

Etude de la régularité du débit d'une pompe hydraulique a pistons axiaux- Study of the flow regularity of hydraulic axial piston pumps

Mamadou Sangare¹, Marie Bernard Sidibe¹, Mansa Bagayoko¹

¹ Ecole Nationale d'Ingénieurs ABT, 410, Avenue Van Vollenhoven; BP: 242 Bamako, Mali,

***Corresponding Author; Email:** masangels@yahoo.com

Received 21 Novembre 2020, Revised 31 January 2021, Accepted 28 February 2021

Résumé Les pompes dont il est question dans cet article sont des machines hydrauliques servant à élever une quantité de liquide ou de mélange de liquides d'un niveau inférieur à un niveau supérieur, ou refouler les liquides d'une région à faible pression vers une région à haute pression. Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos (*stator*) à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté (piston) participant à la circulation du fluide à l'intérieur de la pompe. Le débit d'une pompe à pistons axiaux dépend du nombre de pistons, du diamètre intérieur de la chemise (alésage) d'un piston, de la vitesse de rotation de la pompe exprimée en nombre de coups de piston par minute et de la course du piston. Il est généralement admis que la régularisation du débit peut se faire en jouant sur le nombre de pistons de la pompe. Nous montrons dans cet article que si le nombre de pistons augmente, le facteur coefficient d'irrégularité diminue. Cependant la diminution de ce facteur est plus prononcée pour les nombres de pistons impairs. Les résultats de simulations sont donnés pour confirmer.

Les mots clés : pompe, pistons axiaux débit, régularité, coefficient d'irrégularité

Abstract The pumps discussed in this article are hydraulic machines used to raise a quantity of liquid or mixture of liquids from a lower level to a higher level, or to deliver liquids from a region of low pressure to a region of high pressure. A positive displacement (volumetric) pump consists of a perfectly closed pump body (*stator*) inside which moves a rigorously adjusted mobile element (piston) participating in the circulation of fluid inside the pump. The flow rate of an axial piston pump depends on the number of pistons, the internal diameter of the cylinder, the speed of rotation of the pump expressed in number of strokes per minute and the stroke of the piston. It is generally accepted that the flow rate can be regulated by adjusting the number of pistons in the pump. We show in this article that if the number of pistons increases, the coefficient of irregularity decreases. However, the decrease in this factor is more pronounced for odd numbers of pistons. Simulation results are given to confirm our thesis.

Keywords: pump, axial flow pistons, regularity, irregularity coefficient

I. 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 de liquides.

Son champ d'application s'étend à de nombreux domaines tels que les transports de biens et de personnes, les travaux publics, les machines agricoles ainsi que les machines-outils. Les générateurs de débit sont le véritable cœur de tous les circuits hydrauliques. Il existe sur le marché plusieurs technologies de pompes hydrauliques, à savoir les pompes à pistons, à engrenages, à palettes et à vis.

Les pompes à pistons sont des produits à haute valeur ajoutée, en comparaison avec les autres technologies. Elles sont capables de travailler à des pressions élevées tout en maintenant un haut rendement global. La famille des pompes à pistons se décline en plusieurs sous-ensembles de technologies plus ou moins différents. Il s'agit des pompes à pistons axiaux, à pistons sphériques aussi connues sous le nom d'axe brisé ainsi que celles à pistons radiaux.

Les pompes à piston constituent l'un des plus anciens types de pompes et demeurent parmi les plus répandues. Comme son nom l'indique la pompe à piston utilise les variations de volumes occasionnées par le déplacement d'un piston dans un cylindre. Ces machines ont donc un fonctionnement alternatif et nécessite un jeu de soupapes ou des clapets pour obtenir tantôt l'aspiration dans le cylindre tantôt son refoulement. On distingue principalement deux types selon la position des axes des pistons par rapport à l'axe de rotation (axialement ou radialement).

Le nombre de pistons est le facteur déterminant de la régularité du débit. (Une pompe à un piston a un débit nul sur sa demi-période). Cependant il est important d'optimiser le nombre de pistons pour réduire le coût de fabrication d'une pompe. Cette optimisation est l'objet de cette étude.

II. Description

Le schéma de la pompe à pistons axiaux est donné dans un repère orthonormé (O,x,y,z) sur la [figure 1](#). Le plateau de la pompe A0A1, animé d'un mouvement de rotation autour de d'axe incliné d'un angle α (angle de brisure) par rapport à l'axe (O,x) de la pompe. L'axe d'un piston est distant de R de l'axe (O,x) de la pompe. Le cylindre (3) du piston de diamètre d, est animé d'un mouvement de rotation autour de l'axe (O,x). θ (abscisse angulaire positionnant le piston n°1).

Les axes des pistons sont parallèles à l'axe principal de la pompe. Les tiges des pistons, en leur extrémité gauche, sont en liaisons rotules avec un patin en adhérence sur le plateau incliné d'un angle qui est l'origine des mouvements alternatifs des pistons.

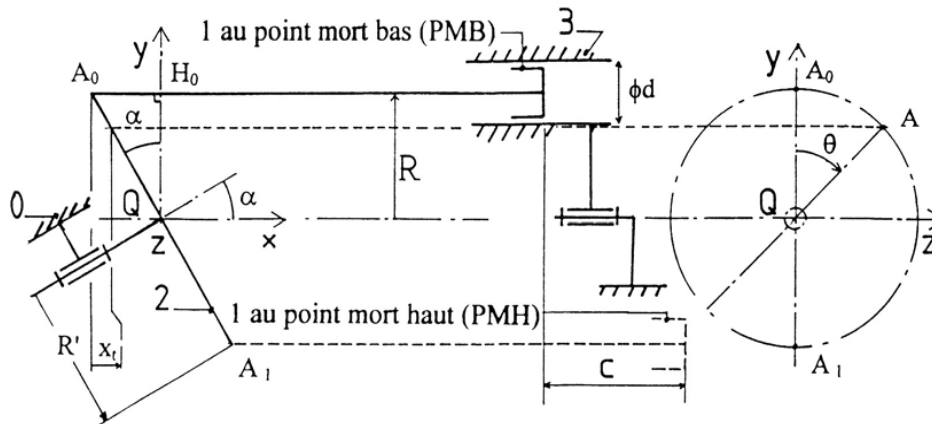


Figure 1. Schéma de la pompe

III. Calcul du débit de la pompe à pistons axiaux

Le débit moyen de la pompe est donné par:

$$Q_{my} = v_{my} \cdot S$$

Où v_{my} est la vitesse linéaire du piston et S sa section.

La vitesse moyenne v_{my} est donnée par :

$$v_{my} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} v(\theta) d\theta = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \omega R \tan \alpha \sin \theta d\theta$$

ω est la vitesse angulaire des blocs cylindres (rad/s).

Après intégration le débit moyen total de la pompe sera :

$$Q_{my} = n \frac{\pi d^2}{4} \frac{\omega R \tan \alpha}{\pi}$$

Débit instantané est donnée par la relation suivante :

$$Q_{ist} = v_{ist} \cdot S$$

Où v_{ist} est la vitesse instantanée du piston. Donc le débit instantané du piston numéro N_i est :

$$Q_{ist} = Q(\theta) = S \cdot v(\theta) = \frac{\pi d^2}{4} \omega R \tan \alpha \sin \theta$$

$$Q_{ist-i}(\theta) = K \sin \theta; \text{ si } 0 \leq \theta \leq \pi \text{ pour le refoulement et ,}$$

$$Q_{ist-i}(\theta) = 0; \pi \leq \theta \leq 2\pi \text{ pour l' aspiration ; avec } K = \frac{\pi d^2}{4} \omega R \tan \alpha.$$

Le débit instantané du cylindre 1 de la pompe à n pistons est :

$$Q_{1,n}(\theta) = \max(0, \sin \theta)$$

Le débit instantané du cylindre 2 de la pompe à n pistons est:

$$Q_{2,n}(\theta) = \max\left(0, \sin\left(\theta - \frac{2\pi}{n}\right)\right)$$

Le débit instantané du cylindre i de la pompe à n pistons est:

$$Q_{i,n}(\theta) = \max\left(0, \sin\left(\theta - \frac{2\pi(i-1)}{n}\right)\right)$$

Où n représente le nombre de pistons. Finalement le débit instantané théorique total est :

$$Q_{ist}(\theta) = \frac{1}{2} K \sum_{i=0}^{n-1} \left(\sin\left(\theta + i \frac{2\pi}{n}\right) + \left| \sin\left(\theta + i \frac{2\pi}{n}\right) \right| \right)$$

Il apparait de façon évidente que le nombre de pistons est le facteur déterminant de la régularité du débit. (Une pompe à un piston a un débit nul sur sa demi-période).

Cependant il est important d'optimiser le nombre de pistons pour réduire le cout de fabrication d'une pompe. Ceci est l'objet de cette étude. Graphique.

III.. Résultats graphiques

Les résultats graphiques pour les pompes de 5 à 12 pistons sont donnés sur la [Figure. 2](#). Les résultats sont numérotés de (a) à (h) et sur chaque figure il y a la représentation du débit de chaque cylindre i et le débit total Q .

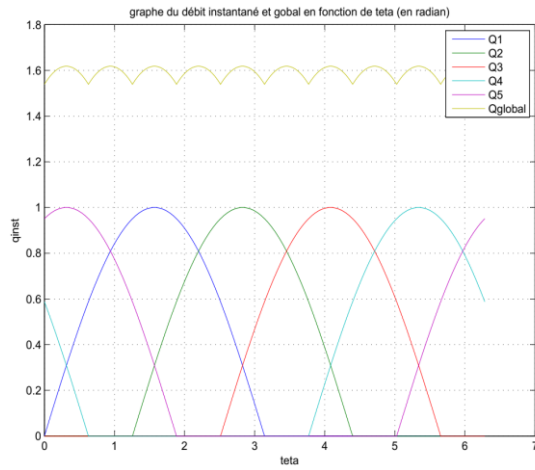
IV- Coefficient d'irregularite du débit

Pour quantifier l'irrégularité du débit, on définit un paramètre « δ » appelé pulsation (coefficient d'irrégularité) de débit qui indique le % d'irrégularité du débit. Ce paramètre est défini comme suit :

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{my}} = \pi \frac{1 - \cos\left(\frac{\pi}{2n}\right)}{2n \sin\left(\frac{\pi}{2n}\right)}$$

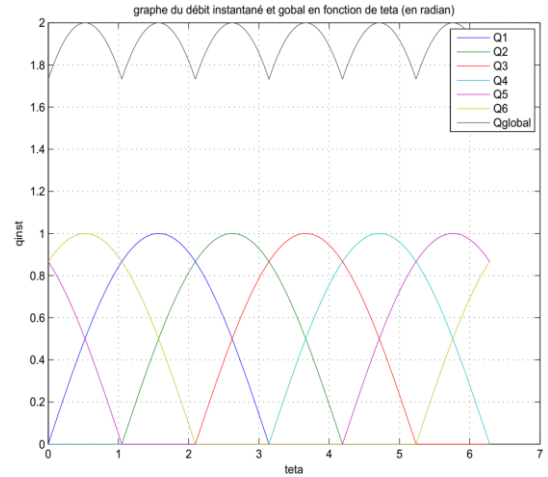
Les valeurs suivantes ([tableau 1](#)) sont extraites du graphe de la variation du coefficient d'irrégularité en fonction du nombre n de pistons sur la [Figure. 3](#).

a- Pompe à 5 pistons



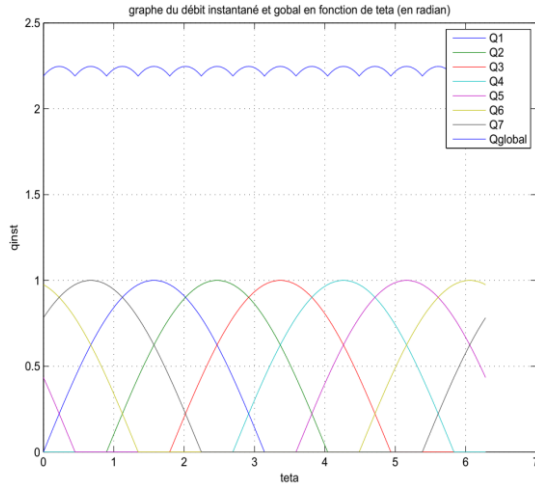
$$\Delta Q_5 = Q_{max5} - Q_{min5} = 1,615 - 1,54 = 0,075$$

b- Pompe à 6 pistons



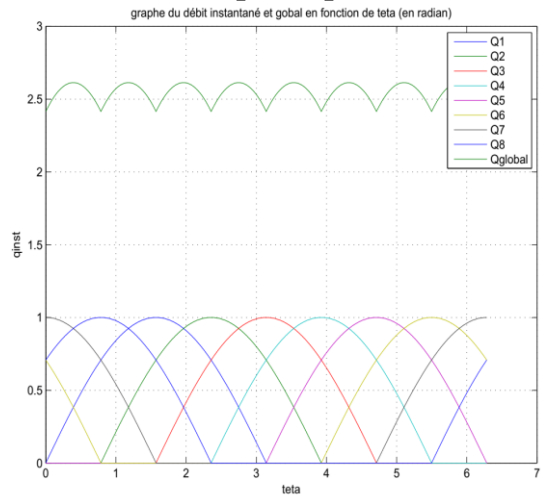
$$\Delta Q_6 = Q_{max6} - Q_{min6} = 2 - 1,73 = 0,27$$

c- Pompe à 7 pistons



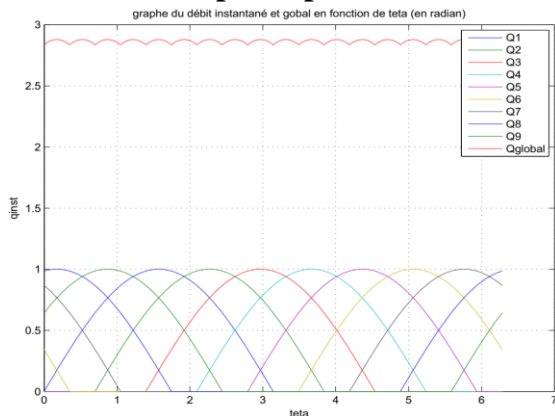
$$\Delta Q_7 = Q_{max7} - Q_{min7} = 2,245 - 2,195 = 0,05$$

d- Pompe à 8 pistons



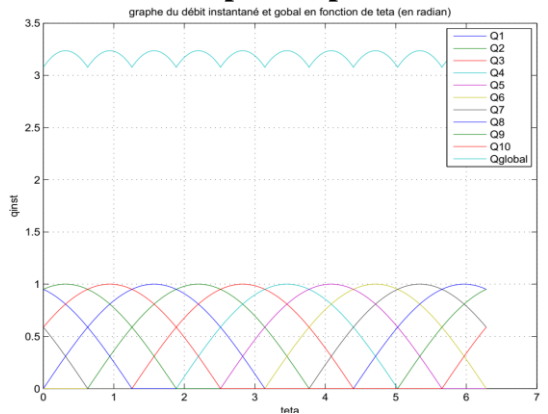
$$\Delta Q_8 = Q_{max8} - Q_{min8} = 2,61 - 2,42 = 0,19$$

e- Pompe à 9 pistons



$$\Delta Q_9 = Q_{max9} - Q_{min9} = 2,879 - 2,8375 = 0,0415$$

f- Pompe à 10 pistons



$$\Delta Q_{10} = Q_{max10} - Q_{min10} = 3,23 - 3,08 = 0,15$$

g- Pompe à 11 pistons

h- Pompe à 12 pistons

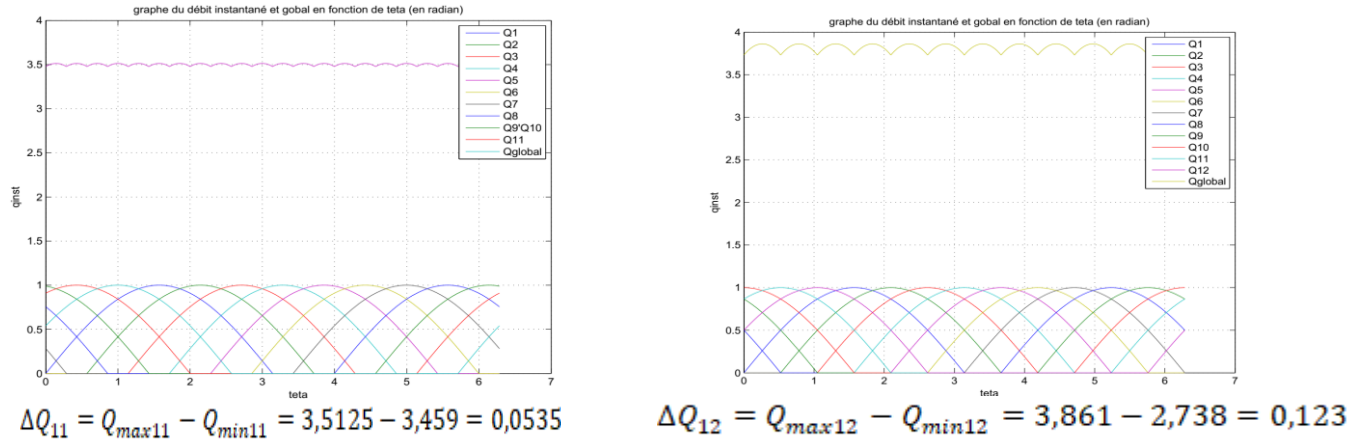


Figure 2. Résultats graphiques

Tableau 1. Coefficient d'irrégularité du débit

Nombre de pistons	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<i>Coeff (%)</i>	200	200	7,81	34,36	2,37	14,47	2,25	7,55	1,45	4,75		

Le graphe de la [figure 3](#) représente la variation du coefficient d'irrégularité en fonction du nombre de pistons.

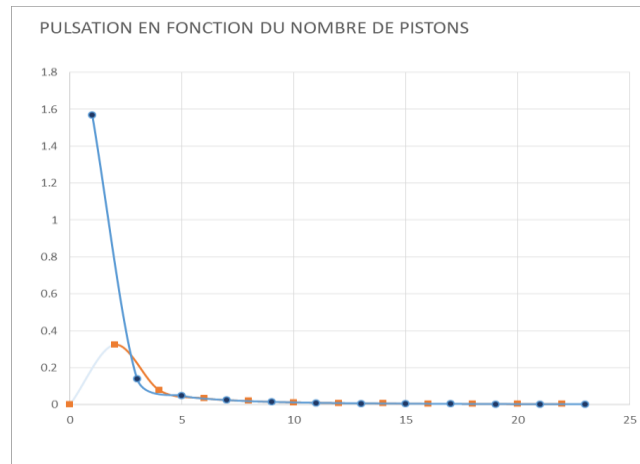


Figure 3. Coefficient d'irrégularité en fonction du nombre de piston

V-Analyse des résultats obtenus

D'après les études menées dans les chapitres précédents la régularisation du débit peut se faire en jouant sur le nombre de cylindre c'est-à-dire le nombre de pistons de la pompe.

Trois observations s'imposent :

- Le coefficient d'irrégularité chute brutalement à partir de cinq (5) pistons.
- Plus le nombre de piston augmente, plus le coefficient d'irrégularité diminue. Il faut donc augmenter le nombre de pistons pour améliorer la régularité de la pompe.
- Une pompe a n pistons, n impair, présente une régularité meilleure par rapport à la pompe à n+1 pistons.
- Il ressort de l'observation des courbes des pompes à nombre de pistons pair qu'il existe pour chaque piston un piston équivalent en déphasage d'un angle de valeur π rd. Ces deux pistons se comportent

comme un vérin à double effet (pompe à un piston à double effet). Ceci conduit à un rapport de 1/2 de régularité du débit entre une pompe à n (pair) pistons et $n/2$ pistons si $n/2$ est impair.

Pour une pompe de débit moyen donné voici le tableau de coefficient de débit en fonction du nombre de pistons de la pompe.

VI. Conclusion

Cette étude montre que pour une pompe à pistons axiaux parfaite la régularité du débit dépend de deux caractéristiques toutes liées au nombre de pistons :

- Le nombre de pistons : plus le nombre de pistons est grand, plus le débit est régulier ;
- La parité du nombre de pistons : le débit est plus régulier si le nombre de pistons est impair. Pour une pompe à n pistons, n impair, le débit est deux fois plus régulier que pour une pompe à $2n$ pistons.

Il vaut mieux donc construire des pompes à nombre de pistons impair pour avoir des pompes à débit plus régulier, plus compactes, donc plus robustes et moins chères.

Cependant le débit peut être légèrement corrigé par addition d'accumulateur ou de régulateur en aval de la pompe dans le circuit hydraulique et en donnant un soin particulier à la qualité de la fabrication et à la conception du circuit hydraulique pour réduire l'influence des facteurs secondaires d'irrégularité de débit à savoir :

- Irrégularités dues à la distribution du fluide ;
- Irrégularités dues aux équilibrages mécaniques ;
- Irrégularités de compressibilité du fluide
- Les fuites de fluide à l'intérieur de la pompe et dans tout le circuit hydraulique.

Références

1. A. Abadia. "Hydraulique : les pompes à pistons axiaux" Abadia-autoéditions-techniques, 6 2020.
2. F. Maurice, N. Eric. "Mise en oeuvre d'une méthodologie d'amélioration de la conception d'une pompe hydraulique à pistons par plans d'expériences numériques" *Conference: Congrès Français de Mécanique, Brest*, 8 2019.
3. A. Corvaglia, M. Rundo. "Comparison of 0D and 3D Hydraulic Models for Axial Piston Pumps" *Energy procedia*, 2018, 114-121.
4. E. Frosina, G. Marinaro, A. Senatore, M. Pavanetto: "Effects of PCVF and Pre-compression Groove on the Flow Ripple Reduction in Axial Piston Pumps" *IEEE*, 2018.
5. P. Casoli, F. Campanini, A. Bedotti, M. Pastori, Lettini. "A. Overall Efficiency Evaluation of a Hydraulic Pump with External Drainage Through Temperature Measurements" *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, 2018, 140 (8). 081005.

doi: 0.1115/1.403908

doi: 10.1115/1.4039084/ Energy Procedia 00 (2018) 000–000.

6. Technique de l'ingénieur : "transmission de puissance hydraulique et pneumatique" (s.d.). 2020
7. R. Schiestel. "Modélisation et simulation des écoulements turbulents" *Editions Hermès* .1993.
8. R.O. Sinniger, W. H. Hager. "Constructions hydrauliques : Ecoulements stationnaires" *Traité de Génie Civil, Ecole polytechnique fédérale de Lausanne, Presse polytechnique et universitaire romanes*. 1989.
9. P.L. Violet, J.P. Chabard. "Mécanique des fluides appliquée". *Presses des ponts et chaussées*, ed. 1998.
10. A. Bedotti. "Dynamic modelling of the swash plate of a hydraulic axial piston pump for condition monitoring applications" *Energy Procedia*. 148, 8. 2018.
11. Casoli, P., Campanini, F., Bedotti, A., Pastori, M., Lettini : " A. Overall Efficiency Evaluation of a Hydraulic Pump with External Drainage hrough Temperature Measurements " *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, 2018; 140 (8), 081005.

12. F. Campanini, R. Bianchi, A. Vacca, P. Casoli. "Optimized control for an independent metering valve with integrated diagnostic features" *Proceedings of the ASME/BATH Symposium on Fluid Power & Motion Control*, Sarasota, Florida, USA. 2017;10. 16-19
13. D. Buono, D. Siano, E. Frosina, A. Senatore : " Gerotor pump cavitation monitoring and fault diagnosis using vibration analysis through the employment of auto-regressive-moving-average technique " *Simulation Modelling Practice and Theory*, 2017; 71.
14. G. Altare, M. Rundo. " Advances in simulation of gerotor pumps: An integrated approach" Proc. IMechE Part C: *J. Mechanical Engineering Science*. 2017; 231(7): 1221-1236,.
15. G. Altare, M. Rundo. "CFD Analysis of gerotor lubricating pumps at high speed: geometric features influencing the filling capability" *Proceedings of the ASME/BATH Symposium on Fluid Power and Motion Control (FPMC)*, Chicago, IL, USA. Paper no. FPMC2015-9539.2015. 10. 12-14.
doi: 10.1115/FPMC2015-9539. Scopus: 2-s2.0-84964403756.
16. M. Borghi, , E. Specchia, B. Zardin, E. Corradini. " The Critical Speed of Slipper Bearings in Axial Piston Swash Plate Type Pumps and Motors" ASME. Dynamic Systems and Control Conference, ASME 2009 Dynamic Systems and Control Conference,2015. 1:267-274.
doi:10.1115/DSCC2009-2604.
17. G.G. Zeiger, A.A. Akers. Torque on the Swashplate of an Axial Piston Pump. ASME. J. Dyn. Sys., Meas., Control. 1985;107(3):220-226.
doi:10.1115/1.3140724.
18. S. J. Lin, S., Akers, A., and Zeiger, G. "Oil Entrapment in an Axial Piston Pump and its Effect Upon Pressures and Swashplate Torques" *Proceedings of the 42nd National Conference on Fluid Power, Chicago*, 1987; 3, 113-124.
19. GJ. Schoenau, RT. Burton, GP. Kavanagh. "Dynamic Analysis of a Variable Displacement Pump"ASME. J. Dyn. Sys., Meas., Control. 1990;112(1):122-132.
doi:10.1115/1.2894129.
20. M. Kunkis, 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.
21. L. Ericson. "Swash Plate Oscillations due to Piston Forces in Variable In-line Pumps" *The 9th International Fluid Power Conference, IFK*, 2014.

(2021) ; <http://revues.imist.ma/?journal=mjpas&page=index>