui	Oui	Acceptable	1999
<b>BUCKHARDT</b>	Semi – Empirique	M.Hyb.	Non Linéaire	Etabli	Petite	Oui	Non	Non	Acceptable	1993
<b>GUO</b>	Semi – Empirique	M.Hyb.	Non Linéaire	Transitoire/Etabli	Moyen	Oui	Oui	Oui	Acceptable	2000
<b>MILLIKEN</b>	Semi – Empirique	M.Hyb.	Non Linéaire	Etabli	Petite	Oui	Non	Oui	Acceptable	1995
<b>PACEJKA</b>	Semi – Empirique	M.Hyb.	Non Linéaire	Transitoire/Etabli	Petite	Oui	Oui	Oui	Acceptable	1997
<b>SHIM</b>	Semi – Empirique	M.Hyb.	Linéaire	Etabli	Petite	Non	Non	Non	Petit	2000
<b>DIHUA</b>	Empirique	M.Rep.	Non Linéaire	Etabli	Moyen	Non	Non	Non	Acceptable	1999
<b>TAKAHASHI</b>	Semi – Empirique	M.Rep.	Non Linéaire	Etabli	Petite	Non	Non	Non	Acceptable	1996

**TAB. 1:** Principales caractéristiques des modèles de pneu les plus courants (Porc 01)

sur le modèle de Pacejka, devenu un standard en matière de modèle de pneumatique. Ce modèle, classé dans les modèles hybrides, est décrit dans la partie suivante et son identification est présentée en fin de ce chapitre.

### 1.3.5 Le modèle de Pacejka

Le modèle de Pacejka est une référence dans le domaine de la modélisation du comportement du pneumatique. Il est présent dans de nombreux simulateurs, du jeux vidéo (ex : Racer ([http 04e](http://04e))) aux outils à usage professionnel (ex : MADA<sup>4</sup>, ADAMS/Car ([http 04a](http://04a)), Carsim ([http 04b](http://04b))). Il est utilisé pour la comparaison ou la validation d'autres modèles (ex. (Clay 01), (Blun 04)). L'historique de ce modèle est donc présenté afin de mieux comprendre son évolution. Nous donnons également ici les formules du modèle, pour des sollicitations longitudinales et transversales pures, utilisées dans notre étude.

#### 1.3.5.1 Evolution du modèle

La première version du modèle de Pacejka date de 1987 (Bakk 87). Elle est le fruit de la collaboration entre l'université de Delft et Volvo. Cette formulation était capable de reproduire le comportement du pneumatique pour des sollicitations pures en régime établi. Le coeur de ce modèle est donné par une formule connue sous le nom de « Magic Formula ». Cette formule comporte deux formes différentes, sinus ou cosinus, selon la fonction combinée avec la fonction arc-tangente. La forme sinus est la suivante :

$$y(x) = D \sin [C \arctan \{Bx - E(Bx - \arctan(Bx))\}] + S_V \quad (1.11)$$

où  $y(\cdot)$  désigne  $F_x$  ou  $F_y$  en sollicitation pure et  $x$  désigne respectivement le glissement  $S_x$  ou la dérive  $\alpha$ . La forme en cosinus est utilisée pour le calcul du moment d'auto-alignement. Elle s'écrit de la manière suivante :

$$y(x) = D \cos [C \arctan \{Bx - E(Bx - \arctan(Bx))\}] \quad (1.12)$$

<sup>4</sup>Modèle Avancé Dynamique Automobile. Logiciel de simulation Renault

On note également que Pacejka utilise dans ses formulations un rayon effectif de la roue, obtenu par l'équation suivante :

$$R_{Er} = R_0 - \rho_{Fz_0}(D * \arctan(B\rho^d) + F\rho^d) \quad (1.13)$$

Ces deux formes d'équations sont définies pour une charge verticale et un carrossage, donnés. Les tracés obtenus à partir des deux formes de la *Magic Formula* sont présentés dans la figure 9. La courbe supérieure est la forme en sinus et la courbe inférieure en cosinus. La figure présente

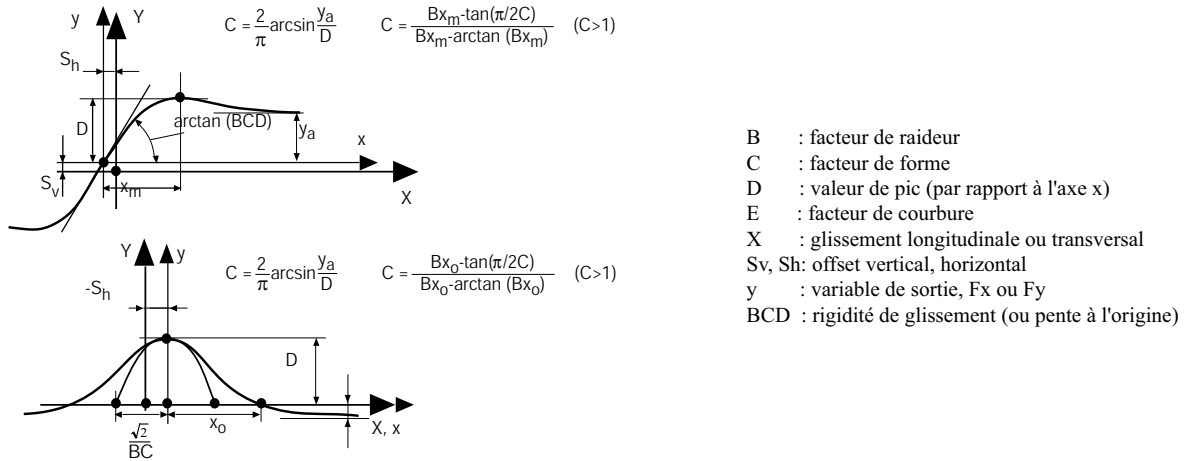


FIG. 9: Courbes caractéristiques du pneu selon la Magic Formula

les macro-coefficients et une illustration du sens de ces derniers. Elle permet également de mettre en évidence l'action des facteurs d'offset  $S_v$  et  $S_h$  permettant de prendre en compte la conicité et le plyster du pneumatique. Le fait que les macro-coefficients du modèle permettent de retrouver des propriétés physiques du pneumatique, explique pourquoi ce modèle, développé à partir des mesures expérimentales, est considéré comme un modèle hybride.

1989 est une année importante dans l'histoire de ce modèle. Sa formulation s'est enrichie pour reproduire le comportement du pneu lors de phases transitoires mais également lors de sollicitations couplées. L'utilisation du modèle, alors complet, s'est standardisé. Le comportement transitoire est introduit en assimilant le mouvement de la carcasse à un filtre du premier ordre. Une nouvelle grandeur est alors introduite : la longueur de relaxation (Bakk 89). La partie de la bande de roulement en contact avec le sol, est assimilée à une masse en mouvement dans le plan horizontal (cf. schéma de la figure 10).

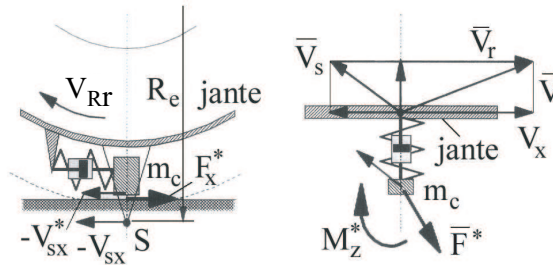


FIG. 10: Modèle de Pacejka en régime transitoire

La prise en compte des sollicitations couplées a été améliorée au cours de l'année 1991. Pacejka a proposé une amélioration de la prise en compte des sollicitations couplées sur la base de considérations physiques (Pace 91), (Pace 93). Pour sa part, Bayle a proposé une approche

## 1. LE PNEUMATIQUE

totalempirique permettant d'améliorer considérablement les temps de calcul (Bayl 90). Les formes couplées s'écrivent alors :

$$F_x = F_{x_{pure}} \cdot G_{x\alpha}(\alpha, S_x, F_z) \quad (1.14)$$

$$F_y = F_{y_{pure}} \cdot G_{yS_x}(\alpha, S_x, \gamma, F_z) + S_{VyS_x} \quad (1.15)$$

où  $S_{VyS_x}$  est la composante due au glissement longitudinal et les  $G_i(\cdot)$  des fonctions de pondération de la forme :

$$G_{x\alpha} = \frac{\cos [C_{x\alpha} \arctan \{B_{x\alpha} (\alpha + S_{Hx\alpha})\}]}{\cos [C_{x\alpha} \arctan (B_{x\alpha} S_{Hx\alpha})]} \quad (1.16)$$

$$B_{x\alpha} = r_{Bx1} \cos [\arctan (r_{Bx2} S_x)] \cdot \lambda_{x\alpha}$$

dans le cas du longitudinal. En transversal on obtient la forme suivante :

$$G_{yS_x} = \frac{\cos [C_{yS} \arctan \{B_{yS} (S_x + S_{HyS_x})\}]}{\cos [C_{yS_x} \arctan (B_{y\alpha} S_{Hy\alpha})]} \quad (1.17)$$

$$B_{yS_x} = r_{By1} \cos [\arctan \{r_{By2} (\alpha - r_{By3})\}] \cdot \lambda_{yS_x}$$

$$S_{VyS_x} = D_{VyS_x} \sin [r_{Vy5} \arctan (r_{Vy6} S_x)] \cdot \lambda_{VyS_x}$$

$$D_{VyS_x} = \mu_y F_z \cdot (r_{Vy1} + r_{Vy2} df_z + r_{Vy3} \gamma) \cdot \cos [\arctan (r_{Vy4} \alpha)]$$

Cette approche a été adoptée dans la version de 1996 (Pace 96), à laquelle on peut se référer pour plus de détails sur les différents paramètres. Entre autres améliorations, cette version a permis d'introduire les « *scaling factors* », mis en évidence dans les équations de  $F_x$  et  $F_y$  (cf. eq. 1.18). Ces paramètres ont été introduits afin d'optimiser le comportement du pneumatique lors d'essais sur véhicule. Ils augmentent le nombre total de paramètres sans pour autant faire évoluer l'ordre ou la complexité du modèle. En agissant sur les macro-coefficients du modèle, ils évitent de modifier les nombreux micro-coefficients (cf. eq. 1.18 et eq.1.19). Nous verrons leur importance lors de l'étude bibliographique menée sur la variation des paramètres lors d'une variation de surface (cf. 1.5). Le tableau 2 dresse un bilan du nombre et du type de paramètres utilisés par cette version, dite *Pacejka 1996*, avec laquelle nous avons travaillé.

Type de paramètres	Nombre
Propriétés générales (Rayon, Masse, Charge Nominale)	6
Formulation longitudinale $F_x$	21
Formulation transversale $F_y$	31
Moment de renversement $M_x$	3
Résistance au roulement $M_y$	2
Moment d'auto-alignement $M_z$	30
« <i>scaling factors</i> »	26
Total	119

**TAB. 2:** Nombre et type de paramètres dans la formulation de Pacejka 1996

En 2002, le modèle a connu une autre évolution, commercialisée par TNO sous la version 5.2 du modèle MF-Tyre (cf. (Delf 02d)). Celle-ci rajoute une dépendance de  $F_x$  par rapport au carrossage et de la résistance au roulement par rapport à la vitesse. Cette version du modèle améliore encore la qualité des forces estimées dans le cas de sollicitations couplées. 10 paramètres supplémentaires, dont 2 « *scaling factors* », ont alors été rajoutés au 119 de la version de 1996.

La dernière évolution connue de ce modèle a été proposée en 2003 par Van Oosten (cf. (Oost 03), (http 03a)). Elle permet une meilleure explication de l'effort transversal lors d'essais

en courbe, même sous très fortes dérivées. Cette évolution présente l'énorme avantage de travailler à partir de données issues d'essais réalisés sur un véhicule (cf. projet TIME 1.6.3.2). Elle propose une nouvelle formulation de l'équation de  $F_y$  vis-à-vis du carrossage. Cela entraîne une réduction du nombre de paramètres, en améliorant également la convergence de l'estimation.

### 1.3.5.2 Formulation en statique

La formulation permettant de retrouver l'effort  $F_x$  lors d'excitation en longitudinal pur est la suivante :

$$\begin{aligned}
 D_x &= \mu_x \cdot F_z \\
 \mu_x &= (p_{Dx1} + p_{Dx2} \cdot df_z) \cdot \lambda_{\mu_x} \\
 E_x &= (p_{Ex1} + p_{Ex2} \cdot df_z + p_{Ex3} \cdot df_z^2) \cdot \{1 - p_{Ex4} \cdot \text{sign}(S_x)\} \cdot \lambda_{Ex} \quad (\leq 1) \\
 B_x &= \frac{K_x}{C_x} \cdot D_x \\
 K_x &= F_z \cdot (p_{Kx1} + p_{Kx2} \cdot df_z) \cdot \exp(p_{Kx3} \cdot df_z) \cdot \lambda_{Kx} \\
 C_x &= p_{Cx1} \cdot \lambda_{Cx} \\
 S_{Hx} &= (p_{Hx1} + p_{Hx2} \cdot df_z) \cdot \lambda_{Hx} \\
 S_{vx} &= F_z \cdot (p_{Vx1} + p_{Vx2} \cdot df_z) \cdot \lambda_{Vx} \cdot \lambda_{\mu_x}
 \end{aligned}
 \quad \left| \quad \begin{aligned}
 S_x &= S_x^* + S_{Hx} \\
 df_z &= \frac{F_{z0} - \lambda_{Fz0} \cdot F_{z0}}{\lambda_{Fz0} \cdot F_{z0}}
 \end{aligned}
 \right.$$

(1.18)

Ces équations sont données afin de bien percevoir l'intérêt des « *scaling factors* »  $\lambda$ . Ces facteurs multiplicateurs permettent d'agir directement sur les macro-coefficients et sont, par défaut, mis à 1. Il est ainsi possible de modifier les caractéristiques des courbes de la figure 9 sans avoir à estimer plusieurs micro-coefficients (cf.  $p_{ijk}$  pour  $i = \{x, y\}$ ,  $j = \{B, C, D, E, K, H, V\}$  et  $k = 1 \dots n$ ). Ces coefficients n'augmentent donc pas l'ordre du modèle. La formulation en transversal est sensiblement identique et est donnée à l'équation 1.19 suivante :

$$\begin{aligned}
 D_y &= \mu_y \cdot F_z \\
 \mu_y &= (p_{Dy1} + p_{Dy2} \cdot df_z) \cdot (1 - p_{Dy3} \cdot \gamma^2) \cdot \lambda_{\mu_y} \\
 E_y &= (p_{Ey1} + p_{Ey2} \cdot df_z) \cdot (1 - (p_{Ey3} + p_{Ey4} \cdot \gamma) \cdot \text{sign}(\alpha)) \cdot \lambda_{Ey} \\
 B_y &= \frac{K_y}{C_y} \cdot D_y \\
 K_y &= p_{Ky1} \cdot F_{z0} \cdot \sin \left[ 2 \cdot \arctan \left( \frac{F_z}{p_{Ky2} \cdot F_{z0} \cdot \lambda_{Fz0} \cdot \frac{1}{j}} \right) \right] \cdot (1 - p_{Ky3} \cdot |\gamma|) \cdot \lambda_{Fz0} \cdot \lambda_{Ky} \\
 C_y &= p_{Cy1} \cdot \lambda_{Cy} \\
 S_{Hy} &= (p_{Hy1} + p_{Hy2} \cdot df_z + p_{Hy3} \cdot \gamma) \cdot \lambda_{Hy} \\
 S_{jy} &= F_z \cdot [p_{jy1} + p_{jy2} \cdot df_z + (p_{jy3} + p_{jy4} \cdot df_z)] \cdot \lambda_{jy} \cdot \lambda_{\mu_y}
 \end{aligned}
 \quad \left| \quad \begin{aligned}
 \alpha &= \alpha_0 + S_{Hy} \\
 \gamma &= \gamma_0 \cdot \lambda_{\gamma} \\
 df_z &= \frac{F_{z0} - \lambda_{Fz0} \cdot F_{z0}}{\lambda_{Fz0} \cdot F_{z0}}
 \end{aligned}
 \right.$$

(1.19)



## 1. LE PNEUMATIQUE

Les « *scaling factors* »  $\lambda_{\mu x}$ ,  $\lambda_{C x}$ ,  $\lambda_{K x}$  et  $\lambda_{E x}$  peuvent également être désignés respectivement par LMUX, LCX, LKX, LEX dans le cas de sollicitations longitudinales. On retrouve cette écriture dans le cas de sollicitations transversales également.

### 1.3.5.3 Courbes et limites du modèle

Le comportement du pneumatique est couramment synthétisé sous forme d'un ensemble de courbes. Ces courbes donnent l'évolution de  $F_x$  en fonction de  $S_x$  pour l'analyse en longitudinal. Dans le cas du transversal,  $F_y$  et  $M_z$  sont tracés par rapport à  $\alpha$ . Ces trois représentations sont données à la figure 11.

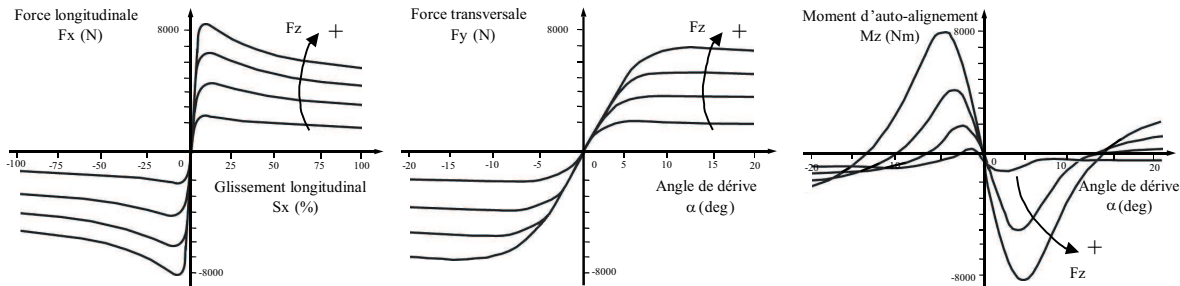


FIG. 11: Courbes caractéristiques du pneumatique

Pour évaluer le comportement du pneumatique lors de sollicitations couplées,  $F_x$  est tracé en fonction de  $F_y$ . Ces courbes sont tracées pour une charge donnée et sont paramétrées en fonction de la dérive.

Les courbes présentées sont souvent une extrapolation des conditions rencontrées lors des essais servant à l'identification. Nous verrons dans le paragraphe 1.6.2 les conditions nécessaires permettant d'étendre le domaine de validité du modèle. Indépendamment des conditions d'identification, les principales limites du modèle de Pacejka sont données ci-après :

- fréquence: le modèle n'est pas valide pour des fréquences supérieures à 8 Hz
- profil de la route: pour des routes présentant des ondulations, la longueur de ces dernières doit rester supérieure à la circonférence du pneumatique
- vitesse: la formulation présentée ne permet pas de simuler le véhicule jusqu'à l'arrêt. En pratique, le modèle est utilisé pour des vitesses supérieures à 20 km/h

## 1.4 Relation avec le véhicule

Les trois groupes suivants composent le véhicule : la caisse, le système de direction (train + direction) et les pneumatiques. La relation entre la caisse et le pneumatique permet de mieux comprendre l'influence de la dynamique de la caisse sur les variables d'état du pneumatique. Nous présentons donc tout d'abord quelques notions élémentaires de la dynamique de la caisse avant d'aborder la cinématique du train, équipant notre véhicule d'essais.

### 1.4.1 Dynamique de la caisse

Le paragraphe suivant présente les repères courants et les premières équations permettant l'étude de la dynamique de la caisse. Notons au passage que la dynamique de la caisse est couramment et peut-être abusivement, prise pour être la « dynamique du véhicule ».

## 1.4.1.1 Référentiels et Définitions

Les référentiels définis dans la norme ISO 8855 (ISO 91), sont les suivants :

**référentiel sol** ( $X_E, Y_E, Z_E$ ) : trièdre orthogonal direct lié au sol ; les axes  $X_E$  et  $Y_E$  définissent le plan horizontal du sol. L'axe  $Z_E$  est dirigé vers le haut,

**référentiel véhicule** ( $X_V, Y_V, Z_V$ ) : trièdre orthogonal direct lié à un point du véhicule (généralement le centre de gravité) tel que l'axe  $X_V$  soit dirigé vers l'avant dans le plan horizontal de symétrie du véhicule. L'axe  $Y_V$  est perpendiculaire au plan longitudinal de symétrie et est dirigé vers la gauche du conducteur. L'axe  $Z_V$  est dirigé vers le haut,

**référentiel intermédiaire** ( $X, Y, Z$ ) : trièdre orthogonal direct dans lequel le plan  $XY$  coïncide avec le plan  $X_E Y_E$ , l'axe  $X$  étant la projection orthogonale de l'axe  $X_V$  sur le plan  $X_E Y_E$ . L'axe  $Z$  est dirigé vers le haut.

La figure 12 montre l'orientation des axes avec les mouvements de rotation de la caisse définis ci-après :

**angle de lacet**,  $\Psi$  : angle ( $X_E, X$ ) autour de l'axe  $Z_E$ ,

**angle de tangage**,  $\varphi$  : angle ( $X, X_V$ ) autour de l'axe  $Y$ ,

**angle de roulis**,  $\theta$  : angle ( $Y, Y_V$ ) autour de l'axe  $X_V$ ,

**angle de roulis du véhicule**  $\theta_V$  : angle entre l'axe  $Y_V$  et le plan  $X_E Y_E$ .

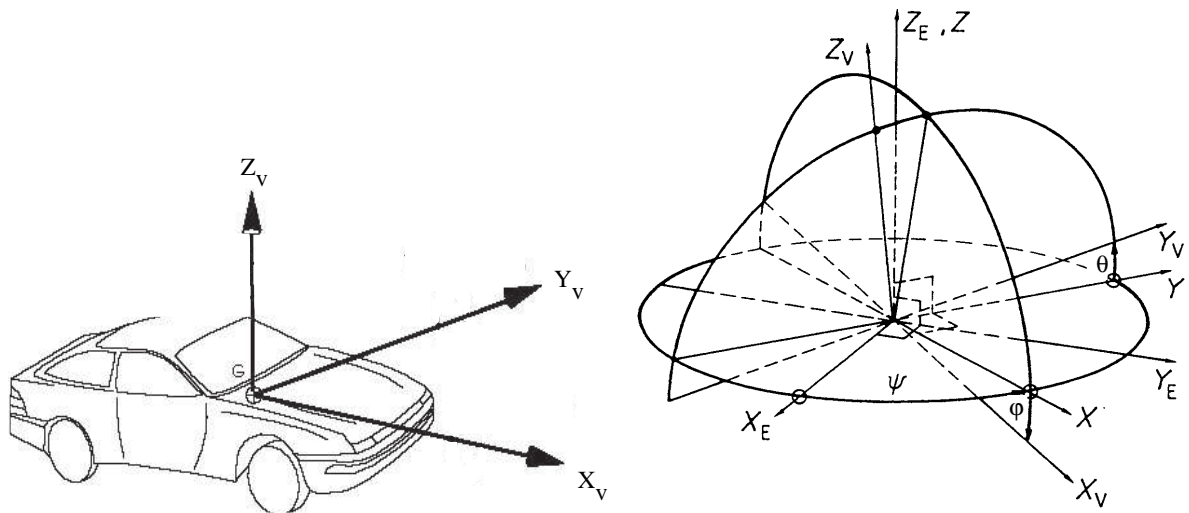


FIG. 12: Repères du véhicule (ISO 91)

Les grandeurs cinématiques sont les suivantes :

**vecteur vitesse du véhicule**,  $\mathbf{v}$  : vecteur représentant la vitesse de l'origine du référentiel véhicule dans le référentiel sol,

**vitesse longitudinale**,  $v_X$  : projection du vecteur vitesse du véhicule sur l'axe  $X$ ,

**vitesse transversale**,  $v_Y$  : projection du vecteur vitesse du véhicule sur l'axe  $Y$ ,

**vitesse verticale**,  $v_Z$  : projection du vecteur vitesse du véhicule sur l'axe  $Z$ ,

**accélération du véhicule**,  $\mathbf{a}$  : vecteur représentant l'accélération de l'origine du référentiel véhicule dans le référentiel sol,

**accélération longitudinale**,  $\gamma_L$  : projection de l'accélération du véhicule sur l'axe  $X$ ,

**accélération transversale**,  $\gamma_T$  : projection de l'accélération du véhicule sur l'axe  $Y$ ,

**accélération verticale**,  $a_Z$  : projection de l'accélération du véhicule sur l'axe  $Z$ .

### 1.4.1.2 Equilibre statico-dynamique

Un véhicule est en état d'équilibre statico-dynamique lorsque la somme des forces et des moments extérieurs qui lui sont appliqués et des forces et des moments d'inertie qui leur font équilibre forment un système invariable dans les repères  $(X_V, Y_V, Z_V)$  et  $(X, Y, Z)$  (ISO 91). Dans le cas d'un état non conforme à cette règle, on parle d'état transitoire. Les principes fondamentaux de la dynamique permettent d'étudier le comportement dynamique de la caisse. L'équilibre des forces permet d'écrire :

$$M \cdot \gamma_L = F_{x_{11}} + F_{x_{12}} + F_{x_{21}} + F_{x_{22}} + F_{aer_x} + F_R \quad (1.20)$$

$$M \cdot \gamma_T = F_{y_{11}} + F_{y_{12}} + F_{y_{21}} + F_{y_{22}} + F_{aer_y} \quad (1.21)$$

$$M \cdot a_z = F_{z_{11}} + F_{z_{12}} + F_{z_{21}} + F_{z_{22}} + F_{aer_z} \quad (1.22)$$

pour :

$F_{aer_{axe}}$  : la résultante des forces aérodynamiques appliquées au véhicule selon l'axe  $X, Y$  ou  $Z$ ,

$F_R$  : la force de résistance au roulement,

$M$  : la masse totale du véhicule.

Les deux indices  $i$  et  $j$ , portés aux efforts  $F_{x,y,z}$ , permettent de différencier les quatre quarts de véhicule. Le premier indice différencie l'avant de l'arrière alors que le second sépare le côté droit du côté gauche du véhicule (cf. 1.4.2).

L'équilibre des moments permet d'écrire les formulations suivantes :

$$I_x \cdot \ddot{\theta} = [(F_{z_{11}} + F_{z_{21}}) - (F_{z_{12}} + F_{z_{22}})] \cdot \frac{e}{2} - (F_{y_{11}} + F_{y_{12}} + F_{y_{21}} + F_{y_{22}}) \cdot h \quad (1.23)$$

$$I_y \cdot \ddot{\varphi} = -(F_{z_{11}} + F_{z_{12}}) \cdot l_1 + (F_{z_{21}} + F_{z_{22}}) \cdot l_2 - (F_{x_{11}} + F_{x_{12}} + F_{x_{21}} + F_{x_{22}}) \cdot h \quad (1.24)$$

$$I_z \cdot \ddot{\psi} = (F_{y_{11}} + F_{y_{12}}) \cdot l_1 - (F_{y_{21}} + F_{y_{22}}) \cdot l_2 + [(F_{x_{11}} + F_{x_{21}}) - (F_{x_{12}} + F_{x_{22}})] \quad (1.25)$$

Les différentes grandeurs nécessaires sont définies ci-dessous :

$e_i$  : la voie du véhicule,

$l_1$  : la distance séparant le centre de gravité du train avant du véhicule,

$l_2$  : la distance séparant le centre de gravité du train arrière du véhicule,

$I_x, I_y$ , et  $I_z$  : les moments principaux d'inertie.

Pour retrouver les forces  $F_{x_{ij}}$  et  $F_{y_{ij}}$  à partir des grandeurs dynamiques du véhicule, le système d'équations précédent n'est pas suffisant. En effet, avec 6 équations et 12 inconnues, ce système est insoluble. Il est alors nécessaire d'opérer certaines simplifications ou de poser d'autres hypothèses. L'étude des forces  $F_{z_{ij}}$  appliquées au véhicule est également l'une des voies permettant de solutionner ce problème.

Nous avons déjà montré précédemment l'importance de la force verticale sur la force maximale (tangentielle) que peut délivrer le pneumatique. Du fait des différentes sollicitations appliquées au véhicule, la charge verticale évolue constamment. On parle alors de reports de charge à l'avant ou à l'arrière, sur le côté droit ou gauche du véhicule. Son étude est importante pour la description du comportement routier. En statique ou lors de mouvements rectilignes uniformes, la charge n'évolue pas. En négligeant les forces aérodynamiques, les forces au train peuvent alors être déterminées en fonction des paramètres de construction du véhicule. Pour le train avant et le train arrière, nous avons alors respectivement :

$$F_{z_1} = M \cdot g \frac{l_2}{L} \quad (1.26)$$

$$F_{z_2} = M \cdot g \frac{l_1}{L} \quad (1.27)$$

$L$  étant l'empattement du véhicule soit  $L = l_1 + l_2$  (cf. figure 13).

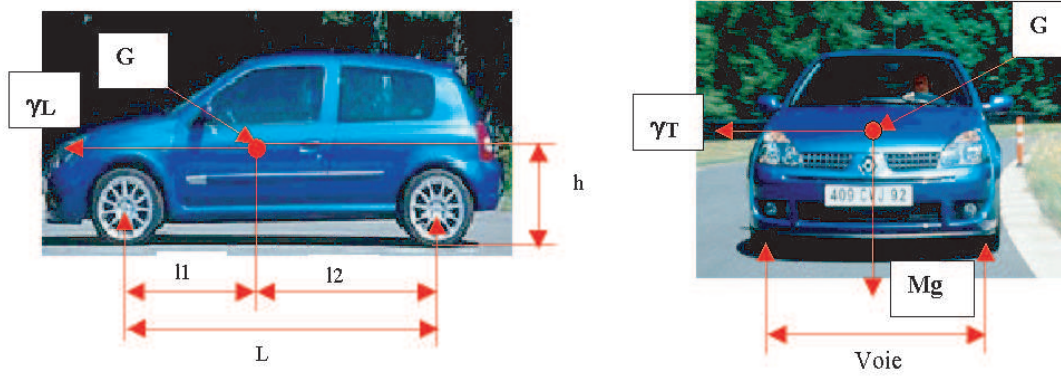


FIG. 13: Grandeurs caractéristiques pour l'analyse des reports de charge

#### 1.4.1.2.1 Dynamique longitudinale

L'application des lois de la mécanique aux différents trains, permet de retrouver le report de charge lors d'une phase d'accélération ou de freinage. Lors d'un freinage, la charge au train avant est augmentée d'un facteur  $\Delta F_{zi}$  dépendant des paramètres de construction du véhicule et de la décélération. Lors d'une phase d'accélération, le phénomène inverse se produit. Les équations traduisant cette dynamique sont données ci-après :

$$F_{z1} = M \cdot g \frac{l_2}{L} + M \cdot \gamma_L \frac{h}{L} \quad (1.28)$$

$$F_{z2} = M \cdot g \frac{l_1}{L} - M \cdot \gamma_L \frac{h}{L} \quad (1.29)$$

Si l'on connaît le coefficient d'adhérence, la relation (1.1) permet d'avoir une approximation de la force  $F_{x1}$  appliquée aux roues du train avant. Du fait de ce report de charge, la plus grande partie des efforts de freinage passe par les roues du train avant.

#### 1.4.1.2.2 Dynamique transversale

Nous présentons deux approches permettant de faire l'étude du report de charge lors d'une prise en virage. Une méthode d'estimation des efforts aux trains est également donnée.

##### Forces verticales

Dans le cas d'une prise de virage, le report de charge se fait sur un des côtés du véhicule. Ainsi, les équations permettant de connaître les forces verticales appliquées aux deux côtés du véhicule ont la même forme que les équations (1.28) et (1.29) précédentes.

$$F_{zi1} = M \cdot g \frac{l_2}{L} + M \cdot \gamma_T \frac{h}{e_1} \quad (1.30)$$

$$F_{zi2} = M \cdot g \frac{l_2}{L} - M \cdot \gamma_T \frac{h}{e_2} \quad (1.31)$$

pour  $h$  la hauteur du centre de gravité par rapport au sol (cf. figure 13).

A cause de la cinématique des trains et de l'utilisation de barres anti-roulis, une approche plus réaliste nécessite la prise en compte d'un report de charge également entre l'avant et l'arrière. En effet, les barres anti-roulis, visant à limiter les mouvements de roulis de la caisse, confèrent à chacun des trains une raideur et un amortissement différents (Mill 95). Ces barres permettent ainsi d'améliorer la stabilité et le confort du véhicule. Pour retrouver la charge verticale à chaque demi-essieu, lors d'une prise de virage à gauche, les relations suivantes peuvent alors être utilisées (Simo 00) :

$$F_{z_{11}} = M.g \frac{l_2}{2L} - \Delta F_{z_1} \quad (1.32)$$

$$F_{z_{12}} = M.g \frac{l_2}{2L} + \Delta F_{z_1} \quad (1.33)$$

où  $\Delta F_{z_1}$ , le report de charge, est donné par l'équation suivante :

$$\Delta F_{z_1} = \frac{M}{e_1} \left( \frac{C_1}{C_p} \cdot h_0 + \frac{l_2}{L} \cdot s_1 \right) \cdot \gamma_t \quad (1.34)$$

De façon identique, on obtient pour le train arrière :

$$\Delta F_{z_2} = \frac{M}{e_2} \left( \frac{C_2}{C_p} \cdot h_0 + \frac{l_1}{L} \cdot s_2 \right) \cdot \gamma_t \quad (1.35)$$

avec :

- $s_1$  : hauteur du centre de roulis avant par rapport au sol,
- $s_2$  : hauteur du centre de roulis arrière par rapport au sol,
- $h_0$  : hauteur du centre de gravité par rapport à l'axe de roulis,
- $C_1$  : raideur de rappel en roulis du train avant,
- $C_2$  : raideur de rappel en roulis du train arrière,
- $C_p$  : raideur de roulis apparente ( $C_1 + C_2 - Mgh_0$ ).

### Forces transversales

Afin de connaître les efforts transversaux aux trains, il est nécessaire de poser certaines hypothèses. Partant des équations d'équilibre des forces latérales (cf. eq. 1.21) et d'équilibre de l'accélération de lacet (cf. eq. 1.25), nous nous plaçons dans la condition suivante :

- la contribution des efforts longitudinaux sur l'équation d'équilibre de lacet est négligeable par rapport à celle des efforts transversaux

On obtient alors un système de deux équations à deux inconnues dont la solution est la suivante :

$$F_{y_1} = \frac{M \cdot \gamma_T \cdot l_2 + I_z \cdot \ddot{\psi}}{l_1 + l_2} \quad (1.36)$$

$$F_{y_2} = \frac{M \cdot \gamma_T \cdot l_1 - I_z \cdot \ddot{\psi}}{l_1 + l_2} \quad (1.37)$$

Cette approche, inspirée des travaux de Van der Jagt (Van 96), a été testée sur des essais réels. Pour les deux types d'essais testés (cf. Dynamique angulaire (ISO 96) et mise en virage cf. 4.3.4), cette estimation a donnée un maximum d'erreur de 5%.

### Roulis

Une estimation de l'angle de roulis est obtenue à l'aide de la formule suivante :

$$\theta = \frac{M \cdot h_0}{C_p} \cdot \gamma_t \quad (1.38)$$

#### 1.4.1.3 Fréquences caractéristiques

La connaissance des fréquences caractéristiques des différents éléments, permet de définir une fenêtre de filtrage adaptée à chacune des grandeurs. Les principales fréquences caractéristiques du système véhicule sont alors données au tableau 3.

Mouvement	Fréquences
Roulis	2-3 Hz
Tangage	1-2 Hz
Lacet	0.4-0.7 Hz
Pompage	1-2 Hz
Longitudinal train avant	15-20 Hz
Battement de roue	9-12 Hz

TAB. 3: Principales fréquences caractéristiques

### 1.4.2 Système de direction & trains

Le train roulant se compose de toutes les parties de la voiture, totalement ou partiellement non suspendue. Quelques définitions sont données avant de présenter un exemple d'architecture de train avant et de train arrière.

#### 1.4.2.1 Définitions générales

**Indice avant arrière,  $i$**  : l'indice  $i$  est employé en suffixe des grandeurs relatives aux trains avant et arrière. Il prend la valeur 1 lorsqu'il désigne le train avant et la valeur 2 lorsqu'il désigne le train arrière.

**Indice gauche droite,  $j$**  : l'indice  $j$  est employé en suffixe des grandeurs relatives aux parties gauche et droite des trains. Il prend la valeur 1 lorsqu'il désigne un demi-train gauche et 2 lorsqu'il désigne un demi-train droit.

**Axe de pivot** : l'axe de pivot de la roue est l'axe de rotation du porte fusée par rapport au véhicule dans son mouvement de braquage. Cet axe existe essentiellement sur les trains directeurs.

**Axe de fusée** : l'axe de fusée est l'axe de rotation de la roue.

**Porte fusée** : le porte fusée est la pièce contenant l'axe de rotation de la roue, confondu avec l'axe de fusée

**Biellette de direction** : la biellette de direction est la biellette bloquant la rotation du porte fusée autour de l'axe de pivot. La biellette de direction lie le porte fusée à la crémaillère de direction au moyen de deux liaisons rotules.

**Crémaillère de direction** : la crémaillère de direction est l'axe coulissant de la liaison glissière du système de direction qui distribue aux biellettes le mouvement de rotation de la colonne. Cet élément est disposé transversalement à l'axe longitudinal du véhicule et est bloqué en translation par la colonne de direction via le pignon de crémaillère.

Les points remarquables du train sont les suivants :

**point d'accrochage supérieur de l'axe de pivot** :  $F_{ij}$ ,

**point d'accrochage inférieur de l'axe de pivot** :  $E_{ij}$ ,

**intersection de l'axe de pivot et de l'axe de fusée** :  $G_{ij}$ .

A l'angle de carrossage, introduit précédemment, il faut également rajouter les angles suivants :

**angle de pivot** : l'angle de pivot est l'angle entre l'axe  $Z_V$  et la projection orthogonale de l'axe de pivot de la roue dans le plan vertical transversal,  $Y_V Z_V$ ,

**angle de chasse** : l'angle de chasse est l'angle entre l'axe  $Z_V$  et la projection orthogonale de l'axe de pivot de la roue dans le plan vertical longitudinal,  $X_V Z_V$ ,

**angle de pince** : l'angle de pince est l'angle entre l'axe  $Y_V$  et la projection orthogonale de l'axe de fusée de la roue dans le plan horizontal,  $X_V Y_V$ .

Ces angles définissant la cinématique des trains peuvent se retrouver à la figure 14.

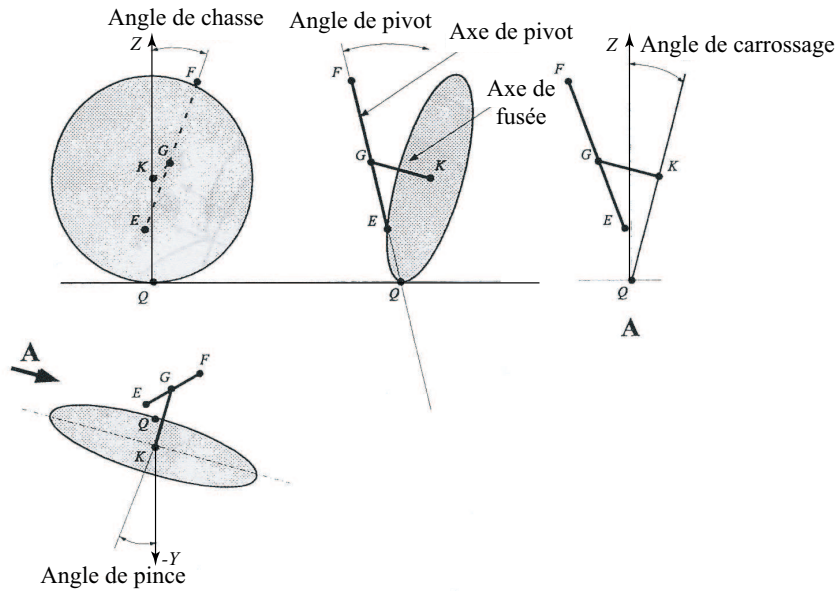


FIG. 14: Angles d'un train avant type

1.4.2.2 Système de direction

La direction est le système de transmission qui transforme le mouvement de rotation du volant en des mouvements de rotations de certaines roues du véhicule. Ces roues, dites roues directrices, sont généralement placées à l'avant pour les véhicules de tourisme. En l'absence d'effets induits par la suspension, la relation entre l'angle de braquage du volant  $\alpha_v$  et l'angle de braquage moyen des roues  $\alpha_b$  est exprimée par :

$$\alpha_b = \frac{\alpha_v}{dem} \tag{1.39}$$

où  $dem$  est le rapport de démultiplication de la direction. Pour le train avant du Scénic Renault, nous considérons :  $dem = 19.73$ .

Lors d'une prise de virage à faible vitesse, les angles de braquage des roues doivent permettre de respecter l'épure de Jeantaud (ou angle d'Ackermann). Le différentiel d'angle de braquage assure ainsi que le véhicule tourne sans qu'il y ait un glissement excessif des pneumatiques. L'angle de braquage théorique  $\alpha_A$  moyen est alors :

$$\alpha_A = \arctan\left(\frac{L}{r_2}\right) \tag{1.40}$$

où  $r_2$  est le rayon de courbure obtenu au milieu de l'essieu arrière. Pour des vitesses plus élevées, on parle d'angle de braquage dynamique de référence. La valeur est donnée par l'expression suivante :

$$\alpha_D = \frac{L}{r_G} \tag{1.41}$$

où  $r_G$  est le rayon de courbure de la trajectoire du centre de gravité. Pour connaître l'angle exact de braquage de chacune des roues, il est nécessaire de rajouter l'effet induit par la cinématique et la déformation des trains, non détaillés ici.

## 1.4.2.3 Train avant

Nous nous intéressons ici plus particulièrement au train du Renault Scénic, notre véhicule d'essais, le train pseudo Mc-Pherson. Une représentation de ce train est donnée en figure 15. Ce train autorise deux degrés de liberté à la roue, un en débattement selon  $EF$  et l'autre en rotation autour de cet axe.

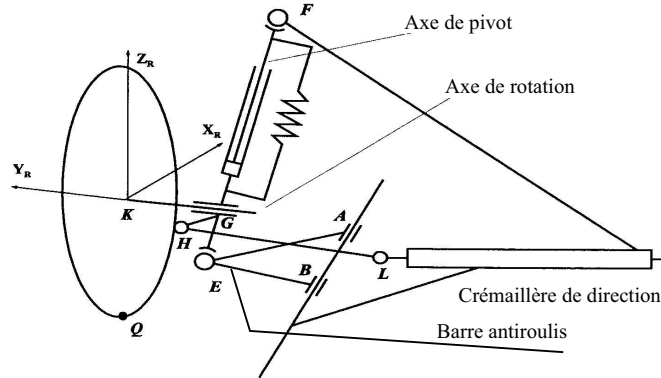


FIG. 15: Schéma d'un demi-train pseudo Mac-Pherson, gauche

A partir du débattement et du braquage des roues, il est possible de connaître toute la cinématique du train. Le débattement est obtenu par la mesure de la distance entre le centre roue et la caisse et est noté  $deb_{roue}$ .

Le braquage des roues peut, lui, être assimilé à la position de crémaillère noté  $p_{crem}$ . Cette position est obtenue à partir de l'angle au volant :

$$p_{crem} = r_{pignon} \cdot \alpha_{volant} \quad (1.42)$$

Cependant, pour avoir la position exacte de chacun des points du train, il est nécessaire de rajouter la déformation élastique sous efforts. Ces déformations proviennent en grande partie des tampons en caoutchouc ornant les différentes liaisons. La description des trains est donc obtenue par une combinaison d'effets cinématiques et élasto-cinématiques. A partir des entrées suivantes :  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $p_{crem}$  et  $deb_{roue}$  on obtient tous les angles du plan de jante, mais également la position du centre roue ( $x_r$ ,  $y_r$ ,  $z_r$ ). Le schéma de la figure 16 illustre ce point dans le cas de l'estimation du carrossage.

La figure 17 donne la nappe cinématique pour le Renault Scénic. L'essentiel de la déformation du train, engendrant une variation de l'angle de carrossage, est dû à la force  $F_y$ . Il est possible de tracer le facteur à multiplier par  $F_y$  permettant d'obtenir le carrossage élasto-cinématique. Ce facteur, nous le voyons en figure 17, ne dépend ni de la position de crémaillère ni du débattement. Il prend la valeur constante  $2.8704e - 04$  deg/N. Dans le carrossage total, la part due aux effets élasto-cinématiques est inférieure à celle due à la cinématique. La simulation nous a, cependant, permis de constater que cette contribution pouvait atteindre 30% du carrossage total, sur notre protocole utilisé pour la dynamique transversale.

Cette approche adoptée pour l'évaluation du carrossage total peut également être utilisée pour une évaluation de l'angle de braquage à la roue, plus précise que celle donnée par la relation (1.39).

## 1.4.2.4 Train arrière

Sur un véhicule classique (deux roues directrices) les mouvements du plan de jante à l'arrière du véhicule sont plus simples à étudier. Dans le cas du Scénic, l'étude des positions du train 4 barres est menée à partir des débattements et des forces appliquées aux pneumatiques. La figure



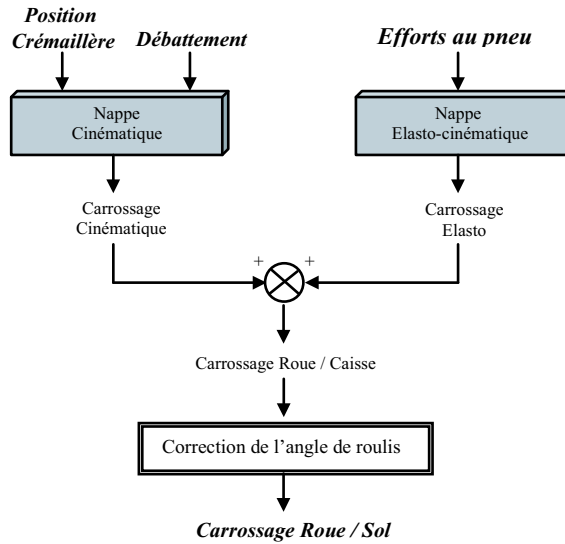


FIG. 16: Synoptique d'estimation du carrossage roue/sol

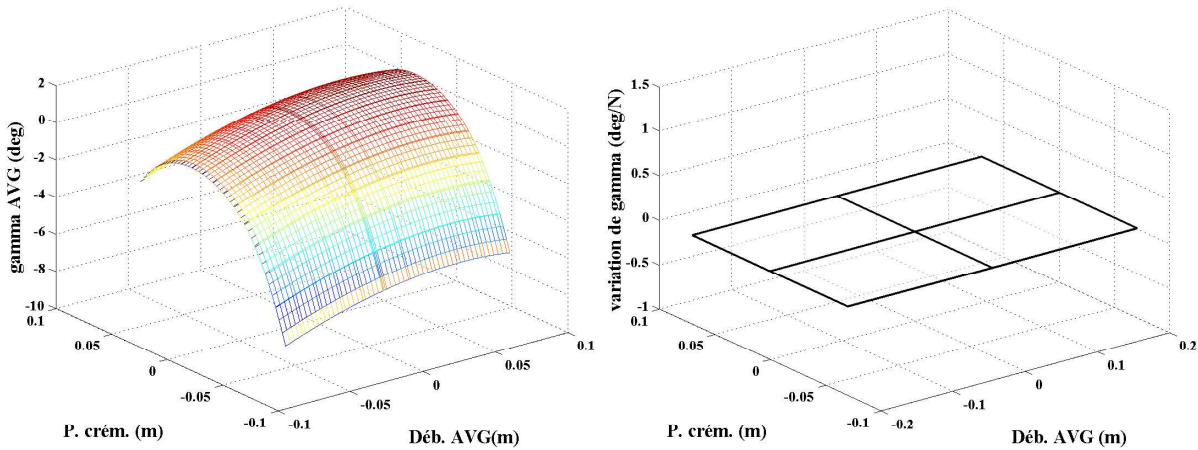


FIG. 17: Nappes élasto-cinématiques pour le carrossage de la roue avant gauche

18 permet de comparer les nappes élasto-cinématiques du train arrière avec celles obtenues pour le train avant. Comme pour le train avant, la variation du carrossage due à l'effort  $F_y$  est identique, quel que soit le point de fonctionnement. Cependant, le facteur de variation est inférieur à celui du train avant. Il est égal à  $1.7475e - 04$  deg/N.

### 1.5 Variation des conditions d'adhérence

Si l'on combine la définition du coefficient d'adhérence (cf. eq. 1.1) avec le tracé des courbes caractéristiques du pneumatique (cf. figure 11) dans le cas de sollicitations longitudinales pures, nous obtenons les courbes d'adhérence de la figure 19.

Le maximum de la courbe,  $\mu_{max}$ , permet d'expliquer une variation des conditions d'adhérence. Comme le montre le graphique de la figure 19, ce coefficient peut varier énormément en fonction de la nature du sol. Pour une surface en asphalt, il passe d'une valeur comprise dans l'intervalle  $[1;1.3]$  à  $[0.2;0.9]$  (Mich 01). Afin que cette grandeur soit disponible lors d'essais véhicule, nous complétons les méthodes de mesure classiques (cf. 1.3.1.1), par des méthodes d'estimation. Des relevés expérimentaux permettant d'obtenir l'ensemble de la courbe d'adhérence ont alors montré que la variation du maximum d'adhérence ne permettait pas, à elle seule,

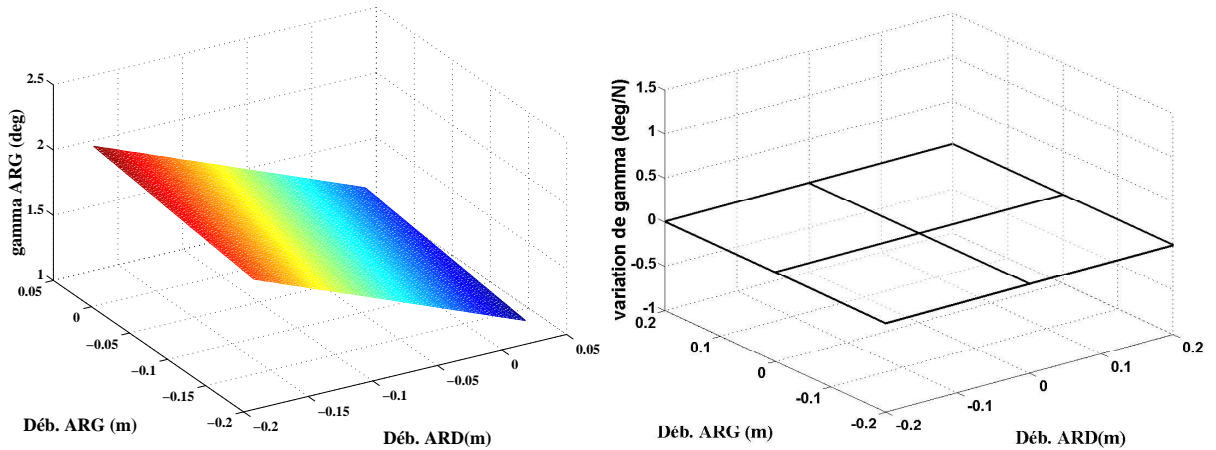


FIG. 18: Nappes élasto-cinématiques pour le carrossage de la roue arrière gauche

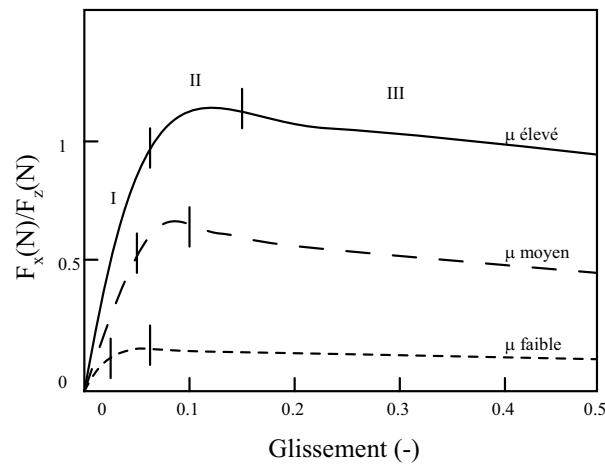


FIG. 19: Courbes d'adhérence longitudinale sur différentes surfaces

d'expliquer la variation du comportement du pneumatique. Une variation du maximum d'adhérence était souvent accompagnée d'une variation de la forme de la courbe d'adhérence. Nous présentons, en fin de cette partie, les travaux les plus représentatifs permettant de prendre en compte ces variations, ainsi que la stratégie adoptée dans nos travaux.

### 1.5.1 Estimation du coefficient d'adhérence

Nous complétons ici les méthodes de mesure directe présentées en 1.3.1.1, par des méthodes d'estimation du niveau d'adhérence. Ces méthodes donnent une adhérence vue du véhicule et permettent ainsi de caractériser un couple pneu/sol, suite à une variation soit de surface soit du pneumatique. La classification tirée de (Past 97) est présentée à la figure 20. Dans cette classification, on distingue les méthodes actives et les méthodes passives. Les méthodes actives nécessitent une excitation bien définie du véhicule et déterminent le potentiel (maximal) d'adhérence, en fonction de la réponse du système. Ces méthodes donnent de très bons résultats et sont réservées essentiellement aux essayeurs. En effet, pour des raisons de sécurité et de confort, elles ne peuvent pas être utilisées dans le véhicule du client final. Cette approche se retrouve néanmoins dans les travaux de Takahashi (Taka 00) et nous l'avons également utilisée dans le cadre de la recherche d'une surface alternative à la neige (Zami 00).

Les méthodes passives n'interviennent pas sur la dynamique du véhicule. Elles se divisent

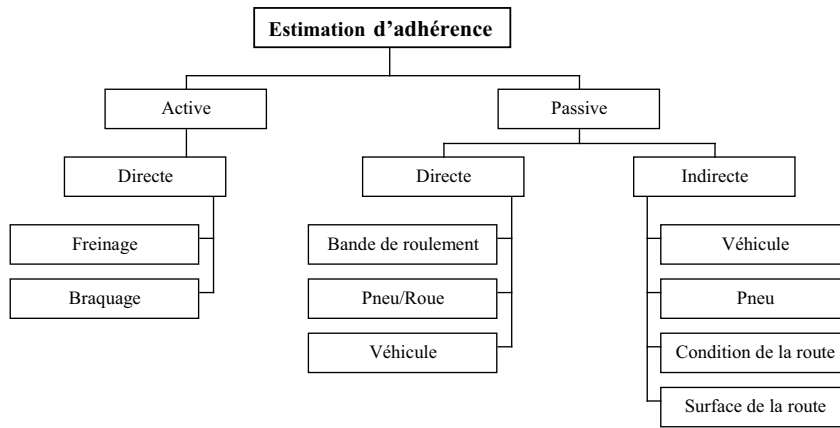


FIG. 20: Classification des méthodes d'estimation de l'adhérence

en deux sous-catégories : les méthodes directes et les méthodes indirectes. Les méthodes directes s'intéressent à la manifestation de l'adhérence (forces, accélérations, couples), alors que les méthodes indirectes s'intéressent aux facteurs influants (humidité, température, rugosité, etc.) (Eich 90), (Gric 91), (Holz 90). Les méthodes passives directes sont très documentées dans la littérature et dépendent, pour l'essentiel, du point d'observation. Elles diffèrent si on observe le comportement, de la bande de roulement (Eich 92), du pneumatique ou du véhicule. Pour des spécialistes de la dynamique du véhicule, il est plus aisé de se baser sur l'observation du pneumatique ou du véhicule. Dans le cas du pneumatique, nous pouvons citer les travaux basés sur l'observation de la rigidité de glissement (Gust 97), (Diec 92), (Wook 00) du niveau de bruit, sur le glissement (Ito 94), sur la vitesse de rotation (Umen 02) ou de la pression de freinage (Kien 94). Plus récemment, on trouve des capteurs TPMS (Tire Pressure Measurement System) intelligents. Le capteur classique de mesure de la pression du pneumatique est couplé avec un accéléromètre tri-axe monté sur la jante. Ce nouveau capteur permet alors de transmettre des niveaux d'adhérence, sec, mouillé ou verglacé, au calculateur ABS/ESP (Heep 04). Les méthodes basées sur le comportement du véhicule sont, en général, plus simples à mettre en oeuvre car elles utilisent les accélérations du véhicule, faciles à mesurer. La méthode la plus simple est celle donnée par le tracé du diagramme GG (Mill 95). Pour un véhicule conduit aux limites d'adhérence, on trace, à chaque instant  $t$ , l'accélération longitudinale en fonction de l'accélération transversale. Une représentation de ce graphe est donnée à la figure 21. Elle présente différents niveaux d'accélération atteints corrélés à des niveaux d'adhérence différents.

Les techniques plus évoluées utilisent les informations en entrée et en sortie pour reconstruire les états du système dont l'adhérence fait partie (Pal 94), (Ray 96), (Ray 97), (Yi 99), (El H 00), (Shim 04).

### 1.5.2 Relevés expérimentaux

La combinaison d'un estimateur des efforts appliqués au pneumatique avec une action de freinage du véhicule permet de tracer les courbes de l'adhérence utilisée (Zami 00). Pour un véhicule et un pneumatique donnés, les courbes d'adhérence obtenues sur différentes surfaces sont illustrées en figure 22. Cette figure présente également les courbes issues d'une modification de la valeur  $\mu$  estimée sur le sec. Cette valeur passe de 1.27 sur le sec à 0.4 sur le carrelage, puis à 0.2 sur la neige. Ces courbes montrent bien que, dans certaines conditions, la seule variation du  $\mu$  ne suffit pas à expliquer la variation des conditions d'adhérence. Cela est flagrant sur la neige, la variation du  $\mu$  n'explique pas la croissance dans la dernière partie de la courbe. Nous présentons alors, d'autres approches permettant d'apporter des modifications supplémentaires à la caractéristique du pneumatique.

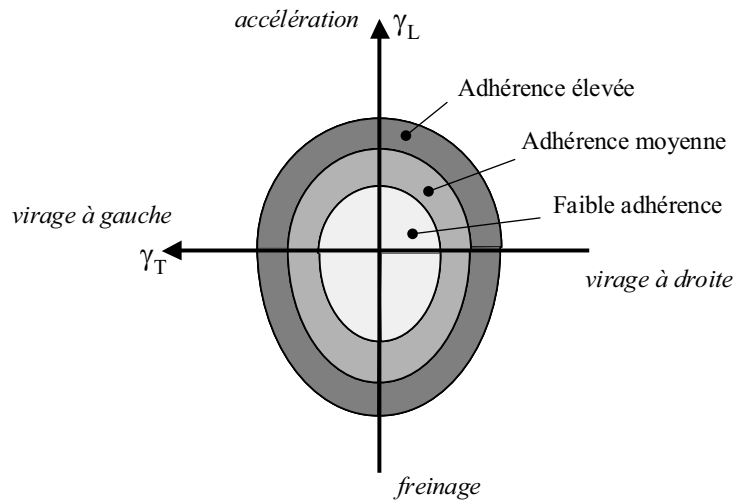


FIG. 21: Diagramme GG

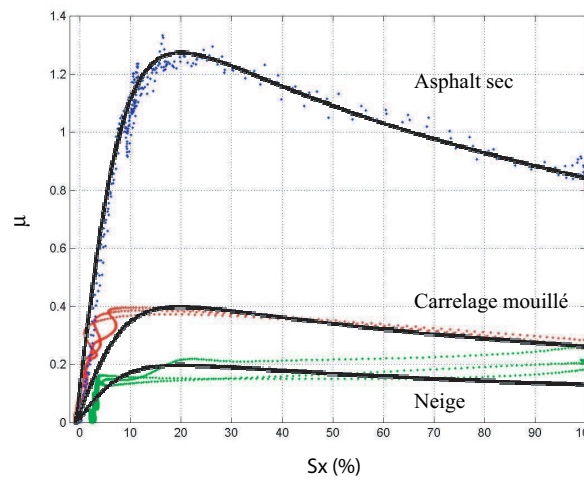


FIG. 22: Courbes d'adhérence expérimentales

### 1.5.3 Evolution des courbes caractéristiques

Les paragraphes qui suivent présentent les principales approches permettant de faire évoluer l'ensemble de la courbe d'adhérence. Les premiers travaux de référence en la matière sont présentés en premier lieu.

#### 1.5.3.1 Travaux précurseurs

Dans (Van 96), l'auteur montre comment la caractéristique transversale du pneumatique obtenue sur un banc (cf. 1.6.3.1) est modifiée pour tenir compte des conditions rencontrées sur la route. Il introduit pour cela deux facteurs de correction,  $C_1$  et  $C_2$ , dans la formulation en régime établi du modèle de Pacejka datant de 1989. Ces deux facteurs permettent de modifier le maximum de la courbe et la pente à l'origine. Les équations suivantes sont alors évaluées :

$$D^* = C_1 \cdot D \quad (1.43)$$

$$(BCD)^* = C_2 \cdot (BCD) \quad (1.44)$$

## 1. LE PNEUMATIQUE

Notons que ces facteurs  $C_1$  et  $C_2$  sont équivalents à  $\lambda_{\mu y}$  et  $\lambda_{Ky}$ , introduits dans la version du modèle de Pacejka datant de la même année (cf. éq. 1.19). Les résultats obtenus pour cinq pneumatiques distincts sur trois surfaces différentes sont donnés à la figure 23. Ils mettent en

Surface	A		B		C	
	C1	C2	C1	C2	C1	C2
Pneu A	1,226	0,776	1,213	0,843	1,176	0,872
Pneu B	1,189	0,82	-	-	-	-
Pneu C	1,224	0,855	1,186	0,917	1,119	0,869
Pneu D	1,228	0,869	-	-	-	-
Pneu E	1,193	0,793	-	-	-	-

**Fig. 23:** Coefficients correcteurs observés par Van der Jagt lors d'un changement de surface (Van 96)

évidence des variations sur le facteur  $C_2$  pouvant atteindre les 10%. Ce point révèle une grande sensibilité de ce facteur par rapport à la construction du pneumatique pour des variations de charge très rapides. Dans ces travaux, on remarque qu'une augmentation du niveau d'adhérence est associée à une diminution de la rigidité de dérive. La suite des travaux traitent des points suivants :

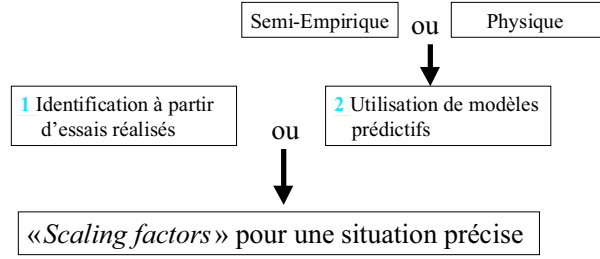
- Estimateurs d'efforts: estimation des efforts aux trains afin de se soustraire des contraintes liées à la mesure des efforts (cf. 1.4.1.2.2).
- Validation des résultats obtenus sur un cercle et pour un enchaînement de virages quelconques.
- Restriction du nombre de voies de mesure à  $\alpha$ ,  $V$ ,  $\dot{\Psi}$  et  $\gamma_T$ , sans dégradation des performances sur la valeur des coefficients estimés.

Les bons résultats obtenus, par cette approche, nous ont convaincus de les intégrer dans nos travaux. Dans la phase de préparation des essais, ils permettent de vérifier la sensibilité de la méthode vis-à-vis des conditions d'excitation, mais également du niveau d'incertitude sur les variables d'entrée/sortie du pneumatique. Les résultats sont donnés en dernière partie de ce rapport (cf. 4.3.5.2).

### 1.5.3.2 Projet Européen : VERT

Les travaux résumés par Mancosu dans (http 01) et (Manc 02) s'inscrivent dans le cadre du projet européen VERT (VEHicle-Road Tyre interaction). Ce projet, initié en 1997 et d'une durée de trois ans, avait pour principal objectif, la prédiction du comportement véhicule en situations critiques. Un des objectifs intermédiaires était de donner l'influence d'une variation de la surface sur les « *scaling factors* » du modèle de Pacejka. Les modèles, véhicule, conducteur et d'interaction roue/sol pour différents types de surfaces (mouillée, enneigée, recouverte de glace), ont été utilisés sous ADAMS. La modélisation du pneumatique a été un thème majeur au cours de ce projet, plusieurs approches ont pu être développées. Parmi les modèles utilisés, on retrouve des modèles obtenus à partir des mesures (IDEMO), des modèles prédictifs, 2D ou 3D (PREMO) ou obtenus par éléments finis. Cette approche est résumée dans le graphe de la figure 24.

Sur l'ensemble des « *scaling factors* » du modèle, l'étude s'est focalisée sur quatre d'entre eux,  $\lambda_{\mu}$ ,  $\lambda_K$ ,  $\lambda_C$  et  $\lambda_E$ , donnés comme étant les plus sensibles à une variation des conditions d'adhérence (Manc 01). L'étude a débouché sur un modèle permettant d'obtenir les « *scaling factors* » dans le cas d'une route mouillée. Ce modèle a besoin de connaître les conditions de



**Fig. 24:** Approches utilisées dans VERT permettant de tenir compte d'une variation de surface

la chaussée (hauteur du film d'eau, rugosité, etc.) et le point de fonctionnement du véhicule (vitesse, etc.). Dans le cas de routes enneigées ou verglacées, les « *scaling factors* » sont obtenus par interpolation des valeurs obtenues lors des essais. Ce projet a l'énorme avantage d'avoir été mené aussi bien en sollicitation longitudinale que transversale. Quelques résultats obtenus sur le mouillé sont présentés au paragraphe 1.5.3.4. Ce projet se poursuit depuis 2003, sous le nom de VERTEC.

### 1.5.3.3 Modèle prédictif

Dans ses travaux, Fishlein (Fisc 01) utilise un modèle prédictif afin de faire varier l'allure des courbes caractéristiques du pneumatique en sollicitation longitudinale. Il définit des fonctions, dépendant des paramètres caractéristiques du sol, pour faire varier la caractéristique du pneumatique d'une surface à une autre. Les paramètres utilisés sont les suivants :

- SRT : valeur représentative de la micro-rugosité,
- SRM : valeur représentative de la macro-rugosité,
- D : irrégularités/mm (la valeur est élevée pour une surface lisse),
- Beta b : forme et taille des aspérités (la valeur est élevée pour des petites aspérités),
- PT : proportion de l'aire de contact, réellement en contact avec le sol.

Les fonctions définies sont écrites à partir de formes exponentielles dont les exposants permettent de quantifier l'importance d'un paramètre par rapport à un autre. Les paramètres de la courbe sur lesquels ces fonctions interviennent sont : la pente à l'origine, l'adhérence maximale et la variation après le passage du maximum. En utilisant la nomenclature du modèle de Pacejka, on peut ainsi écrire :

**Pente de la courbe :**

$$K'_x = \lambda_{K_x} \cdot K_x$$

$$\text{avec } \lambda_{K_x} = \left(\frac{D'}{D}\right)^{n_{D1}} \cdot \left(\frac{PT'}{PT}\right)^{n_{PT1}} \cdot \left(\frac{\mu'_x}{\mu_x}\right)^{n_{\mu_x1}} \quad (1.45)$$

**Adhérence maximale :** Deux formulations sont utilisées selon la nature du sol, sec ou mouillé

$$\mu'_x = \lambda_{\mu_x} \cdot \mu_x$$

$$\text{avec soit } \lambda_{\mu_x \text{ sec}} = \left(\frac{PT'}{PT}\right)^{n_{PT2}} \cdot \left(\frac{Beta b'}{Beta b}\right)^{n_{Beta b2}} \quad (1.46)$$

$$\text{soit } \lambda_{\mu_x \text{ mouill}} = \left(\frac{SRT'}{SRT}\right)^{n_{SRT2}} \cdot \left(\frac{SRM'}{SRM}\right)^{n_{SRM2}} \quad (1.47)$$

**Variation après le maximum :** Ce facteur n'existe pas dans la formulation de Pacejka. Un facteur  $\lambda_{C_2}$  est alors introduit tel que :

$$\frac{d\mu}{dS_x} \Big|_{min} = \lambda_{C_2} \frac{d\mu}{dS_x}$$

avec soit  $\lambda_{C_{2sec}} = \left( \frac{Beta b'}{Beta b} \right)^{n_{Beta b_3}}$  (1.48)

$$\text{soit } \lambda_{C_{2mouill}} = \left( \frac{SRT'}{SRT} \right)^{n_{SRT_3}} \cdot \left( \frac{SRM'}{SRM} \right)^{n_{SRM_3}}$$
 (1.49)

Ces travaux ont été validés sur six surfaces de macro-rugosité et micro-rugosité différentes. La difficulté de cette approche réside dans la mesure des paramètres caractéristiques de la surface et l'évaluation des coefficients de pondération.

### 1.5.3.4 Approches expérimentales

Les principaux travaux cités précédemment (cf. 1.5.1) s'accordent sur les points suivants lors d'un passage d'une surface sèche à une surface mouillée :

- le maximum de la courbe est inférieur,
- le maximum de la courbe est obtenu pour un glissement inférieur,
- la décroissance de la courbe après le maximum est plus importante.

Un bon nombre d'articles s'accordent à dire également que :

- la rigidité de glissement augmente.

Ce dernier point est très important, car il présente l'avantage de prédire le coefficient d'adhérence à partir de faibles sollicitations (roulage normal). La littérature portant sur ce point est très riche et quelques exemples ont été donnés précédemment dans les méthodes passives directes d'estimation de l'adhérence. L'augmentation de la rigidité en sollicitations longitudinales se retrouve avec l'équation (1.45) du modèle prédictif. En effet, le coefficient pondérateur affecté au quotient des niveaux d'adhérence,  $n_{\mu_{x1}}$ , étant inférieur à 1, une diminution du niveau d'adhérence  $\mu_x'$  par rapport  $\mu_x$ , entraîne une augmentation de  $\lambda_{Kx}$ . Cependant, on trouve des cas où la rigidité de glissement décroît. C'est le cas dans (Wook 00).

L'explication de l'évolution croissante ou non, de la rigidité de glissement lors d'un passage d'une surface sèche à mouillée se trouve, peut-être, dans (Nord 01). Dans cet article, l'auteur présente le tracé des « *scalings factors* » suivants :  $\lambda_{\mu x}$ ,  $\lambda_{Kx}$ ,  $\lambda_{Cx}$ ,  $\lambda_{Ex}$ ,  $\lambda_{\mu y}$  et  $\lambda_{Ky}$  en fonction de  $\lambda_{\mu y}$  pour des valeurs de  $\lambda_{\mu y}$  allant de 0.15 à 0.82. Ces courbes permettent de constater la différence d'évolution entre les rigidités, de glissement longitudinal, et de dérive. Les deux rigidités sont proches de 1.3 au voisinage de  $\lambda_{\mu y} = 0.7$  et décroissent pour atteindre respectivement 0.3 et 0.6 à  $\lambda_{\mu y} = 0.15$ . Par contre, pour un  $\lambda_{\mu y} > 0.7$ , alors que la valeur de  $\lambda_{Ky}$  croît, celle de  $\lambda_{Kx}$  décroît pour atteindre la valeur de 0.65 à  $\lambda_{\mu y} = 0.82$ . L'augmentation de la rigidité de glissement longitudinale et transversale, pour le passage d'une surface sèche à mouillée, ne serait valable que dans des conditions bien précises d'adhérence ( $\lambda_{\mu y} \approx 0.7$ ).

L'outil logiciel MF-Tool de TNO (cf. 1.6.2), propose également des variations de « *scaling factors* » permettant de tenir compte d'une variation des conditions d'adhérence. Les variations observées sont résumées au tableau 4. On constate que, pour le passage d'une surface sèche à mouillée, aucun des facteurs  $\lambda_K$  ou  $\lambda_E$ , n'est pris en compte. Les deux pneus, 195/55-R15 et 175/60-R13, fournis en standard par TNO avec MF-Tool, présentent les mêmes résultats.

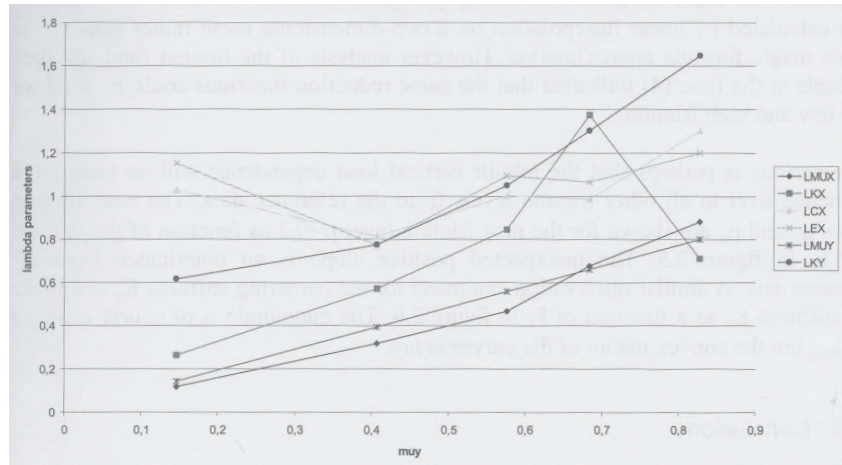


FIG. 25: Evolution des « scaling factors » en fonction de LMUY (Nord 01)

Surface	Paramètres							
	Longitudinaux				Transversaux			
	LMUX	LCX	LKX	LEX	LMUY	LCY	LKY	LEY
Initiale	1	1	1	1	1	1	1	1
Asphalt à Béton	1,05	1	0,9	1	1,06	1	1	1
Sèche à mouillée 1 mm	0,8	1,1	1	1	0,9	1,2	1	1

TAB. 4: Variations des « scaling factors » préconisées par TNO

Cette procédure de modification des « scaling factors » est encore en cours d'amélioration entre TNO et un de leur partenaire. Nous n'avons pas pu en savoir plus sur les algorithmes utilisés.

Finalement, nous donnons les variations de la courbe, obtenues sur sol mouillé pour une augmentation de :

- la profondeur des sculptures,
- la vitesse,
- la hauteur d'eau.

Les résultats d'un comparatif réalisé sur 18 pneus hiver et été, de marques différentes et de tailles différentes (175/65 R 14 à 225/45 R 17), sont donnés au tableau 5. Ils sont tirés de (Dona 01). Les grandeurs caractéristiques de la courbe d'adhérence, sur lesquelles portent l'étude, sont les suivantes :

- la rigidité de glissement,
- le maximum d'adhérence,
- la valeur au blocage,
- le rapport entre le maximum et la valeur au blocage ( $S_x=100$ , cf. figure 22).

Notons que les deux derniers points pourraient être assimilés à une combinaison entre le facteur de forme et le facteur de courbure.

Le nombre de signe « + » ou « - » varie de 1 à 3 et indique l'importance de la variation. Ces résultats sont d'un grand intérêt pour faire évoluer la caractéristique du pneumatique sur sol mouillé, pour des conditions d'essais différentes.



	Profondeur de la sculpture	Vitesse	Hauteur d'eau
Rigidité	-	-	-
Pic	+ +	- - -	- -
Blocage	+ +	- - -	-
Pic/Blocage	-	+ +	-

**TAB. 5:** Variation des paramètres de la courbe d'adhérence sur sol mouillé

1.5.3.5 *Stratégie et hypothèses*

Les éléments présentés permettent d'apprécier l'important travail réalisé sur l'étude de la variation des conditions d'adhérence. La variation des courbes, obtenue suite aux nombreux essais effectués lors du projet VERT, nous renseignent sur les résultats attendus en passant d'une surface sèche à mouillée. Ces résultats sont particulièrement intéressants dans le cas de conditions expérimentales différentes rencontrées sur sol mouillé. Les résultats de Delanne (Dela 01) obtenus à partir d'essais issus d'un véhicule en sollicitation longitudinale pure, sont particulièrement encourageants.

Notre premier objectif est donc de mettre en place l'estimation d'un jeu réduit de paramètres :  $\lambda_\mu$ ,  $\lambda_K$ ,  $\lambda_C$  et  $\lambda_E$  pour des sollicitations longitudinales et transversales. Cette estimation doit se réaliser à partir de mesures issues d'essais effectués sur véhicule de test.

Cette approche suppose de disposer d'un paramétrage du pneumatique, décrivant correctement le comportement de ce dernier pour les différents points de fonctionnement rencontrés lors des essais. Nous présentons, alors, les méthodes et moyens existants pour l'identification du modèle de Pacejka.

**1.6 Identification du modèle de Pacejka**

La possibilité d'obtenir les paramètres du modèle de Pacejka est l'une des étapes prépondérantes dans la stratégie adoptée. Avant d'aborder son identification il est nécessaire de faire le point sur les méthodes et les moyens existants.

**1.6.1 Les outils et méthodes**

Les travaux de van Oosten (Oost 91) servent de référence pour l'identification du modèle de Pacejka. Un logiciel basé sur ses travaux a été développé par la société TNO. Les détails de cette méthode utilisant un critère quadratique classique et un algorithme d'optimisation de type grimpeur, sont présentés par la suite (cf. 1.6.2). Les travaux de Hoshino (Hosh 95) reprennent ceux de van Oosten, transcrits en code Matlab, de manière à caractériser le pneu sur différentes surfaces. Un autre logiciel dédié à l'identification des paramètres de Pacejka (en transversal) est également en vente à 284 \$ (http 04h). Ce logiciel utilise les algorithmes génétiques pour la recherche des paramètres optimaux. Il assure ainsi la convergence vers un minimum global du critère, quels que soient les paramètres initiaux. Dans (Vett 96), l'intérêt d'un tel algorithme, combiné avec un algorithme de type grimpeur (Newton Raphson, Excel (GRG2), etc.), est mis en évidence. Cette étude porte sur la formulation transversale du modèle de Pacejka à 12 paramètres. Des travaux plus récents ventent également les performances de ces techniques d'optimisation pour des conditions d'excitation plus variées (Cabr 04).

Pour l'étude de la variation de surface, la connaissance de l'évolution des « *scaling factors* », permet de se passer des algorithmes d'optimisation globale, comme les algorithmes génétiques. Nous nous sommes donc tout naturellement orientés vers le produit de référence de TNO qu'est MF-Tool.

### 1.6.2 Le logiciel MF-Tool

Plusieurs aspects du logiciel ont été évalués afin de juger s'il pouvait ou non répondre à nos attentes et aux contraintes du projet. Les éléments clés quant à son évaluation sont synthétisés ci-dessous.

- **Format des fichiers d'entrée et de sortie**

Les fichiers de données doivent être mis au format TYDEX, de manière à être pris en compte par la procédure d'identification. Le format TYDEX, Tyre Data Exchange, est un format permettant d'échanger tout type de données concernant le pneumatique. Tous les détails de ce format sont donnés dans (Unra 97). Une des contraintes principales de ce format est de devoir fournir les variables liées au pneumatique, gardées constantes au cours de l'essai. Ces grandeurs ne sont, fort heureusement, pas utilisées pour l'estimation des paramètres. Ce point aurait pu être rédhibitoire pour une utilisation à partir d'essais réalisés sur le véhicule, pour lesquels il est difficile de d'isoler l'évolution d'une grandeur par rapport aux autres.

L'estimation réalisée, le logiciel autorise divers formats de sortie pour la mise en forme des paramètres. Tous les formats courants des logiciels de simulation du marché sont pris en compte (ADAMS, Matlab, ...). Il est également possible de définir son propre format.

- **Estimation des paramètres**

Le critère de coût utilisé est la somme des résidus au carré (cf. 2.5.2) et l'algorithme d'optimisation est celui de Levenberg-Marquardt (cf. 39). Ces données ne peuvent pas être modifiées. Par contre, il est possible d'écrire un fichier de commande permettant, entre autres, de changer le nombre d'itérations maximum, de réduire l'espace paramétrique, de pondérer des zones de fonctionnement pour lesquelles nous voulons une meilleure qualité du modèle ou de fixer certains paramètres.

- **Qualité de l'estimation**

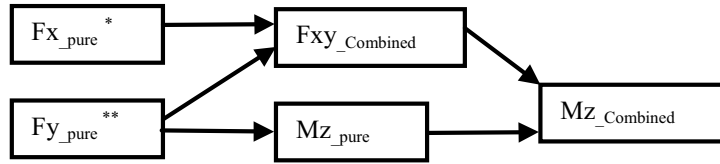
Pour juger de la qualité de l'estimation, le compte-rendu donne les informations suivantes :

- un code de sortie prenant la valeur 1, 2 ou 3 pour indiquer la réussite de l'estimation,
- les intervalles de confiance à 95%,
- l'erreur moyenne donnée par  $\sqrt{\frac{\sum_{k=1,n} [y_i - \hat{y}_i]^2}{n}}$ , où  $y_i$  et  $\hat{y}_i$  sont respectivement les valeurs mesurée et estimée d'une des composantes du torseur de liaison roue/sol calculées par MF-Tool ( $F_x$ ,  $F_y$ ,  $M_x$ ,  $M_z$ ).

Le logiciel offre également un outil graphique performant, pour le tracé des caractéristiques du pneumatique et juger de la corrélation avec les données d'essais.

- **Stratégie d'identification & protocole**

Le logiciel est prévu pour mener à bien un paramétrage complet du pneumatique. Cette démarche commence par l'estimation des paramètres liés au calcul du rayon effectif  $R_e$  (cf. eq.1.13). Il est donc nécessaire de réaliser des essais spécifiques d'écrasement du pneumatique. La démarche se poursuit par l'estimation des paramètres relatifs à la formulation pure (dans une seule direction, longitudinale ou transversale), puis combinée du modèle (cf. figure 26).



(\* )Dérive moyenne sur l'ensemble du fichier < 0.01 rad (0.57 deg)  
 (\*\*) Glissement moyen sur l'ensemble du fichier < 0.1 %

FIG. 26: Phases d'identification du modèle complet sous MF-Tool

Il est donc nécessaire de disposer séparément d'essais en sollicitations, longitudinales puis transversales pures et couplées. L'identification de la partie dynamique du modèle fait partie d'une autre phase qui n'est pas précisée ici. Les essais préconisés pour l'estimation de l'ensemble des paramètres sont résumés au tableau 6. Les nombreuses combinaisons et les niveaux élevés d'excitation assurent au modèle un bon degré d'extrapolation.

Type d'essai	Nombre de		
	Cas de charges	Dérive	Carrossage
Freinage ou Accélération pure	3	$\alpha = 0^\circ$	$\gamma = 0^\circ$
Dynamique transversale pure	3	-	3
Freinage ou accélération en régime transversal établi	3	5	3
Transitoire	3	$0 \rightarrow 1^\circ$	$\gamma = 0^\circ$
Intervalle	0.3 à 1.5 * ETRTO	$[-15^\circ, 15^\circ]$	$[-5^\circ, 5^\circ]$

TAB. 6: Données requises pour l'identification du modèle complet de Pacejka (Delf 02c)

On constate clairement sur les essais préconisés et les sur excitations nécessaires qu'une grande maîtrise des conditions d'essais est nécessaire. L'outil est donc essentiellement fait pour l'identification à partir de données issues d'un banc d'essais (cf. figure 27). Il était alors nécessaire de valider l'utilisation du logiciel pour nos données issues du véhicule. Cela a été réalisé aussi bien pour des sollicitations longitudinales que transversales (cf. 4.3.5). Notons également que la configuration d'origine du logiciel ne lui permet pas d'estimer les « *scaling factors* ». Nous précisons donc, en annexe A de ce manuscrit, les fichiers à modifier pour rendre cette estimation possible.

Pour l'obtention d'un modèle complet, l'outil permet également d'estimer les paramètres relatifs aux moments  $M_x$  et  $M_y$ . Pour  $M_x$ , l'estimation des paramètres de l'équation suivante :

$$M_x = R_0 F_z \cdot (q_{sx1} - q_{sx2} \gamma + q_{sx3} F_y / F_{z0}) \cdot \lambda_{Mx} \quad (1.50)$$

est réalisée en deux étapes :

- estimation des paramètres  $q_{sxi}$  à l'aide de données issues d'essais en Mx\_pure,
- évaluation du facteur d'échelle  $\lambda_{Mx}$  à partir de fichiers de freinage en courbe.

L'identification des paramètres de  $M_y$  dépend de la version du modèle de pneu (Mf-tyre 5.0 ou 5.1). La version 5.1 suppose de fixer soi-même les valeurs des  $q_{syi}$  de la formule suivante :

$$M_y = -R_0 F_z \cdot (q_{sy1} + q_{sy2} F_x / F_{z0}) \cdot \lambda_{My} \quad (1.51)$$

- **Prix du logiciel**

A la date du 2 Octobre 2001 les prix de location du logiciel sur un an étaient les suivants :

- one user node locked license EUR 6720,
- one user network license EUR 8400,
- two users network license EUR 12768,
- three users network license EUR 18144,

Ils n'ont pas évolué depuis.

- **Remarques complémentaires**

D'autres points, plus subjectifs, ont permis de clore l'évaluation de ce logiciel et nous convaincre de sa location.

**Support et Maintenance :** le logiciel est bien documenté et pour les points ne figurant pas dans la documentation, le support technique, contacté par messagerie électronique ou par téléphone, se révèle très efficace. La majorité des questions posées et des réponses apportées, durant toute la période d'utilisation, ont été copiées dans un fichier (cf. *Archivage\_MFTool.xls*). Le futur utilisateur pourra alors consulter ce fichier pour y trouver des renseignements ne figurant pas dans le manuel.

**Prise en main :** la prise en main du logiciel est simple et ne demande pas beaucoup de temps. Le plus gros du temps doit être passé à la maîtrise du modèle et à la personnalisation de l'identification.

**Modification des conditions d'essais :** nous avons vu, au tableau 4, la possibilité offerte par le logiciel pour obtenir un paramétrage dans des conditions de surface différente. Des options sont également disponibles dans le cas d'une variation de la température, de la pression, de la vitesse ou encore de la courbure de la surface de test.

### 1.6.3 Mesures et supports d'essais

Afin d'obtenir des paramètres de modèles de pneumatique, représentatifs des conditions d'adhérence et d'excitations rencontrées, il est préférable d'utiliser le véhicule automobile pour réaliser les essais. Par contre, la procédure d'identification demande une maîtrise des conditions expérimentales que l'on rencontre essentiellement sur banc. Nous donnons, dans la suite, plus de détails sur ces deux approches, avant de présenter les principaux résultats du projet européen TIME qui fait office de référence en matière de caractérisation de pneumatiques.

#### 1.6.3.1 Les bancs d'essais

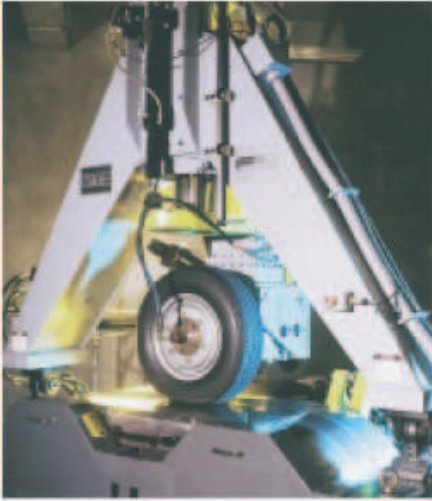
Les bancs offrent l'avantage de pouvoir étudier le pneumatique en boucle ouverte. Il y a donc une réelle maîtrise des variables d'entrée du pneumatique. Ces variables peuvent être gardées constantes et leurs évolutions découplées les unes des autres. Les bancs sont souvent situés dans des environnements régulés en température. Les plus courants disposent d'un « volant » d'inertie. Le pneumatique roule alors à l'extérieur ou à l'intérieur du volant en rotation. D'autres bancs, dits « Flat track », utilisent un tapis roulant, permettant d'avoir un surface plate sur laquelle roule le pneu. Dans les deux cas, ces surfaces sont tapissées d'un sol artificiel aussi représentatif que possible du sol réel. La figure 27.a présente une photo, tirée de (Mich 01), pour la « Flat track ».

Du fait du rayon de courbure de la surface, les bancs à « volant » ne sont pas très représentatifs du contact du pneu sur la chaussée. Les données issues de ces bancs doivent, alors, être recalées. Cependant, ils offrent la possibilité d'avoir des revêtements identiques à ceux de la chaussée, voire même verglacés dans certains cas (Shim 89). Le banc le plus important connu en ce moment appartient à la société Calspan. Les caractéristiques de ce banc sont données à titre indicatif :

- Taille de pneumatique acceptée : 22,5 pouces,

## 1. LE PNEUMATIQUE

- $F_{z_{max}} = 53\,400\text{ N}$ ,
- $\gamma_{max} = 30\text{ deg}$ ,
- $\alpha_{max} = 30\text{ deg}$ ,
- Hauteur d'eau : de 0,13 mm à 12,2 mm,
- $V_{max} = 320\text{ km/h}$ .



a) Rouleuse : Flat track (Mich 01)



b) Remorque de test

**FIG. 27:** Bancs d'essais du pneumatique

Mise à part la représentativité de la surface de test, le principal défaut reproché aux tests effectués sur les rouleuses est de ne pas pouvoir reproduire fidèlement les conditions rencontrées par le pneumatique, lors d'essais réels. Ces écarts, plus ou moins importants en fonction de la rouleuse, doivent donc être corrigés à partir d'essais réalisés sur route.

### 1.6.3.2 La route

Deux méthodes sont utilisées pour caractériser le pneumatique sur la route :

- la remorque de test ou «test trailer»,
- le véhicule.

La remorque de test (cf. figure 27.b) présente certains avantages des rouleuses (maîtrise des variables d'entrée) et d'autres du véhicule (conditions d'adhérence réelles). Réaliser une identification à partir d'essais véhicule reste néanmoins, le meilleur moyen de s'assurer que l'on travaille bien dans des conditions réelles d'adhérence et d'excitations réalistes. Cette solution présente cependant l'inconvénient majeur de la non-maîtrise des excitations, due au fort couplage entre les variables d'entrée. Cela entraîne une incapacité à exciter le pneumatique permettant l'obtention d'un paramétrage complet (Mizu 98). Dans le cas de sollicitations transversales, Mizuno propose donc de modifier l'architecture du train, afin de pouvoir effectuer des essais avec un couplage différent entre le carrossage et la dérive. Les résultats de cette approche sont donnés dans (Taka 00). Cela n'est pas encore suffisant et il est nécessaire de formuler des hypothèses complémentaires. Cela, dans le but d'arriver aux mêmes caractéristiques du pneumatique que celles obtenues à l'aide du « test trailer ». Les couplages et, plus généralement, la quantité d'information fournie par les essais sur route sont donc très importants.

### 1.6.3.3 Projet TIME

Le projet européen TIME (TIre MEasurement) s'est déroulé entre 1996 et 1999. Il avait pour principal objectif d'harmoniser les pratiques autour de la mesure des propriétés transversales du

pneumatique. A ses débuts, ce projet a mis en évidence que pour un même pneumatique, la rigidité de dérive, estimée par les différents partenaires du projet, variait entre 27% et 63%.

Le facteur très influant, mis en évidence par le projet TIME, est la température de la bande de roulement. Dans (Oost 99), l'auteur présente les courbes de rigidité de dérive en fonction de l'évolution de la température de la bande de roulement. Comme on s'y attendait, la rigidité diminue à mesure que la température augmente. Les mêmes conclusions sont obtenues sur l'évolution de la force maximale transmise. A 100 km/h, la pente de la droite de régression entre la température de la bande de roulement et la rigidité de dérive est voisine de  $-3.3$  (N/deg)/°C. Elle est proche de  $-5$  N/°C dans le cas de  $F_{y_{max}}$ . On en conclut que tous les facteurs entraînant une augmentation ou une diminution de la température de la bande de roulement, agissent indirectement sur l'évolution de la rigidité de dérive du pneumatique. La maîtrise ou même la connaissance de ces facteurs est nécessaire pour pouvoir comparer les résultats entre eux. Les facteurs suivants ont été mis en évidence lors du projet TIME :

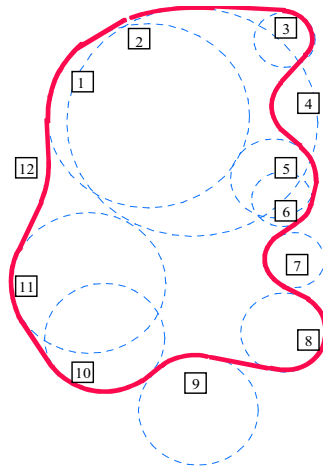
- force verticale,
- amplitude de l'angle de dérive,
- vitesse de montée de la dérive,
- vitesse du véhicule,
- température ambiante,
- mise en température des pneumatiques.

Ces grandeurs sont, sur le banc, bien souvent très différentes des conditions rencontrées en réalité. Ce projet a donc proposé une méthode commune d'évaluation des performances du pneumatique en transversal. Cette procédure TIME (cf. (Oost 00)) s'est montrée beaucoup plus pertinente que la procédure ISO existante (ISO 96). La procédure ISO couramment désignée par le sigle D.A, « Dynamique Angulaire », consiste à tourner sur une cercle d'un rayon supérieur à 40 m, en accélérant progressivement, jusqu'à atteindre la saturation des pneumatiques. La procédure TIME préconise, elle, de reproduire sur le banc les conditions rencontrées, en régime établi, lors des tours d'une des pistes du centre Michelin à Ladoux (cf. figure 28). Cette piste est composée d'un ensemble de virage dont le rayon de courbure varie de 60 m (cf. virages n°5 et n°6 figure 28) à 240 m (cf. virage n°2 figure 28). La procédure commence par une mise en température et est suivie par des tours effectués à vitesse constante, 60, 70, 75, 80 km/h et à la vitesse maximum. L'énorme avantage de cette procédure est d'éviter la montée en température excessive du pneumatique. En effet, les sollicitations prolongées sous des efforts importants, préconisées par la norme ISO, sont non seulement très peu réalistes mais entraînent une augmentation exagérée de la température des pneus.

Lorsque cette procédure peut être mise en place, le modèle estimé à partir des données de la rouleuse permet de prédire le comportement du véhicule à 10% près. Pour cause d'une quantité d'information insuffisante, il est cependant nécessaire de fixer les coefficients exprimant une dépendance vis-à-vis du carrossage (cf.  $p_{Dy3}$  et  $p_{Ey4}$  dans eq. 1.19), lors de l'estimation. Cet inconvénient justifie les dernières modifications portées au modèle (cf. 1.3.5.1).

#### 1.6.3.4 Mesures et post-traitement

La diversité des moyens de mesure ou des observateurs ((Ray 97), (Kim 00), (El H 00), (Ono 03), etc.) est également à rajouter aux causes de dispersions observées sur l'estimation des paramètres. Ces moyens de mesure sont vus plus en détails au chapitre ???. Si l'on rajoute à cela, le post-traitement propre à chacun des utilisateurs, on comprend mieux la difficulté qu'il peut y avoir pour comparer les résultats entre eux. Le projet TIME préconise par exemple de séparer les



**FIG. 28:** Piste de référence pour tester un pneumatique selon la procédure TIME

points d'excitation de la zone linéaire du pneumatique, des points de la zone non-linéaire. Cela permet d'estimer les paramètres les plus sensibilisés sous ces conditions d'excitations, séparément. Le problème de la diversité des moyens de mesure et des méthodes de post-traitement, n'est pas simple à résoudre. Il demanderait une harmonisation, comme celle réalisée sur les moyens de mesure de l'adhérence (cf. 1.3.1.1). L'importance du pneumatique dans le comportement du véhicule nous laisse à croire que cette harmonisation est nécessaire.

Nous avons volontairement omis de parler de l'influence de la méthode d'estimation des paramètres. Nous pensons que son influence est minime face aux différents points qui viennent d'être énoncés.

#### 1.6.3.5 Stratégie

Le défi à relever par l'ensemble des paramètres du pneumatique est d'être robuste face aux éléments suivants :

- Variation de surface;
- Richesse d'information insuffisante;
- Conditions expérimentales:
  - Mode opératoire:
    - \* force verticale,
    - \* amplitude du glissement,
    - \* vitesse de montée du glissement,
    - \* vitesse du véhicule,
  - Méthodes de mesure ou d'estimation,
  - Température ambiante,
- Post-traitement;
- Estimation des paramètres.

Les points soulignés, sont les points sur lesquels nous nous sommes concentrés dans nos travaux. En réalisant des essais sur le véhicule et sur la surface désirée, nous prenons en considération les dispersions dues au mode opératoire et à la variation des conditions d'adhérence.

Toute cette étude nous amène à penser que les paramètres estimés évoluent au cours des essais pour tenir compte de l'évolution des variables indépendantes. Pour tenir compte de ce phénomène, Mancosu (Manc 99) propose de changer la valeur des « *scaling factors* » au cours de la simulation, les paramètres sont alors passés en variables. Cette approche, mise en place sous Adams, est très intéressante car elle permet, par exemple, de tenir compte d'une évolution des conditions d'adhérence, d'un freinage dissymétrique, etc. Elle constitue une voie prometteuse d'amélioration.

## 1.7 Conclusion

Le pneumatique constitue, à lui seul, un univers rempli de bien des passions et des thèmes de recherche. La complexité des phénomènes mis en jeu dans l'étude de son comportement est telle que, jusqu'à maintenant, les travaux se poursuivent pour arriver à une description pertinente, et utilisable en simulation, de son contact avec le sol et de ses déformations (carcasse et bande de roulement). Néanmoins, le bon compromis, entre l'estimation du torseur de contact et les temps de calcul offert par le modèle de Pacejka, en fait un standard pour l'étude de la dynamique d'un véhicule. Nous avons pu constater qu'il existait de nombreux travaux proposant de faire varier certains de ses paramètres pour pallier à un défaut de caractérisation du modèle face à une variation des conditions d'adhérence. Ces paramètres, ou « *scaling factors* », ont d'ailleurs été introduits, à cet effet. A partir de l'état de l'art des études menées dans le domaine de la liaison roue/sol, ce chapitre a donc apporté l'expertise nécessaire pour orienter nos travaux vers l'estimation d'un jeu réduit de paramètres du modèle de Pacejka. Ces paramètres,  $\lambda_\mu$ ,  $\lambda_K$ ,  $\lambda_C$  et  $\lambda_E$  pour des sollicitations longitudinales et transversales seront estimés à partir d'essais réalisés sur le véhicule à l'aide du logiciel MF-Tool, dédié à l'identification du modèle de Pacejka. Cette démarche, très séduisante par ses performances, n'est pas sans inconvénients. Elle doit, en effet, faire face aux autres problèmes liés à l'identification du modèle, à savoir : la richesse d'information insuffisante, une variation des conditions expérimentales et pour terminer la diversité des méthodes de traitement.

Dans les chapitres suivants, nous proposons une démarche permettant d'intégrer les incertitudes liées à ces différents points, dans le processus globale d'identification. L'objectif étant d'arriver à une évolution des paramètres tenant compte de la réalité du système, du modèle et des essais.





## Chapitre II

### LE PROCESSUS D'IDENTIFICATION

#### *2.1 Introduction*

Le chapitre précédent a présenté les problèmes relatifs à l'estimation des paramètres du pneumatique. Ces paramètres, nous l'avons vu, varient en fonction de nombreux facteurs influents. Nous avons voulu trouver des outils, au sein du processus d'identification, permettant de résoudre cette problématique, et ainsi améliorer la qualité des résultats. Ce chapitre veut donc répondre à cet objectif majeur. Le second objectif est de présenter l'ensemble de la procédure à mettre en place lors de l'identification d'un système donné. Cette procédure formalise la démarche mise en place pour le pneumatique (cf. chapitre 4). Nous avons également le souci d'introduire, les aspects du processus sur lesquels nous avons concentré nos efforts, sans pour autant négliger les autres. Comme nous l'avons précisé au chapitre précédent, nous avons décidé d'utiliser une solution logicielle existante (logiciel MF-Tool) pour réaliser l'estimation des paramètres et ainsi nous concentrer sur les étapes amont. Nous proposons alors dans ce chapitre une formalisation de la phase d'expérimentation, bien plus explicite que ce qu'il est possible de trouver dans la littérature.

Sans prétendre écrire un nouveau livre sur le sujet de l'identification des systèmes, nous avons souhaité mettre l'accent sur la démarche régissant ce processus. Ce chapitre est donc structuré autour des grandes étapes composant le processus d'identification. Pour chacune de celles-ci, nous présentons les méthodes envisagées pour la résolution des problèmes et les comparons éventuellement à d'autres approches existantes.

Après avoir introduit le processus d'identification, ses objectifs et ses moyens, le chapitre est articulé autour des quatre parties suivantes : le modèle, l'expérimentation, l'estimation des paramètres ainsi que la validation.

#### *2.2 Objectifs de l'identification et moyens*

L'objectif principal du processus d'identification est de déterminer les valeurs numériques des paramètres d'un modèle issu de la phase de modélisation. Cet objectif ne doit cependant pas

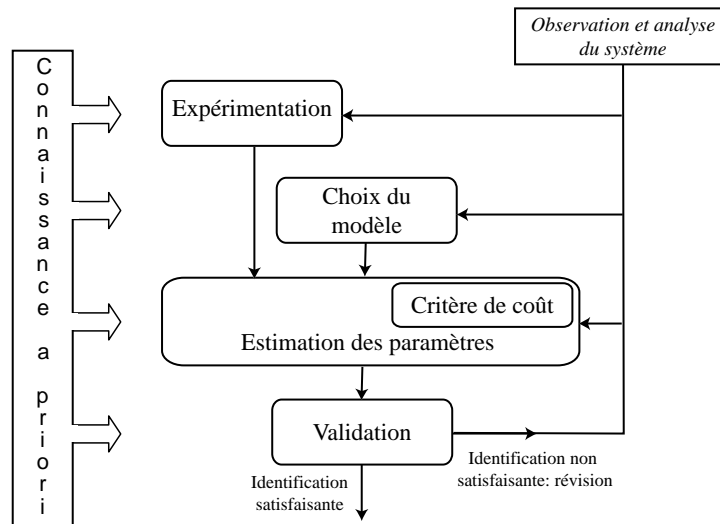


FIG. 29: Synoptique du processus d'identification

être découplé de celui poursuivi par le modèle. Dans ce manuscrit, le modèle est une description mathématique d'un processus réel. Après une étape de validation, il permettra de comprendre, prévoir, concevoir, optimiser ou commander un système physique. Le modèle défini peut également être utilisé en diagnostic ou dans certaines méthodes de traitement du signal, comme le filtrage de Kalman. Il est donc important que cet objectif soit explicité car il influence la démarche et les moyens mis en oeuvre.

Le processus d'identification est un processus complexe. Il est en effet, constitué d'un ensemble de tâches autour desquelles existe une certaine incertitude. De plus, l'influence d'une tâche sur une autre ou sur le résultat final est souvent difficile à percevoir. Depuis Descartes, la manière d'aborder la complexité est cependant souvent la même. Le problème est décomposé en sous-problèmes, suffisamment simples pour qu'il soit facile de les étudier. Chacune des tâches de la figure 29, compose le processus d'identification et est donc détaillée au cours de ce chapitre. Ainsi, avant d'arriver à la phase de validation ou d'invalidation du modèle, nous verrons la difficulté qu'il y a, à trouver une solution aux problèmes suivants :

- choix de la bonne structure de modèle,
- définition de l'expérimentation la plus informative possible,
- choix de la méthode d'adaptation permettant de converger vers les «vrais» paramètres du modèle.

Il est souvent possible de constater que pour un même système physique et un même objectif poursuivi, les solutions mises en place peuvent être très différentes les unes des autres. Le pneumatique et les résultats présentés au chapitre 1, en sont une bonne illustration. Dès que possible, il faudra alors s'aider de la connaissance a priori, omniprésente à tous les niveaux du processus. En fonction du problème traité, nous montrerons où et comment elle peut intervenir. C'est la bonne utilisation de cette connaissance qui permet d'améliorer la robustesse du processus et la qualité des résultats. Elle apparaît donc aussi bien pour aider à définir le protocole d'essai (cf. 2.4.1.4) que pour l'obtention d'un critère de coût pertinent (cf. 2.5.2) ou pour la définition d'intervalles de discours des paramètres (cf. 2.5.3.2). Cela veut, bien sûr, aussi dire que la valeur de certains paramètres peut être connue et fixée sans pour autant faire l'objet de tout le traitement décrit.

Cette démarche empruntée à Descartes, présente cependant ses limites lorsque l'analyse des composants du système ne permet pas d'analyser le comportement global de ce dernier. C'est le

cas notamment dans le domaine de la biologie pour l'étude des organismes vivants et pour bien d'autres systèmes. Pour répondre à cette problématique, d'autres approches, d'autres théories ont fait leur apparition. Elles permettent de considérer le problème comme un tout et dans son contexte. La systémique (Dura 98) est l'une de ces approches mettant en évidence l'importance qu'il peut y avoir dans le fait de considérer le processus d'identification dans son ensemble. Elle n'est pas développée ici mais nous incite à mettre l'accent sur les outils permettant de travailler avec plusieurs composants simultanément. C'est le cas, nous le verrons, de la planification d'expérience (cf. 2.4.1.2) développée au chapitre suivant.

## 2.3 Modèles

D'une manière générale, le modèle est une représentation simplifiée d'un processus ou d'un système, utilisé dans un but bien précis. Il pourra revêtir différentes formes, graphiques, textuelles ou mathématiques ou même être une composition des trois. Nous nous intéressons ici, aux modèles utilisés en sciences « exactes », décrits par des équations mathématiques. Nous présentons les outils clés permettant de les classer et d'étudier leurs propriétés (Walt 94), (Rich 98). L'ensemble de ces outils facilite le choix du modèle.

### 2.3.1 Classification des modèles

L'objectif poursuivi par chacun des modèles ne permet malheureusement pas de les différencier entre eux. C'est tout d'abord en fonction de leur type (différent en fonction de la méthode d'obtention du modèle), puis de la forme d'écriture du modèle et de ses propriétés, que l'on peut les classer. Cette classification est importante car, dans la suite du processus d'identification, elle oriente tout naturellement notre choix vers un outil plutôt qu'un autre.

#### 2.3.1.1 Type

Les trois grandes catégories de modèles scientifiques que l'on trouve dans la littérature sont les modèles de connaissance, les modèles de comportement et les modèles hybrides.

**Modèles de connaissance :** On les retrouve également sous le nom de modèles :

- Phénoménologiques (Bale 03) ;
- Physiques ;
- Théoriques ;
- Déductifs ;
- A priori ;
- Analytiques ;
- « Boite blanche » ;
- Déterministes.

Ils sont établis à partir des lois physiques qui gouvernent le système, en écrivant des équations de conservation (masse, moment, énergie etc.) et/ou des équations de bilan. Ces modèles écrits à partir des considérations physiques, se prêtent bien à la prise en compte de la *connaissance a priori*. Chacun des paramètres du modèle ayant un sens physique, il est donc aisé de vérifier, a posteriori, les ordres de grandeur des paramètres obtenus. Ce type de modèle présente également l'énorme avantage d'offrir un domaine de validité étendu lorsque l'ensemble des lois de la physique a été pris en compte. Pour des processus, un tant soit peu, complexes le nombre d'équations et l'ordre du modèle peuvent cependant devenir très vite, très important. Ce type de modèle devient alors très difficile à mettre en oeuvre en simulation et demande beaucoup en temps de calcul. Il est pour cela rarement utilisé dans le cas de la commande de processus.

**Modèles de comportement :** On les retrouve également sous le nom de modèles :

- Empiriques ;
- Expérimentaux ;

- Inductifs ;
- A posteriori ;
- « Boîte noire » ;
- Aléatoires (stochastiques, probabilistes).

Les lois sont établies à partir de relevés expérimentaux des différentes grandeurs qui caractérisent le système, entrées, sorties et états internes. Ces modèles n'ont besoin d'aucune connaissance a priori sur le système et se bornent simplement à reproduire un comportement observé. En fonction de l'objectif final du modèle, le système va subir un ensemble de test et d'analyse permettant donc de le caractériser. Les méthodes d'analyse peuvent être temporelles, fréquentielles ou fonctions des variables du système. Parmi les différents tests utilisés, on peut trouver, la réponse à un échelon sur le signal d'entrée, la réponse à une excitation par un signal de type SBPA<sup>1</sup> ou une combinaison de conditions différentes donnée par les plans d'expériences (cf. 2.4.1.3). Les paramètres obtenus n'ont souvent aucune interprétation physique et les ordres de grandeurs sont donc très souvent inconnus. La structure de ces modèles est cependant très adaptée pour une mise en oeuvre en simulation, commande, diagnostique, etc.

**Modèles hybrides :** On les retrouve également sous le nom de modèles :

- Boîte grise

Les modèles hybrides sont établis à partir, aussi bien de modèles de connaissance, que de modèles de comportement. Cela permet d'arriver à un compromis et de tirer ainsi, avantages des deux types de modèle. Les équations principales du modèle répondent donc aux lois physiques. Mais lorsque qu'il devient trop fastidieux d'implémenter ces lois, les équations sont définies à partir des relevés expérimentaux.

### 2.3.1.2 *Ecriture des modèles*

Il est possible de distinguer deux grandes formes d'écriture des équations de modèles : les modèles entrées-sorties et les équations d'état. Pour certains auteurs, la différence entre ces deux écritures marquent la différence entre l'automatique classique, « Classical Control Systems » et l'automatique moderne, « Modern control systems » (Mast 95).

**Modèles entrées-sorties :** Parmi les modèles entrées-sorties permettant de décrire un système dynamique, on trouve les deux principales écritures qui suivent :

- Les équations différentielles : présentent des formes dérivées d'un certain nombre de variables dépendantes en fonction d'au moins une variable indépendante. A l'ordre  $o$ , dans le cas d'une équation différentielle linéaire à coefficients constants et  $t$  une variable indépendante, nous avons la forme suivante :

$$\sum_{i=0}^o a_i \frac{d^i}{dt^i} y_m = \sum_{i=0}^m b_i \frac{d^i}{dt^i} x \quad (2.1)$$

- Les fonctions de transfert : sont obtenues simplement par le ratio de la transformation de Laplace de la sortie par rapport à l'entrée. Elles prennent la forme suivante :

$$Ft(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} \quad (2.2)$$

**Modèles d'états :** les variables d'état d'un système dynamique sont des grandeurs qui évoluent avec le temps. Leur connaissance couplée avec celles des entrées, permet de prédire la sortie du système. Ces modèles s'écrivent comme suit :

$$\begin{aligned} \frac{d\mathbf{x}(t)}{dt} &= \mathbf{Ax}(t) + \mathbf{Bu}(t) \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{Cx}(t) + \mathbf{Du}(t) \end{aligned} \quad (2.3)$$

---

<sup>1</sup>Séquences Binaires Pseudo-Aléatoires

avec  $\mathbf{u}$  et  $\mathbf{y}$  respectivement les vecteurs d'entrée et de sortie du système, de dimension respectivement  $m$  et  $k$ .  $\mathbf{x}$  étant le vecteur des variables d'état de dimension  $n$ . Les matrices  $\mathbf{A}(n \times n)$  et  $\mathbf{B}(n \times m)$  décrivent la dynamique du système.  $\mathbf{A}$  est la matrice d'état et  $\mathbf{B}$  la matrice de commande. Les matrices  $\mathbf{C}(k \times n)$  et  $\mathbf{D}(k \times m)$  permettent de décrire le fonctionnement du système en fonction des états et des entrées.  $\mathbf{C}$ , est appelée matrice d'observabilité du système.

### 2.3.1.3 Propriétés générales du modèle

Les propriétés relatives à la dynamique, à la linéarité (par rapport aux entrées et aux paramètres), et au fait que le modèle soit à temps continu ou pas, jouent également sur l'utilisation de certains outils.

**Statique ou dynamique :** dans le cas de modèles statiques, il n'y a plus de variable indépendante dans les équations et l'écriture du modèle s'en trouve nettement simplifiée.

**Linéarité :** deux types de linéarité peuvent être distingués : la linéarité vis-à-vis des paramètres et la linéarité vis-à-vis des entrées. La non-linéarité du modèle vis-à-vis des entrées (non-l.e), est très fréquente dans les systèmes réels sans que cela ne pose de réels problèmes dans le processus d'identification. La non-linéarité vis-à-vis des paramètres (non-l.p) est elle, beaucoup plus pénalisante car elle ne permet plus l'obtention de la solution par une formulation analytique et nécessite du coup, l'utilisation de techniques d'optimisation itératives (cf. 2.5.3.2).

**Temps continu et temps discret :** tous les modèles cités dans les équations précédentes ont, pour l'instant, été décrits comme étant à temps continu. En réalité, l'importante utilisation de moyens de calcul numériques amène à utiliser des modèles à temps discret. Dans ces systèmes, la fréquence d'échantillonnage apparaît donc comme un élément essentiel. En temps discret, l'équation 2.1 pourrait alors prendre la forme de l'équation de récurrence suivante :

$$y_m(t+1) = - \sum_{i=0}^{n-1} a_i y_m(t-i) + \sum_{i=0}^{m-1} b_i u(t-i) \quad (2.4)$$

## 2.3.2 Identifiabilité

L'identifiabilité du modèle permet d'assurer que le processus d'identification va aboutir. Elle garantit, pour cela, que le vecteur des paramètres associé à un comportement entrées-sorties est unique. Cet aspect est traité de deux manières différentes si l'identifiabilité est considérée d'un point de vue structurel (défini plus bas), ou pas. Les outils utilisés sont donc très différents dans ces deux cas.

### 2.3.2.1 Propriété structurelle du modèle

Une propriété structurelle d'un modèle, est une propriété aussi indépendante que possible, des valeurs prises par les paramètres. Son étude doit être réalisée avant l'estimation des paramètres et avant même la réalisation des essais afin de détecter les problèmes que l'on risque de rencontrer.

En considérant  $M(\cdot)$  la structure du modèle étudié et  $\theta^*$  le vecteur des paramètres supposé connu, nous donnons un ensemble de définitions tirées de (Walt 94). Le paramètre  $\theta_i$  est structurellement globalement identifiable (s.g.i) si pour presque<sup>2</sup> toute valeur de  $\theta^*$  :

$$M(\hat{\theta}) = M(\theta^*) \Rightarrow \hat{\theta}_i = \theta_i^* \quad (2.5)$$

$\hat{\theta}$  étant le vecteur des paramètres estimés. Le paramètre est structurellement localement identifiable (s.l.i) si pour presque toute valeur de  $\theta^*$ , il existe un voisinage  $V_X^{\theta^*}$  tel que si :

<sup>2</sup>La restriction concerne les valeurs atypiques ou nulles des points de l'espace paramétrique

$$\hat{\theta} \in V_X^{\theta^*} \text{ et } M(\hat{\theta}) = M(\theta^*) \Rightarrow \hat{\theta}_i = \theta_i^* \quad (2.6)$$

Un paramètre non-s.l.i est structurellement non identifiable (s.n.i). Il existe alors un infinité de valeurs de  $\theta_i$  entraînant une identité de comportement de  $M(\hat{\theta})$  et de  $M(\theta^*)$ . Un modèle est s.g.i si tous ses paramètres le sont. Si l'un de ses paramètres ne l'est pas, il est s.n.i.

Différentes méthodes pour tester l'identifiabilité des modèles de connaissance existent. La première et certainement la plus simple, est d'utiliser la connaissance disponible sur la structure de modèle utilisée. Quelques exemples sont donnés dans (Walt 90). Cela permet de démontrer si le modèle est, ou n'est pas, s.g.i, sans réaliser de calcul. Une observation attentive du modèle peut alors simplement suffire pour diagnostiquer des problèmes d'identifiabilité. C'est le cas si, par exemple, des paramètres que l'on cherche à estimer n'apparaissent dans le modèle que par leur somme ou que par leur produit. Si cette méthode ne permet pas de tirer de conclusion il faudra alors passer aux méthodes de calcul. Ces méthodes dépendent essentiellement des caractéristiques de linéarité des modèles.

Pour les modèles l.e et non-l.p, les plus connues sont celles opérant par transformée de Laplace, par changement de base dans l'espace d'état et par développement en série de Taylor (applicable également aux modèles non\_l.e). Pour les modèles non-l.e et non-l.p à la fois, on peut procéder par l'approche par série génératrice ou par isomorphisme d'état local. Ces dernières méthodes ne sont pas triviales et demandent souvent à être complétées par les outils de la théorie de l'élimination. Cela permet de simplifier le système d'équations et faciliter ainsi le calcul formel effectué par l'ordinateur. Plus de précisions sur ces différentes techniques pourront être retrouvées dans (Walt 93) et (Noir 00). Les méthodes d'évaluation numérique permettent également de faciliter les techniques de calcul algébrique mais ne donne pas toujours de résultats aussi certains (cf. (Olli 00)).

Le cas des modèles non-l.e est traité à l'aide de la linéarisation ou le développement de la sortie en séries entières. Il est alors possible d'utiliser les méthodes citées précédemment. On peut également utiliser la méthode par changement de base dans l'espace d'état, généralisé au cas des modèles non-l.e.

Notons finalement que ces outils peuvent être également utilisés dans une phase de planification d'expérience qualitative (Walt 90). Cette dernière voudra simplement mettre en évidence les modifications à réaliser dans un souci d'optimalité. Optimalité, par exemple dans le choix des variables d'entrées/sorties qui rendent l'estimation des paramètres réalisable.

### 2.3.2.2 Propriété non-structurelle

Les deux méthodes présentées ici dépendent aussi bien des paramètres que des données. Cependant, leur facilité de mise en oeuvre, comparée aux méthodes précédentes, ont retenu notre attention. Elles sont utilisables dans le cas où nous avons une bonne *connaissance a priori* de l'espace paramétrique et des essais à réaliser.

#### 2.3.2.2.1 Méthode géométrique

Cette méthode nécessite la connaissance du critère de coût (cf. 2.5.2) utilisé par la suite dans le processus d'identification. Si ce dernier n'est pas connu, on peut toujours se rabattre sur le critère quadratique qui est de loin, le plus utilisé. Après avoir déterminé le signal d'entrée utilisé pour exciter le système, le modèle est simulé pour l'ensemble des points de l'espace paramétrique et l'erreur, évaluée. Cela permet de tracer dans l'espace paramétrique la surface définie par le critère suivant :

$$j = \log \left( \frac{1}{n} \sum_{t=1}^{t=n} \left( y(t, \theta^*) - y(t, \hat{\theta}) \right)^2 \right) \quad (2.7)$$

Le logarithme, en favorisant les faibles variations de coût, rend ces surfaces plus lisibles. Si le modèle est identifiable « localement », la surface tracée doit avoir un minimum global et donc,

une et une seule solution. Cet outil est très intéressant car il permet de diagnostiquer d'éventuels problèmes de convergence de l'algorithme d'optimisation (cf. 2.5.3.2) mais également d'évaluer les intervalles d'incertitude associés aux paramètres identifiés (cf. 2.6.2).

### 2.3.2.2 Méthodes numériques

Une des méthodes numériques utilise la matrice d'information de Fisher. Le déterminant de cette matrice doit être différent de zéro pour assurer une identifiabilité locale du modèle. On écrit alors :

$$\det(M_F(\theta^*)) \neq 0 \quad (2.8)$$

où  $M_F$  est la matrice d'information de Fisher donnée par l'équation suivante :

$$M_F(\theta) = E \left\{ \left[ \frac{\partial \ln P(y|\theta, \Lambda)}{\partial \theta} \right] \left[ \frac{\partial \ln P(y|\theta, \Lambda)}{\partial \theta} \right]^T \right\} = -E \left\{ \frac{\partial^2 \ln P(y|\theta, \Lambda)}{\partial \theta \partial \theta^T} \right\} \quad (2.9)$$

Cette méthode, comme précisé dans (Walt 93), permet de faire le lien entre l'identifiabilité et la planification d'expérience (cf. 2.4.1.2). Nous reviendrons donc sur son évaluation au chapitre suivant, dans le cas des modèles l.p et non-l.p (cf. 3.4.2.2).

Une autre méthode, détaillée dans (Walt 94), consiste à simuler le modèle pour chacun des points de l'espace paramétrique. Pour chaque simulation, on vérifie que les paramètres estimés correspondent bien aux paramètres initiaux, eux mêmes équivalent aux paramètres nominaux soit :

$$\theta_0 = \theta^* \Rightarrow \hat{\theta} = \theta^* \quad (2.10)$$

Du fait de la dépendance de ces méthodes vis-à-vis du protocole, les résultats sont à prendre avec précaution. Les outils de la planification d'expérience permettent d'évaluer cette influence.

### 2.3.3 Sensibilité

L'analyse de sensibilité permet une quantification relative de l'influence de la variation de chaque paramètre du modèle sur sa réponse. En mécanique, elle permet d'isoler les modes mécaniques les plus affectés par la variation d'un paramètre et/ou de déterminer les paramètres prédominants dans la réponse d'un système. En identification, elle révèle les paramètres influant peu le comportement du modèle pressenti pour décrire le système. Dans le cas de problèmes d'identifiabilité (cf. 4.2.1) survenant du fait de l'estimation simultanée de plusieurs paramètres, l'analyse de sensibilité permet l'isolation des paramètres les moins influents. La valeur de ces paramètres peut alors être fixée à une valeur nominale connue ou définie a priori.

L'analyse de ces fonctions de sensibilité est possible aussi bien dans le domaine temporel que dans le domaine fréquentiel. L'étude dans le domaine temporel présente, cependant, l'inconvénient de dépendre du signal d'entrée. Dans les deux cas, on peut se satisfaire des fonctions de sensibilité du premier ordre (Schm 99), (Rich 98). Dans le domaine temporel, les fonctions de sensibilité sont exprimées comme suit, à partir de la sortie du modèle :

$$F_{s_i} = \frac{\partial y_m(\theta)}{\partial \theta_i} \quad (2.11)$$

Le calcul des fonctions de sensibilité dans le domaine fréquentiel nécessite la fonction de transfert du modèle, soit :

$$F_{s_i} = \frac{\partial F_t(\theta)}{\partial \theta_i} \quad (2.12)$$

Comme il est possible de le constater, ces fonctions de sensibilité ne prennent pas en compte la corrélation entre les différents paramètres. Pour garantir une augmentation de la précision



## 2. LE PROCESSUS D'IDENTIFICATION

des paramètres estimés, on préfère utiliser les outils de la planification d'expérience optimale détaillés au chapitre suivant.

### 2.3.4 Discernabilité

Il arrive très souvent que l'on hésite entre plusieurs structures de modèle pour décrire les mêmes données. En prenant une structure de référence  $M(\cdot)$  d'un modèle, on cherche si, quel que soit  $\theta^*$ , il existe un  $\hat{\theta}$  tel que  $M(\theta) = \hat{M}(\hat{\theta})$ .  $\hat{M}(\cdot)$  étant la structure du modèle en compétition (Walt 94). Cette propriété est celle de la discernabilité entre les modèles. Contrairement à l'identifiabilité, on ne cherche pas l'unicité de la solution  $\hat{\theta}$  mais la non-existence. Cela nous permet d'éliminer la structure  $\hat{M}(\cdot)$  au profit de la structure  $M(\cdot)$ . La discernabilité peut être étudiée avec ou sans les données issues de l'expérimentation. Dans le deuxième cas, nous parlons de discernabilité a priori, propriété structurelle du modèle.

### 2.3.5 Complexité

Il est légitime de penser que plus un modèle possède de degrés de liberté et devient donc complexe, meilleure est son aptitude à reproduire finement les résultats expérimentaux. Cela n'est pas toujours vrai et l'on pourra se reporter à (Walt 94) pour obtenir des critères statistiques permettant d'aider au choix de la complexité du modèle. Ils sont également utilisés lors de la validation des résultats (cf. 2.6). La figure 30.a permet de se rendre compte du délicat compromis entre complexité et performance du modèle auquel il est nécessaire de faire face. En pratique, la difficulté vient du fait que le biais et la variance ne sont pas connus. La meilleure approche est alors d'utiliser plusieurs modèles, ayant des degrés de complexité différents, et de comparer l'erreur commise sur les données d'un même essai (Nell 01). Cette approche est cependant très lourde en temps de calcul.

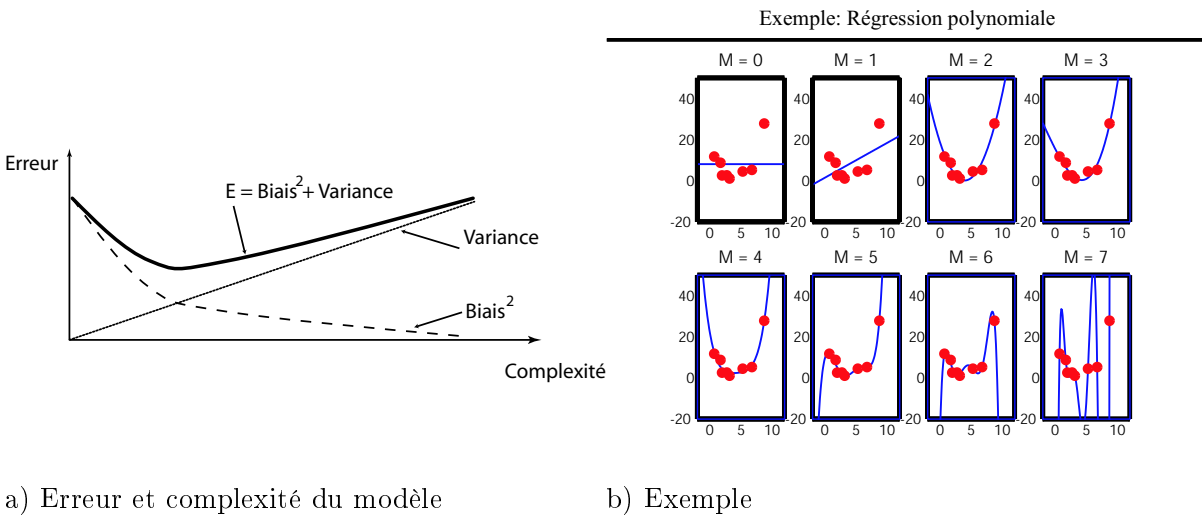


FIG. 30: Choix de la complexité

La figure 30.b donne une illustration, tirée de ([http 03b](http://03b)), du problème posé par le choix du niveau de complexité dans le cas d'une régression polynomiale.

### 2.3.6 Analyse et Choix du modèle

Les outils permettant de classer et d'étudier les propriétés des modèles permettent, bien sûr, de faciliter le choix d'une structure par rapport à une autre. Ces éléments doivent, cependant, être impérativement reliés aux objectifs, voir supra, et parfois même au contexte politique et économique. Chaque modèle mathématique, par nature, possède ses limites et il est préten- tieux de penser le contraire (Rich 98). Ces limites peuvent cependant être repoussées par une

meilleure connaissance des bruits, des non-linéarités et des non-stationnarités. Afin d'améliorer leur performance, il est important que les modèles de systèmes complexes puissent bénéficier de ces évolutions. Un modèle très utilisé peut également être garant d'une plus grande facilité à obtenir certains de ces paramètres dans la littérature. Le choix d'une structure de modèles n'est donc pas une chose facile et « n'est pas une science exacte » (Walt 94).

Les critères de choix évoqués devraient donner des éléments de réponse quant à la complexité attendue du modèle. Mais il ne faut surtout pas tomber dans l'excès et croire que le meilleur modèle est le plus complexe.

## 2.4 *Expérimentation*

Du point de vue de la démarche scientifique, l'expérimentation réalisée dans le cadre d'un processus d'identification diffère de la simple observation des phénomènes. Elle est réalisée dans un but bien précis et demande une maîtrise stricte des conditions d'expérience. On peut alors la définir comme le processus d'extraction de données (d'information) sur un système en agissant sur ses entrées (Bale 03), (Cell 91). Dans le processus d'identification présenté à la figure 29, l'expérimentation a un double objectif. Elle sert aussi bien à obtenir le comportement du système que l'on cherche à reproduire que pour la validation du modèle. Son importance est donc évidente. Elle regroupe le travail réalisé avant, pendant et après les essais. Le coût des essais et la difficulté d'obtenir des conditions répétables expliquent toute l'attention portée à cette partie.

### 2.4.1 Avant Essais

Cette partie regroupe l'ensemble des tâches réalisées, avant le recueil des données, dans le but d'obtenir une bonne qualité des essais utilisés dans le processus d'identification.

#### 2.4.1.1 *Préparation d'expériences*

Cette expression n'est généralement pas explicitée dans la littérature automatique, mais nous avons souhaité l'introduire pour éviter toute confusion avec la planification d'expérience, introduite en 2.4.1.2 et détaillée au chapitre 3. La préparation d'expérience regroupe l'ensemble des opérations permettant de savoir si, la stratégie définie autour des essais répond bien au problème d'identification posé. Il est nécessaire de faire le bilan des grandeurs à mesurer, de leur incertitude mais également de vérifier, à l'aide de la simulation, si dans un contexte idéal (absence de contraintes liées au bruit, à la durée des essais, à la disponibilité des capteurs etc.), le mode opératoire prévu répond à nos attentes. L'ensemble de ces informations peut faire l'objet d'un document regroupant les quatre rubriques suivantes.

##### 2.4.1.1.1 **Grandeurs à mesurer**

Les grandeurs à mesurer peuvent être classées en deux catégories distinctes : les entrées-sorties du système et les grandeurs d'influence relatives à l'environnement. Dans les deux cas, il faudra utiliser les capteurs les mieux adaptés. Ce bilan est d'autant plus important qu'il permettra de mettre en évidence les grandeurs ne pouvant être mesurées directement et nécessitant l'utilisation d'observateurs ou de mesurages indirectes (cf. 3.14).

**Grandeurs E/S** Elles sont issues de l'étude d'identifiabilité (cf. 4.2.1) menée sur le modèle.

**Grandeurs relatives à l'environnement** Ces grandeurs d'influence n'apparaissent pas dans le modèle mais sont prépondérantes pour vérifier les conditions de répétabilité (cf. 3.2.4) des essais. Pour des essais réalisés sur véhicule automobile, il peut être intéressant, dans certains cas, de connaître la température extérieure, l'hygrométrie, la vitesse du vent etc.

Notons finalement que, dans le cas de grandeurs à maîtriser, régulées, la mesure peut venir du système de régulation. Il n'est alors pas nécessaire de se doter d'un nouveau capteur. Il faut cependant vérifier que la précision donnée par ce dernier est suffisante pour les besoins de

## 2. LE PROCESSUS D'IDENTIFICATION

---

l'identification. Ce bilan enfin établi n'est pas définitif. Il peut être remis en cause en fonction des résultats obtenus dans la phase de planification d'expérience mais également des contraintes financières (cf. 2.4.1.4).

### 2.4.1.1.2 Analyse d'incertitude

Ce point rend compte en grande partie des incertitudes associées aux mesures. Ces incertitudes peuvent venir aussi bien des informations du constructeur que d'expérimentations passées. Elle fait donc la synthèse de la *connaissance a priori* sur l'ensemble du matériel et des conditions de mesure. Plus de détails sont donnés au chapitre suivant (cf. 3.3). Dans le cas d'incertitude peu maîtrisées en entrée du système, cette étude permet également d'évaluer les incertitudes associées aux grandeurs de sortie du modèle. Ces résultats sont très utiles pour la définition du critère lors de l'adaptation paramétrique (cf. 2.5.2).

### 2.4.1.1.3 Mode opératoire

Le mode opératoire devra décrire, de façon aussi précise que possible, la procédure à suivre pour exciter le système autour des points de fonctionnement désirés. C'est donc à ce niveau que des indicateurs permettant d'évaluer la répétabilité des essais sont donnés.

### 2.4.1.1.4 La simulation

La simulation permet de valider le choix des grandeurs à mesurer et le mode opératoire défini. En se plaçant dans des conditions idéales (sans bruit), il faut vérifier que les essais envisagés permettent d'estimer les paramètres et de retrouver les valeurs nominales. Dans un deuxième temps, la simulation est utilisée pour vérifier qu'avec des signatures de bruit différentes, les mêmes valeurs des paramètres sont toujours obtenues.

#### 2.4.1.2 Planification d'expériences quantitative

Ce point est détaillé au chapitre suivant mais il est nécessaire de le faire apparaître ici afin qu'il soit intégré à cette démarche cohérente du processus d'identification. Après l'étude de faisabilité vue au point précédent (cf. 2.4.1.1), le travail se concentre ici sur l'optimalité. En effet, la planification d'expérience permet de définir les conditions d'essais contenant un maximum d'information sur le comportement du système. Nous pouvons grâce aux outils disponibles, aller plus loin dans le choix des capteurs et la définition du mode opératoire. Les incertitudes attendues sur les différentes grandeurs mesurées doivent donc être conformes à l'incertitude désirée sur les paramètres estimés. Les outils utilisés permettent ainsi de faire le lien entre les essais, le modèle et l'incertitude sur les paramètres (cf. figure 29).

#### 2.4.1.3 Plans d'expériences

Les plans d'expériences sont plutôt utilisés dans une phase de modélisation, mais nous pensons que leur utilisation peut s'avérer judicieuse pour tester le pouvoir prédictif du modèle (cf. 4.7.3). La recherche de modèle, à partir de données expérimentales, implique de déterminer les facteurs influençant le plus le comportement du système. La démarche courante est de définir un certain nombre de niveaux par facteur. A chaque nouvel essai, les niveaux sont changés afin de balayer l'ensemble des combinaisons possibles. Ainsi pour sept facteurs (A, B, C, D, E, F, G) pouvant prendre chacun deux niveaux  $\{0,1\}$ , il est défini un « plan factoriel complet » à  $2^7 = 128$  essais  $\{(1, 1, 1, 1, 1, 1, 1); (1, 1, 1, 1, 1, 1, 0); (1, 1, 1, 1, 1, 0, 1) \dots\}$ . L'utilisation des plans d'expériences, détaillée dans (Vigi 88), (Pill 97), (Bale 03), permet de connaître l'influence des sept facteurs à partir d'un « plan d'expériences fractionnaire » à seulement huit, voire douze essais (dans le cas où il n'y a pas d'interaction significative entre les facteurs). Il est ainsi possible de définir un nombre minimal d'essais servant à la validation du paramétrage. Cela sert de test à la complétude du modèle (cf. 3.4.3.1), pour savoir s'il existe un jeu unique de paramètres indépendant des conditions d'essais.

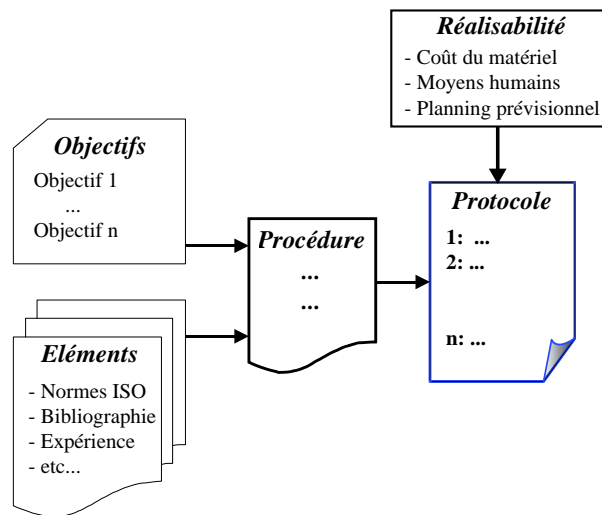


FIG. 31: Schéma général de définition d'un protocole d'essais

#### 2.4.1.4 Protocole-Réalisabilité

Le protocole fait la synthèse des enseignements tirés lors de la phase de préparation et/ou de planification d'expériences. Des préconisations aussi bien sur le matériel que sur le mode opératoire à suivre, y sont répertoriées. Il est impératif que ce document soit le plus détaillé possible. Il faut donc s'aider au maximum des normes d'essais existant dans le domaine mais également de l'expérience et de la *connaissance* des essais passés. Le schéma de la figure 31 résume la démarche permettant d'établir ce protocole.

Le protocole regroupe les points importants suivants :

- matériel installation,
- mode opératoire: il doit être précis afin de limiter ainsi la dispersion qu'il peut y avoir d'un essai à l'autre.

Une fois le protocole établi, il est intéressant de réaliser une étude de réalisabilité regroupant les points suivants :

- coût du matériel,
- moyens humains: il permet de détailler le «qui doit faire quoi» ,
- planning prévisionnel: il doit donner l'enchaînement des différents essais, le nombre de répétition, les phases de traitement etc.

Ce dernier document est un document déterminant pour l'obtention d'un « feu vert » à la réalisation des essais.

## 2.4.2 Essais

A partir du moment où le « feu vert » a été donné et que le matériel est disponible, nous rentrons dans une phase d'essai. Celle-ci se compose, dans un premier temps, d'une phase de mise au point suivie de la campagne de mesure.

## 2. LE PROCESSUS D'IDENTIFICATION

### 2.4.2.1 Mise au point

L'objectif de la phase de mise au point est de valider le bon fonctionnement de l'ensemble matériel et logiciel de mesure. Dans le meilleur des cas, elle est également l'occasion de valider la faisabilité du protocole d'essai et les hypothèses faites lors de la phase de préparation. En effet, il est souvent judicieux d'opérer certaines vérifications afin de s'assurer du bon fonctionnement, de la cohérence et de la pertinence des mesures mais également du niveau de bruit et des incertitudes. Cela est souvent réalisé par la mise en place d'un outil de visualisation ou d'impression de plusieurs voies de mesure. Mais les outils permettant le traitement des données sont parfois nécessaires. Cette mise au point est bien illustrée par la figure 32 tirée de (Asch 99) dans le cas de mesure contrôle de procédé.

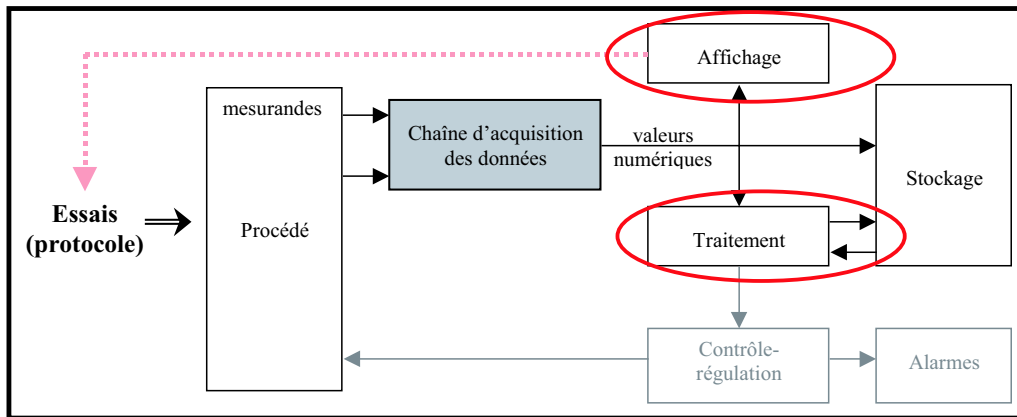


FIG. 32: Mise au point et Ajustement du protocole selon (Asch 99)

Cette phase se termine par un rapport sur les premières validations des hypothèses faites au cours de la phase préliminaire. Une note est également adressée aux différents intervenants afin qu'ils soient mis au courant du déroulement de la campagne, du protocole de leur rôle etc.

### 2.4.2.2 Campagne de mesure

La campagne de mesure commence par un rapide « briefing » afin de s'assurer que tout le monde est d'accord sur le déroulement des essais. C'est également l'occasion d'annoncer d'éventuels changements ou éléments pouvant perturber les essais (ex : météo, absence d'un intervenant, etc.). Lors de la campagne, il est impératif de se tenir au protocole établi. Le manquement à cette règle peut être préjudiciable et ne pourrait s'expliquer que par des défauts non décelés lors de la phase de mise au point. Pour de longues campagnes d'essais, il est conseillé d'utiliser les outils de dépouillement utilisés lors de la phase de mise au point, de manière régulière, pour s'assurer du bon fonctionnement de toutes les voies de mesure. Dans le cas d'essais réalisés sur une semaine, ces vérifications peuvent, par exemple, se faire à la fin de chaque demi-journée. Même si cela doit être précisé dans le protocole, il est nécessaire de rappeler l'importance que peut avoir la sauvegarde des conditions d'essai. Cette sauvegarde, qu'elle soit écrite, orale ou autre permettra de comprendre et d'analyser d'éventuels écarts entre les fichiers lors du traitement des essais. Le principe fondamental en mesure, sur lequel nous reviendrons au chapitre suivant, est qu'« il vaut mieux pécher par excès d'information plutôt que par défaut ». La campagne de mesure, quand elle est terminée, doit fournir l'ensemble des fichiers de mesure accompagné d'un descriptif des essais.

### 2.4.3 Après Essais

La phase après essai commence le dernier jour des essais et se termine le jour où les données, les plus fiables possibles, sont transmises à l'étape suivante, l'estimation des paramètres. Cet

aspect de la fiabilité des données sera vu plus en détails à travers le prétraitement et l'analyse des données ainsi que les observateurs pouvant être mis en place.

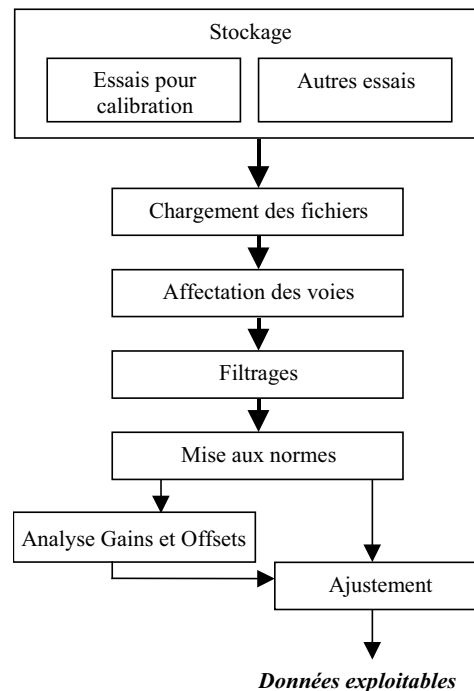
Les essais sont souvent vécus comme une période de stress. Il y a souvent de gros investissements en jeu et le désir que tout marche comme prévu dans le temps imparti est omniprésent. Il est donc très bien venu de se retrouver après ces essais pour un débriefing afin de tirer le bilan de la campagne de mesure et passer en revue les points qui pourraient être améliorés. C'est également l'occasion de rappeler le devenir de ces essais et les dates à venir pour la remise d'un premier compte-rendu et/ou du rapport final. Nous ne donnons, bien sûr, pas ici le discours à tenir lors d'un débriefing type mais il y a des points qui nous tiennent à coeur de mettre en évidence :

- rangement et remise en état,
- archivage.

Le premier point est validé lorsqu'une personne  $P_1$  peut venir à un instant  $t + 1$  et trouver le matériel dans le même état et au même endroit que la personne  $P_0$  l'avait elle-même trouvé avant les essais. Le deuxième point dépasse le cadre du stockage, présenté en figure 32 et son développement dépasse le cadre de ce manuscrit. Nous disons simplement qu'il est correctement réalisé que lorsque qu'une personne  $P$  quelconque, voulant utiliser les essais pour une raison quelconque et à un instant quelconque, est capable de le faire, sans avoir l'impression qu'il serait plus judicieux de refaire ces mêmes essais.

#### 2.4.3.1 Prétraitement

Le prétraitement, même s'il n'apparaît pas clairement dans la figure 32, représente une partie importante de la phase de traitement afin d'obtenir des données exploitables.



**FIG. 33:** Synoptique de prétraitement des mesures

Cette première étape est déterminante afin d'obtenir des données exploitables. La figure 33 donne les différents points de cette phase, qui sont détaillés ci-après.

## 2. LE PROCESSUS D'IDENTIFICATION

**Stockage** : la distinction est faite entre les essais utilisés pour l'identification et les essais servant pour la calibration, l'estimation d'offset ou l'évaluation des niveaux de bruit. Idéalement, ces derniers font partie de la phase de mise au point.

**Chargement des fichiers** : chaque système d'acquisition possède un format de fichier bien spécifique pour le stockage des données. La connaissance de ce format est donc nécessaire pour l'écriture d'un script de lecture adapté.

**Affectation des voies** : l'affectation des voies a pour but de rendre plus aisée la manipulation des variables par l'utilisateur. Celui ci n'a plus, par la suite, à spécifier une donnée par son numéro de colonne (les différentes voies de mesure sont en général stockées sous forme matricielle) mais par une abréviation ou sa désignation.

**Filtrages** : un premier filtrage analogique est déjà présent dans la chaîne d'acquisition (cf. figure 34) mais ce dernier est rarement suffisant du fait de l'univers extrêmement perturbé dans lequel les capteurs sont placés. Ce point de filtrage permet d'avoir facilement un filtrage adapté à chacune des voies, en fonction de la bande passante du système et des phénomènes à observer.

**Mise aux normes** : cette étape possède un objectif double. Il faudra s'assurer non seulement que toutes les mesures sont exprimées dans le système international mais qu'elles répondent également aux normes en vigueur, s'il en existe.

**Analyse gains et offsets** : de nombreux sous-systèmes sont intercalés entre les capteurs et le calculateur ou l'unité de stockage. Le schéma de la figure 34 permet d'évaluer les nombreuses perturbations naissant aussi bien, au niveau du gain que de l'offset, du début à la fin de la chaîne d'acquisition. Deux méthodes d'évaluation du gain de correction et de l'offset sont utilisées. La première méthode est de travailler à partir d'essais spécifiques et la seconde à partir de chacun des essais et d'utiliser des intervalles d'excitations spécifiques et maîtrisées. La première méthode fournit des valeurs utilisées tout au long de la campagne ou du moins jusqu'au prochains essais spécifiques. Les valeurs de la seconde méthode sont, à chaque fois, différentes et tiennent compte de l'évolution du matériel de mesure due par exemple à l'évolution des conditions de température. Cette méthode peut s'avérer inexacte et dangereuse si le système ne se trouve pas dans les conditions maîtrisées recommandées.

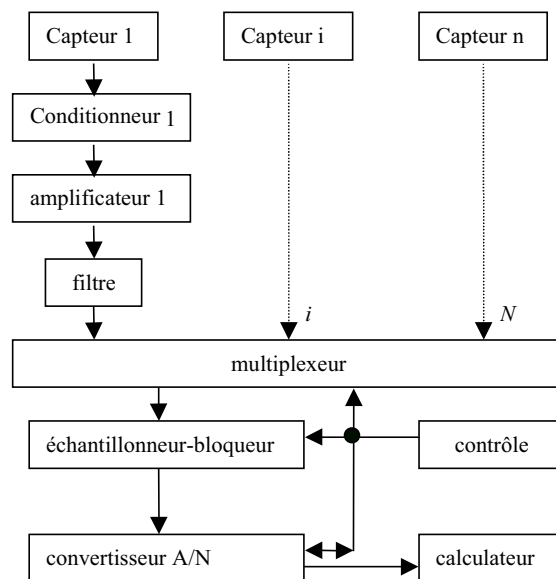


FIG. 34: Structure d'une chaîne d'acquisition

**Ajustement** : l'ajustement se fait en fonction des données issues du bloc d'analyse des gains et des offsets. Il convertit la valeur mesurée en valeur physique. La formule générale permettant d'ajuster les mesures est donnée par l'équation 2.13 suivante :

$$D_{Physique} = a \cdot (D_{Mesure} + b) + c \quad (2.13)$$

Lorsque les données exploitables sont disponibles, il est nécessaire d'extraire les zones de fonctionnement représentant un intérêt pour l'estimation des paramètres. Ces zones sont données par l'étude menée dans le cadre de la planification d'expériences et l'étude de sensibilité. Cette découpe, qu'elle soit fréquentielle ou temporelle doit fournir des données sensibilisantes en fonction de la stratégie et des paramètres à estimer.

#### 2.4.3.2 Analyse des mesures et Observateurs

Le principal objectif de cette phase d'analyse est d'évaluer exactement les essais qui sont exploitables. Elle doit permettre de tirer un enseignement important de la campagne réalisée. Enseignement qui est mis au crédit de l'expérience (ou de la *connaissance a priori*) permettant d'améliorer la définition de futurs protocoles d'essais (cf. figure 31). L'analyse réalisée se fait généralement à partir de graphes bivariés mais les outils tirés de la statistique et/ou du traitement du signal sont fortement préconisés. Nous présentons ci-après les points qu'il nous paraît intéressant d'investir dans cette phase.

- **Répétabilité** : il faut s'assurer que nous sommes bien dans des conditions de répétabilité (cf. 3.2.3.6). La dispersion doit ainsi venir essentiellement de facteurs non pris en compte par le modèle. Si un tel facteur était mesuré il faudrait alors en tenir compte dans un premier temps, pour préciser les conditions d'essais et dans un deuxième temps, pour enrichir l'écriture d'un futur protocole (ex: univers de discours à respecter, nécessité de contrôler ce facteur etc.). Dans le cas de doute, sur un essai qui s'éloigne trop de la tendance moyenne, nous pouvons avoir recourt au critère de Chauvenet (Cole 98). Ce dernier définit un critère d'élimination d'un point fou ou d'un essai qui ne semblerait pas représentatif. Ce critère précise que chaque point de mesure doit appartenir à une bande autour de la valeur moyenne ayant une probabilité de  $1 - \frac{1}{2N}$  où  $N$  est le nombre de points de mesure. Notons au passage que ce critère ne peut être appliqué qu'une seule fois sur les données.
- **Compléter les mesures et améliorer leur fiabilité** : à partir des données exploitables fournies par la phase précédente, l'utilisation d'observateurs permet d'obtenir les grandeurs n'ayant pu être mesurées. Une étape de fusion de données permet de palier aux défauts inhérents à chaque capteur (imprécision, inexactitude etc.). En effet, selon (Joua 99) «La fusion de données est un domaine qui décrit les méthodes et techniques numériques permettant de mélanger des informations provenant de sources différentes, afin d'extraire une estimation ou une décision la plus précise et la plus robuste possible». Ces techniques sont, par exemple, très utilisées en estimation pour connaître avec précision la position d'un véhicule (Lauf 02). Mais on les retrouve également à des niveaux plus élevés pour la prise de décision. Ce point d'analyse est donc souvent l'occasion d'évaluer des solutions plus robustes et parfois même, moins coûteuses.

## 2.5 Estimation paramétrique

Après avoir traité les étapes liées au modèle et à l'expérimentation, vient celle de l'estimation des paramètres. Celle-ci est considérée comme le coeur du processus. La littérature portant sur l'identification y consacre une part importante. Après une présentation générale de l'estimation paramétrique, des notions essentielles sur le critère de coût ainsi que sur les algorithmes permettant d'en trouver le minimum, sont données.



2.5.1 Généralité

Sans prétendre être exhaustif, nous présentons à la figure 35 une classification possible des méthodes pouvant être utilisées.

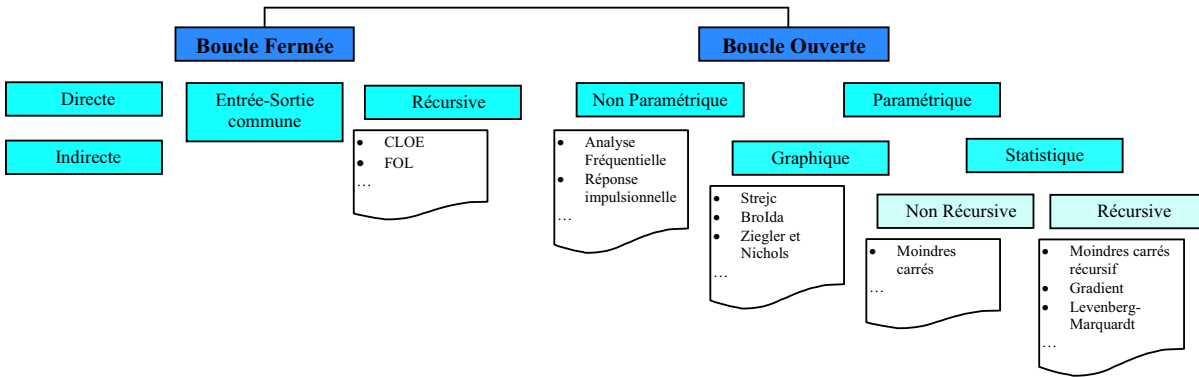


FIG. 35: Classification des méthodes d'estimation paramétrique

Le critère principal sépare les systèmes étudiés en boucle fermée des systèmes en boucle ouverte. Afin de se défaire des problèmes posés par la boucle de retour, dès que cela est possible (sécurité, stabilité, etc.), la méthode d'estimation est réalisée sur un système en boucle ouverte. Les méthodes statistiques sont les plus couramment utilisées. Elles supposent la définition d'un critère, donnant un écart entre le système et le modèle, que l'on cherche à minimiser. Nous appelons alors estimateur  $\theta$  au sens de  $j$ , tout vecteur  $\hat{\theta}$  qui minimise une fonction ou critère de coût de manière que :

$$\hat{\theta} = \arg \min j(\theta) \tag{2.14}$$

Nous donnons dans les paragraphes qui suivent, quelques renseignements complémentaires concernant le choix de ce critère (cf. 2.5.2) et des techniques permettant de connaître son minimum (cf. 2.5.3). Le problème tel qu'il est alors posé peut être, par exemple, représenté par le graphique de la figure 36. Cette figure met en évidence les principales erreurs perturbant l'estimation des paramètres, à savoir : les erreurs d'entrée, de sortie, et de caractérisation, respectivement  $e_u$ ,  $e_y$  et  $e_c$ . L'approche, la plus largement utilisée, est celle dite « à erreur de sortie » ou « méthode du modèle » ou « algorithme d'erreur de sortie ». La particularité de cette méthode est l'utilisation d'un modèle simulant le comportement de la sortie à partir de la seule connaissance de l'excitation. Grâce à cette approche, la sortie simulée est indépendante de la perturbation affectant le système (s'il n'y a pas de bouclage) (Land 01).

Il est important, à ce niveau, de rappeler ce sur quoi repose tout le processus d'identification. L'objectif réel (cf. 2.2) est d'avoir une identité de comportement entre le système et le modèle et de minimiser ainsi la distance de structure. En réalité, la structure du système étant inconnue, cela n'est réalisable qu'en minimisant la distance d'état. Le passage de l'espace de structure (ou encore espace paramétrique) à l'espace d'état est réalisé grâce aux fonctions de sensibilité. Dans le cas d'un état dépendant linéairement des paramètres, cette distance d'état est une norme dans l'espace de structure mais, en réalité, cela est difficilement possible du fait des défauts de caractérisation, des bruits etc.. Selon Richalet (Rich 98), « La qualité de la minimisation de la distance d'état n'induit pas la qualité de la minimisation de la distance de structure » et toute la difficulté de l'identification des modèles est là.

Notons cependant que certains algorithmes sont indiqués comme minimisant directement une distance de structure. L'algorithme NLMS (Normalized Least Mean Squares), détaillé dans (Rich 98), est une de ces méthodes. Cette méthode utilise une représentation par convolution où la sortie est une somme pondérée des entrées. Le modèle est donc un modèle de représentation.

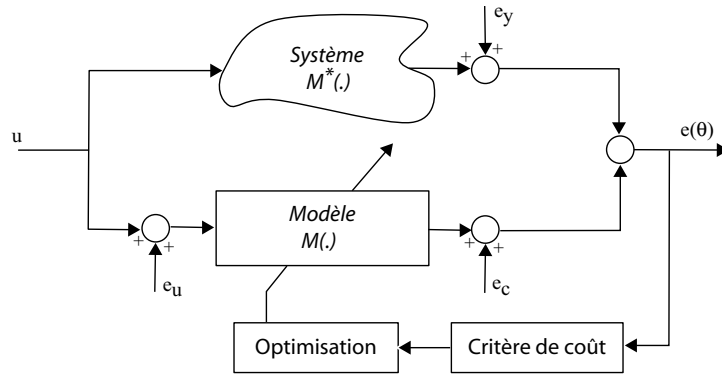


FIG. 36: Estimation des paramètres du modèle

Nous proposons ici quelques points aidant à définir le type d'estimateur à utiliser. Pour tous ces points, le choix dépend évidemment de la finalité de l'identification.

- Estimation ponctuelle ou estimation par intervalles

Les méthodes d'estimation par intervalles sont les seules permettant de saisir toute la philosophie du problème d'estimation. Elles donnent le résultat de l'estimation comme un ensemble de valeurs acceptables, compte tenu du bruit et des défauts de caractérisation. Pour l'utilisation des résultats de l'estimation dans le but de simuler le comportement du système, les estimateurs ponctuels restent encore actuellement les plus appropriés. L'estimation par intervalles peut être obtenue à partir d'un estimateur ponctuel. Cette méthode est présentée en 2.6.2.2 pour juger de la qualité de l'estimation. D'autres méthodes, dites ensemblistes, permettant de manipuler les grandeurs sous forme d'intervalles, sont détaillées dans (Walt 94), (Kief 99) ou dans (Brae 02).

- Temps réel ou temps différé

Sans contraintes particulières, les techniques en temps différé sont utilisées. Elles peuvent bénéficier de plus d'informations et sont moins exigeantes sur la puissance de calcul. Les techniques temps réels sont incontournables dans certains problèmes de contrôle et de commande. On y retrouve toutes les techniques dites adaptatives, on-line, récursives etc.

- Domaine d'étude: temporel ou fréquentiel

Cela peut présenter d'énormes avantages de vouloir traiter des informations dans le domaine fréquentiel. La synthèse des données est plus aisée à réaliser.

### 2.5.2 Critères de coût

Le critère de coût est une fonction scalaire dont la définition dépend de la quantité et de la nature des informations présentes dans l'erreur. On peut y trouver des informations de nature statistique, aussi bien sur les données que sur les paramètres. Comme le montre la figure 37 sur les principaux estimateurs existant, la simplicité de mise oeuvre est perçue comme étant inversement proportionnelle à la *connaissance a priori* nécessaire pour la définition du critère. De l'estimateur Bayésien à l'estimateur des moindres carrés, en passant par les estimateurs du Maximum de Vraisemblance et de Markov, la connaissance nécessaire à la définition du critère est décroissante.

Dans (Noir 00), l'auteur propose de choisir ce critère afin qu'il puisse être utilisé par l'étude d'identifiabilité. Cela permettrait de faire le lien, rarement fait, entre identifiabilité du modèle et estimation des paramètres. Dans ce rapport nous rappelons les critères quadratiques, qui sont de loin les critères les plus utilisés et le critère du maximum de vraisemblance.

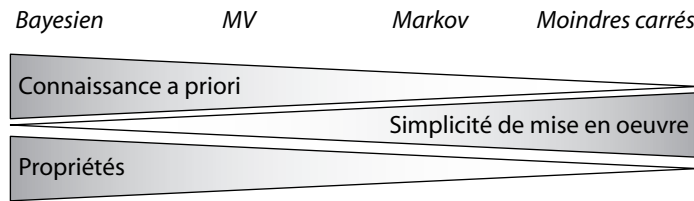


FIG. 37: Propriétés des estimateurs

2.5.2.1 Critères quadratiques : erreur de sortie

Ces critères peuvent s'écrire sous la forme :

$$j_q(\theta) = \mathbf{e}^T(\theta) \mathbf{Q} \mathbf{e}(\theta) \quad (2.15)$$

où  $\mathbf{Q}$  est une matrice de pondération symétrique définie non négative et où  $\mathbf{e}$  est un vecteur caractérisant l'erreur entre le système et son modèle. La matrice de pondération peut être choisie à partir de la connaissance des bruits de mesure. Dans le cas décrit ci-après où le bruit additif est un vecteur aléatoire de moyenne nulle et de covariance  $\Sigma$ , on peut choisir  $\mathbf{Q} = \Sigma^{-1}$ . En l'absence d'information particulière, on prend souvent  $\mathbf{Q} = \mathbf{I}$ . Très souvent l'erreur est prise comme :

$$\mathbf{e}(\theta) \simeq \mathbf{e}_y(\theta) = \mathbf{y} - \hat{\mathbf{y}}(\theta) \quad (2.16)$$

on parle alors d'erreur de sortie. Cette écriture suppose qu'il n'y a pas d'erreur de caractérisation ( $e_c = 0$  dans la figure 36) et qu'il n'y a pas non plus d'erreur sur les entrées ( $e_u = 0$  dans la figure 36) ou que ces dernières, en se propageant dans le modèle, sont faibles face aux erreurs de mesures réalisées sur la sortie (cf. (Bale 03)). De façon pragmatique, on peut penser que ces erreurs se retrouvent dans l'erreur de sortie. Cette considération comporte cependant de nombreuses restrictions en fonction de la nature du bruit (Ljun 99). Les hypothèses formulées sur la nature des bruits de mesure présents sur les données, sont importantes et devront être validées pour que le modèle soit accepté. Pour le critère quadratique, cette hypothèse est implicite. En effet l'utilisation de la somme des carrés de l'erreur suppose que le bruit de mesure est une suite de v.a.i de moyenne nulle et de variance fixe. Ce résultat peut-être retrouvé à partir de l'estimateur du maximum de vraisemblance.

2.5.2.2 Critère du Maximum de Vraisemblance

Si le bruit de mesure est une suite de v.a.i, on peut donner sa densité de probabilité comme suit :

$$p_{e_y}(e_y) = \prod_{t=1}^{n_t} p_{e_y}(e_y(t)) \quad (2.17)$$

On définit la fonction de vraisemblance suivante :

$$L(e_y, \theta) = \prod_{t=1}^{n_t} p_{e_y(t)}(e_y(t, \theta)) \quad (2.18)$$

sous l'hypothèse d'une absence d'erreur de caractérisation ( $e_c = 0$  dans la figure 36), l'estimateur du maximum de vraisemblance cherche à maximiser cette fonction ou couramment, le logarithme de cette fonction. Le critère est alors :

$$j_{mv}(\theta) = \ln(L(e_y, \theta)) \quad (2.19)$$

Si la distribution est gaussienne on retrouve le critère quadratique. Cet estimateur peut présenter un grand intérêt si l'on souhaite faire varier l'hypothèse sur la nature du bruit de mesure.

### 2.5.2.3 Erreur dans les variables

La méthode d'erreur dans les variables, est une des méthodes permettant de prendre en compte dans le critère, des erreurs, aussi bien sur les entrées que sur les sorties (cf. figure 36). Toutes les variables d'entrée et de sortie sont alors mises dans un même vecteur  $\mathbf{z}$  de dimension  $\dim(\mathbf{z}) = n_{\mathbf{z}} \times n$ , pour  $n_{\mathbf{z}} = \dim(\mathbf{u}_i) + \dim(\mathbf{y}_i)$ ,  $n$  étant le nombre de relevés expérimentaux. En connaissant la nature du bruit sur  $\mathbf{z}$ , on cherche les vrais vecteurs,  $\hat{\mathbf{z}}$  et  $\hat{\theta}$  qui maximisent la vraisemblance de  $\hat{\mathbf{z}} - \mathbf{z}$  :

$$\{\hat{\theta}, \hat{\mathbf{z}}\} = \arg \max (L(\hat{\mathbf{z}} - \mathbf{z}, \theta)) \quad (2.20)$$

tout en respectant les contraintes suivantes :

$$f(\hat{\mathbf{z}}, \hat{\theta}) = 0 \quad (2.21)$$

$f$  n'étant qu'une écriture différente de l'équation du modèle. La recherche d'une solution (cf. 2.5.3) ne se fait plus sur un espace de dimension  $n_{\theta}$ , le nombre de paramètre à estimer mais  $n_{\theta} + n \times n_{\mathbf{z}}$ . Dans ces circonstances, l'utilisation des algorithmes d'optimisation non-linéaire (cf. 2.5.3.3) est quasi obligatoire. Le lecteur intéressé par cette méthode peut se référer aux articles (Kim 90) et (Espo 98), pour plus de précisions.

### 2.5.2.4 Autre approche

Dans le cas où l'analyse d'incertitudes a révélé des niveaux d'incertitude en sortie du modèle non-négligeables, nous avons voulu proposer une approche permettant d'en tenir compte. Cette dernière consiste à rajouter un bloc en amont du bloc « modèle » de la figure 36, générant un bruit représentatif des incertitudes. La nature de ce bruit est renseignée dans le bloc « Perturbations » et est issue des résultats obtenus lors de l'analyse d'incertitude (cf. 2.4.1.1.2). La nouvelle architecture ainsi obtenue est présentée à la figure 38.

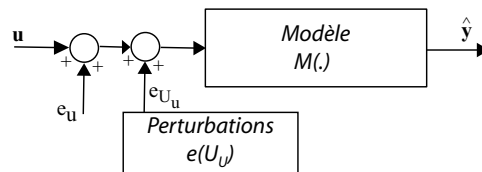


FIG. 38: Prise en compte des incertitudes dans le critère d'erreur

L'avantage de cette approche est de continuer à travailler dans un espace de dimension  $n_{\theta}$  tout en tenant compte des erreurs réalisées sur le mesurage des grandeurs d'entrée. Cette approche nous permet d'envisager l'obtention d'intervalles d'incertitude plus réalistes sur les paramètres (cf. 2.6.2).

## 2.5.3 Minimum du critère

Les techniques permettant la recherche du minimum du critère peuvent se diviser en trois catégories, les méthodes d'optimisation linéaires, non-linéaires locales et non-linéaires globales. Les méthodes itératives, requièrent un critère d'arrêt. Ce critère d'arrêt est défini soit dans l'espace d'état soit dans l'espace des paramètres. Il est généralement couplé à une valeur donnant le nombre d'itérations maximum à ne pas dépasser. La figure 39 donne un aperçu des méthodes les plus importantes et leur classification.

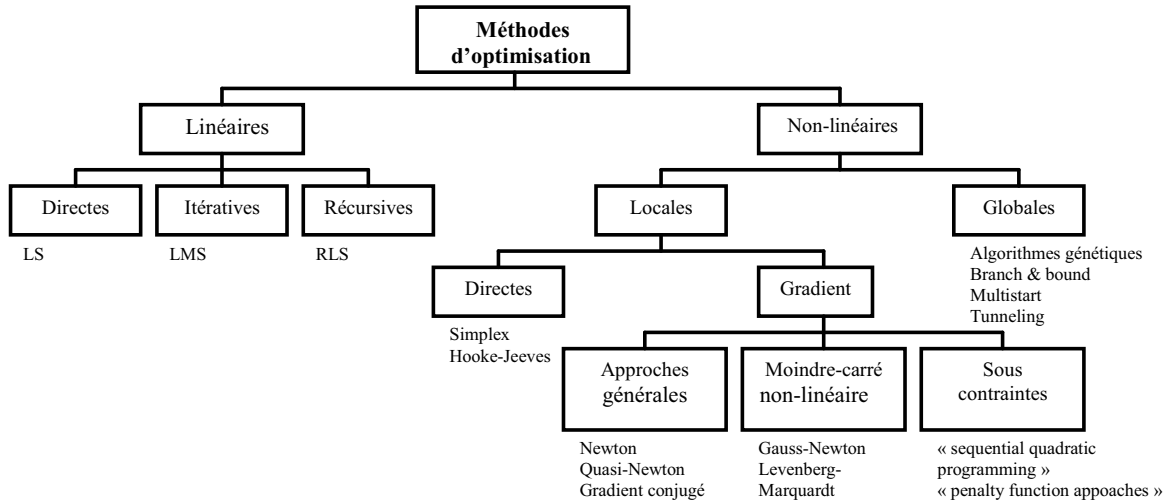


FIG. 39: Méthodes d'optimisation

2.5.3.1 Optimisation linéaire

Dans le cas des modèles l.p et d'un critère quadratique, on utilise les algorithmes d'optimisation linéaire. En effet, dans ces conditions, l'équation 2.16 peut s'écrire :

$$\mathbf{e}(\theta) = \mathbf{y} - \mathbf{R}\theta \tag{2.22}$$

Le minimum du critère quadratique est obtenu lorsque la dérivée par rapport à  $\theta$  est nulle. Puisque  $\mathbf{Q}$  est symétrique cela se traduit par :

$$\frac{\partial j_q}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\hat{\theta}} - 2\mathbf{R}^T \mathbf{Q} [\mathbf{y} - \mathbf{R}\hat{\theta}] = 0 \tag{2.23}$$

Il existe un seul optimum qui est le minimum de l'hyperparabole. Il peut être obtenu à partir des méthodes de la figure 39 mais si  $\mathbf{R}^T \mathbf{Q} \mathbf{R}$  est inversible, on obtient :

$$\hat{\theta} = \mathbf{R}^T \mathbf{Q} \mathbf{y} (\mathbf{R}^T \mathbf{Q} \mathbf{R})^{-1} \tag{2.24}$$

Pour les méthodes à erreur de sortie, la plupart des modèles sont non-l.p mais peuvent être ramené à ce type de structure, suite à un changement de variables par exemple. L'estimateur  $\hat{\theta}$ , n'est peut-être pas le meilleur estimateur de  $\theta$  mais on peut espérer que ce dernier fournisse une bonne initialisation à une recherche itérative.

2.5.3.2 Optimisation non-linéaire locale

Les techniques non-linéaires se distinguent par leur stratégie d'exploration et d'exploitation de l'espace de recherche. La stratégie locale nécessite la donnée d'un point de l'espace paramétrique. Elle étudie les propriétés au voisinage de ce point pour trouver une direction de descente du critère. Un nouveau point est ainsi atteint. Cette procédure est répétée jusqu'à l'obtention du critère d'arrêt. Ces algorithmes sont dits de type grimpeurs.

Une formulation usuelle de ces algorithmes de « type grimpeurs » est :

$$\hat{\theta}(k+1) = \hat{\theta}(k) + \alpha(k) \mathbf{d}(k) \tag{2.25}$$

où  $\hat{\theta}(k)$  est le vecteur des paramètres estimés à l'itération  $k$ ,  $\mathbf{d}(k)$  est la direction de recherche à l'itération  $k$  et  $\alpha(k)$  est un scalaire fixe ou calculé tel qu'une extrémisation de  $j(\theta)$  soit obtenue. Les différentes méthodes se différencient par la stratégie de choix des directions de recherche et du pas de calcul. Les méthodes dérivées du gradient se différencient en fonction de l'ordre de la

dérivée, de la fonction objectif, calculée pour la mise à jour du vecteur des paramètres. A l'ordre 1 ces méthodes utilisent les dérivées partielles premières de  $j(\theta)$ . Dans le cas de la méthode du gradient, la direction de recherche est donnée par :

$$\mathbf{d}(k) = -\frac{\partial j(\theta)}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\hat{\theta}} \quad (2.26)$$

Le facteur scalaire peut être évalué à chaque itération de façon à améliorer ou ralentir la convergence. Les méthodes d'ordre 2 exploitent les dérivées secondes partielles de  $j(\theta)$  (ex : Gauss-Newton, Levenberg-Marquardt).

### 2.5.3.3 Optimisation non-linéaire globale

Dans le cas de l'optimisation non-linéaire, l'existence de plusieurs minima locaux rend très utile l'utilisation d'algorithmes d'optimisation globale. Ces derniers scrutent tout l'espace de recherche pour déterminer un minimum global du critère. Du fait de la lourdeur des calculs, ces algorithmes sont très lents et souvent combinés aux algorithmes locaux. Plusieurs combinaisons sont alors possibles en fonction de la complexité du problème :

- Combinaison séquentielle: l'algorithme d'optimisation globale est utilisé pour déterminer une région alors que l'algorithme d'optimisation locale permet de converger rapidement vers le point optimal (Schm 99).
- Combinaison imbriquée: l'algorithme d'optimisation globale détermine les paramètres les plus difficiles à obtenir, comme ceux concernant l'ordre ou la complexité du modèle. L'algorithme d'optimisation locale permet d'obtenir les paramètres les plus faciles à obtenir. Les modèles neuronaux, flous ou polynomiaux se prêtent très bien à ce type de combinaison (Nell 01).
- Combinaison hybride: les deux combinaisons précédentes sont utilisées de façon alternative.

Dans le cas d'un faible nombre de paramètres à estimer, le tracé des surfaces du critère de coût (cf. 2.3.2.2.1) pour un  $\theta$  donné, peut fournir des renseignements très précieux sur l'algorithme à utiliser.

## 2.6 Invalidation du modèle

Cette phase de validation est importante car elle permet soit de clore le processus d'identification, soit d'imposer de retravailler certaines solutions employées. Trois approches, qui se veulent complémentaires, caractérisent cette phase. Il peut être donné plus ou moins d'importance à une des approches selon le but poursuivi par le processus d'identification.

Il est ici important de rappeler qu'un modèle ne peut être validé. On peut par contre prouver qu'il n'est pas invalide. Lorsque nous parlerons de modèle valide, il est donc clair qu'il est sous-entendu que ce dernier le sera jusqu'à ce que l'on trouve un moyen de l'invalider (Bale 03).

### 2.6.1 Invalidation des résidus

En travaillant ici sur les résidus le but est clairement d'invalider le modèle en remettant en cause les hypothèses faites lors de la phase de modélisation. Il est notamment possible de remettre en cause les hypothèses faites quant à la nature du bruit, les corrélations, une non-stationnarité, une distribution non-gaussienne, etc. L'outil le plus couramment utilisé est l'outil graphique complété parfois par les tests statistiques pour plus de précision. Ces outils, dont les principaux sont rappelés ci-après, sont traités de manière approfondie dans les ouvrages (Walt 94), (Ljun 99) et (Drap 98).

*2.6.1.1 Test Graphique*

Ce test peut revêtir deux aspects. En effet, il est possible de tracer les résidus des différentes variables intervenant dans la formulation du critère de coût, soit par rapport au temps ou sous forme d'histogramme. Dans le premier cas, on peut diagnostiquer une non-stationnarité, un changement non maîtrisé des conditions expérimentales. Dans le deuxième cas, l'histogramme obtenu à partir des données expérimentales est comparé à la distribution obtenue pour une moyenne et une variance calculés à partir des résidus.

Ce test graphique, essentiellement qualitatif, est avantageusement complété par une étude quantitative donnée par les tests statistiques qui suivent.

*2.6.1.2 Test Statistique*

Utilisant les propriétés de la distribution supposée et des statistiques tirées des échantillons, les deux tests qui suivent, tirés de (Walt 94) pourront être utilisés.

**2.6.1.2.1 Plage de variation des erreurs**

Ce test est très simple et n'est utilisé que dans le cas où le nombre de données est très grand. Il consiste à comparer la plage de variation des erreurs  $\mathbf{e}_\theta(t, \hat{\theta})$  à la valeur  $10\sqrt{\hat{v}_e}$  où  $\hat{v}_e = \frac{1}{n-1} \sum_{t=1}^{n_t} [\mathbf{e}_\theta(t, \hat{\theta}) - \hat{m}_e]^2$  est la variance des résidus. Nous savons que pour une variable aléatoire  $X$  distribuée suivant une loi normale  $N(0, \sigma^2)$  nous avons :

$P(X \in [E\{X\} - 5\sigma, E\{X\} + 5\sigma]) = 0.99999942$ ,  
si bien que l'hypothèse de normalité est rejetée si

$$T_1 = \frac{\max_t \mathbf{e}_\theta(t, \hat{\theta}) - \min_t \mathbf{e}_\theta(t, \hat{\theta})}{10\sqrt{\hat{v}_e}} \quad (2.27)$$

est très différent de 1.

**2.6.1.2.2 Asymétrie et Aplatissement de la distribution**

Les propriétés de la loi normale utilisées ici sont celles faisant références aux notions de coefficient d'asymétrie « skewness » et coefficient d'aplatissement « kurtosis ». Soit  $X(t) = (t = 1, \dots, n_t)$ , une suite de variables aléatoire indépendantes de même fonction de distribution. Le coefficient d'asymétrie est défini par :

$$s_X = \frac{E\{(X - E\{X\})^3\}}{\sigma^3} \quad (2.28)$$

et le coefficient d'aplatissement par :

$$k_X = \frac{E\{(X - E\{X\})^4\}}{\sigma^4} - 3 \quad (2.29)$$

Dans le cas d'une distribution gaussienne, ces deux grandeurs sont nulles. Leur signe peut néanmoins donner des renseignements sur la distribution. Ainsi des valeurs positives du « skewness », renseignent sur une aire plus importante de la courbe définie par les valeurs supérieures à la moyenne. C'est le contraire pour des valeurs négatives. De même que si la décroissance de la distribution à l'infini est plus rapide que dans le cas d'une distribution normale, le « kurtosis » est négatif. Dans le cas d'une décroissance plus lente, il est positif.

Pour le résidu, l'estimée empirique du « skewness » est donnée par :

$$\hat{s}_e = \frac{1}{n} \sum_{t=1}^{n_t} \frac{(\mathbf{e}(t, \hat{\theta}) - \hat{m}_e)^3}{\hat{v}_e^{3/2}} \quad (2.30)$$

et celle du « kurtosis » par :

$$\hat{k}_{\mathbf{e}} = \left\{ \frac{1}{n} \sum_{t=1}^{n_t} \frac{(\mathbf{e}(t, \hat{\theta}) - \hat{m}_{\mathbf{e}})^4}{\hat{v}_{\mathbf{e}}^2} \right\} - 3 \quad (2.31)$$

Sous l'hypothèse de normalité des résidus  $\mathbf{e}$ , les « skewness » et « kurtosis » précédents suivent également une distribution normale et ont respectivement pour moyenne,  $m_{s_{nor}} = 0$  et  $m_{k_{nor}} = \frac{-6}{n_t+1}$  et respectivement pour variance  $v_{s_{nor}} = \frac{6(n_t-2)}{(n_t+1)(n_t+3)}$  et  $v_{k_{nor}} = \frac{24n_t(n_t-2)(n_t-3)}{(n_t+1)^2(n_t+3)(n_t+5)}$ . Donc les « skewness » et « kurtosis » des résidus sont ceux d'une distribution normale avec un degré de confiance de 95% si les inégalités suivantes sont vérifiées :

$$T_2 = \frac{|\hat{s}_{\mathbf{e}}|}{2\sqrt{v_{s_{nor}}}} < 1 \quad (2.32)$$

$$T_3 = \frac{|\hat{k}_{\mathbf{e}} - m_{k_{nor}}|}{2\sqrt{v_{k_{nor}}}} < 1 \quad (2.33)$$

## 2.6.2 Paramètres et Incertitudes

L'obtention de la meilleure valeur des paramètres, au sens du critère de coût minimisé, est en général insuffisante, du fait de la distance de structure et du bruit existants. Il est aussi souhaitable d'évaluer les incertitudes associées au résultat. Les paramètres estimés sont affectés par deux types d'erreur : l'erreur de biais et l'erreur de variance (Rich 02). Dans le cas d'une approche par intervalles, ces intervalles sont le reflet, non seulement de la sensibilité du modèle par rapport aux paramètres mais également du niveau de bruit. Ils doivent être les plus petits possibles.

### 2.6.2.1 Erreur de biais

Le biais d'estimation se définit statistiquement par la présence d'une erreur systématique répétitive. Si  $\hat{\theta}$  est un estimateur de  $\theta^*$  alors  $\hat{\theta} = \arg \min j(\theta^*, e_y(t), e_c(t))$ , avec  $e_y(t)$  le bruit de mesure et  $e_c(t)$  le bruit dû à la présence d'erreur de modélisation :

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= Ax(t) + Bu(t) + e_c(t) \\ y(t) &= Cx(t) + Du(t) + e_y(t) \end{aligned} \quad (2.34)$$

La présence du bruit d'état  $e_c(t)$  est la conséquence du fait que le modèle est une approximation du système réel. Pour une entrée définie, le critère de coût  $j$  est fonction de la vraie valeur des paramètres, du bruit de mesure et du bruit d'état. Il est alors possible de définir une fonction de biais d'estimation  $b(\cdot)$  telle que :

$$b(\theta^*) = E \left\{ \hat{\theta} - \theta^* \right\} = E \left\{ \arg \min j(\theta^*, e_y(t), e_c(t)) \right\} - \theta^* \quad (2.35)$$

Un estimateur non-biaisé est un estimateur pour lequel  $b(\theta^*) = 0, \forall \theta^*, e_y(t)$  et  $e_c(t)$ .

L'estimateur peut être non biaisé pour un nombre de valeurs très important, on dit alors qu'il est non-biaisé de manière asymptotique. Même si dans la réalité ce n'est presque jamais le cas, les estimateurs sont souvent donnés sous l'hypothèse qu'il n'y ait pas d'erreur de caractérisation. Lorsque les paramètres estimés ont une signification physique et/ou que des décisions dépendent de leurs valeurs (en diagnostic par exemple), il convient d'évaluer, dans la mesure du possible, les erreurs induites par la présence d'erreurs structurelles.



L'expression de l'équation 2.35 est extrêmement complexe et nécessite la connaissance de la vraie valeur des paramètres. De plus, pour des systèmes réels complexes, la présence d'un biais d'estimation est quasiment inévitable. Afin de le minimiser, il faut donc veiller à valider les différentes hypothèses relatives à la nature des résidus (cf. 4.7.2) et vérifier les capacités du modèle à décrire le processus. Ce biais peut aussi être la conséquence de la présence d'une erreur d'instrumentation, de calibration de capteur etc.(cf. 3.2.2). Dans nos travaux, le biais sera réduit au minimum en soignant les étapes relatives à l'expérimentation. Une fois les résidus validés, la présence d'un biais d'estimation est essentiellement évaluée à partir de la *connaissance a priori* disponible sur le processus.

### 2.6.2.2 Erreur de variance

La quantification de la variance vise à associer aux valeurs des paramètres estimés (valeurs biaisées ou non) un intervalle de confiance. On peut ainsi considérer l'incertitude sur les données (cf. 3.2) mais également les erreurs numériques. Plusieurs techniques peuvent être employées (et éventuellement combinées) à cet effet, d'où la nécessité de présenter les principales d'entre elles. Aucune n'est sans inconvénient et cela fait l'objet de recherche actuelles afin d'obtenir un résultat garanti.

#### 2.6.2.2.1 Approche expérimentale

Dans cette approche, il faut rejouer la phase d'essais et d'estimation des paramètres plusieurs fois. Il est alors possible de juger de la dispersion des valeurs autour de la moyenne des estimées. Cette manière de procéder a l'avantage de tenir compte de tous les facteurs possibles (erreurs et conditions de mesure, perturbations de l'environnement etc.). Elle a comme principal inconvénient de nécessiter un très grand nombre de jeux de données pour être significative. Elle est donc très coûteuse et sollicite beaucoup le système.

#### 2.6.2.2.2 Distribution de Student

Le cas des paramètres suivant une distribution gaussienne est certainement le plus documenté dans la littérature. Cette méthode tient compte des propriétés de cette distribution dans le but de déterminer des intervalles de confiance à 95%.

Soit une variable aléatoire  $X$  distribuée suivant une loi normale<sup>3</sup>  $N(\mu, \sigma^2)$ , il est possible de connaître l'intervalle dans lequel une prochaine réalisation de cette variable, sera avec un pourcentage de confiance donné. Il faut pour cela se reporter aux tables donnant les probabilités pour une distribution Gaussienne normalisée et relever la valeur  $\tau$  de l'intervalle à 95% telle que :

$$P\left(\tau \leq \frac{X_i - \mu}{\sigma} \leq \tau\right) = 0.95 \quad (2.36)$$

Il est donc possible d'écrire :

$$P(\mu - \tau\sigma \leq X_i \leq \mu + \tau\sigma) = 0.95 \quad (2.37)$$

Cette écriture peut être réarrangée pour pouvoir déterminer l'intervalle dans lequel l'espérance de la distribution a 95% de chance de se trouver. La nouvelle écriture est alors la suivante :

$$P(X_i - \tau\sigma \leq \mu \leq X_i + \tau\sigma) = 0.95 \quad (2.38)$$

En réalité, il n'est pas possible d'avoir une distribution avec un nombre infini de points et une variance donnée. Il faut donc tenir compte des propriétés statistiques de l'échantillon. L'équation précédente devient donc :

---

<sup>3</sup>Nous reviendrons sur cette loi au chapitre suivant tant elle est importante en identification

$$P(X_i - t Std_X \leq \mu \leq X_i + t Std_X) = 0.95 \quad (2.39)$$

avec

$$Std_X = \left[ \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (X_i - \bar{X})^2 \right]^{1/2} \quad (2.40)$$

Dans ce cas, le  $\tau$  devient  $t$  car la variable définie en équation 2.38 ne suit plus obligatoirement une distribution normale.  $t$  est donc la valeur numérique (tabulée) ayant une probabilité de 95% (dans ce cas précis) d'être dépassée en valeur absolue par une variable aléatoire suivant une loi de Student à N-1 degrés de liberté. Pour des valeurs élevées du degré de liberté (supérieures à 120) cette distribution s'apparente à une distribution Gaussienne. La valeur de  $t$  pour un niveau de confiance de 95%, est celle de la distribution Gaussienne, soit 1.96.

Une solution pour réduire l'intervalle défini dans l'équation 2.39, est d'utiliser plusieurs échantillons de réalisations (cf. 3.2.1.1.2). L'écart-type est réduit par un facteur  $\sqrt{N}$ . La nouvelle équation est la suivante :

$$P\left(\bar{X} - t \frac{Std_X}{\sqrt{N}} \leq \mu \leq \bar{X} + t \frac{Std_X}{\sqrt{N}}\right) = 0.95 \quad (2.41)$$

### 2.6.2.2.3 Méthode de Monte-Carlo

Cette méthode s'apparente à celle décrite en 2.6.2.2.1 dans la mesure où il faut disposer d'un maximum de réalisations du vecteur aléatoire  $y^S$  issu de l'expérimentation. La seule et grande différence avec la méthode précédente est qu'ici ces données sont issues de la simulation. L'objectif est d'obtenir un ensemble de paramètres qui tiendrait compte d'incertitudes supposées sur nos grandeurs. Ces nouvelles grandeurs sont dites fictives, car obtenues à partir de la simulation. Les données sans bruit sont donc corrompues avec des variables aléatoires qui sont proches des perturbations et des bruits agissant sur le système en réalité.

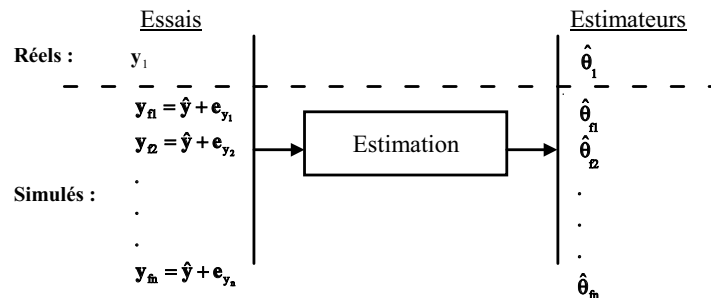


FIG. 40: Méthode de Monte-Carlo

La moyenne et la covariance empirique des estimées fictives sont calculées afin de caractériser  $\hat{\theta}_f$ . Pour finir, il est intéressant de préciser que cette technique peut être complétée par diverses techniques permettant de réduire le volume des calculs nécessaires (Gran 83) ou d'éviter d'avoir à estimer la loi du bruit à partir des résidus (ex Jakknife et Bootstrap) (Walt 94).

### 2.6.2.2.4 Estimation statistique théorique

La technique qui suit se veut donner le plus petit intervalle théorique qu'il est possible d'obtenir sur les paramètres. En effet, la plus faible valeur possible pour la matrice de covariance sur les paramètres est bornée par l'inégalité de Cramer-Rao (cf. 2.42). Cette inégalité, indépendante

## 2. LE PROCESSUS D'IDENTIFICATION

de l'estimateur utilisé, fixe une limite théorique sur la variance des  $m$  paramètres estimés de tout estimateur non biaisé :

$$P_{\hat{\theta}} = \text{var}(\hat{\theta}) \geq M_F^{-1}(\theta^*) \quad (2.42)$$

$$P_{\hat{\theta}} = \begin{bmatrix} \sigma_{(1,1)} & \sigma_{(1,2)} & \cdots & \sigma_{(1,m)} \\ \sigma_{(2,1)} & \sigma_{(2,2)} & \cdots & \sigma_{(2,m)} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sigma_{(m,1)} & \sigma_{(m,2)} & \cdots & \sigma_{(m,m)} \end{bmatrix} \quad (2.43)$$

où  $M_F^{-1}(\theta^*)$  est l'inverse de la matrice d'information de Fisher (cf. éq. 3.27).

Elle présente l'énorme avantage de pouvoir être évaluée à partir d'un unique jeu de données. L'inégalité de Cramer-Rao est d'une importance capitale en planification d'expérience. Nous en reparlerons donc, notamment pour donner sa forme dans le cas d'estimateur non-biaisé au chapitre suivant.

### 2.6.2.2.5 Estimation ensembliste à erreur bornée

Ce paragraphe ne donne pas le détail de cette technique qui est bien décrite dans le livre (Walt 94) mais également dans la littérature plus récente (Brae 02). On ne considère plus ici la distribution des paramètres mais plutôt des intervalles ou plus précisément, des ensembles admissibles a posteriori (c'est à dire compte tenu des données). Cette méthode est bien adaptée dans le cas où :

- la caractérisation de l'erreur comme une variable aléatoire indépendante est discutable : erreur répétitive etc.,
- l'erreur est donnée sous forme de bornes et donc assimilable à une distribution uniforme sur un intervalle donné.

Notons que cette technique est également très utilisée pour la prise de décisions à partir de la valeur numérique des paramètres (prédiction, diagnostic, commande etc.).

### 2.6.2.3 Représentation - Isocritère

L'isocritère de niveau  $j_1$  est le lieu des points  $\theta$  de l'espace paramétrique qui vérifient :

$$j(\theta) = j_1 \quad (2.44)$$

En général, sa forme est quelconque. Dans le cas où le Hessien du critère est défini positif, la distribution des estimées est normale et les isocritères se concrétisent sous la forme d'ellipses d'incertitude.

Pour tracer ces isocritères dans un espace de dimension deux, nous proposons une approche statistique et une autre heuristique (Schm 99).

### 2.6.2.3.1 Approche statistique

Compte tenu de l'écriture du critère du maximum de vraisemblance (cf. 2.5.2.2), les paramètres estimés d'iso-vraisemblance se situent dans l'espace paramétrique sur des courbes isocritères telles que :

$$P(\theta) = \prod_{t=1}^{n_t} \frac{1}{((2\pi)^m \det P_{\theta})^{1/2}} \exp\left(-\frac{1}{2}(\theta - \theta^*)^T P_{\theta}^{-1}(\theta - \theta^*)\right) = \text{constante} \quad (2.45)$$

En utilisant la fonction de log-vraisemblance, il vient :

$$(\theta - \theta^*)^T P_{\hat{\theta}}^{-1} (\theta - \theta^*) = \text{constante} \quad (2.46)$$

$\theta^*$  n'étant en général pas connu, il est remplacé par l'estimateur  $\hat{\theta}$  que l'on suppose très proche. La constante est généralement prise égale à 1, définissant ainsi une région de l'espace paramétrique où la probabilité de trouver  $\hat{\theta}$  est de 68,3%. La figure 41 présente le tracé d'une ellipse dans le cas de deux paramètres  $\theta_1$  et  $\theta_2$  à estimer.

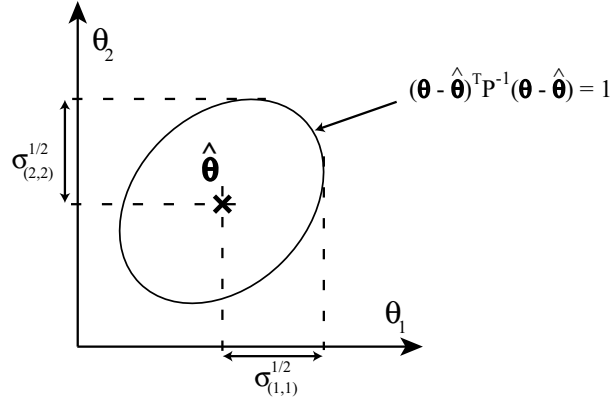


FIG. 41: Ellipse d'incertitude

### 2.6.2.3.2 Approche heuristique

Dans le cas d'un minimum quadratique autour de l'optimum global, la répétition un grand nombre de fois du processus d'identification avec des réalisations différentes du bruit, conduit à un nuage elliptique autour de  $\theta^*$ . L'expression du critère de coût autour de  $\theta^*$  peut être développée de la manière suivante :

$$j(\theta) = j(\theta^*) + \frac{1}{2} (\theta - \theta^*)^T \frac{\partial^2 j}{\partial^2 \theta} \Big|_{\theta=\hat{\theta}} (\theta - \theta^*) \quad (2.47)$$

les autres termes d'ordres supérieurs étant théoriquement négligeables. L'équation précédente peut être réécrite sous la forme :

$$j(\theta) = j(\theta^*) + \Delta j \quad (2.48)$$

en choisissant  $\Delta j = 0.5$ , une ellipse centrée sur  $\theta^*$ , contenant 68.3% des points estimés est définie et l'on retrouve l'ellipse de la figure 41 précédente.

A ces méthodes il est intéressant de considérer le tracé des isocritères à partir des surfaces du critère de coût. Celles-ci sont alors vues comme des courbes de niveau des surfaces tracées dans l'étude préalable d'identifiabilité (cf. 4.2.1). A ce niveau de validation, c'est néanmoins la forme de ces courbes au voisinage du point nominal qui est étudiée et utile.

Jusqu'à maintenant, il a été possible de montrer la possibilité de tracer ces courbes pour des estimations dont le nombre de paramètres ne dépassait pas trois. Le problème se complique au delà et il est alors plus difficile d'extrapoler pour tenir compte de la globalité du problème et de tout l'espace. Comme pour l'étude en dimension deux, les méthodes permettant l'analyse pour des dimensions supérieures utilisent les équations ou le nuage de points. Dans le cas du nuage de points, il est possible d'utiliser l'analyse en composante principale (ACP) (Mori 98). Les techniques travaillant à partir des équations sont souvent préférées car elles nécessitent un nombre beaucoup moins important d'essais (Miln 88).

### 2.6.2.3.3 Conditionnement du problème d'optimisation

Un des avantages majeurs de la représentation des isocritères est de pouvoir vérifier le conditionnement du problème d'identification. En absence d'un problème d'identifiabilité structurelle (cf. 2.3.2.2.1) nous verrons au chapitre suivant (cf. 3.4.1.1) comment l'étude de la forme de l'isocritère et le rapport entre ses axes principaux peut renseigner sur des problèmes de conditionnement du problème dus à un protocole expérimental peu sensibilisant.

### 2.6.3 Pouvoir prédictif et Robustesse

Ce type de validation qui doit être faite presque systématiquement, permet de mesurer l'aptitude du modèle à reproduire un comportement pour lequel il n'a pas été entraîné. Dans le cas d'entrées différentes, on parle de pouvoir prédictif du modèle et dans le cas de perturbations, de robustesse.

Des entrées différentes de celles utilisées pour l'estimation sont appliquées au modèle. Un relevé des écarts entre le système et le modèle permet de juger de son pouvoir prédictif. On parle également de validation croisée. Il est important de noter que la complexité d'un modèle ne présume en rien de son pouvoir prédictif.

Il faudra se méfier d'un modèle pour lequel de petites variations des grandeurs suivantes :

- conditions initiales ou constantes supposées connues
- entrées ou variables d'état du système

entraînent un bouleversement complet du comportement de  $M(\hat{\theta})$ .

## 2.7 Conclusion

Ce chapitre a permis de passer en revue l'ensemble du processus d'identification. L'objectif reste de développer une réelle connaissance procédurale autour de ce processus. Mais la méconnaissance de l'influence exacte de chacune des étapes du processus, sur un objectif qui est parfois lui-même difficile à préciser et quantifier, rend la tâche délicate. Ce chapitre a donc bien moins d'ambitions que les techniques présentées par Jean Yves Prax dans son ouvrage (Prax 00) pour la gestion de la connaissance. Nous pensons cependant que ce travail est nécessaire pour assurer la qualité du processus d'identification et réduire ainsi la dispersion entre les différentes solutions mises en place.

La mise en place d'un processus d'identification demande à réaliser un choix pour chacune des étapes du processus, sous couvert de certaines hypothèses. Chaque choix effectué influence à sa manière le résultat de l'identification, et peut être remis en cause si l'une des hypothèses n'était pas validée. Ce chapitre nous permet de mieux positionner le modèle de Pacejka parmi les modèles mathématiques existants. Il nous permet surtout de mieux apprécier les hypothèses relatives à l'utilisation du logiciel MF-Tool et portant sur : l'approche (à erreur de sortie), le critère (quadratique) et l'algorithme d'optimisation (Levenberg-Marquardt). Afin d'assurer une qualité optimale des données, nos travaux se sont concentrés sur l'expérimentation. Cette étape du processus d'identification a mis en évidence des outils d'analyse des incertitudes et de planification d'expérience, sur lesquels nous donnons plus de détails au chapitre suivant.

## Chapitre III

### LA PRÉPARATION DES ESSAIS

#### 3.1 Introduction

Les essais sont réellement au coeur du processus d'identification. Tous les éléments qui gravitent autour pourront être amenés à changer ou à évoluer. L'essai contient lui, une réelle information sur le comportement du système qui est difficilement remplaçable et c'est pour cela qu'il faut en assurer, le plus possible, la qualité. De plus, parce que ces essais coûtent chers, en hommes, en temps et en matériels, l'effort consacré à en minimiser la quantité ne doit pas être négligé.

C'est ainsi qu'à l'aide des outils dédiés à la planification d'expérience, il sera possible de fournir des précisions quant à l'optimalité des conditions d'expérience. Mais avant, un point sera fait sur la « mesure », bien trop souvent négligée dans cette démarche.

#### 3.2 Mesures

La mesure, appelée aussi mesurage<sup>1</sup> dans le GUM<sup>2</sup> (ISO 95), tout le monde en use dans sa vie de tous les jours (ne serait-ce que pour arriver au parfait dosage lors de la réalisation d'un gâteau ou pour connaître un temps de parcours), sans que cela ne pose de problème. Pourquoi alors vouloir lui consacrer ici une section ? Tout simplement parce qu'elle est à la base de toute expérimentation et qu'il est nécessaire de comprendre au mieux l'interprétation à faire des résultats de la mesure pour une meilleure utilisation. Si cette section ne donnera pas toute l'analyse et les préconisations du GUM, elle se voudra néanmoins présenter les principes de base pour une meilleure compréhension.

---

<sup>1</sup>Le mesurage consiste à déterminer la valeur de la grandeur particulière à mesurer

<sup>2</sup>Nom courant utilisé pour désigner le Guide to the expression of Uncertainty in Measurement

#### 3.2.1 Distribution Gaussienne

Ce ne sont pas tant les propriétés de la distribution Gaussienne, dont nous faisons un rappel ci-après, qu'il est nécessaire de souligner ici, mais plutôt le pourquoi de son utilisation.

Cette distribution statistique en forme de cloche, parfaitement symétrique, est donnée par l'équation suivante :

$$f_X(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{1}{2}\left(\frac{x-\mu}{\sigma}\right)^2\right) \quad (3.1)$$

pour  $-\infty < x < \infty$ ,  $\mu$  étant l'espérance mathématique, et  $\sigma$  l'écart-type de la loi  $f$  de la variable aléatoire  $X$ . La figure 42 donne le tracé d'une loi pour  $\mu = 100$  et  $\sigma = 7.0711$ .

##### 3.2.1.1 Motivations

###### 3.2.1.1.1 Phénomènes naturels

Cette distribution est très utilisée car elle a montré qu'elle était la plus à même à décrire la variabilité qui existe autour des essais ou des instruments de mesure. Elle est, d'ailleurs, recommandée par de nombreux standards (ANSI 98), (AIAA 95). De plus, certains auteurs (Klin 53), (Stee 94) ont montré que dans de nombreux cas, le fait de considérer une autre distribution comme hypothèse ne variait pas l'interprétation des résultats.

###### 3.2.1.1.2 Statistiques

L'explication statistique de l'utilisation de cette loi tient du théorème « faible des grands nombres » et du théorème « central limite ». Soit un échantillon de  $n$  éléments pris dans une population de  $N$  individus. A chaque fois que l'on tire un individu au hasard, il y a une probabilité  $p$  que cet individu possède une caractéristique  $A$ . Le théorème faible des grands nombres dit que plus le nombre d'individus  $n$  sera grand, plus la fréquence empirique d'individus présentant la caractéristique  $A$  sera proche de  $p$ . Cela se traduit mathématiquement de la manière suivante :

Soit  $X_1, \dots, X_n$ , une suite de variables aléatoires intégrables et de même loi. Soit  $E\{X\} = \mu$  leur espérance commune et  $Var(X) = \sigma^2$  leur variance. Alors :

$$\lim_{n \rightarrow +\infty} P\left(\left|\frac{X_1 + \dots + X_n}{n} - E\{X\}\right| \geq \alpha\right) = 0 \quad (3.2)$$

Si le théorème faible des grands nombres permet de définir ce vers quoi tend la fréquence observée, le théorème central limite permet lui de savoir comment. En effet, ce théorème permet d'affirmer que, quelle que soit la population de départ de  $X$ , la distribution des moyennes obéit toujours à une loi normale. Cette distribution aura une moyenne  $\mu$  et une variance  $\frac{\sigma^2}{n}$ . Cela se traduit mathématiquement par :

$$\lim_{n \rightarrow +\infty} P(\sqrt{n}(\bar{X}_n - \mu) \leq t) = \Phi\left(\frac{t}{\sigma}\right) \quad (3.3)$$

où  $\bar{X}_n = (X_1 + \dots + X_n)/n$  et  $\Phi\left(\frac{t}{\sigma}\right)$  est la fonction de répartition d'une variable normale centrée réduite.

Pour illustrer ce théorème, nous avons simulé la répartition du nombre de cotés piles obtenus, pour 200 lancers d'une pièce équilibrée. En répétant 2000 fois cette expérience, nous obtenons l'histogramme empirique de la figure 42. Le résultat d'un lancer est donné par une loi de Bernoulli avec une probabilité  $p = 0.5$  d'avoir un pile (soit  $X = 1$ ). L'espérance et la variance de cette loi sont respectivement :

$$E\{X\} = \mu = p = 0.5$$
$$Var(X) = \sigma^2 = \sqrt{p(1-p)} = 0.5$$

La variable aléatoire définie par la moyenne, avant d'être centrée et réduite, tend vers une loi normale  $\left(\mu, \frac{\sigma^2}{n}\right)$ . La répartition du nombre de pile suit donc une loi normale centrée en

$n\mu = 200 * 0.5 = 100$  et d'écart type  $\sigma\sqrt{n} = 7.0711$ . Cette distribution est superposée à l'histogramme de la figure 42.

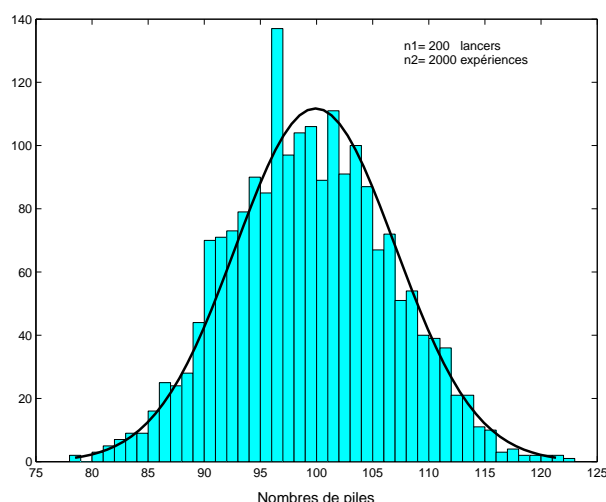


FIG. 42: Simulation de 2000 expériences résultat de 200 lancers d'une pièce équilibrée

### 3.2.2 Erreur

L'erreur est décrite, dans de nombreux ouvrages (ex : (Neul 98)), comme étant l'écart entre la valeur mesurée et la valeur réelle de la grandeur physique désirée. Dans (Barc 03), un classement est réalisé en fonction des causes éventuelles d'erreur de mesure :

- erreurs de protocole, liées à la méthode de mesure,
- erreurs d'instrument,
- erreurs personnelles, liées à l'expérimentateur.

Si cette classification a l'avantage de n'oublier aucune cause d'erreur, il sera préférable de se concentrer sur la nature de l'erreur. Quelle que soit la cause de l'erreur, cette dernière est systématique ou aléatoire. Ces deux composantes sont donc précisées.

**Erreur systématique :** Moyenne qui résulterait d'un nombre infini de mesures du même mesurande, mesuré dans des conditions de répétabilité<sup>3</sup> définies, moins la valeur du mesurande. Elles s'exprime alors par :

$$\varepsilon_s = M_v - E \{M_m\} \quad (3.4)$$

$M_v$  étant la valeur du mesurande et  $M_m$  un nombre infini de mesurages de ce dernier. Cette erreur est souvent associée au mot biais, qui a déjà été introduit dans le cas des estimateurs en (cf. 2.6.2). Ce rapprochement pourra donc être fait pour une meilleure compréhension. Par contre, comme il est précisé dans la note technique (Tayl 94) du NIST<sup>4</sup> portant sur l'utilisation du GUM, en métrologie, le mot biais est réservé au cas particulier des instruments de mesure.

**Erreur aléatoire :** Résultat de la mesure moins la moyenne qui résulterait d'une infinité de mesures du même mesurande dans des conditions de répétabilité. Elle est donc définie par l'expression suivante :

<sup>3</sup>Les conditions comprennent:

- |   |   |
|---|---|
| – même mode opératoire  | – même lieu                                     |
| – même observateur  | – répétition durant une courte période de temps |
| – même instrument de mesure utilisé dans les mêmes conditions |   |

<sup>4</sup>National Institute of Standards and Technology

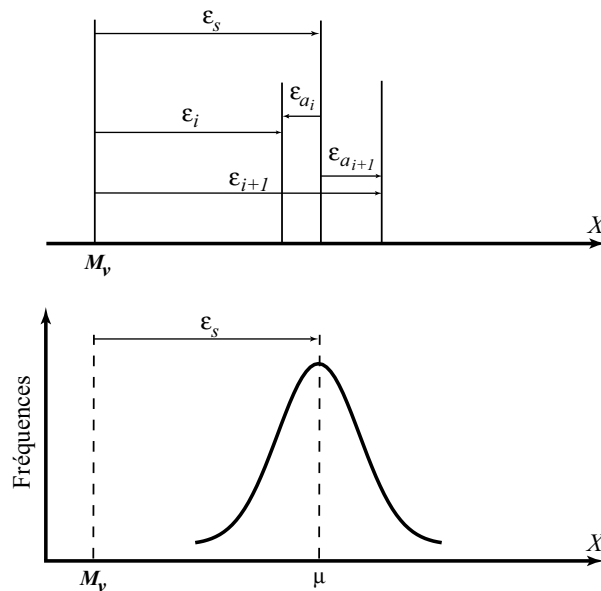


$$\varepsilon_{a_i} = M_{m_i} - E \{M_m\} \tag{3.5}$$

Cette composante de l'erreur permet donc de prendre en compte les erreurs causées par des phénomènes aléatoires tels que le bruit thermique pour un capteur mal refroidi, les phénomènes d'hystérésis ou même l'appréciation d'un évènement par l'expérimentateur. L'erreur  $\varepsilon_i$  réalisée sur le résultat d'un mesurage  $M_{m_i}$  s'écrit alors :

$$\varepsilon_i = \varepsilon_s + \varepsilon_{a_i} \tag{3.6}$$

L'objectif de tout mesurage est de réduire cette erreur afin qu'elle atteigne un niveau minimum et ce, quelle qu'en soit la nature. Il est ainsi possible de réduire le biais d'un instrument de mesure par une phase de calibration (ou étalonnage) précise. Il en sera de même pour la composante aléatoire due à l'appréciation de l'expérimentateur (ex : lecture de l'heure sur une montre à aiguilles) en utilisant un appareillage approprié (afficheur numérique), etc. Le graphique synthétisant ce concept d'erreur est présenté en figure 43.



**Fig. 43:** Erreur dans la mesure d'un mesurande M pour deux mesures (graphe du dessus) puis pour une infinité de mesures (graphe du dessous)

Cependant, pour des raisons de conventions et afin de lever toutes ambiguïtés qu'il peut y avoir avec l'utilisation du mot « incertitude », la convention préconisée par le (ISO 95) a été retenue et est ici présentée. Cette dernière a été reprise de manière très pragmatique dans (Cole 98) ou plus récemment dans (Barc 03).

### 3.2.3 Incertitude - Précision et convention d'écriture

Les définitions et les notions précédentes (cf. 3.2.2) ont été données dans le cas d'une valeur connue du mesurande. En réalité, cette valeur est inconnue et il sera donc impossible de connaître l'erreur réalisée par le mesurage. C'est alors que le BIPM<sup>5</sup> a désigné un groupe d'experts pour travailler et proposer de nouvelles normes en la matière. Le GUM présente leurs travaux sur cette notion d'incertitude pouvant, elle, être évaluée. Dans (Cole 98), l'incertitude, vue comme l'estimation des erreurs de mesures, est définie en donnant une citation de S.J. Kline : « Ce que

<sup>5</sup>Bureau International des Poids et Mesure

pourrait être l'erreur si nous pouvions et si nous l'avions mesurée »<sup>6</sup>. Il faut alors parler d'une incertitude due à un phénomène aléatoire ou à un phénomène systématique. Cependant, ce n'est qu'en fonction de la prise en compte de cette incertitude dans les équations qu'il convient de distinguer une composante aléatoire ou systématique de l'incertitude.

Après avoir assimilé cette distinction fondamentale entre erreur et incertitude, l'expérimentateur se doit également de traiter des moyens mis en oeuvre pour évaluer ces incertitudes. En effet, les outils utilisés pour les évaluer diffèrent, ce qui permet ainsi de les classer selon deux types : incertitude-type de type A et incertitude-type de type B.

### 3.2.3.1 Incertitude-type de Type A

Ce type d'incertitude est évaluée par l'analyse statistique de séries d'observations. Pour cela, toutes les observations doivent être indépendantes et obtenues dans les mêmes conditions de mesure. Les calculs classiques de la moyenne et de l'écart-type associé sont donc utilisés.

$$x = \bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n X_k \quad (3.7)$$

$$u_A(x) = s(\bar{X}) = \left( \frac{1}{n(n-1)} \sum_{k=1}^n (X_k - \bar{X})^2 \right)^{1/2} \quad (3.8)$$

$u_A(x)$  est donc l'incertitude-type ou l'incertitude-type de type A évaluée à partir de l'écart-type expérimental de la moyenne,  $x$  étant l'estimation de la moyenne.

### 3.2.3.2 Incertitude-type de Type B

Si l'expérimentateur, réalisant un mesurage, disposait de ressources et d'un temps illimités, toutes les composantes de l'incertitude seraient obtenues par des évaluations de Type A. Ceci n'étant pas réalisable, il existe les incertitudes-types de Type B, évaluées par d'autres moyens que l'analyse statistique de séries d'observations. L'évaluation de ces incertitudes-types passe donc, en grande partie, par le jugement scientifique fondé sur toutes les informations disponibles au sujet de la variabilité possible de  $X$ . L'ensemble des informations accumulées peut comprendre :

- des résultats de mesure antérieures,
- l'expérience ou la connaissance générale du comportement et des propriétés des matériaux et instruments utilisés,
- les spécifications du fabricant,
- les données fournies par des certificats d'étalonnage ou autres,
- l'incertitude assignée à des valeurs de référence provenant d'ouvrages et manuels.

L'exemple souvent cité en référence est celui des incertitudes fournies par les indications du fabricant de matériel de mesure. Cette information est du type :

$$\text{incertitude} : \pm \Delta_f \quad (3.9)$$

Cela signifie que la valeur du mesurande peut être comprise dans un intervalle centré sur la valeur mesurée tel que  $M_v \in [m - \Delta_f, m + \Delta_f]$ . L'incertitude-type associée peut être vue comme étant l'écart-type d'une loi de probabilité uniforme, soit :

---

<sup>6</sup> « What we think the error would be if we could and did measure it by calibration »

$$u_B(m) = \sigma = \frac{\Delta_f}{\sqrt{3}} \quad (3.10)$$

Il ne faudra pas confondre l'expression précédente de l'incertitude avec la forme *incertitude* :  $\Delta_f$ , qui, elle, définit un intervalle centré sur la valeur mesurée et de largeur  $\Delta_f$ , soit :  $M_v \in \left[ m - \frac{\Delta_f}{2}, m + \frac{\Delta_f}{2} \right]$ .

### 3.2.3.3 Incertitude-type composée

Une mesure peut être entachée aussi bien d'incertitudes de type A que de type B. Il faudra alors calculer l'incertitude-type composée :

$$u_c(m) = \sqrt{\sum_A u_A^2(m) + \sum_B u_B^2(m)} \quad (3.11)$$

C'est cette incertitude qu'il sera nécessaire de donner avec le résultat du mesurage.

### 3.2.3.4 Incertitude élargie

L'incertitude élargie (ou incertitude-type élargie dans (Barc 03))  $U$  est égale à l'incertitude-type composée du résultat d'un mesurage  $u_c$  (3.11) multipliée par un coefficient d'élargissement  $k$ .

$$U = k \cdot u_c \quad (3.12)$$

Ce facteur d'élargissement permet d'associer un niveau de confiance spécifique à l'intervalle défini par l'incertitude élargie. Son utilisation permet de répondre aux exigences des domaines de la santé et de la sécurité. Pour le définir, il est nécessaire de connaître ou de formuler des hypothèses quant à la loi de probabilité des observations. Si les observations suivent une distribution de Student, il est possible de retrouver cette valeur dans une table appropriée en fonction du niveau de confiance désiré et du nombre de degré de liberté, estimé par la formule de Welch-Satterthwaite :

$$\nu_{eff} = \frac{u_c^4(y)}{\sum_{i=1}^N \frac{u_i^4(y)}{\nu_i}} \quad (3.13)$$

où les  $\nu_i$  sont les degrés de liberté associés aux différentes grandeurs composant l'incertitude-type composée. Dans le cas d'un nombre infini d'observations et une probabilité comprise entre 95% et 99% de contenir la prochaine mesure, les valeurs de  $k$  données par la table sont respectivement :  $k = 1.96$  et  $k = 2.576$ . En pratique, il est courant de prendre  $k = 2$  ou  $k = 3$ .

### 3.2.3.5 Expression de l'incertitude

Pour l'expression de l'incertitude et les informations à fournir lors de l'écriture du résultat d'un mesurage, il est préconisé de respecter les règles relatives aux deux points suivants :

- Informations à transmettre avec le résultat de mesure : partant du principe qu'« **il vaut mieux pécher par excès d'information plutôt que par défaut** », il sera préférable de donner la description de l'ensemble des méthodes et hypothèses qui ont mené au résultat de mesure. Il sera notamment possible de trouver dans cette description : méthodes d'obtention des incertitudes-type, composition éventuelle de différentes mesures, niveau de confiance, hypothèse sur la loi de probabilité et degré de liberté pour la détermination du facteur d'élargissement.

- Enoncé du résultat numérique du mesurage : il suffit habituellement de fournir la valeur des différentes incertitudes avec deux chiffres significatifs. Il va de soi que la valeur donnée comme étant le résultat de la mesure doit fournir un nombre de chiffre significatif en accord avec l'incertitude donnée. Notons qu'il n'y a pas de vraie règle quant à l'arrondi (au supérieur ou au plus proche), celui-ci est laissé au bon sens de l'expérimentateur.

### 3.2.3.6 Exactitude et Précision

Ces deux termes ne doivent pas être confondus. A la lecture du paragraphe précédent (cf.3.2.3.5), il paraît évident que la notion d'exactitude n'est que qualitative et a pour objet de définir l'étroitesse de l'accord entre le résultat d'un mesurage et une valeur vraie du mesurande. Si l'on doit déterminer la longueur nominale d'une barre d'acier de longueur un mètre au micromètre près, sa spécification doit comprendre la température et la pression auxquelles la longueur est définie et éventuellement la manière de supporter la barre. La précision n'est pas définie dans le (VIM 93), il sera cependant possible de se reporter à (ISO 93) pour savoir que celle-ci se réfère à l'étroitesse de l'accord entre les résultats de tests indépendants obtenus dans des conditions données. On parlera donc de :

- Précision dans des conditions de répétabilité (forme la plus couramment utilisée)
- Précision dans des conditions de reproductibilité<sup>7</sup>

### 3.2.4 Remarques

Si la démarche scientifique commence par l'observation, la mesure de ces observations est, elle, souvent difficilement interprétable, car cette dernière n'est pas systématiquement assortie de son incertitude. Pour s'en convaincre, il suffira de lire les ouvrages cités dans cette partie. Pour conclure ce bref exposé des concepts fondamentaux de la mesure, il est intéressant de retenir les points suivants :

- A : On peut toujours corriger une erreur, par contre, on ne peut qu'évaluer une incertitude
- B : Il est possible d'avoir une erreur infime avec une incertitude importante

Ils résument très bien la philosophie de la mesure, que nous allons tenter d'illustrer par quelques exemples. Prenons tout d'abord une grandeur qui traverse les disciplines scientifiques, le temps. Si l'on veut avoir une mesure exacte de l'heure du jour<sup>8</sup>, est-il plus judicieux d'utiliser un cadran solaire ou une montre à affichage numérique ? Les deux (mon général) sont appropriés mais pas pour les mêmes raisons. La mesure du cadran solaire se base sur le temps écoulé entre deux passages consécutifs du soleil au méridien. Cette mesure sera assortie d'une incertitude du fait de l'orientation exacte à déterminer pour le cadran, l'horizontalité (ou verticalité pour certains) de ce dernier, sans compter l'incertitude liée à la lecture même de l'ombre. Le cadran est très adapté cependant pour donner l'heure sur la base du jour solaire (cf. point B à retenir). La montre est elle plutôt utilisée pour donner l'heure sur la base d'un jour civil. Dans un jour civil, l'heure croît de manière linéaire par rapport au temps. Si l'on veut utiliser cette mesure pour avoir une heure, sur la base d'un jour solaire, il faudra la corriger (cf. point A à retenir). Ces corrections prennent en compte les irrégularités de la rotation terrestre<sup>9</sup> mais, surtout,

<sup>7</sup>Une des conditions suivantes varie :

- |                      |                        |                            |
|----------------------|------------------------|----------------------------|
| – principe de mesure | – instrument de mesure | – conditions d'utilisation |
| – méthode de mesure  | – étalon de référence  | – temps                    |
| – observateur        | – lieu                 |                            |

<sup>8</sup>jour (cf. Larousse) : Période de rotation de la Terre, d'une autre planète ou d'un satellite naturel autour de son axe

<sup>9</sup>Ces irrégularités sont dues aux frottements des marées, les déformations du globe terrestre, les masses d'air en mouvement, etc. Elles entraînent des variations de faible ampleur (2-3 sec sur certaines périodes)

### 3. LA PRÉPARATION DES ESSAIS

---

des inégalités de vitesse de la Terre dues à l'excentricité de son orbite<sup>10</sup> et à la trajectoire du soleil (élliptique) inclinée sur l'équateur céleste. Dans le cas où ces corrections ne peuvent pas être portées, l'heure indiquée par la montre pourra être donnée avec une incertitude de 16 min (écart maximal constaté entre l'heure civil et l'heure donnée par le cadran solaire). Vous l'aurez remarqué, tout dépendra de la définition que l'interlocuteur voudra mettre derrière le mot jour (cf.3.2.3.5), si c'est un jour sidéral (d'une durée de 23h 56min 4s), un jour solaire (dont la durée varie) ou un jour civil (ou jour solaire moyen, d'une durée de 24h).

Un autre exemple souvent donné par M. Gissinger<sup>11</sup> est celui de la masse d'un véhicule. Quelle est la pertinence de la masse du véhicule (à vide) donnée au kilo près (voir même au 1/10 de kilo), s'il n'y a aucune précision quant au niveau des différents liquides (frein, carburant, batterie, lave-glace, huile moteur, etc.) contenus dans ce dit véhicule.

### 3.3 Préparation d'expériences

Cette analyse vient après avoir réalisé le bilan des grandeurs à mesurer. Elle permettra de valider le choix d'un système de mesure vis-à-vis d'un autre, au regard des incertitudes associées. Cette analyse permettra finalement de donner des indicateurs très utiles sur les grandeurs qui demandent à être mesurées avec une plus grande précision. Les concepts présentés en 3.2 sont donc ici utilisés.

#### 3.3.1 Propagation des incertitudes

Dans de nombreux cas, il n'est pas possible de mesurer directement le mesurande  $Y$ , il faut alors passer par un nombre  $N_g$  de grandeurs  $X_i$  et l'on écrit alors :

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_{N_g}) \quad (3.14)$$

L'incertitude-type associée à la mesure indirecte de  $Y$  est une incertitude-type composée  $u_c(y)$  faisant intervenir les incertitudes-type associées à la mesure de chaque grandeur  $X_i$ . Dans l'équation 3.14 précédente, en remplaçant les  $X_i$  par leur estimation et en utilisant un développement en série de Taylor au premier ordre de la fonction  $f$ , on obtient une estimation de la variance de  $y$  :

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right) \left( \frac{\partial f}{\partial x_j} \right) u(x_i, x_j) \quad (3.15)$$

Cette équation est souvent citée comme étant la « loi de propagation de l'incertitude ». La racine carrée de la variance estimée est une estimation de l'écart-type sur le résultat de la mesure de  $Y$  et est dite « incertitude-type composée de l'estimation  $y$  ». Notons au passage que dans le cas où les grandeurs d'entrée ne sont pas corrélées, la covariance estimée associée à  $x_i$  et  $x_j$  est nulle. L'équation 3.15 peut alors se simplifier sous la forme suivante :

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) \quad (3.16)$$

Il n'y donc pas de distinction faite entre les différentes incertitudes-type, qu'elles soient de type A ou de type B, elles sont traitées de façon identique. Il est à noter la différence dans

---

<sup>10</sup>Son orbite n'est pas circulaire mais élliptique

<sup>11</sup>Directeur de cette thèse

l'expression de cette incertitude comparée avec celle d'une approche plus classique qui consisterait à simplement additionner les valeurs absolues des incertitudes. Dans (Bale 03), l'auteur souligne que l'approche présentée, qualifiée d'aléatoire, ne peut pas se substituer à l'approche déterministe classique dans toutes les situations. Dans une approche classique, nous avons les formulations suivantes :

$$\begin{aligned}
 y = x_1 + x_2 \text{ ou } y = x_1 - x_2 &\Rightarrow \Delta y = \Delta x_1 + \Delta x_2 \\
 y = a x &\Rightarrow \Delta y = a \Delta x \\
 y = x_1 x_2 \text{ ou } y = \frac{x_1}{x_2} &\Rightarrow \frac{\Delta y}{y} = \frac{\Delta x_1}{x_1} + \frac{\Delta x_2}{x_2}
 \end{aligned}
 \tag{3.17}$$

Cette approche suppose que l'erreur atteint la valeur maximale à chaque mesure. La valeur ainsi obtenue sera donc très souvent exagérée. Cette approche ne pourrait donc être appliquée que dans les cas pour lesquels nous soupçonnons une erreur systématique sur la mesure. Une illustration simple de la différence qu'il peut y avoir entre ces deux approches est donnée dans le cas, très simple, de la mesure du périmètre d'un carré. Supposons que l'incertitude sur la mesure de chacun des côtés soit  $\Delta x$ . Dans une approche déterministe classique, l'incertitude sur le périmètre du quadrilatère serait tout simplement  $4 \Delta x$ . En utilisant une approche aléatoire, on aurait la variance  $u_c^2$  du périmètre  $y$  du carré comme étant une combinaison d'incertitude-type d'une loi uniforme sur un intervalle  $[-\Delta x, \Delta x]$ , soit :  $u_c^2(y) = 4 \frac{\Delta x^2}{3}$ . Le résultat donné est celui de l'incertitude élargie pour un niveau de confiance à 100%, soit  $k = \sqrt{3}$  pour une loi uniforme. En reprenant l'équation 3.12, nous pourrions donc écrire :  $U(y) = \sqrt{3} \sqrt{4 \frac{\Delta x^2}{3}} = 2 \Delta x$ . L'incertitude est donc ici plus faible de moitié, comparée à celle obtenue par une approche déterministe classique.

### 3.3.2 Indicateurs : UMF et UPC

La loi de propagation des incertitudes (cf. éq. 3.15) peut être modifiée afin d'obtenir des équations sans dimension. C'est à partir de ces équations que sont définis les indicateurs permettant de juger de l'influence des différentes grandeurs d'entrée dans l'incertitude finale. Ainsi, l'équation 3.16 peut prendre la première forme suivante :

$$\frac{u_c^2(y)}{f^2} = \sum_{i=1}^N \left( \frac{x_i}{f} \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \left( \frac{u(x_i)}{f} \right)^2
 \tag{3.18}$$

dans laquelle sont extraits les facteurs appelés UMF (Uncertainty Magnification Factor), (cf.(Cole 98)) tels que :

$$UMF_i = \frac{x_i}{f} \frac{\partial f}{\partial x_i}
 \tag{3.19}$$

L'analyse d'un UMF permet de déterminer si l'incertitude de la grandeur associée est amplifiée ou pas en se propageant dans la relation fonctionnelle  $f$ . Il suffit, pour cela, de vérifier si la valeur absolue de l'UMF est supérieure ou inférieure à 1. L'énorme avantage de cette analyse est de ne nécessiter aucune estimation de l'incertitude. Elle peut donc être menée bien en amont de tout mesurage ou choix du capteur.

Par la suite, il sera possible de passer à une deuxième forme de l'équation 3.16 sans dimension, qui est la suivante :

$$1 = \frac{\sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i)}{u_c^2(y)}
 \tag{3.20}$$

### 3. LA PRÉPARATION DES ESSAIS

---

L'étude des UPC (Uncertainty Percentage Contribution) permet de juger de la participation de chacune des grandeurs à l'incertitude finale associée au résultat. Les UPC sont définis par :

$$UPC_i = \frac{\left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 u^2(x_i)}{u_c^2(y)} * 100 = \frac{\left(\frac{x_i}{f} \frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 \left(\frac{u(x_i)}{x_i}\right)^2}{\left(\frac{u_c(y)}{f}\right)^2} * 100 \quad (3.21)$$

Remarques importantes :

- Dans le cas d'une forte non-linéarité dans la relation fonctionnelle, il sera nécessaire d'utiliser des ordres plus élevés du développement en série de Taylor.
- Pour déterminer le facteur d'élargissement  $k$  à appliquer à l'incertitude-type composée, il sera nécessaire d'avoir une connaissance détaillée de la loi de probabilité caractérisée par le résultat de mesure. En toute rigueur il faudrait, quand cela est possible, convoluer les lois des grandeurs d'entrée afin d'obtenir la loi de probabilité de  $Y$ . En pratique, cette convolution est rarement mise en oeuvre, et sont plutôt utilisées à la place, des approximations fondées sur le théorème central limite (cf. 3.2.1.1.2). Il faudra alors vérifier que les hypothèses de validité du théorème soient approximativement satisfaites. Cela demande à ce que l'incertitude-type composée ne soit pas dominée par une composante d'incertitude-type fondée sur une loi non-normale ou que la contribution des différentes incertitudes-type soit sensiblement équivalente et faible devant celle de l'incertitude-type composée.
- Dans le cas où les calculs deviennent trop fastidieux, il sera toujours possible d'utiliser l'approche par simulation aléatoire à l'aide de la méthode de Monte-Carlo vue au chapitre précédent (cf. 40). Le principal inconvénient de cette approche sera de fournir un peu moins d'information. Il sera du fait, plus difficile de mesurer la contribution d'une variation élémentaire sur des entrées  $x_i$  à la dispersion finale du résultat.

### 3.4 Planification d'expériences

La planification d'expériences qualitative, permettant de définir les conditions d'identifiabilité d'un modèle, n'est pas traitée ici. Seule est présentée la planification d'expériences quantitative. Nous nous intéressons alors à définir les conditions, liées à l'expérimentation, permettant de maximiser la quantité d'information contenue dans les essais.

#### 3.4.1 Présentation

La qualité de l'identification dépend beaucoup du conditionnement du problème. Après avoir introduit cette notion fondamentale, nous donnons les principes généraux, liés à la planification d'expériences, permettant d'améliorer ce conditionnement.

##### 3.4.1.1 Conditionnement du problème

Nous avons fait remarquer, au chapitre précédent, que les conditions expérimentales influençaient le tracé des surfaces du critère de coût (cf. 4.2.1). Si ces conditions sont correctement choisies, il est possible d'améliorer les conditions d'identifiabilité, en supposant, bien-sûr, qu'il n'y ait pas de problème structurel. Nous parlons alors, d'améliorer le conditionnement du problème posé par l'identification.

Afin que l'algorithme d'optimisation puisse localiser l'optimum du critère de coût, il est important que la surface engendrée par ce coût dans l'espace paramétrique soit bien conditionnée (Rich 98). Les caractéristiques de cette surface au voisinage du minimum dépendent des fonctions de sensibilités. Si les différentes fonctions de sensibilités sont d'amplitudes voisines, les variations de la surface de coût dans le voisinage du minimum sont du même ordre de grandeur dans les différentes directions de l'espace de recherche : les ellipses d'incertitudes seront alors approximativement des sphères. Le conditionnement est alors qualifié de sphérique et idéal pour la recherche de l'optimum.

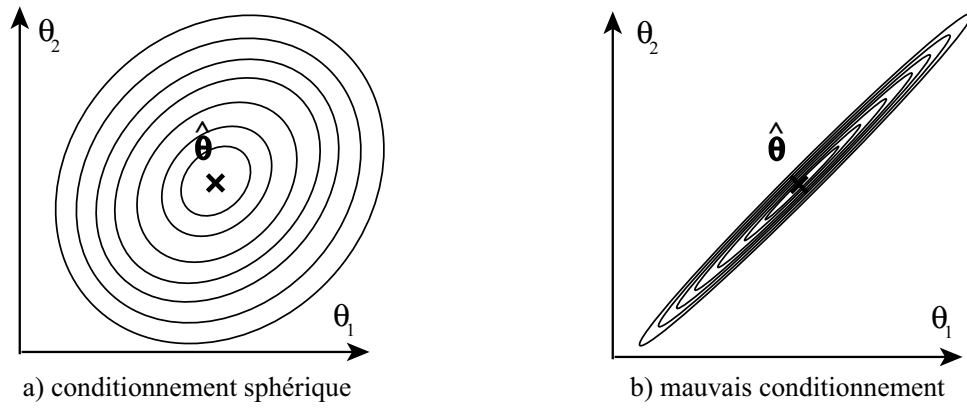


FIG. 44: Conditionnement du problème d'identification

L'orientation et la forme de l'isocritère donnent une indication sur le conditionnement du problème. Pour cela, les valeurs propres de la matrice d'information de Fisher (cf. 3.4.2.2) sont calculées. Dans un espace paramétrique de dimension  $p$ , chacune des valeurs propres  $\lambda_i$  permettra d'expliquer une partie de l'inertie totale du nuage de points (cf. (Mori 98))  $I_{Tot}$ .

$$I_{Tot} = \sum_{i=1}^p \lambda_i \quad (3.22)$$

Dans le cas d'un conditionnement sphérique, la proportion d'inertie expliquée par chacun des axes est sensiblement la même. Il est alors possible d'écrire :

$$Pr_i = \frac{\lambda_i}{I_{Tot}} \simeq \frac{1}{p} \quad (3.23)$$

Dans le cas des isocritères présentés en figure 44,  $p = 2$ . Soit  $\lambda_{max}$  et  $\lambda_{min}$  les valeurs propres respectivement la plus élevée et la plus faible. L'analyse du rapport  $\frac{\lambda_{max}}{\lambda_{min}}$  donnera alors une indication du conditionnement du problème. Plus ce rapport est proche de 1, meilleur est le conditionnement du problème.

#### 3.4.1.2 Objectifs

La planification d'expériences, en anglais « experiment design », correspond à la recherche de conditions expérimentales adaptées au but poursuivi par la modélisation et l'identification. Dans le cas des systèmes dynamiques, les conditions expérimentales qui pourront être prises en compte sont les suivantes :

- le choix et la position des grandeurs de sortie,
- la période d'échantillonnage,
- le filtre utilisé avec l'échantillonnage des mesures,
- la nature du signal d'entrée.

Toutes ces grandeurs auront donc une influence sur la quantité d'informations qui pourront être récupérées des essais. Afin de mener à bien cette phase de planification, il est important qu'elle intègre certains éléments du processus d'identification (cf. 2.1). Il faudra alors prendre en compte :

- l'objectif des essais à réaliser et le but poursuivi par l'utilisation des résultats,



### 3. LA PRÉPARATION DES ESSAIS

---

- le type de modèle utilisé,
- la méthode d'estimation ainsi que le critère à minimiser,
- la connaissance a priori du système,
- les contraintes liées aux conditions de fonctionnement du système (soit pour des raisons de sécurité ou de validité du modèle).

Nous nous sommes inspirés des travaux de M. Walter (Walt 90), (Walt 94) pour exposer les grandes lignes de cette théorie.

#### 3.4.1.3 Principe Général

Le point de départ de la théorie de planification d'expérience se situe dans le choix du critère  $j(\cdot)$ , qui permettra de différencier les essais et de juger ainsi si un est meilleur qu'un autre. Le problème se résume par la suite, à un problème d'optimisation sous contraintes. Dans le cas de  $n_t$  points de mesure enregistrés, chacun sous  $q$  conditions d'essais formant un vecteur  $\mathbf{e}_i$ , il sera possible d'écrire :

$$\begin{array}{rcl}
 \text{observation 1 : } & (\text{condition 1,} & \dots & \text{condition } q) & = & \mathbf{e}_1 \\
 & \cdot & & & & \cdot \\
 & \cdot & & & & \cdot \\
 \text{observation } n_t : & & & & = & \mathbf{e}_{n_t}
 \end{array}$$

Pour  $\mathbf{e} = (\mathbf{e}_1, \mathbf{e}_2, \dots, \mathbf{e}_{n_t})$  concaténation des vecteurs  $\mathbf{e}_i$ , un essai  $\mathbf{e}^*$  sera dit optimal s'il satisfait :

$$\mathbf{e}^* = \arg \min j(\mathbf{e}) \quad (3.24)$$

L'existence d'algorithme permettant de résoudre ce problème d'optimisation assez simplement, apparaît comme essentiel pour utiliser la planification d'expérience. Les fondements de la théorie sur ce sujet se trouvent dans la définition du critère d'optimalité et dans la stratégie de résolution du problème d'optimisation. Ces points vont être développés dans les parties à venir pour le cas de mesure scalaire  $y(t)$ .

#### 3.4.2 Critère d'optimalité

La démarche classique pour l'écriture du critère d'optimalité passe par l'utilisation d'une fonction scalaire  $\Phi$  qui dépend de  $M_F(\theta, \mathbf{e})$ , la matrice d'information de Fisher. Cette matrice sera tout d'abord présentée dans l'inégalité de Cramer-Rao afin de comprendre comment elle intervient dans l'évaluation de la variance des paramètres. Par la suite, quelques méthodes pour l'évaluer et enfin la prendre en compte seront présentées dans l'écriture d'un critère.

##### 3.4.2.1 Inégalité de Cramer-Rao

L'inégalité de Cramer-Rao pour les estimateurs non biaisés a été présentée au chapitre précédent (cf. 2.6.2.2.4). Bien que cette forme soit la plus utilisée, nous tenons à présenter l'inégalité généralisée au cas des estimateurs non-biaisés (Cove 91). L'inégalité de l'équation 2.42 devient alors :

$$P_{\hat{\theta}} = \text{var}(\hat{\theta}) = E \left\{ [\hat{\theta} - E\hat{\theta}] [\hat{\theta} - E\hat{\theta}]^T \right\} \quad (3.25)$$

$$\geq \frac{\partial E\hat{\theta}}{\partial \theta^*} M_F^{-1}(\theta^*) \frac{\partial E\hat{\theta}^T}{\partial \theta^*} \quad (3.26)$$

Dans (Olip 99), l'auteur présente un exemple et l'intérêt de cette dernière formulation lors d'un biais avéré de l'estimateur.

### 3.4.2.2 Matrice d'information de Fisher

#### 3.4.2.2.1 Incertitude minimale

Voici l'expression de la matrice d'information de Fisher telle qu'elle est présentée dans (Walt 94) et dans bien d'autres ouvrages lorsque l'on traite de la recherche des bornes de Cramer-Rao.

$$M_F(\theta) \triangleq E \left\{ \left[ \frac{\partial \ln P(y|\theta, \Lambda)}{\partial \theta} \right] \left[ \frac{\partial \ln P(y|\theta, \Lambda)}{\partial \theta} \right]^T \right\} = -E \left\{ \frac{\partial^2 \ln P(y|\theta, \Lambda)}{\partial \theta \partial \theta^T} \right\} \quad (3.27)$$

Notons que cette matrice peut être évaluée à partir d'un unique jeu de données.

Deux cas seront alors traités, selon que le modèle soit linéaire ou pas, vis-à-vis des paramètres.

**Cas des modèles lp** Supposons que les données satisfassent :

$$y = \mathbf{R}\theta^* + \varepsilon \quad (3.28)$$

où  $\varepsilon$  est un bruit gaussien, de moyenne nulle et de covariance connue  $\mathbf{\Lambda}$ , la vraisemblance des observations s'écrit alors :

$$P(y|\theta, \Lambda) = [(2\pi)^{n_t} \det \mathbf{\Lambda}]^{1/2} \exp \left\{ -\frac{1}{2} [y - \mathbf{R}\theta]^T \mathbf{\Lambda}^{-1} [y - \mathbf{R}\theta] \right\} \quad (3.29)$$

Le gradient de la log-vraisemblance s'écrit donc :

$$\frac{\partial \ln P(y|\theta, \Lambda)}{\partial \theta} = \mathbf{R}^T \mathbf{\Lambda}^{-1} [y - \mathbf{R}\theta] \quad (3.30)$$

et le Hessien :

$$\frac{\partial^2 \ln P(y|\theta, \Lambda)}{\partial \theta \partial \theta^T} = -\mathbf{R}^T \mathbf{\Lambda}^{-1} \mathbf{R} \quad (3.31)$$

qui ne dépend pas de  $y$ . La matrice d'information de Fisher pourra donc s'écrire directement :

$$M_F = \mathbf{R}^T \mathbf{\Lambda}^{-1} \mathbf{R} \quad (3.32)$$

qui, notons au passage, ne dépend pas des paramètres.

**Cas des modèles non-lp** Dans le cas de modèle non-lp, la fonction de la log-vraisemblance s'exprime :

$$\ln P(y|\theta, \Lambda) = -\frac{n_t N}{2} \ln(2\pi) - \frac{n_t}{2} \ln \det \mathbf{\Lambda} - \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n_t} \tilde{y}(t_i, \theta)^T \mathbf{\Lambda}^{-1} \tilde{y}(t_i, \theta) \quad (3.33)$$

le gradient de la log-vraisemblance s'écrit donc :

$$\frac{\partial \ln P(y|\theta, \Lambda)}{\partial \theta} = \sum_{i=1}^{n_t} \frac{\partial \tilde{y}(t_i, \theta)^T}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\theta^*} \mathbf{\Lambda}^{-1} \tilde{y}(t_i, \theta) \quad (3.34)$$

Sous l'hypothèse d'un bruit additif  $\varepsilon(t)$  suivant une loi normale  $N(0, \sigma_t^2)$  connue, pour des données satisfaisantes :

$$y(t_i) = \hat{y}(t_i, \theta^*) + \varepsilon(t_i) \quad (3.35)$$

l'expression précédente devient alors :

$$\frac{\partial \ln P(y|\theta, \Lambda)}{\partial \theta} = \sum_{i=1}^{n_t} \frac{1}{\sigma_i^2} [y(t_i) - \hat{y}(t_i, \theta)] \frac{\partial \hat{y}(t_i, \theta)}{\partial \theta} \quad (3.36)$$

qui, utilisée dans l'équation 3.27, permet de trouver une nouvelle expression de la matrice d'information de Fisher :

$$M_F(\theta) = \sum_{i=1}^{n_t} \frac{1}{\sigma_i^2} \frac{\partial \hat{y}(t_i, \theta)}{\partial \theta} \frac{\partial \hat{y}(t_i, \theta)}{\partial \theta^T} \quad (3.37)$$

Cette méthode a l'énorme avantage de conduire à des calculs beaucoup moins lourds. Les résultats devront néanmoins être regardés avec une certaine méfiance. En effet, les résultats obtenus sur la matrice de covariance des paramètres seront d'autant plus exactes que les hypothèses faites seront validées :

- l'estimateur est non-biaisé. Cela sera d'autant plus vrai que le nombre de données sera important, car beaucoup d'estimateurs sont non-biaisés « asymptotiquement »
- la distribution des résidus est proche d'une v.a.i de distribution normale
- le modèle est faiblement non-lp.

### 3.4.2.2 Expérience optimale

La particularité de la matrice d'information de Fisher, dans le cas de la recherche des conditions d'essai optimales, est la mise en évidence de la variable explicative  $\mathbf{e}$  (cf. 3.4.1.3). En reprenant le cas du modèle non-lp pour un bruit additif  $\varepsilon(\cdot)$  et ce pour des conditions expérimentales bien définies, il sera possible d'écrire :

$$y(\mathbf{e}) = \hat{y}(\theta^*, \mathbf{e}) + \varepsilon(\mathbf{e}) \quad (3.38)$$

Dans le cas d'une erreur centrée en zéro dont la loi de distribution ne dépend pas de  $\theta$ , une estimation de  $\theta$  au sens du maximum de vraisemblance tend à être distribuée selon une loi normale de façon asymptotique :

$$\theta_{\mathbf{mv}} \rightarrow N(\theta^*, M_F^{-1}(\theta^*, \mathbf{e})) \quad (3.39)$$

$$\text{où } M_F(\theta, \mathbf{e}) = X^t(\theta, \mathbf{e}) \Lambda^{-1}(\mathbf{e}) X(\theta, \mathbf{e}) \quad (3.40)$$

L'écriture de l'équation 3.40 a simplement pour avantage de mettre en évidence la construction à partir des fonctions de sensibilité et de la matrice de covariance du bruit.

$$X(\theta, \mathbf{e}) = \frac{\partial \hat{y}(\theta^*, \mathbf{e})}{\partial \theta}$$

$$\Lambda^{-1}(\mathbf{e}) = \int \frac{\partial \ln(f(\varepsilon))}{\partial \varepsilon} \frac{\partial \ln(f(\varepsilon))}{\partial \varepsilon^t} f(\varepsilon) d\varepsilon$$

Dans beaucoup d'applications, le bruit sera considéré comme étant blanc, ce qui permet de retrouver l'expression de la matrice vue en 3.37, qui dépend des conditions d'expérience :

$$M_F(\theta, \mathbf{e}) = \sum_{i=1}^{n_t} \frac{1}{w_i(e_i)} \frac{\partial \hat{y}(\theta, \mathbf{e}_i)}{\partial \theta} \frac{\partial \hat{y}(\theta, \mathbf{e}_i)}{\partial \theta^T} \quad (3.41)$$

avec  $w_i = \sigma^2$  si  $\varepsilon_i$  suit une loi de distribution  $N(0, \sigma^2)$ .

Il est cependant possible de trouver dans la littérature des méthodes permettant de calculer cette matrice de manière plus précise, notamment dans le cas de modèle ARMA (Klei 94a), (Klei 94b). Même s'il est vrai que cela est plus coûteux en temps de calcul, l'expression symbolique de la matrice d'information de Fisher (Peet 97) peut s'avérer utile dans certains cas, notamment pour résoudre des problèmes d'identifiabilité structurelle locale de modèle (cf. 4.2.1).

3.4.2.3 Fonction scalaire

La littérature est riche autour des techniques visant à définir le critère le plus approprié. Pour s'assurer de répondre à des critères de monotonie ou de convexité, beaucoup de critères découlent de l'écriture suivante :

$$\Phi(M_F) = \begin{cases} p^{-1} \text{trace}(HM_F^{-1}H^t)^{\frac{1}{k}} & \text{si } \det(M_F) \neq 0 \end{cases} \quad (3.42)$$

$$\Phi(M_F) = \infty \quad \text{si } \det(M_F) = 0 \quad (3.43)$$

où  $H$  est une matrice  $p * p$  non singulière et  $k \geq 0$ . Les critères principaux de la classe  $L_k$  qui découlent donc de l'équation 3.42, sont résumés dans le tableau 7 qui suit.

Critère	Conditions	Caractéristiques
A-optimal	$k = 1, H = I_p$	minimisation de la somme des variances de $\hat{\theta}$
C-optimal	$k = 1,$ $H = \text{diag}(\theta_i^{-1})$	préféré à A car fonction de la précision relative
E-optimal	$k = \infty, H = I_p$	maximiser la plus petite valeur propre de M $\Rightarrow$ minimise le plus grand diamètre de l'ellipsoïde de $\theta$
D-optimal	$k = 0, H = I_p$	maximise le déterminant de $M_F$ $\Rightarrow$ minimise le volume de l'ellipsoïde de $\theta$
Ds-optimal	$k = \infty, H = I_p$	critère défini pour un échantillon de paramètres $\Rightarrow$ minimise le volume de l'ellipsoïde de $\theta$

**TAB. 7:** Synthèse des principaux critères d'optimalité de la classe  $L_k$

Le critère le plus utilisé est le critère D-optimal. Pour l'ensemble des critères de la classe  $L_k$ , il est possible d'associer une fonction d'efficacité qui donnera une note de performance d'un essai par rapport à l'essai optimal  $\mathbf{e}_0$ .

$$j_{Xe} = \frac{\Phi_X(M_F(\theta, \mathbf{e}))}{\Phi_X(M_F(\theta, \mathbf{e}_X^*))} \quad (3.44)$$

où  $\mathbf{e}_X^*$  est l'essai optimal pour le critère défini par  $\Phi_X$ . Cette sous-optimalité, dans le cas de la D-efficacité, est définie par :

$$j_{De} = \left( \frac{\det(M_F(\theta, \mathbf{e}))}{\det(M_F(\theta, \mathbf{e}_D^*))} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (3.45)$$

Il est toujours possible de combiner ces différents critères pour tirer parti de leurs différents avantages. Il semble cependant plutôt raisonnable de se baser sur une seule formulation qui soit soluble et garde un sens physique. Comme il a été possible de la voir en 3.4.2.2, l'écriture de la matrice d'information de Fisher influencera beaucoup le choix du critère. En effet, dans le cas des modèles lp, le critère sera entièrement défini par  $\Phi$ , alors que pour les modèles non-lp, il faudra tenir compte de  $\theta$ , qui est inconnu. C'est pour cela que dans le paragraphe qui suit (cf. 3.4.3), nous verrons qu'il existe un grand nombre de méthodes permettant de prendre en compte la connaissance a priori sur la valeur de  $\theta$  et/ou des incertitudes associées.

**3.4.3 Stratégie de résolution**

Le critère défini, les stratégies à mettre en place pour la recherche de l'expérience optimale peuvent être passées en revue. La majorité des techniques permettront de traiter le cas des modèles non-lp, car c'est celui qui pose le plus de problèmes.

#### 3.4.3.1 Modèle complet

Dans (Good 87) les méthodes sont classées en fonction du type de modèle et d'expérience recherchées. Ils introduisent pour cela la notion de modèle complet (« *complet model* »), qui traduit le fait qu'il puisse y avoir un jeu de paramètres unique permettant de répondre aux différentes conditions expérimentales. Un modèle incomplet sera un modèle pour lequel la solution dépendra de l'expérience réalisée. Même si cette classification ne sera pas adoptée dans ce chapitre, cette notion est très intéressante pour introduire le problème posé par la définition des conditions initiales d'expérience. Lorsque qu'il a été démontré que le modèle était incomplet (ce qui est en général le cas), de fortes préconisations pourront être faites sur l'espace de recherche de l'expérience optimale. Cela signifie clairement qu'il sera alors préférable d'exciter le système dynamique dans des conditions proches des conditions d'utilisation. D'où l'importance du point énoncé en 3.4.1.2 concernant le but poursuivi sur l'utilisation des résultats.

#### 3.4.3.2 Planification locale

Cette approche est certainement la plus documentée dans la littérature et nécessite de donner un vecteur  $\theta_0$  qui devra être le plus proche possible de  $\theta^*$ . Il sera rarement possible de donner une solution analytique dépendant de  $\theta_0$  et il faudra alors converger par itérations successives. Les algorithmes d'optimisation vues en 2.5.3 pourront être utilisés lorsque la dimension  $n_t n_e$  de  $\mathbf{e}$  n'est pas très grande. Dans le cas contraire, il est préférable de s'orienter vers des algorithmes spécialement adaptés aux problèmes de planification d'expériences comme celui de Fedorov ou l'algorithme DETMAX (cf. (Walt 94)). L'utilisateur qui a choisi cette méthode de planification locale devra se décider entre la définition d'un protocole exact ou approximatif. La différence se situe simplement en fonction de la spécification ou pas du nombre de points de mesure  $n_t$ . Cette appellation de protocole approximatif est contestée dans (Walt 94), car ce protocole reste un protocole optimal. Il est simplement une approximation du protocole discret qui se soucie plus de la distribution de l'effort expérimental sur les différentes conditions de mesures. Dans le cas du protocole exact, l'optimisation porte directement sur les variables définissant l'expérience à réaliser. Cette approche présente comme principal inconvénient de donner des résultats erronés dans le cas où  $\theta$  serait éloigné de  $\theta^*$ .

#### 3.4.3.3 Planification pour l'estimation Bayésienne

L'approche Bayésienne a été beaucoup détaillée dans le cas de recherche d'expérience optimale pour des modèles lp. A partir de la connaissance a priori sur la valeur moyenne de  $\theta$ ,  $\langle \theta \rangle$  et sa matrice de covariance  $P_\theta$ , il est possible de définir un estimateur  $\hat{\theta}_B$  tel que :

$$\hat{\theta}_B = [M_F(\mathbf{e}) + P_\theta^{-1}]^{-1} [X^t(\mathbf{e}) \Lambda^{-1}(\mathbf{e}) y + P_\theta^{-1} \langle \theta \rangle] \quad (3.46)$$

Cet estimateur, combiné avec un critère L-optimal, donnera une planification de Bayes L-optimale (k=1). Le critère pourra alors s'écrire :

$$\Phi_{LB} = \text{trace} \left[ H \left( \frac{M_F(\mathbf{e}) + P_\theta^{-1}}{n_t} \right)^{-1} H^t \right] \quad (3.47)$$

Notons que la matrice définie par  $M_B = \frac{M_F(\mathbf{e}) + P_\theta^{-1}}{n_t}$  sera appelée matrice d'information Bayésienne et que dans le cas des modèles non-lp, elle dépendra de  $\theta$ . Dans le cas où la connaissance sur  $\theta$  est peu informative, une optimalité en moyenne sera préférée.

#### 3.4.3.4 Optimalité en moyenne

Dans cette approche, il sera possible de définir un critère à optimiser selon  $\mathbf{e}$ , qui sera tiré de la moyenne des critères de coût générés par l'incertitude a priori sur  $\theta$ . Ce critère pourra alors s'écrire :

$$j_E(\mathbf{e}) = E_\theta [\Phi(M_F(\theta, \mathbf{e}))] \quad (3.48)$$

Avant d'effectuer le calcul de l'espérance, la fonction scalaire  $\Phi$  pourra être traitée par d'autres fonctions qui donneront à chaque fois un critère de coût moyen différent. Le choix du critère sera donc d'autant plus difficile à faire. Si nous prenons le cas d'une planification locale D-optimale, les trois critères suivants d'optimalité en moyenne pourront être utilisés :

$$j_{ED}(\mathbf{e}) = E_\theta [\det(M_F(\theta, \mathbf{e}))] \quad (3.49)$$

$$j_{EID}(\mathbf{e}) = E_\theta \left[ \det \left( \frac{1}{M_F(\theta, \mathbf{e})} \right) \right] \quad (3.50)$$

$$j_{EID}(\mathbf{e}) = E_\theta [\ln(M_F(\theta, \mathbf{e}))] \quad (3.51)$$

Quand le choix du critère sera réalisé, notamment à l'aide des remarques faites dans (Walt 94), il faudra également sélectionner l'algorithme permettant d'obtenir l'expérience optimale. En effet, comme il a été dit pour la planification locale, il sera rare d'obtenir une solution analytique dans ce cas.

#### 3.4.3.5 Optimalité au sens minimax

Plutôt que de faire la moyenne sur les différents critères générés par l'incertitude sur  $\theta$  (cf. 3.4.3.4), il est proposé ici de se concentrer sur le pire des cas. L'optimalité au sens minimax comporte donc :

- maximisation du critère selon  $\theta$  (pire des cas)
- minimisation du critère selon  $\mathbf{e}$

le critère peut donc s'écrire :

$$j_{MM}(\mathbf{e}) = \max_{\theta \in \Theta} \Phi(M_F(\theta, \mathbf{e}))$$

où  $\Theta$  est l'ensemble paramétrique admissible a priori pour  $\theta$ .

#### 3.4.3.6 Planification séquentielle

La planification séquentielle peut être appliquée à toutes les approches qui ont été vues jusqu'à maintenant. Elle permet de pallier l'écart qui peut exister entre les paramètres définis dans  $\theta_0$  et la vraie valeur des paramètres  $\theta^*$ . Cette procédure propose d'alterner estimation des paramètres et définition du protocole conformément à la figure 45. Selon (Walt 90), deux stratégies peuvent alors être mises en place concernant la planification :

- a) planification séquentielle par paquet « *batch sequential design* » : si  $n$  mesures ont déjà été réalisées, l'objectif sera de choisir les  $r$  prochaines de façon à ce qu'elles puissent minimiser le critère basé sur l'ensemble des  $n + r$  observations. On écrit alors :

$$\mathbf{e}_{\mathbf{n}+1}^{\mathbf{n}+r*} = \arg \min \Phi \left( M_F \left( \hat{\theta}_{\mathbf{n}}, \mathbf{e}_{\mathbf{1}}^{\mathbf{n}+r} \right) \right) \quad (3.52)$$

où  $\hat{\theta}_{\mathbf{n}}$  est l'estimation de  $\theta$  réalisée à partir des  $n$  premières mesures et  $\mathbf{e}_{\mathbf{1}}^{\mathbf{n}+r}$  la concaténation des vecteur  $e_i$  pour  $i = 1 \dots n + r$ . Dans le cas où  $r = 1$ , on parlera d'une planification séquentielle complète « *full sequential design* ».

- b) planification par paquet incomplet : si  $r \geq p$ , le critère à minimiser ne pourra se baser que sur les mesures à venir et le critère sera alors :

$$\mathbf{e}_{\mathbf{n}+1}^{\mathbf{n}+r*} = \arg \min \Phi \left( M_F \left( \hat{\theta}_{\mathbf{n}}, \mathbf{e}_{\mathbf{n}+1}^{\mathbf{n}+r} \right) \right) \quad (3.53)$$

Dans ce cas, il est possible de définir des expériences non-dégénérées (soit  $M_F(\theta, \mathbf{e}_{\mathbf{n}+1}^{\mathbf{n}+r}) \neq$

### 3. LA PRÉPARATION DES ESSAIS

0). La problématique est alors similaire à celle qui a été présentée pour la planification locale.

Dans les deux cas qui ont été cités, (Walt 90) donne les formules proposées par (Fedotko 72) pour trouver les nouvelles valeurs de  $\hat{\theta}_{n+r}$ .

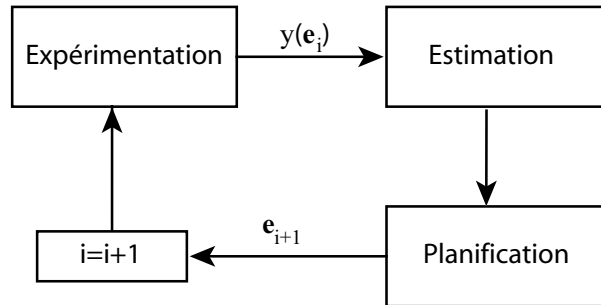


FIG. 45: Planification séquentielle

Cette méthode peut s'avérer très coûteuse en nombre d'expériences. En effet, chaque nouvelle expérience est considérée comme étant la meilleure au vue du paramétrage obtenu à une itération donnée. Cela justifie l'effort consacré à la recherche d'une expérience optimale unique lorsque la connaissance a priori sur la valeur et l'incertitude des paramètres du modèle le permet.

#### 3.4.3.7 Variance d'erreur hétérogène et inconnue

L'approche classique utilisant la matrice d'information de Fisher fait l'hypothèse d'un bruit blanc et stationnaire ou connu. En pratique, cela n'est pas toujours le cas et il est possible d'être confronté à une variance inconnue et non-stationnaire. Certains paramètres dont va dépendre la variance ont une grande influence sur l'expérience optimale recherchée, il sera alors nécessaire d'en tenir compte. Dans le cas des erreurs  $\varepsilon_i^*$  (.) indépendantes et suivant une distribution normale, l'écriture suivante est adoptée pour prendre en compte la non-homogénéité de la variance :

$$\varepsilon \rightarrow N(0, \sigma_i^2(\rho, \nu, \mathbf{e}^i)) \quad (3.54)$$

Cette variance sera donnée par :

$$\sigma_i^2(\rho, \nu, \mathbf{e}^i) = \rho [y_i(\theta, \mathbf{e}^i)]^\nu \quad (3.55)$$

pour  $\nu \in [0, 2]$ . Les techniques suivantes pourront alors être utilisées pour tenir compte de  $\nu$  :

- ajouter une dépendance en  $\nu$  dans une approche d'optimalité en moyenne ou au sens minimax
- construire la matrice d'information de Fisher à partir d'un estimateur de :

$$\lambda = (\theta^t, \rho, \nu) \quad (3.56)$$

### 3.5 Conclusion

Ce chapitre a pu donner les principaux concepts fondamentaux tirés de l'univers de la métrologie, permettant ainsi de mieux appréhender le mesurage. Dépassée la distinction qu'il sera nécessaire de faire entre les termes d'erreur et d'incertitude, il était impératif de donner les éléments permettant l'évaluation de cette dernière. Ils sont utilisés dans l'analyse des incertitudes dont les résultats serviront lors de la planification d'expérience. Finalement, un résumé des possibilités offertes par la planification d'expérience a été donné, ceci, dans le but de présenter certaines techniques qui seront utilisées dans le chapitre qui suit. Le deuxième objectif était de

montrer que la planification d'expérience pouvait être perçue comme un réel outil de synthèse permettant de mieux appréhender l'ensemble du processus d'identification.





## Chapitre IV

### APPLICATION

#### 4.1 Introduction

Le processus d'identification, présenté aux chapitres précédents, a été appliqué au cas du pneumatique. Il porte sur le modèle de Pacejka et ne tient compte que des paramètres sensibles à une variation des conditions d'adhérence. Compte tenu des difficultés évoquées au chapitre 1 sur l'estimation des coefficients du modèle de Pacejka, une part importante est consacrée à l'analyse du modèle et à la préparation, puis au traitement des essais. Elle permet de proposer des outils d'analyse prenant en compte aussi bien les incertitudes associées aux moyens de mesure que celles liées au mode opératoire. La phase de validation montre comment ces analyses sont utilisées pour mieux appréhender les résultats issus de la phase d'estimation. Elle donne également l'évolution des paramètres, obtenue pour un changement de surface, dans le cas de la dynamique longitudinale.

#### 4.2 Propriétés du modèle

Le modèle de Pacejka est un modèle écrit essentiellement à partir de données expérimentales et il existe de nombreuses communications traitant de son identification (cf. 1.3.5 et 1.6). Nous n'avons donc pas jugé utile de démontrer son identifiabilité structurelle. Nous avons cependant voulu vérifier son identifiabilité locale, pour les quatre « *scaling factors* » :  $\lambda_K$ ,  $\lambda_\mu$ ,  $\lambda_C$  et  $\lambda_E$ , à partir du tracé des surfaces du critère de coût. Cette étape est tout naturellement suivie par l'étude de sensibilité du modèle vis-à-vis de ces quatre paramètres. Les résultats présentés portent sur la version du modèle datant de 1996, présentée au chapitre 1 (cf. 1.3.5.1). Du fait de la similitude des formulations longitudinale et transversale, seul le cas des sollicitations longitudinales est présenté ici.

##### 4.2.1 Identifiabilité

Le faible nombre de paramètres en jeu dans cette étude, 4, permet d'envisager le tracé des surfaces du critère de coût pour des paramètres pris deux à deux. Il est admis que ces paramètres

#### 4. APPLICATION

ont pour plage de variation l'intervalle  $[0,5]$ . Le critère, quadratique, utilisé est le même que celui évalué par le logiciel MF-Tool (cf. 1.6.2) lors de l'estimation des paramètres. Pour différentes valeurs des « *scaling factors* », nous traçons le critère  $C$  suivant :

$$C = \log \left( \frac{1}{n} \sum_{S_X=0}^{S_X=1} (F_X(S_X, \lambda^*) - F_X(S_X, \lambda))^2 \right) \quad (4.1)$$

avec  $n$ , le nombre d'observations. L'étude des surfaces du critère de coût est menée sous l'hypothèse d'une force verticale  $F_z$  et d'un carrossage  $\gamma$ , constants. Le critère est alors calculé pour un glissement uniformément distribué dans l'intervalle  $[-1, 0]$  et pour le vecteur  $\lambda^*$  des paramètres nominaux tel que :  $\lambda^* = (\lambda_\mu, \lambda_K, \lambda_C, \lambda_E) = (1, 1, 1, 1)$ . La figure 46 présente l'ensemble de ces résultats avec les notations LMU, LK, LC, LE pour respectivement  $\lambda_\mu, \lambda_K, \lambda_C$  et  $\lambda_E$ .

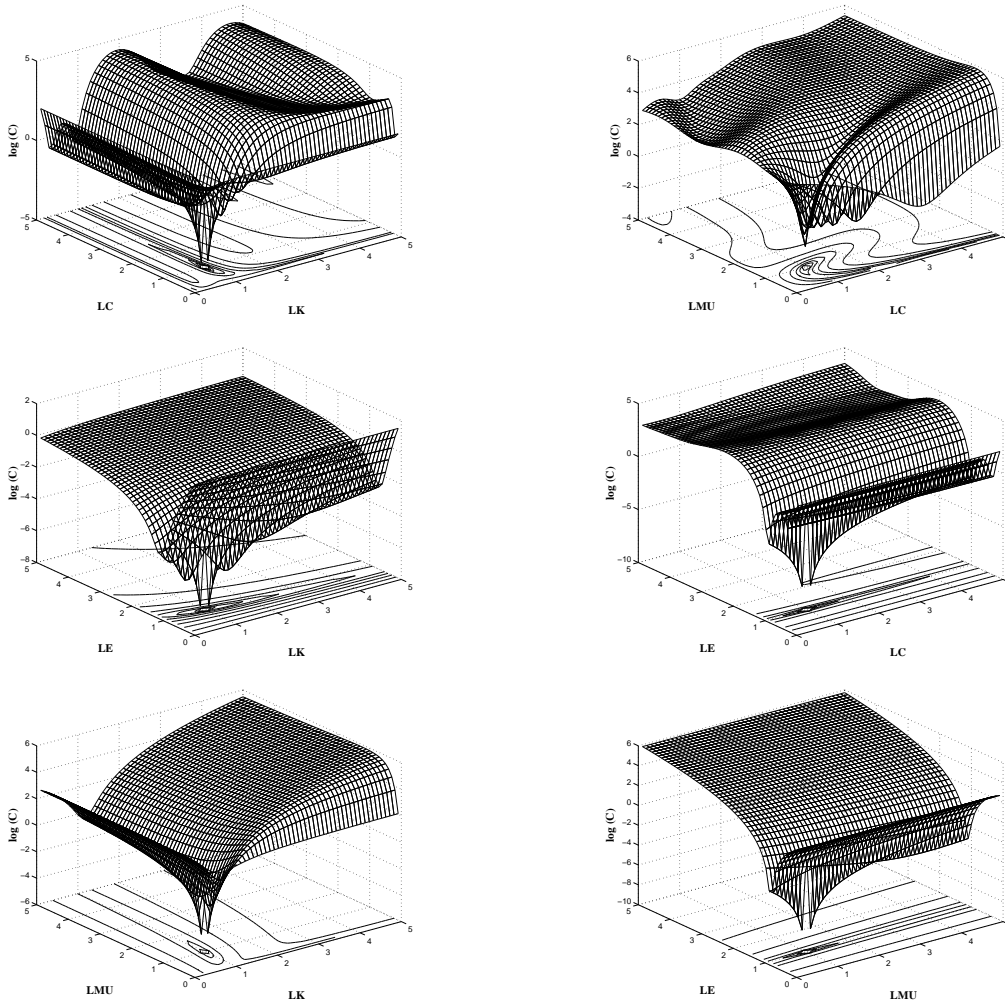


FIG. 46: Surfaces du critère de coût pour  $S_x \in [-1, 0]$

L'étude des graphiques présentés permet de vérifier l'existence de minima globaux, même si ces derniers ne sont pas matérialisés : la fonction graphique ne gère par le «  $-\inf$  » renvoyé par Matlab au minimum du critère,  $C = \log(0)$ . Nous pouvons cependant conclure à l'identifiabilité locale du modèle de Pacejka pour les conditions d'excitations précitées.

Toujours pour une répartition uniforme du glissement, nous avons voulu évaluer l'évolution des surfaces du critère de coût en fonction de l'intervalle étudié. Cette étude permet également de considérer l'intérêt de séparer les points de la zone linéaire d'excitation du pneumatique, des points de la zone non-linéaire (péconisations faites par l'entreprise TNO dans le cas de sollicitations transversales (cf.(Delf 02c))). La partie linéaire représente un faible nombre de

points sur l'intervalle  $[-1, 0]$ . La variation du critère calculé et, par conséquent, des surfaces est donc dans ce cas plus importante. C'est ainsi qu'en cherchant à estimer  $\lambda_K$  à partir des points de la zone linéaire, nous remarquons que les tracés des surfaces du critère de coût, (cf. figure 47) ne montrent plus les minima locaux qui apparaissaient dans les sous-figures (1,1) et (2,1)<sup>1</sup> de la figure 46. En faisant varier l'intervalle d'étude, on constate qu'il est possible d'obtenir des surfaces présentant un minimum unique. Cela nous permet, en éliminant les chances de converger vers un minimum local, d'améliorer les conditions de convergence de l'algorithme d'optimisation.

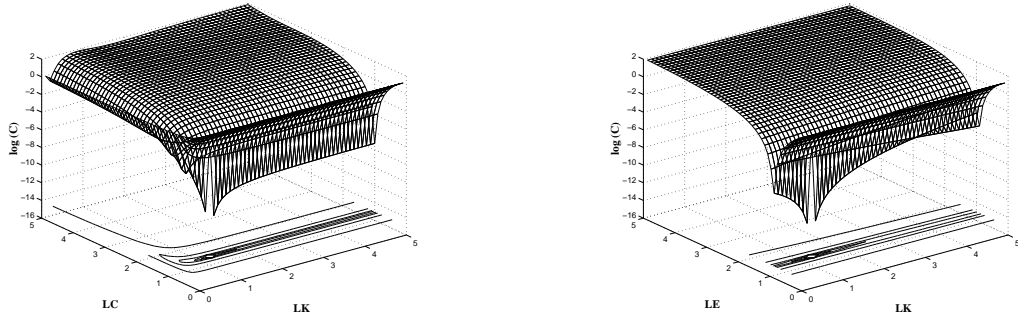


FIG. 47: Surfaces du critère de coût pour  $S_X \in [-0.04, 0]$

Les graphes de la figure 47 montrent également que la position du minimum de la surface est décalée par rapport à la vraie valeur des paramètres  $\lambda^*$ . L'estimation est alors biaisée. Il est donc préconisé de revenir par la suite à un critère prenant en compte l'ensemble de la zone d'excitation pour limiter ce biais.

#### 4.2.2 Sensibilité

Dans l'étude de la sensibilité, nous avons commencé par observer le résultat d'une variation des paramètres de +/- 10%, sur la sortie du modèle de Pacejka. Cela nous permet de tirer des conclusions quant à la sensibilité du modèle vis-à-vis des paramètres, en fonction des points de fonctionnement. La figure 48 présente les résultats obtenus pour une charge verticale de 6000 N.

Nous avons constaté que les résultats obtenus pour la formulation complète du modèle de Pacejka (non couplé), sont sensiblement différents de ceux obtenus pour la formulation simplifiée, notamment en ce qui concerne  $\lambda_{\mu x}$ . L'influence maximale de  $\lambda_{\mu x}$  se situe (en partant de  $S_x$  nul) après le pic de la courbe de  $F_x$  (cf. figure 4.2.2.a). Ces graphiques mettent en évidence la faible influence du paramètre  $\lambda_{E_x}$  sur la force  $F_x$ . Ces résultats restent cependant conformes à la description de l'influence des paramètres, donnée lors de la présentation du modèle (cf. 1.3.5). Les paramètres  $\lambda_\mu$ ,  $\lambda_C$  et  $\lambda_E$  ont donc un maximum d'influence pour des points de fonctionnement se situant après le maximum de la courbe  $F_X = f(S_X)$ . Cependant, le paramètre  $\lambda_K$  influence beaucoup la sortie du modèle dans la zone de fonctionnement menant à ce pic. Plus de précisions sur ces points de fonctionnement seront données en 4.3.6 lors de l'introduction de la matrice d'information de Fisher et la recherche d'intervalles optimaux.

Tous ces résultats sur l'étude du modèle sont retrouvés à partir des outils plus « évolués » de la planification d'expérience.

### 4.3 Avant Essais - Faisabilité

Cette partie est celle qui a représenté le plus de travail. Les outils mis en place dans cette partie permettent d'évaluer l'influence du protocole d'essai et de l'incertitude associée aux différentes voies de mesures sur la variance des « *scaling factors* » estimés. La conclusion apportera des

<sup>1</sup>La sous-figure ainsi citée fait référence au graphique de la 2ème rangée et de la 1ère colonne, en partant du coin supérieur gauche.

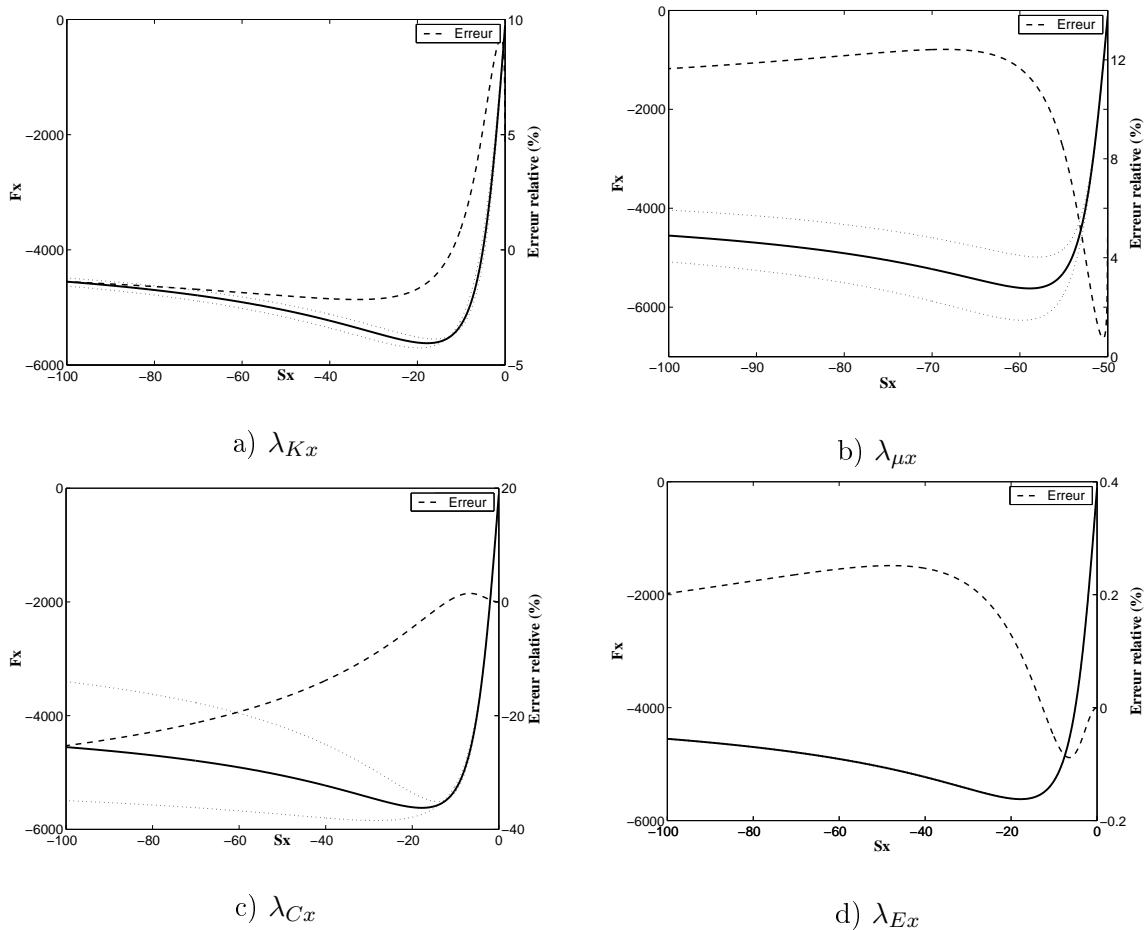


FIG. 48: Courbes de sensibilité (note :  $S_X \in [-100, 0]\%$ )

éléments de réponse sur les voies de mesures dont il faudra minimiser l'incertitude en vue d'une estimation correcte. Dans certains cas, les outils mis en place permettront également d'évaluer l'importance du protocole et de l'incertitude sur les données face au biais de l'estimateur.

### 4.3.1 Grandeurs à mesurer

Nous présentons les grandeurs tirées du bilan des grandeurs entrées-sorties et celles relatives à l'environnement. Le carrossage roue/sol fait, de plus, l'objet d'une attention toute particulière, car sa mesure est complexe.

#### 4.3.1.1 Bilan des grandeurs E/S

Les entrées et sorties du modèle d'interaction roue/sol de Pacejka ont été présentées en 1.3.5. Seront donc donnés ici les méthodes et capteurs permettant de les mesurer à partir d'essais réalisés sur un véhicule.

**Glissement  $S_x$  :** le glissement est une grandeur obtenue par une mesure indirecte. Il existe nombre important de solutions possibles pour mesurer cette grandeur. Cela tient de la diversité des moyens permettant de mesurer la vitesse ou d'évaluer le rayon de la roue pris en compte dans l'équation 1.4.

**Vlr** (Vitesse Longitudinale du centre Roue notée également  $V_{Lr}$ ) peut être mesurée en utilisant un capteur optique monté sur l'axe de rotation de la roue. Ceci représente la principale mesure directe du vecteur vitesse. Il est également possible d'effectuer une mesure indirecte en utilisant un capteur équivalent placé à un autre point du véhicule. La photo de la

figure 49 montre le montage d'un capteur Correvit SL de Corrsys ([http 04g](http://04g)) sur une roue. L'énorme avantage de ce capteur est d'avoir une électronique déportée qui le rend plus léger (0.52 kg) que le capteur Correvit S-ce (1.6 kg) placé en général à l'arrière du véhicule. Ces capteurs présentent une faible dynamique (de l'ordre de 2 Hz) et sont beaucoup moins précis à faible vitesse. Pour améliorer cette mesure, nous pouvons dans ce cas utiliser la méthode utilisée par Szymanski (Szym 99) fondée sur la fusion de données. Parmi les autres méthodes de mesure envisageables il y a le radar, utilisable en ligne droite, et l'intégration de l'accélération longitudinale.

**Vrr** (Vitesse de Rotation de la Roue notée également  $V_{Rr}$ ) ne pose pas un réel problème car elle est disponible si nous utilisons une roue dynamométrique pour la mesure des efforts aux roues.

**Re** (Rayon Efficace de la Roue noté également  $R_{Er}$ ) est donné par la relation 1.13. C'est une mesure indirecte nécessitant la mesure de  $F_z$ . Il est nécessaire de connaître le rayon libre de la roue ainsi qu'un certain nombre de paramètres fournis, en général, par le manufacturier de pneumatique. Cependant, pour des raisons de simplicité ou de méconnaissance de ces paramètres, ce rayon est souvent considéré constant ou équivalent au rayon sous charge.

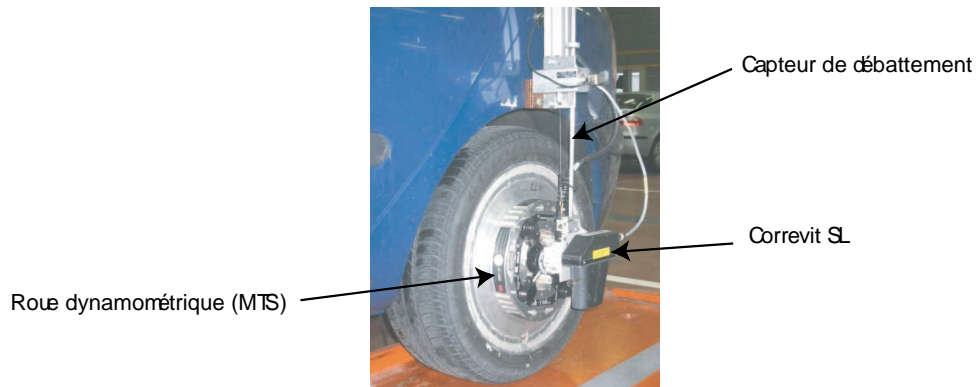
Notons finalement que toutes ces grandeurs peuvent être obtenues par le système Bosch (régulateur ABS-ESP) lorsqu'il est enclenché.

**Dérive  $\alpha$**  : la dérive peut être obtenue directement à l'aide du capteur optique utilisé précédemment pour la mesure de vitesse. En effet, ce capteur permet la mesure simultanée de  $V_{lr}$  et  $V_{tr}$  ou de  $V_{lr}$  et  $\alpha$ . Si ce capteur n'est pas disponible, la dérive peut également être obtenue à partir de la mesure de la vitesse  $\mathbf{v}_A$  à un point quelconque  $A$  du véhicule, transportée au pied de roue,  $\mathbf{v}_{ij} = (v_{ijx}, v_{ijy})$ . Ce vecteur vitesse est replacé dans le repère de la jante, à l'aide de l'angle de braquage, pour obtenir l'angle de dérive  $\alpha$ . Pour  $\alpha_b$  l'angle de braquage moyen (cf. éq. 1.39) nous obtenons :

$$\alpha = \alpha_b - \arctan \left( \frac{v_{ijy}}{v_{ijx}} \right) \quad (4.2)$$

**Carrossage  $\gamma$**  : le carrossage ne s'obtient pas « facilement » et a bénéficié d'une attention toute particulière. Les possibilités envisagées seront présentées au paragraphe 4.3.2 suivant.

**Forces  $F_x, F_y, F_z$**  : les forces sont mesurées à l'aide d'une roue dynamométrique (cf. figure 49). Dans le cas où ce capteur ne serait pas disponible, les formules courantes de la dynamique du véhicule peuvent être utilisées. Si le débattement est connu, la force  $F_z$  peut être retrouvée à partir des courbes de flexibilité des trains.



**Fig. 49:** Montage des capteurs de débattement, vitesse, roue dynamométrique sur la roue arrière

## 4. APPLICATION

### 4.3.1.2 Relation avec l'environnement

Les grandeurs annexes préconisées sont les suivantes : la vitesse longitudinale et les accélérations longitudinale et transversale du véhicule, l'angle au volant et les températures du pneu et du sol. La vitesse est mesurée avec un capteur Datron V1 placé, en général, à l'arrière du véhicule. Les accélérations sont données par une centrale inertielle Sensorex 43020, montée le plus près possible du centre de gravité et l'angle au volant par un potentiomètre résistif de  $5\text{ k}\Omega$ . Contrairement aux mesures précédentes, les mesures de température ne sont pas des mesures embarquées. Ces mesures sont obtenues à l'aide de thermocouples type K, Chauvin Arnoux. Les références sont respectivement PK9 et SK15 pour le pneumatique et le sol.

Toutes les grandeurs nécessaires et préconisées pour la réalisation d'essais sur véhicule, dans le but d'estimer les paramètres d'un modèle de pneu, sont résumées dans le tableau 8.

Désignation	Capteur	Mesure directe	Incertitudes
Glissement – Vitesse longitudinale – Vitesse de rotation – Rayon effectif	– <i>Correxit SL</i> – <i>Roues Kistler/MTS</i> – <i>Roues Kistler/MTS</i>		– $< \pm 0.1\%$ – $< \pm 2\%$ – $< \pm 1.8\%$
Dérive	<i>Correxit SL</i>	*	$< \pm 0.1\%$
Carrossage – Nul (longitudinal) – Simulation (transversal)			Max : – ? – $< \pm 5\%$
Forces $F_x, F_y, F_z$	<i>Roues Kistler/MTS</i>	*	$< \pm 2\%$
Vitesse longitudinale	<i>Datron V1</i>	*	$< \pm 0.1\%$
Vitesse transversale	<i>Datron V1</i>	*	$< \pm 0.1\%$
Accélération $\gamma_x, \gamma_y$	<i>Centrale inertielle</i>	*	$< \pm 0.5\%$
Angle volant	potentiomètre 5 T	*	$< 0.017\text{ rad}$
Températures – Pneu – Sol	– <i>Thermocouple K</i> – <i>Thermocouple K</i>	*	– $\pm 2.5^\circ\text{C}$ – $\pm 2.5^\circ\text{C}$

**TAB. 8:** Capteurs utilisés pour la caractérisation du pneumatique

### 4.3.2 Le carrossage

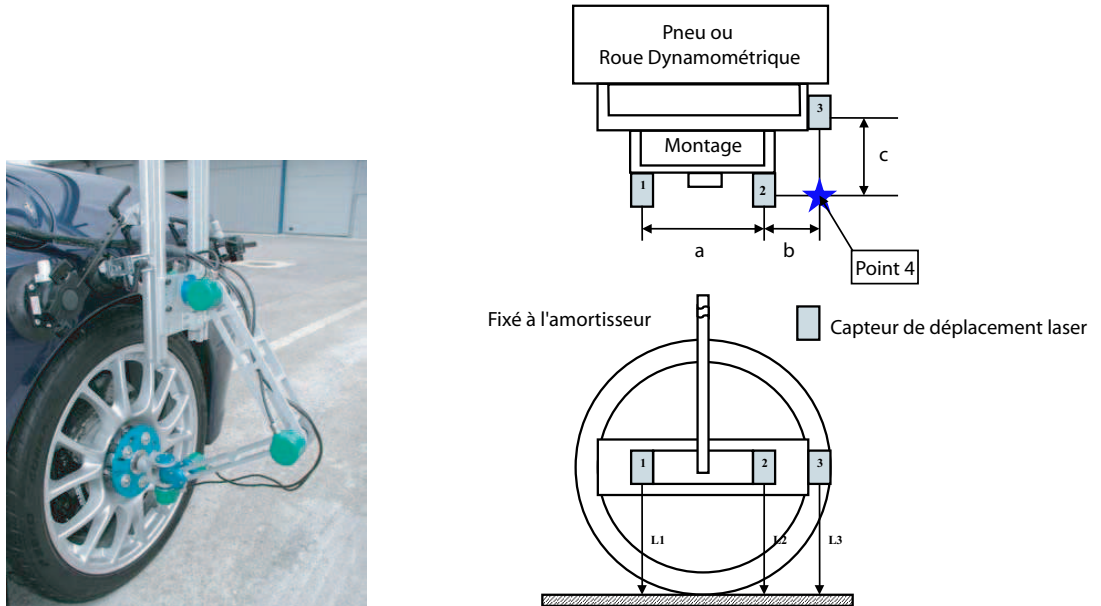
Les solutions envisageables pour la mesure du carrossage sont passées en revue. Après quoi, nous donnons plus de détail sur la possibilité d'utiliser le capteur « dynawheel ».

#### 4.3.2.1 Solutions envisageables

Comme nous avons pu le constater dans l'équation 1.18, le carrossage n'intervient pas dans la formulation du modèle sous des sollicitations uniquement longitudinales. De plus, les faibles variations auxquelles il est sujet dans ces conditions nous autorisent à le considérer comme étant nul. Dans le cas de sollicitations transversales, les quatre types de solutions suivantes peuvent être envisagées :

1. Les solutions mesurant un angle de carrossage entre la roue et le véhicule. Chez Renault, il existe un système, dit « Zimmer », très encombrant et d'utilisation peu aisée. D'autres systèmes beaucoup moins encombrants et plus récents existent : le dynamwheel d'IDIADA ([http 04d](http://04d)) présenté en figure 50.a, le Wheeltracker de Krypton ([http 04i](http://04i)) ou le RV3 de Corrsys ([http 04f](http://04f)). Pour tous ces systèmes, il sera alors nécessaire de corriger l'angle mesuré de l'angle de roulis  $\theta$  du véhicule avec le sol.

$$\gamma_{roue/sol} = \gamma_{roue/caisse} - \theta \quad (4.3)$$



a) Montage du capteur dynamwheel

b) Principe de mesure du carrossage par capteurs de distance laser placés sur le plan de jante

FIG. 50: Systèmes de mesure du carrossage

2. La mesure à partir d'un ensemble de capteurs de distance placés sur le plan de la roue. Cette solution est détaillée dans (Nuss 01). Une solution sensiblement similaire mais comportant trois capteurs de distance laser est utilisée par Nissan. Le schéma de principe est donné par la figure 50.b. Les équations permettant de retrouver le carrossage sont les suivantes :

$$l_4 = l_1 - (l_1 - l_2) * \left( \frac{a+b}{a} \right)$$

$$\gamma = \tan^{-1} \left( \frac{l_3 - l_4}{c} \right) \quad (4.4)$$

3. Le carrossage est obtenu par une combinaison des effets élasto-cinématiques. Cette approche détaillée en (cf. 1.4.2) nécessite, entre autre, la mesure du débattement roue/caisse. La solution d'un capteur de déplacement placé au centre roue est souvent utilisée. Pour des raisons de compatibilité avec le matériel prévu sur la jante, cela est peu envisageable. Il sera donc préféré un système placé au niveau de l'amortisseur. Une solution utilisant des capteurs de déplacement laser, placés en trois points du véhicule, a également été évaluée. Cette méthode, illustrée à la figure 51, permet de retrouver l'attitude de la caisse et de connaître ainsi la distance de chacun des points du véhicule, supposé indéformable, avec le sol.
4. La simulation peut également être envisagée en dernier recours. Elle permet, dans de nombreux cas, d'avoir des données plus réalistes que les différentes hypothèses simplifiées pouvant être formulées (ex : carrossage constant lors d'une prise de virage).



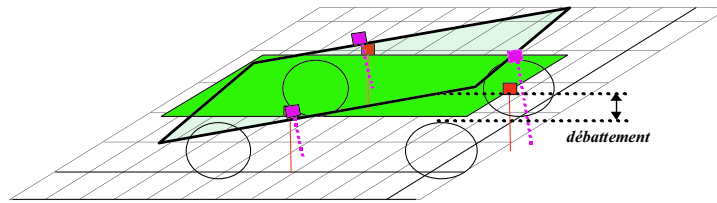


FIG. 51: Débattement et capteurs de déplacement

#### 4.3.2.2 Capteur dynawheel

Pour des raisons de rapport qualité/prix, l'utilisation du capteur dynawheel s'est avérée être une solution très intéressante. La mise en place de cette solution demandait, cependant, l'étude de la compatibilité avec le matériel existant et des aspects organisationnels et financiers.

#### Compatibilité matérielle et mesure

L'utilisation du capteur dynawheel, avec le matériel existant, n'est pas sans poser de problèmes. Nous avons donc voulu vérifier les différents points susceptibles de poser des problèmes : le véhicule, le système d'acquisition, le pneumatique et l'ensemble des capteurs montés sur la jante. Ces différents points sont listés dans le tableau 9 avec une note sur les éventuels problèmes soulevés par l'intégration du capteur dynawheel.

Matériel Renault		Compatibilité possible
Véhicule	<i>Scénic phase 3, 1.9 dci</i>	OK
Pneus	<i>GY 205/50 R 16</i>	OK
Roues dynamométriques	<i>MTS : SWIFT 20 A</i>	OK
Collecteur tournant	<i>Michigan Scientific SR20 AW</i>	Prise de jeu après une dizaine d'heures d'utilisation
Système d'acquisition – Nb et type de voies – Connexion	<i>ACW Box</i>	– 1 voie est nécessaire pour le carrossage – Prévoir un connecteur SMB pour le brancher sur la sortie du conditionneur
Capteur de vitesse au centre roue	<i>Corrsys SL 400</i>	Possible mais attention au porte-à-faux ( $\approx 0.2$ m)

TAB. 9: Compatibilité matérielle pour le capteur dynawheel

Le problème majeur posé par l'utilisation de ce capteur sur une jante MTS est le collecteur tournant. Il est dimensionné pour supporter un couple maximal de 5.6 Nm. En théorie, cela est suffisant pour supporter le poids « apparent » du capteur dynawheel. Cependant, l'expérience a montré qu'après une dizaine d'heures d'utilisation, le montage du dynawheel sur la roue MTS prenait du jeu. Un nouvel adaptateur est donc à l'étude.

Concernant l'ajout du capteur de vitesse, aucune solution n'a encore été testée. Le montage des capteurs Correvit SL et dynawheel sur l'axe de la roue dynamométrique applique sur le collecteur tournant un couple qui avoisine les 4 Nm, en statique. Compte tenu de l'important porte-à-faux, cela peut se révéler dangereux lors d'un passage malencontreux sur un raccord, dans une ornière, etc. Il a donc été nécessaire d'envisager d'autres solutions. IDIADA a alors proposé un montage où le capteur Correvit serait entre le capteur dynawheel et la roue MTS, mais dans une position légèrement décalée. De notre côté, nous avons envisagé de travailler à partir d'une solution dégradée. Cette solution prévoit d'équiper un côté du véhicule de capteurs

de vitesse et l'autre de capteurs de mesure du carrossage. Cela suppose alors la possibilité de reconstruire le vecteur vitesse aux roues équipées du système Dynawheel (cf. 4.5.2.2).

### Organisationnel

L'utilisation du dynawheel impose de disposer d'une personne de chez IDIADA, en charge du montage et de la calibration du matériel. Les aspects à prendre en compte dans ce cas sont donc les suivants :

- Avant essai, il faut prévoir:
  - Autorisation d'accès pour le responsable de chez IDIADA. Il devra être autorisé à se rendre sur le lieu où se déroulent les essais
  - $\frac{1}{2}$  journée de montage sur la roue MTS
  - Utilisation d'un banc de parallélisme pour compenser les erreurs de montage et obtenir des mesures précises en valeurs absolues
- Pendant essai, il faut prévoir:
  - des phases de recalibration si la configuration change (ex: montage sur une autre roue)
- Après essai, prévoir :
  - 1 heure pour le démontage

### Financier

A la date du 21 Janvier 2004, une proposition s'élevant à 9800 euros a été faite pour l'assistance et l'utilisation du système de mesure durant une semaine.

#### 4.3.3 Analyse des incertitudes

Dans cette phase antérieure aux essais, les incertitudes disponibles sont essentiellement des incertitudes-type de type B. Elles sont mentionnées dans la liste des capteurs du tableau 8. Les outils présentés au chapitre précédent sont donc utilisés pour combiner ces différentes incertitudes venant aussi bien des appareils que des conditions de mesure. Ces conditions devront donc être connues avec précision afin d'opérer un éventuel recalage dans la phase de prétraitement (cf. 4.5.1). Dans un deuxième temps, après le traitement des essais, les incertitudes obtenues pourront être validées ou modifiées par des incertitudes-type de type A.

Nous parlons très peu, dans cette approche, de l'aspect dynamique. En effet, la dynamique imposée par le protocole d'essai correspond bien à la bande passante des capteurs.

##### 4.3.3.1 Glissement

Après avoir relevé les incertitudes associées à  $V_{Lr}$ ,  $V_{Rr}$  et  $R_{Er}$ , l'incertitude associée à  $S_x$  est évaluée à l'aide de la loi propagation des incertitudes. Le tableau 10 présente le résultat des indicateurs de propagation et de contribution des incertitudes sur les entrées, UMF et des UPC (cf. 3.3.2) pour trois points de fonctionnement distincts : au début du freinage, aux alentours du maximum de la courbe et au blocage des roues.

La contribution de chacune des entrées à l'incertitude finale associée au glissement est identique pour les trois points de fonctionnement (même UPC). On remarque également que l'incertitude sur chacune des entrées n'est amplifiée, en se propageant dans l'équation du glissement, que pour les deux premiers points étudiés (la valeur absolue des UMF est supérieure à 1). Cela se

#### 4. APPLICATION

		$V_{Lr}$	$V_{Rr}$	$R_{Er}$	$U_c$ (%)
Point 1 $S_x = -0.034$	UMF	27	-27	-27	4.04
	UPC	0.475	0.475	0.05	
Point 2 $S_x = -0.28$	UMF	2.6	-2.6	-2.6	0.37
	UPC	0.475	0.475	0.05	
Point 3 $S_x = -0.99$	UMF	8 e-4	-8 e-4	-8 e-4	1.2 e-4
	UPC	0.475	0.475	0.05	

**TAB. 10:** Indicateurs et incertitudes associés au glissement

traduit par une incertitude décroissante associée au glissement : elle est de 4% pour de faibles valeurs et décroît jusqu'à 1.2e-4% au blocage des roues. Cela démontre bien la difficulté d'avoir une faible incertitude à faible glissement, mais également la nécessité de considérer l'hétérogénéité de l'incertitude associée à cette mesure.

En théorie, la vitesse donnée par le capteur Correvit SL devrait être corrigée de l'angle de pince initial. En effet, ce capteur est calibré pour donner une vitesse transversale nulle, lorsque le véhicule roule en ligne droite. L'angle formé par la roue avec l'axe longitudinal du véhicule, n'est donc pas pris en compte. Cependant, cet angle est si faible, environ 0.15 deg à l'avant et 0.31 deg à l'arrière, pour le véhicule Renault Scénic, qu'il peut être négligé. Il ne sera pas nécessaire de le prendre en compte dans l'incertitude.

#### 4.3.3.2 Carrossage

L'incertitude associée au carrossage est évaluée dans le cas d'une utilisation de la simulation, et pour la solution utilisant les capteurs de déplacement laser.

##### 4.3.3.2.1 Simulation (MADA)

Le degré de confiance à accorder au carrossage dans le simulateur MADA de Renault n'est pas connu. Il nous est donc difficile de l'évaluer. Nous considérons cependant que, sur le type d'essai préconisé en sollicitations transversales (cf. 4.3.4), l'évolution de l'angle de carrossage et sa valeur maximale observée (6.3 deg), sont réalistes. En sollicitations transversales, nous donnons alors une évaluation arbitraire de l'incertitude de 5%. L'angle de carrossage n'étant pas utilisé dans la formulation en sollicitations longitudinales, l'évaluation de son incertitude n'est pas traitée ici.

##### 4.3.3.2.2 Montage avec capteurs de déplacement

L'évaluation de l'incertitude, associée au carrossage pour le montage réalisé avec des capteurs de déplacement laser, est maintenant traitée. Nous utilisons pour cela, la formule de propagation des incertitudes développée à l'ordre 1 (cf. éq. 3.15). Les indicateurs et incertitudes, associés au système utilisant ces capteurs, sont donnés au tableau 11. Deux points de fonctionnement (1 deg et 6.5 deg d'angle de carrossage) permettent d'évaluer les performances de cette solution de mesure.

		L1	L2	L3	a	b	c	$U_c$ (%)
$U_i$		3e-4	3e-4	3e-4	1e-3	1e-3	1e-3	
Point 1 $\gamma = 1^\circ$	UMF	70	-321	261	0	0	-0.99	23
	UPC	0.02	0.6	0.37	0	0	0.01	
Point 2 $\gamma = 6.5^\circ$	UMF	10	-50	40	0	0	-0.99	3.6
	UPC	0.03	0.57	0.35	0	0	0.05	

**TAB. 11:** Indicateurs et incertitudes associés au carrossage

Le capteur utilisé est le modèle 1400-250 vt de Micro-epsilon. L'incertitude associée à ce capteur doit tenir compte des informations constructeur pour une utilisation en régime transitoire. En effet, même si le véhicule est en équilibre statico-dynamique, la lecture des irrégularités de la route entraînent un spectre fréquentiel très riche du signal enregistré par le capteur de déplacement. Les incertitudes associées à L1, L2 et L3 ( $U_i=3e-4m$ ) au tableau 11 tiennent compte de cet aspect. A titre indicatif, sans la prise en compte de l'aspect dynamique, l'incertitude relative de 23% donnée au tableau 11 passe à 3.9% pour le premier point étudié. Elle passe de 3.6% à 1% pour le deuxième. Les résultats obtenus semblent très prometteurs mais peuvent évoluer en fonction des conditions de mesurage. En effet, les vibrations parasites entre la jante et le système de mesure sont une source de bruit supplémentaire sur la mesure. Du fait de la rugosité et des vibrations, ce système semble donc indissociable d'un filtre avec une bande passante conforme à la dynamique du carrossage.

#### 4.3.3.3 Forces

Nous distinguons les forces mesurées par la roue dynamométrique, des forces calculées par le modèle.

##### 4.3.3.3.1 Mesurées par la roues dynamométrique

Des articles de la littérature (Weib 98), (Weib 99), (Weib 01) donnent l'incertitude maximale à prendre en considération lors de l'utilisation des roues dynamométriques en extérieur. Ils fournissent le résultat de tests comparatifs sur différentes architectures de roues dynamométriques mais également et surtout, les éléments à prendre en compte dans l'incertitude associée aux mesures. La variabilité des conditions extérieures lors d'essais sur route, amène donc l'auteur à considérer une incertitude, qui nous semble réaliste, de 2%. C'est la valeur prise en compte dans nos calculs. Les forces et moments issus des roues dynamométriques sont donnés dans le repère C (cf. 1.3.2). Si la donnée du carrossage n'est pas disponible pour un recalage dans le repère W, l'incertitude associée à la mesure, est plus élevée. A l'aide de la simulation, nous avons pu évaluer, qu'autour du maximum de sollicitation en dynamique transversale, ces incertitudes avoisinaient les 6% sur  $F_z$  et dépasseraient les 8% sur  $F_y$ . En sollicitations longitudinales, la valeur de 2% reste réaliste.

Sans la donnée du carrossage, les incertitudes associées aux efforts, en sollicitations transversales, peuvent être trois ou quatre fois plus élevées.

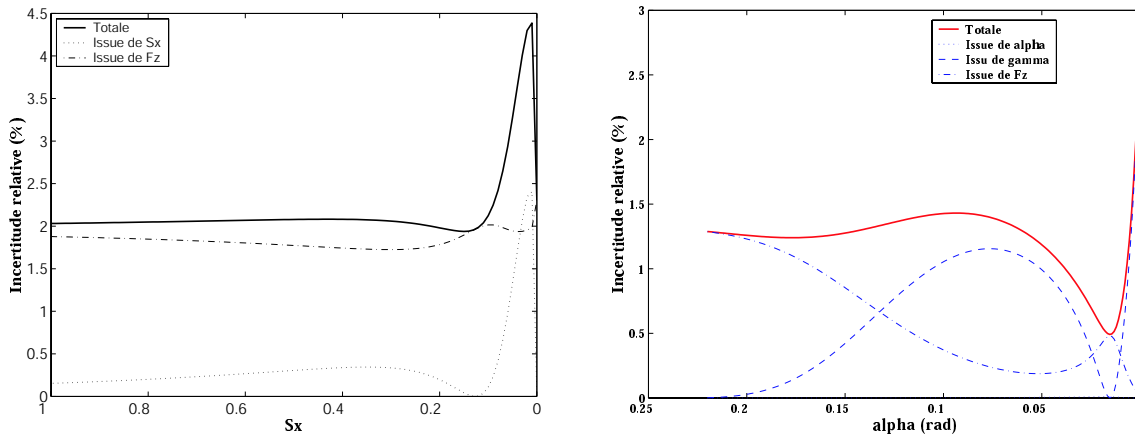
##### 4.3.3.3.2 En sortie du modèle

La formule de propagation des incertitudes (cf. éq. 3.3.1) est utilisée pour l'évaluation des incertitudes sur les sorties calculées. Cette évaluation utilise les valeurs d'incertitude, sur les entrées, données précédemment, avec une formule de propagation développée à l'ordre 1. La figure 52 donne les courbes d'incertitude sur  $F_x$  et  $F_y$ . Ces tracés permettent de constater que l'incertitude relative évolue de manière non-linéaire sur l'ensemble de la plage de fonctionnement.

En sollicitations longitudinales, nous considérons le cas simplifié d'une croissance linéaire du glissement pour une charge verticale constante,  $F_z=6000N$ . La figure 52.a permet d'analyser la contribution des incertitudes dues à  $S_x$  et à  $F_z$ , sur l'incertitude associée à  $F_x$ . Ces deux incertitudes sont tirées des résultats obtenus précédemment. L'incertitude sur  $S_x$  dépend donc des valeurs de vitesse et du rayon effectif, observées sur un freinage. On observe que, hormis les faibles glissements ( $-0.05 < S_x < 0$ ), l'incertitude sur  $S_x$  a peu d'influence sur l'incertitude associée à la force  $F_x$  en sortie du modèle. Autrement dit, pour réduire l'incertitude associée à la force longitudinale en sortie du modèle, il faut réduire prioritairement l'incertitude sur la force verticale.

En sollicitations transversales, nous utilisons les données issues d'une simulation de conduite définie par le mode opératoire. Les incertitudes associées à  $\alpha$  et  $F_z$  sont tirées du tableau 8. L'UMF maximum obtenu pour  $\gamma$  est voisin de 0.07. Cela se traduit par une forte réduction de

## 4. APPLICATION



a) Composantes de l'incertitude sur  $F_x$

b) Composantes de l'incertitude sur  $F_y$

**FIG. 52:** Incertitudes sur les forces  $F_x$  et  $F_y$

l'incertitude du carrossage dans sa contribution à l'incertitude associée à  $F_y$ . Pour une incertitude sur  $\gamma$ , fixée volontairement à une valeur importante, de 20%, la figure 52.b permet de se rendre compte de la réduction de l'incertitude associée. Ainsi, si l'on oublie le cas particulier des valeurs autour de zéro, elle entraîne moins de 1.3% d'incertitude sur  $F_y$ .

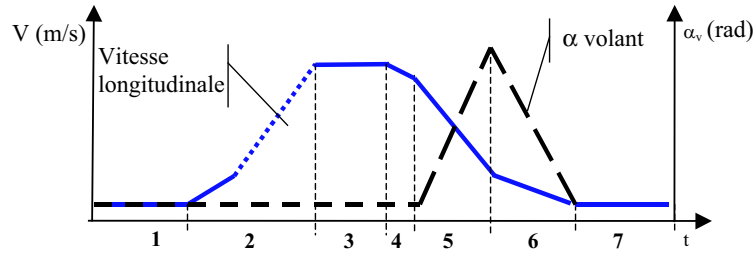
Ce point de l'étude est important. Il montre que l'on peut avoir en sortie du modèle, des niveaux d'incertitude non négligeables par rapport à ceux évalués en sortie du système. Ces conditions se rapprochent plus de celles évoquées dans une approche d'erreur dans les variables (cf. 2.5.2.3) que de celles données dans le cas d'une erreur de sortie. Nous allons cependant tenté de vérifier l'impact que peuvent avoir ces incertitudes (cf. 4.3.6.3) lors de la planification d'expérience.

### 4.3.4 Mode opératoire

Le mode opératoire doit permettre d'alimenter le logiciel, de fournir des fichiers d'essais contenant des sollicitations non couplées, pour la dynamique longitudinale,  $F_{x_{pur}}$  et transversale,  $F_{y_{pur}}$  (cf. 1.6.2). L'expérience acquise en terme de protocole d'essai a permis d'identifier des modes opératoires susceptibles de répondre à ces contraintes (Zami 00). La simulation, puis par la suite les essais ont permis de valider qu'ils contenaient des zones d'excitations pures. En dynamique transversale, on réalise une « mise en virage » dont les profils de vitesse et d'angle au volant sont donnés en figure 53. Dans le cas du véhicule Scénic Renault, la simulation de ce mode opératoire est réalisée avec un angle au volant croissant progressivement de 0 à 180 deg, sur une période de 6 sec. En dynamique longitudinale, le profil de vitesse est sensiblement le même, avec une phase de freinage (en 5) se terminant par un blocage des roues. Les « *scaling factors* » étant estimés à partir d'une formulation statique (cf. 1.6.2) du modèle, il est important que le freinage soit réalisé avec une grande progressivité, afin de solliciter le moins possible la dynamique du pneumatique. Il faut également s'assurer que le blocage des roues intervient à une vitesse supérieure à 20 km/h, vitesse en deçà de laquelle le modèle de Pacejka est beaucoup moins pertinent.

### 4.3.5 Faisabilité : Cas idéal

Il est important de montrer que des essais sur véhicule, avec tous les couplages existants (dérive/carrossage, report de charge sur  $F_z$ ), permettent de mener à bien l'estimation des paramètres, dans un cas idéal (non bruité). Les deux dynamiques, longitudinale et transversale, sont alors simulées.



- (1) Véhicule à l'arrêt 10 sec  
 (2) Accélération, mise en vitesse  
 (3) Vitesse stabilisée (de base) 5 sec  
 (4) Phase débrayée 2 sec  
 (5) Braquage progressif à vitesse constante (" 30°/s) jusqu'à provoquer le déséquilibre du véhicule  
 (6) Débraquage et mise en roues libres jusqu'à l'arrêt total du véhicule  
 (7) Retour aux zéros

FIG. 53: Profils de vitesse et d'angle au volant pour une mise en virage

#### 4.3.5.1 Dynamique longitudinale

Le simulateur MADA de Renault a été utilisé pour simuler le freinage en ligne droite détaillé précédemment. Malgré ces conditions d'excitations restrictives, il est conseillé d'utiliser un paramétrage du pneumatique permettant de simuler l'ensemble des conditions d'excitation du pneumatique. Nous avons, pour cela, choisi d'utiliser les paramètres nominaux du pneu, 195/55 R15, fournis par l'entreprise TNO avec le logiciel MF-Tool. Un premier test a donc été réalisé avec ce paramétrage d'origine. Pour être plus représentatif, nous réalisons un deuxième test avec une modification des « *scaling factors* ». Cette variation, est celle observée sur des essais réels (cf. 4.7.1) pour un autre pneumatique. Dans ces conditions, les valeurs nominales des « *scaling factors* » sont les suivantes :

$$\lambda_{\mu x} = 0.88$$

$$\lambda_{Kx} = 0.39$$

$$\lambda_{Cx} = 1.1$$

$$\lambda_{Ex} = 2.4$$

Les résultats présentés ci-après portent sur l'étude de deux roues, l'une à l'avant et l'autre à l'arrière. Cela permet de répondre à la question sur la complémentarité des conditions d'excitation entre l'avant et l'arrière. Le tableau 12 résume les estimations obtenues à l'aide de MF-Tool, à partir des valeurs modifiées.

	$\lambda_{\mu x}$	$\lambda_{Kx}$	$\lambda_{Cx}$	$\lambda_{Ex}$
Valeur nominale	0.88	0.39	1.1	2.4
Roue AV	0.85	0.38	1.07	2.05
Incertitude à 95%	0	0	0	0.0097
Roue AR	0.88	0.38	1.11	2.29
Incertitude à 95%	0	0	0	3.07
Roues AV + AR	0.85	0.38	1.07	2.05
Incertitude à 95%	0	0	0.00005	0.0038

TAB. 12: Paramètres estimés sur un essai simulé : freinage en ligne droite

D'une manière générale, en dehors de  $\lambda_{Ex}$ , le biais sur les paramètres estimés est très faible (inférieur à  $\frac{(0.85-0.88)}{0.88} * 100 = 3.4\%$ ) et l'incertitude est quasi nulle. Le paramètre  $\lambda_{Ex}$  est, en effet, le paramètre qui présente le biais le plus important ( $\frac{(2.05-2.4)}{2.4} * 100 = 14\%$ ) et l'incertitude

## 4. APPLICATION

la plus élevée (supérieure à 100%). Les faibles incertitudes obtenues sur la roue avant et le biais, réduit, obtenu sur la roue arrière, nous laissent à supposer que les coefficients des deux roues doivent être estimés séparément et les résultats comparés. Les résultats sur l'estimation des deux roues simultanément tendent vers ceux de la roue avant.

Quoiqu'il en soit, il est possible d'estimer les « *scaling factors* »  $\lambda_{\mu_x}$ ,  $\lambda_{C_x}$ ,  $\lambda_{K_x}$  et  $\lambda_{E_x}$  à partir d'essais de freinage allant jusqu'au blocage des roues, avec une très bonne incertitude. Ces résultats ont pu être développés à l'aide de la planification d'expérience détaillée dans le paragraphe suivant (cf. 4.3.6).

### 4.3.5.2 Dynamique transversale - Efforts aux trains

Un travail a également été réalisé dans le cas de sollicitations transversales, avec le mode opératoire défini précédemment (cf. 4.3.4). Ces travaux sont inspirés de ceux de Van der Jagt (cf. 1.5.3.1) dans lesquels il spécifie la possibilité de faire appel aux observateurs, plutôt qu'à la mesure. A partir du synoptique présenté en figure 54, nous essayons d'évaluer l'impact de l'utilisation de grandeurs reconstruites sur l'écart entre les valeurs estimées et nominales des  $\lambda_i$  et sur les incertitudes associées.

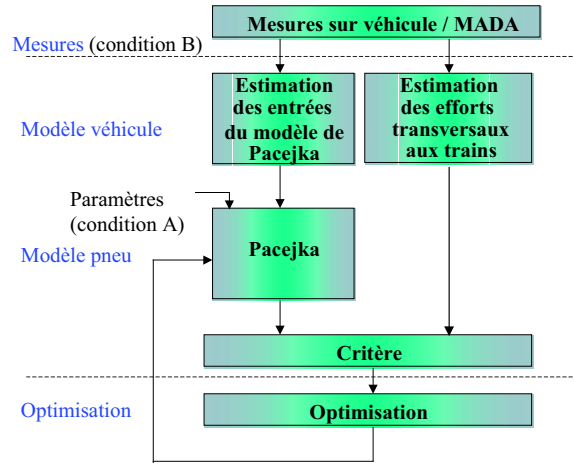


FIG. 54: Synoptique d'estimation des coefficients  $\lambda_i$  à partir de mesures issues du véhicule

Les mesures sont fournies par le simulateur MADA avec les valeurs nominales suivantes des « *scaling factors* » :

$$\begin{aligned}\lambda_{\mu_Y} &= 0.9 \\ \lambda_{K_Y} &= 1 \\ \lambda_{C_Y} &= 1.2\end{aligned}$$

Ce sont les valeurs proposées par MF-Tool lors d'un passage d'une surface sèche à mouillée (cf. tableau 4). Les autres paramètres à changer sont  $\lambda_{\mu_X} = 0.8$  et  $\lambda_{C_X} = 1.1$ .

Les formules présentées au chapitre 1 sont utilisées pour estimer les efforts transversaux aux trains, et non aux pneus (cf. 1.4.1.2.2), à partir de  $\gamma_t$  et  $\dot{\psi}$ . Le carrossage est reconstruit à partir de l'approche présentée en 1.4.2.3 et la mesure de l'angle au volant  $\alpha_v$ , du débattement  $deb_{roue}$  et de l'estimation du roulis  $\theta$ . La dérive est estimée à partir de la mesure de  $\mathbf{v}$  (vitesse du véhicule), transportée au pied de roue, et replacée dans le repère de la roue (cf. éq. 4.2). La force verticale est estimée à partir des formules décrites en 1.4.1.2.2.

Afin de bien percevoir l'influence des différentes grandeurs reconstruites sur le résultat final, chacun des blocs d'estimation de la figure 54 est testé séparément. Par conséquent, avant d'arriver à la validation de l'ensemble de ce schéma (cf. point 4 de la liste ci après), différentes phases de validation sont opérées. Ces différents étapes de validation sont les suivantes :

1. Toutes les mesures nécessaires sont disponibles (aucun des blocs d'estimation n'est présent)
2. Les entrées du modèle de Pacejka sont estimées avec des erreurs max de Alpha : 7.5% ou 4.5% pour, respectivement, les trains avant et arrière. L'erreur commise sur  $\gamma$  est de 1.5 % et de 1.5% sur  $F_z$  (le bloc d'estimation des efforts n'est pas utilisé).
3. Les forces sont estimées avec des erreurs maximales sur  $F_y$  de 3.5% ou 5 % selon le train, avant ou arrière (le bloc d'estimation des entrées du modèle de Pacejka n'est pas présent)
4. Les entrées du modèle de Pacejka et les forces aux trains sont estimées (les deux blocs d'estimation sont présents (cf. figure 54))
5. La sensibilité par rapport au mode opératoire ou au type de véhicule est étudiée (aucun des blocs d'estimation n'est présent)

Lors de la dernière validation, l'angle maximum au volant passe de 180 à 60 degrés.

Lors de la première validation, les performances offertes par les deux algorithmes Gauss-Newton et Levenberg-Marquardt ont été évaluées. Les écarts observés entre les valeurs estimées et les valeurs nominales étaient plus faibles dans le cas de la méthode de Gauss-Newton. Cet algorithme, implémenté dans une fonction matlab « nlinfit », a donc été utilisé pour la suite de la validation. Les résultats majeurs obtenus sont résumés dans le tableau 13 mais on peut se reporter à (Ruiz 02) pour plus de détails sur la quasi-totalité de l'étude.

	Train avant			Train arrière		
	$\lambda_{\mu y}$	$\lambda_{K y}$	$\lambda_{C y}$	$\lambda_{\mu y}$	$\lambda_{K y}$	$\lambda_{C y}$
Valeurs nominales	0.9	1	1.2	0.9	1	1.2
Validation 1 (G-N)	0.8998	0.9982	1.2009	0.8994	0.9981	1.2215
Incertitude à 95%	0.0001	0.0001	0.0002	0.0003	0.0003	0.0055
Validation 1 (L-M)	0.9477	0.9994	1.0884	0.9614	0.9995	1.0718
Incertitude à 95%	0.0002	0.0003	0.0006	0.0007	0.0003	0.006
Validation 2	0.9042	0.9118	1.2946	0.884	0.9741	1217
Incertitude à 95%	0.0013	0.0024	0.0074	0.002	0.0025	4.9e7
Validation 3	0.8856	0.9581	1.2713	0.9243	1.0421	1.3819
Incertitude à 95%	0.0013	0.0026	0.0062	0.0016	0.0022	0.054
Validation 4	0.8889	0.8782	1.381	0.9146	1.0219	6853
Incertitude à 95%	0.0014	0.0025	0.0096	0.0017	0.0018	7.4818e8
Validation 5	0.9006	1.0001	1.1909	0.9194	1.007	1.0123
Incertitude à 95%	0.0002	0.0001	0.0026	0.0023	0.0003	0.0134

**Tab. 13:** Paramètres  $\lambda_i$  estimés à partir des efforts aux trains et des entrées du modèle de pneumatique, estimés

D'une manière générale, ces résultats ont permis de constater qu'une augmentation du niveau des incertitudes, accompagnait souvent une augmentation de l'écart entre la valeur des paramètres estimés et la valeur des paramètres nominaux. Même si, dans certains cas, l'évolution est moins marquée (par exemple pour  $\lambda_{\mu y}$  au train avant en passant de la validation 2 à 3). On remarque également, dans certains cas, que l'incertitude sur  $\lambda_{C y}$  atteint des valeurs très importantes pour le train arrière (cf. tableau 13 validation 4). Cela provient de la combinaison d'un faible niveau d'excitation et des erreurs commises sur les entrées du modèle de Pacejka. Le train avant, plus sollicité, est moins sensible à ces erreurs. Le changement de consigne d'angle au volant (cf. validation 5) influence essentiellement les résultats obtenus pour le train arrière. L'écart avec la valeur nominale obtenu sur le paramètre  $\lambda_{C y}$  passe alors de 1.8% à 15%.

Des validations complémentaires ont été menées avec l'ajout de  $\lambda_E$  puis en changeant le type de véhicule (du monospace à la berline). Les validations réalisées avec l'ajout de  $\lambda_E$  n'ont rien



## 4. APPLICATION

changé sur l'interprétation des résultats données au paragraphe précédent. Le travail réalisé sur un autre véhicule, a permis de conforter nos a priori sur l'adaptation nécessaire de la consigne, en fonction du type de véhicule.

Ces résultats nous ont permis de valider l'utilisation des efforts aux trains pour l'estimation des « *scaling factors* »  $\lambda_{\mu y}$ ,  $\lambda_{Cy}$ ,  $\lambda_{Ky}$  et  $\lambda_{Ey}$  dans un contexte idéal (non bruité). Ces résultats nous permettent d'évaluer l'incertitude sur les coefficients  $\lambda_i$ , dans le cas où les mesures « directes » des entrées ou des sorties du modèle de pneu, ne seraient pas disponibles. Sur le train le mieux sollicité, l'incertitude moyenne, à 95%, sur les trois  $\lambda_i$ , passe de 0.01 % à 0.37%. L'écart moyen  $\left(\frac{1}{3} \sum_{i=\{\mu, K, C\}} \left(\frac{\hat{\lambda}_{iy} - \lambda_{iy}^*}{\lambda_{iy}^*}\right) * 100\right)$  entre les valeurs estimées et les valeurs nominales, passe lui de 0.09% à 9.5 % . L'incertitude et l'écart moyen restent donc très acceptables, pour beaucoup d'applications.

Tous les résultats obtenus dans cette étude de faisabilité ont motivé l'utilisation des outils de la planification d'expériences présentée ci-après.

### 4.3.6 Planification d'expériences

L'objectif de la planification d'expérience que nous avons menée est la recherche de zones optimales de fonctionnement du pneumatique, minimisant l'incertitude sur les paramètres. Il a été nécessaire, dans un premier temps, de valider le calcul de la matrice d'information de Fisher « MIF ». Nous avons évalué, par la suite, l'approche proposée par la planification d'expérience sur un modèle, pris volontairement très simple et représenté par la Magic-Formula de Pacejka. Après cette validation nous avons essayé de retrouver les résultats de l'étude de sensibilité (cf. 4.2.2), pour la formulation plus complète du modèle qui est au centre de nos travaux. Finalement nous nous sommes concentrés sur l'obtention des incertitudes réalistes, tenant compte de l'incertitude associée aux mesures en entrée et en sortie du pneumatique, pour des sollicitations longitudinales puis transversales.

#### 4.3.6.1 Evaluation de la matrice d'information de Fisher

L'évaluation de la MIF (Matrice d'Information de Fisher) a fait l'objet d'une attention toute particulière. En effet, dans le cas du modèle simplifié de Pacejka, nous avons mis en parallèle trois approches, sur trois intervalles de glissement différents [0,0.1], [0,1] et [0.5,1]. La première est une application directe de la définition donnée au chapitre précédent en éq. 3.27. La deuxième approche utilise le théorème des accroissements finis, afin d'éviter la dérivation d'expressions formelles importantes. Dans la dernière approche, le calcul est réalisé à partir de la formule simplifiée, utilisée dans le cas d'un bruit normal additif (cf. éq. 3.41). Les deux premiers intervalles d'étude n'ont pas permis d'obtenir de points discriminatoires entre les trois techniques présentées. Cependant, les calculs effectués, pour 50 points, sur le dernier intervalle, [0.5,1], ont permis d'obtenir les résultats suivants :

$$\begin{aligned}
 MIF_1 &= 1e^3 \begin{pmatrix} 0.5834 & -0.6477 & -0.9267 \\ -0.6477 & 0.7766 & 1.1364 \\ -0.9267 & 1.1364 & 1.6581 \end{pmatrix} \Rightarrow MIF_1^{-1} = \begin{pmatrix} 0.0007 & -0.0041 & 0.0032 \\ -0.0041 & -0.0214 & 0.0124 \\ 0.0032 & 0.0124 & -0.0066 \end{pmatrix} \\
 MIF_2 &= 1e^3 \begin{pmatrix} 0.5834 & -0.6474 & -0.9276 \\ -0.6474 & 0.7739 & 1.1318 \\ -0.9276 & 1.1318 & 1.6624 \end{pmatrix} \Rightarrow MIF_2^{-1} = \begin{pmatrix} -0.0109 & 0.0516 & 0.0291 \\ -0.0516 & -0.2148 & 0.1174 \\ 0.0291 & 0.1174 & -0.0637 \end{pmatrix} \\
 MIF_3 &= 1e^3 \begin{pmatrix} 0.5834 & -0.653 & -0.9332 \\ -0.653 & 0.7667 & 1.1207 \\ -0.9332 & 1.1207 & 1.6554 \end{pmatrix} \Rightarrow MIF_3^{-1} = \begin{pmatrix} 0.3152 & 0.8458 & -0.395 \\ 0.8458 & 2.2825 & -1.0686 \\ -0.395 & -1.0686 & 0.5009 \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

Si les résultats obtenus sur le calcul de la MIF sont proches, les différences apparaissent lors du calcul de la MIF inverse. Dans les deux premières approches, des valeurs négatives composent

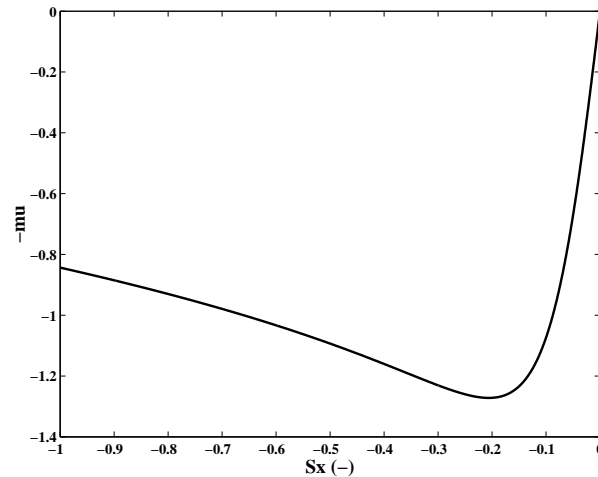
la diagonale, alors que nous nous attendions à des valeurs positives. La dernière écriture donne les résultats les plus exploitables et sa construction ( $R = XX^t$ ), qui assure à la matrice d'être non-négative et hermitienne, a été retenue pour la suite de nos travaux.

#### 4.3.6.2 Modèle de Pacejka - Magic Formula

Nous avons voulu vérifier que la planification d'expériences permettait d'obtenir les intervalles de glissement les plus sensibilisants, pour l'estimation des paramètres. Nous avons, pour cela, utilisé la formulation la plus simple du modèle de Pacejka (sans micro-coefficients) (cf. éq. 1.11). Les valeurs nominales prises par les macro-coefficients sont les suivantes :

$$\begin{aligned} B &= 0.0524 \\ C &= -2.2114 \\ D &= -1.272 \\ E &= 0.8579 \end{aligned}$$

Le tracé de la courbe obtenue est donné à la figure 55, pour des glissements compris dans l'intervalle  $[-1,0]$ .



**FIG. 55:** Courbe obtenue à partir de la Magic-Formula

Dans un premier temps, nous cherchons alors les intervalles de glissement les plus sensibilisants pour l'estimation de chacun des paramètres D, C et E, pris séparément. Nous donnons par la suite l'intervalle optimal pour l'estimation simultanée de ces trois paramètres. Finalement, nous évaluons la sous-optimalité de conditions qui ne permettraient pas d'avoir de glissement en deçà de -0.3. Pour ces calculs nous utilisons le critère D-optimal (cf. 3.4.2.3), car de loin le plus utilisé. Il est mis en oeuvre avec un algorithme d'optimisation sous-contraintes (cf. « fmincon » de Matlab) afin de restreindre l'univers de recherche à l'intervalle  $[-1,0]$ . Cet algorithme est basé sur la méthode « *sequential quadratic programming* » présentée dans la classification des méthodes d'optimisation à la figure 39. Les résultats sont présentés dans le tableau 14.

Les intervalles de glissement obtenus correspondent bien aux zones d'influence données par la définition des différents paramètres lors de la présentation du modèle de Pacejka (cf. figure 9). Ainsi, en estimant chacun des paramètres séparément, l'estimation de D est localisée autour du minimum de la courbe soit  $Sx \in [-0.206, -0.205]$ . Les paramètres C et E nécessitent un intervalle contenant toute la non-linéarité de la courbe.

L'intervalle de glissement optimal obtenu pour l'estimation des trois paramètres simultanément, ne l'est pas forcément pour chacun d'entre eux. L'incertitude associée à chacun des

#### 4. APPLICATION

$\theta$	Optimalité selon 1 paramètre		Optimalité selon 3 paramètres		Sous-optimalité	
	Intervalle	% de $\theta^*$	Intervalle	% de $\theta^*$	Intervalle	% de $\theta^*$
D	[-0.206,-0.205]	1.04 %	[-1,-0.043]	1.35 %	[-0.3,0]	1.17 %
C	[-1,-0.03]	3.32 %	[-1,-0.043]	3.34 %	[-0.3,0]	4.48 %
E	[-1,-0.032]	6.01 %	[-1,-0.043]	6.03 %	[-0.3,0]	33.02 %

**TAB. 14:** Intervalles optimums pour l'estimation des paramètres D, C et E

paramètres est donc, dans ce cas, supérieure à celle obtenue précédemment. Dans la dernière colonne du tableau, nous présentons les résultats obtenus dans le cas où les conditions d'excitation du pneumatique ne permettraient pas d'avoir des glissements en deçà de -0.3. Dans ce cas, essentiellement à cause de la difficulté d'estimer E, la note de sous-optimalité obtenue est :  $j_{De} = 0.19$  (rappel :  $j_{De} = 1$  pour l'intervalle optimal). Il faut donc s'attendre à une incertitude et un écart avec les valeurs nominales, beaucoup plus importants dans ces conditions d'estimation.

Les résultats obtenus vont alors dans le bon sens et nous permettent de poursuivre l'étude avec la formulation complète (avec les micro-coefficients) pour des sollicitations longitudinales, puis transversales.

##### 4.3.6.3 Formulation complète en longitudinal

La recherche des zones de glissement optimales, avec la prise en compte des quatre « *scaling factors* »  $\lambda_{\mu x}$ ,  $\lambda_{Kx}$ ,  $\lambda_{Cx}$  et  $\lambda_{Ex}$ , pour la formulation complète en sollicitations longitudinales pures a été menée. La charge verticale a été fixée à 6000 N. Deux approches, pour deux prises en compte différentes des incertitudes, ont été adoptées. Dans la première approche, l'incertitude est celle associée à la mesure des efforts par la roue dynamométrique. Dans la seconde approche, elle est donnée par la propagation des incertitudes associées aux entrées. Dans les deux cas, l'incertitude est issue de la phase amont d'analyse des incertitudes (cf. 4.3.3) et traduit l'écart-type d'un bruit additif gaussien. Dans le deuxième cas, nous donnons également les résultats obtenus pour une incertitude-type sur la vitesse longitudinale, de 1 km/h, observée lors de la mise en oeuvre de plusieurs capteurs de vitesse (cf. 4.5.2.1.1). Les résultats obtenus sont présentés au tableau 15.

	Bruit homogène en sortie - quelconque - analyse des incertitudes		Bruit sur les entrées, propagé - issu de l'expérience - analyse des incertitudes		Sous-optimalité Intervalle [-0.3,0]
	Intervalle	% $\theta^*$	Intervalle	% $\theta^*$	Note
$\lambda_{\mu x}$	[-0.129,-0.125] [-0.33,-0.001]	0.32 0.38	[-0.128,-0.127] [-0.129,-0.125]	0.42 0.42	0.73
$\lambda_{Kx}$	[-0.18,0.009] [-0.33,-0.001]	1.7 0.38	[-0.4,-0.02] [-0.21,-0.01]	11 2.8	0.92
$\lambda_{Cx}$	[-1,-0.022] [-1,0]	0.59 0.58	[-1,-0.03] [-1,-0.02]	0.83 0.6	0.01
$\lambda_{Ex}$	[-1,0] [-1,0]	73 68	[-1,-0.02] [-1,0]	170 90	0.15
$\lambda_{\mu x}$	[-1,0]	0.78	[-1,-0.02]	0.83	0.4
$\lambda_{Kx}$		1.7		3.9	
$\lambda_{Cx}$		0.58		0.6	
$\lambda_{Ex}$		68		90	

**TAB. 15:** Intervalles optimums pour la formulation complète en sollicitations longitudinales

Nous constatons que les intervalles de glissement optimaux obtenus correspondent bien aux zones dans lesquelles les paramètres ont un maximum d'influence sur la sortie du modèle de Pacejka (cf. 4.2.2). Ainsi  $\lambda_{\mu x}$  nécessite un intervalle centré autour du pic de la courbe sauf pour le cas, que l'on n'explique pas, où le bruit homogène sur  $F_x$  est tiré de la phase d'analyse des incertitudes. Les paramètres  $\lambda_{C_x}$  et  $\lambda_{E_x}$  nécessitent toute la zone de fonctionnement du pneumatique (cf. intervalle [-1,-0.02]). Nous constatons par ailleurs que l'intervalle optimal pour l'estimation de  $\lambda_{K_x}$  n'est pas restreint à la zone linéaire d'excitation du pneumatique. L'intervalle contient également le pic de la courbe. Cela s'explique par la dépendance de ce « *scaling factor* » vis-à-vis des paramètres  $\lambda_{\mu x}$  et  $\lambda_{C_x}$  (cf. 1.18).

Concernant le niveau des incertitudes, considérer l'incertitude sur les variables d'entrée donne, au final, une incertitude sur les paramètres plus importante. Cela est tout particulièrement vrai pour  $\lambda_{K_x}$  et  $\lambda_{E_x}$ . L'incertitude constatée sur  $\lambda_{E_x}$  peut cependant être réduite pour des cas de charge différents. En effet, dans le calcul de  $\lambda_{E_x}$ , intervient un facteur « Dfz » de dépendance vis-à-vis de la différence de charge entre la charge actuelle et la charge nominale. La sensibilité de  $\lambda_{E_x}$  augmente à mesure que l'on s'éloigne de la charge nominale donnée par le manufacturier de pneumatique. Cette charge est en général de 4000N pour les pneus équipant les véhicules de tourisme. Dans les cas de forces verticales supérieures, l'incertitude associée à  $\lambda_{E_x}$  est inférieure à celle donnée au tableau 15. Les faibles incertitudes relevées sur les paramètres  $\lambda_{\mu x}$ ,  $\lambda_{K_x}$  et  $\lambda_{C_x}$  laissent à supposer qu'ils seront les plus faciles à estimer.

La dernière colonne du tableau présente la note de sous-optimalité obtenue en travaillant sur un intervalle de glissement [-0.3,0]. On constate la faible note obtenue, essentiellement à cause des paramètres  $\lambda_{C_x}$  et  $\lambda_{E_x}$ . L'incertitude moyenne associée aux paramètres estimés sur l'intervalle de glissement [-0.3,0] est donc  $\left(\frac{1}{J_{De}}\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{1}{0.4}\right)^{\frac{1}{2}} = 1.58$  fois plus élevée que l'incertitude moyenne obtenue sur l'intervalle optimale.

#### 4.3.6.4 Formulation complète en transversal

Sur le plan transversal, le travail s'est concentré sur l'influence de l'incertitude associée à la mesure du carrossage, sur l'incertitude associée aux paramètres. L'objectif était également de se rapprocher le plus possible d'essais réels avec une prise en compte des couplages existants entre les trois grandeurs d'entrée,  $\alpha$ ,  $\gamma$  et  $F_z$ . Des essais de mise en virage ont donc été réalisés sous le simulateur MADA. L'univers de recherche est restreint à l'intervalle de dérive : [-0.22,0]rad qui est également l'intervalle optimal pour l'estimation des quatre paramètres.

La figure 56 présente les incertitudes minimales attendues sur les quatre paramètres, en fonction de l'incertitude associée à la mesure du carrossage. Au regard des incertitudes associées aux différents paramètres,  $\lambda_{E_y}$  est, encore une fois, le paramètre assorti de l'incertitude la plus importante. C'est également le paramètre le plus sensible à l'incertitude sur la mesure du carrossage  $\gamma$ . Finalement, compte tenu donc d'une incertitude de 0.1% sur la dérive et de 2% sur l'effort vertical  $F_z$  une incertitude de 10 % sur le carrossage permet d'envisager une incertitude de 10% sur  $\lambda_{E_y}$  mais inférieure à 5% sur le reste des paramètres.

#### Remarques

- Rappelons que la minimisation de l'incertitude n'est pas le seul indicateur permettant de juger de la qualité de l'estimation. Il faut également tenir compte du biais, car cela pourrait entraîner à la déduction de fausses conclusions quant à la qualité de l'estimation.
- Le travail réalisé n'utilise pas, pour l'instant, les paramètres de pneu ayant servi pour les essais. Dans le cas de sollicitations longitudinales, il ne tient pas compte non plus des conditions réelles d'excitation. Les incertitudes obtenues ne sont pas directement utilisables pour être associées aux paramètres estimés. Elles devraient cependant permettre d'améliorer l'interprétation des paramètres estimés.
- Une poursuite de ces travaux permettrait d'évaluer la formulation des bornes de Cramer-Rao pour des estimateurs biaisés et une formule de propagation des incertitudes portée à l'ordre deux.

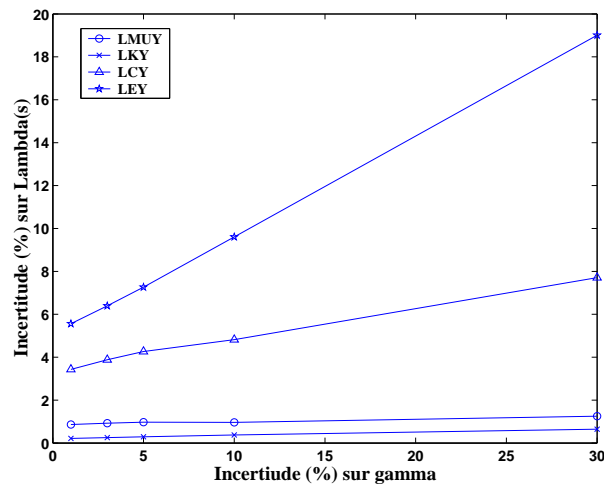


FIG. 56: Incertitudes associées aux « *scaling factors* » en sollicitations transversales

#### 4.3.7 Protocole-Réalisabilité

Après les détails donnés sur le matériel et le mode opératoire, nous avons apporté les préconisations suivantes à rajouter au planning prévisionnel :

- il est impératif de respecter une phase d'échauffement des pneumatiques avant chaque série d'essais,
- les essais doivent être planifiés de manière à commencer par les essais les moins sollicitants et terminer par les plus sollicitants ou destructeurs pour le pneumatique,
- un minimum de deux répétitions par essai doit être réalisé.

La version finale du protocole et de l'étude de réalisabilité (complétant l'étude du carrossage) a été réalisée par Benoît Jost (prestataire chez Renault depuis février 2001).

### 4.4 Essais réels

Les essais réels utilisés pour valider l'étude amont sont issus de deux campagnes menées chacune sur une semaine complète. La première campagne d'essai est celle d'Aubevoye suivie un an plus tard, de celle de Mireval.

#### 4.4.1 Campagne Aubevoye

La campagne d'essais s'est réalisée avec un partenaire manufacturier de pneumatique, au mois de Juillet 2002, au Centre Technique Renault à Aubevoye. Cette campagne a été réalisée sur un Renault Scénic équipé avec deux jeux de pneumatique distincts, hiver et été en 205/50-R16. 147 voies ont été enregistrées à une fréquence d'échantillonnage de 1kHz. Cela représente, sur l'ensemble des essais réalisés, (cf. tableau 16), un volume important de données (2.5 Gb). Concernant les mesures spécifiques à la caractérisation du pneumatique, on note les points suivants :

- forces : une mesure est effectuée aux quatre roues avec des jantes Kistler
- vitesse de la roue : une mesure est effectuée sur les deux roues avant
- vitesse du véhicule : le capteur Datron V1 est placé à l'arrière du véhicule
- débattement caisse : il est évalué à partir de la mesure de trois capteurs de déplacement laser (deux au niveau des portières avant et un sur le support du capteur Datron à l'arrière)

Notons que concernant les grandeurs annexes, les températures du pneumatique n'ont pu être mesurées.

	Condition d'entrée	Condition d'adhérence			
		Enrobé sec	Enrobé mouillé	Carrelage mouillé	Dissymétrique
Freinage longitudinal	ABS déconnecté	⊗	⊗		
	Léger				
	Moyen	⊗	⊗	X	X
	Fort				
Accélération longitudinale	Vinit = 0 km/h	○	⊗	X	X
Mise en virage	Corde droite et gauche	⊗	○		
Lâcher de pied en virage	Vinit = 55 km/h				
	Vinit = 65 km/h	⊗	○		
	Vinit = 75 km/h				
Freinage en virage	Léger				
	Moyen	⊗	○		
	Fort				
Dynamique angulaire	Corde droite et gauche	X			

Essais utilisés pour l'estimation des  $\lambda_i$ 
X Essais Aubevoye
 ○ Essais Mireval

**TAB. 16:** Essais lors des campagnes Aubevoye et Mireval

Les essais de freinage en ligne droite ont été réalisés à différentes intensités de décélérations et sur différentes surfaces : asphalte sec, asphalte (différent du précédent) mouillé et carrelage mouillé. Malheureusement pour des raisons de planning et de problèmes techniques, seul le pneu été a pu bénéficier d'essais sans ABS et les essais de mise en virage n'ont malheureusement pas pu être réalisés sur l'asphalte mouillé.

#### 4.4.2 Campagne Mireval

Cette campagne s'est déroulée en Novembre 2003. Elle avait pour principal objectif de compléter la campagne précédente d'Aubevoye, en réalisant des essais pour des sollicitations transversales sur de l'asphalte mouillé. Un pneu « été » de dimension 205/50-R16 a été utilisé sur des jantes MTS. 134 voies ont été enregistrées à une fréquence d'échantillonnage de 1kHz. Le volume de données est moins important que celui de la campagne précédente (environ 1,2 Gb). La particularité de cette campagne par rapport à la précédente se situe dans la mesure :

- de la vitesse de la roue : la mesure est effectuée sur les 4 roues du véhicule
- du débattement : il est mesuré aux 4 roues, avec un potentiomètre à fil placé au niveau de l'amortisseur pour les roues avant.

Lors de cette campagne également, il n'a pas été possible de mettre en place un système permettant de mesurer le carrossage. Les délais impartis, aussi bien pour la préparation que pour le traitement des essais, ne permettaient pas d'envisager une solution pour laquelle subsistaient encore quelques interrogations (cf. 4.3.2.2).

## 4.5 Après Essais

Les phases de prétraitement et d'analyse sont vues en détails dans cette partie.

### 4.5.1 Prétraitement

La synthèse des opérations réalisées afin d'obtenir des fichiers de données fiables est présentée en figure 57. On y trouve également le nom des fichiers accompagné d'un court descriptif.

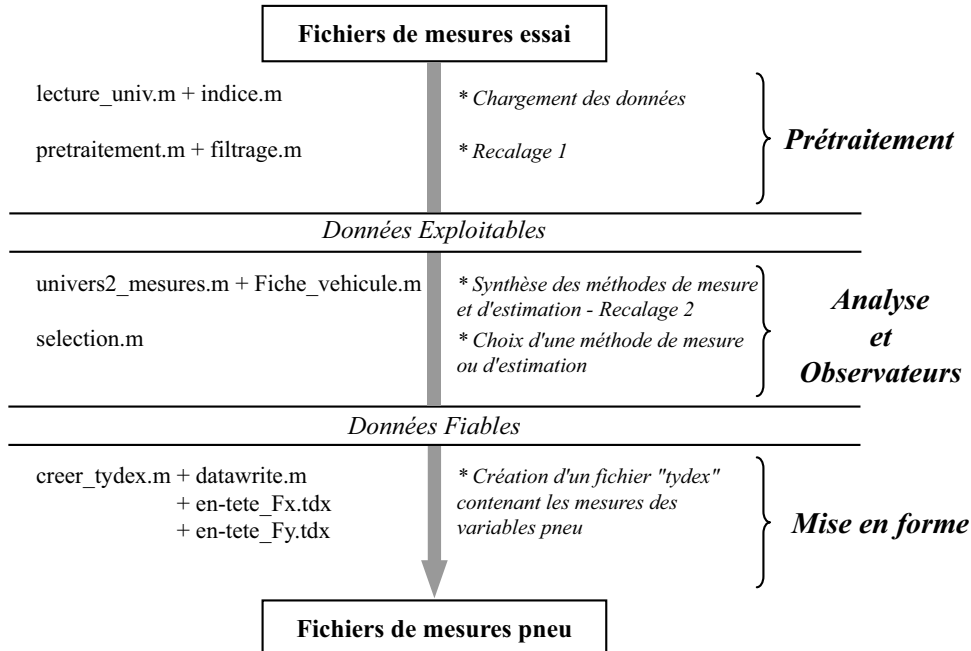


FIG. 57: Traitement après essais

#### 4.5.1.1 Mise aux normes et filtrage

Toutes les données concernant le pneumatique sont placées dans le repère W et les grandeurs relatives à la caisse sont exprimées dans le repère véhicule lié au centre de gravité. Compte tenu des dynamiques observées ( $< 8\text{Hz}$ ), il est possible d'utiliser un filtre unique pour toutes les voies de mesure. Ce filtre possède les caractéristiques suivantes :

**Type** IIR passe-bas

**Fréquence de coupure** 10Hz

**Ordre** 8 (\*2)

**Fréquence d'échantillonnage** 1000 Hz

La fonction *filtfilt.m* de Matlab est utilisée afin d'assurer un déphasage nul des données.

#### 4.5.1.2 Offset et Gain

Cette phase a pour but d'identifier les éléments venant perturber le mesurage. Elle doit être abordée avec un minimum d'expertise et d'analyse critique. Certains de ces points ne seront qu'une mise en application des problèmes soulevés lors de l'analyse des incertitudes.

##### 4.5.1.2.1 Forces

Trois éléments sont à prendre en compte dans le recalage des forces mesurées par la roue dynamométrique, afin qu'elles soient bien exprimées dans le repère W :

1. le poids de la roue : la roue ne voit pas son propre poids, il faut donc le rajouter à l'information donnée par le capteur
2. le déplacement du repère : la roue dynamométrique utilise un point de référence sur la carrosserie pour convertir les données de son repère tournant au repère C. Lors du braquage des roues, ce point de référence se déplace et, par conséquent, le repère également. Une correction tenant compte du braquage des roues doit donc être effectuée
3. le repère : il est nécessaire de passer du repère C au repère W

La prise en compte des points 1 et 3 pour le recalage des forces non corrigées,  $F_{i_{nc}}$ , afin d'obtenir les forces  $F_{i_c}$  corrigées est effectuée à l'aide des formules suivantes :

$$\begin{aligned} Fz_c &= Fz_{nc} * \cos(\gamma) + Fy_{nc} * \sin(\gamma) + 200 \\ Fy_c &= Fy_{nc} * \cos(\gamma) + Fz_{nc} * \sin(\gamma) \end{aligned} \quad (4.5)$$

Ce recalage est important puisque lors d'une mise en virage, il entraîne une diminution de  $F_y$  de l'ordre de 15% et une augmentation de  $F_z$  pouvant aller jusqu'à 50% sur la roue la moins sollicitée.

#### 4.5.1.2.2 Glissement et Dérive

Suite à l'analyse des mesures de vitesse (sur sec), nous avons pu évaluer une première correction à apporter aux capteurs optiques. Le retard évoluant entre 0 et 120 ms, nous effectuons une correction arbitraire de 60ms.

Le recalage opéré sur le glissement est un recalage que nous appelons de niveau deux. Il n'est pas lié directement au capteur mais utilise des hypothèses relatives au point de fonctionnement du pneumatique et du véhicule : lors du passage en zone débrayée (cf. zone 4 du mode opératoire), le glissement est en théorie, quasi nul ; un gain correcteur est alors utilisé afin de modifier la vitesse fournie par le capteur Correvit SL et ainsi, assurer un glissement nul dans la zone en question. Notons qu'une légère surévaluation observée du capteur Correvit SL par rapport aux autres capteurs de mesure de vitesse (cf. 4.5.2.1) vient conforter ce recalage.

L'angle de dérive n'a fait l'objet d'aucun recalage, pour l'instant.

### 4.5.2 Analyse des mesures et Observateurs

Nous présentons ci-après les principales analyses permettant d'identifier les fichiers exploitables et d'accroître notre expérience dans la réalisation et le traitement des essais.

#### 4.5.2.1 Vecteur vitesse et glissement

Compte tenu de l'importance du glissement dans l'étude de la dynamique longitudinale du pneumatique, il était naturel d'y porter une attention toute particulière. Nous donnons les résultats obtenus, face à la grande variété des solutions pouvant être mises en place.

##### 4.5.2.1.1 Incertitude (complément)

Cette étude permet de juger l'impact de la dispersion sur  $V_{Lr}$ ,  $V_{Rr}$  et  $R_R$  des mesures sur le glissement. Cela permet ainsi d'évaluer une incertitude-type de type A, utilisable et utilisée par la planification d'expérience. Afin de bénéficier des grandeurs issues de l'ECU Bosch embarqué sur une plage de fonctionnement suffisante, nous avons utilisé un essai de freinage avec régulation ABS. La décélération lors de ce freinage est de  $8 \text{ m/s}^2$  (cf. essais Frein009 campagne Aubevoye). Voici les différentes sources de mesures disponibles pour une étude menée sur la roue avant gauche :

##### VITESSE LONGITUDINALE DU CENTRE ROUE

Aux différentes possibilités présentées en 4.3.1.1, nous avons rajouté une grandeur estimée par le système de régulation ABS de la société Bosch.



#### 4. APPLICATION

- capteur Correvit SL AVG,
- capteur Correvit SL AVD,
- capteur Corrsys Datron à l'arrière,
- capteur Radar,
- variable calculée : intégrale de l'accéléromètre au centre de gravité,
- variable calculée : « Vfzref », estimée par le système Bosch.

A chaque instant  $t$ , l'écart entre la valeur minimale et la valeur maximale des différents vecteurs vitesses est évalué et tracé en figure 58.a.

#### VITESSE DE ROTATION

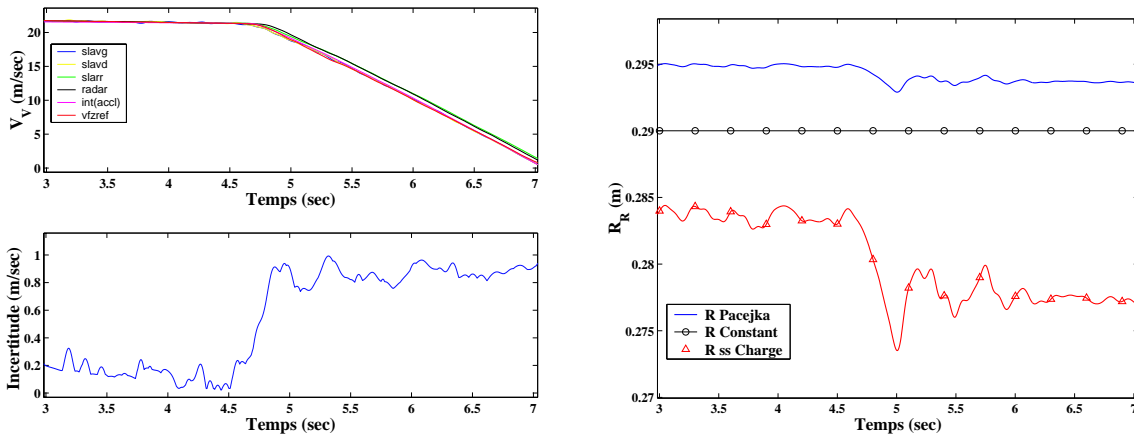
Les deux graphes de la figure 58.c donnent le tracé de la vitesse de rotation de la roue, issue des systèmes de mesure suivants :

- capteur roue dynamométrique Kistler,
- système Bosch.

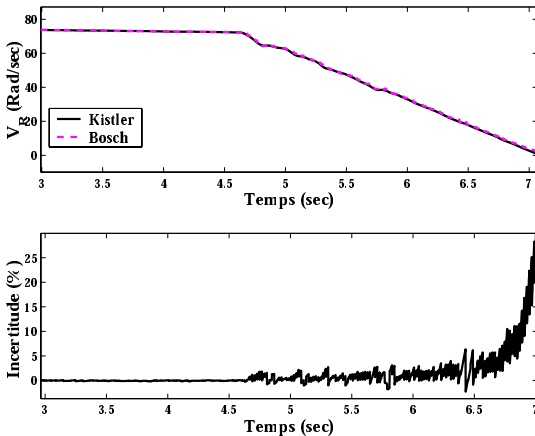
#### RAYON DE LA ROUE

Les trois solutions retenues sont présentées ci-après. Elles sont tracées en figure 58.b, il s'agit du :

- rayon efficace de Pacejka,
- rayon sous charge,
- rayon constant.

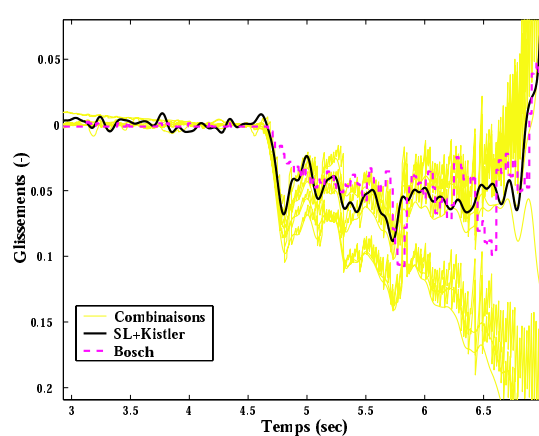


a) Vecteurs vitesse et Incertitude



c) Vitesses de rotation de la roue et incertitude

b) Rayons de roue



d) Glissements associés au rayon effectif (R Pacejka)

**FIG. 58:** Analyse du glissement lors d'un freinage ABS

Toutes les grandeurs de vitesse présentées en figure 58.a sont recalées selon les préconisations

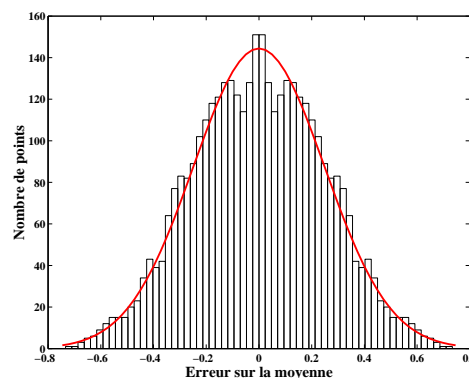
faites en 4.5.1.2. Il était important de montrer l'écart existant entre les différents calculs du rayon de roue. Ces écarts génèrent des décalages et un nuage de glissements possibles important. Un recalage approprié a donc été nécessaire. Par conséquent, seules les solutions utilisant le rayon effectif sont présentées en figure 58.d, soit 12 combinaisons sur 36 possibles.

L'intervalle maximal auquel appartient l'ensemble des vecteurs vitesse est large de 1m/s. L'incertitude-type de type B associée à  $V_{Lr}$  est donc la suivante :

$$U_{V_{Lr}} = \frac{\Delta_f}{2*\sqrt{3}} = \frac{1}{2*\sqrt{3}} = 0.28 \text{ m/s}$$

Le graphe du bas de la figure 58.c présente l'évolution de l'erreur relative maximale, en prenant le capteur de régulation ABS comme référence. Cette erreur croît à mesure que la vitesse décroît, mais reste inférieure à 4% pour une vitesse longitudinale supérieure à 20km/h (vitesse de validité du modèle de Pacejka). Afin de trouver l'incertitude à associer à cette mesure, on réalise la moyenne entre les deux vitesses de rotation. L'erreur, dont l'histogramme est tracé en figure 59, est utilisée pour déterminer l'incertitude-type de type A suivante :

$$U_{V_{rr}} = \text{ecart} - \text{type}(\text{erreur}) = 0.25 \text{ rad/sec}$$



**Fig. 59:** Distribution de l'erreur sur la vitesse moyenne de rotation (entre la mesure « Kistler » et la mesure « Bosch »)

Ces incertitudes devraient, à terme, être utilisées lors de la phase d'analyse des incertitudes.

D'une manière générale, nous constatons en figure 58.d que le nuage des glissements possibles définit un intervalle bien plus large que celui obtenu à partir des données « constructeur ». Pour cet essai, des écarts observés entre glissements dépassent 100%. Des observations identiques ont été obtenues pour des niveaux de freinage plus faibles (environ  $2 \text{ m/s}^2$ ), sans régulation du système ABS. L'amplification des incertitudes avait été donnée (cf. UMF du tableau 10) mais les niveaux d'incertitude étaient sous-évalués. Il est difficile, malgré tout, de donner une incertitude réaliste, tant nous pensons que chacune des solutions doit être analysée en profondeur avant de pouvoir valider le recalage effectué. Quoiqu'il en soit, le choix de la solution [capteur Correvit SL + roue dynamométrique] pour le reste de l'étude donne une mesure de glissement très réaliste si l'on se réfère à l'expertise menée quant à la dynamique du véhicule. En outre, l'ECU Bosch<sup>2</sup> donne des mesures similaires, ce qui confirme les valeurs obtenues (cf. figure 58.d).

#### 4.5.2.1.2 Capteur SL sur un autre train

L'objectif de cette étude était d'évaluer l'incertitude associée à la vitesse d'une roue, à partir de la mesure effectuée sur l'autre roue, du même côté mais sur l'autre train du véhicule. L'idée est de pouvoir bénéficier de la vitesse roue sans ajouter de capteur supplémentaire sur la jante avant déjà très instrumentée. Cette solution, évaluée dans le cas de la ligne droite, pourrait se rajouter aux solutions listées précédemment en 4.5.2.1.1. En effet, les résultats obtenus sur les

<sup>2</sup>le système Bosch n'a pas été retenu pour la mesure du glissement du fait que certains essais sont réalisés sans ABS.

## 4. APPLICATION

essais de la campagne de Mireval (cf. essais F\_L\_sec\_ABS\_OFF\_i) montrent une erreur très faible. Cette erreur nous permet de définir une incertitude-type de type A de 0.4%.

### 4.5.2.1.3 Blocage des roues

Le tracé de la vitesse longitudinale et du glissement permet de détecter les roues qui vont au blocage trop tardivement. Cela peut arriver sur les roues arrière qui ont tendance à se bloquer après les roues avant. C'est le cas notamment pour les trois premiers fichiers de freinage sur l'asphalte mouillé, lors de la campagne de Mireval. La vitesse longitudinale est inférieure à 10 km/h lorsque les roues arrière se bloquent. Le seul pneu arrière utilisé est donc celui de l'essai F\_L\_wet\_ABS\_OFF\_4.

Il est nécessaire de s'assurer que la dynamique est la même sur tous les pneus pris en compte pour l'estimation. La solution utilisée a été de repérer le pic sur la dérivée du glissement lorsque le pneumatique part au blocage. Cette dérivée passe de 10e-3 sur les roues avant à 6e-3 sur les roues arrière lors de la campagne de Mireval. Pour la campagne d'Aubevoye, les valeurs aux roues avant sont équivalentes. Faute de blocage, les roues arrière n'ont par contre pas été utilisées.

### 4.5.2.1.4 Capteur SL sur l'asphalte mouillé

Le graphe du bas de la figure 61.a donne le tracé des vitesses mesurées par les capteurs SL placés sur les centres de roue du train arrière. Au regard de la vitesse mesurée par le capteur SL à l'avant, ces vitesses sont aberrantes. Il semble que, contrairement à nos attentes, le capteur optique « continue » de présenter des soucis pour la mesure de la vitesse sur un sol mouillé, bien que le constructeur garantisse le bon fonctionnement sous ces conditions. Afin de ne pas perdre la richesse d'informations que peut présenter l'utilisation des roues arrière, l'information donnée par le capteur SL placé à l'avant (cf.4.5.2.1) est utilisée.

### 4.5.2.2 Dérive

La nécessité de multiples mesures sur le train avant (efforts, vitesse roue, etc.) rend difficile à résoudre les contraintes de montage des capteurs. Le travail réalisé avait alors pour objectif de proposer une solution alternative<sup>3</sup>. Nous avons, pour cela, étudié la faisabilité d'estimer la dérive d'une roue, à partir d'un capteur SL placé sur la roue opposée du même train. Le vecteur vitesse doit, pour cela, subir les opérations suivantes :

- calcul du vecteur vitesse dans un repère lié à la caisse
- transport du vecteur de l'autre côté du véhicule, en utilisant la formule de transport du vecteur vitesse pour un solide indéformable (cf éq 4.6)

$$\overrightarrow{V_{(M \in S/R)}} = \overrightarrow{V_{(A \in S/R)}} + \overrightarrow{\Omega_{(S/R)}} \wedge \overrightarrow{AM} \quad (4.6)$$

- calcul du vecteur vitesse dans le repère W de la jante.

Les résultats obtenus en sollicitation transversale en faisant l'approximation d'un angle de braquage identique des deux côtés du véhicule sont donnés en figure 60.

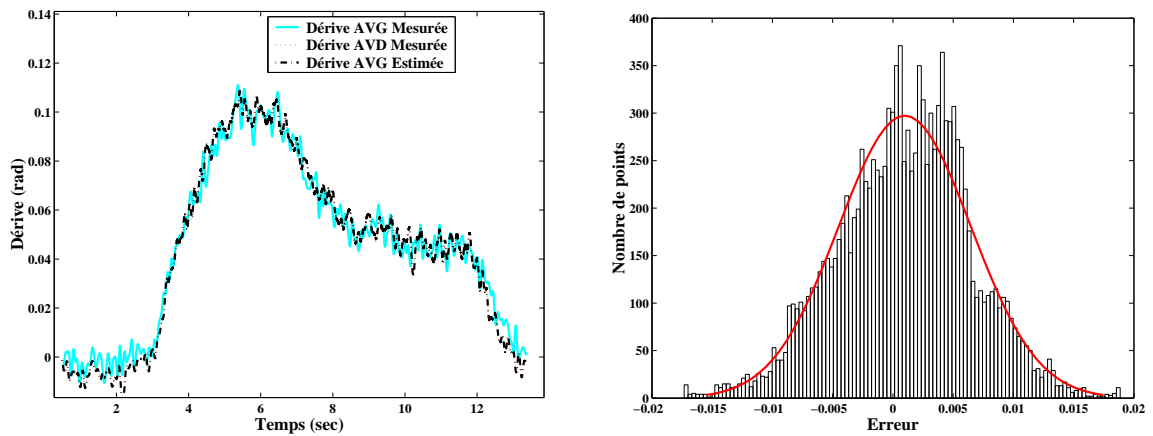
Le graphe de la figure 60.b permet d'évaluer la distribution de l'erreur commise. Cette dernière peut être considérée comme gaussienne avec un écart-type très faible. On y associe donc l'incertitude-type de type A suivante :

$$U_\alpha = \text{ecart - type (erreur)} = 0.0055 \text{ rad.}$$

Une étude équivalente pourrait également être réalisée pour valider le transport du vecteur vitesse issu du capteur Datron, placé à l'arrière du véhicule, aux centres des roues. Elle n'était pas nécessaire dans le cadre de ce projet.

---

<sup>3</sup>permettant de bénéficier des différentes mesures nécessaires (notamment le carrossage), malgré les contraintes de montage.



a) Dérive estimée et mesurée

b) Distribution de l'erreur entre la dérive AVG mesurée et estimée

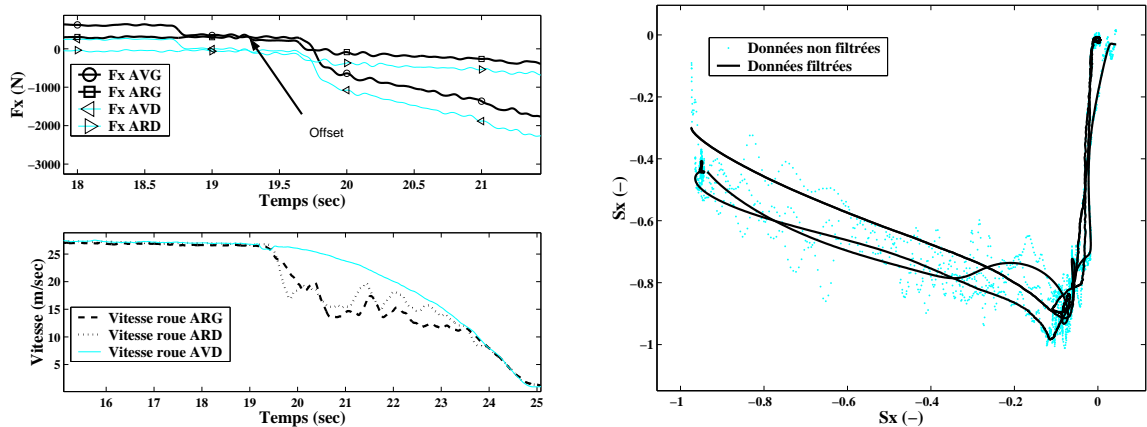
**FIG. 60:** Dérive du pneumatique sur essai en sollicitation transversale

#### 4.5.2.3 Répétabilité et validité

Quelques observations permettant de valider ou d'invalider les mesures effectuées, peuvent être formulées, notamment sur la mesure des efforts.

##### 4.5.2.3.1 Les forces

L'analyse des forces dans le domaine temporel permet de valider que les conditions d'excitation sont bien répétables et conformes aux recommandations. En l'occurrence, le tracé des forces  $F_x$  (cf. 61.a) aux quatre roues a mis en évidence un problème de mesure sur le côté gauche (effort résiduel d'environ 200 N lors de la phase débrayée). Ici, un seul essai (cf. F\_L\_wet\_ABS\_OFF\_1) a été tracé. Cependant, nous avons pu observer ce problème sur l'ensemble des fichiers de mesure sur route mouillée. Nous avons alors retenu que les mesures de forces au coté droit.



a) Invalidations des mesures

b) Dispersion sur  $\mu$  (avant et après filtrage)**FIG. 61:** Validité des mesures et des essais

##### 4.5.2.3.2 Courbe d'adhérence ( $\mu/S_x$ )

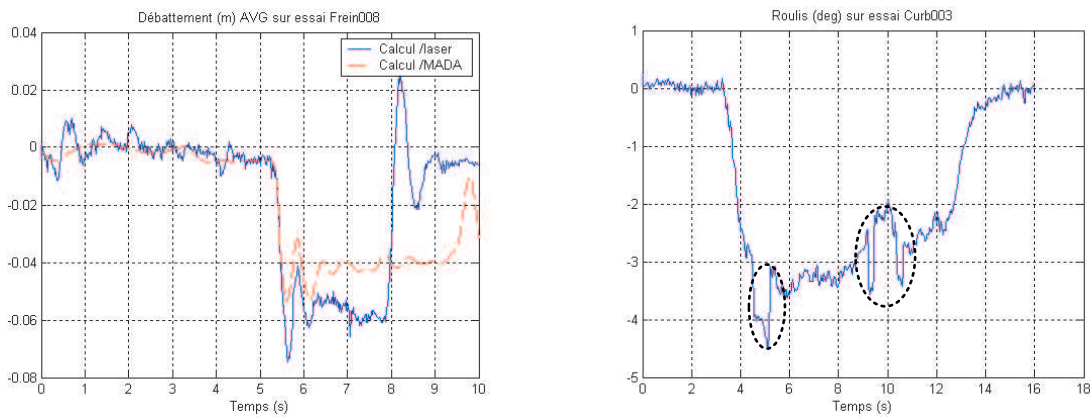
Le tracé de certaines grandeurs par rapport au temps peut amener à tirer de fausses conclusions lorsque les écarts constatés sont imputables à un changement des points de fonctionnement. Il est alors préférable de changer de représentation. Dans le cas de cette étude, la répétabilité est évaluée sur les courbes caractéristiques d'adhérence du pneumatique. Le graphe de la figure 61.b

## 4. APPLICATION

donne un exemple de dispersion pour des essais de freinage sans ABS, sur une surface mouillée, pour les roues avant. L'incertitude-type de type B obtenue à partir de l'observation de ce tracé donne :  $U_\mu = \frac{\Delta_f}{2\sqrt{3}} = \frac{0.1}{2\sqrt{3}} = 0.029$ . En se situant autour du minimum de la courbe, l'incertitude élargie à 99% (avec un coefficient d'élargissement  $k = 3$ ) associée au niveau d'adhérence est proche de 10%. Cette valeur peut paraître très grande au vue des résultats donnés par la phase de planification d'expérience, mais elle correspond bien à l'imprécision donnée dans la littérature (cf. chapitre 1). Ce point n'a imposé l'élimination d'aucun essai supplémentaire et a permis d'observer une imprécision courante sur le niveau d'adhérence.

### 4.5.2.4 Carrossage

Une des solutions envisagées pour la mesure du carrossage était d'utiliser les nappes élasto-cinématiques à partir de l'information de débattement et de position de crémaillère (solution n°3 au paragraphe 4.3.2.1). Nous présentons ici les principaux résultats obtenus sur l'estimation du débattement à partir des capteurs de déplacement placés en trois points du véhicule. Les essais en freinage ont montré une sous-estimation du débattement, comparée au débattement estimé par le simulateur MADA (cf. figure 62.a). Il arrive également que le débattement obtenu sorte de la définition des nappes élasto-cinématiques. De plus, une très faible erreur sur un capteur éloigné du point duquel on souhaite connaître la position verticale se retrouve très vite amplifiée par le phénomène de levier. A titre d'exemple, nous présentons les résultats obtenus sur la reconstruction de l'angle de roulis, lors d'une mise en virage. Les perturbations entraînent des aberrations dans l'évolution de  $\theta$  (cf. figure 62.b). Cette étude n'a pas abouti à une utilisation et une généralisation de la méthode d'estimation du carrossage. Celle-ci est cependant très prometteuse moyennant une grande attention portée à la calibration et à la position des capteurs. Nous pensons également qu'un couplage avec les grandeurs cinématiques de la caisse permettrait d'obtenir une amélioration significative des résultats.



a) Comparaison de débattements roue/caisse estimés      b) Estimation du roulis à partir du capteur de débattement

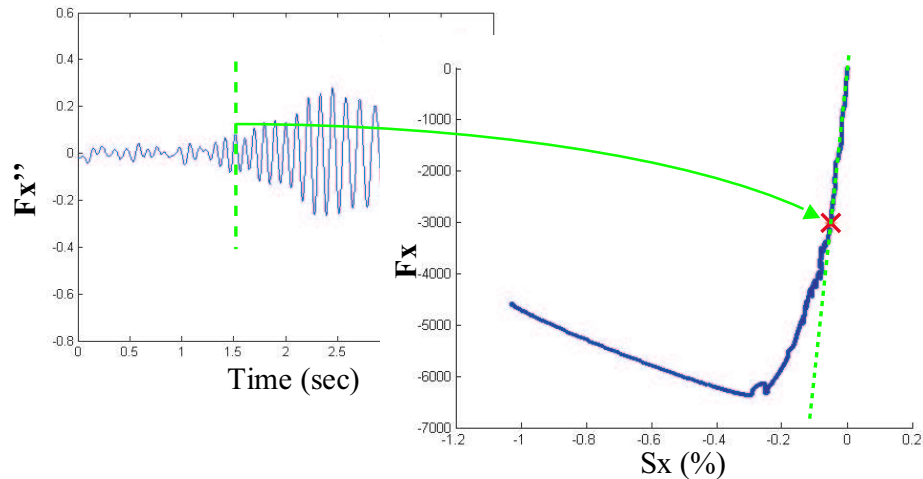
**FIG. 62:** Estimation à partir des capteurs de déplacement

### 4.5.2.5 Extraction des zones de sollicitations

La sélection se fait à la souris, afin d'extraire la zone de sollicitation pure (longitudinale ou latérale) du pneumatique. Elle correspond à l'intervalle numéroté 5 de la figure 53. Les critères plus précis de sélection pour chacune des dynamiques sont les suivants :

- Sollicitation longitudinale : à partir de  $S_x \neq 0$  jusqu'à  $S_x = -1$
- Sollicitation transversale : à partir de  $\alpha \neq 0$  tout en ayant  $\gamma_l = 0$ . La limite est donnée par le maximum de  $\alpha$  ou quand la force longitudinale au pneu devient non négligeable.

Compte tenu des préconisations de TNO et de l'étude menée (cf. 4.2.1), les points de la zone de fonctionnement linéaire du pneu sont séparés des points de la zone non-linéaire. Il a fallu trouver un critère permettant d'être le plus répétable possible dans la découpe des fichiers. L'analyse de la dérivée seconde de la force longitudinale s'est avérée être judicieuse. Le premier changement notable dans l'amplitude des oscillations de cette dérivée semble correspondre relativement bien à la fin de la zone linéaire. Une illustration de cette découpe est donnée en figure 63. La courbe de gauche présente le point de sélection sur le tracé de la dérivée seconde par rapport au temps et celle de droite le point obtenu sur la courbe de  $F_x = f(S_X)$ .



**Fig. 63:** Séparation des zones de fonctionnement linéaire et non-linéaire du pneumatique (longitudinale)

Ce point n'étant pas d'une importance capitale dans l'estimation des paramètres, nous n'avons pas consacré beaucoup de temps à sa démonstration. Il pourrait, cependant, être intéressant d'utiliser un modèle de frottement dynamique (ex : (Canu 03)) pour expliquer ces observations.

## 4.6 Outil d'estimation MF-Tool

Cette partie donne un exemple de fichier « procedure.fpr » permettant de personnaliser l'estimation des paramètres. Les commandes utilisées peuvent se retrouver dans (Delf 02c). Le fichier présenté en figure 64 permet d'effectuer une estimation en trois étapes, « step\_1 à step\_3 », pour les paramètres de la formulation  $F_x$  pure du modèle de Pacejka. Les fichiers de points de la zone linéaire sont renseignés à la première étape, puis ceux de la zone non linéaire à la deuxième. La dernière étape permet simplement d'effectuer un dernier ajustement des quatre paramètres  $\lambda_i$ . A chaque étape, il est donc nécessaire de sélectionner les paramètres qui ne seront pas estimés. Une fonction de pondération a également été définie pour minimiser, dans certains cas seulement, l'importance des points en deçà d'un glissement de -0.4.

Les résultats obtenus sont présentés au paragraphe suivant, lors de l'analyse des paramètres et incertitudes.

## 4.7 Analyse des Résultats

Le principal outil de validation est MF-Tool mais nous présentons également ici les résultats obtenus sur l'invalidation des résidus et le pouvoir prédictif du modèle. Des études ont également été menées afin de valider l'analyse faite avant les essais. Lorsque cela est possible, les résultats théoriques obtenus lors de la préparation et de la planification des essais sont comparés avec ceux obtenus par MF-Tool, sur des fichiers de données réelles.

## 4. APPLICATION

```

FX_PURE.STEP_1
"Sur Sec
"DATA_FILES=1,2,3,7,8,9
"Sur mouillé
DATA_FILES=4,12
WEIGH_KAP=-1,-0.4,-0.001,0.1,1,1,1,0
PARM_FIXED=LMUX,LEX,LCX

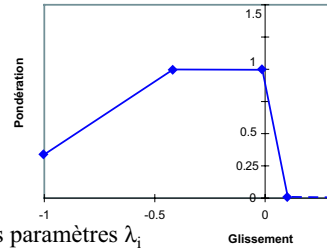
FX_PURE.STEP_2
"Sur Sec
"DATA_FILES=4,5,6,10,11,12
"Sur mouillé
DATA_FILES=8,16
"WEIGH_KAP=-1,-0.4,-0.001,0.1,0.3,1,1,0
WEIGH_KAP=-1,-0.4,-0.001,0.1,1,1,1,0
PARM_FIXED=LKX

FX_PURE.STEP_3
"Sur sec
"DATA_FILES=all
"Sur mouillé
DATA_FILES=4,8,12,16
"WEIGH_KAP=-1,-0.4,-0.001,0.1,0.3,1,1,0
WEIGH_KAP=-1,-0.4,-0.001,0.1,1,1,1,0

```

**Etape 1**  
Fichiers des points de la zone linéaire  
Estimation de  $\lambda_{Kx}$

**Etape 2**  
Fichiers des points de la zone non-linéaire  
Estimation de  $\lambda_{\mu x}$ ,  $\lambda_{Cx}$  et  $\lambda_{Ex}$



**Etape 3**  
Estimation de tous les paramètres  $\lambda_i$

FIG. 64: Procédure d'estimation dans MF-Tool

### 4.7.1 Paramètres et Incertitudes

Les résultats obtenus sur les deux campagnes de mesure sont présentés ci-après.

#### 4.7.1.1 Campagne « Aubevoye »

Les essais réalisés en sollicitations transversales pures ont été utilisés pour valider l'influence du carrossage sur les paramètres estimés. Les essais en sollicitations longitudinales pures nous ont permis d'évaluer l'évolution des paramètres de l'asphalte sec à l'asphalte mouillé.

##### 4.7.1.1.1 Sollicitations transversales

Ces essais nous ont permis de vérifier si les évolutions des paramètres  $\lambda_i$  et des incertitudes associées, étaient corrélées avec les résultats obtenus lors de la phase d'analyse théorique.

**Paramètres  $\lambda_i$  estimés** La phase théorique a relevé une difficulté à obtenir une bonne estimation de  $\lambda_{Ey}$ . Nous avons donc voulu comparer une stratégie d'estimation portant sur les 4 « scaling factors » à une stratégie ne tenant pas compte de  $\lambda_{Ey}$  (cf. 4 et 3 S-F dans le tableau 17). Au regard de l'erreur moyenne (cf. « qualité de l'estimation » dans 1.6.2), la stratégie à 4 paramètres est plus performante que celle à 3 paramètres. La faible variation observée sur le facteur d'adhérence  $\lambda_{\mu y}$  est conforme à nos attentes, compte tenu des conditions d'adhérence. Les résultats présentés dans les trois dernières colonnes montrent également une influence modérée du carrossage sur les paramètres estimés. Une variation de carrossage de 20% n'entraîne, au maximum, que 7,46% de variation sur les paramètres  $\lambda_i$ . Par contre, cette variation maximale est observée sur  $\lambda_{Cy}$  et non sur  $\lambda_{Ey}$  (cf. tableau 17).

Notons que nous avons volontairement exprimé la valeur des paramètres avec un maximum de deux chiffres « significatifs » après la virgule.

**Incertitudes** Les bornes des intervalles d'incertitude ont été données avec un nombre de chiffres suffisant pour se rendre compte de l'étroitesse des intervalles donnés par le logiciel MF-Tool. De manière qualitative, les incertitudes prédites se corrélaient bien avec les incertitudes données par MF-tool. L'incertitude la plus faible est associée à  $\lambda_{Ky}$  puis  $\lambda_{\mu y}$ ,  $\lambda_{Cy}$  et  $\lambda_{Ey}$ , comme nous avons pu le constater sur la figure 56. L'incertitude associée à  $\lambda_{Ey}$  est également bien supérieure aux autres.

		Valeurs initiales	Asphalte Sec		Variation de $\gamma$		Erreur Max (%)
			4 S-F	3 S-F	-20%	20%	
$\lambda_{\mu y}$	S-F	1	1,01	0,97	1,01	1,03	1,98
	U	-	[1,011;1,026]	[0,975;0,98]	[0,999;1,021]	[1,02;1,04]	
$\lambda_{Ky}$	S-F	1	0,94	0,9	0,91	0,97	3,19
	U	-	[0,942; 0,944]	[0,9077;0,9079]	[0,914;0,917]	[0,96;0,97]	
$\lambda_{Cy}$	S-F	1	0,67	0,7	0,62	0,72	7,46
	U	-	[0,661; 0,679]	[0,696;0,708]	[0,6;0,63]	[0,7;0,74]	
$\lambda_{Ey}$	S-F	1	0,75	1	0,75	0,77	2,67
	U	-	[0,72;0,79]	-	[0,72;0,79]	[0,73;0,8]	
<b>Erreur Moyenne</b>		-	173,81	174,71			

S-F Scaling Factor  
U Intervalle d'incertitude à 95%

Tab. 17: Paramètres  $\lambda_i$  estimés pour des sollicitations transversales pures - Campagne Aubevoye

Ces premiers résultats sont très encourageants. Tout laisse à croire qu'une itération sur les outils développés lors de la phase théorique permettront d'améliorer la prédiction des incertitudes, notamment par la prise en compte du paramétrage du pneumatique utilisé pour les essais.

#### 4.7.1.1.2 Sollicitations longitudinales

Par le biais des essais réalisés, donnant des sollicitations longitudinales pures au véhicule, nous avons montré l'évolution des paramètres lors d'une variation des conditions d'adhérence.

**Paramètres** La figure 65 présente l'évolution des paramètres  $\lambda_{\mu x}$ ,  $\lambda_{Kx}$  et  $\lambda_{Cx}$  ainsi que leur incertitude pour une surface sèche et une surface mouillée. Le fichier fourni par le manufacturier possédant tous les micro-coefficients associés à  $\lambda_{Ex}$  (cf.  $P_{Ex_i}$  à l'éq. 1.18) nuls, la sensibilité de  $F_x$  vis-à-vis de ce « *scaling factor* » est nulle. L'estimation de  $\lambda_{Ex}$  est donc impossible. Cela se traduit par le message suivant dans MF-Tool : « *Singularity for confidence intervals might be caused by parameter LEX* ». Les valeurs obtenues se corrént très bien avec la connaissance que l'on a du contact pneu/sol (cf. 1.5.3.4). En effet, lors d'une variation des conditions d'adhérence, en passant de la surface sèche à mouillée, il a été nécessaire de diminuer le facteur de pic  $\lambda_{\mu x}$  et d'augmenter le facteur de forme  $\lambda_{Cx}$ . Quant à la décroissance du facteur de rigidité longitudinale, son évolution du sec au mouillé est plus controversée. On retrouve, cependant, cette évolution dans les travaux de (Nord 01), dont une partie des résultats est présentée en figure 25.

		Initiales	Asphalte Sec	Asphalte Mouillé
			3 S-F	3 S-F
$\lambda_{\mu x}$	S-F	1	1,19	0,92
	U	-	[1,1907, 1,1908]	[0,9216;0,9217]
$\lambda_{Kx}$	S-F	1	0,92	0,81
	U	-	[0,9291, 0,9293]	[0,818;0,819]
$\lambda_{Cx}$	S-F	1	1,02	1,16
	U	-	[1,0226,1,0227]	[1,1676, 1,1677]
$\lambda_{Ex}$	S-F	1	1	1
	U	-	-	-
<b>Erreur Moyenne</b>			431,34	555,45

S-F Scaling Factor  
U Intervalle d'incertitude à 95%

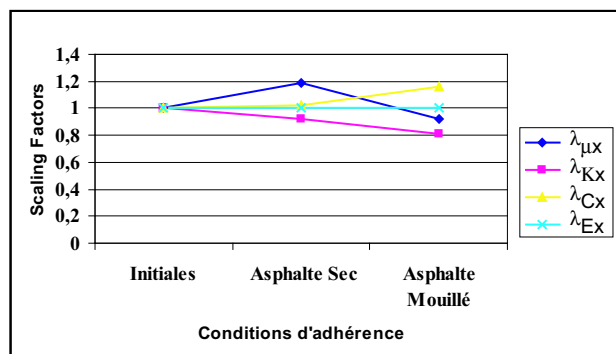


FIG. 65: Paramètres estimés en sollicitations longitudinales - Campagne Aubevoye



## 4. APPLICATION

**Incertitude** Conformément à nos attentes, les incertitudes associées aux paramètres sont très faibles. L'incertitude maximum relevée est de 0.01 % (cf. figure 65). L'étude théorique avait permis de relever qu'une prise en compte plus réaliste de l'incertitude sur la vitesse occasionnait une forte augmentation de l'incertitude associée à  $\lambda_{Kx}$ . En effet, nous avons pu constater que c'était ce paramètre qui subissait le plus le recalage des données issues du capteur de vitesse SL. Cette variation atteint 5.3% si le recalage des données n'est pas réalisé.

### 4.7.1.2 Campagne « Mireval »

A partir des essais réalisés sur le circuit de Mireval, nous avons souhaité retrouver l'évolution des paramètres, pour un passage de l'asphalte sec à l'asphalte mouillé, obtenue lors de la précédente campagne. Nos travaux se sont concentrés sur les essais en dynamique longitudinale et aucun traitement n'a pu être réalisé pour les essais en dynamique transversale. Les données recueillies nous ont également permis d'apporter des réponses sur les points suivants :

- utilité de prendre en compte les roues avant et arrière
- importance des points à très faibles valeurs de glissement dans le critère d'erreur
- estimation à partir des points de la partie linéaire

Ces points sont donc traités après l'analyse de l'évolution des paramètres  $\lambda_i$  due à une variation des conditions d'adhérence.

#### 4.7.1.2.1 Variation des conditions d'adhérence

En se référant au tableau 18, si l'on compare la valeur des paramètres de la première colonne (cf. Asphalte Sec) avec celles de la quatrième (Roues AV+AR), nous retrouvons les mêmes évolutions que celles obtenues lors de la campagne d'Aubevoye. En passant de la surface sèche au mouillé, il y a une diminution de  $\lambda_{\mu x}$  et  $\lambda_{Kx}$  avec une augmentation de  $\lambda_{Cx}$ . On observe également une légère augmentation de  $\lambda_{Ex}$ .

		Asphalte Sec	Asphalte Mouillé			Asphalte Mouillé	
			Roue AV	Roue AR	Roues AV+AR	Minimisation $S_x < -0.4$	Points zone linéaire
$\lambda_{\mu x}$	S-F	0.9	0.85	0.79	0.85	0.9	0,85
	U	[0,90897;0,90898]	[0,85863;0,85864]	[0,7989;0,7990]	[0,85426;0,85427]	[0,9015;0,9016]	[0,81;0,89]
$\lambda_{Kx}$	S-F	0,52	0,41	0,29	0,35	0,35	0,46
	U	[0,52687;0,52688]	[0,4140;0,4141]	[0,29601;0,29605]	[0,35775;0,35778]	[0,35774;0,35779]	[0,4602;0,4604]
$\lambda_{Cx}$	S-F	0,73	1,07	0,99	0,93	0,76	0,56
	U	[0,7317;0,7318]	[1,074;1,075]	[0,992;0,997]	[0,9353;0,9354]	[0,762;0,7629]	[0,5;0,6]
$\lambda_{Ex}$	S-F	-0,26	2,43	-0,076	-0,29	-0,29	-0,29
	U	[-0,27;-0,26]	[2,42;2,44]	[-1,2;1,1]	[-0,3;-0,29]	[-0,299;-0,295]	[-0,3;-0,29]
<b>Erreur Moyenne</b>		257	203	103	222	248	224

S-F Scaling Factor  
U Intervalle d'incertitude à 95%

TAB. 18: Résultats de l'estimation en sollicitations longitudinales - Campagne Mireval

#### 4.7.1.2.2 Complémentarité roues avant / arrière

L'objectif est ici double. Nous souhaitons vérifier les résultats obtenus lors de l'étude théorique, sur l'utilité d'utiliser les roues avant et arrière du véhicule (cf. 4.3.5), et améliorer, en donnant des paramètres différents pour le train arrière, les résultats « très moyens » obtenus lors de la validation croisée (cf. 4.7.3). L'écart entre les paramètres  $\lambda_i$  estimés à partir des mesures obtenues sur la roue avant et ceux issus des mesures sur la roue arrière (cf. tableau 18) est supérieur à celui obtenu lors de l'étude théorique. Même si les conditions d'adhérence à l'arrière peuvent varier (passage sur les traces du pneu avant), elles ne peuvent pas expliquer une variation de 35% sur

le paramètre  $\lambda_{Kx}$ . Le paramètre  $\lambda_{Ex}$  devient quant à lui négatif et sort ainsi de l'intervalle de définition des « *scaling factors* ».

Les hypothèses avancées pour expliquer ce phénomène sont les suivantes :

1. Les conditions de sollicitation de la roue en freinage : lors du départ au blocage des roues, la différence entre les conditions de sollicitation des deux roues, avant et arrière, notamment sur l'aspect dynamique, est trop importante pour que les deux pneus soient estimés simultanément
2. Le paramétrage : le fichier d'origine n'a pas été enrichi de suffisamment de données ou est non optimal pour les conditions d'excitation rencontrées lors de ces essais

Il est important de travailler sur ces deux points afin d'améliorer la méthodologie de recalage. En effet, la difficulté de se défaire des phénomènes transitoires fait du premier point, une réelle voie d'amélioration. L'hypothèse de travail imposée par l'outil MF-Tool (cf. figure 26) devrait ainsi évoluer afin de tenir compte des phénomènes transitoires lors de l'estimation des paramètres de la formulation longitudinale (ou transversale) pure. Cela permettrait de travailler à partir des données des roues avant et arrière sans se soucier de la vitesse de monter en glissement (cf. 4.5.2.1.3). Le deuxième point nous oblige à revenir sur l'hypothèse faite quant à l'aptitude du modèle et les paramètres obtenues sur banc à décrire les conditions d'expérimentation rencontrées sur route (cf. 1.5.3.5). Dans la mesure du possible, il serait alors intéressant de disposer des données ayant servi à l'estimation des paramètres nominaux et évaluer ainsi, la pertinence de l'hypothèse de travail.

Dans l'immédiat, la différence de paramétrage entre les roues les plus chargées et les moins chargées, n'a pas apporté de nette amélioration pour les autres essais de la campagne. Les résultats utilisés pour la suite de l'étude sont donc ceux obtenus par le compromis entre les pneus avant et arrière.

#### 4.7.1.2.3 Faibles glissements (en freinage)

Plusieurs raisons motivent la minimisation des points en deçà de -40% de glissement ( $S_x < -0.4$ ), dans l'évaluation du critère d'erreur :

1. pour des véhicules équipés d'ABS, ces points sont rarement exploités
2. les faibles vitesses relevées dans cette zone ( $25 < v < 30$  km/h)
3. sur le véhicule, ces points appartiennent à une phase transitoire d'excitation du pneumatique

Comme on pouvait s'y attendre, la minimisation des points de cette partie de la courbe influence essentiellement les paramètres  $\lambda_{Ex}$  et  $\lambda_{Cx}$ . Cette évolution reste inférieure à 8%.

#### 4.7.1.2.4 Points de la zone linéaire

Les paramètres estimés à partir des seuls points de la zone linéaire de fonctionnement du pneumatique présentent des intervalles d'incertitude plus grands. Les écarts avec les valeurs de référence (cf. (Roues AV+AR) du tableau 18) se ressentent essentiellement sur le paramètre  $\lambda_{Cx}$  (près de 40% de variation). Ces résultats se corrént bien avec l'accroissement du biais sur les paramètres  $\lambda_i$  obtenus lors de sollicitations insuffisantes (cf. 4.3.5.2). Nous retrouvons également les tendances données par les notes de sous-optimalité. La note la plus faible était donnée à  $\lambda_{Cx}$ . En effet, la note la plus faible obtenue par le paramètre  $\lambda_{Cx}$  (cf. tableau 4.3.6.3) se traduit ici par l'intervalle de confiance le plus large ( $\pm 9\%$  de la valeur du paramètre) et le biais d'estimation le plus important.

Même si les résultats ne sont pas présentés ici, l'impact de l'extraction des points selon la zone d'excitation du pneumatique n'a pas eu d'impact bien perceptible sur les résultats finaux. Nous en sommes néanmoins restés aux préconisations et aux observations faites lors de la phase théorique.

Essais		Indicateurs		
		T1	T2	T3
Campagne 1	Asphalt sec	0,55	5,09	0,62
	Asphalt mouillé	0,78	5,09	7,65
Campagne 2	Asphalt sec	0,99	4,32	20,41
	Asphalt mouille	0,49	4,45	6,91

TAB. 19: Test de normalité

4.7.2 Invalidation des résidus

L'indicateur T1 (cf. éq. 2.27), portant sur les erreurs minimale et maximale réalisées entre la sortie du système et le modèle, a été utilisé pour évaluer la normalité des résidus. Le skewness et le kurtosis, respectivement T2 (cf. éq. 2.32) et T3 (cf. éq. 2.33) sont également donnés, afin de juger de la pertinence de T1 (cf. tableau 19). Les valeurs obtenues mettent clairement en évidence la difficulté d'obtenir une distribution normale des résidus. Si l'on en croit T1, la distribution des résidus pour l'essai sur sec de la deuxième campagne pourrait être considérée comme normale. Cette information est contredite par T2 et T3 qui sont tous deux supérieurs à un.

Ces indicateurs sont très utiles pour faire une synthèse de la qualité des ajustements entre le comportement du pneu et le modèle de Pacejka. Par contre, ils ne permettent pas de tirer de réelles conclusions et ne se substituent en rien à l'analyse graphique. Cette dernière est, en effet, la plus appropriée pour juger des zones dans lesquelles le modèle explique moins bien les essais, sans que cela n'occasionne pas pour autant de réelles remises en question. Dans le cas de la figure 66, résultats de l'estimation des paramètres  $\lambda_i$  sur l'asphalte mouillé lors de la campagne de « Mireval », on remarque la difficulté du modèle à décrire le comportement du pneumatique après le passage de l'optimum de la courbe. D'autres observations similaires nous ont montré la difficulté du modèle à reproduire le comportement du pneumatique, pour des glissements très faibles ( $< .-0.4\%$ ) à des cas de charge élevée. A terme, il sera très intéressant de comparer ces résultats à ceux donnés par la caractérisation du pneumatique sur le banc. Compte tenu des erreurs de caractérisation réalisées entre le modèle de Pacejka et le comportement réel du pneumatique, cela permettrait d'avoir des valeurs de référence.

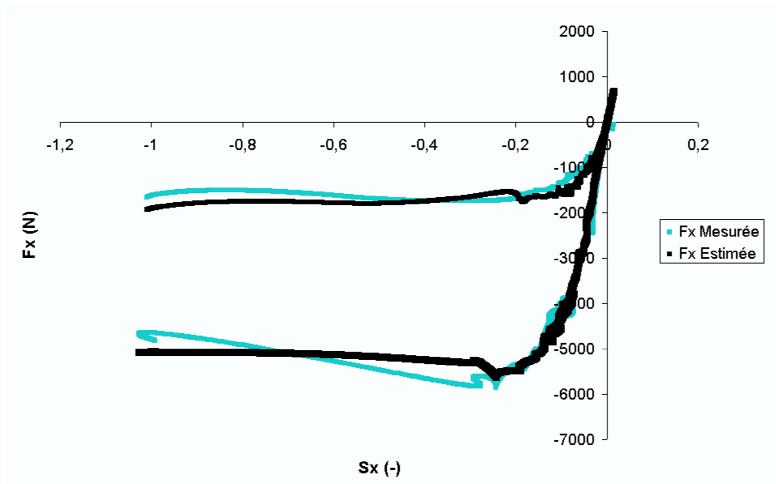


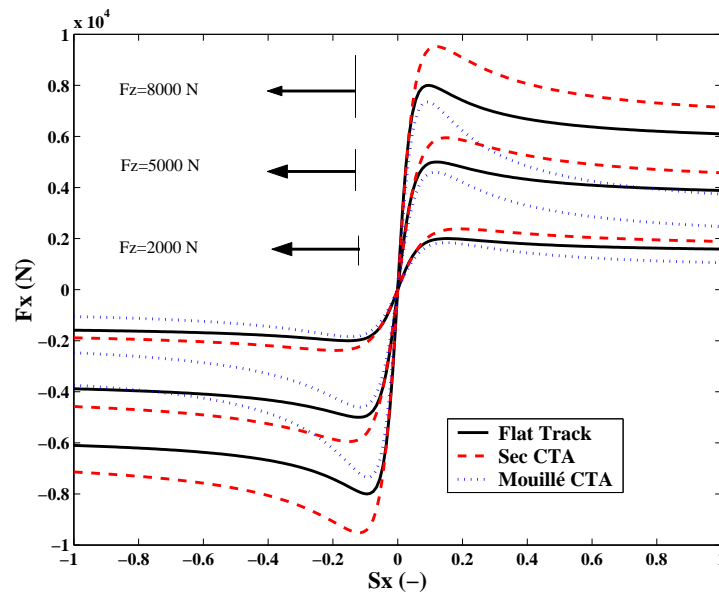
FIG. 66: Comparaison de la force  $F_x$ , mesurée et estimée sur un essai de freinage

4.7.3 Pouvoir prédictif & Robustesse

Cette étude n'a malheureusement pas été réalisée pour tous les jeux de paramètres et sur l'ensemble des essais réalisés lors des différentes campagnes de mesure. Les retours d'informations,

donnés par les principaux utilisateurs de ces paramètres, ont permis d'orienter les travaux.

Nous présentons ici le résultat obtenu à partir des paramètres du tableau de la figure 65 sur l'ensemble des fichiers de freinage en ligne droite. Pour chaque essai, l'erreur quadratique a été calculée et comparée à l'erreur quadratique obtenue dans le cas d'une solution qui ne prendrait en compte qu'une variation du facteur de pic,  $\lambda_{\mu x}$ . Dans 60% des cas, l'erreur quadratique a été réduite d'au moins 20%. Cette amélioration est plus significative sur l'enrobé sec, où l'on avoisine 30%. Ces résultats, couplés au tracé des courbes caractéristiques du pneumatique (cf. figure 67), permettent de s'assurer de la cohérence du paramétrage pour des points de fonctionnement non présents dans les fichiers d'apprentissage. En effet, quel que soit le cas de charge (8000 N, 5000N ou 2000 N), la force transmise sur l'asphalte sec est supérieure à la force transmise sur le banc, elle-même supérieure à celle pouvant être transmise sur l'asphalte mouillé. On remarque également très bien la variation après l'optimum de la courbe, plus importante dans le cas de la surface mouillée que de la surface sèche.



**FIG. 67:** Caractéristiques longitudinales du pneumatique - Campagne Aubevoye

Les paramètres obtenus pour des essais en sollicitations transversales pures n'ont pas permis d'améliorer la corrélation entre le calcul et les essais. Il a donc été considéré que le pneu était isotrope et que les changements effectués en longitudinal étaient identiques en transversal. Cette solution, bien que peu réaliste et non optimale, s'est avérée très pertinente lors de la validation croisée. Un exemple d'amélioration est donné en figure 68, pour un essai de mise en virage du véhicule d'essai. Ces résultats ont donné une grande importance aux essais en dynamique longitudinale.

Dans le paramétrage donné au tableau 18, nous utilisons les résultats obtenus à partir des deux pneus, avant et arrière. Les courbes caractéristiques du pneumatique sont tracées à la figure 69. Ces courbes permettent d'observer des comportements équivalents quant à l'évolution des courbes caractéristiques du pneumatique en sollicitations longitudinales : l'adhérence plus élevée sur enrobé sec et le caractère moins progressif du pneu sur enrobé mouillé. Cependant, du fait de l'estimation du paramètre  $\lambda_{Ex}$ , les courbes caractéristiques obtenues sont radicalement différentes des courbes initiales. Le pic d'adhérence est soit inexistant (dans le cas de l'enrobé sec) ou très atténué. La faible valeur obtenue pour  $\lambda_{Kx}$  et la valeur négative pour  $\lambda_{Ex}$  expliquent ce phénomène. Des résultats similaires, sur un optimum de la courbe nettement moins prononcé pour une caractérisation des pneumatiques effectuée sur route, ont été présentés par Mizuno (Mizu 98).

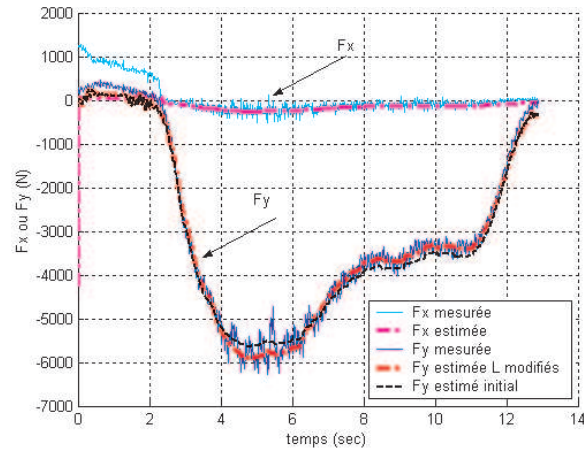


FIG. 68: Corrélation des efforts mesurés et estimés sur un essai de mise en virage

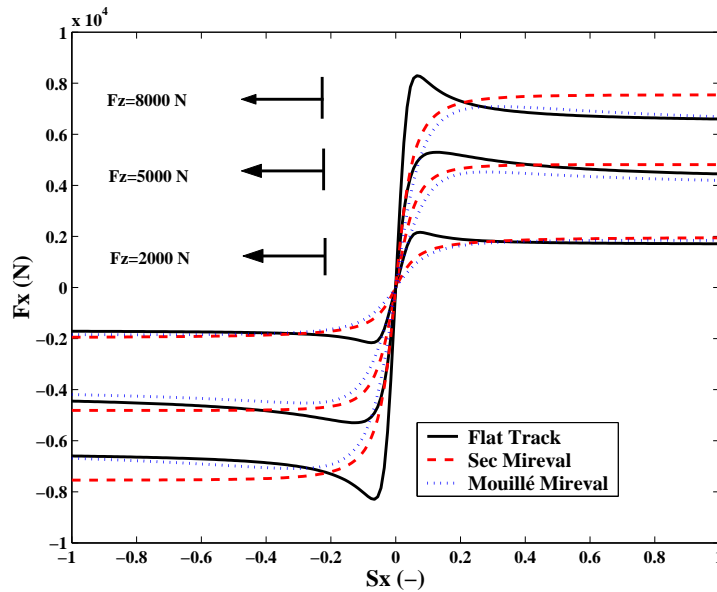


FIG. 69: Caractéristiques longitudinales du pneu - Campagne Mireval

La stratégie à trois paramètres estimés (sans  $\lambda_{Ex}$ ) permet de minimiser ces importantes modifications apportées à la forme de la courbe mais fait croître significativement l'erreur moyenne. Par ailleurs, le réseau de courbes estimés reste loin de celui du pneumatique utilisé pour la campagne d'Aubevoye. Les premiers retours donnés par les principaux utilisateurs de ces résultats se sont révélés peu encourageants.

Cette étude du pouvoir prédictif du modèle nous a permis de mieux cerner le processus d'identification et d'améliorer la performance du couple modèle plus paramètres estimés.

### 4.8 Conclusion

Ce chapitre a présenté l'ensemble du processus d'identification et a clairement mis en évidence la nécessité d'itérer sur la phase théorique, afin d'obtenir des résultats encore plus pertinents. Pour chacune des étapes du processus, nous avons voulu donner les résultats majeurs ainsi que les principales voies d'amélioration possibles.

L'étude du modèle a permis de vérifier l'estimabilité des quatre « *scaling factors* »  $\lambda_K$ ,  $\lambda_\mu$ ,  $\lambda_C$  et  $\lambda_E$  et leur zone de sensibilité. Ce chapitre a pu mettre en évidence l'important travail

réalisé avant les essais. Sur la partie capteur, nous retiendrons la difficulté d'obtenir des informations pertinentes pour la mesure lors de faibles sollicitations (cf. carrossage avec mesure de capteur de déplacement et glissement) et l'importance prise par la maîtrise de l'incertitude, associée à la force verticale. Des voies d'amélioration sont proposées par les techniques de filtrage optimal. La phase de planification d'expérience a pu aboutir à des résultats très exploitables, malgré les nombreuses approximations faites sur : l'évaluation de la matrice d'information de Fisher et l'inégalité de Cramer-Rao. Nous avons ainsi pu retrouver les résultats obtenus lors de l'étude de sensibilité du modèle vis-à-vis des paramètres, par la recherche de zones d'excitation « optimale ». Ce travail a confirmé la nécessité d'avoir les points recouvrant toutes les zones de fonctionnement de la courbe du pneumatique. Dans le cas contraire, nous pouvons évaluer la sous-optimalité des conditions d'excitations. Ainsi, un essai ne permettant pas d'exciter le pneumatique pour des valeurs de glissement en deçà de -0.3 lors d'un freinage, donnera lieu à une incertitude moyenne 2.5 fois plus élevée. Cette augmentation d'incertitude, nous l'avons observé, s'accompagne également d'une augmentation du biais. Par ailleurs, l'utilisation de la loi de propagation des incertitudes, même à l'ordre 1, nous a permis, pour un protocole donné, d'évaluer l'influence de l'incertitude associée aux entrées sur l'incertitude des paramètres de sortie. Ainsi,  $\lambda_{Kx}$  est le paramètre à l'incertitude sur la vitesse longitudinale de la roue et  $\lambda_{Ey}$  sur l'incertitude du carrossage, dans le cas de sollicitations transversales.

Finalement, nous avons pu vérifier, en simulation, qu'il était possible d'utiliser les efforts aux trains pour le recalage des « *scaling factors* »  $\lambda_{\mu y}$ ,  $\lambda_{Ky}$ ,  $\lambda_{Cy}$ . Dans le cas d'efforts aux trains qui ne seraient pas mesurés mais estimés, le biais moyen sur les paramètres estimés, passe de 0.09% à 9.5% et l'incertitude moyenne de 0.01% à 0.34%.

Cette étude a bénéficié de deux campagnes de mesures permettant de valider l'estimation des coefficients et l'évolution d'un paramétrage à l'autre, en passant d'une surface sèche à une surface mouillée. Les outils d'analyse et de traitement développés permettent d'améliorer la qualité de traitement des essais et le temps de traitement pour un passage des données du fichier d'essais au logiciel d'estimation des paramètres, MF-Tool.

Les résultats donnés par MF-Tool ont confirmé la difficulté d'obtenir une bonne estimation de  $\lambda_{Ex}$  (incertitude plus élevée que les autres paramètres et valeur parfois erronée). Néanmoins, nous avons retrouvé l'évolution des « *scaling factors* » donnée dans la littérature pour le passage d'une surface sèche à mouillée. Dans le cas de sollicitations longitudinales et pour les deux campagnes, nous avons observé : une augmentation de  $\lambda_{Cx}$  et une diminution des facteurs  $\lambda_{\mu x}$  et  $\lambda_{Kx}$ .  $\lambda_{xE}$  n'a pas pu être estimé lors de la première campagne à cause des paramètres du pneumatique. Les tendances données par l'étude théorique sur les incertitudes et les paramètres sont confirmées par les analyses menées après les essais, notamment lors d'une estimation menée dans des conditions non optimales. La faible influence du carrossage sur les essais considérés et pour la formulation utilisée, a également été démontrée et vérifiée à partir des données d'essais.

Les premiers résultats obtenus en transversal n'ayant pas permis d'améliorer la corrélation avec les essais, les paramètres utilisés ont été ceux issus des sollicitations longitudinales. Cette hypothèse a montré de bonnes performances chez les utilisateurs de nos résultats, lors de la première campagne. Nous avons également pu vérifier que, dans 60% des cas, l'approche permettait une amélioration d'au moins 20% sur les résultats issus d'une approche classique.

De nombreuses voies ont été proposées dans ce chapitre pour arriver à un ensemble optimal, de capteurs nécessaires. On notera également les voies d'amélioration concernant :

- la prise en compte des phénomènes transitoires lors de l'estimation des « *scaling factors* »  $\lambda_{Kx,y}$ ,  $\lambda_{\mu x,y}$ ,  $\lambda_{Cx,y}$  et  $\lambda_{Ex,y}$
- l'évaluation précise des performances du modèle et des paramètres pour la description des conditions d'excitations rencontrées sur le véhicule, notamment lors d'un freinage en ligne droite.



# Conclusion

## *Conclusion Générale*

La phase bibliographique a relevé des travaux importants dans l'étude de la variation des paramètres qualifiant la liaison roue/sol, lors d'un changement de conditions d'adhérence. Les travaux du projet VERT, qui se poursuivent actuellement sous l'acronyme VERTEC, font référence en la matière. Les articles publiés sur le sujet font l'état de campagnes de mesure considérables, mettant en oeuvre des moyens d'essais importants, permettant de contrôler les facteurs influents lors de variation des conditions d'adhérence (rugosité, hauteur d'eau, vitesse, taille de pneumatique, etc.). Deux approches existent alors pour recalibrer le modèle de Pacejka. La première se base sur les essais réalisés et la seconde utilise les propriétés physiques du sol et de la gomme. Afin de rester dans notre domaine d'expertise et proche des conditions réelles de validation finale, c'est la première approche qui a été choisie. Outre les problèmes liés à la variation de surface, viennent alors se rajouter les problèmes liés à l'estimation des paramètres du pneumatique. Le paramétrage obtenu est donc sensible à :

- Variation de surface
- **Richesse d'information**
- Conditions expérimentales
  - Mode opératoire
    - \* force verticale
    - \* amplitude du glissement
    - \* vitesse de montée du glissement
    - \* vitesse du véhicule
  - **Méthodes de mesure ou d'estimation de certaines variables inaccessibles**
  - Température ambiante
- **Post-traitement**
- Méthode d'estimation des paramètres du modèle étudié

Les problèmes liés à la variation de surface et aux conditions d'excitations non réalistes sont pris en compte en réalisant les essais sur la surface désirée, à partir du véhicule.

Dans la liste précédente, nous nous sommes concentrés sur les points indiqués en gras. Nous avons utilisé les 8 « *scaling factors* » (paramètres) du modèle de Pacejka (4 en sollicitations longitudinales et 4 en sollicitations transversales), identifiés comme étant sensibles à une variation de surface, soit :  $\lambda_{\mu x}$ ,  $\lambda_{Kx}$ ,  $\lambda_{Cx}$ ,  $\lambda_{Ex}$ ,  $\lambda_{\mu y}$ ,  $\lambda_{Ky}$ ,  $\lambda_{Cy}$ ,  $\lambda_{Ey}$ . Le logiciel MF-Tool (TNO Automotive) a été utilisé pour réaliser l'adaptation des paramètres. Pour les deux campagnes de mesure réalisées, le nouveau jeu de paramètres estimés nous permet de retrouver les tendances données par la littérature, en passant d'une **surface sèche à mouillée**, soit **une diminution du  $\lambda_{\mu x}$  et une augmentation des paramètres  $\lambda_{Kx}$  et  $\lambda_{Cx}$** . Si la prise en compte du paramètre  $\lambda_{Ex}$  permet un meilleur recalage du calcul sur les essais réels, nous n'avons pas pu tirer de conclusion quant à son évolution. Les travaux réalisés en sollicitations longitudinales, sur la première campagne, ont permis d'obtenir une nette amélioration de la corrélation modèle/essais, sur l'ensemble de la campagne. Cependant, pour des raisons que l'on ignore encore, ces résultats n'ont pas pu être reproduits de façon aussi nette lors de la deuxième campagne d'essais. Certaines pistes sont à l'étude pour expliquer ces écarts.

Face à ce travail, il y avait une réelle volonté de donner les conditions d'optimalité du protocole et d'évaluer l'importance du carrossage roue/sol, difficile à mesurer. Cette recherche de



## 4. APPLICATION

---

l'optimalité nous a amenés à évaluer une approche de recalage à partir des efforts aux trains « estimés », lors de sollicitations transversales. Cette approche qu'il nous reste à valider sur les essais réels a donné de bonnes performances en simulation. L'originalité de nos travaux est d'avoir intégré l'analyse des incertitudes des outils de la planification d'expérience. L'optimisation est réalisée par un algorithme d'optimisation sous contraintes pour un critère D-optimal. Malgré les simplifications opérées, les résultats sont très exploitables et ont permis de :

- retrouver les zones de sensibilité optimales des « *scaling factors* »  $\lambda_{\mu x}$ ,  $\lambda_{Kx}$ ,  $\lambda_{Cx}$ ,  $\lambda_{Ex}$
- valider le protocole établi pour l'estimation des « *scaling factors* » en terme de richesse d'information
- quantifier la faible influence du carrossage sur les paramètres estimés
- quantifier l'importance de l'information de vitesse longitudinale sur la valeur  $\lambda_{Kx}$
- quantifier la sous-optimalité d'un protocole ne permettant pas d'obtenir des conditions d'excitation jusqu'au blocage des roues

Ce travail a donc mis en évidence l'importance de la prise en compte des incertitudes associées aux entrées dans l'évaluation de l'incertitude finale associée aux paramètres. Compte tenu de ce résultat, de la non-normalité des résidus et des nombreuses grandeurs influentes non prises en compte par le modèle de Pacejka, le choix d'une approche à erreur de sortie, proposée par le logiciel MF-Tool, mériterait d'être comparée avec d'autres méthodes existantes comme les méthodes d'erreur d'équation.

Tous les essais réalisés représentent une réelle source d'information. Il est souhaitable que le travail commencé sur l'analyse des incertitudes puisse se poursuivre, afin de continuer à enrichir notre connaissance « métier » sur l'expérimentation du véhicule. On pourra ainsi améliorer le rapport : fiabilité des données / nombre d'essais réalisés.

Le rapport a été structuré de façon à concentrer dans le dernier chapitre, la démarche ainsi que l'ensemble des résultats apportés pour répondre à la problématique de l'industriel présenté largement au premier chapitre. Cette structure devrait permettre une utilisation aisée de ce manuscrit par les collaborateurs de Renault désireux de poursuivre ces travaux.

### *Perspectives*

Les perspectives proposées diffèrent selon que l'on se place du point de vue de l'entreprise ou du laboratoire.

#### **L'entreprise**

A court terme, il serait intéressant d'évaluer la possibilité de travailler avec un outil logiciel permettant de tenir compte de la dynamique imposée par les essais réels sur le véhicule. A moyen terme, les procédures de traitement des données et la qualité des signaux, surtout lors de faibles sollicitations, pourraient être améliorés par un couplage avec les grandeurs cinématiques du véhicule.

#### **Le laboratoire**

Afin de tenir compte des facteurs influents du pneumatique non considérés dans cette étude, l'utilisation d'outils d'identification temps réel représente un plus. Il est également intéressant de poursuivre les travaux dédiés à la planification d'expérience. Dans notre cas, s'ils ont aidé à valider les protocoles préconisés, ces outils n'ont pas encore permis directement d'améliorer le mode opératoire. Cependant, ils représentent des outils incontournables dans les thèmes de recherche suivants du laboratoire :

- Développer une stratégie globale d'identification, à partir des critères de coût et des optimiseurs existants,

- Evaluer les effets des contraintes liées au recueil des données pour le véhicule automobile, sur les performances d'estimation,
- Mieux utiliser la connaissance a priori dans le processus d'identification.



## Appendix A

### UTILISATION DE MF-TOOL POUR LE RECALAGE DU MODÈLE DE PACEJKA

#### *A.1 Pour commencer*

Après avoir réglé les formalités liées à l'installation du logiciel MFTool (Delf 02b) et de la licence (Delf 02a), il sera alors possible de suivre les points rédigés dans cette note afin de mener à bien un recalage du modèle de Pacejka à l'aide de cet outil logiciel.

Le noyau du logiciel, qui réalise l'estimation des paramètres, est l'exécutable "mffit.exe". Autour de ce noyau l'utilisateur créera ou modifiera, un certain nombre de fichiers afin de mener à bien l'estimation des paramètres. Certains de ces fichiers seront créés ou modifiés à partir de l'interface, d'autres par contre nécessitent l'utilisation d'un éditeur de texte. Les principaux types de fichiers sont résumés dans la figure 70.

**mftool.lic** Fichier de licence permettant de lancer MF-Tool

**mftoolwin\_05.ini** Fichiers de paramétrage de l'interface permettant de changer la largeur des colonnes, les couleurs etc... Notons au passage que cette interface comporte trois modes de présentation différents "Characteristics, Modify ou Fit view" selon que l'on veuille consulter, modifier la base de données ou lancer une estimation des paramètres. La présentation de l'interface dans le cas de l'estimation, est similaire à l'image de la figure 71.

Plus de détails sur l'utilisation et la définition des différents autres fichiers seront donnés tout au long de ce document.

#### *A.2 Importation d'un TPF*

**Tyre Property File** Fichier contenant le paramétrage du pneumatique. Le type exacte de ce fichier (.tpf, .tir, .m ...) sera fonction du logiciel de simulation avec lequel il sera utilisé. Le fichier "paramètres.tir" a été pris comme exemple dans la figure 70.

Pour importer un fichier TPF, il faut se rendre dans le menu: Tyre\Import Tyre Property File. Si le format n'est pas connu de MF-Tool il sera nécessaire de créer son propre fichier format\_tpf.1 et de modifier le fichier mftoolwin\_05.ini. L'utilisateur pourra se rendre à la section "Import Tyre Property File" du manuel d'utilisation (Delf 02c) pour plus de précisions. Après importation du fichier TPF, Tyre\_05.dbf sera alors mis à jour.

**format\_tpf.1** Fichier utilisé comme modèle d'un format TPF donné

**Tyres\_05.dbf** Fichier contenant la base de données pneus. Il peut également être modifié à l'aide de "Tyre Maintenance Tool: tyreremain.exe"

Remarques:

1. Toutes les grandeurs doivent être exprimées dans un même système d'unité et d'axe. Même les grandeurs qui sont considérées comme des commentaires par MADA
2. Le caractère tabulation est à proscrire
3. Pour vérifier que le fichier a correctement été importé, l'utilisateur pourra consulter la base de données pneus dans la "characteristics view" ou tracer les courbes caractéristiques du pneu à l'aide de la commande graphique (cf. figure 71)

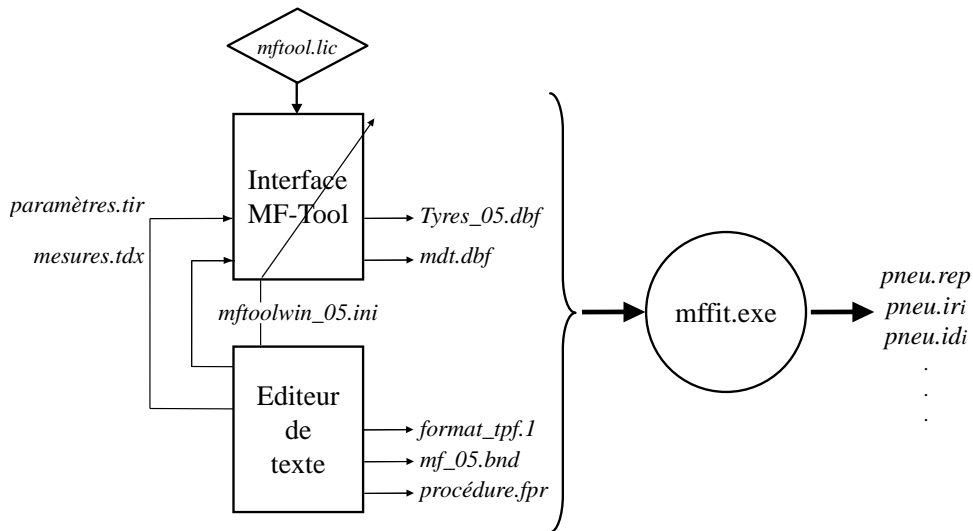


Figure 70: Utilisation des principaux types de fichiers - Schéma de principe

### A.3 Génération de fichier Tydex

**mesures.tdx** Le format TYre Data EXchange permet d'échanger tout type de données concernant le pneumatique. Un détail de ce format est donné dans (Unra 97)

Dans notre cas, ce type de fichier sera utilisé essentiellement pour contenir les mesures et conditions d'essai. La solution idéale serait d'avoir un programme permettant de générer ce fichier en fonction des recommandations faites dans le manuel (Unra 97) et ce de manière automatique. L'utilisateur aurait alors à rentrer les informations, correspondant aux conditions d'essais, qu'il voudrait faire figurer. Mais une solution très facile à mettre en oeuvre est d'utiliser une entête de fichier existante, de coller les données dans le champ **\*\*MEASUREDATA** prévu à cet effet et de modifier les champs **\*\*MEASURECHANNELS** et **\*\*CONSTANTS** en prenant soin de:

- ne pas dépasser 5000 points de mesure
- ne pas laisser de tabulation
- vérifier que c'est bien le caractère "." qui séparent les décimales

Une solution intermédiaire et très pratique est d'utiliser plusieurs entêtes et de générer les fichiers directement à partir de Matlab. Il faut ainsi prévoir un fichier d'entête pour chaque condition d'excitation différente, Fx pur, Fy pur etc... Cette solution a été mise en place et est actuellement utilisée (cf. fichier matlab "creer\_tydex.m").

Remarques

1. Les données qui sont ici utilisées sont issues de la phase de post-traitement. Nous supposons donc que ces dernières sont exploitables. La qualité de ces données fera la qualité de l'estimation
2. Les valeurs entrées dans les champs **\*\*CONSTANTS**, même pour des grandeurs qui varient au cours de l'essai, seront très utiles lors de la validation graphique de l'estimation cf.A.5.2

### A.4 Fit view

En sélectionnant ce mode de présentation (cf. 1 de figure 71), l'interface est similaire à l'image de la figure 71. Cette figure présente les principales fonctionnalités de ce mode de présentation.

Avant de lancer l'estimation, l'utilisateur devra:

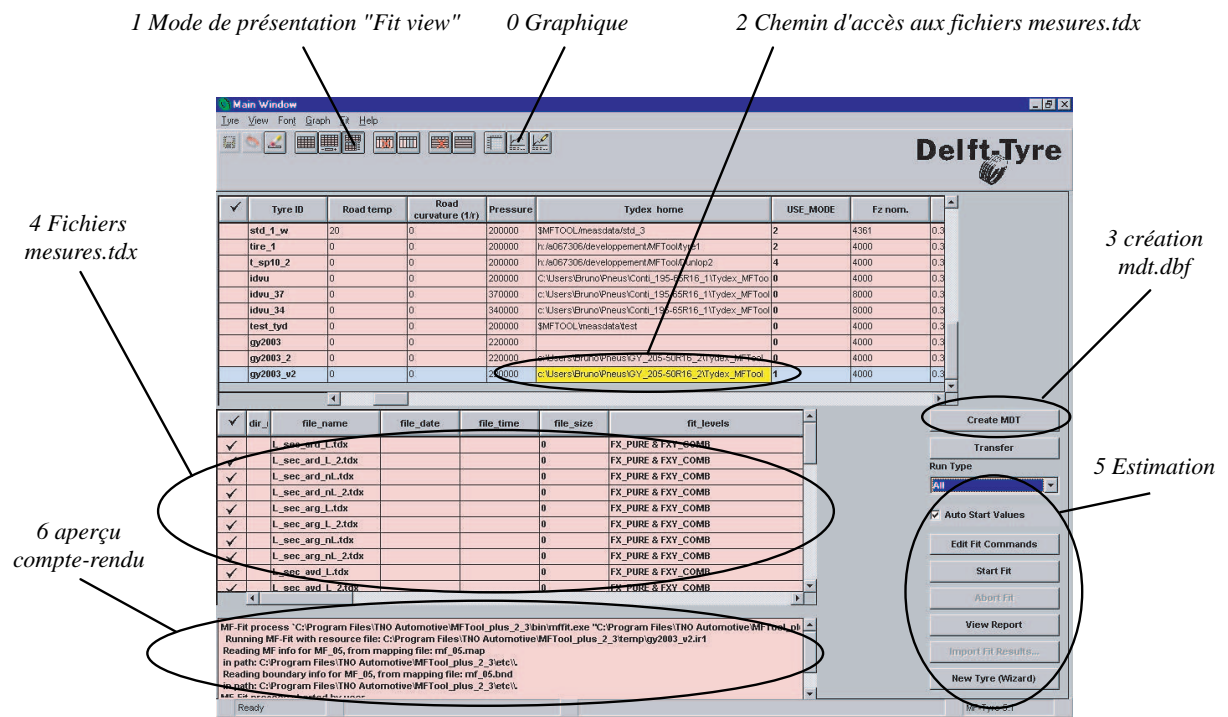


Figure 71: Interface graphique de MF-Tool

- rentrer le chemin d'accès au répertoire contenant les fichiers tydex (cf 2 figure 71)
- lancer "create MDT" (cf. 3 de figure 71) et bien vérifier que tous les fichiers figurent dans la fenêtre centrale (cf. 4 de figure 71). Notez qu'à chaque ajout ou modification d'un fichier tydex, cette table devra être recrée

**mdt.dbf** Measurement Description Table donnant une description des fichiers de mesure mesures.tdx

L'utilisateur pourra également s'il le désire personnaliser l'estimation des paramètres. Il faudra pour cela modifier le fichier "pneu .com" auquel on peut avoir accès par le bouton "edit command" (cf. 6 de figure 71).

**pneu.com** Fichier contenant une liste de commande permettant de personnaliser l'estimation (nombre d'itération, paramètres à fixer, pondération de zones de fonctionnement ...)

D'autres opérations permettant de personnaliser l'estimation pourront être menées en accédant au menu Fit ou en editant les fichiers "mf\_05.bnd" et "procédure.fpr" . Ce sera donc le cas pour:

1. identifier des scaling factors: le fichier mf\_05.bnd devra être modifié
2. définir une procédure particulière à suivre: il est nécessaire de créer un fichier procédure.fpr auquel il faudra faire référence dans pneu.com

**mf\_05.bnd** Fichier contenant les contraintes à appliquer aux paramètres

**procédure.fpr** Fit Process File permettant de décrire la stratégie d'estimation des paramètres étape par étape

## A.5 Validation

Dans le cas de l'utilisation de MF-Tool, la validation sera menée par un examen du compte-rendu (cf. 6 ou view report dans 5 de figure 71) mais également des courbes caractéristiques.

### A.5.1 Compte\_rendu : pneu.rep

**pneu.rep** Compte-rendu de l'estimation

Vérifier que:

- la procédure a bien été suivie et que les bons fichiers ont été utilisés
- le code de sortie 1, 2 ou 3
- les intervalles d'incertitude donnés en fin du compte\_rendu sont petits

### A.5.2 Graphique

La commande "import result" (cf. 5 de figure 71) lance le tracé d'un ensemble de graphiques permettant de vérifier la cohérence du paramétrage obtenu. Deux points sont particulièrement importants:

- champ "formula inputs": la sélection de "measured" permet l'utilisation des points de mesure contenus dans le champ **\*\*MEASUREDATA** du fichier tydex et non pas les valeurs entrées dans **\*\*CONSTANTS**.
- bouton "MF Inputs...": il permet de modifier les conditions d'excitation désirées

Notons pour conclure que cette fonction graphique permettra de réaliser un grand nombre de graphes bivariés paramétrés.

## A.6 *Exportation des informations dans un TPF*

Le paramétrage ainsi que les conditions d'essais peuvent maintenant être exportés afin d'être utilisés par le modèle et le logiciel de simulation (ex MADA). La fonction Tyre\export permet de générer le fichier TPF après avoir choisi le type désiré. Si ce dernier n'est pas défini vous pouvez vous reporter aux préconisations données précédemment A.2.

## A.7 *Notes & Références*

Pour des points qui ne seraient pas listés dans ce document ou dans les manuels d'utilisation, il sera possible de consulter le fichier archivage\_MFTool.xls. Ce fichier regroupe les échanges de courriers électroniques avec TNO dans le cadre du support technique.

## Bibliography

- [AIAA 95] AIAA. “Assessment of Wind Tunnel Data Uncertainty, Standard S-071-1995”. Tech. Rep., American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1995.
- [AIPC 95] AIPCR. “Expérience Internationale AIPCR de Comparaison et d’Harmonisation des Mesures d’Adhérence et de Texture”. Tech. Rep., Comité Technique AIPCR des Caractéristiques de Surface, 1995.
- [ANSI 98] ANSI and ASME. “Test Uncertainty, PTC 19.1-1998”. Tech. Rep., American National Standards Institute / American Society of Mechanical Engineers, 1998.
- [Arms 94] B. Armstrong-Hélouvry, P. Dupont, and C. Canudas-De-Wit. “A Survey of models, Analysis Tools and Compensation Methods for the Control of Machines with Friction”. *Automatica*, Vol. 30, No. 7, pp. 1083–1138, 1994.
- [Asch 99] G. Asch. *Acquisition de Données du Capteur à l’Ordinateur*. Dunod, 1999.
- [Bakk 87] E. Bakker, L. Nyborg, and H. B. Pacejka. “Tire Modelling for use in Vehicle Dynamics Studies - paper n° 870421”. *Society of Automotive Engineers*, 1987.
- [Bakk 89] E. Bakker, H. B. Pacejka, and L. Lidner. “A new Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies - paper n° 890087”. *Society of Automotive Engineers*, 1989.
- [Bale 03] J.-N. Baléo, B. Bourges, P. Couroux, C. Faur-Brasquet, and P. La-Cloirec. *METHODOLOGIE EXPERIMENTALE - Méthodes et outils pour les expérimentations scientifiques*. Tec et Doc, 2003.
- [Barc 03] D. Barchiesi. *Mesure physique et Instrumentation*. Ellipses, 2003.
- [Bayl 90] P. Bayle, J. F. Forissier, and S. Lafon. “A new Tire Model for Vehicle Dynamics Simulations Combines Cornering and Braking - Driving Manoeuvres”. *Michelin*, 1990.
- [Bern 95] J. E. Bernard and C. L. Clover. “Tire modelling for low-speed and High-speed Calculations - paper n° 950311”. *Society of Automotive Engineers*, 1995.
- [Blim 95] P.-A. Bliman and M. Sorine. “Easy to use Realistic Dry Friction Models for Automatic Control”. *European Control Conference*, pp. 3788–3794, 1995.
- [Blun 04] M. Blundell. “A low parameter tire for handling simulation”. *Presentation: Tire Technology Expo*, 2004.
- [Brae 02] I. Braems. *Méthodes ensemblistes garanties pour l’estimation de grandeurs physiques*. PhD thesis, Université Paris XI, 2002.
- [Cabr 04] J. A. Cabrera, A. Ortiz, E. Carabias, and A. Simon. “An alternative Method to Determine the Magic Model Parameters Using Genetic Algorithms”. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 41, No. 2, pp. 109–127, 2004.
- [Canu 03] C. Canudas-De-Wit, P. Tsiotras, E. Velenis, M. Basset, and G. Gissinger. “Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction”. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 39, No. 3, pp. 189–226, 2003.
- [Canu 95] C. Canudas-De-Wit, H. Olsson, K. J. Aström, and P. Lischinsky. “A new Model for Control of Systems with Friction”. *IEEE Trans. on Automatic Control*, Vol. 40, No. 3, pp. 419–425, 1995.



## BIBLIOGRAPHY

---

- [Cell 91] F. Cellier. *Continuous System Modeling*. Springer-Verlag, 1991.
- [Clay 01] X. Clayer. "Inclusion des conditions de route dans les modèles de pneu - Note interne en anglais n°64260/01/0104". Tech. Rep., Renault, 2001.
- [Clay 02] X. Clayer. *Commande Latérale des Véhicules Automobiles avec Prise en Compte de la Dynamique des Actionneurs*. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Grenoble, 2002.
- [Cole 98] H. W. Coleman and W. G. Steele. *Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers*. Wiley-Interscience, 1998.
- [Cove 91] Cover and Thomas. *Elements of Information Theory*. Wiley, 1991.
- [Dahl 76] P. R. Dahl. "Solid Friction Damping of Mechanical Vibrations". *AIAA*, Vol. 14, No. 12, pp. 1675–1682, 1976.
- [Dela 01] Y. Delanne, G. Schaefer, D. Lechner, V. Schmitt, and G. Beurier. "Vehicle Dynamics and Tyre Road Friction Performance Models". *2nd International Colloquium on Vehicle Tyre Road Interaction - Friction potential and safety: prediction of handling behavior*, pp. 399–409, 2001.
- [Delf 02a] Delft-Tyre. "License Mechanism Installation Manual, UNIX and Windows". Tech. Rep., TNO Automotive, 2002.
- [Delf 02b] Delft-Tyre. "MF-Tool(+).2.3 Installation Instructions, Unix and Windows". Tech. Rep., TNO Automotive, 2002.
- [Delf 02c] Delft-Tyre. "MF-Tool(+).2.3 Users Manual". Tech. Rep., TNO Automotive, 2002.
- [Delf 02d] Delft-Tyre. "MF-Tyre Users Manual". Tech. Rep., TNO Automotive, 2002.
- [Diec 92] T. Dieckmann. "Assessment of Road Grip by way of measured Wheel Variables". *XXIVth FISITA*, 1992.
- [Dona 01] D. Donadio and D. Speziari. "Correlations between Trailer/Vehicle Braking Tests Data and Testing Conditions". *2nd International Colloquium on Vehicle Tyre Road Interaction - Friction potential and safety: prediction of handling behavior*, pp. 171–211, 2001.
- [Drap 98] N. R. Draper and H. Smith. *Applied Regression Analysis*. Wiley-Interscience, 1998.
- [Dura 98] D. Durand. *La Systématique*. Presse Universitaire de France, 1998.
- [Eich 90] U. Eichorn and W. Seiberg. "System for Parameter Measurement and Evaluation on The Process of Tyre/Road Friction". *3rd Prometheus Workshop*, 1990.
- [Eich 92] U. Eichorn and J. Roth. "Prediction and Monitoring of Tyre/Road Friction". *XXIVth FISITA*, 1992.
- [El H 00] H. El-Hadri, G. Beurier, J. C. Cadiou, N. K. M'Sirdi, and Y. Delanne. "Simulation et Observateurs pour l'Estimation des Performances Dynamiques d'un Véhicule". *IEEE CIFA*, 2000.
- [Espo 98] W. R. Esposito and C. A. Floudas. "Global Optimisation in Parameter Estimation on Nonlinear Algebraic Models via the Error-in-Variabales Approach". *Ind. Eng. Chem*, Vol. 37, pp. 1841–1858, 1998.
- [ETRT 00] ETRTO. "Standards Manual". Tech. Rep., European Tyre and Rim Technical Organisation, 2000.

- 
- [Fedo 72] V. V. Fedorov. *Theory of Optimal Experiments*. Academic Press, 1972.
- [Fisc 01] H. Fischlein, R. Gnadler, and H.-J. Unrau. “The Influence of the Track Surface Structure”. *ATZ*, Vol. 10, pp. 950–962, 2001.
- [Good 87] G. Goodwin. *Systems and Control Encyclopedia - Theory, Technology, Application, Vol. 4*, Chap. Identification: Experiment Design, pp. 2257–2264. Pergamon Press, 1987.
- [Goth 01] M. Gothié, T. Parry, and P. Roe. “The relative Influence of the Parameters Affecting Road Surface Friction”. *2nd International Colloquium on VEhicle Tyre Road Interaction - Friction potential and safety: prediction of handling behavior*, pp. 27–47, 2001.
- [Goth 98] M. Gothié. “Indice International de Frottement - Un exemple d’application”. *AIPCR - Route*, Vol. 300, No. 4, pp. 45–55, 1998.
- [Gran 83] F. H. Grant and J. J. Solberg. “Variance Reduction Techniques in Stochastic Shortest Route Analysis; Application Procedure and Results”. *Math. and Comput. in Simulation*, Vol. 25, pp. 366–375, 1983.
- [Gric 91] H. J. Görich. “Basic System for Friction Detection and Monitoring”. *Prometheus report*, 1991.
- [Gust 97] F. Gustafsson. “Slip-Based Tire-Road Friction Estimation”. *Automatica*, Vol. 33, No. 6, pp. 1087–1099, 1997.
- [Haes 91] D. Haessig and B. Friedland. “On the Modelling and Simulation of Friction”. *J. Dyn Syst. Meas. Control Trans. ASME*, Vol. 113, No. 3, pp. 354–362, 1991.
- [Heep 04] G. Heeps. “Yokohama’s Tire ESP - Road Worker”. *Tire Technology International*, Vol. june, p. 48, 2004.
- [Holz 90] F. Holzwarth. “A Prototype of a Measuring Water Sensor”. *3rd Prometheus Workshop*, 1990.
- [Hosh 95] M. Hoshino, Y. Satoh, T. Takahashi, and M. Mizuno. “The development of a Parameter Identification System for Magic Formula Tyre Model”. *Jidosha Gijutsukai Gakujutsu Koenkai Maezurishu (en Japonais)*, pp. 113–116, 1995.
- [http 01] [http](http://skid.dicea.unifi.it/verthome.html). “Overview of VERT Project: Prediction of full Vehicle Behaviour in Dangerous Situations”. <http://skid.dicea.unifi.it/verthome.html>, 2001.
- [http 03a] [http](http://vd.wt.tno.nl/delft-tyre/documents/TIME_model_paper_final.pdf). “A new Tyre Model for TIME Measurement Data”. [http://vd.wt.tno.nl/delft-tyre/documents/TIME\\_model\\_paper\\_final.pdf](http://vd.wt.tno.nl/delft-tyre/documents/TIME_model_paper_final.pdf), 2003.
- [http 03b] [http](http://www.cs.toronto.edu/roweis/csc2515-2003/notes/lec11x.pdf). “Overfitting and Capacity Control”. <http://www.cs.toronto.edu/roweis/csc2515-2003/notes/lec11x.pdf>, 2003.
- [http 04a] [http](http://www.mssoftware.com/products/products_detail.cfm?PI=462). “ADAMS/Car”. [http://www.mssoftware.com/products/products\\_detail.cfm?PI=462](http://www.mssoftware.com/products/products_detail.cfm?PI=462), 2004.
- [http 04b] [http](http://www.carsim.com/products/carsim/index.html). “Carsim”. <http://www.carsim.com/products/carsim/index.html>, 2004.
- [http 04c] [http](http://www.michelin.com). “Dossier de Presse”. <http://www.michelin.com>, 2004.
- [http 04d] [http](http://www.applusiada.com/web/homepage.html). “Dynawheel”. <http://www.applusiada.com/web/homepage.html>, 2004.
- [http 04e] [http](http://www.racer.nl). “Racer”. <http://www.racer.nl>, 2004.
-

## BIBLIOGRAPHY

---

- [http 04f] http. "RV3". [http://www.corrsys-datron.com/Support/PDF\\_Downloads](http://www.corrsys-datron.com/Support/PDF_Downloads), 2004.
- [http 04g] http. "SL". [http://www.corrsys-datron.com/Support/PDF\\_Downloads](http://www.corrsys-datron.com/Support/PDF_Downloads), 2004.
- [http 04h] http. "Tyregene". <http://www.yearstretch.com/yearstretch/shop/product.asp?intProdID=1>, 2004.
- [http 04i] http. "Wheeltracker". [http://www.krypton.be/wheeltracker\\_FR.html](http://www.krypton.be/wheeltracker_FR.html), 2004.
- [ISO 91] ISO. "8855: Véhicule routier - Dynamique des véhicule et tenue de route - Vocabulaire". Tech. Rep., International Organization for Standardization, 1991.
- [ISO 93] ISO. *ISO 3554-1: Statistiques - Vocabulaire et symboles*. ISO, 1993.
- [ISO 95] ISO. *Guide pour l'Expression de l'Incertitude de Mesure*. Organisation internationale de normalisation, 1995.
- [ISO 96] ISO. "4138: Road vehicles, Steady-state circular test procedure". Tech. Rep., International Organization for Standardization, 1996.
- [Ito 94] M. Ito, K. Yoshioka, and T. Saji. "Estimation of Road Surface Conditions using Wheel speed behaviour". *AVEC*, 1994.
- [Joua 99] S. Jouannin. *Association et Fusion de Données: application au suivi et à la localisation d'obstacle par radar à bord d'un véhicule routier intelligent*. PhD thesis, Université de Blaise Pascal - Clermont-Ferrand, 1999.
- [Karn 85] D. Karnopp. "Computer Simulation of slip-stick friction in Mechanical Dynamics Systems". *J. Dyn. Syst. Meas. Control*, Vol. 107, 1985.
- [Kief 99] M. Kieffer. *Estimation Ensembliste par Analyse par Intervalles. Application à la Localisation d'un Véhicule*. PhD thesis, Université de Orsay, 1999.
- [Kien 94] U. Kiencke and A. Daiss. "Estimation of Tyre Friction for Enhanced ABS-Systems". *AVEC*, 1994.
- [Kim 00] J. Kim and K. Huh. "Robust Estimation Techniques for Monitoring The Lateral Tire Force". *AVEC*, 2000.
- [Kim 90] I. Kim, M. Liebman, and T. F. Edgar. "Robust Error-in-Variables Estimation Using Nonlinear Programming Techniques". *AIChE. J.*, Vol. 36, pp. 985–993, 1990.
- [Klei 94a] A. Klein and G. Melard. "Computation of the Fisher Information Matrix for SISO Models". *IEEE Transactions on Signal Processing*, Vol. 42, pp. 684–688, 1994.
- [Klei 94b] A. Klein and G. Melard. "Computation of the Fisher Information Matrix for SISO Models". *IEEE Transactions on Signal Processing*, Vol. 42, pp. 684–688, 1994.
- [Klin 53] S. Kline and F. McClintock. *Mechanical Engineering, Vol. 75*, Chap. Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, pp. 3–8. 1953.
- [Land 01] I. Landau and A. Besançon-Voda. *Identification des systèmes*. Hermès, 2001.
- [Lauf 02] J.-P. Lauffenburger. *Contribution à la surveillance temps-réel du système "conducteur - véhicule - environnement": élaboration d'un système intelligent d'aide à la conduite*. PhD thesis, Université de Haut-Alsace, 2002.
- [Ljun 99] L. Ljung. *System Identification, theory for the user*. Prentice Hall, 1999.

- 
- [Manc 01] F. Mancosu, C. Savi, and D. Speziari. “Tyre Models”. *2nd International Colloquium on VEhicle Tyre Road Interaction - Friction potential and safety: prediction of handling behavior*, pp. 149–169, 2001.
- [Manc 02] F. Mancosu. “Vehicle-Road-Tyre Interaction in Potential Dangerous Situations: Results of VERT Project”. *Society of Automotive Engineers*, pp. 35–46, 2002.
- [Manc 99] F. Mancosu, D. Da-Re, and C. Savi. “Pirelli Activities on Dynamic Analysis in Adams Including Tyres”. *Adams Conference*, 1999.
- [Mast 95] M. K. Masten. *Modern Control Systems*, Chap. Tools for Modern Control, pp. 49–92. Institute of Electrical and Electronics Engineers, 1995.
- [Mich 01] Michelin. *Le pneu - L'adhérence*. Société de Technologie Michelin, 2001.
- [Mill 95] W. F. Milliken and D. Milliken. *Race Car Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers, 1995.
- [Miln 88] G. Milne. *State Space Identification Tool - User's Guide*. The Mathworks Inc, 1988.
- [Mizu 98] M. Mizuno, T. Takahashi, and M. Hada. “Magic Formula Tire Model using the Measured Data of a Vehicle Running on Actual Roads”. *AVEC*, pp. 329–334, 1998.
- [Mori 98] A. Morineau and T. Aluja-Banet. *Analyse en Composantes Principales*. Cisia-Ceresta, 1998.
- [Nell 01] O. Nelles. *Non linear System Identification - From Classical Approaches to Neural Networks and Fuzzy Models*. Springer, 2001.
- [Neul 98] M. Neully and CETAMA. *Modélisation et estimation des erreurs de mesure*. Tec et Doc, 1998.
- [Noir 00] C. Noiret. *Utilisation du calcul formel pour l'identifiabilité de modèles paramétriques et nouveaux algorithmes en estimation de paramètres*. PhD thesis, Université de Technologie de Compiègne, 2000.
- [Nord 01] S. Nordmark and H. Astrom. “Improvement and Validation of the VTI Driving Simulator”. *2nd International Colloquium on VEhicle Tyre Road Interaction - Friction potential and safety: prediction of handling behavior*, pp. 305–334, 2001.
- [Nuss 01] M. Nussle and R. Gnadler. “Measuring Equipment for the Evaluation of Tyre Characteristics under Real Driving Conditions”. *ATZ*, Vol. 103, pp. 13–16, 2001.
- [Olip 99] T. E. Oliphant and D. G. Long. “Accuracy of Scatterometer-Derived Winds using the Cramer-Rao Bound”. *IEEE Transaction on Geoscience and Remote Sensing*, Vol. 37, pp. 2642–2652, 1999.
- [Olli 00] F. Ollivier. “Identifiabilité et Identification: Du calcul formel au calcul numérique”. *ESAIM, Automatique, Biologie et Santé*, Vol. 9, pp. 93–99, 2000.
- [Olss 98] H. Olsson, K. J. Aström, C. Canudas-De-Wit, M. Gäfvert, and P. Lischinsky. “Friction Models and Friction Compensation”. *European Journal of Control*, Vol. 4, pp. 176–195, 1998.
- [Ono 03] E. Ono, K. Asano, M. Sugai, S. Ito, M. Yamamoto, M. Sawada, and Y. Yasui. “Estimation of Automotive Tire Force Characteristics using Wheel Velocity”. *Control Engineering Practice*, Vol. 11, No. 12, pp. 1361–1370, 2003.
-

## BIBLIOGRAPHY

---

- [Oost 00] J. J. M. van Oosten, C. Savi, M. Augustin, O. Bouhet, J. Sommer, and J. P. Colinot. "TIME, Tire Measurement Forces and Moments - A New Standard for Steady-State Cornering Tyre Testing". *Tire Society*, 2000.
- [Oost 03] J. J. M. van Oosten. "A new tire model for TIME measurement data". *Presentation: Tire Technology Expo*, 2003.
- [Oost 91] J. J. M. van Oosten and E. Bakker. "Determination of Magic Formula Tyre Model Parameters". *1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis*, Vol. 21, No. , p. , 1991.
- [Oost 99] J. J. M. van Oosten, M. Augustin, R. Gnadler, and H.-J. Unrau. "EC Research Project TIME - Tire Measurement, Forces and Moments - Workpackage 2: Analysis of parameters influencing tyre test results". *TNO*, 1999.
- [Pace 91] H. B. Pacejka and E. Bakker. "The Magic Formula Tire Model". *1st International Colloquium on Tire Models for Vehicle Dynamics Analysis*, 1991.
- [Pace 93] H. B. Pacejka and E. Bakker. "The Magic Formula Tire Model". *Vehicle System Dynamics*, 1993.
- [Pace 96] H. B. Pacejka. "The Tire as a vehicle Component". *XXVI FISITA Congress Prague*, 1996.
- [Pal 94] C. Pal, I. Hagiwara, S. Morishita, and H. Inoue. "Application of Neural Networks in Real-time Identification of Dynamic Structural Response and Prediction of Road Friction Coefficient  $\mu$  from Steady-state Automobile Response". *AVEC*, 1994.
- [Past 97] W. R. Pasterkamp. *The tyre as sensor to estimate friction*. PhD thesis, Université de Delft, 1997.
- [Peet 97] R. L. M. Peeters and B. Hanzon. "Symbolic Computation of Fisher Information Matrices". *Proceedings of the ECC97 (European Control Conference), Brussel*, pp. 6–12, 1997.
- [Pill 97] M. Pillet. *Les Plans d'Expériences par la Méthode Taguchi*. Les Editions d'Organisation, 1997.
- [Porc 01] A. Porcel, P. Laurence, M. Basset, and G. L. Gissinger. "Tire Model for Vehicle Simulation: Overview and Real-Time solution for Critical Situations - C 173". *IEEE conf. in Control Applications*, 2001.
- [Prax 00] J. Y. Prax. *Le guide du Knowledge Management - Concepts et Pratiques du Management de la Connaissance*. Dunod, 2000.
- [Pull 04] E. Pullwitt. "A Renew of the Silent Road Traffic Research Programme". *Tire Testing Expo*, 2004.
- [Ray 96] L. R. Ray. "Nonlinear Tire Force Estimation and Road Friction Identification: Field Test Results - paper n o 960181". *Society of Automotive Engineers*, pp. 75–83, 1996.
- [Ray 97] L. R. Ray. "Nonlinear Tire Force Estimation and Road Friction Identification: Simulation and Experiment". *Automatica*, Vol. 33, No. 10, pp. 1819–1833, 1997.
- [Rich 02] A. Richard and J.-C. Trigeassou. *Identification Des Systèmes*. Vol. 36, Hermès, 2002.
- [Rich 98] J. Richalet. *Pratique de l'identification*. Hermès, 1998.

- 
- [Ruiz 02] L. Ruiz-De-Mena, B. Zami, and L. Richard. "Identification de Paramètres du Pneumatique par l'Utilisation d'un Modèle Inverse". Tech. Rep., Renault, 2002.
- [Sand 04] U. Sandberg. "Low noise Tires and Wheels". *Tire Testing Expo*, 2004.
- [Schm 99] C. Schmitt. *Contribution à l'identification des paramètres physiques des systèmes complexes*. PhD thesis, Université de Haute-Alsace, 1999.
- [Shim 04] T. Shim and D. Margolis. "Model-Based Road Friction Estimation". *Vehicle System Dynamics*, Vol. 41, No. 4, pp. 249–276, 2004.
- [Shim 89] K. Shimizu and C. Ikeya. "Indoor Test and Snow Tires on Iced Drum- Development of Tester and Characteristic of Coated Ice for Test - paper n° 890004". *Society of Automotive Engineers*, 1989.
- [Simo 00] J. Simon. "Dynamique du véhicule - Tenue de route: régime établi en virage". Tech. Rep., Renault, 2000.
- [Sori 00] M. Sorine and J. Szymanski. "A new all-Vehicle-Speed Dynamic Tire Model". *IFAC Symposium on Control in Transportation Systems*, 2000.
- [Stee 94] W. G. Steele, R. Ferguson, R. Taylor, and H. W. Coleman. *ISA Transactions*, Vol. 33, Chap. Comparaison of ANSI/ASME and ISO Models for Calculation of Uncertainty, pp. 339–352. 1994.
- [Szym 99] J. Szymanski. "Modèle réduit du contact pneu-sol et Application à l'automobile". Tech. Rep., Renault, 1999.
- [Taka 00] T. Takahashi, M. Hada, M. Mizuno, H. Kusunoki, and K. Kitazawa. "The Modeling of Tire Force Characteristics of Passenger and Commercial Vehicles on Various Road Surface". *AVEC*, pp. 785–792, 2000.
- [Tayl 94] B. N. Taylor and C. E. Kuyatt. "Guideline for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results". Available electronically at <http://physics.nist.gov/Document/tn1297.pdf>, 1994.
- [Umen 02] T. Umeno, E. Ono, K. Asano, S. Ito, A. Tanaka, Y. Yasuiand, and M. Sawada. "Estimation of Tire-Road Friction Using Tire Vibration Model - paper n° 2002 01 1183". *Society of Automotive Engineers*, pp. 59–64, 2002.
- [Unra 97] H.-J. Unrau and J. Zamow. "Tydex-Format 1.3, Standard Tyre Interface 1.4". Tech. Rep., TYDEX Workshop, 1997.
- [Van 96] P. Van-Der-Jagt and A. W. Parsons. "Road Surface Correction of Tire Test Data". *Vehicle System Dynamics*, Vol. 25, pp. 147–165, 1996.
- [Vett 96] D. Vetturi, M. Gadola, L. Manzo, and R. Faglia. "Genetic Algortihm for tyre Model Identification in Automotive Dynamics Studies". *29th ISATA - International Symposium on Automotive Technology and Automation, Florence, Italy*, 1996.
- [Vigi 88] M. G. Vigier. *Pratique des Plans d'Expériences, Méthodologie Taguchi*. Les Editions d'Organisation, 1988.
- [VIM 93] VIM. *Vocabulaire International des termes fondamentaux et généraux de Métrologie*. ISO, 1993.
- [Vos 04] E. Vos. "Basic Knowledge tire/road noise in the IPG". *Tire Testing Expo*, 2004.
-

## BIBLIOGRAPHY

---

- [Walt 90] E. Walter and L. Pronzato. “Qualitative and Quantitative Experiment Design for Phenomenological Models- A Survey”. *Automatica*, Vol. 26, No. 2, pp. 195–213, 1990.
- [Walt 93] E. Walter and L. Pronzato. *Systèmes non linéaires - Modélisation, Estimation, Vol. 1*, Chap. Identifiabilité et non linéarité, pp. 113–146. Masson, 1993.
- [Walt 94] E. Walter and L. Pronzato. *Identification de Modèles Paramétriques à partir de Données Expérimentales*. Masson, 1994.
- [Weib 01] W. Weiblen, H. Burkard, A. Sidler, P. Wolfer, and W. Mayer. “Dynamic Wheel Load Measurement on Real Road Surfaces - What accuracy to Expect? - paper n° 01-0745”. *Society of Automotive Engineers*, 2001.
- [Weib 98] W. Weiblen and T. Hofmann. “Evaluation of Different Designs of Wheel Force Transducers - paper n° 980262”. *Society of Automotive Engineers*, 1998.
- [Weib 99] W. Weiblen, H. Kockelmann, and H. Burkard. “Evaluation of Different Designs of Wheel Force Transducers (Part II) - paper n° 01-1037”. *Society of Automotive Engineers*, 1999.
- [Wook 00] H. Wookug and S. Byung-suk. “Road Condition Monitoring System using Tire/Road Friction Estimation”. *AVEC*, 2000.
- [Yi 99] K. Yi, K. Hedrick, and S.-C. Lee. “Estimation of Tire-Road Friction Using Observer Based Identifiers”. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 31, pp. 233–261, 1999.
- [Zami 00] B. Zami. “Caractérisation de l’interface roue/sol dans le cadre de la recherche d’une surface alternative”. Tech. Rep., Université de Haute-Alsace, 2000.