

Université du Québec à Rimouski
Département de Mathématiques, d'informatique et de génie.

Comportement dynamique de véhicules tout-terrain (quad) en présence d'un
second passager.

À l'attention du Ministère des Transports du Québec
Direction de la sécurité en transport.

Par
Boumédiène Falah, ing., PhD.
professeur

septembre 2003

Table des matières

1.	MANDAT.....	1
2.	INTRODUCTION.....	1
2.1	<i>Stabilité latérale d'un véhicule tout-terrain.....</i>	<i>2</i>
2.2	<i>Stabilité longitudinale d'un véhicule tout-terrain.....</i>	<i>7</i>
2.3	<i>Influence des mouvements du corps du conducteur sur le comportement dynamique d'un véhicule tout-terrain.....</i>	<i>9</i>
3.	PROBLÉMATIQUE.....	12
4.	OBJECTIFS.....	13
5.	MÉTHODOLOGIE.....	14
5.1	<i>Caractérisations des composants des véhicules d'analyse.....</i>	<i>14</i>
5.2	<i>Choix des véhicules à analyser.....</i>	<i>15</i>
5.3	<i>Mesures des caractéristiques inertielles et dimensionnelles des véhicules retenus.....</i>	<i>19</i>
5.3.1	<i>Mesure des coordonnées de points de raccordement.....</i>	<i>19</i>
5.3.2	<i>Évaluation des inerties du véhicule.....</i>	<i>20</i>
5.3.3	<i>Estimation de la hauteur du centre de masse du conducteur et du passager.....</i>	<i>22</i>
5.4	<i>Évaluations des caractéristiques des suspensions.....</i>	<i>29</i>
6.	MODÈLE MATHÉMATIQUE.....	34
6.1	<i>Les sous systèmes du modèle.....</i>	<i>36</i>
6.2	<i>Entrées et sorties du modèle.....</i>	<i>39</i>
7.	RÉSULTATS DE SIMULATIONS ISSUES DU MODÈLE MATHÉMATIQUE.....	40
7.1	<i>Détermination des taux de roulis.....</i>	<i>40</i>
7.2	<i>Changement de voie.....</i>	<i>43</i>
7.3	<i>Stabilité longitudinale du véhicule.....</i>	<i>46</i>
8.	RÉSULTATS D'ESSAIS SUR PISTE.....	48
8.1	<i>Essais sur cercle de 6 m.....</i>	<i>50</i>
8.1.1	<i>Taux de roulis.....</i>	<i>50</i>
8.1.2	<i>mode d'opération du véhicule.....</i>	<i>62</i>
8.2	<i>Essais de changement de voie.....</i>	<i>62</i>
8.3	<i>Essais d'accélération.....</i>	<i>64</i>
8.4	<i>Essais d'impact sur un obstacle.....</i>	<i>69</i>
9.	CONCLUSION.....	72
10.	RECOMMANDATIONS.....	78
11.	BIBLIOGRAPHIE.....	79

Liste des tableaux

TABLEAU 1: INERTIES DES VÉHICULES RETENUS.....	20
TABLEAU 2: CARACTÉRISTIQUES INERTIELLES DES VÉHICULES TOUT-TERRAIN ANALYSÉS.	23
TABLEAU 3: RÉPARTITION DES CHARGES AUX ROUES ET COORDONNÉES DU CENTRE DE MASSE.....	25
TABLEAU 4: ÉVALUATION EXPÉRIMENTALE DE LA RIGIDITÉ DES PNEUS	31
TABLEAU 5: RÉPARTITION DES CHARGES ET HAUTEUR DU CENTRE DE MASSE	73
TABLEAU 6: ÉVOLUTION DU RAPPORT A/H.....	76
TABLEAU 7: TAUX DE TANGAGE EN ($^{\circ}$ /G)	76

Liste des figures

FIGURE 1: MODÈLE D'UN VÉHICULE 4 ROUES. (STABILITÉ LATÉRALE).....	3
FIGURE 2: MODES SUR-VIRAGE ET SOUS-VIRAGE	6
FIGURE 3: DIAGRAMME DE CORPS LIBRES D'UN VÉHICULE TOUT-TERRAIN CIRCULANT SUR UNE PENTE (STABILITÉ LONGITUDINALE).....	9
FIGURE 4: INFLUENCE DES DÉPLACEMENTS DU CORPS DU CONDUCTEUR SUR LA STABILITÉ D'UN VÉHICULE TOUT-TERRAIN.	11
FIGURE 5: MODÈLE MATHÉMATIQUE À CORPS RIGIDES D'UN VÉHICULE.	15
FIGURE 6A: SUSPENSION DU VTT DE TYPE A.....	16
FIGURE 6B : SUSPENSION DU VTT DE TYPE B	17
FIGURE 6C: SUSPENSION D'UN VÉHICULE TOUT-TERRAIN DE TYPE C	18
FIGURE 7: INTERFACE GRAPHIQUE DE VALIDATION DES PRISES DE DONNÉES.	20
FIGURE 8: PENDULE D'ESTIMATION DE LA PÉRIODE DES OSCILLATIONS AUTOUR DE L'AXE VERTICAL D'UN VÉHICULE.....	21
FIGURE 9A: MODÈLE 3D D'UN CONDUCTEUR EN POSITION DE CONDUITE.	24
FIGURE 9B: MODÈLE 3D D'UN PASSAGER EN POSITION ASSIS.....	24
FIGURE 10A: HAUTEUR DU CENTRE DE MASSE EN FONCTION DU NOMBRE DE PASSAGERS.	27
FIGURE 10B: EXEMPLE D'ÉVOLUTION DES CHARGES AUX ROUES EN FONCTION DU NOMBRE DE PASSAGERS.....	28
FIGURE 11: MONTAGE D'UN RESSORT SUR LES MORS D'UNE MACHINE SERVO-HYDRAULIQUE.....	29
FIGURE 12 : EXEMPLE DE COURBE EXPÉRIMENTALE DE LA FORCE DU RESSORT EN FONCTION DU DÉPLACEMENT (VÉHICULE B).....	30
FIGURE 13: COURBE EXPÉRIMENTALE DE LA RÉPONSE DE L'AMORTISSEUR ARRIÈRE D'UN VTT DE TYPE B	30
FIGURE 14 : MONTAGE DE LA MESURE DE LA RIGIDITÉ D'UNE BARRE DE TORSION.....	31
FIGURE 15: COUPLE SUR LA BARRE EN FONCTION DE L'ANGLE DE TORSION.....	32
FIGURE 16: ESTIMATION DU RAPPORT DE TRANSMISSION. (VÉHICULE A).....	33
FIGURE 17: MODÈLE DYNAMIQUE D'UN VÉHICULE TOUT-TERRAIN	35
FIGURE 18: CONTRÔLEUR DE VITESSE	36
FIGURE 19: FORCES LATÉRALES ET MOMENTS D'ALIGNEMENT AUX ROUES AVANT ET ARRIÈRE.....	38
FIGURE 20: RAMPE DE DIRECTION. EN FONCTION DU TEMPS.....	41
FIGURE 21: SEUIL DE STABILITÉ LATÉRALE D'UN VÉHICULE DE TYPE A.....	42
FIGURE 22: AGRANDISSEMENT DE LA ZONE OÙ LA ROUE GAUCHE ARRIÈRE PERD LE CONTACT AVEC LE SOL. (VÉHICULE A).....	42
FIGURE 23: DÉTERMINATION DU SEUIL DE RENVERSEMENT LATÉRAL. (VÉHICULE A).	43
FIGURE 24: TAUX DE ROULIS. (VÉHICULE A).....	43
FIGURE 25: TRAJET SIMULANT UN CHANGEMENT DE VOIE.	44
FIGURE 26: CHARGES VERTICALES SUR LES ROUES DURANT UN CHANGEMENT DE VOIE. (CONDUCTEUR SEUL)	45

FIGURE 27: CHARGES VERTICALES SUR LES ROUES DURANT UN CHANGEMENT DE VOIE. (CONDUCTEUR ET PASSAGER)	45
FIGURE 28: ANGLES DE ROULIS DURANT UN CHANGEMENT DE VOIE.	46
FIGURE 29: INFLUENCE DU SECOND PASSAGER SUR LA STABILITÉ LONGITUDINALE DU VÉHICULE.	47
FIGURE 30: VÉHICULE D'ESSAI INSTRUMENTÉ DE CAPTEURS	49
FIGURE 31: PISTE D'ESSAIS	50
FIGURE 32: TRACÉ D'UN CERCLE DE 6 M SUR UNE PENTE.....	50
FIGURE 33: TAUX DE ROULIS (DEGRÉS/G) EXTRAIS D'ESSAIS SUR CERCLE DE 6 M.....	53
FIGURE 34: TAUX DE ROULIS (ESSAI CERCLE 6M).....	61
FIGURE 35: TRANSFERT DE CHARGE DURANT UN CHANGEMENT DE VOIE	63
FIGURE 36: MÉTHODE D'ESTIMATION DU TAUX DE TANGAGE	65
FIGURE 37A: TAUX DE TANGAGE, PENTE DE 0%	66
FIGURE 37B: TAUX DE TANGAGE, PENTE DE 25%	67
FIGURE 37C: TAUX DE TANGAGE, PENTE DE 50%	67
FIGURE 37D: COMPENSATION DU CONDUCTEUR LORS DE L'ACCÉLÉRATION	68
FIGURE 38A: COURSES DES SUSPENSIONS LORS D'UN IMPACT SUR UN OBSTACLE. (CONDUCTEUR SEUL).....	70
FIGURE 38B: AGRANDI À L'INSTANT D'IMPACT (CONDUCTEUR SEUL)	70
FIGURE 38C: COMPARAISONS ENTRE LES COURSES DES SUSPENSIONS. (AVEC ET SANS SECOND PASSAGER)	71
FIGURE 39: STABILITÉ LONGITUDINALE	75

1. Mandat

Cette étude porte sur l'influence d'un passager supplémentaire sur le comportement dynamique de véhicules tout-terrain, conçu en principe pour un seul conducteur. Les résultats de ces recherches permettront de mesurer l'impact sur la sécurité des véhicules tout-terrain et de contribuer à la législation québécoise du MTQ (Ministère des Transports du Québec) en matière de véhicule hors-route. Il importe de souligner, toutefois, que cette étude n'a pas pour objectif de comparer les performances d'un véhicule par rapport à un autre ni de porter un quelconque jugement sur les véhicules analysés.

2. Introduction

Le nombre de véhicules tout-terrain est sans cesse croissant. Ces vtt sont utilisés sur des sentiers pour des randonnées, le transport ou même pour des travaux utilitaires dans les fermes. Bien que leur conduite soit facile, leur configuration et leur grande mobilité font d'eux des véhicules tout à fait particuliers des véhicules d'utilisation courante : automobiles, motocyclette, etc. En effet, le conducteur d'un vtt, assis sur le dessus du véhicule, est libre de se déplacer en vue de modifier les caractéristiques inertielles du vtt et influencer ainsi le comportement dynamique du véhicule. La mobilité de ces véhicules est essentielle dans leur conception. Celle-ci est assurée par un faible poids, une faible pression des pneus et une importante distance de dégagement par rapport au sol. Le marché des véhicules tout-terrain est diversifié, cependant ces véhicules ont des caractéristiques dimensionnelles et de fonctionnement communes, notamment:

- Un poids moyen autour de 272 kg (600 lb) ;
- Un empattement typique de 1270 mm (50 po) ;
- Une largeur inférieure à 1270 mm (50 po) ;

- Une pression d'air dans les pneus entre 24 Kpa à 38 Kpa (3.5 à 5.5 psi) ;
- Un guidon pour le contrôle de la direction ;
- Une hauteur de centre de gravité relativement élevée par rapport à la largeur du véhicule;
- Le poids du conducteur constitue une proportion importante du poids total du véhicule;
- Le transfert du poids du conducteur combiné aux excitations provenant de l'alimentation en essence, de la direction et du freinage constituent les facteurs de contrôle de la stabilité du véhicule.

Les caractéristiques des véhicules tout-terrain, revues, brièvement ci-dessus ont attiré à juste titre l'attention de plusieurs chercheurs [1,2,3,4] dans le but d'optimiser leurs conceptions et d'améliorer leur comportement dynamique, notamment leur stabilité latérale et longitudinale. Nous allons succinctement développer les principales équations régissant la dynamique liée à la stabilité d'un véhicule tout-terrain.

2.1 Stabilité latérale d'un véhicule tout-terrain

Sur la figure 1 sont reportées les forces agissant sur un véhicule à quatre roues. Pour simplifier la mise en équation, le modèle du véhicule est réduit à deux roues. Cette mise en équation repose sur les hypothèses suivantes:

- La vitesse longitudinale V_x est constante;
- Les forces de traction, de freinage et de roulement sont nulles;
- Les termes du second ordre et plus des variables entrant dans les équations différentielles sont négligeables.

Les équations de mouvement qui gouvernent les 4 roues s'obtiennent en appliquant la loi de Newton pour les forces agissant dans la direction y, soit :

$$m\dot{V}_y + \left(mV_x + \frac{2l_1C_{\alpha f} - 2l_2C_{\alpha r}}{V_x} \right) \Omega_z + \left(\frac{2C_{\alpha f} + 2C_{\alpha r}}{V_x} \right) V_y = 0 \quad (1)$$

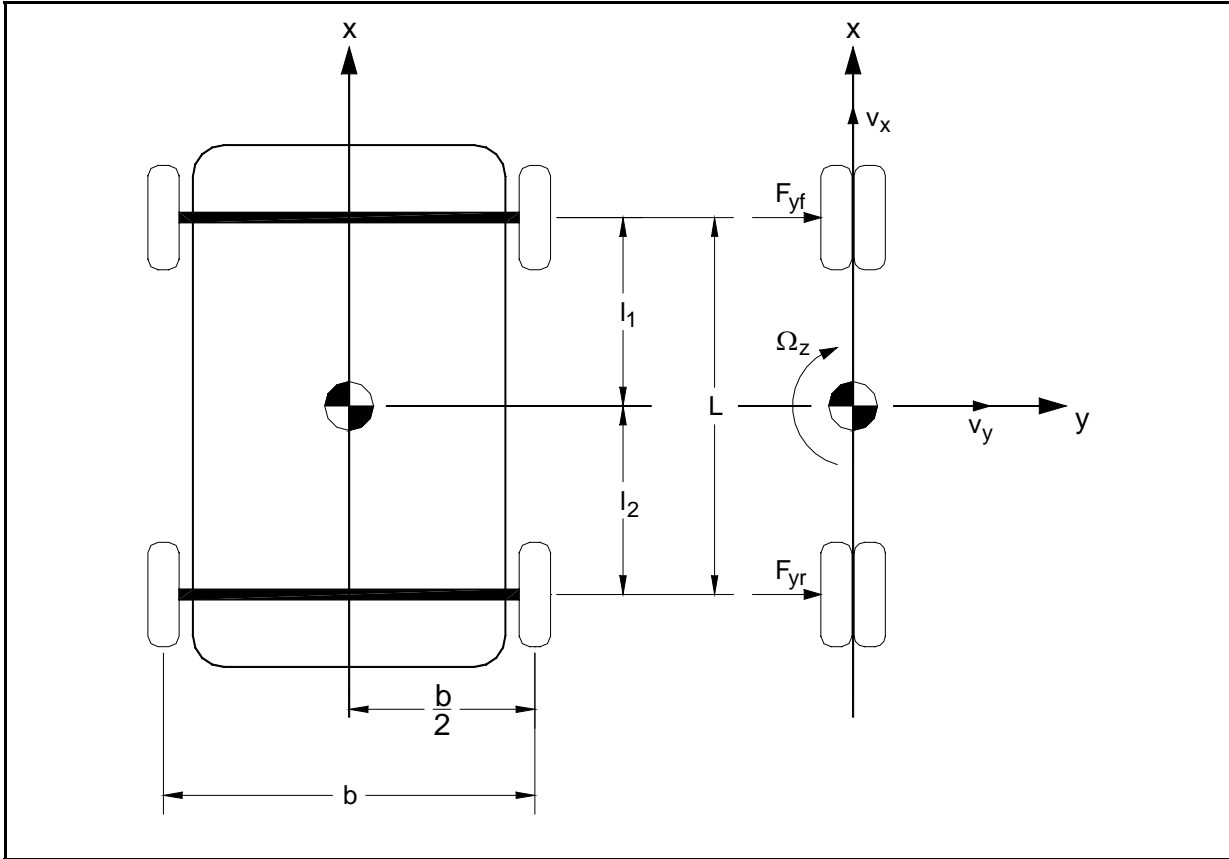


Figure 1: Modèle d'un véhicule 4 roues. (stabilité latérale)

- m = masse totale du véhicule (kg)
- I_z = moment d'inertie du véhicule par rapport à l'axe vertical passant par le centre de masse (kg m^2)
- V_x = vitesse du véhicule dans la direction x (m/s)
- V_y = vitesse du véhicule dans la direction y (m/s)
- Ω_z = vitesse angulaire du véhicule par rapport à l'axe vertical (rad/s)
- $C_{\alpha f}$ = rigidité en virage de chaque pneu de l'essieu avant (N/rad)
- $C_{\alpha r}$ = rigidité en virage de chaque pneu de l'essieu arrière (N/rad)
- C_{α} = rigidité en virage de chaque pneu (N/rad)
- W_t = charge normale sur ce pneu (N)
- W_f = Charge sur chaque pneu de l'essieu avant (N)
- W_r = Charge sur chaque pneu de l'essieu arrière (N)
- A = constante positive associée aux propriétés du pneu (1/rad)
- B = constante positive associée aux propriétés du pneu (1/N rad)

En appliquant de nouveau la loi de Newton pour les moments dirigés selon l'axe z, nous obtenons:

$$I_z \dot{\Omega}_z + \left(\frac{2l_1^2 C_{cf} + 2l_2^2 C_{cr}}{V_x} \right) \Omega_z + \left(\frac{2l_1 C_{cf} - 2l_2 C_{cr}}{V_x} \right) V_y = 0 \quad (2)$$

Ces deux équations différentielles conduisent à l'équation caractéristique ci-dessous:

$$\lambda^2 + \left(\frac{b_1}{m} + \frac{b_4}{I_z} \right) \lambda + \left(\frac{b_1 b_4 - b_2 b_3}{I_z m} \right) = 0 \quad (3)$$

Les termes b_1 , b_2 , b_3 et b_4 désignent:

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{2C_{cf} + 2C_{cr}}{V_x} \\ b_2 &= mV_x + \frac{2l_1 C_{cf} - 2l_2 C_{cr}}{V_x} \\ b_3 &= \frac{2l_1 C_{cf} - 2l_2 C_{cr}}{V_x} \\ b_4 &= \frac{2l_1^2 C_{cf} + 2l_2^2 C_{cr}}{V_x} \end{aligned} \quad (4)$$

La stabilité du véhicule à quatre roues est réalisée lorsque toutes les racines de l'équation caractéristique sont négatives. Cependant, si nous utilisons le critère [5] de Routh-Hurwitz qui stipule qu'une condition nécessaire et non suffisante est que tous les coefficients de l'équation caractéristique soient positifs. En appliquant ce critère de stabilité, à l'équation (3), nous obtenons:

$$L + \frac{V_x^2}{g} \left(\frac{W_f}{C_{cf}} - \frac{W_r}{C_{cr}} \right) > 0 \quad (5)$$

la vitesse à laquelle le véhicule devient instable est obtenue en égalant la relation (5) à zéro, soit:

$$V_{critique} = \sqrt{\frac{-gL}{K_{us}}} \quad (6)$$

où K_{us} désigne le coefficient de sous-virage (understeer coefficient). K_{us} est donné par la relation (7) :

$$K_{us} = \left(\frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \right) \quad (7)$$

Les charges sur les roues avant et arrière sont estimées à partir des relations ci-dessous:

$$W_f = \frac{Wl_2}{2L} \quad \text{et} \quad W_r = \frac{Wl_1}{2L} \quad (8)$$

En supposant que les rigidités en virage des pneus (Cornering stiffness) s'exprime par l'équation analytique suivante:

$$C_{\alpha} = (A - BW_i)W_i \quad (9)$$

En remplaçant la rigidité en virage des pneus dans l'équation (7), nous aboutissons à la relation de base dans la conception des véhicules quatre roues:

$$K_{us} = \left(\frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \right) = \frac{BW(l_2 - l_1)}{2L(A - BW_f)(A - BW_r)} \geq 0 \quad (10)$$

Puisque la rigidité des pneus en virage est une quantité positive, alors la relation (10) conduit à la condition assurant la stabilité d'un véhicule quatre roues qui s'exprime par la relation (11).

$$l_2 \geq l_1 \quad \text{ou} \quad l_2 \geq \frac{L}{2} \quad (11)$$

L'inégalité fournie par l'équation (11) implique que pour assurer une stabilité latérale d'un véhicule à quatre roues, le centre de masse du véhicule doit être situé de préférence dans la première moitié de l'empattement. Dans le cas d'un véhicule à trois roues, la stabilité latérale

est assurée à condition que le centre de masse soit localisé au maximum au deux-tiers de l'empattement.

La figure 2 montre l'influence du signe de K_{us} sur le comportement directionnel du véhicule. Si le comportement du véhicule est en mode sous-virage (understeer), alors plus la vitesse du véhicule augmente, plus l'angle de direction des roues augmente.. Par contre en mode survirage (oversteer), le conducteur doit réduire dans l'angle de direction pour maintenir un virage à rayon constant.

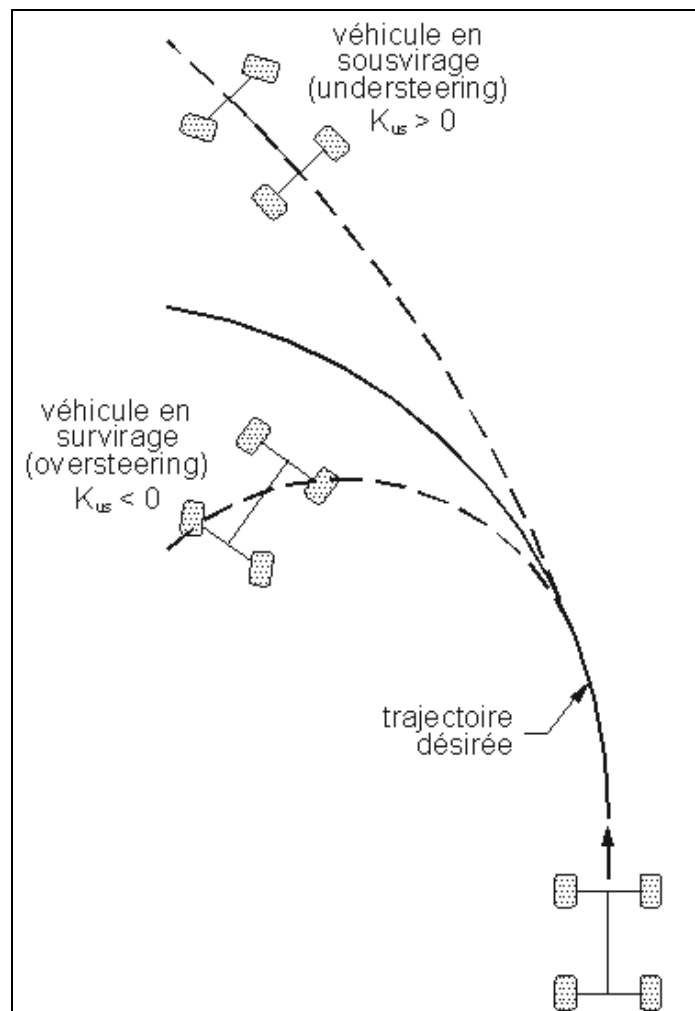


Figure 2: modes sur-virage et sous-virage

2.2 Stabilité longitudinale d'un véhicule tout-terrain

La stabilité longitudinale est liée au renversement du véhicule par rapport à son axe latéral.

Ce renversement, par exemple, pourrait se produire sur une pente comme l'illustre la figure 3.

Pour déterminer la condition de stabilité longitudinale, nous adoptons les hypothèses suivantes:

- Les roues avant sont complètement déchargées (aucune résistance de roulement sur les roues avant);
- Les efforts de traction sont disponibles sur les roues arrière;
- Aucune remorque ou objet n'est attaché au véhicule.

La stabilité longitudinale du véhicule est assurée lorsque le moment de stabilisation du véhicule est supérieur au moment de la force générant l'instabilité. Cette condition est décrite par la relation (12) ci-dessous :

$$aW_T \cos \theta \geq h_{cg} m \ddot{x} + h_{cg} W_T \sin \theta \quad (12)$$

La relation (12) associée à la stabilité longitudinale du véhicule peut s'écrire comme suit :

$$\frac{a}{h_{cg}} \geq \frac{m \ddot{x} + W_T \sin \theta}{W_T \cos \theta} \quad (13)$$

La force de friction pneus/chaussée est présente uniquement sur les roues arrières. Lorsque le véhicule est en montée, cette force est donnée par l'équation (14) :

$$F_f = m \ddot{x} + W_T \sin \theta + F_R \quad (14)$$

Par contre si le véhicule recule en en décélérant, alors cette force est décrite par l'équation (15) :

$$F_f = m \ddot{x} + W_T \sin \theta - F_R \quad (15)$$

En substituant la relation (14) ou (15) dans l'inégalité (13), la condition de stabilité longitudinale pour un véhicule est fournie par la relation (16) ci-dessous

$$\frac{a}{h_{cg}} \geq \frac{F_f \pm F_R}{W_T \cos \theta} \quad (16)$$

Le coefficient de friction est défini par le rapport des forces agissant sur les roues arrière:

$$\mu = \frac{F_f}{W_T \cos \theta} \quad (17)$$

La condition régissant la stabilité longitudinale d'un véhicule circulant sur une pente se résume comme suit :

- Lors de la montée d'une pente :

$$\frac{a}{h_{cg}} \geq \mu - \rho \quad (18)$$

- Lors d'une descente en mode décélération :

$$\frac{a}{h_{cg}} \geq \mu + \rho \quad (19)$$

Les équations (18) et (19) associées aux conditions de conception de véhicules tout-terrain montrent qu'un véhicule a plus tendance à renverser en descendant avec décélération que lors de l'exécution d'une montée. En effet, l'inégalité (19) est supérieure de 2ρ à celle exprimée par l'inégalité (18). Par ailleurs, le moment de la force de stabilité ($aW_T \cos \theta$) est proportionnel à la distance a . La présence d'un passager supplémentaire modifie les caractéristiques suivantes du véhicule:

- La position longitudinale du centre de masse recule vers les roues arrière;
- La hauteur du centre de masse augmente.

Ces deux modifications contribuent chacune à faire baisser le rapport et augmenter ainsi le risque lié à une instabilité longitudinale.

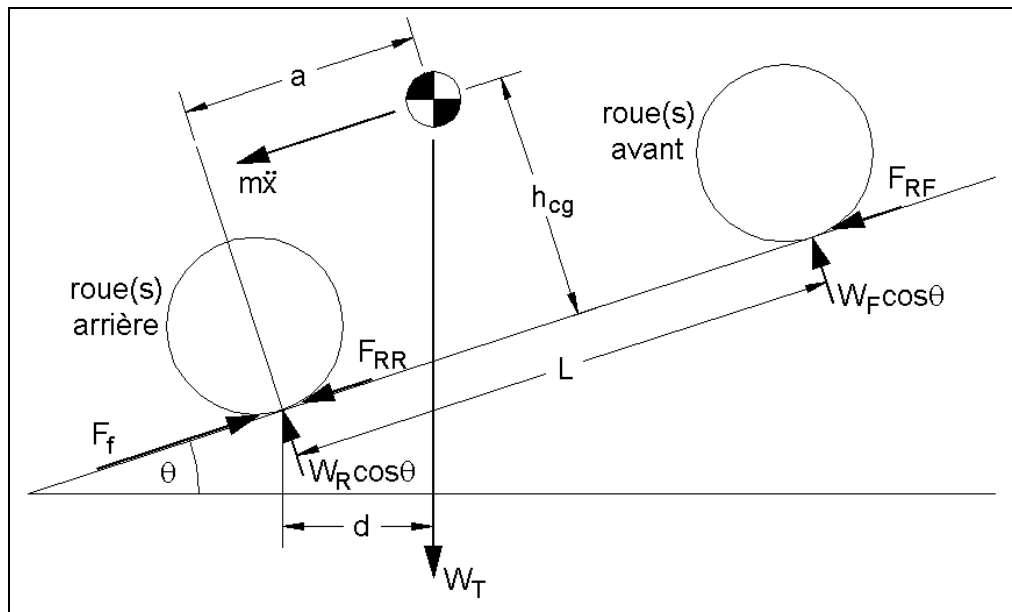


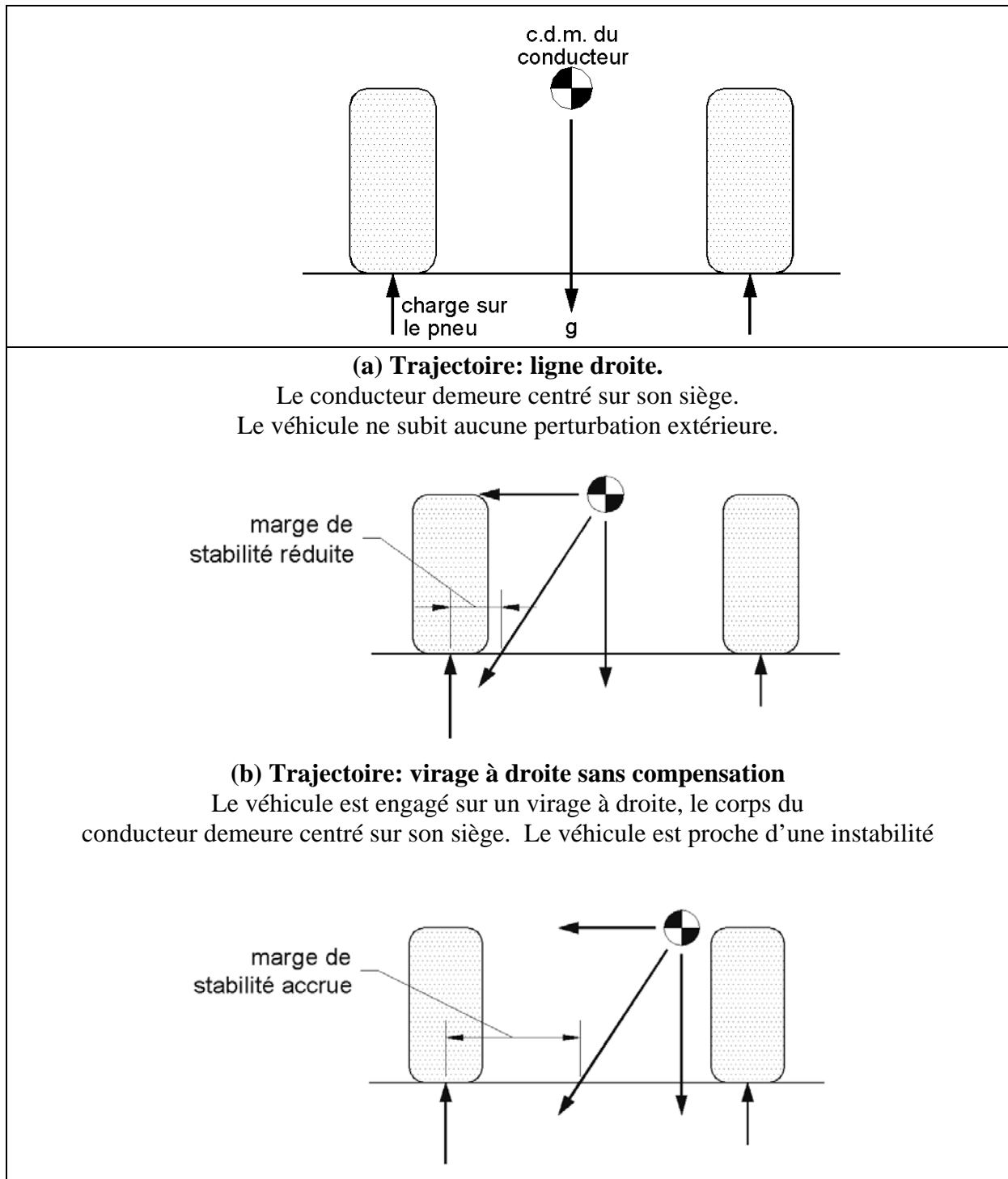
Figure 3: Diagramme de corps libres d'un véhicule tout-terrain circulant sur une pente (Stabilité longitudinale)

- F_f = Force de friction entre les pneus et le sol (N)
- $m\ddot{x}$ = Force d'inertie (N)
- θ = angle d'inclinaison du véhicule (rad)
- d = distance entre le centre de masse et à la position d'équilibre instable
- F_R = force de résistance au roulement du véhicule (N)
- F_{RF} = force de résistance au roulement des roues de l'essieu avant (N)
- F_{RR} = force de résistance au roulement des roues de l'essieu arrière (N)
- W_T = poids du véhicule (N)
- h_{cg} = hauteur du centre de gravité du véhicule par rapport au sol
- ρ = coefficient de friction ent $\rho = \frac{F_R}{W_T \cos \theta}$

2.3 Influence des mouvements du corps du conducteur sur le comportement dynamique d'un véhicule tout-terrain.

Le conducteur peut mouvoir son corps selon deux directions: déplacements longitudinaux le long du siège et déplacements latéraux. Le conducteur initie, en général, ces mouvements à la recherche d'une position de confort. Ce sont donc des mouvements instinctifs et naturels. Ces déplacements peuvent influencer les caractéristiques sous-virage ou sur-virage du véhicule. Il arrive parfois aussi au conducteur d'adopter la position debout en flexion sur les

jambes pour affronter des terrains difficiles. Il importe de noter que ces mouvements n'ont d'influence sur le comportement dynamique du véhicule que si le centre de masse du conducteur se déplace. Ainsi, les mouvements de l'abdomen du conducteur sont de loin plus significatifs dans la variation de centre de masse que les mouvements de la tête et des épaules. La figure 4 illustre l'influence qu'exerce le conducteur sur la dynamique du véhicule lors d'un virage. La position du conducteur sur le siège d'un véhicule tout-terrain peut jouer un rôle déterminant sur le comportement d'un véhicule négociant un virage. En général, la force latérale développée par un pneu croît avec la charge normale qu'il supporte. Ainsi, dans le cas d'un véhicule exécutant un virage, si le conducteur déplace son corps vers l'avant (centre de masse vers l'avant), la force latérale augmente et le véhicule a tendance à couper le virage de l'intérieur. Si ce transfert de poids s'accroît, le véhicule peut passer en mode sur-virage (voir figure 2). Si en même temps que la force latérale à l'avant augmente, le conducteur accélère, le véhicule finit par atteindre sa limite de stabilité (spin out, figure 2). Cette limite de stabilité est une manœuvre qu'un conducteur expérimenté et habile pourrait générer. Par contre, si le poids du conducteur est transféré vers les roues arrière, alors le phénomène inverse se produit. Les roues avant se déchargent alors que la force latérale à l'arrière augmente. Le véhicule est en mode sous-virage. Autrement dit, pour un même angle de direction donné, le véhicule a tendance à moins tourner que lorsque le conducteur est en position normale. Cette situation impose au chauffeur à fournir plus d'efforts pour maintenir le véhicule sur la trajectoire désirée.



(c) Trajectoire: virage à droite avec compensation
 Le véhicule est engagé sur un virage à droite, le corps du conducteur se déplace vers les roues intérieures. La marge de stabilité augmente.

Figure 4: Influence des déplacements du corps du conducteur sur la stabilité d'un véhicule tout-terrain.

3. Problématique

Au Québec, la circulation des véhicules tout-terrain est régi par la Loi des véhicules hors route. L'article 21 de cette loi stipule :

Ne peuvent être transportés sur un véhicule hors route plus de passagers que la capacité indiquée par le fabricant. À défaut d'indication du fabricant, un seul passager peut être transporté sur une motoneige et aucun sur les autres véhicules hors route. Un passager supplémentaire peut être transporté si le véhicule est muni d'un équipement additionnel, prévu à cette fin et installé selon les normes du fabricant.

L'ajout d'un passager sur une configuration de véhicule donné est donc confié à la responsabilité du constructeur. Pour les véhicules tout-terrain, les constructeurs tolèrent le transport des charges fixes, mais interdisent de manière formelle le transport d'un passager. Au Québec, un nombre important de véhicules tout terrain est en circulation, et de nombreux utilisateurs estiment qu'un passager à bord d'un véhicule serait sécuritaire. La stabilité dynamique des véhicules tout-terrain a fait l'objet de plusieurs études et recherches[1,2,3,4] orientées vers l'optimisation de la conception de ces véhicules de plus en plus populaires. Cependant, l'ajout d'un passager et son influence sur le comportement dynamique d'un véhicule tout-terrain n'a fait l'objet d'aucune étude publique.

4. Objectifs

L'objectif principal de cette étude est de permettre au ministère des Transports du Québec d'analyser la sécurité liée au transport d'un passager autre que le conducteur sur les véhicules tout-terrain (Quad) définis dans la législation québécoise. Plus spécifiquement, les objectifs suivants doivent être atteints :

- Construire un modèle mathématique d'un véhicule pouvant simuler le comportement dynamique de véhicules tout-terrain;
- Mesurer et déterminer les caractéristiques dimensionnelles de trois types de véhicules;
- Procéder, à partir du modèle mis en œuvre, à des simulations démontrant le comportement dynamique de véhicules avec et sans passager ;
- Procéder à des séries d'essais dynamiques sur trois type de véhicules;
- Analyser et commenter les résultats d'essais et de modélisation
- Recommander le ministère des Transports sur la problématique associée au transport d'un second passager, autre que le conducteur, à bord de véhicules tout-terrain.

5. Méthodologie

Pour analyser le comportement dynamique d'un véhicule tout-terrain (Quad), nous adoptons la démarche suivante :

- Développer un outil mathématique simulant le véhicule soumis à différentes manœuvres. Cet outil permettra de simuler la réponse du véhicule à différentes excitations. Le modèle mathématique repose sur la mise en équations des différents sous-systèmes qui composent le véhicule et de tenir compte de leurs interactions.
- Instrumenter à l'aide de capteurs adéquats trois véhicules de conceptions différentes. Cette instrumentation permet d'évaluer la réponse du véhicule dans des conditions réelles d'opération.

5.1 Caractérisations des composants des véhicules d'analyse

Schématiquement, le modèle mathématique consiste à développer une série d'équations différentielles décrivant les différents sous-systèmes composant le véhicule. Comme le montre la figure 5, le modèle fournit une réponse du véhicule lorsque celui-ci est soumis à une entrée (excitation) donnée. Un modèle est sensé représenter la réalité. Ainsi, sa puissance est directement liée à la qualité des données injectées dans le modèle et aux hypothèses ayant servi à modéliser les composantes du véhicule et leurs nombreuses interactions. Nous décrivons ci-dessous les différentes actions entreprises pour caractériser les composantes spécifiques à chaque véhicule.

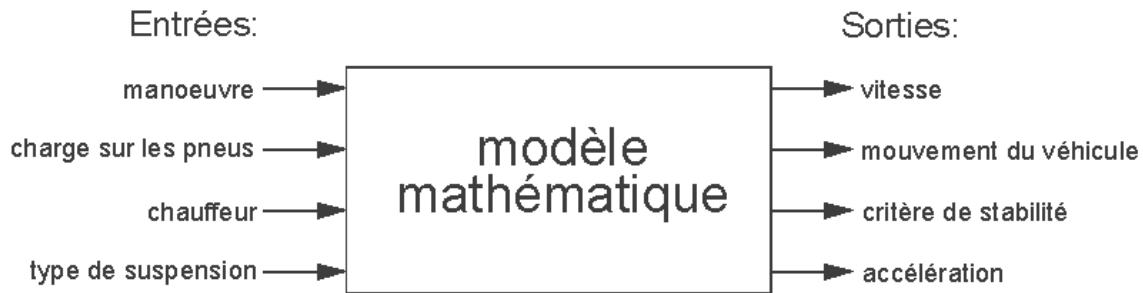


Figure 5: Modèle mathématique à corps rigides d'un véhicule.

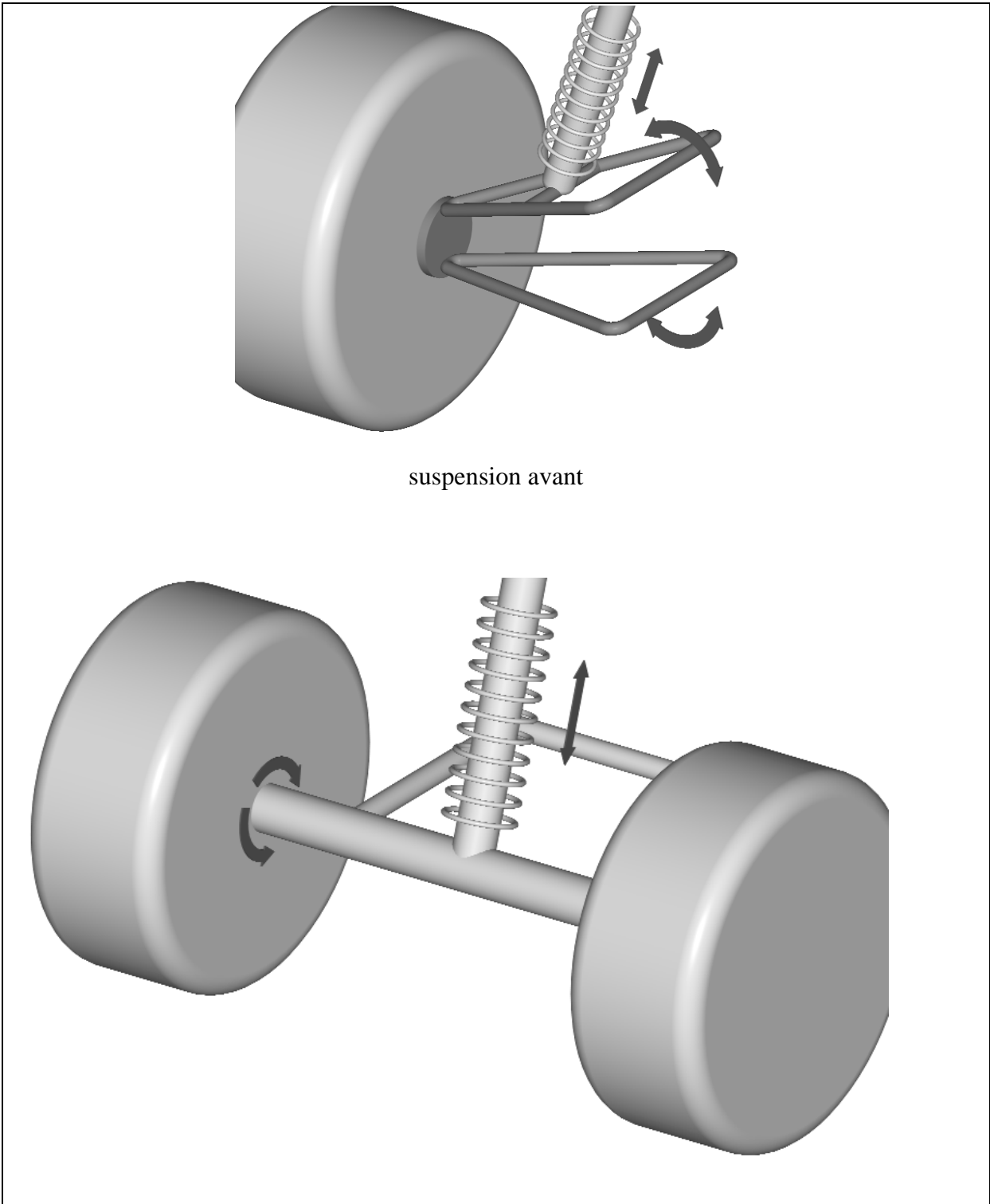
5.2 Choix des véhicules à analyser

Le marché des véhicules tout-terrain attire de nombreux constructeurs. Ainsi, plusieurs marques de véhicules sont disponibles dans le marché. La présente étude est associée à la dynamique des véhicules tout-terrain, notre choix est donc dicté par les facteurs de conception qui affectent principalement la manœuvrabilité du véhicule. Plusieurs facteurs conditionnent cet aspect dont principalement les charges sur les pneus, les types de pneus, les dimensions du véhicule, le type de suspension, etc.

En analysant les véhicules tout-terrain disponibles dans le marché québécois, nous avons pu les classer par type de suspension :

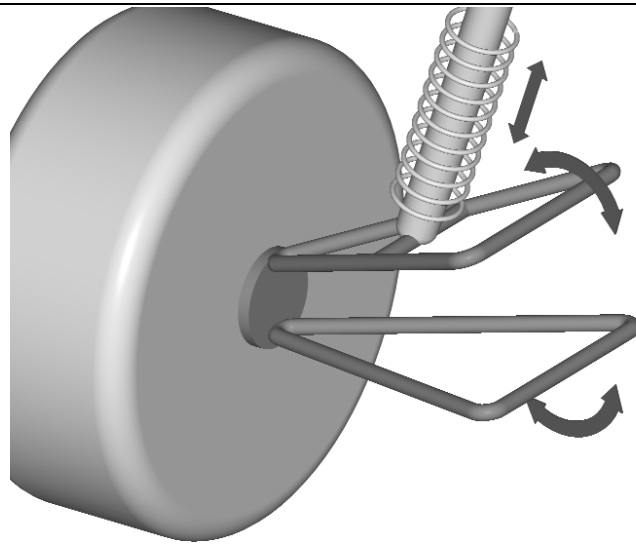
- Suspension indépendante.
- Suspension à bras oscillant (Trailing Arm).
- Suspension à essieu rigide.

La figure 6 (a-c) illustre ces trois types de suspension.



suspension avant

Figure 6a: Suspension du vtt de type A



suspension avant (McPherson)

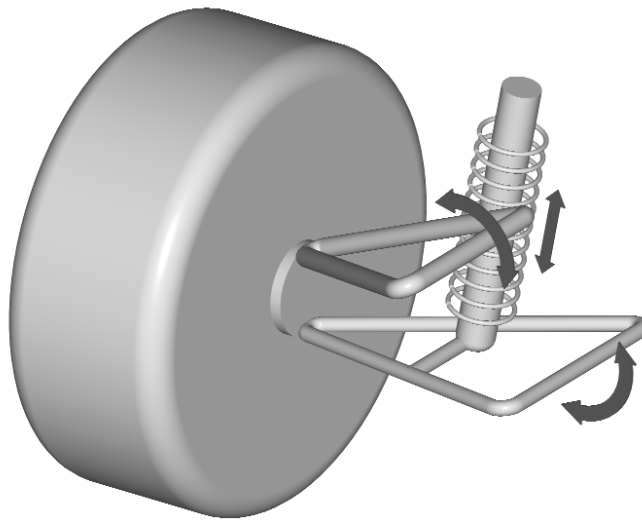


Figure 6b : Suspension du vtt de type B

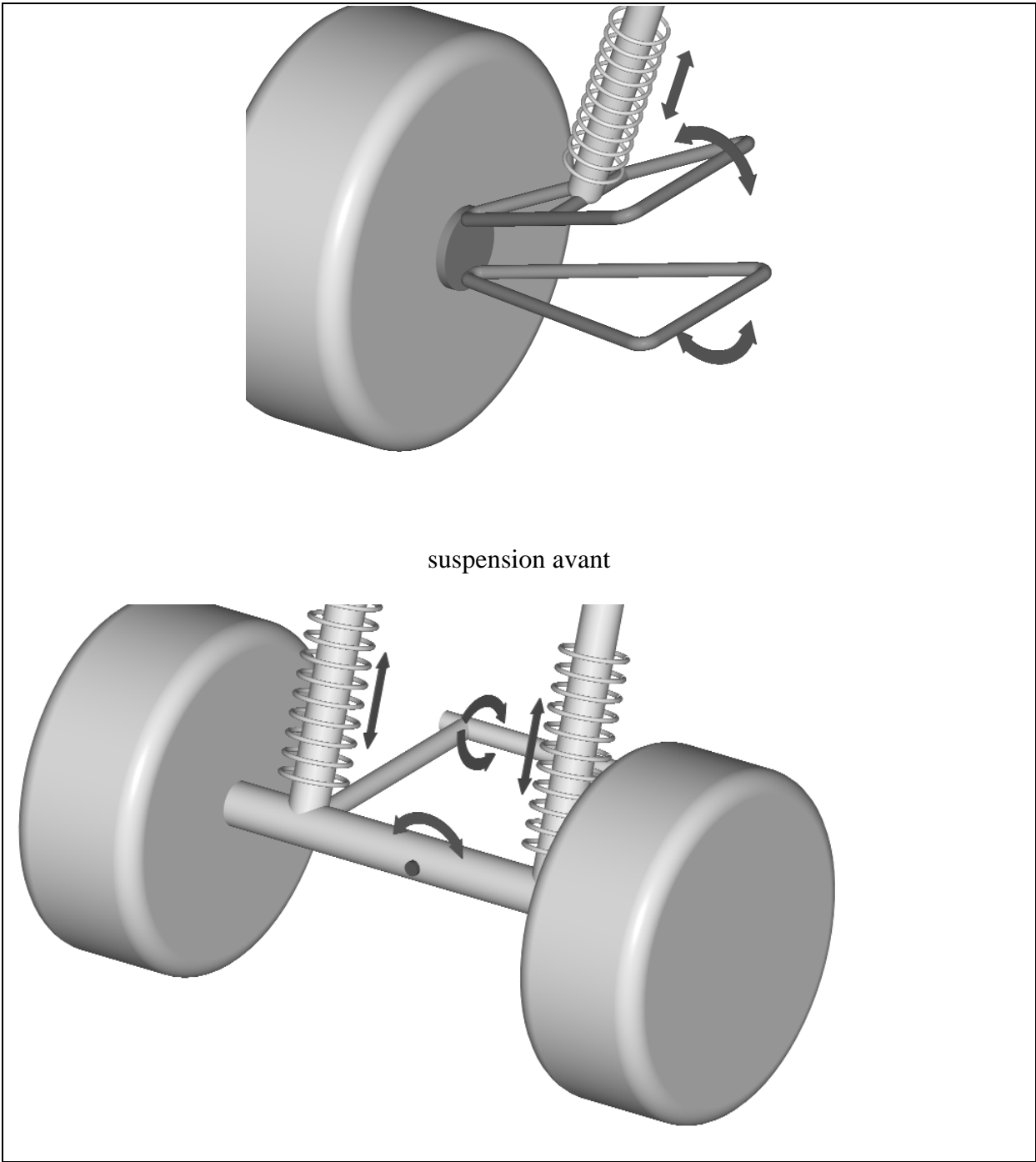


Figure 6c: Suspension d'un véhicule tout-terrain de type C

5.3 Mesures des caractéristiques inertielles et dimensionnelles des véhicules retenus.

Pour construire le modèle mathématique avec le maximum de réalisme, il est important d'introduire des données dimensionnelles exactes tant pour le véhicule que pour le conducteur et le passager.

5.3.1 Mesure des coordonnées de points de raccordement

La réalisation du modèle mathématique nécessite la mesure des différents points de jonction reliant les sous-systèmes du véhicule. Cette phase consiste donc à mesurer au laboratoire les coordonnées de nombreux points servant à générer la géométrie et le fonctionnement des sous-systèmes de la suspension, la direction, des roues et du châssis. Pour valider la prise des données, nous avons construit une interface graphique qui permet de regrouper l'ensemble des points mesurés et de les raccorder ensemble pour vérifier si une coordonnées est erronée. De plus cet interface est utilisée comme entrée à la construction du modèle mathématique. La figure 7 illustre un exemple de tracé des points mesurés sur un véhicule muni d'une suspension indépendante à l'avant comme à l'arrière.

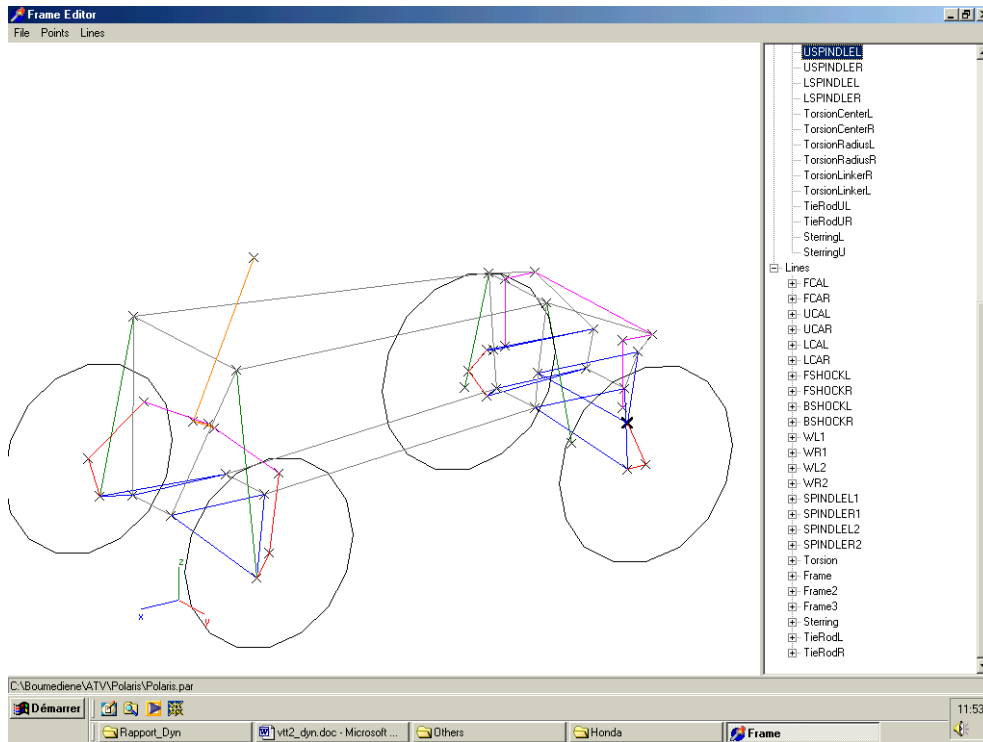


Figure 7: Interface graphique de validation des prises de données.

5.3.2 Évaluation des inerties du véhicule

L'estimation des inerties du véhicule est menée comme suit:

Le véhicule est suspendu comme le montre la figure 8 et soumis à des oscillations, autour d'un axe donné, dont les périodes sont mesurées à l'aide d'un gyroscope. Les valeurs de ces périodes sont ensuite introduites dans un modèle mathématique, préalablement validé, pour déterminer la valeur de l'inertie associée à l'axe d'oscillation. Le tableau 1 ci-dessous consigne les valeurs des inerties des véhicules retenus dans cette étude.

Tableau 1: Inerties des véhicules retenus.

Type de vtt	Inertie autour de l'axe de roulis I_x (kg,m ²)	Inertie autour de l'axe de tangage I_y (kg,m ²)	Inertie autour de l'axe de lacet I_z (kg,m ²)
A	26.0	76.7	78.3
B	44.4	116.2	128.1
C	36.3	105.4	112.0



Figure 8: Pendule d'estimation de la période des oscillations autour de l'axe vertical d'un véhicule.

La position longitudinale du centre de masse est obtenue en mesurant les masses supportées par les roues avant et arrière. L'évaluation de la hauteur du centre de masse est réalisée au moyen du montage classique qui consiste à mesurer la répartition des masses aux roues en levant les roues arrière à différentes hauteurs par rapport au sol. Pour chacun des véhicules analysés, les coordonnées du centre de masse (position longitudinale et hauteur) à vide, avec un conducteur et en présence d'un conducteur et d'un passager sont reportées au tableau 3. Les répartitions de charge pour les deux couples de conducteurs et passagers sont données

uniquement pour le véhicule de type B. Pour les autres véhicules, les données de charge associées au conducteur 2 et passager 2 ne sont pas disponibles. Par ailleurs, vu l'importance de la hauteur du centre de masse sur le comportement dynamique d'un véhicule, nous avons regroupé sur la figure 10(a-b) l'évolution de la hauteur du centre de masse et les charges aux roues en fonction du type de véhicule et de la configuration considérée.

5.3.3 Estimation de la hauteur du centre de masse du conducteur et du passager.

Les positions longitudinales du conducteur et du passager sont mesurées à partir des positions qu'occupent le conducteur et le passager alors qu'ils sont installés sur le véhicule. La position du conducteur varie au cours du trajet, le passager a moins d'espace pour se mouvoir dans la direction longitudinale. Un des paramètres des plus critiques est la hauteur du centre de masse du conducteur ainsi que celui du passager. Ces dimensions varient d'une personne à une autre. Pour estimer cette distance, nous avons adapté un modèle en trois dimensions d'un être humain dont les dimensions des membres sont représentatives des personnes vivant en Amérique du Nord ((95% percentile). La figures 9(a-b) illustre le modèle associé au conducteur. Ce modèle en 3D permet de calculer le tenseur inertiel et les coordonnées du centre de masse du conducteur. Le même modèle du conducteur est utilisé pour déterminer les caractéristiques inertielles du passager sauf que dans ce cas, les bras du modèle reposent sur le siège du passager. Cette modification n'altère pas d'une façon significative la hauteur du centre de masse, mais plutôt la position longitudinale du centre de masse du passager. Le tableau 2 regroupe les valeurs des inerties du conducteur et du passager ainsi que les hauteurs des centres de masses respectifs.

Tableau 2: Caractéristiques inertielles des véhicules tout-terrain analysés.

	Conducteur			Passager		
Masse (kg)	70			70		
Inertie (kg.m ²)	Ixx	Iyy	Izz	Ixx	Iyy	Izz
	4.03	9.59	8.88	6.03	10.79	9.72
Hauteur du c.d.m. (mm)	Position Longitudinale	Position latérale	Hauteur	Position Longitudinale	Position. latérale	Hauteur
	41	0	353	27	0	351

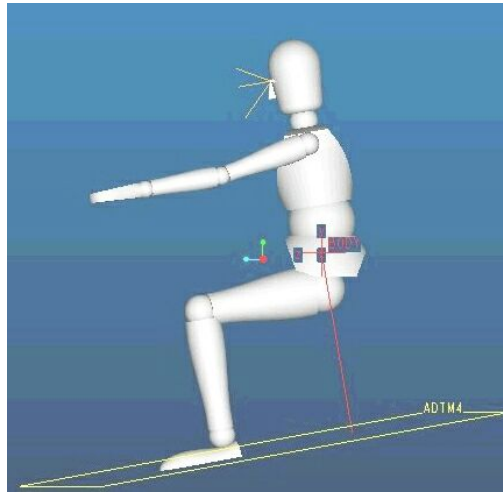


Figure 9a: Modèle 3D d'un conducteur en position de conduite.

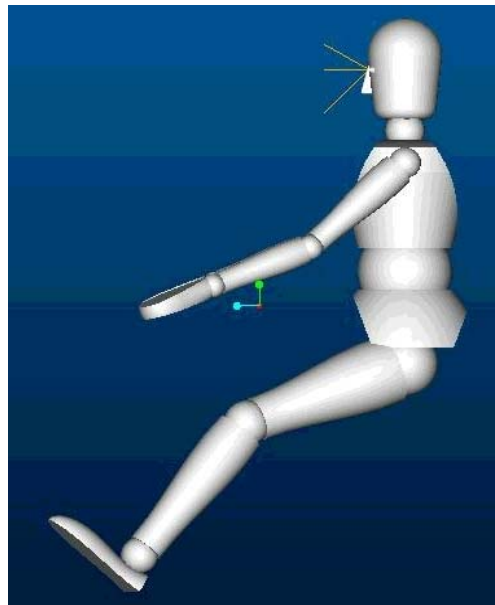


Figure 9b: Modèle 3D d'un passager en position assis.

Tableau 3: Répartition des charges aux roues et coordonnées du centre de masse.

Véhicule A (conducteur 1 + passager 1)

	à vide	conducteur	Conducteur + passager
Masse du conducteur (kg)	0.00	64.00	64.00
Masse du passager (kg)	0.00	0.00	94.50
Masse du VTT (kg)	249.60	249.60	249.60
Masse totale du VTT (kg)	249.60	313.60	408.10
Charge avant (kg)	128.00	152.00	162.90
Charge avant (%)	0.51	0.48	0.40
Charge arrière (kg)	121.60	161.60	245.20
Charge arrière (%)	0.49	0.52	0.60
Empattement (m)	1.25	1.25	1.25
largeur du véhicule (m)	0.91	0.91	0.91
position verticale c.d.m. conducteur (m)	0.00	1.14	1.14
position verticale c.d.m. passager (m)	0.00	0.00	1.23
position verticale c.d.m. VTT (m)	0.46	0.46	0.46
position longitudinale du c.d.m. (m)	0.61	0.64	0.75
position verticale du c.d.m. (m)	0.46	0.59	0.74
seuil de renversement (b/2h) (g)	1.02	0.78	0.62

Véhicule B (conducteur 1 + passager 1)

	à vide	conducteur	Conducteur + passager
Masse du conducteur (kg)	0.00	64.00	64.00
Masse du passager (kg)	0.00	0.00	94.50
Masse du VTT (kg)	382.80	382.80	382.80
Masse totale du VTT (kg)	382.80	446.80	541.30
Charge avant (kg)	171.60	200.60	203.00
Charge avant (%)	0.45	0.45	0.38
Charge arrière (kg)	211.20	246.20	338.30
Charge arrière (%)	0.55	0.55	0.62
Empattement (m)	1.30	1.30	1.30
largeur du véhicule (m)	0.89	0.89	0.89
position verticale c.d.m. conducteur (m)	0.00	1.31	1.31
position verticale c.d.m. passager (m)	0.00	0.00	1.46
position verticale c.d.m. VTT (m)	0.47	0.47	0.47
position longitudinale du c.d.m. (m)	0.71	0.71	0.81
position verticale du c.d.m. (m)	0.47	0.59	0.74
seuil de renversement (b/2h) (g)	0.99	0.79	0.60

Véhicule B (conducteur 2 + passager 2)

	à vide	conducteur	Conducteur + passager
Masse du conducteur (kg)	0.00	85.80	85.80
Masse du passager (kg)	0.00	0.00	92.20
Masse du VTT (kg)	384.40	384.40	384.40
Masse totale du VTT (kg)	384.40	470.20	562.40
Charge avant (kg)	174.00	206.70	203.60
Charge avant (%)	0.45	0.44	0.36
Charge arrière (kg)	210.40	263.50	358.80
Charge arrière (%)	0.55	0.56	0.64
Empattement (m)	1.30	1.30	1.30
largeur du véhicule (m)	0.89	0.89	0.89
position verticale c.d.m. conducteur (m)	0.00	1.31	1.31
position verticale c.d.m. passager (m)	0.00	0.00	1.46
position verticale c.d.m. VTT (m)	0.47	0.47	0.47
position longitudinale du c.d.m. (m)	0.71	0.73	0.83
position verticale du c.d.m. (m)	0.47	0.62	0.76
seuil de renversement (b/2h) (g)	0.99	0.74	0.60

Véhicule C (conducteur 2 + passager 2)

	à vide	conducteur	Conducteur + passager
Masse du conducteur (kg)	0.00	85.80	85.80
Masse du passager (kg)	0.00	0.00	92.20
Masse du VTT (kg)	356.60	356.60	356.60
Masse totale du VTT (kg)	356.60	442.40	534.60
Charge avant (kg)	185.30	210.10	221.40
Charge avant (%)	0.52	0.47	0.41
Charge arrière (kg)	171.30	232.30	313.20
Charge arrière (%)	0.48	0.53	0.59
Empattement (m)	1.27	1.27	1.27
largeur du véhicule (m)	0.93	0.93	0.93
position verticale c.d.m. conducteur (m)	0.00	1.26	1.26
position verticale c.d.m. passager (m)	0.00	0.00	1.33
position verticale c.d.m. VTT (m)	0.50	0.50	0.50
position longitudinale du c.d.m. (m)	0.61	0.67	0.74
position verticale du c.d.m. (m)	0.50	0.65	0.76
seuil de renversement (b/2h) (g)	0.97	0.75	0.63

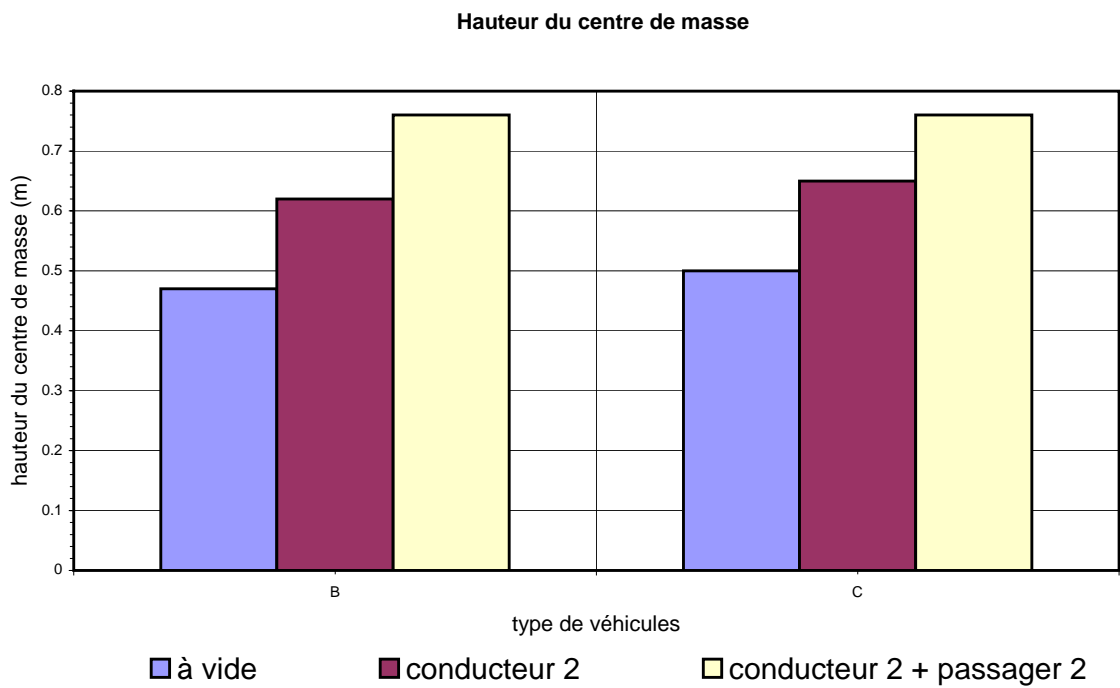
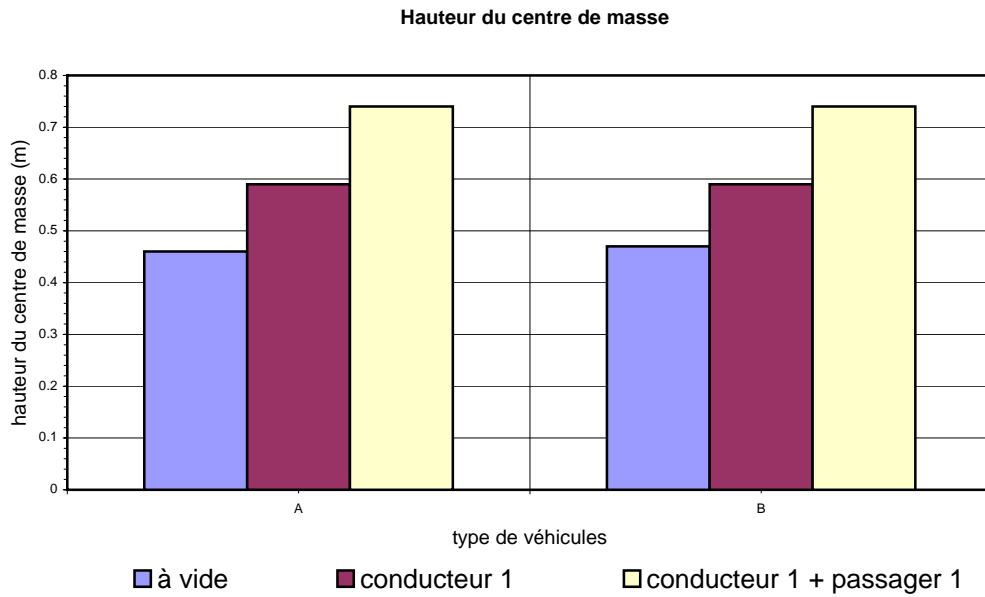


Figure 10a: Hauteur du centre de masse en fonction du nombre de passagers.

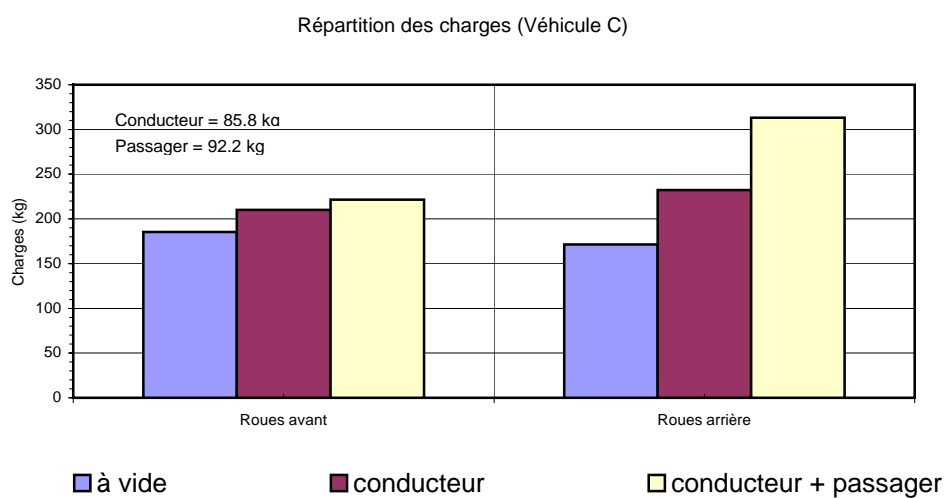
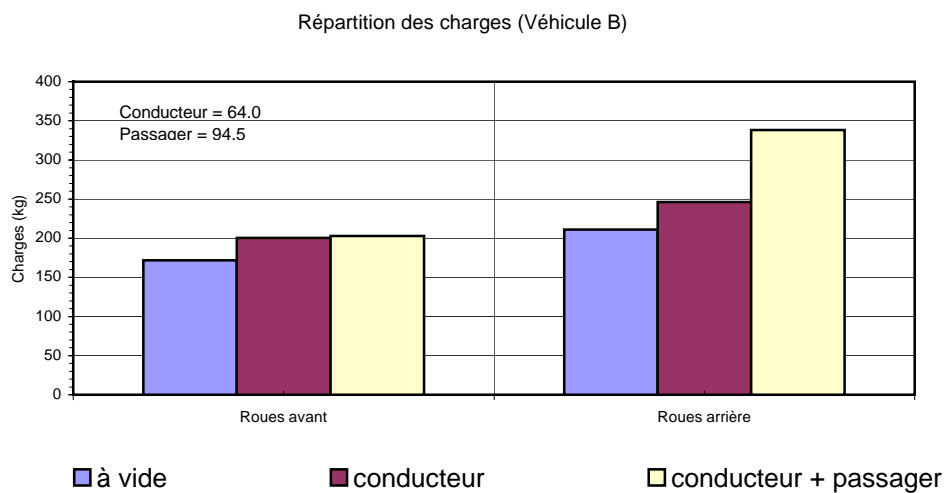
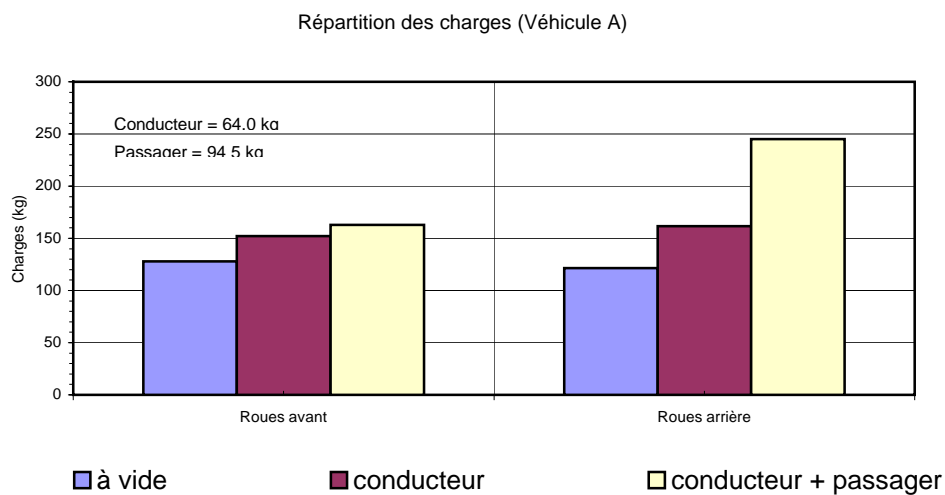


Figure 10b: Exemple d'évolution des charges aux roues en fonction du nombre de passagers.

5.4 Évaluations des caractéristiques des suspensions.

Les caractéristiques de la suspension concernent le système ressort-amortisseur dont dépend la manœuvrabilité du véhicule. Pour chacun des types des véhicules analysés, nous avons acquis un couple de système de ressort-amortisseurs dont l'un est associé aux roues avant du véhicule tandis que le second est destiné pour les roues arrières. Les courbes de comportement des ressorts ont été obtenues grâce à des essais effectués dans un laboratoire de l'Université du Québec à Rimouski. Quant aux courbes décrivant la force dans l'amortisseur en fonction de la vitesse de déplacement du piston de l'amortisseur ont été réalisés par une firme en Ontario. La figure 11 montre un montage typique d'un ressort de suspension sur une machine d'essai, et la courbe de caractérisation qui est obtenue (figure 12). La figure 13 quant à elle illustre la réponse dynamique d'un amortisseur.



Figure 11: Montage d'un ressort sur les mors d'une machine servo-hydraulique.

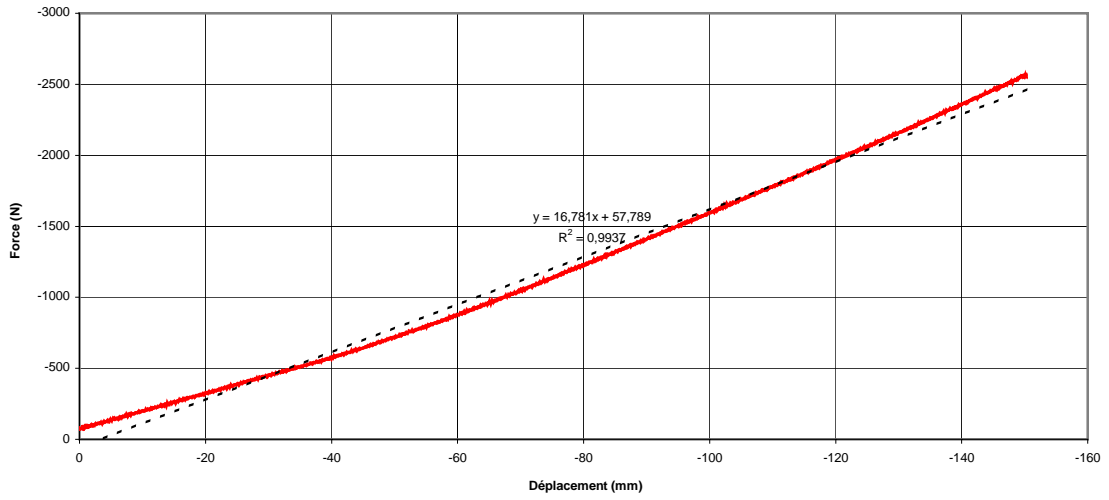


Figure 12 : Exemple de courbe expérimentale de la force du ressort en fonction du déplacement (Véhicule B).

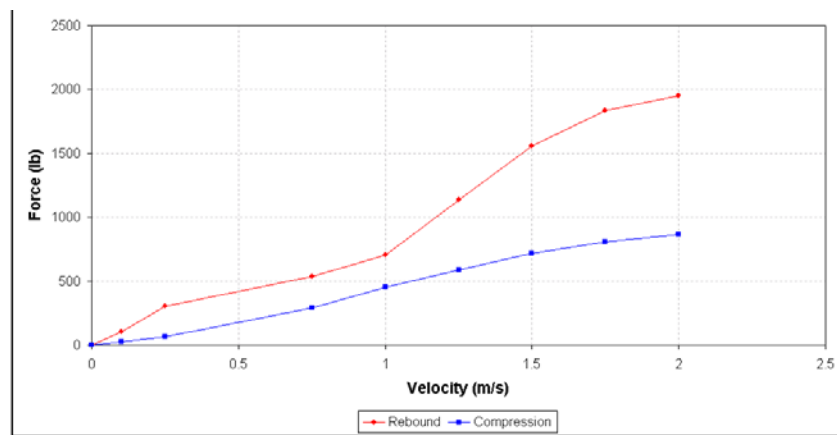


Figure 13: Courbe expérimentale de la réponse de l'amortisseur arrière d'un vtt de type B

Pour fin de modélisation et d'analyse, la rigidité des pneus avant et arrière sont mesurées. Le tableau 4 regroupe les résultats de ces estimations.

Tableau 4: Évaluation expérimentale de la rigidité des pneus

Type de vtt	Rigidité (N/mm)	
	Pneu avant	Pneu arrière
A	31	31
B	46	65
C	48	42

Le véhicule de type B est équipé d'une barre de torsion. La figure 14 montre le montage adopté pour déterminer la rigidité en torsion de cette barre. Cette valeur de torsion est utilisée comme caractéristique de la barre dans les équations de modélisation. Le montage consiste à soumettre la barre à un couple de torsion et de mesurer la déformation angulaire qui en résulte. La figure 15 montre le tracé des données recueillies. La pente de la courbe représente la rigidité en N.m/deg.



Figure 14 : Montage de la mesure de la rigidité d'une barre de torsion.

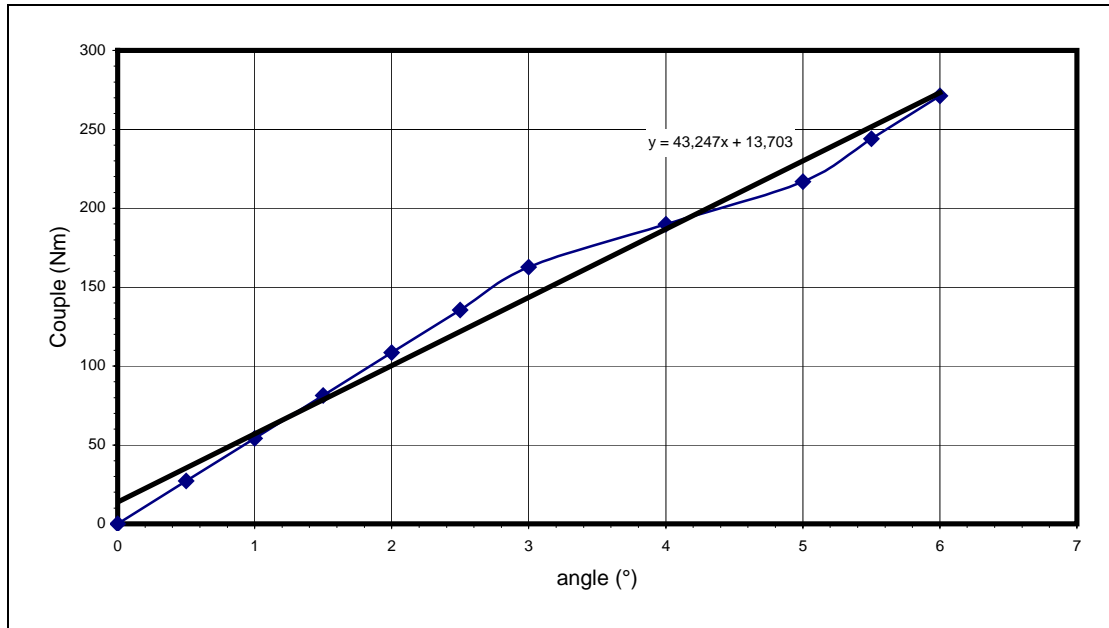


Figure 15: Couple sur la barre en fonction de l'angle de torsion.

Le rapport de transmission qui définit le rapport entre l'angle de rotation du guidon et l'angle de direction de chacune des roues avant. Son évaluation est réalisée en mesurant pour une position donnée du guidon les angles de braquage des roues avant. La figure 16 montre un exemple type de données observées et leur tendance. Pour les modèles mathématiques développés, le rapport de transmission est pris comme étant égal à la pente de la droite linéaire dont l'équation est reportée sur le graphe de la figure 16. Pour cet exemple, le rapport entre l'angle du guidon et celui des roues est approximativement égal à 1.4.

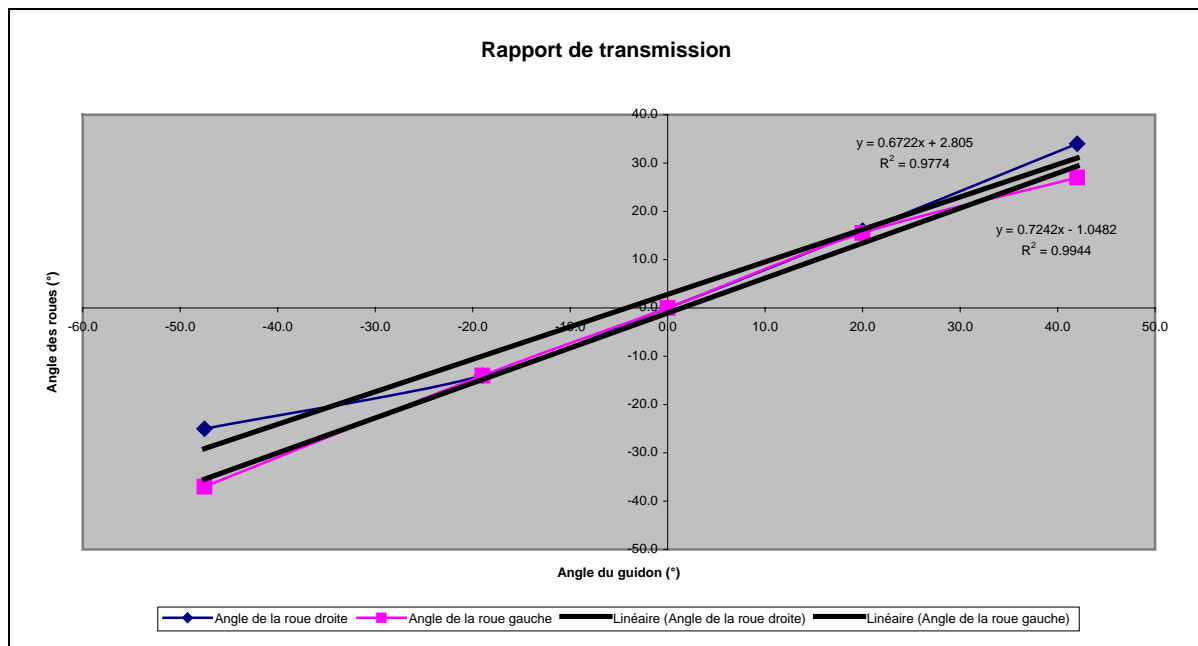


Figure 16: Estimation du rapport de transmission. (Véhicule A)

6. Modèle mathématique

Le modèle mathématique est construit en utilisant des corps liés entre eux selon un ou plusieurs degrés de liberté. Les corps rigides représentent les suspensions avant et arrière, le système de direction, le châssis, les roues, le conducteur et le passager. La figure 17 illustre l'ensemble des corps rigides ayant permis de construire le modèles mathématique. Dans les modèles mis au point, le conducteur et le passager sont représentés par des corps rigides et ne possèdent aucun degré de liberté par rapport au châssis. Cette modélisation ne tient pas compte des mouvements du conducteur. Cependant, les résultats des modèles combinés à ceux provenant d'essais sur piste permettent de rendre compte de l'état dynamique d'un véhicule tout-terrain soumis à différentes manœuvres.

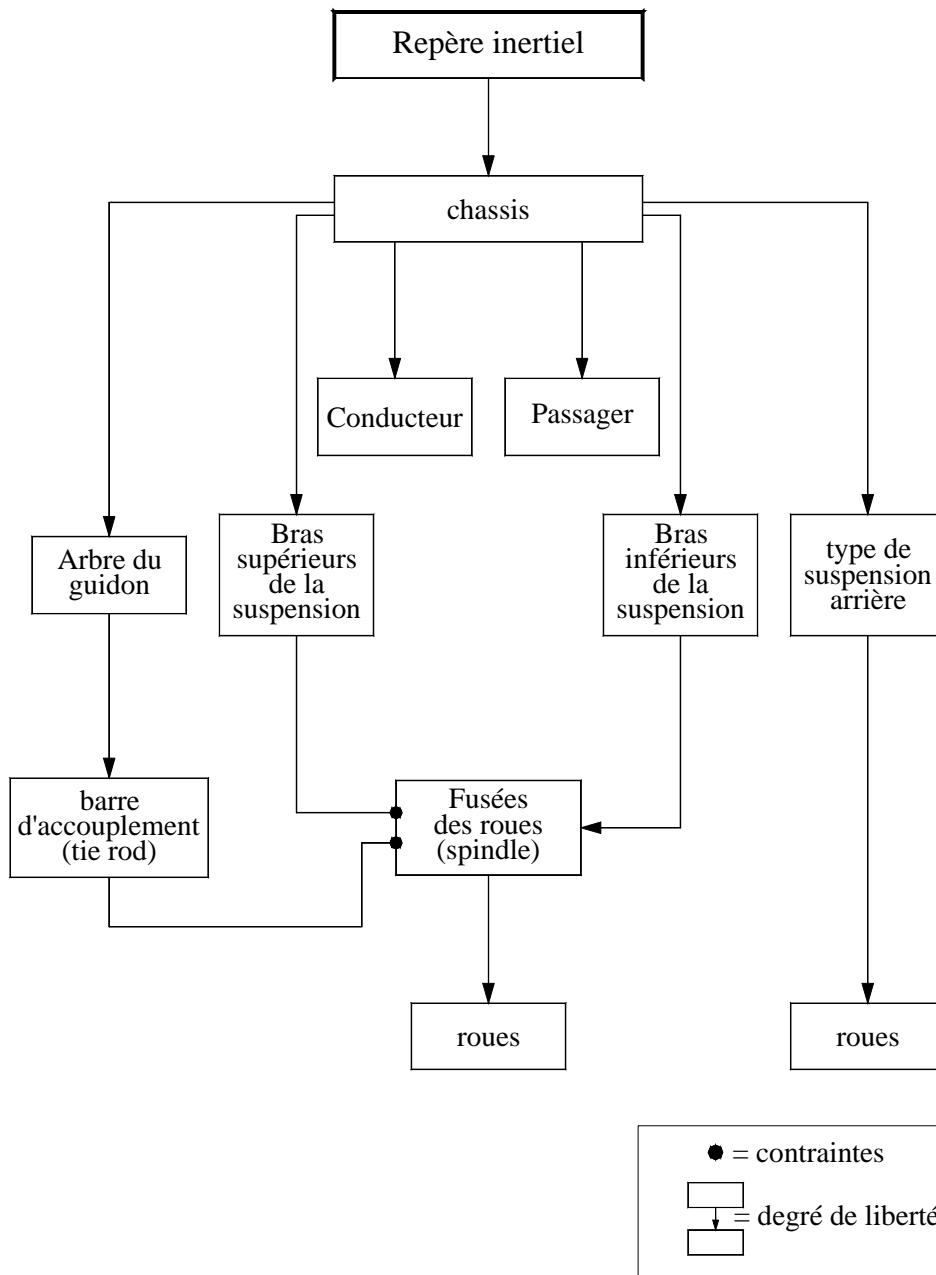


Figure 17: Modèle dynamique d'un véhicule tout-terrain

6.1 Les sous systèmes du modèle

Le modèle dynamique d'un véhicule tout-terrain est constitué de trois sous-systèmes dont:

- (1) Contrôleur de vitesse: Ce module permet au modèle mathématique de contrôler la vitesse du véhicule en appliquant des efforts tractifs aux roues. La figure 18 montre schématiquement le contrôleur proportionnel-intégral adopté.
- (2) Modèle de pneu: Ce modèle permet de reproduire les forces latérales, longitudinales et le moment d'alignement. Ce modèle est basé principalement sur les propriétés du pneu, du glissement latéral entre le pneu et le sol, glissement longitudinal. La figure 19 regroupe les résultats d'essais effectués sur des pneus avant et arrière d'un véhicule tout-terrain. Ces données ont été réalisées par Cooper Tire Company [2]. Ce sont ces données que nous utiliserons comme entrées aux modèles développés dans cette étude.
- (3) Système de direction: Tous les véhicules analysés ont le même type de direction. Celle-ci consiste en barres d'accouplement (tie rod) connectées à l'arbre du guidon via un assemblage triangulaire et aux fusées de roue à l'aide de rotules.

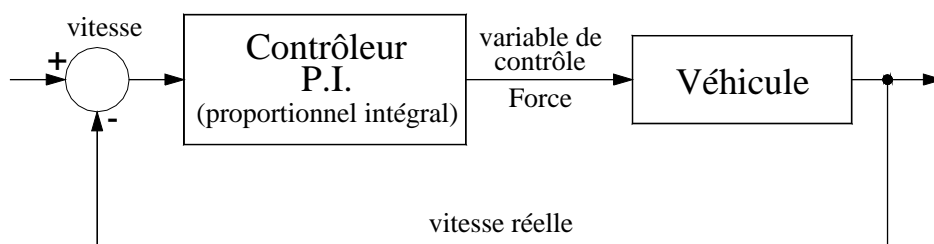
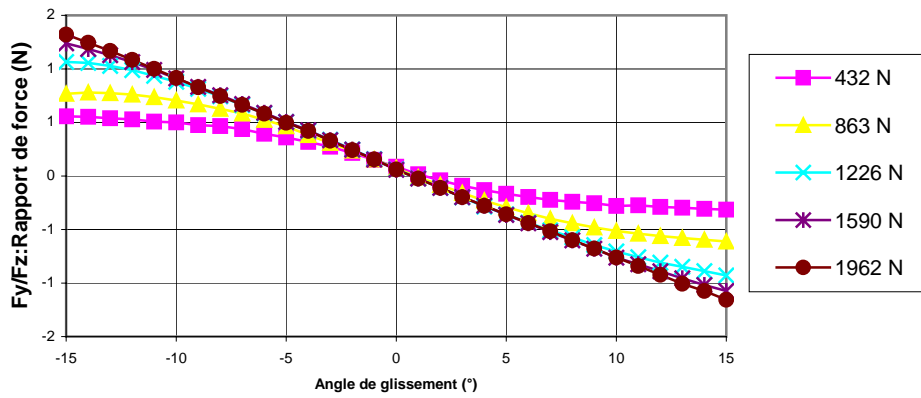
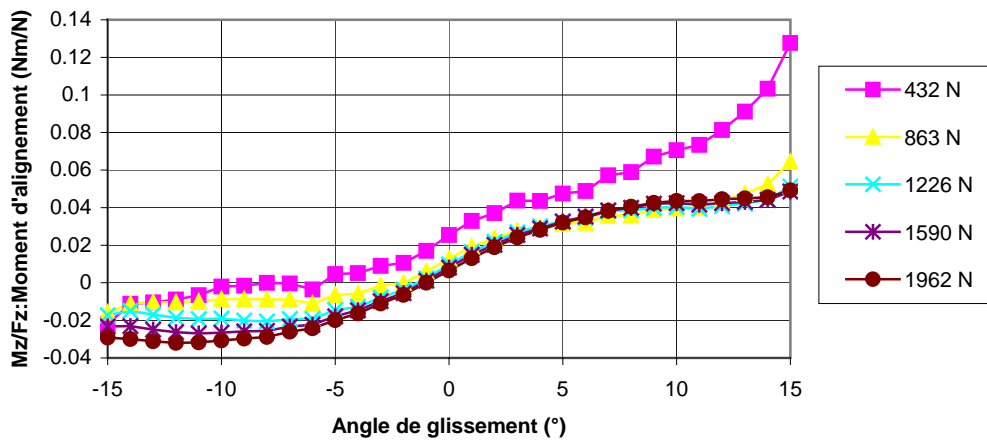


Figure 18: Contrôleur de vitesse

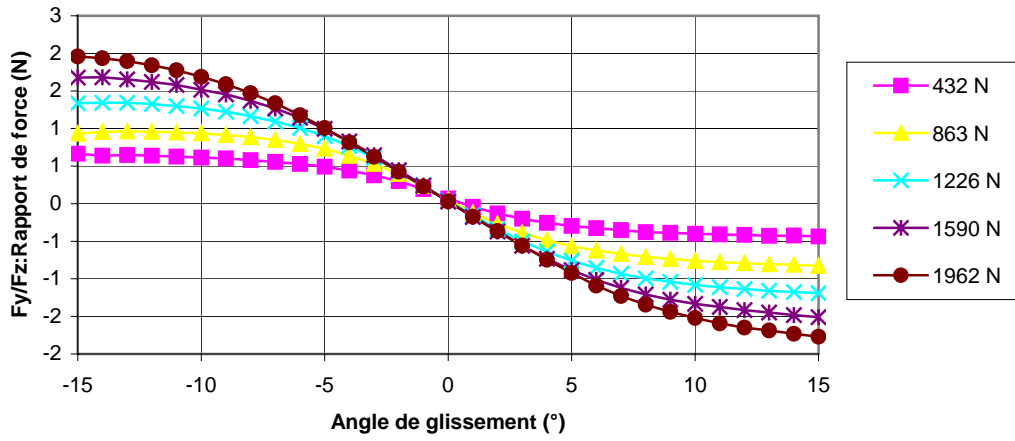
$F_y/F_z = f(F_z, \text{Angle})$ Roue avant



$M_z/F_z = f(F_z, \text{Angle})$ Roue avant



$F_y/F_z = f(F_z, \text{Angle})$ Roue arrière



$M_z/F_z = f(F_z, \text{Angle})$ Roue arrière

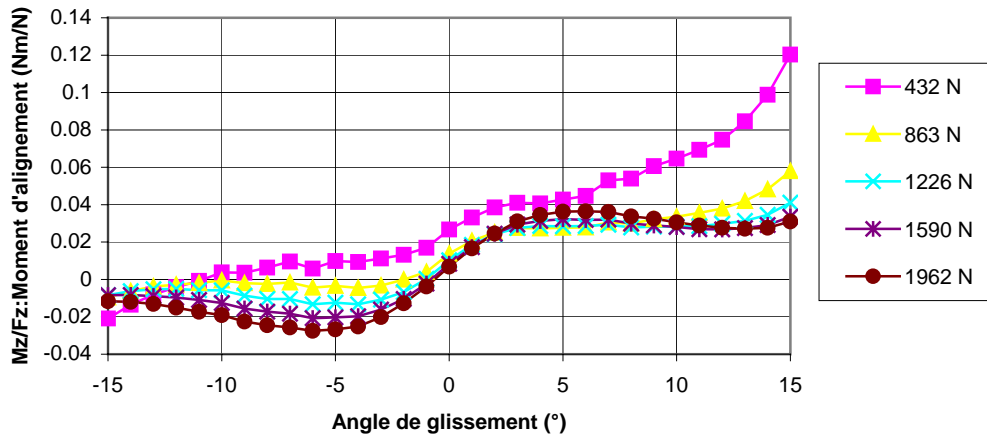


Figure 19: Forces latérales et moments d'alignement aux roues avant et arrière.

6.2 Entrées et sorties du modèle

Les entrées pour le modèle mathématique sont définies comme suit :

- Données physiques et géométriques du véhicule à simuler;
- Profil de vitesse: Fournir au modèle une table de la vitesse désirée en fonction du temps. Le contrôleur de vitesse utilise ce paramètre pour atteindre la vitesse imposée au véhicule;
- Direction: deux modes sont disponibles : le mode en boucle ouverte où l'entrée consiste à imposer un angle au guidon qui générera un trajet aux roues. L'autre mode consiste à imposer un trajet aux roues directrices et le modèle (contrôleur de trajet incorporé) générera les angles nécessaires aux roues directrices;
- Modèle des pneus: Le modèle est représenté par des tables des efforts en fonction des rapports de glissement longitudinal et latéral.

Les sorties du modèle sont :

- Les positions, vitesses et accélérations des différents corps rigides formant le modèle du véhicule;
- Les mouvements de roulis (roll), de tangage (pitch) et de lacet (yaw) du véhicule;
- Les efforts et élongations dans les suspensions

7. Résultats de simulations issues du modèle mathématique.

Après une phase de validation du modèle mis au point, nous entreprenons une série de simulations pour analyser l'influence du second passager sur la dynamique du véhicule tout-terrain. Nous rappelons que le modèle mathématique considère que le conducteur et le passager sont des corps rigides et ne possèdent aucun degré de liberté par rapport au châssis. En réalité, les mouvements d'un conducteur averti permettent d'améliorer la stabilité latérale du véhicule.

7.1 Détermination des taux de roulis

Ces simulations permettent de déterminer le seuil de renversement d'un véhicule lorsque le guidon de direction est soumis à une rampe comme le montre la figure 20. Le seuil de renversement ou seuil de stabilité latérale est défini comme la valeur de l'accélération latérale à laquelle une roue se décharge complètement. La figure 21 représente l'évolution des charges verticales sur les roues en fonction de temps de simulation.. Sur cette figure, trois cas de simulations sont reportés. Le premier cas correspond à un conducteur de 70 kg opérant seul sur le véhicule. Le second cas est associé à la présence d'un conducteur accompagné d'un passager dont la masse est de 70 kg. Le troisième cas est identique au second sauf que la masse du passager passe de 70 à 100 kg. L'examen de la figure 21 montre bien que plus la masse du véhicule augmente, plus la roue gauche se décharge plutôt. La figure 22 illustre un agrandi des trois cas de simulation montrant l'évolution de la charge verticale sur la roue arrière gauche au moment où celle-ci commence à se décharger. Le seuil de renversement est estimé en déterminant, pour chacun des cas simulés, l'accélération latérale correspondant (figure 23) à l'instant où la charge verticale sur la roue gauche arrière s'annule. L'examen de la figure 23 montre que plus la masse du passager croît, plus le seuil de renversement du véhicule baisse légèrement. Le seuil de renversement passe de 0.32 g dans le cas où le

conducteur serait le seul passager à 0.30 g et 0.29 g pour un passager ayant une masse de 70 kg et 100 kg respectivement. À première vue, la masse du passager ne semble pas influencer significativement le seuil de renversement. Cependant, un examen attentif des figures 21 et 22 indique que plus la masse du passager augmente plus la roue gauche arrière décolle du sol plus rapidement et suivie quelques instants après de la roue gauche avant. Cette réalité est mieux décrite par le taux de roulis qui exprime la variation de l'angle de roulis en fonction de l'accélération latérale. La figure 24 reporte, pour chacun des trois cas simulés, le taux de roulis, représenté par la pente de la courbe exprimant l'angle de roulis en fonction de l'accélération latérale. Le taux de roulis croît avec la masse totale du véhicule. Autrement dit, plus le second passager est pesant plus le taux de roulis est important. Les véhicules de type B et C démontrent le même type de comportement.

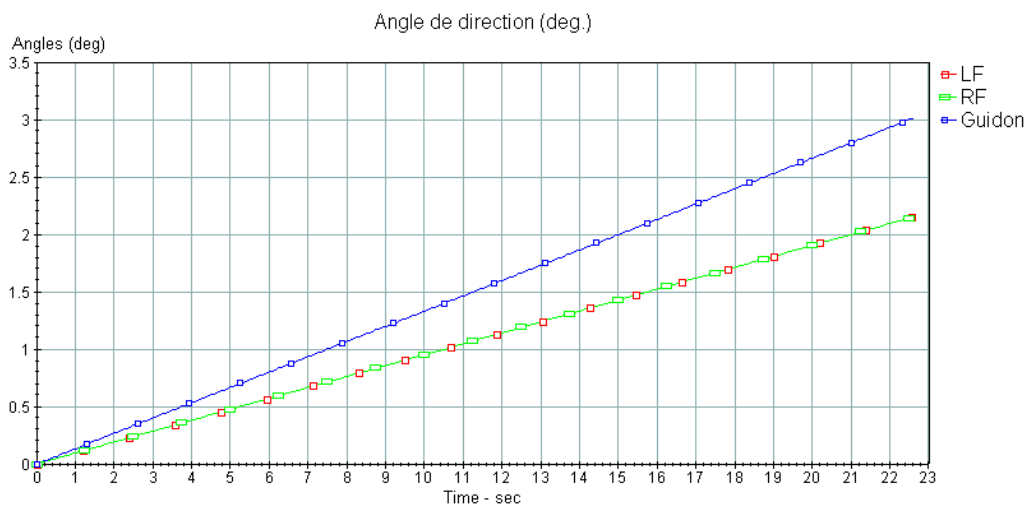


Figure 20: Rampe de direction. en fonction du temps.

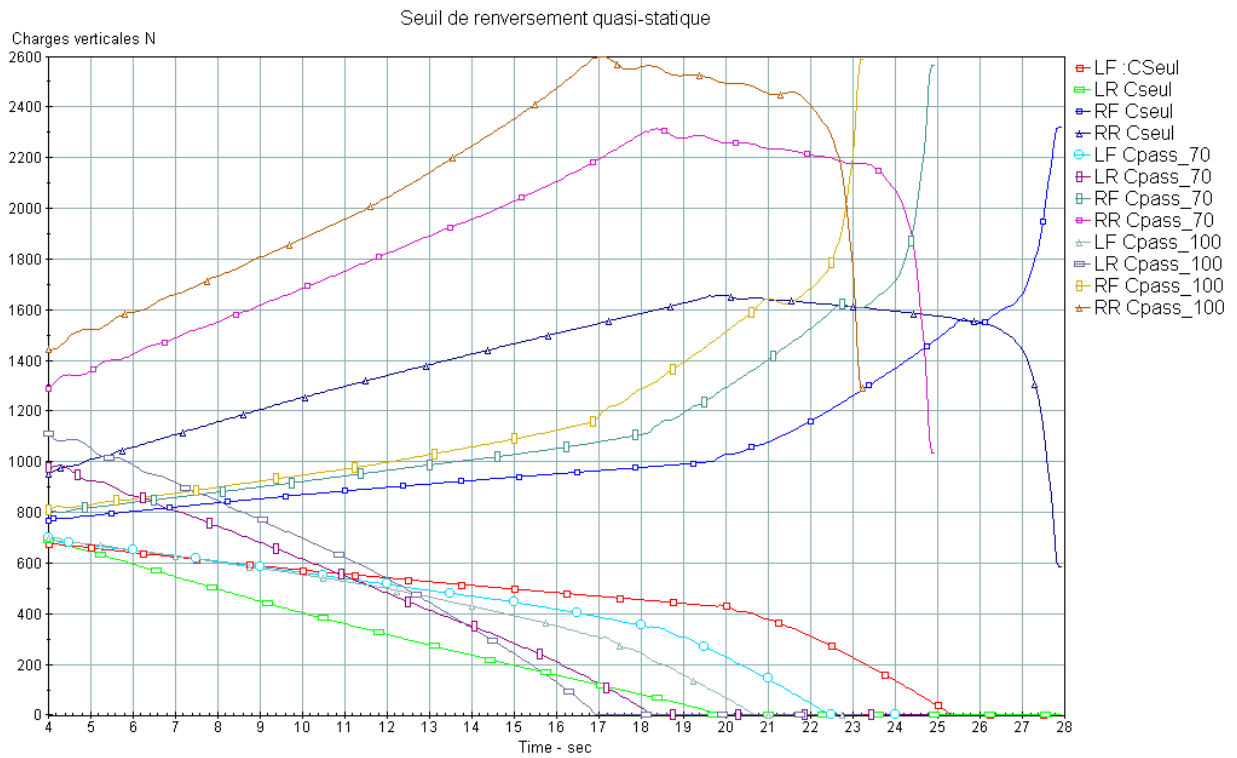


Figure 21: Seuil de stabilité latérale d'un véhicule de type A

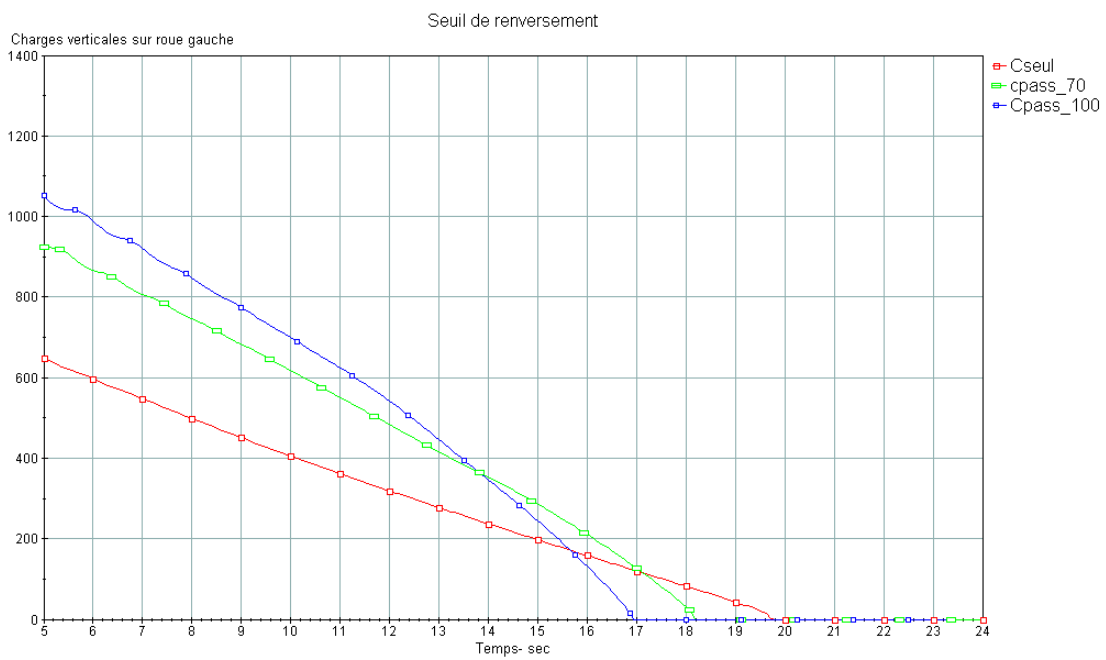


Figure 22: Agrandissement de la zone où la roue gauche arrière perd le contact avec le sol. (Véhicule A)

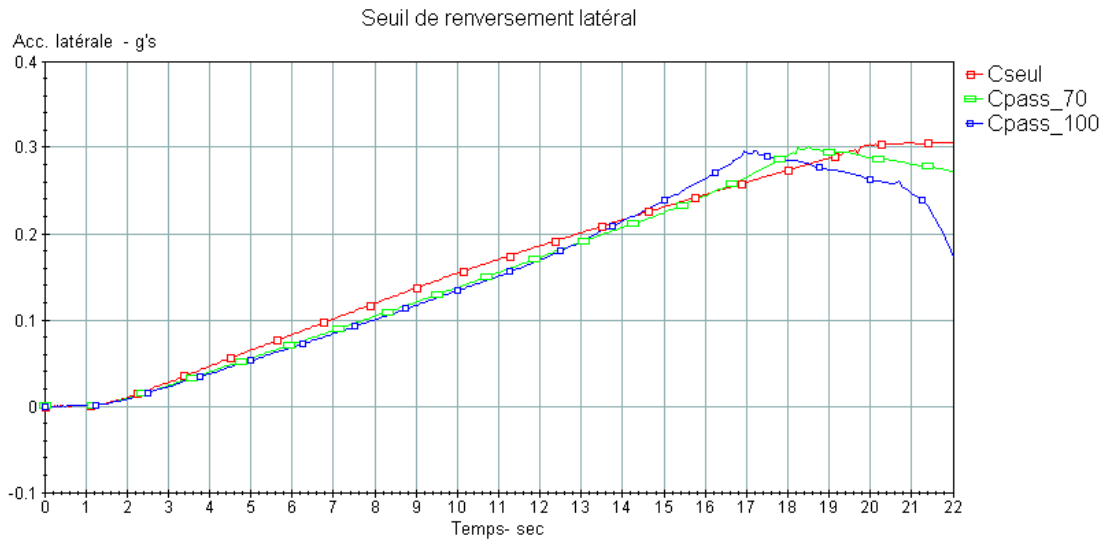


Figure 23: Détermination du seuil de renversement latéral. (Véhicule A).

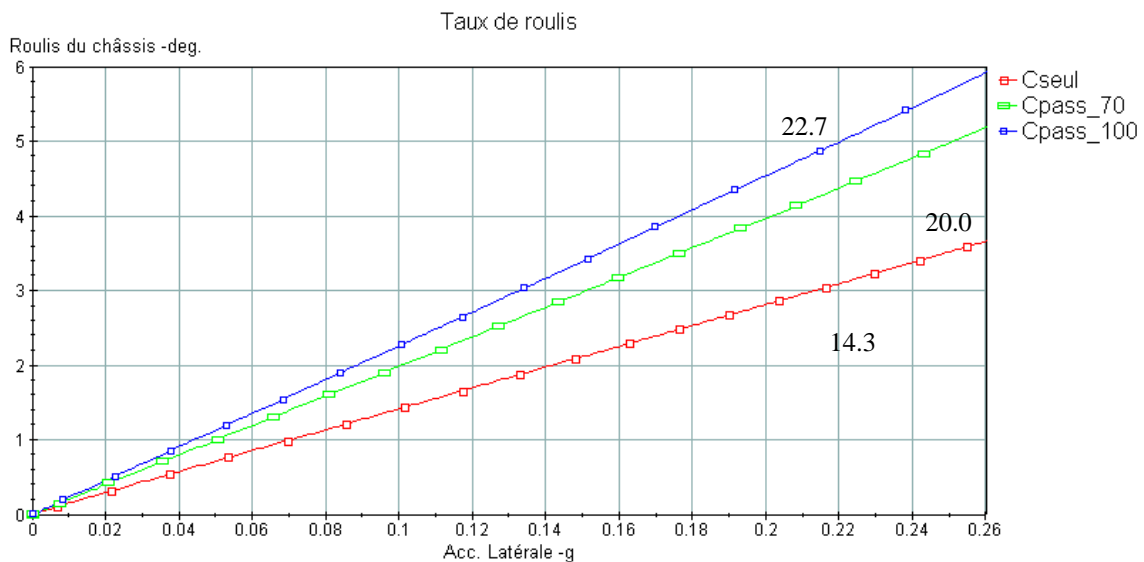


Figure 24: Taux de roulis. (Véhicule A)

7.2 Changement de voie

Le but de cette manœuvre est d'analyser le transfert de charge dans des conditions transitoires. Sur la figure 25 sont reportés les trajets désirés à celui exécuté par le contrôleur de trajectoire du modèle mathématique. Ce trajet est exécuté à une vitesse de 30 km/h sur un terrain plat. Les figures 26 et 27 montrent les résultats associés aux variations des charges verticales sur les roues durant l'exécution de la manœuvre. L'évolution des charges correspond bien à la manœuvre simulée. On observe un transfert de charge des roues

intérieures vers les roues extérieures. Dans le cas où le conducteur est l'unique passager et durant le mouvement de roulis, la roue arrière droite est soumise à deux fois sa charge soit environ 1600 N, alors qu'en présence du passager, cette roue atteint une surcharge de plus de 2600 N, soit plus de deux fois sa charge statique. Il est clair que pour les deux situations, le transfert de charge est important, mais plus la suspension arrière est chargée, plus le transfert de charge est encore plus accentué. Autrement dit, l'ajout d'un passager se traduit par un mouvement de transfert de charge plus important. Cette observation traduit simplement que plus la masse est élevée, plus les efforts d'inertie sont élevés (loi dynamique de Newton). La figure 28 illustre l'augmentation de l'angle de roulis en fonction de la masse du passager. Ce résultat tout à fait prévisible exprime simplement que la valeur de l'angle de roulis augmente avec l'augmentation de la masse totale du véhicule alors que les rigidités en roulis tant à l'avant qu'à l'arrière restent inchangées.

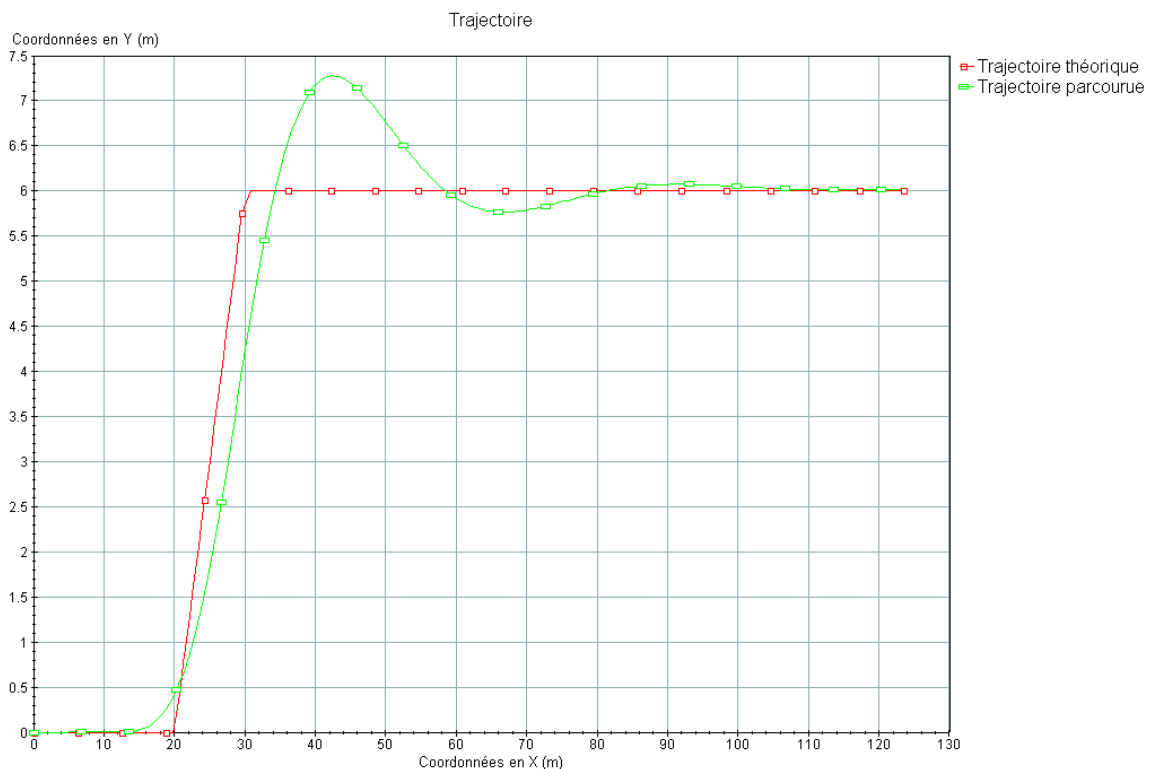


Figure 25: Trajet simulant un changement de voie.

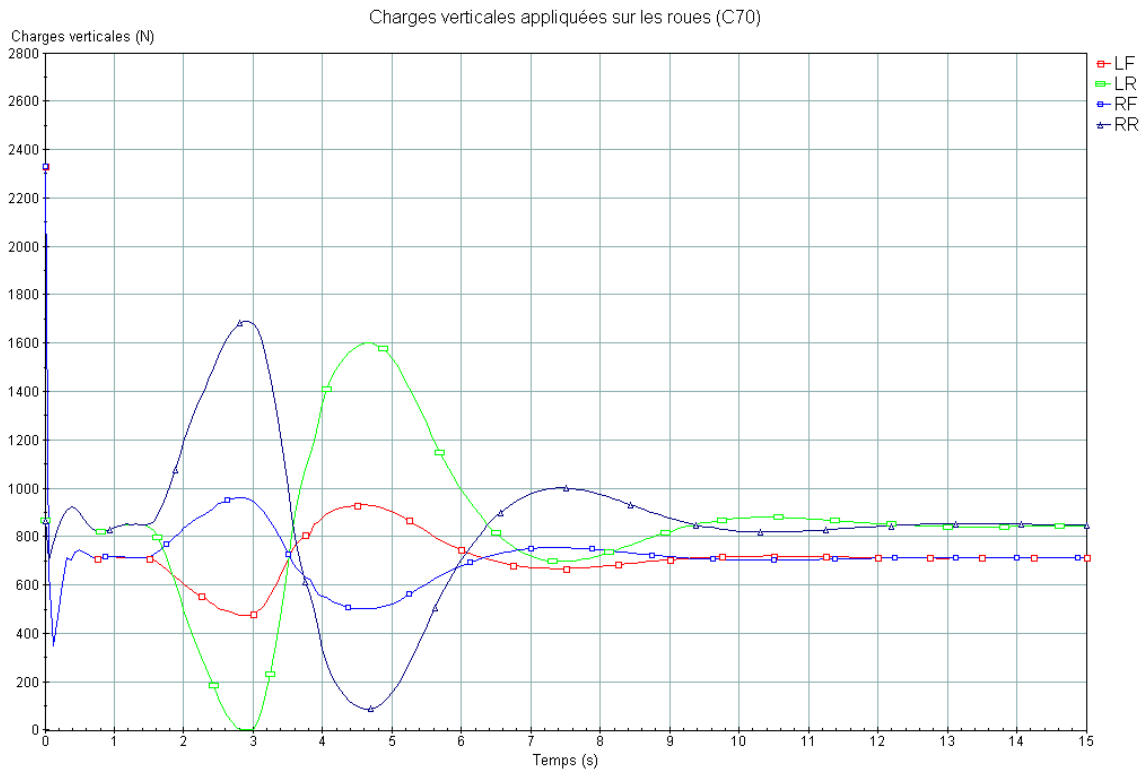


Figure 26: Charges verticales sur les roues durant un changement de voie. (conducteur seul)

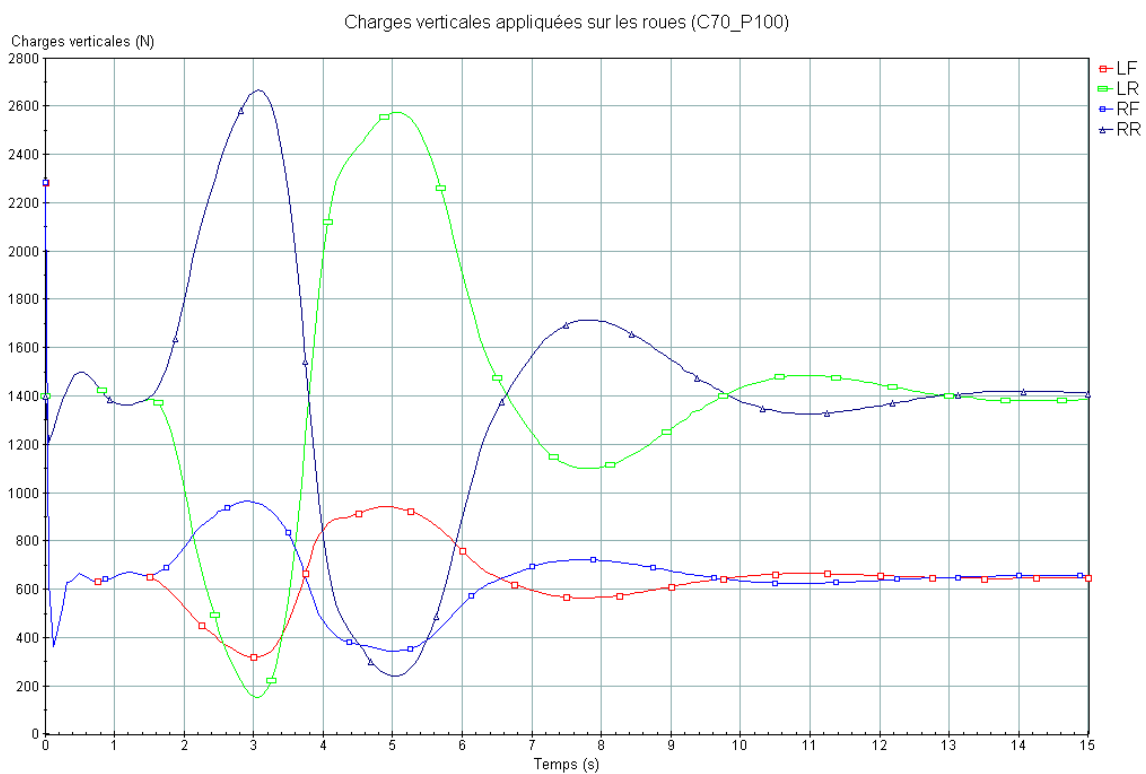


Figure 27: Charges verticales sur les roues durant un changement de voie. (conducteur et passager)

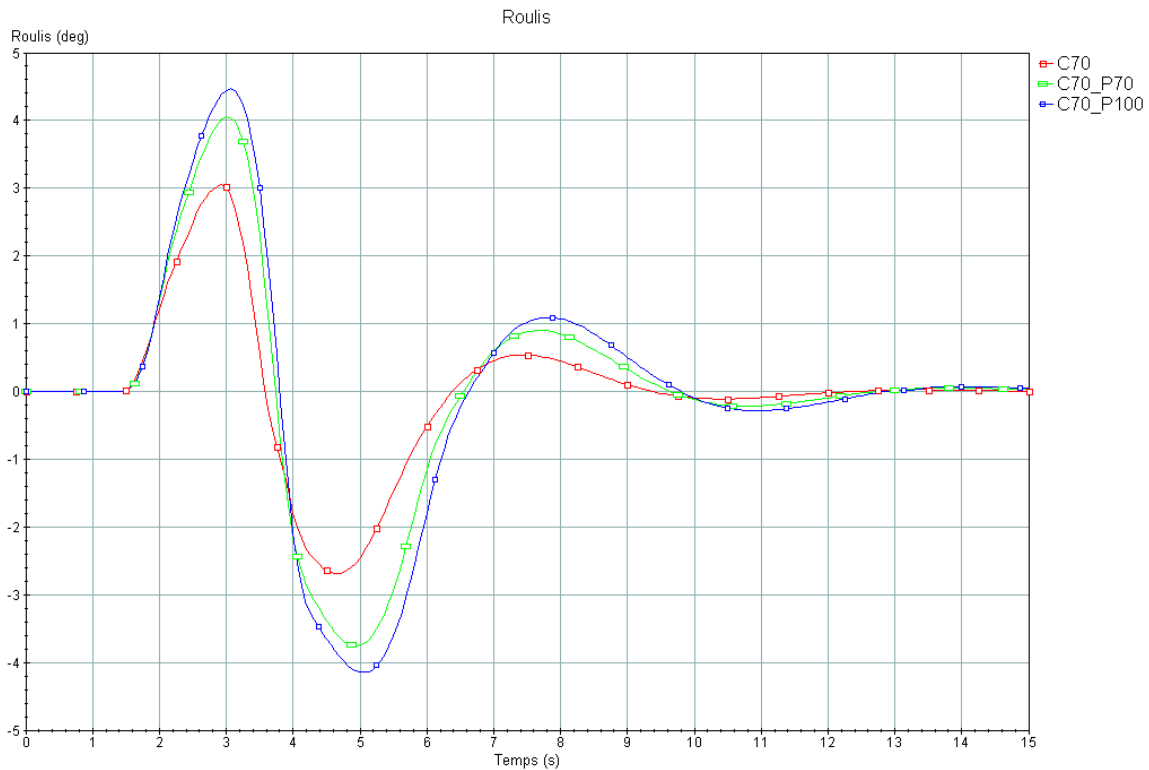


Figure 28: Angles de roulis durant un changement de voie.

7.3 Stabilité longitudinale du véhicule.

La stabilité longitudinale est la réponse du véhicule lorsque celui-ci est soumis à des opérations d'accélération ou de freinage sur un niveau de pente donnée. La figure 29 montre les résultats de simulations associées à un véhicule, avec et sans second passager, soumis à une accélération sur une pente de 20%. Les résultats indiquent que lorsque le conducteur est le seul passager, le mouvement de tangage démontre un caractère stable, alors qu'en présence d'un second passager, le mouvement du véhicule évolue vers un comportement instable dont le niveau croît avec la masse du passager. Il faut noter toutefois que le modèle mathématique ne tient pas compte des déplacements du corps du conducteur. Toutefois, les simulations montrent l'influence négative du second passager sur la stabilité longitudinale du véhicule.

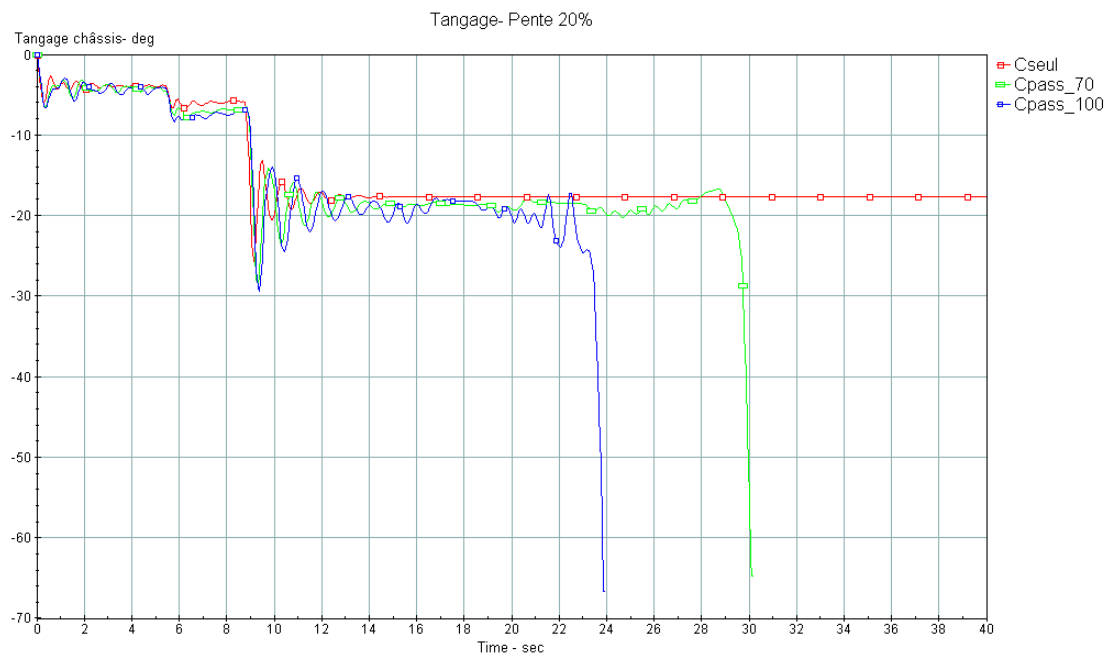


Figure 29: Influence du second passager sur la stabilité longitudinale du véhicule.

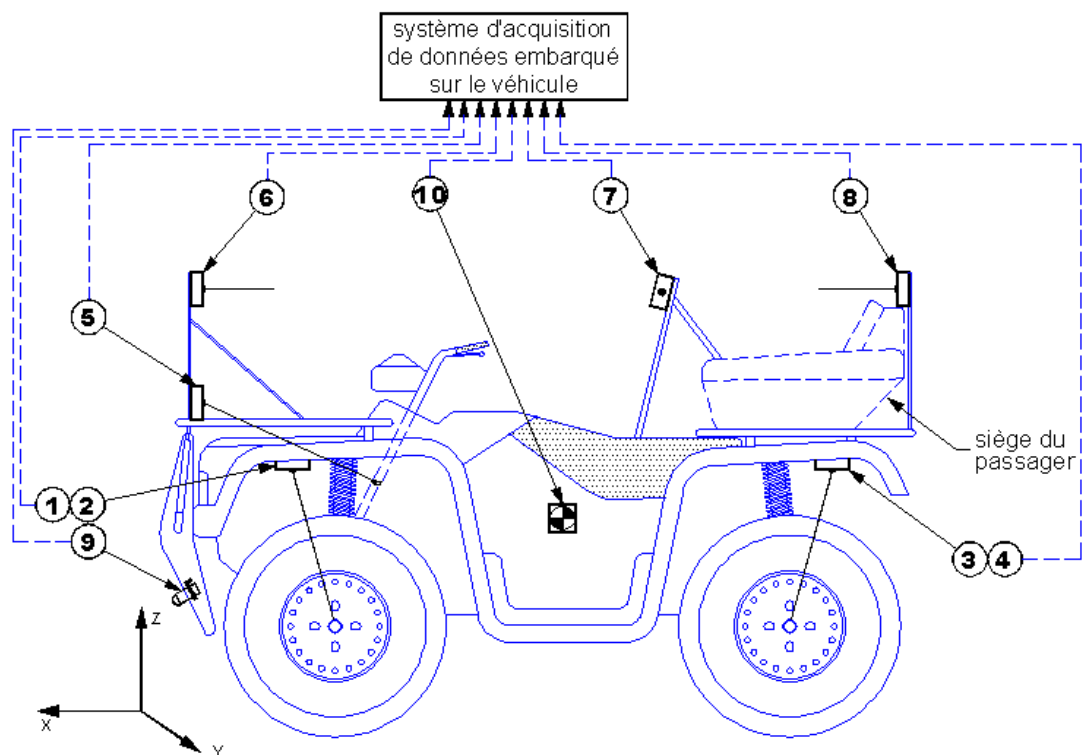
8. Résultats d'essais sur piste

Trois véhicules ont été instrumentés de différents capteurs comme la figure 30 le montre. Outre, la mesure des mouvements dynamiques du véhicule, les capteurs fixés sur le corps du conducteur permettent aussi d'enregistrer les compensations dans les directions longitudinale et latérale. Ces déplacements du centre de masse du corps du conducteur influencent le comportement dynamique du véhicule.

Les essais ont été exécutés sur une piste que nous avons réalisée dans une carrière à Rimouski (figure 31). Différents essais ont été entrepris, notamment:

- Essais sur un cercle de rayon de 6m à trois niveaux de pente: 0%, 25% et 50% ;
- Essais de changement de voie sur trois niveaux de pente: 0%, 25% et 50% ;
- Essais d'accélération et de freinage sur trois niveaux de pente: 0%, 25% et 50%

Le déroulement des essais se fait comme suit: chaque type d'essai est exécuté selon trois configurations: conducteur seul, conducteur accompagné d'un passager et conducteur avec 80 kg de sacs de sable fixés d'une manière rigide sur le siège du passager. Les essais avec des sacs de sables (charge inerte) permettent de simuler un passager dont les mouvements sont éliminés.



#	Type de capteur	Données acquises	Modèle
1	Linéaire	Élongation de la suspension avant gauche	Houston scientific – 1850-010
2	Linéaire	Élongation de la suspension avant droite	Houston scientific – 1850-010
3	Linéaire	Élongation de la suspension arrière gauche	Houston scientific – 1850-010
4	Linéaire	Élongation de la suspension arrière droite	Houston scientific – 1850-010
5	Linéaire	Angle de direction	Houston scientific – 1850-010
6	Linéaire	Déplacement du conducteur en X	Houston scientific – 1850-030
7	Linéaire	Déplacement du conducteur en Y	Houston scientific – 1850-030
8	Linéaire	Déplacement du passager en X	Houston scientific – 1850-020
9	Radar	Vitesse en X	GMH Engineering – DRS1000
10	Gyroscope	3 accélérations linéaires, 3 vitesses angulaires, tangage (pitch), roulis (roll)	Crossbow technologie – VG400CC

Figure 30: Véhicule d'essai instrumenté de capteurs

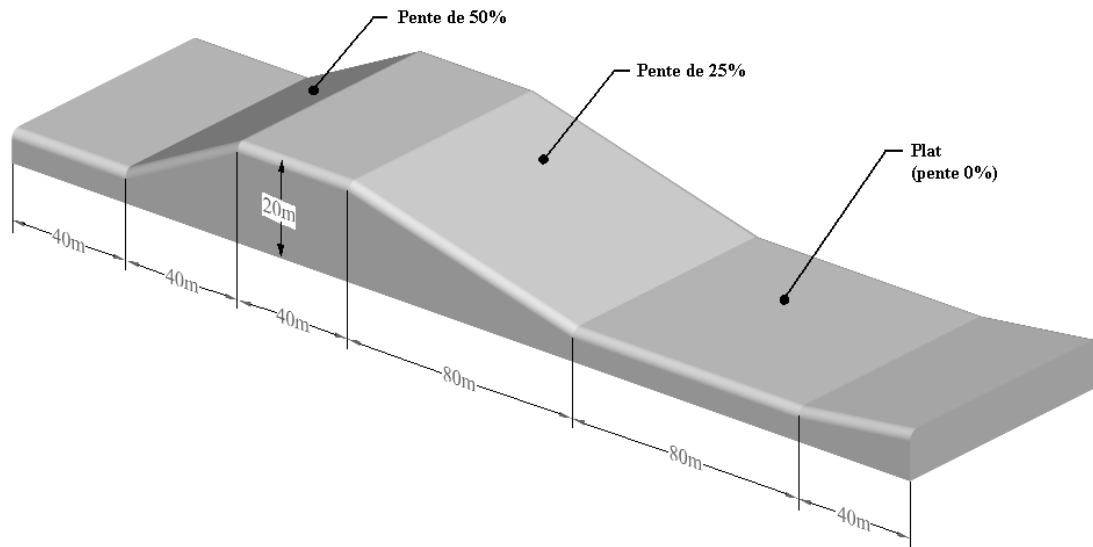


Figure 31: Piste d'essais

8.1 Essais sur cercle de 6 m

8.1.1 Taux de roulis

Ces essais consistent à exécuter avec une accélération constante un cercle d'un rayon de 6 m, tracé sur la piste et délimité par des cônes (figure 32)



Figure 32: Tracé d'un cercle de 6 m sur une pente

Le but recherché à travers ce type d'essai est d'évaluer le mode de fonctionnement du véhicule: le véhicule opère-t-il en mode survirage ou en sous-virage ?. Cependant, l'évaluation du mode est intimement lié à la qualité de l'essai. En effet, le conducteur doit accélérer de manière sensiblement constante et garder un rayon de virage constant. Dans les centres d'essai de véhicules, ces manœuvres sont souvent exécutées par des conducteurs dédiés ou tout simplement par un contrôleur (conducteur automatique) dirigé par un ordinateur. Les essais que nous avons réalisés ne répondaient pas toujours à ces critères d'accélération et de rayons de cercle constants. Cependant, les résultats de ces essais sont significatifs pour extraire et analyser le taux de roulis. Celui-ci exprime le roulis enregistré lorsque le véhicule est soumis à une accélération latérale donnée. Le taux de roulis est directement associé à la masse du châssis du véhicule ainsi qu'à la hauteur du centre de masse. Ce paramètre constitue, dans le cadre de cette étude, un excellent outil d'évaluation de la présence d'un second passager sur le comportement dynamique d'un véhicule tout-terrain. La figure 33 est le résultat de traitements de signaux permettant entre autre d'estimer le taux de roulis pour chacun des véhicules d'essai. La figure 33 regroupe l'enregistrement de plusieurs capteurs dont la vitesse d'exécution de l'essai, le déplacement latéral du conducteur, la direction du véhicule et enfin le taux de roulis qui représente la pente (désignée par le symbole m sur la légende de la figure 34) de la droite de tendance entre le roulis mesuré et l'accélération latérale observée. L'analyse de ces résultats doit être effectuée en comparant pour le même véhicule l'ensemble de ces données d'une configuration de type conducteur seul à une configuration associée à la présence d'un passager. L'analyse des résultats fournis par la figure 33 permet d'observer, malgré la présence d'une compensation latérale, une nette progression du taux de roulis en présence d'un second passager ou sacs de sable. Par ailleurs cette progression du taux de roulis est encore plus significative lorsque la compensation du

conducteur est moins marquée. Les taux de roulis extraits d'essai sont plus élevés que ceux calculés par modélisation. Cette différence entre les taux de roulis mesuré et calculé était prévisible puisque le modèle point de contact pneu-chaussée adopté dans la modélisation sous-estime l'évaluation de l'angle de roulis. Il importe de noter par ailleurs que le taux de roulis est proportionnel à la masse du châssis et à la hauteur du centre de masse. Or, la présence d'un second passager contribue effectivement à augmenter les deux paramètres cités précédemment. Les courbes de la figure 34 mettent en évidence aussi l'importance de la contribution du conducteur sur le mouvement de roulis du véhicule. Cependant cette compensation est insuffisante lorsque les paramètres de masse et de hauteur du centre de masse sont modifiés à des taux de proportion importants par rapport à leurs conditions initiales.

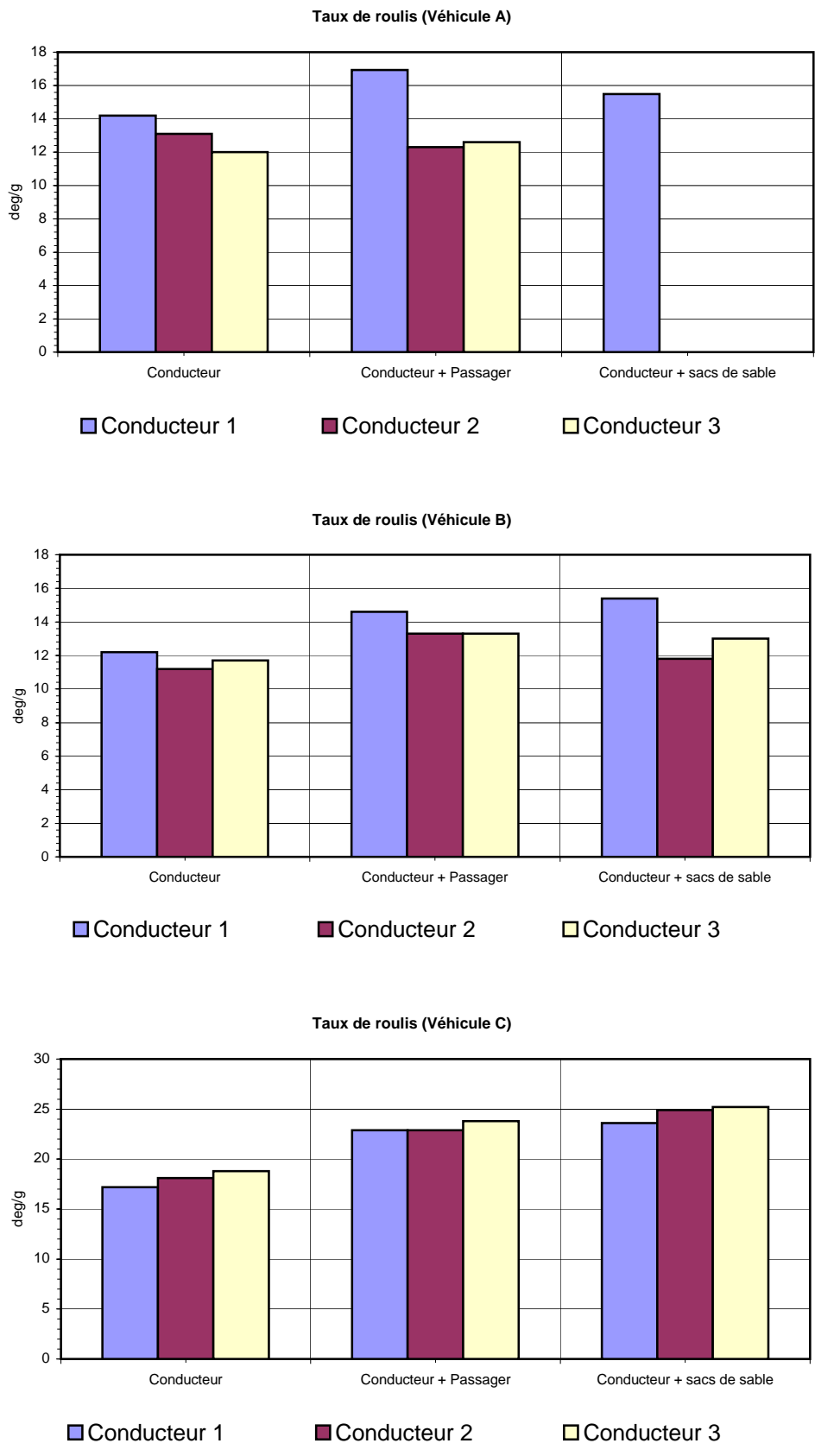
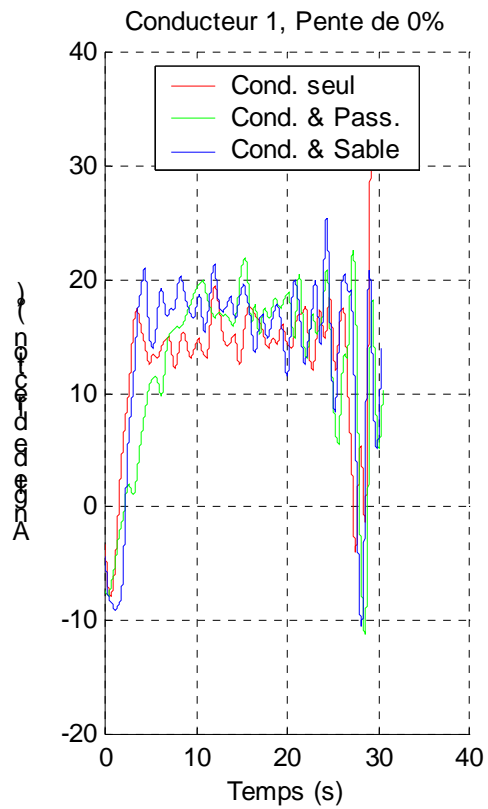
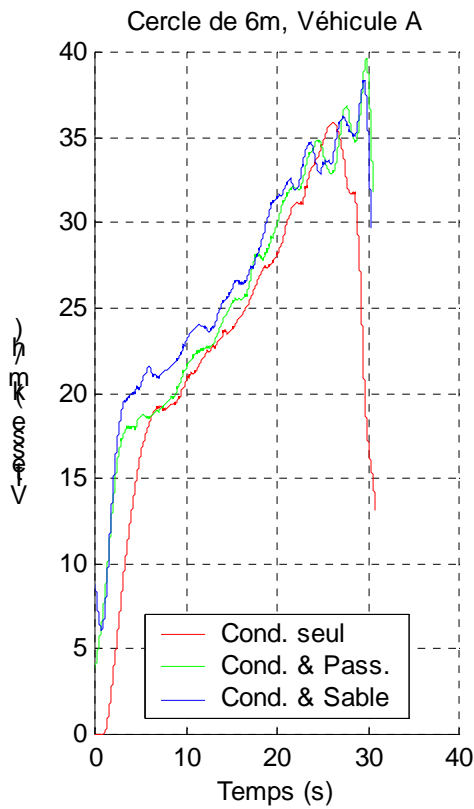
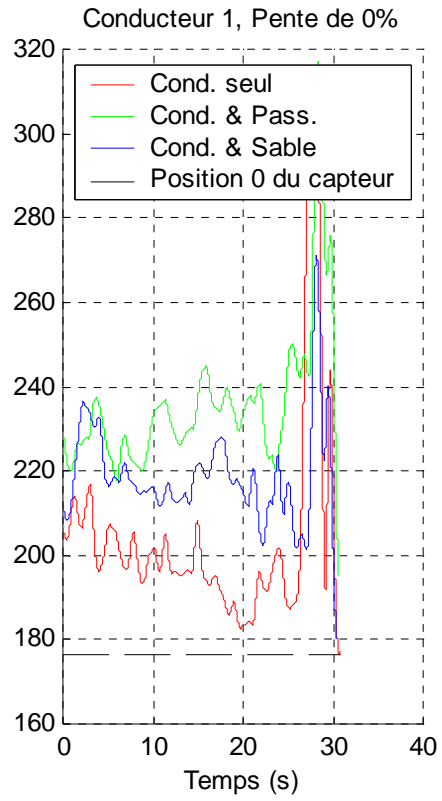
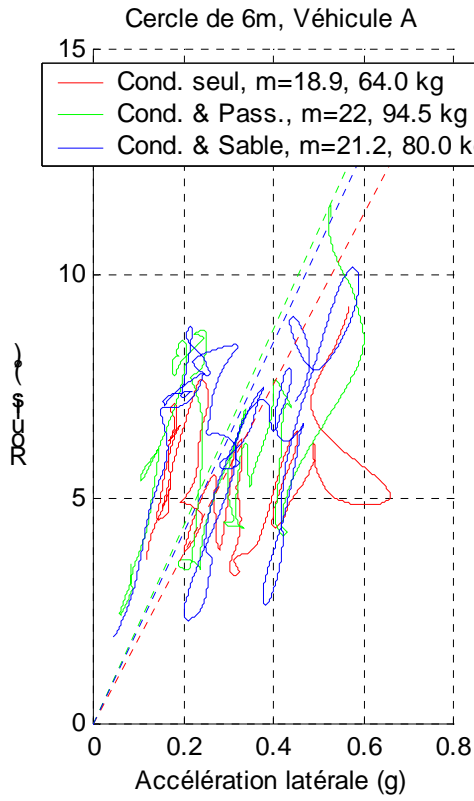
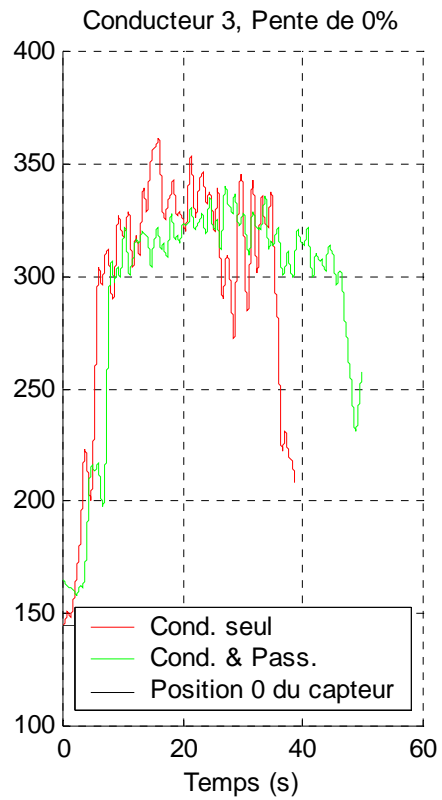
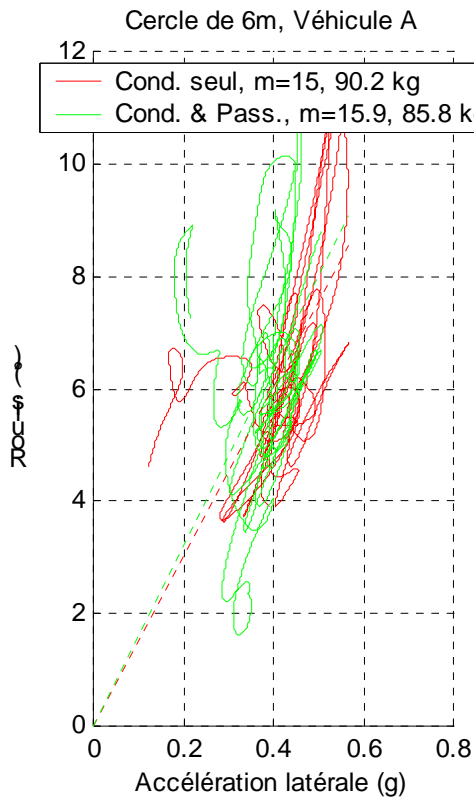
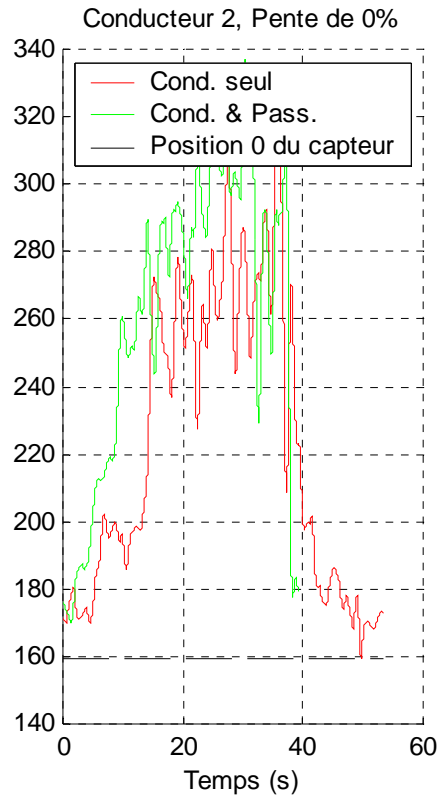
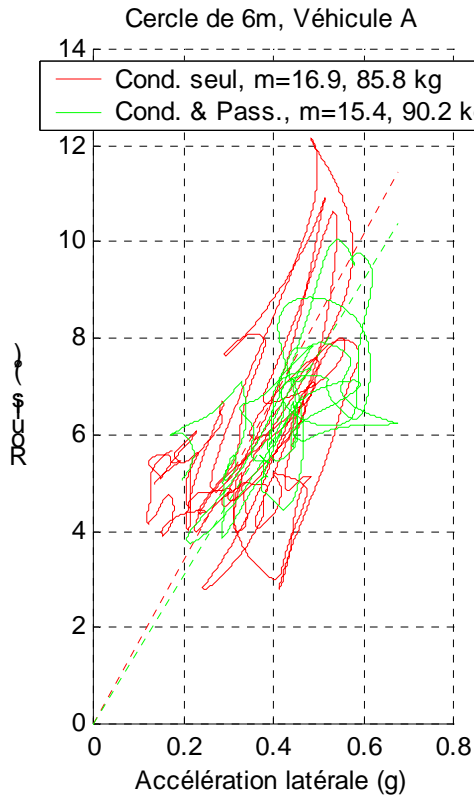
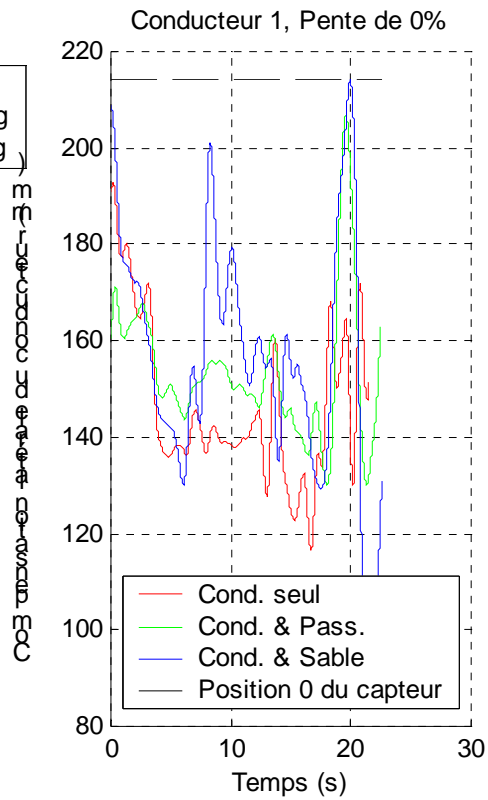
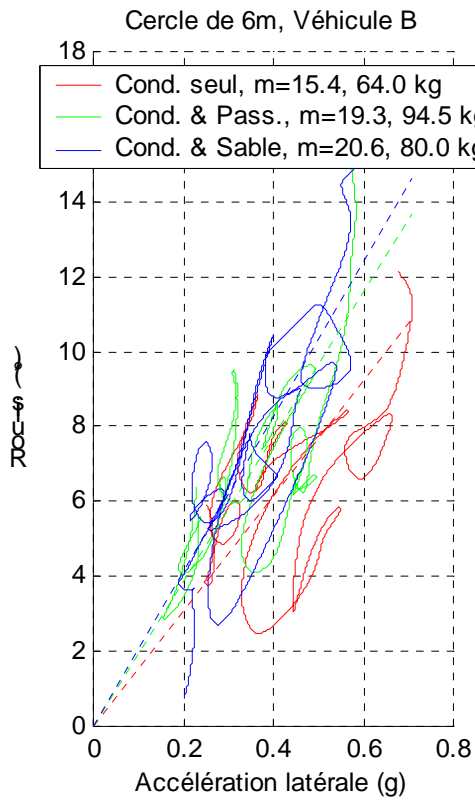
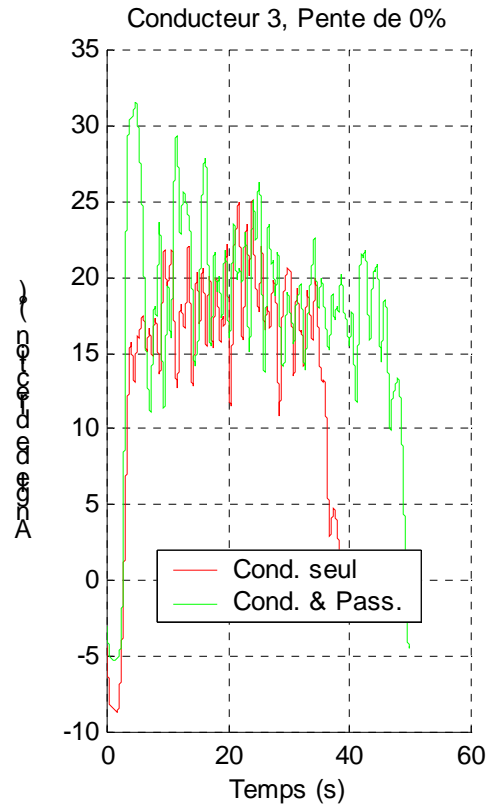
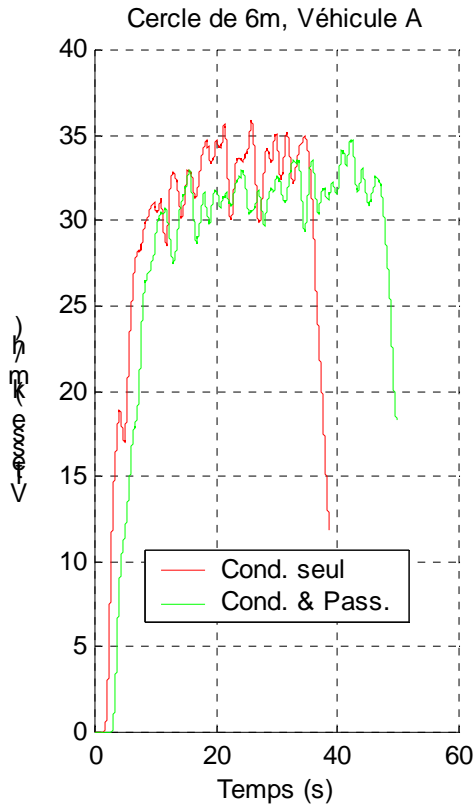
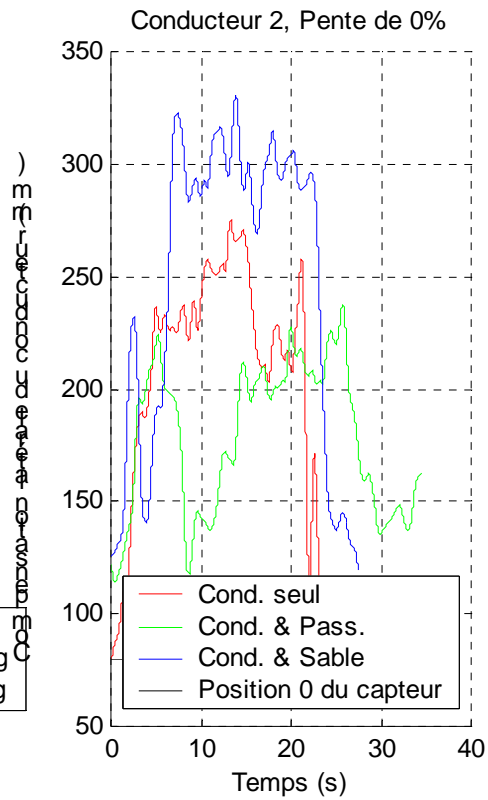
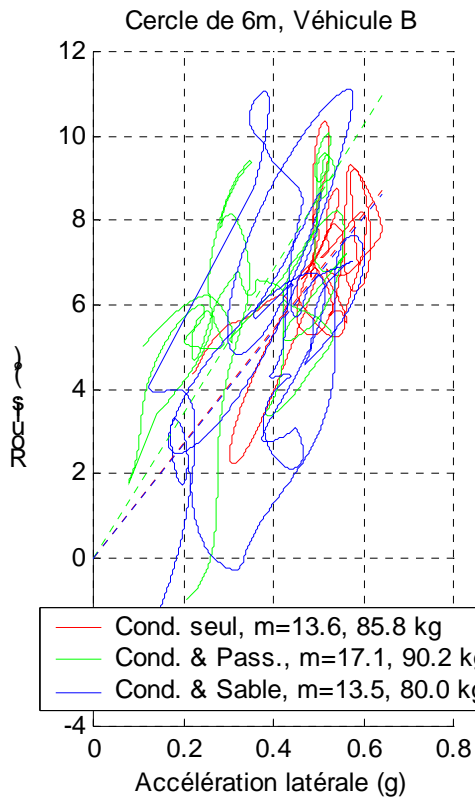
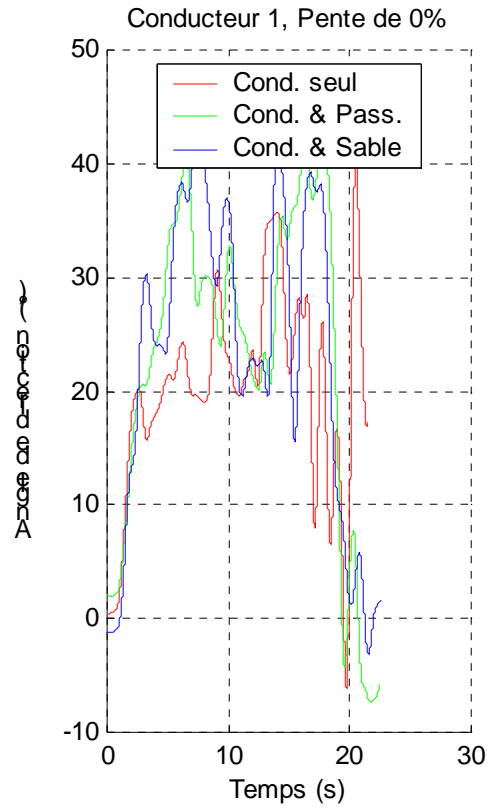
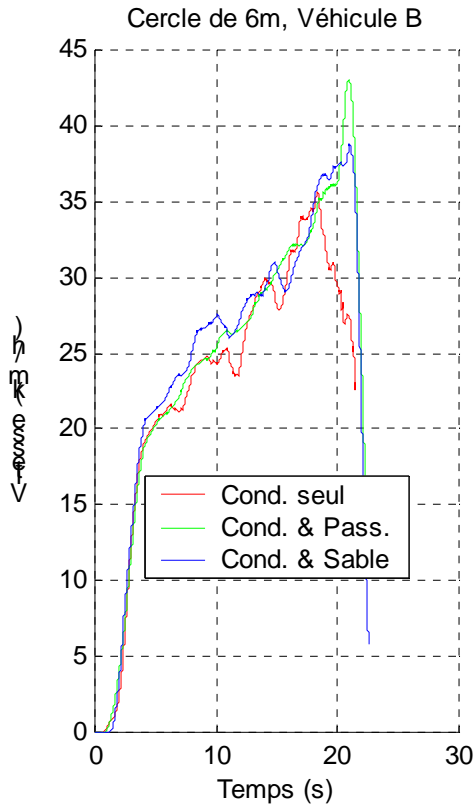


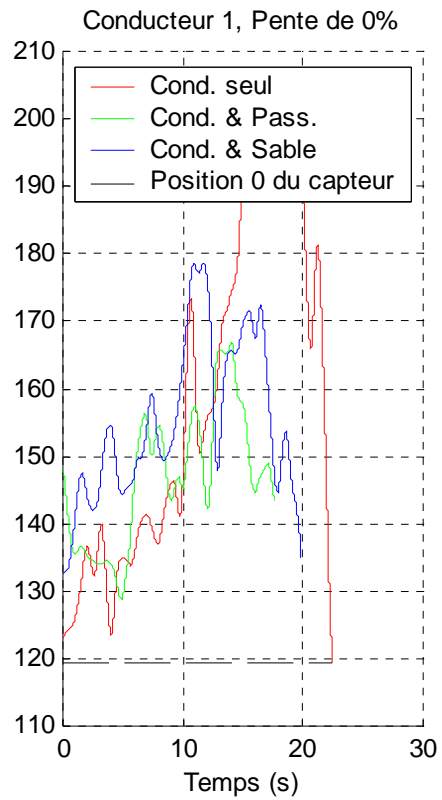
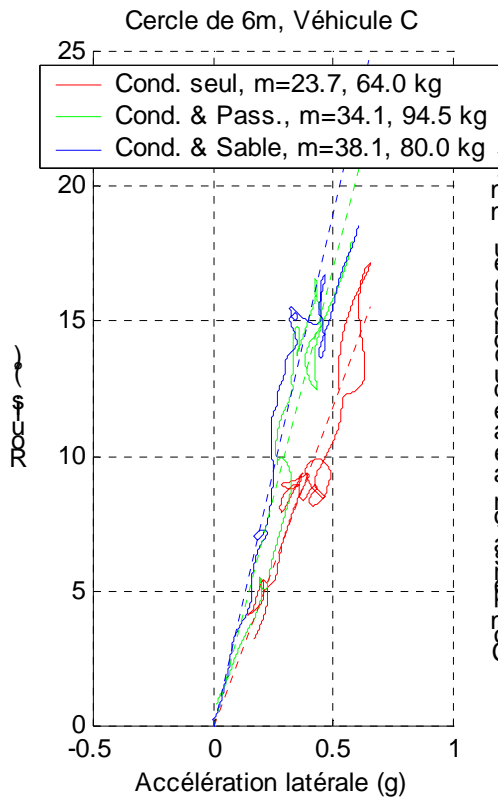
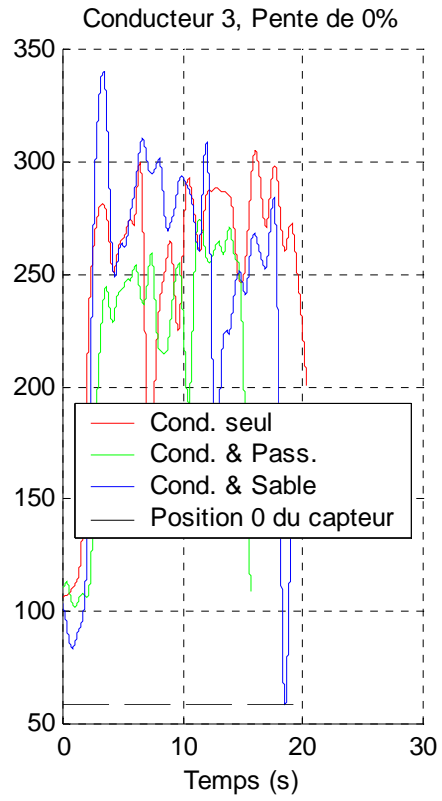
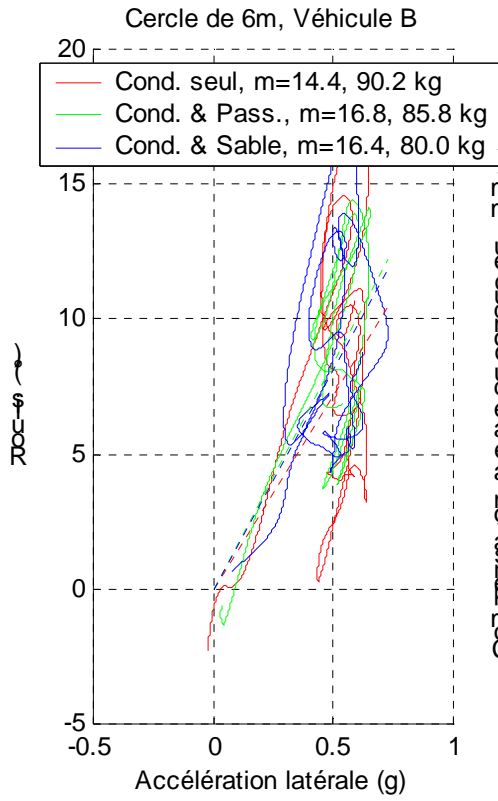
Figure 33: Taux de roulis (degrés/g) extrais d’essais sur cercle de 6 m.

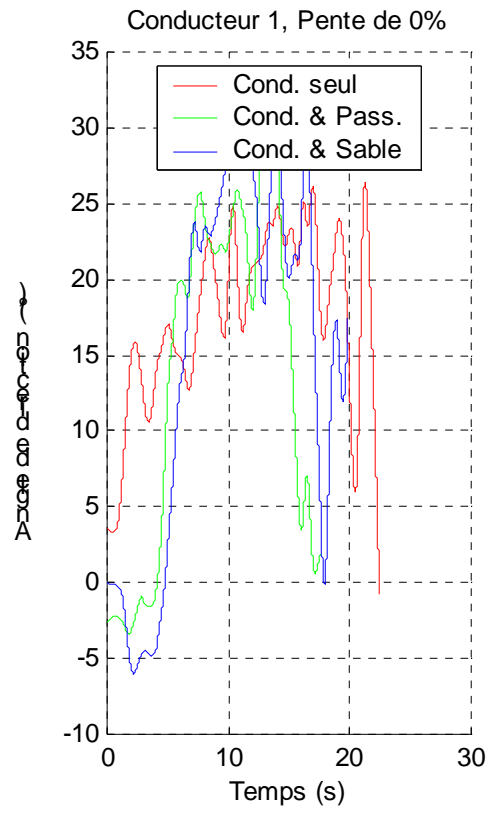
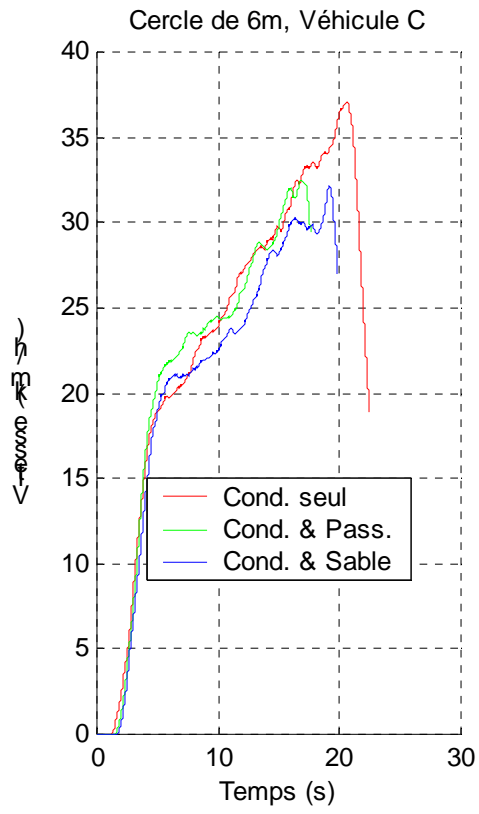


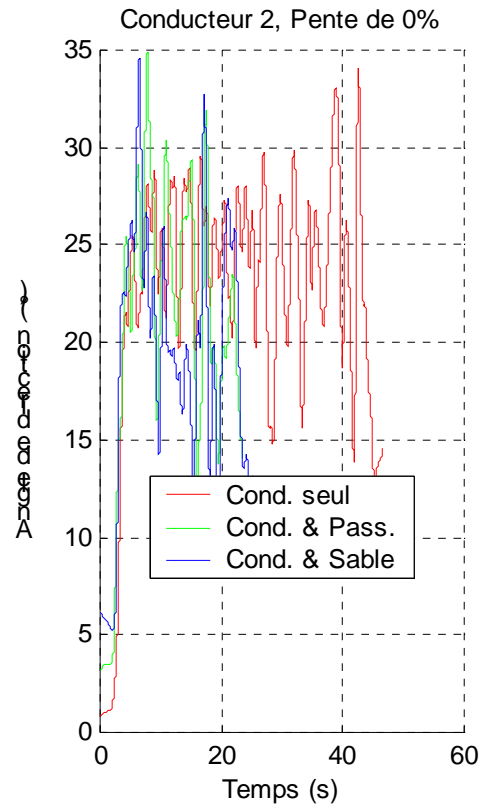
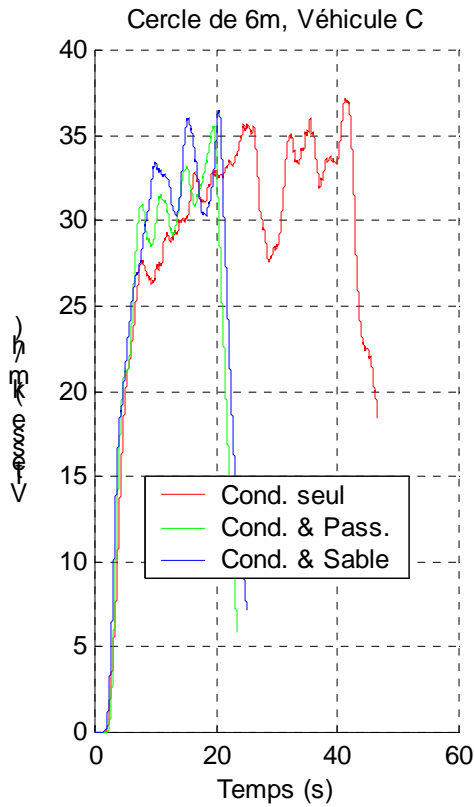
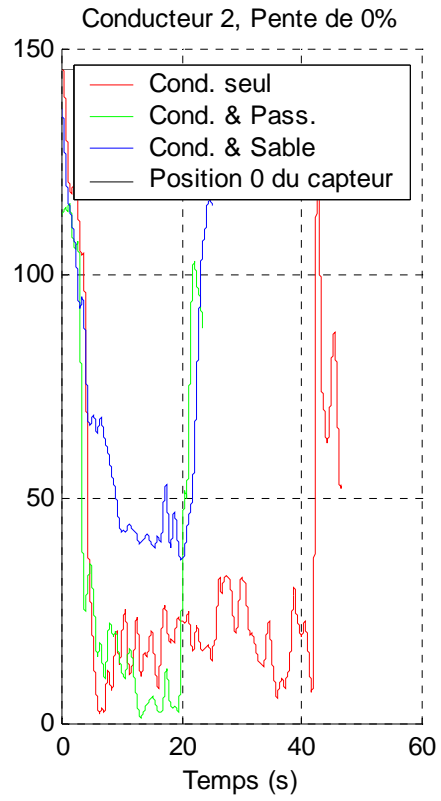
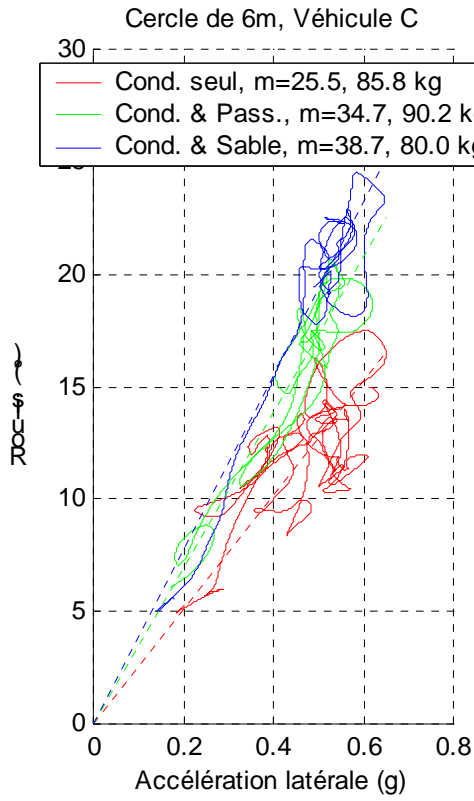












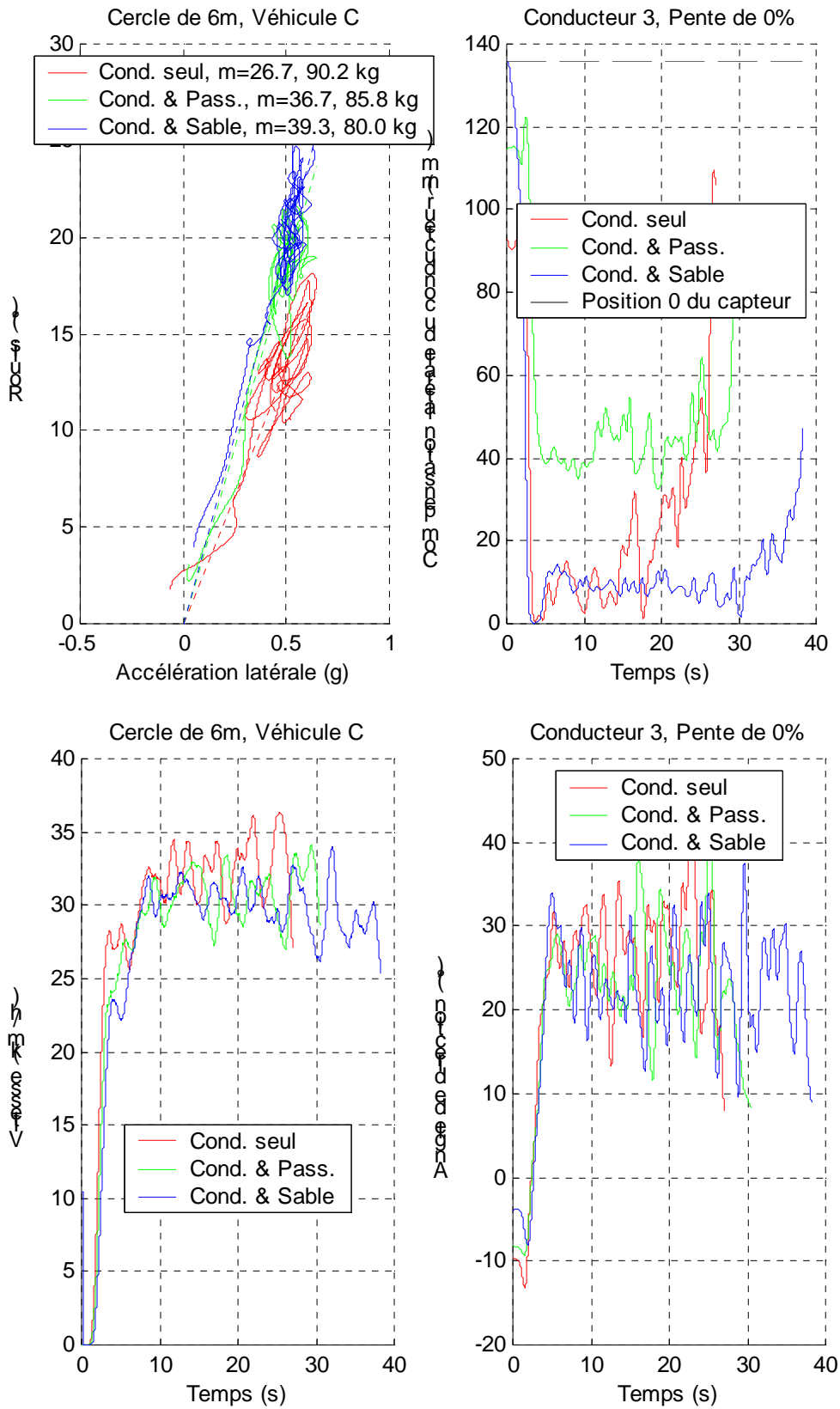


Figure 34: Taux de roulis (essai cercle 6m)

8.1.2 mode d'opération du véhicule

Le fait d'ajouter un passager sur le véhicule tout-terrain se traduit par une répartition de charge au profit de des roues arrière. Cette nouvelle distribution de charge accentue le caractère survirage du véhicule. Autrement dit, pour exécuter convenablement un rayon de courbure, le conducteur doit augmenter avec la vitesse son angle de direction. Cette opération se traduit donc par un effort de direction plus accru de la part du conducteur. Cette réalité pourrait causer une perte de contrôle du véhicule lorsque le conducteur par exemple décide d'éviter un obstacle.

8.2 Essais de changement de voie

La figure 35 montre les variations des courses de suspension lors de manœuvres de changement de voie sur des pente de 25% et 50%. L'analyse des résultats consignés dans la figure 35 confirment les résultats de simulation: durant une manœuvre de changement de voie, le transfert de charges des roues intérieures vers les roues extérieures peut créer des surcharges importantes sur les suspensions et le pneus. Selon le type de suspension et les conditions d'opérations (vitesse, pente, compensation, etc), le transfert de charge peut contribuer à doubler la course de la suspension. La suspension peut, durant le transfert de charge, atteindre sa course limite et cesser de jouer son rôle tel que prévu par le constructeur. Ce comportement, limite de la suspension, est aussi observé lors d'impact des roues du véhicule sur un obstacle.

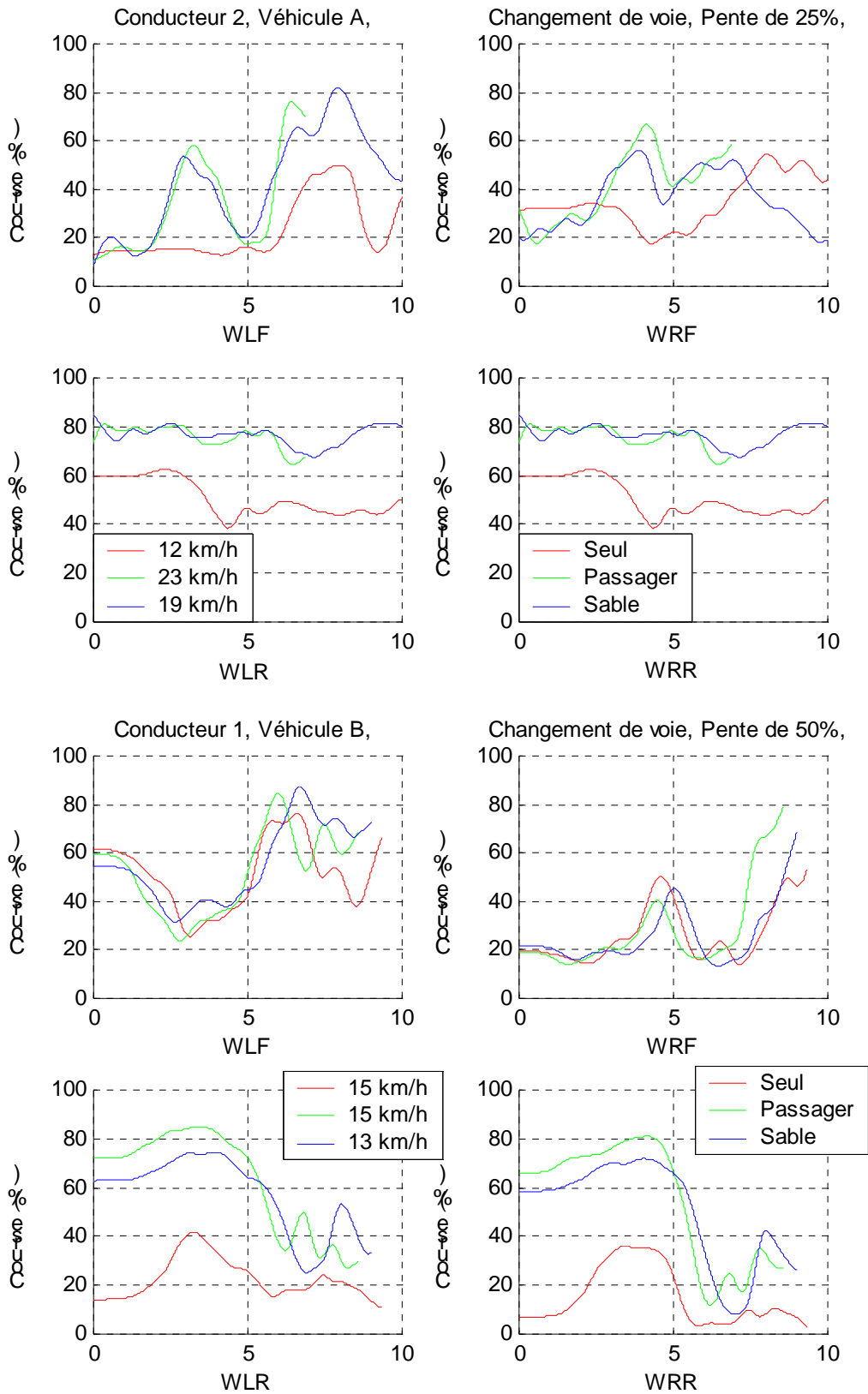


Figure 35: Transfert de charge durant un changement de voie

8.3 Essais d'accélération

Ces essais ont pour but d'examiner le comportement du véhicule lorsque celui-ci est soumis à des accélérations sur différentes pentes. En mode accélération, il y a un transfert de charge longitudinal qui se fait des roues avant vers les roues arrière. Le véhicule est donc soumis à un mouvement de tangage. Les signaux enregistrés durant ces essais sont traités en vue d'estimer le taux de tangage. Le taux de tangage exprime le niveau de tangage en degrés rapporté à l'accélération longitudinale du véhicule. Ce paramètre mesure le niveau de stabilité longitudinale du véhicule. La figure 36 montre un exemple type de traitements des signaux en vue d'évaluer le taux de tangage. Le taux de tangage est déterminé comme suit:

- 1 Déterminer l'instant ou les instants sur le graphique de l'écrasement des suspensions arrière correspondant au transfert de charge maximal (point 1 & 2)
- 2 Relever les accélérations correspondant aux mêmes instants précédents (points 1 & 2 sur le graphique de l'accélération)
- 3 Relever les angles de tangage aux mêmes instants 1 & 2 sur la courbe de tangage.
- 4 Évaluer le taux de tangage en faisant le rapport entre les valeurs obtenues en 3 et 2.

La figure 36 illustre l'application de la méthode d'estimation du taux de tangage décrite ci-dessus pour chacun des véhicules d'essai.

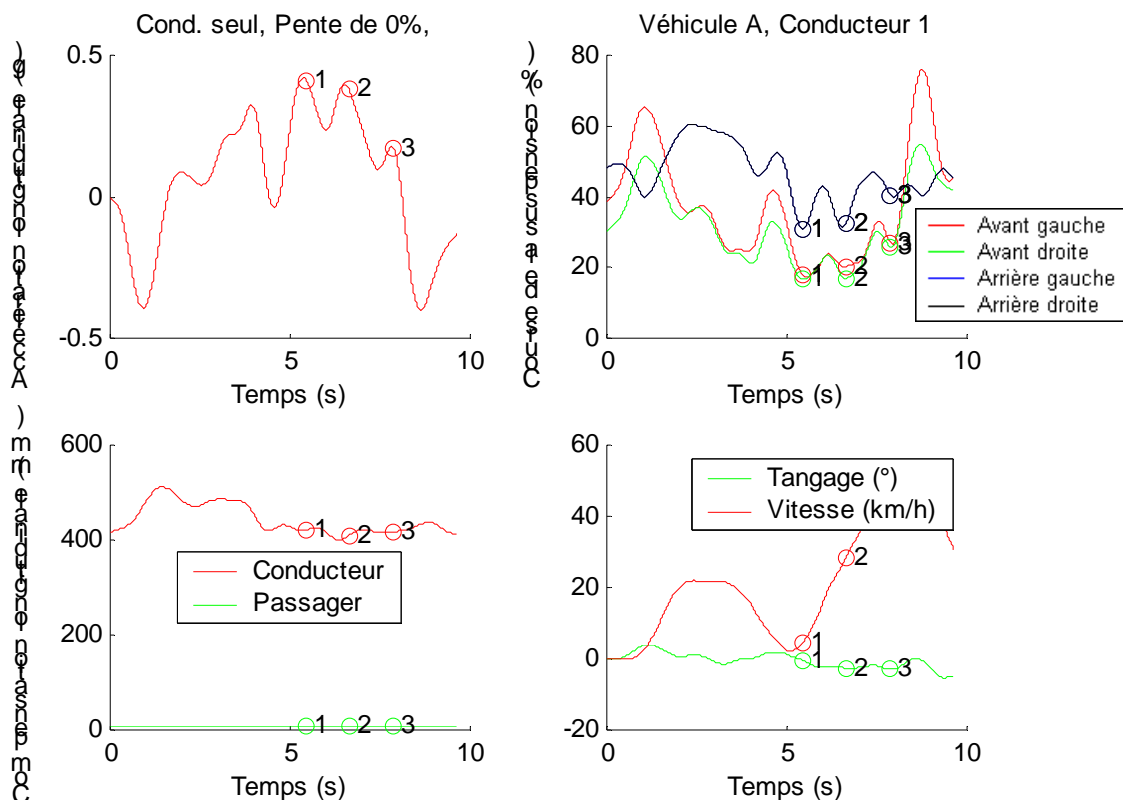


Figure 36: Méthode d'estimation du taux de tangage

Les figures 37(a-c) regroupent pour chacune des pentes les estimations des taux de tangage observés durant les essais et ce pour les trois véhicules d'essai. Outre les points associés aux taux de tangages estimés, sur chaque figure est illustré la moyenne (symboles carrés sur les figures) de ces taux selon que le conducteur est seul, en présence d'un second passager ou avec des sacs de sables.

Les résultats associés au taux de tangage montrent clairement que celui-ci a tendance à augmenter d'une part en présence d'un second passager et en fonction du niveau de la pente, d'autre part. La figure 37d regroupe l'ensemble des données de compensation recueillies durant les essais d'accélération. À la position d'arrêt, la sortie du capteur de mesure de déplacement longitudinal est de l'ordre de 150 mm. L'observation de ces enregistrements démontre que le niveau de compensation (figure 37d) est identique et souvent maximal quel que soit le nombre de passagers. Autrement dit, le conducteur opérant seul se déplace au

maximum de ses capacités. L'ajout d'un passager n'est nullement compensé. Ainsi, comme le démontrent les essais, la présence d'un second passager au bout du véhicule ne peut que contribuer à augmenter le taux de tangage. Une augmentation du taux de tangage est un signe de dégradation de la stabilité longitudinale.

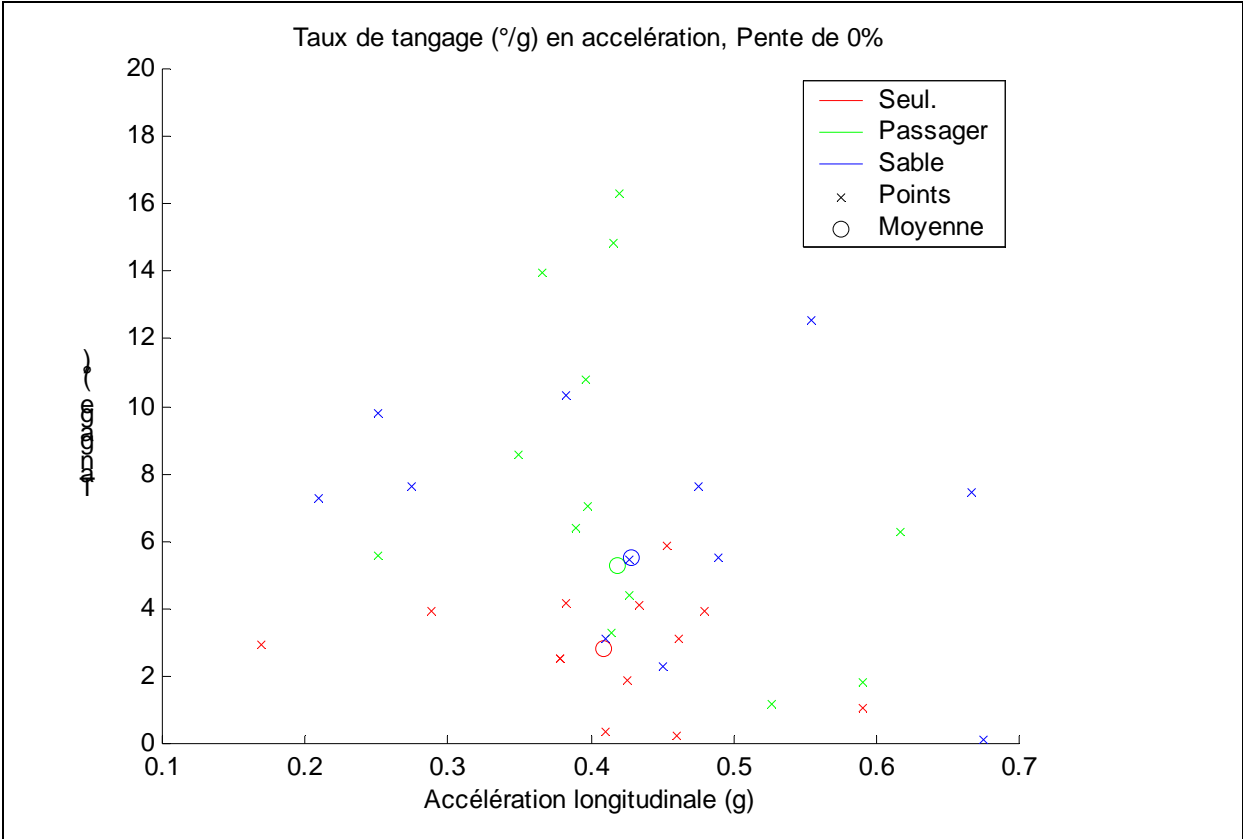


Figure 37a: Taux de tangage, pente de 0%

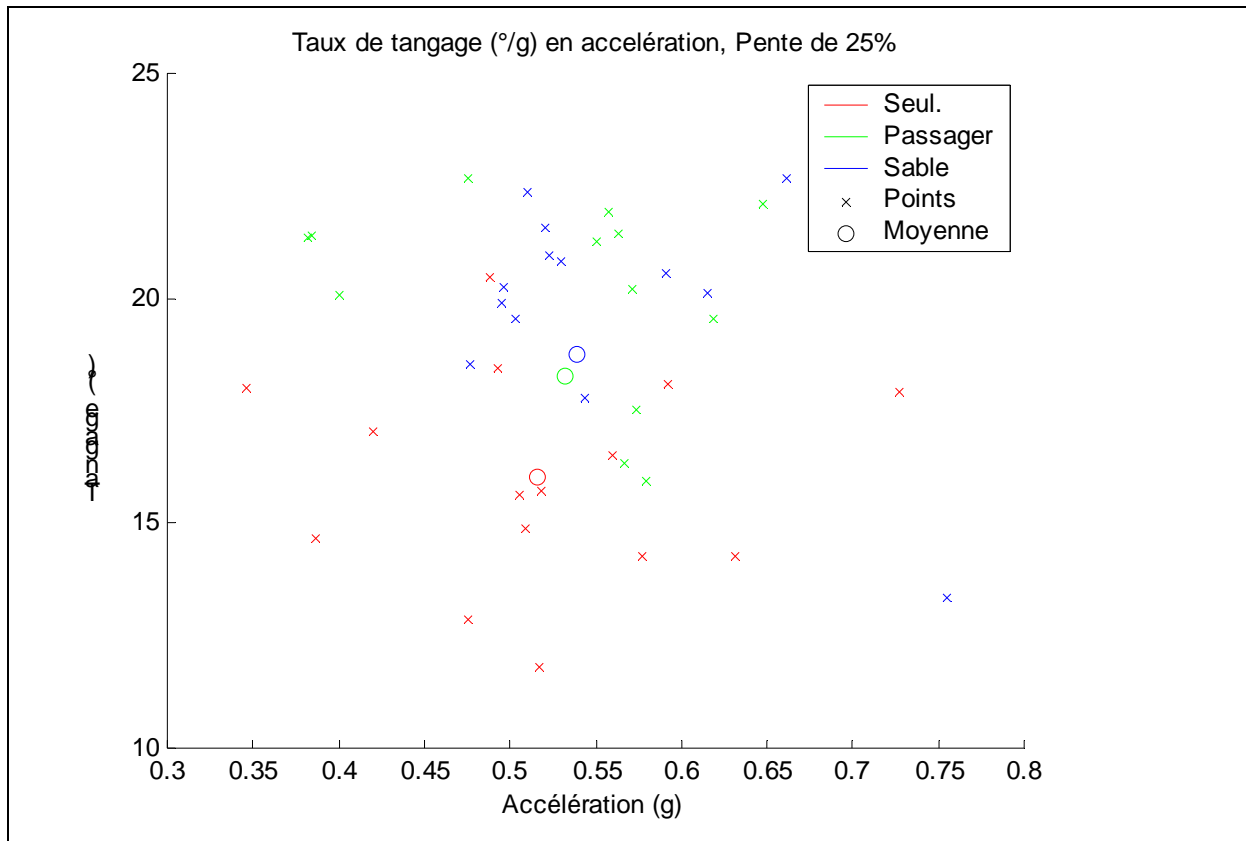


Figure 37b: Taux de tangage, pente de 25%

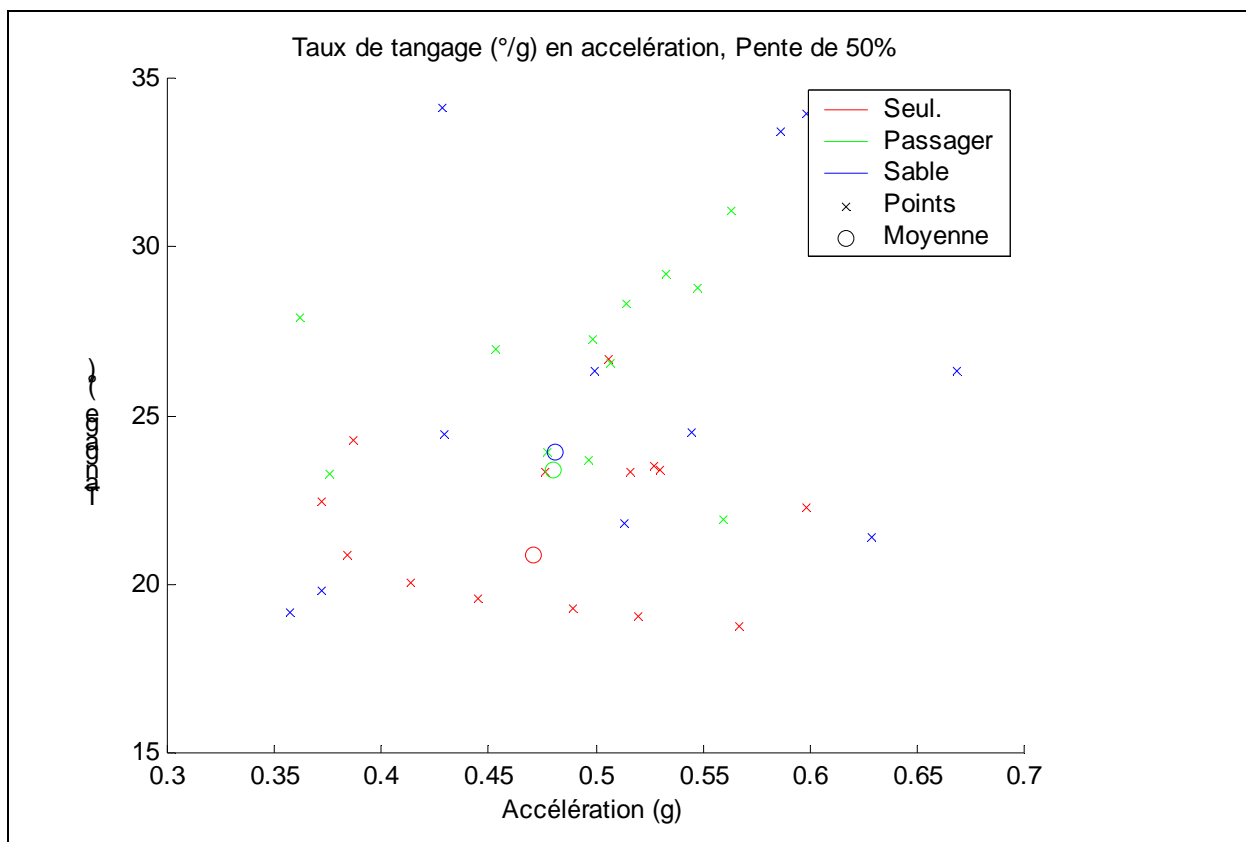


Figure 37c: Taux de tangage, pente de 50%

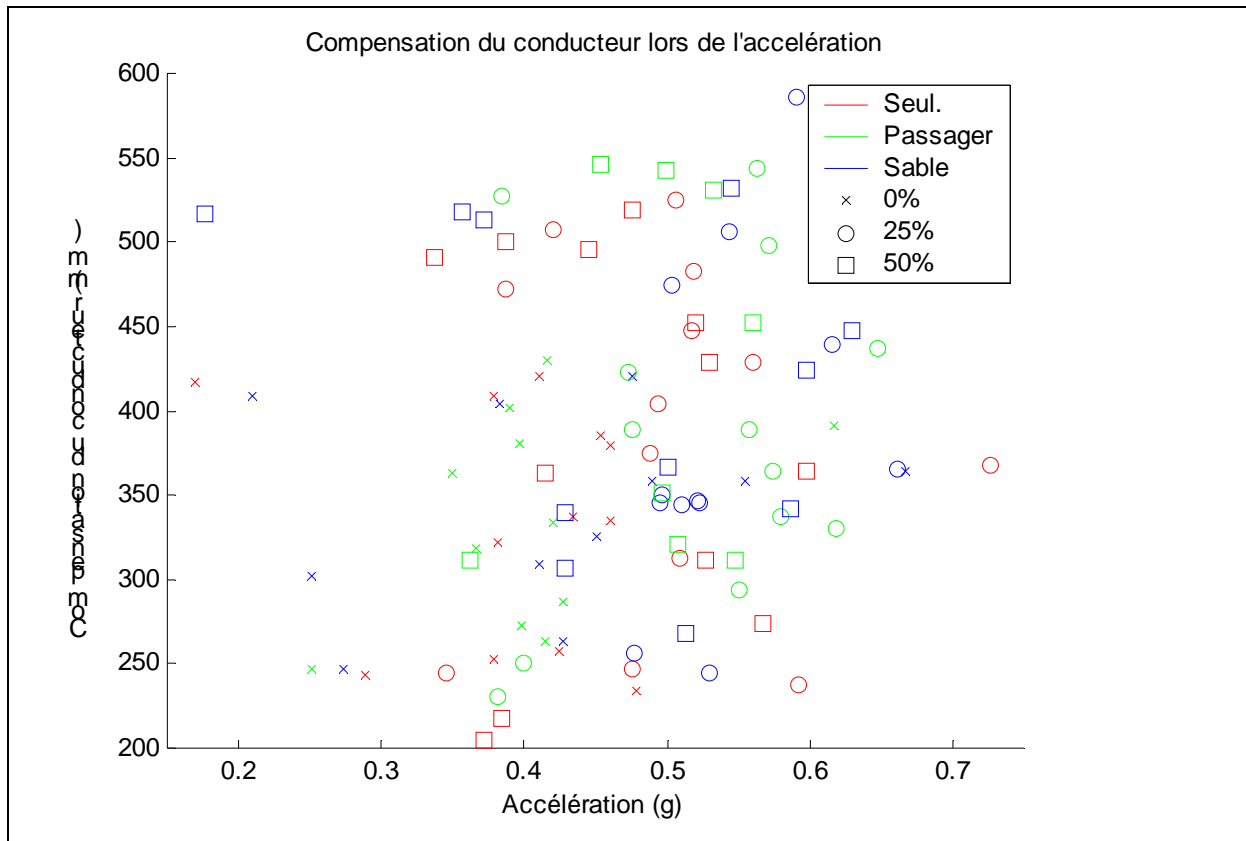


Figure 37d: Compensation du conducteur lors de l'accélération

8.4 Essais d'impact sur un obstacle

L'ajout d'un second passager sur un véhicule tout-terrain implique une répartition de charge déséquilibrée au profit des roues arrières. La suspension arrière se trouve largement chargée et sa course se trouve ainsi limitée. Pour évaluation cette limitation, des essais d'impact ont été réalisés. Ces essais consistent à gravir une pente et passer sur un obstacle (un morceau de bois) et enregistrer les courses des suspensions ainsi que les accélérations, le mouvement de tangage et la vitesse du véhicule. La figure 38a montre les courses des ressorts des suspensions du véhicule de type A au cours d'un impact sur une pente de 50%. Ce véhicule est équipé de deux ressorts sur les roues avant (WLF et WRF) et un seul ressort central sur le bras oscillant (WR). La figure 38b illustre un agrandi de la figure 38a à l'instant où l'impact a eu lieu. L'observation des figures 38a et 38b montre qu'à l'instant où débute l'impact, les courses des suspensions avant augmentent subitement pour atteindre plus de 80% de leur course. La figure 38c regroupe pour fin de comparaison la course de la suspension arrière lorsqu'un conducteur est le seul passager, un conducteur et un second passager et enfin conducteur et 80 kg sacs de sable.

Lorsque le véhicule transporte plus d'un passager ou un conducteur et une charge de sable à l'arrière, les courses de la suspension arrière atteignent facilement leur fin de course (100%, points *b* et *c* sur la figure 38c) Dans un cas associé à la présence de sacs de sable, la course dépasse 100%. En réalité, la valeur de la course de cette suspension lors de sa mesure en laboratoire est légèrement sous-estimée (la mesure de la course de la suspension ne correspond pas à la course limite réelle de la suspension). Les résultats observés sur la figure 38c montrent clairement que l'ajout d'une personne ou d'une charge à l'arrière dont le poids est équivalent à une personne compromet sérieusement le bon fonctionnement de la suspension arrière. En effet, en présence d'un passager, la suspension arrière atteint sa course limite (100%) et n'est plus en mesure de se déplacer en cas d'un impact plus violent. Cette

réalité est en contradiction directe avec les suspensions des véhicules tout-terrain qui sont censées offrir des courses suffisamment importantes pour absorber tout impact.

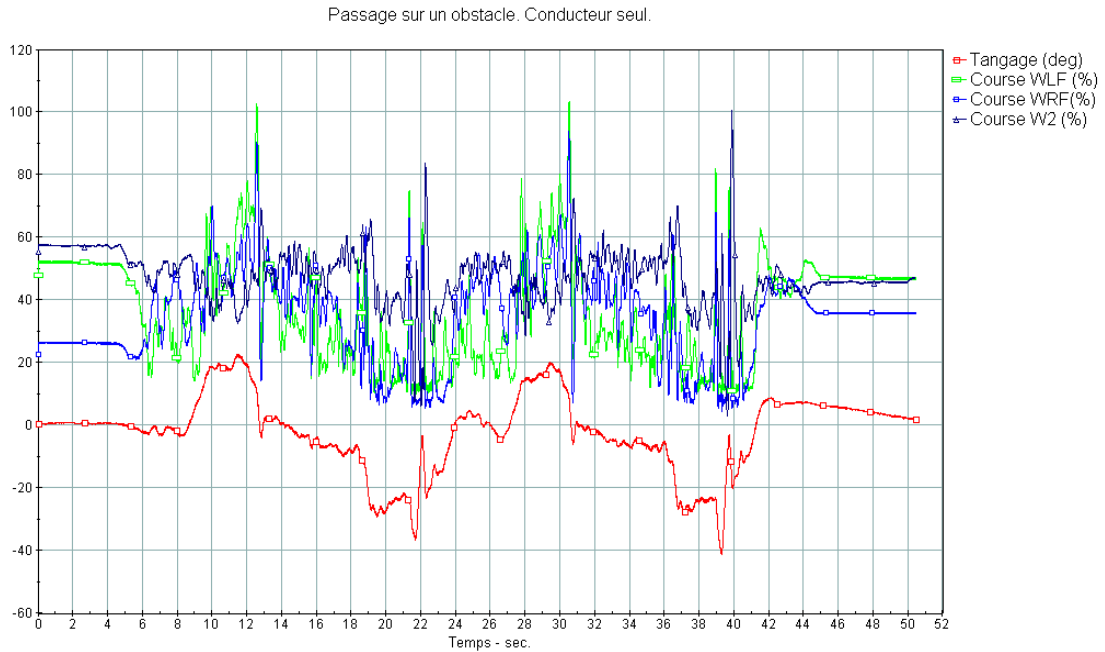


Figure 38a: Courses des suspensions lors d'un impact sur un obstacle. (Conducteur seul)

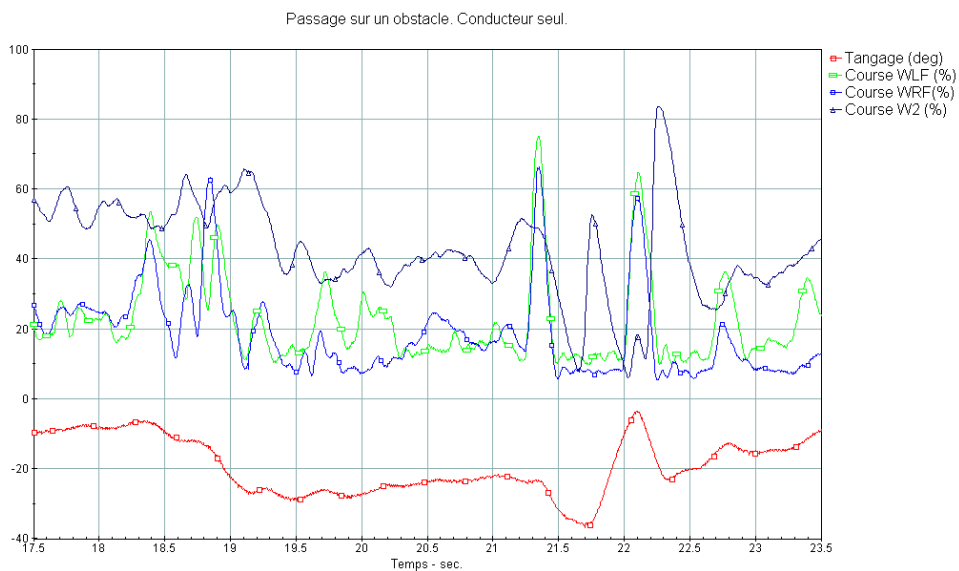


Figure 38b: Agrandi à l'instant d'impact (conducteur seul)

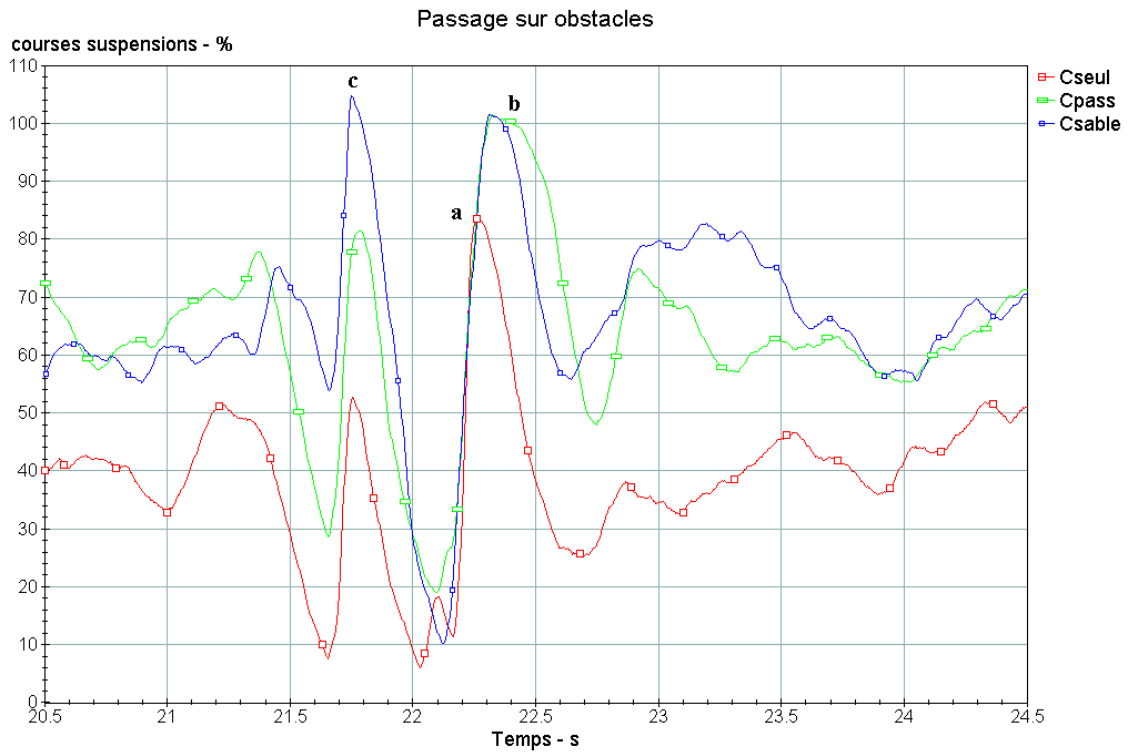


Figure 38c: Comparaisons entre les courses des suspensions. (avec et sans second passager)

9 Conclusion

Une étude, sur l'influence d'un transport d'un second passager, sur le comportement dynamique de véhicules tout-terrain a été réalisée. Cette étude est basée, d'une part, sur le développement d'un modèle mathématique permettant de simuler la dynamique d'un véhicule tout-terrain, et sur des essais sur piste impliquant trois véhicules de suspensions différentes. L'influence de la présence d'un second passager est analysée selon les deux principaux mode de stabilité du véhicule: stabilité latérale et stabilité longitudinale.

Caractère de sous-virage accentué

En virage, les roues arrière vont développer des forces latérales nettement plus importantes que celles produites par les roues avant. Pour maintenir la trajectoire dans le virage, les roues directrices compensent ce déséquilibre dans la distribution des charges en augmentant les angles de glissement (l'angle de glissement d'une roue est défini par l'angle entre la direction de déplacement de la roue et la direction de roulement du pneu). Cet angle est engendré par l'élasticité latérale du pneu). Ce comportement, selon la nature du sol et la compensation du conducteur, peut conduire à une saturation des forces latérales des roues avant qui provoquer ainsi une perte de contrôle du véhicule.

Stabilité latérale:

a) déplacement du centre de masse vers l'arrière

La présence d'un second passager sur un véhicule tout terrain produit un déséquilibre marqué des charges verticales au profit des roues arrière. Les charges sur les roues avant demeurent pratiquement inchangées. Cette répartition des charges verticales déplace le centre de masse (centre de gravité) vers les roues arrière du véhicule. À titre d'exemple, le tableau 5 résume,

selon le type de véhicule considéré, ce déplacement du centre de masse. Ce déplacement du centre de masse peut atteindre plus de 16% par rapport à sa position associée lorsque le conducteur est l'unique passager. Ainsi ce déséquilibre de charge est en contradiction avec le critère de stabilité latérale qui recommande pour un véhicule muni de quatre roues de localiser le centre de masse dans la première moitié de l'empattement du véhicule. Plus le centre de masse est éloigné de cette position, plus le véhicule, à haute vitesse, est sujet à une instabilité. Ce déséquilibre de charge accentue le caractère survirage du véhicule : la conduite du véhicule est moins aisée. En effet, le conducteur, lors d'un virage, doit développer plus d'efforts et d'attention pour maintenir le véhicule sur sa trajectoire.

Tableau 5: Répartition des charges et hauteur du centre de masse

Véhicule		A	B	C
Empattement /2 (m)		0.624	0.648	0.635
Masse à vide (kg)		249.6	384.4	356.6
Masse du conducteur (kg)		64.0	85.8	85.8
Masse du passager (kg)		94.5	92.2	92.2
Position longitudinale du centre de masse (m)	à vide	0.608	0.709	0.610
	conducteur	0.643	0.726	0.667
	conducteur + passager	0.749	0.826	0.744
	augmentation due à l'ajout d'un passager (%)	16.5	13.8	11.5
Hauteur du centre de masse (m)	à vide	0.455	0.467	0.499
	conducteur	0.594	0.621	0.645
	conducteur + passager	0.741	0.758	0.763
	augmentation due à l'ajout d'un passager (%)	24.7	22.1	18.3

b) augmentation de la hauteur du centre de masse

La présence du second passager sur un véhicule tout-terrain contribue à augmenter la hauteur du centre de masse de l'ensemble conducteur-véhicule. Un exemple type de cette contribution est reporté dans le tableau 5. Il est intéressant de remarquer que le conducteur à lui seul induit une augmentation de la hauteur du centre de masse de 13 cm. La présence du passager accentue cette augmentation en la portant à 16 cm. En sachant que ces véhicules sont déjà par conception caractérisés par un rapport hauteur sur largeur élevé, il est évident que l'ajout du conducteur contribue à faire augmenter ce rapport, alors qu'en présence d'un second passager, le rapport hauteur sur largeur augmente davantage et soumet l'ensemble véhicule-passagers à des risques de renversement très élevés. Les résultats de l'étude démontrent que les taux de roulis calculés et mesurés à partir d'essais augmentent avec la masse totale du véhicule. Il importe de souligner que les taux de roulis enregistrés uniquement en présence du conducteur et selon le type de véhicule sont de l'ordre d'au moins $12^\circ/g$. Ce niveau de taux de roulis est suffisamment élevé comparé à celui toléré pour des véhicules de tourisme (3 à $7^\circ/g$). En présence d'un second passager, les taux de roulis augmentent et peuvent atteindre jusqu'à $25^\circ/g$. L'explication de ces augmentations est directement liée aux effets additifs d'augmentation de la charge et de la hauteur du centre de masse. Il importe de souligner que les niveaux des taux de roulis sont proportionnels avec les poids du conducteur et du passager.

Stabilité longitudinale

La stabilité longitudinale concerne le renversement du véhicule autour d'un axe latéral du véhicule. Ce phénomène est donc associé au mouvement de tangage sur une pente. Ce mouvement est la réponse du véhicule suite à des opérations d'accélération ou de freinage. Pour mieux analyser les résultats de l'étude, nous proposons de revenir à la figure introduite en introduction sur la stabilité longitudinale. La mise en équation (voir introduction) montre

que la stabilité longitudinale est liée au rapport entre la distance a et la hauteur du centre de masse du véhicule (voir figure 39). Plus ce rapport est faible, plus le véhicule est susceptible de renverser. Le tableau 6 dresse les valeurs du rapport h/a en fonction du type de véhicule, des poids du conducteur et du passager. L'examen des valeurs du rapport a/h consignées dans le tableau 6 démontre que la présence d'un second passager contribue à compromettre la stabilité longitudinale du véhicule. En effet, ces baisses du rapport a/h s'expliquent par la diminution de la distance a (déséquilibre des charges au profit des roues arrière) et par l'augmentation de la hauteur h du centre de masse (accrue par la présence d'un second passager). Ces constatations sont confirmées par les résultats issus des simulations comme ceux obtenus par voie d'essais. Les taux de tangage extraits des données d'essais qui démontrent que la présence d'un second passager ou de sacs de sable se traduit en une augmentation des niveau de taux de tangage par rapport à ceux observés lorsque le conducteur est l'unique passager.

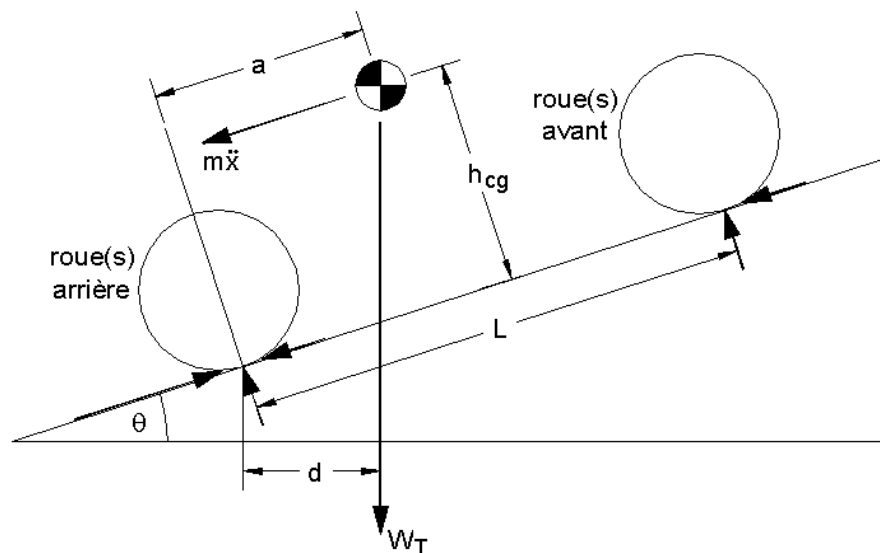


Figure 39: Stabilité longitudinale

Tableau 6: Évolution du rapport a/h

Véhicule	conducteur			conducteur + passager		
	h (m)	a (m)	a/h	h _{cg} (m)	a	a/h
A C = 64.0 kg P = 94.5 kg	0.59	0.60	1.02	0.74	0.50	0.67
B C = 64.0 kg P = 94.5 kg	0.59	0.58	0.99	0.74	0.49	0.66
B C = 85.8 kg P = 92.2 kg	0.62	0.57	0.92	0.76	0.47	0.62
C C = 85.8 kg P = 92.2 kg	0.65	0.60	0.93	0.76	0.53	0.69

Tableau 7: Taux de tangage en (°/g)

Pente en %	Conducteur seul	Conducteur & passager	Conducteur & 80 kg de sacs de sable
0	6.9	12.9	ND ¹
25	31.0	34.4	34.8
50	44.2	34.8	49.7

Influence de l'ajout d'un passager sur la conception du véhicule tout-terrain

Le paramètre le plus important dans un cahier de charge lors de la conception d'un véhicule est justement la charge à transporter et sa répartition aux roues qui conditionne le choix et l'optimisation des différents sous-ensembles qui constituent le véhicule. La présence d'un second passager sur un véhicule tout-terrain implique une charge plus importante sur la suspension arrière. Lors de manœuvres impliquant des transferts de charge ou impact sur obstacle, la suspension arrière subit une charge excessive lui imposant une course maximale. Des manœuvres de changement de voie exécutés durant les essais ou par voie de simulations

démontrent que les courses des ressorts arrière atteignent leur limite et compromettent ainsi le rôle de la suspension en lui imposant un comportement rigide durant cette phase de transfert de charge. Ce comportement indésirable de la suspension se traduit par des charges excessives sur les pneus du véhicule. En présence d'un passager, les sous-systèmes du véhicule (suspension, pneus) fonctionnent dans des conditions de charge très éloignées par rapport à celles prévues par le constructeur. Ces modifications des paramètres de fonctionnement du véhicule ne peuvent que compromettre sa sécurité.

10. Recommandations

Les véhicules tout-terrain sont le résultat d'un compromis entre une faible stabilité et une grande mobilité. L'amélioration de la stabilité est assurée par des mouvements du corps du conducteur. Ces mouvements permettent, au système formé par le véhicule et le conducteur, d'avancer ou reculer le centre de masse et d'abaisser aussi la hauteur du centre de masse.

La présence d'un second passager sur le véhicule contribue d'une part à concentrer une grande partie de la charge sur les roues arrière, et d'autre part, à augmenter sensiblement la hauteur du centre de masse. Le second passager contribue uniquement à détériorer sensiblement la sécurité du véhicule en dégradant tant sa stabilité latérale que longitudinale. Les résultats de cette étude ne permettent pas de recommander de tolérer, dans les conceptions actuelles des véhicules tout-terrain, à transporter un second passager. Tolérer en effet l'ajout d'un passager exigerait de revoir la conception du véhicule en matière de répartition de charge, d'empattement, type de pneus, etc. Ces modifications aboutiraient à un nouveau véhicule dont les dimensions vont correspondre au niveau de charges associées à la présence d'un second passager.

11. Bibliographie

1. Van Valkenburgh P.G., R.H. Klien, J. Kaniyanthra, "Three-Wheel Passenger Vehicle Stability and Handling", SAE Paper 820140
2. Tan, T.E. and J.C Huston, "Three Wheeled ATV - A No-Suspension Rigid Rider System, Part I: Modeling and Parameter Values", SAE Paper 841058
3. Tan, T.E. and J.C Huston, "Three Wheeled ATV - A No-Suspension Rigid Rider System, Part II: Applications -- Handling and Ride", SAE Paper 841059
4. Weir, D. H. and J.W. Zellner, "An Introduction to the Operational Characteristics of All-Terrain Vehicles", SAE Paper 860225
5. Wright, R. R. and T. G. Carpenter, "Lateral and Longitudinal Stability of ATVs", American Society of Agricultural Engineers, Paper 87-5005
6. Allen, R.W., H.T Szostak, T.J. Rosenthal, D. H. Klyde, "Steady State and Dynamic Properties of All Terrain Vehicles Related to Lateral Directional Handling and Stability", SAE Paper 891105
7. Holloway, D. C., W.H Wilson, T.J. Drach, "Examination of ATV Tire Forces Generated on Clay, Grass and Sand Surfaces", SAE Paper 891106
8. Kading, R. R. and J. Croscheck, "Computer Simulation of Three Wheeled ATV in Constant Radius Turns", SAE Paper 891107
9. Allen, R.W., H.T Szostak, T.J. Rosenthal, D. H. Klyde, "Transient Analysis of All Terrain Vehicle lateral Directional Handling and Stability", SAE Paper 891109
10. Chen, S.Y., L.W. Tsai, J. Chen, D. C. Holloway, "Steady-State Handling of Three-Wheeled All Terrain Vehicles (ATVs)", SAE Paper 891110
11. Huston, J.C., and B.J. Graves, "Three Wheeled Vehicle Dynamics", SAE Paper 820139
12. Whitcomb, D.W., and W.F. Milliken, "Design Implications of a General Theory of Automobile Stability and Control", 'Research in Automobile Stability and Control', Proc. Auto. Div. Inst. mech. Engrs., No 7. (1956-57)
13. Sushinsky, G. F. , "Field and Laboratory Measurement of ATV Vertical Motion Characteristics" SAE Paper 891104
14. Deppa, R.W. and J.A Hauser II, "All Terrain Vehicle Lateral Stability and the Limits of Control", SAE Paper 891108
15. U.S. District Court for the District of Columba (1988). United States of America v. American Honda Motor Co., Inc. et al.: Final Consent Decree. Civil Action No.87-3525.
16. Briefing Package on All-Terrain Vehicles, CPSC March, 1991.
17. T., Gillespie, Fundamental of Vehicle Dyanmics, SAE, 1992.
18. Girish V., Markale, Virtual Prototyping of an All Terrain Vehicle for Durability Loads Prediction, Master Thesis, University of Toledo, May 2002