

50376  
2003  
337

N° d'ordre : 3402

**THESE**



Présentée à

**l'Université des Sciences et Technologies de Lille**

en vue d'obtenir le titre de

**DOCTEUR DE L'UNIVERSITE**

**Spécialité GÉNIE ELECTRIQUE**

par

**Sébastien CHARLEMAGNE**

---

**MODÉLISATION ET COMMANDE D'UN SYSTÈME  
DE TRANSPORT DE BANDE TEXTILE,  
APPLICATION DES CONCEPTS MULTIMACHINES**

---

Thèse préparée en cotutelle avec

**l'Université d'EL Manar à Tunis**

soutenue le 12 décembre 2003 devant le jury composé de :

J-P. HAUTIER	Encadrant
I. SLAMA-BELKHODJA	Encadrant
A. BOUSCAYROL	Encadrant
M. PIETRZAK-DAVID	Rapporteur
F. MEIBODY-TABAR	Rapporteur
M. BEN REJEB	Rapporteur
S. BELGHITH	Rapporteur
B. LEMAIRE-SEMAIL	Examineur
M. ELLEUCH	Examineur
T. ZOUAGHI	Examineur



# Remerciements

Toute ma reconnaissance à ceux qui m'ont aidé, soutenu et assisté de près ou de loin dans ces travaux ne saurait tenir en une page. Toutefois, je veux donner ici un échantillon de mes remerciements et tiens à exprimer à chacun ma gratitude, en tentant de n'oublier personne.

De fait, la cotutelle me vaut un grand nombre de collègues, camarades et amis de part et d'autre de la méditerranée et je souhaiterais n'en léser aucun.

Merci d'abord à ceux qui ont su laisser une large part à l'autonomie tout en guidant mes recherches. Leur rôle n'étant pas le plus facile, je remercie vivement madame Ilhem Slama-Belkhodja, maître de conférences à l'ENIT en Tunisie et monsieur Jean-Paul Hautier, professeur au centre lillois de l'ENSAM.

Les responsables des laboratoires et établissements où j'ai effectué mes travaux, ENIT, USTL, LSE et L2EP, méritent toute ma reconnaissance pour leur accueil.

Si cette thèse existe c'est aussi grâce à Alain Bouscayrol, maître de conférence USTL, qui a assuré l'encadrement rapproché, malgré la distance. C'est pourquoi je tiens à le remercier chaleureusement. Qu'il trouve ici l'expression de ma gratitude et une pensée particulière pour ses « REM'arques », les discussions, l'assistance technique pour la manipulation et tous les services rendus.

Entendu que cette thèse prend appui sur une problématique industrielle, je tiens à remercier les firmes *Filtiss* et *Intex* pour l'établissement du cahier des charges.

La présidence du jury était assurée par madame Lemaire-Semail, professeur EPUL. Un grand merci à elle pour son rôle et l'intérêt porté à ce projet dès le départ.

Puissent les autres membres du jury trouver ici l'expression de ma reconnaissance. En procédant par ordre alphabétique : madame Belghith et monsieur Ben Rejeb, tous deux professeurs à l'ENIT, monsieur Meibody-Tabar, professeur au GREEN et, impliquée par ailleurs dans le sujet, madame Pietrzak-David, professeur à l'INP de Toulouse, merci à tous pour votre attention et les rapports constructifs.

C'est le moment de remercier tous ceux qui m'ont toujours rendu service sans hésiter ou qui étaient présents pour discuter, aider, conseiller, etc. Citons par exemple Khaled, Jean-Jaques, Oliv' (*t'as changé les néons ?*) madame Blondet et une foule de personnes m'ayant aidé à appréhender des domaines nouveaux pour moi.

Et bien-sûr, il y a toute une série d'apprentis docteurs en compagnie desquels j'ai travaillé : Tom (*mailleur d'étron*), Xav' (*l'agrégé*), Hugo (*sans commentaires !*), AirKad (*môssieu le physicien*), Souf, Bogdan, Yamina, etc. De l'autre côté de la mer il y en avait aussi : Jamel, Najiba, Samir, Hatem, Walid, Zied, Séjir, etc. Encore un, et avec une mention spéciale : merci à Lotfi (*spécialiste en chevraux*) qui a fourni le résumé en arabe. Merci à tous pour l'ambiance et l'accueil sympathiques en Tunisie comme en France.

Bien que la recherche ait été mon activité principale, j'ai également acquis une intéressante expérience dans l'enseignement et je remercie tous ceux qui m'ont ainsi donné leur confiance durant ces trois ans. Pour l'enseignement, il ne faut pas oublier mes collègues actuels, assez souples pour me laisser assister à ma soutenance ! Ne finissons pas sans un dernier remerciement : à tous ceux que je n'ai pas cités, simplement merci de ne pas vous vexer, je pense à vous quand même !

# Sommaire



# Sommaire

Remerciements	1
Sommaire	3
Modélisation et commande des systèmes textiles	9
Introduction générale	11
<b>1 Modélisation de procédés textiles</b>	<b>15</b>
1.1 Atelier textile et machines textiles . . . . .	16
1.1.1 Le traitement appliqué . . . . .	16
1.1.2 L'enrouleur-dérouleur . . . . .	17
1.1.3 Les accumulateurs . . . . .	18
1.1.4 Conclusion sur le contexte de l'étude . . . . .	18
1.2 Etude de la déformation élastique dans le cas du transport de bande . .	19
1.2.1 Comportement et déformation de la bande . . . . .	19
1.2.2 Modélisation par la mécanique des milieux continus . . . . .	21
1.2.3 Etude de la déformation dans la zone de glissement . . . . .	27
1.2.4 Représentation causale de la bande élastique . . . . .	36
1.3 Conclusion . . . . .	37
<b>2 Modélisation de systèmes de production textiles</b>	<b>39</b>
2.1 La cellule élémentaire étudiée . . . . .	39

2.1.1	La cellule élémentaire . . . . .	40
2.1.2	Définitions utiles . . . . .	40
2.1.3	Applications de la cellule étudiée . . . . .	41
2.2	Modèle d'un système textile . . . . .	42
2.2.1	Equations mécaniques pour la cellule élémentaire . . . . .	43
2.2.2	Modèle complet de la cellule . . . . .	46
2.2.3	REM de la partie opérative de la cellule élémentaire . . . . .	50
2.2.4	Conclusion sur le modèle générique . . . . .	53
2.3	Application à la broche de bobinoir . . . . .	54
2.3.1	Processus étudié . . . . .	54
2.3.2	Cahier des charges et objectifs . . . . .	59
2.3.3	Modèle utilisé, application au processus . . . . .	61
2.4	Conclusion . . . . .	67
<b>3</b>	<b>Dynamique de la broche de bobinoir</b>	<b>69</b>
3.1	Particularités . . . . .	70
3.1.1	Non stationarités . . . . .	70
3.1.2	Effet de l'élasticité : le gain $AE$ . . . . .	70
3.2	Découplage des modes mécaniques et taille des bobines . . . . .	71
3.2.1	Equations d'état de la charge mécanique . . . . .	73
3.2.2	Lieu des pôles et indice de découplage . . . . .	75
3.3	Synthèse des problèmes à résoudre . . . . .	78
<b>4</b>	<b>Commande de la broche de bobinoir</b>	<b>81</b>
4.1	Introduction à la commande de la broche . . . . .	81
4.1.1	Objectifs et démarche . . . . .	82
4.1.2	Choix structurels et hypothèses . . . . .	82
4.1.3	Tests de robustesse de la loi de commande . . . . .	85
4.2	Autour de la Structure Maximale de Commande . . . . .	88
4.2.1	Déduction de la Structure Maximale de Commande . . . . .	88

4.2.2	Synthèse des correcteurs . . . . .	89
4.2.3	Conclusion sur la Structure Maximale de Commande . . . . .	101
4.3	Structure de commande alternative . . . . .	101
4.3.1	Présentation qualitative de l'idée . . . . .	102
4.3.2	Synthèse . . . . .	105
4.3.3	Résultats . . . . .	107
4.4	Conclusion . . . . .	109
<b>5</b>	<b>Validation expérimentale</b>	<b>111</b>
5.1	Description du dispositif expérimental . . . . .	111
5.1.1	Partie matérielle du banc d'essai . . . . .	112
5.1.2	Partie logicielle . . . . .	113
5.2	Maquette SMM et application textile . . . . .	116
5.2.1	Emulation logicielle . . . . .	116
5.2.2	Limites de l'expérimentation . . . . .	122
5.3	Protocole expérimental . . . . .	127
5.3.1	Identification . . . . .	128
5.3.2	Test de l'émulation de charge mécanique . . . . .	128
5.3.3	Validation sur un banc machines . . . . .	131
5.3.4	Validation sur deux bancs machines . . . . .	133
5.4	Conclusion . . . . .	136
	<b>Conclusion générale</b>	<b>139</b>
	<b>Annexes</b>	<b>143</b>
A	Eléments de Formalismes	145
B	Simplification de modèles et perturbations singulières	153
C	Modèle de la tension du fil pour la commande	159

<b>D Placement des pôles, critère de Naslin</b>	<b>163</b>
<b>E Commande par platitude de la broche de bobinoir</b>	<b>169</b>
<b>F Commande à modèle de comportement et commande plate</b>	<b>177</b>
<b>Bibliographie</b>	<b>181</b>

Modélisation et commande d'un  
système de transport de  
bande textile  
— application des concepts  
multimachines



# Introduction générale

Les récents progrès réalisés dans la commande et l'alimentation des machines électriques font de celles-ci des actionneurs d'autant plus souples et simples à contrôler. De nouvelles perspectives sont alors apparues et l'entraînement électrique industriel en a subi d'importantes évolutions. C'est ainsi qu'on avait traditionnellement une unique source mécanique pour plusieurs machines d'un atelier, le choix des vitesses étant effectué mécaniquement par des trains de réducteurs. A la place de cette configuration, on trouve aujourd'hui plus couramment plusieurs moteurs, chacun dédié à une tâche, à un procédé et dont la vitesse est maintenant réglée quasi continûment, directement en fonction de l'application [JAG-99, VAL-00]. Les exigences en termes de performances dynamiques et de régulation ont bien sûr elles aussi changé au vu des améliorations des méthodes de réglage et de contrôle efficaces maintenant disponibles. Afin d'accroître le nombre de degrés de liberté dans la commande des processus, on a parfois multiplié les actionneurs. La morphologie des systèmes est alors considérablement modifiée. Au départ, il existait un fort couplage entre les charges mécaniques, toutes reliées à la même machine. Le réglage de la vitesse étant mécanique et donc peu précis, ce couplage ne pouvait être maîtrisé; il imposait ainsi une certaine synchronisation des charges mécaniques. Dès lors que plusieurs machines assurent maintenant l'entraînement, ce couplage fort disparaît, laissant apparaître d'autres couplages mécaniques, plus subtils, notamment dans les accouplements et les procédés eux-même. Les réglages sont plus précis et ces couplages peuvent être pris en compte dans la synthèse du contrôle global.

Ainsi, les couplages entre actionneurs et leur prise en compte par la commande sont devenus un axe de recherche à part entière. L'appellation « systèmes multimachines multiconvertisseurs » témoigne du regard nouveau porté sur cette classe de systèmes pourtant ancienne [SMM-00a]. L'expertise acquise dans le domaine du génie électrique est mise à profit dans la gestion des couplages électriques de type convertisseurs dégradés [DEL-03]. De la même manière, les machines polyphasées, avec leur couplage magnétique fort, représentent un cas d'étude intéressant pour l'électrotechnicien [SEM-02]. En revanche, bien que faisant partie de la chaîne de conversion de l'énergie,

le couplage mécanique s'éloigne un peu du génie électrique pur pour se retrouver à la frontière entre l'automatique, la mécanique et l'électrotechnique. Il s'agit alors de rechercher de nouvelles connaissances, de passer par un nouvel apprentissage, entièrement liés à la charge mécanique et à son couplage spécifique.

Dans cette étude applicative des couplages mécaniques, le contexte géographique de la préparation de cette thèse nous a naturellement orienté vers une application à l'industrie textile, historiquement présente dans la région lilloise et toujours très productive en Tunisie. Dans les divers procédés rencontrés pour cette industrie, il existe un motif redondant qu'on appelle « transport de bande » [KOC-00]. Il désigne un système de type Dérouleur-Enrouleur auquel peuvent être adjoints des rouleaux d'entraînement par friction. Bien évidemment, on ne peut réduire l'industrie textile à ce type de processus, ni réduire les applications du transport de bande à l'industrie textile. La sidérurgie, les films plastiques, la production de câbles et l'industrie du papier sont autant de preuves de l'omniprésence des procédés à base de défilement de matière.

Le thème du transport de bande dans l'industrie textile a d'abord requis une collecte d'informations. Une synthèse de ce travail d'approche constitue le point de départ du chapitre 1. C'est en définissant d'abord plus précisément les divers traitements textiles et les types de machines utilisés que nous avons mis en évidence les couplages mécaniques en jeu [ITF-94a, ITF-94b]. Avant même de parler de telle ou telle application particulière, c'est bien le procédé lui-même qui doit être analysé. Le transport de bande est au cœur du problème, quel que soit le système considéré. Comment réagit la bande? Pourquoi? Qu'est-ce qui provoque la tension d'un fil? Autant de questions auxquelles il est impératif de répondre avant de plonger dans les applications industrielles de l'enroulement et du déroulement. Cette compréhension physique du problème sera mise en avant avec le choix de formalismes graphiques adaptés à l'étude des systèmes complexes et à leur commande [IWA-94, HAU-96, SMM-00b, BOU-00].

Le chapitre 2 porte davantage sur l'aspect système. La modélisation des systèmes multimachines-multiconvertisseurs pour l'industrie textile fait l'objet d'une étude approfondie. Le couplage mécanique, que l'on imagine aisément, est ainsi localisé. Les variables en jeu, la tension du produit et la vitesse à ses extrémités, sont clairement identifiées. Si le transport de bande est un procédé commun à quantité de systèmes industriels, les structures qui lui sont associées ont également un dénominateur commun. Cette notion intuitive est exploitée jusqu'à obtenir un modèle générique, concatenable et modulable pour produire toute sorte de configurations possibles. Cette

« cellule élémentaire » est associée à un système d'équations différentielles constituant le modèle mathématique des systèmes à transport de bande. L'étude généraliste du problème s'arrête là, avec le choix d'une application textile typique : le bobinoir [SCH-01, CHA-02c]. La présentation du système réel et sa mise en adéquation avec le système expérimental à notre disposition offre l'occasion d'une application pratique du modèle générique précédemment dégagé.

La recherche d'un modèle et l'observation des systèmes de déroulement-enroulement industriels conduisent à une certaine compréhension intuitive des problèmes [YOU-93, WOL-95, CHA-02a]. Afin d'assurer une commande cohérente et physique, cette compréhension des difficultés liées au couplage élastique est formalisée par l'analyse du modèle au chapitre 3. Alors que le couplage était jusqu'ici uniquement compris dans le sens d'une interdépendance de deux variables, il prend toute sa signification avec l'analyse des modes de la charge mécanique et la définition de leur taux de couplage.

Les formalismes utilisés, pour mettre en évidence les couplages, respectent toujours la causalité naturelle du processus concerné et sont donc bien adaptés pour la recherche d'une structure de commande. A partir de cette structure, diverses lois seront synthétisées au chapitre 4. L'objectif est une commande efficace, répondant au cahier des charges. Malheureusement, les conditions industrielles de travail sont rarement les conditions idéales pour lesquelles la commande est calculée. Plusieurs tests de robustesse mettent en évidence les points faibles et les points forts de chaque technique. Le bruit de mesure reste la difficulté majeure, que l'on n'a pu résoudre avec le modèle initial. Une deuxième structure de commande, plus originale, est donc proposée à partir d'une transformation du modèle. Les résultats obtenus montrent l'utilité d'une bonne connaissance du système étudié assortie d'une réflexion solide et du retour d'expérience.

La validité d'une commande n'existant qu'en simulation est très discutable. C'est pourquoi, le chapitre 5 fait les premiers pas vers la validation expérimentale. Puisque aucune maquette de type déroulement-enroulement n'était disponible, il s'agissait surtout de valider un maximum de choses avec un matériel minimum. Le dispositif expérimental est une maquette multimachine pour laquelle il a été nécessaire d'élaborer un simulateur de charges mécaniques. On rapportera ici une discussion sur l'apport de cette semi-validation ainsi que les premiers résultats expérimentaux.



# Chapitre 1

## Modélisation de procédés textiles

Dans l'industrie textile, de nombreuses phases sont nécessaires. Dans la grande majorité des cas, la matière première et le produit intermédiaire avant la confection sont stockés sous forme de bobine. Le déroulement-enroulement est donc un principe de base appliqué dans l'industrie textile [ITF-94a]. Ainsi, la description des divers procédés habituels débouche sur une problématique commune : assurer la qualité du traitement et du rembobinage pour le produit textile.

Dans cette optique, il convient de considérer deux grandeurs comme capitales : la vitesse de défilement et la tension exercée sur le produit tout au long de sa fabrication conditionnent la concentration des produits à appliquer et la cadence des machines ; de plus, pour garantir une bonne qualité du bobinage lui-même, on doit toujours assurer une vitesse linéaire constante au point d'enroulement. De même la tension doit être maintenue dans une certaine fourchette imposée par les caractéristiques du produit d'une part, la qualité recherchée d'autre part. Une tension mal maîtrisée peut occasionner des déformations voire la cassure du produit. On recherche donc un bon réglage de la vitesse en gardant un contrôle efficace de la tension [HUA-99]. Garantir la qualité d'un procédé textile nécessite une bonne connaissance du comportement dynamique des produits textiles. Cette connaissance peut être formalisée par une description mathématique des variations de la tension du produit en fonction de son environnement.

Après une description de quelques procédés textiles à base de déroulement-enroulement, nous étudierons donc le comportement des matières élastiques en phase de défilement. Un modèle mathématique et sa représentation causale seront dégagés, le but étant la synthèse d'une commande rigoureuse et efficace de l'effort de tension dans le produit textile.

## 1.1 Atelier textile et machines textiles

Les machines présentes dans un atelier textile peuvent avoir des morphologies très différentes, mais leur point commun est dans le conditionnement de l'entrée et de la sortie des matières de part et d'autre du procédé proprement dit. La figure 1.1 donne une représentation schématique d'un système textile type ; suivant le procédé appliqué, certaines parties pourront être conçues différemment voire supprimées. Toutefois, trois composantes principales apparaissent alors : le traitement, l'enrouleur-dérouleur et les accumulateurs d'entrée/sortie. Remarquons l'importance de la motorisation pour chaque organe du système textile (moteurs  $M_1$  à  $M_n$ ).

Une description succincte de chaque partie et des divers procédés possibles permet de fixer le contexte avant d'aborder le problème du défilement et de l'enroulement-déroulement.

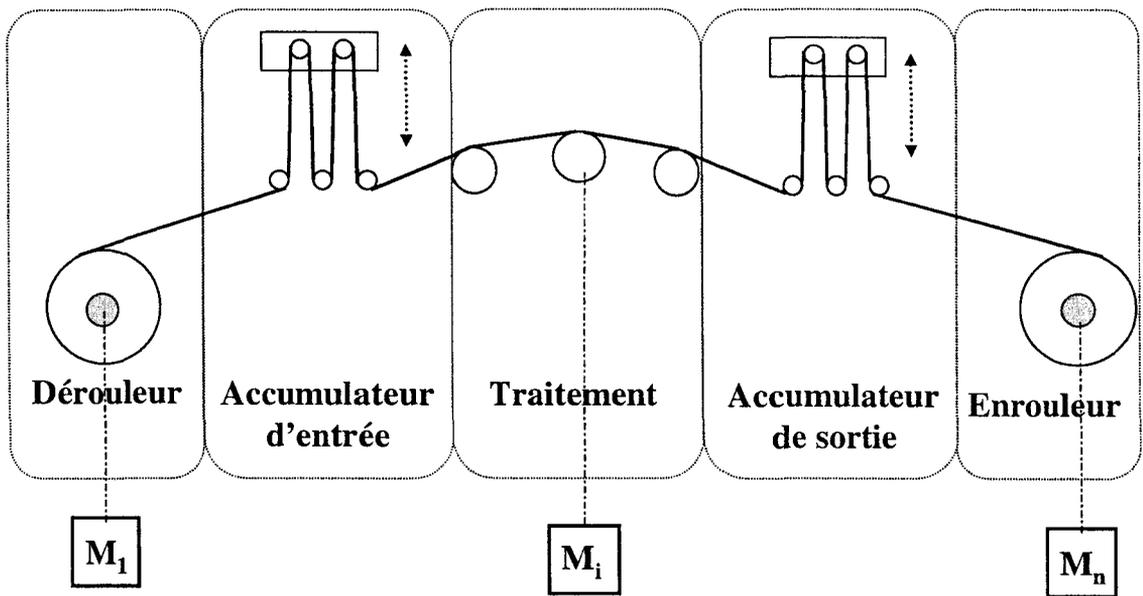


FIG. 1.1 – Synoptique général d'un procédé textile

### 1.1.1 Le traitement appliqué [ITF-94a, ITF-94b]

Le traitement appliqué à un fil ou une bande de tissu peut être de différentes natures. On propose, pour en donner une idée, de décrire les différents procédés rencontrés dans un atelier textile classique. Les opérations principales sont : la filature, le bobinage, l'ourdissage, l'encollage, le tissage et enfin la visite. Ces traitements sont successivement appliqués dans le but de fournir un tissu de qualité, à partir de fibres textiles.

La **filature** est un procédé qui admet des fibres en entrée et produit un fil en sortie. Celui-ci est enroulé sur une bobine de filature dont les principales caractéristiques sont : la forme, la masse, la tension de bobinage et le numéro métrique (c'est à dire la masse linéique du fil).

Ces bobines ne peuvent être utilisées directement pour le tissage. Leur taille et la tension du fil enroulé ne sont pas calibrées pour les opérations suivantes. D'autres bobines encore sont incomplètes ou partiellement utilisées. On utilise donc le **bobinage** afin de préparer des bobines ayant les caractéristiques voulues pour le tissage.

Vient alors la phase d'**ourdissage**. Une grande quantité de bobines doivent être ré-enroulées de manière juxtaposée sur un rouleau long, l'ensouple. Celle-ci supporte alors une nappe de fils qui constituera la chaîne pour le tissage.

Pour résister aux contraintes du tissage, le fil doit être solidifié par dépôt d'un apprêt. La nappe enroulée sur l'ensouple est dévidée, passée à l'**encollage** et enroulée sur l'ensouple définitive.

L'ensouple est prête pour le **tissage** ; les fils de chaîne sont séparés en au moins deux nappes. Un mécanisme alterne leur position (haute ou basse). La navette introduit le fil de trame entre les nappes. Il reste alors à plaquer le fil introduit contre le tissu en formation qui est alors enroulé au fur et à mesure.

Le contrôle de la qualité du produit obtenu consiste en un défilement à vitesse réduite et tension constante. Cette phase de **visite** nécessite un opérateur qui effectue un contrôle de visu sur les éventuels défauts.

### 1.1.2 L'enrouleur-dérouleur [BON-97]

Comme on a pu le constater, les divers traitements s'effectuent en phase de défilement linéaire. Il est donc impératif de disposer d'organes de déroulement et d'enroulement performants. Ces deux dispositifs, l'enrouleur et le dérouleur, sont symétriques. Après installation sur le moteur dérouleur d'un rouleau de matière (fil ou tissu), une « bande » de produit est sortie et part vers le reste du processus. Le rôle premier du dérouleur apparaît ici : l'injection de matière dans le système. Au cours du cycle de travail, la quantité de matière sur le rouleau diminue, sa masse et son rayon ne sont donc pas constants.

De la même manière, l'enrouleur récupère le produit traité ; au démarrage, le rouleau porteur est vide, il se remplit au fur et à mesure de l'avancement. Afin de garantir un enroulement de bonne qualité, la vitesse linéaire à l'arrivée sur l'enrouleur doit être

constante, l'effort de tension imposé au textile également. De même, si on veut assurer un bon traitement du produit, le dérouleur doit délivrer le produit à vitesse et tension constante.

Lorsque le dérouleur est vide, la chaîne doit s'arrêter, le temps de mettre un nouveau rouleau. Il existe néanmoins une possibilité de limiter cet inconvénient en installant des accumulateurs.

### 1.1.3 Les accumulateurs [KOC–99b]

Présents en entrée et sortie du processus (entre le dérouleur ou l'enrouleur et le traitement), ces systèmes sont constitués de rouleaux en quinconce et le produit passe entre eux en suivant une série de zigzags. Les rouleaux supérieurs sont montés sur un chariot mobile verticalement ; la quantité de matière en réserve dans l'accumulateur dépend directement de la position de ce chariot. En agissant sur sa position, on pourra donc extraire de la matière de la chaîne de traitement ou en injecter. Encore une fois la tension et la vitesse du textile doivent être maintenues constantes afin de ne pas dégrader la qualité du traitement, surtout lors des opérations sur le chariot (levée ou descente).

### 1.1.4 Conclusion sur le contexte de l'étude

La tension imposée au produit par son environnement (l'ensemble du système textile) ainsi que sa vitesse de défilement ou de bobinage apparaissent comme des caractéristiques essentielles des qualités d'un processus de fabrication textile. Que ce soit au niveau traitement proprement dit ou pour les phases de déroulement–enroulement leur maîtrise est capitale pour assurer la qualité de la production. Commander un système requiert une bonne connaissance du processus. En particulier cette étude exige un modèle de comportement fiable du produit textile afin de définir les lois de contrôle permettant d'éviter tout risque de cassure ou de déformation par surtension. Dans le cas des procédés textiles l'étude du comportement mécanique des fibres est donc un préambule nécessaire à la modélisation des systèmes de production textile dans leur intégralité.

## 1.2 Etude de la déformation élastique dans le cas du transport de bande

Dans un atelier textile, les divers procédés sont très différents. Par exemple, la matière traitée peut apparaître sous forme de fil, de fibres ou de tissu. Néanmoins, le comportement mécanique du produit textile et les problèmes engendrés restent les mêmes quel que soit le procédé de traitement considéré. Plus généralement, on parle de transport de bande, faisant ainsi abstraction du type de la bande (fil, tissu) ou du procédé de conditionnement (enroulement, défilement, etc.). Cette généralisation est possible si le comportement d'un fil est assimilable à celui d'un tissu. Cela revient à poser l'hypothèse 1.1

**Hypothèse 1.1** *Le produit textile considéré est isotrope [ITF-94b].* ◇

**Corollaire 1.1** *Si la tension est indépendante du point considéré sur toute la largeur de la bande alors le cas d'un tissu et celui d'un fil (bande de largeur négligeable) peuvent être traités de la même manière.* ◇

L'effort de tension créé lors du traitement du produit est dû à ses propriétés d'élasticité. Il s'agit donc d'étudier cette déformation élastique dans le cas du défilement de matière. Pour cela, le calcul partira des lois sur l'élasticité, dans le cas général, puis dans le cas particulier du transport de bande. Puisque le modèle est élaboré dans l'optique d'une commande, il sera finalement représenté sous forme de graphe de causalité [HAU-96].

### 1.2.1 Comportement et déformation de la bande

La bande étant soumise à diverses contraintes, les déformations occasionnées sont calculables par la résistance des matériaux. L'étirement d'un matériau quelconque peut se traduire par deux types de comportement. Soit l'allongement obtenu est élastique, dans ce cas, on retrouve la longueur initiale par simple relâchement, soit la déformation est plastique, donc irréversible. Pour les produits textiles, on obtient d'abord un comportement élastique puis, au-delà d'une certaine limite, on entre dans un comportement plastique avant d'atteindre le point de rupture [ITF-94a, GHI-98]. Dans le cas du fonctionnement normal d'un processus textile, seul le comportement élastique apparaît. La zone plastique peut être accidentellement atteinte en cas de mauvais réglage. Néanmoins, considérant que la commande du processus sain agit

uniquement dans la zone élastique, nous ne modéliserons les dynamiques de tension d'une bande que pour son comportement élastique. L'hypothèse 1.2 formalise ce choix.

**Hypothèse 1.2** *Le produit textile est parfaitement élastique.*  $\diamond$

### 1.2.1.1 Rappel sur l'élasticité d'un matériau

Le comportement élastique d'un matériau est décrit par la loi de Hooke. Celle-ci définit la tension  $T$  d'un morceau de matière élastique en fonction de son allongement relatif  $\epsilon$  et de ses caractéristiques mécaniques [BOU–84]. Comme toutes les lois de la résistance des matériaux, à la base elle est exprimée sous forme de contraintes (donc de pressions) pour la pièce considérée. Dans notre cas, il s'agit d'une pression longitudinale qui s'exprime par la tension  $T$  (force qui tire l'extrémité de la bande) et la section  $A$  de la bande sur laquelle elle s'applique (Figure 1.2). Les notations utiles sont regroupées en table 1.1.

Symbole	Signification	(Unité)
$T$	Effort de tension	(N)
$A$	Section de l'objet considéré	(m <sup>2</sup> )
$E$	Module d'Young du matériau	(N/m <sup>2</sup> )
$\epsilon$	Allongement relatif	
$L_i$	Longueur initiale (avant allongement)	(m)
$L_f$	Longueur finale (après allongement)	(m)

TAB. 1.1 – Nomenclature des variables et paramètres

La déformation constatée est un allongement relatif  $\epsilon$  tel que :

$$\epsilon = \frac{L_f - L_i}{L_i} \quad (1.1)$$

La relation entre la déformation et la pression dépend d'une caractéristique propre au matériau. Il s'agit de  $E$ , son module d'élasticité aussi appelé module d'Young, celui-ci s'exprime en N/m<sup>2</sup>. Cette loi peut donc s'écrire ainsi :

$$\frac{T}{A} = E \epsilon \quad (1.2)$$

Dans le cas de l'établissement d'un modèle en vue de la commande, la contrainte sous forme de pression n'est pas une grandeur porteuse d'information. Il est préférable d'exprimer la loi de Hooke sous une forme faisant apparaître directement la tension du produit d'une part, l'allongement d'autre part. De (1.1) et (1.2), on déduit :

$$T = AE \frac{L_f - L_i}{L_i} \quad (1.3)$$

Ou encore :

$$L_i T = AE (L_f - L_i) \quad (1.4)$$

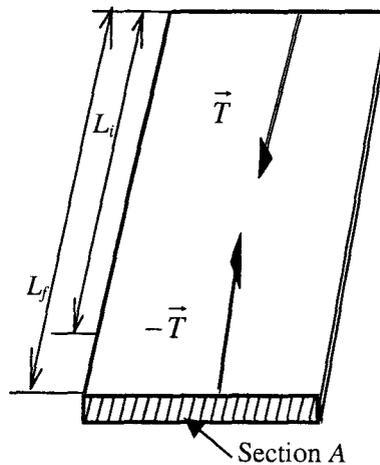


FIG. 1.2 - Application de la loi de Hooke

La loi de Hooke doit maintenant être mise en situation, dans l'application à un procédé textile. Cela revient à rechercher une expression de la dynamique de tension en fonction des vitesses de défilement. Afin de rester dans un cas général, l'étude portera sur une bande transportée entre deux rouleaux, faisant ainsi abstraction du type de procédé.

### 1.2.2 Modélisation par la mécanique des milieux continus

Avant d'entamer les calculs, il est important de faire quelques remarques sur l'état de la bande elle-même. Ainsi, dans le cas d'un produit en mouvement, on observe que celui-ci est déjà étiré. La longueur finale (ou étirée) de la bande est donc une constante (c'est la distance entre deux rouleaux). La tension s'exprime toujours en fonction de l'allongement relatif mais en considérant que la longueur finale reste constante. Par conséquent, tout changement de tension vient nécessairement d'une variation de la

longueur initiale de la bande (sa longueur au repos). C'est alors l'alimentation en matière première qui conditionne la tension.

La variation de tension du textile provient d'une injection ou d'un retrait de matière. On peut en faire le bilan en termes de masses. Un bref rappel sur les différentes équations relatives à la conservation des masses nous permettra de traiter ensuite le cas de la bande en mouvement.

### 1.2.2.1 Principes utilisés en mécanique des milieux continus [COI–97]

Deux grandes lois régissent le comportement d'un solide déformable : d'abord, l'équation de continuité qui définit les déformations du solide à partir de sa densité et des vitesses à ses frontières et ensuite, la loi de conservation des masses proprement dite qui exprime la constance de la masse du solide quel que soit son volume donc quelles que soient les déformations appliquées. Ces deux principes seront maintenant expliqués succinctement dans le cas du transport de bande. Pour cela on représente le système comme en figure 1.3. Il s'agit de calculer  $T_1$ , la tension entre deux rouleaux successifs. Cinq zones sont définies :

1. avant le premier rouleau,
2. sur ce rouleau,
3. entre les deux rouleaux,
4. sur le deuxième rouleau,
5. après le deuxième.

Nous aurons besoin de quelques variables supplémentaires. Les nouvelles notations sont regroupées dans la table 1.2.

**Equation de continuité [COI–97]** Le principe simple de l'équation de continuité est représenté sur la figure 1.3. On choisit d'abord un volume de contrôle, c'est à dire un domaine d'étude  $D$  qui sera une partie fixe de l'espace ; on regarde alors la quantité de matière (exprimée par la masse) à travers cette « fenêtre ». En régime permanent cette quantité est constante :  $dm/dt = 0$ . Cela signifie qu'à un instant donné, la quantité de matière entrant dans le domaine d'étude est la même que celle qui en sort. Hors régime permanent, on doit utiliser l'équation de continuité pour connaître les variations de masse.

Symbole	Signification	(Unité)
$\nu$	Volume	(m <sup>3</sup> )
$\rho_i$	Masse volumique de la zone $i$	(Kg/m <sup>3</sup> )
$A$	Section	(m <sup>2</sup> )
$\vec{V}$	Vitesse à travers la surface d'intégration (norme $\vec{V}$ en m/s)	
$S$	Surface d'intégration	
$D$	Domaine d'étude	
$\vec{n}$	Normale à la surface d'intégration	

TAB. 1.2 – Définitions et notations pour l'étude

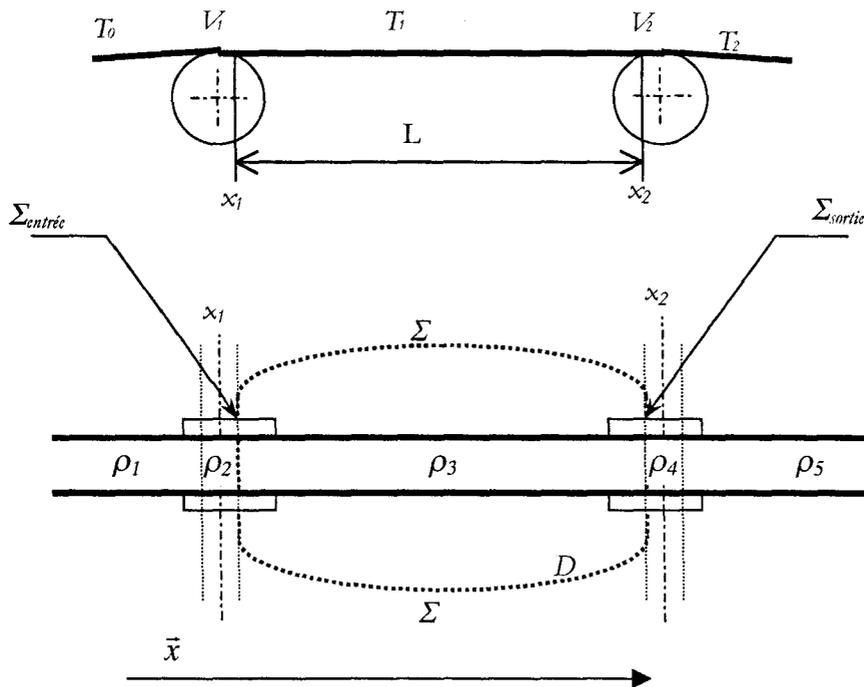


FIG. 1.3 – Le système étudié

La quantité de matière  $m$  dans un domaine  $D$  se définit à partir de la masse volumique  $\rho$  et le volume  $\nu$  :

$$m = \int_D \rho \, d\nu \quad (1.5)$$

La variation temporelle de masse est alors :

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d}{dt} \int_D \rho \, d\nu \quad (1.6)$$

Plusieurs formulations de l'équation de continuité existent. Nous ne retiendrons que l'expression (1.7) qui donne le bilan de matière entrante et sortante pour le domaine  $D$  [COI-97]. Dans cette équation,  $S$  est la surface à travers laquelle transite le flux de matière,  $A$  est son aire et  $\vec{n}$  sa normale.

$$\frac{d}{dt} \int_D \rho \, d\nu + \int_S \rho \vec{V} \vec{n} \, dA = 0 \Leftrightarrow \frac{dm}{dt} = - \int_S \rho \vec{V} \vec{n} \, dA \quad (1.7)$$

Pour calculer la valeur de cette dernière intégrale, observons la frontière du domaine  $D$ . Elle peut se décomposer en trois parties :  $\Sigma_{entrée}$ ,  $\Sigma_{sortie}$  et une paroi  $\Sigma$  à travers laquelle le flux de matière est nul. Cela signifie que tout apport de matière se fera par  $\Sigma_{entrée}$  et toute retrait par  $\Sigma_{sortie}$ . On définit pour chaque portion de la frontière le débit-masse par  $q_{mi} = \int_{\Sigma_i} \rho \vec{V} \vec{n}_i \, dA$ . La somme algébrique des trois débits-masses correspond à la variation de quantité de matière dans le domaine  $D$ . On sait déjà que le débit-masse relatif à  $\Sigma$  est nul. On peut donc écrire finalement :

$$\int_S \rho V \, dA = q_{msortie} - q_{mentrée} \quad (1.8)$$

Explicitons  $q_{mentrée}$  et  $q_{msortie}$ . On peut montrer que dans le cas général  $q_{mi} = \int_{\Sigma_i} \rho \vec{V} \vec{n}_i \, dA = \rho_i \bar{V}_i A_i$  [COI-97]. Si la section est constante (c'est notre cas), on peut écrire :

$$q_{mentrée} = \rho_2 A V_1 \quad \text{et} \quad q_{msortie} = \rho_3 A V_2 \quad (1.9)$$

L'équation de continuité devient alors :

$$\frac{d}{dt} \int_D \rho \, d\nu = A (\rho_2(t) V_1(t) - \rho_3(t) V_2(t)) \quad (1.10)$$

**Conservation des masses [COI–97]** La loi de conservation des masses impose que pour un élément de matière, la masse  $dm$  reste constante quel que soit son état (sollicité ou au repos). On pourra donc connaître le rapport entre la masse volumique  $\rho$  de la bande sous contrainte et celle  $\rho_0$  de la bande au repos. Ainsi, on écrit pour une bande de matière de section  $A$ , de longueur étirée  $L_f$  et de longueur initiale (au repos)  $L_i$  :

$$dm = \rho A L_f = \rho_0 A L_i \quad (1.11)$$

On en déduit alors :

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{A L_i}{A L_f} = \frac{L_i}{L_f} \quad (1.12)$$

On utilise la relation entre la longueur  $L_f$  de la bande étirée, la longueur initiale  $L_i$  et l'allongement relatif  $\epsilon$  :

$$\epsilon = \frac{L_f - L_i}{L_i} \Rightarrow L_i = \frac{L_f}{1 + \epsilon} \quad (1.13)$$

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{L_f}{L_f(1 + \epsilon)} = \frac{1}{1 + \epsilon} \quad (1.14)$$

### 1.2.2.2 Application à la bande en défilement (voir figure 1.3)

Pour le cas de la bande de matière élastique, on reprend la forme simplifiée (1.10) de la page ci-contre :

$$\frac{d}{dt} \int_D \rho \, d\nu = A (\rho_2(t) V_1(t) - \rho_3(t) V_2(t)) \quad (1.15)$$

Exprimons cette équation en fonction des allongements relatifs en remplaçant les masses volumiques  $\rho_i$  par leur valeur en fonction de  $\epsilon$  et  $\rho_0$ . Les équations (1.15) et (1.14) donnent :

$$\frac{d}{dt} \int_D \frac{\rho_0}{1 + \epsilon_3(t)} \, d\nu = A \left( \frac{\rho_0}{1 + \epsilon_3(t)} V_2(t) - \frac{\rho_0}{1 + \epsilon_2(t)} V_1(t) \right) \quad (1.16)$$

On rappelle que sur chaque section,  $\epsilon$  est spatio-stationnaire (hypothèse 1.1, corollaire 1.1). De plus, la section étant constante, le problème devient unidimensionnel et l'intégrale porte uniquement sur l'abscisse  $x$ . En utilisant les notations de la figure 1.3, les bornes de l'intégrale deviennent  $x_1$  et  $x_2$  :

$$\frac{d}{dt} A \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{1 + \epsilon_3(t)} dx = -A \left( \frac{1}{1 + \epsilon_3(t)} V_2 - \frac{1}{1 + \epsilon_2(t)} V_1 \right) \quad (1.17)$$

L'hypothèse rappelée ci-dessus nous permet de calculer rapidement l'intégrale :

$$\frac{d}{dt} A \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{1 + \epsilon_3(t)} dx = -A \frac{d}{dt} \frac{x_2 - x_1}{1 + \epsilon_3(t)} \quad (1.18)$$

Comme  $x_1 - x_2 = L$ , la longueur de la bande, (1.17) devient :

$$L \frac{d}{dt} \left( \frac{1}{1 + \epsilon_3(t)} \right) = - \left[ \frac{1}{1 + \epsilon_3(t)} V_2(t) - \frac{1}{1 + \epsilon_2(t)} V_1(t) \right] \quad (1.19)$$

Soit :

$$\frac{-L}{(1 + \epsilon_3(t))^2} \frac{d \epsilon_3(t)}{dt} = - \left[ \frac{1}{1 + \epsilon_3(t)} V_2(t) - \frac{1}{1 + \epsilon_2(t)} V_1(t) \right] \quad (1.20)$$

Ou encore :

$$L \frac{d \epsilon_3(t)}{dt} = (1 + \epsilon_3(t))^2 \left\{ \frac{1}{1 + \epsilon_3(t)} V_2(t) - \frac{1}{1 + \epsilon_2(t)} V_1(t) \right\} \quad (1.21)$$

Pour rendre cette forme exploitable, les allongements sont exprimés en fonction des contraintes imposées à la bande. On se reporte à la figure 1.3 pour connaître les efforts correspondant aux allongements relatifs  $\epsilon_2$  et  $\epsilon_3$ .

La loi de Hooke (1.3) de la page 21 nous donne :

$$T_1 = AE \epsilon_3 \quad (1.22)$$

$$T_0 = AE \epsilon_2 \quad (1.23)$$

Finalement, on retient donc :

$$\boxed{L \frac{dT_1}{dt} = (AE + T_1)^2 \left\{ \frac{V_2(t)}{AE + T_1} - \frac{V_1(t)}{AE + T_0} \right\}} \quad (1.24)$$

Pour arriver à cette expression, les variations de tension ont été calculées à partir des variations de masse. Etant donnée la loi de conservation des masses et la constance de la section, la quantité de matière, initialement exprimée par la masse, a été transcrite sous forme d'une variation de longueur, c'est à dire d'un allongement relatif. On propose maintenant une approche physiquement plus concrète du problème, en partant directement des variations de longueur.

### 1.2.3 Etude de la déformation dans la zone de glissement

Pour connaître les variations de l'effort de tension dans la bande, il nous suffit de dériver la loi de Hooke par rapport au temps. On obtient ainsi, l'expression des variations instantanées de tension. La loi générale ainsi dégagée doit ensuite être appliquée au transport de bande et à ses spécificités. Une étude du comportement du produit textile au passage sur un rouleau sera nécessaire.

Le but final de la modélisation est la synthèse d'une commande efficace des systèmes textiles. On cherchera donc les simplifications possibles pour faciliter l'analyse du modèle.

#### 1.2.3.1 Calcul de la dynamique de tension

La dynamique de tension s'exprime par les variations instantanées de cette grandeur. On calcule celle-ci par la dérivée temporelle de l'expression (1.3) de la tension. On écrit :

$$\frac{dT}{dt} = \frac{d}{dt} \left( AE \frac{L_f - L_i}{L_i} \right) \quad (1.25)$$

$$\frac{dT}{dt} = AE \frac{L_i \frac{d}{dt} (L_f - L_i) - \frac{dL_i}{dt} (L_f - L_i)}{L_i^2} \quad (1.26)$$

Symbole	Signification	(Unité)
$dL_{ie}$	Variation de longueur initiale (au repos) à l'entrée de la bande	(m)
$dL_{is}$	Variation de longueur initiale (au repos) à la sortie de la bande	(m)
$dL_{fe}$	Variation de longueur finale (ou étirée) à l'entrée de la bande	(m)
$dL_{fs}$	Variation de longueur finale (ou étirée) à la sortie de la bande	(m)
$dL_i$	Variation de longueur initiale résultante	(m)
$L$	Longueur totale de la bande	(m)
$V_1$	Vitesse linéaire de la bande au passage sur le rouleau d'entrée	(m/s)
$V_2$	Vitesse linéaire de la bande au passage sur le rouleau de sortie	(m/s)
$T_0$	Tension dans la bande précédente	(N)
$T_1$	Tension dans la bande considérée	(N)
$T_2$	Tension dans la bande suivante	(N)

TAB. 1.3 – Variables pour les bandes infinitésimales

A partir de ce point, deux cas de figure se présentent : soit la longueur initiale est constante (c'est les cas d'un élastique ou d'un ressort classique), soit c'est la longueur finale qui est constante (cas du transport de bande).

**Cas d'un ressort linéaire** la longueur  $L_i$  est constante. La longueur  $L_f$  est représentative de l'allongement. Si on note  $x_1$  l'abscisse de la première extrémité du ressort (extrémité supposée fixe),  $x_{20}$  l'abscisse de la deuxième extrémité à  $t = 0$  et  $x_2(t)$  son abscisse à l'instant  $t$ , alors les longueurs initiale et finale sont telles que :

$$\begin{cases} L_i &= x_{20} - x_1 \\ L_f &= x_2(t) - x_1 \end{cases}$$

L'équation (1.26) peut donc être simplifiée :

$$\frac{dT}{dt} = AE \frac{L_i \frac{d}{dt} (L_f - L_i) - \frac{dL_i}{dt} (L_f - L_i)}{L_i^2} \quad (1.27)$$

$$\frac{dT}{dt} = AE \frac{L_i \frac{d}{dt} (x_2(t) - x_{20})}{L_i^2} \quad (1.28)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{AE}{L_i} V_2 \quad (1.29)$$

Avec  $V_2$  la vitesse à l'extrémité du ressort. On retrouve là l'équation classique d'un ressort à spires non jointives,  $AE/L_i$  étant sa constante de raideur.

**Cas du transport de bande** Notre cas est plus délicat. En effet, c'est cette fois la longueur finale qui est constante, la longueur initiale est une fonction du temps.

Simplifions donc l'équation (1.26) en introduisant  $dL_f/dt = 0$ .

$$\frac{dT}{dt} = AE \frac{L_i \frac{d}{dt} (L_f - L_i) - \frac{dL_i}{dt} (L_f - L_i)}{L_i^2} \quad (1.30)$$

$$\frac{dT}{dt} = AE \frac{-L_i \frac{dL_i}{dt} - \frac{dL_i}{dt} (L_f - L_i)}{L_i^2} \quad (1.31)$$

Ou encore :

$$L_i^2 \frac{dT}{dt} = -AE L_f \frac{dL_i}{dt} \quad (1.32)$$

L'expression de  $L_i$  est connue à partir de la loi de Hooke. De (1.3), on tire :

$$L_i = AE \frac{L_f}{T_1 + AE} \quad (1.33)$$

Pour calculer les variations instantanées  $dL_i/dt$ , il faut remarquer que c'est au passage sur un rouleau que l'allongement de la bande est susceptible d'être modifié [PAG-00]. Nous étudierons la déformation à ce point particulier et aux deux extrémités de la bande. En effet, la variation de longueur initiale à un instant donné est le bilan de la matière entrante et sortante. Si  $dL_{ie}$  est la variation de longueur initiale à l'entrée et  $dL_{is}$  à la sortie, alors la quantité  $dL_i$  dont nous cherchons l'expression s'écrit :

$$dL_i = dL_{ie} - dL_{is} \quad (1.34)$$

Une étude assez fine du comportement de la bande sur rouleau est proposée par [KOC-00]. On en retient les conclusions essentielles, reprises dans [KOC-99a]. En s'appuyant sur la figure 1.4, on observe que le contact bande-rouleau se fait d'abord sur une zone d'adhérence de longueur  $a$  (zone définie par  $x \leq a$ ) puis sur une zone de glissement de longueur  $g$  (zone définie par  $a < x \leq a + g$ ). Dans la zone d'adhérence, la tension est celle de la bande précédente et la vitesse est celle du rouleau. La zone de glissement est le point central : c'est là que s'effectuent les changements de tension. La continuité des contraintes à l'intérieur de la bande impose une tension égale à celle de la zone d'adhérence en  $x = a$  et égale à celle de la bande suivante en  $x = a + g$ . Entre les deux, la tension varie suivant une loi exponentielle dépendant du coefficient d'adhérence  $\mu$ . La vitesse, elle, est indéterminée sur cette zone. Pour la connaître, il faudrait la caractéristique du contact bande-rouleau en termes de coefficient d'adhérence en fonction du glissement, il s'agit de courbes non-linéaires et principalement empiriques [PIE-02]. Tout en nous intéressant à cette zone de glissement, nous n'entrons pas dans les détails sur l'évolution de la tension le long du rouleau. Considérons simplement l'apport en matière (et donc les variations de longueur initiales) à l'entrée dans la zone de glissement.

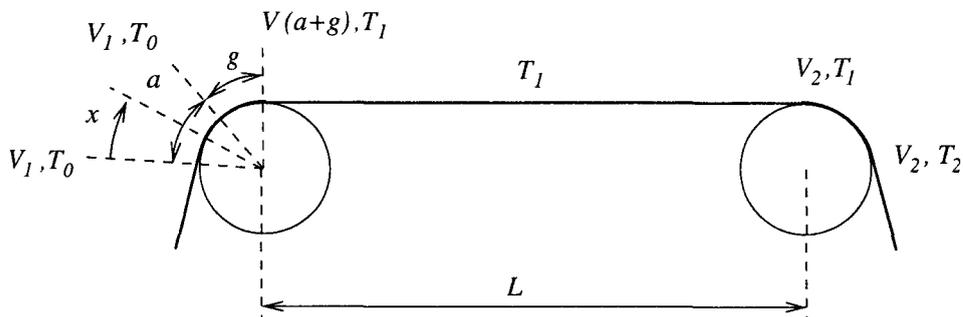


FIG. 1.4 – Contact bande-rouleau : adhérence et glissement

Pour cela, on isole le tronçon de bande à l'entrée de la zone de glissement (abscisse  $x = a$ ), de longueur initiale  $dL_{ie}$  infiniment petite. La bande infinitésimale ainsi considérée est soumise à une tension  $dT_e$ . Elle avance à la vitesse  $V_1$  (voir figure 1.5).

La continuité des contraintes à l'intérieur de la bande nous donne donc la relation suivante entre  $dT_e$  et la tension de la bande précédente :

$$dT_e = T_0 \quad (1.35)$$

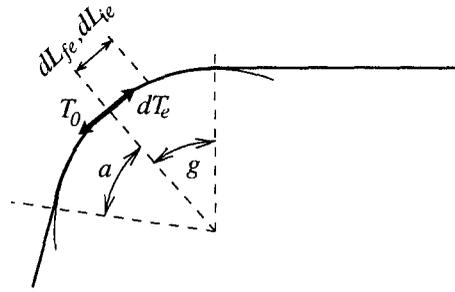


FIG. 1.5 – Tronçon infinitésimal sur la zone de glissement

La bande infinitésimale est soumise à la loi de Hooke sur l'élasticité, on peut donc exprimer sa tension  $dT_e$  en fonction de sa longueur initiale  $dL_{ie}$  et finale  $dL_{fe}$  :

$$dT_e = AE \frac{dL_{fe} - dL_{ie}}{dL_{ie}} \quad (1.36)$$

D'où :

$$dL_{ie} = AE \frac{dL_{fe}}{dT_e + AE} \quad (1.37)$$

Soit :

$$dL_{ie} = AE \frac{dL_{fe}}{T_0 + AE} \quad (1.38)$$

Si on observe maintenant la bande infinitésimale symétrique (à l'entrée de la zone de glissement sur la deuxième roue), on peut mener le même raisonnement. Les indices  $s$  désignent la sortie de la bande. Il vient donc,  $T_1$  étant la tension de la bande entre les rouleaux :

$$dL_{is} = AE \frac{dL_{fs}}{T_1 + AE} \quad (1.39)$$

La définition de  $dL_f$  en fonction des vitesses est utilisée pour le calcul de  $dL_i/dt$  : L'élément  $dL_{fe}$  passe à la vitesse  $V_1$  et  $dL_{fs}$  passe à la vitesse  $V_2$ . On peut donc écrire :

$$\frac{dL_{fe}}{dt} = V_1 \quad (1.40)$$

$$\frac{dL_{fs}}{dt} = V_2 \quad (1.41)$$

Ce qui se traduit par :

$$dL_{fe} = V_1 dt \quad (1.42)$$

$$dL_{fs} = V_2 dt \quad (1.43)$$

A partir de (1.38), (1.39), (1.42) et (1.43), on calcule la variation totale de longueur initiale (celle qui va provoquer une variation de tension de bande).

$$dL_i = dL_{ie} - dL_{is} \quad (1.44)$$

$$= AE \left\{ \frac{V_1 dt}{T_0 + AE} - \frac{V_2 dt}{T_1 + AE} \right\} \quad (1.45)$$

Soit :

$$\frac{dL_i}{dt} = AE \left\{ \frac{V_1}{T_0 + AE} - \frac{V_2}{T_1 + AE} \right\} \quad (1.46)$$

On sait que la longueur finale est  $L_f = L$ , on obtient donc l'expression différentielle régissant la variation de tension à partir des vitesses en remplaçant  $L_i$  et  $dL_i/dt$  par leur expression (c'est à dire (1.33) et (1.46)) et  $L_f$  par sa valeur dans (1.32) :

$$\boxed{L \frac{dT_1}{dt} = (T_1 + AE)^2 \left\{ \frac{V_2}{T_1 + AE} - \frac{V_1}{T_0 + AE} \right\}} \quad (1.47)$$

On retrouve évidemment la même expression de la tension que (1.24). Cette équation étant fortement non linéaire, son exploitation sera d'autant plus difficile. On peut la simplifier en utilisant une approximation.

**Hypothèse 1.3** *L'allongement relatif  $\epsilon$  est faible ( $\epsilon \ll 1$ ) [ITF-94a]* ◇

**Corollaire 3.1**  $1 + \epsilon \simeq 1$  ◇

**Corollaire 3.2**  $\frac{1}{1 + \epsilon} \simeq 1 - \epsilon$  ◇

Toutes les tensions (c'est à dire  $T_0$ ,  $T_1$  et  $T_2$ ) étant du même ordre de grandeur, la valeur du produit  $AE$  est telle que  $AE \gg T_0$  et  $AE \gg T_1$ .

On peut réécrire l'équation (1.47) sous la forme :

$$L \frac{dT_1}{dt} = \left( AE \left( 1 + \frac{T_1}{AE} \right) \right)^2 \left\{ \frac{1}{AE} \frac{V_2}{1 + \frac{T_1}{AE}} - \frac{1}{AE} \frac{V_1}{1 + \frac{T_0}{AE}} \right\} \quad (1.48)$$

L'hypothèse 1.3 permet alors d'écrire :

$$L \frac{dT_1}{dt} = AE^2 \frac{1}{AE} \left\{ \left[ V_2 - V_2 \left( \frac{T_1}{AE} \right) \right] - \left[ V_1 - V_1 \left( \frac{T_0}{AE} \right) \right] \right\} \quad (1.49)$$

Ou encore :

$$L \frac{dT_1}{dt} = [AE V_2 - V_2 T_1] - [AE V_1 - V_1 T_0] \quad (1.50)$$

Soit :

$$\boxed{L \frac{dT_1}{dt} = AE (V_2 - V_1) + V_1 T_0 - V_2 T_1} \quad (1.51)$$

Cette approximation est classique [PAG-00, SHI-91]. Néanmoins, elle n'est pas mathématiquement juste puisque appliquée après dérivation. Ce point est mis en évidence par [KOC-00] qui propose une autre formulation. Puisque l'approximation classique donne tout de même de bons résultats, c'est elle que nous utiliserons pour sa forme symétrique.

**Remarque 1** Cette expression nous donnera avant tout la structure de commande. Une fois les boucles de régulation mises en place, l'erreur d'approximation ne sera plus sensible.  $\square$

Deux équations, (1.47) et (1.51), sont obtenues pour le modèle d'une bande de matière élastique en défilement. La première est exacte mais complexe dans sa forme et la deuxième est approchée mais d'une forme plus simple. De celle-ci nous pouvons retrouver trois grandeurs influentes pour la tension : la différence de vitesses (comme dans le cas de l'élasticité linéaire) et deux produits tension-vitesse. Selon l'application

envisagée et la précision désirée, on préférera un modèle à l'autre. Il est donc judicieux de définir le domaine de validité des approximations utilisées.

### 1.2.3.2 Validité des approximations

Deux types d'approximation sont utilisés dans le calcul précédent. Pour vérifier leur validité, dans les deux cas nous traçons l'erreur relative en fonction de l'allongement :  $\varepsilon_r = f(\epsilon)$ .

**Calcul de l'erreur relative pour  $1 + \epsilon \simeq 1$**  L'erreur relative  $\varepsilon_r$  se définit comme l'erreur absolue rapportée à la valeur réelle. Ici on a donc :

$$\varepsilon_{r1} = \frac{(1 + \epsilon) - 1}{1 + \epsilon} \quad \text{soit :} \quad \varepsilon_{r1} = \frac{\epsilon}{1 + \epsilon}$$

L'erreur relative varie suivant une hyperbole et tend vers 1 quand  $\epsilon$  tend vers l'infini.

**Calcul de l'erreur relative pour  $\frac{1}{1 + \epsilon} \simeq 1 - \epsilon$**  Cette fois l'erreur relative s'écrit :

$$\varepsilon_{r2} = \frac{\frac{1}{1 + \epsilon} - (1 - \epsilon)}{\frac{1}{1 + \epsilon}} \quad \text{soit :} \quad \varepsilon_{r2} = \frac{1 - (1 - \epsilon^2)}{1 + \epsilon} (1 + \epsilon)$$

Finalement  $\varepsilon_{r2} = \epsilon^2$ . L'erreur relative est donc une parabole et tend vers l'infini quand  $\epsilon$  grandit.

Ces deux erreurs sont représentées ci-dessous (figure 1.6). Si on choisit de limiter l'erreur sur les approximations à 10% alors l'allongement relatif maximum assurant la validité de l'hypothèse 1.3 est  $\varepsilon_{\max} = 0,11$ . Cette valeur maximale d'allongement relatif ne sera jamais atteinte. En effet, le textile est généralement traité avec un allongement de l'ordre de 1/1000.

**Choix du modèle à utiliser : Modèle de simulation et modèle pour la commande** La simulation, pour qu'elle ait un intérêt, doit coller de très près au comportement du processus réel. Ainsi, pour observer le comportement mécanique des matériaux ou encore étudier très précisément les phénomènes physiques dans une machine électrique, on a recours à des modèles valables pour un minimum d'hypothèses. La résolution des équations associées est en général longue et lourde en calcul mais

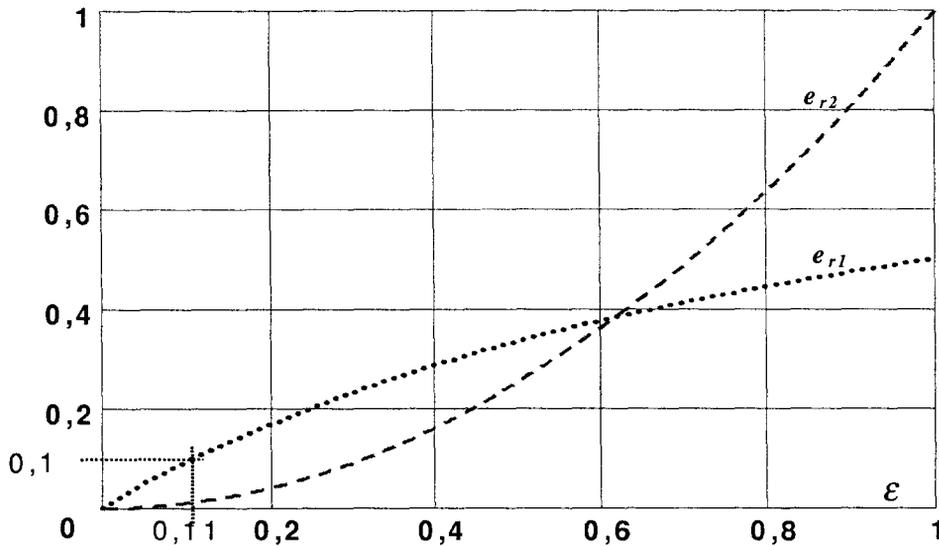


FIG. 1.6 – Erreurs en fonction de l'allongement relatif

produit un résultat très proche de la réalité. Par exemple, les modèles utilisant la résolution des équations de Maxwell par éléments finis sont précieux pour l'étude de circuits électromagnétiques en prenant en compte les non-linéarités des matériaux (saturation, hystérésis, etc.).

La commande d'un procédé est généralement équivalente à son inversion. La connaissance des phénomènes de causes à effets permet ainsi de produire la bonne cause pour obtenir l'effet souhaité. Puisque l'utilisation d'un modèle trop détaillé interdit son inversion explicite ou son utilisation en temps réel, on a souvent recours, dans l'objectif de la commande, à un modèle « allégé », valable sous certaines hypothèses, même assez fortes. Ainsi, pour la commande de la machine asynchrone, on préfère utiliser un modèle de type représentation de Park, dans un repère simplifiant les expressions, que de revenir aux équations de Maxwell locales pour chaque pièce du moteur.

La simplification apparaît de même nécessaire pour la loi de tension du fil. La loi présentée par l'équation (1.47) est assez complexe. Il serait difficile de l'inverser analytiquement dans un but de commande. En revanche, le résultat est très précis. Ce modèle sera donc très utile pour réaliser des simulations réalistes. L'équation (1.51) est nettement plus abordable d'un point de vue commande. En revanche, puisqu'elle n'est qu'une approximation il ne sera pas toujours judicieux de l'utiliser en simulation [KOC-00].

Le modèle analytique décrivant le comportement de la bande entre les rouleaux étant établi, on pourra par la suite obtenir le modèle d'un système de production textile complet. Avant d'aller plus avant dans la modélisation, il est intéressant d'utiliser une

représentation graphique des équations sous forme de graphe informationnel causal afin d'obtenir une plus grande lisibilité du processus.

### 1.2.4 Représentation causale de la bande élastique

Le modèle du procédé de défilement de matière élastique est déterminé sous forme d'équations différentielles. Le respect de la causalité intégrale en tant qu'unique causalité naturelle et physique nous invite à garder les deux formulations dans leur écriture actuelle ; c'est à dire, avec les fluctuations de tension qui apparaissent comme conséquences des vitesses. La représentation graphique d'un tel modèle se fait aisément grâce au Graphe Informationnel Causal, ce type de graphe n'autorisant que des relations rigides (atemporelles) ou des relations à causalité intégrale. Une présentation détaillée de ce formalisme peut être trouvée dans [GUI-01, HAU-96]. Pour une prise en main rapide, on peut se reporter à l'annexe A. Deux formulations différentes sont dégagées au paragraphe précédent pour le comportement dynamique de la tension, on recherche donc les deux graphes correspondants.

#### 1.2.4.1 Graphe du modèle élastique complet

On utilise les relations suivantes, chacune étant associée à un processeur graphique. La décomposition de l'équation (1.47) permet de mieux saisir les différentes grandeurs influentes. Pour cela, on définit les variables intermédiaires  $A_i$ , rapports  $\text{effort/vitesse}$ .

$$\begin{aligned} \mathfrak{R}_1 : A_1 &= \frac{V_1}{AE + T_0} \\ \mathfrak{R}_2 : A_2 &= \frac{V_2}{AE + T_1} \\ \mathfrak{R}_3 : \frac{dT_1}{dt} &= \frac{1}{L} (AE + T_1)^2 \{A_2 - A_1\} \end{aligned}$$

Le graphe en figure 1.7 prend donc la forme globale d'une élasticité.

#### 1.2.4.2 Graphe du modèle élastique approché

Le graphe de la deuxième équation permettra de faire ressortir plus explicitement les grandeurs importantes pour la commande. Les relations qui lui sont associées utilisent la notation  $(FV)_i$  pour désigner un produit *force*  $\times$  *vitesse*.

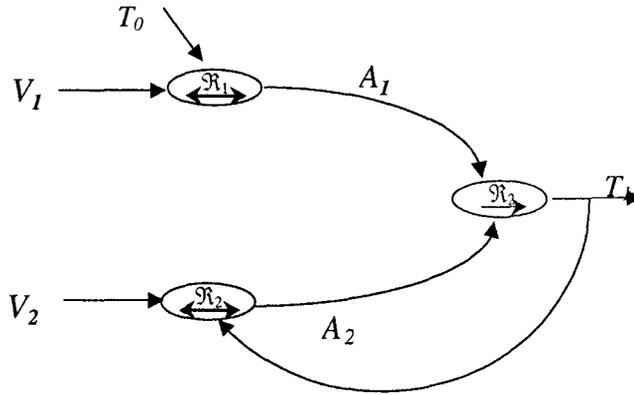


FIG. 1.7 – GIC du comportement élastique de la bande

$$\begin{aligned}
 \mathfrak{R}_1 &: (FV)_1 = T_0 V_1 \\
 \mathfrak{R}_2 &: (FV)_2 = T_1 V_2 \\
 \mathfrak{R}_3 &: \Delta V = V_2 - V_1 \\
 \mathfrak{R}_4 &: \frac{dT_1}{dt} = \frac{1}{L} \{AE \Delta V + (FV)_1 - (FV)_2\}
 \end{aligned}$$

Le GIC correspondant est en Figure 1.8, il laisse apparaître les trois grandeurs d’actions pour la tension : la différence de vitesses et deux produits force  $\times$  vitesse.

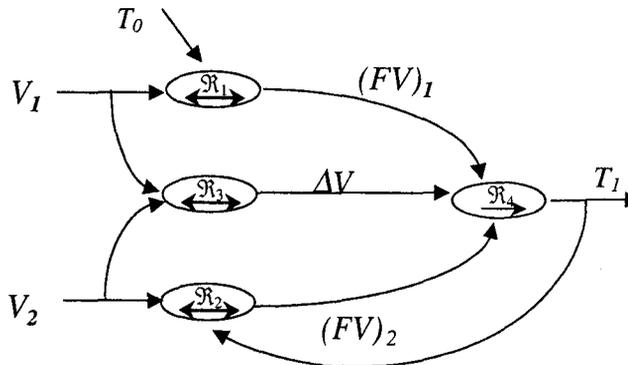


FIG. 1.8 – GIC du modèle approché

### 1.3 Conclusion

La modélisation d’un système textile en vue de sa commande nécessite une certaine expertise du milieu. La description des diverses machines d’un atelier textile montre l’importance des systèmes de défilement et d’enroulement dans la chaîne de production.

La maîtrise de la tension du produit et de sa vitesse linéaire étant un dénominateur commun à chaque procédé, il était indispensable de mieux connaître le comportement dynamique d'une bande de textile.

Une approche originale, fondée sur des constatations physiques aboutit au résultat classiquement démontré par la mécanique des milieux continus. Le modèle dégagé est une relation mathématique décrivant les variations de la tension de bande en fonction des vitesses linéaires à ses extrémités. Deux formulations permettront de dégager facilement une structure de commande (grâce à l'expression approchée) mais aussi de simuler la tension dans la bande d'une manière précise avec l'équation complète.

Le comportement ainsi décrit est au cœur des procédés textiles. Avant de passer à la commande d'une application particulière, la bande textile doit donc être remise dans son contexte particulier. Le système général de la figure 1.1 doit à son tour être modélisé. Le choix d'une application particulière et de son cahier des charges propre sera l'occasion de montrer comment utiliser les expressions précédemment démontrées.

## Chapitre 2

# Modélisation de systèmes de production textiles

Comme on a pu le constater dans la description des divers procédés textiles d'un atelier (chapitre 1), il semble apparaître un schéma assez répétitif dans la partie mécanique des machines textiles. De tels systèmes de production peuvent ainsi être représentés par un ensemble de rouleaux sur lesquels défile une matière élastique. Certains de ces rouleaux sont motorisés pour assurer un entraînement, d'autres viennent simplement en support. Pour simplifier l'étude de ces systèmes textiles, on est amené à chercher un système générique.

Le système d'étude doit être représentatif de l'ensemble des systèmes de production à base de transport de bande. Sa modélisation précise permettra diverses applications. On cherchera donc à rester au maximum dans le cas général, que ce soit pour le modèle mathématique ou sa représentation graphique. Ce système générique sera vue comme une cellule élémentaire permettant de reconstruire le modèle de systèmes plus complexes. Un exemple d'application à un cas de système réel est ensuite étudié. La broche de bobinoir fera ainsi l'objet d'une description et d'une modélisation. Le cahier des charges présenté servira de référence pour l'élaboration de la commande

### 2.1 La cellule élémentaire étudiée

Le système réduit étudié doit être représentatif de l'ensemble des systèmes de production textiles. Ainsi, le modèle établi pour cette cellule élémentaire doit pouvoir se reproduire et se concaténer pour fournir le modèle d'un système global. La cellule

à trois rouleaux est celle qui répond à ces critères [HUA-99] et c'est à partir de sa description que nous définirons les notations essentielles pour la suite.

### 2.1.1 La cellule élémentaire

Le système minimal pour représenter le procédé textile contient trois rouleaux [HUA-99] qui délimitent ainsi le produit en quatre bandes (voir fig. 2.1).

La tension de la bande  $i$  est notée  $T_i$ . elle produit un couple moteur sur le rouleau en amont et résistant sur le rouleau en aval. Pour ne pas alourdir la figure, les efforts correspondants ne sont pas représentés. Conformément aux usages dans l'étude du transport de bande, seule la tension  $T_i$  de la bande est indiquée [KOC-00, PAG-00, HUA-99].

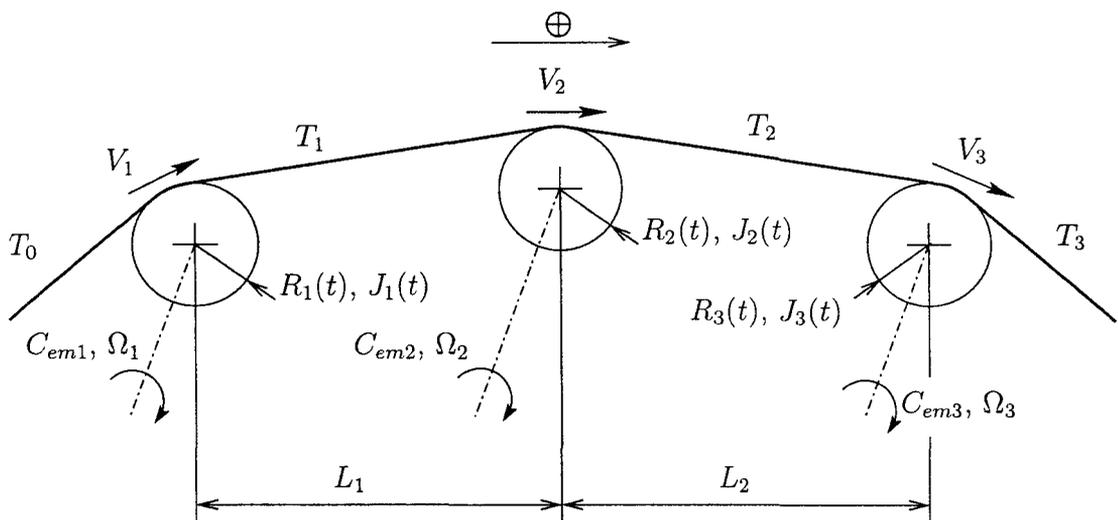


FIG. 2.1 - Cellule élémentaire utilisée pour l'étude

Les rouleaux sont ici considérés avec un rayon et une inertie variables et pourront donc par la suite représenter n'importe quel élément de la chaîne.

### 2.1.2 Définitions utiles

Avant de passer à la modélisation du système, il est nécessaire de définir ses différentes composantes et d'adopter une notation pour les paramètres et variables utilisés.

### 2.1.2.1 Vocabulaire utilisé

Le produit textile est un milieu continu, il passe sur différents rouleaux. La **bande** désigne la section de matière en défilement entre deux rouleaux. Les caractéristiques mécaniques de chaque bande sont les suivantes :

- sa longueur  $L$  (m) : distance entre deux rouleaux (m),
- sa vitesse de défilement  $V$  (m/s) : vitesse linéaire de la bande,
- sa tension  $T$  (N) : l'effort de tension dû à l'élasticité.

Dans la cellule élémentaire, tous les rouleaux sont « intermédiaires » : il existe une bande de produit de part et d'autre du rouleau. Celui-ci peut être un support motorisé ou non. Toutefois, pour rester dans un cas assez général, son couple moteur sera considéré *a priori* non nul dans la modélisation, c'est donc un rouleau **tracteur**. Ses rayon et inertie sont théoriquement constants. Toutefois, dans la cellule élémentaire ils sont considérés non stationnaires afin que les rouleaux puissent jouer n'importe quel rôle lors de la modélisation d'un système réel.

En effet, en plus des rouleaux tracteurs, les systèmes à transport de bande utilisent un dérouleur et un enrouleur. On appelle **dérouleur** le rouleau porteur de la matière première, **l'enrouleur** est le rouleau à l'autre extrémité, il porte le produit fini. Ces deux rouleaux ont des caractéristiques non stationnaires : leur masse et rayon évoluent durant le cycle de production.

### 2.1.2.2 Définition des variables et paramètres

La liste des variables et paramètres utilisés se trouve en table 2.1. On y retrouve la liste déjà utilisée au chapitre 1, augmentée des grandeurs mécaniques habituelles (couple, inertie, etc.) Cette liste sera utilisée et complétée lors de la modélisation.

### 2.1.3 Applications de la cellule étudiée

Cette cellule est à elle seule assez générale pour obtenir plusieurs configurations. A titre d'exemple, on considère quelques cas possibles :

- Si la roue intermédiaire n'est pas motorisée, alors la mise en équations restera la même et il suffira d'imposer un couple moteur nul sur cette roue.
- Le système de transport de bande le plus simple est constitué d'un dérouleur, d'un rouleau tracteur et d'un enrouleur. Un tel système peut aussi être la base de la modélisation de certains procédés textiles tels que le tissage, l'encollage, etc.

Symbole	Signification	(Unité)
$A$	Section du tissu ou du fil	(m <sup>2</sup> )
$C_{em}$	Couple électromagnétique	(Nm)
$C_r$	Couple résistant	(Nm)
$F$	Effort transmis par un moteur	(N)
$J$	Moment d'inertie	(Kgm <sup>2</sup> )
$L$	Longueur de bande	(m)
$R$	Rayon	(m)
$T$	Tension dans le tissu	(N)
$V$	Vitesse linéaire	(m/s)
$\Omega$	Vitesse de rotation	(rad/s)

TAB. 2.1 – Variables et paramètres

Cela revient à garder le cas général (fig. 2.1) sans les bandes zéro et trois<sup>1</sup>. Pour la roue intermédiaire, il suffit de remplacer les rayons et inerties variables par des constantes :  $R_i(t) = R_i$  et  $J_i(t) = J_i$ .

- Pour obtenir un dérouleur-enrouleur simple, on ne considère que deux rouleaux successifs.
- L'extension à davantage de rouleaux tracteurs se fera de manière naturelle à partir du modèle mathématique ou de sa représentation graphique.

## 2.2 Modèle d'un système textile

Comme nous l'avons montré lors de la description, la modélisation d'un système textile complet peut se limiter à celui de la cellule élémentaire. Plusieurs de ces cellules pourront ensuite être assemblées entre elles, plus ou moins directement. Le premier travail consiste donc à la modélisation complète de cette cellule.

<sup>1</sup>Dans ce cas,  $T_0$  représente la tension du produit sur le rouleau dérouleur, elle ne donc produit pas de couple mais intervient dans le calcul de la tension  $T_1$ ;  $T_3$  n'existe pas; pour la mise en équation, on prend  $T_3 = 0$

## 2.2.1 Equations mécaniques pour la cellule élémentaire

Le modèle mécanique global dépend du comportement dynamique de chaque composant. Chacun des moteurs impose un couple électromagnétique et chaque bande réalise un couplage mécanique entre deux rouleaux. Il s'agit donc maintenant de déterminer les équations mécaniques régissant le comportement des trois rouleaux. Quant au modèle propre de la bande, il a déjà été détaillé lors de l'étude du procédé textile, au chapitre 1.

### 2.2.1.1 Equilibre dynamique des arbres moteurs

Quelques hypothèses nous permettent de simplifier les équations du modèle. Ce contexte d'étude posé, il restera à écrire les expressions classiques de la dynamique.

**Hypothèses préalables à la modélisation** Les phénomènes mécaniques présents dans le transport de bande sont nombreux et complexes. Leur étude est assez ancienne et l'expérience acquise montre que certaines simplifications sont parfaitement justifiées.

**Glissement de la bande** Deux types d'entraînement apparaissent généralement dans la chaîne mécanique : la friction pour une roue intermédiaire et la traction pour des rouleaux enrouleur et dérouleur. Pour un entraînement par friction il existe un glissement. Celui-ci se traduit par une vitesse différente entre l'organe entraînant (le rouleau) et l'organe entraîné (la bande). Au niveau des efforts, cette différence apparaît entre la force développée par le moteur  $F = C_{em}/R$  et la force réellement transmise à la bande [PIE-02]. Comme cela a été détaillé au chapitre précédent, la zone de glissement permet essentiellement les changements de tension entre deux bandes successives. D'une manière microscopique, ce glissement a contribué à déterminer les variations de tension. En revanche, avec un regard macroscopique sur l'aspect système, on considère que la vitesse du produit est bien celle du rouleau. On admettra donc que cet effet de glissement est négligeable dans notre cas [HUA-99] [PAG-00].

**Hypothèse 2.1** *Le phénomène de glissement au niveau des roues intermédiaires est négligeable.* ◇

**Frottements sur les arbres** On montre qu'une modélisation fine requiert des frottements en fonction des degrés zéro à trois des vitesses de rotation (les frottements secs et trois composantes de frottements « visqueux ») [KOC-00]. Néanmoins, dans le

souci de dégager un modèle assez simple pour la commande, nous considérons que les frottements sont uniquement visqueux, dépendant de la vitesse à l'ordre un [PAG–00].

**Hypothèse 2.2** *Les frottements secs et les frottements visqueux dépendant de la vitesse à un degré supérieur à un sont négligeables.*  $\diamond$

**Non-stationnarités** Ce type d'application utilise un moment d'inertie et des rayons variables puisque la quantité de matière sur le dérouleur diminue alors qu'elle croît sur l'enrouleur tout au long du cycle de production. Ils seront notés  $R_i(t)$  et  $J_i(t)$ . Ces paramètres sont non stationnaires. Néanmoins, leur évolution est lente devant les régimes transitoires de vitesse et de tension. On peut donc négliger ces phénomènes lors d'une première approche ou l'étude d'un simple démarrage. En revanche pour une étude plus fine et notamment sur une durée plus longue, nous devons donc chercher un modèle pour prendre en compte, au mieux, leur loi de variation.

**Hypothèse 2.3** *Les variations des rayons et des inerties sont très lentes devant les dynamiques de vitesse.*  $\diamond$

**Conventions de signe** La cellule élémentaire doit rester la plus générale possible. De plus, plusieurs de ces systèmes unitaires sont susceptibles d'être assemblés par concaténation. Pour respecter ces conditions, nous choisissons une convention commune pour tous les composants de la cellule élémentaire. Comme l'illustre la figure 2.1 page 40, toutes les vitesses sont comptées positivement et les couples sont tous moteurs. Dans une application classique dérouleur–tracteur–enrouleur,  $C_{em1}$  agit en fait comme un frein, il serait donc négatif.

**Présence de réducteurs** Dans l'industrie textile, les accouplements moteur–charge sont très variés. En général, il existe toujours un système réducteur, qu'il soit à courroie, à engrenage ou plus complexe. Pour éviter d'alourdir inutilement les équations associées à la cellule élémentaire, on parlera de moto-réducteurs. On évite alors la présence de rapport de réduction et de paramètres équivalents dans les équations. En revanche, lors de l'application à un système particulier, le réducteur devra être pris en compte. Les équations associées seront alors rappelées.

**Mise en équations** Compte tenu des hypothèses et conventions choisies, l'équilibre dynamique s'exprime ainsi [BON-97] :

$$\frac{d}{dt} [J_1(t)\Omega_1] = C_{em1} + R_1(t) (T_1 - T_0) - f_1\Omega_1 \quad (2.1)$$

$$\frac{d}{dt} [J_2(t)\Omega_2] = C_{em2} + R_2(t) (T_2 - T_1) - f_2\Omega_2 \quad (2.2)$$

$$\frac{d}{dt} [J_3(t)\Omega_3] = C_{em3} + R_3(t) (T_3 - T_2) - f_3\Omega_3 \quad (2.3)$$

L'hypothèse 2.3 permet de réécrire (2.1) :

$$J_1 \frac{d\Omega_1}{dt} = C_{em1} + R_1 (T_1 - T_0) - f_1\Omega_1 \quad (2.4)$$

Ou encore, dans le domaine des déplacements linéaires ( $\Omega = v/R$ ) :

$$J_1 \frac{dV_1}{dt} = R_1 C_{em1} + R_1^2 (T_1 - T_0) - f_1 V_1 \quad (2.5)$$

$$J_2 \frac{dV_2}{dt} = R_2 C_{em2} + R_2^2 (T_2 - T_1) - f_2 V_2 \quad (2.6)$$

$$J_3 \frac{dV_3}{dt} = R_3 C_{em3} + R_3^2 (T_3 - T_2) - f_3 V_3 \quad (2.7)$$

On remarque déjà que la vitesse aux extrémités d'une bande n'est pas naturellement indépendante de sa tension. Le couplage mécanique apparaît entre les actionneurs par la présence d'une grandeur mécanique commune (la tension de la bande). Pour obtenir le modèle mécanique complet du système textile, il faut maintenant introduire l'expression de la tension de bande en fonction des vitesses imposées aux extrémités.

### 2.2.1.2 Comportement dynamique des deux bandes

Au chapitre précédent, nous avons établi l'expression de la tension d'une bande entre deux rouleaux. Cette modélisation est appliquée à la cellule élémentaire en considérant cette fois deux bandes. A partir de l'équation (1.47) on déduit les expressions ci-dessous

qui traduisent le comportement propre des bandes.

$$L_1 \frac{dT_1}{dt} = (T_1 + AE)^2 \left\{ \frac{V_2}{T_1 + AE} - \frac{V_1}{T_0 + AE} \right\} \quad (2.8)$$

$$L_2 \frac{dT_2}{dt} = (T_2 + AE)^2 \left\{ \frac{V_3}{T_2 + AE} - \frac{V_2}{T_1 + AE} \right\} \quad (2.9)$$

On peut également utiliser l'approximation (1.51) de la page 33 :

$$L_1 \frac{dT_1}{dt} = AE (V_2(t) - V_1(t)) + T_0 V_1(t) - T_1 V_2(t) \quad (2.10)$$

$$L_2 \frac{dT_2}{dt} = AE (V_3(t) - V_2(t)) + T_1 V_2(t) - T_2 V_3(t) \quad (2.11)$$

Aux équations de l'équilibre dynamique des arbres moteur, (2.5), (2.6) et (2.7), s'ajoutent ces deux nouvelles relations pour la tension des bandes, (2.10) et (2.11). L'ensemble constitue la représentation mathématique de modèle global. On obtient alors un système de cinq équations différentielles avec cinq inconnues (trois vitesses et deux tensions).

## 2.2.2 Modèle complet de la cellule

Nous avons défini le modèle mathématique pour la partie mécanique de la cellule élémentaire. Les équations différentielles du système obtenu sont paramétrées par des grandeurs non stationnaires. La définition de ces paramètres et de leur loi de variation nous mèneront au modèle mathématique complet de la cellule élémentaire.

Pour plus de clarté, des formalismes graphiques, de type graphes de causalité et Représentation Énergétique Macroscopique, seront ensuite associés au modèle mathématique (voir annexe A).

### 2.2.2.1 Détermination des paramètres non stationnaires

Dans le cas de l'application de la cellule élémentaire à un système comportant un enrouleur et/ou un dérouleur, la quantité de matière présente sur les rouleaux n'est pas constante. Certains paramètres sont donc non-stationnaires ; en particulier le rayon des rouleaux ainsi que leur masse (donc le moment d'inertie) vont évoluer au cours du

temps. Ces phénomènes peuvent être décrits avec assez de précision. Par exemple, des travaux effectués dans le cas d'une encolleuse textile aboutissent à une expression de l'inertie et du rayon sous la forme d'un polynôme du second degré en  $\theta_e$ , l'intégrale de la vitesse de rotation [BOU-84]. Cette formulation est lourde et comporte beaucoup de paramètres à identifier. Elle est de plus très dépendante des spécificités de l'encolleuse. Afin de garder l'idée d'un système de production textile général, nous recherchons une autre écriture du rayon et de l'inertie.

Considérons, le profil du rouleau comme un disque initial de rayon  $R_0$  et une couronne de rayon intérieur  $R_0$  et extérieur  $R(t)$  (cf figure 2.2). La surface de cette couronne est alors équivalente à celle d'un rectangle ayant pour largeur l'épaisseur de bande et pour longueur la longueur embobinée (soit l'intégrale de la vitesse linéaire  $V$  à l'entrée de la bobine).

**Remarque 2** *On s'éloigne ici du cas général, en effet, si on enroule du fil, il faut tenir compte de sa répartition sur la largeur de la bobine et du chevauchement des couches pour le calcul de la longueur de fil bobiné. Admettons simplement, qu'on peut toujours considérer une longueur enroulée équivalente pour les calculs qui suivent.* □

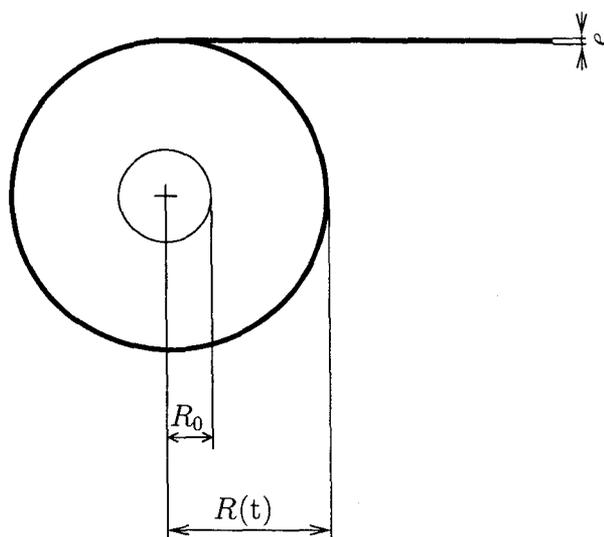


FIG. 2.2 – Profil d'un rouleau à rayon variable

L'aire  $S$  de la surface d'une couronne se calcule classiquement par la formule  $S = \pi (R^2 - R_0^2)$ . On peut donc en tirer [PAG-00, SEU-00] :

$$R(t) = \sqrt{R_0^2 + \frac{e(t) \int V dt}{\pi}} \quad (2.12)$$

ou, en considérant l'épaisseur  $e$  constante :

$$R(t) = \sqrt{R_0^2 + \frac{e L_{enr}}{\pi}} \quad (2.13)$$

avec  $L_{enr}$  la longueur de bande enroulée.

De la même manière, on peut détailler l'inertie  $J(t)$ . Rappelons que l'inertie d'un cylindre creux dépend de ses rayons interne et externe, de sa masse volumique  $\rho$  et de sa hauteur, ici la largeur  $l$  de la bobine [BON-97].

$$J = \frac{\pi \rho l}{2} (R^4 - R_0^4) \quad (2.14)$$

L'inertie d'un rouleau dérouleur ou enrouleur est la somme de son inertie à vide  $J_0$  (c'est celle de l'arbre moteur) et de l'inertie variable, fonction du rayon  $R(t)$ .

$$J(t) = J_0 + \frac{\pi \rho l}{2} (R^4(t) - R_0^4) \quad (2.15)$$

**Remarque 3** *En cas de besoin, il est plus avantageux de mesurer directement le rayon par exemple avec un système de capteur à ultrasons que d'utiliser l'expression (2.13) comme estimateur. Cette mesure est courante dans certains systèmes textiles.*  $\square$

### 2.2.2.2 Modèle mécanique final

Les expressions (2.16) à (2.22) constituent le modèle mathématique du processus global. Elles regroupent :

- Les équations de l'équilibre dynamique sur les arbres moteurs, (2.16) à (2.18),
- Les équations approchées traduisant le comportement du textile, (2.19) et (2.20),

- Les équations de variations des paramètres, (2.21) à (2.23)<sup>2</sup>.

$$J_1 \frac{dV_1}{dt} = R_1 C_{em1} + R_1^2 (T_1 - T_0) - f_1 V_1 \quad (2.16)$$

$$J_2 \frac{dV_2}{dt} = R_2 C_{em2} + R_2^2 (T_2 - T_1) - f_2 V_2 \quad (2.17)$$

$$J_3 \frac{dV_3}{dt} = R_3 C_{em3} + R_3^2 (T_3 - T_2) - f_3 V_3 \quad (2.18)$$

$$L_1 \frac{dT_1}{dt} = AE (V_2 - V_1) + T_0 V_1 - T_1 V_2 \quad (2.19)$$

$$L_2 \frac{dT_2}{dt} = AE (V_3 - V_2) + T_1 V_2 - T_2 V_3 \quad (2.20)$$

$$R_i(t) = \sqrt{R_{0i}^2 + \frac{e L_{enr}}{\pi}} \quad (2.21)$$

$$J_i(t) = J_0 + \frac{\pi \rho l}{2} (R_i^4(t) - R_{0i}^4) \quad (2.22)$$

$$L_{enr} = \int V_i dt \quad (2.23)$$

### 2.2.2.3 Représentation causale du système

Les relations utilisées dans le GIC de la figure 2.3 seront :

$\mathfrak{R}_1 : J_1 \frac{d\Omega_1}{dt} = C_{em1} - C_{r1} - f_1 \Omega_1$	$\mathfrak{R}_4 : J_2 \frac{d\Omega_2}{dt} = C_{em2} - C_{r2} - f_2 \Omega_2$	$\mathfrak{R}_7 : J_3 \frac{d\Omega_3}{dt} = C_{em3} - C_{r3} - f_3 \Omega_3$
$\mathfrak{R}_2 : V_1 = R_1 \Omega_1$	$\mathfrak{R}_5 : V_2 = R_2 \Omega_2$	$\mathfrak{R}_8 : V_3 = R_3 \Omega_3$
$\mathfrak{R}_3 : C_{r1} = R_1 F_{r1}$	$\mathfrak{R}_6 : C_{r2} = R_2 F_{r2}$	$\mathfrak{R}_9 : C_{r3} = R_3 F_{r3}$
$\mathfrak{R}_{10} : L_1 \frac{dT_1}{dt} = AE (V_2 - V_1) + T_0 V_1 - T_1 V_2$		$\mathfrak{R}_{11} : L_2 \frac{dT_2}{dt} = AE (V_3 - V_2) + T_1 V_2 - T_2 V_3$
$\mathfrak{R}_{12} : F_{r1} = T_0 - T_1$	$\mathfrak{R}_{13} : F_{r2} = T_1 - T_2$	$\mathfrak{R}_{14} : F_{r3} = T_2 - T_3$

<sup>2</sup> Ces équations sont à prendre en compte en cas de rouleau à rayon et inertie variables (typiquement enrouleur ou dérouleur)



oblique) représente les variables d'état, ils permettent de connecter deux sources de même nature en réalisant une adaptation par stockage d'énergie. Les couplages entre plusieurs chaînes de conversions sont symbolisés par un entrelacement des éléments couplés [SMM-00b].

Plutôt que de représenter directement la cellule élémentaire dans un diagramme complexe, on détaille d'abord les parties électrique puis mécanique séparément. Le système à modéliser est représenté dans son ensemble, partie électrique et mécanique, dans la figure 2.4. On retrouve, pour la partie électrique, trois ensembles convertisseur-machine couplés sur le bus continu. Les différentes variables et grandeurs électriques apparaissant sur le schéma de la figure 2.4 sont définies par les notations de la table 2.2.

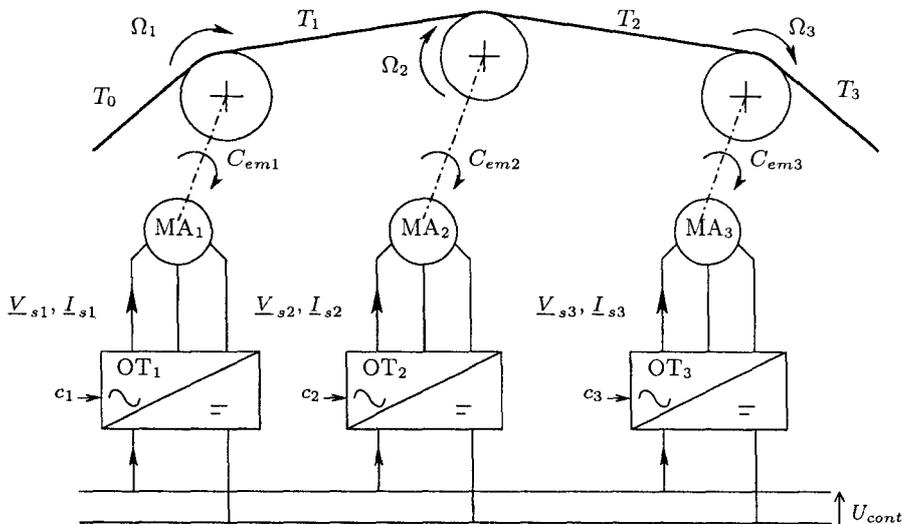


FIG. 2.4 – Système d'étude

Symbole	Signification	(Unité)
$U_{cont}$	Tension du bus continu	(V)
$i_{OT}$	Courant absorbé par un onduleur de tension	(A)
$v_s$	Tension d'une phase statorique de Machine Asynchrone	(V)
$i_s$	Courant statorique de ligne	(A)
$e_s$	Force électromotrice d'une phase statorique	(V)

TAB. 2.2 – Notations pour la partie électrique

### 2.2.3.1 REM de la partie électrique

On admet en premier lieu qu'une seule source d'énergie continue est disponible pour alimenter les trois blocs Convertisseur-Machine. Il s'agit d'un bus continu commun qui réalise ainsi un premier couplage électrique. Ce couplage pourra éventuellement être négligé plus tard, en fonction des caractéristiques de cette alimentation continue [SMM-00a]. On admettra de même que les trois convertisseurs ne présentent pas entre eux de couplages particuliers (onduleur dégradé, par exemple).

Les moteurs d'entraînement peuvent être de n'importe quel type à ce stade de notre approche, néanmoins, afin de fixer les notations, les machines sont choisies asynchrones. Elles sont indépendantes, leur symbolisation fait apparaître un bloc d'accumulation (correspondant à la fonction des enroulements statoriques) et un élément de conversion. La sortie de ce premier schéma est donc un groupe de trois sources mécaniques réceptrices de couple et génératrices de vitesse. Ces sources sont supposées indépendantes pour cette partie.

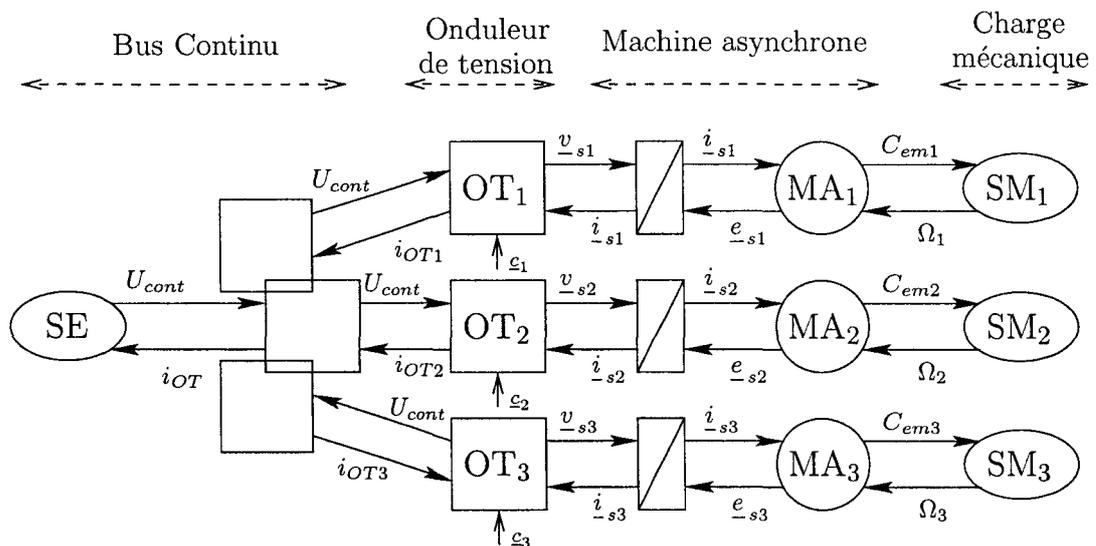


FIG. 2.5 – REM de la partie électrique

### 2.2.3.2 REM de la partie mécanique

La REM correspond à un encapsulage du GIC, on repère donc les éléments essentiels sur le graphe de la figure 2.3. Les couplages mécaniques y étaient mis en évidence par les bulles grisées. Des éléments de conversion imbriqués représentent ces couplages sur la figure 2.6. Les sources mécaniques correspondent aux moteurs asynchrones et aux bandes adjacentes.

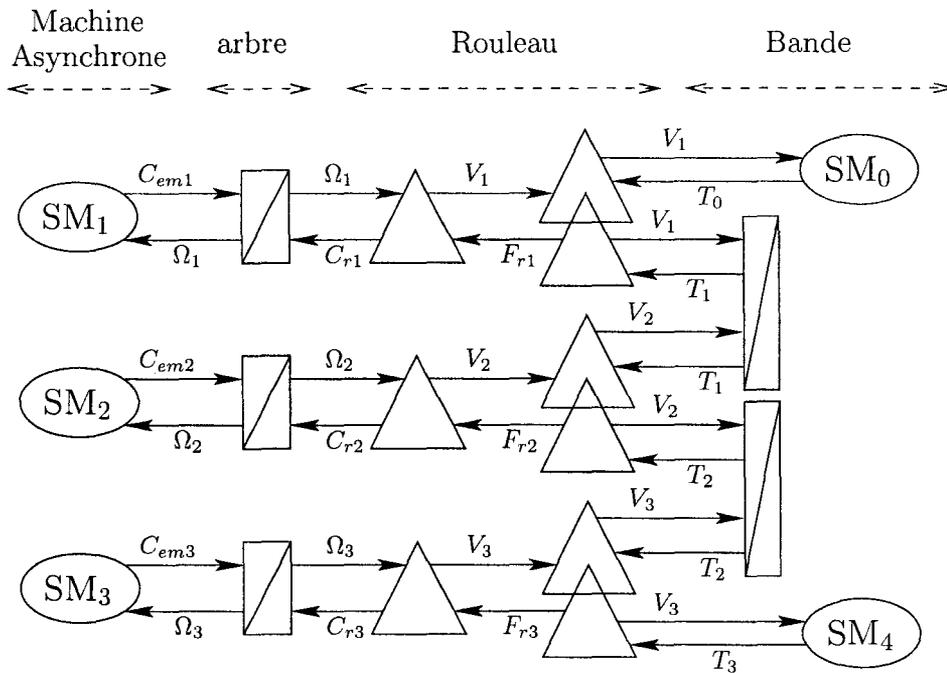


FIG. 2.6 – REM de la partie mécanique

### 2.2.3.3 Représentation globale

Les deux parties du macromodèle sont maintenant assemblées pour obtenir la représentation de la cellule complète (figure 2.7).

Le schéma fait bien ressortir les trois chaînes de conversion électromécanique ainsi que quatre couplages. Un rouleau intermédiaire assure une fonction de répartition de l'énergie, il est en effet utile à la production du couple {tension, vitesse} pour deux bandes. Quand plusieurs bandes se succèdent, les rouleaux tracteurs jouent donc le rôle d'éléments de couplage entre deux bandes adjacentes. On comprend qu'il était judicieux d'étudier une cellule élémentaire avec roue intermédiaire (§ 2.1) plutôt qu'un simple enrouleur-dérouleur. Ce dernier processus est un cas particulier non représentatif de l'ensemble des systèmes de production textile.

### 2.2.4 Conclusion sur le modèle générique

La modélisation des systèmes multimachines-multiconvertisseurs pour l'industrie textile a fait jusqu'ici l'objet d'une étude générale sous l'aspect système. Elle a débouché d'une part sur un système générique appelé « cellule élémentaire » et d'autre part sur un modèle mathématique à base d'équations différentielles. Celui-ci décrit l'évolution des différentes grandeurs de la partie mécanique d'un système textile.

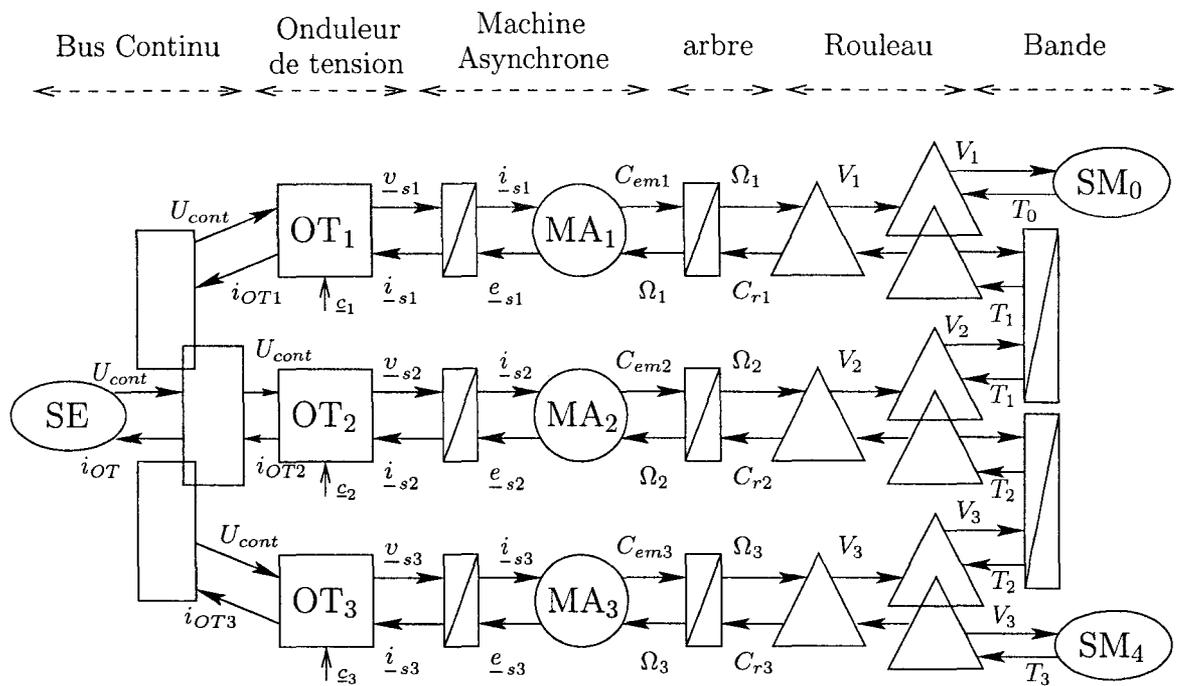


FIG. 2.7 – REM du système complet

Les formalismes utilisés pour mettre en évidence les couplages ainsi que la causalité du processus sont bien adaptés pour synthétiser une structure de commande [HAU-96, SMM-00b, BOU-00]. Un cahier des charges est maintenant dégagé, à partir d'un système de production textile réel.

## 2.3 Application à la broche de bobinoir

Après la phase générale de modélisation, un processus textile typique est ciblé, il s'agit du bobinoir utilisé dans le domaine de la filature [SCH-01, CHA-02c]. Nous commençons par une définition précise du cahier des charges à partir de la description du processus réel. Le modèle générique précédemment proposé sera ensuite appliqué à ce système particulier, en vue de son analyse et de sa commande.

### 2.3.1 Processus étudié

L'application considérée est une cellule de bobinoir. Le but d'un bobinoir de l'industrie textile est de collecter le fil présent sur des bobines de faible rayon (fond de bobines) et de le transférer vers des bobines initialement vides. Le rayon final de

ces dernières sera plus important. Ainsi elles seront calibrées en vue de l'ourdissage. La description détaillée du bobinoir nous amènera à établir un cahier des charges, compromis entre la réalité du milieu industriel et l'environnement expérimental.

### 2.3.1.1 Description du bobinoir [SCH-01, CHA-02c]

Le bobinoir est une machine comprenant une quarantaine de processus élémentaires identiques. Chaque élément de bobinage s'appelle une broche. Toutes les broches sont connectées au même automate mais commandées indépendamment ; la figure 2.8 présente schématiquement une de ces cellules. Le déroulement est non motorisé, non freiné : une bobine verticale est dévidée. La tension du fil à ce point peut donc être considérée nulle. Le fil passe ensuite entre un rouleau « presseur » et rouleau motorisé par servo-moteur ; ce dispositif assure la mise en tension du fil. Une cellule optique détecte une éventuelle casse du fil. Dans ce cas, le bobinage est interrompu et il faut nouer le fil. Cette opération peut être faite par la machine elle-même ou par l'opérateur, suivant les modèles. Le guide-fil répartit la matière sur toute la largeur de la bobine.

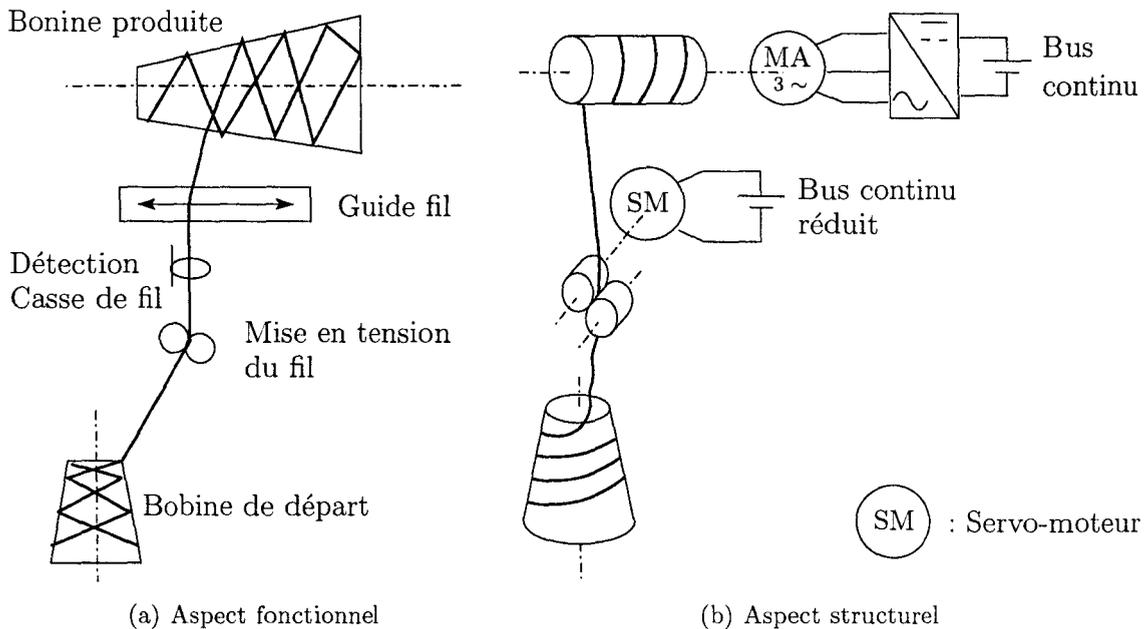


FIG. 2.8 – Broche de bobinoir

Comme le montre la figure 2.9, la liaison arbre moteur-bobine dépend du type de bobinoir. On trouve d'abord des entraînements par courroie (fig. 2.9(a), [SCH-01]). Dans ce cas la liaison sert de réducteur, la vitesse de la bobine étant supérieure à la vitesse du moteur. Il existe aussi des liaisons par friction. Le moto-réducteur est

accouplé à un rouleau dont l'axe est fixe. La bobine, montée sur un axe mobile, est pressée sur le rouleau par un système de ressort (fig. 2.9(b), [CHA-02c]).

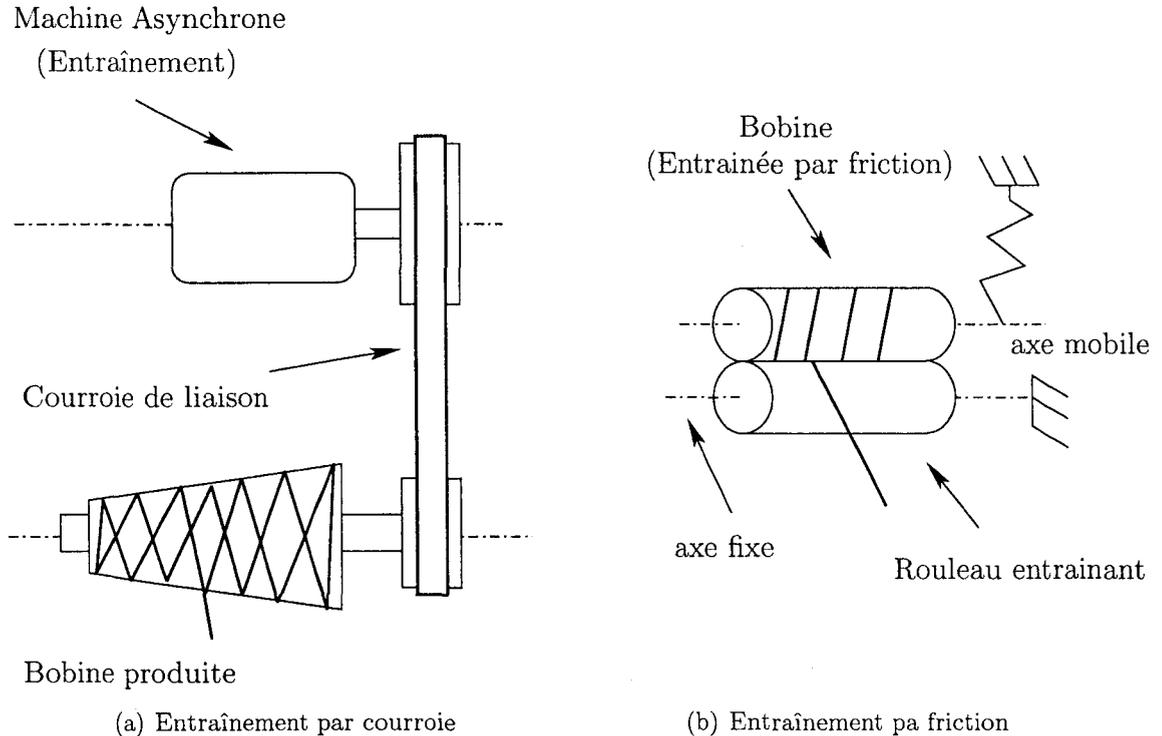


FIG. 2.9 – Deux types d'entraînement possibles pour la bobine produite

### 2.3.1.2 Détails sur la partie électrique

On se propose de décrire la partie électrique d'un bobinoir, telle qu'elle existe réellement [SCH-01]. Plus bas, des aménagements seront proposés pour faciliter l'étude et la validation expérimentale.

**Caractéristiques techniques** Chaque broche est composée, du point de vue électrique, de deux moteurs. La figure 2.10 présente un schéma électrique simplifié. Il s'agit d'un groupe de quatre broches. Il met en évidence l'indépendance des cellule de bobinage entre elles. Pour chacune, le moteur de mise en tension du fil est une machine de faible puissance, montée sur un bus courant continu réduit. Ce servo-moteur reçoit une consigne directement de l'automate. Contrairement au moteur de déroulement de certains procédés, il ne supporte aucune bobine. Le moteur de bobinage est lui une machine asynchrone (à courant continu pour les applications plus anciennes ). Cette

machine est commandée par contrôle vectoriel et possède à cet effet un capteur de vitesse en bout d'arbre de type codeur incrémental.

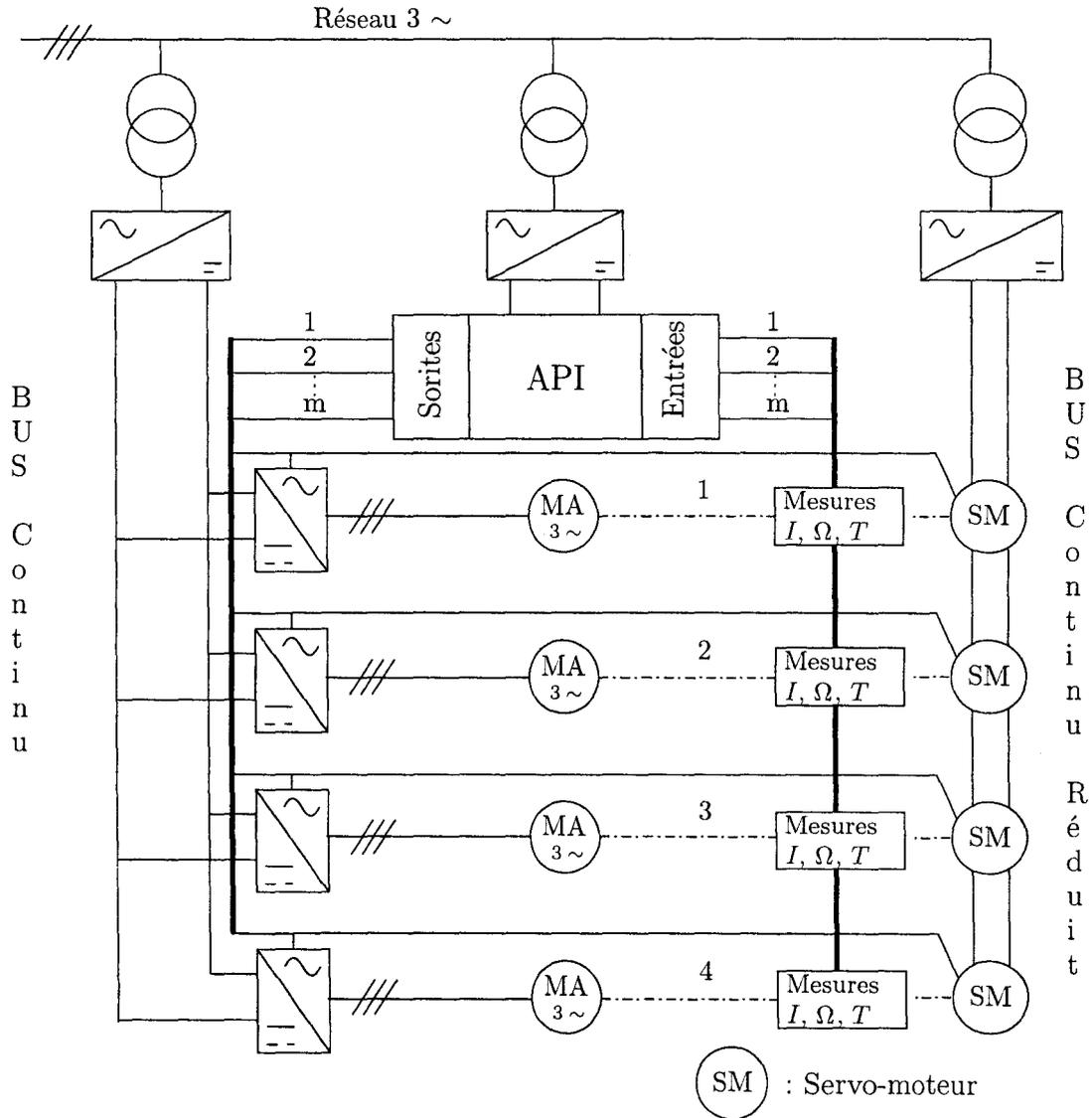


FIG. 2.10 – Schéma électrique du bobinoir (quatre broches)

Les bobines produites sont de faible encombrement, la matière traitée est un fil textile et la masse totale de la bobine finie reste faible. Le moteur de bobinage est donc lui aussi du domaine des faibles puissances (environ 200 W). Il est souvent prévu pour une tension simple par phase de 220 V. Sa vitesse nominale est d'environ 2800 tr/min.

Dans un bobinoir, l'alimentation des moteurs de broche se fait par groupe de quatre. Pour chaque cellule de quatre broches, on trouve un redresseur à diode avec

condensateur de filtrage. Le bus continu ainsi produit alimentera quatre onduleurs. Les ordres de commutation arrivent de l'automate qui gère séparément chaque broche.

**Capteurs et mesures** La broche de bobinoir est équipée de tous les capteurs nécessaires à la régulation des différentes grandeurs. Un capteur de tension de type rouleau danseur est disponible. La bobine entraîne une roue par friction, ce dispositif permet de lire la vitesse linéaire. Les courants sont captés de manière classique sur deux lignes d'alimentation du moteur de bobinage. Les rayons ne sont pas mesurés.

### 2.3.1.3 Implantation sur la maquette SMM du L2EP

Il n'est pas prévu d'installer un système enrouleur-dérouleur complet. En revanche, une implantation est envisagée sur la maquette multimachine du L2EP. Elle permet de réaliser aisément des couplages électriques entre quatre machines. Un couplage mécanique peut être imposé en solidarissant l'axe d'une machine à courant continu avec celui d'une machine asynchrone [VUL-02]. Dans ce cas, on peut considérer une machine comme élément moteur et l'autre comme une charge mécanique réglable. Deux machines seront utilisées comme les moteurs de mise en tension et de bobinage ; la charge mécanique sera émulée par une commande adéquate des deux autres machines. Les ordres de grandeur pour les puissances ainsi que les types de machines sont imposés, ce ne sont pas les mêmes que ceux rencontrés dans un bobinoir. Le servomoteur de mise en tension sera par exemple remplacé par une machine asynchrone de 1,5 KW.

L'identification des machines d'une broche de bobinoir n'ayant pu être effectuée, on n'a, pour les moteurs réels, qu'une idée des paramètres, liée à la gamme de machine constatée. Ces paramètres moyens ont en premier lieu été utilisés pour la synthèse des lois de commande. Néanmoins, l'implantation se fera au L2EP, avec un émulateur de charge. Il est donc logique que les lois et structures de commande soient avant tout synthétisées pour être implantables sur cette maquette. Tous les résultats et études présentés ici seront donc relatifs à la maquette du L2EP.

Les aménagements suivants sont effectués pour aboutir au système à commander :

- limitation à une broche de bobinoir, c'est à dire un processus dérouleur-enrouleur,
- le moteur de mise en tension du fil et de bobinage sont les machines asynchrones triphasées du banc L2EP,
- on considère que l'émulation du comportement du fil sera parfaite et on cherche donc à contrôler la tension et la vitesse du fil, comme dans le système réel.

## 2.3.2 Cahier des charges et objectifs

Les grandeurs caractéristiques de ce type de processus sont la tension de bobinage et la vitesse linéaire du fil au point d'enroulement. Les consignes sont entrées dans l'automate par l'opérateur. Elles dépendent essentiellement du type de fil traité et de l'emploi de la bobine (travail final, bobine transitoire, etc.)

Le but de la commande est de produire les ordres de commutation pour les convertisseurs statiques qui permettront à la vitesse de défilement et à la tension du fil de suivre leur référence. Ce sont ces consignes que nous devons avant tout définir clairement.

### 2.3.2.1 Phase de démarrage

Le démarrage de ce processus se passe suivant une succession d'actions bien déterminée. D'abord le fil doit atteindre sa tension nominale. Une fois celui-ci tendu, le bobinage proprement dit peut commencer : cette fois c'est la vitesse de défilement qui doit augmenter et atteindre sa valeur nominale. Bien entendu, le fil ne doit pas subir de contraintes trop élevées qui risqueraient de provoquer des transformations irréversibles (casse, étirement plastique). En cas de casse de fil au cours du processus de bobinage, un nouveau démarrage a lieu. Le rayon et l'inertie de la bobine entraînée ont changé mais on doit garder un contrôle efficace de la tension et de la vitesse, même dans ces conditions particulières.

### 2.3.2.2 Régulation de la tension et de la vitesse

Une fois le traitement démarré, ces grandeurs devront être régulées. La vitesse doit rester strictement constante au point d'enroulement pour obtenir une bobine régulière. De même, la tension ne doit pas sortir d'une fourchette si on ne veut pas occasionner un bobinage de piètre qualité. Le fil ne doit pas subir de dynamiques de tension trop élevées (pics), même à l'intérieur de la fourchette admissible en régime permanent [ITF-94b].

L'objectif sera donc de réguler la vitesse et la tension à leur valeur nominale tout au long du processus. Cela est particulièrement vrai lors des phases dynamiques d'une des variables seulement. Par exemple, une fois la tension installée, la vitesse doit augmenter mais la tension doit toujours être régulée pour ne pas avoir de casse de fil due à l'accélération. Dans ce but, le démarrage se fait souvent suivant une rampe de vitesse durant trois à quatre secondes. Une bonne régulation de la tension devrait

nous autoriser à diminuer sensiblement le temps de réponse de la poursuite de vitesse et accélérer ainsi la phase de démarrage.

### 2.3.2.3 Quelques ordres de grandeur [SCH-01]

On donne ici un idée des ordres de grandeur utilisés dans le processus de bobinage. Cela sera utile puisque les consignes à appliquer devront être réalistes. De même, les caractéristiques mécaniques des bobines réelles devront par la suite être reproduites par l'émulateur de charge lors de l'implantation.

**Tension et vitesse de bobinage** Suivant l'usage de la bobine finie, le constructeur préconise différentes valeurs de la vitesse de bobinage et de la tension. Le type de matière traitée influence aussi ces grandeurs. Par exemple, la tension de bobinage peut en général être déterminée à partir du titrage (grosueur) du fil concerné. Plusieurs unités sont utilisées pour quantifier le titrage, nous utiliserons le décitex (dTex) qui mesure (en gramme) la masse de dix kilomètres de fil. Un coefficient fourni par le constructeur permet de calculer la tension conseillée pour le bobinage suivant la règle (2.24).

$$\text{Tension de bobinage} = \text{Titrage} \times \text{Coefficient Constructeur} \quad (2.24)$$

La tension est en centinewton (cN), le titrage en décitex (dTex) et le coefficient en centinewton par décitex ( $\text{cN}/\text{dTex}$ ). La table 2.3 donne quelques exemples pour des matières et titrages courants.

Matière (coefficient)	Titrage (dTex)	Tension de bobinage (cN)
Coton (0,08)	100	8
	160	12,8
Laine (0,2)	100	20
	160	32

TAB. 2.3 – Exemple de calcul de tension de bobinage

Ainsi, la tension nominale peut varier de 8 à 40 cN suivant les applications. On choisit une valeur moyenne de 20 cN pour les essais. De même la vitesse se trouve toujours aux environs de 10 m/s, valeur retenue pour les essais.

**Encombrement des bobines** Les rouleaux considérés ont des rayons assez faibles. La roue de mise en tension a un diamètre de 4 cm et la bobine voit son diamètre évoluer

de 4 à 12 cm. De la même manière les masses mises en jeu sont assez faibles, les bobines produites pesant environ 250 g.

### 2.3.3 Modèle utilisé, application au processus

La broche de bobinoir peut se ramener à un système de transport de bande classique tel que présenté dans [PAG-00, KOC-00] et modélisé dans les paragraphes précédents. Il reste ensuite à identifier les paramètres mécaniques et électriques entrant en jeu. Après avoir dégagé le modèle de la broche à partir de celui de la cellule générique, nous en donnerons une représentation graphique conforme aux formalismes habituels (REM et GIC) [HAU-96, SMM-00b, BOU-00].

#### 2.3.3.1 Notations

Posons d'abord une nomenclature de base, regroupant les notations définitives pour l'étude de la broche (cf table 2.4 page suivante). Le processus comprend deux chaînes de conversion électromécanique. Les variables et paramètres relatifs au rouleau tendeur de fil seront indicés  $t$  :  $X_t$ , tandis que ceux de la chaîne de bobinage seront indicés  $b$  :  $X_b$ . Les indices classiques  $d$  et  $q$  sont pour les variables de la représentation de Park.

#### 2.3.3.2 Modélisation de la charge mécanique

La broche de bobinoir se présente comme en figure 2.8 page 55. Pour l'étude, on se ramène ensuite au schéma de la figure 2.11 [CHA-01a, CHA-03]. La motorisation génère les couples  $C_{emi}$ . Comme cela ressort de cette figure, la vitesse  $V_t$  est celle du fil à la sortie de la roue de mise en tension.  $V_b$  est la vitesse du fil au point d'enroulement.

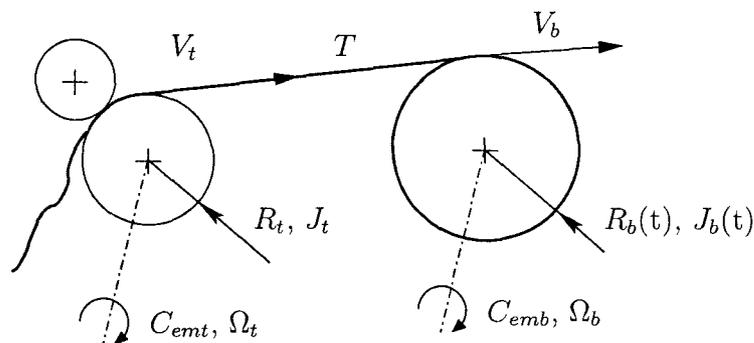


FIG. 2.11 – Schéma d'une broche pour la modélisation

Symbole	Signification	(Unité)
$C_{em}$	Couple moteur	(Nm)
$\Omega$	Vitesse de rotation	(rad/s)
$T$	Tension du fil	(N)
$V$	Vitesse linéaire	(m/s)
$J$	Moment d'inertie	(Kgm <sup>2</sup> )
$f$	Coefficient de frottements visqueux	(Nms/rad)
$L$	Longueur du fil	(m)
$R$	Rayon de bobine	(m)
$N$	Rapport de réduction	
$v_s$	Tension simple statorique	(V)
$i_s$	Courant statorique	(A)
$i_r$	Courant rotorique	(A)
$\Phi_r$	Flux rotorique	(Wb)
$c$	Fonction de conversion	

TAB. 2.4 – Nomenclature des variables et paramètres

La modélisation de la charge mécanique inclut l'équilibre dynamique sur les arbres moteur et l'expression de l'élasticité du fil. La modélisation des réducteurs ayant été laissée de côté pour la cellule élémentaire, quelques détails sur la détermination des inerties et frottements équivalents sont donc rappelés maintenant. Ils permettront d'alléger ensuite les notations.

**Définitions concernant les réducteurs** Si le moteur de bobinage comporte toujours un réducteur, le rouleau tendeur est théoriquement monté directement. En fait, nous considérons un système qui n'est pas entièrement réel, puisque les machines utilisées ne sont pas celles du bobinoir industriel. Afin de garantir une adéquation entre les grandeurs nominales des machines d'expérimentation (banc L2EP) et les vitesses demandées pour le défilement de la matière textile, on inclut également un réducteur sur la chaîne du rouleau tendeur. On définit maintenant quelques grandeurs supplémentaires, utiles pour la modélisation des réducteurs.

Les équations mécaniques seront toujours écrites vues de l'arbre moteur. Il est donc nécessaire de calculer l'inertie et le coefficient de frottements visqueux équivalents en ce point. On note  $X_a$  les grandeurs propres à l'arbre moteur,  $X_b$  les grandeurs propres à la bobine et  $X_{eq}$  les grandeurs équivalentes vues de l'arbre moteur.

Le rapport de réduction  $N$  est défini par l'équation suivante [LEI-02] :

$$\Omega_b = N\Omega_a \quad (2.25)$$

La conservation de la puissance mécanique de part et d'autre du réducteur nous permet de dégager l'équation duale de (2.25) :

$$\Omega_b C_b = \Omega_a C_a \Rightarrow C_a = N C_b \quad (2.26)$$

où  $C_a$  est le couple résistant présenté par le réducteur sur l'arbre moteur et  $C_b$  est le couple moteur imposé par le réducteur sur l'arbre de la bobine. Notons  $C_m$  le couple fourni par le moteur et  $C_r$  le couple résistant opposé par la bobine. On peut alors décrire l'équilibre dynamique, de chaque côté du réducteur, par les équations (2.27) et (2.28).

$$J_a \frac{d\Omega_a}{dt} = C_m - f_a \Omega_a - C_a \quad (2.27)$$

$$J_b \frac{d\Omega_b}{dt} = C_b - f_b \Omega_b - C_r \quad (2.28)$$

On utilise (2.26) pour réécrire (2.28) en fonction de  $C_a$  :

$$J_b \frac{d\Omega_b}{dt} = \frac{C_a}{N} - f_b \Omega_b - C_r \quad (2.29)$$

En utilisant (2.25) dans (2.29), on peut écrire l'équilibre dynamique de l'arbre moteur, à partir des grandeurs propres à la bobine :

$$J_b N^2 \frac{d\Omega_a}{dt} = C_a - f_b N^2 \Omega_a - C_r N \quad (2.30)$$

En combinant (2.27) et (2.30) pour éliminer  $C_a$ , on obtient :

$$\underbrace{(J_a + J_b N^2)}_{J_{eq}} \frac{d\Omega_a}{dt} = C_m - \underbrace{(f_a + f_b N^2)}_{f_{eq}} \Omega_a - N C_r \quad (2.31)$$

Afin de ne pas alourdir les notations, les inerties et coefficients de frottements visqueux équivalents ( $J_{teq}$ ,  $J_{beq}$ ,  $f_{teq}$  et  $f_{beq}$ ) seront écrits sans indice particulier. Il est donc sous-entendu qu'il s'agit là de grandeurs équivalentes, ramenées du côté arbre moteur. Les rapports de réductions suivent la règle établie pour les notations (§ 2.3.3.1). Ainsi, le réducteur de la chaîne de mise en tension du fil a un rapport  $N_t$ , et celui de la chaîne de bobinage a un rapport  $N_b$ .

**Modèle mathématique de la charge mécanique** Si on reprend la cellule élémentaire et ses notations, on doit apporter les modifications suivantes pour son application à la broche :

- les bandes extrêmes (de tension  $T_0$  et  $T_3$ ) n'existent pas,
- le premier rouleau est en roue libre et la tension de la première bande est nulle,
- le rouleau tracteur n'est pas exactement celui de la cellule puisqu'un autre rouleau presse le fil sur le tracteur. Celui-ci se comporte donc plutôt comme un dérouleur à rayon et inertie constants. Dans ce cas, la tension  $T_1$  à prendre en compte n'est pas la tension nulle de la « bande molle » mais la tension sur le tracteur lui-même. Plusieurs approximations sont possibles pour sa valeur [KOC-00, REI-93]. Pour la modélisation, cette tension sera notée  $T_0$  (par analogie avec la mise en équation du chapitre 1).

Le modèle initial va donc se réduire à une seule équation d'élasticité et deux équations d'équilibre dynamique sur les arbres moteurs. Le système d'équation suivant

(équations (2.32) à (2.34)) est un modèle mathématique de la charge mécanique ainsi définie.

$$\left\{ \begin{array}{l} L \frac{dT}{dt} = AE(V_b - V_t) - V_b T + V_t T_0 \quad (2.32) \\ J_b \frac{dV_b}{dt} = N_b R_b C_{emb} - (N_b R_b)^2 T - f_b V_b \quad (2.33) \\ J_t \frac{dV_t}{dt} = N_t R_t C_{emt} + (N_t R_t)^2 T - f_t V_t \quad (2.34) \end{array} \right.$$

Les entrées du système sont les deux couples moteur  $C_{emt,b}$ . Pour notre application, on considère que les sources mécaniques de couple sont des machines asynchrones triphasées. Trois variables d'état apparaissent :  $V_t$ ,  $V_b$  et  $T$ . Deux d'entre elles seront directement des sorties du système :  $V_b$  est la vitesse de bobinage et  $T$  est la tension du fil à réguler.

### 2.3.3.3 Représentation graphique du modèle

La Représentation Énergétique Macroscopique se trouve en figure 2.12. On y retrouve les deux chaînes de conversion, liées par un élément d'accumulation, la bande. Cet élément décrit le comportement élastique du fil. Les machines sont avant tout un élément d'accumulation représentant les enroulements statoriques et un élément de conversion électro-mécanique. Les onduleurs de tension sont eux aussi des éléments de conversion (électrique-électrique). Ils disposent d'une entrée de réglage  $c$ , les ordres de commutation.

Le Graphe Informationnel Causal de la partie couplage élastique est représenté en figure 2.13. On retrouve les trois grandeurs d'action pour la tension : la différence de vitesses  $\Delta V$  et deux produits *tension*  $\times$  *vitesse*.

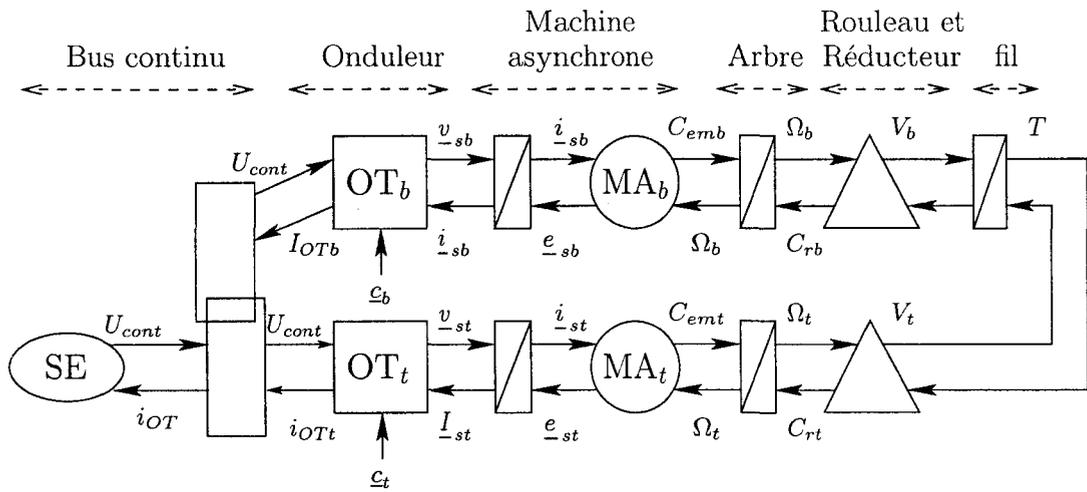


FIG. 2.12 – Représentation Energétique Macroscopique de la broche

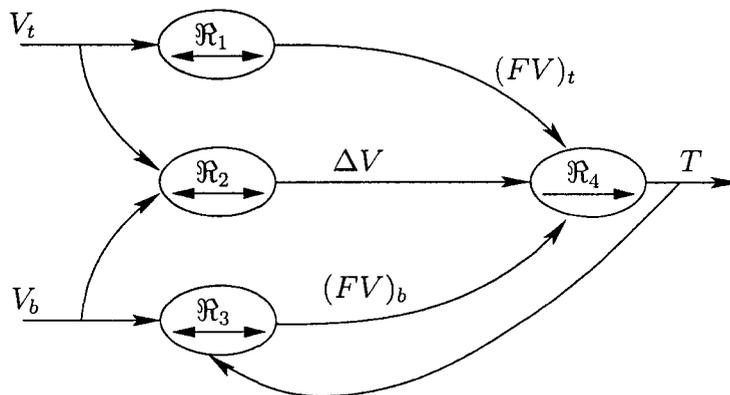


FIG. 2.13 – GIC de l'accouplement élastique

## 2.4 Conclusion

L'observation de la morphologie des systèmes à base de transport de bande nous a conduit à isoler une cellule élémentaire. Celle-ci est à la base d'un modèle générique, utilisable pour quantité d'applications. Ce modèle mathématique est issu de la mise en équations des divers phénomènes mécaniques présents dans la cellule élémentaire. L'utilisation de formalismes graphiques rend le modèle plus clair donc plus lisible. Les problèmes que nous aurons à traiter ressortent mieux et on localise ainsi les variables d'état à contrôler, les perturbations à compenser et les couplages à prendre en compte.

On espère obtenir plus simplement le schéma général d'une commande découplée des trois chaînes de conversion électromécanique. Une inversion rapide de la REM nous donnera le principe de la commande. Les détails nécessaires à sa mise en œuvre pourront être recherchés plus facilement grâce au GIC. Ce dernier met en évidence les différentes interactions entre les éléments de chaque chaîne ; il est particulièrement utile pour la linéarisation des différentes relations, lors de leur inversion en vue du réglage.

L'application de la cellule à la broche de bobinoir fournit un exemple d'utilisation du modèle générique. Le modèle mathématique de la broche sert de base à la commande de ce système. L'aspect formel de la représentation utilisée nous permettra une analyse fine des problèmes à résoudre, ce qui devrait conduire à une commande adéquate du processus.



## Chapitre 3

# Dynamique de la broche de bobinoir

La commande d'un processus peut se résumer à la recherche de l'action sur l'entrée qui produira le résultat escompté. La sortie suit la consigne après un délai appelé temps de réponse. La manière de réagir du processus aux variations de ses entrées constitue son comportement dynamique [HAU-96]. Dans notre cas, nous désirons contrôler à la fois la valeur de la sortie en régime permanent (problème de précision) mais aussi durant le régime transitoire. Une variation excessive de l'effort de tension, même de manière temporaire, ne peut être acceptée puisqu'elle risque d'endommager le fil traité. Une bonne connaissance du comportement entrée-sortie du système est donc indispensable, tant pour les régimes statiques que dynamiques. Le choix d'un modèle mathématique précis permet d'analyser ce comportement afin de dégager la structure de commande la mieux adaptée.

Le modèle de la broche de bobinoir présenté au chapitre précédent sera donc examiné. Cet examen nous orientera vers les problèmes à résoudre par la commande. Tout d'abord, les particularités propres au système et aux ordres de grandeur des paramètres sont mises en exergue. Ensuite, une étude plus fine du découplage des modes pour la charge mécanique permettra de justifier ou d'invalider les hypothèses classiques. L'analyse de ces problèmes nous aiguillera ainsi vers la structure de commande la plus adaptée et donnera un début de solution au problème du découplage.

## 3.1 Particularités

Il est important de bien remarquer les problèmes posés pour avoir une bonne compréhension globale du système et éviter certaines erreurs lors de la synthèse de la commande. Deux points principaux sont abordés : les non-stationarités inhérentes au système et la sensibilité de la tension aux variations de vitesse.

### 3.1.1 Non stationarités

Les systèmes de déroulement–enroulement sont par définition non stationnaires. En général, les variations paramétriques observées au cours du temps sont les rayons et inerties des bobines de matière. Dans notre cas, le fil bobiné est considéré « en vrac » et donc nous ne nous préoccupons pas de la bobine dévidée. Le rayon et l'inertie du rouleau de mise en tension du fil sont invariants. Pour la nouvelle bobine produite, le rayon et l'inertie sont variables dans une certaine mesure. Deux cas se présentent, la broche avec entraînement par courroie d'une part et la broche avec entraînement par friction d'autre part (cf figure 2.9). Dans le premier cas, on a affaire à une bobine classique : son rayon et son inertie augmentent progressivement durant le processus de bobinage. Pour le deuxième cas, le rayon de la bobine augmente mais le rayon vu par le moteur d'entraînement est constant, seule l'inertie change. Il est important de tenir compte de ces non-stationnarités. En effet, si pour une raison ou une autre le fil casse, on doit reprendre une phase de démarrage, dans de bonnes conditions (contraintes minimales sur le fil). Pour cela, la loi de commande doit être valable à ce nouveau point de fonctionnement, soit parce qu'elle aura été correctement redimensionnée, soit parce qu'elle est assez robuste [JEO–99, CHA–02d].

Pour la commande, nous choisissons de voir les non-stationarités sous l'aspect robuste. Ainsi, chaque loi synthétisée sera testée dans les conditions les plus défavorables, quand ces variations paramétriques seront maximales (c'est à dire en cas de casse de fil et en fin de bobinage). De la même manière, les non-stationnarités classiques des paramètres électriques (échauffement de résistance, par exemple) devront être testées. On s'assurera ainsi de la robustesse globale de la commande.

### 3.1.2 Effet de l'élasticité : le gain $AE$

L'effort de tension dû à l'élasticité du produit est défini par la loi de Hooke en fonction de l'allongement relatif  $\epsilon$  suivant la formule (1.3).

On s'est placé dans le cas de l'hypothèse 1.3 sur les faibles allongements du fil, c'est à dire en fonctionnement normal. L'équation (3.1) est retenue pour le modèle du comportement du fil en vue de sa commande. Les variations de l'effort de tension sont fonction de la différence de vitesse ( $V_b - V_t$ ) via le gain  $AE$  et de termes non linéaires, en forme de produits *tension*  $\times$  *vitesse*.

$$L \frac{dT}{dt} = AE(V_b - V_t) - V_b T + V_t T_t \quad (3.1)$$

Suivant la matière première, le produit  $AE$  prend des valeurs très différentes [KOC-00, HUA-99]. Plus le matériau est élastique (et absorbe les étirements), plus  $AE$  est faible. En revanche,  $AE$  devient très important dans les applications sidérurgiques [PAG-00]. Pour un fil de coton communément traité par le bobinoir, on peut estimer sa valeur à environ 2000 N. On reste donc dans le cas de l'hypothèse 1.3. En effet, les tensions  $T$  et  $T_t$  (de l'ordre de vingt centinewton) sont faibles devant  $AE$ . La moindre différence de vitesses entre les extrémités du fil provoquera alors un pic de tension. Le but de la commande devra donc être, entre autre, une excellente régulation de  $T$  afin d'absorber ces éventuelles perturbations. Notons toutefois que cette perturbation est le fruit de la différence entre deux grandeurs de sortie du système (vitesses  $V_t$  et  $V_b$ ). La minimisation des perturbations de la tension du fil passe donc avant tout par une commande maîtrisée des vitesses linéaires et un bon choix de leur dynamique.

Une dernière particularité du système requiert toute notre attention. Il s'agit des pôles induits par la charge mécanique, dont la position relative nous permettra d'observer ou non un découplage entre tension et vitesse.

## 3.2 Découplage des modes mécaniques et taille des bobines

L'analyse de la relation définissant les dynamiques de tension va nous aider à cerner les problèmes présentés par ce couplage mécanique à caractère élastique.

Le système équivalent à la charge mécanique est intrinsèquement bouclé. Si la vitesse  $V_b$  augmente, la tension  $T$  augmente aussi. Le couple de réaction  $R_t T$  sur l'arbre du rouleau tendeur provoque une accélération de celui-ci. La vitesse  $V_t$  augmente et tend alors à réguler la tension. L'analyse des modes du système en fonction des paramètres

mécaniques donne des indications sur son comportement et donc sur la manière dont on pourra, ou ne pourra pas, le contrôler.

Une première approche du comportement dynamique consiste à intégrer le retour de tension dans l'équation de la vitesse (2.34). Cette opération est simple si on considère uniquement la phase de démarrage. On peut alors admettre que la vitesse  $V_b$  est nulle. La loi (3.1) se simplifie en (3.2),  $s$  étant l'opérateur de Laplace.

$$T = \frac{T_0 - AE}{L s} V_t \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned} V_t &= (C_{emt} + N_t R_t T) \frac{N_t R_t}{J_t s + f_t} \\ &= \left( C_{emt} + N_t R_t \frac{-AE}{L s} V_t \right) \frac{N_t R_t}{J_t s + f_t} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_t \left( 1 + \frac{(N_t R_t)^2}{J_t s + f_t} \frac{T_0 - AE}{L s} \right) &= C_{emt} \frac{N_t R_t}{J_t s + f_t} \\ \frac{V_t}{C_{emt}} &= \frac{N_t R_t L s}{J_t L s^2 + f_t L s + (N_t R_t)^2 (T_0 - AE)} \quad (3.3) \end{aligned}$$

On peut caractériser cette fonction de transfert (passe-bande) du second ordre en identifiant son dénominateur à la forme canonique. L'équation (3.3) devient alors :

$$\frac{V_t}{C_{emt}} = \frac{\frac{L}{N_t R_t A E} s^2}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\xi}{\omega_n} s + 1} \quad (3.4)$$

Avec :

$$\begin{cases} \omega_n = \sqrt{\frac{N_t^2 R_t^2 A E}{J_t L}} \\ \xi = \frac{f_t \sqrt{L}}{2 \sqrt{N_t^2 R_t^2 A E J_t}} \end{cases}$$

On remarque que  $\xi$  est inversement proportionnel à la racine carré de  $AE$ . Il en ressort une résonance d'autant plus forte que  $AE$  est grand [KOC-00]. La pulsation naturelle  $\omega_n$  sera d'autant plus élevée que le couple de réaction  $N_t R_t T$  (retour de tension

via les rayons) sera grand. Cette boucle naturelle sera donc d'autant plus rapide que les rayons seront grands.

Cette étude de la fonction simplifiée ne peut donner que quelques orientations. Afin d'analyser plus finement le comportement du système suivant différents rayons, on décide de tracer le lieu des pôles de la partie mécanique pour différents ordres de grandeur des deux rayons.

### 3.2.1 Equations d'état de la charge mécanique

Pour faciliter l'analyse de ce système non linéaire, il sera linéarisé autour du point de fonctionnement moyen :  $V_f = 10$  m/s et  $T_f = 20$  cN. Le développement limité au premier ordre de l'approximation et la linéarisation rigoureuse de l'équation (1.47) s'écrit comme en (3.5) [KOC-00] :

$$L \frac{d\Delta T}{dt} = (AE + T_f) (\Delta V_b - \Delta V_t) + V_f (T_0 - T) \quad (3.5)$$

On s'intéresse principalement au découplage possible entre les modes de la vitesse et de la tension. Cela est important afin de faire des choix cohérents dans les dynamiques imposées en boucle fermée et les hypothèses simplificatrices utilisées pour les calculs. Les hypothèses classiques concernant le découplage entre les modes mécanique et électromagnétique sont maintenues. On peut alors mettre les équations de la charge mécanique seule ((2.33),(2.34) et (3.5)) sous forme de représentation d'état (relations (3.6) et (3.7)). Les pôles dont on cherche le lieu en fonction des rayons  $R_t$  et  $R_b$  sont les valeurs propres de la matrice  $[A]$ .

$$\frac{d[X]}{dt} = [A][X] + [B][U] \quad (3.6)$$

$$[Y] = [C][X] + [D][U] \quad (3.7)$$

Les entrées du système sont les couples moteur et la tension  $T_0$  du fil sur le rouleau. Les sorties sont la vitesse de bobinage  $V_b$  et la tension  $T$  du fil.

$${}^t[X] = \begin{pmatrix} \Delta V_t & \Delta V_b & \Delta T \end{pmatrix} \quad {}^t[Y] = \begin{pmatrix} \Delta V_b & \Delta T \end{pmatrix} \quad {}^t[U] = \begin{pmatrix} C_{emt} & C_{emb} & T_0 \end{pmatrix}$$

Les matrices  $A$ ,  $B$ ,  $C$  et  $D$  sont déterminées à partir des équations précédentes :

$$[A] = \begin{pmatrix} -\frac{f_t}{J_t} & 0 & \frac{N_t^2 R_t^2}{J_t} \\ 0 & -\frac{f_b}{J_b} & -\frac{N_b^2 R_b^2}{J_b} \\ -\frac{AE + T_f}{L} & \frac{AE + T_f}{L} & -\frac{V_f}{L} \end{pmatrix} \quad [B] = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & V_f \end{pmatrix} \quad [C] = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

$[D]$  est une matrice nulle.

L'étude de la séparabilité des modes se fera par une approche de type réduction de modèle en utilisant la méthode des perturbations singulières [BER-85, BOR-92]. On trouve quelques éléments théoriques sur la méthode dans l'annexe B. L'idée est de savoir si on peut dégager une partie lente et une partie rapide dans le modèle de la partie mécanique. Dans ce cas il serait possible de définir deux modèles d'ordre réduit. Le principe est de décomposer le vecteur d'état  $[X]$  en une partie  $[X_l]$  supposée lente et une partie  $[X_r]$  supposée rapide (3.8).

$${}^t [X] = \left( [X_l] \quad [X_r] \right) = \left( [T] \quad [V_t \quad V_b] \right) \quad (3.8)$$

La matrice  $[A]$  est alors définie par blocs suivant (3.9).

$$[A] = \begin{pmatrix} [A_{11}] & [A_{12}] \\ [A_{21}] & [A_{22}] \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \begin{bmatrix} -\frac{V_f}{L} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} -\frac{AE + T_f}{L} & \frac{AE + T_f}{L} \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} \frac{N_t^2 R_t^2}{J_t} \\ \frac{N_b^2 R_b^2}{J_b} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} -\frac{f_t}{J_t} & 0 \\ 0 & -\frac{f_b}{J_b} \end{bmatrix} \end{pmatrix} \quad (3.9)$$

En supposant  $[A_{22}]$  inversible, on définit aussi une matrice  $[A_l]$  par (3.10). S'il existe deux dynamiques pour le système,  $[A_l]$  définit le modèle approché des variables

lentes. Le rapport des valeurs propres (en module) de  $[A_{22}]$  et  $[A_l]$  est une indication de découplage des modes. Quantitativement, on définit  $\varepsilon$  par (3.11).

$$[A_l] = [A_{11}] - [A_{12}] [A_{22}]^{-1} [A_{21}] \quad (3.10)$$

$$\varepsilon = \frac{|\max(\text{valeur propre de } [A_l])|}{|\min(\text{valeur propre de } [A_{22}])|} \quad (3.11)$$

Plus  $\varepsilon$  est petit et plus l'hypothèse faite sur les variables lentes et rapides est valable. On admet en générale que les modes sont découplés si  $\varepsilon \leq 1/3$  [BER-85].

**Remarque 5** *Classiquement, on vérifie d'abord le découplage des modes (par exemple par une méthode géométrique) puis la théorie des perturbations singulières est appliquée pour dégager deux modèles réduits. Ici, on suppose a priori les modes découplés puis on vérifie que les modèles réduits obtenus sont eux mêmes découplés. Si ce n'est pas la cas, alors l'hypothèse de travail était fausse. Cette méthode de raisonnement « par l'absurde » était nécessaire puisqu'aucun indice de découplage évident n'existe.  $\square$*

### 3.2.2 Lieu des pôles et indice de découplage

Le lieu des pôles est tracé pour deux plages de variation du rayon de dérouleur. Tout d'abord, les deux rayons sont gardés faibles (quelques centimètres, c'est le domaine d'application de la broche). Ensuite la plage des rayons de dix centimètres à un mètre est balayée pour le rayon du rouleau tendeur, le rayon de bobinage étant fixe. Parallèlement, l'indice de découplage  $\varepsilon$  est tracé pour ces deux plages de variations de  $R_t$  et pour trois valeurs de  $R_b$ . Dans les figures suivantes, les flèches montrent le sens de parcours du lieu des pôles, c'est le sens des  $R_t$  croissant.

**Remarque 6** *Les variations de rayons apparaissant dans cette analyse n'ont rien à voir avec les non stationarités. Il s'agit surtout de connaître le comportement dynamique d'un système dérouleur-enrouleur pour différentes gammes de bobines traitées.  $\square$*

### 3.2.2.1 Plage des faibles rayons

Le lieu des pôles de la partie mécanique est tracé pour deux types de charge mécanique. Pour des rayons faibles, la présence de réducteurs modifie effectivement de manière sensible la dynamique des vitesses et influe par conséquent sur le découplage des modes entre vitesses et tension. En effet, si  $N$  est un rapport de réduction et  $R$  le rayon de la bobine associée, le tout est équivalent à un rayon  $NR$  utilisé sans réducteur.

**Sans réducteur** Le lieu des pôles de la figure 3.1(a) est donné pour  $N_t = N_b = 1$ . On remarque un pôle réel pur proche de l'axe imaginaire. Il s'en approche quand  $R_t$  augmente et tend vers  $-0,24$ . Les deux autres pôles se déplacent d'abord sur l'axe réel. Répartis de manière symétrique par rapport au point  $-37,8$ , ils s'en rapprochent quand  $R_t$  augmente. Quand leur partie réelle atteint cette valeur limite, leur partie imaginaire croît et les deux pôles se retrouvent alors complexes conjugués.

Trois courbes  $\varepsilon = f(R_t)$  sont tracées en figure 3.1(b), elles correspondent à trois valeurs de  $R_b$ . Si on garde la valeur de  $1/3$  comme limite pour considérer les modes de tension et vitesse découplés, on voit que cette hypothèse est vérifiée uniquement pour des valeurs très faibles de rayons.

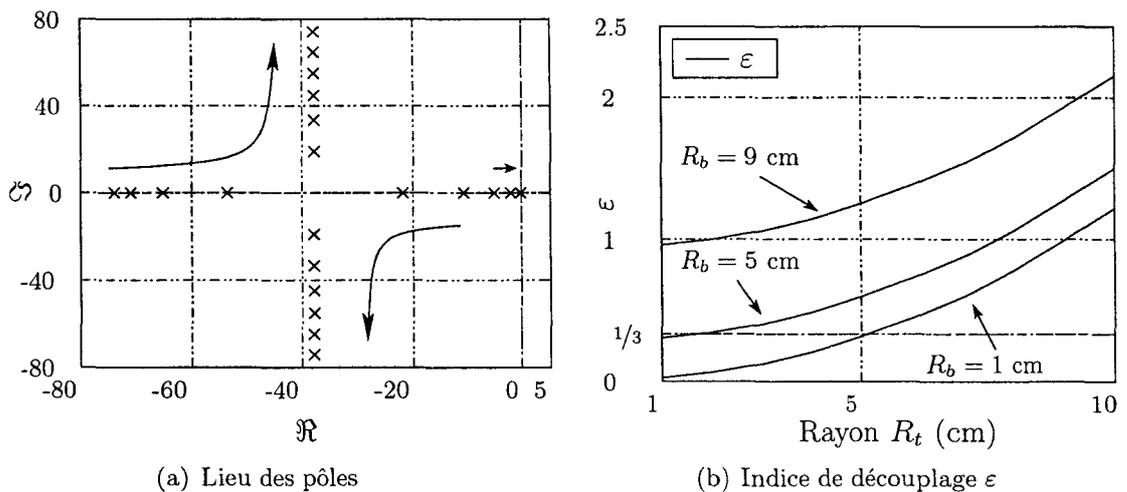


FIG. 3.1 – Domaine des faibles rayons, sans réducteur

**Avec réducteur** Le lieu des pôles et les courbes  $\varepsilon = f(R_t)$  sont présentés en figure 3.2. Cette fois les pôles naviguent sur leur asymptote verticale. On a ainsi une paire de pôles complexes conjugués dont la partie réelle est constante et s'éloignant de l'axe réel avec l'augmentation de  $R_t$ . Le troisième pôle, réel pur, se trouve à droite, près de

l'axe imaginaire. Sa position évolue peu en fonction de  $R_t$ . Il se décale légèrement vers la droite, vers  $-0,24$ , sa valeur asymptotique.

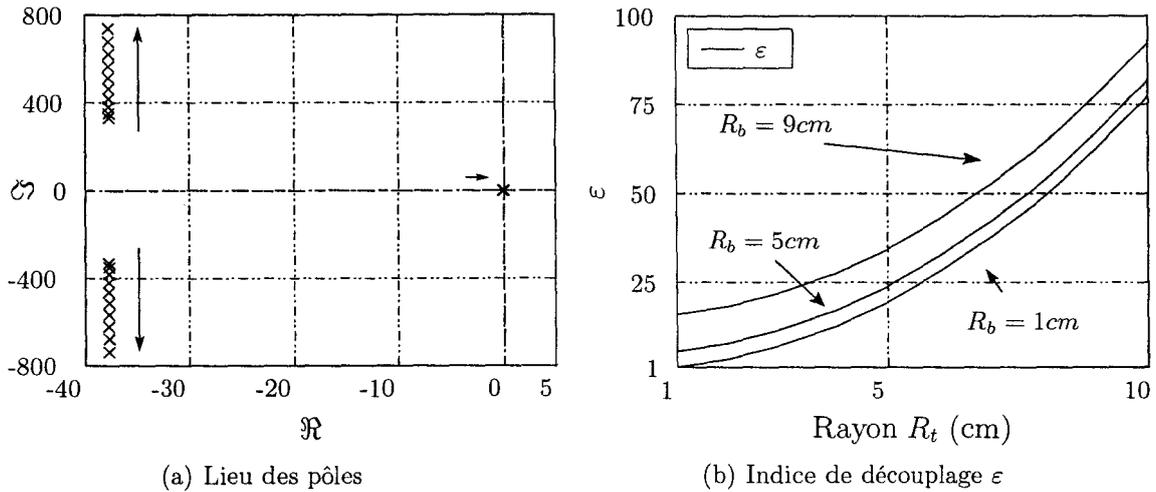


FIG. 3.2 – Domaine des faibles rayons, avec réducteur

Les courbes de l'indice de découplage  $\varepsilon$  ont la même allure que dans le cas « sans réducteur ». Cette fois,  $\varepsilon$  reste supérieur  $1/3$ , quelles que soient les valeurs de  $R_t$  et  $R_b$ . L'hypothèse sur les variables lentes et rapides est donc fautive sur toute la plage de rayons testée. On ne peut considérer découplés les modes de la charge mécanique.

### 3.2.2.2 Plage des grands rayons

Notre application n'est pas directement concernée par cette plage mais il est toutefois intéressant de mettre en évidence les problèmes qui peuvent survenir sur d'autres systèmes textiles. Cette fois, on ne trace le lieu et les indices de découplage que pour une seule charge mécanique, les résultats étant similaires avec ou sans réducteur. La figure 3.3(a) page suivante donne le lieu des pôles. Ceux-ci se retrouvent dans la même disposition qu'au paragraphe précédent.

De même, les indices de découplage de la figure 3.3(b) montrent que là encore on ne peut jamais considérer un système d'ordre réduit, les deux modes mécaniques n'étant pas découplés. Notons que ce phénomène s'accroît avec l'augmentation des rayons  $R_b$  et  $R_t$ .

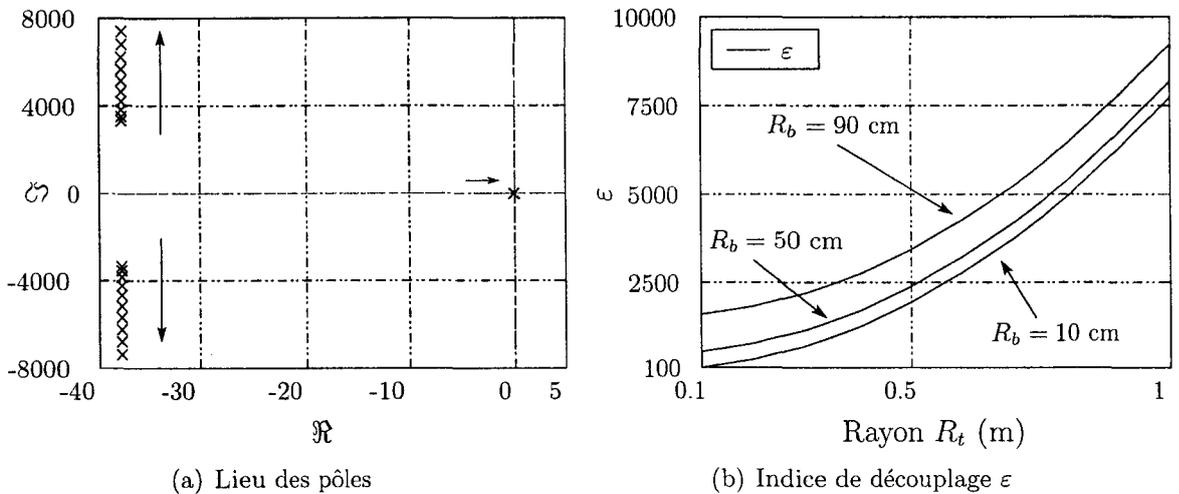


FIG. 3.3 – Domaine des grands rayons, avec réducteur

### 3.2.2.3 Conclusion sur la séparabilité des modes

Les lieux des pôles ainsi que les indices de découplages tracés montrent qu'il ne sera jamais possible de considérer deux modes mécaniques découplés. Cette hypothèse n'est vérifiée que pour des rayons très faibles, jamais observés pour notre application, et l'absence de réducteur (celui-ci agissant comme un « amplificateur » de rayon). La loi de commande devra tenir compte de ce problème ; soit en considérant la charge mécanique dans sa totalité, soit par un réglage des dynamiques de boucle de telle manière que cette séparabilité apparaisse dans le système commandé, pour une plage de rayon satisfaisante.

**Remarque 7** *Même si les valeurs numériques utilisées sont fortement dépendantes de l'application considérée, cette étude reste valable pour l'ensemble des systèmes de transport de bande. L'impossibilité à trouver un découplage des dynamiques pour la charge mécanique est un résultat fondamental.* □

## 3.3 Synthèse des problèmes à résoudre

Le système à commander se trouve donc assez complexe et d'un ordre élevé (onze<sup>1</sup> variables d'état) ; de plus, les ordres de grandeurs des paramètres mis en jeu le rende

<sup>1</sup>Il s'agit des deux courants et deux flux par machine asynchrone ( $I_{s\alpha\beta}$  et  $\Phi_{rdq}$ ), des deux vitesses  $V_t$  et  $V_b$  et de la tension du fil  $T$

sensible aux perturbations. On remarque particulièrement que le produit  $AE$  est très élevé devant l'effort de tension de fil désiré. Si une des vitesses est considérée comme entrée d'action, l'autre sera alors vue comme une perturbation, *via* le gain  $AE$ . Un effort particulier sera donc nécessaire pour avoir une régulation de tension aussi fine que possible, afin de réduire l'influence de cette perturbation.

Les hypothèses classiques sur le découplage des modes et la synthèse séparée des diverses boucles ne seront pas possibles, les modes de la partie mécanique étant fortement couplés. On devra donc choisir entre une approche globale pour la synthèse et un choix particulier de dynamique en boucle fermée afin d'assurer un découplage qui n'est pas naturel. Faire abstraction de cette analyse peut conduire à synthétiser une loi de commande instable [LEI-02]. La loi de variation de la tension est non linéaire (équation (2.32) et son approximation (3.1)). Il faudra donc chercher un modèle linéaire équivalent pour le réglage des correcteurs (soit en linéarisant autour d'un point de fonctionnement, soit par la mise en œuvre d'une linéarisation dynamique). Une fois ces problèmes mis en évidence, les objectifs de la loi de commande sont mieux cernés et il est possible de dégager une structure viable pour le contrôle de la vitesse et de la tension du fil.



# Chapitre 4

## Commande de la broche de bobinoir

Un modèle utilisable pour la commande ayant été établi, nous pouvons maintenant en dégager la structure de commande. Celle-ci ne dépend pas en elle même des fonctions mathématiques du modèle. On s'attache plutôt à comprendre quelles grandeurs sont influentes, pour quelles autres variables. Le but est avant tout d'illustrer l'emplacement des correcteurs et les différentes actions de linéarisation et compensation. Une fois la structure connue, il reste à choisir les correcteurs, choisir d'appliquer ou non les compensations et enfin synthétiser la loi de commande, ce qui requiert le choix du comportement à obtenir, tant en dynamique qu'en régime permanent [HAU-96, CHA-02d]. L'étude du comportement dynamique de la broche de bobinoir nous a donné de sérieuses orientations sur la manière de remplir le cahier des charges. Ces résultats sont donc exploités dans la synthèse des correcteurs.

Une présentation générale de la commande et du cahier des charges visé est nécessaire avant d'aller plus avant dans le choix d'une loi de commande. A partir des problèmes identifiés au chapitre précédent, nous poserons une série d'hypothèses et choix judicieux pour la commande. Ces principes seront ensuite appliqués au réglage des correcteurs pour deux structures différentes.

### 4.1 Introduction à la commande de la broche

L'objectif général de la commande du bobinoir est de maîtriser les deux variables mécaniques que sont la vitesse de bobinage et la tension de fil. Ces deux variables sont liées entres elles par une équation différentielle non linéaire caractérisant le

comportement élastique du fil. Comme pour tous les cas de couplages dans les systèmes multimachines, c'est grâce à la commande que nous désirons rendre ces deux grandeurs indépendantes [CHA-01b, SMM-00a].

### 4.1.1 Objectifs et démarche

Le cahier des charges est défini en termes de temps de réponse pour la tension et la vitesse en phase de démarrage, par un écart limite acceptable en cours de traitement pour la tension (régulation). Enfin, il faut prévoir la possibilité de redémarrer en fin de traitement (changement de bobine à dévider, casse du fil) sans avoir à recalculer la loi de commande. Il faut donc assurer la robustesse vis à vis des variations du rayon et de l'inertie. Les différents temps de réponses et erreurs maximales requis sont présentés dans le tableau 4.1.

	Tension	Vitesse
Temps de réponse (poursuite)	0,25 s	1 s
Erreur maximale (en régime permanent)	10 %	0

TAB. 4.1 – Cahier des charges pour la commande

La rigidité, représentée par un gain  $AE$  très supérieur à la tension nominale, requiert une attention particulière dans la gestion des variations de  $V_b$  et  $V_t$ . De plus, tout en gardant une structure générale identique, le retour de la tension par  $R_t$  et  $R_b$  pourra être abordé de différentes manières, selon qu'on peut considérer, grâce à la commande, les modes découplés ou non entre la tension et les vitesses. Tout en gardant à l'esprit ces points, on choisit de faire *a priori* des hypothèses assez fortes pour simplifier au maximum la synthèse des correcteurs. Cela conduit évidemment à une commande valable sous conditions et, par conséquent, à un domaine de validité qui pourrait être limité. Il convient maintenant de poser ces hypothèses et de faire des choix relativement aux problèmes posés dans la section précédente (fort gain  $AE$  non découplage des modes de  $V$  et  $T$ ).

### 4.1.2 Choix structurels et hypothèses

#### 4.1.2.1 Importance du gain $AE$

Comme nous l'avons remarqué à la section 3.1.2, Le gain  $AE$  se trouve très grand devant  $T$  ou  $T_0$  et les variations de la tension sont essentiellement dues à la différence

entre  $V_b$  et  $V_t$ . Dans le cadre d'un démarrage, cela signifie que pour tendre le fil, la vitesse de bobinage peut être maintenue nulle alors que le rouleau tendeur recule légèrement. Mais lors de l'accélération, la vitesse de bobinage augmente et on observera une perturbation importante sur la tension du fil, si la vitesse du rouleau tendeur ne suit pas exactement celle de la bobine.

Dans beaucoup de cas, notamment pour un simple déroulement-enroulement,  $T$  et  $T_0$  sont très proches. Dans notre cas, ils sont égaux et on peut factoriser l'expression (3.1) par  $(V_b - V_t)$  et obtenir l'équation (4.1) où  $AE$  est très grand devant  $T$ .

$$L \frac{dT}{dt} = (V_b - V_t) (AE - T) \quad (4.1)$$

Dans ces conditions, on choisit que la commande de la tension doit s'opérer à travers la différence de vitesse  $V_b - V_t$ . Les termes en produit *vitesse*  $\times$  *tension* seront intégrés dans la consigne de vitesse pour obtenir une linéarisation dynamique.

**Hypothèse 4.1** *L'application de la linéarisation dynamique est parfaite.*  $\diamond$

**Corollaire 1.1** *L'équation d'élasticité se réduit à (4.2)*  $\diamond$

$$L \frac{dT}{dt} = AE (V_b - V_t) \quad (4.2)$$

Cette nouvelle équation (4.2) possède deux entrées. Etant donné que la vitesse  $V_b$  doit avoir la valeur de la consigne de vitesse de bobinage, le réglage de la tension se fera par  $V_t$ .  $V_b$  sera une perturbation compensée dans le calcul des consignes de couple moteur.

**Hypothèse 4.2**  *$V_t$  est une grandeur d'action pour la tension,  $V_b$  est une entrée de perturbation, parfaitement compensée dans la commande.*  $\diamond$

**Corollaire 2.1** *L'équation d'élasticité à commander devient (4.3)*  $\diamond$

$$L \frac{dT}{dt} = -AE V_t \quad (4.3)$$

#### 4.1.2.2 Dynamiques de $V_t$ et $V_b$

La différence entre  $V_t$  et  $V_b$  produit une variation de la tension du fil. Cette propriété est exploitée lors de la mise en tension du fil. En revanche, lors de la

phase d'accélération, toute différence de vitesse devient préjudiciable. On peut toutefois s'assurer de la nullité du terme  $AE(V_b - V_t)$  lors de l'accélération si le placement des pôles pour  $V_t$  et  $V_b$  est le même et que les deux machines reçoivent la même référence de vitesse. Ce choix est une solution simple et efficace de découplage des deux variables.

Bien sûr, si  $T_0$  est différent de la tension  $T$  du fil, les deux vitesses  $V_t$  et  $V_b$  ne doivent pas être égales, c'est alors la linéarisation dynamique qui se chargera de calculer la référence de  $V_t$  adéquate pour annuler l'effet de  $V_b$ . Cette action est en fait une simple compensation de la vitesse  $V_b$  dans le contrôle de  $V_t$ , mais en utilisant sa référence en lieu et place de sa mesure (compensation par anticipation [HAU-96]).

#### 4.1.2.3 Structure des correcteurs

La structure de commande fera ressortir l'emplacement des correcteurs, à la base de l'inversion indirecte de relations causales. Chacun de ces correcteurs correspond à l'inversion d'une relation du premier ordre. Si on décide que chaque boucle doit avoir une erreur statique nulle (choix imposé par le cahier des charges pour  $V_b$ ), on utilisera des correcteurs de type PI ou IP. Afin de s'affranchir de problèmes liés à l'introduction de zéros supplémentaires, on décide que tous les correcteurs seront de type IP.

#### 4.1.2.4 Remarques sur la commande des machines électriques

La charge mécanique posant des problèmes spécifiques (fort couplage des modes, non stationnarités), un soin particulier sera apporté à sa commande de telle sorte que la régulation des grandeurs de sortie ( $V_b$  et  $T$ ) sera assurée même en cas de variations paramétriques. On compte que cette robustesse rendra également la commande insensible aux imperfections des boucles internes. Ce qui revient à l'hypothèse suivante (4.3).

**Hypothèse 4.3** *La robustesse globale du système est assurée pour les boucles de tension et vitesse* ◇

**Corollaire 3.1** *Il n'est pas nécessaire que les boucles de couple soient extrêmement robustes.* ◇

Dans cette optique, nous utilisons un contrôle vectoriel dans le repère du flux rotorique, très basique, avec l'estimateur de flux  $\Phi_r$  le plus simple. Cette partie étant très classique, elle ne sera pas détaillée. Précisons seulement que le régime transitoire

pour le flux rotorique est d'une durée de 100 ms et sans dépassement. A partir de là, toutes les compensations de fem et les découplages étant mis en œuvre pour le contrôle vectoriel, la machine asynchrone sera vue comme un circuit R-L ( $R_s$  en série avec  $L_s$ ) avec à ses bornes une tension  $V_{sq}$  et produisant un courant  $I_{sq}$ , proportionnel au couple électromagnétique.

L'inversion des blocs-onduleurs correspond à une commande de type Modulation de Largeur d'Impulsion. Là encore, on ne donne pas de détail sur la synthèse de cette fonction, utilisée uniquement comme outil, sans apport particulier. On a synthétisé les fonctions de connexion à partir de deux comparaisons (triangles positifs et négatifs), les ordres de commutation correspondant aux rapports cycliques requis sont lus dans une table, suivant la méthode proposée par [DEL-03]. La fréquence de hachage dépendant des temps de réponse demandés pour le courant, on a utilisé un découpage à 5 kHz pour les tests de simulation.

### 4.1.3 Tests de robustesse de la loi de commande

Dans le cas de la broche de bobinoir, certains paramètres sont susceptibles de varier au cours du traitement. On sait par exemple que le rayon et l'inertie de la nouvelle bobine vont augmenter. De plus, les paramètres électriques, notamment les résistances peuvent considérablement varier en raison de leur échauffement. De plus, des erreurs d'identification sont toujours possibles ; par exemple le produit  $AE$  n'est pas toujours connu avec précision. L'effet d'erreurs typiques sur ces paramètres sera testé séparément.

**Remarque 8** *Vu la symétrie du système, surtout dans la configuration expérimentale, les tests seront décrits uniquement sur la chaîne de bobinage (indices  $b$ ).* □

#### 4.1.3.1 Variations paramétriques

Deux types de variations paramétriques vont survenir. Les paramètres mécaniques  $J_b$  et  $R_b$  évoluent naturellement, dans des limites connues. Les paramètres électriques (résistances, par exemple) peuvent changer, d'une manière non déterminée. Le contrôle vectoriel utilisé étant basique, l'estimateur de flux rotorique est très sensible aux variations de la constante de temps rotorique  $T_r = L_r/R_r$ .

**Non stationnarité des paramètres mécaniques** Dans notre application, l'inertie  $J_b$  est composée de l'inertie de l'arbre moteur et de l'inertie de la bobine de fil, rapportée à l'arbre moteur, à travers le réducteur. Le réducteur augmente de  $N_b$  fois la vitesse. On rappelle alors que l'inertie rapportée sur l'arbre moteur s'écrit suivant l'équation (4.4).

$$J_{beq} = J_{ba} + N_b^2 J_{bbob} \quad (4.4)$$

Avec :

$J_{ba}$  Inertie propre de l'arbre moteur

$J_{bbob}$  Inertie propre de la bobine

$N_b$  Rapport de réduction  $\Omega_{bobine}/\Omega_{arbre}$

Le rotor des machines utilisées pèse bien sûr plus lourd que les bobines produites. Même vue à travers le réducteur, l'inertie propre de la bobine reste une part très faible de l'inertie commandée  $J_{beq}$ . On ne s'attend donc pas à une grande sensibilité de la loi de commande face aux variations de l'inertie  $J_{bbob}$ .

Sur les broches de bobinoir, deux types d'entraînement sont possibles pour la bobine (cf. § 2.3.1.1). L'entraînement par friction voit un rayon constant tout au long du bobinage. L'entraînement par courroie subit quant à lui les variations de l'inertie et du rayon. Les tests doivent donc être effectués pour ces deux types d'entraînement.

**Non stationnarité des paramètres électriques** Suite à un échauffement, la résistance rotorique peut subir de fortes variations. Le test porte sur une augmentation de 100% de la résistance rotorique. Le flux estimé n'est plus du tout le flux réel lors des phases dynamiques et il s'agit donc de vérifier dans ce cas l'hypothèse 4.3.

#### 4.1.3.2 Erreur d'identification

La synthèse des correcteurs est fondée sur le placement des pôles des boucles fermées. Les coefficients des correcteurs sont donc calculés en fonction des paramètres du système, supposés parfaitement connus. Il existe néanmoins des risques d'erreurs d'identification dues à des problèmes de mesure. Des non-stationnarités lentes, telles que l'usure, peuvent rendre moins pertinente la mesure initiale des paramètres. Considérons deux cas : le coefficient  $AE$  d'une part, l'inertie de l'arbre moteur d'autre part.

**Erreur sur l'élasticité du fil** Le coefficient  $AE$  est composé de la section du fil  $A$  et du module d'Young  $E$  (cf. § 3.1.2); ces deux paramètres varient avec les différents

fil traités. Pour un même fil, il est aussi possible que la section ne soit pas rigoureusement constante. L'opérateur ne fournit à l'automate que des informations qualitatives (matière et titrage par exemple). Le produit  $AE$  correspondant est donc déterminé de manière empirique, suite à une connaissance statistique. Si dans la majorité des cas l'estimation est correcte, il convient toutefois de connaître le comportement du système en cas d'erreur.

**Erreur sur l'inertie de l'arbre moteur** L'inertie de l'arbre moteur est la partie la plus importante dans l'inertie totale  $J_b$  (voir l'équation (4.4)). On a déjà remarqué comme conséquence l'insensibilité aux variations de l'inertie propre de la bobine. Il convient donc de tester la loi de commande dans un cas plus défavorable : une erreur sur l'identification du paramètre  $J_{ba}$ , inertie propre de l'arbre.

#### 4.1.3.3 Influence d'un bruit de mesure

En cas de bruit de mesure sur les vitesses, les boucles de régulation risquent de réagir. Le bruit qui affectait la mesure risque de se retrouver réellement sur les vitesses. Vu l'ordre de grandeur du gain  $AE$ , ce bruit provoquera les perturbations sur la tension. Il convient de tester la robustesse de la commande à la présence de bruit.

L'ensemble de ces tests de robustesse sera effectué pour chaque loi de commande. Néanmoins, pour ne pas noyer les résultats importants dans un grand nombre de courbes, on ne présentera que deux tests décisifs : un redémarrage en fin de bobinage (c'est à dire à rayon triple) et un essai avec des mesures de vitesse bruitées.

La modélisation entreprise dans les deux premiers chapitres avait pour objectif une meilleure compréhension du comportement dynamique de la broche. L'approche du chapitre précédent donne quelques indications sur les interactions entre les différentes variables d'état du système. Qualitativement, ces liens peuvent être illustrés de façon formelle par un graphe causal. Ce type de représentation mène de manière déductive à une structure de commande dite maximale. Un changement dans la représentation graphique peut donc aussi conduire à une autre structure de commande.

## 4.2 Autour de la Structure Maximale de Commande

Le modèle mathématique de la broche est déterminé, sa représentation graphique sous forme de GIC également. Deux chaînes de commande apparaissent dans le cahier des charges : on doit contrôler la tension du fil et sa vitesse de bobinage. La Structure Maximale de Commande (SMC) de chaque chaîne est d'abord déterminée par inversion systématique, puis, se pose la question du réglage des correcteurs [SMM-01, SMM-02]. Celui-ci doit prendre en compte les remarques provenant de l'analyse du modèle. Trois types de réglage sont étudiés pour la structure de commande maximale.

### 4.2.1 Déduction de la Structure Maximale de Commande

Comme pour le modèle, on a recours à deux niveaux de description. Les deux chaînes de réglages, correspondant aux deux chaînes de conversion électromécaniques, sont représentées séparément pour plus de clarté. La première chaîne permet de régler la vitesse  $V_b$ , grâce à la machine de l'enrouleur (figure 4.1). La seconde se sert du moteur tendeur pour régler la tension  $T$  (figure 4.2). Remarquons que l'inversion du couplage mécanique ne pose *a priori* aucun problème.

Toutes les actions de compensation sont également dessinées. Par exemple, dans les boucles de vitesse, on compense les couples provenant de la tension du fil (de type  $R \times N \times T$ ) ce qui a pour effet de rendre les boucles de vitesses et tension davantage indépendantes.

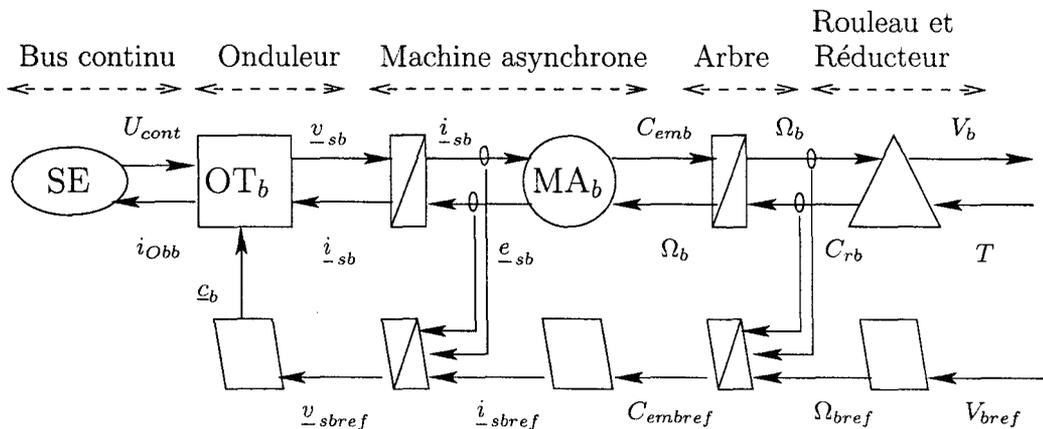


FIG. 4.1 – SMC : Réglage de la vitesse

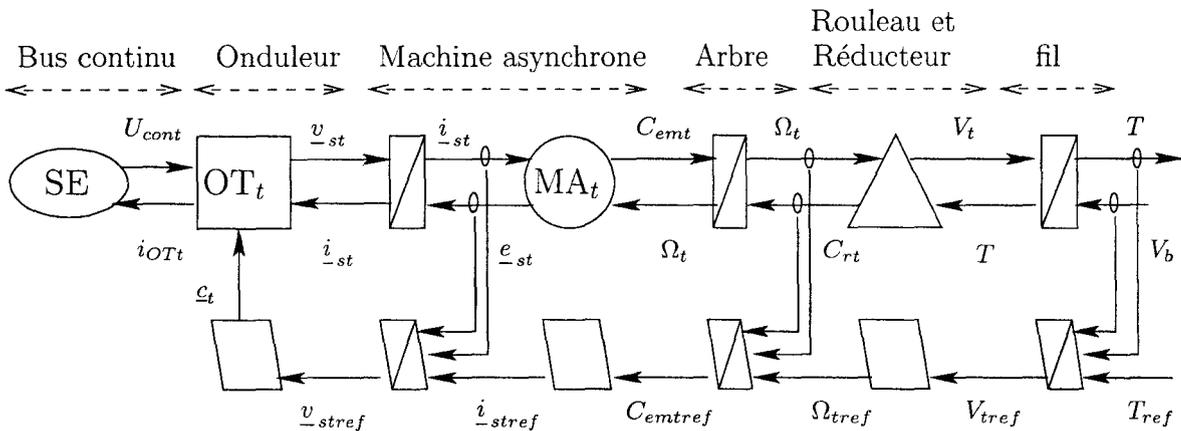


FIG. 4.2 – SMC : Réglage de la tension

Pour la charge mécanique, le réglage de la vitesse est classique, comme cela ressort de la figure 4.1. Néanmoins, en vue de l'implantation, on optimise le nombre d'opérations de l'algorithme de commande : l'asservissement de  $V_b$  utilisé ne passera pas par le calcul de  $\Omega_b$  comme le suggère la SMC. La consigne de vitesse de bobinage  $V_{ref}$  est plutôt comparée à la vitesse  $V_b$  mesurée et la sortie du correcteur donne directement la référence de couple pour la commande du moteur d'enroulement. Pour la chaîne de contrôle de la tension, le correcteur fournit une consigne de vitesse qui sera comparée à  $V_t$ , puis un deuxième correcteur fournit la référence de couple pour le moteur de mise en tension du fil.

L'inversion du GIC de la figure 2.13 donne la structure de commande détaillée pour le couplage élastique de la charge mécanique (voir figure 4.3). Toutes les compensations et linéarisations dynamiques possibles sont mises en œuvre. La variable de réglage choisie est bien sûr  $\Delta V$ . Ainsi,  $V_b$  est incluse dans le calcul de la consigne  $V_{tref}$ , cela permet de minimiser l'effet des variations de  $V_b$  sur la tension.

Pour utiliser une représentation plus classique, un schéma bloc est aussi proposé en figure 4.4. On remarque la compensation de  $V_b$  par sa référence dans la chaîne de réglage de la tension du fil. La structure en boucles imbriquées pour la charge mécanique est très nette. On y retrouve bien sûr les trois correcteurs (vitesse  $V_b$ , vitesse  $V_t$  et tension  $T$ ). Il faut maintenant régler ces boucles en déterminant les paramètres des correcteurs.

### 4.2.2 Synthèse des correcteurs

La chaîne de commande de la tension du fil comporte une boucle de tension et une boucle de vitesse imbriquées. Or, on a vu dans la section 3.2 le problème posé par

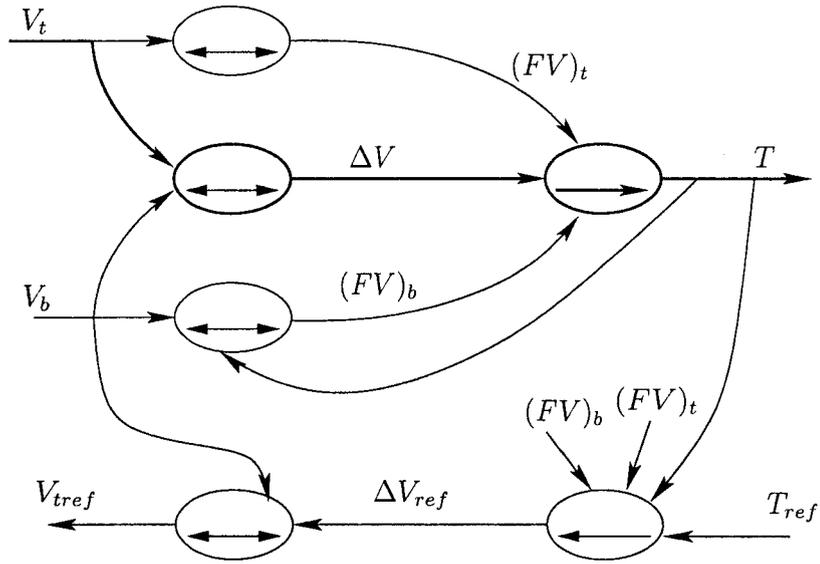


FIG. 4.3 – Graphe de commande pour la tension

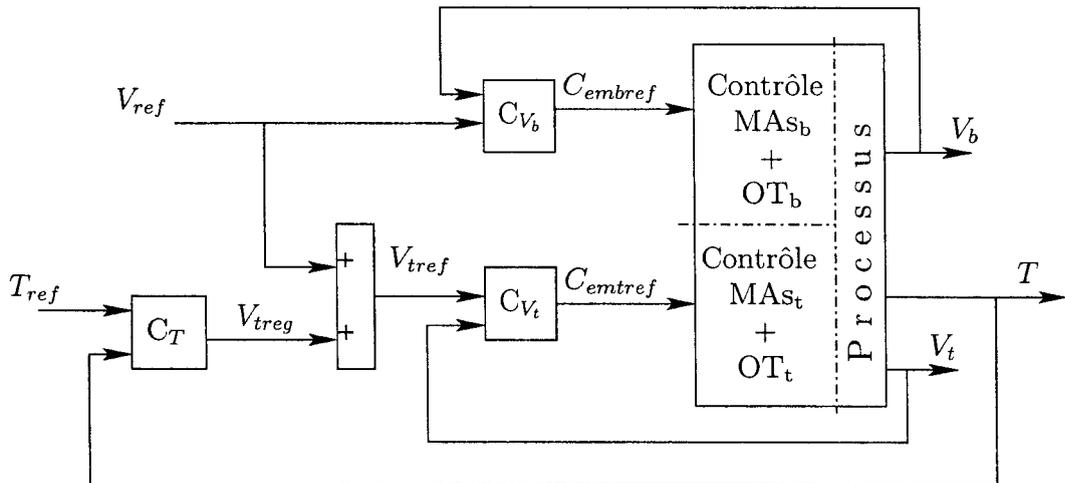


FIG. 4.4 – Schéma bloc pour la commande de la charge mécanique

le retour de tension. Une solution simple pour considérer les boucles découplées est d'annuler cette perturbation par une compensation. En fait, la compensation n'est jamais parfaite puisqu'elle est soumise au temps de réponse de la boucle interne. On considère généralement que la perturbation résiduelle équivalente est négligeable [VUL-02]. Dans notre cas, cette perturbation, même affaiblie reste gênante puisque même un rayon de quelques centimètres occasionne un couplage des modes entre la tension et les vitesses. Si on n'y prend pas garde, on risque de synthétiser les boucles de tension et vitesse séparément, moyennant une hypothèse de découplage des modes qui n'est pas vérifiée. Les pôles du système ne seront pas ceux que l'on pensait imposer et le système bouclé complet n'aura pas le comportement désiré. On peut ainsi rendre le système instable [LEI-02].

Le fort couplage naturel entre les deux modes de la charge mécanique doit donc être pris en compte dans le choix des dynamiques entre les deux boucles. Pour cela, deux solutions sont possibles. D'abord la charge peut être considérée globalement. Dans ce cas, le réglage se réalise par un placement global des pôles de la fonction de transfert entre la tension du fil et la tension appliquée aux enroulements de la machine asynchrone. On peut aussi essayer de s'assurer un découplage artificiel des boucles. Le réglage de chacune se fait alors indépendamment. Deux types de corrections différents sont utilisés pour cette deuxième solution.

#### 4.2.2.1 Synthèse globale

Nous considérons ici la charge dans sa globalité. Cela signifie que nous devons calculer la fonction de transfert en boucle fermée de la tension du fil. L'utilisation des correcteurs IP pour la tension, la vitesse et le courant conduisent à un système du sixième ordre à gain unitaire.

Les calculs sont longs et les expressions très lourdes, de sorte qu'on a préféré reporter les étapes importantes en annexe (annexe C). Le placement des pôles se fait par identification du dénominateur de la fonction de transfert avec un polynôme de référence. Plusieurs formes de polynômes sont bien connues, par exemple les filtres de Butterworth ou les polynômes de Graham et Lathrop [WHI, GRA-63]. Les avantages de chacun ont pu être synthétisés dans une méthode simple de réglage proposée par Naslin [NAS-98]. Ce critère d'amortissement est choisi pour imposer une dynamique de tension ayant le temps de montée et le dépassement requis par le cahier des charges (pour plus de détails, voir l'annexe D).

La différence de vitesse étant prédominante dans les variations de tension, les évolutions de  $V_b$  et  $V_t$  doivent être les mêmes pour minimiser l'effet du gain  $AE$  durant la régulation de  $T$ , notamment lors de l'augmentation de  $V_b$ . Néanmoins, la chaîne de commande de la vitesse a ses propres spécifications en termes de temps de réponse et d'amortissement. Par exemple, la montée en vitesse au démarrage est assez lente. Pour allier ces deux caractéristiques, on choisit d'utiliser pour la commande de  $V_b$  un correcteur à objectifs de poursuite et de régulation différents (voir figure 4.5). Pour cela, la consigne de vitesse de bobinage est filtrée vers le comportement désiré (temps de réponse une seconde et pas de dépassement), alors que la boucle de vitesse proprement dite reçoit les mêmes spécifications dynamiques que le correcteur de vitesse  $V_t$ . Ce placement des pôles permet en effet d'assurer la même dynamique entre  $V_b$  et  $V_t$ , si de plus la consigne de vitesse filtrée est appliquée en même temps sur les deux correcteurs de vitesse ( $V_b$  et  $V_t$ ), alors la compensation de  $V_b$  dans le réglage de la tension sera parfaite. Il s'agit donc de déterminer les quatre pôles de la boucle fermée de vitesse (comprenant la boucle de courant imbriquée). La boucle fermée de  $V_b$  est ensuite réglée pour avoir ces quatre pôles.

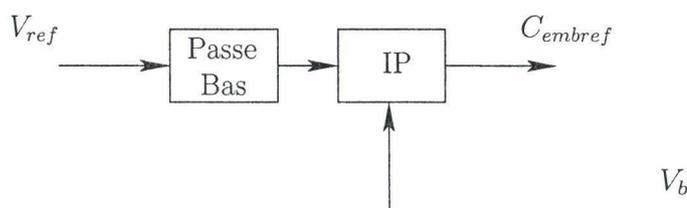


FIG. 4.5 – Correcteur de vitesse à objectifs de poursuite et régulation séparés

**Résultats** On présente les résultats de simulation obtenus pour cette première loi de commande. D'abord, dans les conditions normales de démarrage puis pour les divers tests de robustesse.

**Réponses en conditions normales de fonctionnement** La figure 4.6 présente une séquence de démarrage simple, dans les conditions nominales de fonctionnement. Les paramètres sont donc ceux qui ont servi à la synthèse des correcteurs.

Visiblement, le cahier des charges est respecté. On n'observe pas de perturbations particulières sur la tension du fil lors de l'accélération. Dans ce cas, le placement des pôles est donc correct et la montée simultanée des vitesses  $V_b$  et  $V_t$  est efficace pour la minimisation des perturbations.

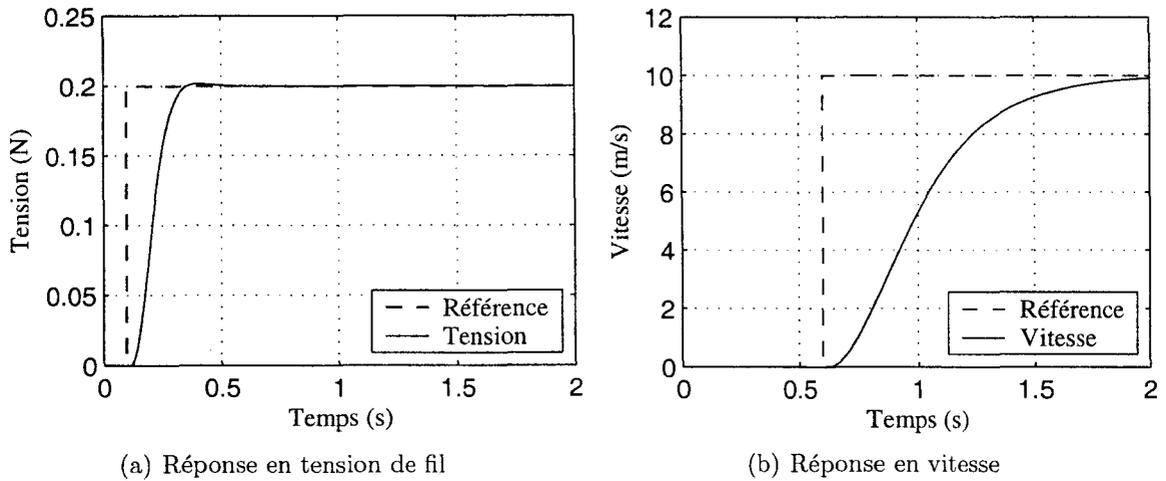


FIG. 4.6 – Placement des pôles global, conditions nominales

**Réponses pour un rayon triple** Le test suivant est réalisé avec un rayon triple de la bobine. Le cas le plus défavorable est retenu, il s’agit d’un entraînement à courroie. La figure 4.7 reprend les résultats de ce test.

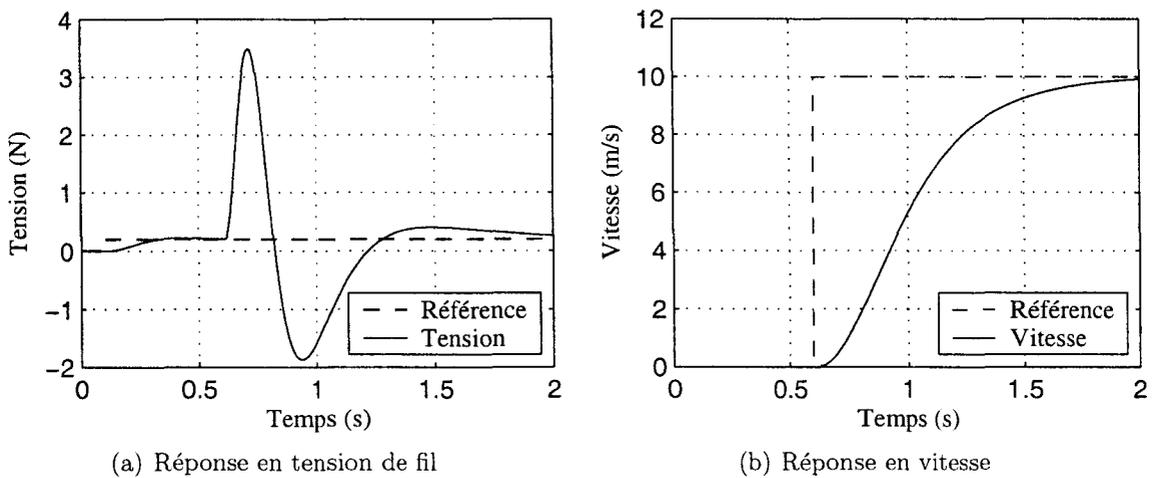


FIG. 4.7 – Placement des pôles global, rayon  $R_b$  triple

A son échelle, la vitesse n’est pas perturbée par cette variation paramétrique. En revanche, son écart avec ce qui est attendu suffit à produire une perturbation de tension inacceptable. Le comportement relevé en simulation n’est pas physique et le fil serait normalement cassé.

**Réponses pour une mesure de vitesse bruitée** Cette fois, du bruit est ajouté artificiellement à la mesure de vitesse. Ce bruit correspond en fréquence et amplitude, au bruit constaté en sortie de dynamo tachymétrique, sur le banc expérimental qui servira à l'implantation. Les résultats sont en figure 4.8.

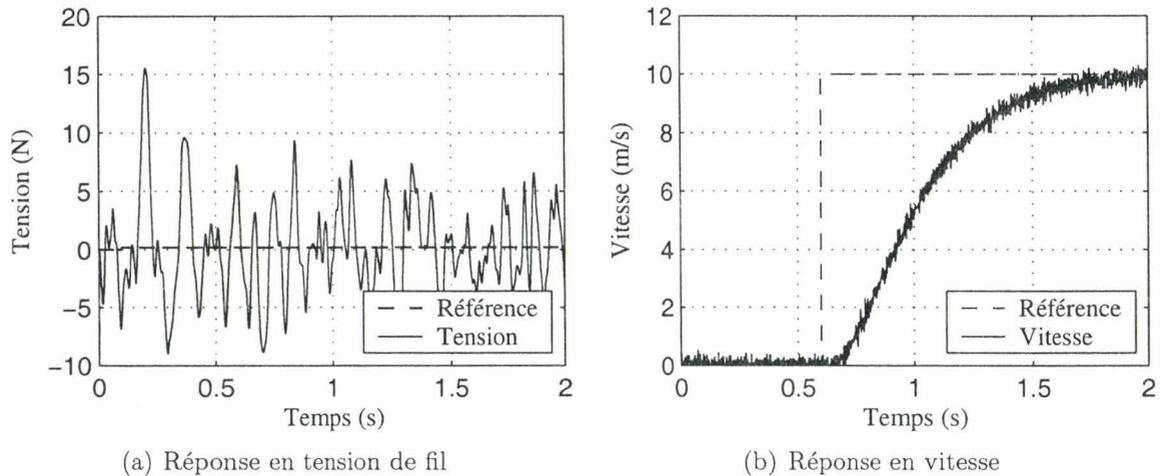


FIG. 4.8 – Placement des pôles global, bruit de mesure sur la vitesse  $V_b$

Là encore, la loi de commande testée n'est pas robuste. Si la vitesse mesurée présente effectivement du bruit, la régulation de tension n'a plus lieu. Il faudrait donc avoir une mesure plus « propre » pour utiliser cette commande.

En conclusion, cette structure nous permet bien de commander la broche de bobinoir. Seulement, elle n'est pas utilisable sur toute la durée du bobinage. Elle devrait donc inclure une estimation du rayon afin de pallier cette faiblesse. De plus, la sensibilité au bruit de mesure sur la vitesse donne des limitations sur les capteurs utilisables.

#### 4.2.2.2 Accélération des boucles internes

La deuxième solution, face au couplage des modes de la charge mécanique, est d'assurer un découplage artificiel. Nous avons considérablement réduit la complexité de l'équation pour la dynamique de la tension. Les hypothèses posées sont assez fortes et on sait qu'elles ne sont pas naturellement vérifiées. En effet, toujours à cause du couplage entre les modes il n'est pas possible de considérer les linéarisations et compensations comme parfaites *a priori*. Les différentes boucles imbriquées doivent donc être rendues indépendantes par la loi de commande afin de valider nos hypothèses.

**Chaîne de réglage de la tension** Le pôle régissant l'allure de la réponse en tension est choisi pour respecter le cahier des charges : pas de dépassement, temps de réponse de 0,25 s. Cela conduit à un pôle réel double en -20.

Les boucles internes (vitesses et courants) devront être rapides pour le suivi de consigne afin de rester au maximum dans le cadre des hypothèses et notamment pour la validité des linéarisations et des compensations. Pour rester dans des limites convenables pour les temps de réponse de courant, on ne désire pas trop décaler les pôles vers la gauche. En revanche, remarquons que les boucles internes sont essentiellement utilisées en poursuite. Elles ne reçoivent jamais de consignes en échelon mais doivent plutôt suivre une consigne à évolution relativement lente, puisqu'issue d'une boucle plus externe. Plus que le temps de réponse, c'est le temps de montée qui nous intéresse. On choisit alors d'accélérer les boucles internes en augmentant la partie imaginaire des pôles concernés. Le coefficient d'amortissement devient très faible, mais l'évolution lente des consignes a un effet filtrant qui empêche les oscillations d'apparaître.

Afin de déterminer la valeur de la partie imaginaire des pôles, on réalise une série d'essais. On impose d'abord la valeur de leur partie réelle, la partie imaginaire étant nulle. La fonction de transfert sous hypothèse de découplage est utilisée pour le réglage des boucles de vitesse, tension et courant avec les pôles désirés. La fonction de transfert de la boucle fermée de tension globale est connue (voir annexe C. Si l'hypothèse de découplage est vérifiée, ses pôles sont bien ceux qu'on a placés lors du réglage, sinon, les boucles internes sont accélérées davantage afin de garantir le découplage. La partie imaginaire des pôles est donc augmentée, jusqu'à ce que l'hypothèse soit vérifiée. La figure 4.9 montre un exemple de courbes obtenues. Elles représentent l'écart moyen entre les pôles souhaités et les pôles réellement imposés. On retrouve bien sûr le résultat du chapitre précédent : plus le rayon est grand, plus le couplage est fort, donc plus le découplage est difficile. Finalement, le placement des pôles pour la chaîne de réglage de la tension est celui de la figure 4.10 :

- Un pôle double en  $-20$  pour la boucle de tension,
- deux pôles complexes conjugués en  $-50 \pm 1000i$  pour la boucle de vitesse,
- deux pôles complexes conjugués en  $-500 \pm 10000i$  pour la boucle de couple (courant  $I_{sq}$  du contrôle vectoriel).

**Chaîne de réglage de la vitesse** Le principe de réglage de la boucle de  $V_b$  est le même que précédemment. Elle reçoit le même placement des pôles que  $V_t$  et la référence de vitesse est filtrée. Le comportement dynamique demandé aux boucles de

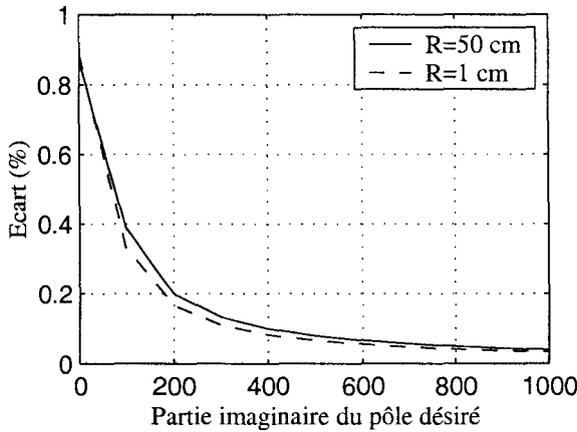


FIG. 4.9 – Erreur de placement des pôles

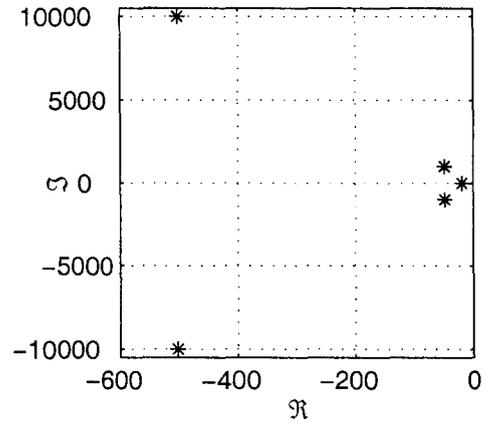
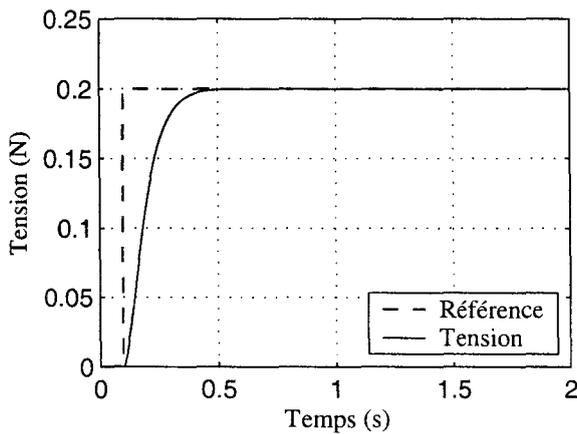


FIG. 4.10 – Placement des pôles utilisé

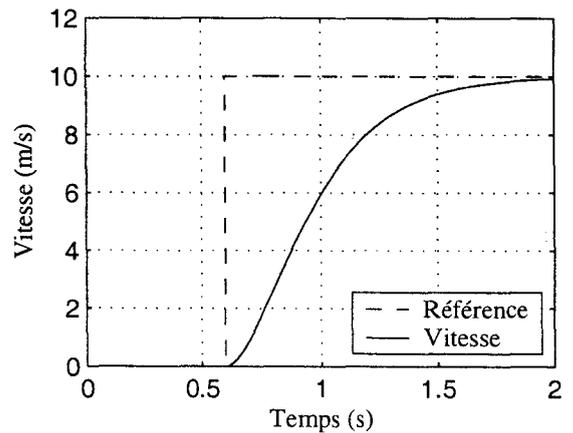
courant assure une très bonne poursuite de la consigne de couple. Ce qui rend efficace la compensation du couple résistant, même pour des rayons importants.

**Résultats** Les résultats des simulations obtenus pour cette loi de commande sont maintenant présentés, tant dans les conditions normales que pour les deux tests de robustesse.

**Réponses en conditions normales de fonctionnement** La figure 4.11 propose les résultats en conditions normales. Les réponses correspondent aux attentes. L'absence



(a) Réponse en tension de fil



(b) Réponse en vitesse

FIG. 4.11 – Découplage des boucles, conditions nominales

de perturbations de tension provoquées par l'accélération au démarrage montre que l'on a bien obtenu un découplage entre les deux boucles (tension et vitesse).

**Réponses pour un rayon triple** Le test pour un démarrage à rayon triple se retrouve en figure 4.12.

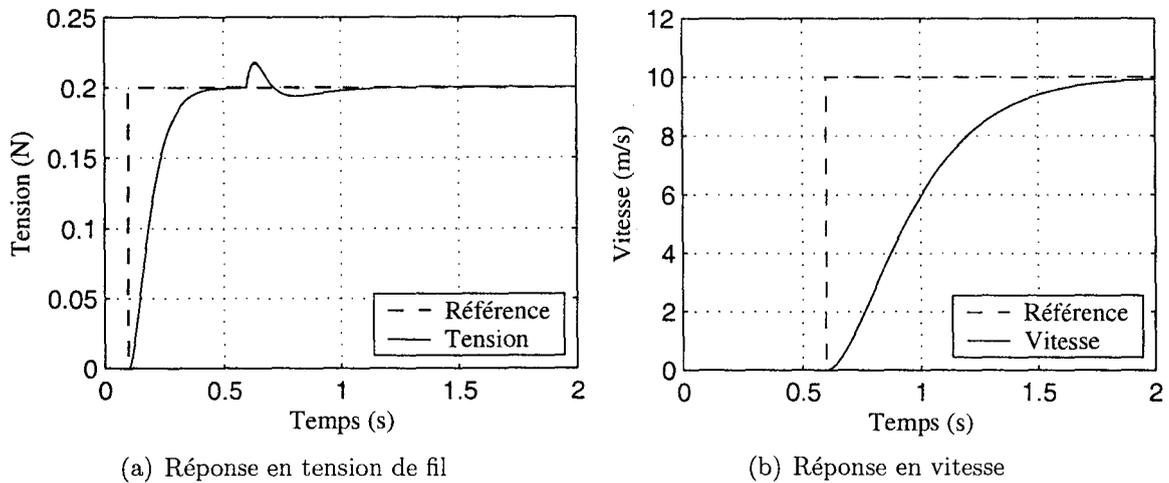


FIG. 4.12 – Découplage des boucles, rayon  $R_b$  triple

Bien que perturbée, la tension reste dans des limites acceptables. Le fil ne subit pas de dommage et cette commande est efficace. La principale différence avec la loi précédente est qu'ici la régulation de tension est assurée au niveau des boucles de vitesse. On sait que si la vitesse évolue correctement, la tension sera elle aussi correcte. Le découplage obtenu par placement des pôles assure un excellent suivi de la consigne de vitesse et donc une minimisation des perturbations de tensions.

**Réponses pour une mesure de vitesse bruitée** Le test suivant est bien entendu lié à la sensibilité au bruit de mesure. Les résultats sont visibles en figure 4.13.

La rapidité des boucles internes a permis d'éliminer les perturbations de tension dues aux phases transitoires de la vitesse. Cette largeur de bande passante a son revers bien connu : le système est très sensible aux parasites. Le choix d'un placement des pôles présentant de fortes résonances amplifie le problème.

#### 4.2.2.3 Commande Plate

Une dernière technique est abordée pour la structure de commande maximale. Les structures de correction IP sont remplacées par des correcteurs basés sur les propriétés de platitude du système. Nous utilisons ici la commande plate en tant qu'outil de commande « clefs en main ». Il ne s'agit donc pas d'en faire un descriptif détaillé. La

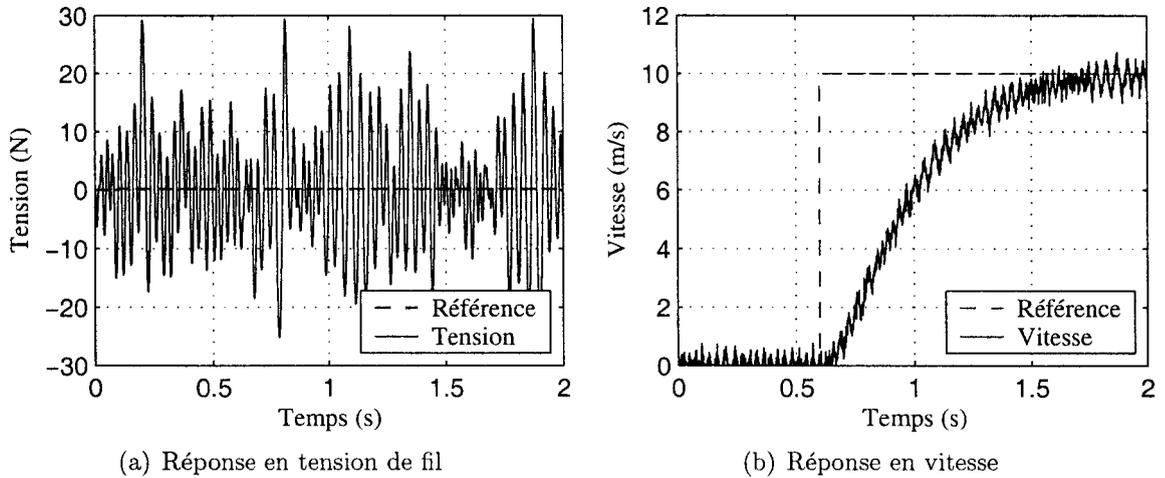


FIG. 4.13 – Découplage des boucles, bruit de mesure sur la vitesse  $V_b$

commande par platitude ne sera d'ailleurs appliquée qu'à la charge mécanique. Des éléments de platitude et l'application au système sont exposés en annexe (annexe E).

Un système différentiellement plat possède trois propriétés principales. Si ces trois conditions sont démontrées pour un modèle donné, alors toutes les opérations, notamment de commande, utilisant les propriétés de platitude peuvent être appliquées [ROT-96]. Une des propriétés amène à exprimer les entrées du système en fonction de ses sorties et de leur dérivées temporelles. Cette expression revient à une inversion formelle du modèle considéré.

Ainsi, si on choisit pour la sortie une trajectoire suffisamment dérivable, il est possible de calculer l'entrée à appliquer pour imposer la trajectoire de sortie. Cette méthode fournit une commande en boucle ouverte très performante [FLI-95, BOU-01]. Par exemple, pour imposer une trajectoire de vitesse à un arbre, le couple moteur à appliquer est précisément connu en fonction de la dérivée de la trajectoire de vitesse (l'accélération) et de la trajectoire elle-même. Cette commande ne nécessite pas de correcteur, pourtant, dans les conditions normales de fonctionnement (paramètres bien connus et système stationnaire), elle offre les performances dynamiques et de précision d'une commande en boucle fermée.

Pour notre application, la planification des trajectoires pour les deux sorties ( $V_b$  et  $T$ ) est réalisée par des polynômes de degrés trois. L'inversion formelle du modèle permet ensuite de calculer les références de couples à fournir au contrôle vectoriel [CHA-03].

Pour assurer la robustesse de la commande, notamment en cas d'erreur sur les paramètres ou de non stationnarité, un correcteur PI est utilisé. En cas de différence

entre la sortie et sa trajectoire, le correcteur agit sur la trajectoire générée pour l'entrée de réglage de manière à compenser cette erreur (voir annexe E). Pour chaque variable commandée par platitude (c'est à dire  $T$ ,  $V_t$  et  $V_b$ ), la structure de contrôle est celle de la figure 4.14 où  $s^*$  est la trajectoire de la sortie  $s$ ,  $e_{ref}$  est la trajectoire de l'entrée de réglage  $e$ ,  $\Delta e$  est l'action du correcteur et  $e^*$  est la trajectoire corrigée de l'entrée. Un placement des pôles de l'équation d'erreur fournit les paramètres du correcteur PI.

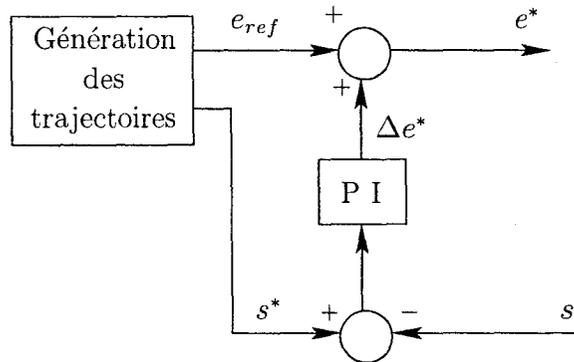


FIG. 4.14 – Structure des correcteurs utilisés

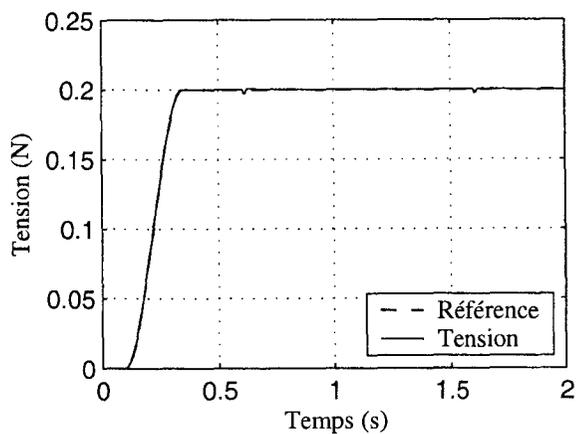
Avant de présenter les résultats obtenus en simulation, précisons que les algorithmes nécessaires à cette commande sont très lourds et que leur exécution en temps réel n'est pas actuellement possible avec le matériel à notre disposition. Quels que soient les résultats aux divers test, cette commande ne sera donc pas implantée.

**Résultats** Le test en conditions normales puis les tests de robustesse sont maintenant présentés.

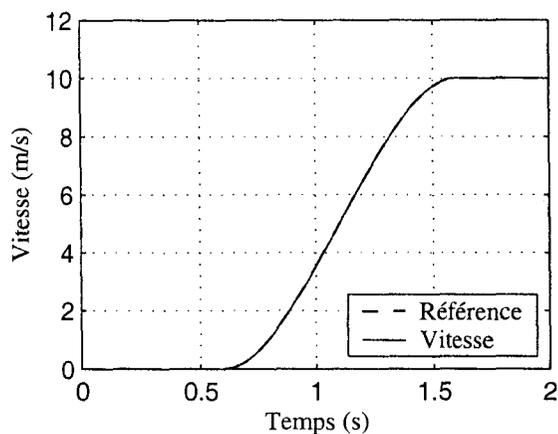
**Réponses en conditions normales de fonctionnement** La figure 4.15 montre les résultats de simulation pour les conditions nominales.

Les résultats correspondent au cahier des charges. Les perturbations de tension provoquées par la vitesse sont très faibles. Les sorties suivent bien leur trajectoire de référence.

**Réponses pour un rayon triple** La figure 4.16 reproduit les réponses obtenues pour un redémarrage en fin de bobine. Les perturbations observées sur la tension sont bien maîtrisées. Elle ne sont pas dommageables et la loi de commande peut donc être utilisée telle quelle, sans adaptations en fonction du rayon de bobinage.

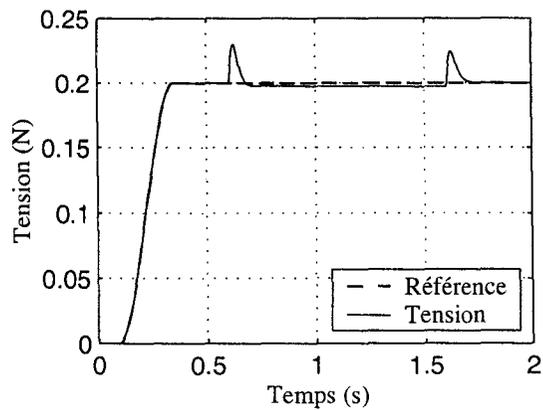


(a) Réponse en tension de fil

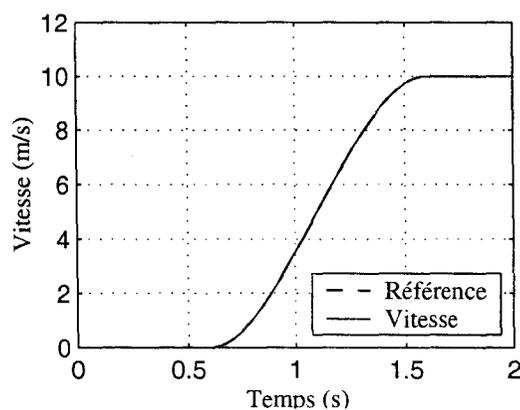


(b) Réponse en vitesse

FIG. 4.15 – Commande plate, conditions nominales



(a) Réponse en tension de fil



(b) Réponse en vitesse

FIG. 4.16 – Commande plate, rayon  $R_b$  triple

**Réponses pour une mesure de vitesse bruitée** Les résultats de test de robustesse sont présentés en figure 4.17. Pour cette loi de commande, comme pour la

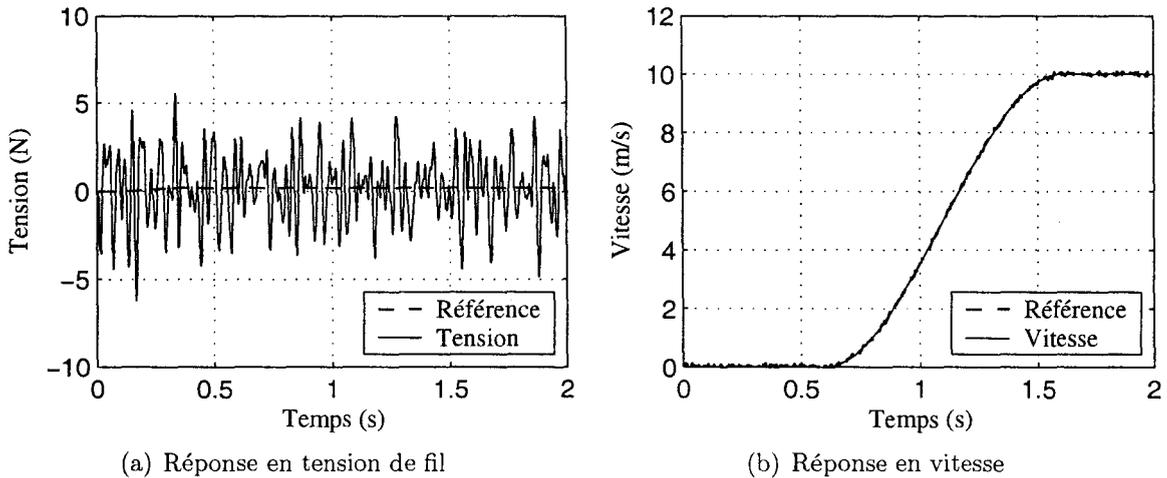


FIG. 4.17 – Commande plate, bruit de mesure sur la vitesse  $V_b$

précédente, ce qui était un avantage pour le test à rayon triple se change en inconvénient dès que le bruit apparaît. Notons toutefois que l'effet de résonance n'existe pas et les perturbations sont six fois plus faibles (mais toujours à un niveau inacceptable).

### 4.2.3 Conclusion sur la Structure Maximale de Commande

La structure de commande maximale nous permet de synthétiser des lois de commandes physiques de manière simple et déductive. Dans notre cas, cependant, on s'est heurté à un système particulier, aux modes fortement couplés. La SMC nous fournit des lois de commande très efficaces dans leurs conditions nominales. Rapidement se pose le problème du choix d'un compromis entre une régulation de tension robuste, même à rayon variable d'une part, la bande passante de la boucle de vitesse d'autre part. Plutôt que de chercher cet équilibre à tâtons, tirons profit de cette compréhension du problème pour générer une structure de commande appropriée à la broche de bobinoir.

## 4.3 Structure de commande alternative

La structure maximale de commande se déduit simplement par inversion du modèle. Malheureusement, elle ne présente qu'une manière de traiter le problème. D'autres

solutions peuvent être trouvées à partir d'une réflexion sur les limites des lois à base de SMC.

### 4.3.1 Présentation qualitative de l'idée

La robustesse voulue pour la loi de commande, associée à la SMC et sa structure en boucles imbriquées, nous obligent à avoir une boucle de vitesse très rapide. Le résultat est une commande extrêmement sensible au bruit de mesure sur les vitesses. L'idée est donc de commander la tension, sans passer par une régulation de vitesse. Parallèlement, les boucles de vitesse pourront être synthétisées en poursuite. Leur temps de réponse correspond alors à celui du cahier des charges. Il devient assez élevé (2,5 s) pour rendre les boucles de vitesse beaucoup moins sensibles au bruit.

Au lieu de chercher empiriquement une structure correspondant à cette idée, on conserve une démarche de déduction de la commande par inversion de modèle. C'est donc le modèle lui-même qui doit être adapté pour refléter notre idée de la commande. Pour la chaîne de réglage de la tension, on a précédemment adopté une structure pour laquelle la référence de vitesse est composée d'une partie issue du réglage de la tension et d'une partie issue de la référence de vitesse de bobinage. Ce choix est une manière d'exprimer le couplage entre la tension du fil et la vitesse de bobinage : la vitesse est à la fois une variable de réglage de la tension et une sortie du système. L'idée est de modifier le modèle pour formaliser cette vision.

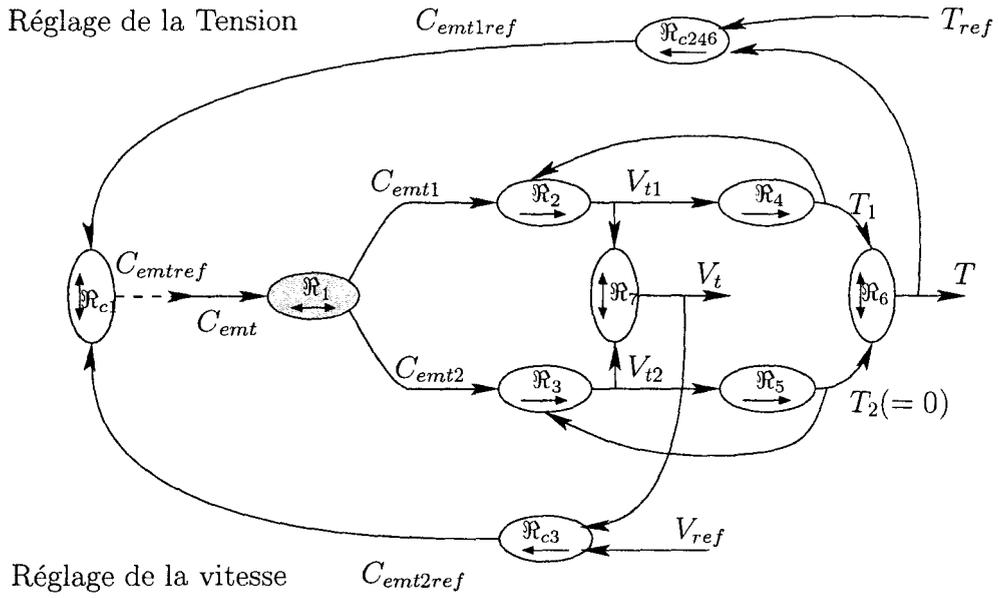
#### 4.3.1.1 Adaptation du modèle

Le GIC de la figure 4.18 reprend le modèle modifié ainsi que la structure de commande déduite par inversion. Dans les relations associées au GIC, la fonction  $C(X_{ref} - X)$  représente un correcteur.

Nous décrivons maintenant les modifications apportées au modèle pour obtenir ce graphe. Rappelons d'abord que nous sommes dans le cadre de l'hypothèse 4.2 et que l'expression utilisée pour la tension est donc (4.5) :

$$L \frac{dT}{dt} = -AEV_t \quad (4.5)$$

Admettons alors que la vitesse  $V_t$  comprend deux composantes :  $V_{t1}$  et  $V_{t2}$  (relation  $\mathfrak{R}_7$ ). Chacune produit une variation de tension (relation  $\mathfrak{R}_4$  et  $\mathfrak{R}_5$ ) et la tension du fil résultante est la somme de ces deux composantes de tension (relation  $\mathfrak{R}_6$ ). La même



$$\begin{aligned} \mathcal{R}_1 & : C_{emt1} + C_{emt2} = C_{emt} \\ \mathcal{R}_2 & : J_t \frac{dV_{t1}}{dt} = N_t R_t C_{emt1} + N_t^2 R_t^2 T_1 - f_t V_{t1} \\ \mathcal{R}_3 & : J_t \frac{dV_{t2}}{dt} = N_t R_t C_{emt2} + N_t^2 R_t^2 T_2 - f_t V_{t2} \\ \mathcal{R}_4 & : L \frac{dT_1}{dt} = -AEV_{t1} \\ \mathcal{R}_5 & : L \frac{dT_2}{dt} = -AEV_{t2} \\ \mathcal{R}_6 & : T = T_1 + T_2 \\ \mathcal{R}_7 & : V_t = V_{t1} + V_{t2} \\ \mathcal{R}_{c1} & : C_{emtref} = C_{emt1ref} + C_{emt2ref} \\ \mathcal{R}_{c246} & : C_{emt1ref} = C(T_{ref} - T) \\ \mathcal{R}_{c3} & : C_{emt2ref} = C(V_{ref} - V_t) \end{aligned}$$

FIG. 4.18 – GIC pour le modèle et la commande, nouvelle structure

remarque vaut pour le couple moteur qui se décompose alors en deux parties, une par composante de vitesse (relation  $\mathfrak{R}_1$ ).

Jusqu'ici, on a simplement décomposé les variables habituelles. Un critère est cependant nécessaire pour expliciter la décomposition de  $C_{emt}$  en  $C_{emt1}$  et  $C_{emt2}$ . Ici, c'est dans un but de commande que cette décomposition artificielle est réalisée; l'objectif est de séparer les deux rôles joués par  $V_t$  (variable de sortie du processus d'une part, variable de réglage pour la tension d'autre part). Le critère n'a donc pas d'expression littérale; en revanche, nous en proposons une définition sous forme d'hypothèses sur la répartition entre les deux composantes de tension d'abord, les deux composantes de vitesse ensuite. Ces hypothèses devront bien sûr être vérifiées par la loi de commande.

**Hypothèse 4.4** *La composante de tension  $T_2$  est nulle.* ◇

**Hypothèse 4.5** *La composante de vitesse  $V_{t1}$  est négligeable devant  $V_t$ .* ◇

#### 4.3.1.2 Aspect commande

Toutes proportions gardées, cette transformation peut être comparée au contrôle vectoriel de la machine asynchrone. Le courant y est décomposé en une partie productrice de couple,  $I_{sq}$ , et une partie  $I_{sd}$ , « inactive » à la production de couple. Un contrôle séparé des deux grandeurs peut assurer un découplage qui n'existait pas naturellement entre le couple et le flux. De même ici, les deux couples  $C_{emt1}$  et  $C_{emt2}$  sont gérés indépendamment par la commande, l'un produira de la tension de fil, l'autre une vitesse  $V_t$  sans influence sur la tension.

On trouve sur l'inversion du graphe deux chaînes de réglage distinctes à partir du couple moteur. L'une agit sur la tension, l'autre sur la vitesse; le réglage de la tension est entièrement assuré par la première chaîne, ce qui permet de vérifier l'hypothèse 4.4. En effet, si  $T_1 = T$ ,  $T_2$  est nécessairement nulle. De même, si  $V_{t1}$  ne sert qu'au contrôle de la tension, sa valeur en régime permanent est nulle et extrêmement faible en régime transitoire. L'hypothèse 4.5 est donc également vérifiée et  $V_t$  est assimilée à  $V_{t2}$ .

Si on réalise une accélération de la bobine, par exemple au démarrage, la vitesse  $V_t$  doit suivre les mêmes évolutions que la vitesse  $V_b$ . A cet effet, la chaîne de réglage de  $V_{t2}$  reçoit la même consigne  $V_{ref}$  que  $V_b$ . Avec cette nouvelle structure, seule la commande de  $V_{t2}$  produira donc une référence de couple lors de l'accélération. Toutefois, pendant cette phase dynamique, la référence du couple  $C_{emt1}$ , idéalement nulle, réagira très

rapidement pour éliminer la moindre perturbation de tension, perturbation issue d'une différence entre  $V_b$  et  $V_t$ . Le couple moteur produit diffère donc de celui qui est demandé par l'asservissement de vitesse. La réponse de  $V_t$  est alors « déformée » pour suivre aux mieux les variations de  $V_b$ .

### 4.3.2 Synthèse

Après la présentation du type de correcteurs utilisés pour la tension et la vitesse, on proposera un choix de placement des pôles pour ces deux chaînes de réglage.

#### 4.3.2.1 Structure des correcteurs

Nous avons recherché une structure de commande alternative pour pallier le problème de la sensibilité de la tension aux perturbations hautes fréquences sur les vitesses. Le but est de ne pas faire intervenir la mesure de vitesse dans le réglage de la tension ; le correcteur de tension se place donc entre la référence de tension et la référence de couple (relation  $\mathfrak{R}_{e246}$ ). C'est logiquement un PID pour conserver le maximum de liberté dans le placement des pôles.

Un correcteur IP avec filtrage des mesures est utilisé entre la référence de vitesse et la consigne de couple correspondante. Le schéma bloc de la structure de commande est donc le suivant (figure 4.19). Seule la commande de la charge mécanique est représentée. Les correcteurs de vitesse sont notés  $C_{V_{t,b}}$  et le correcteur de tension  $PID_T$ .

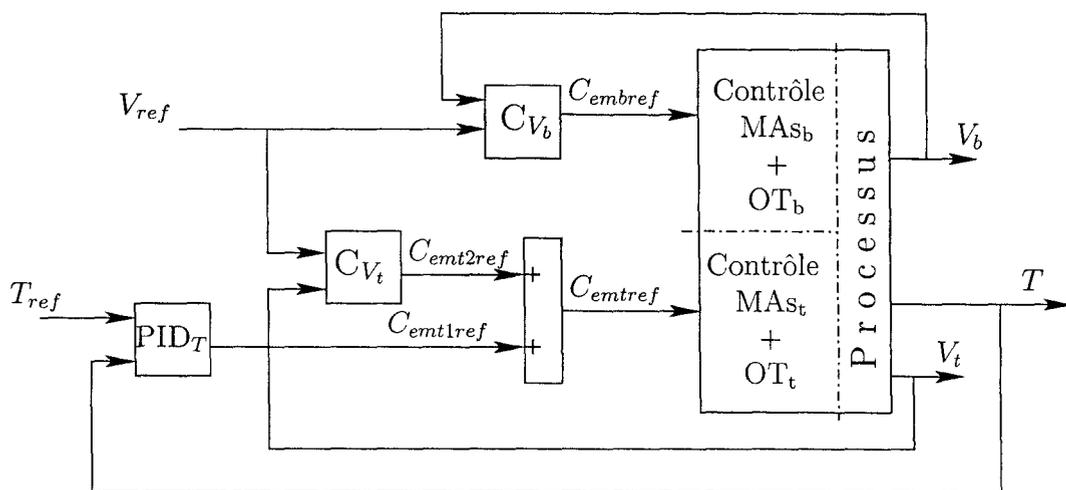


FIG. 4.19 – Commande de la charge mécanique, structure alternative

### 4.3.2.2 Réglage des correcteurs

Pour la tension, la régulation n'est plus gérée par la rapidité des boucles internes (comme c'était le cas avec la SMC). Comme cette sortie est très sensible aux perturbations, on synthétise le correcteur dans un objectif de régulation. Un placement de pôles de Naslin, sur la boucle fermée de tension<sup>1</sup> permet de choisir les paramètres du PID de tension et du IP de courant. La boucle obtenue a évidemment une dynamique élevée pour éliminer la moindre perturbation sur la tension. Dans ces conditions, le respect du cahier des charges en poursuite est assuré par filtrage de la référence de tension de fil (comme pour la vitesse avec la SMC).

Une structure de correction avec filtrage de la mesure (et compensation du zéro introduit) est utilisée pour la vitesse (voir figure 4.20). Un placement des pôles de Naslin, pour la boucle fermée de vitesse seule (correcteur + charge mécanique), donne le réglage des paramètres du correcteur et du filtre pour un temps de réponse de 2,5 s et un dépassement minimal. Cette structure avec filtrage de la mesure, réduit grandement l'influence du bruit. Elle est également utilisée pour le réglage de la vitesse  $V_b$ . Si les vitesses filtrées sont propres, le faible bruit résiduel ne perturbera pas la tension.

**Remarque 9** *La mise en œuvre d'un filtrage efficace est maintenant possible parce que la dynamique de la boucle de vitesse est assez lente. En fait, sa bande passante est telle que le filtrage n'est pas indispensable.* □

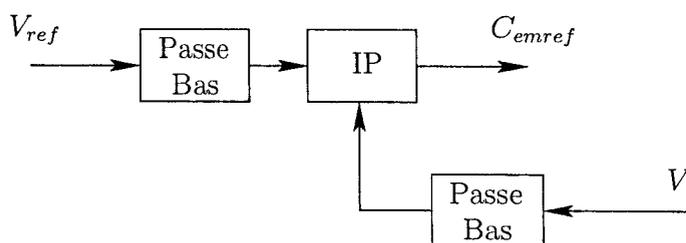


FIG. 4.20 – Correcteur de vitesse avec filtrage

<sup>1</sup>Il s'agit d'une boucle globale, c'est à dire incluant le correcteur de tension, le correcteur de courant, la machine asynchrone, l'arbre moteur et le fil

### 4.3.3 Résultats

On présente les résultats de simulation obtenus pour cette nouvelle structure. D'abord, dans les conditions normales de démarrage puis pour les divers tests de robustesse habituels.

**Réponses en conditions normales de fonctionnement** La figure 4.21 montre les résultats du test pour les conditions nominales de démarrage.

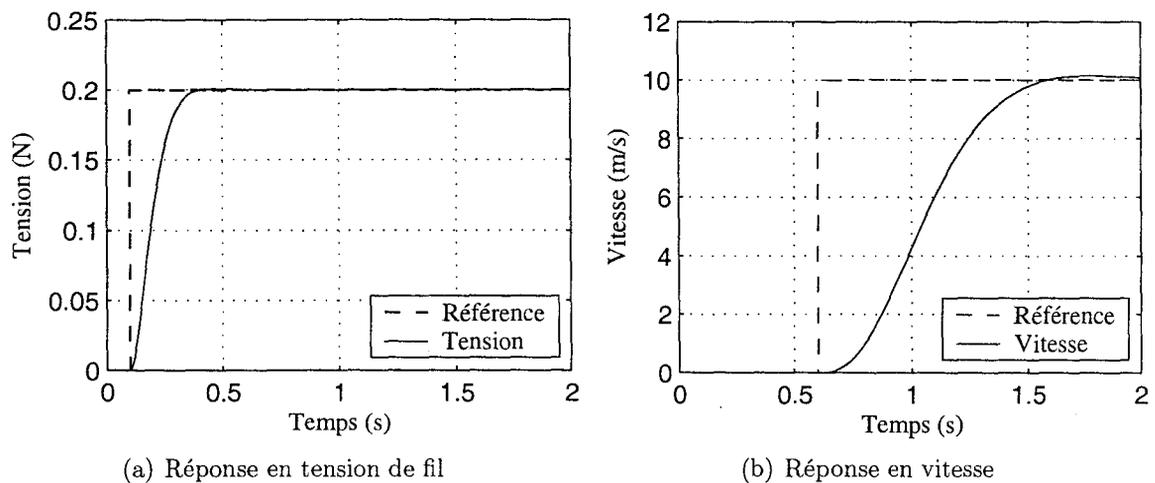
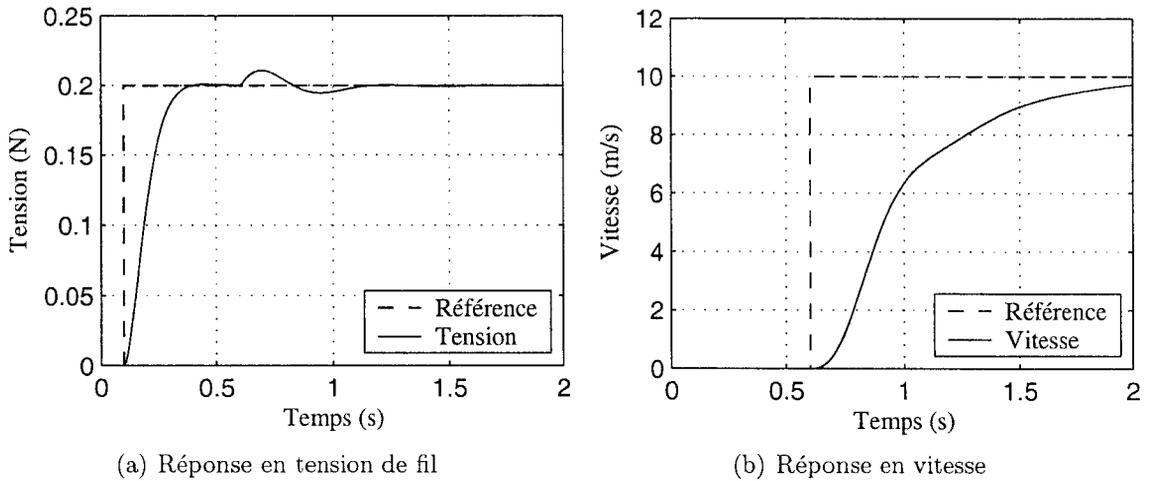


FIG. 4.21 – Structure à PID, conditions nominales

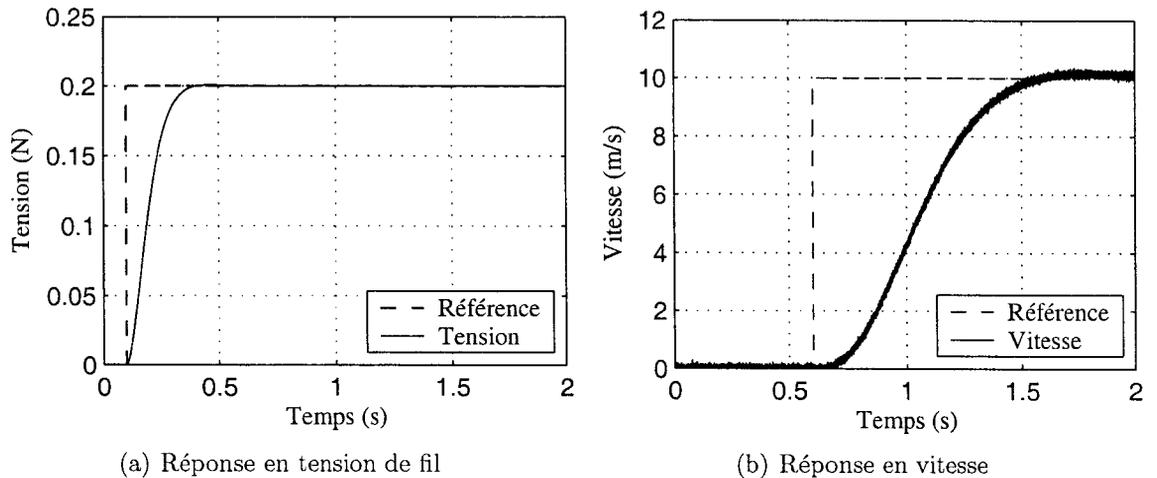
Comme pour les autres lois de commande, le cahier des charges est bien respecté. Le découplage entre tension du fil et vitesse est assuré.

**Réponses pour un rayon triple** Le test du démarrage en fin de bobinage est maintenant appliqué. Les résultats sont présentés en figure 4.22.

L'effet du changement de rayon se fait sentir. La tension est perturbée par les dynamiques de vitesse mais cela reste raisonnable et absolument pas dangereux pour le fil. La boucle de tension réagit vivement et le couple moteur qu'elle demande pour compenser les écarts de tension a pour effet une légère variation de la vitesse  $V_t$  afin qu'elle suive la même évolution que  $V_b$ . Notons d'ailleurs que l'allure de la vitesse  $V_b$  relevée en figure 4.22(b) est elle même assez peu modifiée par cette variation du rayon. On retrouve ici les caractéristiques de robustesse du polynôme de Naslin : l'amortissement et le temps de montée ont très peu changé par rapport au réglage initial. Ce léger changement n'est absolument pas gênant et le cahier des charges reste respecté pour le temps de réponse de la vitesse de bobinage.

FIG. 4.22 – Structure à PID, rayon  $R_b$  triple

**Réponses pour une mesure de vitesse bruitée** Il s'agit du problème le plus délicat, qui n'a pu être résolu avec la structure initiale. Les résultats du test sont en figure 4.23.

FIG. 4.23 – Structure à PID, bruit de mesure sur la vitesse  $V_b$ 

La tension n'est pas sensible au bruit sur la mesure de vitesse : ce bruit n'est pas répercuté sur les couples moteurs par la commande. En effet, le temps de réponse élevé de la vitesse et le filtrage associé permettent d'éliminer efficacement les parasites. Ici, pour obtenir le même niveau de bruit sur la vitesse qu'avec les autres lois de commande, il a fallu injecter un signal aléatoire haute fréquence d'amplitude trois fois plus élevée que lors des essais pour les stratégies à base de SMC. Précédemment, la vitesse réelle comportait des oscillations, maintenant, seule la mesure est entachée de bruit.

**Remarque 10** *Un test, dans les mêmes conditions de bruit, mais en enlevant le filtrage sur les mesures de vitesse donne une ondulation résiduelle sur la tension d'une amplitude de 0,002 N, quelle que soit la valeur de la tension nominale. Ceci corrobore la remarque 9, montrant ainsi que le découplage entre la tension et les vitesses, ainsi que la robustesse globale de la commande sont assurés par cette nouvelle structure, que le filtrage soit présent ou non.*  $\square$

## 4.4 Conclusion

L'analyse du modèle et la Structure Maximale de Commande déduite permettent de s'approcher d'un contrôle idéal. En fait, pour des systèmes particuliers, tels que la broche de bobinoir, il faut parfois aller plus loin. La SMC nous a donné de très bonnes pistes de réflexion. Leur exploitation conduit à une nouvelle structure réellement efficace.

D'autres méthodes peuvent être employées afin de rendre la commande initiale plus robuste. La commande à modèle de comportement (CMC) en est un exemple [VUL-02]. Toutefois, la commande plate en boucle fermée s'apparente à une CMC dont la robustesse est augmentée par les propriétés de platitude du système (voir annexe F). L'utilisation d'une CMC « classique » ne s'est donc pas imposée comme une solution alternative. La commande plate pourrait être aussi utilisée avec d'excellents résultats sur la base de la nouvelle structure. Néanmoins, l'utilisation de correcteurs « conventionnels », de plus en nombre réduit, donne un net avantage à la loi de commande à base de PID, notamment en termes de temps de calcul. N'oublions pas que le but est une commande industriellement réalisable. Ce n'est pas forcément le cas des autres structures.

Toutes les stratégies de commande présentées ici sont applicables dans la plage des rayons d'une broche de bobinoir. En revanche, les hypothèses posées ne seront pas forcément vérifiées pour d'autres applications mettant en jeu des rayons plus importants. Notamment, le couplage par le rayon  $R_b$  n'a jamais été pris en compte, puisque seul  $V_t$  et donc  $R_t$ , intervient dans le réglage de la tension (équation (4.3)). Si  $R_b$  est plus important, une simple compensation de la perturbation  $R_b T$  dans la commande de la vitesse  $V_b$  n'est plus suffisante. D'autres structures ont été testées avec succès pour prendre en compte ce problème (par exemple, en réglant la tension

par action simultanée sur les deux rouleaux). Elles n'apparaissent pas ici puisqu'elles dépassent largement le cadre de l'application choisie.

Les tests présentés dans ce chapitre (ainsi que les tests réalisés et non présentés) ont un réel intérêt pour ce qui est de retenir une loi de commande viable. Toutefois, ces tests restent de la simulation et des essais sur un banc expérimental seraient un dernier passage incontournable pour la validation de cette nouvelle loi de commande.

# Chapitre 5

## Validation expérimentale

La broche de bobinoir est un processus textile industriel complexe. L'application des principes généraux de modélisation pour les systèmes de défilement a débouché sur la synthèse de lois de commande. A partir de deux structures distinctes, plusieurs algorithmes sont proposés. Les résultats de simulations nous ont déjà donnés des indications sur leur efficacité et leurs limites. Leur validation expérimentale est une étape décisive pour leur reconnaissance.

La validation sur une broche de bobinoir n'est pas matériellement possible. En revanche, on dispose d'une maquette dédiée à la commande des Systèmes Multimachines Multiconvertisseurs. La description de cette maquette servira de base à l'implantation proprement dite. Elle permettra de prévoir certains problèmes et les adaptations nécessaires. Par exemple, on devra utiliser un émulateur de charge mécanique. Il s'agira donc de proposer une structure et d'en déterminer les paramètres.

L'objectif est l'implantation de la loi à base de PID. C'est la seule qui répond aux critères de robustesse et d'expérimentation en temps réel dans le cas de notre maquette expérimentale. Comme le dispositif expérimental est très différent du dispositif réel, une réflexion sur la validité des résultats obtenus et sur leur signification sera ouverte avant la présentation des tests expérimentaux.

### 5.1 Description du dispositif expérimental

Le dispositif expérimental, dont un synoptique simplifié est représenté en figure 5.1, comporte deux parties : La partie matérielle, avec les machines, les cartes d'interface, les processeurs, etc. et la partie logicielle avec l'environnement de développement et

ses particularités. Une rapide description de chacune nous permettra de mettre en évidence les problèmes d'expérimentation liés à notre système et de faire ressortir les fonctionnalités qui nous seront utiles.

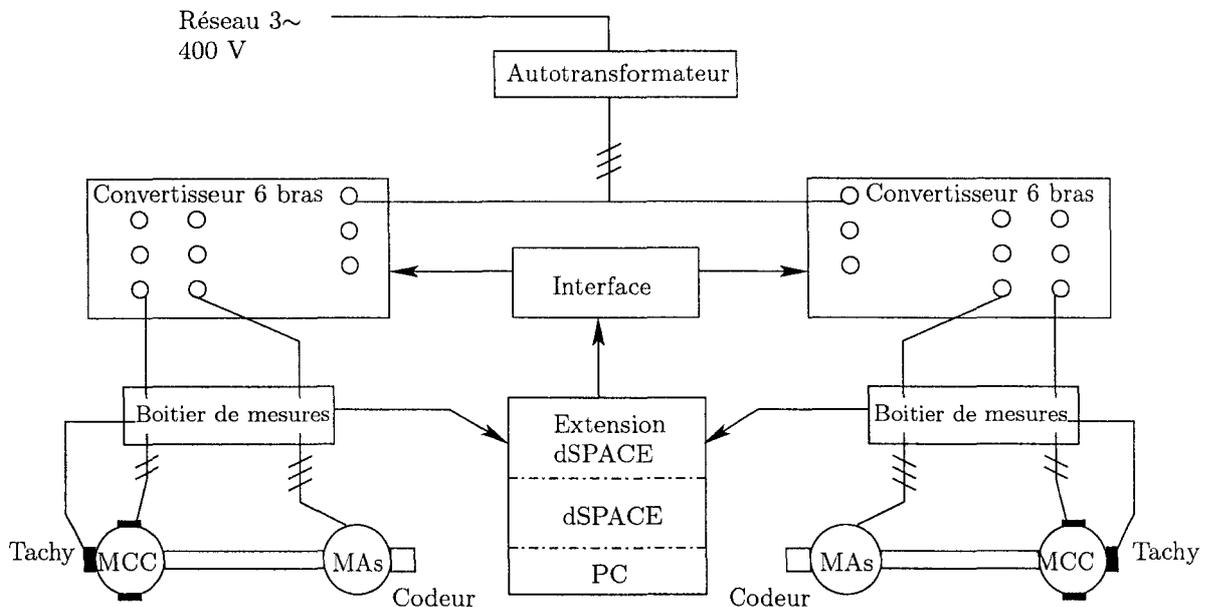


FIG. 5.1 – Synoptique de la maquette SMM du L2EP

### 5.1.1 Partie matérielle du banc d'essai

Le banc d'essai se compose de machines électriques associées à des convertisseurs statiques, des capteurs (pour la plupart concentrés au niveau des boîtiers de mesure) et d'une carte d'interface qui gère la lecture des mesures et la commande des convertisseurs statiques.

#### 5.1.1.1 Association convertisseurs–machines

Deux bancs machines identiques sont disponibles. Chacun se compose d'une machine à courant continu à aimants couplée à une machine asynchrone à cage. Les moteurs ont une puissance de 2,9 KW pour les machines à courant continu et de 1,5 KW pour les machines asynchrones. Leur identification a fait l'objet de plusieurs essais dans de précédents travaux [VUL-02], il sera tout de même nécessaire de procéder à quelques essais pour avoir davantage de précision sur les paramètres mécaniques de l'arbre, élément clef de l'émulation de charges mécaniques dynamiques.

De même, deux convertisseurs statiques identiques existent. Chacun comporte six bras d'onduleurs à IGBT sur le même bus continu. Un pont de diodes (avec condensateur de filtrage) fournit cette tension continue à partir des tensions triphasées d'un autotransformateur. Les interrupteurs sont commandés *via* des interfaces qui adaptent les niveaux de tension, tout en assurant une isolation galvanique.

#### 5.1.1.2 Capteurs

Divers capteurs permettent au programme de connaître l'état de la machine commandée. Ainsi, nous disposons de six capteurs de courant (deux par machine asynchrone et un par machine à courant continu, par exemple). La tension des bus continus est aussi mesurable. Pour la vitesse des arbres moteurs, on dispose d'une dynamo tachymétrique et d'un codeur incrémental par banc machines.

#### 5.1.1.3 Carte dSPACE 1103

La carte dSPACE se charge principalement de l'exécution en temps réel de l'algorithme de commande. Parallèlement, son extension se charge d'interfacer les entrées-sorties. Elle comprend ainsi des blocs de modulation MLI, des entrées-sorties logiques, analogiques ainsi que des entrées de codeurs. Chaque fonction est rattachée à une broche et il n'est pas toujours possible d'utiliser deux fonctionnalités en même temps. Par exemple, le câblage actuellement utilisé pour commander les convertisseurs à partir des sorties logiques interdit l'utilisation des codeurs incrémentaux.

### 5.1.2 Partie logicielle

L'ensemble convertisseurs-machines est commandé par la carte dSPACE, elle-même programmée par ordinateur. Quelques éléments sur cet environnement logiciel de développement permettront de mieux saisir, par la suite, les difficultés liées à notre expérimentation.

#### 5.1.2.1 dSPACE / Simulink

La carte dSPACE est une carte à base de DSP. Sa programmation se fait de manière transparente grâce à l'environnement Simulink de Matlab. Fondamentalement, le même programme peut donc servir pour la simulation et pour l'implantation. La « partie modèle » du programme de simulation disparaît, elle est remplacée par l'envoi des

commandes et la lecture de mesures. La commande échantillonnée est donc maintenant associée à un processus physique, réel et continu.

La lecture des entrées (convertisseurs analogiques–digitaux, codeurs ou entrées logiques) apporte les mesures nécessaires au contrôle des machines. Ces mesures servent également à la surveillance de grandeurs critiques telles que les courants ou les tensions de bus continu. D'autres blocs permettront d'imposer les sorties de la commande sous forme d'ordres de commutation pour les interrupteurs statiques ou de rapports cycliques pour la Modulation de Largeur d'Impulsion (MLI). Les compteurs, les horloges programmables et autres interruptions assurent la synchronisation de la partie physique (le processus continu) et de la partie logicielle (la commande échantillonnée).

Le système de développement dSPACE–Simulink est orienté prototypage rapide et il n'est pas besoin de décrire plus précisément tous les aspects techniques de ce concept, puisqu'ils sont transparents pour l'utilisateur (par exemple, le code Simulink est directement compilé en langage machine pour le DSP de la carte dSPACE). Néanmoins, quelques remarques sur la synthèse de la MLI et les précautions nécessaires pour assurer une commande temps réel doivent être présentées.

#### 5.1.2.2 dSPACE et la Modulation de Largeur d'Impulsion

La carte dSPACE possède sept blocs de MLI. Pour chacun, on donne sa fréquence de découpage comme paramètre, son entrée étant le rapport cyclique à produire. Trois blocs sont synchrones et il est donc possible d'obtenir une interruption à un instant connu de la période de modulation. Par exemple, une MLI symétrique associée à une interruption au milieu de la période garantit (en conduction continue) la mesure du courant moyen dans la charge. Les autres blocs sont totalement asynchrones.

Les blocs que nous utilisons se séparent en deux catégories : les MLI triphasées et les MLI indépendantes. Le bloc des MLI triphasées accepte trois rapports cycliques en entrée. On obtient trois sorties modulées à la même fréquence de hachage et leurs trois sorties complémentaires. Ce bloc fournit également une interruption synchrone de la MLI. Le bloc des MLI indépendantes accepte six rapports cycliques en entrée et peut donc produire jusqu'à six sorties modulées indépendantes. En revanche, aucune synchronisation n'est possible. Les sorties modulées de la carte d'interface sont câblées sur les convertisseurs statiques *via* un système de buffers. On peut donc imposer neuf rapports cycliques, sur neuf bras indépendants. Les trois derniers bras sont commandés de façon complémentaire par le bloc MLI triphasée.

L'utilisation des blocs MLI intégrés ne nous permet donc pas de commander indépendamment les quatre machines. Heureusement, l'interface dSPACE fournit aussi des sorties logiques que l'on utilisera à des fins de commande des interrupteurs. Dans ce cas, la MLI est logicielle et les ordres de commutation sont directement donnés par le programme aux divers bras des convertisseurs statiques. La commande de chaque bras devient alors totalement indépendante des autres. Cette solution requiert un câblage externe supplémentaire entre la carte d'entrées-sorties et les convertisseurs statiques.

### 5.1.2.3 Commande temps réel

En simulation, les grandeurs peuvent sans dommages atteindre des valeurs peu probables, voire dépasser leur limite physique (notamment pour les courants). Ce type de comportement n'est pas permis pour un système réel et il convient de surveiller les grandeurs critiques tels que les courants dans les machines et les tensions de bus continu. Si un problème survient, le courant risque de monter très rapidement, cette tâche de surveillance doit donc s'exécuter très souvent. Le programme peut alors être scindé en deux parties. Une tâche principale qui assure la fonction de sécurité en bloquant les convertisseurs statiques dès qu'un problème est détecté et une tâche plus lente, à la période d'échantillonnage choisie, c'est l'algorithme de commande.

Le pas de calcul dépend directement de la tâche principale. Comme on l'a précisé, celui-ci doit rester faible afin de garantir la sécurisation du banc. La tâche de surveillance ne nécessite que quelques comparaisons et une bascule. Elle est exécutée par le DSP en une dizaine de microsecondes. En revanche, il arrive que la tâche principale comporte d'autres traitements que les sécurités. Le temps de calcul est allongé et il faut veiller à augmenter le pas de calcul pour que l'exécution en temps réel reste possible, tout en assurant la sécurité. Ce cas se présente par exemple lors de l'utilisation d'une MLI logicielle. Les ordres de commutation doivent être calculés par le programme. A chaque période d'échantillonnage, la loi de commande donne un nouveau rapport cyclique à synthétiser. Puis, la comparaison avec une rampe doit être effectuée au moins dix fois par période de hachage, pour une précision acceptable. Le temps d'exécution de la tâche principale (sécurité et ordres de commutation) induira le pas de calcul et, partant, la période de découpage minimale. Cette période correspondra aussi à l'échantillonnage de la loi de commande. Son pas d'intégration est donc lui aussi dépendant du temps d'exécution de la tâche de fond. Par conséquent, il faut veiller à ce que la méthode d'intégration des algorithmes de commande soit valable pour le pas de calcul disponible.

Ces conditions pourront amener à revoir les dynamiques demandées au système ou à synthétiser une loi de commande numérique plutôt qu'une loi pseudo-continue. Ce point est très important. En effet, si les quatre machines du banc sont commandées indépendamment, de nombreuses acquisitions sont faites (opérations très gourmandes en temps d'exécution). Le pas de calcul est donc déjà assez élevé et la sécurité peut en pâtir. Mais, pour utiliser chaque bras de convertisseur statique indépendamment, on a aussi recours aux MLI logicielles, donc la tâche principale est encore allongée... Dans cette situation, les fréquences de découpage maximales n'excèdent pas 1500 à 2000 Hertz. La loi de commande n'est donc activée au mieux que toutes les cinq à six cent microsecondes. Dans ce cas, il sera parfois nécessaire de choisir un compromis entre la dynamique souhaitée pour le système et les contraintes d'exécution du programme en temps réel.

## 5.2 Maquette SMM et application textile

Ce dispositif expérimental nous sert maintenant pour valider les lois de commande de la broche de bobinoir. Puisqu'il n'est pas possible de bobiner un fil de coton pour réaliser le couplage mécanique réel, celui-ci sera émulé. Cela induira nécessairement des limites dans la validité de l'expérimentation. Pour la crédibilité des résultats, une réflexion sera menée sur ce problème.

### 5.2.1 Emulation logicielle

Le bobinoir est un système textile industriel encombrant. Les constructeurs réalisent généralement des prototypes de quelques broches seulement. Dans notre cas, il ne sera pas possible de tester notre commande sur un processus réel. Néanmoins, on décide d'émuler le comportement d'une broche. On définit donc maintenant le rôle assigné à chacune des quatre machines de la maquette. Ensuite, l'émulateur de charges mécaniques proprement dit sera présenté.

#### 5.2.1.1 Utilisation des machines

Logiquement, deux machines devront représenter les moteurs réellement présents dans la broche de bobinoir et deux autres simuleront la charge mécanique. Le processus industriel utilisant une machine asynchrone pour le bobinage, ce sont les moteurs de ce type qui joueront le rôle des machines réelles. Les machines à courant continu sont

particulièrement bien adaptées pour produire un couple résistant contrôlable. C'est donc le rôle qui leur est confié.

On ne s'intéresse pas ici à l'optimisation du nombre de bras utilisés ni à un éventuel mode dégradé. Le maximum de degrés de liberté est donc conservé et chaque moteur sera commandé indépendamment.

Pour chaque machine, on mesure les courants (deux courants de ligne pour les machines asynchrones, le courant d'induit pour les machines à courant continu) et la vitesse de rotation. Dans un but de linéarisation dynamique mais aussi de sécurité, les tensions de bus continu sont également mesurées.

La commande des moteurs à courant continu devra assurer la simulation de la charge mécanique. Une revue détaillée de celle-ci s'impose donc maintenant.

### 5.2.1.2 Phénomènes mécaniques à émuler

Le banc multimachine est un banc expérimental permettant d'étudier la commande de nombreux systèmes. Ses paramètres mécaniques sont déjà identifiés ; bien sûr, ils ne peuvent correspondre à la réalité pour l'ensemble des processus que l'on souhaitera étudier. Par exemple, l'inertie est celle de deux rotors couplés (machine asynchrone et machine à courant continu associée). Il est important d'avoir accès à des conditions d'expérience proches de celles du système industriel plutôt que de subir les conditions imposées par le banc. Outre le comportement élastique du fil, il sera donc important de simuler d'autres phénomènes pour obtenir des conditions d'expérience satisfaisantes.

**Réducteur** Lors de la présentation de la broche de bobinoir et de son cahier des charges, on a noté que les ordres de grandeur pour les vitesses nominales sont très différents entre la broche réelle et les moteurs du banc expérimental. Le rapport de réduction qui était habituellement un rapport de rayon de poulie a donc été recalculé pour respecter les grandeurs nominales du banc d'implantation. En simulation, ce réducteur correspond à un gain, dans la pratique, il n'est pas prévu d'installer cet organe supplémentaire sur le banc. Il sera donc simulé.

**Inertie** Puisqu'un réducteur est présent, l'inertie de la bobine simulée peut être rapportée à l'entrée du réducteur. La commande ne voit donc pas l'inertie propre de l'arbre moteur mais une inertie équivalente. L'inertie des arbres moteurs étant fixe sur le banc, c'est le simulateur qui devra modifier l'inertie apparente vue par la commande.

**Frottements** De la même manière que l'inertie, les frottements visqueux vus par la commande sont ceux de l'arbre moteur ajoutés à ceux de l'axe de la bobine rapportés côté arbre moteur. Le simulateur de charge mécanique devra donc émuler ces frottements supplémentaires. Pour ce qui est des frottements secs, ils sont assez importants sur le banc expérimental, notamment devant le couple nominal de fonctionnement. Il pourrait donc être envisagé de les diminuer artificiellement, *via* la simulation d'un couple de frottements secs négatif.<sup>1</sup>

**Rayon** Les rayons des rouleaux sont une caractéristique essentielle pour les systèmes de bobinage. On a montré leur caractère déstabilisant pour une loi de commande sous hypothèses trop réductrices, ne prenant pas en compte leur influence. C'est encore eux qui accomplissent la transformation rotation vers translation. Leur émulation est donc très importante car elle permettra de simuler la mesure des vitesses linéaires. On pourrait aussi tester ultérieurement la loi de commande pour différents rayons, alors que le rayon de l'arbre moteur est bien entendu constant.

**Elasticité** C'est bien sûr le cœur du problème. Alors que les fonctions précédentes étaient avant tout des modifications de paramètres, cette fois, c'est une fonction qui n'existe pas physiquement. Il est important de simuler l'évolution de la tension du fil, en respectant le comportement élastique dans les phases dynamiques pour valider la loi de commande. La tension calculée sera ainsi une mesure simulée de la tension du fil. Cette grandeur servira de retour pour la chaîne de commande de la tension du fil. Elle sera aussi utile pour synthétiser le couple résistant opposé par le fil, *via* les réducteurs sur les arbres moteurs de traction et de bobinage.

Ayant ainsi dégagé les actions à mettre en œuvre par le simulateur de charge, nous pouvons mieux en cerner les entrées et sorties. Celui-ci peut admettre en entrée, toute grandeur mécanique réelle et mesurable, notamment les vitesses de rotation. Il fournira à l'algorithme de commande les mesures simulées des vitesses linéaires et de la tension de fil. Physiquement, il imposera sur l'arbre moteur un couple résistant tel que la commande contrôlera non pas l'arbre de la machine asynchrone et ses paramètres propres mais un système « virtuel » ayant les caractéristiques voulues par l'utilisateur.

---

<sup>1</sup>La mise en œuvre de cette solution ne s'est pas révélée nécessaire durant la phase expérimentale.

### 5.2.1.3 Structure de l'émulateur de charge

L'émulateur de charge comporte trois parties (figure 5.2). D'abord, le modèle de la charge à émuler (la chaîne du bas sur la figure, « Simulation »), c'est une partie purement logicielle. Elle comprend la simulation des rayons, des réducteurs et de l'élasticité. Ensuite, les associations convertisseurs-machines qui produiront le couple résistant d'émulation (chaîne du haut, « Système »), cette partie est purement matérielle. Finalement, la commande de ces machines calcule la référence de couple à produire et envoie les ordres de commutation adéquats pour que la machine produise le couple voulu (chaîne du milieu, « Commande »). C'est à ce niveau que sont adaptés les inerties et frottements. Les fonctions remplies par cette structure d'émulation sont donc de trois sortes : élaboration de sorties virtuelles, calcul de couple résistant de référence et commande des machines à courant continu.

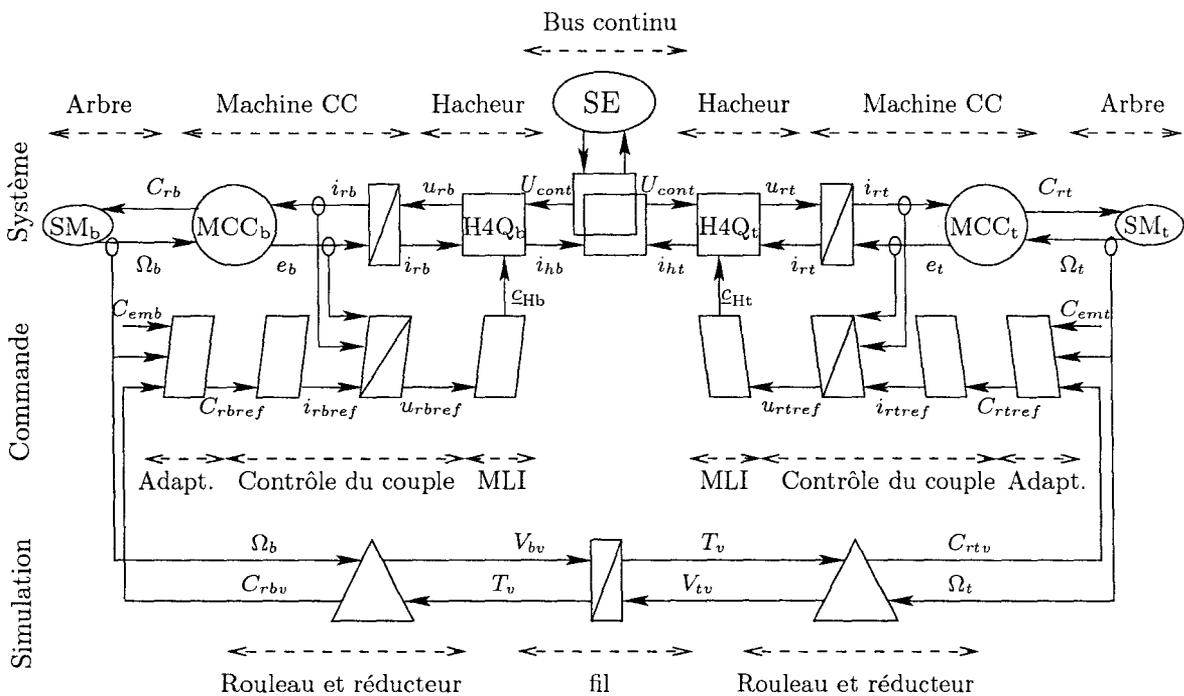


FIG. 5.2 – Structure de l'émulateur de charge

**Calcul des sorties virtuelles** Il s'agit de fournir trois sorties émulées : les deux vitesses linéaires et la tension du fil. Ces mesures virtuelles sont indicées  $v$  sur la figure. Les grandeurs disponibles pour l'émulateur sont les vitesses de rotation mesurées sur les arbres moteurs. La partie simulée de la charge se décompose en deux blocs : l'ensemble réducteur-rayon d'abord et le comportement élastique ensuite.

Le premier ensemble est l'élément de conversion mécanique noté « Rouleau et réducteur » sur la figure. Il agit comme un gain  $N \times R$  : le rapport de réduction fois le rayon. Ses entrées sont une vitesse de rotation et la tension du fil. Les sorties sont la vitesse linéaire correspondante (c'est une mesure virtuelle) et le couple résistant opposé par le fil sur l'arbre moteur. Cette grandeur sert de base pour le calcul de la consigne de couple de la machine à courant continu.

Le comportement élastique est une relation de type Élément d'Accumulation. Il possède trois entrées, toutes les trois logicielles. Ce sont les deux vitesses linéaires calculées précédemment et la tension  $T_0$  non représentée. Sa sortie est la tension du fil qui servira de mesure pour la boucle de régulation de tension et le calcul du couple résistant.

**Calcul de la référence de couple résistant** L'émulation en temps réel de la charge mécanique consiste à imposer un couple de charge tel que le comportement résultant sera celui qui serait obtenu dans les conditions réelles. Dans notre cas, la tension du fil est entièrement émulée logiciellement ; en revanche, l'évolution des vitesses de rotation doit correspondre à l'évolution qui devrait réellement apparaître. Afin de réaliser un simulateur efficace, on doit donc s'assurer que les variations de la vitesse  $\Omega_m$  de l'arbre moteur seront celles qui apparaîtraient sur une broche réelle. Les changements d'inertie et de frottements dus aux réducteurs émulés doivent par conséquent être pris en compte dans la consigne de couple des machines à courant continu. Les blocs « Adapt. » de la figure 5.2 jouent ce rôle.

On écrit les équations de l'équilibre dynamique sur l'arbre moteur réel et de l'équilibre dynamique sur l'arbre moteur de la broche à émuler. Les variables propres à l'arbre moteur réel sont indicées  $m$  ( $X_m$ ) tandis que les variables du système à émuler sont appelées « équivalentes » et indicées  $eq$  ( $X_{eq}$ ). Les couples électromagnétiques sont notés  $C_{em}$ , les vitesses  $\Omega$ . Le couple résistant est décomposé en trois composantes : les frottements visqueux (coefficient noté  $f$ ), les frottements secs  $C_s$  et le reste du couple de charge,  $C_r$ .

$$J_m \frac{d\Omega_m}{dt} = C_{emm} - f_m \Omega_m - C_{sm} - C_{rm} \quad (5.1)$$

$$J_{eq} \frac{d\Omega_{eq}}{dt} = C_{emeq} - f_{eq} \Omega_{eq} - C_{seq} - C_{req} \quad (5.2)$$

Dans notre cas, le couple moteur sur la maquette est le couple qui serait réellement présent donc  $C_{emm} = C_{emeq}$ . Les paramètres  $J_m$ ,  $f_m$  et  $C_{sm}$  sont physiquement imposés

alors que  $J_{eq}$ ,  $f_{eq}$  et  $C_{seq}$  doivent être simulés.  $C_{req}$  est le couple de charge dans le cas réel (dans notre application, c'est celui qui est opposé par le fil de coton). Le couple résistant réel  $C_{rm}$  est celui que l'émulateur impose. C'est le degré de liberté qui permet de modifier le comportement apparent de l'arbre moteur, il doit être déterminé pour inclure tous les phénomènes mécaniques à émuler définis ci-dessus.

Notre objectif est d'établir  $\Omega_m = \Omega_{eq}$ , même en régime dynamique. Pour cela, deux conditions doivent être remplies :

$$\begin{cases} \Omega_{m0} &= \Omega_{eq0} \\ \dot{\Omega}_m &= \dot{\Omega}_{eq} \end{cases}$$

Avec  $X_0$  la valeur initiale de  $X$  et  $\dot{X}$  ses variations instantanées.

$C_{rm}$  étant la grandeur de sortie de l'émulateur de charge, il convient de l'exprimer en fonction des éléments réels, des éléments à émuler et de façon à respecter les deux conditions. La première condition est intrinsèquement remplie :  $\Omega_{m0} = 0$  dans l'expérience de la même manière que  $\Omega_{eq0} = 0$  dans la réalité. Exprimons donc  $C_{rm}$  en fonction des autres variables et paramètres pour satisfaire la condition  $\dot{\Omega}_m = \dot{\Omega}_{eq}$ .

$$\dot{\Omega}_m = \dot{\Omega}_{eq} \Rightarrow \frac{C_{emm} - f_m \Omega_m - C_{sm} - C_{rm}}{J_m} = \frac{C_{emeq} - f_{eq} \Omega_{eq} - C_{seq} - C_{req}}{J_{eq}} \quad (5.3)$$

Puisque  $C_{emm} = C_{emeq}$  on peut écrire  $C_{rm}$  ainsi :

$$\frac{C_{rm}}{J_m} = C_{emm} \left( \frac{1}{J_m} - \frac{1}{J_{eq}} \right) - \frac{C_{sm}}{J_m} + \frac{C_{seq}}{J_{eq}} - \frac{f_m}{J_m} \Omega_m + \frac{f_{eq}}{J_{eq}} \Omega_{eq} + \frac{C_{req}}{J_{eq}} \quad (5.4)$$

Les deux conditions étant vérifiées lors de l'écriture de cette relation, on est sûr que  $\Omega_m = \Omega_{eq}$  ce qui conduit à l'expression ci-dessous :

$$\boxed{C_{rm} = C_{emm} \left( 1 - \frac{J_m}{J_{eq}} \right) + C_{seq} \frac{J_m}{J_{eq}} - C_{sm} + \Omega_m \left( \frac{f_{eq} J_m}{J_{eq}} - f_m \right) + C_{req} \frac{J_m}{J_{eq}}} \quad (5.5)$$

**Commande des machines à courant continu** Les machines à courant continu doivent être commandées de manière à imposer le couple résistant voulu sur l'arbre moteur. Cette expression nécessite une mesure (ou une estimation) du couple moteur

imposé par les machines asynchrones. On choisit de prendre le couple moteur de référence demandé au contrôle vectoriel.

Remarquons que le calcul du couple résistant de référence ne prend pas en compte la constante de temps entre les couples de référence et les couples réels produits. Si on note  $F(s)$  la fonction de transfert due à l'asservissement de courant de la machine à courant continu et  $F'(s)$  la fonction de transfert pour le courant de la machine asynchrone on obtient un couple résistant produit  $C_{rm}$  tel que :

$$C_{rm} = C_{rmref} F(s) \quad (5.6)$$

$$C_{rm} = \left[ C_{emmref} \left( 1 - \frac{J_m}{J_{eq}} \right) + C_{seq} \frac{J_m}{J_{eq}} - C_{sm} \dots \right. \\ \left. \dots + \Omega_m \left( \frac{f_{eq} J_m}{J_{eq}} - f_m \right) + C_{req} \frac{J_m}{J_{eq}} \right] F(s) \quad (5.7)$$

Si  $F(s) = F'(s)$  alors le terme en  $C_{emmref} F(s)$  correspond à l'évolution réelle du couple moteur des machines asynchrones. Grâce à cette action d'anticipation, tout se passe comme si le couple résistant était calculé et imposé en temps réel (sans temps de réponse apparent) pour répondre au couple moteur sur l'arbre. On choisit donc le même réglage de la boucle de courant pour les machines asynchrones et à courant continu (c'est à dire les mêmes structures de correcteurs et le même placement des pôles). Comme on l'a exposé plus haut, la synthèse des ordres de commutation pour les hacheurs sera logicielle afin d'assurer une commande indépendante des quatre machines.

Le dispositif que nous venons de décrire permet d'accéder à une expérimentation hybride. Les machines sont réelles et l'implantation de leur commande est validée mais la charge mécanique et sa commande restent de la simulation. Il est donc évident que les résultats obtenus n'auront pas la même valeur qu'avec une expérimentation sur site.

## 5.2.2 Limites de l'expérimentation

Le dispositif expérimental (maquette et émulateur) que nous venons de décrire est utilisé pour valider les lois de commande proposées au chapitre précédent. Il va sans dire que les deux systèmes (dispositif expérimental et broche de bobinoir réelle) sont très éloignés. Certaines différences sont prises en compte dans le cahier des charges, comme précisé au chapitre 2. Néanmoins, malgré toutes les précautions prises, les deux systèmes ne seront jamais semblables et l'implantation des lois de commande n'aura qu'une valeur relative. Il convient donc de bien définir la manière

dont on envisage l'implantation et d'en dégager les intérêts et les limites avant de passer à l'expérimentation proprement dite. L'interprétation des résultats obtenus et leur validité seront alors plus facilement critiqués.

### 5.2.2.1 Limites de la maquette

Les limites propres au système expérimental utilisé sont maintenant présentées. Elles sont surtout relatives aux différences dans les ordres de grandeurs entre les machines réelles et les machines expérimentales d'une part, aux problèmes liés à la simulation de la charge mécanique d'autre part.

**Synthèse de la tension du fil** La tension du fil est une mesure virtuelle, fondée sur un modèle qu'on pense suffisamment représentatif. Cette tension simulée est donc calculée à partir des mesures de vitesses. Les dynamos tachymétriques fournissent un signal fortement bruité. Pour un processus réel, la tension dépend des vitesses réelles, physiques aux extrémités du fil. Ce bruit de mesure n'affecte donc pas directement la tension du fil.

Dans notre cas, le bruit fait partie du signal utilisé pour simuler la tension. Comme on le sait, cette tension est d'autant plus sensible aux écarts de vitesse que le matériau est rigide. Nous travaillons à faible tension nominale ( $T = 0,2$  N) et avec un fil de coton, matériau assez rigide ( $AE = 2000$ ). Lors de la phase de mise en tension (asservissement), les vitesses sont quasiment nulles et le bruit est prépondérant.

Ce problème de bruit induit une erreur sur la tension effective dont la mesure virtuelle sert ensuite de retour dans les chaînes de régulation. Ainsi, les consignes de couple résistant pour les machines à courant continu sont fortement bruitées. Il s'agit d'une valeur moyenne faible de la consigne avec un fort bruit conduisant à des impulsions de couple tantôt positives, tantôt négatives sur un arbre par ailleurs asservi à une vitesse nulle. Le comportement mécanique des arbres moteurs se trouve par conséquent lui aussi éloigné de la réalité. Dans cette situation, toutes les expérimentations seront donc réalisées dans des conditions fortement défavorables et ne correspondant pas à la réalité physique des choses. Il devient nécessaire de prévoir des aménagements du cahier des charges ; par exemple, en émulant un fil plus élastique, la tension calculée sera moins sensible au bruit de mesure sur les vitesses et le comportement sera plus proche de la réalité.

**Pas de calcul accessible et dynamique** Le problème majeur dans la régulation de la tension de fil est l'extrême sensibilité aux variations de vitesse dès que le matériau est un peu rigide. Les boucles de régulation sont donc très rapides pour réagir avant la cassure du fil. Cela nécessite un pas d'intégration assez fin et, partant, une période d'activation de la loi de commande assez faible. A titre d'exemple, la structure à PID garantissant une maîtrise de la tension du fil même avec un rayon triple demande un pas d'intégration minimal de  $300 \mu s$ . Les limites imposées par la synthèse logicielle des ordres de commutation et les sécurités logicielles ne nous permettront pas de descendre à de telles périodes d'activation. Un placement des pôles imposant des réactions moins rapides sera appliqué.

La diminution de la fréquence de découpage augmente l'importance de l'ondulation de courant qui va se répercuter sur une tension du fil déjà fortement bruitée. Autre conséquence, la rapidité de réaction de la boucle de tension (qui permettait de compenser l'effet de la MLI) disparaît et l'effet du bruit est donc maximisé. En augmentant la période de MLI, on a donc créé davantage de perturbations, tout en diminuant l'immunité de la commande à ces perturbations. Finalement, la boucle de tension étant plus lente, les tests de robustesse ne seront pas possibles.

**Ordre de grandeur des paramètres mécaniques** Les moteurs du bobinoir réel et ceux de notre système sont très différents. On rappelle que le moteur de mise en tension du fil est normalement un servomoteur basse tension, dont le diamètre n'excède pas six centimètres pour environ trois centimètres de hauteur. Il est ici remplacé par une machine asynchrone d'une puissance de 1500 W. De même, le moteur de bobinage est normalement une machine asynchrone de 150 W à 180 W, elle aussi remplacée par une machine de 1,5 KW. On comprend que dans ces conditions les paramètres de la charge mécanique (inertie et frottements) soient très différents entre la réalité et le système expérimental. Si le cahier des charges doit être adapté pour notre dispositif expérimental, il resterait bien sûr le même avec une broche de bobinoir réelle et la loi de commande pourrait *a priori* être testée telle quelle, sans aménagements particuliers.

### 5.2.2.2 Limites de validité

Vu les conditions expérimentales présentées, il est maintenant nécessaire de définir l'objectif réel de l'implantation ainsi que la mesure dans laquelle la loi de commande est validée expérimentalement. Rappelons tout d'abord quelques hypothèses qui permettent d'assimiler un système émulé à un système réel.

### Hypothèses à vérifier

1. Le système est émulé suivant un modèle. Par exemple, ici, la tension du fil est liée aux vitesses par une équation traduisant le comportement élastique du fil émulé. Ce modèle doit représenter parfaitement le comportement de la charge émulée.
2. Le processus d'émulation doit être parfait. Moyennant l'hypothèse précédente, le couple résistant à imposer sur l'arbre moteur est celui qui existerait en réalité. Il s'agit donc de le reproduire fidèlement, tant dynamiquement qu'en régime permanent.

Si ces hypothèses sont vérifiées (ce qui est bien sûr impossible!), le système émulé sera exactement celui qui était utilisé en simulation. Bien entendu, on sera encore très loin du système réel, notamment pour les réducteurs, les ordres de grandeurs des divers paramètres, etc.

**Conditions réelles** Comme on a pu le constater, les conditions expérimentales sont loin d'être des conditions idéales. On rappelle que les contraintes sur les temps de calcul nous obligent à des aménagements de cahier des charges en limitant les dynamiques. Le modèle utilisé pour le fil est un modèle mathématique d'élasticité pure. Ce modèle est couramment utilisé [PAG-00, CAM-58, SHI-91, KOC-00], on assume donc qu'il reflète bien la réalité pour l'effet élastique. Toutefois, notre émulation conditionne la validité de la loi de commande à la validité du modèle. Si celui-ci s'avère imprécis ou trop simplifié, la loi de commande ne sera pas forcément valable pour un fil réel. Par exemple, on ne prend pas en compte l'effet plastique ou les spécificités du fil traité (non homogénéité, faiblesses, influence de l'humidité, de la température, etc.).

Hormis le modèle, la tension du fil qui sera émulée est forcément fautive en raison des bruits de mesure sur la vitesse. La boucle de régulation de tension va réagir à ces fortes perturbations. Le comportement perturbé observé sera donc décalé avec la réalité.

#### 5.2.2.3 Apport de l'expérimentation

Pour la broche de bobinoir, toute la difficulté réside dans le contrôle de la tension du fil malgré les non-stationnarités mécaniques et les variations de vitesse (phases de démarrage et d'arrêt). Dans notre cas expérimental, les problèmes liés à la présence de bruit dans la mesure virtuelle de tension nous obligent à choisir un fil plus élastique. Cela revient à minimiser l'importance des perturbations pré-citées. Les boucles de régulations n'ont plus lieu d'être aussi rapides et l'efficacité de la loi de commande n'est plus validable. Dans ces conditions, quel intérêt l'implantation présente-t-elle?

Son apport se situe à deux niveaux : pour la broche de bobinoir elle-même, mais c'est aussi un apport non-négligeable pour de futures manipulations expérimentales sur d'autres applications industrielles.

**Cas de la broche de bobinoir** La loi de commande pour la broche de bobinoir fonctionne de manière correcte en simulation. Les résultats observés correspondent au cahier des charges, tout en gardant des dynamiques réalistes en boucle fermée. L'expérimentation sur l'émulateur, malgré les changements de cahier des charges, permet tout d'abord de montrer l'implantabilité des algorithmes de commande. On rappelle que les aménagements nécessaires du cahier des charges n'auraient pas lieu d'être sur un processus réel. La démarche adoptée dans la recherche d'une solution pour la commande était fondée sur le respect de la causalité et du sens physique. Cette approche est également validée ; en effet, si le système commandé n'est pas le processus de bobinage réel, il n'en est pas moins réel et physique. Tout contresens dans la structure de commande apparaîtrait lors de l'expérimentation.

La robustesse de la régulation de tension pourra sensiblement être mise en évidence. On a vu qu'avec la structure utilisée, le correcteur PID de tension oblige la vitesse du rouleau tendeur à suivre celle de la bobine. Comme le réglage des dynamiques de vitesse ne sera pas très précis lors de l'implantation,  $V_t$  et  $V_b$  ne pourront pas avoir naturellement les mêmes transitoires. Si, malgré tout,  $V_t$  suit les évolutions de  $V_b$ , cela signifie que la régulation de tension fonctionne correctement et que même avec des temps de réponses augmentés, cette stratégie de commande est robuste face aux erreurs d'identification ou aux variations des paramètres de l'arbre moteur.

De plus, une des hypothèses fortes dans la synthèse de la loi de commande était la robustesse globale de cette loi (hypothèse 4.3). Elle était entre autres sensée compenser les imperfections du contrôle vectoriel. Le contrôle vectoriel est testé dans des conditions réelles avec les erreurs d'identification possibles, les variations habituelles sur les paramètres électriques. Si la loi de commande reste valable dans ces conditions de travail réelles et dans son état « dégradé » alors l'hypothèse sera *a fortiori* vérifiée dans le cas industriel réel, avec des dynamiques dimensionnées pour assurer la robustesse globale de la commande.

**Apport plus large** D'une manière générale, même si notre travail porte avant tout sur la commande découplée de la tension et de la vitesse du fil dans une broche de bobinoir, d'autres tâches sont effectuées et constituent un apport en terme de retour d'expérience.

Ainsi, le banc multimachine est conçu pour tester la commande de divers systèmes multimachines. Chaque application testée nécessite l'émulation de la charge mécanique correspondante. Alors que les manipulations précédentes concevaient la simulation de charge au cas par cas [TOU-03, PIE-02, VUL-02], on dispose maintenant d'un émulateur de charge assez générique, réutilisable très simplement. Le domaine des phénomènes émulsés est assez exhaustif et la démarche est clairement exposée de sorte qu'un phénomène particulier non abordé ici serait facilement implanté. Des tests seront donc effectués sur la partie émulation de charge seule. La démarche de conception de l'émulateur sera alors validée.

De même, dans l'optique de l'utilisation habituelle du banc multimachine, certains problèmes liés à la simulation de charges complexes sont mis en évidence grâce à cette expérimentation. Par exemple, citons les difficultés qui peuvent apparaître pour une variable reconstituée à partir de mesures perturbées (comme c'est le cas ici de la tension) et les compromis entre les sécurités et modulations logicielles d'une part, la dynamique du système d'autre part. La mise en évidence de ces problèmes et de leurs conséquences sur les limites de validité de l'implantation permettra à l'avenir de mieux gérer de tels cas en recherchant des solutions alternatives pour la simulation de la charge.

### 5.3 Protocole expérimental

La commande de la broche de bobinoir est un programme complexe qu'il convient de valider par morceaux. On propose un protocole expérimental permettant de minimiser l'influence des problèmes que nous avons exposés. Il s'agit notamment d'obtenir un émulateur de charge fiable et de tester la loi de commande dans un cas vraisemblable mais où les perturbations seront moindres. Les différentes étapes choisies sont les suivantes :

1. Identification des paramètres mécaniques
2. Validation de l'émulateur de charge seul
3. Validation de la loi de commande avec un seul banc machines
4. Validation de la loi de commande avec deux bancs machines

Pour chaque volet, l'utilité de l'étape sera justifiée, la méthode de test expliquée et les résultats expérimentaux seront présentés.

### 5.3.1 Identification

On choisit d'abord de vérifier les paramètres mécaniques. En effet, l'émulateur ne sera efficace que dans la mesure où les paramètres propres de l'arbre sont connus avec précision. L'identification se fait par deux essais, pour un modèle de l'arbre ne prenant en considération que les frottements secs et visqueux et l'inertie.

#### 5.3.1.1 Détermination des frottements

La machine à courant continu est le système de référence. Elle est asservie en couple. Pour différents points de fonctionnement à vide, on relève la vitesse de rotation et le couple moteur estimé. Une approximation linéaire, au sens des moindres carrés, de la courbe obtenue (figure 5.3(a)) nous donne le coefficient de frottement visqueux (la pente) et les frottements secs (l'ordonnée à l'origine). On trouve :

$$\begin{cases} C_s &= 0,24 \text{ Nm} \\ f &= 0,0115 \text{ Nms/rad} \end{cases}$$

#### 5.3.1.2 Détermination du moment d'inertie

Le deuxième relevé est un essai de lâcher. La décroissance de vitesse lors de cet arrêt en roue libre est représenté en figure 5.3(b). Une équation récurrente pour la vitesse de rotation est déterminée à partir de l'équation de l'équilibre dynamique. L'approximation de cette expression au sens des moindres carrés nous donnera le moment d'inertie. On trouve :

$$J = 0,0115 \text{ Kgm}^2$$

### 5.3.2 Test de l'émulation de charge mécanique

On s'assure maintenant de la bonne marche de l'émulateur sur un exemple simple. Il s'agit de tester la structure et les principes proposés dans un cas représentatif. Le rôle de l'émulateur de charge dans la broche de bobinoir est analysé puis un système de test plus probant est décrit.

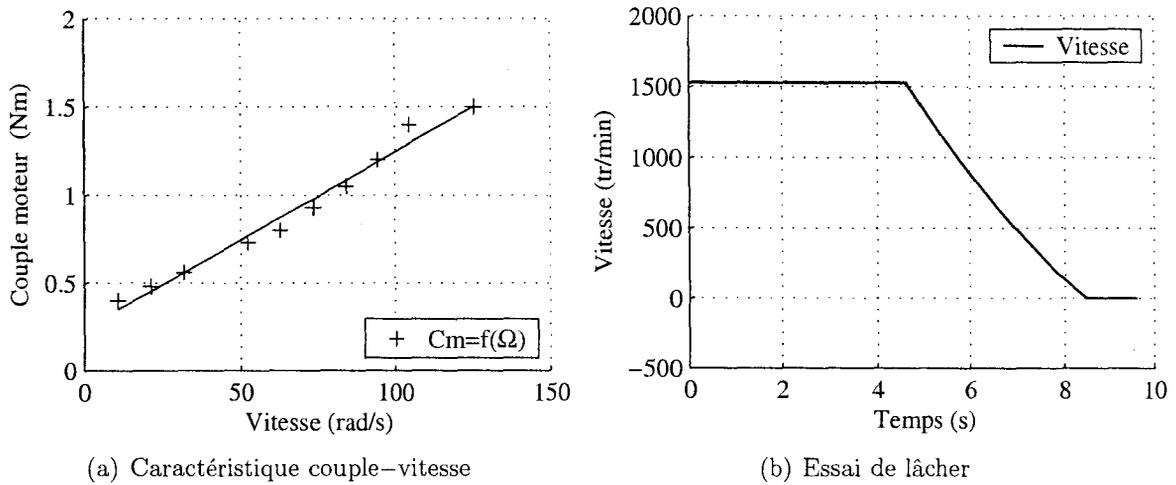


FIG. 5.3 – Essais pour identification des bancs machines

### 5.3.2.1 Emulation de charge et broche de bobinoir

La charge mécanique de la broche de bobinoir est complexe et les ordres de grandeurs sont mal adaptés à un test. Par exemple, le changement d’inertie est assez insignifiant, il s’agit d’ajouter l’effet d’une petite bobine de coton à un rotor de machine asynchrone de 1,5 KW. De plus le couple résistant lui même est négligeable. La tension nominale de 2 cN vue par un bras de levier de 2 cm et un réducteur de rapport 7 ne donne que 28 mNm, le tout noyé dans le bruit provenant des mesures de vitesse! L’effet de l’émulateur de charge sera donc très faible dans l’application textile et il est nécessaire de le valider à part.

### 5.3.2.2 Test sur une boucle fermée de vitesse

La réalisation de l’émulateur est fondée sur une égalité de vitesse entre les charges réelle et émulée. On choisit donc logiquement de réaliser une boucle fermée de vitesse pour valider cet émulateur. Un correcteur IP est utilisé. Ses coefficients sont calculés par placement des pôles, les paramètres mécaniques pris en compte étant bien sûr ceux de la charge émulée.

On choisit de simuler un arbre ayant une inertie dix fois plus faible que celle de l’arbre moteur et des frottements visqueux cent fois plus faibles :

$$\begin{cases} J_{eq} &= \frac{J_m}{10} \\ f_{eq} &= \frac{f_m}{100} \end{cases}$$

Le réglage demandé est celui d'un second ordre sans dépassement avec un temps de réponse d'une seconde. Cette réponse idéale sera simulée pour comparaison (uniquement dans les phases de poursuite). La séquence de test commence par un démarrage, puis l'émulateur impose un échelon de couple résistant de 0,2 Nm. Celui-ci est ensuite relâché et la vitesse est ramenée à zéro. Afin de bien montrer l'effet de l'émulateur, on relève l'évolution de la vitesse et la réponse désirée quand l'émulation est active. Puis, sans changer le réglage du correcteur, on débranche l'émulateur de charge. Il s'agit d'un test témoin où la commande voit donc les paramètres propres de l'arbre. La figure 5.4(a) montre la réponse en vitesse quand l'émulateur de charge agit tandis que la figure 5.4(b) correspond au test lorsque la machine à courant continu n'est pas alimentée.

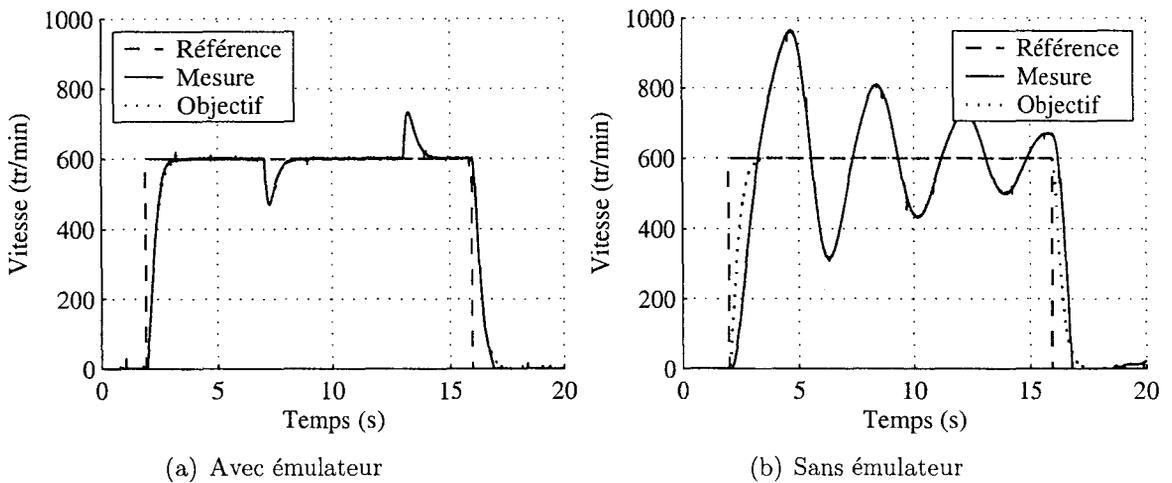


FIG. 5.4 – Réponse en vitesse de la machine asynchrone

Sur le relevé de la figure 5.4(a), la réponse en vitesse est quasiment confondue avec la réponse objectif. La commande voit donc bien les paramètres pour lesquels elle est dimensionnée. En revanche, quand l'émulateur de charge est inactif, les pôles de l'ensemble commande-charge mécanique ne sont visiblement pas ceux désirés. Il n'y a donc pas d'équivoques possibles : si la charge vue par la commande n'était pas la charge désirée, la réponse ne serait pas celle obtenue. Par conséquent, on a bien simulé une inertie et des frottements visqueux très différents des paramètres propres de l'arbre.

L'émulateur de charge est donc validé. Ce point est important puisque dans le cas de la broche de bobinoir, on n'aurait pas pu détecter une erreur de fonctionnement dans la simulation de la charge.

### 5.3.3 Validation sur un banc machines

Avant de passer à l'implantation complète de la broche de bobinoir, on choisit un système intermédiaire permettant une première validation. L'utilisation d'un seul banc machines est un compromis très intéressant et instructif pour la suite.

#### 5.3.3.1 But de l'implantation sur le système réduit

Un seul banc machines est utilisé dans ce test. C'est la machine du rouleau tendeur. Puisque, idéalement, la vitesse de bobinage est maintenue nulle pendant la mise en tension, cet effet sera simulé en imposant logiciellement une vitesse  $V_b$  nulle dans le calcul de la tension. La phase de démarrage se fera en remplaçant la vitesse de bobinage par la trajectoire qu'elle est sensée suivre. Il s'agit donc simplement de simuler le placement des pôles choisi pour la vitesse de bobinage. Cela revient à dire que l'asservissement de  $V_b$  est parfait. On se permet un tel allègement parce que dans la réalité, le couple résistant susceptible de perturber cette vitesse est négligeable. En revanche, les avantages tirés de ce test sont décisifs :

**Moins de bruit :** Le bruit sur la mesure virtuelle de tension provient, entre autre, de la mesure des vitesses. Ce bruit est maximal à vitesse nulle. Dans le cas de ce test, seule la vitesse du rouleau tendeur est bruitée de sorte que la tension calculée est « moins fausse ». Dans ce cas, les consignes de couple délivrées par l'émulateur de charge seront elles aussi moins bruitées donc plus facilement reproduites par la machine. Les courbes obtenues sont bien sûr plus lisibles sans pour autant être beaucoup plus éloignées de la réalité que les celles du système complet.

**Choix des paramètres :** Le bruit sur les mesures de vitesse a des répercussions à tous les niveaux. La tension est la première perturbée mais les asservissements renvoient aussi ce bruit sur les consignes de courant des machines, les plus perturbées étant les machines à courant continu émulatrices de charge. Les pics de courant qui en résultent ont tendance à déclencher les sécurités et donc à bloquer les convertisseurs en arrêtant le programme. Dans ces conditions, il est difficile d'observer quoi que ce soit. C'est pourquoi, on a précédemment décidé d'adapter le cahier des charges à ces conditions expérimentales, l'adaptation est donc empirique. Si on se place dans un cas où le bruit est réduit, il sera plus facile de procéder à des séries d'essais permettant de fixer les temps de réponses et le coefficient d'élasticité adéquat.

**Test témoin pour les transitoires de  $V_t$**  : Grâce à l'action de la régulation de tension, la vitesse  $V_t$  suit les évolutions de  $V_b$ . Dans le cas présent, il s'agit plutôt d'une mesure virtuelle de  $V_b$ . Les transitoires calculés pour cette grandeur virtuelle sont ceux demandés à la vitesse  $V_t$ . Il ne sera donc pas possible de savoir si  $V_t$  suit réellement  $V_b$  ou si seul l'asservissement de vitesse réagit. En revanche, on aura une réponse de référence pour  $V_t$ . Si, au cours du test avec deux bancs machines et dans les mêmes conditions de réglage, la réponse de  $V_t$  est modifiée pour suivre la vitesse réelle  $V_b$ , alors on aura montré l'action de la régulation de tension. Il était donc capital d'avoir cette allure de référence pour les transitoires de la vitesse  $V_t$ .

### 5.3.3.2 Résultats

Plusieurs cas de figures sont testés. On désire mettre en évidence l'effet de la MLI lorsque la boucle de tension n'est plus aussi rapide que prévue. Il ressortira aussi l'importance du choix de la fréquence de hachage. Puisqu'il s'agit de choisir un fil plus élastique, on montrera le côté fallacieux de cette adaptation du cahier des charges : diminuer le gain  $AE$  c'est minimiser l'effet des parasites non physiques mais c'est aussi supprimer les problèmes réels qu'on s'est proposé de résoudre !

Les séquences de test sont les suivantes : Mise en tension suivant une rampe durant 0,5 s, puis démarrage suivant une pente assez raide ( $5\text{ m/s}$  atteints en 0,2 s). Ensuite le processus est arrêté, la phase d'arrêt est le symétrique de la phase de démarrage. Les temps de réponse demandés sont de 100 ms pour la tension et 2,5 s pour la vitesse. La technique de placement des pôles est la méthode de Naslin, avec un dépassement minimal.

On trouve sur les figures 5.5 et 5.6 les réponses de tension et vitesse pour deux types d'élasticité : très élastique d'abord ( $AE = 20$ ) puis normalement élastique ( $AE = 2000$ ). Les tests sont effectués avec la MLI dSPACE, à 5 KHz puis avec la MLI logicielle à 1 KHz (figure 5.7 et 5.8). Les résultats montrent d'abord que la loi de commande réagit bien comme elle le doit, les temps de réponse sont respectés. Comme prévu, la tension calculée est fortement bruitée pour un fil rigide ( $AE = 2000$ ). En revanche, pour un fil très élastique ( $AE = 20$ ), aucun problème ne se manifeste relativement au couplage tension-vitesse alors que la régulation de tension est largement dégradée. L'effet de la MLI est aussi très net ; la régulation de tension étant moins rapide, les ondulations de couple sont sensiblement répercutées sur la tension du fil. Comme les

ondulations de courant, elles sont dépendantes de la fréquence de la porteuse MLI et leur amplitude est plus faible à 5 KHz qu'à 1KHz.

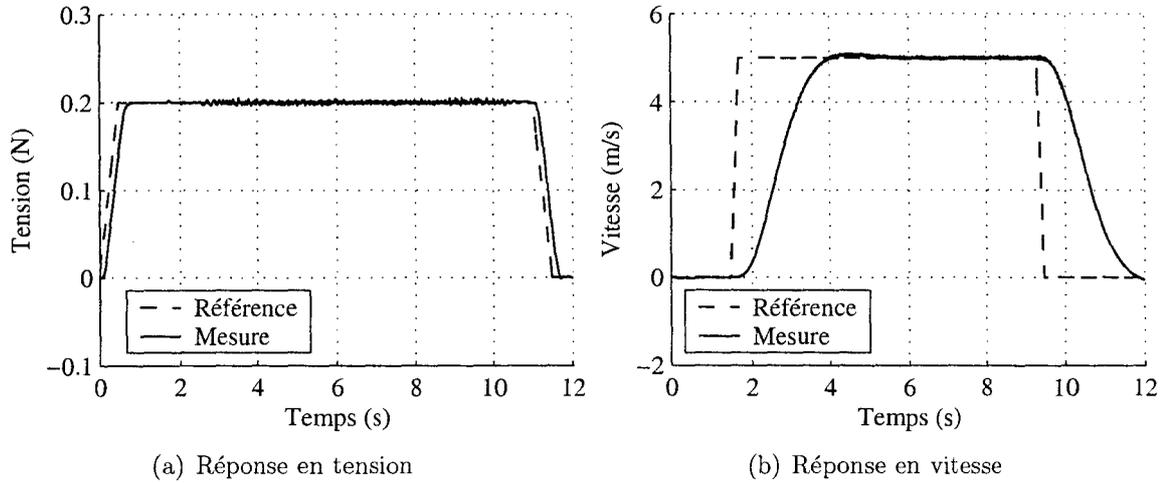


FIG. 5.5 – Contrôle de la broche de bobinoir :  $AE = 20$ ,  $F_{hach} = 5$  KHz

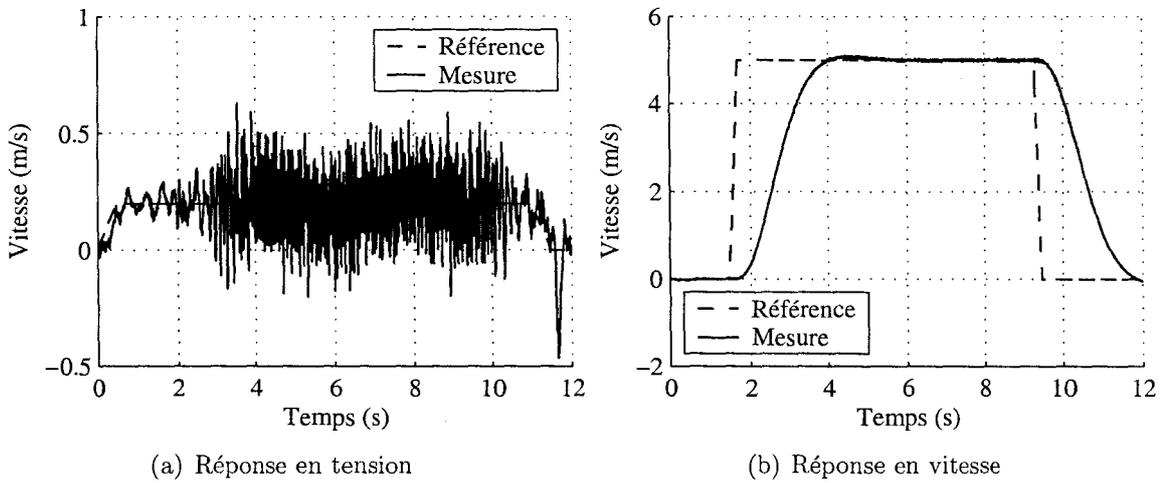


FIG. 5.6 – Contrôle de la broche de bobinoir :  $AE = 2000$ ,  $F_{hach} = 5$  KHz

### 5.3.4 Validation sur deux bancs machines

Le placement des pôles choisi pour le test sur un banc machine est ici appliqué sur deux bancs expérimentaux. On touche aux limites de l'exécution en temps réel de l'algorithme de commande. Dix grandeurs sont en effet mesurées et dix ordres de commutation doivent être calculés à chaque exécution ; ajoutons à cela l'effet de la MLI, nécessairement basse fréquence en raison de la charge de calcul. Seul un essai avec un fil

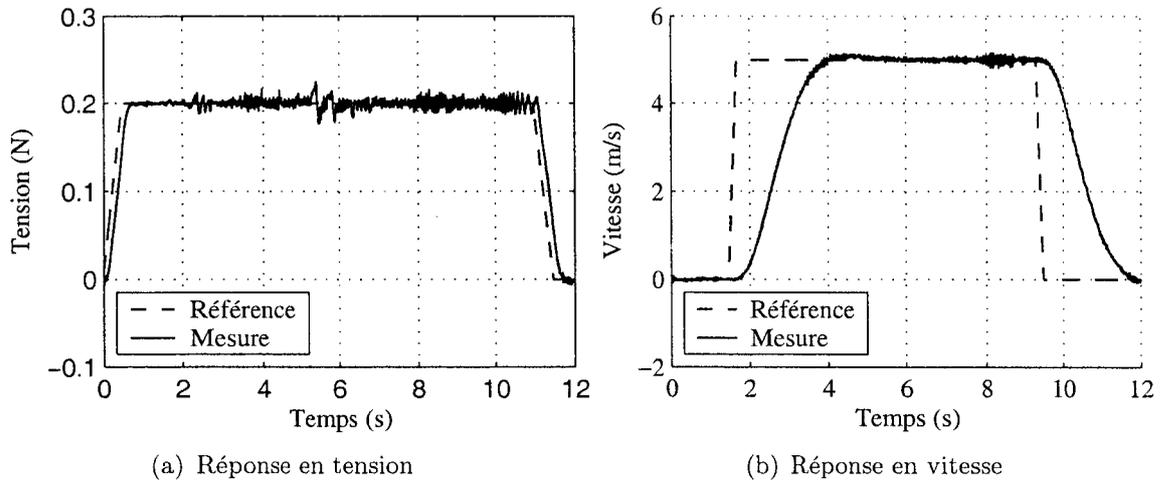


FIG. 5.7 – Contrôle de la broche de bobinoir :  $AE = 20$ ,  $F_{\text{hach}} = 1 \text{ KHz}$

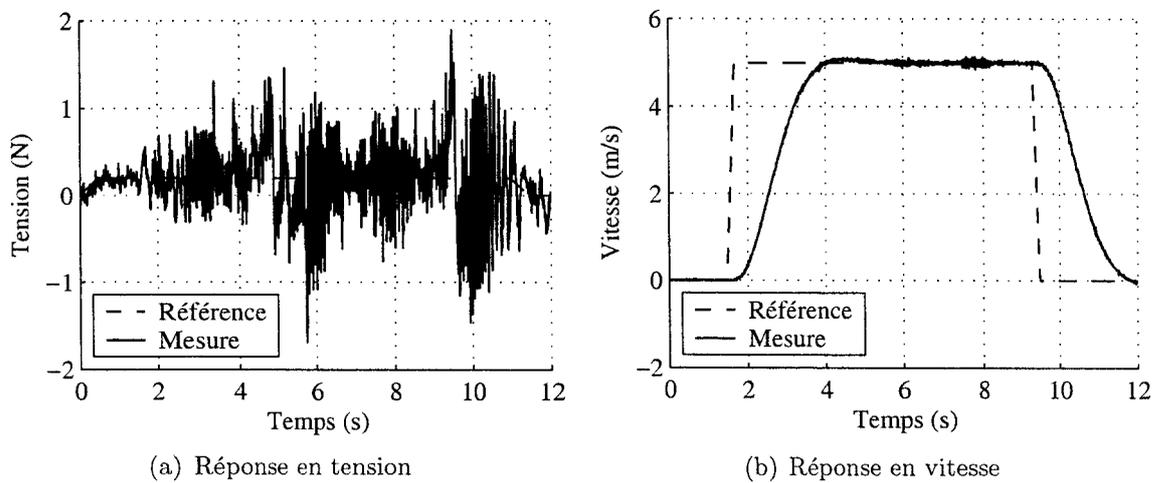


FIG. 5.8 – Contrôle de la broche de bobinoir :  $AE = 2000$ ,  $F_{\text{hach}} = 1 \text{ KHz}$

élastique ( $AE = 20$ ) est réalisé. En effet, même en minimisant ainsi les ondulations de courant, on obtient des pics qui déclenchent les sécurités. L'expérimentation est donc régulièrement interrompue, de manière aléatoire, par un dépassement du courant ou un dépassement de temps d'exécution. Néanmoins un cycle de marche complet (démarrage puis arrêt) a pu être réalisé. Les résultats relevés sont reproduits en figure 5.9.

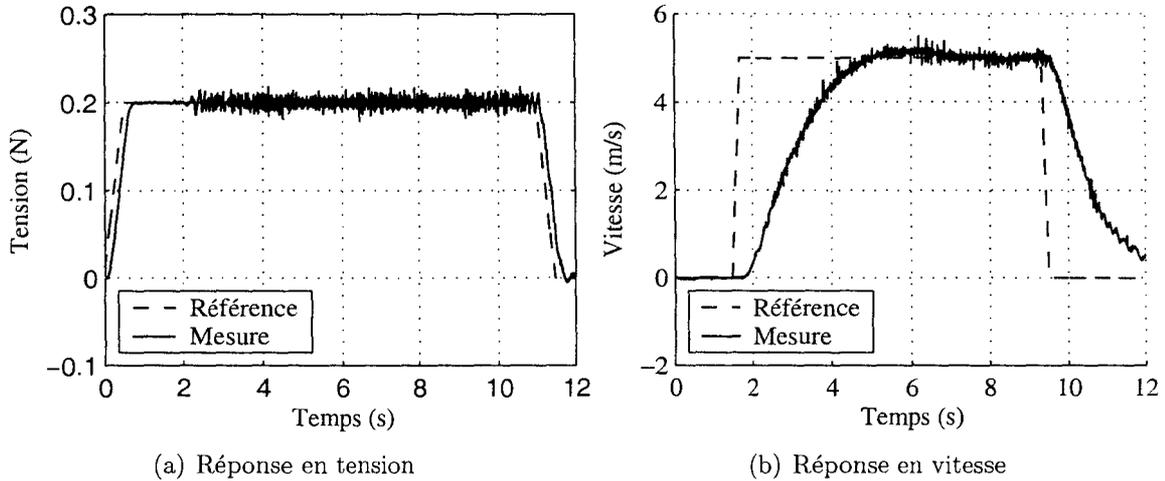


FIG. 5.9 – Contrôle de la broche de bobinoir :  $AE = 20$ ,  $F_{hach} = 1,5$  KHz

Les relevés montrent bien des résultats cohérents et correspondant au cahier des charges. En revanche, la tension est fortement bruitée si on considère que le fil est très élastique. Dans les mêmes conditions d'élasticité et des conditions de modulation plus délicates les résultats avec un seul banc étaient plus représentatifs de la réalité.

Toutefois, si on observe la courbe de la vitesse, on voit nettement qu'elle ne correspond pas exactement à la réponse demandée. L'identification des paramètres mécaniques n'étant effectuée que pour un seul des deux bancs, les mêmes paramètres servent au réglage des boucles de vitesse  $V_t$  et  $V_b$ . La réponse de la vitesse  $V_b$  ne correspond pas au réglage demandé parce que les paramètres utilisés ne sont sûrement pas les bons. Pourtant, la tension n'en est pas perturbée. Comme le montre la figure 5.10(a), bien que la boucle de vitesse pour  $V_t$  soit inchangée, l'allure de sa réponse est très différente de celle qu'on a observée pour un seul banc. La boucle de régulation de tension intervient pour forcer la vitesse  $V_t$  du rouleau tendeur à suivre  $V_b$ . Cela est mis en évidence en traçant la différence entre  $V_t$  pour deux bancs et  $V_t$  pour un banc d'une part, entre  $V_t$  et  $V_b$  pour deux bancs d'autre part (figure 5.10(b)). Cette dernière différence n'est que le bruit de mesure alors que la première montre bien le changement dans les régimes transitoires de  $V_t$ , changement provoqué par l'action du correcteur PID de tension. Ce résultat est obtenu malgré une dynamique de la régulation de tension

nettement réduite par rapport au réglage utilisé en simulation. C'est donc la robustesse de la structure de commande face aux erreurs d'identification et aux variations des paramètres de l'arbre qui est validée ici.

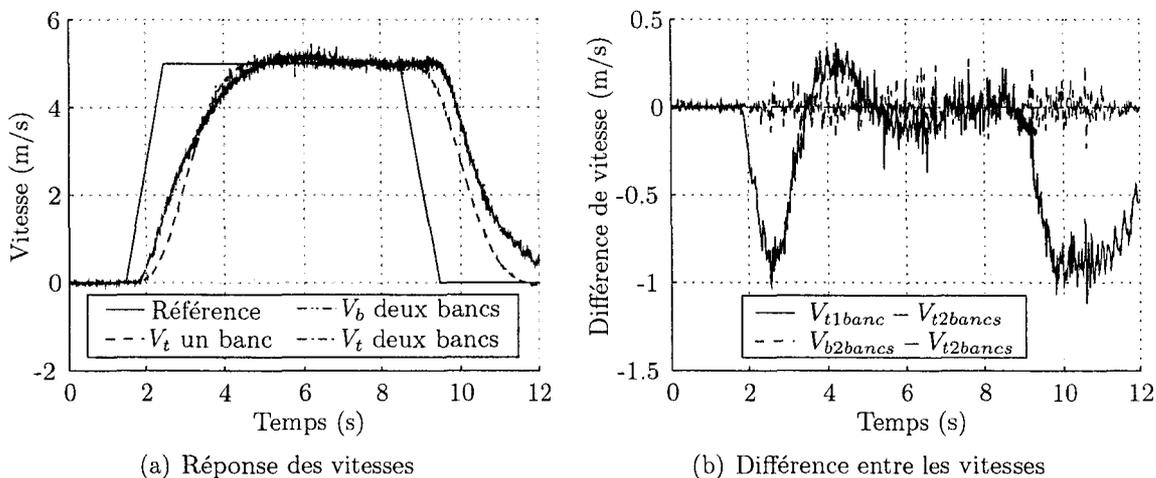


FIG. 5.10 – Comparaison des vitesses dans les deux cas d'expérimentation

## 5.4 Conclusion

A partir d'une maquette multimachine générale, on a choisi d'implanter une application textile industrielle. Les deux systèmes sont à la base très éloignés et des aménagements ont été nécessaires. Un émulateur de charges mécaniques est proposé pour rendre l'implantation la plus réaliste possible. Les possibilités d'exécution en temps réel du système dSPACE sont utilisées pour l'implantation d'une version dégradée de la loi de commande précédemment proposée.

Malgré les limites rencontrées et les adaptations effectuées, on a pu montrer l'aspect physique de la loi de commande et son « implantabilité ». De la même manière, on montre que la robustesse globale de la commande peut pallier l'effet des variations des paramètres électriques sur contrôle vectoriel. Surtout, comme l'a montré le test avec deux bancs machines, la robustesse de cette stratégie est validée face aux erreurs sur les paramètres de l'arbre moteur.

En ce qui concerne la maquette elle-même, sa polyvalence a été mise à profit pour la simulation de la charge mécanique. L'émulateur de charge proposé est donc validé expérimentalement, notamment pour ce qui est des changements de paramètres mécaniques (frottements, inertie). Cet émulateur sera bien entendu réutilisable pour bien d'autres applications. Néanmoins, une difficulté propre à l'émulation de charges

est également mise en évidence. Dans certain cas, comme ici pour la tension du fil, il n'est pas approprié de reconstituer une variable simulée à partir de grandeurs mesurées. Il conviendrait plutôt de choisir un modèle de simulation différent, faisant appel à des variables dont la mesure est moins perturbée. Par exemple, On peut retrouver une expression de la tension du fil à partir des longueurs et non des vitesses. En poussant plus loin la mise en équations, l'expression peut être ramenée en fonction des angles de rotation des machines. Leur mesure est beaucoup plus propre que celle des vitesses et la tension simulée serait aussi plus juste.

Même si elle n'est pas particulièrement concluante dans les domaines attendus (robustesse, variation de rayon, etc.), l'implantation de la loi de commande constitue un premier apport aux tests de simulation. Elle permet de vérifier une des hypothèses de base (hypothèse 4.3) de la loi de commande et de fournir un émulateur de charge mécanique paramétrable et général, applicable à divers procédés.



# Conclusion générale

La problématique multimachine s'exprime en termes de couplages [SMM-00b]. Parmi eux, le couplage mécanique des actionneurs est sûrement le cas le plus concret. En règle générale il est structurellement présent, le transport de bande en est un exemple typique : comment dérouler puis enrouler un produit sans liaison mécanique entre le dérouleur et l'enrouleur ? Si le couplage est considéré néfaste ou nuisible aux performances, c'est avant tout en raison d'une mauvaise connaissance de ses effets. Le but majeur est de maîtriser les effets néfastes des couplages naturellement présents, de sorte que les variables couplées puissent être contrôlées indépendamment [KOC-00].

Pour le transport de bande, cette connaissance du couplage et de ses effets a nécessité une immersion dans le contexte industriel [CHA-02a, CHA-02b, CHA-02c]. La délimitation du sujet à l'industrie textile n'apparaît que dans le choix d'une application. L'étude même du couplage reste valable pour une large gamme d'applications industrielles à base de déroulement-enroulement. Cette étude amène à scinder les applications en deux parties.

La modélisation du procédé nous a entraîné au cœur du couplage. Il est important de constater que des considérations physiques, des observations et des réflexions simples sur les allongements nous apportent les résultats maintenant classiques et démontrés par la mécanique des milieux continus. La proposition d'un modèle causal pour le procédé est un avantage, ce qui permet son utilisation en situation proche du réel, muni évidemment des hypothèses incontournables induites par l'objectivité du modélisateur.

C'est ensuite le système de production lui même qui est modélisé. Cette partie de la charge mécanique reste classique et ne présente pas un grand intérêt. En revanche, la synthèse des deux parties (aspect procédé et aspect système) débouche sur une formalisation de l'idée de cellule élémentaire. Ce modèle générique peut servir à n'importe quelle application de transport de bande pour laquelle les hypothèses sur la charge mécanique sont vérifiées. Cette recherche préliminaire de modèle s'appuie sur des travaux n'ayant pas de liens directs avec l'industrie textile [PAG-00, KUL-01,

REI-93]. Le modèle générique proposé avec la cellule élémentaire n'est lui non plus dépendant d'aucune application et reste une modeste contribution à la modélisation de systèmes à transport de bande.

L'application traitée, la broche de bobinoir textile, est bien entendu un cas particulier de système à transport de bande [SCH-01]. Néanmoins, la faible tension du fil rend chaque perturbation extrêmement gênante. Ces perturbations sont également largement susceptibles d'avoir lieu, étant donnée la rigidité du fil de coton. Enfin, même si les rayons réels sont faibles, la présence de réducteurs dans le dispositif commandé rend les rayons apparents comparables à ceux de quantité de systèmes à transport de bande. Le modèle de cette broche de bobinoir découle naturellement de celui de la cellule élémentaire. Son analyse a permis la synthèse de lois de commande cohérentes [CHA-01a, CHA-02d, CHA-03].

Au cours de cette analyse, la notion de couplage mécanique a été revisitée pour être considérée sous l'aspect d'un couplage des modes de la partie mécanique. Il s'agit d'un résultat intuitivement connu mais rarement mis en évidence ou utilisé. C'est pourtant un problème majeur. Plutôt que de faire *a priori* l'hypothèse d'un découplage des modes pour ensuite tenter d'ajouter divers artifices afin de garder la stabilité de la commande, on a fait le choix d'une analyse plus poussée et d'une meilleure compréhension des problèmes [LEI-02].

La prise en compte de ce couplage mécanique par la commande revient à la prise en compte du couplage mécanique visible entre les actionneurs. Différentes méthodes ont été testées :

- Aucun découplage des variables mais réglage global de l'ensemble du système. La solution fonctionne très bien si le couplage est bien celui qui est pris en compte. En revanche, dès lors que certains paramètres varient (notamment le rayon), le couplage n'est maîtrisé et les variables ne sont plus indépendantes.
- Découplage forcé par augmentation de la dynamique des boucles internes ou par commande à modèle de comportement basée sur les propriétés de platitude du système. Le découplage des modes et des variables ainsi mis en œuvre est très efficace même face aux non stationnarités. Malheureusement, ces solutions impliquent une bande passante très large pour la vitesse. L'insensibilité au bruit n'est donc plus garantie surtout avec la tension nominale faible du fil imposée par le cahier des charges.

Ce problème débouche sur une redéfinition du cahier des charges, en imposant une contrainte supplémentaire : la vitesse ne doit évoluer que lentement pour un filtrage efficace de sa mesure. La structure dégagée pour répondre à ces exigences est à la fois

simple, originale et efficace et la robustesse aux bruits de mesure conduit à une solution utilisable sur le plan pratique.

Une approche simple de l'implantation conduit à quelques résultats expérimentaux. Le point fort ne tient pas à l'implantation de la loi de commande pour la broche de bobinoir. En effet, celle-ci n'est validée que sous réserves. En revanche, la synthèse d'un émulateur de charges modulable et adaptable est un gain pour de futures expérimentations.

A chaque étape de la recherche de solutions, on s'est attaché à apporter un élément de réponse, même très simple, aux problèmes soulevés. Ainsi, la représentation générique de la cellule élémentaire est une formalisation utile des problèmes dans les systèmes de production à transport de bande. L'analyse des modes de la charge mécanique donne un résultat simple et pourtant souvent ignoré. La nouvelle loi de commande proposée est efficace pour la broche de bobinoir. Si elle reste encore à valider expérimentalement sur site, elle constitue tout de même une avancée, une vision différente du problème. Enfin, les manipulations expérimentales, débouchent sur la programmation d'un émulateur de charges mécaniques dynamiques très simple mais assez exhaustif pour simuler quantité d'applications industrielles.

On peut noter que les différentes investigations ont été réalisées en utilisant la Représentation Énergétique Macroscopique, qui propose une modélisation synthétique de l'ensemble, basée sur le principe de l'action et de la réaction. La structure Maximale de Commande, déduite selon le principe d'inversion, a ainsi servi de base au développement de lois de commande.

Ces travaux font toutefois naître des réflexions sur la reconstitution de grandeurs à partir de mesures bruitées. Cela débouche sur la recherche d'un modèle de la tension du fil directement en fonction des angles de rotation. Grâce à ce modèle, l'expérimentation pourrait être poussée plus loin. Des structures de commande renouvelées sont également envisageables à partir de cette nouvelle approche. Notamment, la relation liant les angles à la tension du fil étant rigide, l'asservissement de la tension pourrait être rapporté à un asservissement de position, avec le net avantage de la suppression du capteur de force [LEE-00]. Dans ce domaine, la loi de commande innovante à base de PID permet déjà de belles performances, encore améliorables avec cette autre vision du problème.

Les systèmes de production à base de transport de bande sont omniprésents dans l'industrie. Leur amélioration est toujours possible, au rythme des avancées technologiques. L'appropriation de ce thème par le génie électrique, sous couvert d'étude des

systèmes multimachines, laisse apparaître un regard différent sur une problématique déjà ancienne [JAG-99, CHA-01b]. Cette nouvelle mise en commun de compétences devrait donc déboucher naturellement sur une amélioration des performances obtenues.

# Annexes



# Annexe A

## Eléments de Formalismes

Afin de décrire un processus et d'en donner une représentation graphique, nous utilisons le formalisme des Graphes Informationnels de Causalité (GIC) ainsi que les Représentations Energétiques Macroscopiques appliquées aux Systèmes Multimachines Multiconvertisseurs (SMM) [HAU-96, SMM-00b, BOU-00]. Pour plus de clarté, les bases de ces formalismes sont présentées pour un système monomachine avant d'être appliquées aux SMM [VUL-02, PIE-02].

### A.1 Cas d'un système monomachine

On s'intéresse à la modélisation des chaînes de conversion électromécanique. Une telle chaîne est composée d'une source d'énergie électrique, d'un convertisseur électrique suivi d'une machine électrique, d'un convertisseur mécanique et enfin d'une source mécanique qui « charge » le système [BOU-00]. Le fonctionnement de cette chaîne est régi par deux grands principes : les relations de cause à effet (liées au stockage de l'énergie et donc aux variables d'état) et le principe d'Action/Réaction [IWA-94]. La première règle est mise en évidence dans la représentation par GIC alors que la Représentation Energétique Macroscopique (REM) insiste davantage sur les Actions/Réactions.

#### A.1.1 Le Graphe Informationnel Causal

Le Graphe est un outil de description qualitative des phénomènes liés à un système donné. Son intérêt est double : il permet d'abord l'élaboration d'un modèle pour le système mais permet aussi de construire la commande de celui-ci.

### A.1.1.1 Modélisation [HAU–96, GUI–01]

Comme nous l'avons dit, cette représentation met en évidence les stockages d'énergie. Pour cela, on utilise deux processeurs élémentaires (des éléments graphiques) représentés en figure A.1.



FIG. A.1 – Les deux processeurs élémentaires du GIC

Un processeur est le support d'une relation entre une ou plusieurs grandeurs influentes et une grandeur influencée. Cette relation respecte le principe de causalité naturelle qui régit le fonctionnement de tout objet physique. La sortie d'un processeur ne dépend que des valeurs présentes et passées de ses entrées. La causalité peut donc être exprimée sous forme intégrale. On remarque que cette causalité intégrale est courante en électricité, on peut par exemple considérer le flux dans une bobine : c'est l'intégrale de la tension aux bornes de celle-ci. On retient alors deux types de causalité :

- Si un objet accumule de l'information, la causalité est interne : la sortie est nécessairement une fonction de l'état énergétique, la relation alors orientée est dite causale. Le temps et l'état initial sont des entrées implicites non représentées. Le processeur correspondant est une bulle munie d'une simple flèche symbolisant une relation non-inversible (figure A.1(a)).
- Si un objet n'accumule pas d'information, la causalité est externe : la sortie est fonction instantanée de l'entrée, la relation qui n'est pas orientée est alors dite rigide. Le processeur correspondant est une bulle avec double-flèche (figure A.1(b)).

A l'aide de ces processeurs élémentaires, il est possible de définir plusieurs types d'objets suivant leur fonction énergétique :

- Les sources sont des objets à causalité implicite dans le sens où la grandeur de sortie est indépendante de la grandeur d'entrée.
- Les accumulateurs sont des objets à causalité interne : l'énergie fournie à l'objet, sous forme cinétique ou potentielle, est convertie sous sa forme duale par accumulation. Ainsi, pour une bobine, la grandeur influente est nécessairement la tension qui lui est appliquée alors que le flux est la variable influencée représentant l'état énergétique. Lorsqu'une loi linéaire lie le flux au courant (inductance), ce dernier peut être considéré comme la seule variable influencée. Le fonctionnement d'un

condensateur est dual de celui d'une bobine, la quantité d'électricité accumulée représentant cette fois l'état énergétique. De même, lorsqu'une loi linéaire lie la quantité d'électricité à la tension, cette dernière devient la seule variable influencée. En mécanique, la masse tournante indéformable et la transmission élastique sans masse sont des objets analogues (du point de vue énergétique), respectivement à la bobine et au condensateur. On trouve en figure A.2 quelques exemples classiques de relation causale.

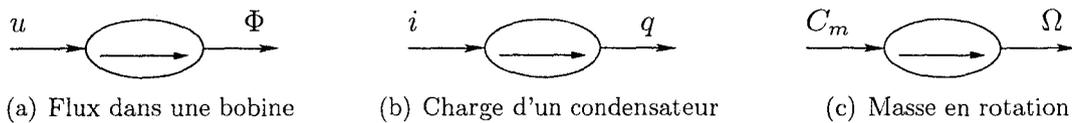


FIG. A.2 – Exemples de relations causales en Electrotechnique

- Les dissipateurs sont des objets à causalité externe, car établie uniquement par le contexte de leur mise en œuvre. L'énergie, apportée sous une forme quelconque, est totalement dissipée en chaleur. Typiquement, c'est la résistance en électricité et les dispositifs à frottements visqueux en mécanique. Pour une résistance montée en série avec une bobine, la grandeur influente est le courant alors que c'est la tension pour une association en parallèle avec un condensateur, la causalité est bien externe. Un frottement visqueux est à l'origine d'une perte de couple, un coupleur visqueux induit une chute de vitesse. La représentation GIC d'une résistance est donnée figure A.3.

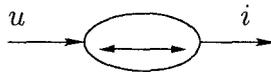


FIG. A.3 – Relation rigide, cas d'un dissipateur d'énergie : la résistance

- Les objets de couplage neutres sont des dispositifs assurant le transfert de puissance d'un groupement à un autre, sans perte ni accumulation d'énergie. Cette neutralité entraîne la conservation de la puissance instantanée et n'induit pas la causalité qui est donc externe. Les objets neutres peuvent être de deux types. On parle de modulateur (figure A.4) si l'entrée et la sortie sont de même nature énergétique (cinétique ou potentielle) sinon, il s'agit d'un gyrateur.

A partir de ces objets élémentaires, il est possible de tracer le graphe complet qui sera donc le modèle GIC du système considéré. Ce modèle pourra ensuite être exploité pour la simulation [GUI–01] et/ou pour élaborer une loi de commande [HAU–96] du processus. Le modèle se construit en 5 étapes :

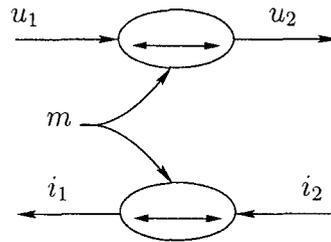


FIG. A.4 – Exemple de modulateur, le transformateur parfait

1. localiser les sources et objets accumulateurs, déterminer leurs grandeurs influentes et influencées ;
2. localiser les dissipateurs, déterminer leurs grandeurs influentes et influencées à partir des sorties des sources et accumulateurs ;
3. localiser les objets neutres, déterminer leurs grandeurs influentes et influencées à partir des sorties des sources et accumulateurs ;
4. établir le Graphe en interconnectant les entrées et les sorties ;
5. expliciter les relations.

#### A.1.1.2 Commande [HAU–96]

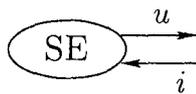
Le graphe ainsi obtenu est un modèle du processus. Bien connaître un système (en avoir un bon modèle) c'est être capable de savoir comment il réagira vis à vis des entrées. D'un point de vue commande, avoir un modèle c'est savoir avec précision quelles sont les causes et quels sont les effets. On pourra donc définir quelle est la bonne cause à fournir pour obtenir l'effet désiré. Puisque basé sur le strict respect de la causalité naturelle, le GIC permet une déduction des lois de commande sans risques de contresens physique. (calcul d'une dérivée, confusion Cause/Effet). Cette opération systématique est appelée l'inversion. Cette dernière peut être directe pour les éléments à causalité externe ou indirecte (à l'aide d'un correcteur) pour les éléments à causalité interne et qui ne peuvent donc pas physiquement être inversés. On pourra alors définir la structure maximale de commande (SMC) du processus ainsi modélisé. Cette commande est dite « maximale » dans le sens où elle détermine les compensations à effectuer, l'emplacement des correcteurs dans la chaîne de commande, la synthèse des estimateurs et observateurs pour les grandeurs non mesurables et enfin les actions d'anticipation possibles. A partir de là il faut mener une réflexion sur les allègements possibles (quelles perturbations peuvent être négligées ? etc.) et la possibilité de mesurer les diverses grandeurs (capteurs directs, estimation...)

Bien qu'essentielle pour comprendre le fonctionnement d'un système et choisir correctement la stratégie de commande (où placer un correcteur, un estimateur, quelles compensations sont possibles...) la représentation GIC risque d'être très étendue, donc lourde à gérer et confuse, dans le cas de la modélisation d'une chaîne de conversion électro-mécanique complète. Pour éviter ce problème, un deuxième formalisme a été défini : la Représentation Energétique Macroscopique (REM).

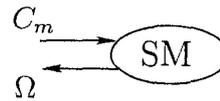
### A.1.2 La Représentation Energétique Macroscopique

Le but de cette représentation est d'encapsuler le GIC pour plus de lisibilité. C'est aussi une représentation graphique, elle se décline en trois éléments : les sources, les éléments d'accumulation et les éléments de conversion [BOU-00]. Tous ces éléments sont connectés entre eux par des vecteurs d'échange. La puissance transitée est ainsi le produit de ces deux vecteurs d'énergie. Ces vecteurs sont disposés pour respecter le principe d'Action / Réaction et leur nature sont nécessairement duales : à une entrée cinétique correspond une sortie potentielle et inversement.

- La source énergétique (figure A.5) produit une sortie qui ne peut physiquement subir de discontinuité. Elle possède également une entrée de réaction qui agit comme une perturbation. Elle est représentée par un ovale vert ;



(a) Source de tension



(b) Source de vitesse

FIG. A.5 – Représentation REM des sources d'énergie

- l'élément de conversion (EC) (figure A.6) assure une conversion énergétique réglable par une entrée de réglage. Une telle conversion est définie comme un transfert de puissance, sans pertes ni accumulation. L'élément de conversion aura donc deux vecteurs (une entrée et une sortie de réaction) en amont et deux autres en aval. Un troisième vecteur, vertical cette fois, définit une grandeur de réglage ou de commande, quand elle existe . Un EC ne contient donc que des objets énergétiquement neutres ; diverses formes oranges sont utilisées : carré pour une conversion électrique, rond pour une conversion électromécanique et triangle pour une conversion mécanique ;
- l'élément d'accumulation (figure A.7) permet de connecter d'autres éléments (source, élément de conversion) grâce à un stockage d'énergie. Il possédera donc

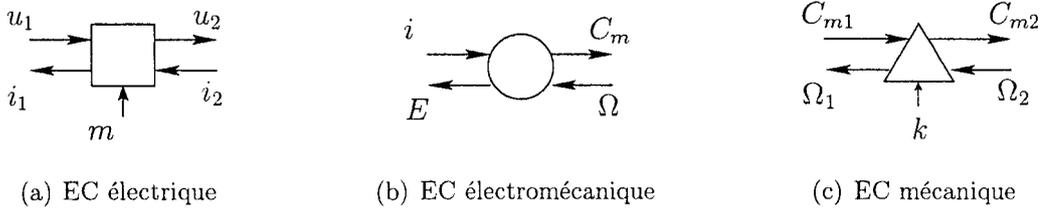


FIG. A.6 – Les trois types d'Elément de Conversion

une entrée d'action en amont et une entrée de réaction (perturbation) en aval. De même, en plus de sa sortie d'action il réagira par rapport à l'élément connecté en amont par sa sortie de réaction. Il est représenté par un rectangle orange avec une barre oblique.

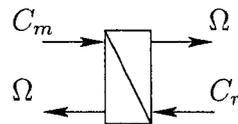


FIG. A.7 – Exemple d'élément d'accumulation

La REM d'un système peut se définir assez simplement à partir de son GIC. En effet, si on dispose le GIC de manière à faire apparaître la chaîne d'action et de réaction comme deux axes parallèles le long desquels se placent les vecteurs d'échanges, on obtient entre ces axes, un troisième axe, vertical, correspondant aux variables de réglage des modulateurs.

Pour exemple, on peut donner la REM générique d'une chaîne de conversion complète (figure A.8). Il est bien entendu que tous les éléments n'apparaîtront pas nécessairement dans tous les systèmes (ex : accouplement moteur-charge direct, sans réducteur).

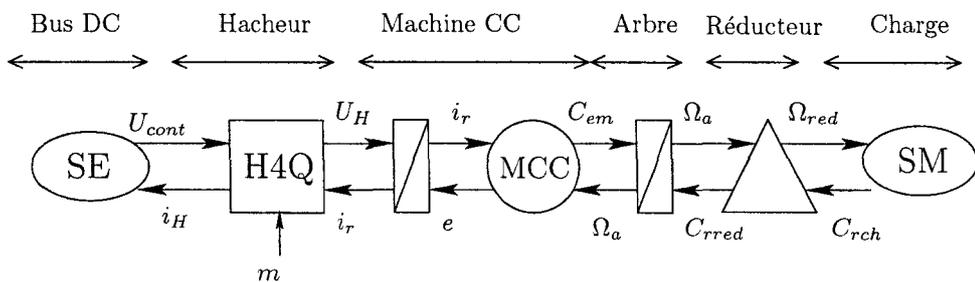


FIG. A.8 – REM d'une chaîne de conversion électromécanique

La REM permet une visibilité globale du système. Elle est donc complémentaire du GIC qui donne une description plus locale. C'est dans ce sens que la REM est présentée

comme une « encapsulation » du GIC : chaque bloc (élément d'accumulation ou de conversion) est une vision macroscopique d'un graphe décrivant le même phénomène.

**Remarque 11** *Très logiquement, les principes de déduction d'une SMC par inversion du modèle s'appliquent aussi à la REM [PIE–02]* □

## A.2 Systèmes Multimachines–Multiconvertisseurs

Les systèmes multimachines–multiconvertisseurs (SMM) sont caractérisés par la présence de couplage à différents endroits de la chaîne de conversion électromécanique. Ces couplages posent divers problèmes et notamment pour ce qui est de la commande du système. Afin de bien cerner le problème, un formalisme est proposé, faisant ainsi ressortir la localisation et la nature des différents couplages. Sa représentation est proche de la REM précédemment présentée.

### A.2.1 Les éléments constitutants du système [SMM–00b]

On retrouve tous les éléments d'une chaîne de conversion définis pour la REM : Source, Élément de Conversion, Élément d'accumulation, Vecteur d'échange. La conversion d'énergie n'est plus limitée à une source amont, une source avale (cas monomachine). On définit alors deux nouveaux types d'applications : on peut ainsi rencontrer des systèmes à  $n$  sources amont et  $n$  sources avales appelés multi-structures. Celles-ci sont composées de  $n$  chaînes de conversion indépendantes, soit  $n$  systèmes monomachines indépendants. Si maintenant le nombre de sources amont est différent du nombre de sources aval, alors on parlera d'élément de couplage qui peut se décomposer en éléments de conversion couplés. Ces couplages doivent être bien identifiés, ils seront représentés par des formes graphiques imbriquées. On peut noter que ces notions ont été développées dans le cadre du projet SMM du GdR SDSE<sup>1</sup>.

### A.2.2 Les couplages possibles

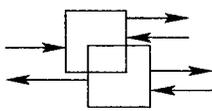
Dans un système multimachine, les couplages peuvent se localiser à trois endroits de la chaîne de conversion électromécanique. A chaque couplage entre deux structures,

---

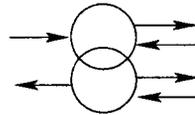
<sup>1</sup>Projet « Systèmes Multimachines Multiconvertisseurs » du Groupe de Recherche Sécurité et Disponibilité des Systèmes Electriques

une variable au moins leur est commune. On représentera deux Eléments de Conversion couplés par leurs deux symboles imbriqués.

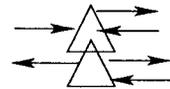
- Le couplage électrique (figure A.9(a)) correspond à la mise en commun de ressources électriques entre plusieurs convertisseurs électriques (par exemple partage d'un bus continu) [FRA-99].
- Le couplage magnétique (figure A.9(b)) est dû à la mise en commun d'une ressource magnétique (cas du moteur double-étoile) [MOU-99].
- Le couplage mécanique (figure A.9(c)) correspond à la mise en commun d'au moins une ressource mécanique par plusieurs convertisseurs mécaniques (deux moteurs sur un véhicule, par exemple) [ESC-99, PIE-02].



(a) Couplage électrique



(b) Couplage magnétique



(c) Couplage mécanique

FIG. A.9 – Les trois types de couplage par EC

## Conclusion

Cette description d'un système multimachine-muliconvertisseur permet d'en donner une représentation claire et faisant bien ressortir la localisation des problèmes liés aux couplages. Il est aussi important de noter que, comme le GIC ou la REM, des règles d'inversions simples permettent de définir la structure de commande maximale de manière déductive et systématique [SMM-01, SMM-02].

On a donc dégagé trois formalismes qui nous permettent de dresser un modèle cohérent de notre application. Une structure de commande globale peut se déduire facilement et très rapidement depuis la REM (ou le formalisme SMM) alors que la commande de chaque bloc peut être déterminée précisément et indépendamment à partir du GIC correspondant à la partie concernée. On a ainsi choisi des formalismes autorisant une représentation simple et claire du système et débouchant facilement sur la commande du procédé.

# Annexe B

## Simplification de modèles et perturbations singulières

Diverses méthodes de simplification de modèles existent. Certaines méthodes réduisent l'ordre du système. Elles sont en général fondées sur l'observation de différentes échelles de temps dans le modèle du processus. La méthode des perturbations singulières exploite ces propriétés pour donner une décomposition du modèle complet en un modèle rapide et un modèle lent. Après la description des notations de base pour cette méthode, nous donnerons les expressions des deux modèles réduits [BOR–92]. L'utilisation des perturbations singulières pour l'analyse des dynamiques d'un système dérouleur-enrouleur sera enfin détaillée.

### B.1 Présentation de la méthode

Bien qu'elle soit applicable aux systèmes physiques continus ou discrets, linéaires ou non linéaires, déterministes ou stochastiques, nous nous contenterons de présenter cette méthode dans le cadre des systèmes continus linéaires. Le processus modélisé est décrit par sa représentation d'état. On utilise un petit paramètre  $\varepsilon$  pour signifier un découplage des dynamiques dans le membre de gauche de l'équation différentielle,  $\varepsilon \in [0, 1[$ . Le vecteur d'état est donc séparé en deux blocs suivant (B.1).

$$\dot{x} = \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \varepsilon \dot{x}_2 \end{pmatrix} \tag{B.1}$$

Cette écriture indique que les composantes regroupées en  $x_1$  sont lentes et évoluent à l'échelle des temps lente  $t$  et que les composantes rapides sont regroupées dans  $x_2$  et évoluent à une échelle des temps dilatée  $\tau = t/\varepsilon$ .

Un intérêt de la méthode est l'élaboration de lois de commande sous forme composite. Le modèle peut en effet être décomposé en un sous modèle lent et un sous modèle rapide, décomposition qui vaut aussi pour la commande. Ces modèles découplés sont d'ailleurs surtout utilisés dans ce but, il est en effet difficile, dans une simulation, de séparer les composantes rapide et lente des entrées. Avant d'utiliser la décomposition des modèles, il faut mettre en évidence les modes lents et rapides du système. La connaissance de la valeur exacte du paramètre  $\varepsilon$  n'est pas nécessaire, en revanche, il est important de pouvoir chiffrer le taux de séparabilité des dynamiques en ayant un ordre de grandeur pour  $\varepsilon$ .

## B.2 Mise en évidence du paramètre $\varepsilon$

La première piste à suivre pour déterminer les différents modes du système est bien sûr la connaissance de l'utilisateur et son expérience. Ainsi, la présence de petite et grande constantes de temps est déjà une indication importante. Souvent, leur rapport peut être considéré comme une valeur du paramètre  $\varepsilon$ . Un exemple bien connu en électrotechnique est le rapport entre les modes mécanique et électrique du moteur à courant continu [BOR-92].

Pour des systèmes plus complexes ou quand l'expertise de l'utilisateur ne suffit pas, on peut avoir recours à diverses méthodes calculatoires. La décomposition de la matrice  $A$  de la représentation d'état en sous systèmes *a priori* découplés permet de calculer  $\varepsilon$  comme le rapport des valeurs propres du sous-système supposé rapide et du sous-système supposé lent. En dernier recours, on peut toujours utiliser la méthode dite des « perturbations singulières forcées ». Elle consiste à choisir  $\varepsilon$  égale ou proche de un pour ensuite appliquer la simplification de modèle.

### B.3 Expression des modèles lents et rapides

La représentation d'état du système est exprimée sous la forme singulièrement perturbée (B.2).

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \varepsilon \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{bmatrix} u,$$

$$y = \begin{bmatrix} C_1 & C_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}, \quad (\text{B.2})$$

$$x_1(t_0) = x_{10}, \quad x_2(t_0) = x_{20}, \quad x_1 \in \mathbb{R}^{n_1} \text{ et } x_2 \in \mathbb{R}^{n_2}$$

Chaque variable possède une composante lente (indicée  $l$ ) et une composante rapide (indicée  $r$ ) :

$$x_1 = x_{1l} + x_{1r} \quad (\text{B.3})$$

$$x_2 = x_{2l} + x_{2r} \quad (\text{B.4})$$

Pour obtenir l'expression du modèle lent, on considère que les variables rapides (c'est à dire  $x_2$ ) ont atteint leur régime permanent. Dans ce cas,  $\varepsilon = 0$  et le système (B.2) devient :

$$\begin{aligned} \dot{x}_{1l} &= A_{11}x_{1l} + A_{12}x_{2l} + B_1u_l, \\ 0 &= A_{21}x_{1l} + A_{22}x_{2l} + B_2u_l, \\ y_l &= C_1x_{1l} + C_2x_{2l} \end{aligned} \quad (\text{B.5})$$

Le modèle lent est défini par son état  $x_l$ , sa sortie  $y_l$  et son entrée  $u_l$ . Il faut donc exprimer  $x_{2l}$  en fonction de  $x_{1l}$  et  $u_l$ . Le système (B.5) devient alors (en supposant  $A_{22}$  inversible) :

$$\begin{aligned}
\dot{x}_{1l} &= A_l x_{1l} + B_l u_l, \\
y_l &= C_l x_l + D_l u_l, \\
x_{2l} &= -A_{22}^{-1}(A_{21}x_{1l} + B_2 u_l)
\end{aligned} \tag{B.6}$$

avec

$$\begin{aligned}
A_l &= A_{11} - A_{12}A_{22}^{-1}A_{21}, \\
B_l &= B_1 - A_{12}A_{22}^{-1}B_2, \\
C_l &= C_1 - C_2A_{22}^{-1}A_{21}, \\
D_l &= -C_2A_{22}^{-1}B_2
\end{aligned} \tag{B.7}$$

La validité du modèle lent présenté est bien sûr liée au choix des conditions initiales pour  $x_{1l}$  et  $x_{2l}$ . Si  $x_{1l}(t_0) = x_{10}$ , on peut considérer (B.6) et (B.7) comme une approximation du comportement lent du modèle global. En revanche, dans ces conditions, la valeur initiale des composantes rapides  $x_{2l}$  n'est pas  $x_{20}$  et  $x_{2l}$  ne sera pas une approximation de  $x_2$ .

Le modèle réduit rapide peut être obtenu à partir de  $x_2$  et de son régime quasi-permanent  $x_{2l}$ . Le modèle réduit rapide est exprimé en temps dilaté  $\tau$ , avec  $\varepsilon \dot{x}_{2r} = dx_{2r}/d\tau$ . La différence entre le modèle initial (B.2) et le modèle lent (B.6), en considérant les variables lentes immobiles pendant les transitions rapides donne le résultat (B.9) pour le modèle approché rapide.

$$\frac{dx_{2r}}{d\tau} = A_{22}x_{2r}(\tau) + B_2 u_r(\tau), \tag{B.8}$$

$$y_r(\tau) = C_2 x_{2r}(\tau), \tag{B.9}$$

$$x_{2r}(t_0) = x_{20} + A_{22}^{-1}A_{21}x_{10}$$

## B.4 Application à la broche de bobinoir

Pour la commande de la broche de bobinoir, on ne s'intéresse pas à la réduction de modèle mais plutôt au découplage des dynamiques dans le modèle de la charge mécanique. La vitesse provoque les variations de tension. Il est donc naturel, dans un premier temps, de chercher un découplage entre la tension, variable supposée lente, et la vitesse, supposée rapide.

Comme le paramètre  $\varepsilon$ , indicateur de cet éventuel découplage est difficile à mettre en évidence, on n'a aucune idée précise sur la séparabilité du modèle en une partie lente et une partie rapide ; impossible également de connaître l'évolution de  $\varepsilon$ , et donc du découplage possible, en fonction des autres paramètres du modèle.

Dans ces conditions, on utilise la méthode des perturbations singulières forcées en imposant  $\varepsilon = 1$ . Les modèles réduits lent et rapide sont ensuite déterminés. Si les modes sont réellement découplés alors les modèles réduits calculés le seront aussi. Comme pour le modèle initial, le découplage entre les modèles lent et rapide peut s'exprimer par un petit paramètre  $\varepsilon$ . Cette fois, le paramètre  $\varepsilon$  peut être formellement défini comme le rapport des valeurs propres de  $A_l$  et  $A_{22}$  suivant (B.10) [BER–85].

$$\varepsilon = \frac{|\max(\text{valeur propre de } [A_l])|}{|\min(\text{valeur propre de } [A_{22}])|} \quad (\text{B.10})$$

Si  $\varepsilon$  est assez petit ( $\varepsilon \leq 1/3$  [BER–85]), les deux modèles sont réellement découplés et l'hypothèse de départ sur la séparabilité des dynamiques était fondée. Sinon, les deux modèles ne correspondent physiquement à rien et sont inutilisables pour la commande. Surtout, cela signifie que l'hypothèse de départ était fautive et qu'il n'existe pas de variables lentes et rapides telles qu'on les avait présumées ; le découplage du vecteur d'état n'était pas correct et un changement de variable pourrait peut-être permettre un meilleur choix des composantes supposées lentes ou rapides.



# Annexe C

## Modèle de la tension du fil pour la commande

Pour simplifier la synthèse de la commande, plusieurs hypothèses ont permis de réduire le modèle de la tension du fil. Le fort couplage entre les modes de la partie mécanique ne nous permet pas une synthèse séparée simple des différentes boucles. Il est donc nécessaire de connaître la fonction de transfert globale du système en boucle fermée. Pour cela, le calcul part des boucles les plus internes pour revenir vers la tension du fil.

Les correcteurs utilisés sont tous des IP. Leurs paramètres sont  $K_{iX}$  et  $K_{pX}$  avec  $X$  la variable d'état à régler.

### C.1 Boucle fermée de courant

Les hypothèses faites sur le système étudié nous permettent de considérer une fonction de transfert simple entre le couple moteur de référence et la tension  $V_{sq}$  nécessaire à sa production. De plus le convertisseur statique est considéré parfait et son modèle moyen est utilisé, d'où  $V_{sq} = V_{sqref}$ . On note  $L_s$  et  $R_s$  les inductance et résistance statoriques équivalentes dans ce modèle simplifié. Dans ces conditions, on peut écrire :

$$I_{sq} = \left( \left( (I_{sqref} - I_{sq}) \frac{K_{iI}}{s} - I_{sq} \right) K_{pI} \right) \frac{1}{L_s s + R_s} \quad (C.1)$$

$$I_{sq} \left( 1 + \frac{K_{iI}K_{pI} + K_{pI}s}{s(L_s s + R_s)} \right) = I_{sqref} \frac{K_{iI}K_{pI}}{s(L_s s + R_s)} \quad (C.2)$$

$$\frac{I_{sq}}{I_{sqref}} = \frac{K_{iI}K_{pI}}{s(L_s s + R_s) + K_{iI}K_{pI} + K_{pI}s} \quad (C.3)$$

On retient la fonction de transfert en boucle fermée du courant, notée  $BF_I$  :

$$BF_I = \frac{1}{\frac{L_s}{K_{iI}K_{pI}} s^2 + \frac{R_s + K_{pI}}{K_{iI}K_{pI}} s + 1} \quad (C.4)$$

## C.2 Boucle fermée de vitesse

Cette fois, on calcule la fonction de transfert en boucle fermée de la vitesse linéaire  $V_t$ . Le couple opposé par la tension du fil est pris en compte. On aura donc  $V_t$  fonction de  $V_{tref}$  et de la tension  $T$  du fil.

$$V_t = \left( \left( (V_{tref} - V_t) \frac{K_{iv}}{s} - V_t \right) K_{pv} \right) BF_I + R_t N_t T \frac{R_t N_t}{J_t s + f_t} \quad (C.5)$$

Après calculs et simplifications, on trouve :

$$V_t = \frac{V_{tref}}{D_v} + T \frac{L_s N_t^2 R_t^2 s^3 + (N_t^2 R_t^2 R_s + N_t^2 R_t^2 K_{pI}) s^2 + N_t^2 R_t^2 K_{iI} K_{pI} s}{D_v} \quad (C.6)$$

Avec le dénominateur  $D_v$  suivant :

$$D_v = \frac{J_t L_s}{N_t R_t K_{iI} K_{pI} K_{iv} K_{pv}} s^4 + \frac{J_t R_s + L_s f_t + J_t K_{pI}}{N_t R_t K_{iI} K_{pI} K_{iv} K_{pv}} s^3 \dots$$

$$\dots + \frac{R_s f_t + f_t K_{pI} + J_t K_{iI} K_{pI}}{N_t R_t K_{iI} K_{pI} K_{iv} K_{pv}} s^2 + \frac{f_t K_{iI} K_{pI} + N_t R_t K_{iI} K_{pI} K_{pv}}{N_t R_t K_{iI} K_{pI} K_{iv} K_{pv}} s + 1 \quad (C.7)$$

### C.3 Boucle fermée de tension

Pour cette fonction de transfert, le correcteur IP de tension fournit la référence de vitesse  $V_{ref}$  qui donnera la vitesse  $V_t$ , suivant l'équation C.6. Le couple opposé par la tension du fil était pris en compte dans la boucle de vitesse et sera donc intégré au calcul de la tension  $T$  en fonction de la tension de référence  $T_{ref}$ . En l'incluant ainsi dans le calcul, son effet indésirable sera pris en compte lors du placement des pôles. La fonction de transfert obtenue est de la forme :

$$\frac{T}{T_{ref}} = \frac{1}{D_t} \quad (\text{C.8})$$

Le dénominateur  $D_t$  est exprimé par l'équation C.9, qui se trouve, pour des raisons de lisibilité, en table C.1 page suivante.

### C.4 Exploitation des résultats

Cette fonction de transfert étant connue, nous pouvons en imposer les pôles au moyen des six paramètres de gain proportionnel ou intégral. Il s'agit alors de résoudre le système non linéaire de six équations à six inconnues pour imposer les coefficients voulus pour le polynôme. Cette technique est utilisée pour le placement des pôles, les coefficients de  $D_t$  étant calculés par la méthode de Naslin à partir d'un choix d'amortissement et de temps de montée (voir annexe D et [NAS-98]). La table C.1 donne les résultats obtenus pour le réglage des correcteurs. Les coefficients du polynôme sont classiquement notés  $a_i$ .

Une deuxième utilisation est faite du polynôme  $D_t$ . On estime que si la commande remplit bien son rôle, la fonction de transfert calculée ici sous hypothèses est une bonne approximation du comportement du processus. Les racines de  $D_t$  sont donc les pôles de notre système. Si la synthèse des correcteurs n'est pas faite de manière globale, mais en considérant les boucles découplées, une application numérique simple permet une comparaison des racines de  $D_t$  dans ces conditions avec les pôles que l'on voulait obtenir ; cette comparaison donne une idée de la qualité du découplage supposé.

$$\begin{aligned}
D_t = & -\frac{LJ_tL_s}{AEN_tR_tK_{iI}K_{pI}K_{it}K_{iv}K_{pt}K_{pv}} s^6 - \frac{(LJ_tR_s + LL_s f_t + LJ_tK_{pI})}{AEN_tR_tK_{iI}K_{pI}K_{it}K_{iv}K_{pt}K_{pv}} s^5 \dots \\
& \dots - \frac{(LR_s f_t + Lf_tK_{pI} + LJ_tK_{iI}K_{pI} + AEL_sN_t^3R_t^3K_{iI}K_{pI}K_{iv}K_{pv})}{AEN_tR_tK_{iI}K_{pI}K_{it}K_{iv}K_{pt}K_{pv}} s^4 \dots \\
& \dots - \frac{Lf_tK_{iI}K_{pI} + LN_tR_tK_{iI}K_{pI}K_{pv} + AEN_t^3R_sR_t^3K_{iI}K_{pI}K_{iv}K_{pv} + AEN_t^3R_t^3K_{iI}K_{pI}^2K_{iv}K_{pv}}{AEN_tR_tK_{iI}K_{pI}K_{it}K_{iv}K_{pt}K_{pv}} s^3 \dots \\
& \dots - \frac{LN_tR_tK_{iI}K_{pI}K_{iv}K_{pv} + AEN_t^3R_t^3K_{iI}K_{pI}^2K_{iv}K_{pv}}{AEN_tR_tK_{iI}K_{pI}K_{it}K_{iv}K_{pt}K_{pv}} s^2 + \frac{1}{K_{it}} s + 1
\end{aligned} \tag{C.9}$$

$$K_{pI} = -\frac{R_sJ_t a_6 + L_s f_t a_6 - a_5 L_s J_t}{J_t a_6} \tag{C.10}$$

$$K_{iI} = \frac{La_5 J_t f_t - La_4 J_t^2 - La_6 f_t^2 + a_6 AEN_t^2 R_t^2 J_t}{La_6 J_t f_t - La_5 J_t^2 + La_6 R_s L_s J_t^2} \tag{C.11}$$

$$K_{pv} = -\frac{La_6 f_t^3 - La_3 J_t^3 + La_4 J_t^2 f_t - La_5 J_t f_t^2 - 2a_6 AEN_t^2 R_t^2 J_t f_t + a_5 AEN_t^2 R_t^2 J_t^2}{N_t R_t (La_4 J_t^2 - La_5 J_t f_t + La_6 f_t^2 - a_6 AEN_t^2 R_t^2 J_t)} \tag{C.12}$$

$$K_{iv} = \frac{La_4 AEN_t^2 R_t^2 J_t^2 - La_5 AEN_t^2 R_t^2 J_t f_t - a_6 AE^2 N_t^4 R_t^4 J_t - L^2 a_2 J_t^3 + La_6 AEN_t^2 R_t^2 f_t^2}{L (La_6 f_t^3 - La_3 J_t^3 + La_4 J_t^2 f_t - La_5 J_t f_t^2 - 2a_6 AEN_t^2 R_t^2 J_t f_t + a_5 AEN_t^2 R_t^2 J_t^2)} \tag{C.13}$$

$$K_{pt} = \frac{L^3 a_1 J_t^3}{AE (La_4 AEN_t^2 R_t^2 J_t^2 - La_5 AEN_t^2 R_t^2 J_t f_t - a_6 AE^2 N_t^4 R_t^4 J_t - L^2 a_2 J_t^3 + La_6 AEN_t^2 R_t^2 f_t^2)} \tag{C.14}$$

$$K_{it} = \frac{1}{a_1} \tag{C.15}$$

TAB. C.1 – Fonction de transfert en boucle fermée de la tension et réglage des correcteurs

# Annexe D

## Placement des pôles, critère de Naslin

Le réglage d'un système asservi revient à choisir son comportement dynamique en boucle fermée. On peut alors s'assurer de sa stabilité et des caractéristiques de sa réponse. Le choix de la dynamique peut se faire simplement en identifiant le dénominateur de la fonction de transfert en boucle fermée à un polynôme caractéristique connu. Cela suppose d'avoir un nombre de paramètres réglables (les paramètres du correcteur) égal à l'ordre du système moins un.

S'il est facile d'identifier un système du second ordre, cela devient plus complexe pour un ordre plus élevé. En effet, le comportement d'un tel système n'est pas toujours très bien connu en fonction des coefficients de son polynôme caractéristique. Le critère de Naslin fournit des réponses pour ces deux problèmes de réglage [NAS-98]. Si l'on règle un système d'ordre  $n$  selon ce critère on aura, avec une précision acceptable, une idée de son comportement dynamique. Par ailleurs, l'application du critère n'exige pas le réglage de chaque coefficient du polynôme caractéristique. On présente ici les bases de l'étude de Naslin sur les polynômes normaux à amortissement réglable et leur application au placement des pôles.

### D.1 Polynômes normaux à amortissement réglable

Partons de l'exemple simple et bien connu de la forme canonique de la fonction de transfert d'un système du second ordre. Nous utiliserons  $\xi$  pour désigner le facteur

d'amortissement et  $\omega_0$  pour la pulsation naturelle,  $s$  étant l'opérateur de Laplace.

$$H(s) = \frac{N}{a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (\text{D.1})$$

$$H(s) = \frac{N'}{\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\xi}{\omega_0} s + 1} \quad (\text{D.2})$$

Dans cette présentation sommaire, nous ne gardons que le cas particulier où le numérateur  $N'$  est une constante égale à un. C'est d'ailleurs le seul cas que nous rencontrerons dans la commande de la broche de bobinoir.

Le facteur d'amortissement  $\xi$  est lié aux coefficients du polynôme caractéristique par la relation suivante :

$$4\xi = \frac{a_1^2}{a_0 a_2} \quad (\text{D.3})$$

La fonction de transfert d'un système d'ordre  $n$  est maintenant considérée.

$$H_1(s) = \frac{a_0}{a_n s^n + \dots + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (\text{D.4})$$

Par analogie avec le système du second ordre, on définit les rapports caractéristiques  $\alpha_i$  suivants :

$$\alpha_1 = \frac{a_1^2}{a_0 a_2} \quad , \quad \alpha_2 = \frac{a_2^2}{a_1 a_3} \quad , \quad \dots \quad , \quad \alpha_n = \frac{a_n^2}{a_{n-1} a_{n+1}} \quad (\text{D.5})$$

Si on définit les pulsations caractéristiques  $\omega_i$  comme en (D.6), les rapports s'expriment aussi par (D.7).

$$\omega_0 = \frac{a_0}{a_1} \quad , \quad \omega_1 = \frac{a_1}{a_2} \quad , \quad \dots \quad , \quad \omega_n = \frac{a_n}{a_{n+1}} \quad (\text{D.6})$$

$$\alpha_1 = \frac{\omega_1}{\omega_0} \quad , \quad \alpha_2 = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad , \quad \dots \quad , \quad \alpha_n = \frac{\omega_n}{\omega_{n-1}} \quad (\text{D.7})$$

Les rapports caractéristiques sont liés à l'amortissement. Cet amortissement devient aisément réglable si tous les rapports caractéristiques sont choisis égaux à la même valeur  $\alpha$ .

On peut aussi définir un critère algébrique d'amortissement en imposant aux rapports caractéristiques d'être supérieurs à une certaine valeur  $\alpha$ . C'est un critère suffisant d'amortissement (et par là, de stabilité), un critère robuste et garantissant des transitoires à mode dominant unique.

## D.2 Calcul des coefficients

Les polynômes décrits précédemment, sont entièrement définis par leur ordre  $n$ , leur pulsation caractéristique  $\omega_0$  et leur amortissement  $\alpha$ . Les pulsations caractéristiques suivantes sont obtenues par multiplication successives par  $\alpha$ .

On peut ensuite calculer les coefficients du polynôme caractéristique en fixant la valeur de l'un d'eux, par exemple  $a_0 = 1$ . Dans ce cas,  $\omega_i = \alpha^i \omega_0$  et les coefficients sont :

$$a_i = \alpha^{\frac{-i(i-1)}{2}} \omega_0^{-i} \quad (\text{D.8})$$

## D.3 Propriétés de la réponse indicielle

Si le polynôme caractéristique est entièrement déterminé à partir de  $\alpha$  et  $\omega_0$ , la réponse indicielle a des propriétés connues.

En premier lieu, son dépassement est bien sûr lié à l'amortissement. La relation empirique suivante montre cette dépendance :

$$\log(D\%) = 4,8 - 2\alpha \quad (\text{D.9})$$

Le temps de montée est également connu :

$$t_m = \frac{2,2}{\omega_0} \quad (\text{D.10})$$

D'autres formules permettent de connaître la pente maximale et la dérivée seconde maximale de la réponse indicielle. De la même manière, on peut calculer l'instant où la dérivée seconde s'annule pour la première fois. Toutes ces formules empiriques existent

et donnent des résultats assez précis. Toutefois, leur utilité étant limitée dans notre application, elles ne seront pas abordées ici.

Plus intéressant est le tableau classique qui fait correspondre les valeurs de  $\alpha$  aux valeurs de  $\xi$  du second ordre canonique donnant le même dépassement. Il est alors possible de régler un polynôme du degré  $n$  aussi simplement qu'un second ordre. Quelques valeurs remarquables sont reportées dans la table D.1 [NAS-98].

$\alpha$	$D(\%)$	$\xi$
1,75	40	0,3
2	6	0,7
2,4	1	0,9

TAB. D.1 – Correspondance  $\alpha$ –dépassement  $D$  –  $\xi$

## D.4 Critère de Naslin et robustesse

Comme pour tout réglage faisant intervenir les paramètres du système, le placement des pôles suivant un polynôme de Naslin est tributaire des paramètres non stationnaires du système. De plus, il n'est pas toujours possible de régler indépendamment chacun des coefficients du polynôme. L'intérêt de la méthode est dans ce cas la relative tolérance sur les rapports caractéristiques. En effet, si tous ne sont pas rigoureusement égaux, les propriétés fondamentales de la réponse indicielle sont néanmoins conservées. On peut par exemple réduire un des rapports caractéristiques à l'unité. Toutefois, il est conseillé de ne pas descendre en dessous de  $\sqrt{\alpha}$  [NAS-98].

## D.5 Naslin et la commande de la broche de bobinoir

La broche de bobinoir est un système complexe d'ordre élevé. Différentes hypothèses ont permis de simplifier le problème, pourvu que la commande assure leur validité. L'ordre du modèle considéré reste élevé et on doit par exemple régler une fonction de transfert d'ordre six. Le critère de Naslin est appliqué. On possède six paramètres et le polynôme caractéristique est donc entièrement réglable. Le cahier des charges fournit le temps de réponse à obtenir. Combiné au souhait d'un dépassement minimal celui-ci nous permet de déterminer la pulsation caractéristique  $\omega_0$  et l'amortissement

$\alpha$ . Les paramètres des correcteurs sont ensuite calculés par résolution d'un système non linéaire de six équations à six inconnues.

Il n'a pas toujours été nécessaire de considérer la fonction de transfert globale d'ordre six du système. Néanmoins, on a fréquemment eu affaire à des systèmes d'ordre supérieur à deux : réglage du correcteur PID de tension du fil et du IP de courant associé (ordre cinq) et réglage du correcteur IP avec filtre passe-bas pour les vitesses (ordre trois). Dans toutes ces situations, le critère d'amortissement de Naslin est utilisé pour le placement des pôles.



# Annexe E

## Commande par platitude de la broche de bobinoir

La platitude est une technique de contrôle non linéaire récente (1991) développée par le Centre Automatique et Systèmes de Paris. C'est une méthode de commande algorithmique de certains systèmes non-linéaires. Sa synthèse est directement issue du modèle analytique du processus à commander. Elle respecte donc le sens physique de celui-ci. Si on se place dans le cadre de quelques hypothèses simples (définition d'un système différentiellement plat), on peut déduire le modèle inverse du procédé, c'est cette inversion qui constitue la structure de commande. Une rapide présentation est ici suivie d'une application à la broche de bobinoir.

### E.1 Principe [FLI–95, KIS–01]

Les systèmes différentiellement plats sont une classe de systèmes non linéaires qui n'ont que des non linéarités statiques dans un certain espace. C'est pour s'assurer de cette propriété que l'on pose au préalable quelques conditions.

#### E.1.1 Définitions

On définit d'abord un système générique d'ordre  $n$ , servant de référence pour la suite. Son état est  $x$  et son entrée est  $u$ . On a donc :

$$\dot{x} = f(x, u) \quad | \quad u = (u_1, \dots, u_m) \quad (\text{E.1})$$

On pourra utiliser la platitude pour ce système s'il est *plat*. C'est à dire, s'il admet une sortie  $y$  appelée sortie plate ;  $y$  répond alors à trois conditions :

- i Les composantes de  $y$  peuvent être calculées à partir de l'état  $x$ , de l'entrée  $u$  et d'un nombre fini des dérivées de cette dernière. Autrement dit, il existe une relation du type :

$$y_i = h_i(x, u, \dots, u^{(\alpha)}), \quad i = 1, \dots, m.$$

- ii les composantes de  $y$  doivent être différentiellement indépendantes, c'est à dire qu'il n'existe pas de relation de la forme :

$$\Upsilon(y, \dot{y}, \ddot{y}, \dots, y^{(\beta)}) = 0$$

- iii toute variable  $z$  du système, notamment  $x$  et  $u$ , peut être exprimée en fonction de  $y$  et d'un nombre fini de ses dérivées :

$$z = \Psi(y, \dot{y}, \ddot{y}, \dots, y^{(\gamma)})$$

Cette dernière hypothèse correspond à la notion de commandabilité utilisée dans la représentation d'état classique des systèmes linéaires. Notons aussi que si le point (iii) est réalisé, la condition (ii) revient à l'égalité du nombre  $m$  de composantes de  $y$  et du nombre de variables d'entrée différentiellement indépendantes  $u_j$ ,  $j = 1 \dots, m$  [ROT-96]. L'utilité des propriétés de platitude ne réside pas uniquement dans les questions mathématiques mais aussi dans les aspects applicatifs et particulièrement la commande des systèmes concernés.

### E.1.2 Mise en œuvre

On peut imposer une trajectoire à la sortie plate  $y$  sans même intégrer d'équations différentielles. Pour cela, on utilise la propriété (iii) pour définir la trajectoire à donner à l'entrée  $u$  et à ses dérivées. Il s'agit en fait de fixer la trajectoire de la sortie à condition que cette trajectoire soit continûment dérivable jusqu'à l'ordre maximum du processus. On obtient alors une commande en boucle ouverte très performante. Comme il y a toujours risque de non stationnarité ou d'erreur de modèle, on y ajoute

un asservissement ; le bouclage nécessaire à la robustesse de la commande est un retour d'état dynamique qui agit par une variation  $\Delta_{consigne}$  de la consigne initiale pour compenser les perturbations imprévues.

Finalement, on a donc fait le couplage d'une inversion directe à l'ordre  $n$ , car la trajectoire est toujours dérivable au même ordre, à une inversion indirecte classique.

### E.1.3 Platitude et GIC

Le Graphe Informationnel Causal (GIC) est un outil de représentation graphique d'un modèle analytique, une représentation respectant la causalité naturelle du système. Il permet, en outre, la déduction systématique d'une structure de commande maximale par inversion du modèle. Il est donc naturel de chercher des liens avec la platitude.

Les principes d'inversions sont les mêmes pour la platitude et pour le GIC. Néanmoins, et pour respecter le sens physique de la causalité, dans la méthodologie GIC, on considère que les dérivées des variables d'état ne sont pas *a priori* connues. Les relations causales sont donc systématiquement inversées par asservissement. La platitude, elle, suppose que la trajectoire imposée à une sortie n'est pas seulement sa valeur mais aussi autant de dérivées que nécessaire pour l'inversion. Tout se passe comme si les relations causales étaient décomposées en une relation rigide avec pour sortie un vecteur  $(\dot{y}, \ddot{y}, \dots, y^{(\alpha)})$  et une relation causale de type intégrateur pur. Ainsi toutes les relations sont rigidifiées et donc inversibles directement. Imposer une trajectoire revient alors à donner un vecteur composé de la consigne et de ses dérivées successives (fig. E.1). Très naturellement, les consignes discontinues (échelon, par exemple) sont donc éliminées. Les trajectoires polynomiales sont utilisées pour la simplicité du calcul analytique de leurs dérivées.

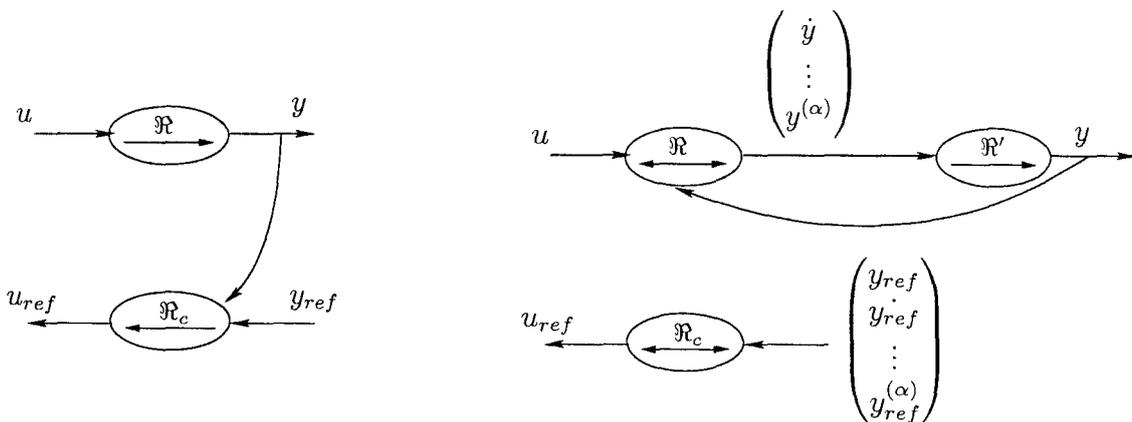


FIG. E.1 – Inversion d'une relation causale : GIC classique et platitude

## E.2 Application à la broche de bobinoir [CHA–03]

### E.2.1 Propriétés de platitude pour le bobinoir

#### E.2.1.1 Système plat étudié

Le contrôle plat nécessite une grande puissance de calcul. Afin de minimiser cette limite, seule la charge mécanique sera commandée par platitude. D'abord, nous devons réécrire les équations (2.32) à (2.32) en ne gardant que trois relations, une par variable d'état.

$$J_t \dot{V}_t = N_t R_t C_{emt} + N_t^2 R_t^2 C_{emt} - f_t V_t \quad (\text{E.2})$$

$$J_b \dot{V}_b = N_b R_b C_{emb} - N_b^2 R_b^2 C_{emb} - f_b V_b \quad (\text{E.3})$$

$$L\dot{T} = AE(V_b - V_t) - V_b T + V_t T_0 \quad (\text{E.4})$$

Le système que nous étudions possède deux entrées  $C_{emt}$  et  $C_{emb}$ , trois variables d'état  $V_t$ ,  $V_b$  et  $T$ . Les deux sorties à commander étant  $V_b$  et  $T$ , ce sont ces variables d'état qui constitueront la sortie plate supposée. Afin de prouver que le système est bien plat, chaque propriété d'un système plat doit être vérifiée.

#### E.2.1.2 Vérification des hypothèses de platitude

Les deux sorties étant également des variables d'état, la propriété (i) est vérifiée de manière évidente. La propriété (iii) est vérifiée en exprimant  $C_{emt}$ ,  $C_{emb}$  et  $V_t$  en fonction de  $V_b$ ,  $T$  et de leurs dérivées temporelles. A partir de (E.4), on peut exprimer  $V_t$  en fonction de  $V_b$  et de  $\dot{T}$  :

$$V_t = \frac{L\dot{T} + V_b(T + AE)}{T_0 + AE} \quad (\text{E.5})$$

En réutilisant cette expression et sa dérivée dans (E.2), on obtient une expression de  $C_{emt}$  en fonction de  $V_b$  et de  $T$ .

$$C_{emt} = \frac{1}{N_t R_t} \left( -(N_t R_t)^2 T + f_t \frac{L\dot{T} + V_b(T + AE)}{T_0 - AE} - J_t \dot{V}_t \frac{L\ddot{T} + AE V_b + V_b \dot{T} + \dot{V}_b T}{T_0 - AE} \right) \quad (\text{E.6})$$

L'inversion de (E.3) donne  $C_{emb}$  en fonction de  $V_b$  et de  $T$ .

$$C_{emb} = \frac{(N_t R_t)^2 T + f_b V_b - J_b \dot{V}_b}{N_b R_b} \quad (\text{E.7})$$

La propriété (iii) est donc vérifiée.

La sortie plate a deux composantes ( $V_b$  et  $T$ ) et le système a deux entrées indépendantes, la propriété (ii) est donc vérifiée.

## E.2.2 Commande plate en boucle ouverte

La commande plate en boucle ouverte est réalisée en inversant les relations du modèle. Les trajectoires de couple sont exprimées en fonction des trajectoires des variables d'état (spécialement des sorties plates). La variable de référence  $X_{ref}$  est la trajectoire de  $X$

$$V_{tref} = \frac{L\dot{T}_{ref} + V_{bref}(T_{ref} + AE)}{T_0 - AE} \quad (\text{E.8})$$

$$C_{emtref} = \frac{-(N_t R_t)^2 T_{ref} + f_t V_{tref} - J_t \dot{V}_{tref}}{N_t R_t} \quad (\text{E.9})$$

$$C_{embref} = \frac{(N_b R_b)^2 T_{ref} + f_b V_{bref} - J_b \dot{V}_{bref}}{N_b R_b} \quad (\text{E.10})$$

Nous devons planifier  $T_{ref}$  et  $V_{bref}$ . Comme leurs dérivées nous seront aussi nécessaires, on choisit des trajectoires polynomiales pour minimiser le temps de calcul. Pour pouvoir comparer les résultats avec les autres lois de commande, les trajectoires sont planifiées pour produire le même temps de réponse et le même amortissement que les autres lois. Les trajectoires sont donc des polynômes du troisième degré avec les caractéristiques de la table E.1.

Variable ( $X$ )	Instant initial ( $t_0$ )	Instant final ( $t_f$ )	$X(t_0)$	$X(t_f)$	$\dot{X}(t_0)$	$\dot{X}(t_f)$
$T_{ref}$	0,1 s	0,35 s	0 N	0,2 N	0	0
$V_{bref}$	0,6 s	0,9 s	0 m/s	10 m/s	0	0

TAB. E.1 – Données pour la planification des trajectoires

Pour assurer la robustesse de la commande, on choisit de fermer les boucles de régulation.

### E.2.3 Commande plate en boucle fermée

Pour chaque relation (E.6) à (E.8), un correcteur PI est ajouté pour corriger la dérivée de la trajectoire à partir de la mesure de la sortie. La structure de contrôle est celle de la figure E.2.

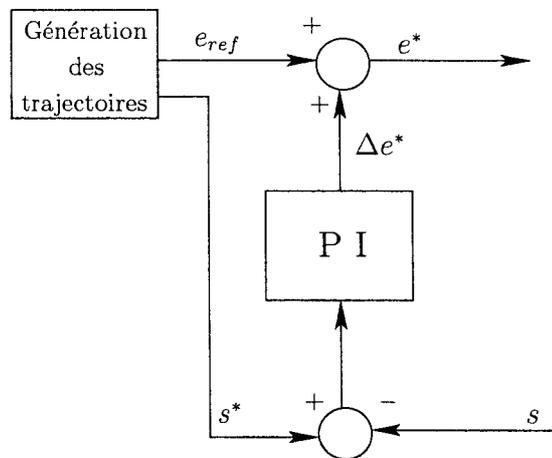


FIG. E.2 – Structure des correcteurs utilisés

Le bloc « génération de trajectoire » accepte en entrée la trajectoire de référence  $s^*$  pour la sortie  $s$  considérée. Par inversion, il fournit la trajectoire de référence  $e^*$  pour l'entrée de réglage telle que  $e^* = M^{-1}(s^*)$ ,  $M^{-1}$  étant l'inversion formelle du modèle  $M$  du processus. Le correcteur PI fournit la variation de  $e^*$  (sous forme de  $\Delta e^*$ ) à appliquer pour que  $s$  suive sa référence  $s^*$ .

Pour le réglage du correcteur, [BOU-01] propose de se ramener par un changement de variable à la structure de la figure E.3. Le bloc génération de trajectoire est scindé en deux. La première partie donne la variable d'action à produire sous forme de  $\dot{s}^*$ . C'est cette variable qui reçoit la correction. Le deuxième bloc calcule la variable de réglage  $e^*$  à partir de  $\dot{s}_{reg}^*$ , la dérivée corrigée de  $s^*$ . L'inversion du modèle a donc lieu

en deux parties, d'abord la partie causale (sous forme d'intégrateur pur) puis la partie rigide.

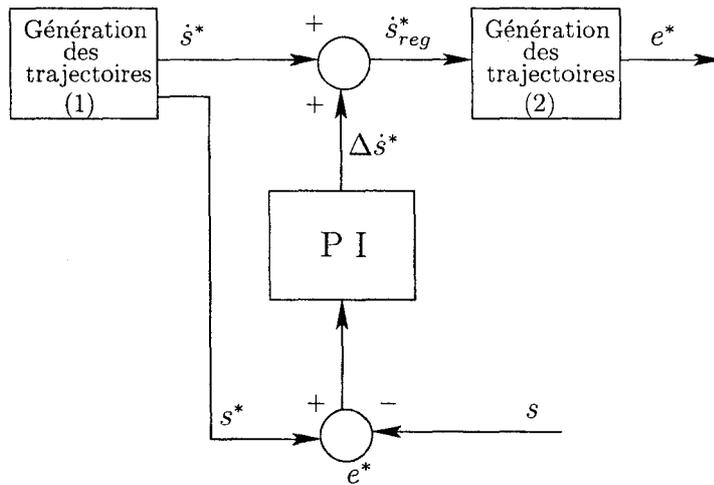


FIG. E.3 – Structure modifiée pour le réglage

Par exemple, pour une boucle fermée de vitesse, le premier bloc détermine l'accélération nécessaire. Celle-ci est corrigée par le correcteur PI et ensuite transcrite en termes de couple moteur par le deuxième bloc.



# Annexe F

## Commande à modèle de comportement et commande plate

La structure en boucle fermée de la commande plate rappelle celle d'une commande à modèle, notamment avec l'emplacement du correcteur. On montre maintenant qu'il s'agit en fait d'une commande à modèle de comportement (CMC) dont le correcteur secondaire est le PI de la commande plate. La fonction de correcteur principal est réalisée par l'inversion formelle, suivant les propriétés de la platitude.

### F.1 Structure de la CMC [VUL-02]

En notant  $P$  un processus à commander,  $M$  son modèle de comportement,  $C_p$  et  $C_s$  les correcteurs respectivement principal et secondaire, la structure habituelle d'une CMC est celle de la figure F.1. Pour le correcteur principal, le retour est ici dessiné comme provenant de la sortie du processus, une solution alternative étant un retour provenant de la sortie du modèle.

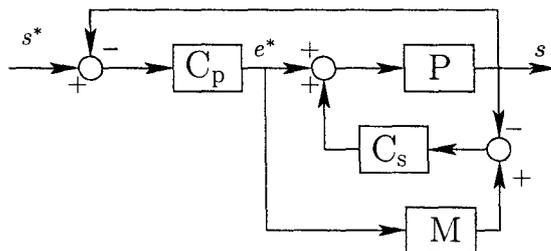


FIG. F.1 – Structure de CMC

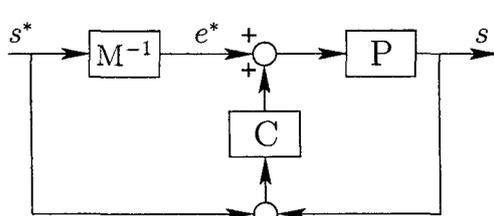
## F.2 Structure de la commande plate

Pour la commande plate, la structure est celle présentée dans l'annexe E et reprise en figure F.2(a). Le correcteur utilise la comparaison entre  $s^*$  et  $s$ . Rappelons que dans le cas de la commande par platitude, l'inversion du modèle est une inversion directe et littérale. Ainsi,  $s^*$  peut être obtenue en appliquant  $e^*$  au modèle du processus (modèle que l'on vient d'inverser). Cela revient en effet à l'opération suivante :

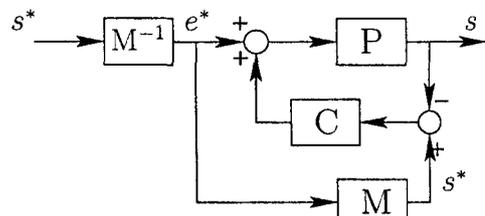
$$M(e^*) = M(M^{-1}(s^*)) \quad (\text{F.1})$$

$$= s^* \quad (\text{F.2})$$

La comparaison entre  $s^*$  et  $s$  qui sert au correcteur PI est donc une comparaison entre la sortie du modèle et la sortie du processus, avec  $e^*$  à l'entrée du processus. On pourrait redessiner la structure suivant la figure F.2(b) et faire apparaître une CMC. Le correcteur principal disparaît puisque le propre de la commande plate est une inversion directe complète qui autorise donc une commande en boucle ouverte. En effet, si le processus peut être considéré dans une forme rigide, aucun asservissement ne se justifie [HAU-96]. C'est d'ailleurs pour cela qu'on a recours à un correcteur secondaire pour assurer la robustesse de la commande.



(a) Structure pour la commande plate



(b) Mise en évidence de l'aspect CMC

FIG. F.2 – Structure de commande plate et CMC

Pour la commande d'un processus complexe, un intérêt de la CMC est l'utilisation d'un modèle de comportement plus simple que le modèle du processus réel. La synthèse des correcteurs se fait alors par rapport à ce modèle. Dans le cas de la commande plate, même un modèle non linéaire aussi complexe que l'équation de la tension du fil est commandé parfaitement puisque intégralement inversé de manière directe.

### F.3 Conclusion

La commande plate en boucle fermée est une application de la CMC avec un choix particulier pour le correcteur principal. Cela veut dire, que la CMC est, au moins dans ce cas, testée pour la broche de bobinoir. Les avantages que procurerait une commande à modèle de comportement plus classique sont surtout d'ordre calculatoires, un correcteur principal « traditionnel » étant toujours moins lourd que le calcul de trajectoires.

La platitude impose l'utilisation de trajectoires douces, ce qui crée des conditions de commande favorables [PIS-01]. Néanmoins, même dans cette situation, cette structure présente une faiblesse en ce qui concerne la sensibilité au bruit. Comme cela ressort du chapitre 4, cette faiblesse est plus due à l'architecture de commande elle-même qu'au choix des correcteurs ou à leur réglage. Plutôt que d'investiguer de façon exhaustive les différentes CMC possibles pour la broche de bobinoir, on comprend qu'il est préférable (et *a posteriori* profitable) de rechercher une structure de commande alternative.



# Bibliographie



# Bibliographie

- [BER-85] P. BERTRAND, G. DUC et G. MICHAILESCO – « Développements récents sur la réduction de modèles », *R.A.I.R.O. APII* (1985), n° 19, p. 131-146.
- [BON-97] J. BONNAL et G. SÉGUIER – *Entraînement électrique à vitesse variable*, Ed. Lavoisier, 1997.
- [BOR-92] P. BORNE, G. DAUPHIN-TANGUY, J.-P. RICHARD, F. ROTELLA et I. ZAMBETTAKIS – *Modélisation et identification des processus*, Ed. Technip, 1992.
- [BOU-84] M. BOUBAKRE – « Modélisation d'une encolleuse textile en vue de son amélioration », Thèse de doctorat, USTL, 1984.
- [BOU-00] A. BOUSCAYROL, X. GUILLAUD, J. HAUTIER et P. DELARUE – « Macromodélisation des conversions électromécaniques. application à la commande des machines », *RIGE vol. 3* (2000), n° 2, p. 257-282.
- [BOU-01] E. BOUTTIN – *Commande par platitude de la machine synchrone*, Mémoire de DEA, LESIR, Cachan, juillet 2001.
- [CAM-58] D. CAMPBELL – *Process dynamics*, Ed. Willey, New York, 1958.
- [CHA-01a] S. CHARLEMAGNE – « Modélisation causale et commande d'un entraînement électrique de type enrouleur-dérouleur », *JCGE'01* (Nancy), novembre 2001.
- [CHA-01b] S. CHARLEMAGNE, A. BOUSCAYROL, K. JELASSI, I. SLAMABELKHODJA et J.-P. HAUTIER – « Commande d'un entraînement multimachine pour processus textile : Application à l'enrouleur-dérouleur », *SMM'01, séminaire de l'atelier Multimachine du Groupement De Recherche Sécurité Disponibilité des Systèmes Electrotechiques du CNRS (GDR-SDSE)* (Cachan), octobre 2001.

- [CHA-02a] S. CHARLEMAGNE – « Le bobinage à Tunisie Câbles : description des processus, propositions pour leur amélioration », *Rapport interne sur le transport de bande en Tunisie — Câblerie, Grombalia* (2002).
- [CHA-02b] S. CHARLEMAGNE – « Métier à tisser, bobinoir et ourdissage chez Fil-tiss : comparaison de trois procédés textiles et élaboration d'un cahier des charges », *Rapport interne sur le transport de bande en Tunisie — Industrie textile, Djebel Djeloud* (2002).
- [CHA-02c] S. CHARLEMAGNE – « Présentation d'un bobinoir pour l'industrie textile », *Rapport interne sur le transport de bande en Tunisie — Industrie textile, région du Sahel tunisien* (2002).
- [CHA-02d] S. CHARLEMAGNE, A. BOUSCAYROL, K. JELASSI, I. SLAMA-BELKHODJA et J.-P. HAUTIER – « Commande découplée d'un entraînement multimachine pour processus textile », *JTEA'02* (Sousse-Nord), mars 2002.
- [CHA-03] S. CHARLEMAGNE, A. BOUSCAYROL, I. SLAMA-BELKHODJA et J.-P. HAUTIER – « Flatness based control of non-linear textile multimachine process », *CD-ROM proc. of EPE 2003* (Toulouse), septembre 2003.
- [COI-97] J. COIRIER – *Mécanique des milieux continus, concepts de base*, Ed. Dunod, Liège, 1997.
- [DEL-03] P. DELARUE, A. BOUSCAYROL, E. SEMAIL et B. FRANÇOIS – « Generic control method of multi-leg voltage-source-converters for fast practical implementation », *IEEE Transaction on power electronics* vol. 18 (2003), n° 2, p. 517-526.
- [ESC-99] P. ESCANÉ, C. LOCHOT, M. PIETRZAK-DAVID et B. DE FORNEL – « Electromechanical interactions in a high speed railway traction system — comparison between two drive control strategies », *Proceedings Electrimacs'99* (Lisbonne), 1999.
- [FLI-95] M. FLIESS, J. LEVINE, P. MARTIN et P. ROUCHON – « Flatness and defect of non-linear systems : introductory theory and examples », *Internartinnal Journal of Control* vol. 61 (1995), p. 1327-1361.
- [FRA-99] B. FRANÇOIS et A. BOUSCAYROL – « Design and modelling of a five-phase voltage-source inverter for two induction motors », *CD-ROM proc. of EPE'99* (Lausanne), 1999.
- [GHI-98] A. GHITH – « Contribution à la modélisation et à la simulation du comportement dynamique des tissus textiles », Thèse de doctorat, USTL, 1998.

- [GRA-63] GRAHAM et LATHROP - « The synthesis of optimal transient response; criteria and standard forms », *AIEE transactions* (1963).
- [GUI-01] X. GUILLAUD - « Modélisation causale et algorithmes pour les systèmes électrotechniques », Habilitation à Diriger les Recherches, L2EP-USTL, Lille, 2001.
- [HAU-96] J. HAUTIER et J. FAUCHER - « Le graphe informationnel causal », *Bulletin de l'Union des Physiciens* vol. 90 (1996), p. 167-189.
- [HUA-99] C. HAUNG et L. SHONG - « Control of tension and line speed in fabric finishing », *Textile Research Journal* vol. 69 (1999), n° 10, p. 714-719.
- [ITF-94a] INSTITUT TEXTILE DE FRANCE (éd.) - *Connaissances de base des textiles*, vol. 3, Paris, 1994.
- [ITF-94b] INSTITUT TEXTILE DE FRANCE (éd.) - *Connaissances de base des textiles*, vol. 4, Paris, 1994.
- [IWA-94] Y. IWASAKI et H. SIMON - « Causality and model abstraction », *Artificial Intelligence* (1994), n° 67, p. 143-194.
- [JAG-99] J. JAGIEO et Z. NOWACHI - « The technological requirements in paper industry refer multimotor drive », *CD-ROM proc. of EPE'99* (Lausanne), 1999.
- [JEO-99] S. H. JEON, J. M. KIM, K. C. JUNG, S. K. SUL et J. Y. CHOI - « Decoupling control of bridle rolls for steel mill drive system », *IEEE Transactions on Industry Applications* vol. 35 (1999), n° 2, p. 119-125.
- [KIS-01] B. KISS - « Planification de trajectoires et commande d'une classe de systèmes mécaniques plats et liouvilliens », Thèse, Ecole des Mines de Paris-USTE Budapest, Paris, 2001.
- [KOC-99a] H. KOÇ, D. KNITTEL, M. DE MATHELIN, G. ABBA et C. GAUTHIER - « Modélisation et commande de systèmes de transport de bande », *proc. of JDA'99*, 1999.
- [KOC-99b] H. KOÇ, D. KNITTEL, M. DE MATHELIN, G. ABBA et C. GAUTHIER - « Web tension control in a industrial accumulator », *proc. of 5th International Conference on Web Handling*, 1999.
- [KOC-00] H. KOÇ - « Modélisation et commande robuste d'un système d'entraînement de bande flexible », Thèse, Université Louis Pasteur, Strasbourg, septembre 2000.

- [KUL-01] S. KULKARNI et M. EL-SHARKAWI – « Intelligent precision position control of elastic drive system », *IEEE Transaction on Energy Conversion* vol. **16** (2001), n° 1, p. 26-31.
- [LEE-00] J.-U. LEE, C.-H. CHOI, S. SEUG-HO, S. SEUNG-KI et D.-S. HYUN – « On-line compensation of friction loss for continuous strip processing line », *IAS 2000* (Roma), octobre 2000.
- [LEI-02] S. LEIRENS – *Développement d'une plateforme d'essais pour la mise en œuvre de méthodes d'identification et de régulation*, Mémoire de DEA, SUPELEC-Péchinot, Voreppe, juillet 2002.
- [MOU-99] N. MOUBAYED, F. MEIBODY-TABAR, B. DAVAT et I. RASOANARIVO – « Conditions of safely supplying of double stars induction machine by two PWM-VSI », *CD-ROM proc. of EPE'99* (Lausanne), 1999.
- [NAS-98] P. NASLIN – « Systèmes asservis linéaires, critère d'amortissement », *Les techniques de l'ingénieur* vol. **S** (1998), n° R7, p. 407\_1-407\_8.
- [PAG-00] P. PAGILLA, E. KING, L. DREINHOEFER et S. GARIMELLA – « Robust observer-based control of an aluminium strip processing line », *IEEE Transaction on Industry Applications* vol. **36** (2000), n° 3, p. 865-870.
- [PIE-02] J. PIERQUIN – « Contribution à la commande des systèmes multima-chines multiconvertisseurs application à la résolution des problèmes en traction électrique », Thèse, USTL, Lille, juillet 2002.
- [PIS-01] C. PISZEWSKY, D. KNITTEL et E. AUBRY – « Optimization of speed changes in web unwinding-winding systems », *SEM*, 2001.
- [REI-93] K. REID et K. LIN – « Control of longitudinal tension in multispan web transport system during start up », *proc. of 2nd International Conference on Web Handling*, 1993, p. 77-95.
- [ROT-96] R. ROTHFUSS, J. RUDOLPH et M. ZEIT – « Flatness based control of a non linear chemical reactor model », *Automatica* vol. **32** (1996), n° 10, p. 1433-1439.
- [SCH-01] SCHÄRER SCHWEITER METTLER AG (éd.) – *Bobinoir « digicône », mode d'emploi*, 2001.
- [SEM-02] E. SEMAIL, X. KESTELYN et J. HAUTIER – « Multi-machine modelling for polyphase machine », *proc. on CD-ROM, ICEM'2002*, août 2002.
- [SEU-00] S.-H. SONG et S.-K. SUL – « Design and control of a multispan tension simulator », *IEEE Transaction on Industry Applications* vol. **36** (2000), n° 2, p. 640-648.

- [SHI-91] K. SHIN – « Distributed control of tension in multi-span web transport systems », Thèse, Oklahoma State University, Still-Water, Oklahoma, mai 1991.
- [SMM-00a] (Projet SMM du GdR SDSE) A. Bouscayrol, B. Davat, B. de Fornel, B. François, J. Hautier, F. Meibody-Tabar et M. Pietrzak-David – « Multimachine multiconverter systems for drives : analysis of coupling by a global modeling », *IAS 2000* (Roma), octobre 2000, Common paper of L2EP, LEEI, GREEN according to the MMS project of the GDR-SDE.
- [SMM-00b] (Projet SMM du GdR SDSE) A. Bouscayrol, B. Davat, B. de Fornel, B. François, J. Hautier, F. Meibody-Tabar et M. Pietrzak-David – « Multimachine multiconverter systems : application for electromechanical drives », *EPJ Applied Physics* vol. 10 (2000), n° 2, p. 131-147, Common paper of L2EP, LEEI, GREEN according to the MMS project of the GDR-SDE.
- [SMM-01] (Projet SMM du GdR SDSE) A. Bouscayrol, B. Davat, B. François de Fornel, J.-P. Hautier, F. Meibody-Tabar, E. Monmasson, M. Pietrzak-David et H. Razik – « Control structure for multimachine multiconverter systems with downstream coupling », *CD-ROM proc. of EPE 2001* (Graz( Austria)), septembre 2001, Common paper of GREEN Nancy, L2EP Lille, LEEI Toulouse and LESiR Cachan, according to the MMS project of the GDR-SDE.
- [SMM-02] (Projet SMM du GdR SDSE) A. Bouscayrol, B. Davat, B. François de Fornel, B. François, J.-P. Hautier, F. Meibody-Tabar, E. Monmasson, M. Pietrzak-David, H. Razik, R. Semail et A. Benkhoris – « Control structure for multimachine multiconverter systems with upstream coupling », *invited paper in the MMS session of Electrimac's 2002*, *CD-ROM* (Montréal(Canada)), août 2002, Common paper of GE44 St Nazaire, GREEN Nancy, L2EP Lille, LEEI Toulouse and LESiR Cachan, according to the MMS project of the GDR-SDE.
- [TOU-03] C. TOULOUSE – *Emulation d'un système éolien avec machine asynchrone à cage*, Mémoire de DEA, L2EP, Lille, février 2003.
- [VAL-00] A. VALENZUELA et R. LORENZ – « Electronic line shafting control for paper drives », *IAS 2000* (Roma), octobre 2000.
- [VUL-02] B. VULTURESCU – « Contribution à la commande robuste des systèmes électromécaniques par la méthode du modèle de comportement, applica-

tion à la commande des systèmes mutimachines », Thèse, USTL-UPB, Lille, mars 2002.

- [WHI] WHITELEY - « Theory of servosystems, with particular reference to stabilization », *Journal of IEE* vol. **93**, n° II, p. 353-372.
- [WOL-95] W. WOLFERMANN - « Tension control of webs - a review of the problems and solutions in the present and future », *proc. of 3rd International Conference on Web Handling*, 1995, p. 198-229.
- [YOU-93] G. YOUNG et K. REID - « Lateral and longitudinal dynamic behavior and control of moving webs », *ASM J. Dynam. Syst., Meas. Contr.* vol. **115** (1993), n° 2, p. 309-317.

Cette thèse a été réalisée au L2EP Lille

(Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance)

<http://www.univ-lille1.fr/l2ep>

sous la direction de Jean-Paul.Hautier@lille.ensam.fr et Alain.Bouscayrol@univ-lille1.fr

## Résumé

Les applications de type « transport de bande » sont omniprésentes dans la fabrication des produits textiles. Toutefois, la problématique commune à ces processus est simple : assurer la qualité du traitement et du rebobinage pour le produit. Dans cette optique, deux grandeurs sont capitales : la vitesse de défilement et la tension du produit. La commande d'un tel système est donc chargée de contrôler indépendamment ces deux grandeurs.

Après une description de procédés textiles à base de déroulement-enroulement, c'est donc le comportement des matières élastiques en défilement qui est étudié. L'utilisation des concepts multimachines, par ailleurs couramment employés pour l'étude des couplages dans les entraînements et systèmes électriques, débouche sur un modèle mathématique et sa représentation causale, pour un cas général, puis pour une application particulière : la broche de bobinoir.

L'objectif poursuivi est la synthèse d'une commande rigoureuse et efficace pour cette application. Une structure maximale de commande est d'abord déduite du modèle. Le choix des correcteurs et des dynamiques associées est fait à partir de l'analyse rigoureuse des problèmes présentés par le transport de bande. Trois solutions sont proposées et testées : un placement des pôles global, un découplage des dynamiques et enfin une loi de commande fondée sur les propriétés de platitude du système. Les points faibles de cette structure de commande (pour les trois synthèses différentes) sont mis en évidence et servent de jalons vers l'élaboration d'une structure de commande plus adaptée à l'application envisagée. Cette dernière stratégie donne des résultats de simulation satisfaisants pour la qualité du découplage entre tension de fil et vitesse de bobinage.

La validation expérimentale est effectuée sur un banc multimachine général et une structure d'émulateur de charge est donc proposée en vue de l'implantation. Les résultats expérimentaux montrent la faisabilité de la structure de commande innovante, ses performances en termes de respect du cahier des charges et de robustesse sont finalement mises en évidence dans différents tests.



## خلاصة

إنّ الجواذب الكهربائية متعدّدة الألات لها عديد الإستخدامات في ميدان الصّناعة . فالإستعمالات من نوع « جذب الشّريط » موجودة بكثرة في صناعة النّسيج. غير أنّ الإشكالية العامة تتمثّل في تأمين جودة المعالجة وإعادة تكييب المتّوج. ولذلك وجب الأخذ بعين الإعتبار معياران سرعة مرور المتّوج وقوّة شدّة، فيكون التّحكم موجه بصفة منفودة لكلّ معيار على حدّة.

بعد وصف نماذج صناعة النّسيج المعتمدة على طريقة الالتفاف وآلا نحلّال، سندرس تفاعلات المواد المونة عند الحركة من خلال استخراج ومعالجة انموذج رياضي سببي بهدف تحديث نظام تحكّم فعال لاستخدام معيّن. العديد من الحلول قدّمت في هذه الاطروحة وعولجت. لقد اثبتت التّجارب المعتمدة امكانية استعمال انموذج التّحكم المستحدث.

## Abstract

Multimachine electrical drives are often used in the industry. "Web handling" applications are omnipresent in textile product manufacturing. Common issue is encountered : how to ensure the processing and product-rewinding quality? Two quantities are crucial : the running velocity and the product tension. Controlling such a system means making those two quantities independent.

After a description of some textile manufacturing techniques, we study the behaviour of handled webs. A mathematic modelling and its causal representation are deduced. The aim is to found a powerful control structure for a particular application. Several solutions are proposed. Some of them are based on classical control strategies, others use new control structures as Behavior Model Control and flatness based control. All strategies are mathematically designed and then tested by simulation. Robustness is pointed out for each strategie. This problem is then analysed in order to deduce a new control structure, improving robustness. This new approach has successfully pass simulation tests.

Mechanical load emulation is the first step to experimental validation. Results point out the innovative structure feasibility and his robustness.