

Générateurs de Forces
Statiques et Dynamiques à Haute Puissance
en Technologie Electromécanique

Thèse N° 908 (2007)

**Thèse présentée en vue de l'obtention du grade de
Docteur de l'Université de Toulouse**

Spécialité : Mécanique

Par

Wissam KARAM

Ingénieur en génie mécanique
Université libanaise, faculté de génie

Soutenue le 30 novembre 2007, à l'INSA de Toulouse, devant la commission d'examen
composée par :

M. Alain BERLIOZ	Professeur, Président du jury
M. Eric BIDEAUX	Professeur, Rapporteur
M. Grigore GOGU	Professeur, Rapporteur
M. Jean-Charles MARE	Professeur, Directeur de thèse
M. Marc BUDINGER	Maitre de conférences, Examineur
M. Achour DEBIANE	Ingénieur, Examineur

Thèse préparée au sein du Laboratoire de Génie Mécanique
de Toulouse, équipe ASCOM

Ecole doctorale « Mécanique - Energétique - Génie Civil - Procédés »

A ma famille et tous ceux qui m'ont soutenu ...

Remerciements

Ce travail réalisé au sein du Laboratoire de Génie Mécanique de Toulouse, sous la direction du professeur Jean-Charles MARE m'a permis d'entrer en contact avec de nombreuses personnes faisant partie du cadre administratif et/ou du corps des enseignants-chercheurs. Je tiens alors à remercier tous ceux qui ont contribué à entretenir une atmosphère amicale et propice au travail.

Mes remerciements s'adressent en particulier :

- Au professeur Jean-Charles MARE pour m'avoir proposé un doctorat financé sur fonds propres, pour sa rigueur scientifique, pour sa disponibilité même durant les weekends et pour ses magnifiques qualités humaines et son hospitalité.
- Au professeur Eric BIDEAUX et au professeur Grigore GOGU pour avoir accepté de rapporter mon mémoire de thèse en une durée record et pour leurs précieuses remarques sur mes travaux de thèse.
- Au professeur Alain BERLIOZ pour avoir présidé la commission d'examen et géré les débats.
- A monsieur Marc BUDINGER et à monsieur Achour DEBIANE pour leur participation efficace dans la commission d'examen.
- A monsieur Nicolas LAURIEN pour son soutien lors de la conception et de l'usage des différentes pièces du banc d'essais.
- A messieurs Didier BARNAGAUD, Roger MARC et Pierre-Jean MAUCHAUFFE pour leur disponibilité et leurs compétences techniques dans leurs domaines respectifs (mécanique, électrique et informatique).
- A mesdames Annie CAZEAUX, Natalie DAYDE, Martine BISAUTA et Patricia JARRY pour leur gentillesse et leur remarquable travail de secrétaire.
- Tout le corps des enseignants chercheurs du département de génie mécanique à l'INSA de Toulouse pour leur soutien et les moments conviviaux et amicaux passés ensemble (sorties, soirées, match de rugby ...)
- Tous les thésards et membres de l'équipe ASCOM qui furent à la fois collègues et amis : Gérardo, Gustave, Jonathan, Susan, Batoul, Nicolas, Mario ...

Je souhaite ensuite remercier quelques personnes qui n'appartiennent pas à l'entourage professionnel.

Mes remerciements s'adressent alors à :

- Mes parents qui m'ont soutenu lorsque j'ai décidé de faire mes premiers pas vers la recherche.
- Mes divers colocataires qui ont rendu mes soirées et week-ends agréables.
- Madame Dominique MARE pour son accueil et son hospitalité sans égal.

Table des matières

Remerciements	3
Table des matières.....	5
Introduction.....	9
Chapitre 1	12
Etat de l’art.....	12
I. Généralités.....	12
II. Vérins électromécaniques	12
1. Domaine d’utilisation des vérins à vis	13
2. Différents modes de motorisation.....	14
3. Chaîne de transmission moteur-vis.....	14
4. Blocage de la tige contre la rotation.....	16
III. Caractéristiques des vis à glissement.....	16
IV. Caractéristiques des vis à roulement.....	18
1. Vis à billes.....	19
2. Vis à rouleaux	21
3. Précharge.....	24
4. Rigidité.....	24
V. Modélisation des moteurs synchrones	25
1. Equations électriques	25
2. Couple électromagnétique.....	26
3. Equations mécaniques.....	26
VI. Conclusion	27
Chapitre 2	28
Architecture et modélisation	28
I. Introduction	28
II. Architectures d’un EMA	28
1. Réducteur : Rotation/Rotation	29
2. Transformateur : Rotation/Translation.....	30
3. Moteurs électriques.....	31
4. Générations des architectures candidates.....	32
5. Organigramme récapitulatif.....	33
III. Dimensionnement énergétique.....	35

1. Usinage.....	36
2. Durée de vie	36
3. Rendement	37
4. Couple et inertie équivalente.....	39
IV. Modélisation dynamique d'un EMA	41
1. Bond-graph.....	41
2. Modélisation de la vis à rouleaux	42
3. Modélisation du variateur	44
V. Dynamiques d'un EMA	47
VI. Conclusion	49
Chapitre 3	50
Banc d'essais	50
I. Généralités	50
1. Application ou objectif.....	50
2. Hypothèses et choix	50
II. Géométrie du banc d'essai	52
1. Structure porteuse	55
2. Raideur d'ancrage	56
3. Arbre et inertie	60
III. Accessoires de l'actionneur hydraulique	62
1. Accumulateurs	63
2. Capteurs de pression	63
3. Volume.....	63
4. Fuite réglable.....	63
5. Sécurité.....	63
IV. Capteurs et acquisition.....	65
1. Grandeurs à mesurer	66
2. Traitement des signaux	66
V. Conclusion	70
Chapitre 4	71
Caractérisation expérimentale.....	71
I. Introduction	71
II. Mesures des différentes raideurs	71
1. Structure du banc et ancrage	71
2. EMA.....	73
3. Raideur globale du banc vue par l'EMA	75
III. Modélisation sous charge nulle de l'EMA.....	77
1. Approche de modélisation	77

2. Processus d'identification des paramètres	79
3. Résultats des essais de la perte de couple	82
IV. Modélisation globale de l'EMA	83
1. Modèle de vis et rendements.....	84
2. Modèle global	89
V. Validation du modèle global d'EMA.....	93
1. Modèle de simulation du prototype virtuel.....	93
2. Essais réalisés.....	94
3. Synthèse des essais de validation du modèle.....	99
VI. Conclusion et démarches	99
Chapitre 5.....	102
Asservissement en effort de l'EMA.....	102
I. Introduction	102
II. Détermination du modèle de conduite	102
1. Fréquence naturelle	102
2. Essais réalisés.....	103
III. Commande en effort	105
1. Analyse du système.....	105
2. Commande en effort sur charge bloquée	109
3. Commande en effort sur charge mobile.....	116
IV. Conclusion et comparaison entre EMA et SHA pour la commande en effort.....	128
1. Caractéristiques de puissance.....	128
2. Phénomènes dominants.....	129
3. Dynamiques naturelles	131
4. Problématique de la commande en effort	131
Conclusion générale.....	134
Annexe 1.....	137
Blocage de la tige de l'EMA contre la rotation.....	137
Annexe 2.....	141
Rigidité de la vis.....	141
Annexe 3.....	144
Principe de fonctionnement d'une vis à rouleaux satellites	144
1. Structure	144
2. Mécanisme	144

Annexe 4.....	147
Modélisation du moteur synchrone.....	147
Annexe 5.....	149
Calcul des vis de liaison avec le banc.....	149
Annexe 6.....	153
Capteurs.....	153
Nomenclature	156
Références.....	161
Résumé.....	165
Abstract.....	166

Introduction

La consultation et la lecture d'une thèse sont en général plus aisées lorsqu'on connaît les motivations et le goût des personnes impliquées, en particulier le doctorant et son directeur de thèse.

Les progrès en électrotechnique et électronique de puissance permettent désormais de développer des moteurs électriques, attractifs par leur prix et leur facilité de commande. Associés à des organes de transmissions mécaniques performants, ils présentent aussi la possibilité de combiner un effort important et une vitesse élevée. Ces actionneurs électromécaniques peuvent alors remplacer les actionneurs hydrauliques dans les applications ayant besoin d'efforts de quelques kN ainsi que d'un environnement propre.

La validation des actionneurs aéronautiques ou automobiles impose de démontrer leurs performances sur l'ensemble de leurs domaines d'utilisation. Pour cette raison, les phases d'intégration comportent le plus souvent des essais sous charge, simulés par des générateurs d'effort antagonistes à hautes performances. La synthèse de bancs d'essais à chargement dynamique, bons du « premier coup », sous contraintes de temps et de coût constitue donc un réel challenge dans le cycle de développement des nouveaux systèmes embarqués. Sur un marché compétitif, l'innovation au niveau de la technologie, de la commande ou des méthodes de synthèse est alors incontournable pour les concepteurs de tels bancs d'essais [42], [43] et [44].

Si les actionneurs électromécaniques présentent des performances intéressantes pour le contrôle en position, ils restent encore fort peu utilisés pour les applications nécessitant un contrôle d'effort (freinage électrique, retour d'effort de direction électrique, machines d'essais ...). Cette limitation est essentiellement due aux défauts de la transmission mécanique (jeu, frottement, raideur ...) qui est souvent irréversible et mal adaptée à la transmission d'effort à haute fréquence et à faible déplacement.

L'objet du présent travail de recherche est d'évaluer les facteurs limitatifs (jeu, frottement, raideur...) des actionneurs électromécaniques utilisés en commande d'effort vis à vis des performances de puissance, de commande et de durée de vie. Il s'agit ainsi de doter les fournisseurs de bancs d'essais de connaissances nouvelles dont ils ont besoin pour sélectionner au mieux leur technologie de chargement.

Le point de départ de ce travail de thèse est caractérisé par l'absence d'expérience sur les vérins électromécaniques ainsi que l'absence de tout dispositif expérimental au sein du laboratoire. Comme le montre ce mémoire, le travail a été conduit avec la volonté d'apporter méthode et connaissance aux intégrateurs de banc d'essais (vision externe de l'actionneur) plutôt qu'aux concepteurs d'actionneurs.

Tout d'abord une étude bibliographique, nécessaire à tout travail de recherche, porte sur les transmissions par vis à billes et vis à rouleaux ainsi que sur les différents types de moteurs synchrones. Ce travail permet de caractériser les différentes architectures d'un actionneur électrique et de définir les différentes combinaisons vis-écrou & moteur.

Une fois l'étude externe accomplie (architecture, géométrie ...), nous passons à la modélisation des différents constituants, essentiellement le système vis-écrou et le moteur. Les modèles ainsi obtenus sont intégrés dans les environnements de simulation Matlab-Simulink [20] et AMESim [19] pour simuler le fonctionnement de l'actionneur.

Une application type, visée tout au long de la thèse, est le test au sol d'un actionneur aéronautique ayant les points de fonctionnement suivants : 50 kN d'effort bloqué, 30 mm/s de vitesse à vide et 25 kN à 26 mm/s nominal. Ceci correspond à un actionneur d'aileron de la famille des Airbus A320 qui doit, pour être qualifié, satisfaire les exigences d'essais suivantes :

- Exigence d'essai # 1 : de butée à butée sans choc, à 12 kN (lent) (2000 cycles),
- Exigence d'essai # 2 : sur charge à 4 mm/s, ± 0.5 mm à ± 5 mm autour d'une position centrée, 18 kN statique + 2 kN/mm ($6.5 \cdot 10^6$ cycles),
- Exigence d'essai # 3 : sur charge à 11 mm/s, ± 2 mm à ± 8 mm autour d'une position centrée, 9 kN statique + 0.5 kN/mm ($1.7 \cdot 10^6$ cycles),
- Exigence d'essai # 4 : sur charge à 0.6 mm/s, 9 kN statique + 0.5 kN/mm ($3 \cdot 10^6$ cycles).

La deuxième phase de l'étude est consacrée à la conception et la mise en œuvre d'un banc d'essai. Un massif châssis métallique supporte face à face un actionneur hydraulique et **un prototype d'actionneur électromécanique**, sujet principal de cette thèse. Le vérin hydraulique représente le vérin aéronautique à tester, il est asservi en position, tandis que l'actionneur électrique doit être asservi en effort pour reproduire les efforts aérodynamiques agissant sur l'aileron. Des raideurs d'ancrages ont été prévues coté vérin hydraulique pour reproduire la déformation de la structure avion. Un ensemble de capteurs (pression, effort, déplacement ...), équipés de conditionneurs et d'afficheurs, transmettent les informations

recueillies via des cartes d'acquisition à un système d'acquisition et de commande. Ceci permet d'observer la variation des mesures en temps réel et de réaliser l'asservissement d'effort.

Afin de déterminer la meilleure méthode pour commander l'actionneur électrique, des essais préliminaires servent à déterminer le transfert du système. Ceci compense le manque d'informations entourant le variateur et permet de prédire son fonctionnement.

Ensuite, d'autres essais sont effectués pour déceler d'éventuels problèmes et les dynamiques non prises en compte dans les modélisations. Ceci permet de perfectionner l'asservissement et de valider les modèles numériques utilisés par la suite pour la création d'un prototype d'essai virtuel.

Enfin, une étude analytique et une modélisation dans l'environnement d'AMESim d'un vérin hydraulique, similaire en terme de puissance, permet de comparer les technologies hydraulique et électromécanique en asservissement d'effort.

Quant au mémoire, il est divisé en cinq chapitres. Le premier chapitre est consacré à l'état de l'art de l'actionnement électromécanique pour notre application. Le second chapitre analyse la conception des actionneurs industriels et propose une méthodologie de dimensionnement et choix. La conception et le fonctionnement du banc d'essai, mis en œuvre au cours de la thèse, font l'objet du troisième chapitre. Le quatrième chapitre enchaine avec une caractérisation expérimentale du vérin électromécanique et des différentes parties du banc ainsi que l'élaboration d'un modèle virtuel de simulation et de conduite. L'asservissement en effort et l'étude dynamique sont exposés dans le chapitre cinq qui se termine par la comparaison entre les technologies électrohydraulique et électromécanique. Enfin, une conclusion générale met en avant les points clefs relatifs à l'utilisation d'actionneurs électromécaniques comme générateurs d'effort. Elle suggère aussi des compléments de travaux qui relèvent d'avantage du domaine de l'automatique.

Chapitre 1

ETAT DE L'ART

I. Généralités

L'actionneur électrique développe des actions mécaniques (effort et/ou déplacement), sur un corps quelconque, à partir d'une source de puissance électrique. Les mouvements de translation sont l'objet d'étude de cette présente thèse. Les moteurs linéaires à caractère industriel sont encore limités à quelques kilo Newtons ([15]...) et requièrent d'habitude un guidage externe de type prismatique. Pour ces raisons, les générateurs d'efforts utilisent un moteur électrique combiné avec un transformateur rotation-translation, TF, qui assure le passage d'un mouvement rotatif à un mouvement de translation. Il se trouve que le dispositif le plus utilisé est le système vis-écrou.

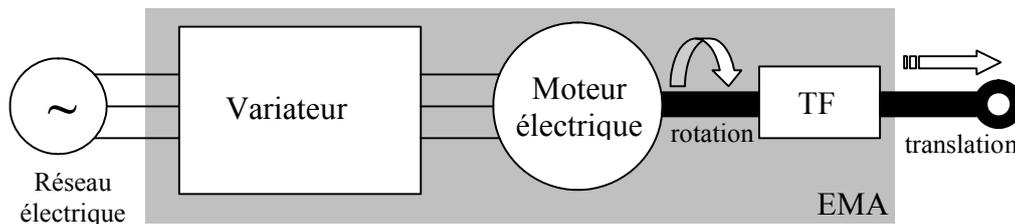


Fig 1- 1: Principaux composants d'un EMA

La figure ci-dessus montre les trois parties distinctes (électrique et mécanique) qui composent l'actionneur électrique qui sera nommé dans la suite **EMA** (electro-mechanical actuator).

II. Vérins électromécaniques

D'après les fournisseurs, les nouveaux vérins électriques allient la puissance de l'hydraulique à la vitesse du pneumatique. La plupart de ces vérins, qui sont construits autour des vis à rouleaux (il existe aussi des versions avec vis à billes et vis à filet trapézoïdal), repoussent les limites des performances des vérins linéaires. Ils sont conçus pour des applications à hautes fréquences d'utilisation demandant une longue durée de vie, une accélération rapide ou une charge élevée.

Comparés aux vérins hydrauliques, les vérins électromécaniques présentent plusieurs avantages :

- Facilité d'utilisation et d'installation
- Propreté (pas de fuite d'huile)
- Meilleur rendement
- Coût de fonctionnement faible, maintenance annuelle
- Utilisation avec des cadences élevées
- Courses longues et rapides possibles sous charges élevées
- Fortes accélérations
- Temps de réponse ultra-rapide
- Rigidité élevée

1. Domaine d'utilisation des vérins à vis

Les avantages multiples des vérins à vis leur permettent des utilisations très variées selon les configurations choisies (type de moteur, de vis et d'accouplement). Ils sont utilisés dans différents domaines dont on cite : médical, télécommunication, machines agricoles, industrie, machines outils, aéronautique et aérospatiale, manutention, levage. L'effort maximal développé varie entre 10 N et 400 KN. Quant à la vitesse maximale, elle est comprise entre 100 et 1500 mm/s. La Fig 1- 2 présente les références catalogue (F_{max} , V_{max}), effort / vitesse maximaux, des principaux fournisseurs et les classent suivant l'architecture du vérin (les architectures seront détaillées ultérieurement, page 32). Il est important de noter que l'effort maximal ne peut pas être développé à la vitesse maximale.

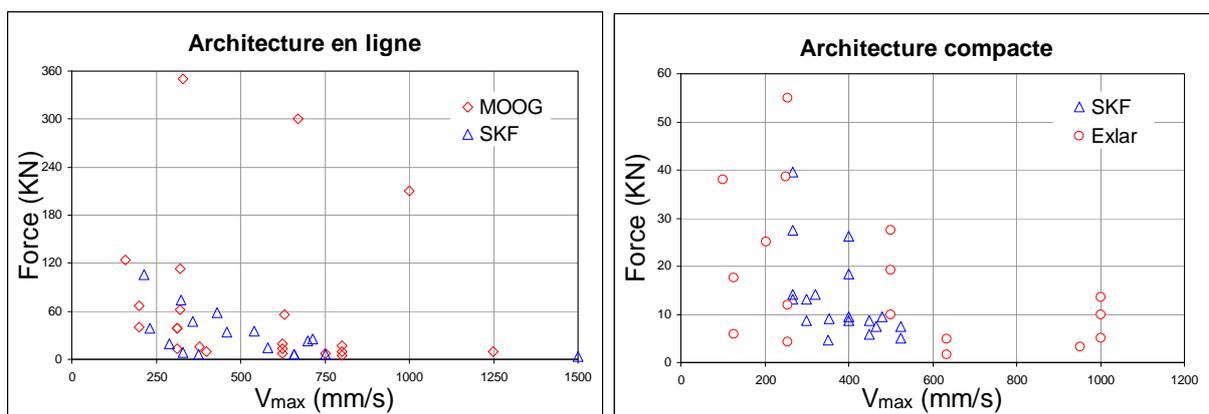


Fig 1- 2 : Références catalogues (V_{max} , F) [4], [5]et [7]

2. Différents modes de motorisation

Les moteurs à courant continu (12-36 V DC) sont utilisés pour les vérins de faible puissance principalement dans le domaine médical (positionnement des lits d'hôpitaux...). Les moteurs asynchrones fournissent des puissances élevées mais sont peu adaptés au positionnement précis. Les moteurs « Brushless » synchrones sont utilisés là où un positionnement très précis est requis en combinaison avec une puissance importante et une grande accélération. Les nouveaux moteurs synchrones, à rotors creux, permettent quant à eux d'obtenir un encombrement réduit parce que la vis, l'écrou et la tige du vérin peuvent être insérés à l'intérieur du rotor.

3. Chaîne de transmission moteur-vis

Le couple produit par le moteur est transmis à la vis via une chaîne de transmission. Elle est conçue de manière à fournir un rapport de réduction déterminé avec une position bien particulière du moteur dû à l'encombrement ou juste à un accouplement qui autorise les défauts d'alignement et amortit les vibrations des deux axes. Plusieurs configurations géométriques sont proposées comme ci-après.

a) Axes perpendiculaires

Dans cette configuration l'axe du moteur est perpendiculaire à l'axe de la vis. La connexion entre les deux se fait au moyen d'engrenages coniques ou d'un système à vis sans fin (vis à l'extrémité de l'axe du moteur et roue à l'extrémité d'axe de la vis).

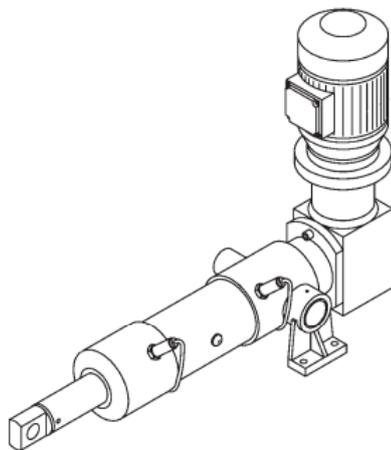


Fig 1- 3 : Engrenages coniques [6]



Fig 1- 4 : Roue et vis sans fin [3]

b) Axes parallèles

Dans cette configuration l'axe du moteur est parallèle à l'axe de la vis. Dans la plupart des cas, la transmission est confiée à une courroie mais on peut aussi trouver des transmissions par train d'engrenages.

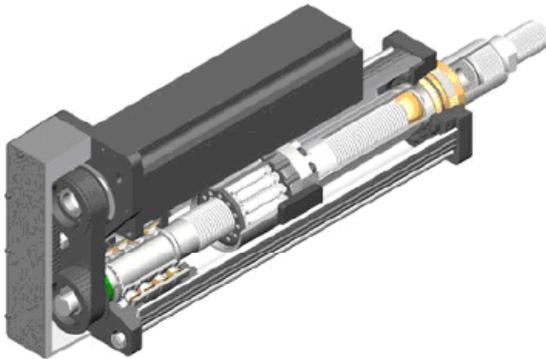


Fig 1- 5 : Connexion par courroie [5]

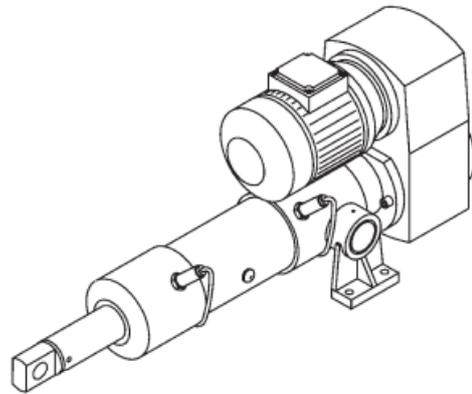


Fig 1- 6 : Train d'engrenages [6]

c) Axes en lignes

Dans cette configuration l'axe du moteur et l'axe de la vis sont en ligne. Moteur et vis sont alors reliés soit par un accouplement élastique, soit par un train d'engrenages planétaires où l'un des axes est la couronne et l'autre le soleil (on obtient alors un rapport de réduction élevé dans un encombrement réduit).

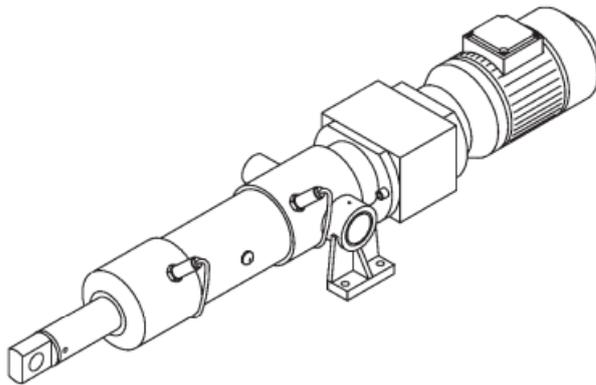


Fig 1- 7 : EMA à train planétaire [6]



Fig 1- 8 : Accouplement élastique [12]

L'axe de la vis (ou l'écrou si la vis se translate) peut aussi servir comme un axe pour le moteur (pas de réduction) ce qui permet de diminuer la longueur du système et d'obtenir une rigidité de liaison maximale. On parle alors de vérins compacts et d'entraînement direct.

4. Blocage de la tige contre la rotation

Par définition, un vérin est équivalent à une liaison prismatique motorisée. Lors de la rotation de la vis dans l'écrou, les efforts de frottement, bien que minimes dans le cas des vis à roulements, créent sur l'écrou un couple selon son axe. Ceci est une caractéristique spécifique des vérins électriques pour lesquels la fonction d'antirotation est souvent rejetée sur le bâti et sur la charge. La liaison mécanique entre le vérin et l'extérieur ne peut plus être réalisée par des liaisons rotules qui doivent être remplacées par des liaisons pivot qui rendent le système hyperstatique. Par contre, lorsque la charge ne peut supporter que les efforts axiaux, il faut incorporer dans le vérin un système qui bloque la rotation de la tige de vérin et reprend le couple créé par frottement et effet inertiel (Annexe 1).

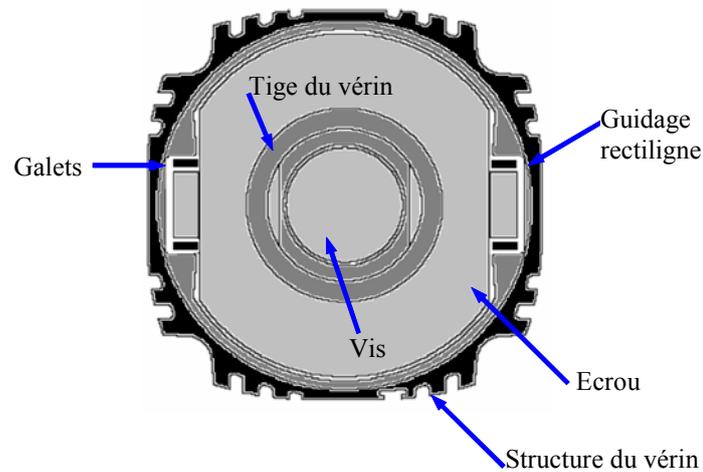


Fig 1- 9 : Blocage de l'écrou par galets [5]

La Fig 1- 9 montre l'une des méthodes utilisées pour bloquer l'écrou contre la rotation. Elle consiste à utiliser 2 galets dans des guidages rectilignes. Ils doivent reprendre le couple produit par le frottement. Suivant l'importance du projet, ces galets peuvent être équipés de roulement à aiguilles (au lieu de bagues en bronze ou en polyamide) pour diminuer autant que possible les pertes par frottement et les jeux.

III. Caractéristiques des vis à glissement

Dans la suite de l'étude, plusieurs développements feront référence à la vis à glissement. Il est donc important de s'y attarder un peu [21]. La Fig 1- 10 représente une vis à glissement à filet carré, ayant un pas p [m], un diamètre moyen d [m] et un angle d'hélice ϕ [rd].

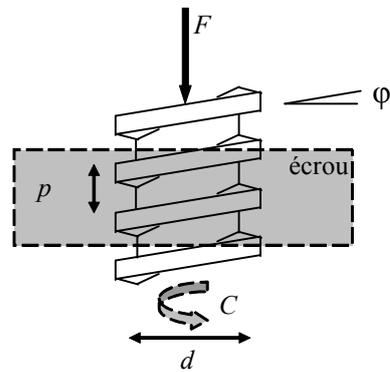


Fig 1- 10 : Vis à glissement à filet carré

La rotation d'un élément (vis ou écrou) entraîne la translation de l'autre d'une quantité x proportionnelle à l'angle de rotation θ [rd] et à l'avance par tour l [m] (lead). Il est intéressant de noter que l'avance par tour n'est autre que le pas du filet (distance crête à crête) multiplié par le nombre d'entrées de la vis n_v :

$$x = \frac{\theta}{2\pi} l \quad (1-1)$$

$$l = p n_v \quad (1-2)$$

$$\tan \varphi = \frac{l}{\pi d} \quad (1-3)$$

La figure ci-dessous présente les réactions exercées par l'écrou sur la vis au niveau des surfaces de glissement lorsqu'une charge axiale F [N] est appliquée à la vis.

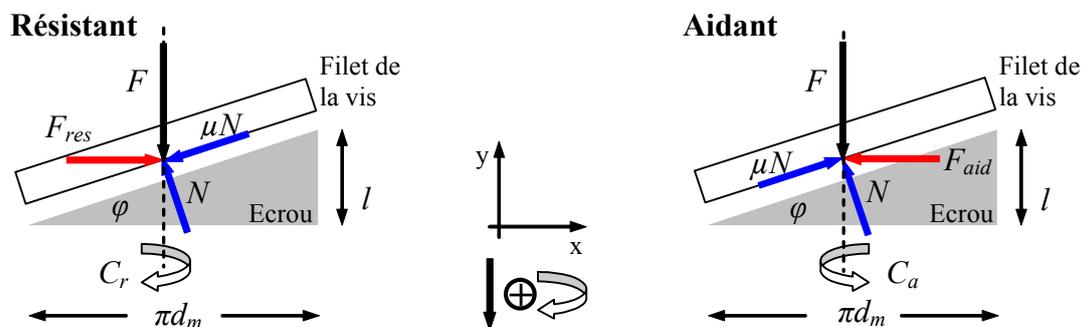


Fig 1- 11 : Efforts appliqués par l'écrou sur le filet de la vis

Le principe fondamental de la dynamique appliqué au système vis-écrou permet de calculer les efforts F_{aid} [N] et F_{res} [N] et par la suite les couples correspondant, nécessaires à l'écrou pour déplacer la vis dans le sens de la charge (charge aidante) ainsi que dans le sens opposé (charge résistante). Pour une meilleure compréhension de la Fig 1- 11, il faut considérer que la translation de la vis suite à une rotation de l'écrou est équivalente au déplacement d'un chariot le long d'un plan incliné formé par le filet.

Le principe fondamental de la statique permet de calculer le couple [Nm] nécessaire à l'écrou pour déplacer la charge et vaincre l'effort de frottement entre la vis et l'écrou :

$$\text{Charge résistante} \Rightarrow C_{res} = \frac{Fd}{2} \left(\frac{l + \pi\mu d}{\pi d - \mu l} \right) \quad (1-4)$$

$$\text{Charge aidante} \Rightarrow C_{aid} = -\frac{Fd}{2} \left(\frac{-l + \pi\mu d}{\pi d + \mu l} \right) \quad (1-5)$$

On remarque que le couple aidant C_{aid} peut changer de signe et être soit négatif soit positif. Ceci dépend en effet de l'angle d'hélice et du coefficient de frottement μ . Pour $0 < \mu < \text{tg } \varphi$, l'effort de frottement n'est pas suffisamment important pour retenir la charge si elle est aidante, elle se déplace alors d'elle-même (d'où la nomination de charge aidante) et le couple externe C_{aid} est alors un couple de freinage. Par contre lorsque $\mu > \text{tg } \varphi$, on dit que la vis « s'auto verrouille », le système vis-écrou est alors irréversible.

Pour information, le Tableau 1 donne les valeurs pratiques du coefficient de frottement entre les divers matériaux composant les vis à glissement.

Matériau composant la vis	Matériau composant l'écrou			
	Acier	Bronze	Laiton	Fonte
Acier, sans lubrification	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acier, avec une lubrification à l'huile	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronze	0.08-0.12	0.04-0.06	-	0.06-0.09

Tableau 1 : Coefficients de frottement [22]

IV. Caractéristiques des vis à roulement

Les vis à roulement (billes ou rouleaux satellites) remplacent le frottement de glissement par un frottement de roulement. Ceci entraîne une diminution considérable de la perte d'énergie à travers la transmission et réduit énormément l'échauffement et l'usure. Ces vis conservent donc la même précision quelle que soit la vitesse de fonctionnement. Du point de vue dissipation, la vis à roulement est donc équivalente à une vis de glissement ayant un coefficient de frottement μ plus faible.

La figure ci-dessous présente le rendement en fonction de l'angle d'hélice pour plusieurs valeurs du coefficient de frottement μ . On déduit de cette figure que remplacer une vis de glissement à filet trapézoïdal par une vis à billes augmente le rendement de la transmission d'environ 50 %, qui est une valeur non négligeable.

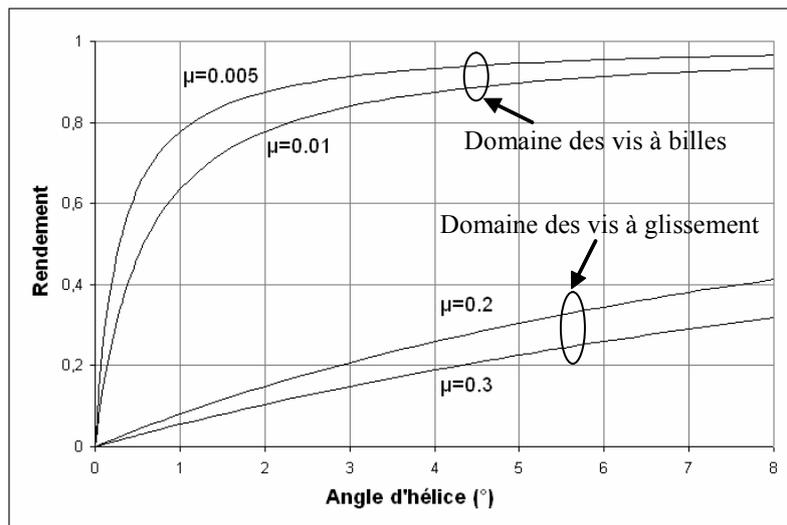


Fig 1- 12 : Influence du coefficient de frottement sur le rendement des vis-écrou [10]

Les principaux avantages des vis à roulement par rapport aux vis à filet trapézoïdal sont :

- Leur faible échauffement,
- Le rendement de la vis à filet trapézoïdal est au maximum de 50 % alors qu'il peut atteindre 98 % pour certains types de vis à roulement,
- Une durée de vie plus élevée est obtenue grâce à une absence d'usure presque totale,
- Une demande de puissance d'entraînement plus faible,
- Pas d'effet collage-glissement,
- Un positionnement plus précis,
- Une vitesse de déplacement plus élevée.

Les éléments roulants entre la vis et l'écrou se divisent en deux catégories, les billes et les rouleaux, détaillées dans les paragraphes suivants.

1. Vis à billes

Une vis à billes comprend essentiellement une vis, un écrou fileté intérieurement et un ensemble de billes circulant dans le chemin formé par les filetages de l'écrou et de la vis. Après avoir effectué un certain nombre de rotation autour de la vis, les billes sont ramenées à leur position initiale dans l'écrou par un canal de retour. Ce dernier peut présenter différents aspects suivant les constructeurs (tuyau externe, interne ou multilignes). Suivant le pas de la vis, on peut trouver des vis à filets multiples pour augmenter le nombre de points de contacts et par la suite la charge admissible pour une même taille d'écrou (sans changer le diamètre des billes). Les billes qui circulent continuellement diminuent le frottement entre la vis et l'écrou et transmettent la charge. Par suite du faible frottement de roulement, le rendement est élevé,

typiquement 90 % et les vis à billes conservent leur précision beaucoup plus longtemps que les vis conventionnelles.

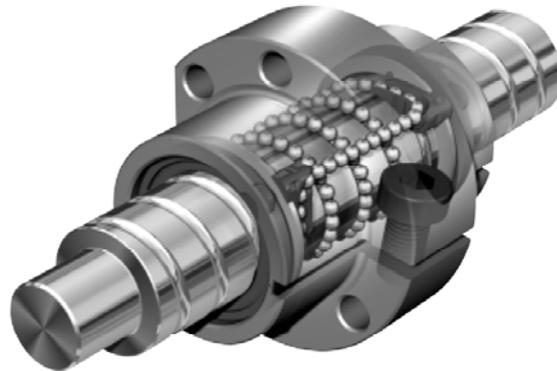


Fig 1- 13 : Vis à billes à recirculation interne [10]

Les billes en circulant, diminuent le frottement entre la vis et l'écrou mais créent un frottement entre elles-mêmes et une quantité de bruit perceptible surtout dans le canal de retour. Certains des constructeurs ont modifié la structure conventionnelle pour réduire ces défauts. Ci-dessous sont présentées deux des méthodes utilisées pour améliorer le rendement et diminuer l'usure des billes.

La première consiste à intercaler entre les billes des cages en polyamide qui remplacent le frottement acier-acier (bille contre bille) par un frottement acier-polyamide (bille contre cage) beaucoup plus faible. Ces cages permettent aussi d'éliminer le bruit de collision entre les billes (intensité du bruit réduite de 5 dB) et d'y intercaler un film d'huile ou de graisse. Cette structure n'altère pas la charge maximale supportée car le nombre de billes travaillant reste invariant.

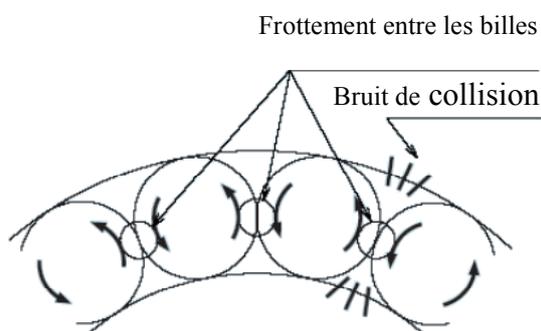


Fig 1- 14 : Structure conventionnelle [11]

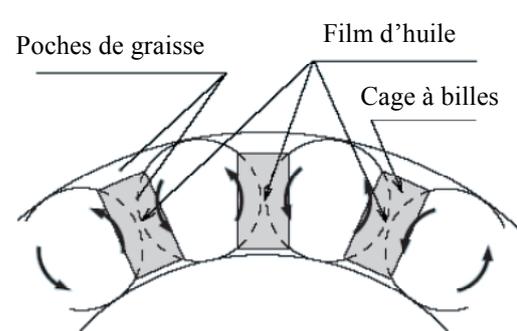


Fig 1- 15 : Structure avec cage à billes [11]

La deuxième solution consiste à intercaler entre les billes une bille morte. Son diamètre étant inférieur à celui des autres billes, elle roule sans toucher la vis ni l'écrou. Il n'y a alors plus de frottement entre billes portantes. L'inconvénient de cette méthode est que le nombre de billes

portantes est réduit de moitié. Il faut alors un écrou plus long ou un diamètre de bille plus grand. Les billes portantes peuvent être réalisées en céramique ce qui diminue le coefficient de frottement entre les billes et les rails et autorise une augmentation de la pression de contact.

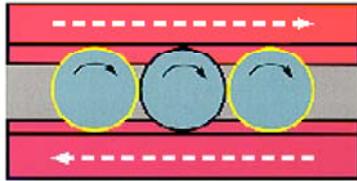


Fig 1- 16 : Structure conventionnelle [41]

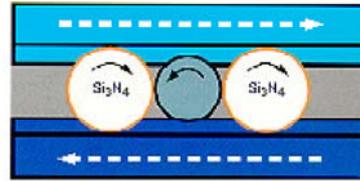


Fig 1- 17 : Structure avec billes mortes [41]

2. Vis à rouleaux



Fig 1- 18 : Vis à rouleaux [9]

Dans ce genre de vis, le corps roulant intermédiaire est constitué par un rouleau fileté. La cinématique de ce système est beaucoup plus complexe. L'ensemble filetage de l'écrou, filetage des rouleaux satellites et filetage de la vis forment un train d'engrenages planétaires hélicoïdaux à grand angle d'hélice.

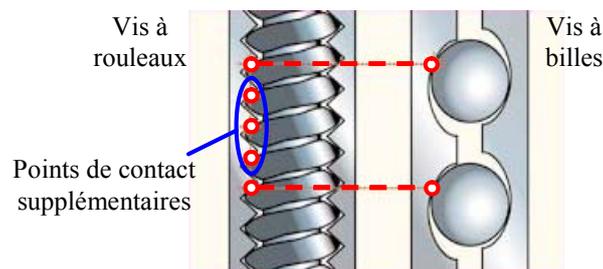


Fig 1- 19 : Schématisation des points de contact [5]

Le nombre de points de contact entre les composants est supérieur à celui présent dans les systèmes vis à billes, ce qui permet un chargement plus important pour un même diamètre et une même taille d'écrou.

Du fait de leur aptitude à déplacer des fortes charges pendant des milliers d'heures dans des conditions très difficiles, les vis à rouleaux satellites sont particulièrement bien adaptées aux applications les plus exigeantes. La robustesse de l'écrou leur permet de résister aux chocs et le système de synchronisation des rouleaux assure un fonctionnement fiable même dans les environnements difficiles. Enfin, leurs grandes avances par tour et la symétrie de l'écrou permettent d'obtenir des vitesses linéaires élevées.

Quant à l'exécution, il en existe plusieurs : sans recirculation des rouleaux (à rouleaux satellites) et avec recirculation des rouleaux.

a) Sans recirculation de rouleaux, Fig 1- 20

La vis filetée (1) présente un filetage à entrées multiples, de pas relativement grand. L'angle sur les flancs est de 90° et le profil est triangulaire. L'écrou (2) possède un filetage intérieur identique à celui de la vis. Les rouleaux (3) possèdent un filetage à une entrée, dont l'angle d'hélice correspond à celui de l'écrou. Il ne se produit ainsi aucun déplacement axial entre l'écrou et les rouleaux. Une recirculation des rouleaux n'est donc pas nécessaire. Les flancs des filets des rouleaux sont bombés. Les filets des rouleaux ont un pas égal au pas apparent de la vis et de l'écrou (pas de la vis / nombre des entrées).

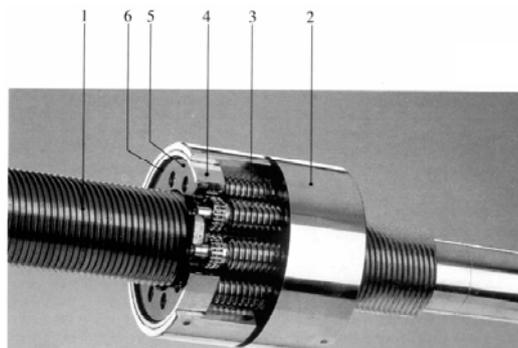


Fig 1- 20 : Vis à rouleaux satellites [8]

Les rouleaux présentent à chacune des extrémités un pivot cylindrique et une denture. Les pivots sont montés dans les alésages des porte-rouleaux (5). Ainsi, les rouleaux sont maintenus à des distances régulières. Les porte-rouleaux sont disposés flottants dans les écrous et sont maintenus axialement par des jons (6). Les dentures des rouleaux s'engrènent dans celles des couronnes (4) fixées dans l'écrou. Les rouleaux sont ainsi guidés parallèlement à l'axe et un fonctionnement parfait est assuré.

b) Avec recirculation de rouleaux, Fig 1- 21

Ce type de vis filetée (7) présente des pas très fins et est utilisé lorsque l'on a besoin d'une très grande précision de positionnement associée à une grande rigidité et à une capacité de charge élevée. Les principaux éléments sont les mêmes, la vis (7), l'écrou (8) et les rouleaux (9) qui sont guidés et maintenus à distance dans une cage (10). La vis possède un filet à une ou deux entrées seulement (sinon le filet serait très fin et ne supporterait pas la charge) avec un profil triangulaire. L'angle sur les flancs est de 90° .

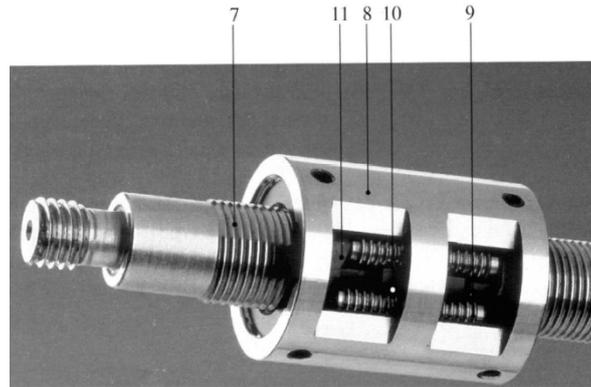


Fig 1- 21 : Vis à recirculation de rouleaux [8]

L'écrou possède un filetage intérieur identique à celui de la vis. Les rouleaux ne possèdent pas de filet, mais des gorges disposées perpendiculairement à l'axe de la vis (on peut dire qu'ils ont des filets avec un pas nul). La distance entre les gorges correspond au pas apparent de la vis et de l'écrou. Lors d'une rotation de la vis ou de l'écrou les rouleaux se déplacent axialement dans l'écrou. Après un tour complet chaque rouleau est ramené dans la position initiale par deux cames (11) fixées aux extrémités de l'écrou. Cette recirculation des rouleaux est rendue possible par une rainure longitudinale dans l'écrou.

Le tableau ci-dessous récapitule la description déjà faite et présente les principales caractéristiques de chacun des types de vis à rouleaux :

Vis à rouleaux satellites	Vis à recirculation de rouleaux
Déplacer de fortes charges	Pas très réduit
Résister aux chocs	Précision de positionnement
Fonctionnement fiable	Chaîne cinématique simplifiée
Vitesses linéaires élevées	Performance optimale

Tableau 2 : Caractéristiques des vis à rouleaux

3. Précharge

Les écrous présentent la possibilité d'être préchargés, ce qui permet d'éliminer le jeu vis-écrou et d'augmenter la rigidité tout en améliorant l'exactitude de positionnement. La figure suivante présente la déformation axiale, au niveau de la liaison entre la vis et l'écrou, en fonction de la charge appliquée pour les écrous simples et les écrous préchargés.

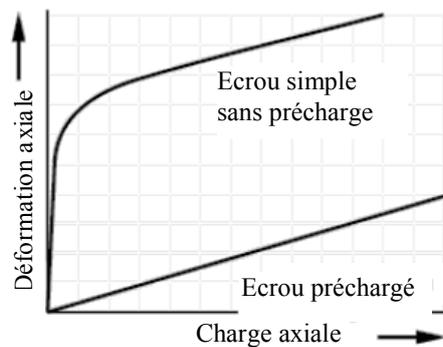


Fig 1- 22 : Déformation axiale des différents types d'écrou [10]

La précharge est appliquée en plaçant deux écrous l'un contre l'autre et en les tournant l'un par rapport à l'autre en direction opposée. Pour éviter une réduction significative de la durée de vie, la précharge ne doit pas dépasser 1/3 de la charge axiale réelle maximale. En fonction de l'application, les systèmes d'écrou sont préchargés de 7 % à 10 % de la capacité de charge dynamique. Dans le cas des vis à rouleaux inversées (filetage sur l'écrou), la précharge n'est pas mise en œuvre.

4. Rigidité

La rigidité du système vis-écrou influe la dynamique de l'actionneur. Elle aussi est affectée par les autres pièces telles que paliers, supports, boîtiers d'écrou, etc. La rigidité axiale équivalente k_{eq} [N/m] est alors la combinaison de plusieurs rigidités en série :

$$\frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{k_{pa}} + \frac{1}{k_{ec}} + \frac{1}{k_v} + \frac{1}{k_{ve}} \quad (1- 6)$$

Avec :

- k_{pa} [N/m] : rigidité des paliers
- k_{ve} [N/m] : rigidité de la liaison vis-écrou
- k_v [N/m] : rigidité de la vis
- k_{ec} [N/m] : rigidité de l'écrou

La rigidité des paliers est d'habitude fournie par le fabricant. D'un autre côté, la rigidité de la vis est facile à calculer et dépend du type de fixation aux extrémités et de la position de l'écrou.

a) Rigidité vis-écrou

La rigidité de la liaison entre la vis et l'écrou k_{ve} est difficile à calculer. Cela est dû au fait qu'on a une raideur de contact entre la vis et les rouleaux (ou billes) k_{vr} [N/m] et une raideur de contact entre ces derniers et l'écrou k_{er} [N/m].

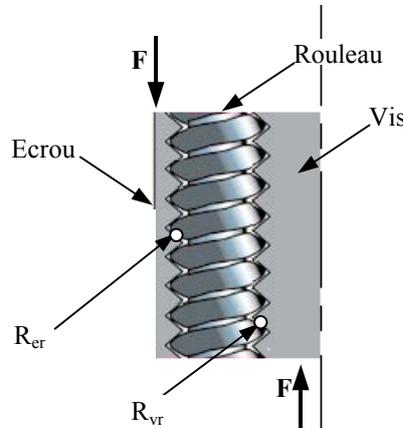


Fig 1- 23 : Raideurs de contact entre la vis et l'écrou

Comme ces raideurs de contact agissent en série on peut écrire :

$$\frac{1}{k_{ve}} = \frac{1}{k_{er}} + \frac{1}{k_{vr}} \quad (1- 7)$$

La raideur équivalente k_{ve} est d'habitude fournie par les constructeurs sous forme de formule empirique ou d'un tableau en fonction du diamètre de la vis et du type de l'écrou (taille, précharge, matériau...). Elle est considérée comme constante pour une vis donnée.

V. Modélisation des moteurs synchrones

Le moteur asynchrone associé à des convertisseurs statiques simples permet d'obtenir des performances très voisines de celles du moteur à courant continu [23]. Pour faire varier la vitesse du moteur synchrone [31], il faut varier la fréquence de ses tensions et courants d'entrée. Le plus souvent on utilise un variateur composé de deux convertisseurs en cascade : un redresseur alimenté par le réseau fournit une tension continue, qui par la suite est convertie en tension alternative de fréquence variable à l'aide d'un onduleur.

1. Equations électriques

Les équations électriques d'un moteur synchrone sont données par le triplet ci-dessous qui présente les relations relatives à chacune des phases. L'inductance L_s tient compte de

l'inductance propre d'une phase et de l'inductance mutuelle entre phases comme proposé dans la référence [30].

$$\begin{aligned} L_s \frac{dI_1}{dt} &= V_1 - R_s I_1 + K \omega \sin(\theta_e) \\ L_s \frac{dI_2}{dt} &= V_2 - R_s I_2 + K \omega \sin(\theta_e - 2\pi/3) \\ L_s \frac{dI_3}{dt} &= V_3 - R_s I_3 + K \omega \sin(\theta_e - 4\pi/3) \end{aligned} \quad (1- 8)$$

Où :

- L_s [H] et R_s [Ω] : inductance et résistance statorique
- I_i [A] et V_i [V] : courant et tension dans l'enroulement « i »
- K : paramètre du moteur (lié au champ magnétique constant du rotor)
- ω [rd/s] : vitesse de rotation du rotor
- PP : nombre de paire de pôles
- θ_e [rd] : angle électrique, $\frac{d\theta_e}{dt} = PP\omega$

2. Couple électromagnétique

Le couple électromagnétique C_e [Nm] exercé sur le rotor par les bobinages du stator est la somme des couples produits par chacune des phases. Son expression est alors donnée comme suit :

$$C_e = -KI_1 \sin(\theta_e) - KI_2 \sin(\theta_e - 2\pi/3) - KI_3 \sin(\theta_e - 4\pi/3) \quad (1- 9)$$

3. Equations mécaniques

Le principe fondamental de la dynamique appliqué à l'axe moteur permet d'obtenir l'équation mécanique décrivant le fonctionnement de n'importe quelle machine tournante :

$$J_r \frac{d\omega}{dt} = C_e - C_r \quad (1- 10)$$

avec J_r [kgm²] l'inertie du rotor et C_r [Nm] l'ensemble des couples résistants (frottement, charge ...).

VI. Conclusion

Etant donné le très faible nombre d'articles traitant de la commande en effort des EMA linéaires, à l'exception de ceux qui présentent la commande des actionneurs des minirobots dont la gamme de puissance est totalement différente de la notre, nous avons consacré ce premier chapitre à l'état de l'art des EMA.

Tout d'abord, nous avons montré des différents avantages mettant en valeur les actionneurs électriques. Ensuite, nous avons exposé les diverses fonctions et composants rentrant dans la conception des EMA. Les différents types de motorisation, de transmission et de transformation du mouvement (ou de l'effort) ont alors été présentés avec leurs caractéristiques, principes de fonctionnement et modèles usuels.

Ce chapitre est important à nos yeux car il permet d'apporter une vision globale sur les EMA linéaires, avant le développement de considérations plus approfondies.

Chapitre 2

ARCHITECTURE ET MODELISATION

I. Introduction

Ce chapitre est dédié à la présentation des actionneurs disponibles chez les différents fournisseurs et à la méthodologie de choix. Trois principaux aspects sont abordés : la sélection de l'architecture d'EMA la plus adaptée, le dimensionnement en puissance et enfin la modélisation dynamique préliminaire pour le prototypage numérique.

II. Architectures d'un EMA

Les actionneurs d'efforts dynamiques doivent fonctionner dans des conditions très sévères. Tout d'abord, ils doivent développer des efforts alternatifs pouvant changer de signe. Toute présence de jeu peut engendrer des chocs qui à leur tour vont décroître la durée de vie et la performance du système. Ensuite, tout déphasage dans la commande entre l'effort désiré et la consigne réalisé change les caractéristiques de l'effort produit, produisant par exemple un effet inertiel parasite au lieu d'un effet élastique pur. En conséquence, l'inertie équivalente des pièces en mouvement, les efforts de frottement, les raideurs et les jeux doivent être soigneusement pris en compte pendant la phase de conception afin d'assurer une cohérence entre les choix de conception et les performances visées en boucle fermée. Quand ceci est bien étudié, l'actionneur devient facile à contrôler.

Le chapitre précédent a exposé d'une manière générale quelques composants des actionneurs électriques. La présente partie a comme but de cibler les différentes architectures possibles, surtout celles disponibles en standard sur le marché et de relever les avantages et les inconvénients de chacune d'elles. Pour cela, une étude architecturale des principaux éléments d'un EMA est conduite afin d'analyser les choix de conception.

1. Réducteur : Rotation/Rotation

Les architectures et les géométries des EMA ont une grande influence sur la performance finale. Dans les applications peu exigeantes, les réducteurs sont utilisés pour adapter les caractéristiques nominales du moteur (couple nominal C_n et vitesse angulaire nominale ω_n) sur la charge (force nominale F_n et vitesse linéaire nominale V_n). Alors une application nécessitant un grand effort et une petite vitesse peut être motorisée par un moteur ayant un faible couple mais une grande vitesse angulaire. Les principaux types de transmission mis en jeu sont présentés avec leurs avantages et leurs inconvénients dans le tableau ci dessous:

	Avantages	Inconvénients
Engrenages droits	<ul style="list-style-type: none"> - Conception en tandem - Axes du moteur et de la vis parallèles - Longueur du système réduite 	<ul style="list-style-type: none"> - Présence de jeu - Largeur du système est plus importante
Engrenages coniques	<ul style="list-style-type: none"> - Axes du moteur et de la vis perpendiculaire 	<ul style="list-style-type: none"> - Présence de jeu - Taille importante
Roue et vis sans fin	<ul style="list-style-type: none"> - Axes du moteur et de la vis perpendiculaire - Grand rapport de réduction 	<ul style="list-style-type: none"> - Grande inertie équivalente - Irréversibilité
Engrenages épicycloïdaux	<ul style="list-style-type: none"> - Grand rapport de réduction - Réducteur très compact - Axes en ligne 	<ul style="list-style-type: none"> - Grande inertie équivalente - Présence de jeu
Liaison directe	<ul style="list-style-type: none"> - Pas de jeu - Transmission raide - Petite inertie - Système très compact - Axes identiques 	<ul style="list-style-type: none"> - Besoin d'un grand couple moteur

Tableau 3 : Avantages et inconvénients des différents types de transmission

Il sera montré ultérieurement que les réducteurs induisent d'énormes inerties et masses équivalentes. Pour ces raisons, un entraînement direct est souhaitable car il permet d'obtenir une transmission réversible, rigide et sans jeu. Il reste à noter que cette solution, bien qu'avantageuse au niveau des performances, va entraîner l'installation d'une puissance motrice bien supérieure (jusqu'à 10 fois) à la puissance requise. Ceci vient du fait que pour les solutions industrielles, les mêmes moteurs, ayant des vitesses de rotation standard (2800 ou 4200 tr/min), sont employés pour toutes les applications, peu importe la grandeur de la vitesse désirée. Par contre, pour les applications aéronautiques, la conception sur mesure des moteurs peut être envisagée afin limiter autant que possible le poids et la puissance inutile.

2. Transformateur : Rotation/Translation

Avec leurs rendements médiocres, les vis à friction sont en général irréversibles et présentent des tailles excessives lorsqu'une longue durée de vie est combinée à un effort dynamique élevé. Remplaçant alors le glissement par du roulement, les vis à billes ou à rouleaux, devenues depuis quelques temps des composants mécaniques standard chez différents fournisseurs d'EMA (SKF-Transroll [7], Thomson-Danaher [1], Rollvis [8], Nook [13], THK [11], Spiracon [6]...), peuvent offrir de bien meilleures prestations.

Nous proposons de classer les systèmes vis-écrous en 4 dispositions différentes, en fonction de l'élément en rotation et de celui qui porte le filetage, conformément à la Fig 2- 1.

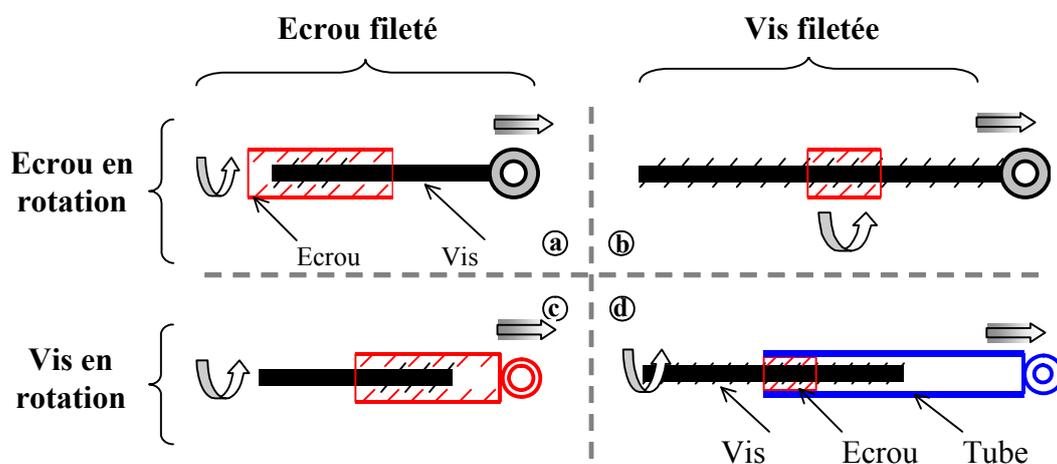


Fig 2- 1 : Différentes dispositions des éléments d'un système vis-écrou

Les conceptions « a » et « c » ne sont pas applicables pour les vis à billes (recirculation des billes impossible au niveau de la vis). Quant aux vis à rouleaux, leur course est limitée à cause des contraintes d'usinage de l'écrou. Par contre, ces conceptions permettent un bon guidage de la tige du vérin vu que la partie externe est circulaire et que les parties filetées sont internes et bien protégées de l'environnement externe.

La conception « b » permet d'importantes courses mais requiert une enveloppe pour protéger la vis contre la pollution et contenir le lubrifiant. En plus, les guidages linéaires sont difficiles à intégrer et nécessitent un alésage tout au long de la vis pour y placer un guidage interne.

Dans la conception « d », l'écrou est lié à la charge via un tube rigide. Ce tube présente la solution à la plupart des problèmes rencontrés avec la conception « b » (pollution, lubrification et guidage). La facilité et la simplicité du guidage de la tige dans cette conception permettent de grandes courses (limitées que par le flambage et la vibration de la tige). Lorsqu'une grande course est envisagée, pour mieux tenir et guider la vis, un roulement à bille est placé à

l'extrémité de celle-ci afin de former une liaison linéaire annulaire entre la vis et la tige du vérin et assurer ainsi l'isostatisme de la vis (Fig 2- 5, ©).

Il faut noter que dans la plupart des conceptions, la charge assure la fonction d'antirotation. Ceci a deux inconvénients importants qui ne concernent pas les actionneurs hydrauliques. Tout d'abord, les embouts à rotule ne peuvent pas être utilisés pour connecter l'EMA à la charge et au banc d'essai. Ensuite, la charge doit être conçue de telle sorte à pouvoir supporter le couple de friction ainsi que le couple de démarrage entre la vis et l'écrou transmis par la tige de l'actionneur. On peut citer comme exemple : vérins électriques des inverseurs de poussée de l'A380 (Fig 2- 2).

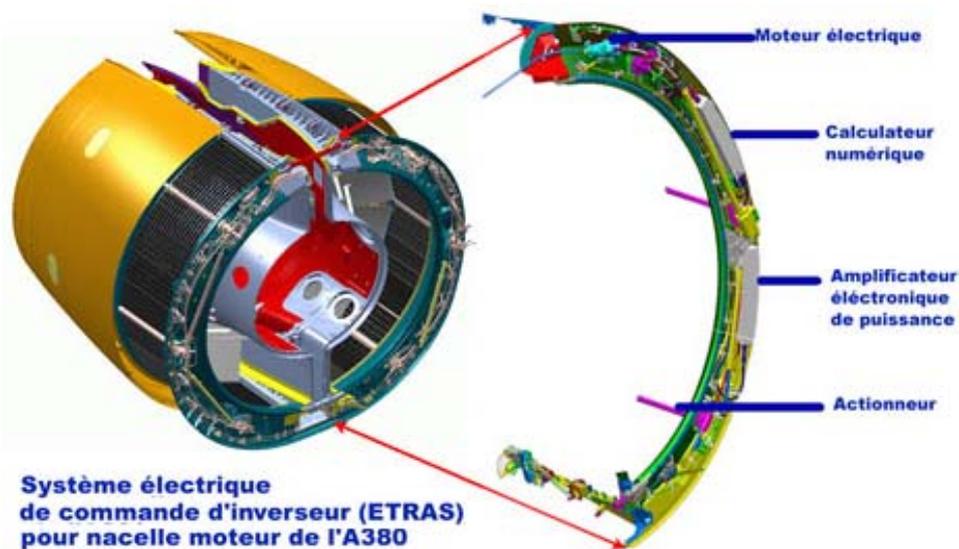


Fig 2- 2 : Commande électrique des inverseurs de poussée de l'A380

3. Moteurs électriques

En écartant les moteurs à balais qui ne peuvent pas supporter les contraintes d'une durée de vie élevée, il reste les moteurs synchrones qui offrent la solution la plus efficace pour un fonctionnement correct et identique dans les quatre quadrants de puissance comparés à leurs confrères asynchrones. Ils ont une taille réduite et fournissent des couples élevés même à vitesse nulle. Ils peuvent être fournis avec des rotors, à technologie innovatrice, creux permettant des conceptions compactes ou des rotors standards pleins. La plupart des moteurs sont équipés de frein de sécurité à manque de courant et intègrent le résolveur qui réalise la mesure de position nécessaire à la commutation électronique.

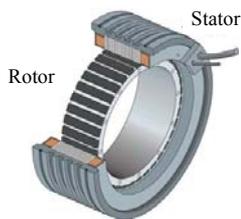


Fig 2- 3 : Motor à rotor creux [15]

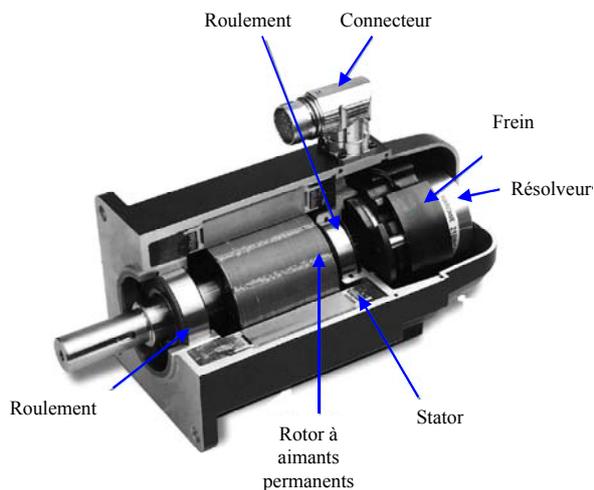


Fig 2- 4 : Motor à rotor plein [14]

4. Générations des architectures candidates

Des exemples génériques d'actionneurs [37] à entraînement direct conçus par différents fournisseurs sont montrés dans la Fig 2- 5.

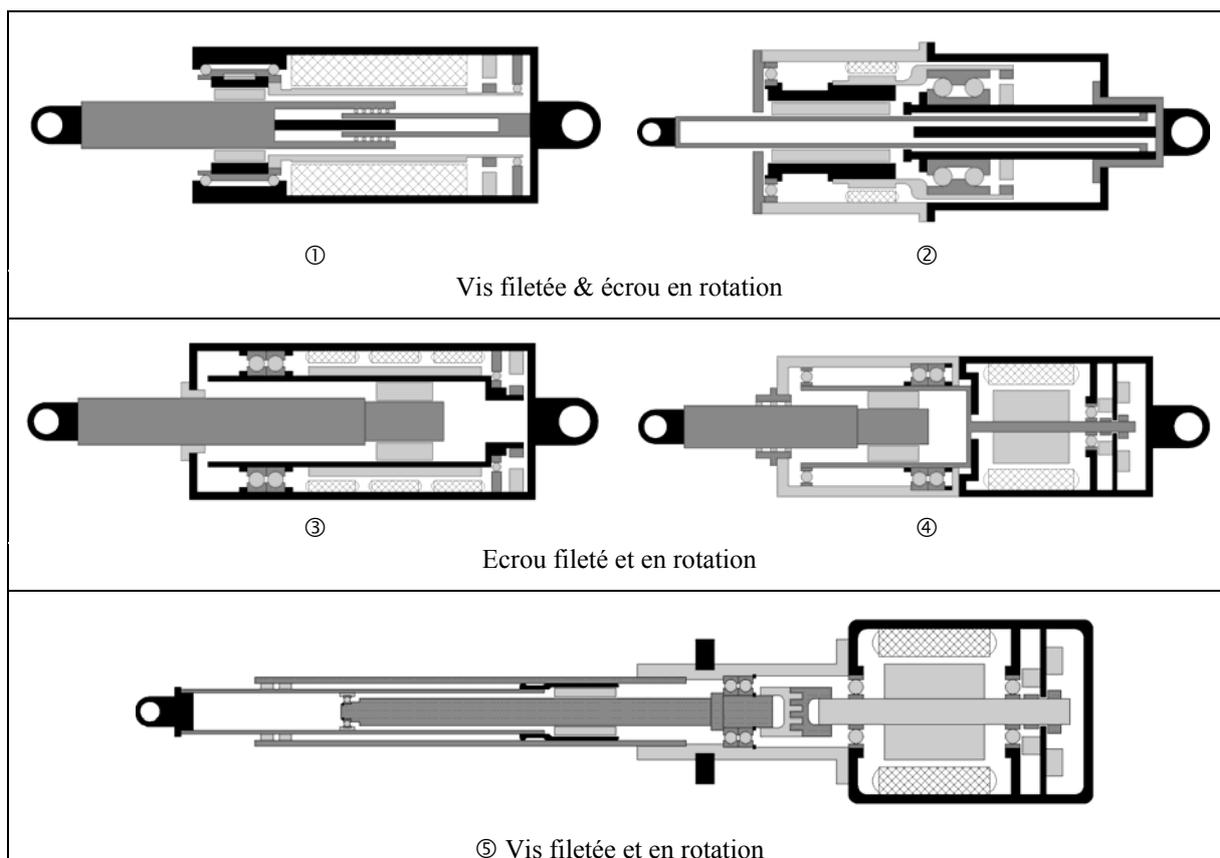


Fig 2- 5 : Différentes architectures des actionneurs électriques

Comme première approche, on remarque que ces différentes conceptions sont le fruit de l'union de l'un des types de systèmes vis-écrou avec l'une des technologies de moteurs

synchrones. Quant aux efforts axiaux, ils sont repris par une paire juxtaposée de roulements à billes à contact oblique. Un petit roulement supplémentaire assure l'isostatisme, de la partie en rotation (rotor et écrou), en bloquant les déplacements transversaux.

Les conceptions en ligne ④ et ⑤, bien que leur système vis-écrou soit de type différent, augmentent la taille de l'actionneur. Ceci résulte d'un positionnement en ligne du moteur et du système vis-écrou. Les conceptions concentriques ①, ② et ③ profitent de l'axe creux du rotor pour rendre l'actionneur plus compact. Cette fois-ci, la tige du vérin, lorsqu'elle se rétracte vient se placer à l'intérieur du rotor, ce qui diminue la longueur totale de l'actionneur.

Quant aux systèmes vis-écrous utilisés, les architectures ① et ② y sont basées sur la conception « **b** ». Par ailleurs ces deux architectures ne présentent pas de solution au problème de pollution mais chacune a résolu le problème de guidage d'une manière différente. L'architecture ① utilise un guidage interne à la vis tandis que l'autre possède un épaulement, à son bout non articulé, et joue le rôle d'un guidage externe. Ces deux architectures profitent du vide à l'intérieur de leur vis pour y loger un capteur de déplacement linéaire à technologie LVDT (potentiomètre inductif linéaire variable).

Le reste des architectures (③, ④ et ⑤) est du point de vue technologique plus simple et plus facile à réaliser. Les tiges des vérins étant lisses peuvent se contenter d'un guidage primitif en bronze tandis que leur mécanisme est bien protégé à l'intérieur des carters. Il reste à noter que l'architecture ⑤, bien qu'ayant la taille la plus grande, est la seule à pouvoir offrir des courses importantes (plusieurs mètres).

5. Organigramme récapitulatif

Afin de synthétiser les résultats précédents nous proposons l'organigramme récapitulatif de la Fig 2- 7. La figure ci-dessous, présentant une coupe d'un EMA et tirée du catalogue SKF [7], servira comme un support visuel pour rappeler l'emplacement réel des parties évoquées dans l'organigramme.

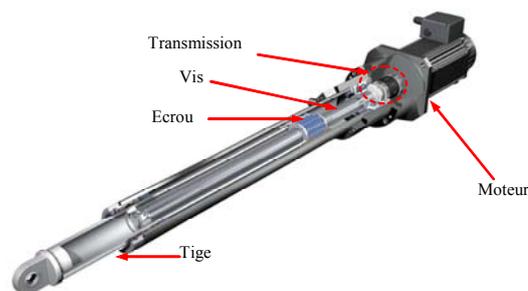


Fig 2- 6 : Coupe d'un actionneur électrique

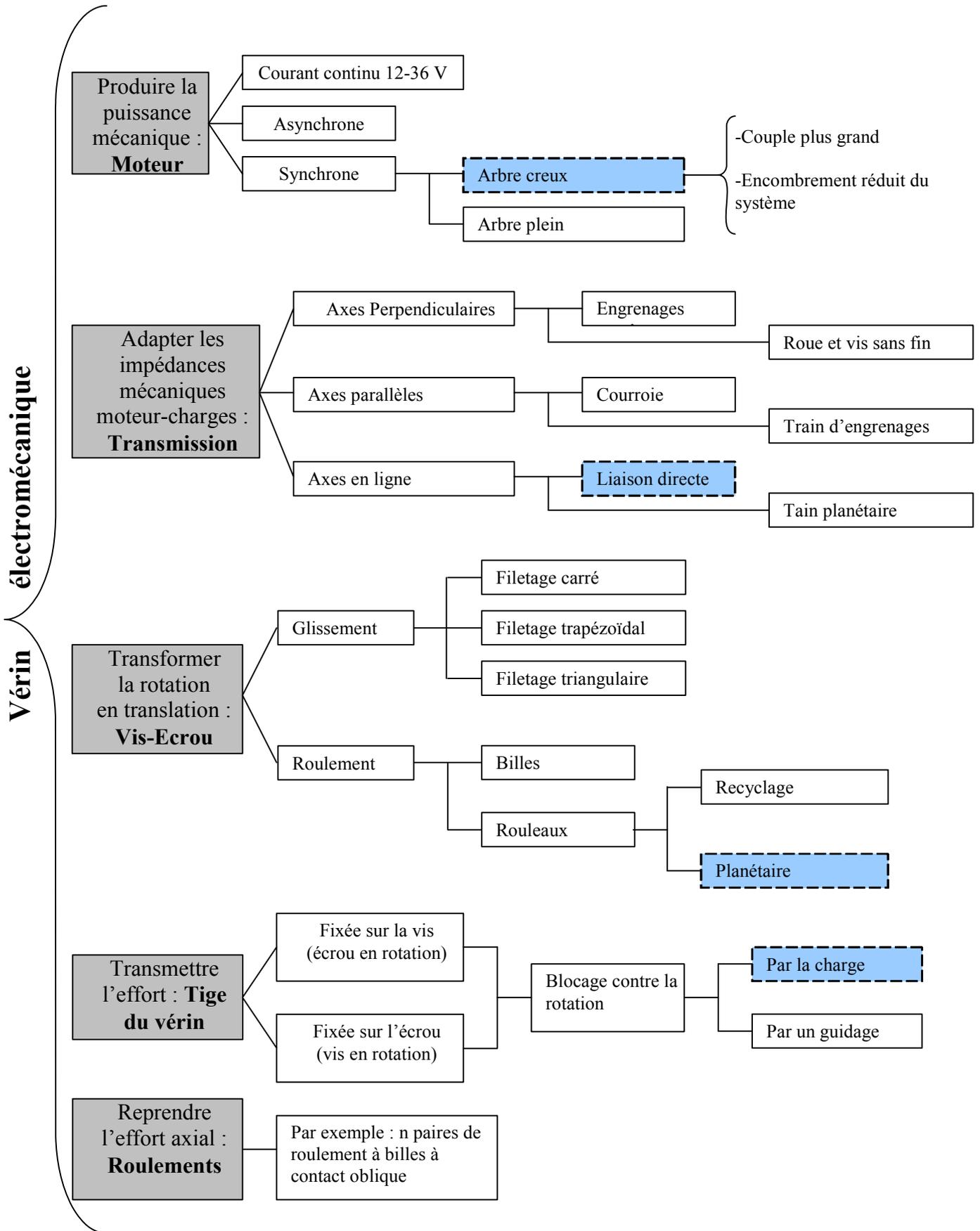


Fig 2- 7 : Organigramme récapitulatif

III. Dimensionnement énergétique

Dimensionner « en puissance » un EMA consiste à choisir, parmi des éléments standards, les composants à intégrer, principalement le moteur et la vis (le réducteur est éliminé à cause de son influence sur l'inertie ramenée). Le domaine opérationnel du moteur est d'habitude défini par les données du fournisseur (C_{\max} , ω_{\max}), C_{\max} (Nm) étant le couple qui correspond à l'intensité maximale à vitesse nulle et ω_{\max} (rd/s) est la vitesse du moteur lorsque ce dernier est alimenté avec la tension maximale à couple nul. En conséquence, la capacité du moteur en termes de puissance se trouve limitée par un domaine quasi rectangulaire, sauf dans les cas où il y a une limitation de puissance (les isopuissances sont des hyperboles dans le plan puissance). Il est intéressant de noter que, hormis la différence de rendements, l'EMA a un fonctionnement identique dans les quatre quadrants de puissance.

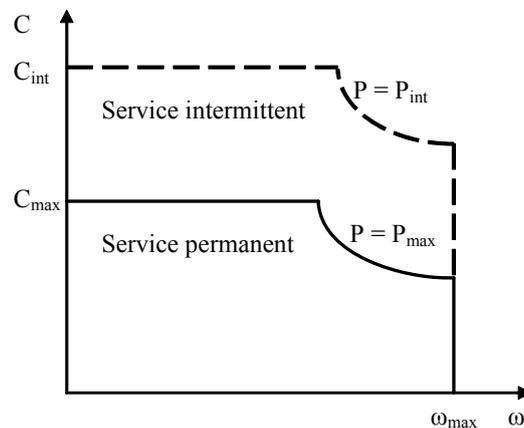


Fig 2- 8 : Domaine de fonctionnement d'un moteur synchrone

Au premier ordre, la transformation d'une puissance électrique en une puissance mécanique est fixée par trois paramètres : ceux du moteur (C_{\max} , ω_{\max}) et l'avance par tour de la vis l . Notons que, l'actionneur peut fonctionner dans des domaines intermittents et fournir des efforts plus importants. Ces domaines n'étant pas clairement définis par les fournisseurs du moteur et de l'électronique de puissance, ne sont pas pris en compte dans la phase de dimensionnement en régime établi. Au besoin, un dimensionnement thermique équivalent ([32] et [33]) permet de mettre à profit le domaine de fonctionnement intermittent.

Le diamètre nominal d du système vis-écrou (diamètre de la vis) dépend directement des considérations mécaniques telles que le flambage de la vis, les vibrations transversales et la capacité de charge dynamique des filets. Pour les actionneurs aux efforts importants et faibles courses, le flambage et les vibrations ne sont pas dimensionnants, la capacité dynamique étant le paramètre de conception principal.

Au second ordre, la paire (l, d) influence simultanément la transmission de puissance et la résistance mécanique. Ceci est dû à son influence sur les rendements mécaniques et sur les capacités de charges dynamiques de la vis. Chacun des critères, pris séparément, peut être considéré facilement car il est bien détaillé dans les documentations des fournisseurs. Par contre, le choix optimal des paramètres (l, d, C_n, ω_n) est un processus complexe qui nécessite une méthodologie appropriée, proposée ci après.

1. Usinage

La paire (l, d) doit être choisie parmi un ensemble de valeurs standards relatives aux unités SI ou anglo-saxonnes pour écarter toute possibilité d'interférence entre l'outil d'usinage et la vis (respectivement l'écrou).

Contrainte 1 : l'angle d'hélice ϕ doit être inférieur à 10° [37].

2. Durée de vie

L'actionneur doit être capable d'accomplir le nombre de cycles demandés avec une fiabilité donnée. La durée de vie dépend directement de la capacité dynamique de la vis à rouleaux qui à son tour dépend de la paire (l, d) . Les vis ayant des diamètres plus grands possèdent des surfaces de contact et de travail plus importantes ce qui se traduit par un accroissement de la capacité de charge dynamique.

La durée de vie, d'un écrou simple, en mètre parcourus, correspondant à une fiabilité de 90%, notée L_{10m} [m], est calculée grâce à la formule ci-dessous. Celle ci est commune aux systèmes à éléments roulants, elle donne la durée de vie en fonction de la capacité dynamique théorique C_{dyn} [N] ainsi que de l'effort moyen F_m [N] :

$$L_{10m} = l \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 10^6 \quad (2- 1)$$

Il est important de noter que dans cette formule, l'utilisation de l'avance par tour l permet d'obtenir une durée de vie exprimée en distance parcourue et non pas en nombre de tours. Lorsqu'une fiabilité différente est requise, des facteurs correcteurs sont ajoutés à la fonction ci-dessus.

Pour les cycles complexes, l'effort moyen équivalent est calculé en utilisant les efforts minimaux et maximaux, F_{mi} et F_{Mi} [N], ainsi que l'amplitude A_i [m] et le nombre N_i , de chacun des cycles :

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{\sum_i (F_{mi}/3 + 2F_{Mi}/3)^3 N_i A_i}{\sum_i N_i A_i}} \quad (2-2)$$

Quant à la distance correspondante parcourue pendant ces cycles, elle est donnée par :

$$dist = \sum_i 4N_i A_i \quad (2-3)$$

Contrainte 2 : Le dimensionnement du système vis-écrou doit alors satisfaire les exigences de vie des cycles envisagés, $L_{10m} \geq \sum_i 4N_i A_i$

On déduit de ce qui précède que deux vis à rouleaux (ou à billes) ayant des capacités dynamiques identiques peuvent effectuer les cycles prévus avec des fiabilités différentes. En effet, ceci dépend de l'avance par tour l de chacune des vis.

Quant aux écrous préchargés, ils permettent une transmission sans jeu. Cependant la précharge diminue la durée de vie qui doit alors être calculée pour chaque partie de l'écrou [7].

3. Rendement

Les vis à rouleaux à haute performance réduisent les coûts initiaux (taille des moteurs) ainsi que les coûts de fonctionnement (consommation d'énergie). Outre ces raisons économiques, la discontinuité des rendements autour de la vitesse nulle ainsi que l'irréversibilité de la transmission nuisent à la conception d'une commande performante. Une attention spéciale doit être alors attribuée à l'évaluation des rendements d'un système vis-écrou.

En pratique, le rendement admet trois valeurs en fonction du type de fonctionnement :

- Rendement direct (η_d) pour les charges résistantes, quand la puissance est transmise du moteur à la charge,
- Rendement inverse (η_i) pour les charges aidantes avec une transmission réversible, quand la puissance est transmise de la charge au moteur qui joue le rôle de frein,
- Pseudo rendement (η_p) pour les charges aidantes avec une transmission irréversible, quand le moteur et la charge unissent leurs puissances pour vaincre les frottements (on montre facilement que la réversibilité est assurée lorsque $\eta_d > 0.5$ [21]).

Le calcul détaillé du rendement des vis à rouleaux étant complexe, on les assimile en pratique à des vis de glissement ayant les mêmes diamètres d et avance par tour l mais présentant un

coefficient de frottement μ modifié par la présence du roulement. Ainsi, leurs rendements sont exprimés comme suit [37] :

$$\eta_d = \frac{1}{1 + \mu/\beta} \quad \eta_i = 1 - \mu/\beta \quad \eta_p = \frac{1}{1 - \mu/\beta} = \frac{1}{\eta_i} \quad (2-4)$$

où $\beta = l/\pi d$ est la tangente de l'angle d'hélice φ .

Le coefficient de frottement, dans les conditions dynamiques, est d'habitude indiqué par les fournisseurs comme étant égal à 0.01 pour les vis à rouleaux (0.003 à 0.01 pour les vis à billes contre 0.04 à 0.11 pour les vis à glissement). Il n'y a pas d'informations précises concernant les coefficients de frottement de démarrage qui dans certains cas peuvent atteindre le double de la valeur dynamique. A partir des équations ci-dessus, nous avons tracé les rendements direct et inverse ainsi que le pseudo rendement d'une vis à rouleaux en fonctions de l'angle d'hélice φ pour $\mu = 0.01$.

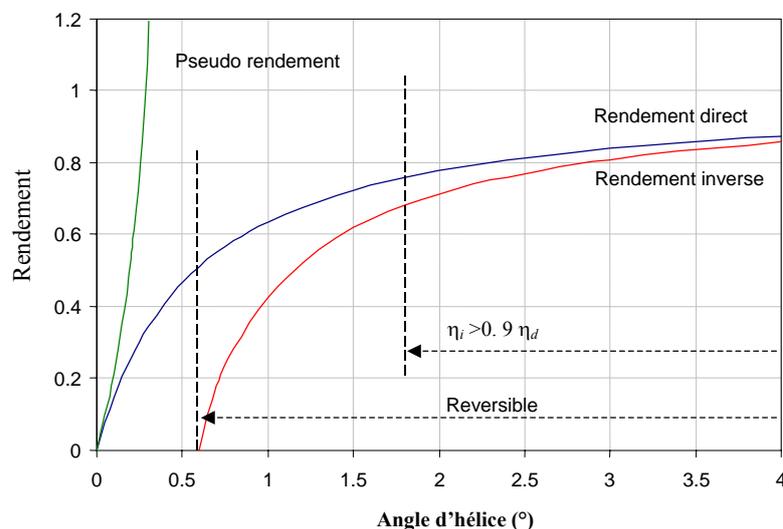
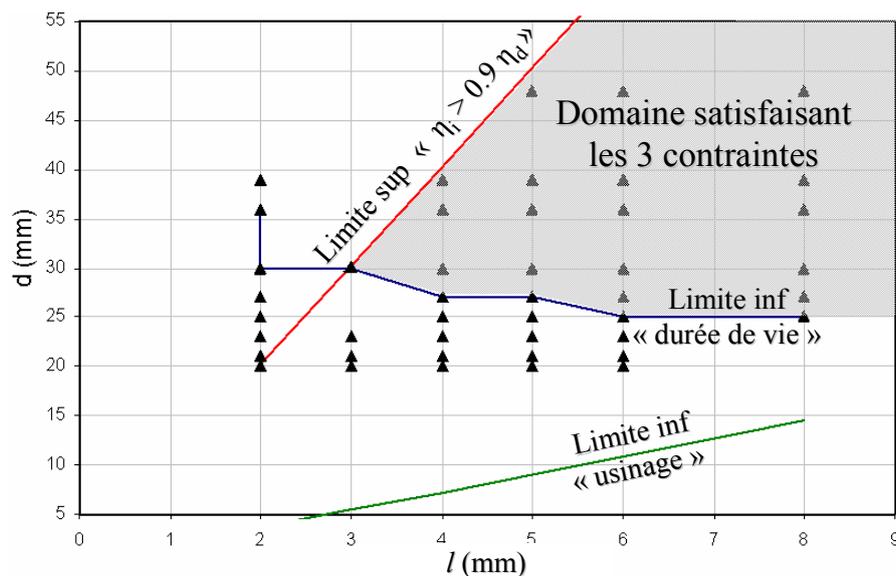


Fig 2- 9 : Différents rendements d'un système vis-écrou

Contrainte 3 : Pour limiter l'écart de rendement entre les fonctionnements à charge aidante et résistante, il est préférable de choisir un angle d'hélice pour lequel $\eta_i > 0.9 \eta_d$.

Cette contrainte assure un fonctionnement totalement réversible avec des rendements satisfaisants ($\eta_d > 0.76$ et $\eta_i > 0.69$) et une meilleure commande.

Nous proposons de représenter sur la Fig 2- 10 les trois contraintes précédentes dans le plan (l, d) sur lequel nous superposons les combinaisons (l, d) disponibles dans les catalogues et symbolisées par des marques triangulaires. Pour choisir la paire la plus convenable parmi les valeurs satisfaisantes, des critères additionnels doivent être pris en considération, spécialement ceux qui introduisent l'adaptation moteur/vis. C'est l'objet du paragraphe suivant.

Fig 2- 10 : Contraintes agissant sur la sélection de (l, d)

4. Couple et inertie équivalente

Pour les charges résistantes, le couple moteur nécessaire C_n [Nm] est proportionnel à l'avance par tour l :

$$C_n = \frac{Fl}{2\pi\eta_d(l)} = g(l) \quad (2-5)$$

De ce point de vue, choisir le plus petit l possible diminue le couple moteur nécessaire à la réalisation de l'actionneur. D'un autre côté, la masse équivalente en translation m_e [kg] de l'actionneur doit être minimisée autant que possible. En effet, d'importantes valeurs de m_e peuvent causer des chocs nocifs lorsque l'actionneur rencontre un obstacle comme les butées mécaniques ou consommer du couple moteur lors des phases d'accélération.

Par exemple, une référence d'actionneur pouvant fournir 50 kN d'effort bloqué avec 3 mm d'avance par tour produit une masse équivalente de 37000 kg ! En ce qui concerne la commande, une grande inertie accroît le temps de réponse et diminue la fréquence naturelle de l'actionneur. Finalement, la « masse équivalente » en translation (nommée aussi « masse réfléchie en sortie ») de l'actionneur est donnée par :

$$m_{eq} = J_r(l) \left(\frac{2\pi}{l} \right)^2 + m_t = f\left(\frac{1}{l^2}\right) \quad (2-6)$$

Avec :

- m_t [kg] : masse de la tige de l'actionneur

L'inertie des parties tournantes est énormément dépendante du couple électromécanique du moteur. Pour une gamme d'actionneurs ayant tous une course de 250 mm et des efforts variant entre 1.7 et 55 kN, nous avons identifié (en se basant sur les valeurs données par le fournisseur [5]) la relation liant l'inertie des parties tournantes au couple moteur :

$$J_r(l) = 185.10^{-6} + 65.10^{-6} C_n(l) + 4.10^{-6} C_n^{-6}(l) \quad (2-7)$$

Les équations 2-5 à 2-7 permettent de conclure que l'inertie des parties tournantes est une fonction décroissante de l'avance par tour l . Comme il faut minimiser les deux fonctions $C_n(l)$ et $m_e(l)$, le choix de l est un dilemme car la première fonction est croissante tandis que la deuxième est décroissante d'ordre deux. Considérons alors que ces 2 contraintes ont des importances identiques et minimisons le produit $C_n m_{eq}$.

Comme le montre Fig 2- 11, à chaque diamètre de vis correspond une avance par tour l optimale. La première paire (l, d) ne faisant pas partie du domaine satisfaisant (Fig 2- 10) est éliminée au profit de la seconde paire (30, 3) qui optimise globalement le dimensionnement du système vis-écrou.

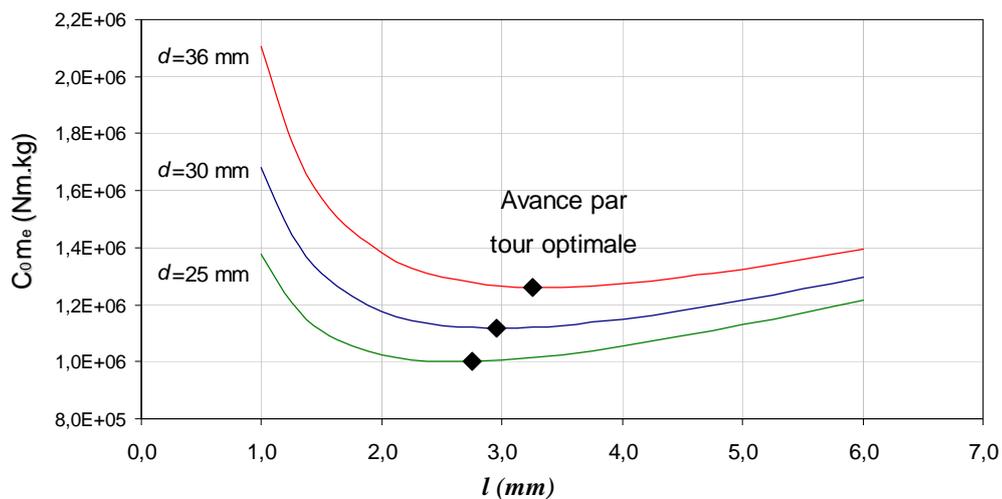


Fig 2- 11 : Variation de la fonction $C_0 m_e$ à diamètre constant

Pour conclure, le choix des composants d'un EMA commence par la détermination des composants acceptables comme il vient d'être vu et se termine par une sélection basée sur un compromis entre taille-prix et performance dynamique. Les aspects raideurs ne sont pas considérés dans cette approche préliminaire.

IV. Modélisation dynamique d'un EMA

La modélisation de l'EMA, comme toute modélisation, passe par plusieurs étapes. L'approche choisie ici passe tout d'abord par l'établissement d'un Bond-graph qui sert à situer chaque composant par rapport au système global et définit les interfaces ainsi que les échanges de puissance entre les différents composants. Ensuite, la modélisation de chacun des composants s'effectue d'une manière distincte en respectant les exigences préalablement définies par le Bond-graph. A la fin, le modèle obtenu est implémenté selon les besoins dans les environnements de simulation, comme Matlab-Simulink ou AMESim. L'utilisation simultanée des deux logiciels relève en fait de la capacité du premier à fournir des boîtes à outils pour la CAO de l'Automatique dans des approches « signal », tandis que le second permet la modélisation réaliste et robuste des composants ou phénomènes selon une approche « physique » multiports.

1. Bond-graph

La structure du modèle de l'EMA est présentée par le Bond-graph de la Fig 2- 13. Elle est organisée de manière à reproduire la combinaison fonctionnelle entre l'électronique de puissance, le moteur électrique et la transmission par vis-écrou. Les liaisons de puissance fonctionnelles sont mises en valeurs (en gras). Conformément aux architectures ③ et ④ de la Fig 2- 5, le moteur entraîne l'écrou tandis que la tige se translate. Les barres de causalités sont distribuées sans aucun conflit et fixent les interfaces des sous modèles. Le capteur d'effort est modélisé comme un ressort combiné à un amortissement structural. De même, d'autres raideurs (roulements, ancrage sur la structure ou la charge, tige ...) peuvent être considérées si elles influencent significativement le comportement dynamique. Par ailleurs, le rendement mécanique est traduit par une perte de couple C_f , influencée par la vitesse de la charge.

Pour une meilleure compréhension du Bond-graph, la Fig 2- 12 présente une schématisation des différentes raideurs et inerties mises en jeu.

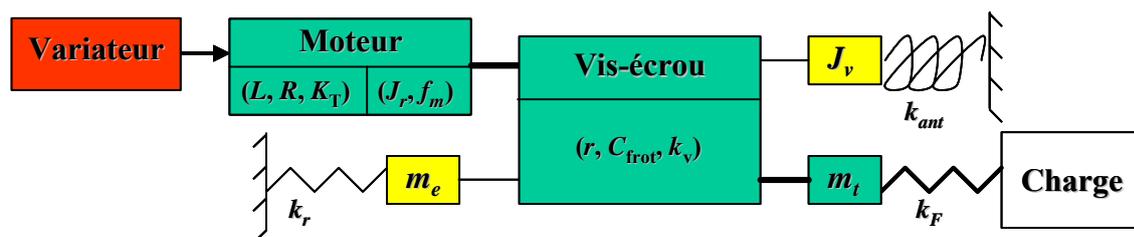


Fig 2- 12 : Schématisation des raideurs et inerties formant l'EMA

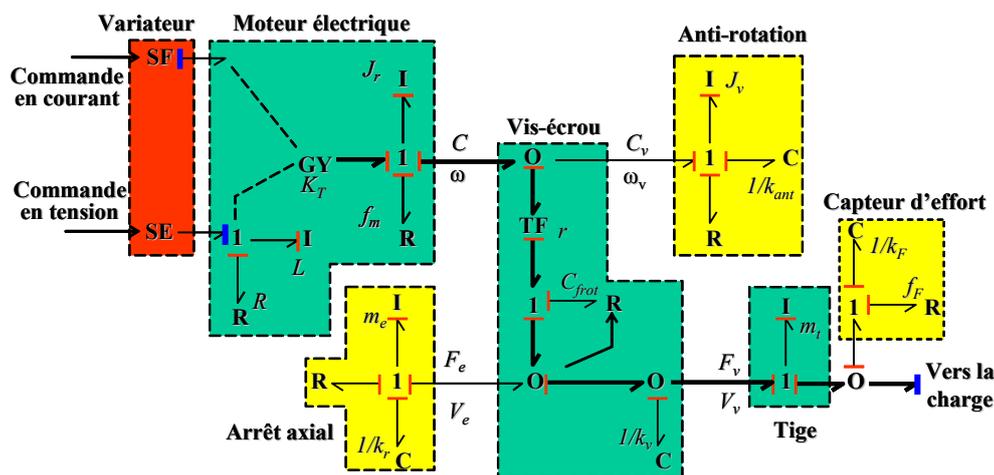


Fig 2- 13 : Bond-Graph d'un actionneur électrique

2. Modélisation de la vis à rouleaux

Une modélisation réaliste du système vis-écrou est d'une importance particulière pour obtenir des simulations précises de l'EMA. On peut remarquer sur le Bond-Graph (Fig 2- 13) qu'un modèle à quatre entrées-sorties a été développé englobant à la fois la rotation et la translation de la vis et l'écrou. Ce choix permet la modélisation de la raideur axiale ainsi que de la raideur du système antirotation qui pourront significativement affecter la réponse dynamique de l'actionneur (traitée ultérieurement). Cependant, et comme il a déjà été dit, la plupart des EMA dotés d'une haute performance n'assurent pas la fonction d'antirotation. La charge doit alors assurer cette fonction et être capable de reprendre le couple de frottement résultant entre l'écrou et la vis. C'est une autre raison pour laquelle il est alors très important d'incorporer cet effet au sous modèle de la charge.

Le modèle de la vis à rouleaux que nous proposons est divisé en deux parties : tout d'abord un écrou rigide sans jeu avec pertes par frottement et ensuite la raideur de la transmission k_t , rejetée du côté de la translation. La dernière peut inclure les effets de jeu pour les écrous qui ne sont pas préalablement chargés (typiquement 20 μm). Comme mentionné précédemment, la vis à rouleaux est assimilée à une vis à filet rectangulaire avec un coefficient de frottement équivalent. Par conséquent, un modèle de perte simple, équation (2- 8), est proposé en se basant sur les rendements direct, inverse et pseudo de l'équation (2- 4). La variable $\psi = \text{sgn}(FV)$ définit le quadrant opérationnel (+1 pour les charges résistantes et -1 pour les charges aidantes) tandis que δ introduit la réversibilité de la vis (+1 si réversible et -1 dans le cas contraire). La transformation couple / force est alors modélisée au moyen de l'équation suivante :

$$C = F \frac{l}{2\pi} \left[\frac{1+\Psi}{2\eta_d} + \frac{1-\Psi}{2} \delta \eta_i^\delta \right] \quad (2-8)$$

Pour être réaliste, la valeur de δ est liée au rendement direct dont la valeur permet d'identifier la réversibilité de la vis ($\eta_d < 0.5 \implies$ vis irréversible). En plus, la fonction signe, introduite par Ψ et discontinue aux alentours de la puissance nulle, produit une discontinuité qui est incompatible avec une bonne simulation. Nous la remplaçons alors par la fonction tangente hyperbolique qui lisse la courbe et assure la continuité autour de la puissance nulle, $\Psi = \tanh(FV/P_0)$ avec P_0 [W] comme puissance de seuil.

Une description plus interne, basée sur le principe fondamental de la dynamique (Fig 1- 11), du fonctionnement des vis-écrous introduit explicitement le coefficient de frottement μ dans le modèle dont l'équation devient :

$$C = F \frac{d}{2} \left[\frac{\operatorname{tg} \varphi + \mu \Psi}{1 - \mu \Psi \operatorname{tg} \varphi} \right] \quad (2-9)$$

Cette fois ci, nous sommes capables de reproduire l'influence de la vitesse de glissement V_g [m/s] sur le frottement. Ceci permet alors d'inclure les effets visqueux, de Coulomb et de Stribeck ([26] et [27]) sur le coefficient de frottement μ par la relation:

$$\mu = \mu_C + (\mu_S - \mu_C) \exp\left[-(V_g/V_s)^2\right] + f_v |V_s| \quad (2-10)$$

$$V_g = \frac{d \cos \varphi}{2} \omega_{ve} \quad (2-11)$$

Avec :

- μ_C : coefficient de frottement de Coulomb
- μ_S : coefficient de frottement de Stribeck
- f_v [s/m] : coefficient de frottement visqueux
- V_s [m/s]: vitesse seuil pour l'effet Stribeck
- ω_{ve} [rd/s]: vitesse relative entre la vis et l'écrou

Le modèle que nous proposons par les trois équations ci-dessus est implémenté en un sous-modèle compatible avec l'environnement AMESim en utilisant AMESet. Pour le tester, nous avons simulé une expérience dans laquelle la vitesse angulaire de la vis ainsi que la charge qui est appliquée à l'écrou sont des sinusoides ayant des fréquences différentes. Ceci permet alors de balayer les quatre quadrants de fonctionnement (F, V). Les résultats clés des simulations sont présentés sur la figure Fig 2- 14.

Le premier graphe présente la vitesse angulaire de la vis et le chargement appliqué à son écrou. Le rendement correspondant est donné par le second graphe. Il est situé entre le rendement direct et le rendement indirect à l'exception des zones où il est altéré par l'effet de Stribeck au voisinage de la vitesse nulle. Comme le coefficient de frottement μ est combiné avec le signe de la puissance Ψ dans l'équation (2-10), le modèle n'est pas capable de reproduire les pertes par frottement à vitesse nulle. Cependant, l'effet de séparation au voisinage d'une vitesse nulle peut être reproduit par un choix approprié de P_0 et V_s . Si nécessaire, des modèles de frottement plus complexes comme ceux de Dahl [28] ou Lu-Gre [29] peuvent être utilisés afin de produire un frottement statique pur. Il faut juste se rappeler que rendre le modèle plus complexe entraîne l'utilisation de paramètres de frottement additionnels, souvent inconnus.

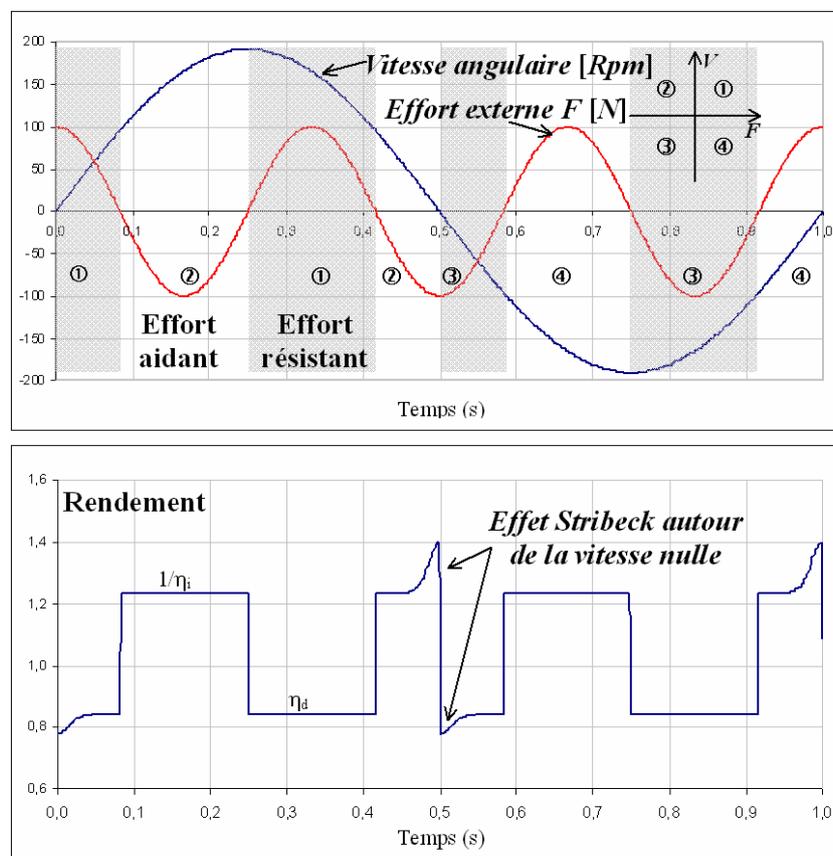


Fig 2- 14 : Vérification du modèle pour différents quadrants de fonctionnement

3. Modélisation du variateur

Le variateur est le modulateur de puissance du système d'asservissement du moteur synchrone. Il puise l'énergie du réseau électrique alternatif triphasé, la transforme en courant continu puis alimente les trois phases du moteur synchrone avec des tensions plus ou moins élevées.

De nos jours, les variateurs industriels offrent une multitude de stratégies de commande : couple, accélération, vitesse ou position, tout en incluant des filtres et des contrôleurs PID. Ils peuvent également englober des interfaces graphiques pour faciliter l'interface homme-machine.

Malheureusement, la commande du moteur elle-même n'est jamais documentée en détail car elle constitue la plus-value des fournisseurs de variateurs. Dans cette situation, le concepteur de la commande est incapable d'évaluer les limites de la boucle fermée qui résultent de l'effet de la mesure, du filtrage et de l'échantillonnage appliqués aux variables mesurées sur le moteur. Il se limite alors à quelques informations fournies par les fiches de produits ou par le service technique comme celle-ci ([16] et [17]) :

« Le variateur DPM 50/80 peut être modélisé comme un système E/S dans lequel on entre une référence correspondant à une demande en courant $10 \text{ V} = 50 \text{ A}$ et duquel on sort un courant proportionnel à la consigne. La bande passante du variateur est de 600 à 800 Hz, ce qui est équivalent à un filtre passe bas du second ordre. Le coefficient d'amortissement est de 0,65. »

Une autre caractéristique intéressante mais également mal documentée et peu définie est le pouvoir de bénéficier d'un courant impulsionnel élevé. Sa valeur est quasiment le double du courant maximal et ceci pendant une durée d'une seconde suivie obligatoirement par une période de refroidissement des composants électroniques. Mais une incertitude persiste sur la manière avec laquelle se fait la saturation et par la suite le passage du courant impulsionnel vers le courant maximal permanent.

Tenant compte de ce qui vient d'être dit, le variateur sera alors assimilé à un amplificateur de puissance qui reçoit une consigne de la part des calculateurs et délivre la puissance désirée avec la dynamique indiquée ci-dessus. Cette consigne peut représenter la tension ou le courant désiré ce qui nous pousse à envisager deux modèles distincts comme le montre la Fig 2- 15.

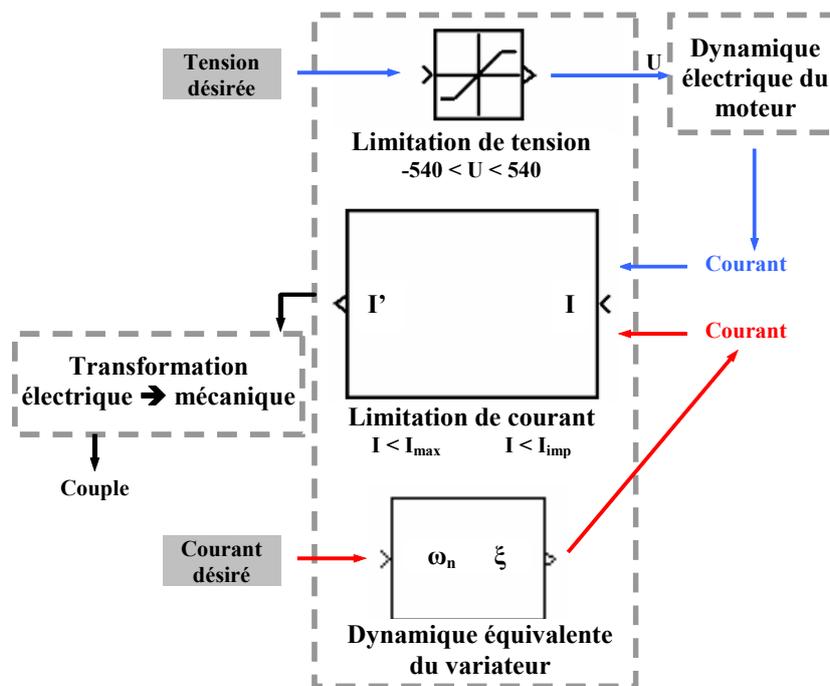


Fig 2- 15 : Modèle équivalent du variateur

Nous avons alors dans le premier cas une limitation de tension suivie par la dynamique du moteur tandis que dans le second cas le variateur est modélisé par le filtre passe-bas proposé par le service technique. A ces modèles s'ajoute une limitation du courant qui alimente le moteur afin d'éviter un échauffement excessif de celui-ci et des composants électroniques.

La limitation de tension n'a rien de compliqué, elle est ici modélisée par une saturation à l'extérieur de la bande -540 à 540 V. Par contre la limitation de courant doit tenir compte de deux limites : le courant maximal autorisé et le courant impulsionnel tout en interdisant des nouvelles impulsions avant un certain temps de refroidissement.

Pour la modélisation de ceci, plusieurs saturations, intégrateur et « switch » ont été utilisées. Le graphe ci-dessous (Fig 2- 16) montre le fonctionnement du limiteur de courant lorsqu'il est sujet à un courant sinusoïdal dont l'amplitude est supérieure au courant impulsionnel limite. On peut remarquer que lorsque le courant dépasse l'intensité maximale, il continue à croître pendant un certain temps (limité dans cette simulation à 0.2 s), il est alors considéré comme un courant impulsionnel. Une fois la durée maximale de l'impulsion atteinte, le limiteur sature le courant fourni au courant maximal pendant le refroidissement des composants électroniques (la constante thermique du moteur est elle beaucoup plus élevée, 30 mn environ). Lorsque cette durée est écoulée (limitée dans cette simulation à 1 s), le variateur permet au courant de sortie de dépasser le courant maximal tout en restant inférieur ou égal au courant impulsionnel et le cycle recommence de nouveau.

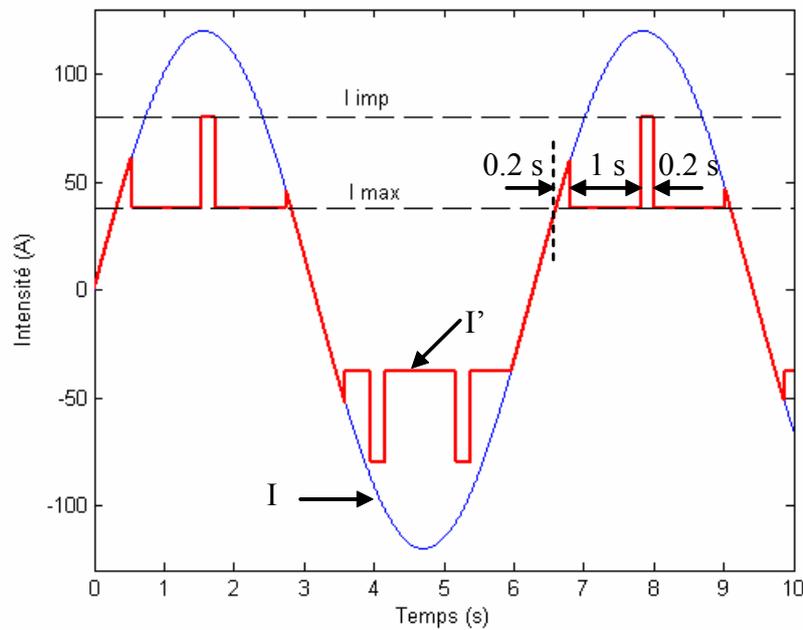


Fig 2- 16 : Fonctionnement du limiteur de courant

V. Dynamiques d'un EMA

On cherche ici à évaluer les dynamiques naturelles selon que l'EMA est commandé en tension ou en courant. La capacité d'un actionneur, à opérer comme un système de chargement dynamique, est facilement évaluée, dans un premier temps, quand il est supposé asservir en effort une charge bloquée (impédance mécanique infinie). Ce résultat est un point-clé important pour traiter, dans un deuxième temps, le cas le plus difficile qui est la conception de la commande en effort sur une charge d'impédance mécanique complexe.

Les dynamiques naturelles de l'EMA dépendent essentiellement de ses raideurs mécaniques. Mais malheureusement, il est difficile d'obtenir des valeurs précises de la part des fournisseurs. Au niveau des composants, la raideur du système vis-écrou est présente dans les catalogues sous forme de valeurs : « typique » et « garantie ». D'un autre côté, il est difficile d'obtenir les raideurs des roulements à gorges profondes. Quantifier les raideurs de la tige, du carter et du bâti est encore plus critique. Dans cette application, la raideur globale k_g de notre vérin, indiquée par le fournisseur, est de $1.5 \cdot 10^8$ N/m et l'inertie J_r des parties en rotation est de 0.0139 kg.m². En l'absence de toute information, nous avons évalué la raideur k_{ve} du système vis-écrou, en utilisant les catalogues des vis à rouleaux, comme étant égale à $3 \cdot 10^8$ N/m. Se basant sur cette valeur, la raideur des roulements k_r est identifiée égale à $3 \cdot 10^8$ N/m.

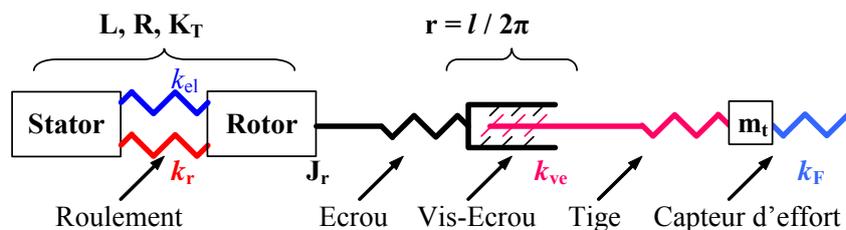


Fig 2- 17 : Raideurs et inerties d'un EMA

La fréquence naturelle est principalement fixée par sa raideur globale (k_r et k_{ve} en série) combinée avec l'inertie du rotor. Il est important de pointer que même un EMA ayant une grande raideur ($1.5 \cdot 10^8$ N/m) et un rotor de faible inertie a une très petite fréquence naturelle (7.6 Hz) à cause du rapport de réduction du vis-écrou ($2\pi/l$). Les modes de la tige et de l'écrou sont bien en dessus de 1 kHz, typiquement autour de 2100 et 3200 Hz. En pratique, les performances en boucle fermée sont limitées par les boucles de courant du moteur qui impliquent des déphasages causés par l'échantillonnage et le filtrage.

Les dynamiques de l'EMA contrôlé en tension commencent par un premier ordre dont les origines sont similaires à celles du vérin hydraulique. Comme pour l'EMA contrôlé en courant, le second ordre est fixé par l'inertie du rotor et les différentes raideurs. Le contrôle en tension introduit une raideur électrique k_{el} dont la valeur ($1.06 \cdot 10^{10}$ N/m) est 70 fois plus grande que la raideur globale de l'EMA. Cette fois, la raideur équivalente résulte de l'association en parallèle de k_{el} , k_r et k_F série k_{ve} . Comme la raideur k_F du capteur d'effort est beaucoup plus grande que k_{ve} , il est important de noter que cette fois ci k_r et k_{ve} sont combinés en parallèle et non pas en série. Une fois de plus, les modes de la tige et de l'écrou sont bien plus grands que 1 kHz. Finalement, la fréquence critique de la performance en boucle ouverte est fixée par le mode électromécanique.

Commande en courant	Commande en tension
Gain statique $\mathbf{K_T} / r$ (2408 N/A)	Gain statique K_T / Rr (33.6 kN/V)
	Constante de temps du premier ordre $K_E K_T / k_1 r^2 R$ Fréquence de cassure (0.3 Hz)
Second ordre mécanique : $f = \frac{1}{2\pi} r \sqrt{k_1 / J_r}$ (7.6 Hz) k_1 : raideur équivalente de k_{ve} , k_r et k_F en série	Second ordre électro-mécanique : $f = \frac{1}{2\pi} r \sqrt{k_2 / J_r}$ (68 Hz) k_2 : raideur équivalente de k_{el} , k_r et (k_F série k_s) en parallèle k_{el} : raideur électrique $\mathbf{K_E K_T} / Lr^2$
Modes hautes fréquences (écrou et tige) bien au-dessus de 1 kHz	

Tableau 4 : Dynamiques de l'EMA contrôlé en tension et en courant

VI. Conclusion

Au cours du chapitre architecture et modélisation nous avons en premier proposé une méthode multicritère de dimensionnement énergétique pour l'adaptation moteur vis. L'approche proposée fournit la paire optimale (d, l) sur la base de la tenue mécanique, de l'usinabilité, de la minimisation des inerties réfléchies et du couple moteur. Dans une seconde partie, nous avons structuré le modèle de l'EMA puis proposé une modélisation générique du système vis-écrou (transformateur avec pertes mécaniques) intégrant en un seul modèle les effets de quadrant de fonctionnement et les diverses natures de frottement. Pour finir, nous avons mis en évidence les principales différences de comportement dynamique entre les actionneurs électromécaniques commandés en tension et ceux qui sont commandés en courant. Les résultats de ce chapitre nous fournissent des points de repères importants qui permettent d'aborder plus en détail l'analyse du prototype d'EMA et la conception du banc d'essai associé.

Chapitre 3

BANC D'ESSAIS

I. Généralités

Avant de procéder à la description du fonctionnement du banc d'essais ainsi que ses différents composants, il est intéressant de rappeler l'application visée, les différentes hypothèses et les grandeurs intéressantes à mesurer. Cet ensemble d'informations constitue en effet le cahier des charges nécessaire à la conception du banc d'essai.

1. Application ou objectif

Rappel extrait de l'introduction :

« Une application type, visée tout au long de la thèse, est le test au sol d'un actionneur aéronautique ayant les limites suivantes : 50 kN d'effort bloqué, 30 mm/s de vitesse à vide et 25 kN à 26 mm/s comme point de fonctionnement nominal ».

Par ailleurs, l'environnement aéronautique et l'application visée imposent eux aussi leurs propres contraintes au cahier des charges résumées comme suit :

- Elasticité de la structure à reproduire égale à $1.4 \cdot 10^7$ N/m,
- Masse équivalente de l'aileron estimée à 600 kg.

Tester et valider un actionneur aéronautique revient à le faire fonctionner dans un environnement identique à celui que ses pairs rencontreront, une fois installé sur un avion. Ceci signifie que l'actionneur doit effectuer les mêmes cycles (déplacement de l'aileron) tout en étant soumis aux mêmes conditions de chargement (effort aérodynamique), d'inertie (masse de l'aileron) et de raideur d'ancrage (déformation de la structure avion) ou de transmission.

2. Hypothèses et choix

Comme dans toute conception mécanique, nous sommes parfois contraints à faire des choix, suggérer des solutions et des hypothèses qui nous semblent bien adaptées, physiquement et

théoriquement, aux problèmes rencontrés. Les différents choix que nous avons pris dans le cadre de cette étude sont présentés en détails ci après.

a) Actionneur à tester

Le but principal de cette thèse est d'évaluer la capacité à tester un actionneur aéronautique en utilisant des moyens électromécaniques. Ceci est équivalent à dire que l'important dans ce travail est d'évaluer le fonctionnement du dispositif de test et non pas le composant à tester lui-même. L'actionneur aéronautique à tester, vu son prix relativement cher, est alors remplacé par un vérin hydraulique de banc d'essai (plus lourd) ayant la même course, un effort nominal identique et un comportement dynamique semblable. Le vérin hydraulique est censé effectuer les mêmes déplacements (vitesse et amplitude) et réagir d'une manière identique aux différents chargements qui lui seront imposés.

b) Chargement

Les efforts aérodynamiques qui constituent le chargement réel de l'actionneur à tester sont reproduits par un actionneur électromécanique. Il doit être capable de suivre de près l'actionneur à tester car tout déphasage ou défaut d'asservissement se traduisent par d'énormes efforts à cause des raideurs élevées de la chaîne de transmission. Ceci implique alors la présence d'une connexion rigide entre l'actionneur à tester, Servo-controlled Hydraulic Actuator SHA, et l'actionneur de chargement, EMA.

c) Inertie

La masse équivalente de l'aileron s'élève à 600 kg. C'est une masse très grande pour être manipulée en sécurité dans un laboratoire de recherche. Il nous faut alors reproduire cet effet inertiel par un dispositif peu encombrant et sûr. La solution adoptée pour reproduire cet effet est explicitée par la suite.

d) Raideur d'ancrage

L'actionneur aéronautique, dans son environnement naturel de fonctionnement, est connecté à la structure de l'avion, qui bien que suffisamment rigide, présente des déformations sous charges plus importantes que celles du banc d'essai. Afin de reproduire ces effets de déformation, nous avons choisi de placer une raideur d'ancrage entre le tenon arrière du vérin hydraulique et la structure du banc d'essai. Pour ne pas cumuler les déformations de la raideur

d'ancrage et de la structure du banc, nous avons décidé de concevoir le banc de telle manière que **sa raideur structurelle soit dix fois plus grande que celle de la raideur d'ancrage** (égale à, $1.4 \cdot 10^7$ N/m).

II. Géométrie du banc d'essai

Les deux vérins, bien que l'un soit asservi en position (vérin à tester) et l'autre en effort (EMA), exercent en fin de compte tous les deux des efforts importants (50 kN chacun). L'effort créé par l'un doit être redirigé, par un dispositif mécanique, vers la tige de l'autre tout en passant par la charge à asservir.

Le fait que nous ayons deux vérins suggère la présence de deux dispositions possibles pour la mise en place des vérins :

- Disposition en ligne : vérins placés face à face (Fig 3- 1),
- Disposition compacte : vérins placés côte à côte (Fig 3- 1).

Quant à la charge reproduisant la masse de l'aileron, nous pouvons la produire également de deux manières différentes :

- Une masse de 600 kg ayant un déplacement linéaire,
- Une inertie en rotation associée à un mécanisme de transformation (rotation → translation). Par exemple 4 kgm^2 dont la masse est d'environ 35 kg, produit sur les tiges des vérins le même effet inertiel qu'une masse de 600 kg (se référer au paragraphe II.3 pour plus de détail).

La figure ci-après présente alors quatre architectures possibles (combinaisons entre choix de disposition et choix de charge) que nous avons évalué dans la phase préliminaire de conception.

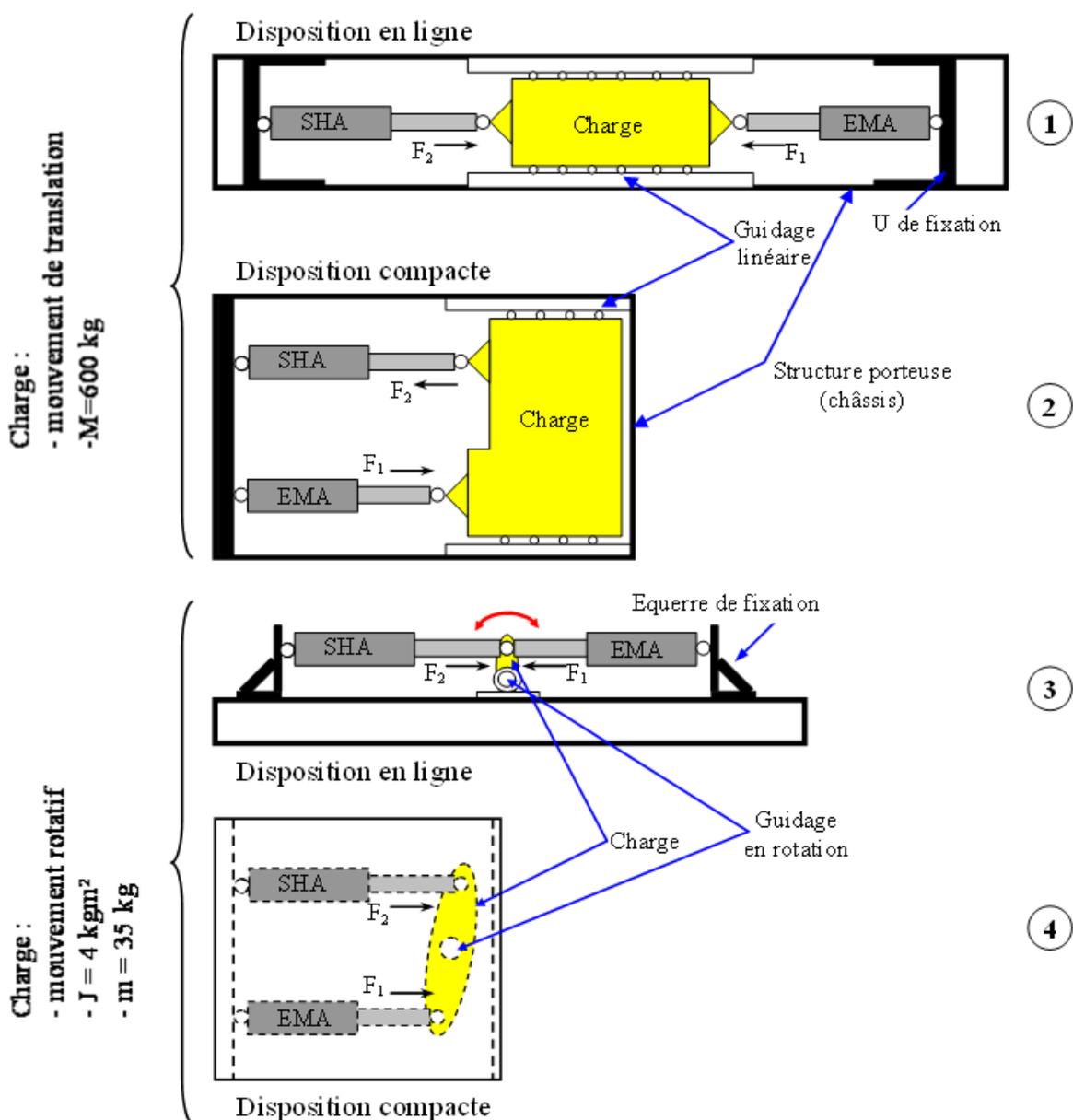


Fig 3- 1 : Différentes architectures possibles pour le banc d'essai

La sélection a été basée sur une étude minutieuse des avantages et des inconvénients, de chacune des architectures, présentés brièvement dans le tableau ci-dessous.

Architecture	Avantages	Inconvénients
1	<ul style="list-style-type: none"> - Efforts linéaires et opposés - Course limitée que par la longueur du banc - Possibilité d'avoir des vérins de longueurs différentes - Possibilité de remplacer un vérin par un autre de taille différente par modification de l'emplacement de l'U - Châssis chargé en traction seulement 	<ul style="list-style-type: none"> - Très grosse charge - Longueur voisine de 3 m
2	<ul style="list-style-type: none"> - Compacte - Course limitée seulement par la longueur du banc 	<ul style="list-style-type: none"> - Très grosse charge - Efforts parallèles et de sens opposés → risque d'arc-boutement

3	<ul style="list-style-type: none"> - Efforts quasi-linéaires et opposés pour les petites courses ($< \pm 25$ mm) - Charge légère - Possibilité d'avoir des vérins de longueurs différentes - Possibilité de remplacer un vérin par un autre de taille différente par modification de l'emplacement de l'équerre 	<ul style="list-style-type: none"> - Course limitée par le bras de levier de la charge - Variation de l'effet inertiel en fonction de l'angle de la charge - Châssis soumis à un moment de flexion
4	<ul style="list-style-type: none"> - Compacte - Charge légère - Châssis chargé en traction seulement 	<ul style="list-style-type: none"> - Course limitée par le bras de levier de la charge - Variation de l'effet inertiel en fonction de l'angle de la charge - Déformation de la charge sous l'effet des efforts appliqués - La reprise d'un énorme effort par le guidage en rotation

Tableau 5 : Caractéristiques des différentes architectures du banc d'essai

Il est clair que dans les architectures compactes ② et ④, les efforts, n'ayant pas la même ligne d'action, produisent des moments entraînant des déformations et des contraintes supplémentaires dans la structure. L'utilisation de l'architecture ② est alors quasi-impossible vu les risques d'arc-boutement qui dans le meilleur des cas sont remplacés par d'énormes efforts de frottement. Quant aux architectures en ligne ① et ③, elles éliminent le bras de levier entre les deux tiges des vérins mais accroissent la longueur du banc qui peut désormais recevoir des tailles différentes de vérins par simple modification de l'emplacement des tenons arrière. A part ça, les architectures en ligne permettent aussi une meilleure accessibilité, vision et manipulation des pièces en mouvement par opposition à l'architecture compacte ④ qui cache les deux vérins.

Le choix entre ces deux architectures repose en fait sur deux paramètres relatifs aux essais à réaliser :

- l'amplitude des déplacements,
- la masse de la charge.

L'architecture ③ convient bien alors aux essais de faibles amplitudes, afin de limiter l'inclinaison des vérins et la rotation de la charge, dans lesquels une grosse masse inertielle est reproduite par une inertie rotative et un bras de levier. Par opposition, l'architecture ① convient plutôt aux essais de grandes amplitudes et faibles charges.

Nos essais faisant partie de la première catégorie, nous avons choisi alors de développer et concevoir intégralement l'architecture ③ représentée en 3D dans la figure ci-dessous.

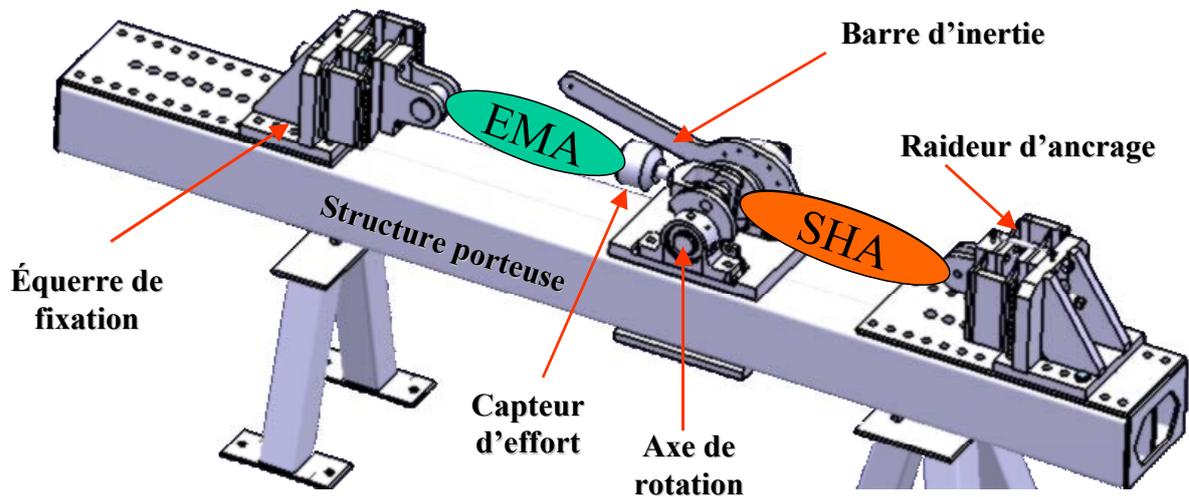


Fig 3- 2 : Vue 3D du banc d'essai conçu par nos soins

Nous notons la présence des équerres qui fixent les vérins parallèlement à la structure porteuse ainsi qu'une pièce, nommée arbre de rotation, qui sert à lier les tiges des vérins et forme avec la barre d'inertie la charge du système.

1. Structure porteuse

Comme spécifié précédemment, la structure porteuse doit tenir les deux vérins tout en étant dix fois plus rigide que la raideur d'ancrage. La structure est en effet soumise aux efforts des vérins qui se traduisent essentiellement par un moment de flexion et un effort de traction le long de la poutre comme le montre la figure suivante dans le cas d'un chargement statique.

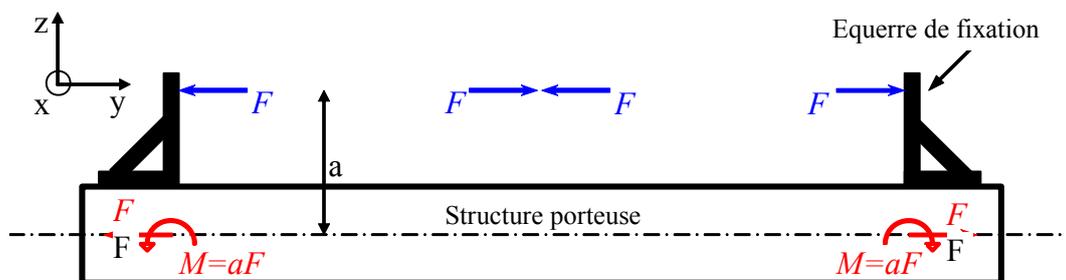


Fig 3- 3 : Efforts agissant sur la structure

Les points de fixations des vérins étant situés à une distance a de l'axe neutre, ils sont influencés par la moindre flexion de la structure. Afin de respecter les contraintes de raideurs évoquées précédemment, il faut augmenter autant que possible le moment d'inertie de la structure par rapport à l'axe des x . Pour des raisons à la fois esthétiques et fonctionnelles, nous avons préféré utiliser deux profils rectangulaires, soudés côte à côte, au lieu des poutrelles IPE (poutre dont la section est en forme de I). En effet, pour un même moment d'inertie I_{xx} , les poutrelles IPE pèsent 30% de moins que les profils rectangulaires sélectionnés mais en

contrepartie elles sont plus hautes, ce qui augmente la valeur de a et par la suite diminue la rigidité, et moins larges ce qui rend difficile la fixation des équerres et de l'axe de rotation. Il reste à noter que comme la raideur est le principal facteur dimensionnant, les contraintes normales dans la structure ne dépassent pas les 20 Mpa, ce qui est largement inférieur à la contrainte maximale admissible (> 200 Mpa).

Afin de ne pas créer des concentrations de contraintes sur les profilés (épaisseur 8 mm), ces derniers sont renforcés par d'épaisses plaques en acier aux emplacements des paliers et des équerres.

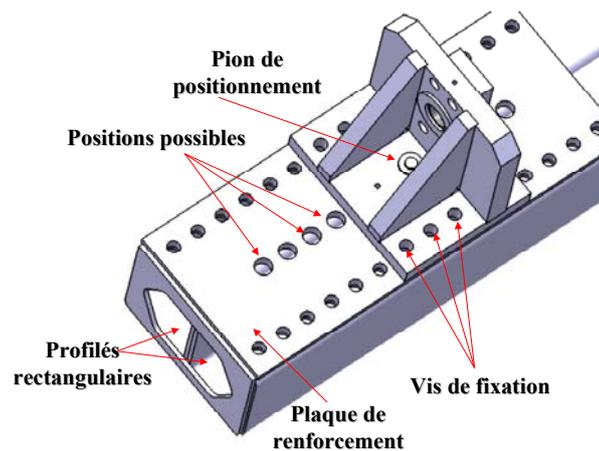


Fig 3- 4 : Fixation de l'équerre sur la structure porteuse

Comme le montre la figure ci-dessous, au niveau des équerres, ces plaques sont suffisamment longues pour permettre différentes positions et par la suite plusieurs tailles et courses de vérins. La taille du vérin plus sa demi-course peut être comprise alors entre 365 et 855 mm. Les équerres sont positionnées au moyen d'un pion qui sert aussi comme une liaison pivot (rotation limitée au jeu présent dans les trous de fixations des vis) ayant pour but d'assurer le parallélisme de la raideur d'ancrage et de l'axe de rotation. Une fois que les équerres sont en position, elles sont fixées par 8 vis sur la structure porteuse. Le calcul des vis de fixation des équerres ainsi que les vis de fixation des paliers est présenté dans l'annexe 3.

2. Raideur d'ancrage

La raideur d'ancrage ou plutôt élasticité d'ancrage a comme but de reproduire la déformation de la structure avion sous l'effet du chargement. Sur notre banc d'essai, elle est réalisée par un effet élastique positionné entre les tenons arrière des vérins et les équerres.

Pour notre présente application, seule la raideur correspondante à l'actionneur à tester est active tandis que l'autre, présente pour des applications ultérieures, est bloquée en traction et compression par une entretoise. L'EMA est alors ancré rigidement au banc.

En effet, l'ancrage ayant une rigidité de $1.4 \cdot 10^7$ N/m se déforme de 3.6 mm sous le chargement maximal de 50 kN. En plus, une exigence géométrique impose que sa largeur ne doit pas dépasser celle du banc et le point d'application de la force doit être situé au plus près de l'axe neutre de la structure (pour limiter le moment de flexion).

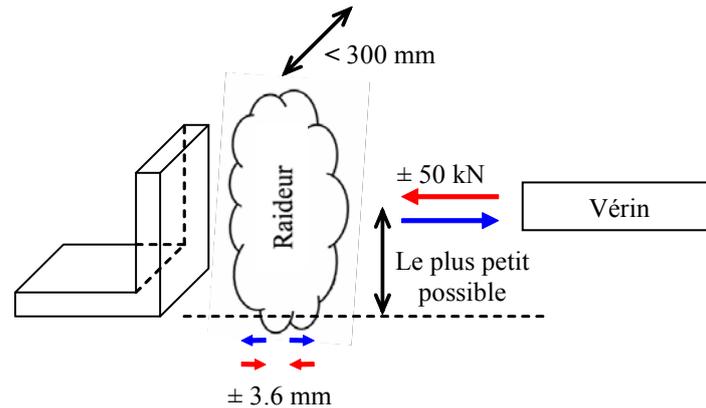


Fig 3- 5 : Schématisation des contraintes sur la conception de l'élasticité d'ancrage

Vu la symétrie du banc, le tenon du vérin sera fixé au milieu de la pièce formant l'élasticité qui à son tour sera fixée à l'équerre par les deux autres extrémités. Les chargements étant bien dynamiques et accompagnés par des efforts parasites, les fixations de type encastrement sont les plus appropriées. Nous obtenons alors, l'équivalent de deux poutrelles, positionnées de part et d'autre du tenon, qui travaillent en parallèle. La relation suivante permet de calculer leur déformée (flèche) :

$$y'' = \frac{M(x)}{EI(x)} \quad (3- 1)$$

Avec :

- $y''(x)$ [m^{-1}] est la dérivée seconde de la flèche suivant la longueur de la poutrelle,
- $M(x)$ [Nm], le moment fléchissant à la section d'abscisse x ,
- E [MPa], le module d'élasticité (module d'Young),
- $I(x)$ [m^4], le moment d'inertie de la section.

Pour faciliter l'usinage, la section de ces poutrelles est choisie rectangulaire dans un premier temps. Alors le moment d'inertie est donné par la formule suivante :

$$I(x) = \frac{b(x)h^3(x)}{12} \quad (3- 2)$$

Avec :

- $b(x)$, largeur de la poutrelle à l'abscisse x ,
- $h(x)$, hauteur de la poutrelle à l'abscisse x , sens de l'effort appliqué.

Il nous faut alors, maintenant, choisir les trois termes $M(x)$, E et $I(x)$ afin d'obtenir la raideur désirée. En premier lieu, le moment $M(x)$ est contraint par l'effort et par la largeur du banc qui sont des données imposées. En second lieu, il faut minimiser le dénominateur ($EI(x)$) pour augmenter la déformation sans toutefois fragiliser le système.

L'acier est incapable de satisfaire simultanément les contraintes de géométrie, de déformation et de résistance. Nos regards se tournent alors vers l'aluminium qui combine à la fois un faible module d'Young, trois fois inférieur à celui de l'acier (déformation plus importante), et une grande résistance à la rupture (environ 650 Mpa pour la nuance 7075).

Devant l'impossibilité de satisfaire les trois contraintes avec des poutres à section constante, nous avons suggéré de concevoir des poutres à section (hauteur, épaisseur) variable. Ceci modifie la répartition des contraintes au sein de la poutre, Fig 3-6, et permet d'obtenir une déformation plus importante sans toutefois dépasser la contrainte maximale admissible.

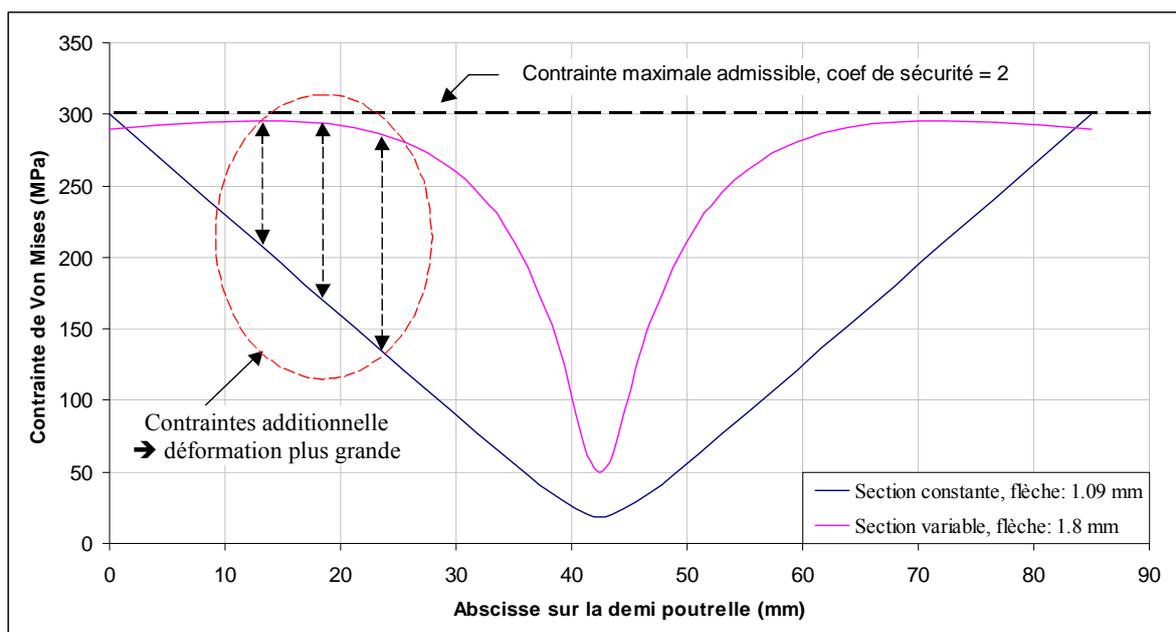


Fig 3- 6 : Comparaison entre les contraintes des poutres à sections variable et constante

A cet effet, nous avons utilisé le solveur d'Excel pour optimiser l'épaisseur et la hauteur des plaques en aluminium tout en respectant les contraintes d'élasticité, d'espace et de rupture. Malheureusement, ceci n'a permis d'obtenir que la moitié de la déformation désirée. Alors, comme le montre la figure ci-dessous, nous avons composé l'élasticité d'ancrage par deux lames en aluminium, travaillant en série et fixées d'une manière rigide (encastées) entre des plaques en acier.

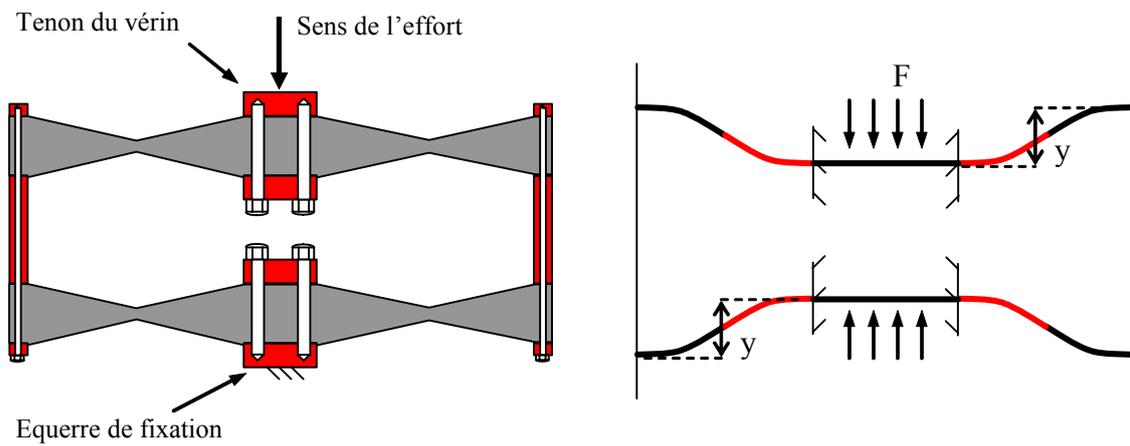


Fig 3- 7 : Vue de dessus, géométrique et fonctionnelle de la raideur d'ancrage

Pour conclure en ce qui concerne la géométrie des poutrelles, le moment d'inertie a suivi l'évolution du moment fléchissant. Nous trouvons alors les poutrelles épaisses au niveau des fixations (moment fléchissant maximal) tandis qu'elles sont minces et allongées à mi-chemin entre les bords du tenon et les extrémités de la poutrelle.

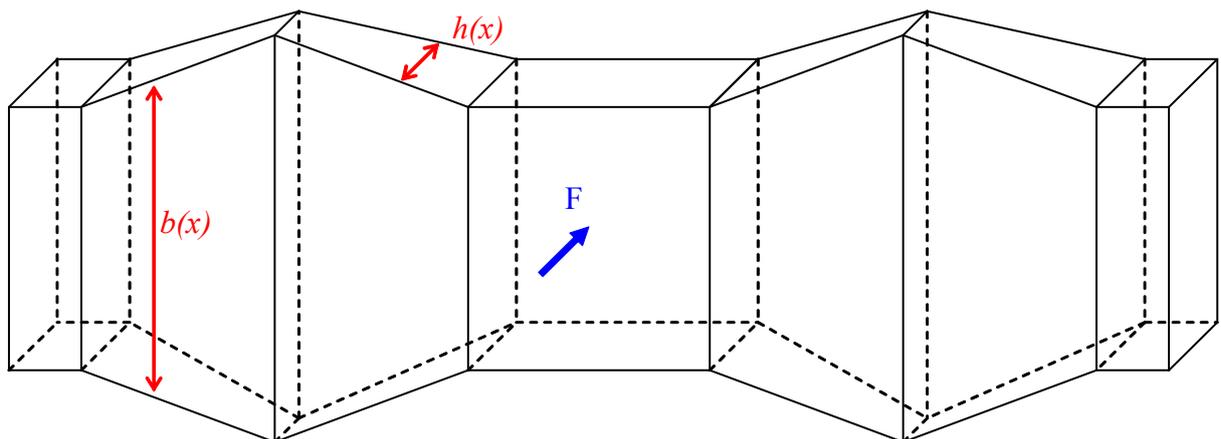


Fig 3- 8 : Vue en perspective de la poutrelle formant l'élasticité d'ancrage

Bien que l'élasticité d'ancrage, présentée ci haut, soit rigide (3.6 mm sous 50 kN) dans le sens principal de fonctionnement (axe des y), elle ne l'est pas dans les autres sens (5 mm sous le poids du vérin). Pour empêcher tous déplacements transversaux (parasites) suivant les axes x et z , un axe est fixé sur le tenon du vérin et guidé au niveau de l'équerre par une douille à billes pour former un pivot glissant qui reprend les efforts radiaux parasites. Ce dispositif présente l'inconvénient de créer des efforts de frottements parasites dont la valeur maximale calculée est inférieure à 50 N, ce qui est négligeable devant les efforts mis en jeu. Ce dispositif ainsi que le sens des axes sont présentés dans la vue 3D ci-dessous.

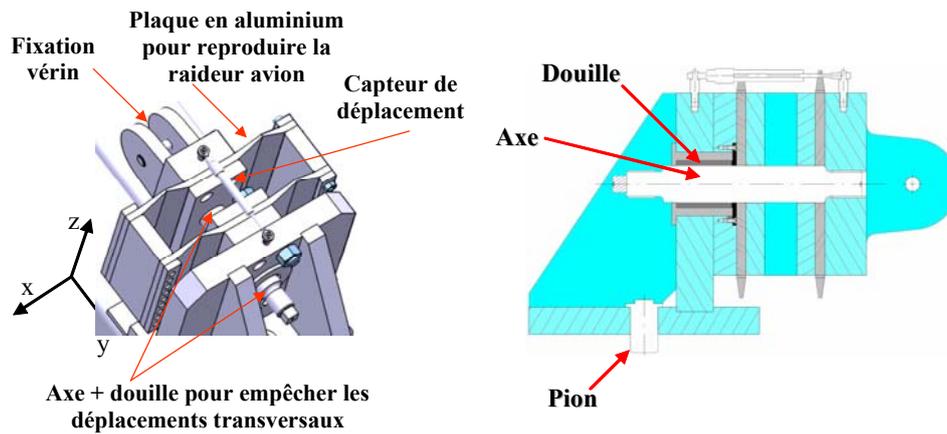


Fig 3- 9 : Vue 3D de la raideur d'ancrage

3. Arbre et inertie

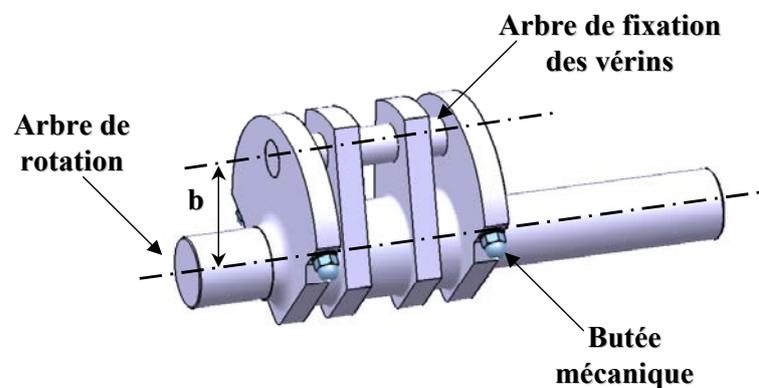


Fig 3- 10 : Vue 3D de l'arbre

L'arbre, présenté dans la figure ci-dessus a comme but principal de créer une liaison pivot entre les tiges des 2 actionneurs. Le rayon b (82 mm) au niveau duquel sont accrochés les 2 vérins est quatre fois plus grand que l'amplitude maximale (20 mm) des déplacements de ce vérin qui permet de limiter la variation du bras de levier (4 % maxi) et l'inclinaison des vérins (1.5° maxi) comme le montre la figure ci dessous.

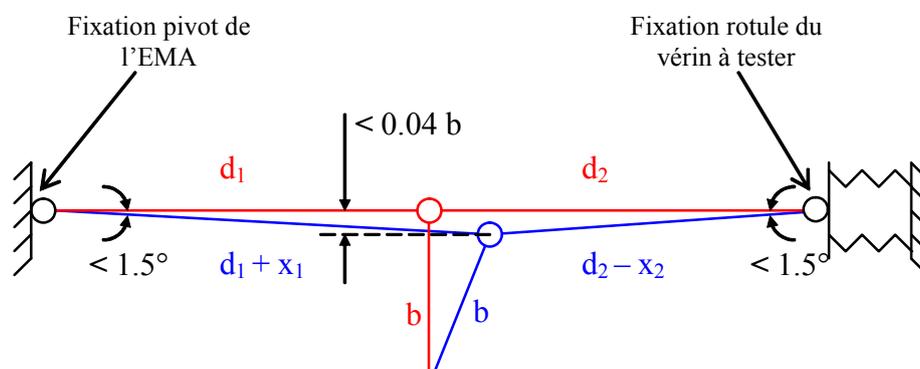


Fig 3- 11 : Positions des vérins à déplacement nul et à déplacement quelconque

Le second objectif de l'arbre de rotation est de créer avec la structure du banc une butée mécanique qui, lors d'une défaillance des butées logicielle et électrique, limite la course par un crash afin de ne pas détériorer les butées internes des vérins.

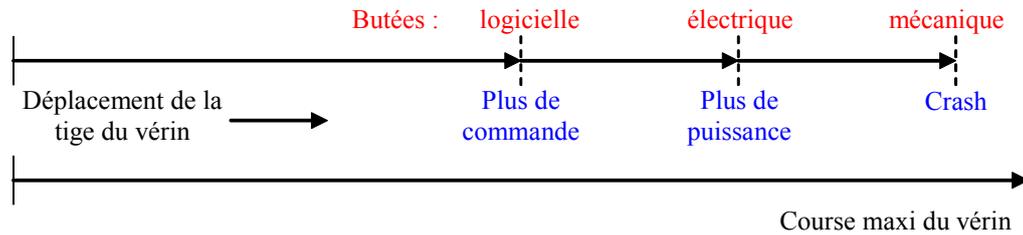


Fig 3- 12 : Différentes butées placées le long de la course du vérin

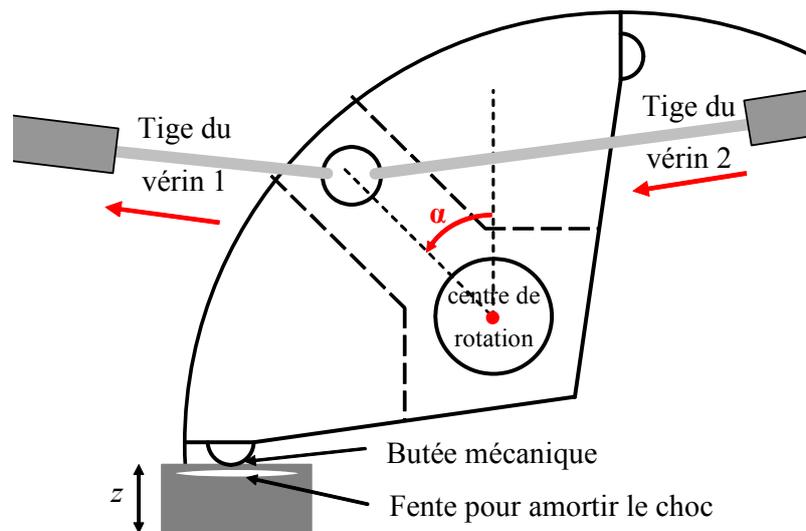


Fig 3- 13 : Fonctionnement de la butée mécanique

En effet, quatre pièces métalliques en fer doux, évidées afin d'amortir le choc en transformant l'énergie cinétique en une déformation plastique, sont intercalées de part et d'autre de l'axe de rotation. La hauteur z de ces pièces est fonction de l'angle de rotation maximal α qui à son tour dépend de la course maximale envisagée.

Le troisième et dernier objectif de l'arbre est la reproduction de l'effet inertiel de l'aileron. Le centre de rotation différent du point de fixation des tiges des vérins permet, à partir d'une inertie rotative, de créer l'effet inertiel d'une masse fixée entre les deux tiges de vérins. Deux masselottes de 8 kg chacune, accrochées de part et d'autre d'une barre de 1 mètre de long (barre d'inertie, figure ci-dessous), reproduisent au niveau des vérins l'effet d'une masse de 600 kg ($m_{eq} = J/b^2$, $b = 82$ mm, l'inertie de la barre est négligée dans cet exemple numérique mais dans la réalité elle permet de diminuer les masses utilisées).

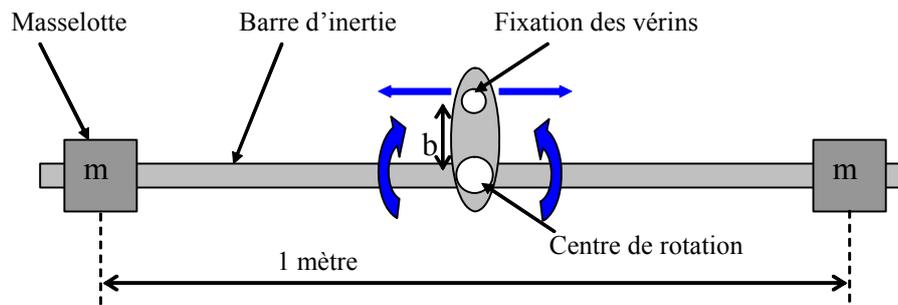


Fig 3- 14 : Barre d'inertie

Bien que la barre avec les masselottes ne pèse que 250 N environ, la disposition des masses lui donne une grande inertie (4 kgm^2). Pendant les phases d'accélération, de décélération et à la limite pendant les chocs, l'arbre doit transmettre à la barre d'inertie des couples énormes pouvant atteindre les 4000 Nm. Les accouplements ordinaires se trouvent incapables de transmettre ce couple avec un diamètre d'arbre de 55 mm. Par ailleurs, si nous augmentons le diamètre de l'axe, ceci va nous obliger à choisir des paliers plus grands, alors b augmente et par la suite I augmente. Nous avons résolu ce problème en utilisant un **moyeu de serrage conique spécial** (Koniclump) qui peut transmettre 6500 Nm avec ce même diamètre d'axe. Ce type d'accouplement est formé d'une partie conique, qui une fois serrée transmet à l'arbre le couple par friction, et d'une couronne qui se visse à la barre d'inertie. La figure ci-dessous présente une vue 3D des différents éléments évoqués dans ce paragraphe.

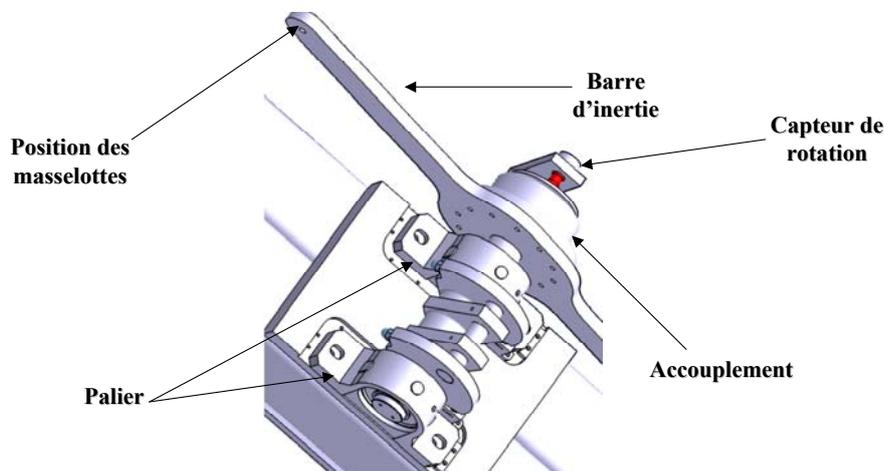


Fig 3- 15 : Vue 3D de l'axe de rotation et la barre d'inertie

III. Accessoires de l'actionneur hydraulique

Pour un bon fonctionnement, une facilité d'asservissement et une bonne sécurité, l'actionneur hydraulique, formé par un vérin symétrique et une servovalve alimenté à pression constante, doit être équipé de quelques accessoires présentés ci-dessous.

Nous avons regroupé ces fonctions sur une plaque manifold prototype, conçue par nos soins.

1. Accumulateurs

Le bon fonctionnement nécessite une alimentation à pression constante de la servovalve sans coupure brusque ou fluctuation. Des accumulateurs hydrauliques connectés à l'alimentation ou au retour de la servovalve et pressurisés respectivement à 100 bars et 2 bars, servent à compenser la dynamique de pompe et de la ligne de distribution durant les transitoires de débit.

2. Capteurs de pression

L'asservissement nécessite deux capteurs de pression qui mesurent la pression dans chacune des chambres du vérin afin d'éliminer l'erreur statique sous charge et de compenser la non linéarité de la servovalve.

3. Volume

La fréquence du premier ordre est fixée par la capacité hydraulique C_h [m^3/Pa]. Celle-ci peut être artificiellement augmentée, en utilisant des volumes morts, afin d'améliorer la réjection des perturbations liés à la vitesse de la charge [39].

4. Fuite réglable

Le gain débit-pression A [$\text{m}^3/\text{s}/\text{Pa}$] dépend des fuites internes du vérin et de la servovalve. Alors, avec une fuite réglable entre les chambres du vérin, nous pouvons amortir passivement les modes hautes fréquences localisés à l'extérieur de la bande passante de la servovalve.

Remarque : Pour permettre la comparaison de l'asservissement avec et sans ces accessoires (volumes morts et fuites), chacun des éléments est branché en série avec une électrovalve d'isolement.

5. Sécurité

La sécurité du matériel utilisé ainsi que la sécurité des personnes présentes aux alentours du banc d'essai est primordiale. Ceci implique la présence d'une électrovalve qui permet de court-circuiter les deux chambres du vérin (effet d'une roue libre). De plus, deux limiteurs de

pression sont utilisés afin d'éviter les surpressions dans les chambres et de limiter l'effort hydrostatique maximal.

Le graphe ci-dessous présente d'une manière schématique les différentes fonctions hydrauliques évoquées ci-dessus : sécurité, bon fonctionnement et asservissement, ainsi que leurs emplacements entre les voies : A et B (connectées au vérin), P (alimentation) et T (retour).

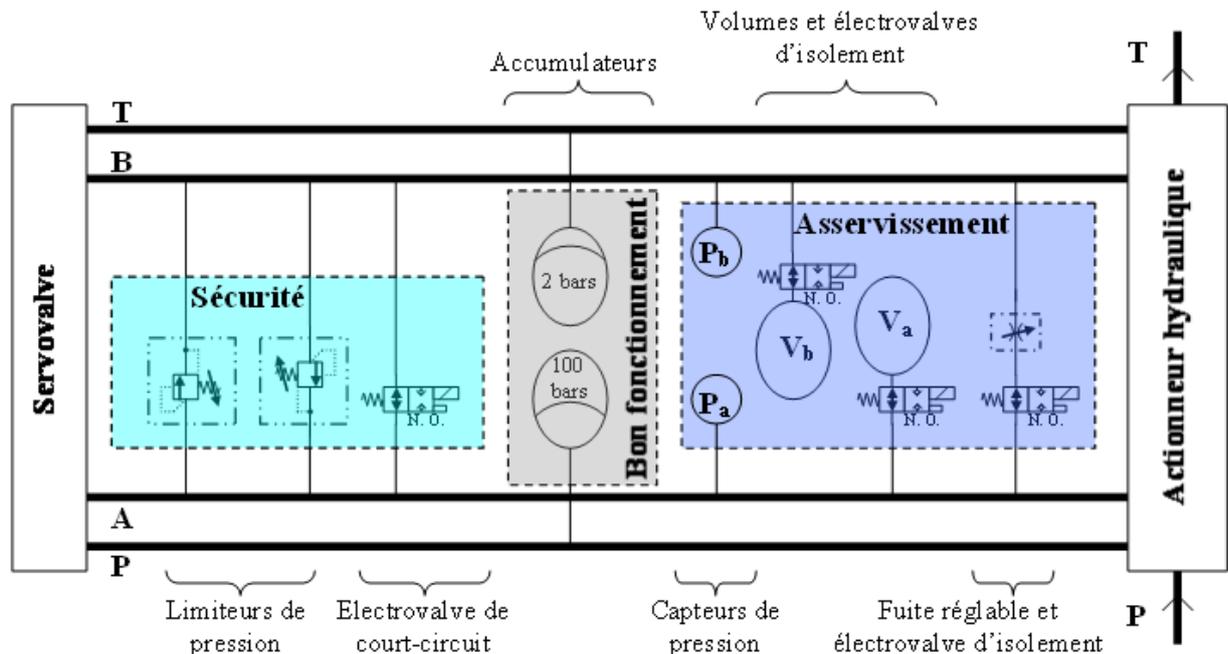


Fig 3- 16 : Schématisation des différentes fonctions hydrauliques

Pour ne pas encombrer notre système, nous avons choisi un montage sur bloc foré. Les électrovalves, fuites réglables et limiteurs de pressions sont ainsi de type cartouche munies de filetages standards T-162A et T-13A. Le bloc foré s'intercale en sandwich entre la servovalve et le vérin selon une implantation normalisée ISO 10372-04.

Comme la plaque embase n'est fixée que par les quatre vis de la servovalve, il faut alors qu'elle soit de taille restreinte afin d'éviter d'avoir de grosse partie en porte à faux. Les divers perçages sont alors disposés suivants deux plans, suffisamment distincts pour éviter que la différence de pression (200 bars) crée des fissures ou des grandes contraintes. Les perçages sont répartis symétriquement pour limiter autant que possible l'utilisation de bouchon. Les accumulateurs de pression, étant de petite taille et de faible masse, sont fixés directement sur la plaque embase.

La réalisation de la plaque embase a été sous-traitée à un spécialiste des blocs forés.

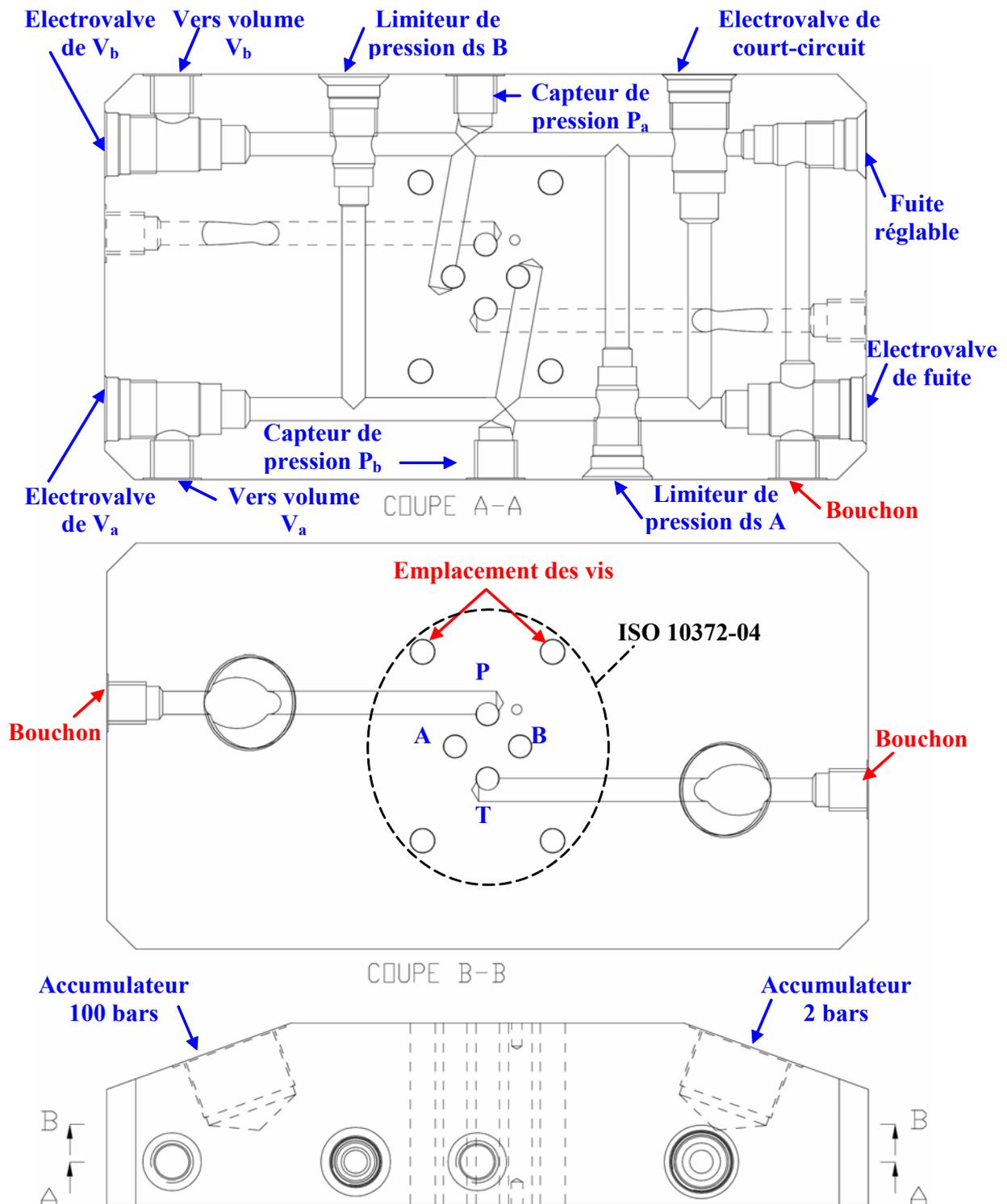


Fig 3- 17 : Conception de la plaque embase

IV. Capteurs et acquisition

Le contrôle et l'exploitation des différents essais requièrent la mesure de certaines grandeurs physiques dynamiques. Chaque grandeur à mesurer nécessite son propre type de capteur et son conditionneur. Une fois les signaux conditionnés, un système d'acquisition (carte d'acquisition,

multiplexeur ...) transmet les données à l'ordinateur pour visualisation et / ou commande. Le système XPCtarget autorise des périodes d'échantillonnage aussi basses que 0.4 ms.

1. Grandeurs à mesurer

Dans nos essais, nous effectuons principalement des asservissements en position (SHA) et en effort (EMA). Nous en déduisons alors qu'en premier lieu nous avons besoin de :

- Un capteur d'effort fixé sur la tige de l'EMA,
- Un capteur de déplacement qui mesure l'élongation de la tige du SHA.

Contrôler un EMA revient à asservir un moteur synchrone, soit un élément tournant ; d'un autre côté, asservir un actionneur hydraulique implique la mesure des pressions dans les chambres du vérin. Alors en second lieu, nous avons besoin de :

- Un résolveur pour mesurer la position et la vitesse du rotor,
- Deux capteurs de pressions pour mesurer les pressions dans chacune des chambres du vérin.

Cinq capteurs sont alors nécessaires à la mise en place de nos asservissements.

Des capteurs supplémentaires sont utilisés pour faire des contrôles avancés ou pour des simples visualisations. Nous pouvons citer à ce sujet :

- Le capteur de l'élongation de la tige de l'EMA (position tige corps),
- Le capteur de déplacement du tenon arrière de l'actionneur hydraulique (position tenon équerre),
- Le capteur de rotation de l'arbre de rotation qui permet de déterminer la position angulaire de la barre d'inertie.

2. Traitement des signaux

Les capteurs utilisés mesurent des grandeurs très diverses (force, rotation, déplacement, pression ...). Alors chaque capteur a sa propre technique de mesure qui nécessite une alimentation bien définie et fournit des signaux qui doivent être conditionnés d'une manière standard.

Se basant sur le mode de fonctionnement des capteurs, nous pouvons les répartir en quatre sous ensembles comme le montre le tableau ci-dessous :

Type de capteur	Capteur	Conditionnement et alimentation
Résolveur	- Rotation de l'arbre du moteur synchrone	- Inclus dans le boîtier de l'électronique de puissance
Potentiométrique à piste plastique	- Elongation de la tige de l'EMA - Rotation de l'arbre de rotation - Compression de la raideur d'ancrage	- Sans conditionnement - Alimentation $\pm 10V$ stabilisée
LVDT intégré	- Elongation de la tige du vérin à tester	- Conditionnement spécial LVDT - Alimentation haute fréquence, spéciale pour LVDT
Jauge résistive en pont Wheatstone	- Capteurs de pression - Capteur d'effort	- Conditionnement spécial pont Wheatstone - Alimentation 24 V stabilisée

Tableau 6 : Différents types de capteurs utilisés

La présence du variateur et du moteur synchrone produit une pollution électromagnétique qui affecte la mesure des capteurs inductifs. Alors, sauf exception du capteur LVDT intégré dans le SHA par le fournisseur, nous avons choisi des capteurs résistifs.

Une fois conditionnés, les signaux des capteurs sont transmis via une carte d'acquisition à un contrôleur embarqué. Ce dernier exécute les calculs des lois de commande qui y sont préalablement programmées et contrôle les deux actionneurs. D'autre part, le contrôleur transmet les signaux provenant des capteurs à l'ordinateur pour une visualisation et une sauvegarde qui permet un traitement ultérieur des mesures.

La figure ci-après présente une schématisation du banc dans laquelle nous montrons les deux actionneurs, la partie visualisation préliminaire (numérique en sortie des conditionneurs), la partie acquisition et commande ainsi que les différents emplacements des capteurs.

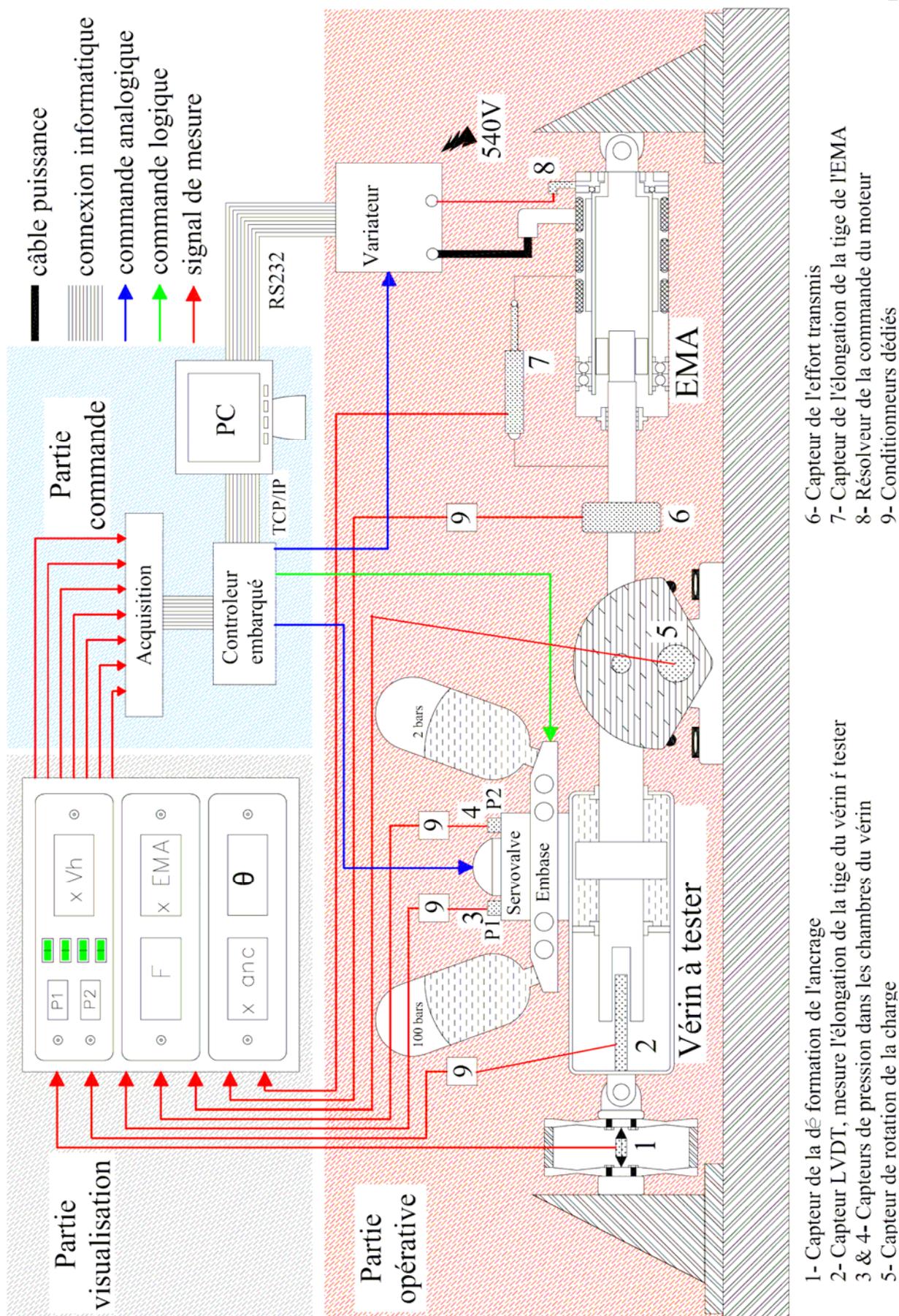


Fig 3- 18 : Schématisation du banc avec les parties visualisation et commande

**Simulation de l'élasticité
de la structure avion**



SHA à tester



EMA étudié



Vue globale du banc d'essai

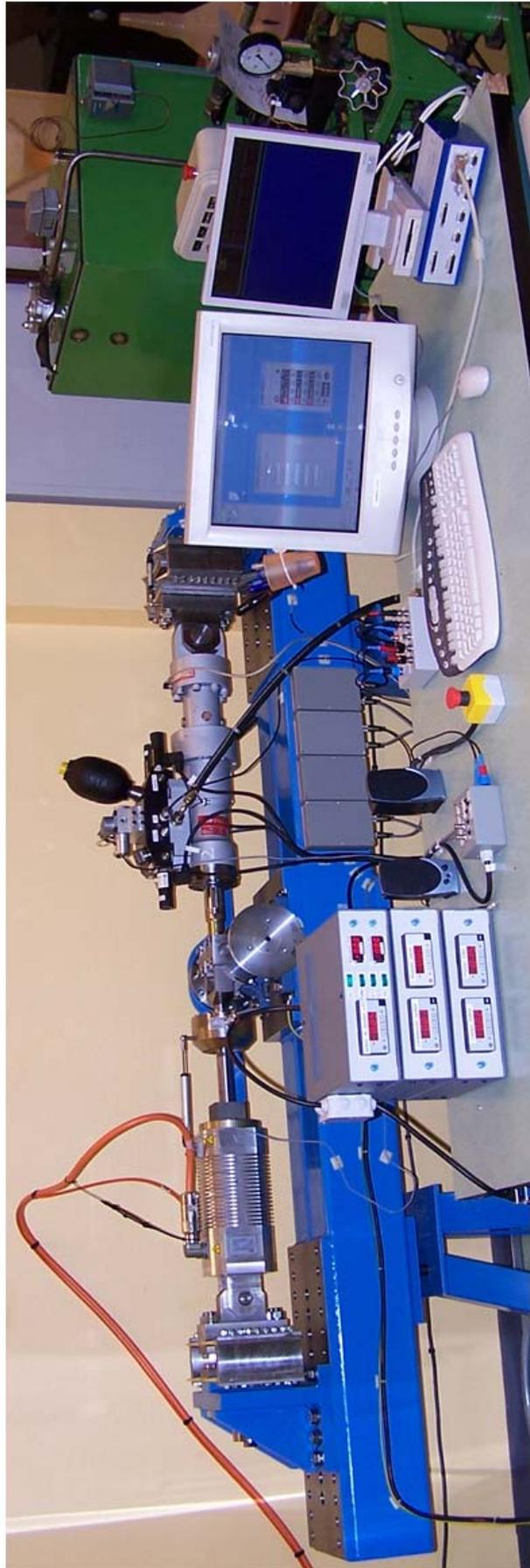


Fig 3- 19 : Diverses photos du banc d'essais, conçu et mis en œuvre par nos soins

V. Conclusion

Ce chapitre a présenté le travail de conception du banc d'essai. Différentes architectures mécaniques ont été proposées et comparées du point de vue de l'intégration, de la raideur et de l'accessibilité. La simulation de l'inertie de charge et des raideurs avion ont fait l'objet d'une attention particulière. Sur le plan de la sûreté et de la sécurité de fonctionnement nous avons dimensionné un système de butée ultime fin de course. Nous avons également conçu une plaque embase originale qui intègre les diverses fonctions de sécurité et d'amélioration du comportement naturel du SHA (amortissement et capacité hydraulique). Les aspects mesure et acquisition ont été abordés en tenant compte de l'environnement électromagnétique.

Le travail ainsi réalisé a permis de concevoir, d'intégrer et finalement de disposer d'un banc « bien né » qui s'est avéré fort utile pour l'identification et la commande de l'EMA. A noter que l'intégralité des équipements de mesure et de commande ont été câblés, assemblés et testés par nos soins.

Chapitre 4

CARACTERISATION EXPERIMENTALE

I. Introduction

Dans le chapitre précédent, nous avons présenté les différentes parties du banc d'essais, leur conception ainsi que le fonctionnement désiré. Mais, avant d'entamer la phase d'asservissement, il est primordial de vérifier l'exactitude des différentes valeurs numériques. Ces dernières sont soit visées pendant la conception (raideur...) soit données par les fournisseurs des composants (inertie...). A défaut des bonnes valeurs, la détermination et l'exploitation des valeurs réelles permettent, dans le pire des cas, de prédire les limitations matérielles du banc d'essais (dues aux jeux, à la souplesse ...).

II. Mesures des différentes raideurs

Différentes raideurs rentrent en jeu dans le fonctionnement de notre banc d'essais. Certaines sont structurelles, comme celles du banc et de la transmission, tandis que d'autres sont liées aux composants comme les raideurs de l'EMA et du capteur d'effort. A ceci s'ajoute la raideur d'ancrage dont le but est de reproduire l'élasticité de la structure aéronautique, support de l'actionneur en essai. Les sous paragraphes suivants ont pour but alors de présenter les méthodes de quantification de chacune de ces raideurs.

1. Structure du banc et ancrage

Comme indiqué précédemment, le banc d'essai doit permettre de reproduire la raideur de la structure avion. D'un autre côté, la structure du banc est conçue de manière à ce qu'elle soit dix fois plus rigide. Alors, afin de vérifier ces deux exigences nous avons procédé à la mesure de ces deux raideurs comme suit.

Le prototype d'EMA a été utilisé pour charger afin de mesurer la raideur k_b [N/m] effective du banc ainsi que celle de la raideur d'ancrage k_a [N/m]. La Fig 4- 1 montre les moyens utilisés

pour la mesure de chacune des raideurs. La déformation de la raideur d'ancrage a été mesurée de deux manières distinctes : comparateurs et capteur de position résistif (Fig 4- 1, a). De l'autre coté, la raideur de la structure du banc a été mesurée par un comparateur fixé sur des barres à profil carré (Fig 4- 1, c), coulissant l'une dans l'autre et fixées sur les équerres à la hauteur des articulations des vérins.

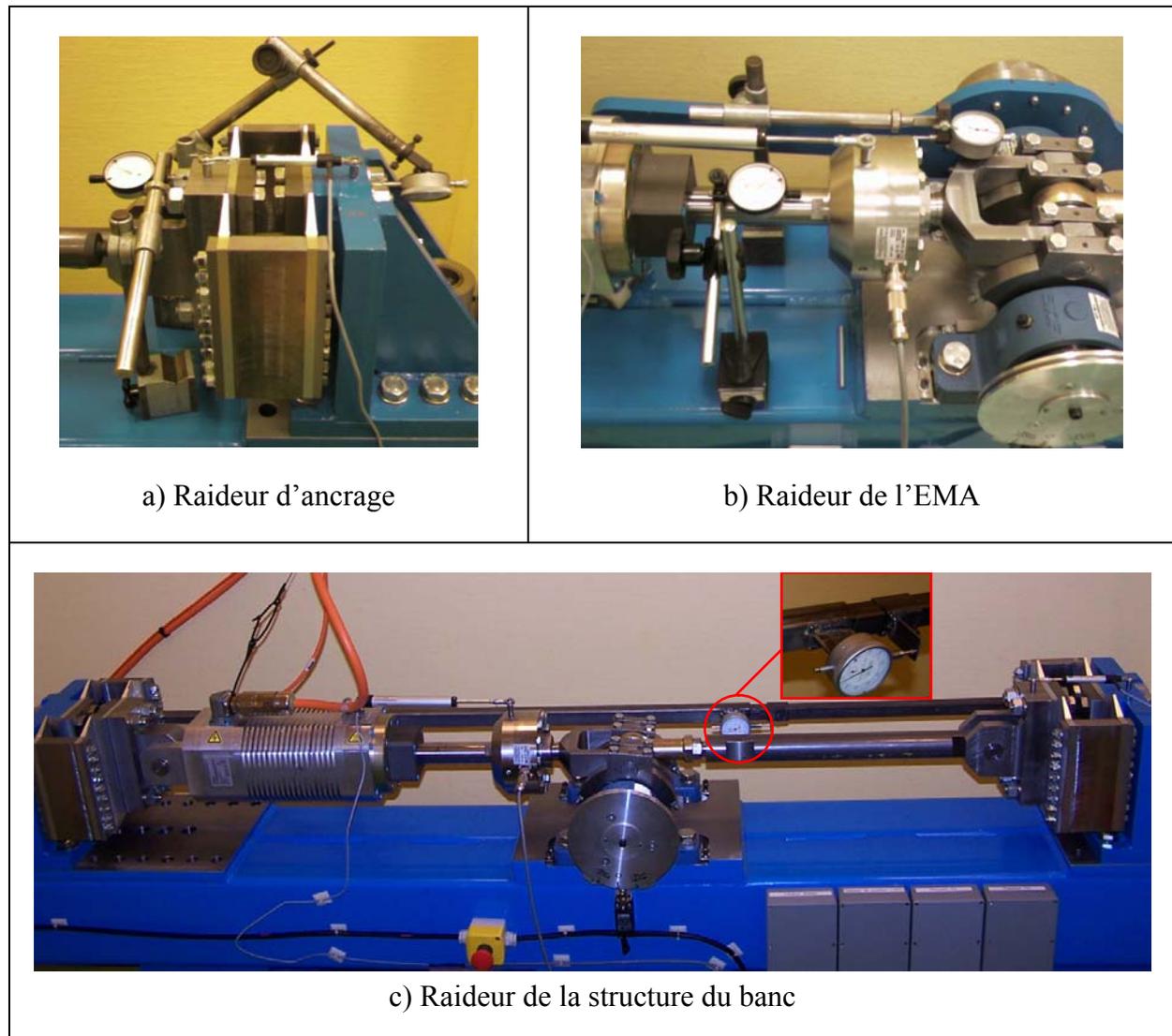


Fig 4- 1: Moyens utilisés pour la mesure des raideurs

La Fig 4- 2 montre que les déformations sont bien linéaires. La raideur du banc k_b est bien conforme aux exigences ci-dessus tandis que la raideur d'ancrage est inférieure de 23 %. Il est important de rappeler que la déformation de la structure du banc présentée ci-dessous est mesurée entre les deux équerres. Alors la raideur ressentie par chacun des vérins, au niveau de leur chape arrière, est le double de la raideur globale du banc ($1.5 \cdot 10^8$ N/m).

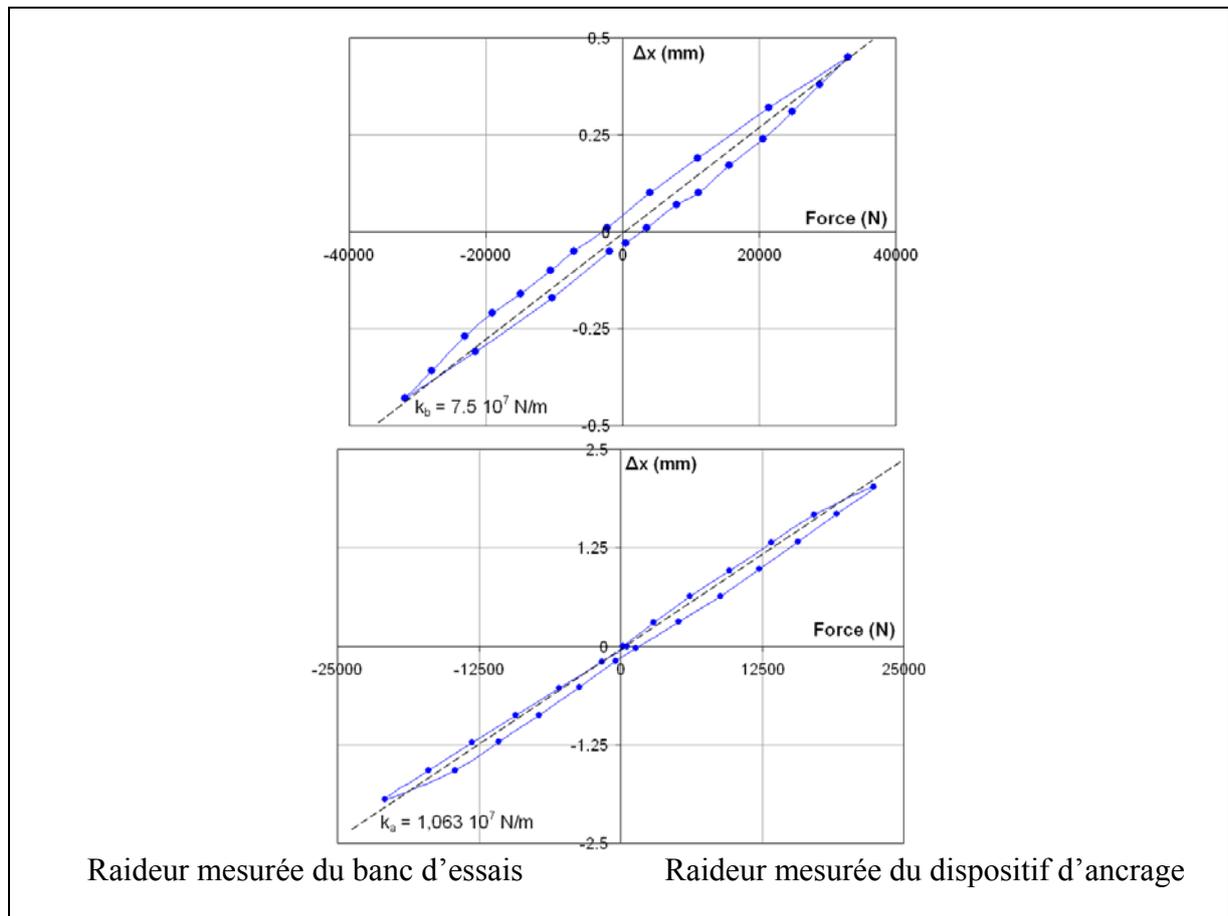


Fig 4- 2: Raideurs mesurées

2. EMA

L'élasticité de l'EMA peut dégrader d'une manière significative les performances en boucle fermée. En pré-chargeant le système vis-écrou, le fabricant peut éliminer les jeux, mais réduit malheureusement la durée de vie ainsi que le rendement mécanique.

La raideur de l'actionneur peut être estimée en se basant sur les catalogues des fournisseurs ([7] et [18]) (raideurs de la vis, raideurs des roulements ...). Afin d'obtenir des résultats plus réalistes tout en ayant une vision externe, nous sommes cependant obligés de conduire quelques essais [38]. Deux des procédures sont suggérées ci dessous :

a) Passive

En l'absence d'un moyen spécifique pour retenir la rotation du rotor, le frein de maintien en position est utilisé pour bloquer le rotor. Ceci permet d'éteindre l'électronique de puissance et d'éviter toute nuisance due aux interférences électromagnétiques. Dans cette approche, l'EMA est chargé par une force externe tout en mesurant son extension par des capteurs très sensibles

aux petits déplacements. Cette méthode est limitée par la capacité du frein (9 Nm dans notre cas). Par ailleurs, si la raideur en torsion du frein n'est pas suffisamment importante, elle peut amener à sous estimer la raideur d'EMA.

b) Active

L'EMA est contrôlé en position de manière à maintenir la même sortie indépendamment de la charge externe. L'angle du rotor est alors tracé en fonction de la charge externe après filtrage pour éliminer les bruits. Par contre, cette solution est très sensible au phénomène de Stick-Slip qui induit un mouvement saccadé.

La Fig 4- 3 présente la raideur mesurée k_{EMA} [N/m] de l'EMA en utilisant la première approche. Comme indiqué ci-dessus, bien qu'il y ait un capteur de position potentiométrique qui mesure l'élongation de la tige, les mesures sont effectuées avec des comparateurs (Fig 4- 1, b) à cause de la raideur élevée de l'EMA.

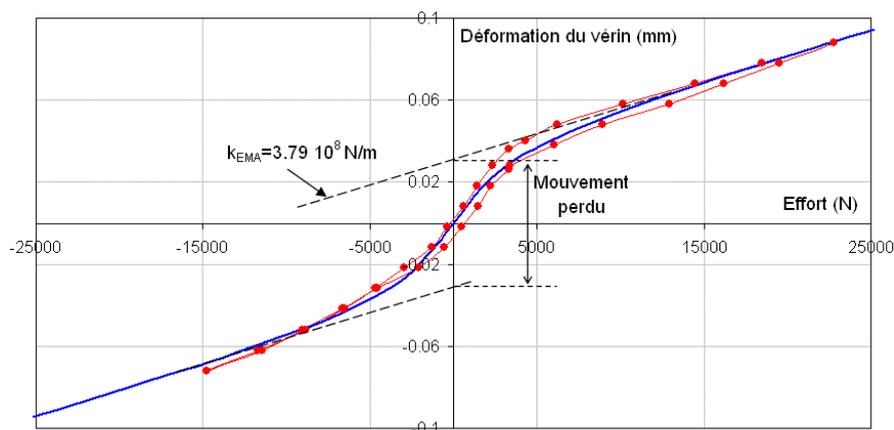


Fig 4- 3: Raideur de l'EMA mesurée avec l'approche passive

Nous pouvons noter que la raideur globale est trois fois moindre aux alentours de l'effort nul. La raideur mesurée présente alors une zone de mouvement perdu qui est représentative d'une certaine précharge partielle du système vis-écrou. Ceci peut énormément influencer la réponse sous faible amplitude.

Pour cette raison, il est important d'inclure cette non-linéarité de raideur dans le modèle de l'EMA, utilisé par la suite pour réaliser un modèle virtuel du banc sous AMESim. Nous proposons la formulation mathématique suivante pour représenter cet effet :

$$F = (k_0 - k_1 \tanh \frac{x_0}{|x|})x \quad (4- 1)$$

Où :

- x_0 [m] déformation de référence
- k_0 [N/m] raideur sous très grande charge (ou déformation)
- k_1 [N/m] différence entre les raideurs sous grande charge et sous faible charge

L'identification des paramètres par la méthode des moindres carrés fournit les résultats suivants : $x_0 = 5.17 \cdot 10^{-5}$ m, $k_0 = 4.36 \cdot 10^8$ N/m, $k_1 = 3.42 \cdot 10^8$ N/m. Il correspond à un mouvement perdu de $x_0 = \pm 26$ μ m. Il est intéressant ici de noter que la force correspondante à la largeur de cette zone $(k_0 - k_1)x_0 = 4200$ N est de même amplitude que l'effort de précharge estimé F_p (paragraphe III-3).

3. Raideur globale du banc vue par l'EMA

L'élasticité de l'environnement de l'EMA peut elle aussi dégrader d'une manière significative ses performances en boucle fermée. Cet environnement élastique est composé de la structure du banc, dont la mesure de la raideur a déjà été présentée, et des différents composants de fixation (chapes des vérins...) et de transmission (embout à rotule...). Les raideurs de ces composants étant difficiles à mesurer d'une manière individuelle, nous avons bloqué l'interface d'ancrage du vérin à tester et utilisé l'EMA pour charger l'ensemble. Le montage, à l'exception du comparateur, est identique à celui présenté dans la Fig 4- 1, c. Le déplacement relatif de la tige de l'EMA, mesuré avec le capteur potentiométrique, correspond alors à la déformation globale du banc.

La Fig 4- 4 présente la déformation globale du banc sous différents chargements générés par des couples EMA à profils sinusoïdaux. L'utilisation d'amplitudes différentes sert à s'assurer de la linéarité de la déformation sous les grands chargements, tandis que la faible amplitude permet de focaliser sur le comportement aux alentours de l'effort nul. D'un autre côté, la différence de fréquences permet de déceler, s'il a lieu, l'amortissement structural.

Comme conclusion, nous pouvons signaler que la raideur locale à effort élevé k_{gb} [Nm] est bien supérieure (500 fois) à celle qui règne aux alentours de la position nulle. La déformation mesurée décèle alors une zone de jeu de 0.36 mm autour de la force nulle qui est due au cumul des jeux (3 liaisons pivots et une rotule). Ceci peut énormément influencer le fonctionnement sous faible chargement, créer des chocs et du bruit lors du changement du signe de l'effort et augmenter les dépassements maximaux pour les échelons partant d'un effort nul. Par ailleurs, on observe que l'amortissement structural est faible (peu d'effet de phase en fonction de la fréquence).

Pour ces essais, nous proposons un modèle de représentation similaire à celui utilisé pour la raideur de l'EMA :

$$F = (k_0 - k_1 \tanh \frac{x_0}{|x|})x \quad (4-2)$$

L'identification paramétrique fournit les paramètres suivants :

$$x_0 = 0.36 \cdot 10^{-3} \text{ m}, \quad k_0 = 2.804 \cdot 10^7 \text{ N/m}, \quad k_1 = 2.798 \cdot 10^7 \text{ N/m}.$$

Ce qui correspond à un « jeu équivalent » de $x_0 = 0.36 \text{ mm}$.

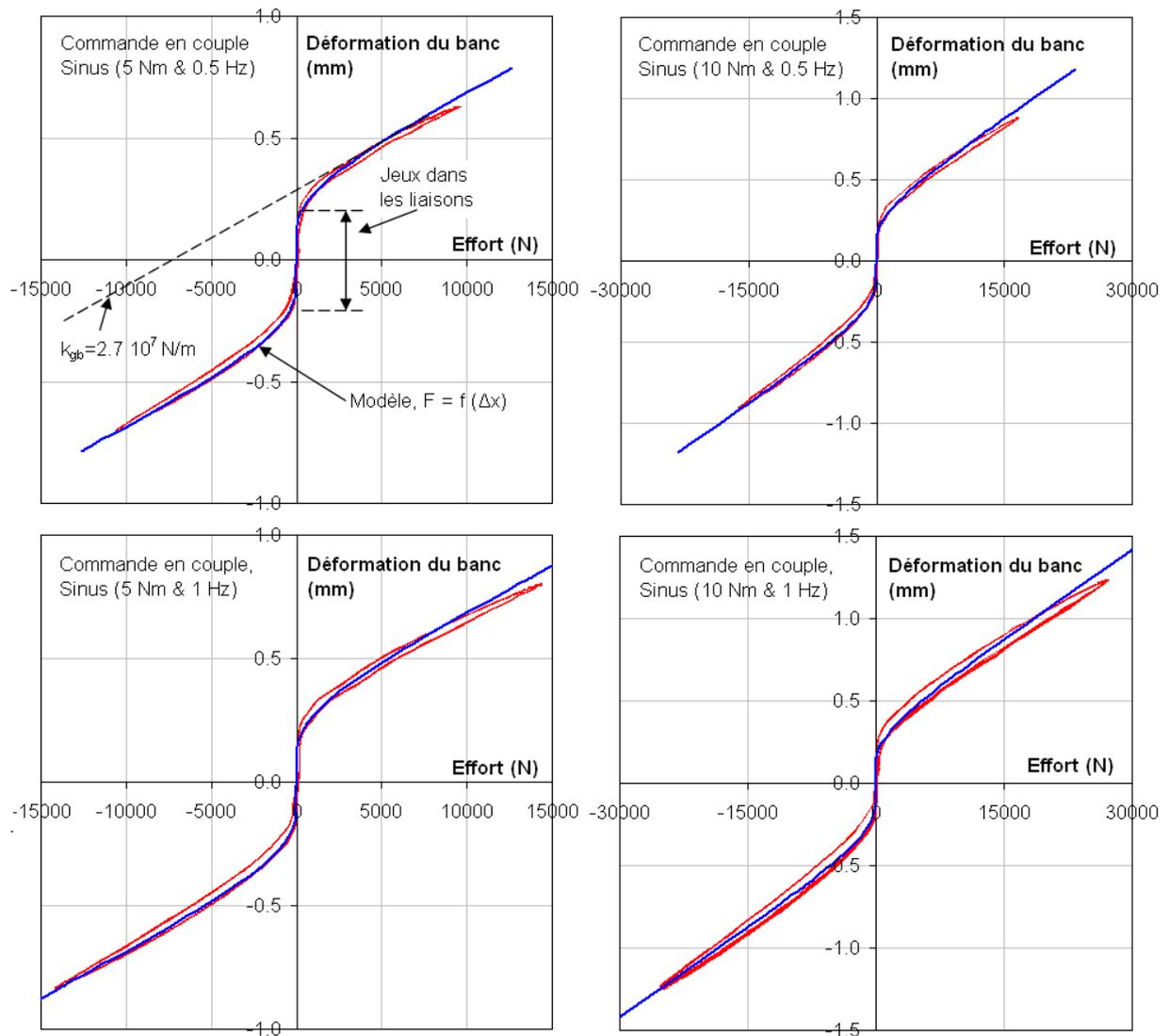


Fig 4- 4 : Déformation globale du banc sous différents chargements

III. Modélisation sous charge nulle de l'EMA

Notre prototype d'EMA, Fig 4- 5, est composé d'un variateur 58/80 ampères et d'un moteur synchrone d'une puissance de 6 kW qui actionne directement une vis à rouleaux inverse (pas de 3 mm, 30 mm de diamètre). Avec ses 170 mm de course, il est capable de développer 50 kN comme effort permanent bloqué et une vitesse de 210 mm/s à vide. La puissance maximale qu'il peut fournir est de 5.1 kW (35 kN @ 146 mm/s). Un frein de maintien en position est inclus pour des raisons de sécurité, afin de tenir la charge en place lorsque le moteur n'est pas alimenté.

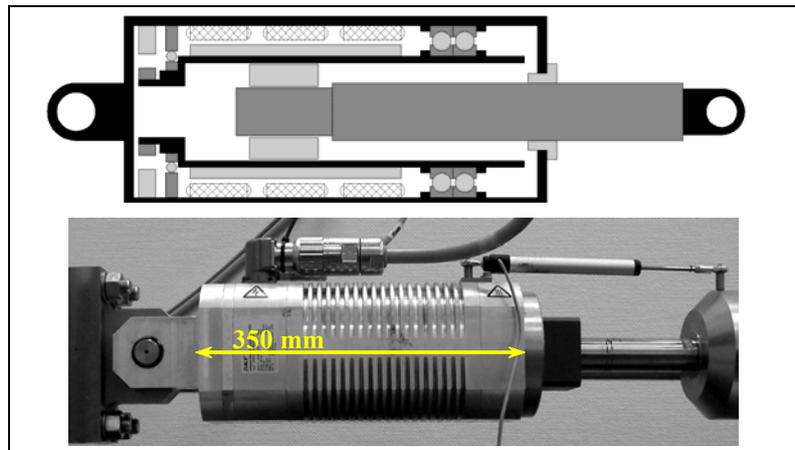


Fig 4- 5 : Prototype d'EMA, sujet de notre étude

1. Approche de modélisation

Dans les applications nécessitant une commande en position, la boucle de contrôle de haut niveau est appliquée à une variable d'état de faible dynamique (position, intégrale double de l'accélération). Ainsi, pour les asservissements en position ordinaires, les positions simulées et expérimentale peuvent être très proches l'une de l'autre, même si les variables d'états liées à l'accélération sont mal prédites par le modèle (ceci est dû à l'effet de filtre exercé par la double intégration). Contrairement à ceci, l'asservissement en effort est appliqué à des variables d'état de grande dynamique. Alors, la précision et la performance de prédiction est beaucoup plus sensible aux erreurs de modélisation.

Quand la technologie hydraulique est utilisée pour effectuer un chargement dynamique, l'effort de modélisation se focalise sur le frottement des joints et le comportement de la servovalve au voisinage de l'ouverture nulle. Par ailleurs, grâce au grand gain en pression des servovalves, la prédiction des performances est peu dépendante de la modélisation des frottements. A

l'opposé, les actionneurs électromécaniques incluent des réducteurs mécaniques à grands rapports de réduction qui créent des frottements complexes et rendent la transmission peu (ou pas) réversible. Cette situation doit conduire à développer des modèles avancés de transmission capables de reproduire de façon réaliste les pertes en effort et les irréversibilités.

La modélisation des frottements est bien documentée dans [26] mais l'identification des paramètres et des irréversibilités est généralement omise et peu traitée car la plupart des applications s'intéressent à l'asservissement en position. Ceci s'applique spécialement aux vis à rouleaux dont les seules informations disponibles sont fournies par le fabricant sous forme de rendement mécanique, sans aucune distinction entre les modes opérationnels (direct ou inverse).

Ce modèle ne prend pas en considération la précharge axiale du système vis-écrou, qui sert à réduire/annuler le jeu présent dans la transmission [7]. La précharge axiale recommandée s'élève à $F_p = 35\%$ de l'effort axial maximal. De cette manière, sous un chargement extérieur F_p , le contact sur la partie chargée aurait atteint sa rigidité maximale tandis que l'autre coté serait complètement libre. Le couple C_p [Nm] requis pour compenser cette précharge est calculé en fonction du rapport de réduction et du rendement direct pratique comme le montre la formule suivante :

$$C_p = \frac{l}{\pi} \left(\frac{1}{\eta_p} - 1 \right) F_p \quad (4-3)$$

$$\eta_{dP} = 0.9\eta_d = \frac{1}{1 + \mu\pi d / l} \quad (4-4)$$

Où :

- η_{dP} [-] rendement direct pratique

Pendant le mouvement, la force de précharge est équilibrée par le couple moteur et agit comme une charge F_p opposée au mouvement. Dans le but d'améliorer et de mettre à jour le modèle des pertes de l'actionneur, il est préféré d'inclure la force de précharge dans le modèle au niveau du couple moteur. De cette manière, il est alors possible de le combiner avec les pertes d'efforts dues aux roulements et au guidage linéaire, car de toute façon il n'y a aucun intérêt et aucune possibilité pour l'utilisateur à distinguer chaque source de perte séparément (Fig 4- 6).

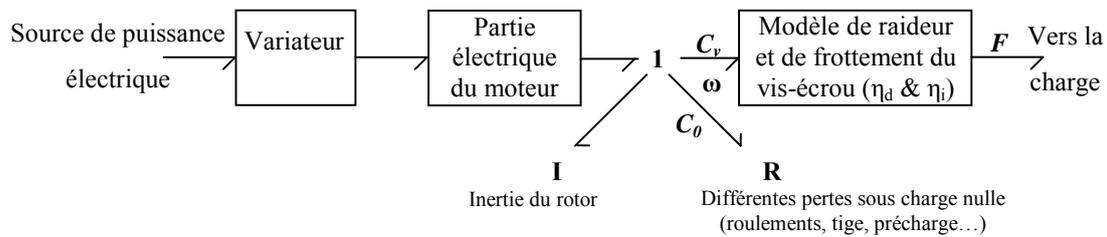


Fig 4- 6 : Structure du modèle mécanique de l'EMA

D'après ce qui précède, le couple moteur global C_0 [Nm] sous charge nulle, incluant la force de précharge, est modélisé par l'équation (4- 5) comme une fonction de la vitesse du rotor et de cinq paramètres relatifs aux différents types de frottement : Coulomb, visqueux, quadratique et Stribeck.

$$C_0 = \left[C_{0C} + f_v |\omega_n| + f_q \omega_n^2 + C_{0S} e^{-|\omega_n|/\omega_r} \right] \text{sgn}(\omega_n) \quad (4- 5)$$

Où :

- C_{0C} [Nm] couple de Coulomb
- f_q [Nm/(rd/s)²] coefficient de frottement quadratique
- C_{0S} [Nm] couple de Stribeck
- ω_r [rd/s] vitesse de référence

Lorsque les conditions de collage s'appliquent, le couple C_0 peut être calculé en utilisant les approches usuelles de Lugre, Karnopp ou les méthodes de type « reset integrator » présentes, désormais, dans plusieurs logiciels de simulation.

2. Processus d'identification des paramètres

Le modèle proposé dans l'équation (4- 5) comporte cinq paramètres. Des paramètres dissipatifs comme ceci ne peuvent pas être déterminés analytiquement mais doivent être identifiés à partir de relevés expérimentaux. Pour cela, il est très important de définir un processus adéquat cohérent avec les contraintes des essais.

Dans notre cas, le but du travail est de développer un processus d'identification des paramètres avec une vue de consommateur au lieu d'une approche de concepteur d'EMA. Cette décision élimine toute possibilité d'insertion de capteurs au sein de l'EMA et assure des mesures non intrusives. De la même manière, aucune modification de l'électronique de puissance n'est permise. Enfin, la méthodologie proposée est basée sur les points de vues présentés ci-dessus afin d'être applicable par les concepteurs de système qui intègrent des composants industriels.

Le résolveur de l'EMA, utilisé pour contrôler la commutation, fournit la position angulaire et la vitesse angulaire du rotor. D'un autre côté, le variateur de puissance donne une valeur estimée du couple électromagnétique, calculé à partir du courant direct qui alimente le moteur. Différents capteurs, présents à des emplacements clés du banc d'essai, fournissent des informations additionnelles comme l'effort de charge, l'élongation de la tige de l'EMA, la position de la charge ainsi que la déformation de la structure.

Le but des essais est l'acquisition de suffisamment de données pour l'identification des différents coefficients de perte de couple. Afin de distinguer le modèle de frottement additionnel du modèle du système vis-écrou, toutes les expériences sont conduites avec une charge externe nulle et avec le minimum d'inertie externe. Les pertes sous charge nulle sont alors identifiées en utilisant deux approches différentes, sachant que toutes les deux, font fonctionner le vérin dans le mode de commande en vitesse. La consigne de vitesse est fixée en fonction des limitations physiques imposées par la course limitée de la tige et par la tension ou le courant d'alimentation. Différentes amplitudes et fréquences sont combinées afin d'obtenir un vaste domaine d'identification.

a) Vitesse constante

Dans ce cas, grâce au générateur de STIMULI présent dans le logiciel de contrôle (fourni avec l'EMA), l'EMA est forcé à suivre un profil de vitesse trapézoïdale. Le couple moteur est alors mesuré dans la partie à vitesse constante.

b) Vitesse en sinus

Dans la deuxième approche, l'EMA est forcé à suivre un profil de vitesse sinusoïdal qui produit une position et une accélération en cosinus. Cette expérience permet aussi d'identifier l'inertie rotative équivalente J_r , dont le couple moteur est proportionnel à son accélération angulaire.

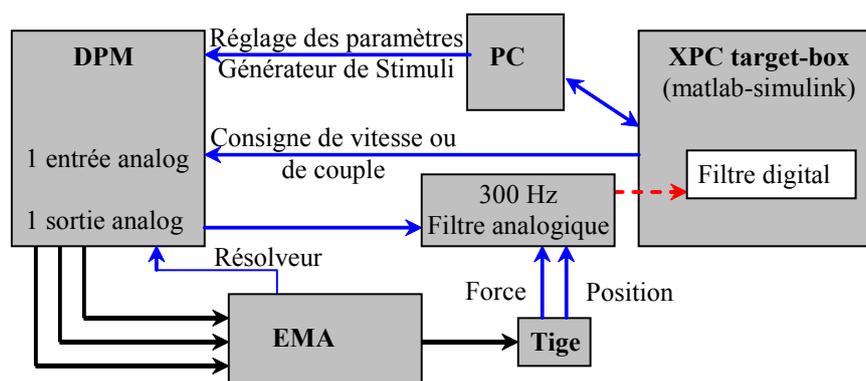


Fig 4- 7 : Flux de données sur le banc d'essai

Le flux de données sur le banc d'essai est exposé sur la Fig 4- 7. Deux problèmes majeurs doivent être surmontés pour conduire les expériences.

La première difficulté concerne le variateur de puissance qui génère les signaux nécessaires à la commande du rotor en position et en vitesse et qui estime également le couple électromagnétique. Même si ces données peuvent être visionnées au sein du logiciel, seulement un seul signal est accessible de l'extérieur par une sortie analogique. Pour cette raison, nous avons décidé de ne pas séparer le variateur de puissance de la partie électrique du moteur car l'utilisateur n'est pas capable d'identifier séparément chacun des deux modèles. D'après, les données des fournisseurs, le couple électromagnétique répond à la consigne de courant selon une dynamique du second ordre dont la fréquence propre est voisine de 600 Hz. A l'échelle des dynamiques de notre application, nous pouvons donc considérer que le couple électromagnétique est proportionnel à la consigne de courant.

La deuxième difficulté est liée aux interférences électromagnétiques générées par les fortes intensités mises en jeu ainsi que par les hautes fréquences de commutation. Une solution très efficace peut être trouvée en synchronisant les acquisitions avec le signal d'horloge qui gère l'électronique de commutation. Malheureusement, ce signal n'est pas une sortie standard sur les générateurs de puissances industriels. Un câblage totalement symétrique de tous les capteurs offre aussi une solution intéressante. Mais de nouveau, plusieurs conditionneurs de capteurs n'offrent pas cette possibilité. Pour nos mesures, un filtrage passe-bas a été donc appliqué (un filtre analogique RC à 330 Hz plus un filtre digital à 10 Hz après l'acquisition).

Lorsque les mesures sont prises à basse fréquence, l'influence du filtrage sur l'amplitude reste négligeable. Par contre ce filtrage peut modifier les mesures d'une manière significative aux alentours du changement de signe de la vitesse où le couple de frottement de Coulomb est généralement discontinu. Les mesures effectuées à vitesse constante ne sont donc pas affectées par ce type de problème ni par les effets inertiels. Le cas de la vitesse sinusoïdale nécessite la procédure suivante :

- **1^{ère} étape. Calcul de l'accélération**

Même filtrée, la vitesse mesurée est très bruitée et ne permet aucune dérivation pour obtenir l'accélération d'une manière utilisable (Fig 4- 8, haut à droite). Pour cette raison, nous avons identifié le signal de vitesse pur à partir de celui mesuré en utilisant la méthode des moindres

carrés. La position et l'accélération sont alors obtenues par intégration ou dérivation analytique de la vitesse sinusoïdale idéale.

- **2^{ème} étape. Compensation du déphasage**

Le couple moteur, équation (4- 5), doit être calculé en utilisant la vitesse effective. Ceci est accompli en ajoutant une avance de phase à la vitesse mesurée qui compense le déphasage créé lors de la mesure. Puis, le couple calculé est filtré afin d'être comparé au couple mesuré.

3. Résultats des essais de la perte de couple

Les résultats expérimentaux les plus intéressants pour les pertes de couple sous charge nulle sont résumés sur la Fig 4- 8.

La figure du haut à gauche présente les essais à vitesse constante tandis que les trois autres sont relatives à des essais effectués avec des vitesses sinusoïdales. Les résultats expérimentaux sont tracés en vert et les mesures réelles, non soumises au déphasage sont tracés à titre indicatif en bleu (nous pouvons noter la discontinuité du couple aux alentours de la vitesse nulle).

Les cinq paramètres de frottement ainsi que l'inertie des parties tournantes de l'EMA ont été identifiés en utilisant la méthode des moindres carrés, appliquée aux pertes de couple mesurées d'un côté et simulé/filtré de l'autre.

$$\begin{array}{lll}
 C_{0C} = 2.374 \text{ Nm} & f_v = 0.0161 \text{ Nm/(rd/s)} & f_q = 0 \text{ Nm/(rd/s)}^2 \\
 C_{0S} = -1.2 \text{ Nm} & \omega_r = 19.78 \text{ rd/s} & J_r = 0.00846 \text{ kgm}^2
 \end{array}$$

Les tracés, présentant les mesures effectuées à vitesse sinusoïdale, montrent que cet unique quintuplé de paramètres donne une prédiction précise pour les différentes amplitudes et fréquences.

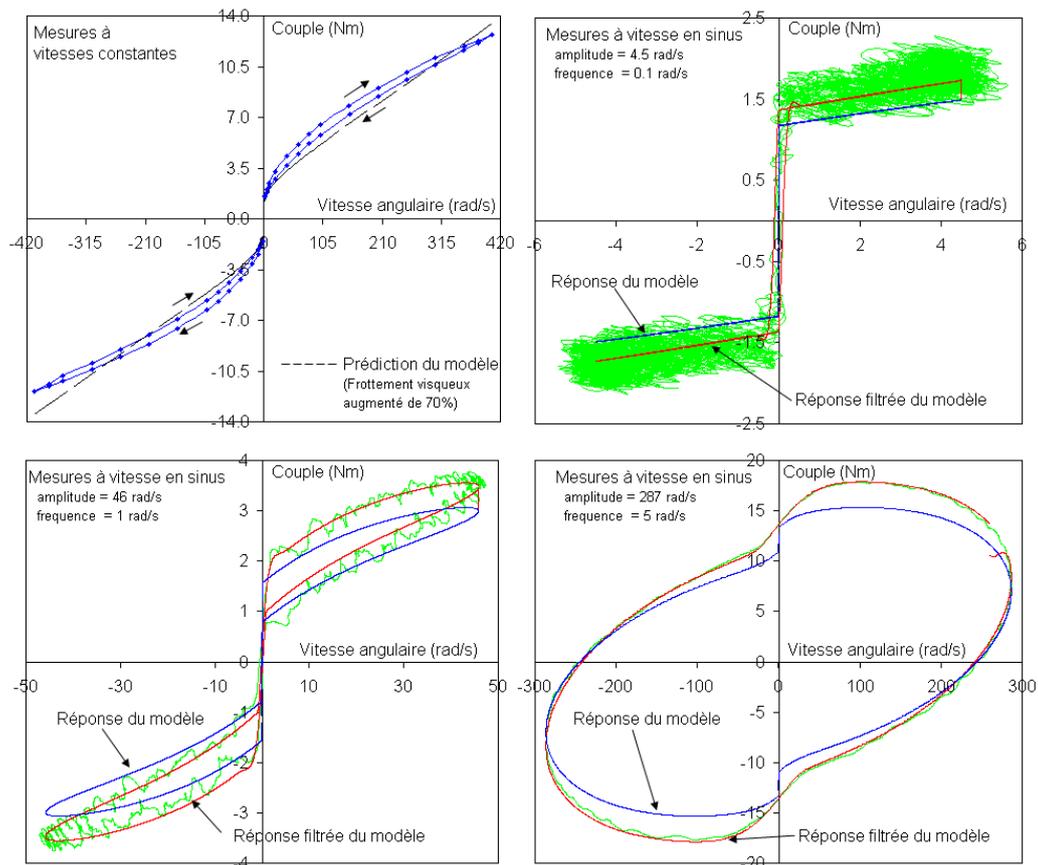


Fig 4- 8 : Différents graphes de perte de couple sous charge nulle

Par contre, nous pouvons remarquer sur le graphe du haut à gauche, que cet ensemble de paramètres sous estime les pertes de couple à vitesse constante. En augmentant de 70 % le coefficient de frottement visqueux pour ces mesures, nous obtenons des résultats satisfaisants, tout en laissant inchangés les autres paramètres. Il est aussi intéressant de noter sur ce tracé que le coefficient de Stribeck est négatif. Ceci est confirmé par la valeur de C_{0S} bien que ce soit une situation peu connue. On observe également cette particularité (au pic de démarrage près) sur les réducteurs Harmonic-Drive [45]. Lié aux équations (2- 9), (2- 10) et (2- 11), le couple de démarrage $C_{0C} + C_{0S}$ pourrait servir à l'estimation de la précharge axiale. En considérant un coefficient de frottement équivalent pour les systèmes vis-écrou égal à 0.01 (valeur usuelle qui mène à un rendement direct de 0.76 et un rendement indirect de 0.68), nous obtenons $F_p = 3$ kN qui représente seulement 6 % de l'effort externe maximal.

IV. Modélisation globale de l'EMA

Afin de prédire d'une manière exacte la réponse en effort, le modèle de l'EMA doit être le plus représentatif du prototype d'essais. Divers essais sous chargement ont été réalisés sur des charges bloquées ou mobiles. Le but est de déterminer le modèle de vis (fonction de l'effort

externe) complémentaire au modèle de frottement sous charge nulle (Fig 4- 6) ou d'élaborer un modèle global de l'EMA regroupant tous les effets (effort externe et vitesse).

1. Modèle de vis et rendements

Les rendements de la vis ont été recherchés de deux manières différentes et distinctes qui constitueront les sujets des paragraphes suivants.

a) Charge élastique

Une expérience typique qui pointe cet effet est représentée sur la Fig 4- 9. Une commande en couple en boucle ouverte (20 Nm statique + 10 Nm sinusoïdal @ 50 rd/s) est appliquée à l'EMA qui est connecté directement à la raideur d'ancrage du vérin de commande de vol. La réponse idéale de l'EMA (sans pertes dues aux frottements et avec l'effet inertiel) est tracée comme référence. Nous notons deux zones sur le graphe. La première correspond à la réponse à l'échelon de 20 Nm, filtrée par un premier ordre afin d'éviter le choc dû aux jeux lors du démarrage qui pourra résulter en une valeur finale différente. La deuxième correspond à l'application du couple en sinus.

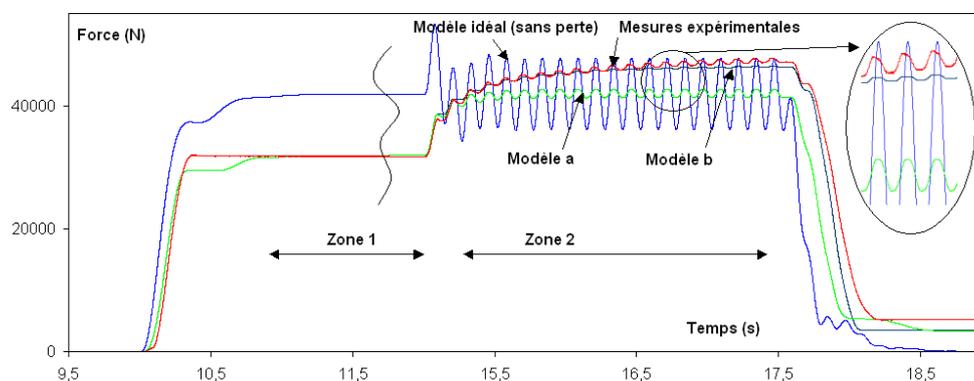


Fig 4- 9 : Comparaison entre les modèles AMESim et les relevés expérimentaux

L'effort réellement mesuré est comparé à deux modèles dissipatifs :

• Modèle a) Coefficient de frottement unique

Le modèle de pertes dans la transmission est pris des équations (2- 10) et (4- 5) tout en utilisant les paramètres identifiés dans le paragraphe précédent (III-3). Le seul paramètre qui reste à identifier est le coefficient de frottement global μ du vis-écrou.

• Modèle b) Coefficients liés au quadrant de fonctionnement

Dans ce cas, le coefficient μ prend deux valeurs différentes qui dépendent du type de chargement (aidant, résistant).

Le rendement direct permet l'identification du coefficient de frottement à partir de la zone 1 ($\eta_d = 0.81$, $\mu = 0.0075$). Pour le modèle *a*, ce coefficient fixe aussi le rendement indirect ($\eta_i = 0.76$) qui donne des résultats inexacts (courbe verte) dans la zone 2. La moyenne de l'effort de l'EMA correspond alors à celle du modèle sans pertes (dues aux frottements) mais n'est pas représentative de l'évolution de l'effort expérimental. Un compromis est finalement retrouvé en ajustant le coefficient de frottement pour les charges aidantes ($\eta_i = 0.59$, $\mu = 0.013$), qui mène au modèle *b*.

La Fig 4- 10 présente le modèle développé dans l'environnement AMESim pour effectuer les simulations mentionnées ci dessus.

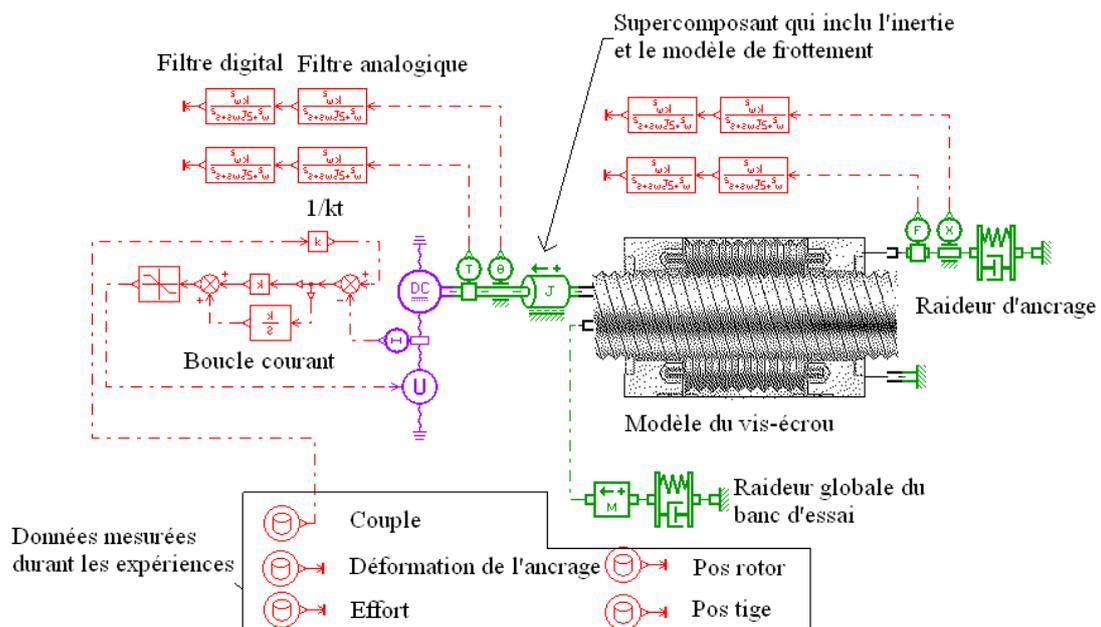


Fig 4- 10 : Modèle AMESim

b) Charge mobile

Cette fois-ci le chargement est assuré par le SHA asservi en effort, ce qui permettra de combiner la vitesse du rotor et l'effort exercé sur la tige du vérin. Une campagne de 14 essais consécutifs a été réalisée. Durant chacun des essais, l'EMA a accompli des va-et-vient à vitesse

constante (générateur de stimuli, ± 50 rd rotor soit ± 23 mm tige autour de la position centrée) bien précise et dont la succession chronologique est présentée ci-dessous (Fig 4- 11).

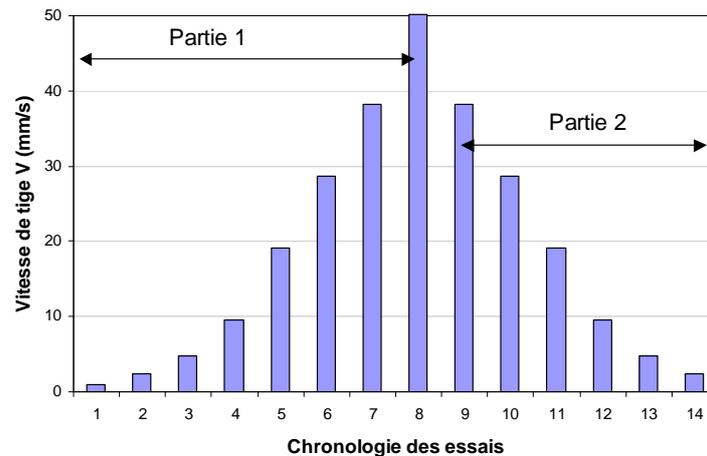
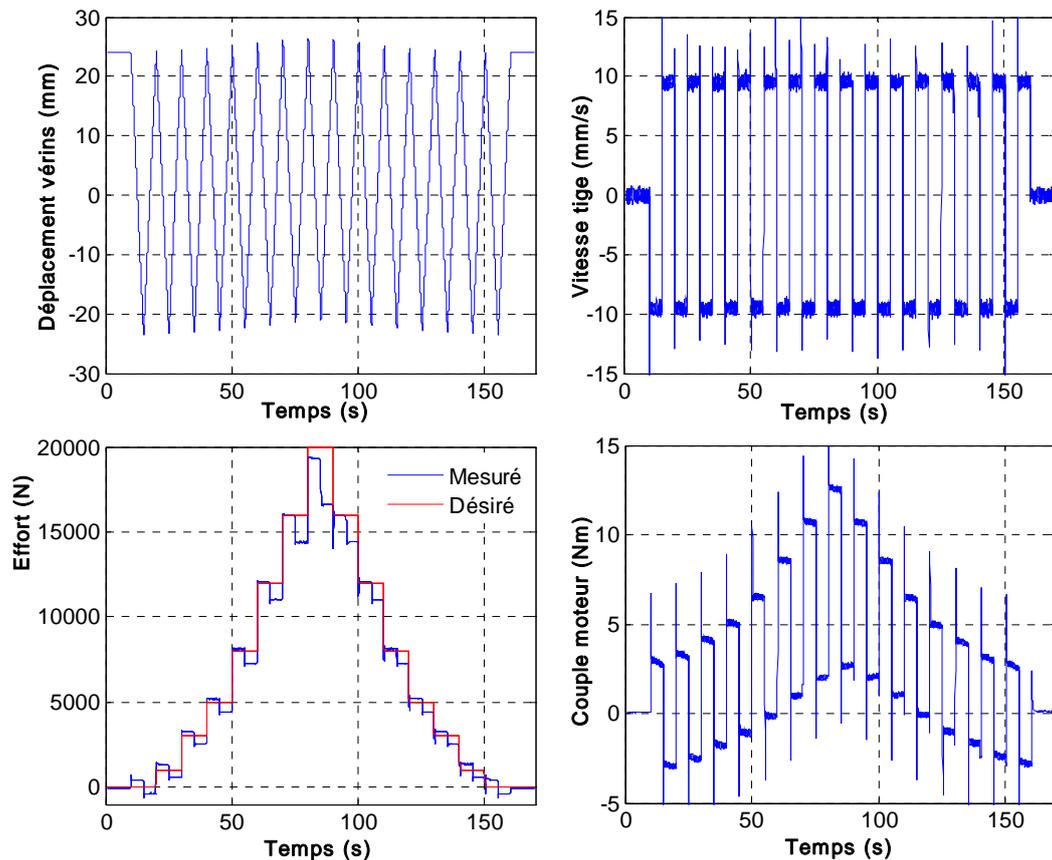


Fig 4- 11 : Succession chronologique de la vitesse des essais

D'un autre coté, le vérin hydraulique imposait un effort prédéfini qui changeait à la fin de chaque cycle de stimuli. Cette campagne d'essais a permis alors de balayer le fonctionnement de l'EMA sous différents aspects :

- Quadrant moteur et frein pour un même effort externe,
- Amplitude des déplacements équivalente à l'amplitude maximale du vérin de commande de vol,
- Vitesse de déplacement (± 2 rad/s à ± 105 rad/s soit ± 0.95 mm/s à ± 50 mm/s) atteignant la vitesse maximale à vide du vérin de commande de vol,
- L'effort appliqué à la tige atteignant 40 % (20 kN / 50 kN) de l'effort maximal bloqué du vérin de commande de vol.

Fig 4- 12 : Exemple d'essai réalisé, $\omega_m=20$ rd/s

La Fig 4- 12 présente les résultats d'un essai type réalisé avec une vitesse rotor de 20 rd/s (essai 4, Fig 4- 11). Les graphes du haut permettent de mieux comprendre le fonctionnement du générateur de stimuli. Celui du bas à gauche présente le profil d'effort désiré, en rouge, et l'effort réel, en bleu, influencé par le sens du déplacement. Quant au dernier graphe il présente la valeur estimée du couple électromagnétique fournie par le variateur de puissance. Il permettra, une fois comparé à l'effort mesuré de déterminer les pertes de couple ainsi que le rendement de l'EMA.

L'approche de modélisation présentée dans la Fig 4- 6 permet d'écrire les équations suivantes lorsque l'EMA fonctionne sous charge :

$$C_m = C_0 + C_v \quad (4- 6)$$

$$C_v = F \frac{l}{2\pi} \frac{1}{\eta_d} \quad \text{ou} \quad C_v = F \frac{l}{2\pi} \eta_i \quad (4- 7)$$

Où :

- C_m [Nm] couple moteur

Les différentes acquisitions effectuées (C_m , F et ω) pendant cette campagne d'essais permettent d'appliquer les équations (4- 6) et (4- 7) et d'en tirer les rendements de la vis en fonction de l'effort externe de charge appliqué à la tige du vérin. Avant de détailler l'analyse des résultats, il est important de noter que les efforts et couples utilisés sont obtenus moyennant les efforts et couples (relatifs au même cadran) entre la partie à effort externe croissant et celle à effort externe décroissant (Fig 4- 12, en bas à droite).

Quant aux résultats, un traçage brut sans traitement supplémentaire des rendements montre des traits discontinus dont la valeur dépasse l'unité dans la plupart des cas. En effet, le point faible dans cette approche est le modèle de frottement. Il est influencé par plusieurs phénomènes différents comme la température ainsi que le rodage du système vis écrou qui s'améliore au fur et à mesure. Face à ce problème, nous avons identifié les coefficients de correction (Tableau 7) nécessaires aux paramètres identifiés dans III-3 de telle façon que les courbes de rendements se regroupent pour former un seul faisceau.

	C_{0c} [Nm]	f_v [Nm/(rd/s)]	f_q [Nm/(rd/s) ²]	C_{0s} [Nm]	ω_r [rd/s]
Paramètres de frottement identifiés dans le paragraphe III-3	2.374	0.0161	0	-1.2	19.78
Coefficients de correction	0.53	0.6	1	0.59	1.16
Nouveaux paramètres	1.2617	0.0096	0	-0.71	22.94

Tableau 7 : Coefficients de correction et nouveaux paramètres de frottement

La Fig 4- 14 présente les deux faisceaux de rendements direct et inverse du système vis-écrou. Chacune des couleurs différentes correspond à la vitesse de chacun des essais, conformément à la légende présentée dans la Fig 4- 13. Ceci nous permet alors d'identifier l'influence de la vitesse (comparaison des couleurs d'une même partie d'essais) et du réchauffement de l'EMA (essais effectués à la même vitesse mais à des moments différents, partie 1 & 2).

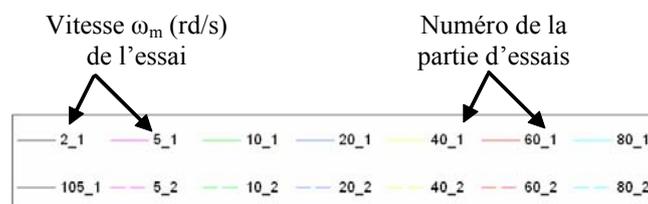


Fig 4- 13 : Légende commune aux différentes figures colorées qui suivront

Quant aux rendements tracés, nous notons le fait que les rendements augmentent avec l'effort externe et deviennent constants lorsque ce dernier dépasse les 15 kN. Les valeurs auxquelles

culminent les rendements coïncident bien avec ceux retrouvés sous un chargement élastique dans le paragraphe précédent (IV-1, a). Comme dernière remarque, nous pouvons signaler que les courbes de rendement inverses démarrent avec des efforts de l'ordre de 2 ou 3 kN qui, en réalité, délimitent une zone de pseudo-rendement que nous n'avons pas dessiné.

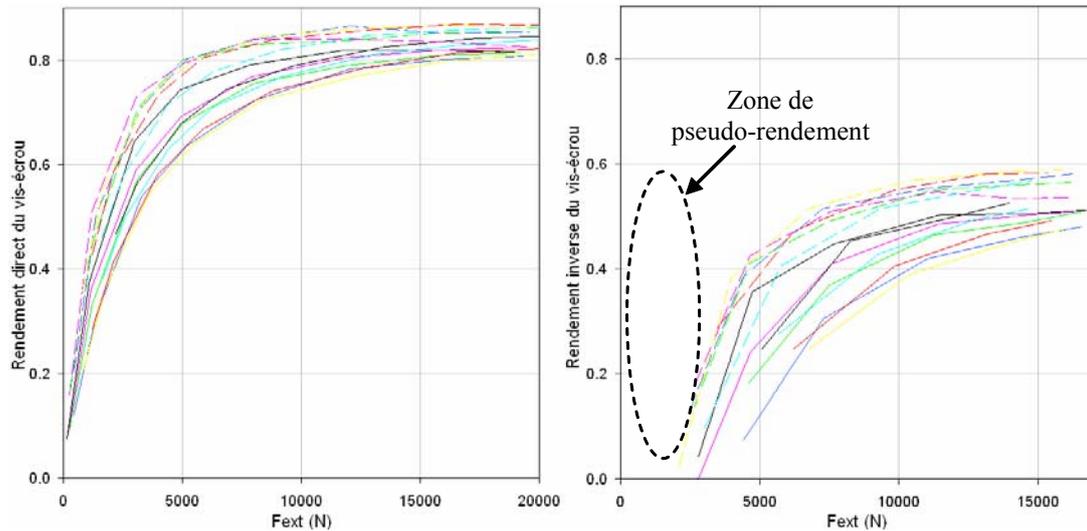


Fig 4- 14 : Rendements direct et inverse de la vis

Il s'est avéré que cette approche additive, produisant des bons résultats à vide, n'était pas satisfaisante sous charge à cause de la présence de pertes, autres que celles propres au vis-écrou puisqu'elle nécessitait l'utilisation de coefficients de correction. Pour cette raison, nous avons décidé d'élaborer un modèle global de l'EMA qui regroupe en son sein toutes les pertes (moteur, liaisons, guidage et transformation de mouvement).

2. Modèle global

Dans cette partie, nous nous basons sur la même campagne d'essais, utilisées dans le paragraphe précédent (IV-1, b), pour établir un modèle global de l'EMA incluant conjointement la vitesse et l'effort externe de charge. Une nouvelle approche est alors suggérée dans laquelle le couple moteur se divise en une partie dédiée pour vaincre les frottements, C_f [Nm], et une autre pour déplacer la charge, C_{ch} [Nm], tout en considérant que la transformation du mouvement s'effectue sans perte. Les équations du couple moteur et du rendement global η_g deviennent alors comme suit :

$$C_m = C_f + C_{ch} \quad \text{avec} \quad C_{ch} = F_{ext} \frac{l}{2\pi} \quad (4-8)$$

$$\eta_g = \left| \frac{C_{ch}}{C_m} \right|^{\text{sgn}(\omega_m C_m)} \quad (4-9)$$

Afin de déterminer le meilleur modèle de frottement qui décrit la perte de couple dans l'EMA, il est judicieux de regarder l'influence de l'effort externe ainsi que la vitesse de tige (ou du rotor) sur le frottement. Pour une meilleure lisibilité et compatibilité des valeurs, l'effort de frottement est tracé en fonction de l'effort externe pour plusieurs vitesses angulaires du rotor EMA (Fig 4- 15).

Vu que les différentes courbes sont quasi parallèles et évoluent avec la même allure, nous pouvons stipuler que les effets de la vitesse et du chargement sont découplés. Pour le modèle de la vitesse, nous pouvons alors nous baser sur le modèle élaboré précédemment pour le fonctionnement sous charge nulle. Une seule différence existe ; c'est l'absence du frottement visqueux car la vitesse des essais réalisés (actionneur de commande de vol) est limitée au quart de la vitesse maximale de l'EMA. Quant à l'influence de l'effort externe, il est clair que le frottement y augmente d'une façon quasi linéaire mais la pente varie en fonction du quadrant de fonctionnement.

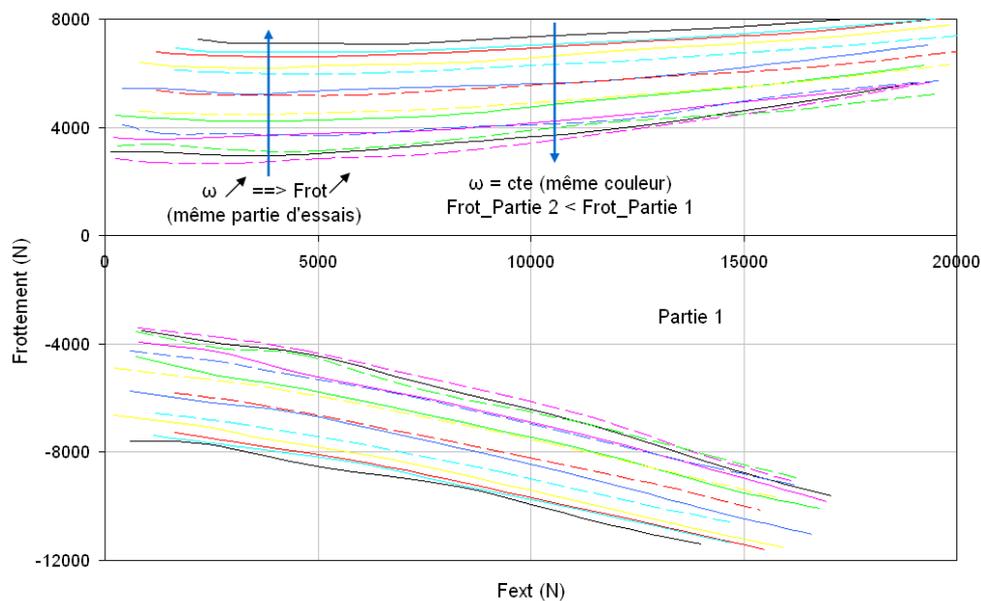


Fig 4- 15 : Influence de la vitesse du rotor sur le frottement mesuré

Compte tenu de tout ce qui précède, nous proposons alors le modèle de frottement suivant :

$$F_{frot} = \left[F_c + F_s e^{(-|\omega|/\omega_s)} + |F| (c + d \operatorname{signe}(\omega F)) \right] \operatorname{sgn}(\omega) \quad (4- 10)$$

Où :

- F_{frot} [N] force de frottement globale dans l'EMA
- F_c [N] frottement de Coulomb
- F_s [N] frottement de Stribeck
- ω_s [rd/s] vitesse de rotation de référence pour le frottement de Stribeck

- c [-] facteur moyen d'effort externe
- d [-] facteur de quadrant

Le Tableau 8 présente les différents coefficients du modèle de frottement ainsi que leurs variations avec le type de quadrant (moteur ou frein) et la chronologie des essais (partie 1 & 2). Il présente aussi l'écart moyen, l'erreur maximale et l'erreur moyenne de modélisation.

Conditions d'identification		F_c (N)	F_s (N)	ω_s (rd/s)	c	d	σ (N)	ε_{\max} (%)	ε_{moy} (%)
Vitesse \oplus (moteur)	Partie 1	6561	-3894	22.55	0.2214	-0.1393	285.3	18.8	3.8
	Partie 2	6083	-3869	51.8	0.235	-0.1346	329.2	20.4	5.6
	Partie 1&2	7092	-4480	60.59	0.235	-0.1348	358.7	28.2	10.7
Vitesse \ominus (quasi-frein)	Partie 1	7037	-4186	21.34	0.173	-0.137	282	10.8	2.7
	Partie 2	7459	-4668	72.27	0.17	-0.14	265	10.5	3.1
	Partie 1&2	7772	-4674	69.66	0.204	-0.133	664	23.3	8.2
Vitesse \oplus & \ominus	Partie 1	6786	-4069	21.45	0.201	-0.131	292	21.4	3.6
	Partie 2	6462	-3979	55.6	0.21	-0.129	251	22.8	5.1
	Partie 1&2	7590	-4702	70.55	0.218	-0.13	669	30.1	9.5

Tableau 8 : Coefficients du modèle de frottement et leurs variations en fonction des essais

Il apparaît une grande différence pour les vitesses de rotation de référence ω_r des parties 1 et 2 des essais. La seule explication à ce phénomène est l'effet de la température de l'EMA sur le frottement de Stribeck. Ce dernier requiert alors plus de vitesse pour se saturer ce qui diminue à basse vitesse l'effort de frottement non dépendant de l'effort externe. Par contre, cette différence de paramètre entre les deux parties augmente considérablement l'erreur lorsque l'on les regroupe. Néanmoins, une erreur moyenne voisine de 10 % sur la prédiction du frottement doit être considérée comme acceptable vus les différents phénomènes qui y agissent.

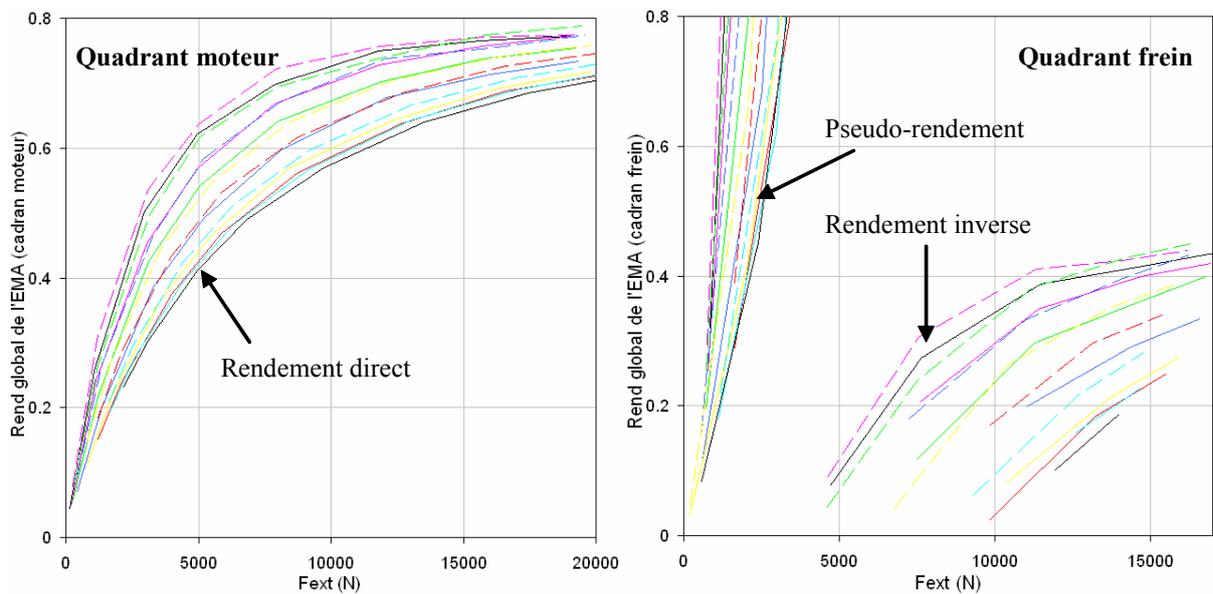


Fig 4- 16 : Rendement global mesuré de l'EMA

La Fig 4- 16 présente le rendement global de l'EMA en fonction de l'effort externe pour différentes vitesses angulaires du rotor. Son allure est proche de celle du rendement de la vis mais le rendement est inférieur car celui-ci prend en compte les pertes sous charge nulle et les pertes du moteur. D'un autre côté, la figure du cadran frein, qui fait apparaître distinctement le pseudo rendement et le rendement inverse, montre et prouve la faible réversibilité de l'EMA.

Pour une meilleure visibilité des effets de la vitesse et de la présence du pseudo-rendement, les rendements calculés d'après le modèle de frottement identifié sont tracés sous forme lissée pour trois vitesses différentes du moteur (Fig 4- 17). On notera sur la figure de droite l'effort de réversibilité qui est largement dépendant de la vitesse et qui peut atteindre 20 % de l'effort maximum de l'EMA (50 kN).

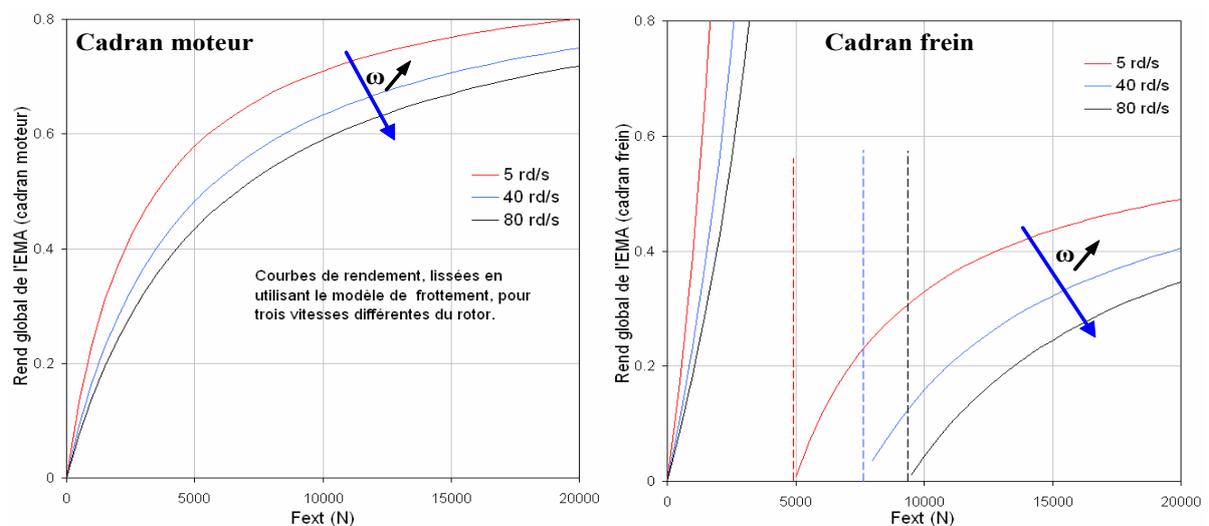


Fig 4- 17 : Rendement global de l'EMA, déduit du modèle de frottement identifié

V. Validation du modèle global d'EMA

Ce paragraphe est dédié à la validation du modèle de frottement de l'EMA ainsi que les différents modèles de raideurs (globale du banc & EMA). Il complète la construction du prototype virtuel de l'EMA pour le besoin de la synthèse de la commande dans le chapitre suivant.

Une approche progressive est mise en place. Dans un premier temps l'interface d'ancrage et le vérin de commande de vol à tester sont remplacés par une barre rigide afin d'éliminer toutes les souplesses additionnelles extérieures à l'EMA qui doit donc fonctionner sur charge bloquée.

1. Modèle de simulation du prototype virtuel

Avant de procéder à la présentation et à l'analyse des essais réalisés, il est important de présenter les modèles bâtis dans l'environnement du logiciel AMESim.

La partie motrice dans les deux modèles est identique. Elle est composée du moteur CC équivalent au moteur synchrone et d'une boucle de commande en courant PI qui produit la même dynamique de second ordre (fréquence 600 Hz & 0.7 d'amortissement) que celle fournie par le service technique de Parvex (Chapitre 2, III-3). A ceci s'ajoute une saturation en tension qui limite la tension fournie au moteur à la tension de bus maximale (± 540 V).

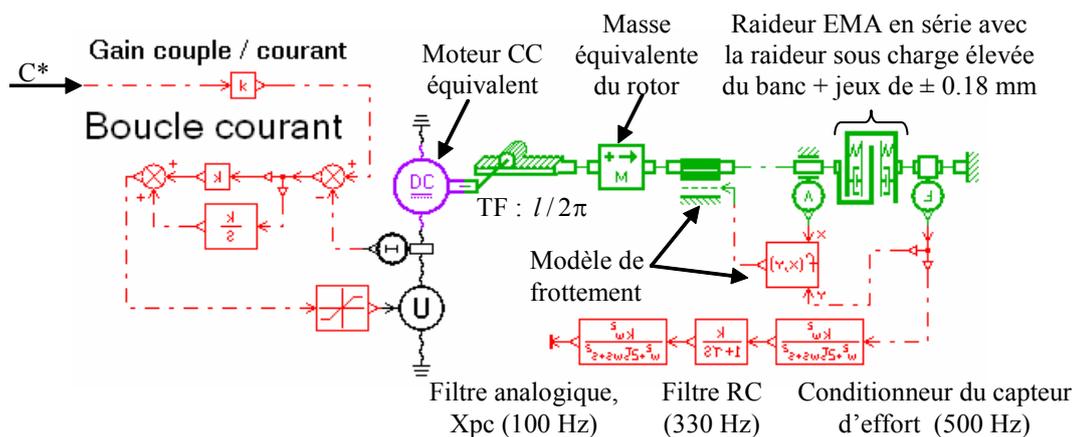


Fig 4- 18 : Modèle AMESim du banc, raideurs constantes et jeu

Deux approches différentes sont utilisées pour les parties purement mécaniques. Dans la Fig 4- 18, les raideurs du banc (sous charge élevée) et de l'EMA sont représentées par leur valeur linéaire équivalente (k_{gb} et k_{EMA} , Fig 4- 4 et Fig 4- 3) auxquelles est associé le montant du jeu présent dans la transmission (± 0.18 mm). Le système vis écrou est remplacé par un

transformateur de mouvement idéal (pignon-crémaillère) tandis que l'inertie du rotor est remplacée par sa masse équivalente en translation ramenée sur la vis. A tout ceci s'ajoute le frottement, calculé à partir de la vitesse de tige et de l'effort transmis selon le modèle élaboré et présenté dans l'équation (4- 10).

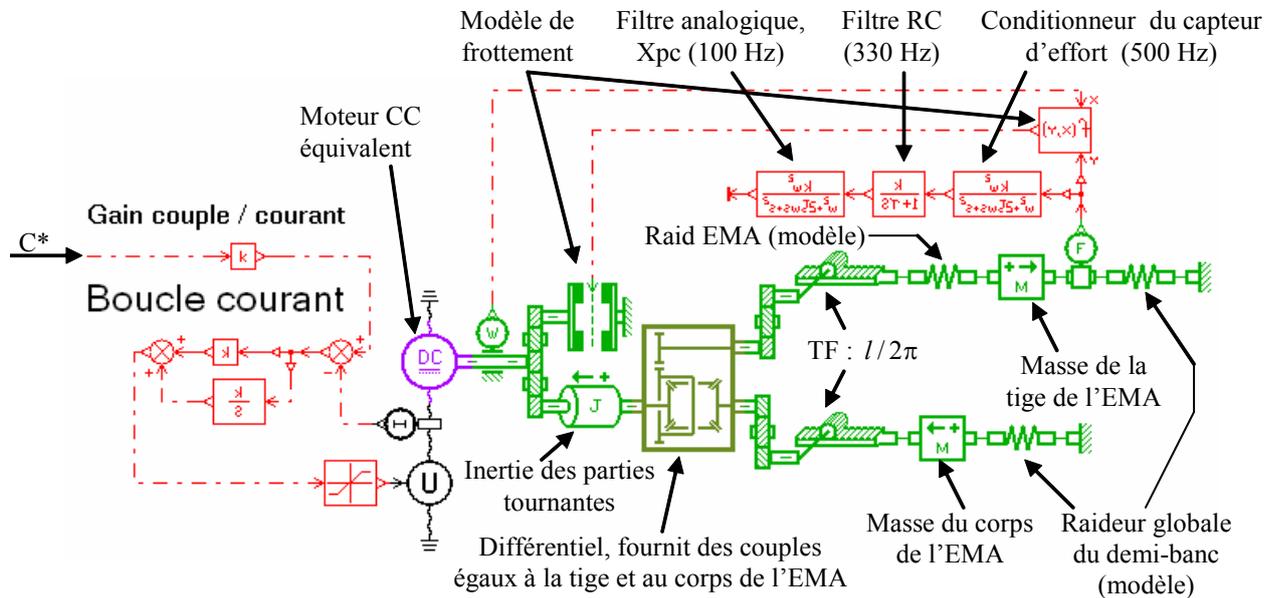


Fig 4- 19 : Modèle AMESim du banc, raideurs basées sur les modèles élaborés

Dans la deuxième approche (Fig 4- 19), le banc d'essai est divisé en deux parties distinctes présentes de part et d'autre du rotor. Ceci permet d'enrichir les dynamiques du système en rajoutant les masses de la tige et du corps de l'EMA et permet de rajouter les raideurs en torsion de ces dernières. Contrairement à ce qui a été fait dans la première approche, les raideurs utilisées ici sont basées sur les modèles présentés dans les équations (4- 1) et (4- 2) afin de lisser le déplacement aux alentours de l'effort nul. Enfin, vu la division du banc en deux parties, sa raideur a été partagée en deux quantités ($k' = 2k$) placée de part et d'autre du rotor.

Il reste encore à noter la présence, dans les 2 modèles, de trois filtres successifs, représentatifs des divers filtrages effectués lors de l'acquisition des mesures.

2. Essais réalisés

Ce paragraphe est dédié à la comparaison des valeurs mesurées sur le banc réel avec celles simulées sur le banc virtuel. Afin de couvrir le domaine de fonctionnement du banc, trois types de consignes différentes ont été appliqués et sont présentés dans les paragraphes suivants :

a) Consigne en échelons

Cette consigne consiste à demander au moteur une succession d'échelons de couple. L'EMA fonctionne donc en boucle ouverte d'effort. La boucle de couple est assurée par la commande rapprochée de l'EMA au sein du variateur. Le signal excite les dynamiques du système qui peuvent alors être identifiées grâce, entre autre, à la mesure de l'effort appliqué à la charge. D'un autre coté, ce type de consigne permet de déterminer le temps de réponse T_r [ms] entre le couple appliqué et l'effort développé par la tige de l'actionneur.

Deux types différents d'échelons (Fig 4- 20) sont utilisés. Le premier consiste à appliquer une consigne de couple donné, se stabiliser puis rebrousser chemin vers une consigne nulle, tandis que le second consiste à passer d'une valeur de consigne à son opposé afin de traverser le jeu.

A part la présence du jeu qui apparaît nettement, deux phénomènes très importants sont à remarquer. Le premier est l'influence du jeu sur les dépassements maximaux, noté dans la suite DM. En fait lors du passage dans le jeu, tout le couple se transforme en énergie cinétique (plus de frottement et d'effort externe) qui se restitue en comprimant d'avantage les raideurs. Le deuxième est la très faible réversibilité de l'EMA sous les grandes charges qui se manifeste dans le premier graphe où l'effort se bloque à une valeur proche de son DM, très distant de l'effort idéal prévu. La comparaison des allures des différentes réponses indique que les deux modèles AMESim ont des comportements très proches hormis la cassure au niveau de l'effort nul. Une bonne concordance est à noter avec la mesure dans la partie à efforts positifs (allure, valeur du DM et de l'effort lors du blocage) tandis que dans la partie à efforts négatifs les résultats diffèrent sensiblement.

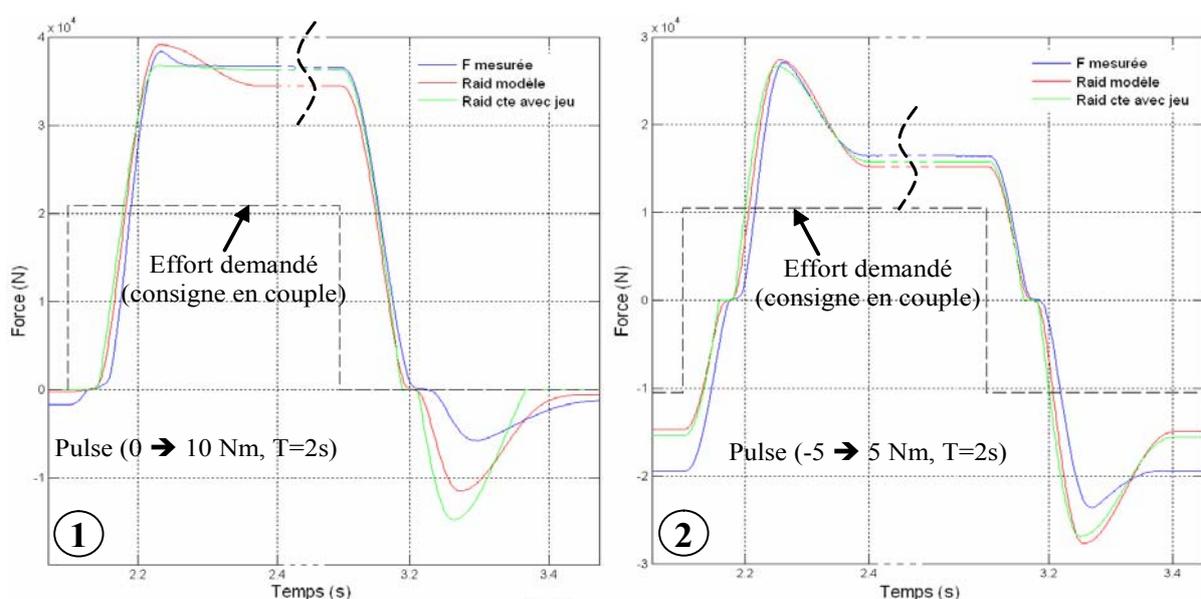


Fig 4- 20 : Consigne en échelon du couple moteur

b) Consigne en sinus

Cette consigne demande au moteur de réaliser un profil de couple sinusoïdal centré à zéro. Ceci permet de déterminer l'effort de démarrage nécessaire pour vaincre les frottements statiques et de déceler s'il y a lieu une avance saccadée (Stick-Slip), présente en général lorsque la vitesse est faible.

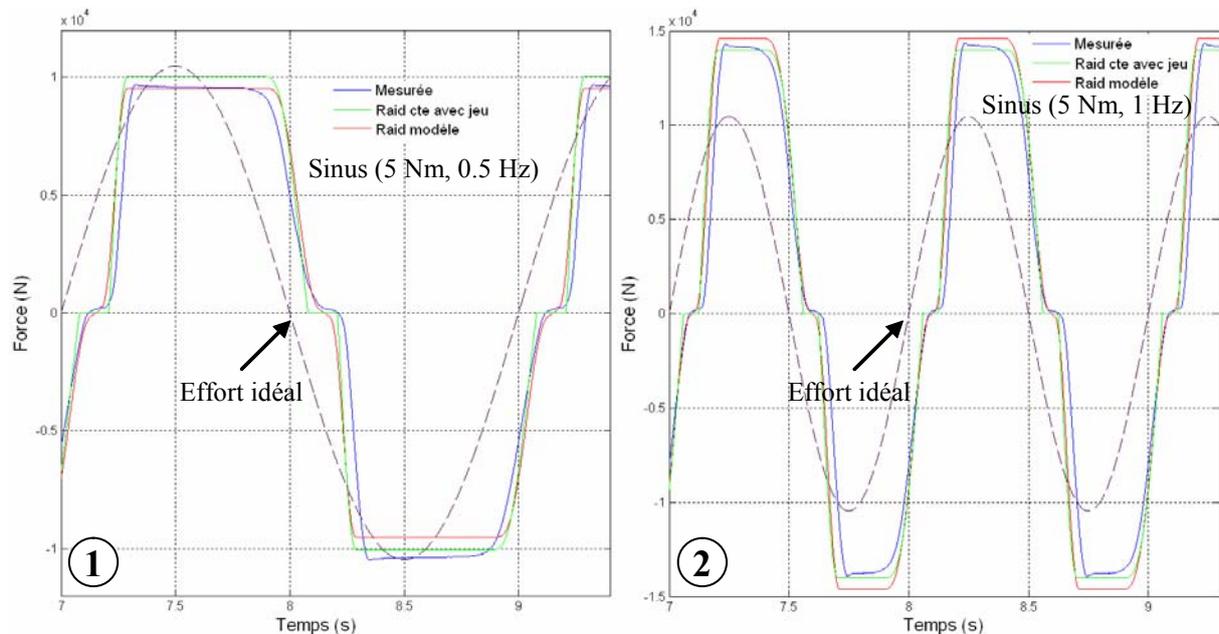


Fig 4- 21 : Consigne en sinus du couple moteur

La comparaison des modèles AMESim (Fig 4- 21) montre toujours des résultats concordants entre eux. L'effort mesuré présente un léger retard de phase par rapport aux résultats simulés. Les allures dans la partie à efforts résistants sont similaires en temps de réponse et forme tandis qu'elles diffèrent légèrement dans la partie à efforts aidants. Effectivement, en réalité, le déblocage se produit de façon plus précoce (peut être à cause des vibrations haute fréquence générées par le découpage de la tension de bus). Néanmoins, même avec la présence des différentes non-linéarités, les modèles sont bien représentatifs du fonctionnement réel.

c) Balayage de fréquence

Après la comparaison des consignes en échelons et en sinus, il est important d'effectuer un balayage de fréquence (Sweep) afin de mettre en évidence la fréquence propre du système et de déceler si l'un des modèles cache des dynamiques non observées. Il est important de signaler que le même objectif pouvait être atteint avec l'application d'un bruit blanc filtré.

Nous avons réalisé le balayage en imposant des couples sinusoïdaux à une amplitude constante, mais dont la fréquence décroît linéairement avec le temps, comme le montre l'équation ci-dessous :

$$C^* = C_{moy} + A \sin \gamma t \quad \gamma = \gamma_0 - \alpha t \quad (4-11)$$

Où :

- C^* [Nm] consigne de couple
- C_{moy} [Nm] couple moyen de commande
- A [Nm] amplitude de la partie sinusoïdale du couple
- γ [rd/s] pulsation de la sinusoïde
- γ_0 [rd/s] pulsation à l'origine des temps
- t [s] temps
- α [rd/s²] montant de la dégression de la pulsation en une seconde

Ces essais ont été conduits avec une fréquence initiale de 4 Hz et une dégression de 0.05 Hz/s, 80 fois inférieure, afin de bien discerner le comportement dû à chacune des fréquences.

Il est intéressant de noter que d'autres essais ont été réalisés avec des fréquences initiales supérieures à 4 Hz afin de s'assurer de l'absence d'autres fréquences propres.

Quant aux essais présentés dans la Fig 4- 22 ci-dessous, le premier est centré à zéro. Les jeux aident à l'amplification des oscillations, de sorte que l'effort dépasse, si l'on ne prend pas garde, la plage mesurable par le capteur (± 50 kN). L'information recueillie du capteur d'effort étant tronquée pour cet essai, nous avons utilisé l'oscillation de la position du rotor pour déterminer la fréquence à laquelle l'amplitude atteint son maximum. Pour éviter ce problème, le second essai est centré à 5 Nm et son amplitude est réduite afin que le couple oscille entre 0 et 10 Nm. Ce qui est le plus remarquable dans cet essai est l'allure quasi plate de la partie basse de la courbe d'effort (non symétrique à la partie du haut qui est courbée). Ceci est dû en fait au choc qui se produit lors du passage dans le jeu. Comme l'énergie emmagasinée est faible, le système ne fait que rebondir avant que le couple ne le rappelle de nouveau dans l'autre sens.

Les fréquences auxquelles se produisent les grandes oscillations sont identiques dans les deux essais (3.3 Hz environ). Il reste à noter que ces fréquences de résonance sont inférieures à celle obtenue en assimilant le système à un ensemble masse ressort (à partir de k_{gb}) du fait de l'augmentation de la période due à la perte de raideur dans le jeu.

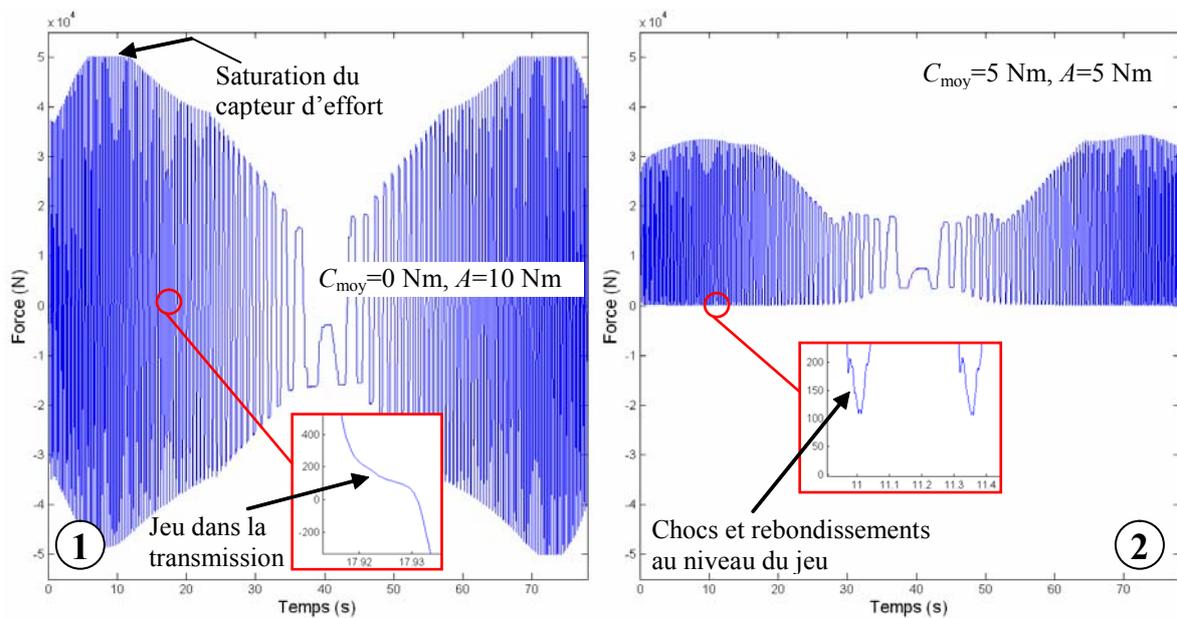


Fig 4- 22 : Balayages de fréquences réalisés pour déterminer la fréquence de résonance

A première vue, lorsque le second essai (Fig 4- 22, 2) est comparé à l'essai simulé nous notons que les résultats concordent peu. Une brève réflexion permet de déceler la source du problème. En effet l'essai de balayage en fréquence et les essais en échelons sont réalisés sur une charge bloquée dont la position n'a pas changée entre deux essais. Sous l'effet des chocs la graisse, présente entre les différents composants du vis-écrou, est alors chassée ce qui augmente les efforts de frottement. En augmentant le frottement de Coulomb de 7590 N à 8700 N, soit une augmentation de 15%, dans le modèle de frottement préalablement élaboré nous notons que les réponses coïncident de nouveau (Fig 4- 23, 1).

La Fig 4- 23, 2 prouve l'effet de la température sur l'amplitude de l'effort lors du balayage. En effet, au fur et à mesure que les essais se déroulent, la température du moteur et du système de transmission augmente, ce qui diminue entre autre, la viscosité de la graisse et entraîne une diminution du frottement visqueux. Comme le montrent les agrandissements **a** et **b** effectués aux niveaux des parties extrêmes, la succession des essais entraîne un accroissement des amplitudes des oscillations. Cet effet prend fin lorsque le système atteint sa température normale de fonctionnement (voir Fig 5- 23 dans le chapitre commande).

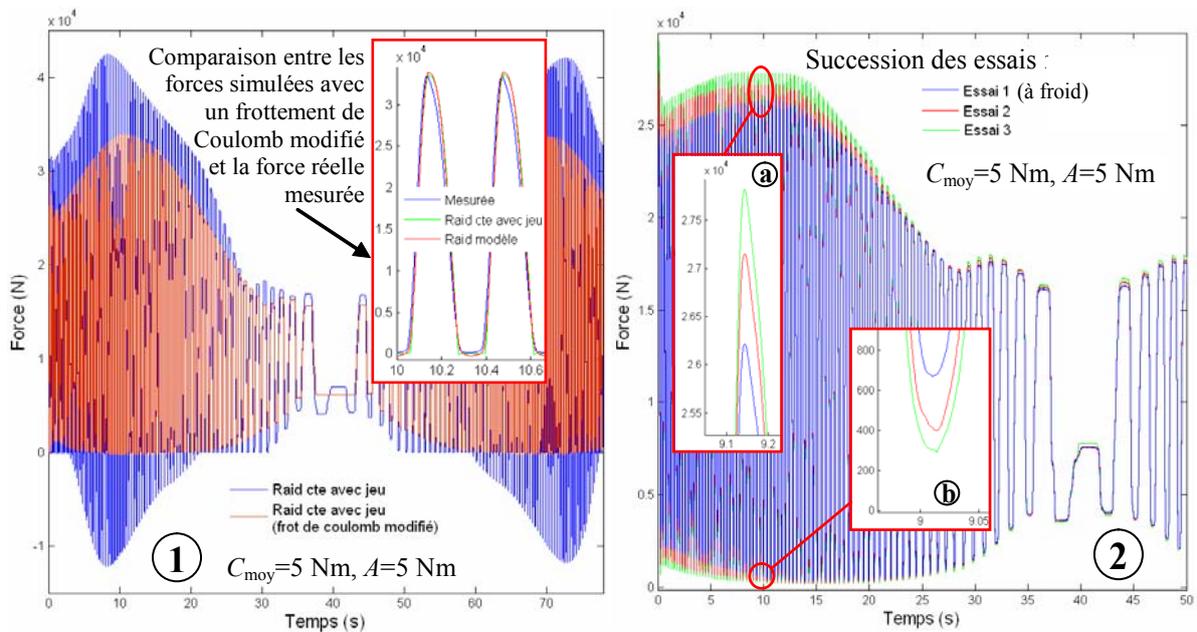


Fig 4- 23 : Effets de la température et du frottement de Coulomb sur l'allure des courbes

3. Synthèse des essais de validation du modèle

Pour conclure cette partie, il ressort que les essais réalisés et présentés permettent de valider le modèle de frottement élaboré, pour lequel seuls quelques réglages et modifications de paramètres ont été nécessaires en fonction des essais à réaliser. Ce modèle constitue donc une base solide pour la synthèse de la commande qui sera traitée dans le chapitre suivant.

VI. Conclusion et démarches

Le travail présenté dans ce chapitre constitue un passage indispensable entre les phases de conception, conduites par les fournisseurs (structure de l'EMA...) et l'utilisateur (banc...), et la phase d'asservissement constituant l'objectif de cette étude. Il a permis de s'assurer que les pièces ou fonctions réalisées correspondent bien aux spécifications (raideurs ...) et sont représentatives de l'étude menée. D'un autre côté, il a permis d'identifier des modèles paramétriques, macroscopiques simples, lorsque la modélisation physique est complexe à mettre en oeuvre ou peu prédictive. En particulier, nous avons proposé et validé un modèle paramétrique global des pertes mécaniques de l'EMA qui combine les effets de la vitesse, de l'effort transmis et du quadrant de fonctionnement. A l'issue de ce chapitre, nous disposons désormais :

- d'un prototype numérique validé de l'EMA et du banc, implémenté dans l'environnement AMESim
- d'un modèle simplifié de l'EMA (Fig 4- 24) pour la synthèse de sa commande en effort. L'élasticité de l'EMA n'est pas prise en compte car elle ne contribue pas de manière significative aux modes basses fréquences du banc.

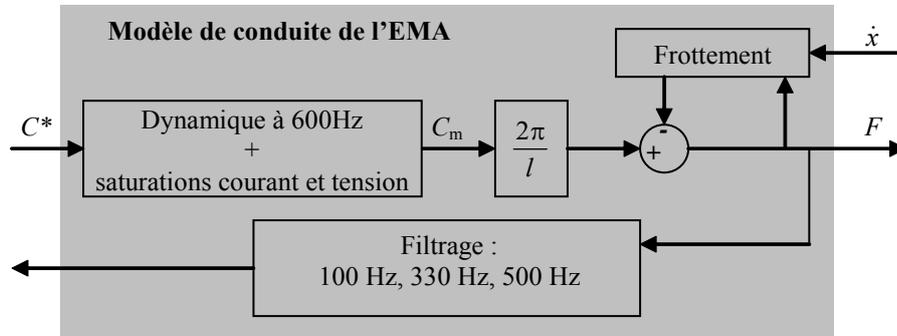


Fig 4- 24 : Modèle de l'EMA pour la synthèse de la commande

L'organigramme suivant (Fig 4- 25) synthétise la démarche de modélisation / identification proposée dans ce chapitre.

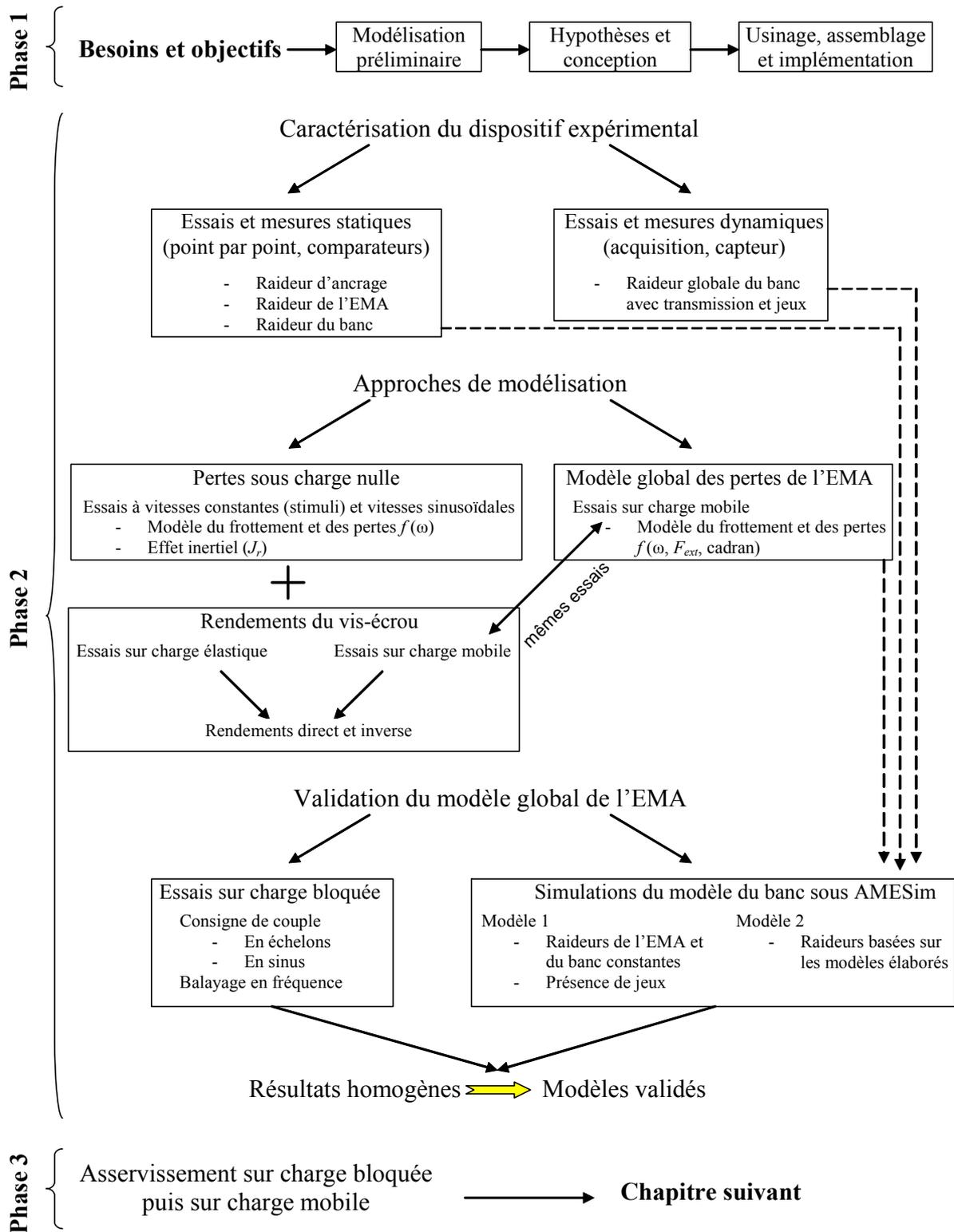


Fig 4- 25 : Méthodologie proposée et mise en œuvre pour la simulation et l'identification

Chapitre 5

ASSERVISSEMENT EN EFFORT DE L'EMA

I. Introduction

Ce chapitre présente la synthèse de la commande en effort de l'EMA. Le travail comporte une approche analytique basée sur le modèle linéaire équivalent du système, jumelée avec des essais sur charge bloquée puis mobile afin de déterminer la commande la plus adaptée. Ceci est réalisé conjointement avec des simulations dans l'environnement AMESim du prototype élaboré et validé dans le chapitre précédent.

II. Détermination du modèle de conduite

1. Fréquence naturelle

Afin d'obtenir le modèle de conduite nécessaire à la synthèse de la commande, il est primordial de déterminer la fréquence naturelle en boucle ouverte de la partie mécanique du système.

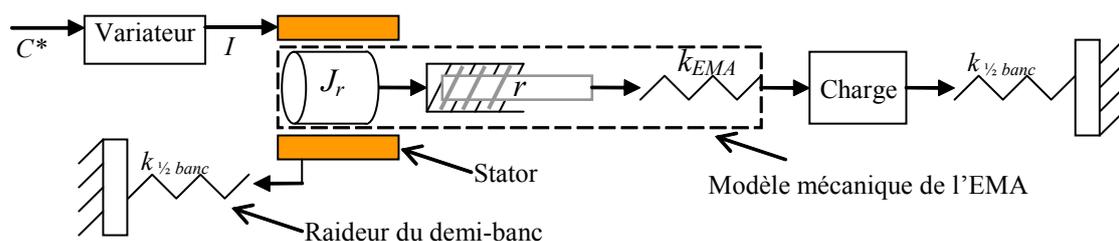


Fig 5- 1 : Principaux éléments mécanique du système

Il est clair que sur charge bloquée, le premier mode est dû au système masse ressort formé par l'inertie du rotor (inertie dominante) et les raideurs du système qui l'entoure. La fréquence naturelle théorique f_{n-th} [Hz] et l'amortissement ξ correspondant à un tel système du second ordre sont alors facilement calculés par l'équation suivante :

$$f_{n-th} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_3}{J_r/r^2}} \quad \xi = \frac{f_v/r^2}{2\sqrt{k_3 J_r/r^2}} \quad (5-1)$$

Où :

- k_3 [N/m] raideur de l'EMA en série avec la raideur globale du banc ($2.52 \cdot 10^7$ N/m)

L'application numérique basée sur les valeurs mesurées dans le chapitre précédent donne une fréquence de 4.14 Hz.

Etant donné que le système est fortement non linéaire (raideurs dépendantes du point de fonctionnement), nous sommes contraints de mesurer la fréquence naturelle réelle afin de valider ou corriger la valeur calculée. Deux des méthodes utilisées dans la dernière partie du chapitre précédent peuvent contribuer à ce sujet, mais malheureusement chacune d'elle présente un défaut qui la rend inefficace. En effet le balayage en fréquence est perturbé par la faible raideur (ou le jeu) aux alentours de l'effort nul ce qui diminue la fréquence naturelle. Quant aux réponses aux échelons de couples, les oscillations qui d'habitude permettent de calculer la fréquence et l'amortissement sont quasiment inexistantes à cause de la faible réversibilité du système et de l'important niveau de frottement non linéaire (Coulomb).

Ceci révèle qu'en boucle ouverte il est très difficile de retrouver expérimentalement la fréquence naturelle du système. La solution alternative consiste donc à déterminer la fréquence naturelle en boucle fermée et en déduire analytiquement la fréquence naturelle en boucle ouverte. En effet, l'utilisation d'une commande en effort proportionnelle P (Nm/N) diminue l'amortissement ce qui permet l'observation des oscillations lors des échelons d'effort.

La fonction de transfert en boucle fermée fait apparaître la pulsation ω_n' et ξ' l'amortissement apparents du système bouclé.

$$FTBF' = \frac{P/r}{1 + P/r + \frac{f_v/r^2}{k_3}s + \frac{J_r/r^2}{k_3}s^2} \quad \text{où } \xi' = \frac{\xi}{\sqrt{1 + P/r}}, \quad \omega_n' = \omega_n \sqrt{1 + P/r} \quad (5-2)$$

2. Essais réalisés

Les essais réalisés en commande proportionnelle d'effort sont utilisés pour identifier la fréquence naturelle du système.

La Fig 5- 2 montre que pour des échelons d'efforts réalisés à partir d'un effort nul, les oscillations apparaissent mais les dépassements maximums sont supérieurs à 100% et les pulsations propres dépendent de l'amplitude de l'échelon. Ceci traduit une forte non linéarité

due à la présence du jeu qui augmente l'énergie emportée par l'inertie et qui réduit la raideur au voisinage de l'effort nul.

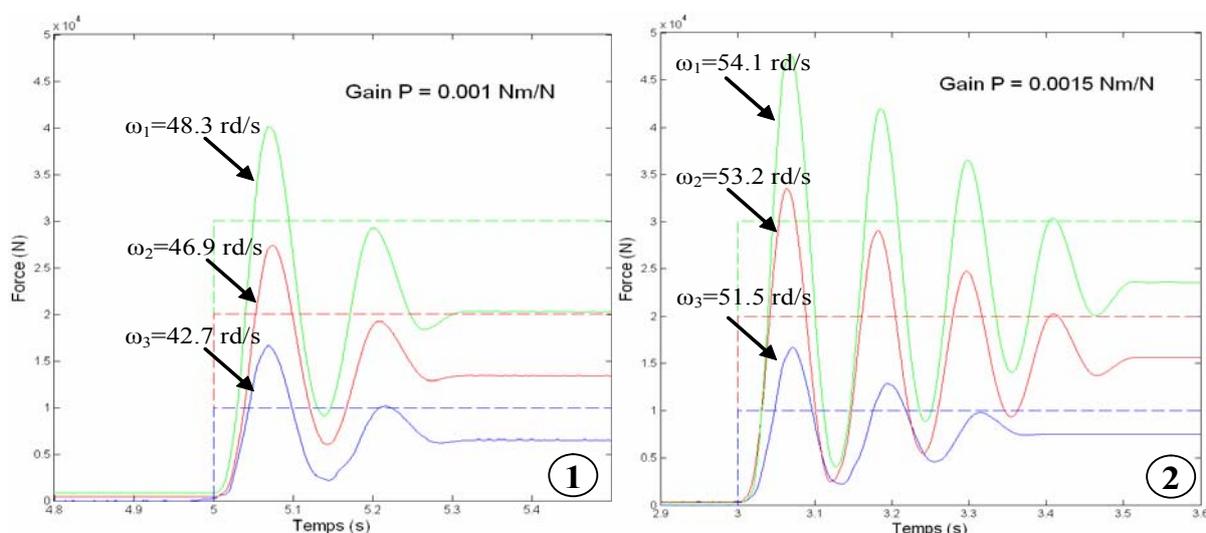


Fig 5- 2 : Commande proportionnelle, échelons à partir d'un effort nul

Il est donc important que l'essai n'impose pas la traversée du jeu si l'on veut identifier le mode naturel dans la région à raideur constante, Fig 5- 3.

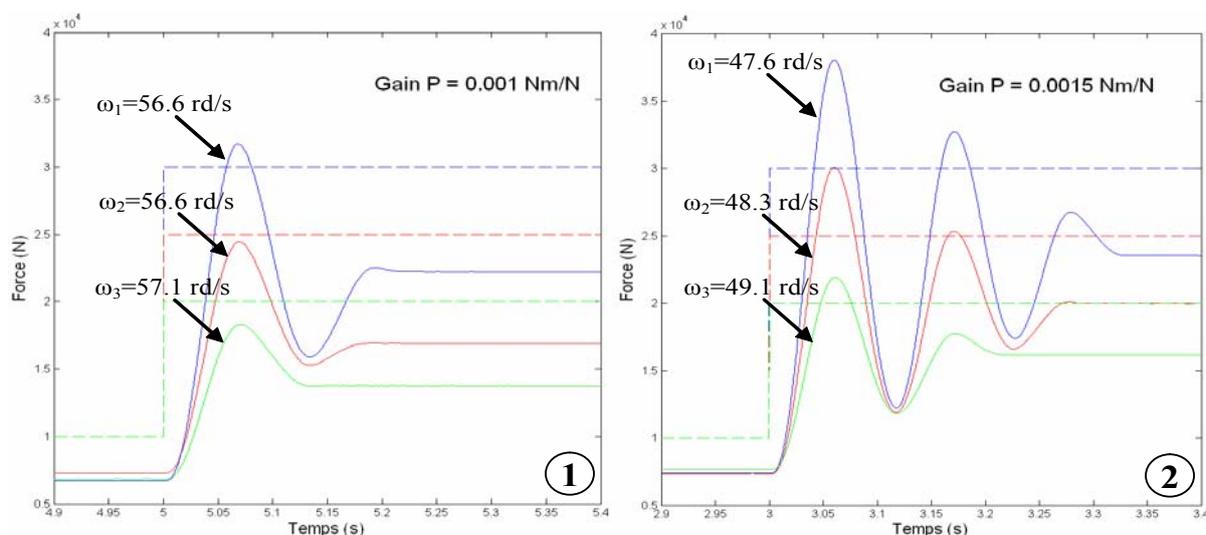


Fig 5- 3 : Commande proportionnelle, échelons à partir d'un effort non nul

Dans ces conditions, les pulsations propres sont quasi indépendantes de l'amplitude de l'échelon et les dépassements maximums restent représentatifs d'un système du second ordre. Il persiste une évolution de l'amortissement due aux pertes mécaniques dans la vis (effet fonction de la charge et de la vitesse). Ces résultats permettent d'identifier rapidement les pulsations propres et amortissements apparents, par exemple, à partir de la pseudo-période et du premier dépassement en appliquant les formules suivantes relatives aux systèmes du second ordre. Bien entendu, on pourrait ici utiliser des méthodes de modèles, basées sur les moindres

carrés, en ligne ou hors ligne, pour identifier sur l'ensemble de la réponse et pas seulement sur le dépassement maximum DM et la période T [24].

$$T = \frac{2\pi}{\omega_d}, \quad DM = e^{-\pi\sqrt{\omega_n^2/\omega_d^2-1}}, \quad \xi = \sqrt{1-\omega_d^2/\omega_n^2} \quad (5-3)$$

Où :

- T [s] pseudo période des oscillations
- ω_d [rd/s] pseudo pulsation naturelle
- ω_n [rd/s] pulsation naturelle du système bouclé

Les équations (5- 2) et (5-3) permettent alors de déterminer la fréquence naturelle du système (EMA sur charge bloquée) : 4.16 Hz pour les essais avec un gain $P = 0.001$ Nm/N et 4.33 Hz pour les essais avec un gain $P = 0.0015$ Nm/N. Ces fréquences sont proches l'une de l'autre et coïncident bien avec la fréquence naturelle théorique estimée au paragraphe précédent. D'un autre coté, l'amortissement varie entre 8 et 32 % en fonction de la valeur de l'échelon. Ceci est expliqué par l'augmentation de l'effort de frottement et du niveau d'effort avec l'effort externe. Il reste à noter que ces essais sont fortement limités par le système physique dont la stabilité impose une limitation sur le gain proportionnel.

Ces résultats autorisent donc à assimiler l'EMA à un système de second ordre pour la synthèse de la commande. Il faut cependant garder à l'esprit que le fonctionnement autour de l'effort nul réduit sensiblement la raideur moyenne et donc la pulsation propre.

III. Commande en effort

Afin de réaliser la commande en effort la plus adéquate, pour un système donné, il faut tout d'abord analyser ce dont on dispose naturellement (cotés positif et négatif). Ensuite, vient la deuxième étape, consacrée à l'application et l'analyse de différentes approches de commande en fonction du cas du chargement (typiquement, charge bloquée ou charge mobile).

1. Analyse du système

Cette partie est dédiée à l'évaluation des différents effets perturbateurs, l'analyse de la fonction de transfert en boucle ouverte et la caractérisation du gain de boucle.

a) Effets perturbateurs

Le paragraphe précédent a validé le modèle de conduite du système (EMA + banc), représenté par un second ordre. Cependant il est important d'évaluer la contribution des différents filtrages et de la commande numérique.

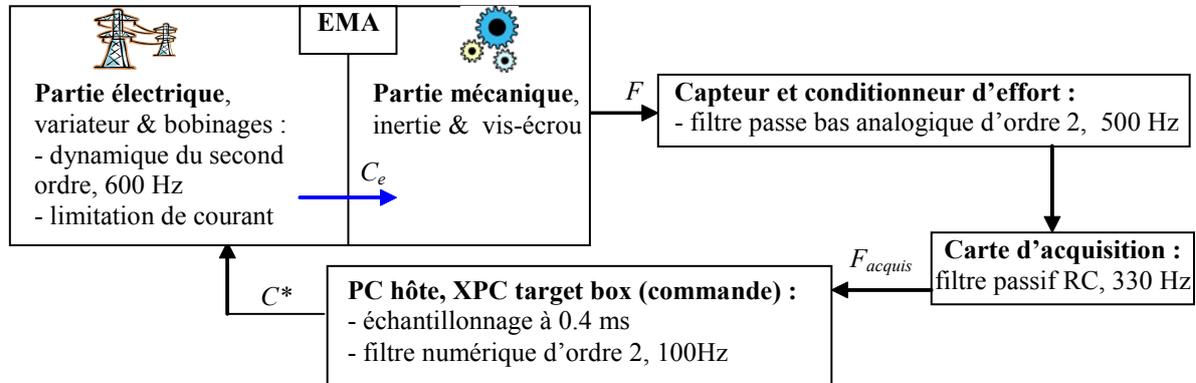


Fig 5- 4 : Schématisation des dynamiques parasites

Comme le montre la Fig 5- 4, notre système inclut les effets de la chaîne de mesure (conditionnement, filtrage et acquisition). Ainsi, il y a trois dynamiques parasites d'ordre 2, une dynamique parasite du premier ordre, un échantillonnage et une saturation :

- filtre passe-bas analogique du conditionneur du capteur d'effort, 500 Hz (ordre 2),
- filtre passe-bas passif de la carte d'acquisition, 330 Hz (1^{er} ordre),
- filtre numérique dans le PC hôte, 100 Hz (ordre 2),
- échantillonnage du PC hôte à 0.4 ms → retard équivalent de 0.2 ms,
- partie électrique de l'EMA groupée et représentée par une dynamique du second ordre (600 Hz), selon les données fournisseur,
- saturation du courant pour protéger le moteur et le variateur.

Tous ces effets sont linéaires à part l'échantillonnage et la saturation. L'approximation de Padé permet de linéariser le retard créé par l'échantillonnage tandis que la saturation de courant doit être traitée différemment. Pour prendre en compte ces effets nous sommes alors passés de l'environnement de Matlab à celui de Simulink pour conduire une approche en simulation temporelle non linéaire.

En résumé, nous pouvons signaler que ces effets, bien qu'ils n'aient pas un caractère nocif, créent des légers déphasages qui altèrent la commande. Leur prise en compte permet alors d'améliorer le réalisme du prototype virtuel du banc.

Remarque importante : Les correcteurs que nous mettrons en œuvre ont une existence dans le domaine des temps continus. Pour cette raison, nous préférons représenter dans le domaine

continu l'effet de la commande numérique (retard pur $\frac{1}{2}$ période d'échantillonnage) plutôt que de représenter l'actionneur tel qu'il est perçu par le calculateur dans le domaine du temps discret.

La Fig 5- 5 présente la réponse indicielle et la réponse harmonique du modèle linéaire en boucle ouverte pour une commande proportionnelle ($P=0.0015$ Nm/N) sur charge bloquée avec (courbes rouge et verte) et sans (courbe bleue) prise en compte des effets secondaires présentés ci-dessus. Il est clair que ces effets altèrent très sensiblement la réponse de l'EMA qui devient plus oscillatoire à cause du déphasage du retour en effort (5° environ) et de l'échantillonnage.

Il est donc particulièrement important de bien maîtriser ces effets secondaires pour borner la réduction des performances qu'ils imposent à l'EMA commandé en effort.

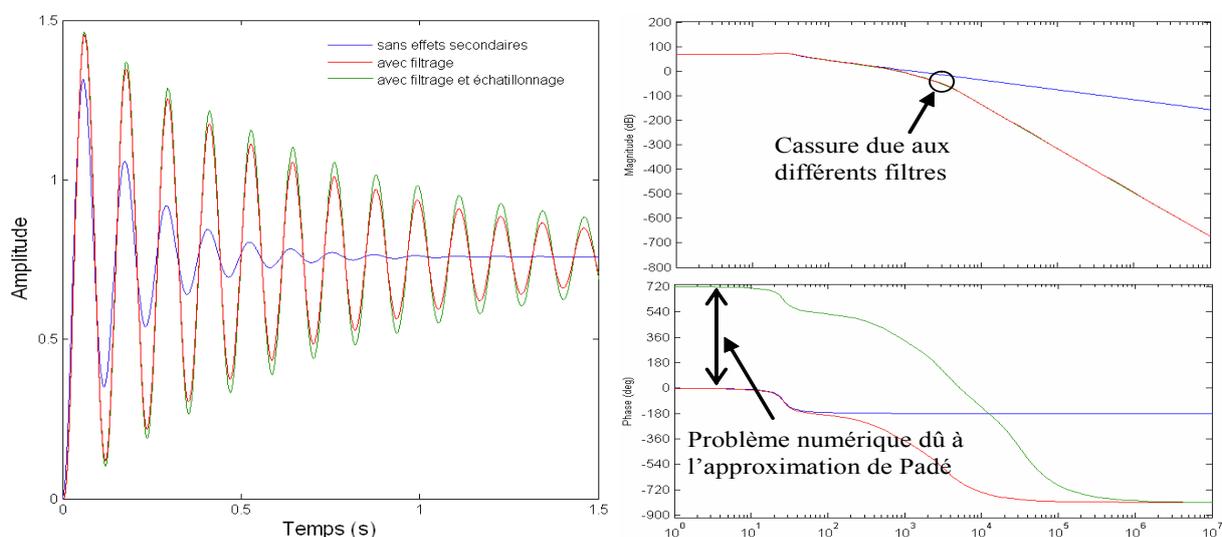


Fig 5- 5 : Influence des effets secondaires sur la réponse harmonique (approche linéaire)

Il est important de noter qu'en addition avec ces effets présentés ci-dessus il existe d'autres qui influent plus ou moins la commande. On donne comme exemple la quantification des signaux de capteurs ainsi que la précision de ces derniers.

b) Conséquence de la forme de FTBO

Des conclusions importantes pour la synthèse de la commande peuvent être tirées, compte tenu de la forme de la fonction de transfert en boucle ouverte de l'EMA qui est de classe 0. En commande proportionnelle pure :

- l'écart permanent, (ou erreur statique) e_s , en boucle fermée à une consigne d'effort est constant et directement lié au gain de boucle G_b :

$$e_s = \frac{1}{1 + G_b} F^* \tag{5-4}$$

- l'écart de traînage à la rampe de consigne d'effort est infini,
- l'écart permanent d'asservissement e_{sf} à une perturbation constante de frottement F_{frot} agissant en sortie est égal à

$$e_{sf} = \frac{1}{1 + G_b} F_{frot} \tag{5-5}$$

Le modèle seul de l'EMA étant du type second ordre, il ne permet pas de montrer l'instabilité en boucle fermée. Les phénomènes secondaires (filtrage et commande numérique) ont alors un rôle important sur la condition de stabilité absolue en boucle fermée.

c) Caractérisation du gain de boucle

Le gain de boucle du système présenté dans l'approximation linéaire du paragraphe II-1 comme étant constant et égal à P/r est affecté par la présence des non linéarités (jeu et frottement). Comme ce gain influence fortement l'erreur statique e_s , sa caractérisation doit être conduite avec soin.

Afin de discerner l'influence des quadrans de fonctionnement et du gain P sur l'erreur de poursuite, deux essais de commande ont été réalisés (Fig 5- 6) sur charge bloquée.

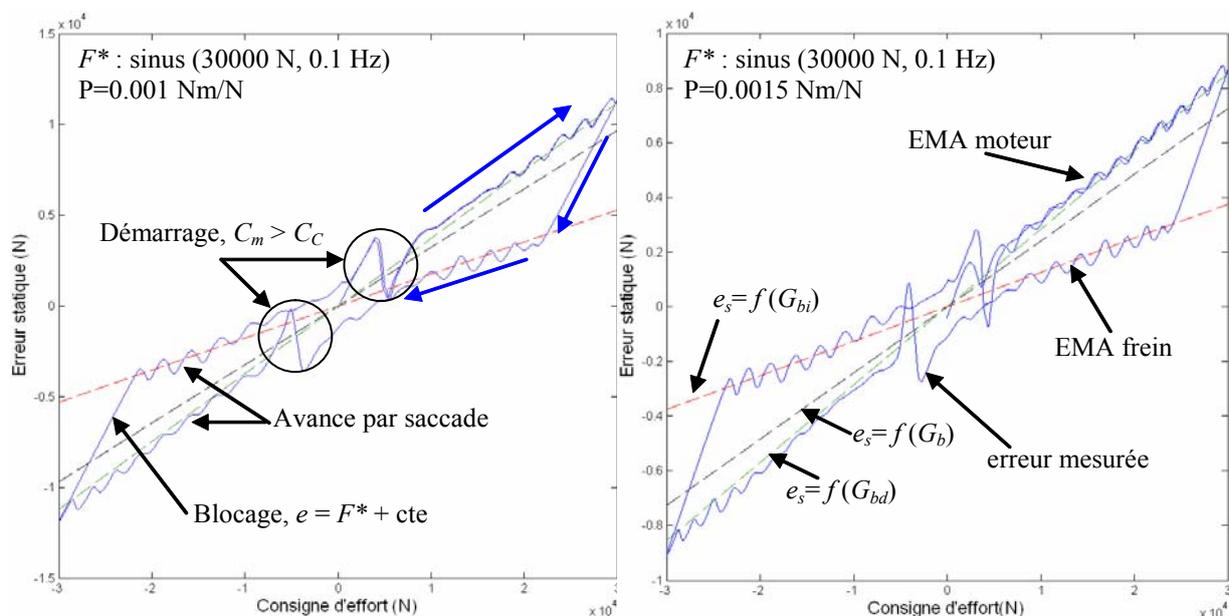


Fig 5- 6 : Erreur statique pour différents gains P

Une même consigne de forme sinusoïdale est imposée avec des gains proportionnels différents pour les figures de droite et de gauche. Cette approche met clairement en évidence :

- le démarrage qui se produit lorsque le couple moteur C_m devient supérieur au couple de frottement de coulomb C_C ,
- l'avance par saccade,
- le blocage lorsque la consigne d'effort change de sens, sous l'effet du frottement,
- une erreur statique différente selon les quadrants de fonctionnement moteur ou frein.

L'erreur mesurée (courbe bleue) est bien prédite selon le quadrant de fonctionnement lorsque les rendements directs et indirects sont pris en compte (courbes verte et rouge). Ceci confirme les valeurs numériques de ces rendements ($\eta_d = 0.8$ et $\eta_i = 0.4$) qui sont directement issus du modèle de frottement identifié au paragraphe IV-2 du chapitre 4. Compte tenu de ces rendements, les gains de boucle « équivalents » deviennent alors :

$$G_{bd} = G_b \eta_d \quad G_{bi} = G_b / \eta_i \quad (5-6)$$

Néanmoins, l'erreur statique calculée selon l'équation (5-4) sans utilisation des rendements, (courbe noire) est vérifiée en moyenne. Par ailleurs, et comme prévu, l'erreur de poursuite basse fréquence diminue lorsque le gain P augmente (passage de la figure de gauche à la figure de droite) conformément à l'équation (5-4).

2. Commande en effort sur charge bloquée

L'asservissement en effort sur charge bloquée, bien qu'il constitue un cas de chargement non exigé dans le cahier des charges, permet de s'affranchir des perturbations de vitesse engendrées par la charge (Fig 5-7) et ainsi d'élaborer une référence de performances.

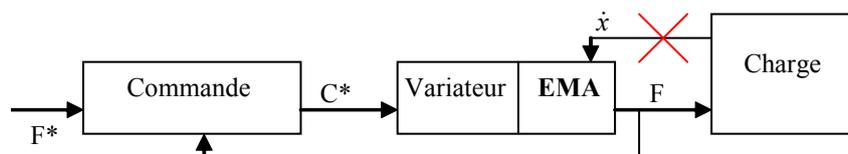


Fig 5-7 : Schématisation basique de la commande en effort

a) Influence du frottement visqueux sur l'avance saccadée

Les essais effectués à très faible vitesse (essais sinus ou en rampe sur charge bloquée) ont montré que la tige du vérin avance par à-coups. Ceci résulte de l'interaction entre la raideur globale k_g de l'EMA, l'inertie de son rotor et le frottement de Coulomb de la vis. Cet effet est pénalisant car il modifie l'allure des efforts requis en leur donnant une forme d'escalier (Fig 5-9). Nous avons essayé de traiter ce problème en créant un effet de frottement visqueux par

retour de la vitesse du rotor (Fig 5- 8). Il est intéressant de noter que, vu la raideur élevée de l'EMA par rapport aux raideurs externes, l'angle rotor θ et le déplacement de la tige x peuvent être considérés comme proportionnels.

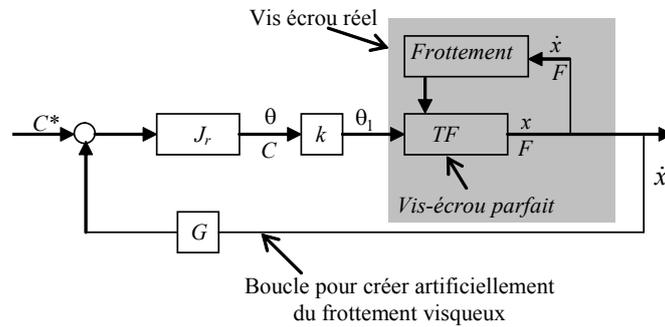


Fig 5- 8 : Schématisation du retour en vitesse

La Fig 5- 9 présente trois essais de commande en couple réalisés avec différents gains G de retour en vitesse rotor, dont l'origine des temps a été artificiellement décalée pour obtenir une meilleure visualisation. Les gains de retour en vitesse sont exprimés en $\text{Nm}/(\text{mm}/\text{s})$ afin d'obtenir un lien direct avec la vitesse de tige de l'EMA.

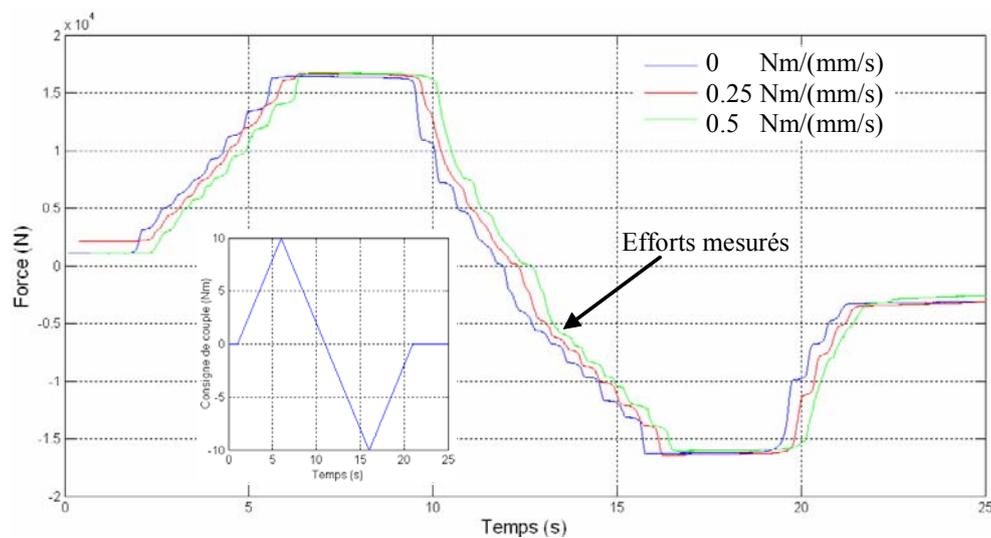


Fig 5- 9 : Influence du frottement visqueux artificiel sur l'avance saccadée

Malheureusement, l'influence de ce frottement visqueux artificiel est très faible et se manifeste seulement dans le cadran frein. Les valeurs de gains utilisées sont déjà très importantes et n'admettent aucune augmentation. En effet, un gain de $0.5 \text{ Nm}/(\text{mm}/\text{s})$, crée un frottement visqueux artificiel qui consomme 70 % (25 Nm de 36 Nm) du couple moteur à la vitesse maximale exigée ($50 \text{ mm}/\text{s}$).

D'après ce qui vient d'être dit, l'introduction d'un frottement visqueux artificiel par retour de vitesse du rotor n'améliore pas le comportement et rétrécit le domaine de fonctionnement de l'actionneur.

b) Commande PID

Ce paragraphe est dédié à l'application de la commande proportionnelle, intégrale et dérivée (PID) à notre actionneur, afin de satisfaire des critères ou obtenir des réponses jugées satisfaisantes. En outre, il présente différentes démarches de mise à niveau et d'amélioration de la commande (passage de P à PD puis PID) ainsi que des méthodes empiriques (Ziegler Nichols) de réglage ou même des optimisations numériques (Matlab-Simulink).

• Réglage par essai-corrrection

Compte tenu des fortes non linéarités présentes dans le système à commander, une approche numérique par essai-corrrection a été mise en œuvre dans une première phase. Elle constitue une base pour la synthèse de la commande.

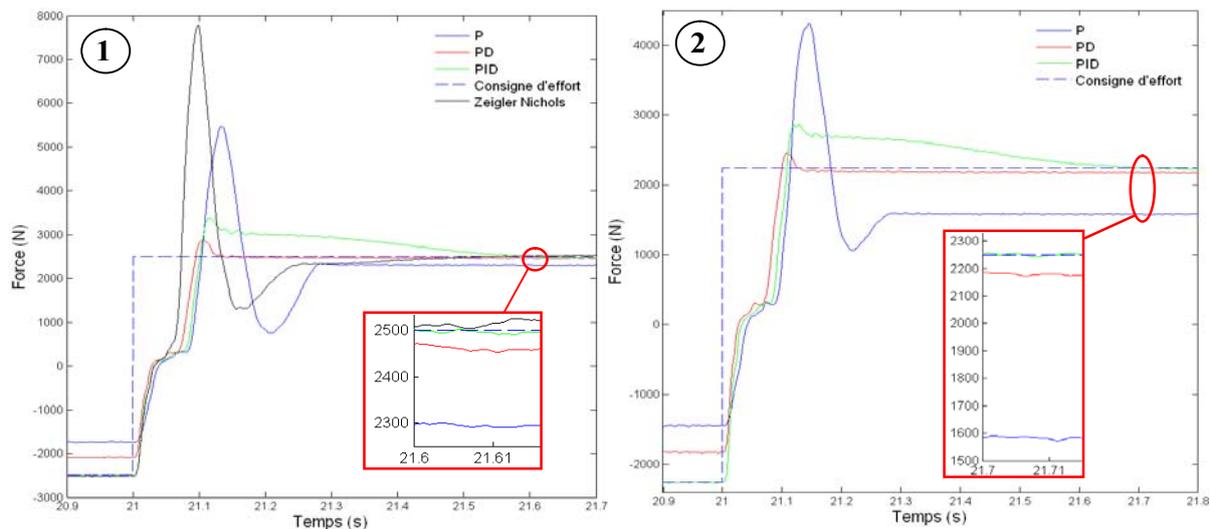
Dans le cas présent, nous avons commencé par deux réglages distincts correspondant aux zones à raideur faible (aux alentours de l'effort nul, avec présence du jeu) et à raideur élevée (effort transmis supérieur à 10 kN).

La démarche adoptée est basée sur les étapes suivantes :

- Etape # 1 : réglage de l'action proportionnelle (gain P), le dépassement doit être inférieur à 100% et seulement 2 oscillations sont acceptées avant la stabilisation,
- Etape # 2 : réglage de l'action dérivée (gain D), valeur maximale minimisant le dépassement indiciel, puis retour à l'étape # 1 jusqu'à limitation par stabilité,
- Etape # 3 : réglage de l'action intégrale (gain k_I), introduction progressive avec influence acceptable sur la stabilité.

Les résultats sont présentés sur les Fig 5- 10 et Fig 5- 11.

La Fig 5- 10 illustre l'évolution des réglages effectués dans la zone à faible raideur. Tout d'abord nous pouvons remarquer que l'effet du jeu est prépondérant vu les grands DM, même en présence d'un bon amortissement (une seule oscillation).



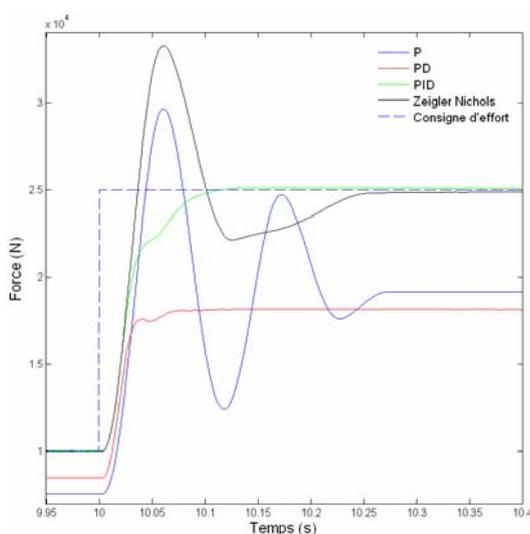
Essai-corrrection : $P=0.0015 \text{ Nm/N}$, $D=0.00006 \text{ Nms/N}$, $k_I=8P \text{ Nm/Ns}$

Ziegler-Nichols : $P= 0.0018 \text{ Nm/N}$, $D=0.016875 \text{ Nms/N}$, $k_I=0.0675 \text{ Nm/Ns}$

Fig 5- 10 : Réglages dans la zone à faible raideur

Il faut noter que l'erreur permanente dépend de la position d'arrêt de la tige à cause du fort frottement de Coulomb. Il est donc très important de procéder à des essais pour des valeurs finales et des excursions d'effort variables pour explorer toute la plage d'erreur due à ce frottement. Ainsi, la Fig 5- 10, 1 semble indiquer que la commande proportionnelle est capable, à elle seule, de fournir un bon résultat ($e_s < 10\%$) alors qu'un second essai (Fig 5- 10, 2) réalisé avec une consigne d'effort inférieure de 10%, montre une erreur plus grande (29 %).

Enfin nous vérifions l'effet déstabilisateur de l'utilisation de l'action intégrale qui augmente le DM et le temps de réponse à 5 %. Ceci est accentué par la présence du jeu dont la traversée à effort nul se traduit par une forte accélération du rotor qui emmagasine de l'énergie cinétique.



Essai-corrrection : $P= 0.0015 \text{ Nm/N}$, $D=0.00006 \text{ Nms/N}$, $k_I=13P \text{ Nm/Ns}$

Ziegler-Nichols : $P= 0.0012 \text{ Nm/N}$, $D=0.0125 \text{ Nms/N}$, $k_I=0.05 \text{ Nm/Ns}$

Fig 5- 11 : Réglages dans la zone à grande raideur

La Fig 5- 11 présente les réglages effectués dans la zone à grande raideur. Contrairement aux essais précédents, nous notons ici la présence de plusieurs oscillations (limitées à deux par nos critères) ainsi que la valeur de l'erreur qui est conforme à celle calculée analytiquement en fonction du gain de boucle (24 % pour un gain de commande de 0.0015 Nm/N correspondant à un gain G_b de 3.139). Les actions D et I sont efficaces pour éliminer les oscillations et l'erreur statique. L'EMA présente alors un temps de réponse à 5 % voisin de 90 ms, ce qui correspond à un système du premier ordre de fréquence de coupure 5.3 Hz.

• Méthode empirique de Ziegler-Nichols

Pour les systèmes dont la réponse est assimilable à une dynamique du second ordre, la méthode de Ziegler-Nichols [25] propose une manière empirique pour déterminer en boucle fermée les gains du correcteur PID. L'action consiste à augmenter progressivement le gain proportionnel jusqu'à obtenir des oscillations auto-entretenues. Le relevé du gain proportionnel P_0 correspondant et de la période T_0 des oscillations permettent de définir les gains recherchés :

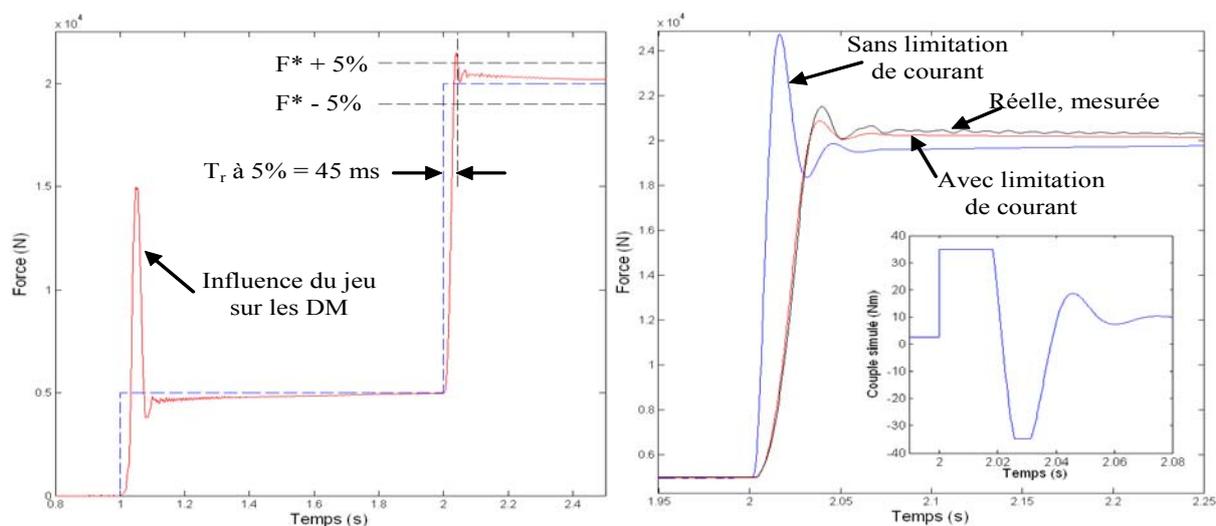
$$P = 0.6 P_0, \quad k_I = 0.5 T_0, \quad D = 0.125 T_0 \quad (5- 7)$$

Afin de pouvoir comparer les résultats, nous avons appliqué cette méthode dans les deux zones présentées dans le paragraphe précédent et tracé les réponses mesurées sur les mêmes figures (Fig 5- 10 & Fig 5- 11). Nous notons que le système est très énergétique ce qui se traduit par de grands DM et un temps de réponse accru. Ce type de réponse est inacceptable pour notre application.

• Réglage numérique du correcteur PID

Nous proposons ici de régler le correcteur PID par une approche numérique minimisant le temps de réponse à 5% à partir de la simulation temporelle du modèle non-linéaire de l'EMA. Un algorithme efficace consiste à balayer systématiquement les plages de réglage qui satisfont le critère de stabilité. Pour limiter les dépassements, le critère est pénalisé lorsque le dépassement est supérieur à la limite acceptée.

La Fig 5- 12 présente l'essai de validation expérimentale des paramètres de réglage ainsi obtenus.



$$P=0.0099 \text{ Nm/N}, D=0.000115 \text{ Nms/N}, k_I=0.0321 \text{ Nm/Ns}$$

Fig 5- 12 : Réponse du système avec le réglage numérique du PID

L'examen de la réponse dans la zone à grande raideur (figure de droite) valide l'approche proposée. La saturation en courant, prise en compte pour l'optimisation n'altère pas la stabilité de la commande bien qu'elle se manifeste pendant près de 50 % de la réponse à l'échelon. La réponse avec traversée du jeu (figure de gauche) montre toujours un fort dépassement pour les mêmes raisons que précédemment. Bien que le modèle utilisé pour la recherche du meilleur réglage ne prenne pas en compte le jeu, il n'y aurait aucune difficulté à l'y intégrer. Cette approche a donc permis de diviser par deux le temps de réponse à 5 % du système, désormais égal à 45 ms contre 90 ms préalablement.

c) Commande proportionnelle avec retour en dérivée de l'effort

L'action dérivée de la commande PID s'applique à l'erreur, donc de façon égale à l'effort mesuré et à la consigne. Ceci devient pénalisant quand la consigne est de type échelon dont la dérivée est infinie. Une alternative consiste alors à appliquer séparément l'action dérivée à la consigne (pour régler compensation de vitesse de consigne qui diminue le trainage) et au retour (pour régler l'action dérivée sur le retour qui améliore la stabilité). Cette solution a un temps de réponse à 5 % supérieur de 25 % (60 ms contre 45 ms) à celui retrouvé avec la commande PID. Malgré cette perte en temps de réponse, elle est choisie car elle évite de saturer la commande et rend le système plus stable (pas de dépassement lors des échelons sous grande raideur).

La Fig 5- 13 présente les performances obtenues en commande proportionnelle avec retour en dérivée d'effort transmis.

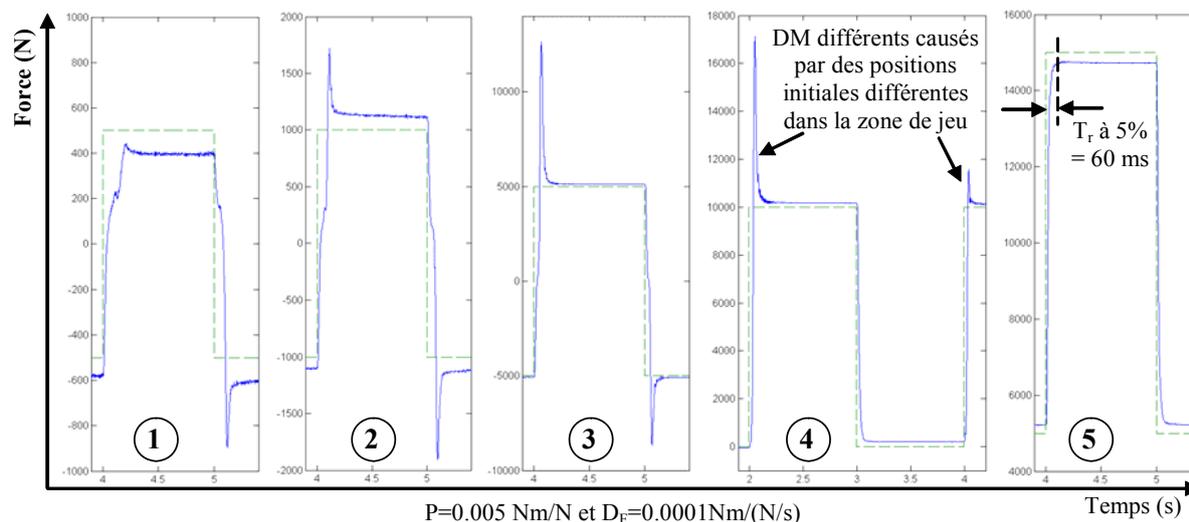


Fig 5- 13 : Commande proportionnelle corrigée et retour en dérivée de l'effort

Ces essais couvrent les différentes zones de fonctionnement (raideur faible et raideur élevée, amplitude faible ou élevée). L'asymétrie de la réponse du premier graphe est imputée aux poids de l'EMA qui engendre un effort perturbateur à cause de la géométrie bielle-manivelle adoptée pour la structure du banc (le zéro d'effort ne correspond pas à un effort perturbateur nul). Les phénomènes d'échelle rendent ce défaut moins perceptible sur les autres graphes.

A noter que ces relevés sont effectués avec compensation d'erreur statique sans effet de quadrant, conformément au paragraphe suivant. A l'exception du premier essai, l'erreur qui en résulte est constante et de l'ordre de 200 N. Cette valeur représente 0.4 % de l'effort maximal et correspond à un signal de 40 mV à la sortie du conditionneur d'effort (la valeur du bruit est proche de 20 mV).

d) Compensation de l'erreur statique vis-à-vis de la consigne

Compte tenu du caractère non intégrateur en boucle ouverte, l'erreur statique vis-à-vis de la consigne est importante. Pour les gains adoptés dans les paragraphes ci-dessus, elle représente typiquement 10 % de la valeur de la consigne d'effort. L'amélioration de la précision basse fréquence par une action intégrale est limitée en pratique par les cycles limites non linéaires engendrés par les fortes non linéarités statiques comme le frottement de Coulomb ou le jeu. C'est pourquoi toute action d'anticipation, hors boucle donc sans effet sur sa stabilité, lui est préférable. En ce sens, il est facile de compenser l'erreur permanente vis-à-vis de la consigne sur la base de l'équation (5- 4). L'effort de consigne est alors « pré-accentué » d'un facteur $1+1/G_b$.

3. Commande en effort sur charge mobile

Le déplacement de la charge crée des perturbations sur la commande en effort. Tout d'abord, l'effort de frottement, comme montré précédemment est fonction de la vitesse de charge. Donc, dès que la vitesse de charge dépasse une certaine valeur, l'effort de frottement ne correspond plus à un frottement de Coulomb ce qui rend le gain de boucle variable en fonction de la vitesse. D'un autre coté, un mouvement de charge avec vitesse variable nécessite l'accélération ou la décélération du rotor du moteur.

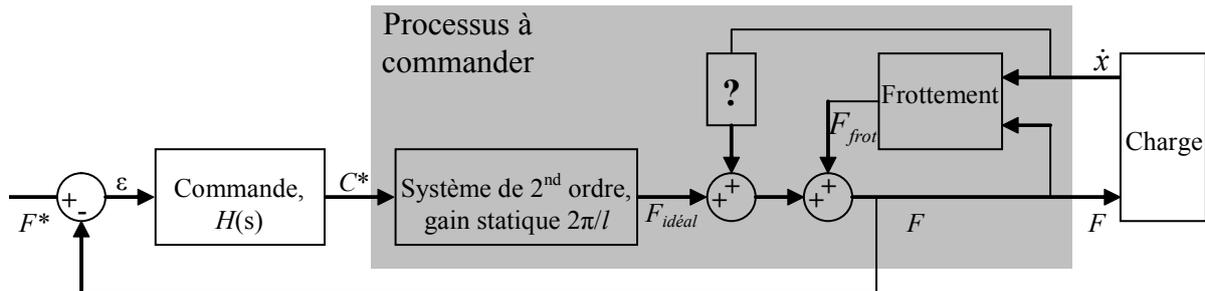


Fig 5- 14 : Schématisation du système commandé

La Fig 5- 14 présente une schématisation du système commandé, sur laquelle on trouve les notations suivantes :

- ε [N] : erreur statique entre la consigne d'effort F^* [N] et l'effort mesurée F [N]
- $F_{idéal}$ [N] : effort idéal produit par le vérin en l'absence des perturbations externes
- $H(s)$: transfert de la commande appliquée

a) Influence de la vitesse de charge

En l'absence de données constructeur, on cherche ici à s'assurer que la vitesse de charge n'influence pas le couple électromagnétique produit par le moteur en réponse à la consigne de couple. Se basant sur la schématisation du système commandé, présenté à la Fig 5- 14, nous pouvons formuler les équations suivantes :

$$\begin{cases} \varepsilon = F^* - F \\ F_{idéal} = \varepsilon H(s) 2\pi / l \\ F = F_{idéal} + F_{frot} + ?(\dot{x}) \end{cases} \quad (5- 8)$$

En négligeant l'influence de la vitesse de charge nous pouvons écrire l'équation ci-dessous qui donne une estimation $\hat{\varepsilon}$ de l'erreur statique, fonction de la consigne d'effort et de l'effort de frottement \hat{F}_{frot} estimé grâce au modèle élaboré et validé dans le chapitre 4.

$$\hat{\varepsilon} = \frac{F^* - \hat{F}_{frot}}{1 + G_b} \quad (5-9)$$

Afin de confirmer l'hypothèse qui nie l'influence éventuelle d'une perturbation liée à la vitesse de charge autre que celle dépendante et engendrée par l'effort de frottement, des essais sont réalisés à vitesse constante (Fig 5- 15) pour s'affranchir de l'accélération des différentes inerties. La commande utilisée est proportionnelle de gain 0.002 Nm/N. La consigne d'effort non nulle permet de se tenir à l'écart de la zone de jeu.

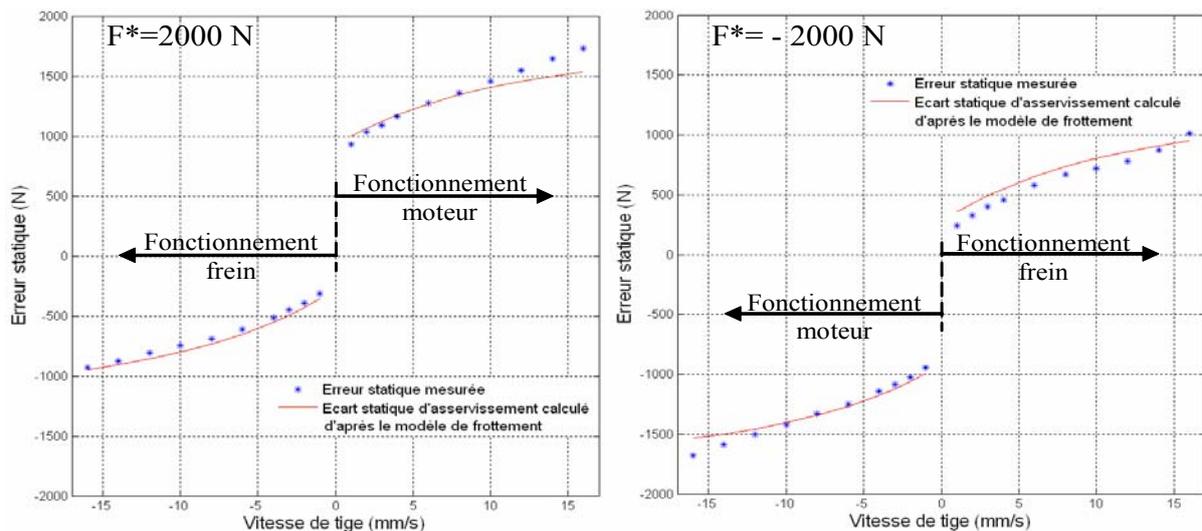


Fig 5- 15 : Variation de l'erreur statique en fonction de la vitesse

Les graphes de la Fig 5- 15 montrent que l'erreur statique estimée concorde bien avec l'erreur mesurée dans les quatre quadrants de fonctionnement. Ceci confirme que la commande du moteur n'est pas sensible à la vitesse de charge. Ces essais sont limités à 50 % de la vitesse nominale exigée (30mm/s) à cause de la présence de bruit (pas d'amortissement dans la commande utilisée pour cet essai).

b) Structure du correcteur

Pour la commande de l'EMA, nous proposons d'utiliser un correcteur conventionnel de type RST [24]. La correction [R] puise des signaux des capteurs ou des observations de variables d'états. Elle a un effet linéarisant. La correction [S] installée en série est simple à mettre en œuvre puisqu'elle ne nécessite pas de capteur supplémentaire. Enfin, la correction [T] réalise des actions d'anticipation sur les entrées fonctionnelles ou de perturbation. L'intérêt de cette anticipation est qu'elle est hors boucle donc ne dégrade pas la stabilité du système.

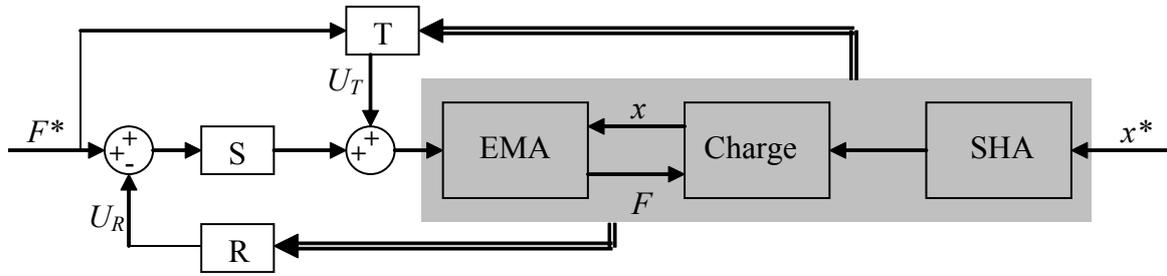


Fig 5- 16 : Schématisation du correcteur de type RST

• Correction par anticipation

Le travail effectué dans le paragraphe a) prouve le caractère prédictif du modèle de frottement. Nous avons alors la capacité d'anticiper et de corriger l'effet du frottement à partir de ce modèle et conformément à la Fig 5- 14. Les équations ci-dessous (5- 10) et (5- 11) créent des liaisons entre les différents paramètres mis en jeu.

$$\text{Dynamique du rotor : } (C_m - J_r \dot{\omega}) \frac{2\pi}{l} - F_{frot} = F \quad (5- 10)$$

$$\begin{cases} F = F^* - \varepsilon \\ C_m = C^* + C_a \\ C^* = H(s)\varepsilon \end{cases} \quad (5- 11)$$

Où :

- C_a [Nm] : couple d'anticipation à la commande du moteur
- $\dot{\omega}$ [rd/s²] : accélération du rotor

En substituant les éléments de (5- 11) dans l'équation (5- 10), on obtient l'expression suivante :

$$\varepsilon(1 + H(s)) = F^* + F_{frot} + \dot{\omega} J_r \frac{2\pi}{l} - C_a \frac{2\pi}{l} \quad (5- 12)$$

Alors, afin d'obtenir une erreur statique nulle, on en déduit qu'il faut appliquer un couple d'anticipation de la forme suivante (Fig 5- 17) :

$$C_a = (F^* + \hat{F}_{frot}) \frac{l}{2\pi} + J_r \dot{\omega} \quad (5- 13)$$

$$\text{Rappel : } F_{frot} = \left[F_c + F_s e^{(-|\omega|/\omega_s)} + |F_{ext}| (c + d \operatorname{sgn}(\omega F)) \right] \operatorname{sgn}(\omega) \quad (5- 14)$$

Il est important de noter que le frottement utilisé pour réaliser ce couple d'anticipation doit être calculé en fonction de la consigne d'effort F^* afin de rester en harmonie avec l'hypothèse qui stipule que l'erreur statique est nulle. Par ailleurs, l'utilisation de F^* à la place de F évite un nouveau bouclage du système qui pourrait altérer sa stabilité.

Les anticipations accélération et frottement nécessitent de disposer du signal de vitesse et d'accélération de charge. La mise en œuvre de l'action d'anticipation aboutit aux conclusions suivantes :

- la position de la charge est mesurée au niveau de l'EMA par un capteur potentiométrique. La dérivation de ce signal fournit une information qui reste fortement bruitée, si le filtrage est limité pour ne pas créer de déphasage trop important.
- le déplacement tige/corps du vérin d'essai est mesuré par un capteur LVDT. Sa dérivation à l'ordre 1 est moyennement bruitée, rendant la vitesse obtenue exploitable. La dérivation à l'ordre 2 est fortement bruitée et requiert un filtrage passe bas inférieur à 10 Hz qui crée un déphasage inacceptable pour la stabilité.
- la simulation de la réponse du SHA en essai, soumise au signal de consigne, fournit les signaux de vitesse et d'accélération (\hat{x} et $\hat{\omega}$) exempts de bruit. Par contre, le modèle de premier ordre du SHA doit être représentatif de son comportement dans la plage de fonctionnement couverte par l'essai (dans le cas présent, le modèle utilisé correspond à un système premier ordre de fréquence de cassure 3 Hz). Cette solution ne permet pas de compenser le mouvement de l'EMA engendré par la déformation du dispositif d'ancrage du SHA.

En conséquence, la mesure de la vitesse et l'accélération nécessaires à l'anticipation ont été élaborées sous forme numérique en utilisant cette dernière solution.

Finalement, les signaux (F^* , \hat{x} et $\hat{\omega}$) n'étant donc pas corrélés à l'effort produit et à la position mesurée, ils n'affectent pas la stabilité de la boucle d'effort.

La Fig 5- 17 présente une schématisation de l'anticipation décrite et détaillée ci-dessus.

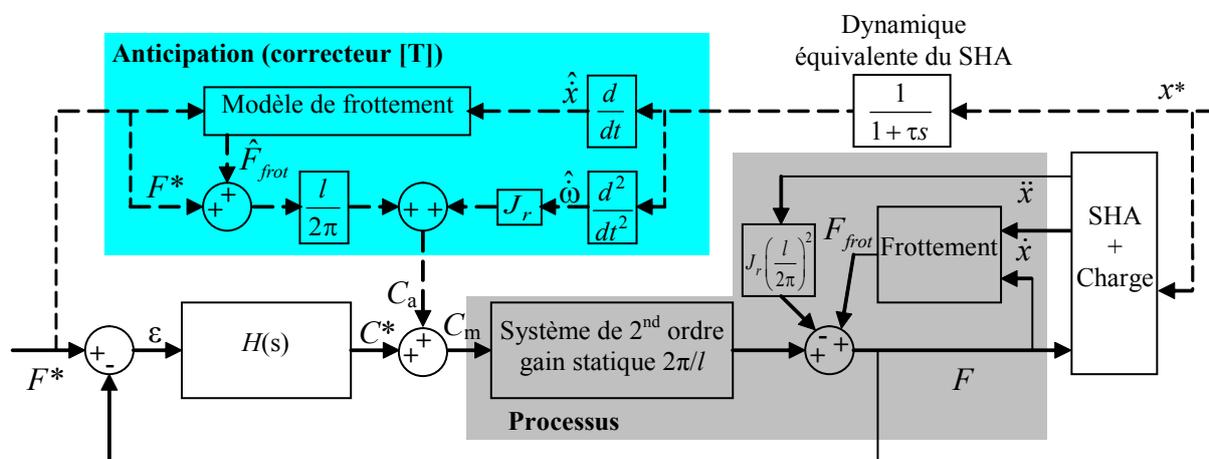


Fig 5- 17 : Schéma de la commande avec anticipation frottement, inertie et consigne d'effort

Il faudra néanmoins noter que si le SHA ne répond pas comme prévu (pression ou débit insuffisants) à la consigne de commande en position, l'anticipation devient inadaptée et pourra endommager le système. Ceci peut être évité en comparant en temps réel la position estimée et la position réelle du SHA afin de détecter tout dysfonctionnement et reporter le problème à l'utilisateur sous forme de signal sonore ou autre...

• Analyse vibratoire

L'analyse vibratoire du système englobant l'EMA n'est pas de la même simplicité que dans le cas d'un banc ne comportant que des vérins hydrauliques. En fait l'EMA présente deux comportements totalement différents suivant que son rotor est en mouvement ou pas (Fig 5-18) :

- Premier cas : le rotor est immobile. L'EMA se comporte alors comme une masse inerte (sa propre masse) suspendue entre deux ressorts, qui dans ce cas agissent en parallèle,
- Second cas : le rotor est en mouvement (charge mobile). Dans ce cas l'inertie rotor produit à travers le système vis-écrou une masse équivalente en translation de plusieurs tonnes. Dans ce cas, les raideurs présentes aux deux extrémités de l'EMA agissent cette fois-ci en série. En effet, la rotation du rotor engendre des efforts et des déplacements antagonistes aux extrémités de l'EMA. Les raideurs sont alors comprimées ou tendues simultanément. Le déplacement de la tige est alors accru.

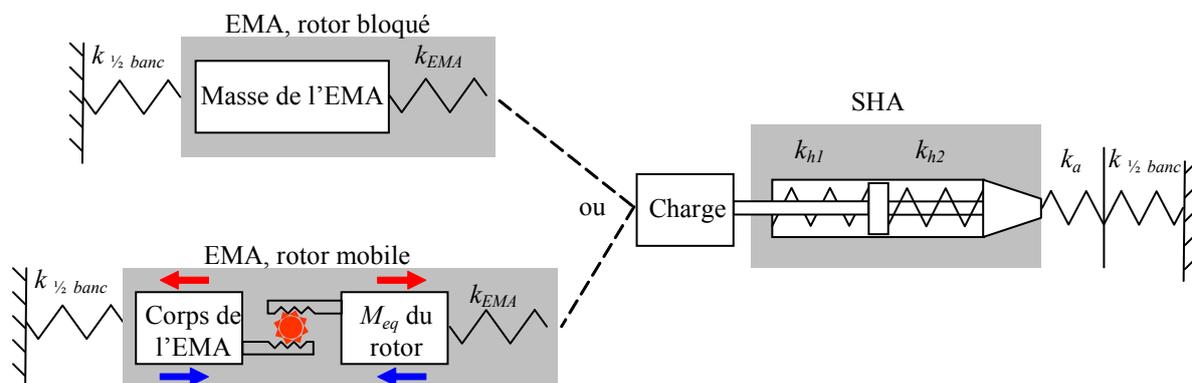


Fig 5- 18 : Modèle du système vibratoire

L'analyse vibratoire du banc d'essai est conduite à partir du modèle simplifié de la figure ci-dessus.

Tout d'abord il est très important de rappeler que le comportement du système est fortement non linéaire à cause de divers efforts de frottement :

- frottement dans l'EMA au niveau du vis-écrou,

- frottement des joints dans le SHA et éventuellement fuite entre chambre,
- frottement arbre-palier de l'arbre qui sert de guidage pour le dispositif élastique d'ancrage.

Ces efforts étant naturellement élevés, ils amortissent énormément les oscillations produites par les raideurs de l'EMA, d'ancrage et la raideur hydraulique du SHA. Les oscillations décelables lors des essais, et qui peuvent dégrader nos asservissement, sont ceux liés à la structure du banc qui, quant à elle, a un faible coefficient d'amortissement (de l'ordre de 1%).

L'évaluation des dynamiques « actives » fournit les résultats suivants :

- Masse équivalente du rotor + raideur globale du banc, 2 demi-raideurs en série : 4.14 Hz
- Charge (rotor mobile) + raideur globale du banc, 2 demi-raideurs en série : 33 Hz

Le premier mode mal amorti étant compris dans la bande passante (quelques Hz) de l'EMA est atténué en utilisant un retour en dérivé de l'effort mesuré comme présenté au paragraphe suivant. Par contre, l'EMA est incapable de rejeter les perturbations d'effort à 33 Hz (hors bande passante). Il réagit donc pratiquement comme s'il fonctionnait en boucle ouverte. Une solution consiste alors à éviter d'exciter ce mode, au travers de la commande de l'EMA, en introduisant dans le correcteur série [S] un filtre réjecteur.

• Correction R-S

Comme l'a montré le paragraphe précédent, traitant de la commande en effort sur une charge bloquée, le correcteur R-S combinant une action série proportionnelle et un retour en dérivé d'effort offre une solution pour une commande performante. Cette approche sera alors utilisée aussi pour la commande en effort sur les charges mobiles. Néanmoins, les raideurs mises en jeux et les inerties ont changé (présence du SHA et de la raideur d'ancrage). Il faudrait alors il faudrait évaluer de nouveau les gains P et D_F qui offrent une bonne réponse indicielle du système dans toutes les plages de fonctionnement (faibles et fortes raideurs). Les nouveaux gains sont alors : $P = 0.002 \text{ Nm/N}$ et $D_F = 0.00007 \text{ Nm/Ns}^{-1}$ (contre 0.005 Nm/N et $0.0001 \text{ Nm/Ns}^{-1}$ précédemment). La présence de la charge impose une réduction de 60 % du gain proportionnel qui se traduit par un rallongement du temps de réponse T_r de 60 ms à 90 ms.

• Conclusion sur la commande

Compte tenu de ce qui vient d'être dit et argumenté dans les paragraphes précédents le correcteur de type RST est mis en place pour la commande en effort de l'EMA avec le SHA.

- Correction R : $U_r = (1 + D_F s)F$, réalise le retour de l'effort ainsi que sa dérivée nécessaire à la commande PD_F ,
- Correction S : constituée d'une action proportionnelle et d'un filtre réjecteur à 33Hz,
- Correction T : anticipation frottement, inertie et consigne d'effort.

c) Essais réalisés

Le présent paragraphe illustre les résultats obtenus pour la commande proposée.

• Validation du choix des correcteurs

Cette première partie d'essai présente l'intérêt de chacun des correcteurs utilisés ainsi que le comportement global du système dans toute la plage de fonctionnement ce qui permet de valider les choix réalisés.

Ce premier essai (Fig 5- 19) présente la réponse indicielle à un échelon d'effort dans la zone à forte raideur (5 kN à 15 kN au temps $t = 6$ s). La boucle PD_F permet d'obtenir un temps de réponse à 5 % de 90 ms. Cette valeur dépasse de 33 % celle obtenue avec le même type de commande sur charge bloqué (60 ms) et correspond à une bande passante de 5.3 Hz à -3 dB (modèle premier ordre équivalent). De plus, on superpose une pulsation de vitesse engendrée par la commande du SHA (sinus 10 mm, 0.5 Hz). Sur la partie droite de la figure nous pouvons remarquer l'effet du filtre trou utilisé pour éliminer l'excitation des oscillations à 33 Hz.

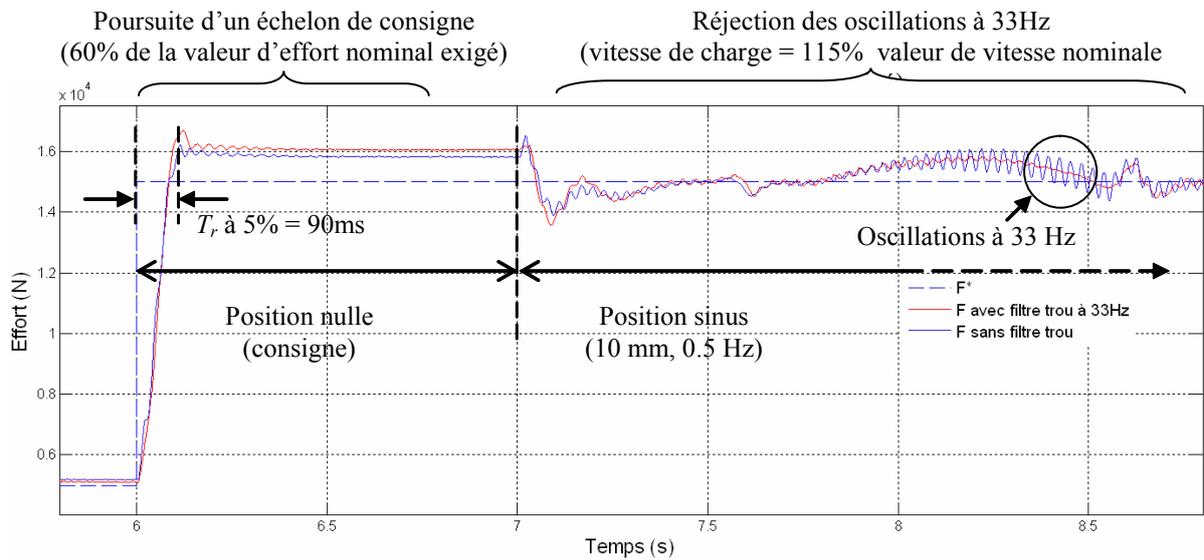


Fig 5- 19 : Performance globale de la commande proposée

Le second essai (Fig 5- 20) présente l'effet de l'anticipation basée sur les consignes d'effort et de position (F^* et x^*). Cette anticipation permet de réduire l'erreur d'asservissement d'environ 5 kN à environ 500N (soit 2 % de l'effort nominal exigé) dans les cadrans moteurs et freins de l'EMA.

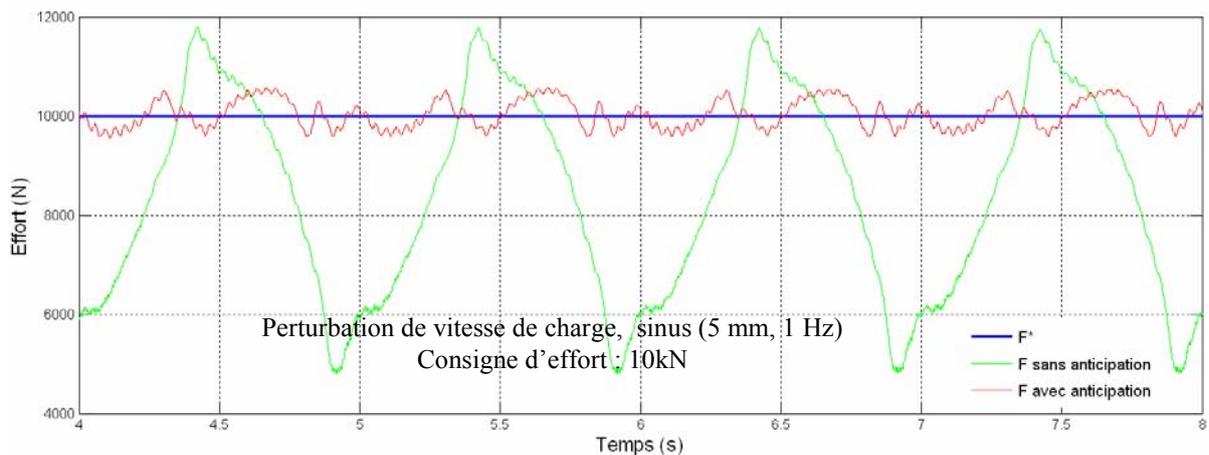


Fig 5- 20 : Intérêt de l'action d'anticipation

La Fig 5- 21 permet de remarquer que l'erreur d'asservissement causée par le déplacement de la charge est indépendante de la fréquence (ou de la vitesse) de déplacement de cette dernière. D'un autre côté, nous pouvons constater la présence du mode naturel bouclé de l'EMA préalablement présenté dans l'analyse vibratoire.

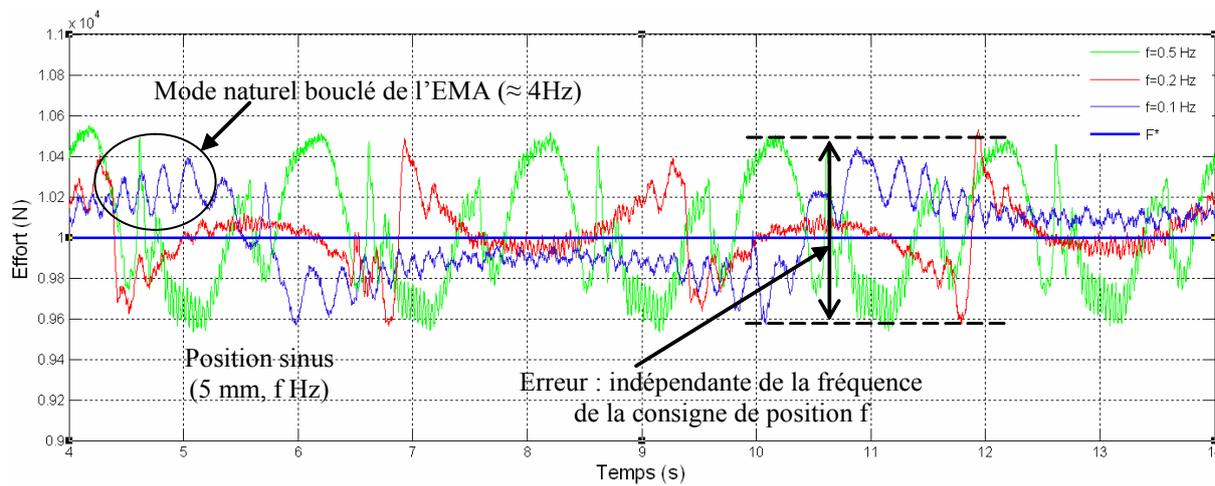


Fig 5- 21 : Influence de la vitesse de charge sur la précision statique (correcteur complet)

L'essai de la Fig 5- 22 présente un balayage de toute la plage de fonctionnement de l'EMA afin de prouver la robustesse de la commande utilisée. Nous pouvons noter un bon fonctionnement dans et aux alentours du jeu ainsi que dans la zone à forte raideur. D'un autre côté les DM qui surviennent lors du passage à grande vitesse dans les jeux ne dépassent pas les 30 % des échelons de consigne et sont très vite atténués.

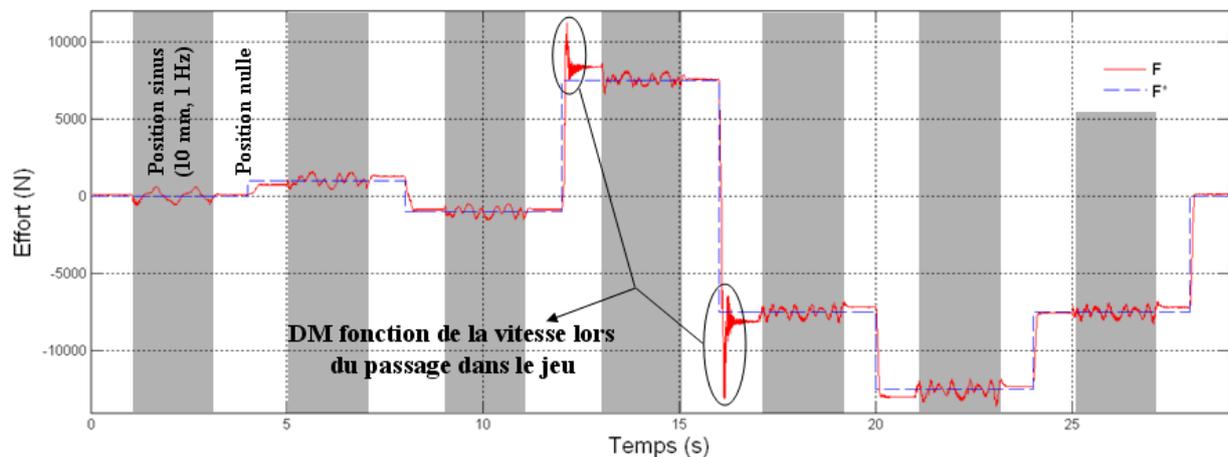


Fig 5- 22 : Robustesse de la commande

Le dernier relevé (Fig 5- 23), présente un essai de démarrage à froid qui montre la nécessité de prévoir un fonctionnement de quelques minutes afin que le frottement atteigne son régime permanent. Ce problème a déjà été évoqué durant l'identification des paramètres du modèle de frottement au chapitre précédent (la vitesse de référence de Stribeck varie en fonction du montant des cycles effectués).

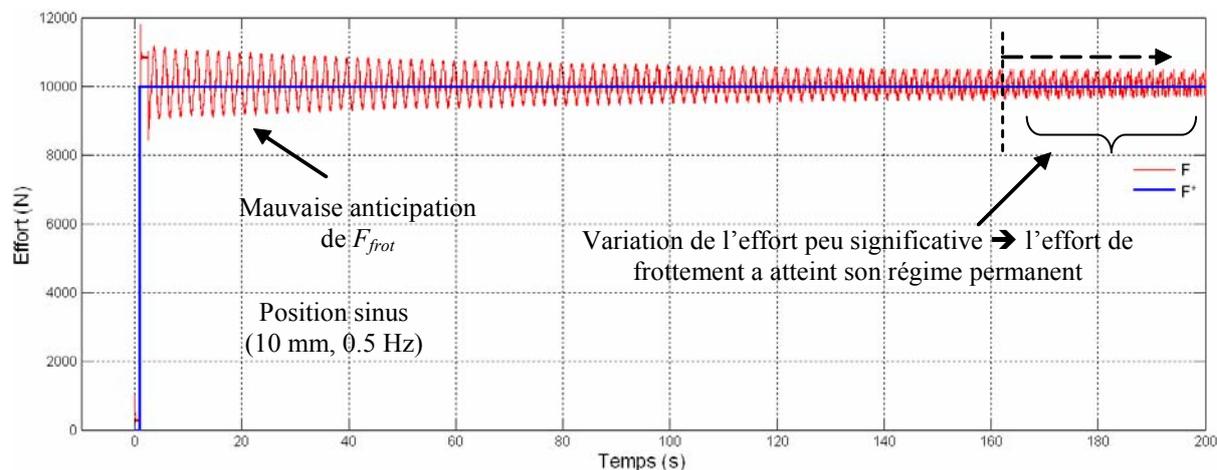


Fig 5- 23 : Démarrage à froid, commande complète

• Respect des exigences

Cette deuxième partie d'essai vise à vérifier que l'EMA, muni de la commande préalablement réalisée, respecte les exigences d'essais présentées dans l'introduction de la thèse. Il est à remarquer que les exigences comportant une plage d'amplitude ($\pm A_0$ mm à $\pm A_1$ mm) ont seulement été testées aux deux amplitudes extrêmes (minimum et maximum).

Le premier essai (Fig 5- 24) présente la réalisation de l'exigence # 1 par l'EMA. On peut noter un écart de 300 N (1.2 % de l'effort nominal exigé) entre la consigne d'effort (courbe bleue) et l'effort réalisé (courbe rouge) qui dépend de la vitesse de charge. Au besoin, un facteur de correction spécifique à cet essai (égal à 0.82) permet de réduire cet écart moyen à 50 N. Il persiste une oscillation non amortie de 250 N d'amplitude crête à crête à la fréquence du mode naturel de l'ensemble banc-EMA.

Exigence # 1 : butée à butée, lent & 12 kN

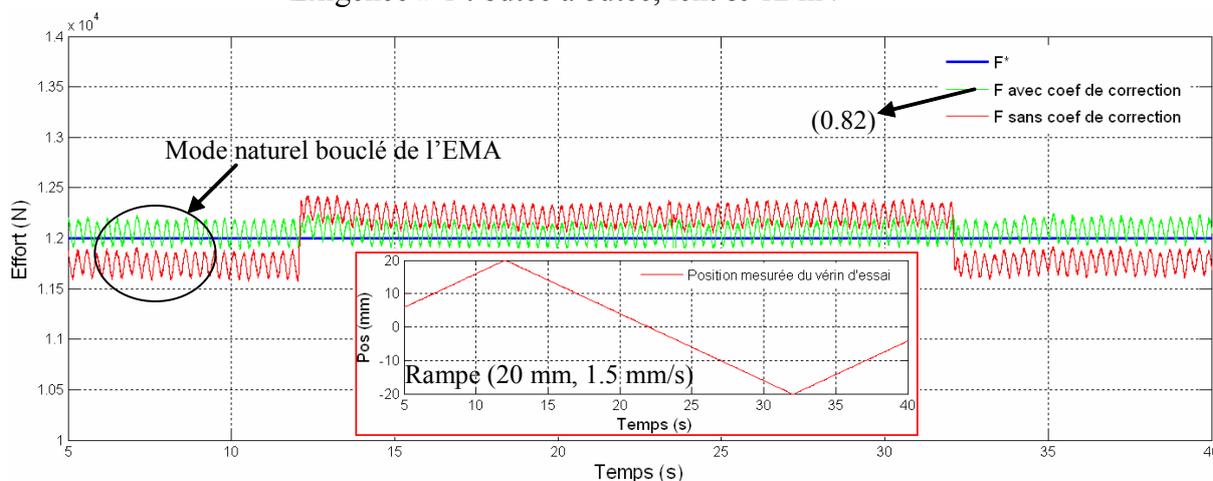


Fig 5- 24 : Essai de l'exigence # 1

La Fig 5- 25 est liée à l'exigence # 2 dans laquelle le chargement est extrême. Dans le graphe de gauche l'amplitude de déplacement utilisée est l'amplitude maximale. La pression d'alimentation du verin SHA en essai étant volontairement limitée, la position de consigne ne peut plus être réalisée par le SHA lors des efforts importants. L'effort antagoniste produit par l'EMA embarque le SHA qui n'est plus alors capable d'asservir la charge en position.

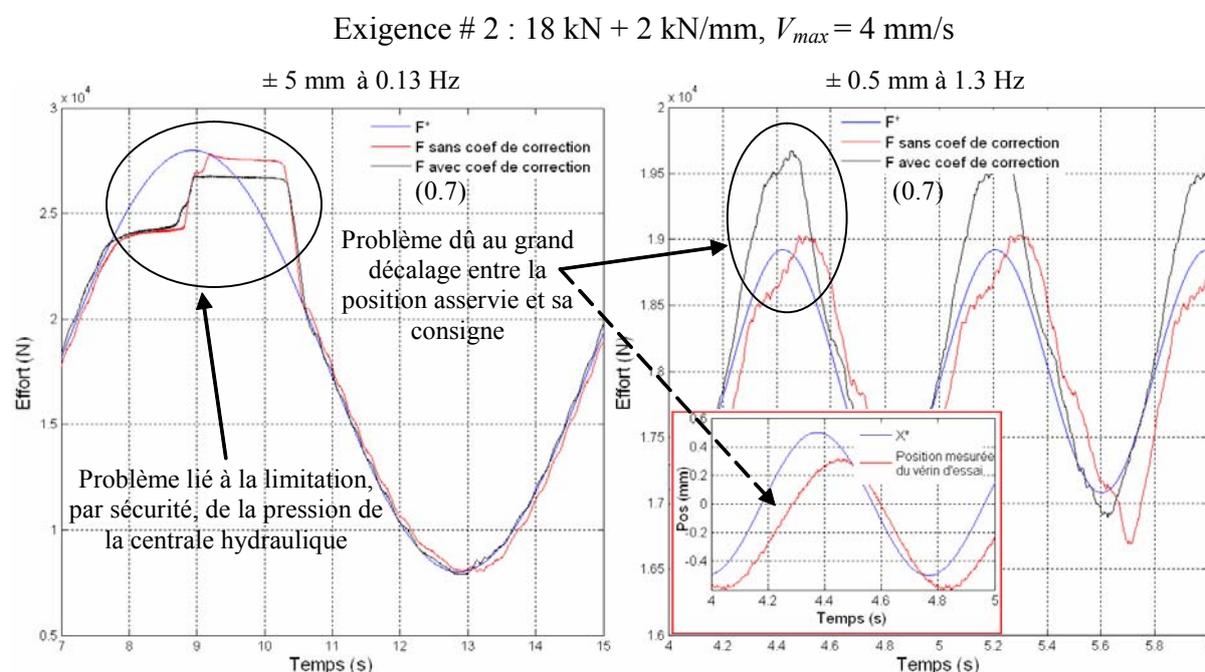


Fig 5- 25 : Essai de l'exigence # 2 aux deux amplitudes extrêmes

Pour les mêmes raisons, l'asservissement de la charge en position à haute fréquence (1.3 Hz, graphe de droite) présente un déphasage entre la consigne et la position réelle ce qui se répercute sur l'asservissement en effort dont l'anticipation est calculée en fonction de la consigne de position et de la réponse, hors saturation du SHA. Il n'y aurait de problème particulier à incorporer ces limitations de puissance dans le modèle du SHA utilisé pour la compensation (au niveau du gain de servovalve). Par ailleurs, on peut remarquer sur le graphe de gauche que l'effort produit (courbe rouge) suit bien la consigne mais présente un léger déphasage. En fait ce déphasage apparent est dû à un écart dépendant de la vitesse comme celui retrouvé dans l'essai de l'exigence # 1. Il est éliminé en appliquant un coefficient de correction de 0.7 sur l'anticipation de frottement.

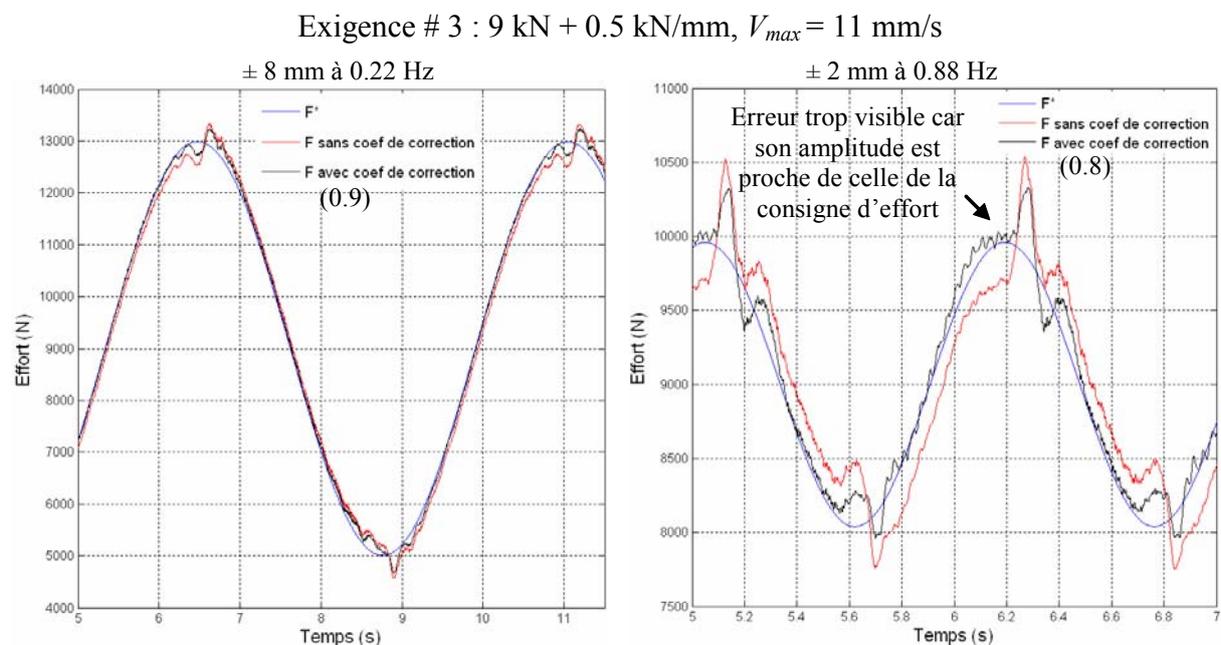


Fig 5- 26 : Essai de l'exigence # 3 aux deux amplitudes extrêmes

La Fig 5- 26 présente l'exigence # 3 dans laquelle le chargement est modéré. Dans le graphe de gauche on peut remarquer une bonne corrélation entre l'effort et sa consigne. Comme dans les essais précédents, l'erreur d'asservissement reste acceptable. Eventuellement, un coefficient de correction spécifique à cet essai permet d'améliorer encore l'efficacité de l'anticipation de frottement. D'un autre coté, sur le graphe de droite, on peut remarquer nettement les perturbations liées au déplacement de charge surtout lors du changement du signe de la vitesse. Les phénomènes d'échelle rendent ce défaut moins perceptible sur les autres graphes (dans cet essai l'erreur, voisine de 350 N, représente 17.5 % de l'amplitude de l'effort demandé mais seulement 1.4 % de l'effort nominal).

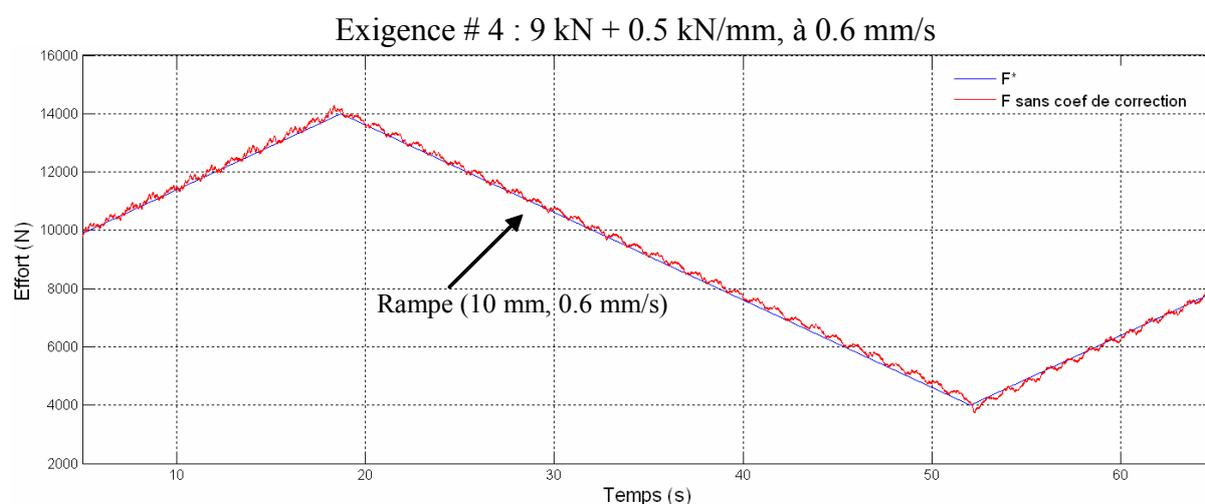


Fig 5- 27 : Essai de l'exigence # 4

Ce dernier tracé présente le comportement de l'EMA face à l'exigence # 4 qui est un essai à très basse vitesse. Le plus important à noter en ce qui concerne cet essai est l'avance saccadée (due à la basse vitesse) présentée préalablement dans l'asservissement sur charge bloquée. L'erreur statique reste faible devant le niveau d'effort à réaliser.

• Conclusion

Les essais réalisés et présentés dans les deux paragraphes précédents permettent de valider globalement la méthode de commande et les modèles de comportement de l'EMA. D'un autre côté, nous pouvons noter que l'EMA arrive à bien respecter les exigences d'essais au prix de l'introduction éventuelle de coefficients de correction. Ceci n'introduit pas une limitation sévère dans le cas d'essais avec consignes connues à l'avance et répétitives (plusieurs centaines de cycles). Ce réglage en fonction du type d'essai est courant et quasi incontournable, même lorsque le chargement est assuré par un vérin électrohydraulique. De plus, il est facile de mettre en oeuvre une boucle d'adaptation lente du facteur de correction.

IV. Conclusion et comparaison entre EMA et SHA pour la commande en effort

On cherche ici à mettre en évidence les différences entre les solutions électromécanique et électrohydraulique utilisées comme générateurs d'effort. A cet effet, le SHA considéré est un vérin linéaire symétrique à commande par servovalve débit.

1. Caractéristiques de puissance

Afin de réaliser une comparaison entre EMA et SHA, nous avons dimensionné un SHA produisant les même vitesse à vide et effort bloqué que l'EMA étudié. Sur la base d'une pression d'alimentation de 210 bars et d'un rendement mécanique de 95 %, la section utile du vérin hydraulique serait de 26.4 cm². La vitesse à vide imposerait un débit nominal de servovalve de 19 l/mn. Les caractéristiques de puissance en régime permanent sont tracées sur la Fig 5- 28.

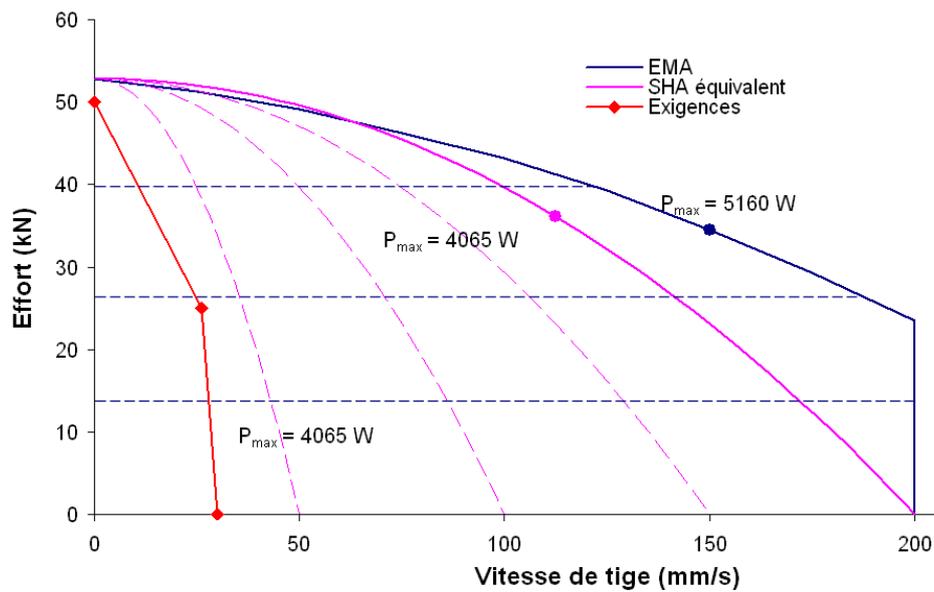


Fig 5- 28 : Comparaison des caractéristiques de puissance

Ce graphique permet d'en tirer les remarques suivantes :

- EMA : En mode commande en couple, l'EMA produit fonctionnellement un effort de sortie proportionnel au signal de commande (caractéristiques en pointillés bleus à 25, 50 et 75 % de la commande nominale).
- SHA : La modulation d'énergie par distributeur hydraulique produit une caractéristique en racine, proportionnelle à l'ouverture du distributeur (caractéristiques en pointillés magenta à 25, 50 et 75 % de la commande nominale).

Structurellement, l'actionneur SHA introduit une forte dépendance de l'effort fourni à la vitesse de charge, à signal de commande constant. Cette dépendance est absente (au frottement de la transmission près) dans le cas de l'EMA.

2. Phénomènes dominants

La figure Fig 5- 29 présente les phénomènes majeurs qui déterminent le comportement statique et dynamique des EMA et SHA. Le flux fonctionnel est tracé en gras.

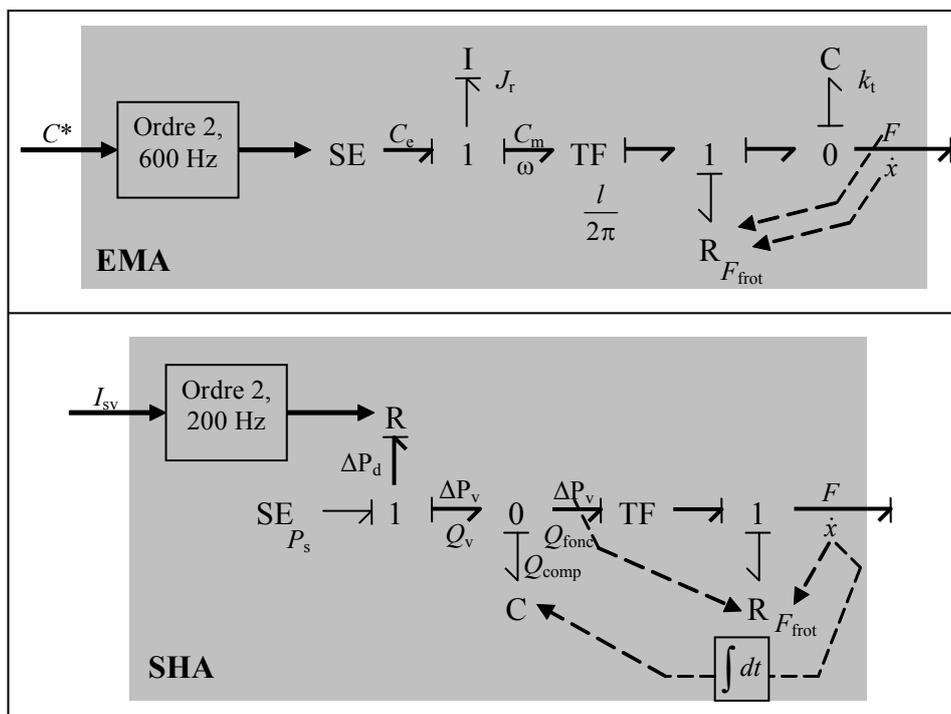


Fig 5- 29 : Principaux phénomènes spécifiques

a) Effet inertiel

Dans l'EMA, l'inertie rotor agit à travers le transformateur vis-écrou pour produire en sortie une masse équivalente considérable de 37000 kg (à comparer à la masse de charge de 600 kg). Dans le SHA, il n'y a pas d'effet inertiel significatif.

b) Effet capacitif

Le SHA présente un effet capacitif important engendré par la compressibilité de l'huile contenue dans les chambres du vérin. En sortie, il produirait une raideur de $4.3 \cdot 10^7$ N/m en position centrée.

En comparaison, l'EMA est bien plus rigide avec une élasticité de transmission du système vis-écrou 7 fois plus grande ($3.2 \cdot 10^8$ N/m).

c) Effet dissipatif

Les pertes par frottement du SHA sont modérées ou négligeables selon la technologie utilisée pour l'étanchéité (joint ou paliers hydraulique). Le rendement mécanique est alors typiquement compris entre 90 et 99 %. Les pertes par frottement sont affectées par la vitesse de tige et les pressions dans les chambres [40].

Les pertes mécaniques dans un EMA à vis à rouleaux sont importantes et entraînent une mauvaise réversibilité. Comme le chapitre 4 l'a montré, les rendements direct et inverse restent inférieurs à 80 et 50 % respectivement et les pertes mécaniques dépendent de la vitesse de tige et de l'effort transmis.

D'un point de vue énergétique, la commande du SHA par valve présente un rendement médiocre puisque la pression d'alimentation non nécessaire à vaincre la charge est gaspillée en perte de charge au passage des orifices du distributeur, créant la dépendance vitesse-effort.

3. Dynamiques naturelles

Pour l'EMA, l'importante inertie rotor ramenée à la charge se combine aux raideurs internes ou externes à l'EMA pour produire un mode naturel à basse fréquence : 15 Hz sur charge parfaitement bloquée, 4 Hz sur l'ensemble banc et vérin de test. Pour la présente application, l'élasticité interne de l'EMA a une influence très faible et peut être négligée. Il faut tenir compte que l'EMA a deux modes naturels différents suivant que le rotor est immobile ou pas (Fig 5- 18). Le couple électromagnétique répond à la consigne de couple avec une dynamique du 2^{ème} ordre à 600 Hz est insensible à la vitesse du rotor. Le transfert couple de consigne → effort produit n'est pas intégrateur.

A l'inverse, la capacité hydraulique du SHA produirait un caractère intégrateur dans le transfert courant servovalve → effort produit. Lorsqu'elle se combine avec les raideurs et inerties du banc et du vérin en essai, elle engendrerait un mode hydromécanique à 57 Hz, 14 fois plus rapide qu'en technologie électromécanique. Pour le débit nominal nécessaire à l'application, la dynamique d'une servovalve haute réponse serait typiquement du second ordre à 200-300 Hz.

4. Problématique de la commande en effort

La commande en effort des SHA est bien documentée [39]. Les solutions proposées, Fig 5- 30, b, ont été mises en œuvre avec profit sur de nombreux bancs d'essais d'actionneurs [40]. Elle est basée sur un modèle linéaire en boucle ouverte de type 2^{ème} ordre (servovalve) plus intégrateur (capacité hydraulique). La performance en boucle fermée est donc directement liée à la dynamique de la servovalve. La stabilité en boucle fermée est améliorée par un retour en dérivée d'effort transmis et éventuellement un filtre réjecteur en série, calé sur le mode mal amorti du banc. Eventuellement, une fuite réglable entre les chambres du vérin permet d'amortir les modes hautes fréquences que ne peut contrôler la servovalve. A cause du

Dans ce chapitre, nous avons montré comment une approche conventionnelle pouvait être mise en œuvre pour la commande en effort des EMA (Fig 5- 30, a). Pour la commande en effort, l'EMA est considéré comme un système du second ordre. La dynamique du variateur et la raideur propre de l'EMA n'introduisent pas de limitation de performance. Pour la précision en boucle fermée, l'absence de caractère intégrateur impose l'introduction d'une action intégrale dans la commande. Cette solution dégrade rapidement la stabilité et introduit des cycles limites non linéaires en présence des fortes non-linéarités des pertes mécaniques. Il est donc préférable d'anticiper l'effet des phénomènes perturbateurs (frottement et inertie rotor). Bien que le frottement soit complexe, nous avons pu observer qu'il est reproductible même après plusieurs mois de service. La compensation de l'inertie est incontournable. En pratique, son efficacité est limitée par la capacité à élaborer un signal d'accélération sans bruit et sans déphasage. Hors effet de phase, l'erreur d'asservissement typique est de 500 N pour une compensation à paramètres invariants. Comme pour le SHA, un retour en dérivée de l'effort améliore la stabilité tandis qu'un filtre trou permet de rejeter le premier mode mal amorti. Dans la présente application, l'instabilité en boucle fermée apparaît à 4 Hz. Ce mode limite la rapidité en boucle fermée et produit finalement un temps de réponse à l'échelon d'effort qui avoisine 90 ms. La réponse à très basse vitesse est encore affectée par le mode à 4 Hz et par l'avance saccadée.

Pour améliorer d'avantage les performances des commandes plus évoluées pourraient être mises en œuvre :

- amélioration des dérivations (capteur d'accélération, filtrage de Kalman et observateurs d'état)
- auto-adaptation basse fréquence des paramètres d'anticipation frottement et inertie.

Conclusion générale

Le travail qui nous a été confié il y a trois ans traduisait une évolution des thématiques abordées dans l'équipe de recherche « ASCOM », approche système en conception mécanique. Il s'agissait au travers de cette thèse de développer les compétences et de se doter en moyens d'essais concernant les actionneurs électromécaniques pour les systèmes embarqués.

Le sujet de l'étude est remonté des besoins des industriels qui s'interrogeaient sur la faisabilité de solutions électromécaniques pour la réalisation de générateurs de force statique et dynamique à haute puissance (quelles technologies mises en œuvre ? quels types d'architectures disponibles ? quelles méthodologies de dimensionnement ? quelles dynamiques naturelles et quelles conséquences sur la conception des bancs d'essai ? quelles performances avec des commandes classiques ?).

L'application type, support de l'étude, est la génération d'effort antagoniste par vérin linéaire pour les essais de qualification d'un actionneur d'aileron de gabarit Airbus A320. L'actionneur d'effort sélectionné est un prototype fabriqué par SKF qui combine un moteur brushless à rotor creux et son variateur à une vis à rouleaux inversés.

Après un premier chapitre consacré à la revue critique des technologies existantes, nous avons étudié en détail dans le chapitre 2 les architectures fonctionnelles et géométriques ainsi que la transmission vis-écrou. Nous avons proposé une approche originale multicritère pour le dimensionnement préliminaire, mécanique et énergétique, du système vis-écrou et pour son adaptation au moteur électrique. Nous avons également proposé une architecture de modèle de l'EMA et en particulier du système vis-écrou en se référant à un modèle de vis à glissement équivalent. Le modèle ainsi obtenu a permis d'évaluer a priori les dynamiques en présence.

La conception globale puis détaillée du banc d'essai a été présentée dans le troisième chapitre. Le choix de l'architecture géométrique, la reproduction de l'environnement avion, la sécurité et la sûreté de fonctionnement ont piloté cette phase d'étude que nous avons intégralement prise en charge.

Le chapitre 4 a été consacré à la caractérisation du banc et de l'EMA. Après validation de la conception du banc, l'élaboration d'un modèle de simulation de l'EMA a été conduite avec une attention particulière sur les pertes mécaniques et leurs évolutions en fonction des conditions d'opération. Cette phase nous a permis de proposer et de valider un modèle de simulation de l'EMA mixant connaissance et représentation. Le modèle de conduite élaboré autour d'un

système du second ordre fait clairement apparaître les effets perturbateurs linéaires (inertie rotor) et fortement non-linéaire (frottement du système vis-écrou) ainsi que les dynamiques parasites introduites par le filtrage des mesures et la commande numérique. Le modèle original proposé pour le frottement prend en compte les effets de Coulomb, de Stribeck, de charge extérieure et de cadran de fonctionnement. Tout au long de cette partie, nous nous sommes efforcés de proposer des méthodologies d'essais non intrusives et qui peuvent être facilement mises en œuvre par les intégrateurs de banc dans un environnement industriel.

Dans le dernier chapitre, la commande en effort de l'EMA a été abordée en mettant à profit la progression pas à pas et les connaissances acquises dans les chapitres précédents. La validation du modèle de conduite a été réalisée en boucle fermée proportionnelle. Elle a confirmé l'influence du cadran de fonctionnement sur le gain statique de l'EMA et la faible fréquence naturelle du premier mode oscillatoire due à l'effet de l'inertie rotor. Dans un premier temps, le réglage de la commande sur charge bloquée a permis d'élaborer une référence de performance. La synthèse de la commande en effort en présence du vérin à tester a été effectuée sur la base d'un correcteur à structure RST. L'action série proportionnelle est dotée d'un filtre réjecteur. L'action parallèle est de type proportionnel et dérivée. L'action T a fait l'objet d'une étude détaillée. Elle compense en premier l'erreur statique de poursuite. La réjection de la perturbation d'inertie est élaborée à partir de l'estimation de l'accélération de charge, calculée par dérivation filtrée de la vitesse fournie par un modèle de l'actionneur en essai en réponse à sa consigne de position. La réjection des perturbations de frottement est mise en œuvre grâce à une estimation des pertes mécaniques, sur la base du modèle de frottement qui a été validé à l'aide du prototype virtuel dans l'environnement de simulation AMESim. Pour clôturer ce chapitre, une comparaison des solutions SHA et EMA est proposée du point de vue du dimensionnement énergétique des phénomènes et des dynamiques naturelles et de la spécificité de leur commande en effort.

A l'issue de ce travail, il apparaît que la prochaine étape doit être confiée à un spécialiste d'automatique afin de développer et de mettre en œuvre des stratégies de commande plus évoluées, tout en conservant le caractère non intrusif vis-à-vis de l'EMA et du SHA. En particulier, il est nécessaire de s'intéresser à l'élaboration des grandeurs dérivées de l'effort et de la position, par exemple à l'aide d'observateurs d'état et / ou de filtre de Khalman. Il serait également intéressant de procéder à l'auto-adaptation basse fréquence des paramètres de frottement utilisés pour l'anticipation. Le découplage de la commande en effort vis-à-vis de l'actionneur à tester pourrait également apporter une amélioration sensible des performances.

Sur un plan purement mécanique, il serait important de concevoir un dispositif de débrayage de l'EMA pour éviter la ruine du vérin en test, par les phénomènes transitoires liés à l'inertie rotor et à la mauvaise réversibilité du système vis-écrou. Cette protection contre les surcharges devant présenter une raideur suffisante pour ne pas limiter les performances de la boucle de commande de l'EMA.

Annexe 1

BLOCAGE DE LA TIGE DE L'EMA CONTRE LA ROTATION

• Etude de l'isostatisme du système

Pour mieux comprendre la nécessité d'avoir un système qui reprend les efforts de rotation de la tige de l'EMA nous allons faire une comparaison entre l'isostatisme d'un SHA typique et celui d'un EMA.

1°_Actionneur hydraulique

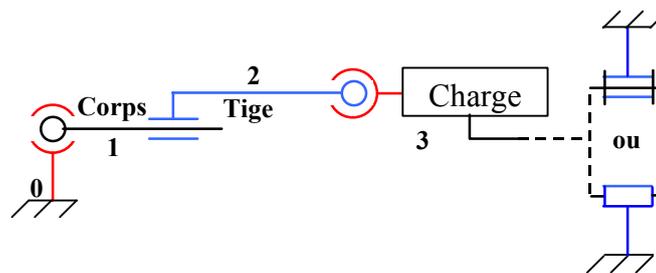


Fig A1- 1 : Schéma cinématique d'un actionneur hydraulique

L'isostatisme du système se calcule en appliquant la formule suivante :

$$h = \sum L_{ij} - (6nb_p - m_i - m_u) \quad (\text{A1- 1})$$

Avec :

- h : degré d'hyperstatisme du système
- L_{ij} : nombre des inconnues de liaison entre les pièces i et j
- nb_p : nombre des pièces (hors bâti)
- m_i : nombre de mobilités internes
- m_u : nombre de mobilités utiles

Dans le cas ci dessus, nous avons deux liaisons rotules et une liaison pivot glissant tandis que la charge est d'habitude fixée au bâti par une liaison glissière ou une liaison pivot $\rightarrow \sum L_{ij} = 15$. Quant aux mobilités, il y a la rotation de la tige du vérin et la rotation de son corps (mobilités

internes) ainsi que le déplacement tige-charge (mobilité utile). Ceci nous amène à conclure que le système est isostatique, $h = 0$.

2°_Actionneur électromécanique

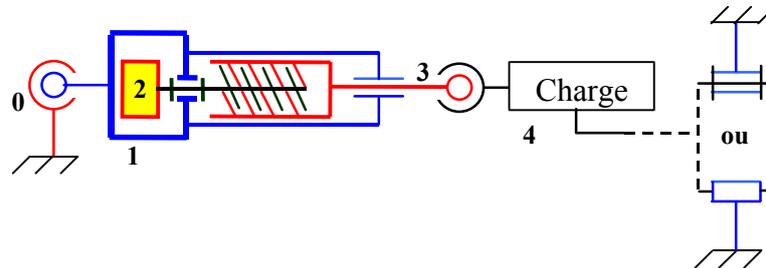


Fig A1- 2 : Schéma cinématique d'un EMA

Dans ce schéma cinématique, nous avons repris le schéma précédent et remplacé l'actionneur hydraulique par un EMA. Le rotor, solidaire de la vis forme avec son stator une liaison pivot. Pour assurer la durée de vie du vis-écrou, son intégration dans l'EMA est telle que les paliers et guidages externes doivent reprendre tous les efforts sur la vis, excepté l'effort axial. Dans ces conditions, la transmission vis-écrou peut être assimilée à une liaison ponctuelle. D'un autre côté, la tige du vérin, solidaire de l'écrou forme avec le stator une liaison pivot-glissant.

On calcul alors : $\Sigma L_{ij} = 21$

Quant aux mobilités, le déplacement tige-charge est toujours la mobilité utile du système tandis la rotation de la tige du vérin et la rotation de son corps ne peuvent plus être considérées comme des mobilités internes car elles influencent le fonctionnement.

En appliquant la formule présentée ci haut, nous pouvons conclure que le système est hypostatique d'ordre deux, $h = - 2$.

En effet, la rotation de la tige influence son déplacement axial. Dans le pire des cas, si la vitesse de rotation de la tige est égale à la vitesse du couple écrou-rotor, il n'y aura plus de déplacement axial. Il faut alors bloquer la tige contre la rotation (ceci ajoute une contrainte de liaison). Ceci peut se faire de deux manières différentes :

- Utiliser un joint de cardan à la place de la rotule pour lier la tige à la charge,
- Remplacer la liaison pivot glissant par une liaison glissière entre la tige et le corps du vérin.

D'un autre côté, le couple électromagnétique agissant entre le stator et le rotor oblige chacun des deux à tourner dans des sens opposés. Afin que le rotor tourne avec la bonne vitesse, il faut

bloquer la rotation du stator en reprenant le couple qui y agit dessus. Ceci ajoute alors une deuxième contrainte de liaison et rend notre système isostatique.

Ce blocage peut se faire aussi de deux manières qui y sont identiques à celles présentées ci haut (cardan entre stator et bâti ou liaison glissière à la place du pivot glissant). **Il faudra faire attention sur le fait que l'utilisation de la liaison glissière ne règle pas les deux problèmes simultanément car elle bloque la rotation entre la tige et le stator tandis que l'EMA reste libre de tourner par rapport au bâti.** Ceci se produira lors des phases transitoires (démarrage, arrêt ...). Lorsque le rotor change de vitesse, le stator a tendance à tourner dans le sens contraire afin de conserver la quantité de mouvement du système.

• Etude de l'isostatisme de notre banc d'essai

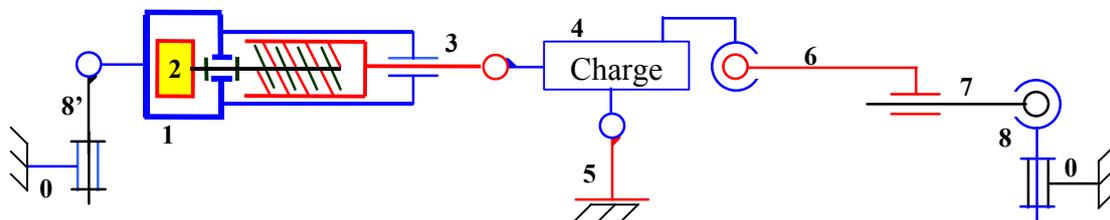


Fig A1- 3 : Schéma cinématique de l'EMA utilisé dans notre banc d'essai

Pour une meilleure compréhension du schéma ci-dessus nous allons commencer par énumérer le nom et le fonctionnement des différentes pièces relatives à notre banc et présente dans ce schéma.

- 8' : Equerre, elle sert à fixer la partie arrière de l'EMA (liaison pivot)
- 8 : Equerre, elle sert à fixer la partie arrière de l'HA (liaison rotule)
- 5 : Paire de paliers, elle sert à tenir la charge et lui permettre un mouvement de rotation (liaison pivot)
- 1, 2 et 3 : EMA
- 6 et 7 : SHA

L'équerre étant fixée au bâti par un système de pion et vis, présenté en détail dans l'annexe 3, nous pouvons considérer que sa liaison avec le bâti est une liaison pivot (avant le serrage des vis). Quant à la paire de paliers, sa liaison avec le bâti est considérée comme étant une liaison plan (avant le serrage des vis).

En ce qui concerne les mobilités et liaisons des différents éléments on se réfère aux paragraphes précédents.

En parcourant les différentes pièces de gauche à droite nous pouvons écrire :

$$\rightarrow \Sigma L_{ij} = 48$$

Avant le serrage des vis, le système est hypostatique d'ordre deux, $h = - 3$. Ceci permet alors un bon positionnement des pièces sans aucun risque de les déformer. Une fois que l'alignement des tiges est assuré, nous serrons les vis qui fixent les paliers, la liaison plan se transforme en un encastrement et augmente de trois le nombre des inconnues de liaison. Notre système paraît alors isostatique. Mais en découplant le calcul des cotés gauche (EMA) et droit (SHA), nous retrouvons que la fixation de l'EMA est hyperstatique d'ordre un tandis que la fixation de l'SHA est hypostatique d'ordre un.

Enfin, lorsque nous serrons les vis des équerres la fixation de l'EMA devient hyperstatique d'ordre deux et celle de l'SHA devient isostatique. Il faudra noter que l'hyperstaticité dont nous parlons provient du fait que nous avons utilisé des liaisons pivots pour fixer l'EMA au lieu d'utiliser des joints de cardan. C'est un choix de conception assurant une plus grande simplicité, l'hyperstatisme étant absorbé par les différents jeux et élasticités des liaisons.

Annexe 2

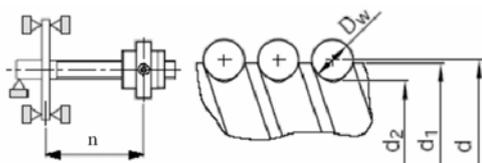
RIGIDITE DE LA VIS

On montre ici comment évaluer la rigidité globale de l'EMA et en particulier la rigidité de la vis [7], fonction de la position des roulements.

• Roulement fixe sur une extrémité de la vis

Dans ce premier cas, un seul ensemble de roulements assure la fixation de la vis sur une extrémité (l'autre restant libre), ex : vérin ayant une faible course. La liaison est considérée comme un encastrement. Les paragraphes ci-dessous donnent la rigidité du système en fonction du type de la vis : à billes ou à rouleaux.

1°_Vis à billes



$$k_v = \frac{E\pi (d_0 - 0.71 D_w)^2}{4n} \tag{A2- 2}$$

Fig A2- 1

Avec :

- n [m] écartement palier-écrou
- d_0 [m] diamètre nominal de la vis
- D_w [m] diamètre des billes

2°_Vis à rouleaux

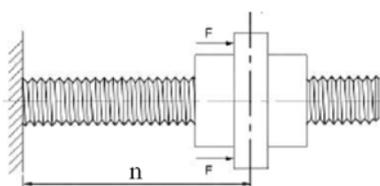


Fig A2- 4

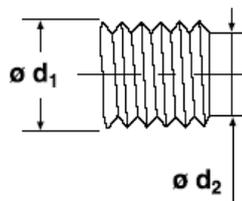


Fig A2- 5

$$R_v = \frac{E\pi}{4} \frac{d_2^2}{n} \tag{A2-3}$$

Avec :

d_2 [m] diamètre au fond du filet

• **Roulement fixe aux deux extrémités de la vis**

Dans ce second cas, deux ensembles de roulements assure la fixation de la vis aux deux extrémités, ex : vis de positionnement du chariot d’une machine outils. La liaison, bien qu’hyperstatique (2 encastremets), augmente la rigidité du système mais rend la rigidité fonction de la position de l’écrou. Les paragraphes ci-dessous donnent la rigidité du système pour les deux types de vis.

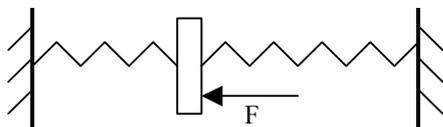


Fig A2- 6

$$k_v = k_{v1} + k_{v2} \tag{A2-4}$$

1°_Vis à billes

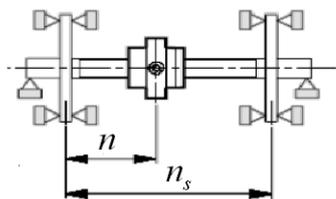


Fig A2- 7

$$k_v = \frac{E\pi}{4} \frac{(d - 0.71D_w)^2}{n} \frac{n_s}{n_s - n} \tag{A2-5}$$

Avec :

n_s = écartement entre paliers (m)

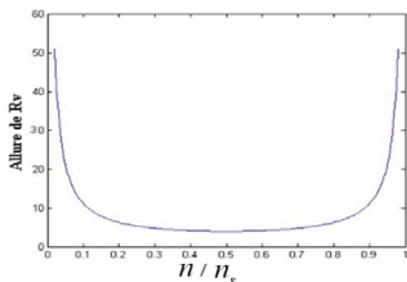


Fig A2- 8

$$k_{v \min} = E\pi \frac{(d - 0.71 D_w)^2}{n_s} \tag{A2-6}$$

Comme le montre la Fig A2- 8, la rigidité est minimale au milieu de la vis : $n = n_s / 2$, et elle tend vers l'infini aux extrémités.

2° _Vis à rouleaux

$$k_v = \frac{E\pi}{4} \frac{d_2^2 n}{n_s (n - n_s)} \quad (\text{A2- 7})$$

De même, la rigidité est minimale au milieu de la vis :

$$k_{v\min} = E\pi \frac{d_2^2}{n_s} \quad (\text{A2- 8})$$

Annexe 3

PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UNE VIS A ROULEAUX SATELLITES

1. Structure

La Fig A3- 1 présente une vue détaillée d'une vis à rouleaux satellites ([34] et [35]). La vis et l'écrou ont des filetages à entrées multiples et un profil triangulaire (angle de 90°) tandis que les rouleaux ont un filetage unique formé par des arcs circulaires. Les engrenages, situés à chaque extrémité du rouleau, sont engagés avec les engrenages internes situés sur les deux cotés de l'écrou. Deux attaches assurent le bon positionnement des rouleaux (espacement identique, axe parallèle à celui de la vis).

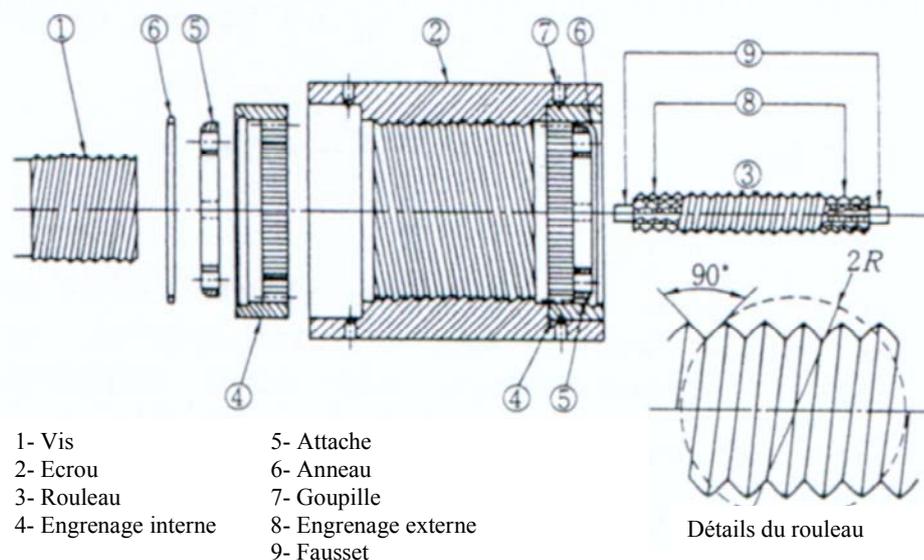


Fig A3- 1 : Vis à rouleaux satellites, vue détaillée

2. Mécanisme

Le fonctionnement d'une vis à rouleaux satellites, est semblable à celui d'un train d'engrenages planétaires. Cependant contrairement au train d'engrenages, la rotation des composants d'une vis à rouleaux s'accompagne d'une translation plus ou moins importante.

a) Rotation

Considérons le cas où la vis est en train de tourner et l'écrou est bloqué contre la rotation.

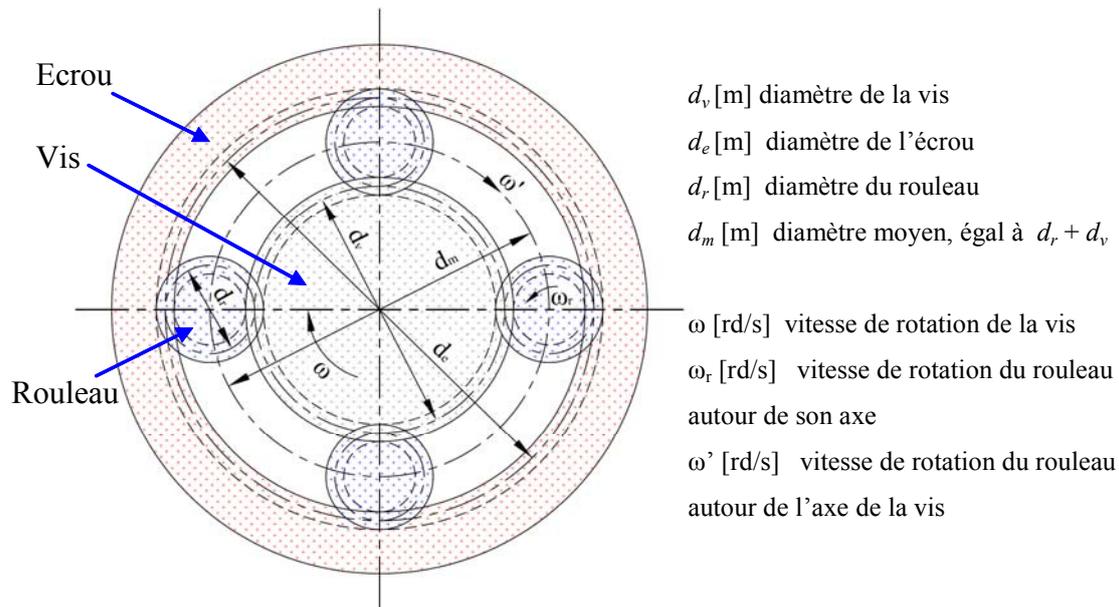


Fig A3- 2 : Coupe d'une vis à rouleaux

En utilisant les symboles présentés dans la Fig A3- 2, la relation entre la vitesse de rotation du rouleau ω' et la vitesse de rotation de la vis ω est exprimée comme suit :

$$\text{Ecou fixe} \quad \Rightarrow \frac{\omega' d_e}{2} - \frac{\omega_r d_r}{2} = 0 \quad (\text{A3- 1})$$

$$\text{Vis en rotation} \quad \Rightarrow \frac{\omega' d_v}{2} + \frac{\omega_r d_r}{2} = \frac{\omega d_v}{2} \quad (\text{A3- 2})$$

$$\text{D'où:} \quad \omega' = \omega \frac{d_v}{d_e + d_v} = \frac{\omega}{2} \frac{d_v}{d_v + d_r} = \frac{\omega}{2} \frac{k}{k+1} \quad (\text{A3- 3})$$

k étant le rapport entre le diamètre de la vis et celui du rouleau ($k = d_v/d_r$)

Il semble intéressant de noter que dans une utilisation réelle la vitesse angulaire ω est la vitesse relative entre la vis et l'écrou. Ceci est équivalent à dire que si la vis est fixe et l'écrou tourne, la relation entre ω et ω' reste inchangée mais cette fois ci ω est la vitesse de rotation de l'écrou.

b) Translation

• Rouleaux / Ecou

Tout calcul fait, le déplacement axial a_l du rouleau, relativement à l'écrou, pour un tour de la vis est donné par :

$$a_1 = \frac{1}{\omega} (\omega' p n_e \pm \omega_r p) = \frac{k p}{2} \left(\frac{n_e}{k+1} \pm \frac{k+2}{k+1} \right) \quad (\text{A3- 4})$$

Avec :

- n_e : nombre des entrées de l'écrou (respectivement n_v nombre d'entrée de la vis)
- \pm : le signe + s'applique lorsqu'on a les filetages dans le même sens.

Lorsque les rouleaux sont solidaires de l'écrou (pas de recyclage, vis longue), le déplacement axial entre les rouleaux et l'écrou est nul. Ceci implique des filetages de sens inverses ainsi qu'une relation entre les diamètres des rouleaux et de l'écrou.

$$n_e = k + 2 = \frac{d_e}{d_r} \quad (\text{A3- 5})$$

• Rouleaux / Vis

Tout calcul fait, le déplacement axial a_2 du rouleau, relativement à la vis, pour un tour de la vis vaut :

$$a_2 = \frac{1}{\omega} (\omega_r p \pm \omega' p n_v \pm \omega n_v p) = p \left(\frac{k(k+2)}{2(k+1)} \pm \frac{k}{2(k+1)} n_v + n_v \right) \quad (\text{A3- 6})$$

On constate que le déplacement axial du rouleau relativement à la vis dépend de l'avancement par tour de la vis $p n_v$ ainsi que du rapport des diamètres k . Afin de ressembler le plus possible aux vis à glissement traditionnelles, il vaut mieux choisir $n_v = k + 2$ de telle façon à éliminer la composante en k . D'après l'équation (A3- 6), on remarque qu'il faut choisir le même nombre de filets pour l'écrou et la vis. Il reste à noter que le nombre de rouleaux n'est limité que par les contraintes d'espace, ce qui présente un bon intérêt pour la capacité de charge.

Annexe 4

MODELISATION DU MOTEUR SYNCHROME

La modélisation fine du moteur synchrone, présenté dans le paragraphe VI-1 et VI-2 du chapitre 1, n'étant pas un travail primordial pour notre sujet de thèse, nous avons alors assimilé le moteur synchrone à un moteur à courant continu (moteur CC) dont les équations sont présentées ci dessous.

$$U = L \frac{dI}{dt} + RI + K_e \omega_m \quad (\text{A4- 1})$$

$$C_e = K_T I \quad (\text{A4- 2})$$

Avec :

- L [H] : inductance du moteur CC équivalent, $L = 1/3 L_s$
- R [Ω] : résistance du moteur CC équivalent, $R = 1/3 R_s$
- U [V] : tension équivalente d'alimentation
- I [A] : courant équivalent d'alimentation

Le choix de ce modèle n'est pas trop éloigné de la réalité vu que le moteur synchrone a un fonctionnement semblable au moteur CC commandé par tension d'induit à flux inducteur constant. Par ailleurs, la plupart des fournisseurs de moteurs synchrones ne présentent sur leurs documentations que les paramètres des moteurs CC équivalents. Le tableau ci dessous, fourni par la société Parvex [16] en est un bon exemple. Il présente les paramètres du moteur qui équipe notre actionneur EMA. Ces mêmes paramètres seront utilisés dans nos simulations. Il reste à noter que la résistance et l'inductance équivalentes sont égales au tiers des valeurs mesurées entre les phases du moteur synchrone.

Le moteur qu'on vient de décrire peut être commandé par tension ou par courant (par vitesse ou par couple dans l'interface du logiciel Parvex Motion Explorer). A ce stade, il suffit de noter que la commande en courant élimine la dynamique du moteur et le transforme en un

simple gain entre le courant et le couple conformément à l'équation (A4- 2) mais d'un autre côté, elle ajoute une dynamique au sein du variateur (passage de U à I).

Couple en rotation lente	36	N.m	M _o
Vitesse maximale	4200	tr/mn	N
Tension d'alimentation continue en charge	540	V	\hat{U}
Courant permanent rotation lente	37.9	Â	\hat{I}_o
Courant impulsionnel	80	Â	\hat{I}_{maxi}
Fem par 1000 tr/mn (25°C)	122	V	K_e
Coefficient de couple électromagnétique	0.949	N.m/Â	K_t
Résistance du bobinage (25°C)	0.238	Ω	R _b
Inductance du bobinage	1.79	mH	L
Inertie rotor	920	kg.m ² × 10 ⁻⁵	J
Constante de temps thermique	60	min	T _{th}
Masse moteur	-	kg	M

Fig A4- 1 : Paramètres du moteur CC équivalent du prototype d'EMA fourni par SKF

Le graphe ci-dessous présente la simulation du démarrage à vide du moteur synchrone, commandé en tension, dans l'environnement Matlab-Simulink en utilisant les paramètres du moteur à courant continu équivalent présenté ci dessus.

On peut remarquer qu'au début du démarrage, la force contre électromotrice dépendant de la vitesse de rotation est faible ce qui se traduit par un courant qui peut atteindre les 5000 A (U/R). Dans cette phase, l'électronique de puissance impose une limitation de courant. Une fois le régime est établi, le courant diminue pour atteindre sa valeur minimale, valeur nécessaire pour vaincre le couple résistant (ici supposé visqueux).

Il est intéressant de noter que la phase transitoire du démarrage du moteur n'a pris que 0.15 s ce qui annonce une rapidité de réponse pendant les asservissements ultérieurs.

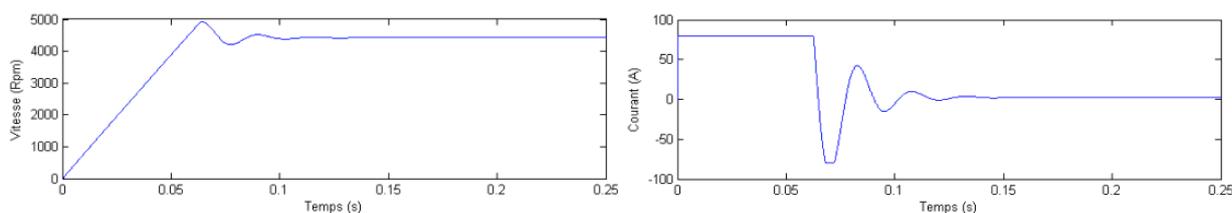


Fig A4- 2 : Démarrage à vide d'un moteur synchrone

Annexe 5

CALCUL DES VIS DE LIAISON AVEC LE BANC

• Equerres

Chaque équerre du banc d'essais est positionnée au moyen d'un pion de diamètre 30 mm et est fixée par deux rangées de quatre vis chacune. L'effort appliqué par le tenon arrière de l'actionneur, n'appartenant pas au plan de contact entre l'équerre et la structure porteuse, crée dans les vis en plus des contraintes de cisaillement des contraintes normales dont les valeurs varient en fonction de l'emplacement des vis.

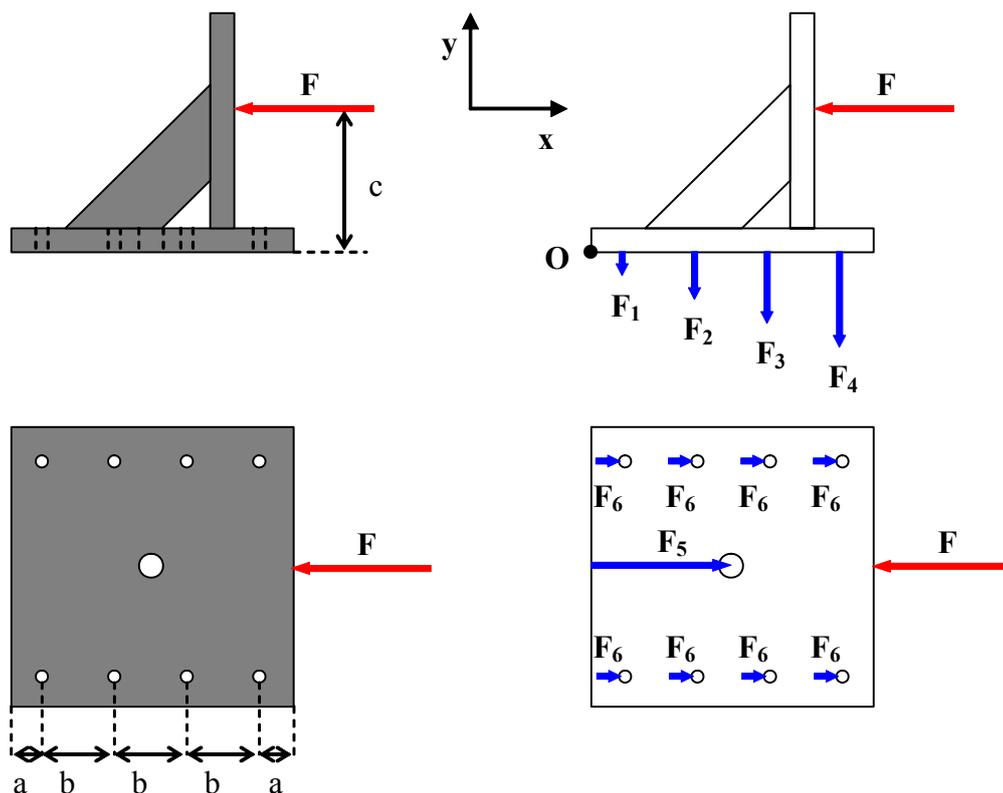


Fig A5- 1 : Schématisation de l'équerre avec les efforts qui y sont appliqués

1°_Contraintes de cisaillement

Comme le montre la figure ci-dessus, la reprise des efforts selon l'axe des x est assurée par le pion et les huit vis. En écrivant le bilan des efforts statiques appliqués à l'équerre selon l'axe des x , nous obtenons :

$$8 F_6 + F_5 = F \quad (\text{A5-1})$$

En consultant de près la conception de l'équerre, on remarque que le pion est placé avec un ajustement juste (dans l'équerre et la structure) tandis que les vis sont entourées d'un petit jeu permettant de pivoter l'équerre afin d'assurer un bon parallélisme avec l'arbre de rotation. Alors, dans le cas le plus défavorable où nous négligeons les efforts de frottement, c'est le pion qui bloque le déplacement plan de l'équerre.

La valeur des contraintes de cisaillement agissant sur le pion est donnée par :

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F}{\pi d^2 / 4} = 70 \text{MPa} \quad (\text{A5-2})$$

Cette contrainte est 3 fois plus petite que la limite de la rupture en cisaillement d'un acier de qualité moyenne. A ceci s'ajoute le fait que le serrage des vis, fixant l'équerre à la structure porteuse, crée un grand effort normal entre les 2 surfaces qui à son tour se traduit par un effort de frottement qui empêche tout déplacement horizontal de l'équerre. On en conclut que le pion et l'effet de frottement sont largement capables de tenir l'équerre en place.

Quant à la contrainte de matage sur la surface du pion, elle est voisine de 55 MPa, valeur acceptable.

2°_Contrainte normale

La fonction principale des vis est la reprise et / ou la production d'efforts normaux. La force agissant sur chacune des vis fixant notre équerre dépend à la fois de la force F qui lui est appliquée et de l'emplacement de la vis par rapport à la ligne de basculement passant par O. Compte tenu du nombre important des vis, notre système est hyperstatique. Ceci nécessite une résolution par élément finis où des hypothèses réalistes pour réduire le nombre des inconnues.

Supposons que l'équerre et le banc sont bien plus rigides que les vis. Alors, comme le montre la figure ci-dessous, sous l'action de la force F , les vis sont les seuls éléments qui se déforment.

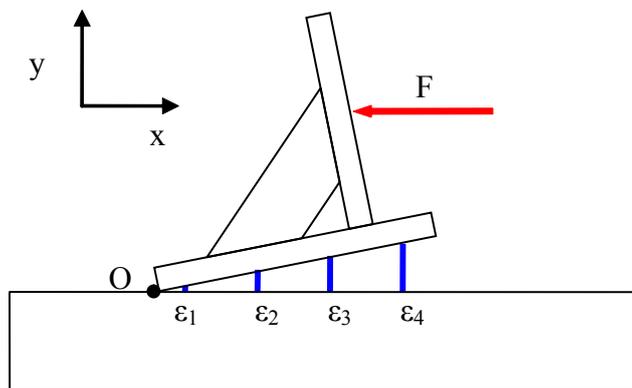


Fig A5- 2 : Déformation des vis sous l'action de F

Tout calcul fait : $F_4 = 33.4$ kN. Comme il y a deux rangés de vis, la vis la plus sollicitée reprend 16.7 kN. Elle est alors soumise à une contrainte normale de :

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{16700}{\pi \cdot 20^2 / 4} = 53 \text{ MPa} \quad (\text{A5- 3})$$

La résistance à la rupture des vis de classe moyenne (classe 8.8) est de 800 MPa. Sachant que les vis sont, d'habitude lors du serrage, précontraintes à 70 % de leur limite de rupture (560 MPa), la contrainte maximale, produite par la reprise des efforts du vérin, ne présente que 10 % de la précontrainte. Ceci permet alors une très bonne résistance à la fatigue et une très bonne fixation des équerres.

• Paliers et butée de crash

Les paliers, comme spécifié dans la description du banc d'essai, servent à la fixation de l'arbre de rotation. Chacun des deux paliers est fixé par deux vis M16. Des épaulements empêchent tout déplacement horizontal et évitent que les vis reprennent des contraintes de cisaillement. Pendant le fonctionnement normal des vérins, hors arrivée en butée, les paliers sont faiblement sollicités. En effet les efforts selon l'axe des x produit par les deux vérins se compensent (hors effet inertiel de l'arbre de rotation) et les efforts selon l'axe des y , repris par les paliers, sont très faibles vu l'inclinaison très réduite des vérins (maxi 1.5°).

L'arbre de rotation est conçu de manière à former avec la structure du banc une butée mécanique qui lors d'une défaillance des butées électriques évite que les vérins arrivent à leur propre fin de course. Le calcul des contraintes est effectué pour le cas le plus contraignant : lorsque les deux actionneurs forcent dans le même sens.

La figure ci-dessous présente les différents efforts externes appliqués au système lorsque celui-ci touche la butée mécanique ainsi que les interactions entre ses différents composants :

- F_{act1} : effort produit par le premier actionneur, appliqué sur l'arbre de rotation
- F_{act2} : effort produit par le second actionneur, appliqué sur l'arbre de rotation
- F_b : réaction de la buté mécanique sur l'arbre de rotation
- F_{px} : réaction de l'arbre de rotation sur le palier suivant l'axe des x
- F_{py} : réaction de l'arbre de rotation sur le palier suivant l'axe des y
- F_{v1} : réaction du palier sur la première paire de vis
- F_{v2} : réaction du palier sur la deuxième paire de vis

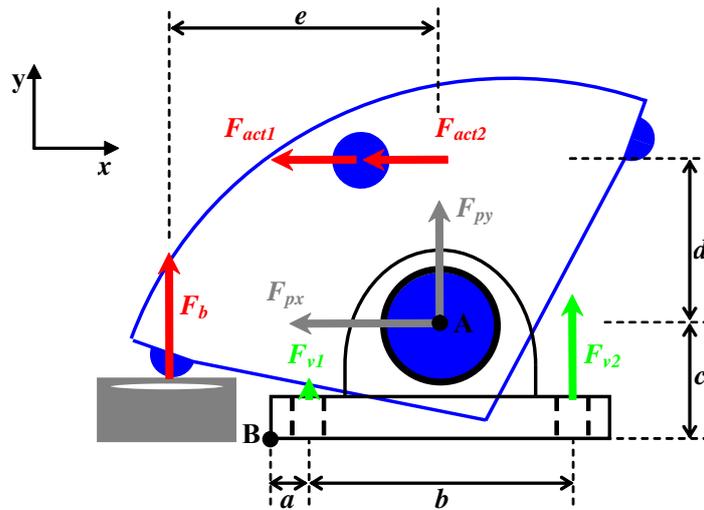


Fig A5- 3 : Principaux efforts résultant d'une arrivée en buté

Sachant que:

$$F_{act1} = F_{act2} = 50 \text{ kN}$$

$$a = 22.5 \text{ mm}, b = 210 \text{ mm}, c = 70 \text{ mm}, d = 82 \cos 17^\circ = 78.5 \text{ mm}, e = 75 \text{ mm}$$

Les calculs donnent :

$$F_b = F_{py} = 106 \text{ kN}, F_{px} = 100 \text{ kN}, F_{v1} = 19 \text{ kN}, F_{v2} = 85.6 \text{ kN}.$$

La vis la plus sollicitée doit pouvoir alors supporter 42.8 kN ($F_{v2}/2$, car 2 paliers). Les contraintes normales agissant dans cette vis lors de l'arrivée en buté s'élèvent à :

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{42800}{\pi 16^2 / 4} = 213 \text{ MPa} \quad (\text{A5- 4})$$

En faisant le même raisonnement que précédemment (classe ...), nous pouvons considérer que les vis M16 sont suffisantes pour fixer les paliers. Il semble important de noter que le dimensionnement est réalisé dans les conditions extrêmes : crash et défaillance totale de toute commande.

Annexe 6

CAPTEURS

Cette annexe présente d'une manière plus complète et détaillée les capteurs utilisés pour effectuer les différentes mesures et acquisitions (sensibilité, étendue de mesure ...).

• Résolveur

Il sert à la mesure de la rotation de l'arbre du moteur synchrone et commande la commutation de l'électronique de puissance.

1°_ Points forts :

- Conditionnement et alimentation inclus dans le boîtier de l'électronique de puissance
- Précision comprise entre 12' et 20' d'angle (valeurs basées sur la gamme des résolveurs Parvex, référence précise non communiquée)

2°_Point faible :

- Signal quantifié à 20 mV à la sortie externe analogique du variateur d'étendue ± 10 V (résolution 10 bits). Ceci entraîne une perte de précision lorsque la plage de mesure est adaptée aux essais à grande amplitude (>15 mm).

• Capteurs potentiométriques

Ces capteurs sont utilisés pour la mesure de l'élongation de la tige de l'EMA (Mégatron, RC20-100), de la compression de la raideur d'ancrage du vérin en essai (Mégatron, RC13-25) et de la position angulaire de la charge (Mégatron, MCP40). Ce type a été choisi grâce à son immunité vis-à-vis de la pollution électromagnétique.

1°_ Points forts :

- Bonne linéarité, 0.1% (0.2 pour le RC13-25) de la pleine échelle (respectivement 100 mm, 25 mm et 360°)
- Résolution infinie

- Faible consommation, utilisation possible de la même alimentation pour les trois capteurs

2°_Points faibles :

- Signal bruité malgré le blindage des câbles de mesures → impossible de dériver les signaux sans un filtrage poussé (filtre numérique de second ordre à 10 Hz)

• Capteur LVDT

Ce capteur de type LVDT (Sensorex, SX12W100) intégré dans le corps du SHA, mesure la position relative tige/corps. Il y est fourni avec d'une manière standard.

1°_Points forts :

- Bonne immunité à la pollution électromagnétique assurée par le corps du vérin qui se comporte comme une cage de Faraday
- Résolution infinie
- Faible consommation (< 10mW)
- Bonne linéarité, 0.15% de la pleine échelle (100 mm)

2°_Points faibles :

- Besoin d'une alimentation et d'un conditionneur
- Dérivée bruitée

• Capteur d'effort

Ce capteur (HBM, U10M-50kN) fixé sur la tige de l'EMA, permet de mesurer l'effort appliqué à la charge et d'effectuer la commande par la suite. Il est réalisé avec des jauges résistives en pont Wheatstone complet.

1°_Points forts :

- Taux de bruit très faible < 8 mV à la sortie du conditionneur (sur une plage de ± 10V)
- Très haute rigidité axiale (30 µm/50 kN), pas d'influence sur la rigidité globale du banc
- Peu sensible aux efforts parasites (moment de flexion, effort tranchant ...)

- Permet de transmettre des couples très élevés (1270 Nm), cette qualité est très importante vu le fait qu'il fait partie de la chaîne qui assure le blocage en rotation la tige du vérin
- Bonne linéarité, 0.04 % de la pleine échelle (50 kN)
- Supporte des chargements excessifs (230 %)

2°_Points faible :

- Besoin d'une alimentation et d'un conditionneur
- Dimensions (taille et masse, 10 kg), difficile de l'utiliser à l'extérieur du cadre des bancs d'essais

• Capteurs de pression

Ces capteurs (P901) fixés sur la plaque embase du SHA, mesurent la pression dans chacune des chambres du vérin afin de réaliser une commande poussée. Ils sont réalisés avec des jauges résistives en pont Wheatstone complet.

1°_Points forts :

- Taille réduite
- Bonne réponse en fréquence (du statique jusqu'à plusieurs kHz)

2°_Point faible :

- Besoin d'une alimentation et d'un conditionneur

• Conditionneurs

Les conditionneurs sont nécessaires pour les capteurs de types inductif (LVDT) et pont Wheatstone (effort et pression). Ils sont choisis dans la gamme des conditionneurs Sensorex dont les séries sont respectivement 3120 et 3310. Ils requièrent une alimentation stabilisée (24 V) et fournissent une tension de sortie standard (± 10 V). Le signal de sortie est filtré à 500 Hz.

Nomenclature

Nom	Description	Unités
(C_n, ω_n)	caractéristique nominale d'un moteur (couple, vitesse)	(Nm, tr/mn)
(F_n, V_n)	caractéristique nominale de la charge (effort, vitesse)	(N, m/s)
a	distance entre les tenons des vérins et l'axe neutre de la structure	m
A	gain débit-pression	m ³ /s/Pa
a_1	déplacement axial du rouleau, relativement à l'écrou	m
a_2	déplacement axial du rouleau, relativement à la vis	m
A_i	amplitude de déplacement durant le cycle "i"	m
b	distance entre le centre de rotation et la fixation des vérins	m
$b(x)$	largeur de la poutrelle à la section d'abscisse x	m
c	facteur moyen d'effort externe	-
C^*	consigne de couple moteur	Nm
C_0	couple moteur global sous charge nulle	Nm
C_{0C}	couple de frottement de coulomb	Nm
C_{0S}	couple de frottement de Stribeck	Nm
C_a	couple d'anticipation à la commande du moteur	Nm
C_{aid}	couple nécessaire pour déplacer la charge aidante	Nm
CC	courant continu	-
C_{ch}	couple de charge	Nm
C_{dyn}	capacité dynamique théorique de l'écrou	N
C_e	couple électromagnétique	Nm
C_{ec}	couple agissant sur l'écrou	Nm
C_f	couple nécessaire pour vaincre les frottements	Nm
C_h	capacité hydraulique	m ³ /Pa
C_{int}	couple intermittent maximal du moteur	Nm
C_m	couple moteur	Nm
C_{max}	couple maximal du moteur	Nm
C_{moy}	couple moyen de commande	Nm
C_p	couple de précharge	Nm
C_r	ensemble des couples résistants à la rotation du rotor	Nm
C_{res}	couple nécessaire pour déplacer la charge résistante	Nm
C_v	couple transmis par la vis	Nm
d	facteur de cadran	-
d	diamètre nominal du système vis-écrou	mm
D	gain de la commande dérivée	Nms/N
d_2	diamètre au fond de filet de la vis	m
d_e	diamètre de l'écrou	m
D_F	gain de la commande en dérivée de l'effort	Nms/N
dist	distance totale parcourus durant la totalité des cycles "i"	m
DM	dépassement maximum	%
d_m	diamètre moyen (vis-rouleaux)	m
DPM	Digivex Power Motion	
d_r	diamètre des rouleaux	m
d_v	diamètre de la vis	m
D_w	diamètre des billes	m
E	module d'Young	MPa
EMA	electromechanical actuator	

e_s	erreur statique	N
f	fréquence naturelle du vérin	Hz
F	force axiale appliquée à la tige de l'EMA	N
F'	effort conditionné et filtré	N
F''	effort conditionné et filtré, filtré par le filtre RC	N
F^*	consigne d'effort	N
F_1 à F_4	effort normaux supportés par les vis 1 à 4	N
F_2	force exercée par l'actionneur à tester	N
F_{act1}	effort produit par le premier actionneur	N
F_{act2}	effort produit par le second actionneur	N
F_{aid}	force aidante	N
F_b	réaction de la butée sur l'arbre de rotation	N
F_c	frottement de Coulomb	N
F_e	force externe agissante sur l'écrou	N
F_{frot}	effort de frottement	N
\hat{F}_{frot}	effort de frottement estimé	N
$F_{idéal}$	effort idéal produit par le vérin en l'absence des perturbations externes	N
F_m	effort moyen appliqué à l'écrou	N
F_{max}	effort maximal fourni par un EMA	kN
F_{mi}	effort minimal durant le cycle "i"	N
F_{Mi}	effort maximal durant le cycle "i"	N
f_{n-th}	fréquence naturelle théorique	Hz
F_p	effort de précharge estimé	N
F_{px}	réaction de l'arbre de rotation sur le palier suivant l'axe des x	N
F_{py}	réaction de l'arbre de rotation sur le palier suivant l'axe des y	N
f_q	coefficient de frottement quadratique	Nm/(rd/s) ²
F_{res}	force résistante	N
F_s	frottement de Stribeck	N
FTBF	fonction de transfert en boucle fermée	
FTBO	fonction de transfert en boucle ouverte	
f_v	coefficient de frottement visqueux	Nm/(rd/s)
F_v	force externe agissante sur la vis	N
F_{v1}	réaction du palier sur la première paire de vis	N
F_{v2}	réaction du palier sur la deuxième paire de vis	N
G_b	gain de boucle du système	-
G_{bd}	gain de boucle en prenant en compte le rendement direct	-
G_{bi}	gain de boucle en prenant en compte le rendement inverse	-
h	degré d'hyperstatisme du système	-
$H(s)$	transfert de la commande appliqué	
$h(x)$	hauteur de la poutrelle à la section d'abscisse x	m
I	courant	A
I'	courant limité	A
$I(x)$	moment d'inertie de la section	m ⁴
I_{eq}	courant équivalent d'alimentation	A
I_i	courant dans l'enroulement « i »	A
I_{imp}	courant impulsionnel maximal	A
I_{max}	courant maximal	A
J	inertie de la charge	
J_r	inertie des parties tournantes de l'actionneur	kg.m ²
K	paramètre liée au champ magnétique du moteur	-
k	rapport entre les diamètres de la vis et du rouleau	m/m

$k_{\frac{1}{2} \text{ banc}}$	raideur de la moitié du banc	N/m
k_0	raideur sous très grande charge	N/m
k_1	différence entre les raideurs sous grande charge et sous faible charge	N/m
k_3	raideur eq à celle de l'EMA en série avec la raideur globale du banc	N/m
k_a	raideur d'ancrage du vérin à tester	N/m
k_{ant}	raideur de l'antirotation	N/m
k_b	raideur du banc	N/m
K_E	coefficient de couple électromagnétique	Nm/A
k_{ec}	rigidité de l'écrou	N/m
k_{el}	raideur électrique	N/m
k_{EMA}	raideur de l'EMA	N/m
k_{eq}	raideur équivalente (Vis, Ecrou ...)	N/m
k_{er}	raideur de contact entre l'écrou et les rouleaux	N/m
k_F	raideur du capteur d'effort	N/m
k_g	raideur globale du vérin	N/m
k_{gb}	raideur locale à effort élevé du banc	N/m
k_h	raideur hydraulique	N/m
k_i	gain de la commande intégrale	Nm/Ns
k_{pa}	rigidité des paliers assurant le maintien en position de la vis	N/m
k_r	raideur des roulements	N/m
K_T	coefficient de force contre-électromotrice	V/ rd/s
k_t	raideur de la transmission	N/m
k_v	rigidité de la vis	N/m
$k_{v \text{ min}}$	rigidité minimale de la vis	N/m
k_v	rigidité de la vis	N/m
k_{ve}	rigidité de la liaison vis-écrou	N/m
k_{vr}	raideur de contact entre la vis et les rouleaux	N/m
l	"lead", avance de l'écrou pour un tour de la vis	m
L	inductance du moteur CC équivalent	H
L_{10m}	durée de vie d'un écrou simple (fiabilité de 90%)	m
L_{ij}	nombre des inconnues de liaison	
L_s	inductance statorique	H
M	moment de flexion agissant sur la structure porteuse	Nm
m	masse nécessaire à la création de l'inertie de l'aileron	kg
$M(x)$	moment fléchissant à la section d'abscisse x	Nm
m_e	masse équivalente à l'inertie de l'aileron	kg
m_i	nombre de mobilités internes	
m_t	masse de la tige de l'actionneur	kg
m_u	nombre de mobilités utiles	
n	écartement palier-écrou	m
N	réaction normale de l'écrou sur la vis	N
nb_p	nombre de pièces (hors bâti)	
n_e	nombre des entrées de l'écrou	-
N_i	nombre de cycle "i"	-
n_s	écartement entre palier	m
n_v	nombre des entrées de la vis	-
p	pas de la vis (distance entre 2 filets)	m
P	gain de la commande proportionnelle	Nm/N
P_0	gain proportionnel qui amène le système en limite de stabilité	Nm/N
P_0	puissance de seuil pour la fonction tanh	W
P_{int}	puissance intermittente maximale du moteur	W

P_{\max}	puissance maximale du moteur	W
PP	nombre de paires de pôles	-
r	rapport de réduction du vis-écrou	mm/rad
R	résistance du moteur CC équivalent	Ω
R_s	résistance statorique	Ω
S	section de la vis	m ²
s	variable de Laplace	
SE	source d'effort (force, tension, pression ...)	-
SF	source de flux (vitesse, débit ...)	-
SHA	servo-controlled hydraulic actuator	
t	temps	s
T	période des oscillations	s
T_0	période des oscillations lorsque le système est en limite de stabilité	s
TE	temps d'échantillonnage	s
T_r	temps de réponse	s
U	tension	V
U_{eq}	tension équivalente d'alimentation	V
V_e	vitesse de translation de l'écrou	m/s
VH	vérin hydraulique	
V_i	tension dans l'enroulement « i »	V
V_{\max}	vitesse maximale réalisée par un EMA	m/s
V_s	vitesse seuil pour l'effet stribeck	m/s
V_v	vitesse de translation de la vis	m/s
x	déplacement de la tige du vérin	m
x_0	déformation de référence	m
y''	la dérivée seconde de la flèche suivant la longueur de la poutrelle	
z	hauteur des butées de crash	m
α	montant de la dégression de la pulsation en une seconde	rd/s ²
β	tangente de l'angle d'hélice φ	-
ε	erreur statique entre la consigne d'effort et l'effort mesurée	N
$\hat{\varepsilon}$	erreur statique estimée	N
ε_1 à ε_4	élongation des vis 1 à 4	m
θ	position angulaire du rotor (ou la vis)	rd
$\dot{\theta}$	vitesse angulaire du rotor	rd/s
$\ddot{\theta}$	accélération angulaire du rotor	rd/s ²
θ_e	angle électrique	rd
ξ	amortissement	
σ	contrainte normale	MPa
τ	contrainte de cisaillement agissant sur le pion	Mpa
φ	angle d'hélice de la vis	°
δ	réversibilité de la vis	
ψ	signe de la puissance (FV)	-
ω'	vitesse de rotation du rouleau autour de l'axe de la vis	rd/s
ω_d	pseudo fréquence propre	rd/s
ω_s	vitesse de référence pour le frottement de Stribeck	rd/s
ω_e	vitesse angulaire de l'écrou	rd/s
ω	vitesse angulaire du rotor	rd/s
ω_{\max}	vitesse maximale du moteur	tr/mn
ω_n	pulsation naturelle du système	rd/s
ω_r	vitesse de rotation du rouleau autour de son axe	rd/s
ω_{ve}	vitesse relative entre la vis et l'écrou	rd/s
μ	coefficient de frottement entre la vis et l'écrou	-
μ_c	coefficient de frottement de Coulomb	-
μ_s	coefficient de frottement de Stribeck	-

η_d	rendement direct	-
η_{dP}	rendement direct pratique	-
η_i	Rendement inverse	-
η_p	Pseudo rendement (charge aidante et transmission irréversible)	-
γ	pulsation de la sinusoïde	rd/s
γ_0	pulsation à l'origine des temps	rd/s

Références

- [1] : Fournisseur d'EMA, www.danahermotion.com
- [2] : Fournisseur d'EMA, www.copleycontrols.com
- [3] : Fournisseur d'EMA, www.pfaff-silberblau.com
- [4] : Fournisseur d'EMA, www.moog.com/Industrial/ElectricActuators
- [5] : Fournisseur d'EMA, www.exlar.com
- [6] : Fournisseur d'EMA et de vis à rouleaux, Spiracon, www.duffnorton.com
- [7] : Fournisseur d'EMA, de vis à billes et de vis à rouleaux,
www.linearmotion.skf.com
- [8] : Fournisseur de vis à rouleaux, www.rollvis.com
- [9] : Fournisseur de vis à rouleaux, www.abssac.com
- [10] : Fournisseur de vis à billes, www.boschrexroth.fr
- [11] : Fournisseur de vis à billes, www.thk.com
- [12] : Fournisseur d'accouplement, www.ktr.com
- [13] : Fournisseur d'actionneur linéaire, www.nookindustries.com
- [14] : Fournisseur de moteur synchrone, www.danahermotion.com
- [15] : Fournisseur de moteur synchrone, www.etel.ch
- [16] : Fournisseur de variateur, SSD PARVEX, www.parvex.com
- [17] : Service technique de la compagnie PARVEX, Mr Alain VOURC'H,
AVourc'h@parker.com
- [18] : Bureau d'étude chez SKF linearmotion (fournisseur de l'EMA), Mr Pascal
HUDE, pascal.hude@skf.com
- [19] : AMESim, *Advanced Modelling Environment for Simulation*, Imagine SA,
Roanne, France
- [20] : Matlab-Simulink, *Logiciels de calcul scientifique et technique*, The MathWorks,
Paris, France (Headquarters, Natick-USA)

- [21] : **J.E. Shigley**, Mechanical engineering design, 7th edition-2004, pp 400-405
- [22] : **J.E. Shigley**, Mechanical engineering design, 7th edition-2004, pp 408
- [23] : **G. Lacroux**, Les actionneurs électriques pour la robotique et les asservissements, Editeur : Tech.& Doc./Lavoisier
- [24] : **Philippe de Laminat**, Automatique (commande des systèmes linéaires), Hermes, 1993
- [25] : **Polytech'Tours, dept de productique**, Identification des systèmes linéaires, Nov 2004
- [26] : **Olson H., Astrom K.J., Canudas de Wit C., Friction Models and Friction Compensation**, November 28, 1997, www.control.lth.se/~kja/friction.pdf
- [27] : **Papadopoulos E.G., Chasparis G.C.**, Analysis and Model Based Control of Servomechanisms with Friction, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Volume 126, Issue 4, pp 911-915, December 2004
- [28] : **Armstrong-Lehouvry B.**, Control of machines with friction, *Kluwer Academic Publishers*, Dordrecht, 1991, ISBN 0-7923-9133-060
- [29] : **Dupont P, Armstrong B.**, Elasto-Plastic friction model: contact compliance and stiction, *American control conference (Chicago-Illinois, June 2000)*, pp 1072-1077.
- [30] : **Chami M.**, The use of the CHDN to model a permanent magnet synchronous motor powered by ultracapacitors, *Vehicle power and propulsion (IEEE, Oct 2004)*
- [31] : **Aghili F., Buehler M., Hollerbach J. M.**, Optimal Commutation Laws for Torque Control of Synchronous Motors, *Proceedings of the American Control Conference*, pp 1968-1973, Albuquerque, New Mexico, June 1997
- [32] : **Vidoni E**, Quelques aspects pédagogiques liés au choix d'un moteur à CC pour des mouvements incrémentaux, *La revue 3E.I*, No 7 Dec 1996
- [33] : **Pasch K. A.**, On the drive systems for high performance machines, *ASME J. Mechanisms, Transmissions, Automation, Design*, Vol 106, No 1 Mars 1984
- [34] : **Otsuka J, Osawa T.**, Study planetary roller screw comparison static stiffness vibration characteristics those ball screw, *Bull. Japan Soc. Of Prec. ENGG.*, Vol. 23, No. 3 (Sept. 1989), pp 217-223

- [35] : **Otsuka J, Fukada S.**, Fundamental study planetary screw structure coefficient friction, *Bull. Japan Soc. Of Prec. ENGG.*, Vol. 21, No. 1 (Mar. 1987), pp 43-48
- [36] : **Grand. S, Valembois J-M**, Electromechanical Actuators Design for Thrust Vector Control, *Proceedings of the International Conference on Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components*, pp 21-28, November 24-26, Toulouse, France, 2004
- [37] : **Karam W, Maré J-C.**, Comparison of EMA and HA performance for dynamic load simulators, *Power Transmission and Motion Control (PTMC 2006)*, pp 211-224, Hadleys Ltd, 2006
- [38] : **Karam W, Maré J-C.**, Modelling and measure of the compliance and friction losses of screwjack electromechanical actuators, *Power Transmission and Motion Control (PTMC 2007)*, pp 145-157, Hadleys Ltd, 2007
- [39] : **Maré J-C., Moulaire P.**, Force control of Electrohydraulic Actuators Driving Various Mechanical Load Impedances, *Proceedings of the 2 Internationales Fluidtechnisches Kolloquium*, pp 149-162, Dresden, Germany, 16-17 March 2000
- [40] : **Maré J-C.**, Dynamic loading systems for ground testing of high speed aerospace actuators, *Aircraft engineering and aerospace technology (international journal)*, Vol. 78 No 4, 2006, Emerald ltd
- [41] : **Perni F, Pizzoni L.**, Ballscrews for the more electric aircraft, *Recent advances in aerospace actuation systems and components*, Nov 2004, Toulouse France
- [42] : **Karim J, Debiane A.**, An integrated design methodology for industrial test benches, *Recent advances in aerospace actuation systems and components*, June 2007, Toulouse France
- [43] : **Di Rito G**, Experimental implementation of motion-compensated force control in hydraulic workbench for flight actuators, *Recent advances in aerospace actuation systems and components*, June 2007, Toulouse France
- [44] : **Plummer A.**, Robust electrohydraulic force control for test rigs, *Recent advances in aerospace actuation systems and components*, June 2007, Toulouse France

- [45] : **Han J.D.**, Event-based discontinuous control for harmonic drive system with the damping enhancement of acceleration feedback, *Proceedings of the 3rd world congress on intelligence control and automation*, June 2000, Heifei China

Résumé

- **Titre :**

Générateurs de Forces Statiques et Dynamiques à Haute Puissance en Technologie Electromécanique

- **Résumé :**

Les progrès en électrotechnique et électronique de puissance permettent désormais de développer des actionneurs électriques, attractifs pour leur prix et leur facilité de commande. Ils peuvent alors remplacer les actionneurs hydrauliques dans les applications ayant besoin d'efforts de quelques kN ainsi qu'un environnement propre. D'un autre coté, la validation des actionneurs aéronautiques ou automobiles impose de démontrer leurs performances sur l'ensemble du domaine d'utilisation. Pour cette raison, les phases d'intégration comportent le plus souvent des essais sous charge, simulés par des générateurs d'effort antagonistes à hautes performances. L'objet du présent travail de recherche est d'évaluer les facteurs limitatifs des actionneurs électromécaniques utilisés en commande d'effort vis à vis des performances de puissance, de commande et de durée de vie. Il s'agit ainsi de doter les fournisseurs de bancs d'essais des connaissances nouvelles dont ils ont besoin pour sélectionner au mieux leur technologie de chargement.

- **Mots clés :**

- | | |
|--------------------------------|---------------------------------------|
| 1 EMA | 5 Conception de banc d'essai |
| 2 Actionneur électrique | 6 Identification paramétrique |
| 3 Vis à rouleaux | 7 Commande en effort |
| 4 Modèles de frottement | 8 Architectures de vérin à vis |

Abstract

- **Title :**

Investigation into the electromechanical actuator when used for high performance force control

- **Abstract :**

The recent progress in power electronics and power drives enable the development of electromechanical actuators that become attractive when price and control easiness are considered. Subsequently, they can replace hydraulic actuators in applications requiring medium efforts (few kN) and a friendly environment. On the other hand, certification and qualification, of aeronautical or automobile actuators, request performance tests covering their domain of operation. This requires high performance actuators to generate the loading efforts. The main objective of this research work is evaluating the limitation of electromechanical actuators used for force control, with respect to power performance, control and life expectancy. It is organized in order to provide advanced knowledge to test bench designers and users when high performance load simulation is required.

- **Key words :**

- | | |
|------------------------------|--------------------------------------|
| 1 EMA | 5 Test bench design |
| 2 Electrical actuator | 6 Parametrical identification |
| 3 Roller screw | 7 Force control |
| 4 Friction models | 8 Srew jacks' architecture |