



HAL
open science

Analyse de la répartition des pertes de puissance dans un réducteur épicycloïdal, en utilisant la méthode des réseaux thermiques

Jérôme, Durand de Gevigney, Christophe Changenet, Fabrice Ville, Philippe Vex, Samuel Becquerelle

► To cite this version:

Jérôme, Durand de Gevigney, Christophe Changenet, Fabrice Ville, Philippe Vex, Samuel Becquerelle. Analyse de la répartition des pertes de puissance dans un réducteur épicycloïdal, en utilisant la méthode des réseaux thermiques. CFM 2015 - 22ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2015, Lyon, France. hal-03444748

HAL Id: hal-03444748

<https://hal.science/hal-03444748>

Submitted on 23 Nov 2021

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.

Analyse de la répartition des pertes de puissance dans un réducteur épicycloïdal, en utilisant la méthode des réseaux thermiques

J. DURAND DE GEVIGNEY ^{a,c}, C. CHANGENET ^a, F. VILLE ^b, P. VELEX ^b, S. BECQUERELLE ^c

a. Université de Lyon, ECAM Lyon, LabECAM, 40 montée Saint Barthélemy, 69005 Lyon
b. Université de Lyon, INSA de Lyon, LaMCoS, 18-20 rue des Sciences, 69241 Villeurbanne
c. Groupe SAFRAN, Hispano-Suiza, 18 boulevard Louis Seguin, 92707 Colombes

Résumé :

Dans cette étude, une méthode originale pour analyser la répartition des pertes de puissance dans un réducteur épicycloïdal est présentée. Elle est basée sur le couplage fort entre le rendement d'une transmission et son comportement thermique. Ce modèle est utilisé pour analyser les résultats expérimentaux obtenus à l'aide d'un banc d'essai. Dans le cas du réducteur épicycloïdal testé, les résultats montrent que les pertes de puissance indépendantes de la charge produites par la transmission sont majoritairement dues aux pertes hydrodynamiques générées dans les roulements des satellites et que les effets de ventilation sont négligeables.

Abstract:

This paper presents an original method to investigate the power losses distribution into a planetary gear unit. A thermal model, which allows the estimation of power losses linked to the temperature distribution, is established. This model is used to analyse some experimental results obtained on a specific test rig. For the planetary gear set studied here, it is demonstrated that load-independent power losses are mainly due to hydrodynamic power losses generated in planets bearings and that gears windage effects are negligible.

Mots clefs : pertes de puissance ; transferts thermiques ; réducteur épicycloïdal

1 Introduction

Du fait de leur arrangement axisymétrique et de leur compacité, les réducteurs épicycloïdaux sont de plus en plus répandus dans divers domaines (tels que l'éolien, l'aéronautique...). Dans le contexte environnemental actuel de réduction des consommations d'énergies fossiles et des émissions polluantes, l'optimisation des rendements de ce type de transmission est devenue un réel challenge. Les pertes de puissance dans les trains épicycloïdaux peuvent être divisées en deux familles : i) les pertes de puissance dépendantes de la charge telles que les frottements au niveau des dentures et dans les roulements et ii) les pertes indépendantes de la charge telles que la ventilation des mobiles, le piégeage d'huile dans les dentures ou encore les dissipations liées aux effets hydrodynamiques dans

les roulements [1]. Dans la littérature, la majorité des études concernant le rendement des trains épicycloïdaux se concentrent sur les pertes de puissance totales produites par la transmission et non sur la répartition des différentes sources décrites précédemment [2]–[6].

Cette étude présente un banc d'essai développé afin de mesurer les pertes de puissance indépendantes de la charge produites par un train épicycloïdal ainsi que son comportement thermique. Afin de mener une analyse couplant l'aspect perte de puissance et le comportement thermique du réducteur, un réseau thermique de la transmission est développé avec la méthode des réseaux thermiques. Finalement, ce modèle thermomécanique est utilisé pour définir la répartition des pertes de puissance au sein du réducteur.

2 Le banc d'essai

Le schéma de principe du banc d'essai développé dans cette étude est présenté dans la Figure 1. Un moteur électrique entraîne en rotation un train planétaire lubrifié par jet d'huile via une courroie, permettant d'atteindre une vitesse de rotation maximale du porte-satellites de 6000 tr/min, ce qui correspond à une vitesse tangentielle de 44 m/s. Les pertes de puissance indépendantes de la charge produites par la transmission sont mesurées à l'aide d'un couple-mètre monté en série dans la chaîne cinématique. Afin d'analyser l'influence de la répartition des débits injectés dans le réducteur, deux circuits de lubrification (composés chacun d'une pompe et d'un débitmètre) ont été conçus : le premier lubrifie les contacts solaire/satellites et le second les contacts satellites/couronne. Un troisième circuit d'huile reliant le point bas de la transmission au réservoir permet d'évacuer le lubrifiant par gravité. Des bandes chauffantes sont placées sur la réserve d'huile afin de pouvoir tester une large gamme de viscosité du lubrifiant. Un porte-satellites, percé de conduites, et des joints tournants (visibles sur la Figure 2) ont été conçus afin de véhiculer l'huile de l'entrée de la transmission aux six buses d'injection positionnées entre chaque satellite. En parallèle des mesures du couple résistant, le comportement thermique du réducteur est caractérisé en mesurant la température de différents composants (les bagues extérieures des roulements, la couronne, l'huile en entrée, l'huile en sortie...) grâce à des thermocouples.

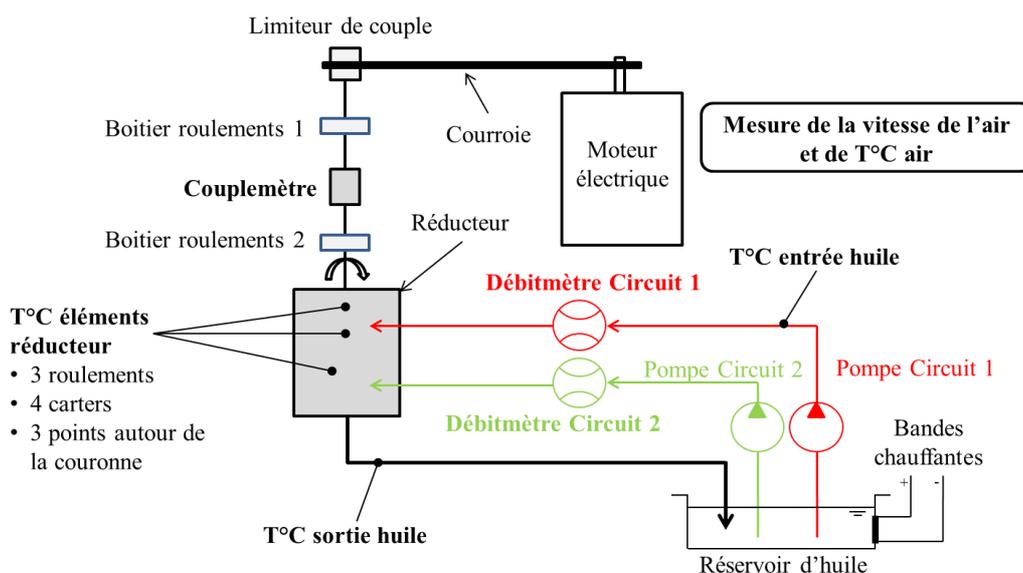


Figure 1 – Schéma de principe du banc d'essai

3 Le réseau thermique

Tel que dans les travaux de Changenet et al. [7], la méthode des réseaux thermiques est utilisée pour simuler le comportement thermique de la transmission. Le principe est de diviser le réducteur en éléments supposés isothermes. Ainsi, le réducteur d'essai est décomposé en 32 éléments, comme détaillé dans la Figure 2. Les éléments sont reliés entre eux par des résistances thermiques qui dépendent du mode de transfert thermique (convection, conduction ou rayonnement). La chaleur générée par les pertes de puissance est injectée en différents nœuds du réseau. Finalement, en résolvant le premier principe de la thermodynamique en chaque nœud du réseau, la cartographie des températures du réducteur peut être obtenue pour différentes conditions opératoires. Le réseau thermique du réducteur d'essai est présenté dans la Figure 3.

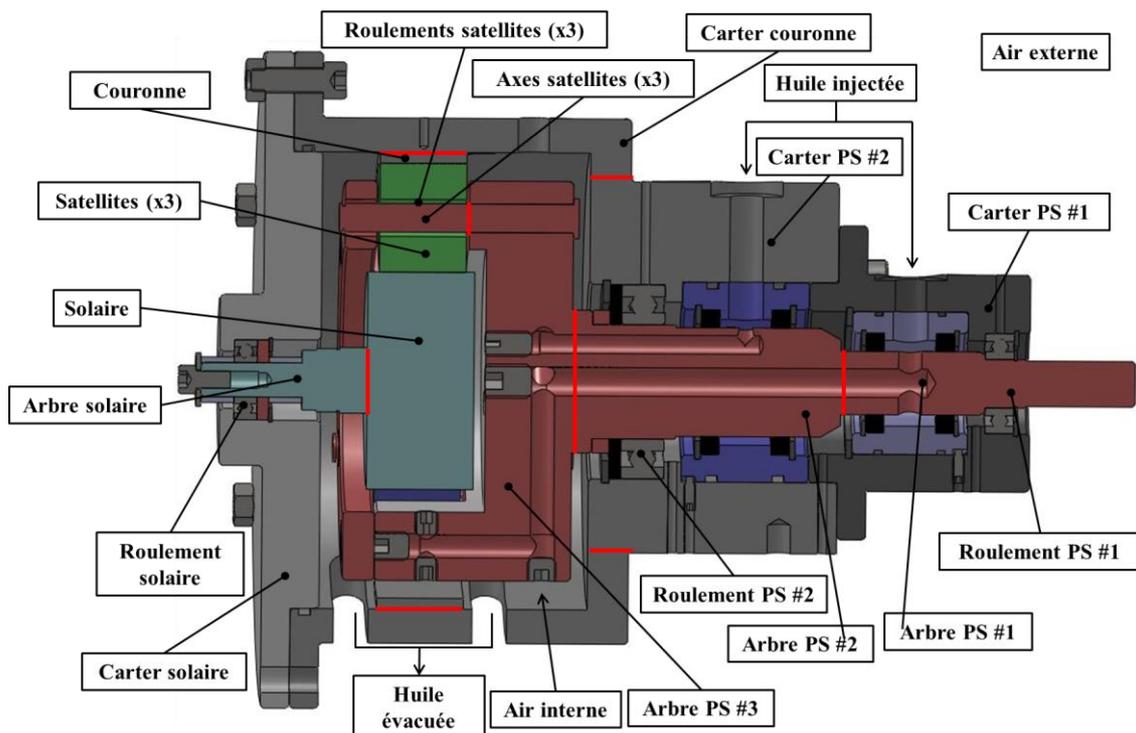


Figure 2 – Représentation et position des éléments composant le réseau thermique du réducteur d'essai

Le porte-satellites (en rouge sur la Figure 2) est modélisé comme un assemblage de trois parties qui ont des formes géométriques simples (cylindres, plaques,...). Ainsi les lois usuelles de transfert thermique peuvent être appliquées pour estimer les résistances thermiques associées. Afin d'estimer les échanges de chaleur par convection et rayonnement entre les quatre éléments « carter » et l'air environnant, les lois de Newton et Stephan-Boltzmann sont respectivement appliquées [8]. Les transferts de chaleur à travers les solides ou entre deux solides en contact sont caractérisés avec les formules classiques de conduction [7]. L'huile injectée échange par convection avec différentes surfaces et par différents moyens : (a) dans les conduites dans lesquelles elle circule, (b) par ruissellement sur les carters, (c) par convection forcée sur les mobiles et (d) par projection centrifuge des dentures [7]. Finalement, de la chaleur est susceptible de passer d'une denture à une autre via la surface de contact de Hertz. Cette surface étant très faible devant les dimensions des engrenages, le flux de chaleur qui part de la zone de contact et qui se dirige vers la masse des pignons subit un étranglement. Pour tenir compte de ce phénomène, des résistances de striction sont insérées dans le réseau thermique [7].

Cinq sources de chaleur sont recensées dans le réducteur d'essai :

- (a) Les pertes de puissance dissipées par les joints à lèvres. Ces pertes de puissance sont quantifiées avec une formulation issue de [8] et sont injectées au niveau des nœuds « Arbre PS #1 » et « Arbre PS #2 ».

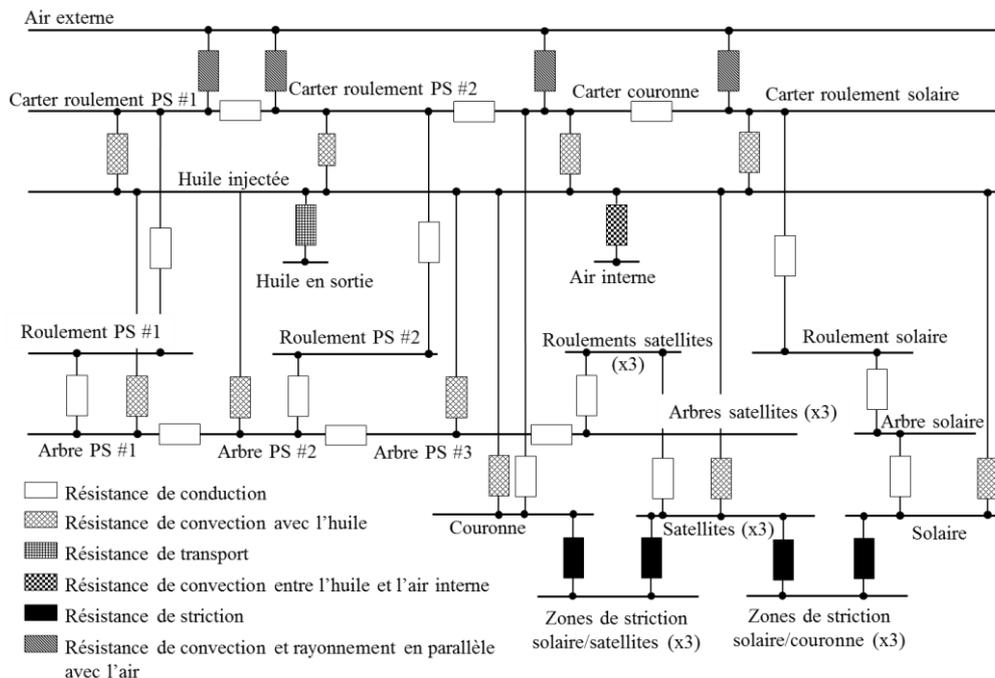


Figure 3 – Réseau thermique du réducteur d'essai

- (b) Les pertes hydrodynamiques dans les roulements. Pour estimer ces dissipations de puissance les formules classiques de Harris [9] sont appliquées. Comme montré dans [7], ces pertes de puissance sont fonction de la viscosité de l'huile, de la vitesse de rotation, du diamètre moyen du roulement et d'un facteur f_0 , qui dépend du type de roulement et du mode de lubrification. Elles sont injectées dans chacun des six roulements.
- (c) Les pertes de puissance dissipées par piégeage. Ce poste de perte de puissance est estimé grâce à la formule de Mauz [10]. On notera que cette source de perte est fortement dépendante du débit réellement piégé entre les dentures. Cette chaleur est injectée au niveau du nœud « huile ».
- (d) Les pertes de puissance liées à l'accélération du lubrifiant. Le jet d'huile est accéléré dans la direction circonférentielle comme détaillé dans [11]. Ce poste de perte est calculé avec le modèle décrit dans [11] et la chaleur est injectée au niveau du nœud « huile ».
- (e) Les pertes de puissance dissipées par la ventilation des mobiles. Ces pertes de puissance produites par la rotation des engrenages et du porte-satellites sont estimées avec la formule proposée par Diab et al. [12]. Elles sont injectées au niveau du nœud « air interne ».

Il apparaît que chaque poste de perte de puissance peut être estimé grâce à des formules adaptées mais que certaines relations utilisent des paramètres qui ne sont pas définis précisément. Par exemple, selon les fabricants de roulement, le paramètre f_0 peut varier sur une large gamme de valeur. De plus, concernant le piégeage d'huile, le débit de lubrifiant réel piégé au niveau des dentures est difficile à évaluer précisément. Enfin, pour ce qui concerne les pertes par ventilation, les phénomènes de confinement ont un impact important sur ce poste mais ne sont pas quantifiables aisément [13]. Ainsi, suivant l'hypothèse faite, il est possible de trouver des répartitions de perte de puissance totalement différentes.

4 Validation du réseau

Avant d'utiliser ce modèle pour estimer la répartition des pertes de puissance au sein du réducteur d'essai, il convient de valider le réseau. Dans un premier temps, les résistances thermiques qui caractérisent le transfert de chaleur entre les carters et l'air environnant sont validées en comparant les évolutions de température mesurées et calculées, durant une phase de refroidissement de la transmission. Comme montré dans la Figure 4, la bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et numériques permet de confirmer que ce transfert de chaleur est bien pris en compte dans le modèle.

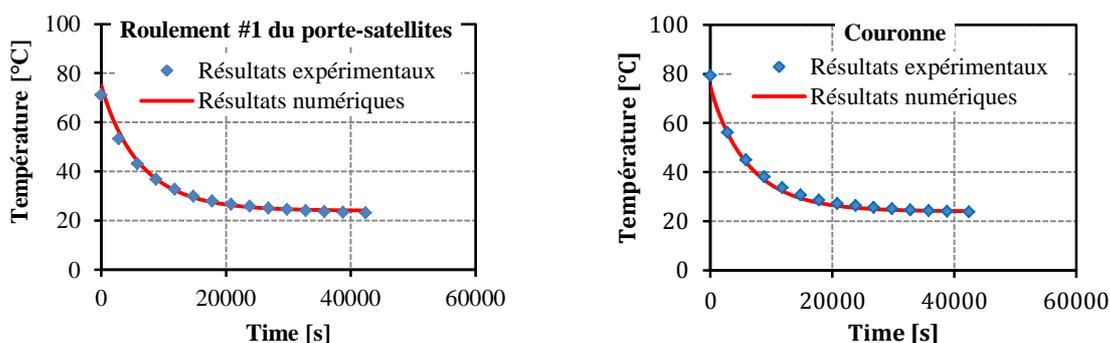


Figure 4 – Evolutions des températures durant les essais de refroidissement

Dans un second temps, les échanges de chaleur convectifs avec l'huile au sein de la transmission sont justifiés en comparant les évolutions de températures mesurées et simulées lors d'un essai consistant à injecter du lubrifiant chaud dans le réducteur froid à l'arrêt. Ainsi, le réchauffement du train est directement lié aux échanges par convection avec le lubrifiant. Le bon accord entre les mesures et les résultats numériques, présentés dans la Figure 5, permet de valider ce transfert de chaleur.

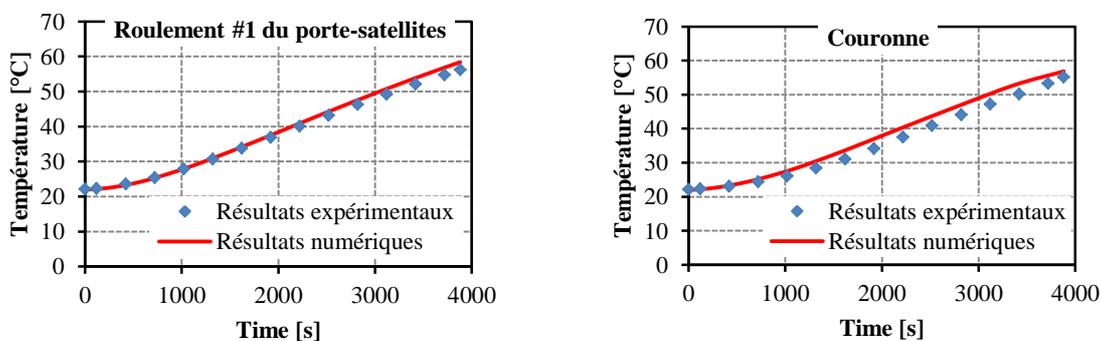


Figure 5 – Evolutions des températures durant les essais avec injection de lubrifiant chaud, à l'arrêt

5 Répartition des pertes de puissance dans le réducteur d'essai

La méthode appliquée afin de définir la répartition des pertes de puissance dans le réducteur d'essai à l'aide du modèle thermomécanique, présenté précédemment, est la suivante. Chaque mesure réalisée sur le banc d'essai est simulée avec le modèle thermomécanique en testant différentes hypothèses concernant le calcul des pertes de puissance. En effet, comme expliqué précédemment, plusieurs paramètres ne sont pas définis précisément pour calculer les pertes de puissance et doivent être réajustés. Néanmoins, pour chaque hypothèse considérée, la somme des pertes de puissance calculées et injectées dans le réseau est prise égale aux pertes de puissance totales mesurées durant l'essai.

Alors, pour chaque simulation, les températures mesurées sont comparées à celles calculées. Si des écarts de température apparaissent, cela signifie que l'hypothèse faite n'est pas valide. La répartition des pertes de puissance est obtenue dès lors que le comportement thermique mesuré du réducteur est similaire à celui calculé. Plusieurs hypothèses ont été testées et deux d'entre elles sont présentées.

Hypothèse #1 : Les pertes de puissance sont supposées être produites majoritairement par les phénomènes de ventilation (les effets de confinement sont considérés comme négligeables). Il est supposé que 20% du débit total est piégé au niveau des contacts. Le paramètre f_0 est ajusté de manière à avoir égalité entre les pertes totales mesurées et celles calculées. La Figure 6 présente la comparaison entre les évolutions de température mesurées et calculées pour le roulement #1 du porte-satellites et pour la couronne. Il apparaît clairement que les températures mesurées croissent plus rapidement que celles calculées. Cela démontre donc que cette hypothèse n'est pas valide.

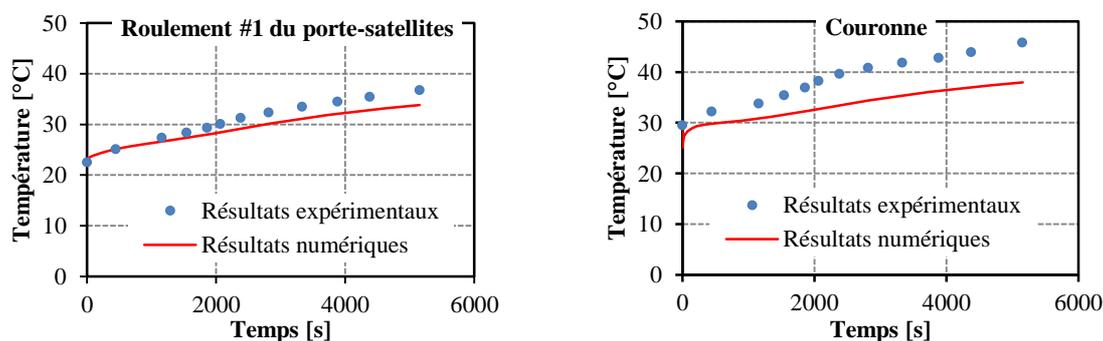


Figure 6 – Comparaison entre les évolutions de température expérimentale et numérique dans le cas de l'hypothèse #1

Hypothèse #2 : Il est supposé que les pertes de puissance sont majoritairement produites par le piégeage (il est supposé que tout le débit injecté est piégé aux contacts). Dans le même temps, il est considéré que les effets de confinement sont significatifs et donc que les pertes de puissance par ventilation sont négligeables. Le paramètre f_0 est ajusté de manière à avoir égalité entre les pertes totales mesurées et celles calculées. La Figure 7 présente la comparaison entre les évolutions de température mesurées et calculées pour le roulement #1 du porte-satellites et pour la couronne. Il est ainsi montré que la température de la couronne calculée avec le modèle numérique croît nettement plus rapidement que durant l'essai, ce qui signifie que cette hypothèse n'est pas valable non plus.

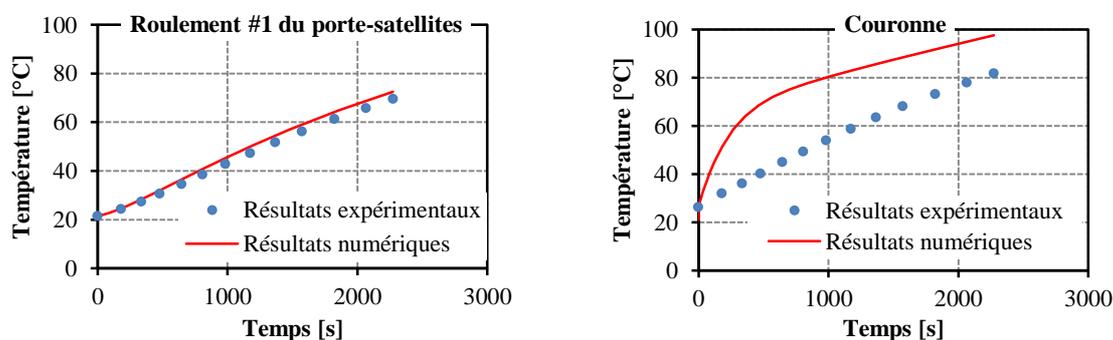


Figure 7 – Comparaison entre les évolutions de température expérimentale et numérique dans le cas de l'hypothèse #2

En testant plusieurs hypothèses, il est montré que la seule valide est celle qui suppose que la ventilation est négligeable vis-à-vis du piégeage d'huile et des dissipations hydrodynamiques dans les roulements des satellites. Comme montré dans les Figure 8 et Figure 9, cette hypothèse permet d'avoir

une bonne corrélation entre les mesures et les résultats numériques que ce soit en termes de pertes de puissance ou de comportement thermique.

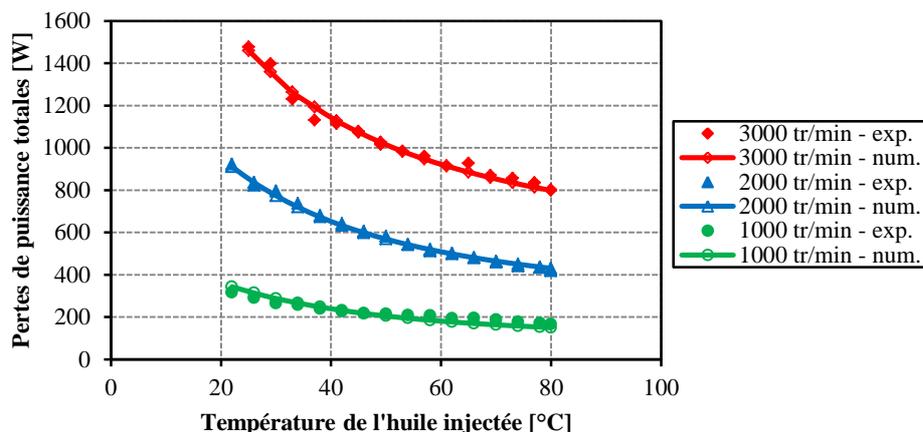


Figure 8 – Pertes de puissance mesurées [exp.] et calculées [num.] en fonction de la température de l'huile injectée dans le réducteur, pour différentes vitesses de rotation et des débits d'huile de 3 l/min dans chaque circuit

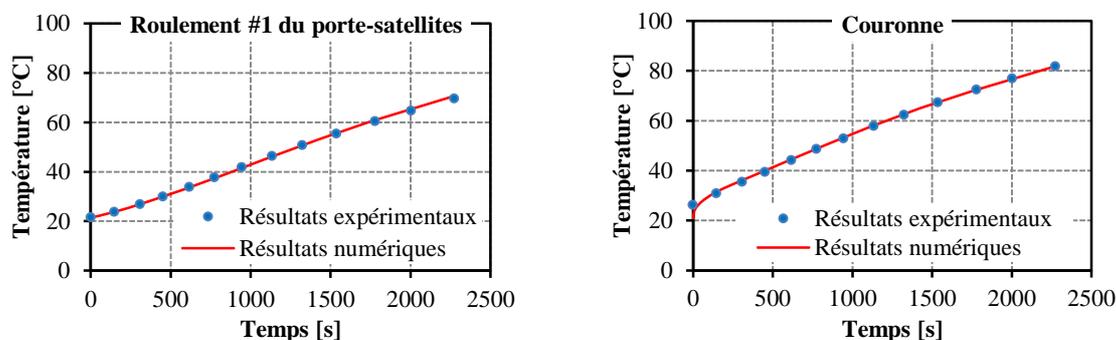


Figure 9 – Comparaison entre les évolutions de température expérimentale et numérique, pour une vitesse de rotation de 3000 tr/min et un débit d'huile de 3 l/min dans chaque circuit

Finalement, grâce au modèle thermomécanique développé, la répartition des pertes de puissance dans le réducteur peut être définie pour chaque condition opératoire. La principale source de perte de puissance est liée aux effets hydrodynamiques dans les roulements des satellites (cf. Figure 10). Cela est d'autant plus prononcé que la température de l'huile injectée est faible. Dès lors que la température du lubrifiant est plus importante, les pertes de puissance sont réparties de manière plus homogène.



Figure 10 – Distribution des pertes de puissance dans le réducteur d'essai pour une vitesse de rotation de 2000 tr/min et un débit de 2 l/min dans chaque circuit

6 Conclusion

Dans cette étude, les auteurs présentent une approche originale permettant de définir la répartition des pertes de puissance indépendantes de la charge dans un train épicycloïdal. Un banc d'essai a été conçu pour mesurer simultanément les pertes de puissance générées par le réducteur et la température de différents éléments le composant. Un modèle thermique de la transmission a été conçu afin de simuler son comportement thermique. Ce dernier est utilisé pour analyser les résultats expérimentaux. Il est montré que le modèle numérique donne des résultats en accord avec les mesures dès lors que les pertes par ventilation sont négligées vis-à-vis du piégeage entre les dentures et des phénomènes de dissipations hydrodynamiques dans les roulements des satellites.

Références

- [1] B. R. Höhn, K. Michaelis, and T. Völlmer, "Thermal rating of drives : balance between power loss and heat dissipation," *AGMA Tech. Pap.*, vol. 96, p. 12, 1996.
- [2] N. E. Anderson, S. H. Loewenthal, and J. D. Black, "An Analytical Method To Predict Efficiency of Aircraft Gearboxes," *NASA TM-83716, USAAVSCOM TR 84-C-8*, 1984.
- [3] D. A. Rohn and R. F. Handschuch, "Efficiency testing of a helicopter transmission planetary reduction stage," *NASA TM-2795, AVSCOM TR 87-C-28*, 1988.
- [4] T. L. Krantz, "Experimental and analytical evaluation of efficiency of helicopter planetary stage," *NASA TP-3063, AVSCOM TR 90-C-001*, 1990.
- [5] D. C. Talbot, A. Kahraman, and A. Singh, "An experimental investigation of the efficiency of planetary gear sets," *J. Mech. Des.*, vol. 134, no. 2, p. 7, 2012.
- [6] B. S. Devin R. Hilty, "An experimental investigation of spin power losses of planetary gear sets," The Ohio State University, 2010.
- [7] C. Chagenet, X. Oviedo-Marlot, and P. Velex, "Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks – Applications to a six – speed manual gearbox," *J. Mech. Des.*, vol. 128, pp. 618–625, 2006.
- [8] J. Durand De Gevigney, C. Chagenet, F. Ville, and P. Velex, "Thermal modelling of a back to back gearbox test machine: application to the FZG test rig," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, vol. 226, no. 6, pp. 501–515, 2012.
- [9] T. A. Harris, *Rolling Bearing Analysis*, 3^o edition. New York: Wiley, 1991, p. 1013.
- [10] W. Mauz, "Hydraulische Verluste von Stirnradgetriebe bei Umfangsgeschwindigkeit bis 60 m/s," IMK University of Stuttgart, 1987.
- [11] J. Durand De Gevigney, C. Chagenet, F. Ville, P. Velex, and S. Becquerelle, "Experimental investigation on no-load dependent power losses in planetary gear set," in *International Conference on Gears - VDI - Berichte 2199.2*, 2013, pp. 1101–1112.
- [12] Y. Diab, F. Ville, P. Velex, and C. Chagenet, "Windage Losses in High Speed Gears— Preliminary Experimental and Theoretical Results," *J. Mech. Des.*, vol. 126, no. 5, p. 6, 2004.
- [13] P. H. Dawson, "Windage loss in larger high-speed gears," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 198, no. 1, pp. 51–59, 1984.