

Représentation énergétique macroscopique du métro VAL 206 et structures de commande déduites par inversion

Jean-Noël Verhille

▶ **To cite this version:**

Jean-Noël Verhille. Représentation énergétique macroscopique du métro VAL 206 et structures de commande déduites par inversion. Sciences de l'ingénieur [physics]. Arts et Métiers ParisTech, 2007. Français. NNT : 2007ENAM0018 . pastel-00002981

HAL Id: pastel-00002981
https://pastel.hal.science/pastel-00002981

Submitted on 4 Oct 2007

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.

N°: 2007-ENAM-0018

Ecole doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

T H È S E

pour obtenir le grade de

Docteur
de
l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité "Automatique"

présentée et soutenue publiquement
par

Jean-Noël VERHILLE

le 4 juillet 2007

REPRÉSENTATION ÉNERGÉTIQUE MACROSCOPIQUE DU MÉTRO VAL 206 ET STRUCTURES DE COMMANDE DÉDUITES PAR INVERSION

Directeur de thèse : ***Jean-Paul HAUTIER***
Codirecteur(s) de thèse : ***Alain BOUSCAYROL***
Pierre-Jean BARRE

Jury :

M. Gérard COQUERY, Directeur de recherches, INRETS	Président
M. Dominique MEIZEL, Professeur, ENSIL	Rapporteur
M. Xavier ROBOAM, Directeur de recherches CNRS, ENSEEIHT	Rapporteur
M. Alain BOUSCAYROL, Professeur, USTL	Examinateur
M. Pierre-Jean BARRE, Professeur, Ensam, Lille	Examinateur
M. Jean-Paul HAUTIER, Professeur, Ensam, Lille	Examinateur
M. Alain MAIRE, Ingénieur, STS	Invité
M. Saïd EL-FASSI, Ingénieur, STS	Invité

Laboratoire d'Électrotechnique et d'Électronique de Puissance
ENSAM, CER de Lille

L'ENSAM est un Grand Etablissement dépendant du Ministère de l'Education Nationale, composé de huit centres :
AIX-EN-PROVENCE ANGERS BORDEAUX CHÂLONS-EN-CHAMPAGNE CLUNY LILLE METZ PARIS

N°: 2007-ENAM-0018

Ecole doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

T H È S E

pour obtenir le grade de

Docteur
de
l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité "Automatique"

présentée et soutenue publiquement
par

Jean-Noël VERHILLE

le 4 juillet 2007

REPRÉSENTATION ÉNERGÉTIQUE MACROSCOPIQUE DU MÉTRO VAL 206 ET STRUCTURES DE COMMANDE DÉDUITES PAR INVERSION

Directeur de thèse : ***Jean-Paul HAUTIER***
Codirecteur(s) de thèse : ***Alain BOUSCAYROL***
Pierre-Jean BARRE

Jury :

M. Gérard COQUERY, Directeur de recherches, INRETS	Président
M. Dominique MEIZEL, Professeur, ENSIL	Rapporteur
M. Xavier ROBOAM, Directeur de recherches CNRS, ENSEEIHT	Rapporteur
M. Alain BOUSCAYROL, Professeur, USTL	Examinateur
M. Pierre-Jean BARRE, Professeur, Ensam, Lille	Examinateur
M. Jean-Paul HAUTIER, Professeur, Ensam, Lille	Examinateur
M. Alain MAIRE, Ingénieur, STS	Invité
M. Saïd EL-FASSI, Ingénieur, STS	Invité

Laboratoire d'Électrotechnique et d'Électronique de Puissance
ENSAM, CER de Lille

L'ENSAM est un Grand Etablissement dépendant du Ministère de l'Education Nationale, composé de huit centres :
AIX-EN-PROVENCE ANGERS BORDEAUX CHÂLONS-EN-CHAMPAGNE CLUNY LILLE METZ PARIS

Avant-propos

Avant-propos

Le travail présenté dans ce mémoire a été effectué au Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance de Lille (L2EP) en collaboration avec Siemens Transportation Systems (STS). Il conclut quatre années de recherche au sein de l'équipe Commande des Electromécanismes et Systèmes couplés (CEMASYC).

Les années préalables à la soutenance de mon mémoire CNAM en 1983 m'ont permis de côtoyer et de travailler avec beaucoup d'enseignants du bâtiment P2 de l'USTL. Je garde un souvenir heureux de cette époque. Après la soutenance de mon mémoire, les activités professionnelles m'ont éloigné de l'USTL et bien des années plus tard, je fis la rencontre, à l'ENSAM de Lille, avec le Professeur Jean-Paul Hautier ce qui me permis de nouer de nouveaux liens avec le personnel du laboratoire.

Je remercie chaleureusement Monsieur Alain Bouscayrol, Professeur à l'Université des Sciences et Technologie de Lille pour avoir co-encadré ce travail de recherches dans le cadre du thème des Systèmes Multi-Machines qu'il anime au sein de l'équipe «Commande ». Les nombreuses réunions de travail, la qualité des discussions, la pertinence des propos qui ont jalonné ce projet d'études, ont été déterminantes pour orienter les recherches. Il a su, tout au long de ces quatre années, m'insuffler la rigueur scientifique indispensable pour mener à bien cette étude. Enfin, sa visibilité très claire des systèmes multi-machines multi-convertisseurs (SMM) a été une aide essentielle et a très largement contribué à la finalisation et à l'aboutissement de ce travail.

Je remercie Monsieur Pierre-Jean Barre, Professeur à l'ENSAM, pour avoir co-encadré de travail. Cette activité de recherches a été l'occasion, en partie pour la partie mécanique de ce projet, de rencontres, d'échanges et de discussions fructueuses. Le travail de recherches est porteur d'idées, de raisonnement et de méthodologie et parfois d'enthousiasme. Je remercie Monsieur Pierre-Jean Barre pour cette capacité d'enthousiasme ainsi que pour sa confiance sans laquelle ce travail n'aurait peut-être pas abouti.

Je remercie également l'ensemble des enseignants et du L2EP pour l'accueil très chaleureux qu'il a bien voulu me réserver lors de mes fréquentes visites. Je tiens à remercier en particulier Monsieur Philippe Delarue, pour ses conseils ainsi que pour les discussions scientifiques qui ont ponctué ce travail.

Mes premiers cours au Conservatoire National des Arts et Métiers de Lille remontent, avec Monsieur Jean-Paul Hautier à 1976 et ont duré jusqu'en 1983. De ces années d'étude, je garde le souvenir de cours magistraux étayés par de nombreuses applications qui ont très souvent servies de support dans mes activités professionnelles. La capacité de transmettre les connaissances scientifiques tout en suscitant l'intérêt est rendue possible, me semble-t-il, par un enseignement adapté mais également par une bonne connaissance des auditeurs. Les qualités pédagogiques et humaines de Monsieur Jean-Paul Hautier, ses connaissances scientifiques de

haut niveau servent pour moi de référence. Les années ont passé et, les techniques évoluant, je ressentis il y a quelques temps la nécessité de démarrer un cycle de formation, toujours au CNAM, mais en informatique industrielle. A la fin d'un de ces cours, je fis cette rencontre fortuite à l'ENSAM de Lille, en 1996, avec Monsieur Jean-Paul Hautier. Après une courte discussion, je pris la décision de suivre à nouveau ses cours. J'ai bien évidemment retrouvé les mêmes sensations que dans le passé, avec en plus, le plaisir de découvrir de nouveaux outils comme le Graphe Informationnel de Causalité (GIC). Je remercie très sincèrement Monsieur le Professeur Jean-Paul Hautier pour la confiance, le soutien et la caution scientifique qu'il a bien voulu m'accorder tout au long de ce travail de recherche en acceptant de diriger ma thèse.

Je remercie également Siemens Transportation Systems (STS) qui a mis à ma disposition l'ensemble des documents et archives relatifs au VAL 206. Ce travail de recherche n'a pas toujours été entièrement compatible avec les objectifs de mise en service des différents projets durant ces quatre années de recherche. Malgré les difficultés rencontrées, le travail a pu se poursuivre avec certes des ralentissements, mais toujours de manière ininterrompu. Je remercie STS d'avoir rendu possible cette activité de recherche.

Pour leur participation à l'évaluation scientifique de ces travaux, je tiens également à remercier :

- Gérard Coquery, directeur de recherche à l'INRETS, qui m'a fait l'honneur de présider mon jury de thèse,
- Xavier Roboam, directeur de recherche à l'ENSEEIHT, qui a accepté d'être rapporteur et dont les nombreuses remarques ont influé sur le jugement scientifique que je porte sur ce travail,
- Dominique Meizel, professeur à l'ENSIL, qui a également accepté d'être rapporteur de ce travail.

Mes premières années de travail sur le VAL 206 ont démarré en 1981. A l'époque, l'enjeu consistait à mettre en exploitation la première ligne de métro automatique au monde. Les connaissances approfondies de Monsieur Alain Maire, qui a travaillé à la conception du VAL 206, ont été d'une importance capitale dans la réussite de ce projet. Quelques années plus tard, lorsqu'il prit la direction du projet MAGGALY (Métro à Grand Gabarit de l'Aglomération Lyonnaise), nous êumes encore l'occasion de travailler ensemble. Je le remercie très sincèrement de m'avoir fait l'honneur de participer au jury.

L'exportation du VAL a vu le développement du VAL 256 (Chicago, Taipei). C'est à l'occasion de ce nouveau développement que j'ai connu Monsieur Saïd el-Fassi responsable du département recherche et développement. Ses qualités professionnelles et humaines ont à mes yeux une grande importance. Je le remercie également de m'avoir fait l'honneur de participer au jury.

Enfin, pour la patience, le soutien et la compréhension qu'elle m'a témoignée durant ces quatre années, je remercie mon épouse Denise. Ce mémoire lui est dédié ainsi qu'à mes enfants Sylvie, Julien et mes petits enfants Lanzo et Léora.

Sommaire

Sommaire

Introduction générale **1**

Chapitre 1. Modélisation Causale du VAL 206 **5**

Introduction **5**

1.1. Partie électrique **6**

1.1.1. Filtre d'entrée 7
1.1.2. Hacheurs 8
1.1.3. Machines électriques 12
1.1.4. Résolution du couplage inductif 14
1.1.5. REM de la partie électrique du VAL 206 17

1.2. Partie mécanique **18**

1.2.1. REM détaillée d'un bogie d'une voiture 19
1.2.2. Modélisation du réducteur de vitesse 21
1.2.3. Modélisation du contact roue-voie 25
1.2.4. REM simplifiée d'un bogie de voiture 27

1.3. Commande actuelle du VAL 206 **29**

1.3.1. REM globale d'une voiture du VAL 206 29
1.3.2. Stratégie de commande "image série" 32
1.3.3. Simulations 34

1.4. Validation expérimentale du modèle **35**

1.4.1. Validation sur le système réel 35
1.4.2. Validation de l'émulateur sur banc expérimental 39

Conclusion **43**

Chapitre 2. Structures de commande déduites par inversion **45**

Introduction **45**

2.1. Gestion de la trajectoire de vitesse **46**

2.1.1. Commande actuelle 46
2.1.2. Planification de la trajectoire de vitesse 48

2.2. Structures de commande de la partie électrique **53**

2.2.1. Structure Maximale de Commande de l'inducteur 53
2.2.2. Structure Maximale de Commande de l'induit 54
2.2.3. Simplification de la Structure Maximale de Commande 57
2.2.4. Application à la commande actuelle du VAL 206 60
2.2.5. Stratégie de commande à couple prioritaire 61

2.3. Structures de commande de la partie mécanique 66

2.3.1. Structure Maximale de Commande 66

2.3.2. Structure Pratique de Commande 1 68

2.3.3. Structure Pratique de Commande 2 72

2.4. Stratégie d'anti-patinage 78

2.4.1. Analyse du patinage 79

2.4.2. Gestion du patinage 80

2.4.3. Structure Pratique de Commande 2 avec stratégie d'anti-patinage 83

2.4.4. Étude des performances 86

2.5. Validation sur émulateur 88

2.5.1. Émulation de la commande à couple prioritaire 88

2.5.2. Émulation de la Structure Pratique de Commande 2 89

2.5.3. Émulation de la Structure Pratique de Commande 2 avec anti-patinage 91

Conclusion 94

Chapitre 3. Structure de commande à modèle 95

Introduction 95

3.1. Commande à Modèle de Comportement 96

3.1.1. Principe 96

3.1.2. Choix du modèle 99

3.1.3. Structure Maximale de Commande du modèle 103

3.1.4. Commande à Modèle de Comportement 104

3.2. Stratégie d'anti-patinage 116

3.2.1. Gestion globale du système 117

3.2.2. Commande à Modèle de Comportement avec stratégie d'anti-patinage 119

3.2.3. Etude des performances 122

3.3. Validation sur émulateur 123

3.3.1. Commande à Modèle de Comportement 123

3.3.2. Émulation de la Commande à Modèle de Comportement avec anti-patinage 124

Conclusion 127

Conclusion générale et perspectives 129

ANNEXE A - Le VAL 206 133

ANNEXE B - REM et SMM 139

ANNEXE C - Compléments sur la partie électrique 145

ANNEXE D - Simplification du modèle de la partie mécanique **153**

ANNEXE E - Validations expérimentales **173**

ANNEXE F - Calcul du correcteur d'adaptation de la CMC **197**

Glossaire **199**

Bibliographie **201**

Introduction générale

Introduction générale

L'observation attentive des évolutions des politiques de mobilité urbaine menées depuis une trentaine d'années en France aboutit au constat suivant : sur le plan théorique, le consensus est de plus en plus large pour affirmer la priorité au développement du transport public. Les instruments de mesure de la pollution atmosphérique qui commencent à mailler le territoire national, la mise en place des seuils d'alerte ou d'information des populations, les études d'impact de la pollution sur la santé publique, la dégradation sensible de la qualité de la vie urbaine liée à l'élévation des nuisances sonores sont autant de facteurs qui contribuent à faire évoluer les jugements sur la pertinence des choix politiques qui facilitent l'usage des transports publics.

La demande de transport urbain a beaucoup évolué depuis les années 1970 en se complexifiant et dans le même temps, le transport urbain est devenu une question éminemment politique et stratégique pour les agglomérations : il est patent que les enjeux qui y sont associés sont structurant pour leur avenir. Les agglomérations françaises se sont dotées d'équipements en transports collectifs performants pour répondre aux données nouvelles de la société comme l'essor de l'urbanisation avec la concentration de l'habitat social dans certaines zones et l'apparition de formes de spécialisation de l'espace urbain, l'industrialisation et la montée de la société de consommation.

Un système de transport collectif est caractérisé par des infrastructures, du matériel roulant, des équipements de gestion et des modalités d'exploitation. Il existe une large panoplie de systèmes de transports collectifs permettant la hiérarchisation de la trame des réseaux, quelle que soit leur taille : les sites fermés - sur rail -, les axes lourds de transports en site propre ou partagé (systèmes guidés et tramway) et les réseaux classiques sur voirie en site propre ou partagé.

-Les sites propres sont destinés à équiper les réseaux d'agglomération de plus de 300 000 habitants. La circulation en site propre intégral permet d'atteindre des vitesses commerciales élevées [1] (25 à 40 km/h). Deux types de catégories sont principalement rencontrées : les métros lourds classiques pour les agglomérations millionnaires et les métros légers de type VAL pour les petites et moyennes agglomérations.

-Le tramway d'interconnexion ou tram-train est un système circulant sur le réseau urbain et sur le réseau ferroviaire périurbain [VAU 05]. Le tram train est aujourd'hui développé à partir d'une base tramway adaptée aux deux réseaux : alimentation électrique adaptable (750 et 15 000 volts). La vitesse commerciale moyenne peut atteindre 64 km/h. Ce système permet la desserte de zones suburbaines voire périurbaines sans rupture de charge (exemple de Mulhouse).

-Le tramway est un système fer sur fer intégrant la conduite à vue sur un site franchissable. L'offre modulaire qui se développe depuis plusieurs années permet de choisir à la carte la longueur du véhicule (jusqu'à plus de 40 mètres), la capacité et les aménagements intérieurs. L'alimentation électrique est assurée par ligne aérienne en 750 Volt continu, au sol, ou en batteries intégrées. Ce type de système devient un métro léger lorsqu'il passe en site propre intégral (concept développé en Allemagne). La vitesse commerciale d'un tramway est de l'ordre de 20 km/h.

[1] La vitesse commerciale d'un moyen de transport en commun est sa vitesse moyenne utile à l'usager

-Les systèmes guidés sur pneus ou systèmes intermédiaires se situent entre le bus et le tramway classique. Leur longueur varie de 18 à 40 mètres. Le guidage peut être matériel comme le rail (système Bombardier à Caen) ou immatériel (système optique, plot magnétique ou fil noyé dans la chaussée). Ces véhicules sont bimodaux au niveau du guidage (guidé et routier) et au niveau énergétique (thermique ou électrique).

-Les réseaux classiques sur voirie en site propre ou partagé sont des systèmes routiers dont la largeur des véhicules n'excède pas 2,55 m. Les caractéristiques des véhicules sont fortement liées au type de desserte et à leur fonctionnalité (microbus/minibus, bus et trolleybus). En raison de leur faible gabarit, les véhicules microbus/minibus sont propices au fonctionnement sur batterie.

Les systèmes intelligents de transport visent à améliorer l'efficacité et la sécurité des déplacements en s'appuyant sur de nouvelles technologies de l'information et de la communication. Les transports guidés font de plus en plus appel à de telles solutions, s'inscrivant ainsi dans la politique de développement de transports intelligents. Les différentes solutions relatives à la circulation des trains, autrefois assurées par les conducteurs et les agents au sol, sont aujourd'hui prises en charge par des automatismes répartis entre le sol et les mobiles, commandés en sécurité via des transmissions.

Le VAL, acronyme signifiant *Véhicule Automatique Léger*, est à ce titre le premier métro sur pneumatiques totalement automatique sans conducteur conçu dans les années 1980 pour équiper le réseau de la métropole lilloise [ANNEXE A]. La caractéristique principale du VAL est d'atteindre, en site propre, une vitesse commerciale de 35 km/h à une fréquence élevée (jusqu'à 1 minute). Son gabarit et son faible rayon de courbure autorise une insertion aisée en milieu urbain, avec des viaducs étroits, des tranchées et des tunnels réduits. Le roulement sur pneu amenuise bruit et vibrations et permet de gravir des pentes jusqu'à 7 %. Le VAL possède un haut niveau de sécurités (portes palières synchronisées avec les portes du véhicule empêchant l'accès à la voie, système anticollision, accostage automatique etc.). Le VAL 206 comporte des machines à courant continu tandis que le VAL 208 est quant à lui motorisé par des machines synchrones à aimants permanents.

La modélisation des systèmes électromécaniques à automatisme intégral comme le VAL devrait, dans leur conception, tenir une place privilégiée. Un modèle de connaissance précis autorise une analyse plus fine des problèmes quelquefois rencontrés sur le site et permet de consolider les modifications de réglage réalisées sur les systèmes en exploitation. Le concepteur a la possibilité de bâtir un modèle de connaissance du système grâce au repérage des différents éléments composant le système. Le nombre élevé d'éléments mis en jeu (convertisseurs, moteurs, transmissions etc.) ne facilite toutefois pas la représentation du système avec les outils descriptifs classiques.

Une approche très souvent rencontrée en milieu industriel est de recourir à une modélisation de type "boîte noire" par identification d'un modèle de comportement entrées-sorties. Dans ces conditions, elle revient presque toujours à considérer la rame comme un système mono-machine. Elle simplifie l'analyse ainsi que la commande, mais ne prend pas en compte les couplages inhérents aux systèmes multi-machines [SMM 00] ni les modes dégradés comme les phénomènes de patinage. La commande actuelle du VAL 206 (et du VAL 208) s'appuie sur ce type de conception et débouche sur une architecture de commande du type "maître-esclave".

Une seconde approche vise à utiliser une description plus détaillée du processus. Dans ces conditions, il est difficilement concevable de recourir à une modélisation de type "boîte noire" et la résolution du problème passe par une représentation adaptée du processus faisant appel à des outils graphiques de modélisation connus comme le Bond Graphs [PAY 61], le Graphe Informationnel de Causalité (GIC) [HAU 96] ou la Représentation Energétique Macroscopique (REM) [BOU 00]. Cette problématique se révèle encore plus délicate en présence de plusieurs machines et/ou convertisseurs. C'est le cas des Systèmes Multi-machines Multi-convertisseurs (SMM) qui se rencontrent très souvent dans les applications ferroviaires [SMM 01a]. Les SMM se caractérisent par la présence de couplages contraignants entre les différents éléments des chaînes de conversion énergétique. La commande de ces systèmes complexes peut faire appel à la commande par retour d'état lorsqu'on utilise la représentation par le Bond Graphs [ROB 01, GAN 03] et une commande par inversion pour celle utilisant le GIC [HAU 96] ou la REM [BOU 03a].

L'objectif de ce travail est de proposer de nouvelles structures de commande du VAL 206 et de juger leur apport sur les performances du véhicule. La comparaison de ces performances à celles obtenues avec la commande actuelle permet d'anticiper les développements futurs. La nécessité d'une modélisation adaptée en considérant le VAL comme un système multi-machines comprenant ses couplages et ses éléments sensibles (jeux mécaniques, lois de contact), a été prise en compte. La Représentation Energétique Macroscopique et le Graphe Informationnel de Causalité ont donc été choisis pour modéliser le VAL. Des structures maximales de commande (SMC) en sont déduites puis des simplifications ont été apportées pour déboucher sur des structures particulières de commande. Dans ce travail d'études, la REM a été confrontée à de nouveaux challenges permettant d'étendre certains concepts méthodologiques et d'en développer d'autres.

Bien que conçue dans les années 80, la traction du VAL 206 a justement été choisie pour ses nombreux couplages et contraintes et pour juger ainsi de la pertinence des nouvelles solutions proposées par la modélisation par REM et des commandes obtenues par inversion.

-Présentation de l'étude-

Le chapitre 1 est dédié à la modélisation par REM de la chaîne de traction du VAL 206. Pour alléger la présentation, les parties électriques et mécaniques du VAL 206 sont traitées séparément. Pour des raisons de simplicité, seul le fonctionnement en mode traction est envisagé. La modélisation de la partie électrique d'une voiture du VAL 206 fait l'objet d'une première partie. La REM de la partie mécanique est ensuite décrite. Le nombre d'éléments mis en jeu étant importants [LAL 03], on propose une REM équivalente qui met en exergue les éléments prépondérants du système. Ceux-ci font apparaître deux types d'éléments non linéaires : les réducteurs de vitesse et le contact roue-sol. La description du mode de fonctionnement intitulé "image série" est ensuite analysée. Les résultats d'essais expérimentaux réalisés en grandeurs réelles permettent la validation du modèle obtenue ainsi que la mise en place d'un émulateur sur banc expérimental de test.

Le chapitre 2 est dédié à la commande par inversion du VAL 206. La planification d'une trajectoire de vitesse, qui intègre les caractéristiques de confort du VAL 206 mais également celles relatives à la

propulsion, est tout d'abord présentée. L'inversion du modèle du VAL 206 est ensuite décrite et débouche sur une Structure Maximale de Commande. Elle permet de retrouver, par une résolution particulière des couplages, la structure de la commande actuelle du VAL 206. Cette structure de commande obtenue est ensuite simplifiée pour déboucher sur deux structures pratiques de commande. Une stratégie d'anti-patinage est enfin décrite et comparée à celle de la commande actuelle du VAL 206. Des validations sont proposées sur le banc expérimental de test.

Le Chapitre 3 est dédié à la commande du VAL 206 par une structure de commande à modèle de comportement (CMC) qui consiste à faire tendre un processus vers un modèle [MOR 89]. Une telle approche a déjà fait l'objet de plusieurs études au L2EP et semble tenir une place privilégiée pour le contrôle de systèmes non linéaires [BAR 97, HAU 97, PIE 00b, VUL 02]. Cette structure de commande, qui présente également l'avantage de réduire le nombre de capteurs, possède des qualités de robustesse en particulier vis-à-vis des phénomènes non-linéaires (jeux mécaniques et loi de contact roue-sol). Une seconde stratégie d'anti-patinage, basée sur la CMC, est ensuite présentée. Une validation expérimentale est proposée sur le banc expérimental de test.

La modélisation fine d'un système complexe comme le VAL 206 reste une gageure. Nous concluons qu'elle a été rendue possible en utilisant les outils de représentation adaptés comme la REM. Les résultats des simulations obtenus, très proches des résultats expérimentaux, confirment qu'il est possible d'obtenir un modèle fiable d'un tel système. Le formalisme REM, qui s'applique bien à ce type de système complexe en proposant des solutions pour la résolution des couplages. Les structures de commandes, déduites de la SMC, présentées dans cette étude en sont l'illustration.

Diverses annexes présentent le VAL 206, les outils utilisés ainsi que les calculs intermédiaires et les émulations réalisées sur le banc expérimental de test.

Chapitre 1.

Modélisation Causale du VAL 206

Comprendre, c'est avant tout unifier.
Albert Camus (1913-1960)

Introduction

L'objectif de ce chapitre est de modéliser la partie électrique et la partie mécanique du système de traction du VAL 206. Ce modèle doit être suffisamment précis pour développer de nouvelles lois de commande prenant en compte certaines caractéristiques délicates de la chaîne de traction. Il doit de plus être suffisamment simple pour permettre d'en déduire des lois de commande que l'on pourra implanter en temps réel.

La modélisation des systèmes électromécaniques est très souvent représentée par des relations entrées-sorties, fondées principalement sur la variation énergétique. La représentation d'état, qui fait ressortir les états du système, en est un exemple particulier. Ce formalisme, qui est représenté par des équations différentielles du premier ordre, utilise différentes formes de représentation matricielle [NAS 69, LIF 72, FOS 97] et offre une vision globale du système. Toutefois, la modélisation de gros systèmes peut conduire à des difficultés principalement liées à une perte de réalité physique. La représentation par fonction de transfert est basée sur la transformation de Laplace. Les sorties s'expriment en fonction des entrées au travers de fonctions de transfert. Ce type de modélisation qui se représente graphiquement par des schémas-blocs reste très utilisé en industrie, en particulier pour les systèmes électromécaniques de dimensions relativement modestes. Les outils de modélisation graphique permettent d'obtenir une vision plus synthétique du processus. L'outil Bond Graphs [PAY 61, WON 98, ANT 99, ROB 00] qui repose sur la représentation des phénomènes de puissance au sein d'un système pouvant intervenir dans différents domaines de la physique [JUN 02] n'exclut pas le recours à la causalité "dérivée". L'outil "Power-Oriented Graphs" est également une technique de représentation graphique des systèmes électromécaniques avec toutefois une forte orientation mathématique [ZAN 96, ZAN 01]. Il se veut un intermédiaire synthétique entre les Bond Graphs (peu synthétique) et les fonctions de transfert (trop limitatives). Par contre, le Graphe Informationnel de Causalité (GIC) [HAU 96] et la Représentation Energétique Macroscopique (REM) [BOU 00, BOU 03a] permettent d'obtenir une vision plus synthétique du processus. La caractérisation du système s'effectue alors par une suite de relations de cause à effet qui découle de l'analyse de ses éléments et le modèle est construit par association de divers objets selon le principe de l'action et de la réaction. Bien que ces deux outils graphiques s'appuient sur la causalité intégrale exclusive [HAU 96], la REM est mieux adaptée aux gros systèmes, en particulier ceux appartenant à la famille des Systèmes Multi-Machines (SMM) [SMM 00, BOU 02], car elle met l'accent sur les couplages de ces systèmes. La REM est utilisée pour modéliser le VAL 206 car elle est bien adaptée à la représentation des systèmes complexes (aspect macroscopique) prenant en compte différents domaine de la physique. Par ailleurs, les règles d'inversion permettent de proposer de nouvelles lois de commande. Ce formalisme a déjà été appliqué à des véhicules électriques ou hybrides [PIE 02, VUL 02, LHO 04].

La première partie de ce chapitre décrit la mise en REM de la partie électrique d'une voiture du VAL 206 [MER 04]. Elle comprend le filtre d'entrée, le hacheur d'induit et celui de l'inducteur. La problématique de l'application du formalisme REM à la commande du hacheur d'induit, liée à l'association d'éléments inductifs, est détaillée. La solution présentée consiste alors à déterminer un modèle équivalent qui déplace les couplages inductifs.

La deuxième partie est consacrée à la mise en REM de la partie mécanique d'un bogie. Le modèle mécanique retenu prend en compte, en vue de la commande, les caractéristiques du contact roue-sol ainsi que les jeux mécaniques présents dans les systèmes de transmission. La REM obtenue, qui comporte un grand nombre d'éléments, est simplifiée de manière à mettre en exergue les éléments prépondérants du système.

La troisième partie de ce chapitre, relative à la commande actuelle du VAL 206, décrit la mise en vitesse de la rame. Celle-ci est obtenue classiquement par la diminution des courants inducteurs. Pour des raisons de compatibilité avec les rames de première génération équipées de moteurs à excitation série, la commande des rames de deuxième génération est du type "image série". Ce type de commande assure des performances en couple compatible avec les caractéristiques développées par des motrices équipées de machines à excitation série. La commande actuelle est modélisée d'une part pour servir de référence aux nouvelles lois de commande proposées dans cette thèse et, d'autre part, car la validation du modèle sur le système réel ne peut se faire sans sa commande.

La quatrième partie de ce chapitre est dédiée à la validation expérimentale du modèle. Celle-ci comporte deux parties : la première est relative aux essais expérimentaux réalisés en grandeur réelle dans une rame sur la voie de maintenance avec la commande actuelle. Les résultats obtenus, autorisent la validation du modèle de la partie électrique et de la partie mécanique du VAL. La deuxième partie concerne la mise en place d'un émulateur sur un banc expérimental de test. Ce principe de l'émulation du VAL 206 permet de retrouver les caractéristiques de fonctionnement du mode "image série" de la commande actuelle. Il sera utilisé par la suite pour établir la validation des nouvelles lois de commande.

1.1. Partie électrique

La propulsion du VAL 206 est répartie sur chaque voiture sachant que chaque bogie est motorisé. La propulsion de chaque motrice est indépendante et assurée par des machines à courant continu à excitation indépendante. Les induits des machines étant connectés en série, 3 hacheurs alimentent les circuits d'induits et d'inducteur [BON 98]. Pour réduire l'ondulation du courant de ligne, un filtre d'entrée, commun aux deux motrices, alimente les 2 voitures de la rame (Fig. 1.1).

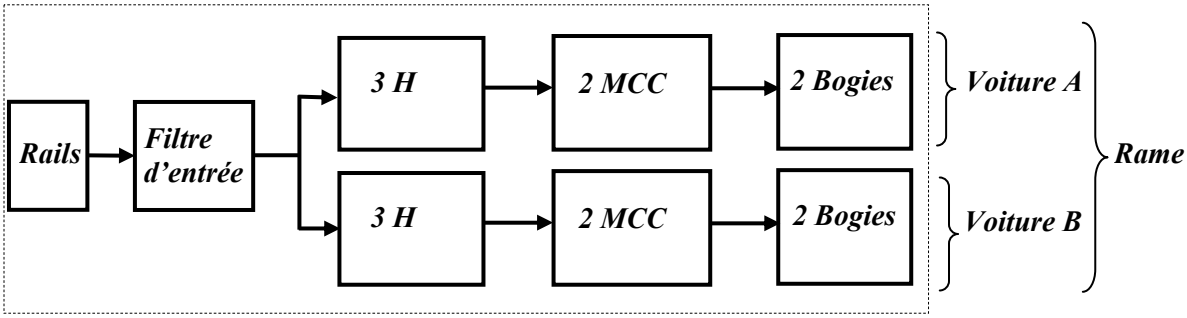


Fig. 1.1 Structure générale de la partie électrique d'une voiture

1.1.1. Filtre d'entrée

Le rôle principal du filtre d'entrée est de réduire l'ondulation du courant de ligne. Les rails d'alimentation du VAL 206 sont ici représentés par une source électrique équivalente u_l. Cette source fournit une tension continue de 750 V de valeur nominale. Le filtre est constitué d'une bobine et d'un condensateur (Fig. 1.2).

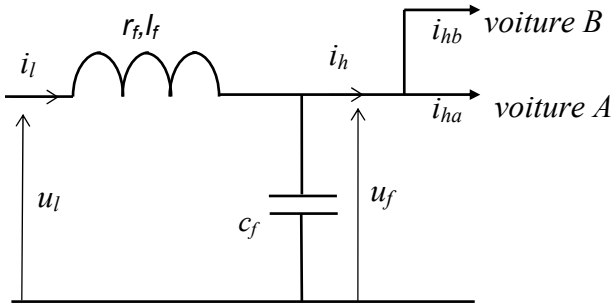


Fig. 1.2 Schéma électrique du filtre d'entrée

-REM du filtre-

La cellule de filtrage délivre en sortie les sources SE_1 et SE_2 qui alimentent chaque motrice sous une tension u_f et fournissent en réaction le courant absorbé par chaque hacheur (Fig. 1.3).

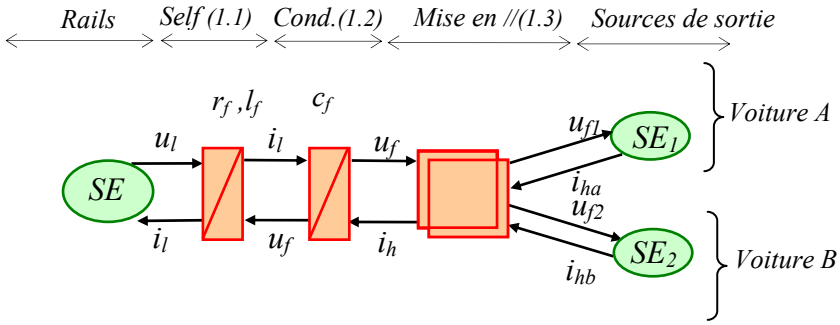


Fig. 1.3 REM du filtre d'entrée

Les relations causales s'écrivent :

$$l_f \frac{di_l}{dt} + r_f i_l = u_l - u_f \qquad (\textit{self de filtrage}) \qquad (1.1)$$

$$c_f \frac{du_f}{dt} = i_l - i_h \qquad (\textit{condensateur de filtrage}) \qquad (1.2)$$

$$\begin{cases} i_h = i_{ha} + i_{hb} \\ u_{f1} = u_{f2} = u_f \end{cases} \qquad (\textit{mise en parallèle}) \qquad (1.3)$$

En Représentation Energétique Macroscopique (REM) (ANNEXE B), une source (réelle ou équivalente) est représentée par un ovale vert ce qui est le cas du rail de distribution qui génère la tension u_l. Les éléments qui accumulent de l'énergie se représentent par un rectangle comprenant une barre oblique ce qui est le cas de la bobine (avec i_l sa variable d'état de sortie

de part et d'autre de l'élément) et du condensateur (avec u_f sa variable d'état). Les éléments de couplage distribuant l'énergie sont représentés par des pictogrammes imbriqués, ce qui est le cas de la mise en parallèle. Il faut rappeler que tous les éléments sont connectés, selon le principe de l'action et de la réaction. Les produits donnent la puissance échangée par les éléments, par exemple $p_e=u_l\, i_l$ la puissance entre le rail et le système embarqué.

1.1.2. Hacheurs

-Hacheur d'induit-

Le schéma électrique du hacheur d'induit est constitué d'un hacheur à thyristors (Fig. 1.4) composé de deux bras. Chaque bras du hacheur comporte un thyristor de type GTO [SAB 98]. L'association de plusieurs bras permet une segmentation adaptée de la puissance au niveau des composants (courant deux fois plus faible). La fréquence de commutation des hacheurs est de 300 Hz. Les thyristors de chaque bras sont commandés simultanément (à la fermeture et à l'ouverture). La diode *DFR* et le contacteur *CTR* autorisent les fonctionnements en traction et freinage électrique. Pour le mode de fonctionnement en traction, le contacteur *CTR* est fermé et la diode *DFR* est bloquée par tension inverse.

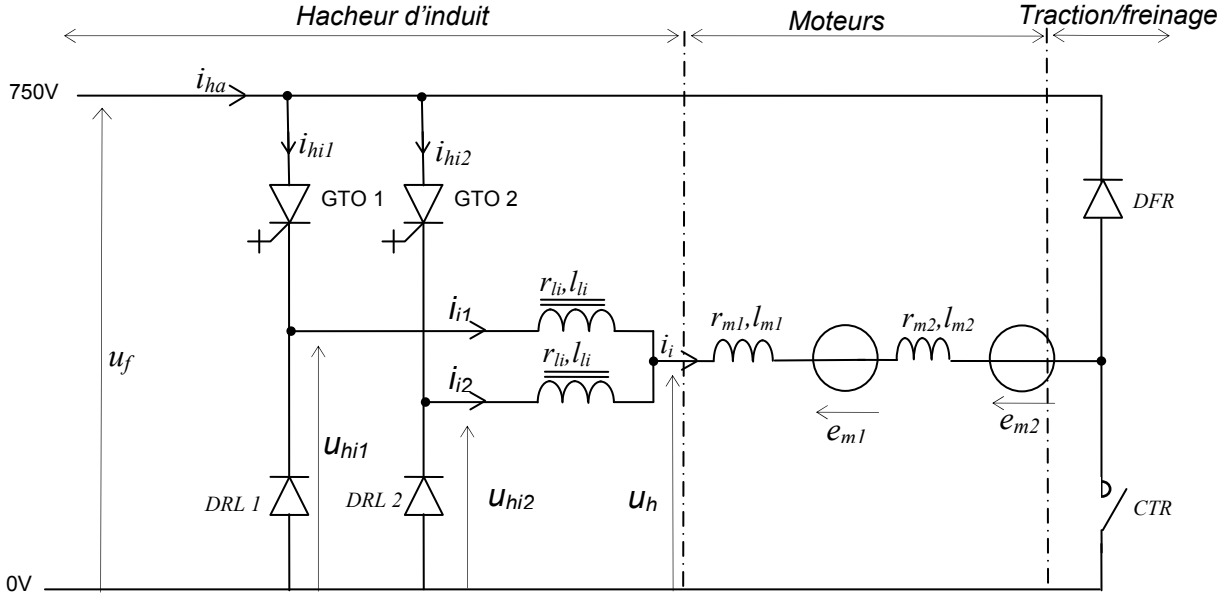


Fig. 1.4 Schéma électrique de la propulsion du VAL 206

-REM du hacheur d'induit-

La REM du hacheur d'induit fait apparaître deux couplages [MER 03, LEC 03] (Fig. 1.5).

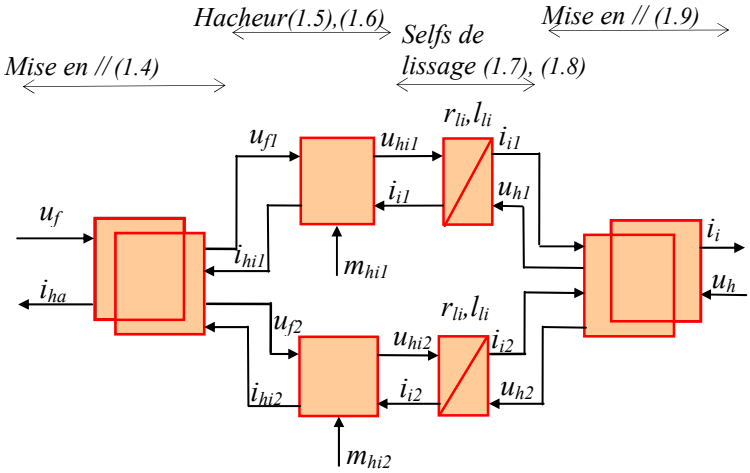


Fig. 1.5 REM du hacheur d'induit

Le couplage de type amont est généré par l'alimentation commune des bras du hacheur (mise en //). Le deuxième couplage, de type aval, est relatif à la mise en parallèle des sorties du hacheur. Chaque bras du hacheur peut être commandé séparément (m_{hi1}, m_{hi2}). Néanmoins, pour obtenir une répartition équilibrée des courants dans chaque bras, les commandes sont réalisées simultanément. On peut noter que pour des hacheurs entrelacés, un décalage des ordres de commande est classiquement utilisé ce qui permet de réduire les ondulations de courant. Pour le VAL 206, l'entrelacement est utilisé entre les 2 voitures.

En faisant l'hypothèse de conduction continue dans chaque bras du hacheur, les relations causales s'écrivent :

$$\begin{cases} u_{f1} = u_{f2} = u_f \\ i_h = i_{hi1} + i_{hi2} \end{cases} \quad (\textit{alimentation en parallèle}) \qquad (1.4)$$

$$\begin{cases} u_{hi1} = m_{hi1}\, u_{f1} \\ i_{hi1} = m_{hi1}\, i_{i1} \end{cases} \quad (\textit{hacheur 1}) \qquad (1.5)$$

$$\begin{cases} u_{hi2} = m_{hi2}\, u_{f2} \\ i_{hi2} = m_{hi2}\, i_{i2} \end{cases} \quad (\textit{hacheur 2}) \qquad (1.6)$$

$$r_{li}\, i_{i1} + l_{li} \frac{di_{i1}}{dt} = u_{hi1} - u_{h1} \quad (\textit{courant bras 1}) \qquad (1.7)$$

$$r_{li}\, i_{i2} + l_{li} \frac{di_{i2}}{dt} = u_{hi2} - u_{h2} \quad (\textit{courant bras 1}) \qquad (1.8)$$

$$\begin{cases} i_i = i_{i1} + i_{i2} \\ u_{h1} = u_{h2} = u_h \end{cases} \quad (\textit{mise en parallèle des bras 1 et 2}) \qquad (1.9)$$

On peut noter l'utilisation d'un nouveau pictogramme, celui de la conversion électro-électrique sans accumulation (carré orange) pour représenter chaque hacheur (modulateur électrique).

-Hacheur d'excitation-

La mise en vitesse de la rame est classiquement réalisée par défluxage de la machine [LOU 99]. La Fig. 1.6 présente le schéma électrique simplifié de la commande des hacheurs d'excitation. L'alimentation des inducteurs est réalisée par deux hacheurs câblés en série. Cette architecture autorise, par inversion du sens du courant dans l'inducteur, la gestion des sens de marche ainsi que les modes de fonctionnement traction ou freinage. Les deux ensembles hacheurs inducteurs étant câblés en série, les transistors de puissance sont commandés simultanément et commutent à la fréquence de 1,5 kHz. La mise en série des hacheurs d'excitation nécessite la mise en place d'un réseau de composants afin d'équilibrer la tension aux bornes de chaque hacheur à la moitié de la tension délivrée par le filtre d'entrée. Ce réseau est constitué des diodes $d_{e1,}$ d_{e2} et des condensateurs $c_{e3,}$ c_{e4}. Il est à noter que chaque hacheur comprend un filtre composé de deux selfs de lissage (l_{le1} et l'_{le1}), d'un condensateur (c_e) et d'une résistance (R_e). L'objectif de ce filtre est de réduire l'ondulation du courant traversant l'inducteur de la machine. Les caractéristiques de ce filtre sont données dans l'ANNEXE C.1.2.

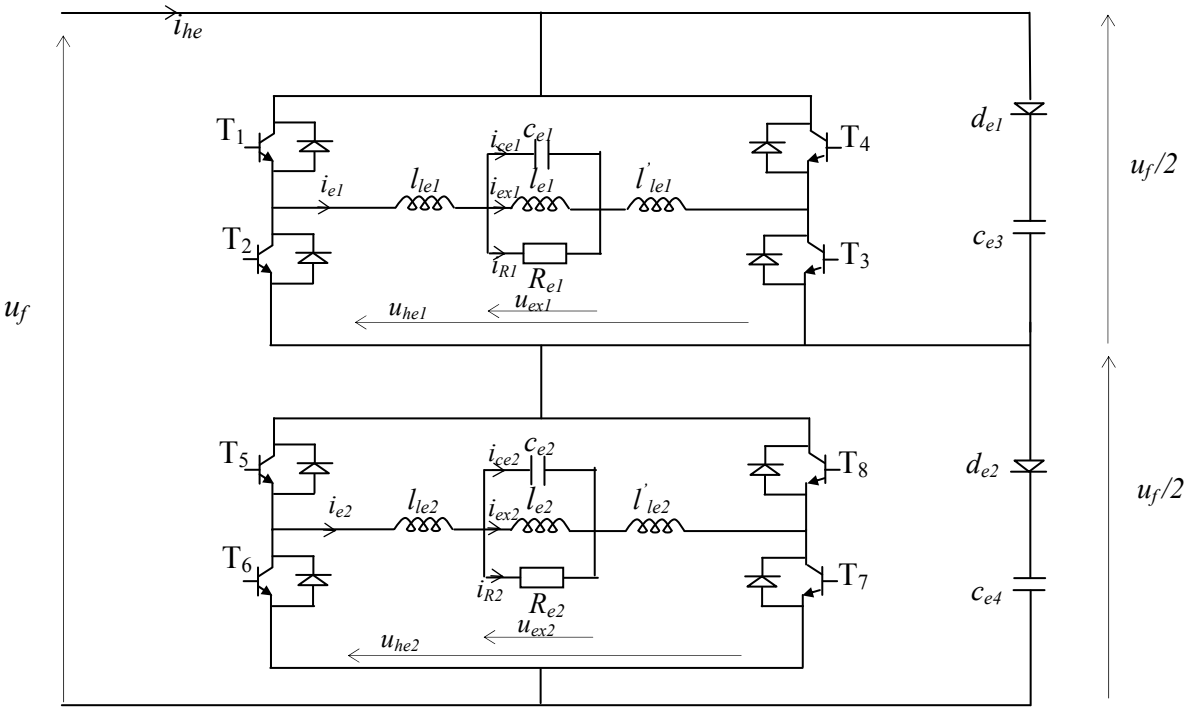


Fig. 1.6 Schéma électrique simplifié des hacheurs d'inducteurs

-REM du hacheur d'excitation-

Les deux hacheurs étant câblés en série, les commandes des transistors de la diagonale paire (transistors T_2, T_4, T_6, T_8) ou impaire (transistors T_1, T_3, T_5, T_7) doivent s'effectuer simultanément. La mise en REM est réalisée en considérant 2 hacheurs d'excitation. Chaque hacheur est alimenté par la tension $u_f/2$ et associé à sa charge (Fig. 1.7). La REM est construite en considérant la bobine de lissage en série avec un couplage parallèle qui assure l'alimentation du condensateur, de la résistance et de l'inducteur de la machine.

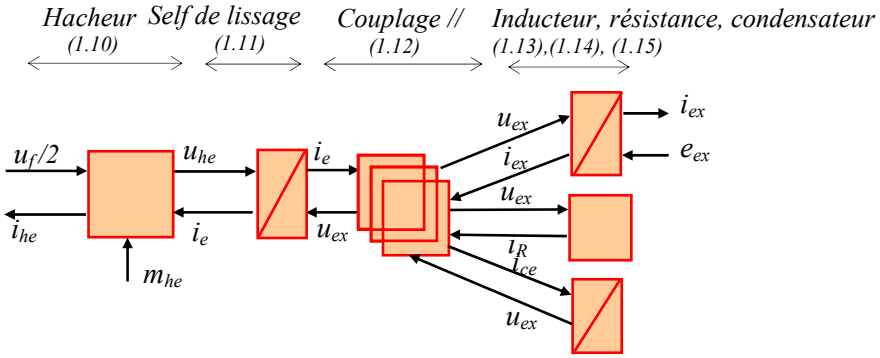


Fig. 1.7 REM d'un hacheur d'excitation

Les indices (1,2) ont volontairement été omis puisque la REM est valable pour les deux hacheurs d'excitation. Les relations causales s'écrivent (hypothèse de conduction continue) :

$$\begin{cases} u_{he} = m_{he}\, u_f / 2 \\ i_{he} = m_{he}\, i_e \end{cases} \qquad (\textit{hacheurs}) \qquad (1.10)$$

$$(r_{le} + r'_{le})\, i_e + (l_{le} + l'_{le}) \frac{di_e}{dt} = u_{he} - u_{ex} \qquad (\textit{selfs de lissage}) \qquad (1.11)$$

$$\begin{cases} i_e = i_{ex} + i_R + i_{ce} \\ u_{ex} = u_{ex} = u_{ex} \end{cases} \qquad (\textit{mise en parallèle}) \qquad (1.12)$$

$$r_e\, i_{ex} + l_e \frac{di_{ex}}{dt} = (u_{ex} - e_{ex}) \qquad (\textit{inducteur de la machine}) \qquad (1.13)$$

$$u_{ex} = R_e\, i_R \qquad (\textit{résistance de filtrage}) \qquad (1.14)$$

$$c_e \frac{du_{ex}}{dt} = i_{ce} \qquad (\textit{condensateur de filtrage}) \qquad (1.15)$$

Le filtre d'inducteur permet de réduire les ondulations de courant. En considérant la commande aux valeurs moyennes, on ne tient plus compte des composants assurant le filtrage du courant de l'inducteur (selfs de lissage, condensateur et résistance). Dans ces conditions, la REM se simplifie (Fig. 1.8).

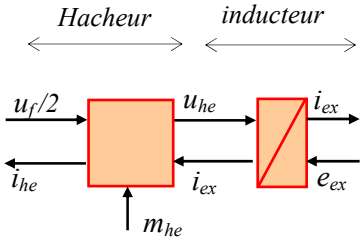


Fig. 1.8 REM simplifiée d'un hacheur d'excitation

1.1.3. Machines électriques

Chaque motrice du VAL 206 est équipée de deux machines à courant continu. La machine électrique est un élément de conversion électromécanique qui, à partir d'une source électrique, délivre une source mécanique. Les induits des 2 machines sont câblés en série (Fig. 1.9).

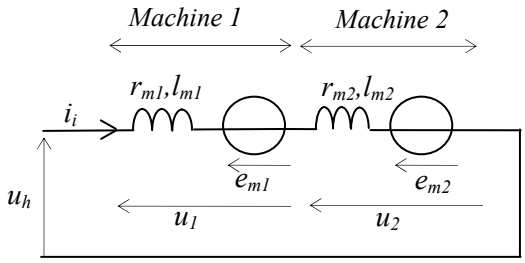


Fig. 1.9 Mise en série des induits des machines

-REM d'une machine électrique-

La REM d'une machine est présentée à la Fig. 1.10. Il est à noter que la conversion électromécanique est représentée, en REM, par deux ronds imbriqués.

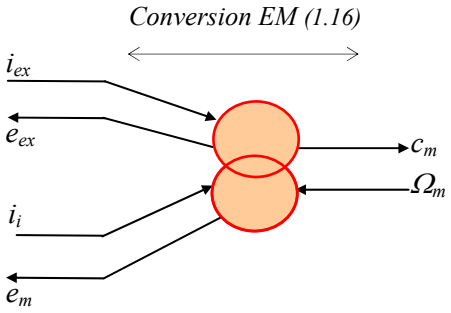


Fig. 1.10 REM d'une machine électrique

Les relations s'écrivent :

$$\begin{cases} c_m = k_m \phi \; i_i \\ e_m = k_m \phi \; \Omega_m \end{cases} \qquad (\textit{conversion EM}) \qquad (1.16)$$

$$\phi = l_e \, i_{ex} \qquad (\textit{flux dans la machine}) \qquad (1.17)$$

avec k_m la constante de couple du moteur. La f.e.m. d'inducteur e_{ex}, représentative des imperfections du collecteur, est négligée [CHA 83].

-REM des machines électriques-

Les induits des machines, câblés en série, sont soumis à l'alimentation u_h délivrée par le hacheur. La REM est présentée à la Fig. 1.11 (BOU 03b).

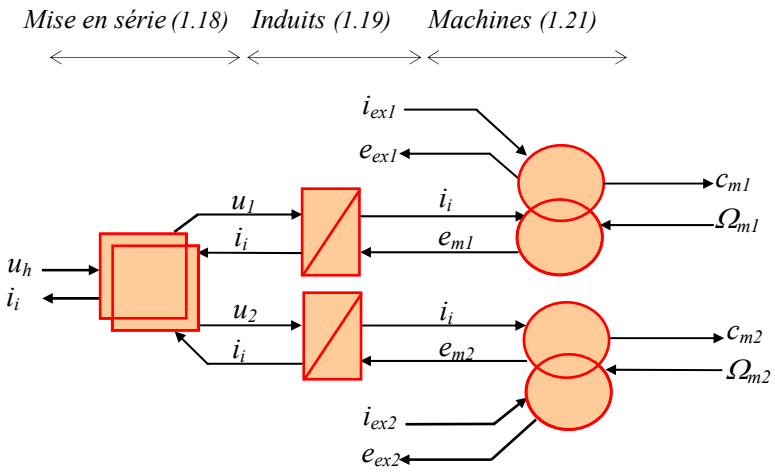


Fig. 1.11 REM des machines électriques (mise en série)

Les relations causales s'écrivent :

$$\begin{cases} i_i = i_i = i_i \\ u_h = u_1 + u_2 \end{cases} \quad (\textit{mise en série des induits}) \qquad (1.18)$$

$$r_{m1}\, i_i + l_{m1} \frac{di_i}{dt} = u_1 - e_{m1} \quad (\textit{induit machine 1}) \qquad (1.19)$$

$$r_{m2}\, i_i + l_{m2} \frac{di_i}{dt} = u_2 - e_{m2} \quad (\textit{induit machine 2}) \qquad (1.20)$$

$$\begin{cases} c_{m1} = k_m \phi_1\, i_i \\ e_{m1} = k_m \phi_1\, \Omega_{m1} \end{cases} \quad (\textit{conversion EM 1}) \qquad (1.21)$$

$$\begin{cases} c_{m2} = k_m \phi_2\, i_i \\ e_{m2} = k_m \phi_2\, \Omega_{m2} \end{cases} \quad (\textit{conversion EM 2}) \qquad (1.22)$$

-Alimentation commune des induits-

La mise en REM du circuit de puissance présente un problème d'association d'objets (Fig. 1.12). En décomposant le circuit électrique en deux parties distinctes, la REM du hacheur d'induit fait apparaître trois variables d'état relatives aux deux courants dans les branches du hacheur et celle du courant parcourant les induits. Le système ne présente en fait que deux variables d'état car les courants des bras du hacheur sont liés à celui de l'induit par la relation rigide (1.9). Le hacheur d'induit délivre le courant d'induit comme grandeur d'action et la tension d'induit comme grandeur de réaction (Fig. 1.5). L'alimentation des machines nécessitant la tension d'induit u_h, il n'est alors pas possible d'établir leurs connexions.

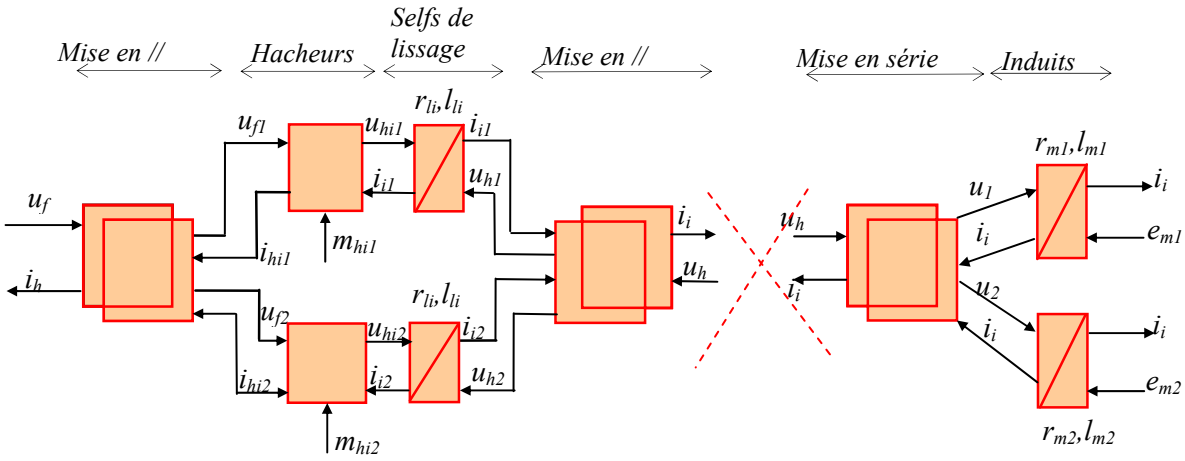


Fig. 1.12 Problème de couplage inductif du hacheur d'induit

1.1.4. Résolution du couplage inductif

-Système équivalent-

La résolution du problème lié au nœud inductif conduit à déterminer un système électrique équivalent en idéalisant les hacheurs par des générateurs de tension. Pour ne pas alourdir les calculs, on considère que les deux bobines de lissage sont connectées à un induit équivalent constitué de la mise en série des deux induits. Le schéma électrique est donné à la Fig. 1.13.

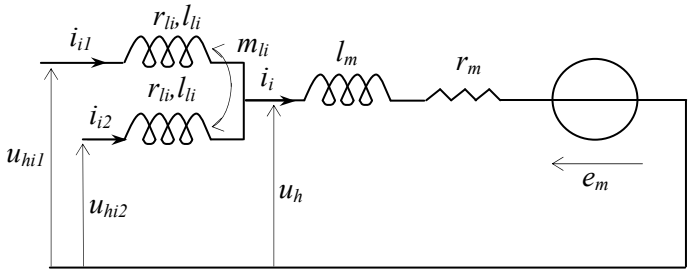


Fig. 1.13 Schéma électrique équivalent

Les sources u_{hi1} et u_{hi2} correspondent aux sorties des hacheurs de tension. On pose les relations suivantes :

$$\begin{cases} r_m = r_{m1} + r_{m2} \\ l_m = l_{m1} + l_{m2} \end{cases} \tag{1.23}$$

$$e_m = e_{m1} + e_{m2} \qquad (\textit{mise en série des induits}) \tag{1.24}$$

avec r_{m1}, r_{m2}, l_{m1}, l_{m2}, e_{m1}, e_{m2} respectivement les résistances, les selfs et les f.e.m. des induits 1 et 2.

Les selfs de lissage sont implantées sur un circuit magnétique commun. Elles sont caractérisées par leur résistance r_{li}, leur inductance l_{li} et par une mutuelle inductance m_{li}. On fait l'hypothèse que les inductances de lissage de chaque branche du hacheur sont identiques.

-Mise en équation-

Les équations relatives à la Fig. 1.13, avant le couplage inductif, s'écrivent :

$$\begin{aligned} r_{li}\, i_{i1} + l_{li}\frac{di_{i1}}{dt} + m_{li}\frac{di_{i2}}{dt} &= u_{hi1} - u_h \\ m_{li}\frac{di_{i1}}{dt} + r_{li}\, i_{i2} + l_{li}\frac{di_{i2}}{dt} &= u_{hi2} - u_h \end{aligned} \tag{1.25}$$

Après le couplage inductif, les équations s'écrivent :

$$r_m\, i_i + l_m\frac{di_i}{dt} = u_h - e_m \tag{1.26}$$

avec

$$i_i = i_{i1} + i_{i2} \tag{1.27}$$

On remplace dans l'équation (1.25) la variable u_h par celle issue de l'équation (1.26). Le courant d'induit est également remplacé par les courants traversant les branches de manière à faire apparaître les courants de chaque bras (variables d'état). On obtient les équations suivantes :

$$\begin{aligned} r\, i_{i1} + l\frac{di_{i1}}{dt} + r_m\, i_{i2} + l'\frac{di_{i2}}{dt} &= u_{hi1} - e_m \\ r_m\, i_{i1} + l'\frac{di_{i1}}{dt} + r\, i_{i2} + l\frac{di_{i2}}{dt} &= u_{hi2} - e_m \end{aligned} \tag{1.28}$$

$$avec\ \ r = r_{li} + r_m,\ l = l_{li} + l_m,\ \ l' = l_m + m_{li} \tag{1.29}$$

Ces deux équations montrent que le courant traversant chacune des branches du hacheur dépend du courant de l'autre branche.

-Équation d'état-

La mise en équation d'état s'effectue à partir des relations (1.28). On obtient les relations suivantes :

$$\begin{aligned} (l - \frac{l'^2}{l})\frac{d}{dt}i_{i1} &= -(r - r_m\frac{l'}{l})i_{i1} - (r_m - r\frac{l'}{l})i_{i2} + u_{hi1} - \frac{l'}{l}u_{hi2} - e_m\frac{l - l'}{l} \\ (l - \frac{l'^2}{l})\frac{d}{dt}i_{i2} &= -(r_m - r\frac{l'}{l})i_{i1} - (r - r_m\frac{l'}{l})i_{i2} - \frac{l'}{l}u_{hi1} + u_{hi2} - e_m\frac{l - l'}{l} \end{aligned} \tag{1.30}$$

Soit sous la forme matricielle :

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix} i_{i1} \\ i_{i2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\dfrac{(r - r_m \frac{l'}{l})}{\sigma_1 l} & -\dfrac{(r_m - r\frac{l'}{l})}{\sigma_1 l} \\ -\dfrac{(r_m - r\frac{l'}{l})}{\sigma_1 l} & -\dfrac{(r - r_m \frac{l'}{l})}{\sigma_1 l} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{i1} \\ i_{i2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dfrac{1}{\sigma_1 l} & -\dfrac{l'}{\sigma_1 l^2} \\ -\dfrac{l'}{\sigma_1 l^2} & \dfrac{1}{\sigma_1 l} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{hi1} \\ u_{hi2} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \dfrac{l - l'}{\sigma_1 l^2} & \dfrac{l - l'}{\sigma_1 l^2} \\ \dfrac{l - l'}{\sigma_1 l^2} & \dfrac{l - l'}{\sigma_1 l^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_m \\ e_m \end{bmatrix} \quad (1.31)$$

avec $\sigma_1 = 1 - \dfrac{l'^2}{l^2}$, le coefficient de dispersion.

1.1.4.1. REM du hacheur d'induit

On définit les vecteurs suivants :

$$\underline{i} = \begin{bmatrix} i_{i1} \\ i_{i2} \end{bmatrix},\ \underline{u} = \begin{bmatrix} u_{hi1} \\ u_{hi2} \end{bmatrix} \text{ et } \underline{e} = \begin{bmatrix} e_m \\ e_m \end{bmatrix} \quad (1.32)$$

Le modèle REM représentant le hacheur d'induit équivalent est donné à la Fig. 1.14.

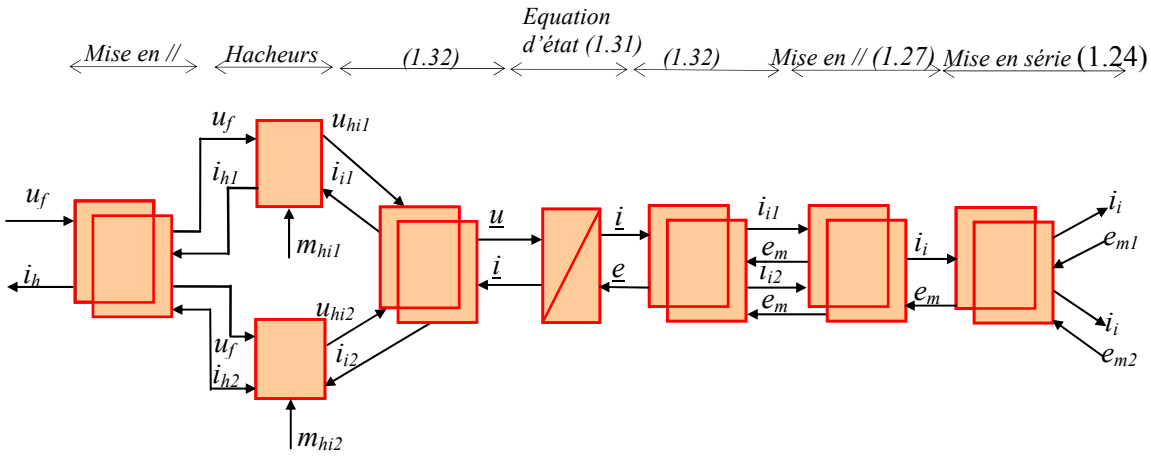


Fig. 1.14 REM du hacheur d'induit équivalent

L'association des couplages relatifs à la mise en parallèle des hacheurs et à la mise en série des induits des machine est rendue possible car les éléments d'accumulation relatifs aux induits ont été permutés et concaténés avec les selfs de lissages [BOU 03a]. La REM qui fait appel à la représentation d'état, nécessite deux transformations vectorielles : la première assure la transformation scalaire-vectorielle pour la grandeur d'action et vectorielle-scalaire pour celle en réaction. La deuxième réalise les transformations inverses pour les grandeurs d'action et de réaction. Il est à noter que la résolution du problème relatif au couplage inductif s'effectue toutefois au détriment de la lisibilité puisque les composants passifs du hacheur n'apparaissent plus explicitement.

L'expression du courant traversant les induits des machines est déterminée en faisant la somme des équations de la relation (1.30). Après simplification, on trouve la relation qui est utilisée pour le contrôle du courant d'induit :

$$[(r+r_m)+(l+l')\frac{d}{dt}]i_i \quad = u_{hi1}+u_{hi2}-2e_m \tag{1.33}$$

1.1.5. REM de la partie électrique du VAL 206

La REM est présentée à la Fig. 1.15. La source électrique *SE* représente la tension délivrée par le filtre d'entrée. Chaque bras du hacheur d'induit est alimenté par la tension délivrée par le filtre d'entrée u_f. Les hacheurs d'inducteurs étant connectés en série, les tensions d'alimentation sont alors égale à la moitié de la tension délivrée par le filtre (u_{f3}, u_{f4}). Du point de vue de la commande, 4 degrés de liberté apparaissent explicitement (m_{hi1}, m_{hi2}, m_{he1}, m_{he2}). Les courants devant être identiques dans chaque bras du hacheur d'induit (répartition de la puissance), les coefficients de modulation m_{hi1} et m_{hi2} doivent donc avoir la même valeur moyenne.

Nous montrons dans le Chapitre 2 que, malgré la mise en série des hacheurs d'inducteurs, ces derniers peuvent être commandés séparément ce qui permet de contrôler séparément les couples des machines. Le système présente donc au total 3 degrés de liberté (m_{hi}, m_{he1}, m_{he2}) pour imposer les 2 couples.

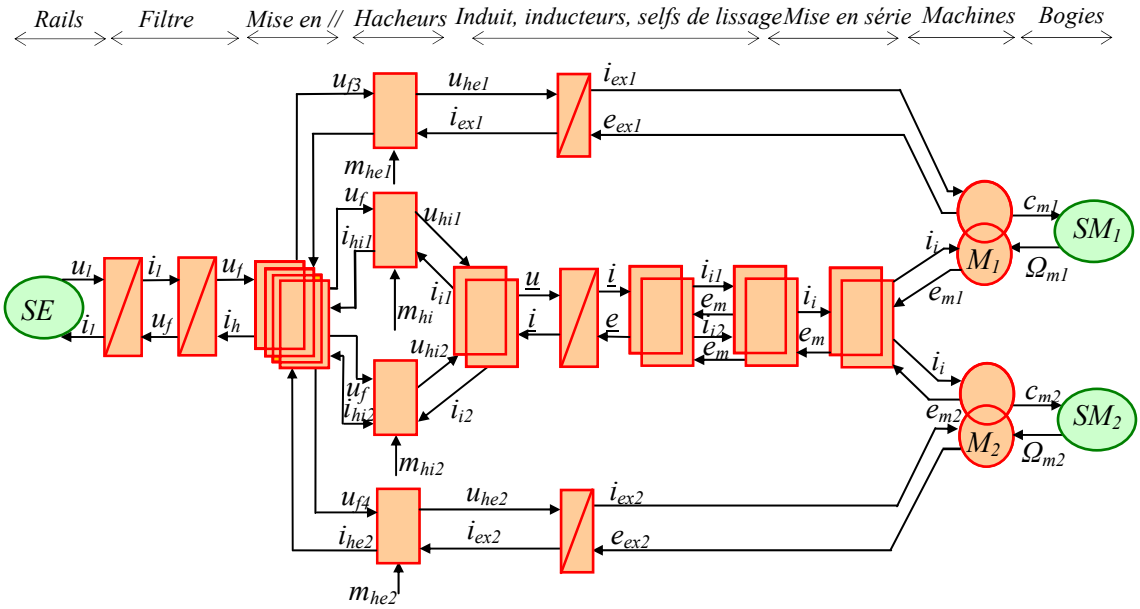


Fig. 1.15 REM de la partie électrique du VAL 206

1.2. Partie mécanique

Le VAL 206 comporte 2 voitures indissociables. Chaque voiture comprend 2 bogies identiques. Chaque bogie est constitué d'un pont mécanique différentiel dont l'entrée est reliée à la machine à courant continu par le biais d'un arbre de transmission. Chaque ½ axe de sortie du pont différentiel est relié au réducteur de la roue dont la sortie entraîne, sur le même axe, le disque de frein et la roue. Chaque bogie comporte donc 3 réducteurs de vitesse. Le pont différentiel génère une réduction de vitesse de 4,3 et celle de chaque roue vaut 2. La représentation structurelle du bogie du VAL 206 est présentée à la Fig. 1.16.

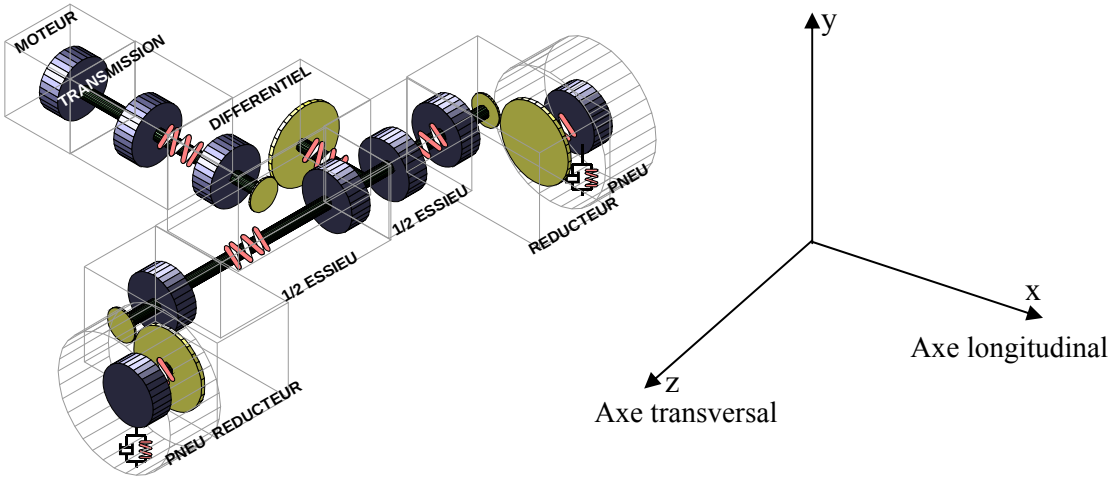


Fig. 1.16 Architecture du bogie du VAL 206 (3D)

Certains des sous-systèmes composant le bogie appartiennent à la classe des systèmes non linéaires ou non stationnaires. Si une première approche permettant de considérer le système comme linéaire et stationnaire peut s'avérer satisfaisante, elle peut néanmoins révéler, dans certains cas, des problèmes de robustesse de la commande. Les jeux mécaniques, inhérents aux systèmes à transmission par engrenages, appartiennent intrinsèquement à la classe des systèmes non linéaires et non stationnaires sur les dispositifs de type traction. On aborde le problème lié aux jeux mécaniques inhérents aux transmissions par engrenages [LAG 03]. Ce type de non linéarité peut induire de sévères limitations sur les performances dynamiques du système [NOR 00, JUK 01] voire conduire à des instabilités [ODA 98]. Nous présentons dans cette partie la modélisation REM du réducteur avec prise en compte des jeux mécaniques. La caractéristique d'adhérence du contact roue-sol est également non linéaire [HOR 97, HAR 02]. La perte de l'adhérence sur une ou plusieurs roues, qui entraîne des perturbations sur le dispositif de pilotage, est susceptible de déstabiliser le véhicule [ESC 00].

L'architecture du bogie peut être décomposée en six ensembles [LAL 03]. En partant du moteur vers le roulement, on trouve successivement le moteur, l'arbre de transmission, le pont mécanique différentiel, les deux demi-essieux de sortie, les réducteurs et les roues.
Les hypothèses de modélisation sont les suivantes :

- voie plane et en ligne droite
- découplage des mouvements suivant les 3 axes x, y et z

- chaîne de transmission de puissance isolée par rapport à la rame complète, on ne tient pas compte des liaisons avec la rame
- effets du système de suspensions négligés : coussins pneumatiques d'axe y, de 2 amortisseurs dont les axes ont une composante sur l'axe y et sur l'axe z, et d'un amortisseur d'axe z par bogie (Fig. 1.17)
- caisse indéformable : elle n'a pas tendance à se vriller autour de l'axe x, ce qui permet de simplifier le couplage entre 2 bogies d'une même voiture
- pas de décollement d'une ou plusieurs roues : le mouvement étudié est bien uniquement suivant l'axe x
- pas d'interaction entre le pneumatique de guidage et le rail de guidage : le métro évoluant en ligne droite et ne rebondissant pas d'un rail de guidage à l'autre, le contact dû au guidage ne génère pas d'effort venant perturber l'avancement du système
- écrasement des pneumatiques négligé
- dissymétrie des demi-axes de sortie du pont différentiel négligée

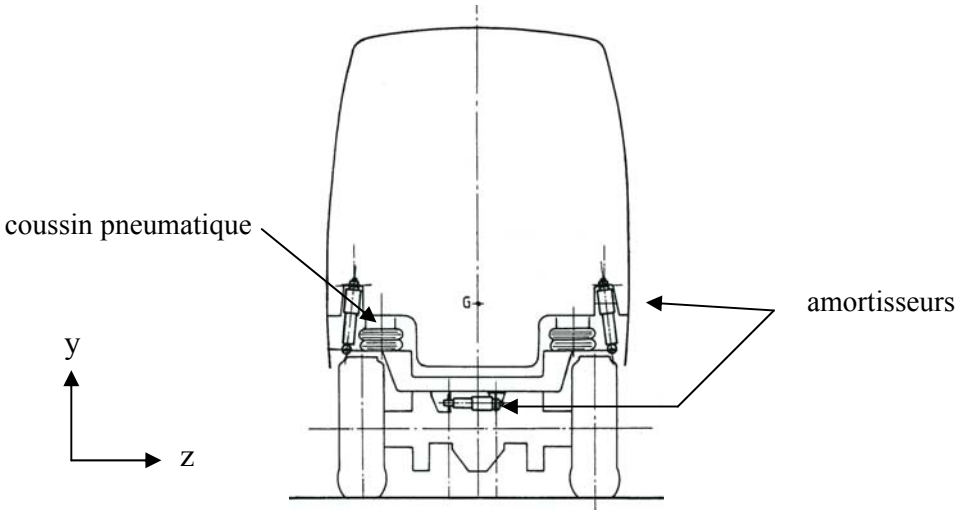


Fig. 1.17 Implantation des amortisseurs

1.2.1. REM détaillée d'un bogie d'une voiture

Les bogies d'une voiture étant par construction identique, la mise en REM [LAL 03, GUR 04] ne porte que sur un seul bogie et montre un système d'ordre élevé (Fig. 1.18).

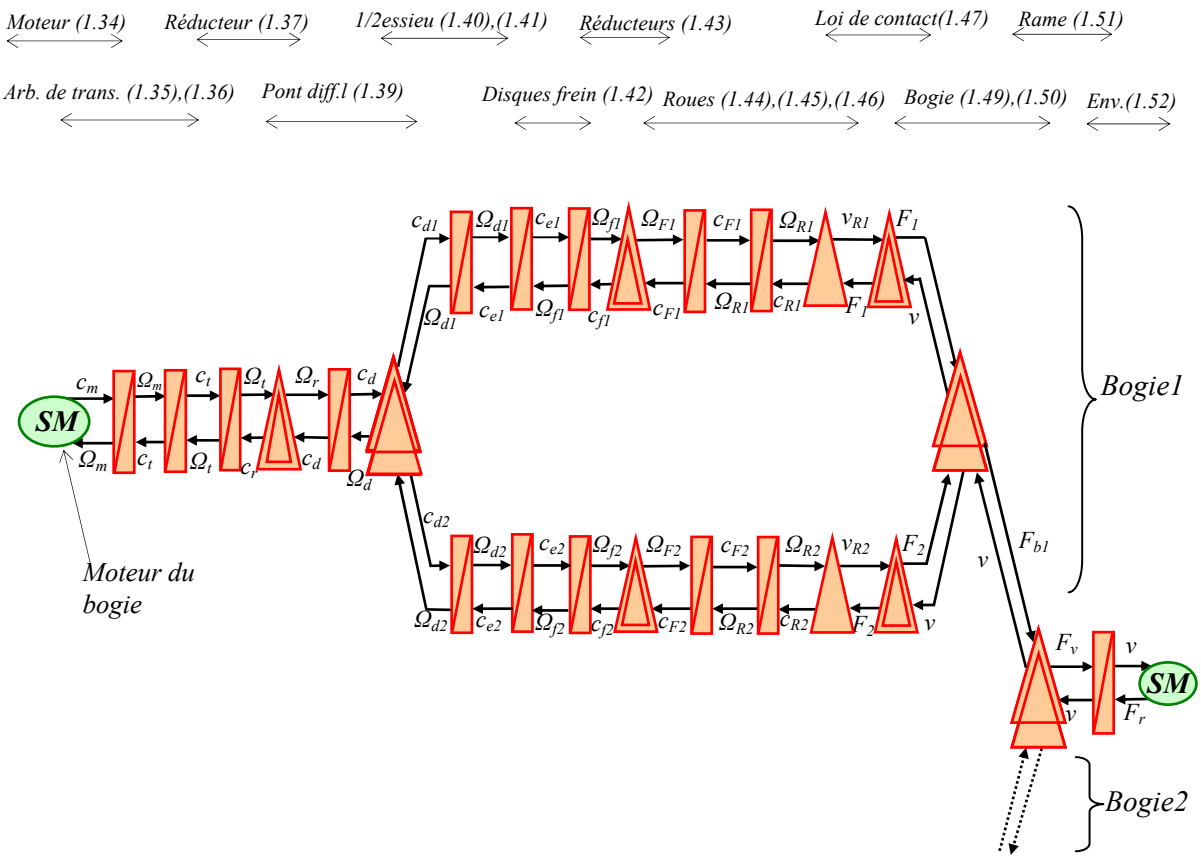


Fig. 1.18 REM de la partie mécanique d'un bogie du VAL 206

-Mise en équations-

Pour alléger les écritures, seules les équations relatives au demi-essieu 1 en sortie du pont différentiel sont données. Pour obtenir celles du demi-essieu 2, il convient de remplacer l'indice 1 par 2.

$$f_m \Omega_m + j_m \, d\Omega_m / dt = c_m - c_t \qquad \textit{(inertie de l'arbre du moteur)} \qquad (1.34)$$

$$dc_t / dt = k_T (\Omega_m - \Omega_t) \qquad \textit{(raideur de l'arbre de transmission)} \qquad (1.35)$$

$$j_T \, d\Omega_t / dt = c_t - c_r \qquad \textit{(inertie de l'arbre de transmission)} \qquad (1.36)$$

$$\begin{cases} \Omega_r = r_1 \, \Omega_t \\ c_r = \eta_1 \, r_1 \, c_d \end{cases} \qquad \textit{(réducteur du pont différentiel)} \qquad (1.37)$$

$$dc_d / dt = k_d (\Omega_r - \Omega_d) \qquad \textit{(raideur du réducteur)} \qquad (1.38)$$

$$\begin{cases} \Omega_d = (\Omega_{d1} + \Omega_{d2}) / 2 \\ c_{d1} = c_{d2} = c_d / 2 \end{cases} \qquad \textit{(pont différentiel)} \qquad (1.39)$$

$$j_b \, d\Omega_{d1} / dt = c_{d1} - c_{e1} \qquad \textit{(inertie du demi axe de sortie)} \qquad (1.40)$$

$$dc_{e1} / dt = k_b (\Omega_{d1} - \Omega_{f1}) \qquad \textit{(raideur du demi axe de sortie)} \qquad (1.41)$$

$$j_d \, d\Omega_{f1} / dt = c_{e1} - c_{f1} \qquad \textit{(inertie du disque de frein)} \qquad (1.42)$$

$$\begin{cases} \Omega_{F1} = r_2\ \Omega_{f1} \\ c_{f1} = \eta_2\, r_2\ c_{F1} \end{cases} \quad (\textit{réducteur de la roue}) \qquad (1.43)$$

$$dc_{F1}/dt = k_r\,(\Omega_{F1} - \Omega_{R1}) \quad (\textit{raideur de la roue}) \qquad (1.44)$$

$$j_r\, d\Omega_{R1}/dt = c_{F1} - c_{R1} \quad (\textit{inertie de la roue}) \qquad (1.45)$$

$$\begin{cases} v_{R1} = R\ \Omega_{R1} \\ c_{R1} = R\, F_1 \end{cases} \quad (\textit{roue}) \qquad (1.46)$$

avec R le rayon moyen de la roue

$$\begin{cases} F_1 = \mu(\lambda_1)\, N \\ \lambda_1 = \dfrac{v_{R1} - v}{v_{R1}} \end{cases} \quad (\textit{loi de contact}) \qquad (1.47)$$

$$avec\ N = M_b\, g \quad (M_b = M_{total}/4) \qquad (1.48)$$

$$F_{b1} = F_1 + F_2 \quad (\textit{effort délivré par le bogie}) \qquad (1.49)$$

$$F_v = F_{b1} + F_{b2} \quad (\textit{effort délivré par la voiture}) \qquad (1.50)$$

$$M_v \frac{dv}{dt} = F_v - F_r \quad (\textit{masse du véhicule : } M_v = M_{total}/2) \qquad (1.51)$$

$$F_r = A + B\,v + C\,(v - \omega)^2$$
$$F_r : \textit{force de résis}\tan\textit{ce à l'avancement} \qquad (1.52)$$
$$\omega : \textit{vitesse du vent}$$

Il est à noter qu'en REM, un triangle représente un convertisseur mécano-mécanique ne comportant pas d'élément d'accumulation (modulateur mécanique). Par ailleurs, deux types d'éléments non linéaires interviennent dans la REM de la Fig. 1.18 : les réducteurs de vitesse comportant des jeux mécaniques et les lois d'adhérence relatives au contact roue-sol. La modélisation de la partie mécanique d'une voiture, décrite dans l'ANNEXE D , a considéré les éléments de transmission comme linéaires et stationnaires. Ces éléments sont représentés, en REM, par un double triangle.

1.2.2. Modélisation du réducteur de vitesse

Le réducteur de vitesse à engrenages est typiquement un dispositif qui comporte des jeux de transmission. Il appartient de fait à la famille des systèmes non linéaires qui introduisent une discontinuité structurelle de l'ensemble étudié. La présence de jeux mécaniques entraîne des modifications de la topologie de la chaîne énergétique du système. Dans la pratique, ils peuvent être à l'origine de chocs mécaniques pouvant engendrer des vibrations [DHA 94, ODA 98, NAK 00] et une usure prématurée des liaisons (cas des réducteurs à engrenages). Par ailleurs, lorsqu'on fait l'hypothèse de liaison idéale dans les transmissions (sans jeux de transmission) lors de la conception de loi de commande, ces discontinuités structurelles peuvent engendrer des instabilités [WU 96, LEF 01].

On considère un réducteur de vitesse chargé par un volant d'inertie (j_l). L'arbre d'entrée (axe plus pignon) est globalisé par un volant d'inertie noté j_e. L'élasticité du réducteur (axe d'entrée, engrenages) est caractérisée par le coefficient k_g. La sortie du réducteur (pignon plus axe) est globalisée par une inertie notée j_g et associée à l'élasticité de l'axe de sortie notée k_s. Lorsqu'on tient compte de tous les éléments du réducteur, le système complet comporte alors 3 masses (j_e, j_g, j_l) et 2 élasticités (k_g, k_s) [WU 96, NAK 00]. La représentation structurelle du réducteur est donnée à la Fig. 1.19.

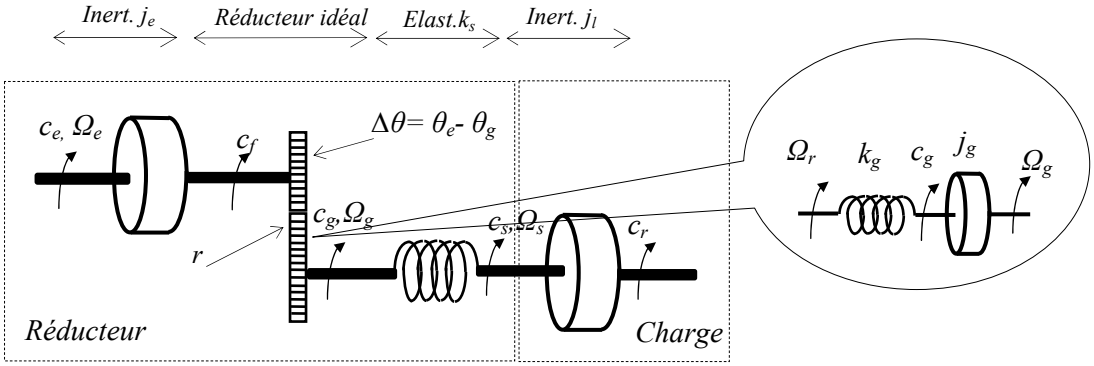


Fig. 1.19 Représentation structurelle du réducteur de vitesse

En négligeant les frottements internes, les équations du réducteur s'écrivent :

$$j_e \, d\Omega_e / dt = c_e - c_f \qquad \textit{(inertie de l'arbre d'entrée)} \qquad (1.53)$$

$$\begin{cases} \Omega_r = r\,\Omega_e \\ c_f = r\,c_g \end{cases} \qquad \textit{(réducteur)} \qquad (1.54)$$

$$dc_g / dt = k_g (\Omega_r - \Omega_g) \qquad \textit{(raideur du réducteur)} \qquad (1.55)$$

$$j_g \, d\Omega_g / dt = c_g - c_s \qquad \textit{(inertie de l'axe de sortie)} \qquad (1.56)$$

$$dc_s / dt = k_s (\Omega_g - \Omega_s) \qquad \textit{(raideur de l'axe de sortie)} \qquad (1.57)$$

$$j_l \, d\Omega_s / dt = c_s - c_r \qquad \textit{(inertie de la charge)} \qquad (1.58)$$

1.2.2.1. REM du réducteur sans jeux de transmission

La Fig. 1.20 présente la mise en REM du réducteur avec sa charge. Le système est d'ordre 5.

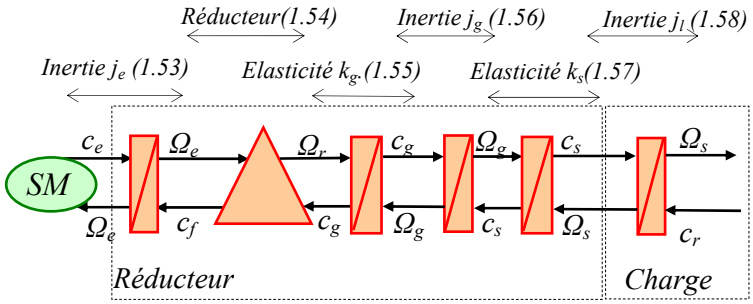


Fig. 1.20 REM du réducteur sans jeux mécaniques

Dans la pratique, des simplifications peuvent apparaître lorsque les valeurs des éléments en amont et en aval du réducteur sont prépondérantes devant celles de ce dernier.

1.2.2.2. REM du réducteur avec jeux de transmission

La REM est présentée à la Fig. 1.21.

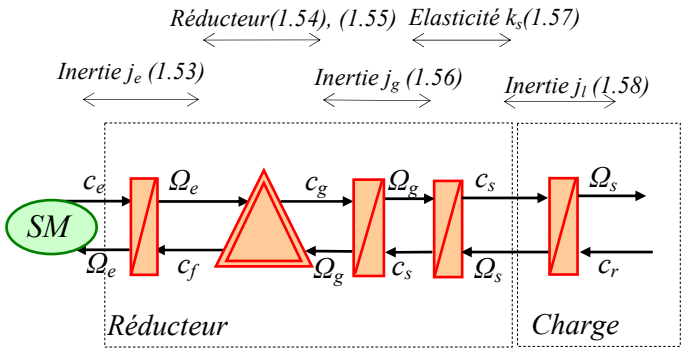


Fig. 1.21 REM du réducteur avec jeux mécaniques

Le pictogramme représenté par un double triangle est utilisé pour représenter le convertisseur mécanique comprenant des non linéarités intrinsèques. Les grandeurs d'entrée en action et en réaction de ce convertisseur sont les vitesses et les grandeurs de sortie sont les couples. L'élément non linéaire délivre le couple de sortie à partir de l'écart de position des arbres du réducteur (Fig. 1.22.b). La Fig. 1.22.a illustre les jeux de transmission dans un système à engrenage [DEA 95]. Tant que les pignons ne sont pas en contact, le couple en sortie du réducteur est nul rendant compte d'un système présentant une zone morte [ODA 98, NAK 00]. Lorsqu'il y a contact entre les dents des pignons, le réducteur transmet le couple vers la sortie de son arbre. L'élasticité du réducteur, noté k_g, détermine avec les vitesses des pignons, la valeur du couple de sortie (Fig. 1.22.b).

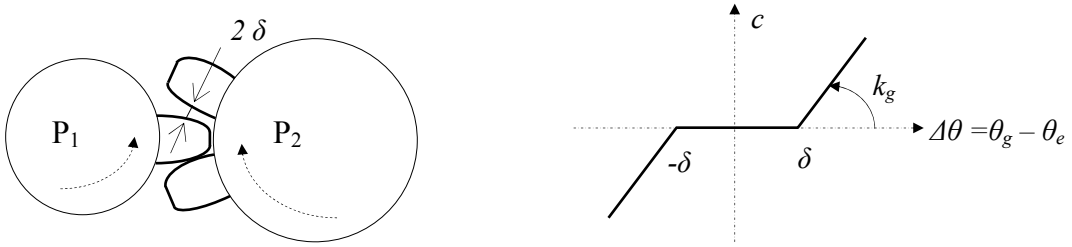
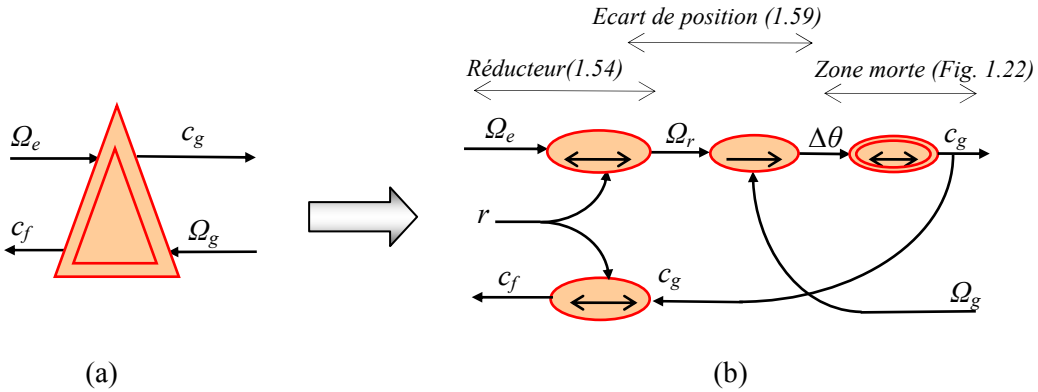


Fig. 1.22 (a) engrenage avec jeux mécaniques, (b) caractéristique de couple

La REM du réducteur de vitesse ne fait pas apparaître explicitement les différentes fonctions du réducteur. Le GIC du réducteur de vitesse permet une représentation fonctionnelle plus détaillée (Fig. 1.23).



(a) (b)

Fig. 1.23 Représentations fonctionnelles du réducteur avec jeux mécaniques **:** (a) REM, (b) GIC

$$\frac{d\Delta\theta}{dt} = \Omega_r - \Omega_g \qquad \textit{(écart de position des engrenages)} \qquad (1.59)$$

1.2.2.3. Modélisation hybride du réducteur de vitesse

La représentation structurelle du réducteur de la Fig. 1.19 ne met pas clairement en évidence la discontinuité structurelle relative aux jeux mécaniques de transmission. Pour la faire apparaître, on effectue une séparation fonctionnelle entre le réducteur de vitesse et les jeux mécaniques de transmission [LAG 03] (Fig. 1.24).

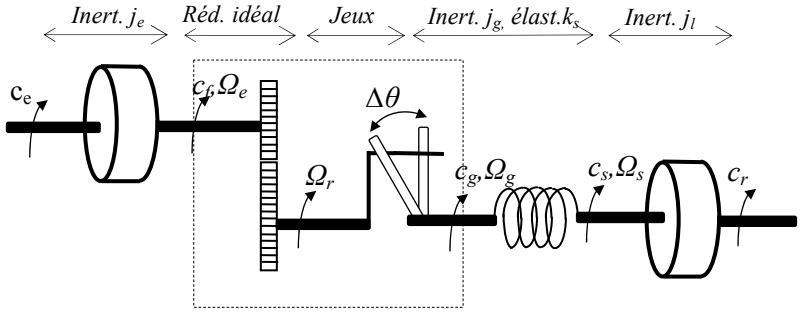
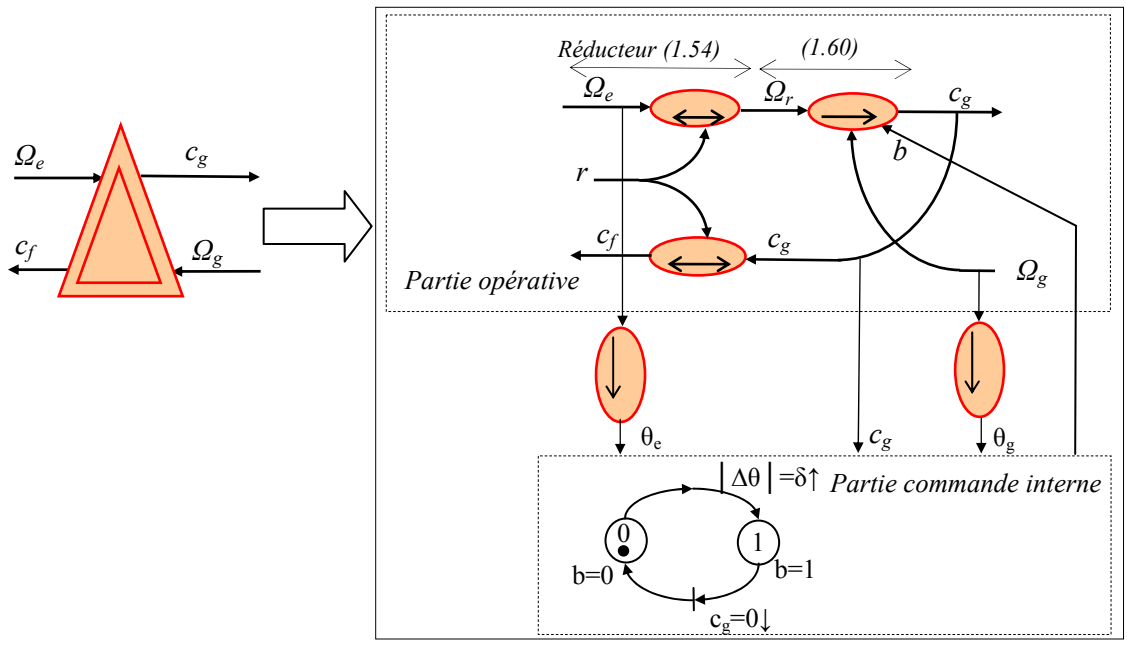


Fig. 1.24 Représentation structurelle du réducteur de vitesse avec jeux

Le système est maintenant constitué de deux systèmes élémentaires placés de chaque côté de la discontinuité. Les deux systèmes cohabitent et, selon l'état de la discontinuité, peuvent être désolidarisés l'un de l'autre ou non. Ce type de système, qui est à topologie variable, peut être représenté par un modèle hybride [BUI 93, HAU 99, BUI 04]. Celui-ci comprend deux modèles élémentaires qui peuvent être connectés ou non. Le passage d'un modèle à l'autre est déterminé par des conditions qui dépendent à la fois d'actions externes mais également de l'évolution du système. On aboutit à une équivalence fonctionnelle comprenant une partie opérative et une partie "commande interne". Cette dernière est décrite par un graphe d'état, qui détermine à tout instant, quel est le modèle actif dans la partie opérative. L'analyse conduit au modèle GIC de la Fig. 1.25.



(a) (b)

Fig. 1.25 Réducteur avec jeux mécaniques **:** (a) REM, (b) GIC

La partie commande comporte un graphe d'état à deux places qui traduit l'évolution du système. Pour le traitement des réceptivités, le graphe d'état requiert des grandeurs en entrée. Il délivre en sortie, une grandeur booléenne *b* qui détermine le modèle de la partie opérative.

La relation (1.60) comporte une variable booléenne *b* dont la valeur dépend de l'état du graphe. Le modèle de la commande interne détermine à chaque instant l'état du booléen *b* à partir des entrées θ_e, θ_g et c_g. Lorsque le marqueur est en place 0, le booléen *b* vaut 0 et le couple de sortie c_g est nul. Lorsque la place 1 est marquée, la variable *b* vaut alors 1 et le couple délivré est différent de zéro. Il est à noter que le passage de la place 1 vers la place 0 est réalisé lorsque la réceptivité (c_g =0 ↓) est vraie.

$$dc_g/dt = b\, k_g\, (\Omega_r - \Omega_g) \qquad (1.60)$$

1.2.3. Modélisation du contact roue-voie

L'action d'un couple moteur sur une roue posée sur la voie produit un effort à la jante de cette roue tant que celle-ci trouve un appui sur la voie : c'est ce qui caractérise l'adhérence. L'action d'une charge verticale sur la roue produit une déformation élastique de celle-ci. Le glissement relatif de la roue par rapport au sol s'explique en raison de l'application de l'effort tangentiel à la jante de la roue (action du couple moteur) et de sa déformation élastique. Ce glissement a une grande influence sur l'effort transmissible par la roue.

L'expression de la force de contact longitudinale entre la roue et la voie s'écrit [GUS 98, DAI 95]:

$$F = \mu\, N \qquad (1.61)$$

où μ désigne le coefficient d'adhérence et N la réaction du sol sur la roue.

Le glissement, en phase d'accélération [SAD 99] s'exprime par :

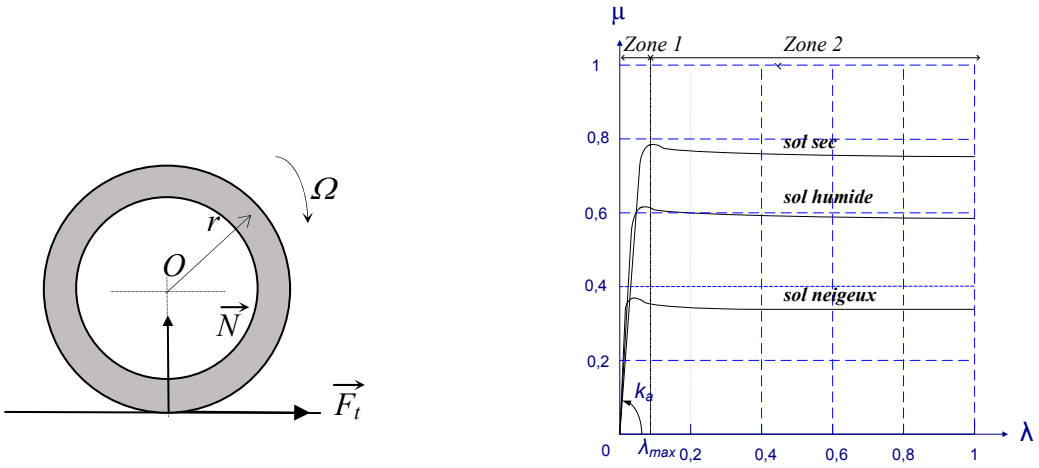
$$\lambda = \frac{v_R - v}{v_R} \tag{1.62}$$

où v_R et v désignent respectivement les vitesses linéaires instantanées de la roue et du véhicule.

Le coefficient d'adhérence μ dépend de nombreux facteurs [HAR 02], en particulier du glissement λ ainsi que du contact roue voie (état de surface de la voie, courbes, pollution etc.). L'expression du coefficient d'adhésion s'écrit :

$$\mu = f_a(\lambda) \tag{1.63}$$

Les caractéristiques $f_a(\lambda)$ sont représentées à la Fig. 1.26. Plusieurs modèles sont possibles pour caractériser l'effort de traction [STE 02]. Dans cette étude, pour réduire les temps de calcul, la caractéristique d'effort est tabulée.



(a) (b)

Fig. 1.26 Bilan des forces appliquées à la roue : (a) Roue, (b) caractéristiques $f_a(\lambda)$

On définit deux zones bien distinctes. La première appelée zone de pseudo-glissement (zone 1) détermine la zone de fonctionnement assurant la stabilité du véhicule ; la seconde est appelée zone de patinage (zone 2) [KAB 01]. Les caractéristiques d'adhérence dépendent de nombreux facteurs en particulier de l'état du sol [EHS 05] et de conditions atmosphériques extérieures [HOR 97]. Elles résultent essentiellement de constatations expérimentales. Dans cette étude, en l'absence de glissement ($\lambda=0$), l'effort transmis par la roue au véhicule est nul. Or, la caractéristique d'adhérence en fonction du glissement comporte un décalage qui dépend, en première approximation, du rayon des roues du véhicule [GUS 96]. Celles-ci sont par ailleurs influencées par un grand nombre de paramètres (charge de l'essieu, pression du pneu, usure etc.). Dans cette étude, on fait l'hypothèse que le décalage est nul. Une valeur de glissement λ_{max} délimite une zone de fonctionnement stable du véhicule (zone 1) ou zone de pseudo-glissement [GUS 98, MAT 01]. Au-delà de cette valeur, l'effort transmis à la roue décroît en fonction du

glissement (zone 2). Le couple non transmis à la roue contribue alors au phénomène d'emballement de l'ensemble moteur pont différentiel, caractérisant le phénomène de patinage. Nous donnons, à la Fig. 1.27, la représentation sous la forme GIC de la conversion mécanique induite par le contact roue sol ainsi que la REM associée [PIE 02].

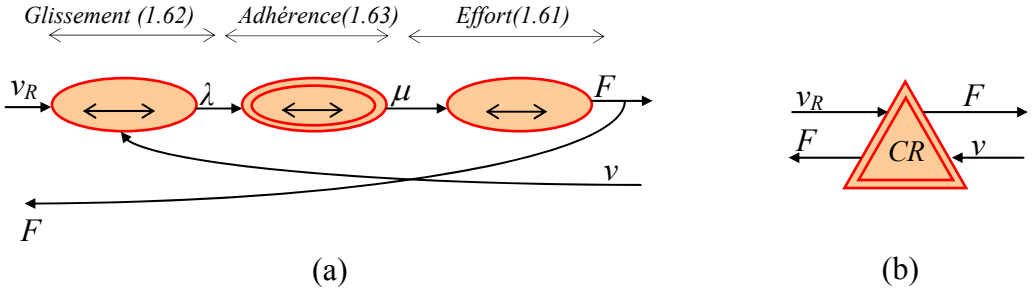


Fig. 1.27 Modélisation du contact roue-sol : (a) GIC, (b) REM

La représentation GIC du contact roue-sol permet de distinguer les deux non linéarités de la fonction. La première, caractérisant le glissement, est représentée par une équation non linéaire donnée en (1.62) ; la deuxième, caractérisant le coefficient d'adhésion en fonction du glissement représente la non linéarité intrinsèque qui, de plus, est non stationnaire. Sur le plan énergétique, cette conversion mécanique s'accompagne d'une dissipation d'énergie directement liée à la différence des vitesses entre v_R et v et qui intervient dans le bilan des puissances de l'équation (1.64).

$$\begin{cases} P_e = F\ v_R \\ P_s = F\ v \end{cases} \tag{1.64}$$

1.2.4. REM simplifiée d'un bogie de voiture

Le modèle REM de la Fig. 1.18 dénote l'existence d'un grand nombre d'éléments d'accumulation. Il correspond à la démarche utilisée : chaque élément mécanique constituant le bogie a été modélisé sous la forme d'un modèle à constantes localisées (masses, ressorts, amortisseurs). La simplification de ce modèle est nécessaire afin de mettre en exergue les éléments prépondérants du système. L'établissement du processus de simplification du modèle consiste à comparer les inerties entre elles. Les inerties les plus faibles sont négligées. Les raideurs les plus élevées sont considérées comme infinies. Pour conserver la notion de causalité et respecter les variables d'état dans le modèle, les inerties reliées par un arbre rigide, que l'on négligera, sont regroupées en une seule inertie équivalente [BOU 02, NUN 02].

1.2.4.1. Liaison moteur/réducteur d'entrée

Elle se compose du moteur associé à l'arbre de transmission. La raideur de l'arbre de transmission est considérée comme infinie et l'inertie de l'arbre de transmission est négligée devant celle du moteur (Fig. 1.28).

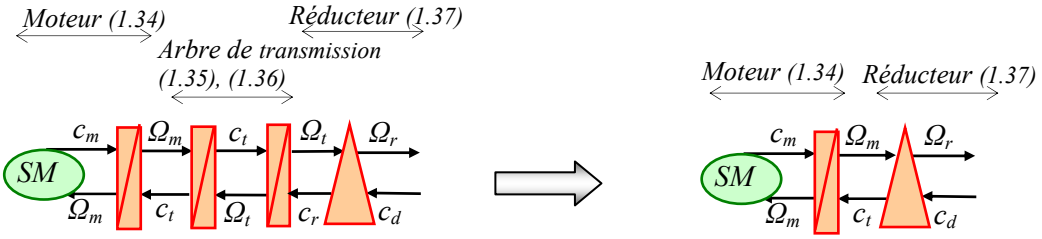


Fig. 1.28 Simplification de la liaison moteur/réducteur d'entrée

1.2.4.2. Liaison pont différentiel/réducteur roue

Chaque demi-essieu en sortie du pont mécanique différentiel est composé d'un volant d'inertie et d'une élasticité. La raideur de l'axe est considérée comme infinie et l'inertie de l'arbre est négligée devant celle du disque de frein. Dans ces conditions, la charge du pont différentiel est constituée, sur chaque demi-essieu, du disque de frein (Fig. 1.29).

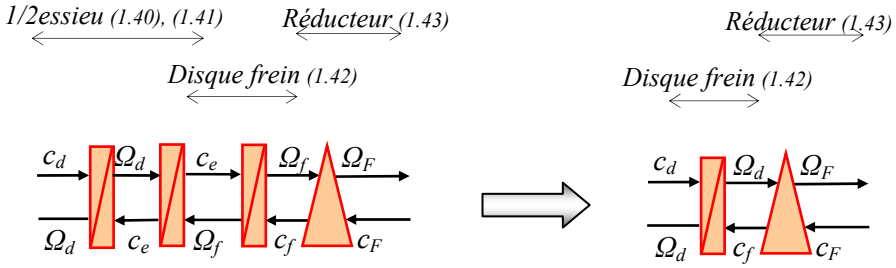


Fig. 1.29 Simplification de la liaison pont différentiel réducteur roue

1.2.4.3. Réducteur de la roue

La REM du réducteur de vitesse, présentée à la Fig. 1.21, fait apparaître deux inerties et deux raideurs. Les inerties d'entrée et de sortie sont négligées devant celle du disque de frein qui se situe en amont du réducteur. La raideur de l'arbre d'entrée et celle de l'arbre de sortie sont également négligés en comparaison des caractéristiques de la roue (raideur et inertie). La charge en sortie du réducteur est alors constituée de l'élasticité de la roue suivie de son inertie. Pour conserver une représentation conforme à la Fig. 1.25, la raideur du pneumatique remplace celle du réducteur.

1.2.4.4. REM du bogie

Le modèle simplifié d'un bogie du VAL 206 est du 6^{e} ordre (Fig. 1.30) [VER 06].

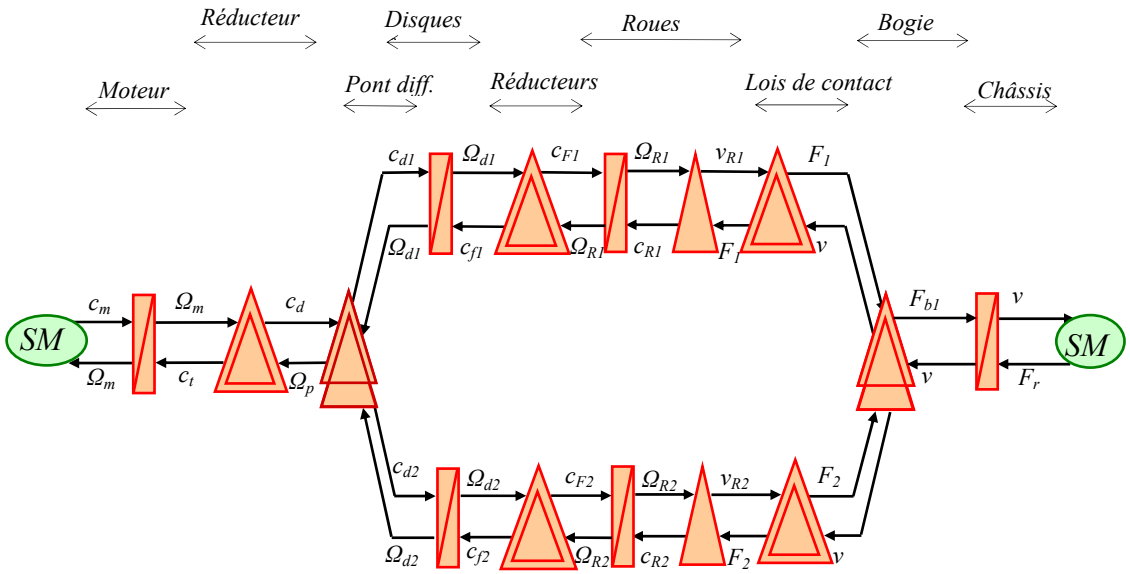


Fig. 1.30 REM simplifiée du bogie du VAL 206

Pour faciliter les calculs des fonctions de transfert liant les différentes grandeurs entre elles, ce modèle de type "série-parallèle" est transformé en une structure de type "série". les fonctions de transfert permettent alors de déduire les caractéristiques principales du système (ANNEXE D). Par ailleurs, ce modèle mécanique est utilisé dans les chapitres suivants pour établir de nouveaux algorithmes de commande.

Par la suite, quand on considérera la REM relative aux deux bogies d'une voiture, les indices *i et j* des variables établiront la distinction bogie-roue. Le 1^{e} indice concernera le bogie et le 2^{e} celui de la roue (exemple : F_{21} traduit l'effort développé par la roue 1 du 2^{e} bogie).

1.3. Commande actuelle du VAL 206

1.3.1. REM globale d'une voiture du VAL 206

La REM est présentée à la Fig. 1.31. Du point de vue de la commande, la partie électrique présente 4 couplages qui sont respectivement l'alimentation en parallèle des hacheurs, la mise en parallèle des sorties des hacheurs d'induit, la connexion en série des induits et les moteurs. La partie mécanique de chaque bogie présente un couplage amont relatif à chaque pont différentiel et 3 couplages aval relatifs au châssis du véhicule. Par ailleurs, la partie mécanique met en exergue deux types de non-linéarités : les jeux mécaniques dans les réducteurs de vitesse et les caractéristiques d'adhérence liées au contact roue-sol.

Les couplages électriques et mécaniques constituent de fortes contraintes sur la commande du système. L'exemple du patinage sur une roue est éloquent car il entraîne une forte perturbation de la vitesse du moteur du bogie et donc sur le courant induit des deux machines.

Pour structurer une commande efficace, il faut nécessairement tenir compte de ces couplages mais il faut également savoir sur quoi on agit. La REM montre que la maîtrise du processus passe obligatoirement par le contrôle des courants d'induit et d'inducteurs.

La validation des modèles de la partie électrique et de la partie mécanique a été effectuée en comparant les simulations à des essais expérimentaux. Ceux-ci ont été réalisés à bord d'une

rame sur la voie de maintenance de Villeneuve d'Ascq. Mais les essais expérimentaux n'ont pu être effectués qu'avec la commande actuelle pour des raisons évidentes de sécurité. La commande analogique a ainsi été retranscrite en REM à partir des circuits initiaux pour la simulation sous Mathlab Simulink.

La REM de la commande actuelle est représentée à la Fig. 1.33. Elle représente, en fait, un cas particulier de la Structure Maximale de Commande du VAL 206 décrite dans le Chapitre 2. C'est une commande maître esclave relativement simple composée :

- d'un asservissement du courant d'induit (correcteur PI)
- d'un asservissement du courant inducteur (correcteur PI)
- d'un bloc de stratégie définissant les $i_{réf}$ en fonction de $c_{réf}$
- d'un estimateur de la vitesse linéaire à partir de la mesure de la vitesse d'un seul moteur
- d'un asservissement de vitesse incluant la limitation des grandeurs d'accélération et de jerk donnant une loi de mouvement en adéquation avec le cahier des charges

Les hacheurs d'excitation étant câbles en série, leurs commandes sont identiques. Par ailleurs, la commande de la traction de chaque voiture composant la rame est également identique (commande maître-esclave).

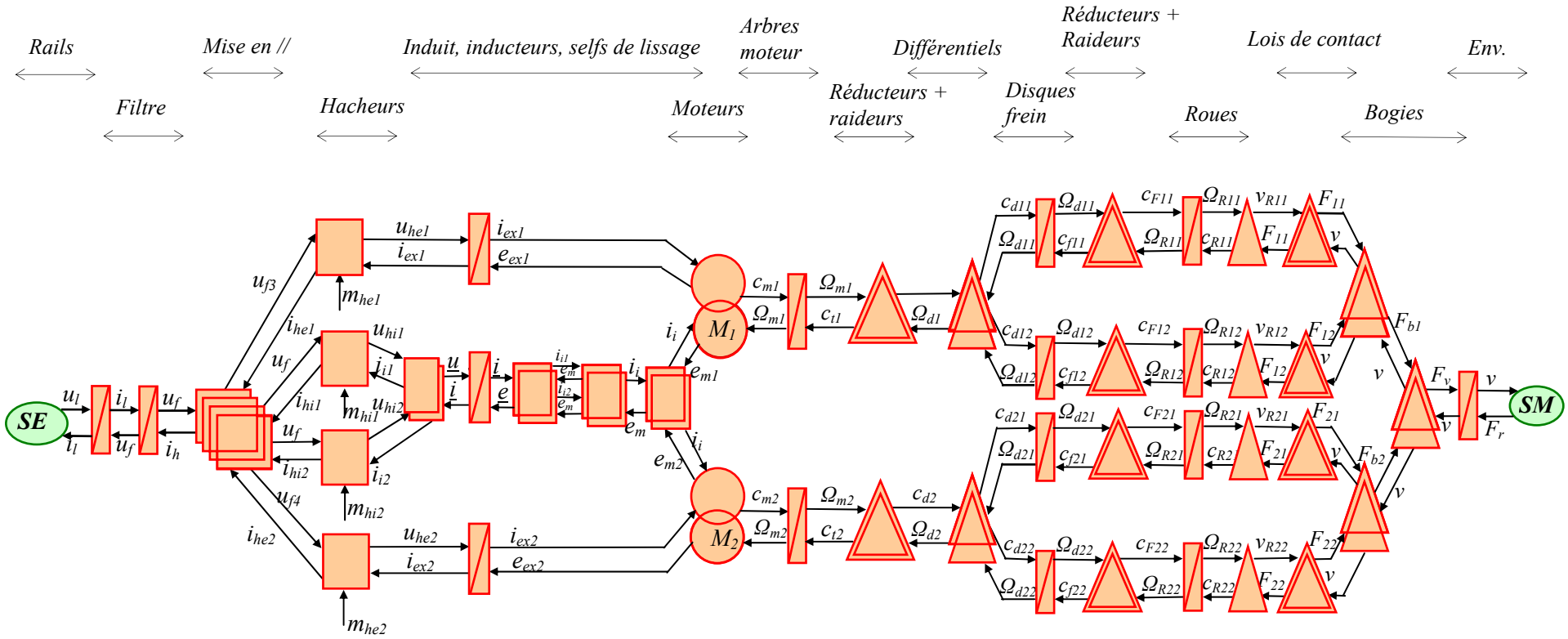


Fig. 1.31 REM complète d'une voiture du VAL 206

L'exploitation du système VAL prévoit le fonctionnement en rame double (rame de 52 m). En particulier, il est tout à fait possible de coupler des rames de génération différente (chaque motrice étant équipée de machines à excitation série ou indépendante). La répartition de l'effort de propulsion entre les deux trains doit être assurée. Pour cette raison, la propulsion des rames de seconde génération est commandée en mode "image série". Ce dernier assure des caractéristiques de la propulsion voisines de celles des rames de première génération. Le mode de fonctionnement "image série" est réalisé par le bloc de stratégie *BS* de la Fig. 1.33.

1.3.2. Stratégie de commande "image série"

La stratégie de commande "image série" est implémentée sous forme analogique dans la commande actuelle. Sa description fonctionnelle, déduite des circuits de commande, est décrite dans l'ANNEXE C . Le principe de fonctionnement du mode "image série" repose sur la commande des courants d'induit et d'inducteur qui confère aux véhicules des caractéristiques d'effort analogues identiques à ceux équipées de machines à excitation série.

La Fig. 1.32.a donne la loi de commande des courants d'induit et d'inducteur, du rapport de modulation du hacheur d'induit et du couple développé par la machine à courant continu [SIB 86]. Au démarrage de la machine, le courant inducteur est lié au courant induit par une relation rigide ($i_{ex}=0,059\ i_i$). Cette relation est appliquée à la commande de la machine tant que le rapport de modulation de la commande d'induit reste inférieur à 1. Lorsque cette dernière condition n'est plus vraie, le courant inducteur diminue, autorisant la montée en vitesse de la rame et la relation liant les courants d'induit et d'inducteur s'écrit alors : $i_{ex}=0,034\ i_i$ [VER 03].

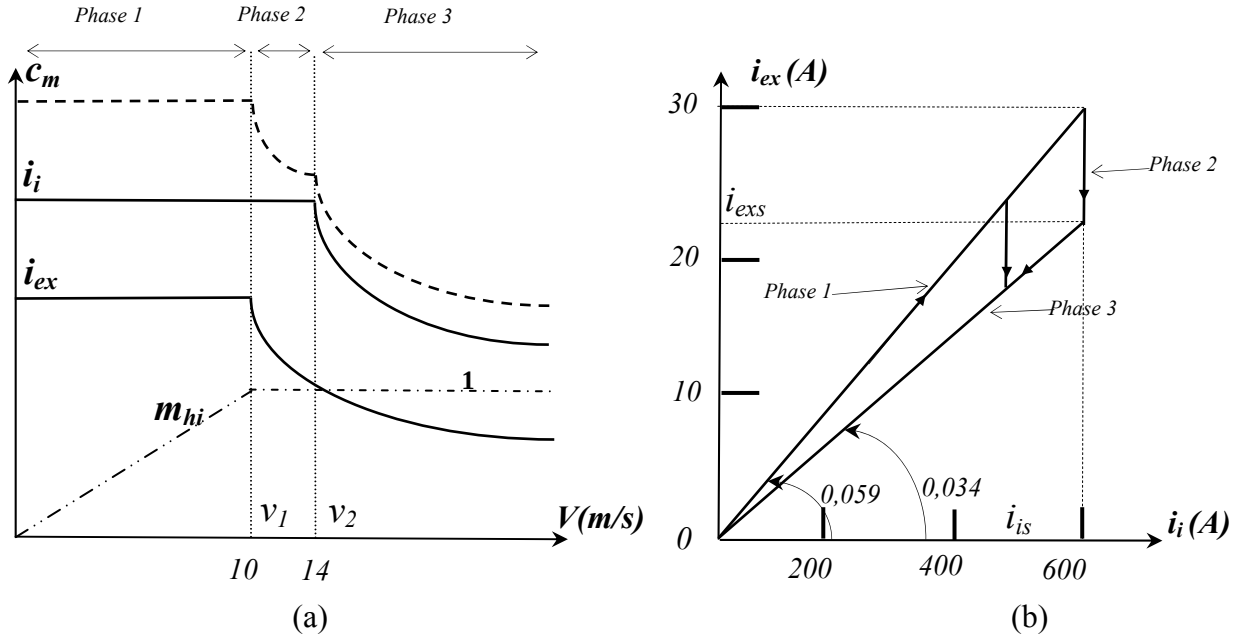


Fig. 1.32 Fonctionnement en mode "image série" du VAL 206 : (a) $c_m=f(v)$, (b) $i_{ex}=f(i_i)$

La Fig. 1.32.b donne les relations de gain liant les courants induit et inducteur. La phase 1 détermine une relation de gain de 0,059 entre le courant inducteur et le courant induit. Cette relation de gain passe à 0,034 pour la phase 3.

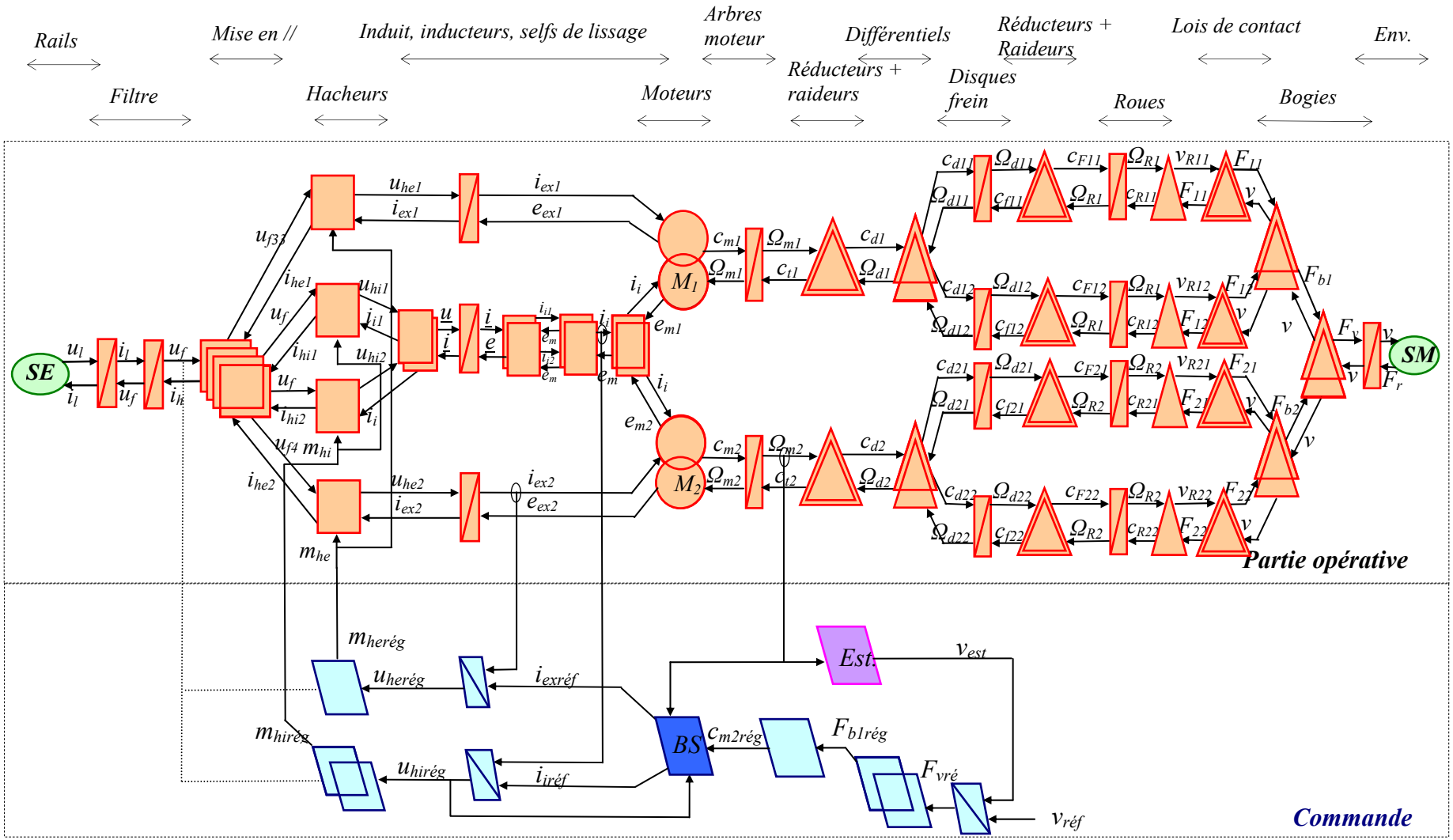


Fig. 1.33 Commande actuelle du VAL 206

1.3.3. Simulations

Les valeurs des cartes de commande actuelles sont prises pour effectuer les simulations (k_s de 50). La Fig. 1.34 présente les résultats relatifs à la réponse du système en mode de fonctionnement du type "image série", pour une consigne de courant maximal de 600 A. Les réponses représentent respectivement le courant traversant les induits, le courant dans les inducteurs, le rapport de modulation du hacheur d'induit avant limitation et la vitesse linéaire de la rame.

Les valeurs du gain liant le courant inducteur au courant d'induit se déduisent facilement des Fig. 1.34.a et Fig. 1.34.b. On trouve $35/600$ pour la phase 1 et environ $11/330$ pour la phase 3 (mesure effectuée à t = 30 s) ce qui est proche des valeurs théoriques. Le début de la phase 3 permet de mesurer le seuil du courant inducteur qui vaut approximativement 20 A.

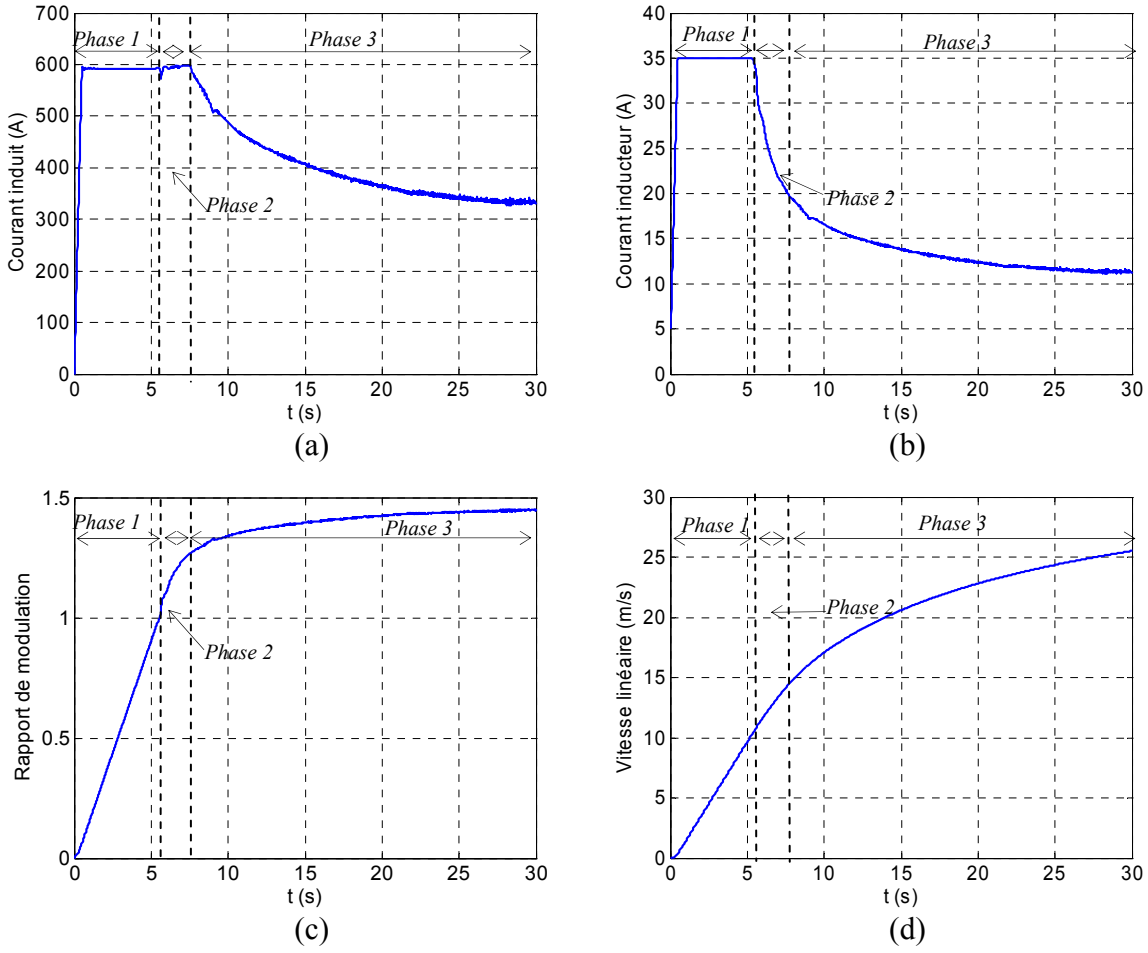


Fig. 1.34 Réponse du système en mode "image série" : (a) courant induit, (b) courant inducteur, (c), rapport de modulation, (d) vitesse linéaire

Nous présentons ci-après, la validation par simulation de la courbe d'effort développée par la rame, pour une consigne du courant d'induit de référence maximale dans toute la gamme de vitesse. L'effort maximal de simulation est proche de celui fourni par le constructeur (Fig. 1.35).

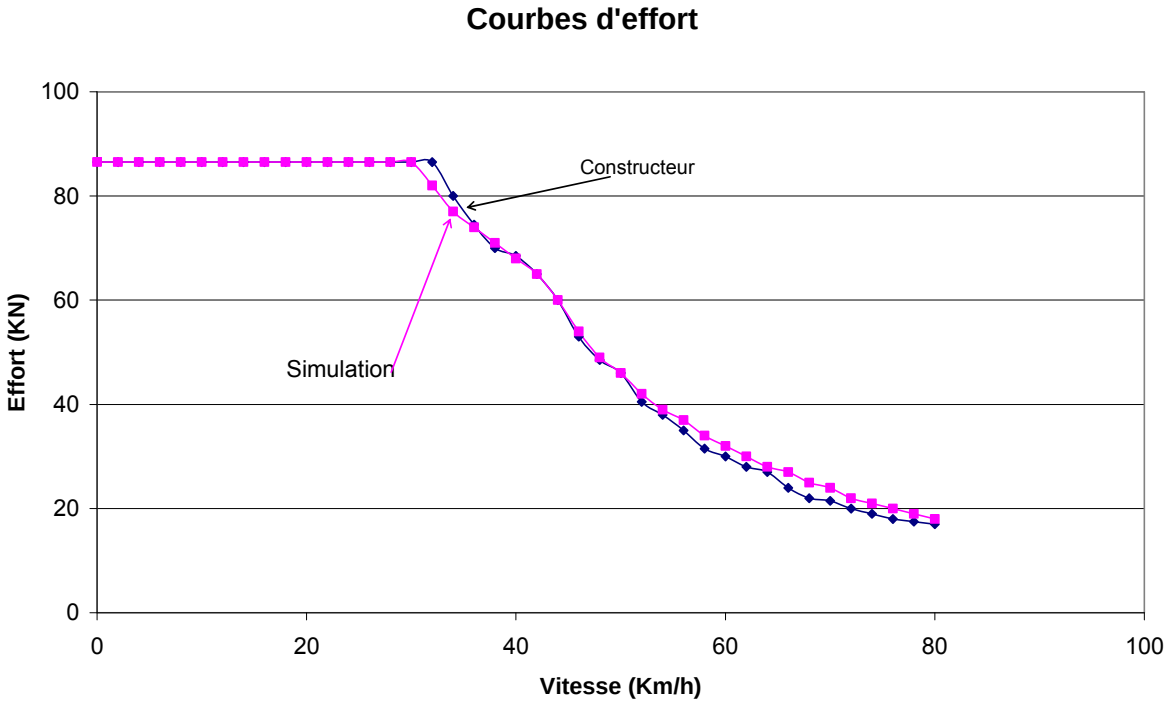


Fig. 1.35 Courbes d'effort (constructeur et simulée)

1.4. Validation expérimentale du modèle

La validité du modèle électromécanique est établie par comparaison entre les résultats des simulations et des relevés expérimentaux réalisés sur une rame. La rame a été instrumentée en procédant à des enregistrements des courants d'induit, d'inducteur et de la vitesse de la rame. Le détail des essais est donné en ANNEXE E .

1.4.1. Validation sur le système réel

1.4.1.1. Partie électrique

La validation du modèle électrique est faite en comparant les courants d'induit et d'inducteur aux résultats délivrés par les simulations. La mesure expérimentale est réalisée pour une vitesse de 5 m/s ce qui permet de réduire les temps d'enregistrements. En revanche, la validation du mode de fonctionnement "image série" s'effectue aux valeurs moyennes car la mise en vitesse de la rame dure plus longtemps.

1.4.1.1.1. Validation du courant d'induit

Nous présentons, à la Fig. 1.36, le relevé expérimental ainsi que les résultats des simulations de la réponse des courants d'induit pour une consigne de 5 m/s. Le régime transitoire des deux réponses est sensiblement le même. La simulation génère toutefois un pic de courant un peu plus important que celui issu de l'expérimentation. La raison provient de la topologie de la voie d'essais qui comporte une légère pente descendante qui n'est pas prise en compte dans la simulation. En revanche, lorsque la vitesse de la rame est stabilisée, la valeur moyenne du courant d'induit est sensiblement la même (140 A).

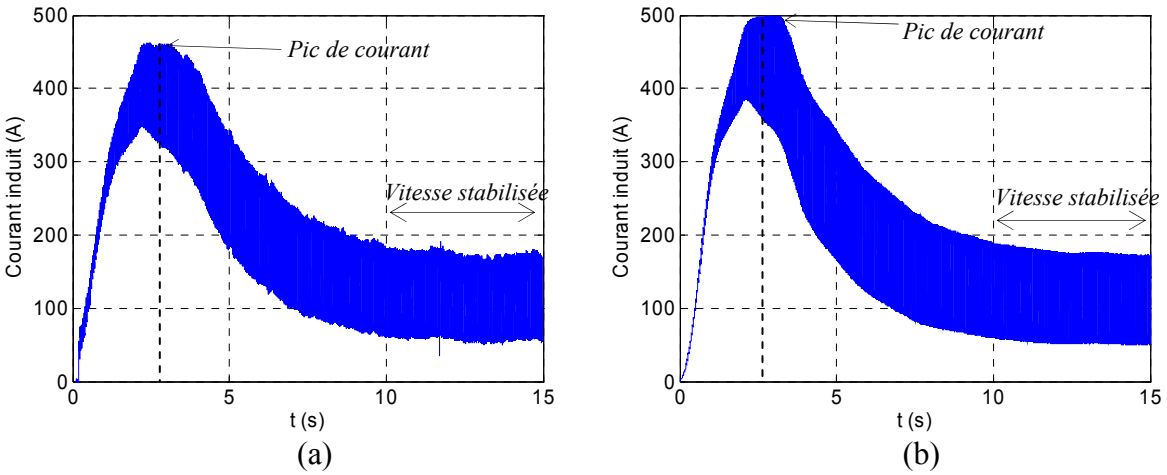


Fig. 1.36 Réponse en courant : (a) expérimentale, (b) simulation

Nous donnons, à la Fig. 1.37, les ondulations du courant d'induit. La mesure est effectuée lorsque la vitesse de la rame est stabilisée (t=13 s). On relève, dans les deux cas une amplitude crête à crête proche de 120 A à la fréquence de 300 Hz.

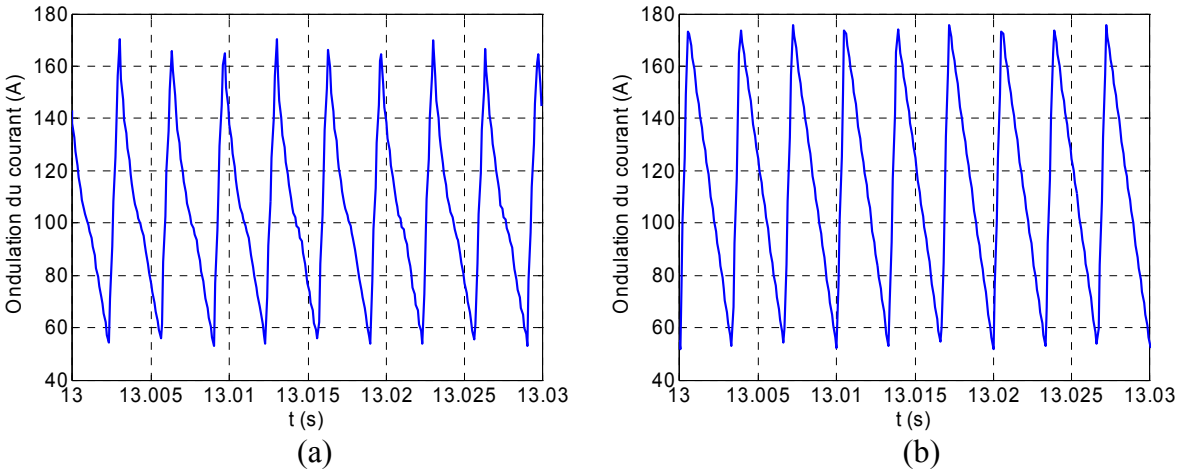


Fig. 1.37 Ondulation du courant d'induit : (a) expérimentale, (b) simulation

1.4.1.1.2. Validation du courant inducteur

Les résultats présentés à la Fig. 1.38 correspondent au même essai que précédemment. On peut noter la similitude entre le relevé expérimental et la simulation sachant que la même remarque s'applique concernant le courant inducteur simulé qui excède légèrement le relevé expérimental. Néanmoins, lorsque le régime transitoire est terminé, le courant inducteur s'établit autour de 9 A environ pour une vitesse stabilisée à 5 m/s.

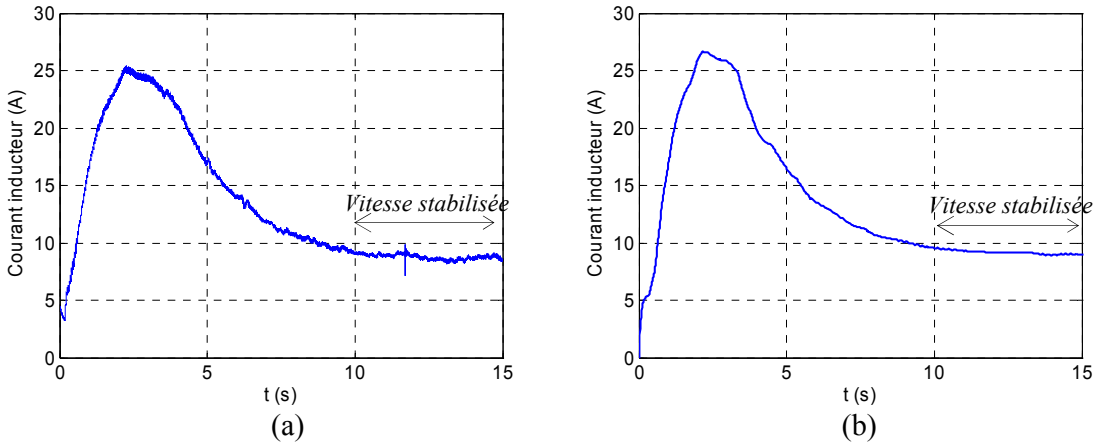


Fig. 1.38 Courant inducteur : (a) expérimental, (b) simulation

Les résultats des simulations et expérimentaux confirment que si l'ondulation du courant inducteur est négligeable, celle relative au courant traversant les induits des machines est relativement élevée. Dans ces conditions, le couple développé par chaque machine est oscillant à la fréquence du hacheur d'induit (300 Hz). Néanmoins, cette ondulation est filtrée par la partie mécanique de la rame. Par la suite, on considérera les grandeurs aux valeurs moyennes.

1.4.1.1.3. Validation du mode "image série"

La topologie de la voie de maintenance ne permet pas de faire rouler une rame à une vitesse excédant 16 m/s. La validation du fonctionnement en mode "image série" est alors faite dans la fourchette de vitesse allant de 0 à 16 m/s (phase d'accélération). La topologie de la voie de maintenance est caractérisée par une ligne droite suivie d'un virage avant l'arrivée à la station suivante. Le profil de la vitesse, pour la ligne droite, détermine une phase d'accélération suivie d'un ralentissement et d'un palier de vitesse (pour le virage) puis conduit de nouveau à un ralentissement pour l'arrivée en station. Le profil de la vitesse est donné à la Fig. 1.39.a. Il convient de noter qu'il existe une phase d'anticipation nécessaire pour aborder le ralentissement dû au virage, celle-ci se situant à la fin de la ligne droite. Les courants d'induit et d'inducteur aux valeurs moyennes ainsi que de la vitesse linéaire de la rame relevés à bord d'une rame sont comparés à ceux délivrés par les simulations. Les résultats sont présentés à la Fig. 1.39. Le temps de parcours de l'inter-station de la voie de maintenance est d'environ 50 s (Fig. 1.39.a). La comparaison des relevés expérimentaux et des simulations est réalisée sur la base de la phase d'accélération et avant la phase d'anticipation relative au ralentissement induit par le virage soit pendant 14 s (Fig. 1.39.a). Les simulations et les relevés expérimentaux sont donc comparés dans un intervalle de temps allant de 0 à 14 s. Les courbes de la vitesse linéaire, des courants d'induit et d'inducteur sont présentées à la Fig. 1.39.

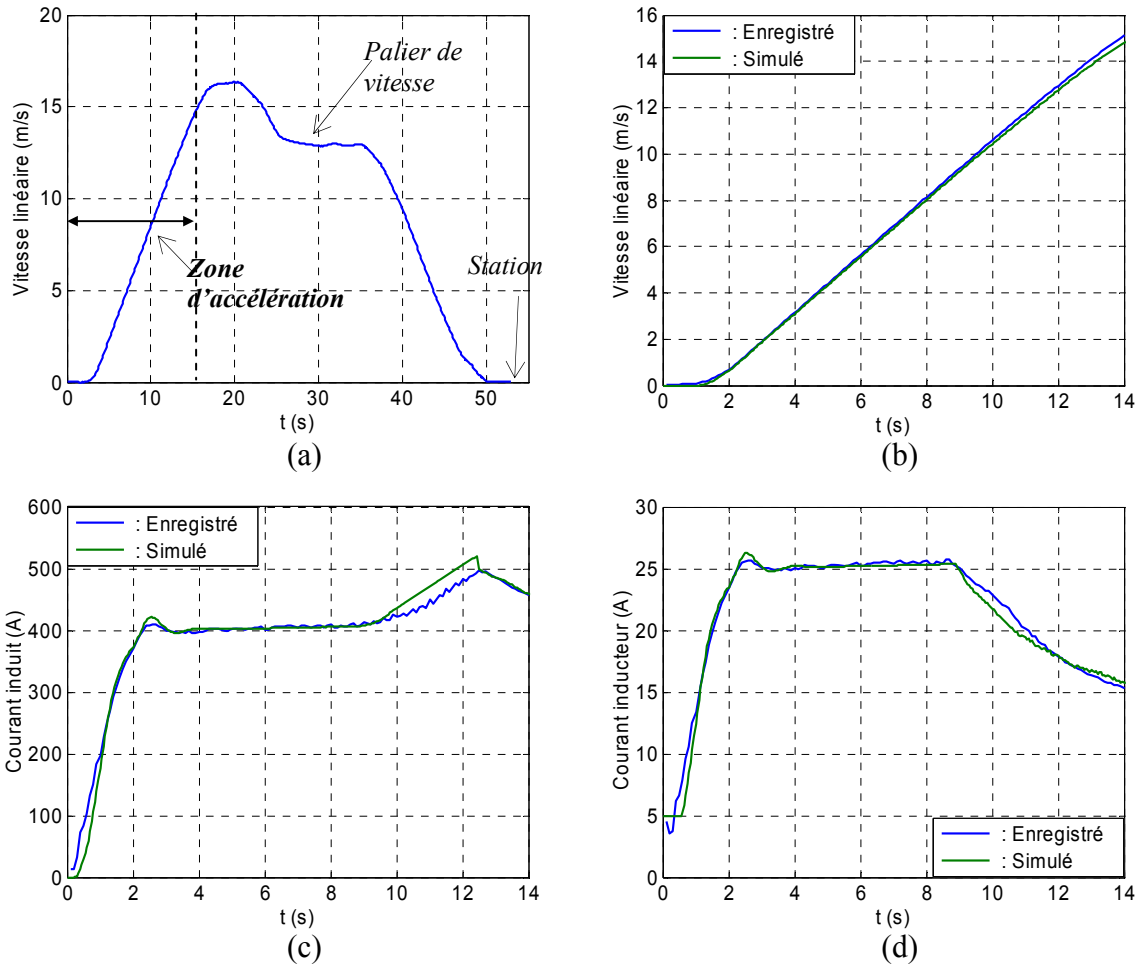


Fig. 1.39 Validation du mode "image série" : (a) profil de vitesse, (b) vitesse, (c) courant induit, (d) courant inducteur

Les résultats confirment la validité du modèle électrique. Les courbes de vitesse se superposent pratiquement dans la plage de vitesse allant de 0 à 13 m/s environ. On observe toutefois un écart entre le courant induit enregistré et la simulation de l'ordre de 30 A. Ce phénomène est la conséquence, au niveau du modèle, de l'absence de prise en compte de l'anticipation du ralentissement de la rame dans le virage. Le courant inducteur issu de la simulation se superpose à celui provenant du relevé expérimental. Ces résultats confirment la validité de l'algorithme de commande du type "mode image série".

1.4.1.2. Partie mécanique

La Fig. 1.40 présente la réponse du système à un essai indiciel de couple nominal (1250 N.m). Cet essai confirme la valeur de la raideur du pneumatique délivrée par le constructeur (ANNEXE E).

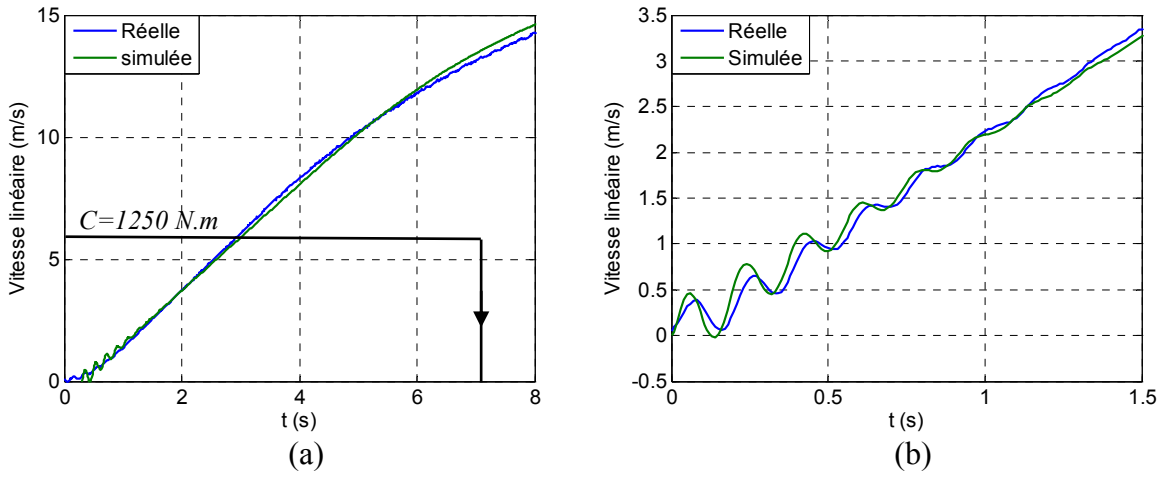


Fig. 1.40 Réponse indicielle du VAL 206 : (a) complète, (b) détail du démarrage

On observe une oscillation au démarrage du véhicule (Fig. 1.40.b) qui se superpose à une composante intégrale rendant compte d'un système de classe 1 (présentant une intégration). Les courbes de la Fig. 1.40.a montrent qu'il existe deux écarts entre les vitesses. Le premier, qu'on observe à la vitesse de 7 m/s environ, est dû à la topologie de la voie de maintenance qui comporte une légère pente descendante (1%) mais qui n'est pas constante et dont la simulation ne tient pas compte. Le deuxième, qui intervient à partir de la vitesse de 13 m/s environ, est imputable à l'annulation de la consigne d'effort pour des raisons de sécurité. Le détail du démarrage permet de relever la fréquence naturelle du système qui vaut 5,5 Hz environ. On peut noter que l'amplitude des oscillations délivrées par la simulation est un peu supérieure à celle issue des relevés expérimentaux (Fig. 1.40.b) car les amortissements n'ont pas été pris en compte dans les simulations.

1.4.2. Validation de l'émulateur sur banc expérimental

Afin de valider expérimentalement les nouvelles lois de commande proposées par la suite, un banc expérimental de test est mis en service sur la plateforme SMM du L2EP. La structure de traction sera identique mais à échelle réduite, et des systèmes à couples réglables reproduiront les effets de la partie mécanique en utilisant le principe de l'émulation temps réel [BOU 03a, BOU 05, BOU 06].

1.4.2.1. Principe de l'émulation

Le système à émuler est la chaîne énergétique du VAL 206. Dans ce chapitre, nous y inclurons sa commande. Chaque bogie associé à son moteur est émulé par un banc de test qui comporte une machine à courant continu couplée mécaniquement à une machine asynchrone. La machine à courant continu du banc correspond à celle du VAL et la machine asynchrone sert à émuler la partie mécanique du bogie. Deux bancs de test permettent d'émuler les 2 bogies d'une voiture.

Un bus continu est commun aux 12 bras qui sont nécessaires à la commande des inducteurs, induits et des machines asynchrones. L'ensemble est piloté par une carte dSPACE et les

diverses mesures sont centralisées dans des boitiers adaptés qui assurent une mise à niveau et une isolation des signaux par rapport à l'interface dSPACE.

Deux onduleurs 3 bras commandent les machines asynchrones. Les induits des machines à courant continu sont connectés en série et pilotés par un seul hacheur 4 quadrants. Les inducteurs des machines sont pilotés séparément par un hacheur 4 quadrants. On a donc au total 3 hacheurs et 2 onduleurs pour piloter les 2 bancs de test (Fig. 1.41).

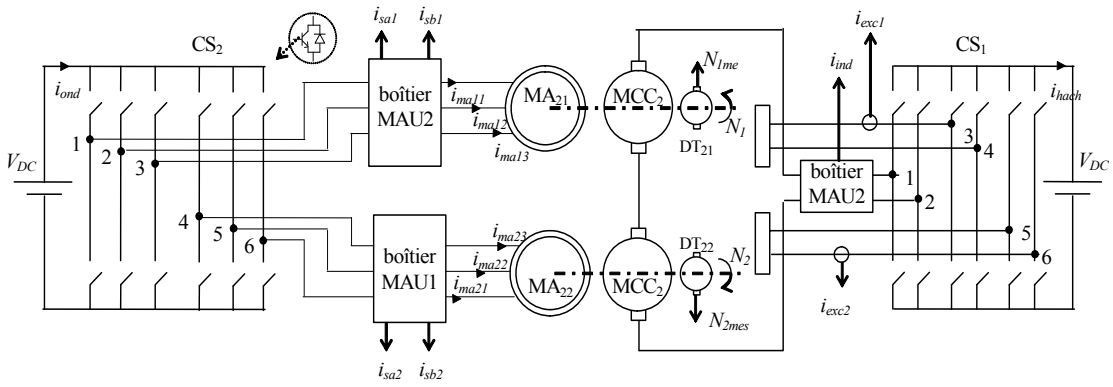


Fig. 1.41 Structure de puissance du banc de test

Le principe de l'émulation d'un bogie est décrit à la Fig. 1.42. Les puissances des machines de chaque banc étant de 1,5 kW, des blocs d'adaptation sont alors à prévoir entre la commande des machines et les blocs de contrôle [BOU 05]. Pour atteindre des valeurs de courant compatibles avec les seuils de protection des hacheurs et onduleurs, l'accélération maximale de consigne est limitée à 1,2 m/s² au lieu de 1,3 m/s².

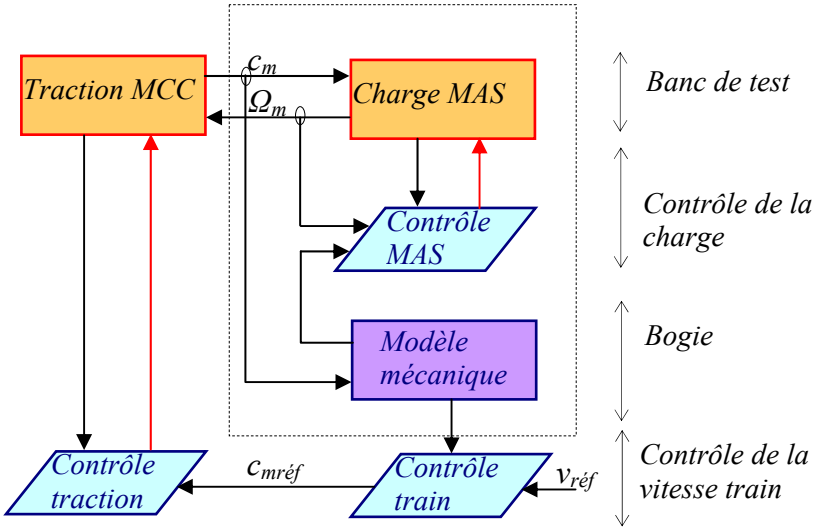


Fig. 1.42 Emulation d'un bogie du VAL 206

Pour chaque émulation à réaliser, l'algorithme de commande est implanté en temps réel sur le PC de commande. L'architecture logicielle de commande fait appel à deux tâches fonctionnant sous interruption. La première, activée toute les 1 ms, gère les commandes MLI des hacheurs, des onduleurs et la partie mécanique du système (bogies 1 et 2). La seconde tâche,

activée toutes les 100 µs, gère le modèle, l'algorithme de commande et le châssis du modèle. Ce découpage de la partie logicielle a été rendu nécessaire car les fonctions de transfert de la partie mécanique comportent des constantes de temps de faible valeur [ANNEXE D.4.2] d'où la nécessité de disposer le modèle des bogies dans cette interruption rapide. Par rapport aux simulations réalisées sous Mathlab/Simulink, cette architecture logicielle autorise la transposition des simulations sans modifier la structure en blocs hiérarchisés. Les opérations supplémentaires à réaliser concernent principalement le remplacement des correcteurs et fonctions de transfert par leur équivalent discrétisé.

Chaque loi de contact du modèle REM étant tabulée, l'émulation sur le banc de test ne présente alors pas de difficultés. En revanche, les jeux mécaniques ne dépassant pas 1 degré, ils ne sont pas pris en compte dans l'émulation.

Le logiciel de gestion ControlDesk de dSPACE autorise la modification en temps réel des paramètres de commande assurant une grande flexibilité des manipulations. La visualisation des grandeurs choisies est possible sur des fenêtres différentes sachant que le rafraîchissement des affichages est lié à la périodicité des tâches fonctionnant sous interruption. L'émulateur du VAL 206 est représenté à la Fig. 1.43.

1.4.2.2. Emulation du mode de commande "image série"

Le principe de l'émulation est appliqué à la commande actuelle de VAL 206 (Fig. 1.44) [VER 07]. Chaque banc de test est composé de deux machines à courant continu couplées mécaniquement à deux machines asynchrones (Fig. 1.43).

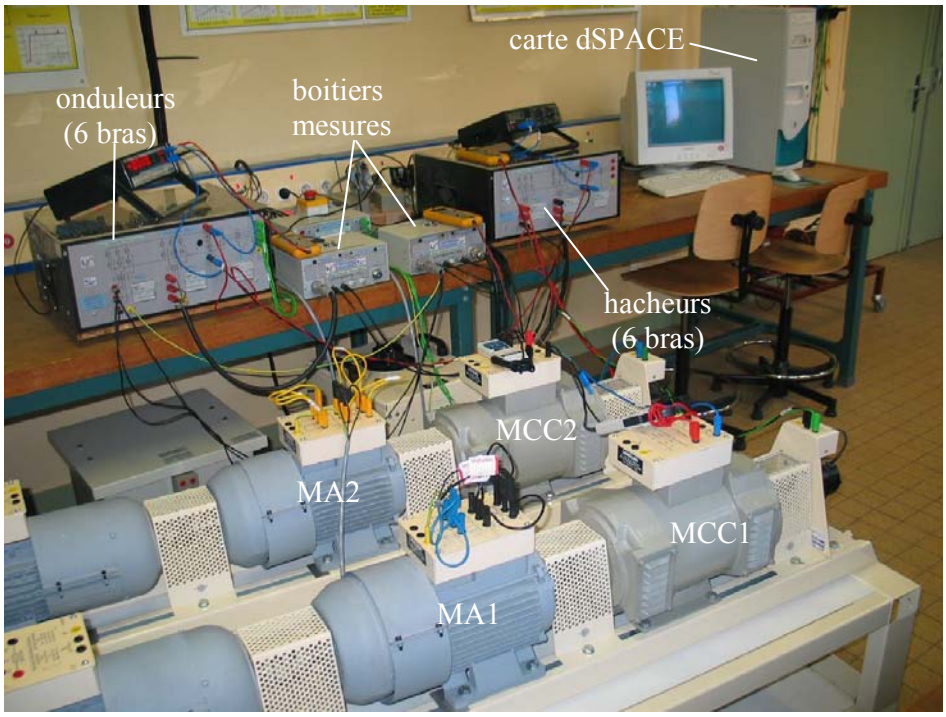


Fig. 1.43 Emulateur du VAL 206

Les mesures de vitesse sont envoyées aux commandes des machines asynchrones. Les estimations de couple des machines à courant continu sont les entrées du modèle mécanique qui

génère les vitesses de référence pour les machines asynchrones. Un bloc d'adaptation est toutefois nécessaire car les vitesses de rotation des machines à courant continu du VAL 206 sont plus élevées que celles du banc . Le modèle mécanique délivre les estimations pour la commande qui comporte le contrôle de la vitesse de la rame ainsi que la stratégie de commande "image série".

La commande électrique comporte les 3 correcteurs des boucles de courant pour générer les commandes des hacheurs. La REM globale est décrite en ANNEXE E.2.

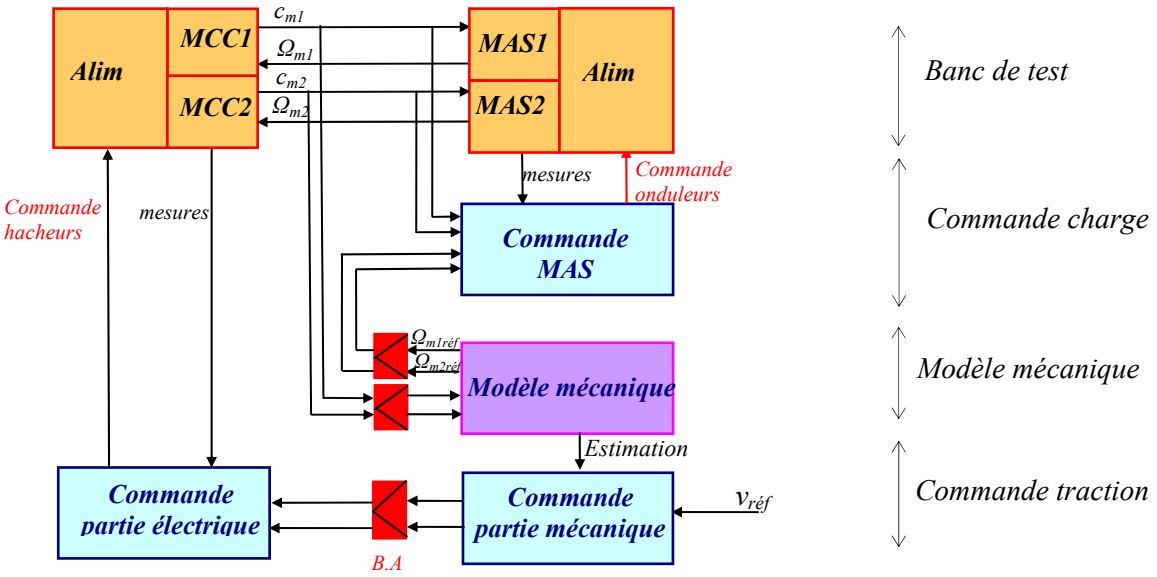


Fig. 1.44 Structure de l'émulateur du mode "image série"

1.4.2.3. Résultats

La consigne de la vitesse linéaire est fixée à 8 m/s (Fig. 1.45). La commande impose la trajectoire de vitesse en respectant les paramètres de confort (γ_{max} et J_{max}). L'accélération de consigne maximale γ_{max} vaut 1,2 m/s² de manière à rester compatible avec les performances maximales délivrées par le banc. Pour chaque bogie, la vitesse de rotation du moteur délivrée par le modèle, sert de vitesse de référence pour les machines asynchrones. Les vitesses des machines (Fig. 1.45.b) suivent donc le même profil de vitesse que celle du modèle au bruit de mesures près. La similitude des formes des courants d'induit et d'inducteur confirme le mode de commande du type "image série".

Les seuils de défluxage des machines à courant continu du banc de test étant inférieurs à ceux du VAL, la vitesse de référence est limitée à 8 m/s. Les facteurs d'échelle des courants d'induit et d'inducteur valent respectivement $20/600$ pour le courant induit et $0{,}6/35$ pour le courant inducteur (blocs d'adaptation).

Les valeurs de courant relevées sur le banc de test pendant toute la phase d'accélération (Fig. 1.45.c et d) sont de 12,5 A pour le courant induit et de 0,5 A pour le courant inducteur. A l'échelle du système réel, ces courants valent 375 A pour le courant induit et 29 A pour le courant inducteur. Lorsque le régime permanent est atteint, les courants d'induit et d'inducteur mesurés valent respectivement 3,75 et 0,16 A et correspondent, à l'échelle réelle, respectivement à 112 et 9,3 A. Ces valeurs sont à rapprocher de celles obtenues par la validation

expérimentale décrite en § 1.4.1.1.3 qui montre que pendant la phase d'accélération, les courants d'induit et d'inducteur valent respectivement de 400 et 25 A et que, pour le régime permanent, ils sont d'environ 110 et 9,2 A. Les résultats obtenus sur le banc sont plus faibles car l'accélération de consigne est limitée à 1,2 m/s² sur le banc de test. Le régime permanent ne montre toutefois pas d'écart significatif sur les courants.

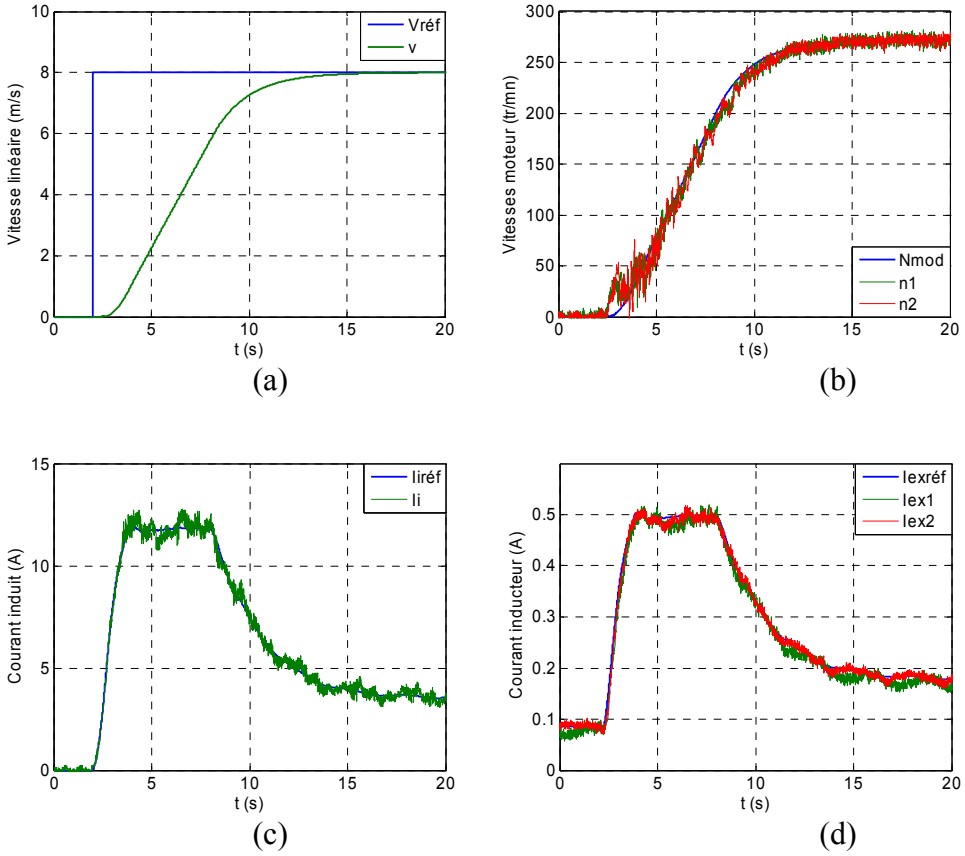


Fig. 1.45 Emulation sur banc de test : (a) vitesse linéaire, (b) vitesses moteurs, (c) courant induit, (d) courant inducteur

Conclusion

Le formalisme REM a été utilisé pour établir le modèle de la partie électrique et de la partie mécanique d'une voiture du VAL 206. La REM de la partie électrique a mis en évidence un problème d'association d'objets lié au nœud inductif du hacheur d'induit. La résolution du problème consiste alors à concaténer les bobines d'induit et de lissage en une bobine équivalente.

La mise en REM de la partie mécanique a ensuite été présentée. Elle a été établie à partir de la modélisation de chacun des sous ensembles du bogie. La REM de la partie mécanique est composée d'un grand nombre d'objets. La simplification de ce modèle a été présentée de manière à mettre en exergue les éléments prépondérants du système. Deux types d'éléments non linéaires sont présents dans le modèle : les jeux mécaniques de transmission et les lois d'adhérence relatives au contact roue-sol.

Le modèle global ainsi développé et validé sera utilisé par la suite comme modèle de simulation dans toutes les parties suivantes.

La commande actuelle du VAL 206 a ensuite été décrite pour, d'une part permettre une validation des modèles et, d'autre part, servir de référence pour les nouvelles lois de commande proposées dans les chapitres suivants. La validation des modèles de la partie électrique et de la partie mécanique a été obtenue en comparant les résultats issus des simulations à ceux issus d'essais expérimentaux sur piste d'essai. Les résultats ont montré un bon comportement du modèle de simulation.

Enfin, l'émulation de la partie mécanique et de la commande actuelle a été réalisée sur le banc expérimental de test en vue d'une validation "faible puissance" des nouvelles lois de commande. La validité de cet émulateur a été obtenue en utilisant la commande actuelle du VAL 206 et en comparant les résultats obtenus avec ceux issus de l'essai sur la voie de maintenance.

Chapitre 2.

Structures de commande déduites par inversion

Il y a une joie élémentaire de l'univers,
que l'on assombrit chaque fois que l'on
prétend être quelqu'un, ou savoir quelque chose.
Le huitième jour de la semaine-Christian Bobin (1951-)

Introduction

L'objectif de ce chapitre est de proposer des lois de commande de la traction du VAL 206, issues des règles d'inversion de la REM développée dans le chapitre 1. Il convient de noter que les règles d'inversion utilisées sont issues des travaux sur le GIC [HAU 96, HAU 99, GUI 00], leurs extensions sur la REM [BOU 00, BOU 03a] et les résolutions des couplages des systèmes multi-machines [SMM 00, SMM 03].

Industriellement, la modélisation de processus est très souvent représentée par des schémas-blocs. Ce formalisme est toutefois peu adapté à la représentation de systèmes complexes comprenant un grand nombre d'éléments et de couplages. Il en résulte bien souvent une modélisation simplifiée du système. Si les commandes qui sont déduites sont la plupart du temps satisfaisantes et robustes, elles peuvent néanmoins demander des ajustements en fonction des difficultés rencontrés. Par ailleurs, sur des systèmes complexes, la part de sous-traitance est importante. L'industriel est très souvent confronté à la commande de systèmes complexes comprenant des sous-systèmes livrés ″clef en main″ dont les performances dynamiques sont peu ou mal connues. De plus, pour des raisons stratégiques, les équipements assurant les différents contrôles (courant, vitesse) sont souvent implantés à des endroits différents (ANNEXE A) ce qui conduit a avoir des boucles de commande en cascade.

Les techniques de commande sont très souvent en rapport avec le formalisme utilisé pour la description du processus. Le formalisme d'état, qui autorise différentes représentations matricielles, permet la commande de systèmes par retour d'état [NAS 69, LIF 72, FOS 97]. Les outils de modélisation graphique permettent d'obtenir différents types de commande :

- avec l'outil Bond Graphs [PAY 61], on a très souvent recours à la commande par retour d'état [GAN 03],
- il en est de même de l'outil "Power-Oriented Graphs" qui autorise également une commande par retour d'état [ZAN 96, ZAN 01],
- le Graphe Informationnel de Causalité (GIC) [HAU 96] et la Représentation Energétique Macroscopique (REM) [BOU 00, BOU 03a] permettent de déduire des commandes en appliquant les règles d'inversion.

Dans une partie préliminaire, on s'intéressera à la génération de la trajectoire de vitesse [BEA 05] et nous en proposerons une version plus efficace pour la gestion des paramètres de confort. Cette génération servira de base pour la validation des autres commandes.

La deuxième partie est consacrée à la structure de commande de la partie électrique. Un bloc de stratégie spécifique permettra de résoudre le problème posé par la mise en série des induits des machines à courant continu.

La troisième partie est dédiée aux structures de commande de la partie mécanique. Diverses solutions sont présentées, de la plus performante à la plus économique. Elles visent toutes à améliorer la stabilité du véhicule [MAT 01, KAW 02] malgré le caractère fortement non linéaire des forces de traction [RIZ 02].

La quatrième partie présente une stratégie anti-patinage originale. Celle-ci repose sur la gestion des différents critères offerts par l'inversion de la REM. Une comparaison avec la stratégie actuelle est alors effectuée et montre la pertinence de la stratégie proposée.

Enfin, dans la cinquième partie de ce chapitre, certaines des commandes proposées seront validées expérimentalement sur le banc de test à l'aide de l'émulateur de la partie mécanique.

2.1. Gestion de la trajectoire de vitesse

La vitesse de référence à suivre par la rame, est déterminée à partir des informations câblées sous la forme de croisements par le tapis de transmission qui jalonne la piste de roulement du VAL. Les antennes de réception fixées sur le bogie arrière de la rame, détectent les croisements et les adressent à l'unité de calcul. Celle-ci détermine, à partir d'une mesure de la longueur séparant chaque croisement, la vitesse de référence $v_{réf}$ à l'asservissement de la vitesse qui varie sous la forme d'échelons. Le système a été mis en place dans les années 70 et a démontré sa fiabilité.

2.1.1. Commande actuelle

La trajectoire de vitesse repose sur le contrôle de l'évolution des paramètres de confort spécifiés dans le cahier des charges du système VAL. Les valeurs maximales d'accélération et de jerk sont limitées respectivement à γ_{max} et J_{max}. Selon les projets, les valeurs peuvent évoluer : γ_{max} vaut respectivement 1,3 m/s² à Lille mais 1 m/s² à Roissy. Le jerk est identique pour ces deux projets et vaut 0,65 m/s^3. La commande actuelle du VAL 206 est conçue pour respecter ces valeurs dans toute la plage de vitesse et dans tous les modes de fonctionnement.

Le contrôle de la vitesse de la rame est réalisé en respectant ces paramètres de confort. Dans ces conditions, on aboutit à une structure de commande pour laquelle l'asservissement de la vitesse est réalisé conjointement avec la planification de la trajectoire de vitesse (Fig. 2.1).

En considérant le VAL 206 comme un système mono-machine, la partie opérative est décrite sous forme de GIC avec les processeurs R_1, R_2 et R_3. Le premier, qui reçoit le couple de référence, délivre l'effort tangentiel développé par la roue. Ce processeur est constitué de sous-ensembles comportant des non linéarités comme les réducteurs de vitesse ainsi que le contact roue-sol qui délivre l'effort de propulsion. Le processeur R_2, qui délivre l'accélération à partir de l'effort exercé sur le véhicule, dépend de la masse du véhicule qui varie avec le nombre de passagers rendant compte d'un élément non stationnaire.

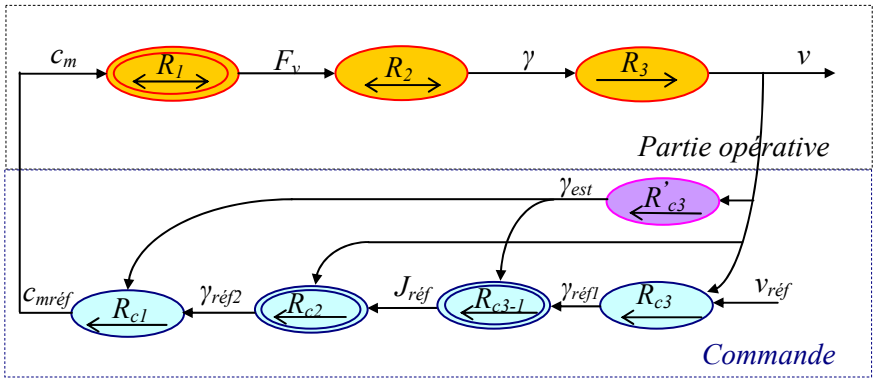


Fig. 2.1 GIC de la loi de mouvement actuelle du VAL 206

Les processeurs de la partie opérative supportent les relations suivantes :

$$R_1 : \quad F_v = f(c_m) \qquad \textit{(effort développé par le véhicule)} \qquad (2.1)$$

$$R_2 : \quad F_v = M_t \gamma \qquad \textit{(accélération développée par le véhicule)} \qquad (2.2)$$

avec M_t la masse totale de la rame.

$$R_3 : \quad \frac{dv}{dt} = \gamma \qquad \textit{(vitesse du véhicule)} \qquad (2.3)$$

Les processeurs de la partie commande s'écrivent :

$$R_{c1} : c_{mréf} = C_{\gamma 1}(\gamma_{réf\,2} - \gamma_{est}) \qquad \textit{(couple de référence)} \qquad (2.4)$$

$$R_{c2} : \frac{d\gamma_{réf\,2}}{dt} = J_{réf} \qquad \textit{(accélération de référence 2)} \qquad (2.5)$$

$$R_{c3-1} : J_{réf} = C_J(\gamma_{réf\,1} - \gamma_{est}) \qquad \textit{(jerk de référence)} \qquad (2.6)$$

$$R_{c3} \ : \gamma_{réf\,1} = C_v(v_{réf} - v) \qquad \textit{(accélération de référence 1)} \qquad (2.7)$$

$$R_{c3}^{'} : \gamma_{\acute{e}st} = \frac{d}{dt} v \qquad \textit{(accélération estimée)} \qquad (2.8)$$

La commande actuelle du VAL 206 suit les principes classiques d'inversion. Le processeur R_{c3} réalise la relation d'asservissement de la vitesse. Il reçoit en entrée la vitesse de référence $v_{réf}$ qui évolue sous la forme d'échelon. Il délivre en sortie la consigne d'accélération. Le processeur $R_{c3\text{-}1}$, par comparaison entre l'accélération de référence et celle estimée (processeur $R_{c'3}$), autorise le contrôle de la valeur maximale du jerk ($\pm J_{max}$). Le processeur R_{c2}, par une fonction d'intégration, délivre l'accélération de référence en la limitant ($\pm\gamma_{max}$). Il convient de noter que ce processeur contient également la limitation due à la caractéristique de la propulsion. L'inversion du processeur non linéaire R_1 est réalisée par la relation d'asservissement (processeur R_{c1}) qui reçoit en entrée l'effort de référence ($\gamma_{réf2}$) et en retour l'accélération estimée (γ_{est}). Celle-ci remplace la mesure de l'effort qui est délicate à la mise en œuvre, par l'estimation de l'accélération sachant qu'il existe une relation rigide entre ces deux grandeurs. Le processeur $R^{'}_{c3}$ supporte l'estimation de l'accélération de la rame.

Cet algorithme de commande présente l'inconvénient principal d'entrer en saturation à chaque démarrage de la rame. En effet, pour respecter les paramètres de confort, le contrôle de la vitesse donne systématiquement lieu à des actions de limitation de l'accélération ainsi que de sa dérivée (jerk). Par ailleurs, le contrôle de ces deux grandeurs requiert l'estimation de l'accélération de la rame qui est réalisée à partir de la dérivation de la vitesse. Bien que les précautions d'usage soient prises (dérivation de la vitesse dans une bande de fréquence donnée), il convient toutefois de remarquer qu'en présence de perturbations sur la voie comme un patinage, le contrôle de la vitesse de la rame peut subir de fortes altérations et donner lieu à des comportements erratiques.

2.1.2. Planification de la trajectoire de vitesse

2.1.2.1. Principe

La solution présentée ci-après consiste à prendre en compte les caractéristiques d'accélération et de jerk par un module de gestion de la trajectoire de vitesse à suivre par la rame. Le module gérant cette planification de trajectoire de vitesse reçoit en entrée la vitesse de référence $v_{réf}$ élaborée par l'unité de calcul et délivre en sortie la consigne de vitesse v_{cons}. La grandeur de sortie v_{cons} est déterminée à partir de l'entrée $v_{réf}$ et des paramètres de confort γ_{max} et J_{max} (Fig. 2.2).

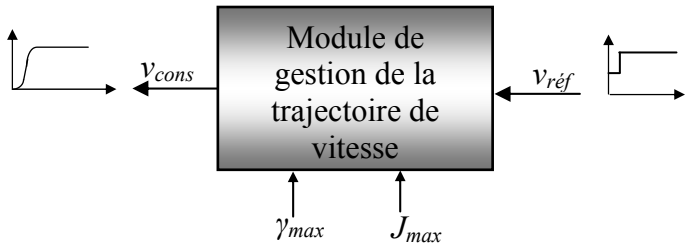


Fig. 2.2 Module de gestion de la trajectoire de vitesse

Une première approche, pour limiter l'accélération, est de réaliser l'inversion directe (Fig. 2.3). Cette méthode présente toutefois l'inconvénient d'introduire l'opérateur non causale de dérivation.

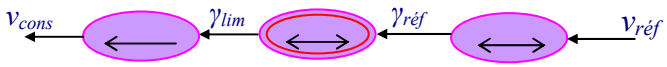


Fig. 2.3 Estimation de l'accélération par inversion directe

La deuxième approche consiste alors à réaliser l'inversion indirecte. Cette opération fait appel à une relation d'asservissement où la mesure n'est autre que la vitesse de consigne v_{cons} (Fig. 2.4).

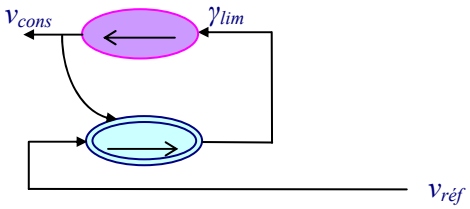


Fig. 2.4 Estimation de l'accélération par inversion indirecte

On utilise la même méthode pour contrôler le jerk du véhicule. Dans ces conditions, une deuxième relation d'asservissement est alors nécessaire.

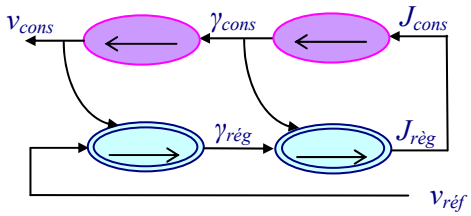


Fig. 2.5 Estimations de l'accélération et du jerk par inversion indirecte

La planification de la trajectoire de vitesse est représentée, sous la forme GIC, à la Fig. 2.6. Elle nécessite en plus la limitation de l'effort de traction.

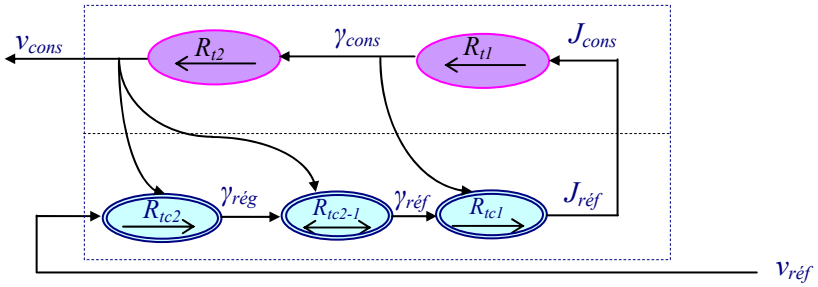


Fig. 2.6 GIC de la planification de la trajectoire de vitesse

Les processeurs supportent les relations suivantes :

$$R_{t1} : \frac{d\gamma_{cons}}{dt} = J_{cons} \qquad \textit{(accélération de consigne)} \qquad (2.9)$$

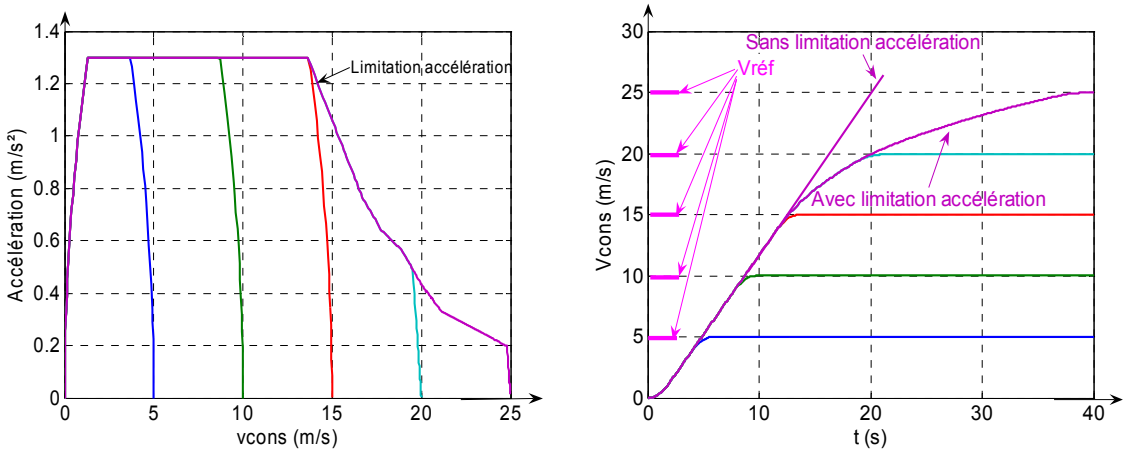
$$R_{t2} : \frac{dv_{cons}}{dt} = \gamma_{cons} \qquad \textit{(vitesse de consigne)} \qquad (2.10)$$

$$R_{tc1} : J_{cons} = C_{Jt}(\gamma_{réf} - \gamma_{cons}) \qquad \textit{(Jerk de consigne)} \qquad (2.11)$$

$$R_{tc2-1} : Limitation\ \gamma_{réf} \qquad \textit{(accélération de référence)} \qquad (2.12)$$

$$R_{tc2} : \gamma_{rég} = C_{\gamma t}(v_{réf} - v_{cons}) \qquad \textit{(accélération de réglage)} \qquad (2.13)$$

La grandeur d'entrée $v_{réf}$, représente la consigne de vitesse à atteindre. La grandeur de sortie, notée v_{cons}, est envoyée à l'asservissement de vitesse. Le processeur R_{tc2_1} détermine l'accélération minimale entre celle issue du processeur R_{tc2} et celle donnée par la limitation de l'effort de propulsion. Cette dernière fonction nécessite une entrée supplémentaire qui est la vitesse sachant que la caractéristique d'effort est liée à la vitesse (cf. § 1.3.3). Nous donnons, à la Fig. 2.7, les réponses délivrées par le bloc de la trajectoire de vitesse à des échelons $v_{réf}$ allant de 5 à 25 m/s par pas de 5 m/s.



(a) (b)

Fig. 2.7 Caractéristiques de la loi de mouvement rame à vide : (a) γ=f(v_{cons}), (b) v_{cons}=f(t)

L'accélération de consigne γ_{cons} décroit lorsque la vitesse de la rame est supérieure à 13 m/s environ (Fig. 2.7.a). La Fig. 2.7.b illustre les réponses de la trajectoire de vitesse à des échelons de consigne $v_{réf}$. Ces courbes sont relevées pour une rame à vide.

2.1.2.2. Algorithme de commande avec planification de la trajectoire

Le contrôle de la vitesse de la rame est réalisé par le processeur R_{c3} qui reçoit en entrée, la vitesse de consigne v_{cons} et en retour la vitesse de la rame (Fig. 2.8).

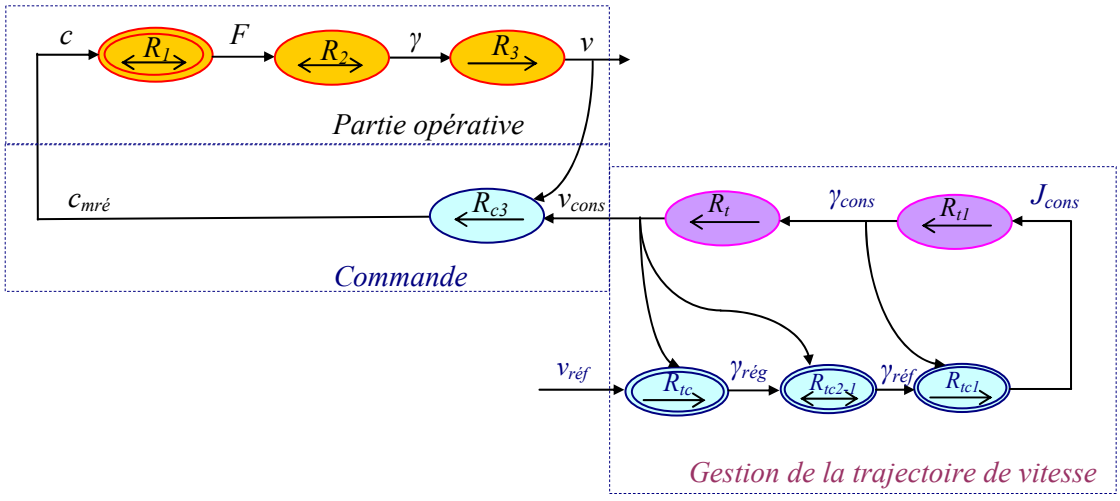


Fig. 2.8 GIC de la commande du VAL 206 avec gestion de trajectoire

Le processeur R_{c3} supporte la relation ci-dessous :

$$R_{c3} : c_{mréf} = C_{vt}(v_{cons} - v) \qquad \textit{(contrôle de la vitesse de la rame)} \qquad (2.14)$$

2.1.2.3. Calcul du correcteur de vitesse C_{vt}

La mesure de la vitesse de la rame s'effectue par un capteur de vitesse, de type génératrice tachymétrique, installé sur l'arbre du moteur. La relation liant la vitesse du moteur à son couple est établie à partir du modèle simplifié (ANNEXE D).

La variable s représente l'opérateur de Laplace. Pour simplifier les écritures, les dépendances des variables ainsi que des fonctions de transfert à l'opérateur s sont, par la suite, sous-entendues.

Le détail du calcul de la fonction de transfert est donné en ANNEXE D.4.2 :

$$\frac{\Delta\Omega_m}{\Delta c_m} = \frac{K_\Omega \left(1 + \frac{v_{R0}}{k_a' g} s + \frac{j_r' + R^2 M_b (1-\lambda_0)}{k_r'} s^2 + \frac{j_r' v_{R0}}{k_r' k_a' g} s^3\right)}{s\left[1 + \frac{v_{R0}\,(j_e + \eta\, r^2 j'_r)}{k_a' g\, j_{éq}} s + \frac{j_e (j_r' + R^2 M_b (1-\lambda_0))}{k_r'\, j_{éq}} s^2 + \frac{j_e j_r' v_{R0}}{k_r' k_a' g\, j_{éq}} s^3\right]} \qquad (2.15)$$

$$avec \quad K_\Omega = \frac{1}{j_{éq}}$$

Cette expression montre que certains termes au numérateur ainsi qu'au dénominateur dépendent de la vitesse et du glissement λ. L'amortissement du système, nul à l'arrêt de la rame, croît avec la vitesse. La carte des pôles, qui est donnée en ANNEXE D.4.2.1, indique qu'il existe un pôle et un zéro réels très éloignés des pôles et zéros complexes dans toute la plage de vitesse. Dans ces conditions, cette expression se simplifie et peut se mettre sous la forme :

$$\frac{\Delta\Omega_m}{\Delta c_m} = \frac{K_\Omega (1 + 2\varsigma' \tau_n' s + \tau_n'^2 s^2)}{s (1 + 2\varsigma \tau_n s + \tau_n^2 s^2)} \qquad (2.16)$$

Le système, qui est de classe 1 (un intégrateur), est caractérisé par une résonance et une antirésonance dont les pulsations valent :

$$\omega_n = 1/\tau_n = 34{,}6\, rad/s$$
$$\omega_n' = 1/\tau_n' = 13{,}69\, rad/s \qquad (2.17)$$

Les coefficients d'amortissement au numérateur et au dénominateur de la fonction de transfert dépendent de la vitesse du véhicule. Ils s'expriment par les relations suivantes :

$$\varsigma = 0{,}0297\, v_{R0}$$
$$\varsigma' = 0{,}068\, v_{R0} \qquad (2.18)$$

Le réglage du correcteur s'effectue en utilisant le lieu des pôles. Le temps de réponse maximal du système en boucle fermé doit rester inférieur à 2 s dans toute la plage de vitesse. Le système présentant une intégration naturelle, un correcteur à action proportionnelle est retenu. Le réglage est réalisé pour obtenir le mode du second ordre à l'amortissement optimal dans les conditions de vitesse les plus défavorables c'est-à-dire lorsque la rame est à l'arrêt. Le gain statique est alors de 260 (Fig. 2.9.a). On vérifie alors que le temps de réponse obtenu reste inférieure à 2 s dans toute la plage de vitesse.

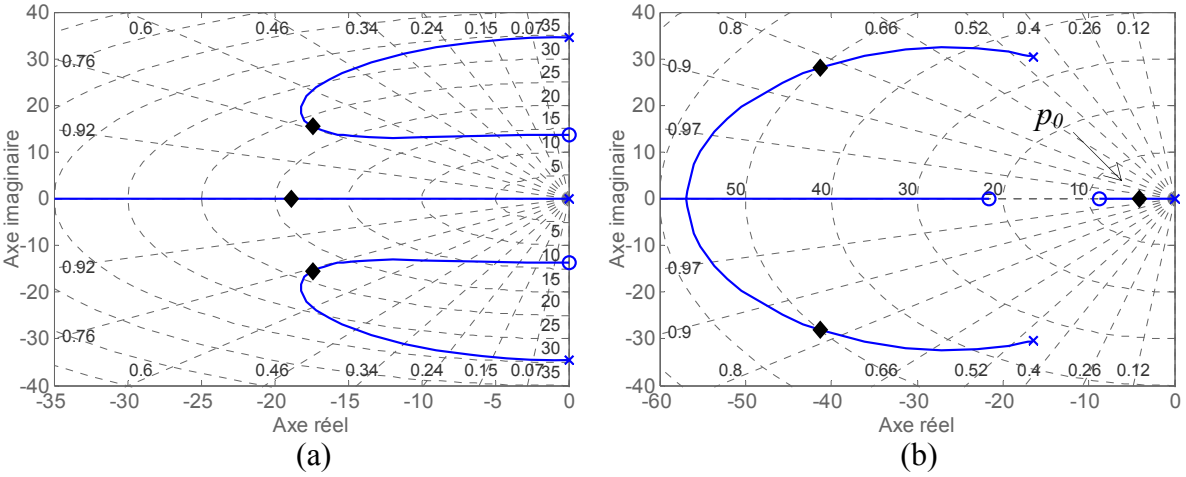


Fig. 2.9 Lieux des pôles du système réglé : (a) v=0 m/s, (b) v=22 m/s

Les points du plan, qui correspondent aux pôles et aux zéros de la fonction de transfert en boucle ouverte, sont respectivement notés par des croix et des ronds. Les points du plan qui correspondent aux racines de l'équation caractéristique sont repérés par des losanges. Les coefficients du polynôme caractéristique dépendants de la vitesse, les lieux des pôles se déforment en fonction de la vitesse. Le temps de réponse le plus grand est relevé à la vitesse de 22 m/s. Le système réglé présente alors un mode dominant déterminé par la racine réelle p_0 qui impose sa dynamique au système, les racines complexes n'ayant pratiquement aucune influence (Fig. 2.9.b). La mesure de la constante de temps est de 0,22 s environ (inverse du module de la racine p_0) et on en déduit le temps de réponse du système qui vaut approximativement 0,66 s.

2.1.2.4. Étude des performances

Nous donnons, à la Fig. 2.10, les réponses de l'algorithme de commande à une vitesse de référence $v_{réf}$ de 16 m/s. Les traits en pointillés représentent la réponse de la commande actuelle. Les réponses de la commande actuelle et de l'algorithme de commande avec planification de la trajectoire de vitesse sont très similaires. L'écart sur les réponses de la vitesse linéaire est très faible. Par la suite, dans les algorithmes présentés, la loi de mouvement, générée par le bloc de trajectoire (noté *GT*), constituera la vitesse de consigne à suivre.

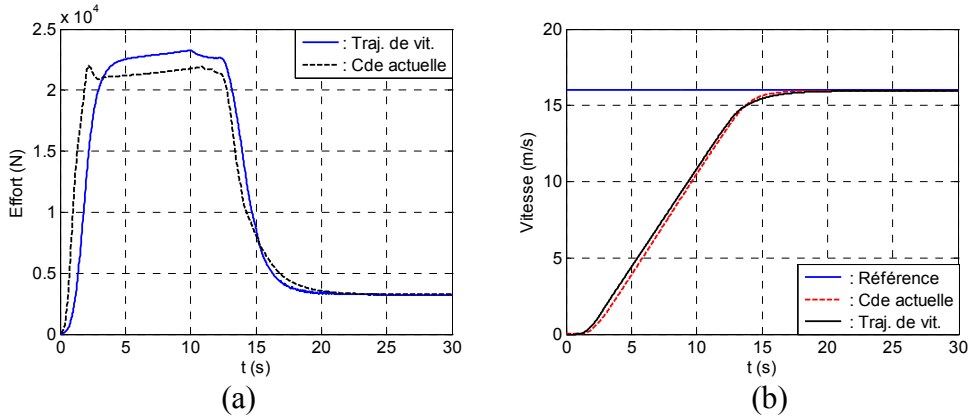


Fig. 2.10 Réponses en vitesse : (a) effort voiture, (b) vitesse linéaire

2.2. Structures de commande de la partie électrique

Nous allons appliquer les règles d'inversion sur la REM de la partie électrique pour en déterminer la Structure Maximale de Commande (SMC). Nous ferons une étude séparée de l'inducteur et de l'induit avant d'en proposer des simplifications. Nous ne considérons qu'une seule voiture.

On rappelle que [BOU 03a, SMM 03] :

- Un élément de conversion est inversé par une inversion directe de ses relations avec une mesure éventuelle de ses entrées de perturbation
- Un élément d'accumulation est inversé indirectement au travers d'un correcteur, d'une mesure de sa sortie et d'une éventuelle mesure de sa perturbation
- Un élément de couplage est inversé à l'aide d'un critère de répartition ou de pondération

Les divers éléments sont représentés par des parallélogrammes en bleu clair, sans barre pour les inversions directes, barrés pour une inversion indirecte (asservissement) (ANNEXE B).

Une Structure Maximale de Commande (SMC) est alors construite en considérant toutes les grandeurs mesurables. Les structures pratiques de commande sont alors déduites dans un deuxième temps par simplification et estimation des grandeurs non mesurables (SMM 03).

2.2.1. Structure Maximale de Commande de l'inducteur

En examinant la chaîne de réglage, on constate que le couplage nécessite la prise en compte du condensateur. L'objectif de cette commande est de contrôler le courant i_{ex} en agissant sur la commande du hacheur m_e. La chaîne de réglage est alors implicite et les règles d'inversion [BOU 00, BOU 03a, SMM 01a] lui sont appliquées pour trouver la SMC de cette partie (Fig. 2.11).

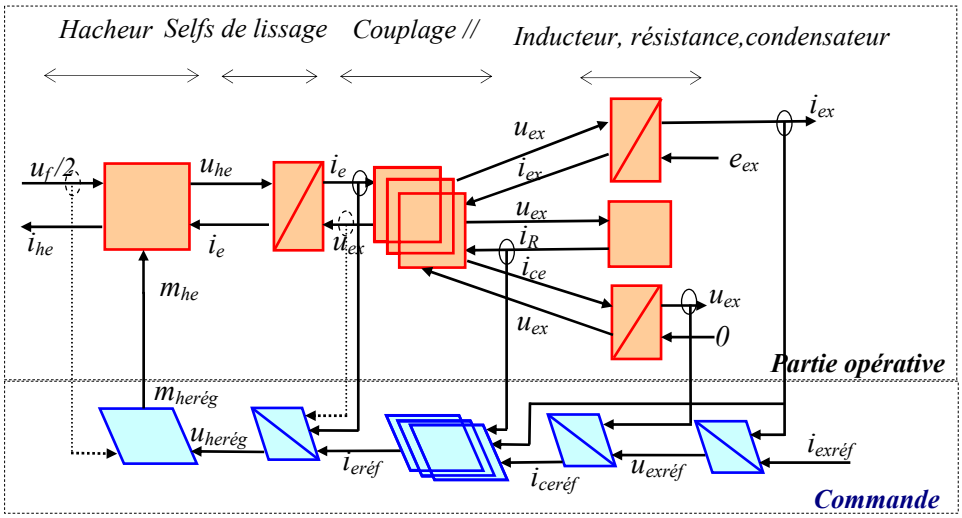


Fig. 2.11 Structure Maximale de Commande du circuit inducteur

-Simulations-

Les courants de référence choisis sont respectivement de 20 et 35A. Les simulations de la SMC précédente sont présentées à la Fig. 2.12. Cette structure de commande nécessite trois boucles de contrôles et requiert trois capteurs (deux de courant et un de tension).

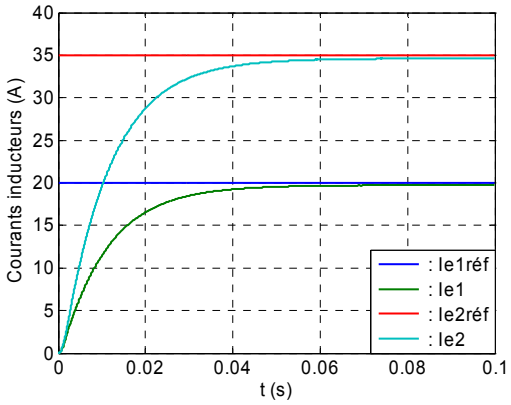


Fig. 2.12 Réponses de la commande inducteur (SMC)

2.2.2. Structure Maximale de Commande de l'induit

La SMC est représentée à la Fig. 2.13.

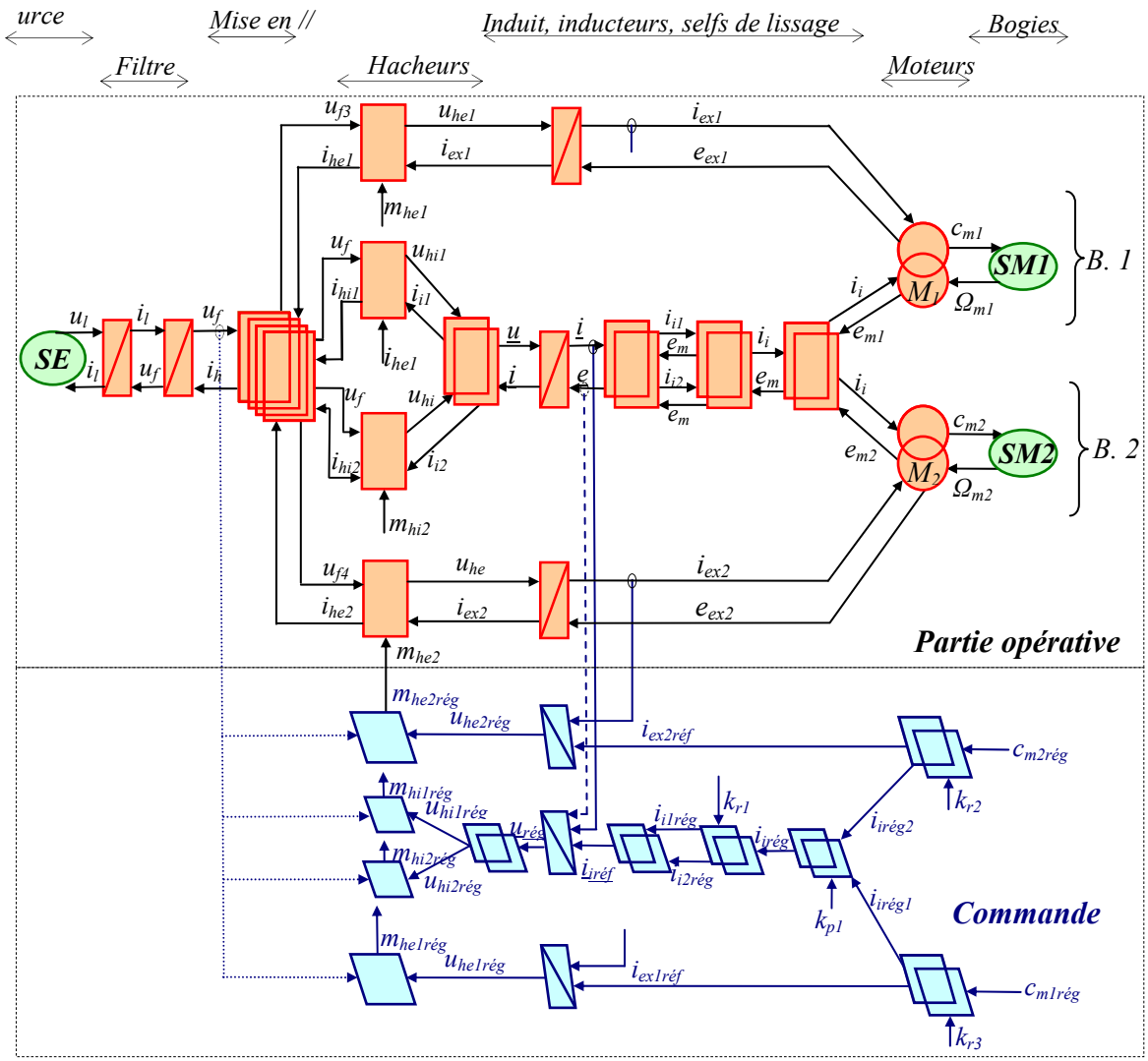


Fig. 2.13 SMC de la partie électrique du VAL 206

Pour des raisons de lisibilité, on ne considère que la SMC de la partie électrique d'une voiture, on assimile alors la partie mécanique de chaque bogie à une source recevant, en entrée le couple délivré par le moteur et délivrant en sortie, la vitesse de rotation de l'arbre du moteur. Les variables de la chaîne de réglage deviennent, dans la SMC, les entrées des actions de référence. La REM de la partie électrique faisant apparaître des couplages, leurs inversions, selon la nature de ces couplages, requièrent des critères [SMM 03, SMM 05]. On dénombre un couplage amont (le couplage amont traduisant l'alimentation en parallèle des hacheurs n'intervient pas dans la SMC) et deux couplages de type aval.

2.2.2.1. Résolution du couplage électrique amont

Le couplage amont génère deux sorties d'action à partir d'une entrée. Son inversion présente alors un problème de bijectivité car, au niveau de la commande, deux références doivent produire l'effet désiré. Ce couplage est résolu par un critère de pondération. Le bloc gérant ce couplage délivre la consigne de référence qui est obtenue par pondération des références réelles en entrée et en leur associant un coefficient de pondération [SMM 01] (Fig. 2.14).

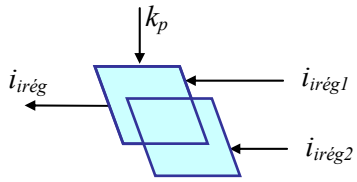


Fig. 2.14 Résolution du couplage électrique amont

Le critère de pondération k_{p1} est relatif à la mise en série des induits. Le courant d'induit de référence est calculé à partir de la contribution pondérée de chaque courant d'induit des machines 1 et 2. La relation s'écrit :

$$i_{ireg} = k_{p1}\, i_{ireg1} + (1 - k_{p1})\, i_{ireg2} \qquad avec \quad 0 \le k_{p1} \le 1 \tag{2.19}$$

2.2.2.2. Résolution des couplages aval

Le couplage aval est caractérisé par une sortie d'action générée par deux entrées d'action. Au niveau de la commande, le bloc de gestion de ce couplage reçoit une entrée de référence et génère deux sorties de référence afin de produire l'effet souhaité. La résolution de ce couplage passe par un critère de répartition [SMM 03] ou chaque sortie de référence est obtenue à partir de la référence d'entrée (Fig. 2.15).

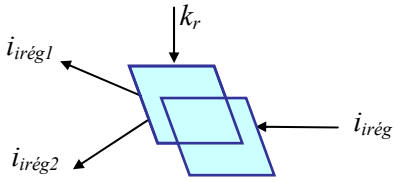


Fig. 2.15 Résolution du couplage aval

Les relations s'écrivent :

$$\begin{cases} i_{1rég1} = k_r\, i_{irèg} \\ i_{irég2} = (1-k_r)\, i_{irég} \end{cases} \qquad avec\ 0 \le k_r \le 1 \tag{2.20}$$

-Couplage électrique relatif à la mise en parallèle des hacheurs-

Le VAL 206 de deuxième génération a été conçu en 1985. La mise en parallèle des deux bras du hacheur d'induit a été réalisée pour résoudre le problème de dimensionnement des composants de puissance (thyristors de type GTO) de l'époque qui ne supportait par la charge maximale (1100 A). Les deux bras fonctionnant en parallèle, le coefficient de répartition k_{r1} vaut alors 0,5.

-Couplage magnétique-

La résolution du couplage magnétique présente une difficulté puisque la relation liant le couple moteur au courant induit et au flux inducteur de la machine n'est pas bijective (2.21).

$$c_m = k_{cc}\ i_e\ \ i_i \tag{2.21}$$

Ce problème est résolu par la relation ci-dessous :

$$\begin{cases} i_{exrég} = k_r \sqrt{\dfrac{c_{mrég}}{k_{cc}}} \\ i_{irég} = \dfrac{1}{k_r} \sqrt{\dfrac{c_{mrég}}{k_{cc}}} \end{cases} \tag{2.22}$$

Le fonctionnement de type "image série" (cf. § 1.3.2) apporte une solution à ce type de problème puisque dans ce cas, le couple moteur est alors lié au courant d'induit par une relation bijective qui s'écrit :

$$c_m = k_{cc1}\ \ i_i^2 \tag{2.23}$$

avec $k_{cc1} = 0{,}057\, k_{cc}\, l_e$ pour la phase 1 du mode "image série".

Dans ce cas particulier, le coefficient de répartition k_r vaut alors 1. Les courants d'induit et d'inducteur de réglage s'écrivent alors :

$$i_{irég} = i_{exrég} = \sqrt{\frac{c_{mrég}}{k_{cc}}} \tag{2.24}$$

Une autre approche est d'imposer le courant dans l'inducteur selon un critère énergétique [LOU 99]. La détermination du coefficient de répartition k_r est détaillée en [BOU 03a]. Les critères de répartition k_{r2} et k_{r3} dépendent donc étroitement de la stratégie de commande adoptée.

-Bilan des couplages avals-

Les couplages de type aval concernant la mise en parallèle des bras du hacheur d'induit sont de nature électrique, et de nature magnétique pour les moteurs. Leurs inversions sont résolues en

utilisant le critère de répartition k_{r1} pour le premier et k_{r2}, k_{r3} respectivement pour chacun des deux moteurs. Les blocs de répartition relatifs aux couplages magnétiques reçoivent en entrée le couple de réglage et fournissent en sortie, les courants d'induit et d'inducteur. Ces courants d'induit étant représentés par un vecteur d'état dans la REM, leur contrôle est alors de nature vectorielle. L'algorithme de commande fait donc apparaître la transformation scalaire-vectoriel pour les courants de référence et la transformation vectoriel-scalaire pour la commande des hacheurs d'induit.

2.2.3. Simplification de la Structure Maximale de Commande

La SMC est construite en considérant toutes les grandeurs mesurables. Elle nécessite alors un maximum d'opérations et donc de capteurs. La simplification de la SMC permet de limiter le nombre d'opérations et conduit de ce fait à la réduction des temps de calcul.

2.2.3.1. Inducteur

La fonction de transfert liant le courant inducteur à la tension du hacheur (ANNEXE C.1) s'écrit :

$$\frac{i_e}{u_e} = \frac{1}{(r_{let}+r_e)+\frac{r_e r_{le}}{R_e}+((l_e+l_{let})+\frac{r_e l_{let}+l_e r_{let}}{R_e}+r_e r_{let}C_e)s+(\frac{l_e l_{let}}{R_e}+C_e(r_e l_{let}+l_e r_{let}))s^2+l_e l_{let}C_e s^3} \tag{2.25}$$

Le système est d'ordre 3. L'application numérique montre que la contribution des pôles p_2 (-617) et p_3 (-2300) étant négligeable devant celle du pôle p1 (-4,3), le système présente alors un mode dominant, le filtre LC n'ayant pour seul objectif que de lisser l'effet de la modulation. L'algorithme de commande est simplifié puisque seul, le courant inducteur est contrôlé.

La commande locale équivalente ne fait en conséquence appel qu'à une seule boucle de contrôle (celle du courant inducteur). Le correcteur est du type proportionnel intégral. Le système étant d'ordre 2, le réglage est réalisé pour que le système présente un temps de réponse comparable à celui de la SMC (T_r=0,04 s). Nous présentons, à la Fig. 2.16, la réponse du courant inducteur pour les mêmes consignes que celles de la SMC (20 et 35 A). Les résultats sont très proches de celles obtenus avec la SMC (Fig. 2.12).

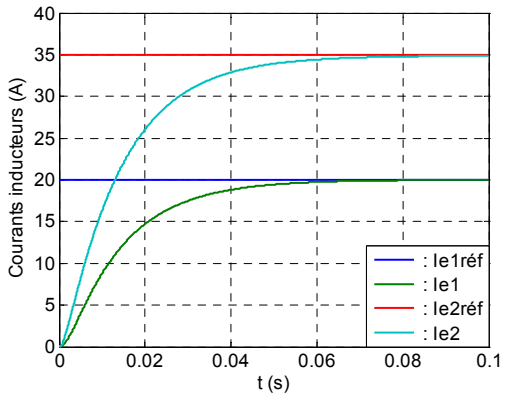


Fig. 2.16 Réponses de la commande inducteur (commande locale)

Par la suite, on privilégiera la commande locale qui diminue les temps de calculs (Fig. 2.17)

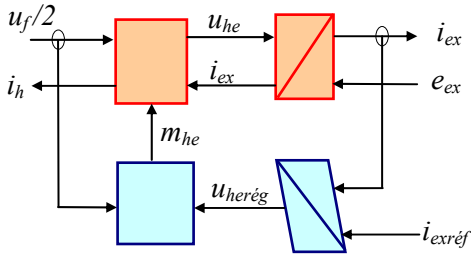
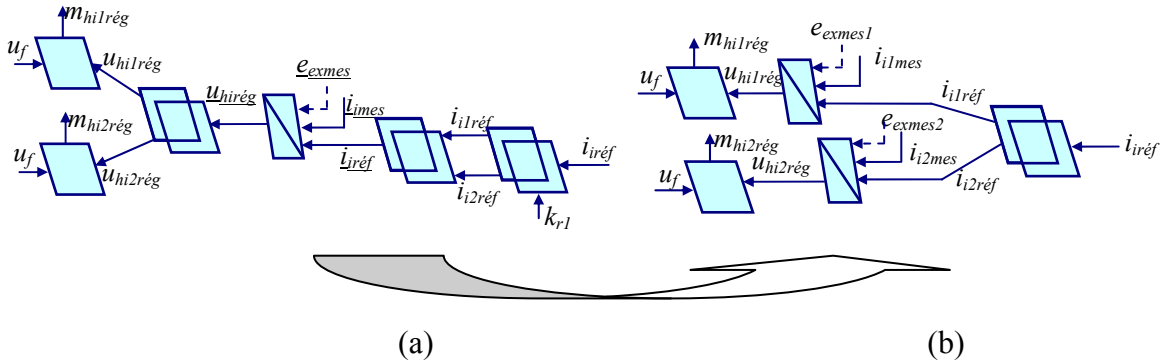


Fig. 2.17 Commande locale des courants inducteurs

2.2.3.2. Induit

La valeur moyenne des courants dans chaque bras du hacheur d'induit étant identiques, il n'est donc pas utile de les contrôler séparément. La SMC peut alors être simplifiée en ne contrôlant que le courant traversant les induits (comme dans la commande actuelle du VAL 206). La simplification s'établit en deux temps. En premier lieu, on fait apparaître explicitement les deux correcteurs relatifs au contrôle des courants dans les branches du hacheur d'induit (Fig. 2.18).



(a) (b)

Fig. 2.18 Contrôle des courants d'induit : (a) vectoriel, (b) scalaire

La deuxième étape est de déplacer le coefficient de répartition en amont des correcteurs. On fait l'hypothèse de correcteurs C_h strictement identiques. L'expression des tensions de référence des hacheurs s'écrit :

$$\begin{aligned} u_{hi1rég} &= C_h\,(i_{i1réf} - i_{i1mes}) + e_{exmes1} \\ u_{hi2rég} &= C_h\,(i_{i2réf} - i_{i2mes}) + e_{exmes2} \\ e_{exmes} &= e_{exmes1} = e_{exmes2} \end{aligned} \qquad (2.26)$$

En introduisant le coefficient de répartition k_{r1}, il vient :

$$\begin{aligned} u_{hi1rég} &= C_h\,k_{r1}(i_{iréf} - i_{imes}) + k_{r1}e_{exmes} \\ u_{hi2rég} &= C_h\,(1-k_{r1})(i_{iréf} - i_{imes}) + (1-k_{r1})e_{exmes} \end{aligned} \qquad (2.27)$$

On fait alors apparaître la tension de réglage du hacheur d'induit :

$$\begin{aligned} u_{hirég} &= u_{hi1rég} + u_{hi2rég} \\ u_{hirég} &= C_h(i_{iréf} - i_{imes}) + e_{exmes} \end{aligned} \tag{2.28}$$

On déduit alors le coefficient de modulation du hacheur d'induit :

$$m_{hirég} = u_{hirég} / u_f \tag{2.29}$$

Le rapport de modulation de réglage de chaque bras s'écrit :

$$\begin{cases} m_{hi1rég} = k_{r1}\, m_{hirég} \\ m_{hi2rég} = (1 - k_{r1})\, m_{hirég} \end{cases} \tag{2.30}$$

On aboutit à une stricte équivalence par le déplacement du coefficient de répartition avec comme seule hypothèse d'avoir des correcteurs identiques (Fig. 2.19). Dans ces conditions, le coefficient de répartition est placé en sortie de la linéarisation dynamique.

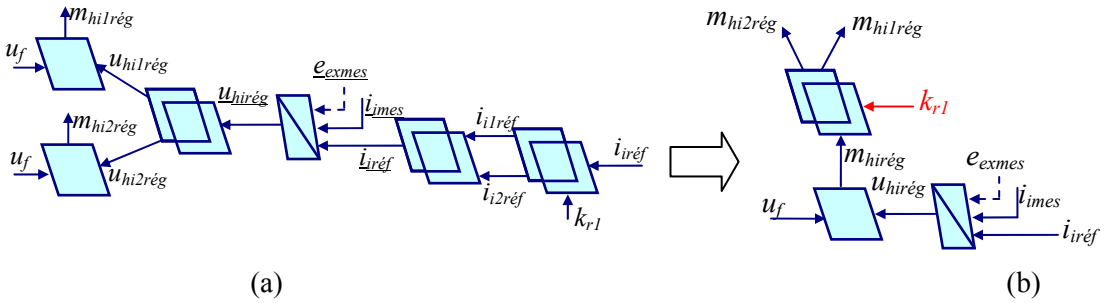


Fig. 2.19 Equivalence du contrôle du courant d'induit : (a) vectoriel, (b) scalaire

La SMC simplifiée est présentée à la Fig. 2.20. Le nombre de capteurs s'élève à 3 puisque seul, le courant traversant les induits des machines est contrôlé. Le processus d'inversion systématique de la REM détermine le contrôle séparé des couples moteurs de la voiture. Cette approche très générale de la SMC permet, par une résolution particulière des couplages, de concevoir différents types d'algorithmes de commande. Nous présentons ci-après, deux applications particulières déduites de la SMC. La première est relative à la commande actuelle de la partie électrique du VAL 206. La deuxième application concerne une stratégie de commande ayant la particularité d'assurer un contrôle indépendant du couple moteur de chaque essieu d'une même voiture.

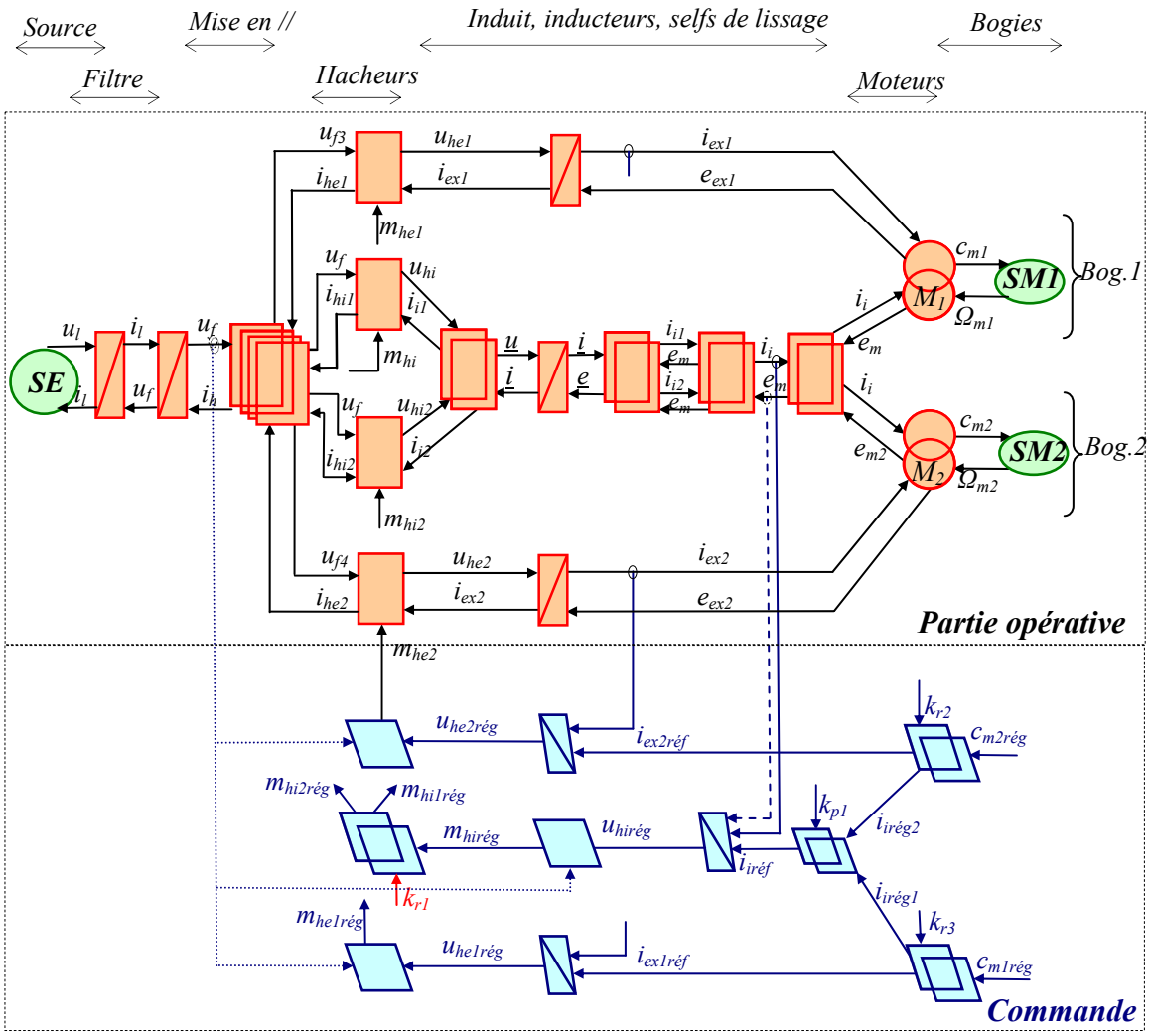


Fig. 2.20 SMC simplifiée de la partie électrique du VAL 206 avec contrôle du courant d'induit

2.2.4. Application à la commande actuelle du VAL 206

Le courant d'induit de référence provient, dans la SMC présentée à la Fig. 2.20, des couples de réglage en provenance des 2 bogies. Dans la commande actuelle, le même couple de référence est utilisé ce qui impose des couples moteurs identiques sur les deux machines d'une voiture. Les courants d'induit sont alors identiques de même que les courants inducteurs.

La commande peut donc être considérée comme une simplification de la SMC. Le coefficient de pondération k_{p1} vaut alors 0 ou 1 rendant compte d'une structure maître-esclave [VUL 02] (Fig. 2.21).

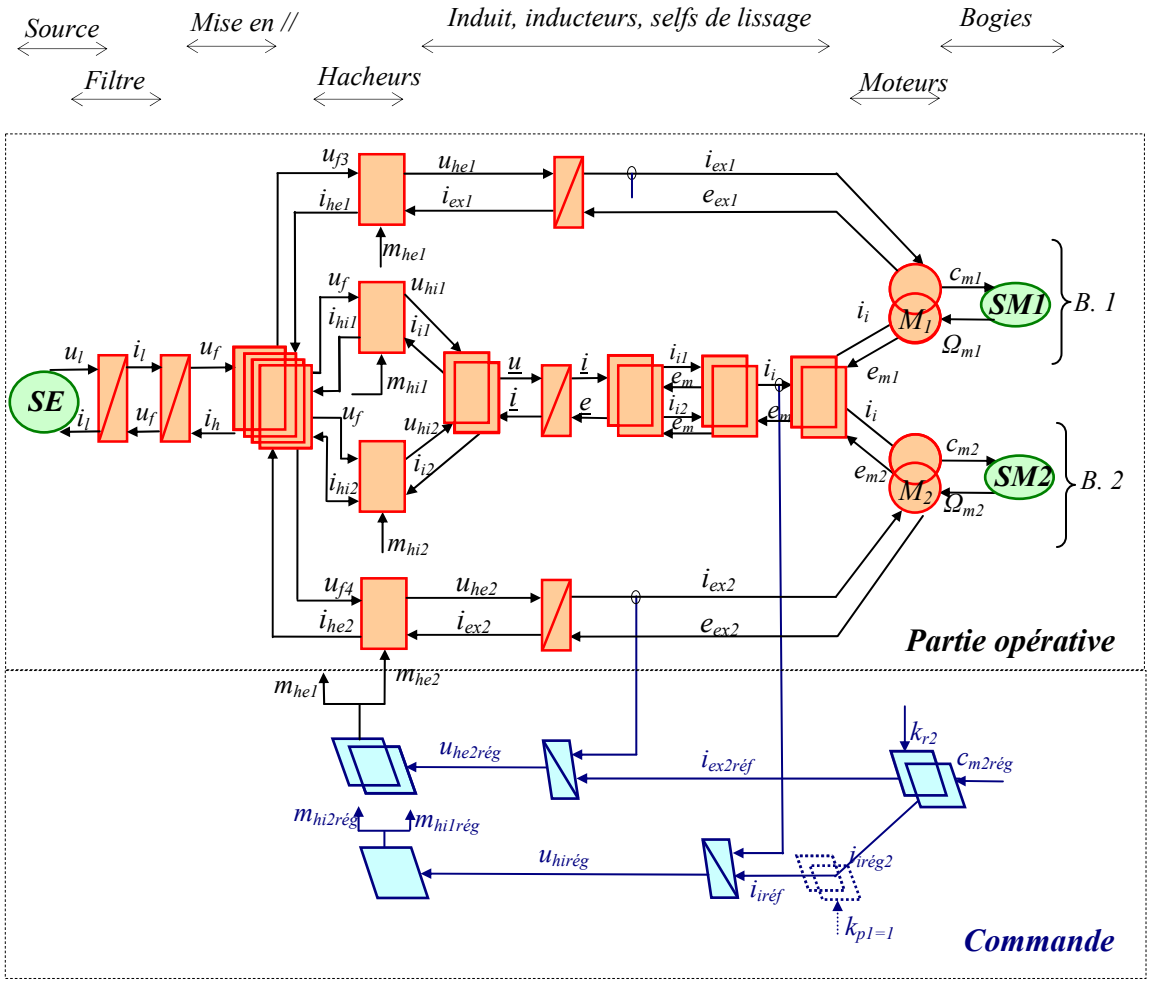


Fig. 2.21 Architecture de la commande actuelle du VAL 206

Il est à noter que la compensation de la perturbation (f.e.m. des moteurs) n'est pas prise en compte dans la commande actuelle. Il en est de même concernant la linéarisation dynamique. Cet algorithme de commande a fait l'objet d'essais expérimentaux (cf. § 1.4.1.1.3). Les enregistrements des courants d'induit et d'inducteur ont été comparés aux simulations et ont confirmé la validation du modèle électrique.

2.2.5. Stratégie de commande à couple prioritaire

L'objectif de cette commande réside dans le contrôle séparé des couples des machines de chaque motrice. Il est alors nécessaire d'avoir un 3^{ém} degré de liberté. Ce dernier est obtenu par une commande adapté des transistors de puissance des hacheurs d'inducteurs (ANNEXE C.1). Si la commande précédente privilégie la simplicité et la robustesse [JAH 01], elle n'offre en contrepartie que 2 degrés de liberté et ne permet pas le contrôle indépendant des couples moteurs. Par la suite, on considérera la pleine tension aux bornes de chaque hacheur d'excitation (u_{f3}= u_{f4}= u_f).

2.2.5.1. Gestion d'une machine

On reprend la résolution générale du couplage définie en 2.2.2.2. Le courant inducteur est fixé à sa valeur nominale puis de le diminuer avec la montée en vitesse de la machine (critère énergétique). Dans ces conditions, le problème de bijectivité est résolu car le courant inducteur étant connu, le courant induit de référence se déduit à partir du couple de réglage.

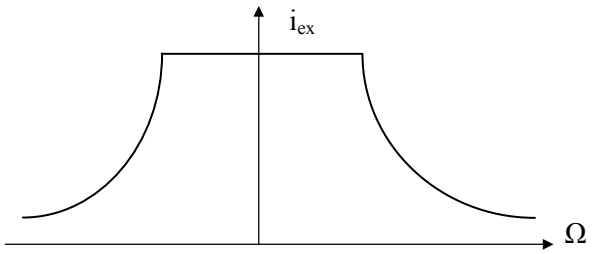


Fig. 2.22 : Loi d'évolution du courant inducteur

On déduit alors les relations liant les courants inducteurs et induits :

$$\begin{cases} i_{exréf} = f(\Omega) \\ i_{iréf} = \dfrac{c_{mréf}}{k_{cc}\, i_{exréf}} \end{cases} \tag{2.31}$$

Le courant inducteur étant imposé, le coefficient de répartition s'écrit :

$$k_r = \sqrt{\frac{i_{exréf}}{i_{iréf}}} \tag{2.32}$$

2.2.5.2. Gestion de 2 machines

L'inversion des couplages magnétiques des machines est réalisée par la structure de blocs de la Fig. 2.23 [BOU 03a]. Le couplage électrique amont traduisant la mise en série des induits requiert toujours, pour sa résolution, le critère de pondération k_{p1}.

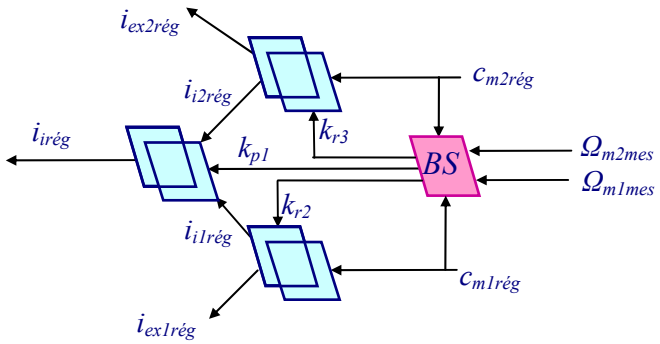


Fig. 2.23 : Inversion des couplages

Les induits des machines étant câblés en série, leurs courants sont identiques (i_{i1}=i_{i2}). Pour obtenir des couples différents, il faut alors obtenir des courants inducteurs différents. Il convient

de remarquer que le courant inducteur de la première machine est maximale (critère énergétique), alors que celui de la deuxième est forcément inférieure. Dans ces conditions, du point de vue énergétique, la commande de la seconde machine n'est alors pas optimale.

La Fig. 2.24 illustre les étapes conduisant à la détermination des courants d'induit et d'inducteur lorsque le couple de référence $c_{m1réf}$ est supérieur au couple $c_{m2réf}$.

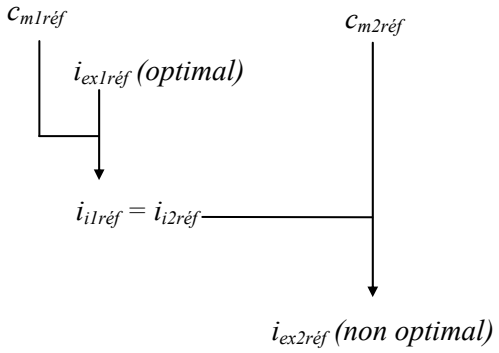


Fig. 2.24 Détermination des courants d'induit et d'inducteur

Chaque bloc de commande détermine, à partir du couple moteur de réglage, le courant inducteur ainsi que le courant induit de référence. Deux entrées par bloc sont nécessaires pour établir la commande sachant que l'entrée additionnelle est ici le paramètre de répartition. Le bloc de stratégie, qui reçoit en entrée les informations du couple de référence et de la vitesse des moteurs, délivre en sortie les paramètres k_{r2}, k_{r3}, et k_{p1}. Il convient de noter que chaque couple en entrée du bloc de stratégie est comparé au couple maximal que peut délivrer la propulsion et qui dépend de la vitesse du moteur. Un algorithme de décision détermine alors le couple maximum de commande pour chaque essieu ce qui évite les saturations au niveau de la chaîne de commande. Les paramètres k_{r2}, et k_{r3} sont calculés à partir de cette valeur. Le paramètre k_{p1} délivré par le bloc, dépend étroitement de la stratégie de commande adoptée. L'inversion des couplages de la Fig. 2.23 correspond à une commande globale du système puisque à partir des 2 blocs de commande et d'un bloc de stratégie, la commande de la partie électrique est définie complètement.

2.2.5.3. Algorithme de commande

L'algorithme de calcul est donné à la Fig. 2.25.

Si $c_{m1rég} \geq c_{m2rég}$ **alors** $k_{p1}=1$
Sinon $k_{p1}=0$

Si $k_{p1}=1$ **alors** $k_{r2} = i_{ex1rég}\sqrt{\dfrac{k_{cc}}{c_{m1rég}}}$, $k_{r3} = \dfrac{1}{i_{i2rég}}\sqrt{\dfrac{c_{m2rég}}{k_{cc}}}$

Sinon $k_{r2} = \dfrac{1}{i_{i1rég}}\sqrt{\dfrac{c_{m1rég}}{k_{cc}}}$, $k_{r3} = i_{ex2rég}\sqrt{\dfrac{k_{cc}}{c_{m2rég}}}$

Fig. 2.25 Algorithme de commande à couple prioritaire

La stratégie de commande à couple prioritaire est représentée à la Fig. 2.26.

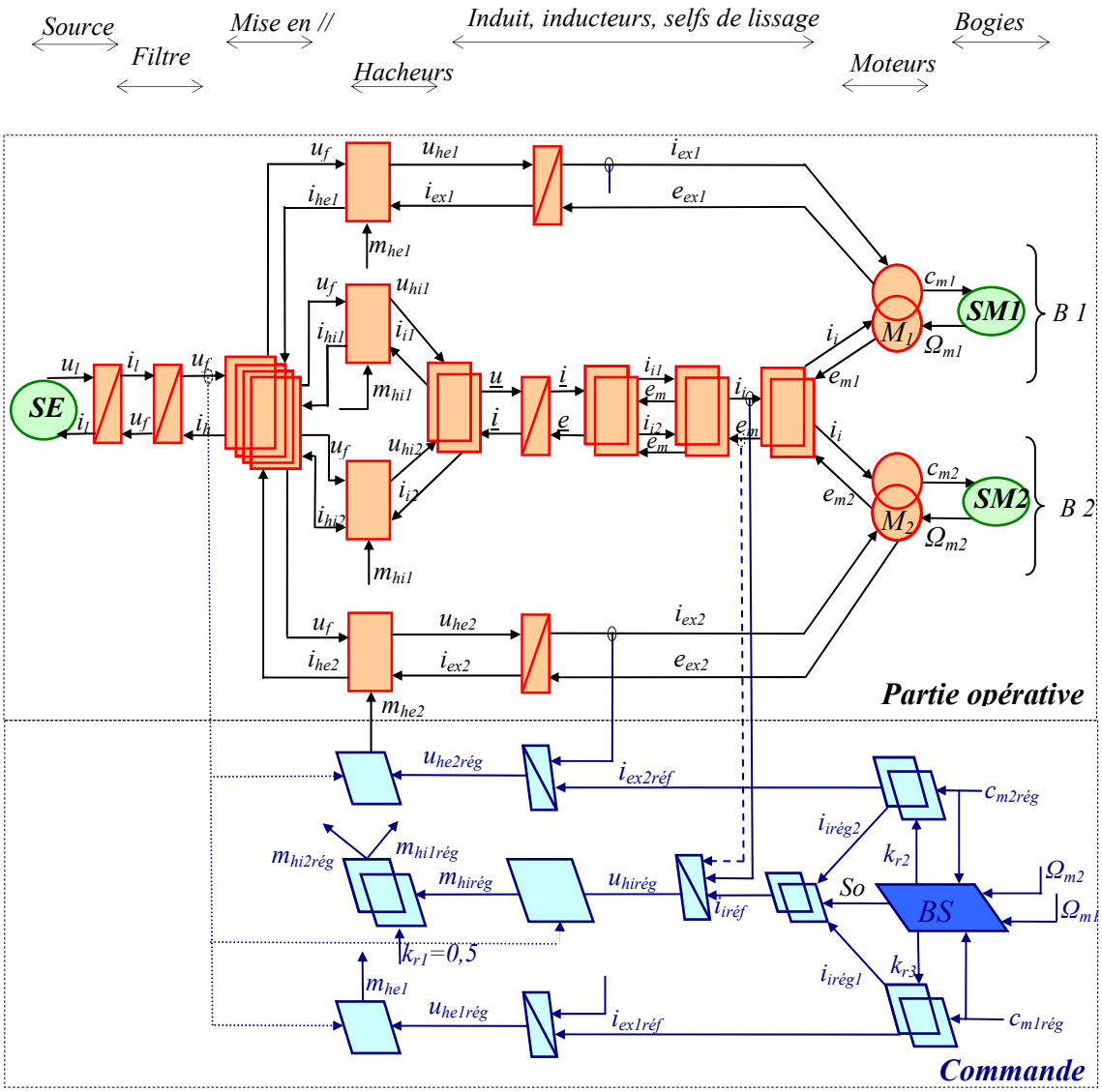


Fig. 2.26 Commande à couple prioritaire

Par définition, le bloc "maître" est celui qui présente le plus fort couple en entrée de référence. Dans ces conditions, le courant inducteur correspondant est alors imposé (critère énergétique) et le courant induit est déterminé par les coefficients de répartition k_{r2} et k_{r3}. Pour la machine "esclave", le courant induit étant imposé, le courant inducteur se déduit.

En cas de perturbation relative par exemple à une perte d'adhérence sur une roue, le couple de référence de l'essieu perturbé décroît (voire s'annule) afin de retrouver les conditions d'adhésion. Deux cas de figure se présentent selon que la perturbation intervient sur l'essieu de la machine "maître" ou "esclave". Dans le premier cas, le bloc "maître" devient "esclave" et les courants induit et inducteur se déterminent par la même méthodologie. Dans le deuxième cas, il n'y a pas de commutation "maître-esclave" et seul le courant inducteur de la machine "esclave" est recalculé. Cette structure de fonctionnement assure un véritable découplage de la commande des couples moteurs et cela malgré le fort couplage électrique du système. L'utilisation des paramètres de répartition relatifs aux couplages magnétiques permet de conserver la même entrée de couplage quelque soit la machine (maître ou esclave).

Le bloc de stratégie reçoit quatre entrées et délivre trois sorties. L'algorithme de calcul détermine en permanence, à partir de ces entrées, la valeur maximale que peut fournir le système de propulsion. Les informations de vitesse permettent de déduire le flux dans chaque machine ainsi que le couple maximal qui est alors comparé au couple de réglage.

Il convient de noter que, nominalement, les couples de référence en entrée du bloc de stratégie sont suffisamment proches ce qui risque d'induire des commutations intempestives du coefficient de pondération avec des sauts sur les valeurs du courant d'induit de référence. Celles-ci étant identiques, la difficulté peut alors être contournée en fixant le coefficient de pondération égal à 0,5.

2.2.5.4. Simulations

L'essai consiste à générer un couple de référence sous la forme d'une rampe pour ne pas stimuler la résonance de la partie mécanique. Au bout de 3 secondes, le couple de référence de la première machine est diminué de 50% pendant 1 seconde puis retrouve sa valeur nominale (Fig. 2.27).

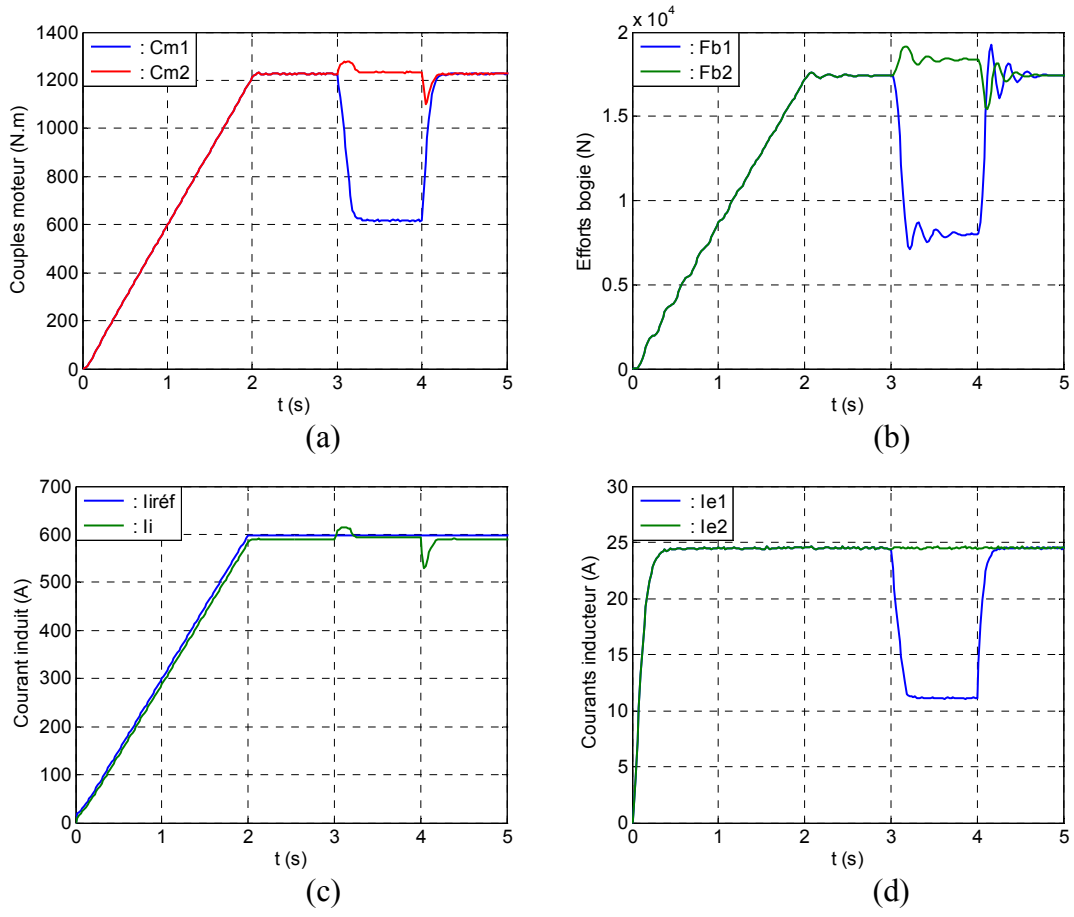


Fig. 2.27 Stratégie à couple prioritaire : (a) couple moteur, (b) efforts bogie, (c) courant induit, (d) courant inducteur

La variation du couple de référence sur la première machine se traduit par une diminution du courant inducteur sur cette machine, le courant induit restant inchangé au régime transitoire

près. Ce dernier est lié à la variation subite du flux dans l'inducteur. Il en résulte une variation de la f.e.m. totalisée qui est à l'origine de cette perturbation.

2.3. Structures de commande de la partie mécanique

On applique les mêmes règles d'inversion que pour la partie électrique. La partie mécanique comportant des éléments non linéaires qui sont en REM représentés par des doubles triangles. Chaque élément est inversé indirectement au travers d'un correcteur et d'une mesure de sa sortie.

2.3.1. Structure Maximale de Commande

La REM simplifiée du bogie est donnée à la Fig. 1.30. On considère que toutes les grandeurs sont accessibles et mesurables. Pour des raisons de lisibilité, la SMC de la partie électrique a été remplacée par deux sources mécaniques équivalentes commandées, représentant chacune le couple délivré par chaque moteur. Nous faisons l'hypothèse qu'à chaque instant, chaque couple moteur est égal au couple de référence correspondant. Les éléments d'accumulation sont classiquement inversés par des relations d'asservissements. La REM de la partie mécanique fait apparaître deux couplages amont, tous deux relatifs à chaque pont différentiel. Les trois couplages aval traduisent la répartition des efforts délivrés au niveau de chacune des roues des bogies. L'inversion de la REM pose des problèmes liés aux couplages définis ci-dessus ainsi qu'à la présence d'éléments non linéaires (jeux mécaniques, contacts roue-sol).

2.3.1.1. Inversion des couplages mécaniques amonts

L'inversion des couplages amonts, relatifs aux ponts différentiels, est résolue par les critères de pondération k_{p2} et k_{p3}. Ils déterminent, pour chaque essieu, la contribution de chaque entrée (les couples délivrés par les arbres de sortie du pont différentiel) pour produire le couple de sortie (le couple de référence délivré par le réducteur de pont). Les relations s'écrivent :

$$\begin{aligned} c_{d1réf} &= 2\,[k_{p2}\;\; c_{d11rég} + (1-k_{p2})\, c_{d12rég}] \qquad avec \quad 0 \le k_{p2} \le 1 \\ c_{d2réf} &= 2\,[k_{p3}\;\; c_{d21rég} + (1-k_{p3})\, c_{d22rég}] \qquad avec \quad 0 \le k_{p3} \le 1 \end{aligned} \tag{2.33}$$

2.3.1.2. Inversion des couplages mécaniques avals

Le critère de répartition k_{r6}, qui réalise l'inversion du couplage aval relatif au convertisseur mécanique représentant le châssis du véhicule, définit la répartition des efforts $F_{b1rég}$ et $F_{b2rég}$ vers chaque bogie. Il reçoit en entrée l'effort de réglage ($F_{vrég}$) délivré par le contrôle de la vitesse. Il s'exprime par la relation suivante :

$$\begin{cases} F_{b1réf} = k_{r6}\, F_{vrég} \\ F_{b2réf} = (1-k_{r6}) F_{vrég} \end{cases} \quad avec \quad 0 \le k_{r6} \le 1 \tag{2.34}$$

Les critères de répartition k_{r4} et k_{r5} déterminent la contribution des efforts de traction que doivent développer les roues à partir de l'effort de référence appliqué au bogie. Les relations pour le bogie 1 s'écrivent :

$$\begin{cases} F_{11réf} = k_{r4}\, F_{b1rég} \\ F_{12réf} = (1 - k_{r4}) F_{b1rég} \end{cases} \quad avec \quad 0 \le k_{r4} \le 1 \tag{2.35}$$

Celles relatives au bogie 2 sont :

$$\begin{cases} F_{21réf} = k_{r5}\, F_{b2rég} \\ F_{22réf} = (1 - k_{r5}) F_{b2rég} \end{cases} \quad avec \quad 0 \le k_{r5} \le 1 \tag{2.36}$$

Lorsque les coefficients k_{r4} et k_{r5} sont égaux à 0,5, les efforts de consigne sont uniformément répartis au niveau du contrôle des roues (commande par équirépartition [BOU 02]). Les valeurs des coefficients de pondération sont liées à celles des coefficients de répartition et valent également 0,5 pour une commande de type équirépartition. Par bogie, le couple de consigne est calculé à partir des informations relatives à chaque roue.

2.3.1.3. Inversion des éléments non linéaires

Deux types d'éléments non linéaires interviennent dans la REM de la Fig. 1.30. Le premier est relatif au réducteur de vitesse qui comporte des jeux mécaniques de transmission et le deuxième, à la loi de contact roue-sol. Leur inversion relèverait, en toute rigueur, de l'application des outils des systèmes non linéaires [HE 01, JAN 01, MAT 01, NIS 99].

Le réducteur de vitesse comporte un élément d'accumulation (cf. § 1.2.2). La présence de jeux mécaniques de transmission rend ce système non linéaire. L'inversion du réducteur de vitesse, qui est réalisée par une relation d'asservissement, est donnée à la Fig. 2.28.

L'application de la technique neuronale à l'estimation des forces de traction semble bien adaptée au caractère rigide de la relation à inverser [MAT 03]. Cette technique, qui repose sur l'interconnexion de neurones est néanmoins lourde à la mise en œuvre et présente des temps de calcul importants.

Les inversions de ces éléments non-linéaires sont réalisées par des relations d'asservissement (Fig. 2.28) qui seront développés dans la partie suivante.

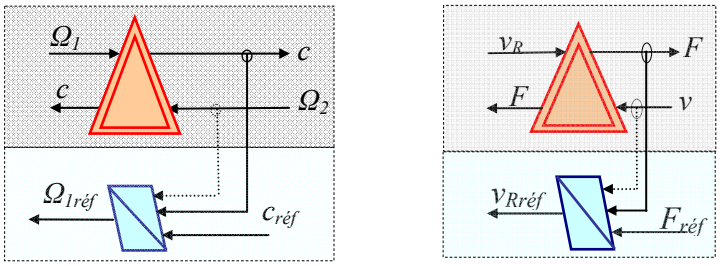


Fig. 2.28 Inversion d'éléments non-linéaires : (a) réducteur de vitesse, (b) contact roue-sol

2.3.1.4. Structure Maximale de Commande de la boucle de vitesse

Le nombre d'asservissements et de capteurs est important car la SMC obtenue correspond à la démarche utilisée (Fig. 2.29) : chaque élément d'accumulation et non-linéaire est inversé par une relation d'asservissement. La partie commande de la SMC obtenue correspond à un effet

"miroir" de la partie opérative sachant que les couplages amont et aval sont résolus par les critères de pondération et de répartition.

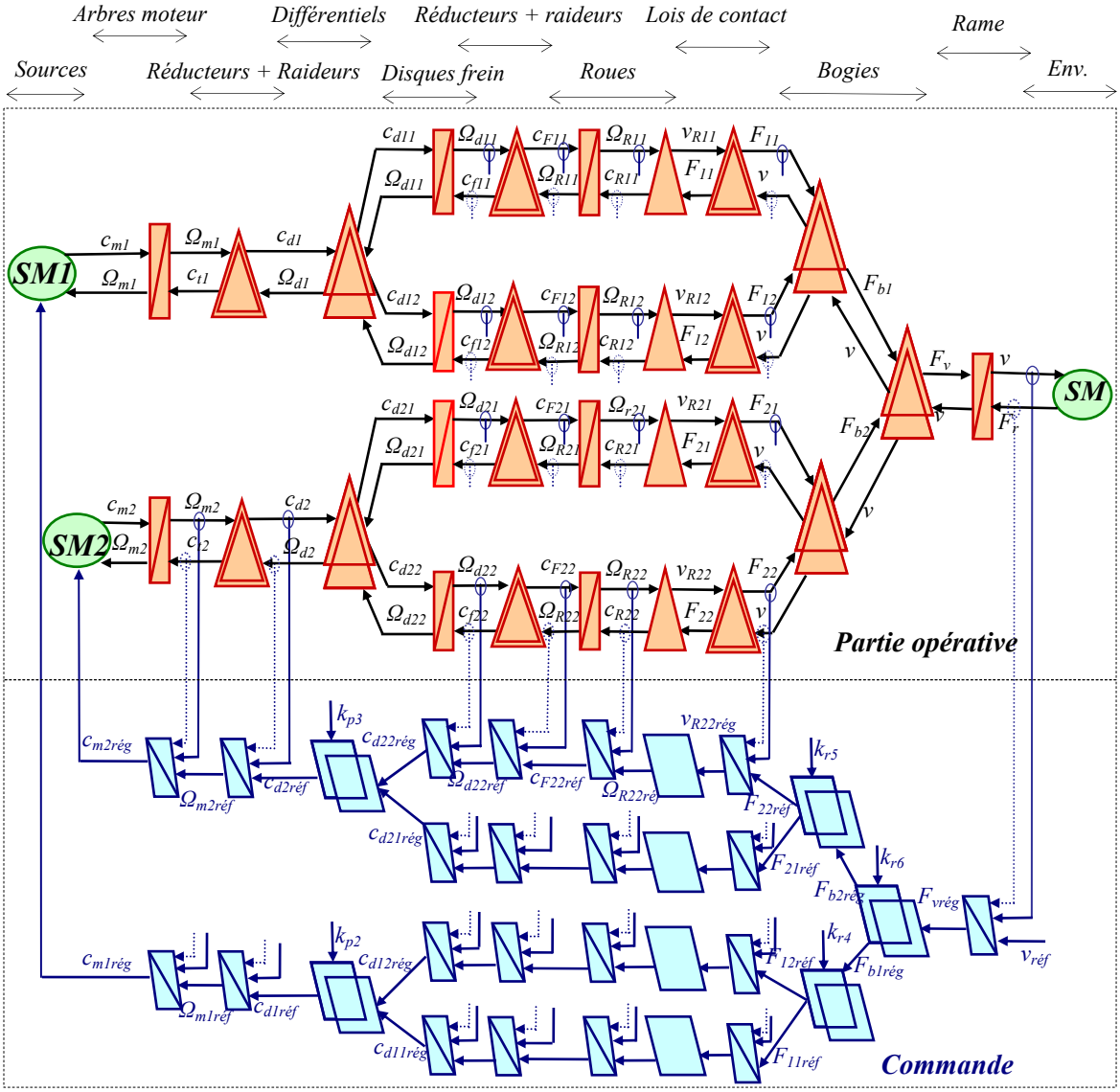


Fig. 2.29 SMC de la partie mécanique

2.3.2. Structure Pratique de Commande 1

Pour une application pratique, la SMC de la Fig. 2.29 comporte beaucoup trop d'opérations et de capteurs. Cet algorithme de commande présente en théorie un grand nombre de solutions possibles. Deux applications couramment utilisées sont la commande de type "valeur moyenne" (k_r= k_p=0,5) et la commande "maître-esclave" (k_r= k_p=0 ou 1). Cette dernière est particulièrement utilisée en milieu industriel car elle simplifie considérablement l'algorithme de commande.

Pour réduire le nombre de boucles de contrôle et de capteurs, deux simplifications sont proposées : la première concerne le contrôle du couple délivré par le réducteur d'entrée et la deuxième est relative à la permutation des blocs de pondération avec les asservissements [BOU 03a]. Il y a toutefois une difficulté induite par la présence de l'élément non linéaire relatif à la

loi de contact. Elle est résolue en effectuant la linéarisation de la caractéristique autour d'un point de fonctionnement.

2.3.2.1. Réducteur d'entrée

Les essais réalisés en atelier ont montré que les jeux mécaniques de transmission ne sont pas ou peu présents sur le réducteur de vitesse du pont différentiel (ANNEXE E). Par ailleurs, la raideur du réducteur d'entrée étant très grande, on peut donc la négliger. Dans ces conditions, l'inertie du moteur de chaque essieu est alors couplée à celles des disques de frein par l'intermédiaire du pont différentiel. Il en résulte un problème d'association d'objets. Les inerties des disques de frein étant identiques, on montre que celles-ci peuvent alors être globalisées avec celle du moteur (cf. § D.1). Le contrôle de la vitesse de rotation des disques de frein est alors supprimé pour ne conserver que le contrôle de la vitesse du moteur du bogie.

2.3.2.2. Linéarisation du contact roue-sol

La SMC de la Fig. 2.29 montre que chaque roue nécessite deux contrôles : un pour la vitesse et l'autre pour l'effort. L'approche présentée ci-après est de ne conserver que le contrôle relatif à l'effort développé par la roue. On détermine alors la fonction de transfert liant l'effort F à la sortie de la roue au couple d'entrée c_F. La REM de la roue, incluant la loi de contact roue sol, est donnée à la Fig. 2.30.

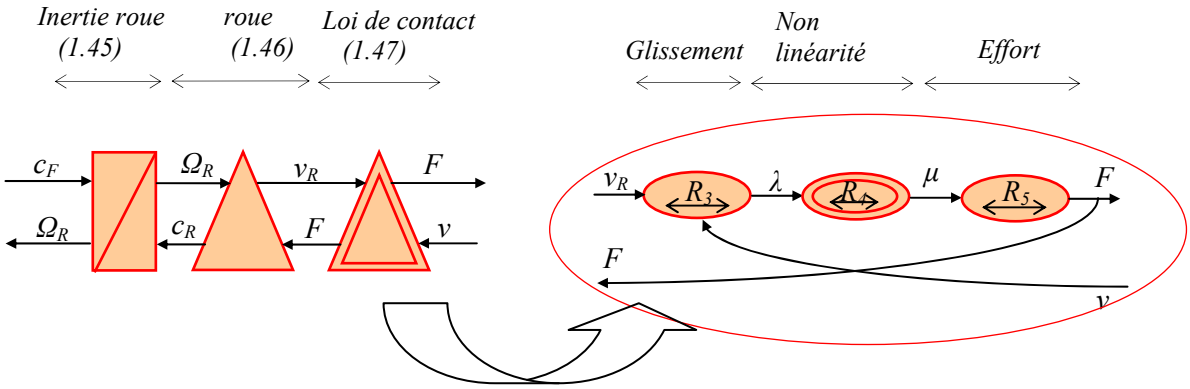


Fig. 2.30 REM de la roue

En considérant de petites variations autour d'un point de fonctionnement, les processeurs de la Fig. 2.30 supportent les relations suivantes :

$$j_r \frac{d\Delta\Omega_R}{dt} = \Delta c_F - \Delta c_R \tag{2.37}$$

$$\begin{cases} \Delta v_R = R\ \Delta\Omega_R \\ \Delta c_R = R\ \Delta F \end{cases} \tag{2.38}$$

$$\Delta\lambda = -\frac{1}{v_{R0}}\Delta v + \frac{v_0}{v_{R0}^2}\Delta v_R \tag{2.39}$$

$$\Delta F = \Delta\mu \, M_R \, g \tag{2.40}$$

$$\Delta F = M_R \frac{d\Delta v}{dt} \tag{2.41}$$

La masse supportée par la roue notée M_R vaut la moitié de celle supportée par le bogie (M_b). La caractéristique donnant le coefficient d'adhérence (μ) en fonction du glissement (λ) est non-linéaire, non-stationnaire et dépend d'un grand nombre de paramètres, en particulier des conditions extérieures (Fig. 1.26). La linéarisation de cette caractéristique est obtenue en considérant des petites variations autour d'un point de fonctionnement d'indice 0 [HAU 97, HOR 97]. Le coefficient k_a, qui représente la pente de la caractéristique d'adhérence en fonction du glissement (Fig. 1.26), a été déterminé par simulation.

$$\Delta\mu = k_a \, \Delta\lambda \tag{2.42}$$

La fonction de transfert, liant l'effort tangentiel développé par la roue à son couple, est déterminée ci-dessous. Les relations (2.39), (2.40), (2.41) et (2.42) permettent d'établir, autour d'un point de fonctionnement d'indice 0, la relation liant la vitesse du véhicule à celle de la roue :

$$\frac{\Delta v}{\Delta v_R} = \frac{1-\lambda_0}{1+\tau_0 \, s} \quad avec \; \tau_0 = \frac{v_{R0}}{k_a \, g} \tag{2.43}$$

On remplace ensuite les variables Ω_R et c_R de la relation (2.37) par celle de la relation (2.38) ce qui fait apparaître une expression comportant les variables Δv_R, Δc_F et ΔF. Il convient alors de remplacer Δv_R par l'expression (2.43) et Δv par la relation (2.41). On obtient alors la relation suivante :

$$\frac{\Delta F}{\Delta c_F} = \frac{K_F}{1+\tau_F \, s}$$
$$avec \; K_F = \frac{R \, M_R (1-\lambda_0)}{j_r + R^2 \, M_R (1-\lambda_0)} \; et \; \tau_F = \frac{j_r \, v_{R0}}{k_a \, g \, (j_r + R^2 \, M_R (1-\lambda_0))} \tag{2.44}$$

Cette expression montre que l'inertie équivalente j_{eR}, qui dépend du glissement autour d'un point de fonctionnement λ_0, s'écrit :

$$j_{eR} = j_r + R^2 \, M_R (1-\lambda_0) \tag{2.45}$$

Lorsque le glissement augmente, l'effort développé par la roue décroit de sorte que le véhicule paraît plus léger. La constante de temps de la fonction de transfert est liée à la vitesse de la roue v_{R0} [HOR 04]. L'application pratique montre que l'inertie de la roue est négligeable devant celle de la masse. Dans ces conditions, l'expression (2.44) se simplifie et devient :

$$\frac{\Delta F}{\Delta c_F} = \frac{K'_F}{1+\tau_F \, s} \quad avec \; K'_F = \frac{1}{R} \tag{2.46}$$

On retrouve alors la relation classique qui lie l'effort tangentiel de la roue à son couple par le rayon moyen de la roue. La relation (2.46) étant du premier ordre, le contrôle de l'effort développé par la roue l'est également. L'inversion de la loi de contact, avec linéarisation autour d'un point de fonctionnement, est donnée à la Fig. 2.31.

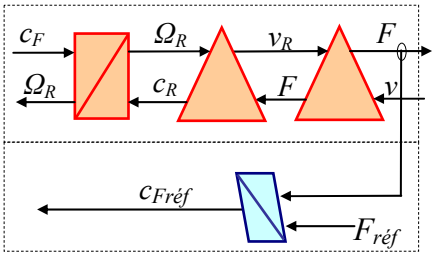
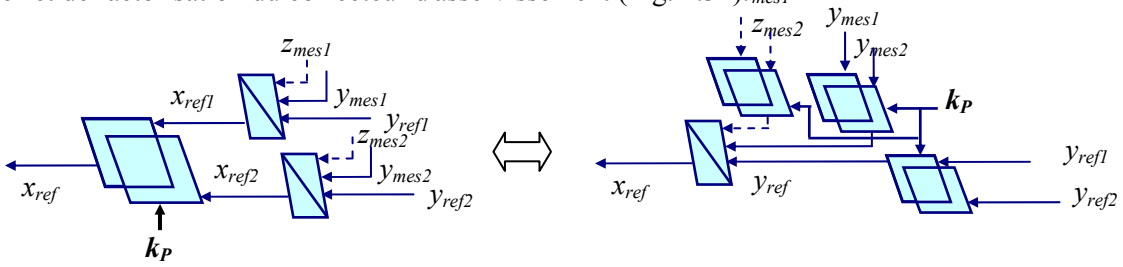


Fig. 2.31 Inversion de la loi de contact avec linéarisation

La synthèse de la commande requiert des précautions particulières puisque la constante de temps varie avec la vitesse. Dans la pratique, le réglage sera réalisé en considérant une vitesse moyenne (10 m/s) [HOR 97].

2.3.2.3. Permutation des blocs

La SMC de la Fig. 2.29 montre que les blocs de répartition et de pondération encadrent quatre asservissements par bogie. On fait l'hypothèse de relations d'asservissement strictement identiques (au niveau de chaque roue). La permutation du bloc de pondération avec un bloc d'asservissements adjacents conduit à la suppression d'un asservissement rendant compte de l'effet de factorisation du correcteur d'asservissement (Fig. 2.32).



(a) (b)

Fig. 2.32 Permutation d'un bloc de pondération avec un bloc d'asservissements : (a) avant permutation, (b) après permutation

Avant permutation (Fig. 2.32.a), l'expression de la variable de sortie $x_{réf}$ en fonction des entrées s'écrit :

$$\begin{aligned} &x_{réf} = k_p x_{réf1} + (1-k_p) x_{réf2} \\ &avec\, x_{réf1} = C(y_{réf1} - y_{mes1}) + z_{mes1} \\ &et \quad x_{réf2} = C(y_{réf2} - y_{mes2}) + z_{mes2} \end{aligned} \tag{2.47}$$

Après développement on trouve :

$$x_{réf} = C[k_p y_{réf1} + (1-k_p) y_{réf2}] + C[k_p y_{mes1} + (1-k_p) y_{mes2}] + [k_p z_{mes1} + (1-k_p) z_{mes2}] \tag{2.48}$$

Cette dernière expression met en évidence l'effet de factorisation du correcteur (Fig. 2.32.b). Cette opération est réalisée autant de fois qu'il y a d'asservissements. Après permutation, le bloc de pondération se retrouve alors sur la mesure de chaque asservissement et éventuellement sur la compensation lorsqu'elle existe. On applique de proche en proche la même méthodologie pour les autres relations d'asservissement. Lorsque toutes les permutations sont effectuées, le bloc de pondération est alors directement connecté au bloc de répartition. Cette configuration amène alors une simplification supplémentaire. La Fig. 2.33 présente la simplification liée à l'association d'un bloc de pondération et d'un bloc de répartition.

Les relations relatives aux blocs de pondération et de répartition s'écrivent :

$$\begin{aligned} &y_{réf} = k_p y_{réf1} + (1-k_p) y_{réf2} \\ &avec\, y_{réf1} = k_r\, y_{réf3} \\ &et \quad y_{réf2} = (1-k_r) y_{réf3} \end{aligned} \tag{2.49}$$

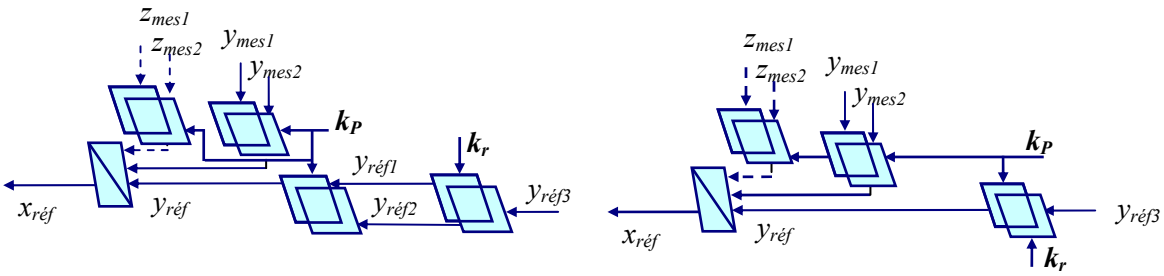


Fig. 2.33 Association d'un bloc de pondération et d'un bloc de répartition : (a) avant association, (b) après association

En développant, on obtient la relation suivante :

$$y_{réf} = (1 - k_p - k_r + 2k_p k_r) y_{réf3} \tag{2.50}$$

La structure pratique de commande 1 (SPC1) de la Fig. 2.34 comporte un nombre de boucles d'asservissement (et donc de capteurs) beaucoup plus faible que celle de la SMC. Néanmoins, la mise en œuvre se révèle toujours délicate puisque cet algorithme nécessite toujours des capteurs de couple et d'effort.

2.3.3. Structure Pratique de Commande 2

La structure de commande présentée ci-après consiste alors à s'affranchir des contrôles de couple et d'effort pour n'utiliser que des contrôles de vitesse.

2.3.3.1. Suppression du capteur d'effort

Dans un premier temps, pour des raisons de simplicité, on ne considère qu'un seul bogie. La suppression du contrôle de l'effort de propulsion est obtenue en considérant l'expression liant la

vitesse linéaire de la rame et celle développée par la roue à partir des relations (2.38) et (2.43). L'expression de la vitesse linéaire en fonction de la vitesse de rotation de la roue s'écrit :

$$\frac{\Delta v}{\Delta \Omega_R} = \frac{R(1-\lambda_0)}{1+\frac{v_{R0}}{k_a\, g}\, s} \tag{2.51}$$

R est le rayon moyen de la roue, λ_0 est le glissement autour du point de fonctionnement, k_a la pente de la caractéristique de glissement, v_{R0} la vitesse de rotation de la roue autour du point de fonctionnement et g l'accélération due à la pesanteur.

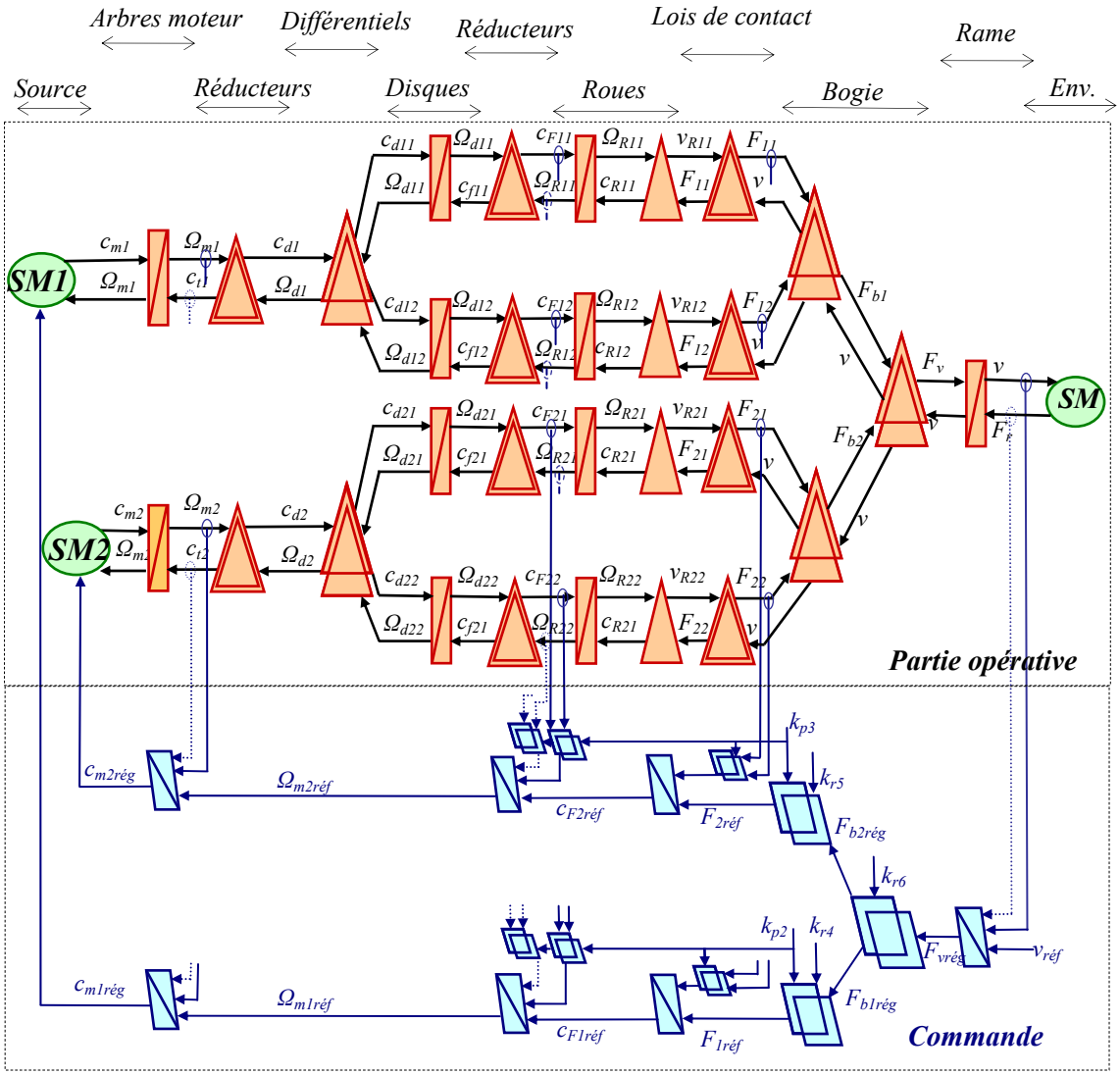


Fig. 2.34 Structure Pratique de Commande 1 (SPC1)

Le processus d'inversion, représenté à la Fig. 2.35, requiert une relation d'asservissement du premier ordre. Le contrôle de la vitesse linéaire de la rame détermine, autour d'un point de fonctionnement, la consigne de vitesse de rotation des roues du bogie.

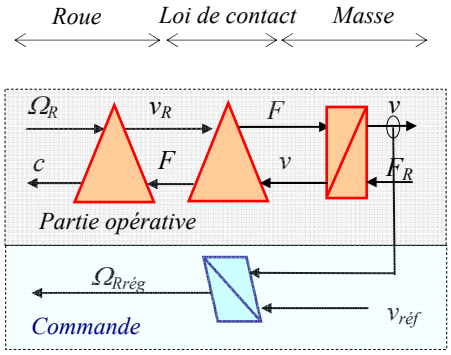


Fig. 2.35 : Suppression du contrôle d'effort

2.3.3.2. Suppression du capteur de couple

La SMC de la Fig. 2.34, conduit au contrôle du couple délivré par les réducteurs de roues. Celui-ci est réalisé par une relation d'asservissement qui est nécessaire en raison de l'élément d'accumulation ramené au niveau du réducteur de vitesse (raideur de la roue) d'une part, mais également pour résoudre la non-linéarité intrinsèque du réducteur de vitesse (jeux mécaniques). En considérant l'inertie de la roue située en aval du réducteur, le contrôle de la vitesse de rotation de la roue remplace alors celui du couple en sortie du réducteur (Fig. 2.36).

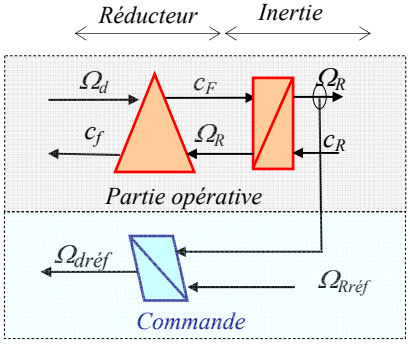


Fig. 2.36 : Suppression du contrôle de couple

En l'absence de jeux mécaniques, la relation d'asservissement est nécessairement relative au contrôle d'un système du deuxième ordre.

2.3.3.3. Algorithme de commande

On applique les deux simplifications énoncées ci-dessus. L'organisation de la commande s'articule alors autour du contrôle de trois vitesses : la vitesse linéaire de la rame, la vitesse des roues ainsi que celle des moteurs (Fig. 2.37). Par rapport à la structure de commande 1, cet algorithme de commande apporte une simplification supplémentaire car le nombre de boucles de contrôle est diminué (5 au lieu de 7). Les compensations des asservissements ne sont pas prises en compte car on se heurte au même problème concernant la mesure des grandeurs de perturbation (couple et effort). Les correcteurs devront être synthétisés en conséquence.

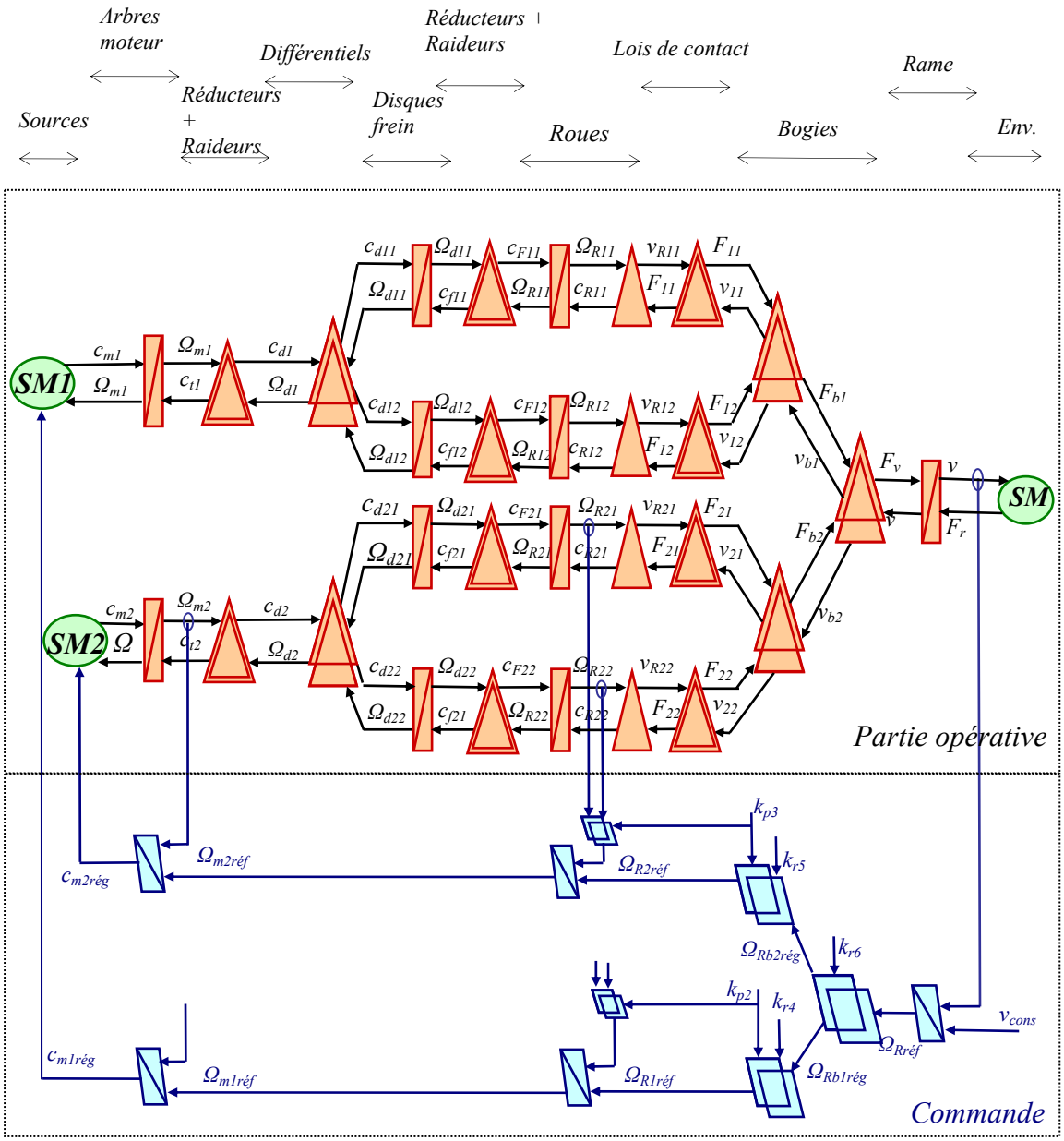


Fig. 2.37 Structure Pratique de Commande 2 (SPC2)

2.3.3.4. Synthèse de la commande

-Hypothèses de linéarité-

A l'exception de la boucle de contrôle de la vitesse de rotation des moteurs, la synthèse des correcteurs des deux autres boucles se heurte à la limite d'analyse des systèmes linéaires, et nécessiterait, en toute rigueur, de faire appel à des outils d'analyse non linéaires [TAO 95, YAN 96, SEL 99, CAM 00]. La synthèse de la commande nécessite, pour l'application des outils d'analyse des systèmes linéaires, de prendre en compte des hypothèses simplificatrices de linéarité. La première, qui concerne principalement la boucle de contrôle centrale, est de ne pas tenir compte des jeux mécaniques de transmission. La deuxième hypothèse est de considérer la non-linéarité induite par la loi de contact autour d'un point de fonctionnement. L'expression liant la vitesse de la roue en fonction de celle du véhicule a déjà fait l'objet d'une étude

notamment lors de la suppression du capteur de couple (cf. § 2.3.3.1). Dans ces conditions, on détermine alors la relation qui lie la vitesse de la roue à celle du moteur.

2.3.3.4.1. Contrôle de la vitesse du moteur

La commande du courant inducteur présente un temps de réponse d'environ 40 ms (Fig. 2.19) et celle du courant d'induit est d'environ 20 ms. Les frottements du moteur étant négligés, le système est alors de classe 1. On choisit un correcteur à action proportionnelle. Le gain statique détermine le temps de réponse de la boucle. Ce dernier s'exprime par la relation :

$$T_{rm} = 3\frac{j_e}{K_m} \tag{2.52}$$

avec j_e l'inertie d'entrée équivalente (ANNEXE D.1), K_m le gain statique du correcteur de vitesse. Le temps de réponse est fixé égale à 0,2 s avec un gain important et un erreur de traînage faible ce qui justifie le choix du correcteur.

2.3.3.4.2. Contrôle de la vitesse de la roue

La fonction de transfert liant la vitesse de la roue à celle du moteur est détaillée en ANNEXE D.4.3.

$$\frac{\Delta\Omega_R}{\Delta\Omega_m} = \frac{r\left(1+\frac{v_{R0}}{k_a' g}s\right)}{\left(1+\frac{v_{R0}}{k_a' g}s+\frac{(j_r'+R^2M_b(1-\lambda_0))}{k_r'}s^2+\frac{j_r' v_{R0}}{k_r' k_a' g}s^3\right)} \tag{2.53}$$

Le système est du troisième ordre mais peut se réduire à un système du deuxième ordre car il existe un pôle réel négatif très éloigné des autres pôles (ANNEXE D.4.3).

On applique la même méthodologie de réglage que celle définie en 2.1.2.3. On fixe le temps de réponse maximum de la boucle de vitesse à 0,7 s dans toute la plage de vitesse. On choisit un correcteur de type proportionnel. Le réglage de la boucle de vitesse est réalisé par le lieu des pôles en considérant le cas le plus défavorable c'est-à-dire pour une faible vitesse (1 m/s) et en l'absence de glissement. Le gain statique est déterminé pour obtenir un amortissement de 0,7 à la vitesse de 1 m/s. La valeur obtenue est suffisamment grande pour négliger l'erreur statique de la boucle ce qui justifie le choix du correcteur.

La Fig. 2.38 présente les lieux des pôles du système réglé pour les vitesses correspondants à la vitesse de 1 et de 22 m/s (vitesse maximale). A 1 m/s, la pulsation naturelle ω_n vaut 141 rad/s et le temps de réponse vaut 21 ms.

A la vitesse maximale de 22 m/s, les deux racines sont placées sur l'axe réel. L'une d'entre elle très négative peut être négligée. Le système présente alors un mode dominant dont le détail est présenté à la Fig. 2.38.b. La constante de temps mesurée est de 0,21 s et le temps de réponse vaut 0,63 s.

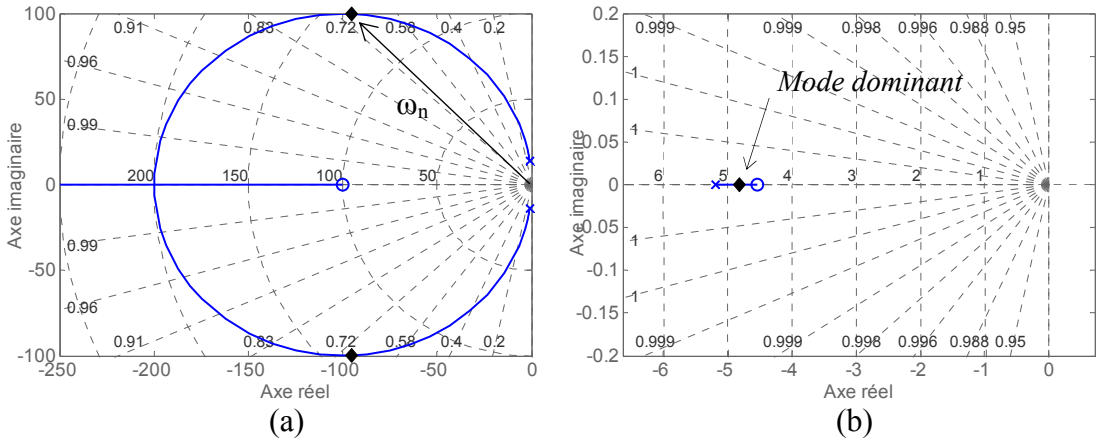


Fig. 2.38 Lieux des pôles du système réglé : (a) v=1 m/s, (b) détail à v=22 m/s

2.3.3.4.3. Contrôle de la vitesse linéaire

La fonction de transfert liant la vitesse linéaire de la rame à celle de la roue est donnée en (2.51). Le système étant de classe 0, le correcteur doit présenter une intégration afin d'annuler l'erreur statique. Un correcteur de type proportionnel intégral est choisi :

$$C_v = K_v \frac{1+\tau_v s}{s} \tag{2.54}$$

Le polynôme caractéristique s'écrit :

$$P_c = K_v K + (1 + K_v K \tau_v s)s + \tau s^2$$
$$avec\, K = R(1-\lambda_0)\; et\; \tau = \frac{v_{R0}}{k_a g} \tag{2.55}$$

Par hypothèse (absence de glissement), la constante de temps τ est déterminée pour une vitesse moyenne de 10 m/s. On impose au système un amortissement de 0,7 et un temps de réponse de 2 s. Le gain K_v vaut 3 et la constante de temps τ_v vaut 0,22 s.

2.3.3.5. Simulations

Nous présentons, à la Fig. 2.39, la réponse du système à une référence de vitesse de 16 m/s.

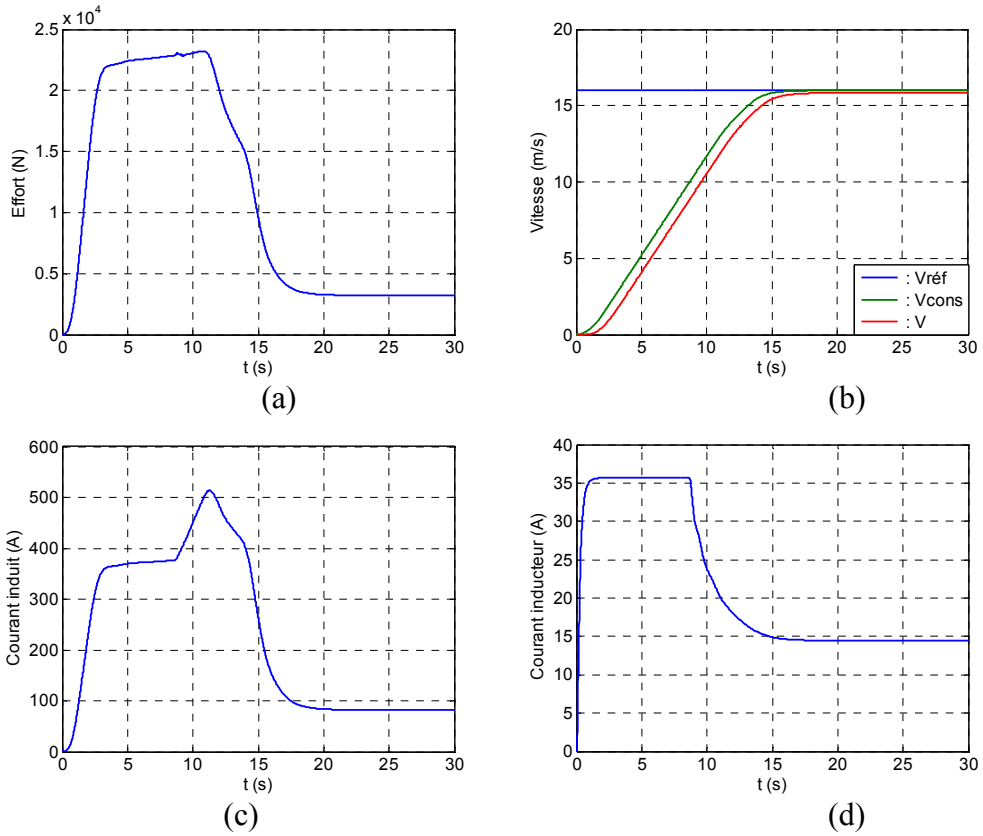


Fig. 2.39 Réponses du système à une sollicitation de vitesse de 16 m/s : (a) effort voiture, (b) vitesse linéaire, (c) courant induit, (d) courant inducteur

Les résultats obtenus indiquent que le courant inducteur est maximal au démarrage de la rame. Lorsque la vitesse atteint 10 m/s environ, le défluxage des machines intervient. Pour réaliser la consigne de couple, le courant d'induit croît. Cette structure de commande présente donc l'avantage de réduire le courant d'induit (donc les pertes Joules) par rapport à l'algorithme de commande mode "image série" (cf. § 1.3) ce qui est favorable au rendement du système.

Les simplifications apportées à la SMC (Fig. 2.29) déterminent une nouvelle structure de commande (SPC2) qui présente l'avantage principal de réduire le nombre (et la nature) de capteurs.

2.4. Stratégie d'anti-patinage

Par nature, le pont mécanique différentiel délivre, sur chaque roue, des couples sensiblement identiques traduisant un état d'équilibre en assurant une répartition homogène des efforts de traction. Cet équilibre peut être compromis lors du patinage d'une roue de l'essieu. La solution consiste alors à réduire le couple moteur sur l'essieu ce qui autorise alors le retour des conditions d'adhérence (il n'est pas possible de réduire le couple sur une seule roue). Sur le VAL 206, l'information logique "patinage" est élaborée à partir de la comparaison des écarts de vitesse des moteurs à un seuil de vitesse fixé à 8 km/h [SIB 86]. En cas de détection d'un patinage sur une roue ou un essieu, la consigne de l'effort sur une voiture est annulée tant que le phénomène perdure. L'annulation de l'effort de traction sur une voiture permet le retour aux

conditions d'adhérence sachant que la rame peut toujours se trouver sur une zone glissante. Le retour à l'effort de traction s'effectue par le biais d'une consigne en rampe qui est contrôlée afin de ne pas perdre à nouveau l'adhérence. Cette stratégie de commande, qui a l'avantage d'être robuste, présente néanmoins l'inconvénient d'annuler l'effort de propulsion de la voiture. Avec une accélération réduite de moitié, les performances de la rame sont donc amoindries et se traduisent, pour les usagers, par un temps de parcours plus important.

La SMC de la Fig. 2.34 montre qu'il est possible, en présence d'un phénomène de patinage, de concevoir une commande différente. En fonctionnement normal, la consigne d'effort, délivrée par le contrôle de la vitesse linéaire de la rame, est équitablement répartie vers les contrôles relatifs à chaque bogie. Une gestion adaptée du phénomène de patinage peut être réalisée par un choix approprié des critères de répartition (et de pondération). Il existe en théorie un grand nombre de solutions conduisant à la résolution des critères de répartition. Dans le cas du VAL 206, la contrainte particulière, relative à un patinage sur une seule roue d'un bogie, impose d'annuler le couple moteur du bogie en défaut. Cette solution est rendue possible en adoptant une structure à coefficient de répartition variable [ESC 00, VER 04a].

2.4.1. Analyse du patinage

Dans cette partie, nous faisons l'hypothèse d'une perte d'adhérence du contact roue sol liée par exemple au passage de la rame sur une flaque d'eau [EHS 05]. La conséquence est la chute brutale du coefficient d'adhésion (passage du point A au point B sur la Fig. 2.40).

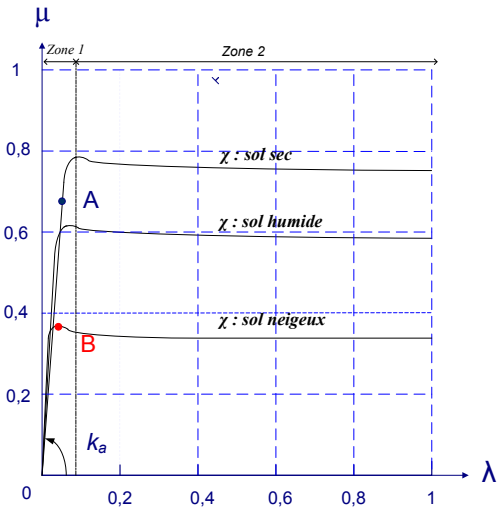


Fig. 2.40 : Perte d'adhérence sur une roue

Dans ces conditions, l'effort développé par la roue perturbée diminue spontanément de manière importante et cette variation brutale stimule la résonance qui engendre alors des oscillations. Par ailleurs, le changement de la caractéristique de la courbe d'adhérence peut être à l'origine de problèmes d'instabilités (pente négative). On observe alors l'accroissement de la vitesse de la roue et donc de celle du glissement. En fait, le patinage n'est en quelque sorte que la dérive du glissement [LEE 00] et par conséquent l'absence de maîtrise de la vitesse de la roue par rapport à celle de la rame.

L'algorithme de commande présenté à la Fig. 2.37 n'apporte pas de solution satisfaisante à la problématique liée à la perte d'adhérence sur une ou plusieurs roues car le réglage du correcteur de vitesse de la roue a été réalisé en considérant l'absence de glissement (cf § 2.3.3.4.2). Lorsque celui-ci augmente, le terme de degré 2 au dénominateur diminue dans de fortes proportions. Dans ces conditions, le correcteur de vitesse n'est plus adapté.

2.4.2. Gestion du patinage

En cas de patinage sur une roue, pour retrouver l'adhérence du contact roue-sol, il convient d'annuler (ou de réduire) au plus tôt le couple moteur sur la roue perturbée. Or, la structure mécanique du bogie est constituée d'un pont mécanique différentiel qui n'autorise pas le contrôle séparé du couple au niveau de chacune des roues. La réduction du couple d'une roue d'un bogie revient à réduire le couple sur les deux roues de ce bogie.

La commande à définir pour contrôler le glissement [OHI 98, LEE 00] peut s'envisager de plusieurs manières. Une première approche consiste à utiliser une commande locale du type "commande à modèle de comportement". L'utilisation de ce type de commande a déjà fait l'objet de différentes études au laboratoire [BAR 97, PIE 00b, VUL 00, VUL 02]. La méthodologie consiste à déterminer un modèle affranchi du phénomène perturbant, donc sans glissement ni jeux mécaniques de liaison (modèle linéaire et stationnaire), et de faire tendre en permanence le processus vers ce modèle idéal. La sortie de ce modèle est alors comparée à celle du processus à travers un correcteur dit "correcteur de comportement". Cette stratégie de commande, développée dans le chapitre III, est bien adaptée à la maîtrise du patinage. Une autre variante, basée sur la commande à modèle interne, apporte également des éléments de réponse à ce type de problématique [HOR 97]. Cette méthode semble mieux adaptée au contrôle du patinage des véhicules électriques pour lesquels la partie mécanique est plus réduite. D'autres méthodes, qui reposent sur le contrôle du glissement [HOR 04] ou sur l'estimation des efforts de traction par application de réseaux de neurones, semblent bien adaptés au caractère non linéaire du contact roue-sol [MAT 03].

La seconde approche fait appel à la commande globale. La SMC autorise, en théorie, un grand nombre de solutions pour la détermination des coefficients de répartition (et de pondération). Il paraît toutefois peu réaliste, compte tenu de la présence du pont différentiel, de contrôler le patinage sur une roue tout en maintenant un niveau d'effort sur l'autre roue du même bogie. Le patinage d'une ou plusieurs roues est déterminé lorsque la différence de vitesse entre les roues excède un seuil. Pour éviter le phénomène d'emballement, le couple du moteur de l'essieu perturbé est annulé. Cette fonction est assurée par une structure de commande dite à coefficient de répartition variable.

2.4.2.1. Commande à coefficient de répartition variable

La structure pratique de commande 2, présentée à la Fig. 2.37, montre que la résolution des couplages est obtenue en agissant sur les critères de répartition et de pondération. En fonctionnement nominal, les coefficients valent 0,5 rendant compte d'une commande par valeur moyenne (équirépartition). Dans ces conditions, chaque actionneur délivre des couples identiques. Par voiture, le fonctionnement en mode "équirépartition" attribue, à partir de l'effort

global, l'effort de propulsion que doit développer chaque essieu. Cette fonction est assurée par le critère de répartition k_{r6}. Par essieu, la structure de commande est également de type "valeur moyenne" car la consigne de référence est élaborée à partir des grandeurs issues de chacune des roues de l'essieu. La contribution des grandeurs issues de chaque roue est déterminée à partir des critères de répartition et de pondération (k_{r4}, k_{p2} pour l'essieu 1 et k_{r5}, k_{p3} pour l'essieu 2), chacun de ces coefficients valant également 0,5. En cas de patinage sur une roue, la consigne du moteur doit être annulée. Cette action est rendue possible en agissant sur le coefficient de répartition k_{r6}.

2.4.2.2. Détection du patinage

La détection d'un patinage s'effectue habituellement par la mesure de la vitesse de chaque roue. Sur le VAL 206, cette détection se limite à la vitesse des moteurs qui est comparée pour chaque voiture. Ce choix est également satisfaisant pour la commande actuelle car lorsque la différence de vitesse des moteurs devient supérieure à un seuil, la propulsion de la voiture est stoppée. Dans la structure anti-patinage élaborée, il n'est pas utile de discerner la ou les roues d'un bogie qui patine puisque dans les deux cas, il convient d'annuler la consigne de couple de l'essieu perturbé. Dans ces conditions, la mesure de la vitesse des moteurs suffit également. Le principe est donné à la Fig. 2.41.

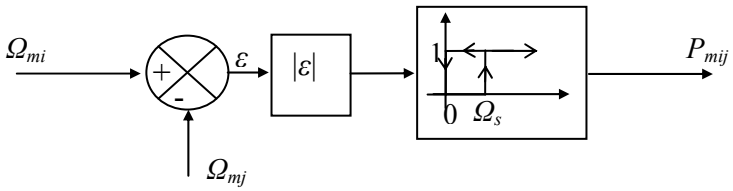


Fig. 2.41 Principe de la détection du patinage

Il consiste à déterminer les écarts de vitesse (en valeur absolue) entre les moteurs d'indice i et j (soit Ω_{mi} et Ω_{mj}) de la rame et à effectuer la comparaison à un seuil de vitesse fixe (Ω_s). L'information P_{mij} délivrée par ce bloc de détection ne permet pas de discriminer l'essieu en défaut. La vitesse de chaque essieu doit être comparée à toutes les autres. Un bloc logique permet alors de déterminer la ou les essieux en défaut.

2.4.2.3. Gestion globale du système

L'unité de gestion du patinage reçoit en entrée, les informations relatives aux vitesses des moteurs. Comme il n'est pas possible de discriminer un problème de patinage d'un essieu par comparaison au deuxième de la même voiture, nous considérons alors la rame complète c'est-à-dire constituée de quatre essieux.

-Informations de patinage-

Les informations logiques de patinage sont relatives aux quatre bogies de la rame. Elles sont élaborées à partir des grandeurs booléennes P_{mij}. Deux types de grandeurs booléennes sont alors générés : ceux relatifs aux bogies et aux voitures :

- Patinage sur un bogie : P_{bi} (iє [1,4])
- Patinage sur une voiture : P_{vi} (iє [1,2])

Les variables P_{bi} sont déterminées à partir des variables P_{mij}. En revanche, les variables P_{vi} ne dépendent que des variables P_{bi}. Nous donnons, à titre d'exemple, les équations de patinage relatives au bogie 1 (P_{b1}) et à la voiture 1 (P_{v1}).

$$P_{b1} = P_{m12} . P_{m13} . P_{m14} . \overline{P_{m23}} . \overline{P_{m24}} . \overline{P_{m34}} \tag{2.56}$$

$$P_{v1} = P_{b1} + P_{b2} \tag{2.57}$$

-Bloc de stratégie-

Le bloc de stratégie (Fig. 2.42) reçoit en entrée les mesures de la vitesse des moteurs de la rame du VAL 206 et délivre en sortie les coefficients de répartition. Les informations logiques de patinage P_{bi}, P_{vi} sont internes au bloc de stratégie et permettent le calcul des coefficients de répartition. Il convient de noter que le patinage peut s'étendre à tous les bogies de la rame. Dans ces conditions, l'algorithme de commande s'étend à la rame complète.

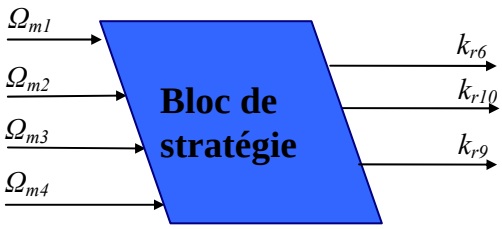


Fig. 2.42 Bloc de stratégie "gestion du patinage"

La détermination des coefficients de répartition est définie par des tests logiques dépendants des informations de patinage ci-dessus. Les coefficients de répartition k_{r6} et k_{r9} sont déterminés à partir des informations logiques P_{bi} tandis que le coefficient k_{r10} est calculé à partir des variables logiques P_{vi}. Nous donnons, à titre d'exemple, l'élaboration des coefficients de pondération k_{r6} et k_{r10} :

Si $\overline{p_{b1}}$ et $\overline{p_{b2}}$ **alors** k_{r6}=0,5
Sinon Si p_{b1} et $\overline{p_{b2}}$ **alors** k_{r6}=0
Sinon k_{r6}=1

Si $\overline{p_{v1}}$ et $\overline{p_{v2}}$ **alors** k_{r10}=0,5
Sinon Si p_{v1} et $\overline{p_{v2}}$ **alors** k_{r10}=0
Sinon k_{r10}=1

Fig. 2.43 Détermination des coefficients de pondération k_{r6} et k_{r10}

-Patinage sur les deux voitures-

Un cas particulier de fonctionnement peut être rencontré lorsque la zone de perturbation (verglacée ou enneigée) est d'une longueur supérieure à celle d'une rame (26 m) ce qui entraîne alors le patinage sur les 2 voitures. L'algorithme défini dans le bloc de stratégie doit être complété afin de traiter cette situation. La solution consiste à remettre à zéro l'accélération de consigne qui intervient dans l'élaboration de la planification de la trajectoire de vitesse (cf. §

2.1.2.1). Une entrée supplémentaire (*RAZ-γ*), gérée par le bloc de la trajectoire de vitesse, permet de modifier la valeur de l'accélération de consigne (Fig. 2.44.a).

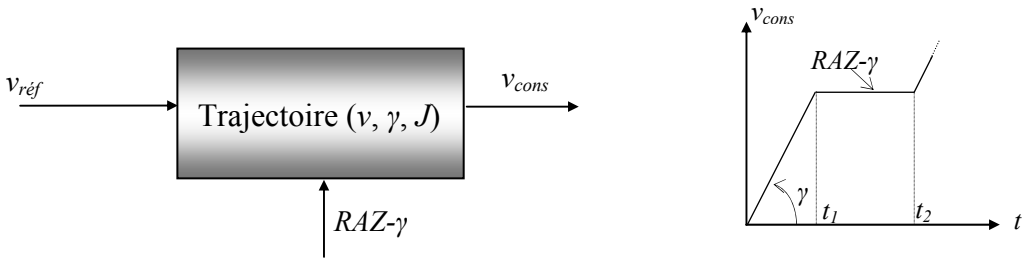


Fig. 2.44 Gestion de la trajectoire de vitesse : (a) principe, (b) blocage accélération

L'information logique *RAZ-γ* est définie par la relation booléenne suivante :

$$\text{RAZ-}\gamma = P_{v1} \,.\, P_{v2} \tag{2.58}$$

2.4.3. Structure Pratique de Commande 2 avec stratégie d'anti-patinage

L'algorithme de commande est présenté à la Fig. 2.45.

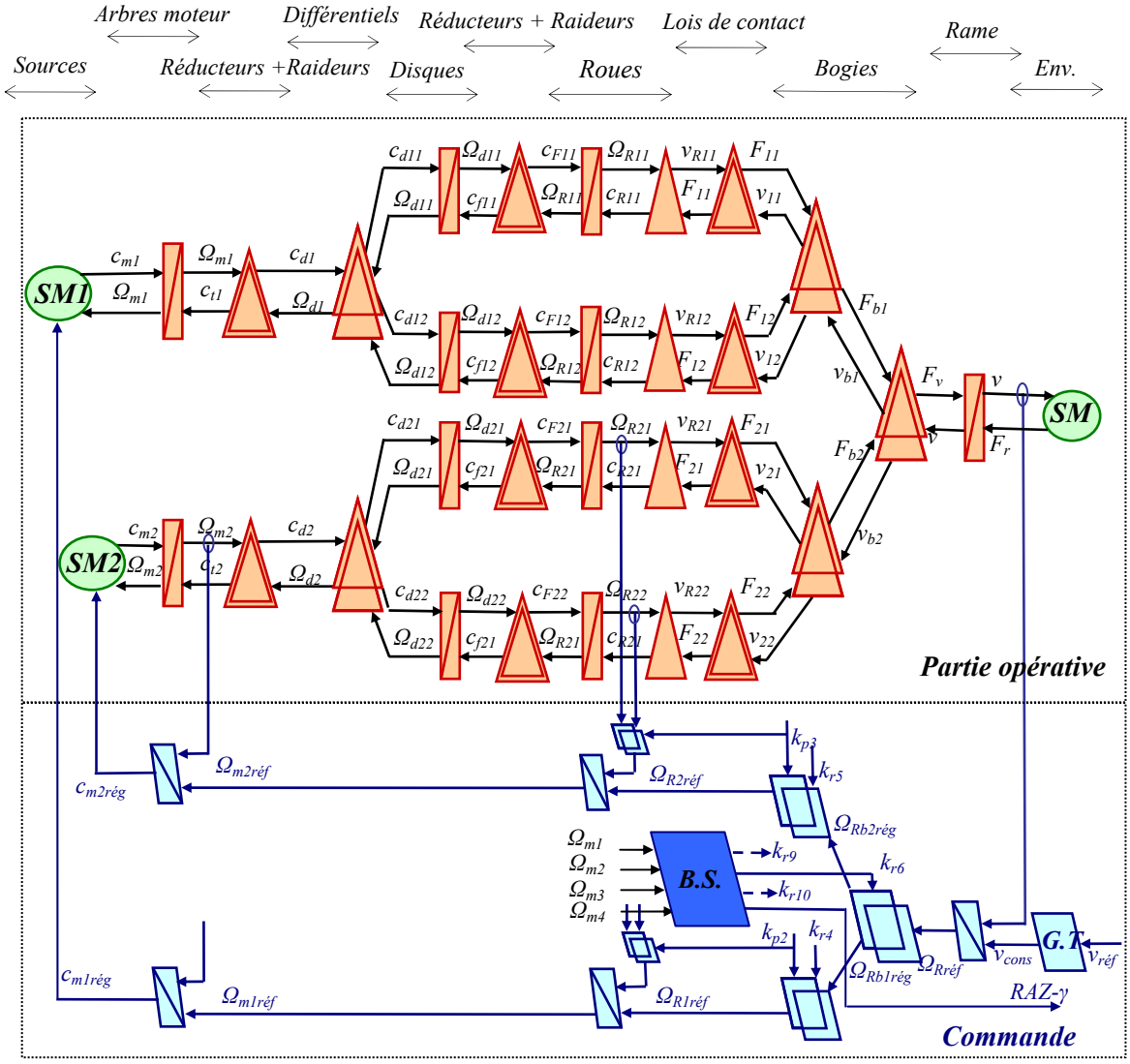


Fig. 2.45 Structure Pratique de Commande 2 avec anti-patinage

La REM est relative à une voiture (voiture A), seul le bloc de répartition k_{r6} est représenté. Les traits en pointillés sont relatifs au contrôle des blocs de répartition de la voiture B (k_{r9}) et de la rame complète (k_{r10}). La variation brutale du coefficient de répartition k_{r6} se traduit par une variation de consigne également brutale du couple de référence de la machine concernée et est susceptible de stimuler la résonance du système. Deux dispositifs viennent compléter la fonction d'anti-patinage. Le premier consiste à adoucir la commande en insérant un filtre du premier ordre qui fixe la dynamique du coefficient de répartition (k_{r6}).

Le deuxième dispositif est de contrôler, lorsque les conditions d'adhérence sont à nouveau requises, la variation du coefficient de répartition afin d'éviter un second patinage. Cette action est réaliser par une fonction d'intégration.

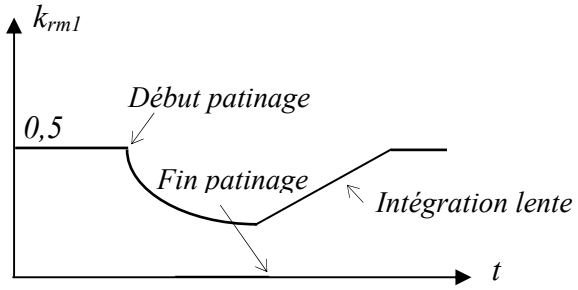


Fig. 2.46 Contrôle du coefficient de répartition

Ces deux dispositifs fonctionnent dès la détection d'un patinage. Il convient de noter que la structure de commande de ce dispositif d'anti-patinage est bien à "coefficient de répartition variable" car la valeur de coefficient de répartition k_{r6} peut prendre un grand nombre de valeurs comprises entre 0 et 1. La constante de temps du filtre ainsi que la pente d'intégration sont déterminées par simulation.

-Simulation d'un patinage-

Le système est soumis à une perte d'adhérence d'environ 50% au bout de 2s et la perturbation, qui a lieu sur la roue 1, dure 5 s. La durée de la perte de l'adhérence a été volontairement fixée à une valeur importante afin d'évaluer les performances du dispositif d'anti-patinage. Deux simulations sont présentées à la Fig. 2.47 : la première correspond à la réponse de la SPC2 sans bloc anti-patinage ($k_{r6} = 0,5$) et la deuxième avec anti-patinage ($1 \geq k_{r6} \geq 0$).

Lorsque le coefficient de répartition reste fixe ($k_{r6} = 0,5$), on constate une forte instabilité lors de la perte d'adhérence. La synthèse du correcteur étant par hypothèse réalisée sans glissement (cf. § 2.3.3.4), la commande n'est alors plus du tout adaptée lorsque celui-ci augmente. Avec le bloc de stratégie d'anti-patinage, les résultats sont différents car le couple moteur de l'essieu 1 est considérablement réduit dès la détection du patinage ce qui autorise le retour aux conditions d'adhérence (courbe a). La lente remontée du coefficient de répartition k_{r6} conduit alors à une augmentation progressive du couple moteur de l'essieu 1 tout en conservant les conditions d'adhérence. Le report de l'effort de propulsion sur l'autre bogie est assuré en augmentant le courant d'induit du moteur à sa valeur maximale.

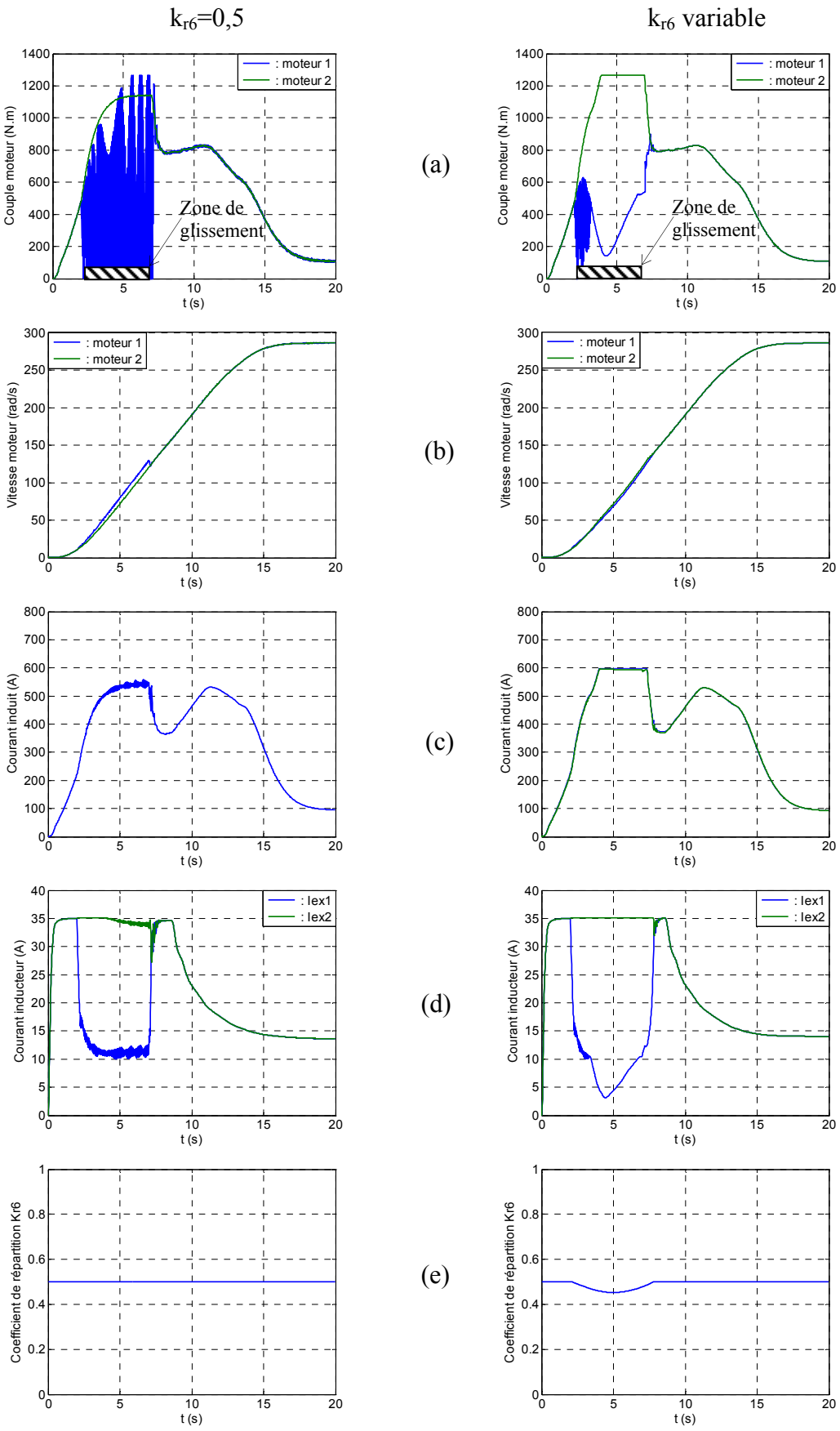


Fig. 2.47 Réponses à un patinage : (a) couple moteur, (b) vitesse moteur, (c) courant induit, (d) courant inducteur, (e) coefficient de répartition k_{r6}

Le dispositif avec anti-patinage permet, en cas de perte de l'adhérence sur une roue, de supprimer presque complètement les instabilités tout en augmentant progressivement l'effort de propulsion sur l'essieu perturbé. Par ailleurs, la vitesse des roues est mieux contrôlée avec le bloc d'anti-patinage puisqu'aucune dérive de la vitesse de la roue 1 n'est constatée (figure b).

2.4.4. Étude des performances

La SPC2 autorise le maintien de l'effort de propulsion en présence d'un phénomène de patinage. L'algorithme de commande adopté pour le VAL 206 est plus simple puisqu'en cas de détection d'un patinage sur un essieu, l'effort de propulsion de la voiture est alors annulé en remettant à zéro les courants d'induit et d'inducteur de tous les moteurs. Lorsque les conditions d'adhérence sont à nouveau acquises, l'écart de vitesse des moteurs diminue et devient inférieur au seuil de patinage ce qui autorise à nouveau l'évolution des courants dans les moteurs.

2.4.4.1. Algorithme de commande du VAL 206

Le traitement du dispositif anti-patinage est décrit à la Fig. 2.48.

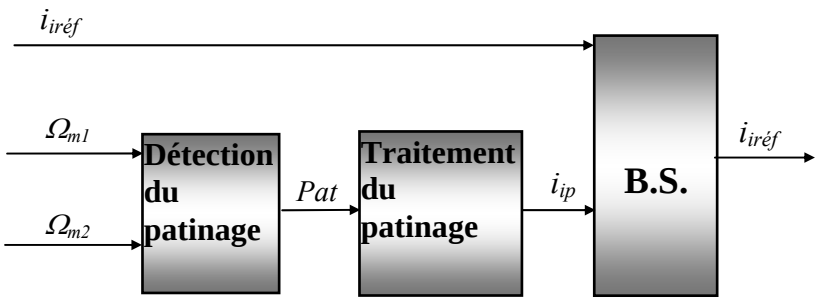


Fig. 2.48 Principe de l'anti-patinage du VAL 206

Le courant induit de référence est la plus petite des consignes provenant du contrôle de la vitesse linéaire et du bloc de patinage ($i_{iréf}$, i_{ip}). En cas de perte d'adhérence, la consigne de courant en provenance du bloc de patinage est remise à zéro ce qui entraîne l'annulation du couple sur chaque machine de la motrice. Lorsque les conditions d'adhérence sont à nouveau requises, un dispositif (bloc de traitement du patinage) génère une rampe qui limite la consigne de courant. Cette artifice permet, en contrôlant la variation du courant d'induit, de limiter les variations d'effort qui pourraient conduire à nouveau à des pertes d'adhérence.

2.4.4.2. Simulations

L'essai consiste à simuler le passage d'un véhicule (limité à une seule voiture) sur une flaque d'eau longue de 2 m. La perturbation a lieu 0,5 m après le démarrage du véhicule. Une première perte d'adhérence est observée sur la roue 1 du bogie 1 puis une deuxième sur la roue 3 du bogie 2. Nous présentons, à la Fig. 2.49, les réponses de la SPC2 (courbes de gauche) et de la commande actuelle du VAL 206 (courbes de droite).

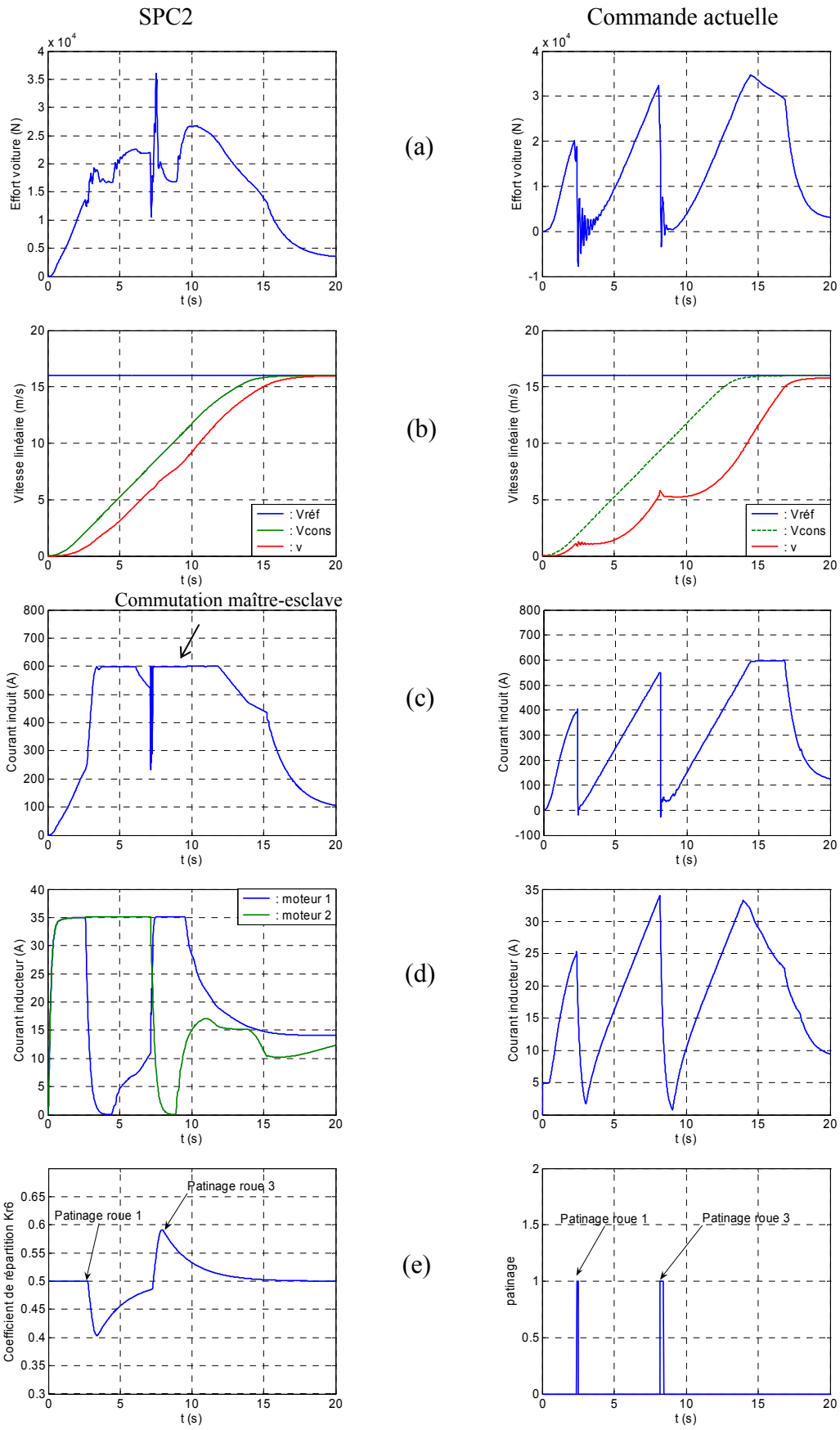


Fig. 2.49 Gestion du patinage avec la SPC2 et la commande actuelle : (a) effort voiture, (b) vitesse linéaire, (c) courant induit, (d) courant inducteur, (e) k_{r6} ,patinage

Les deux algorithmes donnent, en réponse à ce type de perturbation, des résultats très différents. La perte de l'adhérence génère, pour la SPC2, une réduction importante du courant inducteur 1 et du courant inducteur 2 lorsque les roues 1 et 3 passent respectivement sur la flaque d'eau. Dans le premier cas, le coefficient de répartition k_{r6} est plus petit que 0,5 et l'effort "complémentaire" est supporté par le bogie 2. Dans le deuxième cas, l'effet inverse se produit ($k_{r6} > 0{,}5$). La détection du 2é patinage (roue 3) génère une commutation maître-esclave qui est à l'origine de la perturbation observable sur le courant d'induit.

La réponse en vitesse de la commande actuelle présente une allure singulière imputable à l'annulation des courants d'induit et d'inducteur des deux machines à chaque perte d'adhérence. Il en résulte principalement une situation d'inconfort ressentie par les passagers.

Globalement, la réponse présentée par la SPC2 est très favorable au confort des passagers ainsi qu'au maintien des performances du système. L'évolution lente du coefficient de répartition a également pour conséquence de ne pas stimuler les modes oscillants du système : les courants d'inducteur varient lentement pour les deux perturbations rencontrées (courbes d).

2.5. Validation sur émulateur

2.5.1. Émulation de la commande à couple prioritaire

2.5.1.1. Structure de l'émulateur

La REM est décrite en ANNEXE E.2.2. Les modifications apportées à l'émulation de la commande à couple prioritaire sont limitées au bloc de stratégie de la commande (B.S.). Il reçoit en entrée les couples de référence $c_{m1réf}$ et $c_{m2réf}$ et délivre les références des courants d'induit et d'inducteur. Les références des courants inducteurs sont distinctes contrairement à la commande actuelle qui impose des courants inducteurs identiques.

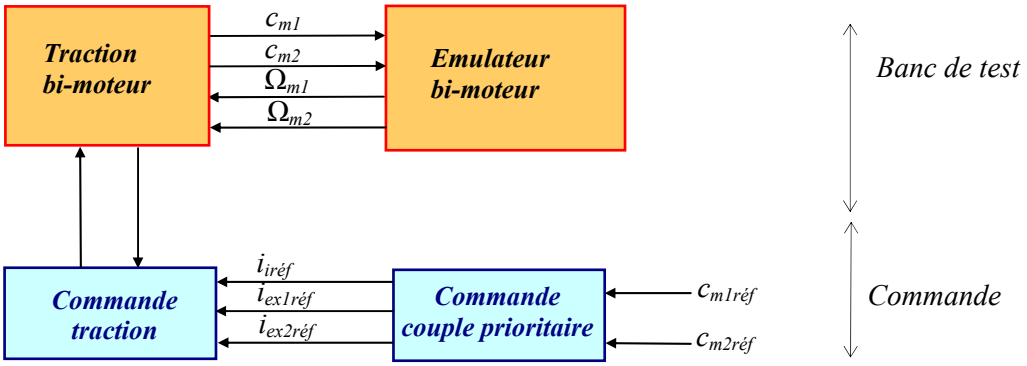


Fig. 2.50 Structure de l'émulateur "couple prioritaire"

2.5.1.2. Résultats

L'essai consiste à imposer des couples de référence différents sur chaque banc de test (essieu). Pour faciliter la visualisation des signaux, des cycles de couple sont générés (Fig. 2.51.a). Lorsque les deux couples sont à 1000 N.m, le couple du moteur 1 baisse alors de 50 % pendant 2 s environ.

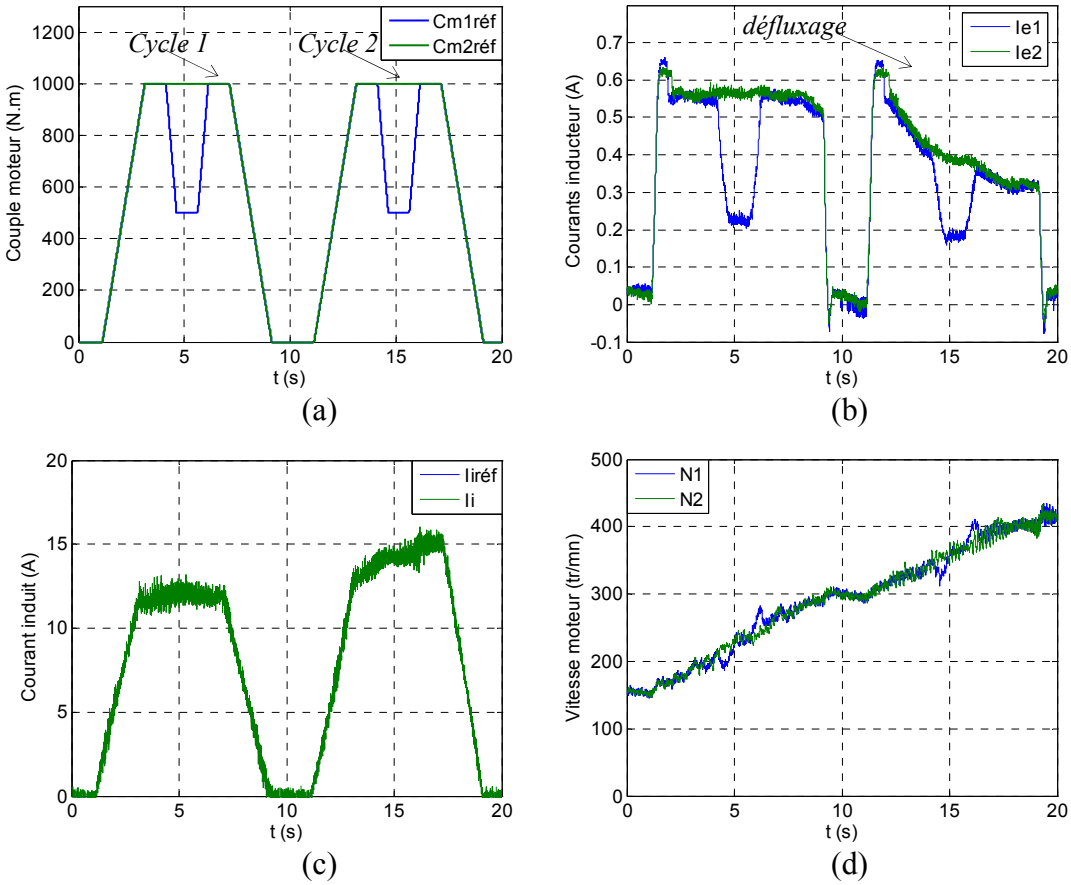


Fig. 2.51 Réponses de la commande à couple prioritaire : (a) couples de référence, (b) courants d'excitation, (c) courant induit, (d) vitesses moteur

Les résultats montrent sur le premier cycle que le courant d'induit reste fixe durant le palier de couple. Lorsque le couple 1 diminue, il entraîne la modification du courant d'excitation 1 (Fig. 2.51.b) le courant dans l'inducteur 2 ainsi que celui de l'induit n'étant pas modifiés. Le système fonctionnant cycliquement, le couple moyen est donc positif ce qui entraîne l'accroissement des vitesses des moteurs. Celui-ci est suffisamment élevé pour entraîner le défluxage des machines ce qui est observable sur le deuxième cycle de la Fig. 2.51.b. La commande à couple prioritaire est donc validée expérimentalement.

2.5.2. Émulation de la Structure Pratique de Commande 2

2.5.2.1. Structure de l'émulateur

Les modifications apportées ne concernent que l'algorithme de commande SPC2 et le bloc de gestion de la trajectoire de vitesse GT. L'algorithme de commande SPC2 requiert les informations de vitesse des moteurs, des roues, ainsi que de la vitesse linéaire. La consigne de vitesse v_{cons} est délivrée par le bloc GT.

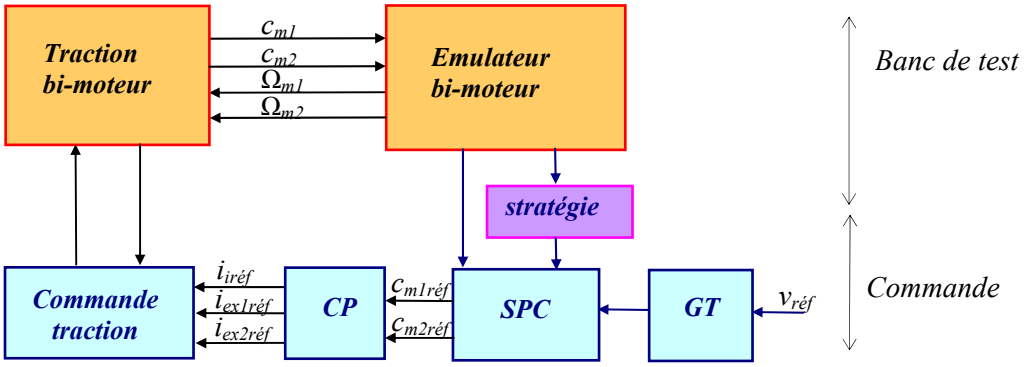


Fig. 2.52 Structure de l'émulateur "Structure Pratique de Commande 2"

2.5.2.2. Résultats

La REM est donnée en ANNEXE E.2.3. Pour faciliter la visualisation des différents signaux, des cycles de mise en vitesse suivis de ralentissement sont générés. Par rapport au fonctionnement actuel du VAL, la phase de ralentissement de l'émulation diffère de la réalité puisque, par principe, le VAL ne tolère pas de dépassement. Les mesures effectuées sont uniquement relatives à la phase d'accélération. Les hacheurs d'induit et d'inducteur de l'émulateur du banc de test fonctionnent dans les 4 quadrants. Les modifications ont donc été apportées à la commande du modèle pour autoriser le fonctionnement en traction et en freinage.

La réponse du système à une vitesse de consigne de 10 m/s (Fig. 2.53) montre que l'écart entre les vitesses de référence du modèle ($v_{mod\text{-}réf}$ et v_{mod}) est cohérent avec les résultats obtenus par les simulations (cf. § 2.3.3.5). Les vitesses des machines asynchrones sont confondues avec celles de référence (N_{modf} et N_1 ou N_2). Par rapport à la commande de type "image série", le courant inducteur est maximal au démarrage et le défluxage de la machine intervient à partir de 9 m/s environ. Les résultats montrent par ailleurs que le courant induit est inférieure dans la phase de décélération car l'effort résistant est pris en compte.

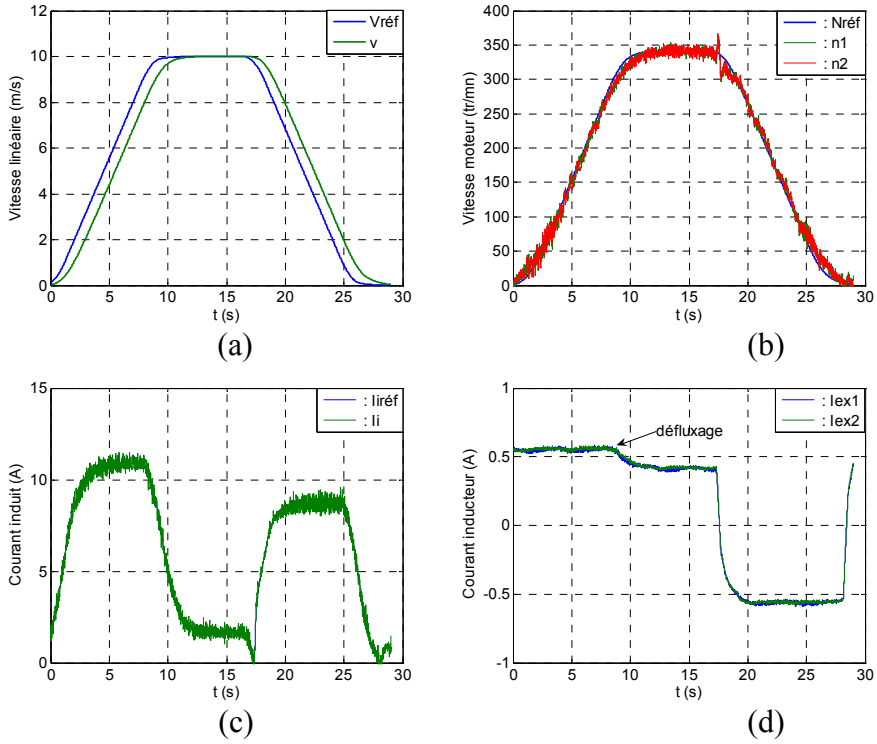


Fig. 2.53 Émulation de la Structure Pratique de Commande 2 : (a) vitesse linéaire, (b) vitesse moteur, (c) courant induit, (d) courant inducteur

2.5.3. Émulation de la Structure Pratique de Commande 2 avec anti-patinage

2.5.3.1. Structure de l'émulateur

Les modifications apportées concernent l'algorithme de commande SPC2 qui reçoit, en complément, la fonction d'anti-patinage.

2.5.3.2. Résultats

Deux essais expérimentaux sont présentés afin d'évaluer les performances du dispositif anti-patinage. Le système est soumis à la même perte d'adhérence que celle définie en § 2.4.3 sur la roue 1 pendant 3 s. Pour le premier essai, le coefficient de répartition est fixe et vaut 0,5 (commande moyenne). Les courbes de gauche proviennent des résultats expérimentaux du banc de test et celles de droite des simulations (Fig. 2.54). Les résultats issus des relevés expérimentaux du banc de test et des simulations sont très proches. La perte de l'adhérence s'accompagne d'une réduction importante du courant inducteur de la machine 1. Le courant d'induit est limité à la valeur maximale afin de compenser la perte d'effort de l'essieu 1. Dès le début du patinage, bien qu'on ne constate pas d'emballement du moteur 1, sa vitesse reste néanmoins plus élevée que celle de l'autre moteur. Par ailleurs, l'écart des vitesses augmente avec le temps car l'écart mesuré à la fin du patinage est d'environ 16 rad/s ce qui, ramené à la vitesse linéaire du véhicule, correspond à environ 1 km/h. La fin du patinage (t=6 s) établit un retour à l'équilibre puisque les courants inducteurs sont alors identiques et le courant d'induit n'est plus limité à sa valeur maximale.

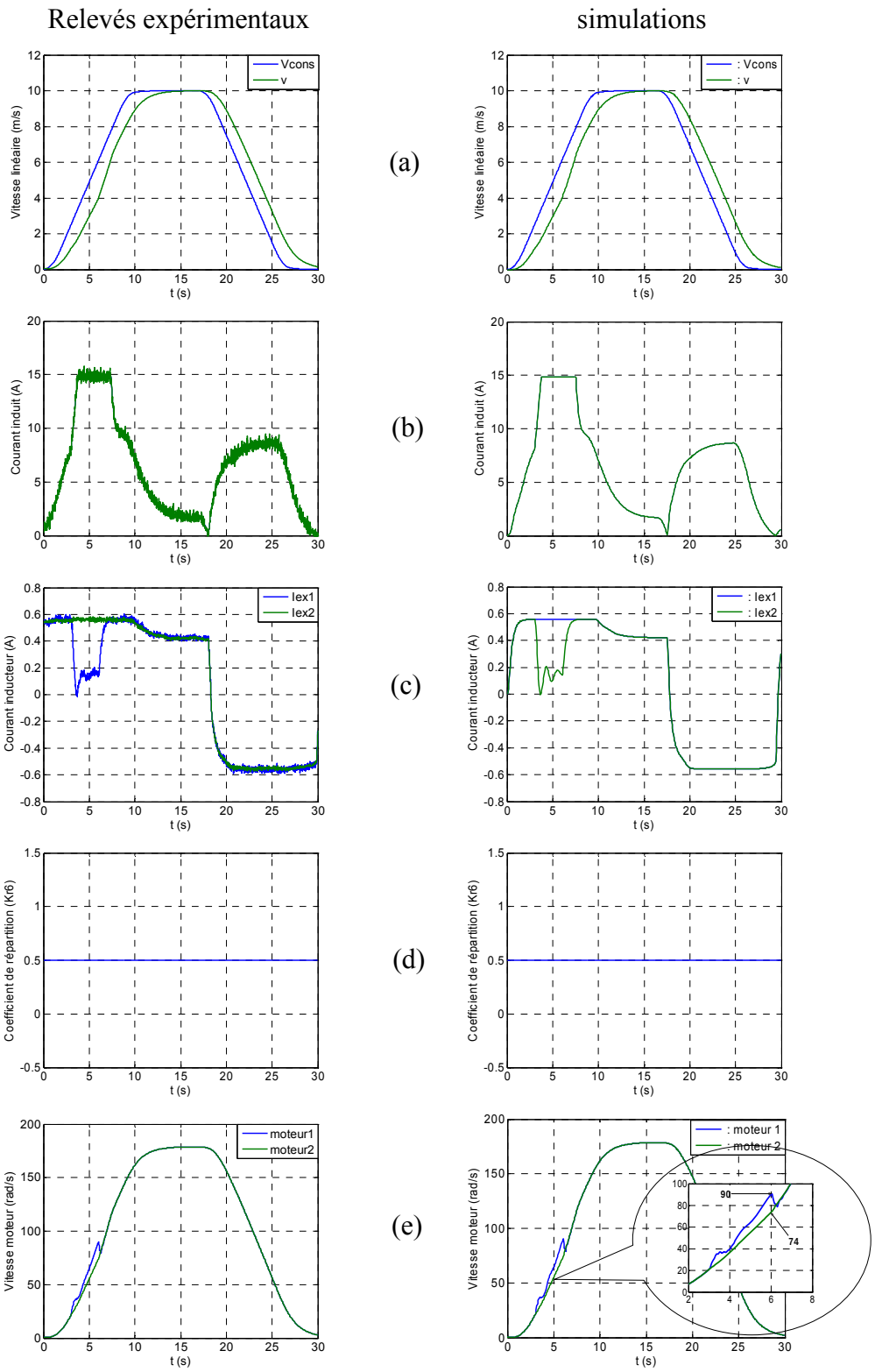


Fig. 2.54 Émulation de la SPC2 avec $k_{r6} = 0{,}5$: (a) vitesse linéaire, (b) courant induit, (c) courant inducteur, (d) coefficient de répartition k_{r6}, (e) vitesse moteur

Le deuxième essai est réalisé avec le dispositif d'anti-patinage. Les résultats obtenus sont donnés à la Fig. 2.55.

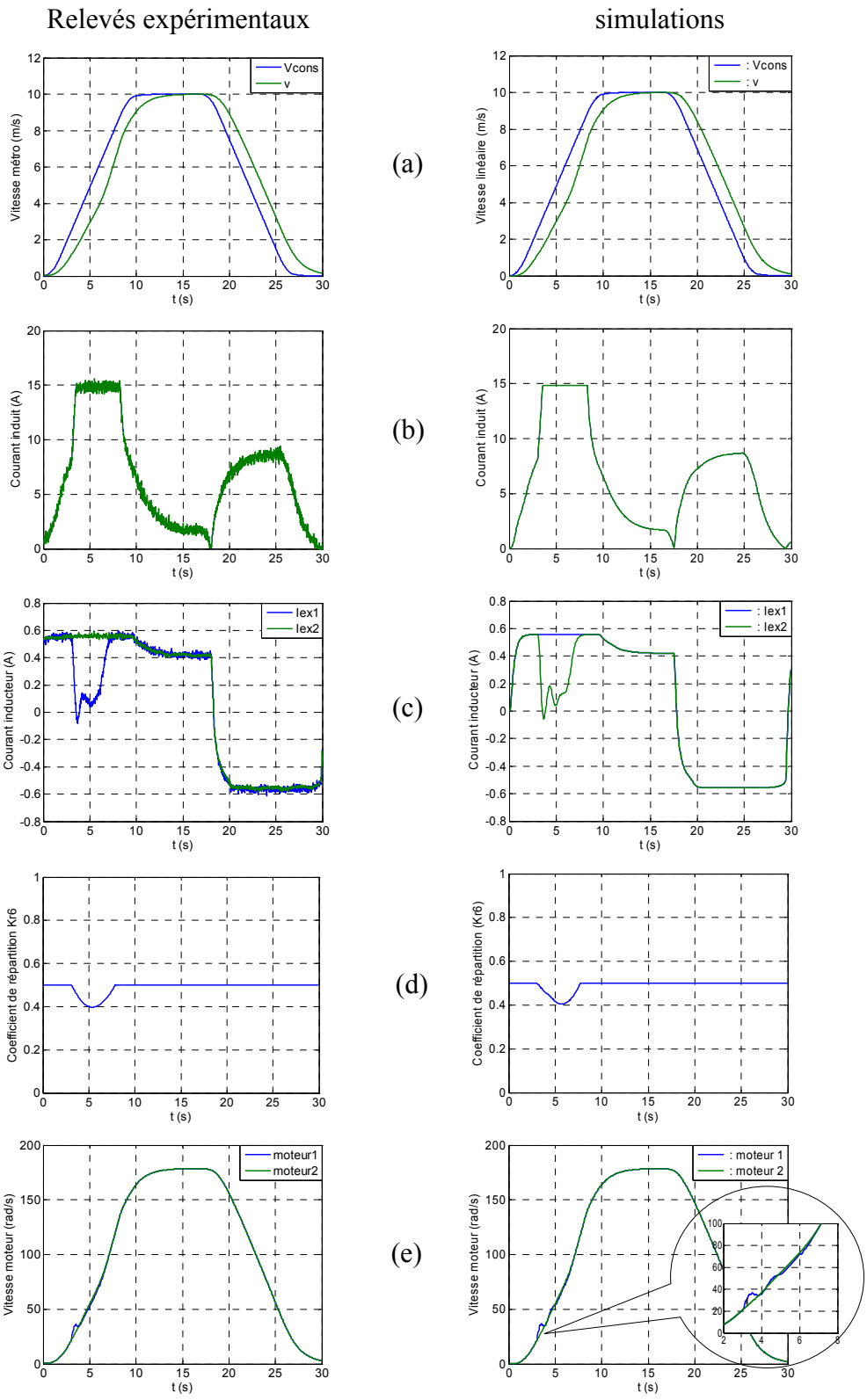


Fig. 2.55 Émulation de la SPC2 avec anti-patinage: (a) vitesse linéaire, (b) courant induit, (c) courant inducteur, (d) coefficient de répartition k_{r6}, (e) vitesses moteurs

La SPC2 avec anti-patinage présente l'avantage de réduire la valeur du coefficient de répartition tant que la vitesse du moteur 1 est supérieure à l'autre. Cette diminution s'effectue avec une dynamique lente imposée par le filtre (cf. § 2.4.3). Dans ces conditions, le contrôle de

la vitesse est bien meilleur et celle-ci se maintient toujours, après l'enclenchement du patinage, en deçà de la vitesse de l'autre moteur (Fig. 2.55.e) ce qui n'est pas le cas pour une commande par valeur moyenne (k_{r6}= 0,5). Ce résultat est plutôt favorable car le système VAL ne tolère pas de dépassement de vitesse de plus de 10%.

Conclusion

Nous avons montré dans ce chapitre que la planification de la trajectoire de vitesse, qui tient compte des paramètres de confort et des caractéristiques de la propulsion, contribue à améliorer la commande du VAL 206. Elle peut compléter avantageusement la commande actuelle en simplifiant notoirement le système sophistiqué de limitation du jerk et de l'accélération.

Nous avons développé, dans ce chapitre, la SMC d'une voiture du VAL 206. Elle a été établie à partir des méthodes d'inversion de la REM. La SMC de la partie électrique fait apparaître les divers couplages qui ont été résolus en utilisant les critères de répartition et de pondération. Une résolution particulière de ces couplages a ensuite été proposée permettant de retrouver la structure de commande électrique du VAL 206. Nous avons montré que la commande à couple prioritaire présente un intérêt majeur car elle permet la gestion séparée des couples des deux machines. Elle simplifie considérablement la commande par rapport au pilotage des moteurs en mode "image série" tout en assurant une commande optimale (critère énergétique) et se trouve adaptée à des stratégies de commande d'anti-patinage.

L'inversion de la partie mécanique a ensuite été présentée. La SMC ainsi obtenue fait également apparaître un grand nombre de couplages notamment induit par les ponts mécaniques différentiels et les roues du véhicule. Pour réduire le nombre de boucles de contrôle et de capteurs, la SMC a été simplifiée en développant les règles de permutation des éléments de commande et par linéarisation de la caractéristique du contact roue-sol. Deux structures pratiques de commande ont été déduites. La deuxième (SPC2) ne contient que des capteurs de vitesse et les résultats obtenus par les simulations ont confirmé la validité de la commande.

Nous avons montré par ailleurs que la perte de l'adhérence sur une ou plusieurs roues du véhicule pouvait être à l'origine d'importantes perturbations susceptibles de déstabiliser le véhicule. Un dispositif d'anti-patinage a été présenté pour remédier à ce type de problème. La stratégie de commande adoptée consiste à réduire le couple moteur de l'essieu perturbé. Cette action est rendue possible en agissant sur les coefficients de répartition et présente l'avantage de reporter l'effort sur l'autre essieu (ou l'autre voiture). Les performances de cet algorithme de commande ont été comparées à celles de la commande actuelle qui présente l'inconvénient d'inhiber la traction en cas de patinage. De meilleures performances dynamiques sont ainsi proposées.

Enfin, les émulations de la commande à couple prioritaire et de la Structure Pratique de Commande 2 ont été présentées et confirment les caractéristiques principales de ces deux algorithmes de commande et leurs possibilités d'implantation en temps réel.

Chapitre 3.

Structure de commande à modèle

A tout prendre, écrire est assez prétentieux
et insignifiant. Ça revient à dire :
" Je ne sais rien et j'en parle. "
Le mot du silencieux-Albert Brie (1925-)

Introduction

L'objectif de ce chapitre est d'appliquer une commande à modèle au VAL 206 afin de résoudre les problèmes liés aux non-linéarités induits par les jeux mécaniques et les lois de contact roue-sol.

Les structures de commande à modèle se déclinent en plusieurs types :

- La commande à reconstructeur d'état [PIE 00a] impose au modèle de suivre le processus,
- La commande par modèle interne (CMI) dont le mécanisme d'adaptation agit sur la commande. Le correcteur est composé de la partie inversible du processus à laquelle on ajoute un filtre appelé "filtre de robustesse" [FLA 94, BRA 96],
- La commande adaptative à modèle dont le principe repose sur l'adaptation de paramètres du correcteur ou du modèle. (commande adaptative avec modèle de référence MRAC),
- La commande à modèle de comportement qui exploite l'écart entre le modèle et le processus afin de modifier les actions du processus pour qu'il suive le modèle [HAU 97, VUL 00]. La représentation du processus est alors rendue robuste. Une synthèse de ces diverses lois de commande est présentée dans [VUL 02].

La structure de commande à modèle de comportement est étudiée pour le contrôle du VAL 206.

La modélisation mathématique simplifiée d'un processus comportant des non linéarités rend possible l'application stricte des outils de commande des systèmes linéaires [JUK 01]. La trajectoire obtenue peut alors être considérée comme idéale. L'idée qui consiste à faire tendre, en tout point de fonctionnement, la sortie du processus vers celle du modèle, est à la base de la Commande à Modèle de Comportement (CMC). La CMC est notamment appliquée en vue de la résolution des phénomènes non linéaires qui caractérisent le processus (jeux mécaniques et lois de contact) et pour laquelle elle semble trouver un domaine privilégié [BAR 97, PIE 01, VUL 02].

La première partie de ce chapitre décrit le contrôle de la vitesse du VAL 206 par cette stratégie de commande. Le modèle est déterminé en prenant des hypothèses simplificatrices de stationnarité et de linéarité. La robustesse de la commande à modèle de comportement est évaluée pour diverses cas. Les performances de la commande à modèle de comportement sont de plus estimées, en présence des jeux mécaniques, et comparées à celles obtenues avec la commande actuelle.

Les problèmes d'adhérence d'un véhicule ont pour conséquences une augmentation non contrôlée du glissement se traduisant par une diminution de l'effort de traction. Le contrôle de l'adhérence peut s'envisager par la maîtrise du glissement [PIE 02] mais également par celle de l'effort de propulsion [SAD 99, RIZ 02]. La maîtrise de la vitesse de la roue est à la base de la stratégie de commande présentée dans la deuxième partie de ce chapitre. Un bloc de stratégie contrôle les coefficients de répartition du modèle par une commande adaptée. La stratégie de commande adoptée est d'annuler le couple du moteur de l'essieu perturbé dès la détection du patinage. Cette méthode présente également l'avantage de garder l'effort du véhicule constant,

au régime transitoire près, puisqu'il permet de rediriger la consigne vers l'essieu (ou la voiture) qui n'est pas perturbé.

La troisième partie de ce chapitre est relative à l'émulation de la Commande à Modèle de Comportement. Nous montrons que les résultats expérimentaux obtenus sont très proches de ceux des simulations autorisant une implémentation en temps réel de la commande.

3.1. Commande à Modèle de Comportement

La modélisation linéaire de phénomènes mécaniques comme le patinage d'une ou plusieurs roues ainsi que les jeux dans les engrenages se révèle bien souvent délicate pour synthétiser une commande satisfaisante et robuste. L'approche présentée dans ce paragraphe est d'établir un modèle qui ne tient pas compte de ces phénomènes non linéaires. Dans ces conditions, le comportement délivré par le modèle peut alors être qualifié d'idéal. L'idée est de faire tendre en permanence le processus vers ce modèle idéal en tout point de fonctionnement.

La commande à modèle de comportement a déjà été utilisée pour la commande d'un certain nombre de processus non linéaires, comme une inductance saturable [HAU 99] ou un axe de machine outil [BAR 97]. Par un effet de linéarisation du processus, la CMC est adaptée à la commande de systèmes comportant des non-linéarités. Par ailleurs, l'application de la CMC peut s'étendre aux systèmes multi-machines [VUL 02]. Le modèle est commun aux deux processus et le correcteur de la boucle principale reçoit en retour la sortie du modèle ce qui assure un découplage complet de la commande de chaque sous-système.

La commande à modèle de comportement a également l'avantage de réduire le nombre de capteurs ce qui présente un intérêt économique. Néanmoins, le choix de la grandeur à contrôler n'est pas trivial. Plusieurs solutions sont techniquement envisageables : le contrôle de la vitesse de rotation du moteur, des disques de frein, des roues ainsi que de la vitesse linéaire de la rame. L'algorithme de commande présenté doit toutefois autoriser la maîtrise des phénomènes de patinage. La détection du patinage au plus près de la perturbation se conçoit alors assez naturellement. Dans ces conditions, le contrôle de la vitesse des roues semble le mieux adapté.

3.1.1. Principe

3.1.1.1. Analyse générale de la commande à modèle

L'étude des caractéristiques des commandes à modèle peut être synthétisée par une représentation comprenant quatre blocs fonctionnels bien définis (Fig. 3.1) [VUL 02].

Le bloc "processus" représente le processus réel. Il est caractérisé par le vecteur d'entrée u et le vecteur de sortie y. Le bloc "commande" définit la variable de contrôle u afin que le processus suive le vecteur de référence $y_{réf}$. Le vecteur de contrôle u peut être modifié par d'autres entrées en particulier le vecteur des sorties du processus et des variables estimées z_{mod}. Le bloc "modèle" est l'estimation du processus. Il correspond le plus souvent à des hypothèses d'analyse ce qui permet d'aboutir à un modèle simplifié. Souvent, l'entrée de ce bloc est la même que celle du processus mais ce n'est pas une obligation. La différence entre la sortie du processus et celle du modèle est traitée par le bloc d'adaptation. Dans le cas de la commande à modèle de comportement, la sortie agit directement sur le processus à contrôler (Fig. 3.1).

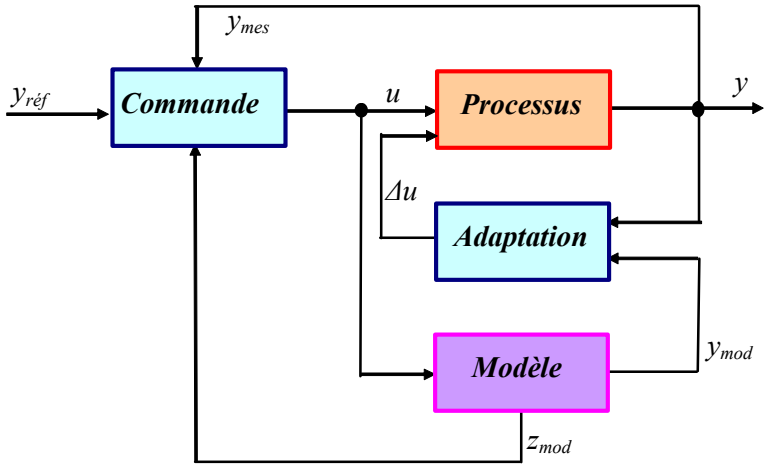


Fig. 3.1: Représentation à quatre blocs de la commande à modèle de comportement

L'idée principale de cette commande consiste à exploiter l'écart entre la sortie du processus et celle du modèle afin de modifier les actions de commande du processus ce qui a pour conséquence de "forcer" le processus à suivre le modèle. Cette approche conduit alors à rendre robuste la représentation du processus. Toute perturbation externe, voire action paramétrique, doit voir son effet sinon annulé, au moins fortement atténué. Cette stratégie de commande présente alors nécessairement des caractéristiques robustes.

3.1.1.2. Commande à Modèle de Comportement

Le schéma fonctionnel de cette commande à modèle de comportement est illustré à la Fig. 3.2. Le processus est représenté par P et soumis à l'entrée de réglage u et à la perturbation *d*. Le modèle peut être constitué d'une ou de plusieurs boucles d'asservissement. On suppose qu'aucun bruit ne se superpose sur la sortie du processus. La présentation de la perturbation *d* est introduite pour établir la phase d'étude générale. Le bloc d'adaptation C_c est le correcteur de comportement. La commande est le correcteur du modèle. Il est à noter que l'entrée du processus provient de la contribution délivrée par le correcteur du modèle et celle du correcteur de comportement. Par ailleurs, le signal de retour y_{ret} peut provenir de la sortie du modèle ou de celle du processus [VUL 02]. Nous choisissons le retour du modèle car cette structure de commande présente l'avantage d'avoir un signal de retour exempt de bruit [VUL 02].

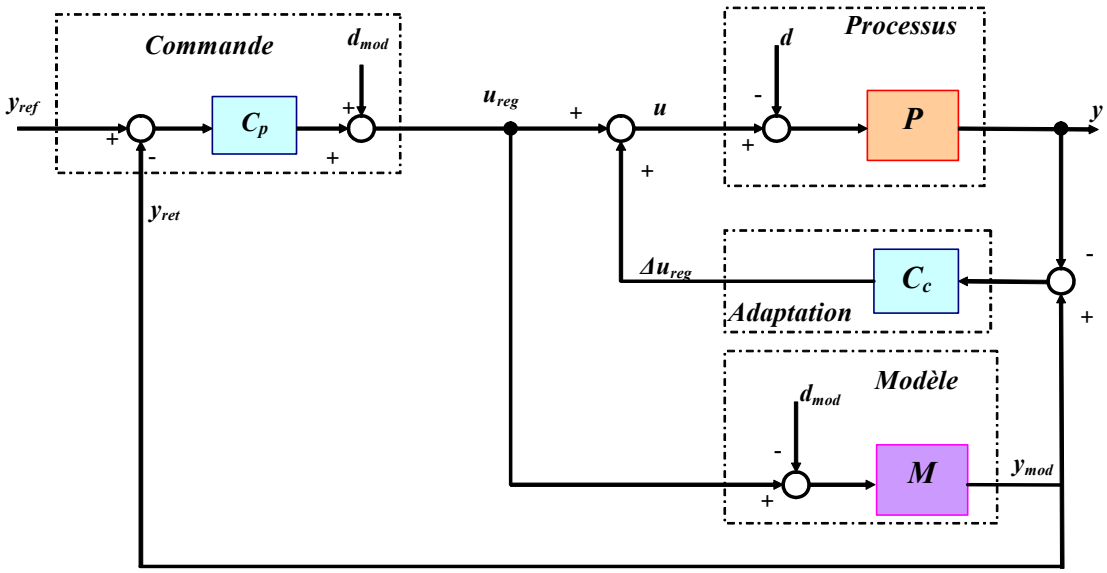


Fig. 3.2: Schéma fonctionnel de la commande à modèle de comportement

3.1.1.3. Schéma fonctionnel équivalent de la CMC

Les équations permettant l'analyse du système s'écrivent :

$$\begin{cases} y(s) = P(s)\{C_p(s)[y_{réf}(s) - y_{\text{mod}}(s)] + C_c(s)[y_{\text{mod}}(s) - y(s)] + d_{\text{mod}}(s) - d(s)\} \\ y_{\text{mod}}(s) = M\ C_p(s)[y_{réf}(s) - y_{\text{mod}}(s)] \end{cases} \quad (3.1)$$

On définit, à partir des équations (3.1), les expressions de la sortie du processus et de celle du modèle :

$$y = \frac{P(1 + M C_c)}{M(1 + P C_c)} y_{\text{mod}} + \frac{P}{1 + P C_c}(d_{\text{mod}} - d) \quad (3.2)$$

$$y_{\text{mod}} = \frac{M C_p}{1 + M C_p} y_{réf} \quad (3.3)$$

Il convient de noter que le modèle M et sa commande C_p peuvent être composés de plusieurs boucles de contrôles.

L'équation (3.3) met en exergue la notion de boucle principale. Il n'y a pas de terme relatif à la perturbation. La synthèse du correcteur C_p peut se faire sur la fonction de transfert du modèle M afin d'obtenir les performances souhaitées. L'équation (3.2) montre que la sortie du processus dépend de deux termes : celui relatif à l'asservissement en poursuite et celui relatif à la perturbation. La synthèse du correcteur C_c est moins aisée que dans le cas précédent. On

remarque néanmoins que le choix d'un correcteur à grand gain simplifie cette équation. Ce choix se traduit, dans la bande passante désirée, par la condition :

$$|M\ C_c| >> 1 \tag{3.4}$$

Dans ces conditions, l'expression (3.2) s'écrit :

$$y = \frac{P\ C_c}{1 + PC_c}\, y_{\text{mod}} + \frac{P}{1 + PC_c}(d_{\text{mod}} - d) \tag{3.5}$$

La Fig. 3.3 décrit le schéma fonctionnel équivalent à la commande à modèle de comportement.

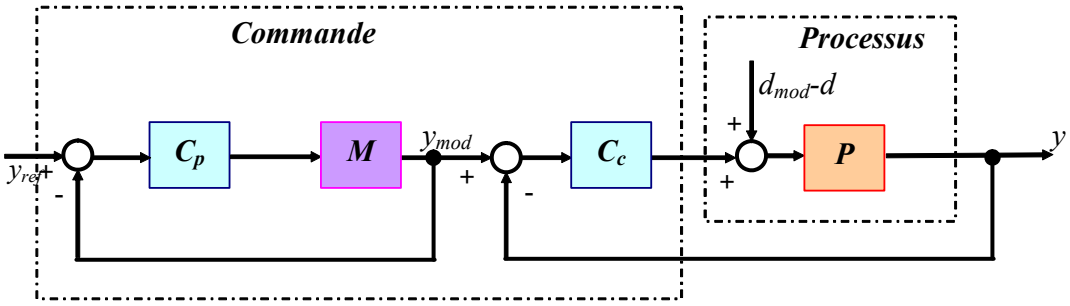


Fig. 3.3: Schéma équivalent de la CMC1

Ce schéma équivalent montre que ce système est constitué de deux boucles d'asservissement. Il est à remarquer que le correcteur d'adaptation C_c intervient sur la référence de l'asservissement de poursuite mais également sur la perturbation. Lorsque la dynamique de la boucle secondaire (celle du processus) devient grande par rapport à la première, la sortie du processus devient proche de celle du modèle. Cette condition s'écrit :

$$|P\ C_c| >> 1 \tag{3.6}$$

L'expression (3.5) devient alors :

$$y = y_{\text{mod}} + \frac{(d_{\text{mod}} - d)}{C_c} \tag{3.7}$$

3.1.2. Choix du modèle

Il y a plusieurs options sur le choix du modèle [HAU 97, DUM 98, POU 00]. La plus courante est celle d'un modèle stationnaire, linéaire, dont la dynamique est proche de celle du processus même dans le cas de systèmes non-linéaires.

Le modèle de comportement est déterminé à partir des hypothèses simplificatrices de linéarité et de stationnarité définies en § 2.3.3.4. Par ailleurs, les raideurs du réducteur d'entrée ainsi que de l'arbre de transmission sont négligées.

La mise en REM du modèle mécanique présente alors deux problèmes d'association d'objets (Fig. 3.4). Le premier, relatif à la suppression de la raideur du réducteur ne permet pas d'établir la connexion entre la sortie du réducteur et l'entrée du pont différentiel car le réducteur délivre en sortie une variable cinétique Ω_{dm1} et l'entrée du différentiel est une variable potentielle c_{dm1}. Le deuxième problème d'association concerne la suppression de la loi de contact de chaque roue. Là encore, on retrouve le même problème puisque chaque roue délivre une grandeur cinétique (v_{Rm}) et les entrées des bogies sont des grandeurs potentielles (F_{Rm}).

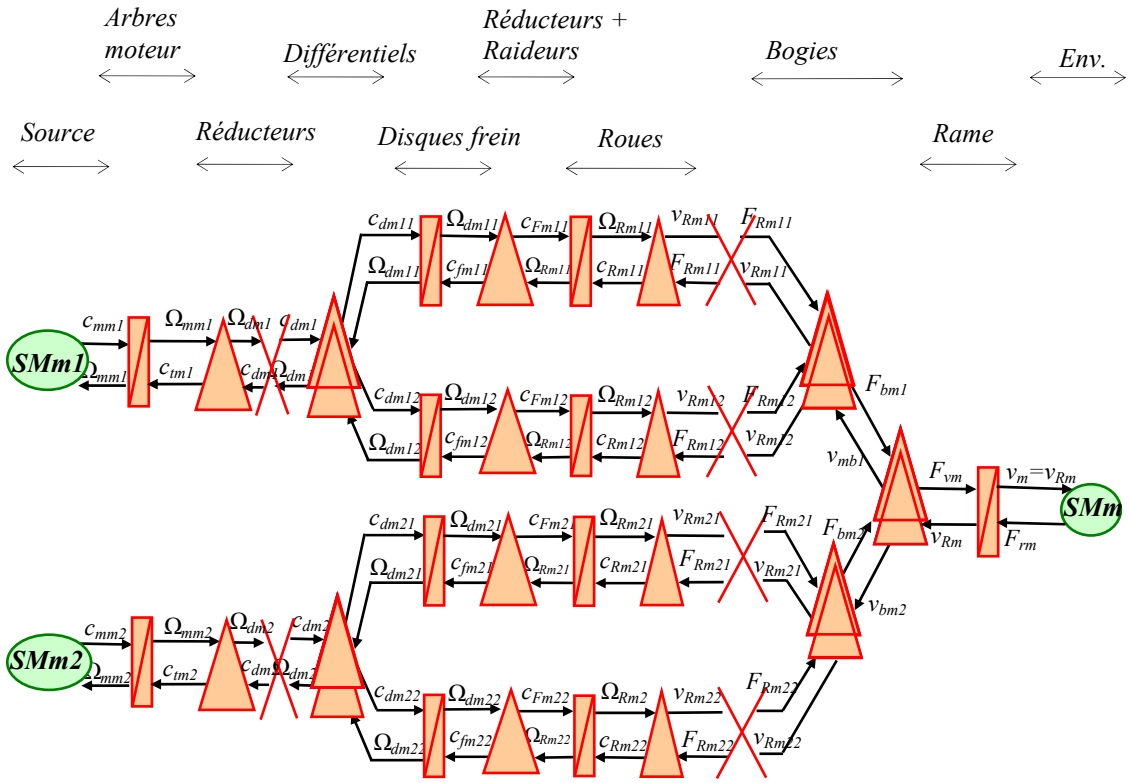


Fig. 3.4 : REM du modèle choisi avec suppression de la raideur et de la loi de contact

La résolution de ces deux problèmes d'association d'objets est décrite en ANNEXE D.3. Le premier problème d'association d'objets (couplage amont) comporte avant connexion trois variables d'état qui sont les vitesses Ω_{dm1}, Ω_{dm11} et Ω_{dm12} pour le bogie1 sachant que ces vitesses sont liées par une relation rigide. La méthode présentée consiste à mettre ce système sous la forme d'une équation d'état où les vitesses des arbres en sortie du différentiel sont les variables d'état. On montre alors que la vitesse de chaque arbre de sortie est influençée par celle de l'autre. Dans ces conditions, on définit des variables mutuelles pour les frottements et les inerties. Le problème posé par cette association d'objets est à rapprocher de celui présenté par le nœud inductif des machines (cf. § 1.1.4). Par ailleurs, une simplification supplémentaire est possible lorsqu'on fait l'hypothèse d'un fonctionnement en ligne droite. Les vitesses en sortie du différentiel sont alors identiques et on montre que la REM obtenue est alors composée d'une inertie équivalente en entrée du différentiel.

Le deuxième problème est relatif au couplage aval. Pour un fonctionnement en ligne droite, les variables représentant les vitesses sont alors identiques. Dans ces conditions, on montre qu'il est possible d'obtenir un système équivalent où les inerties des roues sont totalisées avec la masse du véhicule. On obtient la REM de la Fig. 3.5.

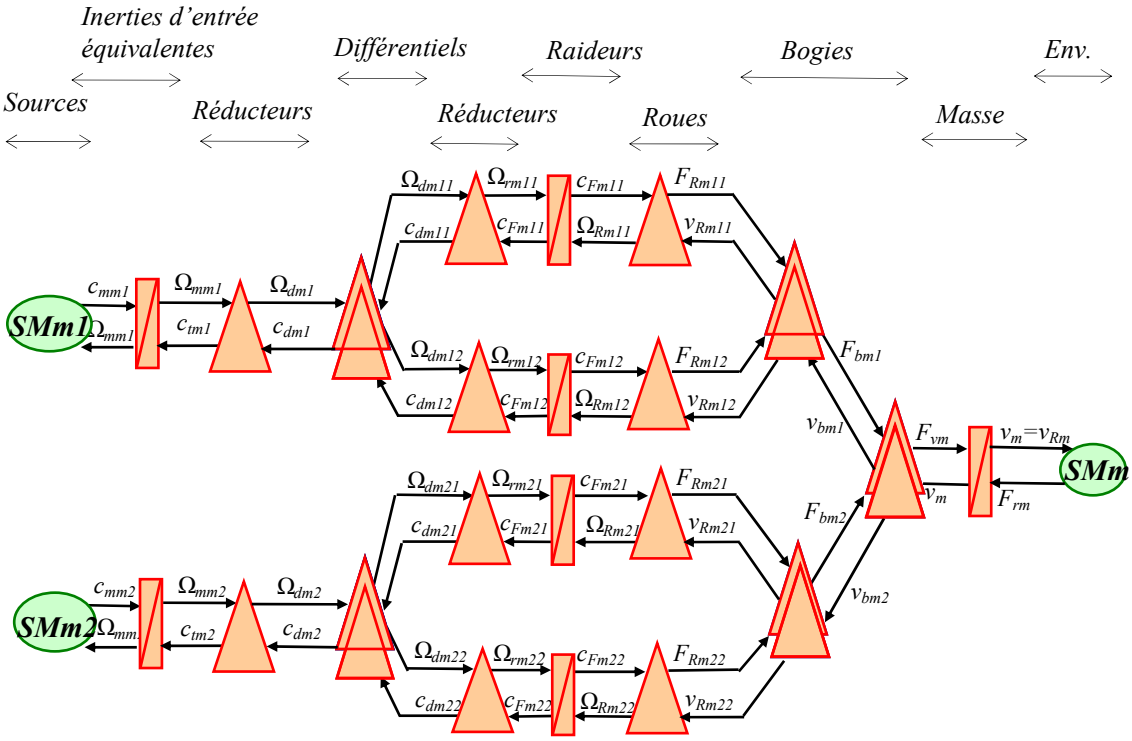


Fig. 3.5: REM du modèle avec résolution des couplages amont et aval

Pour distinguer les grandeurs du modèle de celles du processus, on introduit un indice supplémentaire *m* au niveau de chaque variable du modèle. A titre d'exemple, le couple moteur délivré par la source mécanique du bogie 1 s'écrit c_{mm1}.

La REM ci-dessus peut être simplifiée. Le modèle de chaque bogie étant composé de deux branches, la transformation consiste à obtenir un système équivalent n'en comportant plus qu'une. Les objets de chaque branche ayant la même caractéristique, on peut alors établir la REM d'un bogie équivalent. La méthodologie, qui est de déplacer deux à deux les objets situés en sortie du couplage amont vers la gauche, est décrite en ANNEXE D . La première itération consiste à décaler vers la gauche les réducteurs de chaque roue. On applique la même méthodologie pour le déplacement des autres objets (raideurs et roues). La dernière itération fait alors apparaître une simplification entre le couplage amont et le couplage aval. La REM simplifiée est alors composée de deux bogies et d'une masse équivalente (Fig. 3.6).

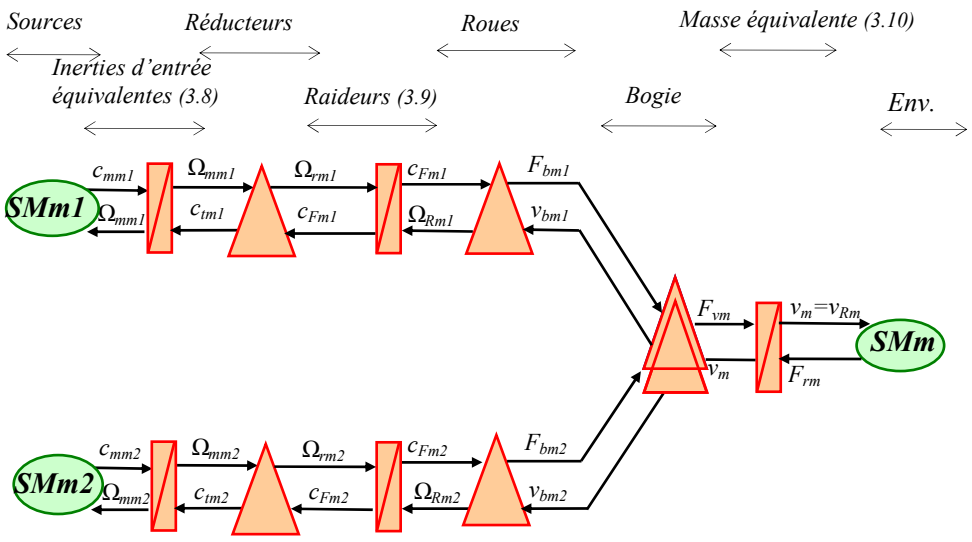


Fig. 3.6: REM simplifiée du modèle

On rappelle que le modèle peut être idéalisé et que tous les écarts seront gérés par la CMC. C'est la raison pour laquelle on peut utiliser un modèle aussi simple.

-Inerties équivalentes en entrée du réducteur-

Les valeurs des inerties des disques de frein étant identiques, on détermine une inertie équivalente placée en entrée du réducteur (ANNEXE D.1). Pour chaque bogie, l'inertie équivalente d'entrée (j_{me}) se compose du volant d'inertie du moteur auquel s'ajoutent les inerties des disques de frein ramenées sur l'arbre d'entrée (règles de permutation et de concaténation). La valeur du volant d'inertie équivalent s'écrit :

$$j_{me} = j_m + 2 \;\; j_d \; r_1^2 \tag{3.8}$$

j_{me} est l'inertie d'entrée équivalente, j_m l'inertie du moteur, j_d l'inertie du disque de frein et r_1 le rapport de réduction du pont différentiel.

-Raideur équivalente de la roue-

Le calcul de la valeur de la raideur équivalente est donné en ANNEXE D.2.1. Le coefficient de raideur équivalent s'écrit :

$$k_r^{'} = 2 \; k_r \tag{3.9}$$

$k_r^{'}$ est la raideur équivalente et k_r la raideur de la roue.

-Masse équivalente de la roue-

La masse équivalente d'une voiture est déterminée en totalisant celle de la voiture avec les inerties des quatre roues ramenées en sortie du couplage aval (D.50). Elle s'écrit :

$$M_e = M + 4\frac{j_r}{R^2} \tag{3.10}$$

M_e est la masse équivalente, M la masse de la voiture, R est le rayon moyen de la roue et j_r l'inertie de la roue.

3.1.3. Structure Maximale de Commande du modèle

Le correcteur principal de la CMC comporte 3 boucles de contrôle. Le modèle de comportement simplifié représenté à la Fig. 3.6 présentant un couplage mécanique aval, la résolution de ce couplage aval passe alors par un critère de répartition (Fig. 3.7).

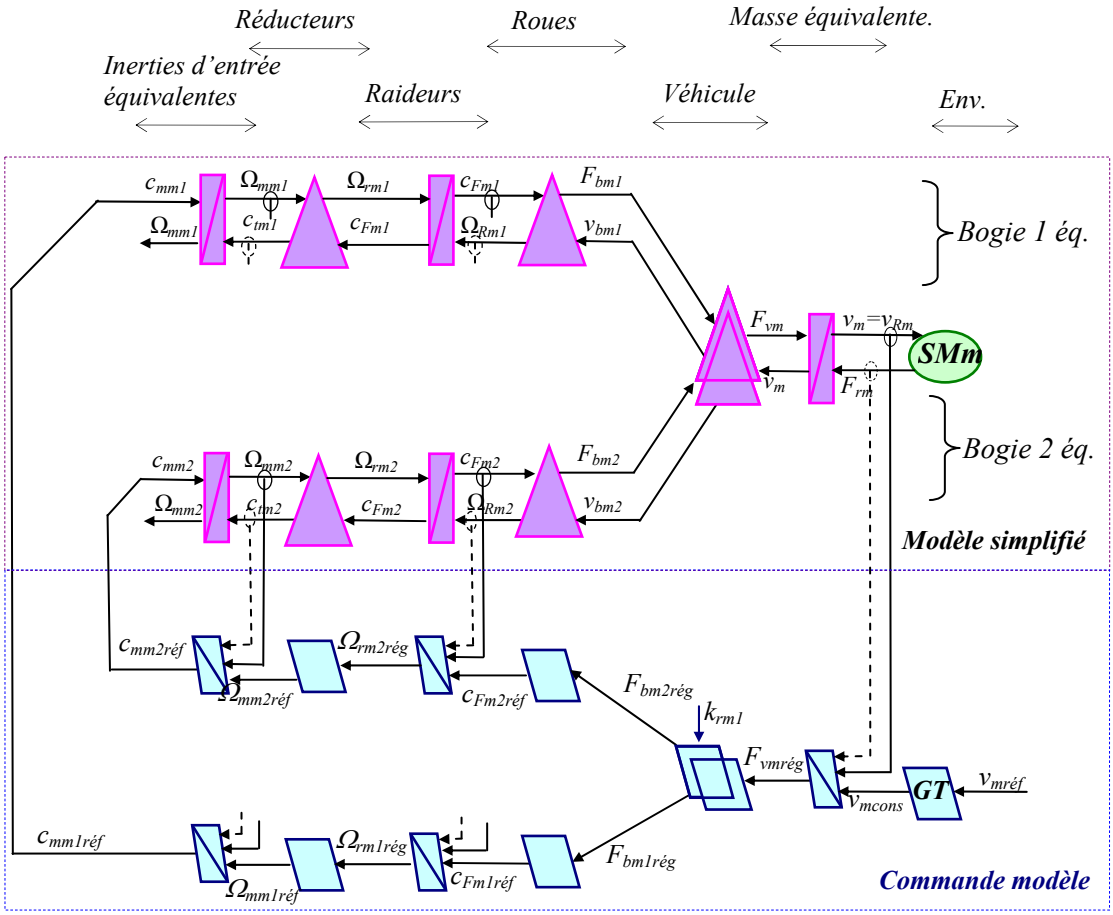


Fig. 3.7: SMC du modèle simplifié (sans glissement ni jeux mécaniques)

Les sources mécaniques correspondant à la partie électrique sont supprimées de sorte que les commandes de couples sont directement reliées à la partie opérative correspondante du modèle. La SMC du modèle simplifié comporte, par essieu, deux boucles de commande et une boucle externe qui contrôle la vitesse linéaire délivrée par le modèle. Toutes les grandeurs étant accessibles, les perturbations sont compensées. Le coefficient de répartition k_{rm1} vaut 0,5 en fonctionnement nominal. Nous verrons ultérieurement que l'application de la CMC à la gestion d'un dispositif anti-patinage fait usage d'autres valeurs de fonctionnement de ce coefficient. La référence de vitesse du modèle v_{mcons} est imposée par le bloc de gestion de la trajectoire de vitesse.

La synthèse des correcteurs est réalisée en choisissant des temps de réponse identiques avec la Structure Pratique de Commande 2 définie en 2.3.3.4 afin d'en faciliter les analyses comparatives. Le correcteur de la boucle de vitesse des moteurs est un proportionnel dont le gain statique donne un temps de réponse de 0,2 s. Le correcteur de la boucle de couple est un proportionnel intégral. Le réglage est déterminé afin d'obtenir un coefficient d'amortissement de 0,7 et un temps de réponse de 0,7 s. Le temps de réponse de la boucle de vitesse vaut 2 s.

-Simulation de la boucle principale-

Les résultats des simulations sont présentés à la Fig. 3.8.

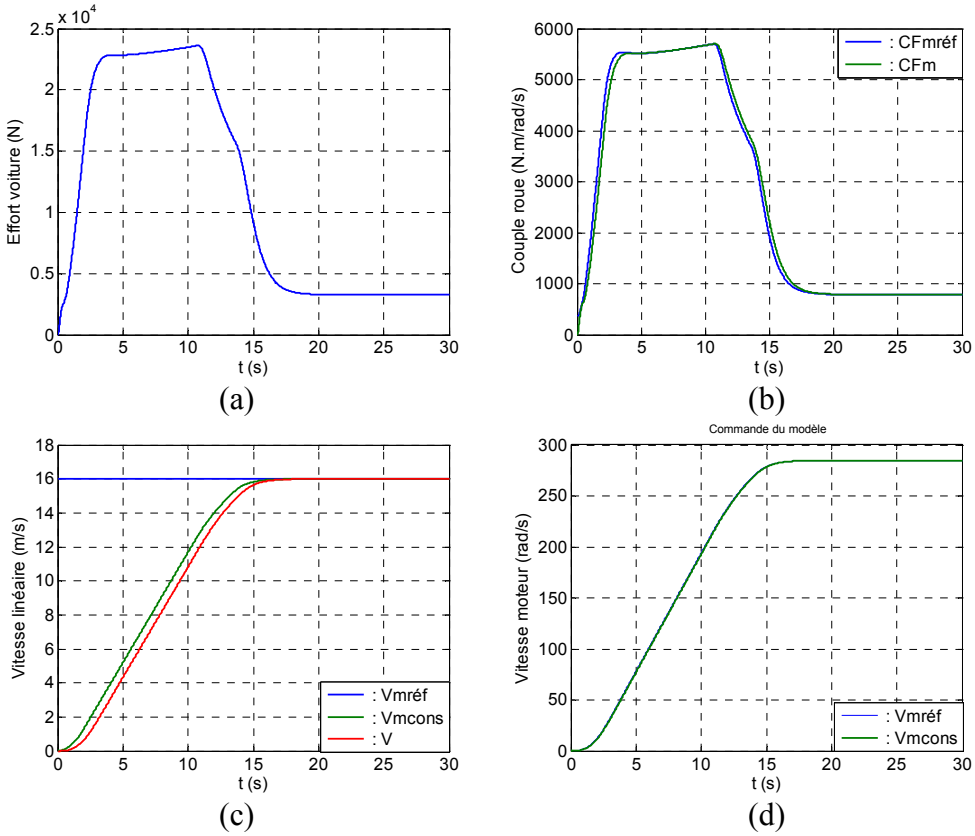


Fig. 3.8 Réponses à un échelon de vitesse : (a) effort voiture, (b) couple roue, (c) vitesse linéaire, (d) vitesse moteur

La consigne de vitesse v_{mcons} est imposée par le bloc de gestion de la trajectoire. En comparant ces résultats à ceux obtenus avec la Structure Pratique de Commande 2 (2.3.3.5), on observe que les réponses en vitesse sont similaires. Ce résultat montre que le modèle simplifié, qui est utilisé dans la CMC, a des caractéristiques dynamiques très proches de celles du processus.

3.1.4. Commande à Modèle de Comportement

La CMC pour 2 parties opératives (Fig. 3.9) peut se décomposer fonctionnellement en quatre blocs.

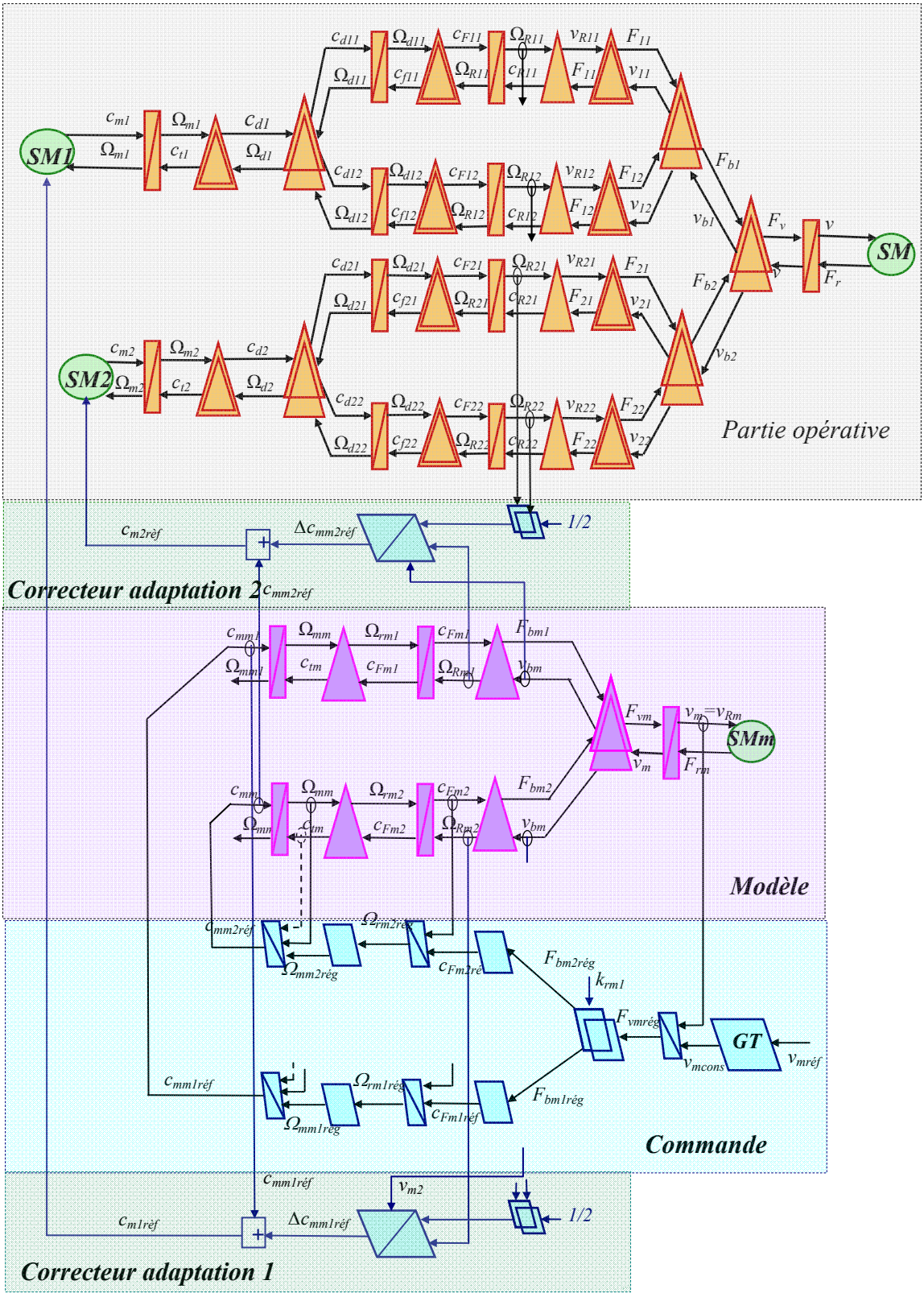


Fig. 3.9: CMC du VAL 206

Les deux blocs centraux sont relatifs au modèle de comportement et à sa commande (correction principale). Cette dernière reçoit la vitesse linéaire de consigne du véhicule et en retour, la vitesse linéaire délivrée par le modèle. Les deux autres blocs concernent les correcteurs d'adaptation.

Chaque correcteur d'adaptation reçoit en consigne la vitesse de la roue délivrée par le modèle et en retour la moyenne pondérée des vitesses des deux roues de l'essieu. Il délivre la référence d'écart couple $\Delta c_{mmréf}$ que l'on doit ajouter au couple $c_{mmréf}$ du correcteur principal pour annuler l'écart entre le processus et le modèle. Chaque correcteur d'adaptation comporte une entrée additionnelle correspondant à la vitesse linéaire et qui est utilisée par l'algorithme de calcul (voir la synthèse du correcteur secondaire développée ci-après).

La commande délivrée par chacun de ces correcteurs correspond au couple de référence $c_{mréf}$ des moteurs de la partie électrique du VAL 206. Pour des raisons évidentes de lisibilité, la partie électrique n'est pas représentée sur la CMC. Par ailleurs, les compensations des boucles secondaires de la CMC, qui font appel à des grandeurs difficilement mesurables (couples en réaction), ne sont pas utilisées.

3.1.4.1. Synthèse du correcteur d'adaptation

La synthèse de ce correcteur est plus délicate à établir que celle du correcteur principal. Dans ce dernier cas, le modèle à contrôler est linéaire et stationnaire et aucune hypothèse simplificatrice particulière n'est à prendre en compte pour effectuer la synthèse des correcteurs. Les difficultés relatives à la synthèse du correcteur de la boucle secondaire sont multiples car la présence d'éléments non linéaires dans la chaîne de transmission énergétique rend difficile la détermination de la fonction de transfert liant la vitesse de rotation de la roue au couple développé par le moteur. L'application des hypothèses simplificatrices de linéarité définies en § 2.3.3.4 permet de déterminer les relations liant les grandeurs de la chaîne énergétique entre elles. Le détail de la mise en REM du bogie simplifié, qui conduit à la détermination des fonctions de transfert, est donné en ANNEXE D .

-Fonction de transfert-

L'expression générale de la fonction de transfert liant la vitesse des roues au couple de la machine est donnée en ANNEXE D.4.4. En considérant la rame à vide, la fonction de transfert s'écrit :

$$\frac{\Delta\Omega_R}{\Delta c_m} = P = \frac{r\,K_\Omega\,(1+\frac{v_{R0}}{k_a^{'}\,g}s)}{s\,[\,1+\frac{v_{R0}\,(j_e+\eta\,r^2\,j'_r)}{k_a^{'}\,g\,j_{éq}}s+\frac{j_e\,(j_r^{'}+R^2M_b(1-\lambda_0))}{k_r^{'}\,j_{éq}}s^2+\frac{j_e\,j_r^{'}\,v_{R0}}{k_r^{'}k_a^{'}\,g\,j_{éq}}s^3\,]} \qquad (3.11)$$

Ce système, qui est d'ordre 4, est de classe 1. Il peut toutefois être simplifié car il présente un pôle réel négatif avec un module élevé et qui n'intervient pas dans la dynamique du système.

La position des pôles complexes et du zéro évoluent en fonction de la vitesse de la rame (ANNEXE D.4.3). La détermination d'un correcteur de vitesse convenant dans toute la gamme de vitesse présente un problème puisque l'amortissement dépend de la vitesse. Une première approche de synthèse du correcteur est issue des techniques de placement de pôles [DUM 98]. Une solution possible est alors de régler le système avec des zéros réels. L'avantage de ce procédé est de laisser le libre choix sur la position des pôles après stabilisation du système. Les qualités de robustesse de cette technique ont été démontrées dans une application sur la

commande de machine outils [DUM 98]. Cette méthode est en revanche difficilement applicable en présence d'un processus non stationnaire.

La deuxième approche est basée sur la synthèse du correcteur par le critère algébrique de Naslin [NAS 69]. L'intérêt de cette méthodologie repose principalement sur son caractère systématique de la procédure de réglage. Les zéros du correcteur sont très souvent complexes conjugués. L'avantage de cette méthode permet également d'obtenir un réglage du système qui soit indépendant du point de fonctionnement. Il convient néanmoins de connaître le processus (ou avoir son modèle) afin de déterminer les coefficients du correcteur.

-Synthèse du correcteur d'adaptation par le critère de Naslin-

Une première méthode pour synthétiser la correction du système est de considérer la rame à l'arrêt c'est-à-dire pour des conditions d'amortissement les plus défavorables. Le réglage obtenu donnera, au sens de Naslin, un mode global de type second ordre. Certains coefficients du système dépendant de la vitesse, l'inconvénient principal de ce réglage est de ne pas offrir un amortissement optimal dans toute la plage de vitesse de la rame. Le problème est encore plus critique si on considère la non stationnarité du système (rame à vide ou en charge).

La méthode retenue est d'obtenir un réglage du système qui soit identique dans toute la plage de fonctionnement du système. Dans ces conditions, les coefficients du correcteur dépendent de la vitesse. Le correcteur doit présenter trois termes afin de satisfaire le réglage du correcteur [HAU 97]. Il est donc du deuxième ordre au numérateur. Le correcteur comporte également un pôle qui vient compenser le zéro du processus ce qui permet de réduire le nombre de coefficients dépendant du point de fonctionnement. Le correcteur s'écrit :

$$C_c = \frac{(c_0 + c_1\, s + c_2\, s^2)}{(1 + \tau_1 s)} \tag{3.12}$$

Pour le strict respect des causalités, le correcteur doit présenter un deuxième pôle dont la valeur de la constante de temps est négligeable par rapport aux autres constantes de temps.

Le polynôme caractéristique vaut :

$$\begin{aligned} &P_c = c_0^{'} + (c_1^{'} + 1)s + (c_2^{'} + 2\varsigma\tau_n)s^2 + \tau_n^2 s^3 \\ &avec\ c_0^{'} = c_0 k_w,\ c_1^{'} = c_1 k_w,\ c_2^{'} = c_2 k_w \end{aligned} \tag{3.13}$$

Le polynôme normalisé de Naslin conduit aux relations suivantes :

$$\begin{aligned} &\alpha_1 = \frac{(c_1^{'} + 1)^2}{c_0^{'}\,(c_2^{'} + 2\varsigma\tau_n)} \quad ; \alpha_2 = \frac{(c_2^{'} + 2\varsigma\tau_n)^2}{(c_1^{'} + 1)\,\tau_n^2} \\ &avec\ \alpha_1 = \alpha_2 \end{aligned} \tag{3.14}$$

Le temps de réponse au premier dépassement s'écrit :

$$T_r \approx \frac{2{,}2}{\omega_0} \quad avec\ \omega_0 = \frac{c_0^{'}}{c_1^{'} + 1} \tag{3.15}$$

La résolution des équations (3.14) et (3.15) débouche sur les relations ci-dessous :

$$c_0^{'} = \alpha^3 \omega_0^3 \tau_n^2;\ c_1^{'} = \alpha^3 \omega_0^2 \tau_n^2 - 1;\ c_2^{'} = \alpha^2 \omega_0 \tau_n^2 - 2\varsigma \tau_n \tag{3.16}$$

On constate que seul, le coefficient $c_2^{'}$ dépend de la vitesse. En fait, lorsque celle-ci augmente, l'amortissement du système augmente également et le coefficient $c_2^{'}$ diminue afin d'obtenir un amortissement constant du système corrigé. Ce résultat est la conséquence de la typologie du correcteur dont le pôle compense le zéro du processus. L'application numérique donne, pour un temps de réponse du système de 0,3 s et un coefficient d'amortissement de 2,4, les relations suivantes :

$$c_0^{'} = 4{,}56;\ c_1^{'} = -0{,}377;\ c_2^{'} = 0{,}035 - 1{,}7210^{-3} v_{Ro} \tag{3.17}$$

Le correcteur C_c s'écrit :

$$C_c = \frac{1190 - 98s + (9{,}13 - 0{,}449 v_{R0}) s^2}{(1 + 0{,}01 v_{R0} s)} \tag{3.18}$$

Les lieux des pôles du système corrigé pour des vitesses de 0, 10, 16, 22 m/s sont présentés à la Fig. 3.10.

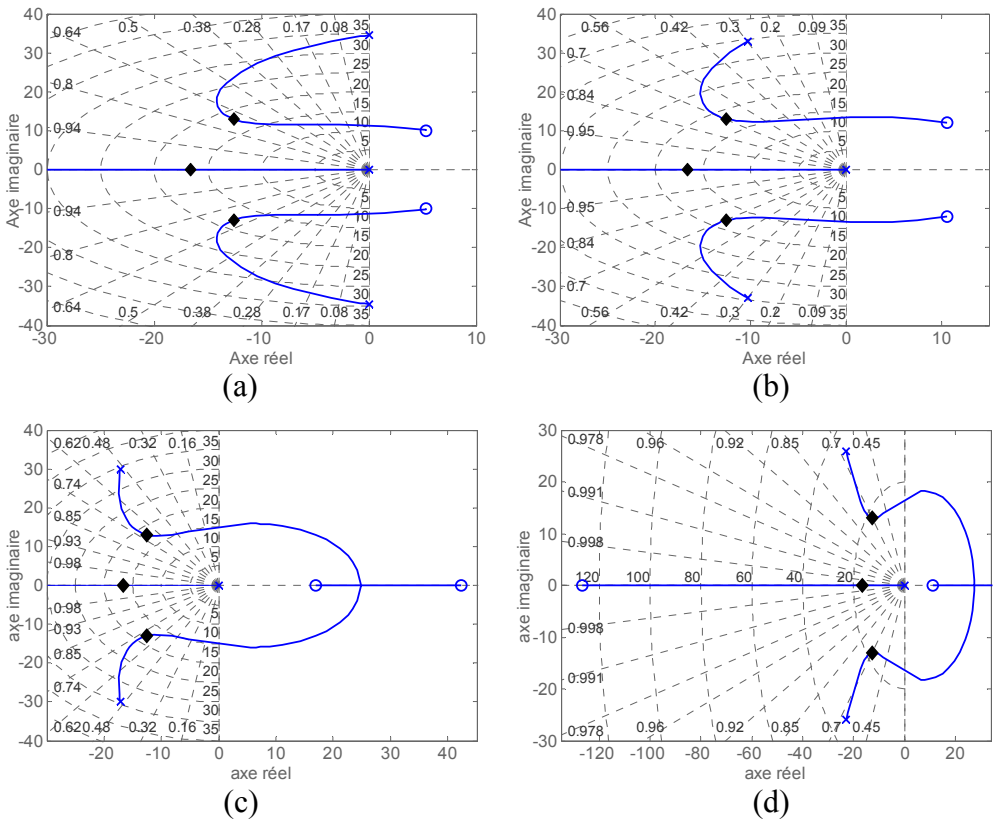


Fig. 3.10 Lieux des pôles du système corrigé : (a) v=0, (b) v=10 m/s, (c) v=16 m/s, (d) v=22m/s

Le réglage du système, par le critère de Naslin, donne des résultats singuliers. Les figures (a) et (b) montrent que les zéros complexes du correcteur se situent dans le plan complexe droit.

Cette particularité permet d'obtenir le réglage escompté. Pour les vitesses de 0 et 10 m/s, lorsque la vitesse augmente, les pôles complexes du processus se déplacent vers la gauche, traduisant une augmentation de l'amortissement. Pour obtenir un réglage constant, les zéros du correcteur se déplacent vers la droite. Pour les deux autres vitesses (16 et 22 m/s), le réglage de Naslin amène deux zéros réels. Dans le premier cas, l'amortissement augmentant, les pôles complexes se déplacent vers la gauche et les deux zéros sont placés dans le plan droit. Dans le deuxième cas, le réglage place un zéro dans chaque plan (droit et gauche). Le lieu des pôles se déforme en fonction du point de fonctionnement. La position des racines, typique du réglage de Naslin, confère au système un mode global de type second ordre dans toute la plage de vitesse du VAL 206.

-Validation des hypothèses de simplification de la CMC-

En ne considérant que la dynamique de la boucle de la vitesse linéaire, l'expression du correcteur principal *M* de la CMC s'écrit :

$$M = \frac{1}{(1+\tau_m s)} \tag{3.19}$$

τ_m est la constante de temps de la boucle de contrôle de la vitesse qui vaut 0,66 s.

Dans la bande passante donnée, on valide le principe de simplification par la relation suivante :

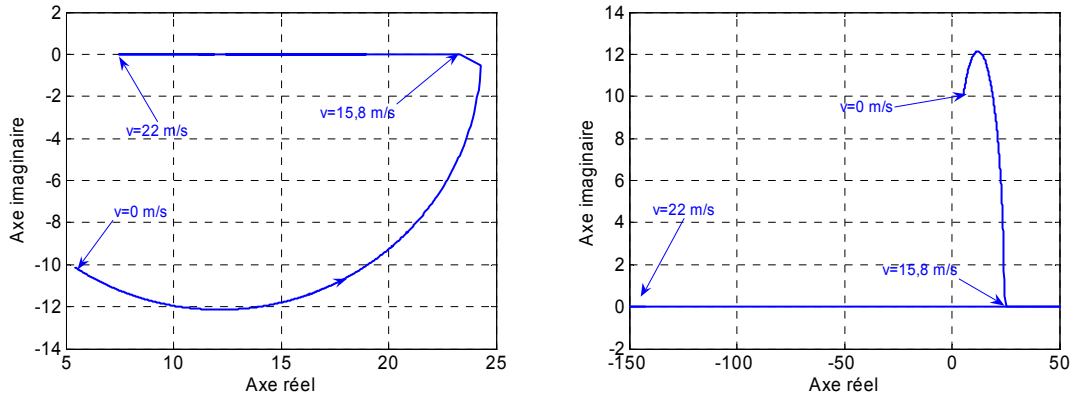
$$\left|M\, C_c\right| \approx 2448 >> 1 \tag{3.20}$$

-Loi d'évolution des zéros du correcteur avec la vitesse de la rame-

Pour obtenir un mode global d'ordre 2 dans toute la plage de vitesse, les zéros du correcteur évoluent avec la vitesse de la rame. On détermine la loi d'évolution des zéros avec la vitesse de la rame en annulant le numérateur du correcteur C_c. On trouve les racines suivantes :

$$z_{1,2} = \frac{98 \pm \sqrt{\Delta}}{2(9{,}13 - 0{,}449\, v_{Ro})} \quad avec\ \Delta = 2137 v_{Ro} - 33854 \tag{3.21}$$

Les zéros sont complexes conjugués lorsque le déterminant est négatif c'est-à-dire pour des vitesses inférieures à 15,8 m/s. Dans le cas contraire, les zéros sont réels. Par ailleurs, le signe du dénominateur change lorsque la vitesse est supérieure à 20,3 m/s. Dans ces conditions, on obtient 2 zéros positifs lorsque la vitesse du véhicule est comprise entre ces 2 vitesses (15,8 m/s $\leq$ v $\leq$ 20,3 m/s). Au delà de 20,3 m/s, le numérateur du correcteur présente alors un zéro réel positif et un zéro réel négatif. Nous présentons, à la Fig. 3.11, l'évolution des zéros pour des vitesses du véhicule allant de 0 à 22 m/s.



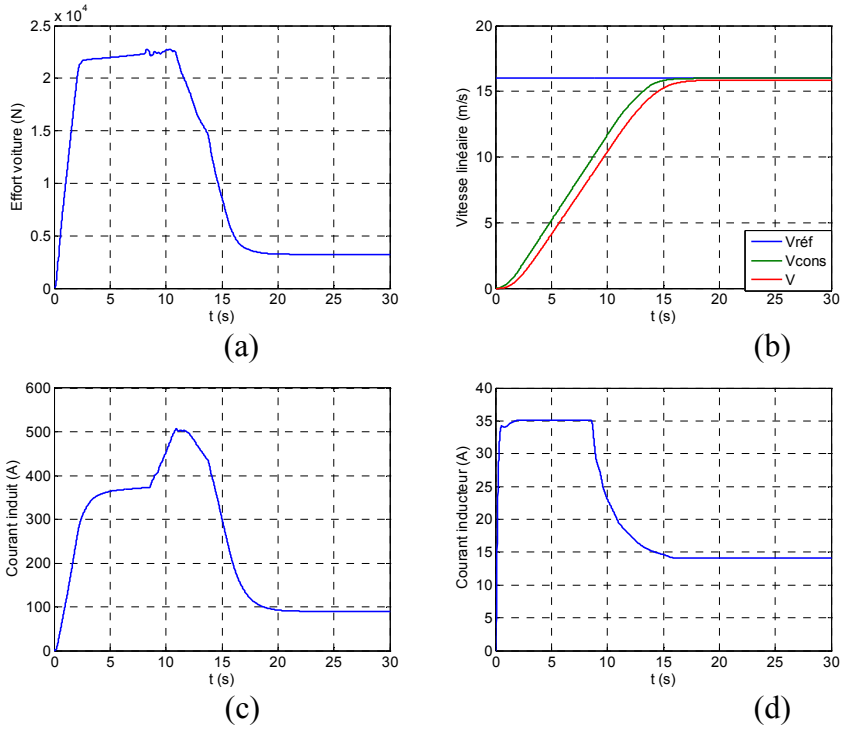
(a) (b)

Fig. 3.11 Évolution des zéros avec la vitesse : (a) z_1, (b) z_2

Le coefficient de degré 2 du correcteur d'adaptation C_c dépendant de la vitesse, l'implémentation classique présente des difficultés. Nous présentons en ANNEXE F une méthode de calcul du correcteur d'adaptation qui s'appuie sur le formalisme d'état. Tout en respectant la causalité intégrale, l'algorithme de calcul présenté permet, à chaque pas de calcul, de déterminer les coefficients du correcteur.

-Simulations-

Nous présentons, à la Fig. 3.12, la réponse du système à une vitesse de consigne de 16 m/s.



(a) (b)

(c) (d)

Fig. 3.12 Réponse de la CMC : (a) effort voiture, (b) vitesse linéaire, (c) courant inducteur, (d) courant induit

Le système est bien amorti et ne présente pas de dépassement. Les résultats de cet essai sont à comparer avec ceux obtenus avec la Structure Pratique de Commande 2 (Fig. 2.39). Le temps de réponse est sensiblement identique entre les deux algorithmes de commande. Structurellement, la CMC ne nécessite que 4 capteurs de vitesse au lieu de 7 pour la structure pratique de commande 2. Par ailleurs, la CMC ne requiert pas de capteur de vitesse linéaire de la rame qui reste coûteux et délicat à la mise en œuvre.

3.1.4.2. Robustesse de la commande

Le VAL 206 est un système non linéaire et non stationnaire. Deux tests de robustesse[2] de la commande sont présentés : le premier concerne le cas de charge maximale de la rame et le deuxième repose sur une variation du coefficient d'adhérence.

3.1.4.2.1. Variation paramétrique de la charge

La robustesse de la commande est évaluée lorsque la rame est en surcharge exceptionnelle (période d'affluence). L'expression (3.11) montre que le gain statique dépend de la charge (et du glissement) selon la relation ci-dessous (ANNEXE D.4.3) :

$$K_{\Omega} = \frac{1}{j_{éq}}$$
$$j_{éq} = j_e + \eta\, r^2 \left[j_r^{'} + R^2\, M_b\, (1-\lambda_0) \right] \tag{3.22}$$

Les lieux des pôles pour des vitesses de 0 et 22 m/s sont représentés à la Fig. 3.13.

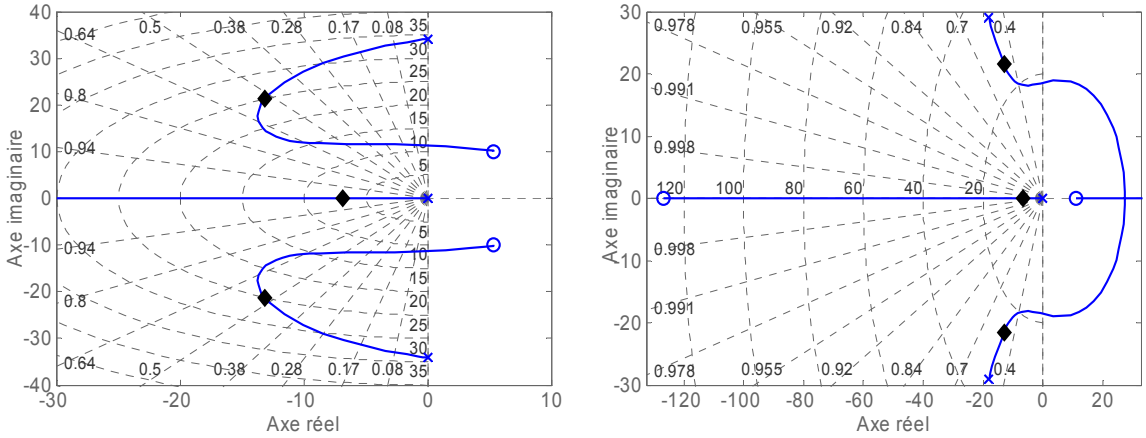


Fig. 3.13 Lieux des pôles avec la rame en surcharge : (a) v=0 m/s, (b) v=22 m/s

La position des racines, dans cette configuration de charge, ne confère plus au système un réglage de type du deuxième ordre, car la racine réelle s'est déplacée vers la droite. Le lieu des racines nous renseigne également sur la valeur de l'amortissement du système qui se situe, pour ces deux vitesses à environ 0,55.

---

[2] *« La robustesse d'une commande se qualifie par son aptitude à commander correctement le processus lorsque celui-ci n'est pas rigoureusement stationnaire. Cette propriété doit se définir par rapport au degré de stabilité, de précision …* » [HAU 97].

3.1.4.2.2. Erreur sur l'estimation du zéro

Le correcteur comporte un pôle réel qui compense le zéro du processus. L'expression du zéro du processus dépend du coefficient $k_a^{'}$ liant le coefficient d'adhérence au glissement (ANNEXE D.4). Or, dans la pratique, la qualité du contact roue-sol est très dépendante des conditions extérieures (voie sèche ou humide) ce qui rend difficile la compensation exacte du zéro du processus. La valeur du coefficient d'adhérence $k_a^{'}$ diminue quand on passe d'une voie sèche à une voie humide (Fig. 3.14). Cette variation étant difficilement mesurable et dépendant de beaucoup de paramètres, la variation paramétrique du coefficient d'adhérence est minorée de 25 %.

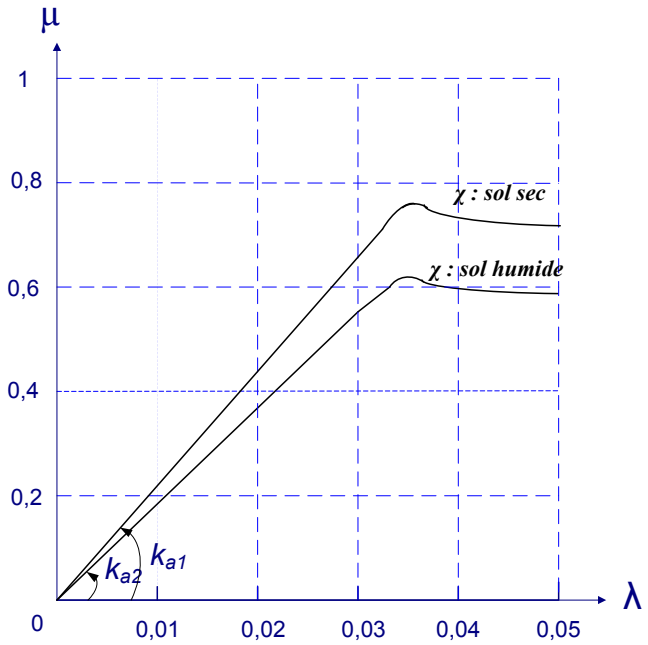


Fig. 3.14 Variation du coefficient d'adhérence

Les lieux des pôles qui correspondent à une variation paramétrique de - 25 % du zéro pour une vitesse de 1 m/s et la vitesse maximale de 22 m/s sont représentés à la Fig. 3.15.

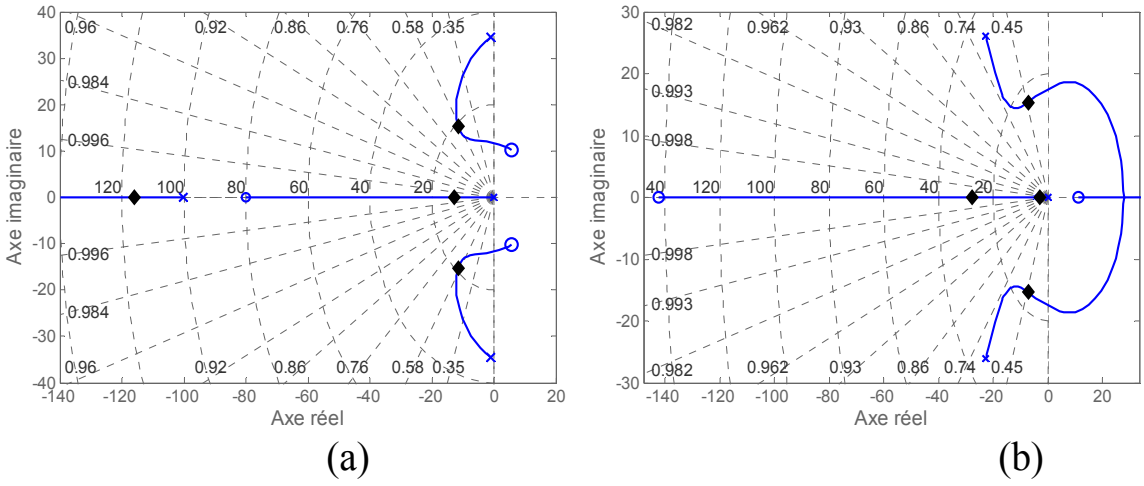


Fig. 3.15 Lieu des pôles avec erreur d'estimation du zéro : (a) v=1 m/s, (b) v=22 m/s

Pour la vitesse de 1 m/s, le réglage du type 2^{e} ordre est peu différent du réglage nominal. On voit toutefois apparaître une racine réelle, très éloignée des autres, qui n'a pas d'influence sur la dynamique du système. Elle est présente car le pôle du correcteur ne compense plus exactement le zéro du processus.

A la vitesse maximale de 22 m/s, le système comporte deux racines réelles et deux racines complexes conjuguées. On constate néanmoins une dégradation de la valeur de l'amortissement qui se situe près de 0,45.

3.1.4.2.3. Influence des jeux mécaniques

L'analyse de la répartition des jeux mécaniques sur un système comme le VAL présente des difficultés compte tenu de la complexité structurelle de la partie mécanique. On dénombre 6 réducteurs par voiture (3 par bogie). La répartition des jeux mécaniques est, par nature même du réducteur de vitesse, aléatoire. Elle dépend de divers paramètres, en particulier des tolérances de fabrication, d'opérations de maintenance qui consistent à remplacer certains sous-systèmes en fin de vie par des nouveaux, etc.. La maintenance des équipements relève de différents aspects et peut avoir un impact sur la sécurité. En particulier, la prévention des pannes conduit à la maintenance dite "préventive" et amène, selon certains critères, à des changements systématiques d'équipements. Pour les rames, le critère principal conduisant à un changement systématique du sous-système concerne essentiellement le kilométrage totalisé. Lorsque celui-ci dépasse le seuil défini dans la gamme de maintenance, un changement de ce sous-système intervient. Dans ces conditions, de nouveaux sous-systèmes doivent alors cohabiter avec d'anciens sans nuire aux performances globales spécifiées. Le bogie fait partie des sous-systèmes complexes. Pour chaque bogie, la répartition des jeux mécaniques sur les réducteurs de vitesse n'est pas connue. Les mesures effectuées sur une rame ont permis d'identifier clairement des jeux mécaniques sur les réducteurs des roues (ANNEXE E.1.4). Elles n'ont pas mis en évidence de jeux au niveau du pont différentiel. La valeur maximale relevée n'excède pas 1 degré.

La présence de jeux mécaniques induit, à chaque démarrage du véhicule, un choc mécanique par la mise en contact des engrenages. L'intensité du choc mécanique est liée à la vitesse des pièces en mouvement ainsi qu'à la valeur des jeux. Nous faisons l'hypothèse ou tous les jeux mécaniques de transmission sont identiques et sont majorés à la valeur de 2 degrés.

La présence de jeux mécaniques dans les réducteurs peut amener deux types de problème : le premier concerne le choc ressenti au démarrage du véhicule et le deuxième est relatif à la stabilité du système qui peut être dégradée. La robustesse aux jeux mécaniques des algorithmes de commande correspondant à la commande actuelle du VAL 206 ainsi qu'à celle de la CMC maximale est évaluée.

-Commande actuelle-

La structure de commande incluant la partie opérative complète (partie électrique et mécanique du bogie) a été représentée à la Fig. 1.33. On a montré, dans le Chapitre 1, qu'un système comportant une discontinuité structurelle, est constitué de deux systèmes indépendants placés de part et d'autre de celle-ci.

A chaque démarrage de la rame, la connexion des deux systèmes induit un choc mécanique qui stimule la résonance du processus. Celle-ci génère un couple oscillant qui remonte en

réaction, le long de la chaîne énergétique et intervient comme une perturbation sur la boucle de contrôle de la vitesse du moteur. La compensation de la perturbation n'étant pas prise en compte, elle est alors gérée par la régulation de la boucle qui se révèle peu efficace compte tenu des saturations liées aux limitations des paramètres de confort.

En considérant la fonction de transfert liant la vitesse du moteur à son couple, nous avons montré que l'amortissement du système est proche de zéro pour de faibles vitesses (ANNEXE D.4.2). Cette caractéristique, conjuguée à la présence de jeux mécaniques est très défavorable à la stabilité du système car un comportement oscillant au niveau du couple réducteur autorise l'entretien des phénomènes d'oscillations.

Pour atténuer le choc mécanique, la boucle de vitesse du VAL 206 comprend, au niveau de la commande, un dispositif de limitation de l'accélération de consigne, qui permet, à chaque démarrage du véhicule, de limiter la perturbation au moment du rattrapage des jeux. Sa valeur est fixée à 0,15 m/s² pendant 0,7 s.

Nous présentons à la Fig. 3.16, la réponse du système dans le cas le plus défavorable c'est-à-dire pour une consigne de 0,8 m/s (vitesse accostage) et des jeux mécaniques de 2 degrés.

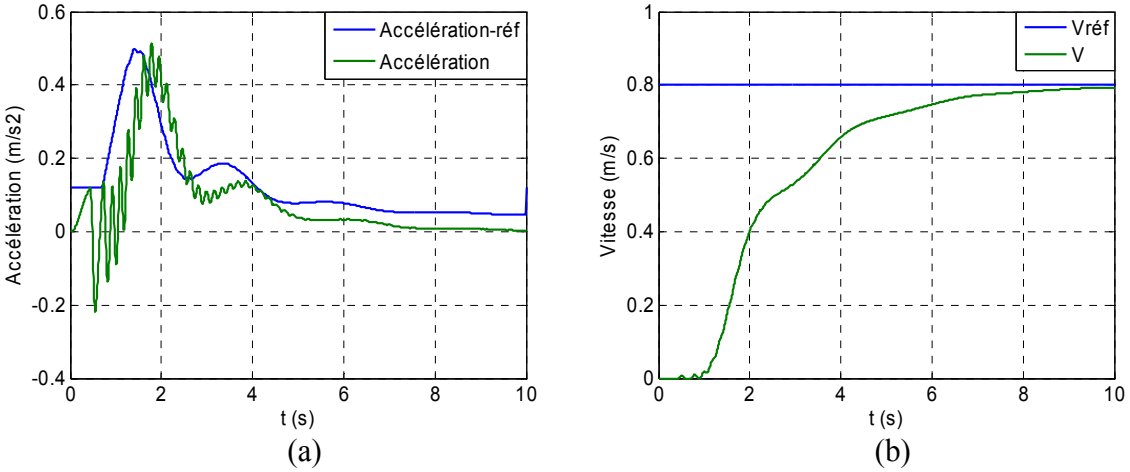


Fig. 3.16 Réponses du VAL 206 en présence de jeux mécaniques : (a) accélération, (b) vitesse

Les résultats confirment les problèmes énoncés ci-dessus. Au démarrage, malgré le dispositif de limitation de la consigne d'accélération, le rattrapage des jeux mécaniques s'accompagne d'un choc mécanique qui génère une réponse oscillante de l'accélération développée par le véhicule.

-Commande à modèle de comportement-

L'algorithme de commande de la Fig. 3.9 est évalué dans les mêmes conditions que précédemment (Fig. 3.17). Le choc mécanique est toujours présent au démarrage. En revanche, les oscillations s'amortissent beaucoup plus rapidement. Les résultats peuvent néanmoins être améliorés en limitant la vitesse de l'arbre en entrée du réducteur au moment du contact mécanique des pignons des réducteurs.

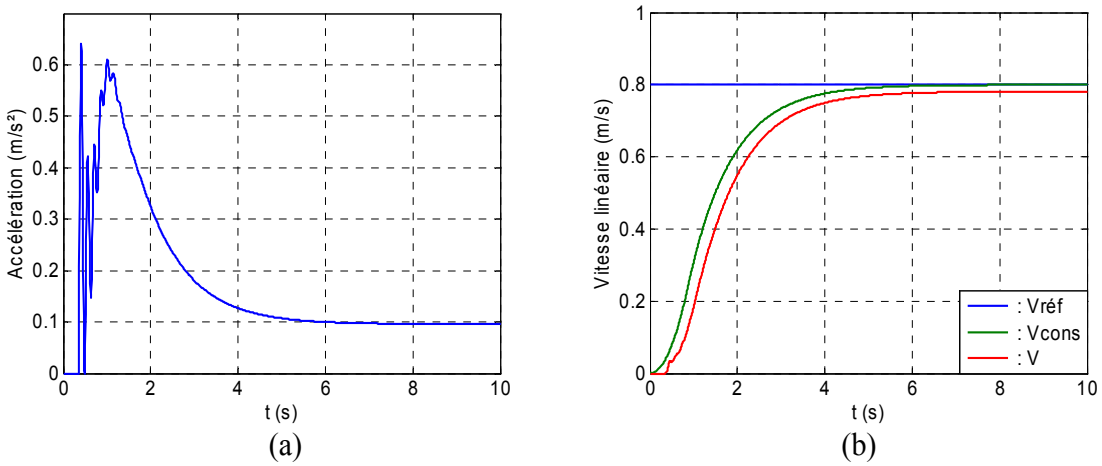


Fig. 3.17 Réponses de la CMC en présence de jeux mécaniques : (a) effort, (b) vitesse

Pour réduire la vitesse des pièces en mouvement (disques de frein) à la mise en contact des engrenages, la planification de la trajectoire de vitesse est complétée. La solution présentée est de limiter le jerk au démarrage de la rame et pendant un intervalle de temps fixe (Fig. 3.18).

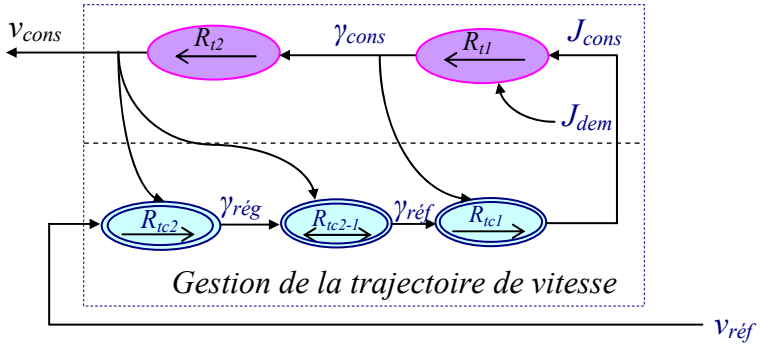


Fig. 3.18 GIC de la trajectoire de vitesse avec jerk de démarrage

Le processeur R_{t1} comporte une entrée supplémentaire qui permet de limiter le jerk pendant un intervalle de temps fixe à chaque démarrage J_{dem}. Nous donnons, à la Fig. 3.19, la réponse de la CMC avec un jerk de démarrage valant $J_{max}/20$ et une temporisation T1 de 0,9 s.

Pour évaluer l'apport de la modification, nous avons représenté, en traits pointillés, l'accélération sans la modification de jerk. La comparaison des deux courbes montre que l'intensité du choc mécanique est divisée par 3 sachant que le niveau moyen reste équivalent par la suite (0,1 m/s²). Par ailleurs, les oscillations ont disparu. Cette modification, qui limite la valeur du jerk au démarrage, a également pour conséquence d'augmenter légèrement le temps de réponse.

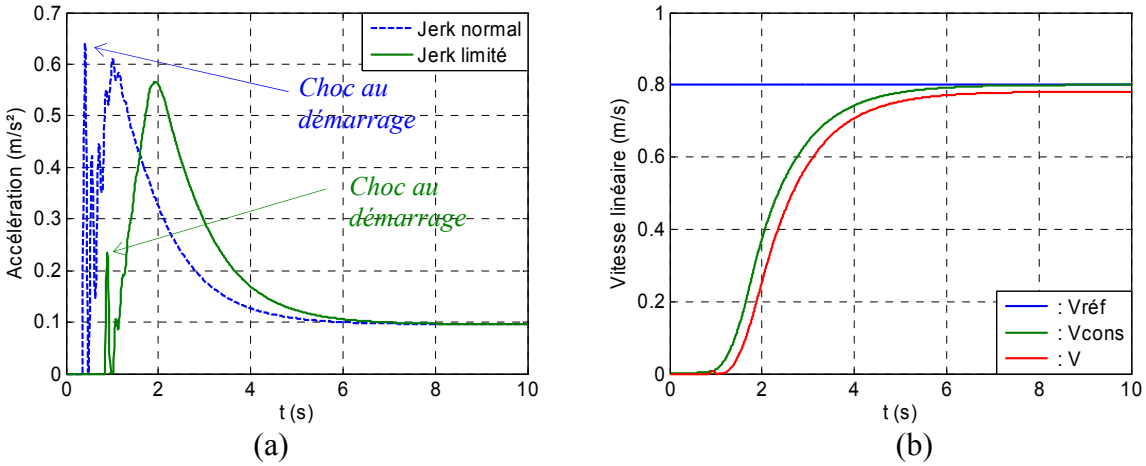


Fig. 3.19 Réponses de la CMC en présence de jeux mécaniques : (a) accélération, (b) vitesse

3.2. Stratégie d'anti-patinage

La synthèse du correcteur secondaire de la commande à modèle de comportement a été établie en considérant un glissement nul (cf. § 3.1.4.1). Or, le glissement intervient dans le terme du second degré de la fonction de transfert du processus (ANNEXE D.4.3). Dans ces conditions, lors d'une perte d'adhérence sur une ou plusieurs roues du véhicule, la commande n'est plus adaptée et des risques d'instabilité sont à prévoir. Par ailleurs, on a démontré qu'en cas de perte d'adhérence sur une seule roue, la solution retenue était d'annuler le couple sur l'essieu en défaut. La CMC maximale de la Fig. 3.9 n'assure pas cette fonction puisque la valeur du coefficient de répartition k_{rm1} vaut 0,5.

Le principe de fonctionnement de l'anti-patinage s'apparente à celui énoncé dans le chapitre 2.4. En cas de patinage sur un bogie, le couple de consigne du moteur doit être réduit au plus tôt. Cette action est rendue possible en agissant sur le coefficient de répartition k_{rm1} du modèle.

La commande à modèle de comportement présente l'avantage de délivrer, au niveau du modèle, les vitesses de référence des roues. Les hypothèses de linéarité et de stationnarité étant prises en compte, les grandeurs délivrées par le modèle ne subissent alors aucune perturbation. Dans ces conditions, la détection d'un patinage sur une roue est facilitée puisqu'il suffit de comparer la vitesse de chaque roue à celle délivrée par le modèle. Le principe de fonctionnement est décrit à la Fig. 3.20.

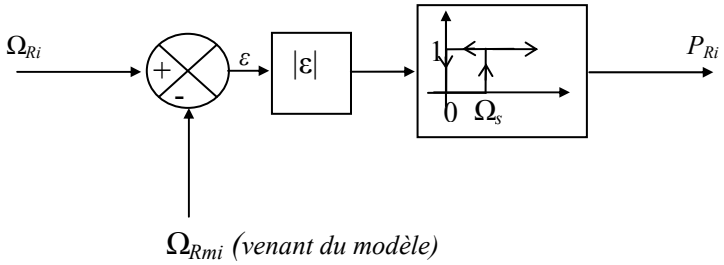


Fig. 3.20 Principe de la détection du patinage

Il consiste à déterminer, pour chaque roue, l'écart (en valeur absolue) entre la vitesse de rotation de la roue d'indice *i* (soit Ω_{Ri}) et celle du modèle (soit Ω_{RMi}) et à effectuer la comparaison à un seuil de vitesse fixe Ω_s. Contrairement à la structure anti-patinage présentée dans le chapitre 3, l'information délivrée par ce bloc de détection permet non seulement de discriminer l'essieu en défaut, mais également la roue.

3.2.1. Gestion globale du système

L'unité de gestion du patinage reçoit en entrée, les informations relatives aux vitesses des roues. Pour traiter l'ensemble des cas de figure relatifs au patinage, l'architecture complète du dispositif d'anti-patinage est présentée ci-après.

La commande à modèle de comportement, relative au contrôle d'une seule voiture (voiture A) est étendue à l'ensemble de la rame. De manière générale, la perte d'adhérence peut affecter une seule roue mais, selon la nature de la perturbation, elle peut s'étendre à un essieu complet, à une voiture voire à l'ensemble de la rame (Fig. 3.21).

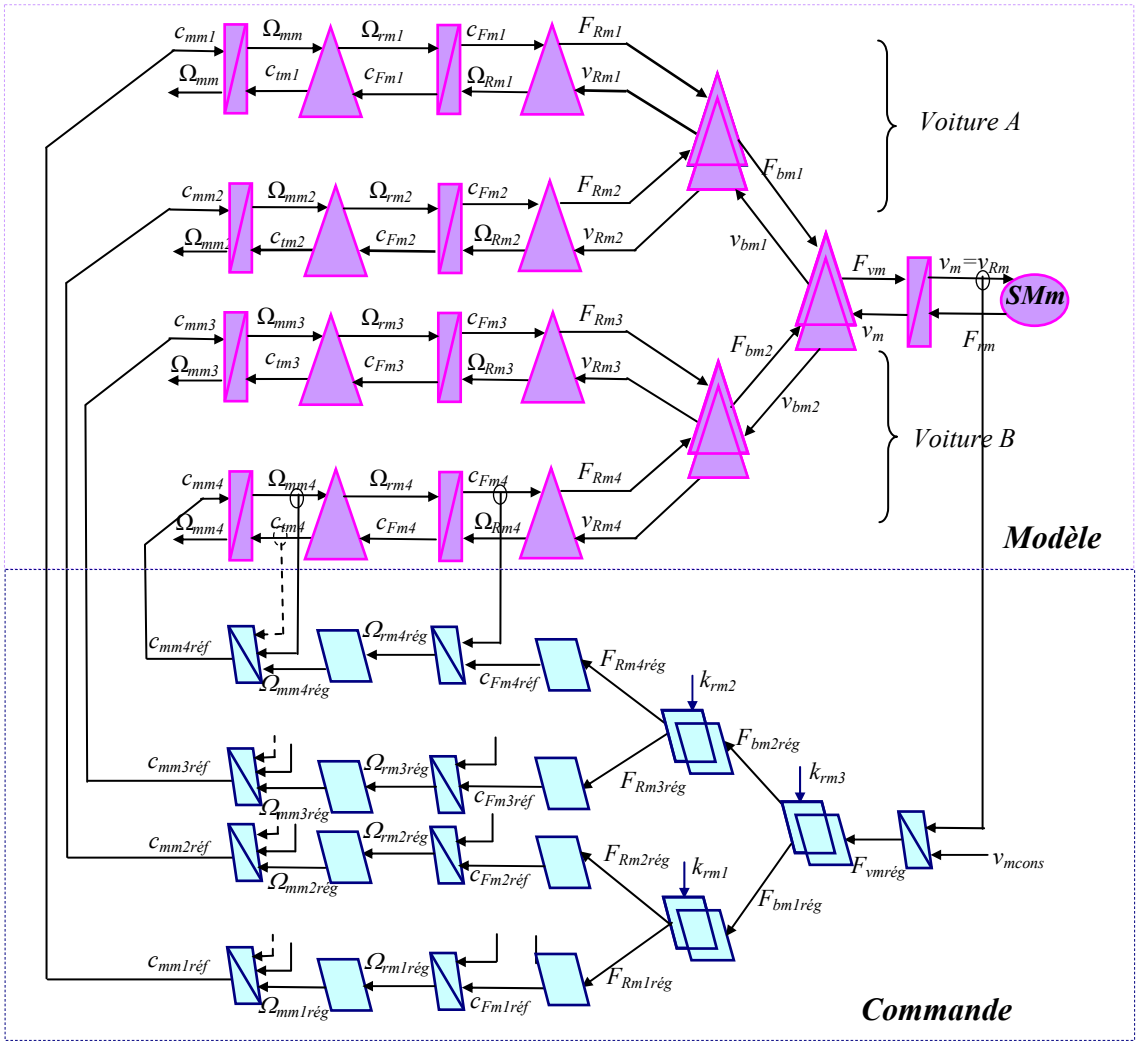


Fig. 3.21: SMC du modèle complet (rame de 2 voitures)

Le modèle de comportement simplifié comporte quatre bogies. Trois coefficients de répartition sont nécessaires pour établir l'inversion du modèle complet. En fonctionnement nominal, les valeurs de ces coefficients valent 0,5. Les autres cas de figure sont relatifs au fonctionnement de l'anti-patinage. Le coefficient de répartition k_{rm3} permet, lorsqu'il prend la valeur 0 ou 1, d'annuler la commande d'une voiture et de la rediriger vers l'autre voiture. Les deux autres coefficients de répartition k_{rm1} et k_{rm2} autorisent le même type de fonctionnement mais concernant les bogies d'une même voiture. Le cas très particulier, qui conduit à une perte d'adhérence complète sur toute la rame, est traité par la remise à zéro de la consigne d'accélération. Cette structure de commande est la même que celle définie en § 2.4.2.3.

Le bloc de stratégie reçoit en entrée les mesures des vitesses des roues et délivre en sortie les coefficients de répartition. Les configurations de patinage, relatives à des perturbations affectant la roue, le bogie, la voiture ou la rame sont :

- Le patinage sur un bogie (une des deux roues du bogie patine) : P_{bi} ($i\epsilon$ [1,4])
- Le patinage sur une voiture: P_{vi} ($i\epsilon$ [1,2])

Les équations booléennes permettant de déterminer un patinage sur un bogie ou une voiture apparaissent beaucoup plus simples que pour le bloc de stratégie défini en § 2.4.2.3 car la référence de vitesse est celle du modèle. Le patinage sur un des quatre bogies est donné par la relation suivante :

$$P_{bi} = P_{R(2i-1)} + P_{R2i} \qquad i \in [1,4] \tag{3.23}$$

Le patinage d'une voiture est calculé à partir de l'équation booléenne suivante :

$$P_{vi} = P_{b(2i-1)} . P_{b2i} \qquad i \in [1,2] \tag{3.24}$$

La détermination des coefficients de répartition est définie par des tests logiques dépendants des informations de patinage ci-dessus. Nous donnons, à titre d'exemple, le calcul des coefficients de pondération k_{rm1} et k_{rm3} :

Si $\overline{p_{b1}}$ et $\overline{p_{b2}}$ **alors** k_{rm1}=0,5 **Sinon Si** p_{b1} et $\overline{p_{b2}}$ **alors** k_{rm1}=0 **Sinon** k_{rm1}=1	**Si** $\overline{p_{v1}}$ et $\overline{p_{v2}}$ **alors** k_{rm3}=0,5 **Sinon Si** p_{v1} et $\overline{p_{v2}}$ **alors** k_{rm3}=0 **Sinon** k_{rm3}=1

Algorithme 3.1 : Détermination des coefficients de pondération k_{rm1} et k_{rm3}

Dès que le seuil de patinage est atteint, le coefficient de répartition concerné passe à 0 ou à 1 selon le cas afin de réduire au plus tôt la perturbation. Dès que les conditions de patinage disparaissent, le retour à la valeur d'équirépartition évolue lentement (par intégration) pour ne pas exciter la résonance du système (cf. § 2.4.2.3). Ce principe de fonctionnement offre l'avantage de garder les conditions d'adhérence, y compris sur la zone mouillée, tout en augmentant progressivement l'effort de propulsion sur l'essieu perturbé (et donc en diminuant l'effort sur l'autre essieu). L'effort de propulsion global est maintenu (sous réserve de ne pas entrer en saturation sur l'autre essieu). Le principe de fonctionnement peut être étendu à l'ensemble de la rame par la gestion du coefficient de répartition k_{rm3}.

3.2.2. Commande à Modèle de Comportement avec stratégie d'anti-patinage

La CMC est présentée à la Fig. 3.22.

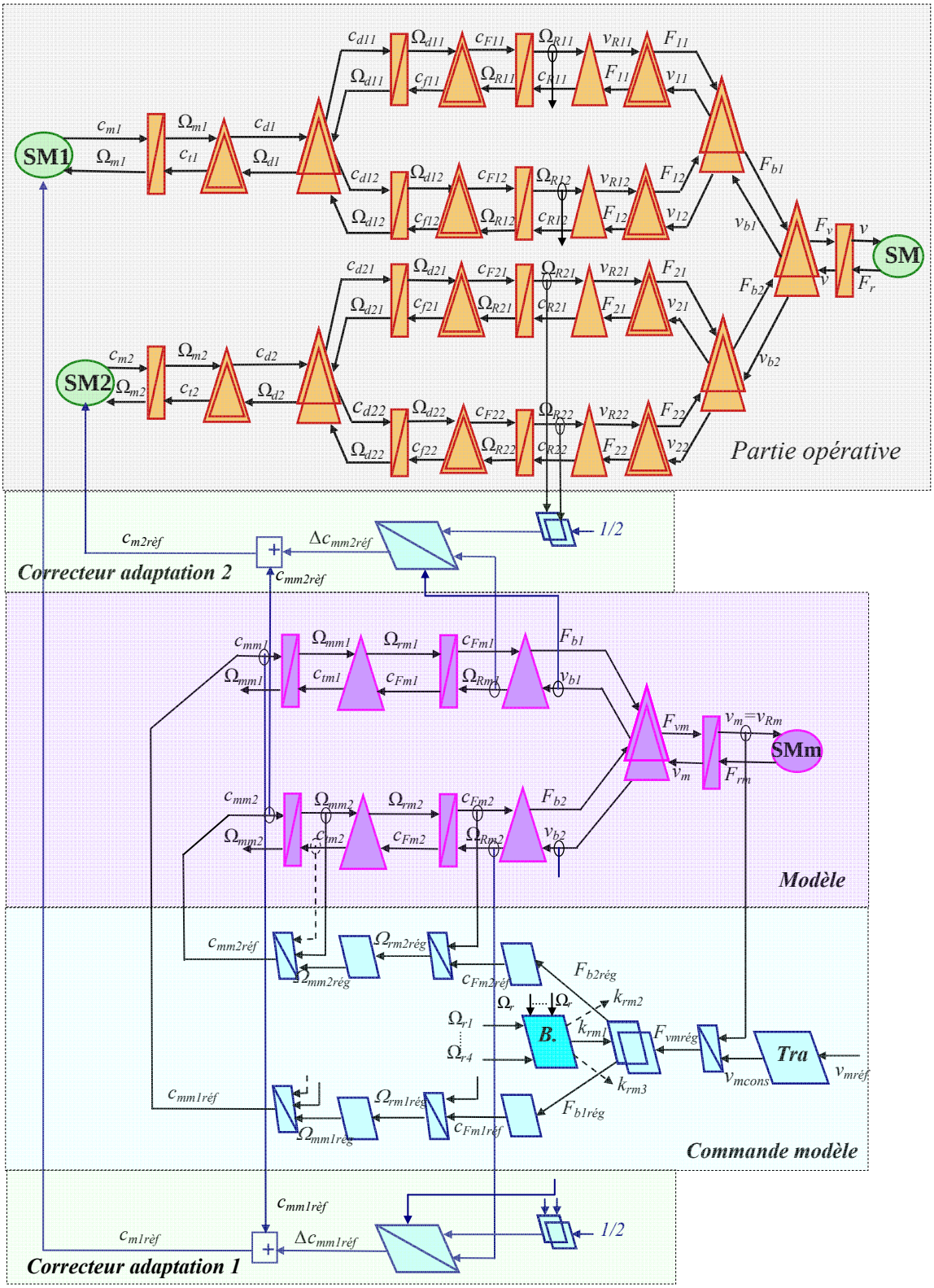


Fig. 3.22 CMC avec gestion d'anti-patinage

Le bloc de stratégie reçoit en entrée les vitesses des roues ainsi que celles du modèle. Pour ne pas surcharger l'algorithme de commande, la SMC ne décrit qu'une seule voiture du VAL 206. Les sorties représentées en traits pointillés concernent la gestion de l'autre voiture k_{rm2} et de l'ensemble de la rame k_{rm3}.

-Simulation d'un patinage-

Le système est soumis à la même perturbation que celle définie en § 2.4.3 (perte d'adhérence de la roue 1 pendant 5 s). Les résultats des simulations sont présentés à la Fig. 3.23.

Les simulations de gauche sont réalisées avec un coefficient de répartition constant de 0,5 et ceux de droite le sont avec la gestion d'anti-patinage. Comme pour la SPC2, les résultats obtenus montrent que la gestion de l'anti-patinage est beaucoup plus efficace puisque la vitesse de la roue 1 est bien contrôlée ce que n'offre pas la CMC sans anti-patinage. Dans le premier cas, la perturbation de la roue est telle qu'elle peut entraîner un enclenchement du freinage d'urgence. L'efficacité de l'algorithme de commande avec anti-patinage tient essentiellement au fait que le couple moteur de l'essieu perturbé est fortement réduit ce qui permet de retrouver les conditions d'adhérence. La courbe Fig. 3.23.e montre que la valeur du coefficient de répartition vaut pratiquement 0 ce qui correspond pratiquement à une structure de type "maître-esclave". Le courant d'excitation de la machine 1 est alors minimal. La réduction du coefficient de répartition entraîne alors un couple maximal de la machine 2. Lorsque le patinage disparaît, la remontée très lente du coefficient de répartition entraîne l'augmentation également lente du courant d'excitation (et donc du couple) de la machine 1. Le courant induit n'est alors plus maximal.

Par rapport à la SPC2 (cf. § 2.4.3), la CMC avec anti-patinage présente des performances similaires car la vitesse de la roue perturbée est bien contrôlée. Il existe toutefois une différence induite par la structure même de la commande et qui requiert des valeurs de filtrage différentes du coefficient de répartition entre les algorithmes SPC2 et CMC. Pour une perte d'adhérence identiques, on constate que la valeur du coefficient de répartition descend presque jusque 0 pour la CMC ce qui n'est pas le cas pour la SPC2.

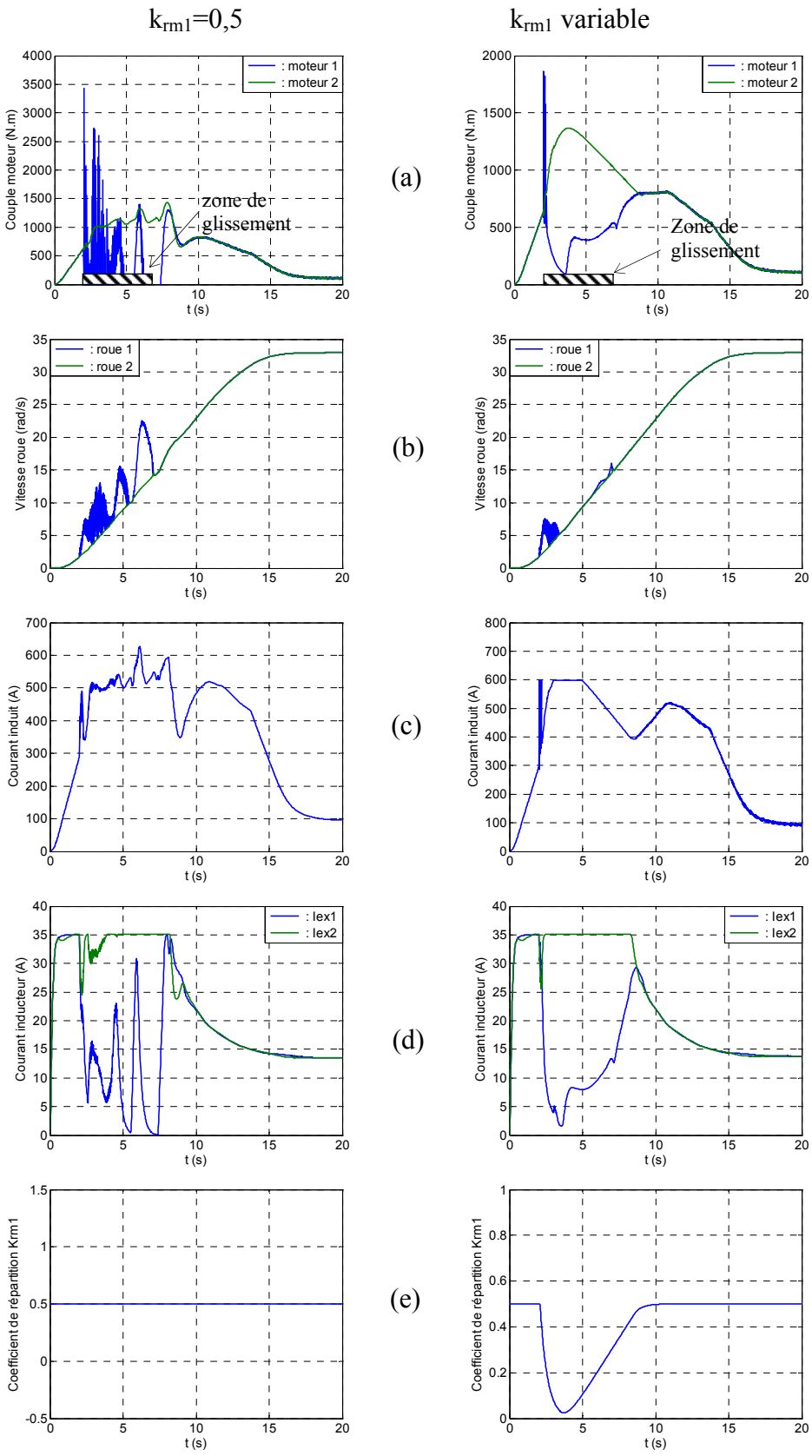


Fig. 3.23 Réponses à un patinage : (a) couple moteur, (b) vitesse roue, (c) courant induit, (d) courants inducteur, (e) coefficient de répartition k_{rm1}

3.2.3. Etude des performances

La CMC maximale avec le traitement de l'anti-patinage est évaluée dans les mêmes conditions que celles définies en § 2.4.4.2 c'est à dire en présence d'une flaque d'eau (Fig. 3.24).

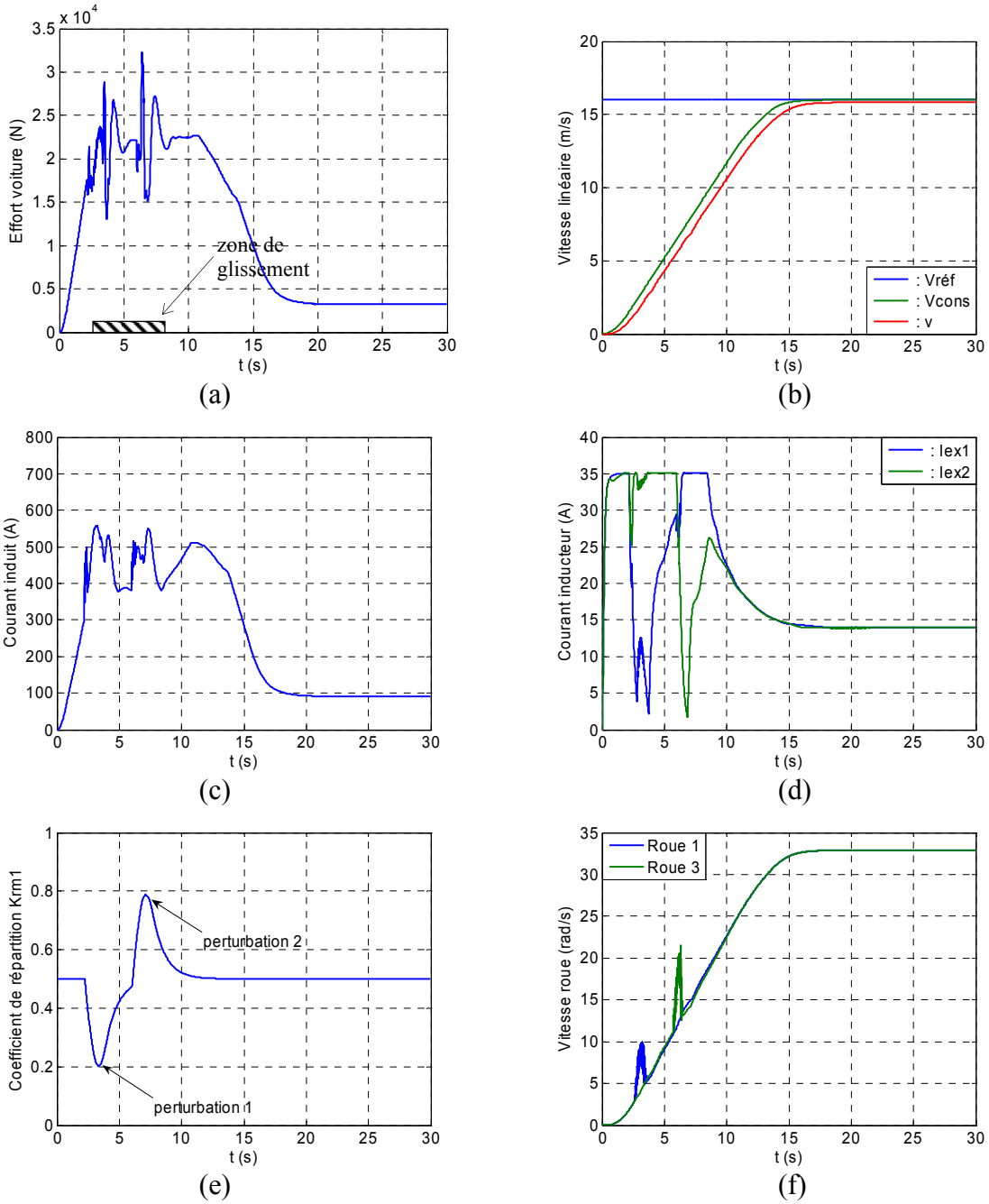


Fig. 3.24 Réponses de la CMC Maximale à une perte d'adhérence : (a) effort voiture, (b) vitesse linéaire, (c) courant induit, (d) courant inducteur, (e) coefficient de partition k_{rm1}, (f) vitesse roue

Lorsque la roue 1 roule sur la flaque d'eau, le glissement de cette roue augmente et le coefficient k_{rm1} décroît ce qui réduit le couple sur l'essieu 1 (et augmente sur celui de l'essieu 2). Le courant inducteur diminue fortement (Fig. 3.24.d) et le courant d'induit augmente. La deuxième perturbation (emballement de la roue 3) génère un coefficient de répartition plus grand que 0,5. Dans ces conditions, l'effort de propulsion diminue sur l'essieu 2 (et augmente sur l'essieu 1). On retrouve les mêmes effets : réduction du courant inducteur du moteur 2 et accroissement du courant induit. Globalement, les résultats obtenus avec cette stratégie de commande sont très proches de ceux obtenus en § 2.4.4.2. On note néanmoins que la CMC présente des temps de réponse plus courts car les perturbations liées au patinage n'engendrent pas de saturation du courant d'induit.

3.3. Validation sur émulateur

3.3.1. Commande à Modèle de Comportement

3.3.1.1. Structure de l'émulateur

L'émulation de la Commande à Modèle de Comportement repose sur celle de la commande à couple prioritaire à laquelle vient s'ajouter le contrôle de la vitesse linéaire de la rame. Celle-ci reçoit en entrée la vitesse de consigne délivrée par le bloc GT et en retour, les vitesses des roues des bogies (Fig. 3.25). La CMC délivre les couples de référence des moteurs.

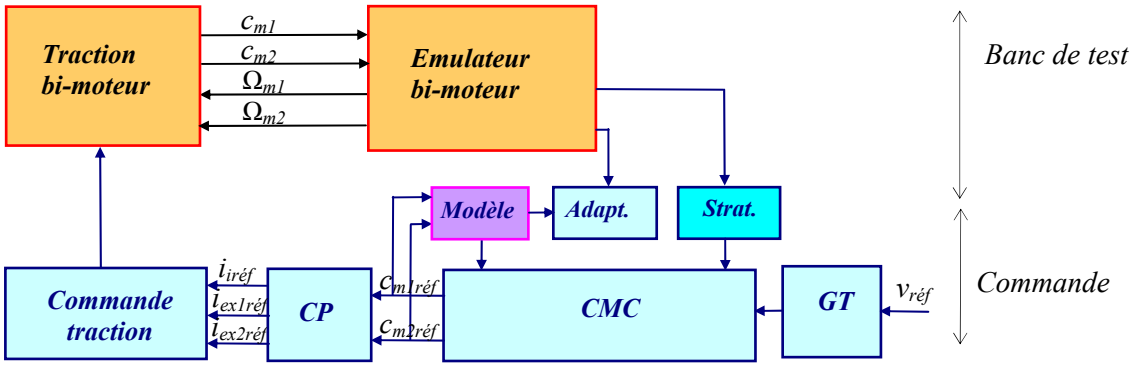


Fig. 3.25 Structure de l'émulateur "Commande à Modèle de Comportement"

La REM est décrite en ANNEXE E.2.5.

3.3.1.2. Résultats

Un cycle de mise en vitesse est présenté à la Fig. 3.26. durant la phase d'accélération, les courants d'induit et d'inducteur valent respectivement 11 et 0,55 A. Les résultats obtenus sont très proches de ceux obtenus pour l'émulation de la Structure Pratique de Commande 2 (cf. § 2.5.2), l'avantage de la CMC est de diminuer le nombre de capteurs.

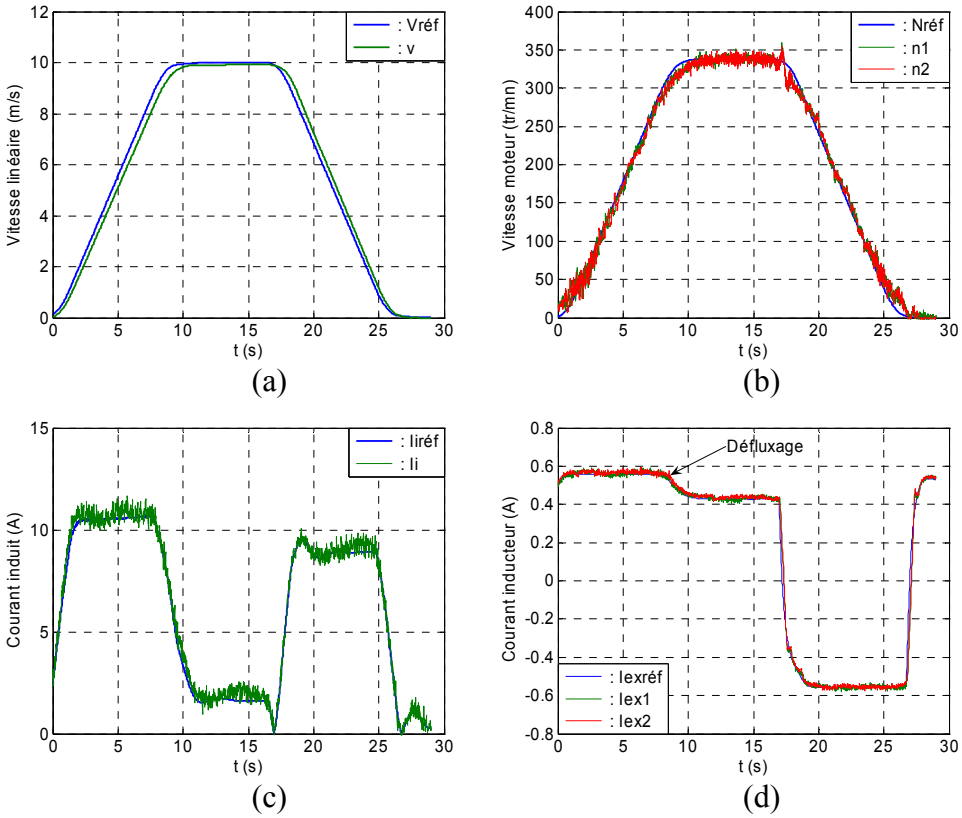


Fig. 3.26 Émulation de la CMC : (a) vitesse linéaire, (b) vitesse moteur, (c) courant induit, (d) courant inducteur

3.3.2. Émulation de la Commande à Modèle de Comportement avec anti-patinage

3.3.2.1. Structure de l'émulateur

Par rapport à l'émulation précédente, l'algorithme de commande nécessite en supplément un bloc de stratégie qui reçoit en entrée les vitesses de référence des roues du modèle ainsi que les mesures des vitesses des roues. Le coefficient de répartition k_{rm1} permet la répartition de la commande d'effort vers chaque essieu. La REM est donnée en ANNEXE E.2.6.

3.3.2.2. Résultats

On effectue les mêmes essais expérimentaux que ceux présentés en § 2.5.3 (perte d'adhérence sur la roue 1 pendant 3s). Pour le premier essai (commande de type valeur moyenne), la réponse est présentée à la Fig. 3.27. Les courbes de gauche sont relatives aux essais expérimentaux et les courbes de droite proviennent des simulations. Les relevés montrent que la perte de l'adhérence s'accompagne d'une réduction importante du courant inducteur de la machine 1. Le courant d'induit est limité à la valeur maximale afin de compenser la perte d'effort de l'essieu 1. Dès la perte d'adhérence, le système présente des oscillations sur la vitesse de la roue 1. Les résultats obtenus avec cet algorithme de commande sont légèrement en retrait par rapport à ceux délivrés par la SPC2 (Fig. 2.54). Néanmoins, malgré un nombre de capteurs de vitesse limité à 4, l'évolution de la vitesse linéaire est relativement peu perturbée (courbes a).

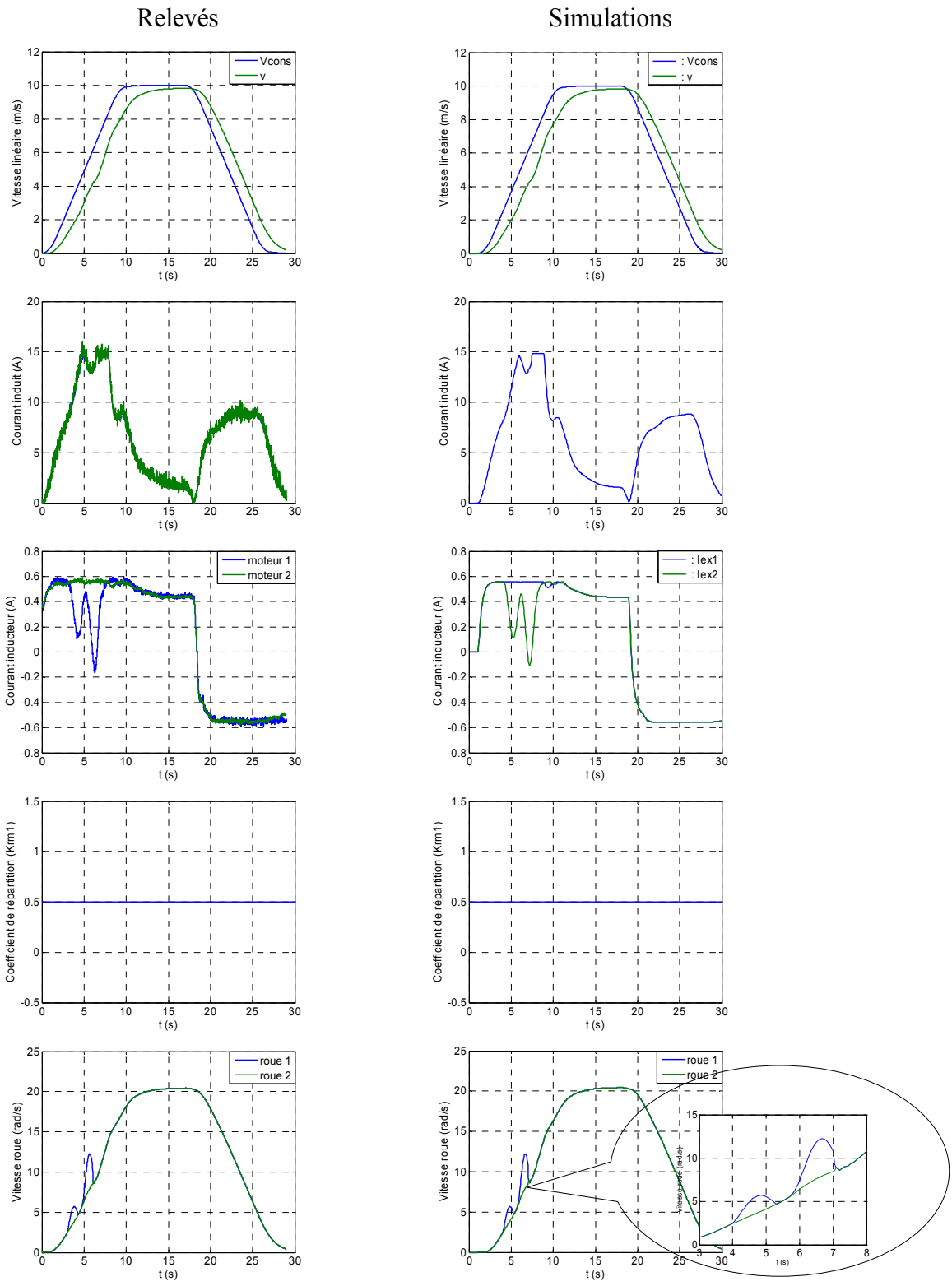


Fig. 3.27 Émulation de la CMC avec k_{rm1}=0,5: (a) vitesse linéaire, (b) courant induit, (c) courant inducteur, (d) coefficient de répartition k_{rm1}, (e) vitesse roue

Les résultats relatifs au deuxième essai sont donnés à la Fig. 3.28.

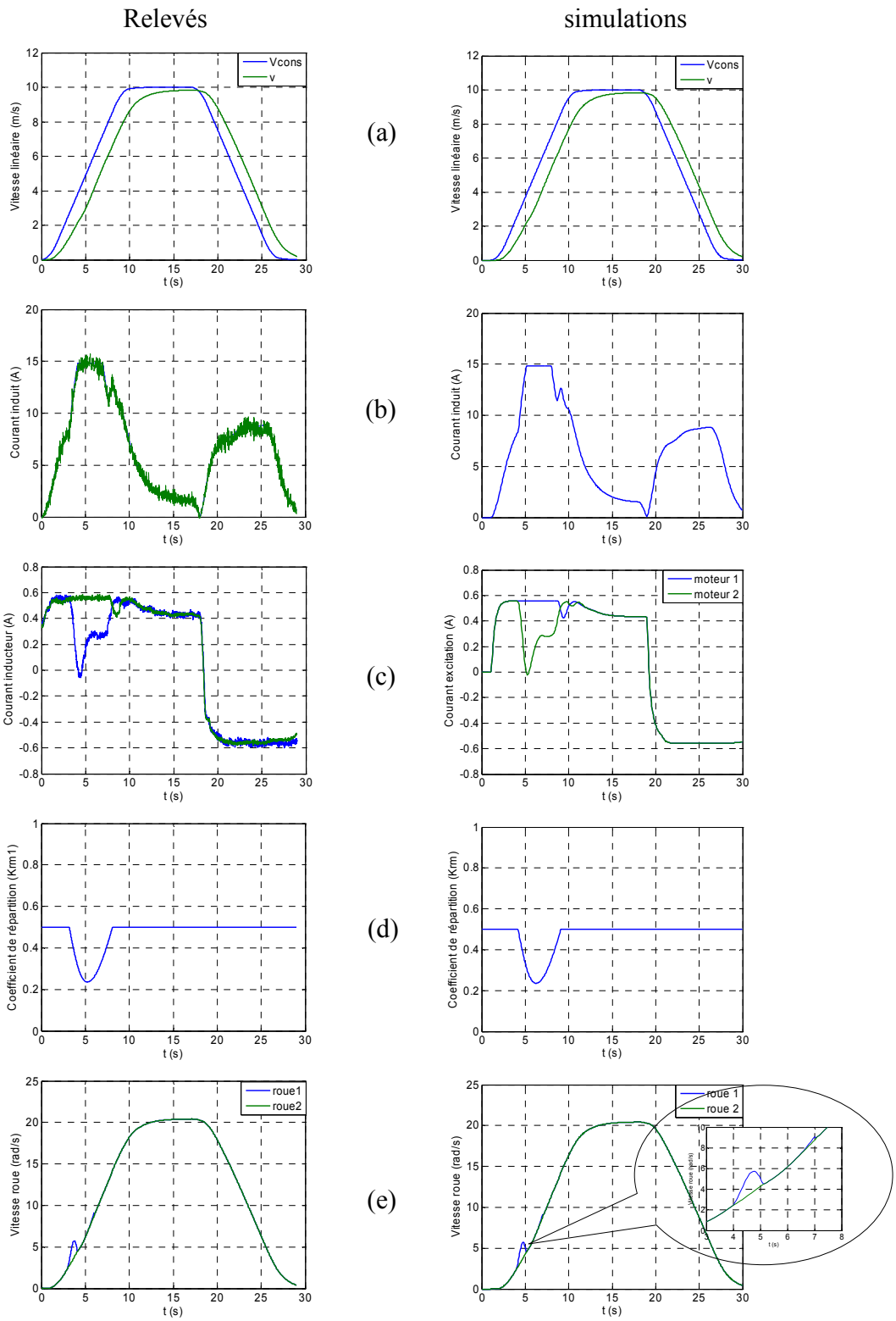


Fig. 3.28 Émulation de la CMC avec k_{rm1} variable : (a) vitesse linéaire, (b) courant induit, (c) courant inducteur, (d) coefficient de répartition k_{rm1}, (e) vitesse roue

Dès la détection du patinage, le coefficient de répartition k_{rm1} diminue avec une dynamique lente imposée par le filtre (cf. § 2.4.3). Dans ces conditions, le courant inducteur (donc le couple) diminue et reste stable ce qui n'est pas le cas de l'essai précédent. Lorsque le patinage disparaît, la remontée de k_{rm1} autorise l'accroissement du courant inducteur (Fig. 3.28.c).

Les relevés expérimentaux réalisés sur le banc de test sont très proches de ceux réalisés par simulation et montrent que l'implantation temps réel de cet algorithme de commande est possible.

Conclusion

La première partie de ce chapitre repose principalement sur le contrôle en vitesse du VAL 206 par une structure de commande à modèle de comportement qui présente l'avantage sur les autres architectures de commande de diminuer le nombre capteurs de vitesse. La structure de commande à modèle utilisée pour des applications mono-machines a alors été étendue assurer le contrôle d'une motrice (2 moteurs). Le modèle de comportement est construit en adoptant des hypothèses simplificatrices de non-linéarités (absence de glissement et pas de jeux mécaniques). L'application des règles de permutation et de concaténation débouche alors sur un modèle simplifié. On déduit ensuite une Structure Maximale de Commande en inversant le modèle. Celui-ci autorise le contrôle de plusieurs grandeurs de la chaîne énergétique comme la vitesse des roues ou la vitesse linéaire de la rame. Le choix s'est naturellement porté sur le contrôle de la vitesse des roues en vue d'une gestion performante d'un dispositif anti-patinage. Des essais de robustesse de cet algorithme de commande ont alors été présentés. Ils permettent d'évaluer le comportement de la rame lorsque celle-ci est à pleine charge mais également en présence d'erreur d'estimation de certains paramètres du processus. L'influence des non linéarités est ensuite présentée. La réponse en vitesse de la CMC maximale, en présence de jeux mécaniques sur les réducteurs des roues confirme, par comparaison avec la commande actuelle, la robustesse de cette commande.

La deuxième partie est relative à une Commande à Modèle de Comportement avec anti-patinage. Un bloc de stratégie assure la gestion des différents critères de répartition. La détection d'un patinage sur une roue, un essieu ou une voiture, entraîne la commande adaptée du coefficient de répartition. Cet algorithme de commande se révèle très efficace pour le contrôle du patinage d'une ou plusieurs roues en annulant le couple moteur sur l'essieu ou la voiture. Il présente également l'avantage d'assurer le report de la consigne d'effort sur l'autre essieu (ou la voiture) ce qui permet de maintenir la dynamique globale du véhicule. Nous avons également montré que, lorsque les conditions d'adhérence étaient à nouveau requises, une commande douce de rétablissement du couple moteur était souhaitable. Cette action est rendue possible par le bloc de stratégie qui contrôle la valeur des coefficients de répartition et par conséquent leur évolution. Une action intégrale est déclenchée sur la fin du patinage pour contrôler la variation du coefficient de répartition concerné.

La troisième partie décrit la validation de la CMC sur le banc expérimental de test. Nous avons montré qu'avec un nombre de capteurs de vitesse se limitant à 4, les résultats obtenus avec la CMC sont très proches de ceux obtenus avec la structure pratique de commande 2. Enfin, les performances de la CMC avec anti-patinage en réponse à une perte d'adhérence sur une roue confirment les résultats obtenus par simulation.

Conclusion générale et perspectives

C'est de par leur caractère que les hommes sont ce qu'ils sont, mais c'est de par leurs actions qu'ils sont heureux ou le contraire.
Aristote (384-322 av. J.C.)

Conclusion Générale

Nous avons, dans le cadre de ce travail, défini entièrement la modélisation et la commande d'un système de traction du VAL 206. Le système de traction du VAL 206 appartient à la famille des Systèmes Multi-machines Multi-convertisseurs (SMM). Le formalisme REM, qui est adapté aux systèmes électromécaniques complexes, a été utilisé pour mettre en relief les couplages de nature électrique, magnétique et mécanique du VAL 206. Ce formalisme, qui permet la représentation graphique des causalités, ne se limite pas à la compréhension des systèmes complexes. Il associe également une démarche systématique de conception de lois de commande basée sur l'inversion pas à pas des causalités des processus. L'étude, menée dans son intégralité, confirme que le formalisme est bien adapté à la représentation des transferts énergétiques des SMM. Pour la commande, une solution générale est proposée, grâce au principe d'inversion, quelle que soit la nature des couplages.

La modélisation du VAL 206 est développée dans le Chapitre 1. Le problème lié au nœud inductif de l'induit est résolu en déterminant un système électrique équivalent qui supprime les couplages inductifs. Nous avons montré que le modèle de la partie mécanique, qui est composé d'un grand nombre d'éléments, comporte également deux types d'éléments non-linéaires : les jeux mécaniques dans les réducteurs de vitesse ainsi que la loi de contact roue-sol. La simplification de la partie mécanique a ensuite été présentée afin de faire apparaître les éléments prépondérants du système. De nouvelles règles (permutation avec couplage, simplification) ont été introduites. La REM global obtenue donne une vision détaillée du processus en mettant en exergue les couplages et les non-linéarités. Deux types de validation expérimentale ont été présentés : le premier, qui correspond à des essais réalisés sur la piste de maintenance de Villeneuve d'Ascq, a permis d'établir la validation du modèle ; le deuxième concerne les essais utilisant l'émulateur du L2EP à échelle réduite. Les résultats obtenus ont confirmé la validité du modèle électromécanique.

La Structures Maximale de Commande, présentée dans le Chapitre 2, est déduite par inversion du modèle. En appliquant les règles de simplification à la SMC, nous avons montré que plusieurs solutions étaient envisageables et deux autres structures de commandes ont alors été présentées (SPC1 et SPC2). La résolution des problèmes de couplage conduit à l'obtention de deux blocs de stratégie qui assurent, pour le premier, la commande séparée des couples des machines et pour le second une stratégie de commande d'anti-patinage performante. Nous avons montré que cette commande présentait des performances dynamiques supérieures à celle de la commande actuelle en présence d'un patinage. Il convient de noter l'importance des critères associés aux couplages dans l'établissement des solutions de commande. La REM est l'un des rares formalismes à faire apparaître explicitement les couplages et, de ce fait, d'insister sur les réels degrés de liberté cachés que leur inversion offre.

Le Chapitre 3 est relatif au contrôle de la vitesse de la rame en utilisant une structure de commande à modèle. La CMC utilisée, qui constitue une extension à la commande de système mono-machine, a été étendue de manière à commander les 2 machines de la motrice. La structure de commande obtenue, qui comporte un nombre réduit de capteurs, permet une gestion

performante du patinage. Par ailleurs, l'apport de ce travail est aussi relatif à la synthèse du correcteur secondaire de la CMC qui, compte-tenu du caractère non stationnaire du processus, reste un véritable défi.

Nous soulignons, dans ce mémoire, l'importance et l'intérêt d'un formalisme unifiant tel la Représentation Energétique Macroscopique (REM) dans le cadre d'une approche système. Cette méthodologie permet de modéliser de manière homogène les différents sous-systèmes rencontrés. Cette vision unifiante facilite l'approche système. En structurant la commande par les principes d'inversion, elle permet de mieux respecter les contraintes physiques du système tout en mettant l'accent sur les choix réalisés (critères). Dans ce contexte, les nouvelles structures de commande présentées dans cette étude apportent des solutions aux problèmes de robustesse des systèmes (jeux mécaniques, patinage). De plus, on peut insister sur la démarche de commande. La SMC théorique permet une commande idéalisée pour une bonne gestion de l'énergie au plus près de chacun des composants. Cette structure théorique peut ensuite être simplifiée pour aboutir à des structures que l'on peut implanter en pratique. Lors de chaque simplification, on met alors l'accent sur les compromis réalisés.

Perspectives

Concernant la modélisation, il serait envisageable d'appliquer les nouvelles règles de la REM appliquées à la modélisation multi-modèles pour la prise en compte des jeux (travaux sur la modélisation d'un embrayage de véhicule hybride [LHO 06]. Cependant, un compromis entre la lisibilité et la complexité serait à réaliser vu le grand nombre d'éléments dans notre cas.

Le réglage des divers correcteurs a été réalisé en utilisant le lieu des pôles. Une étude analytique de la stabilité reste toutefois à accomplir conjointement avec des tests de robustesse. L'étude peut d'autre part se prolonger par un regroupement des correcteurs et une utilisation de structures plus complexes.

Le fonctionnement d'un métro automatique comme le VAL est très complexe. Nous avons pleinement conscience qu'en ne considérant que la phase de traction, l'étude réalisée était incomplète. La prise en compte du freinage électrique, du freinage mécanique ainsi que de la conjugaison de ces 2 sous-systèmes reste à réaliser.

Une architecture de puissance de type multi-machines multi-convertisseurs peut être considérée comme un système à redondance multiple. L'apport de l'outil REM ne se limite pas à une description synthétique du système. L'analyse des cas dégradés doit amener le concepteur à déterminer les structures de commande les mieux adaptées [LOC 06]. L'exemple d'une panne de la propulsion sur un essieu est révélateur car il amène une structure maître-esclave sur la voiture en défaut et une structure de type proportionnel sur l'autre voiture. Le bogie opérationnel de la voiture en défaut supporte donc 50 % de l'effort et 25 % pour chaque bogie de l'autre voiture ce qui peut entraîner des saturations. Une autre organisation fonctionnelle consiste à répartir la commande sur les 3 essieux. Un bloc de stratégie dédiée à la gestion des

modes dégradés semble nécessaire. Le formalisme REM, dans sa forme actuelle, est-il suffisamment abouti pour traiter toutes les configurations liées aux cas dégradés ?

Des études d'implémentation des algorithmes de commande restent à réaliser. Les possibilités sont multiples. Le nouveau système de commande "JavaVal" devrait faciliter la tâche car beaucoup de fonctions, autrefois réalisées en analogique, sont effectuées en numérique. C'est notamment le cas du contrôle de la vitesse linéaire de la rame. Les perspectives d'amélioration sont alors bien réelles car l'algorithme de commande actuel peut être remplacé par le bloc de gestion de la trajectoire de vitesse associé à l'algorithme de commande simplifié (cf. § 2.1.2.2). Ainsi, les algorithmes de commande proposés dans cette thèse, issus de la commande par inversion, sont tout à fait compatibles avec "JavaVal" dont la puissance de calcul autorise de tels développements. Le choix de l'implémentation de telle ou telle structure de commande doit permettre de se focaliser sur les capteurs et sur la fiabilité dans les divers modes de fonctionnement.

-Application à de futurs systèmes-

Une approche système, structurée pour une réelle prise en compte des divers interactions entre sous-système, est donc un atout majeur pour une bonne gestion énergétique des futurs systèmes de transports urbains. Le respect des lois de la physique est évidemment prépondérant dans de tels systèmes, mais leur complexité et la nécessité d'une vision globale macroscopique, peut les mettre au second plan, et mener ainsi à des incohérences. Nous espérons au travers de ce mémoire avoir démontré l'importance d'une approche méthodologique, tant sur la modélisation que sur la commande, pour une gestion efficace des performances dynamiques mais aussi énergétiques.

NéoVal est un nouveau système de transport en cours de développement chez Siemens Transportation Systems. Ce projet est, sur bien des aspects, très novateur. Par son architecture de véhicule modulaire, il permet d'obtenir une meilleure adéquation entre la demande client et le produit. Chaque rame peut alors être composée de une ou plusieurs voitures (2, 3, 4,...) ce que ne permet pas le VAL actuel. La propulsion de chaque voiture fait appel à des machines synchrones à aimants permanents du type moteur-roue. Les principales nouveautés de ce système de transport proviennent du nouveau système de guidage mécanique et du système de stockage énergétique optionnel qui est réalisé à bord de chaque rame. Ce dernier est constitué d'un ensemble de batteries couplé à des composants du type super-condensateurs [CHA 01]. Avec ce type d'architecture, le freinage électrique d'un véhicule est indépendant des conditions extérieures et n'est donc plus lié à la réceptivité de la ligne. Ce système offre un intérêt majeur puisque le freinage mécanique de service n'est plus utile même à l'approche d'une station (le freinage mécanique d'urgence reste toutefois indispensable).

La modélisation d'un tel système est ardue car elle porte d'une part sur des sous-systèmes complètement nouveaux (partie mécanique, propulsion, dispositifs de freinage) et d'autres part sur les fonctionnalités liées au freinage électrique et mécanique. Les difficultés relatives au freinage ont souvent pour origine la réceptivité partielle de la ligne de métro ainsi que la non-linéarité du frein mécanique (coefficient de friction des plaquettes de frein). La modularité de

NéoVal entraîne une augmentation du nombre des actionneurs électriques (4 moteur-roue par voiture) rendant compte d'une appartenance encore plus forte que le VAL 206 à la famille des SMM. L'application du formalisme REM semble donc incontournable pour modéliser NéoVAL. Par ailleurs, la consommation en énergie électrique d'un système comme le VAL en exploitation est très importante. Pour rendre le système encore plus attractif, l'optimisation de la consommation électrique devrait faire partie des objectifs en utilisant un bloc de stratégie avec minimisation d'un critère quadratique.

Le freinage électrique par récupération n'est pas compatible avec les sous-stations non réversibles utilisées sur la plupart des réseaux de transport. L'utilisation de dissipateurs de freinage est peu favorable à un bilan énergétique acceptable. Les systèmes de stockage d'énergie électrique (association de batteries-condensateurs) représentent des solutions prometteuses non seulement pour des applications d'installation fixes (sous-station) mais également embarquées. En relation avec ces systèmes, des convertisseurs statiques de puissance sont associés afin de permettre le contrôle adéquat du flux de puissance et nécessitent, de fait, des structures de réglage adaptées. En faisant cohabiter des unités de stockage embarquées avec celles relatives à la propulsion, on accroît la complexité globale de la partie puissance. Ce type d'architecture de puissance (moteurs, convertisseurs, stockage électrique) nécessite des outils de représentation adaptés. La REM, en offrant cette vision synthétique, devrait être utilisée pour la conception de l'architecture de puissance en organisant une gestion optimale des flux d'énergie par des structures de commande appropriées issues des principes d'inversion. Une collaboration entre le L2EP et Siemens est en cours afin de déterminer la faisabilité du stockage énergétique par super-condensateurs sur les installations fixes et embarqués et des premières simulations sont proposées à l'aide du formalisme REM [ALL 07].

ANNEXE A -Le VAL 206

Nous ne sommes rien, nous ne sommes rien sur rien.
L'homme rêve qu'il agit, mais c'est Dieu qui mène.
Le diable et le bon dieu, Jean-Paul Sartre (1905-1980)

A.1. Présentation du VAL 206

La métropole lilloise est la première au monde à s'être équipée d'un métro complètement automatique sans conducteur : le système VAL (Véhicule Automatique Léger) Les premières études ont été démarré en 1971 et la mise en exploitation commerciale du VAL s'est effectuée en 1983. Aujourd'hui, le réseau de Lille comporte 2 lignes, 62 stations et s'étend sur 45 km.

Le système VAL (Fig. A.1), avec plus de 300 véhicules et près de 120 kilomètres de ligne, est exploité dans les villes de Toulouse (1993), Taipeh (1994), Rennes (2000), Turin (2006) et dans les aéroports de Paris Orly (1991), Chicago O'Hare (1993). Les projets VAL en cours de réalisation concernent les villes de Roissy (2007) et Toulouse (2007) qui étend son réseau existant (ligne B).



Fig. A.1 Métro VAL 206

L'objectif principal du système VAL est d'offrir aux usagers une qualité de service importante tout en minimisant les coûts d'exploitation et de maintenance. Ces deux contraintes, généralement incompatibles avec un système traditionnel, peuvent le devenir grâce à l'automatisation intégrale. On montre que la qualité de service peut être améliorée en faisant circuler des rames de petites dimensions à intervalles faibles. Le fonctionnement de rames de dimensions restreintes permet également de réduire les coûts des infrastructures (quai, tunnel, voie, etc.). L'automatisme intégral autorise également l'exploitation à faible intervalle en toute sécurité ce que ne permet pas l'exploitation avec conducteurs. L'offre à la demande reste donc, pour un système de transport automatique, attractive pour les usagers et facile à mettre en œuvre pour l'exploitant.

Le système VAL présente une vitesse commerciale élevée qui concourt à la diminution des temps de trajets pour les usagers mais également à la réduction du nombre de rames en lignes ce qui a un impact sur le coût de l'investissement. Elle a néanmoins comme inconvénient principal de nécessiter le roulage en site propre.

A.2. Description du véhicule

Le véhicule est caractérisé par un niveau de confort élevé qui offre un pourcentage de places assises important, un niveau de bruit faible, une suspension agréable, un éclairage important, un

dispositif d'aération et de chauffage et une interface quai-station permettant de limiter l'emmarchement grâce à un nivellement automatique du plancher du véhicule. Ce dernier dispositif autorise l'accès du véhicule aux personnes handicapées. L'ensemble des dispositifs assurant la sécurité du système est réalisé en sécurité intrinsèque, c'est-à-dire que toute défaillance d'un circuit ou d'un équipement ne peut entraîner une configuration contraire à la sécurité. Outre la fréquence, la rapidité, la ponctualité et le confort, l'attrait d'un système de transport automatique, pour un usager, est de pouvoir effectuer son trajet sans perturbation. Le VAL a été conçu en visant un taux de disponibilité élevé qui est le fait :

- d'études de fiabilité prévisionnelle importante sur chaque maillon de la chaîne du système,
- d'une architecture système assurant, pour les points vitaux, une redondance d'équipements,
- d'une analyse détaillée des modes de pannes, de leurs diagnostics, de la mise en place des modes dégradés associés et de leur mise en œuvre à partir de procédures initialisées par le poste de contrôle.

La longueur du VAL 206 est de 26,14 m, pour une largeur de 1,86 m et une hauteur de 2,07 m. Le nombre de place assises s'élève à 44 sans compter les places supplémentaires prévues par les strapontins qui sont de 24. Pour le dimensionnement du système, on considère un poids moyen par passager de 70 kg.

On définit la charge normale correspondant à 4 personnes par m² qui, avec l'occupation des strapontins, permet d'atteindre un nombre de passagers égale à 124. Lorsque les strapontins sont libres, le nombre de passagers peut aller jusqu'à 154, toujours en considérant la charge normale. Deux autres cas de charge sont également définis : la charge exceptionnelle qui correspond à 6 personnes par m² et la surcharge exceptionnelle qui est de 8 personnes par m².

La masse du véhicule varie avec le nombre de passagers :

- Masse à vide : 31 t ± 0,4
- Charge normale (124 p) : 39,680 t ± 0,4
- Charge exceptionnelle : 45,560 t ± 0,4
- Surcharge exceptionnelle : 49,340 t ± 0,4

A.2.1. Propulsion

Le VAL 206 est une rame constituée de deux voitures indissociables. La voiture A, nommée PA, est dédiée au pilotage automatique de la rame. La voiture B, nommée HR, gère les équipements de traction ainsi que les auxiliaires de la rame (disjoncteur de protection, convertisseur statique, batteries, etc.). La Fig. A.2 présente les armoires de pilotage et de la commande de la propulsion ainsi que de ses auxiliaires. La propulsion de la rame est assurée par des machines à courant continu à excitation série pour le VAL de première génération et à excitation séparée pour celui de deuxième génération. Chaque voiture est motorisée. La

propulsion de chaque voiture est donc assurée par un ensemble convertisseurs moteurs. Les ressources partagées par ces deux blocs de puissance sont le filtre d'entrée et le disjoncteur de protection ultra-rapide de la rame. Chaque voiture capte son énergie par le biais de frotteurs mécaniques qui s'appuient sur les barres de guidage, celles-ci étant alimentées par des postes de distribution répartis le long de la ligne du métro.



(a) (b)

Fig. A.2 Armoire du pilotage (a), armoire de la propulsion (b)

A.2.2. Pilotage automatique

Le pilotage de la rame est réalisé par des équipements d'automatismes installés dans l'armoire de la voiture A. Les principales fonctionnalités réalisées par les automatismes embarqués sont: les communications, le pilotage automatique, les sécurités.

-Fonctions de communication-

La communication entre la rame et les équipements extérieurs nécessite des antennes de réception et d'émission qui sont installées sur le bogie arrière de la voiture A. Les fonctions de communication couvrent deux domaines distincts : les liaisons phoniques et les télémesures envoyées par le véhicule au Poste Central de Contrôle (PCC). Les postes interphones permettent d'établir les échanges phoniques entre le PCC et les voyageurs. Les télémesures sont analysées par le PCC qui dispose alors de l'état de fonctionnement de la rame de métro.

-Fonctions de pilotage-

Elles sont assurées par une unité logique à microprocesseur qui reçoit, en entrée, les informations programmées sur les équipements de la voie (tapis de transmission) et qui délivre en sortie, les signaux de pilotage vers le ou les unités dédiées (propulsion, freinage, etc.). Cette unité de traitement exécute en temps réel un grand nombre de fonctions standards du système VAL. Les principales concernent la gestion de la trajectoire de vitesse, la séquence de stationnement (relative aux échanges des voyageurs à chaque station), l'ouverture des portes, la commande du dispositif de traction et de freinage mécanique (frein de service). Des situations en mode dégradé sont également prévues, mais elles sont déroulées, pour la plupart, en interaction avec le PCC. C'est notamment le cas pour l'accostage automatique qui autorise le secours d'une rame en panne par une autre.

-Fonctions de sécurités-

Elles sont assurées par une unité logique dédiée aux fonctions de base du système VAL (survitesses, séquence de stationnement, accostage automatique etc.). Tous les équipements de sécurité sont physiquement dissociés des commandes fonctionnelles. Ils sont réalisés en sécurité intrinsèque, et établissent en permanence, pour chaque fonction de sécurité de base, une commande dite "restrictive" lorsque les conditions ne sont pas remplies. Ainsi, par principe, les équipements fonctionnels et de sécurité cohabitent et forment un ensemble indissociable. Les fonctions de sécurité se traduisent toujours, lorsqu'elles sont actives, par une commande restrictive (exemples : actionnement du freinage d'urgence, commande de fermeture des portes, ouverture du disjoncteur de puissance etc.).

A.3. Phénomènes vibratoires

Avec une motorisation de 600 kW, le VAL 206 présente un niveau de performance élevé qui est toutefois contrebalancé par des caractéristiques qui peuvent être à l'origine de phénomènes vibratoires (Fig. A.3). L'élasticité des différents composants de la transmission et plus particulièrement les pneumatiques, les inerties des différentes pièces en mouvement sont les éléments déterminants de ces phénomènes. Il est à noter que la présence de jeux mécaniques de transmission dans les réducteurs de vitesse constitue également un facteur délicat car elle est susceptible de stimuler ces phénomènes vibratoires et de provoquer, à long terme, une fatigue excessive des différents actionneurs.

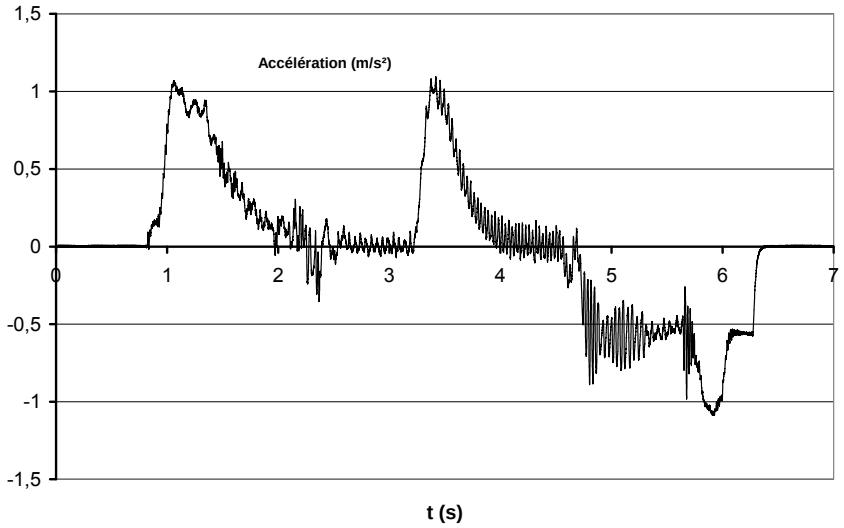


Fig. A.3 Accélération du véhicule roulant sur la voie de maintenance

ANNEXE B -REM et SMM

La joie de contempler et de comprendre, voilà le langage que me porte la nature.
Comment je vois le monde, Albert Einstein (1879-1955)

L'outil de modélisation REM a été développé par le L2EP pour aider à la compréhension, à l'analyse et à la commande de systèmes électromécaniques complexes [BOU 00]. Il est basé sur le Graphe Informationnel de Causalité (GIC) [HAU 96] donc sur une modalité causale (intégrale). Avec ce formalisme proposé, ces grands systèmes sont alors décomposés en sous systèmes intervenant dans la conversion des énergies entre les différents objets. Par ailleurs, la représentation des interactions intervenant entre les éléments s'effectue dans le strict respect de la causalité intégrale gérant les échanges énergétiques entre les sous systèmes. On trouvera dans [BOU 03a], une description détaillée des règles d'association des différents objets.

B.1. Représentation Energétique Macroscopique (REM)

La conversion énergétique entre deux sources peut être représentée par une association d'objets (Fig. B.1).

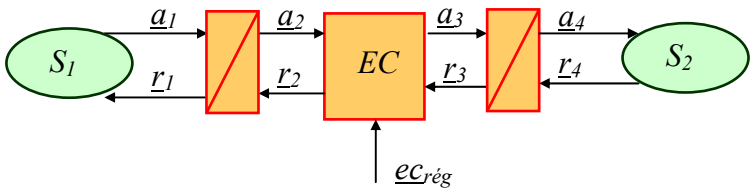


Fig. B.1 REM d'une chaîne de conversion électromécanique

La REM est constituée d'une association d'objets, reliés entre eux par des composantes symbolisées par des vecteurs d'échanges. Ces vecteurs représentent les échanges énergétiques selon le principe de l'action (a_i) et de la réaction (r_i). La source S_1 est une source amont qui produit une action a_i qui se transmet vers la source aval S_2 engendrant une réaction r_i. A un endroit quelconque de la chaîne de conversion, les variables d'action ou de réaction sont duales l'une de l'autre : si l'entrée d'action est potentielle alors la sortie de réaction est cinétique et vice versa. Leur produit représente la puissance instantanée échangée par les deux entités connectées.

B.1.1. Sources Energétiques

Elle produit une variable qui, par nature, ne peut pas subir de discontinuités. La source est soit génératrice, soit réceptrice d'énergie soit les deux. Elle est perturbée par la réaction de l'entité connectée. Elles se représentent par des symboles elliptiques verts, contour vert foncé.

B.1.2. Elément de conversion (EC)

Il assure la conversion énergétique sans perte ni stockage. Le réglage est assuré par la variable d'entrée $ec_{rég}$. Le formalisme REM différentie trois types d'éléments de conversion, de couleur orange (contour rouge) :

- Les convertisseurs électriques symbolisés par des pictogrammes carrés,
- Les convertisseurs mécaniques symbolisés par des pictogrammes triangulaires,
- Les machines électriques symbolisées par des pictogrammes ronds.

B.1.3. Elément d'accumulation (EA)

Il assure le stockage énergétique délivré par une source associée à un élément de conversion. Il induit au moins une variable d'état et ne possède pas de variable de réglage. L'élément d'accumulation est symbolisé par un pictogramme rectangulaire orange avec une barre oblique. Une bobine d'inductance, une capacité sont des éléments classiques d'accumulation de l'énergie électrique.

B.2. Structure de commande déduite d'une REM

Les règles d'inversion du GIC [HAU 96] sont étendues à la REM afin d'en déduire une structure de commande d'une chaîne de conversion électromécanique donnée. Les pictogrammes sont bleu clair avec un contour bleu foncé.

B.2.1. Inversion d'un élément d'accumulation

Un élément d'accumulation est caractérisé par un stockage énergétique qui implique au moins une variable d'état. Si la relation est du premier ordre entre l'entrée d'action e_a et la sortie d'action s_a, une relation d'asservissement est alors utilisée pour établir la commande $e_{a\text{-}rég}$. L'entrée de réaction doit être compensée pour minimiser son influence sur la sortie. La REM de la Fig. B.2 fait donc apparaître deux grandeurs à mesurer (ou estimer) de manière à réaliser un asservissement et une compensation. Pour un ordre supérieur à deux entre l'entrée et la sortie d'action, des asservissements et compensations intermédiaires peuvent être nécessaires.

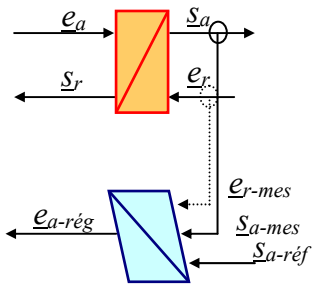


Fig. B.2 Inversion d'un élément d'accumulation

B.2.2. Inversion d'un élément de conversion

Un élément de conversion n'assurant pas de stockage énergétique, les relations entre ses sorties et ses entrées sont rigides. Le modèle s'inverse donc directement à la condition que ses relations soient bijectives. Un élément de conversion possède trois entrées (celles d'action e_a, de réaction e_r mais aussi de réglage $ec_{crég}$. Il y a de fait deux possibilités pour faire évoluer la sortie d'action : en agissant soit sur l'entrée d'action, soit sur celle de réglage. La première solution consiste à agir sur l'entrée de réglage, l'entrée d'action étant alors une perturbation. La REM de cette inversion est donnée à la Fig. B.3.a. La seconde représentation permet de définir l'entrée d'action à appliquer $e_{a\text{-}rég}$ pour obtenir la sortie d'action désirée $s_{a\text{-}réf}$. L'entrée de réglage est alors une perturbation. La REM est donnée à la Fig. B.3.b.

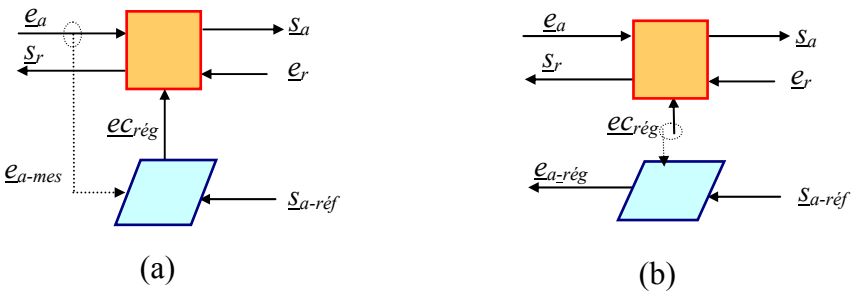


Fig. B.3 Inversions d'un élément de conversion : (a) par $ec_{rég}$, (b) par e_a

L'entrée de réglage peut correspondre à un simple paramètre et ne nécessite pas de mesure. C'est le cas d'une machine à courant continu à aimants permanents.

B.3. Extension aux systèmes multi-machines

Une extension de la REM a été proposée pour prendre en compte les spécificités des SMM [SMM 00, SMM 01a]. Cette extension se focalise sur l'analyse, la représentation ainsi que la gestion (du point de vue de la commande) des couplages.

B.3.1. Modélisation des différents couplages

Les systèmes multi-machines sont caractérisés par la présence de couplages à différents endroits de la chaîne de conversion électromécanique. Un couplage est défini par la mise en commun d'une ressource physique qui va induire une répartition énergétique. Dans le formalisme proposé, de telles structures sont représentées par des entités couplées.

On distingue trois types de couplages :

- Un couplage électrique (Fig. B.4.a) correspondant à la mise en commun au moins d'une ressource électrique (composant, connexion…) entre plusieurs convertisseurs électriques ; il induit une ou plusieurs variables électriques communes (courant, tension…),
- Un couplage magnétique (Fig. B.4.b) correspondant à la mise en commun d'une ressource magnétique (carcasse, aimant…) entre plusieurs machines électriques ; il induit une variable magnétique commune (flux…),
- Un couplage mécanique (Fig. B.4.c) correspondant à la mise en commun au moins d'une ressource mécanique (arbre, essieu…) entre plusieurs convertisseurs mécaniques ; il induit une mécanique commune (vitesse, couple…).

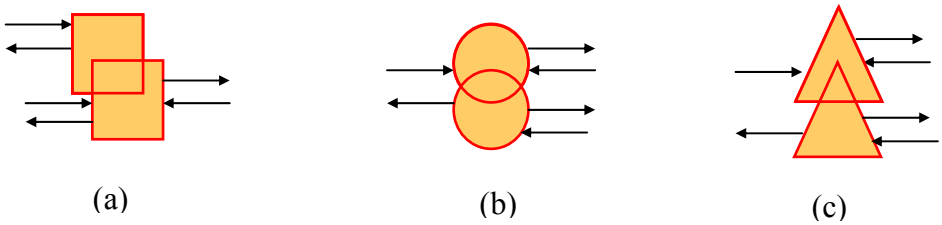


Fig. B.4 Différents types de couplages

Une dernière distinction entre ces différents couplages est relative au caractère amont ou aval du couplage. Le premier est lié à une distribution d'énergie d'une source génératrice amont vers

plusieurs sources réceptrices aval (Fig. B.5.a). Le second correspond à la mise en commun de plusieurs sources génératrices amont vers une unique source réceptrice aval (Fig. B.5.b).



(a) (b)

Fig. B.5 Couplage: (a) amont, (b) aval

B.3.2. Structure de commande

Les règles d'inversion d'un SMM sont celles établies pour la REM (cf. § B.2) complétées par la prise en compte de ses couplages.

B.3.2.1. Inversion d'un couplage amont

Pour ce type de couplage, une seule entrée d'action produit plusieurs variables de sorties. Dans la philosophie d'inversion, plusieurs entrées de référence convergent vers le bloc de commande locale associé à cette structure de couplage (Fig. B.6). On définit alors un critère de pondération rendant compte de la contribution des entrées de référence sur la référence globale. Deux cas sont particulièrement utilisés. La référence globale correspond à une seule des entrées de référence : c'est la commande maître-esclave. La référence globale correspond à la moyenne des références : c'est la commande moyenne.

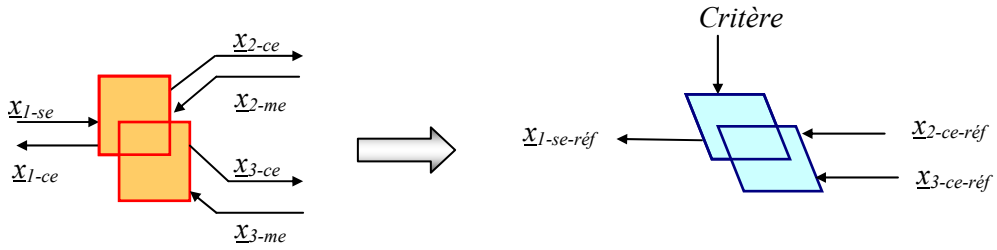


Fig. B.6 Inversion d'un couplage amont

B.3.2.2. Inversion d'un couplage aval

Pour ce type de couplage, la sortie d'action générée résulte de la contribution de plusieurs entrées. L'inversion correspond de ce fait à une entrée équivalente globale qui, par l'intermédiaire d'un critère de répartition, produit les sorties désirées (Fig. B.7).

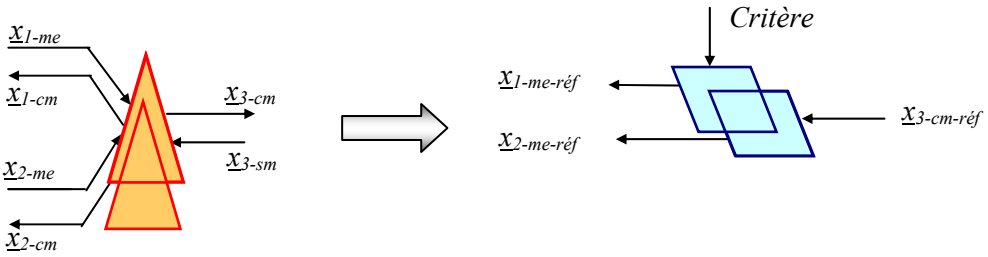


Fig. B.7 Inversion d'un couplage aval

ANNEXE C -Compléments sur la partie électrique

Ecrire, c'est avoir conscience de soi-même,
Et c'est avoir conscience que l'on n'est pas à la hauteur,
Que l'on n'y a jamais été.
Lettres d'or- Christian Bobin (1951-)

La possibilité d'obtenir des courants inducteurs différents tout en conservant l'architecture de puissance est décrite dans la première partie de cette annexe. Cette action est rendue possible par une commande particulière des interrupteurs de puissance. La deuxième partie est relative au mode de fonctionnement "image série". Ce type de commande permet d'obtenir des caractéristiques de couples similaires aux rames équipées de machines à excitation série.

C.1. Analyse de la commande séparée des hacheurs

L'objectif de cette étude est d'obtenir, à partir d'une commande adaptée des interrupteurs, des courants différents dans chacun des inducteurs. Dans cette étude, on néglige le filtre constitué du condensateur et de la résistance. Dans ces conditions, la charge équivalente de chaque hacheur d'excitation est inductive. Pour le hacheur 1, la self équivalente (voir Fig. 1.6) s'exprime par la relation suivante :

$$l_{éq1} = l_{le1} + l'_{le1} + l_{e1} \tag{C.1}$$

On fait également l'hypothèse que les interrupteurs sont parfaits, qu'ils sont bidirectionnels en tension et en courant et qu'ils peuvent supporter la tension délivrée par le filtre d'entrée de la rame. On néglige également le réseau composé des diodes et condensateurs qui assurent l'équilibrage des tensions aux bornes de chaque hacheur. La représentation fonctionnelle simplifiée des hacheurs d'excitation est donnée à la Fig. C.1.

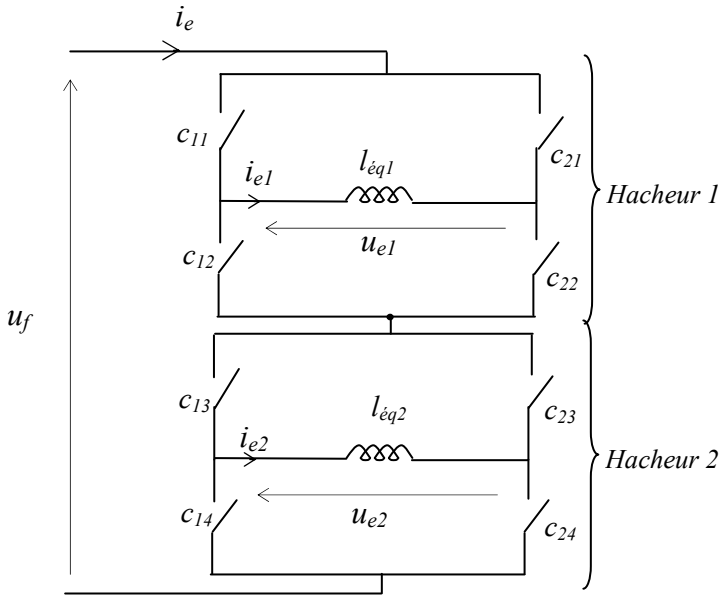


Fig. C.1 Représentation fonctionnelle simplifiée des hacheurs d'excitation

Par convention, un courant positif traversant les deux inducteurs correspond au mode traction et à la marche avant.

C.1.1. Contrôle séparé des courants inducteurs

Pour établir le contrôle séparé des courants dans les inducteurs, les fonctions de connexion sont redéfinies. L'architecture série étant conservée, on réalise un "multiplexage" temporel pour réaliser la commande séparée de chaque hacheur (Fig. C.2).

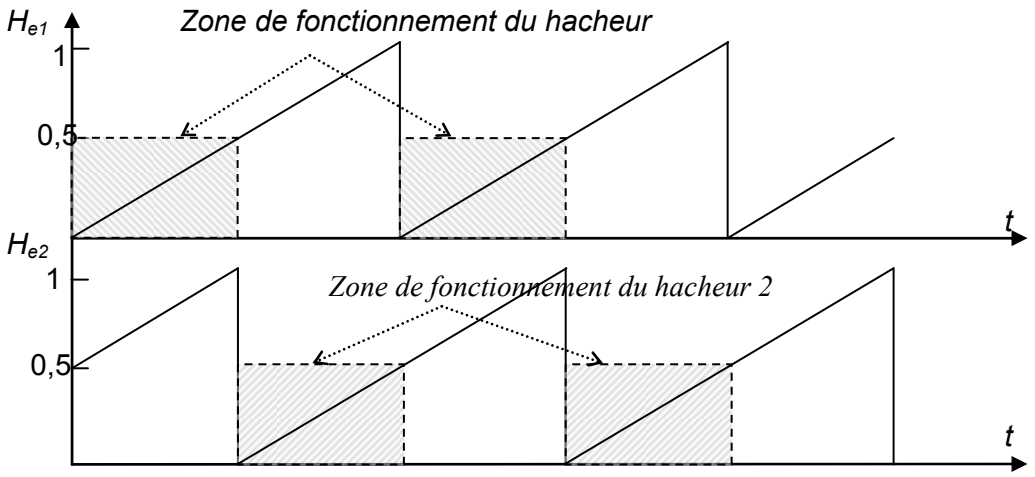


Fig. C.2 Principe de fonctionnement de la commande séparée des hacheurs

Chaque hacheur est commandé par une MLI séparée. La fréquence de fonctionnement reste inchangée (1,5 kHz). La MLI du deuxième hacheur est décalée d'une demi-période de la première. Ce dispositif permet d'obtenir des rapports cycliques différents.

C.1.1.1. Fonctions de conversion du hacheur 1

Lorsque les interrupteurs c_{11}, c_{23} et c_{24} sont commandés en permanence ($c_{11} = c_{23} = c_{24} = 1$), le hacheur 1 est soumis à la pleine tension u_f. La fonction de conversion du hacheur d'excitation 1 s'écrit :

$$\begin{aligned} u_{e1} &= m_{e1}\, u_f \\ i_{e1} &= m_{e1}\, i_e \end{aligned} \qquad \text{(C.2)}$$

Les entrées de commande sont les états des interrupteurs, appelés fonction de connexion [GUI 94, HAU 99]. La relation de conversion relie la fonction de modulation m_{e1} aux fonctions de connexion :

$$m_{e1} = 1 - c_{21} \quad c_{21} \in [0,1] \qquad \text{(C.3)}$$

C.1.1.2. Fonctions de conversion du hacheur 2

Lorsque les interrupteurs c_{11}, c_{12} et c_{13} sont commandés en permanence ($c_{11} = c_{12} = c_{13} = 1$), le hacheur 2 est soumis à la pleine tension. La fonction de conversion du hacheur d'excitation 2 s'écrit :

$$\begin{aligned} u_{e2} &= m_{e2}\, u_f \\ i_{e2} &= m_{e2}\, i_e \end{aligned} \qquad \text{(C.4)}$$

avec $m_{e2} = 1 - c_{23} \quad c_{23} \in [0,1]$ (C.5)

C.1.1.3. Analyse du fonctionnement

La période de fonctionnement des hacheurs est notée T. Pour ne pas avoir d'empiètement entre les deux hacheurs, on définit une limite maximale de la période à la valeur de T_{Max} correspondant à la moitié de la période du hacheur. Pour le hacheur 1, la période de conduction, notée αT, doit rester inférieure à T_{Max}. Pour le hacheur 2, la période de conduction, notée βT, est comprise entre T/2 et T. Pendant la période de conduction (régime forcé), l'autre hacheur est en régime libre et vice versa. Nous donnons, à la Fig. C.3 un exemple d'ondes de courant dans chaque inducteur et qui traduit des rapports cycliques différents.

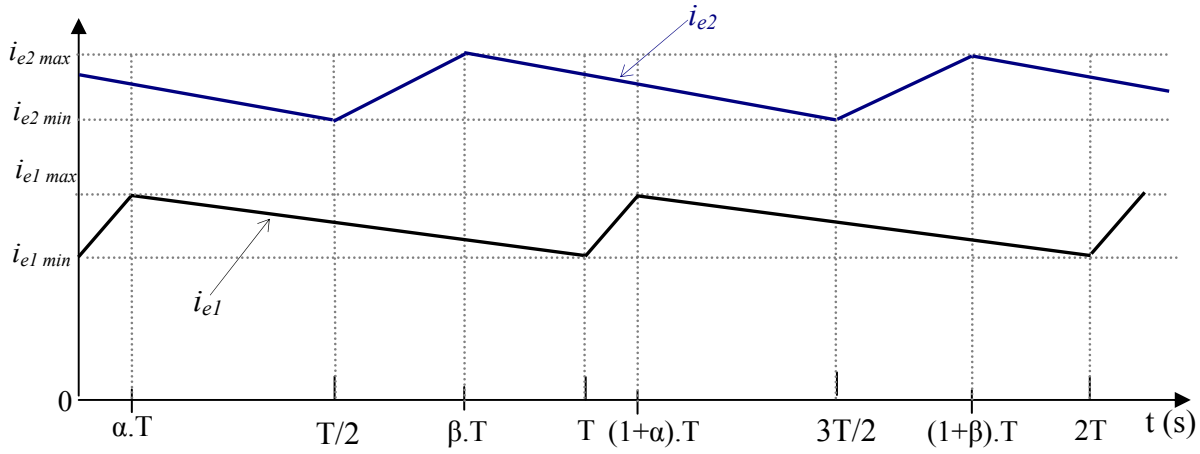


Fig. C.3 Courants dans les inducteurs

Remarque :

Ce chronogramme montre que l'on obtient un découplage des courants dans les inducteurs. Ce fonctionnement est rendu possible à la fois grâce aux rapports cycliques des hacheurs ne dépassant pas 0.5 et une commande adaptée des interrupteurs de puissance.

C.1.2. Etude du filtre de l'inducteur

Dans cette étude, on ne considère qu'un seul hacheur d'excitation. Les selfs de lissage étant câblés en série, on les globalise et on adopte les notations suivantes :

$$r_{let} = r_{le1} + r_{le2}\ ,\ l_{let} = l_{le1} + l_{le2} \qquad \text{(C.6)}$$

La fonction de transfert liant le courant inducteur en fonction de la tension délivrée par le hacheur s'écrit :

$$\frac{i_e}{u_e} = \frac{1}{(r_{let}+r_e)+\frac{r_e r_{le}}{R_e}+((l_e+l_{let})+\frac{r_e l_{let}+l_e r_{let}}{R_e}+r_e r_{let} C_e)\,s+(\frac{l_e l_{let}}{R_e}+C_e(r_e l_{let}+l_e r_{let}))\,s^2+l_e l_{let} C_e\,s^3} \tag{C.7}$$

En l'absence de filtre, l'expression du courant inducteur s'écrit :

$$\frac{i_e}{u_e} = \frac{1}{(r_{let}+r_e)+(l_e+l_{let})\,s} \tag{C.8}$$

Le système est du premier ordre car les seuls éléments pris en compte ne concernent que les résistances et les selfs de lissage et de l'inducteur. Nous donnons, à la Fig. C.4, les courbes de gain avec et sans filtre en fonction de la fréquence. L'atténuation apportée par le filtre, à la fréquence de fonctionnement de l'onduleur, est de 36,5 db ce qui atténue considérablement l'ondulation du courant inducteur.

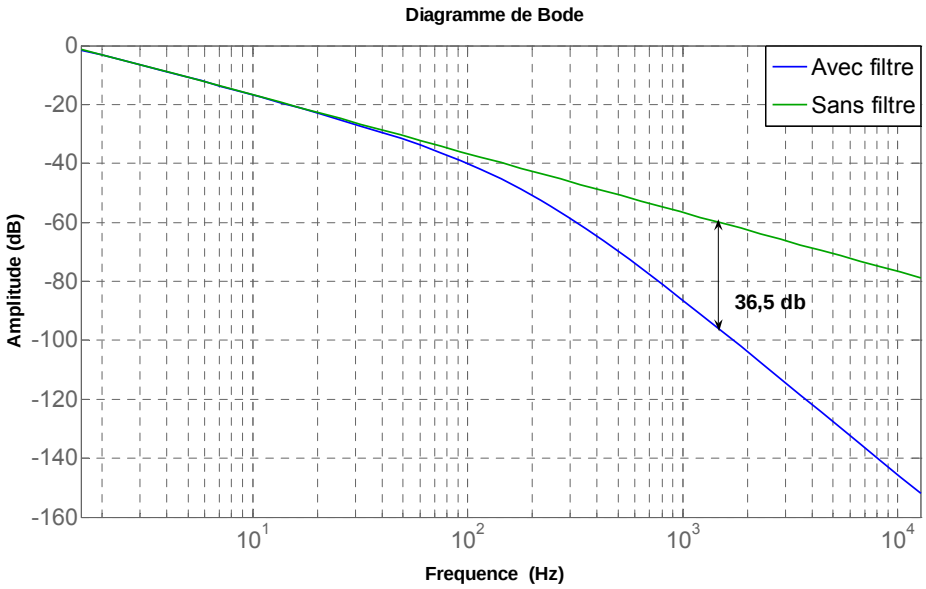


Fig. C.4 Diagramme de Bode des courants inducteurs avec et sans filtre

C.2. Mode de fonctionnement "image série"

Le mode de fonctionnement "image série" est une commande particulière qui détermine, à chaque instant, une relation rigide entre les courants d'induit et d'inducteur. Cette relation varie en fonction des différentes phases de fonctionnement des hacheurs d'induit.

C.2.1. Algorithme de commande

L'algorithme de commande est décrit sous la forme de GIC (Fig. C.5). Il se compose de deux boucles de contrôle : une pour le courant d'induit et l'autre pour le courant inducteur. Chacune des boucles de contrôle comporte un bloc de décision qui sélectionne la plus petite des

consignes présentes en entrée. La grandeur de référence du courant d'induit est élaborée par le bloc R_{b1} et celle du courant inducteur par le bloc R_{b2}. Fonctionnellement, les entrées du bloc R_{b1} correspondent successivement au courant induit maximal i_{imax}, au courant induit de référence $i_{iréf}$ provenant de la boucle de vitesse, et au courant induit "mode image série" i_{is}. Pour assurer le mode de fonctionnement de type "image série", les grandeurs de référence des courants d'induit et d'inducteur sont gérées par les processeurs R_{i1}, R_{i2} et R_{i3} qui supportent les relations suivantes :

$$R_{i1} : \quad i_{exrég1} = 0{,}059\, i_{iréf} \tag{C.9}$$

$$R_{i2} : \quad i_{exrég2} = 0{,}059\, i_{iréf} + K_s\,(1 - m_{hirég}) \tag{C.10}$$

$$R_{i3} : \quad i_{is} = i_{ex} / 0{,}034 \tag{C.11}$$

avec K_s un gain ajustable.

Le rapport de modulation $m_{hirég}$ délivré par le contrôle du courant d'induit est le signal qui se situe avant la limitation pour l'élaboration du rapport cyclique. Cette caractéristique est mise à profit dans le mode de fonctionnement "image série" pour faire décroître le courant inducteur lorsque le rapport de modulation dépasse 1 (C.10).

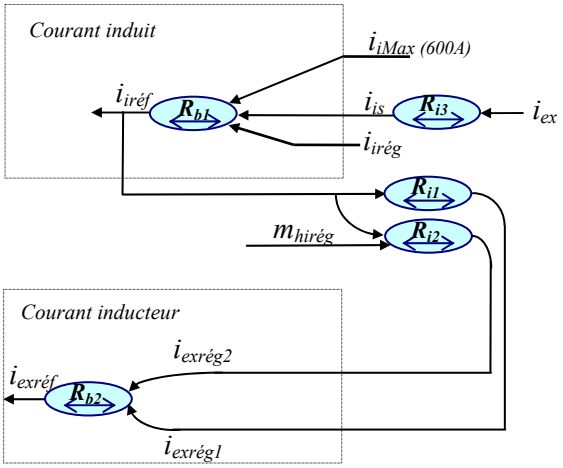


Fig. C.5 Algorithme de commande "mode image série" du VAL 206

La relation rigide R_{i1} est utilisée pendant toute la phase qui précède le défluxage (phase 1 de la Fig. 1.32.b) des moteurs de la rame. La relation R_{i2} autorise, par le terme $1\text{-}m_{hirég}$, le défluxage de la machine (phases 2 et 3) sachant que K_s est un gain ajustable. Enfin la relation R_{i3} confère, durant toute la phase 3, une nouvelle relation du couple moteur compatible avec celle des rames de première génération. Dans l'analyse ci-dessous, on considère le démarrage du véhicule à couple maximal. La mise en vitesse de la rame se décompose en trois phases de fonctionnement.

C.2.2. Démarrage à rapport cyclique variable (phase 1)

Pendant la phase de démarrage (phase 1), le rapport cyclique croît de 0 à 1 avec la vitesse du véhicule. Nous décrivons, à la Fig. C.6, les grandeurs de référence des boucles de contrôle des courants d'induit et d'inducteurs. Le courant de référence $i_{irég}$ est imposé par un échelon de couple maximal. Le courant inducteur de référence est donné par la relation R_{i1}. Le couple développé par le moteur est maximal et vaut :

$$c_m = 0{,}059\, k_{cc}\, i_i^2 \qquad \text{avec } k_{cc} = k_m\, l_e \tag{C.12}$$

avec k_m la constante de couple du moteur et l_e la self de l'inducteur.

Les entrées tracées en traits pointillés sur la Fig. C.6 représentent les grandeurs non sélectionnées par les blocs de décision.

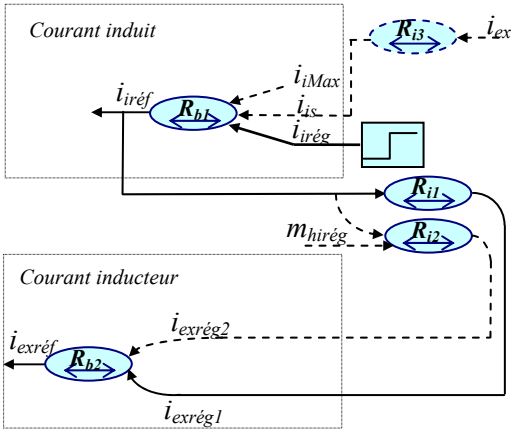


Fig. C.6 Consignes des courants induit et inducteur : Phase 1

C.2.3. Début du défluxage de la machine (phase 2)

La phase 2 est initialisée lorsque le rapport de modulation $m_{hirég}$ du hacheur d'induit excède la valeur 1. Dans ces conditions, la relation R_{i2} détermine la consigne du courant inducteur. Le hacheur d'induit est complètement passant et la référence du courant d'induit est toujours maximale car la consigne en provenance du processeur R_{i3} est supérieure au courant i_{iMax}.

Le fonctionnement de la phase 2 est décrit par le GIC représenté à la Fig. C.7.

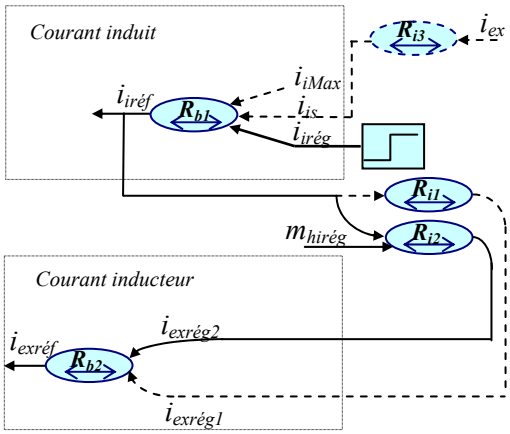


Fig. C.7 Réduction du courant inducteur : Phase 2

Le courant inducteur de référence diminue jusqu'à ce l'entrée i_{is} devienne inférieure aux deux autres entrées i_{iMax} et $i_{irég}$. Ce seuil se calcule par la relation R_{i3} et vaut 20,4 A.

C.2.4. Commande en mode "image série" (phase 3)

Le GIC de la Fig. C.8 décrit le fonctionnement de la phase 3.

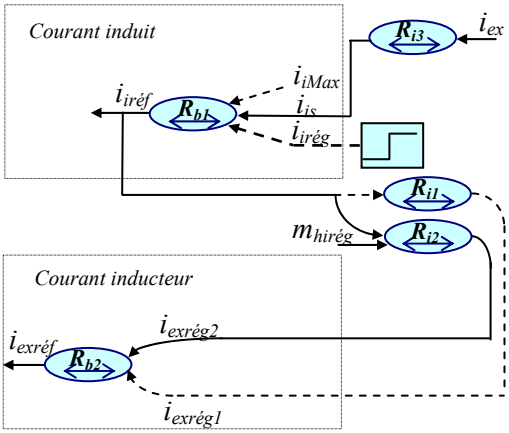


Fig. C.8 Mode de commande "image série" : Phase 3

Lorsque la valeur du courant inducteur devient inférieure à 20,4 A (i_{exs}) , le processeur R_{i3} délivre alors la grandeur de référence du courant induit i_{is} qui est alors la plus petite des entrées du bloc R_{b1} (i_{iMax}, $i_{irèg}$). Le courant dans l'induit est alors lié au courant inducteur par la relation R_{i3}. Le couple délivré par le moteur s'écrit :

$$c_m = 0{,}034\, k_{cc}\, i_i^2 \qquad \text{(C.13)}$$

ANNEXE D - Simplification du modèle de la partie mécanique

Rien n'est jamais tout à fait vrai
Le portait de Dorian Gray, Oscar Wilde (1854-1900)

La correction des systèmes requiert la connaissance des fonctions de transfert qui lient les grandeurs entre elles. Le modèle REM du bogie défini en 1.2.4.4 présente une architecture comprenant deux branches (une par roue). Pour faciliter le calcul des fonctions de transfert, la REM du bogie est simplifiée. On détermine alors un bogie équivalent ne comportant plus qu'une seule branche.

Diverses fonctions de transfert ont été déduites en fonction des besoins des différentes études réalisées.

D.1. Hypothèses simplificatrices

On considère l'absence de jeux mécaniques dans les engrenages et la loi de contact est linéarisée autour d'un point de fonctionnement. La deuxième simplification proposée revient à considérer comme infini le coefficient de raideur du réducteur d'entrée qui est de valeur très élevée. La suppression de cet objet (élasticité) présente des problèmes d'association d'objets puisque les inerties du moteur et des disques de frein sont connectées par une liaison rigide (cf. § D.3). Les réducteurs de vitesse sont "fusionnés" en un seul réducteur qui est placé en entrée du différentiel. Les notations ont été allégées. Les indices 1 et 2 font respectivement références à chaque roue du bogie. La REM, qui tient compte de ces modifications, est présentée à la Fig. D.1.

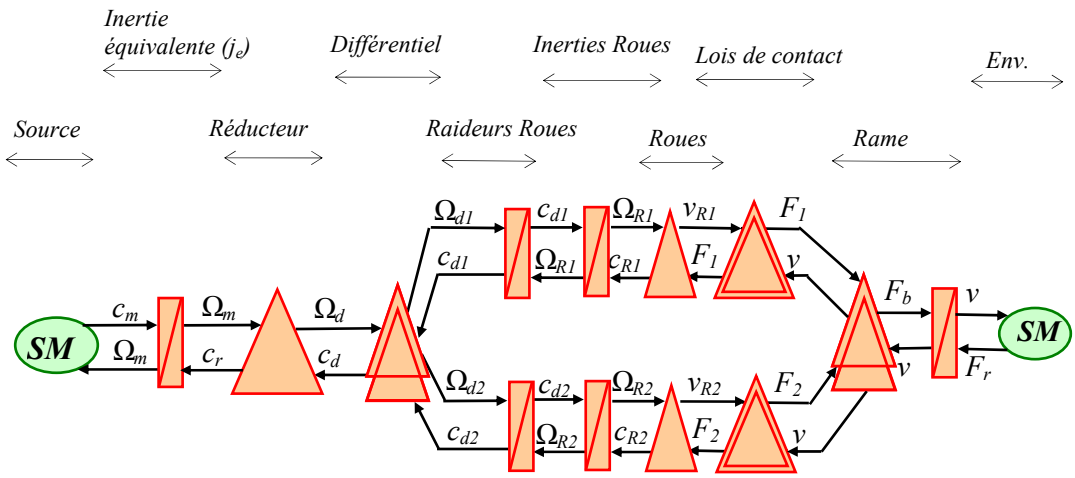


Fig. D.1 REM du bogie avec réducteur globalisé

Les disques de frein ayant la même valeur, on montre que le système composé de trois inerties peut se réduire à un système comportant une inertie équivalente placée en entrée du couplage amont (cf. § D.3.1). L'inertie équivalente d'entrée s'écrit :

$$j_e = j_m + 2r_1^2 j_d \qquad \text{(D.1)}$$

avec j_m l'inertie du moteur, r_1 le réducteur en entrée du pont différentiel, et j_d l'inertie du disque de frein.

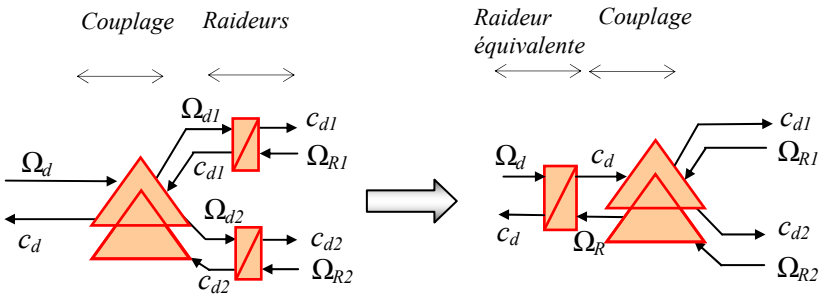
D.2. Simplification du modèle

La REM de la Fig. D.1 présente deux branches. La simplification proposée consiste à déterminer une structure équivalente ne comportant qu'une seule branche. Pour l'obtenir, les

éléments de chaque branche sont déplacés vers la gauche de manière à se retrouver en entrée du couplage amont. On fait l'hypothèse que les éléments de chaque roue sont strictement identiques et que la rame est en ligne droite.

D.2.1. Déplacement des raideurs

Le déplacement des raideurs en entrée du couplage amont est donné à la Fig. D.2.



(a) (b)

Fig. D.2 Permutation des raideurs avec le couplage amont : (a) avant, (b) après

Pour déterminer la raideur équivalente après permutation, on écrit les relations de chacun des systèmes.

Pour le premier système, on a les relations suivantes :

$$\begin{aligned} c_d &= c_{d1} + c_{d2} \\ \Omega_{d1} &= f(\Omega_d) \\ \Omega_{d2} &= f(\Omega_d) \end{aligned} \qquad \text{(D.2)}$$

sachant que les vitesses Ω_{d1} et Ω_{d2} sont identiques.

Les équations de sortie s'écrivent :

$$\begin{aligned} \frac{dc_{d1}}{dt} &= k_r(\Omega_{d1} - \Omega_{R1}) \\ \frac{dc_{d2}}{dt} &= k_r(\Omega_{d2} - \Omega_{R2}) \end{aligned} \qquad \text{(D.3)}$$

avec k_r la raideur du pneumatique.

La somme de ces équations donne la relation suivante :

$$\frac{dc_d}{dt} = k_r(2\Omega_d - \Omega_{R1} - \Omega_{R2}) \qquad \text{(D.4)}$$

L'équation d'entrée du deuxième système s'écrit :

$$\frac{dc_d}{dt} = k_r'(\Omega_d - \Omega_R) \qquad \text{(D.5)}$$

avec k_r' la raideur équivalente du pneumatique.

Les relations de sortie sont :

$$c_{d1} = c_{d2} = \frac{c_d}{2}$$
$$\Omega_R = \frac{\Omega_{R1} + \Omega_{R2}}{2} \qquad \text{(D.6)}$$

On fait apparaître, dans la relation (D.5), les entrées en réaction (Ω_{R1} et Ω_{R2}) ce qui donne l'expression ci-dessous :

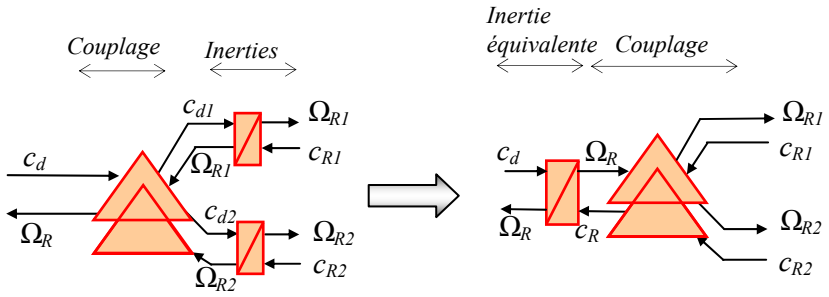
$$2\frac{dc_d}{dt} = k_r^{'}(2\Omega_d - \Omega_{R1} - \Omega_{R2}) \qquad \text{(D.7)}$$

En égalisant les relations (D.4) et (D.7), on détermine la raideur équivalente :

$$k_r^{'} = 2k_r \qquad \text{(D.8)}$$

D.2.2. Déplacement des inerties

Le déplacement des inerties en entrée du couplage amont est donné à la Fig. D.3.



(a) (b)

Fig. D.3 Permutation des inerties avec le couplage amont : (a) avant, (b) après

Pour déterminer l'inertie équivalente après permutation, on écrit les relations de chacun des systèmes.

Pour le premier système, on a les relations suivantes :

$$c_{d1} = c_{d2} = \frac{c_d}{2}$$
$$\Omega_R = \frac{\Omega_{R1} + \Omega_{R2}}{2} \qquad \text{(D.9)}$$

L'équation du circuit de sortie s'écrit :

$$j_R \frac{d\Omega_{R1}}{dt} = c_{d1} - c_{R1}$$
$$j_R \frac{d\Omega_{R2}}{dt} = c_{d2} - c_{R2} \qquad \text{(D.10)}$$

avec j_r l'inertie de la roue.

La somme de ces équations donne la relation suivante :

$$2\,j_R \frac{d\Omega_R}{dt} = c_d - c_{R1} - c_{R2} \tag{D.11}$$

L'équation d'entrée du deuxième système s'écrit :

$$j_R^{'} \frac{d\Omega_R}{dt} = c_d - c_R \tag{D.12}$$

avec $j_r^{'}$ l'inertie équivalente du pneumatique.

Les relations de sortie sont :

$$\begin{aligned} c_R &= c_{R1} + c_{R2} \\ \Omega_{R1} &= f(\Omega_R) \\ \Omega_{R2} &= f(\Omega_R) \end{aligned} \tag{D.13}$$

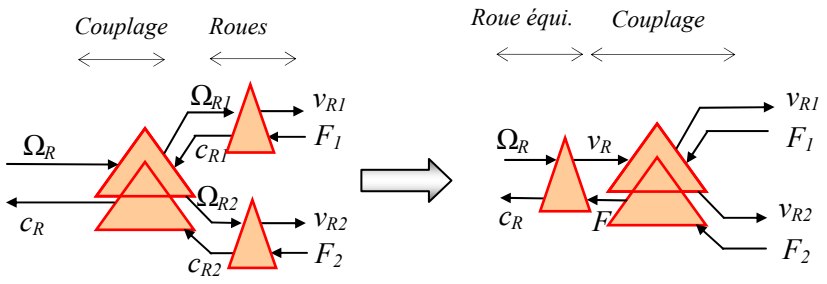
avec $\Omega_{R1} = \Omega_{R2} = \Omega_R$

En égalisant les relations (D.11) et (D.12), on détermine l'inertie équivalente d'entrée :

$$j_r^{'} = 2\,j_r \tag{D.14}$$

D.2.3. Déplacement des roues

Le convertisseur mécanique qui transforme la vitesse angulaire en vitesse linéaire est déplacé en entrée du couplage amont. La Fig. D.4 représente la permutation des objets avec le couplage amont.



(a) (b)

Fig. D.4 Permutation des roues avec le couplage amont : (a) avant, (b) après

Pour le premier système (a), on a les relations suivantes :

$$\begin{aligned} c_R &= c_{R1} + c_{R2} \\ \Omega_{R1} &= f(\Omega_R) \\ \Omega_{R2} &= f(\Omega_R) \end{aligned} \tag{D.15}$$

avec $\Omega_{R1} = \Omega_{R2} = \Omega_R$

L'équation du circuit de sortie s'écrit :

$$\begin{cases} v_{R1} = R\Omega_{R1} \\ c_{R1} = RF_1 \\ v_{R2} = R\Omega_{R2} \\ c_{R2} = RF_2 \end{cases} \quad \text{(D.16)}$$

avec R le rayon moyen de la roue.

L'équation d'entrée du deuxième système s'écrit :

$$\begin{cases} v_R = R'\Omega_R \\ c_R = R'F \end{cases} \quad \text{(D.17)}$$

avec R' le rayon de la roue équivalente.

Les relations de sortie sont :

$$\begin{cases} F = F_1 + F_1 \\ v_{R1} = f(v_R) \\ v_{R2} = f(v_R) \end{cases} \quad \text{(D.18)}$$

avec $v_{R1} = v_{R2} = v_R$

De l'équation (D.16), on déduit, en faisant la somme des vitesses, la relation suivante :

$$v_{R1} + v_{R2} = 2R\Omega_R \quad \text{(D.19)}$$

Les expressions (D.17) et (D.18) conduisent à la relation ci-dessous :

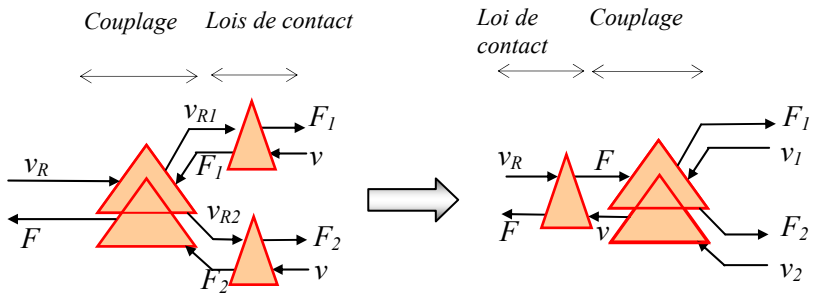
$$v_{R1} + v_{R2} = 2R'\Omega_R \quad \text{(D.20)}$$

On détermine la relation entre le rayon de la roue équivalente et celle de la roue en égalisant les expressions (D.19) et (D.20) :

$$R' = R \quad \text{(D.21)}$$

D.2.4. Déplacement des lois de contact

Le convertisseur mécanique qui détermine l'effort développé par la roue à partir de la différence de vitesse entre la roue et le véhicule est non linéaire. La permutation de cet objet avec le couplage aval n'est rendue possible qu'en effectuant la linéarisation de la fonction. La Fig. D.5 représente la permutation des objets avec le couplage amont après linéarisation.



(a) (b)

Fig. D.5 Permutation des lois de contact avec le couplage amont : (a) avant, (b) après

Pour le premier système, les équations de départ sont :

$$F_1 = F_2 = \mu(\lambda)\, M_R\, g \tag{D.22}$$

$$\lambda = \frac{v_R - v}{v_R} \; et \; \mu(\lambda) = k_a\, \lambda \tag{D.23}$$

La charge supportée par chaque roue est notée M_R. Elle équivaut au quart de la masse d'une voiture. La grandeur g représente l'accélération de la pesanteur. La grandeur k_a représente la pente de la caractéristique d'adhérence.

On considère des petites variations autour d'un point de fonctionnement d'indice 0. Pour le premier système (a), on fait l'hypothèse que les vitesses des roues 1 et 2 sont identiques ($v_{R10} = v_{R20} = v_{R0}$). On a la relation suivante :

$$\Delta\lambda = \frac{-1}{v_{R0}}\Delta v + \frac{(1-\lambda_0)}{v_{R0}}\Delta v_R \tag{D.24}$$

On déduit l'effort en entrée du couplage amont qui vaut :

$$\Delta F = \Delta F_1 + \Delta F_2 = 2\, k_a M_R\, g\,(\frac{-1}{v_{R0}}\Delta v + \frac{(1-\lambda_0)}{v_{R0}}\Delta v_R) \tag{D.25}$$

Pour le second système, le circuit d'entrée donne la relation suivante :

$$\Delta\lambda = \frac{-1}{v_{R0}}\Delta v + \frac{(1-\lambda_0)}{v_{R0}}\Delta v_R \tag{D.26}$$

et les équations de sortie s'écrivent :

$$\begin{cases} \Delta F_1 = \Delta F_2 = \dfrac{\Delta F}{2} \\ \Delta v = \Delta v_1 + \Delta v_2 \end{cases} \tag{D.27}$$

L'effort développé par le convertisseur équivalent s'écrit :

$$\Delta F = \Delta F_1 + \Delta F_2 = k_a^{'} M_b\, g\,(\frac{-1}{v_{R0}}\Delta v + \frac{(1-\lambda_0)}{v_{R0}}\Delta v_R) \tag{D.28}$$

La masse M_b est relative à celle supportée par le bogie ($M_b = 2\ M_R$). En égalisant les relations (D.25) et (D.28), le nouveau gain (liant l'adhérence au glissement) vaut :

$$k_a^{'} = k_a \tag{D.29}$$

D.2.5. Simplification des couplages amont et aval

A ce stade du processus de simplification, tous les accumulateurs et convertisseurs mécaniques sont placés à la gauche du couplage amont. Ce dernier se retrouve alors directement connecté au couplage aval. Les équations du couplage amont s'écrivent :

$$\begin{cases} F_1 = \dfrac{F}{2} \\ F_2 = \dfrac{F}{2} \\ v = v_1 + v_2 \end{cases} \tag{D.30}$$

et celles du couplage aval :

$$\begin{cases} F = F_1 + F_2 \\ v_1 = v_2 = v \end{cases} \tag{D.31}$$

Par identification des équations (D.30) et (D.31), l'association de ces deux couplages apporte une simplification puisque l'effort en entrée du couplage amont se retrouve à la sortie du couplage aval. La Fig. D.6 montre la simplification des deux couplages.

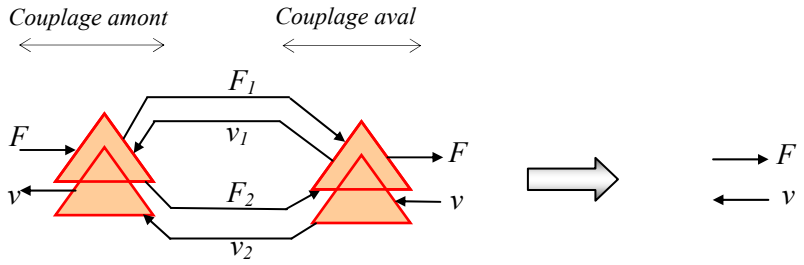


Fig. D.6 Simplification d'un couplage amont connecté à un couplage aval

D.2.6. Modèle simplifié

Le modèle simplifié est donné à la Fig. D.7. Il présente quatre éléments d'accumulation.

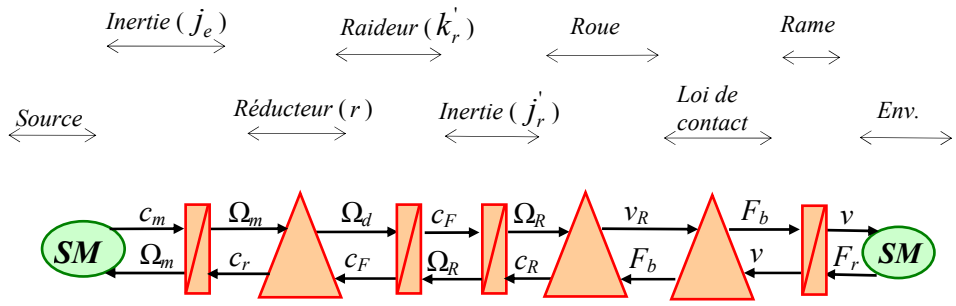


Fig. D.7 REM du bogie simplifié

De gauche à droite, le système se compose d'une inertie équivalente d'entrée (notée j_e), d'un réducteur de vitesse (dont le coefficient de réduction est noté r), de l'élasticité de la roue équivalente (dont la raideur est notée k_r'), de l'inertie de la roue équivalente (notée j_r'), du convertisseur mécanique relatif à la roue équivalente de rayon noté R, de la loi de contact et de la masse du bogie (notée M_b). Il est à noter que le rendement global du réducteur de vitesse est déterminé par le produit des rendements du réducteur d'entrée (pont différentiel) et du réducteur de la roue ($\eta = \eta_1 \eta_2$).

D.3. Simplification du modèle de la CMC

La prise en compte des hypothèses de linéarité définies en 2.3.3.4 conduit à néglifer les jeux mécaniques ainsi que la loi de contact. Par ailleurs, la raideur du réducteur d'entrée (et de l'arbre de transmission) est également négligée. La mise en REM présente alors un problème d'association d'objets (Fig. D.8). La suppression de la réducteur d'entrée fait apparaître 3 variables d'état relatives aux vitesses en entrée et en sortie du pont différentiel. En fait, ce système ne présente que 2 variables d'état car les vitesses sont liées par une relation rigide .

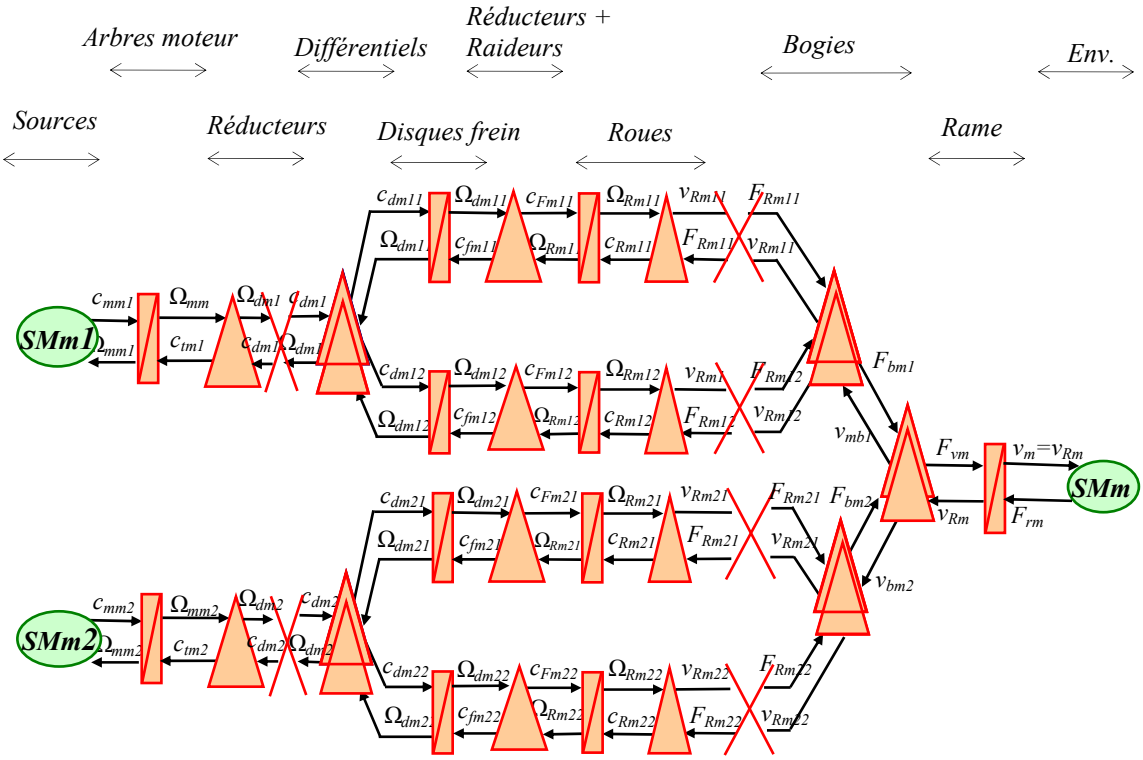


Fig. D.8 REM du modèle (loi de contact et raideur d'entrée négligées)

D.3.1. Couplage amont

La résolution de ce problème de couplage nécessite au préalable de permuter l'inertie du moteur avec le réducteur d'entrée. La Fig. D.9 représente la REM avant et après permutation.

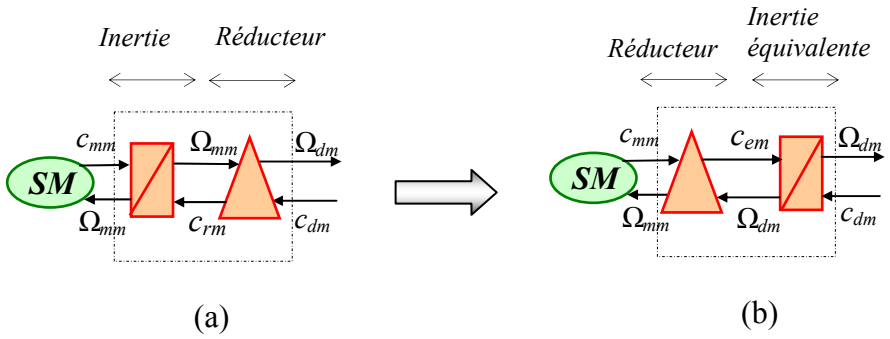


Fig. D.9 Permutation de l'inertie et du réducteur : (a) avant, (b) après

Les équations de la Fig. D.9.a s'écrivent :

$$\begin{aligned} &(f_m + j_m \frac{d}{dt})\Omega_{mm} = c_{mm} - c_{rm} \\ &\Omega_{dm} = r_1 \Omega_{mm} \\ &c_{rm} = r_1 c_{dm} \end{aligned} \qquad \text{(D.32)}$$

avec f_m le coefficient de frottements et j_e l'inertie du moteur, r_1 le rapport de réduction du réducteur d'entrée.

Celles relatives à la Fig. D.9.b s'écrivent :

$$\begin{aligned} &(f_e + j_e \frac{d}{dt})\Omega_{dm} = c_{em} - c_{dm} \\ &\Omega_{dm} = r_1 \Omega_{mm} \\ &c_{mm} = r_1 c_{em} \end{aligned} \qquad \text{(D.33)}$$

avec f_e le coefficient de frottements équivalent, j_e l'inertie équivalente.

Le système équivalent devant produire les mêmes effets sous les mêmes sollicitations, par égalité des équations (D.32) et (D.33), on détermine le coefficient de frottements et l'inertie équivalente qui valent :

$$f_e = \frac{f_m}{r_1^2} \; et \; j_e = \frac{j_m}{r_1^2} \qquad \text{(D.34)}$$

Le couplage amont présente en entrée l'inertie équivalente calculée précédemment et en sortie les inerties des disques de frein (Fig. D.10). La connexion des deux systèmes est rendue impossible puisque l'inertie équivalente d'entrée délivre une vitesse (énergie cinétique) alors que le couplage amont requiert un couple (énergie potentielle).

A priori, le système déconnecté présente 3 variables d'état (Ω_{dm}, Ω_{dm1} et Ω_{dm2}). Lorsqu'on connecte le système, il n'y a plus que 2 variables d'état car les 3 vitesses sont reliées entre elles par une relation rigide.

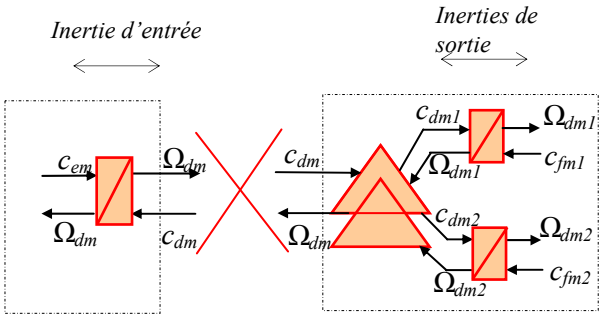


Fig. D.10 Problème de couplage amont

L'équation de l'inertie d'entrée est définie en (D.33). Le couplage amont est régi par l'équation ci-dessous :

$$c_{dm1} = c_{dm2} = \frac{c_{dm}}{2}$$
$$\Omega_{dm} = \frac{\Omega_{dm1} + \Omega_{dm2}}{2} \tag{D.35}$$

Les disques de frein sont caractérisées par leurs frottements f_d et leur inertie j_d:

$$(f_d + j_d \frac{d}{dt})\Omega_{dm1} = c_{dm1} - c_{fm1} \tag{D.36}$$

$$(f_d + j_d \frac{d}{dt})\Omega_{dm2} = c_{dm2} - c_{fm2} \tag{D.37}$$

La résolution du couplage consiste à remplacer la variable c_{dm1} de l'équation (D.36) par celle de l'équation (D.35) puis à substituer la variable c_{dm} par celle de l'équation (D.33). Enfin la variable Ω_{dm} est remplacée par la relation (D.35). On obtient :

$$(f + j\frac{d}{dt})\Omega_{dm1} + (f' + j'\frac{d}{dt})\Omega_{dm2} = \frac{c_{dm}}{2} - c_{fm1} \tag{D.38}$$

avec les notations suivantes :

$$f = f_d + \frac{f_e}{4}, f' = \frac{f_e}{4}$$
$$j = j_d + \frac{j_e}{4}, j' = \frac{j_e}{4} \tag{D.39}$$

La vitesse Ω_{dm1} de l'arbre 1 dépend des entrées c_{dm} et c_{fm1} mais est influencée par la vitesse Ω_{dm2} de l'arbre 2. Les mêmes opérations sont appliquées pour l'équation de la deuxième charge inertielle. On obtient l'équation suivante :

$$(f' + j'\frac{d}{dt})\Omega_{dm1} + (f + j\frac{d}{dt})\ \Omega_{dm2} = \frac{c_{dm}}{2} - c_{fm2} \tag{D.40}$$

Le système connecté n'est plus caractérisé que par 2 variables d'état Ω_{dm1} et Ω_{dm2}. La mise en équation d'état est déterminée à partir des équations (D.38) et (D.40). On obtient le système suivant :

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix}\Omega_{dm1}\\ \Omega_{dm2}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}-\dfrac{(f-f'\dfrac{j'}{j})}{j\sigma_2} & -\dfrac{(f'-f\dfrac{j'}{j})}{j\sigma_2}\\ -\dfrac{(f'-f\dfrac{j'}{j})}{j\sigma_2} & -\dfrac{(f-f'\dfrac{j'}{j})}{j\sigma_2}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\Omega_1\\ \Omega_2\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}\dfrac{1}{j\sigma_2} & \dfrac{-j'}{j^2\sigma_2}\\ \dfrac{-j'}{j^2\sigma_2} & \dfrac{1}{j\sigma_2}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\dfrac{c_{dm}}{2}\\ \dfrac{c_{dm}}{2}\end{bmatrix}$$
$$+\begin{bmatrix}-\dfrac{1}{j\sigma_2} & \dfrac{j'}{j^2\sigma_2}\\ \dfrac{j'}{j^2\sigma_2} & -\dfrac{1}{j\sigma_2}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}c_{fm1}\\ c_{fm2}\end{bmatrix} \qquad \text{(D.41)}$$

avec σ_2 le coefficient de dispersion tel que :

$$\sigma_2 = 1-\frac{j'^2}{j^2} \qquad \text{(D.42)}$$

Ces résultats sont à comparer avec la modélisation du nœud inductif relatif à l'alimentation des induits des machines (1.1.4).

D.3.1.1. REM 1

On définit les vecteurs suivants :

$$\underline{\Omega}=\begin{bmatrix}\Omega_{dm1}\\ \Omega_{dm2}\end{bmatrix},\ \underline{c}=\begin{bmatrix}c_{dm}/2\\ c_{dm}/2\end{bmatrix}\ \text{et}\ \underline{c_f}=\begin{bmatrix}c_{fm1}\\ c_{fm2}\end{bmatrix} \qquad \text{(D.43)}$$

Le modèle REM est donné à la Fig. D.11.

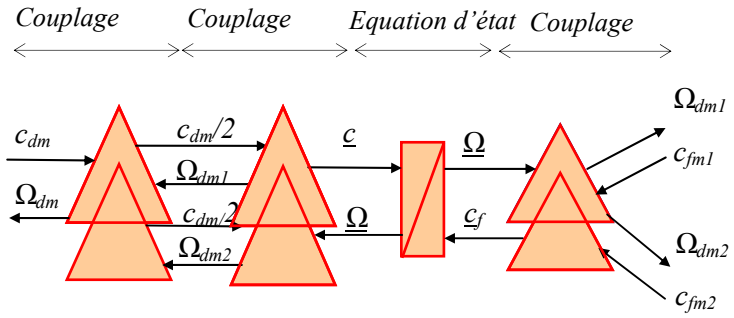


Fig. D.11 REM équivalente 1

Il est constitué de trois couplages. Le premier, relatif au pont mécanique différentiel, est le couplage amont. Le deuxième couplage établit en action, la transformation scalaire-vectorielle des couples délivrées par le couplage amont (notée $\underline{c}$). En réaction, le couplage reçoit en entrée le vecteur $\underline{\Omega}$ et délivre les vitesses rendant compte de la transformation inverse. Le dernier couplage délivre en action les vitesses des demi-arbres de sortie du pont différentiel à partir du

vecteur $\underline{\Omega}$ et en réaction, la mise en vecteur des couples de charge. Cette représentation fait appel à deux variables d'état qui sont les vitesses des arbres de sortie du pont différentiel.

D.3.1.2. REM 2

Une simplification supplémentaire apparaît lorsqu'on fait l'hypothèse d'un fonctionnement de la rame en ligne droite. Dans ces conditions, les vitesses en sortie du couplage amont sont identiques. En effectuant la somme des 2 termes de l'équation (D.41), le système peut alors être représenté par une seule variable d'état :

$$(2j_d + j_e)\frac{d}{dt}\Omega_{dm} + (2f_d + f_e)\Omega_{dm} = c_{dm} - c_{fm1} - c_{fm2} \tag{D.44}$$

avec

$$\Omega_{dm} = \frac{\Omega_{dm1} + \Omega_{dm2}}{2} \; et \qquad c_{fm} = c_{fm1} + c_{fm2} \tag{D.45}$$

La REM équivalente est présentée à la Fig. D.12.

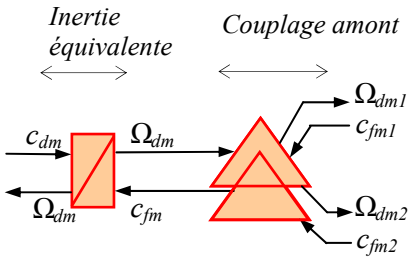


Fig. D.12 REM équivalente 2

D.3.2. Couplage aval

La résolution du problème lié au couplage aval nécessite au préalable de permuter les inerties des roues avec les roues (convertisseur mécanique). La Fig. D.13 représente la REM avant et après permutation.

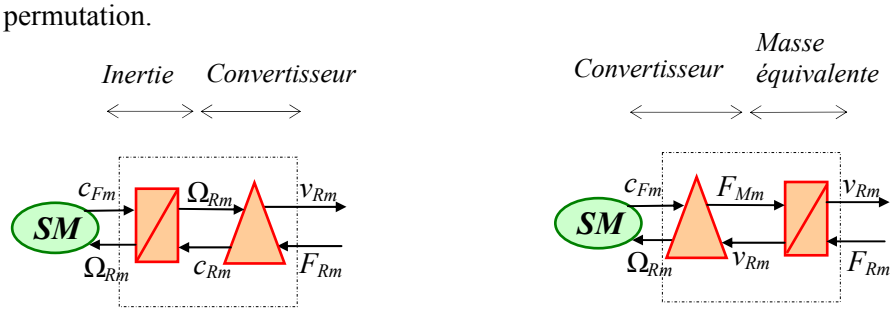


Fig. D.13 Permutation de l'inertie et de la roue : (a) avant, (b) après

En négligeant les frottements, les équations de la Fig. D.13.a s'écrivent :

$$\begin{aligned} j_r \frac{d\Omega_{Rm}}{dt} &= c_{Fm} - c_{Rm} \\ v_{Rm} &= R\,\Omega_{Rm} \\ c_{Rm} &= R\,F_{Rm} \end{aligned} \qquad \text{(D.46)}$$

Ceux relatifs à la Fig. D.13.b s'écrivent :

$$\begin{aligned} M_{jR} \frac{dv_{Rm}}{dt} &= F_{Mm} - F_{Rm} \\ v_{Rm} &= R\,\Omega_{Rm} \\ c_{Fm} &= R\,F_{Mm} \end{aligned} \qquad \text{(D.47)}$$

avec j_r l'inertie de la roue, R le rayon moyen de la roue et M_{jR} la masse équivalente en sortie du convertisseur (roue 1).

Par égalité des équations (D.46) et (D.47), on détermine la masse équivalente qui vaut :

$$M_{jR} = \frac{j_r}{R^2} \qquad \text{(D.48)}$$

La REM de la Fig. D.14 illustre le problème d'association d'objets après avoir réalisé la permutation des éléments d'entrée. Avant d'établir la connexion des objets, le système est caractérisé par trois variables d'état v_{Rm11}, v_{Rm12} et v_m. L'incidence du rayon de courbure n'étant pas prise en compte (rame en ligne droite), la résolution des équations qui consiste à établir la connexion des objets a également pour conséquences d'imposer les mêmes vitesses ($v_m = v_{bm1} = v_{bm2} = v_{Rm11} = v_{bm2} = v_{Rm12} = v_{Rm21} = v_{Rm22}$).

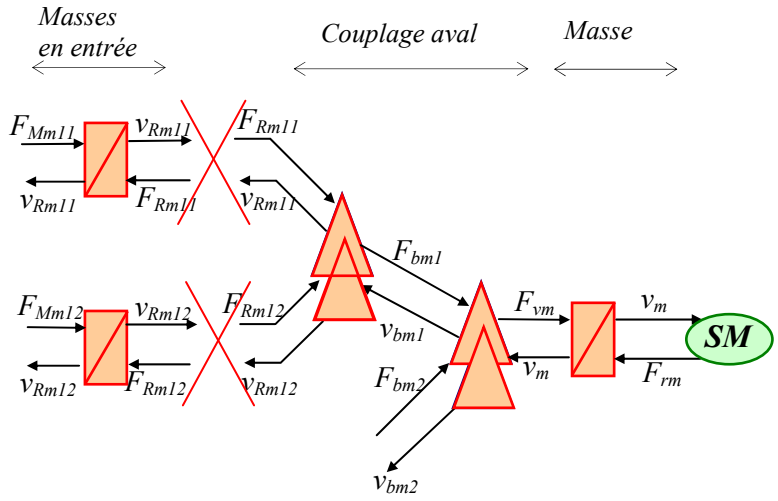


Fig. D.14 Problème de couplage aval

L'équation de la vitesse linéaire s'écrit :

$$M \frac{dv_m}{dt} = F_{Rm11} + F_{Rm12} + F_{Rm21} + F_{Rm22} - F_{rm} \tag{D.49}$$

En remplaçant les forces développées par les roues par leurs équations respectives (D.49), on obtient l'expression ci-dessous :

$$(4M_{JR} + M)\frac{dv_m}{dt} = F_{Mm11} + F_{Mm12} + F_{Mm21} + F_{Mm22} - F_{rm} \tag{D.50}$$

Cette dernière relation montre que la résolution du problème de couplage détermine un système équivalent. Le couplage aval reçoit en entrée les efforts, et délivre en sortie la vitesse linéaire. La masse équivalente est composée de la somme des masses en entrée et de celle du bogie (Fig. D.15).

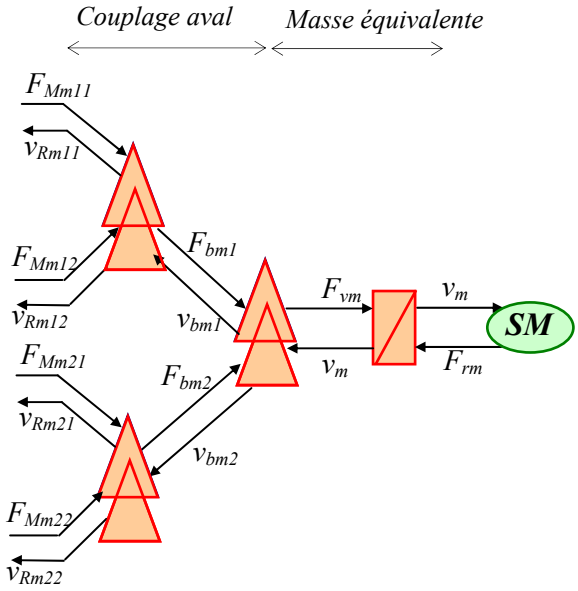


Fig. D.15 Résolution du couplage aval

Le modèle obtenu est, après résolution des problèmes de couplage amont et aval, représenté à la Fig. D.16. La simplification apportée réduit l'ordre du système. Celui-ci est du troisième ordre puisque par voiture, on trouve 3 accumulateurs d'énergie (inertie équivalente d'entrée, raideurs, masse équivalente).

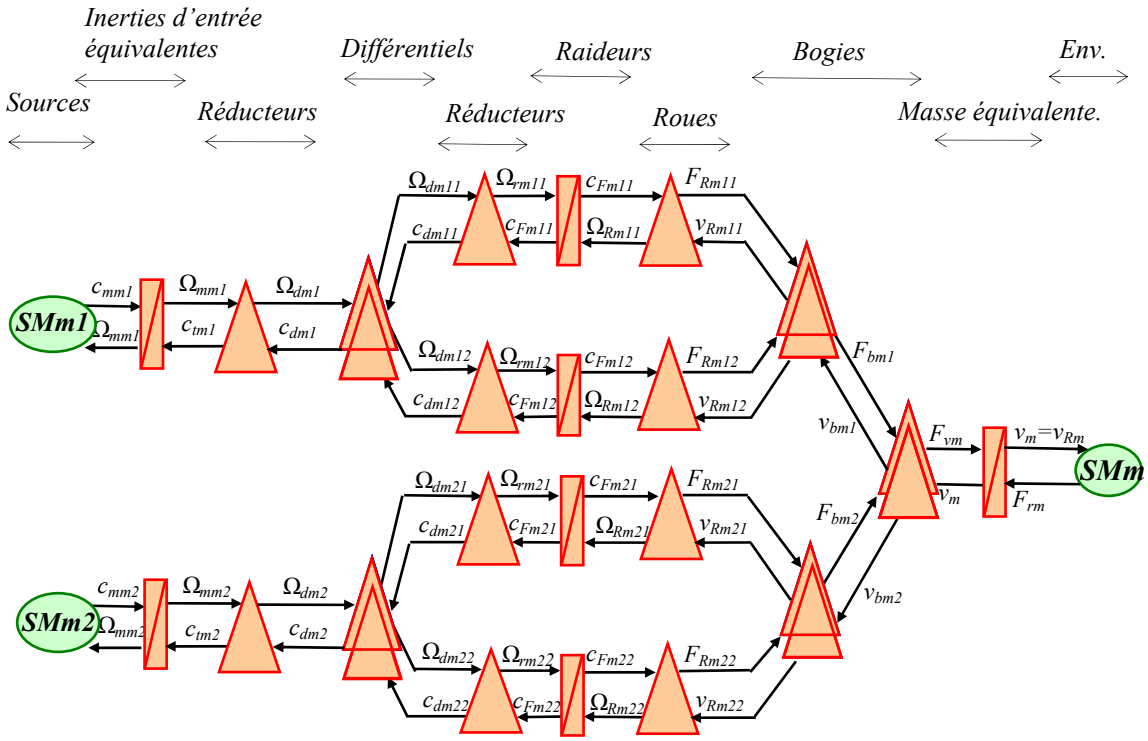


Fig. D.16 REM du modèle de la CMC

D.4. Fonctions de transfert

D.4.1. Graphe de fluence du bogie simplifié

Le graphe de fluence [LIF 72], construit à partir de la REM simplifiée de la Fig. D.7, est représenté à la Fig. D.17.

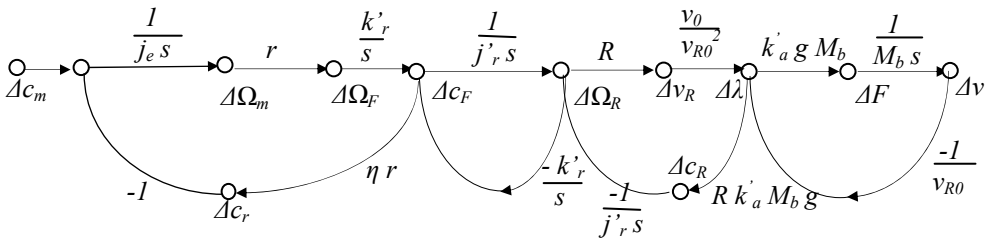


Fig. D.17: Graphe de fluence du bogie simplifié

Par application de la règle de Mason [LIF 72], le déterminant s'écrit :

$$\Delta = 1 + \frac{\eta\, k_r' r^2}{j_e s^2} + \frac{k_r'}{j_r' s^2} + \frac{R^2 k_a' M_b g}{j_r' s}\frac{v_0}{v_{R0}^2} + \frac{k_a' g}{v_{R0} s} + \frac{\eta\, k_r' r^2}{j_e s^2}\frac{R^2 k_a' M_b g}{j_r' s}\frac{v_0}{v_{R0}^2} + \frac{\eta\, k_r' r^2}{j_e s^2}\frac{k_a' g}{v_{R0} s} + \frac{k_r'}{j_r' s^2}\frac{k_a' g}{v_{R0} s} \qquad \text{(D.51)}$$

Après développement, le déterminant vaut :

$$\Delta = \frac{k_r' k_a' g\, j_{éq} + k_r'\, v_{R0}\, (j_e + \eta\, r^2 j_r')s + k_a' g\, j_e (j_r' + R^2 M_b (1-\lambda_0))s^2 + j_e\, j_r'\, v_{R0}\, s^3}{j_e\, j_r'\, v_{R0}\, s^3} \qquad \text{(D.52)}$$

$$avec\ j_{éq} = j_e + \eta\, r^2 \left[j_r' + R^2 M_b (1-\lambda_0) \right]$$

D.4.2. Fonction de transfert $\Delta\Omega_m/\Delta c_m$

Elle se détermine à partir du graphe de fluence précédent. La vitesse du moteur est donnée par la relation suivante :

$$\frac{\Delta\Omega_m}{\Delta c_m} = \frac{\frac{1}{j_e s}\left(1 + \frac{k_r'}{j_r' s^2} + \frac{R^2 k_a' M_b g}{j_r' s}\frac{v_0}{v_{R0}^2} + \frac{k_a' g}{v_{R0} s} + \frac{k_a' k_r' g}{j_r' v_{R0} s^3}\right)}{\Delta} \qquad \text{(D.53)}$$

Après développement, l'expression de la vitesse du moteur en fonction du couple s'écrit :

$$\frac{\Delta\Omega_m}{\Delta c_m} = \frac{K_\Omega \left(1 + \frac{v_{R0}}{k_a' g} s + \frac{j_r' + R^2 M_b (1-\lambda_0)}{k_r'} s^2 + \frac{j_r' v_{R0}}{k_r' k_a' g} s^3\right)}{s\left[1 + \frac{v_{R0}\,(j_e + \eta\, r^2 j'_r)}{k_a' g\, j_{éq}} s + \frac{j_e (j_r' + R^2 M_b (1-\lambda_0))}{k_r'\, j_{éq}} s^2 + \frac{j_e\, j_r'\, v_{R0}}{k_r' k_a' g\, j_{éq}} s^3\right]} \qquad \text{(D.54)}$$

$$avec \quad K_\Omega = \frac{1}{j_{éq}}$$

Cette expression comporte des coefficients au numérateur et au dénominateur qui dépendent de la vitesse de la rame (v_{R0}) et du glissement (λ_0). L'application numérique de la fonction de transfert s'écrit en considérant un glissement nul :

$$\frac{\Delta\Omega_m}{\Delta c_m} = \frac{0{,}0329\,(1 + 0{,}01 v_{R0} s + 5{,}2610^{-3} s^2 + 6{,}3610^{-7} v_{R0} s^3)}{s\,(1 + 1{,}7210^{-3} v_{R0} s + 8{,}3610^{-4} s^2 + 1{,}0110^{-7} v_{R0} s^3)} \qquad \text{(D.55)}$$

avec j_e =4,83 kg.m²; j_r' =22,4 kg.m²; k_r' =359000 n.m/rad/s; $j_{éq}$ =30,35 kg.m².

D.4.2.1. Carte des pôles et des zéros

Nous présentons, à la Fig. D.18, les cartes des pôles relatives à la fonction de transfert (D.55), pour des vitesses de 0, 0,8, 10 et 16 m/s.

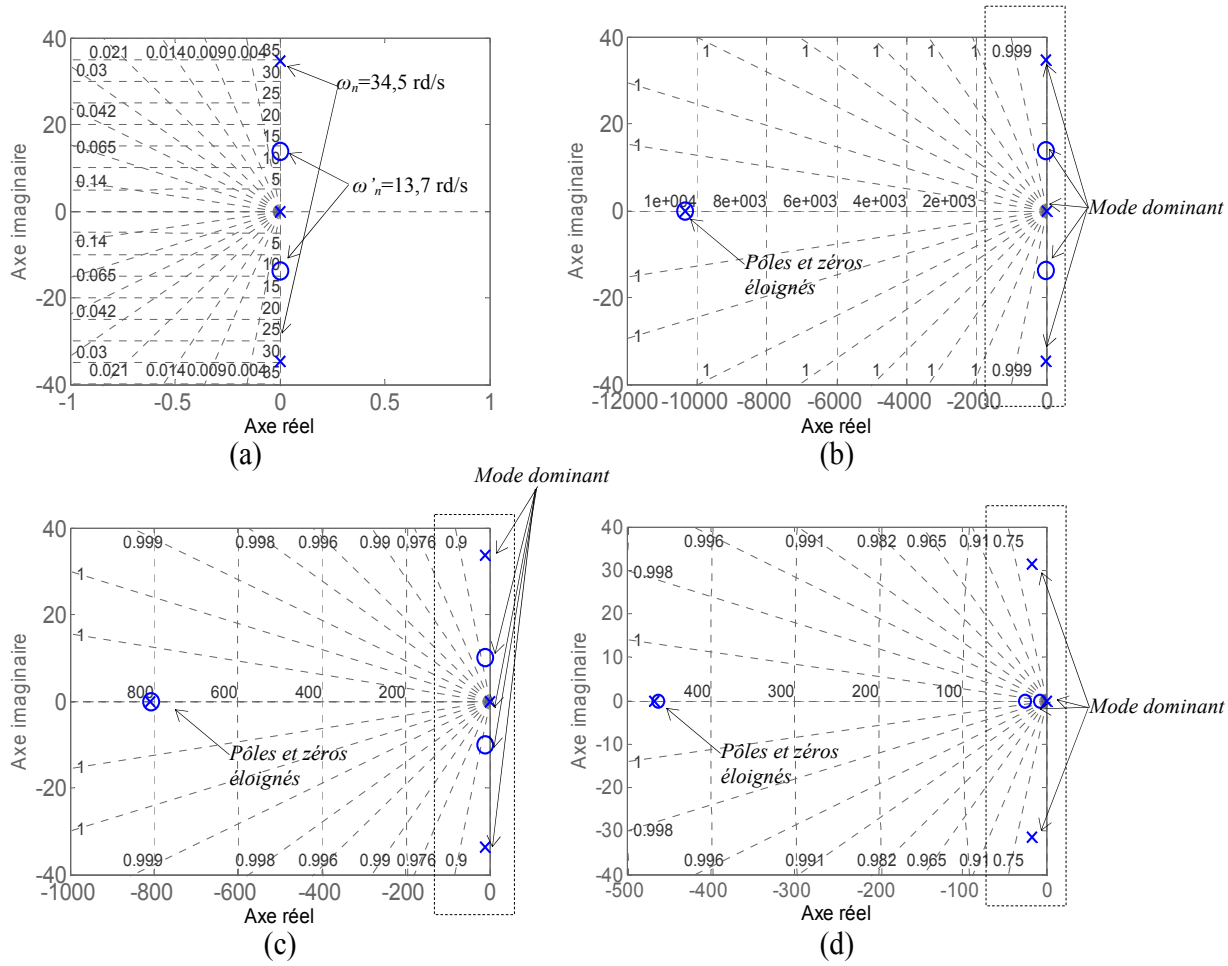


Fig. D.18 Carte des pôles et des zéros : (a) v=0, (b) v=0,8, (c) v=10, (d) v=16 m/s

A la vitesse nulle, le système comporte deux pôles et deux zéros complexes de pulsation de 34,5 rad/s et 13,7 rad/s rendant compte d'un phénomène de résonance et d'antirésonance. Lorsque le véhicule roule, le système présente, dans toute la gamme de vitesse, un pôle et un zéro réel superposés et éloignés des autres pôles et zéros. Le système est alors caractéristique d'un mode dominant composé de trois pôles (dont deux complexes) et des deux zéros. La partie réelle des pôles complexes augmente en fonction de la vitesse rendant compte d'un accroissement de l'amortissement du système. Par ailleurs, les zéros de la fonction de transfert évoluent également en fonction de la vitesse. Ils sont complexes dans les trois premiers cas et réels dans le dernier cas. Le seuil de vitesse qui correspond à l'amortissement critique vaut 14,5 m/s

D.4.2.2. Fonction de transfert simplifiée

La carte des pôles de la Fig. D.18 montre que, dans toute la plage de vitesse, les pôles et les zéros réels placés à la gauche des pôles complexes peuvent être négligés. Dans ces conditions, l'expression (D.55) se simplifie et vaut :

$$\frac{\Delta\Omega_m}{\Delta c_m} = \frac{0{,}0329\,(1+0{,}01 v_{R0}\, s + 5{,}2610^{-3} s^2)}{s\,(1+1{,}7210^{-3} v_{R0} s + 8{,}3610^{-4} s^2)} \qquad \text{(D.56)}$$

Cette relation peut se mettre sous la forme :

$$\frac{\Delta\Omega_m}{\Delta c_m} = \frac{K_\Omega\ (1+2\varsigma^{'}\tau_n^{'}s+\tau_n^{'2}s^2)}{s\ (1+2\varsigma\tau_n s+\tau_n^2 s^2)} \tag{D.57}$$

Le système, qui est de classe 1, est caractérisé par une résonance et une antirésonance dont les pulsations valent :

$$\begin{aligned}\omega_n &= 1/\tau_n = 34{,}6\ rad/s\\ \omega_n^{'} &= 1/\tau_n^{'} = 13{,}69\ rad/s\end{aligned} \tag{D.58}$$

Les caractéristiques d'amortissement, qui dépendent de la vitesse du véhicule, s'expriment par les relations suivantes :

$$\begin{aligned}\varsigma &= 0{,}0297\, v_{R0}\\ \varsigma^{'} &= 0{,}068\, v_{R0}\end{aligned} \tag{D.59}$$

D.4.3. Fonction de transfert $\Delta\Omega_R/\Delta\Omega_m$

La fonction de transfert liant la vitesse de rotation de la roue à celle du moteur est déterminée par la relation ci-dessous :

$$\frac{\Delta\Omega_R}{\Delta\Omega_m} = \frac{\Delta\Omega_R}{\Delta c_m}\frac{\Delta c_m}{\Delta\Omega_m} \tag{D.60}$$

La vitesse de rotation du moteur en fonction de son couple a déjà été calculée (D.54). La relation liant la vitesse de rotation de la roue au couple du moteur se déduit du graphe de fluence de la Fig. D.17. Son expression s'écrit :

$$\frac{\Delta\Omega_R}{\Delta c_m} = \frac{\frac{1}{j_e s}\, r\, \frac{k_r^{'}}{s}\, \frac{1}{j_r^{'} s}\left(1+\frac{k_a^{'} g}{v_{R0}\, s}\right)}{\Delta} \tag{D.61}$$

Après calcul, on obtient la relation suivante :

$$\frac{\Delta\Omega_R}{\Delta c_m} = \frac{r\, K_\Omega\ (1+\frac{v_{R0}}{k_a^{'} g}s)}{s\,[\,1+\frac{v_{R0}\ (j_e+\eta\ r^2 j^{'}{}_r)}{k_a^{'} g\ j_{éq}}s+\frac{j_e\,(j_r^{'}+R^2 M_b\,(1-\lambda_0))}{k_r^{'}\ j_{éq}}s^2+\frac{j_e\, j_r^{'} v_{R0}}{k_r^{'} k_a^{'} g\ j_{éq}}s^3\,]} \tag{D.62}$$

$$avec\ K_\Omega = \frac{1}{j_{éq}}$$

L'expression de la vitesse de rotation de la roue en fonction de celle du moteur est déterminée en appliquant la relation (D.60). Après calcul, on trouve :

$$\frac{\Delta\Omega_R}{\Delta\Omega_m} = \frac{r\,(1+\frac{v_{R0}}{k_a^{'} g}s)}{(\,1+\frac{v_{R0}}{k_a^{'} g}s+\frac{(j_r^{'}+R^2 M_b\,(1-\lambda_0))}{k_r^{'}}s^2+\frac{j_r^{'} v_{R0}}{k_r^{'} k_a^{'} g}s^3\,)} \tag{D.63}$$

Le dénominateur de cette fonction de transfert est le numérateur de celle liant la vitesse du moteur à son couple. En considérant un glissement nul, l'application numérique de la relation (D.63) s'écrit :

$$\frac{\Delta\Omega_R}{\Delta\Omega_m} = \frac{0{,}116\,(1+0{,}01 v_{R0}\,s)}{(1+0{,}01 v_{R0} s + 5{,}26 10^{-3} s^2 + 6{,}36 10^{-7} v_{R0}\, s^3)} \tag{D.64}$$

Le terme du troisième degré peut être négligé (cf. § D.4.2.1) ce qui conduit à la relation suivante :

$$\frac{\Delta\Omega_R}{\Delta\Omega_m} = \frac{0{,}116\,(1+0{,}01 v_{R0} s)}{(1+0{,}01 v_{R0} s + 5{,}26 10^{-3} s^2)} \tag{D.65}$$

D.4.4. Fonction de transfert $\Delta\Omega_R/\Delta c_m$

La fonction de transfert liant la vitesse angulaire de la roue au couple délivré par le moteur est donnée par l'expression (D.62). Après simplification, l'application numérique donne, en considérant un glissement nul, l'expression ci-dessous :

$$\frac{\Delta\Omega_R}{\Delta c_m} = \frac{3{,}83 10^{-3}\,(1+0{,}01 v_{R0}\ s)}{s\,(1+1{,}72 10^{-3} v_{R0}\, s + 8{,}37 10^{-4} s^2\ )} \tag{D.66}$$

ANNEXE E - Validations expérimentales

L'homme animé par l'esprit scientifique désire sans doute savoir, mais c'est aussitôt pour mieux s'interroger
La formation de l'esprit, Gaston Bachelard (1884-1962)

Les validations expérimentales présentées dans cette annexe ont été déroulés sur le système réel d'une part afin de déterminer certains paramètres du système (inertie, raideur) et d'autre part sur l'émulateur du L2EP afin d'établir la validation des nouveaux algorithmes de commande.

E.1. Validation sur le système réel

La validation du modèle mécanique présente plusieurs difficultés. La première est inhérente à toute intervention manuelle sur un système entièrement automatique comme le système VAL. En effet, ce type d'intervention peut conduire à abaisser dangereusement le niveau de sécurités élevé de ce système. Le deuxième problème qui se pose concerne le choix de la méthode expérimentale. Plusieurs solutions s'offraient à nous. La première était d'effectuer en atelier des essais dynamiques sur un bogie du véhicule. Hormis les difficultés liées à la mise en œuvre de ce type d'essais, cette solution n'a pas été retenue car elle ne caractérisait que partiellement la dynamique de la rame. En effet, la loi de contact ainsi que l'effet des suspensions pneumatiques de la rame n'étaient pas prises en compte. Une deuxième approche était de caractériser la dynamique de la rame et de la comparer à celle délivrée par le modèle. Parmi les méthodes d'identification, notre choix s'est porté sur l'analyse de la réponse indicielle de processus car la mise en œuvre de cette méthode est aisée. Pour valider le modèle, deux relevés expérimentaux distincts ont été nécessaires : le premier permet de déterminer la valeur de l'inertie équivalente d'entrée et le deuxième la valeur du coefficient de raideur des pneumatiques. L'application d'un échelon de couple de faible niveau au dispositif de traction lorsque la rame est levée (placée sur les lignes de vérins de l'atelier de maintenance) permet de réaliser le premier essai. Le deuxième essai correspond à l'application d'un échelon de couple nominal lorsque la rame est placée sur la voie de maintenance.



(a) (b)

Fig. E.1 Rame sur ligne de vérins (a), sur voie de maintenance (b)

E.1.1. Réponses indicielles

E.1.1.1. VAL 206 sur lignes de vérins

La REM simplifiée du bogie a été définie en D.2.6. Lorsque le véhicule est placé sur une ligne de vérins et levé, les roues ne sont donc plus en contact avec la voie. L'application d'un couple moteur fait tourner les roues du véhicule, mais le véhicule ne se déplace pas. Dans ces conditions, la loi de contact roue sol n'intervient plus, la REM se simplifie et devient celle de la Fig. E.2.

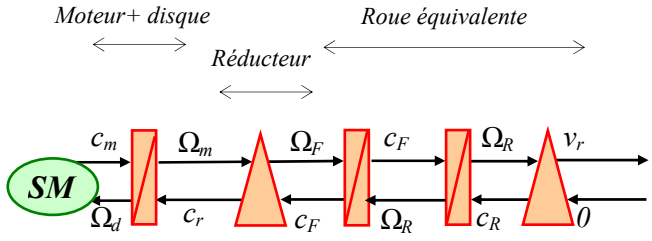


Fig. E.2: REM équivalente d'un bogie du VAL 206 sur ligne de vérins

Le système est maintenant du troisième ordre car l'élément d'accumulation représentant la masse du véhicule n'intervient plus. Les éléments d'accumulation sont relatifs à l'inertie équivalente du moteur et du disque, la souplesse et l'inertie des pneumatiques. Cependant, les pneumatiques n'étant pas en contact avec le sol, leur raideur n'intervient alors pas.

-Inertie équivalente d'entrée-

L'établissement de la fonction de transfert liant la vitesse de la machine au couple moteur est décrit ci-après. Le graphe de fluence permettant ce calcul est donné à la Fig. E.3.

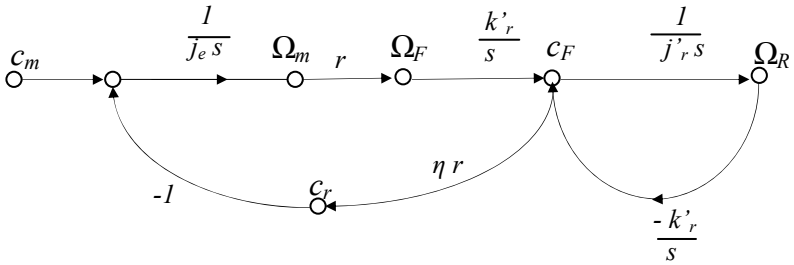


Fig. E.3: Graphe de fluence (rame sur ligne de vérins)

Le déterminant s'écrit :

$$\Delta = 1 + \frac{\eta \; k_r^{'} r^2}{j_e s^2} + \frac{k_r^{'}}{j_r^{'} s^2} \qquad \text{(E.1)}$$

L'expression de la vitesse du moteur s'écrit :

$$\frac{\Omega_m}{c_m} = \frac{\frac{1}{j_e s}\left(1 + \frac{k_r^{'}}{j_r^{'} s^2}\right)}{\Delta} \qquad \text{(E.2)}$$

ce qui donne, après simplification :

$$\frac{\Omega_m}{c_m} = \frac{k_r^{'} + j_r^{'} \; s^2}{k_r^{'}(j_e + \eta \; r^2 j_r^{'})s + j_e j_r^{'} \; s^3} \tag{E.3}$$

En considérant pour le pneumatique un coefficient de raideur très grand (les roues ne touchent pas le sol), la fonction de transfert s'écrit :

$$\frac{\Omega_m}{c_m} = \frac{1}{(j_e + \; \eta \; r^2 \; j_r^{'})s} \tag{E.4}$$

La mesure de la vitesse du moteur est réalisée par un capteur de vitesse. La tension délivrée par le capteur est 0,06 V/tr/mn. L'application numérique donne les valeurs suivantes :

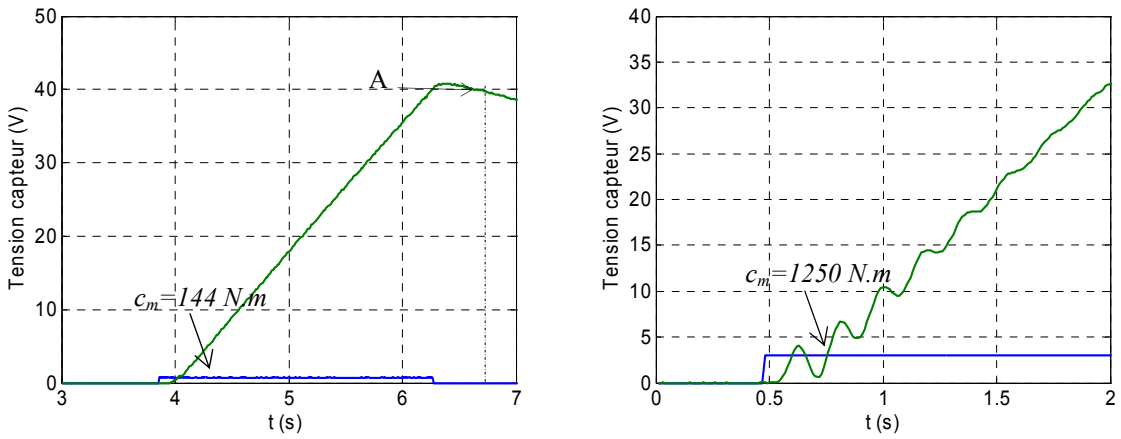
$$\frac{v_{capteur}}{c_m} = \frac{0{,}06 \;\; 30}{5{,}11 \; \pi \; s} \tag{E.5}$$

La rame reposant sur des lignes de vérins, l'essai indiciel consiste à appliquer une faible valeur de couple. Ce dernier est choisi égal à 144 N.m. L'expression de la tension délivrée par le capteur s'écrit :

$$v_{capteur} = \frac{1{,}8}{5{,}11 \; \pi} 144 \;\; t \tag{E.6}$$

E.1.1.2. Réponses indicielles expérimentales

Nous donnons, à la Fig. E.4, les réponses indicielles expérimentales réalisées à bord d'un train. Lorsque la rame est levée (ligne de vérins), on évalue la réponse donnée par le capteur de vitesse à un couple de faible valeur (c_m =144 N.m).



(a) (b)

Fig. E.4 Réponse indicielle expérimentale : (a) sur ligne de vérin, (b) sur la voie de maintenance

Lorsque la rame est sur la voie de maintenance, on applique alors un couple de valeur nominale (c_m =1250 N.m). Les résultats des essais sont donnés à la Fig. E.4. L'allure de la réponse (Fig. E.4.a) confirme la présence d'un système du premier ordre. Le deuxième essai est d'appliquer un couple nominal au véhicule (c_m =1250 N.m) qui stimule la résonance du système.

E.1.2. Validation des paramètres

Les essais expérimentaux ont été déroulés afin de déterminer les valeurs de l'inertie équivalente d'entrée ainsi que le coefficient de raideur équivalent.

E.1.2.1. Inertie équivalente d'entrée

La réponse indicielle relevée lorsque la rame est placée sur les lignes de vérins est utilisée pour la vérification de la valeur de l'inertie équivalente ramenée sur l'arbre du moteur. La vitesse mesurée au point A de la Fig. E.4 vaut 40 V. La vitesse théorique obtenue par la relation (E.6) vaut :

$$v_{capteur} = \frac{1,8}{\pi\ 5,11} 144\ (6,3 - 3,85) = 39,7V$$

L'écart entre la vitesse mesurée et celle calculée est négligeable.

E.1.2.2. Détermination du coefficient de raideur

En considérant la rame à l'arrêt (ou à faible vitesse), la relation (D.54) se simplifie et s'écrit :

$$\frac{\Delta\Omega_m}{\Delta c_m} = \frac{K_\Omega\ (1 + \frac{j_r^{'} + R^2 M_b (1-\lambda_0)}{k_r^{'}}\ s^2)}{s\ (1 + \frac{j_e\ (j_r^{'} + R^2 M_b (1-\lambda_0))}{k_r^{'}\ j_{éq}}\ s^2)} \qquad \text{(E.7)}$$

En l'absence de glissement, l'expression de la pulsation naturelle ω_n s'écrit :

$$\omega_n^2 = \frac{k_r^{'}\ j_{éq}}{j_e\ (j_r^{'} + R^2 M_b\ )} \qquad \text{(E.8)}$$

Pour déterminer le coefficient de raideur du pneumatique, on mesure la fréquence de résonance du système (f=5,5 Hz). Le coefficient de raideur de la roue équivalente se déduit de la relation précédente et dont l'application numérique s'écrit :

$$k_r^{'} = \frac{4,83(22,4 + 0,233 * 8000)}{30,35 * 8,37\ 10^{-4}} = 359\ k.N.m/rad/s \qquad \text{(E.9)}$$

Cette valeur est à rapprocher de celle fournie par le constructeur du pneumatique (Michelin) qui est de 323 k.N.m/rad/s.

E.1.3. Mesure des jeux mécaniques

La mesure des jeux mécaniques est faite en plaçant la rame sur une ligne de vérin de l'atelier de maintenance. La rame est levée de telle sorte que les roues porteuses ne touchent pas le sol. Le principe de la mesure consiste à placer un comparateur sur une pièce fixe du bogie. Le curseur du comparateur vient en appui sur une tige vissée sur l'axe de la roue porteuse. La Fig. E.5 décrit le principe de la mesure.

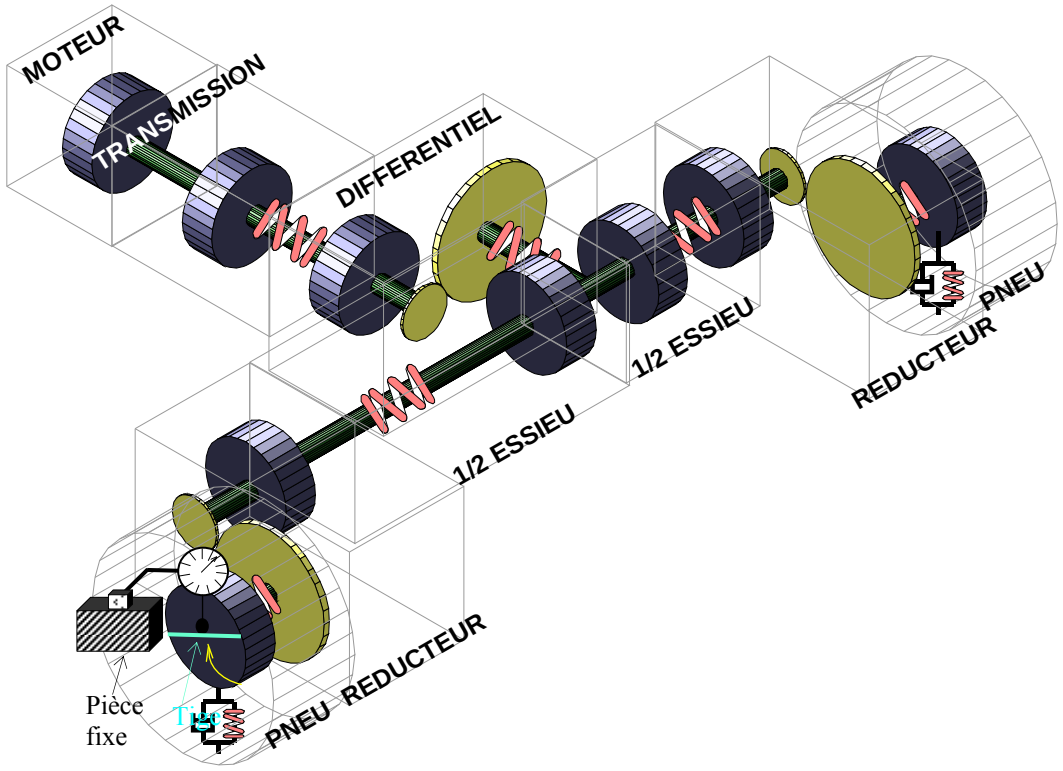


Fig. E.5 Mesure des jeux mécaniques

On choisit un sens de rotation et on tourne manuellement la roue afin que les jeux mécaniques soient placés du même côté. La barre est alors placée horizontalement puis on relève la valeur du comparateur. Pour établir la mesure des jeux mécaniques du réducteur de la roue, le frein mécanique est appliqué. On fait tourner manuellement la roue dans le sens de rotation inverse jusqu'au blocage mécanique. On procède alors au deuxième relevé. La différence des deux relevés (notée *h*) permet le calcul des jeux mécaniques.

La mesure de l'ensemble des jeux mécaniques (réducteur roue + réducteur du pont différentiel) suit le même principe que précédemment. En premier lieu, on tourne la roue jusqu'au rattrapage des jeux (premier relevé). On tourne la roue en sens inverse jusqu'à ce que l'arbre de transmission reliant le moteur au pont différentiel soit entraîné. On effectue alors le deuxième relevé. L'angle α symbolise le jeu mécanique. Il est déterminé à partir de la mesure h sachant que l vaut 445 mm. La Fig. E.6 décrit le principe de la mesure du jeu mécanique du réducteur de la roue.

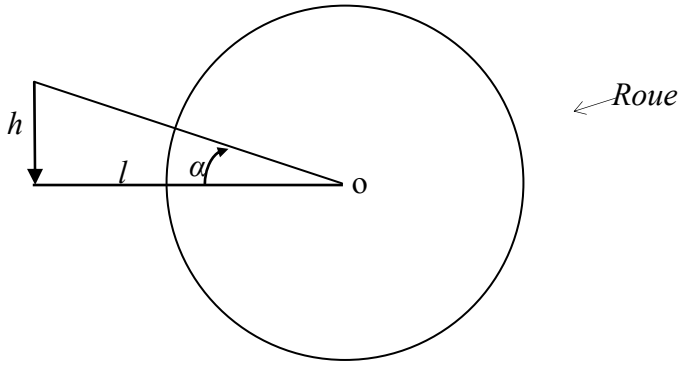


Fig. E.6 Principe de la mesure du jeu mécanique

Le calcul de l'angle α s'écrit :

$$\alpha = ArcTan(\frac{h}{l}) \qquad \text{(E.10)}$$

E.1.4. Relevé des jeux mécaniques

E.1.5. Réducteur de la roue

Le Tableau E.1 consigne les valeurs mesurées.

Bogie / Rame	1		2		3		4	
	Roue 1	**Roue 2**	**Roue 1**	**Roue 2**	**Roue 1**	**Roue 2**	**Roue 1**	**Roue 2**
h (mm) R 81	7,9	6,7	7,7	6,8	5,7	6,1	6,0	5,9
h (mm) R 83	7,5	7,9	6,9	6,1	5,9	5,8	5,6	5,8

Tableau E.1 Tableau de relevés des jeux mécaniques du réducteur de la roue

Les valeurs des jeux mécaniques, déterminées à partir du Tableau E.1, sont consignées dans le Tableau E.2.

Bogie / Rame	1		2		3		4	
	Roue 1	**Roue 2**	**Roue 1**	**Roue 2**	**Roue 1**	**Roue 2**	**Roue 1**	**Roue 2**
Jeux (degrés) R 81	1,01	0,86	0,99	0,87	0,73	0,78	0,77	0,76
Jeux (degrés) R 83	0,96	1,01	0,88	0,78	0,76	0,74	0,72	0,74

Tableau E.2 Tableau des jeux mécaniques du réducteur de la roue

E.1.6. Réducteurs de la chaîne de transmission

Les mesures réalisées, souvent sont très proches (voire identiques) de celles consignées dans le Tableau E.1 n'ont pas permis d'identifier des jeux mécaniques spécifiques au pont différentiel.

E.2. Validation sur émulateur

E.2.1. Commande actuelle

La REM de la fonction d'émulation de la commande actuelle est représentée à la Fig. E.7. Le modèle de la partie mécanique reçoit en entrée, les couples des machines à courant continu et délivrent en sortie, les vitesses de rotation des machines. Les couples étant difficilement mesurables, ils sont estimés à partir des mesures classiques du courant d'induit et d'inducteur. Les blocs d'adaptation *BA3* et *BA4* assurent les mises à l'échelle des couples et des vitesses. La charge de chaque machine à courant continu est assurée par le modèle mécanique qui fournit la vitesse de référence à chaque machine asynchrone (MAS). Pour un fonctionnement correct, les temps de réponse des deux boucles de vitesse des MAS doivent être inférieurs à celle de la partie mécanique. Pour chaque MAS, il est ajusté à la valeur de 0,3 s. Pour des raisons de simplicité, les hacheurs des inducteurs sont alimentés en parallèle. Pour obtenir des courants inducteurs identiques, chaque boucle de courant reçoit en entrée le même courant inducteur de référence (Fig. E.7). Par ailleurs, les essais relatifs à la mise en vitesse du véhicule, pour une accélération de 1,3 m/s², ont montré que les limitations technologiques du banc étaient atteintes (courant d'induit maximum autorisé). La difficulté a alors été contournée en limitant la valeur de l'accélération à 1,2 m/s². Les blocs d'adaptation *BA1* et *BA2* établissent les mises à l'échelle des courants d'induit et d'inducteur des machines du banc 1 et 2.

Les caractéristiques dynamiques de la partie mécanique ont nécessité un partage spécifique des tâches. L'émulation s'effectue à une cadence rapide (T0=100 µs) pour l'interruption gérant le modèle mécanique car celui-ci présente de petites constantes de temps lorsque la rame roule à faible vitesse. L'interruption principale, dont la périodicité est de 1 ms, gère la commande du modèle ainsi que le châssis du véhicule.

Les changements apparaissant d'une émulation à l'autre sont mis en relief par des encadrés en traits pointillés gras. Par la suite, pour alléger la présentation, la partie puissance de l'émulateur ainsi que les contrôles internes sont décrites par un synoptique. Seule l'algorithme de contrôle de la vitesse est complètement détaillé (Fig. E.8)

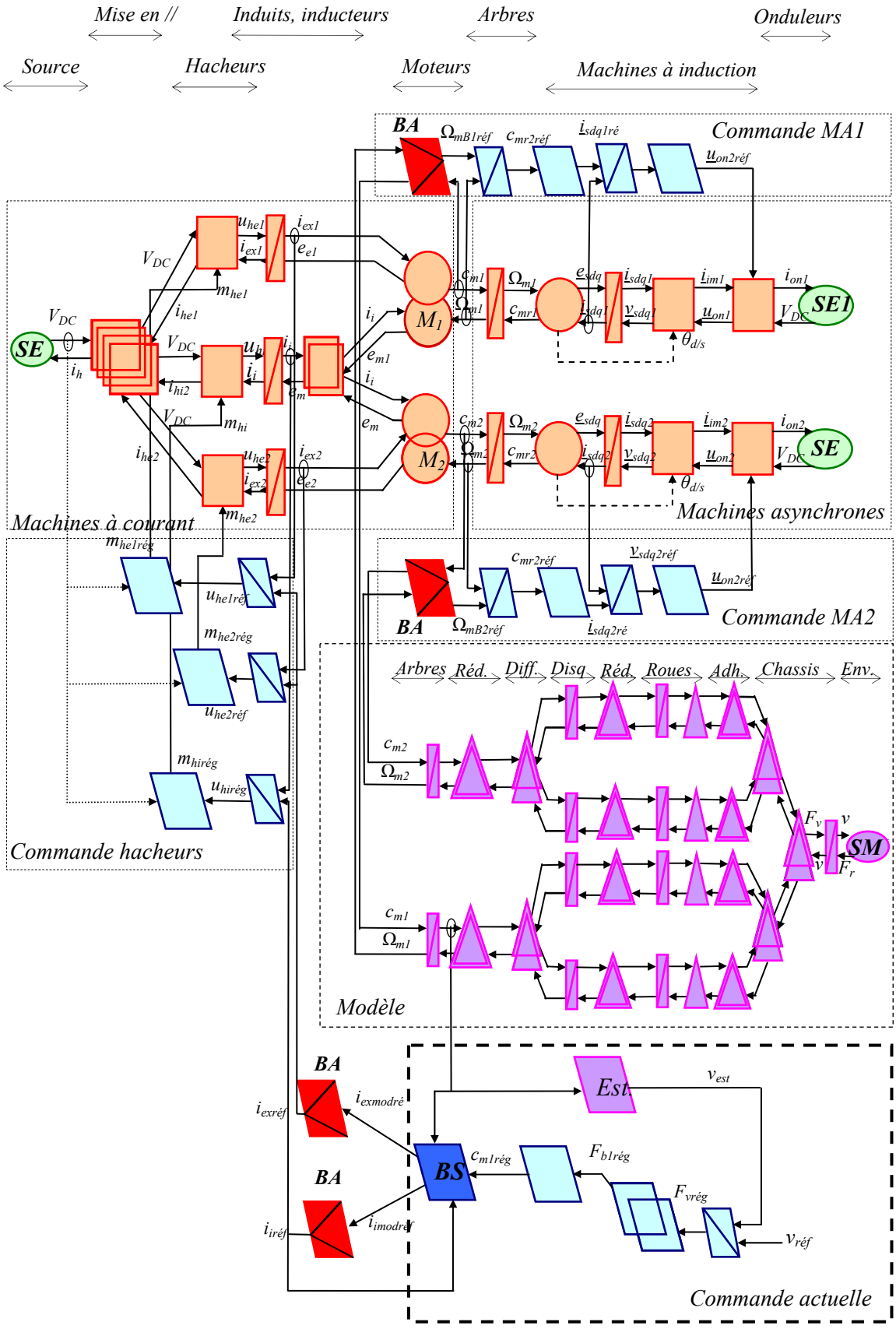


Fig. E.7 REM de l'émulation de la commande actuelle du VAL 206

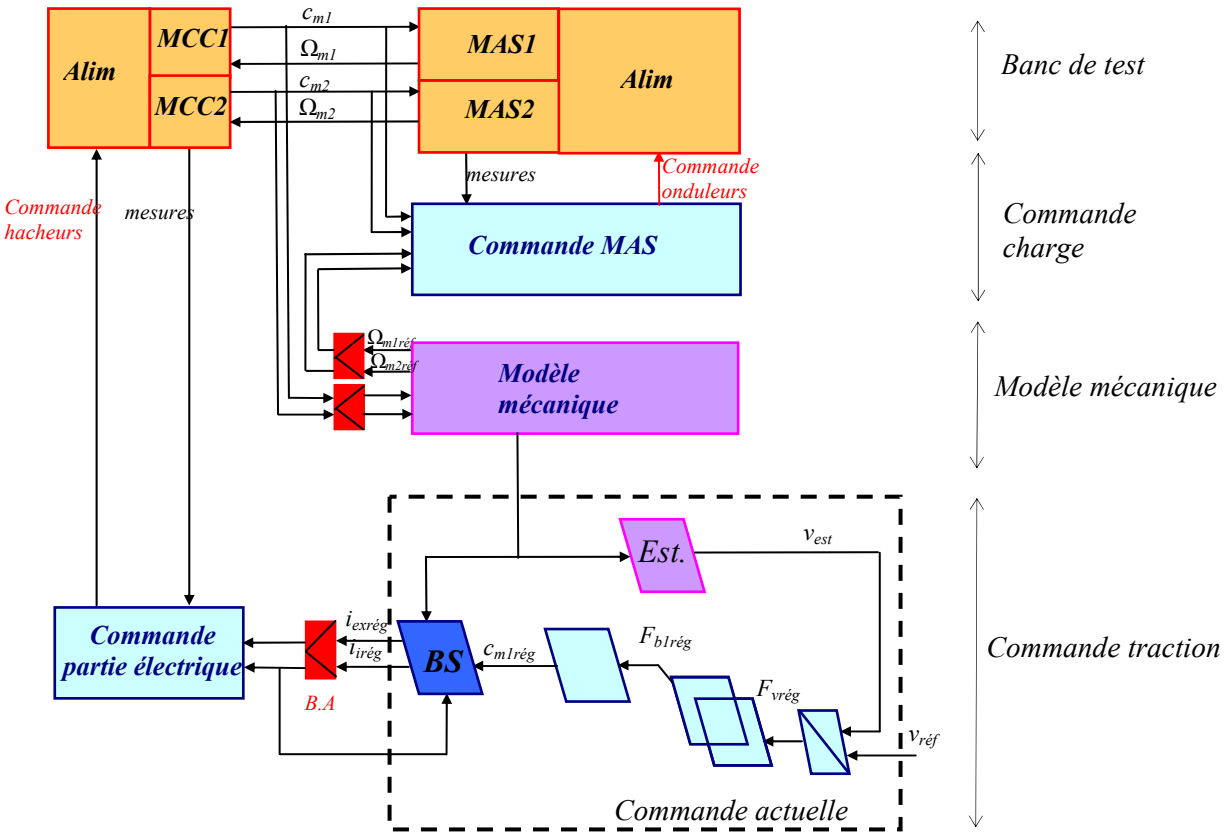


Fig. E.8 Synoptique de l'émulation de la commande actuelle du VAL 206

E.2.1.1. Émulation

La fenêtre principale est donnée à la Fig. E.9.

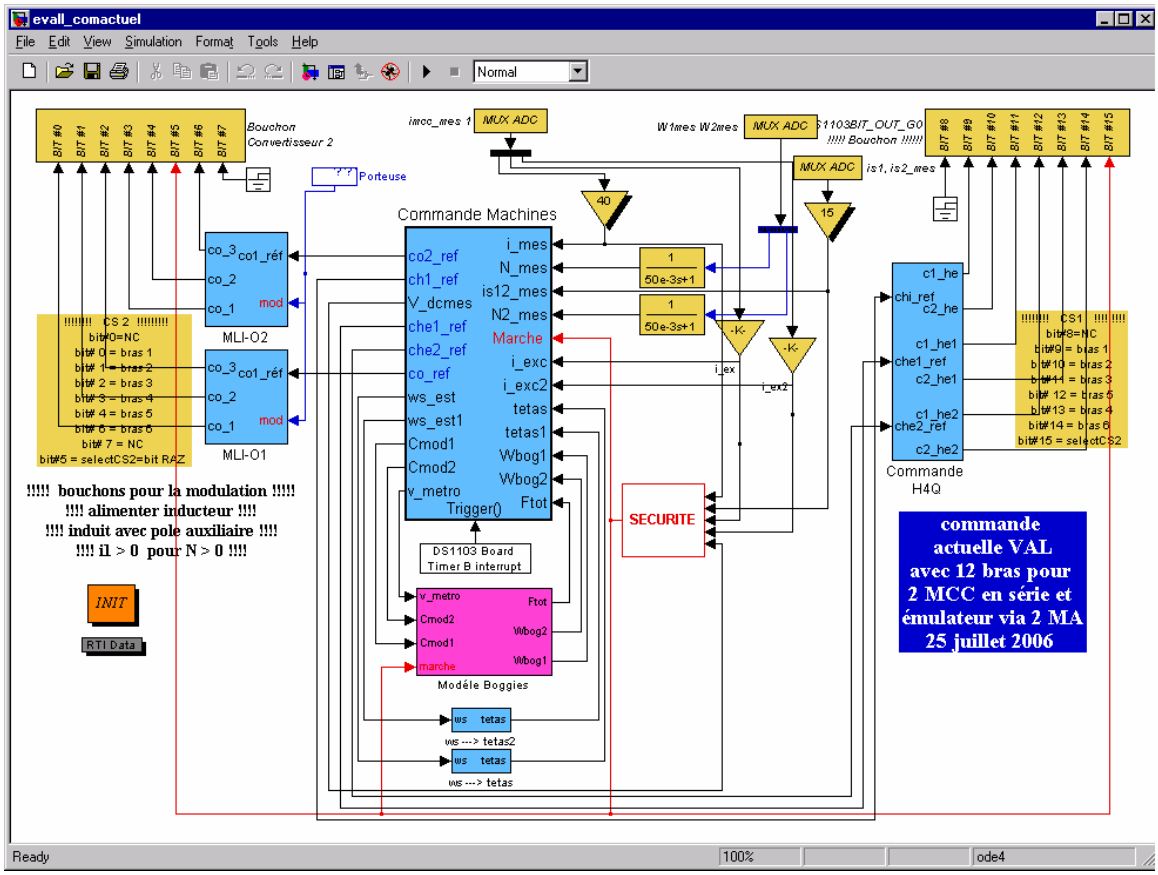


Fig. E.9 Fenêtre principale

Le modèle mécanique sans le châssis est représenté à la Fig. E.10.

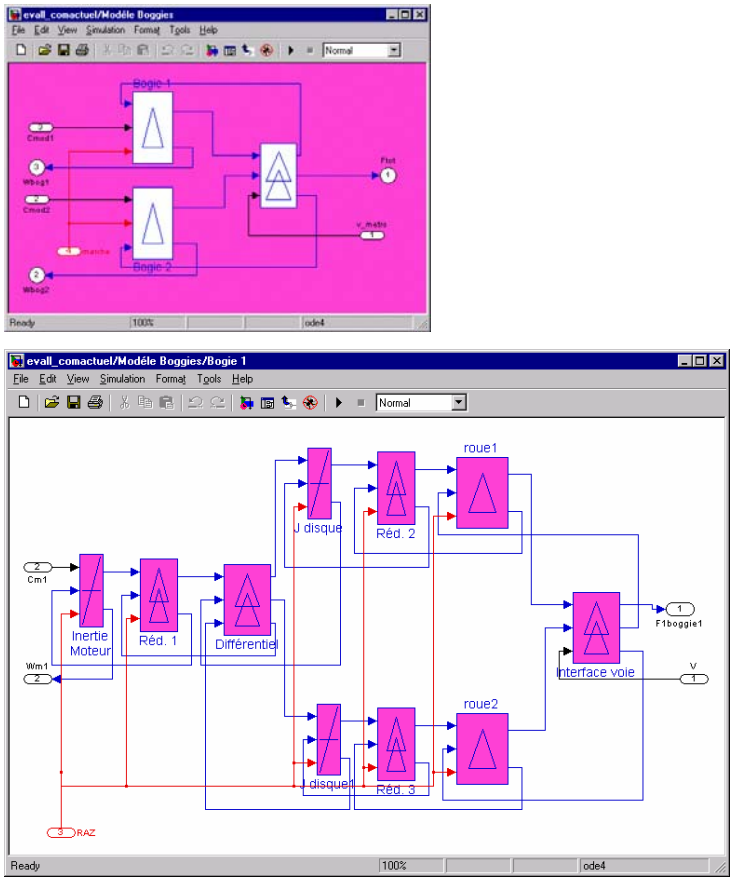


Fig. E.10 Modèle mécanique sans le châssis

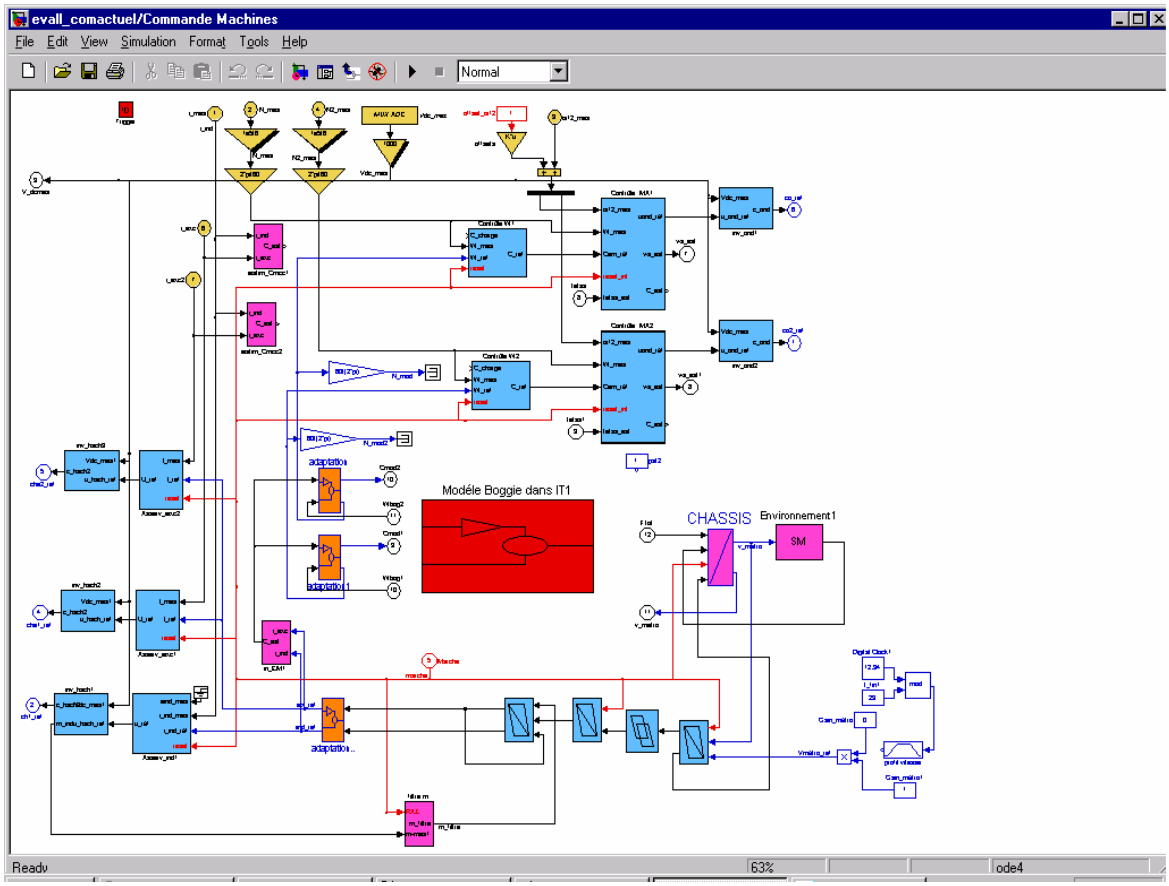


Fig. E.11 Émulation de la commande actuelle des machines

E.2.1.2. Résultats

L'émulation du mode de fonctionnement "image série" présente des difficultés pratiques car le seuil de défluxage de la machine à courant continu du banc diffère de celui du VAL 206. Le mode de fonctionnement est alors testé avant la phase de défluxage (phase 1) de la machine c'est-à-dire pour une vitesse de consigne à 8 m/s. Les résultats de l'émulation, qui figurent dans le panneau de contrôle (Fig. E.12), mettent en évidence la similitude des courants d'induit et d'inducteur propre au mode de fonctionnement du type "image série".

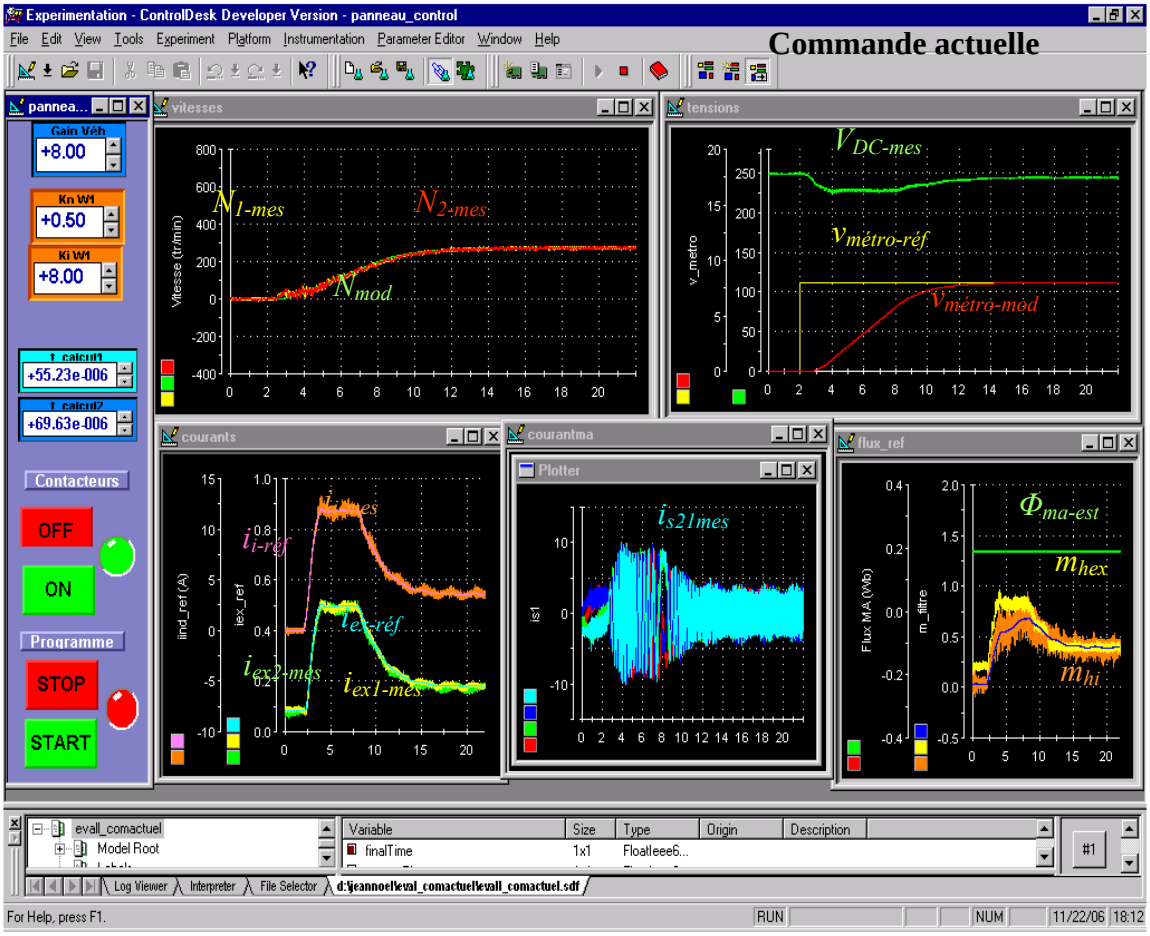


Fig. E.12 Panneau de contrôle

E.2.2. Mode de commande «couple prioritaire»

La commande reçoit en entrée les couples de réglage des machines et délivre en sortie les courants d'induit et d'inducteur de référence (Fig. E.13). Par rapport à la structure de commande précédente, un bloc d'adaptation supplémentaire (*BA5*) a été ajouté puisque le contrôle de chaque courant inducteur est séparé.

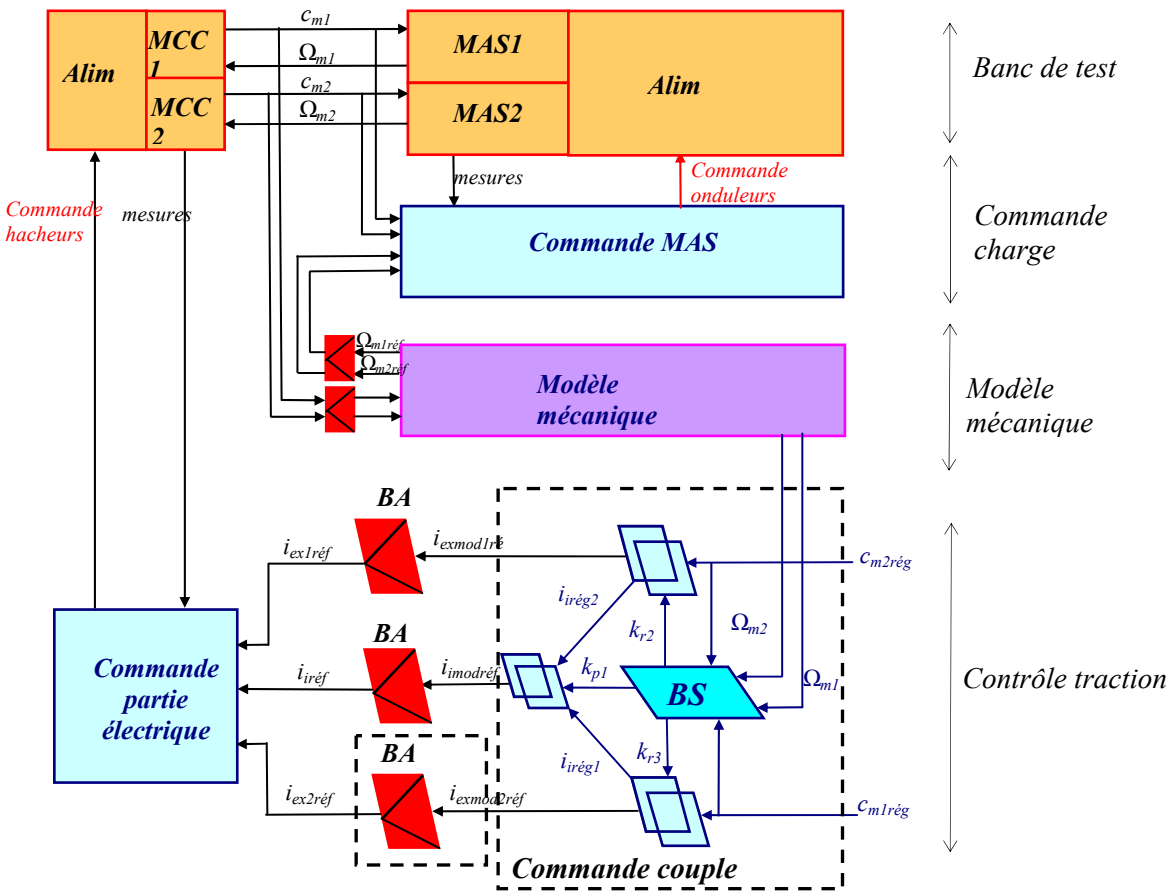


Fig. E.13 REM de l'émulation de la commande à couple prioritaire

E.2.2.1. Résultats

Le panneau de contrôle (Fig. E.14) donne les signaux principaux de cette émulation. En haut à gauche, deux cycles de commande de couple sont présentés. Lorsque le couple de la machine 1 diminue de moitié, le courant inducteur de cette machine décroît et le courant inducteur de la machine 2 ainsi que le courant d'induit restent constants. Le deuxième cycle de commande génère des résultats différents car la vitesse des machines à la fin du premier cycle est suffisant pour démarrer le défluxage. Le cadran gauche montre que, sur le deuxième cycle, le courant inducteur diminue dans les 2 machines. Le courant d'induit augmente alors pour respecter le couple de consigne demandé.

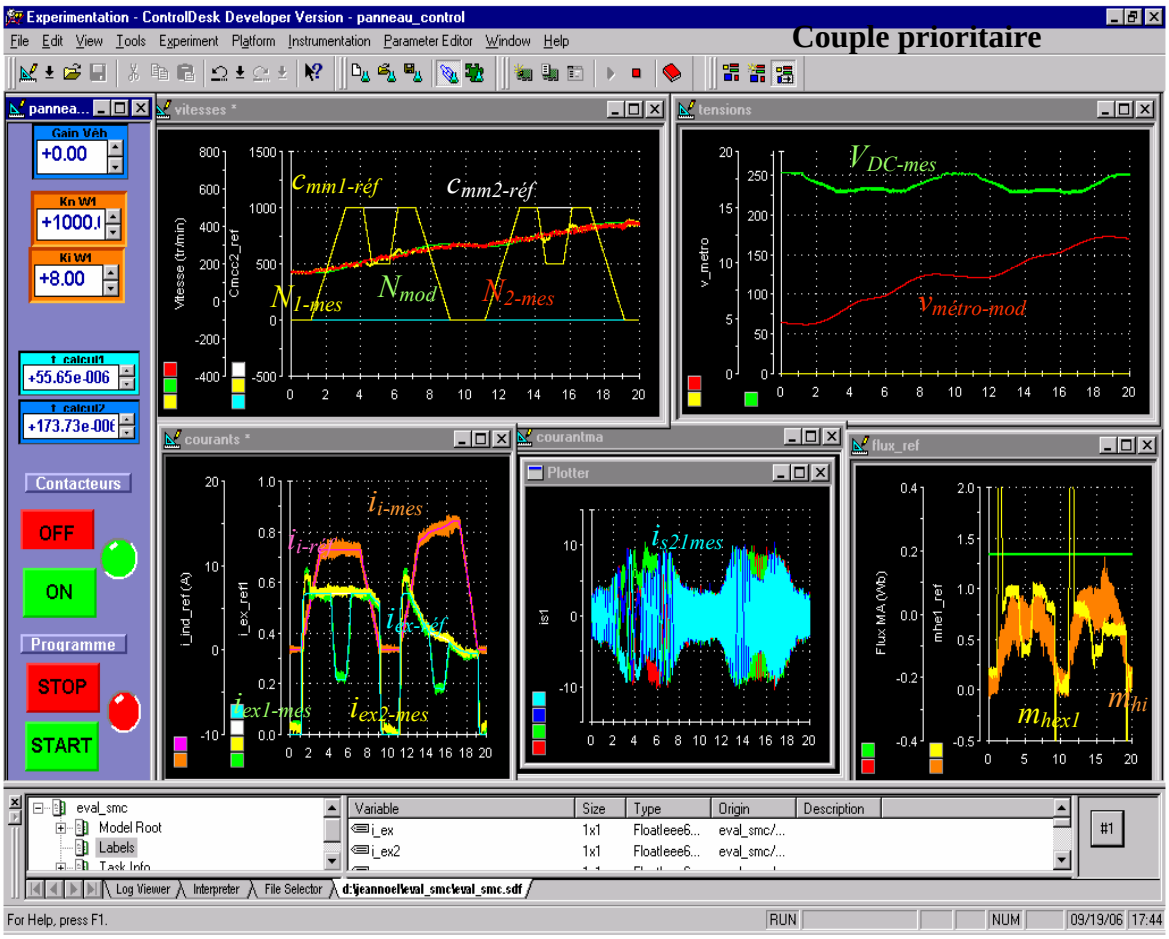


Fig. E.14 Panneau de contrôle

E.2.3. Structure Pratique de Commande 2

Le synoptique est représenté à la Fig. E.15. Les hacheurs des machines à courant continu fonctionnent dans les 4 quadrants de sorte que les modifications ont été réalisées au niveau de la commande du modèle afin d'assurer des cycles d'accélération et de ralentissement.

Par rapport à la commande précédente, le bloc de gestion de la trajectoire de vitesse est inséré (*GT*). Il délivre la vitesse de consigne qui est l'entrée de la Structure Pratique de Commande 2. Les couples de réglages de sortie de cet algorithme de commande sont les entrées du bloc "commande à couple prioritaire".

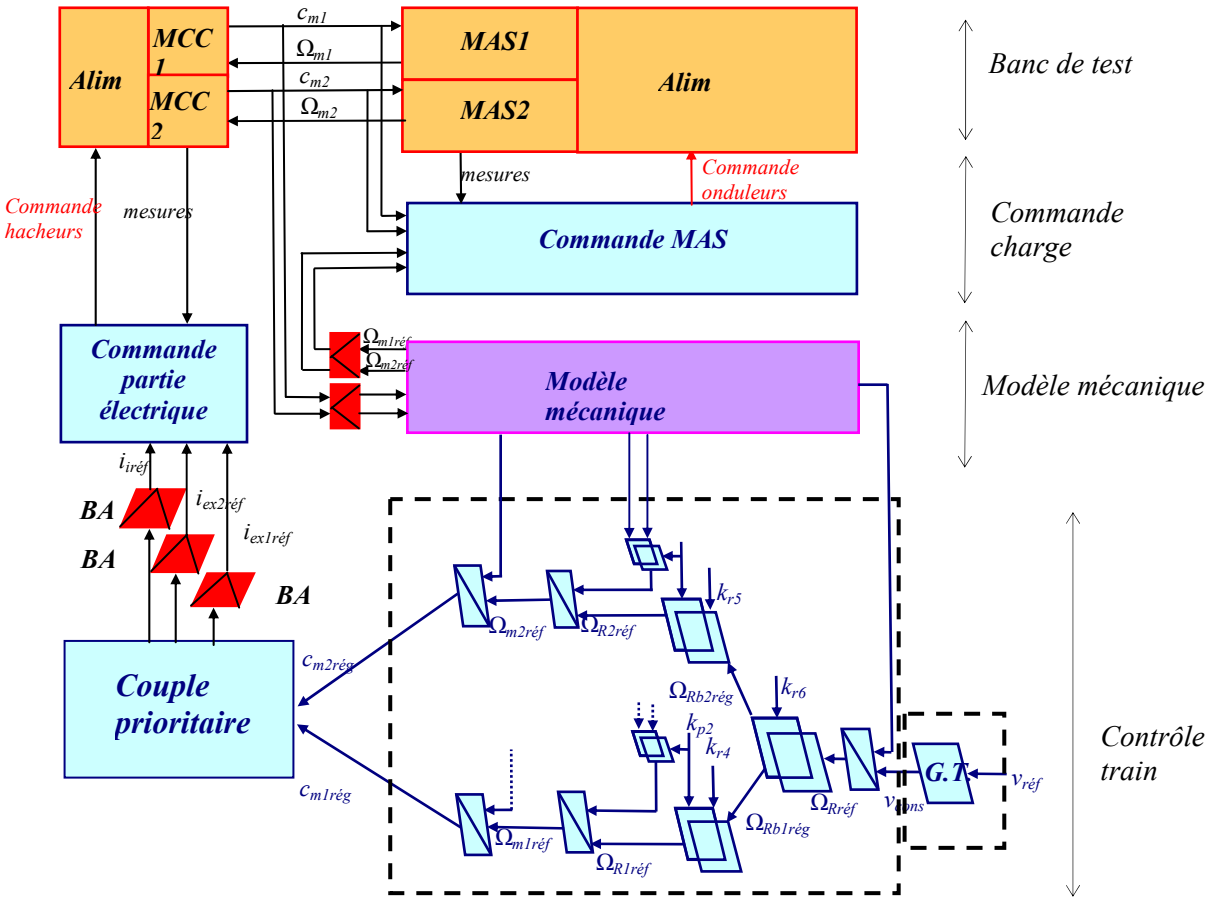


Fig. E.15 Synoptique de l'émulation de la SPC2

E.2.3.1. Résultats

Les résultats de l'émulation figurent sur le panneau de contrôle (Fig. E.16). Le cycle de mise en vitesse et de ralentissement est présenté sur le cadran haut à droite. A la gauche, on trouve la vitesse de la machine ainsi que le couple estimé (en jaune). Sur le cadran en bas à gauche figurent les courants d'induit et d'inducteur. Ce dernier change de signe pendant la phase de ralentissement (freinage électrique).

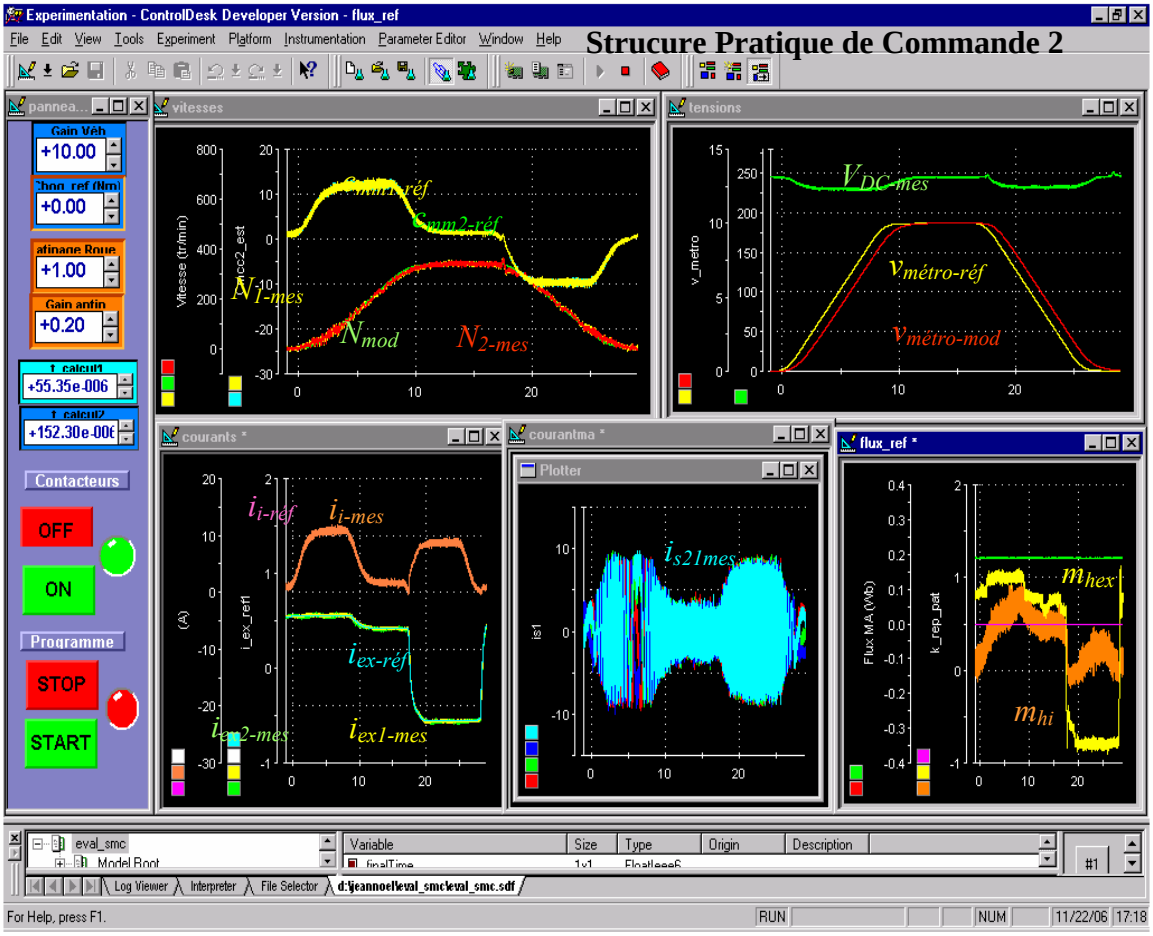


Fig. E.16 Panneau de contrôle de la SPC2

E.2.4. Structure Pratique de Commande 2 avec anti-patinage

Les modifications nécessaires au fonctionnement de l'anti-patinage sont relatives au bloc de stratégie qui reçoit en entrée les vitesses des moteurs et qui délivre en sortie le coefficient de répartition k_{r6} (Fig. E.17).

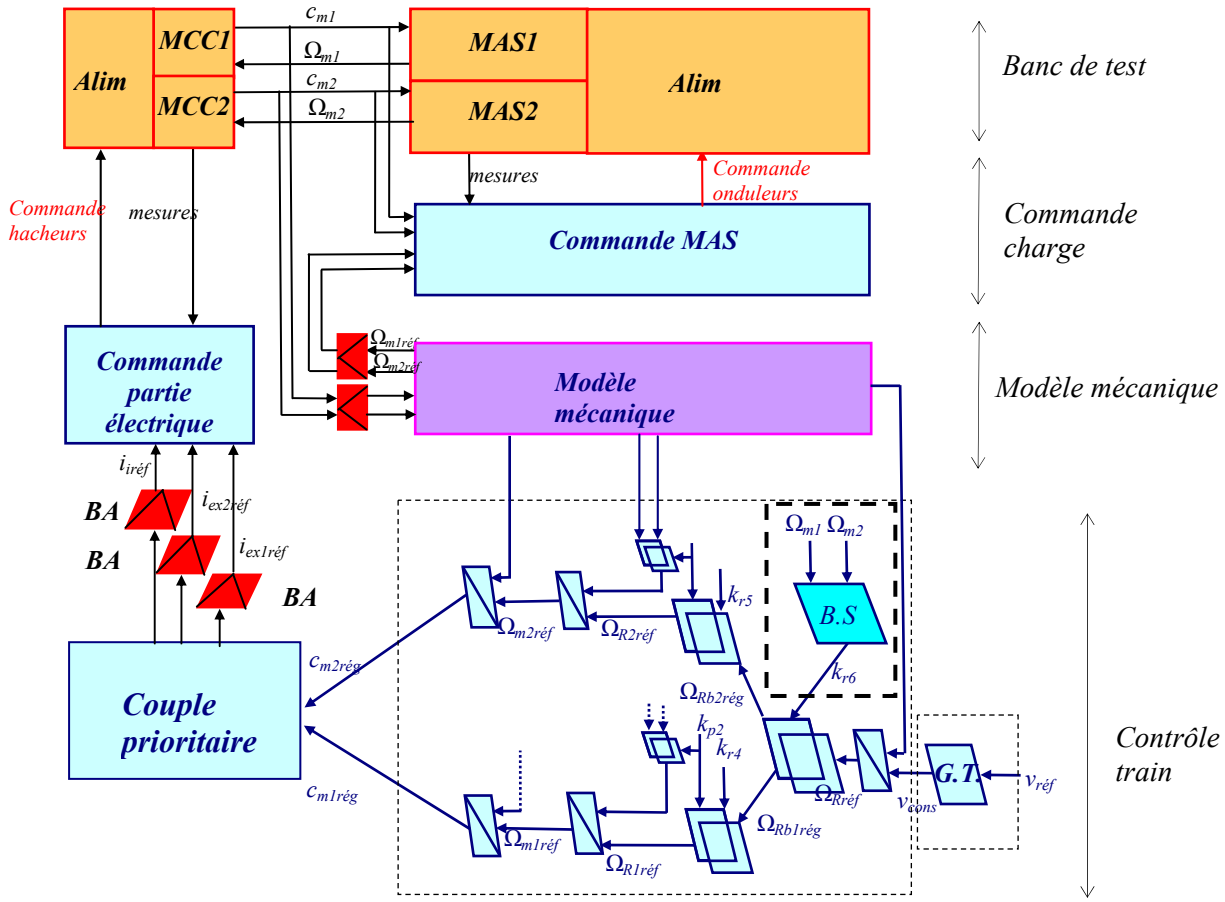


Fig. E.17 Synoptique de l'émulation de la SPC2 avec anti-patinage

E.2.4.1. Résultats

Afin d'évaluer les performances de l'algorithme de commande à une perte d'adhérence de 75 % sur la roue 1, deux essais sont réalisés. Le premier est relatif à la commande de type "valeur moyenne" tandis que le deuxième met à contribution le bloc de stratégie d'anti-patinage. Les résultats de l'émulation avec la commande moyenne figurent sur le panneau de contrôle (Fig. E.18). Le cycle de mise en vitesse et de ralentissement est présenté sur le cadran haut à droite. A gauche, on trouve la vitesse de la machine ainsi que les couples estimés. Sur le cadran en bas à gauche figurent les courants d'induit et d'inducteur. Le courant d'inducteur du moteur 1 est fortement réduit pendant toute la phase de patinage, le courant d'induit étant maximal. Pendant toute la phase de patinage, la vitesse du moteur 2 est bien contrôlée bien qu'elle excède légèrement celle du moteur 1 (courbes violet et bleu clair dans le cadran haut droit).

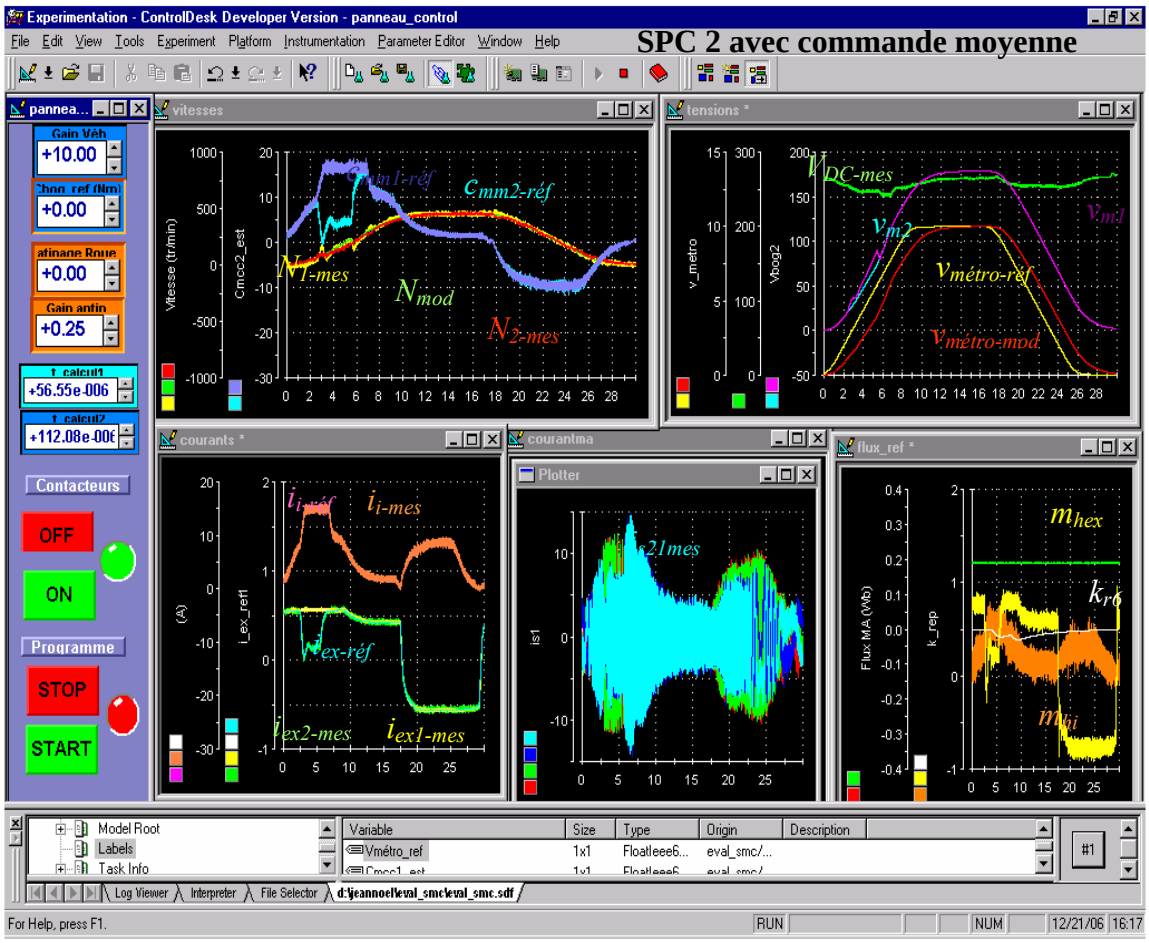


Fig. E.18 Panneau de contrôle de la SPC2 avec commande moyenne (k_{r6}=0,5)

Les résultats de l'émulation de la SPC2 avec bloc d'anti-patinage sont présentés à la Fig. E.19. Les résultats, bien que très proches de ceux obtenus avec la commande moyenne, montrent que l'écart des vitesses moteur est beaucoup plus faible (courbes violet et bleu clair dans le cadran haut droit), le bloc de stratégie d'anti-patinage assurant un meilleur contrôle des vitesses moteurs.

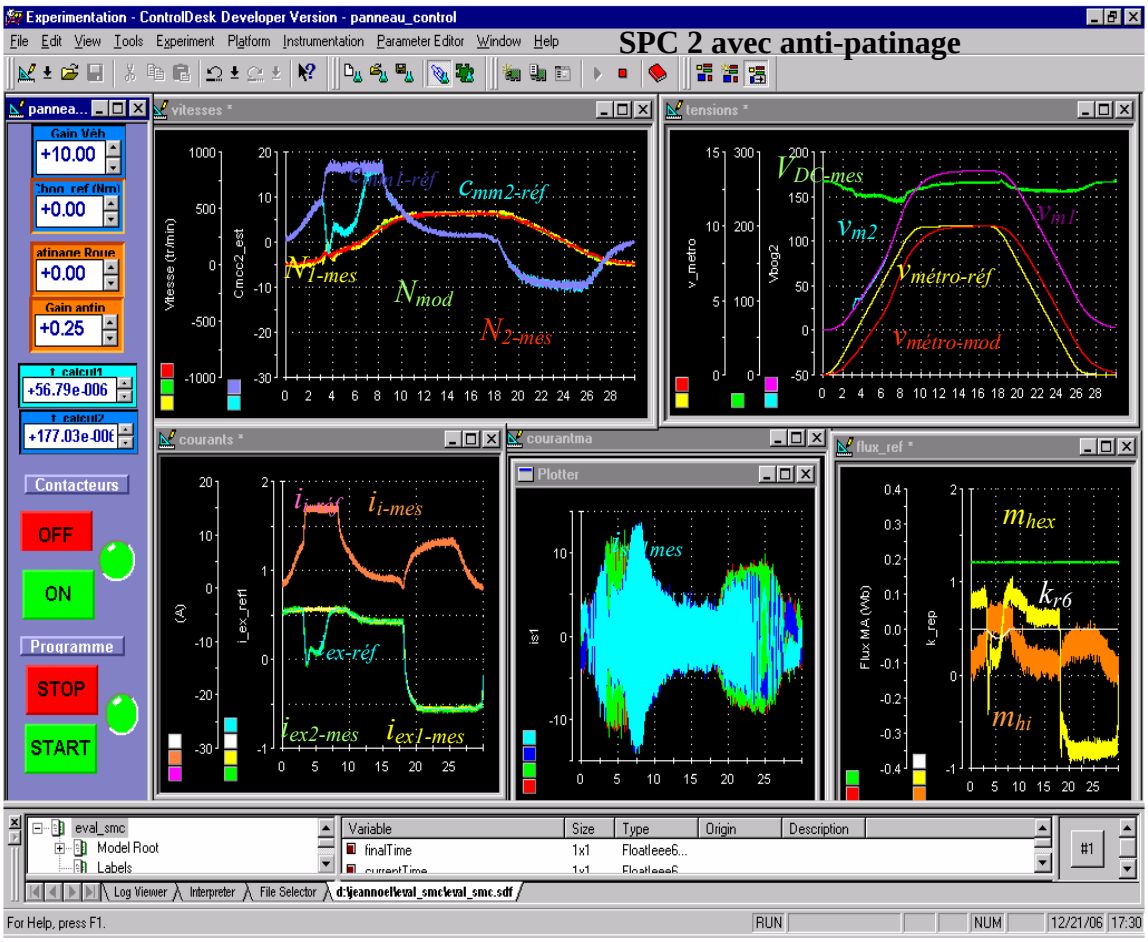


Fig. E.19 Panneau de contrôle de la SPC2 avec anti-patinage (k_{r6} variable)

E.2.5. Commande à Modèle de Comportement

Les quatre blocs (Modèle, commande modèle, adaptation 1 et adaptation 2) nécessaires à l'algorithme de commande sont représentés en bleu clair, et le modèle mécanique simplifié en bleu foncé. La CMC maximale délivre les deux consignes de couple au bloc "couple prioritaire" (Fig. E.20).

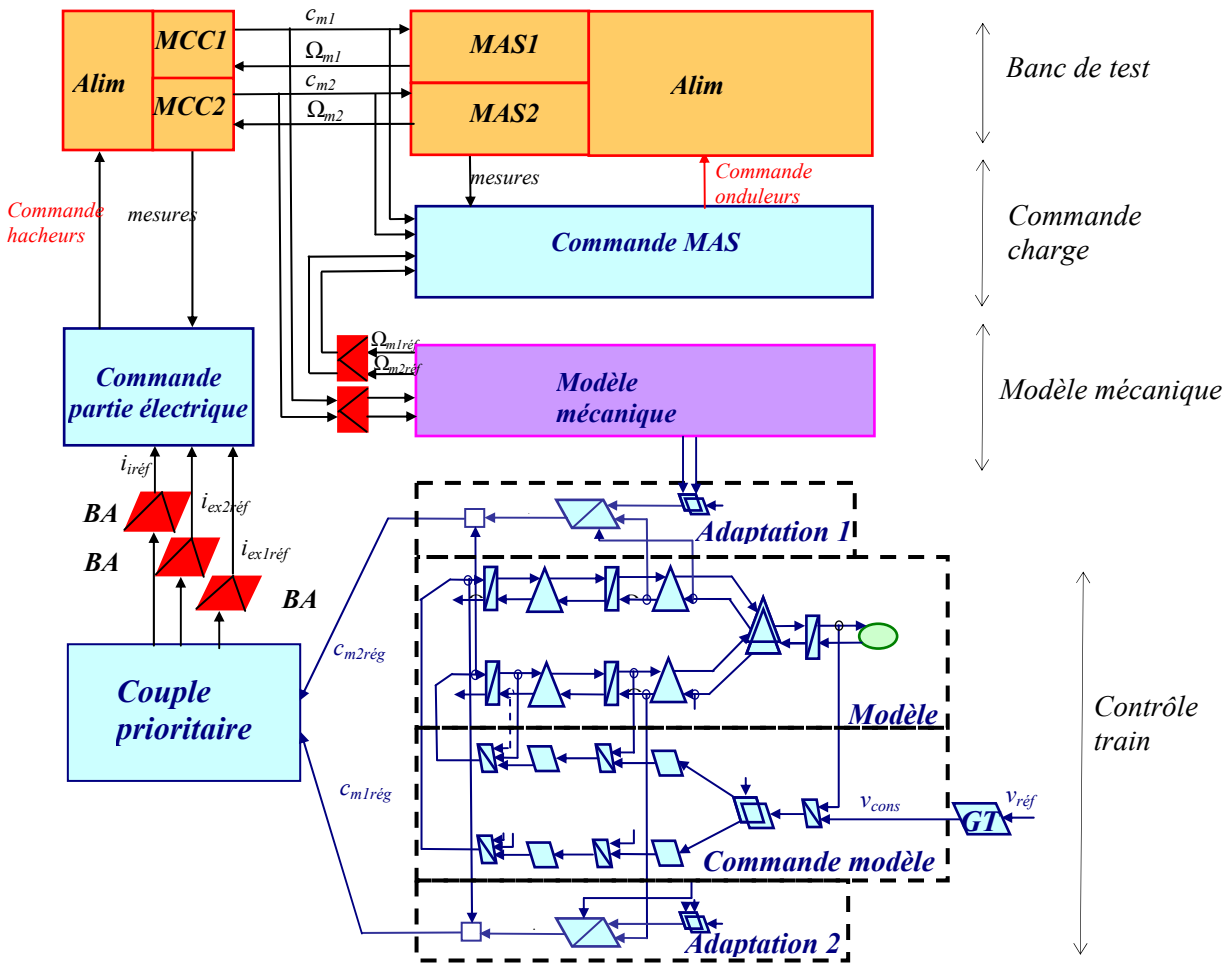


Fig. E.20 Synoptique de l'émulation de la CMC

E.2.5.1. Résultats

Une trajectoire de vitesse de 10 m/s comprenant la phase d'accélération suivie d'une phase de décélération est présentée sur le panneau de contrôle avec les principaux résultats (Fig. E.21). Lors d'un cycle de mise en vitesse, les vitesses des machines (en haut à gauche) présentent la même allure que celles du modèle (cadran haut à droite). Les caractéristiques dynamiques de cet algorithme de commande sont très voisines de celles présentées par la Structure Pratique de Commande 2.

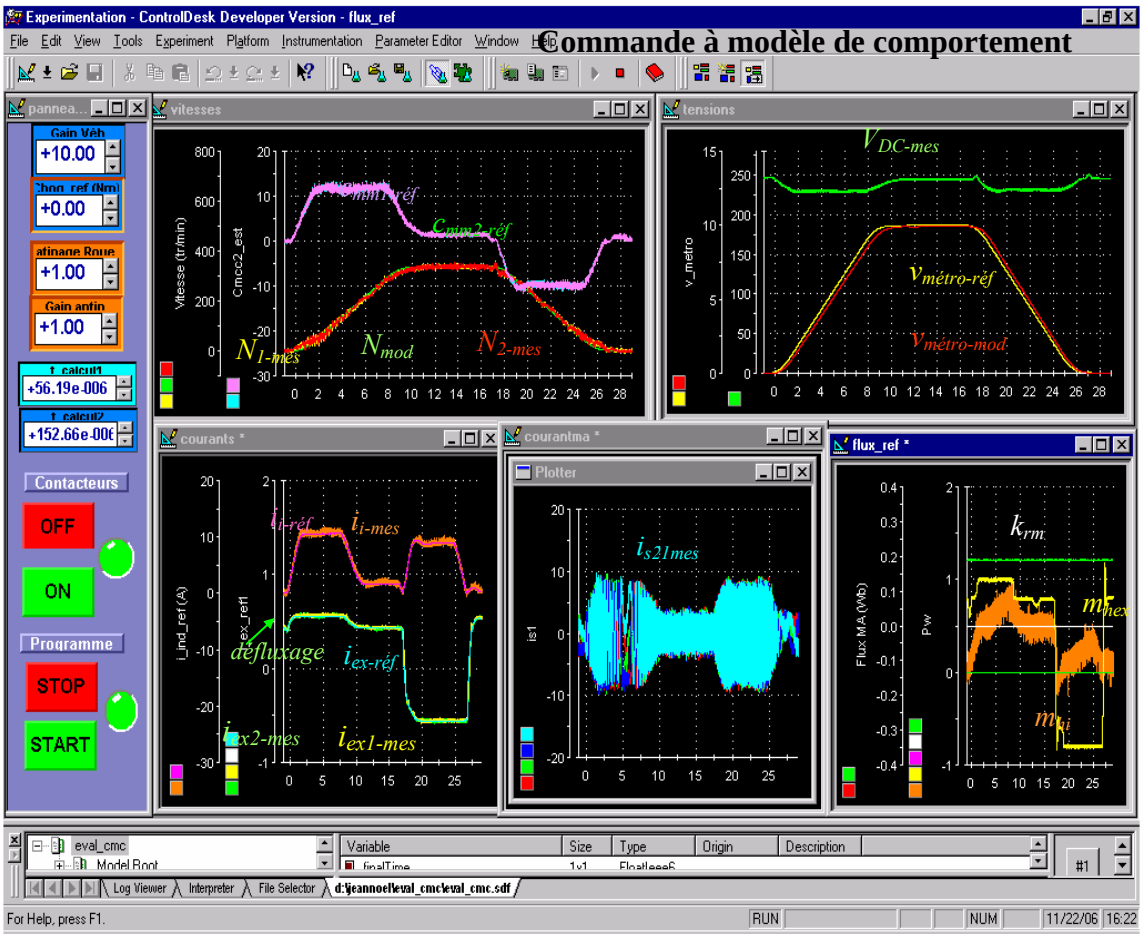


Fig. E.21 Panneau de contrôle de la CMC

E.2.6. CMC avec anti-patinage

La fonction d'anti-patinage de la Commande à modèle de Comportement d'une voiture requiert l'acquisition des vitesses des roues en provenance du modèle de référence (Ω_{rm1} à Ω_{rm2}) ainsi que celle relative à la vitesse des roues (Ω_{r11} à Ω_{r22}). Elle délivre en sortie le coefficient de répartition k_{rm1} (pour la voiture A) qui assure la répartition des consignes vers chaque bogie équivalent du modèle (Fig. E.22).

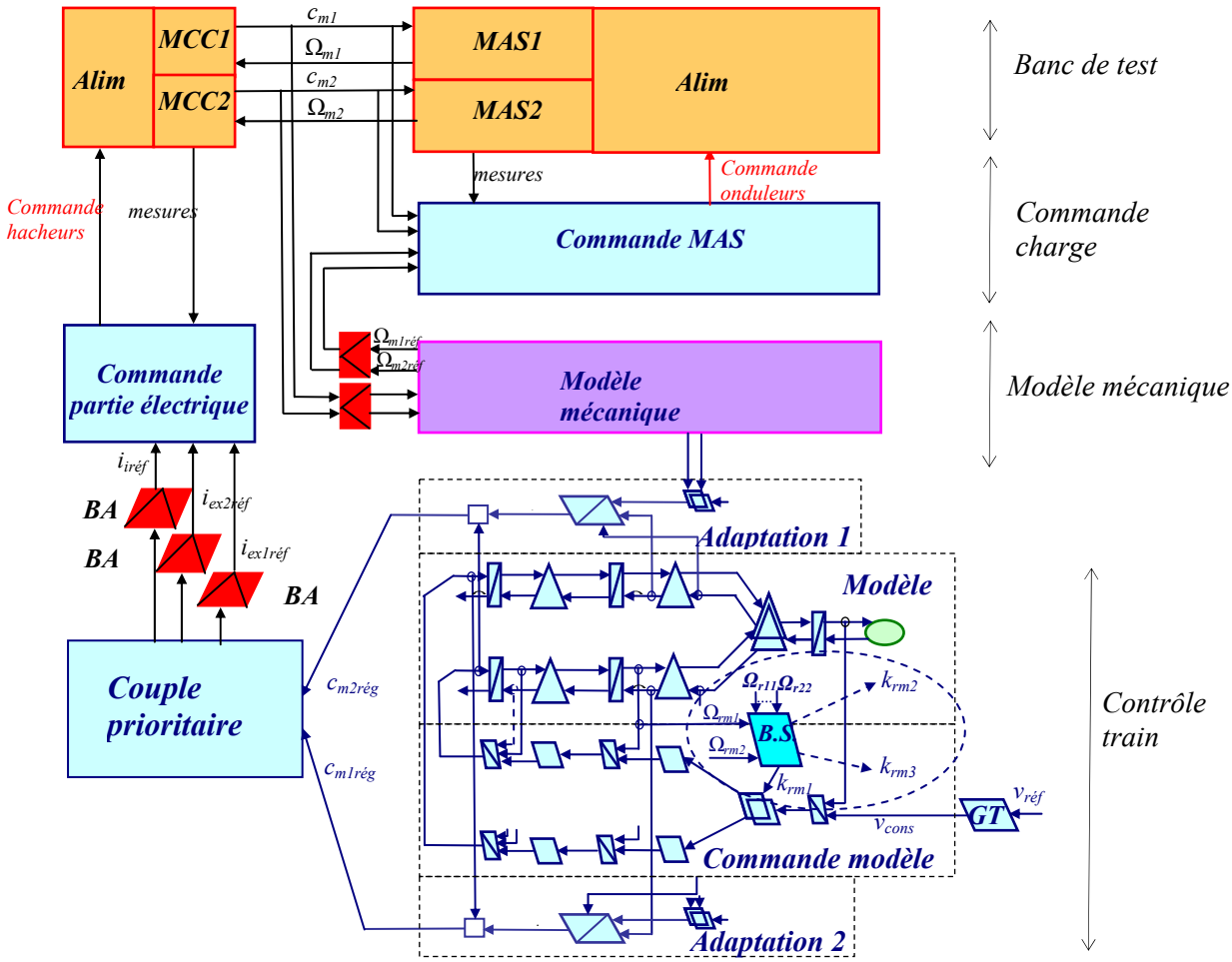


Fig. E.22 Synoptique de l'émulation de la CMC avec anti-patinage

Résultats de l'émulation

On réalise les mêmes essais que ceux définis en E.2.4.1. Le premier essai correspond à la CMC avec valeur moyenne. Les résultats de l'émulation avec la commande moyenne figurent sur le panneau de contrôle (Fig. E.23). Le cycle de mise en vitesse et de ralentissement est présenté sur le cadran haut à droite. Pendant la phase de patinage, on constate des oscillations sur la vitesse des roues (cadran haut à droite). Sur le cadran en bas à gauche figurent les courants d'induit et d'inducteur. Le courant d'inducteur du moteur 1, fortement réduit pendant toute la phase de patinage, présente également le phénomène d'oscillations. La CMC avec commande moyenne est plus sensible à la perte d'adhérence que la SPC2 (Fig. E.18).

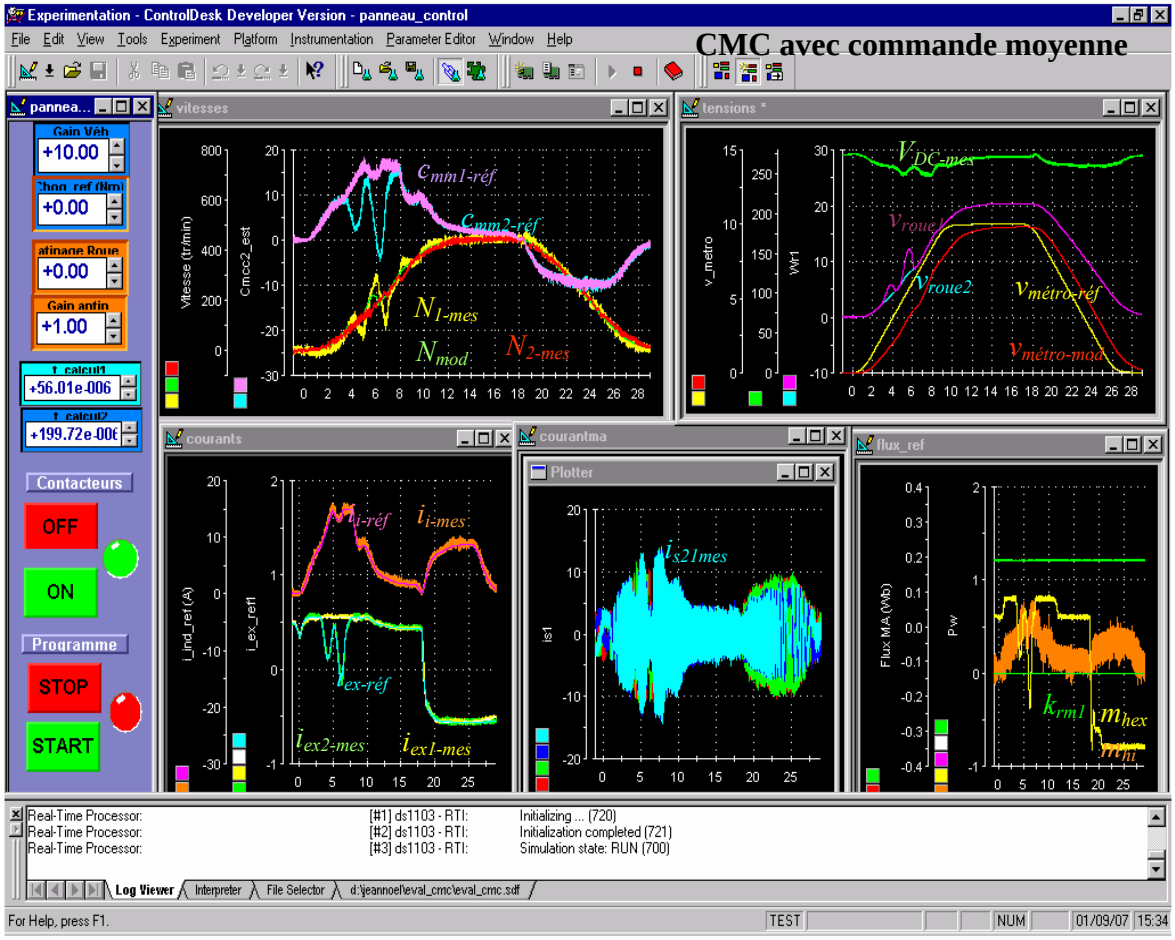


Fig. E.23 Panneau de contrôle de la CMC avec commande moyenne (k_{rm1}=0,5)

Les résultats de l'émulation de la CMC avec bloc d'anti-patinage sont présentés dans le panneau de contrôle de la Fig. E.24. Les résultats obtenus sont meilleures que ceux délivrés par la CMC avec commande moyenne car l'écart de vitesses des roues est beaucoup plus faible (courbes violet et bleu clair dans le cadran haut droit). La gestion du patinage par le bloc de stratégie améliore le contrôle de vitesse des roues.

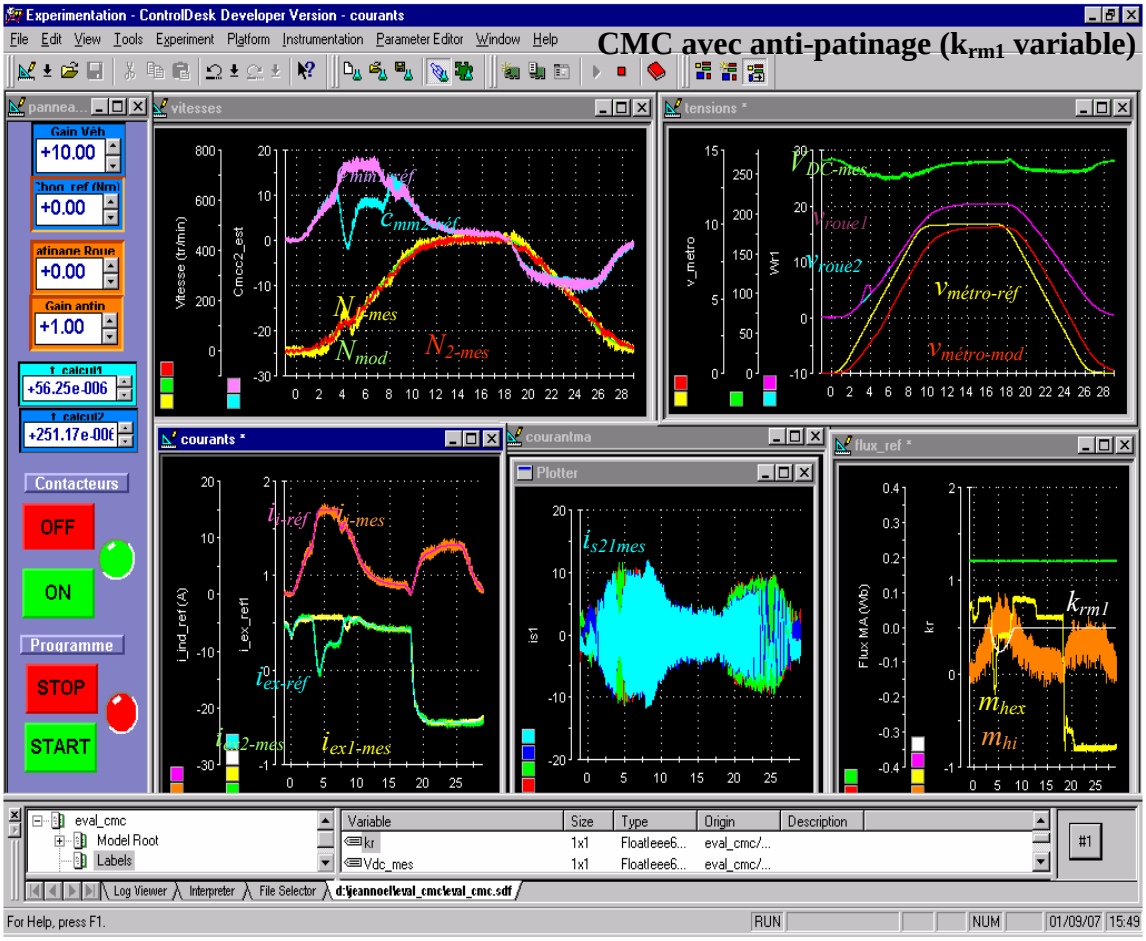


Fig. E.24 Panneau de contrôle de la CMC avec anti-patinage (k_{rm1} variable)

ANNEXE F - Calcul du correcteur d'adaptation de la CMC

On ne sait jamais rien. Sauf ce qui est sans importance
La tempête. René Barjavel (1911-1985)

Le correcteur d'adaptation de la CMC est un système du 2e ordre dont certains coefficients sont liés à la vitesse linéaire de la rame. Le calcul de ce type de correcteur présente des difficultés puisqu'il est nécessaire de déterminer en temps réel les coefficients qui dépendent de la vitesse. La méthode présentée ci-après s'appuie sur la technique des variables d'état.

F.1. Système équivalent

Le correcteur déterminé par le critère de Naslin s'écrit :

$$C_c = \frac{c_0 + c_1\ s + c_2\ s^2}{(1+\tau_1 s)\,(1+\tau_2 s)} \tag{F.1}$$

Pour réaliser le correcteur, on considère un système équivalent dont la fonction de transfert s'écrit :

$$\frac{y}{u} = C_c = \frac{b_0 + b_1\ s + b_2\ s^2}{a_0 + a_1\ s + s^2}$$

$$avec\ b_0 = \frac{c_0}{\tau_1\tau_2};\ b_1 = \frac{c_1}{\tau_1\tau_2};\ b_2 = \frac{c_2}{\tau_1\tau_2}; \tag{F.2}$$

$$et \quad a_0 = \frac{1}{\tau_1\tau_2};\ a_1 = \frac{\tau_1 + \tau_2}{\tau_1\tau_2};$$

F.2. Équation d'état

L'équation différentielle associée s'écrit :

$$\ddot{y} + a_1\dot{y} + a_0 y = b_0 u + b_1\dot{u} + b_2\ddot{u} \tag{F.3}$$

Cette équation différentielle peut également s'exprimer sous la forme d'une équation d'état. Parmi les différentes représentations des équations d'état, nous utilisons celle adaptée pour traiter les équations différentielles dont le degré du second membre est inférieur ou égal à celui du premier membre [LIF 72]. On pose les relations suivantes :

$$y = x_1 + \beta_0 u \tag{F.4}$$

$$\dot{x}_1 = x_2 + \beta_1 u \tag{F.5}$$

$$\dot{x}_2 = -a_1 x_2 - a_0 x_1 + \beta_2 u \tag{F.6}$$

L'équation d'état associée à ces trois relations s'écrit :

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -a_0 & -a_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \end{bmatrix} u \qquad \text{(F.7)}$$

$$[y] = [1 \quad 0] \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + [\beta_0] u$$

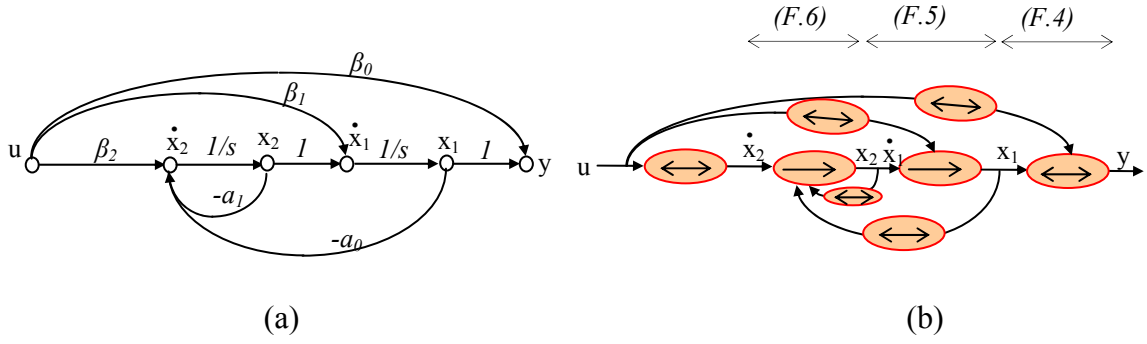
La détermination des trois coefficients β_0, β_1, β_2 s'établit à partir des dérivées premières et secondes de la relation (F.4) qui, placées dans l'expression (F.3), conduisent au système d'équations suivant :

$$\begin{bmatrix} b_0 \\ b_1 \\ b_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_0 & a_1 & 1 \\ a_1 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \end{bmatrix} \qquad \text{(F.8)}$$

Les coefficients β_0, β_1, β_2 se déduisent de l'expression (F.8).

-Graphe de fluence et GIC du correcteur secondaire-

Nous donnons, à la Fig. F.1, la représentation du correcteur secondaire sous la forme graphe de fluence et GIC.



(a) (b)

Fig. F.1 Représentation du correcteur d'adaptation : (a) graphe de fluence, (b) GIC

Il convient de noter que cette représentation d'état conduit naturellement à la causalité intégrale. On notera également la similitude entre les deux représentations ci-dessus.

-Méthodologie de calcul des coefficients du correcteur-

La Fig. F.2 définit les pas de calcul du correcteur.

Début
Détermination des coefficients a_0, a_1, a_2, b_0, b_1
Détermination des coefficients β_0, β_1, β_2
Calcul des intégrateurs
Calcul de la sortie
End

Fig. F.2 : Calcul du correcteur

Glossaire

Glossaire

variables électriques

c : condensateur (μF)
e : f.e.m. (V)
i : courant (A)
l : inductance (mH)
m : indice de modulation
r : résistance (Ω)
u : tension (V)

variables mécaniques

c : couple (N.m)
F : force (N)
j : inertie (kg.m²)
J : jerk (m/s^3)
k : raideur (N.m/rad/s)
M : masse (t)
v : vitesse (m/s)
γ : accélération (m/s^2)
Ω : vitesse angulaire (rad/s)

indices

he : hacheur excitation
hi : hacheur induit
ex : excitation
i : induit
le : lissage excitation
li : lissage induit
m : moteur
d :disque de frein
R : roue

b : bogie

v : véhicule

abréviations

CMC : Commande à Modèle de Comportement

GIC : Graphe Informationnel Causal

REM : Représentation Energétique macroscopique

SMC : Structure Maximale de Commande

SMM : Systèmes Multi-Machines

SPC : Structure Pratique de Commande

Bibliographie

Bibliographie

ALL 07 A.L. Allegre, "Etude du système d'alimentation embarquée du futur NéoVal", *Rapport d'avancement de stage n°2*- L2EP, Mars 2007.

ANT 99 D. Antic, B. Vidojkovic, M. Mladenovic, "An introduction to bond graph modelling of dynamic systems", *Telecommunications in Modern Satellite*, Vol. 2, October 1999, pp. 661-664.

BAR 97 P.J. Barre, J.P. Hautier, X. Guillaud, B. Lemaire-Semail, "Modelling and axis control of machine tool for high speed machining", *Proceeding of IFAC'97*, Belfort, Vol. 3, 1997, pp. 63-68.

BAR 05 P.J. Barre, "Commande et Entraînement des Machines-outils à Dynamique Élevée-Formalisme et Applications", *Habilitation à diriger des recherches*, ENSAM, Décembre 2004.

BEA 05 R. BEAREE, "Prise en compte des phénomènes vibratoires dans la génération de commande des machines-outils à dynamique élevée", *Thèse*, ENSAM, Décembre 2005.

BON 98 J. Bonal, G. Séguier, "Entraînements électriques à vitesse variable**,** Vol 2, *Editions TEC & DOC*.

BOR 92 P. Borne, G. Dauphin-Tanguy, J.P. Richard, F. Rotella, I. Zambettakis, "Modélisation et identification des processus"**,** *Editions Technip*, Paris, 1992.

BOU 00 A. Bouscayrol, X. Guillaud, J.P. Hautier, P. Delarue, "Macro Modélisation des convertisseurs électromécaniques. Application à la commande des machines électriques", *RIGE*, Vol. 3, n°2, 2000, pp. 257 à 282.

BOU 02 A. Bouscayrol, P. Delarue, E. Semail, J.P. Hautier, J.N. Verhille, "Application de la représentation énergétique macroscopique à un système de traction multi machine, Représentation SMM du VAL 206"**,** *RIGE*, Vol. 5, n°3-4, 2002, pp.431-453

BOU 03a A. Bouscayrol, "Formalismes de Représentation et de Commande Appliqués aux Systèmes Electromécaniques Multi-machines Multi-convertisseurs"*, Habilitation à diriger des recherches*, Université des Sciences et Techniques de Lille (USTL), Décembre 2003.

BOU 03b A. Bouscayrol, P. Delarue, "Weighted Control of Drives with Series Connected DC Machines", *IEEE-IEMDC'03*, Madison (USA), proceeding vol. 1, June 2003, pp. 159-165.

BOU 05 A. Bouscayrol, X. Guillaud, P. Delarue, "Hardware-in-the-loop simulation of a wind energy conversion system using Energetic Macroscopic Representation", *IEEE-IECON'05*, Raleigh (USA), November 2005.

BOU 06 A. Bouscayrol, W. Lhomme, P. Delarue, B. Lemaire-Semail, S. Aksas, "Hybrid hardware-in-the-loop simulation of electric vehicle traction systems using Energetic Macroscopic Representation", *IEEE-IECON'06*, Paris (USA), November 2006.

BUI 93 J. Buisson, "Analysis and characterisation of hybrid systems with Bond-Graphs"*, Systems, Man and Cybernetics*, Vol. 1, October 1993, pp. 264-269

BUI 04 J. Buisson, H. Cormerais, M. Zainea, H. Guéguen, E. Godoy, "Formal approach to compute hybrid automata models for linear physical systems with switch", *Computer Aided Control Systems Design*, Taiwan, 2004, pp. 47-52.

BRA 96 R.D. Braatz, "The control handbook", *éditeur W. S. Levine, CRC Press*, 1996.

CAM 00 J. Campos, F.L. Lewis, R. Selmic, "Backlash compensation in discrete time nonlinear systems using dynamic inversion by neural networks", *ICRA'00*, Vol. 2, April 2000, pp. 1289-1295.

CHA 83 J. Chatelain, "Machines électriques", *Presses Polytechniques Romandes*, Lausannes, 1983

CHA 01 J. Chabas, G. Coquery, "THALES : hybrid tram-train using ultracapacitors for electric power supply", PROSPER'01 September 2001

DAI 95 A. Daiβ, "Model Based Calculation of Friction Curves between Tyre and Road Surface", *Proceedings of the 4th IEEE Conference on*, Albany, September 1995, pp. 291-295,

DEA 95 S.R.H. Dean, B. Surgenor, H.N. Iordanou, "Experimental Evaluation of a Backlash Inverter as Applied to a Servomotor with Gear Train", *Control Applications*, September 1995, pp. 580-585.

DHA 94 R. Dhaouadi, K. Kubo, M. Tobise, "Analysis And Compensation of Speed Drive System With Torsional Loads", *Industry Applications*, Vol. 30, N° 3, Mai-June 1994, pp. 760-766.

DUM 98 E. Dumetz, "Modélisation et Commande par Modèle de Référence d'un Axe Machine-Outil à Dynamique Rapide"**,** *Thèse de doctorat*, Ensam de Lille, Septembre 1998.

EHS 05 M. Ehsani, Y. Gao, S.E. Gay, A. Emadi, "Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles", *CRC PRESS*, 2005.

ESC 00 P. Escané, M. Pietrzak-David, B. de Fornel, "Optimisation of a Railway Traction System Drive Control vs Slip Perturbation", *Industry Application Conference*, Vol. 3 , October 2000, pp. 1909-1916.

FLA 94 J.M. Flaus, "La régulation industrielle ; régulateurs PID, prédictifs et flous », *Edition Hermès, Paris*, 1994.

FOS 97 A. Fossard, "Systèmes multi-entrées multi-sorties », *Techniques de l'ingénieur*, traité Automatique, réf. R7 220, Paris 1997, pp. 1-24.

GAN 03 G. Gandanegara, "Méthodologie de conception systémique en Génie Électrique à l'aide de l'outil Bond Graph. Application à une chaîne de traction ferroviaire"**,** *Thèse de doctorat*, INP de Toulouse, Novembre 2003.

GUI 94 X. Guillaud, J.P. Hautier, "Concepts de modélisation pour la commande des convertisseurs statiques"*, Journal de physique III*, n°4-1994, Avril 1994, pp. 805-819, Avril 1994

GUI 00 X. Guillaud, P. Degobert, J.P. Hautier, "Modeling, control and causalty: the Causal Ordering graph", *Proc. of IMACS World Congress*, Lausanne, August 2000.

GUR 04 M. Gurtner, M. Moragues, "Analyse du comportement dynamique d'une rame de métro automatique (VAL 206) ", *PFE ENSAM*, juin 2004

GUS 96 F. Gustafsson, "Estimation and change detection of tire-road friction using the wheel slip", *Computer-Aided Control System Design*, September 1996, pp. 99-104.

GUS 98 F. Gustafsson, "Monitoring tire-road friction using the wheel slip", *Control Systems Magazine*, Vol. 18, August 1998, pp. 42-49.

HAR 02 H. Harrison, T. McCanney, J. Cotter, "Recent developments in coefficient of friction measurements at the rail/wheel interface", *Wear 253* (2002)

HAU 96 J.P. Hautier, J. Faucher, "Le graphe informationnel causal", *Bulletin de l'Union des Physiciens*, Vol. 90, Juin 1996, pp. 167-189.

HAU 97 J.P. Hautier, J.P. Caron, "Commande des processus", Tome 2, *Edition Ellipses 1997*.

HAU 99 J.P. Hautier, J.P. Caron, "Convertisseurs statiques, Méthodologie causale de modélisation et de la commande", *Editions Technips*, 1999.

HE 01 C. He, Y. Zhang, M. Meng, "Backlash compensation by neural-network online learning", *Computational Intelligence in Robotics and Automation*, July-Aug. 2001, pp. 161-165,.

HOR 97 Y. Hori, Y. Toyoda, Y. Tsuruoka, "Traction Control of Electric Vehicle based on the Estimation of road Surface Condition", *Power Conversion Conference-Nagaoka*, Vol. 1, August 1997, pp. 1-8.

HOR 04 Y. Hori, "Future Vehicle Driven by Electricity and Control-Research on Fou-Wheel-Motored "UOT Electric march II"", *IEE on Industrial Electronics*, Vol. 51, Oct. 2004,.pp. 954-962.

JAN 01 J.O. Jang, P.G. Lee, S.B. Park, I.S. Ahn, "Backlash Compensation of Systems Using Fuzzy logic", *American Control Conference*, Vol. 6, June 2001, pp. 4788-4789.

JAH 01 T.M. Jahns, V. Blasko, "Recent Advances in Power Electronics Technology for Industrial and Traction Machine Drives", *Proc. of the IEEE*, Vol. 89, June 2001, pp. 963-975.

JUK 01 T. Jukic, N. Peric, "Model Based Backlash Compensation", *American Control Conference*, Vol. 2, June 2001, pp. 775-780.

JUN 02 S. Junco, A. Donaire, G. Garnero, "Speed control of series DC motor: a bond graph based backstepping design", *Systems, Man and Cybernetics*, Vol. 3, November 2001, pp 6-13.

KAB 01 M. Kabganian, R. Kazemi, "A new Strategy for Traction Control in Turning via Engine Modelling", *Vehicular Technology*, Vol. 50 N° 6, October 2002, pp 1540-1548.

KAW 02 A. Kawamura, K. Takeuchi, T. Furuya, Y. Takaoka, K. Yoshimoto, M. Cao, "Measurement of the Tractive Force and the New Adhesion Control by the Newly Developed Tractive Force Measurement Equipment", *Power Conversion Conference*, Vol. 2, April 2002, pp. 879-884.

LAG 03 A. Lageberg, B. Egarrdt, "Estimation of Backlash with Application to Automotive Power Trains", *Decision and Control*, Vol. 5, December 2003, pp. 4521-4526.

LAL 03 N. Lalou, "Analyse du comportement dynamique d'une rame de métro automatique VAL 206 (2e génération)", *PFE ENSAM*, juin 2003.

LEC 03 A. Leclercq, J.C. Mercieca, "Modélisation et Simulation de la partie électrique du VAL 206", *rapport de projet DESS GR2E*, février 2003

LEE 00 Byung-Ryung Lee, Kyu-Hyun Sin, "Slip-Ratio Control of ABS Using Sliding Mode Control", *Science and Technology*, Vol. 3, June 2000, pp. 72-77.

LEF 01 D. Lefebvre, P. Chevrel, S. Richard, "Control analysis tools for active attenuation of vehicle longitudinal oscillations", *International Conference on Control Applications*, Mexico, September 2001

LHO 04 W. Lhomme, A. Bouscayrol, P. Barrade, "Simulation of series hybrid electric vehicles based on Energetic Macroscopic Representation", *IEEE-ISIE'04*, proceeding pp. 1525-1530, Ajaccio (France), May 2004 (common paper of L2EP Lille, and LEI EPF Lausanne).

LHO 06 W. Lhomme, P. Delarue, B. Jeanneret, A. Bouscayrol, F. Badin, "Switched causal modeling of transmission with clutch in hybrid electric vehicles", *IEEE-VPPC'06*, Winsord (UK), September 2006.

LIF 72 J. Lifermann, "Systèmes linéaires Variables d'état", *Edition Masson*, Paris 1972.

LOC 06 F. Locment, "Conception et modélisation d'une machine synchrone à 7 phases à aimants permanents et flux axial : commande vectorielle en modes normal et dégradé", *Thèse de doctorat*, Université des Sciences et Technologies de Lille, Décembre 2006.

LOU 99 J.P. Louis, B. Multon, Y. Bonnasieux, M. Lavabre, "Commande des machines à courant continu à vitesse variable", *Technique de l'ingénieur, traité de Génie Electrique, réf. D3617*, Paris 1999, pp. 6-14.

MAT 01 Y. Matsumoto, N. Eguchi, A. Kawamura, "Novel Re-adhesion Control for Train Traction System of the "Shinkansen" with the Estimation of wheel-to-rail Adhesive Force", *IECON'01*, Vol. 2, Nov.-Dec. 2001, pp. 1207-1212.

MAT 03 J. Matusko, I. Petrovic, N. Peric, "Application of the RBF neural networks for tire-road friction force estimation", *ISIE'03*, Vol. 2, June 2003, pp. 701-706.

MER 03 J.C. Mercieca, "Modélisation et simulation du métro automatique VAL 206", *Rapport de stage DESS GR2E*, juin 2003.

MER 04 J.C. Mercieca, J.N. Verhille, A. Bouscayrol, "Energetic Macroscopic Representation of a subway traction system for a simulation model", *IEEE-ISIE'04*, Ajaccio (France), May 2004, CD-ROM.

MOR 89 M. Morari, E. Zafiriou, "Robust Process Control", *Prentice Hall, Englewood Cliffs*, New Jersey, 1989.

MOR 06 R. Morselli, R. Zanasi, G. Sandosi, "Detailled and reduced dynamic models of passive and active limited-slip car differentials", *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*, Vol. 12, No. 4, August 2006, pp. 347-362.

NUN 02 W. Nuninger, C. Iung, J. Alacoque, "Simplification structurelle de modèles mécaniques pour l'optimisation des performances en traction ferroviaire"**,** *Conférence internationale francophone d'automatisme,* 2002

NAK 00 Y. Nakayama, K. Fujikawa, H. Kobayashi, "A Torque Control Method of Three-Inertia Torsional System with Backslash", *Advanced Motion Control* , March-April 2000, pp 193-198.

NIS 99 H. Nishira, T. Kawabe, S. Shin, "A Multi-Level Estimation of Road Condition Using an Adaptative Observer with Periodical σ–Modification", *Industrial Electronic Society*, Vol. 3, October 2000, pp 2237-2242.

NAS 69 P. NASLIN, "Théorie de la commande et conduite optimale", *DUNOD* 1969

NOR 00 M. Nordin, P.O. Gutman*,* "Non-linear Speed Control of Elastic Systems with Backlash", *Decision and Control*, Vol. 4, December 2000, pp. 4060-4065.

ODA 98 M. Odai, Y. Hori, "Speed Control of 2-Inertia System with Gear Backslash using Gear Torque Compensator", *Advanced Motion Control (Coimbra)*, June-July 1998, pp. 234-239.

OHI 98 K. Ohishi, K. Nakano, I. Miyashita, S. Yasukawa, "Anti-Slip Control of Motor Coach Based on Disturbance Observer", *Advanced Motion Control* (Coimbra), June-July 1998, pp. 580-585.

PAY 61 H. Paynter, "Analysis and design of engineering systems", *MIT Press*, 1961.

PEN 02 R. Peña-Eguiluz, "Commande algorithmique d'un système mono-onduleur bimachine asynchrone destiné à la traction ferroviaire". *Thèse de doctorat*, INP de Toulouse, Novembre 2002

POU 00 A. Poubelle, "Elimination par la commande des vibrations induites par des souplesses de transmission". *Mémoire CNAM*, 2000

PIE 00a M. Pietrzak-David, B. de Fornel, X. Roboam, "Optimisation, discrétisations et observateurs", *Editions Hermés Science Europe*, 2000.

PIE 00b J. Pierquin, P. Escané, A. Bouscayrol, M. Pietrzak-David, J. P. Hautier, B. de Fornel, "Behaviour Model Control of a High Speed Railway Traction System", *Proceedings of EPE-PEMC'2000, Kosice (Slovak Republic)*, Vol.1, September 2000, pp. 197-201.

PIE 01 J. Pierquin, P. Escané, A. Bouscayrol, J.P. Hautier, "Behaviour Model Control Structures for an Electric Vehicle", *EPE 2001, Graz (Austria)*, August 2001, CD-ROM.

PIE 02 J. Pierquin, "Contribution à la Commande des Systèmes Multi-machines Multi-convertisseurs", *Thèse de doctorat*, Université des Sciences et Technologies de Lille, Juillet 2002.

RIZ 02 R. Rizzo, D. Iannuzzi, "Electrical drives for Railway Traction: Observer for Friction Estimation"**,** *Power System Technology*, Vol. 2, Oct. 2002, pp. 723-726, 13-17.

ROB 00 B. Robisson, J.G. Ganascia, "On the representation of electrical networks"*, circuits and Systems*, Vol. 1, August 2000, pp. 144-147.

ROB 01 X. Roboam, "Design and Electrical Engineering Using Bond Graph: A System Viewpoint"*, IEEE Industrial Electronics Society Newsletter*, June 2001.

SAB 98 V. Sabaté, "Traction électrique ferroviaire, convertisseurs et moteurs", *Techniques de l'ingénieur*, traité de Génie Electrique, réf : D5502, pp. 1-38, Paris, 1998.

SAD 99 H. Sado, S. Sakai, Y. Hori, "Road Condition Estimation for Traction Control in Electric Vehicle", *International Symposium on Industrial Electronics*, Vol. 2, July 1999, pp. 973-978.

SEL 99 R. Selmic, F.L. Lewis, "Backlash Compensation in Nonlinear Systems Using Dynamic Inversion by Neural Networks", *International Conference on Control Applications,* Vol. 2, 1999, pp. 1163-1168,.

SIB 86 B. Sibade, M. Lachouette, "Notice générale de fonctionnement du sous système traction, Alsthom", *n° Identification VAL 00 012*, 1986

SMM 00 A. Bouscayrol, B. Davat, B. de Fornel, B. François, J.P. Hautier, F. Meibody-Tabar, M. Pietrzak David, "Multi-Machine Multi-converter Systems for drives: analysis of coupling by a global modelling", *EPJ 2000*, Vol. 10, n° 2, May 2000, pp. 131-147.

SMM 01a A. Bouscayrol, B. Davat, B. de Fornel, B. François, D. Hadiouche, J.P. Hautier, J. P. Martin, F. Meibody-Tabar, E. Monmasson, V. de Olivera, R. Pena-Eguiluz, J. Pierquin, M. Pietrzak-David, H. Razik, E. Semail, "Structures de commande des Systèmes Multi-Machines Multi-Convertisseurs", *RIGE*, Vol. 6, 2003, pp. 325-341.

SMM 01b A. Bouscayrol, B. Davat, B. de Fornel, B. François, J.P. Hautier, F. Meibody-Tabar, E. Monmasson, M. Pietrzak-David, H. Razik, "Control structures for Multi-Machines Multi-Converter Systems with downstream couplings", *EPE 2001-Graz (Austria),* September 2000.

SMM 03 A. Bouscayrol, B. Davat, B. de Fornel, B. François, J.P. Hautier, F. Meibody-Tabar, E. Monmasson, M. Pietrzak-David, H. Razik, E. Semail, F. Benkhoris, "Control structures for Multi-Machines Multi-Converter Systems with upstream couplings", *Mathematics and Computers in Simulation,*Vol. 63, 2003, pp. 261-270.

SMM 05 A. Bouscayrol, P. Delarue, B. de Fornel, J.P. Hautier, F. Meibody-Tabar, E. Monmasson, M. Pietrzak-David, H. Razik, E. Semail, M.F. Benkhoris, "Control structures for Multi-machine Multi-converter Systems with several couplings", *EPE'05*, Dresden (Germany), September 2005 (common paper of GREEN Nancy IREENA St Nazaire, L2EP Lille, LEEI Toulouse and SATIE Cachan, according to the MMS project of the GDR-ME²MS).

STE 93 H. Stemmler, "Power Electronics in Electric Traction Applications", *Industrial Electronics, Control, and Intrumentation*, Vol. 2, Nov. 1993, pp. 707-713.

STE 02 J. Stéphant, A. Charara, D. Meizel, "Force model comparison on the wheel-ground contact for vehicle dynamics", *Intelligent Vehicle Symposium*, Vol. 2, June 2002, pp. 589-593

TAO 95 G. Tao, P. V. Kokotovic, "Adaptative Control of Systems with Unknown Output Backlash", *Decision and Control*, Vol.3, December 1993,.pp. 2635-2640.

TOU 04 B. Tournon, "Modélisation et simulation du freinage électrique du VAL 206*", Rapport de stage DESS GR2E*, Juin 2004

VAU 05 J.C. Vaudois, "Le Tramway suburbain… le retour (ou l'arrivée du Tram-Train)*", revue Chemin de Fer Régionaux et Urbains de la FACS*, N° 307, 2005.

VER 03 J.N. Verhille, "Contribution à la commande de systèmes multi-machines, Application au VAL 206", *rapport interne L2EP-STS,* Lille, Octobre 2003

VER 04a J.N. Verhille, A. Bouscayrol, P.J. Barre, J.C. Mercieca, J.P. Hautier, E. Semail, "Torque tracking Strategy for Anti-Slip Control in Railway Traction Systems with Common Supplies", *IAS'2004*, Vol.4, October 2004, pp. 2738-2745.

VER 04b J.N. Verhille, A. Bouscayrol, P.J. Barre, J.C. Mercieca, J.P. Hautier, E. Semail, "The use of Energetic Macroscopic Representation for control of traction systems: application to subway VAL 206", *IEEE-VPP'04*, CD-ROM, Paris, 2004.

VER 06 J.N. Verhille, A. Bouscayrol, P.J. Barre, J.P. Hautier, "Model validation of the whole traction system of an automatic subway"*, Vehicle Power and Propulsion*, September 2006, Windsor.

VER 07 J.N. Verhille, A. Bouscayrol, P.J. Barre, J.P. Hautier, "hardware in-the-loop simulation of the traction system of an automatic subway"*, EPE'07*, Aalborg (Denmark), previous in September 2007.

VUL 00 B. Vulturescu, A. Bouscayrol, X. Guillaud, F. Ionescu, J.P. Hautier, "Behaviour Model Control of DC Machine", *ICEM'2000,* Espoo (Finland), August 2000, pp. 427-431.

VUL 02 B. Vulturescu, "Contribution à la commande robuste des systèmes électromécaniques par la méthode du modèle à comportement. Application à la commande de systèmes multi-machines"**,** *Thèse de doctorat*, Université des Sciences et Technologies de Lille, Mars 2002.

WON 98 Y.K. Wong, A.B. Rad, "Bond Graph simulation of electrical systems", *Energy management and Power Delivery*, Vol. 1, March 1998,.pp. 133-138.

WU 96 Y. Wu, K. Fujikawa, H. Kobayashi, "A Control Method of Speed Control Drive System With Backlash", *Advanced Motion Control*, Vol. 2, March 1996,.pp. 631-636.

YAN 96 J.H. Yang, L. C. Fu, "Nonlinear adaptative control for manipulator System with gear backlash", *Decision and Control*, Vol. 4, December 1996, pp. 4369-4374.

ZAN 96 R. Zanasi, "Power-Oriented Graphs for Modeling Electrical machines", *MELECON'96*, Vol. 3, May 1996, pp. 1211-1214.

ZAN 01 R. Zanasi, A. Visconti, G. Sandoni, R. Morselli, "Dynamic Modeling and Control of a car Transmission System", *Advanced Intelligent Mechatronics***,** Vol. 1, July 2001, pp. 416-421.

Titre : **Représentation Énergétique Macroscopique du métro VAL 206 et Structures de Commande déduites par Inversion**

Résumé : Le VAL 206 comportant plusieurs machines et/ou plusieurs convertisseurs appartient de fait à la famille des *Systèmes Multimachines Multiconvertisseurs* (SMM). Ces systèmes se caractérisent par la mise en commun de plusieurs ressources physiques entre les éléments de conversion d'énergie. Il en résulte des couplages (électrique, mécanique ou magnétique) dont la gestion présente des problèmes du point de vue de la commande. La modélisation du VAL 206 présenté dans ce mémoire est réalisée au travers de la Représentation Energétique Macroscopique (REM) basée sur les échanges énergétiques entre les différents éléments. Cette modélisation a permis d'obtenir un modèle de simulation du système de traction global, une comparaison avec des résultats sur système réel ont validé ce modèle. La démarche systématique d'inversion de la REM a permis d'obtenir une Structure Maximale de Commande (SMC) mettant en évidence les grandeurs électriques mécaniques ainsi que les couplages du processus. Diverses simplifications en sont déduites et il a été démontré que la commande actuelle du VAL 206, correspond à une résolution particulière des couplages du type maître-esclave. Parmi les commandes simplifiées, deux structures pratiques de commande ont été plus particulièrement étudiées. Elles offrent des performances dynamiques intéressantes en présence d'une perte d'adhérence du véhicule. L'inversion de la loi de contact roue-sol pose cependant un problème lié à la non-linéarité et la non-stationnarité de ce phénomène. Une commande à modèle de comportement a été utilisée pour palier à ce problème. Ce type de commande a tout d'abord été étendu aux systèmes multimachines. Son utilisation autorise le maintien des performances dynamiques du véhicule en présence d'un phénomène de patinage. Les diverses lois de commande proposées ont été testées sur un banc d'essai expérimental à puissance réduite, ce qui prouve leur faisabilité.

Mots Clés : Système multimachines, commande par inversion, système de traction, modélisation causale.

Title : **Energetique Macroscopique Representation of subway VAL 206 and deduced inversion based control**

Abstract : Subway VAL 206 including several machines and/or converters belongs to the *Multimachines Multiconverters Systems* family (MMS). These systems are defined by several devices with common physical parts between energy conversion elements. The difficulty is to solve coupling problem (electrical, mechanical, magnetic) before elaborating any command. In this memory, the modelling of VAL 206 is made using Energetic Macroscopic Representation (EMR) based on energy exchange between physical elements. This modelling enables a simulation model for the global traction system that has been validated by experimental results on an actual vehicle. The systematic inversion approach of EMR produces a revealing electrical, mechanical dimension as well as process coupling. Various simplifications are suggested and we have proved that actual VAL 206 control is a particular coupling solution so called master-slave. Among simplified controls, two practical control schemes have been especially studied. They give interesting dynamic achievements when a loss of adhesion occurs. The reverse of contact law raises a problem of non-linearity and non-stationary. A Behavior Model Control has been used to solve this problem. This type of control has firstly extended to multimachines systems. Its use allows to maintain vehicle dynamic performances when slipping occurs. The various control laws described in this report have been tested on experimental testing bench with reduced power.

Key words : multimachines system, inversion control, traction system, slipping, causal modelling.

Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance de Lille (L2EP)

Titre : **Représentation Énergétique Macroscopique du métro VAL 206 et Structures de Commande déduites par Inversion**

Résumé : Le VAL 206 comportant plusieurs machines et/ou plusieurs convertisseurs appartient de fait à la famille des *Systèmes Multimachines Multiconvertisseurs* (SMM). Ces systèmes se caractérisent par la mise en commun de plusieurs ressources physiques entre les éléments de conversion d'énergie. Il en résulte des couplages (électrique, mécanique ou magnétique) dont la gestion présente des problèmes du point de vue de la commande. La modélisation du VAL 206 présenté dans ce mémoire est réalisée au travers de la Représentation Energétique Macroscopique (REM) basée sur les échanges énergétiques entre les différents éléments. Cette modélisation a permis d'obtenir un modèle de simulation du système de traction global, une comparaison avec des résultats sur système réel ont validé ce modèle. La démarche systématique d'inversion de la REM a permis d'obtenir une Structure Maximale de Commande (SMC) mettant en évidence les grandeurs électriques mécaniques ainsi que les couplages du processus. Diverses simplifications en sont déduites et il a été démontré que la commande actuelle du VAL 206, correspond à une résolution particulière des couplages du type maître-esclave. Parmi les commandes simplifiées, deux structures pratiques de commande ont été plus particulièrement étudiées. Elles offrent des performances dynamiques intéressantes en présence d'une perte d'adhérence du véhicule. L'inversion de la loi de contact roue-sol pose cependant un problème lié à la non-linéarité et la non-stationnarité de ce phénomène. Une commande à modèle de comportement a été utilisée pour palier à ce problème. Ce type de commande a tout d'abord été étendu aux systèmes multimachines. Son utilisation autorise le maintien des performances dynamiques du véhicule en présence d'un phénomène de patinage. Les diverses lois de commande proposées ont été testées sur un banc d'essai expérimental à puissance réduite, ce qui prouve leur faisabilité.

Mots Clés : Système multimachines, commande par inversion, système de traction, modélisation causale.

Title : **Energetique Macroscopique Representation of subway VAL 206 and deduced inversion based control**

Abstract : Subway VAL 206 including several machines and/or converters belongs to the *Multimachines Multiconverters Systems* family (MMS). These systems are defined by several devices with common physical parts between energy conversion elements. The difficulty is to solve coupling problem (electrical, mechanical, magnetic) before elaborating any command. In this memory, the modelling of VAL 206 is made using Energetic Macroscopic Representation (EMR) based on energy exchange between physical elements. This modelling enables a simulation model for the global traction system that has been validated by experimental results on an actual vehicle. The systematic inversion approach of EMR produces a revealing electrical, mechanical dimension as well as process coupling. Various simplifications are suggested and we have proved that actual VAL 206 control is a particular coupling solution so called master-slave. Among simplified controls, two practical control schemes have been especially studied. They give interesting dynamic achievements when a loss of adhesion occurs. The reverse of contact law raises a problem of non-linearity and non-stationary. A Behavior Model Control has been used to solve this problem. This type of control has firstly extended to multimachines systems. Its use allows to maintain vehicle dynamic performances when slipping occurs. The various control laws described in this report have been tested on experimental testing bench with reduced power.

Key words : multimachines system, inversion control, traction system, slipping, causal modelling.

Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance de Lille (L2EP)