

Modélisation et optimisation d'un actionneur deux états pour un poussoir à levée variable dans un moteur à combustion interne.

J.-L. Duchaud¹, S. Hlioui^{1,2}, F. Louf³, J. Ojeda¹, et M. Gabsi¹

¹SATIE, CNRS, Universud, 61, av Président Wilson, F-94230 Cachan, France

²CNAM, 292 Rue St Martin, 75141 Paris Cedex

³LMT-Cachan, UMR 8535, ENS Cachan, 61, av Président Wilson, F-94230 Cachan, France

RÉSUMÉ – Ce document présente l'optimisation de la géométrie d'un actionneur électromagnétique utilisé pour le déplacement de goupilles dans un système de soupape à levée variable. Pour simuler le comportement de l'actionneur et de la goupille, trois modèles sont développés : un modèle magnétique, un modèle électrique et un modèle dynamique. Ils permettent d'évaluer les performances d'un actionneur donné et de calculer les paramètres des ressorts nécessaires à la transition. Une optimisation par la méthode des essais particuliers est réalisée à partir de ces modèles afin de réduire la taille de l'actionneur et faciliter son intégration.

Mots-clés – Actionneur linéaire, soupapes à levée variable, optimisation, modélisation multi-physique.

1. INTRODUCTION

Les restrictions environnementales imposées aux constructeurs automobiles les poussent à développer des solutions innovantes pour réduire les émissions de leurs moteurs [1]. C'est dans ce contexte qu'ont été développés les systèmes de levée variable dont le plus répandu est le déphaseur d'arbre à cames [2]. Ses gains sont cependant limités et les bureaux d'étude travaillent sur l'implémentation de systèmes permettant de faire varier la hauteur de levée de la soupape ou de désactiver un cylindre à la demande [3]. Certaines solutions sont déjà présentes dans le commerce [4, 5] et utilisent pour la plupart des pièces mobiles liées temporairement par des goupilles [6, 7]. Ces goupilles étant actionnées hydrauliquement, elles nécessitent des conduits d'alimentation difficiles à intégrer [8]. De plus, leur temps de transition est grandement affecté par la température et la dégradation des propriétés de l'huile, ce qui rend difficile une utilisation à chaque tour moteur. Un actionneur électromagnétique à deux états permettrait de s'affranchir de ces problèmes mais son volume important pourrait le rendre difficile à intégrer. Ce document présente la modélisation d'un tel actionneur et l'optimisation de son volume.

Le système étudié est composé d'un poussoir deux états. Selon la position de la goupille, ce poussoir actionne la soupape selon la loi de haute levée ou de petite levée. La petite levée peut être soit une loi permettant d'admettre moins de mélange sans fermer le papillon [9] soit une levée nulle pour déconnecter le cylindre. Cette goupille est commandée par un actionneur électromagnétique deux états à bobine fixe et noyau plongeur. L'environnement moteur étant très contraint, cet actionneur doit être

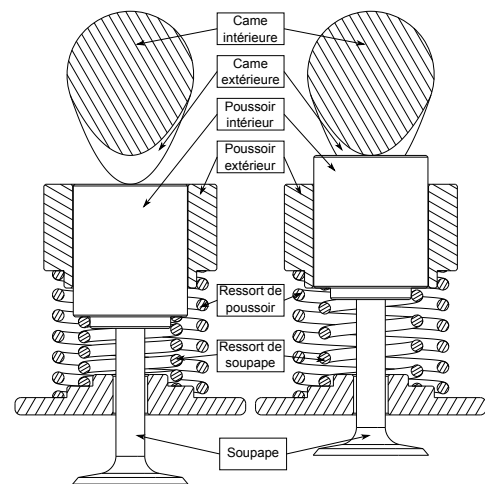


Fig. 1. Poussoir deux états. À gauche, les poussoirs sont liés ; à droite, ils sont indépendants.

le plus compact possible tout en étant suffisamment rapide pour déplacer la goupille à chaque tour moteur. La modélisation se fait dans trois domaines : magnétique, électrique et dynamique. Tout d'abord, le modèle magnétique éléments finis fournit les cartographies de force et d'inductance en fonction de la position de la tige d'actionneur et de l'intensité. Les modèles électrique et mécanique sont couplés et simulés pour obtenir le déplacement de la goupille.

Ces modèles seront utilisés dans une première boucle d'optimisation pour définir une loi de commande. Cette boucle sera elle-même incluse dans une seconde boucle d'optimisation pour réduire les dimensions de l'actionneur.

2. PRÉSENTATION DU SYSTÈME

Le composant étudié est conçu pour choisir quelle came de l'arbre à came entraîne la soupape, donc pour choisir selon quelle loi de levée la soupape va être actionnée. Il est composé d'un actionneur électromagnétique et de poussoirs mécaniques, voir figures 1 et 2. L'arbre à cames possède deux types de cames par soupape. Une came intérieure pour la petite levée et deux cames extérieures pour la haute levée. Chaque came est en contact avec un poussoir. Les poussoirs coulissent l'un dans l'autre et ont des goupilles permettant de les lier temporairement. Dans leur position par défaut, comme en figure 2,

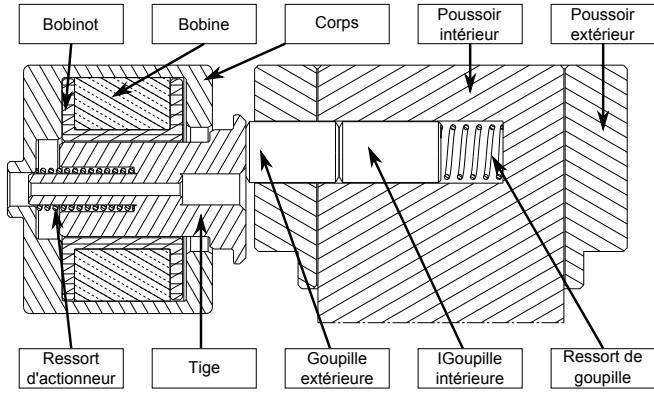


Fig. 2. Coupe de l'actionneur et des soupapes. L'actionneur est représenté en position par défaut avec les poussoirs liés.

les poussoirs sont liés. Le poussoir extérieur suit la loi de haute levée et entraîne le poussoir intérieur par l'intermédiaire de la goupille. Ce dernier actionne donc la soupape selon le profil des cames extérieures. La loi de petite levée est obtenue en déplaçant les goupilles pour désolidariser les poussoirs. Dans ce cas, le poussoir extérieur suit toujours la loi de haute levée mais il n'entraîne plus le poussoir intérieur. Celui-ci suit la loi de petite levée et entraîne la soupape.

Le déplacement des goupilles se fait grâce à l'actionneur électromagnétique. Il est constitué d'une tige, d'une bobine, d'un ressort, d'un bobinot et d'un bâti. La tige et le bâti sont réalisés en acier XC18, choisi pour ses propriétés magnétiques. La tige est guidée par le bobinot en plastique et est rappelée en position initiale par le ressort d'actionneur. La bobine est constituée d'un fil de cuivre émaillé enroulé autour du bobinot. Le bâti ferme le circuit magnétique et maintient les pièces en position. Il est réalisé en deux parties qui sont assemblées au montage.

Au repos, la tige appuie sur les goupilles et comprime le ressort de goupille qui est plus "faible" que le ressort d'actionneur, ce qui lie les poussoirs. Lorsque l'actionneur est alimenté, il attire la tige, ce qui comprime le ressort d'actionneur et libère les goupilles. Le ressort de goupille peut alors déplacer les goupilles et désolidariser les poussoirs.

Ce système est conçu pour fonctionner à chaque tour moteur à régime moyen (4000 tr/min). La transition des goupilles doit se faire pendant que la partie circulaire de la came est en contact avec le poussoir, ce qui donne un temps de transition inférieur à 15 ms. Il devra aussi résister aux contraintes thermiques et vibratoires de l'environnement moteur. Le chapitre suivant présente les modèles magnétique et électrique de l'actionneur et le modèle mécanique de la tige et des goupilles.

3. MODÉLISATION DE L'ACTIONNEUR ET DES GOUPILLES

Le but de la modélisation est de pouvoir lier la géométrie de l'actionneur à ses performances, notamment son temps de transition. Cela permet d'optimiser la géométrie, de définir la loi de commande de l'actionneur et de déterminer les caractéristiques des ressorts. Pour cela, les cartographies de force et d'inductance de l'actionneur sont calculées par éléments finis, puis sont utilisées dans les modèles électrique et mécanique. Le lien entre les modèles est présenté en figure 3. Les notations utilisées dans la suite du document sont explicitées dans le tableau 1.

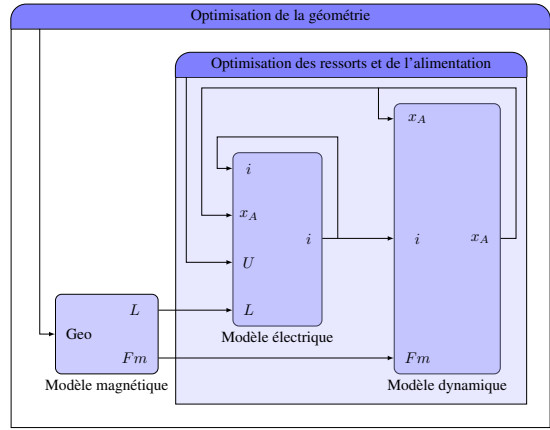


Fig. 3. Interactions entre les modèles magnétique, électrique et dynamique. Les notations sont détaillées dans le tableau 1

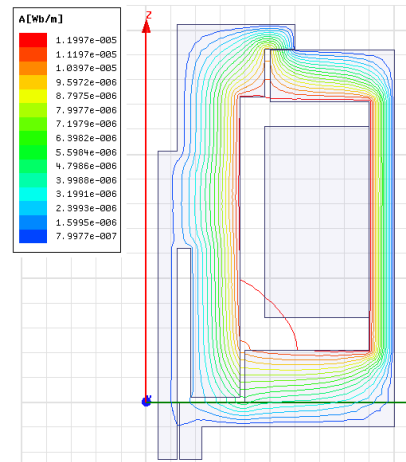


Fig. 4. Lignes de flux dans l'actionneur initial. Simulation pour 300 A.tr.

3.1. Modèle magnétique

L'objectif de ce modèle est d'obtenir les cartographies de force et d'inductance de l'actionneur à partir de sa géométrie pour pouvoir interpoler ces valeurs pour une intensité et un entrefer donné. L'actionneur est modélisé en 2D axi-symétrique avec un comportement magnéto-statique, voir figure 4. Le courant et la position de la tige sont discrétisés et, pour chaque couple de points, l'inductance et la force magnétique sont calculées puis stockées dans un fichier. Ces résultats seront utilisés pour calculer les gradients d'inductance et interpolés pour les modèles suivants. La figure 5 montre l'allure de la cartographie de l'effort magnétique.

3.2. Modèle électrique

Le modèle électrique donne l'évolution du courant dans la bobine en fonction de la tension. Le circuit est constitué d'une résistance et d'une inductance variable dont la valeur est donnée par la cartographie obtenue au paragraphe précédent. La résistance est calculée à partir de la longueur du fil et de la conductivité du cuivre. L'équation sur le courant s'écrit :

$$U(t) = i \left(R + \frac{\partial x}{\partial t} \frac{\partial L}{\partial x}(x, i) \right) + \frac{\partial i}{\partial t} \left(L(x, i) + i \cdot \frac{\partial L}{\partial i}(x, i) \right) \quad (1)$$

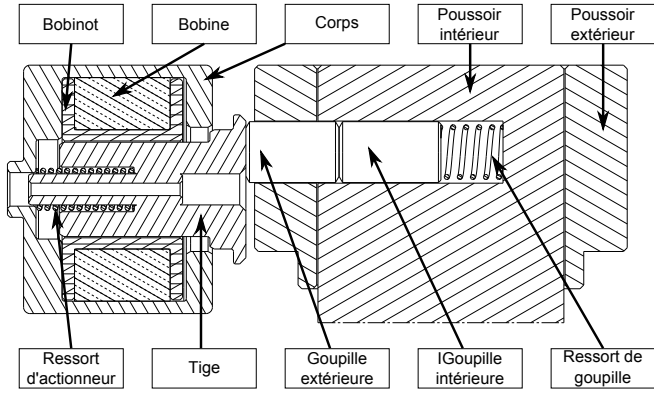


Fig. 2. Coupe de l'actionneur et des soupapes. L'actionneur est représenté en position par défaut avec les poussoirs liés.

les poussoirs sont liés. Le poussoir extérieur suit la loi de haute levée et entraîne le poussoir intérieur par l'intermédiaire de la goupille. Ce dernier actionne donc la soupape selon le profil des cames extérieures. La loi de petite levée est obtenue en déplaçant les goupilles pour désolidariser les poussoirs. Dans ce cas, le poussoir extérieur suit toujours la loi de haute levée mais il n'entraîne plus le poussoir intérieur. Celui-ci suit la loi de petite levée et entraîne la soupape.

Le déplacement des goupilles se fait grâce à l'actionneur électromagnétique. Il est constitué d'une tige, d'une bobine, d'un ressort, d'un bobinot et d'un bâti. La tige et le bâti sont réalisés en acier XC18, choisi pour ses propriétés magnétiques. La tige est guidée par le bobinot en plastique et est rappelée en position initiale par le ressort d'actionneur. La bobine est constituée d'un fil de cuivre émaillé enroulé autour du bobinot. Le bâti ferme le circuit magnétique et maintient les pièces en position. Il est réalisé en deux parties qui sont assemblées au montage.

Au repos, la tige appuie sur les goupilles et comprime le ressort de goupille qui est plus "faible" que le ressort d'actionneur, ce qui lie les poussoirs. Lorsque l'actionneur est alimenté, il attire la tige, ce qui comprime le ressort d'actionneur et libère les goupilles. Le ressort de goupille peut alors déplacer les goupilles et désolidariser les poussoirs.

Ce système est conçu pour fonctionner à chaque tour moteur à régime moyen (4000 tr/min). La transition des goupilles doit se faire pendant que la partie circulaire de la came est en contact avec le poussoir, ce qui donne un temps de transition inférieur à 15 ms. Il devra aussi résister aux contraintes thermiques et vibratoires de l'environnement moteur. Le chapitre suivant présente les modèles magnétique et électrique de l'actionneur et le modèle mécanique de la tige et des goupilles.

3. MODÉLISATION DE L'ACTIONNEUR ET DES GOUPILLES

Le but de la modélisation est de pouvoir lier la géométrie de l'actionneur à ses performances, notamment son temps de transition. Cela permet d'optimiser la géométrie, de définir la loi de commande de l'actionneur et de déterminer les caractéristiques des ressorts. Pour cela, les cartographies de force et d'inductance de l'actionneur sont calculées par éléments finis, puis sont utilisées dans les modèles électrique et mécanique. Le lien entre les modèles est présenté en figure 3. Les notations utilisées dans la suite du document sont explicitées dans le tableau 1.

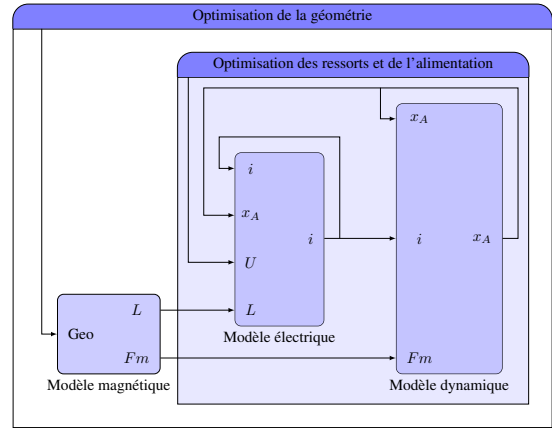


Fig. 3. Interactions entre les modèles magnétique, électrique et dynamique. Les notations sont détaillées dans le tableau 1

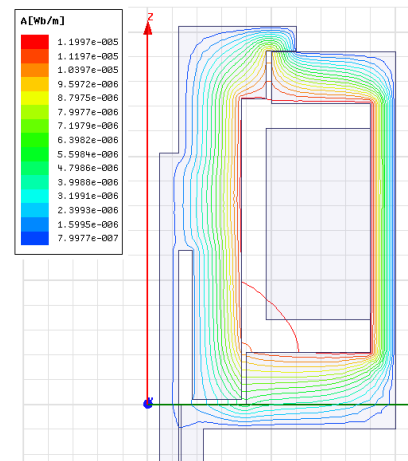


Fig. 4. Lignes de flux dans l'actionneur initial. Simulation pour 300 A.tr.

3.1. Modèle magnétique

L'objectif de ce modèle est d'obtenir les cartographies de force et d'inductance de l'actionneur à partir de sa géométrie pour pouvoir interpoler ces valeurs pour une intensité et un entrefer donné. L'actionneur est modélisé en 2D axi-symétrique avec un comportement magnéto-statique, voir figure 4. Le courant et la position de la tige sont discrétisés et, pour chaque couple de points, l'inductance et la force magnétique sont calculées puis stockées dans un fichier. Ces résultats seront utilisés pour calculer les gradients d'inductance et interpolés pour les modèles suivants. La figure 5 montre l'allure de la cartographie de l'effort magnétique.

3.2. Modèle électrique

Le modèle électrique donne l'évolution du courant dans la bobine en fonction de la tension. Le circuit est constitué d'une résistance et d'une inductance variable dont la valeur est donnée par la cartographie obtenue au paragraphe précédent. La résistance est calculée à partir de la longueur du fil et de la conductivité du cuivre. L'équation sur le courant s'écrit :

$$U(t) = i \left(R + \frac{\partial x}{\partial t} \frac{\partial L}{\partial x}(x, i) \right) + \frac{\partial i}{\partial t} \left(L(x, i) + i \cdot \frac{\partial L}{\partial i}(x, i) \right) \quad (1)$$

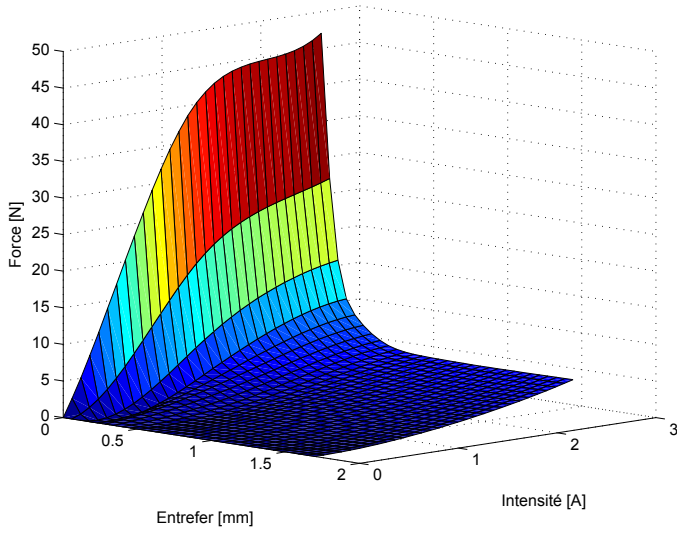


Fig. 5. Force magnétique en fonction de l'entrefere et du courant.

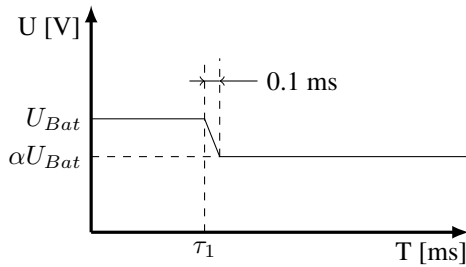


Fig. 6. Profil de la tension imposée aux bornes du circuit.

La tension $U(t)$ est définie par un palier d'une valeur de U_{bat} pendant une durée τ_1 puis un second palier de niveau αU_{bat} jusqu'à la fin de la simulation. La transition entre ces deux paliers est supposée linéaire et durer 0.1 ms pour s'approcher du comportement d'un interrupteur. L'allure de ce profil est dessiné en figure 6. La simulation de ce modèle donne la valeur du courant qui sera utilisée pour calculer l'effort $F_m(x, i)$ nécessaire au modèle dynamique.

3.3. Modèle dynamique

Le modèle mécanique permet d'accéder, d'une part à la précharge du ressort d'actionneur calculée analytiquement, et d'autre part à la position de la tige d'actionneur et des goupilles au cours du temps lorsque l'actionneur est alimenté, grâce à une intégration numérique. Pour obtenir ces résultats, les hypothèses suivantes ont été faites :

- Les goupilles intérieure et extérieure sont liées et sont appelées "goupilles"
- La masse des goupilles est donnée par la CAO et vaut 0.7 g.
- La densité de la tige d'actionneur est de 8000 kg/m³.
- Les vibrations sont négligées pendant la transition.
- La force de frottement est de maximum 1 N pour chaque pièce.
- Les ressorts ont un comportement linéaire.

3.3.1. Précharge des ressorts

L'étude du profil vibratoire du moteur a montré qu'un effort de contact 1N est suffisant pour maintenir les goupilles en butée. Lorsque l'actionneur est alimenté et que la goupille a transité

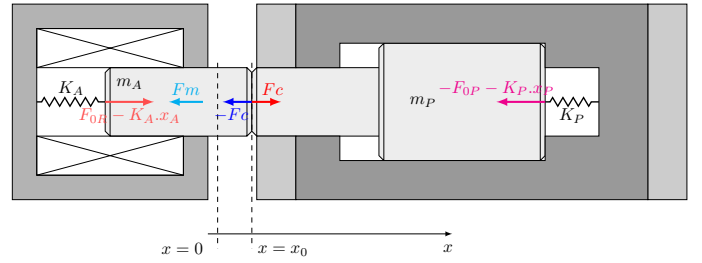


Fig. 7. Modélisation simplifiée de la mécanique de l'actionneur.

($x_G = 0$), l'effort sur sa butée est F_{0G} donc :

$$F_{0G} = 1\text{N} \quad (2)$$

En position par défaut $x = x_0$, la condition sur la précharge du ressort d'actionneur est :

$$F_{0A} \geq 1 + F_{0G} + K_G \cdot x_0 \quad (3)$$

La précharge du ressort d'actionneur doit aussi être suffisante pour que la tige et les goupilles transitent en moins de $t_0 = 15\text{ms}$. L'équation différentielle du déplacement de l'ensemble tige goupille s'écrit :

$$(m_G + m_A) \cdot \ddot{x} = F_{0A} + K_A \cdot x_0 - F_{0G} - (K_A + K_G) \cdot x - 2 \cdot F_f \quad (4)$$

À partir de cette équation, la condition sur la précharge d'actionneur pour que le temps de sortie t_s soit inférieure à t_0 est :

$$t_s \leq t_0 \Rightarrow F_{0A} \geq F_{0G} - K_A \cdot x_0 + 2 \cdot F_f - \frac{x_0 \cdot (K_G + K_A)}{\cos\left(t_0 \sqrt{\frac{K_G + K_A}{m_G + m_A}}\right)} \quad (5)$$

Au final, la valeur de la précharge du ressort de l'actionneur est définie par la plus grande valeur donnée par les équations (3) et (5).

3.3.2. Transition actionneur alimenté

Une fois les paramètres des ressorts déterminés, la transition des goupilles et de la tige est simulée. Comme le contact entre ces deux pièces est unilatéral, il peut y avoir un décollement. C'est donc un problème à deux degrés de liberté. Il est formalisé ci-dessous.

- Conditions aux limites :

$$\begin{aligned} x_A(t=0) &= x_0 & x_G(t=0) &= x_0 \\ \dot{x}_A(t=0) &= 0 & \dot{x}_G(t=0) &= 0 \end{aligned}$$

- Équations différentielles du mouvement :

$$m_A \ddot{x}_A = F_m(x, i) + F_{0A} + F_f - K_A(x_A - x_0) - F_c \quad (6)$$

$$m_G \ddot{x}_G = F_{bat} - F_{0G} - K_G x_G + F_f + F_c \quad (7)$$

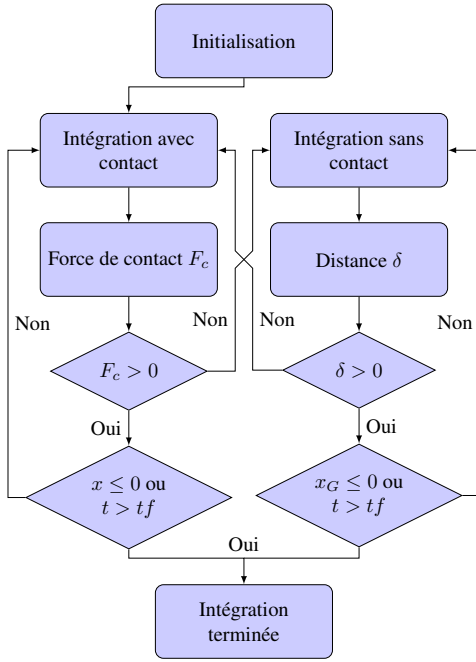


Fig. 8. Algorithme d'intégration du modèle dynamique avec contact.

– Conditions sur la force de contact :

$$\left\{ \begin{array}{l} F_c \geq 0 \\ x_G - x_A = 0 \end{array} \right. \text{ ou } \left\{ \begin{array}{l} F_c = 0 \\ x_G - x_A \geq 0 \end{array} \right. \quad (8)$$

Ce problème est résolu numériquement avec un schéma d'intégration Runge Kutta 4-5 [10] ainsi qu'un algorithme pour la détection du contact présenté en figure 8. Il est inspiré de la méthode des statuts décrite dans [11] et utilisée dans [12]. Lorsque les pièces sont en contact, $x_A = x_G = x$ et l'équation différentielle devient :

$$\begin{aligned} (m_A + m_G)\ddot{x} = & F_m(x, i) + F_{0A} + 2F_f \\ & - K_A(x - x_0) + F_{bat} \\ & - F_{0G} - K_G.x \end{aligned} \quad (9)$$

La force de contact de la tige sur les goupilles est déduite à partir de l'équation calculée ci-dessus et de l'équation (7).

$$F_c = m_G\ddot{x} - F_{bat} + F_{0G} + K_G.x - F_f \quad (10)$$

Si la force est positive, il y a effectivement contact et les accélérations \ddot{x}_A et \ddot{x}_G sont égales pour ce pas de temps. Dans le cas contraire, les deux masses sont traitées séparément et l'effort de contact est nul. Les équations différentielles (7) et (6) sont intégrées avec $F_c = 0$ pour calculer la distance $\delta = x_G - x_A$. Le calcul continue ainsi tant que δ est positif ou que la goupille n'a pas atteint sa butée. Les résultats obtenus seront détaillés dans le chapitre suivant.

4. COUPLAGE DES MODÈLES

Les trois modèles présentés précédemment interagissent de la manière suivante : le modèle magnétique fournit les points des cartographies de force et d'inductance. Ces données sont interpolées pour donner la force et l'inductance en fonction de la position de la tige et de l'intensité de la bobine. L'inductance est utilisée dans le modèle électrique pour calculer l'intensité

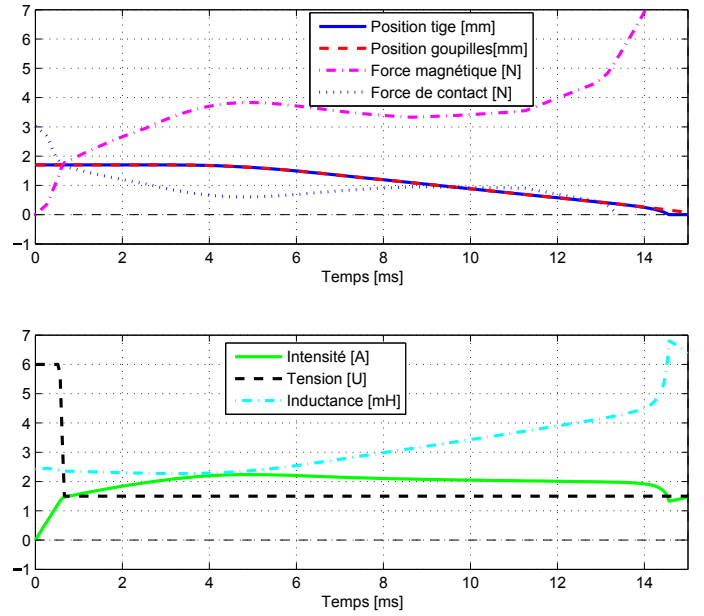


Fig. 9. Évolution de la position de la tige d'actionneur et des goupilles, ainsi de la force magnétique sur la tige et de la force de contact entre tige et les goupilles sur le premier graphe. Évolution du courant dans la bobine, de la tension à ses borne, et de son inductance sur le second. Simulation pour l'actionneur initial.

mais elle dépend de la position de la tige. C'est le modèle mécanique qui va donner cette information. Il a besoin pour cela de la force magnétique qui dépend du courant, calculé par le modèle électrique. La figure 3 montre les échanges de données entre les modèles.

La simulation de ces modèles donne l'évolution de la position de la goupille et de la tige d'actionneur, de l'intensité, de la force magnétique et de l'inductance. Ces résultats sont présentés en figure 9. Le palier de tension à U_{bat} entraîne une augmentation rapide de l'intensité dans la bobine entre 0 et 1 ms. La tension est ensuite réduite à αU_{bat} pour éviter que le courant ne dépasse la limite i_{max} . Durant cette période, la force magnétique augmente mais ne compense pas les frottements et la précharge des ressorts. Les masses restent immobiles jusqu'aux alentours de 4 ms. La réduction de l'entrefer entraîne l'augmentation de la force magnétique. Lorsque l'entrefer devient très faible, la tige d'actionneur se colle à sa butée et se décolle des goupilles (12 ms). Celles-ci terminent leur course poussées par leur ressort et la simulation s'arrête définissant ainsi le temps de transition t_s . L'énergie consommée est calculée par la formule

$$W_{el} = \int_0^{t_s} U.i.dt.$$

Ces deux grandeurs serviront respectivement de contrainte et d'objectif pour l'optimisation de l'alimentation.

5. OPTIMISATION DE L'ALIMENTATION ET DE LA GÉOMÉTRIE

L'optimisation de l'actionneur passe tout d'abord par l'optimisation de l'alimentation. Cela permet de déterminer les paramètres α et τ_1 . C'est aussi dans cette boucle d'optimisation que seront définis les ressorts. Ce calcul est réalisé pour chaque itération de l'optimisation de la géométrie qui vise à réduire le rayon et la longueur de l'actionneur (fig. 10).

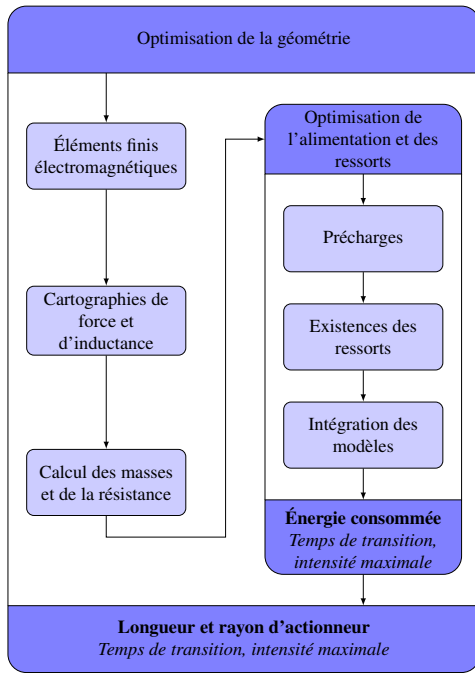


Fig. 10. Algorithme d'optimisation. Les fonctions objectifs sont en gras, les contraintes en italique.

5.1. Optimisation de l'alimentation

Le but de cette optimisation est de définir les ressorts et les paramètres d'alimentation. C'est dans cette boucle que seront utilisés les modèles du chapitre précédent pour vérifier que l'actionneur est capable de déplacer la tige et les goupilles. Cette optimisation est réalisée avec un algorithme de point intérieur [13]. Les paramètres d'entrée sont la somme des raideurs $\Sigma K = K_A + K_G$, la durée du premier palier τ_1 et la hauteur du second palier α . La valeur à minimiser est l'énergie consommée W_{el} . Les contraintes sont que l'intensité maximale soit inférieure à la limite i_{max} , que le temps de transition soit inférieur à t_0 et que les ressorts satisfassent la norme NF EN 13906-1 [14].

Pour un jeu de paramètres $(\Sigma K, \alpha, W_{el})$ donné, un test est réalisé sur les ressorts afin de s'assurer qu'ils vérifient les équations (2), (3) et (5), qu'ils s'intègrent dans la géométrie et qu'ils satisfassent la norme [14]. Dans ce cas, les modèles sont simulés pour calculer l'énergie consommée, le temps de transition et le maximum d'intensité.

5.2. Optimisation de la géométrie

Cette optimisation est multi-objectifs. Elle vise à réduire à la fois la longueur et le rayon de l'actionneur. Elle est effectuée avec un algorithme d'optimisation par essais particuliers [15, 16]. Les grandeurs à optimiser sont les paramètres géométriques de l'actionneur et le nombre de spires. Ces dimensions permettent de déterminer la masse de la tige d'actionneur, la résistance de la bobine ainsi que le rayon et la longueur de l'actionneur. Le calcul éléments finis crée ensuite les cartographies puis l'optimisation de l'alimentation est effectuée. Les contraintes pour cette optimisation sont les mêmes que pour l'optimisation de l'alimentation.

6. RÉSULTATS

L'optimisation est initialisée avec les dimensions du prototype de l'actionneur ayant servi à la validation des modèles. Sa

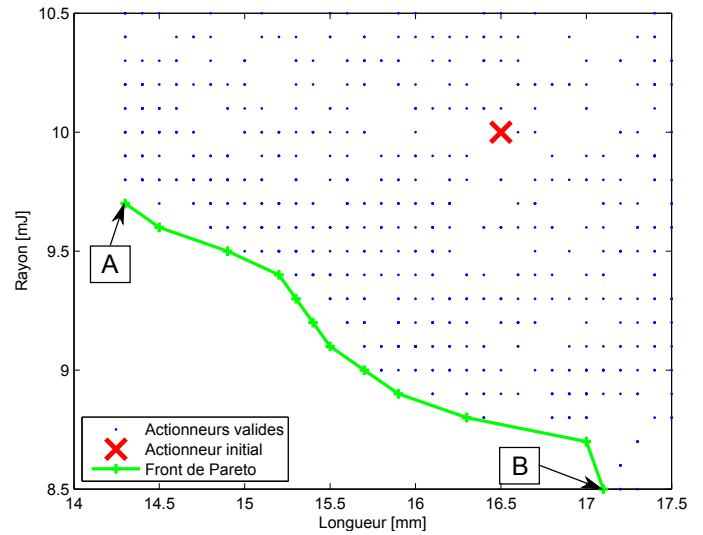


Fig. 11. Actionneurs simulés représentés dans le plan rayon/longueur. Les actionneurs marqués A et B sont détaillés dans la section Résultats

longueur et son rayon serviront de référence pour mesurer les améliorations et sont marqués d'une croix rouge dans la figure 11. Dans cette figure, chaque point correspond à un actionneur qui respecte toutes les contraintes. La répartition des points sur une grille est due à l'arrondi des paramètres géométriques pour rester cohérent avec des contraintes d'usinage. À noter que plusieurs actionneurs (fonctionnels ou non) peuvent être superposés. Le tableau 2 reprend les caractéristiques de trois actionneurs. Le premier est l'actionneur initial, le second l'actionneur du front de Pareto avec la plus faible longueur et le dernier celui avec le plus faible rayon. Ils ont tous deux un nombre de spires, une densité de courant et une surface conductrice plus faible mais un niveau d'induction plus élevé. Les ressorts ont été modifiés pour augmenter la raideur du ressort d'actionneur et diminuer celle du ressort des goupilles. Ces dernières ont quant à elles été allégées, ce qui facilite la transition. Les différences de géométrie sont visibles en figure 12 où l'actionneur initial est représenté en pointillés. Au final la longueur de l'actionneur peut être réduite de 13 % pour un rayon sensiblement équivalent ou le rayon peut être réduit de 15 % au prix d'une augmentation de 4 % de la longueur totale.

7. CONCLUSION

Pour cette étude, l'actionneur et ses goupilles ont été modélisés dans trois domaines. Les modèles sont résolus numériquement : le modèle magnétique par éléments finis et les modèles électrique et dynamique par schéma d'intégration temporel. Ces modèles ont été utilisés pour déterminer les performances d'une géométrie donnée au sein d'une boucle d'optimisation afin de réduire la taille de l'actionneur et de faciliter son intégration dans l'environnement moteur. Les résultats actuels sont encourageants et un banc de test est en cours de réalisation afin de valider les différents modèles.

8. RÉFÉRENCES

- [1] P. Podevin and A. Clenci, "Technologies de distribution variable pour moteurs à combustion interne," *Techniques de l'ingénieur Technologie des moteurs thermiques*, vol. base docum, no. ref. article : bm2580, 2014.
- [2] S. Hara, S. Suga, S. Watanabe, and M. Nakamura, "Variable Valve Actuation Systems for Environmentally Friendly Engines," *Hitachi Review*, vol. 58, no. 7, pp. 319–324, 2009.

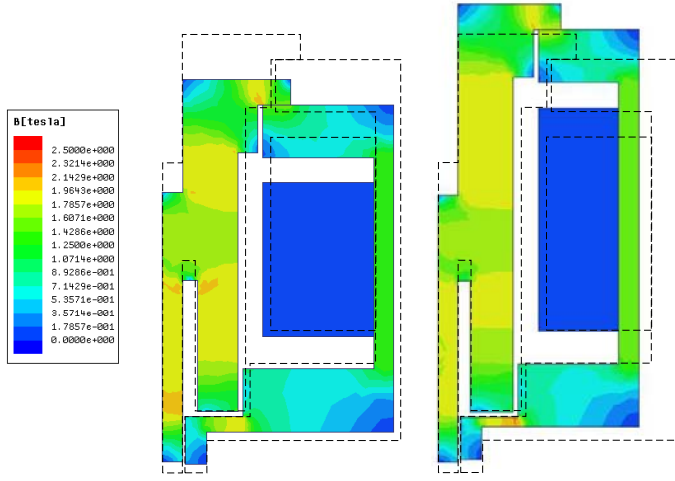


Fig. 12. Flux magnétique pour les actionneurs A et B, respectivement à gauche et à droite. Simulation au maximum d'excitation pendant la transition. La géométrie de l'actionneur initiale est représentée en pointillés.

- [3] P. Kapus, C. Spanner, B. Graf, and G. Fraidl, "Cylinder Deactivation with 4 Cylinder Engines - An Alternative to 2 Cylinders?" in *32. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2011, pp. 350–364.
- [4] W. Christgen, H. Smola, K. Bonaventura, and H. Döppling, "Intermediate lever for a variable valve train of an internal combustion engine," *Patent*, no. US7055478, Jun. 2005.
- [5] M. Haas, G. Maas, W. Speil, and B. Wollboldt, "Engageable tappet for a valve drive of an internal combustion engine," *Patent*, no. US5782216, Apr. 1997.
- [6] S. Kieninger and E. Berndt, "Valve train of an internal combustion engine," *Patent*, no. US20050183685, 2006.
- [7] P. Kreuter, "Apparatus for switching the operation of a change valve of a combustion engine," *Patent*, no. US06752107, 2004.
- [8] V. M. Patel and W. C. Albertson, "Individual hydraulic circuit modules for engine with hydraulically-controlled cylinder deactivation," 2003.
- [9] M. Anderson, D. Assanis, and Z. Filipi, "First and Second Law Analyses of a Naturally Aspirated, Miller Cycle, SI Engine With Late Intake Valve Closure," *SAE transactions*, 1998.
- [10] J. C. Butcher, *The Numerical Analysis of Ordinary Differential Equations : Runge-Kutta and General Linear Methods*. Wiley, 1987.
- [11] J. Moreau, "Some numerical methods in multibody dynamics : application to granular materials," *European journal of mechanics. A. Solids*, 1994.
- [12] F. Louf, "Sur le contrôle des analyses éléments finis avec contact et frottement : application aux simulations d'impact," Ph.D. dissertation, ENS Cachan, 2003.
- [13] J.-F. Bonnans, J. C. Gilbert, C. Lemarechal, and C. A. Sagastizábal, *Numerical Optimization : Theoretical and Practical Aspects (Universitext)*. Springer, 2006.
- [14] AFNOR, "Cylindrical helical springs made from round wire and bar — Calculation and design — Part 1 : Compression springs," NF EN 13906-1, 2013.
- [15] J. Kennedy and R. Eberhart, "Particle swarm optimization," in *Proceedings of ICNN'95 - International Conference on Neural Networks*, vol. 4. IEEE, 1995, pp. 1942–1948.
- [16] J. Aubry, "Optimisation du dimensionnement d'une chaîne de conversion électrique directe incluant un système de lissage de production par supercondensateurs : application au houlogénérateur SEAREV," Ph.D. dissertation, ENS Cachan, 2011.

Tableau 1. Notations utilisées dans ce document

Mécanique		Électrique	
x_A	Position de la tige	i	Intensité
x_P	Position des goupilles	L	Inductance
x_0	Course de l'actionneur	U_{Bat}	Tension maximale
F_{0R}	Précharge du ressort d'actionneur	α	Facteur du second palier
F_{0P}	Précharge du ressort de goupille	R	Résistance de la bobine
K_A	Raideur du ressort d'actionneur	τ_1	Temps de commutation de l'interrupteur
K_P	Raideur du ressort de goupille	i_{max}	Intensité maximale admissible
t_0	Temps de transition maximal	W_{el}	Énergie électrique utilisée
t_s	Temps de transition		
F_f	Force de frottement		
F_m	Force magnétique		
F_{bat}	Effort du bâti		
F_c	Effort de contact tige sur goupilles		
m_A	Masse de la tige		
m_P	Masse des goupilles		

Tableau 2. Comparaison entre l'actionneur initial et les actionneurs A et B du front de Pareto ayant respectivement la plus petite longueur et le plus petit rayon.

Grandeur	Initial	Court (A)	Fin (B)
Longueur [mm]	16.5	14.3	17.1
Rayon [mm]	10	9.7	8.5
Nombre de spires	130	78	78
Masse de la tige [g]	6.30	4.71	5.60
Raideur ressort actionneur [N/mm]	887	920	902
Raideur ressort goupilles [N/mm]	604	587	555
Surface de cuivre [mm ²]	32.3	26.8	28.5
Densité de courant max [A/mm ²]	14.1	10.3	10.2
Densité de flux moyenne [T]	1.34	1.41	1.53