



HAL
open science

Modélisation, conception et prototypage d'un véhicule tout-terrain capable de se déplacer à haute vitesse en milieu accidenté en toute sécurité

Denis N'Chot

► To cite this version:

Denis N'Chot. Modélisation, conception et prototypage d'un véhicule tout-terrain capable de se déplacer à haute vitesse en milieu accidenté en toute sécurité. Automatique / Robotique. Université Clermont Auvergne, 2023. Français. NNT : 2023UCFA0105 . tel-04528799

HAL Id: tel-04528799

<https://theses.hal.science/tel-04528799v1>

Submitted on 2 Apr 2024

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

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



École doctorale n° 70 : Sciences pour l'ingénieur

THÈSE

pour obtenir le grade de docteur délivré par l'

Université Clermont Auvergne

Spécialité doctorale "Robotique"

présentée et soutenue publiquement par

Denis N'CHOT

le 5 octobre 2023

MODÉLISATION, CONCEPTION ET PROTOTYPAGE D'UN VÉHICULE
TOUT-TERRAIN CAPABLE DE SE DÉPLACER À HAUTE VITESSE EN MILIEU
ACCIDENTÉ EN TOUTE SÉCURITÉ

Jury

Mme. Lama Al Bassit,	Ingénieure de Recherche, INRAE Clermont	Encadrante
M. Faïz Ben Amar,	Professeur des Universités, ISIR, Paris	Président
M. Jean-Christophe Fauroux,	Maître de Conférences, HDR, SIGMA Clermont	Directeur
M. Roland Lenain,	Directeur de Recherche, HDR, INRAE Clermont	Co-directeur
M. Manuel Paredes,	Professeur des Universités, Institut Clément Ader	Rapporteur
M. Pierre Renaud,	Professeur des Universités, ICUBE, Strasbourg	Rapporteur
M. Mathieu Richier,	Maître de Conférences, COSMER, Toulon	Examineur
M. Philippe Vaslin,	Maître de Conférences, LIMOS, Clermont	Co-directeur

Université Clermont Auvergne - Clermont Auvergne INP
CNRS, Institut Pascal, F-63000 Clermont-Ferrand, France.

Résumé

La plupart des robots terrestre à roues évoluent à faible vitesse afin de limiter les effets dynamiques générés par un déplacement à haute vitesse (supérieure à 10 m.s.^{-1}) sur un terrain irrégulier. Cependant, pour certaines applications, il est indispensable de disposer d'un véhicule robotisé à roues capable de se déplacer rapidement en terrain accidenté : intervention rapide en milieu agricole, en forêt, sur un aéroport ou une zone sinistrée. Ce domaine peu exploré relève de la problématique générale du maintien de la stabilité et de l'intégrité d'un véhicule tout-terrain robotisé lorsqu'il doit franchir un obstacle à grande vitesse sur un sol irrégulier. À vitesse élevée, les efforts générés lors des chocs contre les obstacles rencontrés sont du même ordre de grandeur dans les directions longitudinale et verticale. Grâce à ses degrés de liberté dans ces deux directions, la suspension innovante Susp-4D permet d'amortir les deux composantes de la force d'impact entre les roues et un obstacle. La première partie de la thèse porte sur l'optimisation des paramètres de la suspension Susp-4D en commençant par l'étude du comportement cinématique et cinétostatique de ce mécanisme, puis en comparant deux configurations intéressantes de Susp-4D en vue de choisir la plus adaptée aux franchissements à haute vitesse. Cette configuration a été validée par des données expérimentales obtenues avec un véhicule équipé de Susp-4D. Une version semi-active de Susp-4D a ensuite été proposée en vue de contrôler l'amortissement des suspensions longitudinales en utilisant un dispositif de réglage du coefficient d'amortissement sur deux niveaux : faible ou élevé. Ce dispositif a été dimensionné et intégré à l'échelle du prototype du robot VS-FROG. Grâce à un plan d'expérience, nous avons pu qualifier le franchissement d'obstacles en simulation par la variation d'énergie cinétique totale du véhicule, grandeur qui a été reliée au coefficient d'amortissement et au couple moteur. Cependant, quelles que soient les solutions envisagées pour améliorer le franchissement d'obstacles, le véhicule peut décoller du sol. Dans cette éventualité, des travaux précédents ont montré qu'il était théoriquement possible de contrôler le tangage d'un véhicule en phase balistique afin de sécuriser son atterrissage et lui permettre de poursuivre sa mission. La seconde partie de la thèse traite le problème du franchissement d'obstacles à haute vitesse comme un problème d'optimisation multi-objectifs sous contraintes en vue (i) de contrôler de manière optimale le coefficient d'amortissement et le couple moteur lors du franchissement – dans le but de minimiser la variation d'énergie cinétique totale – et (ii) de faciliter le contrôle d'attitude (angle et vitesse de tangage) du robot en phase balistique. La première stratégie a été validée en simulation grâce à un contrôleur prédictif qui a permis de minimiser la perte d'énergie cinétique et la vitesse de tangage du robot pour des hauteurs d'obstacles inférieures ou égales au rayon des roues. Une seconde stratégie a été développée pour permettre au robot d'atterrir sur ses roues après une phase balistique ; cette stratégie repose sur un modèle analytique basé sur le principe de conservation du moment cinétique de VS-FROG en phase aérienne. Ce modèle établit la relation entre la vitesse de rotation des roues et la vitesse de tangage du robot, et permet de contrôler le tangage du châssis en phase balistique, uniquement en accélérant ou en freinant les roues. Une loi de commande par backstepping a permis de relier le couple moteur à l'angle de tangage désiré et à la vitesse de

tangage du châssis. Dans tous les cas étudiés en simulation, le couple généré a permis de contrôler l'attitude du véhicule et d'atteindre l'angle désiré avant que le véhicule ne retombe au sol, sur ses roues arrière, ou avant, ou à plat.

Mots clés : Robot tout-terrain rapide à roues, Franchissement d'obstacles, Suspension semi-active à amortissement longitudinal, Contrôle d'attitude en tangage, Expérimentation en phase balistique, Modélisation et commande dynamique.

Abstract

Most of wheeled mobile robots move at a low speed in order to avoid dynamic effects created by a high-speed displacement (over 10 m.s.^{-1}) on an uneven ground. However, for some applications, it is essential to dispose of a robotic wheeled vehicle able to move rapidly on a rugged terrain : rapid intervention in agricultural environment, in forestry, on airports or disaster zones. This seldom investigated field deals with the general issue of keeping the stability and the integrity of an all-terrain robotic vehicle when it has to cross an obstacle at high speed on an uneven ground. At high speed, the efforts created by shocks against obstacles are of the same order of magnitude in the longitudinal and the vertical direction. Thanks to its degrees of freedom in both these directions, the innovative suspension Susp-4D is able to damp both components of the impact force between wheels and the obstacle. The first part of this thesis deals with the optimisation of the innovative suspension Susp-4D parameters, starting with the study of the kinematic and kinetostatic behaviour of this mechanism, and then comparing two interesting configurations of Susp-4D in order to select the most convenient one for crossings at high speed. This configuration has been validated by experimental data obtained with a vehicle equipped with Susp-4D. A semi-active version of Susp-4D has been then proposed in order to control longitudinal suspensions damping using an adjusting device of the damping coefficient at two levels : low or high. This device has been dimensioned and mounted on the robotic prototype VS-FROG. Using a Design of Experiment, we could qualify obstacle-crossing in simulation by the vehicle total kinetic energy variation, which has been related to the damping coefficient and the motor torque. However, whatever the foreseen solutions for improving obstacle-crossing, the vehicle could take off the ground. In this case, former studies have shown that it was theoretically possible to control the pitch of a vehicle during a ballistic phase in order to secure its landing and to allow it to complete its mission. The second part of this thesis deals with obstacle-crossing at high speed as a multi-objective optimisation problem under constraints in order (i) to optimally control the damping coefficient and the motor torque during crossing – in the aim of minimising the total kinetic energy variation – and (ii) to ease the control of the robot attitude (pitch angle and pitch velocity) in ballistic phase. The first strategy has been validated in simulation using a predictive controller that allowed minimizing the kinetic energy loss and the pitching velocity of the robot for obstacle heights smaller than or equal to a wheel radius. A second strategy has been developed to allow the robot to land on its wheels after a ballistic phase ; this strategy relies on an analytical model based on the principle of VS-FROG angular momentum conservation in ballistic phase. This model sets the relation between wheels angular velocity and the robot pitching velocity, and allows controlling the vehicle pitch angle in ballistic phase, by only accelerating or breaking the wheels. A backstepping control law allowed relating the motor torque to the wished pitch angle and to the vehicle pitching velocity. In all the cases studied in simulation, the generated torque allowed controlling the vehicle attitude and reaching the wished angle before the robot lands on the ground, either on its rear or front wheels, or flat.

Keywords : Fast all-terrain wheeled mobile robot, Obstacle crossing, Semi-active suspension with longitudinal damping, Pitch attitude control, Experimentation in ballistic phase, Dynamic modelling and control.

Résumé abrégé & Abstract shortened

Résumé abrégé

Cette thèse traite du maintien de la stabilité et de l'intégrité d'un véhicule tout-terrain robotisé lorsqu'il doit franchir un obstacle à grande vitesse sur un sol irrégulier. La première partie porte sur l'optimisation des paramètres de la suspension innovante Susp-4D qui permet d'amortir les deux composantes de la force d'impact entre les roues et un obstacle. La configuration de Susp-4D a été optimisée expérimentalement et une version semi-active à deux états (amortissement faible ou élevé) a été intégrée sur le prototype VS-FROG. La seconde partie de la thèse traite le franchissement d'obstacles à haute vitesse comme un problème d'optimisation multi-objectifs sous contraintes : le coefficient d'amortissement et le couple moteur sont contrôlés pendant le franchissement par un contrôleur prédictif, puis l'attitude du robot en phase balistique est contrôlée grâce au principe de conservation du moment cinétique qui permet au robot d'atterrir sur ses roues arrière ou avant, ou à plat.

Mots clés : Robot tout-terrain rapide à roues, Franchissement d'obstacles, Suspension semi-active à amortissement longitudinal, Contrôle d'attitude en tangage, Expérimentation en phase balistique, Modélisation et commande dynamique.

Abstract shortened

This thesis deals with keeping the stability and integrity of an all-terrain wheeled mobile robot when it has to cross an obstacle at high speed on an uneven ground. The first part deals with the optimisation of the innovative suspension Susp-4D, which is able to damp both components of the impact force applied by an obstacle on the wheels. The optimal configuration of Susp-4D has been experimentally validated and a semi-active version (low or high damping) has been scaled up and mounted on VS-FROG prototype. The second part of this thesis deals with obstacle-crossing at high speed as a multi-objective optimisation problem under constraints : damping coefficient and motor torque are controlled during crossing by a predictive controller, and then the robot attitude during the airborne phase is controlled according to the principle of angular momentum conservation, which allows the robot landing either on its rear or front wheels, or flat.

Keywords : Fast all-terrain wheeled mobile robot, Obstacle crossing, Semi-active suspension with longitudinal damping, Pitch attitude control, Experimentation in ballistic phase, Dynamic modelling and control.

Abréviations

CdG Centre de gravité. 30, 84

COR Coefficient of restitution. 19

d.d.1 Degré de liberté. 13, 38, 71, 158

DoE Design of experiments [Plan d'expérience]. 83, 84, 97

PLA Polylactic acid. 13, 75, 76, 143

stub**** Acier pré-usiné rectifié avec une forte teneur en carbone et en chrome.. 77, 144

VS-FROG Very Safe Four-wheeled terrestrial Robot for rolling at high speed On uneven Grounds [Robot terrestre à quatre roues capable d'évoluer à grande vitesse sur terrains accidentés en toute sécurité]. 17

Nomenclature

- C_0 Position initiale du point C . 7, 43
- C_p Position de précontrainte du point C . 67
- C Point d'intersection des jambes de suspension. 7, 40
- $FP1$ Fonction principale 1. 40
- $FP2$ Fonction principale 2. 40, 42
- F_r Nombre de Froude. 34, 140
- R_1 Référentiel lié à la jambe de suspension $\{S_l\}$. 49
- R_2 Référentiel lié à la jambe de suspension $\{S_l\}$. 49
- R_v Référentiel lié au véhicule. 44
- S_{1M} Longueur maximum de la jambe 1. 46
- S_{1m} Longueur minimum de la jambe 1. 46
- S_{2M} Longueur maximum de la jambe 2. 46
- S_{2m} Longueur minimum de la jambe 2. 46
- W_u Espace de travail utile théorique de la suspension. 47, 81, 91–95, 114, 115, 140, 143, 161
- W Espace de travail globale théorique de la suspension. 45
- ΔE_c L'énergie cinétique totale du châssis. 74
- ΔL Longueur de compression longitudinale. 42
- ΔV Longueur de compression verticale. 42
- Δx_C Déplacement horizontal du point C par rapport à la position C_0 . 52
- Δz_C Déplacement vertical du point C par rapport à la position C_0 . 52
- τ_{x1} Ratio de déplacement dans la direction x de la configuration 1. 53
- τ_{x2} Ratio de déplacement dans la direction x de la configuration 2. 53
- τ_{z1} Ratio de déplacement dans la direction z de la configuration 1. 53
- τ_{z2} Ratio de déplacement dans la direction z de la configuration 2. 53
- δ' La vitesse de tangage du châssis. 86
- δ L'angle de tangage du châssis. 86
- \hat{k}_x Raideur apparente de la suspension le long de la direction horizontale. 42
- \hat{k}_z Raideur apparente de la suspension le long de la direction verticale. 42
- $\{S_l\}$ Jambe de suspension l . 7, 40
- \vec{g} Accélération gravitationnelle. 23

- τ_x Déplacement élémentaire des jambes de suspension le long de la direction horizontale. 42
- τ_z Déplacement élémentaire des jambes de suspension le long de la direction verticale. 42
- φ Angle d'orientation de la suspension. 42
- c_{AV} Coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales. 83–97, 99, 115, 160, 161
- c Coefficient d'amortissement. 27
- h_O Hauteur de l'obstacle par rapport au rayon de la roue du robot. 83–85, 87–91, 94–97, 99, 160, 161
- k Raideur du ressort. 26
- r_d Le rapport de réduction du moteur. 125, 166
- v_c Vitesse d'approche du véhicule avant le début du franchissement. 84, 87–91, 93–98, 160, 161

Table des matières

Introduction	11
1 Contexte de recherche et problématique	15
1.1 Contexte général de la recherche	16
1.2 Problématique	33
2 Modélisation et étude de la suspension à 2 ddl d’amortissement pour le franchissement d’obstacle à haute vitesse	37
2.1 Introduction	38
2.2 Étude analytique 2D de la suspension Susp-4D	42
2.3 Analyse cinématique 2D de franchissement d’obstacle d’un véhicule doté de Susp-4D	65
2.4 Conclusion	71
3 Re-conception d’un prototype basé sur un châssis de véhicule tout-terrain de taille réduite pour le pilotage semi-actif des suspensions longitudinales	73
3.1 Introduction	74
3.2 Fabrication de Susp-4D en matériau léger pour VS-FROG	74
3.3 Proposition d’un amortisseur semi-actif	75
3.4 Conclusions	76
4 Stratégies d’adaptation des paramètres de suspension et du contrôle balistique	78
4.1 Introduction	79
4.2 Stratégies pour le franchissement 2D d’obstacle à haute vitesse jusqu’à 15 m.s^{-1} .	79
4.3 Contrôle d’attitude pour l’atterrissage après une phase balistique	102
4.4 Validation en simulation des deux stratégies de franchissement et d’atterrissage . .	107
4.5 Conclusion	140
5 Conclusions & Perspectives	142
Bibliographie	148

Table des figures	157
Liste des tableaux	165
A Re-conception d'un prototype basé sur un châssis de véhicule tout-terrain de taille réduite pour le pilotage semi-actif des suspensions longitudinales	167
A.1 Fabrication de Susp-4D en matériau léger pour VS-FROG (Sylvain, 2021)	168
A.2 Proposition d'un amortisseur semi-actif	174
A.3 Conclusion	182
B Détermination expérimentale de la raideur des ressorts du véhicule Traxxas E-Maxx 3903	183
C Détermination expérimentale du coefficient d'amortissement des suspensions du véhicule Traxxas E-Maxx 3903	187
D Détermination expérimentale du coefficient de restitution des roues de VS-FROG.	192
E Coefficients des polynômes ajustés par la méthode d'ajustement des moindres carrées	194

Introduction

Contexte

Actuellement, la plupart des robots à roues évoluent à faible vitesse en terrain accidenté pour limiter les effets dynamiques d'un déplacement à haute vitesse en terrain irrégulier. On entend par haute vitesse une vitesse suffisamment élevée pour qu'une faible irrégularité du sol génère une grande perturbation de la trajectoire, tels qu'un dérapage, un patinage des roues, un renversement ou un décollage du sol. Un véhicule routier peut rouler à 200 km/h sur terrain lisse ; un véhicule tout-terrain de taille et masse similaires au véhicule routier dépasse rarement 20 km/h en roulant dans un champ labouré. On voit que la taille des irrégularités du sol par rapport à la taille du véhicule, et notamment de ses roues, conditionne la vitesse d'évolution à laquelle on pourra contrôler le véhicule en toute sécurité. Les robots tout-terrain à roues, qui sont des véhicules à commande autonome, évoluent eux aussi très lentement en terrain accidenté (Jarrault, 2013; Bouton, 2017).

Pour certaines applications, il est parfois indispensable de disposer d'un véhicule terrestre robotisé à roues capable de se déplacer rapidement sur terrains accidentés par exemple pour de la surveillance de grands espaces ou de l'intervention rapide sur champs agricoles, forêts, aéroports, zones sinistrées, où l'enjeu premier est de maintenir la stabilité du robot lors de son évolution. Pour ce faire, les suspensions des véhicules tout-terrain existants autorisent des mouvements des roues à un degré de liberté, proches d'une translation verticale par rapport au châssis. Cependant, des travaux précédents (Fauroux *et al.*, 2012a) ont montré que, lors d'un franchissement d'obstacle, le robot subissait des efforts longitudinaux du même ordre de grandeur que les efforts verticaux. Ce constat est à l'origine de la suspension Susp-4D (Fauroux *et al.*, 2010b; Fauroux et Cousturier, 2012c) qui possède 1 d.d.l de déplacement longitudinal en plus du déplacement vertical. Par ailleurs, des solutions de franchissement d'obstacles ont été développées pour des robots : certaines reposent sur l'utilisation de systèmes de locomotion associant une roue et une jambe ou roue et pale par exemple (Abad-Manterola *et al.*, 2010; Bhagat, 2012).

Pour les missions où le robot doit se déplacer à haute vitesse (supérieure ou égale à 10 m.s^{-1}), le domaine demeure peu exploré. Dans ce cas, du fait de sa vitesse élevée et des obstacles rencontrés, le véhicule est susceptible de décoller du sol, quelle que soit la stratégie mise en place pour le franchissement d'obstacles. Dans cette hypothèse, des travaux précédents ont montré qu'il était possible de contrôler le tangage du robot en phase balistique afin de préparer son atterrissage et lui permettre de poursuivre sa mission (Vaslin *et al.*, 2011; Gonzalez *et al.*, 2020).

Dès lors, *comment maintenir la stabilité et l'intégrité des robots tout-terrain lorsque le véhicule doit franchir un obstacle à grande vitesse sur un sol irrégulier ?*

La thèse se focalisera principalement sur la modélisation, la conception et la commande du robot mobile VS-FROG cf. figure 1, léger et capable de franchir des obstacles à plus de 10 m.s^{-1} , en garantissant sa stabilité et sa sécurité. Ces travaux seront centrés sur le développement de dispositifs mécatroniques spécifiques tels qu'une suspension semi-active basée sur la suspension innovante Susp-4D, une stratégie de minimisation du ralentissement du véhicule voire des chocs pendant le franchissement, une stratégie de correction de l'assiette du robot pour lui permettre de retomber sur ses roues après une phase balistique, et des lois de commandes intégrant ces deux stratégies.

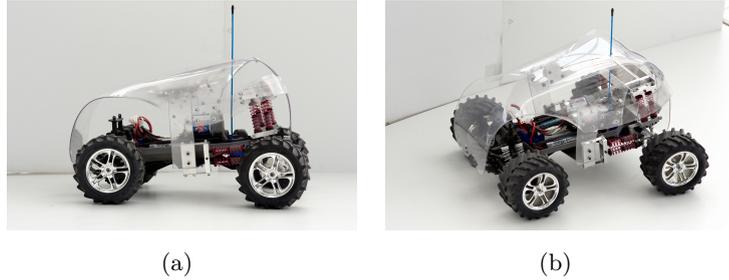


FIGURE 1: *Version antérieure de VS-FROG équipée d'une version passive de la suspension innovante Susp-4D.*

Pour ce faire, deux développements principaux sont proposés, (i) optimiser le coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales et (ii) optimiser le couple moteur du robot afin d'éviter un renversement en tout-terrain. Nous nous intéressons de manière plus spécifique aux conséquences d'un franchissement à haute vitesse d'obstacles positifs de hauteur inférieure ou égale au rayon de la roue. Il s'agit in fine de proposer un module d'assistance automatique au franchissement d'obstacle positif à haute vitesse, exploitant des caractéristiques variables des propriétés de suspension.

Cette thèse s'inscrit dans la continuité du projet robot RobCat, dont l'objectif était de créer un robot mobile retombant toujours sur ses roues, et bénéficie d'un financement du Labex IMOBS³¹ dans le cadre du projet de l'I-Site Cap 20-25² investissements d'avenir. Ce projet a pour ambition de contribuer de manière majeure aux évolutions scientifiques, technologiques, environnementales et comportementales indispensables à la conception de « modèles de vie et de productions durables » grâce à sa stratégie d'innovation multimodale associant la pluralité disciplinaire, de partenariats et de performances. La thèse a bénéficié donc de l'expertise acquise dans les projets collaboratifs passés au sein du LabEx avec principalement le projet ANR Adap2E dont l'objectif consistait à substituer à un robot, dont les caractéristiques sont constantes, un système robotique capable de se reconfigurer à la fois mécaniquement et algorithmiquement pour s'adapter à l'environnement et à sa mission. Il s'agissait ainsi de concevoir un outil agile et autonome, capable de modifier sa forme et son comportement au gré des contraintes inhérentes à son travail.

1. Innovative Mobility : Smart and Sustainable Solutions
2. La labellisation I-SITE de l'Université Clermont Auvergne

Contributions et organisation de la thèse

Cette thèse apporte deux contributions majeures :

- Proposer une stratégie anticipative permettant de piloter le coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales de Susp-4D et du couple moteur pour réduire la perte d'énergie cinétique totale lors du franchissement d'obstacles à haute vitesse afin de minimiser le choc et limiter la vitesse de tangage en fin de franchissement ;
- Proposer une stratégie de contrôle de l'attitude du véhicule (angle de tangage) avant l'atterrissage au sol pour assurer qu'il retombe sur ses roues, et ce avec une vitesse de tangage faible après une phase balistique.

Les développements relatifs à ces objectifs sont décrits dans cette thèse à travers cinq chapitres. Le premier chapitre présente l'état de l'art de la problématique et le positionnement de la thèse et les chapitres suivants présentent les contributions de la thèse :

Le **premier chapitre** décrit le contexte de notre recherche en robotique mobile, présente la problématique et le positionnement de la thèse et enfin propose une nouvelle approche pour répondre à la problématique du franchissement d'obstacle à haute vitesse.

Dans le **chapitre 2**, l'étude de la suspension innovante Susp-4D à 2 d.d.l d'amortissement est réalisée. D'une part, par une étude analytique comparative de deux configurations de la suspension en utilisant une modélisation géométrique, cinématique et cinétostatique. Ces modèles permettent ensuite de développer des critères pour caractériser le comportement de la suspension et de choisir la configuration qui répond le mieux à la problématique du franchissement d'obstacle à haute vitesse. D'autre part, par l'évaluation des performances d'un véhicule équipé de la suspension à 2 d.d.l dans la configuration la plus adaptée au franchissement à haute vitesse.

Dans le **chapitre 3**, il s'agit de reconcevoir un prototype VS-FROG basé sur le châssis du véhicule Traxxas E-Max 3908. Ce prototype, plus léger que les versions antérieures, est équipé d'une version semi-active de la suspension Susp-4D sur le train avant du véhicule. Dans un premier temps, un dimensionnement des éléments de la suspension et de leur fixation sur le châssis est réalisé pour un matériau plastique PLA. Dans un second temps, nous avons proposé une version semi-active des suspensions longitudinales de Susp-4D pour réduire la perte d'énergie cinétique pendant le franchissement d'un obstacle positif et éviter la casse du matériel.

Le **chapitre 4** est dédié à la formalisation du problème de franchissement d'obstacles à haute vitesse d'une part, et de proposer une formalisation de la phase balistique issue de travaux antérieurs, d'autre part. Pour le franchissement, une stratégie est proposée associant le pilotage des suspensions et le couple appliqué aux roues, afin de réduire la perte d'énergie cinétique lors du franchissement d'obstacles positif ainsi que réduire la vitesse de tangage du véhicule à la fin du franchissement, en tenant compte de la hauteur de l'obstacle. La formalisation de la phase balistique issue du projet RobCat est basée sur le principe de conservation du moment cinétique pour adapter l'assiette du robot avant qu'il ne retombe au sol. Cette formalisation ne considère pas les problématiques de perception de l'obstacle et de la surface d'atterrissage ni de mise en œuvre algorithmique sur microcontrôleur.

Enfin, le **chapitre 5** propose une conclusion et des perspectives concernant les contributions de ce travail de thèse.

Publications et communications scientifiques

Conférences internationales

- Denis N'CHOT, Jean-Christophe FAUROUX, Lama Al BASSIT, Roland LENAIN and Philippe VASLIN. “Performance Evaluation of an Innovative Suspension System for Obstacle Crossing”. Proc of HYPERLINK "<https://clawar.org/clawar2022> " CLAWAR 2022 conference, Sep. 12th-14th, 2022. Ponta Delgada, Azore Islands, Portugal. 12p. In : Cascalho, J.M., Tokhi, M.O., Silva, M.F., Mendes, A., Goher, K.,and Funk, M. (éd.) Robotics in Natural Settings, 2023, pp. 95-106. (Conférence sur article)
- Denis N'CHOT, Roland LENAIN, Jean-Christophe FAUROUX, Lama Al BASSIT and Philippe VASLIN. “Obstacle crossing strategies for high-speed 4WD small-scale vehicles”, HYPERLINK "<https://syromrobot.upt.ro/>" SYROM & ROBOTICS 2022, Iasi, Roumanie, Nov. 17th-18th, 2022. 8p. In : Proceedings of SYROM 2022 & ROBOTICS 2022 : 13th IFToMM International Symposium on Science of Mechanisms and Machines & XXV International Conference on Robotics. Cham : Springer International Publishing, 2023. p. 327-336. (Conférence sur article)

Chapitre 1

Contexte de recherche et problématique

Éléments clés

- Définir la terminologie et le cadre des travaux.
 - Formuler la problématique et les contributions.
-

Sommaire

1.1	Contexte général de la recherche	16
1.1.1	Environnements cibles et types d'obstacles	16
1.1.2	Modèles du contact roue-sol	17
1.1.3	Le franchissement d'obstacle en milieu non structuré	20
1.1.4	Les systèmes de locomotion tout-terrain à roue	25
1.1.5	Exemples de robots mobiles à roues pour des tâches agricoles, d'exploration et d'intervention rapide	31
1.2	Problématique	33
1.2.1	Formulation de la problématique et positionnement de la thèse	33
1.2.2	Solutions envisagées	35

1.1 Contexte général de la recherche

Ces travaux s'intéressent à la problématique de franchissement d'obstacle positifs à haute vitesse des robots mobiles tout-terrain à roues.

1.1.1 Environnements cibles et types d'obstacles

La roue est le moyen d'avance le plus efficace et le plus rapide de se déplacer en terrain régulier (Hirose, 1991). Cependant, ses capacités de franchissement d'obstacle sont limitées en terrain irrégulier (Fig. 1.1) pour ces raisons :

D'une part, les conditions de contacts ne sont pas maîtrisées. En effet, les paramètres du contact (Carvill, 1994; Wong, 2022) sont nombreux et peuvent varier énormément dans les environnements non structurés. On y trouve généralement plusieurs types de matériaux avec des coefficients de frottements divers : des cailloux, des touffes d'herbes, du béton, du bitume, de l'humus, du bois, pour ne citer que ceux-là.

D'autre part, la forme des l'obstacles et leur hauteur par rapport à la roue ne permet pas toujours le franchissement. En effet, la hauteur maximum franchissable par une roue lorsque toutes les conditions de couple et de contact sont réunies est strictement inférieure au rayon de la roue (Abad-Manterola *et al.*, 2010). La forme des obstacles peut être caractérisée en fonction de la continuité de la courbe décrivant leur profil; (Fauroux *et al.*, 2012a) distinguent trois types de formes d'obstacles (Fig. 1.2), qui s'appliquent aussi bien aux obstacles positifs (c.-à-d. en relief) qu'aux obstacles négatifs (c.-à-d. en creux) :



(a) Surface de Mars. Source : NASA, 2023



(b) Piste d'aéroport, Nice, France 1980



(c) Zone sinistrée



(d) Sol agricole labouré

FIGURE 1.1: Exemples d'environnements ciblés par VS-FROG.

- C^1 mais non C^2 pour les obstacles à profil plus progressif, positifs (bosses) ou négatifs (rigoles) ;
- C^0 mais non C^1 pour les obstacles dont la courbe profil contient des cassures de pente (marches, trottoirs, caniveaux...);
- Non C^0 pour les obstacles infranchissables, qu'ils soient positifs (murs élevés) ou négatifs (fossés profonds).

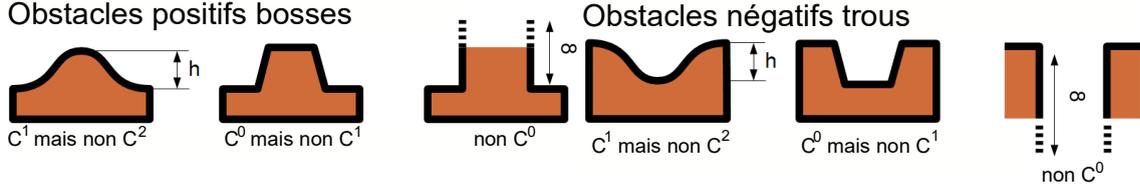


FIGURE 1.2: Classification des obstacles selon la continuité de forme. Traduit de (Fauroux, 2012b).

Dans ces travaux, la solution proposée pour le prototype VS-FROG a été conçue et étudiée pour le franchissement d'obstacles positifs à haute vitesse.

1.1.2 Modèles du contact roue-sol

La modélisation du contact entre la roue et le sol est un problème complexe très présent en robotique mobile. Cette modélisation consiste à estimer le plus précisément possible la force normale de contact, puis les forces longitudinales et latérales agissant sur les roues du robot lors de son évolution dans son environnement de travail. Les objectifs de cette modélisation sont de faire des simulations dynamiques réalistes et d'améliorer les lois de commande et les stratégies de déplacement des robots mobiles en environnement non structuré.

Dans ce domaine, il existe deux grandes approches (Fnadi, 2019). D'une part, les approches expérimentales basées sur des techniques d'ajustement de courbes dont les plus connues sont les modèles de (Fiala, 1954) et de (Pacejka, 2002). Les fonctions d'ajustement proposées par (Pacejka, 2002) se formalisent dans la version de (Lhomme-Desages, 2008) de la façon suivante :

- Pour les déplacements longitudinaux purs, la force longitudinale (Fig. 1.3) s'écrit :

$$F_L(s) = D_L \sin[C_L \arctan\{B_L s_L - E_L(B_L s_L - \arctan(B_L s_L))\}] + S_{VL} \quad (1.1)$$

avec le glissement longitudinal $s_L = s + S_{HL}$, les constantes B_L, C_L, D_L, E_L sont à déterminer expérimentalement. Les paramètres S_{HL} et S_{VL} permettent de décaler l'origine de $F_L(s)$;

- Pour les déplacements latéraux, la force latérale s'écrit :

$$F_T(\alpha) = D_T \sin[C_T \arctan\{B_T \alpha_T - E_T(B_T \alpha_T - \arctan(B_T \alpha_T))\}] + S_{VT} \quad (1.2)$$

avec l'angle de dérive $\alpha_T = \tan \alpha + S_{HT}$, les constantes B_T, C_T, E_T, D_T sont à déterminer expérimentalement. Les paramètres S_{HT} et S_{VT} permettent de décaler l'origine de $F_T(\alpha)$;

- Le moment suivant l'axe vertical s'écrit :

$$M_z(\alpha) = -D_z \sin[C_z \arctan\{B_z \alpha_t - E_z(B_z \alpha_t - \arctan(B_z \alpha_t))\}] \cdot F_T + M_z \quad (1.3)$$

avec l'angle de dérive $\alpha_t = \tan \alpha + S_{Ht}$, les constantes B_z, C_z, D_z, E_z, M_z et S_{Ht} sont à déterminer expérimentalement.

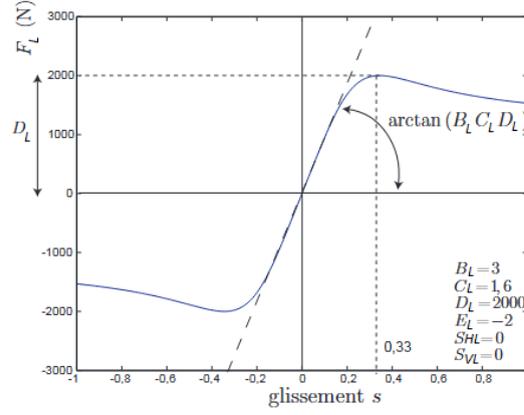


FIGURE 1.3: Force longitudinale F_L en fonction du glissement s obtenu à partir de la formule de Pacejka pour $S_{HL} = S_{VL} = 0$. Notation adaptée de (Lhomme-Desages, 2008).

Ces modèles permettent d'estimer avec justesse les efforts longitudinaux et transversaux, mais sont généralement connus pour utiliser une grande quantité de paramètres et nécessitent un équipement spécialisé pour collecter ces paramètres et encore moins les adapter en temps réel en fonction de l'évolution des conditions de roulement. En outre, ils ne permettent pas une interprétation physique, car ils ne reposent pas directement sur des équations mécaniques.

D'autre part, les approches analytiques visent à modéliser le contact à partir d'équations différentielles qui prennent en compte certains phénomènes comme la pression du pneu (Lee, 1994; Salaani, 2007) ou encore la viscoélasticité du pneu (Gim *et al.*, 2005). Selon (Lee, 1994) la pression (Fig. 1.4) du contact roue-sol s'écrit :

$$p_n = p_{max} \sqrt{1 - \frac{\left(\zeta - \frac{l}{2}\right)^2}{\frac{l^2}{4}}} \quad (1.4)$$

avec p_{max} la pression maximale dans la surface de contact, ζ la longueur de la surface de contact définie par un point d'intérêt n suivant la longueur et l , la longueur totale de la surface de contact. La force normale \vec{N} résultante pour une largeur de la bande de roulement w est donnée par l'intégrale :

$$N = \int_0^l p_n w d\zeta \quad (1.5)$$

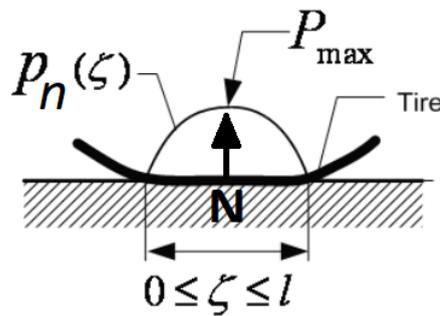


FIGURE 1.4: Distribution elliptique de la pression verticale de la surface de contact connaissant la longueur longitudinale de la surface de contact et la pression maximale. Adaptée de (Chan, 2008).

Cependant, ces approches sont limitées pour décrire des phénomènes complexes dans les simulations de véhicules, en particulier dans le régime de glissement, lorsqu'on veut prendre en compte le couplage des glissements longitudinaux et latéraux, en plus de l'orientation de la roue.

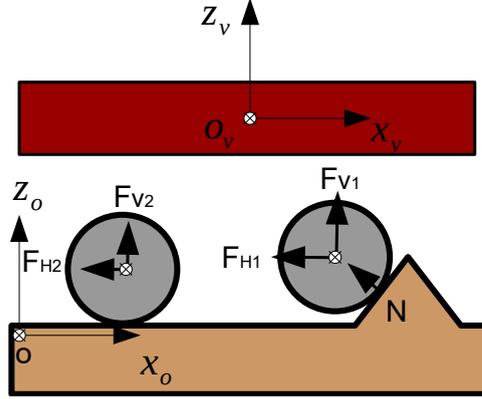


FIGURE 1.5: Les obstacles ont généralement une surface frontale dont le vecteur normal \vec{N} peut être plus ou moins incliné. Lorsqu'une roue heurte un obstacle, la réaction \vec{F} du sol sur la roue comporte des composantes horizontale (\vec{F}_H) et verticale (\vec{F}_V) dépendant de l'orientation de \vec{N} . Adapté de (Fauroux, 2012b).

Le phénomène physique prépondérant, lors d'un franchissement d'obstacle à haute vitesse, est l'impact entre la roue et l'obstacle (Fauroux et Bouzgarrou, 2011). L'impact est caractérisé par une réaction du sol sur les roues de forte intensité (Fig.1.5) dans un temps de contact roue-obstacle très court, de l'ordre de quelques dizaines de millisecondes (Stronge, 2000; Šulka *et al.*, 2018). Ce qui se traduit par une grande variation de vitesse de la roue avant et après l'impact. La vitesse du véhicule est alors très réduite après le choc (Gilardi et Sharf, 2002) et l'angle de tangage grandement modifié, ce qui peut engendrer un renversement du robot, et/ou une rupture mécanique.

Pour étudier le choc afin de le minimiser, une métrique importante à considérer est le coefficient de restitution, COR e , qui permet de prendre en compte la perte d'énergie pendant l'impact. Dans la littérature, on distingue deux phases pendant l'impact : (i) la compression lorsque la roue rentre en contact avec l'obstacle et (ii) la restitution qui débute lorsque la roue commence à se séparer de l'obstacle et va jusqu'à la séparation complète (Gharib et Hurmuzlu, 2012).

Le modèle utilisé pour calculer le COR dans ces travaux est celui de Newton, qui est facile à implémenter. Il est défini comme suit (Ahmad *et al.*, 2016) :

$$e = -\frac{v_f}{v_0} \quad (1.6)$$

avec v_f et v_0 les vitesses relatives roue-obstacle finale et initiale, respectivement. La force normale résultante est exprimée sous la forme (Giesbers, 2012) :

$$N = p_e(e - 1)v_f \quad (1.7)$$

avec p_e un coefficient de pénalité (Šulka *et al.*, 2018). Le modèle de contact utilisé dans ce contexte est simple et prend en compte à la fois la dissipation, avec la valeur de COR (damper), et le stockage avec le coefficient de pénalité p_e (raideur), de l'énergie. En effet, la plupart des modèles (Ahmad *et al.*, 2016) utilisés pour modéliser l'impact intègrent ces deux phénomènes. La loi de Coulomb est uniquement utilisée dans ces travaux pour déduire la force longitudinale \vec{T} à partir

de la force normale pour une première approche du franchissement 2D. On distingue alors deux cas de figure :

1. Le glissement entre la roue et l'obstacle : $T = \mu_d N$;
2. L'adhérence entre la roue et l'obstacle : $T \leq \mu_s N$.

avec μ_d et μ_s les coefficients de frottement dynamique et statique, respectivement, qui vont varier en fonction de la nature du contact.

1.1.3 Le franchissement d'obstacle en milieu non structuré

Différentes solutions ont été proposées pour améliorer les capacités de franchissement de la roue sous forme de stratégies et de nouveaux moyens de locomotion.

1.1.3.1 Principe des stratégies de franchissement d'obstacles

Les stratégies pour le franchissement d'obstacle utilisent généralement trois principes :

1. **L'utilisation de la traction des roues en supposant une adhérence suffisante avec le sol pour rouler sans glisser** : (Wada, 2006) se base sur système de transmission à quatre roues motrices (Fig.1.6) qui permet l'application d'un couple aux quatre roues de la plateforme mobile pour franchir un obstacle de type marche. Les capacités de franchissement de la plateforme sont limitées par le coefficient de frottement statique et la puissance du moteur.

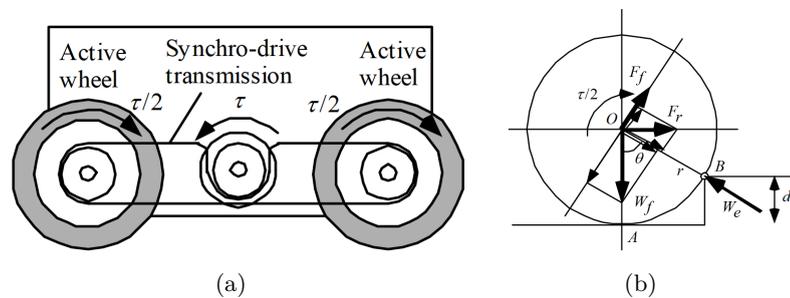


FIGURE 1.6: (a) Système de transmission quatre roues motrices (b) franchissement d'une marche. Extrait de (Wada, 2006).

(Reina et Foglia, 2013) proposent un véhicule doté d'une architecture à quatre roues motrices et quatre roues directrices à commande indépendante et de suspensions passives à bascule de type rocker-bogie à carrossage variable (Fig. 1.7) pour maintenir les roues toujours perpendiculaires au sol lorsque le robot s'incline. Ce système s'est avéré efficace pour améliorer la traction et la capacité de franchissement du robot Dune.

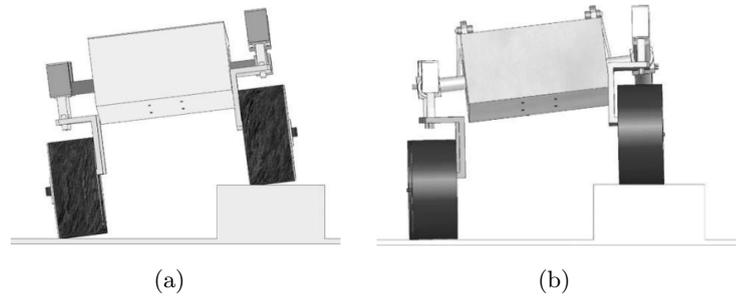


FIGURE 1.7: *Franchissement d'une marche de hauteur 100% du rayon de la roue du rover Dune avec une suspension (a) rockie bogie classique et (b) rockie bogie adaptative. Extrait de (Reina et Foglia, 2013).*

(Zhang *et al.*, 2023) proposent un véhicule équipé d'un système innovant d'ajustement de l'empattement (Fig. 1.8(a)). Le corps du véhicule comprend deux parties principales : une plaque centrale et deux plaques latérales (Fig. 1.8(b)), qui comportent chacune deux roues actives et sont reliées au même arbre, qui comporte deux roues passives de part et d'autre. En ajustant l'empattement du robot, il peut passer de quatre roues motrices à une propulsion arrière ou à une traction avant pour franchir les obstacles.

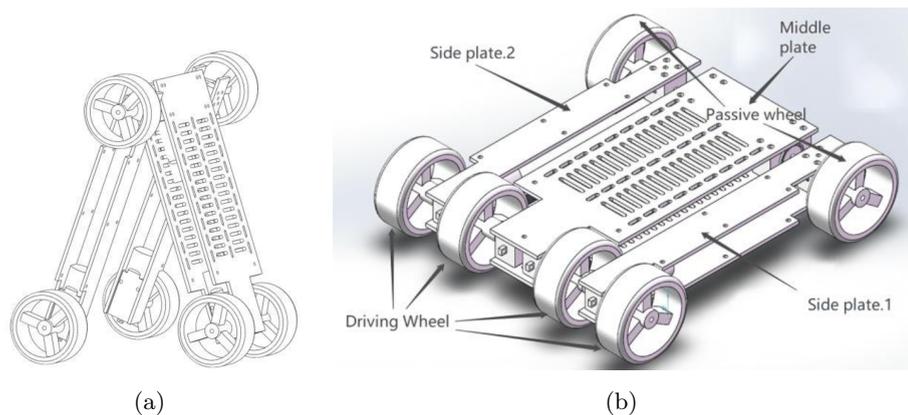


FIGURE 1.8: *Véhicule multi-terrain reconfigurable à empattement variable : (a) quatre roues motrices (b) propulsion arrière. Extrait de (Zhang et al., 2023).*

2. La répartition de la charge normale sur les différentes roues par la modification de la position et de l'orientation du châssis ou de la plateforme du robot par rapport au sol, ce qui permet de modifier le centre de gravité du robot et d'en maintenir la projection dans le triangle de sustentation : D'après la thèse de (Jarrault, 2013), un robot est capable de franchir un obstacle s'il équilibre les actions extérieures qu'il subit tout en préservant l'adhérence des contacts. La stratégie proposée consiste à optimiser la répartition des efforts de contact. Cette approche est basée sur un déplacement à faible vitesse ($0,05 \text{ m.s}^{-1}$) et sur un comportement quasi-statique du véhicule lors du franchissement de l'obstacle. (Bouton *et al.*, 2016) propose une stratégie de franchissement dynamique d'obstacles à moyenne vitesse ($1,2 \text{ m.s}^{-1}$) basée sur la modification de la position du centre de masse du robot et l'adaptation des vitesses des roues en vue de modifier les forces verticales appliquées sur celles-ci. Cette stratégie permet de contrôler les angles de roulis et de tangage lorsque

l'obstacle est détecté. (Deremetz, 2018) propose une approche de commande adaptative qui identifie l'état du sol et estime l'état du robot en vue d'adapter les propriétés des suspensions, de la voie, et de l'empattement en prenant en compte les risques de renversement. Le robot CENTAURO (De Luca *et al.*, 2021) utilise une combinaison jambes plus roues. La roue est déplacée suivant différentes stratégies élémentaires prédéfinies telles que "reshape" qui consiste à maintenir la projection du centre de gravité du robot dans le polygone de sustentation pour assurer la stabilité du robot pendant le franchissement (Fig. 1.9).

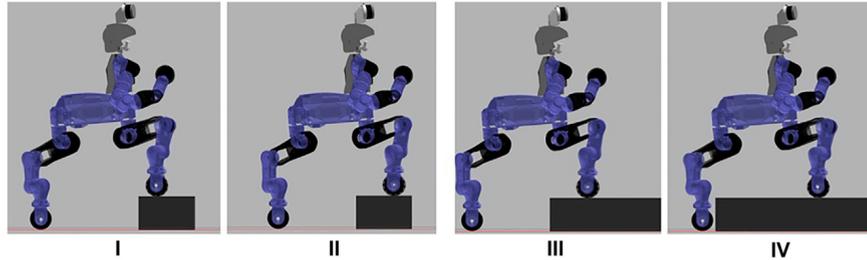


FIGURE 1.9: *Approche de l'enjambement avec les roues avant de CENTAURO. Extrait de (De Luca et al., 2021).*

Les stratégies se basant sur les deux premiers concepts (Lauria, 2003) utilisent le principe fondamental de la dynamique en faisant l'hypothèse de déplacement quasi-statique pour maintenir la stabilité et éviter que le robot ne se retourne durant le franchissement.

3. **La génération d'une énergie potentielle de pesanteur pour sauter par dessus l'obstacle** : Le robot proposé par (Miao *et al.*, 2018) utilise un module d'actionnement de saut utilisant un combustible comme source d'énergie (Fig. 1.14(b)). L'énergie thermique est convertie en énergie cinétique pour sauter. La hauteur du saut dépend de l'angle d'inclinaison du châssis imposé par l'opérateur. Plus l'angle est proche de 90° plus le robot saute haut. Les roues sont conçues avec un système d'alvéoles (Fig. 1.10(b)) pour amortir l'impact à l'atterrissage.

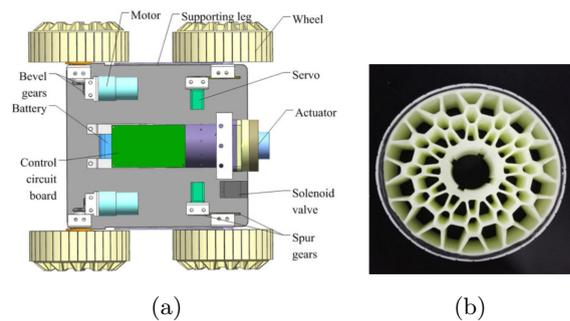


FIGURE 1.10: *(a) Prototype du robot sauteur utilisant une conversion d'énergie thermique de combustion en énergie cinétique. (b) Vue de profil d'une roue. Extrait de (Miao et al., 2018).*

(Zhang *et al.*, 2018) proposent un robot mono-essieu doté d'un mécanisme de suspension actif à quatre barres permettant de générer une énergie potentielle élastique qui est convertie en énergie cinétique pour sauter l'obstacle. La hauteur et la portée du saut dépendent de l'inclinaison initiale du robot (Fig. 1.11). Dès que les roues retouchent le sol après la phase balistique un équilibrage du robot est réalisé sur la base d'un modèle pendule inverse.

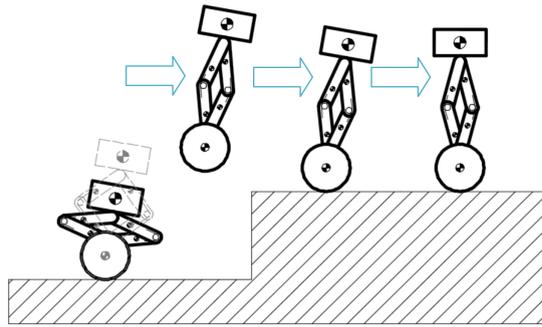


FIGURE 1.11: *Trajectoire de franchissement d'obstacles. Extrait de (Zhang et al., 2018).*

Les stratégies se basant sur le troisième concept introduisent les problématiques de contrôle d'attitude une fois en l'air et de réception du véhicule à l'atterrissage.

1.1.3.2 Synthèse des principales stratégies de contrôle d'attitude en phase balistique de robot mobile

La phase balistique est définie comme étant la phase de vol d'un projectile ou d'un véhicule. Ainsi, l'accélération que subit le projectile en vol est égale à l'accélération gravitationnelle \vec{g} . Le projectile est soumis à la seule force de son poids. Le moment cinétique du projectile se conserve pendant la phase balistique. Les stratégies de contrôle d'attitude en phase balistique reposent sur le principe de conservation du moment cinétique lorsque la résistance aérodynamique est négligée.

(Vaslin *et al.*, 2011) ont proposé une stratégie de contrôle du tangage d'un véhicule en se basant sur les vitesses angulaires des quatre roues. Ainsi, en accélérant les roues du véhicule, on le fait cabrer, il peut donc atterrir sur la roue arrière. Et en freinant les roues du véhicule, on le fait piquer, il peut donc atterrir sur la roue avant (Fig.1.12). En jouant sur l'accélération et le freinage, on peut ajuster l'angle de tangage pour atterrir sur les quatre roues.

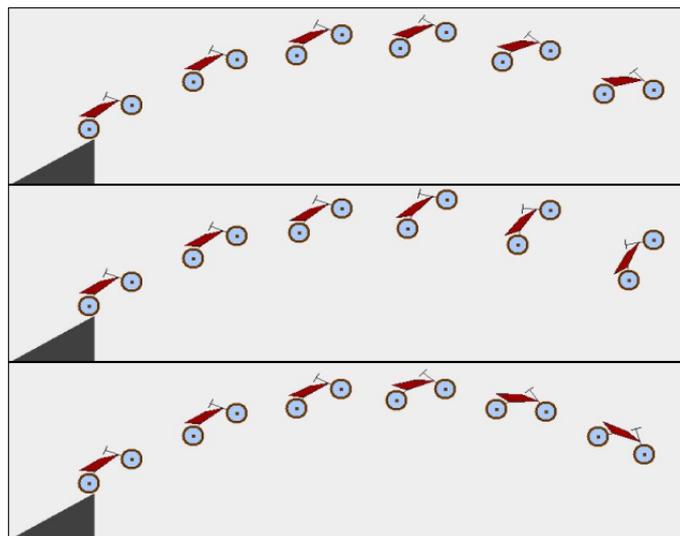


FIGURE 1.12: *Mouvement de tangage du système au cours de trois sauts simulés : « normal », « accéléré », « freiné » (de haut en bas). Extrait de (Vaslin et al., 2011).*

(Chang-Siu *et al.*, 2011) ont proposé l'ajout d'une queue au robot mobile pour contrôler son attitude pendant un franchissement d'obstacle et une phase balistique par l'utilisation (i) de la force de contact entre la queue et le sol pour limiter le tangage du robot pendant le franchissement (Fig.1.13(a)), et (ii) de la rotation de la queue pour contrôler l'angle de tangage du robot en phase balistique avant l'atterrissage (Fig.1.13(b)). Le contrôle est réalisé sur l'angle de tangage du robot à l'aide d'un correcteur proportionnel dérivé en boucle fermée.

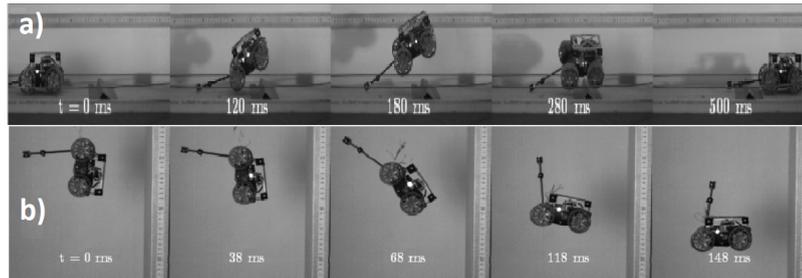


FIGURE 1.13: (a) Franchissement réussi d'un obstacle avec un faible angle de tangage. (b) Avec suffisamment de hauteur de chute la queue permet au véhicule d'atterrir sur ses roues. Extrait de (Chang-Siu *et al.*, 2011).

(Gonzalez *et al.*, 2020) ont utilisé le couple de réaction des roues et leur orientation pour générer un contrôle en tangage, en roulis et en lacet par effet gyroscopique. Cette méthode permet de contrôler l'attitude du robot dès la détection d'une chute libre par une centrale inertielle embarquée, afin de préparer son atterrissage sur les roues. Le contrôle est réalisé avec un correcteur proportionnel dérivé qui permet au robot AGRO de se réorienter en 402 millisecondes avant l'atterrissage lors d'une chute de 0,85 m de hauteur (Fig. 1.14).

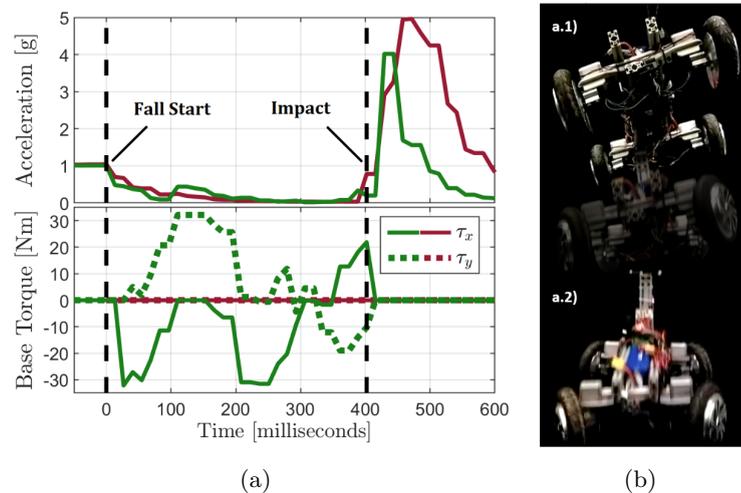


FIGURE 1.14: Mesure expérimentale de l'accélération et de la commande du couple de réaction des roues contrôlées (en vert) et non contrôlées (en rouge). Extrait de (Gonzalez *et al.*, 2020).

1.1.4 Les systèmes de locomotion tout-terrain à roue

Différents systèmes de locomotion sont proposés pour améliorer les capacités de franchissement de la roue. Ces systèmes ont pour objectifs (i) d'assurer les mouvements relatifs de la roue par rapport au châssis ; et (ii) de limiter les perturbations du châssis dues à la variabilité du terrain et maintenir le contact roues/sol. Ils combinent généralement la roue avec d'autres dispositifs tels que :

- un mécanisme de suspension, permettant à la roue de se déplacer par rapport au châssis (Ex : suspension à double triangle, multibras, à essieu rigide, rocker-bogie, jambes articulées, etc.) ;
- un ressort, actif ou passif, dont le rôle est de contrer progressivement la réaction violente du sol sur la roue ;
- un amortisseur, dont le rôle dissipatif permet d'amortir des oscillations dues aux chocs du véhicule avec son environnement ;
- des formes particulières rajoutées à la surface de la roue, telles que des crampons (Bekker, 1956, 1969) ou des pales (Abad-Manterola *et al.*, 2010), destinés à améliorer le coefficient de frottement statique pour améliorer l'adhérence entre la roue et le sol et donc la capacité de franchissement de l'obstacle.

1.1.4.1 Les suspensions automobiles

Les suspensions automobiles, notamment dans le contexte des véhicules tout-terrain, sont spécifiquement conçues pour filtrer les vibrations et les chocs résultant des terrains accidentés et non structurés. Elles intègrent un mécanisme qui permet aux roues de bénéficier d'un degré de liberté par rapport au châssis, ainsi qu'un système d'amortissement comprenant un ressort et un amortisseur. Cette combinaison permet d'absorber les énergies d'impacts et de maintenir une stabilité du véhicule lors de déplacements à haute vitesse en milieu non structuré.

Les mécanismes assurant le mouvement relatif de la roue par rapport au châssis du véhicule.

D'après (Halconruy, 1995; Dixon, 1996; Reimpell *et al.*, 2001) on distingue plusieurs types de structures pour guider le mouvement relatif de la roue par rapport au châssis :

- Les systèmes dépendants ont un essieu constitué d'un arbre rigide (Fig. 1.15) qui relie les moyeux des roues, de sorte que le mécanisme soit considéré comme appartenant à la même classe d'équivalence. Ces systèmes de suspension ne dissocient pas le mouvement relatif vertical de l'une ou l'autre roue par rapport au châssis : la position d'une roue dépend de celle de son binôme. Il existe trois types de systèmes dépendants : les axes morts sont utilisés comme train arrière avec des roues non motrices, les axes vivants ont des roues motrices et intègrent généralement un différentiel, et enfin les axes de Dion ont des roues motrices, mais n'intègrent pas de différentiel (Dixon, 1996).

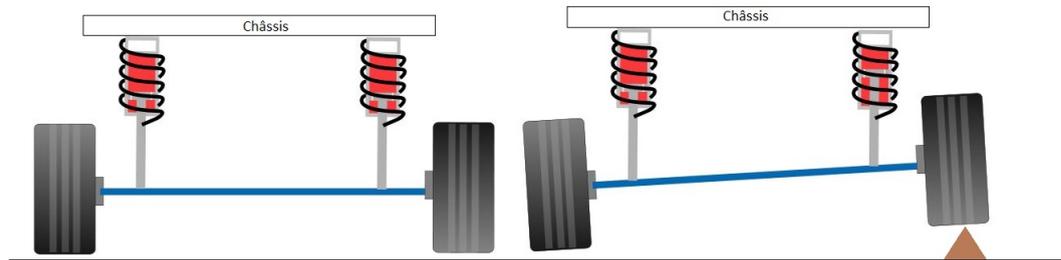


FIGURE 1.15: *Suspensions à essieu rigide. Adapté de (Dixon, 1996).*

- Les systèmes indépendants : chaque roue est reliée au châssis par un mécanisme de suspension dédié. Dans ces systèmes de suspension, les liaisons des bras avec le châssis, d'une part, et la roue d'autre part, permettent un mouvement relatif vertical de chacune des roues par rapport au châssis lorsque le braquage est fixé. Les architectures de ce type les plus utilisées sont celles dites de MacPherson et ses variantes (Fig. 1.16(a)), le guidage supérieur étant directement assuré par l'amortisseur, qui comportent un bras ou un triangle inférieur (paire de bras) entre la roue et le châssis ; les doubles triangles (Fig. 1.16(b)), un triangle inférieur et un triangle supérieur reliant le porte-moyeu au châssis, et les suspensions à bras tirés (Fig. 1.16(c)).

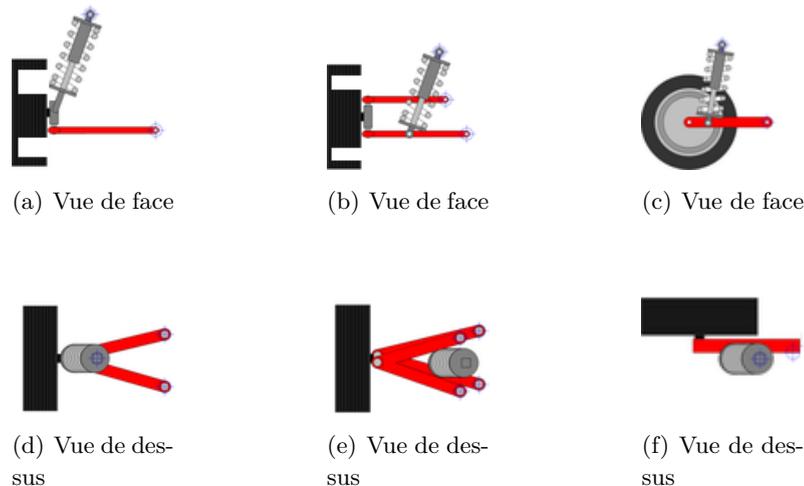


FIGURE 1.16: *Suspension de type (a) et (d) MacPherson (b) et (e) à doubles triangles (c) et (f) à bras tiré ou oscillant. Adapté de (Dixon, 1996)*

Les systèmes d'amortissement

Le système d'amortissement est constitué d'un ressort et d'un amortisseur et chaque composant est caractérisé par une grandeur physique. Le ressort est caractérisé par sa raideur, noté généralement k en Newtons par mètre, qui correspond à la capacité à résister à une déformation élastique engendrée par une compression ou une elongation. Il est capable de stocker une quantité d'énergie potentielle élastique liée à la valeur de sa raideur et à sa déformation.

L'amortisseur est constitué d'un cylindre contenant un fluide qui va créer une force en s'opposant à la vitesse de déplacement d'un piston à l'intérieur du cylindre. Le déplacement du piston est dû au mouvement relatif entre la roue et le châssis. L'amortisseur est caractérisé par son coefficient

d'amortissement, noté généralement c , en Newton-seconde par mètre, qui correspond à sa capacité à dissiper de l'énergie cinétique en chaleur par laminage du fluide.

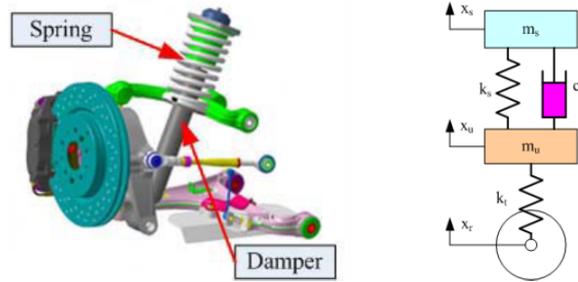


FIGURE 1.17: Description d'un système d'amortissement passif d'automobile. Extrait de (Xue et al., 2011).

Les systèmes d'amortissement peuvent être classés en trois catégories :

- Systèmes passifs ;
- Systèmes semi-actifs ;
- Systèmes actifs.

La suspension passive (Fig. 1.17) est composée d'un ressort et d'un amortisseur ayant des valeurs fixes de raideur et de coefficient d'amortissement. Le ressort et l'amortisseur sont souvent montés en parallèle entre le porte moyeu de la roue et le châssis, mais parfois implantés à des endroits distincts, selon l'espace disponible. La suspension semi-active est composée d'un ressort à raideur variable ou d'un amortisseur à coefficient d'amortissement variable. La variation de la raideur confère à la suspension la possibilité d'être plus rigide ou plus souple en fonction du besoin et la variation du coefficient d'amortissement confère à la suspension la possibilité réduire la vitesse relative de la roue par rapport au châssis lors du passage d'un obstacle. Le coefficient d'amortissement est contrôlé soit par la variation de l'orifice de passage du fluide dans l'amortisseur, soit de manière mécanique par l'utilisation d'une vanne pilotée (Naharudin, 2008; Chandekar et Lagdive, 2014), soit en utilisant un fluide magnéto-rhéologiques ou électro-rhéologiques (Sassi *et al.*, 2005; Sung *et al.*, 2008). Ces fluides contiennent des particules de métal qui vont s'aligner selon les lignes de champ et vont ainsi obstruer le passage du fluide dans le piston, tout en modifiant la viscosité du fluide. Les systèmes semi-actifs (Fig. 1.18) sont généralement moins encombrants et le contrôle nécessite moins d'énergie (Raja *et al.*, 2013) que les systèmes actifs. Cependant, les fluides magnéto-rhéologique ou électro-rhéologique ont un comportement qui est étroitement lié à l'homogénéité de la dispersion des particules métalliques, ce qui est difficile à maintenir au cours du temps.

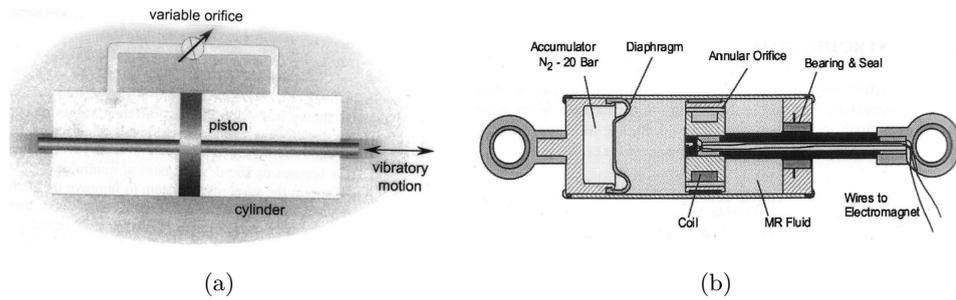


FIGURE 1.18: (a) Schéma d'un amortisseur variable (b) Amortisseur linéaire commercial à base de fluide magnéto-rhéologique. Extrait de (Naharudin, 2008).

La suspension active (Fig. 1.19) est une suspension comportant ressort et amortisseur, complétée par un actionneur capable de générer une force pour contrôler les mouvements relatifs de la roue par rapport au châssis et du châssis par rapport au sol. Lorsque l'actionneur est monté en parallèle avec le ressort et l'amortisseur, il est capable d'agir à la fois sur la roue et le châssis. Lorsque l'actionneur est monté en série avec le ressort et l'amortisseur, il agit beaucoup plus sur le châssis que sur la roue (Xue *et al.*, 2011). Les actionneurs les plus courants sont hydrauliques ou pneumatiques (Altet *et al.*, 2004), mécaniques (Chandekar et Lagdive, 2014) ou électromagnétiques (Martins *et al.*, 1999; Bose, 2004; Michelin, 2008). Ces suspensions sont encombrantes et consomment beaucoup d'énergie (Yadav *et al.*, 2015).

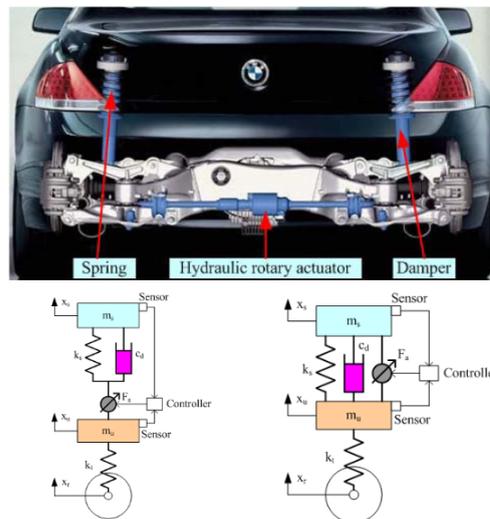


FIGURE 1.19: Description d'un système de suspension active. Extrait de (Xue et al., 2011).

1.1.4.2 Les mécanismes de suspension des robots à roue

Le mécanisme de suspension est constitué de tous les éléments qui vont lier la roue au châssis ou à la plateforme du robot. Ces mécanismes se basent sur des systèmes de jambes articulées dont le nombre et la complexité dépendent eux-mêmes du nombre de roues.

La suspension de type rocker-bogie et ses variantes (Stone, 1996; Kubota *et al.*, 1999; Yoshida et Hamano, 2002; Siegwart *et al.*, 2002) sont utilisées pour des robots mobiles avec un nombre de roues supérieur ou égal à quatre. La suspension est généralement constituée de deux parties, un

long rocker (balancier) et un bogie (Fig. 1.20). Les deux éléments "rockers", situés de chaque côté du robot, sont reliés par un différentiel afin d'imposer au châssis un angle de tangage moyen entre ceux des rockers gauche et droit. Ce qui permet d'assurer le contact des roues avec le sol et la répartition des charges sur chacune des roues (Bhagat, 2012).

Les principaux avantages de cette suspension sont qu'ils permettent un franchissement d'obstacle

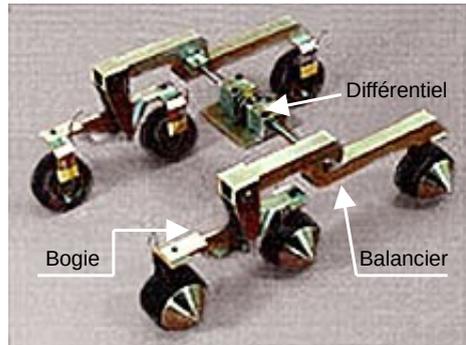


FIGURE 1.20: *Suspension rocker-bogie. Adapté de (Bhagat, 2012).*

de hauteur supérieure au diamètre de la roue et permettent de maintenir toutes roues au sol à tout moment, ce qui favorise la répartition de la force de traction. Leurs principaux désavantages, c'est qu'ils contraignent à des vitesses d'avance du robot très faible (inférieure à $0,1 \text{ m.s}^{-1}$) et nécessitent l'utilisation d'un différentiel pour stabiliser le châssis pendant le franchissement d'obstacle (Bhagat, 2012).

Les suspensions associant la roue avec un ou plusieurs bras articulés (Baumgartner *et al.*, 1998; Apostolopoulos, 2001; Grand *et al.*, 2002; Fauroux *et al.*, 2010a; Bouton *et al.*, 2016; De Luca *et al.*, 2021) sont souvent utilisées pour des robots mobiles avec un nombre de roues inférieur ou égal à quatre (Gonzalez-De-Santos *et al.*, 2020), essentiellement à cause de la complexité qu'implique ce genre de système (Fig. 1.21). Ce type de suspensions nécessite un contrôle actif des articulations pour modifier l'orientation ou la position du châssis par rapport au sol et la position ou l'orientation des roues par rapport au châssis lors du déplacement du robot en environnement non structuré.

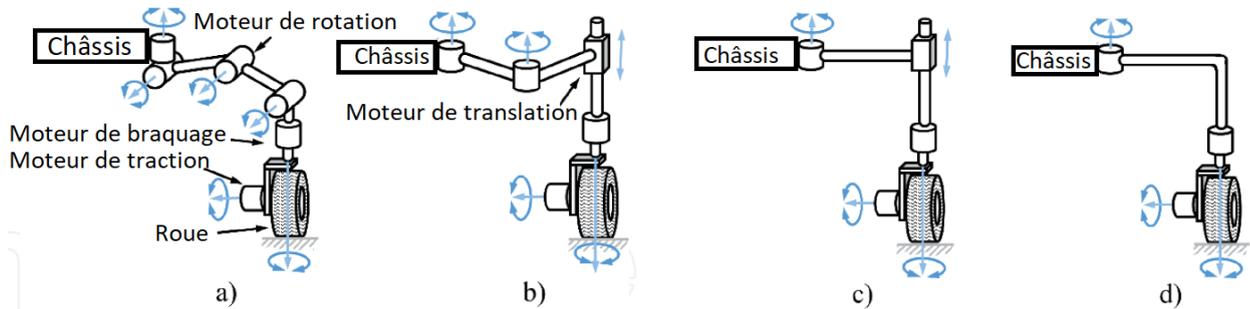


FIGURE 1.21: *Suspensions constituées de jambes articulées motorisées. (a) jambe articulée 4-DOF; (b) jambe SCARA 3-DOF; (c) jambe SCARA 2-DOF; (d) jambe 1-DOF. Traduit de (Gonzalez-De-Santos et al., 2020).*

Les principaux avantages sont la compliance qu'ils confèrent au robot sans l'utilisation nécessairement de ressorts et la capacité de s'adapter à n'importe quel environnement. Enfin, ils facilitent le déplacement du centre de gravité (CdG) du robot par rapport au sol (Bhagat, 2012). Leurs principaux désavantages sont qu'ils ont une dynamique pour la plupart très complexe, ce qui rend la conception ardue. Ils nécessitent un contrôle actif des articulations quel que soit le mouvement à effectuer et limitent le franchissement d'obstacles à des vitesses relativement faibles (Bouton, 2017).

1.1.5 Exemples de robots mobiles à roues pour des tâches agricoles, d'exploration et d'intervention rapide

Les véhicules tout-terrain sans pilote sont utilisés en milieux non structurés pour diverses missions. Les environnements agricoles sont généralement très ondulés avec de fortes pentes, ce qui constitue un défi de stabilité et d'intégrité pour les véhicules à roues. Les missions d'exploration sont effectuées dans des environnements très souvent arides avec des pierres de formes et tailles variées. Enfin, les missions d'intervention rapide quant à elles nécessitent une évolution dans des environnements difficiles d'accès en plus des contraintes précédentes. La grande variabilité des sols et des tâches rend nécessaire la conception de robots mobiles avec une architecture de suspensions adaptée aux problèmes qu'ils peuvent rencontrer. Pour chaque mission, deux exemples de robots sont présentés issue des collaborations de mes laboratoires de rattachement ou illustrant bien les différents domaines.

Applications agricoles

1. Le robot AgBot II (Bawden *et al.*, 2014) est destiné à des tâches de précisions telles que la récolte, l'ensemencement ou encore la gestion des mauvaises herbes (Fig. 1.22(a)). Ce robot est équipé de deux roues fixes à l'avant et de deux roues pivotantes à l'arrière pour la direction. Il mesure deux mètres de long et se déplace à une vitesse nominale de $1,39 \text{ m.s}^{-1}$. Le châssis de 600 kg est suspendu à l'aide d'un système d'amortissement incliné dans le plan sagittal.
2. Le robot Adap2E (INRAE, 2014) est destiné à des tâches agricoles dans les vignes (Fig. 1.22(b)). Le robot est composé de deux roues fixes et de deux roues directrices. Il mesure 1,8 m de longueur et se déplace à une vitesse nominale de 6 m.s^{-1} . Le châssis de 500 kg est suspendu à l'aide d'un système de quatre suspensions indépendantes à bras tirés.



(a) AgBot II (Bawden *et al.*, 2014)



(b) Adap2E (INRAE, 2014)

FIGURE 1.22: Exemples de robots dédiés à des missions agricoles.

Ces architectures de suspension en versions passives permettent de maintenir le contact des roues avec le sol et de garder une attitude stable du châssis dans des environnements vallonnés. Cependant, une adaptation des paramètres des suspensions est nécessaire pour garantir la stabilité en roulis et en tangage du robot lorsqu'il doit se déplacer à vitesse plus élevée.

Missions d'explorations

1. Le robot Perseverance (JPLab, 2020) est dédié à la recherche d'échantillons dans le cratère Jezero situé sur la planète Mars (Fig. 1.23(a)). Il mesure 2,9 m de long et se déplace à une vitesse de $0,042 \text{ m.s}^{-1}$. Le châssis 1025 kg est suspendu à l'aide d'une suspension de type rocker-bogie.
2. Le robot NOMAD (Apostolopoulos, 2001) a été déployé pour une mission d'exploration géophysique dans le désert d'Atacama au nord du Chili (Fig. 1.23(b)). Il mesure 2,4 m de long et se déplace à une vitesse nominale de $0,3 \text{ m.s}^{-1}$. Le châssis de 550 kg est suspendu par un mécanisme déployable à barres, utilisés également pour le braquage.



(a) Perseverance (JPLab, 2020)



(b) NOMAD (Apostolopoulos, 2001)

FIGURE 1.23: Exemples de robots conçus pour des missions d'exploration.

Ces architectures permettent de garantir la stabilité du robot en maintenant le contact entre les roues et le sol, dans des environnements fortement accidentés, avec des obstacles positifs de hauteurs plus grandes que le diamètre de la roue. De même que pour les applications agricoles, les vitesses absolues de déploiement de ces robots restent faibles pour garantir l'équilibre quasi-statique du robot lors de son évolution.

Missions d'interventions rapides

1. Le robot SPIDO (ISIR, 2011) est un robot mobile rapide à quatre roues motrices et directrices (Fig. 1.24(a)). Il mesure 2,7 mètres de long et peut se déplacer à une vitesse de 12 m.s^{-1} . Le châssis de 800 kg est suspendu par quatre suspensions double triangle à grand débattement vertical et quatre amortisseurs inclinés dans le plan frontal. Il est aussi doté d'un mécanisme antiroulis qui permet de minimiser le mouvement de roulis du véhicule lors de prise de virage à haute grande vitesse (Krid et Benamar, 2011).
2. Le robot Lynx (Shark, 2017) est doté de quatre roues motrices fixes dans sa version initiale. Il mesure 1,3 mètre de longueur et se déplace à une vitesse de $8,33 \text{ m.s}^{-1}$ (Fig. 1.24(b)). Le châssis de 100 kg est suspendu par des bras pouvant pivoter dans le plan sagittal et par quatre amortisseurs inclinés dans le plan sagittal, et liés à chaque roue.
3. Le robot Dragon Runner (Schempf *et al.*, 2003; Voth, 2004) est doté de quatre roues motrices avec un train avant directeur. Ce robot militaire mesure 0,394 mètre de long et peut se déplacer à une vitesse de 9 m.s^{-1} (Fig. 1.24(c)). Le châssis de 7,3 kg est sans suspension et directement relié aux roues.



(a) SPIDO (ISIR, 2011)



(b) Lynx (Shark, 2017)

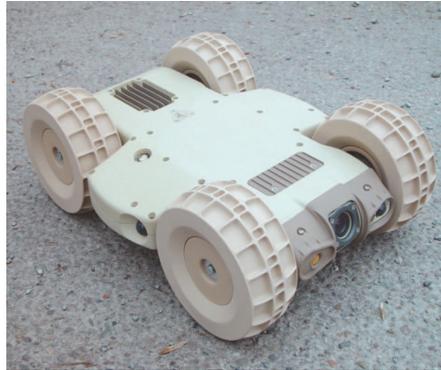
(c) Dragon Runner (Schempf *et al.*, 2003)

FIGURE 1.24: Exemples de robots conçus pour des missions d'intervention rapide.

Contrairement aux applications agricoles et d'exploration, les robots d'interventions rapides peuvent évoluer à des vitesses plus importantes ce qui augmente le risque de chocs et de renversement du robot.

1.2 Problématique

1.2.1 Formulation de la problématique et positionnement de la thèse

La haute vitesse est définie (Spenko *et al.*, 2006) comme étant la vitesse à partir de laquelle de petites perturbations du véhicule (subies ou pilotées) provoquent des effets dynamiques importants qui vont modifier de beaucoup la trajectoire du véhicule, tel qu'un dérapage, un patinage des roues, un risque de renversement ou un décollage du sol.

Pour évaluer cette grande vitesse, le nombre de Froude, qui est un rapport entre l'énergie cinétique du robot et son énergie potentielle, est un bon indicateur. Il est défini en pratique comme le rapport entre la vitesse absolue du robot et une longueur caractéristique choisie du robot :

$$F_r = \frac{v}{\sqrt{gl}} \quad (1.8)$$

où v est la vitesse ($m.s^{-1}$) d'avance du véhicule, g ($m.s^{-2}$) l'accélération de pesanteur et l (m) la longueur du véhicule.

TABLEAU 1.1: *Évaluation du nombre de Froude de quelques robots mobiles par application.*

Robot		Masse (kg)	Longueur (m)	Vitesse (m/s)	F_r
Explorations	Peserverance	1025	2,9	0,042	0,008
	Nomad	550	2,4	0,300	0,062
Agricoles	AgBot II	600	2,0	1,390	0,314
	Adap2E	500	1,8	6	1.427
Interventions rapides	Spido	700	2,7	12	2.331
	Lynx	100	1,3	8,330	2,333
	Dragon Runner	7,3	0,394	9	4,577

L'application du nombre de Froude aux robots pris en exemples précédemment (Tableau 1.1) montre qu'il dépasse généralement deux pour les robots d'intervention rapide, tandis qu'il est inférieur à un pour les robots d'exploration, plus lents. De manière générale, lorsque le nombre de Froude est supérieur à un, l'évolution du robot est considérée comme un déplacement à haute vitesse (Lhomme-Desages, 2008).

Jusqu'à présent, des solutions de franchissement d'obstacle ont été développées uniquement pour des robots mobiles se déplaçant à des vitesses relativement faibles, c'est-à-dire très inférieures à 1 m.s^{-1} . Ces solutions utilisent des systèmes de locomotion sophistiqués dont le fonctionnement a été étudié en quasi-statique. En revanche, pour les missions d'intervention rapide au cours desquelles le robot doit se déplacer à haute vitesse (i.e. F_r supérieure ou égale à 2) sur un terrain irrégulier, le franchissement d'obstacle a été peu exploré. Dans ces situations, lorsque la roue rencontre un obstacle de hauteur supérieure ou égale à son rayon et présentant une pente quasi verticale (type C^0 non C^1 , Fig. 1.2), des travaux précédents ont montré que le robot subissait des efforts longitudinaux du même ordre de grandeur que les efforts verticaux (Fauroux et Bouzgarrou, 2011). Le robot est alors susceptible de décoller du sol, quelle que soit la stratégie mise en place pour le franchissement de l'obstacle, et le risque est grand qu'il ne retombe pas sur ses roues, voire qu'il soit endommagé, à l'atterrissage (Fig.1.25). Dans le but d'éviter ces conséquences néfastes, des travaux précédents (Vaslin *et al.*, 2011; Chang-Siu *et al.*, 2011; Gonzalez *et al.*, 2020) ont montré qu'il était possible de contrôler le tangage ou en roulis d'un robot en phase balistique afin de préparer son atterrissage et de lui permettre de poursuivre sa mission.

FIGURE 1.25: *Conséquences dynamiques du franchissement à haute vitesse d'obstacles positifs à pente quasi-vertical.*

Ces constats sont à l'origine de la problématique de cette thèse qui est peut être reformulée ainsi :

comment maintenir la stabilité et l'intégrité des robots tout-terrain lorsque le véhicule doit franchir un obstacle à grande vitesse sur un sol irrégulier ?

1.2.2 Solutions envisagées

Les solutions proposées se basent sur une nouvelle stratégie de franchissement optimal d'obstacles avec le mécanisme de suspension innovant Susp-4D suivant deux aspects :

- Préventif : détecter les obstacles et trouver les paramètres optimaux de suspensions et de couple moteur ;
- Curatif : amortir les deux composantes de la force d'impact et principalement la composante horizontale pour réduire les risques d'endommagement et de renversement.

Dans l'hypothèse où les solutions précédentes se révéleraient insuffisantes et où le véhicule décollerait du sol, en phase balistique un contrôle d'attitude est proposé pour rapidement stabiliser le véhicule afin d'atterrir en toute sécurité suivant deux aspects :

- Préventif : détecter la surface d'atterrissage et préparer le véhicule à l'atterrissage ;
- Curatif : consiste à contrôler l'attitude du robot au cours de la phase balistique de telle sorte qu'il puisse atterrir dans les meilleures conditions sur ses roues.

Le sujet de cette thèse recouvre les quatre aspects suivants :

- **Optimiser la cinématique de la suspension Susp-4D (Fauroux et Cousturier, 2012c).** La suspension Susp-4D permet quatre mobilités que sont l'amortissement vertical, l'amortissement longitudinal, l'entraînement des roues motrices et l'orientation des roues directrices. Cette partie couvre l'étude du comportement cinématique et cinéostatique du mécanisme par la comparaison entre deux orientations intéressantes de Susp-4D afin de choisir celle qui correspond aux besoins de franchissement à haute vitesse. La configuration choisie a été validée à partir de données expérimentales de franchissement d'obstacle d'un véhicule équipé de Susp-4D.
- **Re-concevoir la suspension Susp-4D en matériaux légers et proposer une version active du mécanisme.** Le travail sur cette partie a consisté d'une part à dimensionner neuf pièces de la suspension et du prototype pour être imprimées en 3D afin d'alléger le véhicule et de pouvoir facilement reconstruire des pièces de rechange suite aux essais. D'autre part, à passer de la version passive de Susp-4D à une version contrôlable des suspensions longitudinales en utilisant un dispositif de variation du coefficient d'amortissement. Le dispositif a été dimensionné à l'échelle du prototype du robot VS-FROG.
- **Définir la stratégies de franchissement de l'obstacles et d'atterrissage sur les roues.**
 1. Tant que le robot roule sur le sol, il doit être capable de détecter les obstacles et d'adapter rapidement les caractéristiques de ses suspensions pour minimiser le choc et ne pas se retourner pendant le franchissement.
 2. Cependant, puisque le robot se déplace à vitesse élevée, il est susceptible de décoller du sol : en cas de départ en phase balistique, il devra être capable de contrôler et de corriger son attitude en tangage pour préparer un atterrissage sur ses roues.

-
- **Implémenter les loi de commandes ultra-rapides permettant de mettre en œuvre les nouvelles stratégies de franchissement et d’atterrissage.** Cette partie de la thèse consiste à synthétiser les correcteurs permettant de réaliser l’adaptation des suspensions longitudinales et la correction d’attitude en quelques centièmes de seconde.

Chapitre 2

Modélisation et étude de la suspension à 2 ddl d'amortissement pour le franchissement d'obstacle à haute vitesse

Éléments clés

- Choisir la configuration de Susp-4D adaptée au franchissement d'obstacle à haute vitesse.
 - Analyser la cinématique du franchissement d'obstacle d'un véhicule équipé de Susp-4D.
-

Sommaire

2.1	Introduction	38
2.1.1	Résultats préalables	38
2.1.2	Contributions	40
2.2	Étude analytique 2D de la suspension Susp-4D	42
2.2.1	Détermination et caractérisation 2D de l'espace de travail de la suspension Susp-4D	42
2.2.2	Proposition de critères pour la caractérisation du comportement et l'activation de la suspension	50
2.2.3	Évaluation des critères dans l'espace de travail W_u dans les configurations 1 et 2 de la suspension Sup-4D	53
2.2.4	Discussion	62
2.2.5	Conclusion	64
2.3	Analyse cinématique 2D de franchissement d'obstacle d'un véhicule doté de Susp-4D	65
2.3.1	Matériels et méthodes	65
2.3.2	Résultats expérimentaux	67
2.3.3	Discussion	70
2.4	Conclusion	71

2.1 Introduction

2.1.1 Résultats préalables

La plupart des suspensions des véhicules tout-terrain ne permettent pas un large déplacement longitudinal de leurs roues (Asteggiano et Silvano, 2004; Fauroux, 2012b; Slater, 1979), et lorsque ce déplacement existe, les mouvements horizontaux et verticaux dans les directions respectives x_v et z_v du référentiel du véhicule sur la figure 2.2(b) (x_v, y_v, z_v) sont couplés (Astheimer, 1975; Goetzen *et al.*, 2001).

Un travail expérimental antérieur (Fauroux et Bouzgarrou, 2011) effectué avec des suspensions classiques à double triangulation à un degré de liberté (1 ddl) a montré qu'il existe un domaine de stabilité de la vitesse d'impact et de la hauteur de l'obstacle au-delà duquel le véhicule bascule (Fig. 2.1(a)). En outre, lorsque la pente de l'obstacle est suffisamment élevée, la force d'impact longitudinale avait la même intensité que la force d'impact verticale (Fig. 2.1(b)). De cette expérience est né un nouveau concept de suspension à 2 ddl (Fauroux *et al.*, 2010b) qui permet des mouvements d'amortissement à la fois le long de x_v et z_v pour le franchissement d'obstacles ayant au moins C^0 de surfaces continues (Fig. 2.2(a)). Cette solution pour le franchissement à haute vitesse s'est principalement concentrée sur la liaison mécanique entre le châssis du véhicule et les roues.

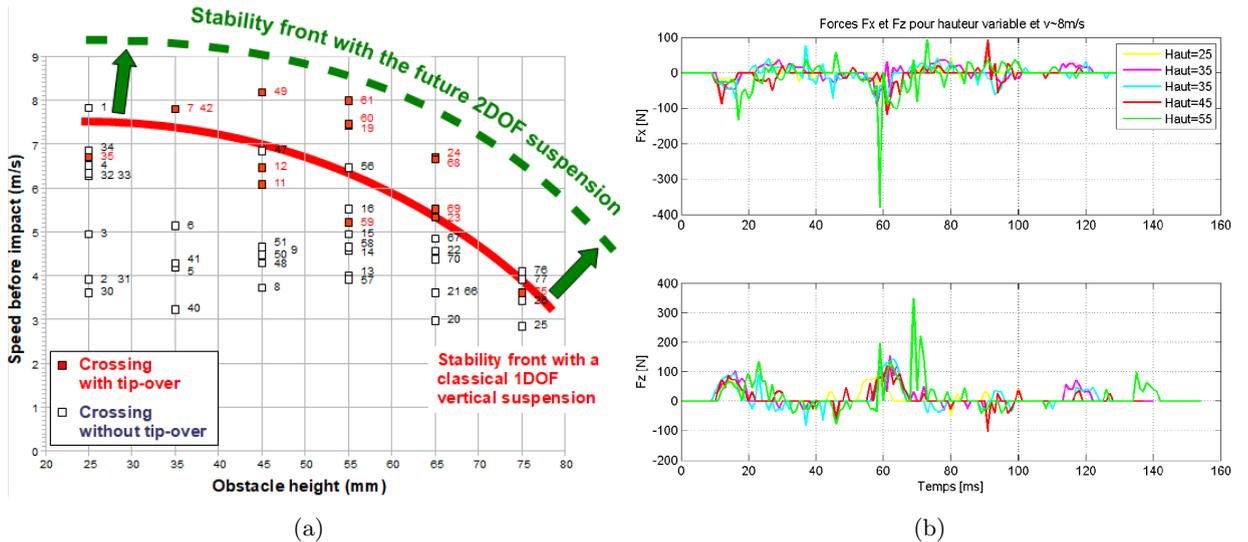


FIGURE 2.1: (a) Résultats expérimentaux d'un véhicule classique à quatre roues, chacune étant reliée au châssis par des suspensions à 1 d.d.l d'amortissement, lors du franchissement d'obstacles de hauteur croissante à différentes vitesses (courbe rouge : limite de stabilité réelle de ces véhicules - courbe verte en pointillés : limite de stabilité attendue d'un véhicule équipé de suspensions à 2 d.d.l d'amortissement) (Fauroux et Bouzgarrou, 2011). (b) Évolution des forces d'impact horizontales F_x et verticales F_z en fonction de la hauteur de l'obstacle (Fauroux et Bouzgarrou, 2011).

Le mécanisme Susp-4D (Fauroux et Cousturier, 2012c) est basé sur ce nouveau concept. Ce système de suspension (Fig. 2.3) est appelé Susp-4D car il possède quatre degrés de liberté dans le référentiel du véhicule (x_v, y_v, z_v) :

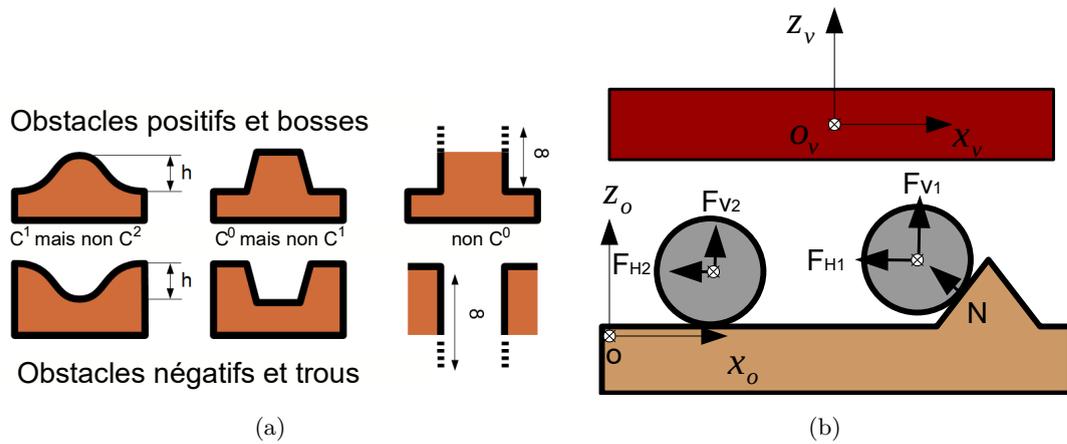


FIGURE 2.2: (a) Classification des obstacles selon la continuité de forme. (b) Les obstacles ont généralement une surface frontale dont le vecteur normal \vec{N} peut être plus ou moins incliné. Lorsqu'une roue heurte un obstacle, la direction de \vec{N} provoque une force de réaction qui a une composante horizontale (\vec{F}_H) et une composante verticale (\vec{F}_V). Adapté de (Fauroux, 2012b)

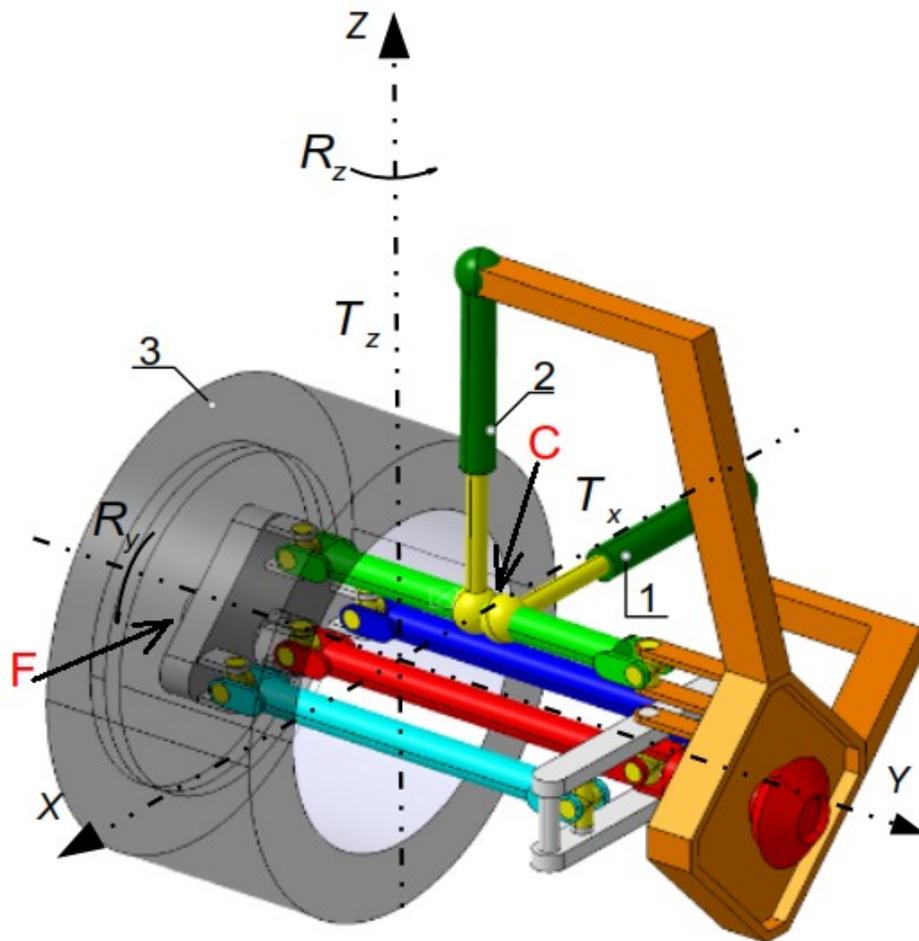


FIGURE 2.3: Représentation 3D de la suspension Susp-4D. Extrait de (Fauroux, 2012b)

- Translation du centre de la roue le long de l'axe x_v ;
- Translation du centre de la roue le long de l'axe z_v ;
- Rotation de la roue autour de l'axe transversal y_v ;
- Rotation de la roue autour de l'axe vertical z_v .

Il est composé de deux jambes de suspension dont les axes sont coplanaires et perpendiculaires lorsque le véhicule est arrêté. Chaque jambe de suspension $\{S_l\}$ (avec l le numéro de la jambe : 1 ou 2), dans la figure 2.4, est constitué de deux solides rigides $\{piston\}_l$ et $\{cylindre\}_l$ reliés par une liaison glissière et d'un solide déformable $\{ressort\}_l$. Les jambes de la suspension sont reliées à une extrémité au châssis par deux rotules de centres O_1 et O_2 et à l'autre extrémité au porte-moyeu par deux rotules dont, dans une représentation en 2D (Fig. 2.4) les centres sont confondus avec le point d'intersection (C) des deux jambes. Ce mécanisme doit permettre d'éviter les moments de flexion dans les jambes et de repousser la limite de stabilité lors du franchissement d'obstacles (Fig. 2.1(a) : courbe verte en pointillés).

Une étude basée sur des simulations multi-corps en 2D avec MSC Adams de ce nouveau concept de suspension monté sur un véhicule simple a fourni des résultats encourageants (Fauroux *et al.*, 2010b). En effet, cette suspension permettait un amortissement des forces le long de l'axe longitudinal, ce qui améliorerait le franchissement des obstacles, et permettait au véhicule de franchir des obstacles plus hauts qu'un modèle avec une suspension verticale classique. De plus, le véhicule a été capable de franchir des obstacles élevés quasi verticaux. Au cours de la synthèse structurelle 2D, deux configurations intéressantes de Susp-4D ont été proposées en fonction de la configuration des deux jambes de la suspension. Chaque configuration était caractérisée par l'angle φ entre le vecteur $\overrightarrow{O_1O_2}$ et l'axe longitudinal du véhicule, tel que décrit sur la figure 2.4 :

- Configuration 1 (V) : $\varphi = 0^\circ$ (Fig. 2.4(a)) ;
- Configuration 2 (L) : $\varphi = -45^\circ$ (Fig. 2.4(b)).

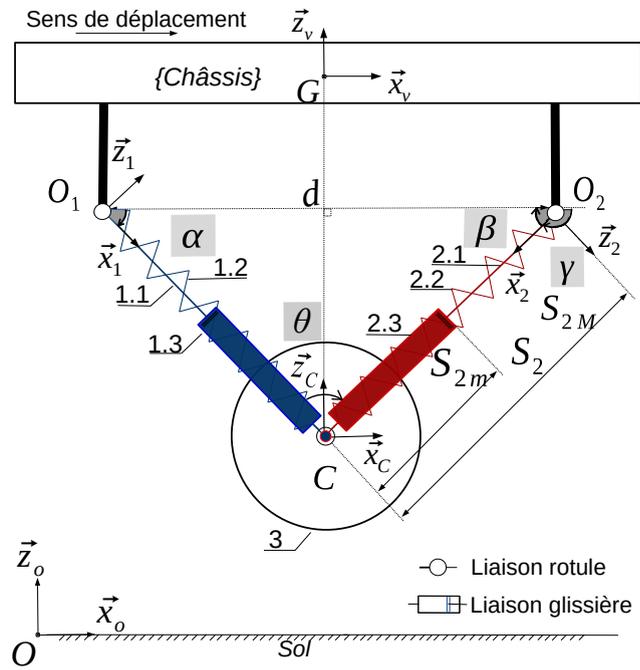
2.1.2 Contributions

Ce chapitre présente une étude comparative entre les deux configurations particulières proposées par (Fauroux *et al.*, 2010b) dans le but d'identifier celle qui répond le mieux aux deux exigences fonctionnelles suivantes :

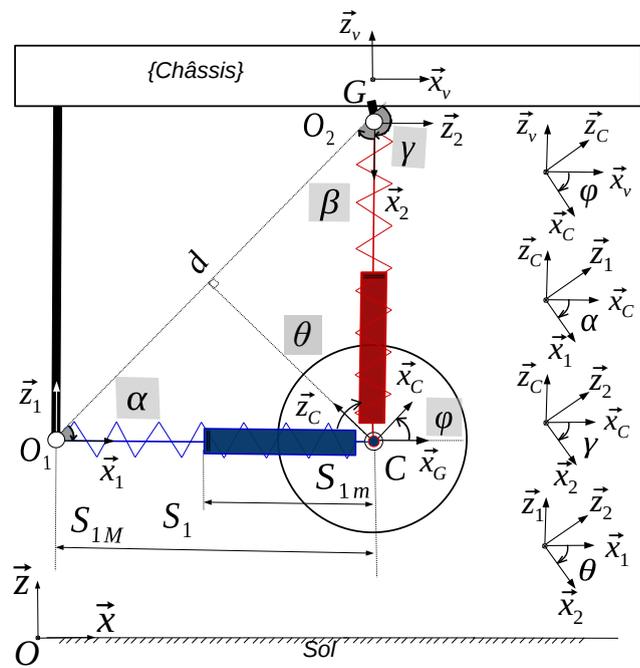
- $FP1$: Absorber le maximum d'énergie due aux composantes verticale et horizontale de la force de réaction résultante créée lors du franchissement d'un obstacle ;
- $FP2$: Franchir des obstacles le plus élevé possible à une vitesse donnée ou un même obstacle à une vitesse plus élevée sans basculer ; en d'autres termes, étendre le domaine de stabilité du véhicule en terme de vitesse et de hauteur d'obstacle.

Au-delà de ces exigences, un autre point d'intérêt de cette étude était d'évaluer dans quelle mesure les déplacements horizontaux et verticaux des deux jambes pouvaient rester indépendants (découplés) dans les deux configurations. Ce comportement est intéressant pour piloter la suspension, car plus le mécanisme est découplé, plus il réagit rapidement à un signal de contrôle de déplacement de C le point d'intersection des deux jambes.

La partie 2.2 de ce chapitre se concentre sur l'étude analytique 2D de la suspension Susp-4D pour vérifier la fonction principale $FP1$ de la suspension. La comparaison s'appuie uniquement sur la modélisation géométrique, cinématique et cinéto-statique en 2D des deux configurations considérées.



(a)



(b)

FIGURE 2.4: Étude 2D de deux configurations de Susp-4D (a : $\varphi = 0^\circ$; b : $\varphi = -45^\circ$).

La modélisation 3D, le comportement dynamique du véhicule (par exemple la vitesse d'approche, le mouvement pendant l'impact) ainsi que l'action des amortisseurs ne sont pas abordés à cette étape. Dans la section 2.2.1, on détermine d'abord l'espace de travail du mécanisme dans les deux configurations. Cet espace est défini par les déplacements verticaux (ΔV) et longitudinaux (ΔL) du point d'intersection C des deux jambes, et l'amplitude de ces déplacements indique les longueurs le long desquelles le mécanisme sera capable d'amortir l'énergie due à l'impact. Deuxièmement, on définit la matrice jacobienne du mécanisme, dont les termes sont utilisés pour calculer les taux de déplacement élémentaires des jambes le long des directions horizontales (τ_x) et verticales (τ_z), pour évaluer le couplage en déplacement des jambes. Troisièmement, les raideurs apparentes du mécanisme sont déterminées au point d'intersection C des deux jambes de suspension du mécanisme dans les directions horizontales (\hat{k}_x) et verticales (\hat{k}_z). Ces paramètres permettent de calculer les deux composantes de la force de rappel résultante et donc l'énergie potentielle élastique stockable dans les ressorts. Les paramètres de comparaison entre les deux configurations 2D sont présentés dans la section 2.2.2 et évalués dans la section 2.2.3. Les résultats sont discutés dans la section 2.2.4 et les conclusions de cette partie sont synthétisés dans la section 2.2.5. La partie 2.3 se concentre sur l'analyse des capacités de franchissement d'obstacles d'un véhicule équipé de Susp-4D par rapport à Susp-3D, qui correspond à Susp-4D avec un degré de liberté en moins. Pour ce faire, on remplace l'amortisseur longitudinal par une barre en aluminium, pour vérifier la fonction principale *FP2*. La comparaison dans cette partie s'appuie uniquement sur un modèle cinématique 2D du mouvement du véhicule lors du franchissement.

2.2 Étude analytique 2D de la suspension Susp-4D

2.2.1 Détermination et caractérisation 2D de l'espace de travail de la suspension Susp-4D

Pour la détermination et la caractérisation 2D de l'espace de travail de la suspension Susp-4D, nous considérons la projection du quart du véhicule dans le plan de tangage (\vec{x}_v, \vec{z}_v). On a supposé que le véhicule roulait sur le sol de la gauche vers droite (Fig. 2.5). Ce qui est équivalent à la situation inverse, où le châssis est fixe et les roues en appui sur une plate-forme qui se déplace de droite à gauche (Fig. 2.5). Cette dernière situation a été choisie pour étudier le mouvement 2D du centre de roue ici confondu avec l'intersection C des deux jambes de suspension par rapport à un quart du véhicule (Prairie, 2011). Les référentiels suivants ont ainsi été définis :

- Le référentiel terrestre galiléen $R_s (O, \vec{x}_o, \vec{y}_o, \vec{z}_o)$;
- Le référentiel véhicule $R_v (G, \vec{x}_v, \vec{y}_v, \vec{z}_v)$, où G est le centre de gravité du quart du châssis ;
- Le référentiel $R_1 (O_1, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$ lié à $\{S_1\}$, première jambe de suspension, avec \vec{x}_1 orienté O_1 de vers C ;
- Le référentiel $R_2 (O_2, \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$ lié à $\{S_2\}$, seconde jambe de suspension, avec \vec{x}_2 orienté O_2 de vers C ;
- Le référentiel $R_C (C, \vec{x}_C, \vec{y}_C, \vec{z}_C)$ a son origine au point C d'intersection des deux jambes et son vecteur unitaire \vec{x}_C est parallèle au vecteur $\vec{O_1O_2}$ et orienté dans le même sens. L'angle $\varphi = (\vec{x}_v, \vec{x}_C)$ représente l'orientation de R_C par rapport à R_v et permet de définir les deux configurations étudiées ici ($\varphi = 0^\circ$; $\varphi = -45^\circ$). Dans chaque configuration, l'angle φ reste fixe pendant le fonctionnement du mécanisme lorsque le point C se déplace dans l'espace de travail du mécanisme dû à un mouvement du centre de la roue.

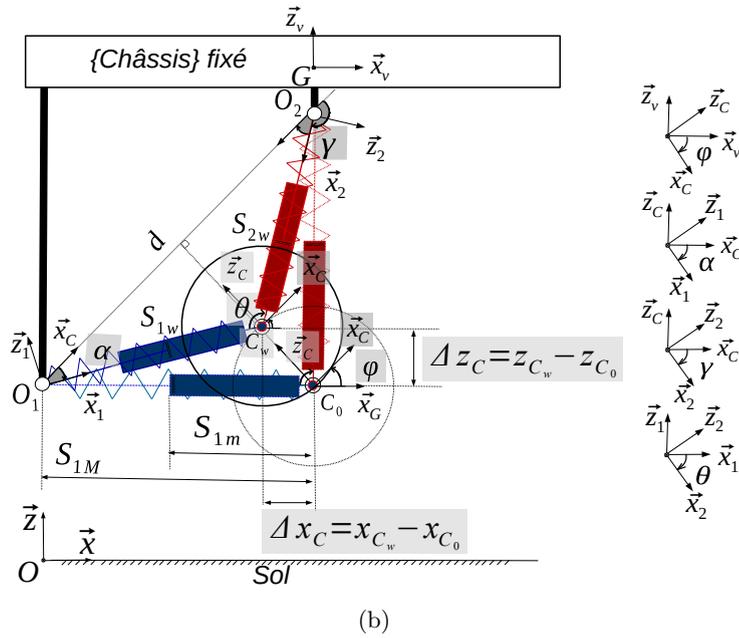
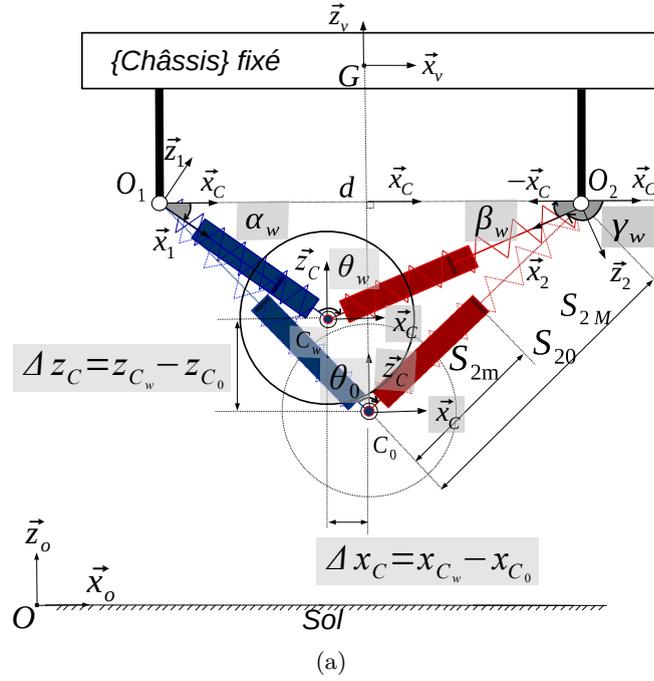


FIGURE 2.5: Référentiels (R , R_v , R_1 , R_2 , R_C) et positions typiques du centre de la roue (C_0 , C_p et C_w) dans le système quart de véhicule dans les deux configurations (a : configuration 1 - $\varphi = 0^\circ$; b : configuration 2 - $\varphi = -45^\circ$).

Dans les deux configurations, les deux jambes travaillent en compression, mais pas en traction. Elles ont donc les mêmes longueurs maximales ($S_{1M} = S_{2M}$) et minimales ($S_{1m} = S_{2m}$) et elles sont perpendiculaires l'une à l'autre ($\theta = 90^\circ$, c'est-à-dire soit $\{S_{10}\} \perp \{S_{20}\}$ sur la figure 2.5) lorsque le mécanisme est au repos sans charge, roue pendante, ce qui correspond aux longueurs maximales des jambes. Au-delà de cette position initiale théorique du point d'intersection C , appelée C_0 , deux autres positions typiques de C dans l'espace de travail sont considérées dans cette partie :

- C_p : Position de précontrainte de C . Cette position est atteinte lorsque le quart du véhicule est en équilibre statique sous son propre poids. Dans cette position, les longueurs des jambes sont aux valeurs de pré-contrainte : S_{1p} et S_{2p} , respectivement ;
- C_w : Position actuelle de C . Dans cette position, les longueurs des jambes sont notées : S_{lw} et S_{lw} , respectivement.

Les équations géométriques et cinématiques analytiques des deux configurations ont permis de déterminer leurs espaces de travail respectifs.

2.2.1.1 Modèle géométrique 2D du mécanisme Susp-4D.

Le but de ce modèle est (i) de définir la loi d'entrée-sortie du mécanisme de suspension uniquement à partir de sa géométrie et (ii) de déterminer l'espace de travail de chaque configuration. Le mécanisme de suspension est assimilé à un mécanisme parallèle plan à deux degrés de liberté (Arsenault et Boudreau, 2006) dont la translation linéaire est permise par deux liaisons glissières ($\{piston\} + \{cylindre\}$) (Fig. 2.4). Les entrées du mécanisme (Tableau 2.1) sont des paramètres fixes ou variables pendant le fonctionnement de la suspension :

- d : La distance entre les points O_1 et O_2 est fixe ;
- φ : L'angle d'orientation de $\overrightarrow{O_1O_2}$ est fixé à $\varphi = 0^\circ$ (configuration 1) et $\varphi = -45^\circ$ (configuration 1) ;
- O_lC : La longueur d'une jambe de suspension est variable et désignée par S_l .

La sortie du mécanisme est le vecteur position du point d'intersection C dans le plan (\vec{x}_v, \vec{z}_v) du référentiel R_v .

Cette position résulte des variations de longueur des deux jambes dans la plage des courses des pistons ($S_{lm} < S_l < S_{lM}$).

$$\overrightarrow{GC} = \begin{pmatrix} x_C \\ z_C \end{pmatrix}_{/R_v} \quad (2.1)$$

Il s'agit de trouver l'application P de \mathbb{R}^2 dans \mathbb{R}^2 qui relie le vecteur position \overrightarrow{GC} au vecteur longueur $\vec{S}_{/R_v}$ dont les composantes sont les longueurs des jambes $\begin{pmatrix} S_1 \\ S_2 \end{pmatrix}_{/R_v}$.

TABLEAU 2.1: Paramètres géométriques et mécaniques réglables de Susp-4D choisis pour l'étude avec $k_1 = k_2 = k$. (Annexe B).

Réglage des paramètres	$\varphi(^{\circ})$	$d(cm)$	Fixe		$k(N/cm)$	Variable ($l \in \{1, 2\}$) $S_m \leq S_l(cm) \leq S_M$
			$O_1(cm)$	$O_2(cm)$		
configuration 1 (V)	0	19,1	$x = -13,5$	$x = 0$	2,26	$9,25 \leq S_l \leq 13,5$
configuration 2 (I)	-45		$z = -15,72$	$z = -2,22$		

Équations de fermeture du mécanisme

La fermeture de la chaîne géométrique s'écrit comme suit :

$$\overrightarrow{O_1C} = \overrightarrow{O_1O_2} + \overrightarrow{O_2C} \quad (2.2)$$

où

$$\overrightarrow{O_1C} = S_1 \vec{x}_1, \quad \overrightarrow{O_2C} = S_2 \vec{x}_2 \quad \text{et} \quad \overrightarrow{O_1O_2} = d \vec{x}_C$$

avec les matrices de passage entre les différents repères :

$$\boxed{P_{R_1}^{R_C} = \begin{pmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha \\ -\sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix}; \quad P_{R_2}^{R_C} = \begin{pmatrix} \cos \gamma & \sin \gamma \\ -\sin \gamma & \cos \gamma \end{pmatrix}; \quad P_{R_C}^{R_v} = \begin{pmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi \\ -\sin \varphi & \cos \varphi \end{pmatrix}} \quad (2.3)$$

La fermeture angulaire de la chaîne de solides peut être écrite à chaque instant :

$$\alpha(t) + \beta(t) + \theta(t) = \pi \quad (2.4)$$

L'équation (2.4) permet de définir le triangle O_1CO_2 et de calculer les cosinus des angles associés aux sommets O_1 et O_2 , en utilisant le théorème d'Al-Kashi :

$$\cos \alpha = \frac{S_1^2 - S_2^2 + d^2}{2S_1d}; \quad \cos \beta = \frac{S_2^2 - S_1^2 + d^2}{2S_2d} \quad (2.5)$$

considérant également que :

$$\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha = 1 \quad (2.6)$$

et en utilisant la relation trigonométrique (2.6), nous pouvons écrire les sinus de ces angles :

$$\sin \alpha = \frac{\sqrt{(2S_1d)^2 - (S_1^2 - S_2^2 + d^2)^2}}{2S_1d}; \quad \sin \beta = \frac{\sqrt{(2S_2d)^2 - (S_2^2 - S_1^2 + d^2)^2}}{2S_2d} \quad (2.7)$$

La fermeture de la chaîne géométrique du mécanisme conduit à des équations qui relient les longueurs des jambes à la position de C et qui sont les équations des cercles de centres O_1 et O_2 et de rayons (S_1) et (S_2) , respectivement. L'espace de travail du mécanisme est alors obtenu en calculant les différentes positions de C , en faisant varier les longueurs des jambes de la suspension entre (S_{lm}) et (S_{lM}) .

Espace de travail global (W) du mécanisme pour les deux configurations

Pour des raisons pratiques, il a été décidé d'utiliser le petit véhicule tout-terrain Traxxas E-Maxx 3903 (Traxxas, 2014) (Fig. 2.6) comme modèle pour la conception des deux configurations de Susp-4D. Les dimensions et les composants de ce véhicule sont indiqués dans le Tableau 2.2.

TABLEAU 2.2: Dimensions et composants du véhicule Traxxas E-Maxx 3903.

Prototype	Roue	Ressort	Amortisseur
Masse : 7.2 kg	Jante : 96.5 mm	Fil : 1 mm	Diamètre : 10 mm
l x L x h :	Diamètre : 149 mm	Spire : 15 mm	Orifice : 0.6 mm
480 x 310 x 270 mm	Mousse : 15 mm	Raideur : 1.126 N.mm ⁻¹	Viscosité : 21 mm ² .s ⁻¹

L'espace de travail global (W) du mécanisme Susp-4D est l'ensemble des positions qui peuvent être atteintes par le point C lorsque la longueur des jambes varie (Gosselin et Jean, 1996) pour une

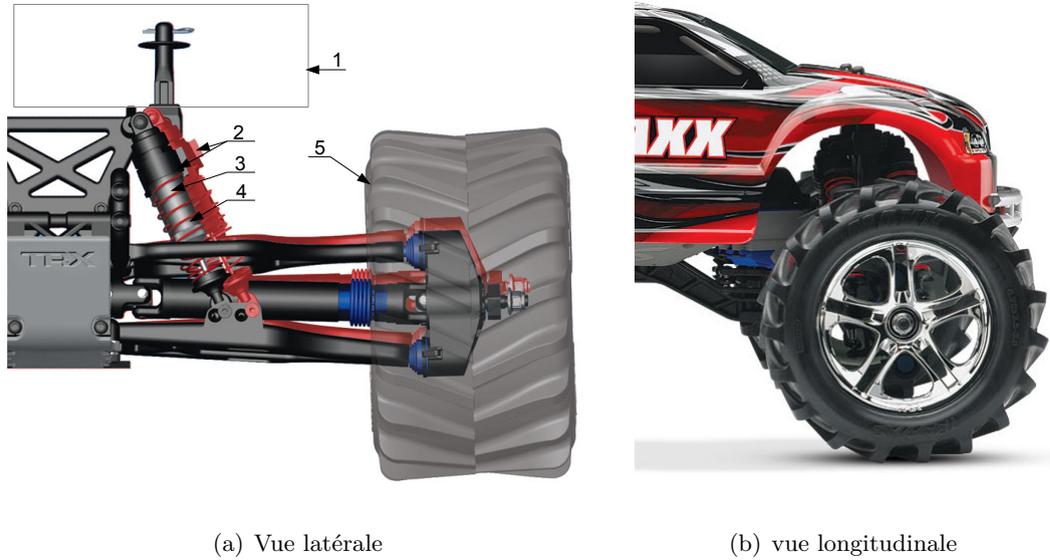


FIGURE 2.6: Vues longitudinale et latérale du quart du véhicule tout-terrain de petite taille Traxxas E-Maxx 3903 (adapté de (Traxxas, 2014)). Légende : Châssis (1); jambes de la suspension (2); amortisseur (3); ressort (4); roue (5). Voir le Tableau 2.2 pour les dimensions.

configuration donnée (1 ou 2). Cet espace de travail a été déterminé à l'aide d'un logiciel gratuit de modélisation géométrique *GeoGebra*® (GeoGebra, 2022). Il s'agit d'une zone délimitée par les intersections (Gosselin et Guillot, 1991) de quatre cercles :

- $\mathcal{C}_{(O_1;S_{1m})}$: cercle de centre O_1 et de rayon S_{1m} ;
- $\mathcal{C}_{(O_1;S_{1M})}$: cercle de centre O_1 et de rayon S_{1M} ;
- $\mathcal{C}_{(O_2;S_{2m})}$: cercle de centre O_2 et de rayon S_{2m} ;
- $\mathcal{C}_{(O_2;S_{2M})}$: cercle de centre O_2 et de rayon S_{2M} .

En tenant compte des rotules utilisées pour la fixation des suspensions avec le châssis et la roue, les longueurs globales des jambes sont : $S_{1m} = S_{2m} = 9,25 \text{ cm}$ et $S_{1M} = S_{2M} = 13,5 \text{ cm}$. De plus, comme les deux jambes devaient être perpendiculaires l'une à l'autre au repos, la distance (d) entre les points de fixation O_1 et O_2 a été fixée à :

$$d = \|\overrightarrow{O_1O_2}\| = \sqrt{S_{1M}^2 + S_{2M}^2} = \sqrt{13,5^2 \times 2} \simeq 19,1 \text{ cm} \quad (2.8)$$

L'espace de travail global est une surface symétrique par rapport au segment O_1O_2 (Fig. 2.7). Théoriquement, le point C a la possibilité d'atteindre le sommet C' (Fig. 2.8), mais dans cette position, les points de fixation O_1 ou O_2 toucheraient le sol, ce qui empêcherait les suspensions de remplir leur fonction. Pour éviter cette situation indésirable et empêcher le passage du centre de la roue au-delà du segment O_1O_2 , les longueurs des jambes doivent respecter la contrainte suivante : $S_{1m} + S_{2m} > d$. Dans le cas pratique du véhicule Traxxas E-Maxx 3903, la longueur minimale des deux jambes doit être bloquée à : $S_{1m} = S_{2m} = 9,6 \text{ cm}$, en utilisant des butées linéaires sur la suspension, par exemple.

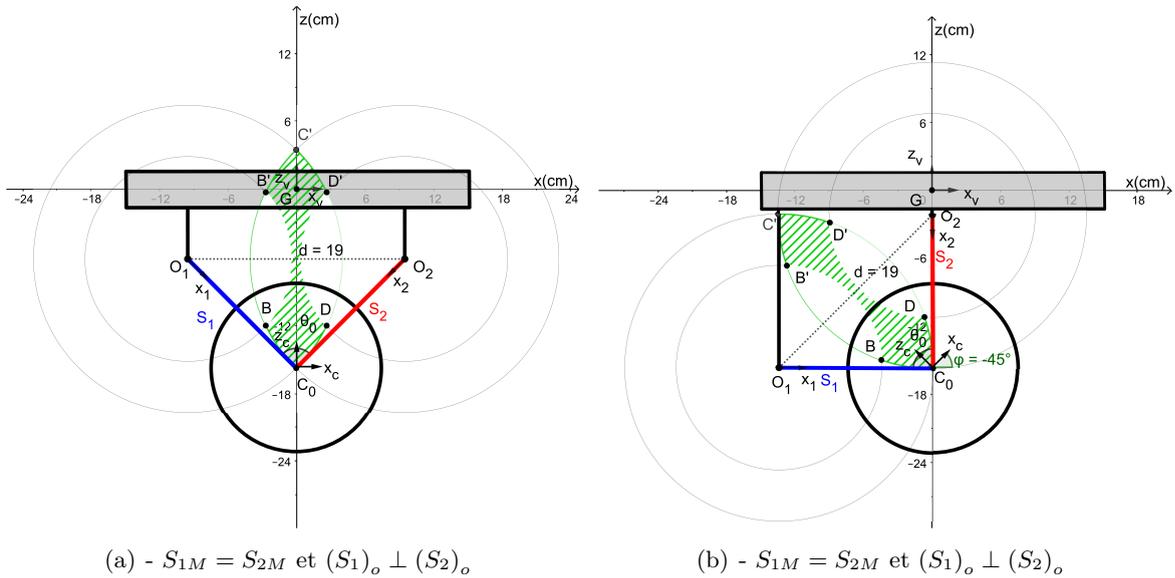


FIGURE 2.7: Espace de travail global (W : zone hachurée verte) du mécanisme Susp-4D pour les deux configurations avec des dimensions initiales identiques ($d = O_1O_2 = 19,1 \text{ cm}$; $S_{1m} = S_{2m} = 9,25 \text{ cm}$; $S_{1M} = S_{2M} = 13,5 \text{ cm}$).

Cette solution permettrait de fixer le rapport de la longueur totale de la suspension à sa longueur comprimée à : $\frac{S_M}{S_m} = 1,4$ afin de conserver le même comportement géométrique en simulation sous GeoGebra®. L'espace de travail utile W_u est ainsi réduit à la zone située sous le segment O_1O_2 (Fig. 2.8 : zone hachurée en marron). W_u a une forme de losange dont la diagonale principale C_0A

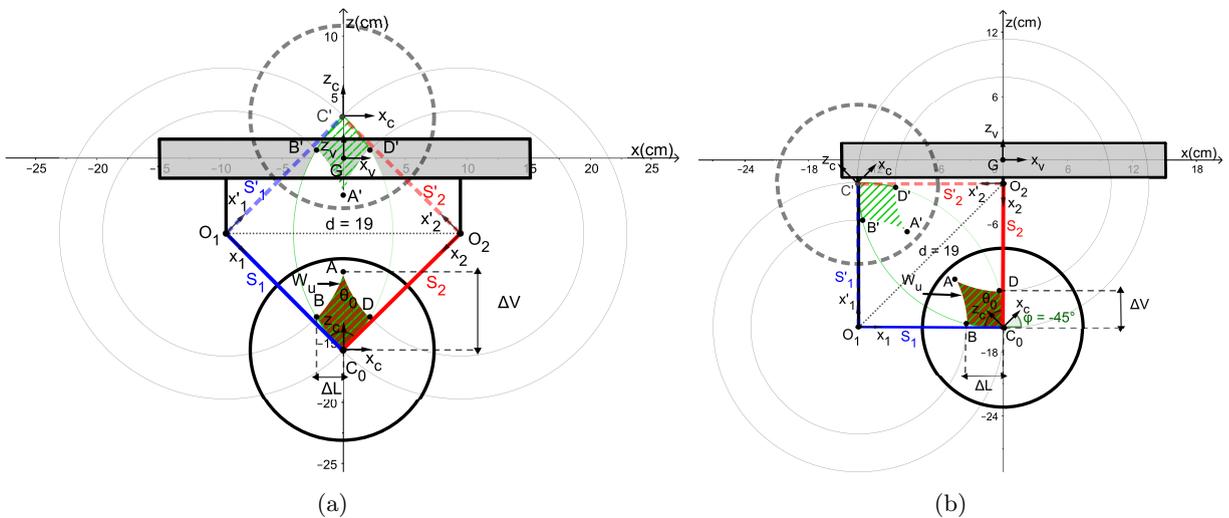


FIGURE 2.8: Positions théoriques du point C dans les espaces de travail global (W) et utile (W_u) de la configuration 1 (a) et de la configuration 2 (b) avec des dimensions de jambes identiques ($S_{1m} = S_{2m} = 9,6 \text{ cm}$; $S_{1M} = S_{2M} = 13,5 \text{ cm}$; $d = 19,1 \text{ cm}$) – Traits pleins : position du mécanisme au sommet C_0 de W_u – Traits pointillés : sa position théorique au point C' – ΔL et ΔV sont les courses possibles du point C à partir de la position initiale C_0 dans les directions horizontale et verticale, respectivement.

est orientée différemment par rapport à l'axe vertical z_v de R_v dans chaque configuration :

- Dans la configuration 1 (V), C_0A est confondu avec l'axe vertical z_v et W_u est symétrique par rapport à cet axe ;
- Dans la configuration 2 (L), la diagonale principale de W_u est orientée à $\varphi = -45^\circ$ par rapport à l'axe z_v .

Dans le cas d'une collision entre la roue et un obstacle, l'espace de travail réel de C sera la moitié gauche de W_u pour la configuration 1 (Fig. 2.8(a)) alors qu'il coïncidera avec la totalité de W_u dans la configuration 2 (Fig. 2.8(b)).

2.2.1.2 Formulation cinématique 2D du mouvement du point C

L'objectif de cette formulation cinématique est d'évaluer le comportement couplé/découplé en déplacement des jambes de la suspension dans W_u à partir de la matrice jacobienne (Gogu, 2008, 2004). Le modèle cinématique du premier ordre (Briot *et al.*, 2008; Conconi et Carricato, 2009) du mécanisme Susp-4D a été établi en 2D (Eq .2.17). Ce modèle relie les vitesses linéaires des jambes (\dot{S}_1 et \dot{S}_2) à la vitesse $\vec{v}(C)_{/R_v}$ du point C et permet de déduire l'expression analytique de la matrice jacobienne du mécanisme :

$$\vec{v}(C)_{/R} = \vec{v}(G)_{/R} + \vec{v}(C)_{/R_v} \quad (2.9)$$

Comme cette étude se concentre sur le mouvement relatif du point C , $\vec{v}(G)_{/R}$ est supposé être constant ou nul. Ainsi :

$$\vec{v}(C)_{/R_v} = \frac{d\vec{GC}}{dt}_{/R_v} = \begin{pmatrix} \dot{x}_C \\ \dot{z}_C \end{pmatrix}_{/R_v} = \mathbf{J} \begin{pmatrix} \dot{S}_1 \\ \dot{S}_2 \end{pmatrix}_{/R_v} \quad (2.10)$$

En utilisant la relation de Chasles, l'équation (2.12) devient :

$$\vec{v}(C)_{/R_v} = \frac{d(\vec{GO}_1 + \vec{O}_1\vec{O}_2 + \vec{O}_2\vec{C})}{dt}_{/R_v} \quad (2.11)$$

Comme \vec{GO}_1 et $\vec{O}_1\vec{O}_2$ sont fixés dans R_v , leurs dérivées temporelles sont nulles. En tenant compte du mouvement de R_2 par rapport à R_v , $\vec{v}(C)_{/R_v}$ devient :

$$\vec{v}(C)_{/R_v} = \frac{d\vec{O}_2\vec{C}}{dt}_{/R_v} = \frac{d\vec{O}_2\vec{C}}{dt}_{/R_2} + \vec{\Omega}(R_2/R_v) \wedge \vec{O}_2\vec{C} \quad (2.12)$$

ce qui donne :

$$\vec{v}(C)_{/R_v} = \dot{S}_2 \vec{x}_2 + \dot{\beta} \mathbf{S}_2 \vec{z}_2 \quad (2.13)$$

La dérivée temporelle de (2.6) donne la vitesse angulaire suivante de α et β :

$$\dot{\alpha} = \left(\frac{S_2}{S_1 d \sin \alpha} \dot{S}_2 - \frac{S_2^2 + S_1^2 - d^2}{2S_1^2 d \sin \alpha} \dot{S}_1 \right); \quad \dot{\beta} = \left(\frac{S_1}{S_2 d \sin \beta} \dot{S}_1 - \frac{S_2^2 + S_1^2 - d^2}{2S_2^2 d \sin \beta} \dot{S}_2 \right) \quad (2.14)$$

En remplaçant $\dot{\beta}$ de l'équation (2.14) dans (2.13) on obtient :

$$\vec{v}(C)_{/R_v} = \dot{S}_2 \vec{x}_2 + \mathbf{S}_2 \left(\frac{S_1}{S_2 d \sin \beta} \dot{S}_1 - \frac{S_2^2 + S_1^2 - d^2}{2S_2^2 d \sin \beta} \dot{S}_2 \right) \vec{z}_2 \quad (2.15)$$

En utilisant des matrices de rotation de R_2 à R_C puis de R_C à R_v , les composantes bidimensionnelles de $\vec{v}(C)_{/R_v}$ peuvent être écrites comme suit :

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_C \\ \dot{z}_C \end{pmatrix}_{/R_v} = P_{R_C}^{R_v} P_{R_2}^{R_C} \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ \frac{S_1}{d \sin \beta} & \frac{-S_2^2 - S_1^2 + d^2}{2S_2 d \sin \beta} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{S}_1 \\ \dot{S}_2 \end{pmatrix}_{/R_v} \quad (2.16)$$

L'équation (2.17) permet d'identifier la matrice jacobienne, où $P_{R_C}^{R_v}$, $P_{R_2}^{R_C}$ et $\sin \beta$ ont été remplacés par leurs expressions de l'équation (2.4) et de l'équation (2.7), respectivement :

$$\mathbf{J} = \begin{pmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi \\ -\sin \varphi & \cos \varphi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos \gamma & \sin \gamma \\ -\sin \gamma & \cos \gamma \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ \frac{2S_1 S_2}{\sqrt{(2S_2 d)^2 - (S_2^2 - S_1^2 + d^2)^2}} & \frac{-S_2^2 - S_1^2 + d^2}{\sqrt{(2S_2 d)^2 - (S_2^2 - S_1^2 + d^2)^2}} \end{pmatrix} \quad (2.17)$$

Par la suite, la matrice jacobienne du mécanisme est utilisée au sens des manipulateurs à chaîne fermée (Gosselin et Angeles, 1991; Hunt, December 1983), qui correspond à la matrice jacobienne inverse \mathbf{J}^{-1} . Si \mathbf{J}^{-1} est une matrice diagonale ou triangulaire (Gogu, 2004, 2008), le mouvement du point C est découplé ou non couplé au point d'évaluation ; sinon, le mécanisme a un comportement couplé. Le mouvement du point C est découplé lorsque \mathbf{J}^{-1} est une matrice diagonale dans cette étude.

2.2.1.3 Formulation cinétostatique 2D du mécanisme Susp-4D

Forces de rappel au point C

L'analyse cinétostatique permet de modéliser le mécanisme Susp-4D en se basant à la fois sur les contraintes cinématiques et sur l'analyse de l'équilibre statique entre les forces générées par les suspensions $\vec{f}_{\mathbf{S}(1 \rightarrow \mathbf{3})}$ et les forces externes $\vec{F}_{(\text{ext} \rightarrow \mathbf{3})}$ appliquées au centre de la roue par l'environnement (Arsenault et Boudreau, 2006; Gosselin, 1990). Par exemple, dans le cas d'une collision de la roue avec un obstacle, $\vec{F}_{(\text{ext} \rightarrow \mathbf{3})}$ génère un déplacement du centre de la roue qui implique un déplacement du point C de sa position initiale C_0 à une position courante C_w dans l'espace de travail W_u (Fig. 2.9) :

$$\overline{C_0 C_w} = (x_{C_w} - x_{C_0}) \vec{x}_G + (z_{C_w} - z_{C_0}) \vec{z}_G = \Delta x_C \vec{x}_G + \Delta z_C \vec{z}_G \quad (2.18)$$

Ce mouvement comprime les deux suspensions, qui créent à leur tour deux forces de rappel $\vec{f}_{\mathbf{S}(1 \rightarrow \mathbf{3})}$ et $\vec{f}_{\mathbf{S}(2 \rightarrow \mathbf{3})}$ des ressorts des jambes au point C . La somme vectorielle de ces deux forces est la force de rappel (Knapczyk et Dzierzek, 1995) du mécanisme (\vec{R}) à C_w :

$$\vec{R} = \vec{f}_{\mathbf{S}(1 \rightarrow \mathbf{3})} + \vec{f}_{\mathbf{S}(2 \rightarrow \mathbf{3})} \quad (2.19)$$

Après avoir remplacé $\vec{f}_{\mathbf{S}(1 \rightarrow \mathbf{3})}$ et $\vec{f}_{\mathbf{S}(2 \rightarrow \mathbf{3})}$ par leurs expressions respectives dans les référentiels R_1 et R_2 :

$$\vec{R} = -k_1(S_{1w} - S_{10}) \vec{x}_1 - k_2(S_{2w} - S_{20}) \vec{x}_2 \quad (2.20)$$

Et après avoir remplacé les vecteurs unitaires \vec{x}_1 et \vec{x}_2 par leurs projections dans R_v , l'expression finale de \vec{R} est :

$$\vec{R} = \begin{pmatrix} -k_1(S_{1w} - S_{10}) \cos(\varphi + \alpha) \\ k_1(S_{1w} - S_{10}) \sin(\varphi + \alpha) \end{pmatrix}_{/R_v} + \begin{pmatrix} -k_2(S_{2w} - S_{20}) \cos(\varphi + \gamma) \\ k_2(S_{2w} - S_{20}) \sin(\varphi + \gamma) \end{pmatrix}_{/R_v} \quad (2.21)$$

L'équation (2.21) peut être évaluée en chaque point de W_u . Elle a été utilisée pour définir deux indicateurs de raideur apparente du mécanisme au point C (\hat{k}_x et \hat{k}_z) dans les directions x_v et z_v de R_v , respectivement (Fig. 2.9).

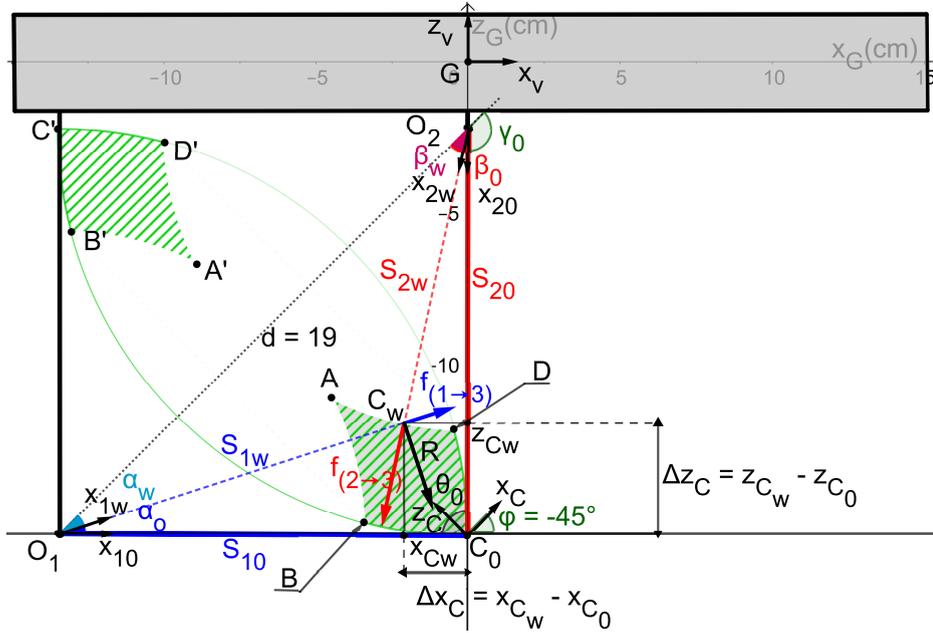


FIGURE 2.9: Force de rappel résultante \vec{R} du mécanisme Susp-4D due à un déplacement du centre de la roue de C_0 à C_w imposé par une force externe \vec{F} (ext \rightarrow 3).

Énergie potentielle élastique au point C

L'énergie potentielle élastique (\hat{E}) est calculée à chaque position C_w du centre de la roue, pour chaque déplacement par rapport à la position C_0 dans (W_u). Elle vaut la moitié du produit scalaire entre le vecteur force de rappel du mécanisme (Eq. 2.21) et le vecteur déplacement $\vec{C_0C_w}$ (Eq. 2.18), \hat{E} peut s'écrire :

$$\hat{E} = \hat{E}_x + \hat{E}_z \quad (2.22)$$

avec, dans les deux directions du référentiel R_v :

$$\hat{E}_x = \frac{1}{2} (-k_1(S_{1w} - S_{10}) \cos(\varphi + \alpha) - k_2(S_{2w} - S_{20}) \cos(\varphi + \gamma)) \Delta x_C \quad (2.23)$$

$$\hat{E}_z = \frac{1}{2} (k_1(S_{1w} - S_{10}) \sin(\varphi + \alpha) + k_2(S_{2w} - S_{20}) \sin(\varphi + \gamma)) \Delta z_C \quad (2.24)$$

2.2.2 Proposition de critères pour la caractérisation du comportement et l'activation de la suspension

L'objectif de cette section est de comparer les configurations 1 et 2 (Tableau 2.1) par rapport à l'exigence fonctionnelle FP1 (section 2.1.2). Le mécanisme de suspension est caractérisé selon trois critères :

- L'amplitude de son raccourcissement ;

- La force de rappel qui peut être générée par le ressort ;
- L'énergie qui peut être dissipée dans son amortisseur.

La modélisation géométrique a permis de définir deux indicateurs de déplacement du mécanisme dans l'espace de travail utile W_u , ΔL et ΔV .

La modélisation cinétostatique a permis de définir deux raideurs apparentes du mécanisme au centre de la roue (\hat{k}_x et \hat{k}_z) dans les directions x_v et z_v , respectivement. À partir de ces deux modélisations, la force de rappel qui peut être générée par les ressorts du mécanisme et l'énergie qui peut être stockée dans ces ressorts ont pu être évaluées. Ensuite, une comparaison du mécanisme dans les deux configurations, qui repose sur l'analyse force - déplacement (Knapczyk et Dzierzek, 1995) peut être effectuée. Enfin, la matrice jacobienne obtenue à partir de la modélisation cinématique a permis de définir deux indicateurs τ_x et τ_z , qui représentent la variation des longueur des jambes par rapport au déplacement de C , pour évaluer le comportement éventuellement découplé des déplacements des jambes dans (W_u).

2.2.2.1 Définition des métriques pour l'évaluation du comportement du mécanisme dans l'espace de travail utile W_u .

Déplacement du point C d'intersection des deux jambes

Lorsqu'une force externe est appliquée sur la roue, le point C suit une trajectoire plane dans W_u . Généralement, cette trajectoire a deux composantes dans le référentiel véhicule R_v , qui dépendent de l'amplitude de raccourcissement de chaque jambe de la suspension. De plus, à toute position de C_w dans W_u , le point d'intersection des deux jambes C peut encore se déplacer vers l'arrière ou vers le haut jusqu'à la frontière postérieur (F_{post}) ou supérieur (F_{sup}) de W_u , respectivement. Ces deux dernières possibilités de mouvement sont exprimées par les deux paramètres suivants :

- Pour tout $z_C \in [z_{C_0}, z_A]$, ΔL est la différence entre la largeur de l'espace de travail utile W_u (Δx_{W_u}) et le déplacement du point C selon l'axe x_v (Fig. 2.9) :

$$\boxed{\Delta L = \Delta x_{W_u} - \Delta x_C} \quad (2.25)$$

où $\Delta x_{W_u} = |\max(x_C) - \min(x_C)|$ pour tout $z_C \in [z_{C_0}, z_A]$, pour les deux configurations. La valeur maximale de ΔL est atteinte lorsque le point C se trouve sur la frontière antérieure (F_{ant}) de W_u .

- Pour tout $x_C \in [x_{C_0}, x_A]$ ou $x_C \in [x_{C_0}, x_B]$, dans les configurations 2 et 1, respectivement, ΔV est la différence entre la hauteur de W_u (Δz_{W_u}) et le déplacement du point C selon l'axe z_v (Fig. 2.9) :

$$\boxed{\Delta V = \Delta z_{W_u} - \Delta z_C} \quad (2.26)$$

où $\Delta z_{W_u} = |\max(z_C) - \min(z_C)|$ pour tout $x_C \in [x_{C_0}, x_A]$ ou $x_C \in [x_{C_0}, x_B]$, pour la configuration 2 et la configuration 1, respectivement. La valeur maximale de ΔV est atteinte lorsque le point C se trouve sur la frontière inférieure (F_{inf}) de W_u .

Les ΔL et ΔV calculés de cette manière sont des propriétés locales du comportement du mécanisme, qui ne donnent des informations que sur les déplacements possibles du point C et, par suite, du centre de la roue à partir d'une position donnée dans W_u .

Raideurs apparentes au point C d'intersection des deux jambes

Lorsqu'une force extérieure est appliquée sur la roue, le point C est poussé vers la frontière postérieure (F_{post}) et vers la frontière supérieure (F_{sup}) dans W_u et les deux ressorts de suspension sont comprimés. Ainsi, la raideur apparente peut être définie comme la résistance à une élongation ou une compression du mécanisme au point C , dans une direction donnée, introduite comme le rapport entre la force et le déplacement dans les travaux de (Qiu *et al.*, 2015). Même si les deux ressorts ont des raideurs identiques, comme c'est le cas dans cette étude, l'hypothèse est émise que les raideurs apparentes du mécanisme sont différentes dans chaque direction x_v et z_v du référentiel véhicule (R_v) et pour chacune des configurations étudiées. Ces raideurs apparentes (\hat{k}_x et \hat{k}_z) ont donc été calculées à chaque position discrète du point C dans W_u en utilisant la loi de Hooke avec les déplacements Δx_C et Δz_C de C définis dans l'équation (2.18) et la force de rappel du mécanisme définie dans l'équation (2.21) (Fig. 2.9) :

$$\hat{k}_x = -\frac{\vec{R} \cdot \vec{x}_G}{\Delta x} = \frac{k_1(S_{1w} - S_{10}) \cos(\varphi + \alpha) + k_2(S_{2w} - S_{20}) \cos(\varphi + \gamma)}{\Delta x} \quad (2.27)$$

$$\hat{k}_z = -\frac{\vec{R} \cdot \vec{z}_G}{\Delta z} = \frac{-k_1(S_{1w} - S_{10}) \sin(\varphi + \alpha) - k_2(S_{2w} - S_{20}) \sin(\varphi + \gamma)}{\Delta z} \quad (2.28)$$

Les \hat{k}_x et \hat{k}_z calculés de cette manière sont des propriétés locales du comportement du mécanisme, qui ne donnent des informations que sur la raideur du mécanisme à une position donnée C_w dans W_u .

Déplacements couplés/découplés des jambes

Un mécanisme avec deux jambes est découplé lorsqu'un déplacement du point d'intersection dans une direction est principalement généré par une jambe. Ce comportement est intéressant, car un mouvement du mécanisme dans une direction génère une force de rappel principalement dans cette direction.

Gogu *et al* (Gogu, 2004) ont évalué le comportement couplé des jambes d'un mécanisme en utilisant la matrice jacobienne et ont conclu qu'une matrice jacobienne diagonale ou triangulaire révélait un comportement non couplé au point de calcul. Ici, nous avons choisi d'évaluer le comportement couplé des deux jambes du mécanisme Susp-4D en utilisant la matrice jacobienne inverse (Gosselin et Angeles, 1991; Hunt, December 1983) au point C dans R_v :

$$J^{-1}(C) = \begin{pmatrix} \frac{\partial S_1}{\partial x} & \frac{\partial S_1}{\partial z} \\ \frac{\partial S_2}{\partial x} & \frac{\partial S_2}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (2.29)$$

Chaque colonne de $J^{-1}(C)$ contient les déplacements élémentaires des deux jambes dans les directions x_v et z_v respectivement.

Ainsi, le comportement couplé des jambes en tout point de W_u peut être évalué par le rapport du déplacement de chaque jambe dans une direction (x_v ou z_v) à la norme de ce déplacement :

— Par exemple, dans la configuration 2 :

$$\begin{pmatrix} \tau_{x21} & \tau_{z21} \\ \tau_{x22} & \tau_{z22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\frac{\partial S_1}{\partial x}}{\sqrt{(\frac{\partial S_1}{\partial x})^2 + (\frac{\partial S_2}{\partial x})^2}} & \frac{\frac{\partial S_1}{\partial z}}{\sqrt{(\frac{\partial S_1}{\partial z})^2 + (\frac{\partial S_2}{\partial z})^2}} \\ \frac{\frac{\partial S_2}{\partial x}}{\sqrt{(\frac{\partial S_1}{\partial x})^2 + (\frac{\partial S_2}{\partial x})^2}} & \frac{\frac{\partial S_2}{\partial z}}{\sqrt{(\frac{\partial S_1}{\partial z})^2 + (\frac{\partial S_2}{\partial z})^2}} \end{pmatrix} \quad (2.30)$$

Les déplacements des jambes sont *découplés* ("uncoupled") dans les deux configurations lorsque l'évaluation numérique de l'équation (2.30) crée une matrice diagonale :

$$\begin{pmatrix} \tau_{x1} & \tau_{z1} \\ \tau_{x2} & \tau_{z2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Les déplacements des jambes sont *non couplés* ("decoupled") lorsque la valeur de l'équation (2.30) crée une matrice triangulaire :

$$\begin{pmatrix} \tau_{x1} & \tau_{z1} \\ \tau_{x2} & \tau_{z2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 1 & 1 \end{pmatrix} \text{ ou } \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Pour tous les autres déplacements, les jambes de Susp-4D se comportent comme un mécanisme couplé. Les τ_{x1} , τ_{x2} , τ_{z1} et τ_{z2} calculés de cette manière sont des propriétés locales du comportement du mécanisme, qui ne donnent des informations qu'à une position donnée du point C dans W_u .

2.2.3 Évaluation des critères dans l'espace de travail W_u dans les configurations 1 et 2 de la suspension Sup-4D

Pour calculer les indicateurs précédents, W_u a été discrétisé avec le même pas d'un dixième de millimètre le long de l'axe x_v et de l'axe z_v , ce qui a donné 132 387 points d'évaluation pour la configuration 2 et à 66 520 points d'évaluation pour la configuration 1. Cette différence de points d'évaluation est due à la configuration différente de W_u : dans la configuration 2, tout le W_u est à gauche de l'axe z_v alors que dans la configuration 1, la moitié du W_u est à gauche de l'axe z_v . Comme certains indicateurs ne pouvaient pas être calculés à la position théorique C_0 , l'évaluation a été lancée à la position pré-contrainte C_p . Pour obtenir une mesure du comportement global du mécanisme sur l'ensemble de l'espace de travail W_u , un opérateur moyen a été défini :

— Pour tout paramètre local P , la valeur moyenne dans W_u peut être définie comme :

$$\bar{P} = \frac{1}{n_w} \sum_{i=1}^{n_x} \sum_{j=1}^{n_z} P \quad (2.31)$$

où (n_x) et (n_z) correspondent aux nombres de points de données pris dans W_u dans les directions x_v et z_v , respectivement, et (n_w) est le nombre total de points dans W_u résultant de la discrétisation. L'écart-type est ensuite calculé avec cette valeur moyenne.

2.2.3.1 Évaluation des longueurs de compression

La longueur de compression est la distance longitudinale disponible, partant d'une position quelconque du point d'intersection des deux jambes, jusqu'à la frontière antérieure de l'espace de travail utile W_u . Dans les deux configurations, la longueur de compression maximale le long de l'axe x_v (ΔL) est logiquement atteinte lorsque le point est proche de la frontière antérieure (F_{ant}) de W_u et cette amplitude est d'autant plus réduite que le point C est proche de la frontière postérieure (F_{post}) de W_u (Fig. A.4(a) et b). La longueur moyenne de compression du point C le long de l'axe x_v est deux fois plus élevée dans la configuration 2 ($\overline{\Delta L}_2 = 1,66 \text{ cm}$) que dans la configuration 1 ($\overline{\Delta L}_1 = 0,71 \text{ cm}$) (Tableau 2.3).

TABLEAU 2.3: Descriptions statistiques des longueurs de compression dans les deux configurations de Susp-4D.

Longueurs de compression	Configuration 1		Configuration 2	
	Moyenne (écart-type)	Min – Max	Moyenne (écart-type)	Min – Max
$\overline{\Delta L}(cm)$	0,71 (0,51)	0 – 2,16	1.66 (1.03)	0 – 3,66
$\overline{\Delta V}(cm)$	2.07 (1.49)	0 – 6,45	1,66(1,03)	0 – 3,66

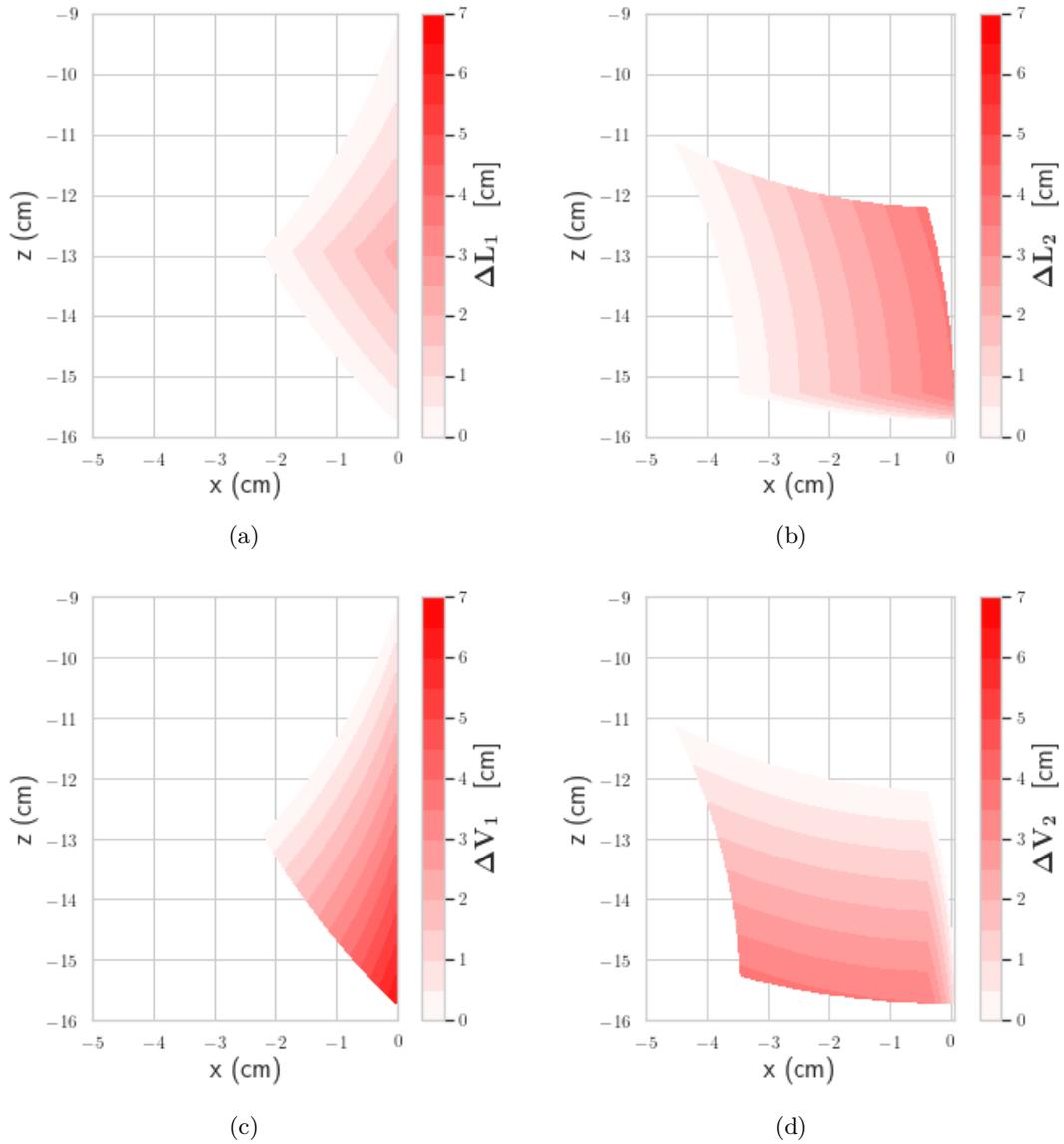


FIGURE 2.10: Longueurs de compression du mécanisme selon les directions x_v ΔL et z_v ΔV pour différentes positions de C dans W_u (configuration 1 : 66 520 points de calcul; configuration 2 : 132 387 points de calcul).

Dans les deux configurations, la longueur de compression maximale le long de l'axe z_v ΔV est atteinte lorsque le point C se trouve à la frontière inférieure (F_{inf}) de W_u et cette amplitude est d'autant plus réduite que le point C est proche de la frontière supérieure (F_{up}) de W_u (Fig. 2.10(c) et d). La longueur moyenne de compression du centre de la roue le long de l'axe z_v est un peu plus élevée dans la configuration 1 ($\overline{\Delta V_1} = 2,07$ cm) que dans la configuration 2 ($\overline{\Delta V_2} = 1,66$ cm). En résumé, les longueurs de compression le long de l'axe z_v ΔV sont presque équivalentes dans les deux configurations, alors que la configuration 2 offre une longueur de compression le long de l'axe x_v ΔL plus élevée que la configuration 1.

2.2.3.2 Raideur apparente du mécanisme au point C d'intersection des deux jambes

Dans la configuration 1, la raideur apparente de Susp-4D le long de l'axe x_v (\hat{k}_{x1}) augmente lorsque le point C se déplace vers le haut dans W_u (Fig. 2.11(a)). Dans la position la plus haute, lorsque les deux jambes de la suspension sont parfaitement alignées et leurs ressorts presque entièrement comprimés, le point C ne peut plus se déplacer le long de l'axe x_v . Au contraire, dans la configuration 2, la raideur apparente (\hat{k}_{x2}) est maximale lorsque la jambe 1 est parallèle à l'axe x_v , au bas de W_u , et elle diminue lorsque le point C se déplace vers le haut dans W_u (Fig. 2.11(b)). La raideur apparente moyenne au point C le long de l'axe x_v est beaucoup plus faible dans la configuration 2 ($\overline{\hat{k}_{x2}} = 7,77 \text{ N/cm}$) que dans la configuration 1 ($\overline{\hat{k}_{x1}} = 13,94 \text{ N/cm}$). Ce résultat signifie que la configuration 2 résistera moins que la configuration 1 à une force longitudinale externe appliquée sur la roue, sur l'ensemble de W_u (Tableau 2.4).

La raideur apparente selon l'axe z_v (\hat{k}_{z1}) est maximale lorsque le point C se trouve au bas de W_u dans la configuration 1, c'est-à-dire lorsque les deux jambes sont orientées à $\pm 45^\circ$ par rapport à l'axe x_v . Ensuite, \hat{k}_{z1} diminue progressivement lorsque les jambes deviennent parallèles à l'axe x_v (Fig. 2.11(c)). Dans la configuration 2, la raideur apparente le long de l'axe z_v (\hat{k}_{z2}) est maximale lorsque le point C est sur le bord antérieur de W_u , car dans cette zone la jambe 2 est presque parallèle à l'axe z_v ; ensuite, \hat{k}_{z2} diminue progressivement lorsque le point C se déplace vers le bord postérieur de W_u (Fig. 2.11(d)). Sur l'ensemble de W_u , la raideur apparente moyenne au point C selon l'axe z_v est du même ordre de grandeur dans la configuration 1 ($\overline{\hat{k}_{z1}} = 8,54 \text{ N/cm}$) que dans la configuration 2 ($\overline{\hat{k}_{z2}} = 7,77 \text{ N/cm}$) (Tableau 2.4).

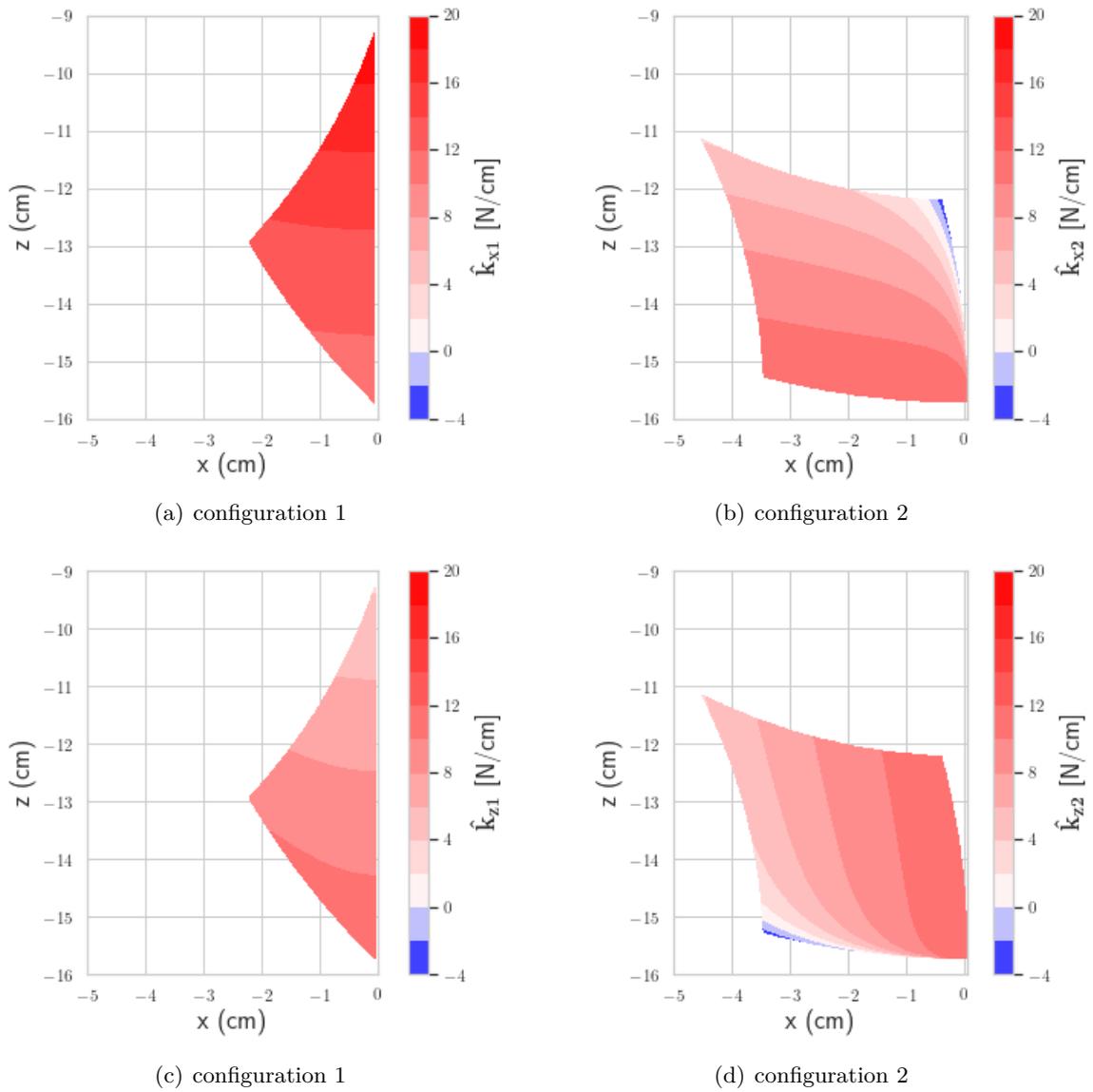


FIGURE 2.11: Raideur apparente au point C selon l'axe x_G (a - configuration 1 : \hat{k}_{x1} ; b - configuration 2 : \hat{k}_{x2}) et selon l'axe z_G (c - configuration 1 : \hat{k}_{z1} ; d - configuration 2 : \hat{k}_{z2}) pour différentes positions dans W_u .

TABEAU 2.4: Descriptions statistiques des raideurs apparentes au point C dans les deux configurations de Susp-4D.

Raideurs apparentes	Configuration 1		Configuration 2	
	Moyenne (écart-type)	Min - Max	Moyenne(écart-type)	Min - Max
$\overline{\hat{k}_x}(N.cm^{-1})$	13,94 (1,70)	11,15 – 19,49	7,77 (2,64)	-3,29 – 11,87
$\overline{\hat{k}_z}(N.cm^{-1})$	8,54 (1,56)	3,81 – 11,36	7,77 (2,64)	-3,29 – 11,87

2.2.3.3 Comportement couplé et découplé des déplacements des jambes

Dans la configuration 1, en chaque point de W_u , la matrice jacobienne contient des termes extra-diagonaux qui ne sont pas nuls et ont le même ordre de grandeur que les termes diagonaux (Tableau 2.5). Les valeurs absolues des rapports de déplacements élémentaires dans les directions x_v et z_v ($\overline{\tau_{x11}}, \overline{\tau_{x12}}, \overline{\tau_{z11}}, \overline{\tau_{z21}}$) sont dans la même plage $[0, 59 - 0, 80]$ pour les deux jambes (Fig. 2.12 – configuration 1). En général, lorsque $\overline{\tau_{x11}}$ est approximativement égal à $\overline{\tau_{x12}}$, cela signifie qu'un déplacement élémentaire du point C le long de l'axe x_v est généré par des déplacements élémentaires similaires des deux jambes. Lorsque $\overline{\tau_{z11}}$ est approximativement égal à $\overline{\tau_{z12}}$, cela signifie qu'un déplacement élémentaire du point C selon l'axe z_v est généré par des déplacements élémentaires similaires des deux jambes. Ces résultats confirment que la configuration 1 de Susp-4D se comporte comme un mécanisme couplé.

Dans la configuration 2, en chaque point de W_u , les valeurs absolues des rapports de déplacements élémentaires des jambes 1 et 2 sont dans le même intervalle, entre 0,89 et 1 pour $\overline{\tau_{x21}}$ et $\overline{\tau_{z22}}$ (Fig. 2.12 – configuration 2), et entre 0 et 0,5 pour $\overline{\tau_{x22}}$ et $\overline{\tau_{z21}}$. De plus, lorsque le point C est en position basse et proche du bord antérieur de W_u , la valeur absolue de $\overline{\tau_{x21}}$ et $\overline{\tau_{z22}}$ tend vers 1 et $\overline{\tau_{x22}}$ et $\overline{\tau_{z21}}$ tend vers 0.

En pratique, lorsque $\overline{\tau_{x21}}$ est approximativement égal à 1 et $\overline{\tau_{z22}}$ est approximativement égal à 0, cela signifie qu'un déplacement élémentaire du point C selon l'axe x_v est principalement dû à un déplacement élémentaire de la jambe 1, alors que lorsque $\overline{\tau_{z21}}$ est approximativement égal à 0 et $\overline{\tau_{x22}}$ est approximativement égal à 1, cela signifie qu'un raccourcissement élémentaire du point C selon l'axe z_v est principalement dû à un déplacement élémentaire de la jambe 2. Ces résultats montrent que la matrice jacobienne (Eq. 2.29) est presque diagonale en certaines positions du point C et que la configuration 2 de Susp-4D se comporte comme un mécanisme *découplé* dans une petite zone de W_u .

TABLEAU 2.5: Descriptions statistiques des rapports de déplacement pour le couplage et le découplage dans les deux configurations de Susp-4D.

Ratios de déplacement	Configuration 1		Configuration 2	
	Moyenne (écart-type)	Min - Max	Moyenne (écart-type)	Min - Max
$\overline{\tau_{x1}}$	0,68 (0,01)	0,64 – 0,70	0,98 (0,01)	0,89 – 1
$\overline{\tau_{x2}}$	-0,72 (0,01)	-0,76 – -0,70	-0,17 (0,09)	-0,45 – 0
$\overline{\tau_{z1}}$	-0,74 (0,02)	-0,80 – -0,70	0,17 (0,09)	0 – 0,45
$\overline{\tau_{z2}}$	-0,67 (0,02)	-0,70 – -0,59	-0,98 (0,01)	-1 – -0,89

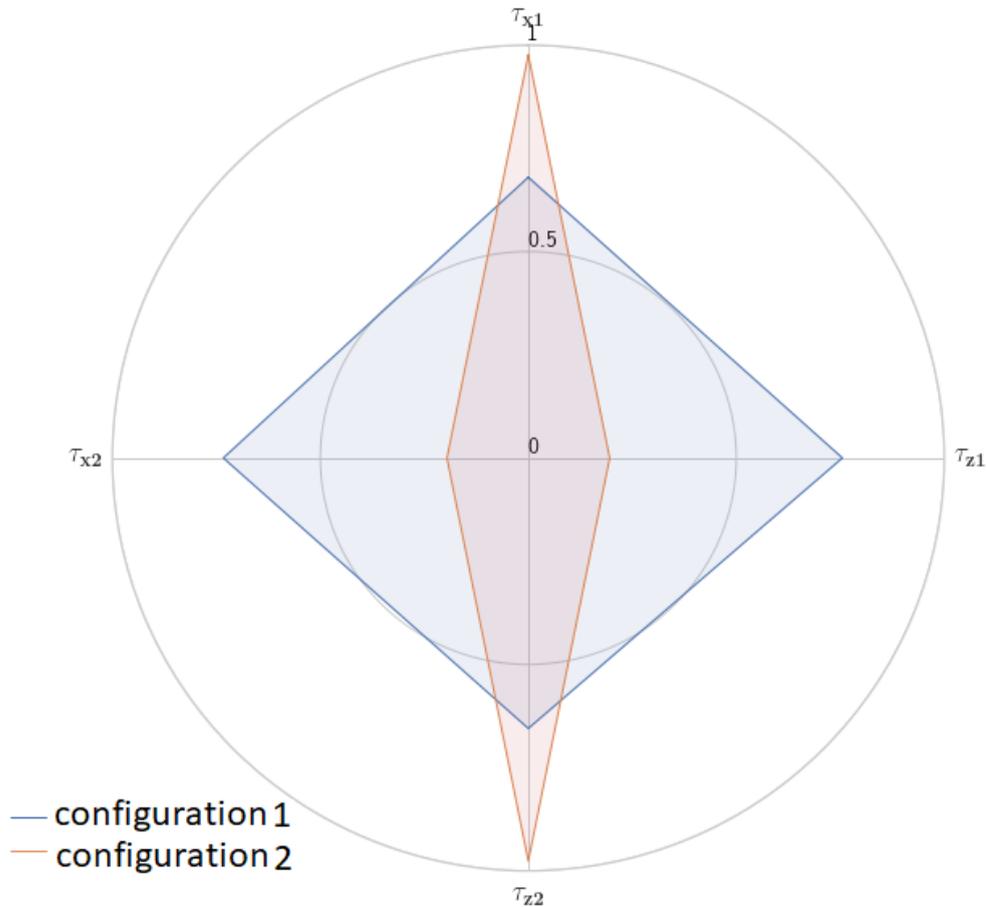


FIGURE 2.12: Valeurs absolues moyennes de $\overline{\tau_{x1}}$ et $\overline{\tau_{z2}}$ (axe vertical), $\overline{\tau_{x2}}$ et $\overline{\tau_{z1}}$ (axe horizontal) calculées respectivement à partir des termes diagonaux et extra-diagonaux de la matrice jacobienne dans les deux configurations de Susp-4D.

2.2.3.4 Forces de rappel au point C d'intersection des deux jambes

Les composantes de la force de rappel générée par les deux ressorts de suspension au point C peuvent être positives (rouge) ou négatives (bleu) en fonction des directions des axes x_v et z_v , respectivement (Fig. 2.13). Dans les deux configurations, la composante de la force de rappel selon l'axe x_v augmente progressivement lorsque le point C est poussé vers la frontière postérieure. En moyenne, elle est un tiers plus élevée dans la configuration 2 ($\widehat{R}_{x2} = 15,42 N$) que dans la configuration 1 ($\widehat{R}_{x1} = 10,29 N$) (Tableau 2.6). Ce résultat est conforme à la longueur comprimée (Δx_C) et à la raideur \hat{k}_x de chaque configuration le long de l'axe x_v : la configuration 2 peut supporter des forces longitudinales plus élevées que la configuration 1. Pour les deux tracés, la valeur absolue de la composante de la force de rappel selon l'axe z_v augmente progressivement lorsque le point C est poussé vers le haut. En moyenne, cette valeur est beaucoup plus élevée dans la configuration 1 ($\widehat{R}_{z1} = -22,54 N$) que dans la configuration 2 ($\widehat{R}_{z2} = -15,94 N$). Ce résultat est conforme à la longueur comprimée (Δz_C) et à la raideur \hat{k}_z de chaque configuration selon l'axe z_v : la configuration 1 peut supporter des forces verticales plus élevées que la configuration 2.

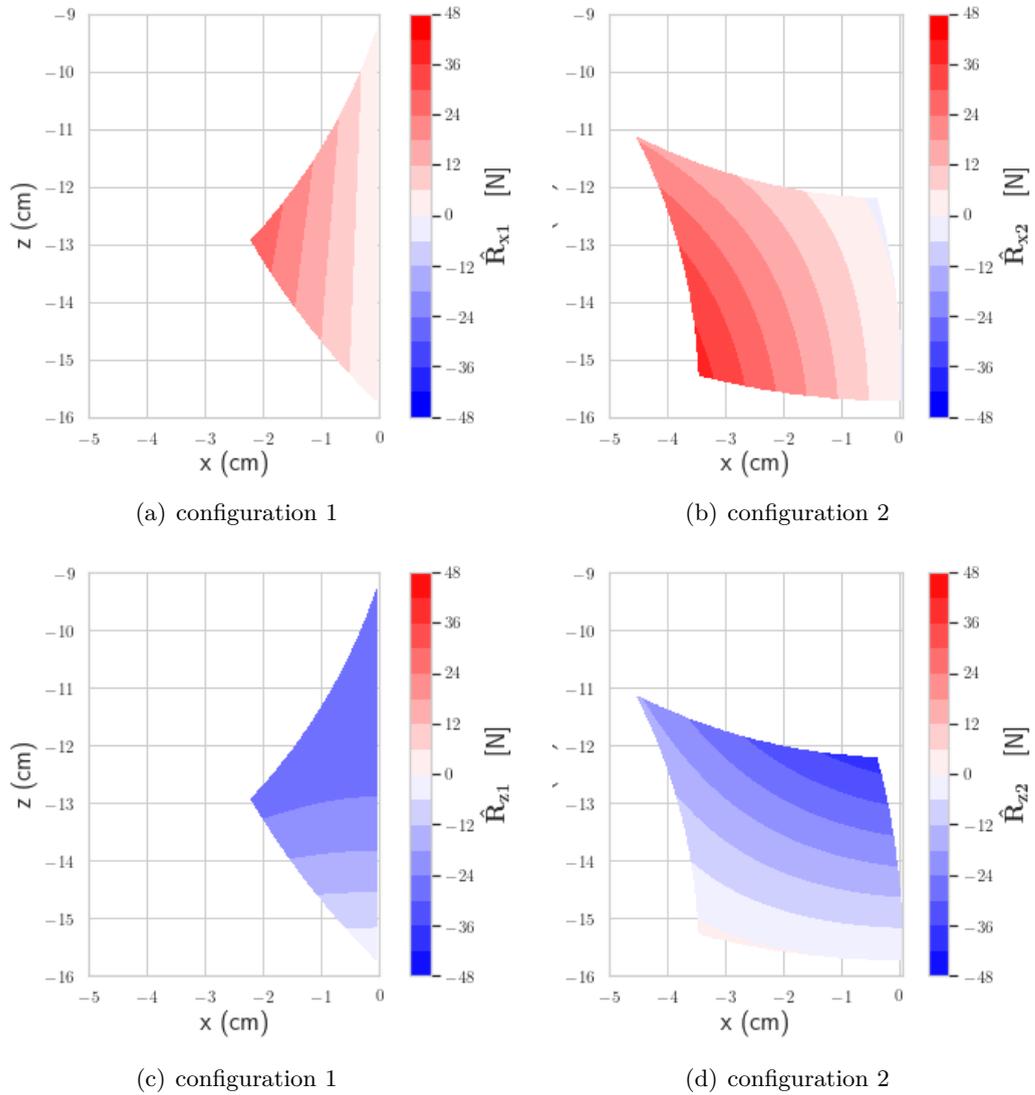


FIGURE 2.13: Composantes de la force de rappel qui peut être générée par les deux ressorts de suspension pour équilibrer une force externe \vec{F} ($ext \rightarrow 3$) appliquée au point C du mécanisme Susp-4D le long de l'axe x_v (a - configuration 1 : \hat{R}_{x1} ; b - configuration 2 : \hat{R}_{x2}) et selon l'axe z_v (c - configuration 1 : \hat{R}_{z1} ; d - configuration 2 : \hat{R}_{z2}) pour différentes positions du centre de la roue dans W_u .

TABEAU 2.6: Descriptions statistiques des composantes de la force de rappel de Susp-4D dans les deux configurations étudiées.

Forces de rappel	Configuration 1		Configuration 2	
	Moyenne (écart-type)	Min - Max	Moyenne (écart-type)	Min - Max
$\overline{\hat{R}_x}(N)$	10,29 (6,82)	0,53 – 29,37	15,42(9,51)	-1,23 – 38,53
$\overline{\hat{R}_z}(N)$	-22,54 (6,56)	-29,61 – -0,11	-15,94 (9,59)	-39,28 – 1,45

2.2.3.5 Énergie potentielle élastique

L'évaluation de l'énergie potentielle élastique pouvant être stockée dans les ressorts de Susp-4D (Fig. A.10(a) et b) a montré que la configuration 2 ($\hat{E}_{x2} = 0,19 J$) peut stocker trois fois plus d'énergie que la configuration 1 ($\hat{E}_{x1} = 0,05 J$) le long de l'axe x_v alors que la configuration 1 peut stocker moitié plus d'énergie que la configuration 2 le long de l'axe z_v ($\hat{E}_{z1} = 0,36 J$ et $\hat{E}_{z2} = 0,20 J$) (Fig. 2.14(c) et d).

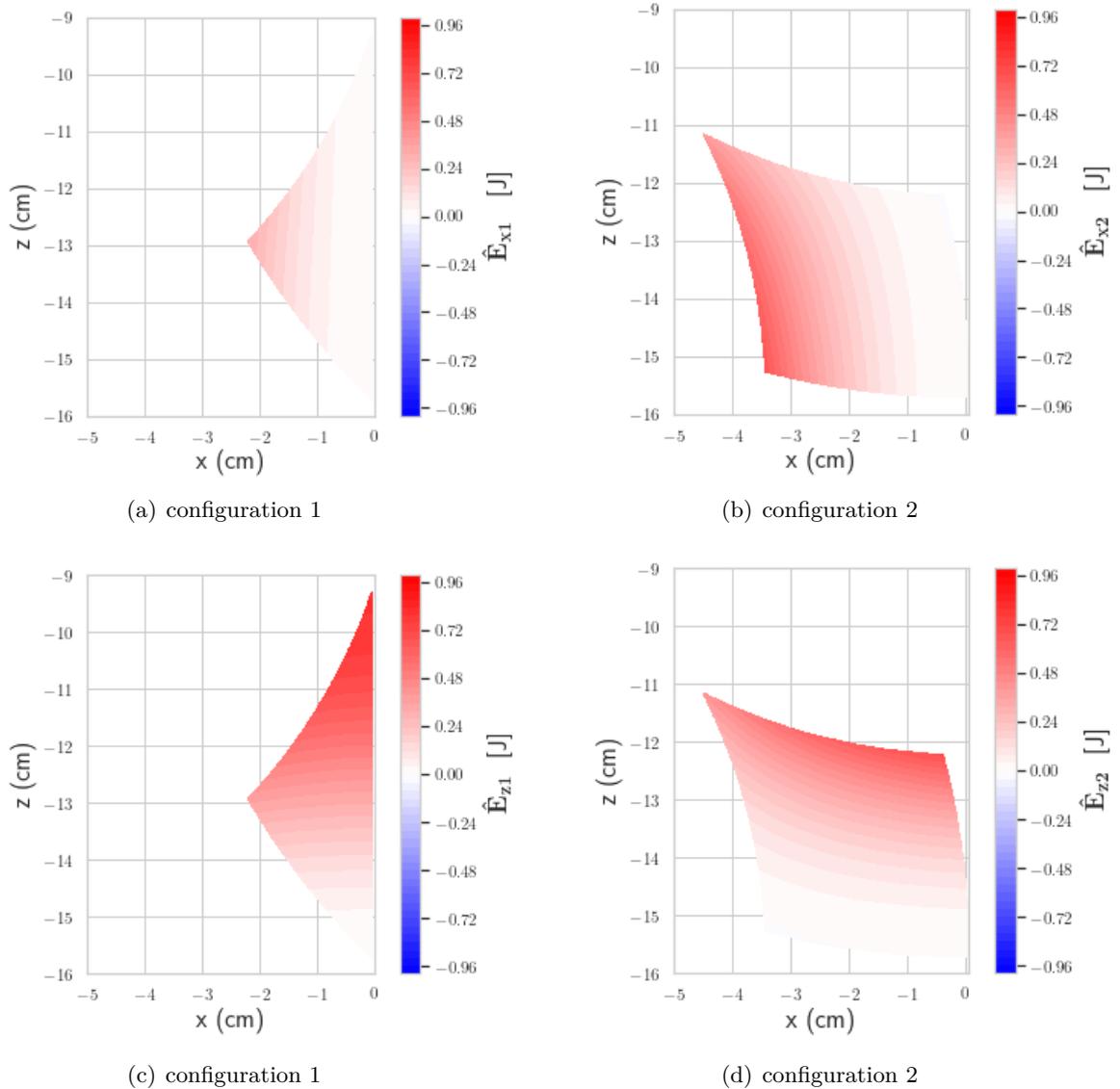


FIGURE 2.14: Énergie élastique pouvant être stockée dans les deux ressorts des deux configurations selon l'axe x_v (a - configuration 1 : \hat{E}_{x1} ; b - configuration 2 : \hat{E}_{x2}) et selon l'axe z_v (c - configuration 1 : \hat{E}_{z1} ; d - configuration 2 : \hat{E}_{z2}) pour différentes positions dans W_u .

TABLEAU 2.7: Descriptions statistiques de l'énergie potentielle élastique, pouvant être emmagasinée dans les jambes de Susp-4D dans les deux configurations étudiées.

Énergie élastique	Configuration 1		Configuration 2	
	Moyenne (écart-type)	Min - Max	Moyenne (écart-type)	Min - Max
$\widehat{E}_x(J)$	0,05 (0,06)	0 – 0,32	0,19 (0,17)	0 – 0,66
$\widehat{E}_z(J)$	0,36 (0,21)	0 – 0,80	0,20 (0,17)	0 – 0,68

2.2.4 Discussion

Comme prévu, les valeurs représentatives de tous les indicateurs diffèrent entre les deux configurations de Susp-4D (Tableau 2.8). Il est intéressant de noter qu'elles sont très différentes entre les axes x_v et z_v dans la configuration 1, alors qu'elles sont très proches ou identiques, le long de ces deux axes, dans la configuration 2. Ces différences sont analysées individuellement dans cette section et, pour chaque indicateur, des améliorations théoriques ou pratiques de l'une ou l'autre configuration sont suggérées afin que celles-ci puissent finalement répondre aux exigences fonctionnelles poursuivies dans cette étude.

La configuration 2 offre une longueur de compression le long de l'axe x_v ΔL plus élevée que la configuration 1, ce qui devrait être un avantage pour l'amortissement des chocs dans la direction longitudinale. Ce paramètre pourrait être amélioré dans la configuration 1 en allongeant la jambe de suspension 1, mais cette amélioration pourrait avoir des effets négatifs sur d'autres indicateurs le long de l'axe x_v .

La configuration 1 offre une longueur de compression selon l'axe z_v ΔV plus importante que la configuration 2, ce qui constitue un avantage pour l'amortissement des chocs dans cette direction. Ce paramètre pourrait être amélioré dans la configuration 2 en allongeant la jambe de suspension 2, mais cette amélioration devrait être associée à une plus grande raideur du ressort de la jambe suspension 2 afin de préserver ou d'améliorer les autres indicateurs de la configuration 2 selon l'axe z_v .

La plus grande raideur apparente \hat{k}_x de la configuration 1 selon l'axe x_v , associée à une longueur de compression plus faible ΔL , n'est pas favorable à l'amortissement des forces \hat{R}_x dans cette direction. À l'inverse, la plus faible raideur apparente de la configuration 2 associée à une plus grande longueur de compression selon l'axe x_v permettent à la configuration 2 de moins résister que la configuration 1 à une force longitudinale extérieure appliquée sur la roue sur l'ensemble de W_u . Cette caractéristique devrait être avantageuse pour le franchissement des bosses rencontrées par le véhicule sur son parcours, mais devrait réduire par la même occasion l'accélération du véhicule. Néanmoins, si la configuration 1 devait être choisie malgré cet inconvénient, il serait possible de diminuer sa raideur apparente selon l'axe x_v en montant un ressort plus souple sur la jambe 1. Sa plus grande raideur apparente \hat{k}_z selon l'axe z_v permet à la configuration 1 de supporter des charges plus élevées (par exemple la masse du véhicule) que la configuration 2 dans cette direction \hat{R}_z . De plus, associé à la longueur de compression plus élevée ΔV le long de l'axe z_v , ce résultat permet de supposer que la configuration 1 devrait mieux résister que la configuration 2 à un impact à l'atterrissage après une phase balistique causée par un décollage intempestif du véhicule.

Cependant, comme suggéré ci-dessus, les inconvénients de la configuration 2 le long de l'axe z_v pourraient être pratiquement et facilement améliorés en montant une jambe de suspension 2 plus longue avec un ressort plus rigide que celui utilisé dans cette étude.

Tout comme les forces de rappel (\hat{R}_x et \hat{R}_z), les indicateurs d'énergie potentielle élastique (\hat{E}_x et \hat{E}_z) intègrent les longueurs de compression et les raideurs apparentes des deux configurations le long des axes x_v et z_v . La configuration 2 peut stocker environ quatre fois plus d'énergie que la configuration 1 selon l'axe x_v , mais seulement la moitié selon l'axe z_v . Ce dernier résultat est une conséquence attendue de sa faible longueur de compression et de sa grande raideur dans cette direction. Cette faiblesse de la configuration 1 pourrait être améliorée en diminuant sa raideur apparente le long de l'axe x_v et en montant un ressort plus souple sur la jambe 1. D'autre part, l'énergie potentielle élastique qui peut être stockée dans la configuration 2 le long de l'axe z_v pourrait être facilement augmentée en montant une jambe de suspension 2 plus longue avec un ressort plus rigide que celui utilisé dans cette étude. Les estimations d'énergie calculées dans cette étude et les améliorations possibles des deux configurations seront utiles pour choisir les amortisseurs appropriés pour les deux jambes de suspension.

Globalement, la configuration 2 présente les meilleures valeurs d'indicateurs le long de l'axe x_v , tandis que la configuration 1 présente les meilleures valeurs le long de l'axe z_v . De plus, les résultats de la matrice jacobienne ont montré que la configuration 1 se comporte comme un mécanisme couplé sur tout son espace de travail (W_u), alors que la configuration 2 se comporte comme un mécanisme non couplé, mais seulement dans une petite zone de W_u . Comme le comportement couplé/découplé d'une configuration dépend de la configuration de ses jambes, il ne peut être modifié indépendamment sans changer tous les indicateurs calculés dans cette étude. Quelle que soit la configuration qui sera finalement choisie, cette fonctionnalité devrait faciliter l'écriture et l'implémentation des lois de contrôle des suspensions qui seront montées sur le véhicule.

Tous ces résultats et les améliorations pratiques suggérées ci-dessus tendent à montrer que la configuration 2 est plus à même que la configuration 1 de répondre à la première exigence fonctionnelle FP1 de cette étude.

TABLEAU 2.8: *Résumé de tous les indicateurs pour les deux configurations (pour chaque indicateur, les valeurs les plus élevées entre les deux configurations sont mises en évidence en caractères gras).*

Indicateurs	Paramètres	Configuration 1	Configuration 2
		Moyenne (écart-type)	Moyenne (écart-type)
Longueur de compression	$\overline{\Delta L}(cm)$	0,71 (0,5)	1,66 (1,03)
	$\overline{\Delta V}(cm)$	2,07 (1,46)	1,66 (1,03)
Raideur apparente	$\hat{k}_x(N.cm^{-1})$	13,94 (1,70)	7,77 (2,64)
	$\hat{k}_z(N.cm^{-1})$	8,54 (1,56)	7,77 (2,64)
Force de rappel	$\hat{R}_x(N)$	10,29 (6,82)	15,42 (9,51)
	$\hat{R}_z(N)$	-22,54 (6,56)	-15,94 (9,59)
Energie potentielle élastique	$\hat{E}_x(J)$	0,05 (0,06)	0,19 (0,17)
	$\hat{E}_z(J)$	0,36 (0,21)	0,20 (0,17)

2.2.5 Conclusion

Intrinsèquement, les véhicules tout-terrain à roues peuvent rencontrer divers obstacles sur leur chemin en roulant dans des environnements non structurés. Dans le pire des cas, ces obstacles peuvent empêcher le véhicule d'accomplir sa mission ou peuvent provoquer un accident, surtout si le véhicule roule à grande vitesse. Pour éviter ces inconvénients, un tel véhicule doit être équipé de suspensions capables d'absorber l'énergie maximale due aux composantes verticale et horizontale de la force de réaction résultante créée par une bosse (exigence fonctionnelle FP1). Ce qui permettra au véhicule de franchir des obstacles plus hauts à une vitesse donnée ou un même obstacle à une vitesse plus élevée sans basculer (exigence fonctionnelle FP2). Cette partie propose une comparaison de deux configurations d'un nouveau mécanisme de suspension (Susp-4D) composé de deux jambes perpendiculaires orientées différemment par rapport à l'axe longitudinal du véhicule (configuration 1 : $\varphi = 0$; configuration 2 : $\varphi = -45^\circ$). Dans un premier temps, cette étude a été menée en considérant la suspension comme un mécanisme plan 2D, dans le référentiel véhicule d'un quart du châssis. La modélisation géométrique de chaque configuration a permis de déterminer l'espace de travail utile W_u dans lequel peut se déplacer le point d'intersection C des deux jambes dû à un déplacement du centre de la roue, et de définir les longueurs de compression longitudinale ΔL et verticale ΔV dans les deux directions du référentiel véhicule.

La modélisation cinématique a permis de calculer la matrice jacobienne de chaque configuration, qui a ensuite été utilisée pour évaluer si les deux jambes de la suspension se comportent comme un mécanisme couplé ou découplé. Un modèle cinéto-statique a également été construit pour évaluer les composantes longitudinale \hat{R}_x et verticale \hat{R}_z de la force de rappel résultante créée par les ressorts de suspension au point d'intersection C des deux jambes dans W_u pendant que le centre de la roue est déplacé. À partir de ces composantes et du raccourcissement des deux jambes de la suspension, les rigidités apparentes (\hat{k}_x et \hat{k}_z) de chaque configuration dans les deux directions du référentiel véhicule ont pu être calculées. Enfin, ces paramètres ont permis d'évaluer les énergies élastiques potentielles (\hat{E}_x et \hat{E}_z) qui peuvent être stockées dans les ressorts des deux jambes pour les deux configurations selon les deux axes du référentiel véhicule.

Dans la partie suivante est évalué à partir de données expérimentales les performances de Susp-4D dans la configuration 2 pour ce qui est de la stabilité du franchissement d'obstacle.

2.3 Analyse cinématique 2D de franchissement d'obstacle d'un véhicule doté de Susp-4D

Dans cette partie sont évalués les performances de franchissement d'un véhicule à l'échelle 1/10 équipé de Susp-4D dans la configuration 2. Pour ce faire, nous avons procédé à une comparaison entre le cas où la jambe longitudinale est remplacée par un barre en aluminium (Susp-3D) et le cas où la jambe longitudinale est une suspension complète avec une raideur et un coefficient d'amortissement.

2.3.1 Matériels et méthodes

2.3.1.1 Matériel expérimental

Les performances des systèmes Susp-3D et Susp-4D ont été comparées en enregistrant et en traitant les vidéos d'un franchissement d'obstacle par le même véhicule expérimental (Jugie et Peyrard, 2013). Pour des raisons pratiques, nous avons décidé d'utiliser le petit véhicule tout-terrain Traxxas E-Maxx 3903 (Fig. 2.6, Tableau 2.2) pouvant atteindre une vitesse maximale de 20 m/s , sur lequel étaient montés les suspensions (Fig. 2.15). Les deux jambes devant être perpendiculaires l'une à l'autre à C_p , la distance (d) entre les points de fixation O_1 et O_2 a été calculée dans l'équation (2.8).

Les pièces de Susp-4D ont été fabriquées en aluminium et deux Susp-4D ont été montées sur l'essieu avant (Fig. 2.6). Un capot en plexiglas a également été ajouté pour protéger le véhicule au cas où il tomberait sur le toit après les phases balistiques éventuelle. Avec tous ces éléments, la masse totale du véhicule utilisé dans cette expérience atteignait 7,2 kg.



FIGURE 2.15: Vue avant du prototype avec deux suspensions Susp-4D montées sur les roues avant.

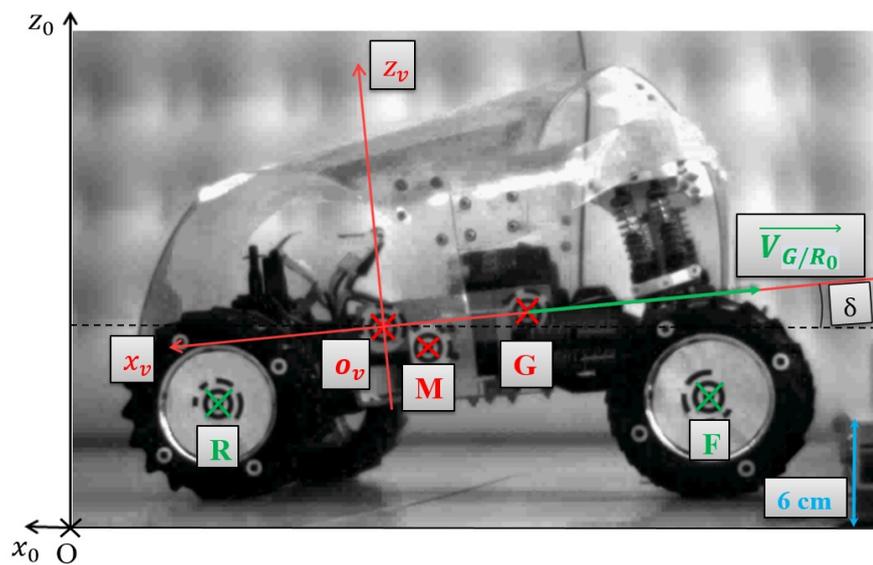
L'obstacle était une barre rectangulaire en acier fixé au sol par deux tiges verticales (Fig. 2.16(b)). Il mesurait 60 mm de haut, ce qui correspondait à 80 % du rayon de la roue du véhicule Traxxas E-Maxx 3903.

Quelques mètres avant l'obstacle, deux lignes parallèles étaient matérialisées au sol avec du ruban adhésif, perpendiculairement à l'obstacle, afin d'aider le pilote à conduire le véhicule le long d'une trajectoire linéaire, de telle sorte que les deux roues avant heurtent l'obstacle en même temps. Lorsque cette condition était remplie, le véhicule effectuait un franchissement 2D et tous ses mouvements restaient dans le plan sagittal, avant et après le franchissement (Fig. 2.16(b)). La vitesse du véhicule a été progressivement augmentée d'un essai à l'autre jusqu'à ce qu'il bascule.

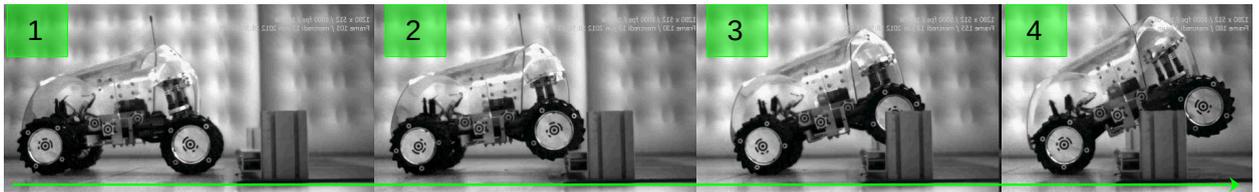
Le véhicule a d'abord été testé avec Susp-4D qui a ensuite été modifiée en Susp-3D en remplaçant les jambes longitudinales par des barres en aluminium.

Comme le prototype n'était pas encore équipé de capteurs inertiels, tous les essais ont été enregistrés à l'aide d'une caméra extérieure haute vitesse AOS S-Motion (AOS, 2022) (1000 images par seconde, 1280 x 512 pixels) placée près de l'obstacle, avec son axe optique orienté perpendiculairement au plan sagittal du véhicule.

Pour les besoins de l'analyse cinématique 2D, deux référentiels ont été utilisé : $R_s(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$, le référentiel terrestre lié à l'environnement, et $R_v(O_v, \vec{x}_v, \vec{y}_v, \vec{z}_v)$, le référentiel mobile lié au véhicule. Le système était composé de trois solides : le châssis $\{S\}$, les roues arrière $\{S_r\}$ et les roues avant $\{S_f\}$. Cinq cibles étaient collées sur le véhicule : deux sur les centres des roues avant (F) et arrière (R), une sur le centre de gravité du châssis (G_{ch}), une sur l'origine (O_v) de R_v , une autre sur un point fixe (M) sur le châssis (Fig. 2.16(a)).



(a)



(b)

FIGURE 2.16: (a) Définition des repères et des cibles. (b) Franchissement d'obstacles.

2.3.1.2 Analyse cinématique 2D

Parmi les nombreux essais réalisés dans cette expérience, on s'intéresse particulièrement à deux enregistrements vidéo d'essais représentatifs qui ont été traités à l'aide du logiciel libre de suivi de mouvement Kinovea (Kinovea, 2022) : un avec Susp-3D et l'autre avec Susp-4D. Les coordonnées 2D de toutes les cibles dans $R_s(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ ont été numérisées image par image sur les deux essais avec une incertitude de mesure de 1 mm. Les coordonnées des positions, les composantes de la vitesse linéaire et la vitesse de tangage ont été filtrées à l'aide d'un filtre Savitzky-Golay

(moyenne glissante à onze éléments, polynôme du troisième degré) avant de calculer les paramètres suivants :

- Le déplacement relatif du centre de la roue par rapport au châssis a été utilisé pour définir la phase de collision, qui commençait juste avant que la roue avant ne heurte l'obstacle (la projection du centre de la roue sur W_u en position C_p) et s'est terminée lorsque la projection du centre de la roue avant revenait à la même abscisse qu'en position C_p pendant la phase de vol qui suivait le choc initial ;
- Vitesse linéaire du châssis : ce paramètre a été calculé tout au long du franchissement pour chaque essai, et ses valeurs au début et à la fin de la phase de collision ont été utilisées pour calculer la perte de vitesse relative ;
- Décélération du châssis : ce paramètre a été calculé uniquement pendant la phase de collision de chaque essai ;
- Énergie cinétique du châssis : ce paramètre a été calculé tout au long du franchissement pour chaque essai, et ses valeurs au début et à la fin de la phase de collision ont été utilisées pour calculer la perte d'énergie cinétique relative ;
- Énergie potentielle du châssis : ce paramètre a été calculé tout au long du franchissement pour chaque essai, et ses valeurs au début et à la fin de la phase de collision ont été utilisées pour calculer la pente de l'énergie potentielle pendant la phase de collision.
- Vitesse de tangage du châssis : ce paramètre a été calculé tout au long du franchissement en utilisant les coordonnées des cibles fixées sur le châssis. En raison des axes choisis, lorsque le véhicule se cabrait, sa vitesse de tangage était positive, alors qu'un mouvement de piqué du véhicule exprimait une vitesse de tangage négative.

Tous ces paramètres ont été utilisés pour comparer les suspensions Susp-4D et Susp-3D.

2.3.2 Résultats expérimentaux

Dans les deux essais sélectionnés pour Susp-3D et Susp-4D, le mouvement du véhicule est resté dans le plan sagittal tout au long du franchissement et a donc pu être analysé en 2D. Les résultats quantitatifs de cette analyse sont présentés dans le Tableau 2.9. Le franchissement a été divisé en trois phases :

1. Avant la collision entre les roues avant et l'obstacle, le véhicule roulait sur un plan horizontal avec toutes les roues au sol ;
2. Pendant la collision, la projection du centre de la roue avant se déplaçait dans l'espace utile W_u depuis la position C_p et revenait à l'abscisse C_p ;
3. Après la collision, le centre de la roue avant tombait par rapport au châssis et atteignait la position C_0 . À la fin du franchissement, dans les deux essais, les roues arrière ont heurté l'obstacle, ce qui a eu des conséquences inattendues sur la phase de vol, qui étaient en-dehors de l'objectif de cette étude.

Dans l'essai avec Susp-4D, la phase de collision était 2,8 fois plus longue (0,065 s) qu'avec Susp-3D (0,023 s). Dans ce dernier essai, le mouvement relatif du centre de la roue F par rapport au châssis pendant la collision est sorti de l'espace de travail de C mais est resté dans celui de F , déduit par un rapport homothétique (Figure 2.17), parce que dans le prototype F est plus bas que l'intersection C des deux membres (Figure 2.3). Au cours de l'essai avec Susp-3D, le point F a suivi une trajectoire curviligne vers le haut et vers l'arrière (Figure 2.17) qui présentait un

TABLEAU 2.9: Paramètres cinématiques et cinétiques du véhicule avec les suspensions Susp-4D et Susp-3D pendant la phase de collision. Les moyennes et les écarts types (SD) ont été calculés pendant la durée de la collision avec chaque suspension. Les variations absolues et relatives ont été calculées entre les instants initial et final de la collision de chaque essai.

	Susp-3D	Susp-4D
Durée de la collision :	0,023 s	0,065 s
Vitesse initiale du véhicule :	3 m/s	3,4 m/s
Décélération du châssis (écart-type) :	-6,1 (4,3) g	-3,4 (2,2) g
Perte de vitesse relative :	-26 %	-10 %
Perte d'énergie cinétique relative :	-43,9 %	-14,0 %
Variation de l'énergie potentielle :	0,24 J	2,01 J
Vitesse de tangage (écart-type) :	+41,8 (124,4) °/s	+245,1 (100,7) °/s

écart maximal de 6,8 mm par rapport à la limite avant de l'espace de travail C dans la direction longitudinale. Cet écart vers l'arrière laisse supposer une flexion de l'arbre supérieur supportant les deux membres pendant la collision. Dans l'essai avec Susp-4D, la trajectoire de F était presque linéaire pendant la phase de collision : elle était d'abord vers le haut et vers l'arrière pendant la compression de la suspension, puis vers le bas et vers l'avant après la collision.

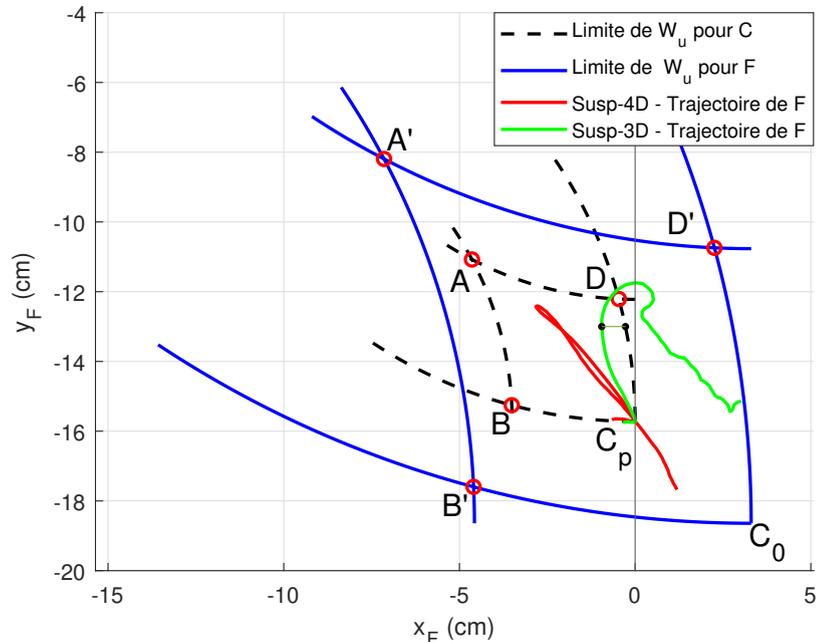


FIGURE 2.17: Trajectoires du centre de la roue avec les suspensions Susp-3D (courbe verte) et Susp-4D (courbe rouge) par rapport aux espaces de travail C et F .

Dans les deux essais, le véhicule a atteint l'obstacle dans la même plage de vitesses initiales (Susp-3D : 3 m/s ; Susp-4D : 3,4 m/s), qui étaient toutefois plutôt faibles par rapport à sa vitesse maximale (20 m/s). La décélération moyenne subie par le châssis pendant la phase de collision

était inférieure de 44,3 % avec Susp-4D (3,4 g) qu'avec Susp-3D (6,1 g). La perte de vitesse relative pendant la phase de collision était plus de deux fois inférieure avec Susp-4D (- 10 %) qu'avec Susp-3D (- 26 %). Après la phase de collision, la vitesse du véhicule a présenté une augmentation soudaine (+ 0,6 m/s) avec Susp-3D (Fig. 2.18(a)) alors qu'elle est restée stable avec Susp-4D, jusqu'à ce qu'elle chute à nouveau dans les deux essais à la fin du franchissement, lorsque la roue arrière a heurté l'obstacle.

La perte d'énergie cinétique relative pendant la phase de collision (Fig. 2.19(a)) était 3,1 fois plus faible avec Susp-4D (- 14 %) qu'avec Susp-3D (- 43,9 %). Après la collision, l'énergie cinétique a augmenté dix fois plus avec Susp-3D (7,3 J) qu'avec Susp-4D (0,74 J), avant de diminuer lorsque la roue arrière a heurté l'obstacle. Dans les deux essais, l'énergie potentielle a augmenté progressivement du début à la fin du franchissement (Fig. 2.19(b)). Cette augmentation était plus importante et plus linéaire avec Susp-4D (31 J/s) qu'avec Susp-3D (10,8 J/s), ce qui signifie que le centre de masse du véhicule a atteint une altitude plus élevée à la fin de l'essai avec Susp-4D qu'avec Susp-3D.

Pendant la phase de collision, la vitesse de tangage (δ) était d'abord négative (mouvement de piqué) puis positive (mouvement de cabrage) avec Susp-3D, alors qu'elle est restée toujours positive et a atteint une valeur maximale de 360 $^{\circ}/s$ avec Susp-4D (Fig. 2.18(b)).

En moyenne, la vitesse de tangage était 5,9 fois plus élevée avec Susp-4D (245,1 $^{\circ}/s$) qu'avec Susp-3D (41,8 $^{\circ}/s$). Après la collision, elle a diminué dans les deux essais et a convergé vers - 450 $^{\circ}/s$.

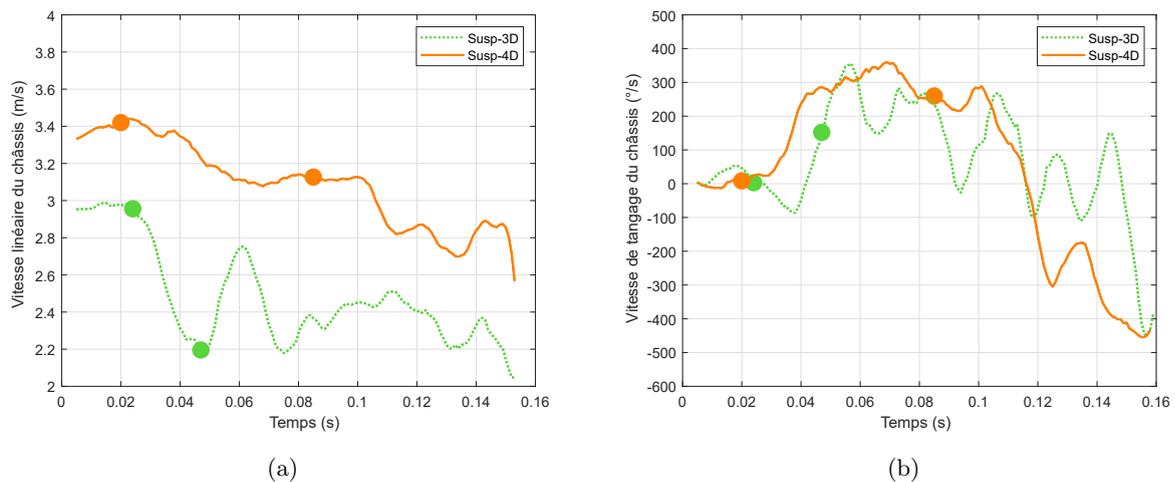


FIGURE 2.18: Vitesse linéaire (a) et vitesse de tangage (b) du châssis pendant le franchissement d'un obstacle avec les deux suspensions Susp-3D et Susp-4D. Sur chaque courbe, les points de couleur indiquent le début et la fin de la phase de collision de la roue avant avec l'obstacle dans chaque essai.

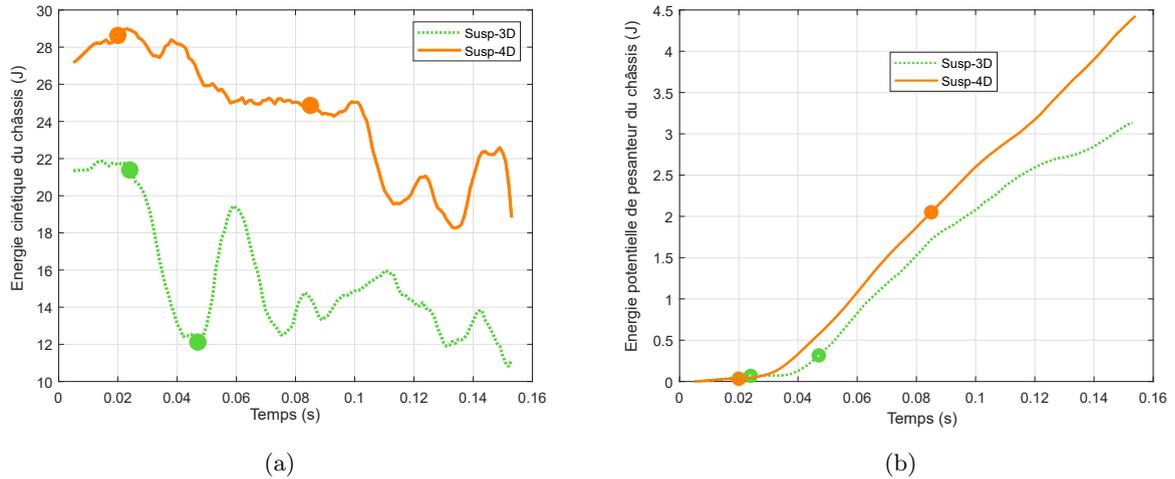


FIGURE 2.19: *Énergie cinétique (a) et potentielle (b) du châssis lors du franchissement d'un obstacle avec les deux suspensions Susp-3D et Susp-4D. Les points de couleur indiquent le début et la fin de la phase de collision de la roue avant avec l'obstacle dans chaque essai.*

2.3.3 Discussion

Susp-4D est un nouveau type de suspension permettant un plus grand déplacement longitudinal du centre de la roue par rapport au châssis, et donc un plus grand espace de travail que Susp-3D - une suspension proche d'une suspension classique. Les résultats de l'analyse cinématique 2D de ces deux essais ont montré des différences dans le comportement du véhicule en fonction du type de suspension monté sur ses roues avant.

Lorsqu'il était équipé de la Susp-3D, et bien que sa vitesse initiale soit plus faible ($3 \text{ m/s} < 3,4 \text{ m/s}$), le véhicule subi une plus forte décélération et donc un plus grand choc lors du franchissement qu'avec Susp-4D. De plus, cette dernière suspension a permis au véhicule de dissiper moins d'énergie cinétique que la suspension classique.

Lors de la phase de collision, le véhicule équipé de Susp-3D a d'abord subi un mouvement de tangage vers le bas suivi d'un mouvement tardif de tangage vers le haut, juste avant que les roues avant ne décollent de l'obstacle. Un tel comportement augmente le risque de basculement lorsque la vitesse augmente. Dans ce cas, en effet, la suspension peut ne pas avoir le temps de relever le nez du véhicule, qui décolle alors et effectue un saut périlleux partiel ou complet, avec le risque de tomber sur le toit.

À l'inverse, le véhicule équipé de Susp-4D a montré un taux de tangage positif immédiatement après le contact avec l'obstacle et jusqu'à ce qu'il décolle. À basse vitesse, ce comportement devrait aider le véhicule à franchir tout obstacle (Fauroux et Bouzgarrou, 2011), et à haute vitesse, il devrait lui fournir un moment cinétique positif autour de l'axe de tangage. De plus, l'augmentation de l'énergie potentielle du véhicule équipé de Susp-4D après le franchissement suggère que le temps de vol est augmenté. Ces deux derniers résultats sont intéressants pour le contrôle d'attitude en phase balistique (Vaslin *et al.*, 2016).

Globalement, Susp-4D a amélioré la sécurité globale du véhicule pendant et après le franchissement d'un obstacle et devrait être particulièrement intéressant pour un véhicule tout-terrain

roulant à grande vitesse sur des sols irréguliers. Cette suspension répond donc à l'exigence fonctionnelle 2 (FP2) tels que définie au début de ce chapitre : Franchir des obstacles plus élevés à une vitesse donnée ou un même obstacle à une vitesse plus élevée sans basculer ; en d'autres termes, étendre le domaine de stabilité du véhicule.

2.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons apporté la preuve d'efficacité de la suspension à 2 d.d.l pour le franchissement d'obstacle à haute vitesse respectant les deux exigences fonctionnelles, FP1 : Absorber le maximum d'énergie due aux composantes verticale et horizontale de la force de réaction résultante créée lors du franchissement d'un obstacle ; et FP2 : Franchir des obstacles plus élevés à une vitesse donnée ou un même obstacle à une vitesse plus élevée sans basculer ; en d'autres termes, étendre le domaine de stabilité du véhicule (Fig. 2.20).

Nous avons dans un premier temps fait une étude analytique du mécanisme de suspension pour choisir la configuration qui répondait le mieux à la fonction principale 1. Les deux configurations du mécanisme ont chacune des avantages selon une direction privilégiée. Cependant, la configuration 2 offre plus d'avantages dans la direction longitudinale que la configuration 1, en terme d'espace de travail, de couplage du mécanisme, de forces de rappel, de raideurs apparentes et enfin d'énergie potentielle élastique.

Dans un second temps, nous avons comparé deux systèmes de suspension, l'un avec un amortisseur vertical uniquement (Susp-3D), l'autre avec un amortisseur vertical et un amortisseur longitudinal (Susp-4D), montés sur un petit véhicule tout-terrain franchissant un obstacle de 60 mm de hauteur. Cette comparaison était basée sur plusieurs paramètres calculés à partir d'une analyse cinématique 2D du véhicule pendant et après la collision avec l'obstacle : décélération, perte de vitesse relative, perte d'énergie cinétique relative, vitesse de tangage.

L'étude cinématique d'un véhicule équipé de Sup4D dans la configuration 2 a montré l'intérêt d'un tel dispositif pour le franchissement en termes de stabilité et de sécurité.

Dans le chapitre suivant, il s'agira de piloter plus précisément les paramètres de la suspension pour atteindre les meilleures performances lors du franchissement. Ce qui passe par la proposition d'un prototype qui intègre une version semi-active de la suspension Susp-4D à 2d.d.l d'amortissement dans la configuration 2.

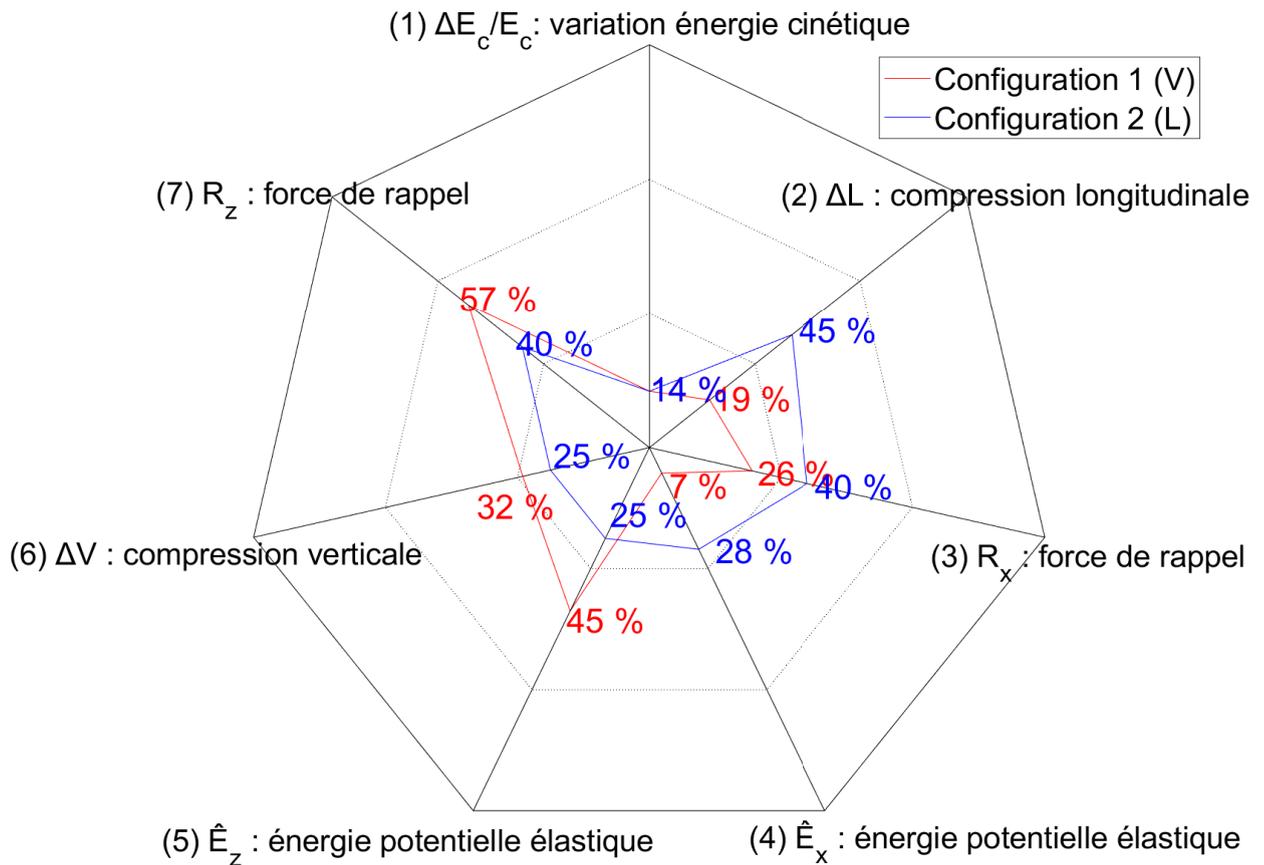


FIGURE 2.20: Bilan de quelques critères de comparaison entre la configuration 1 en « V » et la configuration 2 en « L » (Susp-4D). Les critères sont numérotés par ordre d'importance de (1) à (7). La variation d'énergie cinétique relative n'ayant pas été évaluée pour la configuration en « V » elle a été mise dans le meilleur des cas à la valeur de la configuration en « L » (Susp-4D), car de par sa rigidité plus élevée dans la direction longitudinale, elle créera forcément plus de variation d'énergie cinétique lors d'un franchissement d'obstacle cf. 2.3.3, mais sera inférieure à la variation d'énergie cinétique (44%) du cas Susp-3D.

Chapitre 3

Re-conception d'un prototype basé sur un châssis de véhicule tout-terrain de taille réduite pour le pilotage semi-actif des suspensions longitudinales

Éléments clés

- Dimensionner des pièces de Susp-4D à imprimer en 3D afin d'alléger le prototype.
 - Proposer un système d'amortissement semi-actif pour adapter la souplesse des suspensions longitudinales.
-

Sommaire

3.1	Introduction	74
3.2	Fabrication de Susp-4D en matériau léger pour VS-FROG	74
3.3	Proposition d'un amortisseur semi-actif	75
3.4	Conclusions	76

en tenant compte du matériau choisi (le PLA, plastique utilisé en impression 3D) et du procédé de fabrication. Le PLA a été choisi pour sa facilité d'impression, son faible coût et sa légèreté. Ce nouveau procédé de fabrication a deux avantages : réduire le poids total du véhicule et faciliter la production des pièces en cas de casse. Le dimensionnement des pièces s'est fait, d'une part, par la détermination des cas critiques de sollicitation verticale, longitudinale, latérale ; et d'autre part, par la modélisation sous *CatiaV5*® et le calcul de résistance par éléments finis sous *Ansys*® (Sylvain, 2021). Cependant, après avoir effectué quelques tests sur certaines pièces, il s'est avéré qu'elles ne supportaient pas les efforts appliqués, obligeant à laisser certaines pièces en matériau métallique pour garantir la solidité de la structure. La majorité des composants ont été réalisés en plastique, mais deux d'entre eux ont été réalisés en aluminium (plaque centrale), ou en acier Stub et/ou en matériau composite Onyx (bielle supérieur) :

- La bielle supérieure 833 (voir annexe A.1.2) ;
- La plaque centrale (voir annexe A.1.2) ;

3.3 Proposition d'un amortisseur semi-actif

Dans cette partie est proposée une version semi-active (Fig. 3.2) de l'amortisseur longitudinal (850) de Susp-4D. Il est constitué d'un cylindre avec des orifices aux deux extrémités qui sert de contenant, d'un piston pour pousser le contenu du cylindre d'une chambre à l'autre, d'une tige prolongeant le piston, d'une électrovanne pour régler le débit entre les deux chambres, et de tuyaux pour connecter les orifices à la vanne. La fonction de l'amortisseur est d'absorber l'énergie cinétique

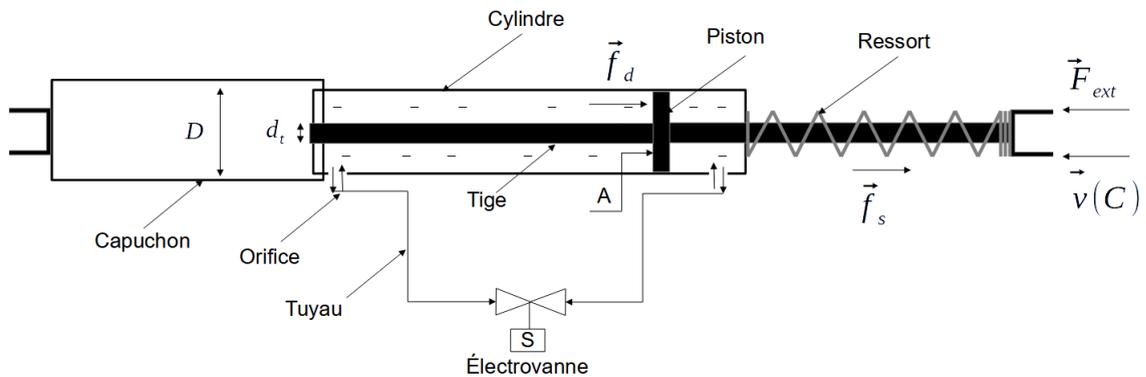


FIGURE 3.2: Schéma de principe de l'amortisseur pilotable proposé.

engendrée par le choc lors du franchissement par laminage d'un fluide hydraulique à travers les orifices. Ce laminage crée une dissipation de l'énergie cinétique sous forme de chaleur.

L'utilisation d'un vérin double tige permet d'obtenir la même surface A de contact fluide/piston de part et d'autre du vérin (Shafiei, 2022; Rodriguez-Guevara *et al.*, 2022). La pression dans le vérin devient ainsi identique dans les deux chambres du cylindre. Ce qui rend possible le pilotage du débit du fluide dans le cylindre et permet son utilisation comme suspension semi-active. L'égalité des surfaces n'est pas indispensable dans le cas d'une utilisation du système comme suspension active, car la pression extérieure injectée dans le système comble le déficit (Salleh *et al.*, 2015).

En ouvrant proportionnellement la vanne, on modifie le débit Q du fluide dans le vérin et donc la vitesse de déplacement de la tige dans le cylindre (Konieczny *et al.*, 2006). Ce qui permet d'augmenter ou de réduire le coefficient d'amortissement respectivement, suivant l'équation

suivante :

$$c_{AV} = \frac{\|\vec{f}_d\|}{\|\vec{v}(C)\|} = \frac{f_d}{v(C)} \quad (3.1)$$

L'intérêt d'un tel dispositif est qu'il est simple à mettre en oeuvre et permet l'utilisation de différents fluides (voir annexe A.2.1). Pour mettre en oeuvre le principe, l'huile est bien adaptée du fait de son caractère incompressible. Elle permet d'avoir à la fermeture de la vanne un état rigide et à son ouverture complète un état souple juste avant le franchissement d'un obstacle.

Les deux paramètres importants pour le dimensionnement d'un tel dispositif sont la pression maximale dans le cylindre et le débit maximal que peut laisser passer la vanne. La prise en compte des contraintes d'encombrement et de poids nous ont conduit à choisir (annexe A.2.1) un cylindre de diamètre extérieur 18 mm et à faire un montage en série des vérins (Fig. 3.3).

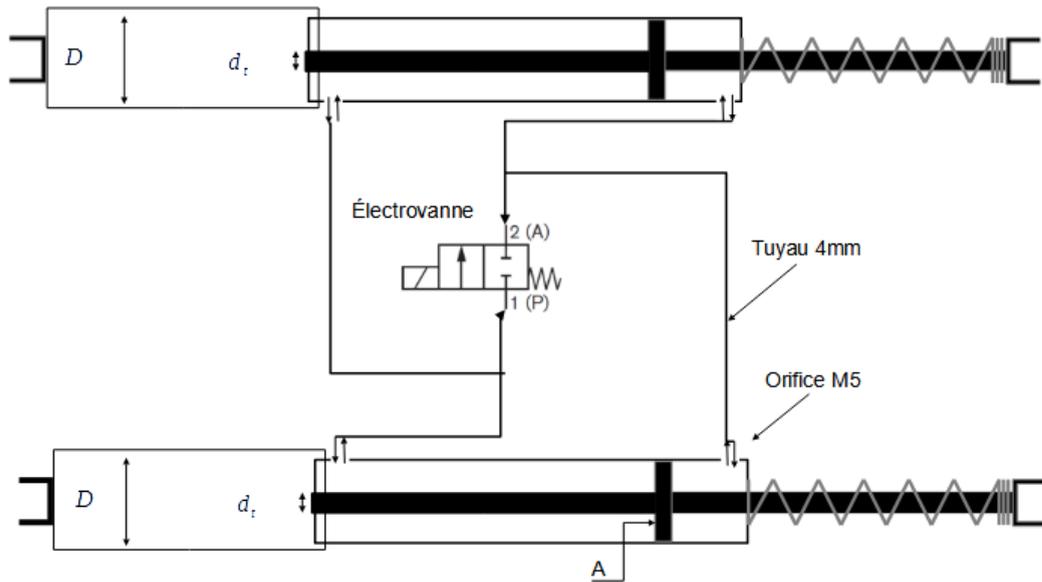


FIGURE 3.3: Schéma du montage des deux suspensions longitudinales.

En effet, le choix d'une électrovanne résistant à des pressions élevées (20 bar) a permis d'identifier un modèle, qui s'est avéré lourd (793 g) pour ce prototype de 6,6 kg. Afin de limiter la masse totale, nous proposons de n'utiliser qu'une seule vanne pour les jambes horizontales avant droites et gauches, comme décrit en Fig. 3.3. A noter qu'on a équipé en priorité les roues avant du véhicule, qui absorbent l'essentiel de l'énergie lors du choc, comme montré en Fig. 2.19.

3.4 Conclusions

Dans ce chapitre, nous avons reconçu l'architecture mécanique du drone terrestre VS-FROG en y intégrant une version semi-active des suspensions longitudinales. Nous avons reconçu et/ou dimensionné neuf pièces (moyeu 820, bielle de directions 831-832 ; bielles supérieures 833 ; palonnier 861 ; support des suspensions 800 ; plaque avant ; plaque centrale ; plaque arrière) de Susp-4D pour alléger VS-FROG. Ces pièces ont été dimensionnées suivant trois sollicitations (verticale, longitudinale et latérale) dans le but d'être imprimées en matériau plastique (PLA) à l'aide d'une imprimante 3D. Sept pièces ont passé les tests de résistance mécanique avec le matériau plastique

tandis que la bielle supérieure (833) et la plaque centrale n'ont pas résisté aux sollicitations. Ces dernières ont été fabriquées en Onyx associé à une barre de stub pour la bielle supérieure et en aluminium pour la plaque centrale. Tout ce travail a permis de réduire la masse du prototype VS-FROG (Fig. 3.4) de 600 g par rapport la version antérieure (Fig. 3.1(a)). La seconde étape a été de proposer une version semi-active des suspensions longitudinales de Susp-4D. La suspension proposée utilise un vérin double tige et peut être pilotée à l'aide d'une électrovanne pour varier l'amortissement des suspensions longitudinales. Nous avons fait le choix d'une électrovanne tout ou rien qui correspond à un état souple ou rigide des suspensions longitudinales. Le détail des travaux est présenté en annexe A.

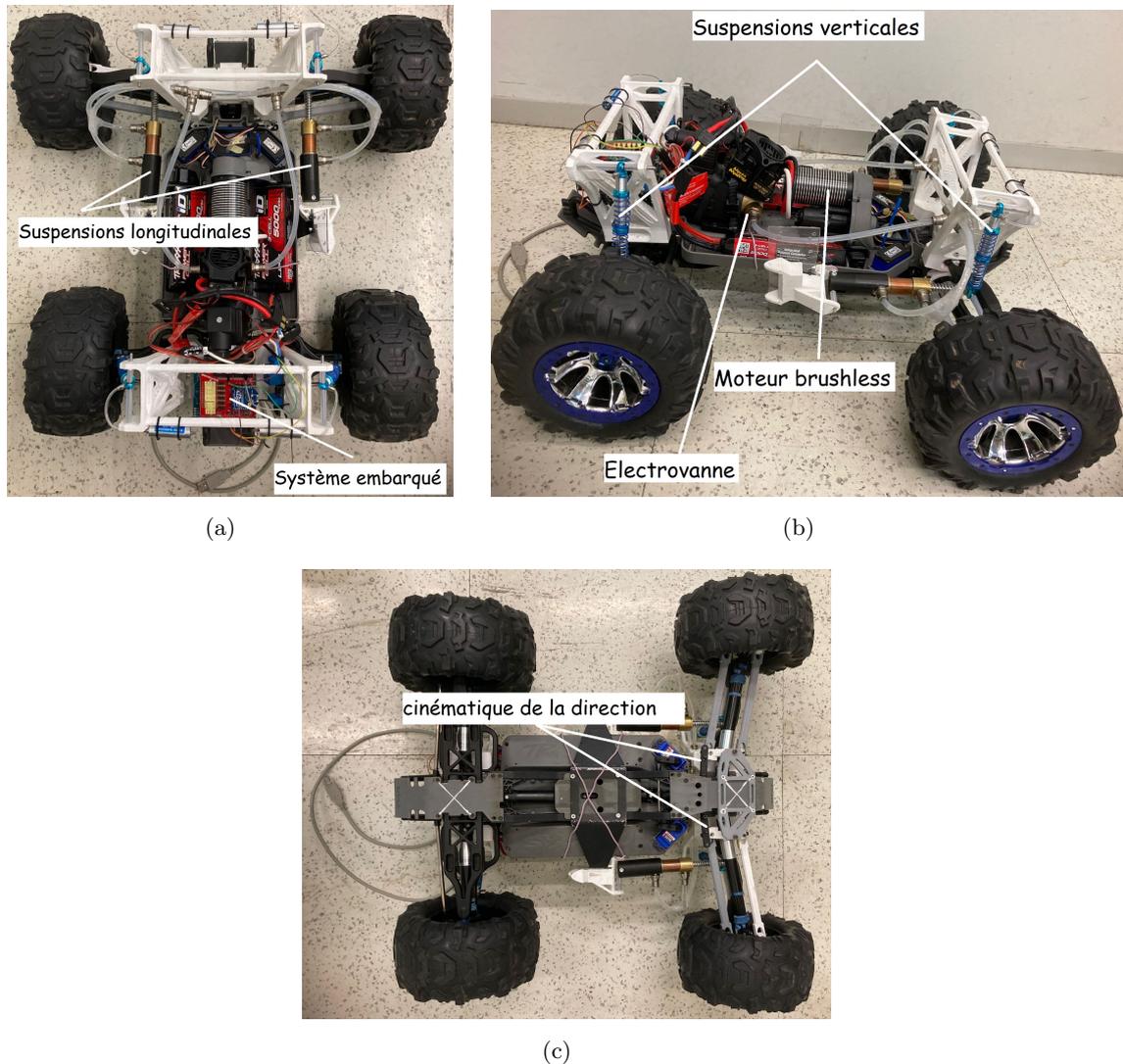


FIGURE 3.4: Vue de dessus (a) et vue en perspective (b) de VS-FROG avec les différentes pièces re-conçues (en blanc) et les suspensions longitudinales semi-actives montées sur les roues avant. Lien vidéo : [Test de la mise en route à distance de VS FROG](#)

Chapitre 4

Stratégies d'adaptation des paramètres de suspension et du contrôle balistique

Éléments clés

- Formaliser le problème de franchissement comme un problème d'optimisation.
 - Présenter le modèle mécanique du contrôle d'attitude.
 - Elaborer des contrôleurs basés sur une loi de commande prédictive et sur une loi de commande récurrente.
-

Sommaire

4.1	Introduction	79
4.2	Stratégies pour le franchissement 2D d'obstacle à haute vitesse jusqu'à 15 m.s^{-1}	79
4.2.1	Modèle d'étude du franchissement d'obstacles à haute vitesse	79
4.2.2	Formalisation du problème de franchissement et élaboration d'une stratégie	98
4.2.3	Élaboration d'une loi de commande du coefficient d'amortissement c_{AV} et du couple moteur appliquée aux roues τ	100
4.3	Contrôle d'attitude pour l'atterrissage après une phase balistique	102
4.3.1	Modélisation du véhicule en phase aérienne	102
4.3.2	Élaboration d'une loi de commande du couple moteur appliquée aux roues τ	105
4.4	Validation en simulation des deux stratégies de franchissement et d'atterrissage	107
4.4.1	Comparaison de la perte d'énergie cinétique pendant le franchissement avec et sans contrainte de déplacement de la roue par rapport au châssis	108
4.4.2	Comparaison de la perte d'énergie cinétique totale du châssis et de la vitesse de tangage pendant le franchissement entre le cas prédit et le cas régulé	117
4.4.3	Atterrissage du véhicule sur les roues avant, sur les roues arrière et sur les quatre roues	125
4.5	Conclusion	140

4.1 Introduction

Le franchissement d'obstacle par les véhicules tout-terrain à roues commence par la préparation du contact entre la roue et l'obstacle. Lorsque la pente de l'obstacle est élevée, la composante horizontale de la force de réaction du sol atteint le même ordre de grandeur que la composante verticale (Fauroux et Bouzgarrou, 2011), ce qui crée une dynamique de tangage, de roulis et de lacet, entraînant une forte réduction de la vitesse du véhicule et un risque accru de basculement.

Pour améliorer les capacités de franchissement des roues seules, les robots mobiles sont généralement équipés de systèmes de locomotion associant une roue et une jambe (Wang *et al.*, 2010) ou une roue et des pales (Abad-Manterola *et al.*, 2010) ou une roue et une chenille (Cui *et al.*, 2016), avec ou sans mécanisme de suspension passif ou actif Attia et Furukawa (2019), afin de contrôler l'assiette du véhicule et de franchir l'obstacle. Les stratégies basées sur ces solutions technologiques sacrifient la vitesse du véhicule pour maintenir le contact entre les roues et l'obstacle afin d'assurer la stabilité pendant le franchissement (Lauria, 2003). En effet, la roue continue de grimper sur l'obstacle lorsque les conditions de couple moteur et de friction sont satisfaites (Abad-Manterola *et al.*, 2010). De telles approches sont ainsi limitées à des vitesses relativement faibles et donc n'intègrent pas de dispositif d'absorption du choc.

Dans la littérature, le franchissement des roues est limité aux obstacles positifs de hauteurs strictement inférieures au rayon de la roue (Bhagat, 2012; Wada, 2006). Le présent chapitre s'intéresse au franchissement d'obstacles positifs de hauteur inférieure ou égale au rayon de la roue, mais cette fois à haute vitesse atteignant les 15 m.s^{-1} , c'est-à-dire pour un nombre de Froude supérieur à 2 (Section 1.2). L'approche proposée est basée, d'une part, sur l'adaptation des paramètres d'amortissement (c_{AV}) des jambes longitudinales du système de locomotion innovant Susp-4D et l'application d'un couple moteur suffisant pour franchir l'obstacle, afin de réduire la perte d'énergie cinétique totale lors du contact entre la roue et l'obstacle. D'autre part, la phase balistique après le franchissement est traitée en 2D, c'est-à-dire que le mouvement du véhicule est réalisé uniquement dans le plan sagittal. Dans cette approche et dans un premier temps, on ne prend pas en compte les effets de roulis et de lacet. En effet, le contrôle d'attitude ensuite proposé est basé sur le contrôle actif du tangage par principe mécanique de la conservation du moment cinétique total du système en phase balistique (Vaslin *et al.*, 2011).

4.2 Stratégies pour le franchissement 2D d'obstacle à haute vitesse jusqu'à 15 m.s^{-1}

4.2.1 Modèle d'étude du franchissement d'obstacles à haute vitesse

Dans cette partie de la thèse, l'adaptation paramétrique se base sur une approche optimale exploitant un modèle de connaissance. Pour déterminer le modèle, une simulation est proposée et décrite dans cette section.

4.2.1.1 Description du modèle de simulation du franchissement d'obstacles

Modèle du véhicule complet sous ADAMS

Le logiciel de modélisation multi-corps MSC Adams View (Version 2019.2) a été utilisé pour construire un modèle 3D d'un véhicule à quatre roues motrices (Fig. 4.4). Le véhicule se compose

d'un châssis parallélépipédique rectangle et de quatre roues motrices. Le châssis est contraint par une liaison plane P_2 (Fig. 4.1) afin que le véhicule effectue un franchissement 2D.

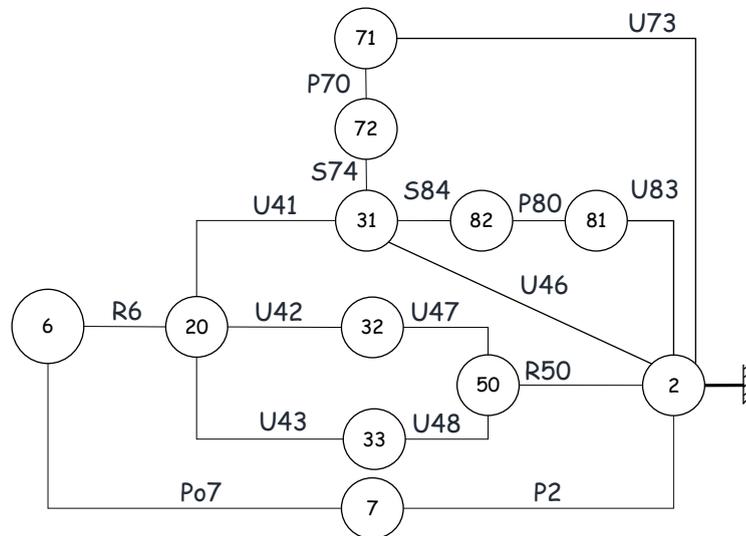


FIGURE 4.1: Graphique des liaisons de Susp-4D.

Les deux roues avant sont reliées au châssis par des suspensions Susp-4D, tandis que les deux roues arrière sont reliées au châssis par des suspensions Susp-3D, qui sont des Susp-4D avec des déplacements horizontaux verrouillés ou encore rigides. Les deux premiers mouvements possibles des roues avant sont longitudinal et vertical par rapport au châssis, tandis que les roues arrière ne peuvent se déplacer que verticalement, conformément à la cinématique (Fig. 4.2) de Susp-4D et Susp-3D, respectivement. Les deux autres degrés de liberté des roues avant sont les rotations de braquage et d'entraînement de la roue (coïncidant avec Z_v et Y_v dans la pose représentée en Fig. 4.2).

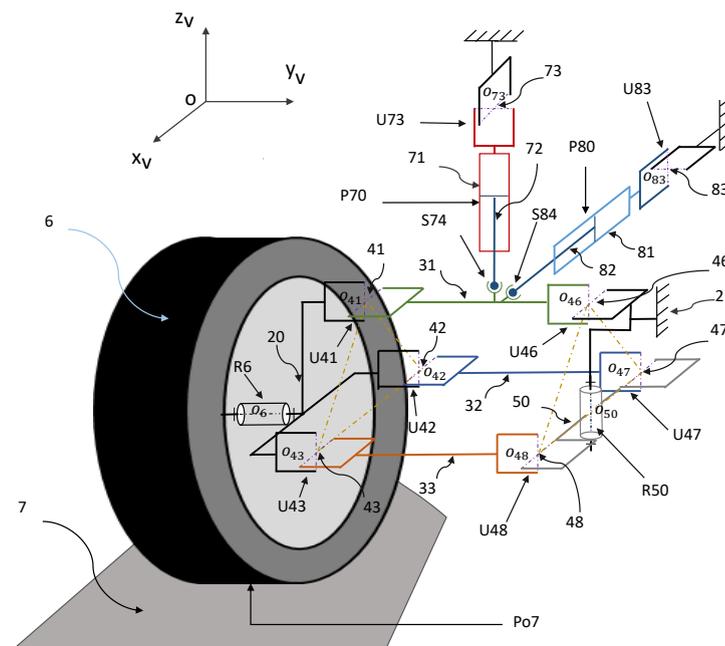


FIGURE 4.2: Schéma cinématique de Susp-4D.

TABLEAU 4.1: *Repère et nomenclature des solides et des liaisons de Susp-4D*

Solides	Liaisons
2 : Châssis	C70 : Liaison cylindrique (o_{73}, z_{71})
6 : Roue	C80 : Liaison cylindrique (o_{83}, x_{81})
20 : Porte-moyeu	R50 : Pivot d'axe (o_{50}, z_{50})
31 : Bras supérieur	R6 : Pivot d'axe (o_6, y_6)
32 : Bras inférieur avant	S74, S84 : Rotules
33 : Bras inférieur arrière	U41, U42, U43, U46, U47, U48 : Cardan d'axe
41, 42, 43, 46, 47, 48, 73, 83 : Croisillons	de rotation interdit y_v
50 : Palonnier	U73 : Cardans d'axe de rotation interdit (o_{73}, z_{71})
71 : Corps du vérin 70	U83 : Cardan d'axe de rotation interdit (o_{83}, x_{81})
72 : Tige du vérin 70	
81 : Corps du vérin 80	
82 : Tige du vérin 80	

Ce premier modèle n'inclut pas de butée mécanique pour limiter les débattements des suspensions, en extension et en compression, et donc les déplacements de la roue vers l'arrière et vers l'avant. Aussi l'espace de travail W_u n'est pas contraint.

L'obstacle est une barre parallélépipédique de hauteur h_O fixée sur un sol horizontal. L'altitude Z_{CdG} du centre de masse du véhicule dans le référentiel terrestre est de 0,13 m et le rayon de la roue wr est de 0,0745 m. Les pneus du véhicule sont constitués d'une enveloppe extérieure en caoutchouc remplie de mousse élastique d'épaisseur 15 mm, ce qui n'est pas modélisé sous Adams View, et en première approche les coefficients de frottement du sol sont ceux de l'asphalte.

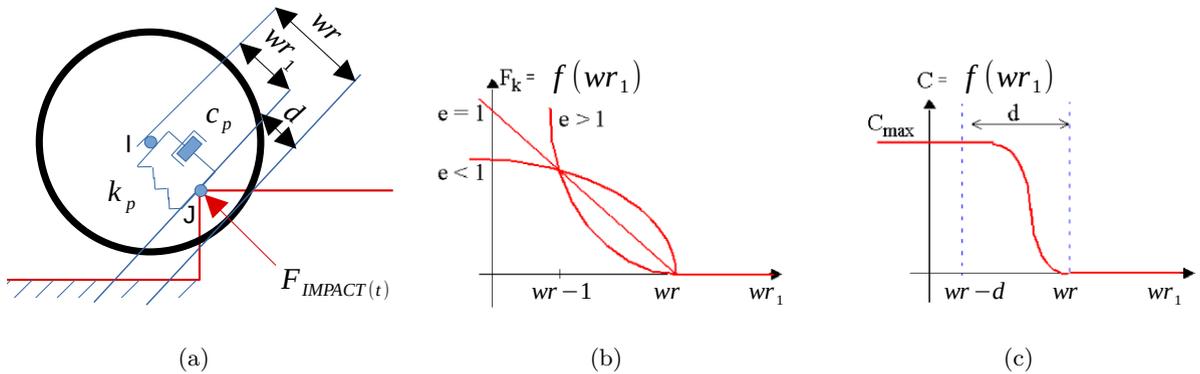


FIGURE 4.3: *Modèle du contact roue-sol dans Adams : (a) force d'impact, (b) courbe de sélection de l'exposant de la force (c) évolution du coefficient d'amortissement.*

Le contact roue-obstacle est modélisé par un système ressort-amortisseur, défini dans la fonction IMPACT d'Adams (Verheul, 2012; Giesbers, 2012), où wr_1 : la distance entre le centre de la roue et le point de contact roue-obstacle (Fig. 4.3(a)) :

$$F_{IMPACT}(t) = \begin{cases} 0 & \text{if } wr_1 > wr \\ k(wr - wr_1)^e - c_{max} \dot{wr}_1 * STEP(wr_1, wr - d, 1, wr, 0) & \text{if } wr_1 \leq wr \end{cases} \quad (4.1)$$

Le coefficient de raideur k du ressort génère une force de rappel qui tient compte à la fois des propriétés du matériau et de la géométrie du contact, et garantit la conformité de la simulation avec le phénomène physique. La littérature propose plusieurs valeurs de raideur pour le caoutchouc (Gregory, 1984; Yu *et al.*, 2014). L'exposant (e) de la force de rigidité dépend du matériau (Fig. 4.3(b)). La valeur donnée dans le Tableau 4.2 correspond au caoutchouc. La valeur d'amortissement recommandée C_{max} dans Adams est de l'ordre de 1% du coefficient de raideur (Fig. 4.3(c)); Elle est choisie pour garantir la profondeur de pénétration (d) (Verheul, 2012).

Les coefficients de frottement statique μ_s et dynamique μ_d du caoutchouc sur l'asphalte sont choisis parmi les valeurs existantes dans la littérature (Wong, 2022; EngineersEdge, 2003) (Tableau 4.2).

TABLEAU 4.2: Paramètres de contact roue-sol utilisés dans les simulations Adams.

k (N/mm)	e	C_{max} (Ns/mm)	d (mm)	μ_s	μ_d
1000	1,1	10	0,01	1	0,95

Définition du franchissement d'obstacles

Le franchissement d'un obstacle peut être décomposé en trois phases :

1. **Avant le franchissement** : le véhicule se déplace vers l'obstacle (Fig. 4.4(a)), et ses quatre roues roulent sur le sol sans glisser ;
2. **Pendant le franchissement** : le franchissement commence au temps t_1 lorsque les roues avant entrent en collision avec l'obstacle (Fig. 4.4(b)) et le mécanisme de suspension est dans sa position précontrainte C_p , sous l'effet du poids du châssis. Le franchissement se termine à l'instant t_2 dès que les roues arrière sont entrées en collision avec l'obstacle et décollent du sol ; dans les cas où les roues arrières ne touchent pas l'obstacle lorsqu'une phase balistique a été détectée (Fig. 4.4(c)) ;
3. **Après le franchissement** : après t_2 , le véhicule est en phase balistique et atteint l'apogée de sa trajectoire à l'instant t_3 avant de retomber sur le sol à l'instant t_4 (Fig. 4.4(d)).

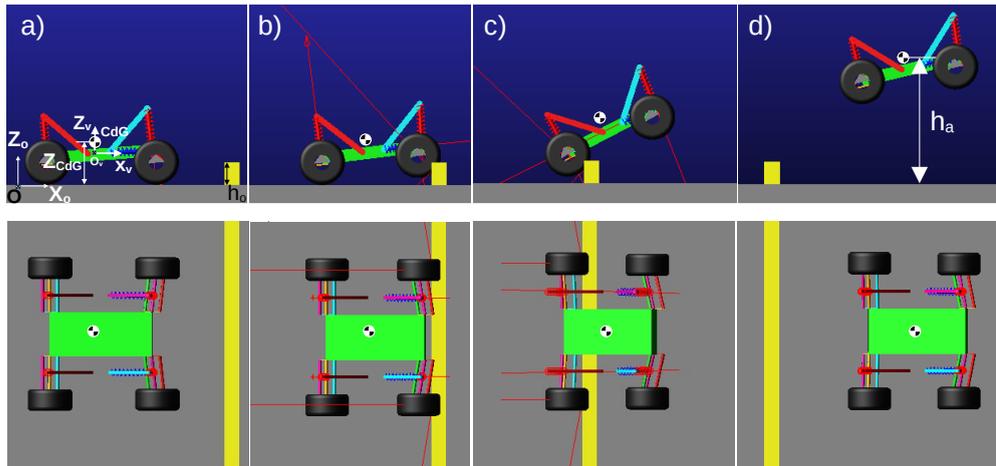


FIGURE 4.4: Modèle 3D du véhicule (a) avant, (b) & (c) pendant et (d) après le franchissement de l'obstacle.

Conception d'un plan d'expérience du franchissement d'obstacle

Objectif du plan d'expérience

L'objectif du plan d'expérience (DoE) est d'étudier l'influence du paramètre coefficient d'amortissement des jambes longitudinales de Susp-4D sur les performances cinématiques du châssis pendant le choc, en vue d'adapter ce paramètre pour un franchissement d'obstacles optimal du véhicule.

Identification des facteurs influençant le franchissement à haute vitesse

La hauteur de l'obstacle h_O , la vitesse d'avance du véhicule v_c et le coefficient d'amortissement c_{AV} sont les trois facteurs pertinents influençant le franchissement à haute vitesse que nous avons retenus dans notre étude.

Pour chacun des facteurs retenus nous avons choisi cinq valeurs, ce qui représente $5^3 = 125$ combinaisons possibles (Tableau 4.3). Il est ainsi possible d'utiliser des techniques statistiques d'ajustement de courbe pour relier l'évolution des facteurs aux métriques que nous avons envisagées pour qualifier le franchissement (Fig. 4.5). Toutes les métriques envisagées sont présentées sur la Figure 4.6. Pour des raisons pratiques, seulement 27 cas (3 hauteurs x 3 vitesses x 3 coefficients) sont présentés sur les illustrations qui suivent.



FIGURE 4.5: Synoptique de l'environnement de simulation Adams-Matlab-Simulink.

TABLEAU 4.3: Valeurs numériques des facteurs expérimentaux pertinents ($w_r = 0,0745$ m).

Facteur	Valeurs 1	Valeurs 2	Valeurs 3	Valeurs 4	Valeurs 5
h_O	25% w_r	50% w_r	80% w_r	90% w_r	100% w_r
v_c	3	6	9	12	15
c_{AV}	0.4	0.8	1.6	3.2	6.4

Dans chacun des essais, le couple τ appliqué aux roues a été contrôlé à l'aide d'un correcteur proportionnel P permettant d'atteindre et de maintenir une vitesse constante avant le franchissement et tout au long de la simulation (Fig. 4.6). La raideur k de la suspension a été fixée à 2,26 N/mm, ce qui correspond à la raideur des amortisseurs du véhicule Traxxas E-Maxx 3909 utilisé dans le Chapitre 2.

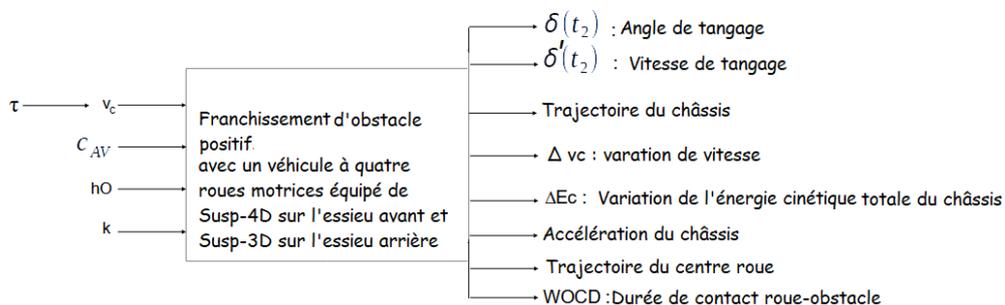


FIGURE 4.6: Synoptique du plan d'expérience.

Description des métriques envisagées pour qualifier le franchissement d'obstacle à haute vitesse

- $\delta(t_2)$: L'angle de tangage du châssis à la fin du franchissement en phase balistique ;
- $\delta'(t_2)$: La vitesse de tangage du châssis à la fin du franchissement en phase balistique. On souhaite minimiser la vitesse de tangage pour faciliter le contrôle de l'assiette du robot avec les caractéristiques du moteur du robot et de la batterie ;
- Δv_c : La variation de vitesse du châssis pendant le franchissement entre t_1 et t_2 . Cette métrique donne accès à la perte de vitesse due au choc avec l'obstacle durant le franchissement ;
- ΔE_c : Variation de l'énergie cinétique totale (énergie cinétique de translation et de rotation) du châssis pendant le franchissement entre t_1 et t_2 . Cette métrique permet d'accéder à la perte d'énergie cinétique durant le choc. On souhaite minimiser ΔE_c , par ricochet Δv_c , pour faciliter le franchissement de l'obstacle.
- Accélération du châssis pendant le franchissement entre t_1 et t_2 . Cette métrique permet d'accéder à la décélération du châssis donc à l'intensité de l'impact aussi bien pendant le franchissement qu'à l'atterrissage du véhicule ;
- Trajectoire du châssis : permet d'accéder à l'évolution du CdG du châssis pendant le franchissement et lors de la phase balistique ;
- Trajectoire du centre de la roue par rapport au châssis. Cette métrique permet d'accéder au débattement de la roue par rapport au châssis ;
- *WOCD* : Le temps de compression longitudinale maximal des suspensions. Cette métrique donne une idée du temps dont dispose la roue pour grimper sur l'obstacle.

Nous allons présenter par la suite les résultats de simulations des métriques les plus pertinentes à cette étape de l'étude. L'objectif de ces simulations était de montrer qu'il y a une corrélation entre les facteurs d'entrées et les métriques de sortie du DoE par l'analyse de leur évolution temporelle. Nous nous sommes principalement focalisés sur l'influence du coefficient d'amortissement c_{AV} .

4.2.1.2 Résultats des simulations

Influence du coefficient d'amortissement c_{AV} lors du franchissement

Nous allons analyser la corrélation entre la variation de l'amortissement c_{AV} et les métriques de sortie du plan d'expériences pendant le franchissement entre t_1 et t_2 . Les métriques sont représentées sur des planches de figures. Les figures en ligne correspondent aux trois vitesses d'approche v_c (6 m.s⁻¹, 9 m.s⁻¹, et 15 m.s⁻¹) dans l'ordre croissant de haut en bas. Les colonnes correspondent aux trois hauteurs d'obstacle h_O (25% wr, 80% wr, et 100% wr) dans l'ordre croissant de la gauche vers la droite. Chaque sous-figure représente la métrique pour trois coefficients d'amortissement retenus : la valeur minimale (0,4 N.s.mm⁻¹), une valeur intermédiaire (1,6 N.s.mm⁻¹) et la valeur maximale (6,4 N.s.mm⁻¹) du plan d'expérience. Ces valeurs sont issues des travaux de caractérisations du coefficient d'amortissement des amortisseurs du véhicule Traxxas E-Maxx 3903 (annexe C).

La vitesse et l'énergie cinétique du châssis : pendant le franchissement entre t_1 et t_2 , la variation de vitesse Δv_c (Figure 4.7) et la variation d'énergie cinétique ΔE_c (Figure 4.8) diminuent avec le coefficient d'amortissement c_{AV} . Ces variations de vitesse et d'énergie cinétique sont d'autant plus élevées que la hauteur d'obstacle h_O est grande. La diminution de c_{AV} minimise ΔE_c et donc réduit le choc (courbe verte) quelle que soit la hauteur d'obstacle. Cependant, à une hauteur de $80\% wr$ quelle que soit la vitesse d'approche du véhicule, la variation d'énergie cinétique entre l'instant t_2 et t_3 est plus importante dans le cas le plus souple ($c_{AV} = 0,4 \text{ N.s.mm}^{-1}$), mais ce n'est pas crucial pour notre étude car, après t_2 , le véhicule décolle du sol. Les roues arrière n'étant pas équipées de Susp-4D, cette dernière observation conforte l'efficacité des suspensions longitudinales pour réduire le choc lors du passage d'un obstacle.

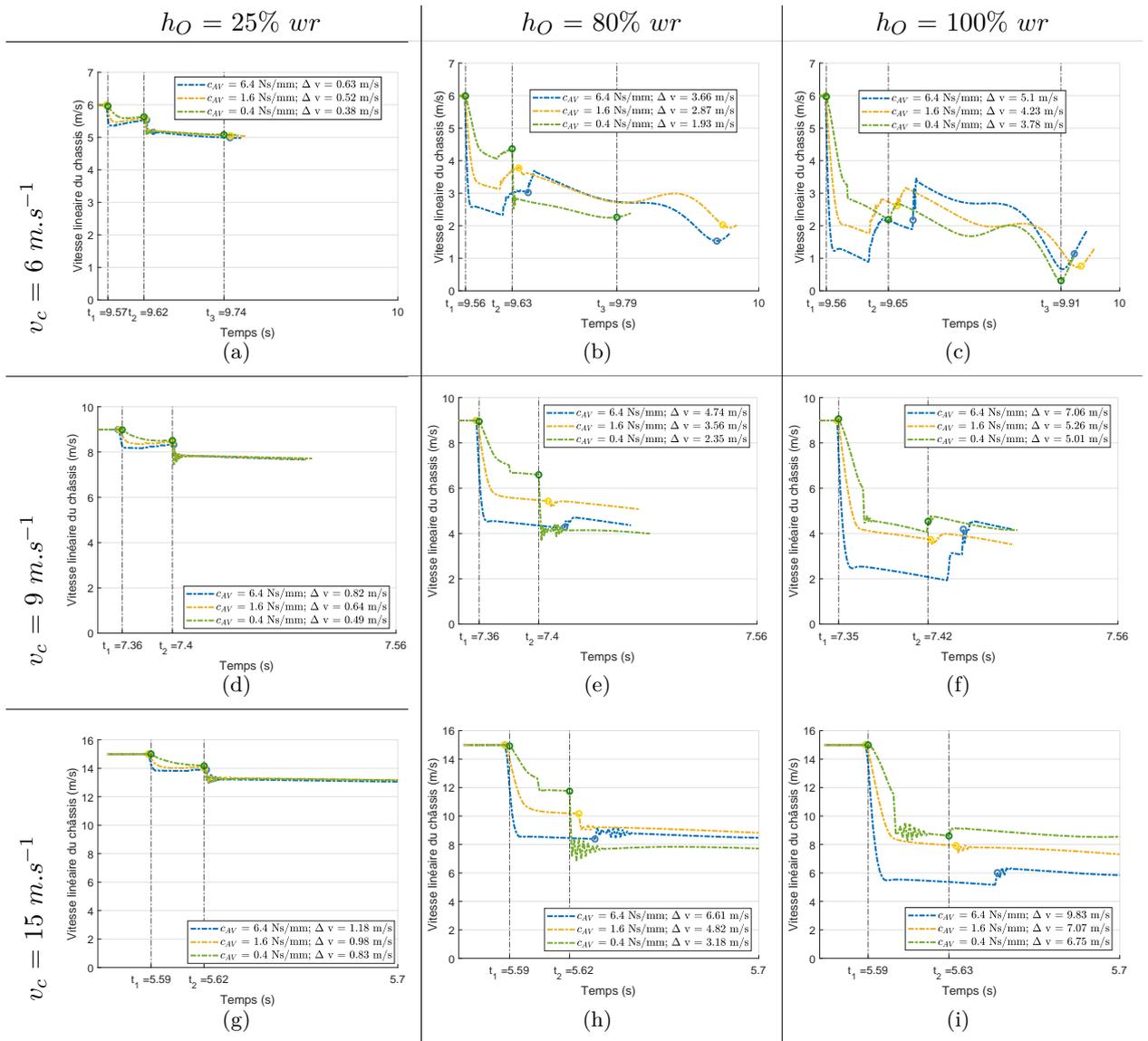


FIGURE 4.7: Évolution de la vitesse linéaire du châssis du véhicule v_c pendant le franchissement d'un obstacle positif de trois hauteurs différentes h_O (1^{ère} colonne : $25\% wr = 2 \text{ cm}$, 2^{ème} colonne : $80\% wr = 6 \text{ cm}$, et 3^{ème} colonne : $100\% wr = 7,45 \text{ cm}$) pour trois vitesses d'approches (1^{ère} ligne : 6 m.s^{-1} ; 2^{ème} ligne : 9 m.s^{-1} , 3^{ème} ligne : 15 m.s^{-1}) et trois coefficients d'amortissement (Courbe bleue : $c_{AV} = 6,4 \text{ N.s.mm}^{-1}$; courbe jaune : $c_{AV} = 1,6 \text{ N.s.mm}^{-1}$; courbe verte : $c_{AV} = 0,4 \text{ N.s.mm}^{-1}$).

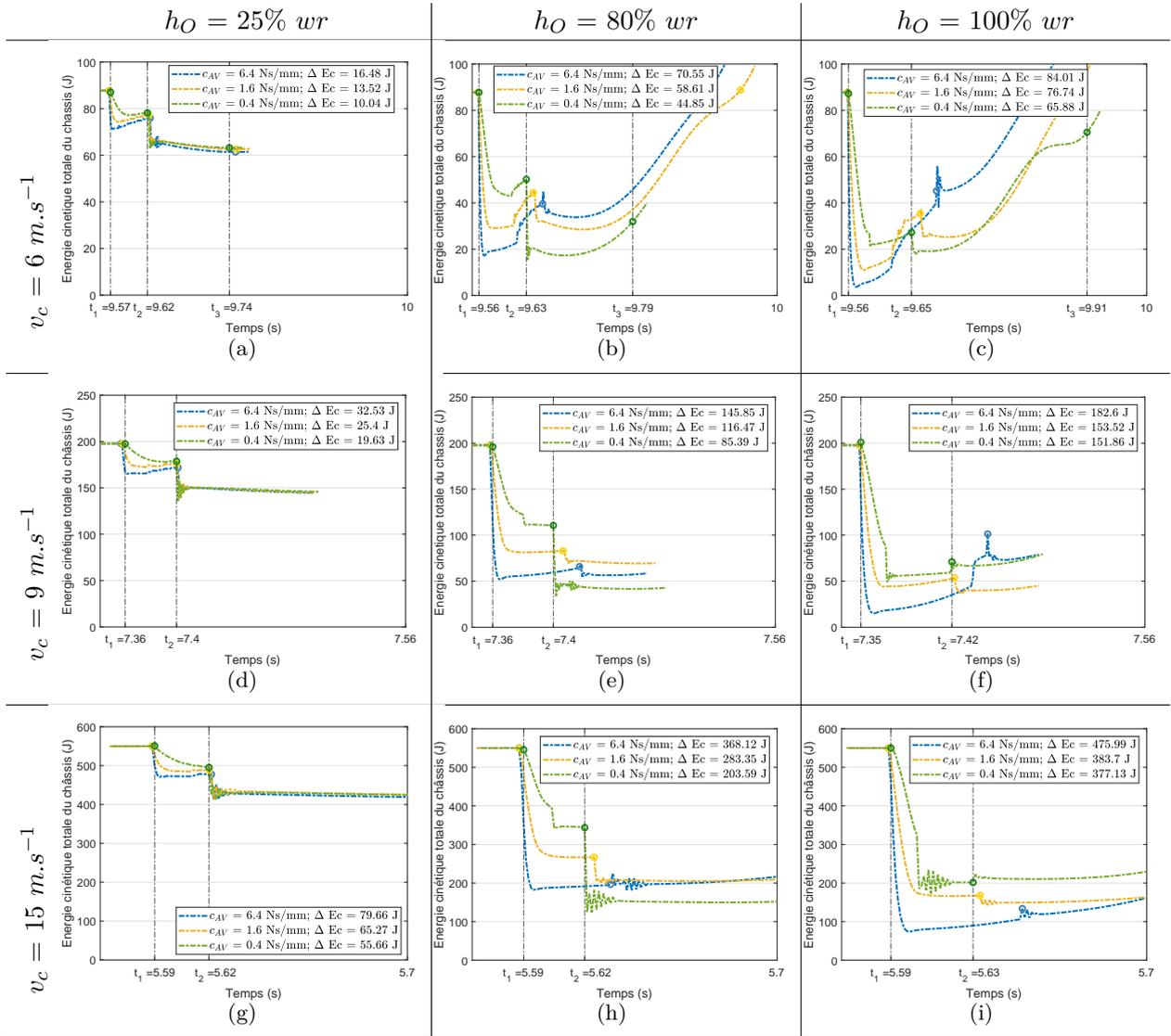


FIGURE 4.8: Évolution de l'énergie cinétique totale E_c du châssis du véhicule pendant le franchissement d'un obstacle positif de trois hauteurs différentes h_O (1^{ère} colonne : $25\% wr = 2 \text{ cm}$, 2^{ème} colonne : $80\% wr = 6 \text{ cm}$, et 3^{ème} colonne : $100\% wr = 7,45 \text{ cm}$) pour trois vitesses d'approches v_c (1^{ère} ligne : 6 m.s^{-1} ; 2^{ème} ligne : 9 m.s^{-1} , 3^{ème} ligne : 15 m.s^{-1}) et trois coefficients d'amortissement (Courbe bleue : $c_{AV} = 6,4 \text{ N.s.mm}^{-1}$; courbe jaune : $c_{AV} = 1,6 \text{ N.s.mm}^{-1}$; courbe verte : $c_{AV} = 0,4 \text{ N.s.mm}^{-1}$).

L'angle et la vitesse de tangage du châssis : en fin de franchissement t_2 , l'angle de tangage δ (Figure 4.9) et la vitesse de tangage δ' (Figure 4.10) à t_2 , diminuent avec le coefficient d'amortissement c_{AV} . En fin de franchissement (t_2), entre les cas le plus souple ($c_{AV} = 0.4 \text{ N.s.mm}^{-1}$) et le plus rigide ($c_{AV} = 6.4 \text{ N.s.mm}^{-1}$), l'angle et la vitesse de tangage sont d'autant plus élevés que la hauteur d'obstacle est grande. La diminution de c_{AV} minimise l'angle de tangage et la vitesse de tangage en fin de franchissement, sauf dans le cas de la Figure 4.9(i) où la plus faible valeur d'angle de tangage ($\delta = 19,46^\circ$) et de vitesse de tangage ($\delta' = 14,15 \text{ rad.s}^{-1}$) est obtenue pour la valeur intermédiaire du coefficient d'amortissement ($c_{AV} = 1.6 \text{ N.s.mm}^{-1}$). Plus généralement, la courbe verte est toujours la plus basse sauf dans la colonne de droite où c'est plutôt la jaune. Dans ce cas, le coefficient d'amortissement le plus faible engendre un choc plus important pour le châssis, car les suspensions longitudinales atteignent la butée articulaire, ce qui se traduit ici par

un angle de tangage et une vitesse de tangage plus importants (courbe verte) qu'avec la valeur intermédiaire (courbe jaune). En conséquence, on voit ici qu'une suspension moins amortie contribue à un meilleur franchissement uniquement sous réserve qu'on n'atteigne pas ses butées. On observe aussi qu'à t_1 , la vitesse de tangage augmente : le véhicule lève le nez avec le choc sur les roues avant (Fig. 4.10) et à t_2 , la vitesse de tangage diminue : le véhicule pique du nez avec le choc sur les roues arrière (Fig. 4.10). Ce phénomène est dû principalement à la composante verticale de la force de réaction de l'obstacle sur le véhicule, selon qu'elle est située en avant ou en arrière du centre de gravité. À noter que la composante horizontale de la réaction tend, elle, toujours à faire piquer le véhicule du nez.

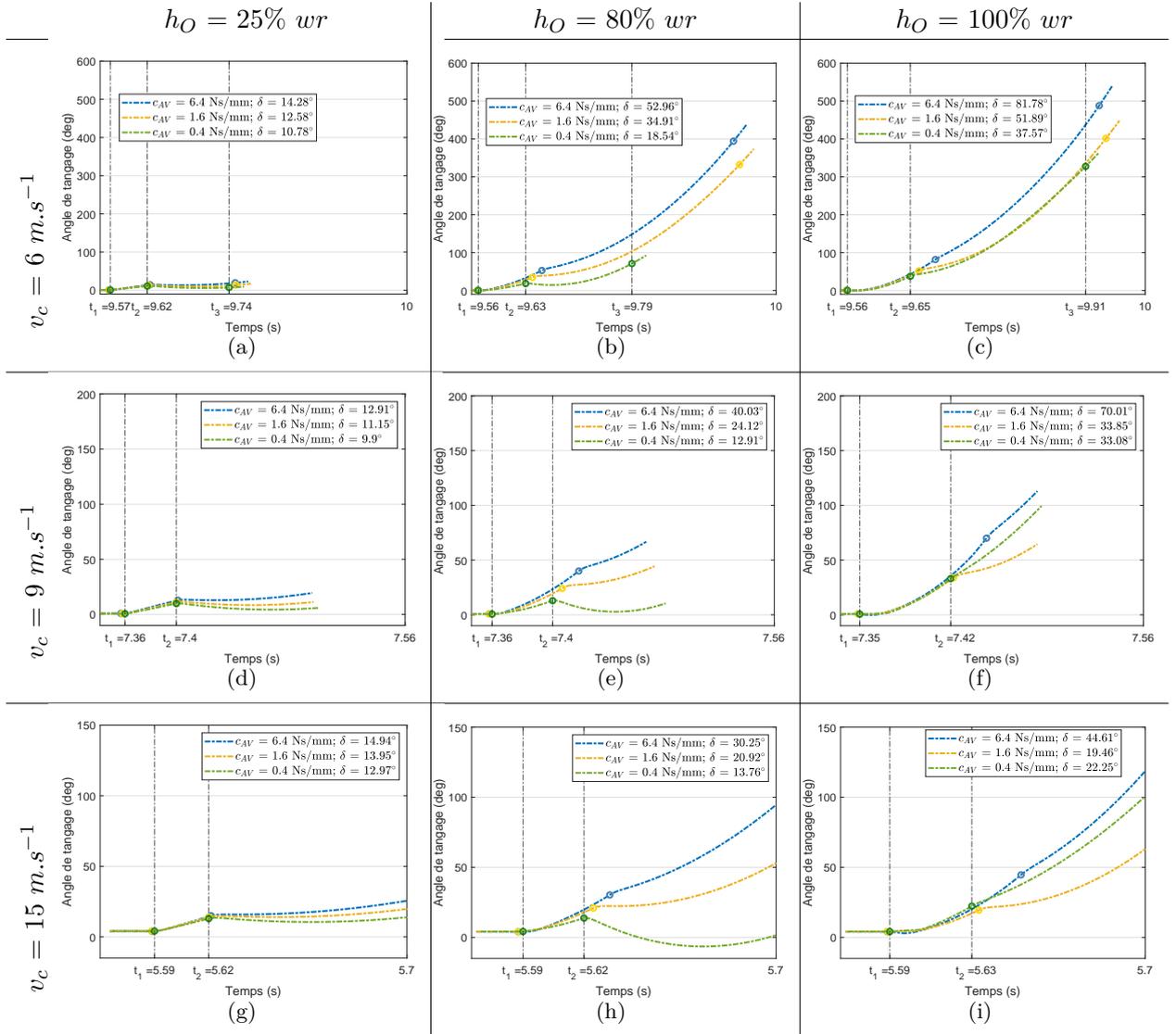


FIGURE 4.9: Évolution de l'angle de tangage δ du châssis du véhicule pendant le franchissement d'un obstacle positif de trois hauteurs différentes h_O (1ère colonne : 25% wr = 2 cm, 2ème colonne : 80% wr = 6 cm, et 3ème colonne : 100% wr = 7,45 cm) pour trois vitesses d'approches v_c (1ère ligne : 6 m.s^{-1} ; 2ème ligne : 9 m.s^{-1} , 3ème ligne : 15 m.s^{-1}) et trois coefficients d'amortissement c_{AV} (Courbe bleue : $6,4 \text{ N.s.mm}^{-1}$; courbe jaune : $1,6 \text{ N.s.mm}^{-1}$; courbe verte : $0,4 \text{ N.s.mm}^{-1}$).

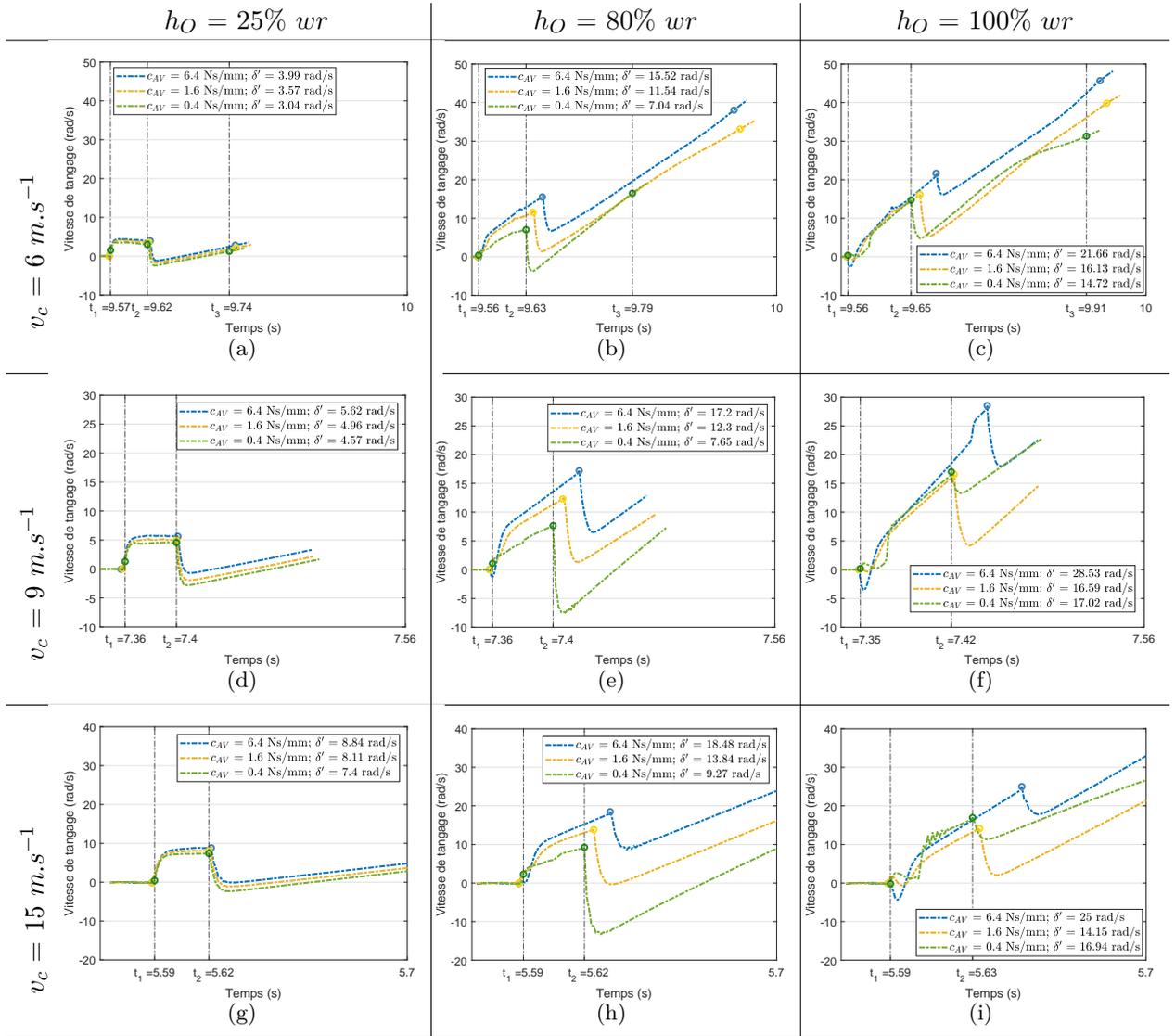


FIGURE 4.10: Évolution de la vitesse de tangage δ' du châssis du véhicule pendant le franchissement d'un obstacle positif de trois hauteurs différentes h_O (1^{ère} colonne : $25\% wr = 2 \text{ cm}$; 2^{ème} colonne : $80\% wr = 6 \text{ cm}$, et 3^{ème} colonne : $100\% wr = 7,45 \text{ cm}$) pour trois vitesses d'approches v_c (1^{ère} ligne : 6 m.s^{-1} ; 2^{ème} ligne : 9 m.s^{-1} ; 3^{ème} ligne : 15 m.s^{-1}) et trois coefficients d'amortissement c_{AV} (Courbe bleue : $6,4 \text{ N.s.mm}^{-1}$; courbe jaune : $1,6 \text{ N.s.mm}^{-1}$; courbe verte : $0,4 \text{ N.s.mm}^{-1}$).

Le couple moteur maximum appliqué aux roues : pendant le franchissement entre t_1 et t_2 , le couple moteur maximum appliqué aux roues τ (Figure 4.11), diminue avec le coefficient d'amortissement c_{AV} . La puissance du moteur nécessaire pour grimper sur l'obstacle est d'autant plus faible que le coefficient d'amortissement est faible. Ce qui s'explique par le fait que les roues sont mieux maintenues en contact avec le sol, quand le coefficient d'amortissement est faible. Elles nécessitent donc moins de puissance motrice (courbe verte) pour favoriser la motricité lors du passage de l'obstacle. On note le fort appel de couple entre t_1 et t_2 , nécessaire au franchissement d'obstacle. Le couple maximal requis pour franchir l'obstacle varie de 9 N.m à 11 N.m puis 16 N.m pour des vitesses de $6, 9$ et 15 m.s^{-1} (Fig. 4.11(b), 4.11(e), 4.11(h)). Il croît linéairement avec la vitesse d'approche. Le couple maximal de la courbe bleue croît également fortement avec la hauteur d'obstacle pour atteindre un peu moins de 25 N.m sur la Figure 4.11(i). On peut diviser le couple requis par deux en passant d'un amortissement fort à un amortissement faible

(Fig. 4.11(b), 4.11(e),4.11(h)). Ce ratio est inférieur à 1,5 avec l'obstacle le plus haut (Fig. 4.11(c), 4.11(f), 4.11(i)).

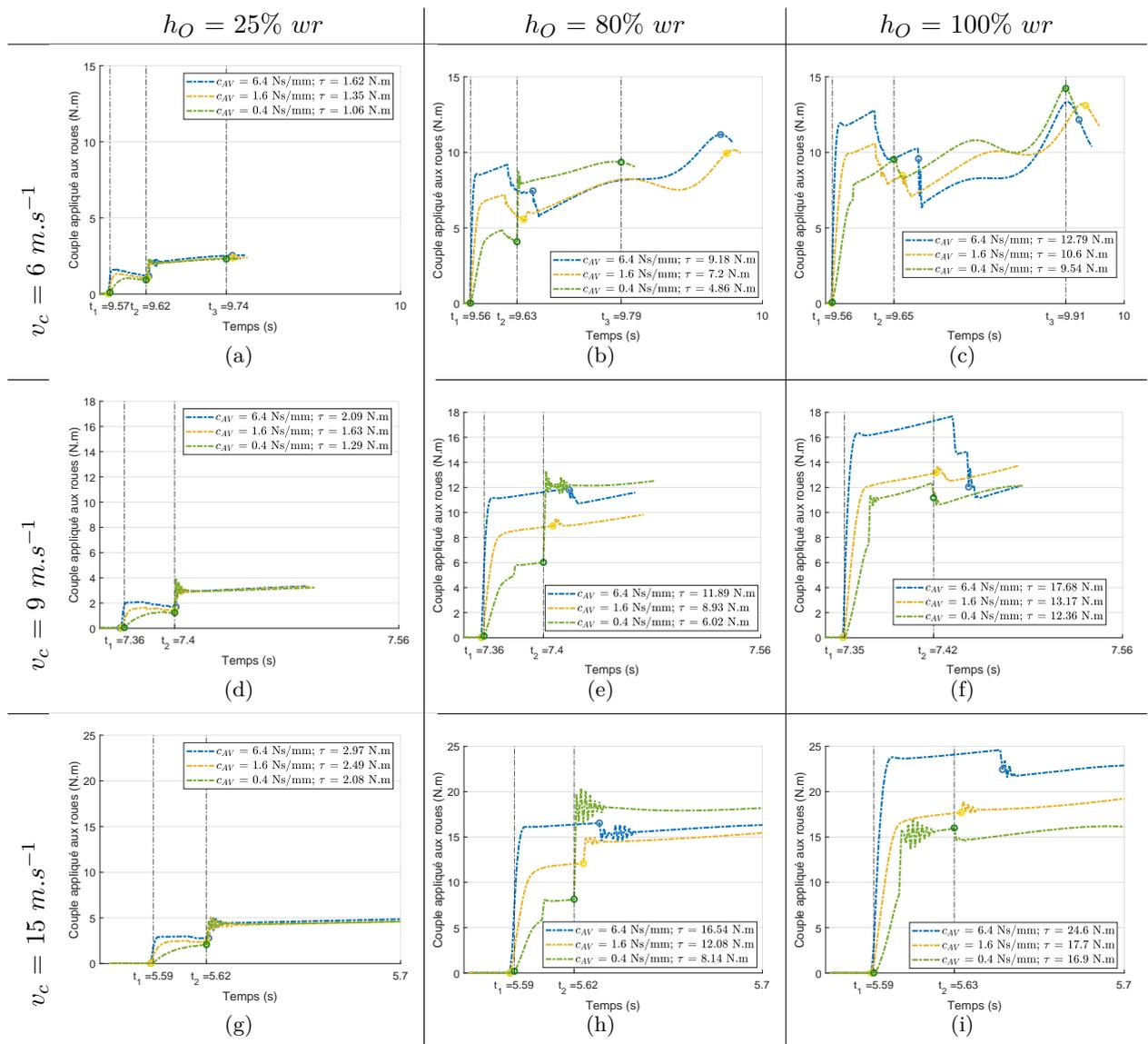


FIGURE 4.11: Évolution du couple moteur appliqué aux roues τ au cours du franchissement d'un obstacle positif de trois hauteurs différentes h_O (en colonne : $25\% wr = 2 \text{ cm}$; $80\% wr = 6 \text{ cm}$; $100\% wr = 7,45 \text{ cm}$), pour trois vitesses d'approche v_c (1^{ère} ligne : 6 m.s^{-1} ; 2^{ème} ligne : 9 m.s^{-1} ; 3^{ème} ligne : 15 m.s^{-1}) et trois coefficients d'amortissement différents c_{AV} (courbe bleue : $6,4 \text{ Ns/mm}$; courbe jaune : $1,6 \text{ Ns/mm}$; courbe verte : $0,4 \text{ Ns/mm}$).

La décélération du châssis à l'impact : au début du franchissement t_1 , l'accélération subie par le châssis (Figure 4.12) lors de l'impact de la roue avant avec l'obstacle diminue avec le coefficient d'amortissement c_{AV} . Les suspensions longitudinales absorbent une plus importante variation d'énergie cinétique, ce qui se traduit par une baisse de la décélération du châssis d'autant plus que le coefficient d'amortissement est faible sauf dans le cas de la Figure 4.12(i) où la décélération du châssis en t_1 est la plus importante. En outre, les valeurs de décélération sont très élevées dans ces simulations du fait des valeurs des paramètres de contact (Tableau 4.2). Néanmoins elles permettent de faire la comparaison des variations entre les différents cas. On voit que les accélérations

sont de plus grande amplitude à 15 m.s^{-1} et atteignent 400 g . Elles ne dépassent pas 300 g à 6 et 9 m.s^{-1} . Si les pics sont de même intensité entre ces deux vitesses, les courbes sont généralement plus hautes à 9 m.s^{-1} qu'à 6 m.s^{-1} . Les accélérations sont plus violentes quand l'obstacle est plus haut, mais les différences entre les niveaux 80% de w_r et 100% de w_r sont faibles.

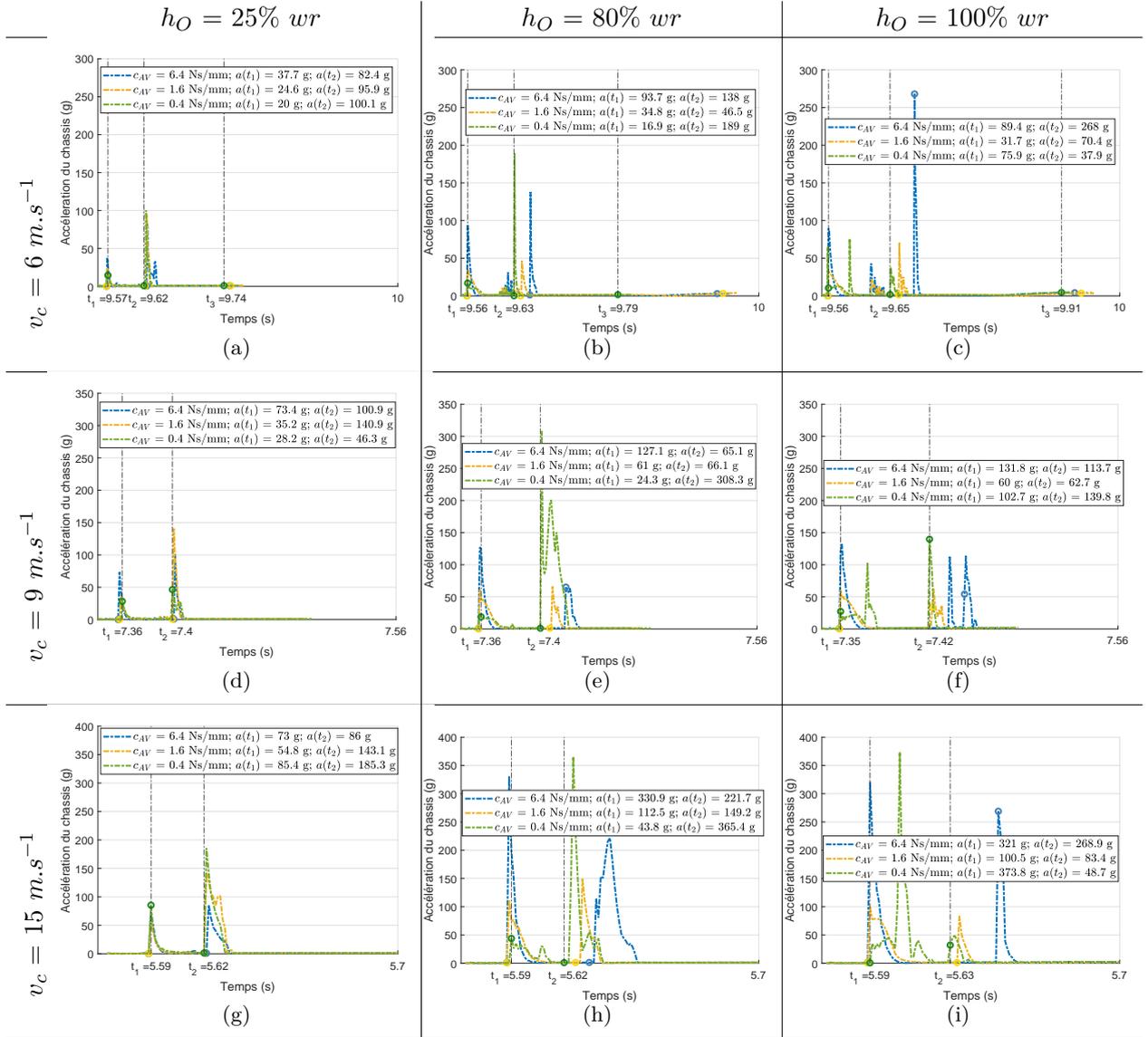


FIGURE 4.12: Évolution de la norme de l'accélération du châssis du véhicule au cours du franchissement d'un obstacle positif de trois hauteurs différentes h_O (en colonne : 25% $w_r = 2 \text{ cm}$; 80% $w_r = 6 \text{ cm}$; 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$), pour trois vitesses d'approche v_c (1^{ère} ligne : 6 m.s^{-1} ; 2^{ème} ligne : 9 m.s^{-1} ; 3^{ème} ligne : 15 m.s^{-1}) et trois coefficients d'amortissement différents c_{AV} (courbe bleue : $6,4 \text{ Ns/mm}$; courbe jaune : $1,6 \text{ Ns/mm}$; courbe verte : $0,4 \text{ Ns/mm}$).

Le débattement longitudinal : pendant le franchissement entre t_1 et t_2 , le débattement longitudinal du centre de la roue par rapport au châssis (Fig. 4.13), augmente avec la diminution du coefficient d'amortissement c_{AV} . La trajectoire du centre de la roue sort de l'espace de travail W_u vers l'avant et vers l'arrière, car le modèle de simulation multicorps n'est pas doté de butée mécanique pour les suspensions. Cependant, l'espace de travail W_u constitue une contrainte géométrique pour le déplacement des suspensions. La diminution du coefficient d'amortissement c_{AV} maximise les débattements longitudinaux des suspensions et augmente le risque d'atteindre les butées des suspensions.

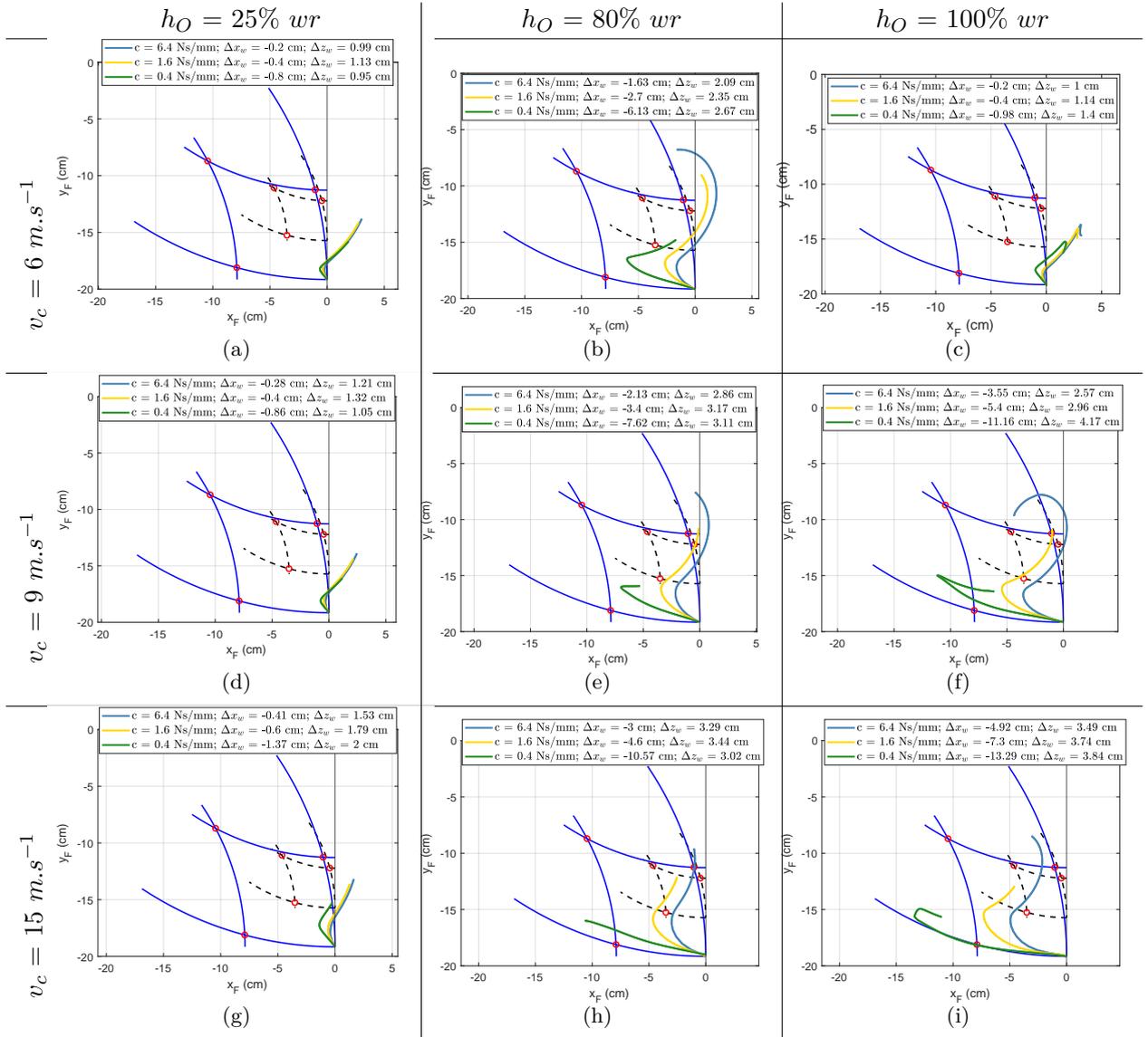


FIGURE 4.13: Trajectoire du centre de la roue sur l'espace de travail W_u (en bleu limite de W_u de F et en noir limite de W_U de C) de $Susp\text{-}4D$ au cours du franchissement d'un obstacle positif de trois hauteurs différentes h_O (en colonne : 25% $w_r = 2 \text{ cm}$; 80% $w_r = 6 \text{ cm}$; 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$), pour trois vitesses d'approche v_c (1^{ère} ligne : 6 m.s^{-1} ; 2^{ème} ligne : 9 m.s^{-1} ; 3^{ème} ligne : 15 m.s^{-1}) et trois coefficients d'amortissement différents c_{AV} (courbe bleue : 6,4 Ns/mm ; courbe jaune : 1,6 Ns/mm ; courbe verte : 0,4 Ns/mm).

Les résultats de ces simulations montrent que pour des faibles valeurs de c_{AV} , la perte de vitesse et d'énergie cinétique, tout comme les accélérations du châssis, sont les plus faibles, mais la suspension peut partir en butée, ce qui est à proscrire à cause du choc et des risques de rupture. Il existe une relation entre la variation du coefficient d'amortissement c_{AV} des suspensions longitudinales et les différentes métriques ou facteurs du plan d'expérience. Dans la suite de ce chapitre, nous allons déterminer ces relations à l'aide d'une méthode d'ajustement de courbe au sens des moindres carrés.

Choix des métriques pour qualifier le franchissement d'obstacles

L'objectif de cette étude est de réduire la perte de vitesse linéaire et la vitesse de tangage du véhicule lors de franchissements d'obstacles à haute vitesse. En raison des premiers résultats, nous avons retenu trois métriques pour qualifier le franchissement d'obstacles :

1. La variation d'énergie cinétique (ΔE_c) entre le début t_1 et la fin t_2 du franchissement, qui est une expression de la perte de vitesse ;
2. La vitesse de tangage ($\delta'(t_2)$) à la fin du franchissement t_2 , qui est une expression de la stabilité du véhicule durant la phase balistique et doit être minimale au début de la phase balistique afin de permettre un contrôle efficient de l'assiette du robot au cours de la phase balistique ;
3. La durée du contact roue-obstacle ($WOCD$) correspond à la durée de compression longitudinale de Susp-4D. En faisant l'hypothèse que les roues avant restent en contact avec l'obstacle pendant toute la phase de compression des jambes de suspensions, $WOCD$ correspond au temps dont elles disposent pour favoriser la motricité lors du passage de l'obstacle.

Influence de c_{AV} , v_c et de h_O sur ΔE_c , δ' et $WOCD$

L'objectif de cette partie est de trouver trois fonctions mathématiques reliant les facteurs c_{AV} , v_c et h_O à ΔE_c , δ' et $WOCD$ afin de prédire le comportement du véhicule pendant le franchissement. Dans cet objectif, nous avons tracé les surfaces de réponses des métriques qui qualifient le franchissement en fonction de c_{AV} et de v_c pour chaque hauteur d'obstacle h_O . Nous avons pu proposer des relations à l'aide de la technique d'ajustement de courbe au sens des moindres carrés. Cette méthode propose une fonction initiale polynômiale pour représenter l'évolution des données expérimentales puis elle minimise le carré de l'écart entre la fonction proposée et les valeurs expérimentales. Dans ce chapitre, les degrés maximaux et les coefficients des polynômes ont été choisis à partir de la boîte à outils "curve fitting" de Matlab de telle sorte que le coefficient de détermination r^2 soit supérieur ou égal à 0,998.

Les positions du centre roue dans l'espace de travail W_u correspondent aux points noirs sur les Figures 4.14, 4.15 et 4.16, tandis que les positions à l'extérieur de l'espace de travail W_u correspondent aux points jaunes sur les Figures 4.14(c), 4.14(d), 4.15(c), 4.15(d), 4.16(c) et 4.16(d).

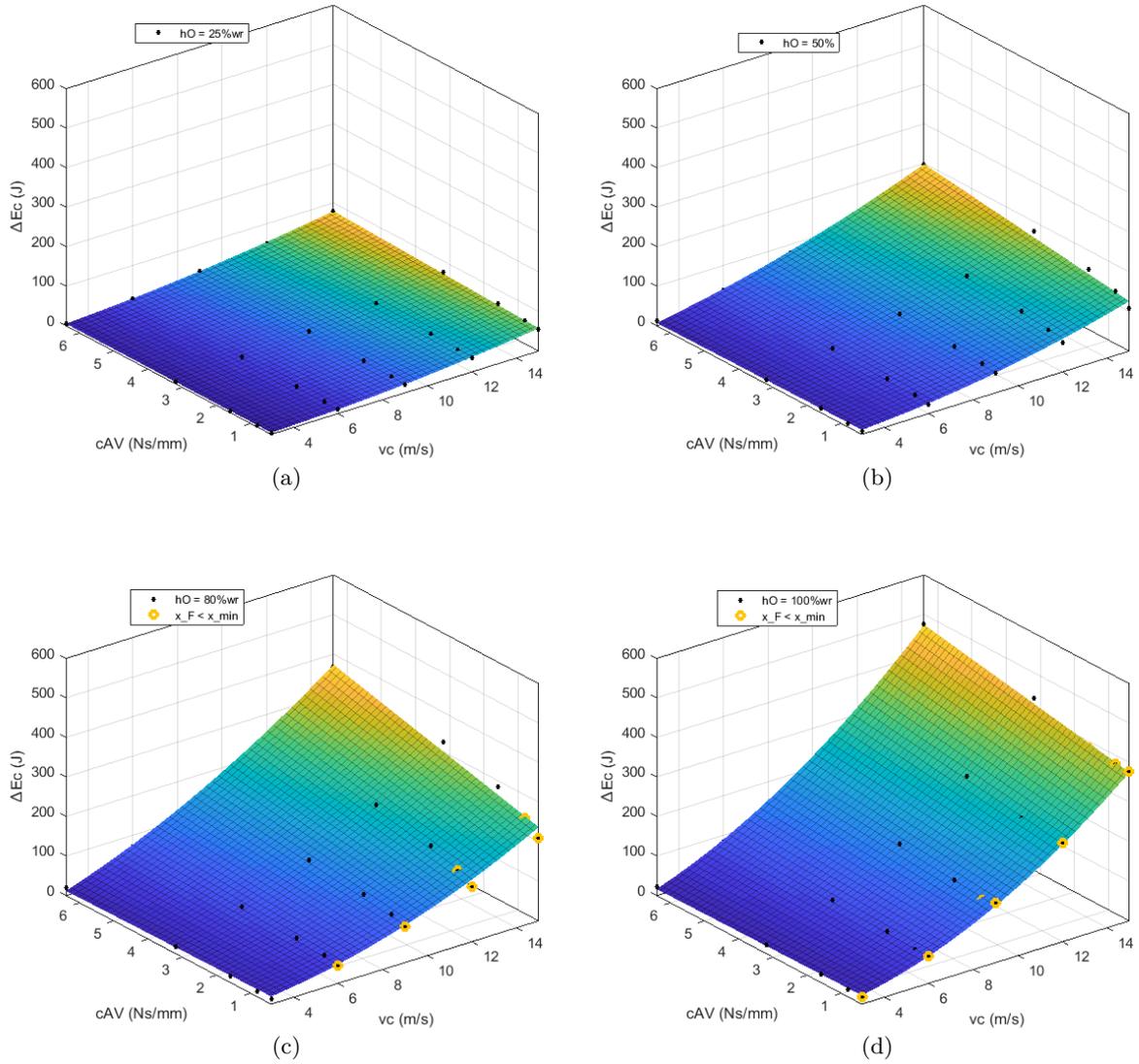


FIGURE 4.14: Évolution de la variation d'énergie cinétique de VS-FROG pendant le franchissement en fonction de la vitesse linéaire du châssis v_c et du coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales c_{AV} pour quatre hauteurs d'obstacle différentes : (a) 25% wr = 2 cm (b) 50%wr = 3,7 cm (c) 80% wr = 6 cm et (d) 100% wr = 7,4 cm. Les points jaunes correspondent au déplacement longitudinal du centre de la roue à l'extérieur de W_u : l'abscisse du centre roue $x_F(v_c, c_{AV})$ devient inférieure à x_{min} .

La vitesse du véhicule v_c et le coefficient d'amortissement des suspensions avant c_{AV} influencent la variation d'énergie cinétique ΔEc dans le même sens pour toutes les hauteurs d'obstacles h_O : ΔEc est d'autant plus importante que la vitesse d'approche du véhicule est élevée, que le coefficient d'amortissement est grand et que l'obstacle est haut (Figure 4.14). La relation entre ces variables a été estimée par la fonction polynomiale suivante :

$$\Delta Ec(v_c, c_{AV}) = \sum_{j=0}^1 \left(\sum_{i=0}^{2-j} e_{ij} c_{AV}^j v_c^i \right) \quad (4.2)$$

où les coefficients e_{ij} varient en fonction de la hauteur de l'obstacle h_O (Annexe E) avec i et j les

degrés des monômes associés à v_c et c_{AV} respectivement.

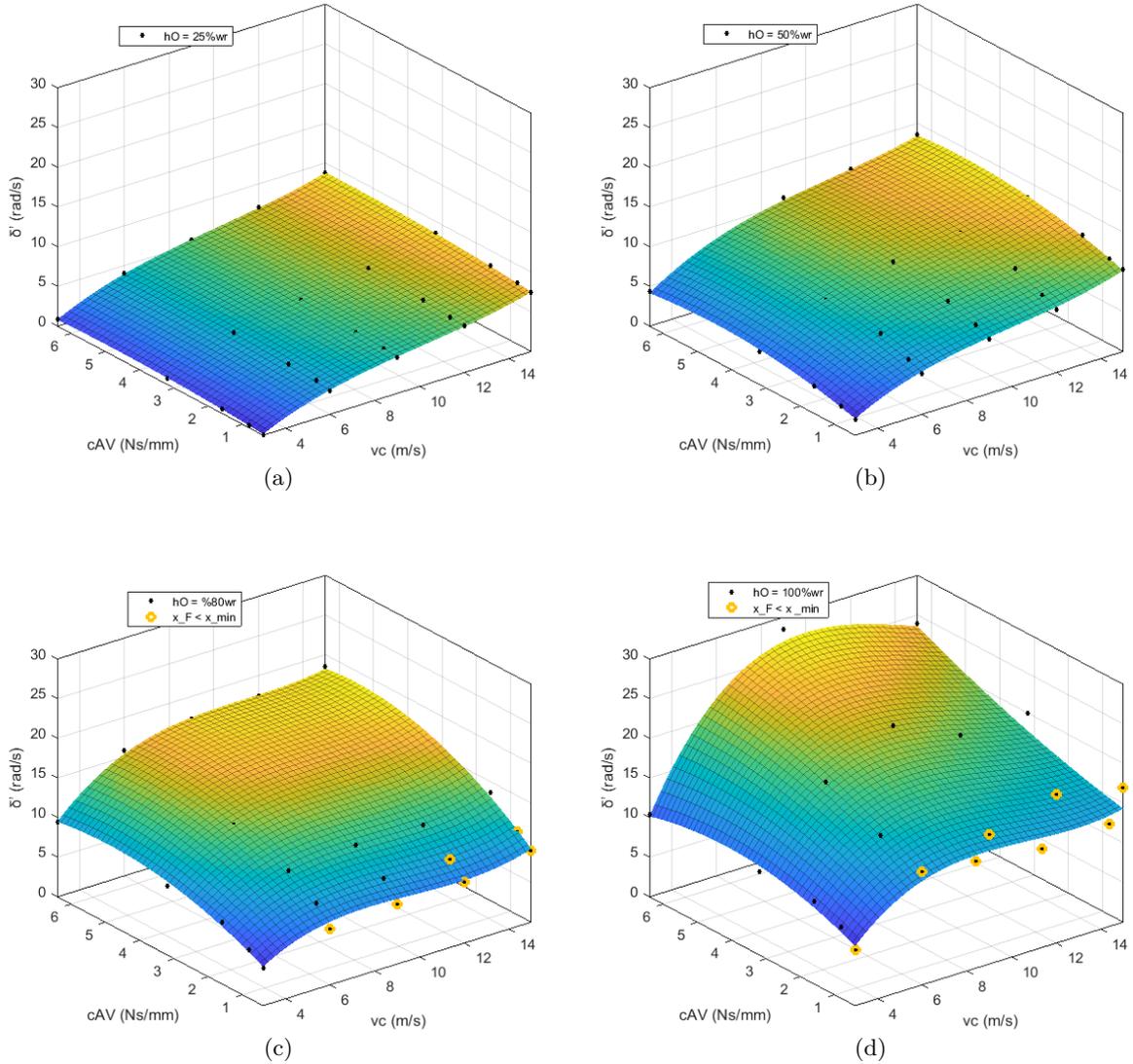


FIGURE 4.15: Évolution de la vitesse de tangage de VS-FROG pendant le franchissement pour quatre hauteurs d'obstacle h_O différentes : (a) $25\% wr = 2 \text{ cm}$ (b) $50\% wr = 3,7 \text{ cm}$ (c) $80\% wr = 6 \text{ cm}$ et (d) $100\% wr = 7,4 \text{ cm}$. Les points jaunes correspondent au déplacement longitudinal de la roue à l'extérieur de W_u : l'abscisse du centre roue $x_F(v_c, c_{AV})$ devient inférieure à x_{min} .

Pour des hauteurs d'obstacle croissantes de $25\% wr$ (Fig. 4.15(a)) à $80\% wr$ (Fig. 4.15(c)), la vitesse de tangage δ' de VS-FROG augmente avec la vitesse d'approche du véhicule (v_c) et avec le coeff. d'amortissement des suspensions longitudinales (c_{AV}). Pour une hauteur d'obstacle de $80\% wr$ (Fig. 4.15(c)), la vitesse de tangage tend vers un plateau (17 rad.s^{-1}) à partir de $v_c = 6 \text{ m.s}^{-1}$ et $c_{AV} = 3 \text{ N.s.mm}^{-1}$. Cependant, pour une hauteur d'obstacle de $100\% wr$ (Fig. 4.15(d)), la vitesse de tangage évolue différemment et atteint un sommet pour $v_c = 9 \text{ m.s}^{-1}$ et $c_{AV} = 6 \text{ N.s.mm}^{-1}$. La vitesse de tangage minimale est atteinte pour des amortissements inférieurs à 1 N.s.mm^{-1} quelle que soit la vitesse d'approche v_c et la hauteur de l'obstacle h_O (Fig. 4.15) et la vitesse de tangage maximale quant à elle est atteinte pour un amortissement c_{AV} supérieur à 4 N.s.mm^{-1} quel que soit la vitesse d'approche v_c et la hauteur d'obstacle h_O (Fig. 4.15).

La relation entre ces variables a été estimée par la fonction polynomiale suivante :

$$\delta'(v_c, c_{AV}) = \sum_{j=0}^2 \left(\sum_{i=0}^{3-j} p_{ij} c_{AV}^j v_c^i \right) \quad (4.3)$$

où les coefficients p_{ij} varient en fonction de la hauteur de l'obstacle h_O (Annexe E) avec i et j les degrés des monômes associés à v_c et c_{AV} respectivement.

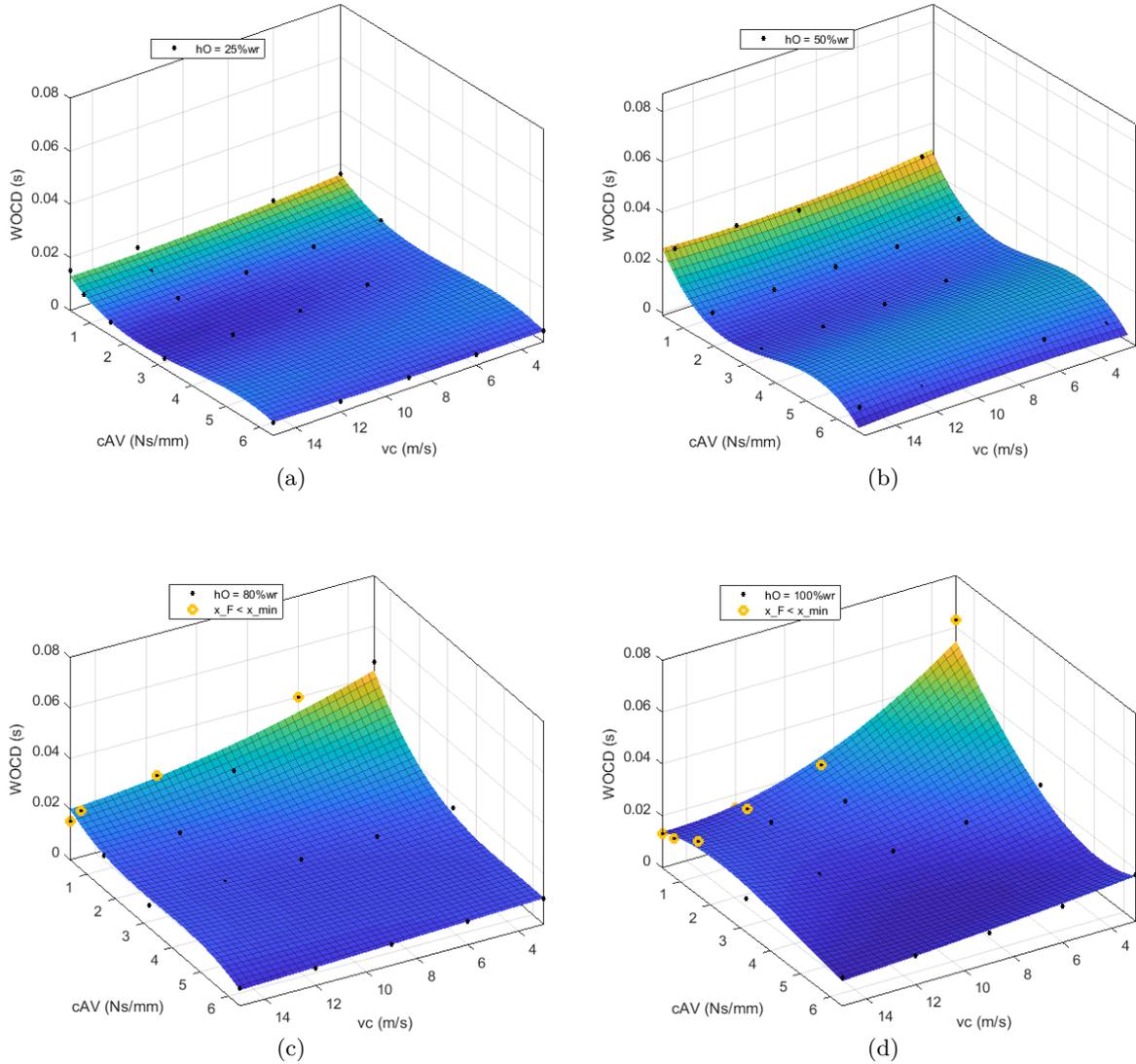


FIGURE 4.16: Évolution de la durée du contact roue-obstacle W_{OCD} de VS-FROG pendant le franchissement pour quatre hauteurs d'obstacle h_O différentes : (a) 25% wr = 2 cm (b) 50% wr = 3,7 cm (c) 80% wr = 6 cm et (d) 100% wr = 7,4 cm). Les points jaunes correspondent au déplacement longitudinal de la roue à l'extérieur de W_u : l'abscisse du centre roue $x_F(v_c, c_{AV})$ devient inférieur à x_{min} .

Sur la Figure 4.16, les axes de la vitesse linéaire de VS-FROG (v_c) et du coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales (c_{AV}) sont inversés pour des raisons de lisibilité par rapport à ceux des Figures 4.14 et 4.15, on constate deux modes d'évolution de la durée du contact roue-obstacle (W_{OCD}) en fonction de v_c et c_{AV} suivant que la hauteur de l'obstacle est inférieure ou

égale à 50%*wr*, ou supérieure à 50%*wr*. Dans le premier cas, pour un c_{AV} donné, la vitesse du véhicule n'influence pratiquement pas la durée de contact avec l'obstacle, alors que celle-ci évolue de manière sinusoïdale en fonction de c_{AV} : elle est minimale (4 *ms*) pour un c_{AV} élevé (6,57 *N.s.mm*⁻¹) et maximale (30 *ms*) pour un c_{AV} faible (0,1 *N.s.mm*⁻¹). Dans le second cas, *WOCD* décroît légèrement lorsque v_c augmente et elle augmente fortement lorsque c_{AV} diminue : la valeur maximale de *WOCD* (64 *ms*) est atteinte sur l'obstacle le plus élevé ($h_O = 100\% wr$) lorsque le véhicule arrive avec la vitesse la plus faible ($v_c = 2,4 m.s^{-1}$) et avec le plus faible c_{AV} (0,1 *N.s.mm*⁻¹). La relation entre ces variables a été estimée par la fonction polynomiale suivante :

$$WOCD(v_c, c_{AV}) = \sum_{j=0}^2 \left(\sum_{i=0}^{3-j} d_{ij} c_{AV}^j v_c^i \right) \quad (4.4)$$

où les coefficients d_{ij} varient en fonction de la hauteur de l'obstacle h_O (Annexe E) avec i et j les degrés des monômes associés à v_c et c_{AV} respectivement.

4.2.1.3 Discussion

La perte d'énergie cinétique est minimale lorsque la vitesse d'approche du véhicule et le coefficient d'amortissement sont minimaux, et inversement. Ce phénomène est d'autant plus marqué que la hauteur d'obstacle augmente. L'évolution de ce critère représente une réalité bien connue : VS-FROG franchit avec un choc moins important les obstacles peu élevés à vitesse faible avec un c_{AV} faible, que les obstacles élevés à haute vitesse avec un c_{AV} élevé. Cependant pour une hauteur donnée la perte d'énergie cinétique minimale est obtenue pour un coefficient d'amortissement minimal quelque soit la vitesse d'approche du véhicule. Ainsi, le choc pendant le franchissement est minimal lorsque le coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales est le plus faible. Autrement, pour une vitesse d'approche élevée, un faible coefficient d'amortissement des suspensions peut contribuer à minimiser la perte d'énergie cinétique donc l'impact du choc lors du franchissement d'obstacles.

Pour une hauteur d'obstacle donnée, l'angle de tangage et la vitesse de tangage du châssis du véhicule en fin de franchissement est d'autant plus faible que la vitesse d'approche du véhicule et le coefficient d'amortissement sont faibles. Bien que prévisible, ce résultat ne renseigne pas sur les qualités que doit posséder VS-FROG pour franchir des obstacles à haute vitesse. En revanche, l'analyse des surfaces d'évolution de la vitesse de tangage après le franchissement d'obstacles élevés ($h_0 \geq 50\% wr$) à haute vitesse ($v_c = 15 m.s^{-1}$) montre que la vitesse de tangage reste inférieure à 20 *rad.s*⁻¹ lorsque le coefficient d'amortissement est inférieur ou égal à 4 *N.s.mm*⁻¹. Cette valeur de c_{AV} pourrait donc être retenue comme un critère à privilégier pour permettre à VS-FROG de franchir tous les obstacles de hauteur inférieure ou égale à 100% *wr* car il ne génère pas une vitesse de tangage trop importante, ce qui induit la diminution du risque de basculement du véhicule lors franchissement. Et pourra peut-être faciliter le contrôle d'attitude au cours la phase balistique qui suit le franchissement de l'obstacle.

Le temps de contact des roues avant de VS-FROG avec l'obstacle est d'autant plus important que le coefficient d'amortissement et la vitesse du véhicule sont faibles. Cependant, ce résultat prévisible n'est pas pertinent pour VS-FROG qui est destiné à se déplacer à haute vitesse : dans ce cas, *WOCD* est également plus important lorsque c_{AV} est minimal.

D'une part, la diminution du coefficient d'amortissement c_{AV} est corrélée à un plus grand déplacement longitudinal du centre de la roue par rapport au châssis et parfois ce point sort de

l'espace de travail pour des hauteurs d'obstacles h_O élevées ($h_O \geq 50\% wr$). Cela est dû à l'absence de butée mécanique en compression et en extension des suspensions dans le modèle multicorps. En pratique, dans ce cas de figure les suspensions atteignent leurs butées articulaires, ce qui annulerait l'effet des suspensions longitudinale, car le choc ressenti par le châssis pendant le franchissement deviendrait plus important. D'autre part, les valeurs de coefficient d'amortissement c_{AV} plus élevées permettent de contenir le centre roue dans l'espace de travail, ce qui se traduit, de même que dans le cas trop souple, par une perte d'énergie cinétique plus élevée, une vitesse de tangage en fin de franchissement plus importante et un temps de contact roue obstacle plus faible que le cas d'un coefficient d'amortissement plus faible avec un déplacement du centre roue qui reste dans l'espace de travail, pour une vitesse d'approche et une hauteur d'obstacle donnée.

Il convient donc de trouver la valeur de coefficient d'amortissement qui permet à la fois de réduire la perte d'énergie cinétique, la vitesse de tangage en fin de franchissement et qui favorise le plus de durée de contact roue obstacle pendant le franchissement tout maintenant le déplacement du centre roue loin des butées articulaires.

Finalement, on peut hiérarchiser les critères par ordre d'importance :

1. La perte d'énergie cinétique car elle est corrélée à la perturbation de la trajectoire linéaire du châssis pendant le franchissement et correspond au choc à absorber par le châssis qui, s'il est trop important, peut engendrer une rupture du système mécanique ;
2. La vitesse de tangage à t_2 en lien avec la stabilité du châssis en rotation, dont la réduction de la valeur permettra de faciliter la correction d'attitude du châssis en phase balistique ;
3. La durée de contact, qui évalue la durée de compression maximale des suspensions horizontales plus que la durée de contact réel roue-obstacle, car les roues avant peuvent continuer à reculer dû à l'impact même après leur passage au-dessus de l'obstacle. De plus elle reste dans des ordres de grandeur très faibles de l'ordre de la milliseconde (64 ms maximum).

4.2.1.4 Conclusion

Dans cette étude, nous avons simulé le comportement d'un véhicule 4x4 multicorps équipé de Susp-4D à l'avant, lors du franchissement d'un obstacle en escalier de cinq hauteurs différentes (h_O) à cinq vitesses d'approche différentes (v_c) avec cinq coefficients d'amortissement différents (c_{AV}) des suspensions longitudinales. Le plan de cette expérience (DoE) a permis de réaliser 125 essais. Le franchissement d'obstacles a été évalué par trois métriques que nous avons jugées pertinentes : la variation d'énergie cinétique du châssis du véhicule (ΔEc) et la vitesse de tangage (δ') au début de la phase balistique, ainsi que la durée du contact roue-obstacle ($WOCD$). Ces 125 essais ont permis à l'aide d'un ajustement de courbe au sens des moindres carrés de trouver trois relations polynomiales qui lient les trois métriques avec le coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales c_{AV} et la vitesse d'approche du véhicule v_c . Les degrés d'interpolation sont choisis comme suit :

- ΔEc est un polynôme de degré 1 en amortissement (c_{AV}) et 2 en vitesse (v_c) ;
- $\delta'(t_2)$ est un polynôme de degré 2 en amortissement et 3 en vitesse ;
- $WOCD$ est un polynôme de degré 3 en amortissement et 2 en vitesse.

Cependant, pour effectuer un franchissement optimal au sens des critères définis, il reste encore à trouver le meilleur compromis entre le coefficient d'amortissement et le couple moteur appliqué pendant le franchissement afin de minimiser les critères retenus.

4.2.2 Formalisation du problème de franchissement et élaboration d'une stratégie

4.2.2.1 Formalisation du problème de franchissement à haute vitesse

Le problème de l'adaptation paramétrique des coefficients d'amortissement et des couples pour le franchissement d'obstacle à haute vitesse est formalisé comme une optimisation non linéaire multicritères sous contrainte non linéaire. Les fonctions objectifs à optimiser sont : $\Delta E_c(v_c, c_{AV})$, $\delta'(v_c, c_{AV})$ et $WOCD(v_c, c_{AV})$ sous la contrainte de ne pas atteindre les butées longitudinales ($x_{min} < x_c(v_c, c_{AV}) < x_{max}$) des suspensions, en ajoutant un coefficient de sécurité (cs). Avec $x_c(v_c, c_{AV})$ un polynôme de degré 3 en amortissement et 1 en vitesse.

La variable d'optimisation v_c est réécrite pour accéder au couple appliqué à la roue τ pendant le franchissement ou à la vitesse de rotation δ'_ω des roues.

$$v_c(t) = wr\delta'_\omega(t) \quad (4.5)$$

$$\tau(t) = I_w \frac{d\delta'_\omega}{dt} \quad (4.6)$$

avec wr le rayon de la roue et I_w le moment d'inertie de la roue. En remplaçant δ'_ω par son expression en fonction de v_c dans Eq. 4.6, on peut écrire avec les différences finies :

$$v_c(t) = \frac{wr}{I_w} \tau \Delta t + v_c(t - \Delta t) \quad (4.7)$$

En remplaçant v_c de l'équation 4.7 dans les équations 4.2, 4.3 et 4.4, on obtient une expression des trois métriques en fonction de τ et de c_{AV} :

$$\Delta E_c(\tau, c_{AV}) = \sum_{j=0}^1 \left(\sum_{i=0}^{2-j} e_{ij} c_{AV}^j \left(\frac{wr}{I_w} \tau \Delta t + v_c(t - \Delta t) \right)^i \right) \quad (4.8)$$

$$\delta'(\tau, c_{AV}) = \sum_{j=0}^2 \left(\sum_{i=0}^{3-j} p_{ij} c_{AV}^j \left(\frac{wr}{I_w} \tau \Delta t + v_c(t - \Delta t) \right)^i \right) \quad (4.9)$$

$$WOCD(\tau, c_{AV}) = \sum_{j=0}^2 \left(\sum_{i=0}^{3-j} d_{ij} c_{AV}^j \left(\frac{wr}{I_w} \tau \Delta t + v_c(t - \Delta t) \right)^i \right) \quad (4.10)$$

La démarche d'optimisation consistait, en première approche, à minimiser la perte d'énergie cinétique totale $\Delta E_c(\tau, c_{AV})$ pendant le franchissement tout en maximisant $WOCD(\tau, c_{AV})$ afin d'appliquer un couple optimal qui minimisera la vitesse de tangage $\delta'(\tau, c_{AV})$ du véhicule à la fin du franchissement t_2 . A ce stade, le problème peut être résolu de plusieurs façons :

1. Choisir la fonction objectif la plus importante et traiter les autres fonctions comme des contraintes Bhatti (2000). Mathématiquement, le problème peut être exprimé comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \min_{\tau, c_{AV}} \Delta E_c(\tau, c_{AV}) \\ \delta'(\tau, c_{AV}) < \delta'_{max} \\ WOCD(\tau, c_{AV}) > WOCD_{min} \\ cs \ x_{min} < x_c(\tau, c_{AV}) < x_{max} \\ 0,4 < c_{AV} < 6,4 \\ 0 < \tau < \tau_{max} \end{array} \right. \quad (4.11)$$

2. Définir une fonction coût qui est une combinaison linéaire de toutes les fonctions objectifs Mausser (2006). Mathématiquement, le problème peut être exprimé comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \min_{\tau, c_{AV}} p_1 \frac{\Delta E_c(\tau, c_{AV})}{E_{max}} + p_2 \frac{\delta'(\tau, c_{AV})}{\delta'_{max}} + p_3 \left(1 - \frac{WOCD(\tau, c_{AV})}{WOCD_{max}} \right) \\ cs \ x_{min} < x_c(\tau, c_{AV}) < x_{max} \\ 0,4 < c_{AV} < 6,4 \\ 0 < \tau < \tau_{max} \end{array} \right. \quad (4.12)$$

Les coefficients de pondération p_1 , p_2 et p_3 sont choisis en fonction de l'importance des différentes fonctions objectifs, cs un coefficient de sécurité pour éviter que la suspension longitudinale n'atteigne la butée. Le couple τ_{max} est le couple maximal applicable dont la valeur est limitée par les caractéristiques du moteur.

La première formalisation simplifie le problème parce qu'elle utilise une seule fonction polynomiale de degré maximal 2. On passe d'un problème non linéaire (NLP) à un problème quadratique (QP), plus simple à résoudre. Cependant, les choix des valeurs limites de la vitesse de tangage et de la durée de contact restent arbitraires.

La deuxième formalisation est plus complète puisqu'elle cherche les valeurs optimales de coefficient d'amortissement et de couple à partir d'une fonction coût qui intègre toutes les métriques. Cependant, elle introduit trois coefficients de pondération dont les valeurs restent arbitraires en fonction de ce qu'on considère le plus important pour un franchissement d'obstacle optimal à savoir une variation minimale de la vitesse linéaire et une vitesse de tangage minimale à la fin du franchissement.

En outre, la variation d'énergie cinétique étant calculée à partir de l'énergie totale du châssis, elle intègre à la fois la vitesse linéaire du châssis et la vitesse de tangage. Par conséquent, minimiser la variation d'énergie totale revient à minimiser aussi la vitesse de tangage pendant le franchissement ce qui est contradictoire avec un débattement longitudinal trop important des roues par rapport au châssis. Le temps de contact étant dans des ordres de grandeur faibles de l'ordre de quelques millisecondes, et le but de la formalisation étant de minimiser la perte d'énergie cinétique lors du franchissement et la vitesse de tangage du châssis en fin de franchissement, nous ne l'avons pas pris en compte dans cette première approche. De plus, en considérant uniquement la variation d'énergie cinétique, on retrouve un problème quadratique (QP) du fait de la forme quadratique de $\Delta E_c(\tau, c_{AV})$. L'optimisation pourra plus facilement être résolue sur des architectures de type microcontrôleur.

Dans la suite du travail, nous avons fait le choix de la deuxième formalisation en utilisant uniquement le critère variation d'énergie cinétique. Ainsi, les coefficients de pondération étaient : $p_1 = 1$ et $p_2 = p_3 = 0$.

4.2.2.2 Proposition d'une stratégie de franchissement à haute vitesse

La stratégie d'anticipation du franchissement d'obstacles est basée sur l'hypothèse qu'une détection de la hauteur de l'obstacle h_O à l'aide d'un capteur non encore choisi et l'adaptation du coefficient d'amortissement c_{AV} et du couple moteur τ appliqué aux roues à partir de la résolution du problème d'optimisation proposé précédemment soit disponible. En supposant une distance minimale de détection des obstacles de 1 m, à une vitesse maximale de 15 m.s⁻¹, le délai pour adapter le coefficient d'amortissement c_{AV} et appliquer un couple convenable τ n'est que de 67 ms.

Avant le franchissement, le coefficient d'amortissement est réglé à son maximum ($c_{AV} = 6,4 \text{ N.s.mm}^{-1}$) afin de maintenir une rigidité longitudinale du châssis pendant l'accélération, et le couple est régulé par un correcteur proportionnel P . Dès la détection de l'obstacle, et en prenant en compte les 67 ms dont nous disposons pour adapter le coefficient d'amortissement et le couple, la résolution du problème d'optimisation permet de prédire les valeurs de ces paramètres. Puis, pendant le franchissement, les valeurs prédites du coefficient d'amortissement et du couple sont appliquées entre t_1 et t_2 afin de minimiser la variation de vitesse linéaire et vitesse de tangage du châssis.

Cependant, à cette vitesse (15 m.s^{-1}), le véhicule décolle systématiquement du sol après le franchissement, quels que soient le couple et le coefficient d'amortissement appliqués. Par conséquent, il est nécessaire d'adopter une stratégie de contrôle d'attitude du tangage en phase balistique afin que le véhicule retombe sur ses roues après le franchissement. Ce problème est traité dans la Section 4.3.

4.2.3 Élaboration d'une loi de commande du coefficient d'amortissement c_{AV} et du couple moteur appliquée aux roues τ

4.2.3.1 Commande prédictive (MPC)

La commande prédictive (MPC) Schwenger *et al.* (2021) est une technique d'automatique avancée qui consiste à prédire sur un horizon de temps donné la succession de commandes à appliquer pour atteindre la consigne souhaitée. Elle est basée sur l'optimisation d'un modèle mathématique du processus à contrôler. De manière plus précise, la commande est calculée en résolvant à chaque instant un problème de contrôle optimal en boucle ouverte sur l'horizon de temps discrétisé : au début du processus, la première valeur de la succession de commandes optimale résultante est appliquée au système jusqu'au pas de temps suivant. L'horizon est ensuite déplacé vers l'avant et toute la procédure est répétée à nouveau.

4.2.3.2 Commande du coefficient d'amortissement c_{AV} et du couple τ à l'aide d'un MPC

L'objectif de cette commande est de minimiser la perte d'énergie totale pendant la phase de franchissement.

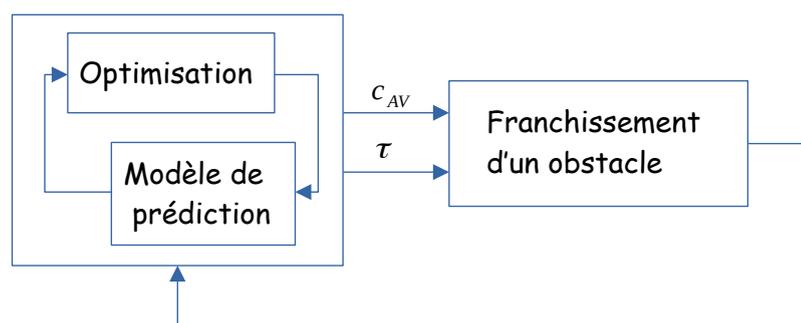


FIGURE 4.17: Schéma bloc du contrôleur MPC.

Le contrôleur MPC est constitué de deux blocs :

1. La fonction de prédiction :

$$\Delta E_c(\tau, c_{AV}) = \sum_{j=0}^1 \left(\sum_{i=0}^{2-j} e_{ij} c_{AV}(t)^j \left(\frac{wr}{I_w} \tau \Delta t + v_c(t - \Delta t) \right)^i \right) \quad (4.13)$$

avec $\Delta t = t_2 - t_1$;

2. Le module d'optimisation qui intègre la minimisation de la fonction de prédiction selon la formalisation définie précédemment :

$$\begin{cases} \min_{\tau, c_{AV}} \frac{\Delta E_c(\tau, c_{AV})}{E_{max}} \\ cs \ x_{min} < x_c(\tau, c_{AV}) < x_{max} \\ 0,4 < c_{AV} < 6,4 \\ 0 < \tau < \tau_{max} \end{cases} \quad (4.14)$$

L'horizon de temps a été défini en prenant en compte les délais liés à la vanne pressentie pour faire varier le coefficient d'amortissement. La détection de la hauteur de l'obstacle permet de choisir les coefficients e_{ij} . Dès lors, la résolution du problème d'optimisation permet de prédire le coefficient d'amortissement et le couple optimal. Ces deux valeurs sont appliquées à $t_1 - t_{ov}$ (t_{ov} : temps d'ouverture de la vanne) jusqu'à $t_1 + t_{fv}$ (t_{fv} : temps de fermeture de la vanne) pour le coefficient d'amortissement c_{AV} , et jusqu'à à la fin du franchissement t_2 pour le couple moteur appliqué aux roues τ (Figure 4.18). Le processus reprend dès la détection de l'obstacle suivant.

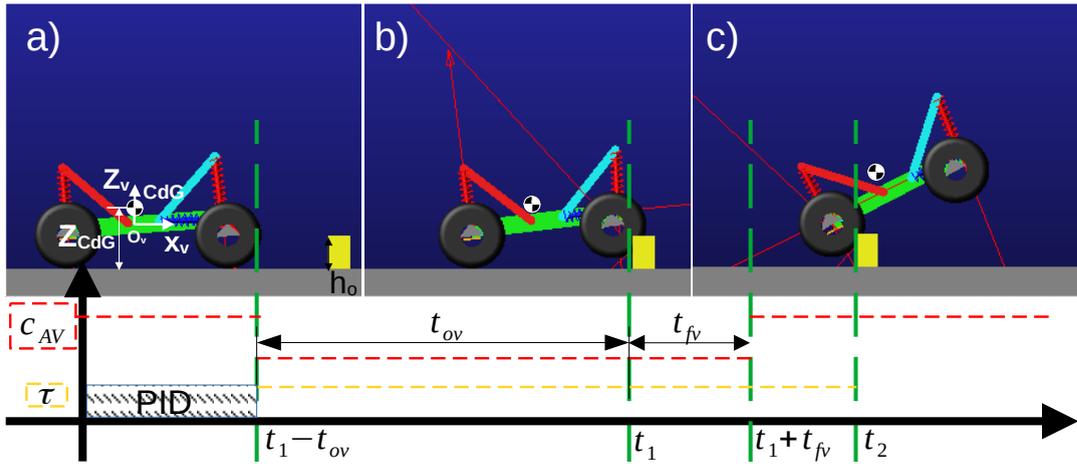


FIGURE 4.18: Stratégie anticipatrice de franchissement à haute vitesse basée sur la commande MPC.

4.3 Contrôle d'attitude pour l'atterrissage après une phase balistique

4.3.1 Modélisation du véhicule en phase aérienne

4.3.1.1 Équations du mouvement d'un véhicule suspendu sur un axe passant par son centre de gravité

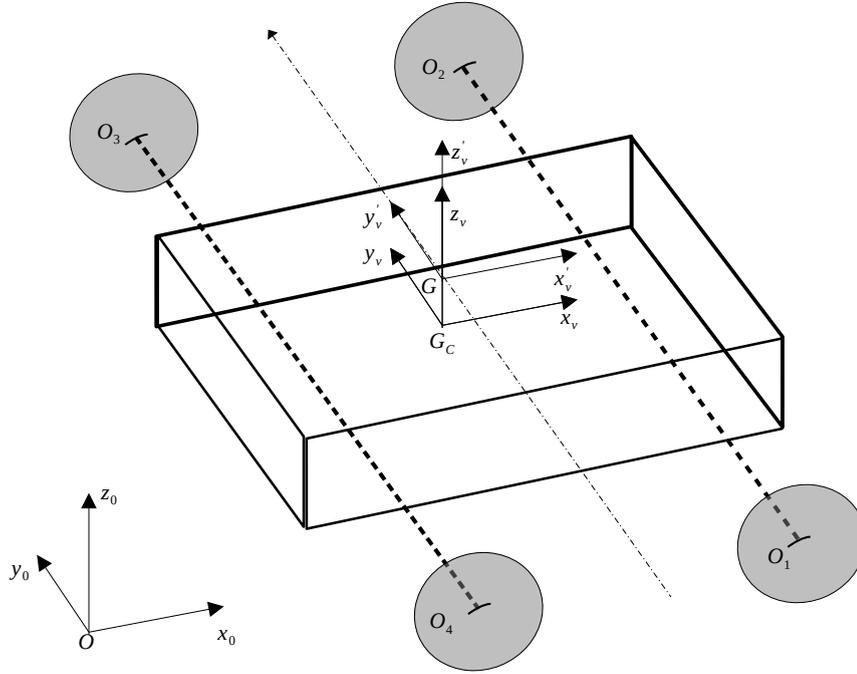


FIGURE 4.19: Schéma du modèle de VS-FROG en phase aérienne.

En se basant sur le modèle utilisé pour expliquer le saut de motocross (Vaslin *et al.*, 2011), le véhicule VS-FROG peut-être décomposé en :

- Un châssis considéré rigide, de masse m_c , de centre de masse G_C , et de matrice d'inertie $[J_{chassis}]$. Les suspensions sont considérées rigides en phase balistique et l'on néglige le poids des suspensions par rapport au châssis ;
- Quatre roues identiques, avec la même masse et matrice d'inertie, et dont le centre de gravité est supposé situé en leur centre de rotation O_i et à une distance GO_i du centre de gravité du véhicule G . (Figure 4.19)

Pour analyser le mouvement de tangage de VS-FROG pendant la phase aérienne dû à un décollage intempestif du sol, les composantes du moment cinétique de VS-FROG doivent être clarifiées :

- Le moment cinétique du châssis de VS-FROG sans les roues par rapport à son centre de gravité (G_C) s'écrit :

$$\vec{\sigma}_{Chassis} = [J_{chassis}] \vec{\omega}_{\Sigma} \quad (4.15)$$

en considérant que VS-FROG est parfaitement rigide de sorte que la vitesse angulaire du châssis ($\vec{\omega}_{chassis} = \vec{\omega}_{\Sigma}$) soit identique à celle du système global ;

- Le moment cinétique total des quatre roues par rapport à leur centre de masse respectif (O_i) s'écrit :

$$\vec{\sigma}_{Roues} = \sum_{i=1}^4 [J_{O_i}] \vec{\omega}_i \quad (4.16)$$

- Le moment cinétique total au centre de gravité (G) du système VS-FROG peut donc s'écrire :

$$\boxed{\vec{\sigma}_G = \vec{\sigma}_{G(\text{Chassis})} + \vec{\sigma}_{G(\text{Roues})}} \quad (4.17)$$

Les moments cinétiques du châssis et des roues doivent être exprimés par rapport au centre de gravité du système VS-FROG en utilisant le premier théorème de Koenig :

$$\vec{\sigma}_{G(\text{chassis})} = \vec{\sigma}_{\text{chassis}} + \overrightarrow{GG_C} \wedge m_c \vec{v}_C^*$$

et :

$$\vec{\sigma}_{G(\text{roues})} = \vec{\sigma}_{\text{roues}} + \sum_{i=1}^4 \overrightarrow{GO_i} \wedge m_i \vec{v}_i^*$$

où :

- m_c et m_i sont les masses du châssis et d'une roue respectivement.
- $\vec{v}_C^* = \vec{v}(G_C/R^*)$ est la vitesse linéaire relative du centre de masse du châssis (G_C) dans le référentiel barycentrique (R^*) lié à VS-FROG ;
- $\vec{v}_i^* = \vec{v}(O_i/R^*)$ est la vitesse linéaire relative du centre de masse de chaque roue dans le référentiel barycentrique (R^*) ;
- R^* est le référentiel barycentrique de VS-FROG, qui a pour origine le centre de gravité (G) du véhicule complet (châssis + roues) et dont les axes restent parallèles à ceux du référentiel terrestre (R_0).

Le moment cinétique total de VS-FROG s'écrit ainsi :

$$\boxed{\vec{\sigma}_G = \vec{\sigma}_{\text{chassis}} + \overrightarrow{GG_C} \wedge m_c \vec{v}_C^* + \vec{\sigma}_{\text{roues}} + \sum_{i=1}^4 \overrightarrow{GO_i} \wedge m_i \vec{v}_i^*} \quad (4.18)$$

Dans l'hypothèse de solides rigides, \vec{v}_C^* et \vec{v}_i^* correspondent respectivement aux vitesses tangentielles des centres de masse du châssis et des roues autour de G lorsque le véhicule est animé d'une vitesse de rotation $\vec{\omega}_\Sigma$. On peut donc écrire :

$$\vec{v}_C^* = \vec{\omega}_\Sigma \wedge \overrightarrow{GG_C}$$

et

$$\vec{v}_i^* = \vec{\omega}_\Sigma \wedge \overrightarrow{GO_i}$$

En remplaçant ces expressions dans les deuxième et quatrième termes de l'Eq. 4.18, et en développant le double produit vectoriel, on obtient :

$$\overrightarrow{GG_C} \wedge m_c \vec{v}_C^* = \overrightarrow{GG_C} \wedge m_c (\vec{\omega}_\Sigma \wedge \overrightarrow{GG_C}) = m_c \left[(\overrightarrow{GG_C}^2) \vec{\omega}_\Sigma - (\overrightarrow{GG_C} \cdot \vec{\omega}_\Sigma) \overrightarrow{GG_C} \right]$$

et

$$\overrightarrow{GO_i} \wedge m_i \vec{v}_i^* = \overrightarrow{GO_i} \wedge m_i (\vec{\omega}_\Sigma \wedge \overrightarrow{GO_i}) = m_i \left[(\overrightarrow{GO_i}^2) \vec{\omega}_\Sigma - (\overrightarrow{GO_i} \cdot \vec{\omega}_\Sigma) \overrightarrow{GO_i} \right]$$

Puis, en remplaçant ces expressions dans l'Eq. 4.18, celle-ci devient :

$$\begin{aligned} \vec{\sigma}_G = & \vec{\sigma}_{chassis} + m_c \overrightarrow{GG_C}^2 \vec{\omega}_\Sigma - m_c (\overrightarrow{GG_C} \cdot \vec{\omega}_\Sigma) \overrightarrow{GG_C} + \vec{\sigma}_{roues} + \sum_{i=1}^4 m_i \overrightarrow{GO_i}^2 \vec{\omega}_\Sigma \\ & - \sum_{i=1}^4 m_i (\overrightarrow{GO_i} \cdot \vec{\omega}_\Sigma) \overrightarrow{GO_i} \end{aligned} \quad (4.19)$$

Dans le cas général, la somme $[m_c (\overrightarrow{GG_C} \cdot \vec{\omega}_\Sigma) \overrightarrow{GG_C} + \sum_{i=1}^4 m_i (\overrightarrow{GO_i} \cdot \vec{\omega}_\Sigma) \overrightarrow{GO_i}]$ est nulle seulement si le système VS-FROG est parfaitement symétrique par rapport à ses principaux axes d'inerties, qui se coupent en G , et tourne autour de l'axe transversal, ce qui correspond au mouvement de tangage uniquement ($\vec{\omega}_\Sigma = \dot{\delta} = \vec{\delta}'$). En effet, dans ce cas $\vec{\omega}_\Sigma$ est perpendiculaire à $\overrightarrow{GG_C}$ et $\overrightarrow{GO_i}$ et les produits scalaire $\overrightarrow{GG_C} \cdot \vec{\omega}_\Sigma$ et $\overrightarrow{GO_i} \cdot \vec{\omega}_\Sigma$ sont nuls.

$$\vec{\sigma}_G = \vec{\sigma}_{chassis} + m_c \overrightarrow{GG_C}^2 \vec{\omega}_\Sigma + \vec{\sigma}_{roues} + \sum_{i=1}^4 m_i \overrightarrow{GO_i}^2 \vec{\omega}_\Sigma \quad (4.20)$$

$$\sigma_G = \sigma_{chassis} + m_c GG_C^2 \dot{\delta} + \sigma_{roues} + \sum_{i=1}^4 m_i GO_i^2 \dot{\delta} \quad (4.21)$$

Par conséquent, en 2D, le moment cinétique barycentrique total du système VS-FROG devient :

$$\vec{\sigma}_G = \left[[J_{chassis}] + m_c \overrightarrow{GG_C}^2 + \sum_{i=1}^4 m_i \overrightarrow{GO_i}^2 \right] \vec{\delta} + \vec{\sigma}_{roues} \quad (4.22)$$

Ce qui peut s'écrire de manière condensée :

$$\vec{\sigma}_G = \vec{\sigma}_{G\Sigma} + \vec{\sigma}_{Roues} \quad (4.23)$$

avec :

$$\vec{\sigma}_{G\Sigma} = [J_{G\Sigma}] \vec{\delta} \quad (4.24)$$

et :

$$[J_{G\Sigma}] = [J_{chassis}] + m_c GG_C^2 + \sum_{i=1}^4 m_i GO_i^2 \quad (4.25)$$

Ce qui correspond à une l'application du théorème de Huygens. Il s'agira pour la suite de contrôler la vitesse de tangage $\dot{\delta}$ et l'angle de tangage δ du châssis du véhicule en phase balistique.

4.3.1.2 Influence des moments d'inertie sur le mouvement de rotation de VS-FROG en tangage

Pendant la phase balistique, en négligeant la résistance de l'air et en l'absence d'autre force externe que le poids agissant sur VS-FROG, le théorème du moment cinétique appliqué au système s'écrit :

$$\left(\frac{d\vec{\sigma}_{G\Sigma}}{dt} \right)_{R_s} = \vec{0} \quad (4.26)$$

Cette équation a deux conséquences :

1. Le moment cinétique barycentrique total de VS-FROG doit rester **constant** pendant toute la phase aérienne du saut, et égal à sa valeur initiale au décollage, qui vaut :

$$\vec{\sigma}_{G\Sigma} = [J_{G\Sigma}] \vec{\delta}_0 + \sum_{i=1}^4 [J_{O_i}] \vec{\delta}_{\omega 0i} \quad (4.27)$$

où : $[J_{G\Sigma}]$ est la matrice d'inertie de VS-FROG, $[J_{O_i}]$ est matrice d'inertie d'une roue, δ'_0 et $\delta'_{\omega 0i}$ sont les vitesses angulaires initiales de VS-FROG et de ses roues, respectivement ;

2. Tout au long du saut, les accélérations angulaires de VS-FROG et de ses roues sont liées par la relation :

$$\frac{d}{dt} \left([J_{G\Sigma}] \vec{\delta}_0 + \sum_{i=1}^4 [J_{O_i}] \vec{\delta}_{\omega 0i} \right) = \vec{0} \quad (4.28)$$

soit :

$$[J_{G\Sigma}] \ddot{\delta} + \sum_{i=1}^4 [J_{O_i}] \ddot{\delta}_{\omega i} = \vec{0} \quad (4.29)$$

donc :

$$\ddot{\delta} = - \frac{\sum_{i=1}^4 [J_{O_i}] \ddot{\delta}_{\omega i}}{[J_{G\Sigma}]} \quad (4.30)$$

En outre, l'accélération angulaire des roues de VS-FROG $\ddot{\delta}_{\omega i}$ est liée au couple moteur τ_{moteur} par une fonction mathématique qui peut être de n'importe quel type. En première approximation, l'accélération angulaire des roues de VS-FROG est supposée simplement proportionnelle au couple moteur :

$$\tau_{moteur} = \sum_{i=1}^4 [J_{O_i}] \ddot{\delta}_{\omega i} \quad (4.31)$$

ce qui donne :

$$\ddot{\delta} = - [J_{G\Sigma}]^{-1} \tau_{moteur} \quad (4.32)$$

En phase balistique on considère que le couple appliqué aux quatre roues est identique, soit :

$$\ddot{\delta} = - [J_{G\Sigma}]^{-1} \tau_{moteur} = - [J_{G\Sigma}]^{-1} 4\tau \quad (4.33)$$

4.3.2 Élaboration d'une loi de commande du couple moteur appliquée aux roues

τ

L'objectif de cette partie est de contrôler l'angle de tangage δ de VS-FROG en phase balistique de sorte à lui permettre d'atterrir sur ses roues (avant, arrière, ou les quatre).

4.3.2.1 Technique du backstepping

Le backstepping est une technique de commande non linéaire largement utilisée pour concevoir des lois de commande robustes pour les systèmes dynamiques. Le but principal du backstepping est de stabiliser un système non linéaire en le transformant en une série de sous-systèmes interconnectés, chacun contrôlé individuellement. En pratique, c'est une technique récursive (Vaidyanathan et Azar, 2020) qui consiste à contrôler différentes variables intermédiaires pour atteindre la valeur de commande désirée. Cette technique est utilisée pour des systèmes dynamiques qui sont décomposés sous la forme :

$$\begin{cases} \dot{\chi} = f_x(\chi) + g_x(\chi)z_1 \\ \dot{z}_1 = f_1(\chi, z_1) + g_1(\chi, z_1)z_2 \\ \dots \\ z_n = f_n(\chi, z_1, \dots, z_n) + g_n(\chi, z_1, \dots, z_n)u \end{cases} \quad (4.34)$$

et garantit la stabilité du contrôle du système en boucle fermée à l'aide d'une fonction de Lyapunov.

4.3.2.2 Commande du couple appliqué aux roues avec la technique du backstepping

VS-FROG est peut-être considéré comme le système dynamique suivant :

$$\begin{cases} \dot{\delta} = \dot{\delta} \\ \ddot{\delta} = -[J_{G\Sigma}]^{-1} \tau_{moteur} \end{cases} \quad (4.35)$$

L'erreur sur l'angle de tangage δ s'écrit :

$$e_\delta = \delta^d - \delta \quad (4.36)$$

avec δ^d l'angle de tangage désiré du châssis, valeur en consigne. D'où :

$$\dot{e}_\delta = -\dot{\delta} \quad (4.37)$$

Afin d'imposer une décroissance exponentielle de l'erreur de l'angle de tangage, on fait l'hypothèse suivante :

$$\dot{e}_\delta = G_1 e_\delta \quad (4.38)$$

D'où

$$\boxed{\dot{\delta} = -G_1 e_\delta} \quad (4.39)$$

Par ailleurs l'erreur sur la vitesse de tangage $\dot{\delta}$ s'écrit :

$$e_{\dot{\delta}} = \dot{\delta}^d - \dot{\delta} \quad (4.40)$$

avec $\dot{\delta}^d$ la vitesse de tangage désirée du châssis. D'où :

$$\dot{e}_{\dot{\delta}} = \ddot{\delta}^d - \ddot{\delta} \quad (4.41)$$

En imposant une décroissance exponentielle de l'erreur de la vitesse de tangage, une condition sur son évolution peut s'écrire :

$$\dot{e}_{\delta} = G_2 e_{\delta} \quad (4.42)$$

Les équations Eq. 4.33 et Eq. 4.40 permettent d'écrire :

$$- [J_{G\Sigma}]^{-1} 4\tau^d + [J_{G\Sigma}]^{-1} 4\tau = G_2 (\dot{\delta}^d - \dot{\delta}) \quad (4.43)$$

avec $\tau^d = J_{O_i} \ddot{\omega}_i^d$; Soit :

$$\tau - \tau^d = \frac{J_{G\Sigma}}{4} G_2 (\dot{\delta}^d - \dot{\delta}) \quad (4.44)$$

Les équations Eq. 4.37, Eq. 4.39 et Eq. 4.44 permettent d'écrire :

$$\tau^d = \tau - \frac{J_{G\Sigma}}{4} G_2 \left(-G_1 (\delta^d - \delta) - \dot{\delta} \right) \quad (4.45)$$

soit :

$$\boxed{\tau^d = \tau + \frac{J_{G\Sigma}}{4} G_2 \left(G_1 (\delta^d - \delta) + \dot{\delta} \right)} \quad (4.46)$$

avec $G_2 \gg G_1$ car la vitesse de tangage $\dot{\delta}$ de VS-FROG doit être plus rapidement atteinte que l'angle de tangage δ pour assurer la stabilité de la commande et δ^d l'angle de tangage consigne. Pour la suite nous avons utilisé un facteur 3 entre G_2 et G_1 .

4.4 Validation en simulation des deux stratégies de franchissement et d'atterrissage

Dans cette partie, nous avons cherché à établir une preuve de concept de la stratégie de franchissement d'obstacles à haute vitesse et de la stratégie d'atterrissage sur les roues après une phase balistique en co-simulation Matlab Simulink et Adams MSC view. Nous avons défini quatre principes, pour le franchissement, utilisés dans 4 cas :

- **Le principe sans contrainte de déplacement s'applique uniquement aux cas (1) et (2)** : le coefficient d'amortissement reste constant avant, pendant et après le franchissement de l'obstacle ;
- **Le principe avec contrainte de déplacement s'applique uniquement aux cas (3) et (4)** : le coefficient d'amortissement varie avant le franchissement ($c_{AV} = 6,4 \text{ Ns/mm}$), pendant le franchissement ($c_{AV} = c_{mpc}$) et après le franchissement ($c_{AV} = 6,4 \text{ Ns/mm}$).
- **Le principe du couple prédit s'applique uniquement au cas (3)** : Appliquer un couple variable avec un correcteur proportionnel pour atteindre la vitesse consigne avant le franchissement et appliquer le couple prédit pendant le franchissement ;
- **Le principe du couple régulé s'applique uniquement au cas (4)** : Appliquer un couple variable avec un correcteur proportionnel pour atteindre la vitesse consigne avant le franchissement et la maintenir pendant le franchissement. Le coefficient d'amortissement était celui du cas prédit (3) pendant le franchissement.

1. **Rigide** : le coefficient d'amortissement choisi était à la valeur maximale du plan d'expérience, soit : $c_{AV} = 6,4 \text{ Ns/mm}$. Le couple moteur appliqué aux roues choisi était à la valeur prédite par la commande prédictive τ_{mpc} (Section 4.2.3.2). De plus, les déplacements de la roue n'étaient pas contraints. Dans cette situation, la variation de l'énergie cinétique totale du châssis du véhicule est la plus grande.

2. **Souple** : le coefficient d'amortissement choisi était à la valeur minimale du plan d'expérience, soit : $c_{AV} = 0,4 \text{ Ns/mm}$. Le couple moteur appliqué aux roues choisi était à la valeur prédite par la commande prédictive τ_{mpc} . De plus, les déplacements de la roue n'étaient pas contraints. Dans cette situation, la variation d'énergie cinétique totale du châssis du véhicule était la plus faible : c'est le cas optimal de minimisation de la vitesse linéaire et de la vitesse de tangage pendant le franchissement.
3. **Prédit** : le coefficient d'amortissement choisi était à la valeur prédite par la commande prédictive $c_{AV} = c_{mpc}$ (Section 4.2.3.2). Le couple moteur appliqué aux roues choisi était à la valeur prédite par la commande prédictive τ_{mpc} . Dans cette situation, les déplacements de la roue sont contraints en compression.
4. **Régulé** : le couple moteur appliqué aux roues choisi était régulé par un correcteur proportionnel pour maintenir la vitesse d'approche. Le coefficient d'amortissement choisi était à la valeur prédite par $c_{AV} = c_{mpc}$. Dans cette situation, les déplacements de la roue étaient contraints en compression.

TABLEAU 4.4: Récapitulatif des quatre cas étudiés pour le franchissement.

	Cas rigide (1)	Cas souple (2)	Cas prédit (3)	Cas régulé (4)
Coefficient d'amortissement	$c_{AV} = 6,4 \text{ Ns/mm}$	$c_{AV} = 0,4 \text{ Ns/mm}$	$c_{AV} = c_{mpc}$	$c_{AV} = c_{mpc}$
Couple appliqué	$\tau = \tau_{mpc}$	$\tau = \tau_{mpc}$	$\tau = \tau_{mpc}$	$\tau = \tau_P$
Variation énergie cinétique	$\Delta E_{c1} = \Delta E_{c_{max}}$	$\Delta E_{c2} = \Delta E_{c_{min}}$	ΔE_{c3}	ΔE_{c4}
Contrainte de déplacement	Non	Non	Oui	Oui

Nous avons comparé dans la suite du travail la variation d'énergie cinétique dans les quatre cas (Tableau 4.6).

4.4.1 Comparaison de la perte d'énergie cinétique pendant le franchissement avec et sans contrainte de déplacement de la roue par rapport au châssis

Nous avons comparé la perte d'énergie cinétique lors du franchissement dans le cas prédit (3) aux deux cas rigides (1) et souple (2), qui correspondent aux cas limites. Les résultats présentés sont obtenus avec trois vitesses d'approche (6 m.s^{-1} , 9 m.s^{-1} , et 15 m.s^{-1}) pour franchir trois hauteurs d'obstacle différentes ($25 \%wr = 2 \text{ cm}$, $65 \%wr = 4,84 \text{ cm}$ et $100 \%wr = 7,45 \text{ cm}$). Les paramètres de contact roue-sol utilisés pour ces simulations sont ceux présentés dans le Tableau 4.2. Le coefficient de sécurité avait été mis à $cs = 1$ et le couple maximal à $\tau_{max} = 1 \text{ N.m}$.

4.4.1.1 Résultats des simulations

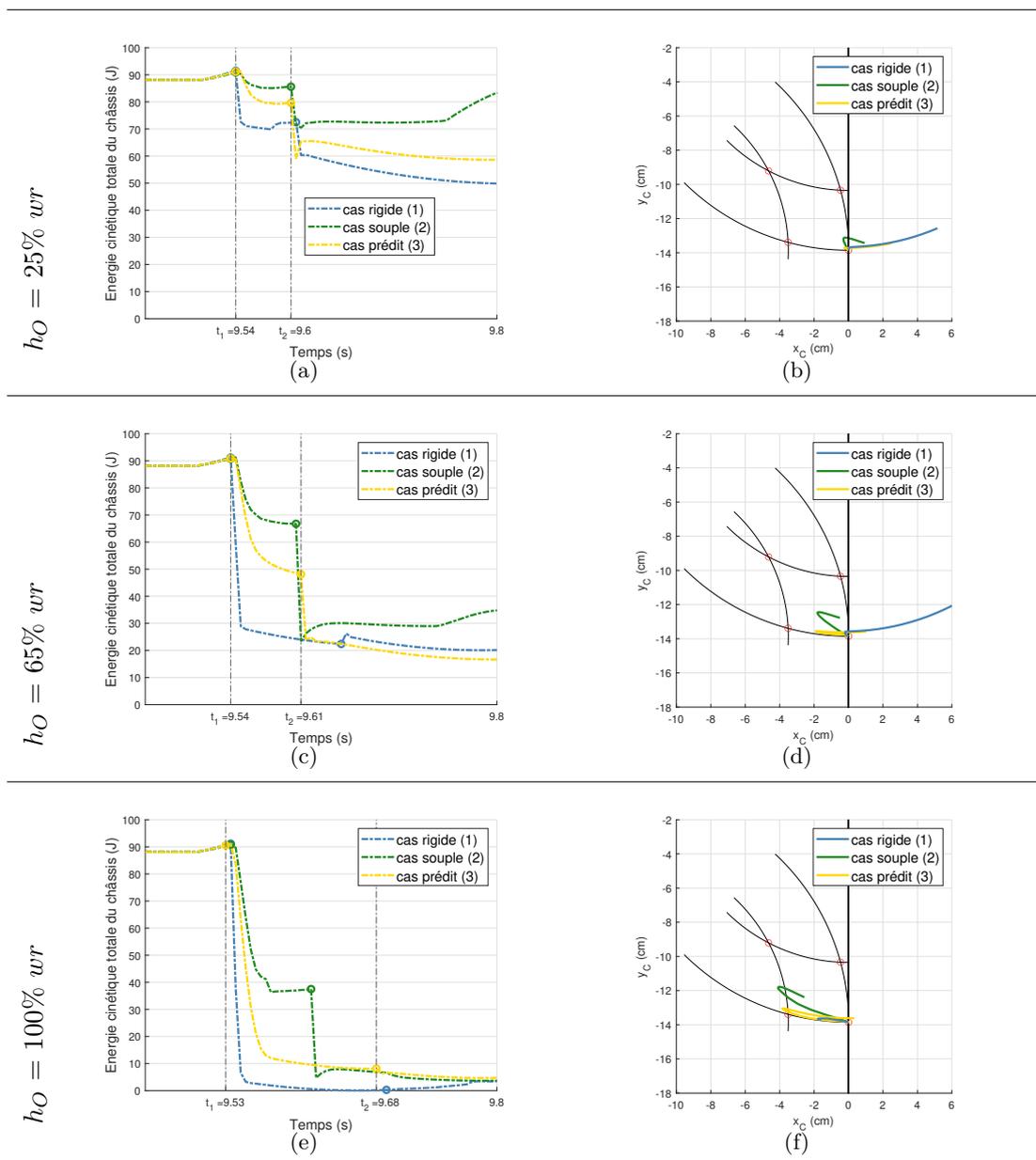
Vitesse d'approche de 6 m.s^{-1} 

FIGURE 4.20: Evolution temporelle (1^{ère} colonne) de l'énergie cinétique totale du châssis E_c (Tableau 4.5) et la trajectoire (2^{ème} colonne) du point C d'intersection des deux jambes de suspension dans l'espace de travail (Tableau 4.6) à 6 m.s^{-1} pour trois hauteurs différentes (1^{ère} ligne : $25\% wr = 2 \text{ cm}$; 2^{ème} ligne : $65\% wr = 4,48 \text{ cm}$; 3^{ème} ligne : $100\% wr = 7,45 \text{ cm}$).

La perte d'énergie cinétique du châssis et la trajectoire du centre de roue par rapport au châssis sont comparées pendant le franchissement lorsque le couple appliqué aux roues (τ_{mpc}) était identique (Tableau 4.8) et le coefficient d'amortissement (c_{AV}) était différent (Tableau 4.7) dans les trois cas rigide (1), souple (2) et prédit (3).

- À 25% wr (Fig. 4.20(a)), on observe une différence de perte d'énergie cinétique à t_2 entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe du cas souple (2) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c2} = 3,7 J$, et une différence entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe du cas rigide (1) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c1} = -12,1 J$. La perte d'énergie cinétique dans le cas prédit (3) est plus proche de celle du cas souple (2) que de celle du cas rigide (1).

La trajectoire du point C d'intersection des deux suspensions (Fig.4.20(b)) n'atteint pas la butée articulaire dans les trois cas. Dans le cas rigide (1), la roue passe l'obstacle en se déplaçant plutôt vers l'avant.

- À 65% wr (Fig. 4.20(c)), on observe une différence de perte d'énergie cinétique entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe cas souple (2) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c2} = 15,5J$, et une différence entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe du cas rigide (1) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c1} = -28,8 J$. La perte d'énergie cinétique dans le cas prédit (3) est plus proche de celle du cas souple (2) que de celle du cas rigide (1).

La trajectoire du point C (Fig. 4.20(d)) n'atteint pas la butée articulaire dans les trois cas. Dans le cas souple (2), le point C se déplace plus dans l'espace de travail que dans les cas rigide (1) et prédit (3).

- À 100% wr (Fig. 4.20(e)), on observe une différence d'énergie cinétique entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe du cas souple (2) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c2} = 28,4 J$, et une différence entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe du cas rigide (1) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c1} = -8,4 J$. La perte d'énergie cinétique dans le cas prédit (3) est plus proche de celle du cas rigide (1) que de celle du cas souple (2).

La trajectoire du point C (Fig. 4.20(f)) atteint la butée articulaire dans les cas souple (2) et prédit (3). Dans le cas rigide (1), le point C reste dans l'espace de travail W_u .

La perte d'énergie cinétique dans le cas prédit (3) est plus proche du cas souple (2) pour les hauteurs à 25 et 65 % wr et plus proche du cas rigide (1) pour la hauteur à 100% wr . Par ailleurs, la perte d'énergie cinétique du cas prédit (3) reste toujours plus faible que la perte d'énergie cinétique du cas rigide (1) qui est maximale ($\Delta E_{c_{max}}$). Le cas prédit (3) permet de maintenir le déplacement du centre roue dans l'espace de travail W_u pour les hauteurs d'obstacle à 25 et 65% wr et atteint la frontière postérieur (F_{post}) de l'espace de travail (W_u) pour la hauteur à 100% wr .

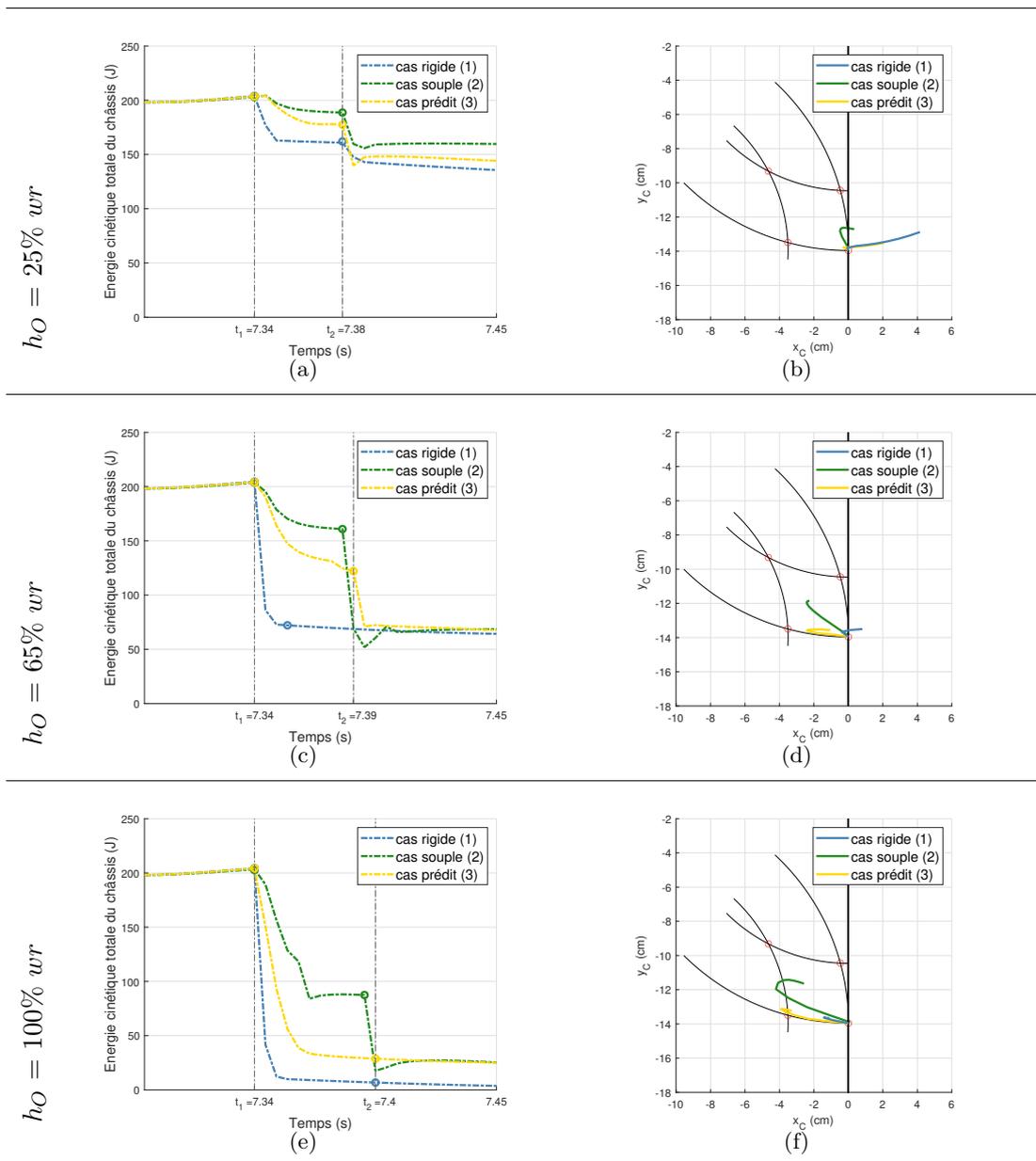
Vitesse d'approche de 9 m.s^{-1} 

FIGURE 4.21: Evolution temporelle (1^{ère} colonne) de l'énergie cinétique totale du châssis E_c (Tableau 4.5) et la trajectoire (2^{ème} colonne) du point C d'intersection des deux jambes de suspension dans l'espace de travail (Tableau 4.6) à 9 m.s^{-1} pour trois hauteurs différentes (1^{ère} ligne : $25\% \text{ wr} = 2 \text{ cm}$; 2^{ème} ligne : $65\% \text{ wr} = 4,48 \text{ cm}$; 3^{ème} ligne : $100\% \text{ wr} = 7,45 \text{ cm}$).

La perte d'énergie cinétique du châssis et la trajectoire du centre de roue par rapport au châssis sont comparées pendant le franchissement lorsque le couple appliqué aux roues (τ_{mpc}) était identique (Tableau 4.8) et le coefficient d'amortissement (c_{AV}) (Tableau 4.7) était différent (Tableau 4.6) dans les trois cas rigide (1), souple (2) et prédit (3).

- À 25% wr (Fig. 4.21(a)), on observe une différence de perte d'énergie cinétique entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe du cas souple (2) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c2} = 4,3 J$, et une différence entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe du cas rigide (1) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c1} = -22,4 J$. La perte d'énergie cinétique dans le cas prédit (3) est plus proche de celle du cas souple (2) que de celle du cas rigide (1).

La trajectoire du point C (Fig. 4.21(b)) d'intersection des deux suspensions n'atteint pas la butée articulaire dans les trois cas. Dans le cas souple (2), le point C se déplace plus dans l'espace de travail que dans les cas rigide (1) et prédit (3).

- À 65% wr (Fig. 4.21(c)), on observe une différence de perte d'énergie cinétique entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe du cas souple (2) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c2} = 33,3 J$, et une différence entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe du cas rigide (1) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c1} = -56,8 J$. La perte d'énergie cinétique dans le cas prédit (3) est plus proche de celle du cas souple (2) que de celle du cas rigide (1).

La trajectoire du point C (Fig. 4.21(d)) n'atteint pas la butée articulaire dans les trois cas. Dans le cas souple (2), le point C se déplace plus dans l'espace de travail que dans les cas rigide (1) et prédit (3).

- À 100% wr (Fig. 4.21(e)), on observe une différence de valeur de perte d'énergie cinétique entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe du cas souple (2) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c2} = 45,2 J$, et une différence entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe du cas rigide (1) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c1} = -31,0 J$. La perte de l'énergie cinétique dans le cas prédit (3) est plus proche de celle du cas rigide (1) que de celle du cas souple (2).

La trajectoire du point C (Fig. 4.21(f)) atteint la butée articulaire dans le cas prédit (3). Dans le cas rigide (1), le point C reste dans l'espace de travail. Dans le cas souple (2), le point C sort de l'espace de travail.

La perte d'énergie cinétique dans le cas prédit (3) est plus proche du cas souple (2) pour les hauteurs à 25 et 65 % wr et plus proche du cas rigide (1) pour la hauteur à 100% wr . Par ailleurs, la perte d'énergie cinétique du cas prédit (3) reste toujours plus faible que la perte d'énergie cinétique du cas rigide (1) qui est maximale ($\Delta E_{c_{max}}$). Le cas prédit (3) permet de maintenir le déplacement du centre roue dans l'espace de travail W_u pour les hauteurs d'obstacle à 25 et 65% wr et atteint la frontière postérieure (F_{post}) de l'espace de travail (W_u) pour la hauteur à 100% wr .

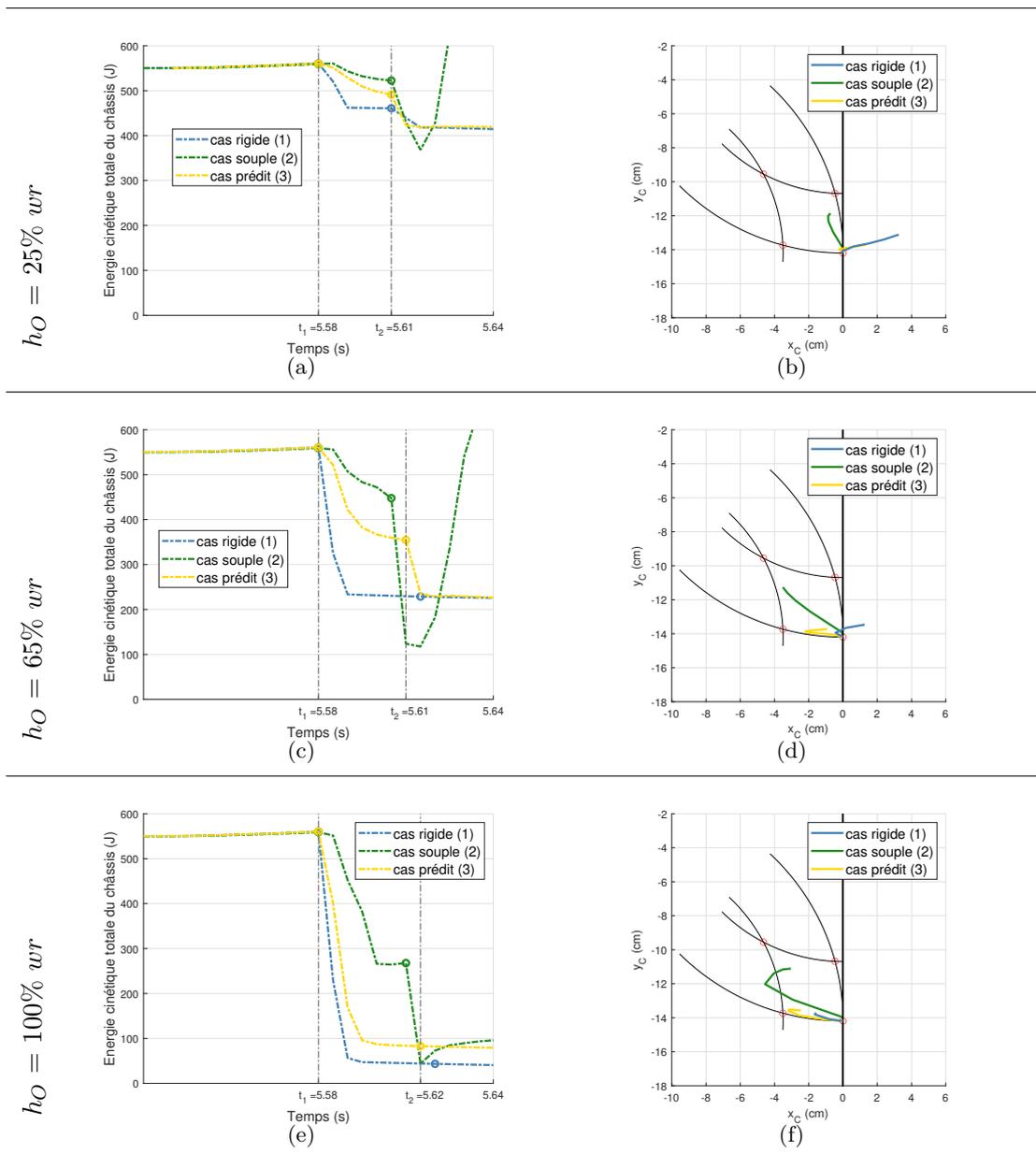
Vitesse d'approche de 15 m.s^{-1} 

FIGURE 4.22: Evolution temporelle (1^{ere} colonne) de l'énergie cinétique totale du châssis E_c (Tableau 4.5) et la trajectoire (2^{eme} colonne) du point C d'intersection des deux jambes de suspension dans l'espace de travail (Tableau 4.6) à 15 m.s^{-1} pour trois hauteurs différentes (1^{ere} ligne : $25\% \text{ wr} = 2 \text{ cm}$; 2^{eme} ligne : $65\% \text{ wr} = 4,48 \text{ cm}$; 3^{eme} ligne : $100\% \text{ wr} = 7,45 \text{ cm}$).

La perte d'énergie cinétique du châssis et la trajectoire du centre de roue par rapport au châssis sont comparées pendant le franchissement lorsque le couple appliqué aux roues (τ_{mpc}) était identique (Tableau 4.8) et le coefficient d'amortissement (c_{AV}) était différent (Tableau 4.7) dans les trois cas rigide (1), souple (2) et prédit (3).

- À 25% wr (Fig. 4.22(a)), on observe une différence de valeur de perte d'énergie cinétique entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe du cas souple (2) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c1} = 21,5 J$, et une différence entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe du cas rigide (1) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c1} = -40,7 J$. La perte d'énergie cinétique dans le cas prédit (3) est plus proche de celle du cas souple (2) que de celle du cas rigide (1).

La trajectoire du point C (Fig. 4.22(b)) dans l'espace de travail W_u pour les trois cas. Dans le cas souple (2), le point C se déplace plus dans l'espace de travail que dans les cas rigide (1) et souple (2).

- À 65% wr (Fig. 4.22(c)), on observe une différence de perte d'énergie cinétique entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe du cas souple (2) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c2} = 76,7 J$, et une différence entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe du cas rigide (1) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c1} = -149,8 J$. La perte d'énergie cinétique dans le cas prédit (3) est plus proche de celle du cas souple (2) que de celle du cas rigide (1).

La trajectoire du point C (Fig. 4.22(d)) dans l'espace de travail W_u pour les trois cas. Dans le cas souple (2), le point C se déplace plus dans l'espace de travail que dans les cas rigide (1) et prédit (3).

- À 100% wr (Fig. 4.22(e)), on observe une différence de perte d'énergie cinétique entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe du cas souple (2) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c2} = 172,2 J$, et une différence entre la courbe du cas prédit (3) et la courbe du cas rigide (1) de $\Delta E_{c3} - \Delta E_{c1} = -47,4 J$. La perte d'énergie cinétique dans le cas prédit (3) est plus proche de celle du cas rigide (1) que de celle du cas souple (2).

La trajectoire du point C (Fig. 4.22(f)) dans l'espace de travail W_u pour le cas prédit (3). Dans le cas rigide (1), le point C reste dans l'espace de travail W_u . Dans le cas souple (2), le point C sort de l'espace de travail W_u .

La perte d'énergie cinétique dans le cas prédit (3) est plus proche du cas souple (2) pour les hauteurs à 25 et 65 % wr et plus proche du cas rigide (1) pour la hauteur à 100% wr . Par ailleurs, la perte d'énergie cinétique du cas prédit (3) reste toujours plus faible que la perte d'énergie cinétique du cas rigide (1) qui est maximale ($\Delta E_{c_{max}}$). Le cas prédit (3) permet de maintenir le déplacement du centre roue dans l'espace de travail W_u pour les trois hauteurs d'obstacle à 25 et 65% wr et 100% wr .

4.4.1.2 Synthèse et conclusion

Les résultats précédents montrent que, pour des hauteurs d'obstacle de 25% wr à 65% wr , quelle que soit la vitesse d'approche entre 6 et 15 $m.s^{-1}$, la perte d'énergie cinétique du véhicule au cours du franchissement dans le cas prédit (3) est légèrement supérieure à celle du cas souple (2) mais nettement inférieure à celle du cas rigide (1) pour un couple appliqué aux roues identique (τ_{mpc}). En outre, dans ces situations, le centre de la roue avant n'atteint jamais la butée articulaire. Le cas prédit (3) offre donc le meilleur compromis pour franchir des obstacles de ces hauteurs. En revanche, lorsque la hauteur d'obstacle atteint 100% wr , quelle que soit la vitesse d'approche, la perte d'énergie cinétique du véhicule au cours du franchissement dans le cas prédit (3) augmente et se rapproche de celle du cas rigide (1). Et le centre de la roue avant se rapproche fortement de la butée articulaire, voire l'atteint parfois. Cette dernière situation a été résolue en modifiant le coefficient de sécurité cs pour réduire la gamme de débattement longitudinal (ΔL) de la roue

pendant le franchissement (Tableau 2.3). Ces derniers résultats mettent en évidence les limites de cette stratégie de contrôle du coefficient d'amortissement c_{AV} des suspensions avant de VS-FROG.

En conclusion, d'une part, plus le coefficient d'amortissement prédit (c_{mpc}) est faible pour un couple donné τ_{mpc} (Tableaux 4.7 et 4.8, respectivement), plus la perte d'énergie cinétique est faible. Cela s'accompagne d'un déplacement du point C plus important dans l'espace de travail W_u et donc un plus grand risque d'atteindre les butées des suspensions.

D'autre part, plus le coefficient d'amortissement prédit (c_{mpc}) est élevé pour un couple donné (τ_{mpc}), plus la perte d'énergie cinétique est élevée et donc un choc plus important. Cela s'accompagne d'un déplacement moins important du point C dans l'espace de travail et donc un plus faible risque d'atteindre les butées des suspensions.

La stratégie proposée permet de limiter le déplacement des roues par rapport au châssis et ainsi de minimiser le choc pour le châssis. Cependant, cette contrainte augmente la perte d'énergie cinétique et donc de vitesse du véhicule au cours du franchissement.

Les objectifs de minimiser la perte d'énergie cinétique totale du châssis tout en contraignant le déplacement du centre de la roue avant dans l'espace de travail W_u des suspensions apparaissent antinomiques lorsque la hauteur de l'obstacle augmente et notamment lorsqu'elle atteint 100% wr .

TABLEAU 4.5: Variation de l'énergie cinétique pour trois vitesse d'approche ($6 m.s^{-1}$, $9 m.s^{-1}$, $15 m.s^{-1}$), trois hauteurs d'obstacle (25% $wr = 2 cm$; 65% $wr = 4,48 cm$; 100% $wr = 7,45 cm$) dans les cas rigides, souple et prédit. ($wr = 7,45 cm$).

$\Delta E_c (J)$	25% wr	65% wr	100% wr	Cas
$6 m.s^{-1}$	21,60	68,76	90,13	Rigide (1)
	<u>5,20</u>	<u>24,49</u>	<u>53,31</u>	Souple (2)
	8,89	39,95	81,74	Prédit (3)
$9 m.s^{-1}$	43,05	132,88	195,75	Rigide (1)
	<u>15,74</u>	<u>42,79</u>	<u>119,49</u>	Souple (2)
	20,67	76,05	164,71	Prédit (3)
$15 m.s^{-1}$	100,15	340,8	514,15	Rigide (1)
	<u>38,04</u>	<u>111,29</u>	<u>294,51</u>	Souple (2)
	59,5	190,96	466,75	Prédit (3)

TABLEAU 4.6: *Debattement longitudinal du point C d'intersection des deux jambe de suspension dans l'espace de travail pour trois vitesse d'approche ($6 m.s^{-1}$, $9 m.s^{-1}$, $15 m.s^{-1}$), trois hauteurs d'obstacle ($25\% wr = 2 cm$; $65\% wr = 4,48 cm$; $100\% wr = 7,45 cm$) dans les cas rigides, souple et prédit. ($wr = 7,45 cm$, $x_{min} = -3,66 cm$ et $x_{max} = 0 cm$).*

$\Delta x_C (cm)$	25% wr	65% wr	100% wr	Cas
$6 m.s^{-1}$	0	-0,19	-1,65	Rigide (1)
	-0,18	-1,72	-3,80	Souple (2)
	-0,18	-1,64	-3,87	Prédit (3)
$9 m.s^{-1}$	-0,06	-0,39	-1,42	Rigide (1)
	-0,48	-2,41	-4,25	Souple (2)
	-0,17	-2,41	-3,86	Prédit (3)
$15 m.s^{-1}$	-0,07	-0,46	-1,67	Rigide (1)
	-0,66	-3,30	-4,35	Souple (2)
	-0,16	-2,20	-3,20	Prédit (3)

TABLEAU 4.7: *Coefficient d'amortissement appliqué pendant le franchissement pour trois vitesse d'approche ($6 m.s^{-1}$, $9 m.s^{-1}$, $15 m.s^{-1}$), trois hauteurs d'obstacle ($25\% wr = 2 cm$; $65\% wr = 4,48 cm$; $100\% wr = 7,45 cm$) dans les cas rigides, souple et prédit. ($wr = 7,45 cm$).*

$c_{mpc} (N.m)$	25% wr	65% wr	100% wr	Cas
$6 m.s^{-1}$	6,4	6,4	6,4	Rigide (1)
	0,4	0,4	0,4	Souple (2)
	0,4	0,4	0,68	Prédit (3)
$9 m.s^{-1}$	6,4	6,4	6,4	Rigide (1)
	0,4	0,4	0,4	Souple (2)
	0,4	0,4	1,04	Prédit (3)
$15 m.s^{-1}$	6,4	6,4	6,4	Rigide (1)
	0,4	0,4	0,4	Souple (2)
	0,4	0,4	2,2	Prédit (3)

TABLEAU 4.8: *Couple appliqué pendant le franchissement pour trois vitesse d'approche ($6 m.s^{-1}$, $9 m.s^{-1}$, $15 m.s^{-1}$), trois hauteurs d'obstacle ($25\% wr = 2 cm$; $65\% wr = 4,48 cm$; $100\% wr = 7,45 cm$) dans les cas rigides, souple et prédit. ($wr = 7,45 cm$, $\tau_{max} = 1 N.m$).*

$\tau_{mpc} (N.m)$	25% wr	65% wr	100% wr	Cas
$6 m.s^{-1}$	0,79	0,73	0,73	Rigide (1)
	0,79	0,73	0,73	Souple (2)
	0,79	0,73	0,73	Prédit (3)
$9 m.s^{-1}$	0,76	0,74	0,73	Rigide (1)
	0,76	0,74	0,73	Souple (2)
	0,76	0,74	0,73	Prédit (3)
$15 m.s^{-1}$	0,73	0,72	0,72	Rigide (1)
	0,73	0,72	0,72	Souple (2)
	0,73	0,72	0,72	Prédit (3)

4.4.2 Comparaison de la perte d'énergie cinétique totale du châssis et de la vitesse de tangage pendant le franchissement entre le cas prédit et le cas régulé

L'objectif de cette partie était de déterminer quel mode de contrôle du couple choisir au cours du franchissement. Nous avons donc comparé la perte d'énergie cinétique et la vitesse de tangage en fin de franchissement lorsque le couple était calculé avec la commande prédictive (cas prédit : 3) par rapport à une régulation proportionnelle (cas régulé : 4), en référence au cas souple (2) puisque c'est celui qui minimise la variation de l'énergie cinétique totale lors du franchissement. Après le franchissement, le couple était arbitrairement ramené à une valeur nulle. Il a été ensuite plus finement contrôlé dans la stratégie de contrôle d'attitude du châssis du véhicule (Section 4.4.3). Les résultats présentés sont obtenus avec trois vitesses d'approche (6 m.s^{-1} , 9 m.s^{-1} , et 15 m.s^{-1}), pour franchir trois hauteurs d'obstacle différentes ($25\% \text{ } wr = 2 \text{ cm}$, $65\% \text{ } wr = 4,48 \text{ cm}$ et $100\% \text{ } wr = 7,45 \text{ cm}$). Les paramètres de contact roue-sol utilisés pour ces simulations sont ceux présentés dans le Tableau 4.2. Le coefficient de sécurité avait été mis à $cs = 1$ et le couple maximal $\tau_{max} = 1 \text{ N.m}$.

4.4.2.1 Résultats des simulations

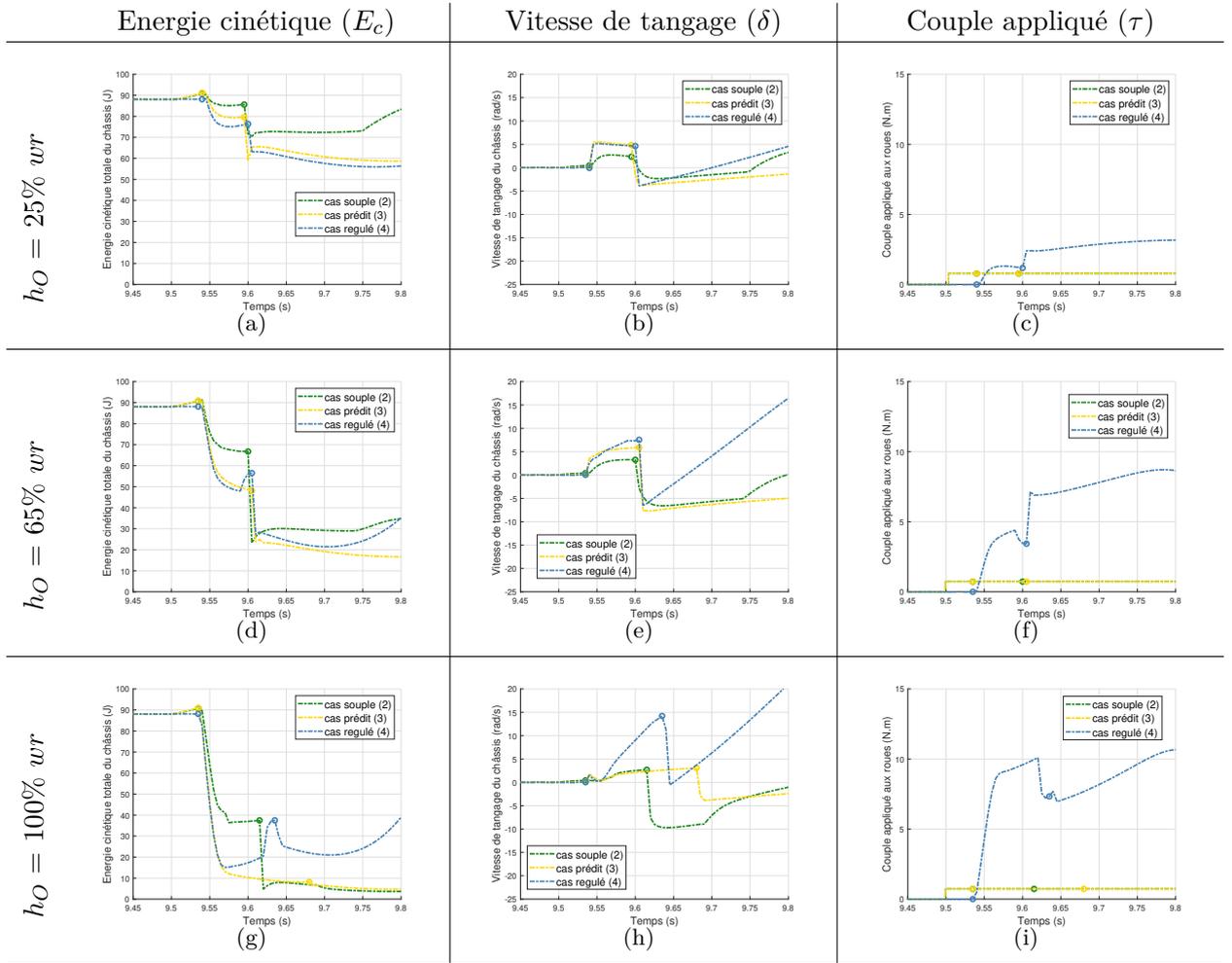
Vitesse d'approche de 6 m.s^{-1} 

FIGURE 4.23: Evolution temporelle de l'énergie cinétique totale du châssis (1^{ère} colonne : Tableau 4.9), de la vitesse de tangage (2^{ème} colonne : Tableau 4.10) et du couple appliqué aux roues (3^{ème} colonne : Tableau 4.11) au cours du franchissement à 6 m.s^{-1} d'un obstacle de trois hauteurs différentes (a : $25\% \text{ wr} = 2 \text{ cm}$; b : $65\% \text{ wr} = 4,48 \text{ cm}$; c : $100\% \text{ wr} = 7,45 \text{ cm}$).

La perte d'énergie cinétique totale du châssis, la vitesse de tangage du châssis et le couple appliqué aux roues sont comparés pendant le franchissement lorsque le couple appliqué aux roues (τ_{mpc}) était identique pour les cas souple (2) et prédit (3), variable pour le cas régulé (4), et le coefficient d'amortissement (c_{AV}) était identique pour les cas prédit (3) et régulé (4), constant pour le cas souple (2).

- À $25\% \text{ wr}$, la perte d'énergie cinétique au cours du franchissement (Fig. 4.23(a)) était plus importante dans le cas régulé ($\Delta E_{c4} = 13,3 \text{ J}$) que dans le cas prédit ($\Delta E_{c3} = 8,9 \text{ J}$) et l'écart avec le cas souple (2) était plus grand dans le cas régulé ($\Delta E_{c4} - \Delta E_{c2} = 8,1 \text{ J}$) que dans le cas prédit ($\Delta E_{c3} - \Delta E_{c2} = 3,7 \text{ J}$). La vitesse de tangage à la fin du franchissement (second point sur les courbes la Figure 4.23(b)) était légèrement inférieure dans le cas régulé ($\delta_4 = 4,63 \text{ rad.s}^{-1}$) à celle du cas prédit ($\delta_3 = 4,84 \text{ rad.s}^{-1}$), alors même que le couple généré pendant le franchissement

(Fig. 4.23(c)) était plus important dans le cas régulé ($\tau_4 = 1,31 \text{ N.m}$) que dans le cas prédit ($\tau_3 = 0,79 \text{ N.m}$).

- À 65% wr , la perte d'énergie cinétique au cours du franchissement (Fig. 4.23(d)) était plus importante dans le cas régulé ($\Delta Ec_4 = 40,2 \text{ J}$) que dans le cas prédit ($\Delta Ec_3 = 39,5 \text{ J}$) et l'écart avec le cas souple (2) était légèrement plus grand dans le cas régulé ($\Delta Ec_4 - \Delta Ec_2 = 15,7 \text{ J}$) que dans le cas prédit ($\Delta Ec_3 - \Delta Ec_2 = 15,0 \text{ J}$). La vitesse de tangage à la fin du franchissement (Fig. 4.23(e)) était inférieure dans le cas prédit ($\delta_4 = 5,86 \text{ rad.s}^{-1}$) à celle du cas régulé ($\delta_3 = 7,36 \text{ rad.s}^{-1}$), pour un couple généré pendant le franchissement (Fig. 4.23(f)) qui était six fois plus important dans le cas régulé ($\tau_4 = 4,4 \text{ N.m}$) que dans le cas prédit ($\tau_3 = 0,73 \text{ N.m}$).

- À 100% wr , la perte d'énergie cinétique au cours du franchissement (Fig. 4.23(g)) était moins importante dans le cas régulé ($\Delta Ec_4 = 73 \text{ J}$) que dans le cas prédit ($\Delta Ec_3 = 81,7 \text{ J}$) et l'écart avec le cas souple (2) était moins grand dans le cas régulé ($\Delta Ec_4 - \Delta Ec_2 = 19,7 \text{ J}$) que dans le cas prédit ($\Delta Ec_3 - \Delta Ec_2 = 26,7 \text{ J}$). La vitesse de tangage à la fin du franchissement (Fig. 4.23(h)) était plus de quatre fois plus grande dans le cas régulé ($\delta_4 = 14,22 \text{ rad.s}^{-1}$) que dans le cas prédit ($\delta_3 = 3,1 \text{ rad.s}^{-1}$), et le couple généré pendant le franchissement (Fig. 4.23(i)) était treize fois plus élevé dans le cas régulé ($\tau_4 = 10,09 \text{ N.m}$) que dans le cas prédit ($\tau_3 = 0,73 \text{ N.m}$).

La perte d'énergie cinétique dans le cas prédit (3) est plus proche du cas souple (2) pour les hauteurs à 25 et 65 % wr et moins proche du cas souple (2) que du cas régulé (4) pour la hauteur à 100% wr . Par ailleurs, la perte d'énergie cinétique du cas prédit (3) reste toujours plus faible que la perte d'énergie cinétique du cas rigide (1) qui est maximale (ΔEc_{max}). Le cas prédit (3) permet de garder dans le même ordre de grandeur ou de réduire la vitesse de tangage pour les trois hauteurs d'obstacles à 25% wr , 65% wr et 100% wr . Le couple nécessaire au franchissement est toujours plus faible dans le cas prédit (3) que dans le cas régulé (4).

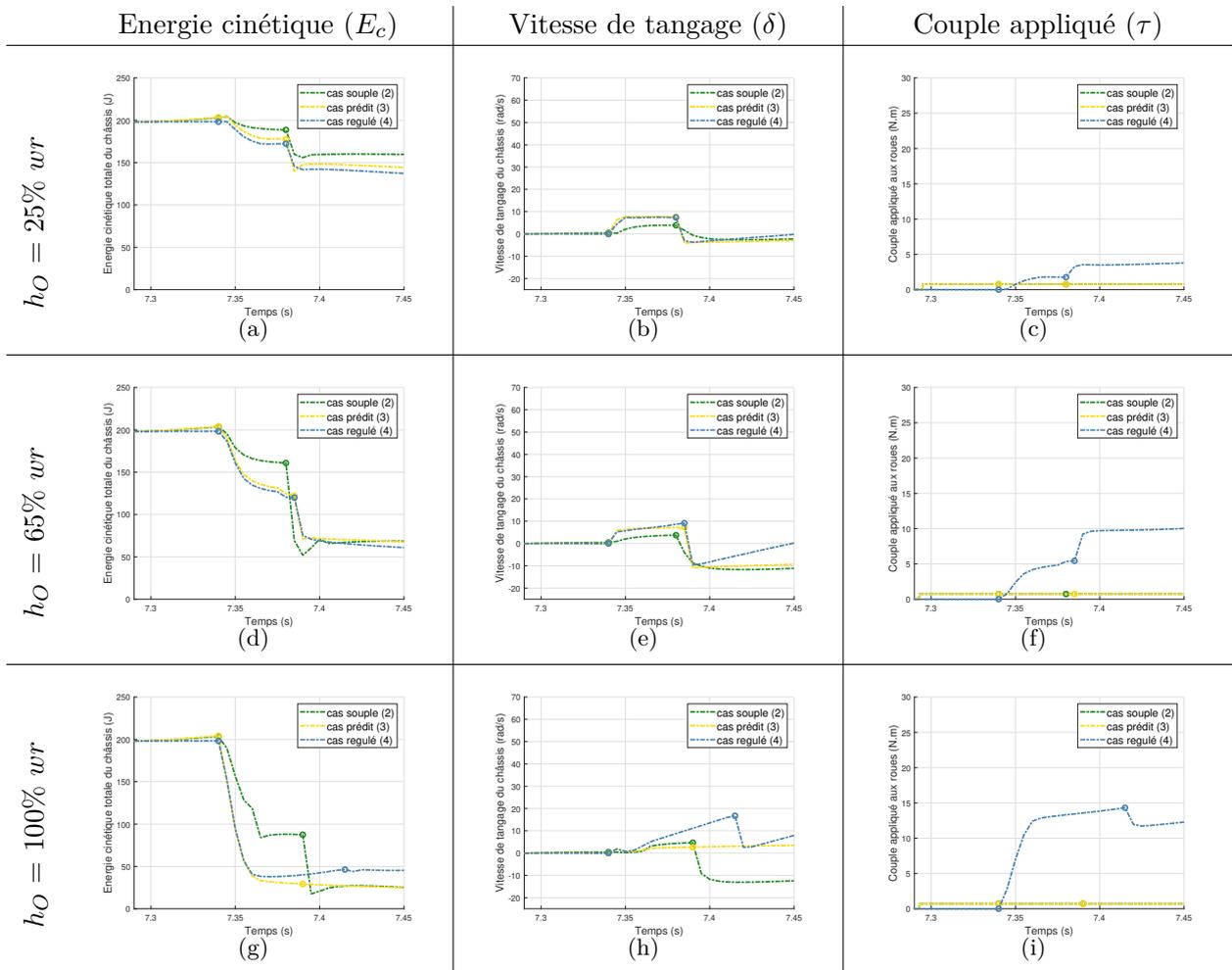
Vitesse d'approche de 9 m.s^{-1} 

FIGURE 4.24: Evolution temporelle de l'énergie cinétique totale du châssis (1^{ère} colonne : Tableau 4.9) de la vitesse de tangage (2^{ème} colonne : Tableau 4.10) et du couple appliqué aux roues (3^{ème} colonne : Tableau 4.11) au cours du franchissement à 9 m.s^{-1} d'un obstacle de trois hauteurs différentes (a : 25% $wr = 2 \text{ cm}$; b : 65% $wr = 4,48 \text{ cm}$; c : 100% $wr = 7,45 \text{ cm}$).

La perte d'énergie cinétique totale du châssis, la vitesse de tangage du châssis et le couple appliqué aux roues sont comparés pendant le franchissement lorsque le couple appliqué aux roues (τ_{mpc}) était identique pour les cas souple (2) et prédit (3), variable pour le cas régulé (4), et le coefficient d'amortissement (c_{AV}) était identique pour les cas prédit (3) et régulé (4), constant pour le cas souple (2).

- À 25% wr , la perte d'énergie cinétique au cours du franchissement (Fig. 4.23(a)) était plus importante dans le cas régulé ($\Delta Ec_4 = 26,5 \text{ J}$) que dans le cas prédit ($\Delta Ec_3 = 20,7 \text{ J}$) et l'écart avec le cas souple (2) était plus grand dans le cas régulé ($\Delta Ec_4 - \Delta Ec_2 = 10,7 \text{ J}$) que dans le cas prédit ($\Delta Ec_3 - \Delta Ec_2 = 4,9 \text{ J}$). La vitesse de tangage à la fin du franchissement (second point sur les courbes la Figure 4.23(b)) était légèrement inférieure dans le cas régulé ($\delta_4 = 7,39 \text{ rad.s}^{-1}$) à celle du cas prédit ($\delta_3 = 7,54 \text{ rad.s}^{-1}$), alors même que le couple généré pendant le franchissement (Fig. 4.23(c)) était plus important dans le cas régulé ($\tau_4 = 1,8 \text{ N.m}$) que dans le cas prédit ($\tau_3 = 0,76 \text{ N.m}$).

- À 65% wr , la perte d'énergie cinétique au cours du franchissement (Fig. 4.23(d)) était plus importante dans le cas régulé ($\Delta Ec_4 = 78,2 J$) que dans le cas prédit ($\Delta Ec_3 = 76,1 J$) et l'écart avec le cas souple (2) était plus grand dans le cas régulé ($\Delta Ec_4 - \Delta Ec_2 = 35,4 J$) que dans le cas prédit ($\Delta Ec_3 - \Delta Ec_2 = 33,3 J$). La vitesse de tangage à la fin du franchissement (Fig. 4.23(e)) était supérieure dans le cas régulé ($\delta_4 = 9,13 rad.s^{-1}$) à celle du cas prédit ($\delta_3 = 6,48 rad.s^{-1}$), et le couple généré pendant le franchissement (Fig. 4.23(f)) était sept fois plus important dans le cas régulé ($\tau_4 = 5,44 N.m$) que dans le cas prédit ($\tau_3 = 0,74 N.m$).

- À 100% wr , la perte d'énergie cinétique au cours du franchissement (Fig. 4.23(g)) était moins importante dans le cas régulé ($\Delta Ec_4 = 160,2 J$) que dans le cas prédit ($\Delta Ec_3 = 164,7 J$) et l'écart avec le cas souple (2) était moins grand dans le cas régulé ($\Delta Ec_4 - \Delta Ec_2 = 40,7 J$) que dans le cas prédit ($\Delta Ec_3 - \Delta Ec_2 = 45,2 J$). La vitesse de tangage à la fin du franchissement (Fig. 4.23(h)) était plus de six fois plus grande dans le cas régulé ($\delta_4 = 16,74 rad.s^{-1}$) que dans le cas prédit ($\delta_3 = 2,52 rad.s^{-1}$), et le couple généré pendant le franchissement (Fig. 4.23(i)) était dix-neuf fois plus important dans le cas régulé ($\tau_4 = 14,32 N.m$) que dans le cas prédit ($\tau_3 = 0,73 N.m$).

La perte d'énergie cinétique dans le cas prédit (3) est plus proche du cas souple (2) pour les hauteurs à 25 et 65 % wr et moins proche du cas souple (2) que du cas régulé (4) pour la hauteur à 100% wr . Par ailleurs, la perte d'énergie cinétique du cas prédit (3) reste toujours plus faible que la perte d'énergie cinétique du cas rigide (1) qui est maximale (ΔEc_{max}). Le cas prédit (3) permet de garder dans le même ordre de grandeur ou de réduire la vitesse de tangage pour les trois hauteurs d'obstacles à 25% wr , 65% wr et 100% wr . Le couple nécessaire au franchissement est toujours plus faible dans le cas prédit (3) que dans le cas régulé (4).

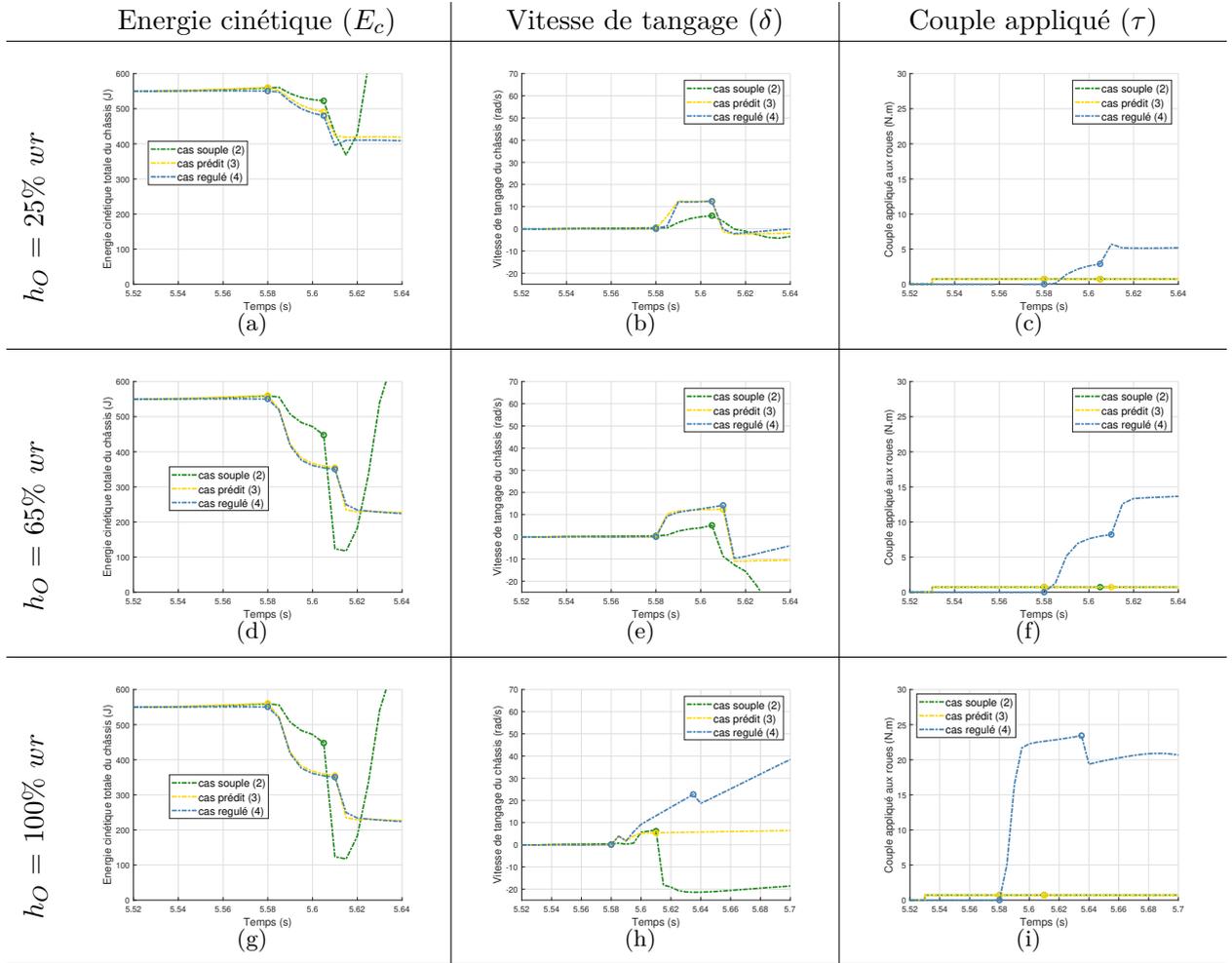
Vitesse d'approche de 15 m.s^{-1} 

FIGURE 4.25: Evolution temporelle de l'énergie cinétique totale du châssis (1^{ère} colonne : Tableau 4.9), de la vitesse de tangage (2^{ème} colonne : Tableau 4.10) et du couple appliqué aux roues (3^{ème} colonne : Tableau 4.11) au cours du franchissement à 15 m.s^{-1} d'un obstacle de trois hauteurs différentes (a : $25\% \text{ wr} = 2 \text{ cm}$; b : $65\% \text{ wr} = 4,48 \text{ cm}$; c : $100\% \text{ wr} = 7,45 \text{ cm}$).

La perte d'énergie cinétique totale du châssis, la vitesse de tangage du châssis et le couple appliqué aux roues sont comparés pendant le franchissement lorsque le couple appliqué aux roues (τ_{mpc}) était identique pour les cas souple (2) et prédit (3), variable pour le cas régulé (4), et le coefficient d'amortissement (c_{AV}) était identique pour les cas prédit (3) et régulé (4), constant pour le cas souple (2).

- À $25\% \text{ wr}$, la perte d'énergie cinétique au cours du franchissement (Fig. 4.25(a)) était plus importante dans le cas régulé ($\Delta E_{c4} = 70,8 \text{ J}$) que dans le cas prédit ($\Delta E_{c3} = 59,5 \text{ J}$) et l'écart avec le cas souple (2) était plus grand dans le cas régulé ($\Delta E_{c4} - \Delta E_{c2} = 32,7 \text{ J}$) que dans le cas prédit ($\Delta E_{c3} - \Delta E_{c2} = 21,5 \text{ J}$). La vitesse de tangage à la fin du franchissement (second point sur les courbes la Figure 4.25(b)) était légèrement inférieure dans le cas régulé ($\delta_4 = 12,41 \text{ rad.s}^{-1}$) à celle du cas prédit ($\delta_3 = 12,44 \text{ rad.s}^{-1}$), alors même que le couple généré pendant le franchissement (Fig. 4.25(c)) était quatre fois plus important dans le cas régulé ($\tau_4 = 2,89 \text{ N.m}$) que dans le cas prédit ($\tau_3 = 0,73 \text{ N.m}$).

- À 65% wr , la perte d'énergie cinétique au cours du franchissement (Fig. 4.25(d)) était plus importante dans le cas régulé ($\Delta Ec_4 = 196,8 J$) que dans le cas prédit ($\Delta Ec_3 = 191 J$) et l'écart avec le cas souple (2) était plus grand dans le cas régulé ($\Delta Ec_4 - \Delta Ec_2 = 85,5 J$) que dans le cas prédit ($\Delta Ec_3 - \Delta Ec_2 = 79,7 J$). La vitesse de tangage à la fin du franchissement (Fig. 4.25(e)) était supérieure dans le cas régulé ($\delta_4 = 14,18 rad.s^{-1}$) à celle du cas prédit ($\delta_3 = 12,47 rad.s^{-1}$), et le couple généré pendant le franchissement (Fig. 4.25(f)) était plus onze fois plus important dans le cas régulé ($\tau_4 = 8,21 N.m$) que dans le cas prédit ($\tau_3 = 0,72 N.m$).

- À 100% wr , la perte d'énergie cinétique au cours du franchissement (Fig. 4.25(g)) était légèrement moins importante dans le cas régulé ($\Delta Ec_4 = 453,7 J$) que dans le cas prédit ($\Delta Ec_3 = 466,8 J$) et l'écart avec le cas souple (2) était moins grand dans le cas régulé ($\Delta Ec_4 - \Delta Ec_2 = 159,2 J$) que dans le cas prédit ($\Delta Ec_3 - \Delta Ec_2 = 172,2 J$). La vitesse de tangage à la fin du franchissement (Fig. 4.25(h)) était supérieure dans le cas régulé ($\delta_4 = 22,71 rad.s^{-1}$) à celle du cas prédit ($\delta_3 = 5,39 rad.s^{-1}$), et le couple généré pendant le franchissement (Fig. 4.25(i)) était trente deux fois plus important dans le cas régulé ($\tau_4 = 23,44 N.m$) que dans le cas prédit ($\tau_3 = 0,72 N.m$).

La perte d'énergie cinétique dans le cas prédit (3) est plus proche du cas souple (2) pour les hauteurs à 25 et 65 % wr et moins proche du cas souple (2) que du cas régulé (4) pour la hauteur à 100% wr . Par ailleurs, la perte d'énergie cinétique du cas prédit (3) reste toujours plus faible que la perte d'énergie cinétique du cas rigide (1) qui est maximale (ΔEc_{max}). Le cas prédit (3) permet de garder dans le même ordre de grandeur ou de réduire la vitesse de tangage pour les trois hauteurs d'obstacles à 25% wr , 65% wr et 100% wr . Le couple nécessaire au franchissement est toujours plus faible dans le cas prédit (3) que dans le cas régulé (4).

4.4.2.2 Synthèse et conclusion

A toutes les vitesses d'approche et pour toutes les hauteurs d'obstacles, les cas prédit (3) et régulé (4) génèrent une perte d'énergie cinétique supérieure au cas souple (2). Néanmoins, cette perte est légèrement moindre dans le cas prédit (3) que dans le cas régulé (4) à toutes les vitesses d'approche tant que la hauteur de l'obstacle est inférieure ou égale à 65% wr , alors qu'elle est légèrement supérieure lorsque la hauteur de l'obstacle atteint 100% wr .

A toutes les vitesses d'approche et pour presque toutes les hauteurs d'obstacles, la vitesse de tangage de VS-FROG à la fin du franchissement est généralement plus élevée dans les cas prédit (3) et régulé (4) que dans le cas souple (2). Cependant, à 9 $m.s^{-1}$ et à 15 $m.s^{-1}$, les vitesses de tangage les plus faibles sont atteintes dans le cas prédit (3). En revanche, la commande régulée (4) génère la vitesse de tangage la plus élevée à toutes les vitesses d'approche dès que la hauteur d'obstacle est supérieure ou égale à 65% wr .

Le couple moteur généré pendant le franchissement est identique dans les cas souple (2) et prédit (3) et nettement plus faible que dans le cas régulé (4) à toutes les vitesses d'approche et pour toutes les hauteurs d'obstacles.

Au vu de l'ensemble des résultats présentés dans cette section, la stratégie consistant à adapter le coefficient d'amortissement des suspensions avant le franchissement de l'obstacle (cas prédit) apparaît comme celle qui offre le meilleur compromis en regard des critères de performance choisies : elle provoque généralement une perte d'énergie cinétique inférieure au cas régulé (4) donc un choc moins important - sauf lorsque la hauteur d'obstacle est élevée (100% wr) - et une vitesse de tangage également inférieure. En outre, elle est obtenue avec un couple moteur minimal qui nécessite donc

une consommation électrique souvent très inférieure à celle du cas régulé (4). Nous préconisons donc de retenir cette stratégie pour piloter les suspensions de VS-FROG lors du franchissement d'obstacles de toutes hauteurs à toutes les vitesses d'approche.

TABLEAU 4.9: Variation de l'énergie cinétique pour trois vitesses d'approche (6 m.s^{-1} , 9 m.s^{-1} , 15 m.s^{-1}), trois hauteurs d'obstacle (25% $w_r = 2 \text{ cm}$; 65% $w_r = 4,48 \text{ cm}$; 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$) dans les cas souple (2), prédit (3) et régulé (4).

$\Delta E_c \text{ (J)}$	25% w_r	65% w_r	100% w_r	Cas
6 m.s^{-1}	5,2	24,5	53,3	Souple (2)
	8,9	39,5	81,7	Prédit (3)
	13,3	40,2	73	Régulé (4)
9 m.s^{-1}	15,7	42,8	119,5	Souple (2)
	20,7	76,1	164,7	Prédit (3)
	26,5	78,2	160,2	Régulé (4)
15 m.s^{-1}	38,0	111,3	294,5	Souple (2)
	59,5	191,0	466,8	Prédit (3)
	70,8	196,8	453,7	Régulé (4)

TABLEAU 4.10: Vitesse de tangage du châssis pour trois vitesses d'approche (6 m.s^{-1} , 9 m.s^{-1} , 15 m.s^{-1}), trois hauteurs d'obstacle (25% $w_r = 2 \text{ cm}$; 65% $w_r = 4,48 \text{ cm}$; 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$) dans les cas souple (2), prédit (3) et régulé (4).

$\delta' \text{ (rad.s}^{-1}\text{)}$	25% w_r	65% w_r	100% w_r	Cas
6 m.s^{-1}	2,35	3,28	2,65	Souple (2)
	4,84	5,86	3,10	Prédit (3)
	4,63	7,36	14,22	Régulé (4)
9 m.s^{-1}	3,88	3,73	4,53	Souple (2)
	7,55	6,48	2,52	Prédit (3)
	7,39	9,13	16,74	Régulé (4)
15 m.s^{-1}	5,90	5,15	6,68	Souple (2)
	12,44	12,47	5,39	Prédit (3)
	12,41	14,18	22,71	Régulé (4)

TABLEAU 4.11: *Couple moteur appliqué aux roues pendant le franchissement pour trois vitesses d'approche ($6 m.s^{-1}$, $9 m.s^{-1}$, $15 m.s^{-1}$), trois hauteurs d'obstacle ($25\% wr = 2 cm$; $65\% wr = 4,48 cm$; $100\% wr = 7,45 cm$) dans les cas souple (2), prédit (3) et régulé (4).*

τ (N.m)	25% wr	65% wr	100% wr	Cas
$6 m.s^{-1}$	0,79	0,73	0,73	Souple (2)
	0,79	0,73	0,73	Prédit (3)
	1,31	4,40	10,09	Régulé (4)
$9 m.s^{-1}$	0,76	0,74	0,73	Souple (2)
	0,76	0,74	0,73	Prédit (3)
	1,80	5,44	14,32	Régulé (4)
$15 m.s^{-1}$	0,73	0,72	0,72	Souple (2)
	0,73	0,72	0,72	Prédit (3)
	2,89	8,22	23,44	Régulé (4)

4.4.3 Atterrissage du véhicule sur les roues avant, sur les roues arrière et sur les quatre roues

Dans cette partie, nous avons couplé la stratégie de franchissement (Section 4.2.3.2) à la stratégie de contrôle d'attitude (Section 4.3) pour permettre à VS-FROG de réaliser un atterrissage soit sur les roues arrière, soit sur les roues avant, soit à plat sur les quatre roues.

Une fois l'obstacle franchi, VS-FROG suit une trajectoire balistique : il est alors nécessaire d'adopter une stratégie lui permettant de retomber sur ses roues afin qu'il puisse poursuivre sa mission. Nous avons donc testé cette stratégie après le franchissement d'un obstacle élevé ($h_O = 100\% wr$), à trois vitesses d'approche différentes ($6 m.s^{-1}$, $9 m.s^{-1}$, $15 m.s^{-1}$) et avec trois consignes d'atterrissage : sur les roues arrière ($\delta^d = + 30^\circ$), sur les roues avant ($\delta^d = - 30^\circ$) ou sur les quatre roues ($\delta^d = 0^\circ$). La commande de l'attitude de VS-FROG est sujette à deux limites :

1. Le couple moteur maximal (τ_{max}) qui dépend de la constante de vitesse (k_v) du moteur brushless et du courant maximal que peut délivrer la batterie (I_{max}), qui sont liés par la relation suivante :

$$\tau_{max} = k_t * I_{max} \quad (4.47)$$

où : $k_t = \frac{1}{k_v}$ et k_v est exprimé en rotations par minute (RPM), et doit être converti en radians par seconde. Finalement :

$$\tau_{max} = \frac{1}{\frac{2\pi}{60} * k_v} * I_{max} \quad (4.48)$$

Les simulations ont été réalisées sans tenir compte de cette première limite.

2. Le temps de vol (t_{vol}) de VS-FROG en phase balistique : il faut que le véhicule atteigne la consigne d'angle avant d'atterrir, c'est-à-dire que le temps de régulation doit être inférieur au temps de vol.

TABLEAU 4.12: *Couple maximal en fonction des caractéristiques du moteur brushless (E-Maxx 3908) de VS-FROG et de la batterie (BATTERIE LIPO 11,1V 5000MAH 3S 25C). Avec r_d le rapport de réduction du moteur.*

k_v (RPM/V)	I_{max} (A)	τ_{max} (N.m)	$r_d * \tau_{max}$ (N.m)
2200	125	0,54	2,44

Ces deux limites conditionnent :

- le couple de régulation τ^d pour atteindre δ^d :

$$0 < \tau^d \leq \tau_{max}$$

- le temps de montée $3t$ à 95% de la consigne :

$$0 < 3t \leq t_{vol}$$

avec $t = \frac{1}{G_1}$ le temps caractéristique. Pour les simulations $G_1 = 30$ et $G_2 = 90$ pour assurer la convergence de la commande. Pour tenir compte du comportement réel de la roue, la fonction restitution de Adams View était utilisée à la place de la fonction impact pour évaluer la force normale du contact roue-sol. Cette fonction utilise en entrée le coefficient de restitution de la roue de VS-FROG : $e = 0,4$ obtenu expérimentalement (Annexe D) et un coefficient de pénalité $p_e = 50$ choisi arbitrairement. La phase balistique est détectée en simulation dans le référentiel terrestre lorsque l'accélération du châssis de VS-FROG vaut $1 g$. En pratique cette instant sera détecté par une centrale inertielle et correspond à la détection d'une accélération qui vaut $0 g$.

4.4.3.1 Résultats des simulations

Vitesse d'approche 6 m.s^{-1}

A cette vitesse d'approche, le coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales valait : $c_{AV} = 6,4 \text{ N.s/mm}$ (Figures 4.28 d, e, f), l'angle de tangage au décollage δ_{dec} était de 11° et la vitesse de tangage au décollage $\dot{\delta}_{dec}$ était de $2,33 \text{ rad.s}^{-1}$ dans les trois cas (Figures 4.27 g, h, i). Pendant la phase balistique, entre t_2 et t_4 , le véhicule a atteint son apogée, $h_a = 0,27 \text{ m}$ en $t_{apo} = t_3 - t_2 = 80 \text{ ms}$, dans tous les cas (Figures 4.27 a, b, c). À l'atterrissage (t_4), le coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales ($c_{AV} = 1,52 \text{ N.s.mm}^{-1}$) et le couple moteur appliqué aux roues ($\tau_{roue} = 0,18 \text{ N.m}$) passent de la valeur de régulation à la valeur prédite par le contrôleur MPC.

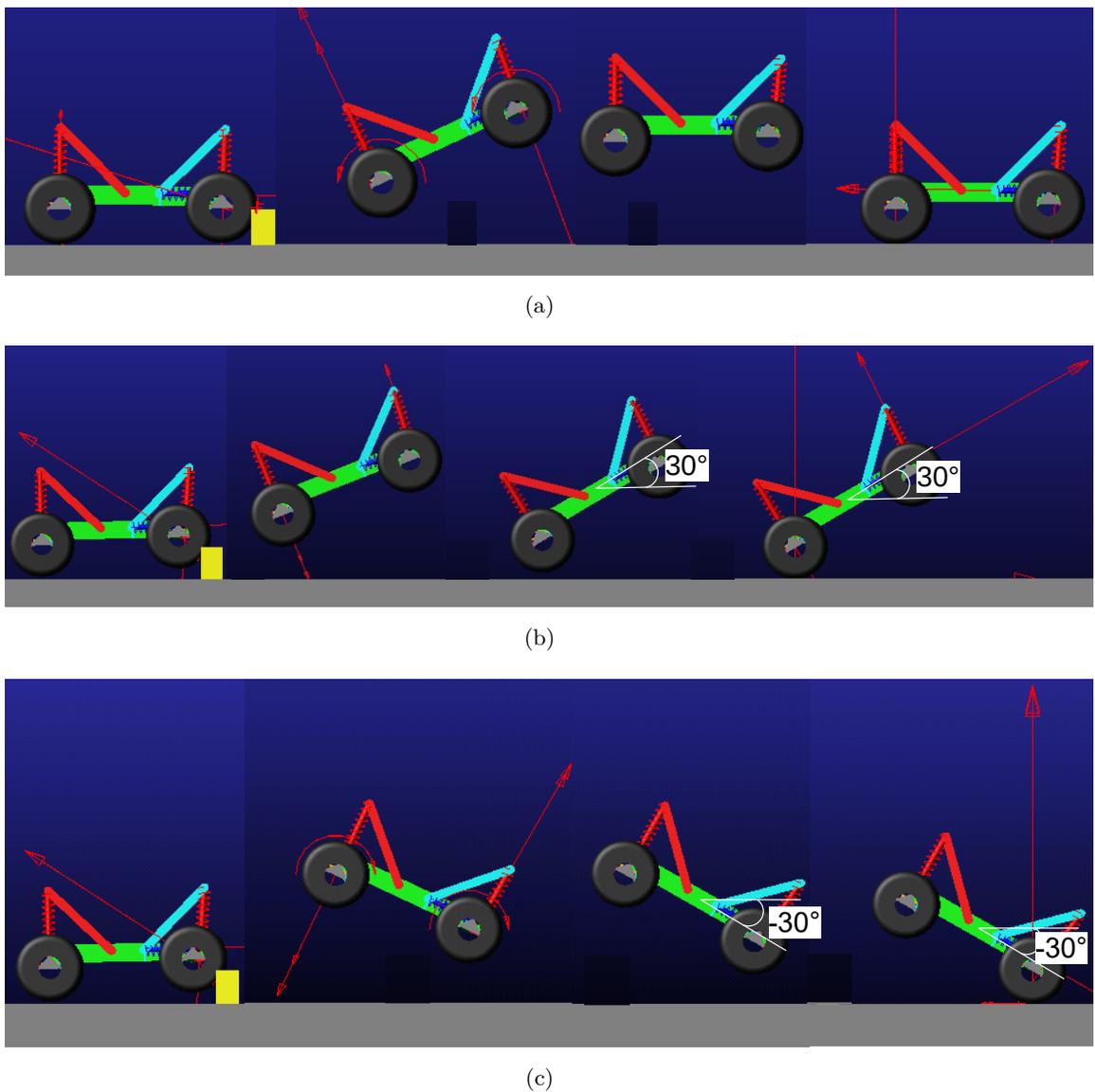


FIGURE 4.26: Franchissement d'un obstacle d'une hauteur de $100\% \text{ wr}$ à 6 m.s^{-1} suivi d'un atterrissage réussi (a) sur les quatre roues ($\delta^d = 0^\circ$), (b) sur les roues arrière ($\delta^d = 30^\circ$) et (c) sur les roues avant ($\delta^d = -30^\circ$). Liens vidéos : (a), (b), (c).

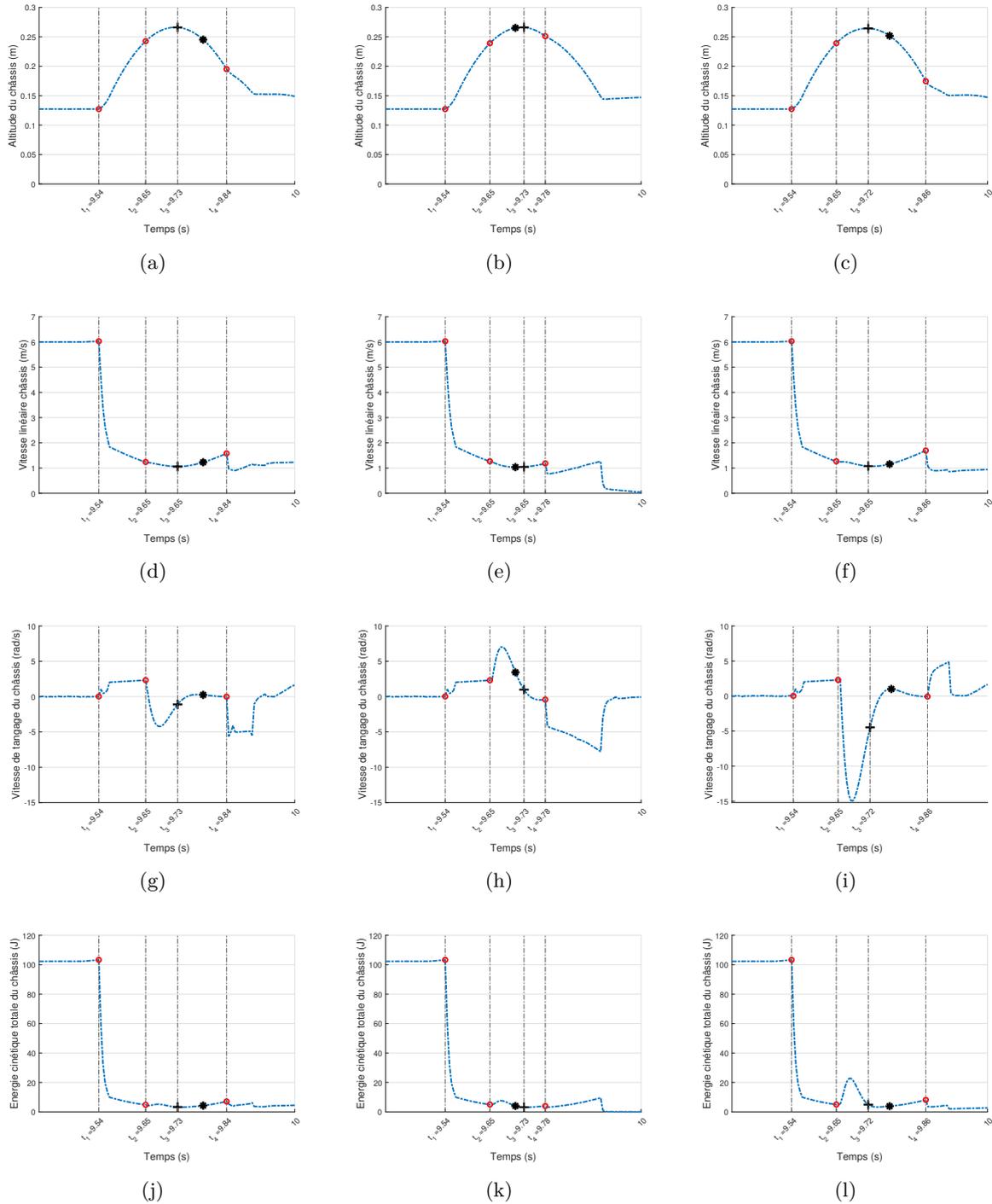


FIGURE 4.27: Evolution temporelle de l'altitude du châssis (1^{ère} ligne : a, b, c), de la vitesse linéaire résultante (2^{ème} ligne : d, e, f), de la vitesse de tangage (3^{ème} ligne : g, h et i) et de l'énergie cinétique totale du châssis (4^{ème} ligne : j, k, l) lors du franchissement d'un obstacle positif de 100% $w_r = 7,45$ cm avec une vitesse d'approche de 6 m.s^{-1} ; pour trois consignes (1^{ère} colonne : $\delta^d = 0^\circ$; 2^{ème} colonne : $\delta^d = 30^\circ$; 3^{ème} colonne : $\delta^d = -30^\circ$). Le point + correspond à l'apogée de la trajectoire du châssis et le point * correspond à l'entrée de l'angle de tangage du châssis dans la bande à 5% autour de la valeur en consigne δ^d .

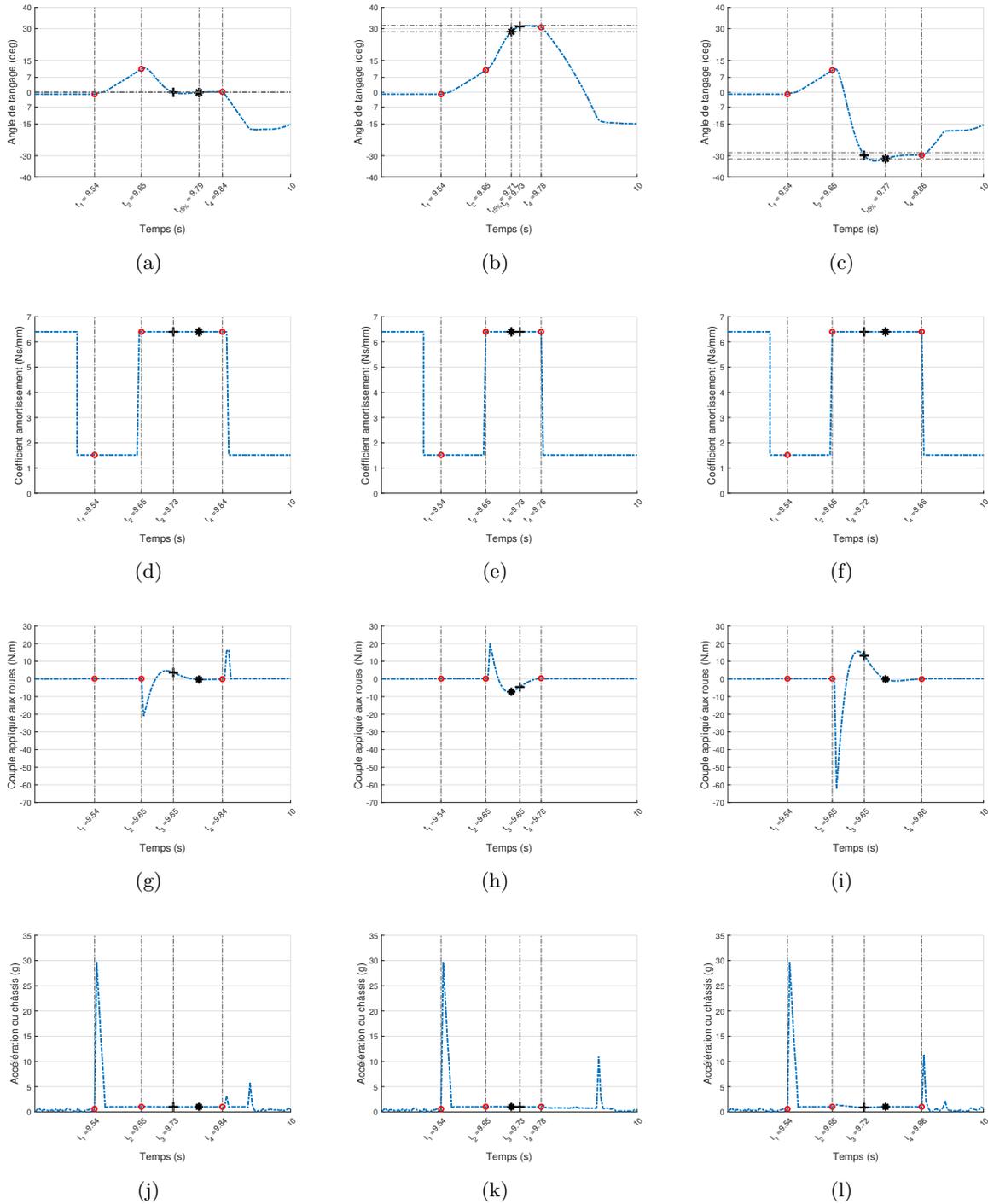


FIGURE 4.28: Evolution temporelle de l'angle de tangage du châssis (1^{ère} ligne : a, b, c), du coefficient d'amortissement (2^{ème} ligne : d, e, f), du couple moteur appliqué aux roues (3^{ème} ligne : g, h et i), et de l'accélération du châssis (4^{ème} ligne : j, k, l) lors du franchissement d'un obstacle positif de 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$ avec une vitesse d'approche de 6 m.s^{-1} et pour trois consignes d'atterrissage (1^{ère} colonne : $\delta^d = 0^\circ$; 2^{ème} colonne : $\delta^d = 30^\circ$; 3^{ème} colonne : $\delta^d = -30^\circ$). Le point + correspond à l'apogée de la trajectoire du châssis et le point * correspond à l'entrée de l'angle de tangage du châssis dans la bande à 5% autour de la valeur en consigne δ^d .

L'angle de tangage δ du châssis était réglé pendant la phase balistique entre t_2 et t_4 pour atteindre dans chacun des cas l'angle de consigne désiré δ^d (Figures 4.28 a , b, c).

Pour un atterrissage sur les quatre roues ($\delta^d = 0^\circ$), l'écart entre l'angle de consigne et l'angle de décollage était de : $\delta^d - \delta_{dec} = -11^\circ$, le temps de réponse à 5% était de : $t_{r5\%} = 140 \text{ ms}$, avec un pic de couple au début de la régulation qui valait : $\tau_{roue} = -21 \text{ N.m}$. Le temps de vol était de : $t_{vol} = t_4 - t_2 = 190 \text{ ms}$, et correspondait à une portée de 0,20 m. A l'atterrissage (t_4), le couple moteur appliqué aux roues présentait une valeur surprenante ($\tau_{roue} = 15,9 \text{ N.m}$) avant de prendre la valeur prédite. La décélération du châssis valait 3,2 g et sa vitesse de rotation diminuait jusqu'à une valeur minimale de $-5,42 \text{ rad.s}^{-1}$ avant de tendre à nouveau vers zéro.

Pour un atterrissage sur les roues arrière ($\delta^d = 30^\circ$), l'écart entre l'angle de consigne et l'angle de décollage était de : $\delta^d - \delta_{dec} = 19^\circ$, le temps de réponse à 5% était de : $t_{r5\%} = 60 \text{ ms}$, avec un pic de couple au début de la régulation qui valait : $\tau_{roue} = 20 \text{ N.m}$. Le temps de vol était de : $t_{vol} = 130 \text{ ms}$, et correspondait à une portée de 0,13 m. A l'atterrissage (t_4), la décélération du châssis valait : 1,4 g, et sa vitesse de rotation diminuait jusqu'à une valeur minimale de : $-7,79 \text{ rad.s}^{-1}$ avant de tendre à nouveau vers zéro.

Pour un atterrissage sur les roues avant ($\delta^d = -30^\circ$), l'écart entre l'angle de consigne et l'angle de décollage était de : $\delta^d - \delta_{dec} = -41^\circ$, le temps de réponse à 5% était de : $t_{r5\%} = 120 \text{ ms}$, avec un pic de couple au début de la régulation qui valait : $\tau_{roue} = -62,1 \text{ N.m}$. Le temps de vol était de : $t_{vol} = 210 \text{ ms}$, et correspondait à une portée de 0,22 m. A l'atterrissage (t_4), la décélération du châssis valait : 11,3 g, et sa vitesse de rotation augmentait jusqu'à une valeur maximale de $4,88 \text{ rad.s}^{-1}$, avant de tendre à nouveau vers zéro.

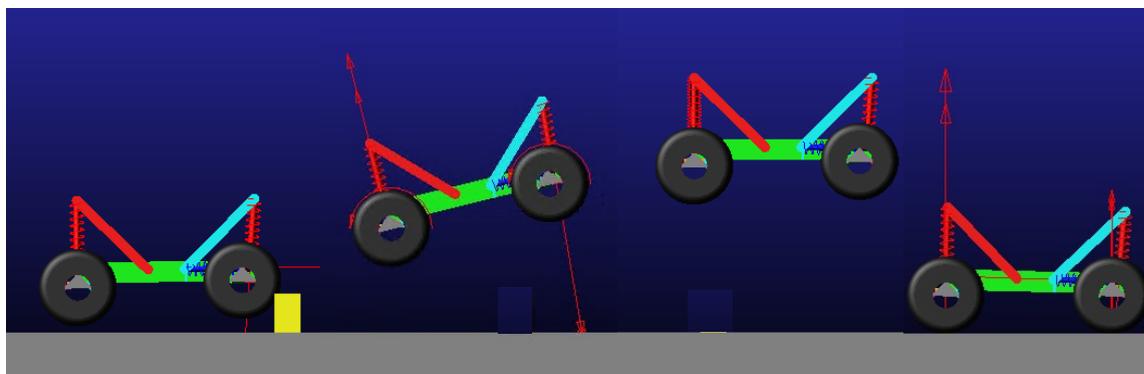
Pour les deux premières consignes d'angle, l'atterrissage sur les roues arrière génère moins de décélération du châssis que sur les roues quatre roues (4.13). L'atterrissage sur les roues avant n'étant pas à la même hauteur que les deux autres cas, on ne peut pas les comparer.

TABLEAU 4.13: Conditions initiales du saut et valeurs des paramètres de contrôle.

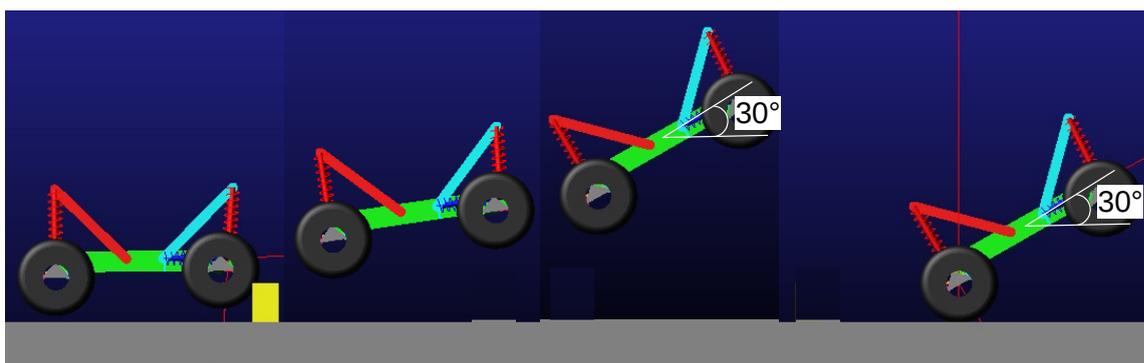
c_{mpc} ($N.s.mm^{-1}$)	τ_{mpc} ($N.m$)	δ_{dec} ($^\circ$)	δ_{dec} ($^\circ$)	δ^d ($^\circ$)	$\delta^d - \delta_{dec}$ ($^\circ$)	τ_{max}^d ($N.m$)	t_{vol} (ms)	$t_{r5\%}$ (ms)	a_{att} (g)
1,52	0,18	2,33	11	0	-11	-21	190	140	3,2
				30	19	20	130	60	1,4
				-30	-41	-62,1	210	120	11,3

Vitesse d'approche 9 m.s^{-1}

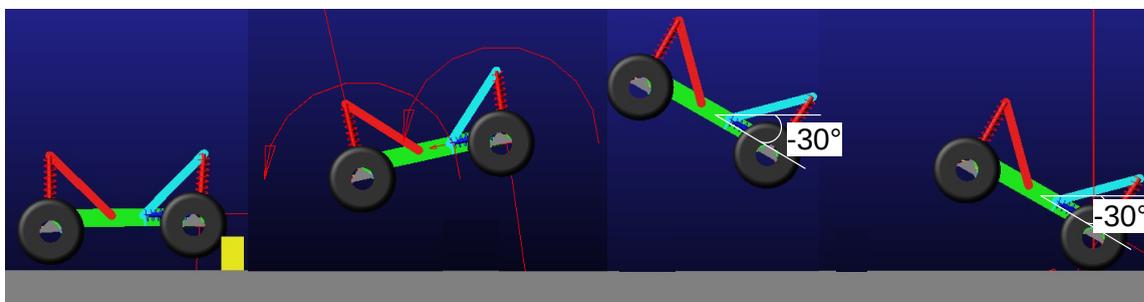
A cette vitesse d'approche, le coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales valait : $c_{AV} = 6,4 \text{ Ns/mm}$ (Fig. 4.31 d, e, f, l'angle de tangage au décollage δ_{dec} était de $56,2^\circ$ et la vitesse de tangage au décollage $\dot{\delta}_{dec}$ était de $4,90 \text{ rad.s}^{-1}$ dans les trois cas (Fig. 4.30 g, h, i). Pendant la phase balistique, entre t_2 et t_4 , le véhicule a atteint son apogée, $h_a = 0,51 \text{ m}$ en $t_{apo} = t_3 - t_2 = 130 \text{ ms}$, dans tous les cas (Fig. 4.30 a, b, c). À l'atterrissage (t_4), le coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales ($c_{AV} = 2,16 \text{ Ns/mm}$) et le couple moteur appliqué aux roues ($\tau_{roue} = 0,18 \text{ N.m}$) passent de la valeur de régulation à la valeur prédite par le contrôleur MPC.



(a)



(b)



(c)

FIGURE 4.29: Franchissement d'un obstacle d'une hauteur de $100\% \text{ wr}$ à 9 m.s^{-1} suivi d'un atterrissage réussi (a) sur les quatre roues ($\delta^d = 0^\circ$), (b) sur les roues arrière ($\delta^d = 30^\circ$) et (c) sur les roues avant ($\delta^d = -30^\circ$). Liens vidéos : (a), (b), (c).

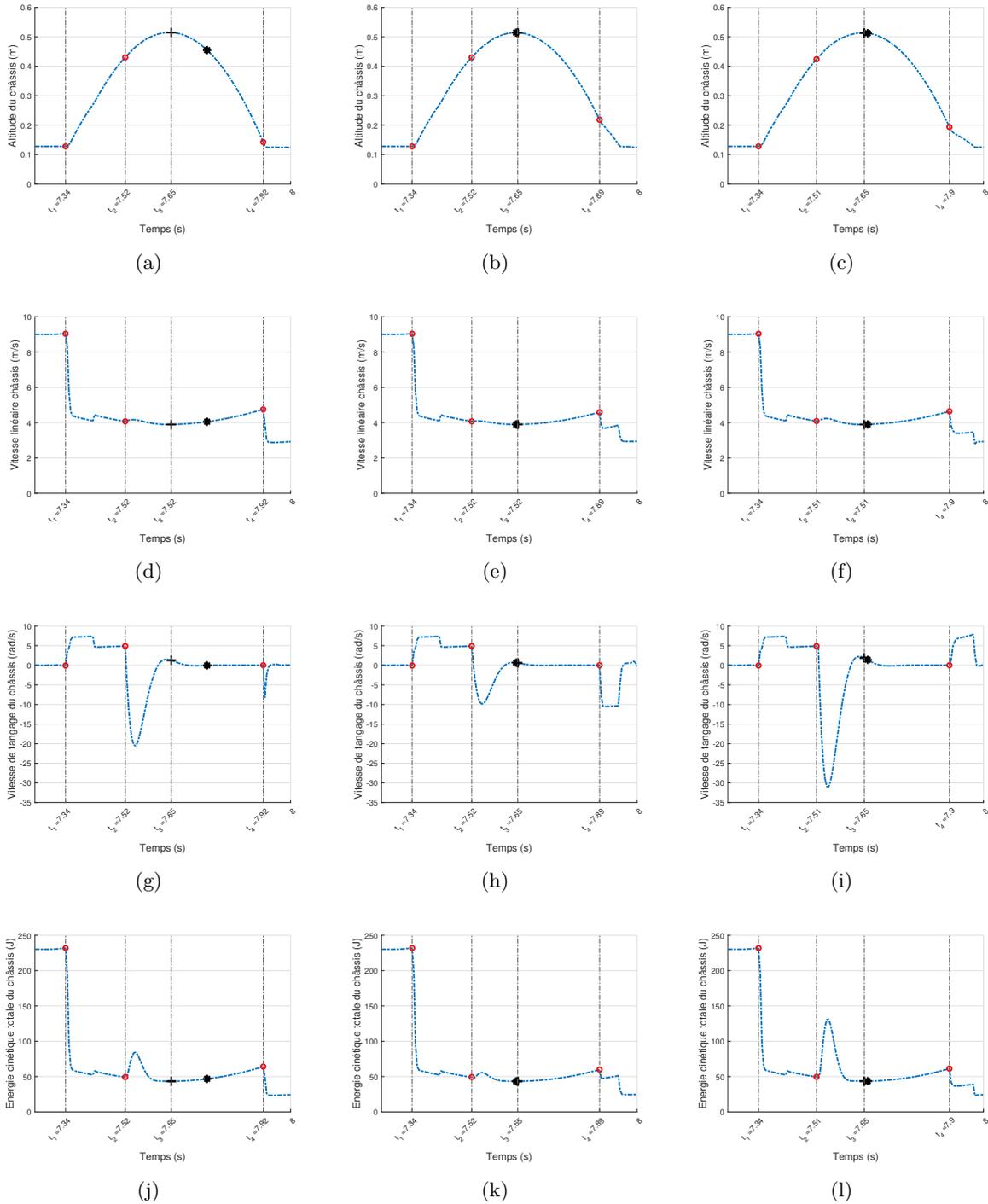


FIGURE 4.30: Evolution temporelle de l'altitude du châssis (1^{ère} ligne : a, b, c), de la vitesse linéaire résultante (2^{ème} ligne : d, e, f), de la vitesse de tangage (3^{ème} ligne : g, h et i) et de l'énergie cinétique totale du châssis (4^{ème} ligne : j, k, l) lors du franchissement d'un obstacle positif de $100\% w_r = 7,45$ cm avec une vitesse d'approche de 9 m.s^{-1} ; pour trois consignes (1^{ère} colonne : $\delta^d = 0^\circ$; 2^{ème} colonne : $\delta^d = 30^\circ$; 3^{ème} colonne : $\delta^d = -30^\circ$). Le point + correspond à l'apogée de la trajectoire du châssis et le point * correspond à l'entrée de l'angle de tangage du châssis dans la bande à 5% autour de la valeur en consigne δ^d .

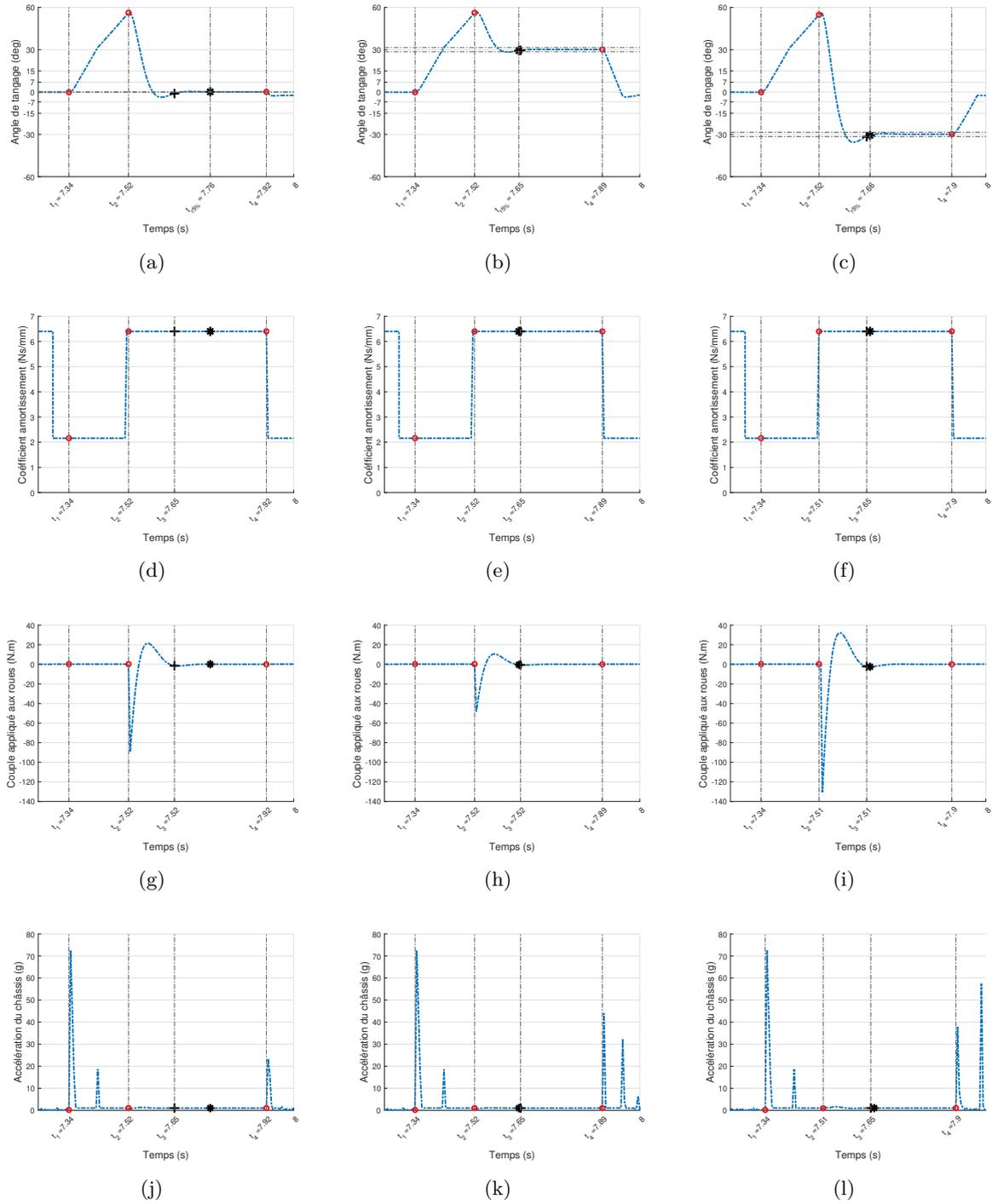


FIGURE 4.31: Evolution temporelle de l'angle de tangage du châssis (1^{ère} ligne : a, b, c), du coefficient d'amortissement (2^{ème} ligne : d, e, f), du couple moteur appliqué aux roues (3^{ème} ligne : g, h et i), et de l'accélération du châssis (4^{ème} ligne : j, k, l) lors du franchissement d'un obstacle positif de 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$ avec une vitesse d'approche de 9 m.s^{-1} et pour trois consignes d'atterrissage (1^{ère} colonne : $\delta^d = 0^\circ$; 2^{ème} colonne : $\delta^d = 30^\circ$; 3^{ème} colonne : $\delta^d = -30^\circ$). Le point + correspond à l'apogée de la trajectoire du châssis et le point * correspond à l'entrée de l'angle de tangage du châssis dans la bande à 5% autour de la valeur en consigne δ^d .

L'angle de tangage δ du châssis était régulé pendant la phase balistique entre t_2 et t_4 pour atteindre dans chacun des cas l'angle de consigne désiré δ^d (Figures Fig. 4.31 a , b, c).

Pour un atterrissage sur les quatre roues ($\delta^d = 0^\circ$), l'écart entre l'angle de consigne et l'angle de décollage était de : $\delta^d - \delta_{dec} = -56,2^\circ$, le temps de réponse à 5% était de : $t_{r5\%} = 240 \text{ ms}$, avec un pic de couple au début de la régulation qui valait : $\tau_{roue} = -89,5 \text{ N.m}$. Le temps de vol était de : $t_{vol} = t_4 - t_2 = 400 \text{ ms}$, et correspondait à une portée de $1,59 \text{ m}$. A l'atterrissage, la décélération du châssis valait : $23,4 \text{ g}$, et sa vitesse de rotation diminuait jusqu'à une valeur minimale de : $-8,27 \text{ rad.s}^{-1}$, avant de tendre à nouveau vers zéro.

Pour un atterrissage sur les roues arrière ($\delta^d = 30^\circ$), l'écart entre l'angle de consigne et l'angle de décollage était de : $\delta^d - \delta_{dec} = -26,2^\circ$, le temps de réponse à 5% était de : $t_{r5\%} = 130 \text{ ms}$, avec un pic de couple au début de la régulation qui valait : $\tau_{roue} = -48,5 \text{ N.m}$. Le temps de vol était de : $t_{vol} = 370 \text{ ms}$, et correspondait à une portée de $1,46 \text{ m}$. A l'atterrissage (t_4), la décélération du châssis valait : 44 g , et sa vitesse de rotation diminuait jusqu'à une valeur minimale de : $-10,45 \text{ rad.s}^{-1}$, avant de tendre à nouveau vers zéro.

Pour un atterrissage sur les roues avant ($\delta^d = -30^\circ$), l'écart entre l'angle de consigne et l'angle de décollage était de : $\delta^d - \delta_{dec} = -86,2^\circ$, le temps de réponse à 5% était de : $t_{r5\%} = 140 \text{ ms}$, avec un pic de couple au début de la régulation qui valait : $\tau_{roue} = -130,6 \text{ N.m}$. Le temps de vol était de : $t_{vol} = 380 \text{ ms}$, et correspondait à une portée de $1,53 \text{ m}$. A l'atterrissage (t_4), la décélération du châssis valait : $37,9 \text{ g}$, et sa vitesse de rotation augmentait jusqu'à une valeur maximale de $7,87 \text{ rad.s}^{-1}$, avant de tendre à nouveau vers zéro.

Pour toutes les consignes d'angle, l'atterrissage sur les quatre roues génère moins de décélération du châssis, dans l'ordre, que sur les roues avant et sur les roues arrière (Tableau 4.14).

TABLEAU 4.14: Conditions initiales du saut et valeurs des paramètres de contrôle

c_{mpc} ($N.s.mm^{-1}$)	τ_{mpc} ($N.m$)	$\dot{\delta}_{dec}$ ($^\circ$)	δ_{dec} ($^\circ$)	δ^d ($^\circ$)	$\delta^d - \delta_{dec}$ ($^\circ$)	τ_{max}^d ($N.m$)	t_{vol} (ms)	$t_{r5\%}$ (ms)	a_{att} (g)
2,16	0,18	4,90	56,2	0	-56,2	-89,5	400	240	23,4
				30	-26,2	-48,5	370	130	44
				-30	-86,2	-130,6	380	140	37,9

Les valeurs de décélérations à l'atterrissage étaient très élevées, car elles dépendaient des paramètres de contact utilisés pour les simulations. Elles ne représentent pas de réalité physique pour les expérimentations future parce qu'elles ne pourront jamais être atteintes. En revanche, leurs variations permettent de comparer les différents choix d'atterrissage et de tirer des conclusions.

Vitesse d'approche 15 m.s^{-1}

A cette vitesse d'approche, le coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales valait : $c_{AV} = 6,4 \text{ Ns/mm}$ (Fig. 4.34 d, e, f), l'angle de tangage au décollage δ_{dec} était de $68,15^\circ$ et la vitesse de tangage au décollage $\dot{\delta}_{dec}$ était de $12,66 \text{ rad.s}^{-1}$ dans les trois cas (Fig. 4.33 g, h, i). Pendant la phase balistique, entre t_2 et t_4 , le véhicule a atteint son apogée, $h_a = 0,88 \text{ m}$ en $t_{apo} = t_3 - t_2 = 310 \text{ ms}$, dans tous les cas (Fig. 4.33 a, b, c). À l'atterrissage (t_4), le coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales ($c_{AV} = 5 \text{ Ns/mm}$) et le couple moteur appliqué aux roues passent de la valeur de régulation à la valeur prédite ($\tau_{roue} = 0,18 \text{ N.m}$) par le contrôleur MPC.

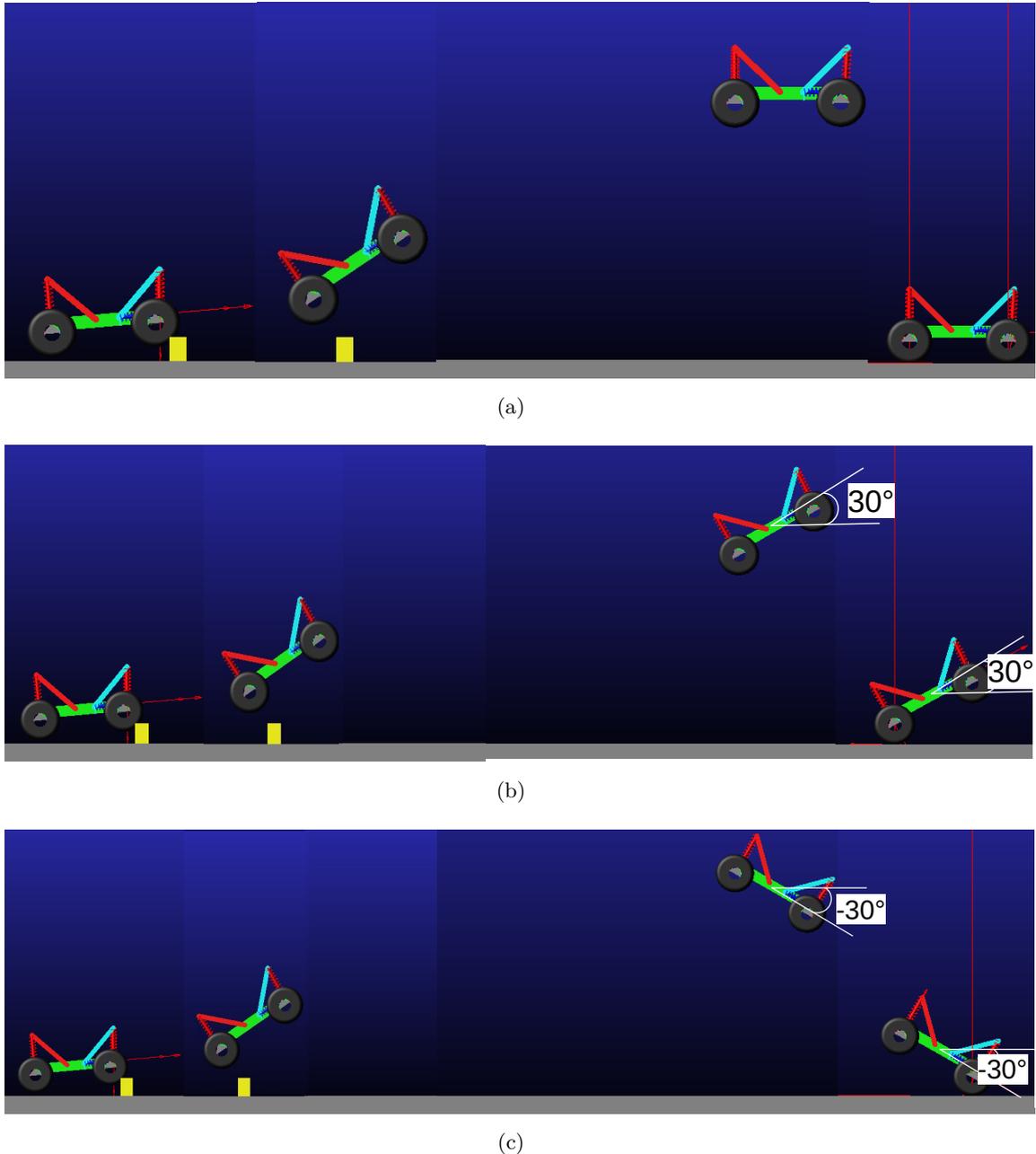


FIGURE 4.32: Franchissement d'un obstacle d'une hauteur de $100\% \text{ wr}$ à 15 m.s^{-1} suivi d'un atterrissage réussi (a) sur les quatre roues ($\delta^d = 0^\circ$), (b) sur les roues arrière ($\delta^d = 30^\circ$) et (c) sur les roues avant ($\delta^d = -30^\circ$). Liens vidéos : (a), (b), (c) (liens en cours de génération et insertion).

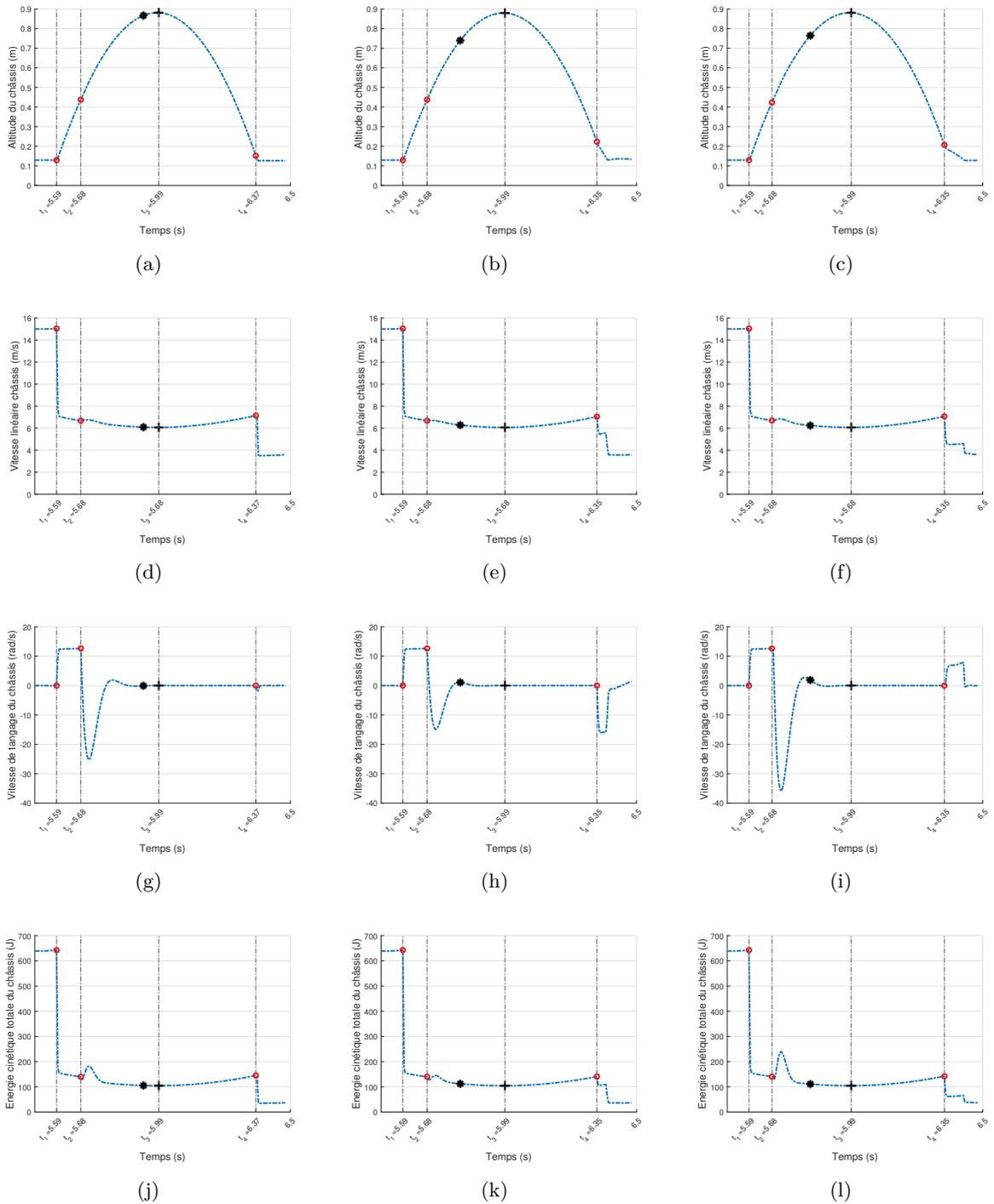


FIGURE 4.33: Evolution temporelle de l'altitude du châssis (1^{ère} ligne : a, b, c), de la vitesse linéaire résultante (2^{ème} ligne : d, e, f), de la vitesse de tangage (3^{ème} ligne : g, h et i) et de l'énergie cinétique totale du châssis (4^{ème} ligne : j, k, l) lors du franchissement d'un obstacle positif de 100% $w_r = 7,45$ cm avec une vitesse d'approche de 15 m.s^{-1} ; pour trois consignes (1^{ère} colonne : $\delta^d = 0^\circ$; 2^{ème} colonne : $\delta^d = 30^\circ$; 3^{ème} colonne : $\delta^d = -30^\circ$). Le point + correspond à l'apogée de la trajectoire du châssis et le point * correspond à l'entrée de l'angle de tangage du châssis dans la bande à 5% autour de la valeur en consigne δ^d .

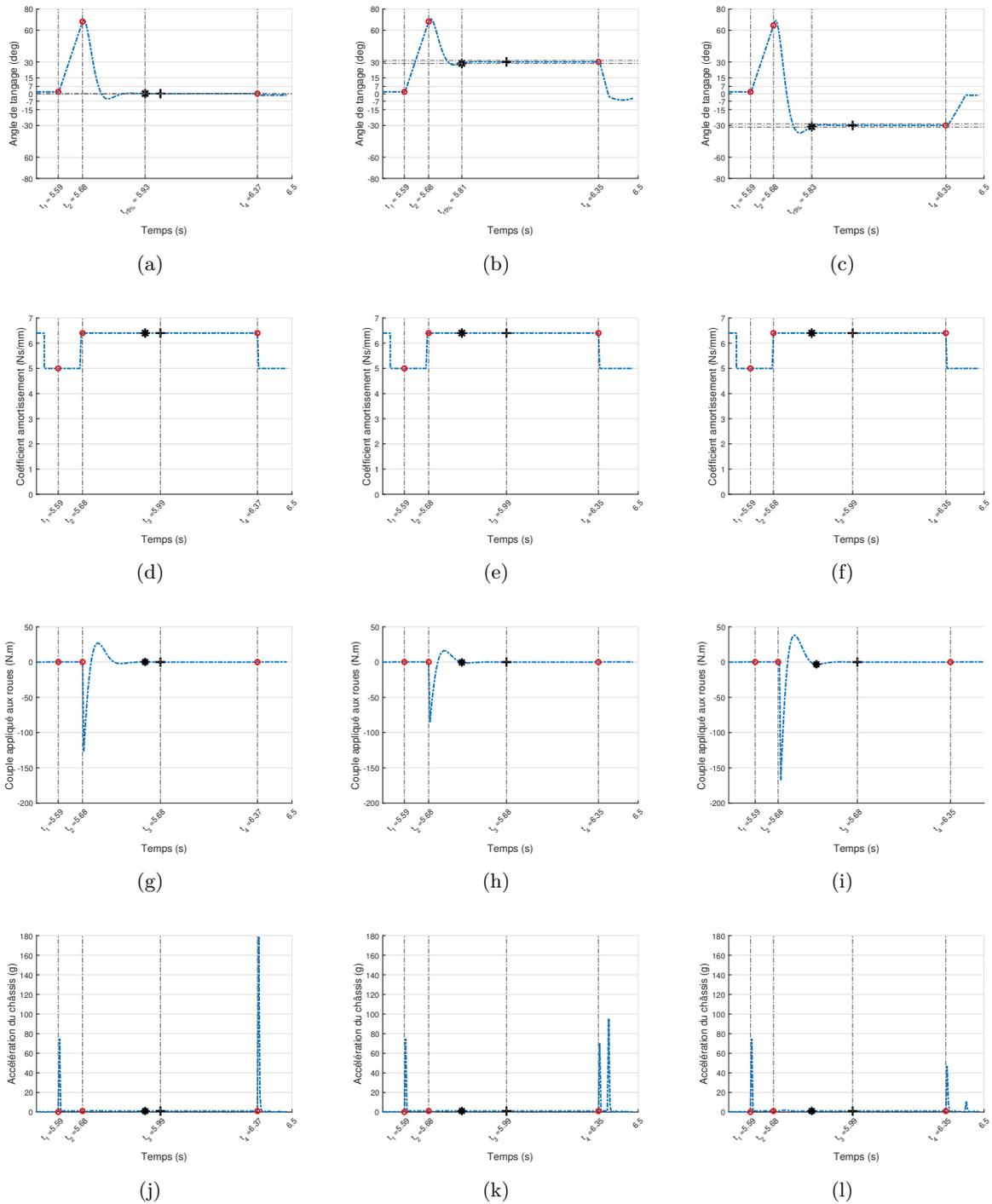


FIGURE 4.34: Evolution temporelle de l'angle de tangage du châssis (1^{ère} ligne : a, b, c), du coefficient d'amortissement (2^{ème} ligne : d, e, f), du couple moteur appliqué aux roues (3^{ème} ligne : g, h et i), et de l'accélération du châssis (4^{ème} ligne : j, k, l) lors du franchissement d'un obstacle positif de 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$ avec une vitesse d'approche de 15 m.s^{-1} et pour trois consignes d'atterrissage (1^{ère} colonne : $\delta^d = 0^\circ$; 2^{ème} colonne : $\delta^d = 30^\circ$; 3^{ème} colonne : $\delta^d = -30^\circ$). Le point + correspond à l'apogée de la trajectoire du châssis et le point * correspond à l'entrée de l'angle de tangage du châssis dans la bande à 5% autour de la valeur en consigne δ^d .

L'angle de tangage δ du châssis était régulé pendant la phase balistique entre t_2 et t_4 pour atteindre dans chacun des cas l'angle de consigne désiré δ^d (Figures Fig. 4.34 a , b, c).

Pour un atterrissage sur les quatre roues ($\delta^d = 0^\circ$), l'écart entre l'angle de consigne et l'angle de décollage était de : $\delta^d - \delta_{dec} = -68,2^\circ$, le temps de réponse à 5% était de : $t_{r5\%} = 250 \text{ ms}$, avec un pic de couple au début de la régulation qui valait : $\tau_{roue} = -126,2 \text{ N.m}$. Le temps de vol était de : $t_{vol} = t_4 - t_2 = 690 \text{ ms}$, et correspondait à une portée de 4,15 m. A l'atterrissage, la décélération du châssis valait : 179,4 g, et sa vitesse de rotation diminuait jusqu'à une valeur minimale de : $-1,88 \text{ rad.s}^{-1}$, avant de tendre à nouveau vers zéro.

Pour un atterrissage sur les roues arrière ($\delta^d = 30^\circ$), l'écart entre l'angle de consigne et l'angle de décollage était de : $\delta^d - \delta_{dec} = -38,2^\circ$, le temps de réponse à 5% était de : $t_{r5\%} = 130 \text{ ms}$, avec un pic de couple au début de la régulation qui valait : $\tau_{roue} = -85,13 \text{ N.m}$. Le temps de vol était de : $t_{vol} = 670 \text{ ms}$, et correspondait à une portée de 4,04 m. A l'atterrissage, la décélération du châssis valait : 70,4 g, et sa vitesse de rotation diminuait jusqu'à une valeur minimale de : $-15,95 \text{ rad.s}^{-1}$, avant de tendre à nouveau vers zéro.

Pour un atterrissage sur les roues avant ($\delta^d = -30^\circ$), l'écart entre l'angle de consigne et l'angle de décollage était de : $\delta^d - \delta_{dec} = -98,2^\circ$, le temps de réponse à 5% était de : $t_{r5\%} = 150 \text{ ms}$, avec un pic de couple au début de la régulation qui valait : $\tau_{roue} = -167,27 \text{ N.m}$. Le temps de vol était de : $t_{vol} = 670 \text{ ms}$, et correspondait à une portée de 4,1 m. A l'atterrissage, la décélération du châssis valait : 47 g, et sa vitesse de rotation augmentait jusqu'à une valeur maximale de $7,89 \text{ rad.s}^{-1}$, avant de tendre à nouveau vers zéro.

Pour toutes les consignes d'angle, l'atterrissage sur les roues avant génère moins de décélération du châssis, dans l'ordre, que sur les roues arrière et sur les quatre roues (Tableau 4.15).

TABLEAU 4.15: Conditions initiales du saut et valeurs des paramètres de contrôle.

c_{mpc} ($N.s.mm^{-1}$)	τ_{mpc} ($N.m$)	δ_{dec} ($^\circ$)	δ_{dec} ($^\circ$)	δ^d ($^\circ$)	$\delta^d - \delta_{dec}$ ($^\circ$)	τ_{max}^d ($N.m$)	t_{vol} (ms)	$t_{r5\%}$ (ms)	a_{att} (g)
5	0,18	12,66	68,15	0	-68,2	-126,2	690	250	179,4
				30	-38,2	-85,13	670	130	70,4
				-30	-98,2	-167,27	670	150	47

Les valeurs de décélérations à l'atterrissage étaient très élevées, car elles dépendaient des paramètres de contact utilisés pour les simulations qui ne sont pas toujours maîtrisés. Elles ne représentent pas de réalité physique pour les expérimentations future parce qu'elles ne pourront jamais être atteintes. En revanche, leurs variations permettent de comparer les différents choix d'atterrissage et de tirer des conclusions.

4.4.3.2 Synthèse et conclusion

Pour un franchissement d'obstacle d'une hauteur égale au rayon des roues (100% wr), le véhicule atterrit toujours sur ses roues dans tous les cas de figure où le contrôle d'attitude est actif. Pour chacune des consignes d'angle de tangage, le temps de réponse à 5 % est d'autant plus élevé que la vitesse de tangage en début de phase balistique est importante, mais il reste toujours largement inférieur au temps de vol de VS-FROG. Plus la vitesse de tangage est élevée, plus la durée de régulation est importante, afin d'atteindre la consigne d'angle. De plus, le pic de couple est d'autant plus important que l'écart d'angle $\delta_{att} = \delta - \delta_{dec}$ est important. Cependant, ces valeurs de pics de

couple théoriques sont beaucoup plus élevées que le couple maximum que peut générer le moteur de VS FROG avec les caractéristiques de la batterie dont nous disposons. La réduction de ce couple peut s'effectuer de plusieurs manières soit :

- En imposant une saturation du couple dans la boucle de contrôle d'attitude, ce qui peut dans certains cas engendrer une non convergence de la commande ;
- En réduisant l'écart d'angle entre l'angle de consigne et l'angle de décollage δ_{att} , par exemple, en choisissant l'angle de décollage comme angle de consigne, ce qui imposerait au véhicule d'atterrir sur les roues arrières ;
- En choisissant des batteries avec un courant maximal plus important qui serait capable de générer un couple plus important ;
- En adaptant les gains G_1 et G_2 pour que le temps de régulation soit égal au temps de vol, afin d'obtenir les gains les plus bas possibles.

De manière globale, la décélération à l'atterrissage est beaucoup moins importante, d'une part lors de l'atterrissage sur les roues avant plutôt que sur les roues arrière, car elle met en jeu quatre amortisseurs dans la configuration en « L », dont les deux amortisseurs longitudinaux pilotables, et accompagne le mouvement d'avance du robot. D'autre part, ceci est vrai lors de l'atterrissage sur les quatre roues, parce qu'elle met en jeu les quatre amortisseurs verticaux. Et ceci d'autant est plus vrai que la vitesse d'approche du véhicule et la hauteur à l'apogée de la trajectoire sont importantes.

Dans le cas critique de franchissement d'un obstacle positif d'une hauteur de 100% wr , le temps de réponse à 5% est en moyenne deux fois plus court que le temps de vol de VS-FROG. Dans ces conditions, l'assiette du véhicule peut largement être corrigée avant qu'il ne retombe sur ses roues. Cependant, les couples théoriques nécessaires sont très élevés par rapport au couple maximal que peut délivrer le moteur avec les batteries disponibles. D'où l'importance de minimiser l'angle de tangage δ et la vitesse de tangage $\dot{\delta}$ à la fin du franchissement.

4.5 Conclusion

En conclusion, ce chapitre propose deux stratégies pour permettre à VS-FROG de franchir des obstacles de différentes hauteurs à grande vitesse (nombre de Froude $F_r \geq 2$), d'une part, puis d'atterrir en toute sécurité sur ses roues, d'autre part. Un plan d'expérience du franchissement à haute vitesse a permis d'identifier trois métriques : la perte d'énergie cinétique, la vitesse de tangage au décollage, et la durée de contact entre la roue et l'obstacle, pour qualifier le franchissement d'obstacles. Ces trois métriques ont été reliées au couple moteur et au coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales par les relations suivantes :

$$\Delta E_c(\tau, c_{AV}) = \sum_{j=0}^1 \left(\sum_{i=0}^{2-j} e_{ij} c_{AV}^j \left(\frac{wr}{I_w} \tau \Delta t + v_c(t - \Delta t) \right)^i \right) \quad (4.49)$$

$$\delta'(\tau, c_{AV}) = \sum_{j=0}^2 \left(\sum_{i=0}^{3-j} p_{ij} c_{AV}^j \left(\frac{wr}{I_w} \tau \Delta t + v_c(t - \Delta t) \right)^i \right) \quad (4.50)$$

$$WOCD(\tau, c_{AV}) = \sum_{j=0}^2 \left(\sum_{i=0}^{3-j} d_{ij} c_{AV}^j \left(\frac{wr}{I_w} \tau \Delta t + v_c(t - \Delta t) \right)^i \right) \quad (4.51)$$

Le problème du franchissement a été formalisé comme un problème d'optimisation multi-objectifs sous contrainte de déplacement de la roue par rapport au châssis, afin de maintenir les débattements longitudinaux de la roue éloignés des butées des suspensions dans l'espace de travail W_u . La réduction du choc du véhicule contre l'obstacle passe essentiellement par une réduction de la perte d'énergie cinétique totale du châssis, en limitant le problème au critère perte d'énergie cinétique totale du châssis comme fonction coût :

$$\begin{cases} \min_{\tau, c_{AV}} \frac{\Delta E_c(\tau, c_{AV})}{E_{max}} \\ cs \ x_{min} < x_c(\tau, c_{AV}) < x_{max} \\ 0,4 < c_{AV} < 6,4 \\ 0 < \tau < \tau_{max} \end{cases} \quad (4.52)$$

Un coefficient d'amortissement faible réduit effectivement la perte d'énergie cinétique, mais cette solution augmente le risque talonner contre les butées articulaires pour les suspensions longitudinales. Un couple faible minimise également la perte d'énergie cinétique en faisant l'hypothèse de roulement sans glissement, le coefficient de frottement statique étant identique fixé à $\mu_s = 1$ (Tableau 4.2).

Cependant, le couple et coefficient de frottement statique sont contraints théoriquement (Abad-Manterola *et al.*, 2010) en borne inférieure ($mg \ wr \sin \theta < \tau$ et $\tan \theta < \mu_s$), pour que la roue puisse franchir l'obstacle, à une hauteur d'obstacle strictement inférieure à 100% de wr (Tableau 4.16). Le couple prédit avec notre approche a toujours permis de franchir l'obstacle jusqu'à 100% de wr pour un coefficient de frottement statique inférieur à la limite théorique.

Le contrôle d'attitude est basé sur le principe de conservation du moment cinétique du véhicule en phase balistique. L'attitude du châssis est contrôlée en appliquant aux roues le couple suivant :

$$\tau^d = \tau + \frac{J_{G\Sigma}}{4} G_2 \left(G_1 (\delta^d - \delta) + \dot{\delta} \right) \quad (4.53)$$

TABLEAU 4.16: *Contraintes théorique sur le couple et le coefficient de frottement statique calculé pour le franchissement de trois hauteurs d'obstacle. Pour une roue 0,325 kg et de rayon $w_r = 0,0745$ m avec θ étant l'angle entre la verticale et le point de contact entre la roue et l'obstacle le long du rayon de la roue.*

$\%w_r$	θ (°)	$mg w_r \sin \theta$ (N.m)	τ_{mpc} (N.m)	$\tan \theta$
100	90	0,24	0,72	+inf
65	58,5	0,20	0,72	1,6
25	22,5	0,10	0,73	0,4

Grâce à ce modèle, le véhicule atteint l'angle consigne dans un temps en moyenne deux fois plus faible que le temps de vol dans le cas critique. Cependant, les valeurs de couple ainsi calculées sont très élevées par rapport aux caractéristiques du moteur et de la batterie du prototype VS-FROG. La valeur maximale du couple nécessaire pourrait être réduite en réduisant l'écart entre l'angle de consigne et l'angle de décollage du véhicule et, dans les cas où le délai est plus important, le véhicule pourrait atteindre plus rapidement l'angle consigne en introduisant la valeur du couple maximal du moteur dans la boucle de commande.

Néanmoins, nous avons développé une architecture théorique et un modèle en simulation permettant de gérer à la fois le choc et l'atterrissage, donc d'automatiser le franchissement en toute sécurité. Cette approche nous permet d'envisager l'adaptation de la vitesse de passage de l'obstacle par anticipation.

Chapitre 5

Conclusions & Perspectives

Conclusions

Dans le **Chapitre 1**, on a vu que la plupart du temps, le franchissement d'obstacle par des robots mobiles à roues est étudié en quasi-statique afin de maintenir la stabilité et l'intégrité du véhicule lors de son évolution en milieu accidenté, car la capacité de franchissement de la roue est limitée selon :

- la forme et la hauteur de l'obstacle par rapport au rayon de la roue ;
- les conditions de contacts qui sont très variables en milieu non structuré.

Pour améliorer les capacités de franchissement des roues seules, les robots mobiles sont généralement équipés de systèmes de locomotion associant une roue et une jambe ou une roue et des pales ou une roue et une chenille, avec ou sans mécanisme de suspension passif ou actif, afin de garantir le contact des roues avec le sol et de contrôler l'assiette du véhicule lors du franchissement d'obstacle. Les stratégies basées sur ces solutions technologiques sacrifient la vitesse du véhicule pour maintenir le contact entre les roues et l'obstacle afin d'assurer la stabilité pendant le franchissement. En effet, la roue continue de grimper sur l'obstacle lorsque les conditions de couple moteur et de friction sont satisfaites. On peut améliorer les conditions d'adhérence entre les roues et le sol en ajoutant aux roues des pales ou encore des crampons, mais ces conditions sont difficilement maîtrisables en temps réel. De telles approches sont ainsi limitées à des vitesses relativement faibles et donc n'intègrent pas de dispositif d'absorption du choc.

Ce constat nous permet de positionner nos travaux de recherche sur le franchissement d'obstacle positif à haute vitesse (nombre de Froude supérieur à 2), car il permettra à court terme d'améliorer la sécurité des robots d'interventions rapides et offrira à long terme la possibilité aux robots agricole ou encore d'exploration de réaliser leurs différentes tâches à des vitesses beaucoup plus élevées qu'actuellement. Les travaux de cette thèse ont suivi deux directions principales afin de répondre à la problématique ainsi formulée : *comment maintenir la stabilité et l'intégrité des robots tout-terrain lorsque le véhicule doit franchir un obstacle à grande vitesse ?*

Le premier axe de travail a porté, dans le **Chapitre 2**, sur la liaison au sol. Grâce à ses degrés de liberté dans les deux directions (verticale et longitudinale), la suspension innovante Susp-4D permet d'amortir les deux composantes de la force d'impact entre les roues et un obstacle. Nous avons comparé deux configurations intéressantes de Susp-4D (configuration en « V » et configuration en « L ») puis la configuration retenue avec une suspension comportant un amortisseur

vertical uniquement (Susp-3D) en vue de choisir la plus adaptée aux franchissements à haute vitesse respectant les deux exigences fonctionnelles :

- absorber le maximum d'énergie due aux composantes verticales et horizontales de la force de réaction résultante créée lors du franchissement d'un obstacle ;
- franchir des obstacles plus élevés à une vitesse donnée ou un même obstacle à une vitesse plus élevée sans basculer ; en d'autres termes, étendre le domaine de stabilité du véhicule.

D'une part, nous avons réalisé une étude analytique de la suspension Susp-4D en commençant par l'étude du modèle géométrique qui a permis de définir l'espace de travail utile W_u , qui correspond à l'ensemble des positions atteignables par l'intersection des deux jambes de la suspension. Puis l'étude du modèle cinématique a permis d'écrire la matrice jacobienne et d'évaluer le couplage en déplacement des deux jambes. Enfin, un modèle cinétostatique de ce mécanisme a permis d'évaluer les raideurs apparentes, les forces apparentes et l'énergie potentielle élastique apparente dans les deux directions. Ces différents critères ont permis de comparer deux configurations de Susp-4D. Il résulte de cette comparaison que la configuration en « L » absorbe à l'identique les composantes horizontale et verticale de la force de réaction de l'obstacle sur la roue lors du franchissement d'un obstacle, tandis que la configuration en « V » privilégie la direction verticale.

D'autre part, nous avons fait une analyse cinématique 2D du franchissement d'un obstacle de grande hauteur (80% du rayon de la roue), par un véhicule équipé de Susp-4D dans la configuration « L » puis de Susp-3D (donc sans amortisseur longitudinal) dans l'objectif d'évaluer l'apport de la composante longitudinale du déplacement de la roue sur la performance de la suspension. L'effet des deux suspensions sur le comportement cinématique du véhicule a été évalué en comparant la décélération du châssis, la perte de vitesse relative, la perte d'énergie cinétique relative et la vitesse de tangage pendant la phase de collision des roues avant avec l'obstacle. Il en résulte que :

- La décélération du châssis était deux fois plus faible lorsque le véhicule était équipé de Susp-4D par rapport à Susp-3D. La suspension Susp-4D réduit le choc lors du franchissement de l'obstacle ;
- La perte d'énergie cinétique relative était trois fois plus faible lorsque le véhicule était équipé de Susp-4D. Le véhicule était donc moins ralenti ;
- La vitesse de tangage gardait un signe positif (mouvement de cabrage) lors du franchissement lorsque le véhicule était équipé de Susp-4D, tandis qu'il était d'abord négatif (mouvement de piqué) puis positif (mouvement de cabrage) lorsqu'il était équipé de Susp-3D. Le véhicule équipé de Susp-4D est plus apte à franchir des obstacles de hauteur élevée en tout en réduisant le risque de renversement après le passage de l'obstacle.

Ces résultats, nous ont fait légitimement choisir Susp-4D dans la configuration en « L » pour répondre à la problématique de franchissement d'obstacle positif à haute vitesse, car elle permet de franchir un même obstacle à une vitesse plus élevée sans basculer vers l'avant au début du franchissement ; en d'autres termes, d'étendre le domaine de stabilité du véhicule (Fig. 2.20).

Dans le **Chapitre 3** nous avons reconçu l'architecture mécanique du drone terrestre VS-FROG en y intégrant une version semi-active des suspensions longitudinales. La première étape a été de reconcevoir ou dimensionner neuf pièces : porte-moyeu, bielles de direction ; bielle supérieure ; palonnier ; support des suspensions ; plaque avant ; plaque centrale ; plaque arrière (annexe A.1.2) de Susp-4D pour alléger VS-FROG. Ces pièces ont été dimensionnées suivant trois sollicitations (verticale, longitudinale et latérale) dans le but d'être imprimées en matériau plastique (PLA) à l'aide d'une imprimante 3D. Sept pièces ont passé les tests de résistance mécanique avec le matériau

plastique tandis que la bielle supérieure et la plaque centrale n'ont pas résisté aux sollicitations. Ces dernières ont été fabriquées en Onyx associé à une barre de stub pour la bielle supérieure et en aluminium pour la plaque centrale. Tout ce travail a permis de réduire la masse du prototype VS-FROG de 600 g par rapport la version antérieure. La seconde étape a été de proposer une version semi-active des suspensions longitudinales de Susp-4D. La suspension proposée utilise un vérin double tige et peut être pilotée à l'aide d'une électrovanne pour varier l'amortissement des suspensions longitudinales. Nous avons fait le choix d'une électrovanne tout ou rien qui correspond à un état souple ou rigide des suspensions longitudinales. Le détail des travaux est présenté en annexe A. Le prototype VS-FROG intègre une centrale inertielle BNO055 9 — Axes (accéléromètre, gyromètre et boussole) pour être capable de faire de la fusion de données afin d'avoir des valeurs plus précises d'angle de tangage et de vitesse de tangage, une carte Arduino UNO pour orchestrer les deux stratégies et un module de communication Xbee pour commander le robot à distance.

Le second axe de travail a porté, dans le **Chapitre 4**, sur le développement de stratégies, d'une part de franchissement et d'autre part d'atterrissage après une phase balistique pour permettre au robot de continuer sa mission. Le premier objectif de la stratégie de franchissement était de minimiser la perte d'énergie cinétique lors du franchissement d'un obstacle positif à haute vitesse pour minimiser le choc et donc limiter le risque de destruction des suspensions. Le second objectif était de réduire la vitesse de tangage du véhicule en fin de franchissement pour faciliter le contrôle en phase balistique du mouvement de tangage du robot.

Grâce à un plan d'expérience, nous avons pu établir les relations entre la perte d'énergie cinétique totale du châssis du véhicule, le coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales de Susp-4D et le couple moteur du véhicule, à différentes vitesses d'approche et pour différentes hauteurs d'obstacles jusqu'à la valeur du rayon de la roue. Le coefficient d'amortissement le plus faible permettait d'avoir le moins de perte d'énergie cinétique, mais augmentait le risque de talonnement de la suspension contre ses butées mécaniques, tandis que le coefficient d'amortissement le plus élevé conduisait à une plus grande perte d'énergie cinétique mais sans risque de talonnement. Cela nous a permis de formaliser le problème du franchissement comme un problème d'optimisation sous contrainte du déplacement de la roue par rapport au châssis dans l'espace de travail de la suspension et de trouver les valeurs optimales du coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales de Susp-4D et du couple moteur en vue d'atteindre les deux objectifs de la stratégie.

La stratégie de franchissement d'obstacle consiste à prédire les valeurs optimales d'amortissement et de couple moteur à appliquer lors du franchissement en gardant les suspensions loin des butées mécaniques. Un contrôleur prédictif a été implémenté en co-simulation Adams/Matlab Simulink pour réaliser la stratégie de franchissement. Nous avons comparé la perte d'énergie cinétique d'un modèle à amortissement prédit (3) avec un modèle à amortissement prédéterminé souple (2) et un autre rigide (1). Il en résulte que la perte d'énergie cinétique dans le cas prédit (3) est toujours plus faible que dans le cas rigide (1) et se rapproche du cas souple (2), d'autant plus que la hauteur d'obstacle diminue tout en supprimant tout risque de talonnage. Nous avons ensuite comparé la perte d'énergie cinétique et la vitesse de tangage du cas prédit (3) et du cas à couple régulé (4). Il en résulte que la perte d'énergie cinétique du châssis est plus faible dans le cas prédit (3) pour des obstacles inférieurs à 65% du rayon de roue (noté wr) et devient légèrement plus élevée pour des obstacles supérieurs à 65% de wr . La vitesse de tangage en fin de franchissement, quant à elle, demeure plus faible pour toutes les vitesses et hauteur d'obstacles dans le cas prédit (3). Au vu de l'ensemble des résultats présentés dans cette section, la stratégie consistant à adapter le coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales avant le franchissement de l'obstacle (cas prédit) apparaît comme celle qui offre le meilleur compromis en regard des critères

de performance choisie : elle provoque généralement une perte d'énergie cinétique inférieure au cas à couple régulé (4) donc un choc moins important — sauf lorsque la hauteur d'obstacle est élevée (100% de wr) — et une vitesse de tangage également inférieure. En outre, elle est obtenue avec un couple moteur minimal qui nécessite donc une consommation électrique souvent très inférieure à celle du cas à couple régulé (4).

La stratégie de contrôle d'attitude avait pour objectif de contrôler le mouvement de tangage de l'assiette du véhicule en phase balistique en vue d'un atterrissage du robot toujours sur ses roues. Ce travail a été motivé par la grande probabilité de décollage du véhicule lors du passage d'un obstacle d'une hauteur supérieure à plus de la moitié du rayon de la roue et avec une vitesse d'approche supérieure ou égale à 6 m.s^{-1} . Un modèle de tangage du véhicule en phase balistique, basé sur le principe de conservation du moment cinétique total du véhicule en phase aérienne, a été développé puis implémenté. À partir de ce modèle, nous avons développé une loi de commande par backstepping en co-simulation Adams/Matlab Simulink permettant de réguler l'angle de tangage du robot à partir du couple moteur appliqué aux roues du robot. Il en résulte que le robot atteignait la consigne avec un temps de réponse en moyenne (entre 60 — 250 ms) qui est deux fois plus faible que le temps de vol (entre 130 — 690 ms). On arrive largement à contrôler l'assiette du robot avant son atterrissage au sol. La stratégie de contrôle du tangage marche en théorie, mais nécessite des couples importants au début du contrôle. Ainsi, en appliquant une consigne d'angle de tangage nul, le robot était capable d'atterrir toujours sur ses quatre roues ; avec une consigne de tangage négatif, d'atterrir sur les roues avant ; et enfin, avec une consigne de tangage positif, d'atterrir sur les roues arrière. Il résulte de ces simulations dynamiques qu'il vaut mieux faire atterrir le véhicule sur les roues avant, car chaque roue est amortie simultanément par les deux amortisseurs de la configuration en « L » et réduit la décélération du châssis au moment de l'atterrissage du robot d'autant plus que la vitesse d'approche est grande.

Dans cette thèse, nous avons procédé à la validation théorique des deux stratégies de franchissement et de contrôle d'attitude et nous avons proposé une architecture mécatronique pour leur implémentation physique sur le prototype VS-FROG.

Perspectives

Les développements réalisés dans cette thèse ont apporté une nouvelle approche du franchissement d'obstacles positifs à haute vitesse et ont été validés sur le plan théorique. Cependant, plusieurs aspects restent à approfondir et à explorer.

Optimisation de la suspension Susp-4D

Dans ces travaux, nous nous sommes limités à l'étude de deux orientations des jambes de la suspension Susp-4D. Une extension de ces travaux pourrait porter sur l'étude de l'évolution du couplage en déplacement des deux jambes de suspension, de leurs raideurs apparentes et de leurs longueurs de compression. En utilisant les relations proposées dans cette thèse entre l'orientation des jambes de la suspension Susp-4D et les critères de performance définis ici, il est possible d'envisager un système de contrôle de l'ensemble du mécanisme de suspension en vue de l'adapter à différentes situations de franchissement (par exemple nécessitant de faire varier la garde au sol du châssis) et à la réception du véhicule au sol après une phase balistique.

Vers une version active de la suspension Susp-4D

La technologie de la vanne utilisée pour faire varier le coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales autorise deux états : un état rigide lorsque la vanne est complètement fermée et un état souple lorsqu'elle est totalement ouverte. Ce dispositif limite les possibilités de variation du coefficient d'amortissement lors de l'implémentation des stratégies de franchissement et d'atterrissage à haute vitesse proposées. L'utilisation d'une vanne proportionnelle serait plus adaptée, car elle permettrait d'appliquer aux suspensions la valeur exacte du coefficient d'amortissement calculé par le modèle. Un tel système pourrait aussi être utilisé lors du franchissement pour effectuer un contrôle actif de la suspension. En utilisant un compresseur ou une pompe pour augmenter la pression dans les chambres des vérins, il sera possible de générer un déplacement relatif de la roue par rapport au châssis ou de modifier l'assiette du châssis. Ce dispositif pourrait permettre de contrôler les suspensions indépendamment : les suspensions gauches et droites, longitudinales et verticales. Il serait donc possible de réguler la vitesse de tangage, le roulis et mouvement de lacet en amortissant sélectivement les composantes verticales ou horizontales de la suspension.

Stratégie de franchissement d'obstacles à haute vitesse

Cette thèse a permis, par un plan d'expérience complet à trois paramètres et cinq niveaux, d'évaluer la perte d'énergie cinétique, la durée du contact roue-obstacle et la vitesse de tangage lors de 125 simulations de franchissement d'obstacles à haute vitesse, dont 27 cas de simulations ont été analysés et présentés. Cet échantillon de simulations pourra être enrichi par d'autres, choisies pour élargir le champ des configurations de franchissement considérées.

A partir de ces critères qualifiant le franchissement d'obstacle à haute vitesse, les techniques d'apprentissage par renforcement pourraient être utilisées pour étendre les fonctions d'ajustement à des obstacles de différentes formes ou de hauteur supérieure au rayon de la roue, et à différentes conditions de contact roue-sol.

La fonction coût de calcul des valeurs optimales de coefficient d'amortissement et couple moteur nécessaires pour minimiser le choc lors du franchissement pourrait être étendue en intégrant d'autres critères tels que la durée de contact roue-obstacle. En l'état actuel, la stratégie va nécessiter, pour pouvoir être testée en automatique, l'utilisation d'algorithme de suivi de trajectoire et de détection de la hauteur de l'obstacle approché. Ces algorithmes vont nécessiter l'utilisation des capteurs tels qu'une caméra de profondeur combinée à un lidar 2D (mono-nappe) pour détecter la hauteur de l'obstacle et d'un GPS centimétrique pour le suivi de trajectoire.

Stratégie de contrôle d'attitude et d'atterrissage

La correction d'attitude en tangage dès la détection de la phase balistique requiert un important pic de couple au début de la régulation. En pratique, la valeur du couple moteur d'un véhicule robotisé (ex : VS-FROG) est limitée par les caractéristiques du moteur et par l'intensité maximale du courant que peut délivrer la batterie. Pour atteindre ces valeurs théoriques calculées, une possibilité serait d'utiliser des batteries capables de délivrer une intensité plus importante ou d'adapter la stratégie au véhicule : choisir finement les gains et intégrer la saturation du moteur dans la boucle de contrôle. On pourrait aussi contrôler les suspensions verticales plus en amont de la phase balistique pour réguler le cabrage du véhicule et ainsi réduire la vitesse de tangage en fin de franchissement.

Tests expérimentaux

Sur le plan expérimental, il reste encore à faire le lien entre les valeurs de commande en simulation et leur correspondant sur le prototype VS-FROG et à implémenter les deux algorithmes de franchissement et d'atterrissage sur la carte microcontrôleur.

De manière générale, nous avons développé une architecture générique pour piloter les mobilités supplémentaire des suspensions longitudinales et le couple moteur au moment de l'impact afin de minimiser le choc et la vitesse de tangage en fin de franchissement et pendant la phase balistique pour atterrir soit à plat, soit sur les roues avant, soit sur les roues arrière. Elle peut être raffinée par la prise en compte de paramètres supplémentaires :

- la hauteur maximale du saut en incluant l'énergie potentielle ;
- l'inclinaison du terrain d'atterrissage ;
- l'altitude du terrain d'atterrissage ;
- l'instant de déclenchement des actions de contrôle du coefficient d'amortissement et du couple.

On pourrait aussi intégrer l'influence des paramètres de Susp-4D considérés fixes dans le présent travail, tels que :

- le coefficient d'amortissement des jambes verticales ;
- la raideur des ressorts des jambes ;
- la précontrainte des jambes de suspension pour le positionnement des roues ;
- la vitesse d'approche supposée constante au moment de l'impact.

Nous avons proposé un nouveau formalisme du franchissement d'obstacle pour véhicule à roues et en particulier un module d'assistance automatique au franchissement d'obstacle positif à haute vitesse, exploitant des caractéristiques variables des propriétés de suspension, la vitesse d'approche du robot et la hauteur de l'obstacle à franchir. Un modèle multi-corps paramétré et commandable ainsi qu'un prototype VS-FROG ont été aussi proposés qui pourront, à court terme, permettre d'implémenter et de tester le module d'aide au franchissement d'obstacle positif 2D et, à moyen terme, d'intégrer les problématiques de lacet et de roulis lors du franchissement d'obstacle à haute vitesse.

Bibliographie

- Pablo ABAD-MANTEROLA, Joel W BURDICK, Issa AD NESNAS, Sandeep CHINCHALI, Christine FULLER et Xuecheng ZHOU : Axel rover paddle wheel design, efficiency, and sinkage on deformable terrain. *In 2010 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pages 2821–2827. IEEE, 2010.
- Masniezam AHMAD, Khairul Azwan ISMAIL et Fauziah MAT : Impact models and coefficient of restitution : A review. *ARPJ. Eng. Appl. Sci.*, 11(10):6549–6555, 2016.
- Olivier ALTET, Xavier MOREAU, Mathieu MOZE, Patrick LANUSSE et Alain OUSTALOUP : Principles and synthesis of hydractive crone suspension. *Nonlinear Dynamics*, 38(1):435–459, 2004.
- François ANDRÉ, Michel BLONDELET et Grigoire GOGU : Dispositif de suspension d'une roue de véhicule, patent WO 2004009383A1. *Michelin/IFMA, Clermont-Ferrand, France*, 2004.
- OM ANUBI, DR PATEL et CD CRANE : A new variable stiffness suspension system : passive case. *Mechanical Sciences*, 4(1):139–151, 2013.
- AOS : Technologies AG : S-MOTION. "<https://www.aostechnologies.com>", 2022. Dernière connexion 13/04/2022.
- Dimitrios Socrates APOSTOLOPOULOS : *Analytical configuration of wheeled robotic locomotion*. Thèse de doctorat, Carnegie Mellon University, 2001.
- Marc ARSENAULT et Roger BOUDREAU : Synthesis of planar parallel mechanisms while considering workspace, dexterity, stiffness and singularity avoidance. *Journal of Mechanical Design*, 128:69–77, January 2006.
- V ASTEGGIANO et S SILVANO : Suspension system with longitudinal interconnection for a vehicle, patent EP1655159A1. 2004.
- Karl ASTHEIMER : Rear axle suspensions for motor vehicles, mars 4 1975. US Patent 3 869 016.
- Tamer ATTIA et Tomonari FURUKAWA : Design, modeling and analysis of a novel reconfigurable wheeled robot with elastic actuated mechanism. *In ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, volume 4, page 10. American Society of Mechanical Engineers, 2019.
- Thomas BAK et Hans JAKOBSEN : Agricultural robotic platform with four wheel steering for weed detection. *Biosystems Engineering*, 87(2):125–136, 2004.
- E BAUMGARTNER, B WILCOX, R WELCH et R JONES : Mobility performance of a small-body rover. *In Int'l Symposium on Robotics with Applications, World Automation Congress*, 1998.

- Owen BAWDEN, David BALL, Jason KULK, Tristan PEREZ et Raymond RUSSELL : A lightweight, modular robotic vehicle for the sustainable intensification of agriculture. *In Proceedings of the 16th Australasian Conference on Robotics and Automation 2014*, pages 1–9. Australian Robotics and Automation Association (ARAA), 2014.
- Mieczyslaw Gregory BEKKER : Theory of land locomotion. 1956.
- Mieczyslaw Gregory BEKKER : Introduction to terrain-vehicle systems. part i : The terrain. part ii : The vehicle. Rapport technique, Michigan Univ Ann Arbor, 1969.
- Mihir R. BHAGAT : All-terrain mobile robot for extra-terrestrial applications. Thèse de Master. National institute of technology karnataka surathkal, 2012.
- M Asghar BHATTI : Optimization problem formulation. *Practical Optimization Methods : With Mathematica® Applications*, pages 1–45, 2000.
- BOSE : Bose suspension system-white paper. <http://www.bosefrance.fr/FR/fr/learning-centre/suspension-problem>, 2004.
- Arthur BOUTON : *Conception et commande d'une structure de locomotion compliant pour le franchissement d'obstacle*. Thèse de doctorat, Paris 6, 2017.
- Arthur BOUTON, Christophe GRAND et Faïz BENAMAR : Motion control of a compliant wheel-leg robot for rough terrain crossing. *In 2016 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, pages 2846–2851. IEEE, 2016.
- Sébastien BRIOT, Vigen ARAKELIAN, Ilian A BONEV, Damien CHABLAT et Philippe WENGER : Self-motions of general 3-r pr planar parallel robots. *The International Journal of Robotics Research*, 27(7):855–866, 2008.
- Salvatore BRISCHETTO et Roberto TORRE : Tensile and compressive behavior in the experimental tests for pla specimens produced via fused deposition modelling technique. *Journal of Composites Science*, 4(3):10–12, 2020.
- Mylène CAMPANA, Pierre FERNBACH, Steve TONNEAU, Michel TAÏX et Jean-Paul LAUMOND : Ballistic motion planning for jumping superheroes. *In Proceedings of the 9th International Conference on Motion in Games*, pages 133–138, 2016.
- James CARVILL : *Mechanical engineer's data handbook*. Butterworth-Heinemann, 1994.
- Brendan Juin-Yih CHAN : *Development of an off-road capable tire model for vehicle dynamics simulations*. Thèse de doctorat, Virginia Tech, 2008.
- Bhuwaneshwar CHANDEKAR et Hemant D LAGDIVE : Design of electro-hydraulic active suspension system for four wheel vehicles. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 4(4):885–889, 2014.
- Evan CHANG-SIU, Thomas LIBBY, Masayoshi TOMIZUKA et Robert J FULL : A lizard-inspired active tail enables rapid maneuvers and dynamic stabilization in a terrestrial robot. *In 2011 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, pages 1887–1894. IEEE, 2011.

- Mark CHARLET et Clément GOSSELIN : Reorientation of free-falling legged robots. *ASME Open Journal of Engineering*, 1:1–10, 2022.
- Olivier COMPANY et Sébastien BRIOT : Les robots parallèles. <https://www.techniques-ingenieur.fr>. *Techniques de l'ingénieur Conception, modélisation et commande en robotique*, base documentaire :TIB398DUO.(ref.article :s7768), 2015.
- Michele CONCONI et Marco CARRICATO : A new assessment of singularities of parallel kinematic chains. *IEEE Transactions on Robotics*, 25(4):757–770, 2009.
- Dengqi CUI, Xueshan GAO et Wenzeng GUO : Mechanism design and motion ability analysis for wheel/track mobile robot. *Advances in Mechanical Engineering*, 8(11):1–13, 2016.
- Alessio DE LUCA, Luca MURATORE, Vignesh Sushrutha RAGHAVAN, Davide ANTONUCCI et Nikolaos G TSAGARAKIS : Autonomous obstacle crossing strategies for the hybrid wheeled-legged robot centauro. *Frontiers in Robotics and AI*, 8:721001, 2021.
- Mathieu DEREMETZ : *Contribution à la modélisation et à la commande de robots mobiles autonomes et adaptables en milieux naturels*. Thèse de doctorat, Université Clermont Auvergne, 2018.
- John C DIXON : *Tires, suspension and handling*. SAE international, 1996.
- ENGINEERSEDGE : Coefficient of Friction Equation and Table Chart. <https://www.engineersedge.com>, 2003.
- Jean-Christophe FAUROUX : Synthesis of spatial parallel mechanisms for a vertical and longitudinal all-terrain suspension. <http://jc.fauroux.free.fr>. *Joint XI Int. Conf. on Mechanisms and Mechanical Transmissions (MTM) and Int. Conf. on Robotics (Robotics'12), Applied Mechanics and Materials, Clermont-Ferrand, France*. <https://doi.org/10.4028>, 162:19–28, June 6-8 2012b.
- Jean-Christophe FAUROUX et Belhassen-Chedli BOUZGARROU : Dynamic obstacle-crossing of a wheeled rover with double-wishbone suspension. <http://jc.fauroux.free.fr>. In Christophe Grand PHILIPPE BIDAUD, Mohammad O. Tokhi et Gurvinder S. VIRK, éditeurs : *Field Robotics*, Proc. 14th International Conference on Climbing and Walking Robots, CLAWAR'11, pages 642–649. World Scientific Publishing. ISBN-13 978-981-4374-27-9, https://doi.org/10.1142/9789814374286_0075, Paris, France, Septembre 06-08 2011.
- Jean-Christophe FAUROUX, Belhassen-Chedli BOUZGARROU, Nicolas BOUTON, Philippe VASLIN, Roland LENAIN et Frédéric CHAPPELLE : Agile wheeled mobile robots for service in natural environment. In *Service robots and robotics : Design and application*, pages 295–337. A book edited by prof. Marco Ceccarelli, University of Cassino, Italy. ISBN13 : 978-1-4666-0291-5, DOI : 10.4018/978-1-4666-0291-5. IGI GLOBAL, 441 p., March 2012a.
- Jean-Christophe FAUROUX, Frédéric CHAPPELLE et Belhassen-Chedli BOUZGARROU : Openwheel i3r—a new architecture for clearance performance. <http://jc.fauroux.free.fr>. In *Proc. of ROBOTICS 2010, International Symposium, Clermont-Ferrand, France*. DOI : 10.4018/978-1-5225-1759-7.ch032, pages 1–10, September 3-4 2010a.
- Jean-Christophe FAUROUX et Richard COUSTURIER : Dispositif de suspension d'une roue, et véhicule muni d'au moins une roue équipée d'un tel dispositif de suspension. *Brevet PCT WO 2013045634, Numéro de demande : WO2012EP69222 20120928, Université Blaise Pascal Clermont II et Institut Français de Mécanique Avancée*, pages 1–36, Septembre 28 2012c.

- Jean-Christophe FAUROUX, Jamil DAKHLALLAH et Belhassen-Cheldi BOUZGARROU : A new concept of fast mobile rover with improved stability on rough terrain. <http://jc.fauroux.free.fr>. in *Proc. of HUDEM'2010, 8th International Advanced Robotics Programme (IARP) Workshop on Robotics and Mechanical assistance in Humanitarian De-mining and Similar risky interventions, National Engineering School of Sousse, Tunisia*, (26):1–16, May 10-12 2010b.
- Ernst FIALA : Seitenkräften am rollenden luftreifen. *VdI*, 96:973–979, 1954.
- FILIMPRIMANTE3D : Etudes sur la résistance des pièces imprimées en 3D. <http://www.filimprimante3d.fr>, 2022a.
- FILIMPRIMANTE3D : PLA, ABS, PETG, Guide d'achat des matériaux pour imprimante 3D en fonction de l'application. <http://www.filimprimante3d.fr>, 2022b.
- Mohamed FNADI : *Commande prédictive et estimation des paramètres d'environnement pour un rover rapide*. Thèse de doctorat, Sorbonne université, 2019.
- GEOGEBRA : Applis Maths GeoGebra. : <https://www.geogebra.org/>, 2022.
- Mohamed GHARIB et Yildirim HURMUZLU : A new contact force model for low coefficient of restitution impact. *Journal of applied mechanics*, 79(6), 2012.
- Jochem GIESBERS : Contact mechanics in msc adams - a technical evaluation of the contact models in multibody dynamics software msc adams. <http://essay.utwente.nl/62109/>, July 2012.
- Gianni GILARDI et Inna SHARF : Literature survey of contact dynamics modelling. *Mechanism and machine theory*, 37(10):1213–1239, 2002.
- G GIM, Y CHOI et S KIM : A semiphysical tyre model for vehicle dynamics analysis of handling and braking. *Vehicle System Dynamics*, 43(sup1):267–280, 2005.
- Hartmut GOETZEN, Ulrich HIPPE et Avshalom SUISSA : Controllable wheel suspension system for an active running gear of a motor vehicle, septembre 25 2001. US Patent 6 293 561.
- Grigore GOGU : Structural synthesis of fully-isotropic translational parallel robots via theory of linear transformations. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, 23(6):1021–1039, 2004.
- Grigore GOGU : Structural parameters. *Structural synthesis of parallel robots*, Springer, 149:31–130, 2008.
- Daniel J GONZALEZ, Mark C LESAK, Andres H RODRIGUEZ, Joseph A CYMERMAN et Christopher M KORPELA : Dynamics and aerial attitude control for rapid emergency deployment of the agile ground robot agro. In *2020 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, pages 2577–2584. IEEE, 2020.
- Pablo GONZALEZ-DE-SANTOS, Roemi FERNÁNDEZ, Delia SEPÚLVEDA, Eduardo NAVAS et Manuel ARMADA : Unmanned ground vehicles for smart farms. *Agron.-Clim. Chang. Food Secur*, 6:73, 2020.
- Clement GOSSELIN : Stiffness mapping for parallel manipulators. *IEEE transactions on Robotics and Automation*, 6(3):377–382, 1990.
- Clement GOSSELIN et Jorge ANGELES : A global performance index for the kinematic optimization of robotic manipulators. *Journal of Mechanical Design*, 113:220–225, September 1991.

- Clement M GOSSELIN et Michel GUILLOT : The synthesis of manipulators with prescribed workspace. *Journal of Mechanical Design*, 113:451 – 455, December 1991.
- Clément M GOSSELIN et Martin JEAN : Determination of the workspace of planar parallel manipulators with joint limits. *Robotics and Autonomous Systems*, 17(3):129–138, 1996.
- Christophe GRAND, F BENAMAR, Frédéric PLUMET et Philippe BIDAUD : Stability control of a wheel-legged mini-rover. *In Proc. of CLAWAR*, volume 2, pages 323–330, 2002.
- M.J. GREGORY : Measurement of rubber properties for design. <https://linkinghub.elsevier.com>. *Polymer Testing*, 4(2-4):211–223, 1984. ISSN 01429418.
- Michele GUARNIERI, R DEBENEST, Takao INOH, E FUKUSHIMA et Shigeo HIROSE : Development of helios vii : an arm-equipped tracked vehicle for search and rescue operations. *In RSJ : Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems*, volume 1, pages 39–45. IEEE, 2004.
- Thierry HALCONRUY : *Les liaisons au sol*. ETAI, 1995.
- S HEGAZY, H RAHNEJAT et K HUSSAIN : Dynamic tyre testing for vehicle handling studies. *Multibody Dyn Monit Simul Tech II*, 135:135–154, 2000.
- Shigeo HIROSE : Three basic types of locomotion in mobile robots. *In Fifth International Conference on Advanced Robotics' Robots in Unstructured Environments*, pages 12–17. IEEE, 1991.
- KH HUNT : Structural kinematics of in-parallel-actuated robot-arms. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 105:705–712, December 1983.
- INRAE : Projet adap2e. <https://adap2e.inrae.fr>, 2014.
- ISIR : Agile fast rover : Spido. <http://sites.isir.upmc.fr>, 2011.
- Pierre JARRAULT : *Optimisation des capacités de franchissement des robots mobiles hybrides "roues-pattes"*. Thèse de doctorat, Université Pierre et Marie Curie-Paris VI, 2013.
- JPLAB : Perseverance rover. <https://mars.nasa.gov>, 2020.
- Romain JUGIE et Mathieu PEYRARD : Fabrication et expérimentation d'une suspension innovante à deux degrés de liberté pour le franchissement dynamique d'obstacles. rapport de stage de recherche en 3ème année d'école d'ingénieur, IFMA. pages 1–44, 2013.
- KINOVEA : Kinovea 0.9.5 : Free motion tracking. <https://www.kinovea.org/>, 2022. Dernière connexion : 14/04/2022.
- J KNAPCZYK et S DZIERZEK : Displacement and force analysis of five-rod suspension with flexible joints. *Journal of Mechanical Design*, 117:532–537, 1995.
- Jarosław KONIECZNY, Janusz KOWAL, Janusz PLUTA et Andrzej PODSIADŁO : Laboratory research of the controllable hydraulic damper. *Engineering Transactions*, 54(3):203–221, 2006.
- Mohamed KRID et Faiz BENAMAR : Design and control of an active anti-roll system for a fast rover. *In 2011 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, pages 274–279. IEEE, 2011.
- Takashi KUBOTA, I NAKATANI, Y KURODA et Y KUNII : Micro planetary rover micro 5. *In Artificial Intelligence, Robotics and Automation in Space*, volume 440, page 373, 1999.

- Yu-Ling KUO et Chao-Chieh LAN : A two-dimensional adjustable constant-force mechanism. *Journal of Mechanical Design*, 142(6), 2020.
- Michel LAURIA : *Nouveaux concepts de locomotion pour véhicules tout-terrain robotisés*. Thèse de doctorat, EPFL, 2003.
- SeeWoo LEE : *Development of new dynamic tire model for improved vehicle dynamics simulation*. The Ohio State University, 1994.
- Damien LHOMME-DESAGES : *Commande d'un robot mobile rapide à roues non directionnelles sur sol naturel*. Thèse de doctorat, Université Pierre et Marie Curie-Paris VI, 2008.
- Isménio MARTINS, M ESTEVES, F Pina DA SILVA et Pedro VERDELHO : Electromagnetic hybrid active-passive vehicle suspension system. *In 1999 IEEE 49th Vehicular Technology Conference (Cat. No. 99CH36363)*, volume 3, pages 2273–2277. IEEE, 1999.
- Helmut MAUSSER : Normalization and other topics in multi-objective optimization. *In Fields-MITACS Industrial Problems Workshop*, page 89. Citeseer, 2006.
- Zhihuai MIAO, Jixue MO, Gang LI, Yinghao NING et Bing LI : Wheeled hopping robot with combustion-powered actuator. *International Journal of Advanced Robotic Systems*, 15(1):1–14, 2018.
- MICHELIN : Michelin active wheel, 2008.
- Mohd Asqalani NAHARUDIN : *Design and Simulation Automobile Active Suspension System*. Thèse de doctorat, UMP, 2008.
- Denis N'CHOT, Jean-Christophe FAUROUX, Lama AL BASSIT, Roland LENAIN et Philippe VASLIN : Performance evaluation of an innovative suspension system for obstacle crossing. *In Robotics in Natural Settings : CLAWAR 2022*, pages 95–106. Springer, 2022.
- Hans B PACEJKA : Tyre and vehicle dynamics, ed. *SAE International*, 2, 2002.
- Eden PRAIRIE : Dynamic kinematic and compliance testing. *MTS Systems Corporation*, pages 1–2, 2011.
- Chen QIU, Ketao ZHANG, Jing Shan ZHAO et Jian S DAI : Stiffness design, analysis and validation of a parallel-mechanism equivalent suspension system. *In International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers, 2015.
- Madhusudan RAGHAVAN : Suspension synthesis for n : 1 roll center motion. *Journal of Mechanical Design*, 127:673–678, 2005.
- Pramod RAJA, Xiaojie WANG et Faramarz GORDANINEJAD : A high-force controllable mr fluid damper–liquid spring suspension system. *Smart Materials and Structures*, 23(1):015021, 2013.
- Jornsen REIMPELL, Helmut STOLL et Jurgen BETZLER : *The automotive chassis : engineering principles*. Elsevier, 2001.
- Giulio REINA et Mario FOGLIA : On the mobility of all-terrain rovers. *Industrial Robot : An International Journal*, 40(2):121–131, 2013.

- Daniel RODRIGUEZ-GUEVARA, Antonio FAVELA-CONTRERAS, Francisco BELTRAN-CARBAJAL, Carlos SOTELO et David SOTELO : An mpc-lqr-lpv controller with quadratic stability conditions for a nonlinear half-car active suspension system with electro-hydraulic actuators. *Machines*, 10(2):137, 2022.
- M SACLI : Suspension system providing two degrees of freedom, patent wo2009/126787a2. *Saclif Suspension LLC, Chatsworth, USA*, 2006.
- Mohamed Kamel SALAANI : Analytical tire forces and moments model with validated data. *SAE Transactions*, pages 735–763, 2007.
- Sazilah SALLEH, MF RAHMAT, SM OTHMAN et KA DANAPALASINGAM : Review on modeling and controller design of hydraulic actuator systems. *International Journal on smart sensing and intelligent systems*, 8(1):338–367, 2015.
- Sadok SASSI, Khaled CHERIF, Lotfi MEZGHANI, Marc THOMAS et Asma KOTRANE : An innovative magnetorheological damper for automotive suspension : from design to experimental characterization. *Smart Materials and Structures*, 14(4):811, 2005.
- Hagen SCHEMPF, William CROWLEY, Chris GASIOR et David MOREAU : Ultra-rugged soldier-robot for urban conflict missions. In *Unmanned Systems 2003 Conference-AUVSI 30th Annual Symposium and Exhibition*, pages 15–17, 2003.
- Max SCHWENZER, Muzaffer AY, Thomas BERGS et Dirk ABEL : Review on model predictive control : An engineering perspective. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 117(5-6):1327–1349, 2021.
- Babak SHAFIEI : A review on pid control system simulation of the active suspension system of a quarter car model while hitting road bumps. *Journal of The Institution of Engineers (India) : Series C*, 103(4):1001–1011, 2022.
- Robotics SHARK : LYNX : Robot d'intervention rapide (v1). <https://www.shark-robotics.com>, 2017.
- Roland SIEGWART, Pierre LAMON, Thomas ESTIER, Michel LAURIA et Ralph PIGUET : Innovative design for wheeled locomotion in rough terrain. *Robotics and Autonomous systems*, 40(2-3):151–162, 2002.
- John SLATER : Motorcycle front wheel suspension system, December 18 1979. US Patent 4 179 135.
- Matthew SPENKO, Yoji KURODA, Steven DUBOWSKY et Karl IAGNEMMA : Hazard avoidance for high-speed mobile robots in rough terrain. *Journal of Field Robotics*, 23(5):311–331, 2006.
- Henry W STONE : Mars pathfinder microrover : A low-cost, low-power spacecraft. In *Proc. AIAA Forum on Advanced Developments in Space Robotics, Madison, WI, 1996*, 1996.
- W. J. STRONGE : *Impact Mechanics*. Cambridge University Press, 2000.
- Peter ŠULKÁ, Alžbeta SAPIETOVÁ, Vladimír DEKÝŠ et Milan SAPIETA : Analysis and synthesis parameters influencing to the effects of impact. In *MATEC Web of Conferences*, volume 157, page 03018. EDP Sciences, 2018.

- Kum-Gil SUNG, Young-Min HAN, Jae-Wan CHO et Seung-Bok CHOI : Vibration control of vehicle suspension system using fuzzy moving sliding mode controller. *Journal of Sound and Vibration*, 311(3-5):1004–1019, 2008.
- Peytavin SYLVAIN : Modélisation 3D et conception de l'architecture mécanique du drone terrestre VS-FROG. *Rapport de stage de Master 2ème année en Mécanique, UCA, Clermont-Ferrand, France*, pages 1–52, 2021.
- TRAXXAS : E-Maxx (3903). <https://traxxas.com>, novembre 2014. Dernière connexion : 23/03/2022.
- Sundarapandian VAIDYANATHAN et Ahmad Taher AZAR : *Backstepping control of nonlinear dynamical systems*. Academic Press, 2020.
- Philippe VASLIN, Sorin PETRILA, Marc DAVIS, Liang JU, Christophe GOUINAUD et Jean-Christophe FAUROUX : Experimental evidence of pitch control of an all-terrain AVG during a ballistic phase. *MCG : 5th International Conference on Machine Control & Guidance*, 2016.
- Philippe VASLIN, Virginie POUZOLS, Christophe GOUINAUD, Jean-Christophe FAUROUX, Samuel DELEPLANQUE et Marc DAVIS : Contrôle du tangage d'un véhicule en phase balistique. *In XXe Congrès Français de Mécanique*, pages 4379–4384. Presses Universitaires de Franche-Comté, 2011.
- Chris VERHEUL : Benelux ADAMS User Meeting. page 19, 2012.
- Danna VOTH : A new generation of military robots. *IEEE Intelligent Systems*, 19(4):2–3, 2004.
- Masayoshi WADA : Studies on 4wd mobile robots climbing up a step. *In 2006 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics*, pages 1529–1534. IEEE, 2006.
- Wei WANG et Xinbo CHEN : Design methodology for wheel corner module topology based on position and orientation characteristics. *Mechanism and Machine Theory*, 136:122–140, 2019.
- Yongming WANG, Xiaoliu YU, Ronghai CHI et Wencheng TANG : Obstacle-climbing performance simulation analysis of wheel-legged rover. 2nd int. conf. on computer engineering and technology. 1:74–79, 2010.
- Jo Yung WONG : *Theory of ground vehicles*. John Wiley & Sons, New York Chichester Weinheim, 5. ed édition, 2022. ISBN 978-1-119-71970-0.
- Tai-Hsun WU et Chao-Chieh LAN : A wide-range variable stiffness mechanism for semi-active vibration systems. *Journal of Sound and Vibration*, 363:18–32, 2016.
- XD XUE, Ka Wai Eric CHENG, Z ZHANG, JK LIN, DH WANG, YJ BAO, MK WONG et N CHEUNG : Study of art of automotive active suspensions. *In 2011 4th International Conference on Power Electronics Systems and Applications*, pages 1–7. IEEE, 2011.
- Pramod A YADAV, Mohsin G MULLA et Ansar A MULLA : Suspension system with its different models and classifications. *International Journal of Applied Engineering Research*, 10(61):10–15, 2015.
- Kazuya YOSHIDA et Hiroshi HAMANO : Motion dynamics of a rover with slip-based traction model. *In Proceedings 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation (Cat. No. 02CH37292)*, volume 3, pages 3155–3160. IEEE, 2002.

- Wang YU, Li ZHIJUN, Liu BAOLIN et Gao MINGSHUAI : Stiffness characteristic comparison between metal-rubber and rubber isolator under sonic vibration. *Journal of Vibroengineering*, 16(2):645–655, 2014.
- Chenyang ZHANG, Guangrong CHEN, Zijia LI, Xiaohang QIU et Sheng GUO : Design and control of a foldable and reconfigurable multi-terrain vehicle with variable wheelbase. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 15(2):024501, 2023.
- Yanheng ZHANG, Lufeng ZHANG, Wei WANG, Yangmin LI et Qingwen ZHANG : Design and implementation of a two-wheel and hopping robot with a linkage mechanism. *IEEE Access*, 6:42422–42430, 2018.

Table des figures

1	<i>Version antérieure de VS-FROG équipée d'une version passive de la suspension innovante Susp-4D.</i>	12
1.1	<i>Exemples d'environnements ciblés par VS-FROG.</i>	16
1.2	<i>Classification des obstacles selon la continuité de forme. Traduit de (Fauroux, 2012b).</i>	17
1.3	<i>Force longitudinale F_L en fonction du glissement s obtenu à partir de la formule de Pacejka pour $S_{HL} = S_{VL} = 0$. Notation adaptée de (Lhomme-Desages, 2008).</i> . . .	18
1.4	<i>Distribution elliptique de la pression verticale de la surface de contact connaissant la longueur longitudinale de la surface de contact et la pression maximale. Adaptée de (Chan, 2008).</i>	18
1.5	<i>Les obstacles ont généralement une surface frontale dont le vecteur normal \vec{N} peut être plus ou moins incliné. Lorsqu'une roue heurte un obstacle, la réaction \vec{F} du sol sur la roue comporte des composantes horizontale (\vec{F}_H) et verticale (\vec{F}_V) dépendant de l'orientation de \vec{N}. Adapté de (Fauroux, 2012b).</i>	19
1.6	<i>(a) Système de transmission quatre roues motrices (b) franchissement d'une marche. Extrait de (Wada, 2006).</i>	20
1.7	<i>Franchissement d'une marche de hauteur 100% du rayon de la roue du rover Dune avec une suspension (a) rockie bogie classique et (b) rockie bogie adaptative. Extrait de (Reina et Foglia, 2013).</i>	21
1.8	<i>Véhicule multi-terrain reconfigurable à empattement variable : (a) quatre roues motrices (b) propulsion arrière. Extrait de (Zhang et al., 2023).</i>	21
1.9	<i>Approche de l'enjambement avec les roues avant de CENTAURO. Extrait de (De Luca et al., 2021).</i>	22
1.10	<i>(a) Prototype du robot sauteur utilisant une conversion d'énergie thermique de combustion en énergie cinétique. (b) Vue de profil d'une roue. Extrait de (Miao et al., 2018).</i>	22
1.11	<i>Trajectoire de franchissement d'obstacles. Extrait de (Zhang et al., 2018).</i>	23
1.12	<i>Mouvement de tangage du système au cours de trois sauts simulés : « normal », « accéléré », « freiné » (de haut en bas). Extrait de (Vaslin et al., 2011).</i>	23
1.13	<i>(a) Franchissement réussi d'un obstacles avec un faible angle de tangage.(b) Avec suffisamment de hauteur de chute la queue permet au véhicule d'atterrir sur ses roues. Extrait de (Chang-Siu et al., 2011).</i>	24

1.14	<i>Mesure expérimentale de l'accélération et de la commande du couple de réaction des roues contrôlées (en vert) et non contrôlées (en rouge). Extrait de (Gonzalez et al., 2020).</i>	24
1.15	<i>Suspensions à essieu rigide. Adapté de (Dixon, 1996).</i>	26
1.16	<i>Suspension de type (a) et (d) MacPherson (b) et (e) à doubles triangles (c) et (f) à bras tiré ou oscillant. Adapté de (Dixon, 1996)</i>	26
1.17	<i>Description d'un système d'amortissement passif d'automobile. Extrait de (Xue et al., 2011).</i>	27
1.18	<i>(a) Schéma d'un amortisseur variable (b) Amortisseur linéaire commercial à base de fluide magnéto-rhéologique. Extrait de (Naharudin, 2008).</i>	28
1.19	<i>Description d'un système de suspension active. Extrait de (Xue et al., 2011).</i>	28
1.20	<i>Suspension rocker-bogie. Adapté de (Bhagat, 2012).</i>	29
1.21	<i>Suspensions constituées de jambes articulées motorisées. (a) jambe articulée 4-DOF; (b) jambe SCARA 3-DOF; (c) jambe SCARA 2-DOF; (d) jambe 1-DOF. Traduit de (Gonzalez-De-Santos et al., 2020).</i>	30
1.22	<i>Exemples de robots dédiés à des missions agricoles.</i>	31
1.23	<i>Exemples de robots conçus pour des missions d'exploration.</i>	32
1.24	<i>Exemples de robots conçus pour des missions d'intervention rapide.</i>	33
1.25	<i>Conséquences dynamiques du franchissement à haute vitesse d'obstacles positifs à pente quasi-vertical.</i>	34
2.1	<i>(a) Résultats expérimentaux d'un véhicule classique à quatre roues, chacune étant reliée au châssis par des suspensions à 1 d.d.l d'amortissement, lors du franchissement d'obstacles de hauteur croissante à différentes vitesses (courbe rouge : limite de stabilité réelle de ces véhicules - courbe verte en pointillés : limite de stabilité attendue d'un véhicule équipé de suspensions à 2 d.d.l d'amortissement) (Fauroux et Bouzgarrou, 2011). (b) Évolution des forces d'impact horizontales F_x et verticales F_z en fonction de la hauteur de l'obstacle (Fauroux et Bouzgarrou, 2011).</i>	38
2.2	<i>(a) Classification des obstacles selon la continuité de forme. (b) Les obstacles ont généralement une surface frontale dont le vecteur normal \vec{N} peut être plus ou moins incliné. Lorsqu'une roue heurte un obstacle, la direction de \vec{N} provoque une force de réaction qui a une composante horizontale (\vec{F}_H) et une composante verticale (\vec{F}_V). Adapté de (Fauroux, 2012b)</i>	39
2.3	<i>Représentation 3D de la suspension Susp-4D. Extrait de (Fauroux, 2012b)</i>	39
2.4	<i>Étude 2D de deux configurations de Susp-4D (a : $\varphi = 0^\circ$; b : $\varphi = -45^\circ$).</i>	41
2.5	<i>Référentiels (R, R_w, R_1, R_2, R_C) et positions typiques du centre de la roue (C_0, C_p et C_w) dans le système quart de véhicule dans les deux configurations (a : configuration 1 - $\varphi = 0^\circ$; b : configuration 2 - $\varphi = -45^\circ$).</i>	43
2.6	<i>Vues longitudinale et latérale du quart du véhicule tout-terrain de petite taille Traxxas E-Maxx 3903 (adapté de (Traxxas, 2014)). Légende : Châssis (1); jambes de la suspension (2); amortisseur (3); ressort (4); roue (5). Voir le Tableau 2.2 pour les dimensions.</i>	46

2.7	<i>Espace de travail global (W : zone hachurée verte) du mécanisme Susp-4D pour les deux configurations avec des dimensions initiales identiques ($d = O_1O_2 = 19,1$ cm; $S_{1m} = S_{2m} = 9,25$ cm; $S_{1M} = S_{2M} = 13,5$ cm).</i>	47
2.8	<i>Positions théoriques du point C dans les espaces de travail global (W) et utile (W_u) de la configuration 1 (a) et de la configuration 2 (b) avec des dimensions de jambes identiques ($S_{1m} = S_{2m} = 9.6$ cm; $S_{1M} = S_{2M} = 13,5$ cm; $d = 19.1$ cm) – Traits pleins : position du mécanisme au sommet C_0 de W_u – Traits pointillés : sa position théorique au point C' - ΔL et ΔV sont les courses possibles du point C à partir de la position initiale C_0 dans les directions horizontale et verticale, respectivement.</i>	47
2.9	<i>Force de rappel résultante \vec{R} du mécanisme Susp-4D due à un déplacement du centre de la roue de C_0 à C_w imposé par une force externe \vec{F} (ext \rightarrow 3).</i>	50
2.10	<i>Longueurs de compression du mécanisme selon les directions x_v ΔL et z_v ΔV pour différentes positions de C dans W_u (configuration 1 : 66 520 points de calcul; configuration 2 : 132 387 points de calcul).</i>	55
2.11	<i>Raideur apparente au point C selon l'axe x_G (a - configuration 1 : \hat{k}_{x1}; b - configuration 2 : \hat{k}_{x2}) et selon l'axe z_G (c - configuration 1 : \hat{k}_{z1}; d - configuration 2 : \hat{k}_{z2}) pour différentes positions dans W_u.</i>	57
2.12	<i>Valeurs absolues moyennes de $\overline{\tau_{x1}}$ et $\overline{\tau_{z2}}$ (axe vertical), $\overline{\tau_{z1}}$ et $\overline{\tau_{x2}}$ (axe horizontal) calculées respectivement à partir des termes diagonaux et extra-diagonaux de la matrice jacobienne dans les deux configurations de Susp-4D.</i>	59
2.13	<i>Composantes de la force de rappel qui peut être générée par les deux ressorts de suspension pour équilibrer une force externe \vec{F} (ext \rightarrow 3) appliquée au point C du mécanisme Susp-4D le long de l'axe x_v (a - configuration 1 : \hat{R}_{x1}; b - configuration 2 : \hat{R}_{x2}) et selon l'axe z_v (c - configuration 1 : \hat{R}_{z1}; d - configuration 2 : \hat{R}_{z2}) pour différentes positions du centre de la roue dans W_u.</i>	60
2.14	<i>Énergie élastique pouvant être stockée dans les deux ressorts des deux configurations selon l'axe x_v (a - configuration 1 : \hat{E}_{x1}; b - configuration 2 : \hat{E}_{x2}) et selon l'axe z_v (c - configuration 1 : \hat{E}_{z1}; d - configuration 2 : \hat{E}_{z2}) pour différentes positions dans W_u.</i>	61
2.15	<i>Vue avant du prototype avec deux suspensions Susp-4D montées sur les roues avant.</i>	65
2.16	<i>(a) Définition des repères et des cibles. (b) Franchissement d'obstacles.</i>	66
2.17	<i>Trajectoires du centre de la roue avec les suspensions Susp-3D (courbe verte) et Susp-4D (courbe rouge) par rapport aux espaces de travail C et F.</i>	68
2.18	<i>Vitesse linéaire (a) et vitesse de tangage (b) du châssis pendant le franchissement d'un obstacle avec les deux suspensions Susp-3D et Susp-4D. Sur chaque courbe, les points de couleur indiquent le début et la fin de la phase de collision de la roue avant avec l'obstacle dans chaque essai.</i>	69
2.19	<i>Énergie cinétique (a) et potentielle (b) du châssis lors du franchissement d'un obstacle avec les deux suspensions Susp-3D et Susp-4D. Les points de couleur indiquent le début et la fin de la phase de collision de la roue avant avec l'obstacle dans chaque essai.</i>	70

2.20	<i>Bilan de quelques critères de comparaison entre la configuration 1 en « V » et la configuration 2 en « L » (Susp-4D). Les critères sont numérotés par ordre d'importance de (1) à (7). La variation d'énergie cinétique relative n'ayant pas été évaluée pour la configuration en « V » elle a été mise dans le meilleur des cas à la valeur de la configuration en « L » (Susp-4D), car de par sa rigidité plus élevée dans la direction longitudinale, elle créera forcément plus de variation d'énergie cinétique lors d'un franchissement d'obstacle cf. 2.3.3, mais sera inférieure à la variation d'énergie cinétique (44%) du cas Susp-3D.</i>	72
3.1	<i>Vue d'ensemble (a) du prototype à suspension passive d'origine (b) de la suspension Susp-4D.</i>	74
3.2	<i>Schéma de principe de l'amortisseur pilotable proposé.</i>	75
3.3	<i>Schéma du montage des deux suspensions longitudinales.</i>	76
3.4	<i>Vue de dessus (a) et vue en perspective (b) de VS-FROG avec les différentes pièces re-conçues (en blanc) et les suspensions longitudinales semi-actives montées sur les roues avant. Lien vidéo : Test de la mise en route à distance de VS FROG</i>	77
4.1	<i>Graphique des liaisons de Susp-4D.</i>	80
4.2	<i>Schéma cinématique de Susp-4D.</i>	80
4.3	<i>Modèle du contact roue-sol dans Adams : (a) force d'impact, (b) courbe de sélection de l'exposant de la force (c) évolution du coefficient d'amortissement.</i>	81
4.4	<i>Modèle 3D du véhicule (a) avant, (b) \mathcal{E} (c) pendant et (d) après le franchissement de l'obstacle.</i>	82
4.5	<i>Synoptique de l'environnement de simulation Adams-Matlab-Simulink.</i>	83
4.6	<i>Synoptique du plan d'expérience.</i>	83
4.7	<i>Évolution de la vitesse linéaire du châssis du véhicule v_c pendant le franchissement d'un obstacle positif de trois hauteurs différentes h_O (1^{ère} colonne : 25% $w_r = 2$ cm, 2^{ème} colonne : 80% $w_r = 6$ cm, et 3^{ème} colonne : 100% $w_r = 7,45$ cm) pour trois vitesses d'approches (1^{ère} ligne : 6 $m.s^{-1}$; 2^{ème} ligne : 9 $m.s^{-1}$, 3^{ème} ligne : 15 $m.s^{-1}$) et trois coefficients d'amortissement (Courbe bleue : $c_{AV} = 6,4$ $N.s.mm^{-1}$; courbe jaune : $c_{AV} = 1,6$ $N.s.mm^{-1}$; courbe verte : $c_{AV} = 0,4$ $N.s.mm^{-1}$).</i>	85
4.8	<i>Évolution de l'énergie cinétique totale E_c du châssis du véhicule pendant le franchissement d'un obstacle positif de trois hauteurs différentes h_O (1^{ère} colonne : 25% $w_r = 2$ cm, 2^{ème} colonne : 80% $w_r = 6$ cm, et 3^{ème} colonne : 100% $w_r = 7,45$ cm) pour trois vitesses d'approches v_c (1^{ère} ligne : 6 $m.s^{-1}$; 2^{ème} ligne : 9 $m.s^{-1}$, 3^{ème} ligne : 15 $m.s^{-1}$) et trois coefficients d'amortissement (Courbe bleue : $c_{AV} = 6,4$ $N.s.mm^{-1}$; courbe jaune : $c_{AV} = 1,6$ $N.s.mm^{-1}$; courbe verte : $c_{AV} = 0,4$ $N.s.mm^{-1}$).</i>	86
4.9	<i>Évolution de l'angle de tangage δ du châssis du véhicule pendant le franchissement d'un obstacle positif de trois hauteurs différentes h_O (1^{ère} colonne : 25% $w_r = 2$ cm, 2^{ème} colonne : 80% $w_r = 6$ cm, et 3^{ème} colonne : 100% $w_r = 7,45$ cm) pour trois vitesses d'approches v_c (1^{ère} ligne : 6 $m.s^{-1}$; 2^{ème} ligne : 9 $m.s^{-1}$, 3^{ème} ligne : 15 $m.s^{-1}$) et trois coefficients d'amortissement c_{AV} (Courbe bleue : 6,4 $N.s.mm^{-1}$; courbe jaune : 1,6 $N.s.mm^{-1}$; courbe verte : 0,4 $N.s.mm^{-1}$).</i>	87

4.10 Évolution de la vitesse de tangage δ' du châssis du véhicule pendant le franchissement d'un obstacle positif de trois hauteurs différentes h_O (1^{ère} colonne : 25% $w_r = 2$ cm ; 2^{ème} colonne : 80% $w_r = 6$ cm, et 3^{ème} colonne : 100% $w_r = 7,45$ cm) pour trois vitesses d'approches v_c (1^{ère} ligne : 6 $m.s^{-1}$; 2^{ème} ligne : 9 $m.s^{-1}$; 3^{ème} ligne : 15 $m.s^{-1}$) et trois coefficients d'amortissement c_{AV} (Courbe bleue : 6,4 $N.s.mm^{-1}$; courbe jaune : 1,6 $N.s.mm^{-1}$; courbe verte : 0,4 $N.s.mm^{-1}$). 88

4.11 Évolution du couple moteur appliqué aux roues τ au cours du franchissement d'un obstacle positif de trois hauteurs différentes h_O (en colonne : 25% $w_r = 2$ cm ; 80% $w_r = 6$ cm ; 100% $w_r = 7,45$ cm), pour trois vitesses d'approche v_c (1^{ère} ligne : 6 $m.s^{-1}$; 2^{ème} ligne : 9 $m.s^{-1}$; 3^{ème} ligne : 15 $m.s^{-1}$) et trois coefficients d'amortissement différents c_{AV} (courbe bleue : 6,4 Ns/mm ; courbe jaune : 1,6 Ns/mm ; courbe verte : 0,4 Ns/mm). 89

4.12 Évolution de la norme de l'accélération du châssis du véhicule au cours du franchissement d'un obstacle positif de trois hauteurs différentes h_O (en colonne : 25% $w_r = 2$ cm ; 80% $w_r = 6$ cm ; 100% $w_r = 7,45$ cm), pour trois vitesses d'approche v_c (1^{ère} ligne : 6 $m.s^{-1}$; 2^{ème} ligne : 9 $m.s^{-1}$; 3^{ème} ligne : 15 $m.s^{-1}$) et trois coefficients d'amortissement différents c_{AV} (courbe bleue : 6,4 Ns/mm ; courbe jaune : 1,6 Ns/mm ; courbe verte : 0,4 Ns/mm). 90

4.13 Trajectoire du centre de la roue sur l'espace de travail W_u (en bleu limite de W_u de F et en noir limite de W_U de C) de *Susp-4D* au cours du franchissement d'un obstacle positif de trois hauteurs différentes h_O (en colonne : 25% $w_r = 2$ cm ; 80% $w_r = 6$ cm ; 100% $w_r = 7,45$ cm), pour trois vitesses d'approche v_c (1^{ère} ligne : 6 $m.s^{-1}$; 2^{ème} ligne : 9 $m.s^{-1}$; 3^{ème} ligne : 15 $m.s^{-1}$) et trois coefficients d'amortissement différents c_{AV} (courbe bleue : 6,4 Ns/mm ; courbe jaune : 1,6 Ns/mm ; courbe verte : 0,4 Ns/mm). 91

4.14 Évolution de la variation d'énergie cinétique de *VS-FROG* pendant le franchissement en fonction de la vitesse linéaire du châssis v_c et du coefficient d'amortissement des suspensions longitudinales c_{AV} pour quatre hauteurs d'obstacle différentes : (a) 25% $w_r = 2$ cm (b) 50% $w_r = 3,7$ cm (c) 80% $w_r = 6$ cm et (d) 100% $w_r = 7,4$ cm. Les points jaunes correspondent au déplacement longitudinal du centre de la roue à l'extérieur de W_u : l'abscisse du centre roue $x_F(v_c, c_{AV})$ devient inférieur à x_{min} 93

4.15 Évolution de la vitesse de tangage de *VS-FROG* pendant le franchissement pour quatres hauteurs d'obstacle h_O différentes : (a) 25% $w_r = 2$ cm (b) 50% $w_r = 3,7$ cm (c) 80% $w_r = 6$ cm et (d) 100% $w_r = 7,4$ cm). Les points jaunes correspondent au déplacement longitudinal de la roue à l'extérieur de W_u : l'abscisse du centre roue $x_F(v_c, c_{AV})$ devient inférieur à x_{min} 94

4.16 Évolution de la durée du contact roue-obstacle W_{OCD} de *VS-FROG* pendant le franchissement pour quatre hauteurs d'obstacle h_O différentes : (a) 25% $w_r = 2$ cm (b) 50% $w_r = 3,7$ cm (c) 80% $w_r = 6$ cm et (d) 100% $w_r = 7,4$ cm). Les points jaunes correspondent au déplacement longitudinal de la roue à l'extérieur de W_u : l'abscisse du centre roue $x_F(v_c, c_{AV})$ devient inférieur à x_{min} 95

4.17 Schéma bloc du contrôleur MPC. 100

4.18 Stratégie anticipatrice de franchissement à haute vitesse basée sur la commande MPC. 101

4.19 Schéma du modèle de *VS-FROG* en phase aérienne. 102

4.20 Evolution temporelle (1^{ère} colonne) de l'énergie cinétique totale du châssis E_c (Tableau 4.5) et la trajectoire (2^{ème} colonne) du point C d'intersection des deux jambes de suspension dans l'espace de travail (Tableau 4.6) à 6 $m.s^{-1}$ pour trois hauteurs différentes (1^{ère} ligne : 25% $w_r = 2$ cm ; 2^{ème} ligne : 65% $w_r = 4,48$ cm ; 3^{ème} ligne : 100% $w_r = 7,45$ cm). 109

- 4.21 Evolution temporelle (1^{ere} colonne) de l'énergie cinétique totale du châssis E_c (Tableau 4.5) et la trajectoire (2^{eme} colonne) du point C d'intersection des deux jambes de suspension dans l'espace de travail (Tableau 4.6) à 9 m.s^{-1} pour trois hauteurs différentes (1^{ere} ligne : 25% $w_r = 2 \text{ cm}$; 2^{eme} ligne : 65% $w_r = 4,48 \text{ cm}$; 3^{eme} ligne : 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$). 111
- 4.22 Evolution temporelle (1^{ere} colonne) de l'énergie cinétique totale du châssis E_c (Tableau 4.5) et la trajectoire (2^{eme} colonne) du point C d'intersection des deux jambes de suspension dans l'espace de travail (Tableau 4.6) à 15 m.s^{-1} pour trois hauteurs différentes (1^{ere} ligne : 25% $w_r = 2 \text{ cm}$; 2^{eme} ligne : 65% $w_r = 4,48 \text{ cm}$; 3^{eme} ligne : 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$). 113
- 4.23 Evolution temporelle de l'énergie cinétique totale du châssis (1^{ere} colonne : Tableau 4.9), de la vitesse de tangage (2^{eme} colonne : Tableau 4.10) et du couple appliqué aux roues (3^{eme} colonne : Tableau 4.11) au cours du franchissement à 6 m.s^{-1} d'un obstacle de trois hauteurs différentes (a : 25% $w_r = 2 \text{ cm}$; b : 65% $w_r = 4,48 \text{ cm}$; c : 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$). 118
- 4.24 Evolution temporelle de l'énergie cinétique totale du châssis (1^{ere} colonne : Tableau 4.9) de la vitesse de tangage (2^{eme} colonne : Tableau 4.10) et du couple appliqué aux roues (3^{eme} colonne : Tableau 4.11) au cours du franchissement à 9 m.s^{-1} d'un obstacle de trois hauteurs différentes (a : 25% $w_r = 2 \text{ cm}$; b : 65% $w_r = 4,48 \text{ cm}$; c : 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$). 120
- 4.25 Evolution temporelle de l'énergie cinétique totale du châssis (1^{ere} colonne : Tableau 4.9), de la vitesse de tangage (2^{eme} colonne : Tableau 4.10) et du couple appliqué aux roues (3^{eme} colonne : Tableau 4.11) au cours du franchissement à 15 m.s^{-1} d'un obstacle de trois hauteurs différentes (a : 25% $w_r = 2 \text{ cm}$; b : 65% $w_r = 4,48 \text{ cm}$; c : 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$). 122
- 4.26 Franchissement d'un obstacle d'une hauteur de 100% w_r à 6 m.s^{-1} suivi d'un atterrissage réussi (a) sur les quatre roues ($\delta^d = 0^\circ$), (b) sur les roues arrière ($\delta^d = 30^\circ$) et (c) sur les roues avant ($\delta^d = -30^\circ$). Liens vidéos : (a), (b), (c). 127
- 4.27 Evolution temporelle de l'altitude du châssis (1^{ere} ligne : a, b, c), de la vitesse linéaire résultante (2^{eme} ligne : d, e, f), de la vitesse de tangage (3^{eme} ligne : g, h et i) et de l'énergie cinétique totale du châssis (4^{eme} ligne : j, k, l) lors du franchissement d'un obstacle positif de 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$ avec une vitesse d'approche de 6 m.s^{-1} ; pour trois consignes (1^{ere} colonne : $\delta^d = 0^\circ$; 2^{eme} colonne : $\delta^d = 30^\circ$; 3^{eme} colonne : $\delta^d = -30^\circ$). Le point + correspond à l'apogée de la trajectoire du châssis et le point * correspond à l'entrée de l'angle de tangage du châssis dans la bande à 5% autour de la valeur en consigne δ^d 128
- 4.28 Evolution temporelle de l'angle de tangage du châssis (1^{ere} ligne : a, b, c), du coefficient d'amortissement (2^{eme} ligne : d, e, f), du couple moteur appliqué aux roues (3^{eme} ligne : g, h et i), et de l'accélération du châssis (4^{eme} ligne : j, k, l) lors du franchissement d'un obstacle positif de 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$ avec une vitesse d'approche de 6 m.s^{-1} et pour trois consignes d'atterrissage (1^{ere} colonne : $\delta^d = 0^\circ$; 2^{eme} colonne : $\delta^d = 30^\circ$; 3^{eme} colonne : $\delta^d = -30^\circ$). Le point + correspond à l'apogée de la trajectoire du châssis et le point * correspond à l'entrée de l'angle de tangage du châssis dans la bande à 5% autour de la valeur en consigne δ^d 129
- 4.29 Franchissement d'un obstacle d'une hauteur de 100% w_r à 9 m.s^{-1} suivi d'un atterrissage réussi (a) sur les quatre roues ($\delta^d = 0^\circ$), (b) sur les roues arrière ($\delta^d = 30^\circ$) et (c) sur les roues avant ($\delta^d = -30^\circ$). Liens vidéos : (a), (b), (c). 131

- 4.30 Evolution temporelle de l'altitude du châssis (1^{ere} ligne : a, b, c), de la vitesse linéaire résultante (2^{eme} ligne : d, e, f), de la vitesse de tangage (3^{eme} ligne : g, h et i) et de l'énergie cinétique totale du châssis (4^{eme} ligne : j, k, l) lors du franchissement d'un obstacle positif de 100% wr = 7,45 cm avec une vitesse d'approche de 9 m.s⁻¹ ; pour trois consignes (1^{ere} colonne : $\delta^d = 0^\circ$; 2^{eme} colonne : $\delta^d = 30^\circ$; 3^{eme} colonne : $\delta^d = -30^\circ$). Le point + correspond à l'apogée de la trajectoire du châssis et le point * correspond à l'entrée de l'angle de tangage du châssis dans la bande à 5% autour de la valeur en consigne δ^d 132
- 4.31 Evolution temporelle de l'angle de tangage du châssis (1^{ere} ligne : a, b, c), du coefficient d'amortissement (2^{eme} ligne : d, e, f), du couple moteur appliqué aux roues (3^{eme} ligne : g, h et i), et de l'accélération du châssis (4^{eme} ligne : j, k, l) lors du franchissement d'un obstacle positif de 100% wr = 7,45 cm avec une vitesse d'approche de 9 m.s⁻¹ et pour trois consignes d'atterrissage (1^{ere} colonne : $\delta^d = 0^\circ$; 2^{eme} colonne : $\delta^d = 30^\circ$; 3^{eme} colonne : $\delta^d = -30^\circ$). Le point + correspond à l'apogée de la trajectoire du châssis et le point * correspond à l'entrée de l'angle de tangage du châssis dans la bande à 5% autour de la valeur en consigne δ^d 133
- 4.32 Franchissement d'un obstacle d'une hauteur de 100% wr à 15 m.s⁻¹ suivi d'un atterrissage réussi (a) sur les quatre roues ($\delta^d = 0^\circ$), (b) sur les roues arrière ($\delta^d = 30^\circ$) et (c) sur les roues avant ($\delta^d = -30^\circ$). Liens vidéos : (a), (b), (c) (liens en cours de génération et insertion). 135
- 4.33 Evolution temporelle de l'altitude du châssis (1^{ere} ligne : a, b, c), de la vitesse linéaire résultante (2^{eme} ligne : d, e, f), de la vitesse de tangage (3^{eme} ligne : g, h et i) et de l'énergie cinétique totale du châssis (4^{eme} ligne : j, k, l) lors du franchissement d'un obstacle positif de 100% wr = 7,45 cm avec une vitesse d'approche de 15 m.s⁻¹ ; pour trois consignes (1^{ere} colonne : $\delta^d = 0^\circ$; 2^{eme} colonne : $\delta^d = 30^\circ$; 3^{eme} colonne : $\delta^d = -30^\circ$). Le point + correspond à l'apogée de la trajectoire du châssis et le point * correspond à l'entrée de l'angle de tangage du châssis dans la bande à 5% autour de la valeur en consigne δ^d 136
- 4.34 Evolution temporelle de l'angle de tangage du châssis (1^{ere} ligne : a, b, c), du coefficient d'amortissement (2^{eme} ligne : d, e, f), du couple moteur appliqué aux roues (3^{eme} ligne : g, h et i), et de l'accélération du châssis (4^{eme} ligne : j, k, l) lors du franchissement d'un obstacle positif de 100% wr = 7,45 cm avec une vitesse d'approche de 15 m.s⁻¹ et pour trois consignes d'atterrissage (1^{ere} colonne : $\delta^d = 0^\circ$; 2^{eme} colonne : $\delta^d = 30^\circ$; 3^{eme} colonne : $\delta^d = -30^\circ$). Le point + correspond à l'apogée de la trajectoire du châssis et le point * correspond à l'entrée de l'angle de tangage du châssis dans la bande à 5% autour de la valeur en consigne δ^d 137
- A.1 Comparaison des matériaux imprimables selon différents critères. Source Filimpri-
mante3D (2022b) 169
- A.2 Porte-moyeu reproduit à l'identique de la pièce remplacée. Pour le chargement ver-
tical, le porte-moyeu était fixé au niveau de l'axe central (bleu) et un effort vertical
était appliqué au point de fixation de la bielle supérieure (flèche rouge). 170
- A.3 Simulation numérique de (a) l'extrémité de la (b) bielle inférieure. 171
- A.4 Simulation numérique de la bielle supérieure. (a) résultats (b) version finale avec la
jambe longitudinale semi-active et la jambe verticale passive. 171
- A.5 Simulation numérique du palonnier. Zone d'application de l'effort (flèche rouge) et
zone d'application des supports fixes (flèches jaunes). 172
- A.6 Position du support des suspensions verticales sur le véhicule 172

A.7	<i>Position (a) du support des suspensions longitudinales sur le véhicule. Nouvelle version (b) du support pour VS-FROG. Les flèches jaunes indiquent des poches qui ont pour fonction d'alléger la pièce. la flèche bleue indique un point de fixation supplémentaire.</i>	172
A.8	<i>Position (a) de la plaque avant sur le véhicule (b) nouvelle version de la pièce. . .</i>	173
A.9	<i>Position (a) de la plaque centrale sur le véhicule (b) nouvelle version de la pièce. .</i>	173
A.10	<i>Position (a) de la plaque arrière sur le véhicule (b) nouvelle version de la pièce. . .</i>	173
A.11	<i>Schéma de principe de l'amortisseur pilotable proposé.</i>	174
A.12	<i>Schéma de fonctionnement en vue de dessus de l'amortisseur longitudinal lors d'un choc entre la roue et un obstacle non représenté.</i>	176
A.13	<i>Vue en coupe du vérin choisi de 18 mm de diamètre. Fabricant : https://magomhrc.com/it/</i>	179
A.14	<i>Schéma du montage des deux suspensions longitudinales.</i>	179
A.15	<i>Schéma de l'électrovanne Burkert 178299 série 6027 tout ou rien. Fournisseur : https://www.acefrance.com/fr/</i>	180
A.16	<i>Vue d'ensemble de VS-FROG avec la suspension semi-active et les différentes pièces re-conçues. Lien vidéo : Test de la mise en route à distance de VS FROG</i>	182

Liste des tableaux

1.1	<i>Évaluation du nombre de Froude de quelques robots mobiles par application.</i>	34
2.1	<i>Paramètres géométriques et mécaniques réglables de Susp-4D choisis pour l'étude avec $k_1 = k_2 = k$.(Annexe B).</i>	44
2.2	<i>Dimensions et composants du véhicule Traxxas E-Maxx 3903.</i>	45
2.3	<i>Descriptions statistiques des longueurs de compression dans les deux configurations de Susp-4D.</i>	54
2.4	<i>Descriptions statistiques des raideurs apparentes au point C dans les deux configurations de Susp-4D.</i>	57
2.5	<i>Descriptions statistiques des rapports de déplacement pour le couplage et le découplage dans les deux configurations de Susp-4D.</i>	58
2.6	<i>Descriptions statistiques des composantes de la force de rappel de Susp-4D dans les deux configurations étudiées.</i>	60
2.7	<i>Descriptions statistiques de l'énergie potentielle élastique, pouvant être emmagasinée dans les jambes de Susp-4D dans les deux configurations étudiées.</i>	62
2.8	<i>Résumé de tous les indicateurs pour les deux configurations (pour chaque indicateur, les valeurs les plus élevées entre les deux configurations sont mises en évidence en caractères gras).</i>	63
2.9	<i>Paramètres cinématiques et cinétiques du véhicule avec les suspensions Susp-4D et Susp-3D pendant la phase de collision. Les moyennes et les écarts types (SD) ont été calculés pendant la durée de la collision avec chaque suspension. Les variations absolues et relatives ont été calculées entre les instants initial et final de la collision de chaque essai.</i>	68
4.1	<i>Repère et nomenclature des solides et des liaisons de Susp-4D</i>	81
4.2	<i>Paramètres de contact roue-sol utilisés dans les simulations Adams.</i>	82
4.3	<i>Valeurs numériques des facteurs expérimentaux pertinents ($w_r = 0,0745$ m).</i>	83
4.4	<i>Récapitulatif des quatres cas étudiés pour le franchissement.</i>	108
4.5	<i>Variation de l'énergie cinétique pour trois vitesse d'approche (6 m.s^{-1}, 9 m.s^{-1}, 15 m.s^{-1}), trois hauteurs d'obstacle (25% $w_r = 2 \text{ cm}$; 65% $w_r = 4,48 \text{ cm}$; 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$) dans les cas rigides, souple et prédit.($w_r = 7,45 \text{ cm}$).</i>	115

4.6	<i>Debattement longitudinal du point C d'intersection des deux jambe de suspension dans l'espace de travail pour trois vitesse d'approche (6 m.s^{-1}, 9 m.s^{-1}, 15 m.s^{-1}), trois hauteurs d'obstacle (25% $w_r = 2 \text{ cm}$; 65% $w_r = 4,48 \text{ cm}$; 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$) dans les cas rigides, souple et prédit. ($w_r = 7,45 \text{ cm}$, $x_{min} = - 3,66 \text{ cm}$ et $x_{max} = 0 \text{ cm}$).</i>	116
4.7	<i>Coefficient d'amortissement appliqué pendant le franchissement pour trois vitesse d'approche (6 m.s^{-1}, 9 m.s^{-1}, 15 m.s^{-1}), trois hauteurs d'obstacle (25% $w_r = 2 \text{ cm}$; 65% $w_r = 4,48 \text{ cm}$; 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$) dans les cas rigides, souple et prédit. ($w_r = 7,45 \text{ cm}$).</i>	116
4.8	<i>Couple appliqué pendant le franchissement pour trois vitesse d'approche (6 m.s^{-1}, 9 m.s^{-1}, 15 m.s^{-1}), trois hauteurs d'obstacle (25% $w_r = 2 \text{ cm}$; 65% $w_r = 4,48 \text{ cm}$; 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$) dans les cas rigides, souple et prédit. ($w_r = 7,45 \text{ cm}$, $\tau_{max} = 1 \text{ N.m}$).</i>	116
4.9	<i>Variation de l'énergie cinétique pour trois vitesses d'approche (6 m.s^{-1}, 9 m.s^{-1}, 15 m.s^{-1}), trois hauteurs d'obstacle (25% $w_r = 2 \text{ cm}$; 65% $w_r = 4,48 \text{ cm}$; 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$) dans les cas souple (2), prédit (3) et régulé (4).</i>	124
4.10	<i>Vitesse de tangage du châssis pour trois vitesses d'approche (6 m.s^{-1}, 9 m.s^{-1}, 15 m.s^{-1}), trois hauteurs d'obstacle (25% $w_r = 2 \text{ cm}$; 65% $w_r = 4,48 \text{ cm}$; 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$) dans les cas souple (2), prédit (3) et régulé (4).</i>	124
4.11	<i>Couple moteur appliqué aux roues pendant le franchissement pour trois vitesses d'approche (6 m.s^{-1}, 9 m.s^{-1}, 15 m.s^{-1}), trois hauteurs d'obstacle (25% $w_r = 2 \text{ cm}$; 65% $w_r = 4,48 \text{ cm}$; 100% $w_r = 7,45 \text{ cm}$) dans les cas souple (2), prédit (3) et régulé (4).</i>	125
4.12	<i>Couple maximal en fonction des caractéristiques du moteur brushless (E-Maxx 3908) de VS-FROG et de la batterie (BATTERIE LIPO 11,1V 5000MAH 3S 25C). Avec r_d le rapport de réduction du moteur.</i>	125
4.13	<i>Conditions initiales du saut et valeurs des paramètres de contrôle.</i>	130
4.14	<i>Conditions initiales du saut et valeurs des paramètres de contrôle.</i>	134
4.15	<i>Conditions initiales du saut et valeurs des paramètres de contrôle.</i>	138
4.16	<i>Contraintes théorique sur le couple et le coefficient de frottement statique calculé pour le franchissement de trois hauteurs d'obstacle. Pour une roue $0,325 \text{ kg}$ et de rayon $w_r = 0,0745 \text{ m}$ avec θ étant l'angle entre la verticale et le point de contact entre la roue et l'obstacle le long du rayon de la roue.</i>	141
A.1	<i>Simulation des pressions et débits maximaux pour trois diamètres de cylindre et différentes vitesses et forces de contact. La pression maximale est atteinte pour le cylindre de diamètre 15 mm.</i>	177
A.2	<i>Simulation des pressions et débits maximales pour trois diamètres de cylindre et différentes vitesse et force de contact. Pression maximale atteinte pour le cylindre de diamètre 18 mm.</i>	177
A.3	<i>Simulation des pressions et débits maximales pour trois diamètres de cylindre et différentes vitesse et force de contact. Pression maximale atteinte pour le cylindre de diamètre 22 mm.</i>	178
A.4	<i>Comparaison des trois propositions de fluides dans les conditions normale de température et de pression. Température estimée à 20°C sous la pression atmosphérique normale.</i>	180

Annexe A

**Re-conception d'un prototype basé
sur un châssis de véhicule tout-terrain
de taille réduite pour le pilotage
semi-actif des suspensions
longitudinales**

Cette annexe illustre la reconception mécanique des pièces du prototype.

A.1 Fabrication de Susp-4D en matériau léger pour VS-FROG (Sylvain, 2021)

A.1.1 Dimensionnement des pièces dans les cas de sollicitations extrêmes

Les cas critiques sont ceux dans lesquels les composants de la suspension sont le plus sollicités dans les directions verticale, longitudinale et latérale.

Sollicitation verticale

La sollicitation critique a lieu après une phase balistique, lorsque le véhicule atterrit sur le sol. Pour évaluer cette sollicitation, il faut d'abord estimer la vitesse maximale v de chute du véhicule et la durée de contact $W OCD$ entre la roue et le sol à l'atterrissage. Pour ce faire, quelques hypothèses sont émises :

- Dans le cas général d'utilisation, on suppose que le véhicule fera des chutes d'une hauteur comprise entre 2 et 5 mètres maximum. En négligeant la résistance de l'air, la vitesse maximale de chute s'écrit :

$$v = \sqrt{2gh} \quad (\text{A.1})$$

avec $g = 9,81 m.s^{-2}$;

- On néglige l'influence des amortisseurs verticaux de Susp-4D ;
- On néglige l'amortissement dû aux pneus du véhicule ;

- La force d'impact moyenne lors de l'atterrissage du véhicule se calcule ainsi :

$$F_{moy} = m \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (\text{A.2})$$

où : $m = 8 \text{ kg}$ est la masse totale du prototype développé (Fig. A.16(a)) et Δv est la variation de vitesse pendant le temps de contact Δt .

La durée de contact Δt correspond à la moitié de la durée collision définie au chapitre précédent. En effet, cette dernière ne prend en compte que le temps de compression de la suspension lors du contact roue/obstacle. Certes, cette situation ne correspond pas à une chute libre, mais on suppose que l'estimation du temps de compression reste assez proche de celui qui pourrait être obtenu dans le cas d'une chute libre.

Sollicitation longitudinale

Le cas critique dans la direction longitudinale est très similaire au précédent, si on considère que la force obtenue avec l'équation (A.2) n'est plus appliquée aux quatre roues, mais uniquement aux deux roues avant : il suffit alors de multiplier par deux les forces obtenues. Les pièces ont finalement été dimensionnées sur la base d'un choc à une vitesse de 10 m.s^{-1} avec un temps de contact de 30 ms , soit une force d'impact de 2000 N par roue.

Sollicitation latérale

Lors d'un virage, les efforts de traction - compression qui s'exercent sur les bielles sont dus à la force centrifuge, qui se calcule ainsi :

$$F = m \frac{v^2}{r} \quad (\text{A.3})$$

où : v la vitesse de VS-FROG et r le rayon du virage. Les forces latérales ainsi générées seront supportées par tous les éléments reliant les roues au châssis, à savoir, les trois bielles et la transmission pour chaque roue. Compte tenu des nombreux éléments supportant les efforts et considérant que les pièces résisteront mieux à la compression qu'à la traction (Brischetto et Torre, 2020), dans l'hypothèse où VS-FROG ne prendrait pas de virage de rayon de courbure inférieur à 10 mètres et à une vitesse supérieure à 28 m.s^{-1} ($F_{centrifuge} = 627 \text{ N}$), en prenant l'hypothèse que seules les roues extérieures au virage sont en contact avec le sol, on a bien 6 bielles travaillant en compression, soit environ 100 N par bielle.

Choix du procédé de fabrication et du matériau



FIGURE A.1: Comparaison des matériaux imprimables selon différents critères. Source Filimprimante3D (2022b)

Il existe plusieurs techniques d'impression qu'on peut regrouper en trois catégories :

- *Fused Deposition Modeling* (FDM), elles utilisent un dépôt de fil plastique comme matière première ;

- *Stereolithography* (SLA), le *Digital Light Processing* (DLP) ou encore le *Masked Stereolithography* (MSLA), utilisent de la résine comme matière première ;
- *Selective Laser Sintering* (SLS), utilise de la poudre comme matière première.

Toutes ces techniques ont des avantages et des inconvénients Brischetto et Torre (2020). Nous avons choisi d'utiliser de la FDM car c'est un procédé d'impression mature, simple d'utilisation et disponible dans le parc de machines d'impression du centre de transfert technologique de SIGMA Clermont. Cependant, les pièces réalisées par FDM sont anisotropes, ce qui impose de maîtriser les directions de chargement des pièces afin de leur conférer de meilleures performances lors de l'utilisation.

La FDM permet un très large choix de matériaux tels que le PET (*Polyethylene Terephthalate*), le PET-G (*Polyethylene Terephthalate – Glycol*), le PLA (*Polylactic Acid*), le Nylon, etc. Certains peuvent présenter des variantes (exemple : PLA renforcé) et peuvent aussi être renforcés avec de la fibre de verre ou de carbone (Onyx).

Une vue d'ensemble des différents matériaux existants permet de voir qualitativement les avantages et inconvénients de chacun (Fig. A.1.1). La qualité d'un matériau peut varier en fonction de la marque. Le PLA a été privilégié pour sa facilité d'impression, ses caractéristiques mécaniques très similaires à celles d'autres matériaux plus délicats à utiliser et sa faible masse volumique ($1,2 \text{ g.cm}^{-3}$).

A.1.2 Reconception de la forme des pièces de la suspension

La conception a été réalisée selon deux contraintes principales : (i) réduction du poids et (ii) facilité de fabrication. Nous avons au total reconçu et testé 9 pièces en simulation numérique :

1. Le porte-moyeu (820 : Fig. 3.1(b)) : Le porte-moyeu est la partie centrale de la roue. Elle a été légèrement modifiée pour supporter les contraintes appliquées dans sa version imprimée 3D. En effet, cette pièce est sollicitée mécaniquement puisqu'elle relie la roue avec les trois bielles qui la tiennent. La conception de cette pièce a donc été la plus rapide et la plus simple puisqu'il a quasiment suffi de reproduire la pièce existante à l'identique (Fig. A.16(c)).

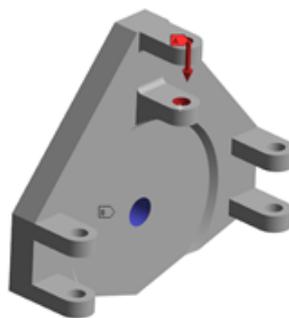


FIGURE A.2: *Porte-moyeu reproduit à l'identique de la pièce remplacée. Pour le chargement vertical, le porte-moyeu était fixé au niveau de l'axe central (bleu) et un effort vertical était appliqué au point de fixation de la bielle supérieure (flèche rouge).*

2. Bielles inférieures (831) et (832) : les bielles inférieures guident le porte-moyeu et leur traction différentielle par le palonnier permet son braquage. Elles ont été testées en traction et ce sont les chapes terminales qui ont montré des signes de faiblesse. La contrainte maximale a atteint 28 MPa. Sachant que le PLA peut supporter jusqu'à 46 MPa sans se déformer

plastiquement, la pièce a donc été jugée assez résistante pour l'utilisation envisagée. En conclusion, le remplacement de la bielle originale en aluminium (35 g) par une bielle en PLA (9 g) a généré un gain de masse d'environ 190 g sur l'ensemble du véhicule.

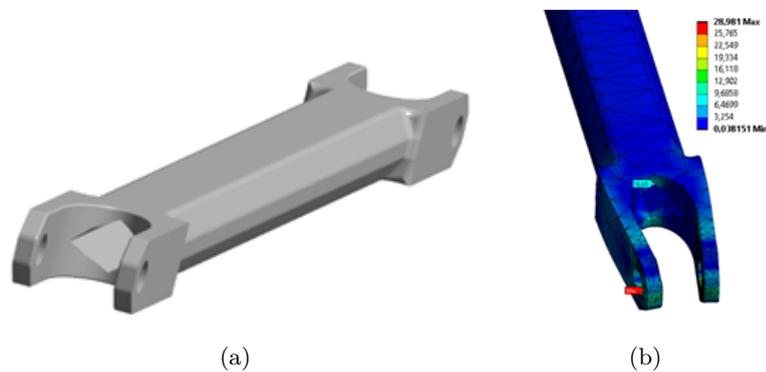


FIGURE A.3: Simulation numérique de (a) l'extrémité de la (b) bielle inférieure.

3. Bielle supérieure (833) : la bielle supérieure relie le porte-moyeu au châssis. Mais contrairement aux bielles inférieures, elle porte aussi les deux jambes de suspension. C'est donc elle qui subit la plupart des efforts lors des franchissements d'obstacles. Cette pièce en PLA s'est avérée sous-dimensionnée lors des tests de flexion (300 MPa). La pièce finale a été conçue et imprimée en Onyx pour laisser passer un cylindre en stub (Acier) de 3,6 mm pour supporter les suspensions.

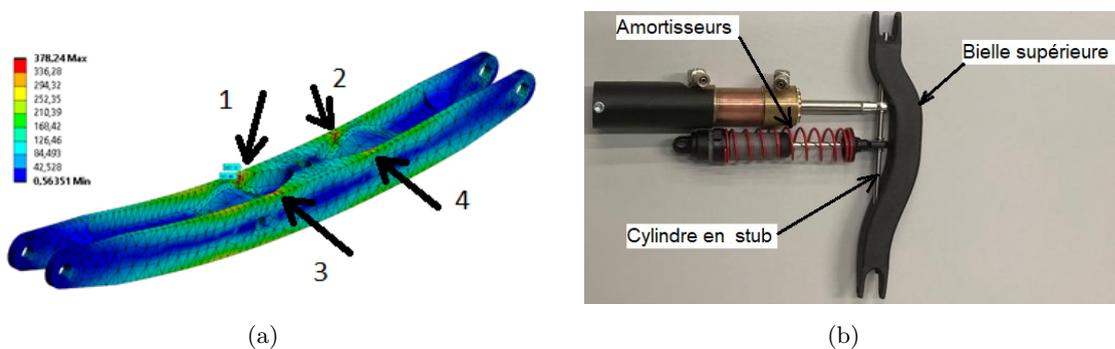


FIGURE A.4: Simulation numérique de la bielle supérieure. (a) résultats (b) version finale avec la jambe longitudinale semi-active et la jambe verticale passive.

4. Palonnier (861) : Le palonnier a pour principale fonction d'assurer la direction. Il est en pivot d'axe vertical avec le châssis, monté en chape entre les pièces "plaque avant" et "support avant". Il relie les bielles inférieures à la direction et laisse passer en son centre l'arbre de transmission. La contrainte maximale a atteint 40 MPa ce qui est inférieur à la limite du PLA (Fig. A.5).

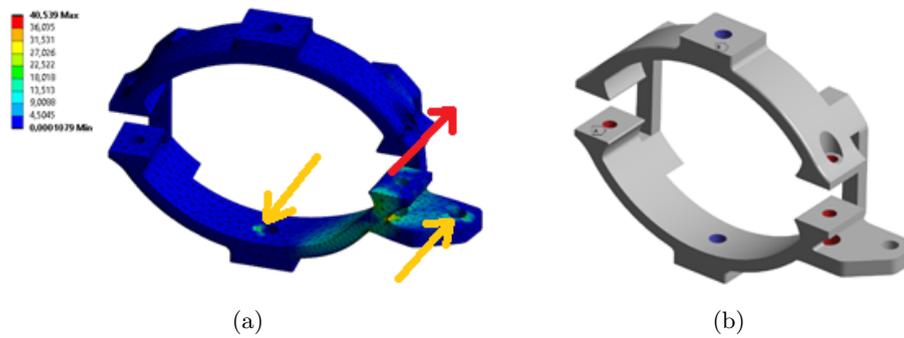


FIGURE A.5: Simulation numérique du palonnier. Zone d'application de l'effort (flèche rouge) et zone d'application des supports fixes (flèches jaunes).

- Support des suspensions verticales (800) : Cette pièce très complexe est la plus lourde et la plus volumineuse du VS-FROG. Elle relie les deux suspensions verticales au châssis et subit donc des efforts majoritairement verticaux (Fig. A.6).

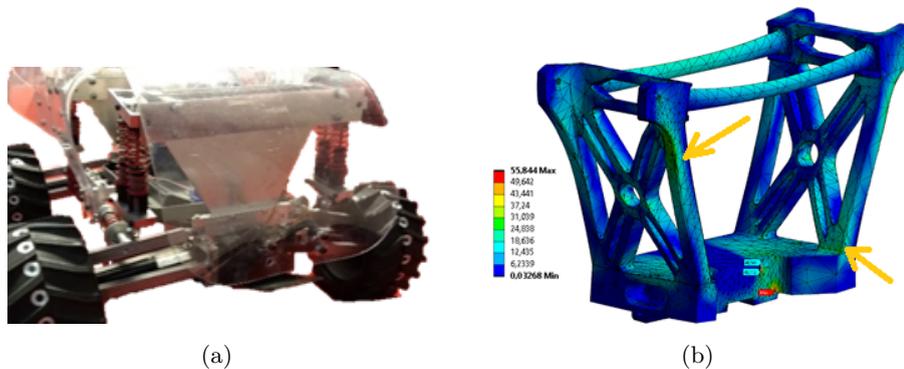


FIGURE A.6: Position du support des suspensions verticales sur le véhicule

- Support des suspensions longitudinales (800) : cette pièce est un assemblage de plaques de métal (Fig. A.10(a)) qui a pour but principal de relier les deux suspensions longitudinales (avant et arrière) en accueillant le cardan de chacune d'entre elles.

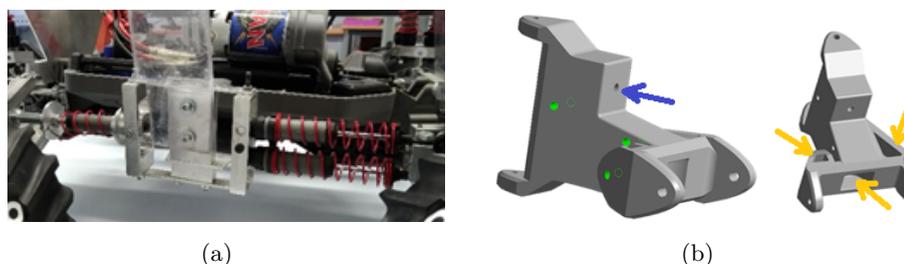


FIGURE A.7: Position (a) du support des suspensions longitudinales sur le véhicule. Nouvelle version (b) du support pour VS-FROG. Les flèches jaunes indiquent des poches qui ont pour fonction d'alléger la pièce. la flèche bleue indique un point de fixation supplémentaire.

- Plaque avant : Cette plaque est située sous le véhicule et relie le palonnier 861 au châssis. Seul des efforts transversaux s'appliquent sur ce composant (Fig. A.8(b) : flèche rouge).

Elle présente deux surplus de matière sur les extrémités qui permettent de supprimer les entretoises présentes sur la version en aluminium (Fig. A.8(a)).

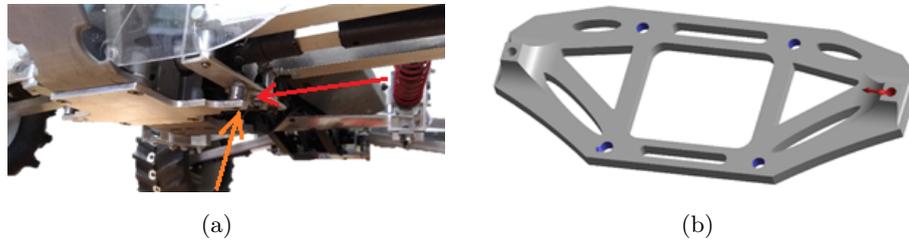


FIGURE A.8: Position (a) de la plaque avant sur le véhicule (b) nouvelle version de la pièce.

8. Plaque centrale : Cette pièce relie le support des suspensions longitudinales au châssis et encaisse une grosse partie de l'effort lors d'un choc frontal. Elle doit aussi supporter la carrosserie. Le PLA ne permet pas de garantir la résistance de la pièce pour ces cas d'utilisation. Nous avons opté pour une version en aluminium obtenue par pliage et évidée en son centre, ce qui la rend plus légère (Fig. A.9).

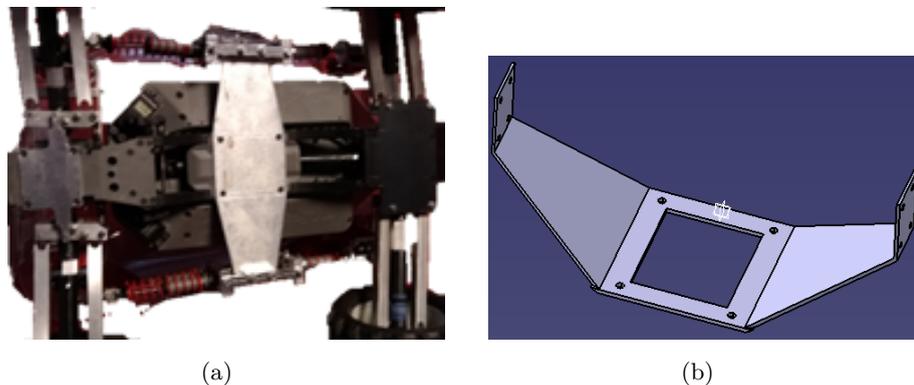


FIGURE A.9: Position (a) de la plaque centrale sur le véhicule (b) nouvelle version de la pièce.

9. Plaque arrière : située à l'arrière du prototype VS-FROG elle fait le lien entre le palonnier 861 et le châssis. Elle a aussi une autre fonction, le véhicule pouvant se cabrer lors de l'accélération, une partie de la plaque dépasse à l'arrière pour toucher le sol avant que le véhicule ne se retourne.

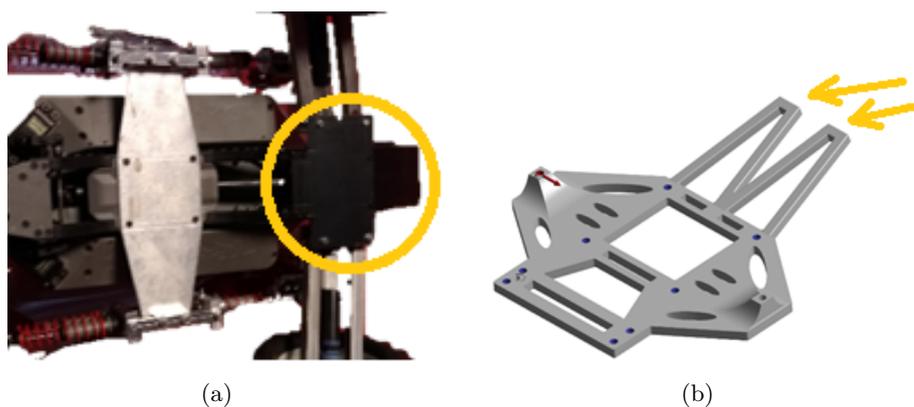


FIGURE A.10: Position (a) de la plaque arrière sur le véhicule (b) nouvelle version de la pièce.

A.2 Proposition d'un amortisseur semi-actif

Dans cette partie est proposée une version semi-active (Fig. A.11) de l'amortisseur horizontal de Susp-4D. Il est constitué d'un cylindre avec des orifices aux deux extrémités qui sert de contenant, d'un piston pour pousser le contenu du cylindre d'une chambre à l'autre, d'une tige traversante pour pousser le piston, d'une vanne pour régler le débit et de tuyaux pour connecter les orifices à la vanne. A noter que ce vérin à tige traversante offre l'avantage d'avoir les mêmes sections à gauche et à droite du piston, ce qui est indispensable pour garantir que le liquide sortant d'une chambre rentrera exactement dans l'autre. La tige traversante offre également une rigidité en flexion améliorée par les deux guidages à large espacement constant.

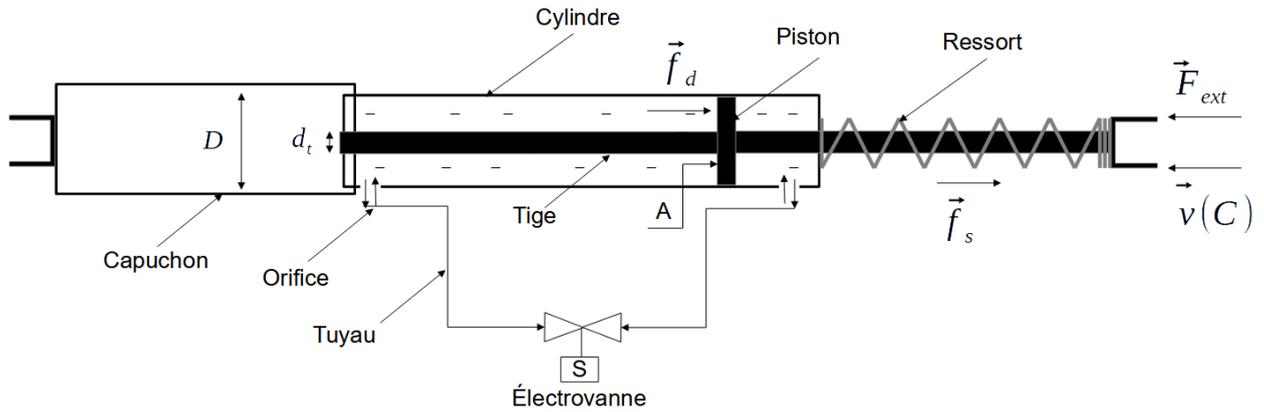


FIGURE A.11: Schéma de principe de l'amortisseur pilotable proposé.

A.2.1 Principe de l'amortisseur pilotable

Le principe se base sur l'utilisation d'un vérin double tige pour obtenir la même surface A de contact fluide/piston de part et d'autre du vérin, condition indispensable quand on utilise un fluide incompressible tel que l'huile. Cette configuration géométrique permet de garantir la symétrie du comportement de l'amortisseur lors des phases de compression dues à un choc entre la roue du véhicule et un obstacle et les phases de détente de l'amortisseur dues au ressort de rappel.

Pendant la phase de compression, la force extérieure \vec{F}_{ext} de compression est compensée, soit en partie (cas 1), soit en totalité (cas 2), par la force de l'amortisseur \vec{f}_d . Dans le premier cas, le déplacement longitudinal Δx_C du point C atteint sa valeur maximale Δx_{W_u} , alors que dans le second, le déplacement longitudinal Δx_C reste inférieur à sa valeur maximale.

Pendant les phases de détente, le ressort génère une force \vec{f}_s de détente pour ramener la tige à sa position initiale. La pression dans le cylindre s'obtient par la relation suivante :

$$P = \frac{\|\vec{F}_{ext}\|}{A} = \frac{F_{ext}}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d_t^2)} \quad (\text{A.4})$$

avec \vec{F}_{ext} la force due à l'impact entre la roue et l'obstacle, D le diamètre intérieur de cylindre, d_t le diamètre de la tige.

Les sorties proximale et distale du vérin sont connectées à une électrovanne par l'intermédiaire de tuyaux. En ouvrant proportionnellement la vanne, on modifie le débit Q du fluide dans le vérin

et donc la vitesse $v(C)$ de déplacement de la tige dans le cylindre. La relation entre le débit et la vitesse s'écrit :

$$Q = Av(C) = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_t^2)v(C) \quad (\text{A.5})$$

L'ouverture ou la fermeture de la vanne permet d'augmenter ou de réduire le coefficient d'amortissement de l'amortisseur, respectivement, suivant la relation suivante :

$$c_{AV} = \frac{\|\vec{f}_d\|}{\|\vec{v}(C)\|} = \frac{f_d}{v(C)} \quad (\text{A.6})$$

La fonction d'un amortisseur est d'absorber l'énergie cinétique engendrée par le choc lors du franchissement par laminage d'un fluide hydraulique à travers les orifices. Ce laminage crée une dissipation de l'énergie cinétique sous forme de chaleur.

A.2.2 Dimensionnement du vérin

Ce travail a permis de choisir les composants de l'amortisseur semi-actif et de définir sa plage de fonctionnement pour le choix des vitesses envisagées de franchissement lors des essais expérimentaux. Les deux paramètres importants pour le dimensionnement du système semi-actif sont la pression maximale dans le cylindre et le débit maximal Q_{max} que peut laisser passer la vanne. Il s'agit ici de définir les dimensions de la section du vérin qui pourront contenir la pression maximale P_{max} pour des charges maximales simulées $F_{ext,max}$ et de choisir la vanne qui pourra laisser passer le débit maximal pour des vitesses maximales simulées $v(C)_{max}$.

A.2.2.1 Pressions et débits dans le cylindre lors du franchissement d'un obstacle

Lors d'un franchissement, le choc entre la roue et l'obstacle crée une force de contact $\vec{F}_{contact}$ et une vitesse relative de déplacement de la roue par rapport au châssis $\vec{v}(F)$. La suspension longitudinale est placée à une distance λL (λ : rapport de distance ; L : longueur de la jambe) du châssis du véhicule selon la direction latérale \vec{y}_v dans le repère véhicule R_v (Fig. A.12). Ce qui permet d'écrire la vitesse au point C en fonction de la vitesse relative de roue par rapport au châssis au point F :

$$\vec{v}(C) = \lambda \vec{v}(F) \quad (\text{A.7})$$

En se basant sur un principe de bras de levier, la force extérieure de compression F_{ext} du vérin au point C en fonction de la force de contact $F_{contact}$ s'écrit :

$$\vec{F}_{ext} = \frac{1}{\lambda} \vec{F}_{contact} \quad (\text{A.8})$$

Dans le cas de VS-FROG, la suspension longitudinale est placée à $\lambda = \frac{3}{8}$ de la distance du moyeu de la roue au châssis selon la direction latérale \vec{y}_v dans le repère véhicule R_v (Fig. A.12). Ce positionnement, de la suspension longitudinale, a été choisi pour avoir le maximum de recul longitudinal du centre F de la roue.

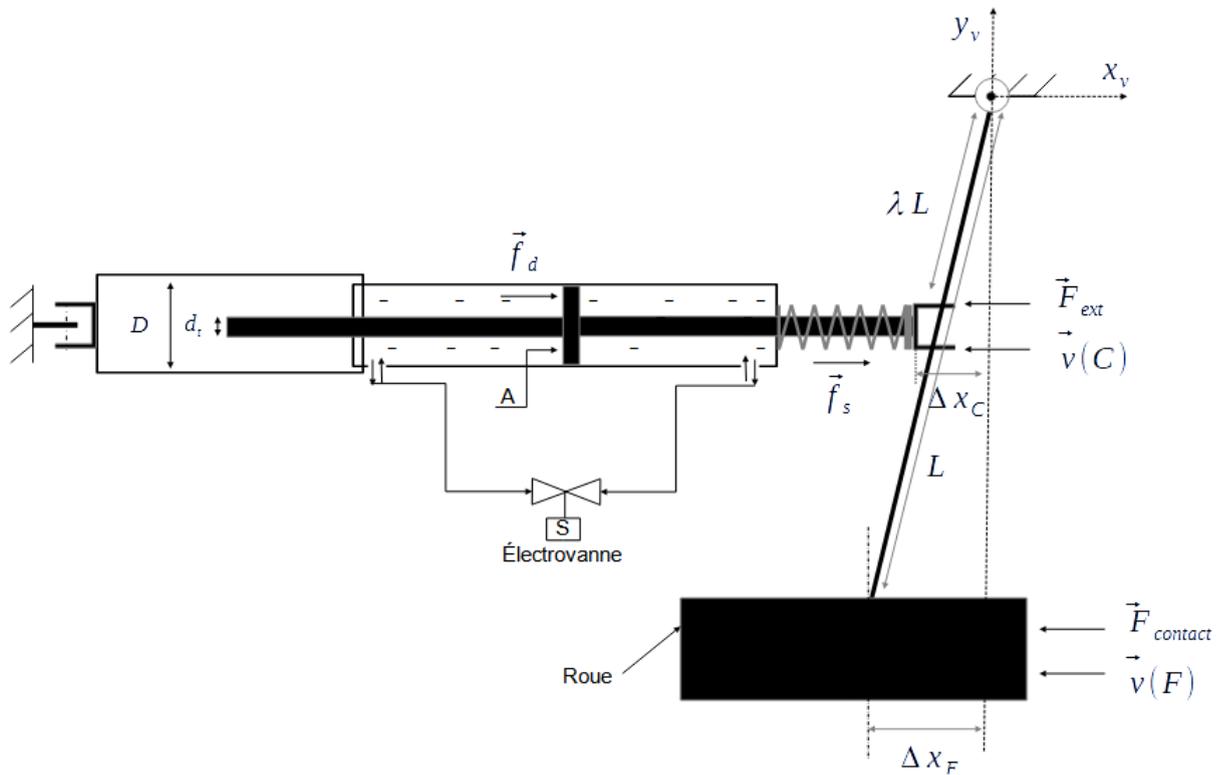


FIGURE A.12: Schéma de fonctionnement en vue de dessus de l'amortisseur longitudinal lors d'un choc entre la roue et un obstacle non représenté.

A.2.2.2 Évaluation des pressions et débits maximaux pour différentes charges maximales

La vitesse relative maximale $\|\vec{v}(F)\|$ utilisée pour la simulation est de 10 m/s et la force de contact maximale a été mesurée expérimentalement Fauroux et Bouzgarrou (2011) précédemment à 400 N . Ce qui a permis de définir une plage de valeur en simulation pour trois diamètres de piston proposés par le fabricant (Tableaux A.1, A.2, A.3).

La pression maximale des cylindres garantie par le fabricant est de 20 Bars . Les simulations montrent que la pression maximale dans le cylindre augmente avec la force de contact (Tableau A.1, A.2, A.3). Cette pression est atteinte dans les cylindres de 15 , 18 et 22 mm pour des forces de contact de 75 N , $127,5 \text{ N}$ et 240 N , ce qui est $5,3$ fois, $3,1$ et $1,6$ fois inférieur à la valeur expérimentale (400 N) respectivement.

Le débit maximal augmente avec l'augmentation du diamètre intérieur du cylindre et de la vitesse de déplacement du piston dans le cylindre (Tableau A.1, A.2, A.3). Il varie entre 4 et 22 l/min , entre 8 et 38 l/min et entre 12 et 62 l/min pour les cylindres de diamètres 15 , 18 et 22 mm respectivement. Le débit maximal que peut laisser passer la vanne en continu est de 9 l/min , cependant elle pourrait en instantané laisser passer quatre fois plus, soit 36 l/min .

TABLEAU A.1: Simulation des pressions et débits maximaux pour trois diamètres de cylindre et différentes vitesses et forces de contact. La pression maximale est atteinte pour le cylindre de diamètre 15 mm.

	D (mm)	d_t (mm)	A (mm ²)	$\ \vec{v}(F)\ $ (m/s)	$\ \vec{v}(C)\ $ (m/s)	$\ \vec{F}_{contact}\ $ (N)	$\ \vec{F}_{ext}\ $ (N)	P_{max} (Bar)	Q_{max} (l/min)
Cylindre 15 mm	12,7	6	98	10	3,75	75	200	20,32	22
				8	3	71,2	190	19,31	18
				6	2,25	67,5	180	18,29	13
				4	1,5	63,7	170	17,28	9
				2	0,75	60	160	16,26	4
Cylindre 18 mm	15,8	6	168	10	3,75	75	200	11,92	38
				8	3	71,2	190	11,32	30
				6	2,25	67,5	180	10,73	23
				4	1,5	63,7	170	10,13	15
				2	0,75	60	160	9,54	8
Cylindre 22 mm	19,7	6	277	10	3,75	75	200	7,23	62
				8	3	71,2	190	6,87	50
				6	2,25	67,5	180	6,51	37
				4	1,5	63,7	170	6,15	25
				2	0,75	60	160	5,79	12

TABLEAU A.2: Simulation des pressions et débits maximales pour trois diamètres de cylindre et différentes vitesse et force de contact. Pression maximale atteinte pour le cylindre de diamètre 18 mm.

	D (mm)	d_t (mm)	A (mm ²)	$\ \vec{v}(F)\ $ (m/s)	$\ \vec{v}(C)\ $ (m/s)	$\ \vec{F}_{contact}\ $ (N)	$\ \vec{F}_{ext}\ $ (N)	P_{max} (Bar)	Q_{max} (l/min)
Cylindre 15 mm	12,7	6	98	10	3,75	150	400	40,65	22
				8	3	142,5	380	38,62	18
				6	2,25	135	360	36,58	13
				4	1,5	127,5	340	34,55	9
				2	0,75	120	320	32,52	4
Cylindre 18 mm	15,8	6	168	10	3,75	150	400	23,84	38
				8	3	142,5	380	22,65	30
				6	2,25	135	360	21,46	23
				4	1,5	127,5	340	20,26	15
				2	0,75	120	320	19,07	8
Cylindre 22 mm	19,7	6	277	10	3,75	150	400	14,46	62
				8	3	142,5	380	13,74	50
				6	2,25	135	360	13,02	37
				4	1,5	127,5	340	12,30	25
				2	0,75	120	320	11,57	12

TABLEAU A.3: Simulation des pressions et débits maximales pour trois diamètres de cylindre et différentes vitesse et force de contact. Pression maximale atteinte pour le cylindre de diamètre 22 mm.

	D (mm)	d_t (mm)	A (mm ²)	$\ \vec{v}(F)\ $ (m/s)	$\ \vec{v}(C)\ $ (m/s)	$\ \vec{F}_{contact}\ $ (N)	$\ \vec{F}_{ext}\ $ (N)	P_{max} (Bar)	Q_{max} (l/min)
Cylindre 15 mm	12,7	6	98	10	3,75	300	800	81,30	22
				8	3	285	760	77,23	18
				6	2,25	270	720	73,17	13
				4	1,5	255	680	69,10	9
				2	0,75	240	640	65,04	4
Cylindre 18 mm	15,8	6	168	10	3,75	300	800	47,68	38
				8	3	285	760	45,29	30
				6	2,25	270	720	42,91	23
				4	1,5	255	680	40,53	15
				2	0,75	240	640	38,14	8
Cylindre 22 mm	19,7	6	277	10	3,75	300	800	28,93	62
				8	3	285	760	27,48	50
				6	2,25	270	720	26,04	37
				4	1,5	255	680	24,59	25
				2	0,75	240	640	23,14	12

A.2.2.3 Choix du cylindre et de la vanne du prototype

La force extérieure de compression maximale de 200 N que peut supporter le cylindre de 15 mm pour une pression de 20 bars est cinq fois inférieure à la force de compression théorique pour une force de contact de 400 N. Pour une force de compression de 400 et 800 N, 2,6 et 1,3 fois inférieure à la force de compression théorique, la pression dans le cylindre passe à 40,65 bars et 81,30 bars respectivement ce qui est bien au delà de la limite de 20 bars. Ce cylindre génère un débit maximal de 22 l/min pour une vitesse d'avance de 10 m.s⁻¹ en continu, mais est acceptable en vitesse instatané avec la vanne proposée.

Le cylindre de 18 mm pour une pression de 20 bars (Fig. A.13) permet de supporter une force extérieure maximale de compression du vérin de 340 N qui est trois fois inférieure à la force de compression théorique pour une force de contact de 400 N. Pour une force de compression de 400 et 800 N, 2,6 et 1,3 fois inférieur à la force de compression théorique, la pression dans le cylindre passe à 23,84 bars et 47,68 bars respectivement ce qui est bien au delà de la limite de 20 bars. Ce cylindre génère un débit maximal de 38 l/min pour une vitesse d'avance de 10 m.s⁻¹ en continu, mais est acceptable en vitesse instatané avec la vanne proposée.

Le cylindre de 22 mm pour une pression de 20 bars (Fig. A.13) permet de supporter une force extérieure maximale de compression du vérin de 640 N est qui est inférieur à la force de compression théorique pour une force de contact de 400 N. La pression générée est de 23,14 dans le cylindre est bien au-delà de la limite de 20 bars. Ce cylindre génère un débit maximal de 12 l/min pour une vitesse d'avance de 10 m.s⁻¹ en continu ce qui est largement acceptable en vitesse instatané avec la vanne proposée.

Le montage en série des amortisseurs permet de réduire la pression dans les cylindres par deux. Le critère de choix va se porter sur le débit maximal que devra passer la vanne en instantané.

Suivant ce critère, le cylindre de diamètre 18 mm apparaît comme le meilleur compromis, car il atteint un débit maximal ($38 \text{ l/min} < 62 \text{ l/min}$) deux fois moins que le cylindre de diamètre 22 mm. En choisissant le cylindre de 18 mm, on assure le bon fonctionnement des tests de franchissement avec une vitesse d'approche jusqu'à 6 m/s . Par ailleurs, le cylindre de diamètre 18 mm rajoute moins de poids au véhicule par rapport au cylindre de diamètre 22 mm. En règle générale, plus le débit à passer est élevé, plus la vanne est volumineuse.

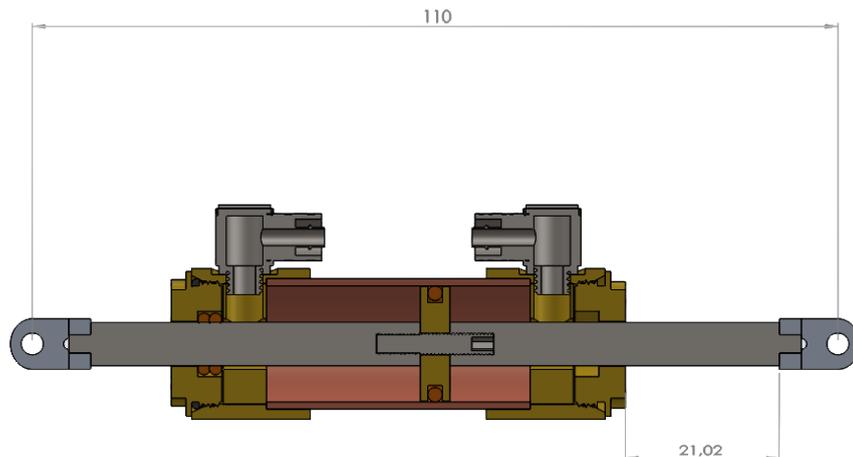


FIGURE A.13: *Vue en coupe du vérin choisi de 18 mm de diamètre. Fabricant : <https://magomhrc.com/it/>*

Le challenge est de trouver une vanne capable de laisser passer un débit de 38 litres par minutes en continu et le double en instantanée. En effet, l'idée est de piloter deux vérins longitudinaux gauche et droite en même temps avec une même vanne, ce qui permet de réduire la consommation d'électricité et le poids total du véhicule.

Dans cette configuration, à une vanne et deux vérins (Fig. A.14), la charge maximale est divisée par deux, ce qui a pour conséquence de diviser la pression maximale par deux mais de multiplier le débit à passer dans la vanne par deux. Du point de vue de ce montage, on pourrait ne pourrait pas utiliser le cylindre de diamètre 15 mm pour le prototype, car il génère des pressions maximales trop élevées.

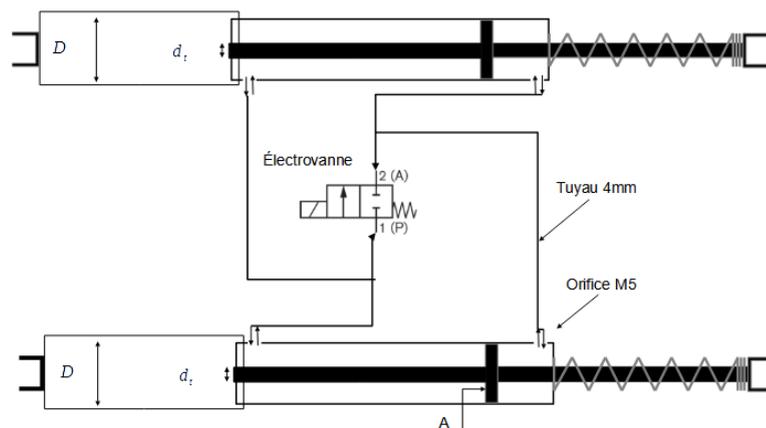


FIGURE A.14: *Schéma du montage des deux suspensions longitudinales.*

Le type de vanne qui correspond le mieux à notre application est une vanne proportionnelle. Cependant, par rapport à l'échelle du prototype, une telle vanne rajouterait beaucoup de poids et coûterait plus cher. Finalement la vanne que nous avons choisie (Fig. A.15) est une vanne tout ou rien normalement ouverte. Cette vanne nous permettra de tester deux états pour l'amortisseur, un état rigide, vanne hors tension et un état souple, vanne alimentée, ce qui est déjà suffisant pour la preuve de concept envisagée.

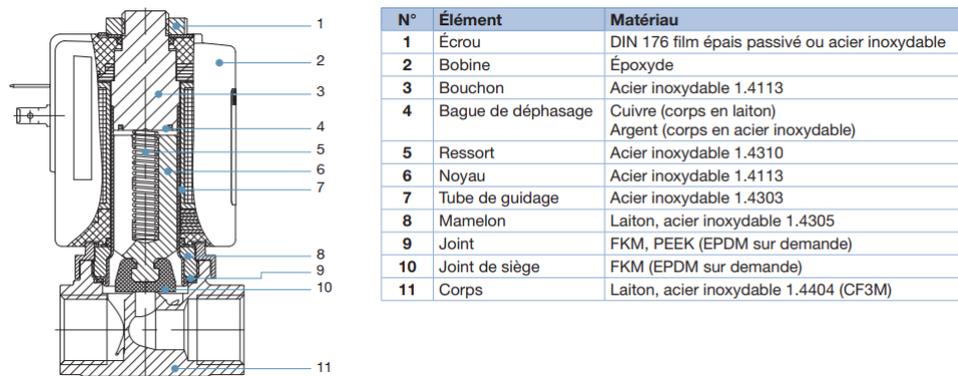


FIGURE A.15: Schéma de l'électrovanne Burkert 178299 série 6027 tout ou rien. Fournisseur : <https://www.acefrance.com/fr/>

A.2.3 Choix du fluide à utiliser pour le pilotage des amortisseurs

La difficulté de passer d'un état rigide à un état souple pour l'amortisseur dépend aussi de la viscosité du fluide choisi. En effet, plus le fluide est visqueux, plus il y a de frottement dans le vérin. La vanne choisie contraint d'emblée le choix du fluide en imposant une viscosité maximale de $21 \text{ mm}^2/\text{s}$. Ce qui impose de choisir des fluides de viscosité inférieure à cette valeur. Nous avons choisi de comparer les trois possibilités suivantes :

- l'huile de vaseline ;
- l'eau ;
- l'air.

La comparaison se fera en fonction de certains critères tels que la viscosité, la rareté du fluide, la pollution, la dangerosité ou la masse volumique.

TABEAU A.4: Comparaison des trois propositions de fluides dans les conditions normale de température et de pression. Température estimée à 20°C sous la pression atmosphérique normale.

	Viscosité (mm^2/s)	Masse volumique (kg/m^3)	Rareté	Pollution	Dangerosité
Huile de vaseline	200	900	Oui	Oui	Non
Eau	1	997	Non	Non	Non
Air	15,6	1,29	Non	Non	Non

Il résulte de cette comparaison que l'eau est le meilleur fluide à utiliser, car il possède la plus faible viscosité dans les conditions normale de température et de pression. De plus, à pression fixe, la viscosité de l'eau diminue d'autant plus que la température augmente. Cependant, la masse volumique de l'eau est la plus grande, ce qui veut dire qu'elle rajoutera plus de poids au véhicule. Dans le cas du prototype, ce désavantage a un impact minime, car les volumes utilisés sont très faibles de l'ordre de $10^{-5} m^3$. La principale difficulté réside dans l'oxydation des matériaux utilisés pour la fabrication du vérin, essentiellement du laiton et du cuivre pour le cylindre, et de l'aluminium pour l'arbre.

En outre, sur les aspects de rareté, de pollution et de dangerosité, l'eau l'emporte, car très facile à trouver dans les quantités utilisées, ne pollue pas l'environnement en cas de fuite du système et n'est pas dangereuse pour l'utilisateur.

L'air a une viscosité suffisamment faible pour fonctionner avec la vanne choisie et ne rajoute quasiment pas de poids au véhicule. Mais il crée plus de frottement au contact des parois du cylindre que l'eau. De plus, l'air étant un fluide compressible, l'état rigide de l'amortisseur sera plus souple qu'avec l'eau qui lui est un fluide incompressible.

Il existe des huiles moins visqueuses que celle qu'on a utilisée pour la comparaison et de viscosité inférieure à la viscosité maximale requise par la vanne choisie. Cependant, elles présentent un surcoût par rapport à l'utilisation de l'eau et l'air. En outre, si elles sont moins denses que l'eau, ce qui est intéressant en terme de masse véhicule, elles sont plus coûteuses et polluantes en cas de fuite. Leur utilisation demande des précautions dans la manipulation.

A.3 Conclusion

Dans cette annexe, nous avons présenté les travaux mécatroniques réalisés sur le drone terrestre VS-FROG (Fig. A.16) en y intégrant une version semi-active de la suspension Susp-4D dans une configuration en « L ».

La première étape a été de définir la meilleure approche pour re-concevoir des pièces de la suspension et de fixation sur châssis. Les valeurs des efforts étant surestimées, lorsque la simulation numérique était concluante, nous étions sûrs que les pièces ne casseraient pas et ce, quelle que soit l'utilisation du véhicule. Malgré de tels efforts, la plupart des pièces ont été fabriquées en plastique et, bien que ce surdimensionnement les rende plus volumineuses et donc plus lourdes, le drone VS-FROG a été allégé de 600 g.

La deuxième étape a été de proposer une version semi-active de Susp-4D. La suspension utilise un vérin double tige comme cylindre et pourra être pilotée à l'aide d'une électrovanne tout ou rien, voire proportionnelle. Trois fluides pourront être testés en expérimentation, à commencer par une l'huile de viscosité inférieure ou égale à $21 \text{ mm}^2/\text{s}$.

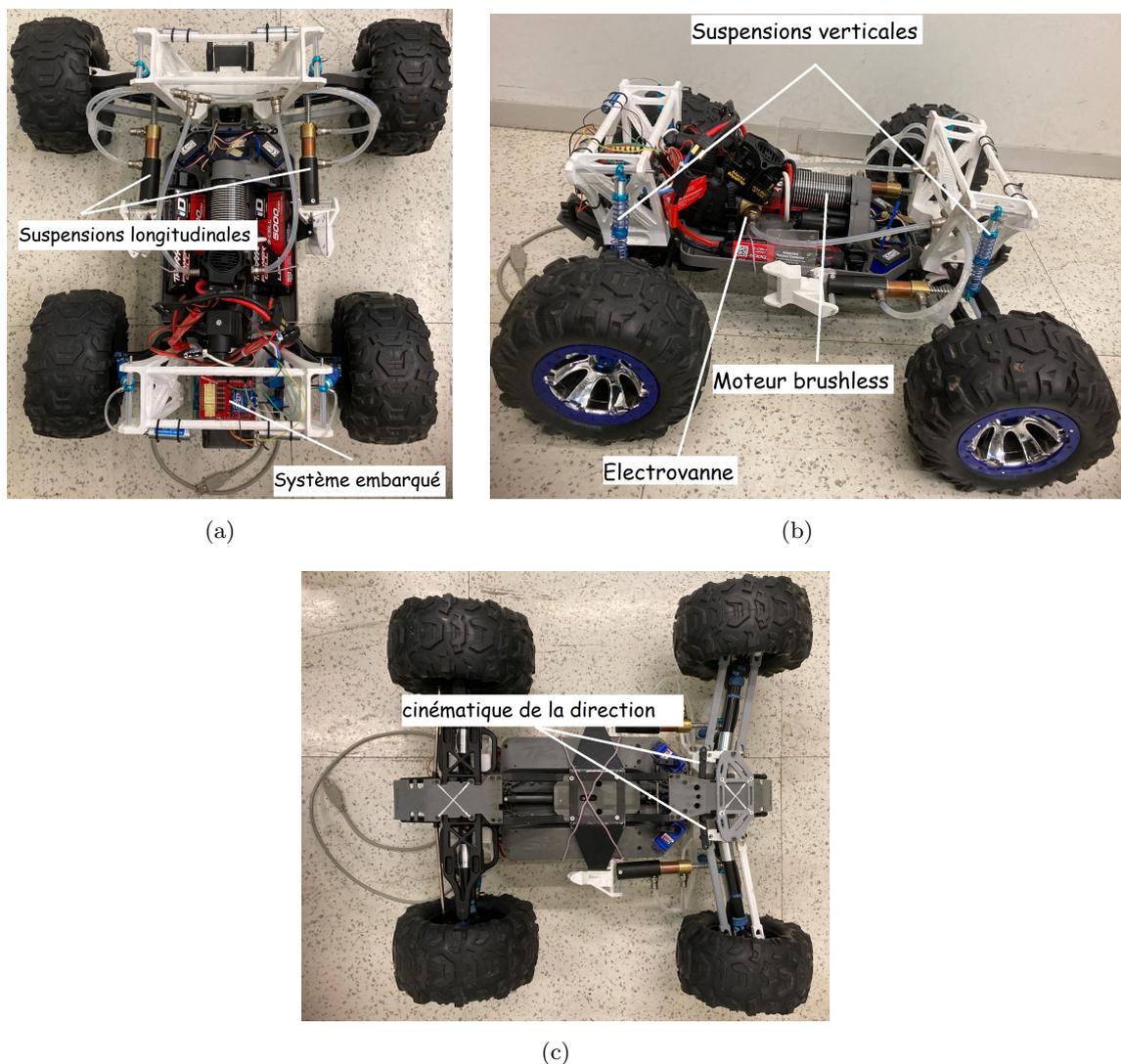


FIGURE A.16: *Vue d'ensemble de VS-FROG avec la suspension semi-active et les différentes pièces re-conçues. Lien vidéo : Test de la mise en route à distance de VS FROG*

Annexe B

Détermination expérimentale de la raideur des ressorts du véhicule Traxxas E-Maxx 3903

Experimental stiffness determination

October 14, 2023

1 Experimental determination of the spring's stiffness

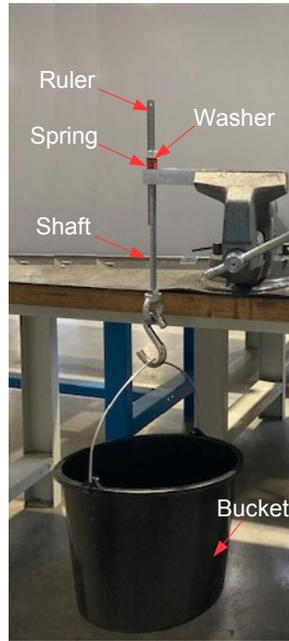
VS-FROG use component from the all-terrain vehicle Traxxas E-Maxx 3930. This work permit to obtain a valuable estimation of the spring's stiffness of the vehicle suspension. To achieve this goal we need to measure the length of the spring for different charges applied.



Figure 1: *Spring of the Traxxas E-Maxx vehicle. Reference 4957/4957R. $l_0 = 68 \text{ mm}$*

2 Experimental Protocol

We position the spring on a horizontal platform hole, which diameter is smaller than the diameter of the spring. Then we position in this hole a vertical shaft so that the spring and the shaft become coaxial; And the spring can be compressed easily. On the top of the spring is mounted a washer, which is blocked by a nut so that the weight of the shaft can sit on the spring. On the free extremity of the shaft is mounted a bucket in which we add successively masses to compressed the spring. For each masses we mark the compressed length of the spring in a table.

Figure 2: *Experimental devices*

3 Experimental results

Ten points different points of mesure are sufficient for the experimentation. Fig. 3 gives the curve fitting for the compressed spring length ($l_0 - l$) against the force ($m * g$) applied. The curve obtained is a line. Then, the spring stiffness is obtained by the inverse of the straight line slope. And because the stiffness is a positive quantity we took the absolute value.

$$k = \frac{1}{|-0.0897|} = 11.26 \pm 3.6\% \text{ N/cm} \quad (1)$$

Table 1: **Mesure of the spring's compressed length for different masses. l_0 : uncompressed spring length; l : compressed spring length. Uncertainty: $\pm 0.1 \text{ cm}$; With $g = 9.81 \text{ m/s}^2$**

Masses (g)	0	940	2230	2890	3600	4060	4440	4690	4990	5250	5740
Compressed length (mm)	68	58	49	43	36	32	29	26	23	21	18
Force (N)	0	9.22	21.88	30.61	35.32	39.83	43.56	46.01	48.95	51.50	56.31
$l - l_0$ (cm)	0	-1	-1.9	-2.5	-3.2	-3.6	-3.9	-4.2	-4.5	-4.7	-5

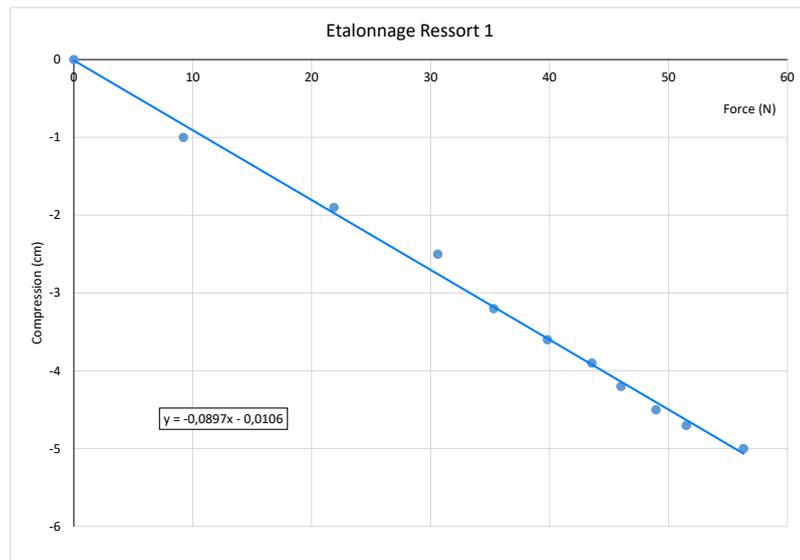


Figure 3: Compression ($l - l_0$) of the spring versus force ($m * g$) applied. The straight line y represents the curve fitting

Annexe C

Détermination expérimentale du coefficient d'amortissement des suspensions du véhicule Traxxas E-Maxx 3903

Détermination expérimentale du coefficient d'amortissement Suspension Traxxas Emaxx :

Principe : le **coefficient d'amortissement** du liquide à l'intérieur du cylindre est une constante de proportionnalité entre la force générée par la suspension et la vitesse de déplacement du piston à l'intérieur du cylindre.

Matériels expérimentaux :

- Utilisation de trois amortisseurs distincts pour la comparaison des résultats ;
- Utilisation de trois masses (1 N, 2 N et 3 N) ;
- Utilisation d'une caméra pour enregistrer le mouvement de l'amortisseur (à 50 Hz soit une image chaque deux centièmes de second).



Protocole Expérimental :

- Fixer un support sur l'extrémité du piston pour poser différentes charges ;
- Fixer l'amortisseur dans la direction verticale (O,y) ;
- Lancer l'enregistrement du mouvement ;
- Attendre l'arrêt complet de l'amortisseur ;
- Arrêter l'enregistrement ;
- Pour chaque masse, faire dix essais.



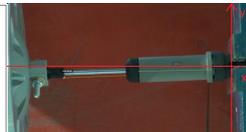
1

Détermination expérimentale du coefficient d'amortissement Suspension Traxxas Emaxx :

Principe : le **coefficient d'amortissement** du liquide à l'intérieur du cylindre est une constante de proportionnalité entre la force générée par la suspension et la vitesse de déplacement du piston à l'intérieur du cylindre.

Acquisition des mesures :

- Chaque vidéo est traitée dans le logiciel kinovea
- Définition d'un repère
- Longueur étalon sur le cylindre de l'amortisseur (3,6 cm)
- Définition d'un point à suivre image par image
- Extraction des coordonnées du point dans un fichier



Traitement des mesures :

- L'objectif est d'obtenir le coefficient d'amortissement :

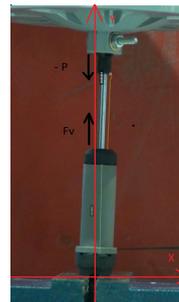
$$F_v = -cV$$

- Au cours du trajet, la somme des forces est égale :

$$-P + F_v = -Ma$$

$$c = -\left(\frac{-Ma + P}{V}\right)$$

- Évaluer une accélération moyenne et une vitesse moyenne au cours du déplacement.



2

Détermination expérimentale du coefficient d'amortissement Suspension

Traxxas Emaxx :

Principe : le **coefficient d'amortissement** du liquide à l'intérieur du cylindre est une constante de proportionnalité entre la force générée par la suspension et la vitesse de déplacement du piston à l'intérieur du cylindre.

Traitement des mesures :

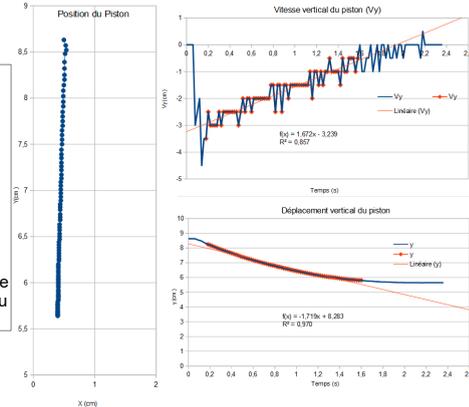
- À partir des positions et du temps, j'évalue la vitesse du piston durant son déplacement vertical :

$$V(i+1) = \frac{y(i+1) - y(i)}{\Delta t} \quad V(1) = 0 \text{ cm/s}$$

- Évaluation de l'accélération moyenne sur la zone linéaire de d'évolution de la vitesse verticale du piston en fonction du temps ;

- Évaluation de la vitesse moyenne sur la zone linéaire de l'évolution de la position verticale du piston en fonction du temps ;

Résultats des traitements des mesures pour l'amortisseur 3



3

Détermination expérimentale du coefficient d'amortissement Suspension

Traxxas Emaxx :

Principe : le **coefficient d'amortissement** du liquide à l'intérieur du cylindre est une constante de proportionnalité entre la force générée par la suspension et la vitesse de déplacement du piston à l'intérieur du cylindre.

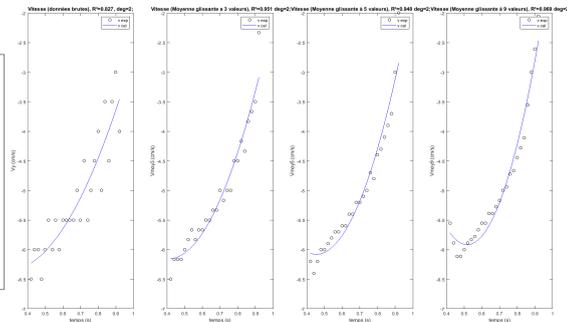
Résultats des traitements des mesures pour l'amortisseur 3 (charge 2N)

Traitement des mesures :

- Lissage des données brut de position en utilisant la moyenne glissante (3,5,9) :

$$Y(i) = \text{Moyenne}(y(i-1) + y(i) + y(i+1))$$

- Calcul des nouvelles valeurs de vitesse ;
- Approximation des données de vitesse par une fonction Polynomiale.



4

Détermination expérimentale du coefficient d'amortissement Suspension

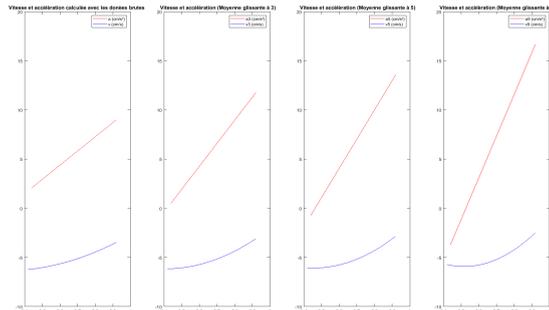
Traxxas Emaxx :

Principe : le **coefficient d'amortissement** du liquide à l'intérieur du cylindre est une constante de proportionnalité entre la force générée par la suspension et la vitesse de déplacement du piston à l'intérieur du cylindre.

Résultats des traitements des mesures pour l'amortisseur 3 (charge 2N)

Traitement des mesures :

- Calculer l'accélération



P	L	mm	L	mm	h	g	M	Regre	R2	R2_3	R2_5	R2_6	R2_7	vmoy3	vmoy5	vmoy6	vmoy7	amoy3	amoy5	amoy6	amoy7	c1	c2	c3
1,000	0,300	1,100	0,020	8,810	0,102	4,000	0,588	0,570	0,728	0,808	0,808	-0,023	-0,023	-0,023	-0,023	0,017	0,032	0,041	0,046	45,957	44,337	43,468	42,263	
2,000	0,200	0,550	0,020	8,810	0,204	6,000	0,813	0,935	0,888	0,000	-0,020	-0,021	-0,022	0,000	0,006	0,073	0,074	0,074	98,280	84,978	82,263	82,263		
3,000	0,540	0,740	0,020	8,810	0,306	3,000	0,903	0,840	0,701	0,000	-0,025	-0,024	-0,023	0,000	0,148	0,092	0,057	0,000	120,559	126,335	131,944	131,944		
1,000	0,080	1,180	0,020	8,810	0,102	4,000	0,538	0,898	0,929	0,000	-0,027	-0,027	-0,027	-0,028	0,000	0,012	0,010	0,009	0,000	37,383	37,629	37,913	37,913	
2,000	0,080	0,440	0,020	8,810	0,204	3,000	0,903	0,716	0,955	0,000	-0,022	-0,023	-0,023	0,000	0,010	0,047	0,091	0,000	80,143	87,671	87,487	87,487		
3,000	0,200	0,480	0,020	8,810	0,306	3,000	0,837	0,887	0,918	0,000	-0,023	-0,023	-0,022	0,000	0,074	0,057	0,042	0,000	127,114	129,475	133,000	133,000		
1,000	0,200	0,580	0,020	8,810	0,102	1,000	0,884	0,981	0,987	0,890	-0,026	-0,026	-0,026	-0,026	0,029	0,029	0,029	0,029	38,757	38,657	38,027	38,027		
2,000	0,620	0,820	0,020	8,810	0,204	2,000	0,827	0,961	0,948	0,959	-0,026	-0,026	-0,026	0,027	0,029	0,031	0,031	0,031	71,510	78,053	78,522	78,522		
3,000	0,000	0,820	0,020	8,810	0,306	2,000	0,415	0,828	0,948	0,959	-0,029	-0,029	-0,029	-0,029	0,032	0,032	0,034	0,028	104,189	105,042	107,876	107,876		

Détermination expérimentale du coefficient d'amortissement Suspension

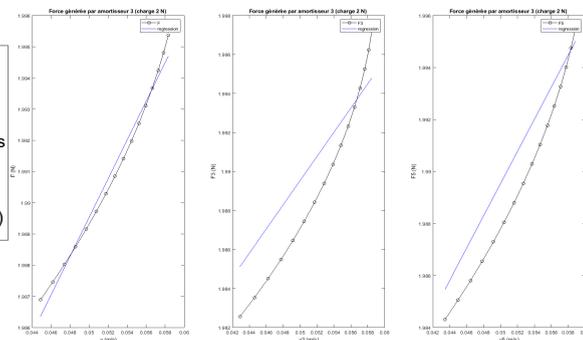
Traxxas Emaxx :

Principe : le **coefficient d'amortissement** du liquide à l'intérieur du cylindre est une constante de proportionnalité entre la force générée par la suspension et la vitesse de déplacement du piston à l'intérieur du cylindre.

Résultats des traitements des mesures pour l'amortisseur 3 (charge 2N)

Traitement des mesures :

- Calculer l'accélération
 - Puis la force générée par l'amortisseur lors du déplacement du piston
- $$F_v = M * (g - a)$$
- c : correspond à la pente de courbe Fv(v)



Détermination expérimentale du coefficient d'amortissement Suspension Traxxas Emaxx :

Principe : le **coefficient d'amortissement** du liquide à l'intérieur du cylindre est une constante de proportionnalité entre la force générée par la suspension et la vitesse de déplacement du piston à l'intérieur du cylindre.

Résultats des calculs des pentes pour les trois amortisseurs

Traitement des mesures :

- Calculer l'accélération

- Puis la force générée par l'amortisseur lors du déplacement du piston :

$$F_v = M * (g - a)$$

- c : correspond à la pente de courbe Fv(v).

P	L	l	max	h	g	M	degre	R2_F	R2_F3	R2_F5	R2_F9	a	b	a3	b3	a5	b5	a9	b9	
1	0,3	1,12	0	9,81	0	1	0,750	0,087	0,410	0,000			1,158	0,967	-0,350	1,005	-0,858	1,018	0,000	0,000
2	0,2	0,52	0	9,81	0	1	0,565	0,032	0,200	0,000			8,277	1,473	-3,894	2,165	-3,006	2,130	0,000	0,000
3	0,54	0,74	0	9,81	0	1	0,867	0,199	0,212	0,000			-16,413	4,535	-3,412	3,216	4,127	2,450	0,000	0,000
P	L	l	max <td>h <td>g <td>M <td>degre <th>R2_F</th> <th>R2_F3</th> <th>R2_F5</th> <th>R2_F9</th> <th>a</th> <th>b</th> <th>a3</th> <th>b3</th> <th>a5</th> <th>b5</th> <th>a9</th> <th>b9</th> </td></td></td></td>	h <td>g <td>M <td>degre <th>R2_F</th> <th>R2_F3</th> <th>R2_F5</th> <th>R2_F9</th> <th>a</th> <th>b</th> <th>a3</th> <th>b3</th> <th>a5</th> <th>b5</th> <th>a9</th> <th>b9</th> </td></td></td>	g <td>M <td>degre <th>R2_F</th> <th>R2_F3</th> <th>R2_F5</th> <th>R2_F9</th> <th>a</th> <th>b</th> <th>a3</th> <th>b3</th> <th>a5</th> <th>b5</th> <th>a9</th> <th>b9</th> </td></td>	M <td>degre <th>R2_F</th> <th>R2_F3</th> <th>R2_F5</th> <th>R2_F9</th> <th>a</th> <th>b</th> <th>a3</th> <th>b3</th> <th>a5</th> <th>b5</th> <th>a9</th> <th>b9</th> </td>	degre <th>R2_F</th> <th>R2_F3</th> <th>R2_F5</th> <th>R2_F9</th> <th>a</th> <th>b</th> <th>a3</th> <th>b3</th> <th>a5</th> <th>b5</th> <th>a9</th> <th>b9</th>	R2_F	R2_F3	R2_F5	R2_F9	a	b	a3	b3	a5	b5	a9	b9	
1	0,08	1,18	0	9,81	0	1	0,991	0,985	0,982	0,000			0,887	0,980	0,963	0,979	0,984	0,978	0,000	0,000
2	0,08	0,44	0	9,81	0	1	0,881	0,912	0,943	0,000			0,144	0,986	4,518	1,717	4,002	1,743	0,000	0,000
3	0,2	0,48	0	9,81	0	1	0,949	0,968	0,978	0,000			6,136	2,417	5,166	2,506	3,823	2,616	0,000	0,000
P	L	l	max <td>h <td>g <td>M <td>degre <th>R2_F</th> <th>R2_F3</th> <th>R2_F5</th> <th>R2_F9</th> <th>a</th> <th>b</th> <th>a3</th> <th>b3</th> <th>a5</th> <th>b5</th> <th>a9</th> <th>b9</th> </td></td></td></td>	h <td>g <td>M <td>degre <th>R2_F</th> <th>R2_F3</th> <th>R2_F5</th> <th>R2_F9</th> <th>a</th> <th>b</th> <th>a3</th> <th>b3</th> <th>a5</th> <th>b5</th> <th>a9</th> <th>b9</th> </td></td></td>	g <td>M <td>degre <th>R2_F</th> <th>R2_F3</th> <th>R2_F5</th> <th>R2_F9</th> <th>a</th> <th>b</th> <th>a3</th> <th>b3</th> <th>a5</th> <th>b5</th> <th>a9</th> <th>b9</th> </td></td>	M <td>degre <th>R2_F</th> <th>R2_F3</th> <th>R2_F5</th> <th>R2_F9</th> <th>a</th> <th>b</th> <th>a3</th> <th>b3</th> <th>a5</th> <th>b5</th> <th>a9</th> <th>b9</th> </td>	degre <th>R2_F</th> <th>R2_F3</th> <th>R2_F5</th> <th>R2_F9</th> <th>a</th> <th>b</th> <th>a3</th> <th>b3</th> <th>a5</th> <th>b5</th> <th>a9</th> <th>b9</th>	R2_F	R2_F3	R2_F5	R2_F9	a	b	a3	b3	a5	b5	a9	b9	
1	0,2	2,08	0	9,81	0	1	0,079	0,079	0,062	0,000			-0,018	0,999	-0,019	0,999	-0,018	0,999	0,000	0,000
2	0,42	0,91	0	9,81	0	1	0,974	0,947	0,923	0,000			0,958	0,963	0,711	0,952	0,834	1,945	0,000	0,000
3	0,5	0,82	0	9,81	0	1	0,984	0,959	0,927	0,000			1,243	2,856	1,987	2,787	2,604	2,728	0,000	0,000

Annexe D

Détermination expérimentale du coefficient de restitution des roues de VS-FROG.

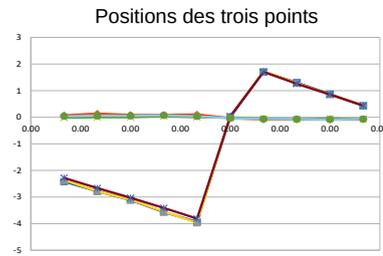
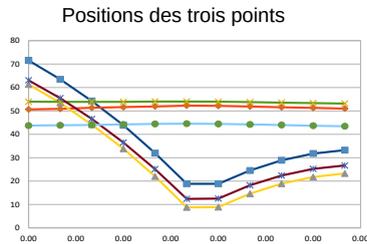
Travail expérimental pour caractériser un coefficient de restitution du contact roue sol.

Protocole :

- Positionner trois mires (noté A, B et C) sur différentes roues ;
- Effectuer un lâché de la roue d'une hauteur connue (plus de 60 chute libres à traité) ;
- Enregistrer les vidéos de la chute (caméra 30 Hz) ;
- Calculer le ratio des vitesses avant et après impact au sol.



Lien vidéo : Chute libre d'une roue de VS-FROG



Coefficient	Vitesse
eA	0,433
eB	0,435
eC	0,447
Moyenne =	0,438

Lien vidéo : chute libre d'une roue de VS-FROG.

Annexe E

Coefficients des polynômes ajustés par la méthode d'ajustement des moindres carrées

Coefficients des polynômes :

```

if h < 35
    eij = [3.74 -0.5375 -0.7262 0.2703 0.2888];% h = 25%wr
    dij= [0.02286 -0.0008632 -0.01295 3.241e-5 5.807e-5 0.003565 -2.894e-6
7.933e-6 -0.0003115];% h = 25%wr
    pij= [-5.237 2.249 0.3443 -0.1849 0.01581 -0.03964 -0.0003056 -
0.0002556 0.006051];% h = 25%wr
    xij= [-1.187 -0.1436 1.363 0.06313 -0.4996 -0.006974 0.0492];% h =
25%wr
end

if h >= 35 && h < 50
    eij= [1.894 0.3849 -1.129 0.3338 0.4482];% h = 35%wr
    dij= [0.02949 -0.00179 -0.01604 9.358e-5 9.584e-5 0.004705 -1.213e-5
2.168e-5 -0.0004353];% h = 35%wr
    pij= [-4.944 2.418 0.4815 -0.1999 0.05253 -0.05305 0.006683 -0.001921
-0.002006];% h = 35%wr
    xij= [-2.147 -0.242 2.472 0.1077 -0.9179 -0.01187 0.0909];% h = 35%wr
end

if h >= 50 && h < 65
    eij= [8.043 -0.2631 -3.862 0.5222 1.057];% h = 50%wr
    dij= [0.03997 -0.001418 -0.02667 6.382e-5 0.0002031 0.007714 -1.421e-5
1.1e-5 -0.0006858];% h = 50%wr
    pij= [-4.483 2.627 1.12 -0.2241 0.09507 -0.1477 0.007429 -0.003936 -
0.001083];% h = 50%wr
    xij= [-3.99 -0.4267 4.605 0.1748 -1.648 -0.01835 0.1589];% h = 50%wr
end

if h >= 65 && h <= 80
    eij= [10.18 -0.4282 -5.143 0.7475 1.495];% h = 65%wr
    dij= [0.04765 -0.001081 -0.03045 -5.622e-6 0.0003437 0.008214 7.387e-6
-5.014e-5 -0.0006803];% h = 65%wr
    pij= [-4.8 3.391 1.36 -0.3364 0.1404 -0.1304 0.01147 -0.002498 -
0.009647];% h = 65%wr
    xij= [-5.802 -0.569 6.039 0.2076 -2.051 -0.02137 0.194];% h = 65%wr

```

```
end

if h >= 80 && h < 90
    eij= [11.05 0.129 -7.206 0.9558 1.995];% h = 80%wr
    dij= [0.06306 -0.004288 -0.02732 0.0001104 0.001387 0.004765 -1.701e-5
-0.000121 -0.0002748];% h = 80%wr
    pij= [-3.73 3.644 1.588 -0.3984 0.3193 -0.2217 0.01377 -0.01097 -
0.008827];% h = 80%wr
    xij= [-7.588 -0.5764 6.228 0.1326 -1.787 -0.01062 0.1539];% h = 80%wr
end

if h >= 90 && h < 100
    eij= [7.838 1.182 -7.068 1.168 1.928];% h = 90%wr
    dij= [0.0726 -0.006104 -0.02492 0.0001564 0.001819 0.003094 -1.891e-5 -
0.0001624 -8.737e-5];% h = 90%wr
    pij= [-4.505 4.233 2.47 -0.4192 0.2073 -0.36 0.01345 -0.01329
0.01335];% h = 90%wr
    xij= [-9.247 -0.4842 6.439 0.0309 -1.592 0.002133 0.1235];% h = 90%wr
end

if h >= 100
    eij= [5.433 1.054 -5.225 1.546 1.444];% h = 100%wr
    dij= [0.08699 -0.009777 -0.02226 0.0003115 0.002653 0.0009831 -4.656e-5
-0.0001995 0.0001349];% h = 100%wr
    pij= [-5.634 5.546 1.284 -0.5359 0.4406 -0.3709 0.01688 -0.03115
0.03125];% h = 100%wr
    xij= [-10.25 -0.3759 5.832 -0.0812 -1.13 0.01577 0.06899];% h = 100%wr
end
```