

Efficacité énergétique des transmissions mécaniques : importance des effets thermiques

Alexandre VAUDREY^{1*}, Yann MARCHESSE¹ et Christophe CHANGENET¹

¹Université de Lyon, ÉCAM Lyon, Laboratoire d'Énergétique, 40 montée Saint Barthélemy, 69 321, Lyon CEDEX.

* (auteur correspondant : alexandre.vaudrey@ecam.fr)

Résumé - Simuler de manière pertinente le comportement énergétique d'une transmission mécanique nécessite de quantifier les différents phénomènes dissipatifs qu'elle héberge, liés le plus souvent aux températures de ses éléments internes. La méthode des réseaux thermiques, parce qu'elle permet de modéliser des structures hétérogènes et qu'elle peut intégrer l'utilisation de corrélations expérimentales, est un choix judicieux pour obtenir ce type de résultat. Nous présentons dans la suite comment un tel travail de modélisation peut être effectué, ainsi que l'exemple pratique de la modélisation d'une boîte de vitesses automobile.

Nomenclature

b	largeur d'une roue dentée, m	<i>Symboles grecs</i>	
C	capacité thermique, J/K	χ	effusivité thermique, $J/(m^2 \cdot K \cdot s^{1/2})$
\mathcal{C}	couple mécanique, $N \cdot m$	η	efficacité énergétique
D	diamètre, m	ν	viscosité cinématique, cSt
f	coefficient de frottement solide	Ω	vitesse angulaire, rad/s
k	coefficient d'échange, $W/(m^2 \cdot K)$	ρ	masse volumique, kg/m^3
m	module d'une denture, m	<i>Indices et exposants</i>	
\dot{q}	densité surfacique de flux thermique, W/m^2	a	rayon ou diamètre de tête d'une roue dentée
Q	puissance mécanique, W	barb	phénomène de barbotage
\mathcal{R}	résistance thermique, K/W	e	entrée du convertisseur
S	surface, m^2	engr	engrènement de deux roues dentées
T	température, $^{\circ}C$ ou K	p	rayon ou diamètre primitif d'une roue dentée
\dot{W}	puissance thermique, W	s	sortie du convertisseur
		∞	milieu ambiant

1. Problématique

Les transmissions mécaniques (boîtes de vitesses, réducteurs à engrenages, etc.), comme beaucoup d'autres convertisseurs de puissances, sont soumis lors de leur conception à des contraintes de différentes natures (efficacité, robustesse, compacité ou poids économique). Des exemples typiques de telles demandes peuvent être le maintien d'une efficacité énergétique élevée, tout en réduisant l'encombrement de la transmission ou en simplifiant son mode de lubrification afin de le rendre moins onéreux. Relever ces défis nécessite de mieux comprendre et de mieux modéliser le comportement énergétique de ces systèmes, comportement en grande partie conditionné par les températures de certains de leurs organes internes. Nous allons présenter dans la suite les avantages de la méthode des réseaux thermiques dans un tel contexte.

2. Bilan énergétique d'un convertisseur mécanique

Parce qu'il ne reçoit généralement qu'une seule puissance mécanique \dot{W}_e , même s'il peut parfois la redistribuer en N_s puissances \dot{W}_s , $1 \leq s \leq N$, disponibles à différentes vitesses de rotation (pour alimenter par exemple une série d'organes auxiliaires : pompes ou alternateurs), l'efficacité énergétique d'un convertisseur mécanique peut s'exprimer de manière très simple :

$$\dot{W}_e = \sum_{s=1}^{N_s} \dot{W}_s + \dot{Q} \quad \Rightarrow \quad \eta = \frac{1}{\dot{W}_e} \cdot \sum_{s=1}^{N_s} \dot{W}_s = 1 - \frac{\dot{Q}}{\dot{W}_e} = 1 - \frac{1}{\dot{W}_e} \cdot \sum_{i=1}^M \dot{Q}_i \quad (1)$$

L'efficacité est donc limitée par l'intensité cumulée des différents phénomènes de dissipation d'énergie, c'est-à-dire de production de chaleur qu'elle héberge, soit la puissance \dot{Q} . La première étape d'analyse d'un tel système est donc d'identifier les différents éléments, repérés par les indices $1 \leq i \leq M$, où ont lieu les productions de chaleur \dot{Q}_i . Du fait de la nature même des phénomènes de dissipation en question, liés essentiellement à des frottements mécaniques, la température de chacun de ces éléments influe sur la puissance qu'ils dissipent : $\dot{Q}_i(T_i)$. Quantifier la puissance totale \dot{Q} nécessite donc de connaître les valeurs des températures T_i en ces différents emplacements.

Une transmission mécanique étant une structure fortement hétérogène (car comportant des pièces mécaniques fixes et mobiles évoluant à des vitesses différentes, plusieurs types de fluides, etc.), sa modélisation pratique, c'est-à-dire suffisamment précise et rapide pour être pertinente dans une démarche de conception, doit être basée sur une approche multi-échelles. La *méthode des réseaux thermiques* [1], associée le cas échéant à des corrélations expérimentales que nous verrons par la suite, est un choix pertinent qui a fait ses preuves à de nombreuses reprises [2].

3. Modélisation thermique des convertisseurs mécaniques

3.1. Généralités

La méthode des réseaux thermiques consiste à décomposer le système étudié en différents blocs supposés isothermes, échangeant des flux de chaleur avec les blocs adjacents. Ces échanges sont modélisés par des *résistances thermiques* dont l'expression exacte dépend de la nature du phénomène physique de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement ou échange mixte). À chacun de ces blocs est associé un objet mathématique appelé *nœud*, qui peut selon le cas héberger ou non une *source de chaleur*. Pour une transmission mécanique, les nœuds en question correspondent aux éléments cités précédemment qui hébergent les productions de chaleur \dot{Q}_i , ainsi qu'à d'autres dont la température a un impact important sur les performances de l'ensemble du système : bain de lubrifiant, carter extérieur par lequel la chaleur est évacuée dans l'environnement, etc. Nous allons voir dans la suite en quoi le réseau thermique d'un convertisseur mécanique est spécifique, à la fois du fait des sources de chaleur qu'il héberge mais aussi de résistances thermiques caractéristiques.

3.2. Pertes dépendantes de la charge

La première catégorie de dissipations de puissance englobe les phénomènes dont l'intensité dépend directement de la charge mécanique appliquée, c'est-à-dire des *couples* et/ou des *efforts* que le convertisseur doit transmettre. Ces pertes sont par définition localisées aux différents points de contacts où une puissance mécanique est transmise ou guidée par deux pièces en mouvement relatif l'une par rapport à l'autre. En pratique, les *paliers à roulements* ainsi que les *engrenages* sont les deux principaux exemples de tels systèmes.

3.2.1. Pertes aux engrènements

Dans un engrènement entre deux roues dentées, la perte peut s'exprimer comme [3] :

$$\dot{Q}_{\text{engr}} = f \cdot H \cdot \dot{W} \quad \Rightarrow \quad \eta_{\text{engr}} = 1 - \dot{Q}_{\text{engr}}/\dot{W} = 1 - f \cdot H \quad (2)$$

avec \dot{W} la puissance mécanique apportée par la roue menante, H un facteur dépendant de la géométrie de l'engrenage et f le *coefficient de frottement* d'une dent sur l'autre. Il est donc possible de réduire la perte \dot{Q}_{engr} et d'augmenter le rendement η_{engr} de l'engrènement en jouant sur sa géométrie, c'est-à-dire par exemple sur la forme des dents [4].

Le coefficient de frottement f est quant à lui plus difficile à prédire. En effet, les connaissances actuelles en *tribologie* (la science du frottement) ne permettent pas de calculer de manière théorique la valeur de ce coefficient [5], et des corrélations expérimentales sont toujours nécessaires.

Du point de vue tribologique, le contact entre deux dents d'un engrènement est de type *hertzien* (on parle de contact de Hertz [6]). Les pressions qui y règnent alors sont suffisamment importantes (~ 3 GPa) pour que les surfaces des dents soient localement déformées de manière élastique et que le lubrifiant piégé entre elles exhibe des comportements non newtoniens [5]. Des modèles semi-empiriques existent, tels celui de Diab [7], qui permettent de prédire la valeur de f en fonction de la pression et de la température au niveau du point de contact. Cependant, l'utilisation d'un tel modèle nécessite la connaissance de nombreuses propriétés physiques du lubrifiant, qu'il est très difficile d'obtenir en pratique. Dans la plupart des cas, on se contente donc, faute des informations nécessaires sur ce lubrifiant, d'utiliser des corrélations plus simples, telle que celle de Benedict-Kelley [8], dans laquelle seule la température influe sur la valeur du coefficient de frottement.

3.2.2. Guidages en rotation

Parallèlement aux éléments chargés de la transmission de la puissance mécanique, ceux responsables du guidage en rotation des éléments tournants hébergent eux aussi des phénomènes de pertes. On distingue parmi ceux-ci les paliers ou butées *hydrauliques* et à *éléments tournants* (billes, rouleaux ou aiguilles). Les premiers sont caractérisés par des contacts dits *hydrodynamiques*, c'est-à-dire au travers desquels les surfaces des deux solides en mouvement relatifs ne sont jamais directement en contact, mais séparés par une couche de lubrifiant. Ces contacts donnent lieu à des pressions normales relativement réduites (~ 20 MPa) [5]. La résolution des équations typiques de la *théorie de la lubrification*, telle que celle de Reynolds, permettent dans ce type de cas de déterminer l'intensité de la perte [9].

Les organes de guidage à base d'éléments tournants, comme les roulements et butées à billes par exemple, sont au contraire caractérisés par des contacts hertziens et nécessitent l'utilisation de corrélations expérimentales, telles que celles proposées par Harris [10]. Notons que dans certains cas, l'élément de guidage seul, peut être l'objet d'une discrétisation à l'aide d'un réseau thermique dédié, comme par exemple ceux développés par Pouly *et al.* [12].

3.3. Pertes indépendantes de la charge

La deuxième grande famille de pertes regroupe celles qui sont supposées indépendantes des efforts transmis, et dépendantes seulement des vitesses de rotation de ses différents éléments tournants. Il s'agit physiquement des phénomènes de frottement qui existent entre les parties solides en mouvement (billes de roulements, dentures) et les fluides environnant (bain

de lubrifiant, air intérieur au carter du convertisseur). Alors que les pertes précédentes sont prédominantes, à puissance donnée, pour des couples importants et des vitesses de rotation réduites, les pertes indépendantes de la charge le sont pour des vitesses de rotation élevées.

3.3.1. Pertes par barbotage

On parle de phénomène de barbotage lorsque de l'énergie mécanique est dissipée par la mise en mouvement de l'huile stockée dans un bain et utilisée comme lubrifiant par la transmission. Ce type de phénomène apparaît notamment dans les boîtes de vitesses automobiles. La complexité du mouvement de l'huile lors de son aspiration par la denture et de sa projection sur les parois internes du carter interdisent l'utilisation des équations usuelles de la mécanique des fluides : des approches empiriques telles que celles développées par Changenet *et al.* [13, 14] doivent alors être envisagées. L'analyse dimensionnelle, couplée à des expériences spécifiquement choisies, permet d'exprimer le *couple résistant* C_{barb} issu de l'immersion à une profondeur h d'une roue dentée de *diamètre primitif* D_p , de largeur b , et tournant à la vitesse angulaire Ω , par une relation du type :

$$\frac{C_{\text{barb}}}{\rho \cdot \Omega^2 \cdot D_p^3 \cdot S_{\text{barb}}} = \psi_1 \cdot \text{Re}^{\psi_2} \cdot \text{Fr}^{\psi_3} \cdot \left(\frac{m}{D_p}\right)^{\psi_4} \cdot \left(\frac{h}{D_p}\right)^{\psi_5} \cdot \left(\frac{b}{D_p}\right)^{\psi_6} \cdot \left(\frac{V_{\text{huile}}}{D_p^3}\right)^{\psi_7} \quad (3)$$

avec ρ la masse volumique de l'huile, S_{barb} la surface immergée du pignon, $\text{Re} = \frac{\Omega \cdot R_p^2}{\nu}$ et $\text{Fr} = \frac{\Omega^2 \cdot R_p}{g}$ les nombres de Reynolds et de Froude, V_{huile} le volume d'huile dans le carter et $\{\psi_i\}, 1 \leq i \leq 7$ des paramètres empiriques dépendants des conditions de fonctionnement du système.

Sa simplicité et son coût économique réduit poussent les industriels à étendre l'utilisation de la lubrification par barbotage à des systèmes fonctionnant à grandes vitesses, pour lesquelles elle n'était jusqu'à maintenant pas adaptée, le couple résistant C_{barb} de la relation (3) pouvant devenir très important [15]. Cette évolution nécessite donc de mieux comprendre ces phénomènes de pertes, notamment à hautes vitesses où des effets supplémentaires dus à l'*aération* du lubrifiant peuvent apparaître [16], et de mieux les maîtriser par exemple en ajoutant des flasques autour des roues dentées [14].

3.3.2. Trainées hydrodynamiques des dentures

D'autres pertes, typiques d'autres modes de lubrification et traditionnellement prédominantes pour des vitesses tangentielles $v = R_a \cdot \Omega$ élevées en bout de dentures (~ 100 m/s), sont dues à la trainée hydrodynamique de celles-ci dans le milieu ambiant, généralement composé d'air parfois mélangé à un brouillard d'huile. Par rapport à un disque lisse de dimensions comparables, l'effet de trainée produit par une roue dentée est en fait issu du pompage de l'air environnant sur les flancs de la denture et de son rejet à la périphérie de la roue dentée. Ce phénomène est analogue à celui utilisé à un compresseur centrifuge, et ne peut être modélisé que par une approche tridimensionnelle utilisant la CFD [17], couplée à des études expérimentales [18].

3.3.3. Trainées hydrodynamiques des billes de roulements

Les éléments de transmission de la puissance ne sont pas les seuls à être soumis à des effets de pertes aérodynamiques : c'est aussi le cas des éléments tournants utilisés dans les paliers et butées. Même si des corrélations classiques comme celles proposées par Harris [10] comportent des termes prenant en compte de tels phénomènes, ces derniers ont longtemps été négligés dans

la pratique. Cependant, des études à la fois numériques [11] et expérimentales [12] ont montré que cet effet, qui est dû à la fois au mouvement du lubrifiant (huile ou graisse) induit par les éléments roulants et au contact entre ces derniers à l'air environnant peut devenir important à hautes vitesses de rotation.

3.4. Résistances thermiques

La méthode des réseaux thermiques, lorsqu'elle est appliquée à une transmission mécanique, nécessite que les éléments internes de cette dernière, auxquels sont associés des nœuds du réseau, soient représentés par des blocs plus simples mais de formes similaires. Les roues dentées sont alors remplacées par des disques, les arbres tournant par des cylindres, etc. Les résistances thermiques de conduction associées à ces éléments internes peuvent alors être calculées à l'aide des formules classiques, corrigées le cas échéant par des corrélations expérimentales adaptées.

Outre ces résistances thermiques usuelles, une telle modélisation fait aussi apparaître de nouvelles résistances thermiques spécifiques, dont par exemple celle dite de striction. Nous l'avons vu précédemment au §3.2.1., le phénomène de dissipation prépondérant dans de nombreux cas est celui qui a lieu au niveau du point de contact entre les dentures d'un engrènement. La chaleur qui est produite à cet endroit est ensuite divisée en deux flux, évacués par conduction thermique au travers du volume de chacune des roues dentées. Afin de modéliser de manière naturelle la répartition des flux évacués dans chacune des roues, on affecte le contact d'un nœud spécifique, et donc d'une température égale à la *température éclair* initialement défini par Blok [22]. Cette température est différente de la température « de masse » de la roue dentée. Le flux de chaleur transitant entre le point de contact et le volume de la roue est alors obtenu en intercalant entre la température éclair et la température de masse une résistance thermique, dite *de striction* [20]. L'expression de cette dernière est directement issue de la solution de l'équation de la chaleur en milieu semi-infini :

$$\mathcal{R}_{\text{striction}} = \frac{\phi}{b \cdot \chi \cdot \sqrt{2 \cdot \ell \cdot v_r}} \quad (4)$$

avec $\phi = 0,767$, χ l'*effusivité thermique* de la roue concernée, ℓ la *largeur de la surface d'écrasement* (calculée en considérant que le contact est de type hertzien [6]) et v_r la vitesse de roulement moyenne de la roue. On peut citer d'autres exemples de résistances thermiques spécifiques, comme par exemple celle issue de la projection de l'huile sur une roue dentée.

Les autres résistances présentes dans un réseau thermique modélisant une transmission mécanique sont de natures plus classiques, résistances de contact entre deux solides, résistances issues d'échanges convectifs avec des roues en rotation, etc. Seules les formes de ces corrélations sont spécifiques à la nature de l'échange.

3.5. Méthodes de résolution

La méthode des réseaux thermiques, lorsqu'elle est appliquée à un problème *transitoire*, aboutit à la résolution du système différentiel de dimension N suivant :

$$C_j \cdot \frac{dT_j}{dt}(t) + \sum_{k \neq j} \frac{T_j - T_k}{\mathcal{R}_{j,k}} = \dot{Q}_j, 1 \leq j \leq N \quad (5)$$

dans lequel les termes C_j correspondent aux capacités thermiques des différents éléments, et $\mathcal{R}_{i,j}$ et \dot{Q}_j aux résistances thermiques et sources de chaleur vues précédemment. Tous ces termes peuvent potentiellement être dépendants des valeurs de températures T_j qui les concernent,

d'où le caractère non linéaire du problème, et la nécessité d'utiliser une méthode numérique. Par ailleurs, selon que l'élément considéré est un bain d'huile ou un point correspondant à l'engrènement d'une dent sur l'autre, les valeurs numériques associées à ces termes (les C_j par exemple) peuvent grandement varier, ce qui rend le système (5) « raide », c'est-à-dire sensible aux erreurs d'arrondis et nécessitant l'utilisation d'une méthode à pas variable, par exemple de type Adams.

4. Application de la méthode des réseaux thermiques à une boîte de vitesses automobile

L'approche générale présentée est utilisée pour modéliser des transmissions mécaniques de complexités et d'utilisations variées, telles que des réducteurs ferroviaires [19] ou des boîtes de vitesses (BdV) automobiles [16, 20, 21]. Dans ce dernier cas, un code de calcul a été spécialement développé au sein de l'ECAM, qui permet la simulation du comportement d'une boîte automobile à 6 rapports de type ML6C fabriquée par PSA. Le réseau en question, présenté sur la Figure 1, est composé de 44 nœuds correspondant aux éléments internes importants de la BdV. Les nœuds 37 à 44 correspondent aux différents engrènements. Ici les arbres primaire et secondaire sont couplés par le nœud 37 alors que 38 correspond à l'engrènement du différentiel. Dans le 1^{er} cas, la chaleur dissipée est évacuée au travers de résistances de striction jusqu'aux roues 25 et 32 (les températures de masse des différentes roues dentées sont repérées par les nœuds 19 à 36). Une partie de la chaleur produite est transmise aux arbres tournant 14 et 15 (arbres : 13 → 18) et enfin à l'huile (nœud 5). L'huile est en contact direct avec le carter de la boîte (nœud 2) qui lui même échange de la chaleur avec le milieu ambiant (nœud 1). Les nœuds 7 à 12 correspondent aux roulements.

Un des premiers résultats que l'on peut tirer d'un tel modèle est par exemple le couple résistant à vide qu'oppose la BdV, issu donc des seules pertes indépendantes de la charge, en

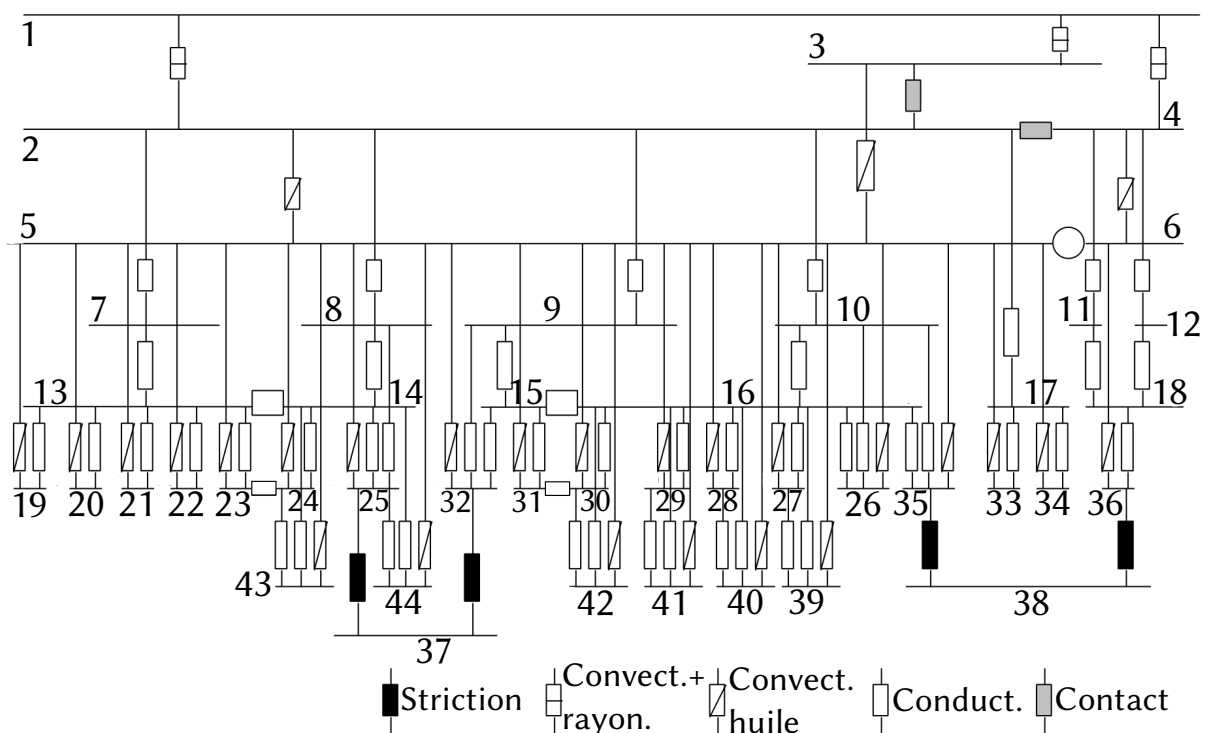


Figure 1 : Réseau thermique utilisé pour modéliser une BdV à 6 rapports de type ML6C [21].

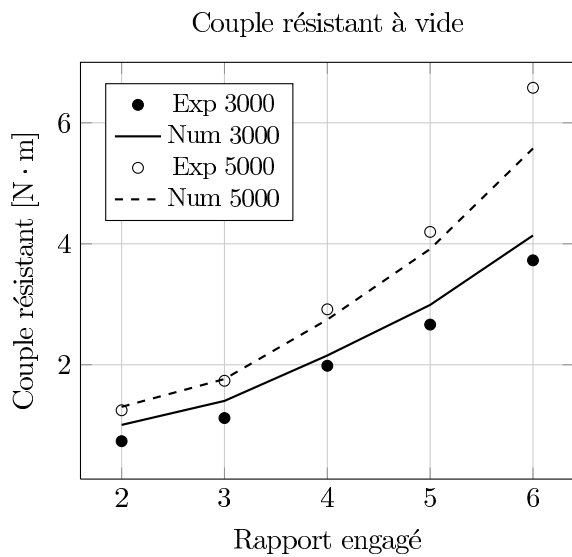


Figure 2 : Évolutions théorique (Num) et expérimentale (Exp) du couple résistant à vide de la BdV ML6C pour des vitesses d'entrée de 3000 tr/min et 5000 tr/min.

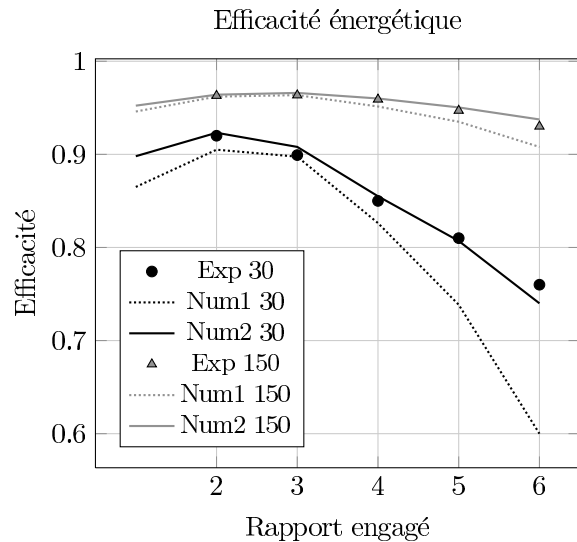


Figure 3 : Efficacité de la BdV pour deux couples d'entrée de 30 N · m et 150 N · m à 5000 tr/min : résultats expérimentaux (Exp), numérique sans réseau thermique (Num1) et avec utilisation d'un réseau thermique (Num2).

fonction du rapport engagé et de la vitesse d'entrée. La comparaison entre les résultats d'essais et ceux obtenus par le code de calcul sont présentés sur la Figure 2 et permettent de valider la pertinence des modèles utilisés pour représenter ces pertes (§3.3.). Mais l'importance du réseau thermique est mieux mise en évidence par un autre résultat, celui de l'évolution de l'efficacité énergétique η de la BdV, pour une vitesse de rotation donnée, en fonction du couple mécanique appliqué et du rapport engagé. Les valeurs expérimentales (Exp), numériques calculées à l'aide du code en question utilisant le réseau thermique (Num2) et à l'aide d'un modèle plus simple isotherme (Num1), sont présentées sur la Figure 3 [21]. Pour deux valeurs très différentes du couple mécanique d'entrée, respectivement de 30 et 150 N · m, on constate que l'utilisation d'un réseau thermique permet bel et bien d'estimer avec une plus grande précision l'efficacité énergétique du système.

5. Conclusion

Une transmission mécanique est souvent un système complexe, composé de pièces de natures et de formes hétérogènes, en mouvement les unes par rapport aux autres à des vitesses parfois variables. Les phénomènes de dissipation qui limitent les performances de ce type de convertisseurs sont eux aussi de natures variées (frottements solides, mouvements de fluides divers, etc.), fréquemment couplés les uns aux autres, et caractérisés de plus par des échelles dimensionnelles très différentes. Les progrès continus demandés à ces systèmes, qu'il s'agisse d'efficacité énergétique, de robustesse ou de rentabilité économique, nécessitent cependant de disposer de modèles numériques suffisamment fiables et précis. Ces derniers doivent par ailleurs se prévaloir de temps de calcul compatibles avec les besoins courants de conception.

Le *réseau thermique* par sa simplicité et sa légèreté, se révèle être un outil particulièrement bien adapté à une telle tâche. Il permet l'introduction de couplages, la prise en compte de non linéarités et d'échelles dimensionnelles très variées, ainsi que l'utilisation aisée de corrélations

expérimentales.

Dans un contexte scientifique aussi appliqué que celui-là, une telle méthode de modélisation devra évoluer dans la même direction que les technologies qu'elle décrit, et permettre d'aider à l'amélioration progressive des systèmes de transmission mécanique ainsi qu'à l'extension de leur applicabilité à des domaines de fonctionnement encore aujourd'hui peu fréquentés, comme les grandes vitesses de rotation par exemple.

Références

- [1] J. P. Holman, *Heat Transfer*, McGraw-Hill (2010).
- [2] C. Changenet, *Analyse du Comportement Thermique de Systemes pour agir sur l'Efficacite Énergétique*, Habilitation à Diriger la Recherche, INSA de Lyon (2012).
- [3] E. Buckingham, *Analytical Mechanics of Gears*, Dover (2002).
- [4] P. Velex et F. Ville, An Analytical Approach to Tooth Friction Losses in Spur and Helical Gears—Influence of Profile Modifications, *Journal of Mechanical Design*, 131-101008 (2009) 1–10.
- [5] J. Frêne et H. Zaïdi, Introduction à la tribologie, *Techniques de l'Ingénieur*, TRI100 (2011).
- [6] A. I. Lurie, *Theory of Elasticity*, Springer (2005).
- [7] Y. Diab, *Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages à grande vitesse. Applications aux réducteurs industriels et aux machines textiles*, thèse de doctorat, INSA de Lyon (2005).
- [8] G. H. Benedict et B. W. Kelley, Instantaneous coefficients of gear tooth friction, *Tribology Transactions*, 4 (1961) 59–70.
- [9] A. A. Seireg, *Friction and Lubrication in Mechanical Design*, Marcel Dekker (1998).
- [10] T. A. Harris, *Rolling Bearing Analysis*, Wiley (1991).
- [11] Y. Marchesse, C. Changenet, F. Ville and P. Velex, Numerical investigations on drag coefficient of balls in rolling element bearings, *Proc. of the STLE Annual Meeting and Exhibition* (Detroit, États-Unis, 2013).
- [12] F. Pouly, C. Changenet, F. Ville, P. Velex, et B. Damiens, Power Loss Predictions in High-Speed Rolling Element Bearings Using Thermal Networks, *Tribology Transactions*, 53 (2010) 957–967.
- [13] C. Changenet et P. Velex, A Model for the Prediction of Churning Losses in Geared Transmissions—Preliminary Results, *Journal of Mechanical Design*, 129 (2007) 128–133.
- [14] C. Changenet et P. Velex, Housing Influence on Churning Losses in Geared Transmissions, *Journal of Mechanical Design*, 130-062603 (2008) 1–6.
- [15] G. Leprince, C. Changenet, F. Ville et P. Velex, Investigations on Oil Flow Rates Projected on the Casing Walls by Splashed Lubricated Gears, *Advances in Tribology*, 365414 (2012), 1–7.
- [16] G. Leprince, *Pertes mécaniques par frottement et lubrification dans une boîte de vitesses*, thèse de doctorat, INSA de Lyon (2011).
- [17] Y. Marchesse, C. Changenet, F. Ville et P. Velex, Investigations on CFD Simulations for Predicting Windage Power Losses in Spur Gears, *Journal of Mechanical Design*, 133-024501 (2011) 1–7.
- [18] Y. Diab, F. Ville, P. Velex et C. Changenet, Windage Losses in High Speed Gears—Preliminary Experimental and Theoretical Results, *Journal of Mechanical Design*, 126 (2004) 903–908.
- [19] C. Changenet, M. Denis et J.D. Nast, Thermal Study of Railway Reduction Gears, *Proc. International Conference on Gears* (Dresde, Germany, 1996), 461–472.
- [20] C. Changenet, *Modélisation du comportement thermique des transmissions par engrenages*, thèse de doctorat, INSA de Lyon (2006).
- [21] C. Changenet, X. Oviedo-Marlot et P. Velex, Power Loss Predictions in Geared Transmissions Using Thermal Networks—Applications to a Six-Speed Manual Gearbox, *Journal of Mechanical Design*, 128 (2006) 618–625.
- [22] H. Blok, Theoretical Study of Temperature Rise at Surface of Actual Contact Under Oiliness Lubricating Conditions, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, General Discussion on Lubrication and Lubricants*, 2 (1937) 222–235.