



HAL
open science

Mise en œuvre d'une méthodologie d'amélioration de la conception d'une pompe hydraulique à pistons par plans d'expériences numériques

Franck Maurice, Louis Claude Porel, François Porel, Eric Noppe, Zohra Cherfi-Boulanger, Benoit Eynard

► To cite this version:

Franck Maurice, Louis Claude Porel, François Porel, Eric Noppe, Zohra Cherfi-Boulanger, et al.. Mise en œuvre d'une méthodologie d'amélioration de la conception d'une pompe hydraulique à pistons par plans d'expériences numériques. 24ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2019, Brest, France. hal-04294285

HAL Id: hal-04294285

<https://utc.hal.science/hal-04294285v1>

Submitted on 13 Feb 2024

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.

Mise en œuvre d'une méthodologie d'amélioration de la conception d'une pompe hydraulique à pistons par plans d'expériences numériques

F.MAURICE^{a,b}, LC.POREL^b, F.POREL^b, E.NOPPE^a, Z.CHERFI-BOULANGER^a, B.EYNARD^a

a-Université de Technologie de Compiègne, Laboratoire Roberval UMR CNRS 7337, CS 60319, 60203 Compiègne Cedex, France.

franck.maurice@utc.fr, benoit.eynard@utc.fr, zohra.cherfi-boulanger@utc.fr,
eric.noppe@utc.fr

b-HYDRO LEDUC, Allée René LEDUC, 54122 Azérailles, France.

fmaurice@hydroleduc.com, lcporel@hydroleduc.com, fporel@hydroleduc.com

Résumé :

Concevoir et fabriquer des produits de plus en plus performants dans le respect de l'environnement tout en diminuant les coûts de production sont les défis à relever les industriels.

La faible compressibilité des fluides hydrauliques confère aux pompes hydrauliques à pistons une puissance massique inégalable. Dans ce sens, de nombreuses recherches sont dédiées à la compréhension et à la description des phénomènes physiques complexes qui régissent la dynamique de ces machines. Elles portent aussi sur la modélisation et l'amélioration de leurs performances.

Dans cet article, nous proposons une modélisation du comportement réel de la pompe dans l'environnement AMESim®, en créant un véritable banc d'essais virtuel. Une stratégie d'amélioration des performances de la pompe reposant sur les plans d'expériences numériques, nous a permis d'étudier les angles de temporisation ainsi que les rainures de précompression et décompression de la glace de distribution. Nous avons ainsi observé l'effet de plusieurs paramètres de conception de ces rainures sur les pulsations de pression de refoulement, le pic de pression (overshoot) ainsi que la chute de pression (undershoot) dans la chambre des pistons de la pompe à améliorer. Par la méthode d'optimisation en surfaces de réponse (RSM), nous avons déterminé une configuration minimisant le pic de pression pour différentes conditions de fonctionnement et obtenu des résultats intéressants concernant la glace de distribution.

Abstract:

Design and make products more efficient as well as green while reducing manufacturing cost are the main concern of industrials. Low compressibility ratio of the hydraulic fluids gives to hydraulic pistons pump an incomparable power density. In that way, a large number of researches are dedicated to understand and describe complex physical phenomenon that govern the dynamic of these machines. A part of them is also focusing on modelling and improving their performance. Our works target to improve the design and the efficiency of an axial piston pump type TXV made by Hydro Leduc. We built a real virtual test bench by modelling the behaviour of the pump on AMESim® software in terms of cavitation and volumetric efficiency. We enforced an optimization strategy relying on numerical design of experiments led on ANSYS® Design Explorer focusing on studying the delaying angles, the precompression and decompression grooves of the valve plate. Performing optimization using Response

Surface Method (RSM), we defined design configurations that minimize pressure ripple, pistons chamber overshoot and undershoot for different operating conditions.

Mots clefs : Transmission de puissance, Pompes à pistons axiaux, Exploration de design, Modélisation 1D, Plan d'expériences numériques, glaces de distribution, rainures de précompression et décompression, bruit, rendement.

1 Introduction

La discipline de l'hydraulique de puissance est omniprésente dans de nombreuses applications. Elle constitue une solution incontournable pour toutes les utilisations qui nécessitent des puissances élevées. Les pompes hydrauliques sont le véritable cœur de tous les circuits hydrauliques. Dotées d'une puissance massique inégalable, elles sont capables de travailler à des pressions élevées tout en maintenant un haut rendement global. De même, les contraintes environnementales ainsi que l'augmentation du prix de l'énergie font croître la demande de composants toujours plus performants. Afin de rester compétitifs, les fabricants sont contraints de répondre à ces exigences tout en contrôlant leurs coûts de fabrication. La méthode conventionnelle d'amélioration des produits basée sur des cycles essais/erreurs est une démarche financièrement coûteuse et chronophage.

Les vingt dernières années ont vu la puissance de calcul des ordinateurs croître de manière exponentielle, faisant de la simulation numérique un véritable outil de compréhension des phénomènes physiques et d'amélioration de produits. Associée à des stratégies de conception dûment établies, la simulation numérique permet de réduire considérablement les temps de développement et d'amélioration de produit tout diminuant de manière drastique le nombre d'essais expérimentaux.

La description mathématique de la physique des machines tournantes a fait l'objet de nombreuses recherches. J. Ivantysyn et M. Ivantysynova [1] ont présenté les différentes technologies de pompes et moteurs hydrauliques et mis en équation la physique régissant leur fonctionnement. N. Manring [2] s'est quant à lui concentré d'avantage sur les machines tournantes à pistons axiaux. Son ouvrage formalise mathématiquement la dynamique de ces machines et constitue un véritable guide de conception. Nous pourrions de même citer les travaux de Zeiger et Akers [3], Schoenau, Burton et Kavanagh [4] ainsi que ceux de Lin [5] qui, à partir d'analyses théoriques, ont contribué à formaliser les aspects dynamiques des efforts et couples appliqués au plateau. L'ensemble des fuites internes ainsi que les variations de la pression dynamique des pompes à pistons axiaux ont été étudiées par Bergada, Kumar et Watton [6]. Ces quelques exemples sont le reflet d'une littérature riche et abondante et termes d'analyses théoriques. Cette dernière constitue le véritable socle de tous les modèles et logiciels consacrés à la simulation numérique des machines tournantes hydrauliques à pistons. Ivantysynova et son équipe du Maha Fluid à Purdue University ont mis au point le logiciel CASPAR de simulation 3D d'aide à la conception des pompes à pistons axiaux. Reposant sur des modèles mathématiques complexes, il permet entre autres, de simuler le comportement dynamique des différents films d'huile en considérant les effets elasto-hydrodynamique du fluide ainsi que les effets thermoélastiques [7], [8]. Le logiciel commercial Pumplinx® de la société Simerics est spécialement conçu pour les machines tournantes. Il est possible d'étudier de manière pratiques différentes technologies de pompes et moteurs telles que les pompes à engrenages, à palettes, à pistons radiaux, à pistons axiaux et à axe brisé. Ce dernier permet par exemple de prédire le phénomène de cavitation avec précision. Kunkis, Markus et Weber [9] ont travaillé sur l'augmentation de la puissance massique d'une pompe à pistons axiaux sur Pumplinx®. En ajustant certains paramètres, telle que la quantité d'air dissout dans le fluide, ils ont pu prédire avec précision le

phénomène de cavitation et proposer des solutions permettant de le retarder. Frosina, Marinaro, Senatore et Pavanetto ont réduit de 40 % les pulsations de pression de refoulement d'une pompe à pistons axiaux en étudiant différentes géométries de glaces de distribution sur Pumplinx® [10]. Que ce soit CASPAR, Pumplinx® ou d'autres outils de même vocation, la simulation 3D est capable de prédire le comportement réel de la machine qu'elle modélise. Cependant, elle peut s'avérer coûteuse en temps de calcul. C'est pourquoi, une approche de modélisation 1D sur des logiciels tels que Simulink® ou AMESim® constitue une alternative particulièrement intéressante. C'est sur AMESim® que Manco, Nervegna, Lettini et Gilardino ont développé un modèle d'une pompe à pistons et ont obtenu d'excellentes corrélations entre les résultats expérimentaux et simulés [11]. De même, Gilardino, Manco et Nervegna ont étudié le comportement stationnaire et dynamique des organes de pilotage de la cylindrée d'une pompe similaire [12]. Corvaglia et Rundo ont comparé l'approche 1D et 3D à travers la modélisation d'une même pompe sur Pumplinx® et sur AMESim® [13]. Ils ont montré que le modèle 1D est capable de simuler le comportement de la pompe à plusieurs niveaux de détails et de capter les interactions dynamiques entre le fluide et les composants mobiles de la pompe, ce qui est plus compliqué à obtenir par une approche de simulation 3D.

Nos travaux s'inscrivent dans une démarche d'amélioration de la conception d'une pompe à pistons axiaux de type TXV fabriquée par l'entreprise Hydro Leduc. L'étude de la littérature a montré que la modélisation des pompes à pistons par une approche 1D donne d'excellents résultats en termes de corrélations avec les mesures expérimentales. Le temps de calcul par cette approche étant moins coûteux que celui de la simulation 3D, nous avons ainsi opté pour cette dernière.

L'objet de ce présent papier est la mise en œuvre d'une méthode d'amélioration de la conception. Nous l'appliquerons à la diminution du pic de pression (overshoot) et à la diminution de la chute de pression (undershoot) dans la chambre des pistons. Ces deux phénomènes se produisent au moment des commutations, c'est-à-dire lorsque le piston passe de la basse à la haute pression et inversement au niveau du point mort haut (upper dead point) et du point mort bas (lower dead point) de la glace de distribution (Figure 1). De ce fait, il s'agit d'améliorer la conception de la glace de distribution au niveau de ces deux zones, afin d'assurer une montée et une descente de la pression la plus progressive possible. Cela a pour effets de stabiliser le film d'huile entre le barillet et la glace de distribution et de diminuer les pulsations de la pression de refoulement. L'impact sera observable sur le rendement volumétrique et sur le bruit émis par la pompe. Nous ne présenterons pas en détail l'ensemble des travaux, mais noterons que de nombreuses recherches se sont penchées et se penchent encore sur ce sujet, tels que Harrison [14], Kumar [15], [16], Manring [17], Bahr, Svodoba et Bhat [18] ou encore Ericson [19]. Tous présentent des solutions techniques, reposant sur des analyses théoriques et ou sur la simulation pour traiter le phénomène soit au niveau de la glace de distribution soit au niveau du plateau oscillant des pompes et de son pilotage.

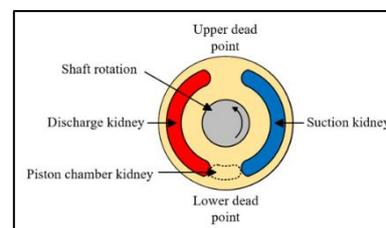


Figure 1 Schéma de principe d'une glace de distribution

L'originalité de nos travaux repose sur la réalisation d'une stratégie d'amélioration de la conception mettant en œuvre des plans d'expériences numériques, que nous appliquons à la glace de distribution. En effet, la construction d'un modèle AMESim® de la pompe, véritable banc d'essais virtuel, associée à des plans d'expériences numériques autorise l'étude d'un grand nombre de configurations. Cela nous offre la possibilité d'accéder rapidement à des solutions maximisant un ou plusieurs critères de performance, en un minimum de temps et en un minimum d'essais (numériques et réels). Cette stratégie constitue ainsi une méthode applicable à d'autres problématiques. Elle est très rapide comparée à une stratégie de conception basée sur des cycles essais/erreurs ou sur l'utilisation de la simulation 3D. Nous articulons ce papier suivant quatre axes, à savoir la proposition de la méthode, sa mise en œuvre pour la modélisation du système, son application à l'amélioration de la conception de la glace de distribution et enfin la synthèse et la conclusion de l'étude.

2 Proposition d'une méthode d'amélioration de la conception

2.1 Méthode d'amélioration conventionnelle

La méthode dite conventionnelle de conception repose essentiellement sur des notions basées sur l'expérience et le savoir-faire. Cette dernière se déroule en 3 étapes, à savoir ;

- i. L'acquisition des connaissances du système et la formulation du problème,
- ii. La proposition et mise en œuvre d'une ou de plusieurs améliorations,
- iii. L'évaluation de la ou des nouvelles performances du système,

La Figure 2 illustre les étapes de cette méthode.

Il s'agit par exemple d'utiliser un autre matériau pour un élément donné, substituer un composant par un autre ou bien modifier sa géométrie. Un prototype du système comportant la ou les modifications est alors réalisé. Ce dernier est alors testé sur un banc d'essais afin d'évaluer ses performances. Si ces dernières se sont améliorées, la modification est mise en œuvre. En revanche, si les modifications n'ont pas montré d'améliorations significatives, elles ne sont pas réalisées. Ce cycle d'essais/erreurs est alors répété jusqu'à obtenir le niveau de performances souhaité.

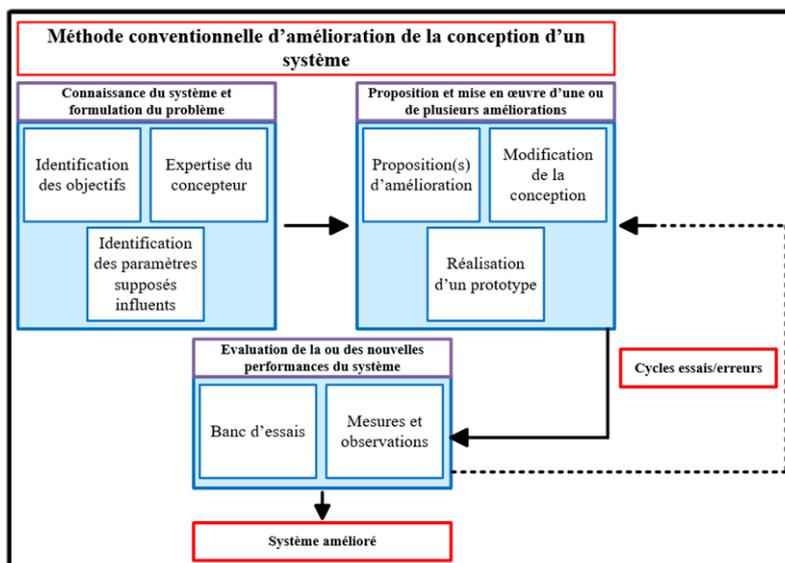


Figure 2 Optimisation par la démarche de conception conventionnelle

Cette stratégie est coûteuse et peut s'avérer particulièrement longue, dans le pire des cas, elle peut se solder par l'échec du processus d'amélioration. De plus, elle ne permet pas d'explorer toutes les pistes d'optimisation. En effet, la démarche repose sur l'expérience ainsi que le savoir-faire du concepteur. De ce fait, il est possible que certains paramètres influents n'aient pas été pris en compte pour deux raisons. La première est que certains effets demandent des moyens de mesures très sophistiqués. La seconde est que le savoir acquis au fil des années peut paradoxalement empêcher d'entrevoir l'influence de certains paramètres. En effet, il n'est pas rare que fort de son expérience, le concepteur puisse passer à côté de certains progrès.

2.2 Intégration de la simulation dans le processus d'amélioration

L'intégration de la simulation numérique dans le processus d'amélioration peut s'effectuer de différentes manières. Par exemple, elle s'insère parfaitement dans la stratégie conventionnelle où le prototype réel est remplacé par un prototype virtuel. Un essai physique sur un prototype réel serait alors mis en œuvre et testé uniquement pour valider les résultats de la simulation. A ce niveau d'intégration, le temps d'amélioration est réduit et un seul prototype physique est réalisé. Cependant, les cycles essais virtuels/erreurs peuvent eux aussi s'avérer particulièrement long notamment dans le cas de simulations 3D. De plus les conclusions sont les mêmes que dans le point 2.2, rien ne garantit que la où les solutions trouvées soient optimales (cycles essais numériques/erreurs). Dans la littérature, un grand nombre de travaux dédié à l'amélioration de systèmes met en œuvre la simulation numérique. L'intégration de cette

dernière s'effectue dans des stratégies visant à réduire le temps de développement et d'accéder rapidement à des configurations qui maximisent ou minimisent un ou plusieurs critères de performance. Castorani et al [20] présentent une méthode d'amélioration d'un système de récupération d'énergie reposant sur l'utilisation des plans d'expériences numériques. Le processus d'amélioration qu'ils ont mis en œuvre est illustré sur la Figure 3. La méthode employée s'appuie sur trois niveaux d'analyse, à savoir le prototypage virtuel, l'optimisation de la conception ainsi que la validation expérimentale. De même, G. Berti et M. Monti [21] proposent une approche pour l'optimisation du processus de moulage par injection. Elle est basée sur la simulation numérique ainsi que la méthode des surfaces de réponses (RSM) associée à des plans d'expériences numériques. Les auteurs déterminent une configuration de paramètres optimum en réalisant une optimisation sur la surface de réponse.

Ainsi, l'intégration de la simulation numérique, du prototypage virtuel dans un processus d'amélioration de la conception reposant sur les plans d'expériences permet de réduire considérablement, le temps et le coût de développement. En effet, la force des plans d'expériences est qu'ils aboutissent à l'obtention d'un maximum d'informations en un minimum d'essais. De plus la modélisation des réponses sous la forme de surfaces de réponses permet de mettre en œuvre des algorithmes d'optimisation. Ces derniers visent à déterminer les optima et ou les minima globaux ou locaux des surfaces de réponses en fonctions des objectifs et des contraintes.

2.3 Méthode d'amélioration de la conception

Dans les parties 2.2 et 2.3 nous avons présenté plusieurs approches. La Figure 4 illustre le processus que nous avons élaboré à partir de la littérature et de l'objectif industriel.

Le processus se décompose en trois étapes, à savoir :

- i. La connaissance du système à améliorer,
- ii. La mise en œuvre d'une méthode d'amélioration reposant sur les plans d'expériences,
- iii. La vérification expérimentale de l'amélioration proposée.

L'étape i. est similaire à celle décrite dans la démarche conventionnelle. La caractérisation du système est une étape essentielle car elle permet d'acquérir des connaissances sur son comportement et permet de constituer une véritable banque de données qui servira à comparer les résultats numériques et expérimentaux. Ces données serviront de même à recalibrer le modèle de simulation 1D ou 3D si nécessaire.

L'étape ii est la mise en œuvre du ou des plans d'expériences. Cette étape s'articule de la manière suivante :

- Choix du ou des critères de performance à améliorer,
- Création du banc d'essais virtuel, il s'agit de créer un modèle numérique du système réel. Lorsque ce modèle est validé, c'est-à-dire lorsque les résultats des simulations sont en accord avec les résultats expérimentaux, les investigations visant à améliorer les performances du système peuvent être entreprises,

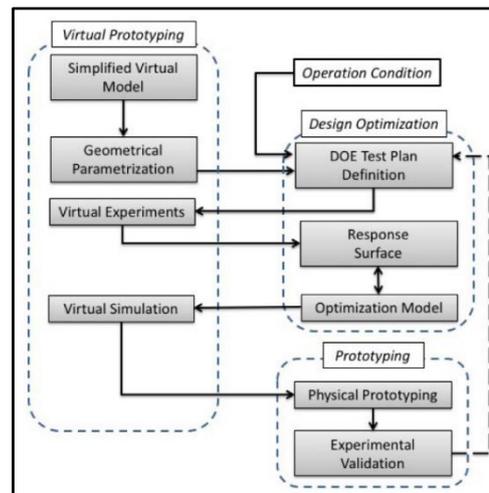


Figure 3 Démarche d'optimisation [20]

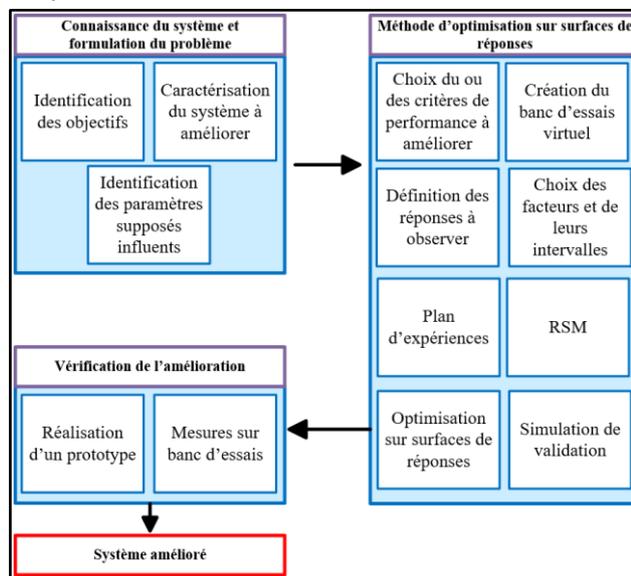


Figure 4 Proposition de la méthode d'amélioration de la conception

- Définition des facteurs d'entrée et des réponses,
- Choix du ou des plans d'expériences,
- Modélisation des réponses, création des surfaces de réponses,
- Optimisation sur surfaces de réponses, afin de déterminer des configurations de paramètres correspondant à des optima, minima ou compromis en fonction des objectifs.

Enfin, l'étape iii est une étape de validation de la solution issue du processus.

Dans la section suivante, après avoir décrit le fonctionnement d'une pompe, nous allons mettre en œuvre la méthode que nous venons de décrire dans le but de diminuer le pic de pression et la chute de pression dans la chambre des pistons au niveau des commutations entre la haute et la basse pression en étudiant la conception de la glace de distribution.

3 Mise en œuvre de la méthodologie, modélisation du système

3.1 Fonctionnement d'une pompe à pistons axiaux

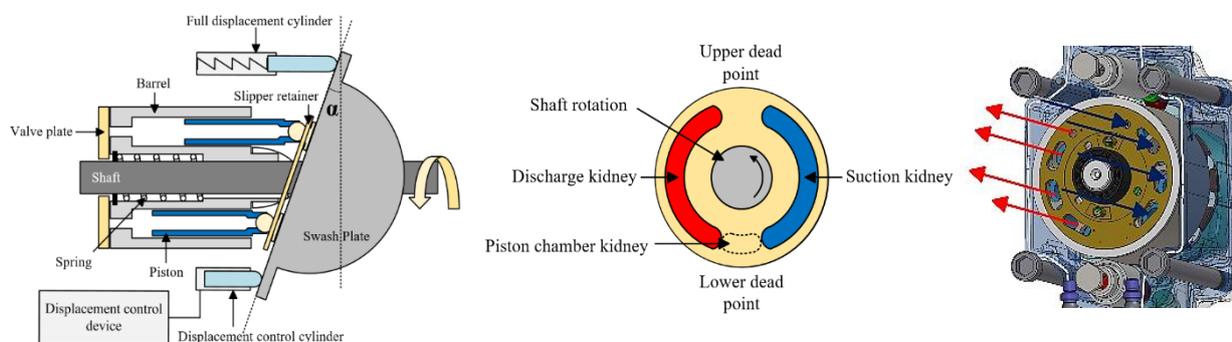


Figure 5 Principe de fonctionnement d'une pompe à pistons axiaux

La Figure 5 illustre le principe de fonctionnement d'une pompe à pistons axiaux à cylindrée variable. Un arbre tourne et entraîne en rotation le barillet dans lequel coulisent les pistons logés dans de leurs alésages. L'angle formé entre le plateau et l'axe de rotation de l'arbre induit le mouvement alternatif des pistons. La glace de distribution (à droite de la Figure 5) est comparable à un robinet séparant la haute de la basse pression. Pendant un premier demi-tour d'arbre, le piston passe du point mort bas vers le point mort haut. Le fluide hydraulique est admis à travers lumière d'aspiration de la glace de distribution. Durant le second demi-tour d'arbre, le piston passe du point mort haut vers le point mort bas. Le fluide hydraulique est expulsé hors de la chambre du piston à travers la lumière de refoulement de la glace de distribution vers le ou les récepteurs du circuit hydraulique. Dans le cas d'une pompe à cylindrée variable, des organes de contrôle pouvant être hydrauliques, mécaniques ou électriques viennent piloter l'inclinaison du plateau modifiant ainsi la cylindrée de la pompe.

3.2 Connaissance du système à améliorer

Les fabricants de pompes à pistons rendent compte des performances de leurs pompes suivant différents essais de caractérisation, à savoir :

- Les courbes du débit en fonction de la vitesse de rotation obtenues pour différentes pressions d'aspiration. Elles donnent les vitesses maximales de rotation de la pompe à des pressions d'aspiration différentes se traduisant par l'apparition du phénomène de cavitation. Ce phénomène s'observe lorsqu'à partir d'une certaine vitesse, la pompe n'est plus capable d'assurer son débit,
- Les courbes du débit en fonction de la pression de refoulement obtenues pour différentes vitesses de rotation. Celles-ci permettent de déterminer les courbes du rendement volumétrique en fonction de la pression de refoulement.

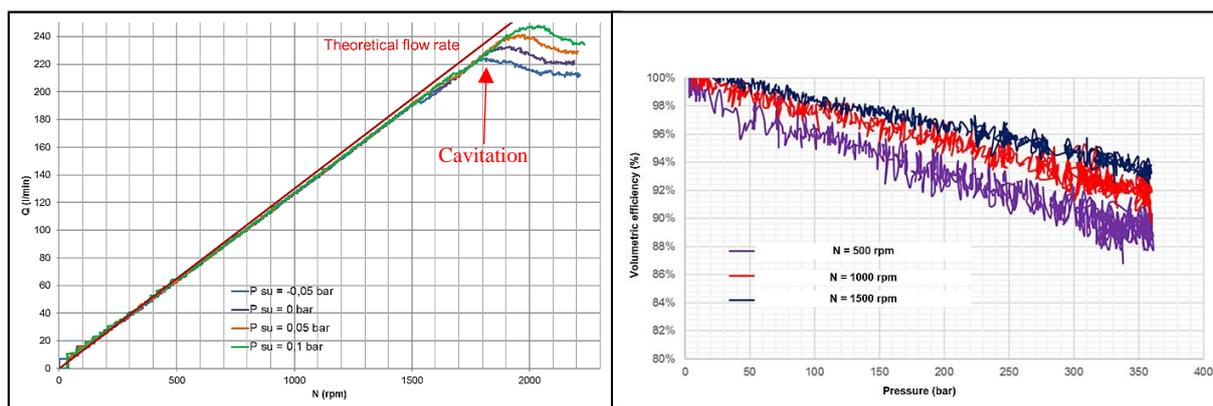


Figure 6 Exemples de mesures du débit en fonction la vitesse de rotation pour différentes pression d'aspiration (à gauche) et courbes du rendement volumétrique en fonction de la pression de refoulement pour différentes vitesses de rotation (à droite)

Nous avons réalisé un grand nombre d'essais de caractérisation sur une pompe de type TXV d'origine Hydro Leduc. Cette banque de données va nous permettre d'ajuster certains paramètres du modèle qu'il sera nécessaire de construire et de valider.

3.3 Création du banc d'essais virtuel

Cette partie est dédiée à l'élaboration du modèle de la pompe que nous proposons. En effet, la librairie associée à AMESim® propose des équations générales relatives aux caractéristiques de pompes hydrauliques et à des modèles sommaires.

Ces éléments de base sont importants mais nécessitent d'être complétés pour qu'ils puissent être utilisés dans le cadre de notre problématique. Dans cette partie, nous allons présenter les équations issues de la littérature avec lesquelles nous avons complété le modèle AMESim®.

3.3.1 Equations générales

Le rendement volumétrique d'une pompe est défini par :

$$\eta_V = \frac{Q_R}{Q_{Th}} = \frac{Q_{Th} - Q_f}{Q_{Th}} \quad (1)$$

η_V est le rendement volumétrique, Q_R est le débit réel (mesuré), Q_{Th} est le débit théorique, Q_f désigne le débit de fuite.

Le débit de fuite comprend (définies dans la partie 3.3.2);

- La fuite entre les pistons et leurs alésages,
- La fuite entre le plateau et les patins,
- La fuite entre le barillet et la glace de distribution,
- La fuite au niveau des organes de contrôle de la cylindrée de la pompe dans le cas d'une pompe à cylindrée variable.

Le rendement mécanique est défini par :

$$\eta_M = \frac{C_{Th}}{C_R} = \frac{C_{Th}}{C_{Th} + C_{fr}} \quad (2)$$

η_M est le rendement mécanique, C_{Th} est le couple théorique, C_R est le couple réel (mesuré), C_{fr} désigne le couple résistant dû aux frottements.

Le rendement global est quant à lui défini par le produit du rendement volumétrique et mécanique.

$$\eta_{global} = \eta_V \times \eta_M \quad (3)$$

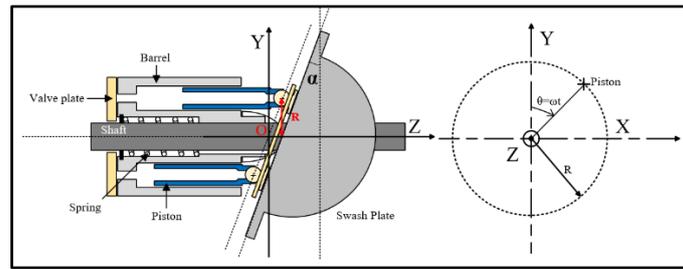


Figure 7 Schéma de principe d'une pompe à piston axiaux pour décrire la cinématique du piston

L'équation du mouvement du piston est (Figure 7) :

$$x(t) = -R \times \tan(\alpha) \times (1 - \cos(\omega t)) \quad (4)$$

R_p est le rayon d'appui des piston, α est l'angle d'inclinaison du plateau, ω est la vitesse de rotation de la pompe.

La vitesse du piston est donnée par (Figure 7) :

$$v(t) = -\omega R \times \tan(\alpha) \times \sin(\omega t) \quad (5)$$

Enfin l'accélération est donnée par (Figure 7) :

$$a(t) = \omega^2 R \times \tan(\alpha) \times \cos(\omega t) \quad (6)$$

Le débit par piston est (Figure 7) :

$$Q_{piston} = v(t) \times S_p = -\omega R \times \tan(\alpha) \times \sin(\omega t) \times \left(\frac{\pi d^2}{4}\right) \quad (7)$$

3.3.2 Construction du modèle AMEsim®

L'environnement AMEsim® possède une librairie composée de blocs fonctionnels dédiée à la construction de pompes à pistons axiaux. Un modèle sommaire de pompe à 5 pistons est disponible dans la partie démo du logiciel. Nous nous sommes basés sur ce dernier et l'avons complété afin de rendre compte de ;

- La fuite entre les patins et le plateau,
- La fuite entre la glace de distribution et le barillet,
- La variation de la viscosité du fluide en fonction de la pression et de la température,
- D'une fonction du module d'élasticité isotherme du fluide prenant en compte les variations de la pression, le coefficient adiabatique et la fraction volumique d'air dissous dans le fluide,
- De la géométrie de la glace de distribution.

Fuite entre le piston et son alésage

Le modèle sommaire AMEsim® de la pompe prend en compte la fuite entre le piston et son alésage. L'expression de celle-ci est donnée par l'équation 8 [1], [22]. Elle donne la fuite due à l'écoulement de Poiseuille (dû à un gradient de pression) et à l'écoulement de Couette (dû au mouvement du piston).

$$Q_{PA} = -\frac{\Delta P}{12\mu l_c} \times r_c^3 \pi d_p \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\epsilon}{r_c}\right)^2 \right] + \frac{v^+ + v^-}{2} r_c \pi d_p \quad (8)$$

Avec ΔP la variation de pression, μ la viscosité dynamique du fluide, l_c la longueur mouillée du piston, d_p le diamètre du piston, r_c le jeu entre le piston et l'alésage et ϵ l'excentricité entre l'axe du piston et l'axe de l'alésage, v^+, v^- désignent les vitesses relatives entre le piston et l'alésage.

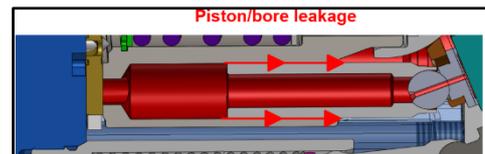


Figure 8 Fuite entre le piston et son alésage

Fuite entre le barillet et la glace de distribution

La fuite entre le barillet et la glace de distribution est localisée au niveau de la zone de contact (équilibre hydrostatique). Elle se détermine à partir de l'équation de Reynolds pour un écoulement radial. Son expression est donnée dans l'équation 9 [2].

$$Q_{BG} = \frac{\pi}{6\mu} \times \frac{\Delta P}{2} \times \left(\frac{1}{\ln\left(\frac{R_{BO}}{r_{BO}}\right)} + \frac{1}{\ln\left(\frac{R_{BI}}{r_{BI}}\right)} \right) \times h^3 \quad (9)$$

Avec $R_{BO}, r_{BO}, R_{BI}, r_{BI}$ les paramètres de l'équilibre hydrostatique du barillet, et h^3 la hauteur du film d'huile entre le barillet et la glace de distribution. La hauteur du film d'huile est un paramètre complexe à décrire. Il dépend des conditions de fonctionnement, de l'état de surface des pièces ainsi que des phénomènes elasto-hydrodynamique et thermoélastique du fluide. Dans notre modélisation nous ne cherchons pas à décrire ces phénomènes, c'est pourquoi nous avons considéré cette hauteur constante [11]. L'ordre de grandeur de cette hauteur est de 5-20 μm [2]. En fonction des résultats expérimentaux, nous avons ajusté cette hauteur à 10 μm . Cette dernière constitue une bonne estimation pour les différentes configurations de fonctionnement.

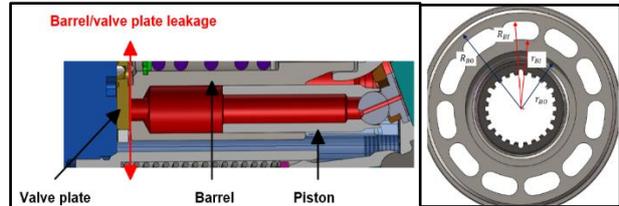


Figure 9 Fuite entre le barillet et la glace de distribution

Fuite entre le patin et le plateau

La fuite entre le patin et le plateau est donnée par [2] :

$$Q_{PP} = \frac{\pi}{6\mu} \times \frac{P_{ref} h^3}{\ln\left(\frac{R}{r}\right)} \quad (10)$$

Pour les mêmes raisons qu'expliquées précédemment, nous avons considéré la hauteur du film fluide constante et égale à 10 μm .

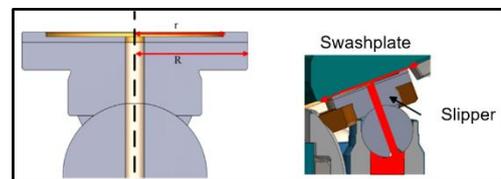


Figure 10 Fuite entre le piston et le plateau

Module d'élasticité isotherme [2]

Le fluide hydraulique utilisé pour caractériser la pompe est de type ISO VG32. L'air dissout dans le fluide a une forte influence sur la valeur de ce module. Il dépend aussi de la pression ainsi que du coefficient adiabatique. L'expression du module est donnée par l'équation 11.

$$\beta_e = \beta_0 \left[1 + c \times \left(1 - \frac{2k_1}{\gamma} \right) \right] + k_1 \left[1 + c \left(1 - \frac{k_1}{\gamma} \right) \right] \times P - \left(\frac{\beta_0^2 c}{\gamma} \right) \times \frac{1}{P} \quad (11)$$

Avec β_e le module d'élasticité isotherme effectif, β_0 le module d'élasticité isotherme mesuré à 20°C à la pression atmosphérique égal à 10000 bar, k_1 est un coefficient égal à 25 [2], c est la fraction volumique d'air dissout dans le fluide ajustée à 0,5%, γ est le coefficient adiabatique égal à 1,4. Nous avons introduit cette expression dans les caractéristiques du fluide ISO VG32 de la base de données fluides AMESim®.

Géométrie de la glace de distribution

Nous définissons la loi d'ouverture d'une glace de distribution comme étant une fonction représentant les sections de passage entre la glace de distribution et le haricot (du piston) du barillet en fonction de la position angulaire du piston. Ces sections de passage correspondent aux plus petites sections

perpendiculaires aux lignes de courant de l'écoulement. Ivantysynova, Huang et Christiansen décrivent, dans leur étude visant à réduire le bruit d'une pompe à pistons en utilisant CASPAR®, le fonctionnement

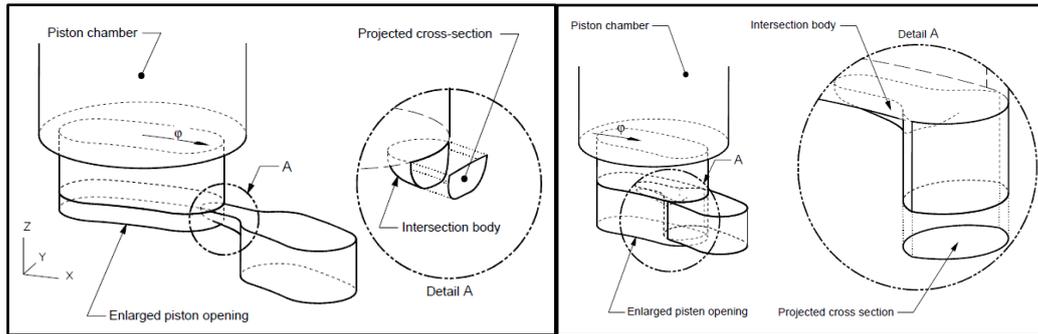


Figure 11 Illustration de la méthode d'extraction de la loi d'ouverture de la glace de distribution, au niveaux des rainures (à gauche) et de la lumière de refoulement ou d'aspiration (à droite) [8]

du logiciel AVAS®. Ce dernier a été spécialement conçu pour extraire les lois d'ouvertures des glaces de distribution à partir de leurs fichiers CAO [7]. La Figure 11 illustre le principe d'extraction de la loi d'ouverture de la glace de distribution. Le logiciel AVAS® calcule la plus petite section de passage entre la glace de distribution et le haricot du barillet en fonction de la position angulaire du piston (ϕ). En s'inspirant de la méthode d'extraction du logiciel AVAS®, nous avons créé un procédé semi-automatique sur le logiciel SolidWorks® permettant d'extraire rapidement la loi d'ouverture d'une glace de distribution. La Figure 14 est un exemple de mesure d'une section de passage déterminée par le procédé semi-automatique que nous avons mis point.

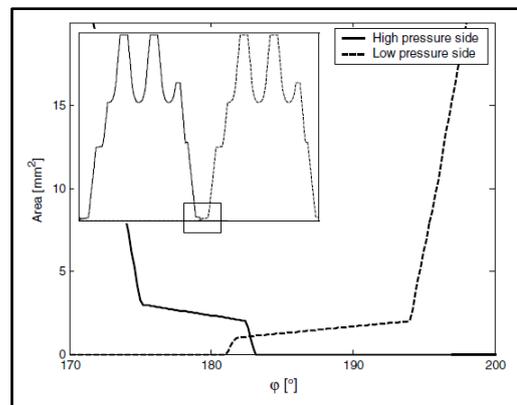


Figure 12 Exemple de lois d'ouverture d'un glace de distribution [8]

La loi d'ouverture de la glace de distribution ainsi obtenue est alors injectée dans le modèle AMESim® de la pompe que nous modélisons. La Figure 13 représente l'ensemble plateau/barillet/piston/glace de distribution que nous avons construit dans l'environnement AMESim®.

Nous avons décrit les principales étapes de la construction du modèle de la pompe. Nous allons à présent le confronter aux mesures expérimentales.

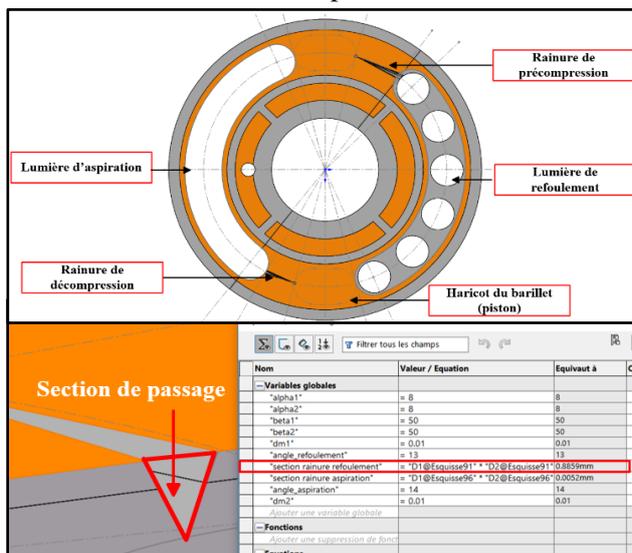


Figure 14 Exemple de mesure d'une section de passage par le procédé d'extraction des lois d'ouverture des glaces de distribution

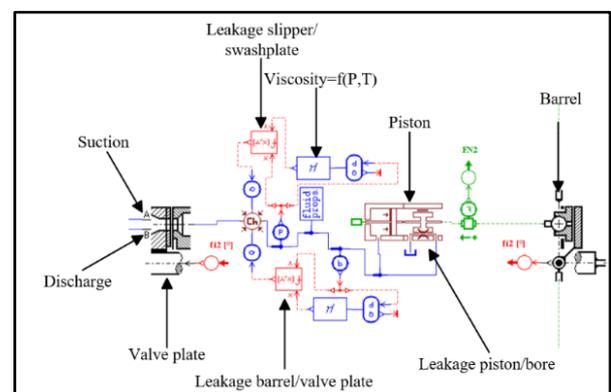


Figure 13 Ensemble plateau/barillet/piston/glace de distribution du modèle AMESim® de la pompe modélisée

Validation du modèle

Nous avons confronté les résultats des simulations avec les résultats expérimentaux, à savoir les courbes du débit en fonction de la vitesse de rotation pour différentes pressions d'aspiration, ainsi que celles du débit en fonction de la pression de refoulement pour différentes vitesses de rotation. Pour que le modèle soit valide, l'erreur sur le débit, le rendement volumétrique ainsi que sur la vitesse maximale (cavitation) doit être inférieure à 5% [23]. Les confrontations ont montré que le modèle AMESim® complété est représentatif du comportement réel de la pompe (voir la Figure 15). En transposant le modèle à d'autres pompes de la même gamme (différentes cylindrées), et en ajustant certains paramètres tels que la hauteur des films fluide, nous avons abouti aux mêmes conclusions.

Ainsi, le banc d'essais virtuel est validé. Ce dernier peut donc être utilisé dans la suite de nos travaux dans le but d'apporter des améliorations à la glace de distribution.

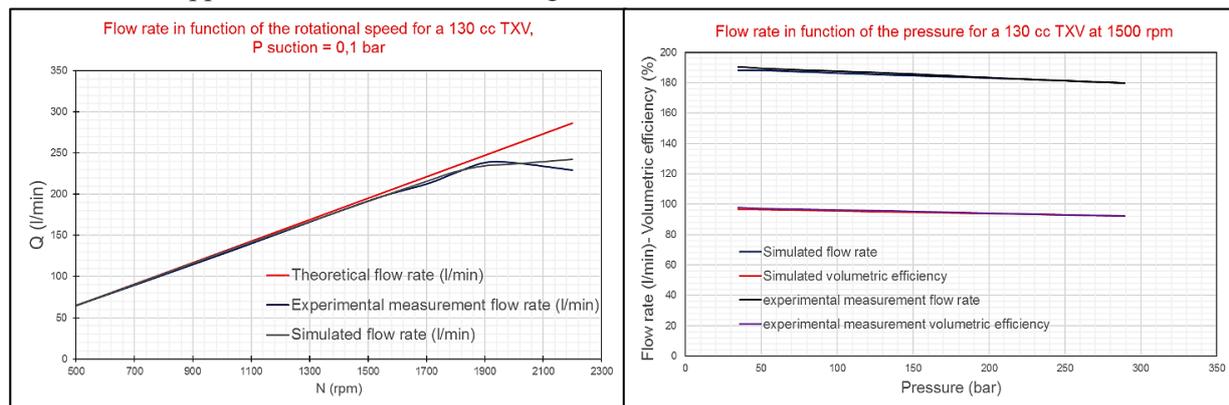


Figure 15 Exemples de confrontations entre les résultats des simulations et ceux expérimentaux (cavitation et rendement volumétrique)

4 Mise en œuvre de la méthodologie, application à l'amélioration de la conception de la glace de distribution

4.1 Définition de l'objectif

L'irrégularité du débit et de la pression au refoulement des pompes à pistons est liée à deux notions. La première est géométrique, à savoir le nombre de pistons et la seconde est due à l'élasticité du fluide. Les effets de détente et de compressibilité du fluide se manifestent lors des phases de transition, c'est-à-dire :

- Lorsque le piston est au point mort haut (transition entre la basse pression et la haute pression),
- Lorsque le piston est au point mort bas (transition entre la haute pression et la basse pression).

La Figure 16 représente de manière simplifiée le profil de la pression dans la chambre d'un piston et illustre les effets de détente et de compressibilité du fluide.

Nous pouvons remarquer deux choses :

- Une chute de pression aux alentours de 1,8 rad,
- Un dépassement de pression aux alentours de 4,8 rad.

Ainsi, dans le cas de la transition basse pression vers la haute pression (ii), le volume dans la chambre du piston diminue à un rythme plus rapide que le fluide ne peut s'écouler (vers la lumière de refoulement de la glace de distribution). De ce fait, la compressibilité du fluide induit un pic de pression dans la chambre du piston (overshoot).

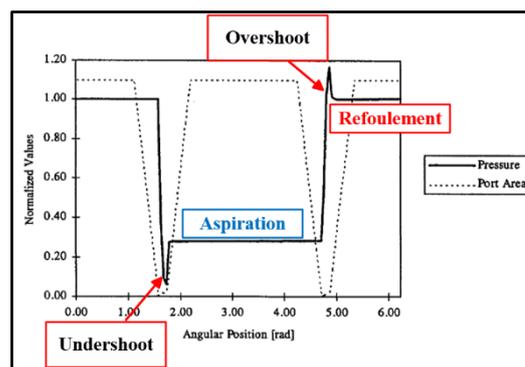


Figure 16 Schéma de la pression dans la chambre d'un piston [17]

Dans le cas de la transition de la haute pression vers la basse pression (i), le volume dans la chambre du piston augmente à un rythme plus rapide que le fluide ne peut s'y introduire (depuis la lumière d'aspiration de la glace de distribution). De ce fait, la détente du fluide induit une chute de pression (undershoot).

Les effets des irrégularités sont multiples, ci-dessous sont donnés quelques exemples :

- Vitesse des récepteurs (vérins, moteurs...) saccadée,
- Endommagement des récepteurs,
- Diminution du rendement volumétrique,
- Bruit,
- Variation des efforts appliqués au plateau des pompes → instabilité de la régulation en débit de la pompe (pilotage instable),
- Impact sur la durée de vie des composants de la pompe...

Par conséquent, pour annihiler ces effets, le dépassement et la chute de pression doivent être diminués de sorte à lisser les transitions de la basse pression vers la haute pression et inversement.

4.2 Angles de temporisation

Nous avons mené nos travaux sur une pompe de 150 cm³/tr de cylindrée. Nous ne détaillerons pas dans ce papier les différents travaux et méthodes pour la réduction des pulsations. Les méthodes les plus répandues dans le domaine de la fabrication des pompes et des moteurs à pistons sont la temporisation ainsi que l'usinage de rainures dites de précompression et décompression. La temporisation consiste à retarder l'ouverture du piston vers la haute et la basse pression en diminuant l'ouverture de la lumière d'aspiration et de refoulement de la glace de distribution. Ces angles sont calculés pour une pression de fonctionnement, par exemple 300 bar, à partir de la définition du module d'élasticité isotherme du fluide.

Ainsi, le piston, en descendant dans son alésage comprime le fluide à la pression de calcul (300 bar) avant d'ouvrir sur la lumière de refoulement (au niveau du point mort haut). Inversement, le piston, en remontant dans son alésage détend le fluide avant d'ouvrir vers la lumière d'aspiration (au niveau du point mort bas). Cette méthode est efficace pour réduire le pic et la chute de pression (voir Figure 16) mais uniquement à la pression de calcul et à un angle d'inclinaison du plateau donnés. A partir de la définition du module d'élasticité, nous avons établi l'équation permettant de déterminer les angles de temporisation.

$$\phi_T = \arccos\left(1 - \frac{4 \times \Delta V}{\pi \times d_p^2 \times 2R_p \times \tan(\alpha)}\right) \quad (12)$$

Avec ΔV le volume à compresser ou à détendre, d_p le diamètre du piston, R_p le rayon d'appui des pistons, α l'angle d'inclinaison du plateau.

En recalculant les angles de temporisation de la pompe à améliorer à partir de l'équation 12, nous avons pu observer que la glace était calculée uniquement en décompression faisant que l'angle de compression était trop court pour ouvrir à 300 bar. En simulant sur le banc d'essais virtuel AMESim® nous avons pu montrer que l'angle de précompression de la glace actuelle ne permet de comprimer le fluide qu'à 100 bar au lieu des 300 bar souhaités. Cela est une source de perte de rendement volumétrique au-delà de 100 bar. Nous avons ainsi redéfini une nouvelle glace de distribution dotée des angles de temporisation calculés à partir de l'équation 12.

4.3 Etude des rainures de précompression et décompression par plans d'expériences numériques

L'usinage de rainures de précompression et décompression au niveau des angles de temporisation des glaces de distribution permettent de diminuer le gradient de pression dans la chambre des pistons. En

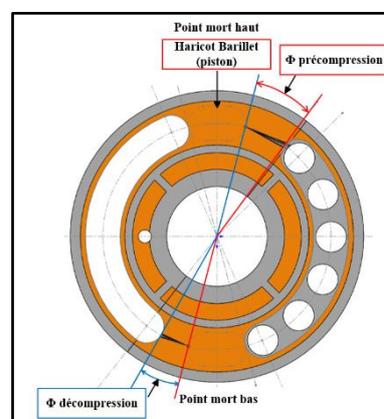


Figure 17 Schéma montrant les angles de précompression et décompression d'une glace de distribution

d'autres termes, ces rainures assurent une montée et une descente progressive de la pression. A partir de la glace de distribution dotée des angles de temporisation nouvellement établis (partie 4.2), nous avons défini des paramètres de conception des rainures de précompression et décompression. L'objectif est d'étudier ces paramètres afin de déterminer des combinaisons qui minimisent le pic et la chute de pression dans la chambre des pistons pour différentes conditions de fonctionnement (pressions) par une approche basée sur les plans d'expériences et sur l'optimisation par des surfaces de réponses.

4.3.1 Définition des facteurs et choix des plans d'expériences numériques

Nous définissons 3 facteurs de conception à deux niveaux par rainure, soit un total de 6 facteurs. L'indice 1 se réfère aux paramètres de conception de la rainure de précompression et l'indice 2 se réfère aux paramètres de conception de la rainure de décompression. Les réponses que nous observons en fonction des différentes configurations de facteurs d'entrée données par les plans d'expériences sont le pic et la chute de pression dans la chambre des pistons. Les facteurs D_i désignent la distance entre l'origine de la rainure et le haricot du barillet lorsqu'il est au point mort haut ou au point mort bas. Les facteurs α_i et β_i sont des facteurs angulaires désignant respectivement l'ouverture transversale et longitudinale des rainures (voir la Figure 18). Les plans d'expériences composites et Box-Behnken sont adaptés à l'optimisation [24]. Nous avons utilisé 2 plans d'expériences. Un plan de Box-Behnken utilisé en tant que plan de « screening » afin d'observer si tous les facteurs ont une influence ou non sur les réponses. Ce dernier nous a aussi permis de réduire les intervalles des facteurs influents. A l'issue de ce premier plan, nous avons réalisé un second plan, composite centré amélioré destiné à l'optimisation sur surfaces de réponses. La Figure 19 synthétise la démarche que nous avons mise en œuvre.

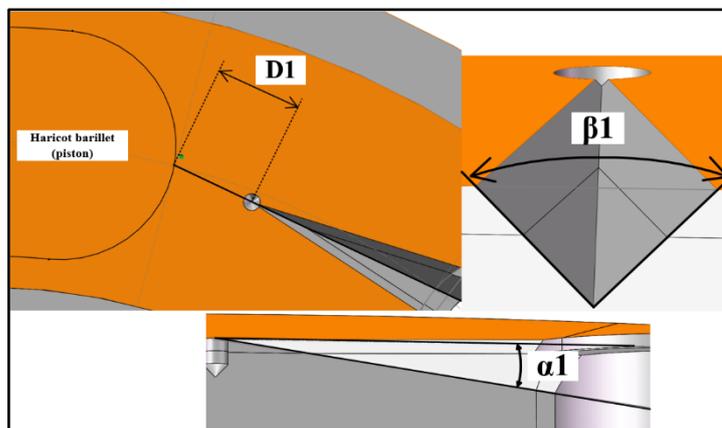


Figure 18 Paramètres de conception des rainures de précompression et décompression

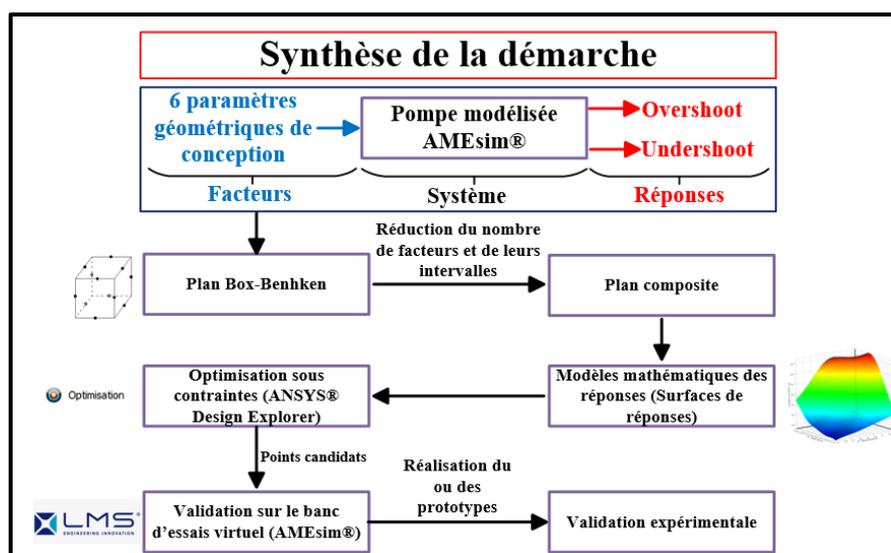


Figure 19 Synthèse de la démarche d'amélioration de la conception

4.3.2 Résultats

Enseignements tirés du plan Box-Behnken

Dans ce plan, nous avons étudié 49 configurations sur le modèle AMESim® de la pompe (soit 49 glaces de distribution). La Figure 20 est un exemple des configurations étudiées dans le plan Box-Behnken. A l'issue des simulations des 49 configurations sur le modèle

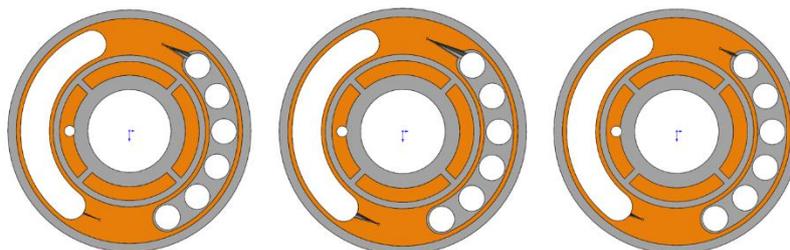


Figure 20 Exemple de configurations du plan Box-Behnken

AMESim®, nous avons pu tirer les conclusions suivantes :

- La rainure de décompression n'a pas d'effet sur la chute de pression (undershoot), seul l'angle de décompression est nécessaire,
- Etant donné que la rainure de décompression n'a pas d'effet sur la réponse, nous avons exclu de l'étude les facteurs d'entrée qui lui sont associés, à savoir, α_2, β_2 et D_2 ,
- Au niveau de la rainure de précompression, le facteur D_1 a une influence significative sur le pic de pression (overshoot). En effet, toutes valeurs différentes de zéro de ce facteur induit une augmentation du pic de pression.
- Etant donné que toute augmentation du facteur D_1 implique une augmentation du pic de pression, nous avons fixé sa valeur à zéro,
- Le facteur D_1 étant fixé à zéro, cela signifie qu'en termes de conception des glaces de distribution, l'origine de la rainure de précompression doit être tangente au haricot du barillet lorsque le piston est au point mort haut,
- Enfin, pour la mise en œuvre du second plan d'expériences, nous ne retiendrons que deux paramètres à savoir α_1 et β_1 (facteurs associés à la rainure de précompression).

Le plan de Box-Behnken a permis de réduire le nombre de facteurs et de réduire leurs intervalles.

Mise en œuvre du plan composite

Dans ce plan, nous avons considéré deux facteurs α_1 et β_1 , et réalisé 17 simulations correspondant aux 17 configurations données par le plan. Nous observons le pic de pression dans la chambre d'un piston pour plusieurs pressions de refoulement (100-200-300 bar). L'objectif est de déterminer au moins une configuration de paramètres minimisant le pic de pression à ces différentes pressions de refoulement.

A l'issue de ces simulations, nous avons modélisé les réponses sous forme de surfaces de réponses à l'aide du module Design Explorer d'Ansys® par Krigeage (coefficient de corrélation proche de 1). La Figure 21 représente le pic de pression en fonction des facteurs α_1 et β_1 obtenu pour une pression de refoulement égale à 300 bar. Nous pouvons remarquer que l'absence de rainure ($\alpha_1 = 0$ et $\beta_1 = 0$) maximise le pic de pression. Nous avons réalisé une optimisation sur les surfaces de réponses avec les objectifs suivants :

- Minimiser le pic de pression (overshoot),
- Minimiser la pulsation de pression de refoulement.

La méthode d'optimisation que nous avons utilisée est la méthode MOGA (Multi-Objective Genetic-Algorithm), cette dernière est une méthode permettant de déterminer un optimum global, ce qui convient à nos objectifs. Cette dernière a permis de déterminer un point candidat assurant une pulsation de pression inférieure à 30 bar jusqu'à 300 bar ainsi que de minimiser les pics de pression dans la chambre des pistons pour plusieurs pressions de refoulement. L'angle de précompression de la glace de distribution actuelle correspond à un angle de précompression à 100 bar au lieu de 300 bar, il n'est donc pas aisé de comparer les résultats des simulations de cette dernière avec ceux de la glace de distribution issue de l'optimisation. Néanmoins, nous pouvons comparer le pic de pression à 100 bar, ce dernier est réduit de 4% (voir la Figure 22).

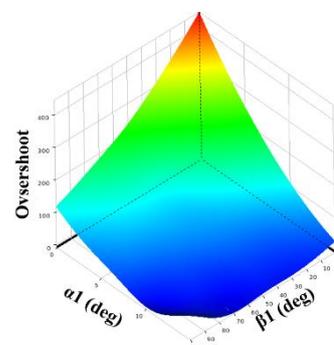


Figure 21 Exemple de surface de réponse, pic de pression en fonction de α_1 et β_1 à 200 bar

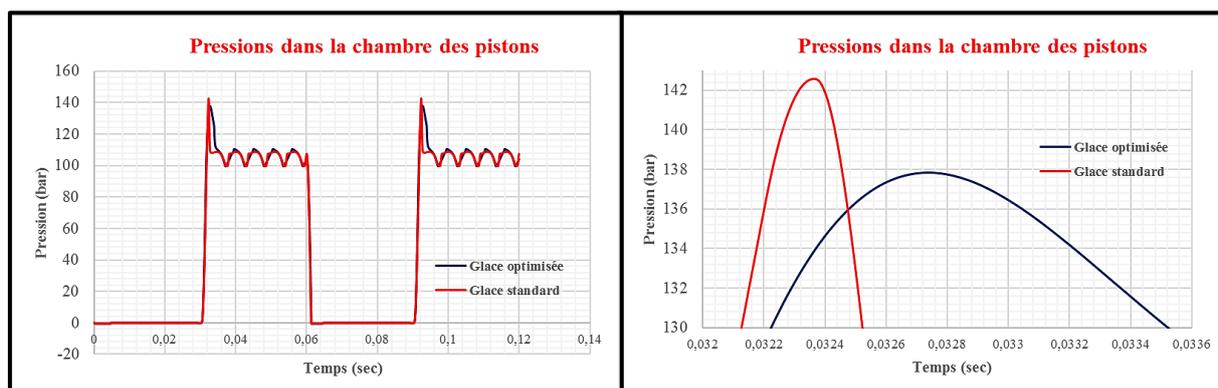


Figure 22 Réduction du pic de pression à 100 bar

Les caractéristiques de la pompe équipée de la nouvelle glace sont (sur le banc d'essais virtuel) :

- Pulsation de pression inférieure à 30 bar jusqu'à 300 bar,
- Pic de pression à 100 bar représente une augmentation de 23% de la pression par rapport à la pression moyenne,
- Pic de pression à 200 bar représente une augmentation de 11% de la pression par rapport à la pression moyenne,
- Pic de pression à 300 bar représente une augmentation de 7% de la pression par rapport à la pression moyenne.

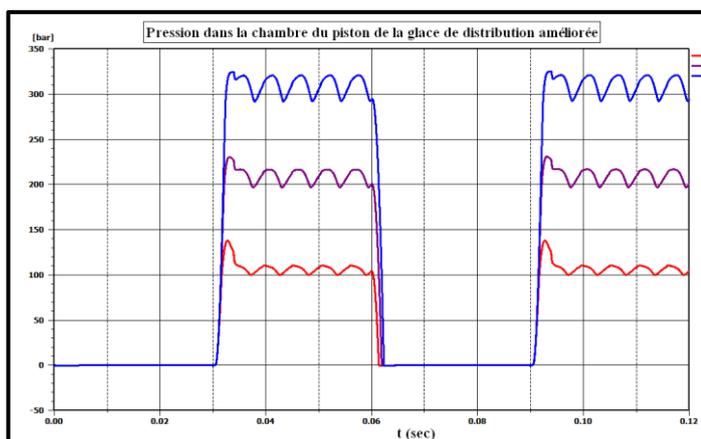


Figure 23 pression dans la chambre des pistons à 100-200 et 300 bar

Les résultats des simulations montrent un lissage des transitions entre la basse et la haute pression pour les pressions considérées. Nous pouvons remarquer que l'overshoot à 100 bar est réduit de 4% par rapport à la glace actuelle. Un prototype physique sera réalisé afin de valider et d'observer les effets sur le bruit et le rendement volumétrique. En effet, en diminuant les pics de pression, la hauteur du film d'huile est stabilisée, de plus la glace ainsi calculée permet de contrôler les effets de compressibilité du fluide. Ces deux aspects doivent permettre d'améliorer le rendement volumétrique. Nous rappelons que seul un essai physique permettra d'observer l'amélioration ou non du rendement volumétrique car notre modèle Amesim® considère la hauteur du film d'huile constante ce qui n'est pas le cas dans la réalité.

5 Conclusion

Nous avons établi une stratégie de conception reposant sur les plans d'expériences numériques. En créant un véritable banc d'essais virtuel du système sur AMESIM® rendant compte des performances réelles de la pompe, nous avons pu appliquer la méthode à l'amélioration de la glace de distribution dans le but de réduire le pic et la chute de pression dans la chambre des pistons. L'approche système (1D) nous a permis de décrire le comportement de la pompe avec des bonnes corrélations entre les essais numériques et physiques. De ce fait, cette approche s'est avérée suffisante dans nos investigations et nous avons ainsi pu éviter de modéliser le système en 3D, chose qui associée à la stratégie d'amélioration décrite constitue une méthode rapide et efficace de conception et d'amélioration de produit. A l'issue du premier plan nous avons conclu que la rainure de décompression n'a pas d'impact sur la chute de pression contrairement à l'angle de décompression. Nous avons aussi mis en évidence que l'origine de la rainure de précompression doit être tangente au haricot du barillet lorsque le piston est au point mort haut. En mettant en œuvre un second plan d'expériences associé à la méthode d'optimisation sur surfaces

de réponses (RSM), nous avons déterminé une configuration minimisant les pics de pression à 100, 200 et 300 bar. De plus, en supprimant la rainure de décompression, nous avons simplifié la conception de la glace de distribution, ce qui participe à réduire son coût de fabrication. Cette méthode de conception est applicable à d'autres problématiques. Elle constitue une méthode de conception rapide et efficace. Dans nos futurs travaux, nous modéliserons l'asservissement de la pompe dans le but de l'améliorer. Nous serons amenés aussi à complexifier notre modèle afin de considérer les variations des différentes hauteurs de films d'huile dans les zones d'équilibrage hydrostatique. Nous chercherons à rendre compte des aspects tribologiques des états de surface, des effets thermoélastiques et hydrodynamiques du fluide. L'objectif étant de définir de nouvelles règles de conception, c'est-à-dire que nous définirons des règles d'équilibrage hydrodynamique et non plus hydrostatique.

6 Nomenclature

η_V	Rendement volumétrique	Q_{BG}	Fuite barillet glace de distribution (m^3/s)
η_M	Rendement mécanique	Q_{PP}	Fuite patin plateau (m^3/s)
$\eta_{overall}$	Rendement global	β_e	Module d'élasticité isotherme effectif
Q_R	Débit réel (l/min)	β_0	Module d'élasticité isotherme à P0
Q_{Th}	Débit théorique (l/min)	l_c	Longueur mouillée du piston (m)
Q_f	Débit de fuite (l/min)	r_c	Jeu radial (m)
Q_{PA}	Débit de fuite piston/alésage (m^3/s)	d_p	Diamètre des pistons (m)
N	Vitesse de rotation (tr/min)	v^+ and v^-	Vitesse relatives (m/s)
P	Pressure (bar)	α	Angle d'inclinaison des pistons (rad)
C_{Th}	Couple théorique (N.m)	ω	Vitesse de rotation (rad/s)
C_R	Couple réel (N.m)	ϵ	Excentricité (m)
C_R	Couple résistant (N.m)	μ	Viscosité dynamique (Pa.s)
$x(t)$	Mouvement du piston (m)	γ	Coefficient adiabatique
$v(t)$	Vitesse du piston (m/s)	R	Rayon d'appui des piston (m)
$a(t)$	Accélération du piston (m^2/s)	$R_{BI}, r_{B0}, R_{B0}r_{BI}$	Rayons d'équilibrage du barillet (m)

7 Références

- [1] J. Ivantysyn et M. Ivantysynova, Hydrostatic pumps and motors: principles, design, performance, modelling, analysis, control and testing, New Delhi: India Tech Books internat, 2003.
- [2] N. Manring, Fluid Power Pumps and Motors Analysis, Design, and Control, New York: Mc Graw Hill Education, 2013.
- [3] G. Zeiger et A. Akers, «Torque on the Swashplate of an Axial Piston Pump,» *Journal Of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 107, pp. 220-226, 1985.
- [4] G. Schoenau, R. Burton et G. Kavanagh, «Torque on the swasplate of an axial piston pump,» *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, vol. 112, pp. 122-132.
- [5] S. Lin, A. Akers et G. Zeiger, «The effect of Oil Entrapment in an axial Piston Pump,» *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 107, pp. 246-251, 1985.
- [6] J. Bergada, S. Kumar et J. Watton, «A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples,» *Applied Mathematical Modelling*, n° 132, pp. 1731-1751, 2012.

- [7] M. Ivantysynova, C. Huang et S.-K. Christiansen, «Computer Aided Valve Plate Design - An effective Way to Reduce Noise,» *SAE Commercial Vehicle Engineering Congress and Exhibition*, n° 12004-01-2621, 2004.
- [8] M. Ivantysynova et U. Wieczorek, «CASPAR a computer-aided design tool for axial piston machines,» Bath, 2000.
- [9] M. Kunkis et J. Weber, «Experimental and numerical assessment of an axial piston pump's speed limit,» chez *Symposium on Fluid Power and Motion Control*, Bath, UK, 2016.
- [10] E. Frosina, G. Marinaro, A. Senatore et M. Pavanetto, «Effects of PCFV and Pre-Compression Groove on the Flow Ripple Reduction in Axial Piston Pumps,» *Global Fluid Power Society PhD Symposium*, 2018.
- [11] S. Manco, N. Nervegna, A. Lettini et L. Gilardino, «Advances in the simulation of the axial piston pumps,» *5th International Symposium on Fluid Power JFPS*, vol. 1, pp. 251-258, 2002.
- [12] L. Gilardino, S. Manco, N. Nervegna et F. Viotto, «An experience in simulation : The case of a variable displacement axial piston pump,» *ASME Dynamic Systems and Control Conference*, vol. 1, pp. 267-274, 2009.
- [13] A. Corvaglia et M. Rundo, «Comparison of 0D and 3D Hydraulic Models for Axial Piston Pumps,» *Energy procedia*, pp. 114-121, 2018.
- [14] A. Harrison et K. Edge, «Reduction of axial piston pump pressure ripple,» *Journal of Systems and Control Engineering*, vol. 214, pp. 53-63, 2000.
- [15] K. S. Ganesh, *Model Based Optimization of Axial Piston Machines Focusing on Noise and Efficiency*, Purdue University, 2009.
- [16] G. Kumar Seeniraj, M. Zhao et M. Ivantysynova, «Effect of combining precompression grooves, PCFV and DCFV on pump noise generation,» *International Journal Of fluid Power*, n° %13, pp. 53-63, 2011.
- [17] N. Manring, «Valve-Plate Design for an Axial Piston Pump Operating at Low Displacements,» *Journal of Mechanical Design*, vol. 125, pp. 200-205, 2003.
- [18] M. Bahr, J. Svodoba et R. Bhat, «Vibration analysis of constant power regulated swash plate axial piston pumps,» *Journal of sound and vibration*, vol. 259, pp. 1225-1236, 2003.
- [19] L. Ericson, «Swash Plate Oscillations due to Piston Forces in Variable In-line Pumps,» *The 9th International Fluid Power Conference, IFK*, 2014.
- [20] V. Castorani, D. Landi et M. Germani, «Determination of the optimal configuration of energy recovery ventilator through virtual prototyping and DoE techniques,» *Procedia CIRP*, vol. 50, pp. 52-57, 2016.
- [21] G. Berti et Manuel Monti, «A virtual prototyping environment for robust design of an injection moulding process,» *Computers and Chemical Engineering*, pp. 159-169, 2013.
- [22] 2. S. I. S. NV, *AMESIM Demos*.
- [23] E. Frosina, G. Marinaro, A. Senatore et M. Pavanetto, «Effects of PCVF and Pre-compression Groove on the Flow Ripple Reduction in Axial Piston Pumps,» *IEEE*, 2018.
- [24] P. Casoli, A. Gambarotta, N. Pompini et L. Ricco, «Development and application of co-simulation and "control-oriented" modeling in the improvement of performance and energy saving of mobile machinery,» *Energy Procedia*, n° %145, pp. 849-858, 2014.
- [25] P. Casoli, A. Alvin et L. Ricco, «Modeling Simulation and Experimental Verification of an Excavator Hydraulic System-Load Sensing Flow sharing Valve Model,» *SAE international*, 2012.
- [26] A. Bedotti, P. Mirko, F. Scolari et P. Casoli, «Dynamic modelling of the swashplate of a hydraulic axial piston pump fo condition monitoring application,» *Energy Procedia*, 2018.
- [27] V. Castorani, A. Vita, M. Mandolini et M. Germani, «A CAD-based method for multi-objectives optimization of mechanical products,» *Computer-Aided Design and Applications*, 2017.
- [28] J. Ivantysyn et M. Ivantysynova, *Hydrostatic pumps and motors*, 2003.

