

# Optimisation des corrections de dentures aéronautiques à l'aide d'un algorithme par essaim particulaire

C. LAGRESLE<sup>a</sup>, JP. de VAUJANY<sup>a</sup>,  
M. GUINGAND<sup>a</sup> et B. FULLERINGER<sup>b</sup>

- a. Univ Lyon, INSA-Lyon, CNRS UMR5259, LaMCoS, F-69621, France, jean-pierre.devaujany@insa-lyon.fr  
b. SAFRAN Helicopter Engines, SAFRAN Group, DT/MD/TRM, France

## Résumé :

*Dans le domaine aéronautique, les engrenages ont un rôle primordial au niveau des organes de transmission de puissance. Ils permettent d'importantes réductions de vitesse de rotation tout en transmettant de fortes puissances. L'optimisation d'un engrenage permet d'améliorer la qualité de l'engrènement et sa durée de vie. De nombreux paramètres affectent directement ou indirectement son comportement mécanique: macro-géométrie (nombre de dents, module...), micro-géométrie (correction des flancs des dents...), montage (désalignement des axes...), conception des supports de denture (jante, voile...), conditions de fonctionnement (couple, vitesse de rotation...). Dans ce travail, nous nous intéressons au comportement quasi-statique de l'engrenage (engrènement d'un pignon avec une roue), en considérant la répartition de la charge entre les différentes dents, l'erreur de transmission sous charge, les contraintes en pieds de dents, les facteurs PV (pression, vitesse de glissement). Un modèle numérique existant à disposition chez SAFRAN-HE a permis de calculer de nombreux cas d'études pour ces conditions quasi-statiques.*

*Afin d'optimiser l'engrenage, plusieurs méthodes méta-heuristiques sont déjà utilisées dans le domaine de la mécanique comme les algorithmes génétiques. Dans le cadre de notre travail, l'optimisation par essaim particulaire a été programmée. Cette méthode permettant une convergence rapide a été adaptée afin d'explorer au mieux les solutions avec de multiples objectifs. L'algorithme a été utilisé afin d'optimiser les corrections des flancs de denture (longueurs et profondeurs des corrections pour la micro-géométrie) afin de diminuer les fluctuations de l'erreur de transmission sous charge (sources de nuisances sonores et d'excitation lors de l'engrènement), les pics de pression sur les flancs des dents et d'améliorer la localisation de la portée de contact sur le flanc. Une comparaison des résultats est réalisée par rapport à des méthodes analytiques, afin de diminuer les fluctuations de l'erreur de transmission pour certaines géométries d'engrenages cylindriques. L'étude est étendue à de l'optimisation multi-objectifs pour des dentures aéronautiques à géométrie plus complexe avec l'introduction de jante fine et de présence de voile. La robustesse des solutions optimisées est aussi discutée.*

## Abstract :

*In the aeronautical field, gears have a primary role in the power transmission. They allow significant reductions in rotation speed while transmitting high power. The optimization of a gear allows to improve the quality of the meshing and its lifetime. Many parameters affect directly or indirectly its mechanical behavior: macro-geometry (number of teeth, module ...), micro-geometry (tooth modifications ...), assembly (misalignment of the axes ...), design of the supports of teeth (rim, web...), operating conditions (torque, speed of rotation ...). In this work, we are interested in the quasi-static behavior of the gear (meshing of a pinion with a wheel), considering the distribution of the load between the different teeth, the transmission error under load, the stresses in tooth roots, PV factors (pressure, slip speed). A numerical model available at SAFRAN-HE allows to calculate numerous case studies for these quasi-static conditions.*

*In order to optimize gears, several meta-heuristic methods are already used in the field of mechanics such as genetic algorithms. As part of our work, particle swarm optimization has been programmed. This fast convergence method has been adapted to best explore solutions with multiple objectives. The algorithm was used to optimize tooth flank corrections (lengths and depths of corrections for micro-geometry) in order to reduce the fluctuations of the transmission error under load (sources of noise and excitation during meshing), pressure peaks on the tooth flanks and improve the location of the contact area on the flank. A comparison of the results is made with respect to analytical methods, in order to reduce the fluctuations of the transmission error for some cylindrical gear geometries. The study is extended to multi-objective optimization for aeronautical teeth with more complex geometry with the introduction of thin rim and web presence. The robustness of the optimized solutions is also discussed.*

**Mots clefs : Optimisation, engrenage, géométrie, corrections**

## 1 Introduction

L'optimisation multicritères des engrenages dans les transmissions de puissance est délicate. En effet, il est difficile de définir la solution optimale globale d'un problème aussi complexe. Il est également impossible d'évaluer chaque solution dans l'espace de recherche. Les approches méta-heuristiques sont des méthodes stochastiques, ce qui signifie également être en mesure de faire face à l'explosion combinatoire de solutions possibles [1]. L'utilisation d'un tel outil d'optimisation méta-heuristique est donc préférable.

De nombreux algorithmes résolvant des problèmes d'optimisation du monde réel s'inspirent des lois et des principes de la nature [2]. Le plus largement utilisé est probablement l'algorithme génétique (AG), basé sur la théorie de l'évolution de Darwin et adapté en tant que méthode de résolution de problèmes de John Holland [3]. Une population de solutions potentielles au problème est répartie dans un espace de recherche. Une nouvelle génération de la population est créée en utilisant des opérateurs tels que des agents de croisement, de mutation et de sélection. Ce processus est répété alors que l'algorithme ne remplit pas son critère d'arrêt.

Ghribi [4] a mis en œuvre un algorithme génétique NGSA-II pour améliorer les performances des engrenages cylindriques à dentures droite et hélicoïdale en utilisant des corrections du profil de la

dent. Les engrenages ont été optimisés selon plusieurs critères de conception, tels que les fluctuations d'erreur de transmission et / ou le produit pression-vitesse. L'influence des formes de correction des dents est également présentée dans son travail. Carbonelli [5] a utilisé un algorithme PSO pour réduire la réponse vibro-acoustique de la cascade de transmission d'un camion. L'objectif principal était de minimiser le bruit induit par les excitations internes sur des plages de couples multiples, tout en tenant compte des dispersions géométriques possibles. Plus récemment, Chapron [6] a proposé un critère de conception pour la définition des corrections de la forme des dents et a utilisé un algorithme génétique pour réduire les charges dynamiques des dents sur les systèmes planétaires. La résolution du contact pendant le maillage prend beaucoup de temps. Comme un algorithme génétique requiert une taille de population décente, plusieurs dizaines d'individus selon Roeva [7], notre attention a rapidement été portée sur l'algorithme d'optimisation d'essaims de particules présenté ci-dessous.

## 2 Algorithme

### 2.1 Optimisation basique d'Essaim Particulaire (OEP)

L'optimisation des essaims de particules (OEP ou PSO) doit son origine au travail de Kennedy et d'Eberhart en 1995 et résulte de l'observation de mouvements collectifs complexes de groupes d'oiseaux [8]. Un essaim, également appelé population, est un ensemble de solutions d'individus au problème d'optimisation complexe. Initialement, ces individus sont répartis de manière aléatoire dans l'espace de recherche à N dimensions, c'est-à-dire le nombre de paramètres de contrôle. La qualité de chaque individu est évaluée sur ses propres résultats pour le classement de toutes les solutions. Connaissant la solution actuellement la meilleure, l'algorithme crée une nouvelle génération de la population en modifiant tous les paramètres de contrôle de chaque solution afin d'améliorer sa qualité. Tout ce processus d'évaluation, de classement et de déplacement est effectué jusqu'à ce qu'un critère d'arrêt soit atteint.

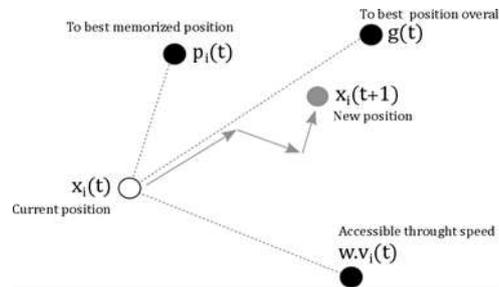


Figure 1: Déplacements des individus.

Le déplacement de chaque solution potentielle au problème donné est régi par les équations 1 et 2 et décomposé en trois composantes principales : la composante physique, qui décrit le fait qu'une particule a tendance à suivre sa direction de mouvement, la composante cognitive, reflétant la tendance d'un candidat à revenir à sa propre solution la plus connue et à la composante sociale, caractérisant l'intention d'une solution d'atteindre la meilleure position trouvée par le meilleur de ses voisins (Figure 1). L'équation décrivant la vitesse (équation 1) et la position (équation 2) sur le paramètre de contrôle  $j$  de l'individu  $i$  au temps  $t+1$  sont les suivantes :

$$v_{ij}(t+1) = \omega \cdot v_{ij}(t) + c_1 r_1 \cdot (p_{ij}(t) - x_{ij}(t)) + c_2 r_2 \cdot (g_j(t) - x_{ij}(t)) \quad (1)$$

$$x_{ij}(t+1) = x_{ij}(t) + v_{ij}(t+1) \quad (2)$$

où  $\omega$  représente l'inertie de l'individu,  $c_1$  et  $c_2$  sont des constantes appelées coefficients d'accélération contrôlant les composantes cognitives et sociales du déplacement,  $r_1$  et  $r_2$  sont des nombres aléatoires

compris entre 0 et 1. La position actuelle de l'individu est  $x_{ij}$ . De nombreux auteurs ont proposé des ajustements ou des modules afin d'améliorer l'algorithme de base des PSO : création de sous-populations, forces d'attraction-répulsion, distribution initiale utilisant l'échantillonnage par hypercube latin etc. [9-13]. Toutes ces mesures correctives augmentent inévitablement le nombre de paramètres de configuration requis et doivent être ajustées à chaque problème d'optimisation.

## 2.2 Algorithme MO-TRIBES

Pour une application industrielle, un OEP associé à un module correctif sera trop sensible aux modifications des paramètres de contrôle. Clerc [15] a développé un algorithme auto-adaptatif mono-objectif basé sur un OEP et appelé TRIBES. Aucun paramètre de contrôle n'est requis, à l'exception de la définition du problème donné et d'un critère d'arrêt: les autres paramètres de contrôle sont ajustés automatiquement. Cooren [14] a perfectionné cet algorithme et a proposé sa version multi-objectifs, MO-TRIBES.

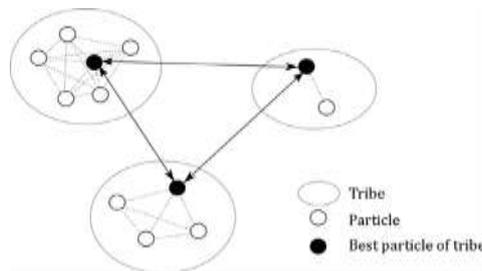


Figure 2 : TRIBES : Organisation des individus et des tribus.

Le cœur de TRIBES est basé sur la subdivision de l'essaim en plusieurs tribus de tailles différentes (Figure 2). Initialement, un individu est libéré dans l'espace de recherche. S'il n'augmente pas sa qualité au cours des premières générations, une autre tribu sera créée avec de nouveaux individus. Les tribus sont classées en bonnes et mauvaises tribus, en fonction du nombre de candidats qui ont pu améliorer leurs performances. Les bonnes tribus tentent d'éliminer leurs pires individus alors que les mauvaises tribus participent à la création de nouveaux individus. Le processus de création de tribus, d'ajout ou de suppression de solutions se produit lorsqu'un ordre de redistribution a été défini par l'analyse du nombre de liens existants entre les individus et du nombre d'itérations jusqu'à présent [15]. La mémoire d'individu est augmentée de un et permet la sauvegarde des deux dernières positions. Selon son historique de performances, le prochain mouvement de chaque solution est choisi entre un pivot, un pivot perturbé ou un déplacement local par des Gaussiens indépendants. Les lecteurs intéressés peuvent se reporter aux travaux de Clerc [15] et de Cooren [14] pour des détails plus spécifiques sur la stratégie de déplacement, la création et la destruction de particules et la communication entre les tribus.

## 3 Applications

Le modèle numérique utilisé par SAFRAN Helicopter Engines repose sur le savoir-faire du Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS). Trois étapes principales sont nécessaires pour évaluer le comportement quasi statique des engrenages avec ce modèle numérique: la définition des profils de denture, la simulation de la cinématique à vide et le calcul de la répartition de la charge, en tenant compte des déformations des surfaces proches de la zone de contact et des effets globaux de déflexion des corps, y compris les voiles, les jantes, les dents et les arbres. La même méthodologie de résolution a été utilisée et appliquée pour les engrenages cylindriques à denture droite et hélicoïdale [16], les engrenages face [17], les engrenages spiro-coniques [18] et les engrenages à vis sans fin [19].

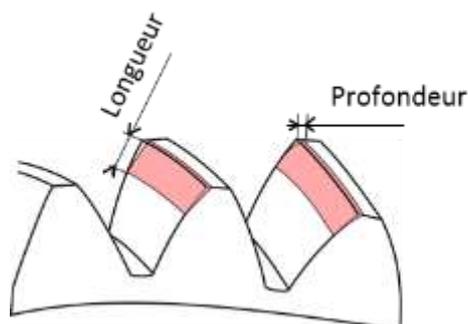


Figure 3 : Corrections de profil des dents.

Dans les applications présentées ci-dessous, un algorithme MO-TRIBES est utilisé afin d'optimiser le comportement quasi-statique d'un engrenage dont la géométrie est détaillée dans le tableau 1. Chaque membre d'une population donnée est l'engrenage étudié avec des corrections spécifiques en tête de dents (Figure 3), ajustées à chaque génération pour améliorer ses résultats. Dans cette étude, deux objectifs multiples et réalisables seront utilisés : la minimisation de la pression de contact maximale sur le flanc de la dent et la minimisation de la valeur quadratique moyenne (RMS) du signal de l'erreur de transmission (ET) sous charge lors de l'engrènement. L'algorithme est également capable de réduire d'autres paramètres d'engrenage tels que le facteur pression-vitesse et / ou les contraintes en pied de denture.

**Table 1 : Paramètres de l'engrenage étudié.**

		<i>Pinion</i>	<i>Roue</i>
<i>Nombre de dents</i>	[-]	24	35
<i>Module</i>	[mm]	3.0	
<i>Angle de pression</i>	[°]	20.0	
<i>Angle d'hélice</i>	[°]	0.0	
<i>Largeur dent</i>	[mm]	30	30
<i>Couple <math>C_m</math></i>	[Nm]	287	418
<i>Coefficient de déport</i>	[-]	0.36	-0.36
<i>Entraxe</i>	[mm]	88.5	
<i>Rapport de conduit apparent <math>\varepsilon_a</math></i>	[-]	1.603	

Dans cet article, les corrections en tête de dent sont définies comme symétriques, c'est-à-dire identiques sur le pignon et la roue. Pour les études suivantes, tous les résultats sont comparés au cas initial, sans correction du profil et sans jante mince.

### 3.1 Optimisation de l'engrenage par les Algorithmes

#### 3.1.1 Optimisation de l'Erreur de Transmission

La courbe dite maîtresse est une courbe analytique définissant la profondeur et l'étendue des corrections de profil symétriques réduisant les variations du signal ET [20,21]. Pour les engrenages cylindriques à dentures droite et hélicoïdale, avec une rigidité d'engrènement par unité de largeur supposée constante pendant l'engrènement, les auteurs ont montré que les variations de ET sous charge sont minimisées pour des corrections de profil régies par l'équation ci-dessous :

$$\chi = \frac{E^*}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{2 - \frac{1}{\Gamma/\Gamma_L}} \quad (3)$$

définie pour  $\Gamma \in [0.0; 0.5]$  et avec :

- $\Gamma = l_r / (\varepsilon_\alpha p b_a)$  est l'expression adimensionnée de l'étendue en tête de dent,  $l_r$ , sa longueur le long de la ligne d'action en mm et  $p b_a$ , le pas de base transversal.
- $\Gamma_L = 1 - 1 / \varepsilon_\alpha$
- $E^* = E / \delta_m$  est la profondeur sans dimension de la correction du profil à la tête de la dent,  $E$ , sa profondeur en  $\mu\text{m}$  et  $\delta_m$ , la flèche moyenne définie dans l'équation 4.

$$\delta_m = \frac{C_m}{r b_1 b k_0 \varepsilon_\alpha} \quad (4)$$

$$k_0 = c'_{th} C_M C_R C_B \cos(\beta) \quad \text{with } C_M = 1.0 \quad C_B = 0.8 \quad C_R = 1.0 \quad (5)$$

où la rigidité d'engrènement  $k_0$  est calculée avec la formulation (équation 5) donnée par la norme ISO 6336-1 [22]. Dans la présente étude, la déflexion moyenne  $\delta_m$  est obtenue à l'aide du modèle numérique de SAFRAN. Pour refléter le fait que la rigidité varie au cours de l'engrènement, l'équation 3 peut être pondérée par la fonction  $f(\Gamma, \Gamma_L)$  présentée dans l'équation 6.

$$f(\Gamma, \Gamma_L) = 1.3 - 1.8 * (\Gamma * (2 * \Gamma_L - 5 * \Gamma) + 3 * \Gamma - \Gamma_L) \Rightarrow \frac{E^*}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{2 - \frac{1}{\Gamma / \Gamma_L}} * f(\Gamma, \Gamma_L) \quad (6)$$

Par définition, la courbe maîtresse indique tous les ensembles de corrections de profil (longueurs et profondeurs) susceptibles de minimiser théoriquement la valeur RMS du signal ET. Les corrections courtes et longues sont des modifications de profil avec une valeur de  $\Gamma_{1,2} / \Gamma_L$  proche de 0,5 et 1,0, respectivement. Par rapport aux engrenages non corrigés, de courtes corrections du profil semblent avoir un impact limité sur les fluctuations du signal d'erreur de transmission (Figure 4). Inversement, les longueurs intermédiaires et importantes ont une influence prépondérante, minimisant respectivement la valeur RMS du signal de 88,0 à 90,0% (Tableau 2). L'ensemble des profondeurs et des longueurs de correction, le long de la courbe maîtresse n'ont pas le même poids; les corrections de profil plus longues associées à des formes peu profondes seront préférées dans le cas présent.

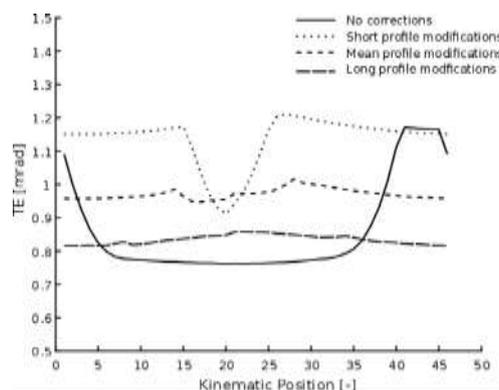


Figure 1 – Erreur de Transmission (ET) pour les corrections de profil courtes, intermédiaires et longues du Tableau 2.

Afin de trouver la forme linéaire optimale en tête de dent, un balayage de l'espace de recherche bidimensionnel doit être effectué. Sur la figure 5 et sur toutes les figures similaires, l'axe des x représente la profondeur sans dimension des corrections de profil  $\chi_{1,2}$  définies dans l'équation 3 et la longueur sans dimension de ces corrections  $\Gamma_{1,2} / \Gamma_L$  est représentée sur l'axe des y. Sur cette même figure, la ligne continue représente la courbe maîtresse de l'équation 3 avec une rigidité

d'engrènement constante par unité de longueur de contact, tandis que la ligne pointillée définit la courbe maîtresse pour une rigidité d'engrènement plus réaliste et fluctuante. Les autres lignes grises représentent les courbes de niveau du RMS du signal ET.

Tableau 2 : Evolution du RMS(ET) le long de la courbe maîtresse.

Corrections de profil	Pignon		Roue		RMS(ET)
	$\Gamma_1/\Gamma_L$	$\chi_1$	$\Gamma_2/\Gamma_L$	$\chi_2$	
<b>Pas de correction</b>	0.00	0.00	0.0	0.0	Ref.
<b>Longue</b>	1,02	0,67	1,02	0,67	-90,0%
<b>Intermédiaire</b>	0,77	1,11	0,77	1,11	-88,0%
<b>Courte</b>	0,63	1,95	0,63	1,95	-56,4%

L'optimisation de MO-TRIBES conduit à une zone densément peuplée dans laquelle les solutions offrant les meilleurs résultats, convergent autour de la forme optimale au sommet de dent. Les solutions de l'approche méta-heuristique coïncident avec la courbe maîtresse en pointillés proposée par Bruyere et al [21] (Figure 5). L'algorithme MO-TRIBES trouve un optimum RMS (ET) diminuant la valeur pour l'engrenage non corrigé de près de 93,0% (tableau 3). Les meilleures solutions globales 5% sont réparties sur une plage relativement large 28% de  $\Gamma_{1,2}/\Gamma_L$  et 21% de  $\chi_{1,2}$ . Ces solutions sont presque optimales car elles réduisent la valeur RMS du signal ET de 92% en moyenne. Ainsi, même si une solution globale minimisant les objectifs existe, toutes les combinaisons proches de cette solution et sur la courbe maîtresse peuvent également être considérées comme optimales.

Table 3 : Optimisation du RMS(ET) : corrections optimales des profils linéaires symétriques sur l'analyse de l'espace de recherche et l'algorithme d'optimisation MO-TRIBES.

Type	Pignon		Roue		RMS(ET)
	$\Gamma_1/\Gamma$	$\chi_1$	$\Gamma_2/\Gamma$	$\chi_2$	
	L		L		
<b>Pas de Correction</b>	0.00	0.00	0.0	0.0	Ref.
<b>Analyse de l'espace</b>	0.89	0.80	0.89	0.80	-90.8 %
<b>MO-TRIBES</b>	1.02	0.64	1.02	0.64	-93.0 %
<b>Optimisation</b>					

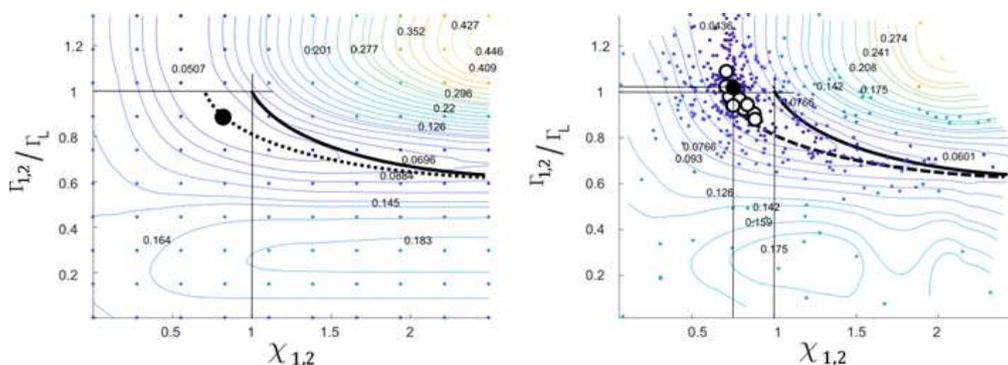


Figure 2 : Optimisation du RMS(ET) : analyse de l'espace (gauche) et approche MO-TRIBES (droite). Enlèvement optimal en tête (point noir) et 5% des meilleures solutions (cercle noir).

L'équation 3 nécessite des corrections de profil identiques sur le pignon et la roue. La dissociation des formes en tête de roue et de pignon entraîne une diminution supplémentaire de la valeur d'erreur de transmission optimale de 26% (Figure 6 (droite)). Comme on peut le voir sur cette même figure, les corrections de profil symétriques et asymétriques ne sont pas très éloignées, compte tenue de la portée de l'espace de recherche dans chaque dimension. Par rapport aux engrenages non corrigés, le gain obtenu sur la valeur de ET en utilisant des corrections de profil asymétriques est faible dans l'exemple étudié.

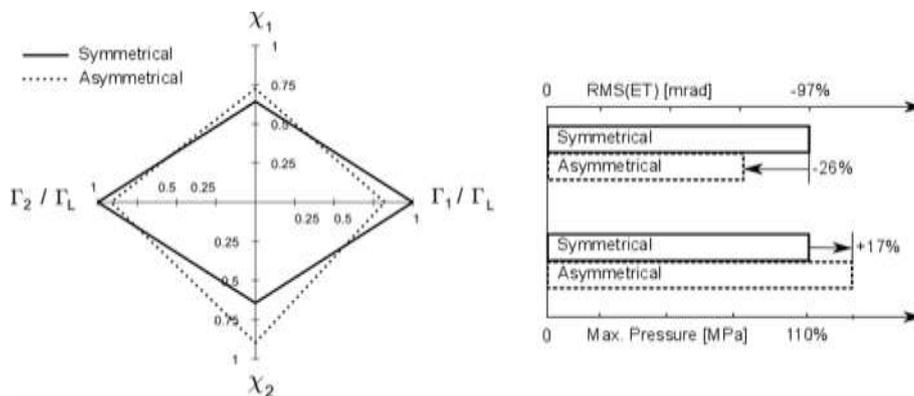


Figure 3 : Correction optimale du profil linéaire symétrique (ligne pleine) vs correction optimale du profil asymétrique (ligne pointillée).

### 3.1.2 Ajout d'une jante mince

Les courbes maîtresses définies ci-dessus permettent de prévoir les corrections nécessaires pour réduire les fluctuations des signaux ET des engrenages avec des supports de denture massifs. Cependant, dans l'industrie aéronautique, les engrenages sont souvent conçus avec des rapports puissance / poids élevés afin de maximiser les performances. Pour augmenter la flexibilité, la roue précédemment étudiée est modifiée en ajoutant une jante fine non centrée appelée voile (Figure 7 (à gauche)). 8 trous sont percés dans la voile. Le pignon conserve sa géométrie initiale (jante épaisse sans voile).

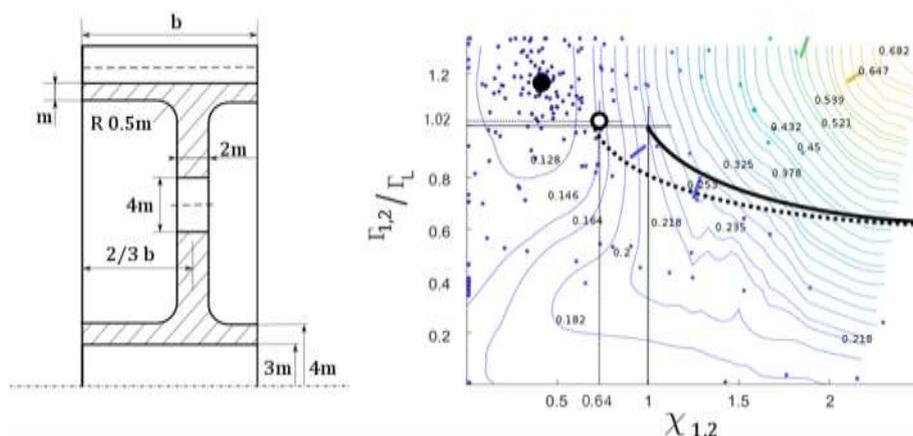


Figure 4 : Géométrie de la jante mince (gauche). Optimisation RMS (ET) avec corrections de profil symétriques linéaires (à droite). Optimum global pour l'engrenage à jante mince (point noir) et pour la géométrie initiale (cercle noir).

Cette modification de conception entraîne une forte diminution de la rigidité du corps, de sorte que la zone de contact est déplacée sur le côté des flancs de denture, suivant leur largeur. De plus, la valeur moyenne de ET chargée est fortement augmentée en raison de la flexion de la jante mince. Cependant, le signal reste presque identique et est juste décalé: ses valeurs crête à crête et RMS sont très similaires à celles du cas à roue pleine. Les formes en tête avec des longueurs importantes et avec de faibles profondeurs sont à nouveau préférées pour optimiser le signal d'erreur de transmission (Figure 7 (droite)). Pour des corrections de profil plus profondes, la qualité des solutions diminue considérablement et ne correspond plus à la courbe maîtresse. L'approche méta-heuristique montre sa robustesse en permettant d'optimiser de tels engrenages très flexibles. La roue est modélisée avec sa conception initiale (jante épaisse et sans voile) pour les études suivantes.

### 3.1.3 Optimisation de la pression de contact maximale

Outre l'optimisation de la valeur du signal d'erreur de transmission, la pression de contact maximale sur le flanc de la dent doit également être minimisée. Pour les corrections de profil symétriques linéaires sur le pignon et la roue, l'algorithme converge vers une zone faible de l'espace de recherche (Figure 8 (gauche)). La longueur de la correction en tête ne semble pas avoir d'influence significative sur la pression de contact maximale globale au cours de l'engrènement. La profondeur de ces corrections de profil a toutefois un impact considérable sur l'objectif actuellement étudié. Pour une telle optimisation, seuls les formes superficielles ont un effet bénéfique et seront donc privilégiées.

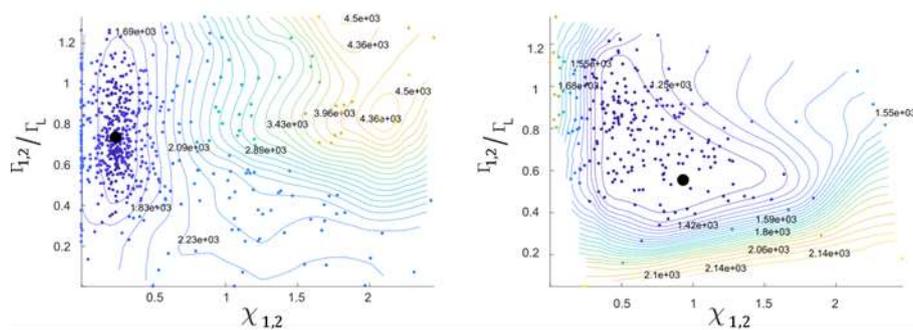


Figure 5 : Optimisation de la pression de contact maximale pour des corrections de profil linéaire (gauche) et quadratique (droite).

Dans sa thèse, Ghribi [4] est arrivé à la même conclusion. Dans le contexte des formes de correction en tête quadratiques, la zone optimale est beaucoup plus large : les longueurs de correction du profil optimal semblent similaires à celles rencontrées avec des formes en tête linéaires mais légèrement plus profondes. Une telle optimisation réduit la pression de contact globale sur les flancs de l'engrenage de près de 38,4% pour une correction de profil linéaire symétrique et de 41,9% pour une configuration quadratique (tableau 4).

Tableau 4 : Optimisation de la pression de contact: influence de la forme de la correction de profil.

Corrections de profil	Pignon		Roue		RMS(ET)	PR
	$\Gamma_1/\Gamma_L$	$\chi_1$	$\Gamma_2/\Gamma_L$	$\chi_2$		
Aucune	0.00	0.00	0.0	0.0	Ref.	Ref.
Linéaire	0,74	0,23	0,74	0,2 3	-15,5%	- 38, 4%
Quadratique	0.82	0.37	0.82	0.3 7	-10.0%	- 41. 9%

Après avoir appliqué des formes symétriques quadratiques optimales en tête, les surpressions le long du creux du pignon ont été supprimées. Le même comportement apparaît sur la tête des dents de la roue. De plus, la minimisation maximale de la pression de contact devrait réduire le risque de dommages sur les flancs des engrenages travaillant dans des conditions de surpression de contact dans ces zones. En effet, la réduction de la pression de contact diminuera la contrainte de cisaillement maximale sous la surface et réduira donc les dommages dus à la fatigue de contact, tels que les micro-piqûres [23].

### 3.1.4 Approche multi-objectifs

L'algorithme TRIBES, décliné dans sa version MO-TRIBES, est capable d'optimiser plusieurs objectifs en même temps. Dans ce cas, la solution optimale décrira un front, appelé Front de Pareto. Les solutions Pareto-optimales se distinguent difficilement par leur qualité. En effet, il serait impossible d'améliorer la qualité sur un objectif unique sans dégrader celle des autres.

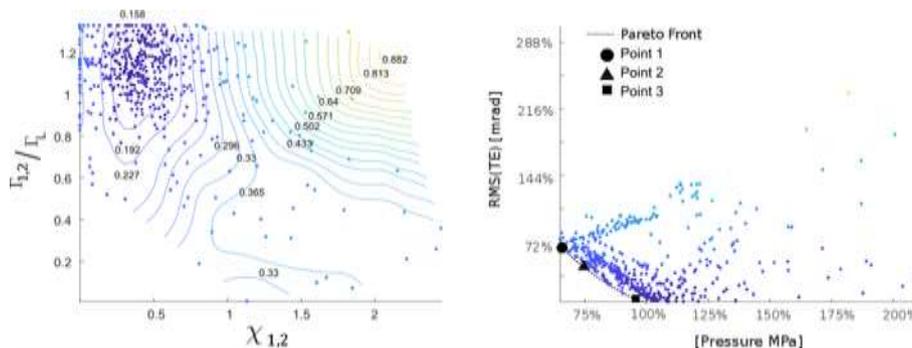


Figure 6 : Approche multi-objectifs: forme en tête symétrique linéaires en minimisant la pression de contact maximale et RMS(ET) (gauche) et le Front de Pareto (droite).

La figure 9 montre la capacité de l'approche méta-heuristique à minimiser les pressions de contact maximales et les fluctuations du signal ET en même temps. Les solutions sur le front de Pareto (ligne pointillée sur la figure 9 (droite)) améliorent la qualité des deux objectifs: du point 1 au point 3, la pression de contact maximale est réduite de 6,5 à 38% et la valeur quadratique moyenne du signal ET de 91,2% à 6,0% par rapport aux engrenages non corrigés (tableau 5). Ces résultats peuvent être expliqués en regardant les Figures 5 et 8: la minimisation de la pression de contact maximale peut être obtenue en utilisant des corrections en tête moins profondes et le RMS du signal d'erreur de transmission est réduit à l'aide de longues corrections en tête. La combinaison des deux solutions

optimales mono-objectif est cohérente avec les solutions multi-objectifs. Comme expliqué précédemment, il n'y a pas de solution optimale dans ce cas multi-objectifs, les meilleures solutions minimisant la valeur RMS de l'erreur de transmission sont également les pires en termes d'optimisation des pressions de contact maximales. Au final, le choix de la meilleure solution relève de la responsabilité de l'utilisateur car contrairement à un ordinateur, il est capable de faire un tel compromis, en fonction de l'application du système de transmission mécanique.

Tableau 5 : Multi-objectifs RMS(ET) et pression de contact: solutions le long du front de Pareto.

Corrections de profil	Pignon		Roue		RMS(ET)	PR
	$\Gamma_1/\Gamma_L$	$\chi_1$	$\Gamma_2/\Gamma_L$	$\chi_2$		
Aucune	0.00	0.00	0.0	0.0	Ref.	Ref.
Front Pareto Point 1	1,20	0,55	1,20	0,55	-91,2%	-6,5%
Front Pareto Point 2	1,02	0,31	1,02	0,31	-43,1%	31,3%
Front Pareto Point 3	0,58	0,23	0,58	0,23	-6,0%	38,0%

### 3.2 Approche robuste: variations des conditions de fonctionnement

Jusqu'à présent, des solutions optimales ont été trouvées pour des conditions de fonctionnement constantes pour un engrenage parfaitement monté. Dans un système de transmission réel, les variations de couple, les gradients de température à l'intérieur de la boîte de vitesses entraînent des déformations du carter et inévitablement des défauts d'alignement des engrenages. Par conséquent, les formes de correction en tête robustes sont des modifications de profil minimisant les objectifs étudiés mais montrant également des variations minimales de ces objectifs lorsqu'ils sont soumis à des défauts d'alignement et à des fluctuations des conditions de fonctionnement.

Chaque individu du problème d'optimisation ci-dessous est défini avec un couple aléatoire et des désalignements pour les plages définies dans le tableau de la figure 10 et tente d'améliorer ses performances malgré ces erreurs de montage et ces variations de couple: même si toute la population parvient à converger vers la même forme optimale en tête, chaque individu sera toujours différent. La figure 10 présente les meilleures corrections trouvées par chaque individu et minimise le RMS de l'ET: la plupart de la population a amélioré ses performances en atteignant des longues corrections en tête. Pour ces corrections de profil, la valeur efficace des signaux ET est réduite de 72 à 92%. En conclusion, ces dernières sont robustes avec les désalignements et les intervalles de couple proposés dans cette simulation.

Variations	Intervalle
Couple [Nm]	[273,300]
Entraxe [mm]	[-0.4,+0.4]
Translation axiale [mm]	[-1.0,+1.0]
Déviations [°]	[-0.1,+0.1]
Inclinaison [°]	[-0.1,+0.1]

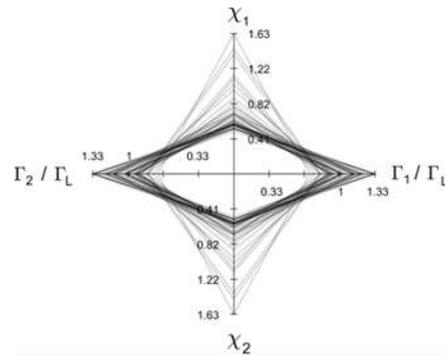


Figure 7 : Variation du couple et désalignements (tableau gauche) et meilleurs profils linéaires symétriques en tête obtenu par chaque individu (figure droite).

## 4 Conclusion

Dans cette étude, une approche méta-heuristique d'optimisation des engrenages a été présentée. L'utilisation de l'algorithme MO-TRIBES permet une large exploration de l'espace de recherche défini et une exploitation raisonnable de l'optimum global. Pour les corrections en tête linéaire symétriques, la comparaison entre les solutions optimales trouvées par l'algorithme et la courbe maîtresse montre un bon accord pour la minimisation de la valeur de l'Erreur de Transmission : les corrections longues sont préférées dans ce cas. L'approche MO-TRIBES a démontré ses avantages en permettant l'optimisation de conception d'engrenages très déformables avec des jantes minces. Pour l'optimisation des pressions de contact, l'algorithme a proposé des corrections longues en tête et de faible profondeurs, plus efficaces pour réduire les pics de pression en tête et en pied de dent. L'optimisation multi-objectifs a permis d'améliorer à la fois les pressions de contact maximales et la valeur efficace (RMS) de l'erreur de transmission. Globalement, l'approche algorithmique montre sa robustesse en optimisant plusieurs paramètres quasi-statiques avec une grande flexibilité de la structure en ce qui concerne les géométries des dents et des jantes, diverses conditions de fonctionnement et les défauts d'alignement de l'assemblage.

À la suite de ces travaux, les études porteront sur l'optimisation des engrenages hélicoïdaux aéronautiques à jantes minces pour deux raisons: premièrement, pour réduire les pressions de contact maximales afin de réduire le risque d'apparition de fatigue en surface et, deuxièmement, pour minimiser le taux d'usure après une usure continue après un certains nombres de cycles de vol. L'estimation de l'usure sera ajoutée au calcul numérique du partage de la charge par engrenage. Des désalignements et des variations de couple seront introduits pour représenter les conditions réelles de fonctionnement.

## Remerciements

Les auteurs souhaitent remercier SAFRAN Helicopter Engines, le groupe SAFRAN, l'ANRT pour leur soutien et la société MECALAM pour leur assistance technique et le codage du code numérique selon les exigences de SAFRAN.

## Références

- [1] Clerc et al. (2004) *Une nouvelle métaheuristique pour l'optimisation difficile : la méthode des essais particuliers*, J3eA, vol. 3, 1-16. doi:10.1051/bib-j3ea:2004007
- [2] Fister et al. (2013) *A brief review of nature-inspired algorithms for optimization* *Elektrotehnikski Vestnik/Electrotechnical Review*, 116-122.

- [3] Holland (1992) *Adaptation in natural and artificial systems: an introductory analysis with applications to biology, control, and artificial intelligence*, MIT press
- [4] Ghribi (2013) *Optimisation des corrections de forme dans les engrenages droits et hélicoïdaux - Approches déterministes et probabilistes*, PhD, INSA De Lyon
- [5] Carbonelli (2012) *Caractérisation vibro-acoustique d'une cascade de distribution poids lourd*, PhD, Ecole Centrale de Lyon
- [6] Vexel et al. (2016) *On transmission errors and profile modifications minimising dynamic tooth loads in multi-mesh gears*, J. Sound Vib., vol. 379, 28-52. doi:10.1016/j.jsv.2016.05.044
- [7] Roeva et al. (2013) *Influence of the population size on the genetic algorithm performance in case of cultivation process modelling*, Comput. Sci. Inf. Syst. (FedCSIS), 2013 Fed. Conf., 371-376. doi:10.1007/978-3-319-12631-9\_7
- [8] Eberhart et al. (1995) *A new optimizer using particle swarm theory*, MHS'95. Proc. Sixth Int. Symp. Micro Mach. Hum. Sci., 39-43. doi:10.1109/MHS.1995.494215
- [9] Medina et al. (2009) *A comparative study of neighborhood topologies for particle swarm optimizers*, dans Proc. Int. Jt. Conf. Comput. Intell., SciTePress - Science and Technology Publications, p. 152-159 doi:10.5220/0002324801520159
- [10] El Dor et al. (2014) *Performance optimization of CMOS second generation current conveyors using a multi-swarm algorithm*, AEU - Int. J. Electron. Commun., **6**, vol. 68, 496-503. doi:10.1016/j.aeue.2013.12.007
- [11] Arasomwan et al. (2013) *On the Performance of Linear Decreasing Inertia Weight Particle Swarm Optimization for Global Optimization*, Sci. World J., vol. 2013, 1-12. doi:10.1155/2013/860289
- [12] Parsopoulos et al. (2007) *Parameter selection and adaptation in Unified Particle Swarm Optimization*, Math. Comput. Model., **1-2**, vol. 46, 198-213. doi:10.1016/j.mcm.2006.12.019
- [13] Coello Coello et al. (2006) *Multi-Objective Particle Swarm Optimizers: A Survey of the State-of-the-Art*, Int. J. Comput. Intell. Res., **3**, vol. 2, 287-308. doi:10.5019/j.ijcir.2006.68
- [14] Cooren (2010) *Perfectionnement des algorithmes d'optimisation par essaim particulière. Applications en génie médical et en électronique*, PhD, Université Paris-Est
- [15] Clerc (2006) *Particle Swarm Optimization*, London, UK, ISTE doi:10.1002/9780470612163
- [16] Cheol Kim et al. (1998) *Stress Analysis of Cylindrical Webbed Spur Gears: Parametric Study*, J. Mech. Des. Trans. ASME, vol. 120, 349-357.
- [17] Guingand et al. (2005) *Quasi-static analysis of a face gear under torque*, Comput. Methods Appl. Mech. Eng., **39-41**, vol. 194, 4301-4318. doi:10.1016/j.cma.2004.10.010
- [18] Teixeira Alves et al. (2013) *Designing and Manufacturing Spiral Bevel Gears Using 5-Axis Computer Numerical Control (CNC) Milling Machines*, J. Mech. Des., **2**, vol. 135, 24502. doi:10.1115/1.4023153
- [19] Jbily et al. (2016) *A wear model for worm gear*, Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci., **7-8**, vol. 230, 1290-1302. doi:10.1177/0954406215606747
- [20] Bruyère et al. (2014) *A simplified multi-objective analysis of optimum profile modifications in spur and helical gears*, Mech. Mach. Theory, vol. 80, 70-83. doi:10.1016/j.mechmachtheory.2014.04.015
- [21] Bruyère et al. (2015) *On the analytical definition of profile modifications minimising transmission error variations in narrow-faced spur helical gears*, Mech. Mach. Theory, vol. 92, 257-272. doi:10.1016/j.mechmachtheory.2015.06.001
- [22] Iso (2006) *NF ISO 6336-1 Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques à dentures droite et hélicoïdale - Part 1*,
- [23] Fernandes et al. (1997) *Surface contact fatigue failures in gears*, Eng. Fail. Anal., **2**, vol. 4, 99-107. doi:10.1016/S1350-6307(97)00006-X