



HAL
open science

Vers une version alternative à la suspension CRONE Hydractive

Jean-Louis Bouvin

► **To cite this version:**

Jean-Louis Bouvin. Vers une version alternative à la suspension CRONE Hydractive. Automatique / Robotique. Université de Bordeaux, 2019. Français. NNT : 2019BORD0042 . tel-02119390

HAL Id: tel-02119390

<https://theses.hal.science/tel-02119390>

Submitted on 3 May 2019

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.

THÈSE

PRÉSENTÉE À

L'UNIVERSITÉ DE BORDEAUX

ÉCOLE DOCTORALE DES SCIENCES PHYSIQUES ET DE L'INGÉNIEUR

par

Jean-Louis BOUVIN

Ingénieur ENSEIRB-MATMECA

POUR OBTENIR LE GRADE DE

DOCTEUR

SPÉCIALITÉ : AUTOMATIQUE

Vers une version alternative à la suspension CRONE Hydractive

Sous la co-direction de Xavier MOREAU et Alain OUSTALOUP et le co-encadrement de
André BENINE-NETO, Vincent HERNETTE, Xavier MOREAU et Pascal SERRIER

SOUTENUE LE 26 MARS 2019

Devant la commission d'examen formée de :

M.	Luc DUGARD	Directeur de Recherche CNRS	GIPSA-lab Grenoble	Président
M.	Michel BASSET	Professeur	ENSISA, Université de Haute-Alsace	Rapporteur
M.	Xavier BRUN	Professeur	INSA Lyon	Rapporteur
Mme	Audrey RIZZO	Docteur et Ingénieur de Recherche	Groupe PSA	Examinatrice
M.	André BENINE-NETO	Maître de Conférences	Université de Bordeaux	Examineur
M.	Vincent HERNETTE	Docteur et Ingénieur de Recherche	Groupe PSA	Examineur
M.	Pascal SERRIER	Professeur de Chaire Supérieure	Rectorat de Bordeaux	Invité
M.	Xavier MOREAU	Professeur	Université de Bordeaux	Co-Directeur
M.	Alain OUSTALOUP	Professeur Émérite	Bordeaux INP	Co-Directeur

Titre : Vers une version alternative à la suspension CRONE Hydractive

Résumé

La suspension CRONE Hydractive, développée par l'équipe CRONE dans le cadre des suspensions de véhicules automobiles, présente des performances remarquables. En effet, l'association de l'approche CRONE, garantissant la robustesse du degré de stabilité aux variations de la masse suspendue, et de la stratégie Hydractive, permettant la commutation d'une architecture de suspension orientée confort vibratoire à une autre orientée comportement routier, permet la mise en défaut de la plupart des dilemmes inhérents aux architectures traditionnelles de suspension. La présente étude propose ainsi le développement d'une version alternative de la suspension CRONE par deux approches. Une première approche consiste en la mise en place d'une version passive métallique reposant sur l'utilisation des ressorts à lames en s'inscrivant dans une démarche de modernisation et d'optimisation des technologies historiques. La seconde approche, quant à elle, consiste à proposer le développement d'une version active pneumatique de la suspension CRONE. La modélisation complète de l'architecture « CRONE » orientée confort est alors proposée à travers celle de ses accumulateurs et gicleurs pneumatiques. Cette nouvelle version de suspension, en adoptant une technologie d'actualité de plus en plus répandue et pouvant bénéficier des développements du Véhicule Autonome Connecté, ouvre de nouvelles perspectives d'évolution de la suspension automobile.

Mots clés : Suspension ; Automobile ; Approche CRONE ; Dynamique du véhicule ; Pneumatique ; Métallique ; Ressort à lames ; Raideur ; Amortissement ; Robustesse ; Confort ; Comportement routier.

Title: Towards an alternative version of the Hydractive CRONE car suspension

Abstract

The Hydractive CRONE car suspension developed by the CRONE team provides outstanding performances. Indeed, the CRONE method ensures the robustness of the stability degree with respect to variations of the sprung mass, while the Hydractive strategy enables the switchover between a comfort-oriented architecture and a road-behavior-oriented one. The association of the CRONE method with the Hydractive strategy allows to circumvent most of the dilemmas that occur with traditional architecture suspensions. The present study aims to develop an alternative version of the CRONE suspension using two approaches. A first approach consists of the implementation of a passive metallic version based on leaf springs aiming the modernisation and optimisation of historical technologies. The second one, however, involves the use of a more relevant and increasingly widespread technology with the development of an active pneumatic version of the CRONE suspension. The complete modeling of the "CRONE" comfort-oriented architecture is then proposed through its pneumatic accumulators and nozzles. This new version, benefiting from the pneumatic active system and from the development of the Autonomous Connected Vehicle, opens up new prospects for the development of car suspensions.

Keywords: Car suspension; Automotive; CRONE method; Vehicle dynamics; Pneumatic; Metallic; Leaf spring; Stiffness; Damping; Robustness; Comfort; Road behavior.

Unité de recherche

Laboratoire de l'Intégration du Matériau au Système (IMS) - UMR 5218 CNRS
351 Cours de la Libération, 33405 TALENCE Cedex, France

« Dans la complexité trouvez la simplicité.
Devant la discorde trouvez l'harmonie.
Au milieu de la difficulté se trouve l'opportunité. »

ALBERT EINSTEIN

Remerciements

Ces travaux ont été effectués conjointement avec le Laboratoire d'Intégration du Matériau au Système (IMS) de Bordeaux, UMR 5218 du CNRS, et la Direction de la Recherche et de l'Innovation Automobile (DRIA) du groupe PSA dans le cadre de l'OpenLab « Electronics and Systems for Automotive ».

Je tiens tout d'abord à adresser mes plus vifs remerciements à toutes les personnes qui ont contribué à l'encadrement de cette thèse.

En premier lieu, je tiens à remercier Monsieur Xavier Moreau, co-directeur de cette thèse et Professeur à l'Université de Bordeaux, pour son soutien et sa confiance mais aussi pour sa rigueur et pour toutes les connaissances qu'il a su me transmettre pendant ces années. De même, que Monsieur Alain Oustaloup, second co-directeur de cette thèse et Professeur émérite à Bordeaux INP, reçoive mes sincères remerciements pour avoir su me faire partager sa diversité de connaissances ainsi que sa très large expérience, autant sur le plan « sportif » que sur le plan « extra-sportif », ceci permettant de me faire grandir en tant qu'automaticien mais aussi, et je l'espère, en tant qu'homme.

Je remercie aussi largement Monsieur André Benine-Neto, co-encadrant et Maître de Conférences à l'Université de Bordeaux, pour son aide, ses idées et sa présence dans les « bons » comme dans les « mauvais » moments (certes moins nombreux) traversés lors de cette thèse, ainsi que Monsieur Pascal Serrier, co-encadrant et Professeur de Chaire Supérieure au rectorat de Bordeaux, pour son aide (même à des milliers de kilomètres), ses propositions et sa rigueur constante.

Enfin, je tiens à remercier Monsieur Vincent Hernet, responsable industriel de cette thèse et expert suspension au sein de la DRIA du groupe PSA, pour son accueil au sein de l'entreprise mais aussi pour toutes les connaissances et son expérience qu'il aura su me faire partager afin d'ancrer ces travaux dans une réalité industrielle.

En plus de mon encadrement, je tiens également à remercier les autres membres du jury de soutenance.

Je commencerai ainsi par Monsieur Xavier Brun, Professeur à l'INSA Lyon, et Monsieur Michel Basset, Professeur à l'ENSISA et à l'Université de Haute-Alsace, pour avoir accepté le rôle de rapporteur de cette thèse mais aussi pour leurs remarques, critiques et

interrogations pertinentes qu'ils ont su m'adresser.

De même, je témoigne toute ma reconnaissance à Monsieur Luc Dugard, Directeur de Recherche CNRS au GIPSA-lab de Grenoble, et Madame Audrey Rizzo, Docteur et Ingénieur de Recherche au sein du groupe PSA, pour avoir accepté le rôle d'examineur lors de la soutenance.

Je tiens également à remercier Monsieur David Grossoleil, Professeur Agrégé à l'EN-SIL de Limoges, pour ses contributions et, plus particulièrement, pour la proposition du système basé sur le flambage de deux lames couplées par des pivots.

Je poursuivrai en remerciant mes « collègues de travail » pour leur soutien, leur aide mais aussi pour tous les bons moments passés en leur compagnie.

Je n'oserai commencer sans mentionner Madame Valérie Abel, maman des doctorants, et la remercier pour sa présence en toutes circonstances mais aussi pour sa patience et son dévouement lors de nos départs (somme toute assez fréquents) en mission.

Je tiens aussi à remercier chacun des membres permanents que j'ai pu côtoyer lors de mon passage au sein de l'équipe CRONE du laboratoire IMS pour leur humanité, leur bienveillance et leur gentillesse. Je mentionnerai, entre autres, Alain, Xavier, Pierre, Rachid, Patrick, Stéphane, André, Christophe, Jocelyn et Tudor. Je tiens par ailleurs à remercier Monsieur Jocelyn Sabatier et Monsieur André Benine-Neto, maîtres de mon stage de fin d'études, pour m'avoir donné goût à la recherche et m'avoir ainsi permis cette poursuite vers une thèse de doctorat.

De la même manière, je remercie chacun des membre de l'équipe ILAS du groupe PSA, à savoir Éric, Frédéric R., Vincent G., Jean-Marc, Alan, Christophe, Xavier, Arnaud, Frédéric G. et Vincent H. (ainsi que toutes les personnes, y compris apprentis et stagiaires, que j'aurais pu omettre), pour l'accueil qu'ils m'ont réservé, leur gentillesse et leur humour (notamment les jeux de mots de Vincent H.). J'en profite aussi pour remercier Fabien, Laurent et Alain (ainsi que toute autre personne concernée que j'aurais pu omettre) pour leurs efforts afin de permettre la mise en place du démonstrateur et son utilisation pour les validations expérimentales.

Enfin, *last but not least*, qu'Alexandre, Baptiste, Mathieu, Sergey, Elena, Lamine, Jean-Baptiste, Sara, Nolwenn, Julien, Emna, Kendric, Vincent, Mélodie et Evgeny, doctorants du passé et d'aujourd'hui, reçoivent mes plus grands remerciements pour ces quelques mémorables années. Je n'oublie pas non plus Ghazi, Florian et Massinissa pour

leur passage remarqué dans l'équipe, ni Claire T. et Jérémy I. (qui n'était pas doctorant mais qui a pu le vivre par procuration... quatre fois!).

Je terminerai ces mots par ma famille. Tout d'abord, je remercie mes trois grandes soeurs Nelly, Aline et Céline ainsi que mes neuf neveux et nièces (Rayan, Lorenzo, Sacha, Océane, Tylane, Kelyan, Lucyle, Jordan et Théo) pour l'amour qu'ils me donnent depuis que je suis tout petit et pour m'avoir rendu les choses plus faciles en grandissant. Je remercie aussi ma Mère, Sylvia, pour le modèle de force et de courage qu'elle est et sans qui je ne serais pas où j'en suis actuellement, et mon Père, Jacques, décédé mais naturellement présent dans mes pensées, qui m'a appris que les limites étaient faites pour être dépassées et qui reste encore mon plus grand modèle. C'est à ces derniers que je dédie ce présent mémoire.

J'adresse finalement une pensée particulière à Claire, ma compagne, pour m'avoir supporté (et ce n'est pas toujours simple), pour m'avoir aidé (dès qu'elle le pouvait), pour m'avoir entraîné (vers le haut) et pour être présente (toujours à mes côtés).

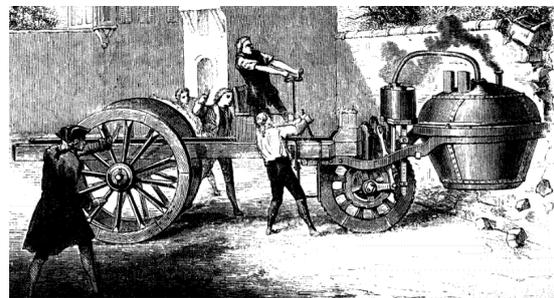
Introduction générale

De l'émergence de l'automobile à la course au Véhicule Autonome Connecté (VAC)

C'est en France, le 23 Octobre 1769, que Joseph Cugnot invente le premier véhicule automobile fonctionnel : le fardier de Cugnot [Ickx, 1961]. Ce « fardier à vapeur », qui reprend l'idée de Ferdinand Verbiest [Carton et al., 1847], est propulsé par une chaudière à vapeur à une vitesse de 4 km/h pour une autonomie de 15 minutes. Il ne possède, par ailleurs, ni frein ni direction si bien qu'il sera à l'origine du premier accident d'automobile, en 1770, ne pouvant éviter de renverser accidentellement un pan de mur lors d'un essai comme l'illustre la FIGURE 1.



(a) Tel qu'imaginé lors de son invention (1769)



(b) Représentation du premier accident d'automobile de l'histoire (1770)

FIGURE 1 – Le fardier de Cugnot

Par la suite, et pendant presque 200 ans, le développement de l'automobile se fera d'abord à travers l'automobile à vapeur, qui trouvera son apogée avec le tricycle développé par Serpollet-Peugeot et présenté lors de l'Exposition universelle de Paris de 1889, puis via l'utilisation du moteur à explosion. Ce moteur, développé à partir d'un dispositif mis au point par Christian Huygens et Denis Papin en 1673 et utilisé pour la première fois en série avec le Tricycle Benz 1 (ou Benz Patent Motorwagen) de 1886 présenté sur la FIGURE 2, domine ainsi le marché automobile depuis les années 1920. Il est aussi à noter l'apparition, dans les années 1830, des premières voitures électriques [Shacket, 1979] qui profiteront de l'invention de la batterie rechargeable plomb acide pour se développer [Gille, 1978].



(a) Tricycle Serpollet Peugeot Type 1 (1889)



(b) Benz Patent Motorwagen (1886)

FIGURE 2 – Deux voitures marquantes du XIX^e siècle

L'évolution de l'automobile ne s'est pas restreinte à la seule amélioration des moteurs. En effet, à partir de cette période, les recherches et innovations vont considérablement s'accroître dans le but de perfectionner les performances, la sécurité ainsi que le confort des véhicules. En effet, tandis que l'automobile demeure un objet de luxe réservé aux plus fortunés, les routes (sans revêtement ni signalisation) s'avèrent très difficiles, voire dangereuses, à pratiquer. Les occupants ne sont, par ailleurs, pas protégés en cas d'incident. Parmi ces inventions figurent, par exemple [Chevrié, 2016] :

- le pneumatique : invention par Robert William Thomson (1845) puis premiers dépôts de brevet par John Boyd Dunlop (1888) et les frères Michelin (1891) ;
- les systèmes de freinage : freins à sabot, freins à disque ;
- les systèmes de transmission : boîtes de vitesses manuelles ou automatiques ;
- les systèmes optiques : phares électriques, rétroviseurs ;
- les suspensions : suspensions mécaniques, suspensions pneumatiques, suspensions oléopneumatiques ;
- les systèmes de sécurité : matériaux déformables, ceintures de sécurité.

Désormais, l'évolution de l'automobile passe par le développement du véhicule autonome : un engin capable de tracer la route sans l'aide d'un conducteur humain. Tandis que la toute première évocation publique et moderne d'un véhicule autonome, et d'un système de transport intelligent, remonte à la Foire Internationale de New York de 1939 (« The World of Tomorrow »), les premières avancées remontent « seulement » à 1962. En effet, ce sont les recherches sur l'Automated Highway System (AHS) effectuées par une équipe de l'université d'Ohio (États-Unis) qui ont permis la construction du premier véhicule autonome de l'histoire. Ce véhicule était ainsi composé d'un ordinateur contrôlant la vitesse, le freinage et le braquage des roues [Coriton et al., 2018]. En 1969, le magazine National Geographic plaçait alors les véhicules autonomes parmi les innovations les plus prometteuses pour l'avenir de la mobilité (FIGURE 3).



FIGURE 3 – La voiture autonome telle qu’imaginée dans les années 1960

Depuis cette date, de nombreux projets européens et américains tels que « ALV » (Autonomous Land Vehicle) [Kanade et al., 1986], « Prometheus » (PROgramme for a European Traffic of Highest Efficiency and Unprecedented Safety) [Williams, 1988] ou encore « No Hands Across America » (visant la traversée des États-Unis à l’aide d’un véhicule autonome) [Srakovic, 2017] ont permis l’essor de la voiture autonome grâce au développement de capteurs et logiciels dédiés aux systèmes d’aide à la conduite automobile (aussi appelés ADAS pour « Advanced Driver-Assistance Systems »). De nombreux systèmes de sécurité et d’aides à la conduite ont ainsi pu voir le jour comme, par exemple :

- le système anti-blocage des roues ou « Anti-lock Braking System » (ABS) [Beyer et al., 1993] ;
- le contrôle électronique de stabilité ou « Electronic Stability Control » (ESC) ou « Electronic Stability Program » (ESP) ;
- le régulateur de vitesse adaptatif ou « Adaptive Cruise Control » (ACC) ;
- le régulateur de vitesse dynamique ;
- le park assist ;
- la navigation GPS ;
- les détecteurs de proximité,

et sont même devenus, pour la plupart, des standards sur les voitures du marché.

Dès lors, et avec l’amélioration de ces aides à la conduite, les constructeurs automobiles du monde entier concentrent désormais leurs recherches sur le développement du véhicule autonome [Dupont-Calbo, 2016]. Aussi, face aux tenants traditionnels de l’automobile apparaît une nouvelle concurrence qui se développe. Chez Apple, Google, Uber ou Tesla, l’objectif est de proposer directement une voiture autonome tandis que les constructeurs traditionnels ont pour habitude d’insérer les innovations de manière incrémentale,

cheminant vers la voiture autonome (FIGURE 4) par petites étapes [Renouard, 2016]. De fait, de nombreux partenariats entre acteurs traditionnels, nouveaux entrants et universités se créent afin de « remporter » cette course.



(a) Google Car



(b) Volvo SUV XC90 développé en partenariat avec Uber

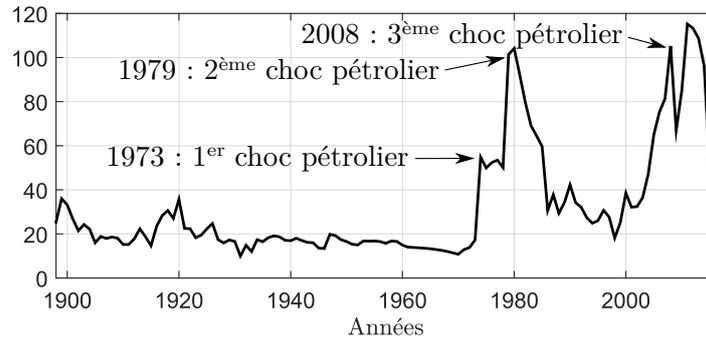
FIGURE 4 – Deux exemples de voitures autonomes

Les États jouent aussi un rôle majeur dans cette course vis-à-vis des questions réglementaires et assurantielles. En effet, tandis que le développement de la voiture autonome a été remis en question aux États-Unis après l'accident de Uber en mars 2018 [Merendino, 2018], il s'accélère en Chine grâce à l'appui d'un gouvernement volontariste [AFP, 2018]. La France, quant à elle, vise à autoriser les expérimentations de véhicules sans chauffeur dès 2019 et ce, avant « la circulation de véhicules hautement automatisés » sur les routes françaises d'ici 2020 à 2022 [Thoin-Bousquié, 2018]. L'objectif est de faire de la France « le pays d'Europe le plus attractif pour développer [les] transformations technologiques » relatives aux véhicules autonomes, selon les mots du ministre de l'Économie, Bruno Le Maire.

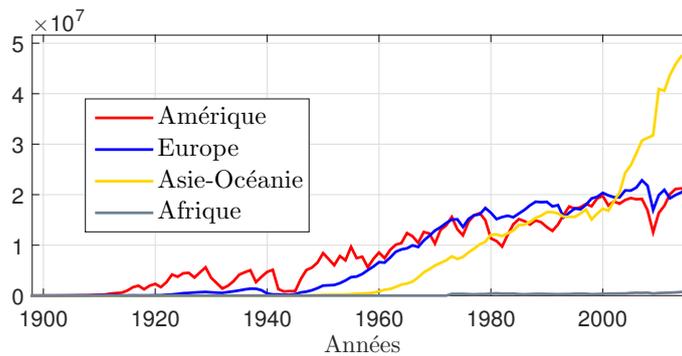
De fait, alors que, selon le cabinet IHS, près d'un tiers des automobilistes du monde seraient prêts à s'offrir une voiture robot tandis qu'un quart souhaiteraient pouvoir en utiliser une sans avoir à l'acheter, l'automobile changera vraisemblablement davantage durant les trente prochaines années qu'elle n'a changée depuis sa création.

Objectifs et perspectives du VAC

Avec l'essor de l'automobile au cours du XX^e siècle, la production mondiale de véhicules a subi, après la seconde guerre mondiale, une croissance importante (qui a même triplée pendant les Trente Glorieuses) comme l'illustre la FIGURE 5b. Dès lors, et du fait du prix historiquement bas du pétrole entre les années 1945 et 1970 (FIGURE 5a), s'en suivit une forte augmentation du trafic routier dans les pays où naissait la société de consommation. Ce fut, par exemple, le cas en France où le trafic routier a été multiplié, entre 1960 et 1970, par 2,3 [ONISR, 2016]. Cette augmentation a toutefois engendré des controverses du fait de ses multiples effets indésirables.



(a) Prix du baril de pétrole brut en dollars américains constants [BP, 2017]



(b) Production de véhicules pour chaque continent [Freysenet, 2007]

FIGURE 5 – Évolution entre 1898 et 2016 [Taymans, 2018]

Enjeux liés à l'augmentation du trafic routier

La première problématique engendrée par l'augmentation du trafic routier résulte de son impact sur l'environnement, impact amplifié en agglomération par les phénomènes d'embouteillage qui y apparaissent. En effet, les gaz à effet de serre (dioxyde de carbone, méthane, protoxyde d'azote ou encore ozone) émis par les moteurs à explosion contribuent à la mauvaise qualité de l'air et sont même à l'origine du réchauffement climatique en raison de l'augmentation de leur concentration dans l'atmosphère terrestre.

Ceci a alors amené les différents États à prendre de réelles mesures contre la pollution de l'air comme aux États-Unis avec le « clean air act » de 1966 et la norme CAFE (« Corporate Average Fuel Efficiency ») de 1975. De même, d'autres mesures ont été introduites en France et en Europe avec la loi sur l'air en 1996, les normes EURO (à partir de 1993 pour les véhicules particuliers, Euro 6c actuellement) et les NEDC (pour « New European Driving Cycle » qui deviendront WLTC à partir de 2017) qui correspondent à des cycles d'essais standards permettant d'évaluer la consommation et les émissions des véhicules selon une directive en vigueur depuis 1973.

Par ailleurs, la réduction de la consommation de carburant devient, en plus d'un enjeu environnemental majeur, un sérieux enjeu économique et pratique après 1973 et le premier choc pétrolier. En effet, les français ont perdu, en moyenne, 44 heures dans les embouteillages en 2013 d'où un gaspillage au ralenti de 740 millions de litres de carburant,

l'émission de 1970 kilo-tonnes de CO₂ mais également des pertes économiques directes et indirectes évaluées à 22 milliards d'euros [Cebr, 2014].

Les constructeurs ont ainsi agi au niveau de leurs véhicules en développant des motorisations plus propres, c'est-à-dire consommant moins de carburant et réduisant leurs émissions. Ils ont aussi entrepris le développement de nouveaux matériaux afin d'alléger les véhicules mais les mesures prises pour améliorer la sécurité des passagers les pénalisent fortement en terme de poids.

La seconde problématique générée par l'augmentation du trafic routier résulte des problèmes de sécurité routière qui en font l'une des premières causes de mortalité au monde [Bellu, 1998]. En effet, compte tenu du développement plus rapide du parc automobile que de celui des réseaux routiers ainsi que du manque de formation des automobilistes, le nombre de morts sur les routes françaises a atteint son plus haut niveau historique entre juillet 1972 et juillet 1973 avec plus de 17000 personnes tuées.

En conséquence, et dès le début des années 1970, des mesures réglementaires de plus en plus drastiques (limitations de vitesses, équipements obligatoires, alcool au volant ...) ont été prises dans le but de faire diminuer ces chiffres. De nouveaux moyens de contrôles par les forces de l'ordre ont aussi été instaurés afin de faire respecter ces mesures. Un résumé chronologique des principales mesures françaises, associé à la courbe représentant le nombre de tués sur les routes entre 1970 et 2016, est représenté sur la FIGURE 6.

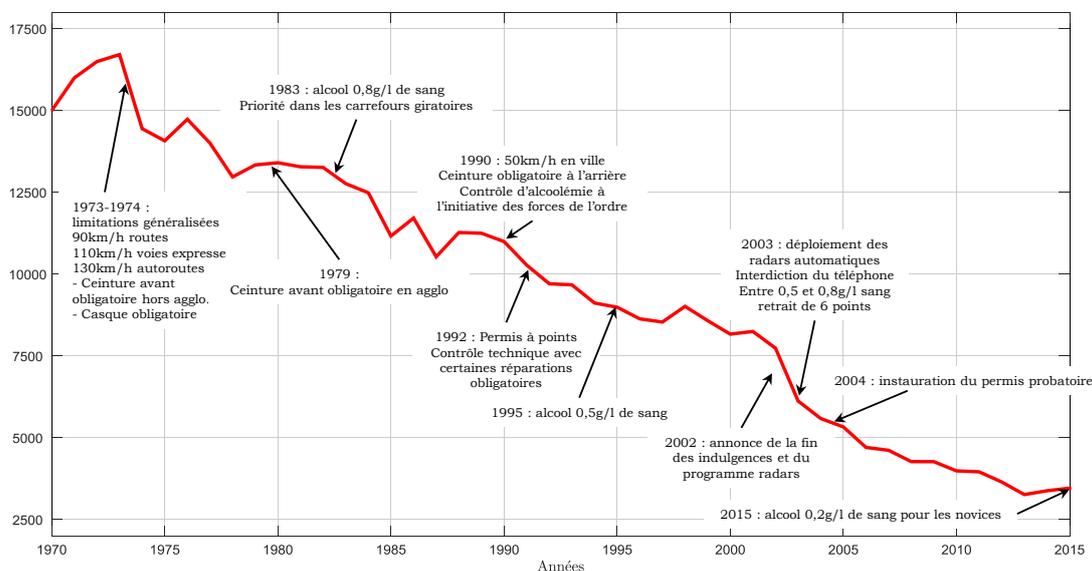


FIGURE 6 – Principales mesures réglementaires, notamment de limitations de vitesse et de contrôle d'alcoolémie, associées au nombre de tués (par année) sur les routes entre 1970 et 2016 [ONISR, 2016]

Les pouvoirs publics ont alors organisé la sécurité en trois niveaux représentés sur la FIGURE 7, soit :

- *la sécurité primaire* : prévoir et éviter les accidents grâce à une prise d'informations suivie, le cas échéant, d'alarmes (aides stratégiques), d'actions correctives (aides

- tactiques) ou de prise de contrôle (aides actives) ;
- *la sécurité secondaire* : protéger les occupants du véhicule grâce, par exemple, à la ceinture à trois points d’ancrage, à l’enrouleur bloqueur, au prétendeur, au limiteur d’effort et aux airbags ;
 - *la sécurité tertiaire* : protéger (en évitant le sur-accident), alerter (les secours) et secourir (grâce aux gestes de premiers secours).

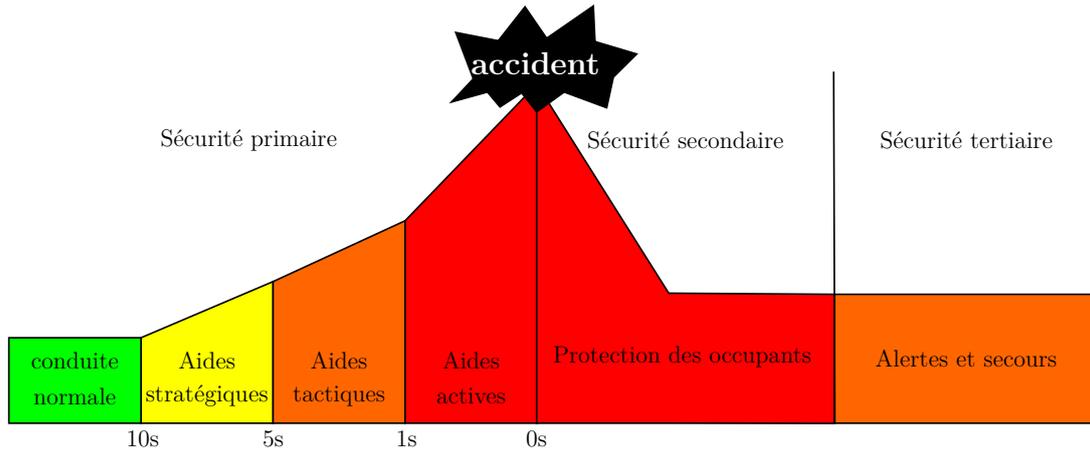


FIGURE 7 – Représentation chronologique des trois niveaux opérationnels de sécurité routière [Taymans, 2018]

C’est à cet effet que les normes de type EuroNCAP (« European New Car Assessment Program ») ont été créées en 1997 afin d’évaluer la sûreté des véhicules. Celles-ci permettent notamment d’évaluer les mesures prises par les constructeurs au niveau de la sécurité secondaire par l’ajout et l’amélioration des différents éléments cités ci-dessus (airbags, ceintures, ...).

Les aides à la conduite se placent bien évidemment dans le cadre de la sécurité primaire et font l’objet de beaucoup de développements actuellement. En effet, en plus de contribuer à la sécurité routière, ces aides peuvent aussi avoir un impact positif sur le trafic routier (embouteillages et pollution) en optimisant les actions des véhicules et en travaillant à la fluidification du trafic.

Développement des systèmes autonomes en environnement connecté pour répondre à ces enjeux

De nos jours, et comme mentionné précédemment, la réduction du nombre de tués sur les routes, des embouteillages, de la consommation de carburant et des émissions de polluants restent les principaux enjeux du secteur automobile. Dès lors, et du fait de la très grande concurrence existant au sein du marché automobile, les constructeurs ont accéléré le développement de solutions permettant d’améliorer ces différents points.

Grâce au développement des technologies de systèmes embarqués, des systèmes d’aides à la conduite avancés (ADAS) sont développés depuis les années 1990 (même

si des aides à la conduite considérées plus simples car utilisant beaucoup moins d'avancées électroniques avaient déjà été mises au point auparavant). Les principaux systèmes introduits depuis 1970 sont résumés sur la FIGURE 8. Ces aides visent à alléger et faciliter la tâche du conducteur de manière à améliorer la sécurité des passagers ainsi que de l'environnement direct du véhicule, et peuvent même, depuis plusieurs années, être déléguées d'une tâche de conduite du véhicule (park-assist, ...). Elles posent, par conséquent, les bases du véhicule autonome.

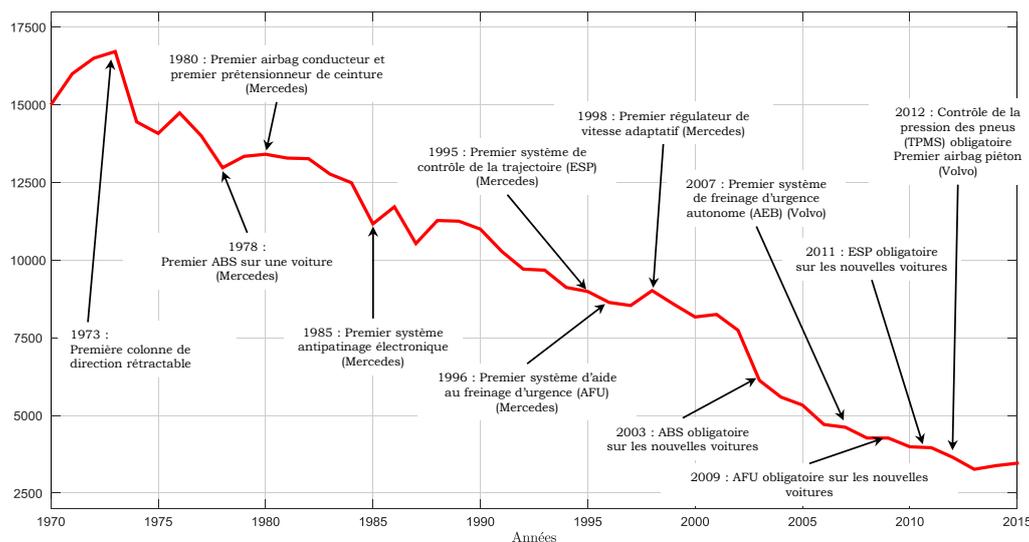


FIGURE 8 – Principales apparitions de systèmes de sécurité et d'aides à la conduite, associées aux nombres de tués (par année) sur les routes entre 1970 et 2016 [ONISR, 2016]

La FIGURE 9 définit les différents niveaux d'automatisation possibles pour un véhicule, le trait pointillé rouge représentant la limite de transfert de responsabilité entre le conducteur et le véhicule. Les niveaux couvrent du véhicule non automatisé, sans aucune assistance au conducteur, au véhicule autonome, c'est-à-dire se mouvant sans aucune action du conducteur. Les niveaux intermédiaires permettent alors de définir le partage de la conduite entre le conducteur et les fonctions d'assistance du véhicule.

La principale difficulté réside en l'augmentation de l'autonomie des véhicules en environnement urbain, les fonctions autonomes étant plus simples à mettre en place dans un environnement autoroutier. En effet, le nombre important et varié de composantes du trafic (voitures, deux roues, piétons, ...) existant en ville rend bien plus complexe l'évaluation de la situation à laquelle le véhicule fait face. Par ailleurs, l'automatisation des véhicules pose également un problème juridique dans le sens où, en cas d'accident, le responsable resterait à désigner entre le conducteur et le constructeur.

Un développement récent de ces aides à la conduite consiste en la mise en réseau des véhicules et en permettant le partage de données. À cet effet, les techniques de communication sans fil telles que la 5G ou le WiFi sont adaptées pour former des réseaux dits VANets (pour « Vehicular Ad-hoc Networks ») spécifiquement développés pour le

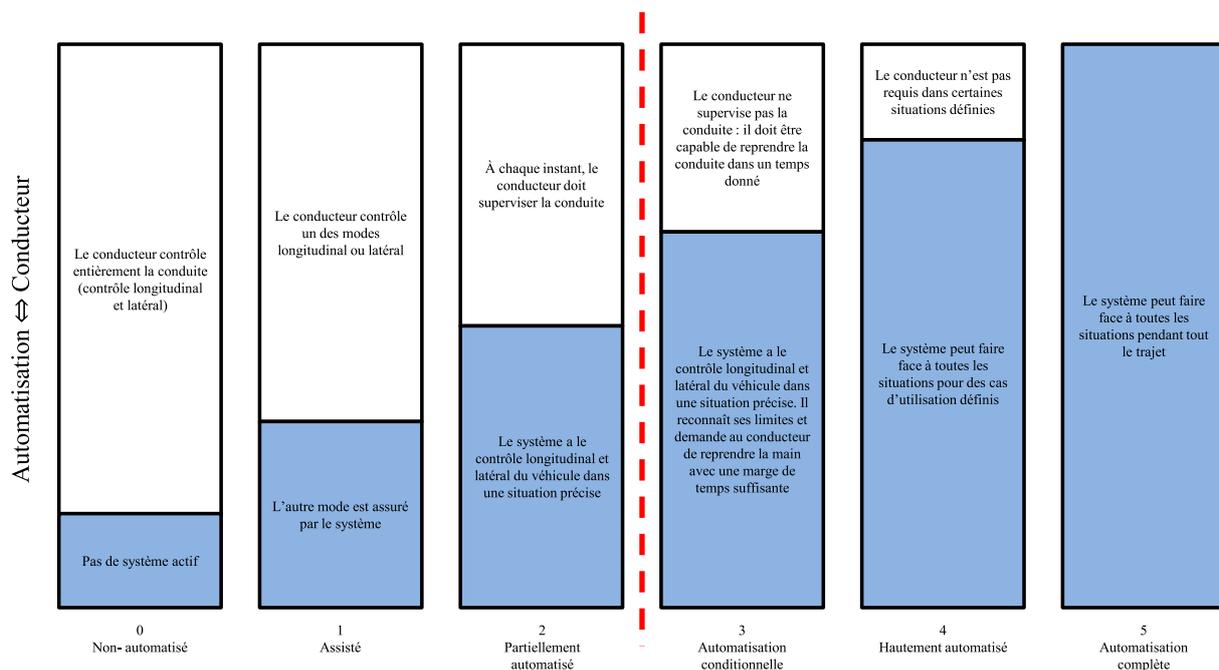


FIGURE 9 – Niveaux d'automatisation de la conduite, la ligne rouge distinguant les zones de responsabilité du conducteur et du véhicule [Taymans, 2018]

trafic routier. Ces réseaux peuvent ainsi permettre aux véhicules et aux infrastructures de communiquer entre elles afin de transmettre des informations. Ceci permet, en l'occurrence, d'obtenir des données utiles sur une situation avant que le conducteur humain ou les organes de vision du véhicule aient détecté et traité cette même information. Les communications entre véhicules sont dénommées V2V (vehicle-to-vehicle) ou C2C (car-to-car), celles entre les véhicules et l'infrastructure V2I (vehicle-to-infrastructure) ou C2I et les communications des véhicules en général V2X ou C2X. La FIGURE 10 illustre les différentes communications possibles dans un réseau de type VANet.

À noter que les systèmes GPS actuels peuvent déjà être considérés comme une première forme d'utilisation de la connectivité dans le domaine automobile. Ainsi, en plus de permettre le guidage du véhicule, ceux-ci sont déjà utilisés afin d'améliorer la sécurité du véhicule avec le système nommé « eCall » qui entre dans le cadre de la sécurité tertiaire. Ce système permet, en outre, d'alerter automatiquement les secours adaptés en cas d'accident en leur transmettant une évaluation de la gravité et la position GPS du véhicule. Il doit équiper tous les nouveaux véhicules depuis le 31 mars 2018.

En plus de pouvoir améliorer la sécurité et réduire la consommation des véhicules, le développement des systèmes d'assistance et des réseaux VANets peut aussi avoir un impact positif sur le confort des passagers et sur le comportement routier des véhicules. En effet, le contrôle des différentes Liaisons Au Sol (LAS), soit la direction, la traction, le freinage et la suspension, en agissant sur les dynamiques du véhicule, peut améliorer ces points. Les suspensions automobiles jouent, par conséquent, un rôle indispensable pour le confort de conduite et la sécurité des passagers.

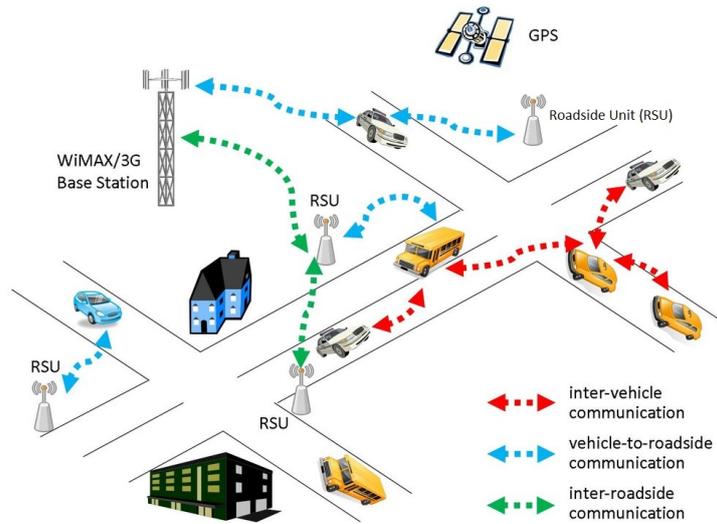


FIGURE 10 – Illustration des communications possibles dans un réseau VANet [Taymans, 2018]

Du VAC à une amélioration des lois de commande et de comportement des suspensions automobiles

Le confort de conduite, le comportement routier du véhicule et la sécurité des passagers sont des objectifs atteignables grâce, entre autres, au rôle de la suspension mais qui ne peuvent être obtenus qu'avec des caractéristiques antagonistes. En effet, tandis qu'une suspension souple permet de filtrer les irrégularités de la route, une suspension ferme est nécessaire pour assurer la sécurité des passagers dans un virage serré. Dans la mesure où les suspensions traditionnelles passives ne bénéficient que d'un seul « jeu de paramètres », un compromis entre confort et sécurité est alors nécessaire.

L'apparition des suspensions actives (dureté des suspensions et hauteur de caisse modifiables) et semi-actives (tarage des amortisseurs modifiable seulement) a permis le développement de « nouvelles » suspensions permettant la gestion de ces dilemmes. Les suspensions à « bi-architectures » (suspension Hydractive, suspension CRONE Hydractive), par exemple, permettent d'assurer ces deux objectifs avec deux jeux de paramètres différents (un par architecture considérée) et donc de repousser le dilemme entre confort et comportement. Ces différents points sont détaillés dans le chapitre 1 (cf. paragraphe 1.3).

La commutation entre les deux architectures d'une telle suspension est caractérisée par des lois de comportement définies par un algorithme de supervision et de mesures provenant seulement des capteurs du véhicule, notamment :

- les capteurs de débattement mesurant la position de la caisse par rapport à la roue (non-utilisées pour la suspension CRONE Hydractive) ;
- les capteurs de position des pédales de frein et d'accélération, ainsi qu'un capteur

d'angle au volant permettant d'anticiper les conséquences des actions du conducteur.

Ces deux architectures permettent d'assurer le confort et le comportement routier du véhicule face aux perturbations qui sollicitent sa dynamique, à savoir :

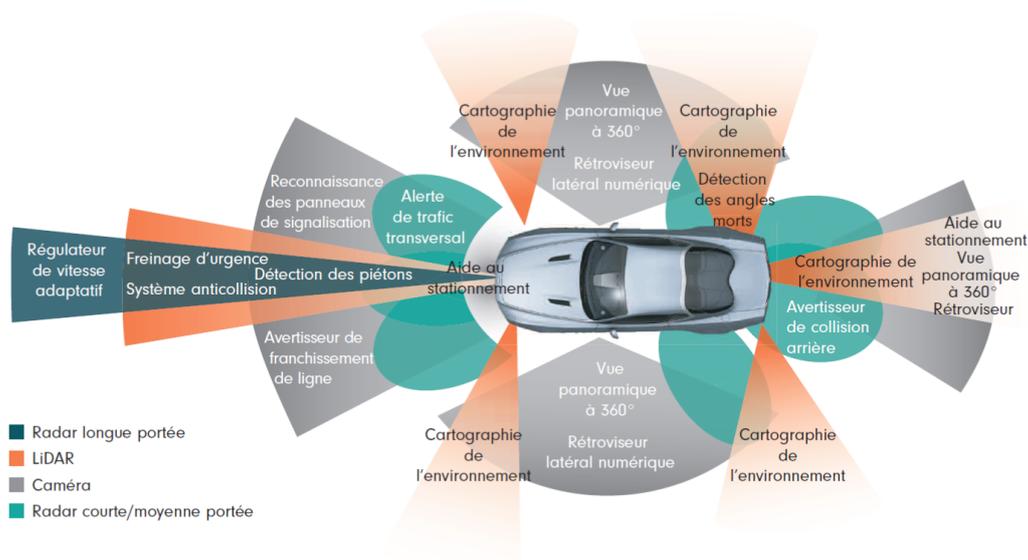
- les sollicitations conducteur : correspondant aux actions directement menées par le conducteur sur les différents organes du véhicule (direction, traction ou accélération et freinage) et générant des mouvements de roulis autour de l'axe longitudinal (voir FIGURE 11) et de tangage autour de l'axe latéral ;
- les sollicitations routes : correspondant aux irrégularités de la route et aux obstacles (bosse, nid de poule, ...) que le véhicule doit pouvoir franchir, et générant des mouvement de pompage selon l'axe vertical en plus des mouvements de roulis et de tangage.



FIGURE 11 – Mouvement de roulis créé dans une courbe sous l'action du conducteur sur le volant

Les lois de comportement de la suspension ont donc un rôle plus « correctif » que « préventif » dans le sens où la sollicitation doit être mesurée pour effectuer la commutation. Mais, alors que se profile la voiture autonome, cette solution de commutation n'est plus envisageable.

En effet, comment proposer une loi de comportement entre deux architectures de suspension en se basant sur l'action du conducteur sur l'un des organes de conduite alors qu'il n'est plus censé faire partie de la chaîne d'action du véhicule ? Ainsi, l'apparition des nouveaux capteurs proprioceptifs fournissant des informations sur l'état du véhicule (gyroscope, odomètre, ...) mais surtout des capteurs extéroceptifs permettant de modéliser l'environnement (caméras, radars, sonars et LiDARs : « Light Detection And Ranging ») tels que présentés sur la FIGURE 12, et des réseaux VANets nécessaires au développement du VAC [Morand, 2014], peuvent justifier une nouvelle définition de ces lois. Celles-ci peuvent permettre l'anticipation des perturbations (détection des obstacles sur la route et estimation des entrées conducteur) tout en permettant la synthèse de nouvelles architectures de suspension, chacune étant paramétrée de manière optimale en fonction des perturbations considérées.



Source : Texas Instruments. Tous les produits et noms de société sont sous droits, des marques ou des marques déposées de Texas Instruments. Leur utilisation n'implique pas pour autant une quelconque affiliation à la société ou l'approbation de cette dernière.

FIGURE 12 – Rôles des capteurs extéroceptifs d'une voiture autonome (source : Texas Instruments)

En effet, l'utilisation, en collaboration, des capteurs que sont les LiDARs, les radars et autres caméras a pour but de modéliser complètement, et en toutes conditions, l'environnement entourant le véhicule. Ils permettent donc de détecter les véhicules, cyclistes, piétons, animaux, panneaux, feux rouges, lignes blanches (...), ainsi que de déterminer leur distance voire leur apparition soudaine [Hermosa, 2018], comme cela est représenté sur la FIGURE 13. De fait, et alors que leur utilisation première semble la sécurité routière à travers l'évitement d'accidents et le respect du code de la route, ces données peuvent aussi permettre l'amélioration du confort des passagers ainsi que du comportement du véhicule en les associant à l'algorithme de commutation de la suspension.

De plus, l'arrivée du véhicule connecté pourrait venir améliorer cet algorithme en y ajoutant encore plus d'anticipation. En effet, l'itinéraire routier et certains obstacles sont inamovibles (ou varient très rarement comme lors de périodes de travaux) et seront donc présents aux mêmes endroits sur de longues périodes. Il est alors possible d'anticiper, grâce au GPS, tout obstacle, virage ou ralentissement à prévoir avant même leur détection par les capteurs extéroceptifs. De même, et avec le développement du système « eCall », un véhicule accidenté est dorénavant capable de transmettre des coordonnées GPS aux secours, coordonnées pouvant être aussi transmises aux véhicules à proximité afin d'appréhender cette zone.

Enfin, pour les autres types d'obstacles plus temporaires et non anticipables via le GPS (véhicule accidenté sans « eCall », tronc d'arbre sur la chaussée, ...), l'utilisation des réseaux VANets et, en outre, des communications V2V et V2I permettraient de les anticiper dans le sens où les premiers véhicules (ou infrastructures) détectants ces obstacles pourraient faire remonter les informations aux nouveaux véhicules entrant dans la zone.

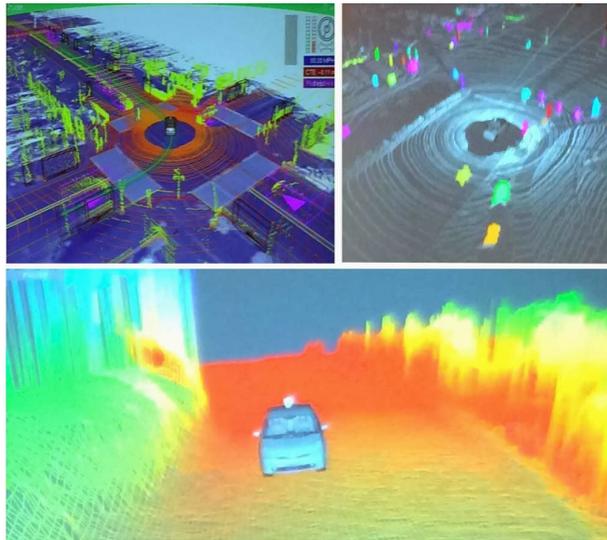


FIGURE 13 – « Vision » de la Google Car [Tobe, 2013]

Par ailleurs, et alors que, selon une enquête établie par le Transportation Research Institute de l'université du Michigan, entre 26 % et 40 % des passagers de voitures autonomes prévoient de pratiquer des activités (lecture, travail, visionnage de vidéos, ...), il ressort que le mal des transports pourrait en être favorisé, ceci faisant décroître le confort des passagers [Sival et Schoettle, 2015] [Normand, 2015]. L'utilisation de ces nouveaux moyens couplés à l'utilisation de suspensions actives pourrait alors permettre, aux très basses fréquences, de contrer les mouvements de cinétose responsables du mal des transports via, par exemple, l'action sur la raideur de la suspension [Hedrich et al., 2018].

Organisation et contenu de la thèse

Cette thèse, qui s'inscrit dans le cadre de l'OpenLab « *Electronics and Systems for Automotive* », laboratoire commun entre le Groupe PSA et le laboratoire IMS, se situe dans la continuité des travaux de l'équipe CRONE concernant le développement de suspensions et, entre autres, de la suspension CRONE. Elle s'est déroulée sous la co-direction de Xavier Moreau, Professeur à l'Université de Bordeaux, et de Alain Oustaloup, Professeur émérite à Bordeaux INP, sous le co-encadrement de André Benine-Neto, Maître de Conférences à l'Université de Bordeaux, et de Pascal Serrier, Professeur de Chaire Supérieure au Rectorat de Bordeaux, et sous la responsabilité, au sein du Groupe PSA, de Vincent Hernette, Docteur, Ingénieur de recherche et Expert suspension de la Direction de la Recherche et de l'Ingénierie Avancée (DRIA).

Ce mémoire de thèse, dont le sujet porte sur le développement d'une nouvelle version de la suspension CRONE et qui se veut une alternative à la suspension CRONE Hydractive, est structuré en trois parties comportant chacune deux chapitres.

La première partie intitulée « *Un tour d'horizon de la suspension traditionnelle à la suspension CRONE Hydractive* » se concentre autour de deux chapitres permettant de situer le contexte et d'introduire les différentes problématiques liées à ces travaux.

Le chapitre 1, intitulé « *Architectures traditionnelles de suspension et problématiques associées* », introduit tout d'abord le rôle de la suspension sur la dynamique du véhicule. En effet, en fonction des domaines d'étude (confort, comportement routier, sécurité), la suspension d'un véhicule de tourisme doit répondre à des objectifs différents, parfois même antagonistes. Un état de l'art concernant les suspensions traditionnelles (systèmes composés d'un unique ensemble passif ressort-amortisseur pour la réalisation de leur fonction dynamique) dans différentes technologies est alors effectué et leurs performances analysées. Les problématiques qui leurs sont associées, face aux multiples objectifs à réaliser, sont alors introduites.

Le chapitre 2, intitulé « *Architectures complexes de suspension* », permet de mettre en exergue différentes solutions, apparues avec le développement de la mécanique, face aux problématiques inhérentes aux suspensions traditionnelles. Un tour

d'horizon de ces suspensions dites complexes est initialement proposé. Par la suite, deux exemples de suspension complexe hydropneumatique sont particulièrement analysés : la suspension Hydractive et la suspension CRONE Hydractive. Tandis que la première s'articule autour de deux architectures de suspension permettant, grâce à une loi de commutation, d'assurer le confort (architecture « souple ») ou le comportement routier du véhicule (architecture « ferme ») en fonction des conditions de conduite, la seconde propose la combinaison de cette fonctionnalité à une nouvelle architecture, nommée « CRONE », orientée confort et résultant de l'application de la dérivation non entière dans le domaine des suspensions automobiles. Cette dernière, qui permet alors l'obtention de performances remarquables, sert alors d'objectif à la conception de la version alternative dont il est question dans ces travaux.

La seconde partie intitulée « *Du ressort à lames à une version métallique de la suspension CRONE* » est composée de deux chapitres visant à développer une version entièrement passive métallique de la suspension CRONE basée sur les ressorts à lames.

Le chapitre 3, intitulé « *Synthèse de la suspension CRONE métallique dans le cadre du confort vibratoire* », se concentre sur l'aspect dynamique de cette suspension et, plus particulièrement, sur la synthèse et la réalisation physique de l'architecture « CRONE ». En effet, tandis que l'architecture orientée comportement routier de cette suspension est considérée acquise à travers celle du véhicule de référence, la démarche descendante du concept à la réalisation est appliquée à la technologie métallique, et ce pour trois arrangements différents de l'architecture « CRONE ». Dans la seconde partie, les ressorts à lames sont introduits à travers leurs modèles et la caractérisation technologique des paramètres physiques définis pour chaque arrangement est effectuée dans le but d'analyser le réalisme de ces données.

Le chapitre 4, intitulé « *Problématique du support de la caisse en technologie métallique* », s'oriente, quant à lui, autour de la fonction statique de la version métallique de la suspension CRONE. En effet, au contraire de la version hydropneumatique, le découplage dynamique entre les fonctions statique et dynamique de la suspension n'est pas assuré dans cette version passive métallique. Une nouvelle problématique associée à cette technologie est alors introduite pour la réalisation de l'architecture « CRONE ». Face à cette dernière, différentes solutions sont alors proposées, et analysées, dans la seconde partie.

La troisième partie intitulée « *Vers une version pneumatique de la suspension CRONE* » se concentre autour de deux chapitres permettant, en adoptant une technologie d'actualité de plus en plus répandue, la conception d'une version active pneumatique de la suspension CRONE. Cette dernière, qui s'articule autour d'un correcteur d'assiette assurant le découplage dynamique entre les fonctions statique et dynamique

de la suspension permet de venir à bout de la problématique inhérente à la technologie métallique.

Le chapitre 5, intitulé « *La suspension active pneumatique : modélisation et étude* », permet d'introduire la suspension pneumatique du véhicule de référence, et notamment son correcteur d'assiette, à travers plusieurs modèles. En effet, la particularité de la technologie pneumatique, comparée à l'hydropneumatique, réside en l'utilisation du même système pneumatique pour la correction d'assiette et pour le ressort de suspension. De fait, en distinguant les différents cas d'utilisation de cette suspension, trois modèles peuvent être utilisés pour l'analyse de cette suspension : l'analyse de sa fonction dynamique à travers son architecture traditionnelle passive pneumatique, de sa fonction quasi-statique avec son régulateur de hauteur et sa fonction globale par son modèle complet. La seconde partie, quant à elle, se concentre sur trois exemples d'utilisation de ce système actif permettant de proposer, en l'associant à une stratégie active de commande CRONE, une amélioration du confort et du comportement routier de ce véhicule de référence.

Le chapitre 6, intitulé « *Synthèse de la suspension CRONE pneumatique dans le cadre du confort vibratoire* », se concentre alors seulement sur la synthèse de l'architecture « CRONE » pneumatique, le découplage dynamique entre les fonctions statique et dynamique se trouvant assuré par le correcteur d'assiette, l'architecture orientée comportement routier de cette suspension étant considérée acquise à travers celle du véhicule de référence. La démarche descendante du concept à la réalisation est alors appliquée à la technologie pneumatique, et ce pour deux arrangements différents de l'architecture « CRONE », ainsi que la démarche ascendante de la réalisation au concept permettant la mise en place de modèles non linéaires. Un système d'amortissement purement pneumatique est aussi proposé. Les performances de cette architecture « CRONE » pneumatique sont finalement analysées et comparées à celles de l'architecture « CRONE » hydropneumatique de référence et l'arrangement à privilégier pour la prochaine étape de validation expérimentale proposée.

Finalement, la conclusion générale résume l'apport de cette thèse dans son contexte ainsi que les différentes réalisations effectuées et permet la représentation de l'architecture globale de cette version pneumatique de la suspension CRONE à travers ses architectures « ferme » et « CRONE ». De même, une logique de commutation entre ces deux architectures est aussi introduite. Les perspectives, quant à elles, se concentrent autour du potentiel apporté par le développement du Véhicule Autonome Connecté à travers le Contrôle Global du Châssis, et notamment le Contrôle Global de la suspension, pour l'amélioration du confort, du comportement routier et de la sécurité des véhicules automobiles.

Table des matières

Introduction générale	i
Organisation et contenu de la thèse	xv
Table des matières	xix
Table des figures	xxv
Liste des tableaux	xxxvi
Notations	xxxix

Première partie - Un tour d’horizon de la suspension traditionnelle à la suspension CRONE Hydractive

Chapitre 1 - Architectures traditionnelles de suspension et problématiques associées	3
1.1 Introduction	5
1.2 Dynamique du véhicule	5
1.2.1 Introduction : la dynamique globale du véhicule	5
1.2.2 De la dynamique globale à la dynamique verticale du véhicule	8
1.2.3 Du modèle du véhicule au modèle quart de véhicule	9
1.2.3.1 Modèle de validation à l’échelle du véhicule complet	10
1.2.3.2 Modèle d’analyse à l’échelle d’un quart de véhicule : meilleur compromis entre complexité et dynamique	13
1.2.4 Domaines de fonctionnement et domaines d’étude	14
1.2.4.1 Domaines de fonctionnement	14
1.2.4.2 Adéquation avec les différents domaines d’étude	17
1.2.5 Conclusion	18
1.3 Un tour d’horizon en matière de suspension traditionnelle	18
1.3.1 Introduction : le rôle de la suspension automobile	18
1.3.2 Suspensions métalliques	23
1.3.2.1 Historique et description générale	24
1.3.2.2 Présentation de la suspension métallique du véhicule de référence : la Citroën Grand C4 Picasso	25
1.3.3 Suspensions hydropneumatiques	35

1.3.3.1	Description générale	35
1.3.3.2	Présentation de la suspension hydropneumatique de la Citroën BX	37
1.3.4	Suspensions pneumatiques	42
1.3.4.1	Présentation de la suspension pneumatique du véhicule de référence : la Citroën Grand C4 Picasso « Exclusive » . . .	42
1.3.4.2	Tour d'horizon d'autres systèmes de suspension pneumatiques	47
1.3.5	Problématiques liées à ces architectures traditionnelles	49
1.3.6	Conclusion	51
1.4	Conclusion	52

Chapitre 2 - Architectures complexes de suspension **55**

2.1	Introduction : un tour d'horizon en matière de suspension complexe	57
2.2	La suspension Hydractive de série	62
2.2.1	Introduction : présentation de la suspension Hydractive	62
2.2.2	Architecture de suspension	64
2.2.3	Instrumentation et fonctionnement	67
2.2.4	Performances	68
2.2.5	Conclusion	73
2.3	La suspension CRONE Hydractive	75
2.3.1	Introduction : objectifs	75
2.3.2	Architecture organique : expression analytique de l'impédance . . .	76
2.3.3	Estimation paramétrique et performances	77
2.3.4	Instrumentation et fonctionnement	82
2.3.5	Comparaison des performances : architectures « ferme », « souple » et « CRONE »	82
2.3.6	Conclusion	89
2.4	Conclusion	89

Deuxième partie - Du ressort à lames à une version métallique de la suspension CRONE

Chapitre 3 - Synthèse de la suspension CRONE métallique dans le cadre du confort vibratoire **93**

3.1	Introduction	95
3.2	Architecture « CRONE » : rappel de l'objectif et synthèse	96
3.2.1	Introduction : cahier des charges	96
3.2.2	Synthèse de l'architecture « CRONE » métallique	98
3.2.2.1	Arrangement parallèle de cellules <i>RC</i> série	98
3.2.2.2	Arrangement cascade de cellules <i>RC</i> gamma	100
3.2.2.3	Arrangement série de cellules <i>RC</i> parallèle	101
3.2.3	Performances	102
3.2.4	Conclusion	106

3.3	Du ressort à lames traditionnel à une architecture « CRONE » passive métallique	107
3.3.1	Introduction : histoire du ressort à lames	107
3.3.2	Résistance Des Matériaux : introduction à la théorie des lames symétriques paraboliques	111
3.3.3	Une architecture « CRONE » basée sur les lames	113
3.3.3.1	Arrangement parallèle de cellules <i>RC</i> série	113
3.3.3.2	Arrangement cascade de cellules <i>RC</i> gamma	114
3.3.3.3	Arrangement série de cellules <i>RC</i> parallèle	115
3.3.4	Conclusion	115
3.4	Conclusion	116

Chapitre 4 - Problématique du support de la caisse en technologie métallique **117**

4.1	Introduction	119
4.2	De l'hypothèse du découplage dynamique à une nouvelle problématique associée aux suspensions passives	120
4.2.1	Introduction : du modèle d'analyse linéarisé défini aux petites variations autour de la position d'équilibre statique au modèle d'analyse non linéaire	120
4.2.2	Cahier des charges complet des composants technologiques nécessaires à la réalisation de l'architecture « CRONE »	122
4.2.2.1	Arrangement parallèle de cellules <i>RC</i> série	122
4.2.2.2	Arrangement cascade de cellules <i>RC</i> gamma	125
4.2.2.3	Arrangement série de cellules <i>RC</i> parallèle	125
4.2.2.4	Conclusion sur l'irréalisme de l'utilisation d'éléments porteurs définis par des lois de déformation linéaires	126
4.2.3	Des éléments porteurs caractérisés par des lois de déformation non linéaires dégressives : une solution problématique	126
4.2.4	Conclusion	128
4.3	Du ressort à lames traditionnel à un système passif répondant à la problématique	129
4.3.1	Introduction : différents composants et systèmes permettant l'obtention d'une raideur non linéaire	129
4.3.2	Un système basé sur le flambage de deux lames couplées par des pivots	133
4.3.3	Présentation de l'algorithme de déformation	135
4.3.4	Présentation de l'algorithme de détermination des paramètres des lames	138
4.3.5	Résultats des simulations Matlab	141
4.3.5.1	Arrangement parallèle de cellules <i>RC</i> série	142
4.3.5.2	Arrangement cascade de cellules <i>RC</i> gamma	144
4.3.5.3	Arrangement série de cellules <i>RC</i> parallèle	144
4.3.5.4	Conclusion sur l'inadéquation, vis-à-vis de l'application, des jeux de paramètres obtenus	145

4.3.6	Conclusion	147
4.4	Conclusion	148

Troisième partie - Vers une version pneumatique de la suspension CRONE

Chapitre 5 - La suspension active pneumatique : modélisation et étude 151

5.1	Introduction	153
5.2	Modélisation du système actif pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso	154
5.2.1	Introduction : rappel des lois de thermodynamique régissant un système pneumatique	154
5.2.2	Modélisation à l'équilibre de référence : une architecture traditionnelle « passive » pneumatique	157
5.2.3	Modélisation « isotherme » : le régulateur de hauteur pneumatique	167
5.2.4	Modélisation « complète » : la suspension active pneumatique . . .	171
5.2.5	Conclusion	176
5.3	Un système actif associé à la stratégie CRONE pour l'amélioration du confort et du comportement routier	177
5.3.1	Introduction : contexte de travail	177
5.3.2	Régulation de hauteur à l'arrêt	179
5.3.3	Tenue de caisse sous sollicitations conducteur à travers la régulation de la hauteur de caisse	184
5.3.4	Tenue de caisse sous sollicitations conducteur à travers la régulation de la vitesse de pompage de la suspension	187
5.3.5	Conclusion	191
5.4	Conclusion	192

Chapitre 6 - Synthèse de la suspension CRONE pneumatique dans le cadre du confort vibratoire 195

6.1	Introduction	197
6.2	De l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive à l'architecture « CRONE » pneumatique	197
6.2.1	Introduction : analogie hydropneumatique et pneumatique	197
6.2.2	Application de la démarche descendante	201
6.2.2.1	Définition du cahier des charges	201
6.2.2.2	Synthèse et détermination des paramètres technologiques .	203
6.2.3	Utilisation de la méthode ascendante	207
6.2.3.1	Rappel des lois de mécanique des fluides régissant l'écoulement de l'air dans le système	207
6.2.3.2	Modélisation non linéaire de l'architecture « CRONE » pneumatique	212
6.2.4	Conclusion	223
6.3	Analyse des performances : comparaison avec la suspension CRONE Hydractive	224

6.3.1	Introduction : similitude des résultats fréquentiels	224
6.3.2	Performances	228
6.3.3	Comparaison avec l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive	233
6.3.4	Conclusion	234
6.4	Conclusion	237
Conclusions		239
Annexe A - Analyse et synthèse dans le cadre du confort vibratoire		259
Annexe B - Historique de la suspension CRONE		267

Table des figures

1	Le fardier de Cugnot	i
2	Deux voitures marquantes du XIX ^e siècle	ii
3	La voiture autonome telle qu’imaginée dans les années 1960	iii
4	Deux exemples de voitures autonomes	iv
5	Évolution entre 1898 et 2016 [Taymans, 2018]	v
6	Principales mesures réglementaires, notamment de limitations de vitesse et de contrôle d’alcoolémie, associées au nombre de tués (par année) sur les routes entre 1970 et 2016 [ONISR, 2016]	vi
7	Représentation chronologique des trois niveaux opérationnels de sécurité routière [Taymans, 2018]	vii
8	Principales apparitions de systèmes de sécurité et d’aides à la conduite, associées aux nombres de tués (par année) sur les routes entre 1970 et 2016 [ONISR, 2016]	viii
9	Niveaux d’automatisation de la conduite, la ligne rouge distinguant les zones de responsabilité du conducteur et du véhicule [Taymans, 2018]	ix
10	Illustration des communications possibles dans un réseau VANet [Taymans, 2018]	x
11	Mouvement de roulis créé dans une courbe sous l’action du conducteur sur le volant	xi
12	Rôles des capteurs extéroceptifs d’une voiture autonome (source : Texas Instruments)	xii
13	« Vision » de la Google Car [Tobe, 2013]	xiii
1.1	Repérage des trois principales directions utilisées en dynamique du véhicule	6
1.2	Diagrammes d’accélération	7
1.3	Illustration des deux principales catégories de sollicitations appliquées au véhicule [Serrier, 2008]	8
1.4	Cycle en V pour la conception des éléments d’un véhicule [Létévé, 2014]	10
1.5	Modèle de validation réalisé sous AMESIM [®]	11
1.6	Modélisation du véhicule Citroën C5 [Rizzo, 2012]	12
1.7	Schématisme et paramétrage du modèle d’analyse quart de véhicule	13
1.8	Représentation des différents domaines d’étude sur le diagramme d’accélération (a_y , a_x)	15
1.9	Modèle d’analyse quart de véhicule [Létévé, 2014]	16
1.10	Principaux rôles de la suspension d’un véhicule de tourisme	19
1.11	Système de suspension traditionnel (ressort hélicoïdal et amortisseur hydraulique) relié à la roue	20

1.12	Représentation de différents obstacles et aspérités de la chaussée	21
1.13	Décomposition du corps humain en systèmes masses-ressorts-amortisseurs [Rizzo, 2012]	21
1.14	Représentation de différentes situations d’urgence	22
1.15	Résumé des différents objectifs dynamiques de la suspension d’un véhicule de tourisme	23
1.16	Suspension de type ressort à lames	24
1.17	Types de ressorts à lames	24
1.18	Exemples de géométrie de suspension métallique à architecture traditionnelle	25
1.19	Citroën Grand C4 SpaceTourer	26
1.20	Suspension traditionnelle métallique d’un train arrière de la Citroën Grand C4 Picasso (le point A représentant un point de l’axe du centre roue) . . .	27
1.21	Caractérisation de l’amortisseur d’une suspension arrière du véhicule de référence	28
1.22	Modèle d’analyse quart de véhicule arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de sa suspension traditionnelle métallique	29
1.23	Schéma-bloc de la suspension métallique traditionnelle du véhicule de ré- férence en négligeant la dynamique de roue (1 ddl)	30
1.24	Exemples de lois de comportement effort-déformation du ressort menant à une raideur linéarisé k_2 autour du point d’équilibre statique	31
1.25	Diagrammes de Bode du transfert force-débattement $sIs(s)$, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour l’essieu arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de sa suspension traditionnelle métallique	32
1.26	Réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse à un saut échelon de $f_0(t)$ de 500 N, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour l’essieu arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de sa suspension tradition- nelle métallique	33
1.27	Diagrammes de gain de $T_{20}(j\omega)$ et réponses indicielles du déplacement ver- tical de la caisse $z_2(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d’amplitude 1 cm, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour l’essieu arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de sa suspension traditionnelle métallique	34
1.28	Diagrammes de gain de $T_{10}(j\omega)$ et réponses indicielles du déplacement ver- tical de la roue $z_1(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d’amplitude 1 cm, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour l’essieu arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de sa suspension traditionnelle métallique	34
1.29	La suspension hydropneumatique mono-sphère	35
1.30	Mécanisme de correction d’assiette de la suspension traditionnelle hydro- pneumatique	37
1.31	La Citroën BX	38
1.32	Modèle d’analyse quart de véhicule de la Citroën BX avec le correcteur d’assiette modelisé sous la forme d’un générateur de débit	38
1.33	Schéma-bloc de la suspension hydropneumatique de la Citroën BX avec le correcteur d’assiette modelisé sous la forme d’un générateur de flux	39
1.34	Modèle d’analyse quart de véhicule de la Citroën BX avec le correcteur d’assiette modelisé sous la forme d’un générateur d’effort	39

1.35	Schéma-bloc de la suspension hydropneumatique de la Citroën BX avec le correcteur d'assiette modélisé sous la forme d'un générateur d'effort	40
1.36	Diagrammes de Bode des impédances $I_s^*(s)$ et $I_s(s)$ de la suspension hydro-pneumatique de la Citroën BX, respectivement avec et sans système actif aux basses fréquences	40
1.37	Diagrammes de Bode et de Nichols des BO de la suspension hydropneumatique de la Citroën BX, avec et sans système actif aux basses fréquences	41
1.38	Réponses temporelles de $z_{21}(t)$ à un saut échelon de $f_0(t) = 500$ N et diagrammes de Bode de la BF du schéma-bloc équivalent de la suspension hydropneumatique de la Citroën BX, avec et sans système actif aux basses fréquences	41
1.39	La Citroën Grand C4 Picasso équipée de suspensions arrières pneumatiques dans sa version « Exclusive »	43
1.40	Constituants du système de suspension pneumatique de l'essieu arrière de la Citroën Grand C4 Picasso	44
1.41	Schéma pneumatique du système de suspension pneumatique complet de l'essieu arrière [Becher, 2008]	44
1.42	Schéma pneumatique du système de suspension pneumatique lors d'une correction d'assiette positive (élévation de la caisse) [Becher, 2008]	45
1.43	Schéma pneumatique du système de suspension pneumatique lors d'une correction d'assiette négative (abaissement de la caisse) [Becher, 2008]	46
1.44	Le ressort pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso	46
1.45	Schéma pneumatique du système de suspension pneumatique d'un quart de véhicule [Becher, 2008]	47
1.46	La Citroën Jumper Combi	48
1.47	Système de suspension pneumatique de l'essieu arrière du Citroën Jumper	48
1.48	L'Audi Allroad Quattro	49
1.49	Schéma pneumatique du système de suspension de l'Audi Allroad Quattro	50
1.50	Jambes de force de l'Allroad Quattro	51
1.51	Dilemmes inhérents aux architectures traditionnelles de suspension	52
2.1	Jambe de force du système de suspension AirMatic	57
2.2	Coussin à triple chambre de Continental [Gazeau, 2018]	58
2.3	La suspension BOSE	59
2.4	Illustration de la tenue de caisse pour un véhicule équipé d'une suspension hydraulique de série (à gauche) et du même véhicule équipé de la suspension Bose (à droite)	59
2.5	L'Active Wheel de Michelin	60
2.6	La suspension active ClearMotion	61
2.7	Dispositif de la suspension Hydractive III	63
2.8	Représentation du système de correction d'assiette de la suspension Hydractive de série	63
2.9	Architectures de la suspension Hydractive de série par quart de véhicule	64
2.10	Schéma de fonctionnement de la suspension Hydractive de série	65

2.11	Schéma-bloc de la suspension Hydractive de série (dynamique de roue négligée)	66
2.12	Moyens d'action de la suspension Hydractive de série sur les principaux objectifs d'une suspension de véhicule de tourisme	67
2.13	Schéma de fonctionnement de la suspension Hydractive de série	68
2.14	Réponses fréquentielles et indicielles obtenues avec les modèles à 2 ddl (en bleu) et à 1 ddl (en rouge) de la suspension Hydractive de série, dans le cas à vide et en architecture « souple » (HS)	69
2.15	Diagrammes de Bode du transfert force-débattement $sI_s(s)$, à vide (en bleu) et en charge (en rouge)	71
2.16	Réponses fréquentielles $T_{20}(j\omega)$ caractérisant le transfert entre le déplacement de la route $z_0(t)$ et de la caisse $z_2(t)$, dans les cas à vide et en charge, pour les architectures « ferme » (HF) et « souple » (HS)	72
2.17	Réponses indicielles de la caisse $z_2(t)$ à un saut échelon de $f_0(t)$ de 500 N (solicitation conducteur), dans les cas à vide et en charge, pour les architectures « ferme » (HF) et « souple » (HS)	72
2.18	Diagrammes de gain de $T_{20}(j\omega)$ (à gauche) et réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse $z_2(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm (à droite), à vide (en bleu) et en charge (en rouge)	73
2.19	Diagrammes de gain de $T_{10}(j\omega)$ (à gauche) et réponses indicielles du déplacement vertical de la roue $z_1(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm (à droite), à vide (en bleu) et en charge (en rouge)	74
2.20	Véhicule Citroën C5 équipé de la suspension CRONE Hydractive lors de tests sur un banc quatre vérins	75
2.21	Architectures de la suspension CRONE Hydractive par quart de véhicule	77
2.22	Schéma de fonctionnement de la suspension CRONE Hydractive	78
2.23	Schéma-bloc de la suspension CRONE Hydractive (dynamique de roue négligée)	78
2.24	Copie d'écran du module spécifique de la Toolbox CRONE utilisé pour l'estimation des paramètres de l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive	79
2.25	Réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse $z_2(t)$ et de la roue $z_1(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm (à vide (en bleu) et en charge (en rouge))	81
2.26	Schéma de fonctionnement de la suspension CRONE Hydractive	82
2.27	Moyens d'action de la suspension CRONE Hydractive sur les principaux objectifs d'une suspension de véhicule de tourisme	83
2.28	Architectures « ferme », « souple » et « CRONE » des suspensions Hydractive de série et CRONE Hydractive par quart de véhicule	83
2.29	Diagrammes de Bode du transfert force-débattement $sI_s(s)$, à vide (en bleu) et en charge (en rouge)	85
2.30	Diagrammes de gain de $T_{20}(j\omega)$ (à gauche) et réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse $z_2(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm (à droite), à vide (en bleu) et en charge (en rouge)	86

2.31	Diagrammes de gain de $T_{10}(j\omega)$ (à gauche) et réponses indicielles du déplacement vertical de la roue $z_1(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm (à droite), à vide (en bleu) et en charge (en rouge)	87
2.32	Réponses en simulation de la caisse à une sollicitation sinusoïdale de fréquence comprise entre 0,1 et 5 Hz d'amplitude 15 mm et de la roue à une sollicitation sinusoïdale de fréquence comprise entre 0,1 et 30 Hz d'amplitude 3 mm, pour la suspension Hydractive de série et la suspension CRONE Hydractive, à vide (en bleu) et en charge (en rouge)	88
2.33	Mise en défaut des dilemmes inhérents aux architectures traditionnelles de suspension par la suspension CRONE Hydractive	89
3.1	Schéma-bloc de la suspension CRONE métallique en négligeant la dynamique de roue (1 ddl)	96
3.2	Diagrammes de Bode de l'impédance fonctionnelle cible $I_s(s)$	97
3.3	Arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie métallique . . .	98
3.4	Diagrammes de Bode de l'impédance fonctionnelle cible $I_s(s)$ (en bleu) et des impédances mécaniques $I_{m_par}(s)$, $I_{m_cas}(s)$ et $I_{m_ser}(s)$ apportées par les trois arrangements de l'architecture « CRONE » réalisés en technologie métallique (en pointillés)	102
3.5	Diagrammes de Bode du transfert force-débattement $sI_{m_ser}(s)$, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour les trois arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie métallique	104
3.6	Diagrammes de Bode et de Nichols de la Boucle Ouverte, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour les trois arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie métallique	105
3.7	Diagrammes de gain de $T_{20}(j\omega)$ et réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse $z_2(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour les trois arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie métallique	105
3.8	Diagrammes de gain de $T_{10}(j\omega)$ et réponses indicielles du déplacement vertical de la roue $z_1(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour les trois arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie métallique	106
3.9	Prototype d'automobile à ressort imaginé par Léonard de Vinci, aussi surnommée la « Fiat de Leonardo da Vinci »	108
3.10	Exemples de suspensions à lames utilisés sur les véhicules hippomobiles . .	109
3.11	Carrosse de la famille princière de Monaco exposé dans la collection de voitures de S.A.S. le Prince de Monaco	109
3.12	Exemples de suspensions à lames utilisés sur les véhicules automobiles . . .	110
3.13	Bugatti « Royale » coupé type 41 de 1929	110
3.14	Schéma d'une lame de ressort symétrique (non représentée parabolique), de longueur L et de largeur b , attachée à la caisse au niveau de ses extrémités et sur laquelle s'exerce une charge F_q en son centre	111

3.15	Schéma d'une demi-lame encastrée à une extrémité, de longueur $l = L/2$ et d'épaisseur h_0 , et sur laquelle s'exerce une charge $f_q = F_q/2$ à son autre extrémité	112
3.16	Exemples de véhicules (utilitaires et particuliers) équipés de ressorts à lames	114
4.1	Lois d'amortissement non linéaire et linéarisée de l'amortisseur d'une suspension arrière du véhicule de référence et représentation des zones de non-linéarité	121
4.2	Modèle d'analyse « non linéaire » quart de véhicule arrière du véhicule de référence	122
4.3	Modèles d'analyse « non linéaire » quart de véhicule équipés des différents arrangements de l'architecture « CRONE »	123
4.4	Illustration des objectifs à respecter par chaque élément porteur de l'architecture « CRONE » métalliques via sa loi de comportement effort-débattement	124
4.5	Loi de comportement linéaire des éléments porteurs	124
4.6	Exemples de lois de déformation non linéaires des éléments porteurs comparées à la loi de comportement linéaire (en pointillés gris)	127
4.7	Raideurs « apparentes » obtenues pour les bornes de la plage de fonctionnement lors de l'utilisation d'une loi de déformation non linéaire dégressive	128
4.8	Ressort ondulé Smalley	129
4.9	Exemples d'éléments élastiques à raideur non linéaire dégressive	129
4.10	Dimensions et caractéristiques d'une Rondelle Ressort seule [Mubea, 1916]	130
4.11	D'autres types de Rondelles Ressort [Mubea, 1916]	130
4.12	Lois de comportement de combinaisons de Rondelles Ressort [Schnorr Group, 1908]	131
4.13	Exemples de systèmes de ressort à lames à caractéristique non linéaire progressive	132
4.14	Transformateur basé sur le mécanisme de l'arc à poulies	133
4.15	Système de deux lames symétriques disposées verticalement et couplées par deux pivots	134
4.16	Modèle RDM d'une demi-lame encastrée verticalement	134
4.17	Représentation et paramétrisation du $k^{\text{ème}}$ élément dS	136
4.18	Logigramme illustrant l'algorithme de détermination des paramètres du système de lames couplées par des pivots	140
4.19	Loi de comportement de l'élément porteur $k_{2,0}$ de l'arrangement parallèle de cellules RC série	142
4.20	Lois de comportement des éléments porteurs $k_{2,1}$ et $k_{2,2}$ de l'arrangement parallèle de cellules RC série	143
4.21	Lois de comportement des éléments porteurs $k_{2,i}$ de l'arrangement cascade de cellules RC gamma	144
4.22	Loi de comportement de l'élément porteur $k_{2,0}$ de l'arrangement série de cellules RC parallèle	145

4.23	Diagrammes de Bode de l'impédance fonctionnelle cible $I_s(s)$ (en noir) et des impédances mécaniques $I_{m_ser}(s)$ apportées par l'arrangement série de cellule RC parallèle en technologie métallique autour des trois points de fonctionnement considérés (en pointillés)	146
5.1	Modèle d'analyse quart de véhicule arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de sa suspension pneumatique	157
5.2	Modèle du ressort pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso accompagné de son amortisseur de coefficient de frottement visqueux b_2	159
5.3	Modèle d'analyse quart de véhicule arrière, à l'équilibre, de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de sa suspension pneumatique	160
5.4	Diagrammes de Bode du transfert force-débattement $sIs(s)$, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), de la suspension « traditionnelle » pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso de série	164
5.5	Réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse à un saut échelon de $f_0(t)$ de 500 N, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), de la suspension « traditionnelle » pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso de série	165
5.6	Diagrammes de gain de $T_{20}(j\omega)$ et réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse $z_2(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), de la suspension « traditionnelle » pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso de série	166
5.7	Diagrammes de gain de $T_{10}(j\omega)$ et réponses indicielles du déplacement vertical de la roue $z_1(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), de la suspension « traditionnelle » pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso de série	166
5.8	Schéma-bloc de la boucle de régulation de hauteur de la suspension pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso	167
5.9	Modèle non linéaire du procédé de la boucle de régulation de hauteur de la suspension pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso caractérisé à partir de l'état d'équilibre de référence et valide pour les transformations isothermes	170
5.10	Modèle linéarisé du procédé de la boucle de régulation de hauteur de la suspension pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso caractérisé à partir de l'état d'équilibre de référence et valide pour les transformations isothermes	171
5.11	Schémas représentant l'évolution de l'état du fluide entre les instants t et $t + dt$	173
5.12	Modèle non linéaire « complet » du procédé de la boucle de régulation de hauteur de la Citroën Grand C4 Picasso caractérisé à partir de l'état d'équilibre de référence et valide pour tout type de transformation	176
5.13	Boucle de régulation de hauteur d'un quart de véhicule	180
5.14	Diagrammes de Bode de la fonction de transfert nominale $P_{nom}(s)$ (en vert) et des fonctions de transfert extrémales $P_{min}(s)$ (en bleu) et $P_{max}(s)$ (en rouge)	181
5.15	Diagrammes de Bode du régulateur CRONE	182

5.16	Diagrammes de Bode et de Nichols de la BO en considérant les procédés $P_{min}(s)$ (en bleu), $P_{nom}(s)$ (en vert) et $P_{max}(s)$ (en rouge)	183
5.17	Sorties $z_{21}(t)$ et débits volumiques de commande $q_u(t)$ en réponse à un échelon de la consigne H_{cons} d'amplitude 0,1 m et en considérant les procédés $P_{min}(s)$ (en bleu), $P_{nom}(s)$ (en vert) et $P_{max}(s)$ (en rouge)	183
5.18	Diagrammes de Bode de la fonction de transfert nominale $P_{nom}(s)$ (en vert) et des fonctions de transfert extrémales $P_{min}(s)$ (en bleu) et $P_{max}(s)$ (en rouge)	185
5.19	Diagrammes de Bode des formes non entière $C(s)$ (en bleu) et rationnelle $C_{rat}(s)$ (en pointillé rouge) du régulateur CRONE	186
5.20	Diagrammes de Bode et de Nichols de la BO en considérant les procédés $P_{min}(s)$ (en bleu), $P_{nom}(s)$ (en vert) et $P_{max}(s)$ (en rouge)	187
5.21	Sorties $z_2(t)$ et efforts générés par les différents éléments de la suspension après un report de charge $f_0 = 500$ N, avec les modèles de validation du système pneumatique et de la suspension passive métallique, et en considérant les procédés $P_{min}(s)$ (en bleu), $P_{nom}(s)$ (en vert) et $P_{max}(s)$ (en rouge)	188
5.22	Diagrammes de Bode de la fonction de transfert nominale $P_{nom}(s)$ (en vert) et des fonctions de transfert extrémales $P_{min}(s)$ (en bleu) et $P_{max}(s)$ (en rouge)	189
5.23	Diagrammes de Bode des formes non entière $C(s)$ (en bleu) et rationnelle $C_{rat}(s)$ (en pointillé rouge) du régulateur CRONE	189
5.24	Diagrammes de Bode et de Nichols de la BO en considérant les procédés $P_{min}(s)$ (en bleu), $P_{nom}(s)$ (en vert) et $P_{max}(s)$ (en rouge)	190
5.25	Sorties $v_2(t)$, hauteurs $z_2(t)$ et efforts générés par les systèmes pneumatiques (normal et dégradé) après un report de charge $f_0 = 500$ N et en considérant les procédés $P_{min}(s)$ (en bleu), $P_{nom}(s)$ (en vert) et $P_{max}(s)$ (en rouge)	191
6.1	Arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie hydropneumatique	198
6.2	Arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie pneumatique	199
6.3	Diagrammes de Bode de l'impédance fonctionnelle cible $I'_s(s)$	202
6.4	Arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie pneumatique	203
6.5	Diagrammes de Bode de l'impédance fonctionnelle cible $I'_s(s)$ (en bleu) et des impédances pneumatiques $I_{p_par}(s)$ et $I_{p_cas}(s)$ apportées par les arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie pneumatique (en pointillés)	207
6.6	Coefficient de perte de charge de Darcy f_D en fonction du nombre de Reynolds Re dans le cas d'une conduite parfaitement lisse en régimes laminaire et turbulent	209
6.7	Coefficient de perte de charge de Darcy f_D en fonction du nombre de Reynolds Re dans le cas d'une conduite parfaitement lisse	210
6.8	Arrangement parallèle de cellules RC série en technologie pneumatique	212
6.9	Schéma-bloc du modèle non linéaire de l'arrangement parallèle de cellules RC série en technologie pneumatique	215
6.10	Schéma-bloc du modèle linéarisé de l'arrangement parallèle de cellules RC série en technologie pneumatique	216

6.11	Arrangement cascade de cellules RC gamma en technologie pneumatique .	218
6.12	Schéma-bloc du modèle non linéaire de l'arrangement cascade de cellules RC gamma en technologie pneumatique	219
6.13	Schéma-bloc du modèle linéarisé de l'arrangement cascade de cellules RC gamma en technologie pneumatique	221
6.14	Diagrammes de Bode de l'impédance pneumatique $I_{p_par}(s)$ de l'arrangement parallèle de cellules RC série pour la masse suspendue à vide (en bleu), de référence ou nominale (en vert) et en charge (en rouge)	226
6.15	Diagrammes de Bode de l'impédance pneumatique $I_{p_cas}(s)$ de l'arrangement cascade de cellules RC gamma pour la masse suspendue à vide (en bleu), de référence ou nominale (en vert) et en charge (en rouge)	227
6.16	Diagrammes de Bode de l'impédance fonctionnelle $I'_s(s)$ pour la masse suspendue à vide (en bleu), de référence ou nominale (en vert) et en charge (en rouge)	229
6.17	Diagrammes de Bode du transfert force-débattement $sI_p(s)$, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour l'architecture « CRONE » en technologie pneumatique	230
6.18	Diagrammes de Bode et de Nichols de la Boucle Ouverte, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour l'architecture « CRONE » en technologie pneumatique	231
6.19	Diagrammes de gain de $T_{20}(j\omega)$ et réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse $z_2(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour l'architecture « CRONE » en technologie pneumatique	232
6.20	Diagrammes de gain de $T_{10}(j\omega)$ et réponses indicielles du déplacement vertical de la roue $z_1(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour l'architecture « CRONE » en technologie pneumatique	232
6.21	Diagrammes de Bode du transfert force-débattement $sI_s(s)$, à vide (en bleu) et en charge (en rouge) pour les architectures « CRONE » dans les technologies pneumatique (PC) et hydropneumatique (HC)	234
6.22	Diagrammes de gain de $T_{20}(j\omega)$ (à gauche) et réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse $z_2(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm (à droite), à vide (en bleu) et en charge (en rouge) pour les architectures « CRONE » dans les technologies pneumatique (PC) et hydropneumatique (HC)	235
6.23	Diagrammes de gain de $T_{10}(j\omega)$ (à gauche) et réponses indicielles du déplacement vertical de la roue $z_1(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm (à droite), à vide (en bleu) et en charge (en rouge) pour les architectures « CRONE » dans les technologies pneumatique (PC) et hydropneumatique (HC)	236
6.24	Schéma-bloc de la boucle de régulation de hauteur de la suspension CRONE pneumatique	240

6.25	Modèle non linéaire du procédé, vu du régulateur de hauteur, de la suspension CRONE pneumatique (caractérisé à partir de l'état d'équilibre de référence et valide pour les transformations isothermes)	241
6.26	Architecture organique de la suspension CRONE pneumatique (architecture « CRONE » en rouge, architecture « ferme » en bleu)	242
6.27	Schéma de fonctionnement de la suspension CRONE pneumatique	242
6.28	Différentes architectures de CGC	245
6.29	Architecture proposée pour l'approche hiérarchisée du CGC	246
6.30	Modules composant le superviseur	246
A.1	Modèle d'analyse quart de véhicule [Létévé, 2014]	261
A.2	Diagrammes de Bode des transferts $T_{10}(j\omega)$ et $T_{20}(j\omega)$ pour un véhicule de tourisme	265
A.3	Modèles d'analyse quart de véhicule simplifiés à 1 ddl	266
B.1	Logo de l'équipe CRONE	269
B.2	Les deux premières solutions technologiques de la suspension CRONE . . .	270
B.3	Massif poreux de la version passive monosphère de la suspension CRONE .	271
B.4	Illustration des différentes solutions technologiques de la suspension CRONE	272

Liste des tableaux

1.1	Action des LAS sur la dynamique globale du véhicule	7
1.2	Valeurs numériques des masses totale, avant (AV) et arrière (AR) de la Citroën Grand C4 Picasso pour différentes configurations existantes du véhicule	26
1.3	Données de la suspension métallique d'un train arrière (AR) de la Citroën Grand C4 Picasso	27
1.4	Valeurs numériques des masses suspendue m_2 et non suspendue m_1 d'un quart de véhicule arrière	29
1.5	Valeurs numériques des paramètres du modèle quart de véhicule arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de la suspension traditionnelle métallique de série	30
1.6	Valeurs numériques de ω_{n1} , ζ_1 , ω_{n2} et ζ_2 , à vide et en charge, pour l'essieu arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de la suspension traditionnelle métallique	31
2.1	Valeurs numériques des paramètres du modèle quart de véhicule arrière équipé de la suspension Hydractive de série	68
2.2	Valeurs numériques de ω_{n1} , ζ_1 , ω_{n2} et ζ_2 de la suspension Hydractive de série, à vide et en charge, pour les architectures « ferme » (HF) et « souple » (HS)	70
2.3	Valeurs numériques de ω_{n1} , ζ_1 , ω_{n2} et ζ_2 de la suspension Hydractive, à vide et en charge, pour les architectures « ferme » (HF), « souple » (HS) et « CRONE » (HC)	80
3.1	Paramètres physiques $k_{2,i}$ et $b_{2,i}$ déterminés pour chacun des trois arrangements de l'architecture « CRONE »	103
3.2	Valeurs numériques de ω_{n1} , ζ_1 , ω_{n2} et ζ_2 , à vide et en charge, de l'architecture « CRONE » obtenu avec les trois arrangements CRONE en technologie métallique	103
3.3	Cotes de train d'un Volkswagen Caddy et d'un Ford Transit Connect	113
3.4	Longueurs L_i des lames déterminées pour chacun des trois arrangements de l'architecture « CRONE » avec $b = 4,00 \times 10^{-2}$ m, $h_0 = 1,00 \times 10^{-2}$ m et $E = 2,20 \times 10^{11}$ Pa	115
4.1	Paramètres du modèle RDM de la demi-lame encastree verticalement	135
4.2	Valeurs « pratiques » des raideurs linéarisées $k_{2,0}$ obtenues avec la loi de comportement illustrée sur la FIGURE 4.22	146

5.1	Données de la suspension pneumatique d'un train arrière (AR) de la Citroën Grand C4 Picasso	160
5.2	Caractéristiques du modèle d'analyse de la suspension pneumatique à l'état d'équilibre de référence (nominal)	161
5.3	Valeurs numériques des paramètres du modèle d'analyse quart de véhicule arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de la suspension pneumatique	162
5.4	Valeurs numériques de ω_{n1} , ζ_1 , ω_{n2} et ζ_2 , à vide et en charge, de la suspension « traditionnelle » pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso	163
6.1	Paramètres physiques de chacun des deux arrangements de l'architecture « CRONE » développés en technologie pneumatique	223
6.2	Paramètres technologiques de chacun des deux arrangements de l'architecture « CRONE » développés en technologie pneumatique et déterminés, en fonction de κ , pour la masse nominale $m_{2nom} = 443,2$ kg du véhicule de référence et en considérant $P_v^0 = 1 \times 10^6$ Pa et $D_{R_1} = D_{R_2} = 1,45 \times 10^{-3}$ m	223
6.3	Variations des paramètres physiques de l'arrangement parallèle de cellules RC série en fonction de la masse suspendue m_2	225
6.4	Variations des paramètres physiques de l'arrangement cascade de cellules RC gamma en fonction de la masse suspendue m_2	226
6.5	Valeurs numériques de ω_{n1} , ζ_1 , ω_{n2} et ζ_2 , à vide et en charge, de l'architecture « CRONE » obtenues avec les deux arrangements en technologie pneumatique	230

Nomenclature

ACRONYMES

ABS	Anti-lock Braking System (Système d'anti-blocage des roues en phase de freinage)
ACC	Adaptive Cruise Control (Régulation de vitesse active ou adaptative)
ADAS	Advanced Driver-Assistance System (Système d'aide à la conduite avancée)
AHS	Automated Highway System (Système d'autoroute automatisée)
ALS	Autonomous Land Vehicle (Véhicule autonome terrestre)
AMCOVAR	AMortisseur COntinûment VARiable
AMVAR	AMortisseur VARiable
BF	Boucle Fermée
BO	Boucle Ouverte
C2C ou V2V	Car-to-Car ou Vehicle-to-Vehicle (Communication entre deux véhicules ou inter-véhiculaire)
C2I ou V2I	Car-to-Infrastructure ou Vehicle-to-Infrastructure (Communication entre le véhicule et un élément connecté de l'infrastructure)
C2X ou V2X	Car-to-X ou Vehicle-to-X (Communication entre le véhicule et un autre agent du trafic, véhicule ou infrastructure)
CAFE	Corporate Average Fuel Economy (Réglementation en vigueur depuis 1975 aux États-Unis destinée à améliorer la consommation de carburant moyenne des automobiles et des camions légers)
CDG	Centre De Gravité
CGC	Contrôle Global du Châssis
CI	Condition Initiale
CNTP	Conditions Normales de Température et de Pression
CRONE	Commande Robuste d'Ordre Non Entier
DDL	Degré(s) De Liberté
ECU	Electronic Control Unit (Unité de commande électronique)
ESC ou ESP	Electronic Stability Control ou Electronic Stability Program (Contrôle électronique de stabilité)

ACRONYMES

EuroNCAP	European New Car Assesment Program (Programme européen d'évaluation des nouveaux véhicules)
GEP	Groupe ÉlectroPompe
GPS	Global Positioning System (Géo-Positionnement par Satellite)
HC	Hydractive CRONE
HF	Hydractive Ferme
HS	Hydractive Souple
LAS	Liaison Au Sol
LiDAR	Light Detection And Ranging (Technologie de mesure à distance fondée sur l'analyse des propriétés d'un faisceau de lumière renvoyé vers son émetteur)
NEDC	New European Driving Cycle (Nouveau cycle européen de conduite)
ONISR	Observatoire National Interministériel de la Sécurité Routière
PC	Pneumatique CRONE
PFD	Principe Fondamental de la Dynamique
PFS	Principe Fondamental de la Statique
RDM	Résistance Des Matériaux
RSU	Roadside Unit (Structure connectée placée en bord de route)
SDH	Système Dynamique Hybride
SDHNE	Système Dynamique Hybride Non Entier
SUV	Sport Utility Vehicle (Véhicule Utilitaire Sport)
TOR	Tout-Ou-Rien
VAC	Véhicule Autonome Connecté
VANet	Vehicular Ad-hoc Network (Réseau de communication ad-hoc entre agents du trafic routier)
WLTC	Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycles (Cycles d'essais pour véhicules particuliers harmonisés mondialement)

NOMENCLATURE GÉNÉRALE

$\mathcal{L}\{.\}$	Transformation de Laplace
$X(t) = X^e + x(t)$	Variable (ou grandeur physique) définie dans un référentiel absolu
X^e	Valeur (constante) de référence de $X(t)$ en régime stationnaire (composante statique)
$x(t)$	Variation de $X(t)$ autour de X^e (composante dynamique)
$X(s) = \mathcal{L}\{x(t)\}$	Transformée de Laplace de $x(t)$
$\tilde{X}(t)$	Mesure de $X(t)$
$\hat{X}(t)$	Estimation de $X(t)$
$\bar{X}(t)$	Valeur de référence (ou désirée) de $X(t)$
$X_{CdG}(t)$	Variable associée au Centre de Gravité (CdG)
X_{vide}	Paramètre considéré dans la configuration « à vide »
X_{ref}	Paramètre considéré dans la configuration de « référence »
X_{charge}	Paramètre considéré dans la configuration « en charge »
X_{nom}	Paramètre considéré dans la configuration « nominale »
X_0	Paramètre dans des CNTP

NOMENCLATURE

C	Capacité	$m^5 N^{-1}$
C_P	Capacité thermique isobare de l'air sec	$J K^{-1}$
C_V	Capacité thermique isochore de l'air sec	$J K^{-1}$
D	Diamètre	m
E	Module d'élasticité (ou module de Young)	Pa
E_c	Énergie cinétique	J
E_p	Énergie potentielle	J
F	Effort	N
H	Hauteur	m
\mathcal{H}	Enthalpie	J
I_1	Impédance mécanique du pneumatique	$N s m^{-1}$
I_h	Impédance hydropneumatique	$N s m^{-1}$
I_m	Impédance métallique	$N s m^{-1}$
I_p	Impédance pneumatique	$N s m^{-1}$
I_s	Impédance mécanique de la suspension	$N s m^{-1}$
K	Gain	—
L	Longueur	m
M	Masse molaire	$kg mol^{-1}$
M_f	Moment fléchissant	N m
N	Quantité de matière	mol
\mathcal{N}_A	Nombre d'Avogadro	mol^{-1}
P	Pression	Pa
Q_c	Chaleur échangée	J
\mathcal{R}	Constante universelle des gaz parfaits	$J K^{-1} mol^{-1}$
R	Résistance pneumatique ou hydropneumatique	$N s m^{-5}$
Re	Nombre de Reynolds	—
S	Entropie	$J K^{-1}$
S_v	Section du vérin porteur	m^2
T	Température	K
\mathcal{U}	Énergie interne	J
U_a	Effort de l'actionneur	N
V	Vitesse	$m s^{-1}$
\mathcal{V}	Volume	m^3
W	Travail des forces extérieures	J
Z	Position verticale	m

NOMENCLATURE

b	Coefficient de frottement visqueux	N s m^{-1}
\hat{b}	Largeur	m
b_m	Bruit de mesure	—
c_p	Capacité thermique massique isobare de l'air sec	$\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$
c_v	Capacité thermique massique isochore de l'air sec	$\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$
f	Variations d'effort	N
f	Flèche	m
f_D	Coefficient de perte de charge de Darcy	—
f_F	Coefficient de perte de charge de Fanning	—
f_{ni}	Fréquence naturelle	Hz
g	Accélération de pesanteur	m s^{-2}
h	Épaisseur	m
k	Raideur	N m^{-1}
k_B	Constante de Boltzmann	J K^{-1}
l	Longueur	m
m	Masse	kg
n	Variations de quantité de matière	mol
p	Variations de pression	Pa
q	Débit volumique	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$
q^m	Débit massique	kg s^{-1}
u	Commande	—
v	Variations de vitesse	m s^{-1}
z	Déplacement vertical	m
ϵ	Erreur	—
γ	Coefficient de Laplace ou indice adiabatique du gaz	—
κ	Coefficient polytropique de la transformation	—
λ_{m2}	Rapport d'échelle	—
λ_r	Rapport de démultiplication	—
λ_t	Conductivité thermique	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
μ	Viscosité dynamique	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$
ν	Variations de volume	m^3
ω	Pulsation	rad s^{-1}
ρ	Masse volumique	kg m^{-3}
σ	Contrainte	Pa
ζ	Facteur d'amortissement	—

Première partie

Un tour d'horizon de la suspension traditionnelle à la suspension CRONE Hydractive

Chapitre 1

Architectures traditionnelles de suspension et problématiques associées

1.1	Introduction	5
1.2	Dynamique du véhicule	5
1.2.1	Introduction : la dynamique globale du véhicule	5
1.2.2	De la dynamique globale à la dynamique verticale du véhicule	8
1.2.3	Du modèle du véhicule au modèle quart de véhicule	9
1.2.4	Domaines de fonctionnement et domaines d'étude	14
1.2.5	Conclusion	18
1.3	Un tour d'horizon en matière de suspension traditionnelle	18
1.3.1	Introduction : le rôle de la suspension automobile	18
1.3.2	Suspensions métalliques	23
1.3.3	Suspensions hydropneumatiques	35
1.3.4	Suspensions pneumatiques	42
1.3.5	Problématiques liées à ces architectures traditionnelles	49
1.3.6	Conclusion	51
1.4	Conclusion	52

« On fait la science avec des faits, comme on fait une maison avec des pierres ; mais une accumulation de faits n'est pas plus une science qu'un tas de pierres n'est une maison. »

Henri Poincaré

1.1 Introduction

Face aux différentes problématiques engendrées par l'augmentation du trafic routier sur l'environnement ou sur la sécurité routière, les constructeurs ont accéléré le développement de solutions permettant d'améliorer la sécurité de leurs véhicules tout en réduisant leurs consommations [Taymans, 2018]. Alors que les États proposent essentiellement des mesures normatives et réglementaires pour limiter ces effets néfastes, le développement du Véhicule Autonome Connecté constitue également une réponse intéressante à ces problématiques.

Les suspensions automobiles, quant à elles, jouent aussi un rôle dans le développement du VAC. En effet, l'utilisation de suspensions dites « souples » contribue à réduire l'inconfort des passagers qui, dans une proportion importante, prévoient de pratiquer des activités (lecture, travail, visionnage de vidéos, ...) pouvant induire le mal des transports [Normand, 2015]. Néanmoins, l'utilisation de telles suspensions aurait pour conséquence une dégradation du comportement routier du véhicule et de la sécurité des passagers, une suspension dite « ferme » étant alors recommandée. Cette problématique est ainsi inhérente aux architectures traditionnelles de suspension, composées d'un seul combiné ressort-amortisseur passif, et caractérisées par des lois de comportement (ressort) et d'amortissement constants.

C'est en ce sens qu'un tour d'horizon en matière de suspensions à architectures traditionnelle est effectuée dans la suite de ce chapitre. En effet, en plus de caractériser les diverses technologies utilisables pour la réalisation d'un tel système de suspension, cette vision d'ensemble des architectures traditionnelles de suspension a le mérite de situer le contexte d'étude et d'introduire les différents dilemmes et problèmes qui leurs sont inhérentes. Avant cela, une première partie est consacrée à l'étude de la suspension en tant que système d'un véhicule complet dans le but de permettre, entre autres, la définition d'une démarche graduelle contruite à partir du cycle en V et regroupant des modèles simplifiés afin de faciliter la compréhension.

1.2 Dynamique du véhicule

1.2.1 Introduction : la dynamique globale du véhicule

L'étude de la dynamique globale du véhicule s'inscrit dans le cadre de l'étude des systèmes complexes. En effet, un véhicule est un système non linéaire, multivariable, non stationnaire, à paramètres variables en raison, notamment, de la variation de la masse suspendue (entre à vide et en charge) et de sa répartition (fonction de la position des passagers dans le véhicule) [Létévé, 2014].

Cette dynamique globale du véhicule peut être définie par 14 degrés de liberté (ddl) se répartissant, comme illustré sur la FIGURE 1.1, selon trois directions : longitudinale, latérale et verticale [Gillespie, 1997]. Plus précisément, ces 14 ddl se décomposent en :

- 5 ddl pour la dynamique longitudinale :
 - 1 translation du véhicule ;

1.2. DYNAMIQUE DU VÉHICULE

- 4 rotations des 4 roues ;
- 2 ddl pour la dynamique latérale :
 - 1 translation du véhicule ;
 - 1 rotation : lacet ;
- 7 ddl pour la dynamique verticale :
 - 1 translation de la caisse sur sa suspension : pompage ;
 - 2 rotations de la caisse sur sa suspension : tangage et roulis ;
 - 4 translations des 4 roues.

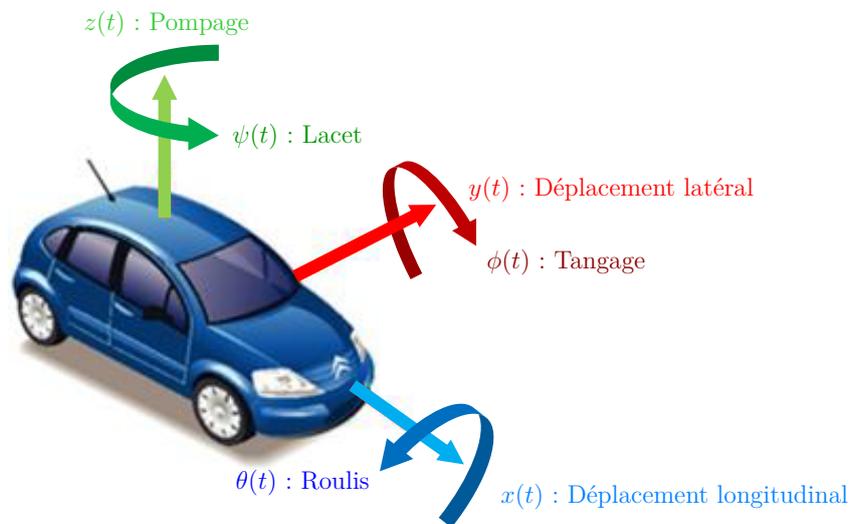


FIGURE 1.1 – Repérage des trois principales directions utilisées en dynamique du véhicule

Ces dynamiques peuvent être mises à contribution via l'action sur les systèmes effectuant la liaison entre le châssis du véhicule et le terrain sur lequel il évolue. Ces systèmes, aussi appelés Liaisons Au Sol (LAS), sont les suivants :

- la direction : 1 système (2 si braquage des roues avant et arrière) ;
- la traction : 2 systèmes (4 si 4 roues motrices) ;
- le freinage : 4 systèmes (1 par roue) ;
- la suspension : 4 systèmes (1 par quart de véhicule).

Or, l'action de ces systèmes peut influencer directement, indirectement ou par couplage chacun des 14 ddl du véhicule (voir tableau 1.1). En effet, l'action sur la direction agit directement sur la dynamique transversale (ou latérale) via la « création » d'une translation latérale et d'un couple de lacet, mais génère aussi, indirectement, un couple de roulis et, par couplage, un mouvement de pompage et de tangage du véhicule, donc stimulant la dynamique verticale du véhicule. De même, la traction et le freinage ont une action directe sur la dynamique longitudinale du véhicule, mais génèrent aussi, par la création d'un couple de tangage, une action sur la dynamique verticale. Enfin, l'action

sur la suspension peut, en plus de son action sur la dynamique verticale, avoir des effets indirects sur les deux dynamiques horizontales via la variation des appuis au sol.

Dynamique	14 ddl	Moyens d'action = Liaisons au sol			
		Direction	Traction	Freinage	Suspension
Transversale 2 ddl	1 Translation	Direct	Par couplage	Par couplage	Indirect (Variation des appuis au sol)
	1 Rotation (Lacet)	Direct	Indirect (Traction différentielle)	Indirect (Freinage différentiel)	
Longitudinale 5 ddl	1 Translation		Direct	Direct	Indirect (Variation des appuis au sol)
	4 Rotations		Direct	Direct	
Verticale 7 ddl	Pompage	Par couplage	Par couplage	Par couplage	Direct
	Tangage	Par couplage	Perturbation (Couple de tangage)	Perturbation (Couple de tangage)	Direct
	Roulis	Perturbation (Couple de roulis)	Par couplage	Par couplage	Direct
	Battements				Direct

TABLE 1.1 – Action des LAS sur la dynamique globale du véhicule

Les dynamiques longitudinale et latérale sont elles aussi couplées par le pneumatique (principalement) dont les non-linéarités représentent celles dont l'influence est la plus importante sur la dynamique globale du véhicule [Pacejka, 2002] [Moreau et al., 2012a] [Moreau et al., 2012b]. De fait, l'étude du comportement dynamique du véhicule peut être divisée, indépendamment des sollicitations routes, en deux domaines représentés sur la FIGURE 1.2a (la frontière supérieure représentant la limite d'adhérence sur route sèche), soit :

- une zone linéaire correspondant aux conditions normales de conduite (représentant la majorité du temps d'utilisation du véhicule) ;
- une zone non linéaire atteinte dans les situations d'urgence (évitement d'obstacle, freinage d'urgence, ...).

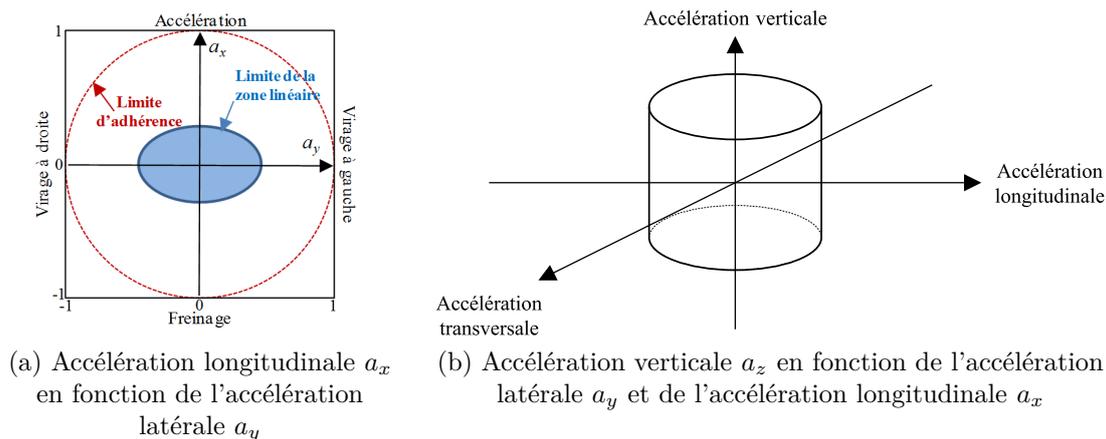


FIGURE 1.2 – Diagrammes d'accélération

Néanmoins, le couplage de la dynamique verticale avec les deux autres donne de l'importance à la suspension lorsque l'on s'intéresse au comportement du véhicule. Cette représentation « 2D » associée aux accélérations longitudinale et transversale (dynamique

horizontale) peut alors être complétée par un troisième axe concernant l'accélération verticale, et ce conformément aux différents domaines de fonctionnement définis dans le paragraphe 1.2.4. Cette schématisation « 3D », illustrée sur la FIGURE 1.2b, permet donc la représentation de l'accélération verticale de la masse suspendue $a_z(t)$ en tant que conséquence des sollicitations en provenance, non seulement du conducteur, mais aussi de la route.

1.2.2 De la dynamique globale à la dynamique verticale du véhicule

Dans le cadre de l'étude des suspensions automobiles, l'intérêt se porte plus spécifiquement sur la dynamique verticale du véhicule qui se décompose en 7 ddl.

Les perturbations sollicitant la dynamique du véhicule se classent principalement en deux catégories [Serrier, 2008] comme illustré sur la FIGURE 1.3, notamment :

- les perturbations en provenance de la route qui résultent des variations verticales du profil routier combinées à la vitesse d'avancement du véhicule, leur contenu spectral étant très riche et réparti sur une plage fréquentielle $[0, 50 \text{ Hz}]$ [Guglielmi et Levy-Vehel, 1998] ;
- les perturbations en provenance du conducteur (appelées aussi reports de charge), notées $f_0(t)$, qui résultent de son action sur les organes de conduite (volant et pédales), leur contenu spectral étant beaucoup moins riche et plus concentré vers les basses fréquences.

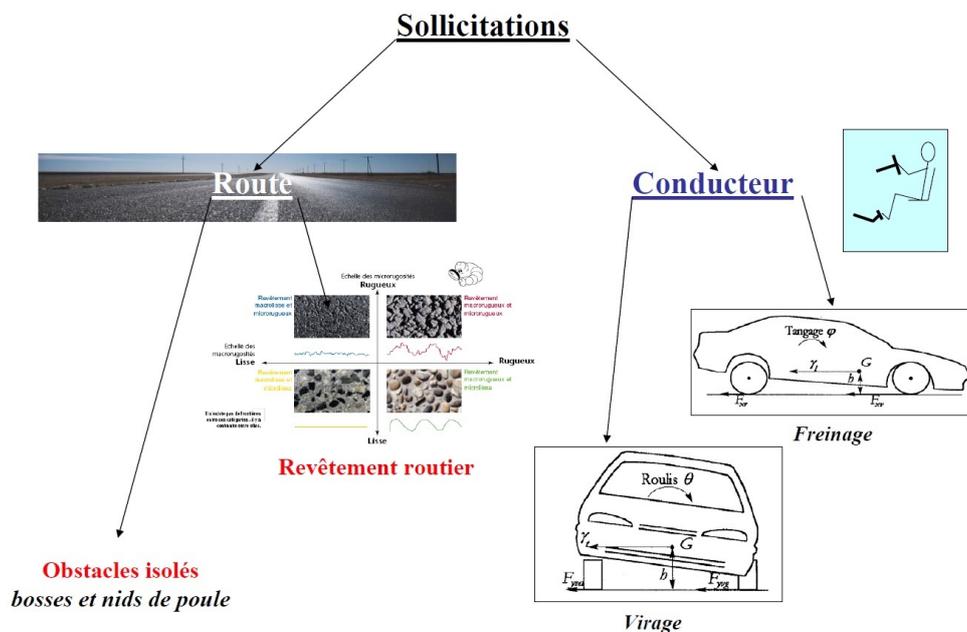


FIGURE 1.3 – Illustration des deux principales catégories de sollicitations appliquées au véhicule [Serrier, 2008]

Les perturbations provenant de la route (ou sollicitations route) agissent directement sur les différents ddl composant la dynamique verticale du véhicule en ayant une influence sur le confort des passagers. Les perturbations en provenance du conducteur (ou sollicitations conducteur) agissent, quant à elles, sur ces mêmes ddl mais par couplage. En effet, tandis que ces sollicitations créent, directement, des actions sur les dynamiques longitudinale (accélération, freinage, ...) et latérale (virage, ...), sous la forme de mouvements de lacet, tangage et roulis, celles-ci stimulent, par couplage, la dynamique verticale. Il est alors important de prendre en compte ce couplage de la dynamique verticale avec les deux autres lorsque l'on s'intéresse au comportement du véhicule.

L'étude d'une suspension peut finalement se faire à travers l'étude de quatre quarts de véhicule sollicités par les perturbations provenant de la route $v_0(t)$ ainsi que par les reports de charge s'exerçant sur la masse suspendue (caisse) $f_0(t)$. Par ailleurs, et en exploitant la symétrie du véhicule, cette étude peut se résumer en l'analyse d'un seul quart de véhicule, soit 2 ddl se décomposant comme suit :

- 1 ddl correspondant à la translation verticale de la roue ;
- 1 ddl correspondant à la translation verticale de la masse suspendue.

1.2.3 Du modèle du véhicule au modèle quart de véhicule

La conception de tout ou partie d'un véhicule est une tâche complexe qui nécessite la mise à disposition de modèles. Trois types de modèles existent, chacun ayant un rôle et un degré de complexité différent dans la démarche de conception, et peuvent être introduits par ordre de complexité décroissant comme suit [Létévé, 2014] :

- **Modèle de validation** : permettant de *valider*, en simulation, de nouveaux organes et leurs lois de commande (on parle aussi de simulateur) et représentant la dernière étape avant implantation et validation sur véhicule. Ces modèles sont, pour la plupart, issus de modèles « hybrides » et donc constitués à la fois de modèles de connaissances (boîte blanche) pour certaines parties, et de modèles de comportement (boîte noire) pour d'autres comme les pneumatiques ou l'élastocinématique [Gillespie, 1992] des essieux, modèles issus de mesures sur banc d'essai. Tous les constructeurs et leurs équipementiers disposent de ce type de modèle ;
- **Modèle d'analyse** : permettant de *comprendre* les phénomènes prépondérants et les comportements dominants afin de « s'imprégner » de la dynamique du système et est indispensable pour définir des stratégies, notamment de commande. Ce modèle est souvent déduit du modèle de validation par l'introduction d'hypothèses simplificatrices ;
- **Modèle de synthèse** : permettant de *synthétiser* les lois de commande des organes mécatroniques introduits au sein du véhicule. Ce modèle est obtenu en posant des hypothèses simplificatrices supplémentaires et en définissant les domaines d'incertitudes indispensables dans le cadre d'une stratégie de commande robuste.

Ainsi, la modélisation du véhicule conduit à une représentation imparfaite de la réalité, mais ce degré d'imperfection est fonction de l'objectif fixé (valider, comprendre ou synthétiser). De fait, dans le cadre d'une collaboration avec un partenaire industriel, les

travaux développés correspondent souvent à des études comparatives effectuées selon les quatre étapes suivantes et illustrées sous la forme d'un cycle en V présenté sur la FIGURE 1.4. :

1. Fourniture, par le partenaire industriel, d'un modèle simplifié de « référence » dont les valeurs numériques des paramètres ont fait l'objet d'un recalage lors de confrontations entre les résultats simulés et ceux mesurés sur banc, sur piste et sur route, le degré de corrélation et le domaine de validité du modèle étant alors connus ;
2. Utilisation du modèle de « référence » pour établir les spécifications du cahier des charges du nouveau système étudié (systèmes de direction, de freinage, de suspension,...) ;
3. Mise en oeuvre d'une stratégie d'innovation visant à améliorer l'existant ;
4. Confrontation des performances du nouveau dispositif avec celles du modèle de « référence ».

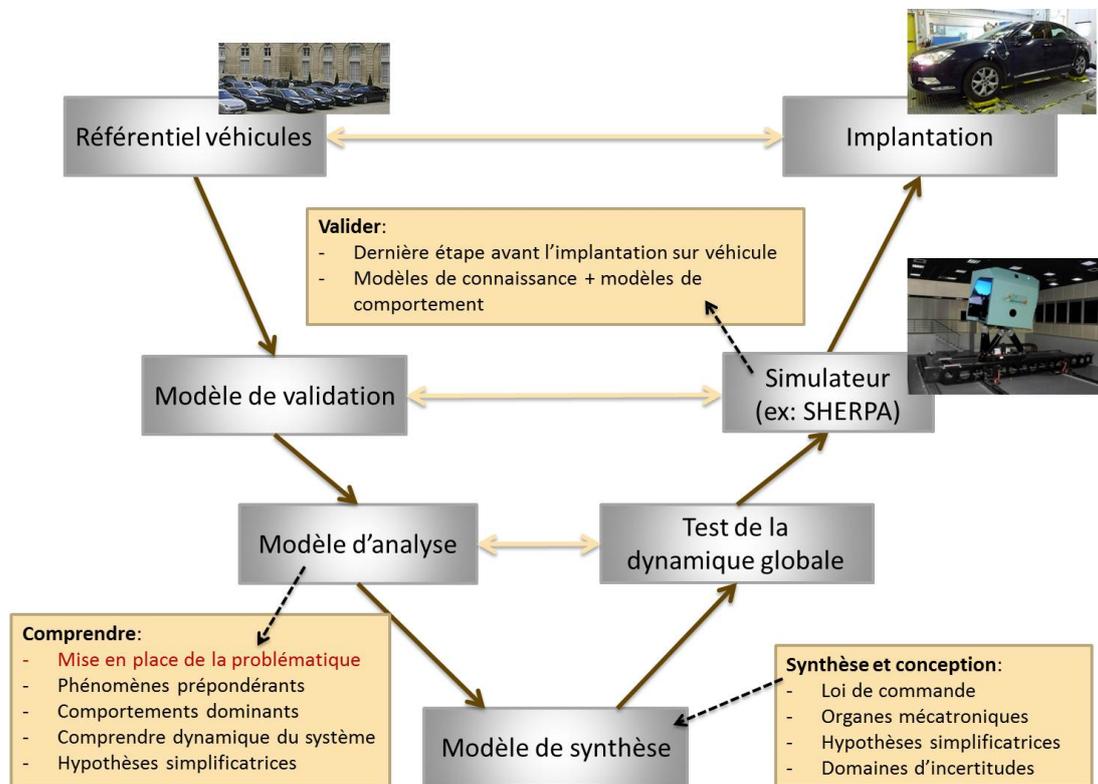


FIGURE 1.4 – Cycle en V pour la conception des éléments d'un véhicule [Létévé, 2014]

1.2.3.1 Modèle de validation à l'échelle du véhicule complet

De nombreux modèles de validation [Connair et al., 1999] [Juricic, 2004] [Kruczek et Stribrsky, 2004] [Giangulio, 2006] sont utilisés parmi lesquels certains sont commercialisés. Ces simulateurs sont organisés de manière modulaire autour d'un noyau qui, généralement, représente le châssis du véhicule.

Les entrées du noyau central correspondent aux composantes des actions mécaniques exercées sur la caisse par son environnement, c'est-à-dire aussi bien par les organes du véhicule en liaison avec le châssis comme les suspensions, que par les effets aérodynamiques entraînés par le déplacement du véhicule dans l'air. Les sorties de ce noyau, quant à elles, sont les paramètres cinématiques du châssis. Ces variables sont calculées par la résolution d'un système d'équations non linéaires issues de l'écriture du Principe Fondamental de la Dynamique (PFD) appliqué à la caisse ou de l'application du formalisme de Lagrange. Autour du noyau central s'articulent des modules correspondant aux modèles des différents organes du véhicule tels que la direction, la suspension, le système de freinage, le groupe moto-propulseur, etc ...

La finesse de la modélisation adoptée pour le noyau central conditionne de façon importante la qualité du simulateur et son domaine de validité [Serrier, 2008]. Le noyau des simulateurs comporte généralement un modèle quatre roues à 14 ddl comme le modèle complet issu de la collaboration de LMS (entreprise développant l'outil de modélisation AMESIM[®]) et le groupe PSA illustré sur la FIGURE 1.5. Il est également possible d'employer des modèles plus complexes allant jusqu'à 38 ddl [Venture, 2003], mais l'inconvénient de ces modèles reste les temps de simulation ainsi que la complexité de mise en oeuvre.

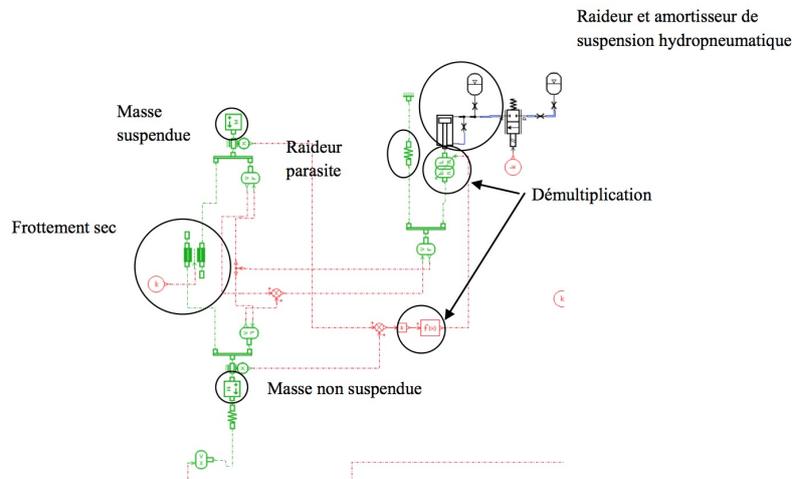


FIGURE 1.5 – Modèle de validation réalisé sous AMESIM[®]

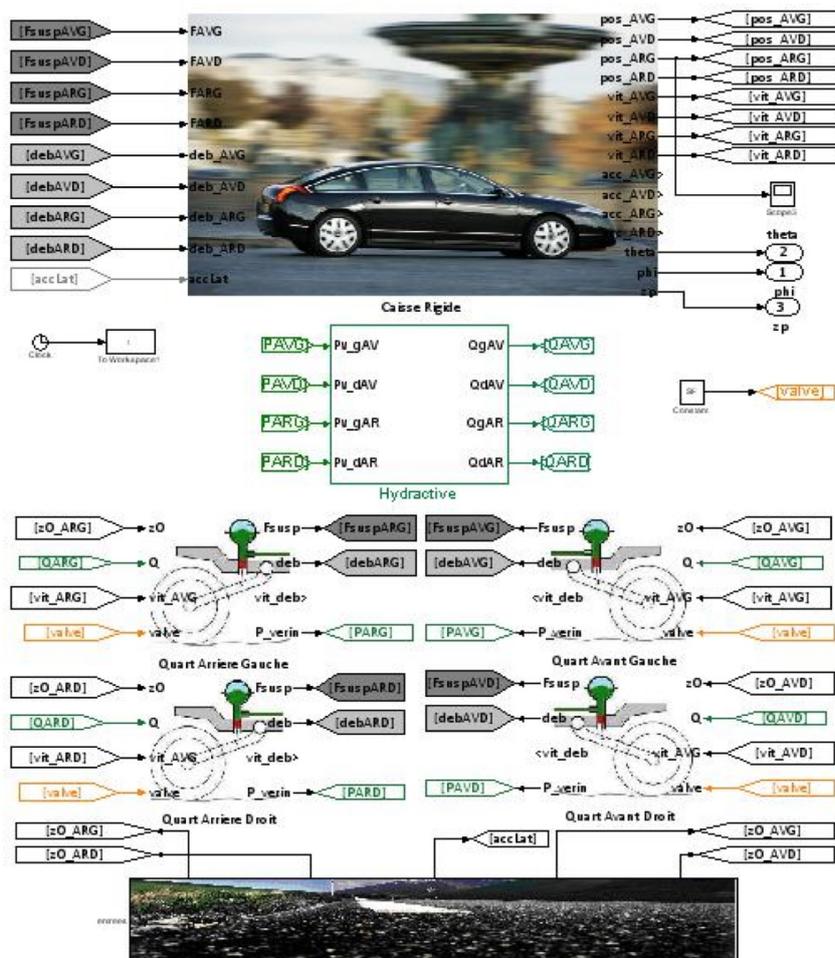
Dans le cadre des travaux précédents ce mémoire [Rizzo, 2012] [Létévé, 2014], un modèle de validation à 14 ddl du véhicule de référence, une Citroën C5 Hydractive de série (voir FIGURE 1.6a), avait été mis à disposition. Ce modèle, présenté sur la FIGURE 1.6b et développé sous Matlab/Simulink en interne du groupe PSA, est ainsi accompagné d'une bibliothèque de fichiers définissant l'état paramétrique de différents véhicules.

De fait, les différents phénomènes physiques présents (notamment non linéaires) tels que les frottements secs, les raideurs parasites, les lois d'amortissement, la compressibilité du fluide, les canalisations (...) avaient été pris en compte. Ce modèle a, par conséquent, permis de valider le comportement dynamique et d'étudier l'impact d'un nouveau dimen-

1.2. DYNAMIQUE DU VÉHICULE



(a) Véhicule Citroën C5 lors de tests sur un banc quatre vérins



(b) Modèle de validation réalisé sous Matlab/Simulink

FIGURE 1.6 – Modélisation du véhicule Citroën C5 [Rizzo, 2012]

sionnement, ou d'une nouvelle architecture de suspension, sur le comportement dynamique du véhicule complet [Rizzo, 2012].

1.2.3.2 Modèle d'analyse à l'échelle d'un quart de véhicule : meilleur compromis entre complexité et dynamique

Pour faciliter l'analyse, le degré de complexité de tels modèles peut être diminué en exploitant la symétrie du véhicule. Ceci permet alors de passer du véhicule complet (14 ddl) au quart de véhicule (2 ddl). L'objectif est alors de disposer d'un modèle d'analyse qui se veut générique et indépendant de l'architecture de la suspension utilisée [Létévé, 2014].

La schématisation du modèle quart de véhicule à 2 ddl est présenté sur la FIGURE 1.7 avec m_i représentant les masses (en kg) non suspendue ($i = 1$) et suspendue ($i = 2$), $f_0(t)$ représentant les reports de charge (en N) en tant que source d'effort (S_e) et $v_0(t)$ la vitesse verticale du point de contact pneumatique-sol (en m s^{-1}) en tant que source de flux (S_f).

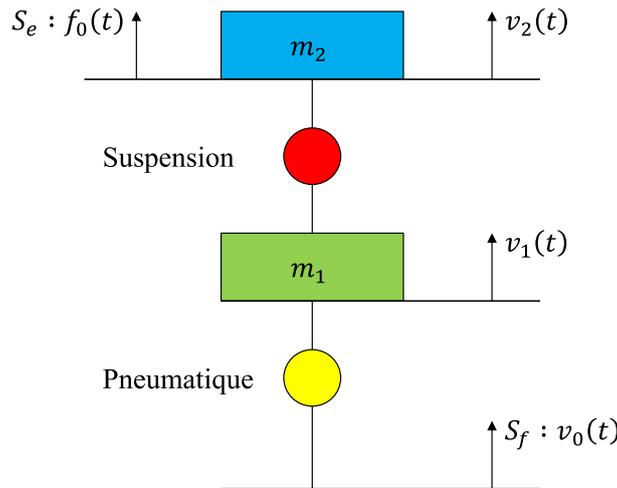


FIGURE 1.7 – Schématisation et paramétrage du modèle d'analyse quart de véhicule

L'application du PFD permet de définir les vitesses verticales $v_i(t)$ (en m s^{-1}) des masses non suspendue ($i = 1$) et suspendue ($i = 2$) comme suit :

$$v_i(t) = \frac{1}{m_i} \int_0^t F_{\Sigma_i}(\tau) d\tau + v_i(0), \quad (1.1)$$

avec $F_{\Sigma_i}(t)$ représentant la somme algébrique des efforts extérieurs (en N) appliqués à la masse m_i , soit :

$$\begin{cases} F_{\Sigma_1}(t) &= F_1(t) - F_s(t) - m_1g \\ F_{\Sigma_2}(t) &= f_0(t) + F_s(t) - m_2g \end{cases}, \quad (1.2)$$

$F_1(t) = F_1^0 + f_1(t)$ et $F_s(t) = F_s^0 + f_s(t)$ étant, respectivement, la force verticale développée par le pneumatique sur la masse non suspendue m_1 (en N) et par la suspension sur la

masse suspendue m_2 (en N) où $f_1(t)$ (respectivement $f_s(t)$) représente les variations, ou la composante dynamique, de $F_1(t)$ (respectivement $F_s(t)$) autour de sa valeur caractérisée à l'équilibre statique, ou composante statique, F_1^0 (respectivement F_s^0). Par ailleurs, $g = 9,81 \text{ m s}^{-2}$ désigne l'accélération de pesanteur.

Pour une élastocinématique donnée du train roulant [Gillespie, 1992], la force développée par la suspension $F_s(t)$ dépend, de manière non linéaire, du débattement et de la vitesse de débattement. De même, pour une pression de gonflage et une taille données du pneumatique, la force $F_1(t)$ dépend, de manière non linéaire, de la déformation et de la vitesse de déformation verticales du pneumatique.

L'étude de la suspension peut être menée en distinguant plusieurs domaines de fonctionnement liés aux domaines d'étude du comportement dynamique du véhicule présentés sur la FIGURE 1.2.

1.2.4 Domaines de fonctionnement et domaines d'étude

Les domaines d'étude considérés dans ce mémoire représentent les différentes zones d'utilisation d'un véhicule de tourisme. Comme mentionné dans le paragraphe 1.2.1, l'étude du comportement dynamique du véhicule peut être divisée, indépendamment des sollicitations routes, en deux domaines bien distincts, soit :

- une zone linéaire correspondant aux conditions normales de conduite ;
- une zone non linéaire atteinte dans les situations d'urgence jusqu'à la limite d'adhérence.

De fait, si l'on ajoute les sollicitations en provenance de la route, nous pouvons définir les trois domaines d'étude représentés sur le diagramme d'accélération de la FIGURE 1.8 suivant :

- le **confort vibratoire** ;
- le **comportement routier** ;
- les **limites de fonctionnement** ou la sécurité active.

Dans le cadre d'une étude de la suspension, son fonctionnement peut, de la même manière, être décomposé en plusieurs domaines reliés aux différents domaines d'étude. Dans ce mémoire, et dans la prolongation des travaux précédents [Serrier, 2008] [Rizzo, 2012] [Létévé, 2014], le fonctionnement de la suspension est découpé selon trois domaines distincts. La définition de chacun de ces domaines est directement liée à l'amplitude des variations du débattement de la suspension autour de son point d'équilibre statique.

1.2.4.1 Domaines de fonctionnement

Aux petites variations

Le premier domaine de fonctionnement correspond aux petites variations autour de la position d'équilibre statique. Les « petites variations » représentent les variations

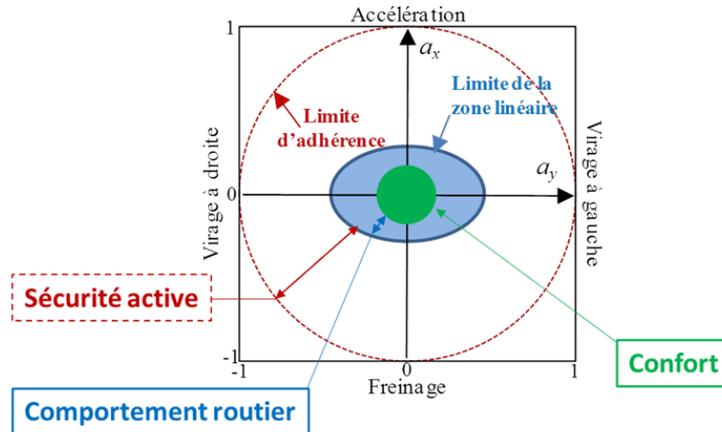


FIGURE 1.8 – Représentation des différents domaines d'étude sur le diagramme d'accélération (a_y , a_x)

pour lesquelles le comportement du véhicule peut être considéré comme linéaire, avec une précision suffisante pour l'objectif d'étude envisagé. L'étendue de ce premier domaine de fonctionnement est fixé par l'amplitude de ces petites variations.

Ce domaine permet, entre autres, la mise en place d'un modèle linéarisé autour de la position d'équilibre statique [Serrier, 2008] ainsi que l'utilisation de la dualité temps-fréquence, tant pour l'analyse du comportement du véhicule que pour la synthèse (ou conception) d'une architecture de suspension. Par ailleurs, ces petites variations correspondent principalement à la dynamique verticale associée au **domaine d'étude du confort vibratoire** dans le sens où elles n'entraînent pas de modification significative de l'équilibre dynamique du véhicule associé au domaine d'étude du comportement routier [Rizzo, 2012]. Dans le cadre de la synthèse d'une architecture de suspension, seules les perturbations $v_0(t)$ provenant des petites variations du profil routier sont prises en compte. L'analyse du comportement du quart de véhicule permet, en effet, de mettre en évidence les effets négligeables des petites variations des perturbations $f_0(t)$ provenant des reports de charge sur la dynamique verticale.

À partir du modèle générique représenté en FIGURE 1.7, et après linéarisation autour de la position d'équilibre statique puis passage en transformée de Laplace sous l'hypothèse de conditions initiales nulles, un modèle linéaire peut être déduit [Létévé, 2014] permettant l'exploitation de la dualité temps-fréquence. La schématisation et le paramétrage de ce modèle linéarisé sont représentés sur la FIGURE 1.9a. Le comportement vertical du pneumatique y est défini par le modèle de Kelvin-Voigt [Gillespie, 1992], où k_1 et b_1 représentent, respectivement, la raideur verticale équivalente (en N m^{-1}) et le coefficient de frottement visqueux (en N s m^{-1}) équivalent du pneumatique. Ce modèle se voulant encore générique et indépendant de l'architecture de suspension utilisée, celle-ci est représentée

par son impédance mécanique $I_s(s)$ définie par :

$$I_s(s) = \frac{F_s(s)}{V_{12}(s)}, \quad (1.3)$$

avec $F_s(s) = \mathcal{L}\{f_s(t)\}$ et $V_{21}(s) = -V_{12}(s) = \mathcal{L}\{v_{21}(t)\}$, où \mathcal{L} représente la Transformée de Laplace. Par ailleurs, $v_{21}(t) = v_2(t) - v_1(t)$ représente la vitesse de débattement de la suspension (en m s^{-1}).

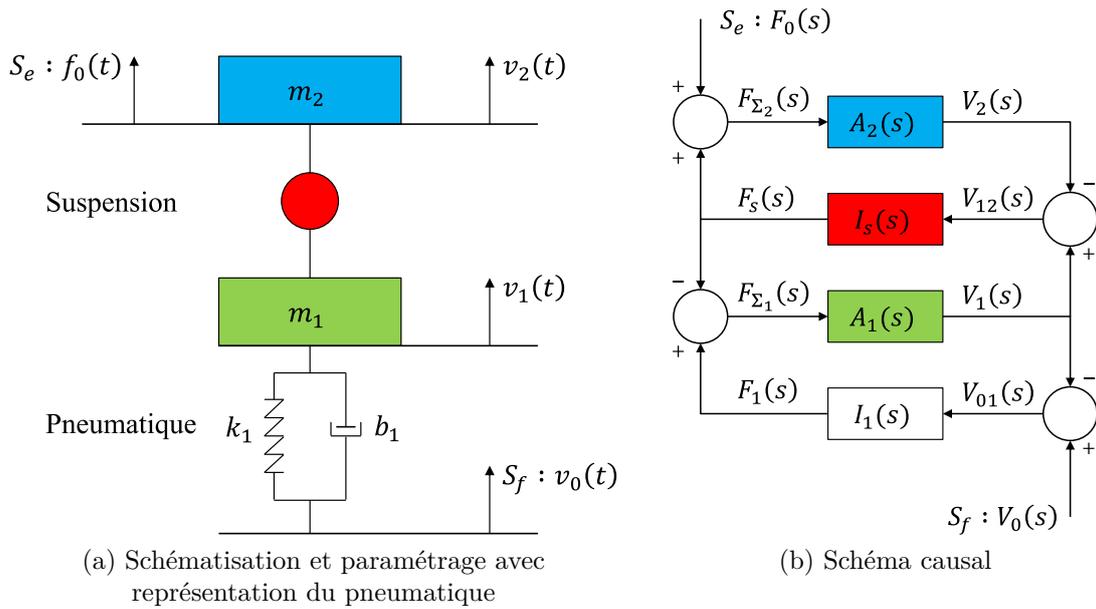


FIGURE 1.9 – Modèle d'analyse quart de véhicule [Létévé, 2014]

Le schéma causal, conforme à l'approche Bond Graph [Margolis et Shim, 2001] [Dauphin-Tanguy, 2000] et où les causalités intégrales pour les éléments I et C sont respectées, est finalement présenté en FIGURE 1.9b avec $A_i(s)$ représentant l'admittance de la masse m_i , soit :

$$A_i(s) = \frac{V_i(s)}{F_{\Sigma_i}(s)} = \frac{1}{m_i s}, \quad (1.4)$$

et $I_1(s)$ l'impédance du pneumatique définie par :

$$I_1(s) = \frac{F_1(s)}{V_{01}(s)} = \frac{k_1}{s} + b_1, \quad (1.5)$$

avec $V_i(s) = \mathcal{L}\{v_i(t)\}$, $F_{\Sigma_i}(s) = \mathcal{L}\{f_{\Sigma_i}(t)\}$, $F_1(s) = \mathcal{L}\{f_1(t)\}$ et $V_{10}(s) = -V_{01}(s) = \mathcal{L}\{v_{10}(t)\}$. Par ailleurs, $v_{10}(t) = v_1(t) - v_0(t)$ désigne la vitesse de déformation du pneumatique (en m s^{-1}).

La faible valeur du coefficient de frottement visqueux équivalent du pneumatique b_1 (entre 50 et 100 N s m^{-1} selon le pneumatique considéré) par rapport à celle de l'amortisseur (entre 1000 et 2000 N s m^{-1}) l'amène à pouvoir être négligée lors de l'analyse et de la

synthèse d'une architecture de suspension.

Le lecteur intéressé trouvera, en annexe A, plus de détails quant à l'analyse et la synthèse d'une architecture de suspension dans le cadre du confort vibratoire [Létévé, 2014].

Aux moyennes variations

Le deuxième domaine de fonctionnement de la suspension est défini avec une étendue, plus grande que celle du premier domaine, fixée par l'amplitude de moyennes variations autour de la position d'équilibre statique.

Ces variations, résultant aussi bien des perturbations $v_0(t)$ que des perturbations $f_0(t)$, entraîne des modifications de l'équilibre dynamique global du véhicule [Gillespie, 1992] sans conduire à des chocs liés aux butées de fin de course. Ce domaine de fonctionnement est étroitement lié au **domaine d'étude du comportement routier** et nécessite un modèle plus complexe que le modèle quart de véhicule afin de retrouver toutes les dynamiques mises en jeu (au moins un modèle quatre roues avec suspensions).

Aux grandes variations

Le troisième, et dernier, domaine de fonctionnement de la suspension est défini avec une étendue fixée par l'amplitude de grandes variations autour de la position d'équilibre statique.

Ces variations, résultant aussi bien des perturbations $v_0(t)$ (passage d'un dos d'âne à grande vitesse, ...) que des perturbations $f_0(t)$ (freinage d'urgence en courbe, ...), conduisent au contact avec les butées de fin de course. Ce domaine de fonctionnement est étroitement lié au **domaine d'étude des limites de fonctionnement** pour lequel il faut chercher à limiter le choc, dans les premiers instants, lors du contact avec les butées. Ceci est nécessaire pour des raisons de confort et de sécurité, la tenue de route étant fortement modifiée lors des situations d'urgence [Létévé, 2014].

Ces trois domaines de fonctionnement définissent les différents domaines de validité associés aux modèles de synthèse, d'analyse et de validation ainsi que la chronologie des étapes suivies lors de la synthèse d'une architecture de suspension.

1.2.4.2 Adéquation avec les différents domaines d'étude

Les domaines de fonctionnement de la suspension sont liés de près aux différents domaines d'étude du véhicule dans le cadre de l'analyse. Selon l'approche choisie, le ou les domaines d'étude utilisés pour la synthèse d'une architecture de suspension peuvent varier. L'approche choisie dans ce mémoire est l'approche CRONE (Commande Robuste d'Ordre Non Entier).

En effet, le premier domaine d'étude, ou confort vibratoire, peut être analysé dans le cadre des trois domaines de fonctionnement. Cependant, dans le cadre de l'approche CRONE, la synthèse d'une architecture de suspension ne se fait qu'aux petites variations. Le second domaine d'étude, ou comportement routier, peut aussi être analysé dans le cadre des trois domaines de fonctionnement. Malgré tout, aucune méthode de synthèse n'est proposée dans ce domaine d'étude. Finalement, le dernier domaine d'étude, ou limites de fonctionnement, ne peut être analysé qu'aux grandes variations, les autres domaines de fonctionnement ne permettant pas de les solliciter.

1.2.5 Conclusion

L'action sur les différentes Liaisons Au Sol engendre des sollicitations sur la dynamique globale d'un véhicule en se répercutant sur les dynamiques longitudinale, transversale et verticale. Par ailleurs, l'étude de cette dynamique globale consiste ainsi en l'étude d'un système de systèmes complexes (suspension, pneumatique, ...) où résident non-linéarités, paramètres variables et autres couplages, nécessitant la mise en place de modèles adaptés.

Dans le cadre de l'étude de la suspension, ces modèles vont du modèle de véhicule complet pour la validation au modèle quart de véhicule pour la synthèse. Ces modèles reposent sur l'introduction de différents domaines de fonctionnement et d'étude prévus afin de faciliter la synthèse et la validation d'une architecture de suspension.

Alors que le rôle de la suspension sur le confort des passagers, le comportement routier et la sécurité n'est plus à prouver, l'analyse de cette dernière, dans le cadre de ces différents domaines d'études, tend à faire apparaître de nouvelles problématiques sur son paramétrage.

Remarque

Dans la suite de ce mémoire, et afin de simplifier les notations, les suspensions composées seulement d'un seul ensemble passif ressort-amortisseur sont appelées « suspensions traditionnelles ». Dès lors, toutes les autres suspensions sont appelées « suspensions complexes ».

1.3 Un tour d'horizon en matière de suspension traditionnelle

1.3.1 Introduction : le rôle de la suspension automobile

La suspension d'un véhicule est un système composé traditionnellement d'un ressort et d'un amortisseur et permettant de relier les masses non suspendues (roue, systèmes de freinage, ...) aux masses suspendues (châssis, ou caisse, ainsi que tous les composants qui y sont fixés). Ce système répond à trois principaux objectifs (un concernant le comportement

statique et deux le comportement dynamique) tels qu'illustrés sur la FIGURE 1.10 :

- le soutien de la charge statique ;
- l'isolation vibratoire en assurant le confort des passagers ;
- la tenue de route en assurant le comportement routier.

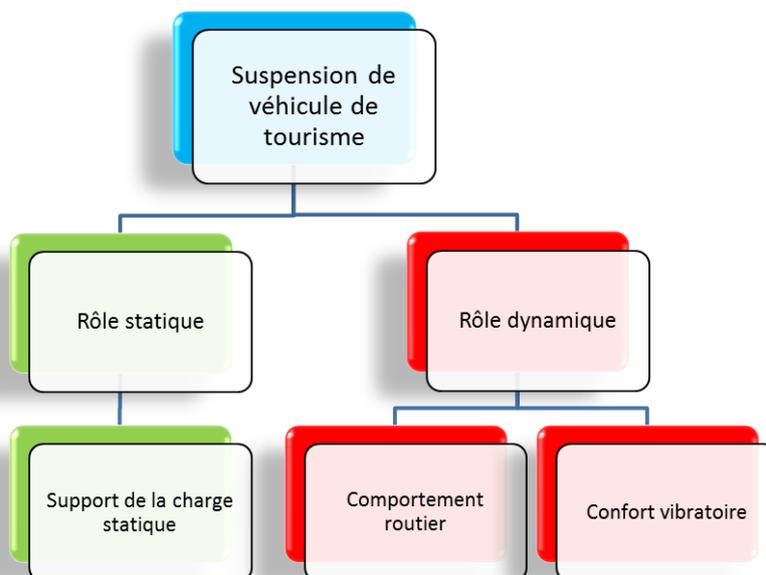


FIGURE 1.10 – Principaux rôles de la suspension d'un véhicule de tourisme

La FIGURE 1.11 présente une suspension traditionnelle composée d'un ressort hélicoïdal et d'un amortisseur hydraulique. Le rôle du ressort est de maintenir le véhicule afin de ne pas tomber sur les butées basses de l'amortisseur ou de s'affaisser au fur et à mesure des aspérités du terrain du fait de sa masse non négligeable. Ceci permet l'octroi d'une certaine amplitude de débattement (mouvement relatif entre la masse suspendue et la masse non suspendue) nécessaire au fonctionnement de la suspension. Son second rôle est de garantir le contact entre la roue et le sol nécessaire au maintien de la tenue de route et donc à la sécurité des passagers.

L'amortisseur, quant à lui, est un système destiné à limiter, voire supprimer les oscillations créées par les sollicitations (route et/ou conducteur) sur le ressort (processus de compression-détente) par dissipation d'énergie (cinétique). Son utilisation est imposée par les irrégularités de la surface sur laquelle se déplace le véhicule, diminuant leur impact et améliorant ainsi le confort de conduite.

En effet, comme présenté sur la FIGURE 1.12, les routes sur lesquelles les véhicules sont amenés à se déplacer sont très hétérogènes. Les suspensions peuvent être sollicitées par les aspérités de la route, dont les caractéristiques dépendent autant du type de route considéré (autoroute, nationale, départementale, sentier, ...) que de l'ancienneté du revêtement, ou par des obstacles divers. Ces obstacles, dont les dimensions et formes sont très variables, constituent une distribution aléatoire tant spatialement que temporellement.



FIGURE 1.11 – Système de suspension traditionnel (ressort hélicoïdal et amortisseur hydraulique) relié à la roue

Dès lors, ces sollicitations, au contact de la roue via le pneumatique, engendrent des mouvements continuels dont le sens et l'intensité dépendent du profil de l'obstacle ainsi que de la vitesse de franchissement. Elles s'accompagnent alors d'accélération verticales plus ou moins violentes. De fait, lorsque le châssis est relié rigidement (sans système de suspension) à la roue, ces accélérations sont directement transmises aux composants de la caisse dont la durée de vie est alors sérieusement remise en question. Ces dernières sont aussi transmises aux passagers, ceci impliquant l'inconfort du véhicule qui peut être néfaste voire dangereux (un déséquilibre du conducteur pouvant avoir de graves conséquences).

C'est en ce sens que les systèmes de suspension remplissent leur premier rôle en agissant sur le confort du véhicule. En effet, le confort de l'occupant d'un véhicule résulte de la combinaison de plusieurs facteurs caractérisant l'environnement physique de l'habitacle dont les vibrations, le bruit, la température et également l'espace [Létévé, 2014] [Rizzo, 2012]. Or, les vibrations mécaniques mettent en jeu une grande variété de phénomènes de transmission à travers le corps humain [Griffin, 2012] [Berthoz, 1992]. La sollicitation des organes à des fréquences bien précises, comme illustré d'un point de vue biomécanique sur la FIGURE 1.13, provoque des problèmes allant du simple mal-être jusqu'à la dégradation d'une ou plusieurs fonctions biologiques [Berthoz, 1967] [British Standard Institution, 1968a] [British Standard Institution, 1968b] [Parlement Européen, 2002]. C'est par exemple le cas des fréquences inférieures à 1 Hz, auxquelles l'oreille interne est très sensible, qui peuvent occasionner un « mal des transports », des fréquences entre 2 Hz et 8 Hz qui peuvent faire entrer en résonance les organes internes (zone des tressautements) et des fréquences entre 8 Hz et 15 Hz où les vibrations sont transmises à l'ensemble du corps par le biais de la colonne vertébrale.

Pour assurer le confort des passagers, il convient alors, dans un premier temps,

1.3. UN TOUR D'HORIZON EN MATIÈRE DE SUSPENSION TRADITIONNELLE



FIGURE 1.12 – Représentation de différents obstacles et aspérités de la chaussée

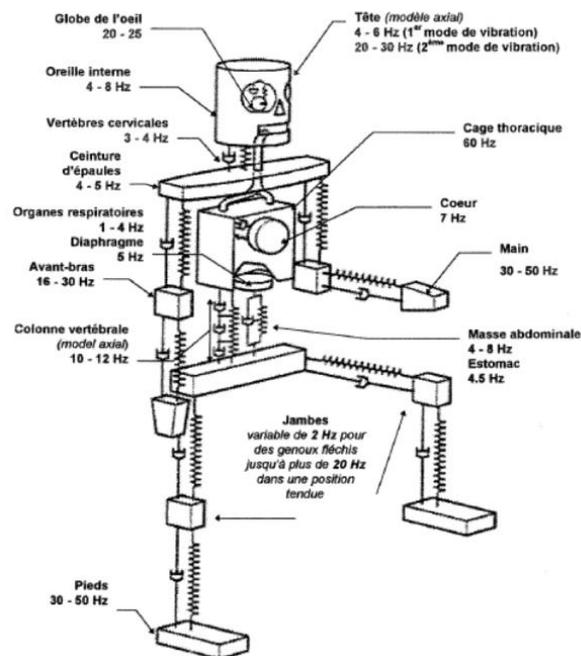


FIGURE 1.13 – Décomposition du corps humain en systèmes masses-ressorts-amortisseurs [Rizzo, 2012]

1.3. UN TOUR D'HORIZON EN MATIÈRE DE SUSPENSION TRADITIONNELLE

de limiter les mouvements de la caisse lorsque celle-ci est sollicitée aux basses fréquences, c'est-à-dire de **garantir la tenue de caisse sous sollicitations de la route**. Pour cela, il est nécessaire de ne pas amplifier le contenu spectral des sollicitations routes apparaissant en dessous de 1 Hz (oreille interne) et de filtrer celles apparaissant entre 2,5 Hz et 8 Hz (organes internes) ainsi qu'autour du mode de roue. Pour cela, le constructeur peut utiliser une **suspension souple, ou à faible raideur, et amortie**.

Dans un second temps, il convient aussi d'**assurer une bonne isolation vibratoire des passagers** vis-à-vis des irrégularités de la route, et ce en garantissant un filtrage efficace sur les plus hautes fréquences. En effet, même si les pneumatiques et sièges absorbent en partie ces irrégularités, une **suspension sous amortie** permet d'assurer cet objectif.

Cependant, il ne suffit pas de simplement utiliser une suspension souple et amortie, ou sous-amortie, même si cela contribue au confort des passagers. Afin d'assurer la sécurité des passagers, l'influence de la suspension sur le comportement routier du véhicule est aussi à prendre en compte. En effet, lors d'une situation d'urgence (virage en épingle, obstacle imprévu ou adhérence variable) comme illustré sur la FIGURE 1.14, c'est le comportement du véhicule qui est primordial.



FIGURE 1.14 – Représentation de différentes situations d'urgence

De fait, et pour les mêmes raisons que sous sollicitations de la route, les mouvements de la caisse doivent être limités. Comme cela a été mentionné auparavant, les actions du conducteur, que ce soit en virage ou lors d'une phase d'accélération ou de freinage, entraînent, par couplage entre les dynamiques horizontales et verticale, des mouvements de roulis et de tangage. Lors de situations d'urgence, ces mouvements peuvent mener à un « décrochage » allant jusqu'au renversement de certains véhicules ayant un centre de gravité relativement haut (camions, ...). Il est donc nécessaire d'**assurer la tenue de caisse sous sollicitations conducteur**. Cet objectif peut être réalisé à l'aide d'une **suspension ferme et amortie**.

Par ailleurs, pour assurer le comportement routier, il convient, dans un second temps, d'assurer une **bonne tenue de route**. Bien que celle-ci soit principalement dépendante du pneumatique car au contact direct de la route, la suspension joue également un grand rôle par le maintien de ce contact. En effet, sur un sol dégradé, le battement de roue peut provoquer un décollement de la roue, impliquant une perte instantanée des fonctions de guidage, de freinage ou de traction. La bonne tenue de route peut être assurée en

garantissant une **bonne tenue de roue sous sollicitations route**, et ce à l'aide d'une **suspension ferme et amortie**.

Enfin, et comme décrit plus tôt, la suspension agit sur la dynamique globale du véhicule, et entre autres sur les dynamiques longitudinale et transversale [Nouillant, 2002]. Le dernier objectif de la suspension est alors d'**optimiser son influence sur la dynamique globale du véhicule**. Ces objectifs « dynamiques » sont finalement résumés sur la FIGURE 1.15.

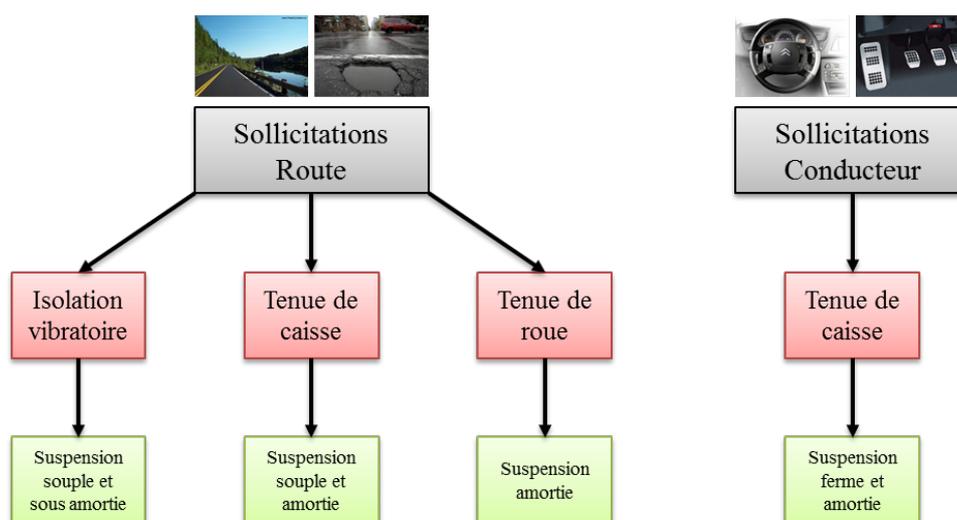


FIGURE 1.15 – Résumé des différents objectifs dynamiques de la suspension d'un véhicule de tourisme

Néanmoins, le premier objectif, « statique » cette fois, de la suspension reste le **soutien de la charge statique**. En effet, sans soutien de la masse suspendue, le véhicule descendrait sur les butées basses et empêcherait le bon fonctionnement de la suspension en créant une liaison rigide entre le châssis et la roue.

1.3.2 Suspensions métalliques

Les suspensions métalliques sont les suspensions les plus courantes et historiques du marché. En effet, leur principe de fonctionnement relativement simple, qui se base sur l'exploitation de la déformation de divers matériaux, les rendent très accessibles au grand public.

Malgré tout, les suspensions à architecture traditionnelle réalisées dans ce type de technologie ne permettent le réglage que d'un seul jeu de paramètres pour remplir les rôles statique et dynamique. Un compromis est alors nécessaire afin de répondre, au mieux, à tous ces objectifs.

1.3.2.1 Historique et description générale

Les premières suspensions métalliques à avoir vu le jour sont les ressorts à lames. Ce type de suspension, utilisé à l'origine sur les voitures à chevaux, exploite la flexibilité d'une ou plusieurs lames métalliques superposées, et ce tel qu'illustré sur la FIGURE 1.16. Tandis qu'un amortisseur est nécessaire lors de l'utilisation d'un système composé d'une seule lame, c'est la friction entre les différentes lames qui permet d'absorber l'énergie mise en jeu dans un système en comptant plusieurs.



FIGURE 1.16 – Suspension de type ressort à lames

On distingue deux types de suspension à lames : un premier pour lequel une des extrémités des lames est fixe, liée au châssis et seule l'autre extrémité effectue des mouvements (FIGURE 1.17a), et un second type où les efforts se concentrent sur le centre du système (FIGURE 1.17b).

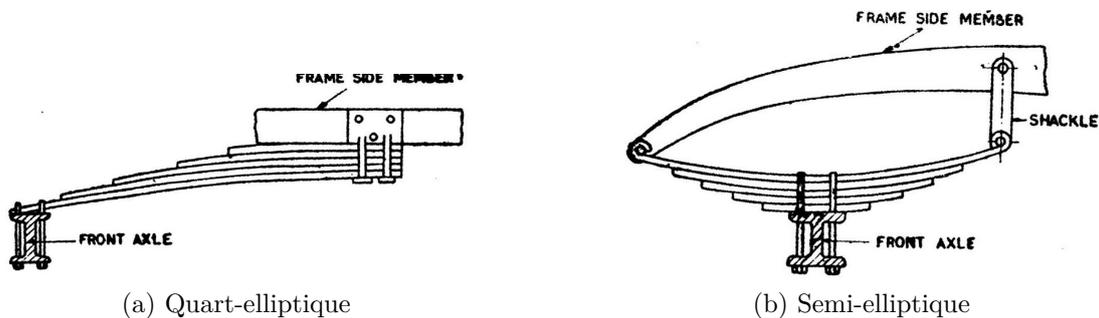


FIGURE 1.17 – Types de ressorts à lames

Ce système, doté d'une grande robustesse et d'une simplicité de fabrication et d'installation, est aujourd'hui plutôt réservé aux véhicules de type tout terrain (notamment militaires) ou aux véhicules utilitaires.

Dans les véhicules de tourisme, les ressorts hélicoïdaux ont supplanté les suspensions à lames. Appelés aussi ressorts à boudin, leur géométrie et la large gamme de matériaux disponible permettent une bonne compacité ainsi qu'une gamme étendue de raideur. Il est par ailleurs nécessaire de les associer à un amortisseur. Afin de proposer des performances optimales adaptées au segment du véhicule (déterminant la place disponible pour implanter la suspension), à son positionnement (typé confort ou sportif, tout terrain, ...) et à la culture du constructeur, plusieurs géométries de suspension, représentées sur la FIGURE 1.18, ont fait leur apparition [Darding, 2015] :

- la suspension MacPherson ou pseudo MacPherson : du nom de son créateur, l'ingénieur Earle S. MacPherson, cette géométrie est la plus répandue sur le parc des véhicules de tourisme. La suspension MacPherson originelle, de type « indépendant » dans le sens où chaque roue peut se mouvoir verticalement sans influencer la seconde, est constituée d'un bras de suspension unique et d'une barre anti-roulis permettant de guider l'ensemble. Les jambes de force (systèmes ressort-amortisseur) sont, quant à elles, rigides et fixées aux portes-fusées. Cette géométrie a ainsi été supplantée par le type pseudo MacPherson dans laquelle le bras de suspension a été remplacé par un triangle (composant reliant le moyeu de roue au châssis d'un véhicule) inférieur assurant la fonction de guidage et ne nécessitant donc plus de barre anti-roulis. Même si elle nécessite de l'espace sur le plan vertical, ce qui fait qu'elle reste plus utilisée sur les essieux avant que arrière (pour les voitures avec moteur à l'avant), elle reste très compacte, simple et peu coûteuse ;
- la suspension à double triangulation : présente le plus souvent sur les voitures haut de gamme ou les sportives (notamment les voitures de course), cette suspension est composée de deux triangles. L'un supérieur, l'autre inférieur, ces triangles permettent de régler l'ancrage des différents composants afin d'obtenir une meilleure motricité. Cet avantage en fait le système de suspension le plus performant ;
- la suspension multibras : relativement complexe, cette géométrie, assez proche de la double triangulation, est composée généralement de 5 bras (moins encombrant que les deux triangles) pour bloquer indépendamment chacun des degrés de liberté de la roue. Seule la gestion du déplacement vertical est alors laissée à l'amortisseur.

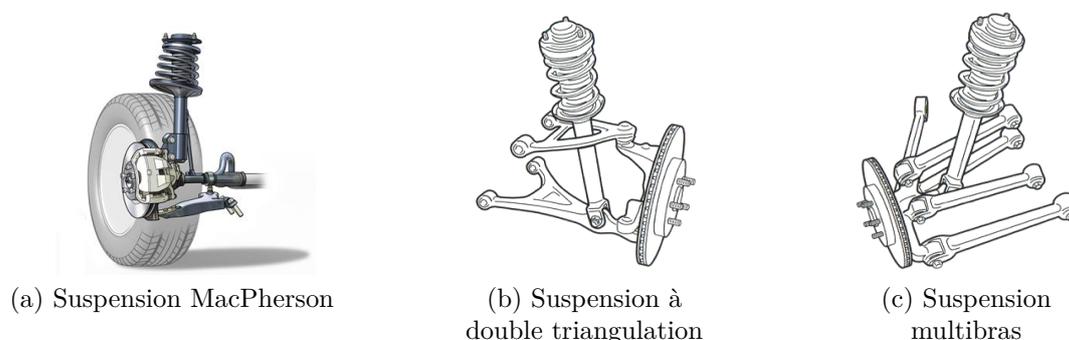


FIGURE 1.18 – Exemples de géométrie de suspension métallique à architecture traditionnelle

1.3.2.2 Présentation de la suspension métallique du véhicule de référence : la Citroën Grand C4 Picasso

Le véhicule de référence considéré dans l'ensemble des travaux résumés dans ce manuscrit est une Citroën C4 Picasso à 7 Places. Ce véhicule, représenté sur la FIGURE 1.19, est aussi appelé Grand C4 Picasso ou Grand C4 SpaceTourer depuis mai 2018.



FIGURE 1.19 – Citroën Grand C4 SpaceTourer

La Citroën C4 Picasso correspond à une version monospace compact de la Citroën C4 commercialisée depuis 2006 dans sa première version (C4 Picasso I). Depuis 2013 dans sa nouvelle version (C4 Picasso II), elle se présente comme une alternative haut de gamme dans la catégorie des monospaces compacts. Elle propose, par ailleurs, une version longue sept places dénommée Grand C4 Picasso. En plus d'avoir atteint le demi-million de véhicule produits en 2017, ce véhicule a aussi remporté de nombreux prix dont le Volant d'Or 2013 récompensant la meilleure voiture dans la catégorie monospace [Peden, 2013].

Ce véhicule, doté de sa suspension traditionnelle passive métallique, a été choisi notamment pour son importante plage de variation de la masse suspendue. En effet, comme illustré dans le tableau 1.2, la possibilité d'accueil de 7 passagers crée de fortes variations de masse, et ce essentiellement sur l'essieu arrière. Nous nous intéresserons donc, pour la suite de ces travaux, essentiellement aux quarts de véhicule arrière.

Masses (kg)		Config A	Config B	Config C
À vide	Total	1398	1518	1663
	AV	832	894	997
	AR	566	624	666
Référence	Total	1848	1968	2113
	AV	937	999	1102
	AR	911	969	1011
En charge	Total	2136	2174	2278
	AV	1028	1066	1161
	AR	1108	1109	1117

TABLE 1.2 – Valeurs numériques des masses totale, avant (AV) et arrière (AR) de la Citroën Grand C4 Picasso pour différentes configurations existantes du véhicule

De par sa suspension traditionnelle, ce véhicule est directement soumis aux dilemmes inhérents aux architectures traditionnelles (cf. paragraphe 1.3.5). Cette plage de variation de masse entre à vide et en charge rend ce véhicule particulièrement sujet à l'interdépendance masse - amortissement, interdépendance pouvant ainsi être mise en défaut par la suspension CRONE.

Architecture de suspension

La Citroën Grand C4 Picasso propose une architecture de suspension composée d'un ressort hélicoïdal et d'un amortisseur hydraulique représentée, pour un train arrière, sur la FIGURE 1.20.

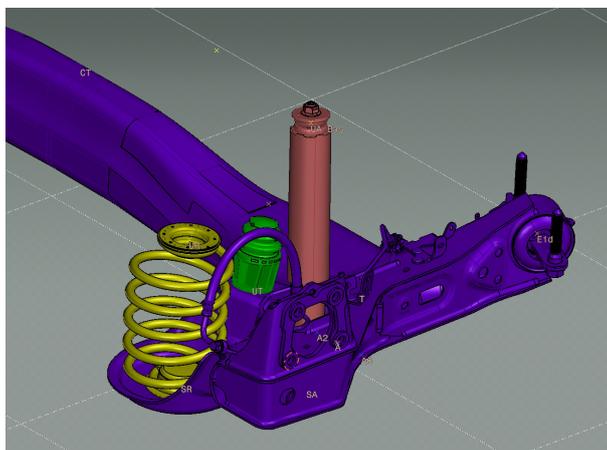


FIGURE 1.20 – Suspension traditionnelle métallique d'un train arrière de la Citroën Grand C4 Picasso (le point A représentant un point de l'axe du centre roue)

Conformément à la démarche globale présentée sur la FIGURE 1.4, les caractéristiques du véhicule de référence, ainsi que les paramètres de sa suspension issus de simulations et de mesures, ont été fournies par le groupe PSA. Ceci permet, notamment, la mise en place et l'analyse de ce premier modèle de référence. Ces données sont regroupées dans le tableau 1.3.

Données de la suspension AR Europe	
Course d'attaque	80 mm
Course de détente	140 mm
Fréquence de suspension théorique	1,22 Hz
Flex ressort (au ressort)	50 % (mm/100daN)
Démultiplication ressort (autour de $dzA = 0$)	1,09
Démultiplication amortisseur (autour de $dzA = 0$)	1,33

TABLE 1.3 – Données de la suspension métallique d'un train arrière (AR) de la Citroën Grand C4 Picasso

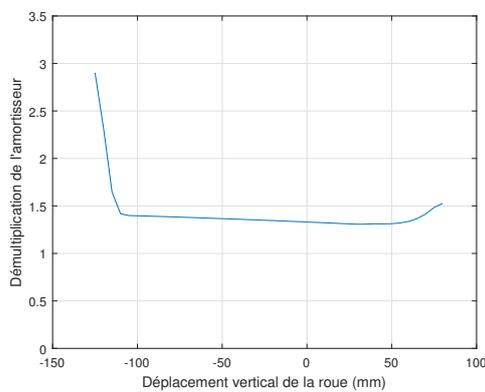
Les courses d'attaque et de détente de la suspension caractérisent, autour de sa position d'équilibre statique (position acquise suite à la déformation du ressort sous la charge à soutenir), le débattement de suspension. L'attaque correspond à un débattement négatif et la détente à un débattement positif. La fréquence de suspension f_{n2} est liée à la pulsation naturelle (théorique) non amortie du mode de caisse ω_{n2} par la relation :

$$\omega_{n2} = 2\pi f_{n2} = 7,67 \text{ rad s}^{-1}, \quad (1.6)$$

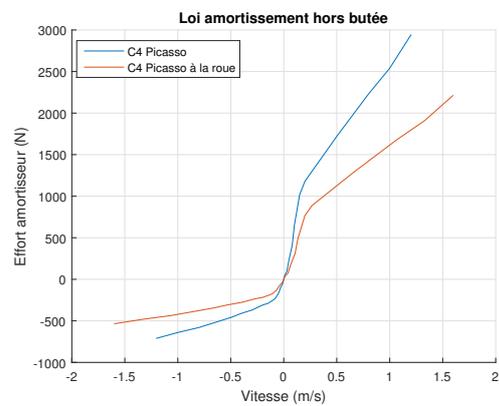
tandis que les rapports de démultiplication permettent de déterminer les caractéristiques

du ressort et de l'amortisseur transposés à la roue.

En effet, l'étude des débattements verticaux permet de calculer les rapports de démultiplication de la suspension et donc de caractériser les efforts dans le ressort et les débattements de l'amortisseur [Cariou, 2010a]. Une simulation du pompage permet d'obtenir les courbes donnant les rapports entre les variations de la course du ressort ou de l'amortisseur et le déplacement vertical de la roue (dzA), ces valeurs déterminant les rapports de démultiplication de la suspension. La FIGURE 1.21a présente les rapports de démultiplication de l'amortisseur d'une suspension arrière du véhicule de référence en fonction du déplacement vertical de la roue.



(a) Démultiplication de l'amortisseur



(b) Lois d'amortissement à l'amortisseur et à la roue

FIGURE 1.21 – Caractérisation de l'amortisseur d'une suspension arrière du véhicule de référence

Dès lors, en se plaçant autour de la position d'équilibre initiale ($dzA = 0$), les valeurs linéarisées de ces démultiplications peuvent être déterminées telles que représentées dans le tableau 1.3. Ainsi, 1 mm de débattement à la roue produit 1,09 mm de débattement au ressort et 1,33 mm de débattement à l'amortisseur. En tenant compte de ces rapports, les lois d'amortissement non linéaire, à l'amortisseur et à la roue, de l'amortisseur d'une suspension arrière du véhicule de référence sont finalement présentées sur la FIGURE 1.21b.

Modélisation

Le modèle d'analyse de la suspension traditionnelle métallique arrière du véhicule de référence est présenté sur la FIGURE 1.22.

En considérant, pour le reste de ces travaux, la configuration nominale (ou Config B) du véhicule de référence présentée dans le tableau 1.2, les masses suspendue m_2 et non suspendue m_1 d'un quart de véhicule arrière considérées pour cette étude sont alors présentées dans le tableau 1.4.

L'impédance mécanique du pneumatique $I_1(s)$ peut s'écrire sous la forme suivante :

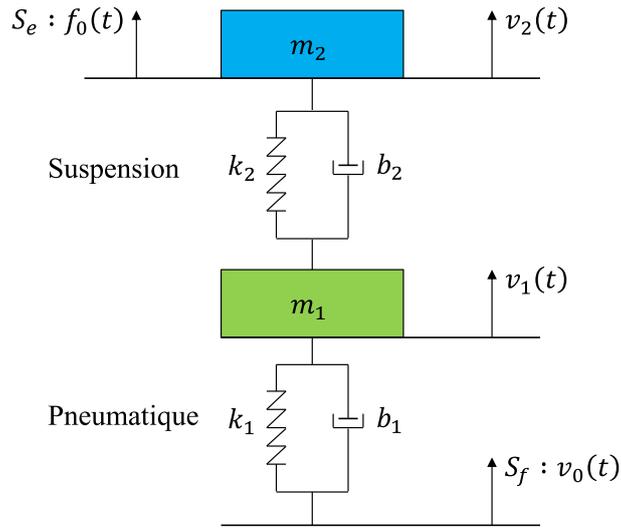


FIGURE 1.22 – Modèle d'analyse quart de véhicule arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de sa suspension traditionnelle métallique

Masses d'un quart de véhicule arrière (kg)		
Masse suspendue m_2	À vide (m_{2vide})	270,7
	Référence (m_{2ref})	443,2
	En charge ($m_{2charge}$)	513,2
Masse non suspendue m_1	Référence (m_{1ref})	41,3

TABLE 1.4 – Valeurs numériques des masses suspendue m_2 et non suspendue m_1 d'un quart de véhicule arrière

$$I_1(s) = \frac{k_1}{s} + b_1, \quad (1.7)$$

avec $k_1 \approx 350\,000 \text{ N m}^{-1}$ la raideur verticale équivalente du pneumatique et $b_1 = 50 \text{ N s m}^{-1}$ le coefficient de frottement visqueux équivalent du pneumatique.

Enfin, la suspension métallique présente l'impédance mécanique suivante :

$$I_s(s) = \frac{k_2}{s} + b_2, \quad (1.8)$$

avec b_2 le coefficient de frottement visqueux de la suspension caractérisé par la linéarisation, autour de la position d'équilibre statique, de la loi d'amortissement à la roue de l'amortisseur (FIGURE 1.21b), ou :

$$b_2 = 1683 \text{ N s m}^{-1}, \quad (1.9)$$

et k_2 la raideur du ressort déterminée, en tenant compte des masses de référence, à partir

de l'équation suivante :

$$\omega_{n2} = \sqrt{\frac{k_2}{m_{2ref}}}, \quad (1.10)$$

soit

$$k_2 = \omega_{n2}^2 m_{2ref} = 26\,042 \text{ N m}^{-1}. \quad (1.11)$$

Les valeurs numériques des paramètres du modèle linéarisé de cette suspension traditionnelle métallique, correspondant à un quart de véhicule arrière, sont finalement présentées dans le tableau 1.5.

Étage primaire ($i = 1$)	Étage secondaire ($i = 2$)		
	À vide	Référence	En charge
$m_1 = 41.3 \text{ kg}$	$m_{2vide} = 270,7 \text{ kg}$	$m_{2ref} = 443,2 \text{ kg}$	$m_{2charge} = 513,2 \text{ kg}$
$k_1 \approx 350\,000 \text{ N m}^{-1}$	$k_2 = 26\,042 \text{ N m}^{-1}$		
$b_1 \approx 50 \text{ N s m}^{-1}$	$b_2 = 1683 \text{ N s m}^{-1}$		

TABLE 1.5 – Valeurs numériques des paramètres du modèle quart de véhicule arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de la suspension traditionnelle métallique de série

Le schéma-bloc de la suspension traditionnelle métallique de la Citroën Grand C4 Picasso, déterminé à partir du schéma causal de la FIGURE 1.9b et en négligeant la dynamique de la roue, est illustré sur la figure FIGURE 1.23 avec $Z_{21}(s) = \mathcal{L}\{z_{21}(t)\}$ où $z_{21}(t) = z_2(t) - z_1(t)$ représente le débattement de la suspension avec $Z_i(t) = Z_i^0 + z_i(t)$ le déplacement vertical des masses non suspendue ($i = 1$) et suspendue ($i = 2$), Z_i^0 correspondant à sa position statique et $z_i(t)$ représentant les variations autour du point de fonctionnement. La boucle ouverte (BO) équivalente $\beta(s)$ de ce système peut alors se déduire à travers la relation :

$$\beta(s) = I_s(s) \frac{1}{m_2 s}. \quad (1.12)$$

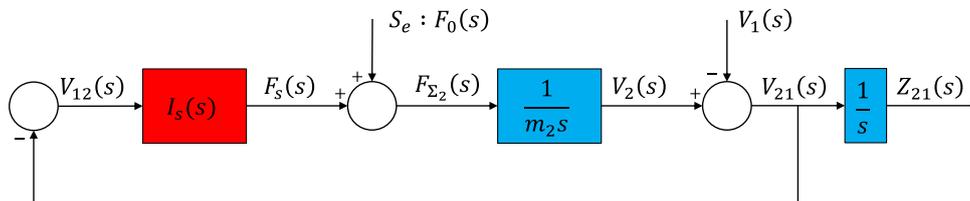


FIGURE 1.23 – Schéma-bloc de la suspension métallique traditionnelle du véhicule de référence en négligeant la dynamique de roue (1 ddl)

Étant donné que le ressort remplit, dans le cas de l'architecture traditionnelle métallique de suspension, des fonctions statique et dynamique, k_2 représente ici la valeur linéarisée de la raideur du ressort autour de la position d'équilibre statique, position acquise suite à sa déformation sous la charge à soutenir. Pour le reste, la loi de comportement effort-déformation du ressort peut, en fonction des besoins du constructeur et du ressort

utilisé, être linéaire (ou approximée linéaire comme pour le ressort hélicoïdal) ou non linéaire (ressort tronconique) et ce, tel qu'illustré sur la FIGURE 1.24.

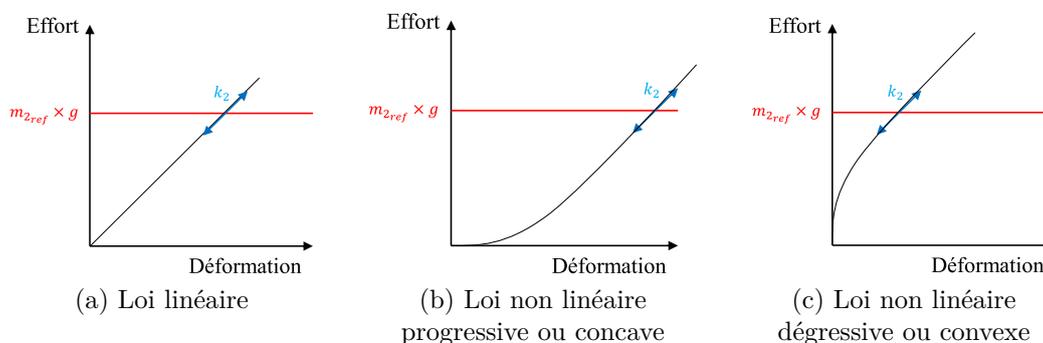


FIGURE 1.24 – Exemples de lois de comportement effort-déformation du ressort menant à une raideur linéarisé k_2 autour du point d'équilibre statique

Dans le cas du véhicule de référence, et de par l'utilisation d'un ressort hélicoïdal, cette loi de comportement effort-déformation est approximée linéaire et présente, comme illustré sur la FIGURE 1.24a, une raideur constante k_2 sur toute sa plage de fonctionnement (hors butées).

Performances

Les valeurs numériques des pulsations naturelles ω_{ni} et des facteurs d'amortissement ζ_i , à vide et en charge, de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de la suspension traditionnelle métallique sont illustrées dans les tableaux 1.6.

ω_{n1} (rad s ⁻¹)	Mode de roue
À vide	92,1
En charge	92,1
Variations	0,0 %

(a) Pulsation naturelle non amortie du mode de roue ω_{n1}

ζ_1	Mode de roue
À vide	0,221
En charge	0,221
Variations	0,0 %

(b) Facteur d'amortissement du mode de roue ζ_1

ω_{n2} (rad s ⁻¹)	Mode de caisse
À vide	9,81
En charge	7,12
Variations	-27,4 %

(c) Pulsation naturelle non amortie du mode de caisse ω_{n2}

ζ_2	Mode de caisse
À vide	0,317
En charge	0,230
Variations	-27,4 %

(d) Facteur d'amortissement du mode de caisse ζ_2

TABLE 1.6 – Valeurs numériques de ω_{n1} , ζ_1 , ω_{n2} et ζ_2 , à vide et en charge, pour l'essieu arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de la suspension traditionnelle métallique

L'observation de ces tableaux, vis-à-vis des variations de chargement (et en considérant le chargement à vide comme celui de référence), permet de remarquer :

- pour le mode de roue :
 - l'insensibilité de ω_{n1} ;
 - et l'insensibilité de ζ_1 ;
- pour le mode de caisse :
 - une sensibilité de ω_{n2} de l'ordre de -27% ;
 - et une sensibilité de ζ_2 de l'ordre de -27% ;
- et un rapport ω_{n1}/ω_{n2} variant entre 9 (à vide) et 13 (en charge) illustrant le découplage dynamique entre les modes de roue et de caisse.

Les FIGURE 1.25 à FIGURE 1.28 présentent différentes réponses de la suspension traditionnelle métallique de la Citroën Grand C4 Picasso, pour l'essieu arrière, dans les cas à vide (en bleu) et en charge (en rouge).

La FIGURE 1.25 présente les diagrammes de Bode du transfert force-débattement. Ces derniers permettent d'observer le caractère constant du transfert (de par la raideur et le coefficient de frottement visqueux constants de la suspension sur toute sa plage de fonctionnement) vis-à-vis des variations de chargement.

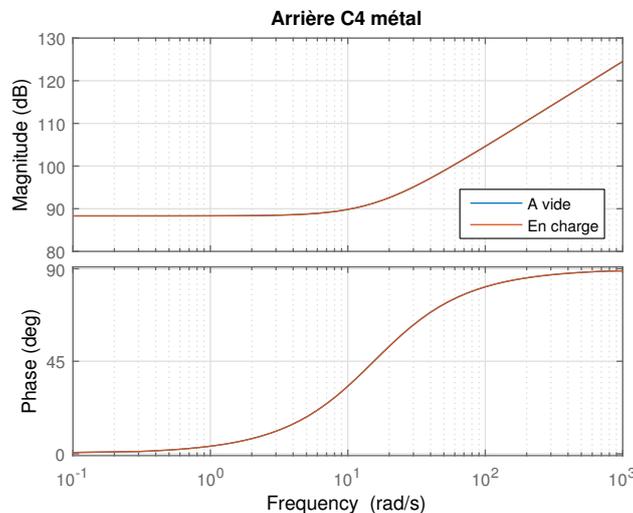


FIGURE 1.25 – Diagrammes de Bode du transfert force-débattement $sIs(s)$, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour l'essieu arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de sa suspension traditionnelle métallique

La FIGURE 1.26 présente les réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse à un saut échelon de $f_0(t)$ (report de charge) de 500 N. Ces dernières permettent de constater la très bonne tenue de caisse, sous sollicitations conducteur, de cette architecture de suspension.

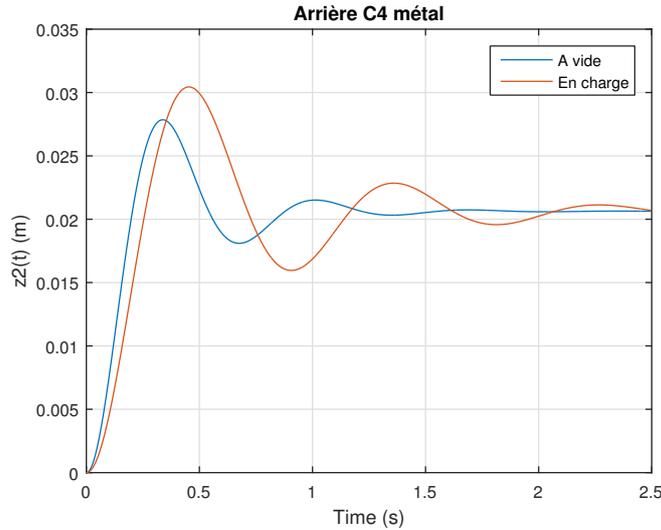


FIGURE 1.26 – Réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse à un saut échelon de $f_0(t)$ de 500 N, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour l'essieu arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de sa suspension traditionnelle métallique

La FIGURE 1.27 présente les diagrammes de gain du transfert entre la route et la caisse $T_{20}(j\omega)$ défini (voir annexe A) par la relation suivante :

$$T_{20}(j\omega) = \frac{Z_2(j\omega)}{Z_0(j\omega)} = \frac{V_2(j\omega)}{V_0(j\omega)}, \quad (1.13)$$

ainsi que les réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse à un saut échelon de la route d'amplitude 1 cm. L'observation des réponses indicielles permet de constater la très bonne tenue de caisse sous sollicitations route ainsi que les dilemmes inhérents aux architectures traditionnelles et notamment les interdépendances masse - amortissement et isolation vibratoire - tenue de caisse. En effet, comme présenté sur la FIGURE 1.27b, l'augmentation de la charge entraîne une diminution de l'amortissement tandis qu'une meilleure isolation vibratoire, illustrée sur la FIGURE 1.27a, fait apparaître une moindre tenue de caisse.

Finalement, la FIGURE 1.28 présente les diagrammes de gain du transfert entre la route et la roue $T_{10}(j\omega)$ défini (voir annexe A) par la relation suivante :

$$T_{10}(j\omega) = \frac{Z_1(j\omega)}{Z_0(j\omega)} = \frac{V_1(j\omega)}{V_0(j\omega)}, \quad (1.14)$$

ainsi que les réponses indicielles du déplacement vertical de la roue à un saut échelon de la route d'amplitude 1 cm. Ces dernières font apparaître une très bonne tenue de roue, sous sollicitations route, de par un faible facteur de résonance. De même, du fait des paramètres constants de cette architecture de suspension, l'observation de ces figures permet de constater des réponses insensibles aux variations de chargement.

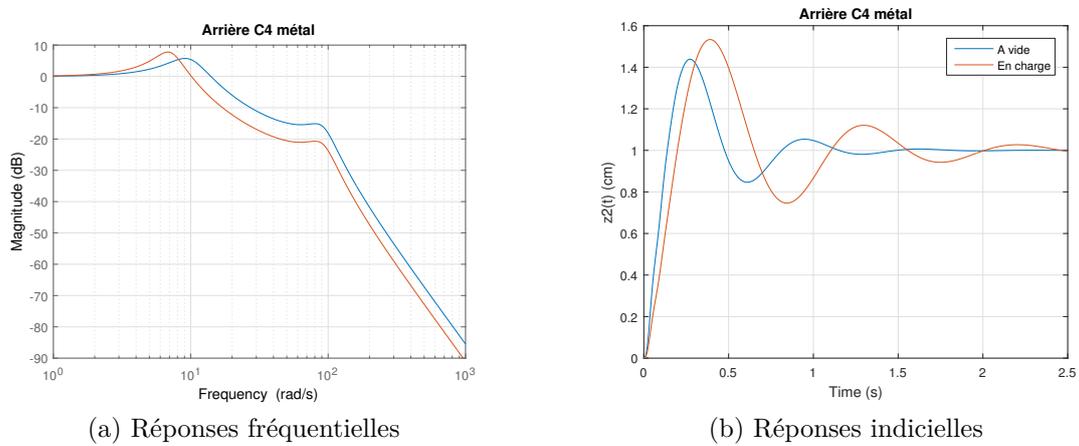


FIGURE 1.27 – Diagrammes de gain de $T_{20}(j\omega)$ et réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse $z_2(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour l'essieu arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de sa suspension traditionnelle métallique

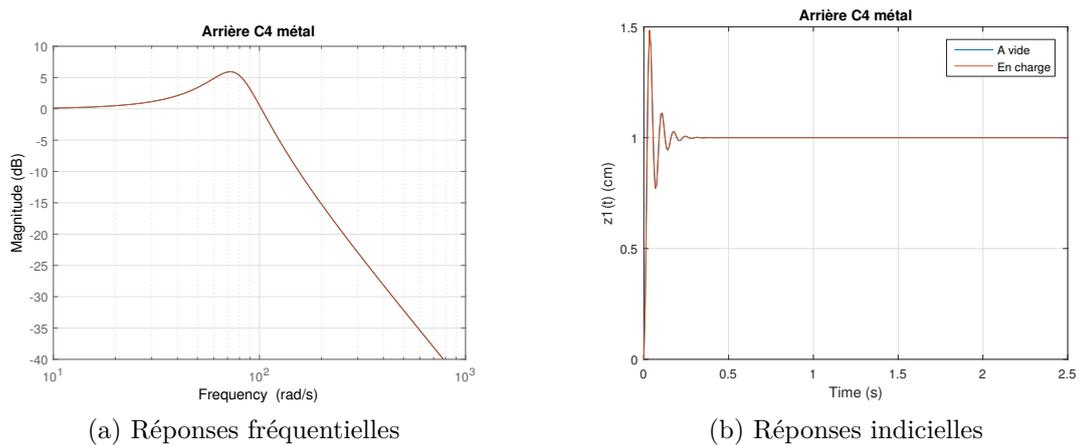


FIGURE 1.28 – Diagrammes de gain de $T_{10}(j\omega)$ et réponses indicielles du déplacement vertical de la roue $z_1(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour l'essieu arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de sa suspension traditionnelle métallique

On peut ainsi remarquer que l'utilisation de la technologie métallique fait apparaître un dilemme inhérent à cette technologie. En effet, le premier objectif statique de la suspension est de soutenir la charge statique en la « suspendant » afin qu'elle ne tombe pas sur ses butées. De fait, alors qu'une augmentation de la raideur permet un meilleur soutien de la charge statique (hausse de la position d'équilibre statique), celle-ci entraîne une diminution de l'isolation vibratoire (diminution du confort vibratoire aux moyennes fréquences).

1.3.3 Suspensions hydropneumatiques

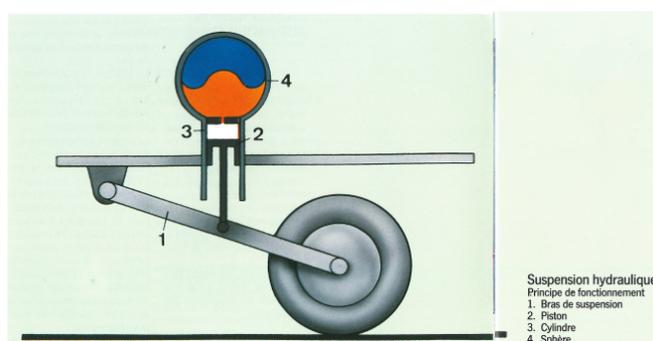
La technologie hydropneumatique, quant à elle, repose sur l'utilisation de deux fluides aux propriétés différentes : un liquide et un gaz. Développée par Citroën au début des années 1950, la suspension hydropneumatique fut proposée à la clientèle dès 1954 sur la 15H. Ce type de suspension équipa des véhicules Citroën jusqu'en 2017.

1.3.3.1 Description générale

La suspension hydropneumatique mono-sphère, présentée sur la FIGURE 1.29a, a été mise au point en 1954 par Paul Magès, au bureau d'études Citroën, et ce au lendemain de la Seconde Guerre mondiale [Briault, 1987]. Elle équipa en série la Citroën DS.



(a) Suspension montée sur véhicule



(b) Principe de fonctionnement

FIGURE 1.29 – La suspension hydropneumatique mono-sphère

Son principe consiste à remplacer le ressort de suspension par une sphère dans laquelle deux fluides aux propriétés différentes, de l'huile végétale (puis minérale) liquide et de l'azote gazeux, sont séparés par une membrane. Tandis que la pression du gaz varie en fonction de la charge du véhicule, le liquide, incompressible, permet d'assurer le lien entre les organes mécaniques des essieux et le gaz. Ainsi, chaque roue est équipée, comme présenté sur la FIGURE 1.29b, d'un ensemble constitué d'un bras de suspension et d'un piston solidaire de ce bras qui coulisse dans un cylindre agissant sur le liquide pour comprimer le gaz contenu dans la sphère à travers la membrane. L'amortissement est

obtenu par laminage du liquide à travers des clapets situés entre le cylindre et la sphère. La raideur est, quant à elle, définie par la pression de tarage et le volume de la sphère.

Le mécanisme de correction d'assiette, réalisé à l'aide d'une pompe, d'un accumulateur et d'un tiroir de distribution, est présenté sur la FIGURE 1.30. Tandis que, à l'équilibre statique, l'azote occupe un volume \mathcal{V}_s (en m^3) sous une pression P_s (en Pa) correspondant à la pression du liquide dans le cylindre de suspension, l'ajout d'une masse de 48 kg vient modifier cet état d'équilibre. En effet, sous l'effet de cette charge supplémentaire, la caisse s'affaisse jusqu'à atteindre un nouvel état d'équilibre défini par une pression P'_s et impliquant l'occupation, par l'azote, d'un volume \mathcal{V}'_s . Néanmoins, et en s'affaissant, le correcteur ouvre par l'intermédiaire de la biellette l'arrivée de pression à travers le tiroir de distribution. Ceci permet alors de faire remonter la caisse à son assiette de référence, le tiroir revenant finalement à sa position neutre en maintenant la pression dans la sphère. L'assiette du véhicule peut ainsi être maintenue constante, l'isolation vibratoire devenant alors une notion complètement indépendante. Ceci implique néanmoins une grande sensibilité de la tenue de caisse aux variations de la masse suspendue. En effet, compte tenu des variations de pression et de volume, la raideur statique $k_{2,stat}$ définie, autour de l'assiette de référence, par :

$$k_{2,stat} = S_h^2 \left. \frac{\partial P}{\partial \mathcal{V}} \right|_{\substack{P=P_s \\ \mathcal{V}=\mathcal{V}_s}} = \frac{(m_2 g)^2}{P_0 \mathcal{V}_0}, \quad (1.15)$$

avec S_h la section efficace du vérin (en m^2), P_0 la pression initiale de gonflage de la sphère (en Pa) de volume initial \mathcal{V}_0 (en m^3), dépend directement de la charge à soutenir.

L'utilisation de systèmes actifs aux (très) basses fréquences, couramment appelés régulateurs de hauteur ou correcteurs d'assiette, permet alors la mise en défaut de l'interdépendance isolation vibratoire - soutien statique de la masse inhérente aux systèmes de suspensions entièrement passifs (ou utilisant des éléments passifs pour la réalisation de leur fonction statique). En effet, tandis que les éléments porteurs élastiques des architectures de suspension métalliques se doivent d'accomplir un rôle statique, à travers la soutien de la charge, et dynamique, en permettant l'obtention de l'impédance recherchée aux petites variations autour du point de fonctionnement, l'utilisation d'un correcteur d'assiette permet d'alléger le nombre d'objectifs à réaliser par ces éléments.

Le régulateur de hauteur remplit ainsi son premier rôle en supportant la charge sur toute sa plage de variation et en devenant le seul élément porteur de l'architecture. Ces systèmes n'ont par ailleurs d'influence qu'aux très basses fréquences et ne perturbent donc pas le comportement dynamique de la suspension. Dès lors, les éléments élastiques des architectures de suspension n'ont plus d'autre rôle que de permettre l'obtention du comportement dynamique recherché, et ce à travers l'acquisition de la raideur k_2 caractérisée aux petites variations autour du point d'équilibre. C'est le découplage dynamique.

Les lois de comportement caractérisant ces éléments élastiques peuvent alors être choisies les plus simples possibles, le système actif ayant l'avantage de réguler la hauteur du véhicule à une assiette déterminée et ce quelle que soit la charge à soutenir. De fait, la déformation de la suspension reste toujours mesurée et réaliste, au contraire d'une

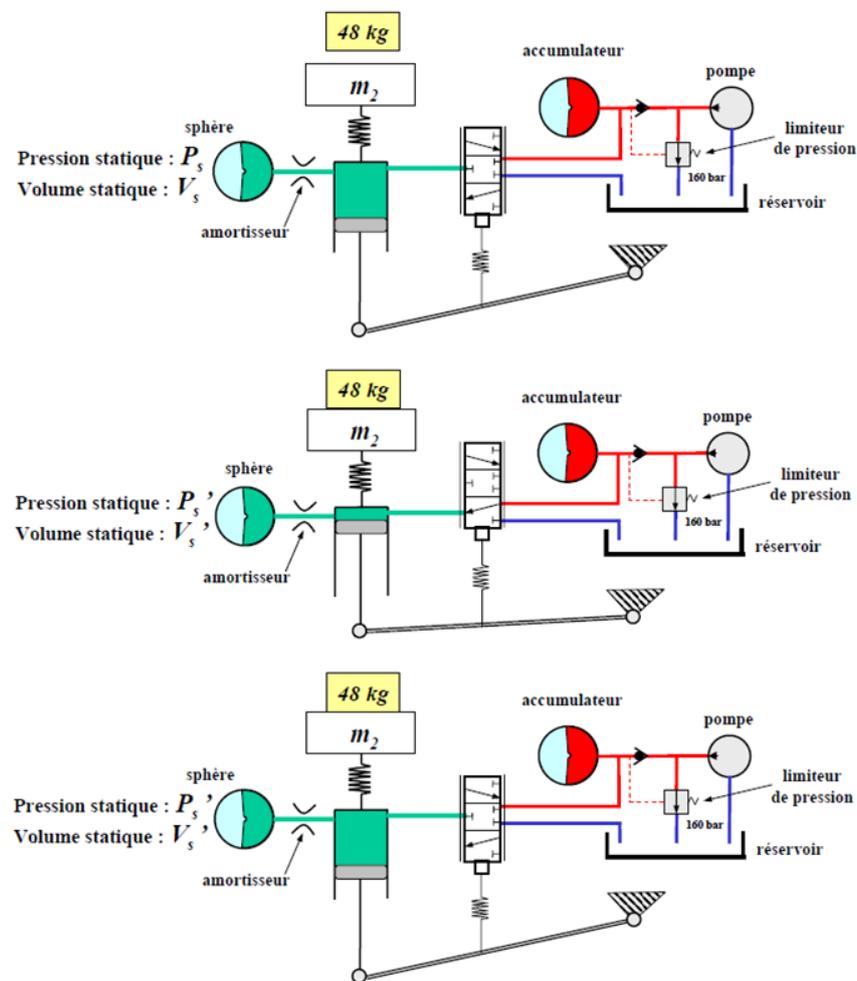


FIGURE 1.30 – Mécanisme de correction d’assiette de la suspension traditionnelle hydro-pneumatique

architecture de suspension utilisant les mêmes éléments élastique pour la réalisation de ses fonctions statique et dynamique. Par conséquent, l’utilisation de lois de déformation linéaires, de raideur apparente constante k_2 , est suffisante au respect de la contrainte dynamique.

Par ailleurs, en complément de la régulation de hauteur vis-à-vis des variations de la masse suspendue qui se fait à l’arrêt, ces systèmes permettent aussi la correction d’assiette sous l’effet d’un report de charge comme cela peut arriver sous l’influence d’un effort extérieur ou lors d’un virage serré.

1.3.3.2 Présentation de la suspension hydro-pneumatique de la Citroën BX

Afin d’illustrer les performances d’un système de suspension équipé d’un système actif aux basses fréquences, considérons la suspension traditionnelle hydro-pneumatique de la Citroën BX illustrée sur la FIGURE 1.31b.



FIGURE 1.31 – La Citroën BX

Ce système de suspension hydropneumatique, composé d'une architecture traditionnelle « passive » de suspension (fonction dynamique) et d'un système actif aux très basses fréquences (fonction quasi-statique), s'illustre à travers le modèle d'analyse quart de véhicule de la FIGURE 1.32 avec le correcteur d'assiette sous la forme d'un générateur de flux (débit ou vitesse).

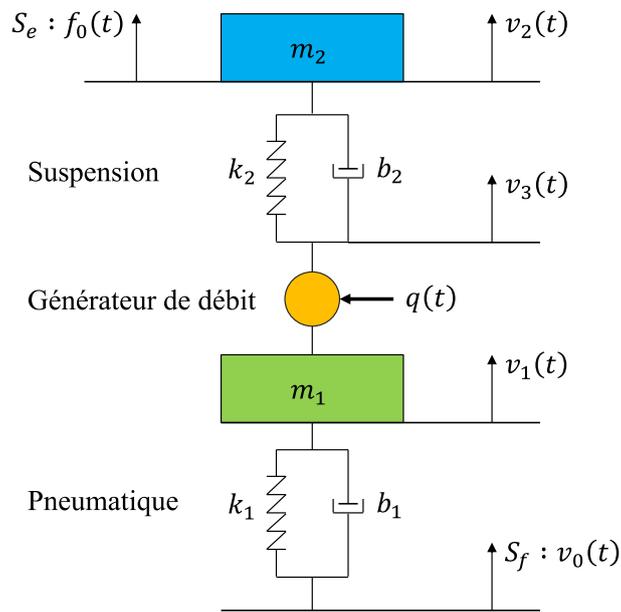


FIGURE 1.32 – Modèle d'analyse quart de véhicule de la Citroën BX avec le correcteur d'assiette modelisé sous la forme d'un générateur de débit

Le schéma-bloc de ce système est donné sur la FIGURE 1.33, avec $C_V(s)$ représentant la fonction de transfert du correcteur d'assiette en tant que générateur de flux et S_v la section du vérin porteur (en m^2). Le distributeur est représenté par un système du premier ordre de gain K_{C_V} (en $m^2 s^{-1}$) et de pulsation de coupure ω_c (en $rad s^{-1}$).

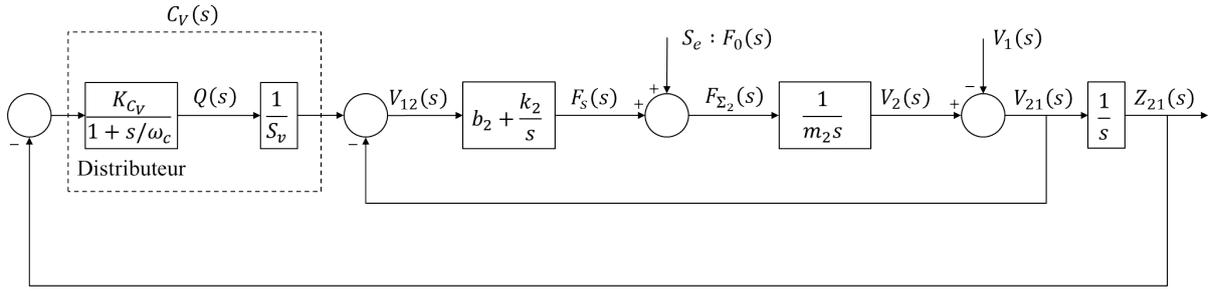


FIGURE 1.33 – Schéma-bloc de la suspension hydro-pneumatique de la Citroën BX avec le correcteur d'assiette modélisé sous la forme d'un générateur de flux

Cette représentation est équivalente à celle illustrée via le modèle d'analyse quart de véhicule de la FIGURE 1.34. Son schéma-bloc, donné sur la FIGURE 1.35, présente le correcteur d'assiette sous la forme d'un générateur d'effort (pression ou force) à travers la fonction de transfert $C_F(s)$.

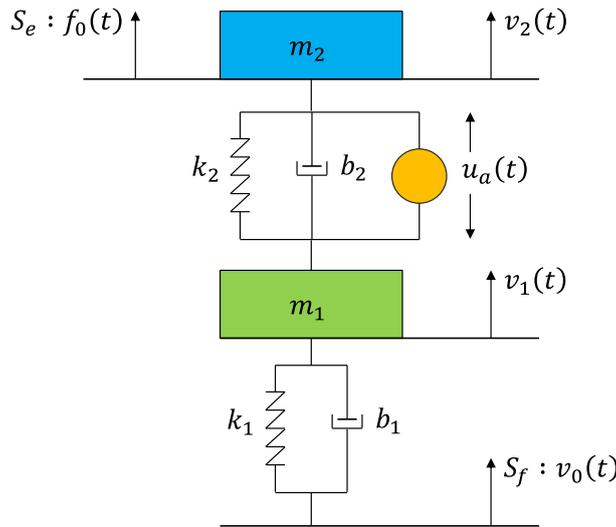


FIGURE 1.34 – Modèle d'analyse quart de véhicule de la Citroën BX avec le correcteur d'assiette modélisé sous la forme d'un générateur d'effort

De fait, en transformant le schéma-bloc de la FIGURE 1.33 sous la forme d'une boucle de suspension élémentaire comme illustrée sur la FIGURE 1.23, l'impédance de cette suspension équipée du correcteur d'assiette peut se définir par la relation suivante :

$$I_s^*(s) = \left(\frac{k_2}{s} + b_2 \right) \left(1 + \frac{1}{s} \frac{K_I}{1 + \frac{s}{\omega_c}} \right), \quad (1.16)$$

avec $K_I = \frac{K_{C_V}}{S_v}$ et $I_s(s) = \frac{k_2}{s} + b_2$ l'impédance de l'architecture traditionnelle de la suspension hydro-pneumatique sans correcteur d'assiette.

1.3. UN TOUR D'HORIZON EN MATIÈRE DE SUSPENSION TRADITIONNELLE

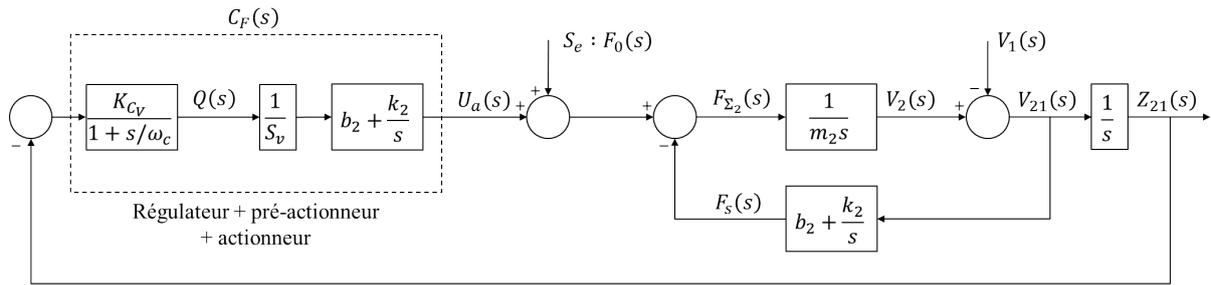


FIGURE 1.35 – Schéma-bloc de la suspension hydropneumatique de la Citroën BX avec le correcteur d'assiette modelisé sous la forme d'un générateur d'effort

Les diagrammes de Bode des impédances $I_s^*(s)$ et $I_s(s)$ de la suspension sont par ailleurs présentés sur la FIGURE 1.36. On peut ainsi remarquer, comme attendu, que le système actif apporte une action intégrale supplémentaire aux (très) basses fréquences, ceci permettant la génération d'un effort plus important que pour l'architecture traditionnelle de suspension seule.

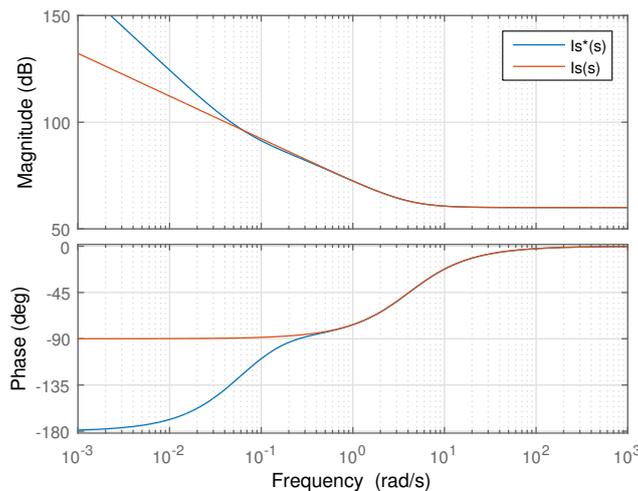


FIGURE 1.36 – Diagrammes de Bode des impédances $I_s^*(s)$ et $I_s(s)$ de la suspension hydropneumatique de la Citroën BX, respectivement avec et sans système actif aux basses fréquences

Par ailleurs, ces deux impédances offrent des caractéristiques équivalentes aux moyennes et hautes fréquences. En effet, les diagrammes de Bode et de Nichols des Boucles Ouvertes (BO), présentés sur la FIGURE 1.37, permettent de remarquer que les deux BO présentent la même pulsation au gain unitaire $\omega_u = 4,5 \text{ rad s}^{-1}$ ainsi qu'un même degré de stabilité.

L'application d'un report de charge $f_0(t) = 500 \text{ N}$, tel qu'illustré sur la FIGURE 1.38a, permet d'observer l'apport du régulateur de hauteur sur le débattement $z_{21}(t)$ de la suspension. Alors que les deux systèmes de suspension sont composés de la même architecture traditionnelle permettant l'obtention de performances dynamiques identiques comme cela est visible à travers les premiers instants et jusqu'après le premier dépasse-

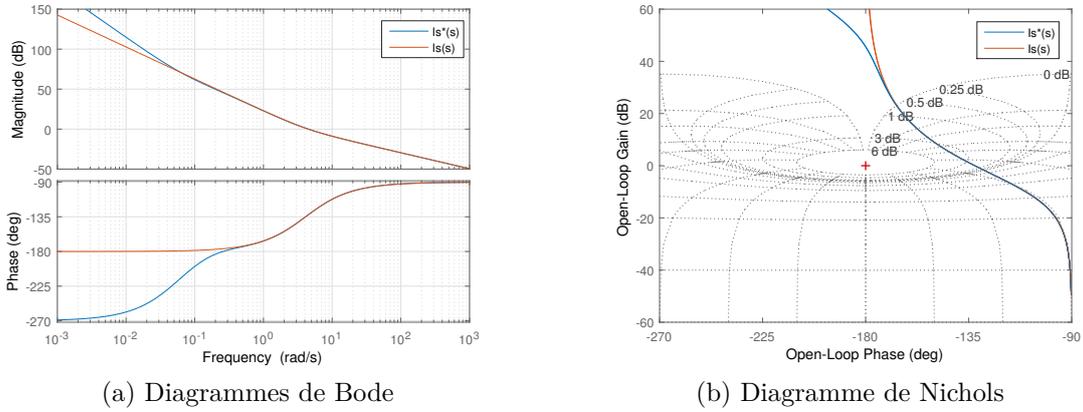


FIGURE 1.37 – Diagrammes de Bode et de Nichols des BO de la suspension hydropneumatique de la Citroën BX, avec et sans système actif aux basses fréquences

ment, le régulateur de hauteur, agissant aux basses fréquences donc à des constantes de temps élevées, commence son action à partir de $t = 2$ s. Dès lors, le débattement de la suspension équipée du régulateur de hauteur est régulé vers sa valeur initiale (avant report de charge), soit vers Z_{21}^0 avec $z_{21}(0) = 0$, tandis que l'autre système ne fait que subir cet effort. Cela se traduit, de manière équivalente, à travers les diagrammes de Bode de la Boucle Fermée (BF), représentée par le transfert $Z_{21}(s)/F_0(s)$, et illustrés sur la FIGURE 1.38. Ces derniers montrent, pour le système avec correcteur d'assiette, une action dérivée aux basses fréquences, d'où une souplesse décroissante avec une pente de 20 dB/dec et une raideur inversement croissante. Au contraire, l'architecture traditionnelle de suspension seule présente, quant à elle, une raideur constante k_2 jusqu'au mode de caisse.

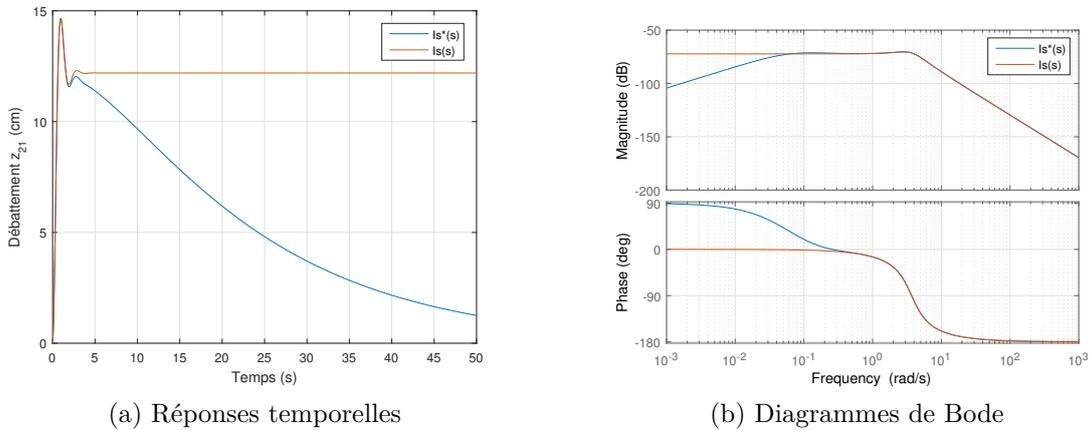


FIGURE 1.38 – Réponses temporelles de $z_{21}(t)$ à un saut échelon de $f_0(t) = 500$ N et diagrammes de Bode de la BF du schéma-bloc équivalent de la suspension hydropneumatique de la Citroën BX, avec et sans système actif aux basses fréquences

L'exemple de la Citroën BX nous permet donc l'illustration de l'apport du système actif aux basses fréquences sur une architecture de suspension passive. En effet, tandis qu'il n'influence ni le comportement dynamique (moyennes fréquences) ni l'isolation vibratoire (hautes fréquences) de la suspension, il apporte une action non négligeable aux basses fréquences en permettant le support de la charge ainsi que son maintien à une assiette constante. Les deux fonctions statique et dynamique peuvent donc être clairement isolées, c'est le découplage dynamique.

1.3.4 Suspensions pneumatiques

Les suspensions pneumatiques présentent de légères différences par rapport aux suspensions hydropneumatiques telles que présentées précédemment.

Ces suspensions comportent, elles aussi, une architecture traditionnelle de suspension en dynamique et l'apport d'un correcteur d'assiette, en quasi-statique, qui permet de découpler dynamiquement ses deux fonctions. Néanmoins, c'est le même système pneumatique (ou chaussette pneumatique) qui joue les rôles de régulateur de hauteur (en quasi-statique) et de ressort de suspension (en dynamique).

1.3.4.1 Présentation de la suspension pneumatique du véhicule de référence : la Citroën Grand C4 Picasso « Exclusive »

Le véhicule de référence, présenté avec une suspension métallique traditionnelle dans le paragraphe 1.3.2.2, dispose également d'une finition haut de gamme appelée « Exclusive » constituée, entre autres, d'une suspension pneumatique sur l'essieu arrière. Ce système permet notamment la régulation de hauteur du véhicule et donc le découplage entre statique et dynamique, ce qui n'est pas le cas de la suspension métallique implantée sur ce même véhicule. Elle reste toutefois équipée des mêmes suspensions traditionnelles passives métalliques sur son essieu avant du fait de la faible variation de la charge sur cet essieu en présence du moteur. Ce véhicule est présenté, dans sa version « Exclusive », sur la FIGURE 1.39.

L'utilisation des suspensions pneumatiques permet la gestion de la hauteur arrière selon deux modes [Ministère de l'Education Nationale, 2011] :

- un mode automatique qui permet de maintenir constante la hauteur arrière du véhicule quelles que soient les conditions de roulage ;
- un mode manuel qui permet à l'utilisateur d'agir sur la hauteur du seuil de chargement.

En effet, tandis que le premier mode de fonctionnement, ou mode par défaut, permet de corriger tout écart d'assiette de plus de 4 mm par rapport à la consigne, le mode manuel, utilisable seulement à l'arrêt, permet à l'utilisateur d'ajuster la hauteur du seuil de chargement entre les butées haute et basse à l'aide d'un bouton présent dans le coffre [Barale, 2006].

1.3. UN TOUR D'HORIZON EN MATIÈRE DE SUSPENSION TRADITIONNELLE



FIGURE 1.39 – La Citroën Grand C4 Picasso équipée de suspensions arrières pneumatiques dans sa version « Exclusive »

Ce système pneumatique, développé par Wabco [Becher, 2008], est constitué des éléments suivants (FIGURE 1.40 et FIGURE 1.41) :

- deux ressorts pneumatiques ;
- un calculateur de suspension ;
- un groupe électropompe (GEP) comprenant :
 - un moteur à courant continu ;
 - un compresseur à piston alternatif ;
 - un filtre dessiccateur ;
 - deux électrovannes de commande des ressorts pneumatiques ;
 - une électrovanne d'échappement ;
 - un capteur de température ;
- deux capteurs de hauteur ;
- un filtre d'aspiration/refoulement ;
- un bloc de commande manuelle comprenant :
 - un sélecteur de hauteur de caisse ;
 - un commutateur d'inhibition ;
 - un bruiteur ;
- des canalisations pneumatiques ;
- des interfaces électriques vers la batterie et le réseau multiplexé.

1.3. UN TOUR D'HORIZON EN MATIÈRE DE SUSPENSION TRADITIONNELLE

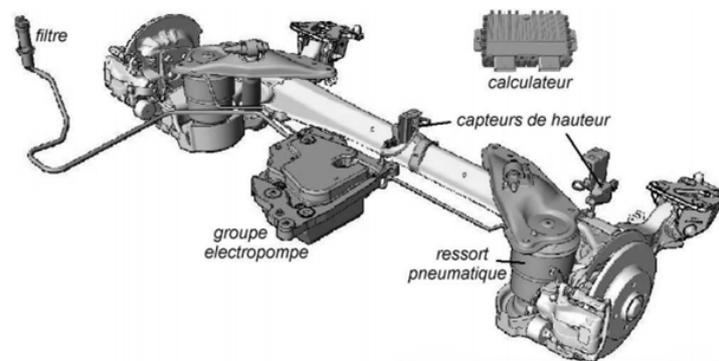


FIGURE 1.40 – Constituants du système de suspension pneumatique de l'essieu arrière de la Citroën Grand C4 Picasso

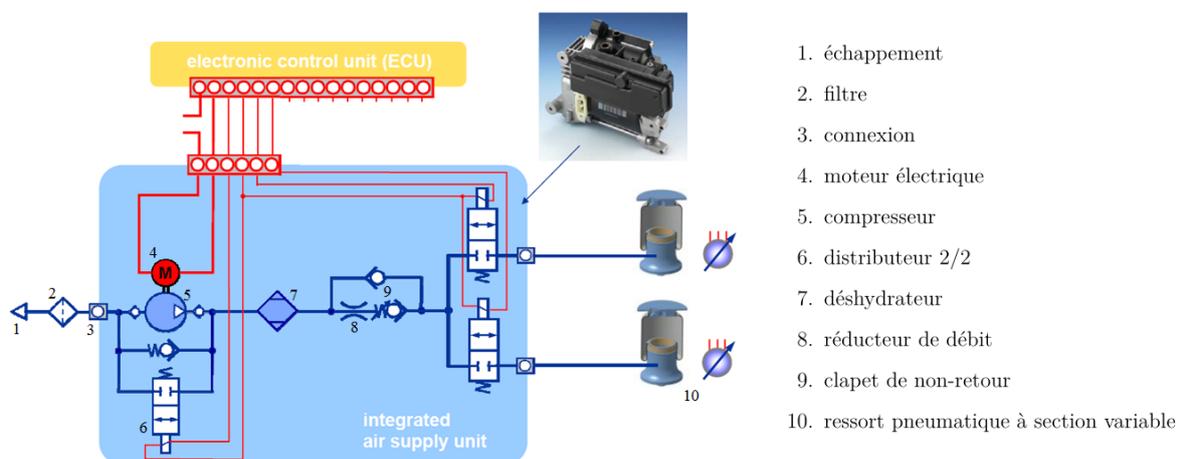


FIGURE 1.41 – Schéma pneumatique du système de suspension pneumatique complet de l'essieu arrière [Becher, 2008]

En cas de régulation de hauteur positive (ou élévation de la caisse), l'unité de commande électronique (ou Electronic Control Unit, ECU) va « ordonner » le pompage d'air depuis l'extérieur afin de l'envoyer, après filtrage et compression, dans le système pneumatique. Afin de ne pas relâcher cet air comprimé vers l'extérieur, le distributeur 2/2 placé en parallèle du compresseur reste en position fermé et s'oppose au passage de l'air (le clapet placé en parallèle de ces deux systèmes permet alors, en cas de surpression dans le système pneumatique, de relâcher directement de l'air vers l'extérieur). Par la suite, l'air comprimé passe à travers un déshydrateur (ou filtre dessiccateur) puis est envoyé vers les deux ressorts pneumatiques à travers les deux distributeurs, en position ouverte, afin de permettre leur gonflement et une régulation de hauteur à une vitesse comprise entre 3 et 6 mm s^{-1} . Ceux-ci passent ensuite en position fermée lorsque la hauteur arrière du véhicule a atteint sa consigne. Cette procédure de correction positive d'assiette est, par ailleurs, schématisée sur la FIGURE 1.42 avec le circuit de l'air à pression atmosphérique en bleu et le circuit de l'air comprimé en rouge.

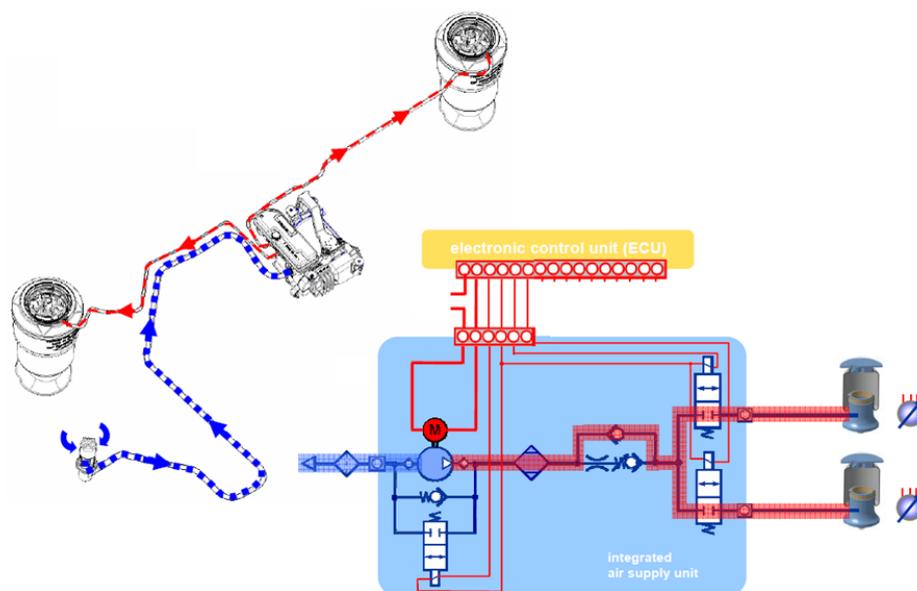


FIGURE 1.42 – Schéma pneumatique du système de suspension pneumatique lors d'une correction d'assiette positive (élévation de la caisse) [Becher, 2008]

Au contraire, en cas de régulation de hauteur négative (ou abaissement de la caisse), l'ECU ordonne l'échappement d'air des vérins pneumatiques en ouvrant les trois distributeurs 2/2. De plus, afin de ne pas permettre une descente trop brusque du véhicule, un réducteur de débit, agissant comme une résistance, est placée entre les ressorts et le filtre afin de permettre une régulation à une vitesse comprise entre $4,5$ et 6 mm s^{-1} . Cette procédure de correction négative d'assiette est schématisée sur la FIGURE 1.43, toujours avec le circuit de l'air à pression atmosphérique en bleu et le circuit de l'air comprimé en rouge.

Par ailleurs, contrairement à d'autres systèmes pneumatiques, ce système pneumatique ne possède pas de réserve d'air comprimé. De ce fait, l'air nécessaire au gonflage des ressorts pneumatiques doit être nécessairement « capté » dans l'air ambiant, d'où la présence d'un filtre afin d'éliminer les impuretés et d'un déshydrateur afin d'assécher l'air. L'air est relâché directement à l'extérieur lors du dégonflage des actionneurs.

Comme indiqué sur les FIGURE 1.41, FIGURE 1.42 et FIGURE 1.43, la section effective du ressort pneumatique est variable. En effet, comme illustré à travers son schéma de la FIGURE 1.44, la membrane s'enroule et se déroule autour du piston lors de la correction d'assiette. Lors d'une correction négative (abaissement) par exemple, celle-ci s'enroule en impliquant une augmentation de la section effective du vérin. Au contraire, et lors d'une régulation positive (élévation), cette membrane se déroule en diminuant la section. Cette variation de la section a pour principale influence le développement d'une force qui n'est pas linéairement reliée à la pression relative à l'intérieur du vérin.

Enfin, et au contraire des systèmes hydropneumatiques, cet actionneur pneumatique ne s'ajoute pas à l'architecture traditionnelle de suspension mais remplace complètement

1.3. UN TOUR D'HORIZON EN MATIÈRE DE SUSPENSION TRADITIONNELLE

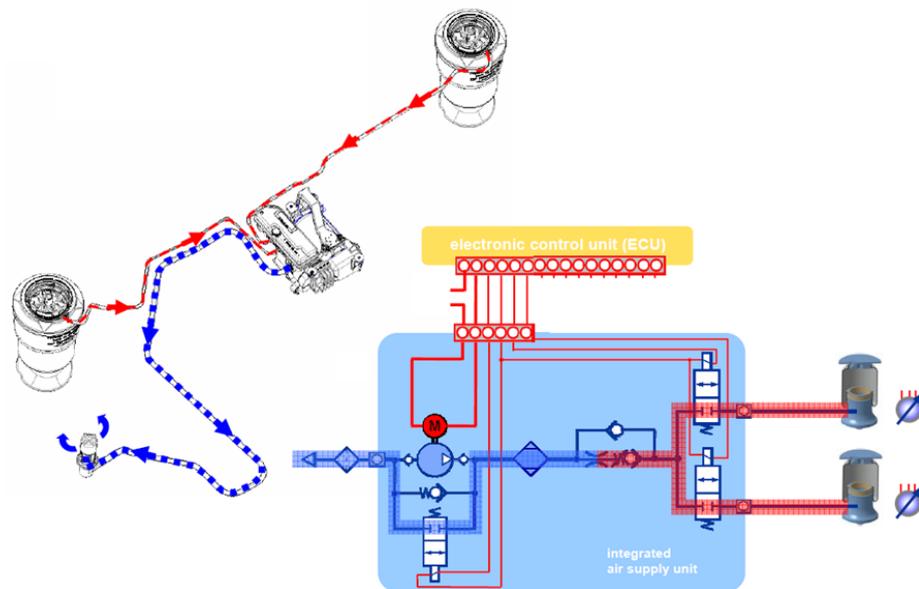


FIGURE 1.43 – Schéma pneumatique du système de suspension pneumatique lors d'une correction d'assiette négative (abaissement de la caisse) [Becher, 2008]

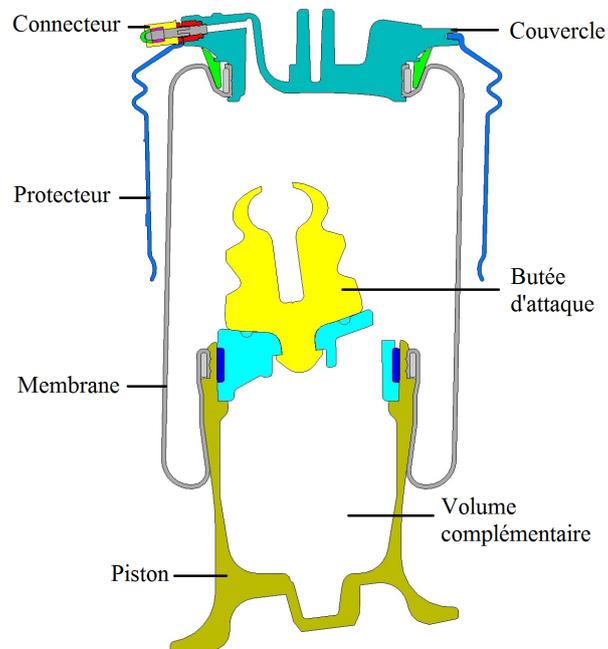


FIGURE 1.44 – Le ressort pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso

le ressort métallique utilisé dans la version initiale du véhicule. Il est alors accompagné du même amortisseur hydraulique que la version métallique comme le présente le schéma pneumatique de la FIGURE 1.45 illustré pour un quart de véhicule.

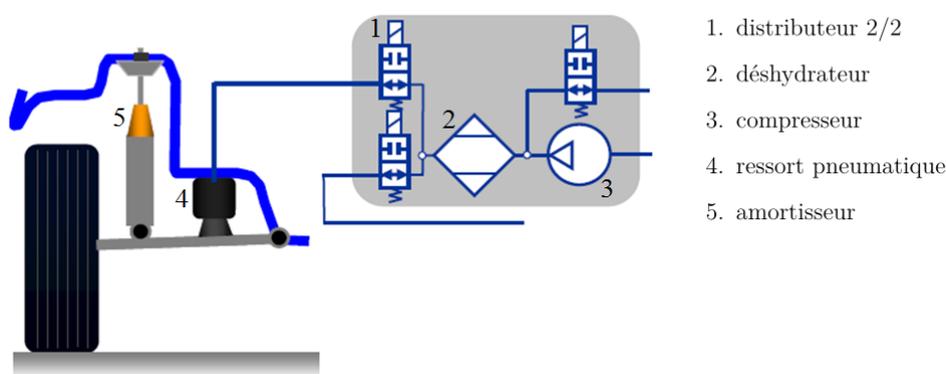


FIGURE 1.45 – Schéma pneumatique du système de suspension pneumatique d'un quart de véhicule [Becher, 2008]

De ce fait, et tandis que les correcteurs d'assiette hydropneumatiques n'interviennent pas dans le comportement dynamique du véhicule, ce système pneumatique joue un rôle en quasi-statique et en dynamique. En effet, en plus de son action active, en quasi-statique, via son rôle de correcteur d'assiette, le ressort pneumatique joue, en dynamique et lorsque la régulation de hauteur est inhibée, un rôle passif en tant qu'élément élastique de la suspension dont il faut tenir compte.

Cette suspension pneumatique, et son système actif aux basses fréquences, sont modélisés dans le paragraphe 5.2.

1.3.4.2 Tour d'horizon d'autres systèmes de suspension pneumatiques

D'autres véhicules du marché proposent l'utilisation de suspensions pneumatiques. Citroën propose, en plus de la Citroën Grand C4 Picasso, un autre véhicule doté de suspensions pneumatiques sur son essieu arrière et présenté sur la FIGURE 1.46 : le Citroën Jumper.

Ce véhicule, également doté d'un système de suspension conçu par Wabco [Becher, 2008], propose un fonctionnement identique au véhicule décrit précédemment avec certaines variantes au niveau de sa composition. De fait, et hormis l'architecture différente des ressorts pneumatiques, ce système, illustré sur la FIGURE 1.47, propose l'utilisation d'un réservoir additionnel d'air.

L'utilisation de cette réserve d'air comprimé permettant le stockage d'air déjà filtré, compressé et déshydraté, ce système permet une régulation positive de hauteur à une vitesse comprise entre 10 et 12 mm s⁻¹, soit jusqu'à 4 fois la vitesse de régulation de la Citroën Grand C4 Picasso. De plus, lors d'une régulation dans le sens de la descente, l'air comprimé des ressorts n'a pas à être « expulsé » vers l'extérieur mais peut être envoyé vers



FIGURE 1.46 – Le Citroën Jumper Combi

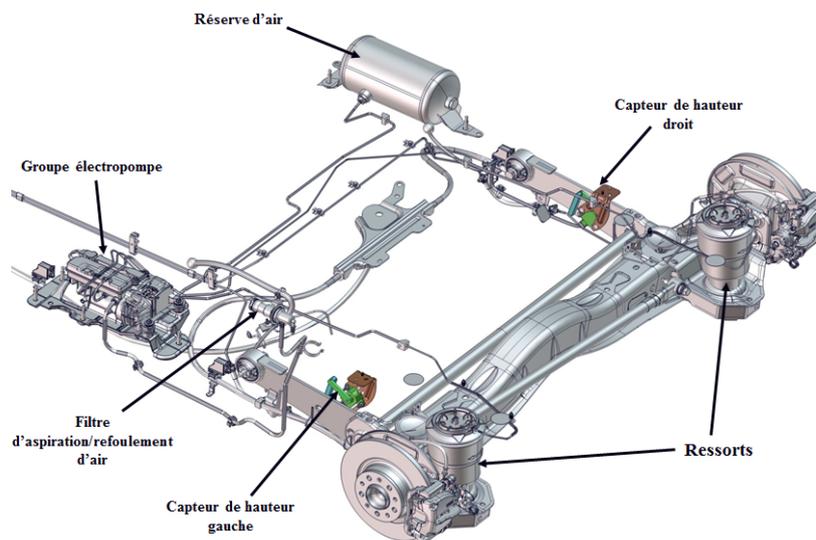


FIGURE 1.47 – Système de suspension pneumatique de l'essieu arrière du Citroën Jumper

cette réserve afin de préparer une future correction dans le sens de la montée. Ceci permet alors de réduire, énergétiquement, le fonctionnement de la suspension, cet air n'ayant pas besoin de passer à nouveau à travers le filtre, le compresseur et le déshydrateur. Pour le reste, le fonctionnement de ce système de suspension est en tout point identique à celui de la Citroën Grand C4 Picasso.

D'autres constructeurs ont aussi optés pour l'utilisation de systèmes actifs pneumatiques. C'est le cas de Audi qui propose, par exemple, une A6 Avant équipée (en option), comme les véhicules Citroën, de suspensions pneumatiques exclusivement sur l'essieu arrière [Audi, nda]. Audi propose également une Allroad Quattro équipée en série de 4 systèmes pneumatiques à 4 paliers [Audi, ndb] comme illustré sur la FIGURE 1.48.

Ce système permet de faire varier, jusqu'à 66 mm, la garde au sol du véhicule selon 4 paliers d'assiette en fonction des situations de conduite. De fait, et alors qu'en mode



FIGURE 1.48 – L'Audi Allroad Quattro

« tout-terrain », la garde au sol peut être augmentée via le passage en assiette haute 1 (+25 mm par rapport à l'assiette normale : assiette de stationnement) ou 2 (+41 mm par rapport à la normale), cette garde au sol peut aussi être diminuée en assiette basse (−25 mm par rapport à la normale) afin d'améliorer le comportement routier. La gestion de la hauteur du centre de gravité est d'ailleurs prévue par une stratégie de régulation basée sur la vitesse du véhicule. Le schéma pneumatique du système de suspension complet est représenté sur la FIGURE 1.49.

En plus de remarquer la présence d'un accumulateur de pression jouant un rôle identique à la réserve d'air, le lecteur pourra noter que l'architecture des ressorts pneumatiques est différente de celles utilisées sur les véhicules Citroën. Alors que, chez Citroën, les ressorts pneumatiques sont accompagnés d'un amortisseur hydraulique, les systèmes pneumatiques de Audi proposent un regroupement coaxial du ressort avec l'amortisseur hydraulique afin de former une jambe de force. Celles-ci sont schématisées sur la FIGURE 1.50.

Ces jambes de force sont aussi développées par Continental [Harting, 2018]. On les retrouve, par exemple, dans les systèmes de suspension de la Tesla Model S afin de modifier, ici aussi, la hauteur du centre de gravité en fonction des conditions de conduite.

1.3.5 Problématiques liées à ces architectures traditionnelles

Ces suspensions aux architectures dites traditionnelles sont toutes composées pour leur fonction dynamique seulement d'un système ressort-amortisseur passif, et ce indépendamment de la technologie utilisée (métallique, hydropneumatique, pneumatique...). De fait, ces suspensions impliquent l'utilisation, pour un état donné, d'une raideur (apparente) et d'une loi d'amortissement constantes. Or, comme il l'a été indiqué précédemment, ces suspensions doivent répondre à de nombreux défis, et surtout à quatre objectifs dynamiques principaux et résumés sur la FIGURE 1.15.

1.3. UN TOUR D'HORIZON EN MATIÈRE DE SUSPENSION TRADITIONNELLE

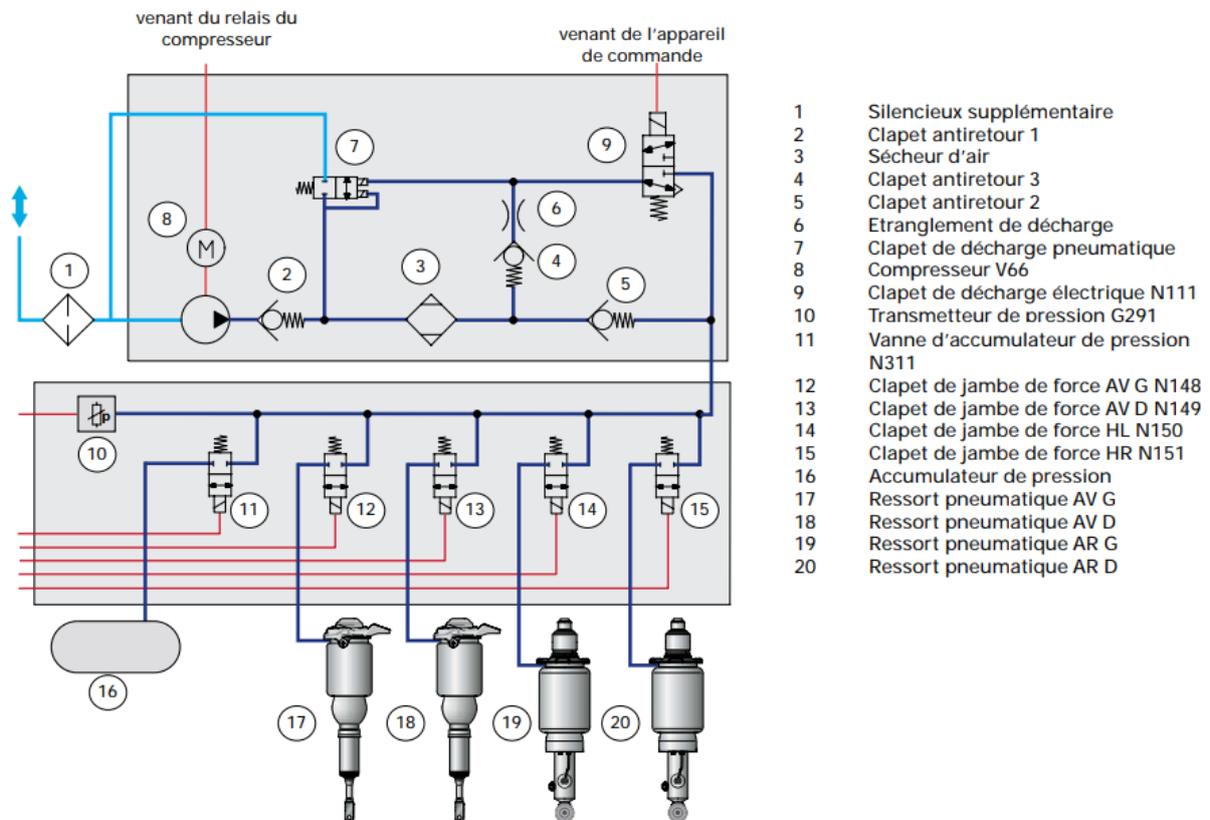


FIGURE 1.49 – Schéma pneumatique du système de suspension de l'Audi Allroad Quattro

Dès lors, et sans parler de l'**interdépendance isolation vibratoire - soutien de la charge statique** inhérente à la technologie métallique, il est aisé de remarquer que ces différents objectifs sont parfois incompatibles. Ces objectifs font apparaître des dilemmes pour le dimensionnement de la suspension [Létévé, 2014] tels qu'illustrés sur la FIGURE 1.51, notamment :

- l'**interdépendance isolation vibratoire - tenues de caisse et de roue** : l'augmentation de l'isolation vibratoire (filtrage des sollicitations route) par une diminution du coefficient de frottement visqueux de l'amortisseur entraîne une diminution des tenues de caisse et de roue (augmentation des facteurs de résonance et diminution des facteurs d'amortissement associés aux modes propres de pompage de caisse et de battement de roue) ;
- l'**interdépendance isolation vibratoire - tenue de caisse sous sollicitations conducteur** : l'augmentation de l'isolation vibratoire (amélioration du confort vibratoire aux moyennes et hautes fréquences) par une diminution de la raideur du ressort de suspension entraîne une augmentation du déplacement de la caisse en virage (mouvement de roulis), au freinage (plongée) et à l'accélération (cabrage), source d'inconfort aux basses fréquences ;

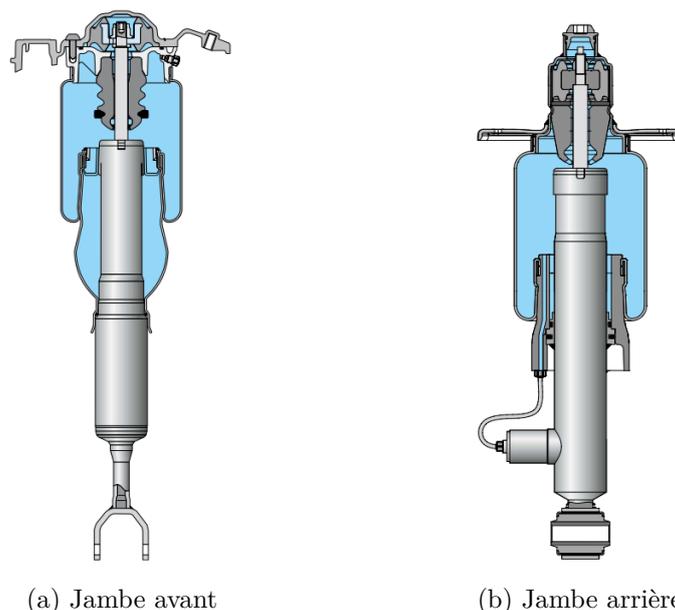


FIGURE 1.50 – Jambes de force de l'Allroad Quattro

- **l'interdépendance masse - amortissement** : l'augmentation de la masse du véhicule (variation entre à vide et en charge) entraîne une diminution de l'amortissement du mode de pompage de la caisse (qui s'accompagne d'une augmentation de son facteur de résonance).

De fait, avec l'utilisation de ces architectures traditionnelles, le constructeur, face à ces dilemmes, se contente de faire le meilleur compromis possible entre les différents objectifs. Malgré tout, les paramètres utilisés dépendent aussi de son positionnement (confort, sportif, tout terrain, ...) ainsi que sa culture. C'est avec l'apparition des architectures complexes de suspension que la gestion de la majorité de ces dilemmes a pu être améliorée [Jezequel, 1995].

1.3.6 Conclusion

À travers cette partie, le rôle de la suspension sur le confort et le comportement routier d'un véhicule a pu être montré, et notamment les rôles de la raideur, apportée traditionnellement par le ressort, et du coefficient de frottement visqueux, apporté quant à lui par l'amortisseur.

Un tour d'horizon de ces architectures de suspension a fait apparaître diverses technologies propices à leur implantation. Néanmoins, tandis qu'une architecture métallique doit compter sur ses mêmes éléments passifs pour réaliser ses fonctions statique et dynamique, l'utilisation de technologies hydropneumatique ou pneumatique permet d'assurer le découplage dynamique grâce à l'intervention d'un correcteur d'assiette.

Il est, par ailleurs, attendu de cette LAS de répondre jusqu'à cinq objectifs permettant d'assurer aussi bien le confort que la sécurité des passagers. Il apparaît alors que l'utilisation de suspensions à architecture traditionnelle est incompatible avec la réalisa-

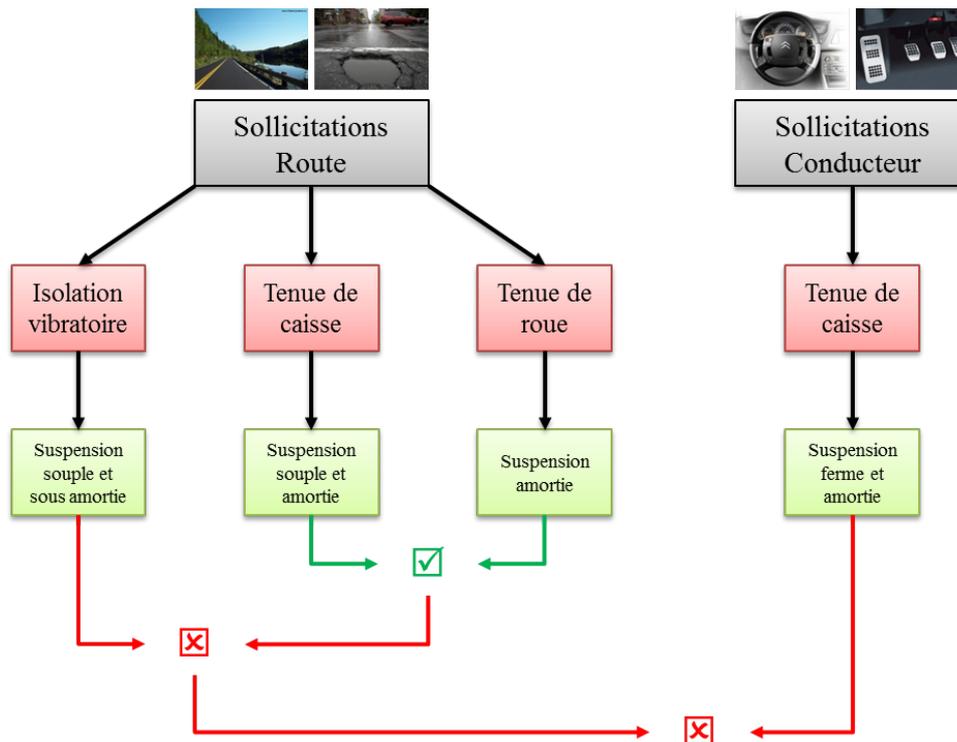


FIGURE 1.51 – Dilemmes inhérents aux architectures traditionnelles de suspension

tion de tous les objectifs. Ces architectures font ainsi apparaître des dilemmes qui leurs sont inhérentes.

1.4 Conclusion

La suspension automobile est un système complexe exerçant un rôle important sur la dynamique globale du véhicule. En effet, tandis que son action sur la dynamique verticale du véhicule semble directe, elle agit aussi indirectement sur les dynamiques latérales et longitudinale du véhicule face aux perturbations émanant du conducteur ou de la route.

Plusieurs domaines de fonctionnement de la suspension, reliés à différents domaines d'étude d'un véhicule automobile, peuvent alors être déterminés. En effet, tandis que le domaine d'étude du confort vibratoire est notamment associé aux « petits » débattements de suspensions (souvent associées aux simples variations du profil routier), d'autres domaines (comportement routier et limites de fonctionnement) justifieront l'étude de cette suspension sous de plus grandes amplitudes de débattement. Dès lors, plusieurs modèles peuvent être définis. Ces modèles, allant du modèle de validation au modèle de synthèse, permettent de prendre en compte ces domaines afin de faciliter la synthèse et la validation d'une architecture de suspension.

En fonction du domaine d'étude considéré, les suspensions doivent répondre à de multiples objectifs, parfois antagonistes. Alors que l'utilisation d'un système actif per-

met de résoudre les principaux dilemmes entre les fonctions statique et dynamique de la suspension à travers l'apport du découplage dynamique, l'utilisation de suspensions traditionnelles (toutes composées, aux petites variations autour d'un point d'équilibre statique, d'un seul ensemble ressort-amortisseur passif) ne permet pas de répondre idéalement à tous les objectifs dynamiques. Ces architectures nécessitent alors un compromis entre confort et comportement routier, ce dernier variant en fonction du positionnement (confort, sportif, tout-terrain, ...) du véhicule ainsi qu'en fonction de la culture du constructeur.

C'est avec l'apparition des architectures complexes de suspension, résultant de l'avancée de la mécatronique, que la gestion de ces dilemmes a pu être améliorée.

Chapitre 2

Architectures complexes de suspension

2.1	Introduction : un tour d’horizon en matière de suspension complexe	57
2.2	La suspension Hydractive de série	62
2.2.1	Introduction : présentation de la suspension Hydractive	62
2.2.2	Architecture de suspension	64
2.2.3	Instrumentation et fonctionnement	67
2.2.4	Performances	68
2.2.5	Conclusion	73
2.3	La suspension CRONE Hydractive	75
2.3.1	Introduction : objectifs	75
2.3.2	Architecture organique : expression analytique de l’impédance	76
2.3.3	Estimation paramétrique et performances	77
2.3.4	Instrumentation et fonctionnement	82
2.3.5	Comparaison des performances : architectures « ferme », « souple » et « CRONE »	82
2.3.6	Conclusion	89
2.4	Conclusion	89

« Les détails font la perfection, et la perfection n'est pas un détail. »

Léonard de Vinci

2.1 Introduction : un tour d'horizon en matière de suspension complexe

C'est avec l'arrivée de la mécatronique, au début des années 1980, que les premières architectures de suspension complexes sont mises au point. Ces architectures, qui apparaissent avec les suspensions pilotées (semi-actives et actives), tentent de mettre en défaut les dilemmes inhérents aux architectures traditionnelles de suspension en modifiant, au besoin, leurs paramètres. Ainsi, les suspensions complexes vont pouvoir agir, via des calculateurs, sur leur loi d'amortissement, sur leur raideur et sur l'assiette du véhicule.

En effet, tandis que les suspensions pneumatiques développées par Continental pour la Tesla Model S ne permettent que la gestion de la hauteur du centre de gravité du véhicule en fonction des conditions de conduites, les jambes de forces développées pour le système AirMatic (FIGURE 2.1), par exemple, y ajoutent des amortisseurs pilotés. Dès lors, la gestion de l'amortissement, effectuée de manière indépendante sur chacune des suspensions, permet d'améliorer les performances du véhicule [Mercedes-Benz, nd].



FIGURE 2.1 – Jambe de force du système de suspension AirMatic

En plus de ces systèmes, Continental propose dorénavant des suspensions pneumatiques à multi-volumes connectables permettant le pilotage de la raideur de suspension en fonction des conditions [Gazeau, 2018]. Ces systèmes, avec ou sans amortisseur hydraulique intégré, offrent une raideur de suspension variable fonction du nombre de volumes connectés. Un exemple de ces systèmes CAirS (Continental Air Supply), composé de trois chambres, est présenté sur la FIGURE 2.2 avec les délimitations des trois chambres surlignées en jaune. Ce système propose 4 raideurs différentes (chambre principale, chambre principale + volume 1, chambre principale + volume 2, chambre principale + volume 1 + volume 2). Ces systèmes équipent, depuis 2018, des véhicules tels la Bentley Continental GT ou la nouvelle Porsche Cayenne.

D'autres systèmes, au contraire, permettent non pas d'agir directement sur le volume de la chambre d'air, mais d'agir sur la section efficace du piston via l'utilisation d'un dispositif hydraulique afin de faire varier la raideur de la suspension [Hedrich et al.,



FIGURE 2.2 – Coussin à triple chambre de Continental [Gazeau, 2018]

2018]. En effet, l'effort développé par l'actionneur étant directement relié à cette section, une augmentation de cette dernière permet d'augmenter significativement la raideur du système.

Toutes les architectures complexes de suspension ne sont pas réalisées en technologie pneumatique. Parmi les nombreuses autres solutions complexes existantes, la suspension BOSE [Bose, 1964] [Kashem et al., 2018], développée à partir des années 1980 par le Docteur Amar Bose, utilise un actionneur électromagnétique permettant le rejet des perturbations provenant de la route ou du conducteur. Pour cela, et après avoir mené une étude durant plusieurs décennies afin de déterminer, de façon analytique, la performance optimale d'une suspension (indépendamment des limites de toute solution technologique actuelle), il a proposé un système, géré par un ensemble d'algorithmes de commande, comprenant un moteur linéaire électromagnétique et un amplificateur de puissance disposé au niveau de chaque roue (FIGURE 2.3) et permettant une action roue par roue. Le moteur électromagnétique, composé d'un vérin électrique, assure le rôle de suspension et permet l'absence de tout ressort ou amortisseur.

Malgré un poids considérable de 30 kg par roue ainsi qu'un coût de production très important, ce dispositif propose de très bonnes performances. Le moteur électromagnétique de la suspension BOSE permet ainsi de contrôler la tenue de caisse sous sollicitations conducteur en supprimant les mouvements de tangage et de roulis, comme illustré sur la FIGURE 2.4, lors de manoeuvres d'urgence. De plus, cette suspension étant totalement commandable, il est également possible de faire prendre du roulis au véhicule équipé de la suspension BOSE, lors d'un enchainement de virages (des chicanes par exemple), et ce de la même façon qu'un véhicule à 2 roues.

2.1. INTRODUCTION : UN TOUR D'HORIZON EN MATIÈRE DE SUSPENSION COMPLEXE

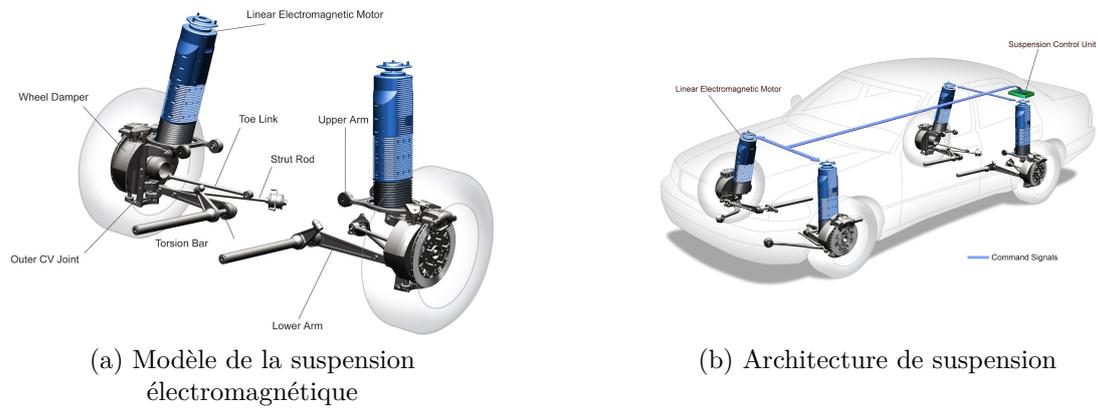


FIGURE 2.3 – La suspension BOSE

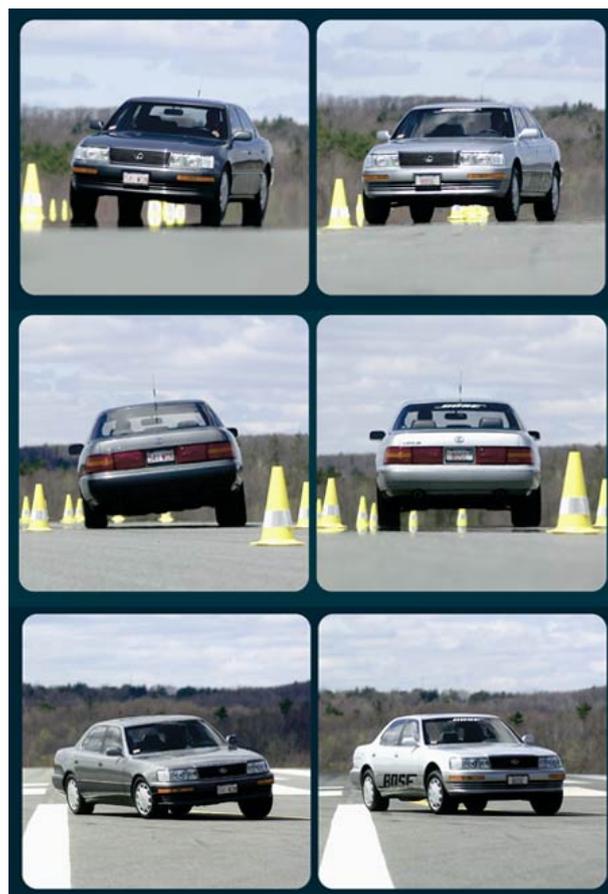


FIGURE 2.4 – Illustration de la tenue de caisse pour un véhicule équipé d'une suspension hydraulique de série (à gauche) et du même véhicule équipé de la suspension Bose (à droite)

2.1. INTRODUCTION : UN TOUR D'HORIZON EN MATIÈRE DE SUSPENSION COMPLEXE

Une autre approche consiste à ajouter un moteur électrique à l'intérieur de la roue pour permettre, tout comme la suspension BOSE, de contrôler la tenue de caisse sous sollicitations conducteur. C'est ce qu'a proposé Michelin avec l'Active Wheel (FIGURE 2.5) lors du Mondial de l'Automobile en 2008.



FIGURE 2.5 – L'Active Wheel de Michelin

Contrairement au système Bose, l'Active Wheel conserve certains éléments présents dans une architecture traditionnelle, à savoir le ressort, le moteur permettant alors d'anticiper les actions du conducteur en générant une force visant à tenir la caisse. Cette suspension électro-mécanique possède un temps de réponse extrêmement rapide lui permettant de contrôler le pompage, le tangage et le roulis du véhicule. De plus, l'utilisation d'un système par roue permet un meilleur contrôle de la stabilité du véhicule et donc d'accroître la sécurité des passagers. Ce dispositif n'est, malgré tout, pas proposé en série par les constructeurs en raison de son coût de fabrication et d'entretien.

Tandis que ces deux dernières suspensions n'ont jamais été commercialisées, c'est la société ClearMotion [ClearMotion, 2008], fondée en 2009, qui a acquis, en 2017, la technologie développée par Bose et qui s'apprête à la proposer sur le marché [Carnoy, 2017] [Cheromcha, 2018] [Rosen, 2019]. Par ailleurs, et comme pour l'Active Wheel, leur suspension conserve certains éléments présents dans une architecture traditionnelle, à savoir l'amortisseur. Ce système, illustré FIGURE 2.6a, se concentre alors autour d'un module principal appelé « Activalve » (FIGURE 2.6b) conçu pour être monté sur tous les amortisseurs standards. Ce dispositif électro-hydraulique est composé d'une pompe à engrenages, d'un moteur électrique sans balais et d'un contrôleur numérique qui, lorsqu'il détecte une potentielle sollicitation provenant de la route ou du conducteur, permet au moteur de réagir en exerçant une pression sur l'amortisseur en moins de cinq millisecondes.

Par ailleurs, l'utilisation de quatre Activalves, une pour chaque roue, crée un système connecté nommé « Digital Chassis ». Ce dernier permet alors la collection de données routières, en les stockant dans un cloud afin d'être analysées et traitées, dans le but de pouvoir être réutilisées et procurer le meilleur confort de conduite possible.

Un autre dispositif de suspension complexe, la suspension Hydractive bi-architecture conçue par Citroën, est lui disponible sur le marché des véhicules de tourisme depuis la fin des années 1980 [Institut Citroën, 2001]. Équipant à l'origine la Citroën XM, cette



FIGURE 2.6 – La suspension active ClearMotion

suspension résulte de la suspension traditionnelle hydropneumatique combinée à l'électronique embarquée, en proposant deux architectures de suspension : une architecture « ferme » et une architecture « souple ». L'architecture « ferme », réalisée par une architecture traditionnelle de suspension, permet de répondre aux besoins en comportement routier tandis que l'architecture « souple », caractérisée par une architecture complexe, permet de répondre aux besoins en confort vibratoire. Le passage de l'une à l'autre des architectures est alors réalisé à l'aide d'une électrovanne.

La première partie de ce chapitre est consacrée à cette suspension Hydractive de série. Cette suspension, conçue par Citroën et entrant dans le groupe des architectures complexes de suspension, est présentée à travers son architecture, ses performances et son fonctionnement qui permet de mettre en défaut les dilemmes inhérents aux suspensions traditionnelles. La seconde partie de ce chapitre est, quant à elle, consacrée à une version évoluée de la suspension Hydractive de série : la suspension CRONE Hydractive. Cette version, la plus aboutie de la suspension CRONE (cf. Annexe B) et qui a été implantée sur une Citroën C5, résulte de la combinaison de la suspension Hydractive de série et de l'approche CRONE dans le domaine des suspensions automobiles (qui permet, notamment, la définition d'une architecture « CRONE »). Cette suspension est alors présentée et ses performances sont comparées à celles de la version de série afin de démontrer son apport ainsi que son fonctionnement simplifié.

Remarque

*Dans la suite de ce mémoire, et afin de simplifier les notations, l'architecture définie pour répondre aux besoins en comportement routier est dénommée **architecture « ferme »**, tandis que l'architecture définie pour répondre aux besoins en confort vibratoire est appelée **architecture « souple »**. Par ailleurs, l'architecture se basant sur une architecture de suspension CRONE, elle aussi définie pour répondre aux besoins en confort vibratoire, est baptisée **architecture « CRONE »**.*

La majorité des travaux présentés dans ce mémoire proposent de se focaliser sur le domaine de fonctionnement des petites variations de la course de la suspension autour

de la position d'équilibre statique. Ce domaine de fonctionnement, correspondant essentiellement à la dynamique verticale et associé au domaine d'étude du confort vibratoire, n'a pas d'impact significatif sur la dynamique globale du véhicule. Il est généralement le premier domaine étudié dans le cadre d'une démarche, non seulement d'analyse afin de comprendre les phénomènes physiques dominants, mais aussi de synthèse de toute nouvelle architecture de suspension orientée confort vibratoire. De fait, les méthodologies d'analyse et de synthèse dans le cadre du confort vibratoire sont introduites en annexe A.

2.2 La suspension Hydractive de série

2.2.1 Introduction : présentation de la suspension Hydractive

La suspension Hydractive, dérivée de la suspension traditionnelle hydropneumatique inventée par Paul Magès, a pu être développée, au cours des années 1980, grâce à l'avancée de la mécatronique. La première génération qui équipa la Citroën XM, présentait, par rapport à la suspension traditionnelle, une sphère supplémentaire par essieu permettant, grâce à l'utilisation de l'électronique, de passer d'une architecture « normale » à une architecture « sport » (et inversement). Aussi, et depuis cette première version, deux autres versions de cette suspension, l'Hydractive II présente sur la Citroën Xantia puis l'Hydractive III (avec aussi la version III+), présentée sur la FIGURE 2.7, utilisée sur la Citroën C5 avant l'arrêt de sa commercialisation en 2015.

Ce système de suspension est relié à de nombreux capteurs mesurant, entre autres, l'angle et la vitesse de rotation du volant, l'accélération, le freinage ainsi que le débattement vertical de la caisse. Ces mesures sont ensuite analysées par un calculateur qui actionne une électrovanne agissant sur le réseau hydraulique haute pression par l'intermédiaire de l'ajustement du régulateur de hauteur. Les sphères et amortisseurs constituant le réseau sont, par ailleurs, disposés de façon à permettre l'utilisation des deux architectures de la suspension. Cette suspension est ainsi capable d'anticiper les sollicitations en se plaçant automatiquement sur la meilleure architecture de fonctionnement par rapport aux conditions (profil de la route et style de conduite). Le dispositif de fonctionnement correspondant à la génération Hydractive III est indiqué sur la FIGURE 2.7.

Afin de répondre au premier objectif statique de la suspension permettant le soutien de la charge statique, en la « suspendant » afin qu'elle ne tombe pas sur ses butées, le système de la suspension Hydractive comprend aussi un dispositif de correction d'assiette automatique illustré sur la FIGURE 2.8. Ce système assure le maintien de la garde au sol du véhicule en la modifiant sur demande du conducteur ou, en dynamique, en fonction de la vitesse et de l'état de la route. Pour cela, et comme sur le mécanisme de correction d'assiette de la suspension traditionnelle hydropneumatique (FIGURE 1.30), ce dispositif se base sur l'utilisation d'un groupe électropompe (avec pompe, accumulateur et réservoir) également nécessaire à la mise sous pression du dispositif de l'Hydractive. Dès lors, lorsque le capteur électromécanique mesure une variation de la hauteur de caisse par rapport à la consigne, un signal d'ouverture est envoyé à la servovalve, ce dernier permettant la circulation du fluide jusqu'à régulation complète.

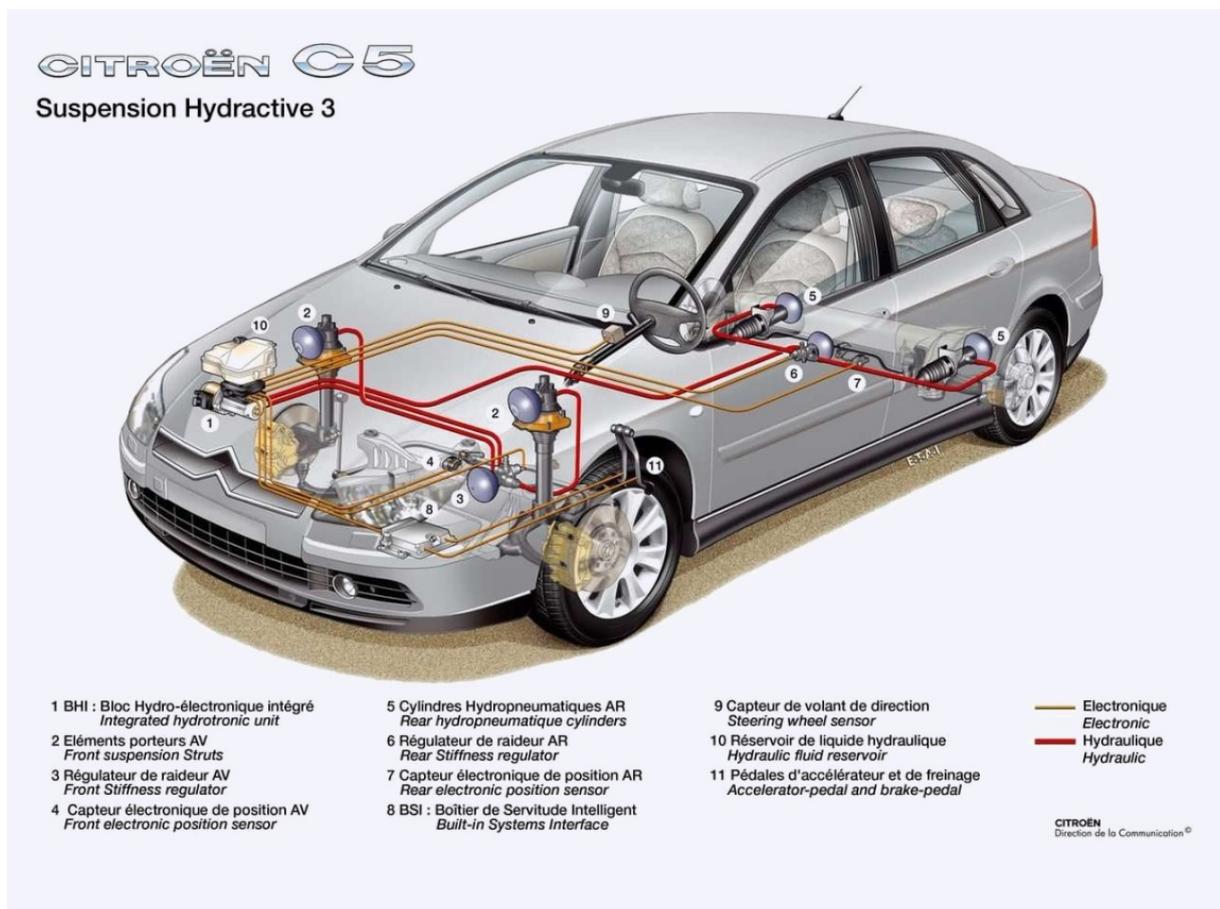


FIGURE 2.7 – Dispositif de la suspension Hydractive III

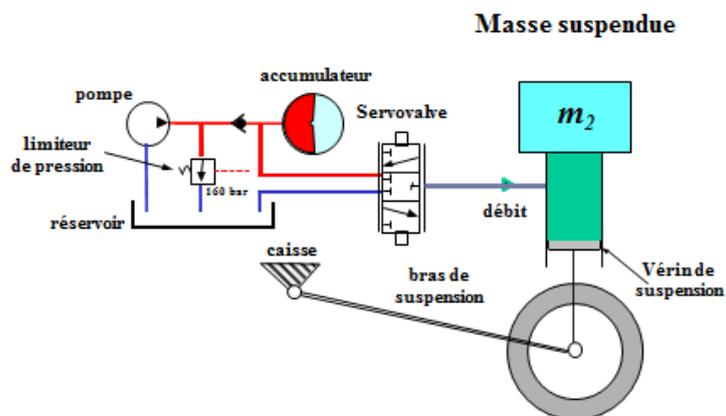


FIGURE 2.8 – Représentation du système de correction d'assiette de la suspension Hydractive de série

Le comportement dynamique de la suspension, correspondant aux différents objectifs d'isolation vibratoire ainsi que de tenues de caisse et roue, est géré par les deux architectures « souple » et « ferme ». Le passage de l'une à l'autre des architectures est alors réalisé à l'aide d'une électrovanne tel qu'illustré sur la FIGURE 2.9.

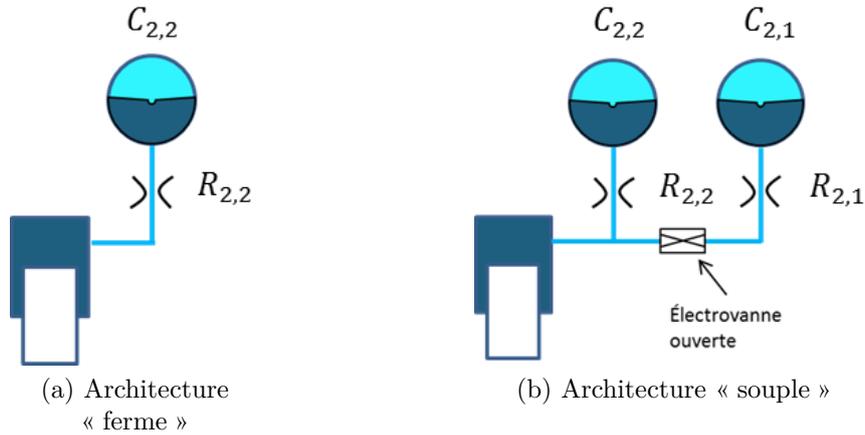


FIGURE 2.9 – Architectures de la suspension Hydractive de série par quart de véhicule

2.2.2 Architecture de suspension

L'architecture organique de la suspension Hydractive de série, permettant l'utilisation d'une architecture « ferme » et d'une architecture « souple », est composée :

- d'une sphère associée à son amortisseur (par roue), illustré sur la FIGURE 2.9a. Ils définissent alors l'ensemble ressort-amortisseur d'une architecture traditionnelle dimensionnée pour le comportement routier, et caractérisée comme l'architecture « ferme » de par son gain statique (raideur résultante) du transfert force-débattement plutôt élevé, présentant l'impédance mécanique $I_s(s)$ suivante :

$$I_s(s) = S_v^2 \left(\frac{1}{C_{2,2}s} + R_{2,2} \right) = \frac{k_{2,2}}{s} + b_{2,2} ; \quad (2.1)$$

- d'une sphère additionnelle et son amortisseur (communs à l'essieu). L'ensemble, illustré sur la FIGURE 2.9b, définit alors une architecture complexe dimensionnée pour le confort vibratoire et définie comme l'architecture « souple » de par son gain statique du transfert force-débattement plus faible, présentant l'impédance mécanique suivante :

$$I_s(s) = \frac{S_v^2}{\frac{1}{\left(\frac{1}{C_{2,1}s} + R_{2,1} \right)} + \frac{1}{\left(\frac{1}{C_{2,2}s} + R_{2,2} \right)}} ; \quad (2.2)$$

- et d'une électrovanne Tout-Ou-Rien (TOR) permettant le passage d'une architecture à l'autre en isolant, ou en mettant en communication, les différents organes hydropneumatiques composant la suspension ;

avec S_v (m^2) représentant la section équivalente du vérin de suspension (tenant compte de la démultiplication due à la cinématique du train), $C_{2,i}$ ($\text{m}^5 \text{N}^{-1}$) la capacité hydropneumatique de la sphère i (avec $C_{2,2} = S_v^2/k_{2,2}$) et $R_{2,i}$ (N s m^{-5}) la résistance hydraulique de l'amortisseur associé à la sphère i (avec $R_{2,2} = b_{2,2}/S_v^2$).

On peut alors observer l'équivalence entre la forme de l'impédance de l'architecture « ferme » de la suspension Hydractive avec celle des architectures traditionnelles de suspension indiquant, au passage, l'équivalence entre ces architectures.

Remarque

Afin d'éviter les confusions avec les paramètres k_1 , b_1 , k_2 et b_2 du modèle d'analyse du véhicule de référence mentionnés sur la FIGURE 1.22, les raideurs et coefficients de frottement visqueux des architectures « souple », « ferme » et « CRONE » sont notés $k_{2,i}$ et $b_{2,i}$ pour la suite de ces travaux. Il en est de même pour les capacités, notées $C_{2,i}$, et les résistances, notées $R_{2,i}$, l'indice 2 permettant de les rapporter, comme pour k_2 et b_2 , à l'étage secondaire où se localise la suspension.

Le système de suspension complet correspondant à la suspension Hydractive de série est finalement représenté sur la FIGURE 2.10, avec le dispositif de correction d'assiette sur la gauche et le dispositif de la suspension Hydractive, permettant l'utilisation des architectures « ferme » et « souple », sur la droite.

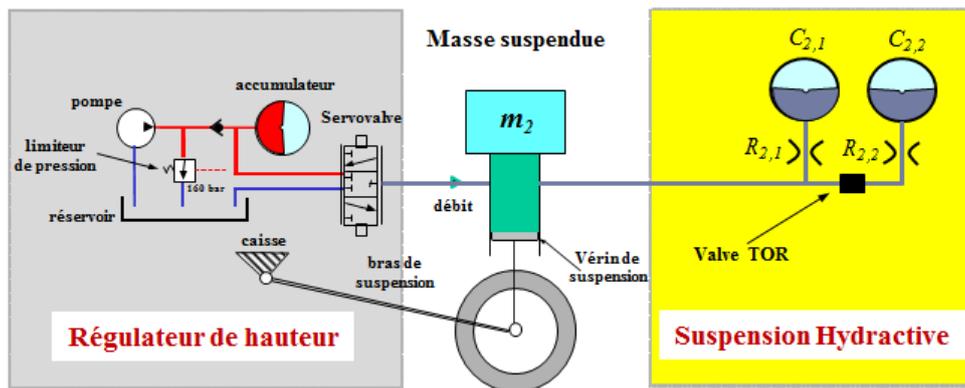


FIGURE 2.10 – Schéma de fonctionnement de la suspension Hydractive de série

Ce système peut être représenté par un schéma-bloc composé d'une boucle interne représentant la boucle naturelle de la suspension et d'une boucle externe représentant la dynamique du correcteur d'assiette (voir FIGURE 1.9). L'impédance mécanique $I_s(s)$ peut alors être définie, en fonction de l'architecture, par l'expression (2.1) (architecture « ferme ») ou par l'expression (2.2) (architecture « souple »). La boucle ouverte (BO)

2.2. LA SUSPENSION HYDRACTIVE DE SÉRIE

équivalente $\beta(s)$ de ce système peut alors se déduire à travers la relation :

$$\beta(s) = I_s(s)A_2(s) = I_s(s)\frac{1}{m_2s}. \quad (2.3)$$

Le correcteur d'assiette hydropneumatique pouvant être considéré comme un générateur de flux (car injectant un débit volumique $q(t)$ (en $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$) à travers la servovalve), le schéma-bloc représentant le système complet de la suspension Hydractive de série peut alors se représenter comme sur la FIGURE 2.11. Les sollicitations route s'exercent alors à travers le déplacement vertical de la roue (la dynamique de celle-ci étant négligée).

Ce régulateur de hauteur est caractérisé par son capteur de débattement de fonction de transfert $H_C(s)$ et dont la sortie est comparée à la référence de hauteur. Son régulateur, de fonction de transfert $R(s)$, permet alors la régulation du débattement à travers la génération d'une commande (composante FeedBack) $U_{FB}(s)$ qui s'ajoute à la composante générée par la partie FeedForward $U_{FF}(s)$. K_A représente, finalement, le gain de son amplificateur tension-courant et $H_D(s)$ la fonction de transfert de la servovalve permettant, en fonction du courant reçu, de laisser plus ou moins passer le débit de fluide dans le vérin. Par ailleurs, $U(s) = F_{\Sigma_2}(s) - F_0(s)$.

La bande passante du régulateur étant de $[0, 0,1 \text{ rad s}^{-1}]$ tandis que celle du mode pompage de caisse de la suspension étant de $[0, 6 \text{ rad s}^{-1}]$, le découplage dynamique des deux boucles est bien assuré.

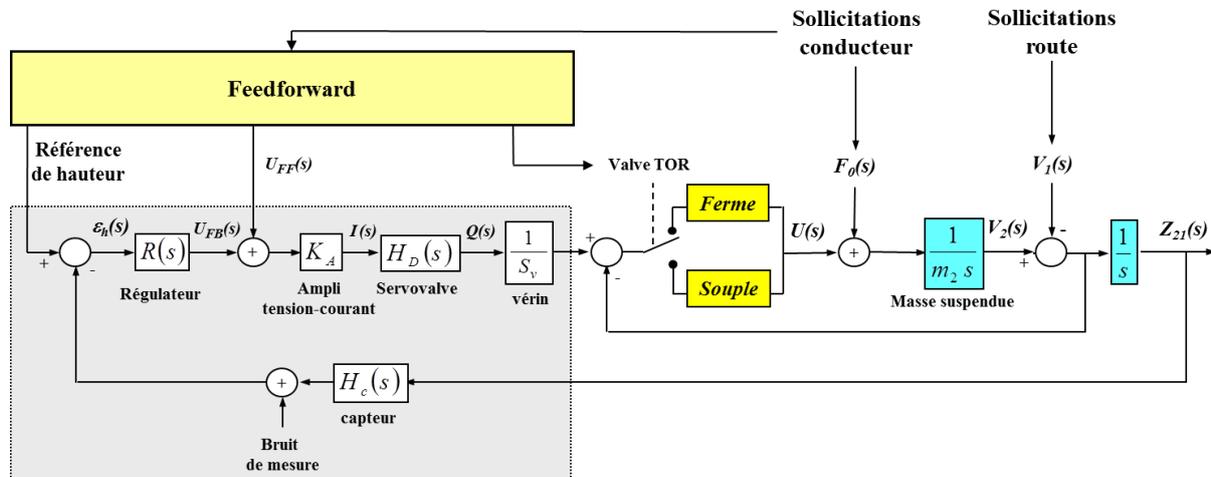


FIGURE 2.11 – Schéma-bloc de la suspension Hydractive de série (dynamique de roue négligée)

Par cette architecture avec correcteur d'assiette, la suspension Hydractive de série permet de découpler son rôle statique de son rôle dynamique, et notamment les fonctions « soutien de la charge statique » et « isolation vibratoire ». Elle répond ainsi à l'un des premiers dilemmes rencontrés dans les architectures traditionnelles de suspension. De plus, et grâce à l'architecture organique permettant l'utilisation de plusieurs architectures de suspension, la gestion des autres dilemmes peut être prise en compte. Ses moyens d'action sur les principaux objectifs d'une suspension de véhicule de tourisme sont illustrés

sur la FIGURE 2.12 (il est à noter que l'architecture « ferme » doit être utilisée pour le comportement routier mais aussi pour répondre à certains objectifs répondant au domaine d'étude du confort vibratoire, ce point est abordé dans les paragraphes 2.2.3 et 2.2.4).

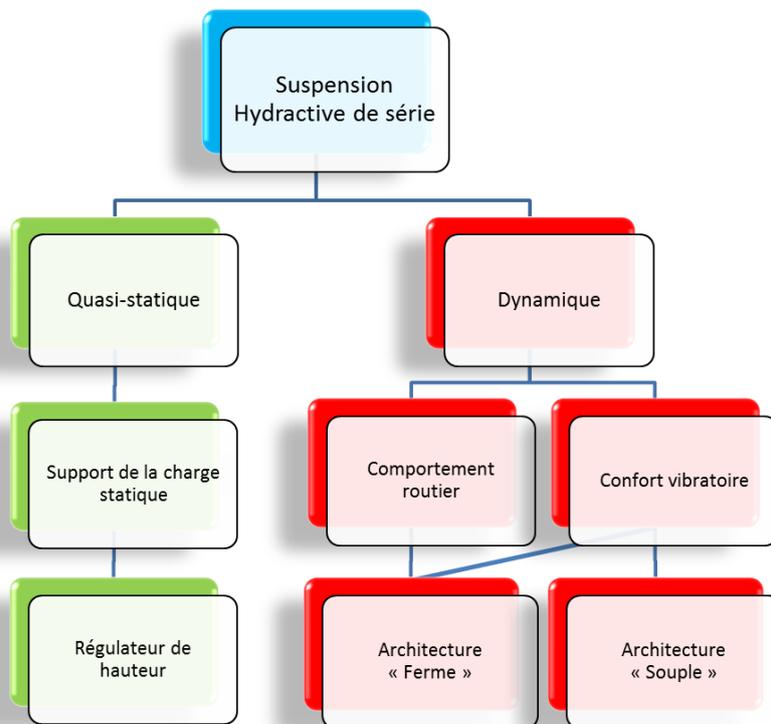


FIGURE 2.12 – Moyens d'action de la suspension Hydractive de série sur les principaux objectifs d'une suspension de véhicule de tourisme

2.2.3 Instrumentation et fonctionnement

D'un point de vue de l'instrumentation, les véhicules équipés d'une suspension Hydractive sont pourvus notamment :

- de capteurs de débattement permettant de mesurer la hauteur de la caisse par rapport à la roue ;
- de capteurs de position des pédales (frein et accélération) et d'angle au volant permettant l'anticipation des conséquences des actions du conducteur (via les reports de charge $f_0(t)$) ;
- et d'un calculateur permettant, à partir des mesures des capteurs et d'un algorithme de supervision, de commander l'ouverture ou la fermeture de la valve TOR afin de permettre la commutation entre les architectures « ferme » et « souple ».

Du point de vue du fonctionnement, et comme mentionné précédemment, la suspension Hydractive de série s'appuie sur deux « lois de comportement », une caractérisée par

l'architecture « souple » et l'autre caractérisée par l'architecture « ferme ». Ces deux lois permettent de mettre en défaut les dilemmes inhérents aux simples architectures traditionnelles. La logique de commutation permettant de passer d'une architecture à l'autre (FIGURE 2.13) est la suivante :

- l'architecture « souple » est utilisée en l'absence de sollicitation conducteur (ligne droite et vitesse constante) et en présence d'un débattement faible (mesuré inférieur à un seuil prédéfini) afin de favoriser l'isolation vibratoire ;
- l'architecture « ferme » est utilisée en présence de sollicitation conducteur (détectée et mesurée par les capteurs) et/ou d'un débattement élevé (mesuré supérieur au seuil prédéfini) afin de favoriser le comportement routier et/ou les tenues de caisse et de roue.

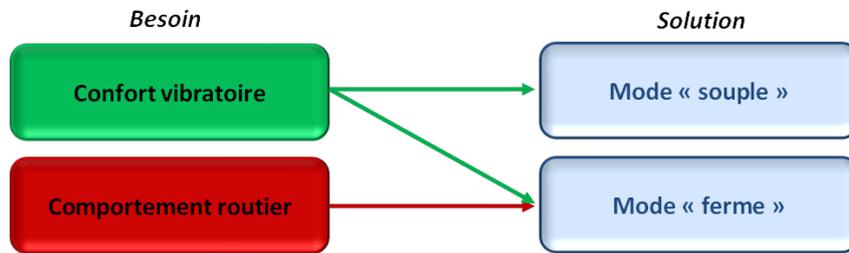


FIGURE 2.13 – Schéma de fonctionnement de la suspension Hydractive de série

Ceci implique finalement une limitation du dimensionnement de l'architecture « ferme », cette dernière étant utilisée sous sollicitations conducteur et route.

2.2.4 Performances

Les valeurs numériques des paramètres du modèle linéarisé de la suspension Hydractive de série, et correspondant à un quart de véhicule arrière, sont présentés dans le tableau 2.1.

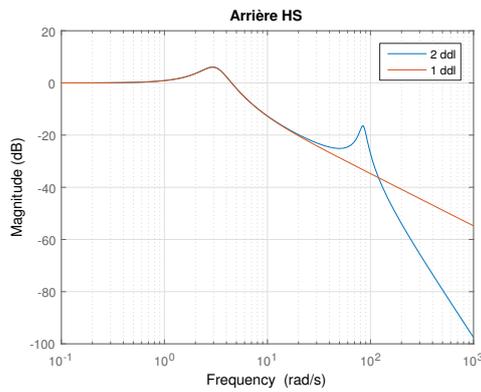
Étage primaire ($i = 1$)			
$m_1 = 50 \text{ kg}$			
$k_1 = 350\,000 \text{ N m}^{-1}$			
$b_1 = 50 \text{ N s m}^{-1}$			
Étage secondaire ($i = 2$)			
A vide		En charge	
$m_2 = 320 \text{ kg}$		$m_2 = 472 \text{ kg}$	
$C_{2,1} = 13,74 \times 10^{-12} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1}$	$C_{2,2} = 12,50 \times 10^{-12} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1}$	$C_{2,1} = 6,33 \times 10^{-12} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1}$	$C_{2,3} = 5,75 \times 10^{-12} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1}$
$R_{2,1} = 16,85 \times 10^9 \text{ N s m}^{-5}$	$R_{2,2} = 12,04 \times 10^9 \text{ N s m}^{-5}$	$R_{2,1} = 16,85 \times 10^9 \text{ N s m}^{-5}$	$R_{2,2} = 12,04 \times 10^9 \text{ N s m}^{-5}$
$S_v = 2,88 \times 10^{-4} \text{ m}^2$			

TABLE 2.1 – Valeurs numériques des paramètres du modèle quart de véhicule arrière équipé de la suspension Hydractive de série

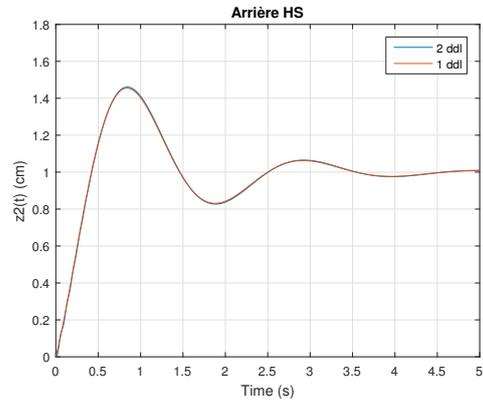
On peut alors observer la dépendance des capacités hydropneumatiques des sphères à la masse suspendue m_2 , les capacités diminuant lorsque la masse augmente [Serrier,

2008]. Par ailleurs, il est important de remarquer que les configurations « à vide » et « en charge » de la Citroën C5 ne sont pas les mêmes que celles du véhicule de référence considéré pour ces travaux.

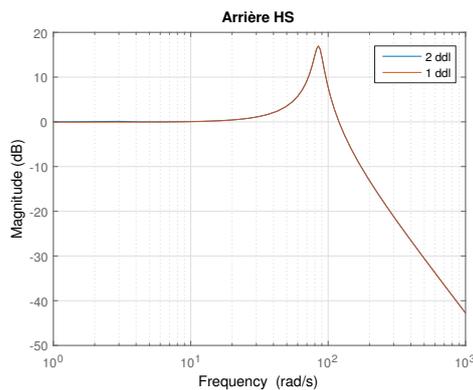
Ainsi, dans le contexte d'étude défini précédemment et en utilisant les paramètres du tableau 2.1, le découplage dynamique et la validité des hypothèses simplificatrices introduites sont illustrés sur la FIGURE 2.14. Cette figure présente les diagrammes de gain des réponses fréquentielles $T_{20}(j\omega)$ et $T_{10}(j\omega)$ ainsi que les réponses indicielles $z_2(t)$ et $z_1(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm, à l'aide des modèles à 2 ddl et 1 ddl, dans le cas à vide et en architecture « souple ». On peut alors remarquer que, dans la bande passante considérée, le modèle à 1 ddl est équivalent au modèle quart de véhicule à 2 ddl.



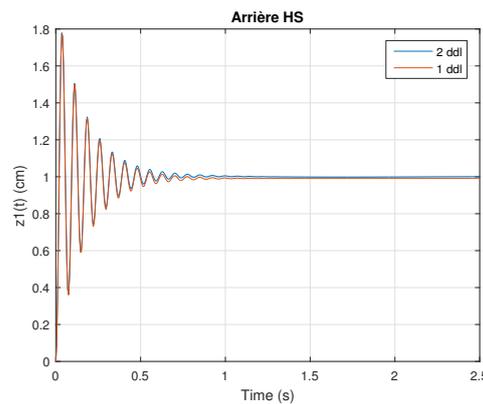
(a) Diagrammes de gain des réponses fréquentielles $T_{20}(j\omega)$



(b) Réponses indicielles $z_2(t)$



(c) Diagrammes de gain des réponses fréquentielles $T_{10}(j\omega)$



(d) Réponses indicielles $z_1(t)$

FIGURE 2.14 – Réponses fréquentielles et indicielles obtenues avec les modèles à 2 ddl (en bleu) et à 1 ddl (en rouge) de la suspension Hydractive de série, dans le cas à vide et en architecture « souple » (HS)

2.2. LA SUSPENSION HYDRACTIVE DE SÉRIE

Les valeurs numériques des pulsations naturelles ω_{ni} et des facteurs d'amortissement ζ_i , à vide et en charge, et pour les architectures « ferme » (HF) et « souple » (HS) sont illustrées dans les tableaux 2.2.

ω_{n1} (rad s ⁻¹)	Mode de roue		Variations
	HF	HS	
À vide	85,4	85,2	-0,2 %
En charge	86,4	85,7	-0,8 %
Variations	+1,2 %	+0,6 %	

(a) Pulsation naturelle non amortie du mode de roue ω_{n1}

ζ_1	Mode de roue		Variations
	HF	HS	
À vide	0,121	0,0707	-41,6 %
En charge	0,12	0,0705	-41,3 %
Variations	-0,8 %	-0,3 %	

(b) Facteur d'amortissement du mode de roue ζ_1

ω_{n2} (rad s ⁻¹)	Mode de caisse		Variations
	HF	HS	
À vide	4,54	3,16	-30,4 %
En charge	5,44	3,79	-30,3 %
Variations	+19,8 %	+19,9 %	

(c) Pulsation naturelle non amortie du mode de caisse ω_{n2}

ζ_2	Mode de caisse		Variations
	HF	HS	
À vide	0,355	0,297	-11,3 %
En charge	0,181	0,164	-9,4 %
Variations	-46,0 %	-44,8 %	

(d) Facteur d'amortissement du mode de caisse ζ_2

TABLE 2.2 – Valeurs numériques de ω_{n1} , ζ_1 , ω_{n2} et ζ_2 de la suspension Hydractive de série, à vide et en charge, pour les architectures « ferme » (HF) et « souple » (HS)

L'état paramétrique de référence considéré pour calculer les variations relatives étant celui de l'architecture « ferme » pour le calcul de la sensibilité de ω_{ni} et ζ_i aux variations de chargement (à vide et en charge) et celui du chargement à vide pour le calcul de la sensibilité de ω_{ni} et ζ_i aux variations d'architecture de fonctionnement (« ferme » et « souple »), il convient de remarquer :

- pour le mode de roue :
 - la quasi-insensibilité de ω_{n1} aux variations de chargement et d'architecture ;
 - la quasi-insensibilité de ζ_1 aux variations de chargement pour une architecture donnée ;
 - mais une sensibilité de ζ_1 de l'ordre de -41,5 % aux variations d'architecture ;
- pour le mode de caisse :
 - une sensibilité de ω_{n2} de l'ordre de +20 % aux variations de chargement et de l'ordre de -30 % aux variations d'architecture ;
 - et une sensibilité de ζ_2 de l'ordre de -45 % aux variations de chargement et de l'ordre de -10 % aux variations d'architecture ;
- et un rapport ω_{n1}/ω_{n2} variant entre 16 (pour HF en charge) et 27 (pour HS à vide) illustrant le découplage dynamique entre les modes de roue et de caisse.

Quant aux performances de la suspension Hydractive de série vis-à-vis des objectifs en termes d'isolation vibratoire et de tenues de caisse et de roue, et en omettant le maintien de la charge statique réalisé à l'aide du correcteur d'assiette, celles-ci peuvent être illustrées à l'aide des FIGURE 2.15 à FIGURE 2.19.

Pour commencer, la FIGURE 2.15 présente les diagrammes de Bode du transfert force-débattement des suspensions Hydractive de série, pour l'essieu arrière, dans les cas « à vide » (en bleu) et « en charge » (en rouge) et pour les architectures « ferme » et « souple », respectivement représentés sur les FIGURE 2.15a et FIGURE 2.15b. Celles-ci permettent de remarquer, au contraire de l'architecture traditionnelle métallique de suspension, le caractère sensible du transfert de la suspension aux variations de chargement. Ceci s'explique par la dépendance des raideurs aux pressions et volumes des sphères qui sont, elles-mêmes, dépendantes du chargement.

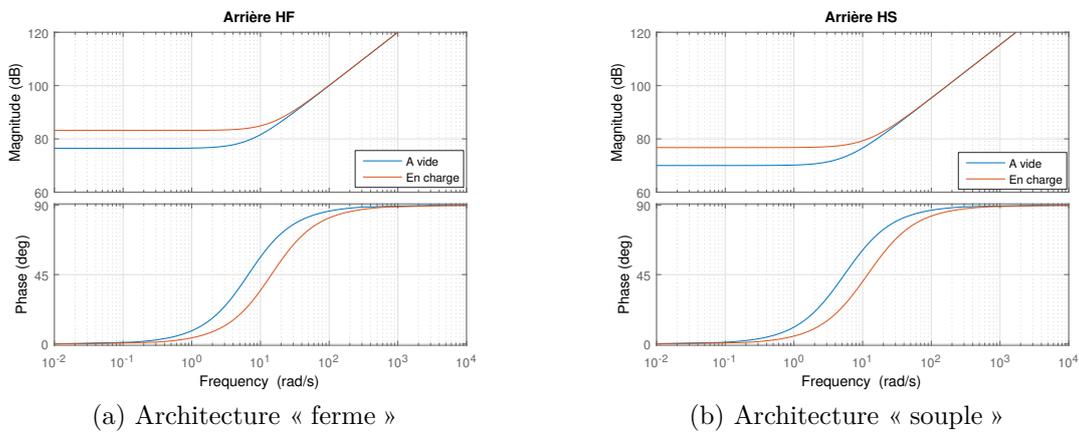


FIGURE 2.15 – Diagrammes de Bode du transfert force-débattement $sI_s(s)$, à vide (en bleu) et en charge (en rouge)

Aussi, les réponses fréquentielles du transfert $T_{20}(j\omega)$, illustrées sur la FIGURE 2.16 pour un chargement donné, permettent d'observer une meilleure isolation vibratoire (via la décroissance des diagrammes de gain dans les zones de moyennes et hautes fréquences) pour l'architecture « souple » que pour l'architecture « ferme ». Ces résultats font de cette suspension l'une des meilleures suspensions au monde en matière de confort [Rizzo, 2012].

De plus, les réponses indicielles de la caisse $z_2(t)$ à un saut échelon de $f_0(t)$ de 500 N, illustrées sur la FIGURE 2.17 pour une architecture donnée, permettent d'observer, sous sollicitations conducteur, la meilleure tenue de caisse en utilisant l'architecture « ferme » que l'architecture « souple ». Malgré tout, celles-ci restent moins performantes que l'architecture traditionnelle métallique de la suspension du véhicule de référence.

Enfin, l'observation des réponses fréquentielles $T_{20}(j\omega)$ et $T_{10}(j\omega)$ ainsi que réponses indicielles de la caisse $z_2(t)$ et de la roue $z_1(t)$ à un saut échelon au niveau de la route $z_0(t)$ de 1 cm, illustrées sur les FIGURE 2.18 et FIGURE 2.19 pour une architecture donnée, permet d'observer, sous sollicitations route, une meilleure tenue de caisse et de roue via l'architecture « ferme » qu'avec l'architecture « souple ». De même, celles-ci restent moins performantes que l'architecture traditionnelle métallique de la suspension du véhicule de référence. Néanmoins, et au contraire de la technologie métallique, ces courbes permettent

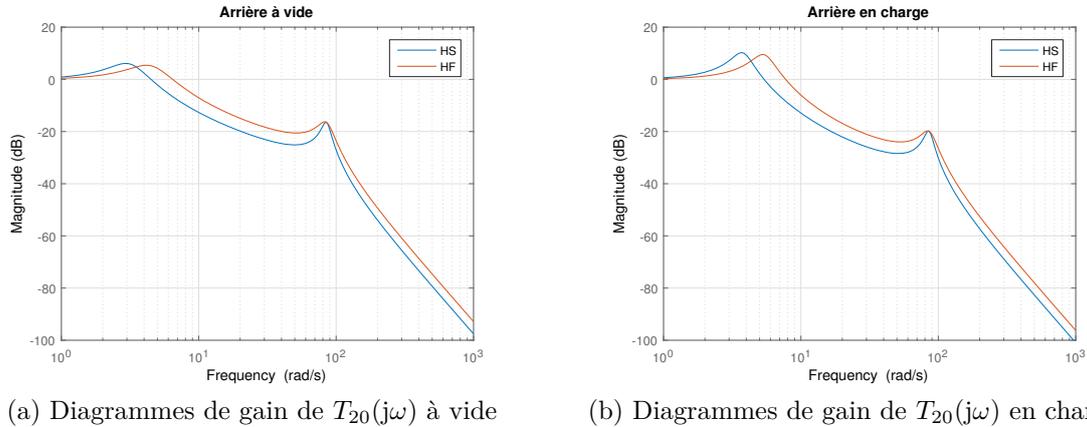


FIGURE 2.16 – Réponses fréquentielles $T_{20}(j\omega)$ caractérisant le transfert entre le déplacement de la route $z_0(t)$ et de la caisse $z_2(t)$, dans les cas à vide et en charge, pour les architectures « ferme » (HF) et « souple » (HS)

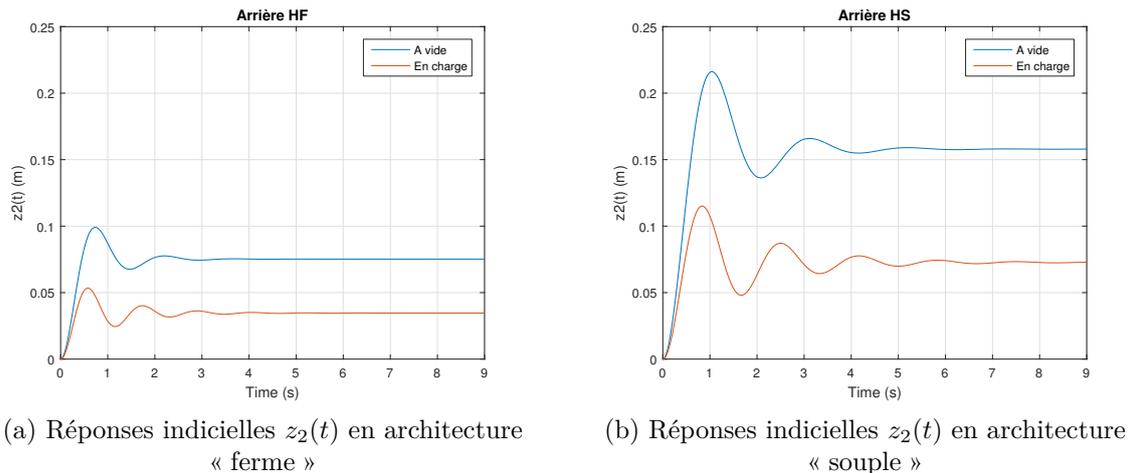
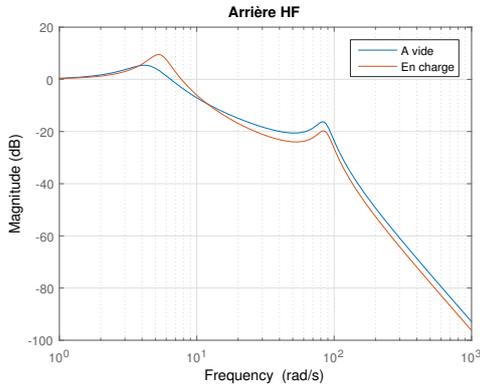


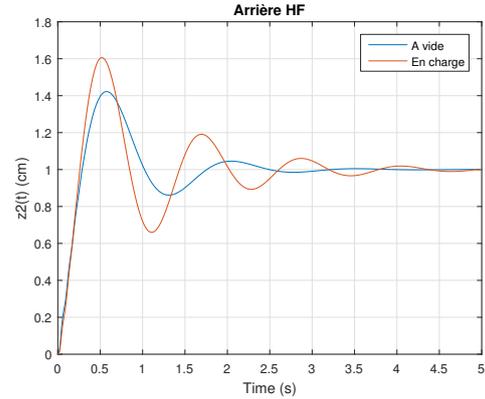
FIGURE 2.17 – Réponses indicielles de la caisse $z_2(t)$ à un saut échelon de $f_0(t)$ de 500 N (solicitation conducteur), dans les cas à vide et en charge, pour les architectures « ferme » (HF) et « souple » (HS)

d’observer le caractère robuste de la rapidité, propriété intrinsèque à la technologie hydropneumatique.

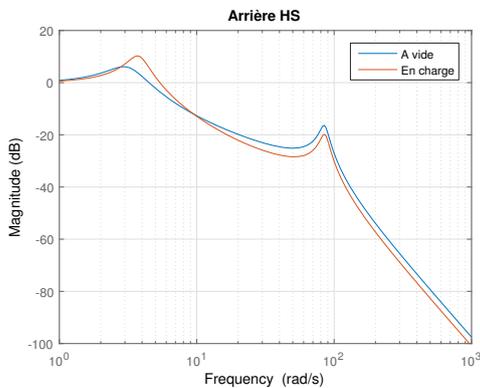
C’est cette dernière performance en termes de tenue de caisse sous sollicitations route qui illustre le mieux le principe de fonctionnement de la suspension Hydractive de série, représenté sur la FIGURE 2.13, et nécessitant l’utilisant des deux architectures de fonctionnement pour répondre aux besoins en confort vibratoire. En effet, tandis que la tenue de caisse sous sollicitations conducteur (comportement routier) est assurée par l’architecture « ferme » et que l’isolation vibratoire (confort vibratoire) l’est par l’architecture



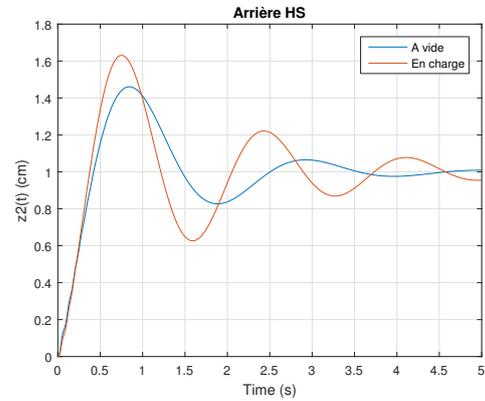
(a) Architecture « ferme » : réponses fréquentielles



(b) Architecture « ferme » : réponses indicielles



(c) Architecture « souple » : réponses fréquentielles



(d) Architecture « souple » : réponses indicielles

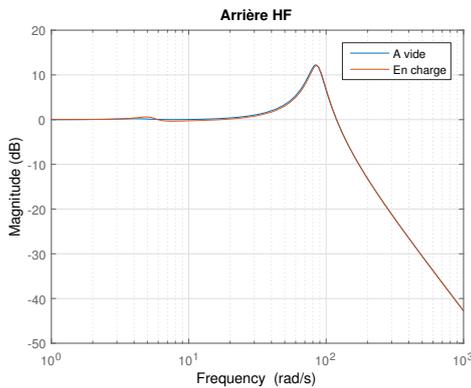
FIGURE 2.18 – Diagrammes de gain de $T_{20}(j\omega)$ (à gauche) et réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse $z_2(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm (à droite), à vide (en bleu) et en charge (en rouge)

« souple », cette dernière ne permet pas la bonne tenue de caisse et de roue sous sollicitations route (confort vibratoire). De fait, cet objectif est alors rempli via l'utilisation de l'architecture « ferme », ceci impliquant des limitations du dimensionnement de ce dernier afin de répondre aux besoins de confort et de comportement.

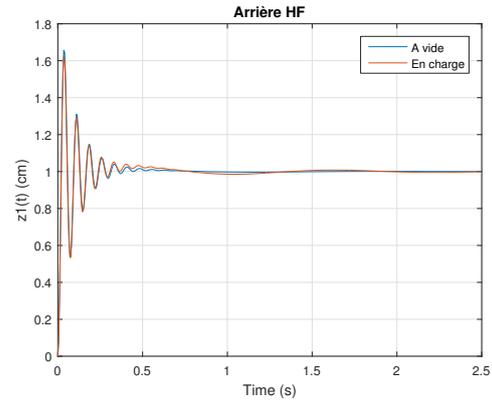
2.2.5 Conclusion

La suspension Hydractive de série, développée par Citroën, est un exemple d'architecture complexe de suspension permettant de mettre en défaut la plupart des dilemmes inhérents aux architectures traditionnelles.

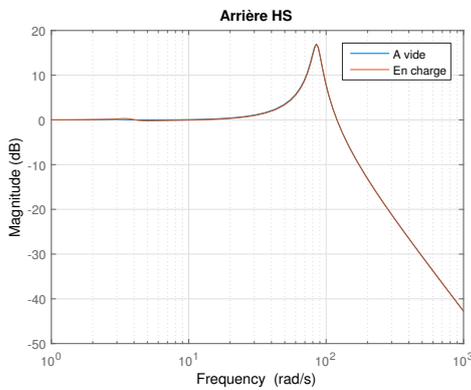
En effet, dans un premier temps, la présence du correcteur d'assiette (déjà présent dans la suspension traditionnelle hydropneumatique) permet de découpler les fonctions



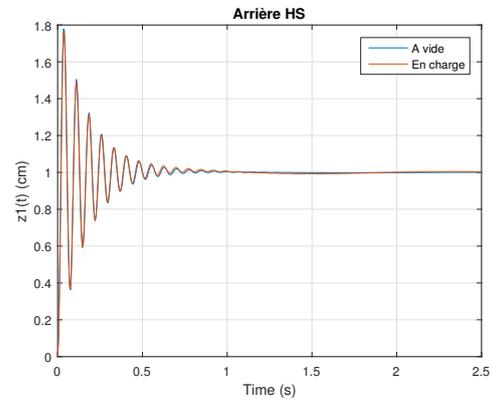
(a) Architecture « ferme » : réponses fréquentielles



(b) Architecture « ferme » : réponses indicielles



(c) Architecture « souple » : réponses fréquentielles



(d) Architecture « souple » : réponses indicielles

FIGURE 2.19 – Diagrammes de gain de $T_{10}(j\omega)$ (à gauche) et réponses indicielles du déplacement vertical de la roue $z_1(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm (à droite), à vide (en bleu) et en charge (en rouge)

« maintien de la charge statique » et « isolation vibratoire ». Dans un second temps, l'utilisation de capteurs et calculateurs (de plus en plus présents dans les véhicules avec le développement des ADAS) ainsi que l'ajout d'une seule sphère de suspension par essieu, a permis une première gestion des dilemmes via la commutation possible entre deux architectures de suspension : l'une correspondant à l'architecture « ferme » et l'autre correspondant à l'architecture « souple ». Ainsi, chacune de ces architectures est conçue afin de répondre à des besoins différents, l'architecture « ferme » étant initialement dimensionnée pour répondre aux besoins en comportement routier et l'architecture « souple » dans le cadre du confort vibratoire. Or, dans la pratique, l'architecture « souple » ne permet pas complètement d'assurer le confort vibratoire dans le sens où elle ne permet pas une bonne tenue de caisse sous sollicitations route, l'architecture « ferme » devant alors être utilisée, ceci impliquant des limitations de son dimensionnement et un fonctionnement de la suspension plus complexe que souhaité.

C'est ainsi que l'approche CRONE trouve son utilité dans le domaine des suspensions de véhicule. Cette approche permet alors de mettre en défaut l'interdépendance masse - amortissement, encore présent avec l'utilisation de la suspension Hydractive de série, grâce à la propriété de robustesse aux variations des paramètres. Elle permet aussi de simplifier le fonctionnement de la suspension Hydractive de série via la définition d'un transfert de suspension fractionnaire permettant de respecter un cahier des charges et sa réalisation via l'une des méthodes proposées dans la suite de ce chapitre.

2.3 La suspension CRONE Hydractive

2.3.1 Introduction : objectifs

L'application de la suspension CRONE dimensionnée en 1995 (cf. Annexe B), très orientée confort, à cette suspension Hydractive a permis l'arrivée de la suspension CRONE Hydractive. Cette dernière, dimensionnée dans le cadre de la collaboration entre l'équipe CRONE du laboratoire IMS de Bordeaux et le groupe PSA, est définie par une nouvelle architecture « CRONE » destinée à remplacer l'architecture « souple » de la suspension Hydractive de série [Nouillant, 2002] [Altet, 2004] [Serrier, 2008] [Rizzo, 2012].

La suspension CRONE Hydractive, qui fut implantée sur une Citroën C5 représentée en FIGURE 2.20, présente, comme la suspension Hydractive de série, un régulateur de hauteur ainsi que deux architectures de fonctionnement : une architecture « ferme » et une architecture « CRONE ».



FIGURE 2.20 – Véhicule Citroën C5 équipé de la suspension CRONE Hydractive lors de tests sur un banc quatre vérins

L'approche comparative présentée dans cette partie par rapport à la série est faite à iso-architecture « ferme », illustrée en FIGURE 2.9a, tant au niveau architectural (1 sphère et 1 amortisseur de roue), qu'au niveau des valeurs numériques des caractéristiques organiques. Ce point constitue une première contrainte pour la synthèse de l'architecture « CRONE » à laquelle s'ajoutent les spécifications suivantes, à savoir obtenir :

- une tenue de roue et une isolation vibratoire identiques, voire meilleures que celles obtenues avec l'architecture « souple » de série ;
- une tenue de caisse comparable, voire supérieure à celle obtenue avec l'architecture « ferme » qui peut apparaître avec la série lors d'un débattement important en architecture « souple » comme illustré en FIGURE 2.13 ;
- une mise en défaut de l'interdépendance masse - amortissement lors des variations de la masse du véhicule entre à vide et en charge ;
- un respect du découplage dynamique entre les modes de roue et de caisse.

La méthode de synthèse, qui exploite les différentes remarques faites lors de l'analyse de la suspension Hydractive de série, comporte trois étapes :

- la détermination de l'expression analytique de l'impédance de la suspension dont la structure résulte de l'architecture organique qui intègre, notamment, des contraintes d'encombrement liées à l'application automobile (nombre de sphères supplémentaires) ;
- la détermination des facteurs d'amortissement de chacun des deux modes répondant aux spécifications en matières de tenues de roue et de caisse, et ce à l'aide du concept de l'intégration non entière [Oustaloup, 1995]. Cette première étape contribue ainsi à l'établissement de contraintes fréquentielles supplémentaires dans la mise en forme du gabarit de la réponse fréquentielle de l'impédance de la suspension ;
- l'estimation des paramètres de l'impédance à l'aide d'une optimisation sous contraintes.

2.3.2 Architecture organique : expression analytique de l'impédance

Par rapport à l'architecture « souple », l'architecture « CRONE » est enrichie d'une seule sphère supplémentaire purement capacitive, donc sans élément dissipatif, comme illustré sur la FIGURE 2.21.

L'expression de l'impédance de l'architecture « CRONE » est alors donnée par :

$$I_s(s) = \frac{S_v^2}{C_{2,0}s + \frac{1}{\left(\frac{1}{C_{2,1}s} + R_{2,1}\right)} + \frac{1}{\left(\frac{1}{C_{2,2}s} + R_{2,2}\right)}}, \quad (2.4)$$

où les $C_{2,i}$ représentent les capacités hydropneumatiques (en $\text{m}^5 \text{N}^{-1}$) et les $R_{2,i}$ les résistances hydrauliques (Ns m^{-5}) (où $i = 0$ à 2). Pour faciliter l'analyse et la synthèse, l'expression (2.4) peut se mettre sous la forme :

$$I_s(s) = \frac{K_0}{s} \left(\frac{1 + \frac{s}{\omega_{z1}}}{1 + \frac{s}{\omega_{p1}}} \right) \left(\frac{1 + \frac{s}{\omega_{z2}}}{1 + \frac{s}{\omega_{p2}}} \right), \quad (2.5)$$

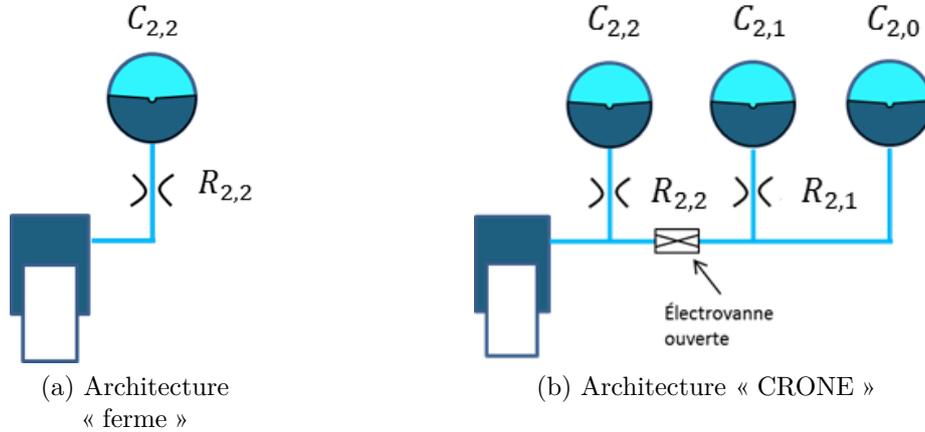


FIGURE 2.21 – Architectures de la suspension CRONE Hydractive par quart de véhicule

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} K_0 = \frac{S_v^2}{C_0 + C_1 + C_2} \\ \omega_{z_1} = \frac{1}{R_1 C_1} \\ \omega_{p_1} = a_1 \omega_{z_1}, a_1 > 1 \\ \omega_{z_2} = \frac{1}{R_2 C_2} \\ \omega_{p_2} = a_2 \omega_{z_2}, a_2 > 1 \end{array} \right. , \quad (2.6)$$

mettant ainsi en évidence que l'expression de l'impédance d'une telle architecture n'est autre que celle d'un intégrateur en cascade avec deux cellules à avance de phase [Rizzo, 2012], l'une centrée géométriquement sur la fréquence propre de roue ($i = 1$) et l'autre sur la fréquence propre de caisse ($i = 2$).

Le système de suspension complet correspondant à la suspension CRONE Hydractive est finalement représenté sur FIGURE 2.22, avec le dispositif de correction d'assiette sur la gauche et le dispositif de la suspension CRONE Hydractive, permettant l'utilisation des architectures « ferme » et « CRONE », sur la droite.

Aussi, et de la même façon que pour la suspension Hydractive de série (FIGURE 2.11) le schéma-bloc représentant le système complet de la suspension CRONE Hydractive peut se représenter tel qu'illustré sur la FIGURE 2.23.

2.3.3 Estimation paramétrique et performances

La première phase de la dernière étape consiste en la traduction des différents points des spécifications du cahier des charges afin de définir un gabarit fréquentiel de la réponse

2.3. LA SUSPENSION CRONE HYDRACTIVE

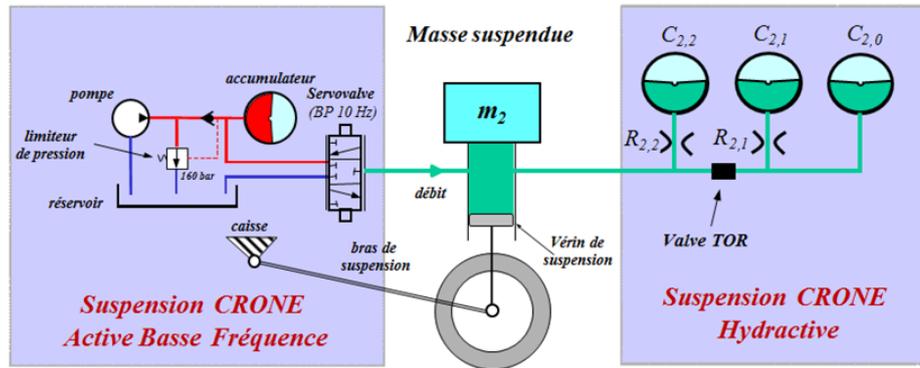


FIGURE 2.22 – Schéma de fonctionnement de la suspension CRONE Hydractive

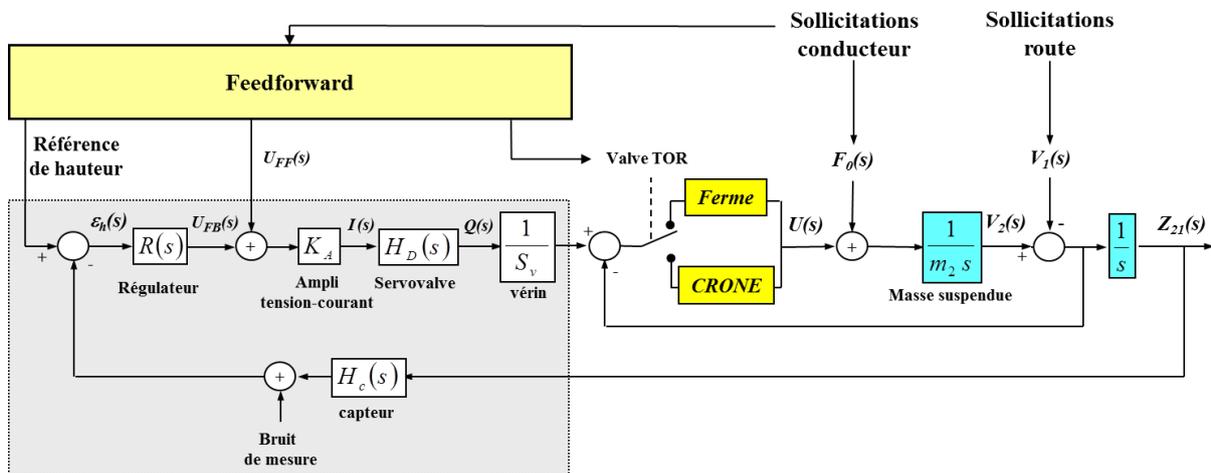


FIGURE 2.23 – Schéma-bloc de la suspension CRONE Hydractive (dynamique de roue négligée)

de l'impédance d'une telle architecture.

Ensuite, à l'aide d'un module spécifique de la Toolbox CRONE, des valeurs initiales des paramètres K_0 , ω_{z_1} , ω_{p_1} , ω_{z_2} et ω_{p_2} issus de la relation (2.5) sont introduites. Grâce à une fonctionnalité de l'interface graphique, elles servent alors de valeurs initiales pour un algorithme d'optimisation visant à minimiser un critère composé des erreurs quadratiques des diagrammes de gain et de phase entre le gabarit fréquentiel et la réponse fréquentielle de l'impédance $I_s(s)$. Il est à noter que l'architecture « ferme » étant identique à celle de la série, la valeur numérique initiale de $\omega_{z_2} = \frac{1}{R_{2,2}C_{2,2}}$ est identique à celle définie dans le paragraphe 2.2.

La FIGURE 2.24 présente une copie d'écran du module spécifique de la Toolbox CRONE [Malti et al., 2011] utilisé pour l'estimation des paramètres. La réponse fréquentielle tracée correspond à celle du transfert force-débattement défini par $sI_s(s)$, la méthode

d'estimation paramétrique ainsi définie conduisant à :

$$\begin{cases} K_0 = 3981 \text{ N m}^{-1} (\approx 72 \text{ dB}) \\ \omega_{z_1} = 1,50 \text{ rad s}^{-1} \\ \omega_{p_1} = 5,68 \text{ rad s}^{-1} \\ \omega_{z_2} = 22,1 \text{ rad s}^{-1} \\ \omega_{p_2} = 252 \text{ rad s}^{-1} \end{cases} . \quad (2.7)$$

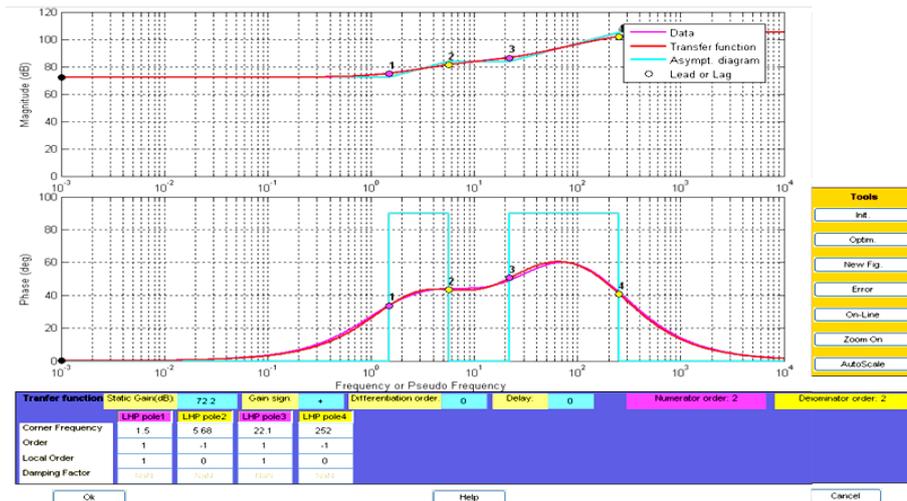


FIGURE 2.24 – Copie d'écran du module spécifique de la Toolbox CRONE utilisé pour l'estimation des paramètres de l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive

Les valeurs numériques des pulsations naturelles ω_{ni} et des facteurs d'amortissement ζ_i , à vide et en charge, et pour les architectures « ferme » (HF), « souple » (HS) et « CRONE » (HC) sont illustrées dans les tableaux 2.3.

L'observation de ces tableaux permet, pour l'architecture « CRONE » (et en considérant le chargement à vide comme celui de référence), de remarquer :

- pour le mode de roue :
 - la même quasi-insensibilité de ω_{n1} aux variations de chargement ;
 - l'augmentation de la sensibilité de ζ_1 de l'ordre de +40,1 % aux variations de chargement tout en gardant des valeurs comprises entre celles des architectures « ferme » et « souple » ;
 - mais une diminution de la sensibilité de ζ_1 aux variations d'architecture entre « ferme » et « CRONE » pour un chargement donné ;
- pour le mode de caisse :
 - une sensibilité de ω_{n2} aux variations de chargement diminuée d'un facteur 2 (+8,9 % au lieu de +19,8 % pour la série) ;
 - et une sensibilité de ζ_2 aux variations de chargement diminuée d'un facteur 5 (de l'ordre de +8 % au lieu de -45 % environ). Il est à noter qu'une variation de +8 % de ζ_2 n'est pas perçue par les passagers du véhicule ;

ω_{n1} (rads ⁻¹)	Mode de roue		
	HF	HS	HC
À vide	85,4	85,2	90,8
En charge	86,4	85,7	90,0
Variations	+1,2 %	+0,6 %	-0,9 %

(a) Pulsation naturelle non amortie du mode de roue ω_{n1}

ζ_1	Mode de roue		
	HF	HS	HC
À vide	0,121	0,0707	0,0714
En charge	0,120	0,0705	0,100
Variations	-0,8 %	-0,3 %	+40,1 %

(b) Facteur d'amortissement du mode de roue ζ_1

ω_{n2} (rads ⁻¹)	Mode de caisse		
	HF	HS	HC
À vide	4,54	3,16	5,42
En charge	5,44	3,79	5,90
Variations	+19,8 %	+19,9 %	+8,9 %

(c) Pulsation naturelle non amortie du mode de caisse ω_{n2}

ζ_2	Mode de caisse		
	HF	HS	HC
À vide	0,355	0,297	0,510
En charge	0,181	0,164	0,550
Variations	-46,0 %	-44,8 %	+7,8 %

(d) Facteur d'amortissement du mode de caisse ζ_2

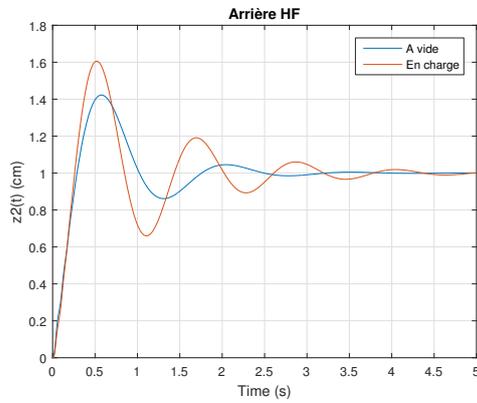
TABLE 2.3 – Valeurs numériques de ω_{n1} , ζ_1 , ω_{n2} et ζ_2 de la suspension Hydractive, à vide et en charge, pour les architectures « ferme » (HF), « souple » (HS) et « CRONE » (HC)

- et un rapport ω_{n1}/ω_{n2} variant entre 15 (en charge) et 17 (à vide) illustrant le découplage dynamique entre les modes de roue et de caisse.

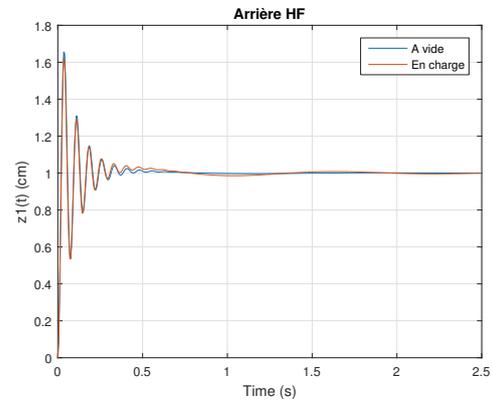
La FIGURE 2.25 présente les réponses indicelles du déplacement vertical de la caisse et de la roue à un saut échelon de la route d'une amplitude de 1 cm obtenues à l'aide du modèle de validation dans le cadre de l'étude aux petites variations autour du point de fonctionnement. Pour simplifier l'observation ainsi que la comparaison avec la suspension Hydractive de série apparaissent, sur chaque figure, les réponses des architectures « ferme », « souple » et CRONE (notés respectivement HF, HS et HC pour Hydractive Ferme, Hydractive Souple et Hydractive CRONE). Il convient ainsi de remarquer que :

- la mise en défaut de l'interdépendance masse - amortissement, obtenue à l'aide de l'architecture « CRONE » et observable sur la FIGURE 2.25e, se traduit par un facteur d'amortissement pratiquement indépendant de la masse suspendue ;
- la valeur nettement plus faible du premier dépassement et le caractère peu oscillatoire de ce dernier implique une meilleure tenue de caisse ;
- les temps de raideur similaires (temps au bout duquel la réponse atteint pour la première fois sa valeur finale) de l'architecture « CRONE » et de l'architecture « souple » illustrent bien un dimensionnement identique pour ces deux architectures concernant l'isolation vibratoire, et ce conformément au cahier des charges ;
- la tenue de roue de l'architecture « CRONE », illustrée sur la FIGURE 2.25f est la même que celle de l'architecture « souple », observable sur la FIGURE 2.25d, et ce aussi conformément au cahier des charges.

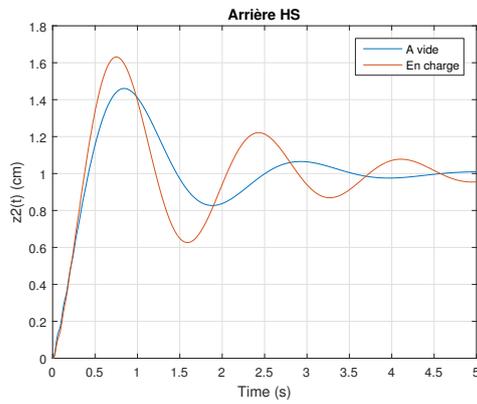
Le lecteur intéressé trouvera dans [Serrier, 2008] [Daou et al., 2012] [Moreau et al., 2012c] une analyse à l'aide des séries de Volterra expliquant pourquoi la mise en défaut de



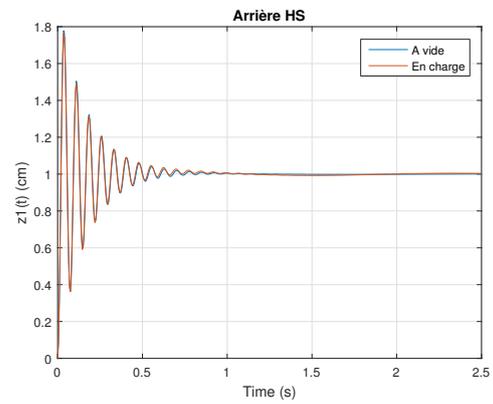
(a) Architecture « ferme » : caisse



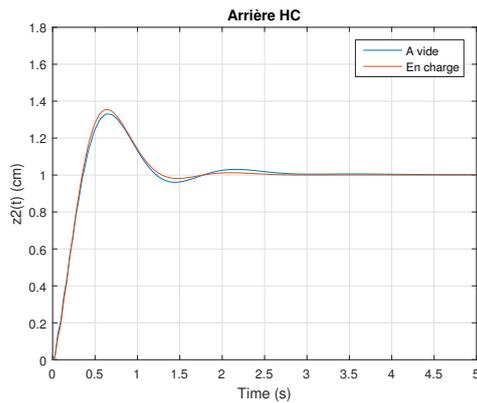
(b) Architecture « ferme » : roue



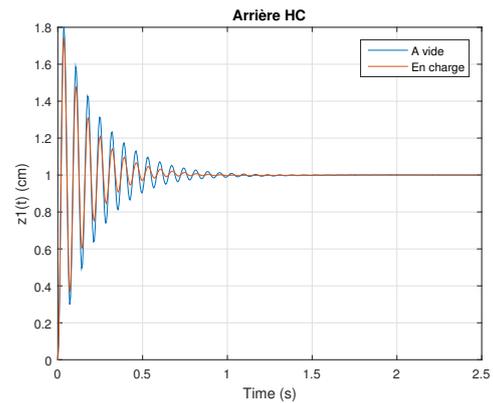
(c) Architecture « souple » : caisse



(d) Architecture « souple » : roue



(e) Architecture « CRONE » : caisse



(f) Architecture « CRONE » : roue

FIGURE 2.25 – Réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse $z_2(t)$ et de la roue $z_1(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm (à vide (en bleu) et en charge (en rouge))

l'interdépendance masse - amortissement est conservée lors de grandes variations malgré la présence des non-linéarités des éléments de suspension.

2.3.4 Instrumentation et fonctionnement

D'un point de vue de l'instrumentation, les véhicules équipés d'une suspension CRONE Hydractive sont pourvus des mêmes équipements que ceux équipés d'une suspension Hydractive de série, hormis le capteur de débattement de la suspension qui n'est plus indispensable au fonctionnement de la suspension.

En effet, d'un point de vue du fonctionnement, la logique de commutation se trouve simplifiée grâce aux mises en défaut de l'interdépendance masse - amortissement et de l'interdépendance isolation vibratoire - tenue de caisse. Cette logique de commutation permettant de passer d'une architecture à l'autre (FIGURE 2.26) est la suivante :

- en l'absence de sollicitation conducteur sur les organes de conduite, la suspension est en architecture « CRONE » pour favoriser le confort vibratoire ;
- en présence de sollicitation conducteur, la suspension commute en architecture « ferme » afin de favoriser le comportement routier.

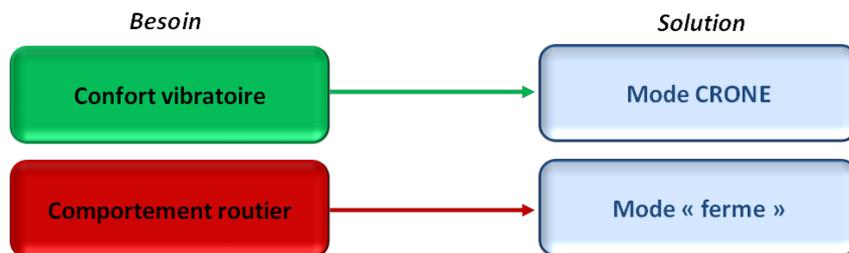


FIGURE 2.26 – Schéma de fonctionnement de la suspension CRONE Hydractive

Ce résultat important permettra, notamment, de faire évoluer la terminologie en matière de suspension Hydractive en remplaçant le terme architecture « souple » par architecture « confort (CRONE) » et le terme architecture « ferme » par architecture « comportement routier ».

De fait, les moyens d'action de cette suspension sur les principaux objectifs d'une suspension de véhicule de tourisme sont illustrés sur la FIGURE 2.27.

2.3.5 Comparaison des performances : architectures « ferme », « souple » et « CRONE »

La FIGURE 2.28 rappelle les différentes architectures organiques des architectures « ferme », « souple » et « CRONE » des suspensions Hydractive de série et CRONE Hydractive et dont les expressions analytiques de l'impédance sont les suivantes :

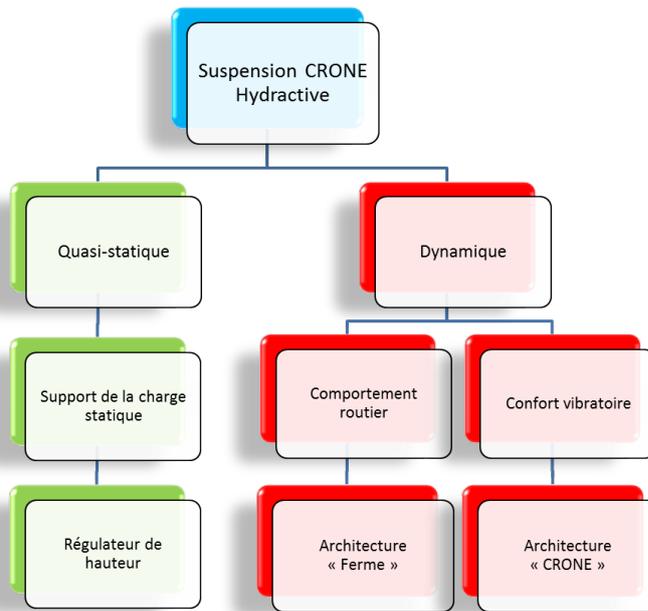


FIGURE 2.27 – Moyens d’action de la suspension CRONE Hydractive sur les principaux objectifs d’une suspension de véhicule de tourisme

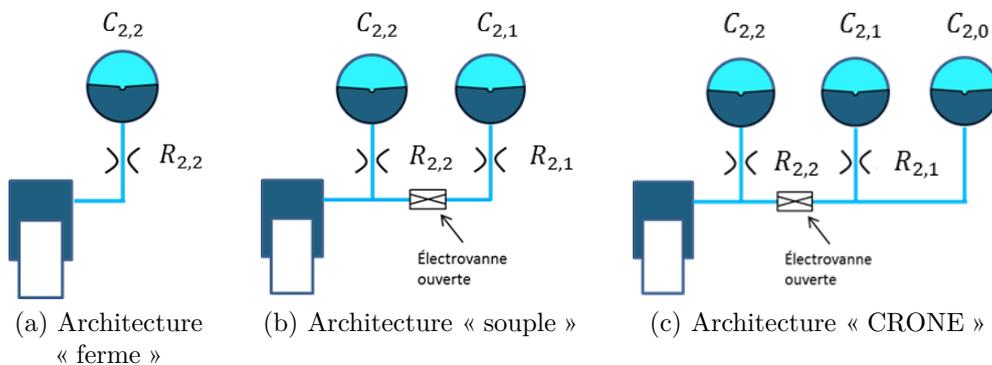


FIGURE 2.28 – Architectures « ferme », « souple » et « CRONE » des suspensions Hydractive de série et CRONE Hydractive par quart de véhicule

- pour l'architecture « ferme » des suspensions Hydractive de série et CRONE Hydractive :

$$I_s(s) = S_v^2 \left(\frac{1}{C_{2,2}s} + R_{2,2} \right) = \frac{k_{2,2}}{s} + b_{2,2} ; \quad (2.8)$$

- pour l'architecture « souple » de la suspension Hydractive de série :

$$I_s(s) = \frac{S_v^2}{\frac{1}{\left(\frac{1}{C_{2,1}s} + R_{2,1}\right)} + \frac{1}{\left(\frac{1}{C_{2,2}s} + R_{2,2}\right)}} ; \quad (2.9)$$

- pour l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive :

$$I_s(s) = \frac{S_v^2}{C_{2,0}s + \frac{1}{\left(\frac{1}{C_{2,1}s} + R_{2,1}\right)} + \frac{1}{\left(\frac{1}{C_{2,2}s} + R_{2,2}\right)}}. \quad (2.10)$$

Les FIGURE 2.29 à FIGURE 2.31 présentent différentes réponses des suspensions Hydractive de série et CRONE Hydractive, pour l'essieu arrière, dans les cas « à vide » (en bleu) et « en charge » (en rouge) pour les architectures « ferme », « souple » et « CRONE ».

La FIGURE 2.29 présente les diagrammes de Bode du transfert force-débattement. Ces derniers font ainsi bien apparaître, pour l'architecture « CRONE », le caractère borné en fréquence de l'intégrateur d'ordre non entier.

Les FIGURE 2.30 et FIGURE 2.31 présentent les diagrammes de gain des transferts $T_{20}(j\omega)$ et $T_{10}(j\omega)$ ainsi que les réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse et de la roue à un saut échelon de la route d'amplitude 1 cm.

La FIGURE 2.30 fait ainsi bien apparaître, pour l'architecture « CRONE », la mise en défaut de l'interdépendance masse - amortissement car, quelle que soit la masse considérée, les diagrammes de gain et les réponses indicielles sont quasiment confondus sur la plage fréquentielle de fonctionnement de la suspension.

Finalement, la FIGURE 2.31 permet de constater une tenue de roue comparable entre les architectures « souple » et « CRONE », à iso architecture « ferme » et avec une insensibilité à la masse.

Aussi, et après cette démarche de synthèse appliquée à la suspension CRONE Hydractive à l'aide des modèles réduits déduits d'un modèle d'analyse par exploitation du découplage dynamique valable pour les véhicules de tourisme d'un modèle, cette suspension a été implantée sur une Citroën C5 puis testée sur banc 4 vérins afin d'observer ses performances sur véhicule [Rizzo, 2012]. La FIGURE 2.32 présente, finalement les réponses en simulation de la caisse à une sollicitation sinusoïdale de fréquence comprise entre 0,1 et 5 Hz d'amplitude 15 mm et de la roue à une sollicitation sinusoïdale de fréquence comprise

entre 0,1 et 30 Hz d'amplitude 3 mm, et ce pour la suspension Hydractive de série et la suspension CRONE Hydractive.

Malgré des difficultés de réalisation du fait des dimensions des sphères ainsi que du nombre d'emplacements disponibles permettant de les mettre en place, il apparaît que la suspension réalisée permet d'assurer une meilleure tenue de caisse ainsi qu'une meilleure tenue de roue, et ce en limitant le filtrage. Malgré tout, la robustesse de la tenue de caisse vis-à-vis des variations de la masse suspendue n'est pas parfaitement assurée avec la suspension implantée (contrairement à la suspension CRONE). Néanmoins, la sensibilité de la tenue de caisse de l'essieu arrière vis-à-vis des variations de la masse suspendue est nettement diminuée par rapport à la suspension de référence.

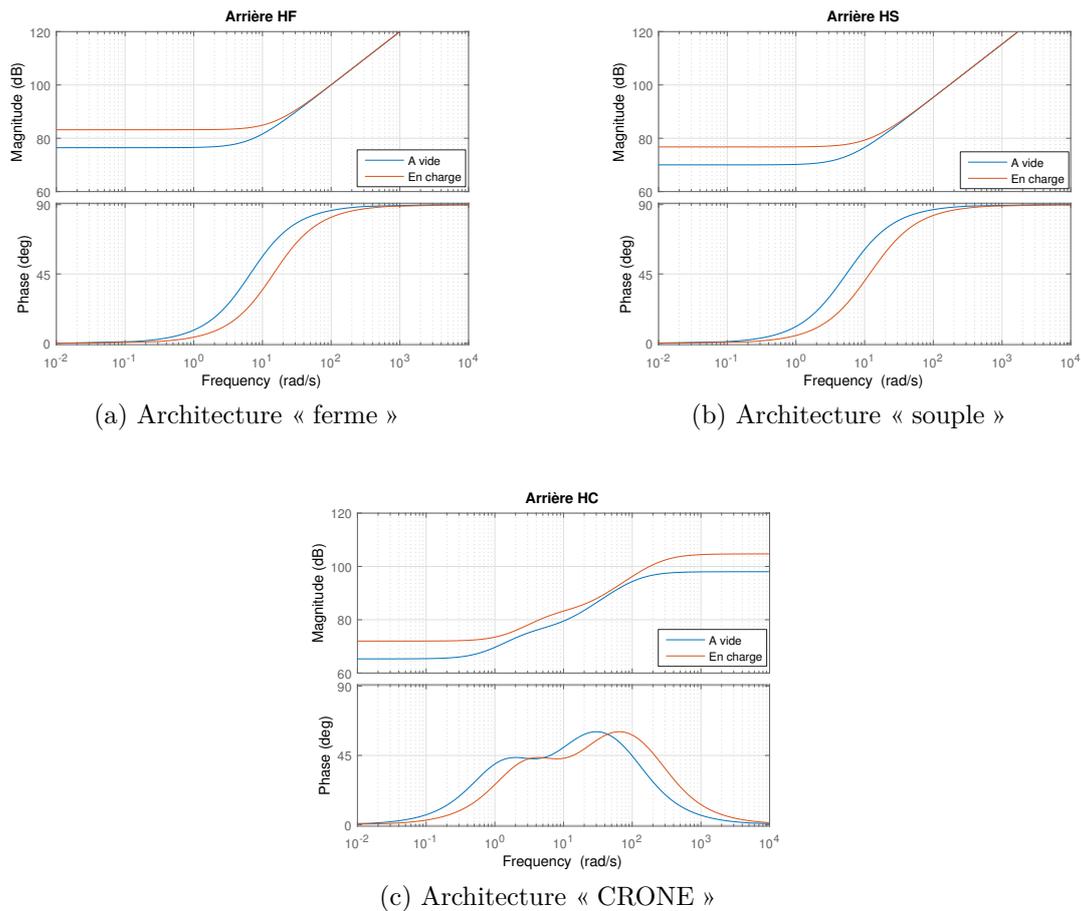
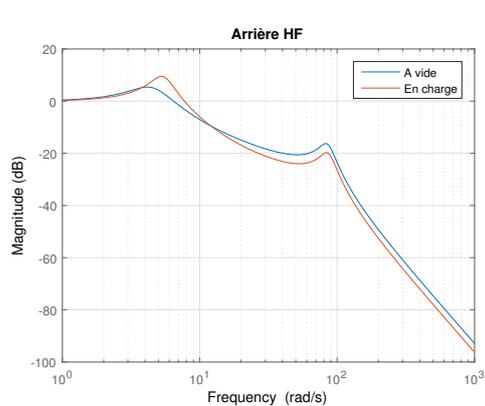
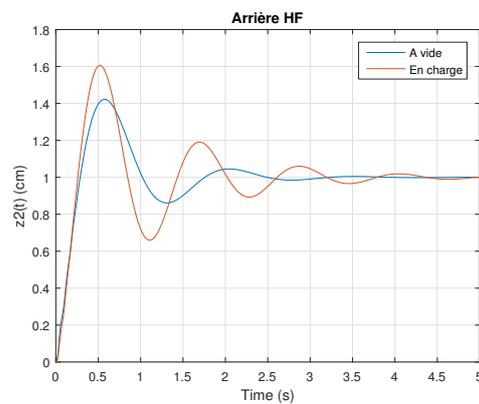


FIGURE 2.29 – Diagrammes de Bode du transfert force-débattement $sI_s(s)$, à vide (en bleu) et en charge (en rouge)

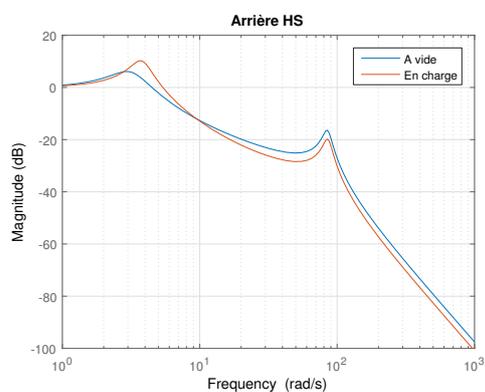
2.3. LA SUSPENSION CRONE HYDRACTIVE



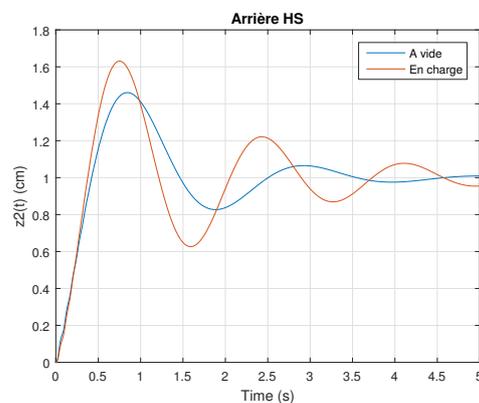
(a) Architecture « ferme » : réponses fréquentielles



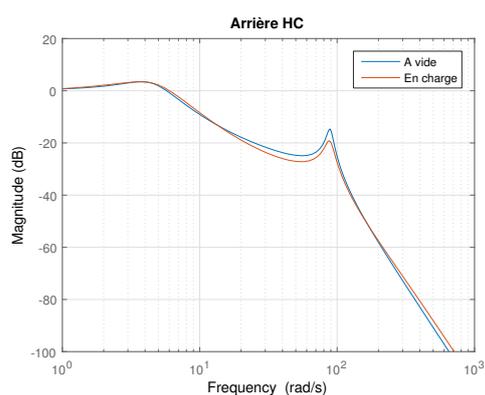
(b) Architecture « ferme » : réponses indicielles



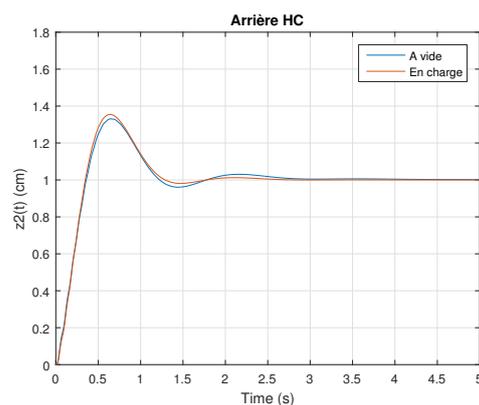
(c) Architecture « souple » : réponses fréquentielles



(d) Architecture « souple » : réponses indicielles

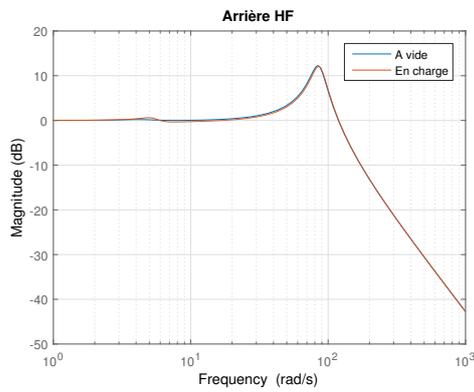


(e) Architecture « CRONE » : réponses fréquentielles

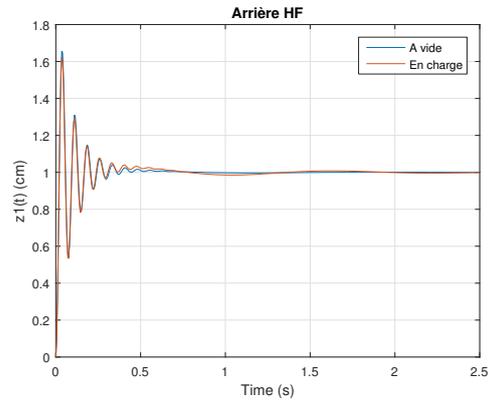


(f) Architecture « CRONE » : réponses indicielles

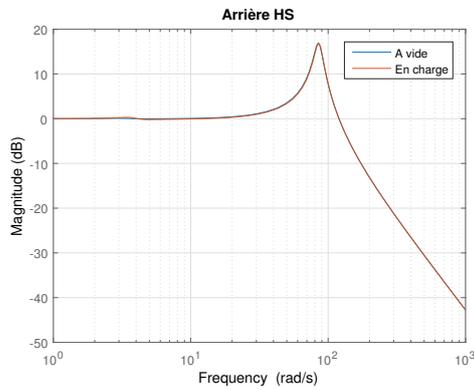
FIGURE 2.30 – Diagrammes de gain de $T_{20}(j\omega)$ (à gauche) et réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse $z_2(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm (à droite), à vide (en bleu) et en charge (en rouge)



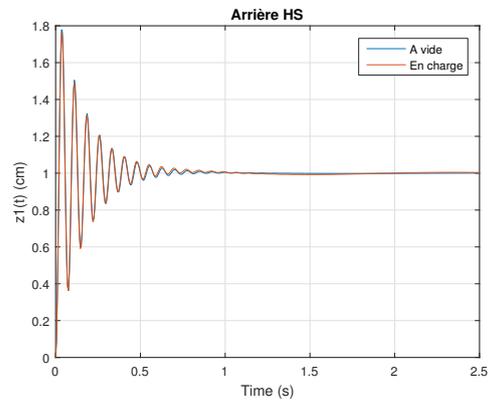
(a) Architecture « ferme » : réponses fréquentielles



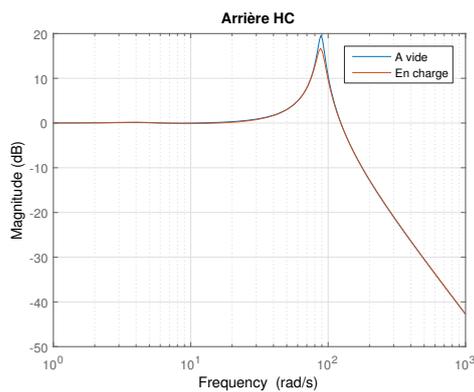
(b) Architecture « ferme » : réponses indicielles



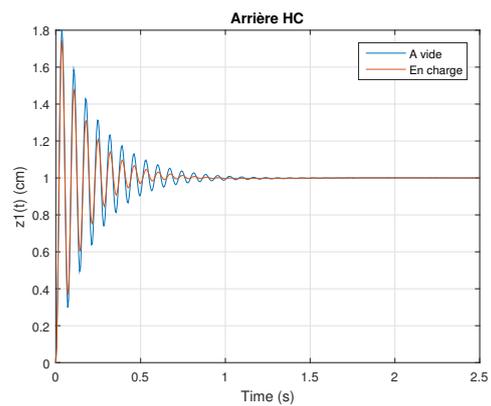
(c) Architecture « souple » : réponses fréquentielles



(d) Architecture « souple » : réponses indicielles

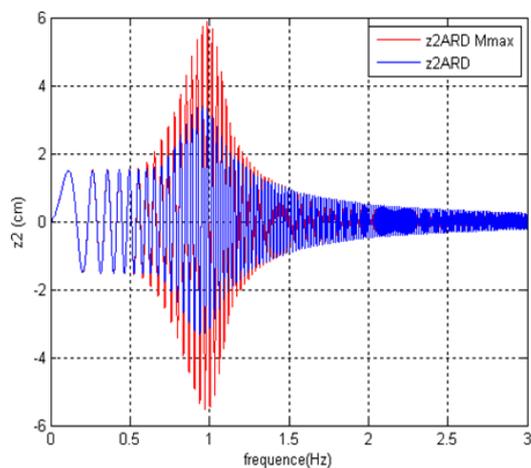


(e) Architecture « CRONE » : réponses fréquentielles

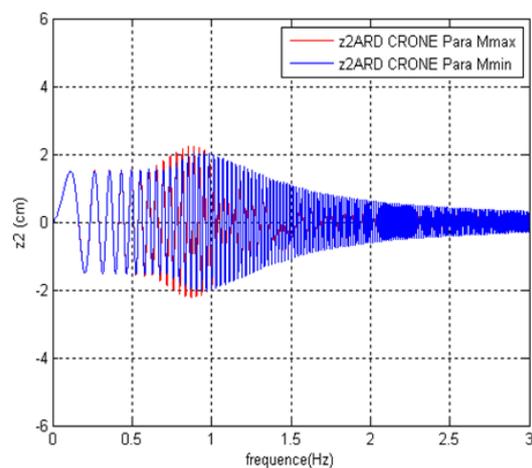


(f) Architecture « CRONE » : réponses indicielles

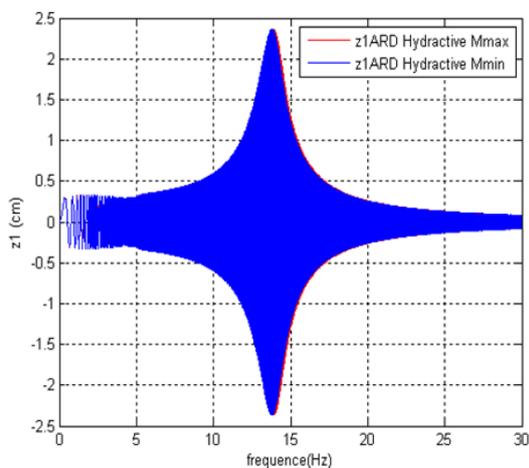
FIGURE 2.31 – Diagrammes de gain de $T_{10}(j\omega)$ (à gauche) et réponses indicielles du déplacement vertical de la roue $z_1(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm (à droite), à vide (en bleu) et en charge (en rouge)



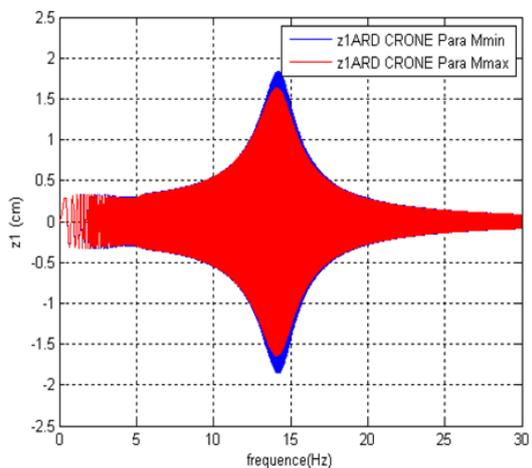
(a) Architecture « souple » : caisse



(b) Architecture « CRONE » : caisse



(c) Architecture « souple » : roue



(d) Architecture « CRONE » : roue

FIGURE 2.32 – Réponses en simulation de la caisse à une sollicitation sinusoïdale de fréquence comprise entre 0,1 et 5 Hz d'amplitude 15 mm et de la roue à une sollicitation sinusoïdale de fréquence comprise entre 0,1 et 30 Hz d'amplitude 3 mm, pour la suspension Hydractive de série et la suspension CRONE Hydractive, à vide (en bleu) et en charge (en rouge)

2.3.6 Conclusion

Les spécifications imposées à la suspension CRONE Hydractive ont toutes été satisfaites, conduisant ainsi à une simplification du fonctionnement par rapport à la suspension Hydractive de série.

Cette suspension CRONE Hydractive permet alors, comme illustré sur la FIGURE 2.33, de mettre en défaut la plupart des dilemmes inhérents aux architectures traditionnelles de suspension. D'une part grâce à la stratégie Hydractive permettant de commuter d'une architecture à l'autre en fonction des sollicitations mesurées. D'autre part, grâce à l'apport de l'architecture « CRONE » permettant, entre autres, l'obtention d'une tenue de caisse supérieure à celle de l'architecture « ferme » avec une quasi-insensibilité aux variations de masse suspendue, et ce sans dégradation de la tenue de roue et de l'isolation vibratoire.

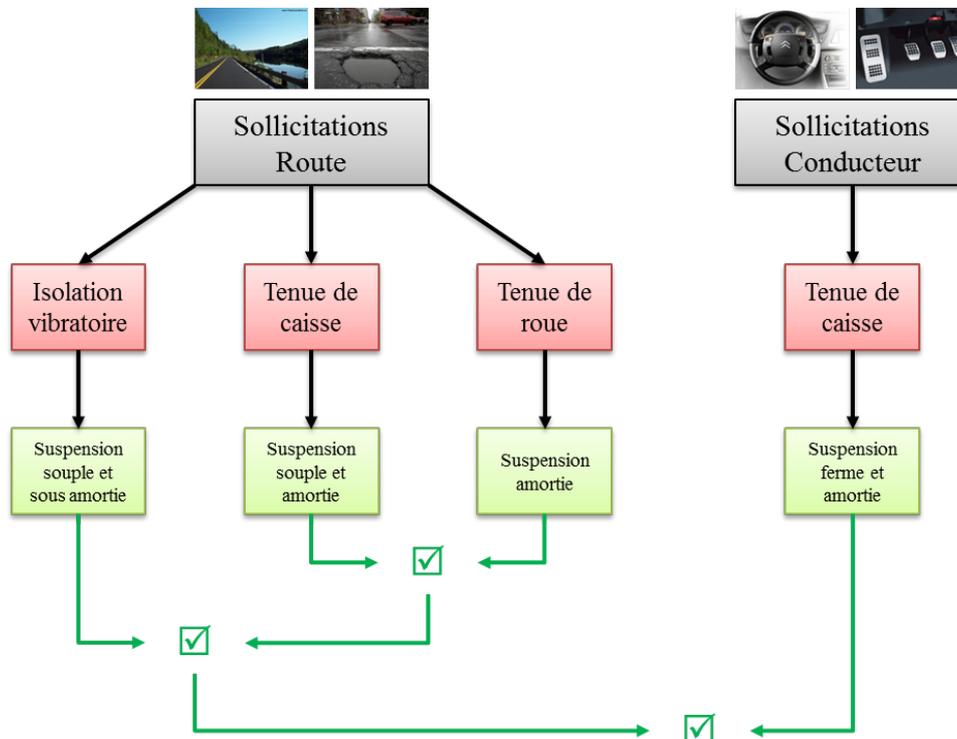


FIGURE 2.33 – Mise en défaut des dilemmes inhérents aux architectures traditionnelles de suspension par la suspension CRONE Hydractive

2.4 Conclusion

Face aux multiples dilemmes inhérents aux architectures traditionnelles de suspension, les constructeurs ont pu profiter de l'avancée de la mécatronique afin de concevoir

des architectures de suspensions dites complexes et permettant de répondre à ces enjeux.

Ces suspensions, qui se basent sur l'utilisation de suspensions actives et semi-actives, proposent des lois de comportement du ressort et d'amortissement ainsi qu'une garde au sol variables. Dès lors, et à l'aide de calculateurs, ces systèmes peuvent faire varier leurs paramètres en fonction des besoins et des sollicitations mesurées.

Un exemple d'architecture complexe est la suspension CRONE Hydractive. Résultat de la combinaison de la suspension Hydractive de série et de la mise en application de la dérivation non entière dans le domaine des suspensions automobiles, ce système propose l'utilisation de deux architectures différentes dans le but de favoriser, d'une part, le confort et, d'autre part, le comportement routier du véhicule. Dès lors, l'utilisation de l'approche CRONE pour la réalisation d'une architecture de suspension orientée confort a permis la mise en place d'une architecture « CRONE » aux performances remarquables comme l'illustre sa quasi-insensibilité aux variations de masse suspendue.

Malgré tout, la perte d'intérêt pour la technologie hydropneumatique justifie la volonté de proposer une version alternative à cette suspension CRONE Hydractive. Plusieurs technologies peuvent alors être utilisées pour la synthèse d'une telle architecture de suspension. Une première approche consiste en la mise en place d'une version entièrement passive de la suspension CRONE (sans correcteur d'assiette) à travers l'utilisation de la technologie métallique. Cette version repose sur l'utilisation des ressorts à lames en s'inscrivant dans une démarche de modernisation et d'optimisation des technologies historiques. Elle permet notamment l'utilisation d'éléments peu onéreux et relativement faciles à mettre en oeuvre dans le sens où des ressorts à lames de longueurs et d'épaisseurs différentes, ainsi que la variation des surfaces de contact, peuvent « faciliter » l'obtention d'une distribution récursive de zéros et de pôles.

D'un autre côté, l'absence de correcteur d'assiette implique la perte du découplage dynamique permettant de ne pas tenir compte de la fonction statique de la suspension. Dès lors, chacun des éléments élastiques d'une telle version de la suspension CRONE doivent permettre la réponse à l'interdépendance soutien de la charge statique - isolation vibratoire inhérente à la technologie métallique.

Deuxième partie

**Du ressort à lames à une version
métallique de la suspension CRONE**

Chapitre 3

Synthèse de la suspension CRONE métallique dans le cadre du confort vibratoire

3.1	Introduction	95
3.2	Architecture « CRONE » : rappel de l'objectif et synthèse	96
3.2.1	Introduction : cahier des charges	96
3.2.2	Synthèse de l'architecture « CRONE » métallique	98
3.2.3	Performances	102
3.2.4	Conclusion	106
3.3	Du ressort à lames traditionnel à une architecture « CRONE » passive métallique	107
3.3.1	Introduction : histoire du ressort à lames	107
3.3.2	Résistance Des Matériaux : introduction à la théorie des lames symétriques paraboliques	111
3.3.3	Une architecture « CRONE » basée sur les lames	113
3.3.4	Conclusion	115
3.4	Conclusion	116

« La qualité d'un homme se calcule à sa démesure ; tentez, essayez, échouez même, ce sera votre réussite. »

Jacques Brel

3.1 Introduction

Comme décrit précédemment sur la FIGURE 1.10, le rôle d'une suspension peut se diviser en deux parties : un rôle statique afin de supporter la charge du véhicule et un rôle dynamique permettant de répondre aux critères de confort vibratoire ainsi que de tenues de caisse et de roue. Contrairement à la suspension Hydractive et à la suspension CRONE Hydractive, une suspension passive métallique ne possède pas de régulateur de hauteur permettant de découpler ces deux rôles. Cette suspension doit donc pouvoir supporter le véhicule sur toute la plage de variation de masse ainsi que répondre, autour du point de fonctionnement, et en fonction du domaine d'étude considéré, aux critères recherchés de confort, de comportement routier ou de sécurité.

De même, cette version métallique de la suspension CRONE doit, à l'image de la suspension CRONE Hydractive, proposer deux architectures :

- une architecture « CRONE » orientée confort ;
- et une architecture « ferme » orientée comportement routier.

La suspension métallique du véhicule de référence (Citroën C4 Grand Picasso, cf. paragraphe 1.3.2.2) offre de très bonnes tenues de caisse et de roue sous sollicitations route et conducteur, ce qui en fait, malgré son moindre confort, un très bon exemple d'architecture « ferme » de suspension. C'est pourquoi, dans la suite de ces travaux et dans le but d'étendre aux suspensions métalliques les travaux antérieurs réalisés en technologie hydropneumatique, cette suspension sert d'objectif pour l'élaboration de l'architecture « ferme » d'une suspension CRONE métallique bi-architecture. Cette suspension représente alors une cible, autant sur le plan de l'architecture (un seul combiné ressort-amortisseur) que sur le plan des performances. Ceci permet d'ailleurs la comparaison directe entre la suspension de série et la suspension CRONE.

L'utilisation d'une seconde architecture « CRONE » permet alors de mettre en défaut les dilemmes inhérents aux architectures traditionnelles ainsi que d'améliorer les performances de la suspension de série en termes de confort. Dès lors, c'est sur la réalisation de l'architecture « CRONE » que repose ce chapitre.

C'est donc l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive implantée sur la Citroën C5 qui sert de cible à l'élaboration de l'architecture « CRONE » d'une suspension CRONE métallique bi-architecture, l'objectif étant ici de proposer les mêmes performances que celles obtenues en technologie hydropneumatique auparavant.

Ainsi, et dans un premier temps, la synthèse de l'architecture « CRONE » est effectuée en technologie métallique, suivant la démarche descendante [Serrier, 2008] et sans a priori sur le choix de l'arrangement. Dans une seconde partie, une solution physique en technologie métallique, à savoir le ressort à lames, est considérée. Une étude est alors réalisée afin de caractériser les différents arrangements « CRONE » définis dans le but d'obtenir le comportement dynamique recherché ainsi que répondre au cahier des charges.

Dans le cadre de cette synthèse de l'architecture « CRONE » métallique, et afin de

permettre, dans un premier temps, une approche linéaire aux petites variations nécessaire à la partie dynamique dont il est question dans ce chapitre, la présence d'un correcteur d'assiette est d'abord considérée. Ceci permet alors l'obtention du découplage dynamique entre les fonctions statique et dynamique de la suspension. Cette hypothèse doit, par la suite (et notamment pour le chapitre 4), être retirée.

3.2 Architecture « CRONE » : rappel de l'objectif et synthèse

3.2.1 Introduction : cahier des charges

Afin d'étendre aux suspensions métalliques les performances remarquables obtenues en technologie hydropneumatique grâce à l'approche CRONE, la même méthode de synthèse de l'architecture « CRONE » est introduite. Cette méthode est basée sur la démarche descendante du concept à la réalisation. Le lecteur intéressé trouvera dans [Serrier, 2008] plus d'information quant à cette méthode.

Comme pour la suspension traditionnelle métallique du véhicule de référence, le schéma-bloc de la suspension CRONE métallique, où la dynamique de roue est négligée, ne possède qu'une seule boucle (naturelle). Ce schéma-bloc est illustré sur la FIGURE 3.1.

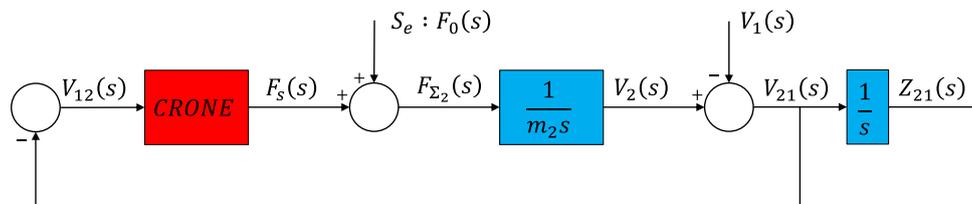


FIGURE 3.1 – Schéma-bloc de la suspension CRONE métallique en négligeant la dynamique de roue (1 ddl)

De fait, l'impédance fonctionnelle cible déterminée pour l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive donnée par l'expression (2.5), et correspondant à la forme rationnelle du transfert recherché, reste ici inchangée, soit :

$$I_s(s) = \frac{K_0}{s} \begin{pmatrix} 1 + \frac{s}{\omega_{z1}} \\ \frac{1}{1 + \frac{s}{\omega_{p1}}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 + \frac{s}{\omega_{z2}} \\ \frac{1}{1 + \frac{s}{\omega_{p2}}} \end{pmatrix}, \quad (3.1)$$

il en est de même pour les paramètres estimés et définis dans les relations (2.7), notam-

ment :

$$\begin{cases} K_0 = 3981 \text{ N m}^{-1} & (\approx 72 \text{ dB}) \\ \omega_{z_1} = 1,50 \text{ rad s}^{-1} \\ \omega_{p_1} = 5,68 \text{ rad s}^{-1} \\ \omega_{z_2} = 22,1 \text{ rad s}^{-1} \\ \omega_{p_2} = 252 \text{ rad s}^{-1} \end{cases}, \quad (3.2)$$

et ce afin d'obtenir les mêmes performances, à iso-chargement, que celles présentées dans les paragraphes 2.3.3 et 2.3.5.

Les diagrammes de Bode de l'impédance fonctionnelle cible $I_s(s)$ sont alors présentés sur la FIGURE 3.2.

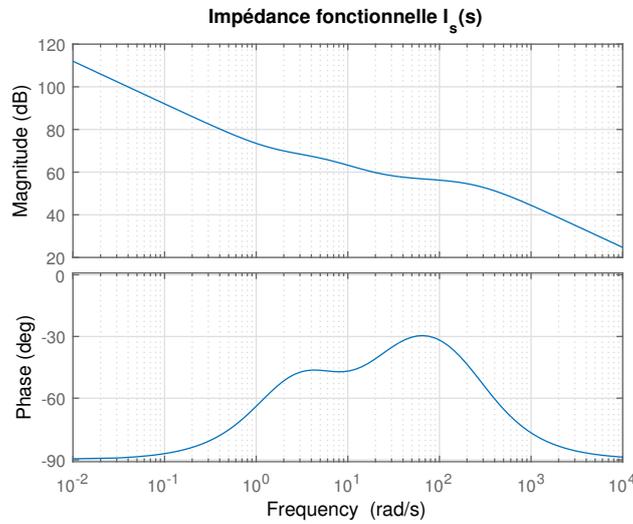


FIGURE 3.2 – Diagrammes de Bode de l'impédance fonctionnelle cible $I_s(s)$

De plus, étant donné que la technologie métallique est celle souhaitée pour la réalisation de cette architecture « CRONE », les trois structures de réseau réalisables en technologie métallique, et illustrées sur la FIGURE 3.3, sont étudiées, notamment :

- l'arrangement parallèle de cellules RC série ;
- l'arrangement cascade de cellules RC gamma ;
- l'arrangement série de cellules RC parallèle.

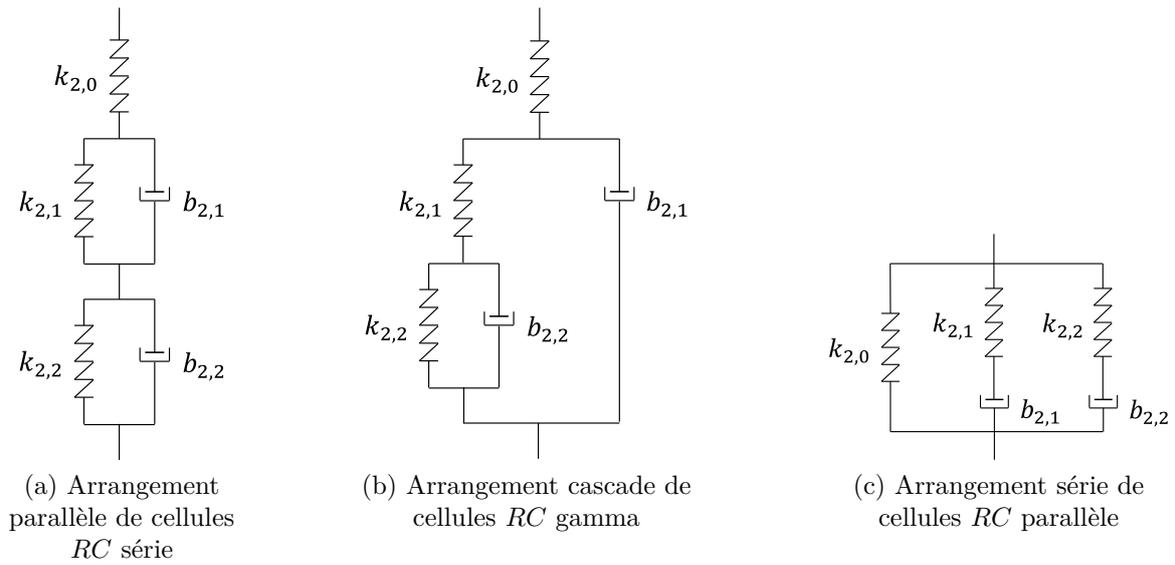


FIGURE 3.3 – Arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie métallique

3.2.2 Synthèse de l'architecture « CRONE » métallique

3.2.2.1 Arrangement parallèle de cellules RC série

L'impédance métallique (ou transfert force-vitesse) apportée par l'arrangement parallèle de cellule RC série tel que représenté sur la FIGURE 3.3a, est donnée par :

$$I_{m_par}(s) = \frac{1}{\frac{s}{k_{2,0}} + \frac{1}{\frac{k_{2,1}}{s} + b_{2,1}} + \frac{1}{\frac{k_{2,2}}{s} + b_{2,2}}}. \quad (3.3)$$

Après développement et mise sous la même forme des expressions (3.1) et (3.3) des impédances fonctionnelle et métallique, soit :

$$I_s(s) = \frac{K_0}{s} \left(\frac{1 + \left(\frac{1}{\omega_{z_1}} + \frac{1}{\omega_{z_2}} \right) s + \frac{1}{\omega_{z_1}\omega_{z_2}} s^2}{1 + \left(\frac{1}{\omega_{p_1}} + \frac{1}{\omega_{p_2}} \right) s + \frac{1}{\omega_{p_1}\omega_{p_2}} s^2} \right), \quad (3.4)$$

et

$$I_{m_par}(s) = \frac{k_{2,0}k_{2,1}k_{2,2}}{(k_{2,0}k_{2,1} + k_{2,0}k_{2,2} + k_{2,1}k_{2,2})s} \left(\frac{1 + \left(\frac{b_{2,1}}{k_{2,1}} + \frac{b_{2,2}}{k_{2,2}} \right) s + \frac{b_{2,1}b_{2,2}}{k_{2,1}k_{2,2}} s^2}{1 + \frac{k_{2,0}b_{2,1} + k_{2,0}b_{2,2} + k_{2,1}b_{2,2} + k_{2,2}b_{2,1}}{k_{2,0}k_{2,1} + k_{2,0}k_{2,2} + k_{2,1}k_{2,2}} s + \frac{b_{2,1}b_{2,2}}{k_{2,0}k_{2,1} + k_{2,0}k_{2,2} + k_{2,1}k_{2,2}} s^2} \right), \quad (3.5)$$

l'identification terme à terme nous permet de déduire le système de cinq équations à cinq inconnues suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} K_0 = \frac{k_{2,0}k_{2,1}k_{2,2}}{(k_{2,0}k_{2,1} + k_{2,0}k_{2,2} + k_{2,1}k_{2,2})} \\ \frac{1}{\omega_{z_1}} + \frac{1}{\omega_{z_2}} = \frac{b_{2,1}}{k_{2,1}} + \frac{b_{2,2}}{k_{2,2}}, \\ \frac{1}{\omega_{z_1}\omega_{z_2}} = \frac{b_{2,1}b_{2,2}}{k_{2,1}k_{2,2}}, \\ \frac{1}{\omega_{p_1}} + \frac{1}{\omega_{p_2}} = \frac{k_{2,0}b_{2,1} + k_{2,0}b_{2,2} + k_{2,1}b_{2,2} + k_{2,2}b_{2,1}}{k_{2,0}k_{2,1} + k_{2,0}k_{2,2} + k_{2,1}k_{2,2}}, \\ \frac{1}{\omega_{p_1}\omega_{p_2}} = \frac{b_{2,1}b_{2,2}}{k_{2,0}k_{2,1} + k_{2,0}k_{2,2} + k_{2,1}k_{2,2}}. \end{array} \right. \quad (3.6)$$

Après application numérique à partir des valeurs des paramètres de l'impédance fonctionnelle (3.2), les valeurs des paramètres physiques de l'arrangement parallèle de cellules RC série peuvent être déduites comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} k_{2,0} = 171893 \quad \text{N m}^{-1} \\ k_{2,1} = 20730,6 \quad \text{N m}^{-1} \\ k_{2,2} = 5072,62 \quad \text{N m}^{-1} \\ b_{2,1} = 938,021 \quad \text{N s m}^{-1} \\ b_{2,2} = 3381,4 \quad \text{N s m}^{-1} \end{array} \right. . \quad (3.7)$$

3.2.2.2 Arrangement cascade de cellules RC gamma

L'impédance métallique (ou transfert force-vitesse) apportée par l'arrangement cascade de cellule RC gamma tel que représenté sur la FIGURE 3.3b est donnée par :

$$I_{m_cas}(s) = \frac{1}{\frac{s}{k_{2,0}} + \frac{1}{b_{2,1} + \frac{1}{\frac{s}{k_{2,1}} + \frac{1}{b_{2,2} + \frac{k_{2,2}}{s}}}}}. \quad (3.8)$$

Après développement et mise sous la même forme que l'expression (3.4) de l'impédance fonctionnelle $I_s(s)$, soit :

$$I_{m_cas}(s) = \frac{k_{2,0}k_{2,1}k_{2,2}}{(k_{2,0}k_{2,1} + k_{2,0}k_{2,2} + k_{2,1}k_{2,2})s} \left(\frac{1 + \left(\frac{b_{2,1}}{k_{2,1}} + \frac{b_{2,1}}{k_{2,2}} + \frac{b_{2,2}}{k_{2,2}} \right) s + \frac{b_{2,1}b_{2,2}}{k_{2,1}k_{2,2}} s^2}{1 + \frac{k_{2,0}b_{2,2} + k_{2,1}b_{2,1} + k_{2,1}b_{2,2} + k_{2,2}b_{2,1}}{k_{2,0}k_{2,1} + k_{2,0}k_{2,2} + k_{2,1}k_{2,2}} s + \frac{b_{2,1}b_{2,2}}{k_{2,0}k_{2,1} + k_{2,0}k_{2,2} + k_{2,1}k_{2,2}} s^2} \right), \quad (3.9)$$

l'identification terme à terme nous permet de déduire le système de cinq équations, à cinq inconnues, suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} K_0 = \frac{k_{2,0}k_{2,1}k_{2,2}}{(k_{2,0}k_{2,1} + k_{2,0}k_{2,2} + k_{2,1}k_{2,2})}, \\ \frac{1}{\omega_{z_1}} + \frac{1}{\omega_{z_2}} = \frac{b_{2,1}}{k_{2,1}} + \frac{b_{2,1}}{k_{2,2}} + \frac{b_{2,2}}{k_{2,2}}, \\ \frac{1}{\omega_{z_1}\omega_{z_2}} = \frac{b_{2,1}b_{2,2}}{k_{2,1}k_{2,2}}, \\ \frac{1}{\omega_{p_1}} + \frac{1}{\omega_{p_2}} = \frac{k_{2,0}b_{2,2} + k_{2,1}b_{2,1} + k_{2,1}b_{2,2} + k_{2,2}b_{2,1}}{k_{2,0}k_{2,1} + k_{2,0}k_{2,2} + k_{2,1}k_{2,2}}, \\ \frac{1}{\omega_{p_1}\omega_{p_2}} = \frac{b_{2,1}b_{2,2}}{k_{2,0}k_{2,1} + k_{2,0}k_{2,2} + k_{2,1}k_{2,2}}. \end{array} \right. \quad (3.10)$$

Après application numérique à partir des valeurs des paramètres de l'impédance fonctionnelle (3.2), les valeurs des paramètres physiques de l'arrangement cascade de cellule RC gamma peuvent être déduites comme suit :

$$\begin{cases} k_{2,0} = 171893 \text{ N m}^{-1} \\ k_{2,1} = 12943,9 \text{ N m}^{-1} \\ k_{2,2} = 5948,16 \text{ N m}^{-1} \\ b_{2,1} = 734,333 \text{ N s m}^{-1} \\ b_{2,2} = 3162,80 \text{ N s m}^{-1} \end{cases} . \quad (3.11)$$

3.2.2.3 Arrangement série de cellules RC parallèle

L'impédance métallique (ou transfert force-vitesse) apportée par l'arrangement série de cellule RC parallèle tel que représenté sur la FIGURE 3.3c est donnée par :

$$I_{m_ser}(s) = \frac{k_{2,0}}{s} + \frac{b_{2,1}}{1 + \frac{b_{2,1}}{k_{2,1}}s} + \frac{b_{2,2}}{1 + \frac{b_{2,2}}{k_{2,2}}s} . \quad (3.12)$$

Après développement et mise sous la même forme que celle de l'expression (3.4) de l'impédance fonctionnelle $I_s(s)$, soit :

$$I_{m_ser}(s) = \frac{k_{2,0}}{s} \left(\frac{1 + \left(b_{2,1} \left(\frac{1}{k_{2,0}} + \frac{1}{k_{2,1}} \right) + b_{2,2} \left(\frac{1}{k_{2,0}} + \frac{1}{k_{2,2}} \right) \right) s + b_{2,1}b_{2,2} \left(\frac{1}{k_{2,0}k_{2,1}} + \frac{1}{k_{2,0}k_{2,2}} + \frac{1}{k_{2,1}k_{2,2}} \right) s^2}{1 + \left(\frac{b_{2,1}}{k_{2,1}} + \frac{b_{2,2}}{k_{2,2}} \right) s + \frac{b_{2,1}b_{2,2}}{k_{2,1}k_{2,2}} s^2} \right) , \quad (3.13)$$

l'identification terme à terme nous permet de déduire le système de cinq équations, à cinq inconnues, suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} K_0 = k_{2,0}, \\ \frac{1}{\omega_{z_1}} + \frac{1}{\omega_{z_2}} = b_{2,1} \left(\frac{1}{k_{2,0}} + \frac{1}{k_{2,1}} \right) + b_{2,2} \left(\frac{1}{k_{2,0}} + \frac{1}{k_{2,2}} \right), \\ \frac{1}{\omega_{z_1}\omega_{z_2}} = b_{2,1}b_{2,2} \left(\frac{1}{k_{2,0}k_{2,1}} + \frac{1}{k_{2,0}k_{2,2}} + \frac{1}{k_{2,1}k_{2,2}} \right), \\ \frac{1}{\omega_{p_1}} + \frac{1}{\omega_{p_2}} = \frac{b_{2,1}}{k_{2,1}} + \frac{b_{2,2}}{k_{2,2}}, \\ \frac{1}{\omega_{p_1}\omega_{p_2}} = \frac{b_{2,1}b_{2,2}}{k_{2,1}k_{2,2}}. \end{array} \right. \quad (3.14)$$

Après application numérique à partir des valeurs des paramètres de l'impédance fonctionnelle (3.2), les valeurs des paramètres physiques de l'arrangement série de cellule RC parallèle peuvent être déduites comme suit :

$$\begin{cases} k_{2,0} = 3981,00 \text{ N m}^{-1} \\ k_{2,1} = 159479 \text{ N m}^{-1} \\ k_{2,2} = 8432,55 \text{ N m}^{-1} \\ b_{2,1} = 632,854 \text{ N s m}^{-1} \\ b_{2,2} = 1484,60 \text{ N s m}^{-1} \end{cases} . \quad (3.15)$$

Finalement, la FIGURE 3.4 présente les diagrammes de Bode des impédances fonctionnelle cible et mécaniques des trois arrangements de l'architecture « CRONE » réalisés en technologie métallique où l'on peut observer la superposition des tracés.

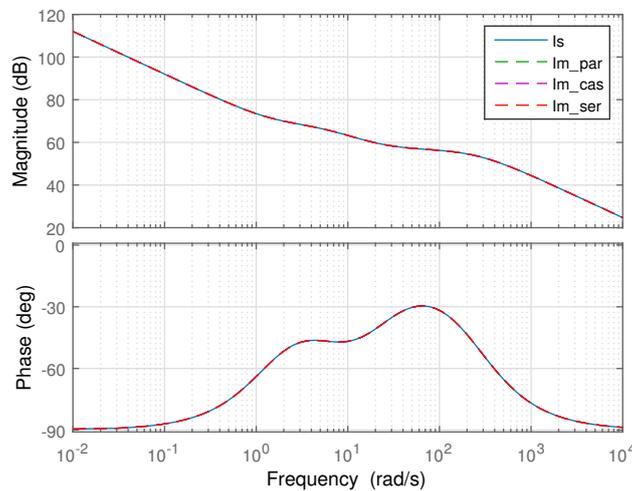


FIGURE 3.4 – Diagrammes de Bode de l'impédance fonctionnelle cible $I_s(s)$ (en bleu) et des impédances mécaniques $I_{m_par}(s)$, $I_{m_cas}(s)$ et $I_{m_ser}(s)$ apportées par les trois arrangements de l'architecture « CRONE » réalisés en technologie métallique (en pointillés)

3.2.3 Performances

Les paramètres physiques déterminés pour les trois différents arrangements de l'architecture « CRONE » sont résumés dans le tableau 3.1.

Ces trois arrangements de l'architecture « CRONE » réalisés en technologie métallique offrent des performances identiques. De fait, et dans un souci de synthèse, cette partie présente les performances de l'architecture « CRONE » réalisée en technologie métallique, non pas pour chaque arrangement séparément, mais de manière généralisée pour les trois arrangements.

	Arrangement parallèle de cellules RC série	Arrangement cascade de cellules RC gamma	Arrangement série de cellules RC parallèle
$k_{2,0}$ ($N m^{-1}$)	$1,72 \times 10^5$	$1,72 \times 10^5$	$3,98 \times 10^3$
$k_{2,1}$ ($N m^{-1}$)	$2,07 \times 10^4$	$1,29 \times 10^4$	$1,60 \times 10^5$
$k_{2,2}$ ($N m^{-1}$)	$5,07 \times 10^3$	$5,95 \times 10^3$	$8,43 \times 10^3$
$b_{2,1}$ ($N s m^{-1}$)	$9,38 \times 10^2$	$7,34 \times 10^2$	$6,33 \times 10^2$
$b_{2,2}$ ($N s m^{-1}$)	$3,38 \times 10^3$	$3,16 \times 10^3$	$1,49 \times 10^3$

TABLE 3.1 – Paramètres physiques $k_{2,i}$ et $b_{2,i}$ déterminés pour chacun des trois arrangements de l'architecture « CRONE »

Les valeurs numériques des pulsations naturelles ω_{ni} et des facteurs d'amortissement ζ_i , à vide et en charge, de l'architecture « CRONE » obtenue avec les trois arrangements en technologie métallique sont illustrées dans les tableaux 3.2.

ω_{n1} ($rad s^{-1}$)	Mode de roue
À vide	96,3
En charge	96,4
Variations	0,0 %

(a) Pulsation naturelle non amortie du mode de roue ω_{n1}

ζ_1	Mode de roue
À vide	0,076
En charge	0,075
Variations	0,0 %

(b) Facteur d'amortissement du mode de roue ζ_1

ω_{n2} ($rad s^{-1}$)	Mode de caisse
À vide	6,88
En charge	4,54
Variations	-34,0 %

(c) Pulsation naturelle non amortie du mode de caisse ω_{n2}

ζ_2	Mode de caisse
À vide	0,438
En charge	0,509
Variations	+16,2 %

(d) Facteur d'amortissement du mode de caisse ζ_2

TABLE 3.2 – Valeurs numériques de ω_{n1} , ζ_1 , ω_{n2} et ζ_2 , à vide et en charge, de l'architecture « CRONE » obtenue avec les trois arrangements CRONE en technologie métallique

L'observation de ces tableaux, vis-à-vis des variations de chargement (et en considérant le chargement à vide comme celui de référence), permet de remarquer :

- pour le mode de roue :
 - la quasi-insensibilité de ω_{n1} ;
 - et la quasi-insensibilité de ζ_1 ;
- pour le mode de caisse :
 - une sensibilité de ω_{n2} de l'ordre de -34 % ;
 - et une sensibilité de ζ_2 de l'ordre de +16 % ;
- et un rapport ω_{n1}/ω_{n2} variant entre 14 (à vide) et 21 (en charge) illustrant le découplage dynamique entre les modes de roue et de caisse.

Les FIGURE 3.5 à FIGURE 3.8 présentent différentes réponses obtenues avec les trois arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie métallique dans les cas « à vide » (en bleu) et « en charge » (en rouge).

La FIGURE 3.5 présente les diagrammes de Bode du transfert force-débattement. À l'image de celles du véhicule de référence présentées en FIGURE 1.25, ces diagrammes nous permettent d'observer le caractère invariant de ce transfert vis-à-vis des variations de chargement du fait de l'utilisation de la technologie métallique. Ainsi, le transfert obtenu correspond au même que celui obtenu en charge (considéré comme le chargement nominal pour la Citroën C5 Hydractive) pour l'architecture « CRONE » de la suspension Hydractive de série (FIGURE 2.29).

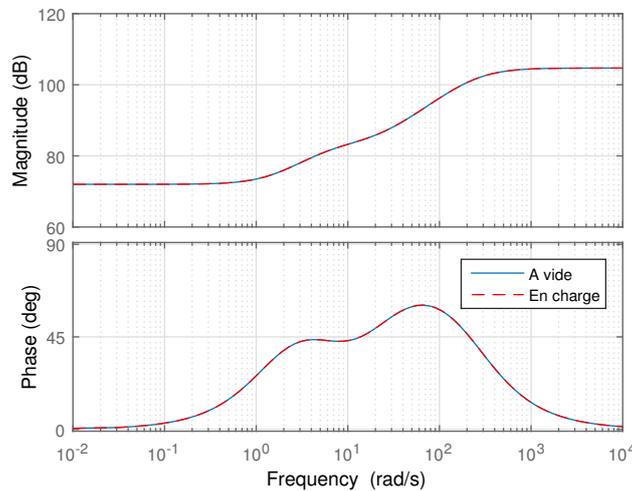


FIGURE 3.5 – Diagrammes de Bode du transfert force-débattement $sI_{m_ser}(s)$, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour les trois arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie métallique

La FIGURE 3.6 présente les diagrammes de Bode et de Nichols de la Boucle Ouverte (BO) $\beta(s) = I_m(s) \cdot \frac{1}{m_2 s}$. Étant donnée l'indépendance de l'impédance mécanique à la masse suspendue, seul le procédé dépend directement du chargement considéré. De fait, seul le gain de la BO varie avec le chargement, la phase restant alors constante. Il en résulte, au niveau du diagramme de Nichols, la translation verticale du lieu de Nichols qui, du fait du blocage de phase autour de la pulsation au gain unité ω_u , assure la robustesse du degré de stabilité vis-à-vis des variations de masse.

Les FIGURE 3.7 et FIGURE 3.8 présentent les diagrammes de gain des transferts $T_{20}(j\omega)$ et $T_{10}(j\omega)$ ainsi que les réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse et de la roue à un saut échelon de la route d'amplitude 1 cm.

La FIGURE 3.7 fait apparaître, comme attendu, la mise en défaut de l'interdépen-

dance masse - amortissement. Par ailleurs, et contrairement aux réponses obtenues en technologie hydropneumatique (FIGURE 2.30), la technologie métallique ne permet pas l'obtention de la robustesse de la rapidité de la réponse verticale de la caisse vis-à-vis des variations de la masse suspendue, et ce du fait de sa raideur indépendante du chargement considéré.

Finalement, la FIGURE 3.8 fait bien apparaître une tenue de roue comparable à celle obtenue en technologie hydropneumatique (FIGURE 2.31) et insensible aux variations de masse suspendue.

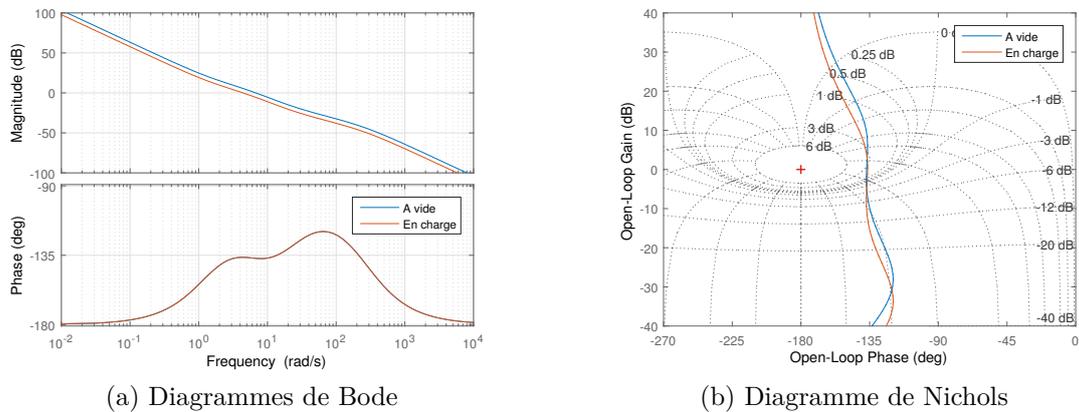


FIGURE 3.6 – Diagrammes de Bode et de Nichols de la Boucle Ouverte, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour les trois arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie métallique

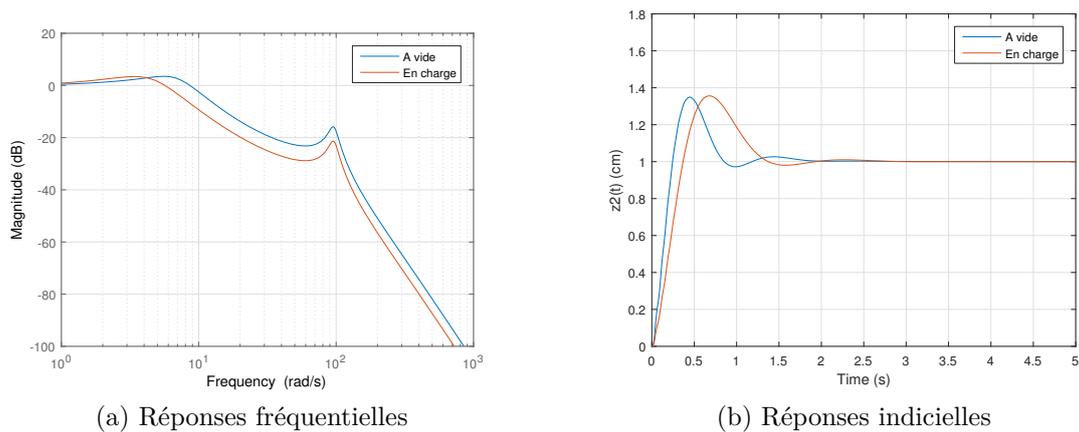


FIGURE 3.7 – Diagrammes de gain de $T_{20}(j\omega)$ et réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse $z_2(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour les trois arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie métallique

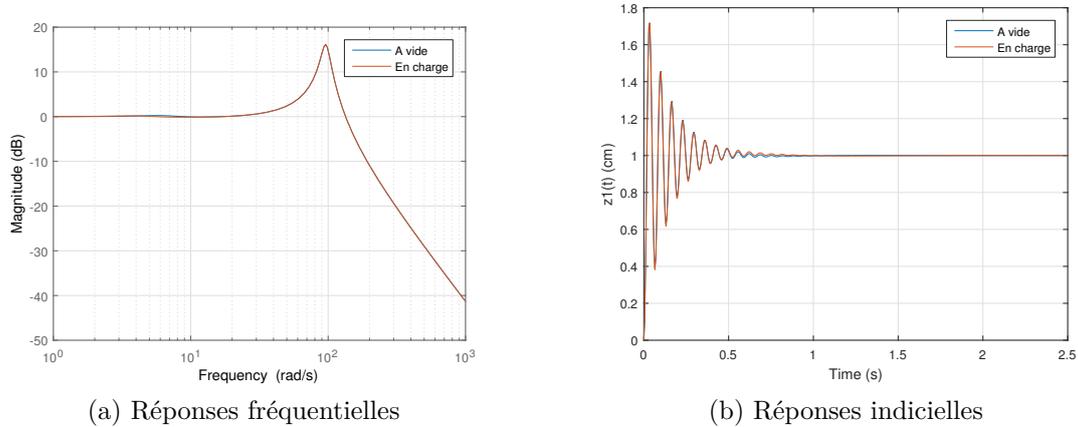


FIGURE 3.8 – Diagrammes de gain de $T_{10}(j\omega)$ et réponses indicielles du déplacement vertical de la roue $z_1(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour les trois arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie métallique

3.2.4 Conclusion

L'architecture « CRONE » de la suspension CRONE métallique peut être réalisée à l'aide de trois arrangements différents :

- l'arrangement parallèle de cellules RC série ;
- l'arrangement cascade de cellules RC gamma ;
- l'arrangement série de cellules RC parallèle.

Afin de répondre au cahier des charges en proposant les mêmes performances que celles obtenues pour l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive, l'impédance fonctionnelle $I_s(s)$ (forme rationnelle) de cette dernière est considérée ici comme l'objectif à atteindre à l'aide des arrangements métalliques à disposition.

Cette étape correspond alors à la troisième étape de la démarche descendante [Serrier, 2008]. À cet effet, et sans aucun a priori sur l'arrangement à utiliser, chacun des trois arrangements a été étudié et ses différents paramètres résistifs $b_{2,i}$ et capacitifs $k_{2,i}$ déterminés.

Il en résulte l'obtention d'une architecture « CRONE » métallique permettant, comme attendu du fait de l'objectif retenu, l'obtention d'un meilleur confort vibratoire qu'avec l'utilisation de l'architecture « ferme » (suspension du véhicule de référence) ainsi que de la mise en défaut de l'interdépendance masse - amortissement et de la robustesse du degré de stabilité vis-à-vis des variations de masse.

Cependant, l'utilisation de la technologie métallique impliquant l'invariance des paramètres de la suspension aux variations de chargement, il en résulte la perte de la robustesse de la rapidité de la réponse verticale de la caisse vis-à-vis des variations de chargement. De plus, la plage de variation de la masse suspendue du véhicule de référence

(de 270,7 kg à 513,2 kg) étant plus étendue que celle du véhicule équipé de la suspension CRONE Hydractive (de 320 kg à 472 kg) représentant ici l'objectif, les performances obtenues, à vide et en charge, pour ces deux configurations sont différentes. Par ailleurs, le caractère constant du transfert force-débattement de la suspension permet ici d'assurer la robustesse du degré de stabilité, les variations de chargement n'impliquant que de légères variations de gain de la BO.

Finalement, la dernière étape de la réalisation de l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE métallique correspond à la réalisation physique des arrangements. Pour cela, l'utilisation des ressorts à lames est souhaitée. En effet, en plus de leur faible coût ainsi que leur « facilité de mise en oeuvre », les caractéristiques de chaque lame peuvent « facilement » être optimisées (longueur, largeur, épaisseur, composition, ...) et leur association façonnée (variation des surfaces de contact par exemple) en fonction des besoins. Ces systèmes semblent les plus à même de permettre la réalisation physique de l'architecture « CRONE » en technologie métallique.

3.3 Du ressort à lames traditionnel à une architecture « CRONE » passive métallique

3.3.1 Introduction : histoire du ressort à lames

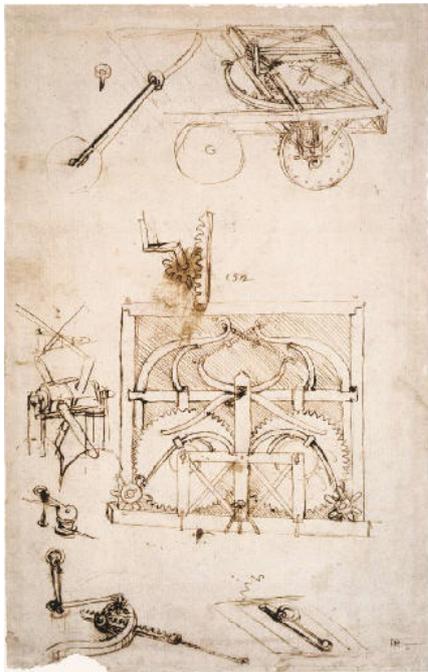
On trouve trace de l'utilisation des systèmes de ressorts à lames, dans le domaine de l'automobile, dès le xv^e siècle. En effet, sur un croquis dessiné par Léonard de Vinci vers 1478 et présenté sur la FIGURE 3.9a, celui-ci présente une idée d'automobile tricyle à moteur à ressort [Istituto e Museo di Storia della Scienza, 2004] qui tire son énergie, selon Carlo Pedretti, « de deux ressorts à lames dont on ne voit que la trace sur le dessin » [Jozsef, 2004a] [Jozsef, 2004b]. Aussi, de la même manière que les mécanismes d'horlogerie, un ensemble mécanique d'engrenage, crémaillère, roue dentée et pignon permet d'entraîner deux roues indépendantes, une troisième assurant la direction. De même, un autre système de ressort à lames permet le contrôle de la vitesse et de la direction via la régulation des vitesses des deux roues indépendantes. Des maquettes réalisées à partir de ce schéma, telles que celle illustrée en FIGURE 3.9b, et utilisant un double ressort moteur à base de deux ressorts spiraux peuvent ainsi se mouvoir sur une distance d'environ 40 mètres.

Par la suite, en 1662, Christian Huygens, correspondant alors avec son frère Lodewijk Huygens de passage à Paris, lui envoie cette demande à travers une lettre datée du 25 mai 1662 [Huygens, 1891] :

« Je vous demanderois encore la description des carrosses de la nouvelle façon. »

Il donne alors, dans une nouvelle correspondance avec son frère datée du 25 mai 1662, et en quelques mots, une description du dessin qu'il reçoit en retour :

3.3. DU RESSORT À LAMES TRADITIONNEL À UNE ARCHITECTURE « CRONE » PASSIVE MÉTALLIQUE



(a) Croquis répertorié sous le numéro 812 dans le Codex Atlantique



(b) Maquette fonctionnelle présentée au château du Clos Lucé d'Amboise

FIGURE 3.9 – Prototype d'automobile à ressort imaginé par Léonard de Vinci, aussi surnommée la « Fiat de Leonardo da Vinci »

« ... votre peintre devrait avoir marqué les mesures à la fin que l'on seut précisément l'espaisseur du ressort, ou des 3 ressorts (car il semble qu'il y en ait 3 couchez l'un sur l'autre) et aussi la longueur. »

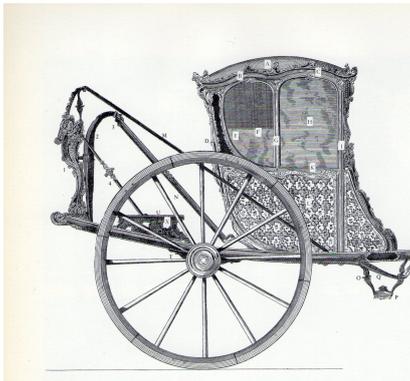
C'est en fait la description de la première suspension à ressort à lames de l'histoire [Terrier, 1986].

Jusqu'alors, les premières suspensions de voitures, ou carrosses, reposaient essentiellement sur l'utilisation du bois. En effet, tandis que les premières solutions consistaient en l'utilisation de poutres en bois flexible (à la manière d'un arc), d'autres solutions ont permis de suspendre la caisse à un châssis rigide par l'intermédiaire de soupentes réalisées, d'abord à partir de chaînes en fer, puis grâce à de longues bandes de cuir.

Les suspensions à lames commenceront à être couramment utilisées à partir de la fin du XVIII^e siècle, d'abord à travers le ressort à la Dalesme, du nom de son inventeur André Dalesme, illustré en FIGURE 3.10a puis, à partir du début du XIX^e siècle, avec le ressort à pincette, inventé par le britannique Obadiah Eliott, et illustré en FIGURE 3.10b.

De même, certaines voitures combineront différents types de ressorts à lames comme un modèle de carrosse de la famille princière de Monaco, illustré en FIGURE 3.11, et couplant ressorts en C et à pincettes.

3.3. DU RESSORT À LAMES TRADITIONNEL À UNE ARCHITECTURE
« CRONE » PASSIVE MÉTALLIQUE



(a) Le ressort Dalesme



(b) Le ressort à pincette

FIGURE 3.10 – Exemples de suspensions à lames utilisés sur les véhicules hippomobiles



FIGURE 3.11 – Carrosse de la famille princière de Monaco exposé dans la collection de voitures de S.A.S. le Prince de Monaco

3.3. DU RESSORT À LAMES TRADITIONNEL À UNE ARCHITECTURE « CRONE » PASSIVE MÉTALLIQUE

Arriveront par la suite les ressorts dits « droits », qui peuvent être considérés comme « demi-pincettes » lorsque cintrés et qui prendront diverses formes en fonction des continents. Tandis qu'ils seront souvent utilisés en composition, dans les véhicules hippomobiles, dans le but de former des systèmes complexes de suspensions comme la suspension « télégraphe » (quatre ressorts, deux longitudinaux et deux transversaux) ou la suspension Dennett (ou demi-télégraphe), c'est ce modèle de ressort à lames « droit » qui sera essentiellement repris dans les premiers véhicules automobiles fonctionnels. Ils aboutiront, par la suite, aux lames semi-elliptiques, composées de lames d'épaisseurs et de largeurs identiques mais de longueurs différentes, puis aux lames paraboliques, de mêmes dimensions mais façonnées selon une fonction parabolique sur toute leur longueur, et ce comme présenté sur la FIGURE 3.12.



FIGURE 3.12 – Exemples de suspensions à lames utilisés sur les véhicules automobiles

Ce type de ressort, accompagné d'un système d'amortissement, représente alors une architecture traditionnelle de suspension métallique qui sera utilisée sur une multitude de véhicules comme, par exemple, la Bugatti « Royale » coupé type 41 de 1929 présentée en FIGURE 3.13. Ces systèmes restent, par ailleurs, toujours en usage sur des véhicules lourds tels les camions, les utilitaires ou les véhicules militaires.

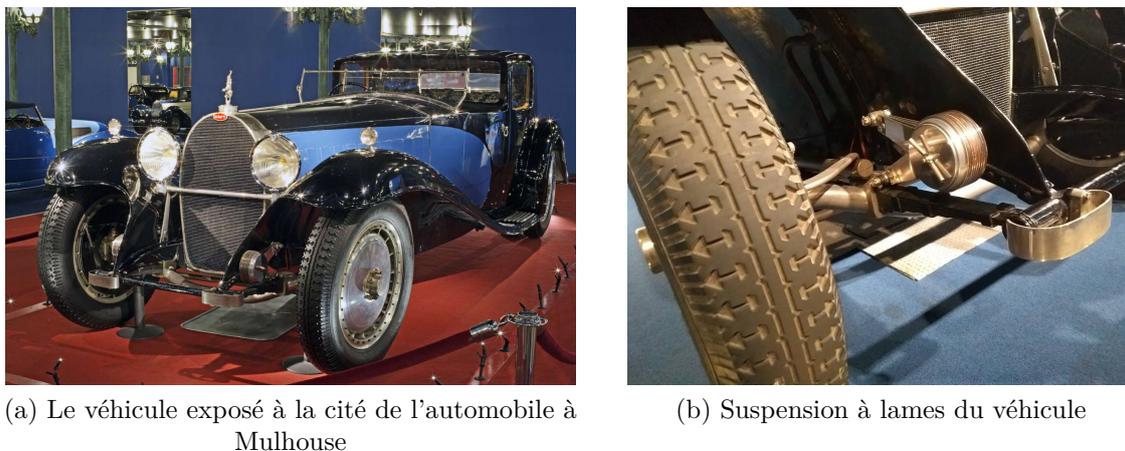


FIGURE 3.13 – Bugatti « Royale » coupé type 41 de 1929

3.3.2 Résistance Des Matériaux : introduction à la théorie des lames symétriques paraboliques

Considérons une lame de ressort parabolique, attachée à la caisse au niveau de ses extrémités (1 et 2), et reposant sur la traverse de train en un point distant respectivement de l_1 et l_2 de ses extrémités tel qu'illustré sur la FIGURE 3.14.

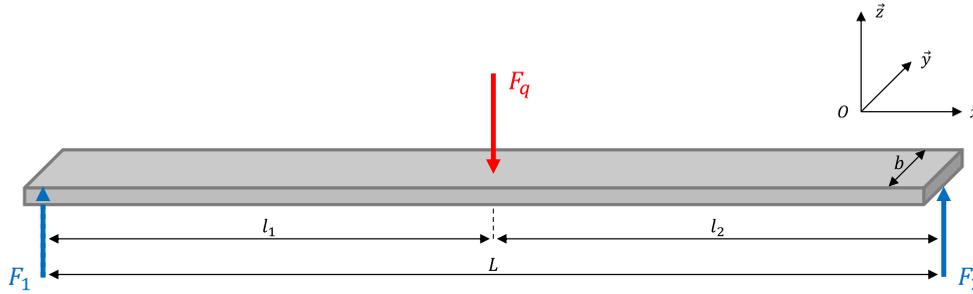


FIGURE 3.14 – Schéma d'une lame de ressort symétrique (non représentée parabolique), de longueur L et de largeur b , attachée à la caisse au niveau de ses extrémités et sur laquelle s'exerce une charge F_q en son centre

L'équilibre statique de la lame permet d'obtenir [Khayame, 2006] :

$$F_1 + F_2 = F_q, \quad (3.16)$$

avec

$$\begin{cases} F_1 = F_q \frac{l_2}{L} \\ F_2 = F_q \frac{l_1}{L} \end{cases}, \quad (3.17)$$

F_q représentant la charge à la roue (en N), F_1 et F_2 les efforts développés à chacune des extrémités en réaction (en N), L la longueur de la lame (en m), l_1 et l_2 les longueurs des deux demi-lames (en m) et b la largeur de la lame (en m).

Dans le cas des lames symétriques pour lesquelles $l_1 = l_2 = \frac{L}{2}$, les équations (3.16) et (3.17) donnent :

$$F_1 = F_2 = \frac{F_q}{2}, \quad (3.18)$$

l'étude pouvant alors se restreindre à l'étude équivalente d'une demi-lame encastree à l'une de ses extrémités, soit un bras de levier, de longueur $l = L/2$ (m) et d'épaisseur constante $h(x) = h_0$ (en m) et sur laquelle s'exerce une charge $f_q = F_q/2$ (en N) à son autre extrémité tel qu'illustré sur la FIGURE 3.15.

Les équations de Résistance Des Matériaux (RDM) nous donnent l'équation de la déformée d'une poutre encastree-libre sous l'effet une charge ponctuelle :

$$z = \frac{-f_q x^2}{6EI} (3l - x), \quad (3.19)$$

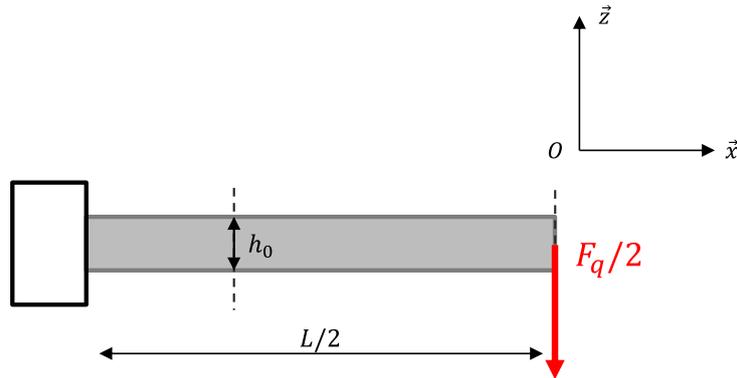


FIGURE 3.15 – Schéma d'une demi-lame encastree à une extremité, de longueur $l = L/2$ et d'épaisseur h_0 , et sur laquelle s'exerce une charge $f_q = F_q/2$ à son autre extremité

avec E le module d'élasticité (ou module de Young) du matériau (en Pa) et I le moment quadratique de la section par rapport à l'axe $(O\vec{x})$ (en m^4) défini par la relation :

$$I = \iint_S z^2 dy dz = \frac{6h_0^3}{12}, \quad (3.20)$$

La flèche f (en m) peut alors être déterminée en utilisant l'équation (3.19) pour $x = l$, soit :

$$f = \frac{f_q l^3}{3EI}. \quad (3.21)$$

De fait, la raideur k du ressort peut être déduite telle que :

$$k = \frac{f_q}{f}, \quad (3.22)$$

ou en remplaçant par les équations (3.20) et (3.21),

$$k = \frac{E6h_0^3}{4l^3}. \quad (3.23)$$

On peut finalement en déduire la longueur d'une demi-lame l en fonction de sa raideur k :

$$l = \sqrt[3]{\frac{E6h_0^3}{4k}}, \quad (3.24)$$

ainsi que celle de la lame L :

$$L = 2l = \sqrt[3]{\frac{2E6h_0^3}{k}}. \quad (3.25)$$

3.3.3 Une architecture « CRONE » basée sur les lames

Dans le but de réaliser physiquement les arrangements de l'architecture « CRONE » métalliques déterminés dans le paragraphe 3.2.2, chaque raideur $k_{2,i}$ est réalisée à l'aide d'une seule lame dont les dimensions sont déterminées à l'aide des équations précédemment présentées. Nous nous intéressons, dans un premier temps, ni à l'obtention des coefficients de frottement visqueux $b_{2,i}$ ni à la réalisation technologique des architectures métalliques via ces lames.

Afin de mesurer le réalisme des dimensions de ces lames, deux exemples de véhicules (utilitaires et particuliers) équipés de ressorts à lames servent de référence : une Volkswagen Caddy et un Ford Transit Connect. Ces deux véhicules, dont les cotes de train arrière sont données dans le tableau 3.3, sont présentés en FIGURE 3.16.

	Volkswagen Caddy	Ford Transit Connect
Nombre de lames	1	2
Longueur lame(s) au repos (m)	1,28	1,27
		1,08
Largeur lame(s) (m)	$5,99 \times 10^{-2}$	$6,00 \times 10^{-2}$

TABLE 3.3 – Cotes de train d'un Volkswagen Caddy et d'un Ford Transit Connect

Il est possible de remarquer que ces deux véhicules utilisent des lames de dimensions semblables. Malgré le fait que la Volkswagen Caddy n'utilise qu'une seule lame tandis que le Ford Transit Connect en utilise deux, la lame principale de ce dernier véhicule, de longueur $L = 1,27$ m et de largeur $b = 6,00 \times 10^{-2}$ m, est très proche de celle du premier véhicule.

Dans notre cas, nous décidons d'utiliser une lame un peu moins large que ces dernières, soit $b = 4,00 \times 10^{-2}$ m. N'ayant pas de données quant à l'épaisseur de la lame ainsi qu'au métal utilisé, il est décidé d'utiliser une lame d'épaisseur constante $h_0 = 1,00 \times 10^{-2}$ m ainsi que de l'acier à ressort avec pour module de Young $E = 2,20 \times 10^{11}$ Pa.

De fait, pour chaque raideur considérée, la longueur de la lame L nécessaire à son obtention est déterminée et comparée à celles des véhicules de référence afin de vérifier leur pertinence et leur réalisme.

3.3.3.1 Arrangement parallèle de cellules RC série

Les valeurs des raideurs $k_{2,i}$ déterminées pour l'arrangement parallèle de cellules RC série (3.7) sont les suivantes :

$$\begin{cases} k_{2,0} = 171893 & \text{N m}^{-1} \\ k_{2,1} = 20730,6 & \text{N m}^{-1} \\ k_{2,2} = 5072,62 & \text{N m}^{-1} \end{cases} . \quad (3.26)$$

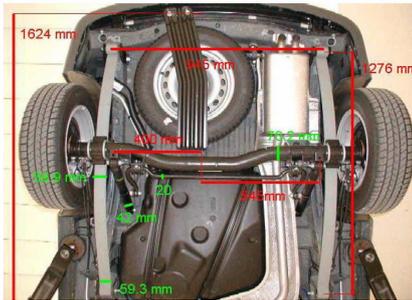
3.3. DU RESSORT À LAMES TRADITIONNEL À UNE ARCHITECTURE « CRONE » PASSIVE MÉTALLIQUE



(a) Volkswagen Caddy



(b) Ford Transit Connect



(c) Train arrière du Volkswagen Caddy



(d) Train arrière du Ford Transit Connect

FIGURE 3.16 – Exemples de véhicules (utilitaires et particuliers) équipés de ressorts à lames

L'application de l'expression (3.25) aux raideurs $k_{2,i}$, avec $b = 4,00 \times 10^{-2}$ m, $h_0 = 1,00 \times 10^{-2}$ m et $E = 2,20 \times 10^{11}$ Pa, nous permet de déterminer 3 lames de longueurs L_i telles que :

$$\begin{cases} L_0 = 0,47 \text{ m} \\ L_1 = 0,95 \text{ m} \\ L_2 = 1,51 \text{ m} \end{cases} \quad (3.27)$$

3.3.3.2 Arrangement cascade de cellules RC gamma

Les valeurs des raideurs $k_{2,i}$ déterminées pour l'arrangement cascade de cellules RC gamma (3.11) sont les suivantes :

$$\begin{cases} k_{2,0} = 171893 \text{ N m}^{-1} \\ k_{2,1} = 12943,9 \text{ N m}^{-1} \\ k_{2,2} = 5948,16 \text{ N m}^{-1} \end{cases} \quad (3.28)$$

L'application de l'expression (3.25) aux raideurs $k_{2,i}$, avec $b = 4,00 \times 10^{-2}$ m, $h_0 = 1,00 \times 10^{-2}$ m et $E = 2,20 \times 10^{11}$ Pa, nous permet de déterminer 3 lames de longueurs L_i

telles que :

$$\begin{cases} L_0 = 0,47 \text{ m} \\ L_1 = 1,11 \text{ m} \\ L_2 = 1,44 \text{ m} \end{cases} \quad (3.29)$$

3.3.3.3 Arrangement série de cellules RC parallèle

Les valeurs des raideurs $k_{2,i}$ déterminées pour l'arrangement série de cellules RC parallèle (3.15) sont les suivantes :

$$\begin{cases} k_{2,0} = 3981,00 \text{ N m}^{-1} \\ k_{2,1} = 159479 \text{ N m}^{-1} \\ k_{2,2} = 8432,55 \text{ N m}^{-1} \end{cases} \quad (3.30)$$

L'application de l'expression (3.25) aux raideurs $k_{2,i}$, avec $b = 4,00 \times 10^{-2} \text{ m}$, $h_0 = 1,00 \times 10^{-2} \text{ m}$ et $E = 2,20 \times 10^{11} \text{ Pa}$, nous permet de déterminer 3 lames de longueurs L_i telles que :

$$\begin{cases} L_0 = 1,64 \text{ m} \\ L_1 = 0,48 \text{ m} \\ L_2 = 1,28 \text{ m} \end{cases} \quad (3.31)$$

3.3.4 Conclusion

Les longueurs L_0 , L_1 et L_2 des trois lames de chaque arrangement de l'architecture « CRONE » déterminées et permettant l'obtention, respectivement, des raideurs $k_{2,0}$, $k_{2,1}$ et $k_{2,2}$ sont résumées dans le tableau 3.4.

	Arrangement parallèle de cellules RC série	Arrangement cascade de cellules RC gamma	Arrangement série de cellules RC parallèle
L_0 (m)	0,47	0,47	1,64
L_1 (m)	0,95	1,11	0,48
L_2 (m)	1,51	1,44	1,28

TABLE 3.4 – Longueurs L_i des lames déterminées pour chacun des trois arrangements de l'architecture « CRONE » avec $b = 4,00 \times 10^{-2} \text{ m}$, $h_0 = 1,00 \times 10^{-2} \text{ m}$ et $E = 2,20 \times 10^{11} \text{ Pa}$

Il est ainsi observable que les longueurs des lames déterminées s'étendent de 0,47 m à 1,64 m. En comparaison des dimensions des lames des véhicules de référence indiquées dans le tableau 3.3, les dimensions des lames déterminées à largeur et épaisseur constantes restent de la même échelle. Elles semblent donc réalistes et exploitables pour la réalisation physique des arrangements de l'architecture « CRONE ».

Pour des contraintes d'encombrement, il reste possible de diminuer les longueurs de chaque lame en diminuant encore leur largeur et/ou leur épaisseur comme explicité à travers l'équation (3.25). Par ailleurs, la diminution de ces paramètres induit aussi une

augmentation de la contrainte de compression maximale en flexion, soit une plus grande fragilité de la lame, dont il faut tenir compte pour la robustesse du système.

3.4 Conclusion

Dans l'optique de proposer une version métallique de la suspension CRONE à l'image de la suspension CRONE Hydractive, deux architectures doivent être établies.

La première, définie pour répondre aux besoins en comportement routier, est l'architecture « ferme ». De fait, la suspension traditionnelle métallique du véhicule de référence possédant de très bonnes performances dans ce domaine d'étude, c'est ce dernier qui sert d'objectif à l'élaboration de cette architecture « ferme ».

Dès lors, la synthèse de l'architecture « CRONE » doit aussi être réalisée. En se plaçant dans le domaine d'étude du confort vibratoire (faibles amplitudes de débattement autour de la position d'équilibre statique), trois arrangements métalliques peuvent être déterminés afin de répondre à l'impédance fonctionnelle cible issue de l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive.

Les performances obtenues à l'aide de ces arrangements de l'architecture « CRONE » permettent l'obtention, comme attendu, d'un meilleur confort vibratoire que via l'utilisation de l'architecture « ferme », ainsi que de la mise en défaut de l'interdépendance masse - amortissement et de la robustesse du degré de stabilité vis-à-vis des variations de la masse. Ces arrangements sont, par ailleurs, réalisables à l'aide de lames dont les dimensions déterminées sont réalistes.

Malgré tout, la réalisation, en technologie métallique, d'une architecture « CRONE » de suspension ne permet pas l'utilisation d'un correcteur d'assiette. Le découplage dynamique n'étant pas assuré, les éléments élastiques des arrangements de l'architecture « CRONE » définis précédemment doivent alors jouer une autre fonction en permettant le soutien de la charge statique.

C'est cette fonction statique qui est étudiée dans le prochain chapitre.

Chapitre 4

Problématique du support de la caisse en technologie métallique

4.1	Introduction	119
4.2	De l'hypothèse du découplage dynamique à une nouvelle problématique associée aux suspensions passives	120
4.2.1	Introduction : du modèle d'analyse linéarisé défini aux petites variations autour de la position d'équilibre statique au modèle d'analyse non linéaire	120
4.2.2	Cahier des charges complet des composants technologiques nécessaires à la réalisation de l'architecture « CRONE »	122
4.2.3	Des éléments porteurs caractérisés par des lois de déformation non linéaires dégressives : une solution problématique	126
4.2.4	Conclusion	128
4.3	Du ressort à lames traditionnel à un système passif répondant à la problématique	129
4.3.1	Introduction : différents composants et systèmes permettant l'obtention d'une raideur non linéaire	129
4.3.2	Un système basé sur le flambage de deux lames couplées par des pivots	133
4.3.3	Présentation de l'algorithme de déformation	135
4.3.4	Présentation de l'algorithme de détermination des paramètres des lames	138
4.3.5	Résultats des simulations Matlab	141
4.3.6	Conclusion	147
4.4	Conclusion	148

« La chute n'est pas un échec, l'échec est de rester là où on est tombé. »

Socrate

4.1 Introduction

L'utilisation de la technologie métallique pour la synthèse de l'architecture « CRONE » fait apparaître un nouveau dilemme qui lui est inhérente. En effet, tandis que la présence d'un régulateur de hauteur (ou correcteur d'assiette) permet, pour la suspension CRONE Hydractive, de rendre indépendantes les fonctions statique (soutien de la charge statique) et dynamique (isolation vibratoire, tenues de caisse et de roue sous sollicitations conducteur et route), la technologie métallique ne permet pas de dissocier ces deux fonctions.

Comme expliqué dans le paragraphe 1.3.5, la fonction statique est d'autant plus efficace que la raideur de suspension est élevée. En effet, afin de soutenir la charge et permettre le bon fonctionnement de la partie dynamique, les éléments élastiques doivent encore permettre le débattement autour de la position d'équilibre statique atteinte après déformation. Cette déformation peut alors être limitée avec une raideur de suspension importante. Ainsi, même si une raideur élevée permet de rendre plus efficace la tenue de caisse sous sollicitations conducteur, elle dégrade significativement l'isolation vibratoire : c'est **l'interdépendance isolation vibratoire - soutien de la charge statique**.

Or, tandis que l'interdépendance isolation vibratoire - tenue de caisse sous sollicitations conducteur est mise en défaut via l'utilisation de deux architectures « ferme » et « CRONE », l'interdépendance isolation vibratoire - soutien de la charge statique n'a d'effet que lors de l'utilisation de l'architecture « CRONE ». L'architecture « ferme », basée sur les performances de l'architecture traditionnelle métallique du véhicule de référence, permet déjà le soutien de la charge statique.

De facto, chacun des éléments élastiques, définis lors de la synthèse des arrangements de l'architecture « CRONE » métallique par une raideur $k_{2,i}$ aux petites variations autour du point d'équilibre statique, doivent être définis selon une loi de comportement permettant le respect des fonctions statique et dynamique. Pour cela, elles doivent assurer le soutien de la charge sur toute sa plage de variation en assurant une moindre déformation et permettre l'obtention de la raideur $k_{2,i}$ aux petites variations autour du point de fonctionnement.

Dans un premier temps, cette nouvelle problématique est pleinement introduite et un cahier des charges concernant les éléments élastiques des différents arrangements et permettant le respect des objectifs est dressé. De surcroît, l'apparition d'une nouvelle problématique au niveau de la réalisation physique de chacun de ces éléments nous amène à nous pencher, dans la seconde partie, sur des systèmes passifs permettant de répondre au cahier des charges.

4.2 De l'hypothèse du découplage dynamique à une nouvelle problématique associée aux suspensions passives

4.2.1 Introduction : du modèle d'analyse linéarisé défini aux petites variations autour de la position d'équilibre statique au modèle d'analyse non linéaire

Le modèle permettant l'analyse et la synthèse de la suspension CRONE (dans le cadre du confort vibratoire) est un modèle, à l'échelle du quart de véhicule, linéarisé autour de la position d'équilibre statique. Ce modèle, permettant l'exploitation de la dualité temps-fréquence, ne requiert que l'utilisation de paramètres (raideurs et coefficients de frottements visqueux) linéarisés autour de leur point de fonctionnement. Il offre, par la même occasion, un très bon compromis entre degré de complexité et dynamique mise en jeu. En effet, pour la réalisation de la fonction dynamique de la suspension, seuls comptent les paramètres définis aux petites variations.

Or, cette synthèse autour du point d'équilibre statique n'est pas toujours suffisante. Tandis que l'utilisation de certaines technologies (hydropneumatique, pneumatique, ...) permet l'introduction d'un correcteur d'assiette assurant la fonction statique et rendant alors superflue toute autre étude non dynamique autour du point de fonctionnement, cette étude « statique » doit néanmoins être effectuée lors de l'utilisation de la technologie métallique. Effectivement, avant de remplir sa fonction dynamique, chacun des éléments élastiques doit d'abord remplir son rôle statique. En permettant la soutien de la charge statique, le point d'équilibre statique est alors atteint et ces éléments peuvent proposer, aux petites variations, la raideur définie lors de l'étude « dynamique ». De fait, c'est un autre modèle, toujours à l'échelle du quart de véhicule, qui nous permet la préhension de cette fonction statique : le modèle d'analyse « non linéaire ».

Ce modèle, toujours basé sur le modèle générique présenté en FIGURE 1.7, est d'abord défini, pour chaque élément élastique (ressort), par une loi de comportement effort-débattement et, pour chaque élément dissipatif (amortisseur), par une loi de comportement effort-vitesse (de débattement) ou loi d'amortissement. On peut aussi parler de « modèle de validation à l'échelle du quart de véhicule ». De fait, ces lois de comportement peuvent être, en fonction des besoins, pourvues de non-linéarités. Malgré tout, ces non-linéarités ne sont généralement en aucun cas parasites mais bien fonctionnelles. Elles permettent notamment d'améliorer le confort ou le comportement du véhicule.

En effet, les lois d'amortissements sont principalement sujettes à ces non-linéarités comme observé à travers celles du véhicule de référence (FIGURE 1.21b). D'abord, les lois proposées par ces amortisseurs sont souvent dyssymétriques (amortissement généralement moins grand en compression qu'en détente) pour des raisons de confort, les besoins n'étant pas les mêmes dans ces deux cas. De même, la caractéristique non linéaire de l'amortisseur peut se décomposer en deux zones [Serrier, 2008], comme illustré sur la FIGURE 4.1, et

4.2. DE L'HYPOTHÈSE DU DÉCOUPLAGE DYNAMIQUE À UNE NOUVELLE PROBLÉMATIQUE ASSOCIÉE AUX SUSPENSIONS PASSIVES

permettant l'amélioration du confort visuel et proprioceptif :

- une première zone pour laquelle la vitesse de débattement est comprise approximativement entre $-0,4$ et $0,4 \text{ m s}^{-1}$ et correspondant au domaine de contribution de la vitesse « caisse » en réponse aux sollicitations conducteur et route, et de la vitesse « roue » en réponse aux sollicitations conducteur ;
- et une seconde zone pour laquelle la vitesse de débattement est inférieure ou supérieure à la zone précédente et correspondant au domaine de contribution de la vitesse « roue » en réponse aux sollicitations route.

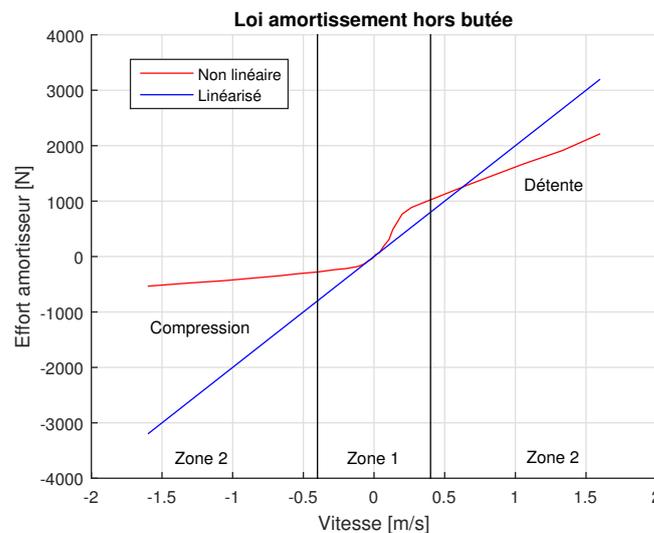


FIGURE 4.1 – Lois d'amortissement non linéaire et linéarisée de l'amortisseur d'une suspension arrière du véhicule de référence et représentation des zones de non-linéarité

De leur côté, les ressorts de suspensions métalliques sont généralement pourvus de lois de comportement linéaires ou approximativement linéaires. Ces suspensions présentant généralement des architectures traditionnelles composées de ressorts hélicoïdaux, la raideur du ressort étant déterminée afin de limiter la déformation de la suspension sous la masse en charge. En considérant alors la suspension du véhicule de référence équipée d'un ressort possédant une loi de comportement linéaire de raideur $k_2 = 26\,042 \text{ N m}^{-1}$, sa déformation initiale sous chargement Z_{21}^0 serait comprise entre 0,10 m (masse à vide) et 0,19 m (masse en charge), des valeurs complètement acceptables. Malgré tout, si la raideur recherchée autour du point de fonctionnement est plus faible ou si, pour des raisons d'encombrement, la longueur à vide du ressort doit être moins élevée, l'utilisation de ressorts à caractéristiques linéaires serait à proscrire. En effet, le ressort pourrait être amené à se comprimer intégralement sous la charge à soutenir comme, par exemple, pour une raideur k_2 divisée par deux où la déformation Z_{21}^0 serait alors multipliée par deux. L'utilisation de caractéristiques non linéaires, telles que présentées en FIGURE 1.24, deviendrait alors indispensable.

C'est cette dernière caractéristique qui nous intéresse plus particulièrement dans la suite de ce chapitre. En effet, les raideurs des arrangements de l'architecture « CRONE »

4.2. DE L'HYPOTHÈSE DU DÉCOUPLAGE DYNAMIQUE À UNE NOUVELLE PROBLÉMATIQUE ASSOCIÉE AUX SUSPENSIONS PASSIVES

déterminées aux petites variations autour du point de fonctionnement étant imposées, le modèle à utiliser doit prendre en compte la caractéristique complète des éléments élastiques afin de vérifier leur déformation sous la charge, ainsi que l'obtention de cette raideur associée. De fait, les amortisseurs ne jouant qu'un rôle dynamique et le pneumatique n'influant pas la fonction statique de la suspension, le « modèle de validation à l'échelle du quart de véhicule » peut être simplifié en un modèle d'analyse « non linéaire » tel que présenté sur la FIGURE 4.2. Dans le cas d'une architecture traditionnelle, k_{2_NL} représente la loi de déformation, linéaire ou non linéaire, de l'élément élastique de raideur linéarisée k_2 aux petites variations autour du point d'équilibre de fonctionnement.

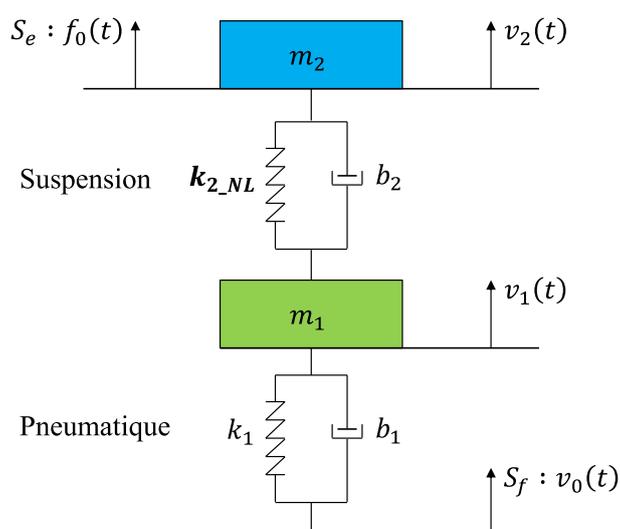


FIGURE 4.2 – Modèle d'analyse « non linéaire » quart de véhicule arrière du véhicule de référence

4.2.2 Cahier des charges complet des composants technologiques nécessaires à la réalisation de l'architecture « CRONE »

Les modèles d'analyse « non linéaire » quart de véhicule équipés des différents arrangements de l'architecture « CRONE » sont présentés sur la FIGURE 4.3 avec k_{2,i_NL} représentant la loi de déformation, linéaire ou non linéaire, de l'élément élastique de raideur linéarisée $k_{2,i}$ aux petites variations autour du point d'équilibre de fonctionnement.

On peut néanmoins remarquer que chacun de ces arrangements propose des caractéristiques différentes en termes de raideur équivalente, d'encombrement et de déformation sous charge.

4.2.2.1 Arrangement parallèle de cellules RC série

L'arrangement parallèle de cellules RC série propose trois éléments élastiques en parallèle, soit les uns au dessus des autres, donc avec une raideur équivalente $k_{2,eq}$ autour

4.2. DE L'HYPOTHÈSE DU DÉCOUPLAGE DYNAMIQUE À UNE NOUVELLE PROBLÉMATIQUE ASSOCIÉE AUX SUSPENSIONS PASSIVES

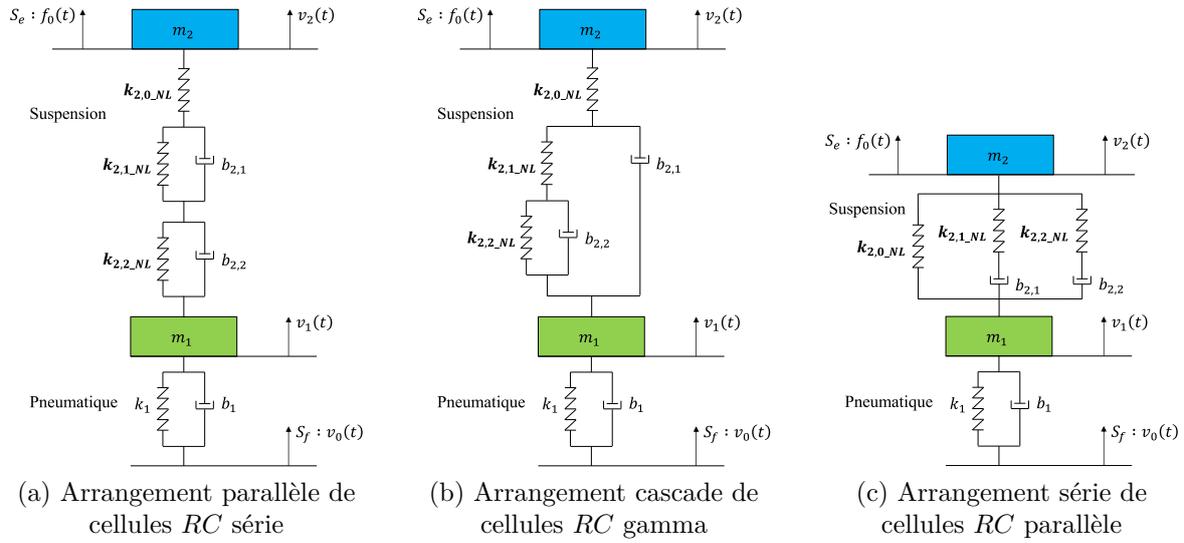


FIGURE 4.3 – Modèles d’analyse « non linéaire » quart de véhicule équipés des différents arrangements de l’architecture « CRONE »

du point de fonctionnement définie telle que :

$$k_{2,eq} = \frac{1}{\frac{1}{k_{2,0}} + \frac{1}{k_{2,1}} + \frac{1}{k_{2,2}}} = \frac{k_{2,0}k_{2,1} + k_{2,0}k_{2,2} + k_{2,1}k_{2,2}}{k_{2,0}k_{2,1}k_{2,2}}. \quad (4.1)$$

De fait, en plus de pouvoir être la cause d’un encombrement important, chacun de ces éléments élastiques se retrouve soumis à la charge à soutenir (charge identique pour tous) et se déforme donc en fonction de sa propre loi de déformation. Par conséquent, le système de suspension complet subit une déformation initiale Z_{21}^0 égale à la somme des trois déformations des trois éléments porteurs $\Delta Z_{k_{2,i}}^0$ soit :

$$Z_{21}^0 = \sum_{i=0}^{N=2} \Delta Z_{k_{2,i}}^0. \quad (4.2)$$

Chacun des éléments porteurs de cet arrangement va ainsi devoir répondre, tel qu’illustré sur la FIGURE 4.4, à trois objectifs :

- supporter la charge statique m_2 ;
- offrir la raideur $k_{2,i}$, déterminée dans le paragraphe 3.2.2, aux petites variations autour du point d’équilibre statique ;
- et limiter sa déformation $\Delta Z_{k_{2,i}}^0$ afin de minimiser la déformation Z_{21}^0 de la suspension.

On peut alors remarquer que la loi de comportement des éléments élastiques porteurs dépend de la raideur $k_{2,i}$ à atteindre autour du point de fonctionnement. En effet, en

4.2. DE L'HYPOTHÈSE DU DÉCOUPLAGE DYNAMIQUE À UNE NOUVELLE PROBLÉMATIQUE ASSOCIÉE AUX SUSPENSIONS PASSIVES

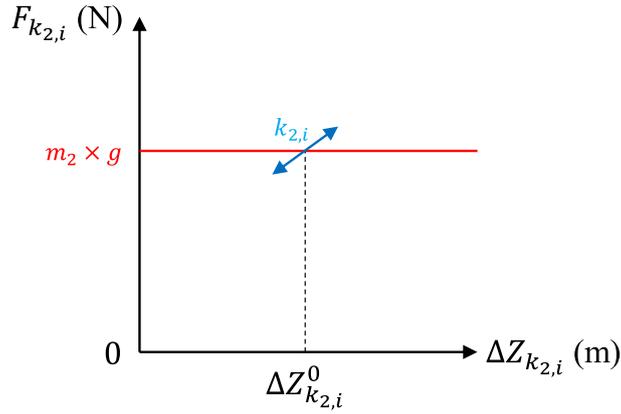


FIGURE 4.4 – Illustration des objectifs à respecter par chaque élément porteur de l'architecture « CRONE » métalliques via sa loi de comportement effort-débattement

considérant les raideurs $k_{2,i}$ déterminées dans les relations (3.7), soit :

$$\begin{cases} k_{2,0} = 171893 \text{ N m}^{-1} \\ k_{2,1} = 20730,6 \text{ N m}^{-1} \\ k_{2,2} = 5072,62 \text{ N m}^{-1} \end{cases}, \quad (4.3)$$

l'application de la masse suspendue en charge $m_{2_{charge}}$ (voir tableau 1.4) sur cette architecture de suspension induirait, pour chaque élément porteur défini par une loi de comportement linéaire telle qu'illustrée sur la FIGURE 4.5, les déformations suivantes :

$$\begin{cases} \Delta Z_{k_{2,0}}^0 = 0,03 \text{ m} \\ \Delta Z_{k_{2,1}}^0 = 0,24 \text{ m} \\ \Delta Z_{k_{2,2}}^0 = 0,99 \text{ m} \end{cases}. \quad (4.4)$$

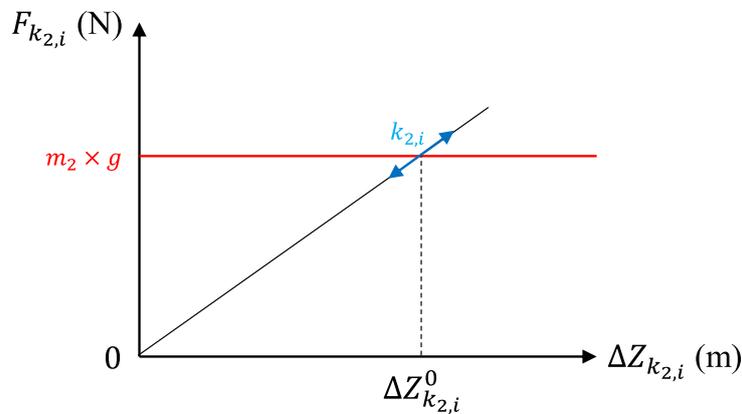


FIGURE 4.5 – Loi de comportement linéaire des éléments porteurs

4.2.2.2 Arrangement cascade de cellules RC gamma

De même, l'arrangement cascade de cellules RC gamma propose aussi trois éléments élastiques en parallèle et offre des caractéristiques, en termes de raideur équivalente $k_{2,eq}$ et de déformation totale Z_{21}^0 , identiques à celles de l'arrangement parallèle de cellules RC série.

Afin de respecter les trois objectifs introduits précédemment, et en considérant les raideurs $k_{2,i}$ déterminées dans les relations (3.11), soit :

$$\begin{cases} k_{2,0} = 171893 \text{ N m}^{-1} \\ k_{2,1} = 12943,9 \text{ N m}^{-1} \\ k_{2,2} = 5948,16 \text{ N m}^{-1} \end{cases}, \quad (4.5)$$

l'application de la masse suspendue en charge $m_{2_{charge}}$ sur cette architecture de suspension induirait, pour chaque élément porteur défini par une loi de comportement linéaire, les déformations suivantes :

$$\begin{cases} \Delta Z_{k_{2,0}}^0 = 0,03 \text{ m} \\ \Delta Z_{k_{2,1}}^0 = 0,39 \text{ m} \\ \Delta Z_{k_{2,2}}^0 = 0,85 \text{ m} \end{cases}. \quad (4.6)$$

4.2.2.3 Arrangement série de cellules RC parallèle

Enfin, l'arrangement série de cellules RC parallèle propose trois éléments élastiques en série, soit les uns à côté des autres. Or, étant donné que les éléments de raideurs linéarisées $k_{2,1}$ et $k_{2,2}$ sont en parallèle avec des amortisseurs, leur mise sous charge impliquerait aussi celle des amortisseurs qui descendraient alors jusqu'en butées basses. Il est nécessaire que la charge soit soutenue par l'élément élastique de raideur linéarisée $k_{2,0}$, les deux autres éléments ne jouant alors qu'un rôle dynamique. La raideur équivalente $k_{2,eq}$ autour du point de fonctionnement est donc celle de l'élément $i = 0$ soit :

$$k_{2,eq} = k_{2,0}. \quad (4.7)$$

De fait, en plus de pouvoir minimiser l'encombrement, le système de suspension complet subit alors simplement une déformation initiale Z_{21}^0 égale à la déformation de l'élément porteur $\Delta Z_{k_{2,0}}^0$, soit :

$$Z_{21}^0 = \Delta Z_{k_{2,0}}^0. \quad (4.8)$$

Afin de respecter les trois objectifs introduits précédemment, et en considérant la raideur $k_{2,0}$ déterminée dans les relations (3.15), soit :

$$k_{2,0} = 3981 \text{ N m}^{-1}, \quad (4.9)$$

l'application de la masse suspendue en charge $m_{2_{charge}}$ sur cette architecture de suspension induirait, pour l'élément porteur défini par une loi de comportement linéaire telle

qu'illustrée sur la FIGURE 4.5, la déformation suivante :

$$\Delta Z_{k_{2,0}}^0 = 1,27 \text{ m.} \quad (4.10)$$

4.2.2.4 Conclusion sur l'irréalisme de l'utilisation d'éléments porteurs définis par des lois de déformation linéaires

De fait, à partir des déformations particulières de chacun de ces éléments $\Delta Z_{k_{2,i}}^0$, l'application des équations (4.2) et (4.8) nous permet de déterminer la déformation totale Z_{21}^0 du système de suspension complet en fonction de l'arrangement considéré.

Ainsi, dans le cas d'éléments porteurs définis par une loi de comportement linéaire, et sans critiquer la recevabilité et la réalité des déformations particulières de chacun de ces éléments explicitées par les résultats (4.4), (4.6) et (4.10), le soutien de la masse suspendue $m_{2_{charge}}$ par l'un des trois arrangements de l'architecture « CRONE » induirait uniformément une déformation totale Z_{21}^0 irréaliste et inadmissible, soit :

$$Z_{21}^0 = 1,27 \text{ m.} \quad (4.11)$$

Il semble alors indéniable, au vu de ces résultats, que tous ces éléments élastiques ne peuvent bénéficier d'une loi de déformation linéaire. En effet, en observant les déformations particulières de chacun de ces éléments, il est remarquable, et évident, que plus la raideur $k_{2,i}$ est faible et plus la déformation $\Delta Z_{k_{2,i}}^0$ est importante. De fait, et afin de limiter la déformation totale du système de suspension, l'utilisation de lois de déformation non linéaires est nécessaire, d'autant plus pour les éléments de raideur linéarisée $k_{2,i}$ recherchée faible.

4.2.3 Des éléments porteurs caractérisés par des lois de déformation non linéaires dégressives : une solution problématique

Tous les éléments porteurs ne doivent pas forcément être caractérisés par des lois effort-débattement non linéaires dans le but de maîtriser leur déformation. En effet, et comme illustré par les résultats (4.4), (4.6) et (4.10), les éléments possédant une raideur linéarisée $k_{2,i}$ importante ne se déforment que de quelques centimètres via l'utilisation d'une loi de comportement linéaire. Seuls les éléments possédant une raideur linéarisée $k_{2,i}$ moindre, et se déformant de plusieurs dizaines de centimètres via une loi linéaire, se doivent de présenter une loi de déformation non linéaire.

Les lois de comportement non linéaires caractérisant les éléments élastiques sont généralement des lois progressives ou concaves. Ce type de loi, illustré sur la FIGURE 4.6a, possède une non-linéarité naturelle s'observant à travers le « durcissement » des éléments élastiques lors de leur déformation via, par exemple, l'ajout de nouvelles raideurs. C'est le cas avec les ressorts tronconiques qui sont composés de spires de diamètres différents, les spires les plus grandes, donc les plus souples, s'écrasant les premières et venant alors mettre

4.2. DE L'HYPOTHÈSE DU DÉCOUPLAGE DYNAMIQUE À UNE NOUVELLE PROBLÉMATIQUE ASSOCIÉE AUX SUSPENSIONS PASSIVES

sous contrainte des spires moins grandes et plus fermes, ceci créant une augmentation de la raideur.

Néanmoins, en comparant ce type de loi à la loi de déformation linéaire telle qu'illustrée (en pointillés gris) sur la FIGURE 4.6a, et dans l'optique de répondre à nos trois objectifs précédemment énoncés, il apparaît évident que ce type de loi non linéaire ne permet pas de réduire la déformation des éléments porteurs et donc de la suspension.

Effectivement, le type de loi recherchée est plutôt une loi non linéaire dégressive. Ce type de caractéristique permet de réduire considérablement la déformation des éléments élastiques lors de l'application de la charge, et ce tel qu'illustré sur la FIGURE 4.6b.

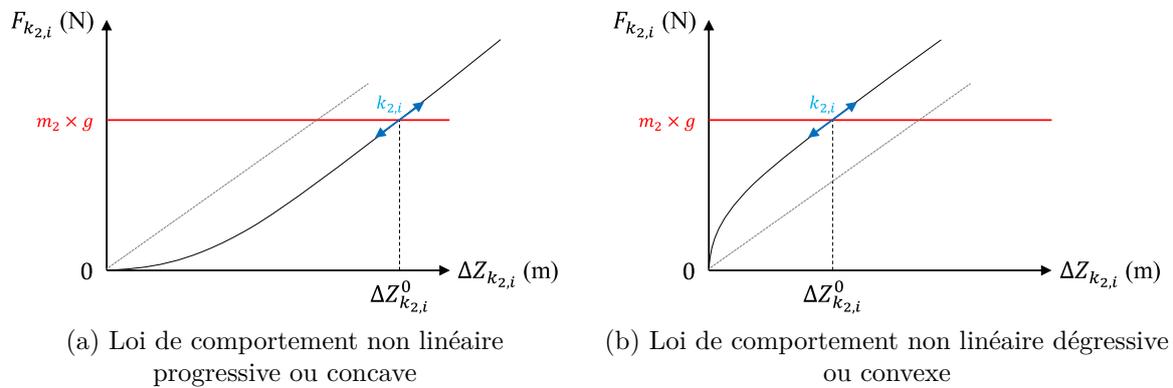


FIGURE 4.6 – Exemples de lois de déformation non linéaires des éléments porteurs comparées à la loi de comportement linéaire (en pointillés gris)

Or, ce type de loi est plutôt innaturel dans le sens où il implique un « assouplissement » de l'élément élastique lors de sa déformation, tel un amputage de raideurs, et donc une « fragilisation » de l'élément. De fait, très peu d'éléments élastiques permettent l'utilisation d'une telle loi.

Par ailleurs, l'utilisation d'une loi de comportement non linéaire implique l'apparition d'une autre problématique. En effet, la suspension ici étudiée ne possède pas qu'un seul point d'équilibre statique mais une plage de fonctionnement, ou de points d'équilibre, s'étendant du point atteint lors du soutien de la masse à vide $m_{2,vide}$ à celui atteint avec la masse en charge $m_{2,charge}$. Les raideurs linéarisées $k_{2,i}$ étant recherchées aux petites variations autour du point de fonctionnement, il est nécessaire de les obtenir sur toute la plage de fonctionnement de la suspension.

Or, tandis qu'une loi de comportement linéaire propose effectivement, pour toute cette plage, la raideur « apparente » $k_{2,i}$ recherchée, une loi de comportement non linéaire dégressive, ou convexe, a tendance à proposer une raideur diminuant avec l'augmentation de la masse appliquée, et ce comme illustré sur la FIGURE 4.7.

En effet, en considérant deux points de fonctionnement différents (ici les bornes de la plage de fonctionnement atteintes lors du soutien de la masse à vide et de la masse en charge), il est observable que les raideurs linéarisées ou « apparentes » $k_{2,i,vide}$ et $k_{2,i,charge}$

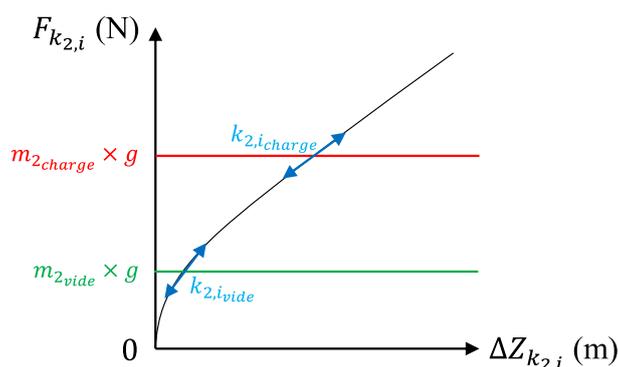


FIGURE 4.7 – Raideurs « apparentes » obtenues pour les bornes de la plage de fonctionnement lors de l'utilisation d'une loi de déformation non linéaire dégressive

sont différentes. Ainsi, et même si la fonction statique de l'architecture serait réalisée, la fonction dynamique pourrait en être dégradée. De même, pour les arrangements de l'architecture « CRONE », la robustesse des performances aux variations de masse serait alors perdue, les raideurs « dynamiques » des éléments porteurs dépendant directement de la masse suspendue.

4.2.4 Conclusion

Les éléments (élastiques) porteurs des arrangements de l'architecture « CRONE » de suspension doivent répondre aux objectifs suivants :

- supporter la charge statique m_2g sur toute sa plage de variation ;
- offrir la raideur $k_{2,i}$, déterminée dans le paragraphe 3.2.2, aux petites variations autour des différents points d'équilibre statique ;
- et limiter sa déformation $\Delta Z_{k_{2,i}}^0$ afin de minimiser la déformation Z_{21}^0 de la suspension.

Pour répondre à tous ces critères, il nous faudrait utiliser, pour les éléments de raideur « dynamique » recherchée faible, des lois de comportement non linéaires dégressives et offrant une pente constante sur toute la plage de fonctionnement de la suspension.

De fait, et afin de simplifier l'étude de lames permettant de répondre à ces critères, nous considérons, dans un premier temps, non pas une plage de fonctionnement, mais un seul point de fonctionnement de la suspension. Nous cherchons alors, en plus de réduire la déformation via la non-linéarité dégressive de cet élément porteur par rapport à un comportement linéaire, l'obtention de la raideur $k_{2,i}$ aux petites variations autour de ce seul point de fonctionnement.

4.3 Du ressort à lames traditionnel à un système passif répondant à la problématique

4.3.1 Introduction : différents composants et systèmes permettant l'obtention d'une raideur non linéaire

Certains composants élastiques passifs et métalliques sont « naturellement » caractérisés par des lois de déformation non linéaire.

Le ressort ondulé Smalley présenté sur la FIGURE 4.8 permet, par exemple, l'obtention d'une raideur non linéaire. Comparé à un ressort hélicoïdal caractérisé par une loi linéaire, ce ressort permet le développement d'un effort similaire tout en occupant la moitié de l'espace axial, voire moins, et diminuant donc l'encombrement du ressort [Smalley, 1918]. Or, au fur à mesure que le ressort se rapproche de sa hauteur sous charge, les ondulations de chaque niveau entrent en contact sur une surface de plus en plus grande, ceci entraînant une croissance exponentielle de la raideur. De fait, les lois de déformation proposées par ces ressorts sont à nouveau des lois non linéaires progressives.

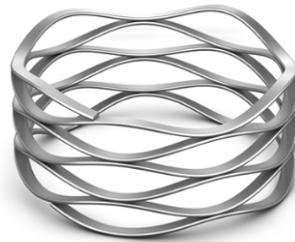


FIGURE 4.8 – Ressort ondulé Smalley

Au contraire, d'autres composants tels les rondelles Belleville et les ressorts Omega, illustrés en FIGURE 4.9, permettent l'obtention d'une caractéristique non linéaire dégressive, solution à notre problématique.



(a) Rondelles Belleville



(b) Ressort omega

FIGURE 4.9 – Exemples d'éléments élastiques à raideur non linéaire dégressive

En effet, tandis que les rondelles Belleville, ou Rondelles Ressort [Mubea, 1916], conventionnelles proposent une caractéristique approximativement linéaire, il est possible

4.3. DU RESSORT À LAMES TRADITIONNEL À UN SYSTÈME PASSIF RÉPONDANT À LA PROBLÉMATIQUE

de jouer sur ses dimensions afin de la rendre dégressive comme illustré sur la FIGURE 4.10.

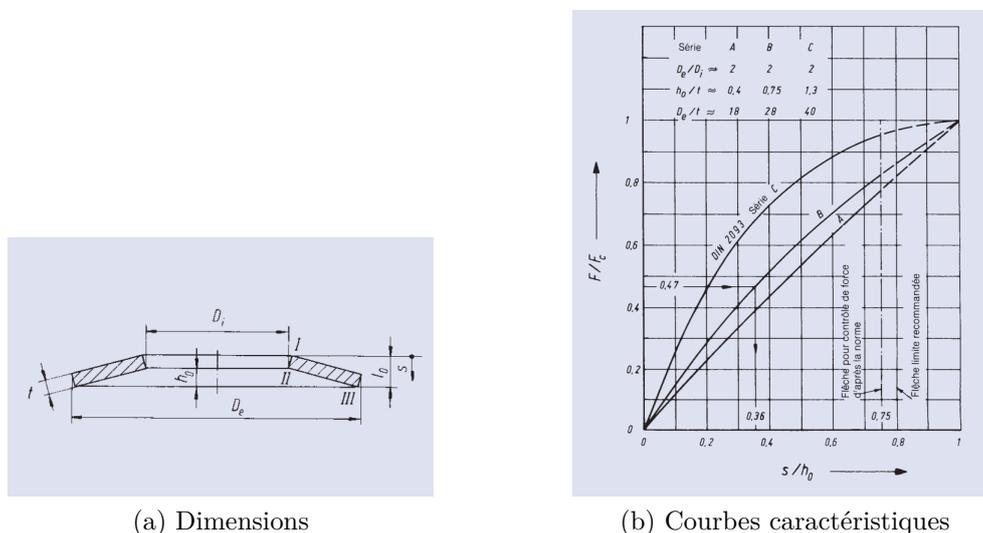


FIGURE 4.10 – Dimensions et caractéristiques d’une Rondelle Ressort seule [Mubea, 1916]

Par ailleurs, et même si d’autres types de Rondelles Ressort, telles les « découpées » ou les « spéciales » présentées en FIGURE 4.11, permettent d’obtenir des « concavités » bien plus importantes, ces éléments élastiques ne permettent que de petites déformations, insuffisantes au débattement nécessaire à la suspension. Elles ne permettent pas non plus le maintien de charges aussi importantes que dans le cas d’une suspension.



(a) Rondelles Ressort « découpées »



(b) Rondelles Ressort « spéciales »

FIGURE 4.11 – D’autres types de Rondelles Ressort [Mubea, 1916]

4.3. DU RESSORT À LAMES TRADITIONNEL À UN SYSTÈME PASSIF RÉPONDANT À LA PROBLÉMATIQUE

De fait, ces Rondelles Ressort peuvent aussi être combinées en paquet (en parallèle), en empilage (en opposition) ou de façon hybride afin d'étendre la loi de déformation comme illustré sur la FIGURE 4.12. Deux rondelles en paquet permettent, pour la même flèche, le soutien d'une charge deux fois plus grande tandis que deux rondelles en empilage permettent, pour la même charge, une déflexion deux fois plus importante.

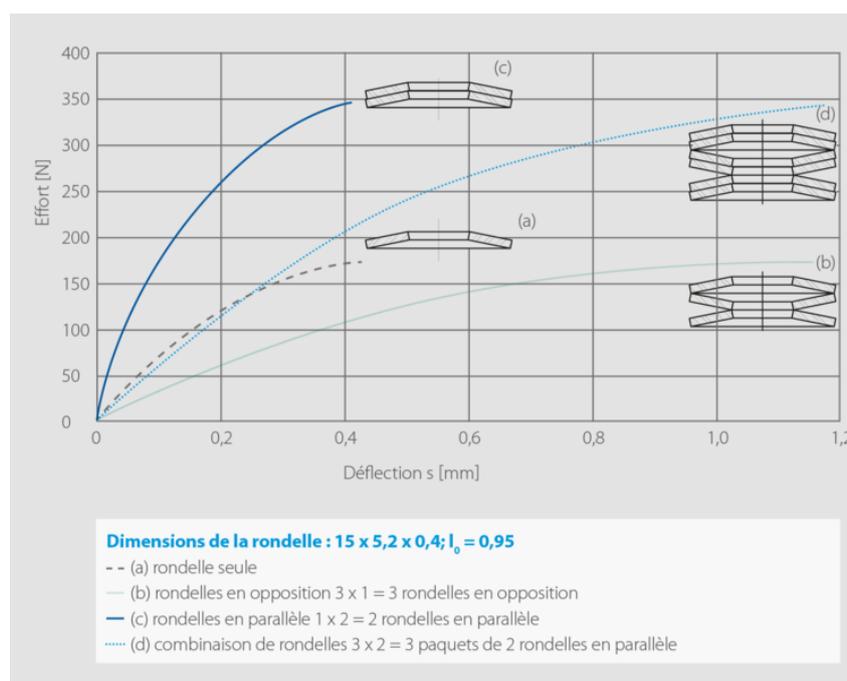


FIGURE 4.12 – Lois de comportement de combinaisons de Rondelles Ressort [Schnorr Group, 1908]

Concernant les systèmes de lames, les lois de comportement caractérisant les ressorts à lames implantés dans les véhicules automobiles sont généralement des lois linéaires, donc à raideur constante. En effet, comme introduit dans le paragraphe 3.3.2 à travers les équations (3.21) et (3.23), il est remarquable que la flèche d'une demi-lame encastree sollicitée longitudinalement à son extrémité (équivalente à une lame symétrique attachée au niveau de ses extrémités et sollicitée en son centre) dépend linéairement de la charge. De fait, les suspensions composées d'une ou plusieurs lames empilées proposent des caractéristiques linéaires, les lames empilées subissant la même déformation sous la charge à soutenir.

Or, et devant la nécessité, pour certains constructeurs, de conserver la fréquence propre du système lors d'une forte augmentation en charge, d'autres systèmes de ressorts à lames offrent une raideur non linéaire progressive.

Ainsi, un premier système propose l'utilisation d'un compensateur sous la forme d'une lame supplémentaire, tel que présentée en blanc sur la FIGURE 4.13a, et se faisant entraîner par le ressort principal sous une certaine déflexion. Cette méthode, surtout utilisée pour les poids lourds voyageant exclusivement à vide ou à pleine charge, offre, non pas une raideur fonction de la charge, mais une raideur variant brusquement lors du

4.3. DU RESSORT À LAMES TRADITIONNEL À UN SYSTÈME PASSIF RÉPONDANT À LA PROBLÉMATIQUE

contact entre les lames principales et le compensateur.

Un second système, particulièrement utilisé pour les véhicules utilitaires et de tourisme, et déjà implanté sur le train arrière du Ford Transit Connect présenté en FIGURE 3.16d, propose de diviser le ressort en plusieurs faisceaux tel que présenté en noir sur la FIGURE 4.13b. Dès lors, suite à la déformation de la lame principale sous la charge à soutenir, celle-ci entre en contact, comme pour les ressorts Smalley, sur une surface de plus en plus grande avec une seconde lame, ceci entraînant une augmentation progressive de la raideur. Ces systèmes peuvent aujourd'hui être remplacés par des lames en matériaux composites, telles que présenté en vert sur la FIGURE 4.13b, proposées par Mubea [Mubea, 1916]. Elles permettent alors l'obtention d'une caractéristique identique mais via l'utilisation d'un système plus léger (gain de 30 à 40 kg par véhicule).

Un dernier système, quant à lui, propose l'utilisation d'un sabot permettant l'augmentation de la longueur utile du ressort, et donc de la raideur, en fonction de la charge.



(a) Ressort à lames avec compensateur



(b) Ressort à lames avec faisceaux auxiliaires (en noir) et composite (en vert)

FIGURE 4.13 – Exemples de systèmes de ressort à lames à caractéristique non linéaire progressive

De fait, aucun système de ressort à lames existant ne permet l'obtention d'une raideur non linéaire dégressive, solution à notre problématique.

Par conséquent, une autre solution reviendrait à utiliser un transformateur permettant, à partir d'une raideur linéaire, d'offrir une caractéristique non linéaire dégressive en sortie en limitant, pour un même effort fourni, la déformation du système. C'est ainsi le principe de fonctionnement de l'arc à poulies présenté en FIGURE 4.14a. Il permet de limiter après armement la puissance à développer par l'archer pour tendre son arc. De fait, un transformateur, tel qu'illustré sur la FIGURE 4.14b, permet, à partir d'une lame encastrée à une barre de torsion de proposer le même principe de fonctionnement. Soumise à une charge en son extrémité, cette lame encastrée peut ainsi transmettre, à l'aide d'un système composé d'un engrenage et d'une came, une déformation réduite à une autre lame encastrée à l'autre extrémité de la barre de torsion. La raideur déduite entre l'effort s'exerçant à l'extrémité de la première lame et la flèche de la seconde lame serait non linéaire et dégressive.

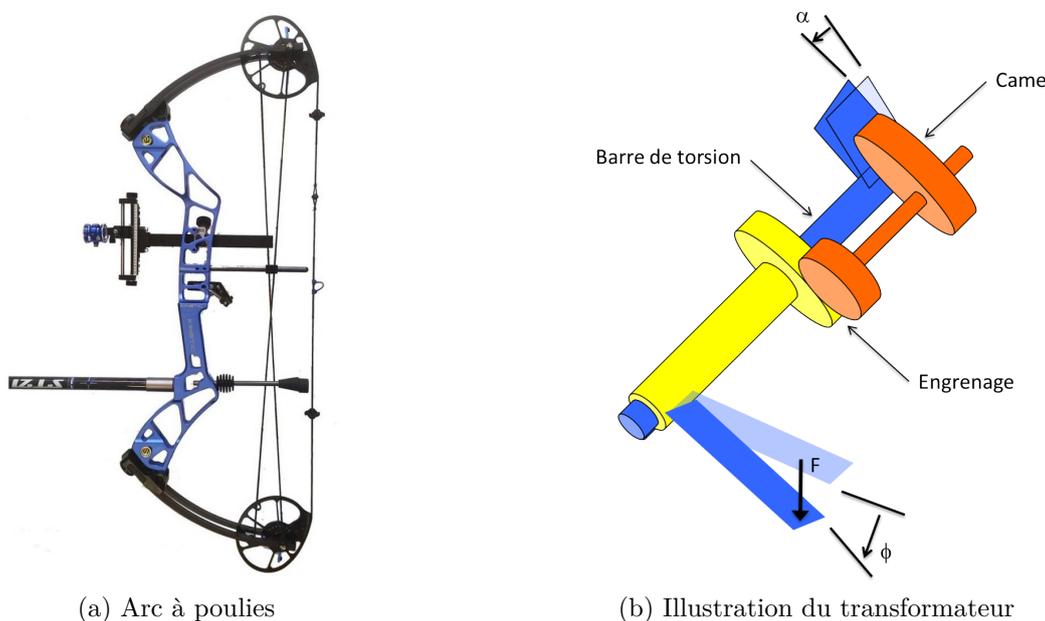


FIGURE 4.14 – Transformateur basé sur le mécanisme de l’arc à poulies

Malgré cela, c’est un autre système basé sur le flambage de deux lames couplées par des liaisons pivots, et permettant l’obtention d’une loi de comportement, ou raideur, non linéaire dégressive qui nous intéresse dans la suite de ce chapitre.

4.3.2 Un système basé sur le flambage de deux lames couplées par des pivots

Ce système est composé, comme le ressort à pincette, de deux lames simples symétriques de longueurs L liées à leurs extrémités et donc naturellement précontraintes. Or, au contraire du ressort à pincette, les deux lames de ce système sont disposées verticalement et liées par deux pivots, l’effort étant appliqué sur l’axe des pivots et provoquant le flambage des lames comme illustré sur la FIGURE 4.15.

Le modèle équivalent de ce système en RDM est celui d’une demi-lame de longueur $l = \frac{L}{2}$ encastrée verticalement et soumise à un effort vertical à son autre extrémité comme présenté sur la FIGURE 4.16. On peut donc considérer que le système complet est constitué de 4 demi-lames disposées selon un schéma série/parallèle. En effet, en considérant la demi-lame de raideur k , la lame entière, correspondant à deux demi-lames en parallèle, est caractérisée par une raideur k_{lame} définie telle que :

$$k_{lame} = \frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{k}} = \frac{k}{2}. \quad (4.12)$$

4.3. DU RESSORT À LAMES TRADITIONNEL À UN SYSTÈME PASSIF RÉPONDANT À LA PROBLÉMATIQUE

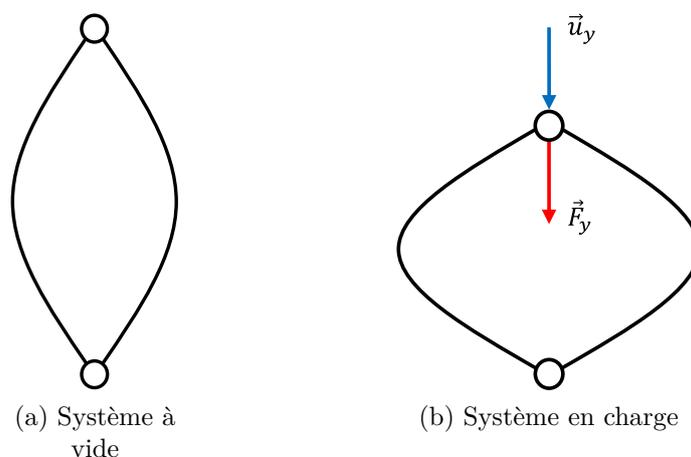


FIGURE 4.15 – Système de deux lames symétriques disposées verticalement et couplées par deux pivots

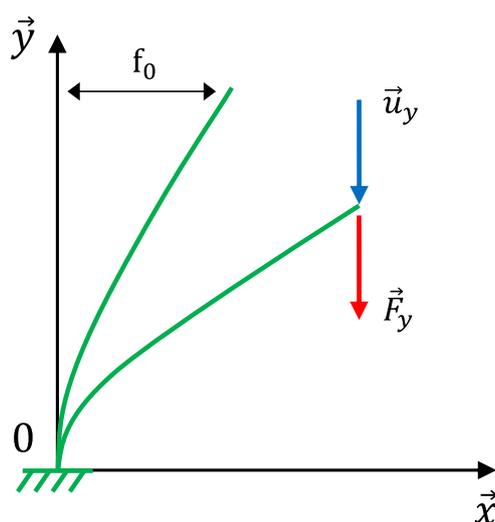


FIGURE 4.16 – Modèle RDM d'une demi-lame encastrée verticalement

Le système étant composé de deux lames en série, il est alors caractérisé par une raideur k_{syst} définie telle que :

$$k_{syst} = k_{lame} + k_{lame} = \frac{k}{2} + \frac{k}{2} = k, \quad (4.13)$$

soit une raideur indentique à celle de la demi-lame encastrée.

Lorsque l'effort \vec{F}_y (en N) s'applique sur l'extrémité de la demi-lame, celle-ci se déforme en augmentant son bras de levier, ou sa flèche, notée f_0 à l'instant initial. Les paramètres caractérisant ce modèle sont donnés, à titre information, dans le tableau 4.1.

De fait, comme introduit dans le paragraphe 3.3.2 à travers la relation (3.20), le

4.3. DU RESSORT À LAMES TRADITIONNEL À UN SYSTÈME PASSIF
RÉPONDANT À LA PROBLÉMATIQUE

Paramètre	Symbole	Valeur typique
Module d'Young du matériau	E	2×10^{11} Pa (acier)
Limite élastique du matériau	σ^{max}	1×10^9 Pa (acier à ressort)
Longueur de la demi-lame	l	100 à 500 mm
Largeur de la lame	b	50 à 200 mm
Épaisseur de la lame	h	2 à 8 mm
Flèche initiale	f_0	$l/10$ à $l/2$

TABLE 4.1 – Paramètres du modèle RDM de la demi-lame encastree verticalement

moment quadratique autour de l'axe ($O\vec{y}$) est défini par :

$$I = \iiint_S z^2 dydz = \frac{bh^3}{12}. \quad (4.14)$$

Tandis que la notion de petits déplacements est usuellement utilisée en RDM afin de rester dans des approximations linéaires de géométrie, il est nécessaire, dans le cas de cette étude, de sortir de cette hypothèse et d'accepter de grandes déformations afin de permettre la variation de la flèche. Pour cela, il est nécessaire de confirmer l'infériorité de la contrainte maximale σ dans la lame à la limite élastique σ^{max} du matériau afin de vérifier que l'on reste bien dans le domaine élastique. La traction-compression et le cisaillement sont par ailleurs négligés devant la flexion de la demi-lame.

4.3.3 Présentation de l'algorithme de déformation

Le principe du calcul en grandes déformations réside en un calcul itératif en petites déformations avec t représentant l'indice du calcul, l'indice t_{max} étant atteint lorsque la contrainte $\sigma(t_{max})$ atteint la limite élastique σ^{max} . La demi-lame, qui peut être discrétisée selon son abscisse curviligne en n petits éléments linéaires de longueur $dS = \frac{l}{n}$, est, quant à elle, soumise à nt incréments d'effort dF en son extrémité.

De fait, et à chaque incrément d'effort dF , on détermine, pour chaque petit élément dS :

- son angle absolu $\theta_k(t)$ (en $^\circ$) ;
- son angle de déformation $\varphi_k(t)$ (en $^\circ$) ;
- sa position dans le plan ($O\vec{x}\vec{y}$) ;

et ce tel que présenté sur la FIGURE 4.17 avec l'indice $k \in [1, n]$ représentant le $k^{\text{ème}}$ élément dS , d'extrémités localisées par coordonnées $(x_k(t), y_k(t))$ et $(x_{k+1}(t), y_{k+1}(t))$ (d'où la flèche initiale $f_0 = x_{n+1}(1)$) et sachant que $\varphi_k(t) \leq 0^\circ$.

Dans un premier temps, la position initiale de la lame avant déformation (à $t = 1$) peut être déterminée avec la force verticale $F_y(1) = 0$ et le déplacement vertical $u_y(1) = 0$.

4.3. DU RESSORT À LAMES TRADITIONNEL À UN SYSTÈME PASSIF RÉPONDANT À LA PROBLÉMATIQUE

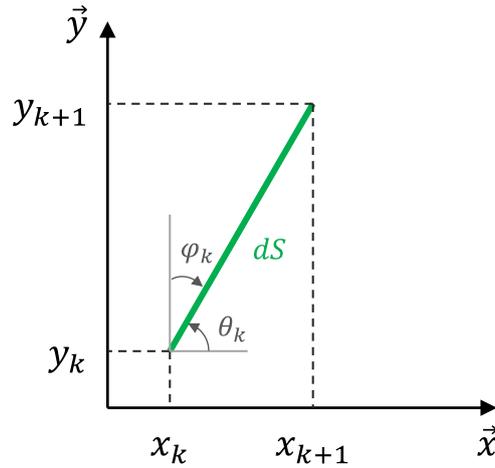


FIGURE 4.17 – Représentation et paramétrisation du $k^{\text{ème}}$ élément dS

En effet, l'équation de la flèche f d'une poutre encastree introduite via l'équation (3.21) et appliquée à la demi-lame encastree nous donne :

$$f_0 = \frac{Fl^3}{3EI} = -\frac{M_{f_1}(1)l^2}{3EI}, \quad (4.15)$$

avec $M_{f_1}(1) = -Fl$ le moment fléchissant initial (en Nm) selon l'axe $(O\vec{z})$, causé par la précontrainte induisant la flèche initiale f_0 , et s'exerçant au niveau de l'encastrement de la lame, donc sur le premier élément dS , ou encore :

$$M_{f_1}(1) = -\frac{f_0 3EI}{l^2}. \quad (4.16)$$

De la même façon, le moment fléchissant initial s'exerçant, selon l'axe $(O\vec{z})$, à la base du second élément dS peut se définir comme suit :

$$M_{f_2}(1) = -F(l - dS) = -Fl \left(1 - \frac{dS}{l}\right) = M_{f_1}(1) \left(1 - \frac{1}{n}\right), \quad (4.17)$$

ou encore, en généralisant au $k^{\text{ème}}$ élément dS :

$$M_{f_k}(1) = M_{f_1}(1) \left(1 - \frac{k-1}{n}\right). \quad (4.18)$$

Les équations de Bresse nous permettent alors de déterminer l'angle de déformation $\varphi_{k+1}(1)$ du $(k+1)^{\text{ème}}$ élément dS tel que :

$$\varphi_{k+1}(1) = \int_k^{k+1} \frac{M_f(1, \xi)}{E(\xi)I(\xi)} d\xi + \varphi_k(1), \quad (4.19)$$

4.3. DU RESSORT À LAMES TRADITIONNEL À UN SYSTÈME PASSIF
RÉPONDANT À LA PROBLÉMATIQUE

avec ξ représentant l'abscisse curviligne et $M_f(1,\xi) = M_{f_k}(1)$ pour $\xi \in [k, k+1[$, soit :

$$\varphi_{k+1}(1) = \frac{M_{f_k}(1)}{EI} dS + \varphi_k(1), \quad (4.20)$$

et $\varphi_1(1) = 0^\circ$.

Dès lors, l'angle absolu $\theta_k(1)$ peut être déterminé comme suit :

$$\theta_k(1) = \varphi_k(1) + \frac{\pi}{2}, \quad (4.21)$$

et les coordonnées $x_{k+1}(1)$ et $y_{k+1}(1)$ déduites par les relations :

$$\begin{cases} x_{k+1}(1) = x_k(1) + dS \cos(\theta_k(1)) \\ y_{k+1}(1) = y_k(1) + dS \sin(\theta_k(1)) \end{cases}, \quad (4.22)$$

sachant que $x_1(1) = y_1(1) = 0$.

Par la suite, et de la même manière, la position de la lame à l'instant $t = 2$, soit après un premier incrément d'effort dF , peut être déterminée à partir de sa position initiale (à $t = 1$) si bien qu'un calcul itératif peut être mis en place afin de déterminer la position de la lame à chaque « incrément » $t \in [1, nt]$.

Avant cela, la contrainte $\sigma_k(t)$ doit être déterminée et comparée à la limite élastique σ^{max} afin de vérifier que :

$$|\sigma_k(t)| < \sigma^{max}. \quad (4.23)$$

De fait, le risque de rupture se situant sur la face en extension de la lame, cette contrainte peut être définie, en appelant Y l'ordonnée du point situé sur cette face, par la relation :

$$\sigma_k(t) = -\frac{M_{f_k}(t)}{I} Y. \quad (4.24)$$

Cependant, dans le cas d'une lame symétrique d'épaisseur h , l'ordonnée Y ne peut prendre que deux valeurs, soit :

$$Y = \pm \frac{h}{2}, \quad (4.25)$$

si bien que la valeur absolue de la contrainte peut être déduite telle que :

$$|\sigma_k(t)| = \frac{M_{f_k}(t)}{I} \frac{h}{2} = \frac{F_y(t) x_k}{I} \frac{h}{2}. \quad (4.26)$$

Si la relation (4.23) est bien vérifiée, les moments fléchissants s'exerçant sur la lame sous un incrément d'effort dF peuvent alors être calculés en fonction des coordonnées des

éléments dS à l'instant t (donc avant déformation) de sorte que :

$$\vec{M}_{f_k}(t) = \begin{pmatrix} x_{n+1}(t) - x_k(t) \\ y_{n+1}(t) - y_k(t) \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ -dF \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (4.27)$$

d'où le moment fléchissant selon l'axe ($O\vec{z}$) :

$$M_{f_k}(t) = - (x_{n+1}(t) - x_k(t)) dF, \quad (4.28)$$

et l'angle de déformation :

$$\varphi_{k+1}(t) = \frac{M_{f_k}(t)}{EI} dS + \varphi_k(t). \quad (4.29)$$

Les angles et coordonnées de chaque élément dS obtenus à $t+1$ (après déformation), peuvent finalement être définis en généralisant l'utilisation des équations (4.20), (4.21) et (4.22), soit :

$$\begin{cases} \theta_k(t+1) &= \theta_k(t) + \varphi_k(t) \\ x_{k+1}(t+1) &= x_k(t+1) + dS \cos(\theta_k(t+1)) \\ y_{k+1}(t+1) &= y_k(t+1) + dS \sin(\theta_k(t+1)) \end{cases}, \quad (4.30)$$

toujours avec, $\forall t \in [1, nt]$, $x_0(t) = y_0(t) = 0$, $\varphi_0(t) = 0^\circ$ et $\theta_0(t) = 90^\circ$.

On conclut finalement l'itération en ajoutant cet incrément en force dF à la force verticale F_y totale, ou :

$$F_y(t+1) = F_y(t) + dF, \quad (4.31)$$

et en déterminant le déplacement vertical u_y total depuis la position initiale de la lame, soit :

$$u_y(t+1) = -y_{n+1}(t+1) + y_{n+1}(1). \quad (4.32)$$

La raideur $k_y(t)$ de la lame à l'instant t peut, en conclusion, être déterminée comme suit :

$$k_y(t) = \frac{dF}{u_y(t+1) - u_y(t)}. \quad (4.33)$$

Ainsi, les itérations continuent jusqu'à ce que la relation (4.23) ne soit plus vérifiée, la loi de comportement effort-déformation du système complet pouvant alors être affichée.

4.3.4 Présentation de l'algorithme de détermination des paramètres des lames

Afin de déterminer les paramètres des lames du système (module d'Young du matériau E , longueur L , largeur b et épaisseur h) nous permettant de répondre aux objectifs, notamment :

- soutenir la charge statique m_2g ;
- obtenir la raideur linéarisée $k_{2,i}$ aux petites variations autour du point d'équilibre statique ;
- minimaliser la déformation $\Delta Z_{k_{2,i}}^0$,

un nouvel algorithme, basé sur celui de déformation du système, doit être mis en place.

De fait, et dans un premier temps, seuls les deux premiers objectifs sont considérés comme des contraintes à respecter, la déformation $\Delta Z_{k_{2,i}}^0$ n'étant qu'un résultat de la simulation que nous pouvons analyser et comparer à celle qui serait obtenue à l'aide d'une raideur linéaire.

Étant donné l'expression (3.23) de la raideur d'une demi-lame encastree, équivalente à celle de notre système de deux lames couplées, soit :

$$k = \frac{Ebh^3}{4l^3}, \quad (4.34)$$

la raideur maximale du système, la plus à même de soutenir la charge statique, peut être initialement obtenue à l'aide des paramètres L_{min} (longueur minimale), b_{max} (largeur maximale) et h_{max} (épaisseur maximale). Dès lors, et après utilisation de l'algorithme de déformation du système avec ces paramètres, le respect des deux contraintes suivantes peut être vérifié :

- soutenir la charge statique m_2g sur toute la plage de variation de masse suspendue m_2 du véhicule de référence introduite dans le tableau 1.4 ;
- obtenir la raideur linéarisée $k_{2,i}$ aux petites variations autour du point d'équilibre statique déterminée, selon l'arrangement considéré, dans les systèmes (3.7), (3.11) et (3.15).

Cet algorithme de détermination des paramètres est illustré par le logigramme présenté sur la FIGURE 4.18.

Dans un premier temps, le soutien de la charge peut être confirmé à partir de la force verticale maximale $F_{y_{max}}$. De fait, si cette valeur est inférieure à la charge à soutenir, alors elle peut être relevée, si cela est possible, en augmentant b et/ou h et/ou en diminuant L . Si cela est impossible (bornes atteintes), l'algorithme conclut en l'impossibilité de respecter cette contrainte. Au contraire, si cette valeur confirme bien le soutien de la charge statique, c'est la raideur obtenue aux petites variations autour du point d'équilibre statique qui est comparée à la valeur $k_{2,i}$ recherchée.

De fait, si cette raideur linéarisée est différente (généralement trop élevée) par rapport à la valeur recherchée, elle peut, si cela est possible, être abaissée en diminuant b et/ou h et/ou en augmentant L et le support de la charge est à nouveau vérifié. Dans le cas inverse (bornes atteintes), l'algorithme se stoppe en concluant sur l'impossibilité de respecter cette contrainte.

4.3. DU RESSORT À LAMES TRADITIONNEL À UN SYSTÈME PASSIF RÉPONDANT À LA PROBLÉMATIQUE

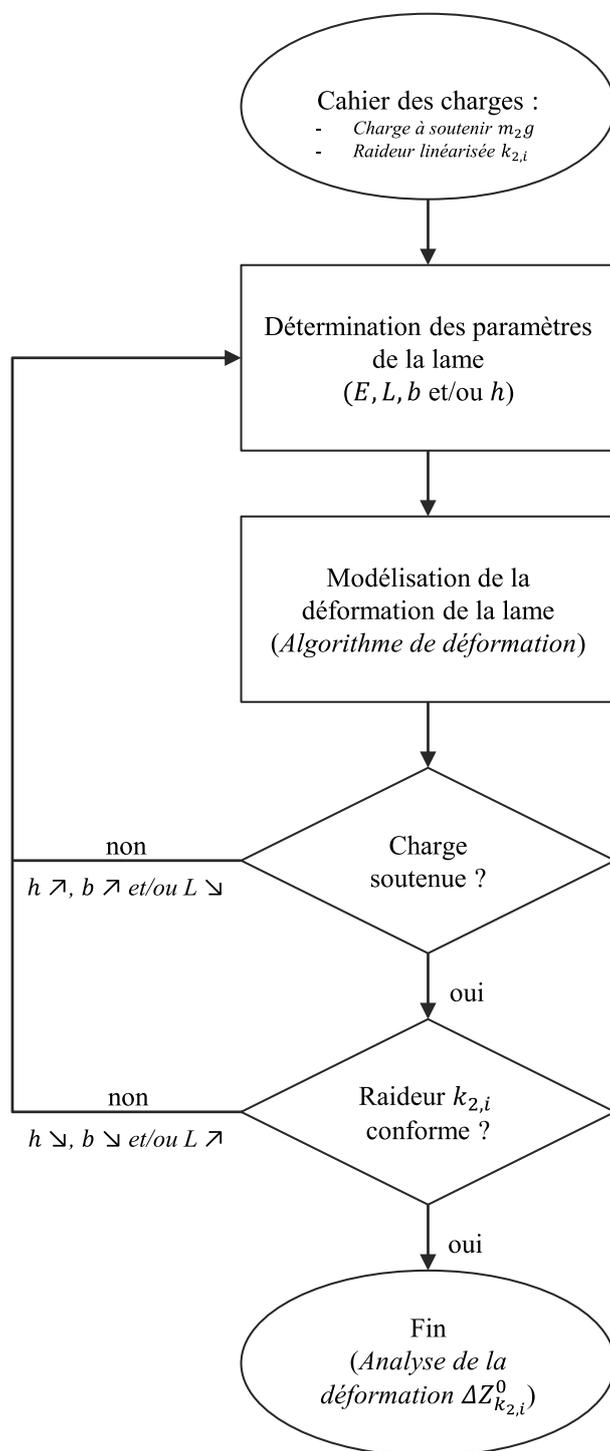


FIGURE 4.18 – Logigramme illustrant l’algorithme de détermination des paramètres du système de lames couplées par des pivots

Ainsi, par itérations successives, les valeurs des paramètres des lames, permettant le respect des deux contraintes, peuvent être déterminées. La déformation particulière $\Delta Z_{k_{2,i}}^0$ de chaque système pouvant finalement être déduite et analysée.

4.3.5 Résultats des simulations Matlab

Les algorithmes précédemment introduits peuvent être utilisés afin de déterminer les paramètres des systèmes de lames permettant leur utilisation en tant qu'éléments porteurs de l'architecture « CRONE » métallique.

Pour respecter les contraintes, et afin de simplifier cette première étude, une seule masse suspendue, la masse en charge $m_{2_{charge}}$, est considérée. De même, le matériau retenu pour la réalisation des lames étant l'acier, d'où $E = 2 \times 10^{11}$ Pa, et la flèche initiale $f_0 = 15 \times 10^{-3}$ m constante, les paramètres variables des lames sont alors :

- la longueur L , pouvant varier de 20 cm à 1 m avec une précision de 1 cm ;
- la largeur b , pouvant varier de 5 cm à 20 cm avec une précision de 5 mm ;
- l'épaisseur h , pouvant varier de 2 mm à 8 mm avec une précision de 1 mm.

Enfin, étant donné que ces paramètres peuvent varier en même temps, cette étude peut se traduire sous la forme d'un problème d'optimisation. Il est alors décidé, encore une fois afin de simplifier cette étude, de faire varier ces paramètres un à un. De fait, l'algorithme peut se simplifier en se décomposant en trois boucles imbriquées, chacune gérant l'incrément, ou la décrémentation, d'un des trois paramètres à partir de sa valeur initiale (déduite pour l'obtention de la raideur maximale soit L_{min} , b_{max} et h_{max}).

Après chaque boucle, la force verticale maximale $F_{y_{max}}$ peut être comparée à la charge à soutenir $m_{2_{charge}}g = 5035$ N, et si :

$$F_{y_{max}} \geq m_{2_{charge}}g, \quad (4.35)$$

la raideur linéarisée aux petites variations autour du point d'équilibre statique k_y^e , soit pour $F_y^e = m_{2_{charge}}g$, peut être déduite et comparée à sa valeur « théorique » $k_{2,i}$. Aussi, et toujours dans un premier temps, une certaine approximation est accordée à la valeur « pratique » telle que :

$$0,99 \times k_{2,i} \leq k_y^e \leq 1,01 \times k_{2,i}. \quad (4.36)$$

Par exemple, pour une valeur « théorique » $k_{2,i} = 171\,893$ N m⁻¹, une valeur « pratique » k_y^e comprise entre 170 170 N m⁻¹ et 173 610 N m⁻¹ est considérée comme valide.

4.3.5.1 Arrangement parallèle de cellules RC série

En considérant l'arrangement parallèle de cellules RC série dont les éléments porteurs sont définis par les raideurs $k_{2,i}$ déterminées en (3.7), soit :

$$\begin{cases} k_{2,0} = 171893 \text{ N m}^{-1} \\ k_{2,1} = 20730,6 \text{ N m}^{-1} \\ k_{2,2} = 5072,62 \text{ N m}^{-1} \end{cases}, \quad (4.37)$$

ainsi que les paramètres de simulation suivants :

$$\begin{cases} n = 100 \\ nt = 2000 \\ dF = 5 \text{ N} \end{cases}, \quad (4.38)$$

les paramètres des systèmes de lames couplées, en tant qu'éléments porteurs, peuvent être définis.

L'élément porteur de raideur linéarisée $k_{2,0}$ peut être caractérisé par les paramètres suivants :

$$L_0 = 1 \text{ m}, \quad b_0 = 14 \text{ cm} \text{ et } h_0 = 5 \text{ mm}, \quad (4.39)$$

système offrant un effort maximal $F_{y_{max}} = 5675 \text{ N}$ et une raideur linéarisée autour du point d'équilibre statique $k_y^e = 170\,220 \text{ N m}^{-1}$, permettant alors le respect des conditions (4.35) et (4.36), et ce tel qu'illustré à travers la loi effort-déformation présentée sur la FIGURE 4.19.

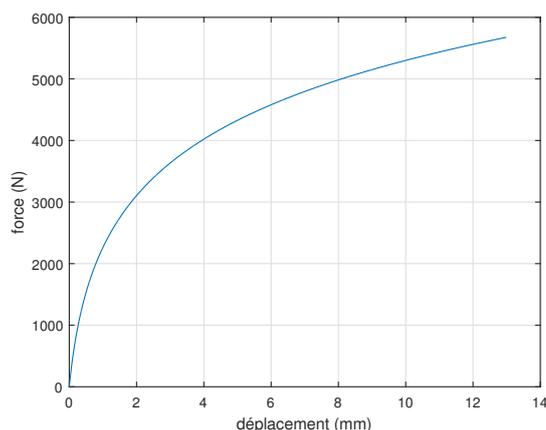


FIGURE 4.19 – Loi de comportement de l'élément porteur $k_{2,0}$ de l'arrangement parallèle de cellules RC série

On peut donc en déduire une déformation particulière $\Delta Z_{k_{2,0}}^0$, après soutien de la charge, de valeur :

$$\Delta Z_{k_{2,0}}^0 = 0,01 \text{ m}, \quad (4.40)$$

4.3. DU RESSORT À LAMES TRADITIONNEL À UN SYSTÈME PASSIF RÉPONDANT À LA PROBLÉMATIQUE

bien inférieure à la déformation déterminée dans le système (4.4) avec une loi de comportement linéaire.

Malgré tout, aucun jeu de paramètres réalistes, définis dans les bornes déterminées précédemment, ne permet l'obtention des deux autres éléments porteurs de raideurs linéarisées $k_{2,1}$ et $k_{2,2}$. En effet, la raideur linéarisée minimale $k_{y_{min}}^e$ obtenue autour du point d'équilibre statique avec ces paramètres peut être définie, soit :

$$k_{y_{min}}^e = 84\,128 \text{ N m}^{-1}, \quad (4.41)$$

avec

$$L_{k_{y_{min}}^e} = 0,91 \text{ m}, \quad b_{k_{y_{min}}^e} = 20 \text{ cm} \text{ et } h_{k_{y_{min}}^e} = 4 \text{ mm}. \quad (4.42)$$

De fait, en omettant les bornes des paramètres définis précédemment, l'élément porteur de raideur linéarisée $k_{2,1}$ peut être caractérisé par les paramètres suivants :

$$L_1 = 2,6 \text{ m}, \quad b_1 = 20 \text{ cm} \text{ et } h_1 = 7 \text{ mm}, \quad (4.43)$$

et l'élément porteur de raideur linéarisée $k_{2,2}$ par les paramètres :

$$L_2 = 5,9 \text{ m}, \quad b_2 = 20 \text{ cm} \text{ et } h_2 = 11 \text{ mm}, \quad (4.44)$$

ceci permettant le respect des conditions (4.35) et (4.36) ainsi que l'obtention des déformations particulières $\Delta Z_{k_{2,1}}^0$ et $\Delta Z_{k_{2,2}}^0$, après soutien de la charge, de valeurs :

$$\begin{cases} \Delta Z_{k_{2,1}}^0 = 0,04 \text{ m} \\ \Delta Z_{k_{2,2}}^0 = 0,13 \text{ m} \end{cases}, \quad (4.45)$$

et ce comme illustré à travers les lois effort-déformation de ces éléments présentées sur la FIGURE 4.20.

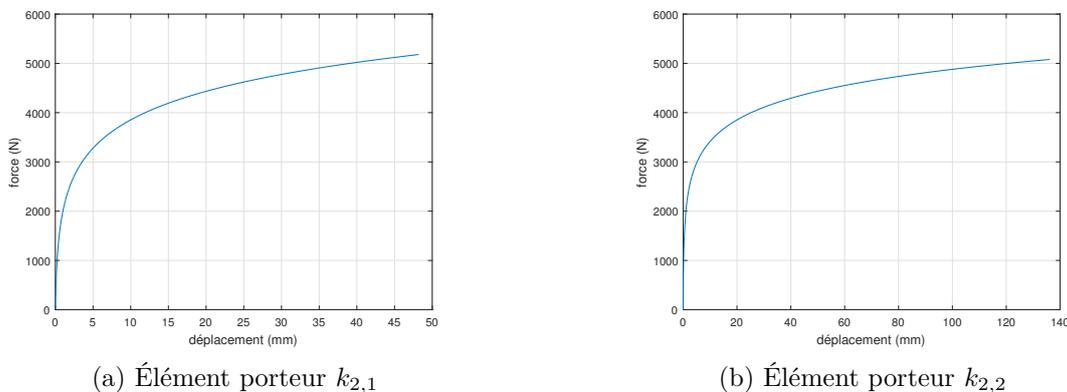


FIGURE 4.20 – Lois de comportement des éléments porteurs $k_{2,1}$ et $k_{2,2}$ de l'arrangement parallèle de cellules RC série

4.3. DU RESSORT À LAMES TRADITIONNEL À UN SYSTÈME PASSIF RÉPONDANT À LA PROBLÉMATIQUE

4.3.5.2 Arrangement cascade de cellules RC gamma

De la même manière, les éléments porteurs $k_{2,i}$ de l'arrangement cascade de cellules RC gamma caractérisés par les raideurs $k_{2,i}$ déterminées en (3.11), soit :

$$\begin{cases} k_{2,0} = 171893 \text{ N m}^{-1} \\ k_{2,1} = 12943,9 \text{ N m}^{-1} \\ k_{2,2} = 5948,16 \text{ N m}^{-1} \end{cases}, \quad (4.46)$$

peuvent être définis par les jeux de paramètres suivants :

$$\begin{cases} L_0 = 1 \text{ m} & , & b_0 = 14 \text{ cm} & \text{et} & h_0 = 5 \text{ mm} \\ L_1 = 3,34 \text{ m} & , & b_1 = 20 \text{ cm} & \text{et} & h_1 = 8 \text{ mm} \\ L_2 = 5,84 \text{ m} & , & b_2 = 20 \text{ cm} & \text{et} & h_2 = 11 \text{ mm} \end{cases}, \quad (4.47)$$

permettant le respect des conditions (4.35) et (4.36) ainsi que l'obtention des déformations particulières $\Delta Z_{k_{2,i}}^0$, après soutien de la charge, de valeurs :

$$\begin{cases} \Delta Z_{k_{2,0}}^0 = 0,01 \text{ m} \\ \Delta Z_{k_{2,1}}^0 = 0,06 \text{ m} \\ \Delta Z_{k_{2,2}}^0 = 0,11 \text{ m} \end{cases}, \quad (4.48)$$

et ce comme illustré à travers les lois effort-déformation de ces éléments présentées sur la FIGURE 4.21.

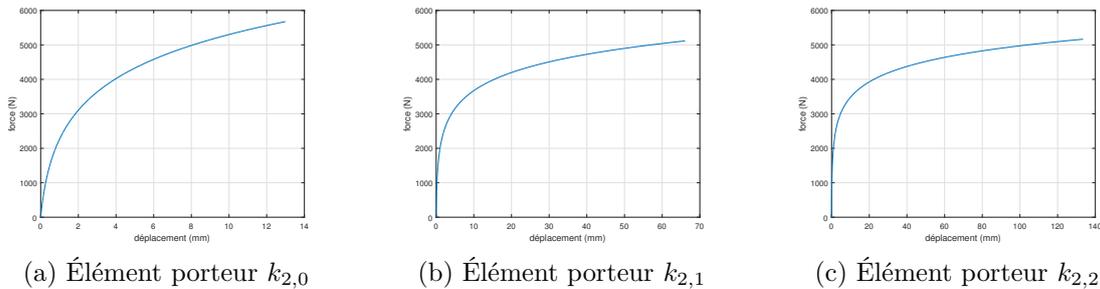


FIGURE 4.21 – Lois de comportement des éléments porteurs $k_{2,i}$ de l'arrangement cascade de cellules RC gamma

4.3.5.3 Arrangement série de cellules RC parallèle

Enfin, l'élément porteur $k_{2,0}$ de l'arrangement série de cellules RC parallèle caractérisé par la raideur $k_{2,0}$ déterminée dans les relations (3.15), soit :

$$k_{2,0} = 3981,00 \text{ N m}^{-1}, \quad (4.49)$$

peut être défini par le jeu de paramètres suivant :

$$L_0 = 6,87 \text{ m}, b_0 = 20 \text{ cm et } h_0 = 12 \text{ mm}, \quad (4.50)$$

permettant le respect des conditions (4.35) et (4.36) ainsi que l'obtention de la déformation particulière $\Delta Z_{k_{2,0}}^0$, après soutien de la charge, de valeur :

$$\Delta Z_{k_{2,0}}^0 = 0,16 \text{ m}, \quad (4.51)$$

et ce comme illustré à travers la loi effort-déformation de cet élément présentée sur la FIGURE 4.22.

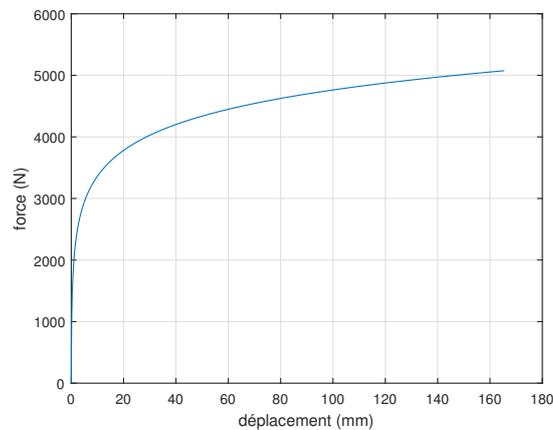


FIGURE 4.22 – Loi de comportement de l'élément porteur $k_{2,0}$ de l'arrangement série de cellules RC parallèle

4.3.5.4 Conclusion sur l'inadéquation, vis-à-vis de l'application, des jeux de paramètres obtenus

Finalement, même si les déformations particulières déterminées en (4.44), (4.48) et (4.51) sont bien, comme attendu, inférieures à celles déterminées en (4.4), (4.6) et (4.8) avec des lois de comportement linéaires, certains jeux de paramètres définissant ces systèmes sont inappropriés. En effet, pour une raideur linéarisée $k_{2,i}$ recherchée inférieure à $k_{y_{min}}^e$, l'encombrement déterminé pour l'obtention d'un tel système est complètement irréaliste pour une utilisation en tant qu'élément porteur de suspension d'un véhicule de tourisme. De plus, ces systèmes se trouvant en parallèle pour les arrangements parallèle de cellules RC série et cascade de cellules RC gamma, l'encombrement total de l'architecture peut être déterminé en additionnant les encombrements de chaque élément porteur, d'où l'irréalisme de ces paramètres.

De même, l'utilisation de telles lois non linéaires apporte une autre contrainte quant à la robustesse des performances vis-à-vis des variations de masse. En effet, en considérant, par exemple, le seul élément porteur de l'arrangement série de cellules RC parallèle de

4.3. DU RESSORT À LAMES TRADITIONNEL À UN SYSTÈME PASSIF RÉPONDANT À LA PROBLÉMATIQUE

raideur linéarisée « théorique » $k_{2,0}$ (loi de comportement illustrée sur la FIGURE 4.22), les raideurs linéarisées obtenues, en « pratique », pour les trois points d'équilibre statique considérés (à vide, nominal et en charge) sont indiquées dans le tableau 4.2.

$k_{2,0}$ (N m ⁻¹)	Arrangement série de cellules RC parallèle		
	« Théorie »	« Pratique »	Erreur relative
À vide	3981,00	193 180	4752,6 %
Nominal	3981,00	11 900,0	198,9 %
En charge	3981,00	4008,70	0,7 %
Variations	0,0 %	4719,0 %	

TABLE 4.2 – Valeurs « pratiques » des raideurs linéarisées $k_{2,0}$ obtenues avec la loi de comportement illustrée sur la FIGURE 4.22

Tandis qu'il est attendu de ces systèmes de soutenir la charge sur toute la plage de variation de la masse en offrant la raideur $k_{2,0} = 3981,00 \text{ N m}^{-1}$ aux petites variations autour du point de fonctionnement, il est observable, à travers ce tableau, que les variations de masse induisent de très importantes variations de cette raideur apparente. De fait, tandis qu'elle est pratiquement égale à celle attendue après soutien de la masse en charge, elle se trouve presque multipliée par 50 sous la masse à vide, ceci induisant une perte de la robustesse des performances vis-à-vis des variations de masse.

Plus encore, la FIGURE 4.23 présente les diagrammes de Bode des impédances fonctionnelle cible et mécaniques de l'architecture « CRONE » obtenues avec l'arrangement série de cellule RC parallèle en technologie métallique autour des positions d'équilibre considérés (tableau 4.2). Les résultats excluent, au regard de la dispersion des tracés, toute utilisation de ces systèmes en tant qu'éléments porteurs de l'architecture « CRONE ».

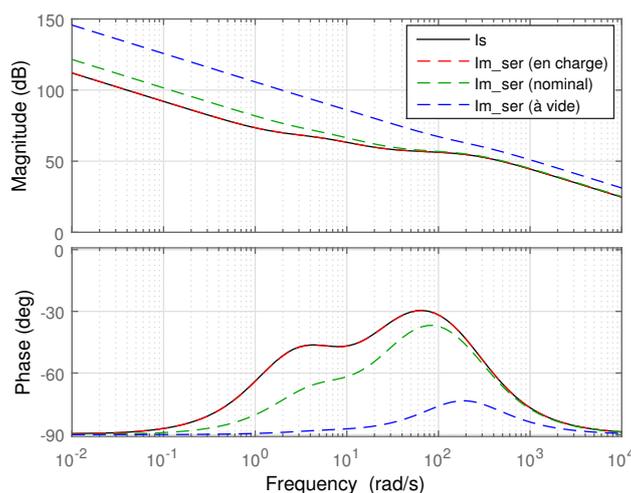


FIGURE 4.23 – Diagrammes de Bode de l'impédance fonctionnelle cible $I_s(s)$ (en noir) et des impédances mécaniques $I_{m_ser}(s)$ apportées par l'arrangement série de cellule RC parallèle en technologie métallique autour des trois points de fonctionnement considérés (en pointillés)

4.3.6 Conclusion

Différents composants et systèmes passifs métalliques permettent finalement l'obtention d'une raideur non linéaire dégressive, nécessaire à la minimalisation de la déformation du système sous la charge à soutenir pour les éléments porteurs de raideur « dynamique » faible.

Les composants existants, tels les rondelles Belleville ou les ressorts omega, se basent sur des éléments de géométrie permettant l'obtention d'une telle caractéristique. Cependant, de par leurs dimensions, ces éléments ne sont clairement pas destinés à soutenir des charges telles que celles s'exerçant sur les suspensions de véhicules de tourisme.

Par ailleurs, et dans la perspective de réalisation de l'architecture « CRONE » à l'aide de ressorts à lames, systèmes globalement caractérisés par des lois effort-déformation linéaires voire non linéaires progressives, de nouveaux systèmes, basés sur ces mêmes lames et permettant l'obtention de lois non linéaires dégressives, peuvent être étudiés. C'est le cas d'un système composé de deux lames, disposées verticalement, et couplées par deux pivots tel qu'illustré sur la FIGURE 4.15. De fait, l'axe de l'effort passant par les extrémités des lames (donc par l'axe des pivots), l'application de l'effort sur ce système engendre le flambage de ces lames et ainsi une raideur dégressive.

Toutefois, même si leur utilisation permet de mettre en exergue une réduction de la déformation des éléments porteurs de l'ordre de 85 %, après soutien de la masse en charge, par rapport à celles qu'elles auraient été avec des raideurs linéaires, elles ne permettent pas de répondre complètement aux deux autres objectifs.

En effet, dans un premier temps, et de par l'utilisation du flambage des lames, ce système se retrouve soumis à un risque de rupture non négligeable. En plus de ces risques, ce système peut tout à fait soutenir la charge à vide et rompre avant application de la masse en charge et donc ne pas soutenir la charge sur toute sa plage de variation comme attendu. Aussi doit-on bien confirmer le soutien de la charge maximale (voire plus) afin de remplir ce premier objectif.

De plus, et quand bien même ce premier objectif serait rempli, induisant donc la minimalisation attendue de la déformation sous la charge, le dernier objectif concernant l'obtention de la raideur $k_{2,i}$ recherchée autour de chacun des points de fonctionnement ne peut être complété. En effet, l'utilisation d'une telle loi non linéaire implique la variation de la raideur apparente pour chaque point de fonctionnement différent. De fait, sous l'importance de la plage de variation de la masse suspendue entre à vide et en charge, la raideur linéarisée aux petites variations se voit varier d'un rapport 50. Et quand bien même nous ne serions intéressés que par un seul point de fonctionnement, les paramètres des lames à utiliser impliqueraient un encombrement bien trop important, voire irréaliste, pour un véhicule de tourisme (ou pour tout type de véhicule).

4.4 Conclusion

Même si divers composants et systèmes passifs métalliques peuvent être employés pour la réalisation des éléments porteurs de l'architecture « CRONE » métallique, aucun de ces éléments ne permet le respect des trois objectifs essentiels, soit :

- supporter la charge statique m_2g sur toute sa plage de variation ;
- offrir la raideur $k_{2,i}$ aux petites variations autour des différents points d'équilibre statique ;
- et limiter sa déformation $\Delta Z_{k_{2,i}}^0$ afin de minimiser la déformation Z_{21}^0 de la suspension.

En effet, tandis que les systèmes caractérisés par des lois de comportement linéaires permettent le respect des deux premiers objectifs, ils impliquent une grande déformation sous charge du système. C'est d'autant plus le cas lorsque la raideur $k_{2,i}$ recherchée est faible et que ces éléments porteurs se retrouvent disposés en parallèle (les uns au dessus des autres), les déformations particulières de chacun des éléments s'ajoutant alors.

Au contraire, les systèmes caractérisés par des lois de comportement non linéaires dégressives permettent le respect du premier objectif en diminuant drastiquement la déformation sous charge du système. Malgré tout, leur utilisation implique une raideur apparente variable en fonction du point d'équilibre considéré. Le comportement obtenu, en dynamique, devient alors dépendant de la charge à soutenir, les performances attendues n'étant plus du tout assurées. Ceci permet alors de conclure quant à la persistance de l'interdépendance soutien de la charge statique - isolation vibratoire lors de l'utilisation de la technologie métallique. La réalisation de l'architecture « CRONE » métallique est donc impossible dans l'état actuel des choses.

Une solution consiste alors à utiliser, comme pour la suspension CRONE Hydractive, un correcteur d'assiette indépendant. Dès lors, l'utilisation d'un tel système actif aux basses fréquences permet l'introduction du découplage dynamique entre les fonctions statique et dynamique, le comportement « CRONE » pouvant alors être assuré aux petites variations autour des points d'équilibre grâce à l'utilisation d'éléments porteurs caractérisés par des lois de déformation simplement linéaires.

Troisième partie

Vers une version pneumatique de la suspension CRONE

Chapitre 5

La suspension active pneumatique : modélisation et étude

5.1	Introduction	153
5.2	Modélisation du système actif pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso	154
5.2.1	Introduction : rappel des lois de thermodynamique régissant un système pneumatique	154
5.2.2	Modélisation à l'équilibre de référence : une architecture traditionnelle « passive » pneumatique	157
5.2.3	Modélisation « isotherme » : le régulateur de hauteur pneumatique	167
5.2.4	Modélisation « complète » : la suspension active pneumatique	171
5.2.5	Conclusion	176
5.3	Un système actif associé à la stratégie CRONE pour l'amélioration du confort et du comportement routier	177
5.3.1	Introduction : contexte de travail	177
5.3.2	Régulation de hauteur à l'arrêt	179
5.3.3	Tenue de caisse sous sollicitations conducteur à travers la régulation de la hauteur de caisse	184
5.3.4	Tenue de caisse sous sollicitations conducteur à travers la régulation de la vitesse de pompage de la suspension	187
5.3.5	Conclusion	191
5.4	Conclusion	192

« Le pessimiste voit la difficulté dans chaque opportunité. L'optimiste voit l'opportunité dans chaque difficulté. »

Winston Churchill

5.1 Introduction

Face au dilemme isolation vibratoire - soutien statique de la masse inhérent aux architectures passives de suspension et l'impossibilité de réaliser l'architecture « CRONE » en technologie métallique, l'utilisation d'un système actif aux basses fréquences prend tout son sens.

En effet, l'utilisation d'un tel système, présent dans les suspensions pneumatiques et hydropneumatiques comme dans les suspensions Hydractive de série et CRONE Hydractive, présente l'avantage de découpler les fonctions statique et dynamique de la suspension. L'interdépendance peut alors être mise en défaut.

De plus, ces systèmes présentent un autre avantage : ils sont à la base des suspensions actives. Dès lors, avec l'afflux de données émanant des capteurs et réseaux VANets indispensables au développement des véhicules autonomes, l'utilisation de suspensions actives semble inéluctable. En effet, en plus de permettre la correction d'assiette du véhicule suite aux variations de charge, une stratégie active permettant d'améliorer le confort et le comportement du véhicule à travers une régulation de raideur et de hauteur en fonction des cas considérés (obstacle détecté, virage serré, ...) peut aussi être développée.

C'est ainsi que l'utilisation de la technologie pneumatique semble toute indiquée. En effet, en plus d'être de plus en plus présente dans les suspensions haut de gamme telles que celles utilisées dans les SUV (Sport Utility Vehicle) du segment D (ou grands SUV), les suspensions actives pneumatiques permettent l'utilisation d'un système actif servant de régulateur de hauteur mais aussi de ressort de suspension, ce qui n'est pas le cas des systèmes hydropneumatiques.

Un tour d'horizon de multiples systèmes de suspension pneumatique existant a été effectué dans les paragraphes 1.3.4 et 2.1. Dès lors, dans ce chapitre, nous nous concentrons sur le système pneumatique du véhicule de référence (présenté dans le paragraphe 1.3.4.1). Dans la première partie, ce système actif pneumatique est modélisé de la manière la plus complète possible. Plusieurs modélisations peuvent alors être mises en place : une première en considérant l'équilibre statique atteint et donc le système pneumatique en tant qu'élément élastique de suspension, et une seconde, hors équilibre, permettant la caractérisation du régulateur de hauteur. Enfin, un modèle complet, ou hybride, et valable à chaque instant peut être élaboré. Dans la seconde partie, une stratégie de contrôle actif permettant l'amélioration du confort et du comportement routier du véhicule, basée sur ce système pneumatique et combinée à la stratégie CRONE, est détaillée.

5.2 Modélisation du système actif pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso

5.2.1 Introduction : rappel des lois de thermodynamique régissant un système pneumatique

La technologie pneumatique, résultant de l'utilisation de l'énergie emmagasinée dans un gaz comprimé, se fonde généralement sur l'utilisation de l'air sec et filtré de toute impureté. Ce mélange compressible de gaz constitué de 78,08 % de diazote et de 20,95 % de dioxygène (et moins d'1 % d'autres gaz tels le dioxyde de carbone ou le méthane) peut être considéré, comme de nombreux autres, comme un gaz parfait dans des Conditions Normales de Température et de Pression (CNTP). Pour des températures proches de la température normale T_0 et de la pression normale P_0 , soit :

$$T_0 = 0^\circ\text{C} = 273,15\text{ K}, \quad (5.1)$$

et

$$P_0 = 1\text{ atm} = 1,013\text{ bar} = 101\,325\text{ Pa}, \quad (5.2)$$

l'air peut alors être considéré comme un gaz parfait, donc répondant à la loi des gaz parfaits, ou :

$$P\mathcal{V} = n\mathcal{R}T, \quad (5.3)$$

avec P la pression du gaz (en Pa), \mathcal{V} le volume occupé par le gaz (en m^3), n la quantité de matière (en mol) et T la température absolue (en K). Quant à la constante universelle des gaz parfaits \mathcal{R} , elle peut être déterminée comme suit :

$$\mathcal{R} = \mathcal{N}_A \kappa_B = 8,314\,462\,1\text{ J K}^{-1}\text{ mol}^{-1}, \quad (5.4)$$

où $\mathcal{N}_A = 6,022 \times 10^{23}\text{ mol}^{-1}$ est le nombre d'Avogadro et $\kappa_B = 1,38\text{ J K}^{-1}$ la constante de Boltzmann.

Malgré tout, ce modèle de gaz parfait ne tient compte ni des interactions entre particules ni du volume non négligeable des molécules. Dès lors, et pour des conditions éloignées de ces CNTP ($P > 10\text{ atm}$ par exemple), l'air ne peut plus être exactement considéré comme un gaz parfait mais comme un gaz réel pour la modélisation duquel il est nécessaire de tenir compte de paramètres supplémentaires. C'est ainsi que le physicien Johannes Diderik van der Waals proposa, en 1873, l'équation d'état de van der Waals qui lui valut le prix Nobel de physique en 1910 :

$$\left(P + \frac{an^2}{\mathcal{V}^2}\right)(\mathcal{V} - nb) = n\mathcal{R}T, \quad (5.5)$$

avec a le terme de cohésion et b le covolume molaire, tous deux considérés constants.

La thermodynamique est, par ailleurs, régie par trois principales lois : les principes de la thermodynamique [Bellanger et al., 2009] [Renvoizé, 2014].

Le premier principe de la thermodynamique énonce le fait que, pour tout système thermodynamique, on peut définir, à une constante près, une fonction \mathcal{U} appelée énergie interne (en J) qui est fonction d'état, extensive, et se conservant dans un système isolé. La variation de \mathcal{U} au cours d'une transformation infinitésimale d'un système fermé vérifie alors :

$$d\mathcal{U} + dE_c + dE_p = \delta W + \delta Q_c, \quad (5.6)$$

avec dE_c et dE_p les variations d'énergies cinétique et potentielle, δW le travail des forces extérieures sur le système et δQ_c la quantité de chaleur échangée avec le milieu extérieur.

Le second principe, quant à lui, précise que tout système est caractérisé par une fonction d'état \mathcal{S} appelée entropie (en JK^{-1}) qui ne peut qu'augmenter pour un système isolé et fermé. Cette fonction vérifie ainsi l'identité suivante :

$$d\mathcal{U} = Td\mathcal{S} - Pd\mathcal{V}, \quad (5.7)$$

ou, en utilisant l'enthalpie $\mathcal{H} = \mathcal{U} + P\mathcal{V}$,

$$d\mathcal{H} = Td\mathcal{S} + \mathcal{V}dP, \quad (5.8)$$

avec

$$d\mathcal{S} = \delta\mathcal{S}_{ech} + \delta\mathcal{S}_{créée} = \frac{\delta Q_c}{T_{ech}} + \delta\mathcal{S}_{créée}, \quad (5.9)$$

$\delta\mathcal{S}_{ech}$ représentant la variation d'entropie due aux échanges (à la température T_{ech}) avec l'extérieur et $\delta\mathcal{S}_{créée}$ la variation due à l'entropie créée.

Enfin, le troisième principe énonce le fait qu'au zéro absolu ($T = 0\text{ K}$), tous les corps purs cristallisés ont une entropie nulle. De fait, plus un système est désordonné et plus l'entropie est grande.

Étant donné les conditions d'étude, et afin de simplifier la modélisation du système actif pneumatique de référence, l'air est approximé, pour la suite de ces travaux, comme un gaz parfait [Cleynen, 2015] répondant ainsi à l'équation (5.3) ainsi qu'aux deux lois de Joule [Bellanger et al., 2009] [Renvoizé, 2014].

La première loi de Joule, ou loi de Joule et Gay-Lussac énonce alors que, à quantité de matière constante, l'énergie interne d'un gaz parfait ne dépend que de la température, notamment :

$$d\mathcal{U} = C_V dT, \quad (5.10)$$

avec C_V la capacité thermique isochore de l'air sec (en JK^{-1}).

De même, la seconde loi de Joule, ou loi de Joule-Thomson, énonce que, à quantité de matière constante, l'enthalpie d'un gaz parfait ne dépend que de la température, ou :

$$d\mathcal{H} = C_P dT, \quad (5.11)$$

5.2. MODÉLISATION DU SYSTÈME ACTIF PNEUMATIQUE DE LA CITROËN GRAND C4 PICASSO

avec C_P la capacité thermique isobare de l'air sec (en JK^{-1}).

De fait, et lors d'une transformation adiabatique réversible élémentaire dans un système fermé ($\delta S_{créée} = 0$ et $\delta Q_c = 0$ d'où $TdS = 0$), les relations (5.7) et (5.8), combinées aux lois de Joule (5.10) et (5.11), permettent d'écrire :

$$d\mathcal{U} = -Pd\mathcal{V} = C_V dT, \quad (5.12)$$

ou, en utilisant l'enthalpie \mathcal{H} ,

$$d\mathcal{H} = \mathcal{V}dP = C_P dT. \quad (5.13)$$

On obtient alors :

$$dT = \frac{-Pd\mathcal{V}}{C_V} = \frac{\mathcal{V}dP}{C_P}, \quad (5.14)$$

ou

$$-\gamma \frac{d\mathcal{V}}{\mathcal{V}} = \frac{dP}{P}, \quad (5.15)$$

avec γ le coefficient de Laplace, ou indice adiabatique du gaz, caractérisé par :

$$\gamma = \frac{C_P}{C_V} > 1. \quad (5.16)$$

Dans le cas d'une transformation adiabatique réversible dans un système fermé, l'équation d'état d'un gaz parfait (5.3) peut alors être simplifiée, à travers la loi de Laplace, comme suit :

$$P\mathcal{V}^\gamma = cte, \quad (5.17)$$

avec $\gamma \approx 1,4$ pour l'air sec entre 0 et 1000 °C.

Au contraire, et dans le cas d'une transformation isotherme ($T = cte$) dans un système fermé, la relation (5.3) peut être simplifiée comme suit :

$$P\mathcal{V} = cte. \quad (5.18)$$

En conclusion, dans le cadre d'un **système fermé** (quantité de matière constante), les deux relations (5.17) et (5.18) peuvent être généralisées, pour l'air sec, à travers l'équation suivante :

$$P\mathcal{V}^\kappa = cte, \quad (5.19)$$

avec $\kappa \in [1, \gamma]$ le coefficient polytropique de la transformation.

Au contraire, pour un **système ouvert** (quantité de matière variable), l'équation d'état (5.3) peut être simplifiée, pour une transformation isotherme, à travers l'équation suivante :

$$\frac{P\mathcal{V}}{n} = cte. \quad (5.20)$$

5.2.2 Modélisation à l'équilibre de référence : une architecture traditionnelle « passive » pneumatique

Le modèle d'analyse « généralisé » de la suspension pneumatique arrière du véhicule de référence est présenté sur la FIGURE 5.1 avec $U_a(t)$ l'effort développé par l'actionneur pneumatique et permettant la régulation de hauteur.

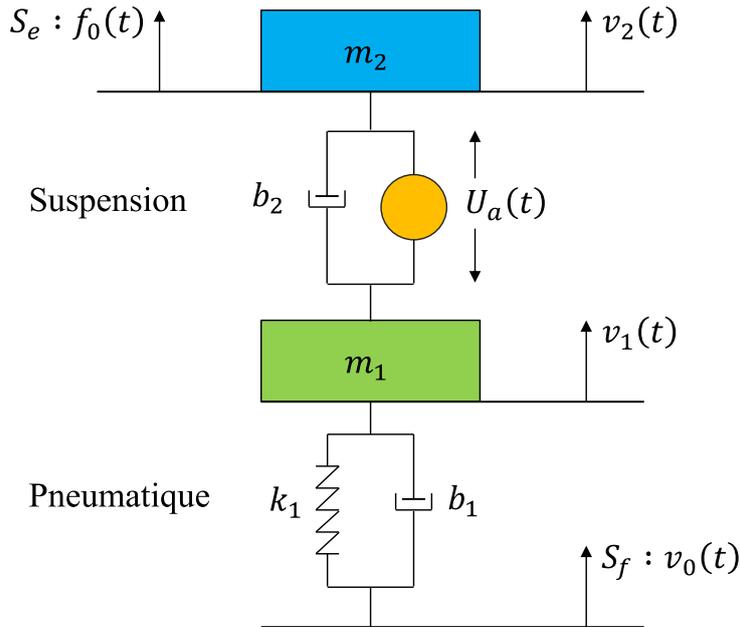


FIGURE 5.1 – Modèle d'analyse quart de véhicule arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de sa suspension pneumatique

Ce modèle peut être simplifié à l'équilibre, le correcteur d'assiette étant alors à l'arrêt et le système pneumatique jouant, de ce fait, le rôle d'un « simple » ressort pneumatique. Par conséquent, et afin d'obtenir un modèle d'analyse viable en dynamique, ce ressort pneumatique doit être modélisé en tant que système fermé.

Sachant que l'effort développé par le système pneumatique U_a peut être défini par :

$$U_a = S_v P_{v_{rel}} = S_v (P_v - p_{atm}), \quad (5.21)$$

avec $p_{atm} = 1 \text{ atm} \approx 1 \times 10^5 \text{ Pa}$ la pression atmosphérique, $P_{v_{rel}}$ la pression relative (en Pa) à l'intérieur de la chambre et P_v sa pression absolue (en Pa), la raideur k_2 du ressort peut se déduire comme suit :

$$k_2 = \frac{dU_a}{dz} = P_{v_{rel}} \frac{dS_v}{dz} + S_v \frac{dP_v}{dz}, \quad (5.22)$$

où S_v représente la section efficace de la chaussette pneumatique (en m^2).

Par ailleurs, en dérivant l'équation (5.19) caractérisant les diverses transformations possibles dans un système fermé, avec V_v le volume de la chambre pneumatique (en m^3),

on obtient :

$$\frac{d}{dz} (P_v \mathcal{V}_v^\kappa) = P_v \kappa \mathcal{V}_v^{\kappa-1} \frac{d\mathcal{V}_v}{dz} + \mathcal{V}_v^\kappa \frac{dP_v}{dz} = 0, \quad (5.23)$$

ou

$$\frac{dP_v}{dz} = -\frac{P_v \kappa \mathcal{V}_v^{\kappa-1}}{\mathcal{V}_v^\kappa} \frac{d\mathcal{V}_v}{dz}, \quad (5.24)$$

avec

$$\frac{d\mathcal{V}_v}{dz} = -S_v. \quad (5.25)$$

En injectant les expressions (5.24) et (5.25) dans l'équation (5.22), on obtient l'expression de la raideur suivante :

$$k_2 = P_{v,rel} \frac{dS_v}{dz} + P_v \frac{\kappa S_v^2}{\mathcal{V}_v}, \quad (5.26)$$

décrivant donc une raideur dépendante du type de transformation considéré à travers son coefficient polytropique κ .

Au cours d'une transformation isotherme, le système échange de la chaleur avec le milieu extérieur afin de conserver une température constante. La transformation doit donc s'effectuer lentement, on parle alors de processus lent. Au contraire, lors d'une transformation adiabatique, aucun échange de chaleur n'a lieu avec le milieu extérieur. On parle ainsi de processus rapide dans le cadre du ressort pneumatique. On peut donc approximativement caractériser le type de transformation, et donc le coefficient polytropique κ , en fonction de la fréquence de pompage, soit [Prethuis, 2002] :

$$\text{si } \begin{cases} f < 0,1 \text{ Hz} & \rightarrow \text{transformation isotherme} & (\kappa = 1) \\ f > 3 \text{ Hz} & \rightarrow \text{transformation adiabatique} & (\kappa = \gamma) \end{cases}. \quad (5.27)$$

De suite, la raideur dynamique $k_{2,dyn}$ obtenue aux « hautes » fréquences peut finalement s'exprimer comme suit :

$$k_{2,dyn} = P_{v,rel} \frac{dS_v}{dz} + P_v \frac{\gamma S_v^2}{\mathcal{V}_v}, \quad (5.28)$$

tandis que la raideur (quasi-)statique $k_{2,stat}$, obtenue aux « basses » fréquences s'écrit :

$$k_{2,stat} = P_{v,rel} \frac{dS_v}{dz} + P_v \frac{S_v^2}{\mathcal{V}_v}, \quad (5.29)$$

Malin Prethuis [Prethuis, 2002] présente différents modèles de ressort pneumatique permettant de modéliser le système autour de son point d'équilibre. Le modèle de Nishimura, par exemple, permet de tenir compte de la raideur apportée par un réservoir additionnel ainsi que de la résistance apportée par la canalisation reliant ce dernier à la chambre principale. Le modèle VAMPIRE, quant à lui, tient également compte de la masse d'air traversant cette canalisation. D'autres modèles, comme les modèles SIMPAC

et GENSYS, permettent de retranscrire, le plus fidèlement possible, le comportement d'un tel ressort pneumatique en tenant aussi compte de la résistance apportée par la membrane du ressort.

Dans le cadre de la modélisation du ressort pneumatique du véhicule de référence, nous utilisons un modèle simple présenté sur la FIGURE 5.2.

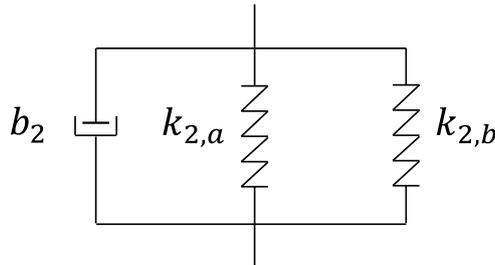


FIGURE 5.2 – Modèle du ressort pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso accompagné de son amortisseur de coefficient de frottement visqueux b_2

Ce modèle, équivalent au modèle de Nishimura sans réservoir, présente deux raideurs correspondant aux deux composantes de la relation (5.26), soit :

$$\begin{cases} k_{2,a} = P_{vrel} \frac{dS_v}{dz} \\ k_{2,b} = P_v \frac{\kappa S_v^2}{\mathcal{V}_v} \end{cases} . \quad (5.30)$$

Aussi, et afin de simplifier, dans un premier temps, la modélisation du ressort pneumatique considéré dans ces travaux, les deux hypothèses suivantes sont admises :

- toutes les transformations considérées, aux petites variations autour du point d'équilibre statique, sont considérées comme « rapides » ou adiabatiques, soit :

$$\kappa = \gamma = 1,4 ; \quad (5.31)$$

- la section efficace S_v du vérin pneumatique est considérée constante le long de la course, soit :

$$\frac{dS_v}{dz} = 0, \quad (5.32)$$

ceci permettant de simplifier les expressions des raideurs $k_{2,a}$ et $k_{2,b}$, données en (5.30), du modèle de ressort considéré, d'où :

$$\begin{cases} k_{2,a} = 0 \\ k_{2,b} = P_v \frac{\gamma S_v^2}{\mathcal{V}_v} \end{cases} , \quad (5.33)$$

5.2. MODÉLISATION DU SYSTÈME ACTIF PNEUMATIQUE DE LA CITROËN GRAND C4 PICASSO

d'où l'expression générale de la raideur du ressort pneumatique, déduite de l'expression (5.26), suivante :

$$k_2 = P_v \frac{\gamma S_v^2}{V_v}. \quad (5.34)$$

Le modèle retenu pour la modélisation à l'équilibre de la suspension pneumatique arrière du véhicule de référence est présenté sur la FIGURE 5.3. Le système passif est alors considéré comme un simple ressort pneumatique de raideur k_2 et permet l'obtention d'une architecture de suspension traditionnelle passive en dynamique.

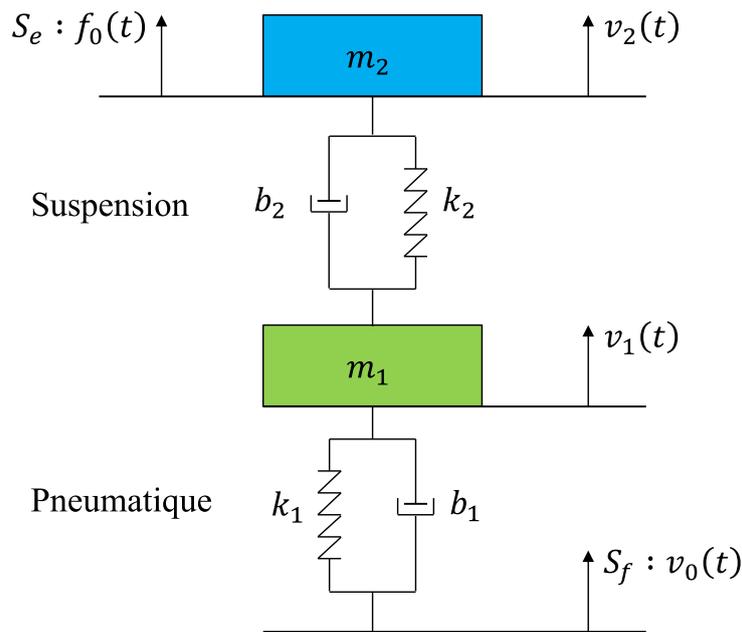


FIGURE 5.3 – Modèle d'analyse quart de véhicule arrière, à l'équilibre, de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de sa suspension pneumatique

Par ailleurs, et conformément à la démarche globale, les caractéristiques du véhicule de référence en termes de masses restent les mêmes que celles de la version métallique présentées dans le tableau 1.4, les paramètres de la suspension pneumatique étant par ailleurs regroupées dans le tableau 5.1.

Données de la suspension AR pneumatique	
Course d'attaque	84 mm
Course de détente	110 mm
Fréquence de suspension théorique	1,05 Hz
Démultiplication ressort (autour de $dzA = 0$)	1,09
Démultiplication amortisseur (autour de $dzA = 0$)	1,33

TABLE 5.1 – Données de la suspension pneumatique d'un train arrière (AR) de la Citroën Grand C4 Picasso

En considérant la masse suspendue de référence $m_{2_{ref}}$ en tant que masse suspendue nominale (masse suspendue prévue par le constructeur et relative au cahier des charges)

à l'équilibre de référence, à savoir :

$$m_2^0 = m_{2_{nom}} = m_{2_{ref}}, \quad (5.35)$$

l'expression de la fréquence naturelle f_{n_2} du mode associé à la masse suspendue m_2 , déduite de la relation (1.10), peut aussi se définir, à l'état d'équilibre de référence, comme suit :

$$f_{n_2}^0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_2^0}{m_2^0}} = 1,05 \text{ Hz}, \quad (5.36)$$

d'où une raideur de suspension à l'équilibre de référence :

$$k_2^0 = (2\pi f_{n_2}^0)^2 m_2^0 = 19\,290 \text{ N m}^{-1}. \quad (5.37)$$

De plus, et toujours à l'équilibre de référence, la seconde loi de Newton, ou Principe Fondamental de la Statique (PFS), permet ainsi d'écrire (selon l'axe vertical) :

$$P_{v_{rel}}^0 S_v = m_2^0 g \lambda_r, \quad (5.38)$$

avec $\lambda_r = 1/1,09$ le rapport de démultiplication du ressort et une pression statique relative à l'équilibre $P_{v_{rel}}^0 = P_{s_{rel}}^0 = 9 \times 10^5 \text{ Pa}$.

La section efficace constante du vérin peut alors se déduire comme suit :

$$S_v = \frac{m_2^0 g \lambda_r}{P_{v_{rel}}^0} = 4,4 \times 10^{-3} \text{ m}^2, \quad (5.39)$$

d'où un volume à l'équilibre \mathcal{V}_v^0 pouvant se déduire de l'expression (5.34) de sorte que :

$$\mathcal{V}_v^0 = P_v^0 \frac{\gamma S_v^2}{k_2^0} = 1,4 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 1,4 \text{ L}, \quad (5.40)$$

ce volume à l'équilibre étant par ailleurs constant de par la présence du correcteur d'assiette.

Ces caractéristiques du ressort pneumatique, déterminées à l'état d'équilibre de référence, sont finalement résumées dans le tableau 5.2.

Caractéristiques à l'état d'équilibre de référence	
Raideur du ressort pneumatique k_2^0	$19\,290 \text{ N m}^{-1}$
Pression absolue au sein de la chambre pneumatique P_v^0	$1 \times 10^6 \text{ Pa}$
Volume d'air occupant la chambre pneumatique \mathcal{V}_v^0	$1,4 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
Section effective du vérin pneumatique S_v	$4,4 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

TABLE 5.2 – Caractéristiques du modèle d'analyse de la suspension pneumatique à l'état d'équilibre de référence (nominal)

5.2. MODÉLISATION DU SYSTÈME ACTIF PNEUMATIQUE DE LA CITROËN GRAND C4 PICASSO

Or, tandis que certaines de ces caractéristiques statiques restent constantes quel que soit l'état d'équilibre atteint après correction d'assiette comme le volume $\mathcal{V}_v^c = \mathcal{V}_v^0$ ou la section effective S_v , certaines autres varient sous l'effet de la charge à soutenir.

En effet, en repartant de l'équation (5.38) valide à un état d'équilibre quelconque, l'application des masses $m_{2_{vide}}$ et $m_{2_{charge}}$ nous permet de déterminer les pressions statiques $P_{v_{vide}}$ et $P_{v_{charge}}$, comme suit :

$$\begin{cases} P_{v_{vide}} &= \frac{m_{2_{vide}} g \lambda_r}{S_v} + p_{atm} &= 6,54 \times 10^5 \text{ Pa} \\ P_{v_{charge}} &= \frac{m_{2_{charge}} g \lambda_r}{S_v} + p_{atm} &= 1,15 \times 10^6 \text{ Pa} \end{cases}, \quad (5.41)$$

ainsi que les raideurs résultantes $k_{2_{vide}}$ et $k_{2_{charge}}$ de par la relation (5.40), soit :

$$\begin{cases} k_{2_{vide}} &= P_{v_{vide}} \frac{\gamma S_v^2}{\mathcal{V}_v^e} &= 12\,656 \text{ N m}^{-1} \\ k_{2_{charge}} &= P_{v_{charge}} \frac{\gamma S_v^2}{\mathcal{V}_v^e} &= 22\,258 \text{ N m}^{-1} \end{cases}. \quad (5.42)$$

Les valeurs numériques du modèle d'analyse quart de véhicule arrière de la Citroën Grand C4 Picasso, équipée de sa version pneumatique et initialement caractérisée à l'état d'équilibre de référence, sont alors présentées dans le tableau 5.3.

Étage primaire ($i = 1$)	Étage secondaire ($i = 2$)		
	À vide	Référence	En charge
$m_1 = 41,3 \text{ kg}$	$m_{2_{vide}} = 270,7 \text{ kg}$	$m_{2_{ref}} = 443,2 \text{ kg}$	$m_{2_{charge}} = 513,2 \text{ kg}$
$k_1 = 250\,000 \text{ N m}^{-1}$	$k_{2_{vide}} = 12\,656 \text{ N m}^{-1}$	$k_2^0 = 19\,290 \text{ N m}^{-1}$	$k_{2_{charge}} = 22\,258 \text{ N m}^{-1}$
$b_1 = 100 \text{ N s m}^{-1}$	$b_2 = 1683 \text{ N s m}^{-1}$		

TABLE 5.3 – Valeurs numériques des paramètres du modèle d'analyse quart de véhicule arrière de la Citroën Grand C4 Picasso équipée de la suspension pneumatique

Les fréquences naturelles $f_{n_{2_{vide}}}$ et $f_{n_{2_{charge}}}$ obtenues en ces mêmes points d'équilibres statiques peuvent être déduites de ces variations à l'aide de la relation (5.36). Il vient ainsi :

$$\begin{cases} f_{n_{2_{vide}}} &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{2_{vide}}}{m_{2_{vide}}}} &= 1,09 \text{ Hz} \\ f_{n_{2_{charge}}} &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{2_{charge}}}{m_{2_{charge}}}} &= 1,05 \text{ Hz} \end{cases}, \quad (5.43)$$

permettant de conclure sur la relativement faible variation de la fréquence de pompage de caisse aux variations de masse. En effet, en injectant l'expression de la raideur (5.34)

dans l'équation (5.36) la reliant à cette fréquence, soit :

$$f_{n2}^e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_2^e}{m_2}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{P_v^e \gamma S_v^2}{\mathcal{V}_v^e m_2}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(1 + \frac{p_{atm}}{P_{v_{rel}}^e}\right) \frac{\gamma S_v g \lambda_r P_{v_{rel}}^e S_v}{\mathcal{V}_v^e m_2 g \lambda_r}}, \quad (5.44)$$

il apparaît, après simplification par le PFS (5.38), l'expression suivante :

$$f_{n2}^e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(1 + \frac{p_{atm}}{P_{v_{rel}}^e}\right) \frac{\gamma S_v g \lambda_r}{\mathcal{V}_v^e}}, \quad (5.45)$$

indiquant que la fréquence théorique de suspension f_{n2}^e obtenue à l'équilibre peut, pour une pression statique relative $P_{v_{rel}}^e \gg p_{atm}$, être considérée constante quelle que soit la charge appliquée sur le système.

Performances

Les valeurs numériques des pulsations naturelles ω_{ni} et des facteurs d'amortissement ζ_i , à vide et en charge, de la suspension « traditionnelle » pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso sont illustrées, autour de l'équilibre statique, dans les tableaux 5.4.

ω_{n1} (rad s ⁻¹)	Mode de roue
À vide	77,8
En charge	77,8
Variations	0,0 %

(a) Pulsation naturelle non amortie du mode de roue ω_{n1}

ζ_1	Mode de roue
À vide	0,262
En charge	0,262
Variations	0,0 %

(b) Facteur d'amortissement du mode de roue ζ_1

ω_{n2} (rad s ⁻¹)	Mode de caisse
À vide	6,81
En charge	6,55
Variations	-0,1%

(c) Pulsation naturelle non amortie du mode de caisse ω_{n2}

ζ_2	Mode de caisse
À vide	0,457
En charge	0,250
Variations	-45,3 %

(d) Facteur d'amortissement du mode de caisse ζ_2

TABLE 5.4 – Valeurs numériques de ω_{n1} , ζ_1 , ω_{n2} et ζ_2 , à vide et en charge, de la suspension « traditionnelle » pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso

L'observation de ces tableaux, vis-à-vis des variations de chargement (et en considérant le chargement à vide comme celui de référence), permet ainsi de remarquer :

- pour le mode de roue :
 - l'insensibilité de ω_{n1} ;
 - et l'insensibilité de ζ_1 ;
- pour le mode de caisse :

5.2. MODÉLISATION DU SYSTÈME ACTIF PNEUMATIQUE DE LA CITROËN GRAND C4 PICASSO

- la quasi-insensibilité de ω_{n2} ;
- et une sensibilité de ζ_2 de l'ordre de -45% ;
- et un rapport ω_{n1}/ω_{n2} variant entre 11 (à vide) et 12 (en charge) illustrant le découplage dynamique entre les modes de roue et de caisse.

Les FIGURE 5.4 à FIGURE 5.7 présentent différentes réponses de la suspension « traditionnelle » pneumatique du véhicule de référence, pour l'essieu arrière, dans les cas « à vide » (en bleu) et « en charge » (en rouge) et autour de l'équilibre statique.

La FIGURE 5.4 présente les diagrammes de Bode du transfert force-débattement. Ces derniers permettent d'observer le caractère variable de ce transfert et, plus particulièrement, de la raideur du ressort pneumatique vis-à-vis des variations de chargement, et ce de la même façon que pour les suspensions Hydractive de série et CRONE Hydractive (FIGURE 2.15) pour lesquelles la raideur équivalente de la suspension varie avec la charge.

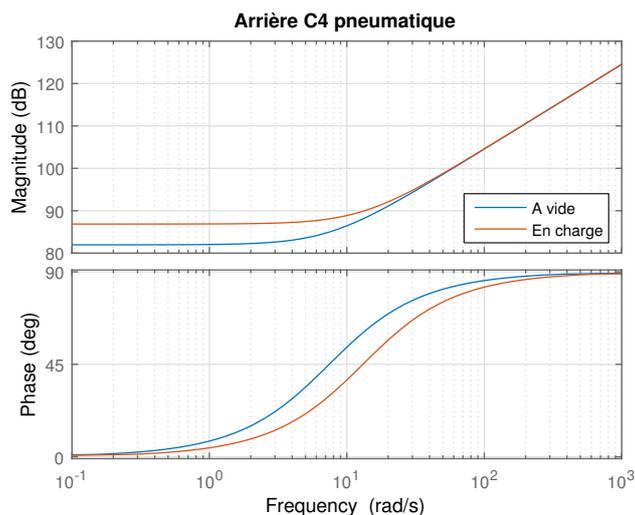


FIGURE 5.4 – Diagrammes de Bode du transfert force-débattement $sIs(s)$, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), de la suspension « traditionnelle » pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso de série

La FIGURE 5.5 présente les réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse à un saut échelon de $f_0(t)$ (report de charge) de 500 N et sans intervention du régulateur de hauteur. Ces dernières permettent de constater la moins bonne tenue de caisse, sous sollicitations conducteur, que celle obtenue avec la version métallique de la suspension du même véhicule (FIGURE 1.26). Malgré tout, l'apport du correcteur d'assiette permet, au contraire de la version métallique, de corriger ce déplacement vertical à la hauteur de référence.

Les FIGURE 5.6 et FIGURE 5.7 présentent les diagrammes de gain des transferts

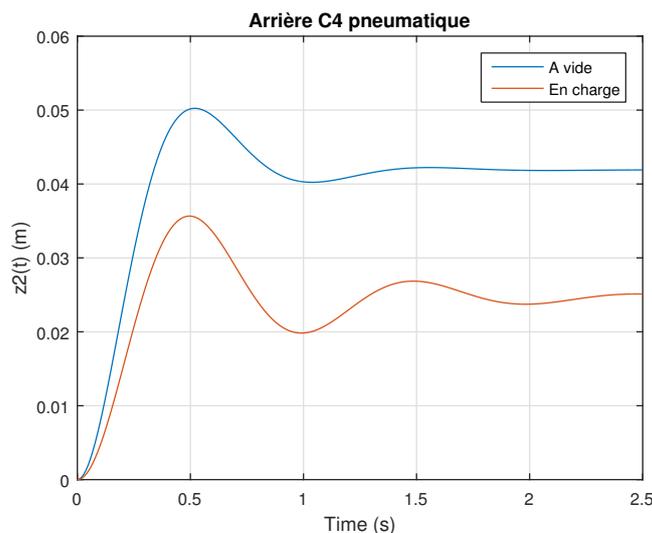


FIGURE 5.5 – Réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse à un saut échelon de $f_0(t)$ de 500 N, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), de la suspension « traditionnelle » pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso de série

$T_{20}(j\omega)$ et $T_{10}(j\omega)$ ainsi que les réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse et de la roue à un saut échelon de la route d'amplitude 1 cm.

La FIGURE 5.6 fait apparaître une isolation vibratoire comparable (via la décroissance des diagrammes de gain du transfert $T_{20}(j\omega)$ dans les zones de moyennes et hautes fréquences) à celle de la version métallique (FIGURE 1.27). De même, l'observation des réponses indicielles permet de constater une tenue de caisse, sous sollicitations conducteur, également comparable (voire légèrement meilleure à vide) à celle de la version métallique mais une quasi-isorapidité du fait de la faible variation de la pulsation au mode propre de caisse. Malgré tout, ces réponses indicielles permettent d'illustrer, comme pour la version métallique, les dilemmes inhérents aux architectures traditionnelles, et, entre autres, les interdépendances masse - amortissement et isolation vibratoire - tenue de caisse. En effet, comme présenté sur la FIGURE 5.6b, l'augmentation de la charge entraîne une diminution de l'amortissement tandis qu'une meilleure isolation vibratoire, illustrée sur la FIGURE 5.6a, fait apparaître une moindre tenue de caisse.

Finalement, la FIGURE 5.7 permet de constater une tenue de roue comparable à celle de la version métallique (FIGURE 1.28).

5.2. MODÉLISATION DU SYSTÈME ACTIF PNEUMATIQUE DE LA CITROËN GRAND C4 PICASSO

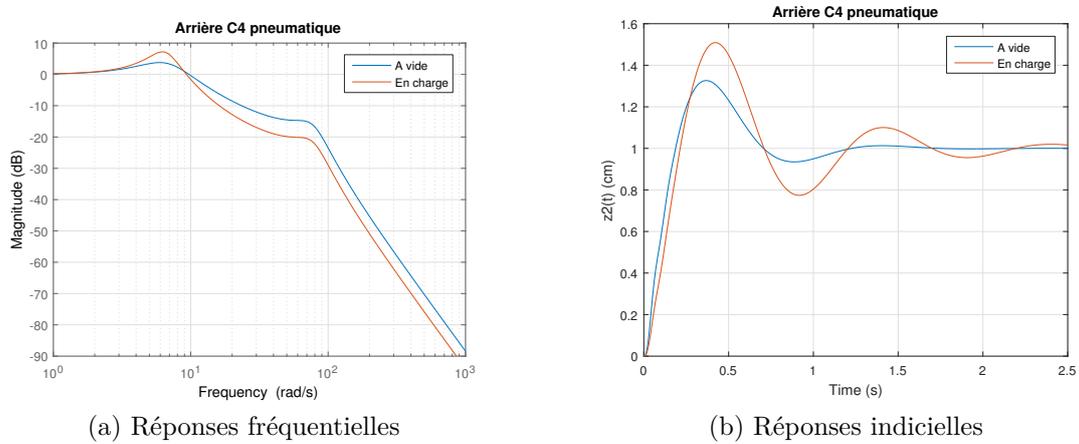


FIGURE 5.6 – Diagrammes de gain de $T_{20}(j\omega)$ et réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse $z_2(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), de la suspension « traditionnelle » pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso de série

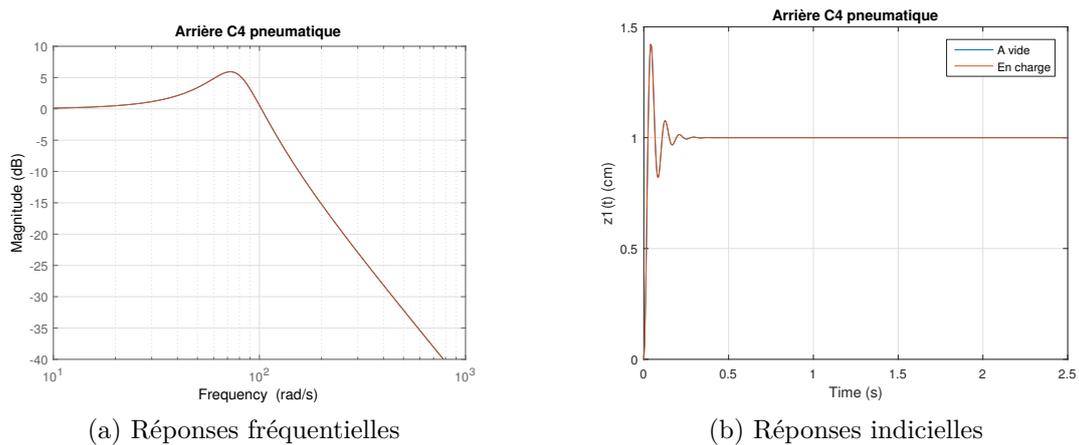


FIGURE 5.7 – Diagrammes de gain de $T_{10}(j\omega)$ et réponses indicielles du déplacement vertical de la roue $z_1(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), de la suspension « traditionnelle » pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso de série

5.2.3 Modélisation « isotherme » : le régulateur de hauteur pneumatique

En cas de sortie d'un état d'équilibre du fait, par exemple, de la variation de la charge appliquée sur le système, de l'application d'un report de charge ou de la simple demande de l'utilisateur via la commande manuelle, le régulateur de hauteur peut, si les conditions sont réunies, être activé afin de ramener la hauteur arrière du véhicule à la hauteur de consigne.

De fait, l'air introduit (ou expulsé) dans le système permettant cette gestion de la hauteur provoque une modification de la quantité de matière (d'air) présente dans le système. On ne parle alors plus de système fermé mais de système ouvert, cet air étant introduit depuis l'extérieur.

Le schéma-bloc de la boucle de régulation de hauteur de la suspension pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso est présenté sur la FIGURE 5.8 avec $H_{cons}(t)$ la hauteur de consigne (en m), $H_{mes}(t)$ la hauteur mesurée (en m), $\epsilon(t)$ l'erreur (en m), $u(t)$ la commande (en V), $q_u(t)$ le débit volumique de commande (en $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$) « généré » par le distributeur (considéré positif si entrant dans la chambre et négatif si sortant vers le milieu extérieur) et $b_m(t)$ le bruit de mesure du capteur (en m).

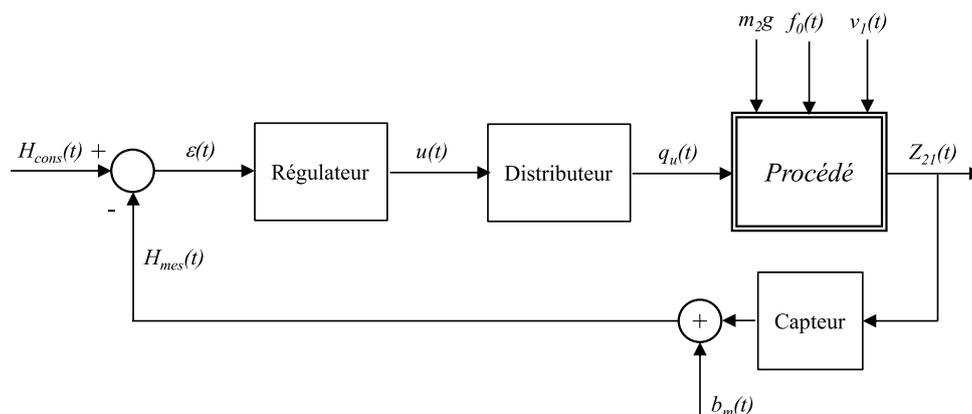


FIGURE 5.8 – Schéma-bloc de la boucle de régulation de hauteur de la suspension pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso

Cette régulation se faisant à très faible vitesse (processus lent), en l'occurrence entre 3 et 6 mm s^{-1} pour la montée et entre 4,5 et 6 mm s^{-1} pour la descente, le système a donc le temps d'échanger de la chaleur avec le milieu extérieur pour garantir une température constante. On peut alors considérer la régulation de hauteur comme une transformation isotherme se faisant en système ouvert.

Dans cette partie, nous modélisons le bloc « Procédé » de la FIGURE 5.8 dans le cas de la simple régulation de hauteur.

Partant de l'équilibre de référence caractérisé dans le paragraphe 5.2.2, la loi définissant le système pneumatique en tant que régulateur de hauteur peut se déduire de

l'expression (5.20) et des caractéristiques de la suspension à ce même état d'équilibre (voir tableau 5.2), soit :

$$\frac{P_v(t)\mathcal{V}_v(t)}{N_{air}(t)} = \frac{P_v^0\mathcal{V}_v^0}{N_{air}^0} = \mathcal{R}T^0 = cte, \quad (5.46)$$

avec $N_{air}(t)$ la quantité de matière (d'air) présente dans le système considéré (en mol) et T^0 la température absolue du système à l'état d'équilibre de référence (en K).

Remarque

Concernant les différentes grandeurs physiques $X(t)$, la convention de notation adoptée est :

$$X(t) = X^e + x(t)$$

où

- $X(t)$ représente, dans un référentiel absolu, la valeur de la grandeur considérée ;
- X^e définit la valeur (constante) de référence fixée par le régime stationnaire (équilibre) autour de laquelle l'étude du comportement dynamique est effectuée (composante statique) ;
- et $x(t)$ les petites variations de la grandeur physique $X(t)$ autour de sa valeur à l'équilibre X^e (composante dynamique).

La pression absolue $P_v(t)$ à l'intérieur de la chambre pneumatique peut, par conséquent, être déduite de l'expression (5.46) par la relation suivante :

$$P_v(t) = P_v^0 + p_v(t) = P_v^0 \frac{\mathcal{V}_v^0}{\mathcal{V}_v(t)} \frac{N_{air}(t)}{N_{air}^0}, \quad (5.47)$$

avec le volume $\mathcal{V}_v(t)$ défini par :

$$\mathcal{V}_v(t) = \mathcal{V}_v^0 + \nu_v(t), \quad (5.48)$$

la quantité d'air $N_{air}(t)$:

$$N_{air}(t) = N_{air}^0 + n_{air}(t), \quad (5.49)$$

et N_{air}^0 pouvant être déduit de la relation (5.46) comme suit :

$$N_{air}^0 = \frac{P_v^0\mathcal{V}_v^0}{\mathcal{R}T^0} = 0,5827 \text{ mol}, \quad (5.50)$$

en considérant $T^0 = 21,1^\circ\text{C} = 294,25 \text{ K}$.

Les variations de quantité d'air $n_{air}(t)$, caractérisant la quantité de matière introduite ou expulsée du système, peuvent alors se déduire du débit massique d'air entrant

(ou sortant) dans la chambre pneumatique comme suit :

$$n_{air}(t) = \frac{1}{M_{air}} \int_0^t q_u^m(\tau) d\tau = \frac{1}{M_{air}} \int_0^t \rho_{air}(\tau) q_u(\tau) d\tau, \quad (5.51)$$

avec $q_u^m(t)$ le débit massique de commande (en kg s^{-1}), $M_{air} = 28,965 \times 10^{-3} \text{ kg mol}^{-1}$ la masse molaire de l'air et $\rho_{air}(t)$ la masse volumique de l'air pouvant être définie par :

$$\rho_{air}(t) = \frac{M_{air}}{\mathcal{R}T^0} P_v(t) = \frac{M_{air} N_{air}^0}{P_v^0 \mathcal{V}_v^0} P_v(t), \quad (5.52)$$

ou encore

$$\rho_{air}(t) = \rho_0 \frac{T_0}{T^0} \frac{P_v(t)}{P_0}, \quad (5.53)$$

avec T_0 et P_0 respectivement définis en (5.1) et (5.2) et ρ_0 pouvant être déduit de l'expression (5.52) tel que :

$$\rho_0 = \frac{M_{air} P_0}{\mathcal{R}T_0} = 1,275 \text{ kg m}^{-3}, \quad (5.54)$$

en caractérisant la masse volumique de l'air aux CNTP.

De fait, cette expression (5.51) des variations de quantité d'air $n_{air}(t)$ peut alors se réécrire comme suit :

$$n_{air}(t) = \frac{N_{air}^0}{P_v^0 \mathcal{V}_v^0} \int_0^t P_v(\tau) q_u(\tau) d\tau, \quad (5.55)$$

ou encore, de manière équivalente,

$$n_{air}(t) = \frac{\rho_0 T_0}{M_{air} P_0 T^0} \int_0^t P_v(\tau) q_u(\tau) d\tau. \quad (5.56)$$

La relation (5.47) de la pression absolue $P_v(t)$ peut se développer, en y introduisant les expressions (5.48) et (5.49), telle que :

$$P_v(t) = P_v^0 \frac{\mathcal{V}_v^0}{\mathcal{V}_v^0 + \nu_v(t)} \left(1 + \frac{n_{air}(t)}{N_{air}^0} \right), \quad (5.57)$$

ou, en introduisant l'une des deux relations (5.55) ou (5.56) de $n_{air}(t)$,

$$P_v(t) = P_v^0 \frac{\mathcal{V}_v^0}{\mathcal{V}_v^0 + \nu_v(t)} \left(1 + \frac{1}{P_v^0 \mathcal{V}_v^0} \int_0^t P_v(\tau) q_u(\tau) d\tau \right) \quad (5.58)$$

ou, finalement :

$$P_v(t) = P_v^0 \frac{1}{1 + \frac{1}{\mathcal{V}_v^0} \int_0^t q_d(\tau) d\tau} \left(1 + \frac{1}{P_v^0 \mathcal{V}_v^0} \int_0^t P_v(\tau) q_u(\tau) d\tau \right), \quad (5.59)$$

5.2. MODÉLISATION DU SYSTÈME ACTIF PNEUMATIQUE DE LA CITROËN GRAND C4 PICASSO

avec $q_d(t) = S_v v_{21}(t)$ le débit volumique de déplacement (en $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$).

Le modèle non linéaire du procédé de la boucle de régulation de hauteur de la suspension pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso, caractérisé à partir de l'état d'équilibre de référence, et valide pour les transformations isothermes peut ainsi se représenter (sans la partie commande) sous la forme du schéma-bloc de la FIGURE 5.9. $f_a(t)$ représente la force développée par l'amortisseur hydraulique (et $NL_{b_2}(\cdot)$ une fonction non linéaire de $v_{21}(t)$), $Z_{21}(0) = Z_{21}^0$ le débattement initial de la suspension et le bloc $NL(\cdot)$ est caractérisé par l'équation (5.59).

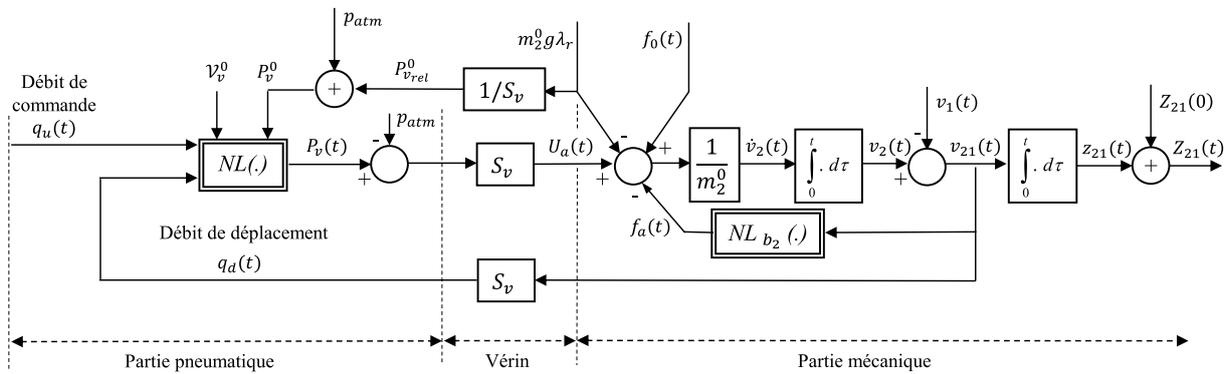


FIGURE 5.9 – Modèle non linéaire du procédé de la boucle de régulation de hauteur de la suspension pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso caractérisé à partir de l'état d'équilibre de référence et valide pour les transformations isothermes

Afin de linéariser ce modèle, la différentielle totale de P_v , déduite de l'expression (5.59), peut être calculée comme suit :

$$dP_v(t) = a d\mathcal{V}_v(t) + b dq_u(t) = a v_v(t) + b q_u(t), \quad (5.60)$$

avec

$$\begin{cases} a = \frac{\partial P_v(t)}{\partial \mathcal{V}_v(t)} \Big|_{\substack{P_v=P_v^0 \\ \mathcal{V}_v=\mathcal{V}_v^0 \\ q_u=0}} = -\frac{P_v^0 \mathcal{V}_v^0}{(\mathcal{V}_v^0)^2} = -\frac{P_v^0}{\mathcal{V}_v^0} = -\frac{1}{\kappa C_2^0} \\ b = \frac{\partial P_v(t)}{\partial q_u(t)} \Big|_{\substack{P_v=P_v^0 \\ \mathcal{V}_v=\mathcal{V}_v^0 \\ q_u=0}} = \frac{(P_v^0)^2}{P_v^0 \mathcal{V}_v^0} \frac{\partial \left(\int_0^t q_u(\tau) d\tau \right)}{\partial q_u(t)} \Big|_{\substack{P_v=P_v^0 \\ \mathcal{V}_v=\mathcal{V}_v^0 \\ q_u=0}} = \frac{1}{\kappa C_2^0} \frac{\partial \mathcal{V}_u(t)}{\partial q_u(t)} \Big|_{\substack{P_v=P_v^0 \\ \mathcal{V}_v=\mathcal{V}_v^0 \\ q_u=0}} \end{cases}, \quad (5.61)$$

d'où

$$dP_v(t) = -\frac{1}{\kappa C_2^0} d\mathcal{V}_v(t) + \frac{1}{\kappa C_2^0} \frac{\partial \mathcal{V}_u(t)}{\partial q_u(t)} dq_u(t), \quad (5.62)$$

et, finalement, en considérant seulement les transformations isothermes du régulateur de

hauteur soit $\kappa = 1$,

$$p_v(t) = \frac{1}{C_2^0} (\nu_u(t) - \nu_v(t)), \quad (5.63)$$

avec $d\nu_u(t) = \nu_u(t)$ les variations de volume générées par le débit de commande (en m^3) et $C_2^0 = \frac{S_v^2}{k_2^0}$ la capacité du ressort pneumatique (en $\text{m}^5 \text{N}^{-1}$).

Dès lors, le modèle linéarisé du procédé de la boucle de régulation de hauteur de la suspension pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso, caractérisé à partir de l'état d'équilibre de référence, et valide pour les transformations isothermes peut se représenter (toujours sans la partie commande) sous la forme du schéma-bloc de la FIGURE 5.10.

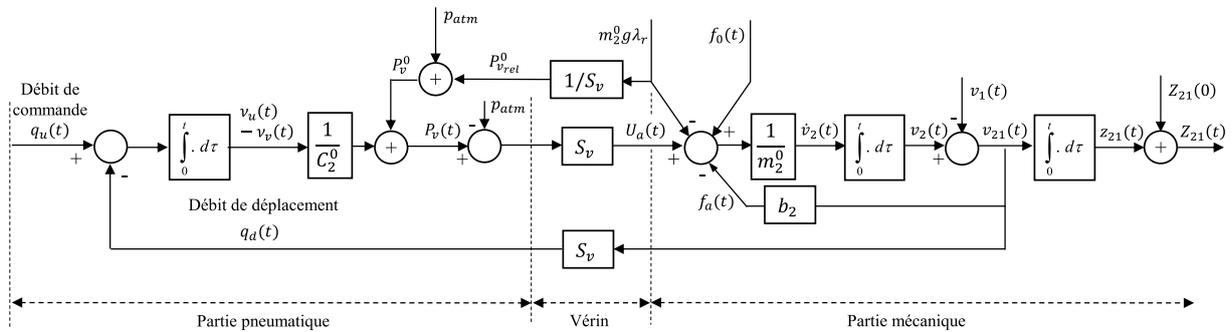


FIGURE 5.10 – Modèle linéarisé du procédé de la boucle de régulation de hauteur de la suspension pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso caractérisé à partir de l'état d'équilibre de référence et valide pour les transformations isothermes

Or cette modélisation ne reste valide que pour des transformations isothermes ($\kappa = 1$) relatives à la régulation de hauteur et n'est donc pas représentative de processus rapides initiant de petites variations autour de la position d'équilibre statique. Afin de pouvoir bénéficier d'un modèle valide quelle que soit la transformation considérée ($\forall \kappa \in [1, \gamma]$), la modélisation complète de la suspension active pneumatique, tenant compte des variations de température au sein de la chambre, doit être mise en place.

5.2.4 Modélisation « complète » : la suspension active pneumatique

Plusieurs modèles réalistes d'actionneurs pneumatiques existent déjà dans la littérature mais ne représentent pas, à proprement parler, la suspension active pneumatique. En effet, tandis que certains modélisent la suspension pneumatique (avec ou sans réservoir) en tant que système passif (donc sans considérer le régulateur de hauteur) [Presthus, 2002] [Robinson, 2012], d'autres représentent des vérins linéaires cylindriques à simple ou double effet [Brun, 1999] [Girin, 2007] [Turki, 2010].

Les hypothèses formulées dans le paragraphe 5.2.2, notamment concernant la section de la chaussette pneumatique considérée constante et permettant l'« équivalence »

du système de suspension avec un vérin simple effet, sont conservées dans cette partie. La modélisation complète de la suspension active pneumatique peut alors se fonder sur celle d'une seule chambre pneumatique à volume variable telle qu'introduite par Xavier Brun [Brun, 1999].

Les hypothèses classiquement admises pour établir le modèle dynamique de la chambre sont les suivantes [Brun, 1999] :

- l'air est un gaz parfait qui obéit à la loi d'état (5.3) ;
- l'énergie cinétique est négligeable dans la chambre ;
- l'écoulement dans la conduite (entrée et sortie) est pseudo-stationnaire, d'où un débit ne dépendant du temps que par l'intermédiaire des pressions amont et aval [Kain et Wartelle, 1973]. L'expression du débit est, à chaque instant, la même qu'en régime stationnaire établi (les phénomènes de propagation d'onde dans les canalisations sont négligés). Ceci peut ainsi se justifier par le faible temps d'établissement du régime d'écoulement dans les canalisations devant celui de mise sous pression (ou mise à l'échappement) de la chambre ;
- l'écoulement s'effectue sans échange de travail, ni de chaleur, avec l'extérieur (processus adiabatique) ;
- l'échange de travail avec le piston est réversible ;
- les conduites de mise sous pression et de mise à l'échappement sont les mêmes (donc à la même hauteur) ;
- les grandeurs thermodynamiques (pression P , température T , masse volumique ρ_{air}) sont, à chaque instant, uniformes à l'intérieur de la chambre sauf dans une zone de très petit volume (négligeable), située près des connexions. Dans cette zone, où les gradients sont importants, peuvent alors apparaître, entre autres, des ondes de choc, tourbillons et décollements [Kain et Wartelle, 1973].

La masse d'air contenue dans la chambre du vérin varie au cours du temps, il s'agit d'un système thermodynamiquement ouvert. Pour modéliser ce système, le premier principe de la thermodynamique, illustré par l'expression (5.6), est appliqué à une masse de gaz constante et convenablement choisie [Jebar, 1977]. Cette relation exprime ainsi le fait que la variation de l'énergie totale du fluide contenu dans un domaine est égale à la somme du travail des forces extérieures et de la quantité de chaleur échangée avec l'extérieur.

Cette masse, égale à $m^0 + dm_{in} + dm_{out}$, constante entre les instants t et $t + dt$ est répartie, tel que présenté sur la FIGURE 5.11, de la façon suivante :

- à l'instant t :
 - la masse $dm_{in}(P_{in}, T_{in})$ est en amont de la restriction d'alimentation ;
 - la masse $m^0 + dm_{out}(P, T)$ se trouve dans la chambre de volume \mathcal{V}^0 ;
- à l'instant t' (avec $t < t' < t + dt$) :
 - la masse $m^0 + dm_{in}(P', T') + dm_{out}(P', T')$ se trouve dans la chambre de volume \mathcal{V}' ;

— à l'instant $t + dt$:

- la masse $m^0 + dm_{in}(P + dP, T + dT)$ se trouve dans la chambre de volume $\mathcal{V}^0 + d\mathcal{V}$;
- la masse $dm_{out}(P_{out}, T_{out})$ est en aval de la restriction de sortie.

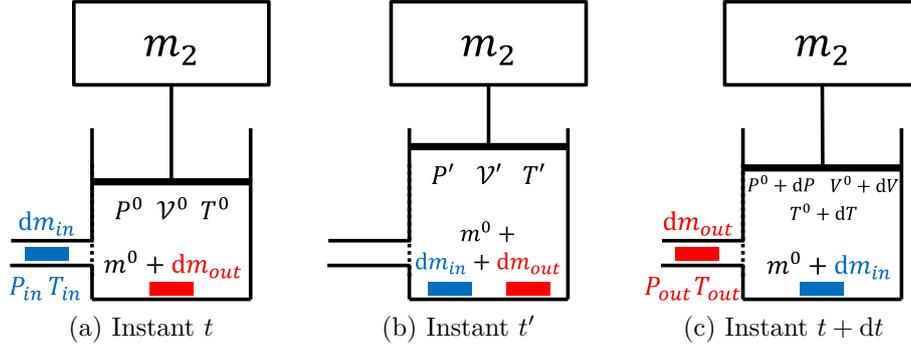


FIGURE 5.11 – Schémas représentant l'évolution de l'état du fluide entre les instants t et $t + dt$

Compte tenu des hypothèses d'homogénéité formulées précédemment, les différentes grandeurs nécessaires à l'application du premier principe de la thermodynamique peuvent être déterminées.

Pour commencer, la variation d'énergie interne $d\mathcal{U}$ peut s'exprimer comme suit :

$$d\mathcal{U} = \left[(m^0 + dm_{in}) c_v (T^0 + dT) + dm_{out} c_v T_{out} \right] - \left[(m^0 + dm_{out}) c_v T^0 + dm_{in} c_v T_{in} \right], \quad (5.64)$$

ou, en négligeant les termes du second ordre, par :

$$d\mathcal{U} = m^0 c_v dT + dm_{in} c_v (T^0 - T_{in}) + dm_{out} c_v (T_{out} - T^0), \quad (5.65)$$

avec $c_p = 1004 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ et $c_v = \frac{c_p}{\gamma} = 717,1 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ les capacités thermiques massiques isobare et isochore de l'air sec dans les CNTP représentant les quantités d'énergie nécessaires pour élever de 1°C une unité de masse d'air [Urieli, 2018].

De même, les variations d'énergies cinétique dE_c et potentielle dE_p peuvent s'exprimer telles que :

$$dE_c = \frac{1}{2} dm_{out} v_{out}^2 - \frac{1}{2} dm_{in} v_{in}^2, \quad (5.66)$$

$$dE_p = dm_{out} g Z_{out} - dm_{in} g Z_{in}, \quad (5.67)$$

avec v_{in} et v_{out} les vitesses du gaz en entrée et en sortie de la restriction (en m s^{-1}) et Z_{in} et Z_{out} les hauteurs des conduites en entrée et en sortie de la restriction (en m).

Aussi, le travail des forces extérieures peut se développer comme suit :

$$\delta W = -P^0 d\mathcal{V} + P_{in} d\mathcal{V}_{in} - P_{out} d\mathcal{V}_{out}, \quad (5.68)$$

5.2. MODÉLISATION DU SYSTÈME ACTIF PNEUMATIQUE DE LA CITROËN GRAND C4 PICASSO

avec $-Pd\mathcal{V}$ représentant le travail échangé avec le piston et $P_{in}d\mathcal{V}_{in}$ et $-P_{out}d\mathcal{V}_{out}$ les travaux des forces de pression P_{in} et P_{out} sur la section droite en entrée et en sortie, ou,

$$\delta W = -P^0 d\mathcal{V} + \frac{P_{in}}{\rho_{in}} dm_{in} - \frac{P_{out}}{\rho_{out}} dm_{out}, \quad (5.69)$$

avec $dm_{in} = \rho_{in}d\mathcal{V}_{in}$ et $dm_{out} = \rho_{out}d\mathcal{V}_{out}$.

Finalement, les échanges thermiques δQ_c à travers la paroi de la chambre pneumatique peuvent s'exprimer de la manière suivante [Marty, 2012] :

$$\delta Q_c = \lambda_t \frac{\mathcal{A}(t)}{h} (T_c - T^0) dt, \quad (5.70)$$

avec $\lambda_t = 0,4 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ la conductivité thermique de la paroi en caoutchouc aux CNTP (échanges de chaleur par rayonnement et par convection négligés), $\mathcal{A}(t) = 2\sqrt{\pi}S_v Z_{21}(t)$ l'aire totale intérieure de la chambre correspondant à la surface d'échange entre l'air et les parois, $h = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$ l'épaisseur des parois et T_c la température des parois supposée constante (en K).

De fait, et compte tenu des relations (5.65), (5.66), (5.67), (5.69) et (5.70), l'expression (5.6) du premier principe de la thermodynamique, ou :

$$d\mathcal{U} + dE_c + dE_p = \delta W + \delta Q_c, \quad (5.71)$$

peut se réécrire comme suit :

$$\begin{aligned} m^0 c_v dT = & -P^0 d\mathcal{V} + dm_{in} \left(c_v T_{in} + \frac{P_{in}}{\rho_{in}} + \frac{v_{in}^2}{2} + gZ_{in} - c_v T^0 \right) \\ & - dm_{out} \left(c_v T_{out} + \frac{P_{out}}{\rho_{out}} + \frac{v_{out}^2}{2} + gZ_{out} - c_v T^0 \right) + \delta Q_c, \end{aligned} \quad (5.72)$$

d'où

$$\begin{aligned} m^0 c_v \frac{dT}{dt} = & -P^0 \frac{d\mathcal{V}}{dt} + q_{in}^m \left(c_v T_{in} + \frac{P_{in}}{\rho_{in}} + \frac{v_{in}^2}{2} + gZ_{in} - c_v T^0 \right) \\ & - q_{out}^m \left(c_v T_{out} + \frac{P_{out}}{\rho_{out}} + \frac{v_{out}^2}{2} + gZ_{out} - c_v T^0 \right) + \frac{\delta Q_c}{dt}, \end{aligned} \quad (5.73)$$

avec $q_{in}^m = \frac{dm_{in}}{dt}$ et $q_{out}^m = \frac{dm_{out}}{dt}$ les débits massiques en entrée et en sortie (en kg s^{-1}).

De fait, en appliquant la formule de Zeuner, ou équation de Thomson, valide suivant les hypothèses sur les écoulements admises précédemment, il vient :

$$d \left(\mathcal{H} + \frac{v^2}{2} + gZ \right) = 0, \quad (5.74)$$

avec l'enthalpie \mathcal{H} caractérisée selon la relation suivante :

$$\mathcal{H} = c_p T = c_v T + \frac{P}{\rho}, \quad (5.75)$$

d'où

$$c_v T_{in} + \frac{P_{in}}{\rho_{in}} + \frac{v_{in}^2}{2} + gZ_{in} = c_p T_r, \quad (5.76)$$

et

$$c_v T_{out} + \frac{P_{out}}{\rho_{out}} + \frac{v_{out}^2}{2} + gZ_{out} = c_p T^0, \quad (5.77)$$

en considérant T_r comme la température dans un réservoir amont de section infiniment grande de façon à ce que la vitesse du fluide soit nulle et équivalente à la température ambiante (en K).

L'équation (5.73) peut alors se réécrire comme suit :

$$m^0 c_v \frac{dT}{dt} = -P^0 \frac{d\mathcal{V}}{dt} + q_{in}^m (c_p T_r - c_v T^0) - q_{out}^m (c_p T^0 - c_v T^0) + \frac{\delta Q_c}{dt}, \quad (5.78)$$

ou, à l'aide de la loi de Mayer (5.16),

$$m^0 \frac{c_p}{\gamma} \frac{dT}{dt} = -P^0 \frac{d\mathcal{V}}{dt} + c_p \left(T_r - \frac{1}{\gamma} T^0 \right) q_{in}^m - c_p \left(T^0 - \frac{1}{\gamma} T^0 \right) q_{out}^m + \frac{\delta Q_c}{dt}, \quad (5.79)$$

d'où l'équation régissant l'évolution de la température à l'intérieur de la chambre :

$$\frac{dT}{dt} = -\frac{P^0}{m^0} \frac{\gamma}{c_p} \frac{d\mathcal{V}}{dt} + \frac{\gamma}{m^0} \left(T_r - \frac{1}{\gamma} T^0 \right) q_{in}^m - \frac{\gamma}{m^0} \left(T^0 - \frac{1}{\gamma} T^0 \right) q_{out}^m + \frac{\gamma}{m^0 c_p} \frac{\delta Q_c}{dt}. \quad (5.80)$$

Finalement, partant de l'équilibre de référence caractérisé dans le paragraphe 5.2.2, la loi définissant le système pneumatique complet peut se déduire de l'expression (5.20) et des caractéristiques de la suspension à ce même état d'équilibre présentées dans le tableau 5.2, soit :

$$\frac{P_v(t) \mathcal{V}_v(t)}{N_{air}(t) T(t)} = \frac{P_v^0 \mathcal{V}_v^0}{N_{air}^0 T^0} = cte, \quad (5.81)$$

avec la température $T(t)$ déduite de l'équation (5.80) et dans laquelle $\mathcal{V} = \mathcal{V}_v$, $P = P_v$ et $m = m_{air}$.

L'équation régissant l'évolution de la pression $P_v(t)$ dans la chambre peut alors se déduire de la relation suivante :

$$P_v(t) = P_v^0 + p_v(t) = P_v^0 \frac{\mathcal{V}_v^0}{\mathcal{V}_v(t)} \frac{N_{air}(t) T(t)}{N_{air}^0 T^0}, \quad (5.82)$$

5.2. MODÉLISATION DU SYSTÈME ACTIF PNEUMATIQUE DE LA CITROËN GRAND C4 PICASSO

avec

$$\mathcal{V}_v(t) = \mathcal{V}_v^0 + \nu_v(t) = \mathcal{V}_v^0 + \int_0^t q_d(\tau) d\tau = \mathcal{V}_v^0 + S_v \int_0^t v_{21}(\tau) d\tau, \quad (5.83)$$

ainsi que

$$N_{air}(t) = N_{air}^0 + \frac{1}{M_{air}} \int_0^t q_u^m(\tau) d\tau = N_{air}^0 + \frac{1}{M_{air}} \int_0^t \rho_{air}(\tau) q_u(\tau) d\tau, \quad (5.84)$$

où $q_u^m = q_{in}^m$ lorsque $q_u^m > 0$ ($q_u^m = q_{out}^m$ lorsque $q_u^m < 0$) et

$$\rho_{air}(t) = \rho_0 \frac{T_0 P_v(t)}{P_0 T(t)}. \quad (5.85)$$

Le modèle non linéaire « complet » du procédé de la suspension active pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso (illustrée par l'asservissement de la FIGURE 5.8), caractérisé à partir de l'état d'équilibre de référence, et valide pour tout type de transformation en système ouvert ou fermé peut finalement se représenter (sans la partie commande) sous la forme du schéma-bloc de la FIGURE 5.12. Le bloc $NL_1(\cdot)$ régit l'évolution de la pression dans la chambre caractérisée par l'équation (5.82) et le bloc $NL_2(\cdot)$ l'évolution de la température dans la chambre déterminée par l'équation (5.80).

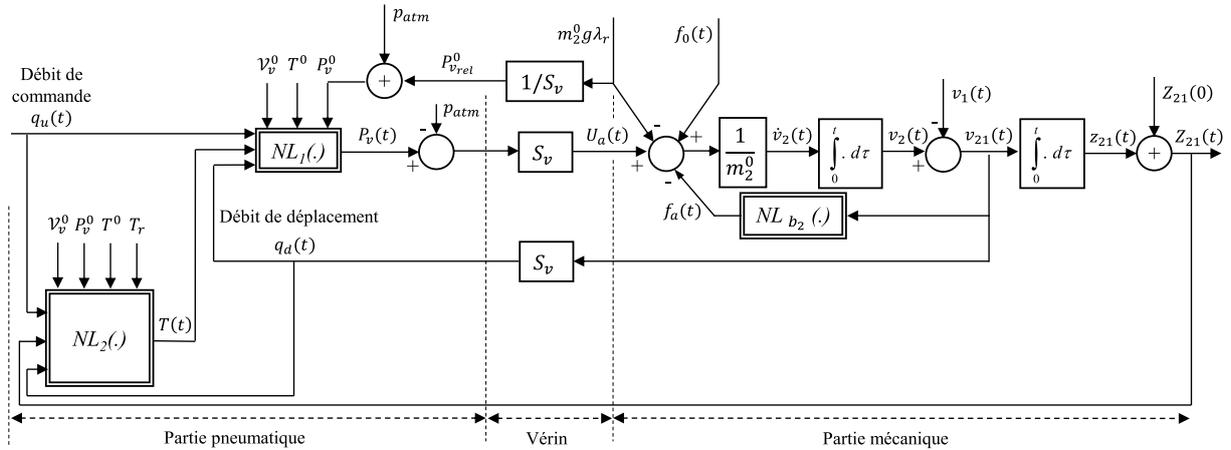


FIGURE 5.12 – Modèle non linéaire « complet » du procédé de la boucle de régulation de hauteur de la Citroën Grand C4 Picasso caractérisé à partir de l'état d'équilibre de référence et valide pour tout type de transformation

5.2.5 Conclusion

Plusieurs modèles du procédé de la suspension active pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso ont finalement été mis en place.

En effet, tandis que le premier modèle, défini à l'équilibre de référence et considérant le système fermé (pas de régulation de hauteur), permet la modélisation du système

pneumatique en tant que « simple » ressort de suspension et donc la caractérisation de la suspension en dynamique, le second modèle, quant à lui, permet de considérer toutes les transformations isothermes, en système ouvert ou fermé, et donc de caractériser le système en tant que simple régulateur de hauteur (processus lent).

Le premier modèle n'étant valide qu'en présence de processus adiabatique en système fermé et le second modèle lors de processus isotherme (système ouvert ou fermé), un troisième modèle, valide quelle que soit la configuration du système pneumatique et basé sur l'évolution de la température au sein de la chambre, a finalement été défini.

Ce dernier modèle, plus complexe, permet de ne pas faire d'hypothèse simplificatrice sur la loi d'état d'un gaz parfait et peut ainsi représenter le système en tant que ressort pneumatique ou en tant que régulateur de hauteur sans faire d'hypothèse sur la nature du processus (lent ou rapide). De fait, un processus de validation expérimentale, via la mise en place d'un démonstrateur et d'essais sur banc 4 vérins, est nécessaire afin de vérifier, corriger ou consolider ce premier modèle ainsi que les hypothèses simplificatrices utilisées pour sa mise en place.

La dernière partie de ce chapitre, quant à elle, se concentre sur les perspectives d'association d'un tel système actif pneumatique (à travers ses modèles) à la stratégie de commande CRONE, et ce dans le but d'améliorer le confort et le comportement routier du véhicule.

5.3 Un système actif associé à la stratégie CRONE pour l'amélioration du confort et du comportement routier

5.3.1 Introduction : contexte de travail

Tandis que le régulateur de hauteur présent dans la suspension CRONE Hydractive n'avait d'autre intérêt majeur que le maintien de l'assiette et donc du découplage dynamique permettant la gestion séparée des fonctions statique et dynamique de la suspension, la pleine exploitation d'un tel système actif permettrait l'amélioration considérable du confort, du comportement routier, voire de la sécurité des véhicules automobiles qui en sont équipés.

En effet, comme décrit précédemment, le système actif pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso de série est un système travaillant aux très basses fréquences et ne permettant donc qu'une lente correction de l'assiette arrière du véhicule n'émanant que sous certaines conditions, ou :

- lors d'un écart d'assiette de plus de 4 mm par rapport à la consigne ;
- lors d'une demande de l'utilisateur lorsque le véhicule est à l'arrêt.

De même, de par ces conditions et la faible vitesse de régulation caractérisant ce

5.3. UN SYSTÈME ACTIF ASSOCIÉ À LA STRATÉGIE CRONE POUR L'AMÉLIORATION DU CONFORT ET DU COMPORTEMENT ROUTIER

système de série, il semble improbable, voire impossible, d'imaginer d'autres usages que ceux désignant la simple correction d'assiette, d'autant plus que les deux électrovannes de commande des ressorts pneumatiques fonctionnent en même temps donc sans gestion droite/gauche de la hauteur.

Le découplage des deux systèmes d'un même essieu (droite et gauche) permet le développement de nouvelles fonctions de contrôle actif, et notamment l'amélioration de la tenue de caisse en virage. En effet, lors d'une entrée dans un virage, un mouvement de roulis se crée au niveau du centre de gravité du véhicule au niveau de chaque quart de véhicule, conséquence d'un report de charge positif du côté des roues intérieures et négatif de l'autre.

Dans l'optique d'annuler un tel roulis, les systèmes actifs pneumatiques, placés sur chaque quart de véhicule et découplés les uns des autres, pourraient permettre la compensation de la conséquence (mouvement de roulis) de ces reports de charges grâce au développement d'un effort s'opposant à ces forces. Pour cela, il faudrait néanmoins que la commande de chacun de ces systèmes permette une régulation plus rapide que pour la simple correction d'assiette.

À cela s'ajoute les mouvements de tangage générés, par exemple, lors du freinage ou de l'accélération ou de tout autre mouvement générant des reports de charges sur les quarts de véhicule. En résulterait alors un perfectionnement du comportement routier du véhicule permettant même d'assurer la sécurité des passagers dans certains cas.

Ainsi, et à titre d'illustration, différents types d'applications sont étudiés tels que :

- la régulation de hauteur à l'arrêt ;
- et la tenue de caisse sous sollicitations conducteur (deux cas considérés),

pour lesquels sont synthétisés des régulateurs CRONE permettant d'assurer, ou de minimiser, la robustesse du degré de stabilité vis-à-vis des variations paramétriques. En effet, la stratégie de commande CRONE [Oustaloup, 1991] [Lanusse, 1994] [Oustaloup et al., 1995] [Lanusse et al., 2013], approche fréquentielle développée depuis le début des années 1980, permet l'utilisation de trois approches relatives aux trois générations la composant. Ces dernières sont définies telles que les deux premières générations permettent d'assurer la robustesse du degré de stabilité vis-à-vis des variations paramétriques du procédé tandis que la troisième génération permet de minimiser la sensibilité à ces variations.

Par conséquent, un régulateur CRONE de première génération est particulièrement approprié lorsque la pulsation au gain unité en BO ω_u est dans une bande de fréquence dans laquelle les réponses fréquentielles du procédé sont asymptotiques. Au contraire, lorsque ces réponses ne sont pas asymptotiques et que cette pulsation se trouve dans une bande où les incertitudes paramétriques ne concernent que le gain, un régulateur CRONE de seconde génération permet de produire une phase constante en assurant la robustesse de la phase et de la marge de module. Enfin, et dans les autres cas, c'est un régulateur CRONE de troisième génération qui doit être utilisé.

Tandis que la première application, correspondant à une fonction déjà présente sur le véhicule de série, permet de vérifier la validité du modèle du système actif développé pré-

cédemment en se focalisant sur l'apport d'un régulateur CRONE, les seconde et troisième applications (toutes deux concernant la tenue de caisse sous sollicitations conducteur) permettent d'illustrer l'amélioration du comportement routier dans des cas de conduite tels qu'introduits précédemment.

De même, et pour chacune des applications suivantes, nous nous concentrons, non pas sur le véhicule complet mais sur un seul quart de véhicule équipé du système actif pneumatique tel que modélisé précédemment.

5.3.2 Régulation de hauteur à l'arrêt

Cette première application [Bouvin et al., 2017b] se fonde sur l'utilisation du système actif pneumatique en tant que régulateur de hauteur tel que modélisé dans le paragraphe 5.2.3 et présenté sur la FIGURE 5.9. En effet, tandis que la correction d'assiette automatique peut jouer un grand rôle sur la stabilité du véhicule en faisant varier la hauteur de son centre de gravité, elle permet aussi d'améliorer considérablement le confort de l'utilisateur en permettant, à l'arrêt et sur demande, de faire varier la hauteur du seuil de chargement en fonction des besoins. Ainsi, et dans cette application, nous considérerons cette seconde possibilité en prétextant l'utilisation de la commande manuelle du régulateur de hauteur d'un véhicule à l'arrêt.

Afin de pouvoir synthétiser le régulateur robuste d'ordre non entier dans le domaine fréquentiel, le modèle de synthèse, représentant le procédé sous forme de fonction de transfert $P(s)$, doit être déterminé. À cet effet, et après application du principe de superposition au modèle d'analyse linéarisé tel que présenté sur la FIGURE 5.10, il vient :

$$P(s) = \left. \frac{Z_{21}(s)}{Q_u(s)} \right|_{\substack{F_0(s)=0 \\ V_0(s)=0}} = \frac{K}{s \left(1 + 2\xi \frac{s}{\omega_0} + \left(\frac{s}{\omega_0} \right)^2 \right)}, \quad (5.86)$$

avec $Z_{21}(s) = \mathcal{L} \{z_2(t) - z_1(t)\}$ et $Q_u(s) = \mathcal{L} \{q_u(t)\}$.

La fonction de transfert du procédé $P(s)$ est donc une fonction d'ordre 3 de gain K , de pulsation naturelle ω_0 et de coefficient d'amortissement ξ incertains et dépendant des valeurs des paramètres du système. Par ailleurs, et pour la suite de ces travaux, la dynamique du distributeur est considérée négligeable en comparaison de celle de la boucle de régulation. La boucle de régulation considérée dans cette application, déduite de celle présentée sur la FIGURE 5.8, est présentée sur la FIGURE 5.13 avec $C(s)$ la fonction de transfert du régulateur CRONE, $H_{cons}(s) = \mathcal{L} \{H_{cons}(t)\}$, $H_{mes}(s) = \mathcal{L} \{H_{mes}(t)\}$, $\epsilon(s) = \mathcal{L} \{\epsilon(t)\}$, $U(s) = Q_u(s)$, $B_m(s) = \mathcal{L} \{b_m(t)\}$ et $D_u(s) = \mathcal{L} \{\delta_u(t)\}$ la perturbation d'entrée.

Les paramètres et incertitudes du procédé sont considérés, dans cette étude, comme

5.3. UN SYSTÈME ACTIF ASSOCIÉ À LA STRATÉGIE CRONE POUR L'AMÉLIORATION DU CONFORT ET DU COMPORTEMENT ROUTIER

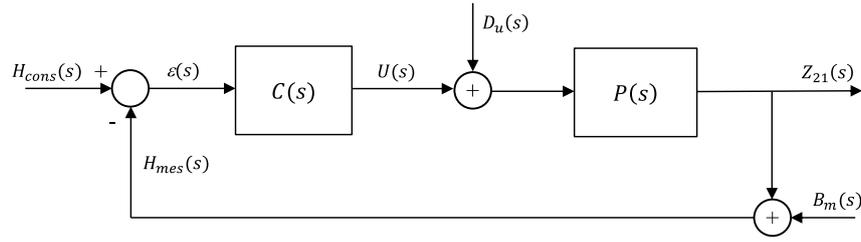


FIGURE 5.13 – Boucle de régulation de hauteur d'un quart de véhicule

respectant les bornes suivantes :

$$\begin{cases} m_2 \in [270,7 \text{ kg}, 513,2 \text{ kg}] \\ f_{n2} \in [0,95 \text{ Hz}, 1,15 \text{ Hz}] \\ S_v \in [4,0 \times 10^{-3} \text{ m}^2, 4,9 \times 10^{-3} \text{ m}^2] \\ b_2 \in [1515 \text{ N s m}^{-1}, 1851 \text{ N s m}^{-1}] \end{cases}, \quad (5.87)$$

avec $\kappa = 1$ dans le cas de la simple correction de hauteur se produisant sous la forme d'un processus lent, ou d'une transformation isotherme, tel que considéré dans cette application.

En considérant les valeurs extrémales de ces paramètres, ces incertitudes mènent aux variations des paramètres de la fonction de transfert du procédé $P(s)$ telles que :

$$\begin{cases} K \in [205 \text{ s m}^{-2}, 251 \text{ s m}^{-2}] \\ \omega_0 \in [5,05 \text{ rad s}^{-1}, 6,60 \text{ rad s}^{-1}] \\ \xi \in [0,29, 0,56] \end{cases}, \quad (5.88)$$

d'où les trois fonctions de transferts, dont les diagrammes de Bode sont illustrés sur la FIGURE 5.14, définies comme suit :

$$\begin{cases} P_{nom}(s) = P(s, K_{nom}, \omega_{0_{nom}}, \xi_{nom}) \\ P_{min}(s) = P(s, K_{min}, \omega_{0_{min}}, \xi_{min}) \\ P_{max}(s) = P(s, K_{max}, \omega_{0_{max}}, \xi_{max}) \end{cases}. \quad (5.89)$$

Le cahier des charges relatif à la synthèse du régulateur CRONE adéquat est le suivant :

- une possible correction d'assiette de ± 10 cm autour de la position à l'état d'équilibre de référence ;
- une vitesse de régulation comprise entre 10 et 15 mm s^{-1} ;
- une réponse apériodique ou avec le dépassement le plus faible possible ;

d'où la définition des spécifications et contraintes suivantes :

- $\omega_u = 0,104 \text{ rad s}^{-1}$;
- une variation du signal de référence de $0,2$ m maximum ;
- $|S(j\omega)_{dB}| \leq 1,8 \text{ dB}$;
- $|T(j\omega)_{dB}| \leq 1,6 \text{ dB}$;

5.3. UN SYSTÈME ACTIF ASSOCIÉ À LA STRATÉGIE CRONE POUR L'AMÉLIORATION DU CONFORT ET DU COMPORTEMENT ROUTIER

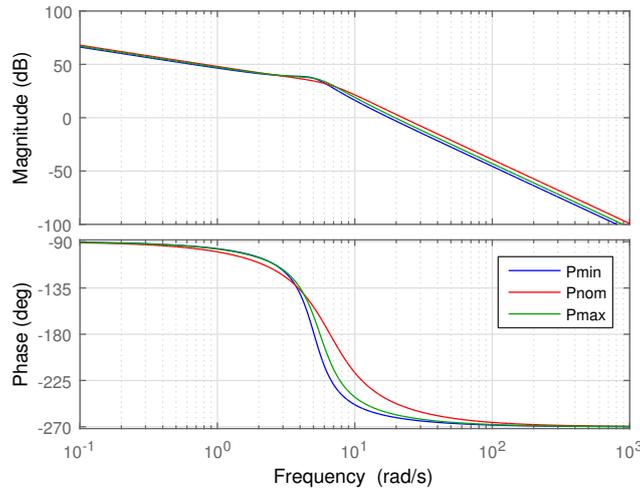


FIGURE 5.14 – Diagrammes de Bode de la fonction de transfert nominale $P_{nom}(s)$ (en vert) et des fonctions de transfert extrémales $P_{min}(s)$ (en bleu) et $P_{max}(s)$ (en rouge)

- $|CS(j\omega)_{dB}| \leq -66,0 \text{ dB}$;
- $|PS(j\omega)_{dB}| \leq 67,5 \text{ dB}$;

avec $S(s)$ la fonction de sensibilité, $T(s)$ la fonction de sensibilité complémentaire, $CS(s)$ la fonction de sensibilité en entrée et $PS(s)$ la fonction de sensibilité aux perturbations d'entrée caractérisées comme suit :

$$\begin{cases} S(s) = \frac{1}{1 + \beta(s)}, & CS(s) = \frac{C(s)}{1 + \beta(s)}, \\ T(s) = \frac{\beta(s)}{1 + \beta(s)}, & PS(s) = \frac{P(s)}{1 + \beta(s)}, \end{cases} \quad (5.90)$$

où $\beta(s) = C(s)P(s)$ représente la fonction de transfert de la BO.

On peut alors aisément remarquer que les incertitudes du procédé $P(s)$ autour de ω_u nécessitent la synthèse d'un régulateur CRONE de troisième génération, celles-ci s'exerçant tant au niveau du gain que de la phase, et ce comme observable sur la FIGURE 5.14.

Les diagrammes de Bode du régulateur CRONE de troisième génération $C(s)$ ainsi déterminé sont présentés sur la FIGURE 5.15 après caractérisation de la BO par loop-shaping et déduction, *a posteriori*, de la fonction de transfert du régulateur. La méthodologie complète de synthèse de ce régulateur est, par ailleurs, présentée dans [Bouvin et al., 2017b].

5.3. UN SYSTÈME ACTIF ASSOCIÉ À LA STRATÉGIE CRONE POUR L'AMÉLIORATION DU CONFORT ET DU COMPORTEMENT ROUTIER

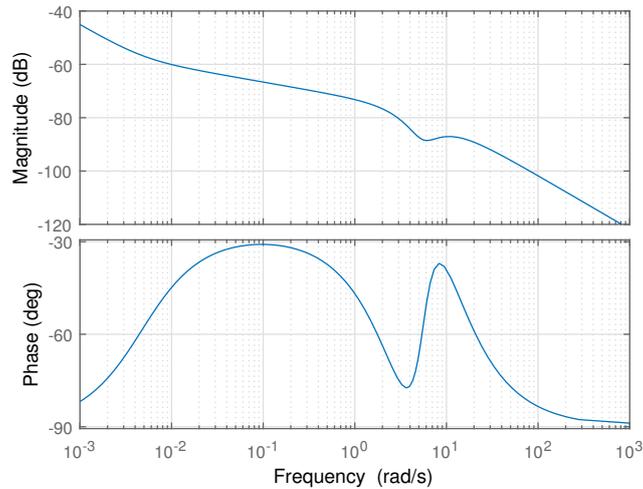


FIGURE 5.15 – Diagrammes de Bode du régulateur CRONE

De plus, les diagrammes de Bode et de Nichols des BO, considérant les trois procédés définis en (5.89), présentés sur la FIGURE 5.16, permettent d'observer, dans le domaine fréquentiel :

- une variation de la pulsation au gain unité ω_u de 0,097 à 0,113 rad s^{-1} ;
- et un contour d'amplitude tangenté M_r robuste à 1,40 dB,

d'où le respect du cahier des charges.

Quant aux performances temporelles, celles-ci sont illustrées sur la FIGURE 5.17 en simulant, à l'aide du modèle non linéaire illustré sur la FIGURE 5.9, une modification de la hauteur de consigne H_{cons} d'amplitude 0,1 m nécessitant une régulation de hauteur.

On peut ainsi remarquer la fonctionnalité du modèle du régulateur de hauteur précédemment défini ainsi que, pour cette application particulière, le respect du cahier des charges avec, au niveau de la sortie, un dépassement relativement faible mais constant quelle que soit la configuration du système de par la robustesse du degré de stabilité.

Dans une seconde application, c'est l'amélioration du comportement routier du véhicule qui est entreprise, et ce en optimisant la tenue de caisse sous sollicitations conducteur. Pour cela, et en plus de considérer des transformations autres que isothermes, un autre régulateur CRONE, permettant une dynamique de régulation bien plus haute en fréquence, doit être synthétisé.

5.3. UN SYSTÈME ACTIF ASSOCIÉ À LA STRATÉGIE CRONE POUR L'AMÉLIORATION DU CONFORT ET DU COMPORTEMENT ROUTIER

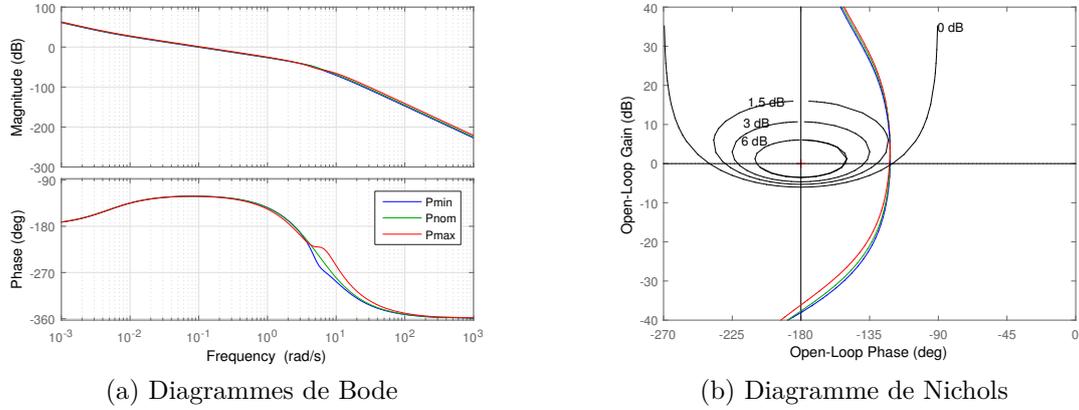


FIGURE 5.16 – Diagrammes de Bode et de Nichols de la BO en considérant les procédés $P_{min}(s)$ (en bleu), $P_{nom}(s)$ (en vert) et $P_{max}(s)$ (en rouge)

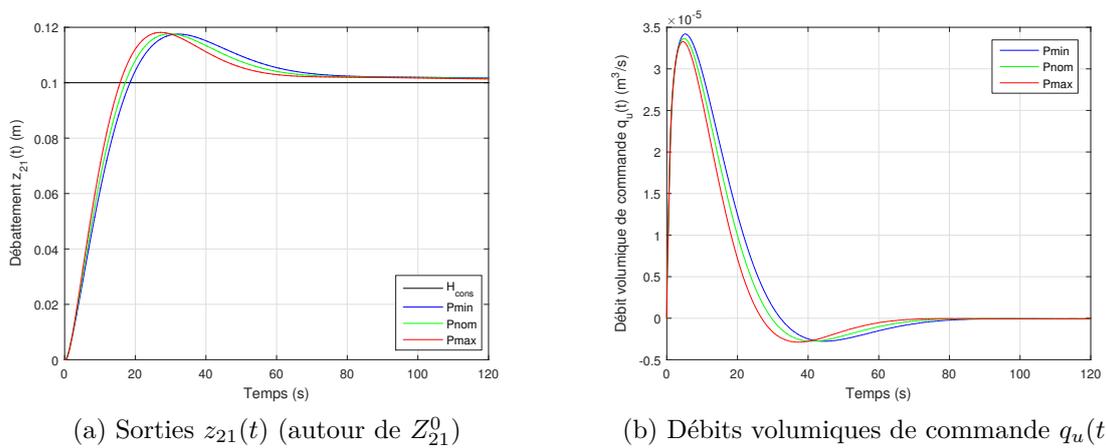


FIGURE 5.17 – Sorties $z_{21}(t)$ et débits volumiques de commande $q_u(t)$ en réponse à un échelon de la consigne H_{cons} d'amplitude 0,1 m et en considérant les procédés $P_{min}(s)$ (en bleu), $P_{nom}(s)$ (en vert) et $P_{max}(s)$ (en rouge)

5.3.3 Tenue de caisse sous sollicitations conducteur à travers la régulation de la hauteur de caisse

Pour cette seconde application [Bouvin et al., 2019], le véhicule n'est plus considéré à l'arrêt mais comme roulant. Même si les systèmes pneumatiques sont aussi considérés en tant que régulateurs de hauteur, ceux-ci sont considérés découplés entre eux, et ce afin de permettre la compensation du mouvement (roulis, tangage ou autre) généré au centre de gravité dont découle, à l'échelle du quart de véhicule, un report de charge. Chacun de ces systèmes ayant pour intérêt la régulation de la hauteur de la masse suspendue à sa hauteur de référence, ceux-ci vont devoir, à l'échelle de leur quart de véhicule, générer un effort permettant la compensation du report de charge, et ce dans un délai plus court que pour la simple correction d'assiette. Les processus s'exerçant au sein de la chambre pneumatique ne peuvent donc pas être simplement considérés comme isothermes mais comme polytropiques.

C'est donc sur le modèle complet du système actif pneumatique défini dans le paragraphe 5.2.4 et présenté sur la FIGURE 5.12 que se fonde cette seconde application.

La linéarisation de ce modèle autour de son état d'équilibre de référence ($P_v^e = P_v^0$, $\mathcal{V}_v^e = \mathcal{V}_v^0$, $T^e = T^0$, $q_u^e = 0$ et $q_d^e = 0$) permet l'obtention des deux équations linéarisées suivantes, soit :

$$F_a(t) = b_2 (v_2(t) - v_1(t)), \quad (5.91)$$

et

$$P_v(t) = P_v^0 + \frac{1}{\kappa C_2^0} \int_0^t (q_u(\tau) - q_d(\tau)) d\tau, \quad (5.92)$$

avec κ caractérisant le type de transformation.

Après application du principe de superposition au modèle d'analyse linéarisé, le modèle de synthèse peut aussi être défini avec :

$$P(s) = \frac{Z_2(s)}{Q_u(s)} \Big|_{\substack{F_0(s)=0 \\ V_0(s)=0}} = \frac{K}{s \left(1 + 2\xi \frac{s}{\omega_0} + \left(\frac{s}{\omega_0} \right)^2 \right)}, \quad (5.93)$$

de la même forme que l'expression (5.86) du modèle de synthèse de la première application (cf. paragraphe 5.3.2).

En considérant la même boucle de régulation illustrée sur la FIGURE 5.13 et en ajoutant, aux incertitudes paramétriques définies en (5.87) celles relatives à l'indice polytropique de la transformation, soit :

$$\begin{cases} m_2 \in [270,7 \text{ kg}, 513,2 \text{ kg}] \\ \kappa \in [1, \gamma] \\ f_{n2} \in [0,95 \text{ Hz}, 1,15 \text{ Hz}] \\ S_v \in [4,0 \times 10^{-3} \text{ m}^2, 4,9 \times 10^{-3} \text{ m}^2] \\ b_2 \in [1515 \text{ N s m}^{-1}, 1851 \text{ N s m}^{-1}] \end{cases}, \quad (5.94)$$

5.3. UN SYSTÈME ACTIF ASSOCIÉ À LA STRATÉGIE CRONE POUR L'AMÉLIORATION DU CONFORT ET DU COMPORTEMENT ROUTIER

les incertitudes des paramètres de la fonction de transfert du procédé $P(s)$ peuvent être déterminées comme suit :

$$\begin{cases} K \in [205 \text{ s m}^{-2}, 251 \text{ s m}^{-2}] \\ \omega_0 \in [5,97 \text{ rad s}^{-1}, 6,11 \text{ rad s}^{-1}] , \\ \xi \in [0,30, 0,47] \end{cases} \quad (5.95)$$

sachant que :

$$\begin{cases} K = \frac{1}{S_v} \\ \omega_0 = \sqrt{\frac{(2\pi f_{n2})^2}{\kappa}} , \\ \xi = \frac{b_2}{2m_2\omega_0} \end{cases} \quad (5.96)$$

d'où les trois fonctions de transferts, dont les diagrammes de Bode sont illustrés sur la FIGURE 5.18, définies comme suit :

$$\begin{cases} P_{nom}(s) = P(s, m_{2nom}, \kappa_{nom}, f_{n2nom}, S_{vnom}, b_{2nom}) \\ P_{min}(s) = P(s, m_{2min}, \kappa_{min}, f_{n2min}, S_{vmin}, b_{2min}) \\ P_{max}(s) = P(s, m_{2max}, \kappa_{max}, f_{n2max}, S_{vmax}, b_{2max}) \end{cases} . \quad (5.97)$$

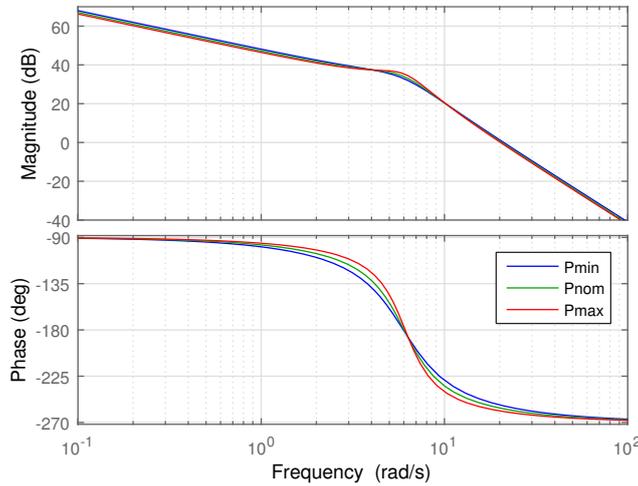


FIGURE 5.18 – Diagrammes de Bode de la fonction de transfert nominale $P_{nom}(s)$ (en vert) et des fonctions de transfert extrémales $P_{min}(s)$ (en bleu) et $P_{max}(s)$ (en rouge)

Le cahier des charges relatif à la synthèse du régulateur CRONE adéquat est le suivant :

- la tenue de caisse du véhicule doit être assurée sous sollicitations provenant du conducteur ;

5.3. UN SYSTÈME ACTIF ASSOCIÉ À LA STRATÉGIE CRONE POUR L'AMÉLIORATION DU CONFORT ET DU COMPORTEMENT ROUTIER

- une pulsation au gain unité $\omega_u = 2\pi 10 \text{ rad s}^{-1}$;
- un contour d'amplitude tangenté robuste $Q_T = M_r = 3 \text{ dB}$.

Les incertitudes du procédé $P(s)$ autour de ω_u permettent la synthèse d'un régulateur CRONE de seconde génération, celles-ci s'exerçant essentiellement au niveau du gain, et ce tel qu'observable sur la FIGURE 5.18.

Les diagrammes de Bode des formes non entière $C(s)$ et rationnelle $C_{rat}(s)$ du régulateur CRONE de seconde génération déterminé sont présentés sur la FIGURE 5.19. La méthodologie complète de synthèse de ce régulateur est, par ailleurs, présentée dans [Bouvin et al., 2019].

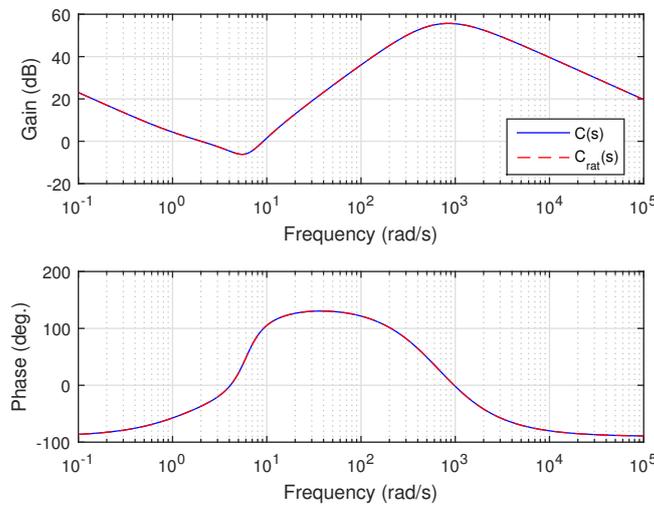


FIGURE 5.19 – Diagrammes de Bode des formes non entière $C(s)$ (en bleu) et rationnelle $C_{rat}(s)$ (en pointillé rouge) du régulateur CRONE

Les diagrammes de Bode et de Nichols des BO, considérant les trois procédés définis en (5.97), et présentés sur la FIGURE 5.20, permettent d'observer, dans le domaine fréquentiel :

- une variation de la pulsation au gain unité ω_u de 59,9 à 66,9 rad s^{-1} ;
- et une variation du contour d'amplitude tangenté M_r de 2,99 à 3,13 dB (quasi-robuste) ;

le respect du cahier des charges étant assuré même si celui-ci n'est pas parfait.

Quant aux performances temporelles, celles-ci sont illustrées sur la FIGURE 5.21 en simulant, à l'aide du modèle non linéaire illustré sur la FIGURE 5.12, un report de charge $f_0 = 500 \text{ N}$. Les résultats sont, par ailleurs, comparés avec ceux obtenus via l'utilisation du modèle non linéaire de la suspension passive métallique de la Citroën Grand C4 Picasso.

De fait, l'implémentation de cette boucle à dynamique élevée conjuguée à l'utilisation du régulateur CRONE permet l'obtention d'une excellente tenue de caisse comparée à celle de la suspension passive qui ne fait qu'endurer le report de charge. En effet, tandis que la valeur permanente de $z_2(t)$ est, pour le système passif, constante à 3,25 cm, elle

5.3. UN SYSTÈME ACTIF ASSOCIÉ À LA STRATÉGIE CRONE POUR L'AMÉLIORATION DU CONFORT ET DU COMPORTEMENT ROUTIER

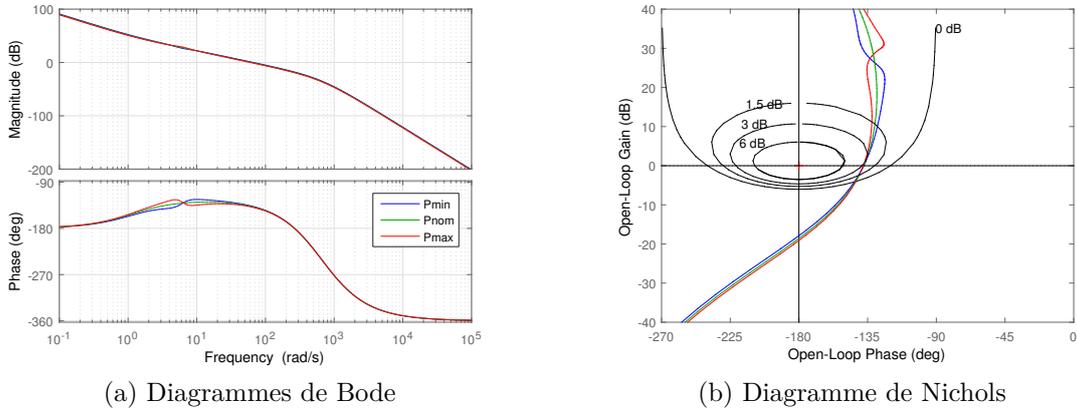


FIGURE 5.20 – Diagrammes de Bode et de Nichols de la BO en considérant les procédés $P_{min}(s)$ (en bleu), $P_{nom}(s)$ (en vert) et $P_{max}(s)$ (en rouge)

reste constante à 0 cm pour le système actif de par l'activité du régulateur. En résulte une annulation du mouvement généré au centre de gravité du véhicule doté de systèmes actifs contrairement au véhicule équipé de suspensions passives. Ceci permet notamment d'améliorer le contrôle de roulis et de tangage, et donc l'optimisation du comportement et de la sécurité du véhicule lors de sollicitations provenant du conducteur.

5.3.4 Tenue de caisse sous sollicitations conducteur à travers la régulation de la vitesse de pompage de la suspension

De la même manière, cette troisième application [Bouvin et al., 2017a] réside en la réalisation du même objectif que la seconde étude (cf. paragraphe 5.3.3) mais via l'asservissement, non plus de la hauteur de caisse de chacun des quarts de véhicule, mais de la vitesse de pompage $v_2(t)$ à une consigne nulle.

Dès lors, tandis que le véhicule est, encore ici, considéré comme roulant, le modèle complet du système actif pneumatique défini dans le paragraphe 5.2.4 et présenté sur la FIGURE 5.12 est encore une fois retenu.

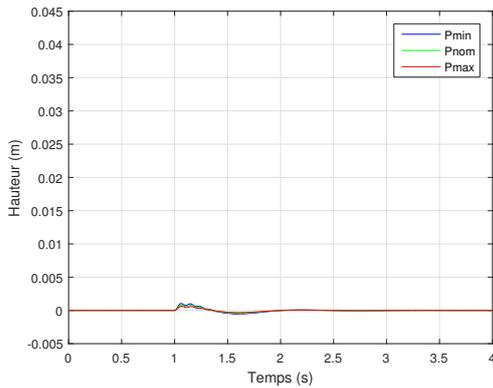
De fait, le modèle de synthèse permettant la synthèse du régulateur CRONE adéquat peut se déduire du modèle de la précédente application (5.93), soit :

$$P(s) = \frac{V_2(s)}{Q_u(s)} \Big|_{\substack{F_0(s)=0 \\ V_0(s)=0}} = \frac{K}{1 + 2\xi \frac{s}{\omega_0} + \left(\frac{s}{\omega_0}\right)^2}, \quad (5.98)$$

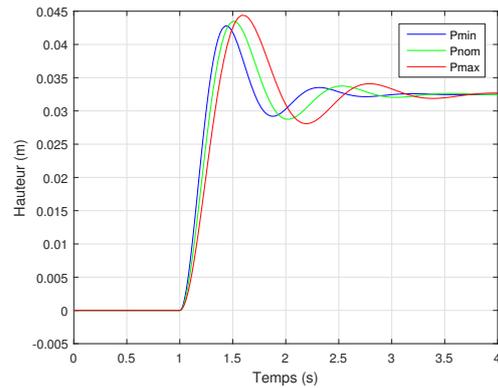
avec les mêmes incertitudes paramétriques que celles définies dans les systèmes (5.94) et (5.95), d'où les trois fonctions de transferts $P_{min}(s)$, $P_{nom}(s)$ et $P_{max}(s)$, définies selon les relations (5.97), et dont les diagrammes de Bode sont illustrés sur la FIGURE 5.22.

Par conséquent, en considérant le même cahier des charges que défini dans la précé-

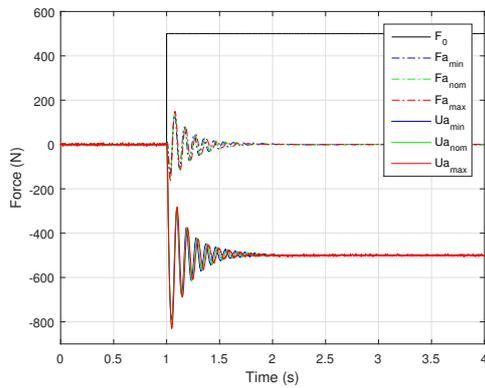
5.3. UN SYSTÈME ACTIF ASSOCIÉ À LA STRATÉGIE CRONE POUR L'AMÉLIORATION DU CONFORT ET DU COMPORTEMENT ROUTIER



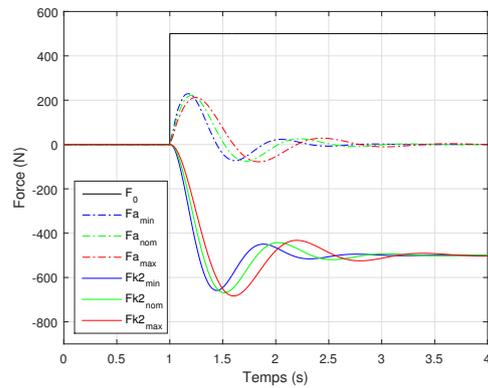
(a) Sorties $z_2(t)$ (autour de Z_2^0) (Suspension active pneumatique)



(b) Sorties $z_2(t)$ (autour de Z_2^0) (Suspension passive métallique)



(c) Report de charge $f_0(t)$, efforts de l'actionneur $u_a(t)$ (autour de U_a^0) et efforts générés par l'amortisseur $f_a(t)$ (Suspension active pneumatique)



(d) Report de charge $f_0(t)$, efforts générés par le ressort $f_{k_2}(t)$ et efforts générés par l'amortisseur $f_a(t)$ (Suspension passive métallique)

FIGURE 5.21 – Sorties $z_2(t)$ et efforts générés par les différents éléments de la suspension après un report de charge $f_0 = 500$ N, avec les modèles de validation du système pneumatique et de la suspension passive métallique, et en considérant les procédés $P_{min}(s)$ (en bleu), $P_{nom}(s)$ (en vert) et $P_{max}(s)$ (en rouge)

5.3. UN SYSTÈME ACTIF ASSOCIÉ À LA STRATÉGIE CRONE POUR L'AMÉLIORATION DU CONFORT ET DU COMPORTEMENT ROUTIER

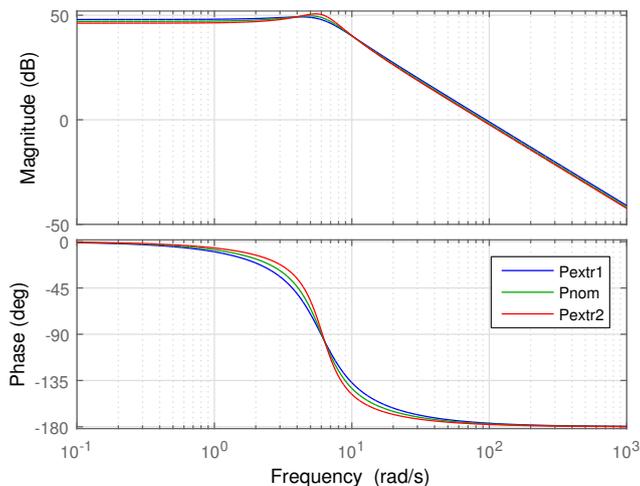


FIGURE 5.22 – Diagrammes de Bode de la fonction de transfert nominale $P_{nom}(s)$ (en vert) et des fonctions de transfert extrémales $P_{min}(s)$ (en bleu) et $P_{max}(s)$ (en rouge)

dente application (cf. paragraphe 5.3.3), les diagrammes de Bode des formes non entière $C(s)$ et rationnelle $C_{rat}(s)$ du régulateur CRONE de seconde génération ainsi déterminé sont présentés sur la FIGURE 5.23. La méthodologie complète de synthèse de ce régulateur est, par ailleurs, présentée dans [Bouvin et al., 2017a].

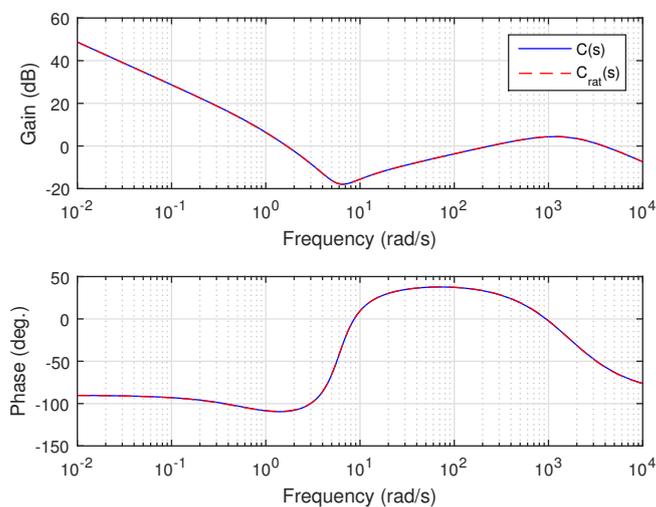


FIGURE 5.23 – Diagrammes de Bode des formes non entière $C(s)$ (en bleu) et rationnelle $C_{rat}(s)$ (en pointillé rouge) du régulateur CRONE

Les diagrammes de Bode et de Nichols des BO, considérant les trois procédés définis précédemment, et présentés sur la FIGURE 5.24, permettent d'observer, dans le domaine fréquentiel :

- une variation de la pulsation au gain unité ω_u de 63,1 à 69,9 rad s^{-1} ;

5.3. UN SYSTÈME ACTIF ASSOCIÉ À LA STRATÉGIE CRONE POUR L'AMÉLIORATION DU CONFORT ET DU COMPORTEMENT ROUTIER

— une variation du contour d'amplitude tangenté M_r de 3,22 à 3,54 dB ;
d'où le respect du cahier des charges (sans pour autant être parfait).

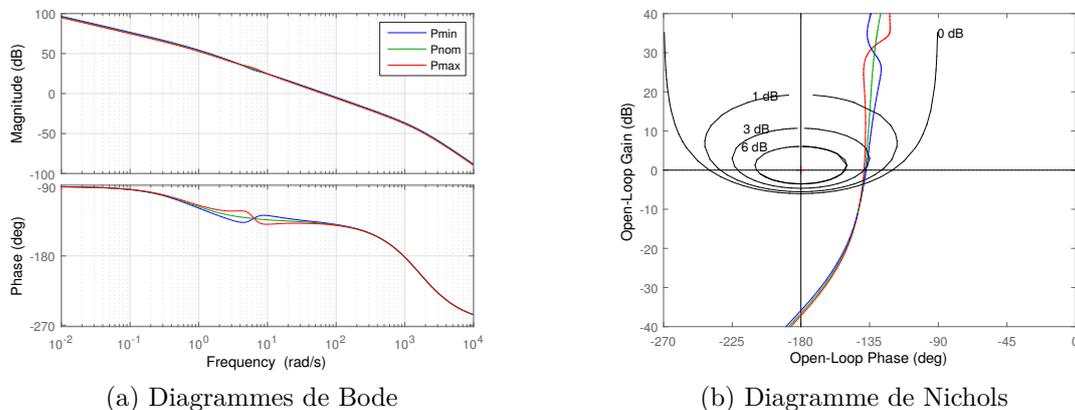


FIGURE 5.24 – Diagrammes de Bode et de Nichols de la BO en considérant les procédés $P_{min}(s)$ (en bleu), $P_{nom}(s)$ (en vert) et $P_{max}(s)$ (en rouge)

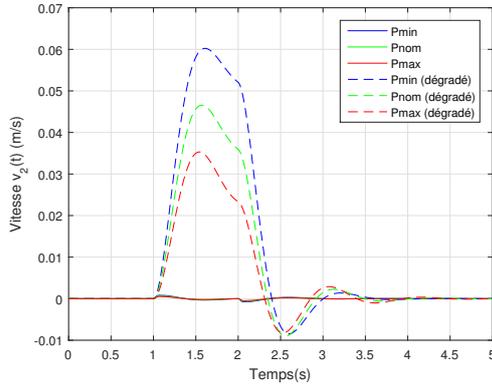
Quant aux performances temporelles, celles-ci sont illustrées sur la FIGURE 5.25 en simulant un report de charge $f_0 = 500$ N. Les résultats sont, par ailleurs, comparés avec ceux obtenus via l'utilisation d'un mode dégradé, correspondant au même système pneumatique mais avec un défaut de la commande (considéré alors comme un système passif pneumatique).

De fait, et comme à travers la régulation du déplacement $z_2(t)$ (cf. paragraphe 5.3.3), l'implémentation de cette boucle de régulation à dynamique élevée couplée à l'utilisation du régulateur CRONE permet l'obtention d'une excellente tenue de caisse sous sollicitations conducteur. Au contraire, lorsque le système se trouve en mode dégradé, il se comporte en système passif (ressort pneumatique) et ne fait qu'endurer le report de charge. En effet, tandis que la valeur permanente de $z_2(t)$ reste, pour le système actif, constante à 0 cm, elle varie, selon les incertitudes paramétriques, de 2,61 à 5,18 cm pour le mode dégradé. De même, et en considérant la sortie $v_2(t)$ et sa consigne nulle, l'erreur transitoire maximale varie, pour le système actif fonctionnel, de $5,17 \times 10^{-4}$ à $8,04 \times 10^{-4}$ m s⁻¹ tandis qu'elle varie, pour le mode dégradé, de $3,53 \times 10^{-2}$ à $6,02 \times 10^{-2}$ m s⁻¹, soit presque 100 fois plus.

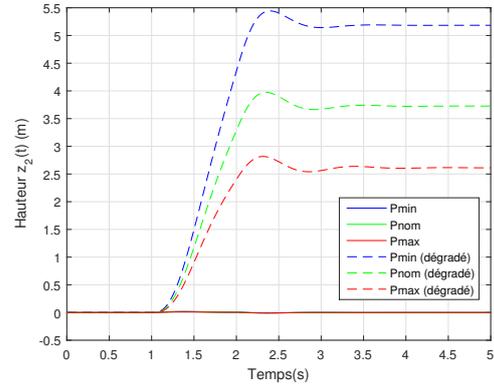
Par conséquent, et tandis que la régulation de la vitesse de pompage permet, dans le cas du système actif, de compenser l'effet du report de charge en annulant le mouvement du véhicule généré au centre de gravité, l'annulation de cette vitesse, en mode dégradé, se fait seulement de manière naturelle, grâce à l'action de l'amortisseur, lorsque le système trouve son nouvel équilibre (le système agissant comme un simple ressort).

On peut en conclure sur la viabilité et la fiabilité d'un tel système asservi qui, lorsqu'il est en fonctionnement, permet d'améliorer le contrôle de roulis et de tangage et qui, lors d'une panne, permet l'utilisation du système en tant que ressort pneumatique et sauvegardant ainsi la sécurité des passagers.

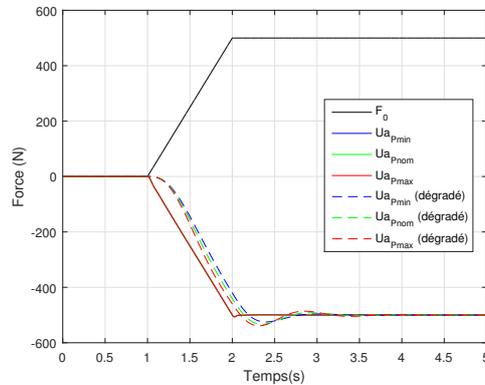
5.3. UN SYSTÈME ACTIF ASSOCIÉ À LA STRATÉGIE CRONE POUR L'AMÉLIORATION DU CONFORT ET DU COMPORTEMENT ROUTIER



(a) Sorties $v_2(t)$



(b) Déplacements $z_2(t)$ (autour de Z_2^0)



(c) Report de charge $f_0(t)$ et efforts de l'actionneur $u_a(t)$ (autour de U_a^0)

FIGURE 5.25 – Sorties $v_2(t)$, hauteurs $z_2(t)$ et efforts générés par les systèmes pneumatiques (normal et dégradé) après un report de charge $f_0 = 500$ N et en considérant les procédés $P_{min}(s)$ (en bleu), $P_{nom}(s)$ (en vert) et $P_{max}(s)$ (en rouge)

5.3.5 Conclusion

Comme illustré à travers cette partie, la pleine exploitation du système actif pneumatique tel qu'utilisé dans la Citroën Grand C4 Picasso permet l'instauration de nombreuses fonctions et application contribuant au confort, au comportement routier voire même à la sécurité des passagers du véhicule.

En effet, en plus de ses fonctions habituelles permettant la gestion de l'assiette du véhicule (sans distinction droite/gauche) sur commande manuelle ou automatique, l'utilisation d'une boucle de régulation de dynamique plus élevée doit permettre le contrôle actif de caisse.

En considérant, toujours sans distinction droite/gauche, les systèmes pneumatiques arrières du véhicule de référence, la synthèse d'une telle loi de commande permettrait d'annuler des mouvements de tangage générés au centre de gravité du véhicule comme lors d'un freinage. Plus encore, en imaginant le découplage des roues droite et gauche, un tel

asservissement autoriserait alors l'annulation de mouvements de roulis comme engendrés lors d'un virage. En imaginant l'instauration de quatre systèmes pneumatiques (un pour chaque quart de véhicule), tout mouvement généré à l'échelle du véhicule pourrait être corrigé, permettant ainsi la tenue de la caisse sous toute forme de sollicitations provenant du conducteur (action sur le volant ou sur les pédales) contribuant au comportement du véhicule ou, dans certains cas, à la sécurité des passagers (comme dans les poids lourds où les centres de gravité sont placés haut).

Enfin, la mise à contribution des flux de données émanant des capteurs et réseaux nécessaires au développement du véhicule autonome doit permettre d'accroître encore plus ces paramètres en développant une forme d'anticipation aux sollicitations qui viendront perturber l'équilibre du véhicule.

5.4 Conclusion

Le système actif aux basses fréquences de la suspension pneumatique du véhicule de référence permet, comme attendu, la mise en fait de l'interdépendance isolation vibratoire - soutien statique de la masse inhérente aux architectures passives des suspensions par l'apport du découplage des fonctions statique et dynamique.

Or, et au contraire de la suspension CRONE Hydractive, ce correcteur d'assiette n'assure pas seulement le rôle quasi-statique de la suspension, mais joue aussi un rôle en dynamique. En effet, la chambre pneumatique permettant la régulation de hauteur agit alors comme le ressort de suspension autour de l'équilibre statique via l'apport d'une raideur non négligeable. Ces systèmes de suspension pneumatique, toujours en cours de développement mais déjà implantés dans de nombreux véhicules (SUV, Haut de gamme), se présentent sous diverses formes. En effet, certains système disposent d'un réservoir permettant une régulation plus rapide, d'autres de plusieurs chambres connectables afin de proposer une raideur de suspension variable en fonction des besoins, ou encore sous la forme de jambe de force avec un amortisseur intégré.

Pour cette raison, une phase de modélisation du système actif pneumatique choisi (celui du véhicule de référence) a été effectuée. Cette phase a alors permis la mise en place de trois modèles différents, à savoir :

- un modèle à l'état d'équilibre : ressort pneumatique et suspension passive ;
- un modèle hors équilibre mais ne tenant compte que de transformations isothermes : le régulateur de hauteur (système ouvert) ou ressort pneumatique isotherme (système fermé) ;
- un modèle hors équilibre tenant compte de l'évolution de la température : le système actif pneumatique complet (tout type de transformation en système ouvert ou fermé considéré),

qui nécessitent, par ailleurs, une phase de validation réalisée à l'aide d'un démonstrateur et d'une phase d'essais sur un banc 4 vérins.

Finalement, ces modèles ont pu être conjugués à la stratégie de commande CRONE afin de proposer des applications et fonctions permettant d'améliorer le confort des usagers ainsi que d'assurer le comportement routier et la sécurité du véhicule, notamment :

- la régulation de la hauteur de chargement à l'arrêt ;
- la tenue de caisse sous sollicitation conducteur via l'asservissement en position ou en vitesse.

De fait, les avantages apportés par un tel système semblent préindiquer son utilisation afin de permettre l'introduction du découplage dynamique et donc la gestion de la fonction statique de notre version alternative à la suspension CRONE Hydractive. C'est dans l'optique de proposer, non pas une suspension CRONE « Hybride » ou la fonction statique serait réalisée en technologie pneumatique et la fonction dynamique en technologie métallique, mais une suspension CRONE réalisée en une technologie commune que la synthèse de l'architecture « CRONE » pneumatique de suspension est effectuée dans le chapitre 6 dans le cadre du confort vibratoire (l'architecture « ferme » correspondant à l'architecture de la suspension pneumatique de série du véhicule de référence).

Or, tandis que les systèmes de suspension pneumatique actuels utilisent des amortisseurs hydrauliques, la réalisation, dans cette même technologie, de l'architecture « CRONE » de suspension nécessite la conception et l'utilisation d'amortisseurs pneumatiques.

Chapitre 6

Synthèse de la suspension CRONE pneumatique dans le cadre du confort vibratoire

6.1	Introduction	197
6.2	De l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive à l'architecture « CRONE » pneumatique	197
6.2.1	Introduction : analogie hydropneumatique et pneumatique	197
6.2.2	Application de la démarche descendante	201
6.2.3	Utilisation de la méthode ascendante	207
6.2.4	Conclusion	223
6.3	Analyse des performances : comparaison avec la suspension CRONE Hydractive	224
6.3.1	Introduction : similitude des résultats fréquentiels	224
6.3.2	Performances	228
6.3.3	Comparaison avec l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive	233
6.3.4	Conclusion	234
6.4	Conclusion	237

« La différence entre la théorie et la pratique, c'est qu'en théorie il n'y a pas de différence entre la théorie et la pratique, mais qu'en pratique, il y en a une. »

Jan Van de Sneptscheut

6.1 Introduction

La fonction statique de cette version pneumatique de la suspension CRONE étant réalisée par le système actif pneumatique de série du véhicule de référence, la Citroën Grand C4 Picasso, présenté et modélisé dans le chapitre 5, le découplage dynamique est donc assuré pour le reste de ces travaux. Dès lors, ce dernier chapitre s'applique à la réalisation de la fonction dynamique, en technologie pneumatique, de cette même suspension.

De la même manière qu'initiée en technologie métallique dans le chapitre 3, la synthèse de deux architectures dynamiques, une « ferme » et une « CRONE », doit être effectuée dans le cadre du confort vibratoire.

L'architecture traditionnelle de la suspension pneumatique du véhicule de référence, modélisée sur la FIGURE 5.3 et analysée dans le paragraphe 5.2.2, est considérée comme l'architecture « ferme » de cette version pneumatique de la suspension CRONE. C'est la raison pour laquelle, seule la synthèse, en technologie pneumatique, de l'architecture « CRONE » de suspension est effectuée dans ce chapitre [Hernette et al., 2018a] [Hernette et al., 2018b].

Elle est réalisée, dans une première partie, selon les démarches descendante et ascendante [Serrier, 2008] en se basant, comme en technologie métallique, sur les performances de l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive et sans a priori sur le choix de l'arrangement final. Suite à cela, dans une seconde partie, l'analyse des performances de cette architecture « CRONE » ainsi caractérisée est développée en les comparant à celles obtenues en technologie hydropneumatique qui font toujours office d'objectif.

Encore une fois, nous nous concentrons, dans ce chapitre, sur un quart de véhicule composant l'essieu arrière du véhicule de référence.

6.2 De l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive à l'architecture « CRONE » pneumatique

6.2.1 Introduction : analogie hydropneumatique et pneumatique

Dans l'optique d'opérer la synthèse de l'architecture « CRONE » en technologie pneumatique, une première démarche consiste à faire une simple analogie entre cette technologie et la technologie hydropneumatique dans laquelle est conçue l'architecture « CRONE » cible.

En effet, ces deux technologies reposent sur le même principe de fonctionnement. Toutes deux proposent des éléments élastiques dont la raideur, aux petites variations autour du point de fonctionnement, est fonction de la pression et du volume d'un gaz (azote pour l'hydropneumatique et air pour le pneumatique). Ainsi, tandis que les variations de pression et de volume du gaz présent dans la sphère hydropneumatique (de par l'action

du liquide sur la membrane les séparant) lui permettent de jouer un rôle de ressort, ces mêmes variations permettent à un volume d'air d'agir comme un ressort pneumatique, et ce, comme le système actif pneumatique de la Citroën Grand C4 Picasso représenté à l'état d'équilibre (cf. paragraphe 5.2.2). De même, les éléments résistifs sont, pour les deux technologies, caractérisés par une restriction s'opposant au passage d'un fluide.

Cette analogie avec les deux arrangements réalisables en technologie hydropneumatique (à savoir l'arrangement parallèle de cellules RC série et l'arrangement cascade de cellules RC gamma) doit permettre de définir l'architecture « CRONE » pneumatique, ainsi que les valeurs des éléments capacitifs $C_{2,i}$ et résistifs $R_{2,i}$ la composant.

Les différents arrangements de l'architecture « CRONE » réalisés en technologie hydropneumatique sont illustrés sur la FIGURE 6.1 avec les mêmes notations que celles introduites dans la paragraphe 3.2 et où $C_{2,p}$ représente la capacité du vérin « porteur » permettant la correction d'assiette, de sorte que :

$$C_{2,0} = C_{2,p} + C'_{2,0}, \quad (6.1)$$

avec $C_{2,p} = 0 \text{ m}^5 \text{ N}^{-1}$ dans le cas des arrangements hydropneumatiques.

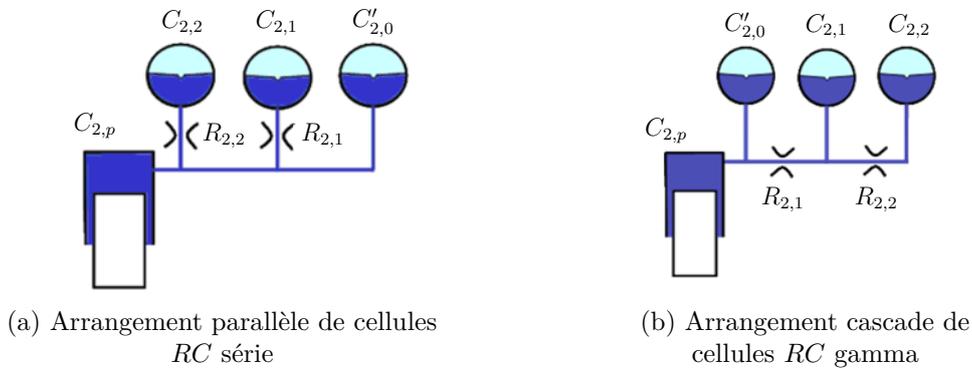


FIGURE 6.1 – Arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie hydropneumatique

L'impédance de l'arrangement parallèle de cellules RC série se déduit de l'expression (2.4) à travers :

$$I_{h_par} = \frac{S_{v,hydro}^2}{(C_{2,p} + C'_{2,0})s + \frac{1}{\left(\frac{1}{C_{2,1}s} + R_{2,1}\right)} + \frac{1}{\left(\frac{1}{C_{2,2}s} + R_{2,2}\right)}}, \quad (6.2)$$

et celle de l'arrangement cascade de cellules RC gamma par la relation suivante :

$$I_{h_cas} = \frac{S_{v,hydro}^2}{(C_{2,p} + C'_{2,0})s + \frac{1}{R_{2,1} + \frac{1}{C_{2,1}s + \frac{1}{R_{2,2} + \frac{1}{C_{2,2}s}}}}}, \quad (6.3)$$

avec $S_{v,hydro} = 2,88 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ représentant la section effective du vérin de suspension hydropneumatique.

Par analogie, les arrangements de l'architecture « CRONE » réalisés en technologie pneumatique peuvent se représenter tels qu'illustrés sur la FIGURE 6.2 avec, au contraire de la technologie hydropneumatique, $C_{2,p} = C_2$ dans le cas de l'architecture « ferme » (représentant la capacité, ou raideur, apportée par le volume principal de la suspension) d'où $C_{2,p} \neq 0 \text{ m}^5 \text{ N}^{-1}$.

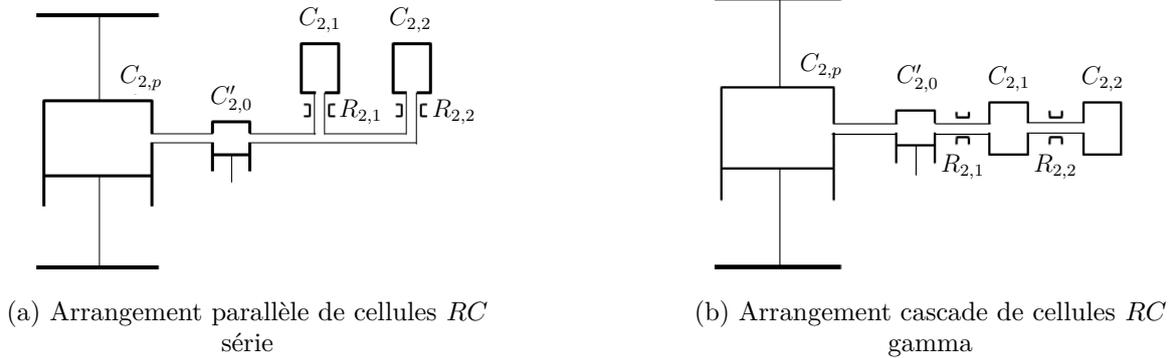


FIGURE 6.2 – Arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie pneumatique

L'impédance de l'arrangement parallèle de cellules RC série se déduit alors de l'expression (6.2) de l'impédance du même arrangement mais en technologie hydropneumatique, soit :

$$I_{p_par} = \frac{S_{v,pneu}^2}{(C_{2,p} + C'_{2,0})s + \frac{1}{\left(\frac{1}{C_{2,1}s} + R_{2,1}\right) + \left(\frac{1}{C_{2,2}s} + R_{2,2}\right)}}, \quad (6.4)$$

de même pour l'arrangement cascade de cellules RC gamma déduite de la relation (6.3), ou :

$$I_{p_cas} = \frac{S_{v,pneu}^2}{\left(C_{2,p} + C'_{2,0}\right) s + \frac{1}{R_{2,1} + \frac{1}{C_{2,1}s + \frac{1}{R_{2,2} + \frac{1}{C_{2,2}s}}}}}, \quad (6.5)$$

où $S_{v,pneu} = 4,40 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ représente la section effective du vérin porteur de suspension pneumatique déterminée dans le chapitre 5.

Sachant que les vérins porteurs des arrangements pneumatiques apportent une capacité $C_{2,p}$ non nulle, les capacités pneumatiques $C'_{2,0}$ peuvent être enlevées. Dans ce cas, nous obtenons, pour l'architecture pneumatique :

$$C_{2,0} = C_{2,p}, \quad (6.6)$$

et, pour l'architecture hydropneumatique :

$$C_{2,0} = C'_{2,0}, \quad (6.7)$$

d'où il reviendrait à faire correspondre la capacité du vérin porteur pneumatique à la cellule de rang 0 de la suspension CRONE Hydractive.

Or, et de par la différence notable entre les valeurs des sections effectives du vérin porteur $S_{v,hydro}$ et $S_{v,pneu}$ l'analogie entre ces deux architectures n'est pas complète. En effet, la simple « identification » terme à terme des valeurs $C_{2,i}$ et $R_{2,i}$ des éléments capacitifs et résistifs n'est pas directement possible. De fait, quand bien même nous utiliserions, en technologie pneumatique, les mêmes valeurs que celles déterminées pour la suspension CRONE Hydractive, en découlerait alors une complète différence au niveau du comportement obtenu, bien loin de la cible attendue. Chacun des éléments élastiques et dissipatifs devrait alors être recalculé en tenant compte du rapport des deux sections.

Aussi, et même si les valeurs de ces éléments étaient recalculées pour tenir compte de la différence de gain entre les impédances, celles-ci ne permettraient pas d'obtenir les mêmes performances sur toute la plage de variation de la masse suspendue du véhicule. En effet, cette plage de variation étant, pour la Citroën C5, moins large et même incluse dans celle de la Citroën Grand C4 Picasso, les performances pour les masses à vide et en charge de notre véhicule de référence s'en trouveraient dégradées.

C'est donc au regard de ces premières constatations qu'il semble plus opportun, non pas de procéder au calcul de l'impédance pneumatique par analogie avec la technologie hydropneumatique, mais plutôt de réaliser la démarche complète de synthèse à travers les méthodes descendante et ascendante avec, pour objectif, la même Boucle Ouverte équivalente cible (cf. paragraphe 2.2.2). Celle-ci est alors déterminée à partir de l'impédance fonctionnelle cible et de la masse nominale. Malgré tout, les arrangements définis par analogie, et représentés sur la FIGURE 6.2, restent valables pour la suite de ces travaux

en prenant soin de tenir compte de l'hypothèse (6.7).

6.2.2 Application de la démarche descendante

6.2.2.1 Définition du cahier des charges

Afin d'étendre aux suspensions pneumatiques les performances remarquables obtenues en technologie hydropneumatique grâce à l'approche CRONE, la même méthode de synthèse que celle utilisée pour l'architecture « CRONE » en technologie hydropneumatique et métallique (cf. paragraphe 3.2) est appliquée. Le lecteur intéressé trouvera dans [Serrier, 2008] plus d'informations quant à cette méthode fondée sur la démarche descendante du concept à la réalisation.

Comme pour la synthèse de l'architecture « CRONE » métallique, le schéma-bloc de la suspension CRONE pneumatique, en négligeant les dynamiques de la roue et du correcteur d'assiette, ne possède qu'une seule boucle (naturelle) de la même manière qu'illustré sur la figure FIGURE 3.1.

Or, et au contraire de la démarche effectuée dans le paragraphe 3.2 concernant la synthèse de l'architecture « CRONE » en technologie métallique, la synthèse de l'architecture « CRONE » pneumatique ne repose pas sur la même impédance fonctionnelle cible que celle déterminée pour la suspension CRONE Hydractive, mais sur la même Boucle Ouverte équivalente cible (cf. paragraphe 2.2.2). Celle-ci, appliquée à la masse suspendue nominale de la Citroën C5 de l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive et déduite de l'expression (3.1) de son impédance fonctionnelle, peut s'exprimer comme suit :

$$\beta_{nom}(s) = I_s(s) \frac{1}{m_{2nom,C5} s} = \frac{K_0}{s} \left(\frac{1 + \frac{s}{\omega_{z1}}}{1 + \frac{s}{\omega_{p1}}} \right) \left(\frac{1 + \frac{s}{\omega_{z2}}}{1 + \frac{s}{\omega_{p2}}} \right) \frac{1}{m_{2nom,C5} s}, \quad (6.8)$$

avec $m_{2nom,C5} = m_{2charge,C5} = 472$ kg la masse suspendue nominale (correspondant à la configuration « en charge » selon le tableau 2.1) de la Citroën C5 équipée de la suspension CRONE Hydractive. Quant aux paramètres de l'impédance fonctionnelle $I_s(s)$, ceux-ci restent les mêmes que définis dans les relations (2.7), soit :

$$\begin{cases} K_0 = 3981 \text{ N m}^{-1} & (\approx 72 \text{ dB}) \\ \omega_{z1} = 1,50 \text{ rad s}^{-1} \\ \omega_{p1} = 5,68 \text{ rad s}^{-1} \\ \omega_{z2} = 22,1 \text{ rad s}^{-1} \\ \omega_{p2} = 252 \text{ rad s}^{-1} \end{cases}, \quad (6.9)$$

et ce afin d'obtenir les mêmes performances, à iso-chargement, que celles présentées dans les paragraphes 2.3.3 et 2.3.5.

Par conséquent, et dans l'optique d'obtenir les mêmes performances après applica-

6.2. DE L'ARCHITECTURE « CRONE » DE LA SUSPENSION CRONE
HYDRACTIVE À L'ARCHITECTURE « CRONE » PNEUMATIQUE

tion de la masse suspendue nominale $m_{2nom} = m_{2ref,C4} = 443,2$ kg du véhicule de référence (correspondant à la configuration de « référence » selon le tableau 1.5), la BO déduite du schéma-bloc de la FIGURE 3.1 doit équaler la BO cible de sorte que :

$$\beta_{nom}(s) = I'_s(s) \frac{1}{m_{2nom}s}, \quad (6.10)$$

permettant, après introduction des relations (6.8) et (6.9), de définir la nouvelle impédance fonctionnelle cible $I'_s(s)$ répondant à ces nouveaux critères, soit :

$$I'_s(s) = \frac{K'_0}{s} \begin{pmatrix} 1 + \frac{s}{\omega'_{z1}} \\ 1 + \frac{s}{\omega'_{p1}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 + \frac{s}{\omega'_{z2}} \\ 1 + \frac{s}{\omega'_{p2}} \end{pmatrix}, \quad (6.11)$$

avec

$$\begin{cases} K'_0 &= K_0 \frac{m_{2nom}}{m_{2nom,C5}} &= 3738 \text{ N m}^{-1} & (\approx 71,5 \text{ dB}) \\ \omega'_{z1} &= \omega_{z1} &= 1,50 \text{ rad s}^{-1} \\ \omega'_{p1} &= \omega_{p1} &= 5,68 \text{ rad s}^{-1} \\ \omega'_{z2} &= \omega_{z2} &= 22,1 \text{ rad s}^{-1} \\ \omega'_{p2} &= \omega_{p2} &= 252 \text{ rad s}^{-1} \end{cases}. \quad (6.12)$$

Les diagrammes de Bode de l'impédance fonctionnelle cible $I'_s(s)$ sont présentés sur la FIGURE 6.3.

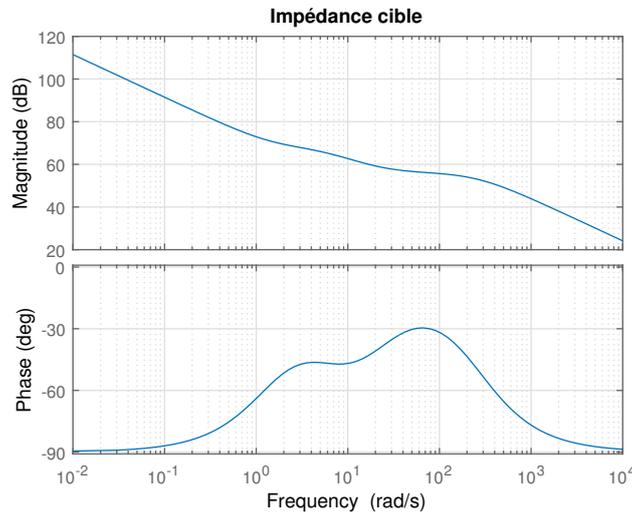


FIGURE 6.3 – Diagrammes de Bode de l'impédance fonctionnelle cible $I'_s(s)$

Pour la suite de ces travaux, les deux structures de réseau réalisables en technologie pneumatique telles qu'introduites précédemment, et illustrées sur la FIGURE 6.4, vont être étudiées, notamment :

- l'arrangement parallèle de cellules RC série ;
- l'arrangement cascade de cellules RC gamma.

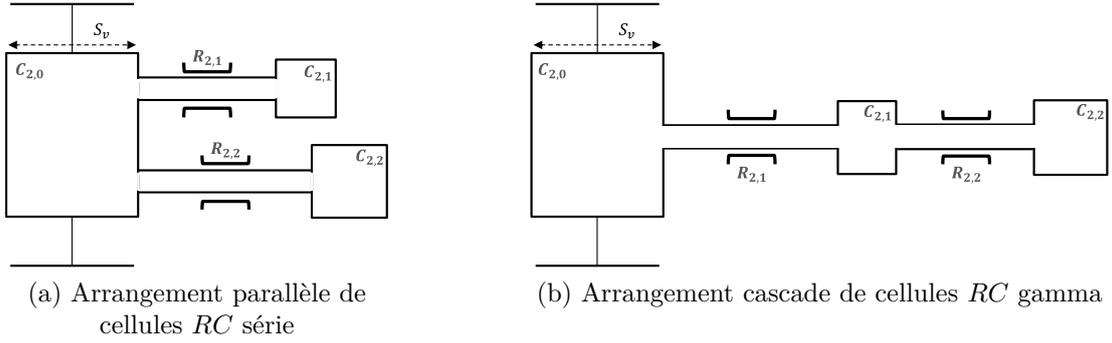


FIGURE 6.4 – Arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie pneumatique

6.2.2.2 Synthèse et détermination des paramètres technologiques

Arrangement parallèle de cellules RC série

L'impédance pneumatique (ou transfert force-vitesse) apportée par l'arrangement parallèle de cellules RC série en technologie pneumatique (FIGURE 6.4a) est donnée par [Hernette et al., 2018b] :

$$I_{p_par}(s) = \frac{S_v^2}{C_{2,0}s + \frac{1}{\left(\frac{1}{C_{2,1}s} + R_{2,1}\right)} + \frac{1}{\left(\frac{1}{C_{2,2}s} + R_{2,2}\right)}}. \quad (6.13)$$

Après développement et mise sous la même forme des expressions (6.11) et (6.13) des impédances fonctionnelle et pneumatique, soit :

$$I'_s(s) = \frac{K'_0}{s} \left(\frac{1 + \left(\frac{1}{\omega'_{z1}} + \frac{1}{\omega'_{z2}}\right)s + \frac{1}{\omega'_{z1}\omega'_{z2}}s^2}{1 + \left(\frac{1}{\omega'_{p1}} + \frac{1}{\omega'_{p2}}\right)s + \frac{1}{\omega'_{p1}\omega'_{p2}}s^2} \right), \quad (6.14)$$

et

$$I_{p_par}(s) = \frac{S_v^2}{(C_{2,0} + C_{2,1} + C_{2,2}) s} \left(\frac{1 + (R_{2,1}C_{2,1} + R_{2,2}C_{2,2}) s + R_{2,1}R_{2,2}C_{2,1}C_{2,2}s^2}{1 + \frac{R_{2,1}C_{2,0}C_{2,1} + R_{2,2}C_{2,0}C_{2,2} + R_{2,1}C_{2,1}C_{2,2} + R_{2,2}C_{2,1}C_{2,2}}{C_{2,0} + C_{2,1} + C_{2,2}} s + \frac{R_{2,1}R_{2,2}C_{2,0}C_{2,1}C_{2,2}}{C_{2,0} + C_{2,1} + C_{2,2}} s^2} \right), \quad (6.15)$$

l'identification terme à terme nous permet de déduire le système de cinq équations suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} K'_0 = \frac{S_v^2}{(C_{2,0} + C_{2,1} + C_{2,2})}, \\ \frac{1}{\omega'_{z_1}} + \frac{1}{\omega'_{z_2}} = R_{2,1}C_{2,1} + R_{2,2}C_{2,2}, \\ \frac{1}{\omega'_{z_1}\omega'_{z_2}} = R_{2,1}R_{2,2}C_{2,1}C_{2,2}, \\ \frac{1}{\omega'_{p_1}} + \frac{1}{\omega'_{p_2}} = \frac{R_{2,1}C_{2,0}C_{2,1} + R_{2,2}C_{2,0}C_{2,2} + R_{2,1}C_{2,1}C_{2,2} + R_{2,2}C_{2,1}C_{2,2}}{C_{2,0} + C_{2,1} + C_{2,2}}, \\ \frac{1}{\omega'_{p_1}\omega'_{p_2}} = \frac{R_{2,1}R_{2,2}C_{2,0}C_{2,1}C_{2,2}}{C_{2,0} + C_{2,1} + C_{2,2}}. \end{array} \right. \quad (6.16)$$

Après application numérique à partir des valeurs des paramètres de l'impédance fonctionnelle (6.12) et sachant que $S_v = S_{v,pneu} = 4,40 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, les valeurs des paramètres physiques de l'arrangement parallèle de cellules RC série sont déduites comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{2,0} = 1,22 \times 10^{-10} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \\ C_{2,1} = 1,01 \times 10^{-9} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \\ C_{2,2} = 4,13 \times 10^{-9} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \\ R_{2,1} = 4,47 \times 10^7 \text{ N s m}^{-5} \\ R_{2,2} = 1,62 \times 10^8 \text{ N s m}^{-5} \end{array} \right. . \quad (6.17)$$

Les paramètres technologiques de la suspension CRONE pour un tel arrangement peuvent alors se déterminer de la même façon qu'en technologie hydropneumatique à partir des relations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathcal{V}_{2,i} = P_{2,i} \kappa C_{2,i} \\ b_{2,i} = S_v^2 R_{2,i} \end{array} \right. , \quad (6.18)$$

où $P_{2,i}$ indique la pression absolue de l'air (en Pa) à l'intérieur du volume $\mathcal{V}_{2,i}$. Or, tandis que les volumes et pressions de tarage de chacune des sphères hydropneumatiques peuvent

être choisies différentes afin de permettre une plus simple gestion des diverses capacités $C_{2,i}$ à concevoir, les pressions caractérisant chacune des capacités pneumatiques ne peuvent différer. En effet, c'est le liquide hydraulique qui, en technologie hydropneumatique, circule d'une sphère à l'autre en agissant sur les membranes où l'azote est confiné. Au contraire, en technologie pneumatique, c'est encore l'air qui circule d'un volume à un autre et qui, par la même occasion, emprunte les restrictions définissant les éléments résistifs de l'architecture. De ce fait, le réseau pneumatique entier tend vers la même pression P_v et seuls les volumes d'air $V_{2,i}$ de chacune des capacités peuvent donc être affinés afin d'obtenir la raideur souhaitée aux petites variations autour de l'équilibre.

Par conséquent, les paramètres technologiques de l'arrangement parallèle de cellules RC série peuvent se déduire à l'état d'équilibre de référence, et en considérant les transformations comme adiabatiques d'où $\kappa = \gamma$, via les relations suivantes :

$$\begin{cases} \mathcal{V}_{2,i}^0 &= P_v^0 \gamma C_{2,i} \\ b_{2,i} &= S_v^2 R_{2,i} \end{cases}, \quad (6.19)$$

soit, pour $P_v^0 = 1 \times 10^6$ Pa :

$$\begin{cases} \mathcal{V}_{2,0}^0 &= 1,71 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \\ \mathcal{V}_{2,1}^0 &= 1,40 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \\ \mathcal{V}_{2,2}^0 &= 5,80 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \\ b_{2,1} &= 8,79 \times 10^2 \text{ N s m}^{-1} \\ b_{2,2} &= 3,18 \times 10^3 \text{ N s m}^{-1} \end{cases}. \quad (6.20)$$

Arrangement cascade de cellules RC gamma

L'impédance pneumatique (ou transfert force-vitesse) apportée par l'arrangement cascade de cellules RC gamma en technologie pneumatique (FIGURE 6.4b) est donnée par [Hernette et al., 2018a] :

$$I_{p_cas}(s) = \frac{S_v^2}{C_{2,0}s + \frac{1}{R_{2,1} + \frac{1}{C_{2,1}s + \frac{1}{R_{2,2} + \frac{1}{C_{2,2}s}}}}}. \quad (6.21)$$

Après développement et mise sous la même forme que l'expression (6.14) de l'impé-

dance fonctionnelle $I'_s(s)$, soit :

$$I_{p_cas}(s) = \frac{S_v^2}{(C_{2,0} + C_{2,1} + C_{2,2})s} \left(\frac{1 + (R_{2,1}C_{2,1} + R_{2,1}C_{2,2} + R_{2,2}C_{2,2})s + R_{2,1}R_{2,2}C_{2,1}C_{2,2}s^2}{1 + \frac{R_{2,1}C_{2,0}C_{2,1} + R_{2,1}C_{2,0}C_{2,2} + R_{2,2}C_{2,0}C_{2,2} + R_{2,2}C_{2,1}C_{2,2}}{C_{2,0} + C_{2,1} + C_{2,2}}s + \frac{R_{2,1}R_{2,2}C_{2,0}C_{2,1}C_{2,2}}{C_{2,0} + C_{2,1} + C_{2,2}}s^2} \right), \quad (6.22)$$

l'identification terme à terme nous permet de déduire le système de cinq équations suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} K'_0 = \frac{S_v^2}{(C_{2,0} + C_{2,1} + C_{2,2})}, \\ \frac{1}{\omega'_{z_1}} + \frac{1}{\omega'_{z_2}} = R_{2,1}C_{2,1} + R_{2,1}C_{2,2} + R_{2,2}C_{2,2}, \\ \frac{1}{\omega'_{z_1}\omega'_{z_2}} = R_{2,1}R_{2,2}C_{2,1}C_{2,2}, \\ \frac{1}{\omega'_{p_1}} + \frac{1}{\omega'_{p_2}} = \frac{R_{2,1}C_{2,0}C_{2,1} + R_{2,1}C_{2,0}C_{2,2} + R_{2,2}C_{2,0}C_{2,2} + R_{2,2}C_{2,1}C_{2,2}}{C_{2,0} + C_{2,1} + C_{2,2}}, \\ \frac{1}{\omega'_{p_1}\omega'_{p_2}} = \frac{R_{2,1}R_{2,2}C_{2,0}C_{2,1}C_{2,2}}{C_{2,0} + C_{2,1} + C_{2,2}}. \end{array} \right. \quad (6.23)$$

Après application numérique à partir des valeurs des paramètres de l'impédance fonctionnelle (6.12) et sachant que $S_v = S_{v,pneu} = 4,40 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, les valeurs des paramètres physiques de l'arrangement cascade de cellules RC gamma sont déduites comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{2,0} = 1,22 \times 10^{-10} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \\ C_{2,1} = 1,62 \times 10^{-9} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \\ C_{2,2} = 3,52 \times 10^{-9} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \\ R_{2,1} = 3,50 \times 10^7 \text{ N s m}^{-5} \\ R_{2,2} = 1,51 \times 10^8 \text{ N s m}^{-5} \end{array} \right. . \quad (6.24)$$

Les paramètres technologiques de la suspension CRONE pour une telle architecture peuvent, par conséquent, être déduits à l'état d'équilibre de référence, et en considérant les transformations comme adiabatiques d'où $\kappa = \gamma$, à partir des relations (6.18) soit,

pour $P_v^0 = 1 \times 10^6$ Pa :

$$\begin{cases} \mathcal{V}_{2,0}^0 = 1,71 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \\ \mathcal{V}_{2,1}^0 = 2,30 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \\ \mathcal{V}_{2,2}^0 = 4,90 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \\ b_{2,1} = 6,89 \times 10^2 \text{ N s m}^{-1} \\ b_{2,2} = 2,97 \times 10^3 \text{ N s m}^{-1} \end{cases} . \quad (6.25)$$

Finalement, la FIGURE 6.5 présente les diagrammes de Bode des impédances fonctionnelle cible et pneumatiques des deux arrangements de l'architecture « CRONE » réalisés en technologie pneumatique où l'on peut observer la superposition des tracés.

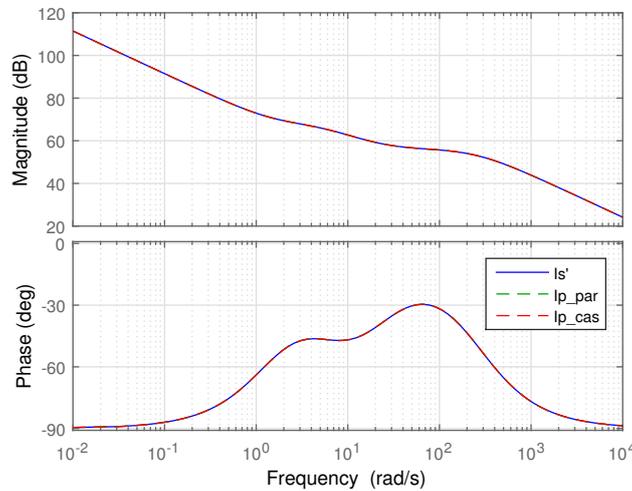


FIGURE 6.5 – Diagrammes de Bode de l'impédance fonctionnelle cible $I'_s(s)$ (en bleu) et des impédances pneumatiques $I_{p_par}(s)$ et $I_{p_cas}(s)$ apportées par les arrangements de l'architecture « CRONE » en technologie pneumatique (en pointillés)

6.2.3 Utilisation de la méthode ascendante

6.2.3.1 Rappel des lois de mécanique des fluides régissant l'écoulement de l'air dans le système

Même lorsque le système de suspension pneumatique se trouve à son état d'équilibre de référence, l'air présent dans la structure (toujours en mouvement) est régi par un certain régime d'écoulement. On parle alors d'écoulement permanent, ou stationnaire, dans le sens où les paramètres qui caractérisent cet écoulement ont une valeur constante au cours du temps.

Au contraire, lorsque le système se trouve hors de son état d'équilibre (comme lors de l'excitation de la suspension aux petites variations autour de son point de fonctionnement), d'autres régimes d'écoulement de l'air apparaissent. C'est en particulier le cas

dans les conduites permettant la liaison entre les différents volumes de l'architecture et dans lesquels un débit d'air s'impose naturellement lorsque des différences de pression surviennent.

Or, lors de son écoulement dans une conduite, l'air est soumis à des pertes de charge (sous forme de chutes de pression) dues à la résistance que rencontrent les fluides en écoulement. Ces pertes de charge peuvent être [Idel'cik, 1969] :

- régulières (écoulement le long des conduites) ;
- ou singulières (présence d'obstacle modifiant la direction ou la section de passage du fluide).

Par ailleurs, et pour la suite de ces travaux, nous utilisons l'hypothèse simplificatrice selon laquelle, dans un écoulement, le gaz est considéré comme un fluide incompressible. Cette hypothèse est d'autant plus justifiée que la perte de charge reste raisonnable le long de l'écoulement. Par conséquent, le débit volumique en entrée de la conduite est égal au débit volumique mesuré en sortie, d'où la conservation du débit volumique et du débit massique (masse volumique constante dans la conduite), ce qui ne serait pas le cas en présence d'un débit de compressibilité au sein de la conduite. De même, les conduites sont, dans un premier temps, considérées comme parfaitement lisses.

Dès lors, les pertes de charge dites régulières (ou linéiques) ΔP_{fr} s'expriment par la relation suivante :

$$\Delta P_{fr} = f_D \frac{\rho v_{air}^2 L}{2 D}, \quad (6.26)$$

où ρ représente la masse volumique de l'air (en kg m^{-3}), v_{air} la vitesse moyenne du fluide (en m s^{-1}), L la longueur de la conduite (en m) et D son diamètre (en m) tandis que f_D symbolise le coefficient de perte de charge de Darcy.

Ce coefficient peut être défini, en fonction du régime d'écoulement, à partir de corrélations qui sont à la base du diagramme de Moody [Peiyi et Little, 1983] [Chen, 1979] soit :

- en régime laminaire ou de Poiseuille ($R_e < 2000$) :

$$f_D = \frac{64}{R_e}; \quad (6.27)$$

- en régime turbulent ou de Blasius ($R_e > 3000$), et dans le cas d'une conduite considérée comme parfaitement lisse :

$$f_D = 0,3164 R_e^{-\frac{1}{4}}, \quad (6.28)$$

où R_e représente le nombre de Reynolds défini par la relation suivante :

$$R_e = \frac{\rho v_{air} D}{\mu}, \quad (6.29)$$

avec μ la viscosité dynamique du fluide (en $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$). Cette dernière est ainsi reliée à la température de sorte que :

$$\mu = 8,8848 \times 10^{-15} T^3 - 3,2398 \times 10^{-11} T^2 + 6,2657 \times 10^{-8} T + 2,3543 \times 10^{-6}, \quad (6.30)$$

d'où $\mu = \mu^0 = 1,8 \times 10^{-5} \text{ kg m}^{-1} \text{ s}^{-1}$ pour $T = T^0 = 293,15 \text{ K}$.

La FIGURE 6.6 présente les variations du coefficient de Darcy f_D , en régimes laminaire et turbulent, en fonction du nombre de Reynolds R_e .

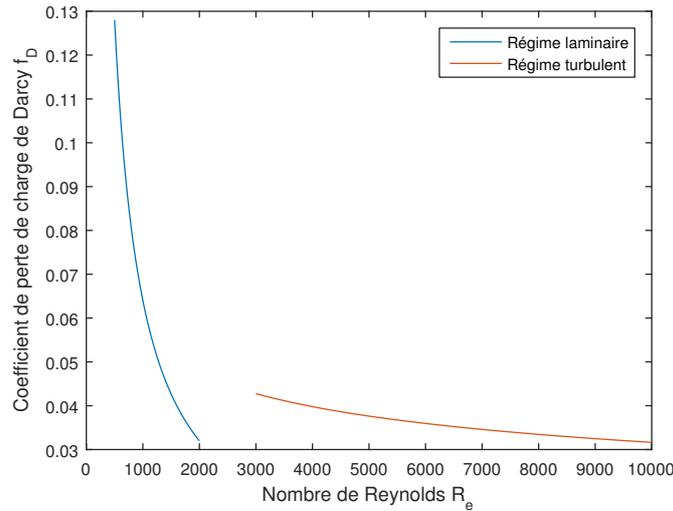


FIGURE 6.6 – Coefficient de perte de charge de Darcy f_D en fonction du nombre de Reynolds R_e dans le cas d'une conduite parfaitement lisse en régimes laminaire et turbulent

Par conséquent, les expressions des pertes de charge régulières ΔP_{f_r} peuvent se déduire en fonction du régime d'écoulement de sorte que, pour $T = T^0$:

— en régime laminaire ($R_e < 2000$) :

$$\Delta P_{f_r}(t) = \frac{128}{\pi} \mu^0 \frac{L}{D^4} q_{air}(t); \quad (6.31)$$

— en régime turbulent ($R_e > 3000$) :

$$\Delta P_{f_r}(t) = \frac{2,5312}{\pi^2} \frac{M_{air}}{RT^0} \frac{L}{D^5} R_e^{-\frac{1}{4}} P_{air}(t) q_{air}^2(t), \quad (6.32)$$

avec q_{air} le débit volumique d'air dans l'écoulement (en $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$) comprimé à la pression P_{air} (en Pa).

Un régime de transition, valable pour $2000 \leq R_e \leq 3000$, doit alors être défini afin de permettre le passage continu du régime laminaire au régime turbulent. Ce régime peut

être pris en compte à travers l'utilisation de la relation générale suivante [Kitchin, 2011] :

$$f_D = \mathcal{P}_L \times \frac{64}{R_e} + \mathcal{P}_T \times 0,3164R_e^{-\frac{1}{4}}, \quad (6.33)$$

où \mathcal{P}_L et \mathcal{P}_T représentent deux pondérations fonctions du nombre de Reynolds et définies telles que :

$$\begin{cases} \mathcal{P}_L = \frac{1}{1 + \exp\left(-\frac{1}{450}(R_e - 3000)\right)} \\ \mathcal{P}_T = 1 - \mathcal{P}_L \end{cases}, \quad (6.34)$$

et ce, dans le but de faire coïncider le régime de transition avec la fonction de corrélation de Morrison [Morrison, 2013a] [Morrison, 2013b]. En effet, cette fonction, mise au point par Dr. Faith A. Morrison, permet la détermination d'un coefficient de Fanning f_F , valable pour tous les types d'écoulement en conduite lisse, défini tel que :

$$f_F = \frac{f_D}{4} = \left(\frac{0,0076 \left(\frac{3170}{R_e}\right)^{0,165}}{1 + \left(\frac{3170}{R_e}\right)^{7,0}} \right) + \frac{16}{R_e}. \quad (6.35)$$

La FIGURE 6.7 présente finalement la fonction générale $f_D = f(R_e)$ (6.28) permettant la détermination, comme défini précédemment, du coefficient de Darcy f_D en fonction du nombre de Reynolds R_e et permettant de tenir compte du régime de transition. Cette courbe est ainsi comparée à l'allure de la fonction de corrélation de Morrison ainsi qu'aux courbes représentant les variations du coefficient f_D dans les régimes laminaire et turbulent.

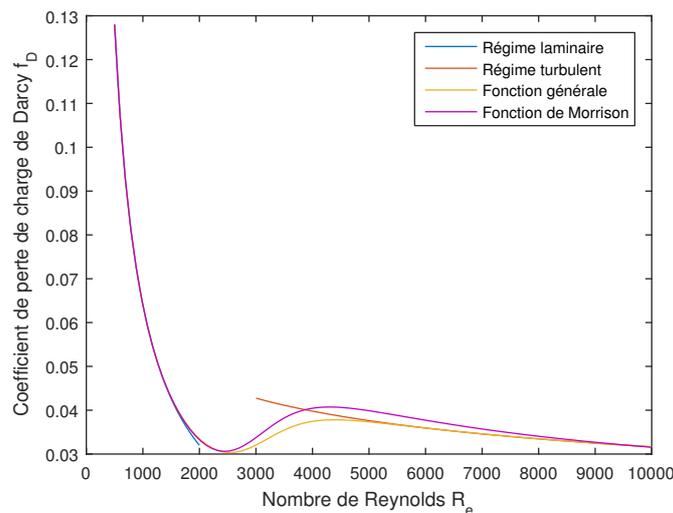


FIGURE 6.7 – Coefficient de perte de charge de Darcy f_D en fonction du nombre de Reynolds R_e dans le cas d'une conduite parfaitement lisse

Il en résulte finalement la loi générale permettant l'expression des pertes de charge régulières ΔP_{f_r} , définie, pour $T = T^0$, comme suit :

$$\Delta P_{f_r}(t) = \mathcal{P}_L \times \frac{128}{\pi} \mu^0 \frac{L}{D^4} q_{air}(t) + \mathcal{P}_T \times \frac{2,5312}{\pi^2} \frac{M_{air}}{RT^0} \frac{L}{D^5} Re^{-\frac{1}{4}} P_{air}(t) q_{air}^2(t), \quad (6.36)$$

valide quel que soit l'écoulement considéré.

Quant aux pertes de charge singulières ΔP_{f_s} , celles-ci peuvent s'exprimer à l'aide de la relation suivante :

$$\Delta P_{f_s} = K_F \frac{\rho v_{air}^2}{2}, \quad (6.37)$$

où K_F représente le coefficient de perte de charge fonction de la géométrie de l'obstacle rencontré [Idel'cik, 1969].

Pour la suite de ces travaux, nous ne considérons pas de pertes de charge singulières mais seulement des pertes de charge régulières. De fait, nous considérons que les liaisons entre les volumes des capacités pneumatiques et les conduites sont façonnées de telles sorte que les variations brusques de section de passage sont évitées. Les résistances pneumatiques sont alors, dans un premier temps, simplement caractérisées par les pertes de charge initiées par les frottements dans les conduites.

Ces résistances pneumatiques peuvent finalement être définies aux petites variations autour de l'équilibre statique : l'écoulement peut alors être considéré comme laminaire. Dès lors, la linéarisation de l'expression des pertes de charges régulières en écoulement laminaire (6.31) donne :

$$d\Delta P_{f_r}(t) = R_p dq_{air}(t), \quad (6.38)$$

exprimant la loi d'Ohm en technologie pneumatique [Borne et al., 1993] où la pression représente la variable d'effort et le débit volumique la variable de flux (les variations de débit volumique étant équivalentes aux variations de débit massique sous l'hypothèse d'un fluide incompressible le long de l'écoulement).

La résistance pneumatique R_p apportée par une conduite peut donc être caractérisée à travers la relation suivante :

$$R_p = \left. \frac{\partial \Delta P_{f_r}(t)}{\partial q_{air}(t)} \right|_{\substack{\Delta P_{f_r}=0 \\ q_{air}=0 \\ T=T^0}} = \frac{128}{\pi} \mu^0 \frac{L}{D^4} = 8\pi \mu^0 \frac{L}{S^2}, \quad (6.39)$$

avec $S = \pi \left(\frac{D}{2}\right)^2$ la section de conduite (en m^2).

De par ces relations caractérisant les écoulements dans les conduites du système de suspension pneumatique, les modèles non linéaires des différents arrangements de l'architecture « CRONE » précédemment synthétisés peuvent être mis en place. C'est l'objet de la suite de cette partie.

6.2.3.2 Modélisation non linéaire de l'architecture « CRONE » pneumatique

Arrangement parallèle de cellules RC série

La FIGURE 6.8 présente l'arrangement parallèle de cellules RC série, en technologie pneumatique, avec $q_d(t) = S_v v_{21}(t)$ le débit volumique de déplacement créé par le vérin (en $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$), $q_c(t)$ le débit volumique de compressibilité au sein du vérin (en $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$), $q_s(t)$ le débit volumique sortant du vérin et entrant dans le réseau (en $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$), $q_i(t)$ (avec $i \in \llbracket 1 ; 2 \rrbracket$) le débit entrant dans le volume $\mathcal{V}_{2,i}$ (en $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$) et $\Delta P_{R_i}(t)$ la différence de pression aux bornes de $R_{2,i}$ (en Pa) avec, dans ce cas particulier :

$$\begin{cases} q_s(t) & = q_{s_1}(t) + q_{s_2}(t) \\ \Delta P_{R_i}(t) & = P_v(t) - P_i(t) \end{cases}, \quad (6.40)$$

où $q_{s_i}(t)$ représente le débit volumique entrant dans l'élément résistif $R_{2,i}$ et $P_i(t) = P_{2,i}(t)$ et $N_i(t) = N_{2,i}(t)$ respectivement les pression absolue (en Pa) et quantité d'air (en mol) dans le volume $\mathcal{V}_{2,i}$ de capacité $C_{2,i}$. De même, et en conservant les mêmes notations que pour la modélisation du système actif pneumatique, nous considérons $P_{2,0}(t) = P_v(t)$, $\mathcal{V}_{2,0}(t) = \mathcal{V}_v(t)$ et $N_{2,0}(t) = N_{air}(t)$.

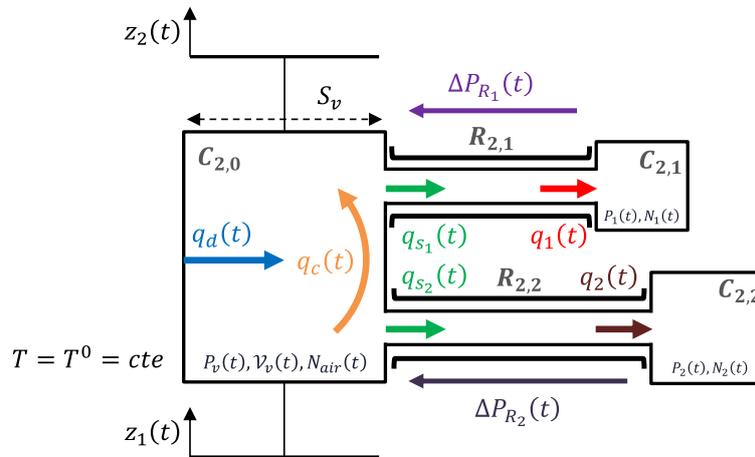


FIGURE 6.8 – Arrangement parallèle de cellules RC série en technologie pneumatique

Dans un premier temps, et afin de simplifier cette modélisation, les différentes transformations considérées au sein de l'architecture sont considérées comme isothermes d'où, de manière générale au sein de la suspension, $T = T^0$ et $\mu = \mu^0$.

Dès lors, le débit $q_d(t)$ émanant du débattement de suspension est caractérisé comme orienté « entrant » dans le vérin principal de sorte que, de manière générale :

$$q_u(t) - q_d(t) = q_c(t) + q_s(t), \quad (6.41)$$

avec $q_u(t)$ le débit de commande émanant du régulateur de hauteur. Ainsi, dans le cas de

la simple régulation de hauteur du vérin principal (cf. 5.2.3), $q_s(t) = 0$ d'où :

$$q_u(t) - q_d(t) = q_c(t), \quad (6.42)$$

comme schématisé sur le modèle linéarisé du procédé de la boucle de régulation de hauteur présenté sur la FIGURE 5.10.

Sous l'hypothèse de processus isothermes, les équations régissant l'évolution des pressions au sein de chacune des capacités pneumatiques obéissent à la même loi d'évolution de pression (5.47) au sein de la seule chambre pneumatique de la suspension du véhicule de référence, soit :

$$P_v(t) = P_v^0 + p_v(t) = P_v^0 \frac{\mathcal{V}_v^0 N_{air}(t)}{\mathcal{V}_v(t) N_{air}^0}, \quad (6.43)$$

et, en considérant les volumes $\mathcal{V}_{2,i}$ constants de sorte que $\mathcal{V}_{2,i}(t) = \mathcal{V}_{2,i}^0$:

$$P_i(t) = P_i^0 + p_i(t) = P_i^0 \frac{N_i(t)}{N_i^0}, \quad (6.44)$$

avec $N_i(t) = N_i^0 + n_i(t)$.

Le système étant considéré comme fermé, soit $q_u(t) = 0$, il vient alors :

$$n_{air}(t) = -(n_1(t) + n_2(t)), \quad (6.45)$$

ou, à partir de la relation (6.43) :

$$P_v(t) = P_v^0 \frac{\mathcal{V}_v^0}{\mathcal{V}_v^0 + \nu_v(t)} \left(1 - \frac{1}{M_{air} N_{air}^0} \int_0^t (q_1^m(\tau) + q_2^m(\tau)) d\tau \right), \quad (6.46)$$

avec $q_i^m(t)$ le débit massique entrant dans la capacité $C_{2,i}$ soit, finalement :

$$P_v(t) = P_v^0 \frac{1}{1 + \frac{1}{\mathcal{V}_v^0} \int_0^t q_d(\tau) d\tau} \left(1 - \frac{1}{P_v^0 \mathcal{V}_v^0} \int_0^t (P_1(\tau) q_1(\tau) + P_2(\tau) q_2(\tau)) d\tau \right). \quad (6.47)$$

Quant à la loi d'évolution de $P_i(t)$, celle-ci peut être déduite de la relation (6.44) soit :

$$P_i(t) = P_i^0 \left(1 + \frac{1}{M_{air} N_i^0} \int_0^t q_i^m(\tau) d\tau \right), \quad (6.48)$$

ou

$$P_i(t) = P_i^0 \left(1 + \frac{1}{P_i^0 \mathcal{V}_{2,i}^0} \int_0^t P_i(\tau) q_i(\tau) d\tau \right). \quad (6.49)$$

Enfin, la loi caractérisant l'écoulement dans les éléments résistifs $R_{2,i}$ peut se déduire

de la relation (6.26) de sorte que :

$$q_i(t) = \frac{1}{\sqrt{f_{D_i}(t)}} \sqrt{\frac{\pi^2 D_{R_i}^5}{8L_{R_i} \rho_i(t)} \Delta P_{R_i}(t)}, \quad (6.50)$$

ou, de par la relation (6.33) :

$$q_i(t) = \frac{1}{\sqrt{\mathcal{P}_{L_i}(t) \times \frac{64}{R_{e_i}(t)} + \mathcal{P}_{T_i}(t) \times 0,3164 R_{e_i}(t)^{-\frac{1}{4}}}} \sqrt{\frac{\pi^2 D_{R_i}^5}{8L_{R_i}} \frac{RT^0}{P_i(t) M_{air}} \Delta P_{R_i}(t)}, \quad (6.51)$$

avec \mathcal{P}_{L_i} et \mathcal{P}_{T_i} les deux pondérations fonctions du nombre de Reynolds R_{e_i} caractérisant l'écoulement dans la résistance pneumatique $R_{2,i}$ de longueur L_{R_i} et de diamètre D_{R_i} telles que définies dans les relations (6.34), soit :

$$\begin{cases} \mathcal{P}_{L_i} = \frac{1}{1 + \exp\left(-\frac{1}{450} (R_{e_i} - 3000)\right)} \\ \mathcal{P}_{T_i} = 1 - \mathcal{P}_{L_i} \end{cases} . \quad (6.52)$$

Le modèle non linéaire obtenu peut se représenter sous la forme du schéma-bloc de la FIGURE 6.9 où les blocs $NLC_{2,0}(\cdot)$, $NLC_{2,i}(\cdot)$ et $NLR_{2,i}(\cdot)$ ($i \in \llbracket 1 ; 2 \rrbracket$) sont respectivement caractérisés par les équations (6.47), (6.49) et (6.51).

Un modèle linéarisé aux petites variations de cet arrangement peut finalement en être déduit après linéarisation des équations caractéristiques des blocs $NLC_{2,0}(\cdot)$, $NLC_{2,i}(\cdot)$ et $NLR_{2,i}(\cdot)$ autour du point d'équilibre de référence.

Ainsi, le bloc $NLC_{2,0}(\cdot)$ caractérisé par la relation (6.47) peut être linéarisé, comme pour le modèle du régulateur de hauteur (cf. paragraphe 5.2.3), à travers le calcul de la différentielle totale de P_v soit :

$$dP_v(t) = a d\mathcal{V}_v(t) + b_1 dq_1(t) + b_2 dq_2(t) = a \nu_v(t) + b_1 q_1(t) + b_2 q_2(t), \quad (6.53)$$

avec

$$\begin{cases} a = \left. \frac{\partial P_v(t)}{\partial \mathcal{V}_v(t)} \right|_{\substack{P_v=P_v^0 \\ \mathcal{V}_v=\mathcal{V}_v^0 \\ q_i=0}} = -\frac{P_v^0 \mathcal{V}_v^0}{(\mathcal{V}_v^0)^2} = -\frac{P_v^0}{\mathcal{V}_v^0} = -\frac{1}{\kappa C_{2,0}} \\ b_i = \left. \frac{\partial P_v(t)}{\partial q_i(t)} \right|_{\substack{P_v=P_v^0 \\ \mathcal{V}_v=\mathcal{V}_v^0 \\ q_i=0}} = -\frac{P_v^0 P_i^0}{P_v^0 \mathcal{V}_v^0} \frac{\partial \left(\int_0^t q_i(\tau) d\tau \right)}{\partial q_i(t)} \Bigg|_{\substack{P_v=P_v^0 \\ \mathcal{V}_v=\mathcal{V}_v^0 \\ q_i=0}} = -\frac{1}{\kappa C_{2,0}} \frac{\partial \mathcal{V}'_{2,i}(t)}{\partial q_i(t)} \Bigg|_{\substack{P_v=P_v^0 \\ \mathcal{V}_v=\mathcal{V}_v^0 \\ q_i=0}} \end{cases} , \quad (6.54)$$

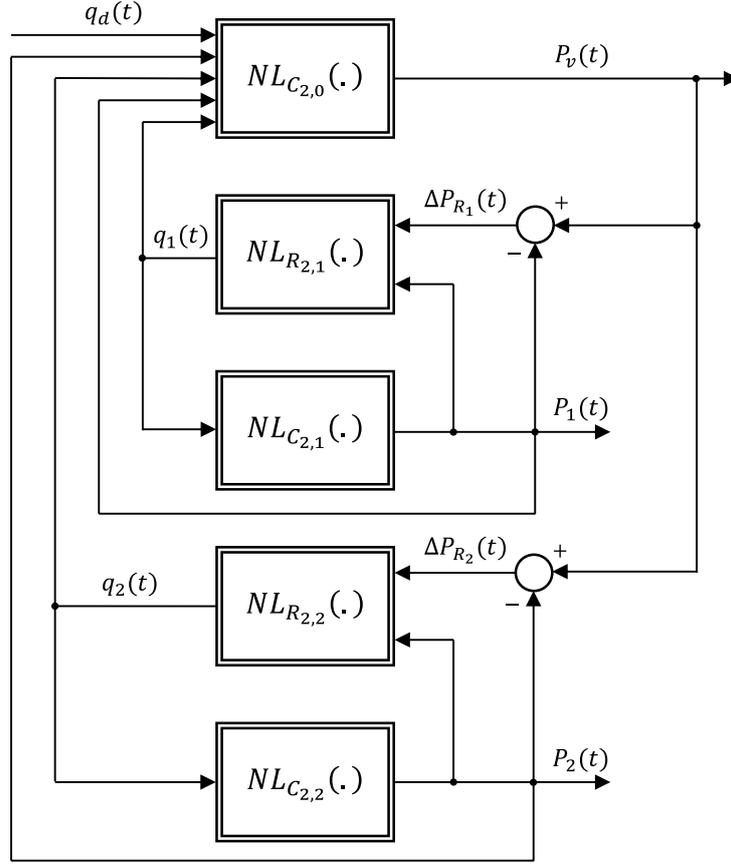


FIGURE 6.9 – Schéma-bloc du modèle non linéaire de l'arrangement parallèle de cellules RC série en technologie pneumatique

d'où

$$dP_v(t) = -\frac{1}{\kappa C_{2,0}} d\mathcal{V}_v(t) - \frac{1}{\kappa C_{2,0}} \frac{\partial \mathcal{V}'_{2,1}(t)}{\partial q_1(t)} dq_1(t) - \frac{1}{\kappa C_{2,0}} \frac{\partial \mathcal{V}'_{2,2}(t)}{\partial q_2(t)} dq_2(t). \quad (6.55)$$

Finalement, en ne considérant que les transformations isothermes soit $\kappa = 1$, l'équation (6.55) peut se réécrire sous la forme suivante :

$$p_v(t) = -\frac{1}{C_{2,0}^0} (\nu_v(t) + \nu'_1(t) + \nu'_2(t)), \quad (6.56)$$

avec $\nu_v(t) = \int_0^t q_d(\tau) d\tau$ et $d\mathcal{V}'_{2,i}(t) = \nu'_i(t) = \int_0^t q_i(\tau) d\tau$ les variations de volume générées (au niveau du volume $\mathcal{V}_v(t)$) par le débit $q_i(t)$ (en m^3) sachant que $\mathcal{V}_{2,i}(t) = \mathcal{V}_{2,i}^0$ et $\nu_i(t) = 0$, d'où :

$$p_v(t) = -\frac{1}{C_{2,0}^0} \int_0^t (q_d(\tau) + q_1(\tau) + q_2(\tau)) d\tau. \quad (6.57)$$

De même, les blocs $NL_{C_{2,i}}(.)$ caractérisés par la relation (6.49) peuvent être linéarisés

comme suit :

$$dP_i(t) = \frac{\partial P_i(t)}{\partial q_i(t)} \Big|_{\substack{P_i=P_i^0 \\ q_i=0}} dq_i(t) = \frac{P_i^0}{V_{2,i}^0} \frac{\partial \left(\int_0^t q_i(\tau) d\tau \right)}{\partial q_i(t)} \Big|_{\substack{P_i=P_i^0 \\ q_i=0}} dq_i(t) = \frac{1}{\kappa C_{2,i}} \frac{\partial \mathcal{V}'_{2,i}(t)}{\partial q_i(t)} \Big|_{\substack{P_i=P_i^0 \\ q_i=0}} dq_i(t), \quad (6.58)$$

ou, en ne considérant que les transformations isothermes soit $\kappa = 1$,

$$p_i(t) = \frac{1}{C_{2,i}} \int_0^t q_i(\tau) d\tau. \quad (6.59)$$

Enfin, les blocs $NL_{R_{2,i}}(\cdot)$ caractérisés par la relation (6.51) peuvent être linéarisés aux petites variations autour du point de fonctionnement définissant le régime d'écoulement laminaire. Dès lors, la relation linéarisée découle directement de l'équation (6.31), soit :

$$\Delta P_{R_i}(t) = R_{2,i} q_i(t) = \frac{128}{\pi} \mu^0 \frac{L_{R_i}}{D_{R_i}^4} q_i(t), \quad (6.60)$$

avec, finalement

$$R_{2,i} = \frac{128}{\pi} \mu^0 \frac{L_{R_i}}{D_{R_i}^4}. \quad (6.61)$$

Le modèle linéarisé obtenu peut, par conséquent, se représenter sous la forme du schéma-bloc de la FIGURE 6.10.

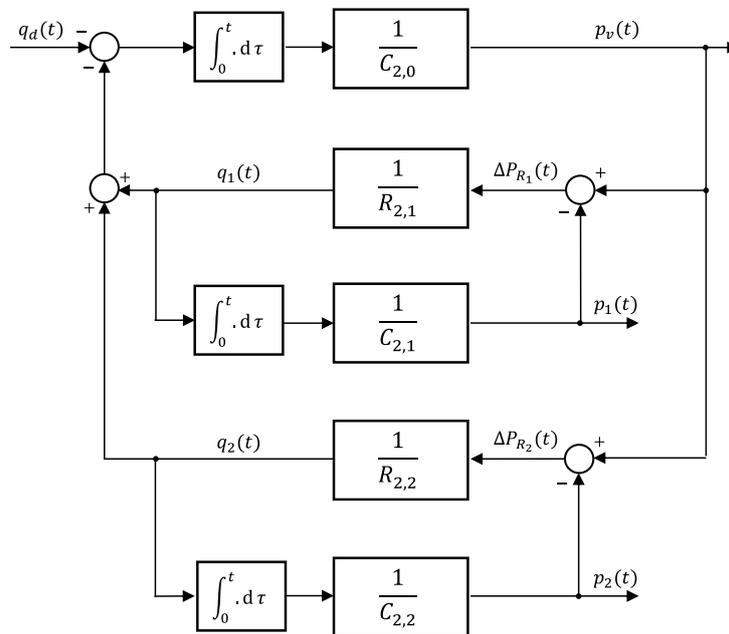


FIGURE 6.10 – Schéma-bloc du modèle linéarisé de l'arrangement parallèle de cellules RC série en technologie pneumatique

Sous l'hypothèse de Conditions Initiales (CI) nulles, l'application des transformées

de Laplace aux équations (6.57), (6.59) et (6.60) du modèle linéarisé nous permettent l'obtention du système d'équations suivant :

$$\begin{cases} P_v(s) &= - \frac{1}{C_{2,0}s} (Q_d(s) + Q_1(s) + Q_2(s)) \\ P_i(s) &= \frac{1}{C_{2,i}s} Q_i(s) \\ \Delta P_{R_i}(s) &= R_{2,i} Q_i(s) \end{cases}, \quad (6.62)$$

avec $Q_d(s) = \mathcal{L}\{q_d(t)\}$, $Q_i(s) = \mathcal{L}\{q_i(t)\}$, $P_i(s) = \mathcal{L}\{p_i(t)\}$ et $\Delta P_{R_i}(s) = \mathcal{L}\{\Delta P_{R_i}(t)\}$.

Sachant aussi que :

$$\begin{cases} U_a(s) &= S_v P_v(s) \\ Q_d(s) &= S_v V_{21}(s) \end{cases}, \quad (6.63)$$

avec $V_{21}(s) = -V_{12}(s) = \mathcal{L}\{v_{21}(t)\}$ où $v_{21}(t)$ représente la vitesse de débattement de la suspension (en m s^{-1}), il vient alors :

$$\frac{U_a(s)}{V_{12}(s)} = \frac{S_v^2}{C_{2,0}s + \frac{1}{\left(\frac{1}{C_{2,1}s} + R_{2,1}\right)} + \frac{1}{\left(\frac{1}{C_{2,2}s} + R_{2,2}\right)}}, \quad (6.64)$$

permettant de retrouver l'expression de l'impédance pneumatique I_{p_par} (6.13) apportée par l'arrangement parallèle de cellules RC série.

Par conséquent, la synthèse nous ayant permis de déterminer les paramètres physiques suivants (6.17) :

$$\begin{cases} C_{2,0} &= 1,22 \times 10^{-10} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \\ C_{2,1} &= 1,01 \times 10^{-9} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \\ C_{2,2} &= 4,13 \times 10^{-9} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \\ R_{2,1} &= 4,47 \times 10^7 \text{ N s m}^{-5} \\ R_{2,2} &= 1,62 \times 10^8 \text{ N s m}^{-5} \end{cases}, \quad (6.65)$$

il vient finalement, à partir des relations (6.18) et (6.61) en considérant l'équilibre de référence ($P_v^0 = 1 \times 10^6 \text{ Pa}$), les transformations comme isothermes d'où $\kappa = 1$ et $D_{R_1} = D_{R_2} = 1,45 \times 10^{-3} \text{ m}$, les paramètres technologiques suivants :

$$\begin{cases} \mathcal{V}_{2,0}^0 &= 1,22 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \\ \mathcal{V}_{2,1}^0 &= 1,01 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \\ \mathcal{V}_{2,2}^0 &= 4,13 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \\ L_{R_1} &= 2,67 \times 10^{-1} \text{ m} \\ L_{R_2} &= 9,65 \times 10^{-1} \text{ m} \end{cases}. \quad (6.66)$$

Arrangement cascade de cellules RC gamma

La FIGURE 6.11 présente l'arrangement cascade de cellules RC gamma, en technologie pneumatique, avec les mêmes notations que celles introduites précédemment pour l'arrangement parallèle de cellules RC série et, dans ce cas particulier :

$$\begin{cases} q_1(t) &= q_{c_1}(t) + q_{12}(t) \\ \Delta P_{R_i}(t) &= P_{i-1}(t) - P_i(t) \end{cases}, \quad (6.67)$$

avec $i \in \llbracket 1 ; 2 \rrbracket$ d'où $P_0(t) = P_v(t)$ et où $q_{c_1}(t)$ représente le débit volumique de compressibilité au sein de la capacité $C_{2,1}$ et $q_{12}(t)$ le débit entrant dans la conduite séparant les capacités $C_{2,1}$ et $C_{2,2}$.

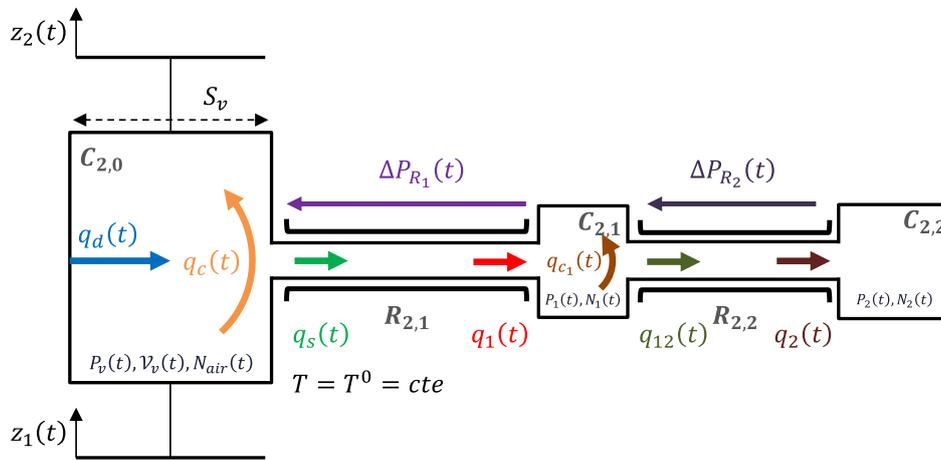


FIGURE 6.11 – Arrangement cascade de cellules RC gamma en technologie pneumatique

Dès lors, toujours sous l'hypothèse de processus isothermes et en considérant les mêmes hypothèses qu'émisses pour la modélisation du précédent arrangement, les équations régissant l'évolution des pressions au sein de chacune des capacités pneumatiques peuvent être déduites des relations (6.43) et (6.44) soit, pour la capacité $C_{2,0}$:

$$P_v(t) = P_v^0 \frac{1}{1 + \frac{1}{\mathcal{V}_v^0} \int_0^t q_d(\tau) d\tau} \left(1 - \frac{1}{P_v^0 \mathcal{V}_v^0} \int_0^t P_1(\tau) q_1(\tau) d\tau \right), \quad (6.68)$$

pour la capacité $C_{2,1}$:

$$P_1(t) = P_1^0 \left(1 + \frac{1}{P_1^0 \mathcal{V}_{2,1}^0} \int_0^t (P_1(\tau) q_1(\tau) - P_2(\tau) q_2(\tau)) d\tau \right), \quad (6.69)$$

et pour la capacité $C_{2,2}$:

$$P_2(t) = P_2^0 \left(1 + \frac{1}{P_2^0 \mathcal{V}_{2,2}^0} \int_0^t P_2(\tau) q_2(\tau) d\tau \right). \quad (6.70)$$

Enfin, et de la même façon que pour l'arrangement précédent, la loi régissant l'écoulement dans les éléments résistifs $R_{2,i}$ est aussi caractérisée par la relation (6.51).

Le modèle non linéaire obtenu peut se représenter sous la forme du schéma-bloc de la FIGURE 6.12 où les blocs $NL_{C_{2,0}}(\cdot)$, $NL_{C_{2,1}}(\cdot)$, $NL_{C_{2,2}}(\cdot)$ et $NL_{R_{2,i}}(\cdot)$ ($i \in \llbracket 1 ; 2 \rrbracket$) sont respectivement caractérisés par les équations (6.68), (6.69), (6.70) et (6.51).

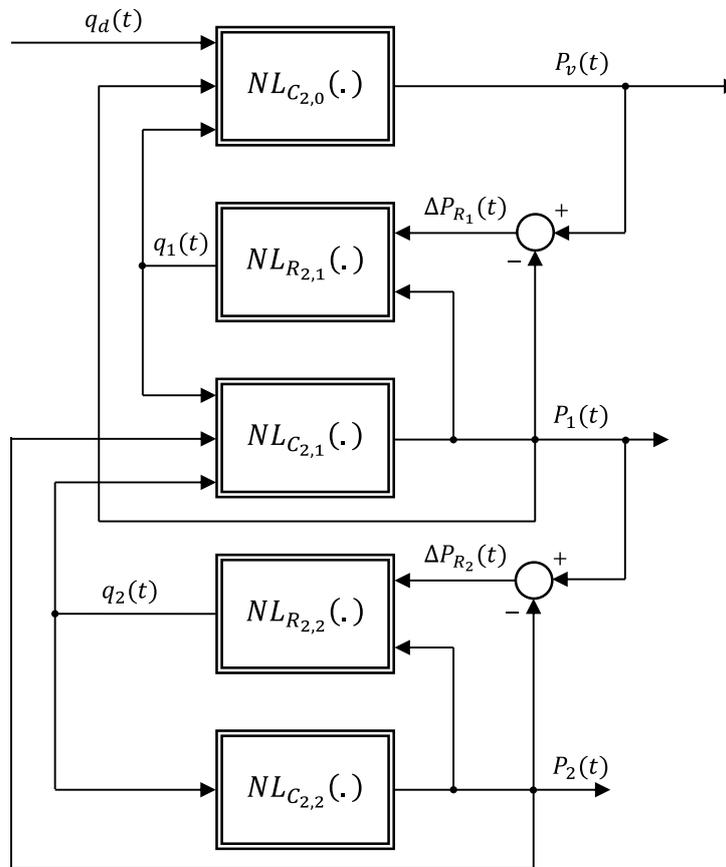


FIGURE 6.12 – Schéma-bloc du modèle non linéaire de l'arrangement cascade de cellules RC gamma en technologie pneumatique

Ainsi, le bloc $NL_{C_{2,0}}(\cdot)$ caractérisé par la relation (6.68) peut être linéarisé, comme pour l'arrangement parallèle de cellules RC série, à travers le calcul de la différentielle totale de P_v soit :

$$dP_v(t) = ad\mathcal{V}_v(t) + bdq_1(t) = av_v(t) + bq_1(t), \quad (6.71)$$

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} a = \frac{\partial P_v(t)}{\partial \mathcal{V}_v(t)} \Big|_{\substack{P_v=P_v^0 \\ \mathcal{V}_v=\mathcal{V}_v^0 \\ q_1=0}} = -\frac{P_v^0 \mathcal{V}_v^0}{(\mathcal{V}_v^0)^2} = -\frac{P_v^0}{\mathcal{V}_v^0} = -\frac{1}{\kappa C_{2,0}} \\ b = \frac{\partial P_v(t)}{\partial q_1(t)} \Big|_{\substack{P_v=P_v^0 \\ \mathcal{V}_v=\mathcal{V}_v^0 \\ q_1=0}} = -\frac{P_v^0 P_1^0}{P_v^0 \mathcal{V}_v^0} \frac{\partial \left(\int_0^t q_1(\tau) d\tau \right)}{\partial q_1(t)} \Big|_{\substack{P_v=P_v^0 \\ \mathcal{V}_v=\mathcal{V}_v^0 \\ q_1=0}} = -\frac{1}{\kappa C_{2,0}} \frac{\partial \mathcal{V}'_{2,1}(t)}{\partial q_1(t)} \Big|_{\substack{P_v=P_v^0 \\ \mathcal{V}_v=\mathcal{V}_v^0 \\ q_1=0}} \end{array} \right. , \quad (6.72)$$

d'où

$$dP_v(t) = -\frac{1}{\kappa C_{2,0}} d\mathcal{V}_v(t) - \frac{1}{\kappa C_{2,0}} \frac{\partial \mathcal{V}'_{2,1}(t)}{\partial q_1(t)} dq_1(t). \quad (6.73)$$

Finalement, en ne considérant que les transformations isothermes soit $\kappa = 1$, l'équation (6.73) peut se réécrire sous la forme suivante :

$$p_v(t) = -\frac{1}{C_{2,0}^0} (\nu_v(t) + \nu'_1(t)), \quad (6.74)$$

ou :

$$p_v(t) = -\frac{1}{C_{2,0}} \int_0^t (q_d(\tau) + q_1(\tau)) d\tau. \quad (6.75)$$

De la même manière, le bloc $NLC_{2,1}(\cdot)$ caractérisé par la relation (6.69) peut être linéarisé comme suit :

$$dP_1(t) = adq_1(t) + bdq_2(t) = aq_1(t) + bq_2(t), \quad (6.76)$$

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} a = \frac{\partial P_1(t)}{\partial q_1(t)} \Big|_{\substack{P_1=P_1^0 \\ q_1=0 \\ q_2=0}} = \frac{P_1^0}{\mathcal{V}_{2,1}^0} \frac{\partial \left(\int_0^t q_1(\tau) d\tau \right)}{\partial q_1(t)} \Big|_{\substack{P_1=P_1^0 \\ q_1=0 \\ q_2=0}} = \frac{1}{\kappa C_{2,1}} \frac{\partial \mathcal{V}'_{2,1}(t)}{\partial q_1(t)} \Big|_{\substack{P_1=P_1^0 \\ q_1=0 \\ q_2=0}} \\ b = \frac{\partial P_1(t)}{\partial q_2(t)} \Big|_{\substack{P_1=P_1^0 \\ q_1=0 \\ q_2=0}} = -\frac{P_2^0}{\mathcal{V}_{2,1}^0} \frac{\partial \left(\int_0^t q_2(\tau) d\tau \right)}{\partial q_2(t)} \Big|_{\substack{P_1=P_1^0 \\ q_1=0 \\ q_2=0}} = \frac{1}{\kappa C_{2,1}} \frac{\partial \mathcal{V}'_{2,2}(t)}{\partial q_2(t)} \Big|_{\substack{P_1=P_1^0 \\ q_1=0 \\ q_2=0}} \end{array} \right. , \quad (6.77)$$

ou, en ne considérant que les transformations isothermes soit $\kappa = 1$,

$$p_1(t) = \frac{1}{C_{2,1}} \int_0^t (q_1(\tau) - q_2(\tau)) d\tau. \quad (6.78)$$

Enfin, le bloc $NLC_{2,2}(\cdot)$ caractérisé par la relation (6.70) peut se linéariser de la même manière que les blocs $NLC_{2,i}(\cdot)$ de l'arrangement parallèle de cellules RC série

(6.58), d'où finalement :

$$p_2(t) = \frac{1}{C_{2,2}} \int_0^t q_2(\tau) d\tau. \quad (6.79)$$

Enfin, les blocs $NL_{R_{2,i}}(\cdot)$, toujours caractérisés par la relation (6.51), peuvent aussi être linéarisés aux petites variations autour du point de fonctionnement définissant le régime d'écoulement laminaire. Les relations (6.60) et (6.61) déterminées pour l'arrangement précédent restent ainsi valides pour l'arrangement cascade de cellules RC gamma.

Le modèle linéarisé obtenu peut, par conséquent, se représenter sous la forme du schéma-bloc de la FIGURE 6.13.

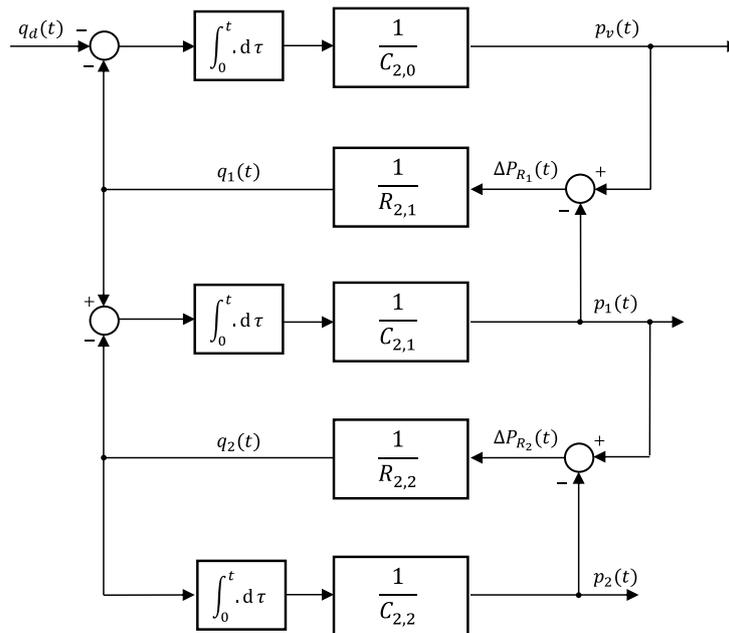


FIGURE 6.13 – Schéma-bloc du modèle linéarisé de l'arrangement cascade de cellules RC gamma en technologie pneumatique

Sous l'hypothèse de CI nulles, l'application des transformées de Laplace aux équations (6.75), (6.78), (6.79) et (6.60) du modèle linéarisé nous permettent ainsi l'obtention

du système d'équations suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} P_v(s) = - \frac{1}{C_{2,0}s} (Q_d(s) + Q_1(s)) \\ P_1(s) = \frac{1}{C_{2,1}s} (Q_1(s) - Q_2(s)) \\ P_2(s) = \frac{1}{C_{2,2}s} (Q_2(s)) \\ \Delta P_{R_i}(s) = R_{2,i} Q_i(s) \end{array} \right. , \quad (6.80)$$

d'où il vient, après introduction des relations (6.63) :

$$\frac{U_a(s)}{V_{12}(s)} = \frac{S_v^2}{C_{2,0}s + \frac{1}{R_{2,1} + \frac{1}{C_{2,1}s + \frac{1}{R_{2,2} + \frac{1}{C_{2,2}s}}}}}, \quad (6.81)$$

permettant de retrouver l'expression de l'impédance pneumatique I_{p_cas} (6.21) apportée par l'arrangement cascade de cellules RC gamma.

Par conséquent, la synthèse nous ayant permis de déterminer les paramètres physiques suivants (6.24) :

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{2,0} = 1,22 \times 10^{-10} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \\ C_{2,1} = 1,62 \times 10^{-9} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \\ C_{2,2} = 3,52 \times 10^{-9} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \\ R_{2,1} = 3,50 \times 10^7 \text{ N s m}^{-5} \\ R_{2,2} = 1,51 \times 10^8 \text{ N s m}^{-5} \end{array} \right. , \quad (6.82)$$

il vient finalement, à partir des relations (6.18) et (6.61) en considérant les transformations comme isothermes d'où $\kappa = 1$ et $D_{R_1} = D_{R_2} = 1,45 \times 10^{-3} \text{ m}$, les paramètres technologiques suivants :

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathcal{V}_{2,0}^0 = 1,22 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \\ \mathcal{V}_{2,1}^0 = 1,62 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \\ \mathcal{V}_{2,2}^0 = 3,52 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \\ L_{R_1} = 2,09 \times 10^{-1} \text{ m} \\ L_{R_2} = 9,03 \times 10^{-1} \text{ m} \end{array} \right. . \quad (6.83)$$

6.2.4 Conclusion

Les valeurs des paramètres physiques $C_{2,i}$ et $R_{2,i}$ de chaque arrangement synthétisé en technologie pneumatique sont résumées dans le tableau 6.1.

	Arrangement parallèle de cellules RC série	Arrangement cascade de cellules RC gamma
$C_{2,0}$ ($\text{m}^5 \text{N}^{-1}$)	$1,22 \times 10^{-10}$	$1,22 \times 10^{-10}$
$C_{2,1}$ ($\text{m}^5 \text{N}^{-1}$)	$1,01 \times 10^{-9}$	$1,62 \times 10^{-9}$
$C_{2,2}$ ($\text{m}^5 \text{N}^{-1}$)	$4,13 \times 10^{-9}$	$3,52 \times 10^{-9}$
$R_{2,1}$ (N s m^{-5})	$4,47 \times 10^7$	$3,50 \times 10^7$
$R_{2,2}$ (N s m^{-5})	$1,62 \times 10^8$	$1,51 \times 10^8$

TABLE 6.1 – Paramètres physiques de chacun des deux arrangements de l'architecture « CRONE » développés en technologie pneumatique

Ces paramètres physiques précédemment définis permettent l'obtention des paramètres technologiques nécessaires au développement du modèle non linéaire et du prototype. Ces paramètres dépendent ainsi directement du type de transformation considéré et sont donc des fonctions de κ . En effet, tandis que la synthèse réalisée lors de la démarche descendante a été faite en considérant seulement des processus adiabatiques ($\kappa = \gamma$), seuls les processus isothermes ($\kappa = 1$) ont été considérés lors de la démarche ascendante. Les paramètres technologiques obtenus dans le cas de ces deux démarches (et fonction des transformations considérées) sont finalement résumés dans le tableau 6.2.

	Arrangement parallèle de cellules RC série		Arrangement cascade de cellules RC gamma	
	$\kappa = 1$	$\kappa = \gamma$	$\kappa = 1$	$\kappa = \gamma$
$\mathcal{V}_{2,0}^0$ (m^3)	$1,22 \times 10^{-4}$	$1,71 \times 10^{-4}$	$1,22 \times 10^{-4}$	$1,71 \times 10^{-4}$
$\mathcal{V}_{2,1}^0$ (m^3)	$1,01 \times 10^{-3}$	$1,40 \times 10^{-3}$	$1,62 \times 10^{-3}$	$2,30 \times 10^{-3}$
$\mathcal{V}_{2,2}^0$ (m^3)	$4,13 \times 10^{-3}$	$5,80 \times 10^{-3}$	$3,52 \times 10^{-3}$	$4,90 \times 10^{-3}$
L_{R_1} (m)	$2,67 \times 10^{-1}$		$2,09 \times 10^{-1}$	
L_{R_2} (m)	$9,65 \times 10^{-1}$		$9,03 \times 10^{-1}$	

TABLE 6.2 – Paramètres technologiques de chacun des deux arrangements de l'architecture « CRONE » développés en technologie pneumatique et déterminés, en fonction de κ , pour la masse nominale $m_{2,nom} = 443,2 \text{ kg}$ du véhicule de référence et en considérant $P_v^0 = 1 \times 10^6 \text{ Pa}$ et $D_{R_1} = D_{R_2} = 1,45 \times 10^{-3} \text{ m}$

On peut aisément remarquer que les volumes $\mathcal{V}_{2,0}^0$, qui ne varient pas en fonction de l'arrangement, sont, quelle que soit la configuration considérée, les volumes les plus faibles. Connaissant, par ailleurs, la section du vérin porteur S_v correspondant à ce même volume aux petites variations autour du point de fonctionnement, la hauteur initiale Z_{21}^0 de ce vérin peut être déterminée de sorte que :

$$\begin{cases} Z_{21}^0 = 2,75 \times 10^{-2} \text{ m} & \text{pour } \kappa = 1 \\ Z_{21}^0 = 3,85 \times 10^{-2} \text{ m} & \text{pour } \kappa = \gamma \end{cases} \quad (6.84)$$

Ainsi, tandis que ces hauteurs semblent relativement faibles pour bien des applications, le comportement CRONE recherché dans cette partie reste assuré aux petites variations autour du point d'équilibre statique considéré.

Par suite, un choix concernant l'arrangement de l'architecture « CRONE » à privilégier pour la suite des travaux est nécessaire. Ce choix peut être fait en fonction de l'espace disponible pour l'implantation d'un tel arrangement, en fonction des caractéristiques technologiques (volumes de capacités ou dimensions des éléments résistifs) ou encore de la complexité de mise en oeuvre. Dans un premier temps, nous faisons le choix de privilégier l'arrangement parallèle de cellules RC série tel que représenté sur la FIGURE 6.8.

En effet, comme introduit précédemment, la loi caractérisant l'écoulement au sein d'un élément résistif dépend du nombre de Reynolds, donc directement du débit d'air s'écoulant. De fait, plus ce débit est grand et plus nous nous rapprochons d'un écoulement turbulent. Or, les paramètres technologiques des arrangements ont été déterminés en considérant des petites variations autour d'un point de fonctionnement permettant à l'écoulement de rester laminaire. Dès lors, tant que l'écoulement au sein de l'élément résistif reste laminaire, la caractéristique $\Delta P_{R_i} = f(q_i)$ nous permet bien d'obtenir l'image de la résistance $R_{2,i}$ telle que définie par la synthèse de l'architecture « CRONE ». Au contraire, dès que l'écoulement tend vers un régime turbulent, cette caractéristique s'éloigne de l'image de la résistance désirée, ceci incluant des variations au niveau du comportement recherché. Ainsi, tandis qu'un seul débit q_s sort du vérin principal dans l'arrangement cascade, ce débit sortant est, dans le cas de l'arrangement parallèle, divisé en deux débits distincts q_{s_1} et q_{s_2} , ce qui permet de minimiser les risques d'obtenir un écoulement turbulent au sein des éléments résistifs de cet arrangement.

6.3 Analyse des performances : comparaison avec la suspension CRONE Hydractive

6.3.1 Introduction : similitude des résultats fréquentiels

La technologie pneumatique est caractérisée, comme pour la technologie hydropneumatique, par une raideur de suspension qui est fonction de la masse suspendue [Rizzo, 2012].

Les paramètres technologiques définis dans le tableau 6.2 l'ont été en considérant l'état d'équilibre de référence ($m_2 = m_{2_{nom}}$ et $P_v^0 = 1 \times 10^6$ Pa). Ceux-ci restent ainsi fixés pour la suite de la démarche de sorte que :

$$\begin{cases} \mathcal{V}_{2,0}(t) &= \mathcal{V}_{2,0}^0 + \nu_0(t) &= \mathcal{V}_v^0 + \nu_v(t) \\ \mathcal{V}_{2,1}(t) &= \mathcal{V}_{2,1}^0 \\ \mathcal{V}_{2,2}(t) &= \mathcal{V}_{2,2}^0 \end{cases}, \quad (6.85)$$

où seul le volume $\mathcal{V}_{2,0}$ varie en fonction du temps, lui-même étant directement relié au débattement de la suspension sachant que $\mathcal{V}_{2,0}(t) = S_v Z_{21}(t) = S_v (Z_{21}^0 + z_{21}(t))$. Malgré tout, sa valeur à l'équilibre reste constante à la valeur $\mathcal{V}_{2,0}^0$ déterminée à l'équilibre de référence.

En considérant l'arrangement parallèle de cellules RC série dans le cas adiabatique ($\kappa = \gamma$), il vient les paramètres technologiques suivants :

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathcal{V}_{2,0}^0 = 1,71 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \\ \mathcal{V}_{2,1}^0 = 1,40 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \\ \mathcal{V}_{2,2}^0 = 5,80 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \end{array} \right. \text{ et } \left\{ \begin{array}{l} L_{R_1} = 2,67 \times 10^{-1} \text{ m} \\ D_{R_1} = 1,45 \times 10^{-3} \text{ m} \\ L_{R_2} = 9,65 \times 10^{-1} \text{ m} \\ D_{R_2} = 1,45 \times 10^{-3} \text{ m} \end{array} \right. , \quad (6.86)$$

avec les volumes caractérisés pour $m_2 = m_{2_{nom}}$ et $P_v^0 = 1 \times 10^6$ Pa. Dès lors, et dans le cas de variations de masse suspendue m_2 ou de pression à l'équilibre $P_v^e \neq P_v^0$, les relations (6.18) nous permettent de conclure quant aux variations des valeurs des capacités $C_{2,i}$ et donc aux variations de l'impédance pneumatique de l'architecture I_{p_par} .

En effet, en ne considérant, pour le reste de ces travaux, que des variations de masse suspendue m_2 entre ses valeurs à vide $m_{2_{vide}}$ et en charge $m_{2_{charge}}$, la pression d'équilibre intrinsèque à l'architecture peut alors être déterminée (5.41) comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{v_{vide}}^e = \frac{m_{2_{vide}} g \lambda_r}{S_v} + p_{atm} = 6,50 \times 10^5 \text{ Pa} \\ P_{v_{charge}}^e = \frac{m_{2_{charge}} g \lambda_r}{S_v} + p_{atm} = 1,14 \times 10^6 \text{ Pa} \end{array} \right. . \quad (6.87)$$

Il vient, à partir des relations (6.18), les valeurs des paramètres physiques $C_{2,i}$ et $R_{2,i}$ résumés dans le tableau 6.3.

	Arrangement parallèle de cellules RC série		
	À vide ($m_{2_{vide}}$)	Référence ($m_{2_{ref}}$)	En charge ($m_{2_{charge}}$)
$C_{2,0}$ ($\text{m}^5 \text{N}^{-1}$)	$1,88 \times 10^{-10}$	$1,22 \times 10^{-10}$	$1,07 \times 10^{-10}$
$C_{2,1}$ ($\text{m}^5 \text{N}^{-1}$)	$1,56 \times 10^{-9}$	$1,01 \times 10^{-9}$	$8,85 \times 10^{-10}$
$C_{2,2}$ ($\text{m}^5 \text{N}^{-1}$)	$6,36 \times 10^{-9}$	$4,13 \times 10^{-9}$	$3,62 \times 10^{-9}$
$R_{2,1}$ (N s m^{-5})	$4,47 \times 10^7$		
$R_{2,2}$ (N s m^{-5})	$1,62 \times 10^8$		

TABLE 6.3 – Variations des paramètres physiques de l'arrangement parallèle de cellules RC série en fonction de la masse suspendue m_2

Les diagrammes de Bode de l'impédance pneumatique $I_{p_par}(s)$ de cet arrangement sont tracés, en fonction de la masse suspendue m_2 , sur la FIGURE 6.14.

De la même manière, en considérant l'arrangement cascade de cellules RC gamma

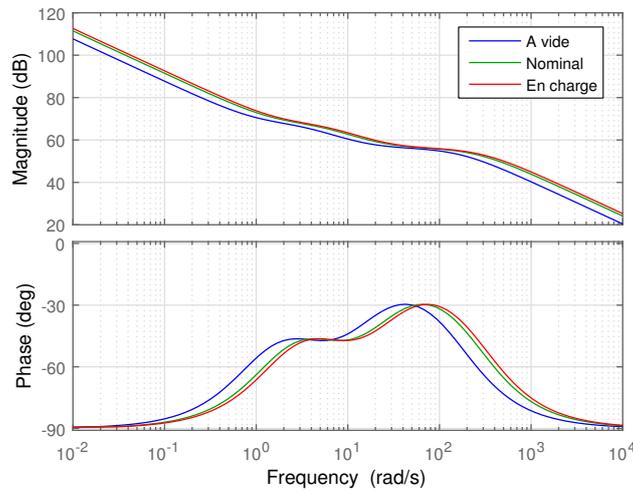


FIGURE 6.14 – Diagrammes de Bode de l'impédance pneumatique $I_{p_par}(s)$ de l'arrangement parallèle de cellules RC série pour la masse suspendue à vide (en bleu), de référence ou nominale (en vert) et en charge (en rouge)

dans le cas adiabatique ($\kappa = \gamma$), il vient les paramètres technologiques suivants :

$$\begin{cases} \mathcal{V}_{2,0}^0 = 1,71 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \\ \mathcal{V}_{2,1}^0 = 2,30 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \\ \mathcal{V}_{2,2}^0 = 4,90 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \end{cases} \quad \text{et} \quad \begin{cases} L_{R_1} = 2,09 \times 10^{-1} \text{ m} \\ D_{R_1} = 1,45 \times 10^{-3} \text{ m} \\ L_{R_2} = 9,03 \times 10^{-1} \text{ m} \\ D_{R_2} = 1,45 \times 10^{-3} \text{ m} \end{cases} \quad (6.88)$$

Les variations des paramètres physiques $C_{2,i}$ et $R_{2,i}$ sont indiqués, en fonction de la masse suspendue m_2 , dans le tableau 6.4.

	Arrangement cascade de cellules RC gamma		
	À vide (m_{2_vide})	Référence (m_{2_ref})	En charge (m_{2_charge})
$C_{2,0}$ ($\text{m}^5 \text{N}^{-1}$)	$1,88 \times 10^{-10}$	$1,22 \times 10^{-10}$	$1,07 \times 10^{-10}$
$C_{2,1}$ ($\text{m}^5 \text{N}^{-1}$)	$2,49 \times 10^{-9}$	$1,62 \times 10^{-9}$	$1,42 \times 10^{-9}$
$C_{2,2}$ ($\text{m}^5 \text{N}^{-1}$)	$5,42 \times 10^{-9}$	$3,52 \times 10^{-9}$	$3,08 \times 10^{-9}$
$R_{2,1}$ (N s m^{-5})	$3,50 \times 10^7$		
$R_{2,2}$ (N s m^{-5})	$1,51 \times 10^8$		

TABLE 6.4 – Variations des paramètres physiques de l'arrangement cascade de cellules RC gamma en fonction de la masse suspendue m_2

Les diagrammes de Bode de l'impédance pneumatique $I_{p_cas}(s)$ de cet arrangement sont aussi tracés, en fonction de la masse suspendue m_2 , sur la FIGURE 6.15.

Par conséquent, en considérant les capacités $C_{2,i}^0$ déterminées dans les relations (6.65) et (6.82) à l'équilibre de référence (pour $m_2^0 = m_{2_nom} = m_{2_ref}$ à la pression P_v^0), soit pour

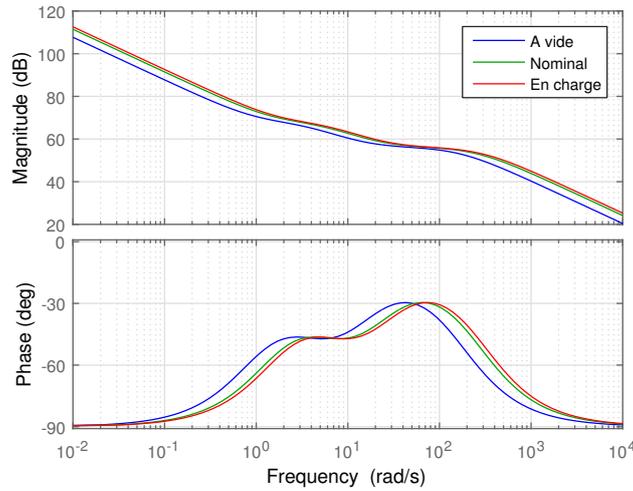


FIGURE 6.15 – Diagrammes de Bode de l'impédance pneumatique $I_{p_cas}(s)$ de l'arrangement cascade de cellules RC gamma pour la masse suspendue à vide (en bleu), de référence ou nominale (en vert) et en charge (en rouge)

l'arrangement parallèle de cellules RC série :

$$\begin{cases} C_{2,0}^0 &= 1,22 \times 10^{-10} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \\ C_{2,1}^0 &= 1,01 \times 10^{-9} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \\ C_{2,2}^0 &= 4,13 \times 10^{-9} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \end{cases}, \quad (6.89)$$

et pour l'arrangement cascade de cellules RC gamma :

$$\begin{cases} C_{2,0}^0 &= 1,22 \times 10^{-10} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \\ C_{2,1}^0 &= 1,62 \times 10^{-9} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \\ C_{2,2}^0 &= 3,52 \times 10^{-9} \text{ m}^5 \text{ N}^{-1} \end{cases}, \quad (6.90)$$

un rapport d'échelle peut finalement, et comme pour la suspension Hydractive CRONE, être mis à jour afin de déterminer les variations de capacité $C_{2,i}$ en fonction de la masse suspendue m_2 comme suit :

$$C_{2,i} = \frac{m_2^0 g \lambda_r + p_{atm} S_v}{m_2 g \lambda_r + p_{atm} S_v} C_{2,i}^0 = \lambda_{m_2} C_{2,i}^0, \quad (6.91)$$

d'où, en considérant $m_2 g \lambda_r \gg p_{atm} S_v$:

$$\lambda_{m_2} \approx \frac{m_2^0}{m_2}. \quad (6.92)$$

Remarque

Ce rapport d'échelle λ_{m_2} permet, après introduction dans les relations (6.16) et (6.23) caractérisant l'identification terme à terme entre l'impédance pneumatique $I_p(s)$ et l'impédance fonctionnelle $I'_s(s)$, de déterminer les impédances $I'_s(s)$ résultant de ces variations de masse suspendue. En effet, en considérant, par exemple, le gain K'_0 de l'impédance fonctionnelle dont l'expression, à l'équilibre de référence, est donnée par :

$$K'_0{}^0 = \frac{S_v^2}{(C_{2,0}^0 + C_{2,1}^0 + C_{2,2}^0)}, \quad (6.93)$$

il vient alors :

$$K'_0 = \frac{(C_{2,0}^0 + C_{2,1}^0 + C_{2,2}^0)}{(C_{2,0} + C_{2,1} + C_{2,2})} K'_0{}^0 = \frac{(C_{2,0}^0 + C_{2,1}^0 + C_{2,2}^0)}{\lambda_{m_2} (C_{2,0}^0 + C_{2,1}^0 + C_{2,2}^0)} K'_0{}^0 = \frac{1}{\lambda_{m_2}} K'_0{}^0. \quad (6.94)$$

De la même manière pour chacun des paramètres ω'_{z_i} et ω'_{p_i} et en considérant l'impédance fonctionnelle cible $I'_s{}^0(s)$ dont découle l'impédance pneumatique $I_p^0(s)$ à l'équilibre de référence, celle-ci peut s'exprimer comme suit :

$$I'_s{}^0(s) = \frac{K'_0{}^0}{s} \begin{pmatrix} 1 + \frac{s}{\omega'_{z_1}{}^0} \\ 1 + \frac{s}{\omega'_{p_1}{}^0} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 + \frac{s}{\omega'_{z_2}{}^0} \\ 1 + \frac{s}{\omega'_{p_2}{}^0} \end{pmatrix}, \quad (6.95)$$

d'où finalement, pour la masse suspendue m_2 :

$$I'_s(s) = \frac{K'_0{}^0}{\lambda_{m_2} s} \begin{pmatrix} 1 + \lambda_{m_2} \frac{s}{\omega'_{z_1}{}^0} \\ 1 + \lambda_{m_2} \frac{s}{\omega'_{p_1}{}^0} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 + \lambda_{m_2} \frac{s}{\omega'_{z_2}{}^0} \\ 1 + \lambda_{m_2} \frac{s}{\omega'_{p_2}{}^0} \end{pmatrix}. \quad (6.96)$$

Ces variations de la masse suspendue m_2 mènent finalement aux variations de l'impédance fonctionnelle $I'_s(s)$ comme illustré sur la FIGURE 6.16.

6.3.2 Performances

Les deux différents arrangements de l'architecture « CRONE » réalisés en technologie pneumatique offrent, aux petites variations autour du point de fonctionnement (dont résultent des écoulements laminaires), des performances identiques. De fait, et dans un souci de synthèse, cette partie présente les performances de l'architecture « CRONE » réalisée en technologie pneumatique, non pas pour chaque arrangement séparément, mais de manière généralisée pour les deux arrangements.

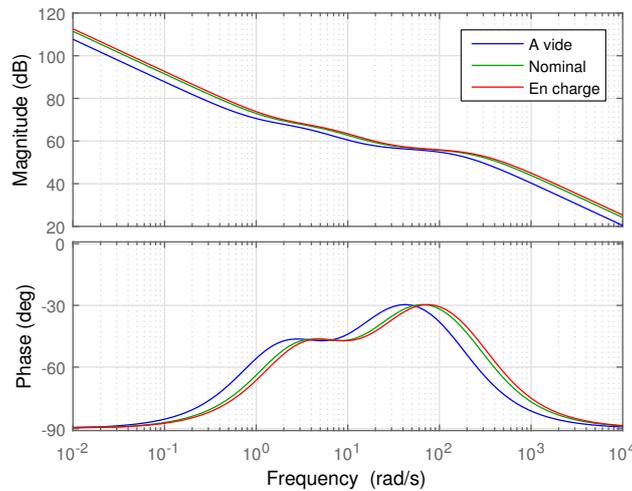


FIGURE 6.16 – Diagrammes de Bode de l’impédance fonctionnelle $I'_s(s)$ pour la masse suspendue à vide (en bleu), de référence ou nominale (en vert) et en charge (en rouge)

Les valeurs numériques des pulsations naturelles ω_{ni} et des facteurs d’amortissement ζ_i , à vide et en charge, de l’architecture « CRONE » obtenue avec les deux arrangements en technologie pneumatique sont illustrées dans les tableaux 6.5.

L’observation de ces tableaux, vis-à-vis des variations de chargement (et en considérant le chargement à vide comme celui de référence), permet ainsi de remarquer :

- pour le mode de roue :
 - la quasi-insensibilité de ω_{n1} ;
 - et une sensibilité de ζ_1 de l’ordre de +14 % ;
- pour le mode de caisse :
 - une sensibilité de ω_{n2} de l’ordre de -20 % ;
 - et une sensibilité de ζ_2 de l’ordre de +26 % ;
- et un rapport ω_{n1}/ω_{n2} variant entre 14 (à vide) et 19 (en charge) illustrant le découplage dynamique entre les modes de roue et de caisse.

Les FIGURE 6.17 à FIGURE 6.20 présentent différentes réponses obtenues avec l’architecture « CRONE » en technologie pneumatique dans les cas « à vide » (en bleu) et « en charge » (en rouge).

La FIGURE 6.17 présente les diagrammes de Bode du transfert force-débattement. À l’image de l’architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive, ces diagrammes nous permettent d’observer, en plus du caractère borné en fréquence de l’intégrateur d’ordre non entier, le caractère variable de ce transfert, de par les variations des capacités $C_{2,i}$, vis-à-vis des variations de chargement.

ω_{n1} (rad s ⁻¹)	Mode de roue
À vide	82,1
En charge	81,8
Variations	-0,2 %

(a) Pulsation naturelle non amortie du mode de roue ω_{n1}

ζ_1	Mode de roue
À vide	0,077
En charge	0,088
Variations	+14,3 %

(b) Facteur d'amortissement du mode de roue ζ_1

ω_{n2} (rad s ⁻¹)	Mode de caisse
À vide	5,53
En charge	4,42
Variations	-20,1 %

(c) Pulsation naturelle non amortie du mode de caisse ω_{n2}

ζ_2	Mode de caisse
À vide	0,419
En charge	0,528
Variations	+26,0 %

(d) Facteur d'amortissement du mode de caisse ζ_2

TABLE 6.5 – Valeurs numériques de ω_{n1} , ζ_1 , ω_{n2} et ζ_2 , à vide et en charge, de l'architecture « CRONE » obtenues avec les deux arrangements en technologie pneumatique

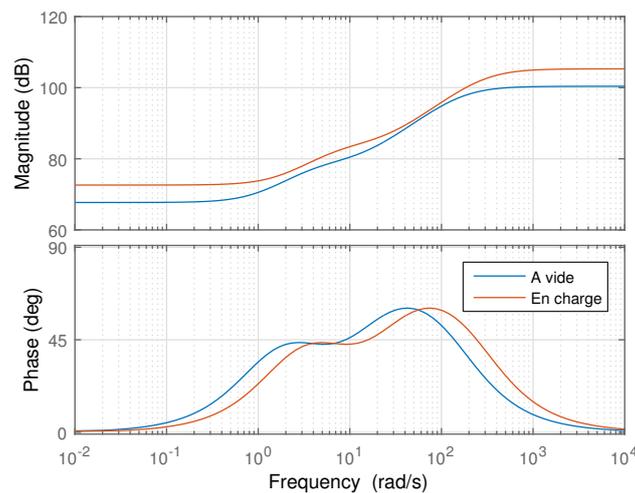


FIGURE 6.17 – Diagrammes de Bode du transfert force-débattement $sI_p(s)$, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour l'architecture « CRONE » en technologie pneumatique

La FIGURE 6.18 présente les diagrammes de Bode et de Nichols de la BO $\beta(s) = I_p(s) \frac{1}{m_2 s}$. Étant donnée la dépendance de l'impédance pneumatique à la masse suspendue, les variations de chargement provoquent des variations du gain de la BO ainsi que la translation du diagramme de phase apportée par l'impédance pneumatique (voir FIGURE 6.16). Il en résulte, au niveau du diagramme de Nichols, la translation verticale du lieu de Nichols qui, du fait du blocage de phase autour de la pulsation au gain unité ω_u , assure la robustesse du degré de stabilité vis-à-vis des variations de masse.

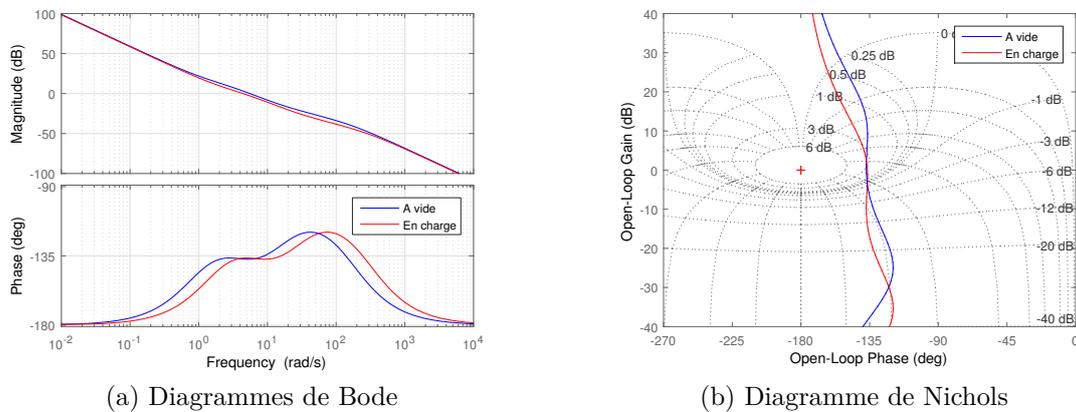


FIGURE 6.18 – Diagrammes de Bode et de Nichols de la Boucle Ouverte, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour l'architecture « CRONE » en technologie pneumatique

Les FIGURE 6.19 et FIGURE 6.20 présentent les diagrammes de gain des transferts $T_{20}(j\omega)$ et $T_{10}(j\omega)$ ainsi que les réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse et de la roue à un saut échelon de la route d'amplitude 1 cm.

La FIGURE 6.19 fait apparaître, comme attendu, la mise en défaut de l'interdépendance masse - amortissement. Par ailleurs, et contrairement aux réponses obtenues en technologie hydropneumatique illustrées en FIGURE 2.30, les réponses obtenues en technologie pneumatique ne conduisent pas à l'obtention de la robustesse de la rapidité de la réponse verticale de la caisse vis-à-vis des variations de la masse suspendue (propriété intrinsèque à la technologie hydropneumatique).

Finalement, la FIGURE 6.20 permet de constater une tenue de roue comparable à celle obtenue en technologie hydropneumatique, illustrée en FIGURE 2.31, et très peu sensible aux variations de masse suspendue.

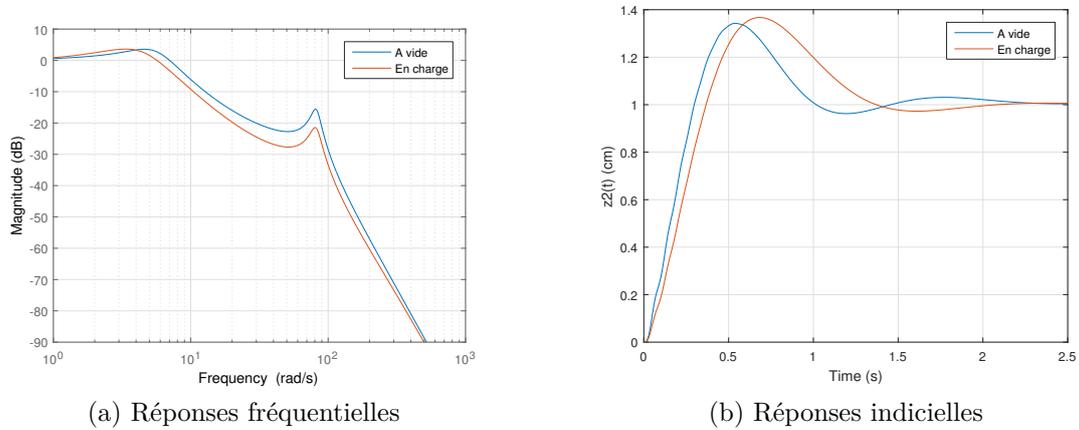


FIGURE 6.19 – Diagrammes de gain de $T_{20}(j\omega)$ et réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse $z_2(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour l'architecture « CRONE » en technologie pneumatique

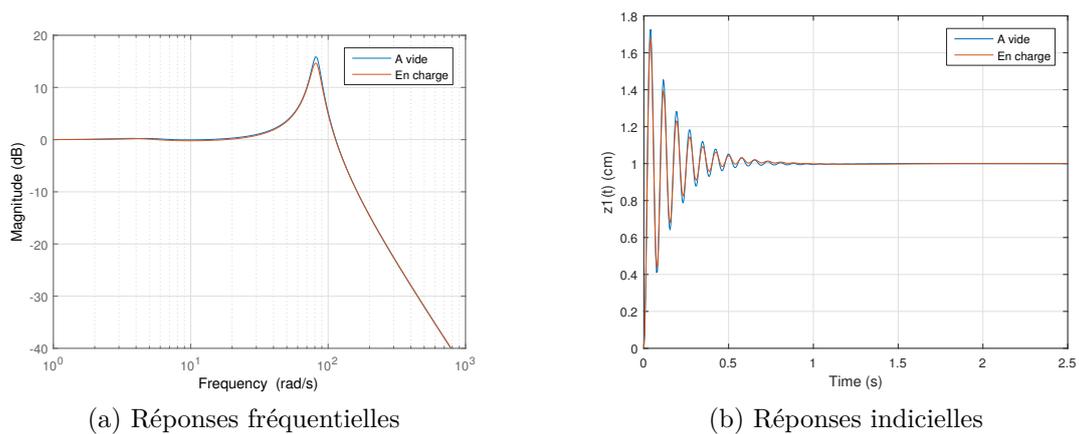


FIGURE 6.20 – Diagrammes de gain de $T_{10}(j\omega)$ et réponses indicielles du déplacement vertical de la roue $z_1(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm, à vide (en bleu) et en charge (en rouge), pour l'architecture « CRONE » en technologie pneumatique

6.3.3 Comparaison avec l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive

Dans cette partie, une comparaison est effectuée entre les performances des architectures « CRONE » développées dans les technologies hydropneumatique (HC) et pneumatique (PC). À cette fin, et afin d'établir une juste comparaison, nous considérons, uniquement dans cette partie, les paramètres suivants :

$$\begin{cases} m_{2_{vide}} & = & 320 & \text{kg} \\ m_{2_{charge}} & = & 472 & \text{kg} \\ m_1 & = & 50 & \text{kg} \\ k_1 & = & 250\,000 & \text{N m}^{-1} \\ b_1 & = & 100 & \text{N s m}^{-1} \end{cases}, \quad (6.97)$$

où $m_{2_{vide}}$ et $m_{2_{charge}}$ représentent les masses suspendues à vide et en charge de la Citroën C5 Hydractive (celles-ci étant incluses dans la plage de variation de la masse suspendue du véhicule de référence) et m_1 la masse non suspendue de ce même véhicule (cf. tableau 2.1). Les paramètres k_1 et b_1 du pneumatique sont, par ailleurs, considérés comme étant égaux à ceux du véhicule de référence (cf. tableau 5.3). Dès lors, les performances des architectures « CRONE » sont comparées à iso-masse suspendue et en considérant le même modèle du pneumatique.

Les FIGURE 6.21 à FIGURE 6.23 présentent différentes réponses obtenues avec les architectures « CRONE » dans les technologies pneumatique (PC) et hydropneumatique (HC), pour l'essieu arrière, dans les cas « à vide » (en bleu) et « en charge » (en rouge).

La FIGURE 6.21 présente les diagrammes de Bode du transfert force-débattement. La synthèse de l'architecture « CRONE » pneumatique ayant été effectuée de telle sorte que les BO nominales soient équivalentes, les transferts force-débattement nominaux, dans les deux technologies (masses nominales différentes), ne sont pas confondus. Dès lors, les variations de masse suspendue ne se caractérisant pas de la même manière dans les deux technologies, il en résulte de plus grandes variations, entre les configurations à vide et en charge, en technologie hydropneumatique qu'en technologie pneumatique. En effet, tandis qu'en technologie pneumatique (6.91) :

$$\lambda_{m_2} \approx \frac{m_2^0}{m_2}, \quad (6.98)$$

il vient, en technologie hydropneumatique [Serrier, 2008] :

$$\lambda_{m_2} = \left(\frac{m_2^0}{m_2} \right)^2. \quad (6.99)$$

Malgré tout, ces diagrammes laissent bien apparaître le caractère borné en fréquence de l'intégrateur d'ordre non entier.

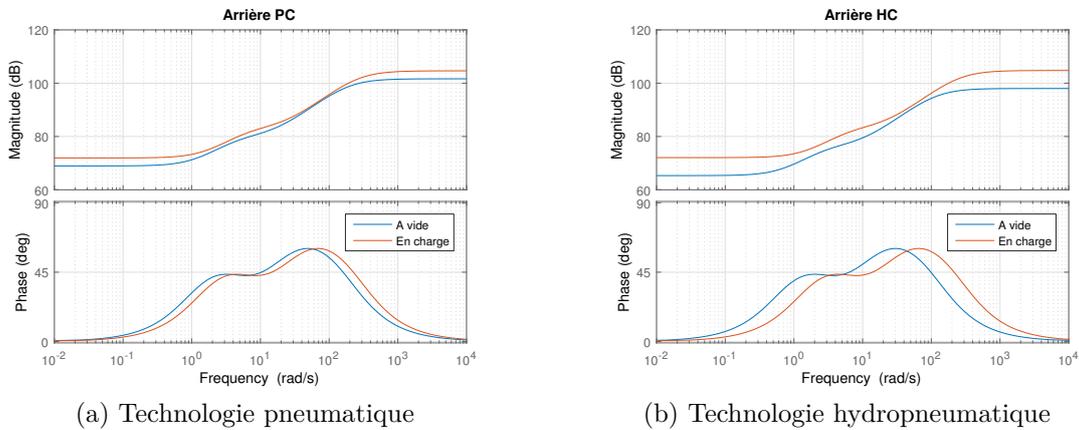


FIGURE 6.21 – Diagrammes de Bode du transfert force-débattement $sI_s(s)$, à vide (en bleu) et en charge (en rouge) pour les architectures « CRONE » dans les technologies pneumatique (PC) et hydropneumatique (HC)

Les FIGURE 6.22 et FIGURE 6.23 présentent les diagrammes de gain des transferts $T_{20}(j\omega)$ et $T_{10}(j\omega)$ ainsi que les réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse et de la roue à un saut échelon de la route d'amplitude 1 cm.

La FIGURE 6.22 fait ainsi bien apparaître la mise en défaut de l'interdépendance masse - amortissement ainsi que des résultats comparables. Malgré tout, seule la technologie hydropneumatique permet l'obtention de la robustesse de la rapidité (propriété qui lui est intrinsèque [Serrier, 2008]).

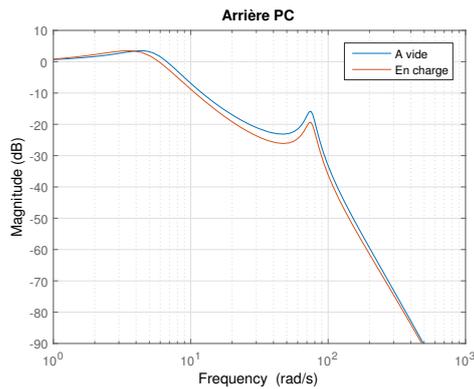
Finalement, la FIGURE 6.23 permet de constater une tenue de roue obtenue en technologie pneumatique comparable à celle obtenue en technologie hydropneumatique tout en étant très peu sensible aux variations de masse.

6.3.4 Conclusion

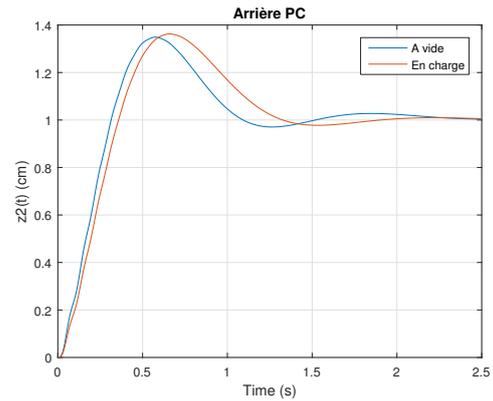
Finalement, l'architecture « CRONE » développée en technologie pneumatique, et basée sur les performances de l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive permet l'obtention de performances très proches comme l'illustre, entre autres, la mise en défaut de l'interdépendance masse - amortissement.

Dès lors, et après cette démarche de synthèse appliquée à l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE pneumatique, la prochaine étape consiste en la réalisation d'un prototype ayant pour but la validation des résultats ainsi obtenus.

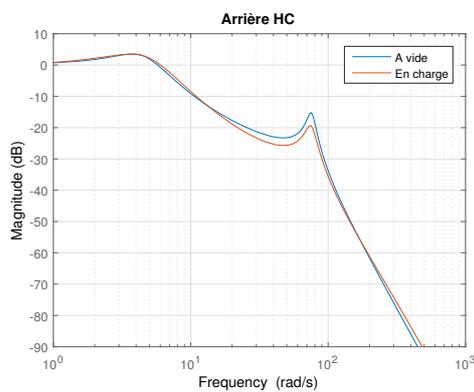
Pour cela, l'objectif est, après développement du prototype de suspension, de l'implanter sur le véhicule de référence et de réaliser une phase d'essais sur un banc 4 vérins comme il fut précédemment le cas pour la suspension Hydractive CRONE (résultats illustrés sur la FIGURE 2.32).



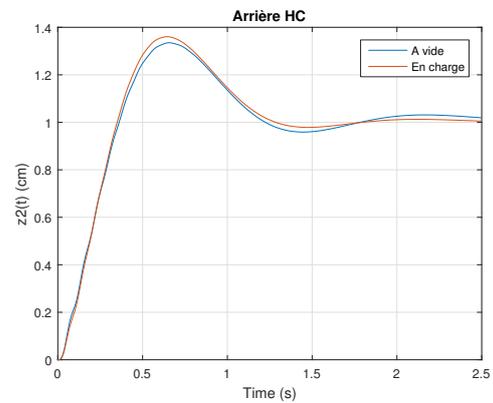
(a) Technologie pneumatique : réponses fréquentielles



(b) Technologie pneumatique : réponses indicielles



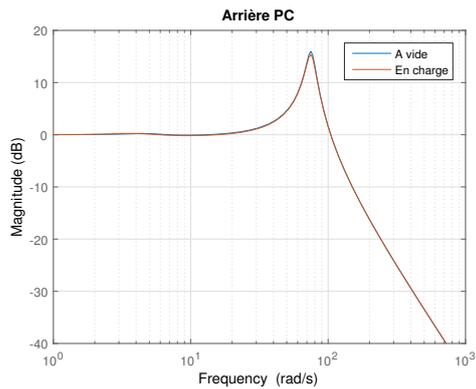
(c) Technologie hydropneumatique : réponses fréquentielles



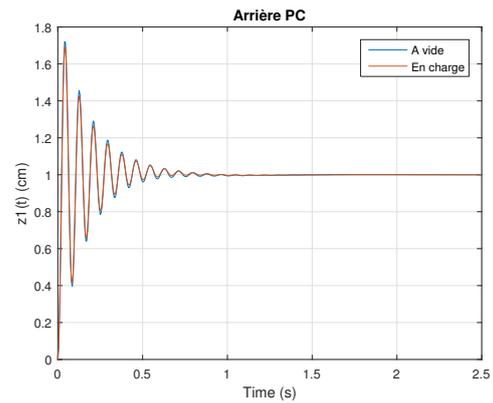
(d) Technologie hydropneumatique : réponses indicielles

FIGURE 6.22 – Diagrammes de gain de $T_{20}(j\omega)$ (à gauche) et réponses indicielles du déplacement vertical de la caisse $z_2(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm (à droite), à vide (en bleu) et en charge (en rouge) pour les architectures « CRONE » dans les technologies pneumatique (PC) et hydropneumatique (HC)

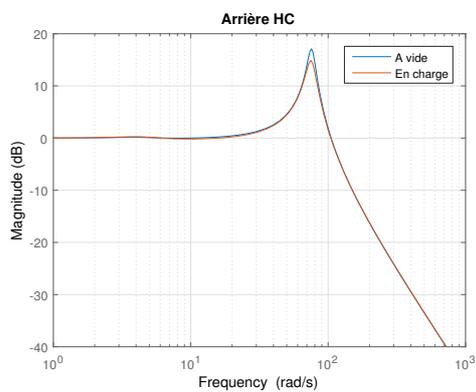
6.3. ANALYSE DES PERFORMANCES : COMPARAISON AVEC LA SUSPENSION CRONE HYDRACTIVE



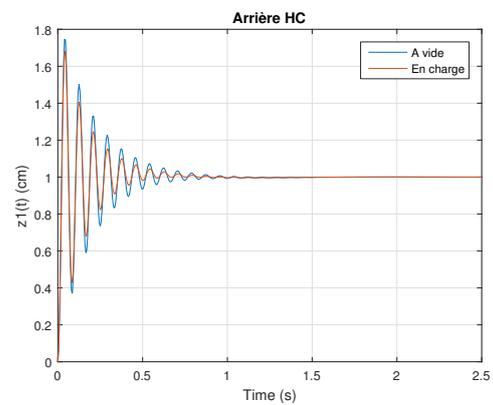
(a) Technologie pneumatique : réponses fréquentielles



(b) Technologie pneumatique : réponses indicielles



(c) Technologie hydropneumatique : réponses fréquentielles



(d) Technologie hydropneumatique : réponses indicielles

FIGURE 6.23 – Diagrammes de gain de $T_{10}(j\omega)$ (à gauche) et réponses indicielles du déplacement vertical de la roue $z_1(t)$ à un saut échelon de la route $z_0(t)$ d'amplitude 1 cm (à droite), à vide (en bleu) et en charge (en rouge) pour les architectures « CRONE » dans les technologies pneumatique (PC) et hydropneumatique (HC)

Malgré tout, et avant cela, d'autres phases de conception et de validation doivent être effectués comme à travers la validation des performances de l'architecture « ferme » (correspondant à l'architecture de série du véhicule de référence) et du modèle du système actif pneumatique (cf. paragraphe 5.2) ou encore du modèle considéré pour l'élaboration des résistances pneumatiques à travers les pertes de charges de l'écoulement (cf. paragraphe 6.2.3.1).

6.4 Conclusion

Dans ce chapitre, la synthèse de l'architecture « CRONE » pneumatique a été effectuée avec, pour objectif, la même Boucle Ouverte équivalente cible que l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive. Par analogie avec les travaux précédents cette thèse en technologie hydropneumatique, deux arrangements pneumatiques différents, à savoir l'arrangement parallèle de cellules RC série et l'arrangement cascade de cellules RC gamma, ont été étudiés.

Pour cela, deux démarches ont été effectuées. La première, ou démarche descendante, a permis la synthèse des paramètres physiques et technologiques de ces arrangements dans l'état de référence. La seconde, ou démarche ascendante, a permis la mise en place de modèles non linéaires tenant compte des variations de masse. En effet, les volumes constants des accumulateurs pneumatiques impliquent, comme en hydropneumatique, des variations des capacités sous l'effet des variations de charge. De même, un système d'amortissement purement pneumatique, et basé sur les pertes de charge d'un écoulement dans une conduite, a aussi pu être développé (ce dernier devant être validé sur banc d'essai).

En comparant les performances des ces arrangements pneumatiques de l'architecture « CRONE » à celles de la suspension Hydractive CRONE (en utilisant les mêmes configurations à vide et en charge et les mêmes paramètres du pneumatique), celles-ci permettent l'observation de résultats équivalents hormis concernant la robustesse de la rapidité qui reste inhérente à la technologie hydropneumatique. Le comportement CRONE est donc assuré aux petites variations malgré le potentiel de débattement très faible.

Finalement, et pour des contraintes d'encombrement et concernant l'amortisseur pneumatique, c'est l'arrangement parallèle de cellules RC série qui est privilégié. En effet, en plus de présenter un plus grand potentiel d'intégration dans un véhicule de tourisme, cet arrangement permet l'obtention d'écoulements laminaires (au sein des conduites reliant les éléments capacitifs) sur de plus grandes plages de fonctionnement. Ceci permet notamment d'obtenir l'image des résistances souhaitées à leurs bornes, le passage en écoulement turbulent faisant alors varier ces résistances et donc le comportement de la suspension. Ce modèle d'architecture « CRONE » fait, par ailleurs, l'objet d'une phase de validation à travers la mise en place d'un démonstrateur permettant, après essais sur banc 4 vérins, de valider le comportement dynamique obtenu. Il sera également nécessaire de valider le modèle des résistances pneumatiques développé dans ce chapitre.

Conclusion Générale et Perspectives

Conclusion générale

Une version alternative pneumatique à la suspension CRONE Hydractive a donc été introduite dans ce mémoire de thèse.

Cette version, qui s'articule autour de la suspension pneumatique de la version « Exclusive » du véhicule de référence, une Citroën Grand C4 Picasso, permet notamment l'introduction du découplage dynamique entre les fonctions statique et dynamique de la suspension grâce à la présence d'un correcteur d'assiette. Ce système actif pneumatique a ainsi fait l'objet d'une modélisation dans le chapitre 5 de ce mémoire de thèse. De fait, l'interdépendance isolation vibratoire - soutien statique de la masse, si problématique pour la réalisation d'une architecture « CRONE » en technologie métallique, peut alors être mise en défaut.

En effet, même si la synthèse de l'architecture « CRONE » métallique, réalisée à partir de lames, a permis la mise en défaut de l'interdépendance masse - amortissement ainsi que l'obtention d'un meilleur confort vibratoire que via l'utilisation de l'architecture « ferme » et de la robustesse du degré de stabilité vis-à-vis des variations de la masse suspendue (cf. chapitre 3), la réalisation de sa fonction statique est problématique. De fait, cette technologie de suspension reste directement soumise au dilemme isolation vibratoire - soutien statique de la masse. La dépendance de ses fonctions statique et dynamique rend alors les performances de l'architecture « CRONE » tributaires de la masse suspendue (cf. chapitre 4).

Par conséquent, comme pour la suspension Hydractive CRONE, la version pneumatique de la suspension propose l'utilisation de deux architectures : une architecture « CRONE » orientée confort et une architecture « ferme » orientée comportement routier. L'utilisation de ces deux architectures, dont une traditionnelle et une complexe, permet notamment la mise en défaut des principaux dilemmes inhérents aux architectures traditionnelles de suspension (cf. chapitres 1 et 2).

L'architecture « CRONE » de cette suspension a fait l'objet du chapitre 6 de ce mémoire de thèse. La synthèse de cette architecture s'est ainsi basée sur les performances de l'architecture « CRONE » de la suspension CRONE Hydractive qui faisait office d'objectif. Celle-ci, fruit de l'application de l'approche CRONE (et de la dérivation non entière) dans le domaine des suspensions automobiles, a pour principale particularité de mettre en

défaut l'interdépendance masse - amortissement et de proposer une robustesse du degré de stabilité vis-à-vis des variations de la masse suspendue (cf. chapitre 2). Les résultats obtenus ont permis d'assurer le comportement CRONE aux petites variations autour du point d'équilibre statique (fonction dynamique), et ce malgré un potentiel de débattement très faible.

Quant à l'architecture « ferme », celle-ci repose sur l'utilisation de l'architecture de série du véhicule de référence, à savoir : la chambre pneumatique principale permettant l'apport de la raideur de la suspension combiné à un amortisseur hydraulique monté en parallèle. Cette architecture traditionnelle de suspension est aussi modélisée, et ses performances observées, dans le chapitre 5 de ce mémoire. C'est dans cette configuration que le correcteur d'assiette peut être activé. En effet, l'utilisation du régulateur de hauteur en architecture « CRONE » n'aurait d'autre influence qu'une perturbation du comportement dynamique de la suspension à cause des variations des capacités induites par l'augmentation de pression au sein du système. Par ailleurs, elle propose un potentiel de débattement bien plus élevé que l'architecture « CRONE », ce qui implique son utilisation en dehors du domaine du simple confort vibratoire.

La FIGURE 6.24 représente le schéma-bloc illustrant, à l'image de la suspension CRONE Hydractive (FIGURE 2.23), la boucle externe de régulation de hauteur de la suspension CRONE Pneumatique.

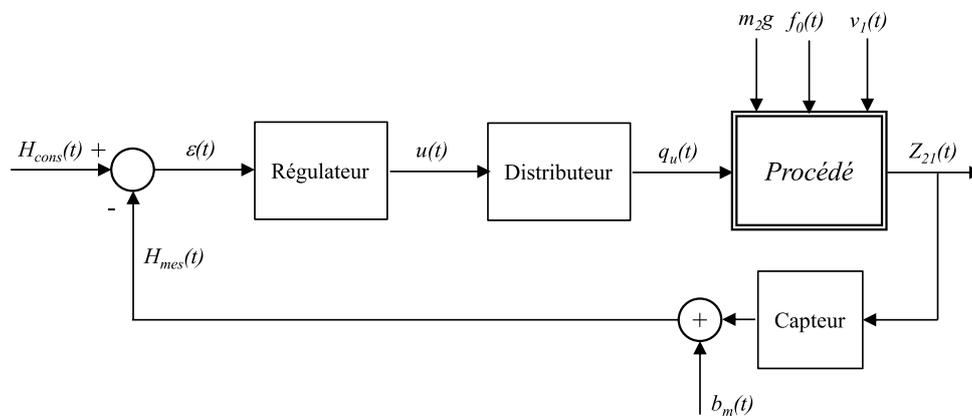


FIGURE 6.24 – Schéma-bloc de la boucle de régulation de hauteur de la suspension CRONE pneumatique

La FIGURE 6.25 présente alors le modèle non linéaire du procédé vu du régulateur de hauteur (FIGURE 6.24), ou boucle naturelle, de la suspension CRONE (dynamique de roue négligée). Ce modèle permet, entre autres, l'observation des architectures « ferme » (dont les éléments associés sont représentés en bleu) caractérisé par l'utilisation des blocs $NL_{C_{2,0}}(\cdot)$ et $NL_{b_2}(\cdot)$, et « CRONE » (dont les éléments associés sont représentés en rouge), caractérisé par un arrangement parallèle de cellules RC série défini par les blocs $NL_{C_{2,i}}(\cdot)$ et $NL_{R_{2,i}}(\cdot)$. Les éléments communs aux deux architectures sont, par ailleurs, représentés en noir.

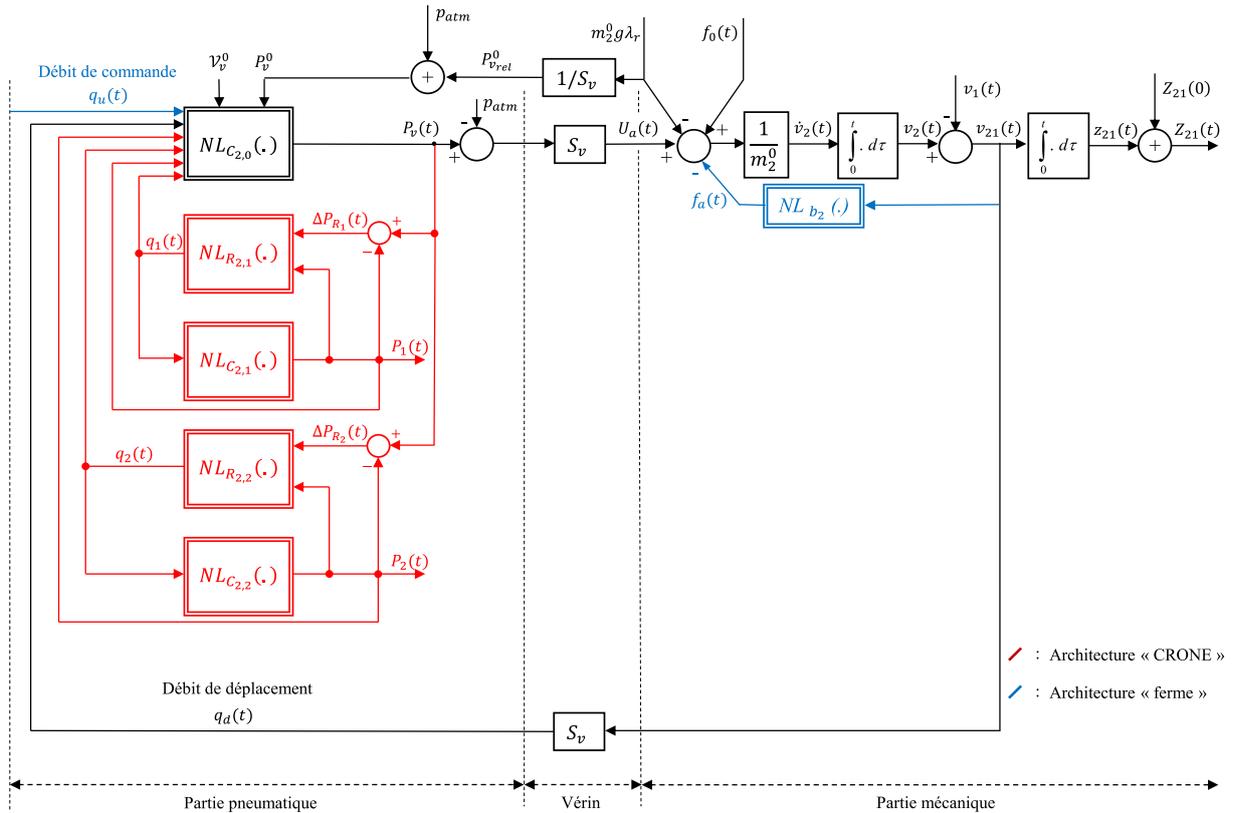


FIGURE 6.25 – Modèle non linéaire du procédé, vu du régulateur de hauteur, de la suspension CRONE pneumatique (caractérisé à partir de l'état d'équilibre de référence et valide pour les transformations isothermes)

L'architecture globale de cette suspension CRONE pneumatique est finalement présentée sur la FIGURE 6.26 avec :

- les éléments associés à l'architecture « CRONE » en rouge ;
- les éléments associés à l'architecture « ferme » en bleu ;
- les éléments communs aux deux architectures en noir ;
- les éléments permettant la commutation d'une architecture à l'autre (valve TOR, ...) en vert.

Une perspective à court terme s'inscrit alors dans la gestion de la commutation (ou de la transition) entre les deux architectures.

D'un point de vue du fonctionnement, la logique de commutation permettant de passer d'une architecture à l'autre (FIGURE 6.27) peut être identique à celle de la suspension CRONE Hydractive (FIGURE 2.26), notamment :

- en l'absence de sollicitation conducteur sur les organes de conduite, la suspension est en architecture « CRONE » pour favoriser le confort vibratoire ;
- en présence de sollicitation conducteur, la suspension commute en architecture « ferme » afin de favoriser le comportement routier.

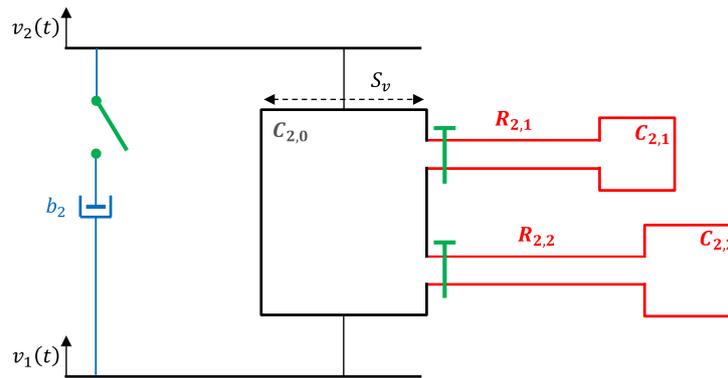


FIGURE 6.26 – Architecture organique de la suspension CRONE pneumatique (architecture « CRONE » en rouge, architecture « ferme » en bleu)

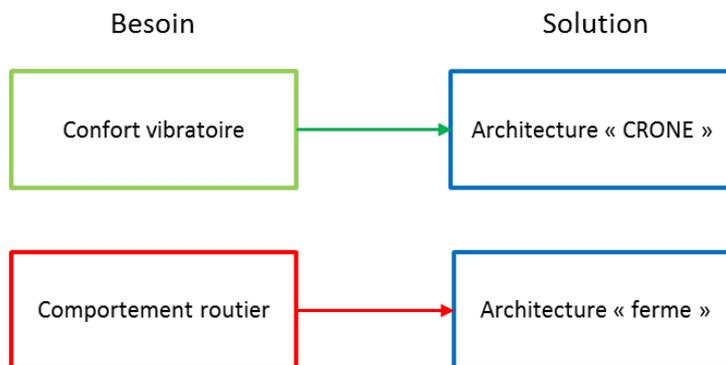


FIGURE 6.27 – Schéma de fonctionnement de la suspension CRONE pneumatique

Or, cette logique de commutation implique plusieurs problématiques. La première concerne le passage en architecture « CRONE » après correction d’assiette. En effet, tandis que seule l’architecture « ferme » permet l’utilisation du correcteur d’assiette, et entraîne des possibles variations de pression au sein de la chambre principale, la pression d’air présent dans le réseau (CRONE) additionnel reste constante (voire diminue en cas de fuite). Dès lors, en cas de passage vers l’architecture « CRONE », des différences de pression sont à prévoir entre la chambre principale et les volumes additionnels, ceci pouvant occasionner des problématiques et, notamment, une pression trop faible pour soutenir la charge statique. Il faudrait ainsi prévoir une solution permettant de garder le réseau CRONE sous pression.

La seconde problématique, quant à elle, est l’amortisseur de la suspension. Tandis que l’architecture « ferme » se base sur l’utilisation d’un amortisseur hydraulique monté en série de la chambre pneumatique principale, l’architecture « CRONE » n’utilise que des amortisseurs pneumatiques intrinsèques au réseau. Un moyen est donc nécessaire afin de déconnecter l’amortisseur hydraulique (amortisseur bi-états, AMVAR, ...) lors du passage en architecture « CRONE ».

Enfin, la dernière problématique concerne le potentiel très faible de débattement de l’architecture « CRONE ». En effet, en cas de sollicitations impliquant de fortes ampli-

tudes de débattement en provenance du conducteur ou de la route (domaines d'étude du comportement routier et de la sécurité active), le passage en architecture « ferme » est requis afin d'augmenter ce potentiel de débattement. Une correction d'assiette est alors nécessaire. De fait, une anticipation de ces diverses sollicitations est requise afin de laisser une temporisation nécessaire à la régulation de hauteur. Cette perspective est amenée à travers le développement du véhicule autonome : le Contrôle Global du Châssis.

Perspectives

De nouvelles perspectives d'anticipation apportées par le véhicule autonome, le Contrôle Global du Châssis (CGC)

Tandis que nous nous sommes principalement concentrés, tout au long de ces travaux, sur l'aspect suspension du véhicule à travers le développement d'une suspension bi-architecture pneumatique, il faut maintenant considérer son impact sur la dynamique générale du véhicule au milieu des autres systèmes.

En effet, avec l'arrivée des ADAS et réseaux VANets nécessaires au développement du Véhicule Autonome Connecté, une nouvelle problématique est apparue concernant la coordination de ces différents systèmes. Tandis que ces ADAS visent à contrôler, sans action du conducteur, les différents organes de conduites ou Liaisons Au Sol tels la direction, la traction, le freinage ou la suspension, une dégradation des performances générales peut survenir sans coordination adéquate entre les actionneurs. Alors que ces systèmes ont, en général, été développés afin d'agir individuellement, l'utilisation simultanée de plusieurs de ces dispositifs agissant, directement, indirectement ou par couplage, sur la dynamique globale du véhicule peut induire cette dégradation. Cette coordination peut ainsi varier en fonction des conditions de conduite (confort, comportement routier ou sécurité active) telles qu'illustrées sur la FIGURE 1.8.

C'est le rôle du Contrôle Global du Châssis (CGC) [Gay, 2000] [Sename et al., 2013] déjà existant sous trois formes principales telles qu'illustrées sur la FIGURE 6.28, à savoir [Gordon et al., 2003] :

- l'architecture de contrôle décentralisée (FIGURE 6.28a) : structure parallèle basée sur l'utilisation de N régulateurs conçus et mis en oeuvre de manière indépendante pour les N sous-systèmes et où une communication entre les N contrôleurs et envisageable ;
- l'architecture de contrôle centralisée (FIGURE 6.28b) : structure composée d'un unique contrôleur global multivariable en charge des N sous-systèmes ;
- l'architecture de contrôle par supervision (FIGURE 6.28c) : structure intermédiaire aux deux précédentes établie en ajoutant un niveau de supervision à la première ou une couche intermédiaire de contrôle local à la seconde. Les N régulateurs peuvent alors être conçus et validés de manière relativement indépendante et opérer même en cas de malfonction du superviseur,

qui permet ainsi, aux différents sous-systèmes, d'agir en coordination grâce à un système de communication entre les différents régulateurs ou via l'utilisation d'un contrôleur superviseur.

Une autre architecture de CGC nous intéresse plus particulièrement. Il s'agit de l'approche hiérarchisée pour le CGC. Cette structure, qui se veut générique dans le cadre du

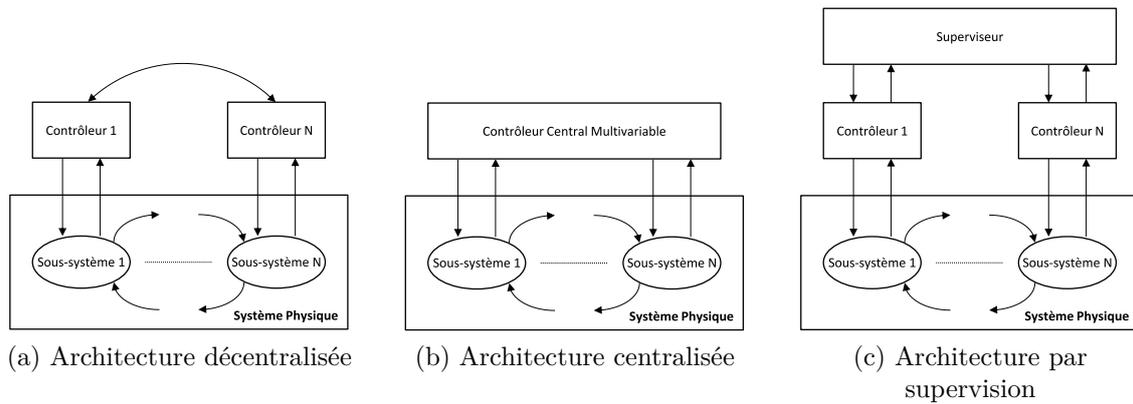


FIGURE 6.28 – Différentes architectures de CGC

VAC (le conducteur peut être amené à intervenir en fonction du niveau d'automatisation considéré), est composée de 4 niveaux, à savoir :

- le Superviseur ;
- la Commande Globale ;
- la Répartition au niveau des Liaisons Au Sol ;
- la Commande Locale,

comme cela est présenté sur la FIGURE 6.29 où d_m et d représentent, respectivement, les entrées mesurables (volant, pédales, ...) et non-mesurables (route, pente, vent, ...), \tilde{Y}_m et \tilde{Y}_r , respectivement, l'ensemble des mesures disponibles à bord du véhicule et les mesures des sorties locales à contrôler et U_{GC} et U_{LC} les entrées des commandes globale et locale.

Le Superviseur, qui représente le plus haut niveau de cette architecture, reçoit toutes les mesures disponibles émanant du véhicule (centrale inertielle, ...) mais aussi de l'environnement (caméra, radar, ...) ou des informations communiquées à travers les VANets. Par la suite, et comme illustré sur la FIGURE 6.30, ces données sont utilisées afin d'estimer le domaine de fonctionnement considéré (confort, comportement routier ou sécurité active) et de définir la stratégie de commande adaptée à la situation à travers la génération de références globales qui sont ensuite transmises à l'échelle de la Commande Globale.

À son tour, la Commande Globale exécute la stratégie de commande associée au domaine de fonctionnement adéquat afin de caractériser les forces et couples de référence à générer, via l'utilisation des actionneurs, à ce même niveau.

Le troisième niveau de cette architecture, correspondant à la Répartition des forces et couples de référence au niveau des LAS, permet le passage de la Commande Globale (définie à l'échelle fonctionnelle indépendamment de la technologie) à la Commande Locale (définie à l'échelle organique au niveau des actionneurs).

Enfin, la Commande Locale permet la commande des variables de bas niveau en se basant sur les références et les actions anticipatrices générées par les niveaux précédents.

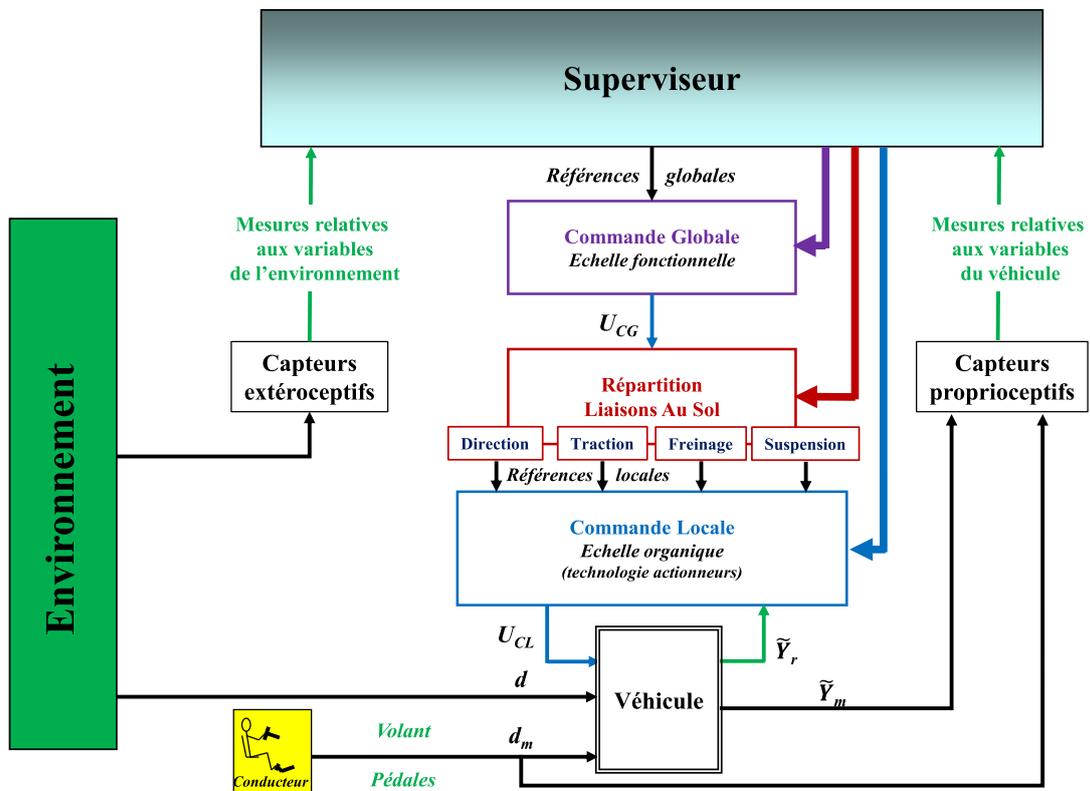


FIGURE 6.29 – Architecture proposée pour l'approche hiérarchisée du CGC

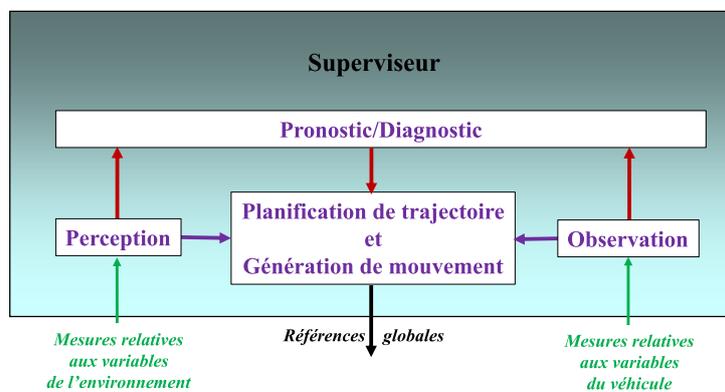


FIGURE 6.30 – Modules composant le superviseur

En effet, en plus de contrôler les variables de haut niveau du véhicule (reliées au CdG du véhicule) en gérant la répartition des objectifs avec les différents actionneurs présents, cette approche permet l'anticipation des mouvements à apparaître. De fait, la génération des forces et couples de référence (définis pour la configuration de référence du véhicule), à travers la planification de trajectoire et la génération des mouvements au CdG, permettent d'anticiper (via une composante FeedForward) les perturbations émanant à l'échelle des actionneurs. Dès lors, la boucle de commande n'a « plus qu'à » corriger les éventuelles erreurs dues à des configurations de véhicules différentes de celle de référence.

Ce potentiel d'anticipation, apporté par l'utilisation de cette approche hiérarchisée pour le CGC, peut être utilisé en accord avec la suspension CRONE pneumatique développée précédemment dans le cadre du Contrôle Global de Suspension. En effet, tandis que le système actif de cette suspension, utilisable en architecture « ferme », permet, comme illustré dans le paragraphe 5.3, d'améliorer le confort et le comportement routier du véhicule à travers la compensation de reports de charge ou de la simple régulation de hauteur, son utilisation, en harmonie avec cette architecture de CGC, peut permettre d'augmenter son efficacité.

Une solution concrète à la transition entre les architectures de la suspension CRONE pneumatique

Tandis que les résultats émanant de la synthèse de l'architecture « CRONE » de la suspension nous imposent l'utilisation de vérins porteurs de volumes $\mathcal{V}_{2,0}^0$, définis dans le tableau 6.2, n'offrant qu'un débattement Z_{21}^0 très limité (6.84) à la suspension, la commutation vers une architecture permettant un débattement plus important est inévitable pour garantir le confort, le comportement voire la sécurité du véhicule.

Or, jusqu'à présent, les stratégies de commutation entre les différentes architectures de la suspension CRONE n'avaient que des actions correctrices dans le sens où la sollicitation devait être ressentie, au niveau des capteurs, pour effectuer la transition vers l'architecture « ferme ». De fait, au vu du débattement proposé par l'architecture « CRONE » pneumatique, cette action correctrice ne serait pas suffisante pour permettre au régulateur de hauteur de jouer son rôle. C'est ainsi que le potentiel d'anticipation apporté par l'approche hiérarchisée pour le CGC peut jouer son rôle.

En effet, après détection, grâce aux capteurs extéroceptifs et aux réseaux VANets, d'un obstacle, d'un virage, ou de tout autre élément nécessitant un potentiel de débattement de la suspension plus important que celui apporté par l'architecture « CRONE », la transition vers l'architecture « ferme » pourrait être effectuée instantanément, ou du moins au moment opportun (grâce à une estimation du temps avant rencontre de l'élément). Ceci peut permettre au régulateur de hauteur, utilisable en architecture « ferme », d'entrer en fonction afin de corriger l'assiette du véhicule à celle de référence (de série).

De plus, la gestion d'une autre différence majeure entre ces deux architectures doit

être effectuée. En effet, tandis que l'architecture « CRONE » propose un amortissement pneumatique, l'architecture « ferme » pneumatique nécessite l'utilisation d'un amortisseur en parallèle du vérin porteur. Cet amortisseur doit ainsi pouvoir être déconnecté lors du passage en architecture « CRONE ». À cet effet, l'utilisation d'un amortisseur bi-états ou AMVAR, couplée à cette structure de CGC, pourrait permettre la résolution de cette problématique.

Dès lors, tandis que ces fonctionnalités semblent importantes, voire nécessaires, pour le développement physique de la suspension CRONE pneumatique, d'autres options couplant l'utilisation du système actif pneumatique au potentiel d'anticipation de l'approche hiérarchisée pour le CGC, permettraient une amélioration des caractéristiques de la suspension.

Vers une suspension active composée d'une infinité d'architectures ?

En plus de la simple correction de hauteur du véhicule, l'utilisation du système actif pneumatique, en architecture « ferme », permet d'améliorer le confort et le comportement routier à travers la tenue de caisse sous sollicitations conducteur. Cette action, même si elle résulte de la régulation de hauteur de caisse de chaque quart de véhicule, est caractérisée, au final, par une variation de la raideur apportée par la chambre pneumatique.

Il pourrait alors être intéressant d'utiliser ce système actif, à l'aide de stratégies de commande adéquates, non pas pour corriger l'assiette du véhicule mais pour effectuer une régulation de la raideur apparente de la suspension en fonction des besoins. En effet, tandis que les dilemmes inhérents aux architectures traditionnelles sont, jusqu'à maintenant, mis en défaut via l'utilisation de deux architectures permettant le passage d'une suspension orientée confort à une suspension orientée comportement routier, ce contrôle actif de la raideur de suspension pourrait permettre, via l'utilisation d'une seule et même architecture, de répondre aux différents besoins.

De plus, en couplant ce système actif à un AMVAR permettant la modification de la loi d'amortissement en fonction des besoins, toute la configuration de la suspension peut être régulée. Dès lors, le comportement CRONE pourrait être retrouvé, non plus grâce à une architecture, mais via l'utilisation de la stratégie de commande CRONE adéquate.

De nouvelles perspectives consisteraient même, grâce à l'apport de l'approche hiérarchisée pour le CGC, non pas de se limiter à deux architectures de suspension (« ferme » et « souple » ou « CRONE ») mais en une régulation de ses paramètres en fonction des besoins décelés grâce aux capteurs et réseaux introduits pour le développement du VAC. Il en résulterait alors une multitude, voire une infinité, de configurations de suspension différentes.

Bibliographie

- [Abadie et al., 1998] Abadie, V., Moreau, X., Nouillant, M. et Oustaloup, A. (1998). "Système d'amortissement réglable en continu". Brevet déposé le 24 avril 1997 sous le n° 97 050 89 et publié le 30 octobre 1998 sous le n° FR 2762655 en copropriété avec PSA Peugeot-Citroën.
- [Abadie et al., 1999a] Abadie, V., Nouillant, M., Moreau, X. et Oustaloup, A. (1999a). "Agencement d'amortissement des mouvements d'une masse par rapport à un support". Brevet déposé le 5 novembre 1999 sous le n° 99 139 04 et publié le 11 mai 2001 sous le n° FR 2800822 en copropriété avec PSA Peugeot-Citroën.
- [Abadie et al., 1999b] Abadie, V., Nouillant, M., Oustaloup, A., Moreau, X. et David, P. (1999b). "Sphère d'un dispositif de suspension d'un véhicule automobile intégrant des moyens amortisseurs". Brevet déposé le 13 mars 1998 sous le n° 98 031 44 et publié le 17 septembre 1999 sous le n° FR 2776031 en copropriété avec PSA Peugeot-Citroën.
- [AFP, 2018] AFP (2018). "Voiture autonome : la Chine parée pour faire la course en tête". https://www.lepoint.fr/automobile/innovations/voiture-autonome-la-chine-paree-pour-faire-la-course-en-tete-01-05-2018-2214885_652.php.
- [Altet, 2004] Altet, O. (2004). *Vers les systemes dynamiques hybrides non entiers : application au controle global du chassis de vehicules equipes de la suspension CRONE Hydractive*. Thèse de Doctorat, Bordeaux 1.
- [Audi, nda] Audi (n.d.a). "Systèmes de suspension pneumatique - Partie 1. Correction d'assiette sur l'Audi A6. Conception et fonctionnement". Programme autodidactique 242.
- [Audi, ndb] Audi (n.d.b). "Systèmes de suspension pneumatique - Partie 2. Suspension pneumatique à 4 paliers de l'Audi allroad quattro. Conception et fonctionnement". Programme autodidactique 243.
- [Barale, 2006] Barale, S. (2006). "Suspension pneumatique à correction d'assiette. Projets B58 et G9". Présentation Interne PSA Peugeot Citroën datée du 14/04/06.
- [Becher, 2008] Becher, H. O. (2008). "Rear axle air suspension for compact class and transporters". Présentation Wabco à PSA Peugeot Citroën datée du 23/04/08.
- [Bellanger et al., 2009] Bellanger, E., Ducros, X., Renvoizé, V., Roux, P. et Perez, J. (2009). *Cap Prépa 1e année - Physique - MPSI-PCSI-PTSI*. Pearson.
- [Bellu, 1998] Bellu, S. (1998). "Histoire mondiale de l'automobile". Flammarion.
- [Berthoz, 1967] Berthoz, A. (1967). "Effets biomécanique et physiologiques des vibrations sur l'homme". Technical report, Ingénieurs de l'automobile - C.R.de la 7ème Section Technique de la S.I.A.

- [Berthoz, 1992] Berthoz, A. (1992). *Effet des vibrations sur l'Homme*. In Scherrer J : Précis de physiologie du travail, 2ème édition, Masson édit.
- [Beyer et al., 1993] Beyer, C., Dominke, P. et Sonntag, E. (1993). "Anti lock braking system". US Patent 5,184,876.
- [Bluteau, 1989] Bluteau, B. (1989). "Obtention d'un amortisseur d'ordre non entier à travers la non stationnarité d'un amortisseur traditionnel". Stage de DEA « Systèmes de Productique et Robotique », Equipe CRONE, LARFRA-ENSERB.
- [Borne et al., 1993] Borne, P. et al. (1993). *Analyse et régulation des processus industriels : régulation continue*, volume 1. Editions Technip.
- [Bose, 1964] Bose (1964). <https://www.bose.fr/>.
- [Bouvin et al., 2017a] Bouvin, J.-L., Moreau, X., Benine-Neto, A., Hernette, V., Serrier, P. et Oustaloup, A. (2017a). "CRONE Body Control under Driver Inputs through Heave Velocity Regulation". In *2017 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*.
- [Bouvin et al., 2019] Bouvin, J.-L., Moreau, X., Benine-Neto, A., Hernette, V., Serrier, P. et Oustaloup, A. (2019). "CRONE body control with a pneumatic self-leveling suspension system". *Journal of Applied Nonlinear Dynamics*, 8(1), pp. 79–96. Special issue on "Advances in Fractional Order Controller Design and Applications".
- [Bouvin et al., 2017b] Bouvin, J.-L., Moreau, X., Benine-Neto, A., Oustaloup, A., Serrier, P. et Hernette, V. (2017b). "CRONE control of a pneumatic self-leveling suspension system". *IFAC-PapersOnLine*, 50(1), pp. 13816 – 13821. 20th IFAC World Congress.
- [BP, 2017] BP (2017). "BP Statistical Review of World Energy". 67th edition.
- [Brioult, 1987] Brioult, R. (1987). *Citroën, l'histoire et les secrets de son bureau d'étude*. Edifree.
- [British Standard Institution, 1968a] British Standard Institution (1968a). "Measurement and evaluation of human exposure to the whole body mechanical vibration and repeated shocks". BS 6841.
- [British Standard Institution, 1968b] British Standard Institution (1968b). "Measurement and evaluation of human exposure to the whole body mechanical vibration and repeated shocks". BS 6842.
- [Brun, 1999] Brun, X. (1999). *Commandes linéaires et non linéaires en électropneumatique. Méthodologies et Applications*. Thèse de Doctorat, INSA de Lyon.
- [Cariou, 2010a] Cariou, A. (2010a). "Étude cinématique du châssis d'un véhicule de compétition : optimisation des réglages à l'aide d'un modèle numérique et de mesures sur circuit". Master's thesis.
- [Cariou, 2010b] Cariou, A. (2010b). "Étude cinématique du châssis d'un véhicule de compétition : optimisation des réglages à l'aide d'un modèle numérique et de mesures sur circuit". Mémoire présenté en vue d'obtenir le Diplôme d'ingénieur CNAM.
- [Carnoy, 2017] Carnoy, D. (2017). "Bose sells its futuristic car suspension system to ClearMotion". <https://www.cnet.com/roadshow/news/bose-sells-its-futuristic-car-suspension-system-to-clearmotion/>.

- [Carton et al., 1847] Carton, C., van de Putte, F. et Delepierre, J. (1847). *Biographie des hommes remarquables de la Flandre occidentale*. Vandecasteele-Werbrouck.
- [Cebr, 2014] Cebr (2014). "The future economic and environmental costs of gridlock in 2030, An assesment of the direct and indirect economic and environmental costs of idling in road traffic congestion to households in the UK, France, Germany and the USA". Report for INRIX.
- [Chen, 1979] Chen, N. H. (1979). "An explicit equation for friction factor in pipe". *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 18(3), pp. 296–297.
- [Cheromcha, 2018] Cheromcha, K. (2018). "The Crazy Bose 'Magic Carpet' Car Suspension System Is Finally Headed For Production". <http://www.thedrive.com/news/20996/the-crazy-bose-magic-carpet-car-suspension-system-is-finally-headed-for-production>.
- [Chevrié, 2016] Chevrié, M. (2016). *Modélisation électrothermique de composants électriques et électroniques automobiles et estimation des résistances de contact dans les connecteurs*. Thèse de Doctorat, Université de Bordeaux.
- [ClearMotion, 2008] ClearMotion (2008). <https://www.clearmotion.com/>.
- [Cleynen, 2015] Cleynen, O. (2015). "Thermodynamique de l'ingénieur". <https://thermodynamique.fr/framabook-thermodynamique.pdf>.
- [Connair et al., 1999] Connair, K. M., Bodie, M. O., Chaumette, P. et Catalan, A. (1999). "Development of a common vehicle model for chassis control design". Technical report, SAE Technical Paper.
- [Coriton et al., 2018] Coriton, L., Menoret, K., Miomandre, H. et Pazat, A. (2018). "Le véhicule autonome". <http://vehiculesautonomes.insa-rennes.fr>.
- [Daou et al., 2012] Daou, R. A. Z., Moreau, X. et Francis, C. (2012). "Effect of hydro-pneumatic components nonlinearities on the CRONE suspension". *IEEE transactions on vehicular technology*, 61(2), pp. 466–474.
- [Darding, 2015] Darding, G. (2015). "Dossier : les principaux types de suspension automobile". <https://www.guillaumedarding.fr/dossier-les-principaux-types-de-suspension-automobile-2883821.htm>.
- [Dauphin-Tanguy, 2000] Dauphin-Tanguy, G. (2000). *Les bond graphs*. Hermès / Lavoisier.
- [David, 2001] David, P. (2001). *Synthèse d'une impédance à comportement local d'ordre non entier : application dans le domaine des suspensions de véhicule*. Thèse de Doctorat, Bordeaux 1.
- [Doré et al., 1996] Doré, J., Moreau, X., Nouillant, M. et Oustaloup, A. (1996). "Amortisseur piloté : Agencement d'amortissement par laminage d'un fluide et système de suspension, notamment de véhicule automobile, équipé d'un tel agencement d'amortissement". Brevet déposé le 27 avril 1995 sous le n° 95 050 84 et publié le 31 octobre 1996 sous le n° FR 2733567 en copropriété avec PSA Peugeot-Citroën. Extension au Japon et aux Etats-Unis en 1996.
- [Dupont-Calbo, 2016] Dupont-Calbo, J. (2016). "La course à la voiture autonome s'accélère entre les constructeurs". https://www.lesechos.fr/18/08/2016/LesEchos/22257-063-ECH_la-course-a-la-voiture-autonome-s-accelere-entre-les-constructeurs.htm.

- [Freysenet, 2007] Freysenet, M. (2007). "La production automobile mondiale, des quatre continents et des principaux pays constructeurs, 1898-2016". *Édition numérique, freysenet.com*, Document d'enquête : quatre tableaux et sept graphiques commentés.
- [Gay, 2000] Gay, F. (2000). *Lois de commande en vue du contrôle global de châssis d'un véhicule : Le CGC*. Thèse de Doctorat, Nantes.
- [Gazeau, 2018] Gazeau, Y. (2018). "La suspension pneumatique nouvelle génération de Continental". http://www.auto-innovations.com/site/brevetech/conti_cairs.html.
- [Gianguilio, 2006] Gianguilio, E. (2006). "14 d.o.f. VERTEC model, Vehicle Dynamic Simulator Implementation and validation". *3rd International Colloquium on Vehicle-Tyre-Road Interaction*.
- [Gille, 1978] Gille, B. (1978). *Histoires des techniques*. Encyclopédie de la Pléiade.
- [Gillespie, 1992] Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE International.
- [Gillespie, 1997] Gillespie, T. D. (1997). "Vehicle dynamics". *Warren dale*.
- [Girin, 2007] Girin, A. (2007). *Contribution à la commande non linéaire d'un système électropneumatique pour une utilisation aéronautique : application sur un benchmark dédié*. Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Nantes (ECN).
- [Gordon et al., 2003] Gordon, T., Howell, M. et Brandao, F. (2003). "Integrated control methodologies for road vehicles". *Vehicle System Dynamics*, 40(1-3), pp. 157–190.
- [Griffin, 2012] Griffin, M. J. (2012). *Handbook of human vibration*. Academic press.
- [Guglielmi et Levy-Vehel, 1998] Guglielmi, M. et Levy-Vehel, J. (1998). "Analysis and simulation of road profile by means of fractal model". In *AVCS'98, IEEE International Conference in Advances in vehicle Control Safety, Amiens*,.
- [Harting, 2018] Harting, H.-J. (2018). "Segment Suspension Systems. General presentation". Présentation Continental au Groupe PSA datée du 23/04/08.
- [Hedrich et al., 2018] Hedrich, P., Lenz, E. et Pelz, P. F. (2018). "Minimizing of Kinetosis during Autonomous Driving". *ATZ worldwide*, 120(7), pp. 68–75.
- [Hermosa, 2018] Hermosa, D. (2018). "Comment fonctionnent les voitures autonomes?". <https://mbamci.com/voitures-autonomes-fonctionnement/>.
- [Hernette et al., 2018a] Hernette, V., Bouvin, J.-L., Moreau, X., Benine-Neto, A. et Oustaloup, A. (2018a). "Suspension pneumatique à deux modes de fonctionnement avec cellules d'air en cascade". Demande de brevet n° 1873849, numéro de dossier : 2018P01217 FR / PM, date de dépôt : 21 décembre 2018.
- [Hernette et al., 2018b] Hernette, V., Bouvin, J.-L., Moreau, X., Benine-Neto, A. et Oustaloup, A. (2018b). "Suspension pneumatique à deux modes de fonctionnement avec cellules d'air en parallèle". Demande de brevet n° 1873829, numéro de dossier : 2018P01215 FR / PM, date de dépôt : 21 décembre 2018.
- [Huygens, 1891] Huygens, C. (1891). *Oeuvres complètes. Tome IV. Correspondance 1662-1663*. Martinus Nijhoff, La Haye (ed D. Bierens de Haan).
- [Ickx, 1961] Ickx, J. (1961). *Ainsi naquit l'automobile*. Number vol. 1 in Ainsi naquit l'automobile. Edita.

- [Idel'cik, 1969] Idel'cik, I. (1969). *Mémento des pertes de charge : coefficients de pertes de charge singulières et de pertes de charge par frottement*. Eyrolles. Traduit du russe par Madame M. Meury.
- [Institut Citroën, 2001] Institut Citroën (2001). "L'Hydractive". Cahier Expert n° 4.
- [Istituto e Museo di Storia della Scienza, 2004] Istituto e Museo di Storia della Scienza (2004). "« L'automobile » di Leonardo da Vinci". <https://brunelleschi.imss.fi.it/automobile/index.html>.
- [Jebar, 1977] Jebar, H. (1977). *Design of pneumatic actuator systems*. Thèse de Doctorat, University of Nottingham.
- [Jezequel, 1995] Jezequel, L. (1995). *Active control in mechanical engineering*. Hermès.
- [Jozsef, 2004a] Jozsef, E. (2004a). "La Vinci 812 et pourtant elle roule". https://www.liberation.fr/grand-angle/2004/05/05/la-vingi-812-et-pourtant-elle-roule_478298.
- [Jozsef, 2004b] Jozsef, E. (2004b). "Les mystères révélés de la voiture de Léonard de Vinci". <https://www.letemps.ch/societe/mysteres-reveles-voiture-leonard-vingi>.
- [Juricic, 2004] Juricic, J. (2004). "Virtual Test Driving". *Vehicle Dynamics International*.
- [Kain et Wartelle, 1973] Kain, J. et Wartelle, C. (1973). *Dynamique des vérins pneumatiques*. Number 17. Les Mémoires Technoiques du CETIM.
- [Kanade et al., 1986] Kanade, T., Thorpe, C. et Whittaker, W. (1986). "Autonomous land vehicle project at CMU". In *Proceedings of the 1986 ACM fourteenth annual conference on Computer science*, pages 71–80. ACM.
- [Kashem et al., 2018] Kashem, S., Nagarajah, R. et Ektesabi, M. (2018). *Vehicle Suspension Systems and Electromagnetic Dampers*. Springer.
- [Khayame, 2006] Khayame, O. (2006). "PRI Catrina - Lot Architecture Trains - Théorie de dimensionnement des lames de train AR rigide". Note Interne PSA Peugeot Citroën, Ref : SFAA_SMEE06_0077.
- [Kitchin, 2011] Kitchin, J. (2011). "Smooth transitions between discontinuous functions". <http://matlab.cheme.cmu.edu/2011/10/30/smooth-transitions-between-discontinuous-functions/>. Matlab in Chemical Engineering at CMU.
- [Kruczek et Stribrsky, 2004] Kruczek, A. et Stribrsky, A. (2004). "A full-car model for active suspension-some practical aspects". In *Proceedings of the IEEE international conference on mechatronics*, volume 4, pages 41–45.
- [Lanusse, 1994] Lanusse, P. (1994). *De la commande CRONE de première génération à la commande CRONE de troisième génération*. Thèse de Doctorat, Bordeaux 1.
- [Lanusse et al., 2013] Lanusse, P., Malti, R. et Melchior, P. (2013). "CRONE control system design toolbox for the control engineering community : tutorial and case study". *Phil. Trans. R. Soc. A*, 371(1990), pp. 20120149.
- [Létévé, 2014] Létévé, A. (2014). *Etude de l'influence des suspensions de véhicule de tourisme sur le confort vibratoire, le comportement routier et les limites de fonctionnement : l'approche CRONE en matière de formalisation, d'analyse et de synthèse*. Thèse de Doctorat, Université de Bordeaux.

- [Malti et al., 2011] Malti, R., Melchior, P., Lanusse, P. et Oustaloup, A. (2011). "Towards an object oriented CRONE toolbox for fractional differential systems". In *18th IFAC world congress*. Milan Italy.
- [Margolis et Shim, 2001] Margolis, D. et Shim, T. (2001). "A bond graph model incorporating sensors, actuators, and vehicle dynamics for developing controllers for vehicle safety". *Journal of the Franklin Institute*, 338(1), pp. 21–34.
- [Marty, 2012] Marty, P. (2012). "Cours de transferts thermiques - Conduction et rayonnement". <http://www.legi.grenoble-inp.fr/people/Philippe.Marty/cours-thermique-L3.pdf>. Génie des procédés, Licence 3, Université Joseph Fourier, Grenoble.
- [Mercedes-Benz, nd] Mercedes-Benz (n.d.). "The AIRMATIC air suspension system". <https://www.mercedes-benz.com/en/mercedes-benz/innovation/the-airmatic-air-suspension-system/>.
- [Merendino, 2018] Merendino, A. (2018). "Voiture autonome : la course continue malgré l'accident d'Uber". https://www.challenges.fr/economie/voiture-autonome-la-course-continue-malgre-l-accident-d-uber_576825.
- [Ministère de l'Education Nationale, 2011] Ministère de l'Education Nationale (2011). "Suspension pneumatique Citroën C4 Picasso". <http://www.educauto.org/ressources-documentation-officielle/suspension-pneumatique-citroen-c4-picasso>. Sujet d'analyse des systèmes et contrôles des performances de BTS (spécialité Après-Vente Automobile).
- [Morand, 2014] Morand, A. (2014). *Commande assistée au conducteur basée sur la conduite en formation de type " banc de poissons "*. Thèse de Doctorat, Université de Bordeaux.
- [Moreau, 1995] Moreau, X. (1995). *La dérivation non entière en isolation vibratoire et son application dans le domaine de l'automobile ; la suspension Crone : du concept à la réalisation*. Thèse de Doctorat, Bordeaux 1.
- [Moreau et al., 2012a] Moreau, X., Rizzo, A., Mermoz, J.-L., Leteve, A., Morand, A. et Melchior, P. (2012a). "Etude de l'influence de la dissymétrie du chargement sur de la tenue de route. Partie 1 : du modèle de validation au modèle d'analyse". In *CIFA 2012*.
- [Moreau et al., 2012b] Moreau, X., Rizzo, A., Mermoz, J.-L., Leteve, A., Morand, A. et Melchior, P. (2012b). "Etude de l'influence de la dissymétrie du chargement sur de la tenue de route. Partie 2 : analyse de la stabilité". In *CIFA 2012*.
- [Moreau et al., 2012c] Moreau, X., Zeid Daou, R. A., Francis, C., Oustaloup, A. et Serrier, P. (2012c). "Étude des non-linéarités des composants hydropneumatiques de la suspension CRONE". *Journal Europeen des Systemes Automatises-JESA-APII*, 46(1), pp. 7.
- [Morrison, 2013a] Morrison, F. A. (2013a). "Data Correlation for Friction Factor in Smooth Pipes". *Department of Chemical Engineering, Michigan Technological University, Houghton, MI*, 49931.
- [Morrison, 2013b] Morrison, F. A. (2013b). *An Introduction to Fluid Mechanics*. Cambridge University Press.
- [Mubea, 1916] Mubea (1916). <https://www.mubea.com/home/>.

- [Normand, 2015] Normand, J.-M. (2015). "La voiture autonome fera-t-elle mal au coeur?". https://www.lemonde.fr/m-voiture/article/2015/04/20/la-voiture-autonome-fera-t-elle-mal-au-c-ur_4619208_4497789.html.
- [Nouillant, 2002] Nouillant, C. (2002). *Contribution au pilotage coopératif des systèmes de liaisons au sol d'une automobile par commande hybride hiérarchisée*. Thèse de Doctorat, Bordeaux 1.
- [ONISR, 2016] ONISR (2016). "La sécurité routière en France : Bilan de l'accidentalité de l'année 2016".
- [Oustaloup, 1991] Oustaloup, A. (1991). *La commande CRONE : Commande robuste d'ordre non entier*. Edition Hermès, Paris.
- [Oustaloup, 1995] Oustaloup, A. (1995). *La dérivation non entière : théorie, synthèse et applications*. Edition Hermès, Paris.
- [Oustaloup et al., 1995] Oustaloup, A., Mathieu, B. et Lanusse, P. (1995). "The CRONE control of resonant plants : application to a flexible transmission". *European Journal of control*, 1(2), pp. 113–121.
- [Oustaloup et Nouillant, 1990] Oustaloup, A. et Nouillant, M. (1990). "Nouveau système de suspension : la suspension CRONE". Brevet déposé le 30 avril 1990 sous le n° 90 046 13 et publié sous le n° 2660386.
- [Pacejka, 2002] Pacejka, H. (2002). *Tyre and Vehicle Dynamics*. Butterworth-Heinemann.
- [Parlement Européen, 2002] Parlement Européen (2002). "Directive 2002/44/EC du Parlement européen et du conseil du 22 juin 2002 relatives aux exigences minimales d'hygiène et de sécurité relatives à l'exposition des employés à des risques résultants d'agents physiques (vibrations)". Seizième directive individuelle au sens de l'article 16(1) La Directive 89/391/EEC.
- [Peden, 2013] Peden, J.-P. (2013). "Tous les résultats du Volant d'Or 2013!". <https://www.autoplus.fr/citroen/c4/actualite/Volant-Or-2013-Jaguar-F-Type-BMW-X5-Citroen-C4-Picasso-1477145.html>.
- [Peiyi et Little, 1983] Peiyi, W. et Little, W. (1983). "Measurement of friction factors for the flow of gases in very fine channels used for microminiature Joule-Thomson refrigerators". *Cryogenics*, 23(5), pp. 273–277.
- [Presthus, 2002] Presthus, M. (2002). *Derivation of air spring model parameters for train simulation*.
- [Ramus-Serment, 2001] Ramus-Serment, C. (2001). *Synthèse d'un isolateur vibratoire d'ordre non entier fondée sur une architecture arborescente d'éléments viscoélastiques quasi-identiques*. Thèse de Doctorat, Bordeaux 1.
- [Renouard, 2016] Renouard, G. (2016). "Voitures autonomes : la course des modèles économiques". <https://atelier.bnpparibas/smart-city/article/voitures-autonomes-course-modeles-economiques>.
- [Renvoizé, 2014] Renvoizé, V. (2014). *Cap Prépa 2e année - Physique - PSI-PSI**. Pearson.

- [Rizzo, 2012] Rizzo, A. (2012). *L'approche CRONE dans le domaine des architectures complexes des suspensions de véhicules automobiles : la suspension CRONE Hydractive*. Thèse de Doctorat, Bordeaux 1.
- [Robinson, 2012] Robinson, W. D. (2012). "A pneumatic semi-active control methodology for vibration control of air spring based suspension systems".
- [Rosen, 2019] Rosen, A. (2019). "A Billerica company is trying to make potholes less annoying". <https://www.bostonglobe.com/business/2019/01/10/billerica-company-trying-make-potholes-less-annoying/xUWwJat9unAUuqjl5khekL/story.html>.
- [Schnorr Group, 1908] Schnorr Group (1908). <https://www.schnorr-group.com/fr/>.
- [Sename et al., 2013] Sename, O., Gaspar, P. et Bokor, J. (2013). *Robust Control and Linear Parameter Varying Approaches : Application to Vehicle Dynamics*. Lecture Notes in Control and Information Sciences. Springer Berlin Heidelberg.
- [Serrier, 2008] Serrier, P. (2008). *Analyse de l'influence des non-linéarités dans l'approche CRONE : Application en isolation vibratoire*. Thèse de Doctorat, Bordeaux 1.
- [Shacket, 1979] Shacket, S. (1979). *The complete book of electric vehicles*. Domus Books.
- [Sival et Schoettle, 2015] Sival, M. et Schoettle, B. (2015). "Motion sickness in self-driving vehicles". <http://www.umtri.umich.edu/>.
- [Smalley, 1918] Smalley (1918). <https://www.smalley.com/fr/>.
- [Srakovic, 2017] Srakovic, K. B. (2017). "Driverless milestone : No Hands Across America". <https://www.sfchronicle.com/business/article/Driverless-milestone-No-Hands-Across-America-11278241.php>.
- [Taymans, 2018] Taymans, A. (2018). *Gestion de trafic par les assistances coopératives*. Thèse de Doctorat, Université de Bordeaux.
- [Terrier, 1986] Terrier, M. (1986). "L'invention des ressorts de voiture". *Revue d'histoire des sciences*, 39(1), pp. 17–30.
- [Thoin-Bousquié, 2018] Thoin-Bousquié, J. (2018). "Comment la France veut s'imposer dans la course à la voiture autonome". <https://www.usinenouvelle.com/article/comment-la-france-veut-s-imposer-dans-la-course-a-la-voiture-autonome.N693329>.
- [Tobe, 2013] Tobe, F. (2013). "Beaming-in to RoboBusiness 2013". <http://www.everything-robotic.com/>.
- [Trophée AFCET, 1995] Trophée AFCET (1995). "La suspension CRONE : du concept à la réalisation". Trophée décerné à une application particulièrement innovante en milieu industriel et résultant d'un exemple de réussite d'une collaboration entre chercheurs et industriels. Toulouse, le 26 Octobre 1995.
- [Turki, 2010] Turki, K. (2010). *Nouvelles approches pour la synthèse de lois de commande non linéaires robustes. Application à un actionneur électropneumatique et proposition d'une solution au problème de redécollage*. Thèse de Doctorat, INSA de Lyon.
- [Urieli, 2018] Urieli, I. (2018). "Engineering Thermodynamics - A Graphical Approach". https://www.ohio.edu/mechanical/thermo/property_tables/air/air_cp_cv.html. Specific Heat Capacities of Air.

- [Venture, 2003] Venture, G. (2003). *Identification des paramètres dynamiques d'une voiture*. Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Nantes (ECN) ; Université de Nantes.
- [Williams, 1988] Williams, M. (1988). "PROMETHEUS-The European research programme for optimising the road transport system in Europe". In *Driver Information, IEE Colloquium on*, pages 1–1. IET.

Annexe A

Analyse et synthèse dans le cadre du confort vibratoire

« Ceux qui sont férus de pratique sans posséder la science sont comme le pilote qui s'embarquerait sans timon ni boussole, et ne saurait jamais avec certitude où il va. »

Léonard de Vinci

Les grandeurs représentées sur la FIGURE A.1 peuvent être utilisées pour l'analyse selon les trois domaines de fonctionnement (**confort vibratoire**, **comportement routier** et **limites de fonctionnement**), notamment :

- $V_1(s)$ dans le cadre du **confort vibratoire**. Elle représente la vitesse verticale du centre roue et permet, après intégration, de remonter aux variations $Z_1(s)$ de la position verticale du centre roue par rapport à la position d'équilibre statique ;
- $V_2(s)$ dans le cadre du **confort vibratoire**. Elle représente la vitesse verticale de la masse suspendue et permet, après intégration, de remonter aux variations $Z_2(s)$ de la position verticale de la caisse par rapport à la position d'équilibre statique ;
- $F_1(s)$ dans le cadre du **comportement routier**. Elle représente l'effort vertical développé par le pneumatique (sur la suspension) et intervient, avec la composante statique, dans la génération des efforts longitudinaux F_x et transversaux F_y du pneumatique, et donc sur la dynamique globale du véhicule ;
- $F_s(s)$ dans le cadre des **limites de fonctionnement**. Elle représente l'effort développé par la suspension dont la valeur maximale est limitée par la technologie ;
- $V_{10}(s)$ dans le cadre des **limites de fonctionnement**. Elle représente la vitesse de déformation du pneumatique et permet, après intégration, de remonter à la déformation $Z_{10}(s)$ limité par sa taille ;
- $V_{21}(s)$ dans le cadre des **limites de fonctionnement**. Elle représente la vitesse de débattement de la suspension et permet, après intégration, de remonter au débattement $Z_{21}(s)$ limité par sa course.

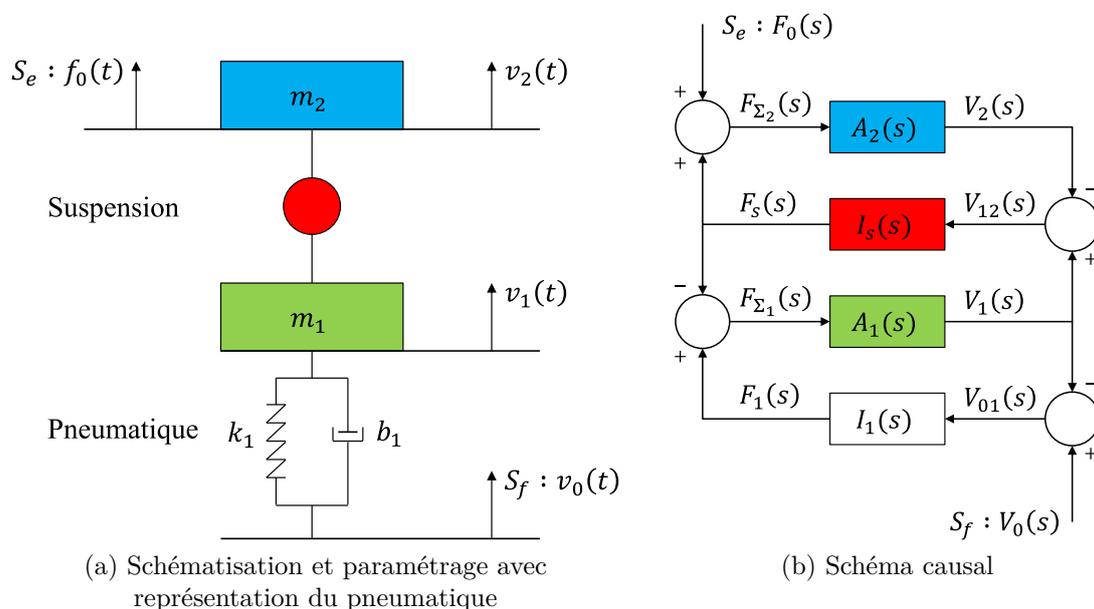


FIGURE A.1 – Modèle d'analyse quart de véhicule [Létévé, 2014]

Par ailleurs, ces grandeurs peuvent être décrites, indépendamment de l'impédance $I_s(s)$, en fonction des sources d'effort S_e , qui représentent les sollicitations conducteur

$F_0(s)$, et de flux S_f , qui représentent les sollicitations route $V_0(s)$, en faisant apparaître les fonctions de sensibilité S_{ij} , soit :

$$\begin{cases} F_1(s) = S_{11}(s) F_0(s) + S_{12}(s) V_0(s) \\ V_1(s) = S_{21}(s) F_0(s) + S_{22}(s) V_0(s) \\ V_2(s) = S_{31}(s) F_0(s) + S_{32}(s) V_0(s) \\ V_{10}(s) = S_{41}(s) F_0(s) + S_{42}(s) V_0(s) \\ V_{21}(s) = S_{51}(s) F_0(s) + S_{52}(s) V_0(s) \end{cases}, \quad (\text{A.1})$$

avec les expressions analytiques représentant les fonctions de sensibilité relatives aux perturbations du conducteur suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} S_{11}(s) = \left. \frac{F_1(s)}{F_0(s)} \right|_{V_0(s)=0} = \frac{k_1 I_s(s) s}{Den(s)} \\ S_{21}(s) = \left. \frac{V_1(s)}{F_0(s)} \right|_{V_0(s)=0} = \frac{I_s(s) s^2}{Den(s)} \\ \Rightarrow \left. \frac{Z_1(s)}{F_0(s)} \right|_{V_0(s)=0} = \frac{I_s(s) s}{Den(s)} \\ S_{31}(s) = \left. \frac{V_2(s)}{F_0(s)} \right|_{V_0(s)=0} = \frac{m_1 s^3 + I_s(s) s^2 + k_1 s}{Den(s)} \\ \Rightarrow \left. \frac{Z_2(s)}{F_0(s)} \right|_{V_0(s)=0} = \frac{m_1 s^2 + I_s(s) s + k_1}{Den(s)}, \quad (\text{A.2}) \\ S_{41}(s) = \left. \frac{V_{10}(s)}{F_0(s)} \right|_{V_0(s)=0} = \frac{I_s(s) s^2}{Den(s)} \\ \Rightarrow \left. \frac{Z_{10}(s)}{F_0(s)} \right|_{V_0(s)=0} = \frac{I_s(s) s}{Den(s)} \\ S_{51}(s) = \left. \frac{V_{21}(s)}{F_0(s)} \right|_{V_0(s)=0} = \frac{s (m_1 s^2 + k_1)}{Den(s)} \\ \Rightarrow \left. \frac{Z_{21}(s)}{F_0(s)} \right|_{V_0(s)=0} = \frac{m_1 s^2 + k_1}{Den(s)} \end{array} \right.$$

et les expressions analytiques représentant les fonctions de sensibilité relatives aux per-

turbations de la route suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} S_{12}(s) = \frac{F_1(s)}{V_0(s)} \Big|_{F_0(s)=0} = \frac{k_1 (m_1 m_2 s^2 + (m_1 + m_2) I_s(s) s)}{Den(s)} \\ S_{22}(s) = \frac{V_1(s)}{V_0(s)} \Big|_{F_0(s)=0} = \frac{k_1 (m_2 s^2 + I_s(s) s)}{Den(s)} = \frac{Z_1(s)}{Z_0(s)} \Big|_{F_0(s)=0} \\ S_{32}(s) = \frac{V_2(s)}{V_0(s)} \Big|_{F_0(s)=0} = \frac{k_1 I_s(s) s}{Den(s)} = \frac{Z_2(s)}{Z_0(s)} \Big|_{F_0(s)=0} \\ S_{42}(s) = \frac{V_{10}(s)}{V_0(s)} \Big|_{F_0(s)=0} = -\frac{m_1 m_2 s^4 + (m_1 + m_2) I_s(s) s^3}{Den(s)} = \frac{Z_{10}(s)}{V_0(s)} \Big|_{F_0(s)=0} \\ S_{51}(s) = \frac{V_{21}(s)}{V_0(s)} \Big|_{F_0(s)=0} = -\frac{k_1 m_2 s^2}{Den(s)} = \frac{Z_{21}(s)}{V_0(s)} \Big|_{F_0(s)=0} \end{array} \right. , \quad (A.3)$$

sachant que

$$Den(s) = m_1 m_2 s^4 + (m_1 + m_2) I_s(s) s^3 + k_1 m_2 s^2 + k_1 I_s(s) s. \quad (A.4)$$

Une des particularités des véhicules de tourisme, par rapport aux voitures de course, par exemple [Cariou, 2010b], et résultant de la prise en compte de la physiologie et de la biomécanique du corps humain, est le découplage dynamique entre les modes de caisse, autour de 1 Hz, et de roue, au voisinage de 12 à 15 Hz.

Dans le cas particulier des architectures traditionnelles de suspension, l'impédance de la suspension $I_s(s)$ peut s'écrire sous la forme suivante :

$$I_s(s) = \frac{F_s(s)}{V_{12}(s)} = \frac{k_2}{s} + b_2, \quad (A.5)$$

avec $F_s(s) = \mathcal{L}\{f_s(t)\}$ et $V_{12}(s) = \mathcal{L}\{v_{12}(t)\}$ et où k_2 représente la raideur de ressort, b_2 le coefficient de frottement visqueux de l'amortisseur et $v_{12}(t) = v_1(t) - v_2(t)$ la vitesse de débattement.

De fait, en introduisant l'expression (A.5) dans l'équation (A.4), on obtient :

$$Den(s) = m_1 m_2 s^4 + b_2 (m_1 + m_2) s^3 + (k_2 (m_1 + m_2) + k_1 m_2) s^2 + k_1 b_2 s + k_1 k_2, \quad (A.6)$$

qui peut, lorsque les conditions de découplage dynamique sont vérifiées, soit $k_2 \ll k_1$ et $b_2 = \sqrt{k_2 m_2}$ [Létévé, 2014], se factoriser sous la forme de deux polynômes d'ordre 2 tel que :

$$Den(s) = (m_1 s^2 + b_2 s + k_1) (m_2 s^2 + b_2 s + k_2). \quad (A.7)$$

La recherche des racines du polynôme caractéristique $P(s)$ est alors facilitée, soit :

$$P(s) = Den(s) = 0 \Rightarrow (s^2 + 2\zeta_1\omega_{n1}s + \omega_{n1}^2) (s^2 + 2\zeta_2\omega_{n2}s + \omega_{n2}^2), \quad (\text{A.8})$$

où

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_{n1} = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} : \text{ pulsation naturelle non amortie du mode de roue (rad s}^{-1}\text{)} \\ \zeta_1 = \frac{b_2}{2\sqrt{k_1m_1}} : \text{ facteur d'amortissement du mode de roue} \\ \omega_{n2} = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} : \text{ pulsation naturelle non amortie du mode de caisse (rad s}^{-1}\text{)} \\ \zeta_2 = \frac{b_2}{2\sqrt{k_2m_2}} : \text{ facteur d'amortissement du mode de caisse} \end{array} \right. , \quad (\text{A.9})$$

le premier polynôme étant ainsi associé au mode de roue, le plus rapide, et le second au mode de caisse, le plus lent et l'élément dissipatif étant le même pour les deux modes.

Dans le cas pratique, la condition $k_2 \ll k_1$ est toujours vérifiée pour les véhicules de tourisme. En effet, pour une suspension métallique par exemple [Rizzo, 2012], k_2 est de l'ordre de $20\,000 \text{ N m}^{-1}$ (valeur plus faible pour une suspension hydropneumatique) tandis que k_1 varie, selon le pneumatique, entre $250\,000$ et $350\,000 \text{ N m}^{-1}$. La seconde condition $b_2 = \sqrt{k_2m_2}$, quant à elle, n'a pas besoin d'être rigoureusement vérifiée dans le sens où, pour des valeurs de facteur d'amortissement du mode de caisse voisines de 0,5, le découplage dynamique est toujours observé. En effet :

$$k_2 \ll k_1 \text{ et } b_2 \approx \sqrt{k_2m_2} \Rightarrow \zeta_2 = \frac{b_2}{2\sqrt{k_2m_2}} \approx 0,5. \quad (\text{A.10})$$

Il est important de noter que, pour toute synthèse d'une nouvelle suspension, et ce quelle que soit son architecture (traditionnelle ou complexe), le respect du découplage dynamique fait partie intégrante du cahier des charges de celle-ci.

Pour l'analyse et la synthèse, la première conséquence de ce découplage dynamique concerne l'expression de la fonction de sensibilité $S_{22}(s)$ de l'équation (A.3) permettant la simplification du transfert entre la route et la roue $T_{10}(j\omega)$, illustrée sur la FIGURE A.2a, comme suit :

$$T_{10}(j\omega) = \frac{Z_1(j\omega)}{Z_0(j\omega)} \approx \frac{k_1}{(m_1(j\omega)^2 + b_2j\omega + k_1)} \approx \frac{1}{\left(\frac{j\omega}{\omega_{n1}}\right)^2 + 2\frac{\zeta_1}{\omega_{n1}}j\omega + 1}, \quad (\text{A.11})$$

et la seconde concerne l'expression de la fonction de sensibilité $S_{32}(s)$ de l'équation (A.3) et permettant la simplification de la réponse fréquentielle entre la route et la caisse $T_{20}(j\omega)$, illustrée sur la FIGURE A.2a, comme suit :

$$\forall \omega \ll \omega_{n1}, T_{20}(j\omega) = \frac{Z_2(j\omega)}{Z_0(j\omega)} \approx \frac{k_2 + b_2j\omega}{k_2 + b_2j\omega + m_2(j\omega)^2}. \quad (\text{A.12})$$

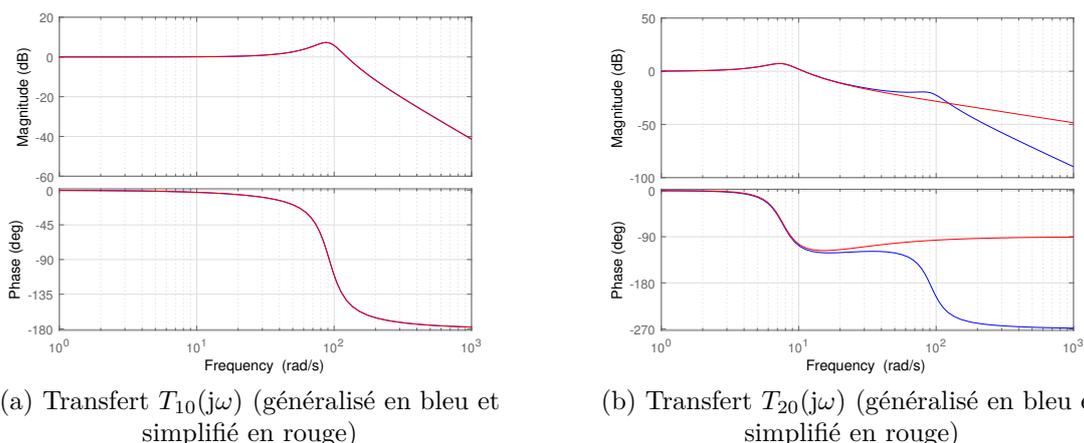


FIGURE A.2 – Diagrammes de Bode des transferts $T_{10}(j\omega)$ et $T_{20}(j\omega)$ pour un véhicule de tourisme

L'observation de la FIGURE A.2 nous indique, dans un premier temps, que la plage fréquentielle de validité du modèle associée à la relation (A.11) s'étend de 0 à approximativement 5 Hz. Dans cette plage, toutes les variations du profil routier sont transmises, sans amplification ni atténuation, au déplacement vertical de la roue, la dynamique de roue y étant négligeable devant celle de la caisse. Dans un second temps, cette figure nous indique que la plage fréquentielle associée à la relation (A.10) s'étend sur l'ensemble de la plage de fonctionnement de la suspension, soit de 0 à approximativement 30 Hz. Dans cette plage, les variations du profil routier ne sont plus transmises (gain très inférieur à 0 dB) autour du mode de roue (caisse considérée immobile), on peut alors négliger la dynamique de caisse devant celle de la roue [Létévé, 2014].

Ainsi, pour l'analyse et la synthèse, et comme présenté sur la FIGURE A.3, le modèle quart de véhicule linéarisé à 2 ddl peut alors être réduit à deux modèles linéaires quart de véhicule à 1 ddl [Rizzo, 2012], l'un sur la plage [0, 5 Hz] associée à la relation (A.11) et l'autre sur la plage [5, 30 Hz] associée à la relation (A.10).

Pour l'étude du confort vibratoire, et ce quelle que soit l'architecture considérée, les points analysés sont les suivants :

- les tenues de roue et de caisse, caractérisées dans le domaine temporel par les facteurs d'amortissement ζ_1 et ζ_2 , chacune des tenues étant d'autant meilleure que le facteur d'amortissement est important. Elles sont, par ailleurs, caractérisées dans le domaine fréquentiel par les facteurs de résonance Q_1 et Q_2 , chacune des tenues étant d'autant

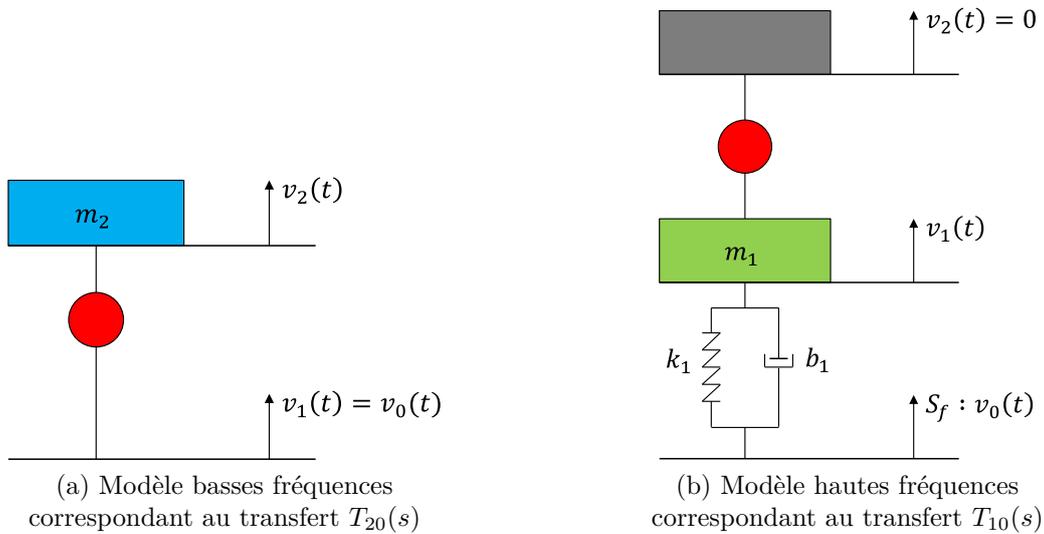


FIGURE A.3 – Modèles d’analyse quart de véhicule simplifiés à 1 ddl

meilleure que le facteur de résonance est faible ;

- l’isolation vibratoire, caractérisée par le filtrage ou la décroissance des diagrammes de gain des réponses fréquentielles, dans la zone des moyennes fréquences de grande sensibilité du corps humain dans la direction verticale (entre 2 et 8 Hz), soit entre les modes de caisse et de roue, et au-delà du mode de roue (entre 15 et 30 Hz), zone des « hautes fréquences » en matière d’étude de suspension de véhicule de tourisme.

L’amélioration de ces points représentant ainsi l’objectif principal de toute nouvelle architecture de suspension, et ce en veillant à respecter le découplage dynamique conduisant à la généralisation de la factorisation de l’expression (A.4) tel que :

$$Den(s) = (m_1 s^2 + I_s(s)s + k_1) (m_2 s^2 + I_s(s)s), \quad (\text{A.13})$$

où

$$\lim_{s \rightarrow 0} I_s(s)s \ll k_1. \quad (\text{A.14})$$

Annexe B

Historique de la suspension CRONE

« En vérité, le chemin importe peu, la volonté d'arriver suffit à tout. »

Albert Camus

La suspension CRONE, issue d'une collaboration de près de 30 ans entre l'équipe CRONE du laboratoire IMS (Intégration du Matériau au Système) et le groupe PSA (anciennement PSA Peugeot-Citroën), trouve ses origines en 1989 à travers le stage de Bruno Bluteau intitulé : « Obtention d'un amortisseur non entier à travers la non-stationnarité d'un amortisseur traditionnel » [Bluteau, 1989] et co-encadré par Alain Oustaloup et Michel Nouillant. Jusqu'alors, les travaux de l'équipe CRONE se concentraient essentiellement sur la dérivation non entière ainsi que son utilisation à travers une commande robuste, la Commande Robuste d'Ordre Non Entière (CRONE).



FIGURE B.1 – Logo de l'équipe CRONE

L'objectif était de montrer l'intérêt de la dérivation non entière en isolation vibratoire à travers la mise en défaut de l'interdépendance masse - amortissement [Rizzo, 2012] [Létévé, 2014]. En effet, dans le cadre de la dynamique des systèmes linéaires entiers (caractérisés par des équations différentielles linéaires d'ordres entiers), l'augmentation de la masse se traduit par une diminution de l'amortissement (dilemme inhérent aux architectures traditionnelles de suspension introduit dans le paragraphe 1.3.5) tandis que, dans le cadre de la dynamique des systèmes linéaires non entiers (caractérisés par des équations différentielles linéaires d'ordres non entiers), l'amortissement est indépendant de la masse. Les conditions nécessaires à l'obtention de la mise en défaut de l'interdépendance masse - amortissement sont ainsi le résultat de l'approche CRONE, la suspension issue de cette dernière, appelée suspension CRONE, étant caractérisée par une impédance qui n'est autre qu'un intégrateur d'ordre non entier borné en fréquence défini par quatre paramètres (appelés paramètres de synthèse de haut niveau), et ce indépendamment de toute solution technologique.

Le concept de la suspension CRONE se concrétisa, en 1990, avec le brevet n° 90 046 13 déposé par Alain Oustaloup et Michel Nouillant [Oustaloup et Nouillant, 1990]. L'application de ce concept aux suspensions de véhicules automobiles [Moreau, 1995] permit l'obtention de la robustesse de la tenue de caisse vis-à-vis des variations de masse suspendue. C'est alors que commencèrent les échanges entre l'équipe CRONE et la Direction de la Recherche et des Affaires Scientifiques (DRAS) de PSA Peugeot-Citroën par l'intermédiaire d'Henri Lachaize, responsable du service des Liaisons Au Sol. Deux solutions technologiques, illustrées sur la FIGURE B.2, furent étudiées : une version passive multisphère implantée sur un véhicule expérimental du laboratoire, à savoir une Citroën BX, et une version semi-active développée spécifiquement pour la technologie hydropneumatique.

Cette solution passive, composée de trois sphères et de trois amortisseurs judicieusement répartis avec un dimensionnement volontairement très orienté confort, a permis de valider expérimentalement des performances remarquables en matière de tenue de caisse



(a) Version passive multisphère implantée sur une Citroën BX



(b) Version semi-active hydro-pneumatique

FIGURE B.2 – Les deux premières solutions technologiques de la suspension CRONE

sous sollicitations route, de robustesse de la tenue de caisse vis-à-vis des variations de masse suspendue et d'isolation vibratoire. Malgré une raideur statique très faible, cette version présentait une excellente tenue de caisse au freinage grâce à la présence de bras tirés au niveau de l'essieu arrière (effet anti-plongée) ainsi que sous sollicitations transversales (roulis) via la présence de barres anti-devers. Cette version de la suspension CRONE a par ailleurs obtenu, en 1995, le trophée AFCET récomposant la meilleure innovation dans le cadre d'une collaboration université-industrie [Trophée AFCET, 1995]. Il est à noter que cette version a été montée, par PSA, sur plusieurs véhicules expérimentaux (XM et Xantia).

En plus de cette solution passive, et comme mentionné précédemment, des versions semi-actives ont été développées. Ainsi, après l'étude d'une version en technologie hydro-pneumatique (1995-1997) [Doré et al., 1996] [Abadie et al., 1998], une autre solution a été étudiée en technologie métallique (1997-1999) [Abadie et al., 1999a], l'originalité se situant à la fois sur le plan technologique avec un conception innovante d'AMortisseurs COntinument VARIables (AMCOVAR) et sur le plan du contrôle avec la commande CRONE. Ces deux versions ont par ailleurs été réalisées à l'aide de la société Coverplant Engineering située au Pian Médoc (33) et testées, pour la première, sur un banc de suspension dans les locaux de la société Métravib à Lyon (69), et pour la seconde, après avoir été montée sur une Peugeot 406 à l'aide de nombreux essais sur banc, piste et route.

Par la suite, entre 1998 et 2001, une autre solution passive de la suspension CRONE a été étudiée à travers la version passive monosphère [David, 2001] [Ramus-Serment, 2001], constituée d'un massif poreux, illustré sur la FIGURE B.3, perfusé par un fluide visco-élastique [Abadie et al., 1999b], et exploitant le lien entre les phénomènes de diffusion et la dérivation non entière, cette solution présentant une impédance d'entrée hydro-pneumatique non entière comparable à celle obtenue avec la version passive multisphère.

Enfin, entre 2002 et 2012, le concept de la suspension CRONE a été étendu à la suspension Hydractive, s'inscrivant dans le cadre des Systèmes Dynamiques Hybrides (SDH), et permettant :

- une meilleure gestion de certains dilemmes grâce à ses deux architectures « souple » et « ferme », la première étant plutôt orientée confort sous sollicitations route et la seconde plutôt orientée tenue de caisse sous sollicitations conducteur ;



FIGURE B.3 – Massif poreux de la version passive monosphère de la suspension CRONE

- l'obtention, via la technologie hydropneumatique, de la robustesse de la rapidité de la réponse verticale de la caisse vis-à-vis des variations de masse suspendue, et ce grâce à la raideur de suspension qui est fonction de la masse suspendue.

De fait, l'application de la suspension CRONE dimensionnée en 1995, très orientée confort, sur cette suspension Hydractive a permis l'arrivée d'une dernière solution définie par une nouvelle architecture confort destinée à remplacer l'architecture « souple » : la suspension CRONE Hydractive [Nouillant, 2002] [Altet, 2004] [Serrier, 2008] [Rizzo, 2012].

L'ensemble des solutions technologiques de la suspension CRONE est illustré sur la FIGURE B.4.

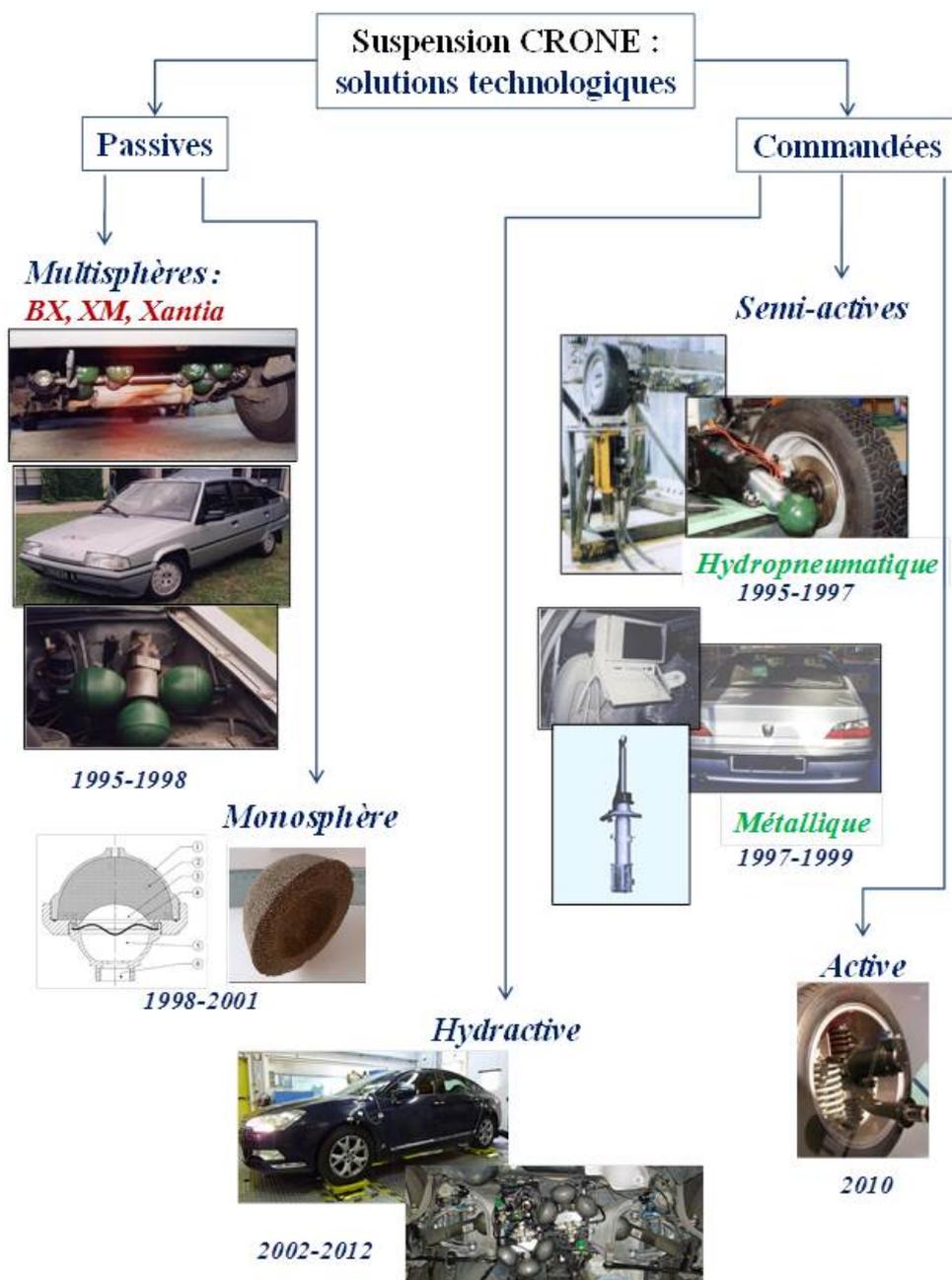


FIGURE B.4 – Illustration des différentes solutions technologiques de la suspension CRONE

Bibliographie de l'auteur

Publications dans des revues internationales

[Bouvin et al., 2019] Bouvin, J.-L., Moreau, X., Benine-Neto, A., Hernette, V., Serrier, P. et Oustaloup, A. (2019). "CRONE body control with a pneumatic self-leveling suspension system". *Journal of Applied Nonlinear Dynamics*, 8(1), pp. 79–96. Special issue on "Advances in Fractional Order Controller Design and Applications".

[Hamrouni et al., 2018] Hamrouni, E., Bouvin, J.-L., Moreau, X., Benine-Neto, A., Hernette, V., Serrier, P. et Oustaloup, A. (2018). "Approche hiérarchisée pour le Contrôle Global du Châssis". *Revue Automatique (Ed. ISTE OpenSciences)*, Numéro 1, Volume 2, 28 Août 2018.

Communications dans des congrès internationaux

[Bouvin et al., 2018] Bouvin, J.-L., Hamrouni, E., Moreau, X., Benine-Neto, A., Hernette, V., Serrier, P. et Oustaloup, A. (2018). "Hierarchical approach for Global Chassis Control". 2018 European Control Conference (ECC), Limassol, Cyprus, 13-15 Juin 2018, pp. 2555-2560.

[Bouvin et al., 2017a] Bouvin, J.-L., Moreau, X., Benine-Neto, A., Hernette, V., Serrier, P. et Oustaloup, A. (2017a). "CRONE Body Control under Driver Inputs through Heave Velocity Regulation". In 2017 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC).

[Bouvin et al., 2017b] Bouvin, J.-L., Moreau, X., Benine-Neto, A., Oustaloup, A., Serrier, P. et Hernette, V. (2017b). "CRONE control of a pneumatic self-leveling suspension system". *IFAC-PapersOnLine*, 50(1), pp. 13816 – 13821. 20th IFAC World Congress.

Brevets déposés

[Hernette et al., 2018a] Hernette, V., Bouvin, J.-L., Moreau, X., Benine-Neto, A. et Oustaloup, A. (2018a). "Suspension pneumatique à deux modes de fonctionnement avec cellules d'air en cascade". Demande de brevet n° 1873849, numéro de dossier : 2018P01217 FR / PM, date de dépôt : 21 décembre 2018.

[Hernette et al., 2018b] Hernette, V., Bouvin, J.-L., Moreau, X., Benine-Neto, A. et Oustaloup, A. (2018b). "Suspension pneumatique à deux modes de fonctionnement avec cellules d'air en parallèle". Demande de brevet n° 1873829, numéro de dossier : 2018P01215 FR / PM, date de dépôt : 21 décembre 2018.