



HAL
open science

Méthode de spécification d'un actionneur de positionnement linéaire sur la base d'une machine BLDC et d'une transmission de puissance

Christophe Gutfrind

► **To cite this version:**

Christophe Gutfrind. Méthode de spécification d'un actionneur de positionnement linéaire sur la base d'une machine BLDC et d'une transmission de puissance. Symposium de Genie Electrique, Jun 2016, Grenoble, France. hal-01361637

HAL Id: hal-01361637

<https://hal.science/hal-01361637>

Submitted on 7 Sep 2016

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

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

Méthode de spécification d'un actionneur de positionnement linéaire sur la base d'une machine BLDC et d'une transmission de puissance

Christophe GUTFRIND

EFI Automotive, 77 allée des Grandes Combes, Z.I Ouest Beynost 01708 Miribel

RESUME – L'article propose une approche simple pour spécifier un actionneur de positionnement linéaire sur la base d'une machine à courant continu sans balais et d'une transmission de puissance mécanique. A partir de contraintes dynamiques, de charges et de fonctionnement, l'objectif est de minimiser le besoin de couple à la machine tout en respectant un profil de position ayant une évolution sinusoïdale. L'issue de la méthode offre le moyen de sélectionner une machine DC et de définir la transmission sans entrer volontairement dans des détails d'une optimisation par paramètres. Au final, pour respecter des contraintes d'encombrement, l'association d'une machine BLDC et d'un système vis-écrou permet d'obtenir la compacité et les performances attendues ouvrant ainsi la voie à une solution plus intégrée et optimisée de l'ensemble.

Mots-clés—Machine BLDC, Transmission vis-écrou, positionnement, réducteur à engrenage à denture droite.

1. INTRODUCTION

Les méthodes d'optimisation permettent de définir précisément les machines électriques pour des applications industrielles données. Or il est parfois plus intéressant du point de vue industriel d'utiliser un actionneur existant et disponible dans le commerce, et une transmission adaptée. Ce peut être pour des raisons de coût ou de temps de développement. Ces deux approches doivent être confrontées afin d'obtenir une solution qui soit avantageuse pour l'industriel.

Ce papier présente une pré-étude qui permet de spécifier l'actionneur et sa transmission. Cette démarche, à mener antérieurement à toute optimisation paramétrique, permet :

- 1- de comprendre les interactions et les compromis dans le dimensionnement de la chaîne d'actionnement ;
- 2- d'évaluer le potentiel d'une solution basée sur des composants du commerce en termes de performances ;
- 3- de restreindre l'espace et donc de réduire les temps de développement dans le cas où un dimensionnement par optimisation paramétrique est préféré.

Nous allons tout d'abord présenter dans la deuxième section le cas de l'application d'un positionnement de soupape. La troisième section proposera une modélisation analytique des composants mécaniques. La quatrième section exploitera cette description pour la détermination du minimum de couple

mécanique à fournir. Enfin la cinquième section proposera l'étude de la réponse de l'actionneur en boucle ouverte et en boucle fermée.

2. CAS D'APPLICATION

L'actionneur linéaire doit positionner une soupape afin de gérer le débit de liquide de refroidissement d'un moteur à combustion interne. Pour définir la topologie de l'actionneur comme présenté dans [1], le choix se porte sur une machine DC, d'une boîte à engrenage et d'une transformation de mouvement rotatif en linéaire par une liaison hélicoïdale. Un tel système est représenté à la figure 1.

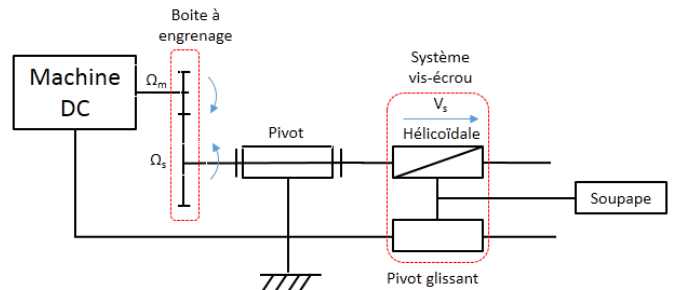


Fig.1 Schéma cinématique de l'actionneur de soupape

Pour définir ce système électromécanique, deux visions peuvent être proposées : la première est de sélectionner une machine du commerce fabriquée à grande échelle et d'une transmission adaptée pour celle-ci. Cette solution a le mérite d'être moins coûteuse et plus simple à réaliser. La seconde est d'une conception totalement optimisée et intégrée offrant un système plus compact. Cependant, avant de paramétrer un tel système, et de mettre les paramètres et les contraintes dans le même panier de l'optimisation, la première solution permet de comprendre l'interaction de chaque sous-ensemble de l'actionneur que nous détaillons ci-dessous.

3. DESCRIPTION DES COMPOSANTS MECANIQUES

3.1. Définition du réducteur de vitesse

Avec [2] et [3], le réducteur de vitesse à engrenage permet d'adapter le besoin en vitesse et en couple de la charge à la machine mais en contrepartie de pertes mécaniques issues de frottement par contact de l'ordre de 10% par étage de réduction et d'un encombrement supplémentaire. Le couple machine C_m à

créer dépend du couple de charge C_{res} et du rapport de réduction l/N ayant un rendement de η tel que :

$$\frac{C_{res_rms}}{C_m} = \frac{1}{N \cdot \eta} \quad (1)$$

3.2. Définition de la transformation de mouvement

A partir de [4], d'un point de vue de la cinématique, l'angle d'hélice α caractérise le système vis-écrou entre le déplacement linéaire d'un pas par tour de vis ou d'écrou.

$$\tan \alpha = \frac{Pas}{\pi \cdot D_{vis}} \quad (2)$$

D'un point de vue du rendement, un bilan des efforts entre l'écrou mené et la vis menante montre une évolution du rendement η_{vis} en tenant compte du coefficient de frottement φ positif en phase d'ouverture et négative si l'effort de charge est maintenu lors de la fermeture tel que :

$$\eta_{vis} = \tan(\alpha \pm \varphi) \quad (3)$$

Une contrainte de fonctionnement impose un besoin d'irréversibilité du système ce qui signifie que la charge ne peut entraîner la machine, et induit un rendement nul lors de la fermeture de la soupape. Par conséquent, η_{vis} est nul si et seulement si l'angle d'hélice α est égal ou inférieur à l'angle de frottement φ des matériaux en contact.

La figure 2 présente la variation du rendement en fonction du pas de vis pour la phase d'ouverture et de fermeture.

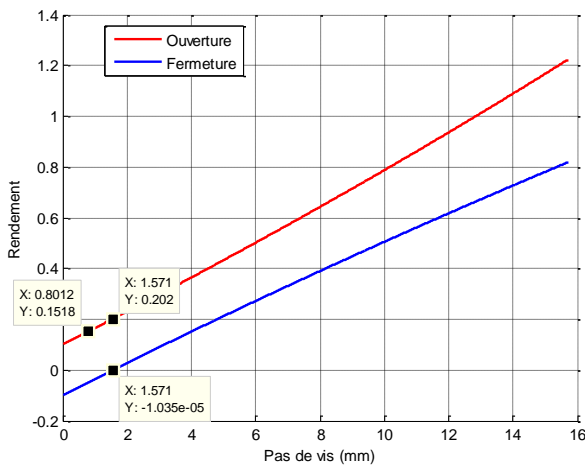


Fig.2 Evolution du rendement du système vis-écrou

L'irréversibilité mécanique est assurée lorsque le pas du filetage est inférieur à 1.57mm pour un diamètre de vis de 5mm

dimensionné pour tenir compte de la tenue mécanique au flambage.

Le tableau 1 récapitule les valeurs du rendement de la transmission en phase d'ouverture selon que le système vis-écrou soit associé ou non à un réducteur.

Tableau 1. Evolution du rendement en phase d'ouverture selon le choix de la transmission de puissance

Choix transmission vis 5mm	Sans réducteur	1 étage de réduction	2 étages de réduction
Pas de 1.57mm	20,2%	18,2%	16,4%
Pas standard 0.8mm	15,2%	13,7%	12,3%

Le choix de l'irréversibilité impose un rendement de la transmission en phase d'ouverture de l'ordre de 15%.

4. DEVELOPPEMENT ELECTROMECHANIQUE

4.1. Définition du besoin de la dynamique

Comme dans [4], pour respecter les contraintes dynamiques, une trajectoire uniformément accélérée et décélérée est souvent utilisée pour sa simplicité de calcul. Une trajectoire sinusoïdale est assez comparable sur le résultat en position et proche de la réalité lors d'un asservissement comme le présente la figure 3.

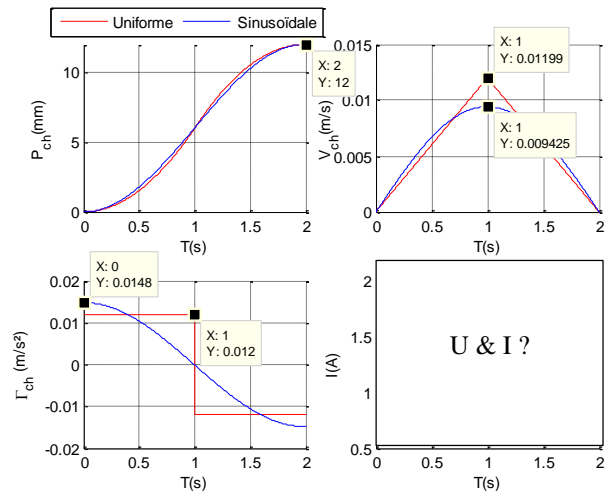


Fig.3 Choix de la dynamique du système en phase d'ouverture

Connaissant l'évolution de la position, la vitesse et l'accélération peuvent être déduites par dérivations successives facilitées par une fonction continue sinusoïdale. Il est désormais possible de remonter au besoin de couple de la machine à partir des équations de la tension induite et du principe fondamental de la dynamique (PFD) comme le montre le synoptique de la figure 4.

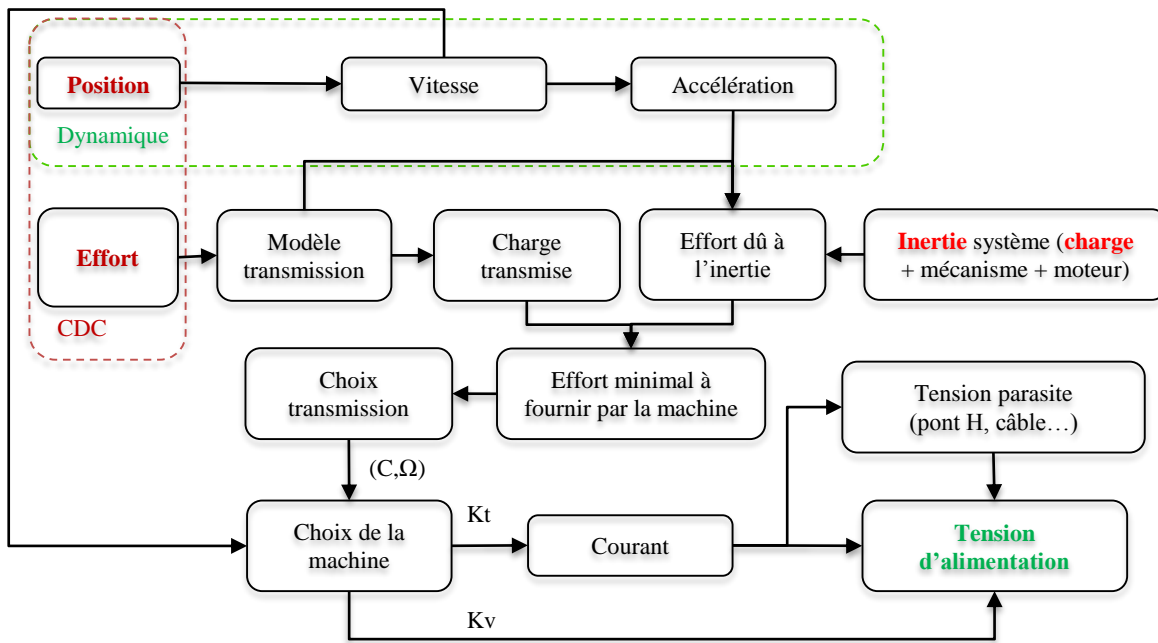


Fig.4 Synoptique de calcul pour définir le système

4.2. Besoin en couple

Le PFD définit un couple moteur nécessaire pour vaincre la part d'un couple statique et la part d'un couple transitoire lié à l'inertie des pièces soumises à une accélération.

4.2.1. Part de l'effort statique

Connaissant l'effort à la soupape, décroissante dans le sens de l'ouverture, un couple de charge moyen est calculé et ramené à l'arbre moteur qui s'exprime à partir de l'angle d'hélice, le cône de frottement φ et les caractéristiques de la boîte à engrenage soit le rapport de réduction $1/N$ et son rendement η tel que :

$$C_{res_rms} = \frac{F_{ch_rms} \cdot D_{vis} / 2 \cdot \tan(\alpha + \varphi)}{N \cdot \eta} \quad (4)$$

La figure 5 présente l'évolution du couple nominal en fonction du rapport de réduction et du pas.

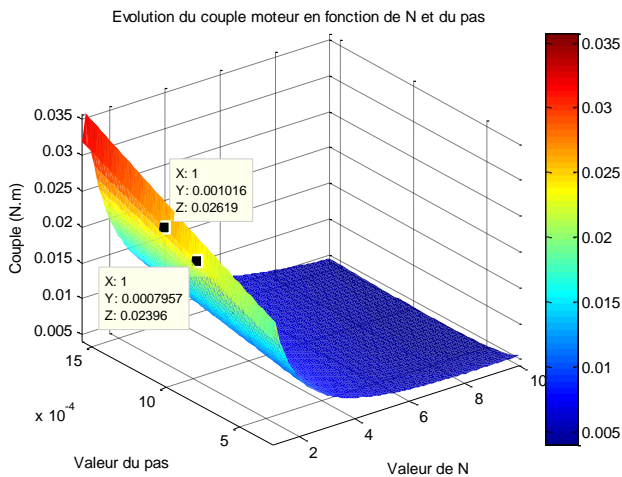


Fig.5 Évolution du couple nominale

Pour minimiser l'effort statique, il faut augmenter N et diminuer le pas de vis. Pour un pas de 0,8mm, choisi pour le pas

de vis standard d'un diamètre 5mm, et un rapport de réduction égal à 1, le couple nominal à fournir est de 24mN.m et de 40mN.m pour l'effort maximal comme le montre la figure 6.

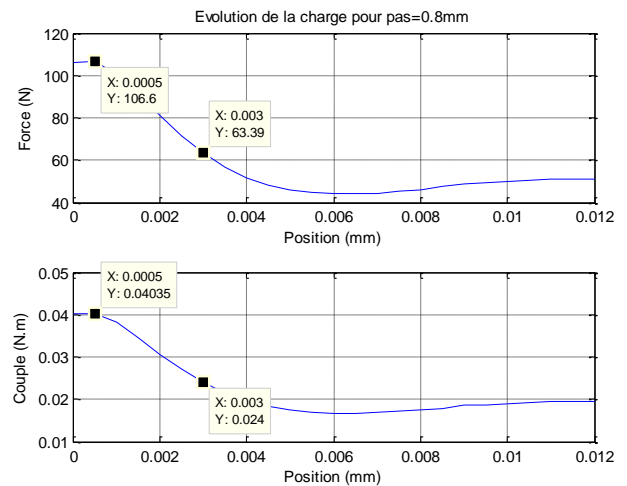


Fig.6 Évolution de l'effort statique ramené à l'arbre moteur

4.2.2. Part de l'effort dynamique

Connaissant l'accélération Γ_{ch} , le couple issu de l'inertie moteur et de la charge ramenée à la machine s'exprime par :

$$C_{inertie} = \left(J_m + J_{ch} \cdot \frac{Pas^2}{4\pi^2} \cdot \frac{1}{N^2} \right) \cdot \Gamma_{ch} \cdot N \quad (5)$$

L'inertie de la charge est connue. L'inertie de la machine est fixée à $3,5 \cdot 10^{-6} \text{ kg.m}^2$ correspondant à une gamme d'inertie de machine cohérente avec l'encombrement d'un volume cylindrique d'un diamètre 30 sur une longueur de 30mm.

La figure 7 présente l'évolution du couple lié à l'inertie en fonction du rapport de réduction et du pas. Pour un pas de 0,8mm et un rapport à $1/N$ égal à 1, le couple issue de l'inertie est de 0,3mN.m.

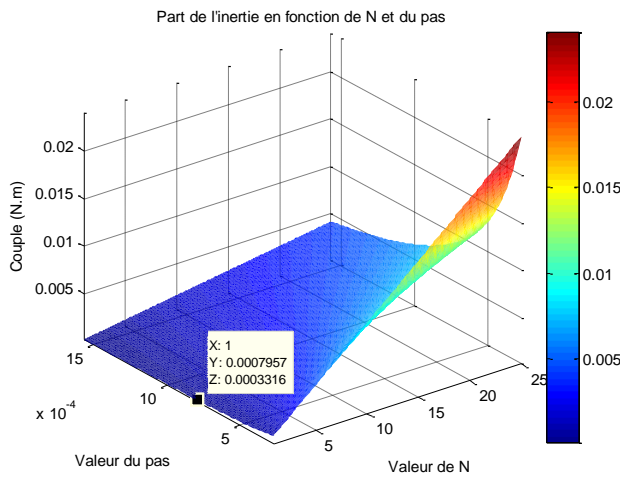


Fig.7 Évolution du couple d'inertie

Contrairement à l'évolution de l'effort statique répercuté à l'arbre moteur, il faut diminuer N et augmenter le pas de vis pour minimiser le couple issue de l'accélération. Ce qui signifie que si N augmente, la machine devra fournir plus de couple pour accélérer le mécanisme selon le besoin dynamique.

Le choix du rapport de réduction et du pas de vis est un compromis à faire si l'on souhaite minimiser le besoin en couple de la machine.

4.2.3. Minimum de couple à fournir

La somme de ces deux parts montre qu'il existe un minimum de couple à fournir par la machine comme le montre la figure 8 ce qui permet de faire le compromis sur la valeur de N et du pas.

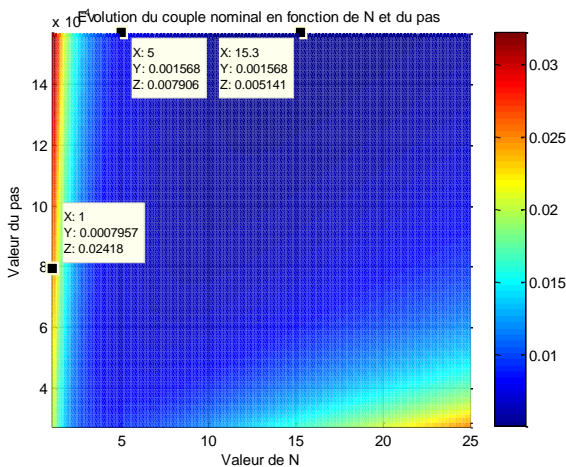


Fig.8 Évolution du couple minimal nécessaire à la machine

La part de l'inertie pour de faibles rapports de réduction est nettement négligeable (1%), seule la charge statique est prépondérante et varie selon le pas de vis. Pour minimiser le couple à fournir, la solution optimale définit une transmission avec un rapport de réduction de 1:15,3 et un pas de vis de 1,57mm. Le couple moyen de la machine sera de 5mN.m.

Cependant les rendements vis-écrou entre un pas standard de 0,8mm et un pas d'hélice spécifique de 1,57mm avec deux étages de réduction donnent des valeurs relativement proches, 15,2% pour l'un et 16,4% pour l'autre. De cette faible différence, le besoin de compacité ne privilégie pas l'intégration d'un réducteur de vitesse.

Au final, cet actionneur linéaire se détaille par un système vis-écrou avec une vis standard de 5mm et d'un pas de 0,8mm

et d'une machine pouvant fournir un couple nominal de 24mN.m et d'un couple maximal de 40mN.m.

5. RÉPONSE DE L'ACTIONNEUR

Le choix s'est porté sur une machine BLDC MAXON EC32 [5], présentée à la figure 9. Sa constante de couple K_t est de 24,1mN.m/A et consommant un courant maximal de 3,49A à 12V.

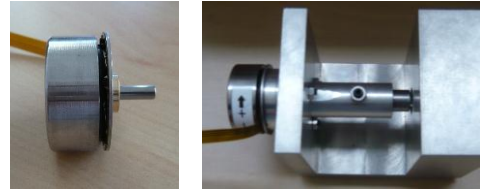


Fig.9 Prototype de l'actionneur

A vitesse à vide, la machine consomme un courant I_0 de 75mA lié aux frottements mécaniques internes et au couple de détente. Connaissant la constante de couple, cet effort résistif moyen est égal à 1,82mN.m.

5.1. Réponse en boucle ouverte

Selon les données du fabricant [5], la constante de temps électrique L/R est 38 fois plus faible que la constante de temps électromécanique, l'effet de l'inductance peut être négligé au regard du système. Cette machine fonctionne comme une petite machine à courant continu à collecteur comme le précise [6]. Avec [7], la vitesse de rotation de la machine en est déduite :

$$\Omega_m = \left(\frac{U}{K_t} - \frac{R \cdot (C_{res_rms} + K_t \cdot I_0)}{K_t^2} \right) \cdot \left(1 - e^{-t/\Gamma_{em}} \right) \quad (6)$$

avec la constante électromécanique du système $\Gamma_{em} = \frac{R \cdot J_{tot}}{K_t^2}$

Avec une tension d'alimentation de 9V, la figure 10 présente l'évolution du temps de réponse en boucle ouverte en fonction du rapport de réduction et du pas.

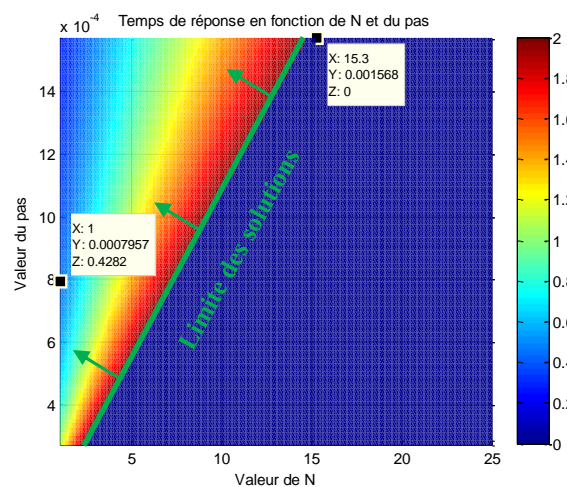


Fig.10 Évolution du temps de réponse en fonction de N et du pas

L'actionneur en boucle ouverte réalise la course de 12mm en 430ms soit un temps nettement inférieur à la contrainte de 2s. Si cette machine est associée à la transmission qui minimise le couple (pas de 1,57mm et avec le réducteur de rapport de 1:15,3), le temps de parcours ne serait pas respecté.

5.2. Réponse en boucle fermée

Connaissant ainsi les caractéristiques de la machine et la trajectoire choisie (accélération et vitesse), les valeurs de tension et de courant consommé par la machine sont obtenues à partir du PFD et de l'équation électrique d'une machine DC. La figure 11 et 12 présentent ces évolutions :

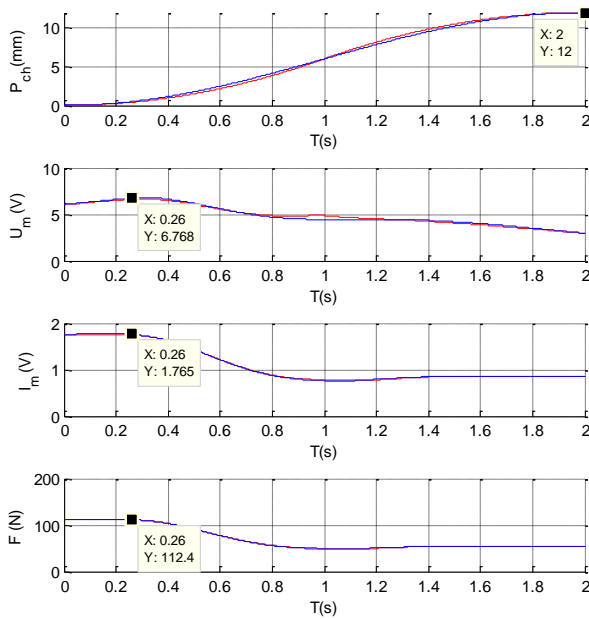


Fig.11 Comparaison des évolutions électromécaniques de la machine avec une trajectoire sinusoïdale et uniformément accélérée et décélérée

Le choix de l'une ou de l'autre des trajectoires pour le prédimensionnement ne différencie que très peu le courant et la tension nécessaires à la machine. Avec une tension maximale de 6,8V et d'un courant maximal de 1,7A, la machine permet de déplacer la soupape à la trajectoire voulue sur une course de 12mm en 2s avec 15 tours mécaniques de la machine. Le besoin est ainsi respecté.

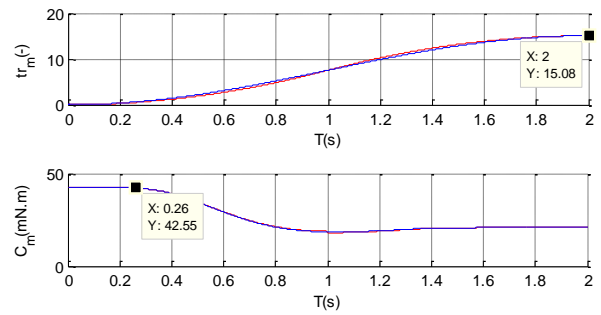


Fig.12 Position et couple de la machine avec une trajectoire sinusoïdale

6. CONCLUSION

Cette méthode simple sur la base d'un modèle moyen d'une machine BLDC permet d'orienter méthodiquement le choix de la transmission et d'une machine du commerce. Dans l'avenir, la seconde étape est un développement de machine optimisée sous contraintes avec la transmission vis-écrou intégrée comme exemple cité dans [8].

7. REFERENCES

- [1] H.BEN AHMED, B. MULTON, M. RUELLAN, « Actionneurs linéaires directs et indirects » Revue 3E.I, n°42, septembre 2005, pp.38-58
- [2] G. HENRIOT, "Engrenages parallèles, Etude géométrique", Techniques de l'ingénieur BM5620 (Juillet 2002)
- [3] G. HENRIOT, "Engrenages parallèles, Dentures corrigées", Techniques de l'ingénieur BM5621, (Juillet 2002)
- [4] Filetage métriques à filet triangulaire (profil iso) norme ISO/R262
- [5] <http://www.maxonmotor.com/maxon/view/content/product>
- [6] H. BEN AHMED, B. MULTON, N.BERNARD, G.FELD « Machines synchrones, fonctionnement en régime autopiloté » Technique de l'ingénieur 11/2009
- [7] J-C. VANNIER, "Moteurs à courant continu et environnement", Cours Supelec 06825/2001, (2001)
- [8] PH.DESSANTE, J-C. VANNIER, CH.RIPOLL, "Optimisation of a linear brushless DC motor Drive" IECM 2004 September 2004