N°d'ordre NNT : 2025ISAL0015

THESE de DOCTORAT DE L'INSA LYON, membre de l'Université de Lyon

Ecole Doctorale ED162
MEGA
(Mécanique, Énergétique, Génie civil, Acoustique)

Spécialité/ discipline de doctorat : Thermique-Énergétique

Soutenue publiquement le 12/02/2025, par :
Antonin Monot

Maintenance prédictive d'un réducteur à engrenages par analyse combinée des températures et des courants

---

Devant le jury composé de :

Bigerelle, Maxence	Professeur	Université de Technologie de Compiègne	Examinateur
Brunetière, Noël	Directeur de recherche	Université de Poitiers	Rapporteur
Changenet, Christophe	Docteur-HDR	ECAM LaSalle - Campus de Lyon	Directeur de thèse
Fabre, Agnès	Maître de conférences - HDR	INSA Strasbourg	Examinatrice
Touret, Thomas	Docteur	ECAM LaSalle - Campus de Lyon	Encadrant de thèse
Ville, Fabrice	Professeur	INSA - Lyon	Co-Directeur de thèse

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Avant-propos

Cette thèse a été financée par REEL, Texelis et Alstom et réalisée dans le cadre du Consortium Industrie Recherche sur les Transmissions mécaniques (CIRTrans) dont elles font toutes trois parties. En plus de celles précédemment citées ce consortium regroupe cinq autres entités industriels (Arquus, Gima, Redex, Safran Helicopter Engines et Volvo) et trois laboratoires de recherche : le LabECAM (ECAM Lassalle – Campus de Lyon), le LaMCoS (INSA Lyon) et le LTDS (Centrale Lyon). L'ensemble de ces acteurs collabore et échange autour de problématiques communes sur le domaine des transmissions de puissance. Ces travaux de recherche ont été suivis par le comité industriel composé de Thierry Grandgeorge (REEL), Frédéric Fayolle (REEL), Loris Gimazane (Alstom) et André Simonneau (Texelis).

Cette thèse a été menée sous la direction de Christophe Changenet (LabECAM), Fabrice Ville (LaMCoS) et Thomas Touret (LabECAM). Le banc d'essais présenté dans cette thèse est la propriété de REEL.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Résumé

Dans le contexte industriel actuel, la fiabilité et la performance des équipements sont des préoccupations majeures. Les transmissions à engrenages sont des éléments essentiels des systèmes mécaniques et sont - pour nombre d'applications industrielles - associées à un moteur électrique. Ces motoréducteurs sont soumis à des contraintes opérationnelles de plus en plus importantes, et leur défaillance peut entraîner des conséquences graves, tant en termes de sécurité que de coûts de maintenance. La maintenance prédictive émerge alors comme une stratégie essentielle afin de garantir leur bon fonctionnement en identifiant les signes avant-coureurs de défaillance et en planifiant de manière optimale les interventions de maintenance.

L'objectif de cette étude est d'étudier le potentiel des approches thermique et électrique pour la maintenance prédictive d'un réducteur à engrenages. Afin de répondre au besoin industriel ces travaux proposent une approche permettant de détecter et localiser des défauts en temps réel en utilisant un nombre limité de capteurs non intrusifs.

Un banc d'essai a été développé à partir d'un treuil de l'entreprise REEL International pour étudier le comportement thermique d'un réducteur à quatre étages. Cette étude présente, dans un premier temps, une méthode pour créer un jumeau numérique thermique du réducteur. Un modèle hybride analytique-expérimental est proposé. Sa structure est basée sur l'approche des réseaux thermiques[2]. Une procédure expérimentale est utilisée pour déterminer certains paramètres critiques du modèle, tel que le coefficient de frottement des dentures. Dans un second temps, la capacité de ce jumeau numérique thermique à réaliser la maintenance prédictive du réducteur est étudiée via l'introduction d'un défaut d'hélice et d'un défaut d'écaillage sur un des pignons. Dans un troisième temps, une étude du module du vecteur de Park des courants statoriques du moteur pour la détection des défauts est présentée en complément de l'approche thermique.

Il résulte de cette étude que le jumeau numérique thermique est capable de prédire précisément le comportement thermique des composants du réducteur (roulements, carter, huile) en utilisant seulement quelques capteurs thermiques. Celui-ci permet la détection et la localisation d'un défaut géométrique à l'engrènement. L'étude du module de Park démontre quant à elle la pertinence de certains indicateurs ainsi que celle de combiner les deux approches pour la surveillance de la transmission.

Mot clés : maintenance prédictive, jumeau numérique, expérimental, thermique, courants statoriques, transmissions par engrenage**,** roulements

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Abstract

In the current industrial context, the reliability and performance of equipment are major concerns. Gear transmissions are essential components of mechanical systems and are often associated with an electric motor for many industrial applications. These gearmotors are subjected to increasingly significant operational stresses, and their failure can lead to serious consequences in terms of both safety and maintenance costs. Predictive maintenance thus emerges as a crucial strategy to ensure their proper functioning by identifying early signs of failure and optimally planning maintenance interventions.

The aim of this study is to explore the potential of thermal and electrical approaches for the predictive maintenance of a gear reducer. To address industrial needs, this work proposes a method for detecting and locating faults in real-time using a limited number of non-intrusive sensors.

A test bench has been developed based on a winch from REEL International to study the thermal behavior of a four-stage reducer. This study first presents a method for creating a thermal digital twin of the reducer. A hybrid analytical-experimental model is proposed, based on the thermal network approach. An experimental procedure is used to determine certain critical parameters of the model, such as the friction coefficient of the gear teeth. In the second part, the ability of this thermal digital twin to perform predictive maintenance of the reducer is examined by introducing a helical fault and a spalling fault on one of the gears. In the third part, a study of the Park vector modulus of the stator currents of the motor for fault detection is presented, complementing the thermal approach.

The results of this study show that the thermal digital twin is capable of accurately predicting the thermal behavior of the reducer's components (bearings, casing, oil) using only a few thermal sensors. It allows for the detection and localization of a geometric fault at the meshing. The study of the Park modulus demonstrates the relevance of certain indicators as well as the benefit of combining both approaches for monitoring the transmission.

Keywords: predictive maintenance, digital twin, experimental, thermal, stator currents, gear transmissions, bearings.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Table des matières

AVANT-PROPOS **1**

REMERCIEMENTS ..... ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

RESUME **3**

ABSTRACT **4**

TABLE DES MATIERES **5**

NOMENCLATURE **7**

INTRODUCTION GENERALE **10**

CHAPITRE I. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE **14**

I.1. INTRODUCTION 14
I.2. DEFAUTS DANS LES TRANSMISSIONS MECANIQUES 14
I.2.a. Type 1 : Défauts dus à la fatigue de contact *14*
I.2.b. Type 2 : les défauts géométriques *16*
I.2.c. Type 3 : les défaillances de lubrification *17*
I.3. MAINTENANCE PREDICTIVE DES TRANSMISSIONS MECANIQUES 17
I.3.a. Analyse des débris dans l'huile *17*
I.3.b. Analyse vibratoire *18*
I.3.c. Analyse de la vitesse instantanée *18*
I.3.d. Analyse des courants d'alimentation moteur *19*
I.3.e. Analyse thermique *19*
I.4. SURVEILLANCE DES TRANSMISSIONS MECANIQUES PAR ANALYSE THERMIQUE 19
I.4.a. Pertes mécaniques des transmissions à engrenages *19*
I.4.b. Influence des défauts sur les températures *21*
I.4.c. Conclusion *25*
I.5. MODELISATION THERMIQUE DES TRANSMISSIONS MECANIQUES 26
I.5.a. Modélisations empiriques *26*
I.5.b. Modélisations « physiques » *27*
I.6. LES JUMEAUX NUMERIQUES : DEFINITIONS, PROPRIETES ET APPLICATIONS AUX TRANSMISSIONS MECANIQUES 29
I.6.a. Définitions et propriétés *29*
I.6.b. Le jumeau numérique dans le domaine des transmissions mécaniques *30*
I.7. SURVEILLANCE DES TRANSMISSIONS MECANIQUES PAR ANALYSE ELECTRIQUE 30
I.7.a. Influence théorique d'un défaut sur les courants statoriques *30*
I.7.b. Analyse du vecteur de Park *31*
I.7.c. Analyse temporelle *32*
I.7.d. Analyse fréquentielle *33*
I.7.e. Analyse temps-fréquence *34*
I.7.f. Conclusion *34*
I.8. CONCLUSIONS ET DISCUSSION 35

CHAPITRE II. LE BANC D'ESSAI ET SON JUMEAU NUMÉRIQUE THERMIQUE **38**

II.1. INTRODUCTION 38
II.2. LE BANC D'ESSAI 39
II.2.a. Configuration *39*
II.2.b. Réducteur *40*
II.2.c. Moteur *42*
II.2.d. Instrumentation *42*
II.2.e. Jumeau numérique *43*
II.3. METHODE DES RESEAUX THERMIQUES 43
II.3.a. Introduction *43*
II.3.b. Réseau thermique du système d'étude *44*

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

II.3.c. Calcul des pertes de puissance *49*
II.4. METHODE DE DEVELOPPEMENT DU JUMEAU NUMERIQUE THERMIQUE 51
II.4.a. Introduction *51*
II.4.b. Sélection des paramètres critiques du modèle *51*
II.4.c. Procédure de détermination des paramètres critiques *54*
II.4.d. Validation du jumeau numérique thermique *61*
II.5. CONCLUSION 67

CHAPITRE III. UTILISATION DU JUMEAU NUMÉRIQUE POUR LA MAINTENANCE PRÉDICTIVE 70

III.1. INTRODUCTION 70
III.2. PROTOCOLE EXPERIMENTAL 70
III.2.a. Introduction d'un défaut géométrique *70*
III.2.b. Essais de caractérisation *71*
III.2.c. Essais d'endurance *71*
III.2.d. Surveillance de la dégradation *72*
III.3. ETUDE DU DEFAUT D'ANGLE D'HELICE : IMPACT THERMIQUE, DETECTABILITE ET LOCALISATION 74
III.3.a. Étude des mesures expérimentales *75*
III.3.b. Étude de la détectabilité grâce au jumeau numérique *76*
III.3.c. Impact du défaut d'hélice sur les pertes à l'engrènement *79*
III.3.d. Identification du composant défectueux *81*
III.3.e. Conclusion sur l'étude du défaut d'angle d'hélice *83*
III.4. ÉTUDE DU DEFAUT D'ECAILLAGE : IMPACT THERMIQUE ET DETECTABILITE 83
III.4.a. Étude des mesures expérimentales *84*
III.4.b. Étude de la détectabilité grâce au jumeau numérique *86*
III.5. INFLUENCE DES DEFAUTS ETUDIES SUR LE COEFFICIENT DE FROTTEMENT 89
III.6. CONCLUSION 91

CHAPITRE IV. ANALYSE DU MODULE DU VECTEUR DE PARK DES COURANTS STATORIQUES 93

IV.1. INTRODUCTION 93
IV.1.a. Transformées de Park et Concordia *93*
IV.1.b. Indicateurs statistiques et géométriques *94*
IV.1.c. Mesures expérimentales *96*
IV.2. ÉTUDE DES INDICATEURS STATISTIQUES DU MODULE DU VECTEUR DE PARK 97
IV.2.a. Système sain *97*
IV.2.b. Influence du défaut d'hélice sur les indicateurs statistiques *101*
IV.2.c. Influence du défaut d'écaillage sur les indicateurs statistiques *103*
IV.3. ETUDE DE LA COURBE DE LISSAJOUS DU MODULE DU VECTEUR DE PARK 106
IV.3.a. Influence du défaut d'hélice *106*
IV.3.b. Influence du défaut d'écaillage *108*
IV.4. CONCLUSION 108

CONCLUSION GENERALE 111

ANNEXE A. MODÉLISATION DES ÉCHANGES THERMIQUES 116

BIBLIOGRAPHIE 121

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Nomenclature

a, b	Paramètres dépendant du type de roulement	(-)
a_c	Demi-longueur de contact dans le sens du glissement	(m)
b_c	Largeur axiale de contact	(m)
b_g	Largeur de dent	(mm)
C	Critère d'optimisation	(K)
CV	Coefficient de variation	(-)
C_0	Charge statique	(kN)
$C_{barbotage}$	Couple de trainée en barbotage	(Nm)
C_f	Coefficient de frottement	(-)
C_{GV}	Couple de l'arbre GV	(Nm)
C_{PV}	Couple de l'arbre PV	(Nm)
C_m	Couple adimensionnel	(-)
C_{mot}	Couple moteur	(Nm)
C_0	Couple fixe	(Nm)
C_c	Amplitude du couple oscillatoire	(Nm)
c_i	Capacité calorifique massique	$(\mathrm{J.kg^{-1}K^{-1}})$
D_p	Diamètre primitif de la roue dentée	(mm)
d	Diamètre des billes	(m)
d_i	Diamètre de l'arbre	(mm)
d_m	Diamètre moyen du roulement	(m)
E_j	Ecart relatif moyen de température entre les valeurs numériques et expérimentales au nœud j	(-)
e	Longueur de conduction	(m)
F	Charge normale	(N)
f_c	Fréquence caractéristique d'un défaut	(s^{-1})
f_r	Vitesse de rotation relative entre les bagues d'un roulement	(s^{-1})
f_s	Fréquence fondamentale du stator	(s^{-1})
f_0, f_1	Paramètres de Harris	(-)
G_r	Nombre de Grashoft	(-)
H_v	Paramètre dépendant de la géométrie de l'engrenage	(-)
h	Coefficient d'échange convectif	$(\mathrm{W.m^{-2}.K^{-1}})$
h_c	Hauteur du carter	(m)
$I_{a,b,c}$	Courant des phases a, b et c	(A)
$I_{d,q}$	Composantes du vecteur de Park	(A)
I_p	Vecteur de Park	(A)
j	Un entier	(-)
K	Kurtosis	(-)
k	Conductivité thermique	$(\mathrm{W.m^{-1}.K^{-1}})$
$\bar{k}$	Conductivité thermique équivalente	$(\mathrm{W.m^{-1}.K^{-1}})$
L_c	Longueur caractéristique	(m)
l_i	Dimension géométrique du nœud i	(m)
M_0	Couple de pertes indépendant de la charge	(N.mm)
M_1	Couple de pertes dépendant de la charge	(N.mm)
m	Masse	(kg)
m_i	Masse du nœud i	(kg)
N	Vitesse de rotation	(tr/min)
N_e	Taille de l'échantillon	(-)

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

N_j	Nombre de points de l'essai j	(-)
N_R	Nombre d'essais de référence	(-)
n	Nombre de billes d'un roulement	(-)
P_1	Charge équivalente	(N)
$P_{engrènement}$	Pertes de puissance à l'engrènement	(W)
$P_{entrée}$	Puissance en entrée de transmission	(W)
P_{in}	Puissance transmise	(W)
P_{joints}	Pertes de puissance des joints	(W)
P_{Pertes}	Pertes de puissance totales de la transmission	(W)
P_r	Nombre de Prandtl	(-)
$P_{roulement}$	Pertes de puissance des roulements	(W)
P_{sortie}	Puissance en sortie de transmission	(W)
Q_{pertes}	Energie dissipée dans l'air	(J)
R_a	Rugosité arithmétique	(µm)
R_e	Nombre de Reynolds	(-)
R_{eq}	Rayon de courbure équivalent	(mm)
$R_{Th}(i,j)$	Résistance thermique entre deux nœuds i et j	(K/W)
$R_{Th\,eq}$	Résistance thermique équivalente	(K/W)
r	Rayon des éléments roulants	(m)
r_p	Rayon primitif de l'engrenage	(m)
S	Surface d'échange	(m^2)
S_m	Surface immergée de l'engrenage	(m^2)
T_i	Température du nœud i	(K)
$[T_p]$	Matrice de transformation de Park	(-)
t	Temps	(s)
t_1, t_2	Constantes de temps	(s)
U	Coefficient de transfert thermique global	$(W.M^{-2}.K^{-1})$
u	Rapport de réduction	(-)
V	Vitesse de l'air	(m/s)
$V_{j,t}$	Variation relative de température entre les valeurs numériques et expérimentales au nœud j et au temps t	(-)
V_R	Vitesse de roulement	(m/s)
V_T	Vitesse de rotation tangentielle des pales du moteur	(m/s)
X_L	Facteur de lubrification	(-)
x_i	Point i du signal x	(-)
x_p	Valeur crête du signal x	(-)
Z_1	Nombre de dents du pignon	(-)
α	Paramètre optimisé lié à la vitesse de l'air projetée sur le carter	(-)
α_e	Angle de contact	(°)
β	Angle d'hélice	(°)
β_b	Angle d'hélice de base	(-)
β_c	Angle de pression	(-)
γ	Paramètre optimisé dépendant du couple matériau-lubrifiant	(-)
ΔP	Ecart entre les pertes simulées et expérimentales	(W)
ΔT	Variation de température entre deux nœuds	(K)
ΔT_i	Variation de température du nœud i	(K)
ΔT_{moy}	Variation de température moyenne	(K)
$\Delta T_{moy,\ max}$	Variation de température moyenne maximale	(K)
δ_i	Hauteur de S_{2_i}	(m)
ε	Emissivité du matériau	(-)
ε_α	Rapport de conduite	(-)
$\varepsilon_{1,2}$	Rapports de conduite d'approche	(-)

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

η_{huile}	Viscosité dynamique	(m.Pa.s)
θ	Angle entre l'axe de la phase a et l'axe d	(rad)
θ_{rlt}	Angle de contact des éléments roulants	(rad)
μ	Valeur moyenne du signal	(-)
ν	Viscosité cinématique de l'huile	(m^2/s)
ρ	Masse volumique de l'huile	(kg/m^3)
σ	Ecart-type	(-)
σ_s	Constante de Stefan-Boltzmann	(W/m^2K^4)
Φ	Flux de chaleur entre deux nœuds	(W)
Φ_i	Perte de puissance au nœud i	(W)
χ	Effusivité thermique	$[N/ms^{1/2}K]$
Ω	Vitesse de rotation	(rad/s)
ω_{GV}	Vitesse de rotation de l'arbre GV	(rad/s)
ω_{PV}	Vitesse de rotation de l'arbre PV	(rad/s)

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Introduction générale

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Dans le contexte industriel actuel, la fiabilité et la performance des équipements sont des préoccupations majeures pour les entreprises telles que REEL, Alstom et Texelis. Les transmissions à engrenages sont des éléments essentiels des systèmes mécaniques dans de nombreux domaines industriels et notamment ceux du levage (REEL) et du transport (Alstom et Texelis). Celles-ci sont, pour nombre d'applications, associées à un moteur électrique. Dans une optique d'amélioration constante des performances, ces motoréducteurs sont soumis à des contraintes opérationnelles de plus en plus importantes, et leur défaillance peut entraîner des conséquences graves, tant en termes de sécurité que de coûts de maintenance. Ces défaillances au sein des transmissions mécaniques (Figure 0-1) affectent essentiellement les composants mécaniques que sont les roulements et les engrenages.

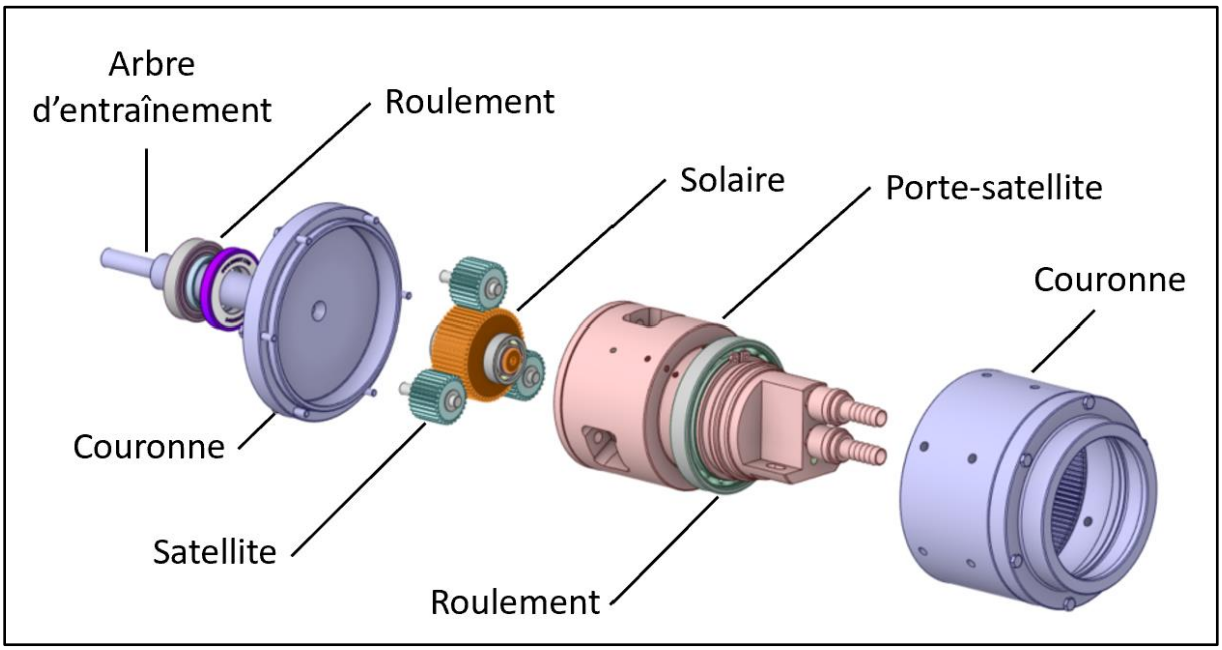

Figure 0-1 Vue éclatée du banc planétaire du LabECAM

La maintenance prédictive émerge alors comme une stratégie essentielle afin de garantir le bon fonctionnement des transmissions à engrenages en identifiant les signes avant-coureurs de défaillance et en planifiant de manière optimale les interventions de maintenance. Historiquement, l'analyse des signaux vibratoires est l'approche la plus classique afin de détecter la présence de défaut sur les systèmes mécaniques. Cependant celle-ci nécessite des méthodes complexes de traitement du signal afin d'extraire la signature de défauts limitant ses capacités de détection en temps réel. Par ailleurs, les autres approches existantes telles que l'analyse de l'huile ou de la vitesse de rotation instantanée font face à des problématiques liées aux capteurs utilisés pouvant être coûteux, encombrants ou inadaptés à des conditions de fonctionnement sévères. Divers travaux de recherche ont montré que d'autres approches, telles que l'analyse des températures et des courants d'alimentation du moteur, utilisant des capteurs simples et non intrusifs, se révèlent prometteuses dans une optique de surveillance de l'état des transmissions à engrenages et de détection de défauts.

L'étude réalisée se propose donc d'explorer en profondeur le potentiel des approches thermique et électrique pour la maintenance prédictive d'un réducteur à engrenages. Celle-ci se devait de respecter diverses contraintes afin de répondre au besoin industriel : permettre de détecter et localiser des défauts en temps réel en utilisant un nombre limité de capteurs non intrusifs. Limiter le nombre de capteurs, et par conséquent de données, implique donc l'utilisation d'un modèle physique du réducteur. Ces travaux de recherche sont le fruit d'une

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

collaboration fructueuse entre l'industrie et la recherche académique via le CIRTrans (Consortium Industrie Recherche sur les Transmissions mécaniques), avec pour objectif ultime d'améliorer la fiabilité, la sécurité et l'efficacité des systèmes de transmission de puissance dans un contexte industriel en constante évolution.

Ce document s'articule alors en plusieurs chapitres :

L'étude bibliographique du chapitre I présente tout d'abord les différents types de défauts pouvant fréquemment impacter les transmissions à engrenages. Cet état de l'art présente alors les différentes approches visant à détecter ces défauts en se focalisant plus particulièrement sur la surveillance par analyse des températures de la transmission et des courants d'alimentation du moteur. La difficulté d'interprétation des évolutions de température faisant ressortir l'importance d'avoir un modèle de connaissance en parallèle, les différentes modélisations thermiques existantes des transmissions mécaniques seront présentées et discutées tout comme la notion de jumeau numérique.

Le chapitre II présente le système de transmission étudié : un réducteur à quatre trains d'engrenages hélicoïdaux lubrifiés par barbotage, issu d'un treuil de levage de REEL, accouplé à un moteur asynchrone. Ce chapitre propose ensuite une méthode de développement d'un modèle prédictif thermique du réducteur, ou "jumeau numérique" thermique, basée sur la méthode des réseaux thermiques ainsi que sur des essais expérimentaux. Ce modèle constitue une base pour la mise en œuvre de la maintenance prédictive en étant capable de simuler le comportement thermique du réducteur sain dans différentes conditions de fonctionnement.

Le chapitre III vise quant à lui à étudier l'efficacité du jumeau numérique thermique développé dans une optique de maintenance prédictive. Une campagne d'essais est tout d'abord présentée ; un défaut géométrique a été généré sur l'un des pignons du réducteur et un essai d'endurance en présence de ce défaut a entrainé l'écaillage de ce même pignon. À la suite de cette campagne d'essai, la capacité du jumeau numérique thermique à détecter et localiser la présence de ces deux défauts dans le réducteur est évaluée.

Le chapitre IV présente une étude de différents indicateurs liés au module du vecteur de Park des courants statoriques du moteur. L'efficacité de ces indicateurs statistiques et géométriques pour la détection des défauts est étudiée ainsi que la possibilité de combiner cette approche à l'approche thermique.

Pour finir, une conclusion générale est présentée, ainsi que diverses perspectives de travail pour des investigations futures.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Chapitre I :

Étude bibliographique

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

CHAPITRE I. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1. Introduction

La maintenance prédictive est une stratégie de maintenance visant à surveiller en temps réel l'état et la performance d'un système. Cette approche permet de prédire les défaillances potentielles en amont de leur apparition et de planifier les interventions de maintenance avant que les pannes ne se produisent. Par conséquent, l'utilisation de cette stratégie entraine une diminution des temps d'arrêt en anticipant la maintenance mais prolonge aussi la durée de vie des équipements tout en minimisant les coûts de maintenance en évitant les remplacements inutiles [1]. Dans le domaine des transmissions mécaniques, différentes approches sont utilisées afin de réaliser une maintenance prédictive. Afin de réaliser une surveillance en temps réel d'une transmission mécanique, ces différentes approches nécessitent une caractérisation de référence, c'est-à-dire dans un état sain, de la transmission pouvant être comparée aux mesures relevées sur le système durant toute sa durée de vie.

Ce chapitre présentera alors dans un premier temps les différents types de défauts pouvant survenir au sein d'une transmission mécanique. Dans un second temps, les différentes approches de maintenance prédictive des transmissions mécaniques visant à détecter ces défauts seront présentées à travers une revue de l'état de l'art. L'étude se focalisant sur une maintenance prédictive par mesures thermiques et électriques d'un ensemble moto-réducteur, l'influence des défauts sur les températures de la transmission ainsi que sur les courants d'alimentation du moteur sera explicitée extensivement à travers les différentes méthodes de surveillance présentes dans la littérature. Après quoi, une revue bibliographique détaillera les différents types de modélisation thermique d'une transmission mécanique, la notion de jumeau numérique sera ensuite définie et ses applications aux transmissions mécaniques seront présentées. Ce chapitre sera conclu par une discussion présentant les objectifs et les perspectives des travaux présentés suite à cette revue de l'état de l'art.

I.2. Défauts dans les transmissions mécaniques

Les principaux défauts survenant dans les transmissions mécaniques peuvent être catégorisés en trois grands types comme détaillé par Touret [2] : les défauts dus à la fatigue de contact (type 1), les défauts géométriques du système (type 2) et les défauts de lubrification (type 3). Cette partie vise à détailler ces trois grands types de défauts en présentant certains endommagements fréquemment observés sur les composants des transmissions mécaniques.

I.2.a. Type 1 : Défauts dus à la fatigue de contact

Les endommagements de type 1 dus à la fatigue de contact affectent notamment les composants fondamentaux d'une transmission mécanique que sont les roulements et les engrenages. Les endommagements résultants de la fatigue de contact sont, dans un premier temps, détaillés pour les engrenages puis, dans un second temps, pour les roulements.

I.2.a.i Engrenages

La fatigue de contact au niveau des engrenages est caractérisée par l'apparition de fissures en sous-couche ou en surface pouvant entrainer l'arrachement de matière au niveau du flanc des dents. Les endommagements liés à la fatigue de contact sont détaillés dans la norme ISO 10825-1 [3], le micro-écaillage et l'écaillage sont des types d'endommagement fréquents sur

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

lesquels cette revue bibliographique se focalisera. La détectabilité d'un défaut d'écaillage étant notamment étudiée dans ces travaux de thèse.

Le micro-écaillage, dont la morphologie est détaillée précisément dans l'article de Erichello [4], correspond à un ensemble de micro-enlèvements de matière de l'ordre de 10 μm à 20 μm de large. Les micro-enlèvements de matière se forment à la suite du développement de microfissures proches de la surface. Un exemple de micro-écaillage est présenté sur la Figure I-1.

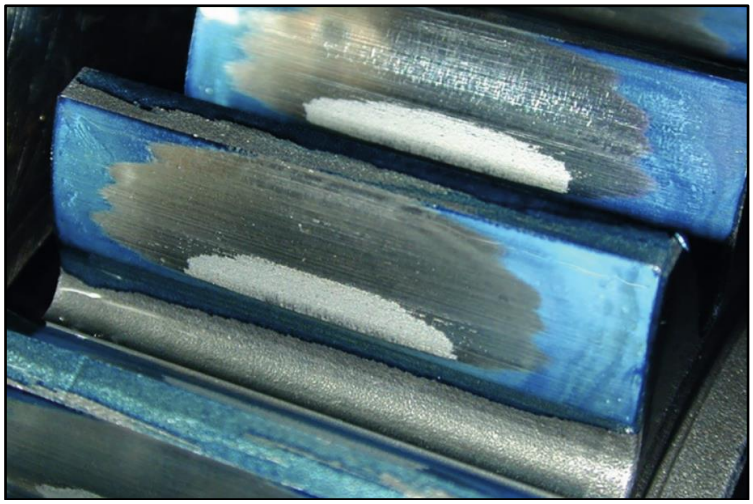

Figure I-1 Micro-écaillage sur une roue à denture droite [3]

L'écaillage ou macro-écaillage est caractérisé par le détachement d'un morceau de la surface du matériau. L'écaillage peut s'initier via l'apparition de fissures en surface de la dent ou en sous-couche au niveau d'inclusions non métalliques. La propagation de ces fissures entraine alors l'arrachement de matière, un exemple de macro-écaillage est présenté sur la Figure I-2.

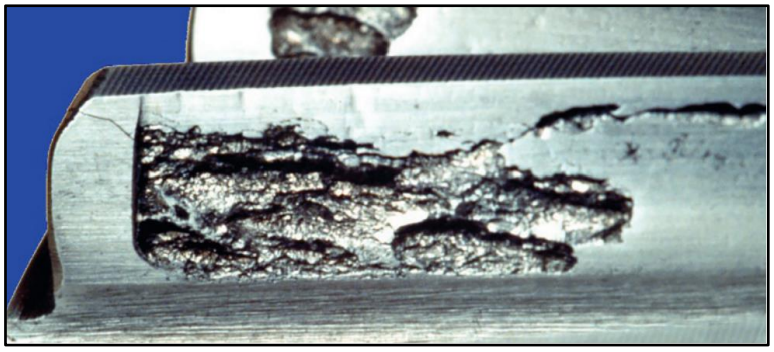

Figure I-2 Ecaillage généralisé [3]

I.2.a.ii Roulements

Au niveau des roulements, la fatigue de contact est due aux contraintes répétées appliquées au niveau du contact entre les bagues et les éléments roulants. Cette fatigue peut être répartie en deux catégories comme expliqué dans [5] : la fatigue initiée en sous-couche et la fatigue initiée en surface.

En ce qui concerne la fatigue initiée en sous-couche, des microfissures se forment en profondeur et se propagent en surface provoquant un écaillage. Un exemple d'écaillage dû à de la fatigue en sous-couche sur une bague de roulement est présenté sur la Figure I-3.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés



Figure I-3 Ecaillage en sous-couche dans un roulement à rouleaux coniques [5]

Pour ce qui est de la fatigue initiée en surface, celle-ci est provoquée par une dégradation des surfaces de contact due aux déformations plastiques des aspérités. Ce phénomène peut entrainer des microfissures et des micro-écaillages comme le montre la Figure I-4.

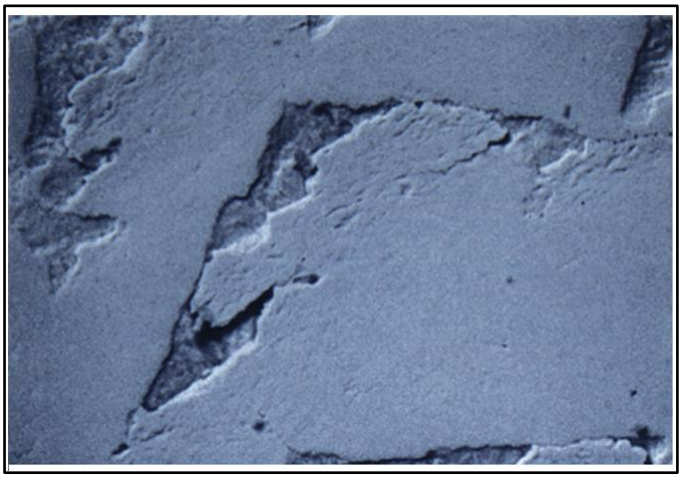

Figure I-4 Microfissures et micro-écaillages sur un chemin de roulement [5]

I.2.b. Type 2 : les défauts géométriques

Les défauts géométriques sont principalement dus à des erreurs dans le processus de fabrication ou durant la phase de montage. Une liste non exhaustive des défauts géométriques qu'il est possible de rencontrer dans les transmissions mécaniques est présentée dans le Tableau I-1.

Erreurs durant le processus de fabrication	Erreurs durant la phase de montage
➢ Présence d'un balourd causant le déséquilibrage des arbres de transmission ➢ Propriétés de dentures incorrectes. Exemple : défaut d'hélice sur des engrenages hélicoïdaux ➢ Erreur de concentricité entre les arbres et les engrenages	➢ Mauvais alignement des arbres de transmission ➢ Présence de jeu mécanique intempestif ➢ Mauvais ajustement des roulements ➢ Problèmes d'étanchéité

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Tableau I-1 Défauts géométriques dans les transmissions mécaniques

I.2.c. Type 3 : les défaillances de lubrification

Les défaillances de lubrification telles que la présence de particules dans le lubrifiant, la dégradation du lubrifiant et de ses propriétés physicochimiques, un film d'huile insuffisant au niveau des zones de contact ou encore une rupture de lubrification peuvent entrainer des endommagements tribologiques au niveau des engrenages. Ces endommagements regroupent : l'usure abrasive (usure type poli-miroir, rayures), l'usure adhésive (grippage), la corrosion de contact et l'usure par interférence. Ces différents phénomènes sont décrits dans [3]. Des exemples d'endommagement de ce type sont présentés sur la Figure I-5 ainsi que sur la Figure I-6.

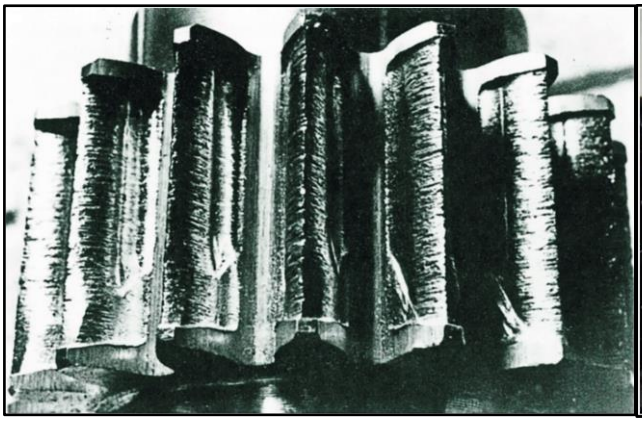

Figure I-5 Usure abrasive sévère [3]

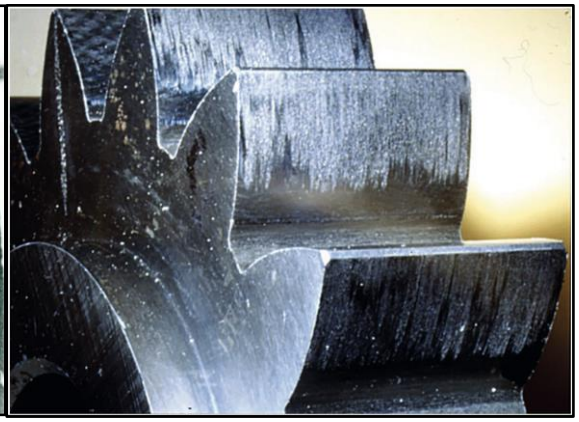

Figure I-6 Grippage à chaud sévère [3]

Les défaillances de lubrification peuvent aussi engendrer des endommagements au niveaux des roulements [5] tels que :

- De la fatigue initiée en surface due à une épaisseur de film d'huile insuffisante pouvant résulter d'un manque de lubrification ou d'une utilisation d'un lubrifiant impropre à l'application.
- De l'usure par adhésion (smearing) due à un glissement entre deux surfaces en contact (généralement entre les éléments roulants et les bagues), provoquant des augmentations locales de température dues aux frottements, ce qui entraîne une adhésion des surfaces et un transfert de matière. Cela génère des concentrations de contraintes localisées susceptibles de causer des fissurations ou un écaillage des zones de contact. Une lubrification inadéquate ou insuffisante peut être la cause de cet endommagement.
- De la corrosion de contact sur le chemin de roulement due à la contamination du lubrifiant par de l'eau.

I.3. Maintenance prédictive des transmissions mécaniques

Les différents types de défauts pouvant survenir dans les transmissions mécaniques ayant été introduits, cette section présente un état de l'art des différentes approches utilisées pour la maintenance prédictive de ces systèmes.

I.3.a. Analyse des débris dans l'huile

Différentes méthodes d'analyse des débris d'usure présents dans l'huile de lubrification des transmissions mécaniques existent. Wright et Neale [6] les ont catégorisés en 3 groupes :

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

I.3.a.i Les méthodes en ligne

Ces méthodes consistent à placer un capteur directement dans le circuit d'huile généralement au niveau du système de filtration de la transmission mécanique. Ce capteur renvoie en temps réel des données concernant soit (i) le nombre de débris d'usure soit (ii) des propriétés de l'huile telles que la viscosité, la conductivité électrique ou des propriétés magnétiques [7]. Le comptage des particules d'usure peut être réalisé en mesurant la charge électrostatique des particules [8] [9] mais aussi à l'aide d'un capteur optique mesurant l'obturation [10]. Ces méthodes nécessitent un circuit d'huile et ne peuvent pas être appliquées pour une transmission lubrifiée par bain d'huile.

I.3.a.ii La collecte et l'inspection de débris

Les débris d'usure sont collectés à l'aide d'un filtre ou d'un bouchon magnétique pouvant être retiré facilement sans perturber le fonctionnement de la transmission. Ces débris sont alors analysés dans le but d'obtenir des informations sur l'état de dégradation du système [11] [12].

I.3.a.iii Les méthodes hors ligne

Les méthodes hors ligne nécessitent un relevé d'huile ainsi qu'une analyse en laboratoire, la principale est la ferrographie qui est une technique permettant d'analyser les particules d'usure présentes dans un fluide. Cette méthode peut permettre l'identification de la nature exacte du défaut en analysant le nombre de particules, la taille et la distribution des débris, leur morphologie ainsi que leur composition chimique [13]. La corrélation entre la morphologie des débris et différents types de défauts est détaillée dans les articles de Roylance *et al.* [14], Fitch [15] et Ebersbach *et al.* [16]. Les méthodes hors ligne ont cependant comme autres inconvénients d'être couteuses, de nécessiter l'arrêt du système et d'être relativement longues, ce qui empêche une surveillance de la transmission en temps réel.

I.3.b. Analyse vibratoire

L'analyse vibratoire est une approche classique dans une optique de maintenance prédictive des transmissions mécaniques. En mesurant et analysant les niveaux vibratoires de la transmission il est possible de détecter la présence de défauts ainsi que leur nature. Différentes études ont en effet été menées visant à détecter la présence de défauts au niveau des engrenages [17], des roulements [18] [19] ou encore des arbres de transmission [20]. Cependant, cette approche nécessite l'utilisation de méthodes complexes de traitement du signal que ce soit dans le domaine temporel [21], dans le domaine fréquentiel [22] ou dans le domaine temps-fréquence [23] [24]. Par ailleurs, plus la complexité et le nombre d'éléments tournant de la transmission sont importants, plus ces méthodes sont compliquées à mettre en œuvre. C'est pour cela que de nombreux travaux de recherche ont été menés sur l'utilisation de l'intelligence artificielle et notamment de réseaux de neurones dans le but de détecter la présence de défauts à partir de mesures vibratoires [25] [26].

I.3.c. Analyse de la vitesse instantanée

L'analyse de la vitesse instantanée de rotation est une autre approche utilisée ; la présence d'un défaut au sein d'une transmission mécanique entraine des vibrations ou des changements de raideur d'engrènement qui impactent leur vitesse de rotation instantanée. Cette approche est relativement peu intrusive car elle ne nécessite que la présence d'un codeur angulaire mesurant la vitesse de rotation des arbres de transmission ainsi que leur position angulaire.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Elle présente comme avantage majeur de pouvoir être utilisée dans une optique de maintenance prédictive dans des conditions de fonctionnement non stationnaires via une analyse angulaire comme décrit dans les travaux de Stander et Heyns [27], André et Daher [28] et Gomez *et al.* [29].

Cette approche a notamment été utilisée afin de détecter la présence de défauts au niveau des roulements :

- Les travaux de Renaudin *et al.* [30] mettent en exergue la présence de fluctuation périodique de la vitesse angulaire instantanée lorsque de l'écaillage apparait sur la bague extérieure d'un roulement.
- L'article de Bourdon *et al.* [31] démontre la possibilité d'évaluer la taille de ce même type de défaut à partir des mesures de vitesse angulaire.

Cette approche présente cependant quelques inconvénients : elle nécessite l'utilisation d'outils informatiques ayant de grandes capacités de calcul et de mémoire, l'intégration des codeurs angulaires est complexe et leur fonctionnement est restreint dans des conditions opératoires sévères.

I.3.d. Analyse des courants d'alimentation moteur

Dans une majorité des applications industrielles, les transmissions mécaniques utilisées sont couplées à un moteur électrique. Les courants d'alimentation délivrés à celui-ci sont une image du couple nécessaire au fonctionnement de la transmission, la présence de défauts au sein de celle-ci impactant son rendement influera alors directement sur les courants d'alimentation du moteur. Cette approche sera détaillée dans la section I.7.

I.3.e. Analyse thermique

Une dernière approche consiste à mesurer la température des éléments de la transmission mécanique. La présence d'un défaut peut en effet influer sur les pertes de puissance de la transmission et donc sur les températures de ses composants. La section I.4 vise à détailler précisément cette approche, les moyens de mesures utilisés ainsi que les résultats des études présentes dans la littérature.

I.4. Surveillance des transmissions mécaniques par analyse thermique

Les différents défauts pouvant être observés dans une transmission mécanique ayant été présentés il est désormais nécessaire de s'intéresser à leur influence sur les pertes de puissance des systèmes à engrenages et par conséquent sur les températures. Dans cette partie les différentes sources de pertes d'un système à engrenage seront toutes d'abord explicitées. Par la suite, les méthodes d'analyse thermique ainsi que l'influence des différents types de défauts sur les températures du système seront présentées via différentes études de la littérature.

I.4.a. Pertes mécaniques des transmissions à engrenages

Les sources de pertes dans les transmissions mécaniques sont diverses : les engrenages, les roulements ou encore les joints d'étanchéité. Les pertes au niveau des roulements et des engrenages peuvent être décomposées en deux contributions : les pertes indépendantes de la charge et les pertes dépendantes de la charge.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Les pertes indépendantes de la charge résultent, entre autres, de la mise en mouvement des fluides par les composants en rotation de la transmission. Ces pertes sont donc dépendantes de la macro-géométrie des composants en rotation dans un fluide, une dégradation majeure telle qu'une rupture de dent peut donc influer sur cette contribution. Les pertes des joints, ne dépendant pas de la charge appliquée, sont aussi englobées dans cette catégorie.

Les pertes dépendantes de la charge surviennent, quant à elles, lors de l'interaction entre les surfaces en contact et le lubrifiant. Ces pertes sont dépendantes de la micro-géométrie des composants au niveau du contact, des modifications de l'état de surface dues à du micro-écaillage ou de l'écaillage au niveau des roulements ou des engrenages influent alors sur celles-ci comme le montrent les travaux de Touret *et al.* [32] [33]. Le Tableau I-2 récapitule les différentes sources de pertes ainsi que leurs contributions respectives.

Sources de pertes	Pertes indépendantes de la charge	Pertes dépendantes de la charge
Roulements	➢ Brassage de l'huile par les éléments en rotation ➢ Trainée	➢ Frottement entre les éléments roulants et les bagues
Engrenages	➢ Ventilation ➢ Barbotage ➢ Piégeage de l'huile ➢ Communication de la quantité de mouvement	➢ Frottement entre les dents des engrenages
Joints	➢ Cisaillement de l'huile à l'interface arbre-joint	

Tableau I-2 Pertes dans les systèmes à engrenages

L'influence des pertes de puissance sur les températures peut être expliquée en utilisant la loi de conservation de puissance, telle que présentée dans l'article de Ramdane *et al.* [34] :

$$\boldsymbol{P_{\text{entrée}} = P_{sortie} + P_{pertes}} \qquad \textbf{I-1}$$

où $P_{entrée}$ et P_{sortie} correspondent respectivement à la puissance en entrée et en sortie de la transmission et P_{pertes} correspond à la puissance dissipée par cette dernière. En raisonnant en énergie, les pertes vont induire une élévation de la température de masse de la transmission. Cette énergie dissipée ensuite dans l'air ambiant peut être exprimée en supposant la transmission isotherme de la façon suivante :

$$\boldsymbol{Q_{\text{pertes}} = m \times c \times (T_{transmission} - T_{initiale})} \qquad \textbf{I-2}$$

où $T_{transmission}$ et $T_{initiale}$ sont respectivement les températures de la transmission à l'équilibre et à l'instant initial, m est la masse de la transmission et c est la capacité thermique. Cette équation illustre qu'une augmentation de pertes génère une augmentation de température de la transmission. L'équilibre thermique de la transmission est atteint lorsque le flux thermique échangé vers l'air ambiant est égal à la puissance dissipée :

$$\boldsymbol{P_{\text{pertes}} = U \times S \times (T_{transmission} - T_{air})} \qquad \textbf{I-3}$$

où U est le coefficient de transfert thermique global, S est la surface d'échange et T_{air} la température de l'air ambiant. Cela met en évidence que si les pertes peuvent faire évoluer les températures, il en est de même pour les échanges thermiques, d'où la difficulté potentielle d'interprétation des résultats.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

I.4.b. Influence des défauts sur les températures

Les travaux présents dans la littérature étudiant l'impact des défauts sur les températures d'une transmission mécanique peuvent être séparés en deux catégories en fonction du type de mesures. La première approche est la mesure par contact consistant en l'utilisation de thermocouples afin de réaliser des mesures ponctuelles. La seconde approche est la thermographie permettant de mesurer la distribution de température surfacique des composants. La synthèse bibliographique de Touret *et al.* [35] recense les études visant à la surveillance des transmissions mécaniques par mesures thermiques en fonction du type de mesure et de défaut.

I.4.b.i Mesure par contact

Surveillance des engrenages : défauts de type 1

La surveillance des engrenages par contact constitue un défi considérable en raison de la complexité liée à la mesure directe de pièces en rotation, ce qui explique le faible nombre d'études à ce sujet (l'ensemble d'entre elles étant dans le domaine éolien). Une solution classique est alors de mesurer la température du lubrifiant ou de pièces fixes au plus proche de l'engrenage. La construction d'un modèle thermique rend alors possible, à partir de ces mesures, la détection de défauts sur l'engrenage.

L'approche indirecte la plus courante consiste à mesurer la température de l'huile, celle-ci étant directement influencée par les pertes de puissance à l'engrènement et susceptible d'augmenter en cas de défaut. C'est l'approche choisie par Feng *et al.* [36] afin de réaliser la surveillance des engrenages d'une éolienne et qui utilise en parallèle un modèle global de pertes. Les mesures de températures sont alors comparées aux pertes théoriques durant les neuf mois précédant la panne. Pour une même puissance de sortie, la température de l'huile est jusqu'à 8°K supérieure 3 mois avant la panne comparée à 9 mois avant la panne. Qiu *et al.* [37] présentent une approche semblable : un modèle de pertes globales est là aussi présenté, le rendement de la boîte de vitesses est calculé à partir des mesures de température d'huile et une diminution nette de celui-ci est observable 3 mois avant la défaillance.

Des modèles mathématiques prédictifs ont été développés par Wang *et al.* [38], Zhao et Zhang [39] et Infield et Wang [40] afin d'estimer la température de l'huile de la transmission dans un état sain. Ceux-ci sont basés sur la collecte massive de mesures de température de la transmission saine dans diverses conditions de fonctionnement. Des seuils sont ensuite définis, s'ils sont franchis, la transmission est alors considérée comme endommagée. Le modèle de Zhao et Zhang [39] prédit précisément l'évolution de température de l'huile de la transmission dans un état sain. Lorsque le comportement thermique de la transmission présentant un engrenage endommagé (le type de défaut n'est pas mentionné) est comparé au modèle, les températures mesurées sont jusqu'à 8°K supérieures à celles prédites. Enfin, Zaher *et al.* [41] ont construit un réseau de neurones pour estimer les températures de l'huile et des paliers dans des boîtes de vitesses d'éoliennes. Une augmentation significative de la température de l'huile a été observée 6 mois avant la défaillance. L'inconvénient principal de ce type de modèle est qu'il nécessite un nombre de données important afin d'entrainer, valider puis tester le réseau de neurones.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Surveillance des roulements : défauts de type 1

La surveillance des roulements par contact est plus simple à mettre en œuvre, les thermocouples pouvant être placés sur une bague fixe. Différentes études ont été menées sur banc d'essais de laboratoire afin de quantifier l'impact d'un défaut sur les températures au sein d'une transmission mécanique :

- Dans l'article de Harvey *et al.* [9], la bague intérieure d'un roulement a été artificiellement indentée préalablement à un essai d'endurance. 7 heures avant la panne, la température de l'huile commence à augmenter, durant les 30 minutes précédant la panne celle-ci augmente significativement de près de 5°K. Au moment de la panne, le roulement présente un écaillage généralisé sur plus de 75% de la surface de la bague intérieure.

- Dans les études de Tarawneh *et al.* [42], Craig [43] et Howard [44] la température des roulements est directement mesurée et l'impact de défaut sur celle-ci est investigué. Dans l'article [44] un défaut initié sur la bague intérieure du roulement provoque une augmentation anormale de la température de cette bague de 4°K. Dans l'article [43] une indentation a été réalisée sur la bague intérieure d'un roulement à rouleaux coniques, un essai d'endurance a ensuite été mené à 2500 tr/min avec une pression de contact de 2.5 GPa entrainant l'apparition d'écaillage. 75 heures après le début de celui-ci, une augmentation soudaine de 7°K de la température de la bague extérieure est observée.

Cet état de l'art se focalise plus particulièrement sur les études menées sur des systèmes de transmissions complets pour lesquels les conditions de fonctionnement ne sont pas maîtrisées. Ceci implique, la nécessité de construction d'un modèle représentatif du comportement sain de la transmission.

L'étude de Schlechtingen et Santos [45] présente une comparaison de différents modèles représentatifs du comportement sain d'une boîte de vitesses d'éolienne : un modèle de régression et deux réseaux de neurones. Ces trois modèles sont basés sur des mesures de température d'un roulement et prédisent précisément le comportement thermique de ce même roulement dans un état sain. Ils permettent tous les trois la détection d'un défaut au niveau de ce roulement et émettent une alarme 25 jours (pour le modèle de régression), 30 et 50 jours (pour les réseaux neuronaux) avant la panne. Les auteurs précisent que les performances des réseaux neuronaux sont supérieures à celles du modèle de régression qui ne peut être appliqué que sur des systèmes simples.

Les réseaux de neurones ont été utilisés dans diverses études visant à modéliser le comportement sain de roulements d'une boîte de vitesses d'éolienne :

- Dans l'étude de Kusiak et Verma [46], cinq réseaux de neurones ont été entrainés à partir de données issues de 24 éoliennes sur une période de 4 mois. Les modèles développés permettent de prédire avec une précision de 97% la température du roulement dans un état sain ainsi que la détection d'un défaut au niveau de celui-ci une heure et demie avant la panne.
- Le réseau de neurones présenté dans l'étude de Garcia *et al.* [47] permet de simuler les températures de l'huile et d'un roulement ainsi que des bandes d'incertitudes. Ce modèle permet alors la détection de défauts au sein de la transmission dont la nature n'est pas précisée.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

- Les travaux Bangalore et Tjernberg [48] présentent des réseaux de neurones artificiels permettant de simuler le comportement sain de cinq roulements de la transmission à partir de mesures de température de l'huile, des roulements et du carter. Le modèle développé permet alors de détecter un défaut d'écaillage au niveau d'un roulement près d'une semaine avant un outil de surveillance basé sur les signaux vibratoires.

Défauts géométriques et de lubrification (type 2 et 3)

La mesure par contact est peu utilisée afin de détecter les défauts de lubrification dans les transmissions mécaniques. Seuls les travaux de Handschuh [49] utilisant cette approche ont été recensés et dans lesquels une rupture de lubrification au niveau de l'engrènement est étudiée et entraine une augmentation de plus de 200°C au niveau des dents des roues dentées. Concernant la détection de défauts géométriques via la mesure par contact, aucune étude n'a été recensée dans la littérature.

L'impact des défauts géométriques sur les températures a cependant été documenté dans différents articles [50] [51] notamment via des mesures par thermographie comme présenté en section I.4.b.ii. Dans leur article, Tonks et Wang [50] utilisent un banc d'essais permettant de régler le désalignement d'un arbre. Lorsque le désalignement est introduit en cours d'essais, une augmentation de 1°C de la température de l'accouplement est observable. Surveiller une transmission mécanique présentant ce type de défaut en utilisant cette approche est un axe de recherche à explorer.

I.4.b.ii Mesure par Thermographie

La thermographie est une technique d'imagerie fréquemment utilisée dans l'industrie permettant la mesure des températures d'un système. À partir de la mesure des rayonnements infrarouges émis par les solides, les températures surfaciques des différents composants du système sont estimées en relation avec la loi de Stefan-Boltzmann. Contrairement à la mesure par contact, ou un seul point de mesure par capteur est obtenu, la thermographie permet d'observer les variations de température sur l'ensemble de la surface. La thermographie offre une approche non invasive pour la surveillance des transmissions mécaniques et présente comme avantage de pouvoir facilement mesurer la température des éléments en mouvement comme les arbres ou les engrenages. Cependant, cela nécessite que ces éléments soient observables par une caméra thermique, ce qui dans la majorité des applications industrielles n'est pas possible pour des questions d'encombrement et de coût.

Surveillance des engrenages : défauts de type 1

Waqar et Demetgul [52] ont utilisé la thermographie pour détecter un défaut d'écaillage sur un engrenage à vis sans fin en mesurant la température du carter. Leurs essais expérimentaux ont été menés pour deux vitesses de rotation différentes (1440 et 1920 tr/min) et deux niveaux d'huile différents. Une augmentation de la température du carter de 5°K a été observée en présence du défaut à 1920 tr/min et pour un volume d'huile de 50ml.

Dans leur article, Resendiz-Ochoa *et al.* [53] visent à évaluer le niveau d'usure généralisée d'un engrenage de boîte de vitesses grâce à la thermographie. Pour cela, quatre niveaux d'usure sont testés et des images thermographiques du carter sont recueillies toutes les minutes pour chacun de ces essais lorsque le régime permanent est atteint. À partir de ces images, la matrice thermique est alors obtenue et différents indicateurs statistiques en sont extraits. Un réseau de neurones est alors entrainé et validé par la suite en parvenant à classer correctement 100% des images recueillies en fonction du degré d'usure de l'engrenage. Bien

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

que ces résultats soient prometteurs, il faut cependant noter qu'un seul essai a été réalisé pour chaque niveau d'usure et que seules les images en régime permanent ont été conservées. Or, pour beaucoup des applications industrielles, le régime thermique permanent des transmissions mécaniques n'est jamais atteint.

Des réseaux de neurones convolutifs (CNN) ont aussi été utilisés pour réaliser le diagnostic d'engrenages sur la base d'images thermographiques :

- L'étude de Karabacak *et al.* [54] vise à détecter la présence de défaut au sein d'une transmission à roue et vis sans fin, les défauts étudiés sont extrêmement importants (pitting généralisé, rupture de dent et usure généralisée sur l'ensemble des dents). Cette fois-ci, 3 vitesses de rotation et 5 niveaux de charge ont été testés pour chacun des défauts. Le taux de classification du CNN construit est de 100% ; le modèle détecte et diagnostique correctement les différents types de défauts.
- L'étude de Li *et al.* [55] s'intéresse à la détection de huit défauts différents (allant du pitting à l'absence d'une dent) sur l'engrenage d'une transmission à renvoi d'angle. Les images thermographiques sont recueillies pour une seule vitesse de rotation (3000 tr/min) une fois le régime permanent atteint. Une nouvelle fois le CNN diagnostique correctement l'état de la transmission dans 100% des cas en détectant et identifiant le défaut.

Dans les deux derniers articles cités, les CNN basés sur la thermographie sont comparés à des CNN basés sur d'autres signaux (vibratoire dans [55], acoustique et vibratoire dans [54]), ces derniers présentent des taux de classification inférieurs.

Le nombre d'études visant à détecter la présence de défauts sur les engrenages au sein d'une transmission mécanique en utilisant la thermographie reste toujours faible à l'heure actuelle, l'utilisation de cette approche est plus répandue pour des défauts au niveau des roulements comme présenté dans la sous-section suivante. Cette approche semble cependant prometteuse ce qui explique l'intérêt grandissant de la communauté scientifique et l'augmentation des publications à ce sujet ces dernières années.

Surveillance des roulements : défauts de type 1

La surveillance par thermographie de défauts au niveau des roulements dus à la fatigue de contact a été largement investiguée dans la littérature. Diverses études ont été menées sur banc d'essais [56] [57], parmi celles-ci, l'étude de Kim *et al.* [56] montre une augmentation de la température maximale du roulement due à de l'écaillage pouvant aller jusqu'à 25°K. Ces études soulignent la capacité de la thermographie à fournir des informations détaillées sur les défaillances, tout en mettant en évidence la nécessité de méthodes d'analyse avancées [58] [57] pour exploiter pleinement le potentiel de cette approche.

La complexité de la thermographie comme méthode de surveillance est décuplée sur des transmissions mécaniques complètes à cause notamment des conditions expérimentales pouvant varier significativement. Les études sur systèmes complets [59] [60] nécessitent alors la construction d'un modèle. Un CNN est par exemple de nouveau utilisé dans les travaux de Choudhary *et al.* [60] afin de détecter les défauts au niveau des roulements d'un moteur à induction. Leemans *et al.* [59] utilisent quant à eux des modèles auto-récursifs afin d'estimer la température des roulements d'un souffleur industriel.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Défauts géométriques et de lubrification (type 2 et 3)

La thermographie est aussi utilisée afin d'étudier l'influence de défauts de lubrification sur les températures, la plupart de ces études ont cependant été menées sur banc d'essais [56] [61] [62] et non sur une transmission complète. Lopez-Perez et Antonino-Daviu [63] présentent quant à eux différentes études de cas sur des roulements de moteur à induction présentant différents types de défauts dont un défaut de lubrification. Les mesures par thermographie montrent que la température maximale de ce roulement atteint 90°C lorsque la lubrification est défectueuse contre 60°C dans des conditions de fonctionnement normales.

Concernant les défauts géométriques, la thermographie est utilisée afin de détecter le mauvais alignement d'un arbre de transmission dans les études sur banc d'essais de Mohanty et Fatima [51], Younus *et al.* [58] et Janssens *et al.* [62]. Dans les deux dernières études citées, les facteurs de forme issus des mesures par thermographie sont analysés, cette approche permet de discriminer précisément les différents types de défauts. La présence d'un balourd sur un arbre de transmission a aussi été détectée avec succès en utilisant la thermographie par Ramirez-Nunez *et al.* [64].

I.4.c. Conclusion

Cet état de l'art relatif aux méthodes de surveillance des transmissions mécaniques par analyse thermique met en évidence plusieurs points :

- Les différents types de défauts présentés dans la section I.2 ont un impact sur les températures d'une transmission mécanique et sont détectables via des mesures par contact et par thermographie.
- La surveillance d'une transmission mécanique a été menée en temps réel dans diverses études utilisant la mesure par contact [45] [48], ce qui n'est pas le cas pour la thermographie.
- La thermographie nécessite un important traitement de données et la fiabilité des mesures relevées dans le cas d'une application industrielle est un sujet de préoccupation.
- Pour les deux méthodes de mesures présentées, la surveillance d'une transmission mécanique complète à usage industriel nécessite soit (i) la construction d'un modèle « physique » permettant de simuler son comportement thermique prenant en compte différents paramètres et notamment les conditions opératoires soit (ii) une importante collecte de données permettant la construction de modèles tels que des réseaux de neurones.
- Les modèles basés sur les réseaux de neurones sont extensivement utilisés dans la littérature mais nécessitent un important nombre de données expérimentales. L'utilisation d'un modèle prédictif thermique « physique » nécessitant un nombre plus restreint de données permettrait de rendre plus accessible la surveillance des transmissions mécaniques.
- La détection de défaut de type 2 et type 3 en utilisant des mesures par contact a été très peu investiguée dans la littérature. L'impact de ces types de défauts sur les températures d'une transmission mécanique ayant été démontré [50] [51] [58] [62] [63], cette approche est un axe de recherche pertinent.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

I.5. Modélisation thermique des transmissions mécaniques

L'étude bibliographique réalisée dans la partie précédente montre que la présence d'un défaut au sein d'une transmission mécanique peut avoir un impact direct sur les températures du système. Elle met aussi en exergue la nécessité de comparer les mesures expérimentales à un modèle théorique, notamment à cause des conditions de fonctionnement changeantes impactant le comportement thermique du système. Aussi, la construction d'un modèle permet de déterminer si les variations de températures observées sont dues à un défaut ou aux variations des conditions opératoires.

Deux grands types de modélisation thermique des transmissions mécaniques existent dans la littérature :

- Les modélisations empiriques basées sur des données expérimentales ne nécessitant pas une compréhension des phénomènes physiques sous-jacents du système étudié.
- Les modélisations dites « physique » sont quant à elles basées sur les lois d'échanges thermiques connues, que ce soit entre l'environnement et la transmission ou au sein même de cette dernière. Les lois de pertes de puissance sont aussi considérées dans de telles modélisations.

I.5.a. Modélisations empiriques

Diverses structures de modélisation empirique existent dans la littérature telles que les réseaux de neurones, les processus autorégressifs ou des modèles de machine learning. Quelle que soit la structure le principe global de fonctionnement est le même :

Les grandeurs d'entrée du modèle, pouvant par exemple être les conditions de fonctionnement (vitesse, couple, température ambiante…), sont mesurées tout comme les grandeurs de sortie à modéliser (dans le cas présent les températures de composants de la transmission). À partir de cet ensemble de mesures, les paramètres du modèle sont identifiés selon la structure choisie.

Durant les dernières années, l'utilisation des réseaux de neurones s'est développée afin de modéliser le comportement thermique des transmissions mécaniques. Zaher *et al.* [41], Bangalore *et al.* [48] et Garcia *et al.* [47] utilisent notamment cette structure afin d'estimer la température des roulements dans des boîtes de vitesses d'éoliennes. Wang *et al.* [38] et Zhao *et al.* [39] utilisent quant à eux une structure de modélisation basée sur un processus mathématique autorégressif afin d'estimer la température de l'huile de boîte de vitesses d'éoliennes. Dans l'étude de Rashid et Khalaji [65], divers modèles de machine learning ont été entrainés à partir de mesures de températures issues d'un parc éolien permettant d'estimer une température de la boîte de vitesse.

Les modélisations empiriques ont pour principales caractéristiques qu'elles ne nécessitent pas une modélisation des phénomènes thermiques au sein du système étudié. Par conséquent, ce type de modélisation ne permet donc pas de modéliser le comportement thermique de composants dont la température n'est pas mesurée. Enfin, un nombre important de mesures récoltées dans des conditions de fonctionnement diverses est nécessaire afin que les modélisations empiriques soient performantes. Cette contrainte est donc incompatible avec le besoin industriel de cette étude dans laquelle le nombre de mesures se doit d'être limité.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

I.5.b. Modélisations « physiques »

Concernant les modélisations dites « physique » du comportement thermique des transmissions mécaniques, différents degrés de discrétisation (Figure I-7) de ces modèles sont présents dans la littérature :

- Les modèles globaux dans lesquels une température unique du système est estimée en fonction des conditions opératoires.
- Les modèles nodaux dans lesquels un nombre restreint d'éléments du système sont représentés par une géométrie simplifiée et supposés isothermes. Des lois d'échanges physiques sont ensuite appliquées entre les différents nœuds pour modéliser les échanges thermiques.
- Les modèles à éléments finis reposent quant à eux sur la discrétisation de la géométrie du système en un maillage fin. Les équations locales de transfert thermique sont appliquées sur chacun des éléments de ce maillage qui sont caractérisés par des propriétés matérielles et thermiques.

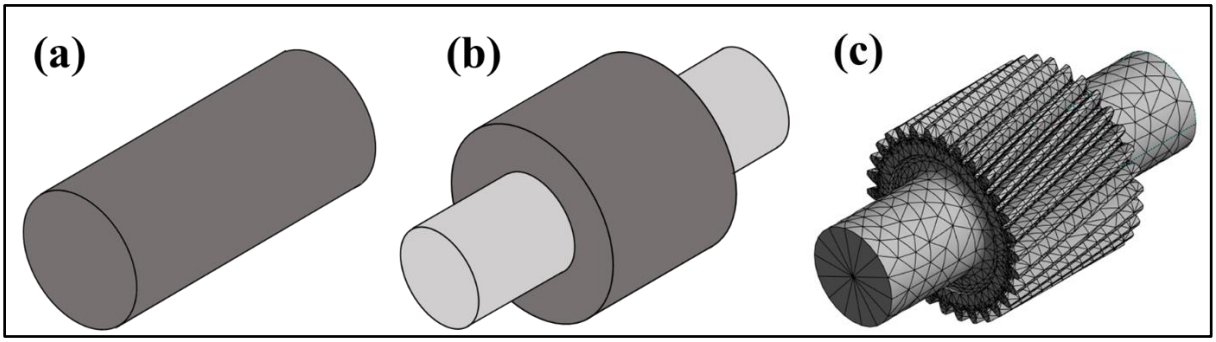

Figure I-7 Modélisation (a) globale (b) nodale (c) par éléments finis d'un pignon-arbré

I.5.b.i Modélisation globale

Dans le cadre des transmissions mécaniques, les modèles globaux visent principalement à déterminer la température de l'huile. Cette approche est basée sur un raisonnement en régime permanent : la température est obtenue à partir du calcul de l'équilibre entre les pertes de puissances et la puissance thermique dissipée [66]. Martins *et al.* [67] a utilisé cette approche afin d'estimer les pertes de puissance d'un banc FZG en déterminant le coefficient de frottement à l'engrènement. Feng *et al.* [36] et Qiu *et al.* [37] utilisent pour leur part cette approche afin de déterminer la température de l'huile de boîtes de vitesses d'éoliennes. Ramdane *et al.* [34] utilisent la modélisation globale afin d'estimer la température du bain d'huile d'un train planétaire à deux étages. Une bonne corrélation entre les mesures expérimentales et le modèle est observée pour les neuf conditions de fonctionnement testées avec une erreur maximale de 5.9%.

La modélisation globale est l'approche la plus facile à mettre en œuvre, cependant dans l'optique de détecter des défauts d'une ampleur modérée sur des systèmes mécaniques plus complexes ses performances peuvent être insuffisantes. De plus, identifier la localisation d'un défaut avec cette approche est impossible.

I.5.b.ii Modélisation par éléments finis

La modélisation par éléments finis permet quant à elle d'identifier les températures locales des composants d'une transmission mécanique. Cette approche a notamment été utilisée pour

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

modéliser les roulements [68] [69] et les engrenages afin d'obtenir leur température de masse [70]. Il est aussi possible de coupler la modélisation thermique par éléments finis à la MFN (Mécanique des Fluides Numérique) afin de modéliser les échanges convectifs entre l'huile et les composants de la transmission, cette approche a par exemple été utilisée afin d'investiguer le coefficient de trainée dans les roulements à billes [71].

Bien que ce type de modélisation permette une grande précision des résultats, la puissance et le temps de calcul nécessaires sont trop importants pour son utilisation dans une optique de maintenance prédictive sur une transmission mécanique complète. Par ailleurs, la modélisation des interactions fluide-solide couplée à une modélisation thermique est mal maîtrisée à l'heure actuelle.

I.5.b.iii Modélisation nodale

La modélisation nodale présente un niveau de discrétisation intermédiaire, les principaux éléments de la transmission sont représentés par des géométries simples et supposés isothermes. Des lois décrivant les échanges thermiques permettent ensuite de relier ces différents nœuds entre eux comme dans les études de Cole *et al.* [68] et Tarawneh *et al.* [72] s'intéressant à un ensemble composé respectivement : (i) d'un roulement et d'une roue ferroviaire ; (ii) d'un roulement et d'un arbre. Dans les deux études précédemment citées, un coefficient d'échange entre l'air et les solides est estimé afin de considérer les pertes de puissances.

La méthode des réseaux thermiques développée dans ses travaux de thèse et appliquée sur une boite de vitesse automobile manuelle à six rapports par Changenet [73] permet quant à elle de considérer le couplage thermique avec les pertes générées. En effet, les températures locales des composants de la transmission sont considérées dans le calcul des pertes de puissance. Cette méthode a été utilisée dans diverses études et permis la modélisation thermique de transmissions mécaniques diverses parmi lesquelles :

- Un réducteur épicycloïdal lubrifié par barbotage dans les travaux de thèse de Boni [74].
- Un banc d'essais FZG dans les articles de Durand de Gevigney *et al.* [75] et Neurouth *et al.* [76].
- Une boîte de vitesses à double embrayage dans les travaux de thèse de Leprince [77].

La modélisation nodale permet d'obtenir un bon compromis en présentant des temps de calcul numériques bien inférieurs à ceux nécessaires à la modélisation par éléments finis et une finesse de modélisation supérieure à une modélisation globale. À la lumière des différents éléments présentés dans cette section, la méthode des réseaux thermiques a été choisie dans les présents travaux afin de modéliser le comportement thermique de la transmission mécanique étudiée. Cette approche détaillée dans la section II.3, a été utilisée par Touret [2] dans une optique de maintenance prédictive d'une transmission mécanique à un train d'engrenage : un banc d'essais FZG. Son étude met en exergue l'influence de micropitting généralisé des dentures sur les pertes de puissance de la transmission ainsi que sur les températures. Cette étude soulève différentes questions qui seront investiguées dans le présent manuscrit :

- La méthode des réseaux thermiques peut-elle permettre la localisation de défauts au sein d'une transmission mécanique plus complexe à plusieurs trains d'engrenages ?
- Les constantes de temps thermiques étant élevées, la détection d'un défaut localisé influant sur la puissance instantanée et non sur la puissance moyenne peut s'avérer

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

impossible. L'utilisation d'un couplage entre l'approche thermique et une seconde approche utilisant des constantes de temps plus courtes (en l'occurrence l'approche électrique) permettrait-elle la détection de ces types de défauts ?

I.6. Les jumeaux numériques : définitions, propriétés et applications aux transmissions mécaniques

Les différents modèles explicités précédemment sont élaborés sur la base de nombreuses données d'entrée et corrélées à de nombreuses mesures expérimentales. Dans le cadre de cette étude, le besoin industriel de REEL, ALSTOM et TEXELIS est de pouvoir assurer la maintenance prédictive en temps réel d'une transmission mécanique en utilisant un nombre restreint de capteurs - et donc de données - peu invasifs. Afin de répondre à ces besoins, l'objectif est donc de construire un modèle physique (un réseau thermique) basé sur un nombre restreint de données d'entrées et utilisant, en complément, les mesures expérimentales adéquates afin de prévoir en temps réel le comportement thermique de la transmission. Ce modèle serait donc un jumeau numérique du réducteur étudié.

I.6.a. Définitions et propriétés

Ces dernières années, les jumeaux numériques ont gagné en popularité dans divers secteurs industriels dans lesquels ils sont utilisés comme un outil permettant de prédire le comportement des systèmes physiques [78]. Un jumeau numérique est une réplique virtuelle d'un produit physique, d'un processus ou d'un système permettant de simuler leur comportement en temps réel. Depuis sa première apparition en 2002, le concept de jumeau numérique a évolué et diverses définitions existent dans la littérature, celles-ci sont détaillées dans une revue de Errandonea *et al.* [78]. La définition la plus courante, proposée par Glaessgen et Stargel [79], est qu'un jumeau numérique se compose de trois parties : le produit physique, sa réplique virtuelle, et la communication bidirectionnelle entre eux. Errandonea s'en tient à cette définition en ajoutant que la communication de la réplique virtuelle vers le système physique doit pouvoir entraîner une opération de maintenance. Plus récemment, Tharma *et al.* [80] ont proposé la définition suivante : « le jumeau numérique d'un produit physique commercialisé est un miroir virtuel, qui peut décrire les propriétés physiques et fonctionnelles complètes du produit tout au long de son cycle de vie et peut fournir et recevoir des informations sur le produit ».

La création d'un jumeau numérique peut offrir plusieurs avantages, tels que la prédiction des performances d'un système, l'optimisation du processus de maintenance et par conséquent la réduction des coûts. Le développement des jumeaux numériques est devenu de plus en plus populaire dans le domaine de l'ingénierie mécanique, avec des applications allant de l'aérospatiale à la robotique tel que présenté dans l'article de Phanden *et al.* [81].

La réussite et le degré de fidélité du jumeau numérique d'un produit sont dépendant du niveau de simulation. Comme expliqué par Wu *et al.* [82] dans leur revue, la recherche et le développement dans le domaine des jumeaux numériques se concentre, entre autres, sur l'aspect multi-physique de ceux-ci. Chaque propriété physique d'un produit a son propre modèle spécifique, il est par exemple possible de construire un modèle de dynamique des fluides, un modèle thermique, un modèle d'analyse de contraintes, un modèle de dégradation des matériaux etc... Traditionnellement, ces différentes propriétés physiques sont analysées séparément ; comment lier ces modèles en fonction des différents couplages physiques est une des clés afin de construire un jumeau numérique fidèle du produit permettant ensuite de tirer pleinement parti de ses fonctions de simulation, de diagnostic, de prédiction et de contrôle. La

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

modélisation multiphysique permet de représenter de façon plus précise le comportement physique du produit afin d'en déduire son état de santé.

I.6.b. Le jumeau numérique dans le domaine des transmissions mécaniques

La recherche autour des jumeaux numériques s'est naturellement accrue dans le domaine des transmissions mécaniques au cours de ces dernières années, notamment dans une optique de maintenance prédictive.

Moghadam *et al.* [83] a développé un jumeau numérique d'une boîte de vitesses d'éolienne basé sur la mesure de couple. Ce modèle permet d'estimer, à partir de mesures expérimentales, différents paramètres tels que la pression et les contraintes au niveau du contact à l'engrènement afin de surveiller en temps réel l'état des engrenages. Dans leurs travaux, Feng *et al.* [84] proposent un jumeau numérique d'une transmission à un seul étage de réduction basé sur des mesures vibratoires permettant d'estimer l'usure des roues dentées. Li *et al.* [85] ont quant à eux développé un jumeau numérique d'un banc d'essais d'engrenages basé sur une approche multiphysique. Des mesures vibratoires, acoustiques, thermiques et de couple sont réalisées, à partir de ces données, un modèle représentatif du comportement sain du banc d'essais est construit. Celui-ci est ensuite comparé aux mesures réalisées sur le banc d'essais en temps réel, la capacité du jumeau numérique construit à détecter des défauts mécaniques n'est cependant pas abordée.

Ces différentes études montrent la pertinence de la construction d'un jumeau numérique pour la surveillance d'une transmission mécanique.

I.7. Surveillance des transmissions mécaniques par analyse électrique

Dans de nombreuses applications industrielles, les transmissions mécaniques sont couplées à un moteur électrique ce qui permet d'envisager la mesure des courants comme indicateur de défaillance. Cette méthode de surveillance est utilisée depuis plusieurs années par REEL et cette étude, pour satisfaire le besoin industriel, a pour objectif de combiner cette approche à l'approche thermique. Utiliser l'approche électrique en complément de l'approche thermique doit permettre (i) d'apporter un aspect multiphysique à cette étude nécessaire à une surveillance efficace de systèmes complexes et (ii) d'étudier une approche aux constantes de temps bien plus courtes que les phénomènes thermiques pouvant permettre la détection de différents types de défauts.

Cette section vise donc à présenter un état de l'art explicitant l'influence des défauts mécaniques au sein d'une transmission sur les signaux de courant à travers un ensemble non exhaustif de méthodes de détection existantes. Cet état de l'art se focalisera principalement sur les méthodes de détection des défauts :

- des engrenages, telles que détaillées en profondeur dans l'article de Kia *et al.* [86] ainsi que dans les travaux de thèse de Frini [87].
- des roulements, présentées extensivement dans la revue de Khan *et al.* [88].
- géométriques (type 2) [89].

I.7.a. Influence théorique d'un défaut sur les courants statoriques

La présence d'un défaut au sein d'un système mécanique entraine des modifications du courant liées à des variations de couple, celui-ci est alors la somme d'un couple fixe et d'un couple oscillatoire périodique du au défaut comme expliqué dans [90].

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

$$C_{mot}(t) = C_0 + C_c cos(2\pi f_c t) \quad \text{I-4}$$

où C_{mot} est le couple moteur, C_0 le couple fixe, C_c l'amplitude du couple oscillatoire et f_c la fréquence caractéristique du défaut. Les signaux de courant sont impactés par ces oscillations de couple et, en présence d'un défaut, le courant statorique peut alors être exprimé comme la somme de deux termes : le courant statorique propre et un second terme dû à l'oscillation du rotor tel que démontré dans [90].

Il est alors notamment possible de déterminer l'origine d'un défaut à partir de sa fréquence caractéristique ; certaines d'entre elles sont bien connues, les plus classiques sont les suivantes :

- Défaut d'engrenage [91] :

$$f_{c_{eng}} = f_s \pm j \times f_1 \quad \text{I-5}$$

où f_S est la fréquence fondamentale du stator, j un entier et f_1 est la fréquence de rotation de la roue dentée présentant un défaut.

- Défaut pour des roulements à billes [90] [92] :
  - Défaut sur la bague intérieure :

$$f_{c_{BI}} = f_s \pm j \times \frac{f_r n}{2}(1 + \frac{d}{d_m} cos(\beta_c)) \quad \text{I-6}$$

où j est un entier, f_r est la vitesse de rotation relative entre les bagues intérieure et extérieure, n le nombre de billes du roulement, d le diamètre des billes, d_m le diamètre moyen du roulement et β_c l'angle de contact.

  - Défaut sur la bague extérieure :

$$f_{c_{BE}} = f_s \pm j \times \frac{f_r n}{2}(1 - \frac{d}{d_m} cos(\beta_c)) \quad \text{I-7}$$

  - Défaut sur la bille :

$$f_{c_{bille}} = f_s \pm j \times \frac{f_r d_m}{d}(1 - \left(\frac{d \times cos(\beta_c)}{d_m}\right)^2) \quad \text{I-8}$$

La présence d'un défaut se traduit donc par l'apparition de bandes latérales autour de la fréquence fondamentale et des harmoniques des courants d'alimentation. En plus de l'analyse fréquentielle, l'analyse temporelle des courants statoriques ainsi que l'analyse temps-fréquence sont utilisées pour la détection de défauts dans les transmissions mécaniques.

I.7.b. Analyse du vecteur de Park

L'approche utilisée par REEL et qui, dans l'optique de répondre au besoin industriel, est investiguée dans ces travaux est l'analyse du vecteur de Park via l'analyse de différents indicateurs. Un état de l'art spécifique à cette approche est présenté dans un premier temps, par la suite les autres approches présentes dans la littérature - dans les domaines temporel, fréquentiel et temps-fréquence – seront abordées.

L'analyse du vecteur de Park courant, aussi appelé vecteur d'espace, est utilisée dans diverses études visant à la détection de défauts :

- Cette approche a été utilisée extensivement afin de détecter la présence de défauts au niveau des roulements. Bacha *et al.* [93] utilisent une approche combinant les

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

transformées de Park et de Hilbert permettant de détecter, entre autres, un défaut au niveau de la bague extérieure d'un roulement. Silva et Cardoso [94] présentent quant à eux une analyse fréquentielle du module du vecteur de Park permettant la détection de différents défauts au niveau d'un roulement. Dans le domaine temporel, Irfan *et al.* [95] utilisent différents indicateurs géométriques et statistiques du vecteur de Park permettant de détecter des défauts ponctuels et généralisés sur les bagues de roulements. En plus d'une analyse fréquentielle, Zarei et Poshtan [96] démontrent une influence de défauts (bague intérieure et extérieure d'un roulement) sur l'épaisseur de la courbe de Lissajous du vecteur de Park.

- L'utilisation de cette approche afin de détecter des défauts à l'engrènement est plus récente et les études à ce sujet bien moins nombreuses. Frini *et al.* [97] analysent différents indicateurs géométriques issus des transformées de Park et Concordia ainsi que de la représentation de Frenet-Serret. Cette approche permet la détection d'écaillage à l'engrènement ainsi que d'un défaut d'usure de la bague extérieure d'un roulement avec un taux de classification de 96.7%. La DSP (Densité Spectrale de Puissance) du vecteur de Park a été analysée par Combet [98] dans le but de détecter la présence d'une dent fissurée au sein d'un réducteur à deux trains d'engrènement. L'analyse présentée ne permet pas la détection de ce défaut, cependant elle permet de détecter un changement d'accouplement et montre donc que le module du vecteur de Park contient des informations importantes. Kia *et al.* [91] proposent pour leur part une analyse, dans le domaine temporel, du vecteur de Park courant permettant de détecter de l'écaillage généralisé sur une dent d'une transmission à un seul étage de réduction.

- L'analyse du vecteur de Park est par ailleurs utilisée dans de nombreuses études visant à détecter des défauts électriques. Nejjari et Benbouzid [99] analysent notamment la courbe de Lissajous du vecteur de Park pour détecter grâce à un réseau de neurones des moteurs présentant des défauts électriques (déséquilibre de phase et phase manquante).

I.7.c. Analyse temporelle

Diverses méthodes d'analyse temporelle visant à la détection de défauts dans les transmissions mécaniques sont présentes dans la littérature.

Parmi les méthodes de traitement du signal utilisées, la démodulation permet d'extraire les bandes latérales en supprimant la fréquence de la porteuse, et est utilisée pour détecter différents types de défauts. Mohanty et Kar [100] ont utilisé des méthodes de démodulation de fréquence et d'amplitude des signaux de courant afin de détecter une dent manquante au sein d'une transmission à trois trains d'engrenages. La démodulation a aussi été utilisée par Gong et Qiao [101] pour la détection de défauts au niveau de roulements (rupture de cage et défaut sur la bague extérieure) d'une boîte de vitesses d'éolienne.

Hong et Dhupia [102] ont proposé une méthode de détection des défauts sur un engrenage planétaire basée sur la déformation temporelle dynamique (DTW) ainsi que sur le Kurtosis corrélé CK_1. La DTW permet de mettre en évidence les bandes latérales dues à la présence de défauts, le Kurtosis corrélé est quant à lui utilisé afin d'identifier la position du pignon endommagé.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

I.7.d. Analyse fréquentielle

L‘analyse fréquentielle basée sur les courants statoriques a été utilisée extensivement dans la littérature pour la détection de défaut dans les transmissions mécaniques.

I.7.d.i Surveillance des engrenages

Dans leur étude Kia *et al.* [103] présentent une comparaison entre des analyses du courant statorique, des signaux vibratoires et des signaux acoustiques pour la détection d'un défaut d'usure d'engrenage dans un réducteur à un étage de réduction. Les signaux vibratoires et acoustiques sont les plus sensibles à la présence de ce défaut et permettent sa détection. En utilisant un système d'acquisition de haute résolution, l'auteur met en évidence une augmentation d'amplitude des harmoniques de la fréquence d'engrènement sur le spectre du courant statorique due à la présence du défaut. L'analyse du spectre de courant dans les travaux de Lo *et al.* [104] met en évidence des différences d'amplitude des fréquences de rotation d'un pignon dues à une fissure sur une dent de celui-ci.

Feki *et al.* [89] ont pour leur part combiné la modélisation (i) d'un moteur avec la transformation de Kron (transformation proche de celle de Park) et (ii) d'une transmission à engrenage par un modèle paramétrique mécanique. Les simulations montrent que le modèle construit peut être utilisé comme outil de détection de défauts de piqures via une analyse spectrale des courants statoriques. Par ailleurs ce modèle permet de prendre en compte la présence d'un accouplement souple entre le moteur et la transmission et donc de simuler le comportement du moteur en présence de défaut type 2 comme un désalignement ou une erreur de montage.

I.7.d.ii Surveillance des roulements

La surveillance des roulements via l'analyse fréquentielle est une approche amplement investiguée pour les roulements des machines électriques :

- Schoen *et al.* [105] utilisent un réseau neuronal capable de détecter différents défauts au niveau des roulements d'un moteur asynchrone à partir du spectre de fréquence des courants statoriques. Le spectre de courant est filtré au niveau des fréquences caractéristiques et une phase d'apprentissage est réalisée avec un moteur sain. Les défauts testés sont une déformation de la cage ainsi qu'un défaut d'excentricité.
- Blödt *et al.* [106] proposent un nouveau modèle où les fréquences caractéristiques des défauts ont été ajustées. L'analyse spectrale des courants statoriques au niveau de ces fréquences permet alors la détection de différents défauts (deux importants défauts « artificiels » et un défaut « réaliste » d'un roulement utilisé dans l'industrie).

Différentes études ont aussi été menées afin de détecter la présence de défauts de roulements situés dans la transmission mécanique :

- Dans leurs travaux, Rajendra et Bhaskar [107] mettent en évidence l'influence d'importants défauts (rainures artificielles sur la bague intérieure) sur la DSP des courants statoriques par l'apparition d'harmoniques aux fréquences caractéristiques. L'auteur précise cependant que la détection de défaut de plus faible ampleur via cette approche a été infructueuse.
- Jiang *et al.* [90] s'intéressent pour leur part à différents défauts (écaillage sur bague intérieure ainsi que sur les billes) au sein d'un réducteur planétaire. Le signal est prétraité par analyse de spectre singulier (SSA) afin d'éliminer la composante de

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

fréquence d'alimentation du signal de courant. Divers modèles d'apprentissage automatique sont utilisés pour classifier les défauts utilisant comme données d'entrée le signal dans le domaine temporel et fréquentiel. Le réseau de neurones testé présente un taux de classification de 98% dans le domaine fréquentiel.

I.7.e. Analyse temps-fréquence

L'analyse temps-fréquence permet d'obtenir une représentation du signal considérant à la fois le domaine temporel et le domaine fréquentiel. Parmi les méthodes d'analyse temps-fréquence, la transformée de Fourier à court terme [108], la distribution de Wigner-Ville [106], ainsi que la décomposition en ondelettes [109] [110] sont des approches utilisées dans la littérature pour la détection de défauts mécaniques. L'analyse temps-fréquence nécessitant une analyse poussée des signaux, ce qui n'est pas adapté à la surveillance d'une transmission mécanique en temps réel, seule une des méthodes principales qu'est la décomposition en ondelettes est présentée.

La décomposition en ondelette consiste à représenter un signal sous forme de composantes à différentes échelles et résolutions temporelles. Celle-ci a été utilisée sur les courants statoriques afin de détecter des défauts au niveau des roulements [109] et des engrenages [110]. Dans [109], un défaut artificiellement créé sur la bague extérieure d'un roulement est détecté par l'analyse d'un scalogramme d'ondelette 2D sur lequel des variations d'amplitude au niveau des harmoniques caractéristiques ont été observées. Kar et Mohanty [110] combinent la transformée de Fourier rapide et la décomposition en ondelettes pour détecter une rupture de dent, les composantes transitoires dues aux défauts sont observées dans la bande de fréquence [0.625-1.25] KHz.

I.7.f. Conclusion

Cet état de l'art a permis de mettre en évidence l'influence de différents types de défauts au sein d'une transmission mécanique sur les courants statoriques. L'analyse des courants statoriques semble une alternative intéressante à l'étude vibratoire notamment car elle est non intrusive : elle ne nécessite que des pinces ampèremétriques. Dans les travaux de recherche présentés dans ce manuscrit, elle sera utilisée en complément de l'approche thermique. L'analyse de vecteur de Park, utilisée comme approche pour la surveillance de la transmission, a montré des résultats prometteurs. Cette approche, détaillée dans le chapitre IV, présente des résultats encourageants, que ce soit par une analyse temporelle ou fréquentielle, quant à la détection de différents types de défauts. Cependant elle reste à l'heure actuelle peu investiguée pour la surveillance des engrenages. Cette approche nécessite un traitement de données moins important que les autres approches présentées dans cette revue de l'état de l'art, son utilisation semble appropriée en complément de l'approche thermique pour une surveillance en temps réel d'une transmission mécanique.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

I.8. Conclusions et discussion

Cette étude bibliographique permet de tirer de premières conclusions :

Les transmissions mécaniques sont des composants cruciaux pour un grand nombre d'applications industrielles et celles-ci sont sujettes à différents types de défaut catégorisés en trois types : les défauts dus à la fatigue de contact, les défauts de lubrification et les défauts géométriques.

Discussion : Les entreprises finançant ces travaux (REEL, ALSTOM et TEXELIS) rencontrent, dans leurs applications industrielles respectives, ces différents types de défaut. Des défauts de conception et de montage (Type 2) sont particulièrement fréquents tout comme des défauts de type 1 à l'engrènement. L'étude portera donc sur la maintenance prédictive d'une transmission mécanique présentant ces types de défaut.

De nombreuses approches de surveillance des transmissions mécaniques ont été développées. Les approches thermiques et électriques ont démontré leur efficacité dans l'optique de réaliser une surveillance performante d'une transmission mécanique de la manière la moins invasive possible.

Discussion : Les objectifs cruciaux de cette étude, afin de répondre au besoin industriel de REEL, ALSTOM et TEXELIS, sont de pouvoir assurer la maintenance prédictive d'une transmission mécanique (i) en utilisant des capteurs peu invasifs, (ii) en temps réel, (iii) permettant la localisation du défaut et (iv) en utilisant un nombre restreint de données expérimentales. Seule l'approche thermique satisfait ces différentes conditions c'est pour cela que celle-ci est utilisée dans cette étude. L'approche électrique sera aussi utilisée en complément de l'approche thermique.

Deux types de mesures thermiques sont utilisées dans la littérature pour la surveillance des transmissions mécaniques : les mesures par contact et les mesures par thermographie. À travers cet état de l'art, ces deux approches se révèlent efficaces dans la détection de différents défauts.

Discussion : La mesure par thermographie présente différents points négatifs : elle nécessite un nombre important de données, un traitement important de celles-ci est requis, elle ne permet pas une surveillance en temps réel et les données mesurées peuvent se révéler peu fiables. L'utilisation de la mesure par contact s'impose alors dans ces travaux.

La surveillance d'une transmission mécanique via des mesures thermiques par contact nécessite la construction d'un modèle prédictif. De nombreuses études utilisant la méthode des réseaux thermiques ont démontré sa capacité à simuler le comportement thermique de transmissions.

Discussion : Parmi les modélisations thermiques de transmissions mécaniques existantes dans la littérature, seule la modélisation nodale permet de satisfaire les objectifs de cette étude. Les modélisations empiriques ne permettent pas de satisfaire ces objectifs étant donné qu'elles nécessitent un nombre trop important de données expérimentales. Pour ce qui est des modélisations « physiques » : la modélisation par éléments finis ne permet pas une maintenance prédictive en temps réel et la modélisation globale ne permet pas la localisation des défauts. La méthode des réseaux thermiques est la modélisation nodale la plus complète, c'est pour cela qu'elle sera utilisée dans ces travaux.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

L'impact des défauts de types 1, 2 et 3 sur les températures d'une transmission mécanique a été extensivement démontré. Cependant, aucune étude n'utilise les mesures par contact afin de détecter la présence d'un défaut de type 2.

Discussion : L'utilisation de mesures thermiques par contact afin de détecter la présence d'un défaut géométrique au sein d'une transmission mécanique est une approche pertinente et novatrice. Cet axe de recherche sera donc exploré dans ces travaux.

Cette revue de l'état de l'art montre l'impact de défauts de type 1 et 2 sur les courants statoriques. Différentes méthodes d'analyse des signaux de courants - dans les domaines temporel, fréquentiel et temps-fréquence - permettent la détection de défauts mécaniques au sein d'une transmission et ont été présentées.

Discussion : Les méthodes d'analyse dans le domaine temps-fréquence nécessitant une analyse complexe des signaux, donc d'importants temps de calcul, celles-ci ne semblent pas adaptées à une surveillance en temps réel d'une transmission et ne seront pas utilisées dans cette étude. Parmi les autres approches, l'étude du vecteur de Park présente des résultats intéressants pour la détection de défauts aux roulements, mais aussi, plus récemment, au niveau des engrenages. Cette approche détaillée dans le chapitre IV sera utilisée, afin de répondre à la demande industrielle, en complément de l'approche thermique dans ces travaux de thèse.

La construction d'un jumeau numérique afin de surveiller en temps réel l'état d'une transmission mécanique a de nombreux avantages notamment opérationnels et financiers. Une approche multiphysique est importante afin de construire un jumeau numérique performant.

Discussion : Le jumeau numérique représente incontestablement le futur en termes de surveillance des transmissions mécaniques dans une optique de maintenance prédictive. Ces travaux de thèse visent alors à construire le jumeau numérique d'un réducteur combinant les approches thermiques et électriques.

À la lumière de ces différents éléments, cette étude présente alors une nouvelle approche de surveillance d'un réducteur mécanique. Le développement d'un jumeau numérique thermique de ce réducteur basé sur la méthode des réseaux thermiques sera alors présenté dans le chapitre II. La capacité du jumeau numérique à détecter un défaut de type 1 et un défaut de type 2 sera étudiée dans le chapitre III. Le chapitre IV présentera quant à lui une étude des mesures de courant visant à compléter les performances de surveillance du jumeau numérique développé.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Chapitre II :

Le banc d’essais et son jumeau numérique thermique

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

II.1. Introduction

L'étude bibliographique présentée dans le chapitre précédent a permis de démontrer la pertinence de l'analyse thermique dans une optique de maintenance prédictive pour une transmission mécanique. Cette étude a également souligné la nécessité de la construction d'un modèle prédictif basé sur des mesures expérimentales. Le jumeau numérique s'est révélé être une solution prometteuse répondant aux différents critères de l'étude.

Afin de réaliser la maintenance prédictive du réducteur étudié, ce chapitre présente alors le développement de son jumeau numérique thermique. Ce dernier sera alors utilisé comme référence dans la suite de l'étude et comparé aux mesures expérimentales recueillies sur le réducteur comme le présente le schéma de principe de la Figure II-1.

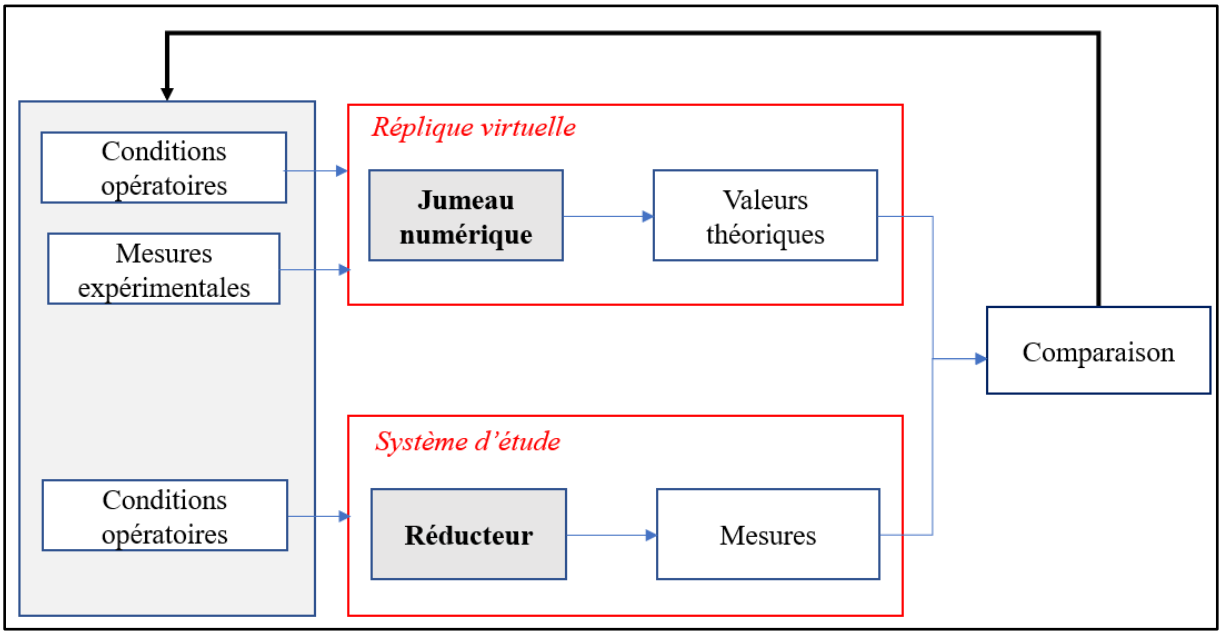

Figure II-1 Schéma de principe d'un jumeau numérique

Dans un premier temps, ce chapitre présente le banc d'essai développé ainsi que son instrumentation. Dans un second temps la méthode des réseaux thermiques, sur laquelle est basée la structure du jumeau numérique, est explicitée et son application au système d'étude est détaillée. À partir de ce modèle thermique prédictif, le jumeau numérique thermique est développé via un processus d'optimisation des paramètres critiques du modèle. Les étapes de ce processus sont détaillées dans un troisième temps et les résultats obtenus sont présentés afin de valider l'approche développée.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

II.2. Le banc d'essai

II.2.a. Configuration

Le banc d'essai a été développé à partir d'un treuil de REEL International duquel le tambour a été retiré. Au cours de cette étude, ce banc a été utilisé dans deux configurations différentes :

- La première configuration est celle utilisée durant les essais à vide. Un moteur asynchrone est accouplé à un réducteur à engrenages. Dans cette configuration aucune charge n'est appliquée sur l'arbre de sortie du réducteur tel que présenté en Figure II-2.

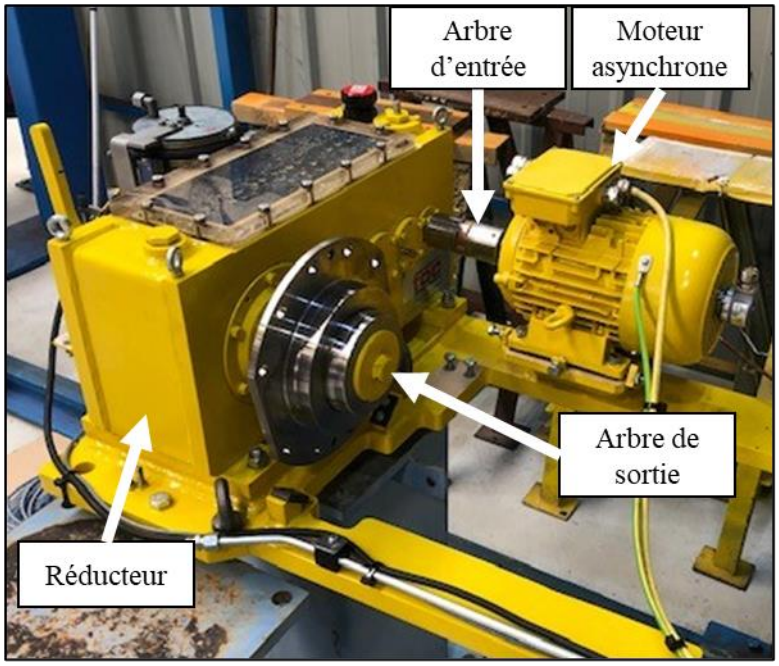

Figure II-2 Configuration à vide du banc d'essai

- La seconde configuration est celle dans laquelle le banc d'essai a été utilisé durant les essais en charge. Dans cette configuration différents éléments sont ajoutés sur la ligne d'arbre de sortie du réducteur : un ensemble accouplements-couplemètre, un multiplicateur de vitesse ainsi qu'un frein à poudre. Le frein à poudre a pour but de générer du couple résistant sur cette ligne d'arbre. Son bon fonctionnement nécessite la présence d'un multiplicateur de vitesse étant donné les faibles vitesses de rotation de l'arbre de sortie qui ne dépasse pas 20 tr/min. Cette configuration est présentée en Figure II-3.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

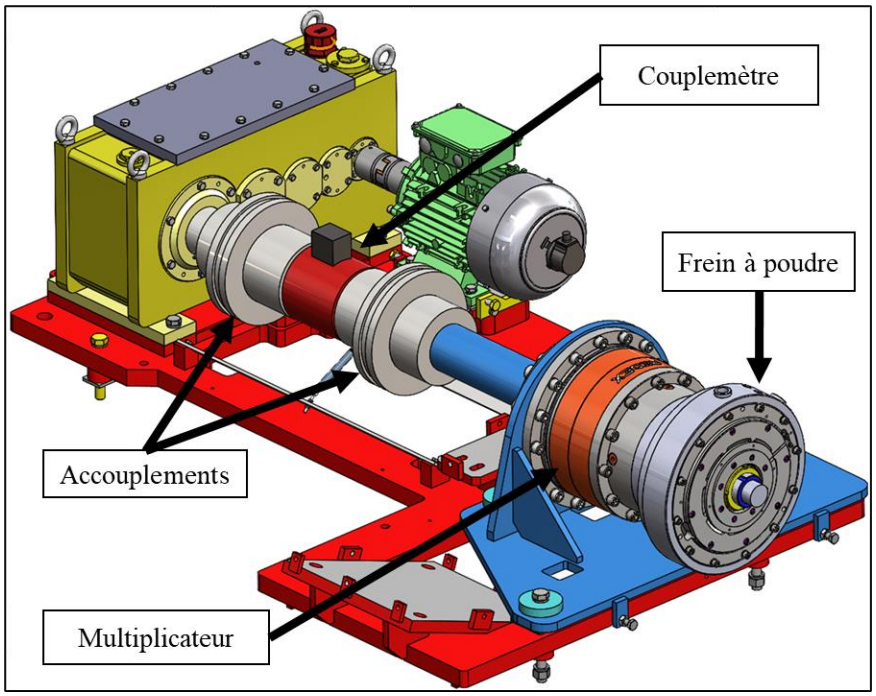

Figure II-3 Configuration en charge du banc d'essai

II.2.b. Réducteur

Le réducteur à engrenages sur lequel porte l'étude est composé de cinq arbres de transmission nommés PV (Petite Vitesse), MV1 (Moyenne Vitesse 1), MV2, MV3 et GV (Grande Vitesse). Le plan du réducteur est présenté en Figure II-4.

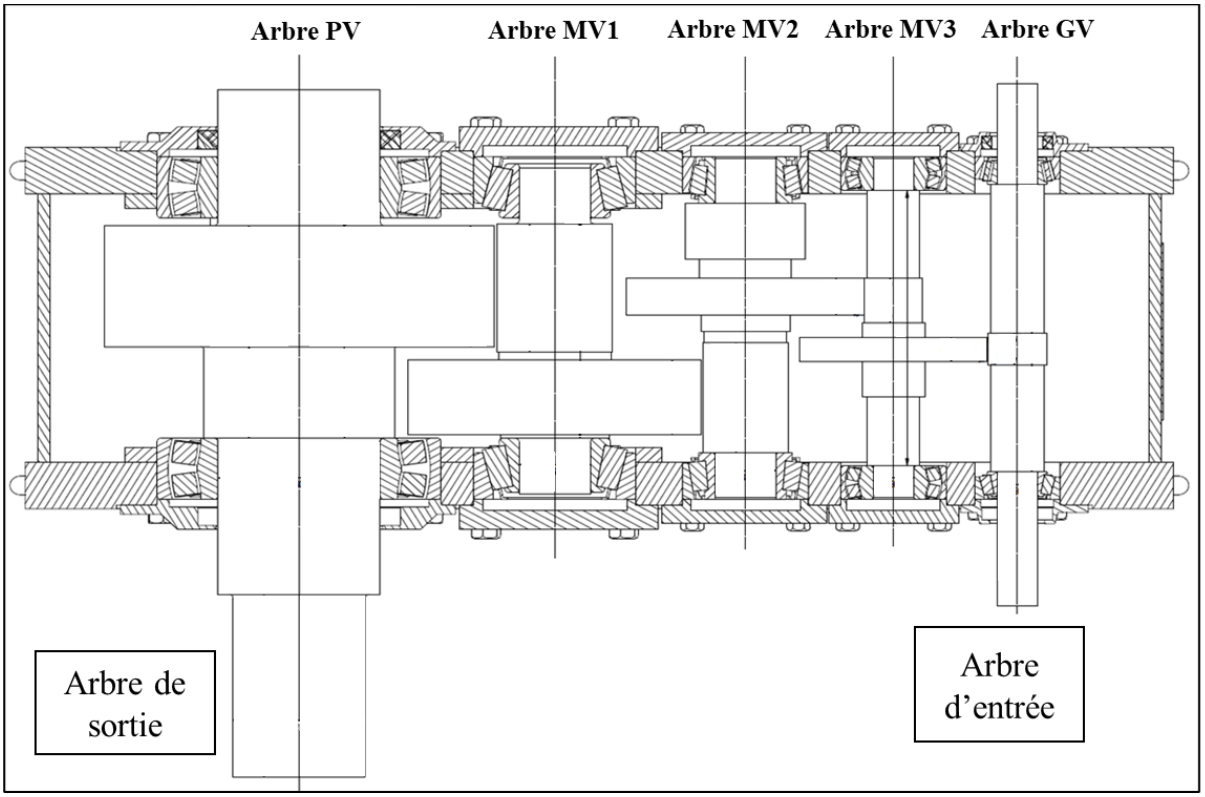

Figure II-4 Plan du réducteur étudié

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Chacun de ces arbres est supporté par deux paliers à éléments roulants identiques. Des roulements à rouleaux coniques supportent les arbres GV, MV1 et MV2 alors que des roulements à double rangée de rouleaux supportent les arbres PV et MV3. Les quatre trains d'engrenages hélicoïdaux génèrent une réduction totale de vitesse d'un rapport u=160. Les roulements, ainsi que les engrenages, sont lubrifiés par barbotage. Les propriétés de l'huile sont détaillées dans le Tableau II-1, la géométrie des engrenages et des roulements sont résumées respectivement dans le Tableau II-2 et le Tableau II-3.

Viscosité cinématique à 40°C (cSt)	**Viscosité cinématique à 100°C (cSt)**	**Masse volumique à 15°C ($kg.m^{-3}$)**
220	19.3	888

Tableau II-1 Propriétés de l'huile

Engrenage	**Module**	**Nombre de dents**	**Angle de pression**	**Angle d'hélice**
Roue PV	3 mm	65	20°	-9°
Pignon MV1	3 mm	18	20°	9°
Roue MV1	2.25 mm	62	20°	15°
Pignon MV2	2.25 mm	18	20°	-15°
Roue MV2	1.5 mm	74	20°	-19°
Pignon MV3	1.5 mm	18	20°	19°
Roue MV3	1.25 mm	72	20°	13°
Pignon GV	1.25 mm	23	20°	-13°

Tableau II-2 Propriétés géométriques des engrenages

Roulements	**Diamètre moyen (mm)**	**Nombre d'éléments roulants**	**Charge statique C_0 (kN)**
PV	110	42	27
MV1	57.5	14	106
MV2	46	16	76.5
MV3	36	30	44
GV	31	16	24.2

Tableau II-3 Caractéristiques des roulements

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

II.2.c. Moteur

Le moteur utilisé est un moteur asynchrone dont les caractéristiques sont détaillées dans le Tableau II-4.

Tension d'alimentation (V)	Courant nominal (A)	Puissance nominale (kW)	Vitesse nominale (tr/min)	$Cos(\phi)$
230/400	8.5/5	2.2	1375	0.85

Tableau II-4 Caractéristiques du moteur

II.2.d. Instrumentation

Des thermocouples de types K sont utilisés afin de mesurer les températures de différents composants du réducteur : les flasques de tous les paliers à éléments roulants, le carter, le bain d'huile ainsi que la température ambiante. Leur position est détaillée sur la Figure II-5 ainsi que dans le Tableau II-5. Les thermocouples situés sur les flasques des roulements sont présents des deux côtés du carter bien qu'ils ne soient représentés que sur un seul. La précision de ces thermocouples est de $\pm 1°C$. Les températures sont enregistrées par deux boitiers Pico TC-08 pouvant chacun recueillir simultanément les données de huit thermocouples. Les températures sont enregistrées avec une fréquence d'échantillonnage d'une mesure par seconde.

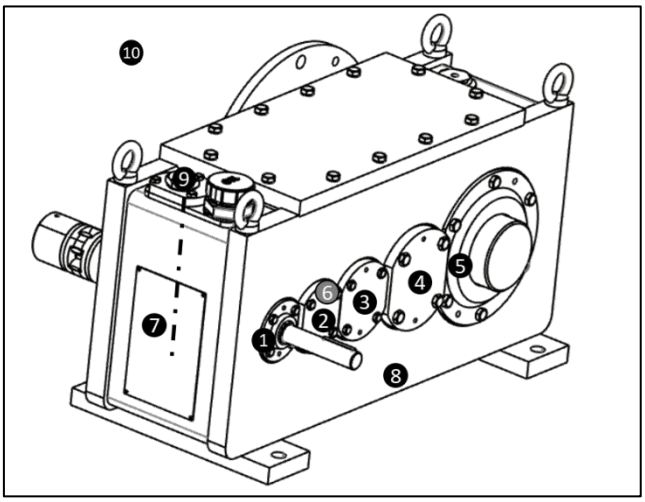

Figure II-5 Position des thermocouples

Thermocouple	Composants du réducteur
1, 2, 3, 4, 5	Flasque des roulements
6	Bague extérieure du roulement MV3
7, 8	Carter
9	Bain d'huile
10	Air ambiant

Tableau II-5 Position des thermocouples

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

La vitesse de rotation de l'arbre d'entrée est mesurée grâce à un codeur digital, sa résolution est de 5000 impulsions par tour.

Le couple de l'arbre GV est mesuré par un variateur de vitesse à partir de la puissance électrique consommée par le moteur. Le couple de l'arbre PV est mesuré par le couplemètre présenté sur la Figure II-3, celui-ci a une précision de $\pm 10\,Nm$. À partir de ces mesures de couple, les pertes de puissance totales du réducteur peuvent être calculées de la façon suivante :

$$\mathbf{P}_{Pertes\ totales} = \boldsymbol{\omega}_{\mathbf{GV}}\left(\mathbf{C}_{\mathbf{GV}} - \frac{\mathbf{C}_{\mathbf{PV}}}{\boldsymbol{u}}\right) \qquad \textbf{II-1}$$

où C_{GV} et C_{PV} sont respectivement le couple des arbres GV et PV, u est le rapport de réduction et ω_{GV} est la vitesse de rotation de l'arbre GV.

II.2.e. Jumeau numérique

Le comportement thermique du réducteur est dépendant de nombreux paramètres de fonctionnement divisés en deux groupes :

- Les conditions opératoires : la vitesse de rotation ainsi que le couple résistant ont un impact direct sur les pertes du réducteur et donc sur les températures de ses différents composants.
- L'environnement extérieur : la température ambiante, la présence d'un système de ventilation ou encore la structure sur laquelle repose le réducteur sont des paramètres influant sur les températures du réducteur.

Ces paramètres peuvent varier entre différentes phases d'utilisation du système. Ainsi, dans le but de prédire le comportement thermique du réducteur, il est nécessaire, comme l'a montré le chapitre I, de construire un modèle thermique capable de prédire le comportement sain du système. La modélisation choisie est la méthode des réseaux thermiques détaillée dans la section II.3.

L'approche choisie dans cette étude afin de répondre au besoin industriel est basée sur un nombre réduit de mesures expérimentales. Par conséquent, en plus des paramètres extérieurs décrits ci-dessus, divers paramètres internes au système et nécessaires à l'utilisation de la méthode des réseaux thermiques sont incertains comme souligné dans la section II.4. À la lumière de ces éléments, cette modélisation peut se révéler insuffisante dans une optique de maintenance prédictive. C'est pour cela qu'un jumeau numérique thermique, basé sur la méthode des réseaux thermiques, est développé en considérant l'influence de ces paramètres et en les déterminant via un protocole de traitement de données expérimentales. Le processus de développement du jumeau numérique et son application sont détaillés respectivement dans la section II.4 et dans le chapitre III.

II.3. Méthode des réseaux thermiques

II.3.a. Introduction

La méthode des réseaux thermiques est utilisée comme modèle thermique prédictif dans le but de construire la structure du jumeau numérique développé en section II.4. Cette méthode, utilisée par Changenet [73], est une approche nodale qui consiste en la décomposition du réducteur en un nombre restreint d'éléments supposés isothermes et représentés par des géométries simples (plaques, cylindres…). Ces éléments sont appelés nœuds et sont connectés

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

entre eux par des résistances thermiques. Ces résistances quantifient les échanges de chaleur entre deux nœuds en fonction du type d'échange : convection naturelle [111], convection forcée [111], conduction [111], rayonnement [111] ou contact en mouvement [112]. Les pertes de puissance sont calculées en prenant en compte les températures locales et sont ajoutées dans le réseau thermique aux nœuds correspondants. La méthode des réseaux thermiques est basée sur une analogie entre la loi de Fourier et la loi d'Ohm dans laquelle : l'intensité du courant I est remplacée par le flux de chaleur entre deux nœuds ϕ, la différence de potentiel U est remplacée par la différence de température entre deux nœuds ΔT, la résistance électrique R est quant à elle remplacée par la résistance thermique R_{th}. La relation suivante est alors obtenue :

$$\boldsymbol{\phi = \frac{\Delta T}{R_{Th}}} \qquad \textbf{II-2}$$

Des échanges thermiques entre deux nœuds peuvent avoir lieu en série ou en parallèle. Une résistance thermique équivalente ($R_{Th\,eq}$) à deux résistances thermiques ($R_{Th\,1}$ et $R_{Th\,2}$) peut alors être calculée de la même façon que dans le domaine électrique.

Pour des échanges en série :

$$\boldsymbol{R_{Th\,eq} = R_{Th\,1} + R_{Th\,2}} \qquad \textbf{II-3}$$

Pour des échanges en parallèle :

$$\boldsymbol{\frac{1}{R_{Th\,eq}} = \frac{1}{R_{Th\,1}} + \frac{1}{R_{Th\,2}}} \qquad \textbf{II-4}$$

Une fois l'ensemble du réseau construit, le premier principe de la thermodynamique est appliqué (Eq. II-5) à l'ensemble des nœuds afin d'obtenir leur température.

$$\boldsymbol{m_i c_i \frac{dT_i}{dt} = \phi_i + \sum_{j=1\,\&\,j\neq 1}^{n} \frac{T_j - T_i}{R_{Th}(i,j)}} \qquad \textbf{II-5}$$

Où, pour un nœud i, m_i est sa masse, c_i sa capacité calorifique massique, T_i sa température, ϕ_i la perte de puissance éventuelle et $R_{Th}(i,j)$ la résistance thermique reliant les nœuds i et j.

La robustesse de la méthode des réseaux thermiques vient du couplage thermique qui est opéré en prenant en compte les températures locales dans le calcul des pertes de puissance. En effet, calculer les températures de chaque élément de la transmission permet la modification locale des propriétés rhéologiques du lubrifiant telles que la viscosité qui a un impact significatif sur les pertes mécaniques comme le montrent les travaux de Pouly *et al.* [113].

II.3.b. Réseau thermique du système d'étude

II.3.b.i Structure du réseau thermique

Afin de construire le réseau thermique, le réducteur étudié a été décomposé en nœuds qui correspondent : au carter, aux arbres, aux roulements, aux pignons, aux zones d'engrènement, au bain d'huile ainsi qu'à l'air ambiant. La Figure II-6 présente les nœuds du réseau thermique qui sont positionnés au niveau du composant mécanique leur étant associé. Par souci de clarté dans la représentation, l'ensemble des nœuds du carter, dont la décomposition sera explicitée par la suite, n'a pas été représenté.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

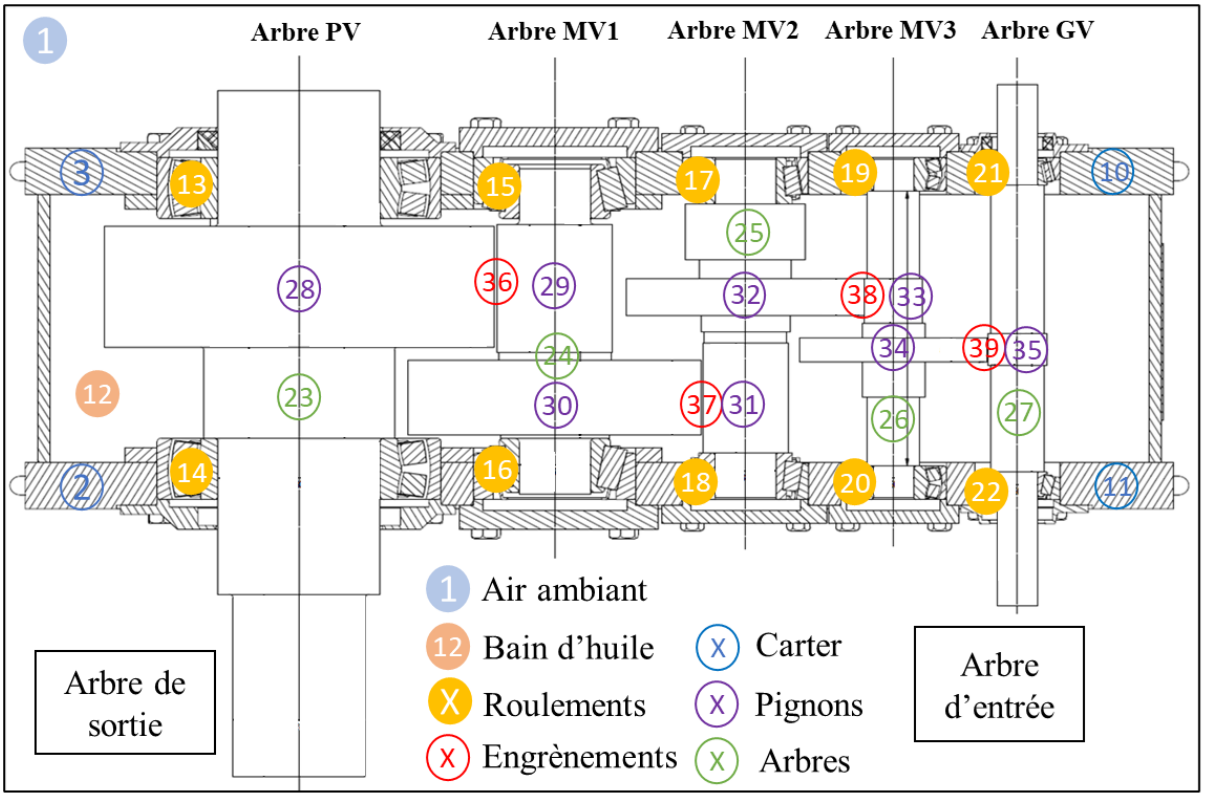

Figure II-6 Positionnement des nœuds du réseau thermique

Ces nœuds ont ensuite été reliés entre eux par des résistances thermiques. Les résistances thermiques entre un solide et un fluide sont exprimées sous la forme suivante :

$$R_{Th} = \frac{1}{hS} \qquad \text{II-6}$$

où h est le coefficient d'échange convectif dépendant du phénomène physique lors des échanges de chaleur entre les deux nœuds et S est la surface d'échange. L'équation II-6 permet de caractériser les échanges thermiques suivants qui sont considérés dans le réseau thermique :

- la convection naturelle ayant lieu entre un fluide et un solide lorsque ce fluide n'est pas mis en mouvement par des forces extérieures.

la convection forcée qui cette fois-ci est considérée lorsque le fluide est mis en mouvement par la rotation de composants. Les autres types d'échanges thermiques considérés dans le réseau thermique sont :

- le rayonnement caractérisant l'échange radiatif entre un solide et le milieu environnant.
- les résistances de contact permettant de modéliser le saut de température existant entre deux solides assemblés.
- la conduction exprimant la distribution du flux de chaleur au sein d'un solide.
- la striction modélisant les échanges au sein des contacts mécaniques en mouvement.

Les méthodes de calcul des différentes résistances thermiques utilisées dans le réseau thermique peuvent être trouvées en Annexes A.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Le réseau thermique du réducteur est détaillé en Figure II-7, les éléments correspondants à chaque nœud sont détaillés dans le Tableau II-6.

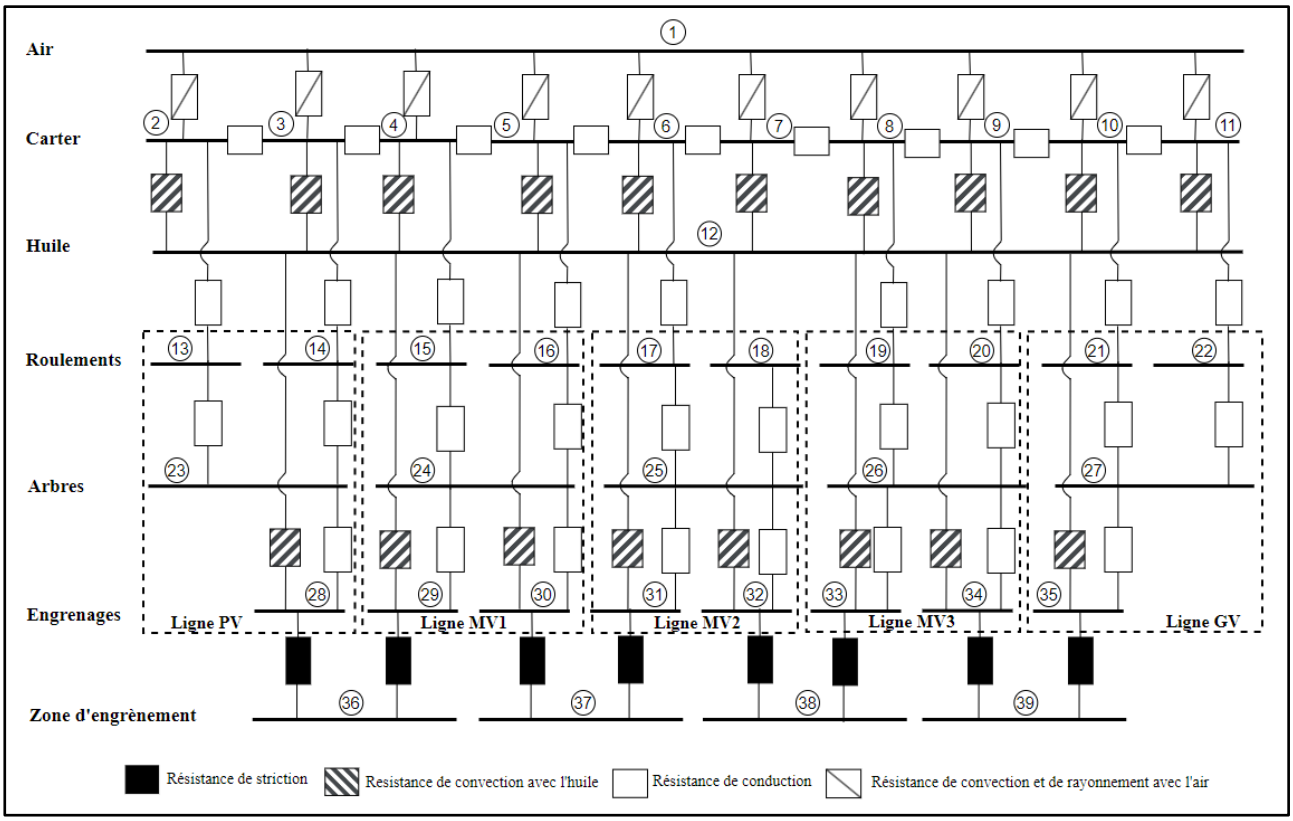

Figure II-7 Réseau thermique du réducteur

Nœuds	Composants du réducteur
1	Air
2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11	Carter
12	Huile
13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22	Roulements
23, 24, 25, 26, 27	Arbres
28, 30, 31, 32, 33, 34, 35	Engrenage
36, 37, 38, 39	Zone d'engrènement

Tableau II-6 Nœuds du réseau thermique

Dans le réseau thermique construit, le carter est relié à l'huile par des résistances de convection pouvant être naturelle ou forcée en fonction des conditions opératoires ($R(2,12)$ à $R(11,12)$). L'huile est aussi connectée aux engrenages ($R(12,28)$ à $R(12,35)$) et aux roulements ($R(12,13)$ à $R(12,22)$) par des résistances de convection. Les roulements sont reliés au carter ainsi qu'à l'arbre qu'ils supportent par des résistances de conduction. Par exemple, le roulement 13 situé sur la ligne petite vitesse est relié au carter ($R(2,13)$) ainsi qu'à l'arbre PV ($R(13,23)$). Ce type de résistance relie aussi les engrenages et l'arbre sur lequel ils sont situés. Les nœuds représentant les zones d'engrènement sont connectés aux

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

engrenages par des résistances de striction ($R(28-29{,}36)$, $R(30-31{,}37)$, $R(32-33{,}38)$ et $R(34-35{,}39)$).

II.3.b.ii Décomposition du carter

Lors du fonctionnement du réducteur, la température du carter n'est pas homogène comme le montrent les mesures réalisées à l'aide d'une caméra thermique (Figure II-8) durant l'un des essais expérimentaux. Cette disparité peut s'expliquer par (i) un brassage différent du bain d'huile au niveau de chaque ligne d'arbre influant sur les échanges convectifs internes et (ii) les différents flux d'air externes projetés sur le carter comme détaillé dans la section II.3.b.iv.

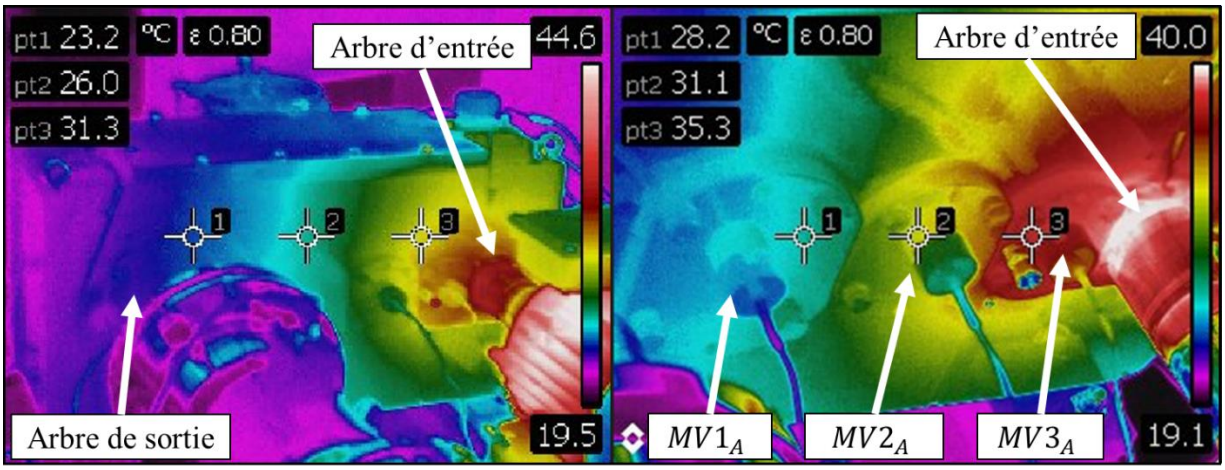

Figure II-8 Imagerie thermique du réducteur

Afin de prendre en compte cette disparité de température au sein du carter, celui-ci a été divisé en 10 nœuds (n°2 à n°11) connectés entre eux par des résistances de conduction. Le réducteur est divisé en deux parties (A et B) dans le sens de la longueur par le plan (P) comme représenté sur la Figure II-9. Chacune de ces deux parties est ensuite séparée en cinq parties, une pour chaque ligne d'arbre. Ces séparations sont représentées par les lignes en pointillés sur la Figure II-9.

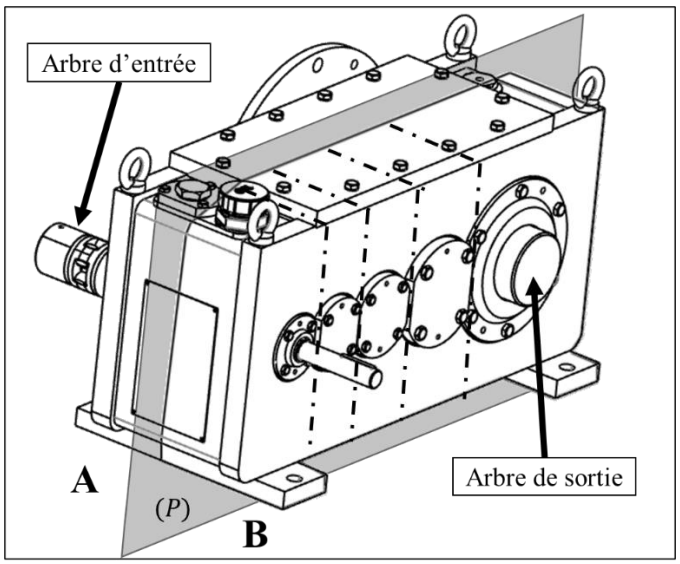

Figure II-9 Discrétisation nodale du carter

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

II.3.b.iii Représentation nodale et mesures des températures des roulements

Diverses modélisations nodales des roulements sont présentes dans la littérature avec différents degrés de discrétisation [73] [75] [113] [114]. Étant donné l'échelle du système étudié, soit l'ensemble d'un réducteur, mais aussi du nombre réduit de données expérimentales utilisées, chaque roulement a été modélisé dans le réseau thermique par un unique nœud.

L'objectif global de l'étude étant de réaliser la maintenance prédictive du réducteur en utilisant une instrumentation la moins intrusive possible ; les mesures de températures au niveau des roulements sont réalisées par des thermocouples aimantés situés sur les flasques des roulements. Afin de vérifier la pertinence de ces mesures, le flasque du roulement $MV3_A$ a été usiné afin de pouvoir directement mesurer la température de sa bague extérieure. La Figure II-10 présente la comparaison des mesures de températures au niveau du flasque et de la bague extérieure lors d'un essai à vide à 2000 tr/min. L'écart maximal entre ces deux températures est de 1,5 °C sur l'ensemble de l'essai. Les températures des flasques sont donc représentatives des températures des roulements et seront donc utilisées tout au long de l'étude.

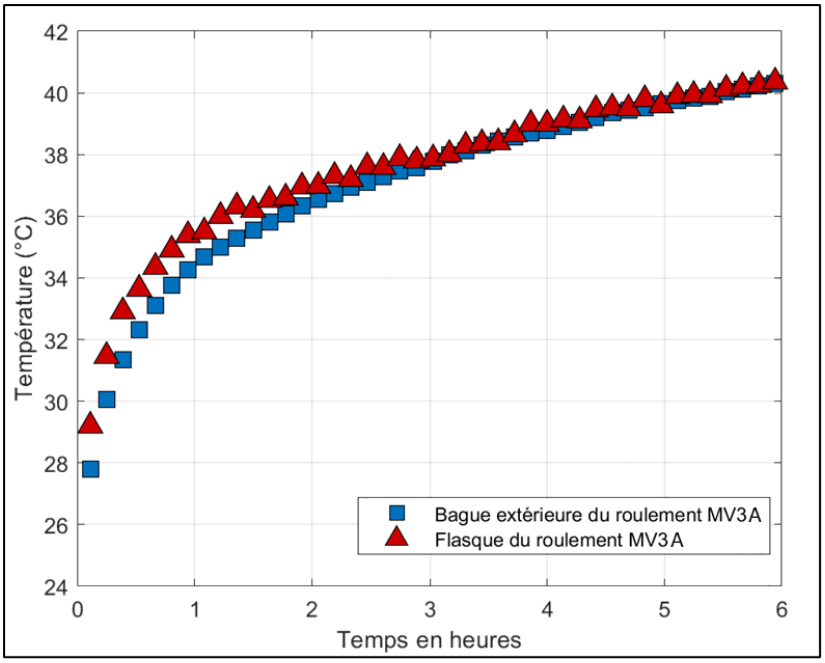

Figure II-10 Comparaison des mesures de températures au niveau de la bague extérieure et du flasque du roulement $MV3_A$ lors d'un essai à vide à 2000 tr/min

II.3.b.iv Description des échanges avec l'air ambiant

Lorsque le moteur électrique est en fonctionnement, sa ventilation génère un flux d'air projeté directement sur certaines parties du carter du réducteur. Par conséquent, les échanges de chaleur entre l'environnement extérieur et le carter du réducteur sont représentés par des résistances : (i) de convection forcée sur les parties ventilées, (ii) de convection naturelle sur les parties non-ventilées et (iii) de rayonnement sur toutes les parties. Les échanges convectifs entre l'air et le carter, tels qu'ils sont pris en compte dans le réseau thermique, sont représentés en Figure II-11.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

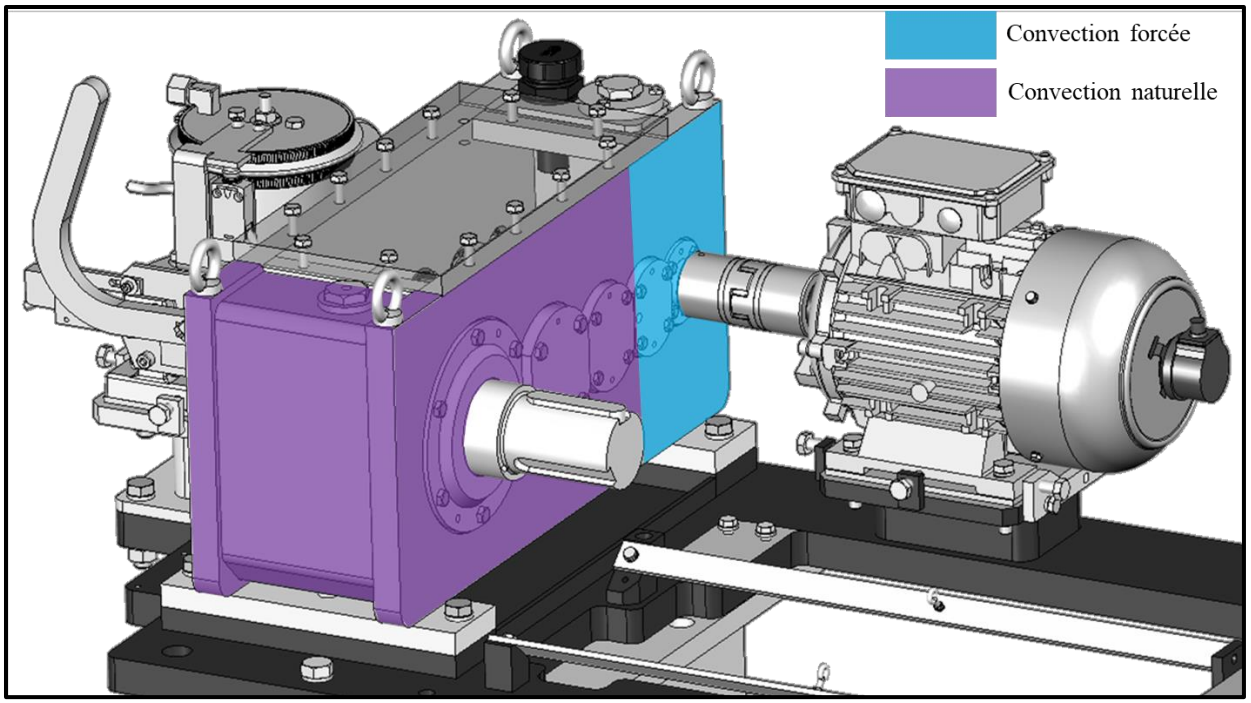

Figure II-11 Échanges convectifs entre l'air et le carter

II.3.c. Calcul des pertes de puissance

La section II.3.b présente la structure du réseau thermique c'est-à-dire les nœuds qui le composent et les échanges qui les lient. Il est désormais nécessaire de considérer les sources de chaleur. Divers types de pertes de puissance doivent donc être pris en compte dans le réseau thermique et sont injectés aux nœuds correspondants.

II.3.c.i Pertes de puissance des paliers à éléments roulants

Les pertes de puissance des roulements peuvent être calculées comme la somme d'une contribution indépendante de la charge et d'une contribution dépendante de la charge (Harris [115]) :

$$\boldsymbol{P_{Roulements} = \Omega(M_0 + M_1)} \quad \textbf{II-7}$$

où M_0 et M_1 sont respectivement les couples de pertes indépendant et dépendant de la charge et Ω la vitesse de rotation.

Le couple de pertes indépendant de la charge des roulements est calculé avec les formules qui suivent :

Si $\nu N \geq 2000\, mm^2 s^{-1} \text{min}^{-1}$:

$$\boldsymbol{M_0 = 1 \times 10^{-7} \times (\nu\, \mathrm{N})^{\frac{2}{3}} f_0\, d_m^3} \quad \textbf{II-8}$$

Si $\nu N < 2000\, mm^2 s^{-1} \text{min}^{-1}$

$$\boldsymbol{M_0 = 160 \times 10^{-7} \times f_0\, d_m^3} \quad \textbf{II-9}$$

où ν est la viscosité cinématique de l'huile, N est la vitesse de rotation, d_m est le diamètre moyen du roulement et f_0 un paramètre dépendant du type de roulement et de la lubrification.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

La contribution dépendante de la charge est calculée avec la formule :

$$\boldsymbol{M_1 = f_1\, P_1^a\, d_m^b} \qquad \textbf{II-10}$$

où a, b et f_1 sont des paramètres dépendant du type de roulement et où P_1 correspond à la charge équivalente.

Le modèle de Harris est utilisé pour déterminer les pertes de puissance des roulements dans le réseau thermique du système d'étude. Ce modèle a été choisi car il nécessite peu d'informations sur le roulement. Harris propose des valeurs de f_0 et f_I en fonction du régime de lubrification et du type de roulement. Cependant, le paramètre f_0 doit être déterminé expérimentalement comme démontré par Niel *et al.* [114]. Ces pertes de puissance sont appliquées à tous les roulements (nœuds 13 à 22).

II.3.c.ii Pertes de puissance au niveau des joints d'étanchéité

Les pertes de puissance des joints sont calculées avec la formule de Simrit [116] et dépendent uniquement du diamètre de l'arbre d_i et de la vitesse de rotation N :

$$\boldsymbol{P_{Joints} = 7.69 \times 10^{-6}\, d_i^2\, N} \qquad \textbf{II-11}$$

Ces pertes de puissance sont appliquées aux nœuds des arbres PV et GV (nœuds 23 et 27).

II.3.c.iii Pertes de puissance à l'engrènement

Les pertes de puissance à l'engrènement sont calculées avec la formule suivante issue du rapport technique ISO [117] :

$$\boldsymbol{P_{Engrènement} = P_{in} H_v C_f} \qquad \textbf{II-12}$$

où P_{in} est la puissance transmise, C_f le coefficient de frottement moyen et H_v un paramètre dépendant de la géométrie de l'engrenage calculé avec la formulation d'Ohlendorf [118] :

$$\boldsymbol{H_{v\,Ohlendorf} = \frac{\pi}{Z_1}\frac{(1+u)}{\cos\beta_b}\left(1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2\right)} \qquad \textbf{II-13}$$

où u est le rapport de réduction, Z_1 le nombre de dents du pignon, β_b l'angle d'hélice de base, ε_α le rapport de conduite et $\varepsilon_{1,2}$ le rapport de conduite d'approche du pignon et de la roue.

Le calcul du coefficient de frottement moyen est basé sur la formule ISO [117] :

$$\boldsymbol{Cf = 0,048 \left(\frac{F/b_g}{V_R R_{eq}}\right)^{0,2} \eta_{huile}{}^{-0.05} R_a{}^{0.25} X_L} \qquad \textbf{II-14}$$

où F est la charge normale, b_g la largeur de contact, V_R la vitesse de roulement, R_{eq} le rayon de courbure équivalent, η_{oil} la viscosité dynamique de l'huile, R_a la rugosité arithmétique et X_L un facteur de lubrification. Cependant la littérature et notamment l'article de Martins *et al.* [67], montre que cette relation présente des limites pour certains couples matériau-lubrifiant et qu'un paramètre plus élaboré est nécessaire. Cette formule a alors été adaptée dans le réseau thermique et le coefficient de frottement est calculé de la façon suivante :

$$\boldsymbol{Cf = \left(\frac{F/b_g}{V_R R_{eq}}\right)^{0,2} \eta_{huile}{}^{-0.05} \gamma} \qquad \textbf{II-15}$$

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

où le paramètre γ est introduit et est dépendant du couple matériau-lubrifiant utilisé, la méthode de détermination de la valeur de ce paramètre est détaillée dans la suite de ce chapitre (section II.4.c.iv).

Ces pertes de puissance sont appliquées aux nœuds des engrènements 36 à 39.

II.3.c.iv Pertes de puissance par barbotage

Ces pertes de puissance sont calculées à l'aide de la formulation du couple de traînée en barbotage proposée par Changenet *et al*. [119] :

$$C_{barbotage} = \frac{\rho \Omega^2 S_m {r_p}^3 C_m}{2} \quad \text{II-16}$$

$$P_{Barbotage} = \Omega \times C_{barbotage} \quad \text{II-17}$$

où ρ est la masse volumique de l'huile, r_p est le rayon primitif, S_m est la surface immergée de l'engrenage et C_m est un couple adimensionnel qui dépend du régime d'écoulement de l'huile. Ces pertes de puissance sont appliquées au bain d'huile (nœud 12).

Enfin, les pertes totales de puissance du réducteur peuvent être calculées comme suit :

$$P_{Pertes\ totales} = P_{Roulements} + P_{Joints} + P_{Engrènements} + P_{Barbotage} \quad \text{II-18}$$

II.4. Méthode de développement du jumeau numérique thermique [120]

II.4.a. Introduction

La partie précédente a détaillé les étapes de construction du réseau thermique servant de structure physique au jumeau numérique. Cependant, dans le but de construire un jumeau numérique, il est nécessaire d'établir une communication entre le système physique et le modèle construit à travers des mesures expérimentales. Tout d'abord, les mesures des conditions de fonctionnement (température ambiante, couple résistant au niveau de l'arbre PV et vitesse de rotation de l'arbre GV) sont utilisées comme entrées du modèle. Des mesures expérimentales doivent aussi être utilisées afin de déterminer des paramètres incertains. L'influence des paramètres du réseau doit donc être quantifiée car la méthode des réseaux thermiques est fondée sur des approximations : les différents nœuds sont censés être isothermes et sont modélisés par une forme géométrique simple. Une nouvelle fois, étant donné que l'approche choisie afin de répondre au besoin industriel n'utilise qu'un faible nombre de mesures expérimentales, certains paramètres influant sur le calcul de résistances thermiques sont compliqués à estimer tels que :

- la surface d'échange air-carter à considérer dans le modèle qui dépend de la structure sur laquelle repose le réducteur.
- la rotation des arbres ainsi que la ventilation du moteur génèrent une convection forcée entre l'air et le carter difficile à estimer sans utiliser de capteurs spécifiques, tels que des anémomètres.

II.4.b. Sélection des paramètres critiques du modèle

Une étude de sensibilité a été menée sur le réseau thermique permettant de quantifier l'influence de certains paramètres difficiles à estimer (du fait du nombre restreint de données de départ) sur les résultats du modèle. L'objectif de cette étude est de sélectionner les

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

« paramètres critiques », paramètres influents nécessitant une estimation précise. Les paramètres potentiellement critiques sélectionnés dans cette étude sont : les sources de pertes de puissance qui, comme expliqué dans la section précédente, peuvent être difficiles à estimer, et les résistances thermiques.

Trois nœuds de référence ont été sélectionnés lors de cette étude : le bain d'huile, les roulements (i) PV_A (roulement situé sur l'arbre petite vitesse du côté A) et (ii) GV_B (roulement situé sur l'arbre grande vitesse côté B). Ces nœuds ont été choisis pour différentes raisons :

- l'huile est représentative d'une température globale de la transmission.
- les deux roulements choisis sont situés de part et d'autre du réducteur et permettent la prise en compte des disparités de température en son sein.

Le comportement thermique du réducteur a, dans un premier temps, été simulé à une vitesse de l'arbre GV de *1500* tr/min et pour un couple résistif appliqué sur l'arbre de sortie $C_{PV} = 1278Nm$. Les températures de ces trois nœuds ont été enregistrées en régime transitoire à $t_1 = 1000s$ et en régime permanent à $t_2 = 10000s$.

Plusieurs simulations ont été effectuées pour lesquelles la valeur de chaque paramètre potentiellement critique du réseau thermique a été augmentée de 20%, et les températures des nœuds de référence ont été enregistrées à $t = t_1$ et $t = t_2$. Les variations de température par rapport à la simulation de référence ont été calculées pour les trois nœuds de référence. La variation moyenne de température des nœuds de référence a ensuite été calculée (Eq. II-19) et appelée ΔT_{moy}.

$$\boldsymbol{\Delta T_{moy} = \frac{1}{3} \times \left(\Delta T_{huile} + \Delta T_{PV_A} + \Delta T_{GV_B}\right)} \qquad \textbf{II-19}$$

ΔT_{moy} est donc calculée pour l'ensemble des paramètres potentiellement critiques et sa valeur maximale sur l'ensemble de ces paramètres est $\Delta T_{moy,\ max}$.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

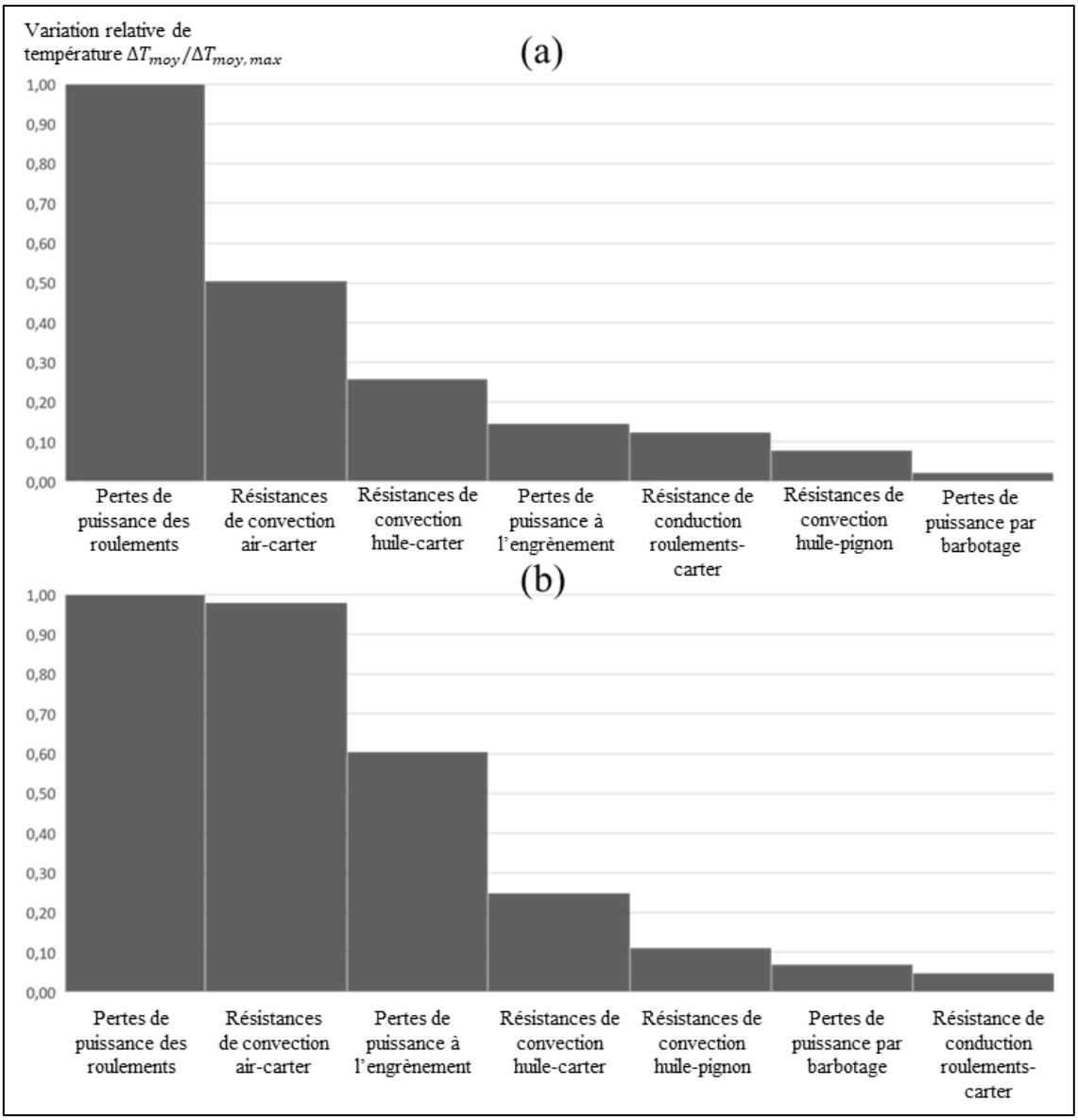

Figure II-12 Influence relative de différents paramètres du réseau thermique sur la température moyenne des 3 nœuds de référence à $t = t_1$ (a) et $t = t_2$ (b)

La Figure II-12 présente alors la variation moyenne de température des nœuds de références relative à la variation maximale observée (a) en régime transitoire et (b) en régime permanent. Cette figure montre l'influence significative de plusieurs paramètres sur le comportement thermique du réducteur en régime permanent (Figure II-12 (b)) : les pertes de puissance des roulements, les résistances de convection air-carter et les pertes de puissance à l'engrènement.

Les roulements de la ligne grande vitesse sont la source de plus de 80% des pertes liées aux roulements dans le réducteur d'étude. Pour les pertes de puissance de ces roulements, la contribution M_0 est prépondérante sur la contribution M_1 étant donné le faible couple sur cette ligne d'arbre. Comme détaillé dans la section II.3.c.i, cette contribution M_0 est dépendante du paramètre f_0 devant être déterminé expérimentalement.

Les résistances de convection air-carter sont quant à elles dépendantes de 2 paramètres majeurs :

- La vitesse de l'air induite par la ventilation du moteur pour la convection forcée.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

- La surface d'échange en convection naturelle et forcée (dépendante de la structure sur laquelle repose le réducteur).

Les pertes de puissance à l'engrènement sont pour leur part dépendantes du paramètre γ comme évoqué dans la section II.3.c.iii.

Par conséquent, comme résumé dans le Tableau II-7 quatre paramètres seront considérés comme critiques pour cette étude : le coefficient f_0 des roulements de la ligne GV, la surface d'échange thermique air-carter, la vitesse de convection forcée de l'air sur le carter et le coefficient de frottement à l'engrènement.

Paramètres influents lors de l'étude de sensibilité	**Paramètres critiques**
Pertes de puissance des roulements	• f_0 (section II.4.c.iii)
Résistances de convection air-carter	• Surface d'échange due à la structure (section II.4.c.ii) • Vitesse de l'air projetée sur le carter (section II.4.c.iii)
Pertes de puissance à l'engrènement	• Paramètre γ dépendant du couple matériau-lubrifiant (section II.4.c.iv)

Tableau II-7 Paramètres critiques du réseau thermique

Il est également important de souligner que cette étude de sensibilité montre l'influence élevée des pertes de puissance des roulements sur le comportement thermique du réducteur pendant le régime transitoire, comme le montre la Figure II-12 (a).

La procédure visant à ajuster ces paramètres à l'aide de mesures expérimentales est détaillée dans la section suivante.

II.4.c. Procédure de détermination des paramètres critiques

II.4.c.i Introduction

Dans le but de déterminer ces paramètres critiques, une procédure expérimentale a été développée. Elle est composée de deux phases d'essais : des essais à vide et des essais en charge. Dans un premier temps les essais sont menés à vide pendant une durée de six heures. À la suite de ces essais, le refroidissement du réducteur a été enregistré pendant les douze heures suivantes. Les conditions opératoires durant les essais à vide et en charge sont détaillées respectivement dans le Tableau II-8 et le Tableau II-9.

Essai n°	Vitesse d'entrée (tr/min)
1.1	1500
1.2	2000
1.3	3000

Tableau II-8 Essais à vide

Dans un second temps des essais en charge sont menés eux aussi pour une durée de 6 heures. Différentes valeurs de couple sont testées pour trois vitesses de rotation (1500 tr/min, 2000 tr/min et 3000 tr/min).

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Test n°	Vitesse d'entrée (tr/min)	C_{PV} (Nm)	Test n°	Vitesse d'entrée (rpm)	C_{PV} (Nm)	Test n°	Vitesse d'entrée (rpm)	C_{PV} (Nm)
2.1	1500	444	2.4	2000	291	2.7	3000	157
2.2	1500	1278	2.5	2000	870	2.8	3000	474
2.3	1500	1716	2.6	2000	1321	2.9	3000	846

Tableau II-9 Essais en charge

Étant donné que le moteur utilisé a une vitesse nominale de 1375 tr/min, il fonctionne en défluxage lors de ces essais (le flux inducteur est diminué dans le but d'atteindre des vitesses de rotation supérieures à la vitesse nominale). Dans ces conditions le fonctionnement à isopuissance reste possible mais le couple maximal applicable, afin d'atteindre la puissance nominale, diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Pour cette raison, et dans le but de couvrir une plus grande plage de fonctionnement possible, les valeurs de couple testées varient d'une vitesse de rotation à une autre.

II.4.c.ii Détermination de la surface d'échange due à la structure

Le premier paramètre critique qu'il est nécessaire de déterminer est la surface d'échange à prendre en compte entre le carter du réducteur et le milieu environnant comme présenté dans les travaux de Durand de Gevigney [121]. Afin de déterminer ce paramètre, un algorithme d'optimisation est utilisé. Cette surface d'échange consiste en (i) la surface du carter du réducteur échangeant avec l'air environnant et (ii) une surface liée aux échanges avec la structure sur laquelle repose le réducteur. Cette dernière est un paramètre inconnu car un réducteur peut être monté sur différentes structures en fonction du type d'application. Comme le montre la Figure II-13 la surface totale S_i à considérer est exprimée comme suit :

$$\boldsymbol{S_i = S_{1_i} + S_{2_i}} \quad \textbf{II-20}$$

S_{1_i} est la surface d'échange associée aux échanges entre le carter et l'air environnant et s'exprime comme :

$$\boldsymbol{S_{1_i} = l_i \times h_c} \quad \textbf{II-21}$$

avec l_i et h_c les dimensions géométriques du nœud i du carter.

S_{2_i} correspond à la surface liée aux échanges entre la structure sur laquelle repose le réducteur et l'air environnant.

$$\boldsymbol{S_{2_i} = l_i \times \delta} \quad \textbf{II-22}$$

où δ est le paramètre à optimiser. Dans la configuration d'essais, le carter du réducteur n'est en contact avec la structure qu'au niveau des parties PV et GV comme le montre la Figure II-11. Il est supposé que δ est constant pour une partie (PV ou GV) du réducteur en contact avec la structure quel que soit le côté ($\delta_{PV_A} = \delta_{PV_B}$), mais qu'il peut varier entre ces deux parties ($\delta_{PV} \neq \delta_{GV}$).

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

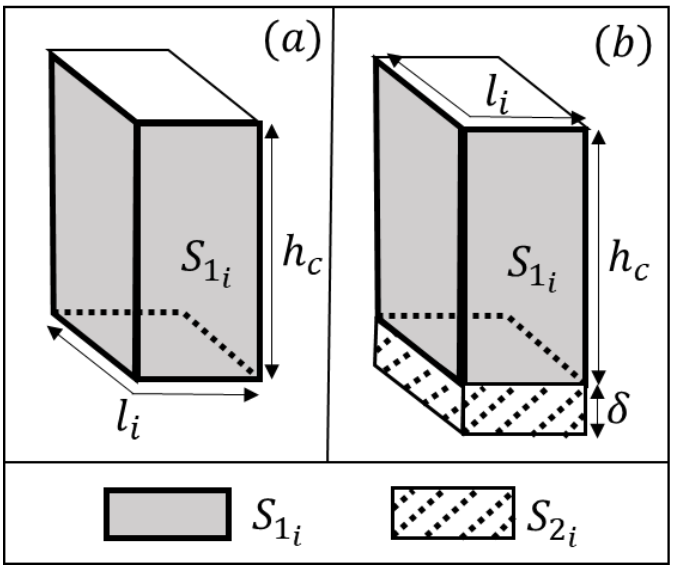

Figure II-13 Représentation de la surface d'échange air-carter (a) sans prendre en compte la structure, (b) en prenant en compte la structure

Afin de déterminer les paramètres inconnus δ_{PV} et δ_{GV}, un algorithme d'optimisation a été utilisé prenant comme référence les différentes mesures en refroidissement réalisées à la suite des essais à vide. L'objectif de cet algorithme est de pouvoir, *in fine*, prédire le refroidissement des différents nœuds du réducteur quelles que soient les températures initiales et la température ambiante. Pour ce faire, il est nécessaire de choisir un critère d'optimisation pertinent étant donné l'influence de celui-ci sur les résultats.

Le critère d'optimisation choisi est le suivant :

$$\boldsymbol{C = \sum_{Nombre\ d'essais} \Delta T_{PV_A} + \Delta T_{PV_B} + \Delta T_{GV_A} + \Delta T_{GV_B} + \Delta T_{Huile}} \qquad \textbf{II-23}$$

où, pour un nœud j, ΔT_j est calculé comme suit :

$$\boldsymbol{\Delta T_j = \sum_{t_0}^{t_{final}} \left| (T_j)_{expérimental} - (T_j)_{modèle} \right|} \qquad \textbf{II-24}$$

En minimisant le critère C, l'écart de température entre les simulations du modèle et les mesures de références au niveau des cinq nœuds sur lesquels le critère est basé est minimisé. Ces cinq nœuds ont été choisis pour différentes raisons : la température de l'huile est un bon indicateur de la température globale du réducteur, en ce qui concerne les roulements choisis ce sont ceux qui sont le plus proche des zones de contact entre la structure et le carter du réducteur. Par ailleurs, il était nécessaire de prendre en compte les disparités de températures au sein du réducteur. En effet, les températures au plus proche de l'arbre GV sont significativement plus élevées que celles mesurées proche de l'arbre PV ; de plus, les températures varient entre les deux côtés A et B. Afin d'établir un jumeau numérique sur la base d'un faible nombre de capteurs et de données expérimentales, seules les mesures de températures de ces 5 nœuds seront utilisées tout au long du processus d'optimisation.

La Figure II-14 schématise le fonctionnement de l'algorithme d'optimisation ; pour chaque valeur de δ_{GV} et δ_{PV} la valeur du critère C est calculée jusqu'à ce qu'un minimum global de la

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

fonction $C = f(\delta_{GV}, \delta_{PV})$ soit obtenu. Le critère d'arrêt est atteint lorsque les variations de δ_{GV} et δ_{PV} entre deux itérations sont inférieures à 0.1% de leurs précédentes valeurs.

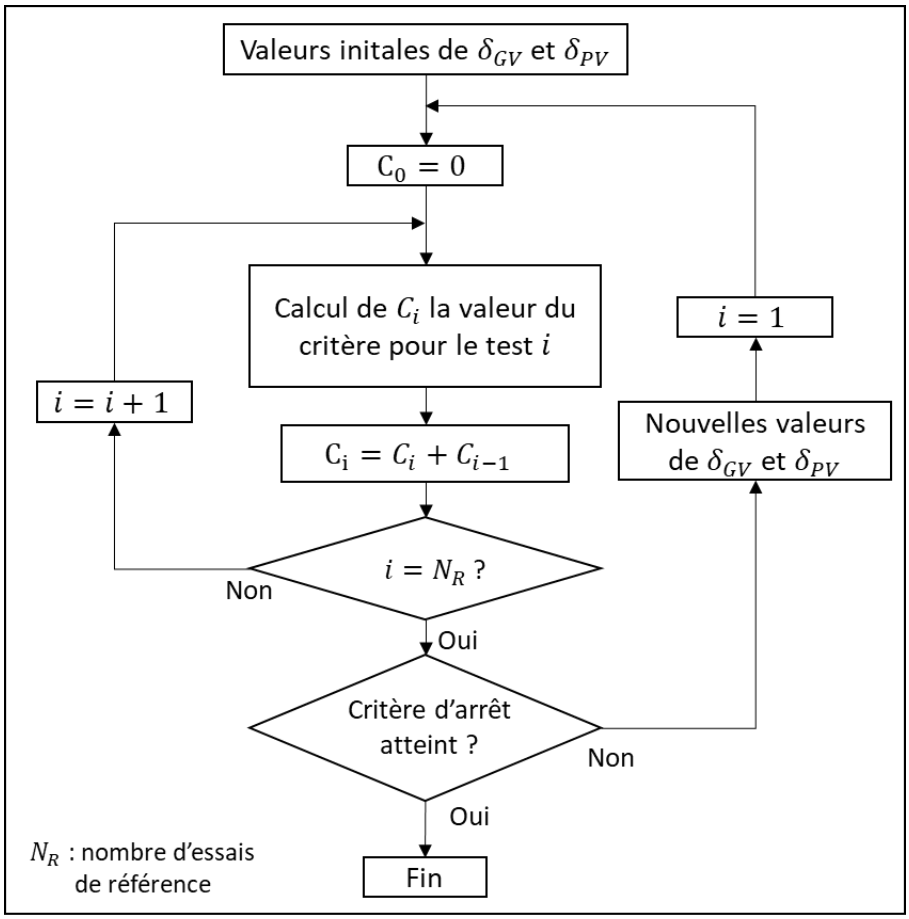

Figure II-14 Algorigramme d'optimisation de la surface de refroidissement

II.4.c.iii Détermination du f_0 des roulements grande vitesse et de la vitesse de l'air projetée sur le carter

Dans un second temps, les paramètres critiques indépendants de la charge, que sont le paramètre f_0 des roulements de la ligne GV ainsi que la vitesse de l'air ventilée sur le carter, sont déterminés. Pour cela, des essais à vide ont été menés car ils permettent d'isoler l'influence de ces paramètres sur le comportement thermique du réducteur. En effet, lors d'essais à vide, seules les pertes indépendantes de la charge influent, les pertes au niveau de l'engrènement sont quasiment nulles tout comme la contribution de perte dépendante de la charge au niveau des roulements. En raison des faibles vitesses de rotation des différents pignons du réducteur, les simulations ont montré que les pertes par barbotage étaient elles aussi extrêmement faibles, mais restent néanmoins prises en compte dans le modèle.

$$\boldsymbol{P_{Totales\ \grave{a}\ vide} = \Omega \times M_0 + P_{Joints} + P_{Barbotage}} \qquad \textbf{II-25}$$

Comme expliqué précédemment, les roulements de la ligne grande vitesse sont la source de plus de 80% des pertes liées aux roulements dans le réducteur d'étude. En conséquence, seule la valeur de leur paramètre f_0 est optimisée dans le modèle. Il est par ailleurs considéré que cette valeur est la même pour les deux roulements de l'arbre GV.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

La vitesse de l'air est supposée proportionnelle à la vitesse tangentielle des pales de ventilation du moteur V_T :

$$\boldsymbol{V = \alpha \times V_T} \qquad \textbf{II-26}$$

où α est le paramètre devant être déterminé.

Afin de déterminer la valeur de ces deux paramètres, un processus d'optimisation paramétrique a été mis en place. Le critère utilisé pour ce processus d'optimisation est identique à celui pris précédemment (Eq. II-23). Dans cet algorithme, les deux paramètres sont optimisés l'un après l'autre, le critère d'arrêt est atteint lorsque la variation de la valeur du paramètre (f_0 ou α) entre deux itérations est inférieure à 1% de sa précédente valeur. Le f_0 des roulements grande vitesse est optimisé en utilisant des mesures de température issue du régime transitoire du réducteur. Plus précisément, l'optimisation a été réalisée pour $t \in [0; t_1]$ avec t le temps depuis le début de l'essai et $t_1 = 1000s$. Le paramètre f_0 est optimisé dans ce régime car l'influence des pertes de puissance sur le comportement thermique du réducteur est prédominante par rapport à l'impact de la convection forcée sur le carter. Cela a été confirmé par la Figure II-12 (a) qui a montré l'influence significative du paramètre f_0 sur les températures du réducteur à $t = t_1$.

Le paramètre α est, quant à lui, optimisé durant le régime permanent défini pour $t \in [t_2; temps\ final]$. En régime permanent les échanges de chaleur au sein du réducteur sont établis ; par conséquent, dans ce régime, les échanges de chaleur entre le système et l'environnement ont un impact plus important que pendant le régime transitoire. Ce processus est répété jusqu'à ce que le critère d'arrêt global soit atteint, en d'autres termes, lorsque l'erreur relative moyenne entre les simulations du modèle et les mesures expérimentales de cinq nœuds (deux roulements situés sur l'arbre GV, deux roulements situés sur l'arbre PV et l'huile) varie de moins de 1% entre deux itérations.

Le fonctionnement de l'algorithme d'optimisation est décrit dans la Figure II-15.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

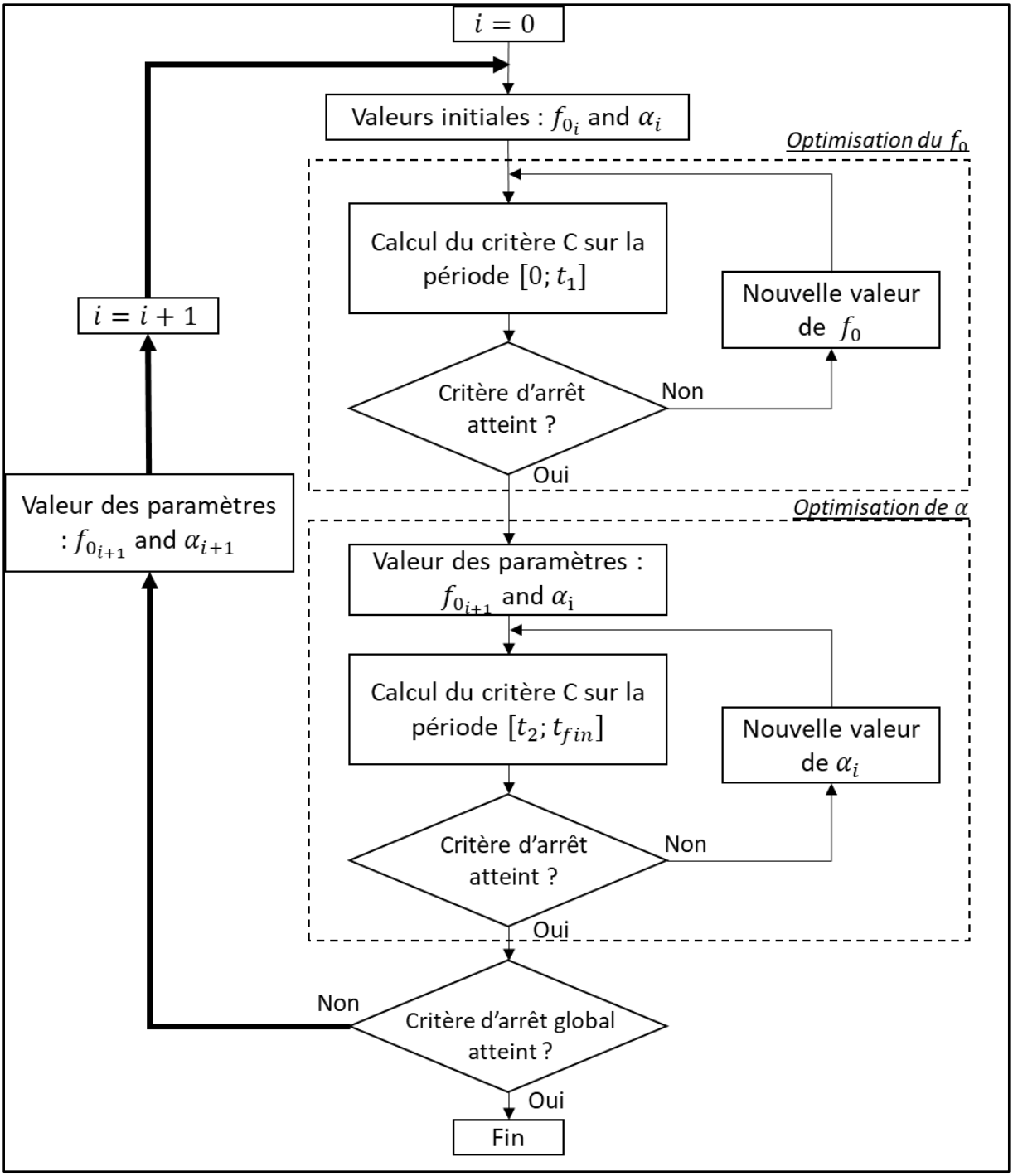

Figure II-15 Algorigramme d'optimisation de f_0 et α

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

II.4.c.iv Détermination du coefficient de frottement à l'engrènement

La troisième étape du processus consiste à optimiser le dernier paramètre critique qu'est le coefficient de frottement à l'engrènement. Pour ce faire, des essais en charge ont été menés.

Comme expliqué précédemment, la formule du rapport technique de l'ISO du coefficient de frottement moyen (Eq. II-14) est adaptée pour prendre en compte les propriétés physiques et chimiques de chaque lubrifiant (Eq. II-15). La valeur de γ, le paramètre qui nécessite d'être déterminé, est considérée constante dans le temps et la même pour chaque engrènement. Cette hypothèse se justifie par le fait que γ est un paramètre dépendant uniquement du couple matériau-lubrifiant, or le matériau ainsi que le procédé de fabrication est identique pour les différents pignons du réducteur et l'huile est identique au niveau de chaque engrènement. L'algorigramme d'optimisation de γ utilisé est similaire à celui présenté dans la section II.4.c.ii pour l'optimisation de la surface d'échange entre l'air et le carter (Figure II-14).

Dans l'objectif de définir un critère d'optimisation du paramètre γ, des simulations ont été réalisées pour différentes valeurs de γ. La Figure II-16 représente l'augmentation des températures simulées de différents composants du système pour une augmentation de $\gamma = 0.06$ à $\gamma = 0.08$ dans les conditions opératoires de l'essai 2.3. L'influence de ce paramètre est distribuée de manière presque homogène au sein du réducteur étudié.

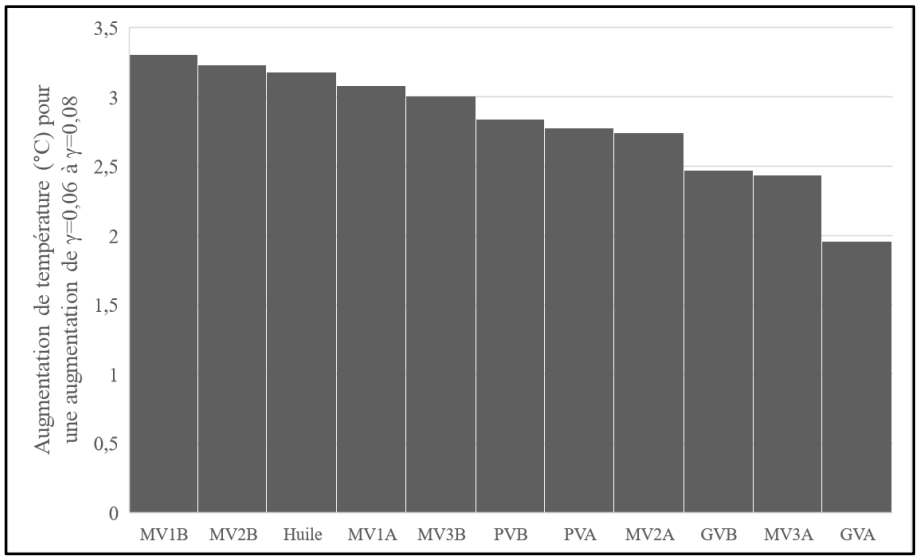

Figure II-16 Influence de l'augmentation de γ sur les températures des différents composants du réducteur

Par conséquent, le critère d'optimisation C choisi est uniquement basé sur la température du bain d'huile qui est représentative de la température globale du système :

$$\mathbf{C} = \sum_{\boldsymbol{Nombre\ d'essais\ de\ référence}} \boldsymbol{\Delta T_{Huile}} \qquad \textbf{II-27}$$

Le critère d'arrêt est identique à celui utilisé dans la section II.4.c.ii.

II.4.c.v Conclusion

L'approche proposée détaille comment le réducteur étudié communique avec son jumeau numérique. À partir de mesures expérimentales, des paramètres inconnus du jumeau

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

numérique sont déterminés. Il est important de noter que les critères d'optimisation utilisés pour chaque algorithme d'optimisation ne dépendent que de mesures de température du réducteur mais pas de mesures de pertes de puissance. L'instrumentation nécessaire au développement du jumeau numérique est légère, non intrusive et peu coûteuse. Seulement six thermocouples placés sur les flasques des roulements, dans le bain d'huile et mesurant la température ambiante sont nécessaires. La partie suivante visera à valider l'approche en présentant les résultats des différentes méthodes d'optimisation.

II.4.d. Validation du jumeau numérique thermique

Afin de valider les résultats obtenus lors des trois étapes d'optimisation décrites précédemment ; les données expérimentales recueillies ont été réparties en deux catégories. Premièrement, les données d'optimisation composées uniquement de mesures de températures sur lesquelles les critères d'optimisation des algorithmes sont basés. Deuxièmement, les données de validation composées de mesures de températures différentes des précédentes, permettant de vérifier la pertinence des résultats obtenus. Les mesures de pertes de puissance font aussi partie de ces données de validation et permettront de confirmer la robustesse de l'approche.

II.4.d.i Validation de la surface d'échange entre le carter et le milieu environnant

Les mesures de refroidissement réalisées à la suite de l'essai 1.3 ont été utilisées comme données d'optimisation de la surface d'échange entre le carter et le milieu environnant. Les mesures effectuées à la suite des essais 1.1 et 1.2 sont utilisées comme données de validation. La Figure II-17 présente la comparaison numérique-expérimental pour le refroidissement, à la suite de l'essai 1.3, de différents nœuds du réducteur après l'optimisation paramétrique. Le jumeau numérique prédit avec une erreur relative moyenne inférieure à 3% le refroidissement pour :

- Les données d'optimisation c'est-à-dire les températures de l'huile et des roulements PV_A, PV_B, GV_A et GV_B à la suite de l'essai 1.3.
- Les données de validation c'est à dire :
  - Les températures des autres roulements pour l'essai 1.3.
  - L'ensemble des mesures de température pour les essais 1.1 et 1.2.

Les erreurs relatives sont calculées de la façon suivante :

$$\boldsymbol{Erreur} = \frac{\boldsymbol{T_{i_{num}}} - \boldsymbol{T_{i_{exp}}}}{\boldsymbol{T_{i_{exp}}}} \qquad \textbf{II-28}$$

où $T_{i_{num}}$ et $T_{i_{exp}}$ sont respectivement les températures du nœud i simulée à l'aide du jumeau numérique et mesurée expérimentalement (en °C).

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

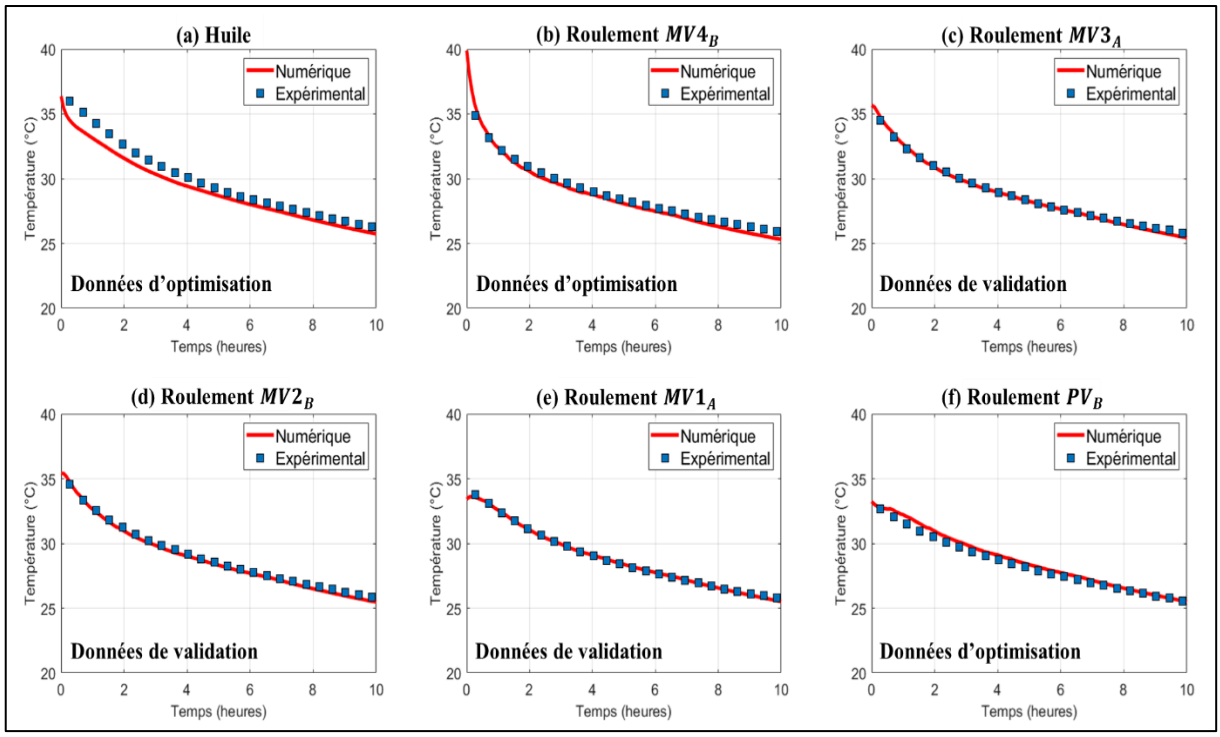

Figure II-17 Comparaison numérique-expérimentale en refroidissement pour différents composants du réducteur à la suite de l'essai 1.3

La Figure II-18 démontre l'importance de l'optimisation de ce paramètre, le refroidissement du roulement GV_B est comparé aux simulations numériques en considérant (i) uniquement la surface du réducteur (ligne pointillée) et (ii) le transfert de chaleur supplémentaire via la structure (ligne pleine).

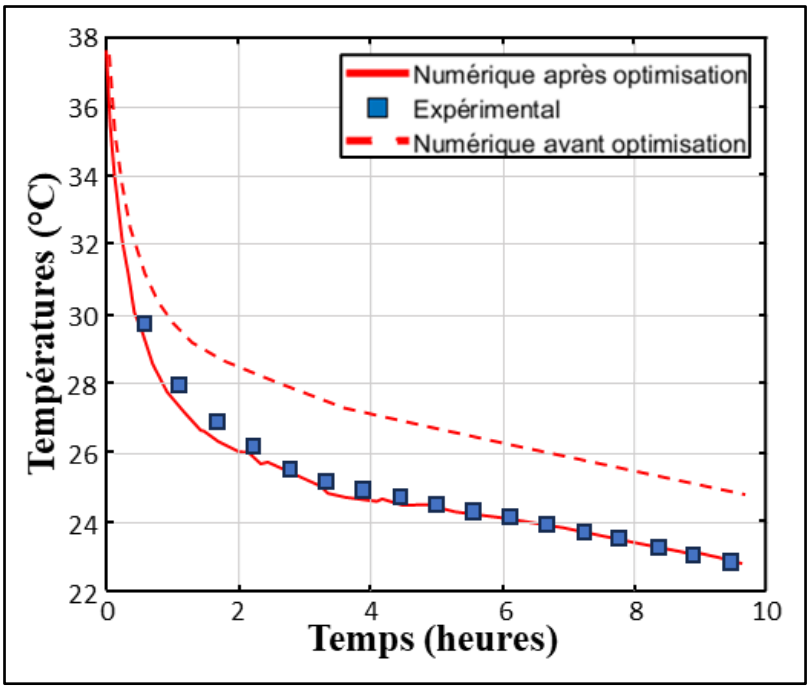

Figure II-18 Comparaison numérique-expérimentale du refroidissement du roulement GV_B à la suite de l'essai 1.3

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

L'erreur relative entre les mesures expérimentales et le modèle pour les températures de plusieurs nœuds est présentée dans le Tableau II-10. L'erreur moyenne pour l'ensemble des trois essais est inférieure à 0.5°C ce qui montre l'efficacité de la méthode pour plusieurs conditions initiales au début du refroidissement.

Essai n°	Données	Huile	GV_A	GV_B	$MV3_A$	$MV3_B$	$MV2_A$	$MV2_B$	$MV1_A$	$MV1_B$	PV_A	PV_B	**Moy**
1.1	Validation	2.4%	1.3%	1.9%	1.0%	1.7%	0.8%	1.3%	1.0%	1.1%	1.0%	0.6%	**1.28%** **0.36 °C**
1.2	Validation	3.0%	1.5%	2.2%	1.4%	2.0%	1.1%	1.7%	1.4%	1.7%	0.4%	0.8%	**1.56%** **0.45 °C**
1.3	Optimisation	0.7%	0.7%	1.7%	1.1%	1.5%	0.9%	1.3%	1.1%	1.3%	0.7%	0.7%	**1.06%** **0.31 °C**

Tableau II-10 Erreurs relatives expérimentale-numérique en refroidissement à la suite de l'optimisation de la surface d'échange air-carter

II.4.d.ii Validation du α et f_0

Durant cette phase d'optimisation, les données d'optimisation sont issues de l'essai 1.1. Les mesures réalisées durant les essais 1.2 et 1.3 sont utilisées comme données de validation. L'essai 1.1, durant lequel la vitesse de rotation de l'arbre GV est de 1500 tr/min, a été choisi comme référence pour l'optimisation étant donné que les essais en présence de défauts, présentés dans le chapitre III, sont effectués à cette même vitesse de rotation.

À la suite de l'optimisation, les résultats suivants sont obtenus :

- $f_{0_{GV}} = 8{,}3$. La valeur préconisée par Harris pour ce type de roulement et une lubrification par barbotage est de 6.
- $\alpha = 0{,}21$. Cette valeur de α correspond à une vitesse de l'air ventilé sur le carter de 5.5 m/s pour une vitesse de rotation de l'arbre GV de 1500 tr/min et donc de 11 m/s à 3000 tr/min.

La Figure II-19 présente la comparaison numérique expérimentale pour l'essai 1.1 suite à l'optimisation de ces deux paramètres. La comparaison entre les simulations et les mesures est probante : les erreurs relatives moyennes expérimentale-numérique pour les essais d'optimisation et validation sont présentées dans le Tableau II-11.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

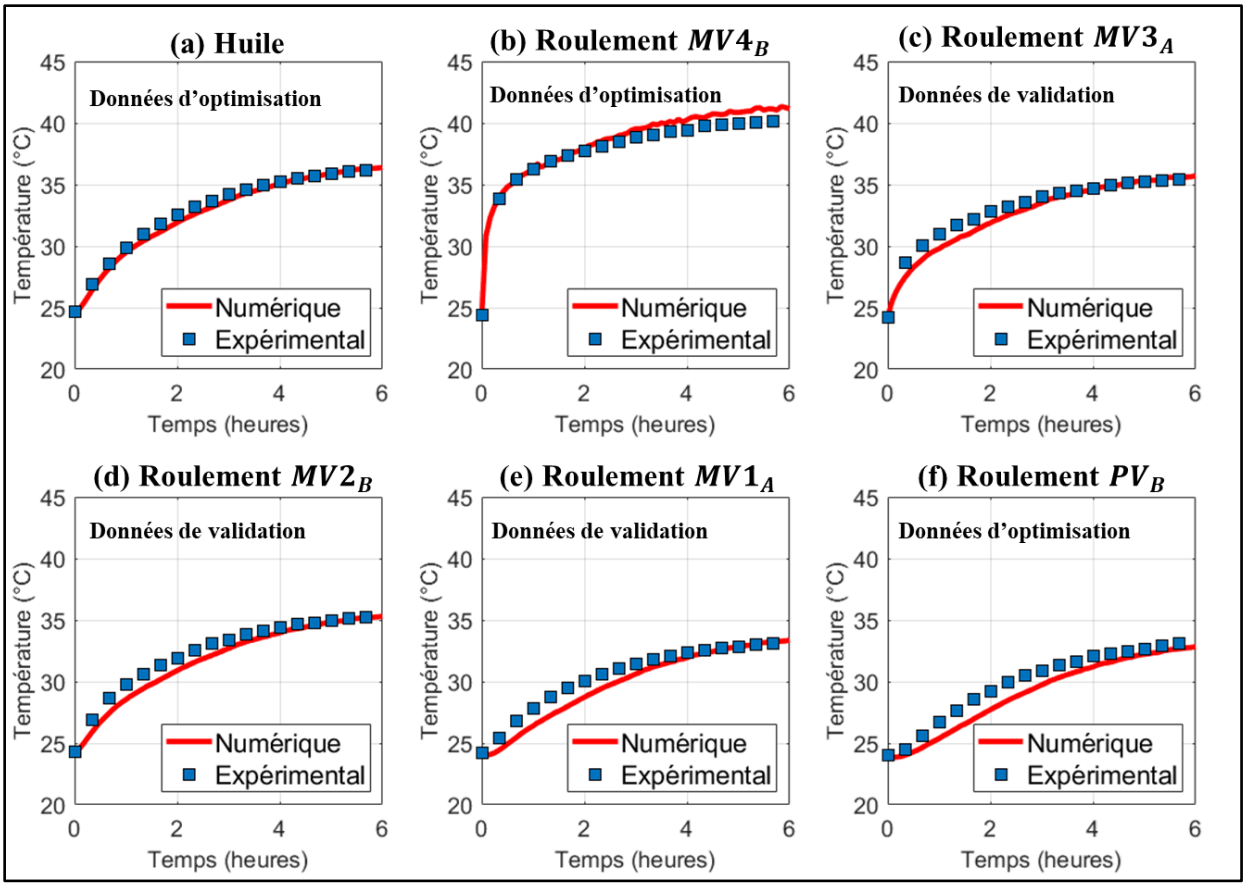

Figure II-19 Comparaison numérique-expérimentale - pour différents composant du réducteur - lors de l'essais 1.1 suite à l'optimisation de α et f_0

Essai n°	Données	Huile	GV_A	GV_B	$MV3_A$	$MV3_B$	$MV2_A$	$MV2_B$	$MV1_A$	$MV1_B$	PV_A	PV_B	**Moy**
1.1	Optimisation	1.0%	3.5%	1.3%	1.7%	1.6%	1.7%	2.1%	2.5%	1.9%	2.6%	3.1%	**2.1% 0.7°C**
1.2	Validation	1.6%	3.2%	2.1%	1.8%	2.1%	2.0%	2.5%	2.9%	2.4%	3.7%	2.8%	**2.5% 0.9°C**
1.3	Validation	1.3%	4.2%	2.5%	2.1%	1.9%	2.2%	2.4%	2.7%	2.3%	3.4%	3.3%	**2.6% 1.0°C**

Tableau **II-11** Erreurs relatives expérimentales-numériques à la suite de l'optimisation de α et f_0

Afin de confirmer la robustesse de l'approche ; les mesures de pertes de puissance, servant elles aussi de données de validation, sont comparées à celles simulées par le jumeau numérique en Figure II-20.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

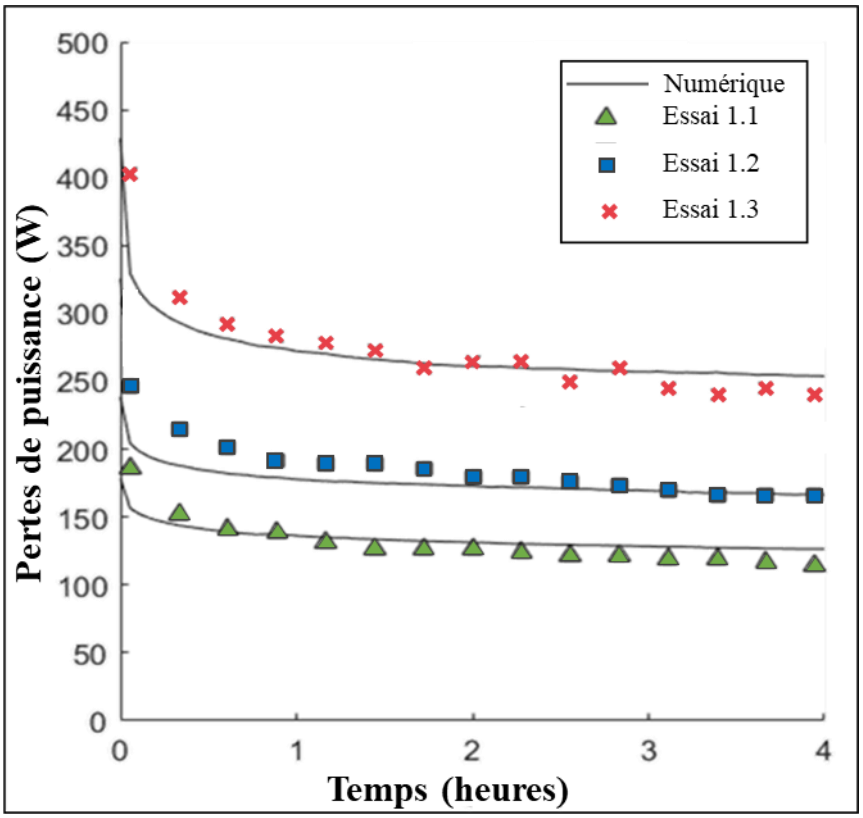

Figure II-20 Comparaison numérique-expérimentale des pertes de puissance lors des essais à vide

Cette comparaison, au vu des faibles erreurs relatives présentées dans le Tableau II-12, confirme la robustesse de l'approche étant donné qu'à aucun moment, dans le processus de développement du jumeau numérique, les mesures de pertes de puissance ne sont utilisées.

Essai n°	Erreur relative moyenne	Erreur moyenne (Watts)
1.1	4.8%	6.7
1.2	5.4%	10.6
1.3	3.2%	8.8

Tableau II-12 Erreurs moyennes numérique-expérimentale des pertes de puissance lors des essais à vide

II.4.d.iii Validation du coefficient de frottement à l'engrènement

Durant cette phase d'optimisation les données d'optimisation sont issues des essais 2.3, 2.5 et 2.7. Les mesures réalisées durant les autres essais en charge sont utilisées comme données de validation. La valeur de γ optimisée est $\gamma = 0{,}07$.

La Figure II-21 présente la comparaison numérique-expérimentale des évolutions de température, lors de l'essai 2.5, pour différents composants du réducteur suite à l'optimisation du paramètre γ. Les évolutions de températures simulées de l'huile et des roulements sont cohérentes avec les mesures expérimentales que ce soit (i) pour les composants dont les températures ont été utilisées dans le processus d'optimisation (huile et roulements GVA, GVB, PVA, PVB) ou (ii) les autres roulements du réducteur.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

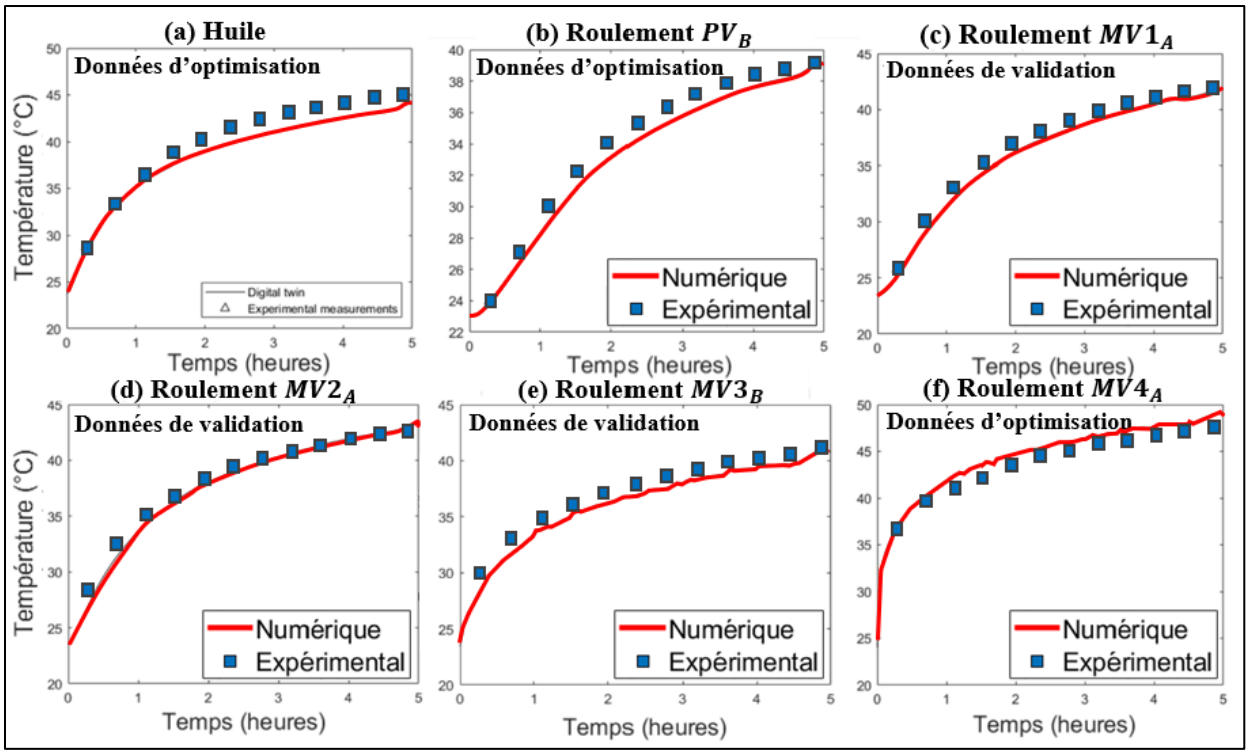

Figure II-21 Comparaison numérique-expérimentale des températures à la suite de l'optimisation de γ pour l'essai 2.5

Le Tableau II-13 présente les erreurs relatives moyennes pour l'ensemble des essais, que ce soit les essais d'optimisation ou de validation, lors des essais en charge.

Essai n°	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9
Données d'optimisation			X		X		X		
Erreur relative moyenne	4.3%	4.7%	3.7%	5.2%	3.9%	4.7%	4.0%	5.3%	5.6%
Erreur moyenne (°C)	1.4	1.6	1.3	1.9	1.6	1.8	1.7	2.4	2.7

Tableau II-13 Erreurs relatives moyennes numérique-expérimentale des températures lors des essais en charge

Une nouvelle fois, afin de valider le résultat obtenu suite à l'optimisation du paramètre γ la Figure II-22 présente des comparaisons numérique-expérimental des pertes de puissance pour les essais 2.1, 2.4 (essais de validation) et 2.7 (essai d'optimisation). Les erreurs relatives pour l'ensemble des essais en charge sont ensuite présentées dans le Tableau II-14. Celles-ci ne dépassent les 10% ce qui est considéré comme acceptable étant donné la précision du couplemètre utilisé.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

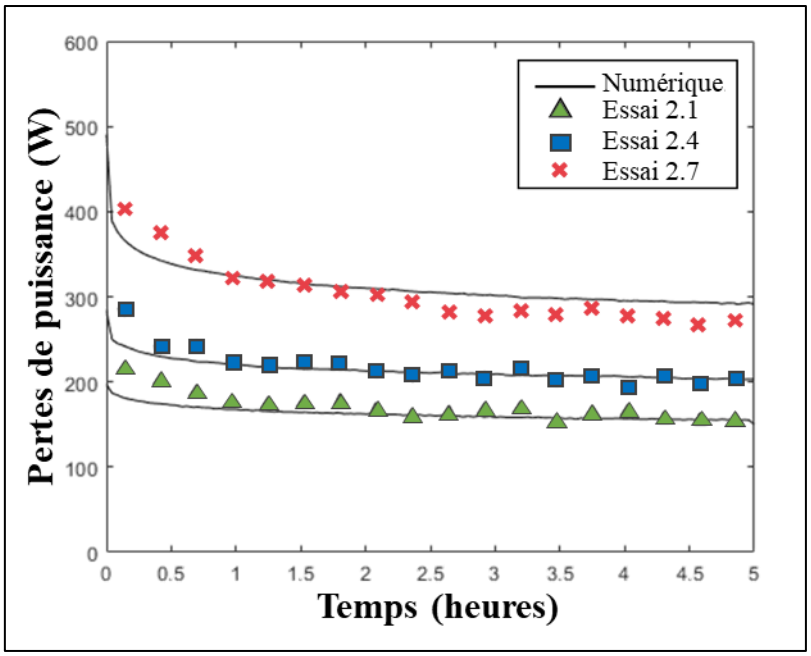

Figure II-22 Comparaison numérique-expérimentale des pertes de puissance lors des essais 2.1, 2.4 et 2.7

Test n°	Erreurs relatives moyennes	Types de données
2.1	5.6%	Validation
2.2	9.4%	Validation
2.3	8.0%	Optimisation
2.4	3.1%	Validation
2.5	9.4%	Optimisation
2.6	9.7%	Validation
2.7	7.4%	Optimisation
2.8	3.9%	Validation
2.9	6.9%	Validation

Tableau II-14 Erreurs relatives moyennes numérique-expérimentale des pertes de puissance lors des essais en charge

II.5. Conclusion

Prédire avec précision les pertes de puissance et le comportement thermique des transmissions mécaniques pour des composants sains est essentiel afin de mettre en place des techniques de surveillance tout au long de leur durée de vie. Dans cette optique, ce chapitre a présenté les différentes étapes ayant permis le développement d'un jumeau numérique thermique du réducteur étudié :

- Le banc d'essai utilisé a été présenté à travers : ses différentes configurations, les caractéristiques techniques du moteur et du réducteur ainsi que l'instrumentation utilisée durant les essais expérimentaux.
- La méthode des réseaux thermiques, qui constitue la structure du jumeau numérique thermique, a été explicitée. La structure du réseau thermique, la méthode de résolution

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

ainsi que le calcul des différentes sources de pertes ont été détaillés. Un réseau thermique du réducteur étudié a été construit et utilise des données expérimentales (la température ambiante, le couple appliqué sur l'arbre PV et la vitesse de rotation de l'arbre GV) comme données d'entrée.

- Les paramètres critiques du système étudié ont été sélectionnés grâce à une étude de sensibilité menée sur le réseau thermique du réducteur. Quatre paramètres critiques ont été retenus : le coefficient f_0 des roulements de la ligne GV, la surface d'échange thermique air-carter, la vitesse de convection forcée de l'air sur le carter et le coefficient de frottement à l'engrènement.
- Ces paramètres ont été déterminés grâce à une procédure d'optimisation basée sur des mesures expérimentales en refroidissement, à vide et sous charge. Cette procédure ne nécessite qu'un nombre restreint de mesures de température, ces mesures sont peu invasives et nécessitent un nombre limité de capteurs.
- Cette procédure a par la suite été validée, les résultats présentés montrent que le jumeau numérique prédit précisément l'évolution de la température des roulements et du bain d'huile dans différentes conditions opératoires. L'efficacité de l'approche est confirmée à travers l'utilisation de données de validation qui ne sont pas utilisées dans le processus d'optimisation telles que :
  - les températures d'autres composants du réducteur pour les essais d'optimisation et de toutes les mesures de températures pour les essais de validation.
  - les pertes de puissance du réducteur étudié.

Cette méthodologie peut être appliquée à d'autres applications industrielles afin de réduire les défaillances mécaniques, les opérations de maintenance et les coûts. Le modèle construit nous servira de référence dans la suite de cette étude dans l'optique de détecter l'apparition de défauts mécaniques au sein du réducteur.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Chapitre III :

Utilisation du jumeau numérique pour la maintenance prédictive

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

CHAPITRE III. UTILISATION DU JUMEAU NUMÉRIQUE POUR LA MAINTENANCE PRÉDICTIVE

III.1. Introduction

Le chapitre I a souligné, à travers une étude bibliographique, l'impact de défauts mécaniques sur les températures dans les transmissions mécaniques ainsi que l'importance de l'utilisation d'un modèle permettant l'interprétation des mesures. Le Chapitre II a quant à lui décrit le processus de développement d'un jumeau numérique thermique du réducteur permettant de prédire les températures de différents composants de celui-ci, ainsi que ses pertes, et ceci, quelles que soient les conditions de fonctionnement.

Ce troisième chapitre vise à étudier la capacité du jumeau numérique thermique à être employé pour réaliser la maintenance prédictive du réducteur. Pour cela, une nouvelle campagne d'essais en présence d'un défaut géométrique, en l'occurrence une modification de l'angle d'hélice du pignon GV, a été menée et sera présentée dans un premier temps.

Dans un second temps, la détectabilité de ce défaut géométrique sera étudiée ainsi que la possibilité de le localiser précisément à l'aide du jumeau numérique thermique. Son impact sur les pertes de puissance sera par la suite quantifié.

La présence de ce défaut d'hélice a entrainé l'apparition d'écaillage qui est un défaut associé à la fatigue de contact lors d'essais d'endurance. Par conséquent, la détectabilité de ce défaut d'écaillage sera étudiée dans un troisième temps.

Finalement, l'influence de ces deux défauts sur le coefficient de frottement à l'engrènement sera étudiée afin de confirmer les résultats préalablement présentés.

III.2. Protocole expérimental

III.2.a. Introduction d'un défaut géométrique

Afin d'étudier l'impact de défauts sur le comportement thermique du réducteur, ainsi que leur détectabilité à travers l'utilisation du jumeau numérique thermique, des essais expérimentaux ont été menés en présence d'un défaut géométrique.

En effet, le pignon arbré GV a été remplacé par un nouveau pignon arbré sur lequel l'angle d'hélice a été volontairement modifié. L'angle d'hélice β du pignon a été augmenté de 13° à 13.4° ce qui par conséquent dégrade sa portée. Les autres caractéristiques géométriques de cette pièce restent identiques à celles du pignon arbré d'origine tout comme le matériau et le traitement thermique appliqué. Les principales caractéristiques du pignon GV modifié ainsi que de la roue MV3 sur laquelle il engrène sont présentées dans le Tableau III-1.

	Module (mm)	**Nombre de dents**	α_e (°)	β (°)	b_g (mm)	D_p
Pignon GV	1.25	23	20	**13.4**	13	29.5
Roue MV3		72		13		92.4

Tableau III-1 Caractéristiques de l'engrènement GV en présence du défaut d'hélice

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Les essais réalisés en présence de ce défaut ont deux objectifs distincts :

- le premier objectif est d'évaluer la détectabilité du défaut géométrique grâce au jumeau numérique thermique qui a été développé.
- le second objectif est d'entrainer l'apparition d'un défaut de type 1 sur le pignon GV. En effet, la réduction de la portée due à la modification de l'angle d'hélice va générer une augmentation de la pression de contact au niveau des dents du pignon GV, ce qui doit entrainer l'apparition d'un défaut dû à la fatigue de contact de type écaillage. Cela permettra par la suite d'investiguer l'impact de ce défaut sur les températures ainsi que d'évaluer sa détectabilité.

Cette campagne d'essais sera donc décomposée en deux phases : dans un premier temps, des essais de caractérisation visant à étudier l'impact de la modification de l'angle d'hélice du pignon GV seront menés. Dans un second temps, des essais d'endurance seront réalisés afin de générer de l'écaillage sur ce même pignon.

III.2.b. Essais de caractérisation

À la suite du changement du pignon arbré GV, des essais de caractérisation ont été menés. Les conditions opératoires durant ces essais sont détaillées dans le Tableau III-2.

Essai n°	Vitesse d'entrée (tr/min)	C_{PV} (Nm)
3.1	1500	1600
3.2	1500	435
3.3	3000	417
3.4	1500	1530

Tableau III-2 Conditions opératoires durant les essais de caractérisation

Les essais 3.1 et 3.4 ont été réalisés dans des conditions de fonctionnement similaires afin d'observer un potentiel impact des premiers essais de caractérisation sur le comportement thermique du réducteur.

Ces essais de caractérisation ont deux objectifs distincts :

- Le premier objectif est d'observer la détectabilité de la modification d'angle d'hélice du pignon GV. Le développement du jumeau numérique thermique du réducteur, détaillé dans le Chapitre II, permet de simuler le comportement thermique de la transmission, quelles que soient les conditions de fonctionnement. Les mesures expérimentales réalisées avec le nouveau pignon GV doivent alors être comparées aux simulations du jumeau numérique.
- Le second objectif est de quantifier l'influence du changement de pignon sur le coefficient de frottement moyen à l'engrènement. En effet, la présence d'un défaut d'hélice influe sur la valeur des pertes à l'engrènement GV en modifiant la valeur du coefficient de frottement et du paramètre H_v. Durant les essais 3.1, 3.2 et 3.3, deux cas de charge et deux vitesses de rotation différentes ont été testés afin de prendre en compte et de valider cette modification dans le jumeau numérique thermique.

III.2.c. Essais d'endurance

Suite aux essais de caractérisation (Essais 3.1 à 3.4), des essais d'endurance (Essais 3.5 à 3.26) ont par la suite été menés avec pour but de dégrader le pignon GV et de générer un

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

défaut de type 1 sur celui-ci. Tout au long de ces essais d'endurance, la vitesse de rotation de l'arbre GV était de $1500\,tr/min$. Le couple résistant appliqué sur la ligne d'arbre PV correspond au couple maximal applicable par le frein à poudre. Or, cette valeur de couple appliquée par le frein à poudre est impactée par les conditions de température ambiante et varie donc d'un essai à un autre (Tableau III-3). La phase d'endurance a été décomposée en différents essais, la durée de ces essais a progressivement augmenté tout au long de l'endurance étant donné la nécessité d'une surveillance accrue du pignon au début de celle-ci. Les conditions de fonctionnement et les durées de ces essais sont détaillées dans le Tableau III-3.

Essai n°	C_{PV} (Nm)	Durée (Total)	Cycles (Millions)	Essai n°	C_{PV} (Nm)	Durée (Total)	Cycles (Millions)
3.5	1597	4h (16h)	1.80	3.16	1488	7h (89h)	8.37
3.6	1647	3h (19h)	2.07	3.17	1478	16h (105h)	9.81
3.7	1625	7h (26h)	2.70	3.18	1520	25h (130h)	12.06
3.8	1581	7h (33h)	3.30	3.19	1465	5h (135h)	12.51
3.9	1527	7h (40h)	3.96	3.20	1528	19h (154h)	14.22
3.10	1489	7h (47h)	4.59	3.21	1519	41h (195h)	17.91
3.11	1536	7h (54h)	5.22	3.22	1525	4h (199h)	18.27
3.12	1536	8h (62h)	5.94	3.23	1491	19h (218h)	19.98
3.13	1482	7h (69h)	6.57	3.24	1474	2h (220h)	20.16
3.14	1513	6h (75h)	7.11	3.25	1469	22h (242h)	22.14
3.15	1492	7h (82h)	7.74	3.26	1496	21h (263h)	24.03

Tableau III-3 Essais effectués durant la phase d'endurance

III.2.d. Surveillance de la dégradation

À chaque fin d'essai, une surveillance visuelle du pignon a été réalisée. Deux des dents du pignon GV ont été initialement choisies, des photographies de ces dents (appelées dent 1 et dent 2) ont été réalisées à la fin de chaque essai de la phase d'endurance. La Figure III-1 présente certaines des photographies réalisées de la dent 1. L'apparition ainsi que la propagation d'une écaille sont ainsi observables. Des écailles de dimensions similaires, localisées au même endroit sur le profil de dent, sont présentes sur l'ensemble des dents du pignon.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

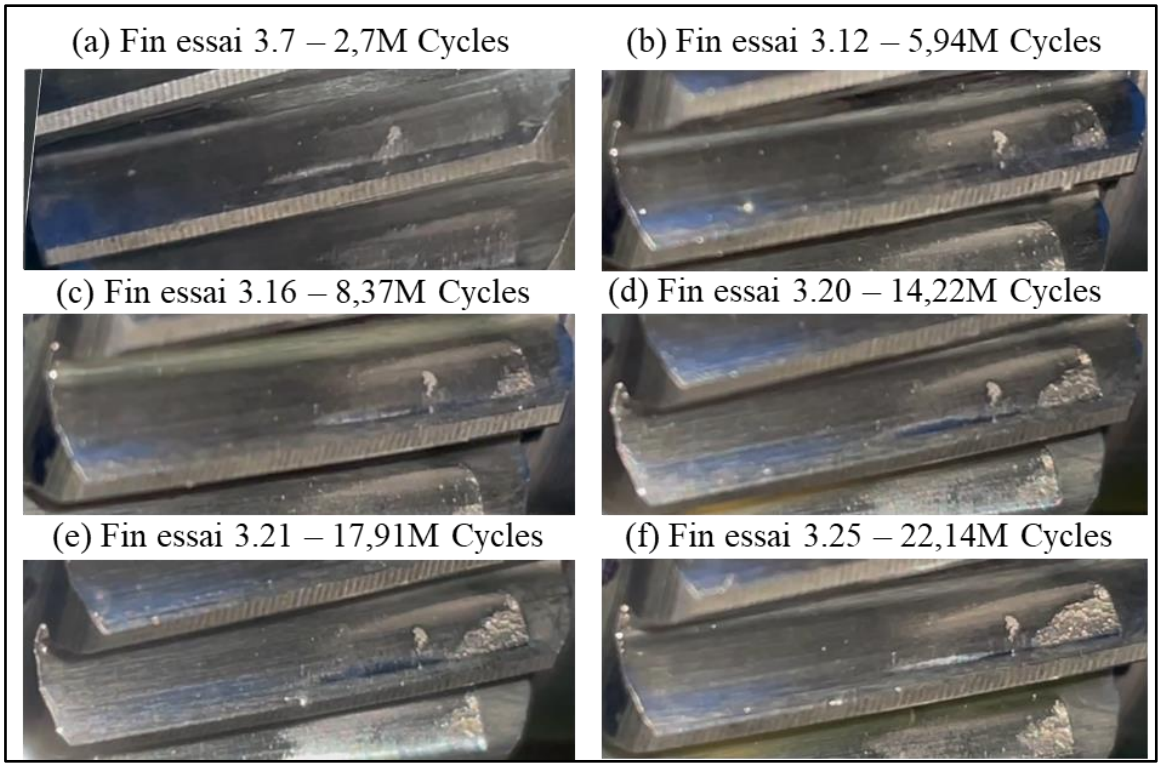

Figure III-1 Evolution de la dégradation de la dent 1 du pignon GV au cours de la phase d'endurance

À partir des images récoltées pour les deux dents surveillées, il est possible d'estimer l'évolution de la surface de dent écaillée au fur et à mesure des essais d'endurance. Ces résultats sont présentés sur la Figure III-2 ; on constate que l'évolution de la surface écaillée est similaire pour les deux dents tout au long des essais d'endurance allant jusqu'à atteindre 6% de la surface totale de la dent après 240 heures de fonctionnement.

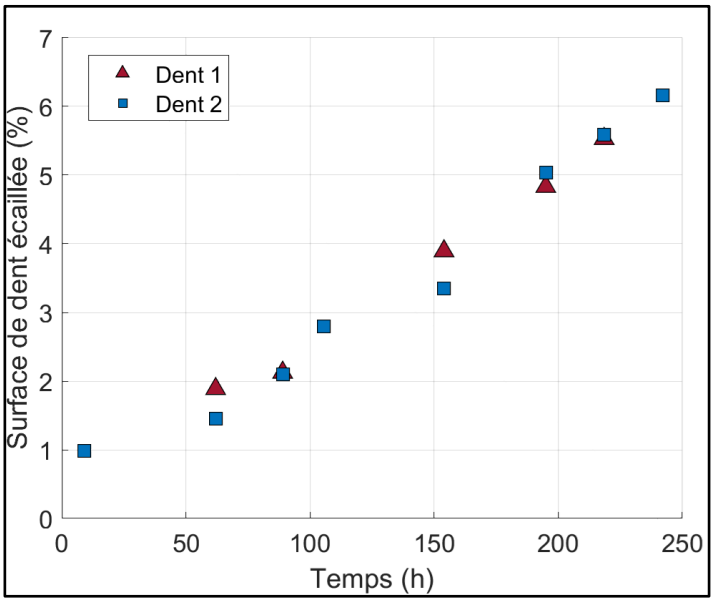

Figure III-2 Evolution du pourcentage de la surface de dent écaillée au cours de l'essai d'endurance

Afin de caractériser au mieux la dégradation de la denture, des observations au microscope optique ont aussi été réalisées : (i) à l'état initial, (ii) après les essais de caractérisation et (iii)

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

après 260 heures de fonctionnement. Ces observations n'ont pas été directement réalisées sur le pignon. En effet, des répliques de la surface des dents du pignon ont été réalisées grâce à un caoutchouc silicone durcissant permettant une précision pouvant aller jusqu'à 0,1 μm. L'utilisation de répliques engendre un gain de temps significatif ; le démontage complet du pignon ainsi que son transport jusqu'au microscope optique ne sont alors plus nécessaires. Cette méthode permet d'observer la surface en se plaçant perpendiculairement à celle-ci - ce qui améliore la précision des mesures - et rend aussi possible l'archivage des empreintes tout au long des essais réalisés. Les observations au microscope optique sont présentées sur la Figure III-3.

Dès 12 heures de fonctionnement, une dégradation de l'état de surface de la dent est observable à travers l'apparition de fines griffures. Celles-ci sont dues à une usure abrasive légère [3] en tête de dent provoquée par la modification de l'angle d'hélice du pignon GV. Après 260 heures, l'observation au microscope optique met en lumière les arrachements de matière et donc la présence d'écaillage.

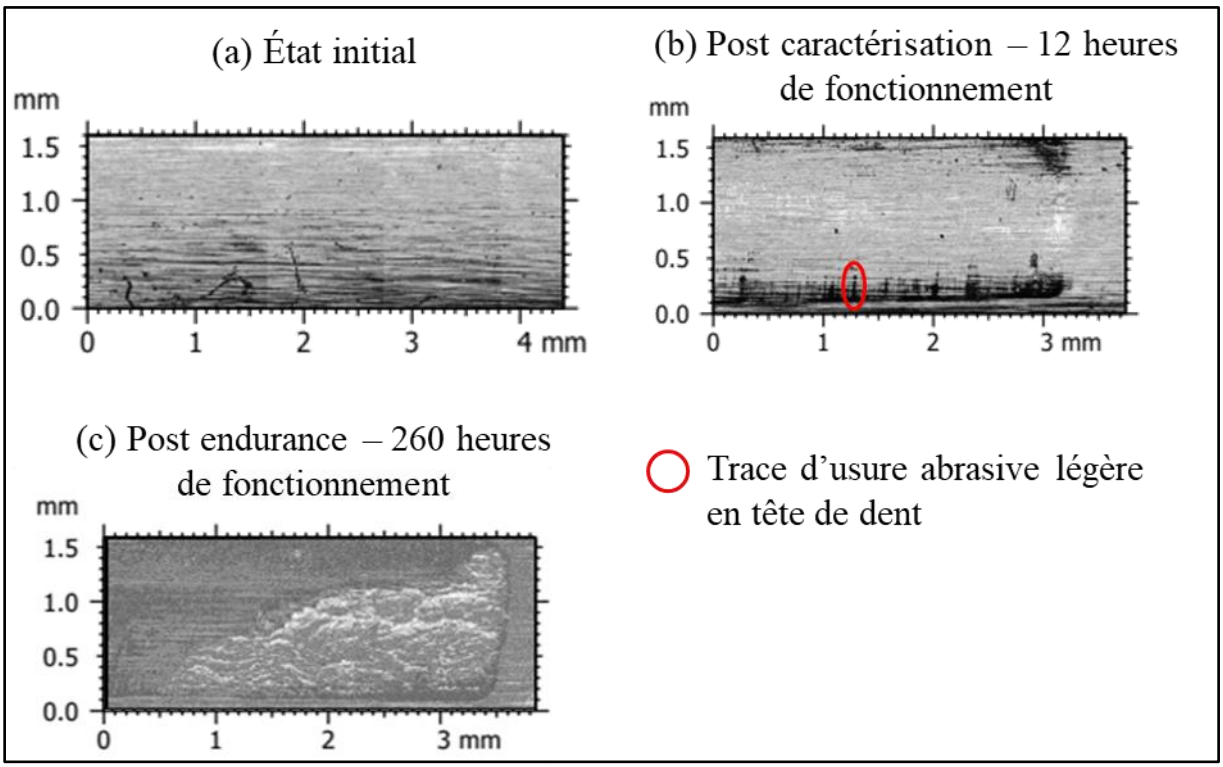

Figure III-3 Observation des répliques de la dent 2 au microscope optique : (a) à l'état initial, (b) post caractérisation, (c) post essais d'endurance

III.3. Etude du défaut d'angle d'hélice : impact thermique, détectabilité et localisation

Cette section vise, dans un premier temps, à étudier la détectabilité du défaut d'angle d'hélice via :

- une comparaison des mesures expérimentales avant et après le changement de pignon.
- une comparaison des résultats du jumeau numérique avec les mesures expérimentales suite à ce changement.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Dans un second temps, l'impact de la modification de l'angle d'hélice sur les pertes à l'engrènement GV sera quantifié à l'aide du jumeau numérique thermique. Dans un dernier temps, la capacité du jumeau numérique à localiser le composant défectueux sera étudiée.

III.3.a. Étude des mesures expérimentales

L'essai 2.3 mené durant les tests en présence du pignon sain a été réalisé dans des conditions de fonctionnement similaires à celles du premier essai de caractérisation et celles des essais d'endurance. Tout d'abord une comparaison des mesures expérimentales de températures des essais 2.3 et 3.1, dont les conditions de fonctionnement sont détaillées dans le Tableau III-4, est réalisée afin d'étudier la détectabilité du défaut d'angle d'hélice. Celle-ci est présentée à travers la Figure III-4 sur laquelle les écarts entre la température de différents composants et la température ambiante sont représentés après trois heures de fonctionnement.

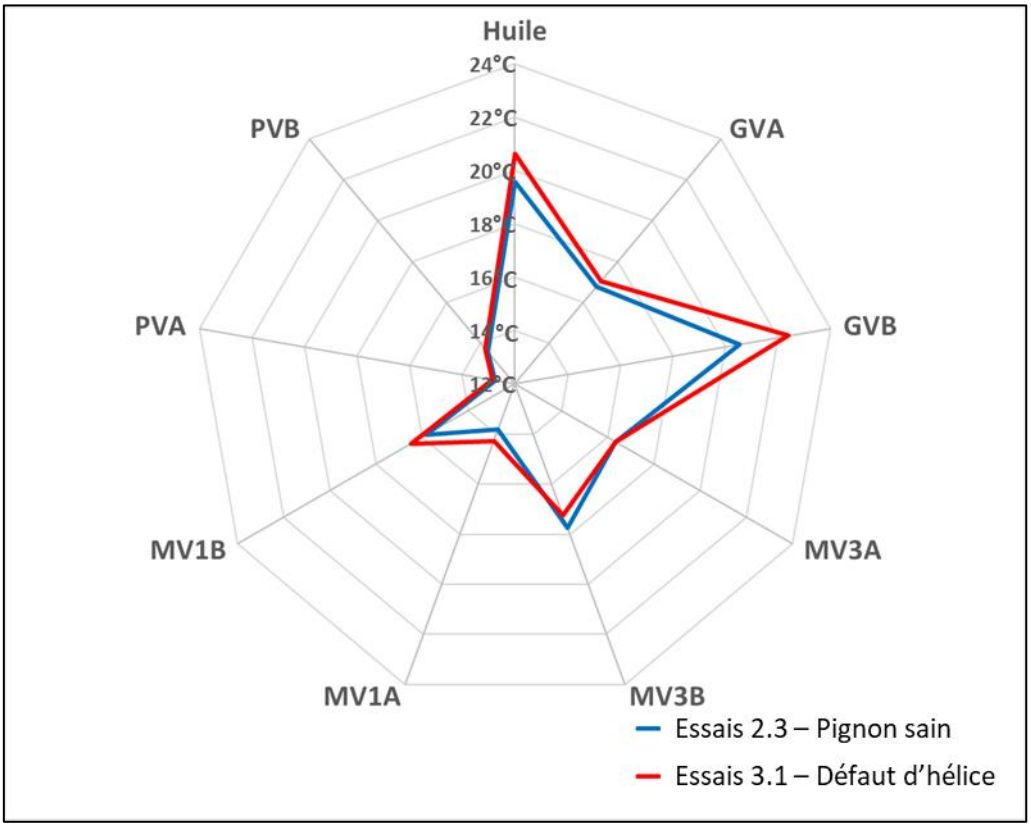

Figure III-4 Températures relatives à la température ambiante de différents composants du réducteur à t=3h

Le changement de pignon semble impacter principalement les températures de l'huile et du roulement GV_B avec une augmentation de température relative à la température ambiante de respectivement 1.1°C et 1.8°C. On peut par ailleurs observer que l'impact de ce défaut semble être plus important sur le roulement GV_B (+1.8°C) que sur le roulement GV_A (+0.3°C) ce qui peut s'expliquer par l'importante ventilation à laquelle est soumis ce dernier. Ces premières observations sont cohérentes avec les résultats attendus, les composants impactés sont à proximité du défaut ce qui laisse à penser qu'en plus d'être détectable le défaut serait localisable grâce aux mesures de températures.

La Figure III-5 met en évidence une augmentation des pertes suite au changement de pignon. Par ailleurs, cette augmentation de pertes reste stable tout au long de la durée de l'essai.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

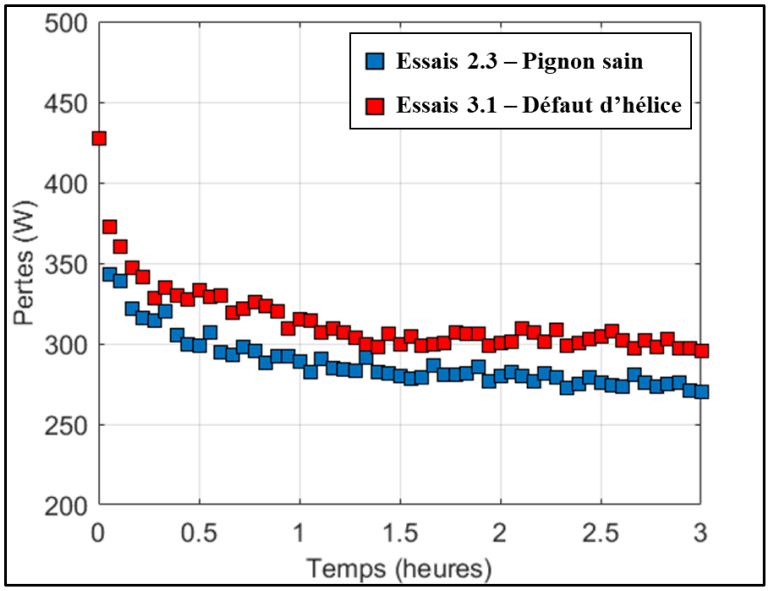

Figure III-5 Evolution des pertes lors des essais 2.3 (pignon sain) et 3.1 (défaut d'hélice)

Après 3 heures de fonctionnement, les pertes mesurées ont augmenté de 23 Watts, soit une augmentation de 8.4%, alors même que le couple appliqué par le frein à poudre sur la ligne d'arbre PV est plus faible comme détaillé dans le Tableau III-4.

	Vitesse (tr/min)	C_{PV}	T_{amb} (°C)	Pertes après 3h (W)	Rendement
Essai 2.3	1500	1716	25.8	273	0.86
Essai 3.1	1500	1600	24.5	296	0.84

Tableau III-4 Comparaison des données expérimentales des essais 2.3 (pignon sain) et 3.1 (défaut d'hélice)

L'analyse des mesures expérimentales de températures et de pertes semble confirmer la possibilité de détection et de localisation du défaut d'hélice généré sur le pignon GV. Ces résultats doivent cependant être confirmés grâce à des comparaisons entre le jumeau numérique et les mesures expérimentales étant donné que les conditions opératoires varient de façon significative entre les différents essais expérimentaux. En effet, l'impact de la température ambiante et donc de la température initiale du réducteur est à prendre en compte. Celle-ci impacte la viscosité de l'huile et par conséquent les différentes sources de pertes.

III.3.b. Étude de la détectabilité grâce au jumeau numérique

Le processus d'optimisation détaillé dans le Chapitre II a permis d'estimer la valeur de certains paramètres critiques du jumeau numérique thermique. La valeur de γ (Eq. II-15) paramètre dépendant du couple matériau-lubrifiant influant sur le coefficient de frottement à l'engrènement, a été estimée à 0.07 à la suite du processus d'optimisation. La Figure III-6 présente la comparaison numérique-expérimentale des évolutions de températures de différents éléments du réducteur durant l'essai 2.3 (Essai de référence – pignon sain) pour cette valeur de γ. Les évolutions de températures simulées par le jumeau numérique sont cohérentes avec les mesures expérimentales.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

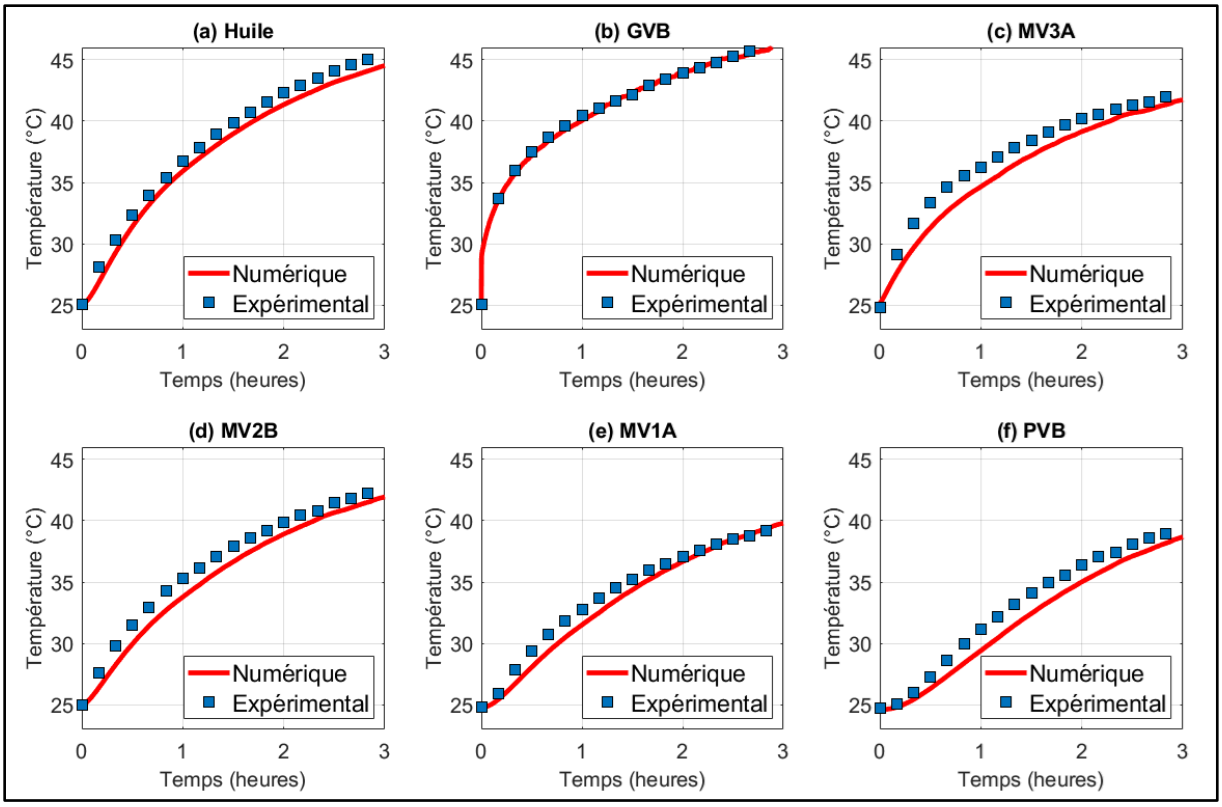

Figure III-6 Comparaison numérique-expérimentale des températures pour l'essai 2.3 avec $\gamma = 0,07$

Il est désormais nécessaire de comparer les essais réalisés suite au changement de pignon avec le jumeau numérique afin d'observer si la modification de l'angle d'hélice a un impact sur les températures du système. La Figure III-7 présente cette comparaison pour le premier essai de caractérisation. Naturellement, la simulation a été effectuée avec une valeur identique du coefficient $\gamma = 0{,}07$. On observe alors que les températures expérimentales des différents composants sont globalement supérieures (en moyenne de 2.1°C après 3 heures de fonctionnement) à celles prédites par le jumeau numérique thermique.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

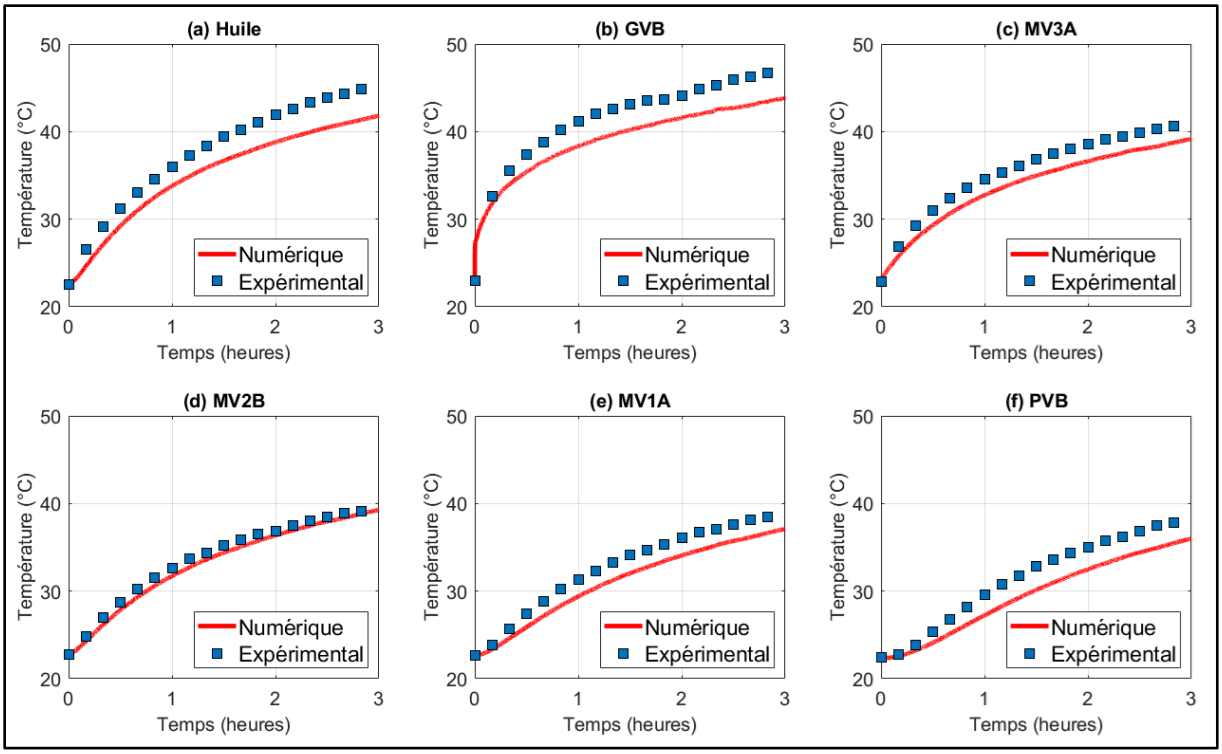

Figure III-7 Comparaison numérique-expérimentale des températures pour l'essai de caractérisation 3.1 avec γ=0,07

Les températures de l'huile et du roulement GV_B simulées par le jumeau numérique sont les plus éloignées des mesures expérimentales avec respectivement une température expérimentale supérieure de 3.4 °C et 3.2 °C après trois heures d'essais. Ces résultats confirment un impact important du défaut d'hélice sur les températures du réducteur et donc la détectabilité de ce défaut.

L'écart moyen de température entre les simulations numériques et les mesures expérimentales a été calculé sur les différents nœuds pour la totalité des essais 2.3 et 3.1 de la façon suivante :

$$\Delta T_{moy_{i,j}} = \sum_{t=0}^{N_j} \frac{T_{exp_{i,t}} - T_{num_{i,t}}}{N_j} \qquad \text{III-1}$$

où i correspond au nœud, j à l'essais étudié, N_j au nombre de points de cet essai, $T_{exp_{i,t}}$ et $T_{num_{i,t}}$ aux températures expérimentale et numérique du nœud i au temps t.

Afin d'observer la déviation entre les simulations du jumeau numérique et les mesures expérimentales suite à la modification de l'angle d'hélice, la différence d'erreur moyenne $\Delta T_{moy_{i,Essai\ 3.1}} - \Delta T_{moy_{i,Essai\ 2.3}}$ (soit l'augmentation de la différence expérimentale-numérique) est représentée sur la Figure III-8.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

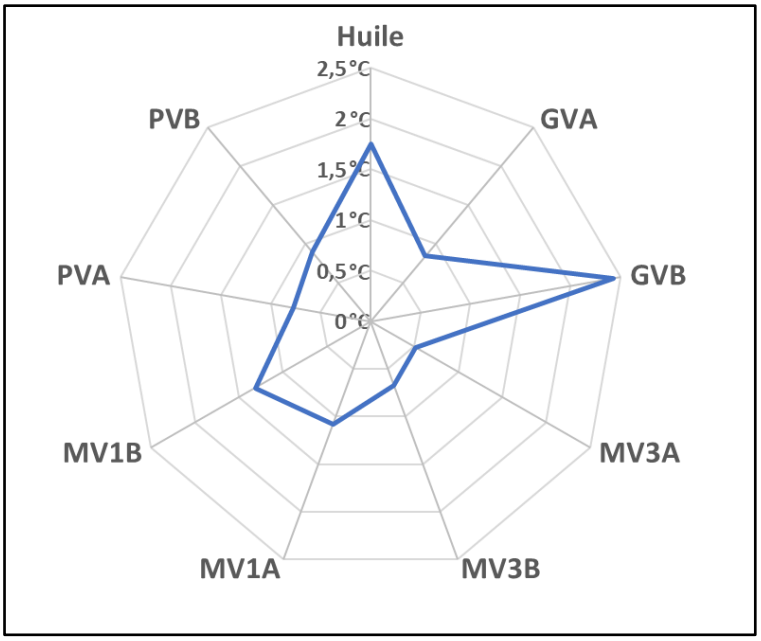

Figure III-8 Différence d'erreur moyenne entre l'essai 2.3 et l'essai 3.1

Cette figure démontre que les températures de l'ensemble des composants du réducteur sont impactées par le défaut d'angle d'hélice et confirme par ailleurs les résultats entrevus dans la section III.3.b : l'augmentation de température est plus importante au niveau de l'huile et du roulement GV_B.

Ces résultats confirment un impact moindre sur les températures du côté A du réducteur probablement dû à la ventilation de celui-ci. Par ailleurs, on observe une augmentation de température due au changement de pignon plus importante au niveau des roulements de la ligne GV que ceux de la ligne $MV3$. Ces résultats s'expliquent par le fait que les éléments du réducteur séparant l'engrènement (la zone du défaut) et les roulements, c'est-à-dire le pignon et l'arbre, sont plus massifs sur la ligne $MV3$ que sur la ligne GV. Par conséquent les composants de la ligne $MV3$ ont (i) une capacité thermique plus importante et (ii) une surface d'échange avec l'huile plus importante entrainant une dissipation de la chaleur supérieure ; ceci explique que leur augmentation de température soit moindre.
Les comparaisons effectuées entre les simulations du jumeau numérique et les mesures expérimentales confirment la détectabilité du défaut d'angle d'hélice. Par ailleurs celles-ci nous permettent même de confirmer que celui-ci est localisable au niveau de la ligne d'arbre GV. Cependant, des avaries autres qu'un défaut à l'engrènement peuvent survenir sur cette ligne d'arbre et notamment au niveau des roulements, la localisation du défaut nécessite d'être affinée par la suite.

III.3.c. Impact du défaut d'hélice sur les pertes à l'engrènement

Dans la section précédente il est possible d'observer qu'à la suite de l'introduction du défaut d'hélice les températures expérimentales sont supérieures en moyenne de 2.1°C (après 3 heures de fonctionnement) aux températures simulées par le jumeau numérique thermique pour l'essai 3.1 avec une valeur de $\gamma = 0.07$. Dans cette nouvelle section, il est supposé que cette augmentation de température est due à une augmentation des pertes à l'engrènement GV.

Afin de (i) valider cette hypothèse et notamment la localisation des variations de pertes ainsi que (ii) quantifier l'impact du changement d'angle d'hélice sur les pertes à l'engrènement, la valeur de γ est modifiée via une nouvelle optimisation. Celle-ci vise à obtenir une nouvelle

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

valeur γ' uniquement au niveau de l'engrènement entre le pignon GV et la roue $MV3$. Le critère d'optimisation est identique à celui présenté dans la section II.4.c.iv. La valeur de γ obtenue avec le pignon sain est celle utilisée dans le calcul du coefficient de frottement au niveau des trois autres engrènements. Ce processus d'optimisation est basé sur les mesures expérimentales des essais de caractérisation 3.1, 3.2 et 3.3. Les mesures expérimentales issues de l'essai de caractérisation 3.4 sont utilisées comme données de validation.

La valeur de γ' obtenue à la suite de cette optimisation est de 0,19. Les évolutions de températures des différents composants du réducteur simulées par le jumeau numérique sont cohérentes avec les mesures expérimentales comme le montre la Figure III-9.

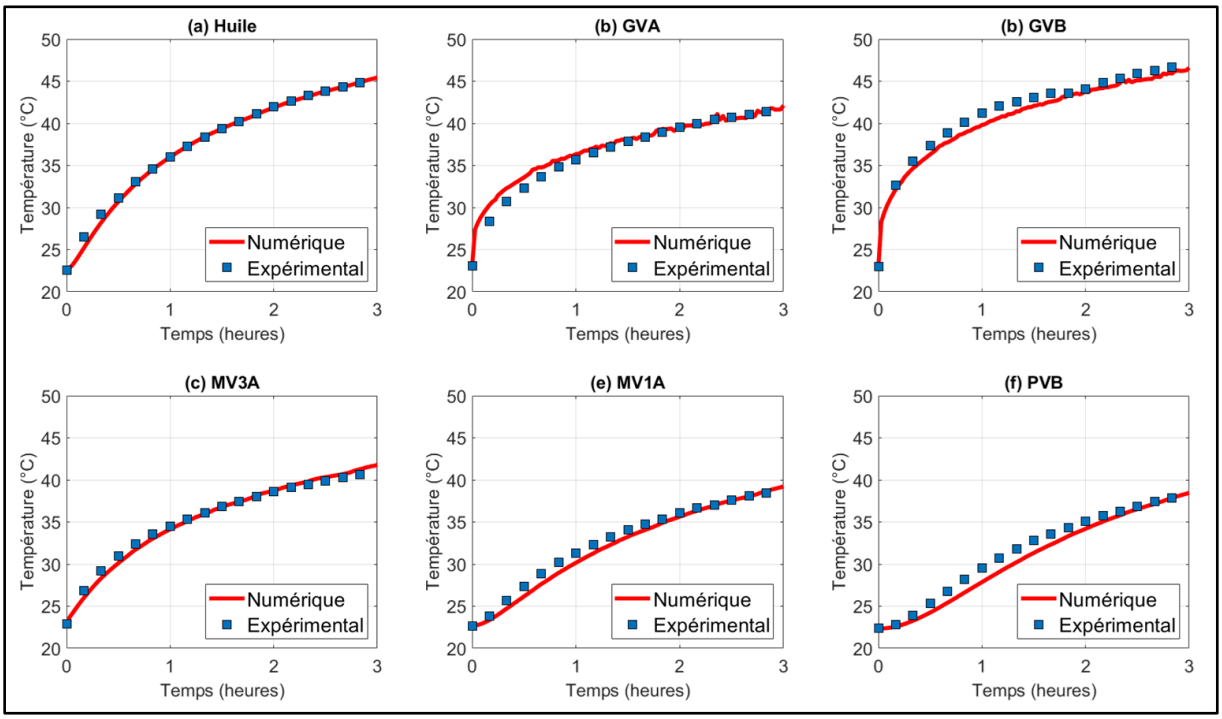

Figure III-9 Comparaison numérique-expérimentale des températures pour l'essai de caractérisation 3.1 avec γ=0,19

Les erreurs relatives moyennes numérique-expérimentale pour différents éléments du réducteur sont présentées dans le Tableau III-5 et permettent de confirmer la pertinence de l'approche.

	Données	Huile	GV_A	GV_B	$MV3_A$	$MV1_A$	PV_B	Erreur moyenne
Essai 3.1	Optimisation	1.5%	3.6%	3.7%	2.9%	3.3%	2.7%	1.5 °C
Essai 3.2	Optimisation	1.3%	3.8%	4.1%	3.2%	3.4%	2.9%	1.7 °C
Essai 3.3	Optimisation	1.3%	3.4%	3.9%	3.3%	3.8%	2.8%	1.6 °C
Essai 3.4	Validation	1.6%	3.6%	3.9%	3.0%	3.3%	2.9%	1.6 °C

Tableau III-5 Erreur relative moyenne numérique-expérimental pour les essais de caractérisation

La section III.3.b a démontré que le défaut d'angle d'hélice est localisable sur la ligne GV tandis que cette section a montré qu'une augmentation du coefficient de frottement permettait de justifier le comportement thermique du réducteur. La section suivante vise à étudier si ce

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

comportement pourrait être expliqué par un autre défaut situé au niveau d'un des roulements de la ligne GV.

III.3.d. Identification du composant défectueux

Les résultats présentés dans la section III.3.b montrent qu'il est possible de détecter, grâce au jumeau numérique thermique, la présence d'un défaut sur l'engrènement de la ligne d'arbre GV. Or, différents types de défaut pourraient apparaitre sur cette ligne d'arbre et pas seulement un défaut à l'engrènement. Étant donné l'influence significative du défaut d'angle d'hélice sur la température du roulement GV_B, l'hypothèse d'un défaut au niveau de ce roulement pourrait être envisagée. Un défaut au niveau des deux roulements de façon simultanée, due par exemple à un problème de lubrification, pourrait aussi être une hypothèse crédible. Cette section vise donc à évaluer la pertinence de ces hypothèses à l'aide du jumeau numérique thermique.

III.3.d.i Hypothèse d'un défaut localisé sur le roulement GV_B

Dans un premier temps, l'hypothèse que le roulement GV_B soit défectueux est testée. Pour ce faire, de nouvelles simulations sont réalisées, la valeur de γ au niveau de l'engrènement GV est fixée à sa valeur d'origine en présence du pignon sain ($\gamma = 0{,}07$). En présence d'un défaut, les pertes de ce roulement devraient théoriquement augmenter. À la place d'optimiser le paramètre γ sur la température de l'huile, comme détaillé dans le chapitre II, ce sont les pertes de ce roulement qui sont optimisées sur ce même critère. Ces pertes sont optimisées sur l'essai 3.1 réalisé juste après le changement de pignon. L'objectif étant d'observer si le comportement thermique du réducteur à la suite du changement de pignon peut s'expliquer par un défaut au niveau du roulement GV_B.

La valeur des pertes du roulement GV_B - optimisée afin que la température de l'huile simulée par le jumeau numérique soit identique à celle mesurée expérimentalement - est 2,7 fois supérieure à sa valeur d'origine. Les comparaisons des évolutions de températures de différents composants du réducteur à la suite de cette optimisation sont présentées sur la Figure III-10. La température alors simulée par le jumeau numérique thermique au niveau du roulement GV_B est supérieure d'environ 5 °C aux mesures expérimentales alors que la comparaison numérique-expérimentale est probante pour l'ensemble des autres composants.

Ces résultats permettent de conclure qu'un défaut au niveau du roulement GV_B n'est pas cohérent avec le comportement thermique des composants du réducteur à la suite du changement de pignon. L'hypothèse d'un défaut uniquement situé sur ce roulement peut alors être exclue à l'aide du jumeau numérique.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

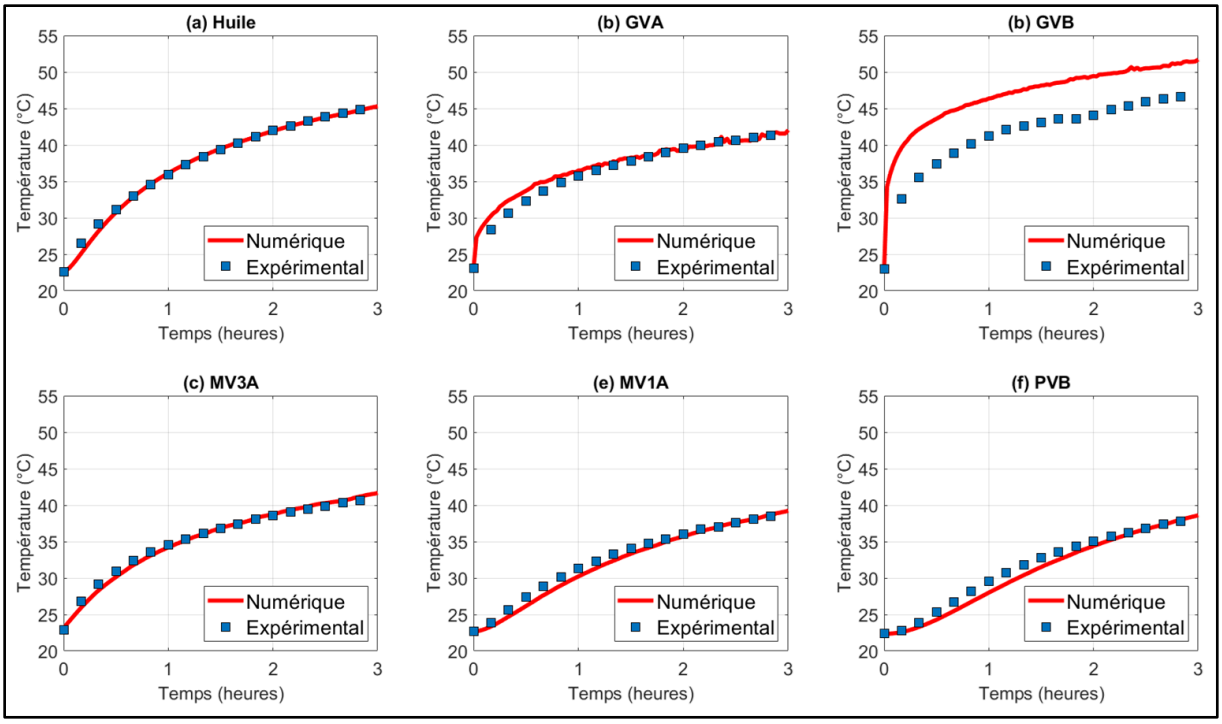

Figure III-10 Comparaison numérique-expérimentale des températures pour l'essai de caractérisation 3.1 après optimisation des pertes du roulement GV_B

III.3.d.ii Hypothèse d'un défaut localisé sur les roulements GV_A et GV_B

Dans un second temps, l'hypothèse que les deux roulements de la ligne grande vitesse soient défectueux est testée. Pour ce faire, le même processus que dans la section précédente est répété, mais cette fois-ci les pertes de puissance de ces deux roulements sont optimisées. La valeur des pertes alors obtenue est 1,8 fois supérieure à sa valeur d'origine. Les comparaisons numérique-expérimentale des évolutions de températures des composants du réducteur sont présentées sur la Figure III-11.

Les températures simulées par le jumeau numérique thermique sont nettement supérieures aux mesures expérimentales pour les roulements GV_A et GV_B contrairement aux autres composants du réducteur. L'hypothèse d'un défaut situé sur les deux roulements de la ligne grande vitesse du réducteur peut alors être exclue grâce au jumeau numérique.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

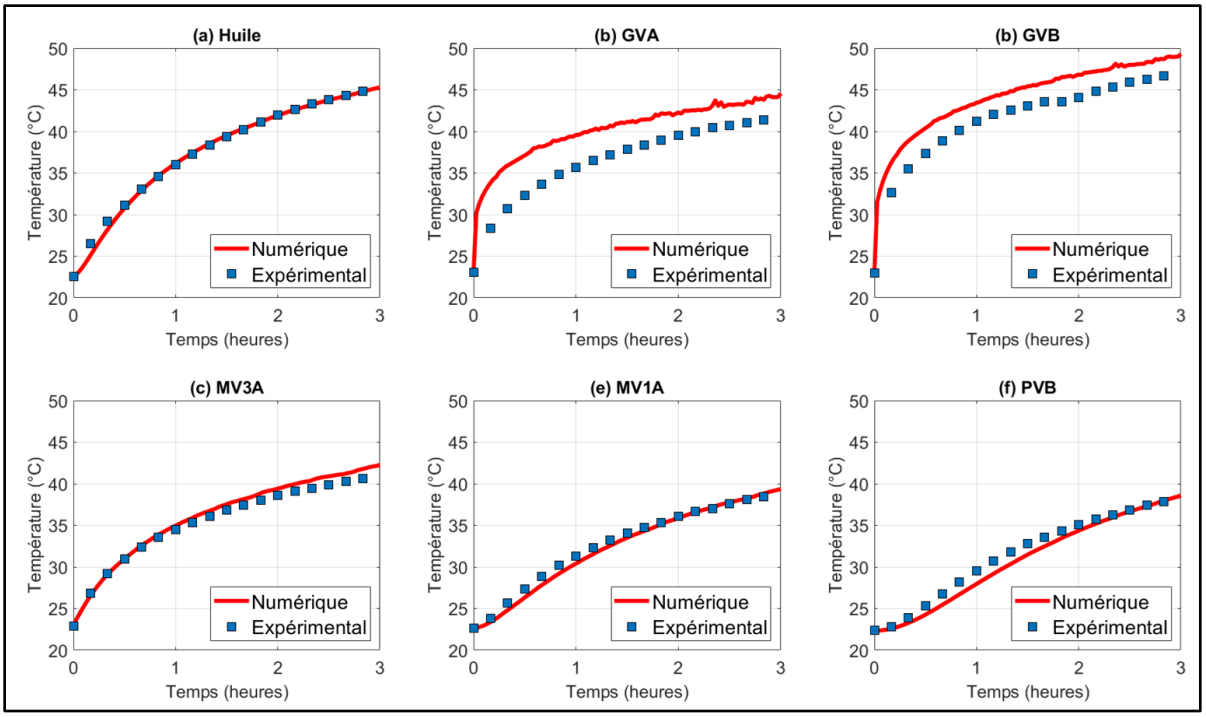

Figure III-11 Comparaison numérique-expérimentale des températures pour l'essai de caractérisation 3.1 après optimisation des pertes des roulement GV_A et GV_B

III.3.e. Conclusion sur l'étude du défaut d'angle d'hélice

L'analyse des mesures expérimentales suggérait la possibilité de détection du défaut d'angle d'hélice. Cependant, étant donné la variabilité des conditions opératoires entre les différents essais, ces premiers résultats devaient être confirmés via l'utilisation du jumeau numérique thermique comme référence. Le jumeau numérique a alors permis de :

- confirmer la détectabilité du défaut
- localiser le défaut au niveau de la ligne arbre GV
- caractériser l'influence du défaut d'angle d'hélice sur les pertes à l'engrènement via une nouvelle optimisation du paramètre γ
- prédire précisément le comportement thermique du réducteur à la suite du changement de pignon
- exclure la possibilité d'un défaut au niveau des roulements de cette même ligne d'arbre et donc confirmer sa localisation au niveau de l'engrènement.

III.4. Étude du défaut d'écaillage : impact thermique et détectabilité

La section III.3 a permis d'établir la détectabilité d'un défaut d'angle d'hélice ainsi que de confirmer sa localisation à l'aide du jumeau numérique thermique. L'impact de ce défaut sur les pertes à l'engrènement et les températures a été quantifié expérimentalement. Le jumeau numérique est aussi capable de prédire correctement ces évolutions en présence du pignon avec le défaut d'hélice. Comme expliqué dans la section III.2 cette modification de l'angle d'hélice a entrainé un développement progressif d'écaillage sur les dents du pignon GV. Cette section vise donc à étudier la détectabilité de cet écaillage via une approche similaire à la section III.3 soit :

- une comparaison des mesures expérimentales de températures des différents essais d'endurance

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

- une comparaison du jumeau numérique avec les mesures expérimentales de ces différents essais.

III.4.a. Étude des résultats expérimentaux

L'apparition du défaut d'écaillage sur l'ensemble des dents du pignon GV devrait théoriquement entrainer une augmentation des pertes à l'engrènement et par conséquent des températures des composants du réducteur. Néanmoins, la littérature se limite à des exemples de défauts simulés et n'aborde pas l'impact réel de l'écaillage. Dans un premier temps, la détectabilité de ce défaut est donc étudiée via l'analyse des mesures expérimentales de températures et de pertes.

La Figure III-12 (a) présente les températures relatives à la température ambiante en régime transitoire après une heure de fonctionnement durant certains essais de la phase d'endurance pour les composants du réducteur à proximité du défaut (l'huile et les roulements GVA, GVB, $MV3A$, $MV3B$). Les essais d'endurance sélectionnés sont ceux qui ont été débutés avec le réducteur à froid afin que ces données soient comparables entre elles. La majorité des essais de la phase d'endurance a en effet été uniquement espacée dans le temps par l'opération de surveillance de l'état du pignon ne laissant pas le temps au réducteur de refroidir complètement.

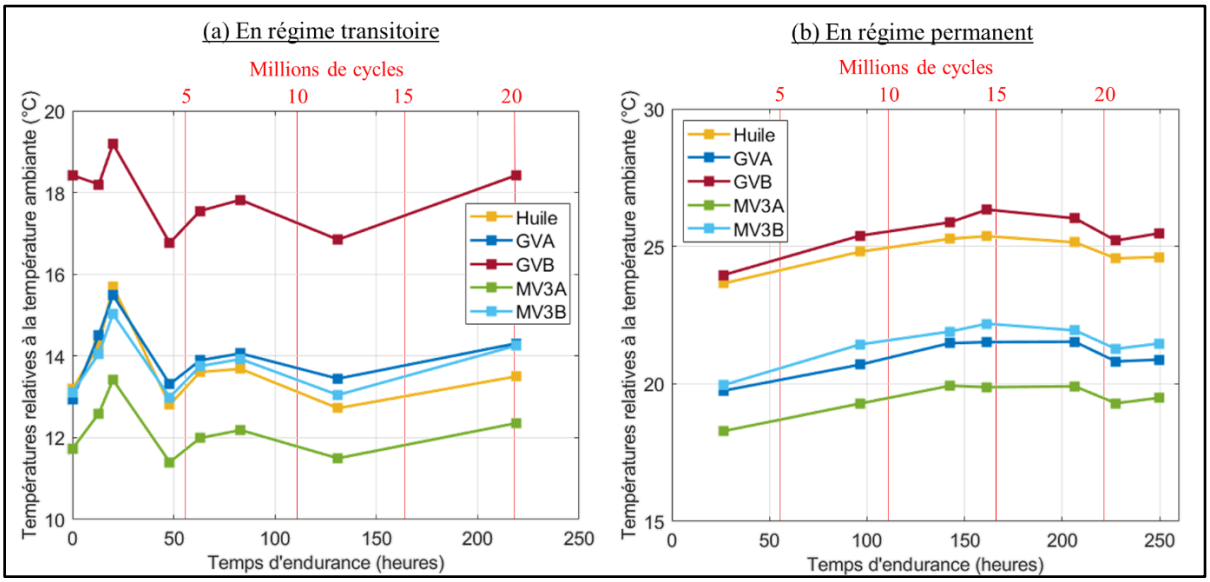

Figure III-12 Evolution des températures relatives à la température ambiante durant les essais d'endurance (a) en régime transitoire (b) en régime permanent

La Figure III-12 (b) présente, quant à elle, ces températures relatives en régime permanent après 8 heures de fonctionnement. Ces deux graphiques ne permettent pas d'observer de tendance au niveau des températures de ces composants en fonction de l'avancement de la phase d'endurance. Cette première analyse des températures expérimentales ne permet donc pas de détecter l'apparition de l'écaillage.

L'évolution des pertes totales du réducteur au cours des essais d'endurance est présentée en Figure III-13. Les valeurs de pertes présentées sont celles mesurées lorsque le régime permanent est atteint lors des différents essais et que celles-ci sont donc stabilisées.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

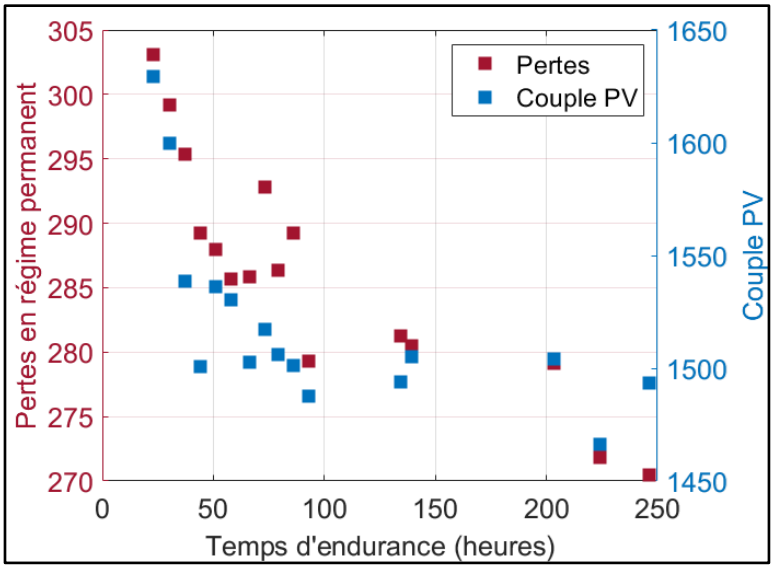

Figure III-13 Evolution des pertes et du couple PV en régime permanent durant les essais d'endurance

On observe une décroissance des pertes (marqueurs rouge) en régime permanent pouvant s'expliquer par une diminution du couple appliqué par le frein à poudre sur la ligne d'arbre PV (marqueurs bleu). Ces premières observations ne permettent donc pas de conclure sur l'impact seul du défaut. Afin de prendre en compte les variations de couple appliqué par le frein à poudre l'évolution du rendement du réducteur en régime permanent est présenté en Figure III-14.

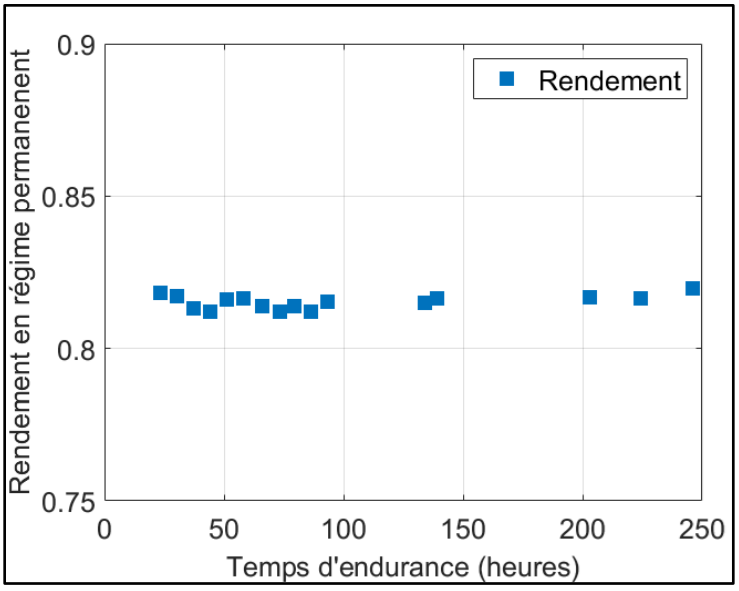

Figure III-14 Evolution du rendement en régime permanent durant les essais d'endurance

Tout au long de la phase d'endurance, le rendement du réducteur en régime permanent reste stable, et ce malgré la diminution du couple appliqué. L'analyse des mesures expérimentales de températures, de pertes et de rendement ne permet donc pas, a priori, de détecter l'apparition de l'écaillage sur le pignon GV. Une nouvelle fois, la variabilité des conditions de fonctionnement, particulièrement de la température ambiante et du couple PV, rend compliquée la comparaison d'un essai à l'autre.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

III.4.b. Étude de la détectabilité grâce au jumeau numérique

Afin de tenter de décorréler l'impact des variations des conditions de fonctionnement de l'effet de l'écaillage au cours de la phase d'endurance, les mesures expérimentales peuvent de nouveau être comparées aux simulations du jumeau numérique thermique.

Afin d'étudier si une dérive des résultats expérimentaux par rapport aux résultats de simulations est observable, l'évolution de l'écart relatif moyen de température durant les différents essais d'endurance, et ce pour différents nœuds, est présentée en Figure III-15. Celui-ci est calculé de la façon suivante :

$$E_j = moy\left(\frac{\left|T_{exp\ j,t} - T_{num\ j,t}\right|}{T_{num\ j,t}}\right) \times 100 \qquad \text{III-2}$$

où E_j est l'écart relatif moyen de température entre les valeurs numériques et expérimentales au nœud j, $T_{num\ j,t}$ et $T_{exp\ j,t}$ sont respectivement les températures numériques (obtenues avec $\gamma' = 0{,}19$) et expérimentales (en °C) de ce même nœud j au temps t.

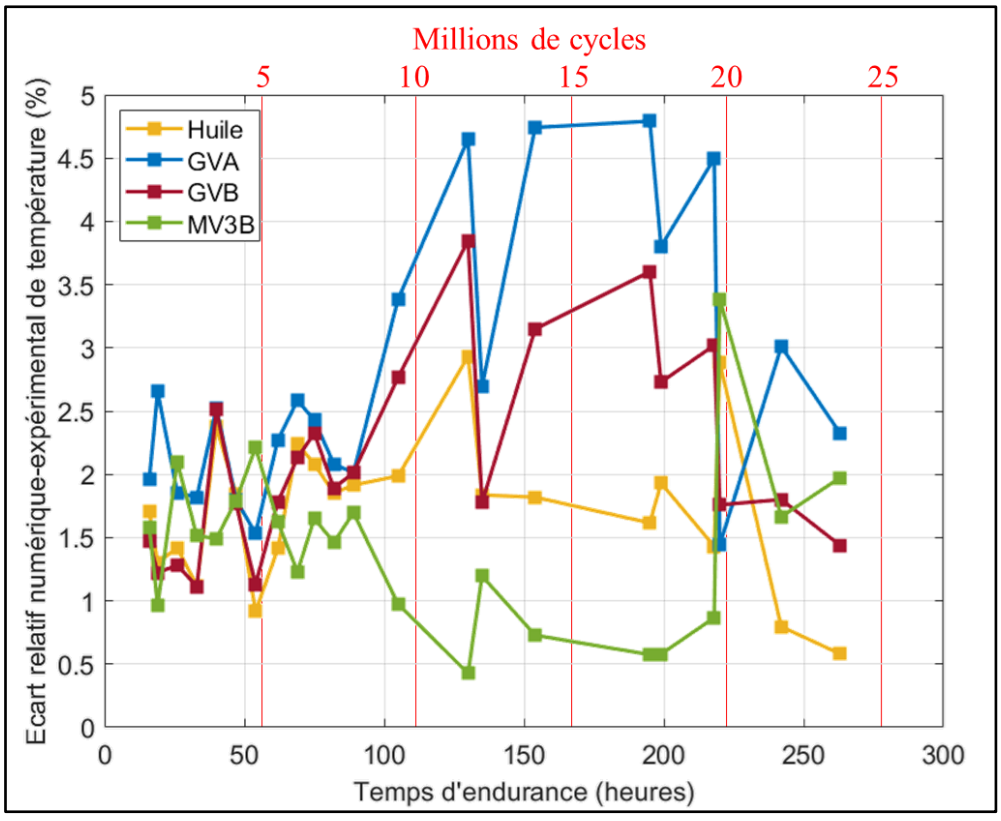

Figure III-15 Evolution de l'écart relatif moyen de températures, à différents nœuds, durant les essais d'endurance

Une plus grande dispersion de l'écart relatif moyen pour l'ensemble de ces nœuds est observable à partir de 89 heures d'endurance (essai 3.16) soit le moment à partir duquel la durée des essais d'endurance a été considérablement augmentée. La durée des essais 3.5 à 3.16 est inférieure à 8 heures, soit une durée proche de celle des essais de caractérisation ayant permis le développement du jumeau numérique thermique. Ceci peut expliquer la plus grande précision de celui-ci durant ces essais d'endurance par rapport à ceux de plus longue durée. L'erreur relative moyenne de températures reste faible (inférieure à 5%) pour

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

l'ensemble des nœuds, ceci quel que soit l'essai de la phase d'endurance, et aucune tendance ne semble se dégager quant à la détection du défaut d'écaillage.

L'étude d'un écart relatif moyen ne permettant pas d'identifier une tendance, une variation relative de température est calculée afin d'établir une comparaison numérique-expérimentale à des temps d'essais similaires entre les essais d'endurance :

$$V_{j,t} = \frac{T_{exp\ j,t} - T_{num\ j,t}}{T_{num\ j,t}} \qquad \text{III-3}$$

où $V_{j,t}$ est la variation relative de température entre les valeurs numériques et expérimentales au nœud j et au temps t, $T_{num\ j,t}$ et $T_{exp\ j,t}$ sont respectivement les températures numériques et expérimentales de ce même nœud j moyennées sur 5 minutes autour du temps t.

La Figure III-16 (a) présente l'évolution de cette variation relative de température en régime transitoire après une heure de fonctionnement pour les essais de la phase d'endurance démarrés à froid. Cette variation relative reste relativement stable entre les différents essais pour l'ensemble des nœuds sur les 90 premières heures de la phase d'endurance. Le faible nombre d'essais de ce type réalisé après 90 heures d'endurance ne permet pas d'observer de déviation significative.

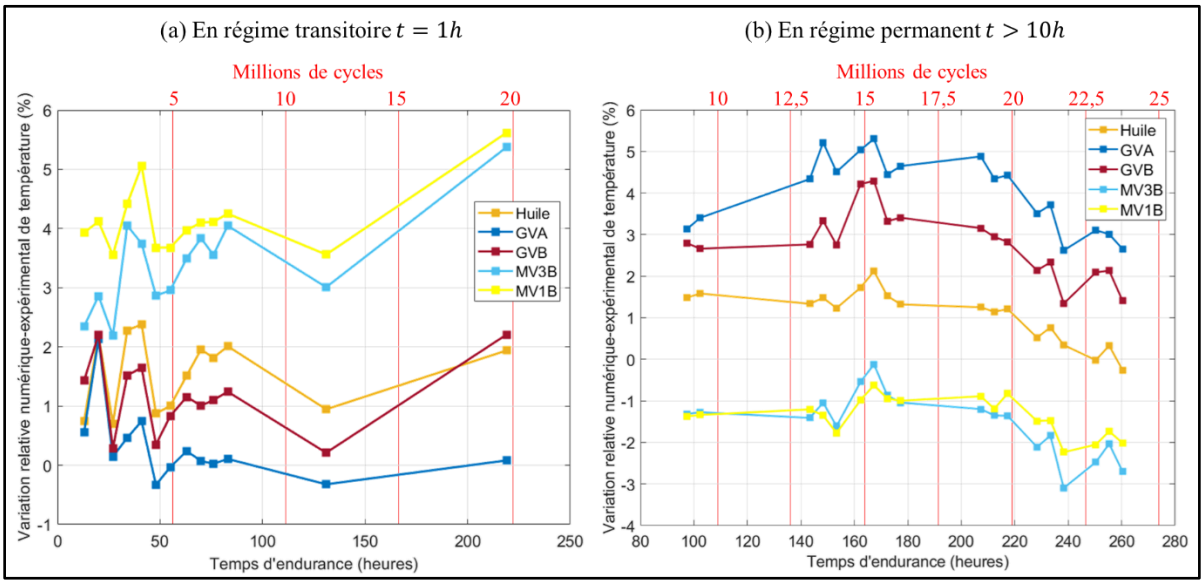

Figure III-16 Évolution la variation relative numérique-expérimentale (a) en régime transitoire à $t = 1h$ (b) en régime permanent $t > 10h$ au cours des essais d'endurance

La Figure III-16 (b) présente cette même évolution, mais cette fois-ci en régime permanent, c'est à dire après plus de 10 heures de fonctionnement. Une diminution de cette variation relative de température numérique-expérimentale est observée après 170 heures d'endurance pour certains nœuds et notamment ceux qui sont les plus proches du défaut soit l'huile et les roulements GV_A et GV_B. Cependant, il est impossible d'affirmer que cette déviation des mesures expérimentales par rapport à la référence numérique est due au développement de l'écaillage.

Il convient dans un premier temps de vérifier que cette déviation expérimentale-numérique des températures des composants du réducteur est due aux pertes de puissance. Pour cela, l'évolution de l'écart entre les pertes simulées et expérimentales en régime permanent est

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

présentée en Figure III-17. Cet écart a été centré autour de zéro en soustrayant la valeur initiale de la façon suivante :

$$\boldsymbol{\Delta P_{perm} = P_{exp_t} - P_{num_t} - \Delta P_{init}} \qquad \textbf{III-4}$$

où P_{exp_t} et P_{num_t} sont respectivement les pertes totales du réducteur expérimentales et numériques au temps t, et ΔP_{init} correspond à la différence entre les pertes mesurées et expérimentales du premier essai d'endurance.

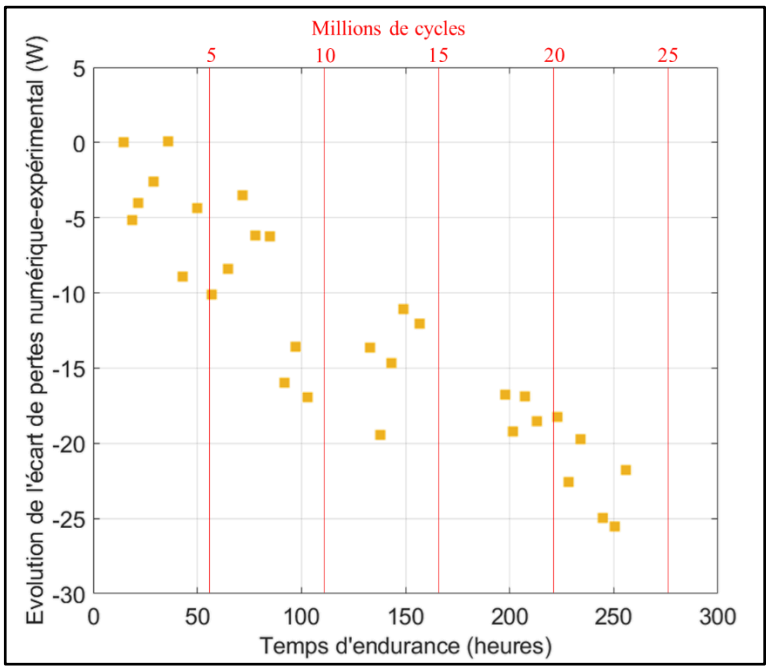

Figure III-17 Évolution ΔP_{perm} en régime permanent au cours de la phase d'endurance

On observe une diminution de ΔP_{perm} au cours de la phase d'endurance allant jusqu'à 25W après 250 heures d'endurance. Cette diminution permet d'expliquer les résultats présentés en Figure III-16 (b). Cependant, ces résultats sont contraires à ceux attendus, car une diminution des pertes et des températures expérimentales par rapport aux pertes et températures simulées est constatée alors qu'une augmentation était attendue. Cette diminution pourrait s'expliquer de plusieurs façons :

- La diminution du couple PV appliqué par le frein à poudre comme présenté en Figure III-13 entraine une diminution des pertes totales et par conséquent la diminution de cet écart.
- Un phénomène d'adaptation des surfaces au niveau du pignon GV a eu lieu au cours des essais d'endurance entrainant une réduction du défaut d'hélice lors du fonctionnement et donc une diminution des pertes au niveau de cet engrènement. Ceci soulève alors des questions sur le processus de génération de défauts utilisé. Ce défaut d'écaillage, généré artificiellement, pourrait ne pas être représentatif d'un défaut que l'on rencontrerait dans l'industrie.

Les comparaisons entre le jumeau numérique et les mesures expérimentales de températures et de pertes ne permettent donc pas d'affirmer la détectabilité de l'écaillage sur le pignon GV. Ces résultats mettent en exergue la nécessité d'étudier l'impact du défaut d'écaillage étudié sur le coefficient de frottement.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

III.5. Influence des défauts étudiés sur le coefficient de frottement

Afin de comprendre les résultats présentés jusqu'alors dans ce chapitre, une étude sur l'impact des défauts étudiés sur le coefficient de frottement à l'engrènement GV a été menée. Les pertes à l'engrènement sont directement proportionnelles à la valeur du coefficient de frottement comme détaillé dans le Chapitre II et calculées de la façon suivante :

$$\boldsymbol{P_{Engrènement} = P_{in} H_v C_f} \qquad \textbf{III-5}$$

Le coefficient de frottement C_f est quant à lui calculé en utilisant la formule issue de la norme ISO TR 14179-2 [117] (Eq. III-6) et est proportionnel à la largeur de denture b par un facteur de type $\left(\frac{1}{b}\right)^{0.2}$.

$$\boldsymbol{Cf = 0,048 \left(\frac{F/b_g}{V_R R_{eq}}\right)^{0,2} \eta_{oil}{}^{-0.05} R_a{}^{0.25} X_L} \qquad \textbf{III-6}$$

À partir des photographies des dents du pignon GV issues des essais d'endurance, il est possible d'estimer une largeur de denture du pignon GV en contact avec la roue MV3. En effet, des traces d'usure abrasive au niveau de la zone de contact entre le pignon et la roue sont apparues dès les essais de caractérisation et sont clairement visibles sur la Figure III-18.

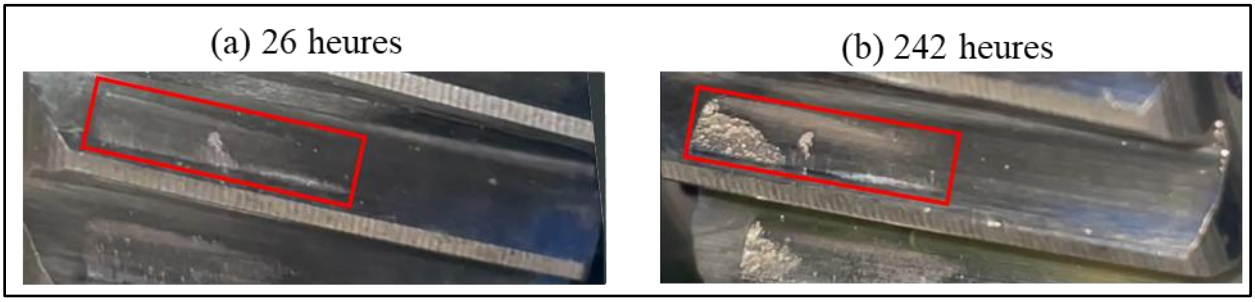

Figure III-18 Photographies des dents du pignon GV après (a) 26 heures d'endurance (b) 242 heures d'endurance

Cette figure montre par ailleurs que la largeur de dent en contact ne semble pas s'être accentuée au fur et à mesure de l'essai d'endurance. Il est estimé à partir des photographies que la modification de l'angle d'hélice a réduit de 50% la largeur de dent du pignon GV en contact avec la roue MV3. À partir de cette estimation, l'impact sur le coefficient de frottement est calculé à partir de la formule de la norme ISO, le changement de pignon entrainerait théoriquement une augmentation de 15% du coefficient de frottement. Cependant, la modification de la géométrie du pignon a entrainé une modification de la valeur du coefficient H_V : $H_v = 0.132$ pour $\beta = 13°$ alors que $H_v' = 0.137$ après la modification de l'angle d'hélice ($\beta = 13.4°$). Une telle augmentation du coefficient de frottement n'implique donc pas une augmentation similaire des pertes de puissance au niveau de cet engrènement. L'optimisation de γ' suite au changement de pignon, détaillée dans la section III.2.d, prend donc en compte la modification de H_V mais aussi celle du coefficient de frottement.

Les photographies des dents du pignon ont aussi permis d'évaluer l'évolution de la surface de dent écaillée durant l'essai d'endurance comme présenté en Figure III-2. En considérant l'hypothèse la plus critique qui est que la surface écaillée n'est plus du tout en contact avec la roue MV3 il est alors possible d'estimer l'influence de l'écaillage sur le coefficient de frottement au cours de l'essai d'endurance. La Figure III-19 présente cette évolution en supposant des conditions identiques entre les différents essais.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

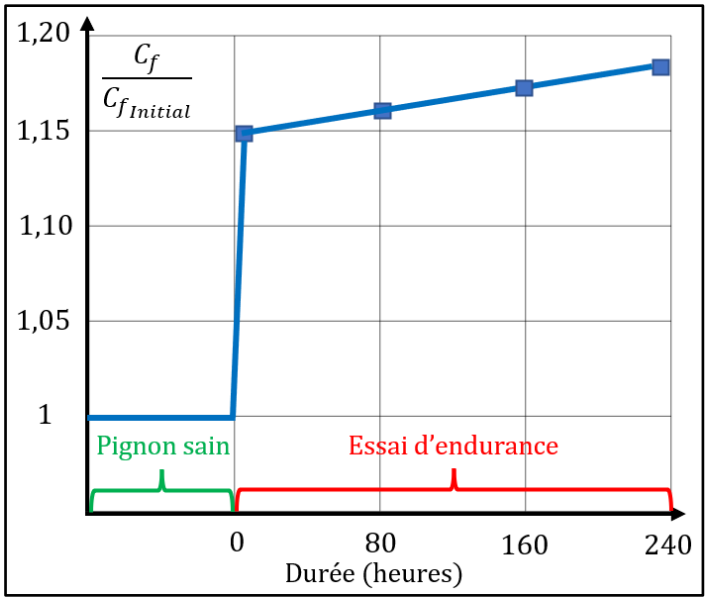

Figure III-19 Evolution relative théorique du coefficient de frottement

Cette figure met en évidence que l'influence théorique du défaut d'angle d'hélice sur le coefficient de frottement est bien plus importante que celle du défaut d'écaillage. L'impact de l'écaillage sur le coefficient de frottement est comparativement faible, celui-ci augmente de 2,5% après 240 heures d'endurance par rapport à l'état initial.

La Figure III-20 présente la répartition des pertes de puissance simulées par le jumeau numérique dans les conditions de fonctionnement du premier essai de caractérisation (essai 3.1) après 3 heures de fonctionnement. A cet instant les pertes totales simulées du réducteur sont de *288 W* mais les pertes à l'engrènement GV-MV3 ne sont que 52 W.

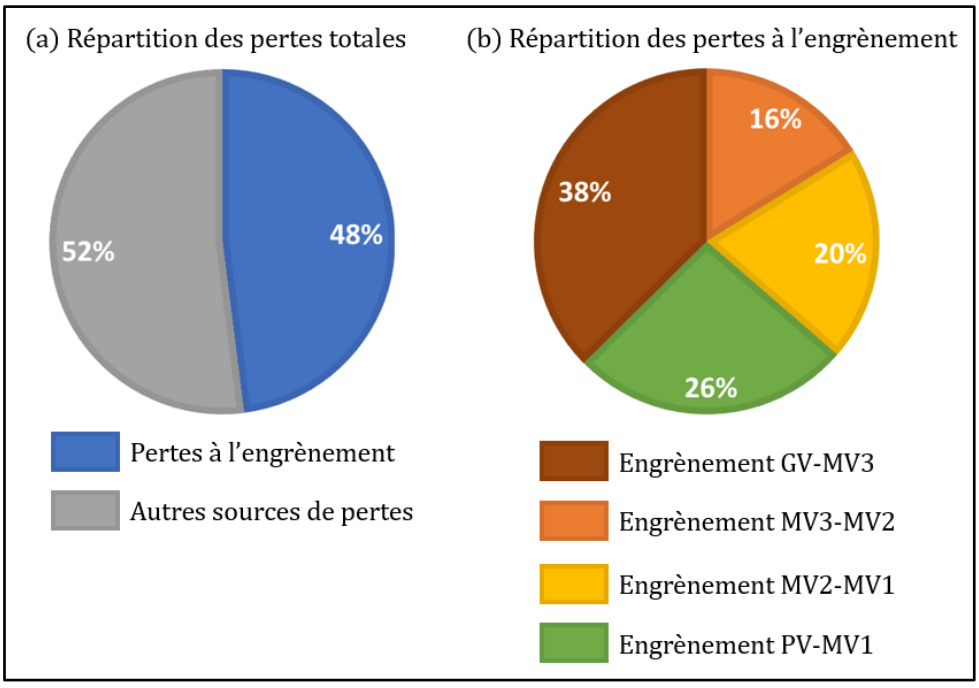

Figure III-20 Répartition des pertes simulées par le jumeau numérique en fin d'essai 3.1

Une augmentation de 2.5% du coefficient de frottement, en supposant H_v constant tout au long de l'essai d'endurance et des conditions de fonctionnement similaires, ne représenterait

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

alors qu'une augmentation de $1{,}3\,W$. Une telle augmentation aurait un impact extrêmement limité sur les températures des différents composants du réducteur.

Ces différentes estimations permettent d'expliquer les résultats présentés tout au long de ce chapitre. Plus particulièrement, l'étude de l'influence des défauts sur le coefficient de frottement permet de justifier la capacité du jumeau numérique thermique à détecter le défaut d'angle d'hélice mais aussi sa difficulté à détecter l'apparition de l'écaillage sur le pignon GV.

III.6. Conclusion

Suite à la construction du jumeau numérique thermique détaillé dans le chapitre II, ce chapitre III visait à étudier sa capacité à détecter et localiser des défauts au sein du réducteur. Dans un premier temps, un défaut d'hélice situé sur le pignon GV a été introduit :

- Une première analyse des données expérimentales a semblé montrer qu'il est possible de détecter et localiser ce défaut.
- Afin de considérer les variations de conditions de fonctionnement, des comparaisons entre le jumeau numérique et les mesures expérimentales ont été menées et ont permis de confirmer ces résultats.
- Le jumeau numérique est par ailleurs capable d'identifier la localisation du défaut.
- L'influence du défaut sur les pertes à l'engrènement a été caractérisée en déterminant une nouvelle valeur de γ via une nouvelle optimisation.

Dans un second temps, la détectabilité d'un défaut d'écaillage qui s'est développé sur l'ensemble des dents d'un pignon a été étudiée. L'analyse des données expérimentales ainsi que les comparaisons avec le jumeau numérique thermique ne permettent pas d'affirmer la détection de ce défaut.

L'influence de ces défauts sur le coefficient de frottement à l'engrènement a par la suite été étudiée. Le défaut d'angle d'hélice a un impact nettement plus important sur le coefficient de frottement à l'engrènement que l'écaillage qui modifie donc faiblement le comportement thermique du réducteur. Ces résultats justifient les capacités du jumeau numérique thermique à détecter ces deux défauts.

Le Chapitre IV a alors pour objectif d'étudier la pertinence d'une seconde approche, l'étude des courants statoriques, pour la maintenance prédictive du réducteur. Cette approche présentant des constantes de temps nettement inférieures à celle de l'approche thermique, combiner ces deux approches pourrait permettre d'extraire de nouvelles informations et donc d'améliorer la fiabilité du processus de maintenance.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Chapitre IV :

Analyse du module du vecteur de Park des courants statoriques

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

CHAPITRE IV. ANALYSE DU MODULE DU VECTEUR DE PARK DES COURANTS STATORIQUES

IV.1. Introduction

L'état de l'art présenté dans le chapitre I soulève l'importance d'un aspect multi-physique dans la construction d'un jumeau numérique. L'analyse des courants statoriques, approche non intrusive et peu coûteuse, a été choisie en complément de l'approche thermique. Ce chapitre présente dans un premier temps les transformées de Park et Concordia sur lesquelles l'étude réalisée est basée. Par la suite, la capacité de différents indicateurs statistiques à détecter la présence des défauts présentés dans le chapitre III est évaluée à partir de mesures expérimentales.

IV.1.a. Transformées de Park et Concordia

Le comportement des machines triphasées est régi par des équations différentielles complexes. Afin de simplifier ces représentations mathématiques, diverses transformations existent telles que celle de Clarke [122], de Concordia [123] ou de Park [122] [123]. Parmi celles-ci, la transformée de Park est souvent utilisée en électrotechnique pour la commande vectorielle des machines électriques. Depuis plusieurs années, REEL étudie le module du vecteur de Park des courants afin de détecter la présence potentielle de différents défauts sur ses systèmes de levage. L'objectif de ces travaux de thèse n'était donc pas de remettre en cause cette approche mais d'étudier (i) ses performances pour des défauts au sein du réducteur et (ii) la possibilité de la combiner à l'approche thermique. Cette transformée consiste en un changement de repère permettant de passer d'un système triphasé 'abc', lié aux phases du moteur, à un système biphasé (Figure IV-1). La transformée de Park utilise le repère tournant avec le stator 'dq0' comme système de coordonnées où :

- l'axe 'd' est la composante directe du vecteur alignée avec l'axe du flux magnétique.
- l'axe 'q' est la composante quadrature du vecteur perpendiculaire à l'axe du flux magnétique.
- l'axe '0' est l'axe homopolaire, les variables projetées sur cet axe sont nulles d'où le système biphasé.

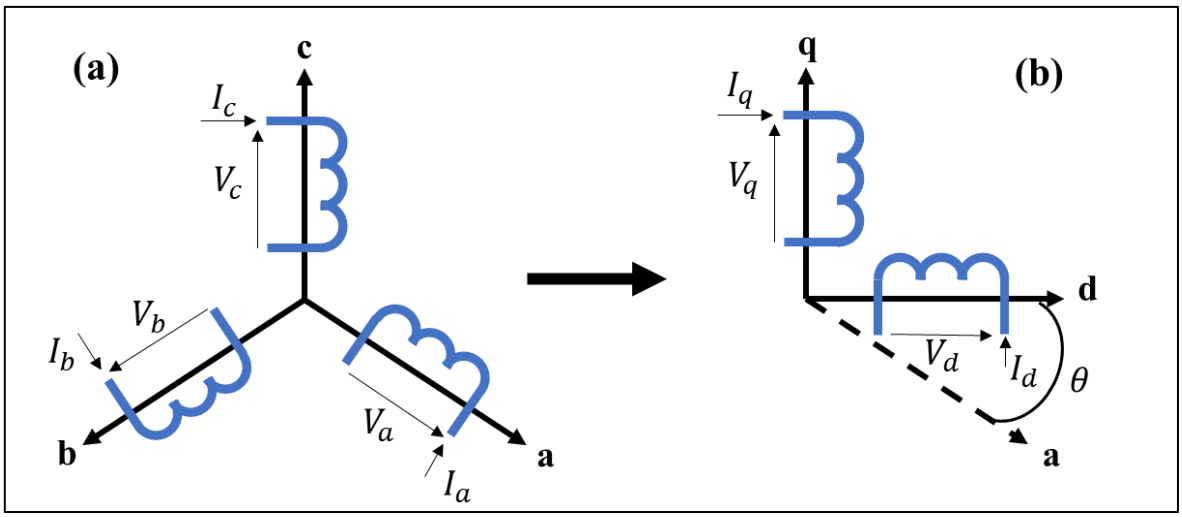

Figure IV-1 Passage du repère 'abc' (a) au repère 'dq0' (b)

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

La transformation de Park d'une grandeur triphasée $x_{a,b,c}$ est décrite par les équations IV-1 et IV-2 et décrite de manière extensive dans [124].

$$\begin{bmatrix} x_d \\ x_q \\ x_0 \end{bmatrix} = [T_p] \times \begin{bmatrix} x_a \\ x_b \\ x_c \end{bmatrix} \quad \text{IV-1}$$

$$[T_p] = \sqrt{\frac{2}{3}} \times \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \cos(\theta - \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta - \frac{4\pi}{3}) \\ -\sin(\theta) & -\sin(\theta - \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\theta - \frac{4\pi}{3}) \\ \sqrt{\frac{1}{2}} & \sqrt{\frac{1}{2}} & \sqrt{\frac{1}{2}} \end{bmatrix} \quad \text{IV-2}$$

où $[T_p]$ correspond à la matrice de transformation et θ à l'angle entre l'axe de la phase a et l'axe d. Lorsque la valeur de θ est fixée à 0, la transformation de Concordia est alors appliquée et la matrice de transformation devient :

$$[T_c] = \sqrt{\frac{2}{3}} \times \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \\ \sqrt{\frac{1}{2}} & \sqrt{\frac{1}{2}} & \sqrt{\frac{1}{2}} \end{bmatrix} \quad \text{IV-3}$$

Les composantes I_d et I_q du vecteur de Park courant peuvent alors être calculées de la façon suivante :

$$I_d = \sqrt{\frac{2}{3}} \times I_a - \frac{1}{\sqrt{6}} I_b - \frac{1}{\sqrt{6}} I_c \quad \text{IV-4}$$

$$I_q = \frac{1}{\sqrt{2}} I_b - \frac{1}{\sqrt{2}} I_c \quad \text{IV-5}$$

Le module du vecteur de Park courant peut alors être calculé :

$$I_p = \sqrt{I_d^2 + I_q^2} \quad \text{IV-6}$$

IV.1.b. Indicateurs statistiques et géométriques

La partie précédente a permis de détailler la transformée de Park permettant par la suite le calcul du module du vecteur de Park. De précédents travaux de recherche visant à détecter des défauts géométriques sur des systèmes de levage menés par REEL ont mis en évidence la pertinence de différents indicateurs statistiques du module du vecteur de Park pour la détection de défauts. La détectabilité de différents défauts, situés tout au long de la chaîne cinématique, via cette approche a été investiguée.

Pour exemple, la Figure IV-2 présente l'évolution du module du vecteur de Park courant lorsque (a) le système de levage est sain et (b) qu'il présente un défaut de « mou de câble ». Le défaut de « mou de câble » se produit généralement lorsque l'opérateur ne prend pas soin

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

de bien tendre le câble avant de soulever la charge. Dans ce cas, le treuil commence par compenser le « mou de câble » sans charge. Une fois le câble tendu, le treuil subit alors une brusque augmentation de la charge, passant de zéro à sa valeur réelle. Cette transition entraîne un choc violent qui impacte significativement la cinématique du treuil.

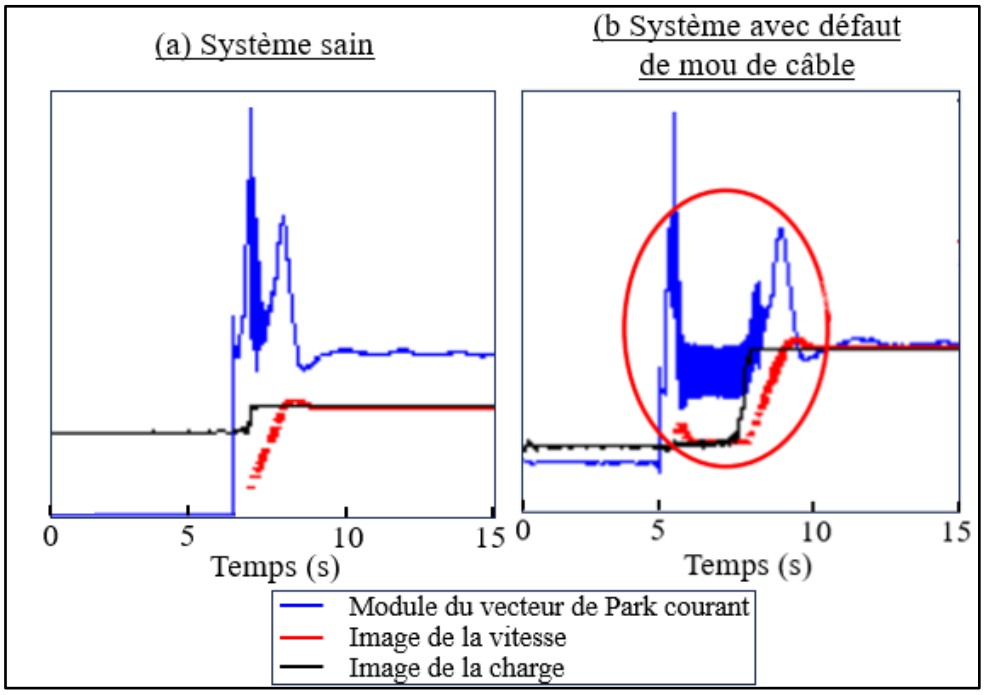

Figure IV-2 Etude du module du vecteur de Park courant pour la détection d'un défaut de mou de câble

Cette étude de cas a alors montré que ce défaut de mou de câble est détectable facilement à partir d'un suivi de l'écart-type du module du vecteur de Park courant (dans la zone entourée en rouge Figure IV-2 (b)). Les différents défauts testés préalablement par REEL (défaut de saut de câble, défaut d'accrochage de charge, fermeture intempestive du frein…) influent significativement sur le couple et donc sur les courants. L'étude menée dans le cadre de ce travail de doctorat vise alors à observer si les mêmes indicateurs statistiques peuvent être utilisés afin de détecter des défauts moindres tels que le défaut d'hélice et l'écaillage sur une denture de la transmission.

Ces indicateurs statistiques exploités par REEL sont détaillés dans cette partie et leur pertinence quant à la détection des défauts à l'engrènement est étudiée dans ce chapitre. Ces indicateurs sont les suivants :

- Écart-type : L'écart type σ est un indicateur statistique fondamental fournissant d'importantes informations sur la distribution des données. L'écart-type quantifie la dispersion des valeurs d'un signal par rapport à sa moyenne. Plus précisément, il mesure la distance moyenne des valeurs du signal par rapport à sa moyenne. Une valeur faible indique que les données sont regroupées autour de la moyenne, tandis qu'une valeur élevée indique une dispersion plus importante. Cet indicateur statistique est calculé de la façon suivante :

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N_e - 1} \times \sum_{i=1}^{N_e} |x_i - \mu|^2} \quad \text{IV-7}$$

où N_e est la taille de l'échantillon, μ est la valeur moyenne du signal, x_i sont les points individuels de celui-ci.

- Coefficient de variation : Le coefficient de variation CV est un indicateur statistique permettant de quantifier la variabilité relative des valeurs d'un signal par rapport à la moyenne. Cet indicateur peut être utilisé afin de comparer la dispersion de deux ensembles de données ayant des échelles de mesure différentes. Cet indicateur se calcule de la façon suivante :

$$CV = \frac{\sigma}{\mu} \times 100 \quad \text{IV-8}$$

- Facteur de Kurtosis : Ce facteur mesure la forme de la distribution de probabilité d'un signal. Le facteur de kurtosis K d'un signal mesure à quel point les valeurs d'un signal sont concentrées autour de sa moyenne. En termes statistiques, le kurtosis est une mesure de la tendance d'une distribution à produire des valeurs aberrantes. Le kurtosis de la distribution normale est de 3, ce qui sert de référence. Les distributions ayant un kurtosis supérieure à 3 sont considérées comme plus propices aux valeurs aberrantes que la distribution normale. En revanche, les distributions ayant un kurtosis inférieure à 3 sont moins propices aux valeurs aberrantes.

$$K = \frac{E[(x - \mu)^4]}{\sigma^4} \quad \text{IV-9}$$

où E correspond à l'espérance. L'espérance d'une variable aléatoire est la moyenne pondérée de ses valeurs possibles, où chaque valeur est pondérée par sa probabilité d'occurrence, représentant ainsi la valeur "attendue" de la variable.

- Facteur de crête d'un signal : Ce facteur (FC) permet de caractériser la présence de pics ou d'impulsion dans un signal. Il représente le rapport entre la valeur crête x_p (amplitude maximale) du signal et sa valeur efficace (RMS) qui est une mesure de l'amplitude moyenne du signal.

$$FC = \frac{x_p}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{i=1}^{N_e} x_i^2}} \quad \text{IV-10}$$

L'état de l'art présenté dans le Chapitre I démontre par ailleurs la pertinence de certains indicateurs géométriques du vecteur de Park pour la détection de défauts mécaniques. Parmi ceux-ci la courbe de Lissajous du vecteur de Park a été utilisée dans différentes études [96] [97] [99]. Celle-ci sera étudiée dans ce chapitre en complément des indicateurs statistiques afin d'étudier la détectabilité des défauts étudiés dans ces travaux.

IV.1.c. Mesures expérimentales

Tout au long des essais présentés dans les chapitre II (système sain) et III (défaut d'hélice et écaillage du pignon SV) des mesures de courants ont été réalisées. Trois pinces ampèremétriques ont mesuré le courant d'alimentation de chacune des trois phases du moteur.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Ces pinces ampèremétriques ont une précision de mesure de ±3%. Des mesures d'une minute ont été réalisées ponctuellement avec une fréquence d'acquisition de 12 KHz. Afin de faciliter la lecture des figures présentées dans la suite de ce chapitre les différents essais réalisés ainsi que leurs conditions de fonctionnement sont résumés dans le Tableau IV-1.

	Etat système	**Essai n°**	**Vitesse (tr/min)**	C_{PV} **(Nm)**
Essais à vide	Système sain	1.1	1500	0
		1.2	2000	0
		1.3	3000	0
Essais en charge	Système sain	2.1 – 2.2 – 2.3	1500	444 – 1278 – 1716
		2.4 – 2.5 – 2.6	2000	291 – 870 – 1321
		2.7 – 2.8 – 2.9	3000	157 – 474 – 846
Essais de caractérisation	Défaut d'hélice	3.1	1500	1600
		3.2	1500	435
		3.3	3000	417
		3.4	1500	1530
Phase d'endurance	Défaut d'hélice et apparition progressive d'écaillage	[3.5 – 3.26]	1500	Valeur maximale applicable par le frein à poudre (entre 1465 Nm et 1647 Nm)

Tableau IV-1 Résumé des essais expérimentaux

IV.2. Étude des indicateurs statistiques du module du vecteur de Park

IV.2.a. Système sain

Les essais à vide et en charge sans présence de défaut ont permis de tirer de premiers enseignements quant à l'utilisation des indicateurs statistiques du module du vecteur de Park pour la surveillance d'une transmission mécanique.

Tout d'abord, la Figure IV-3 présente l'évolution de ces indicateurs durant les essais à vide. Cette figure met en évidence l'influence de la vitesse de rotation sur la valeur de ces indicateurs. La Figure IV-4 présente l'évolution de ces indicateurs pour les essais à 1500 tr/min et différentes charges lorsque le réducteur est sain. Cette figure souligne cette fois que le couple appliqué par le frein à poudre (sur l'arbre PV du réducteur) influe directement sur la valeur des indicateurs statistiques.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

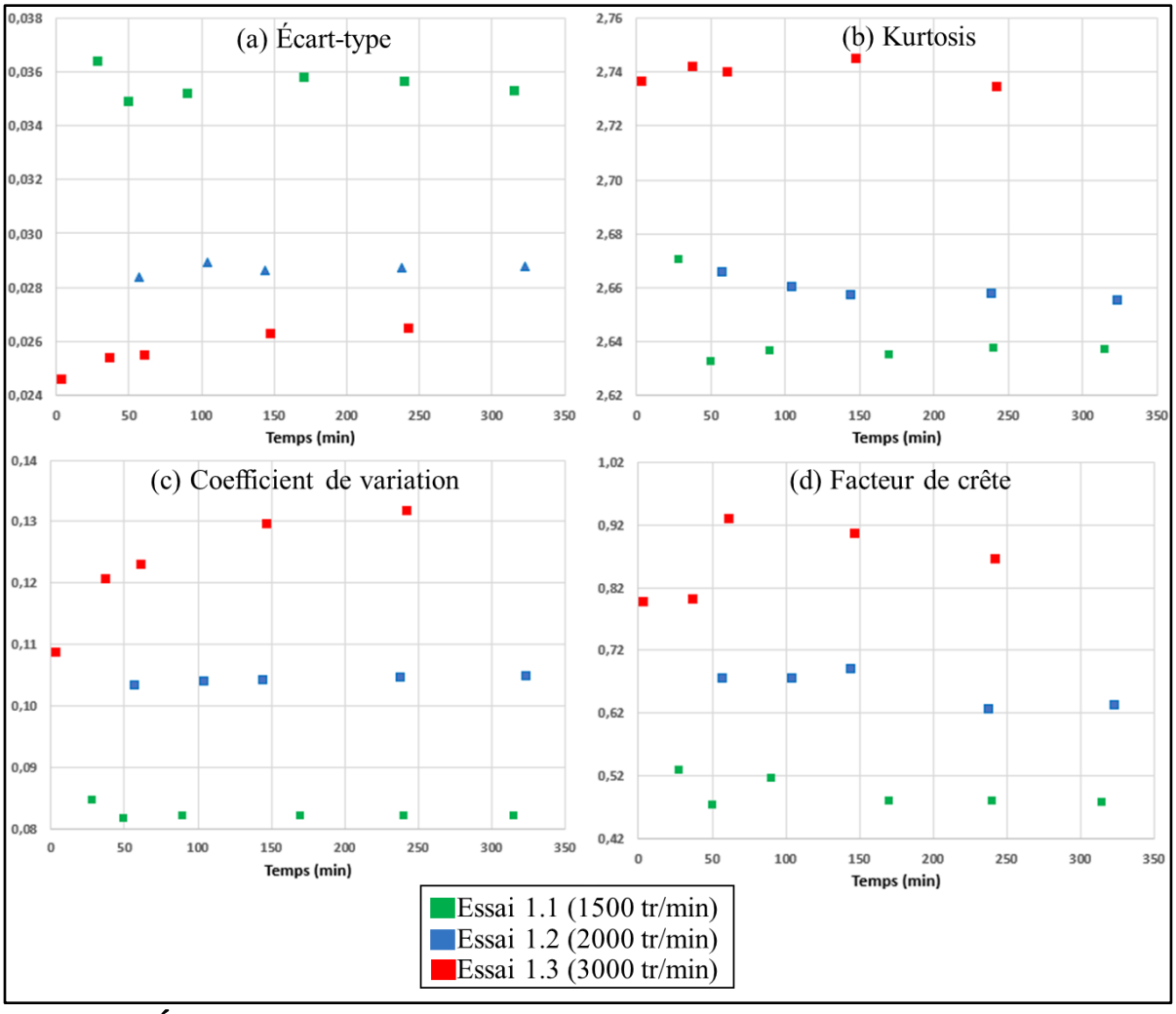

Figure IV-3 Évolution des indicateurs statistiques du module du vecteur de Park courant pour les essais à vide à différentes vitesses de rotation

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

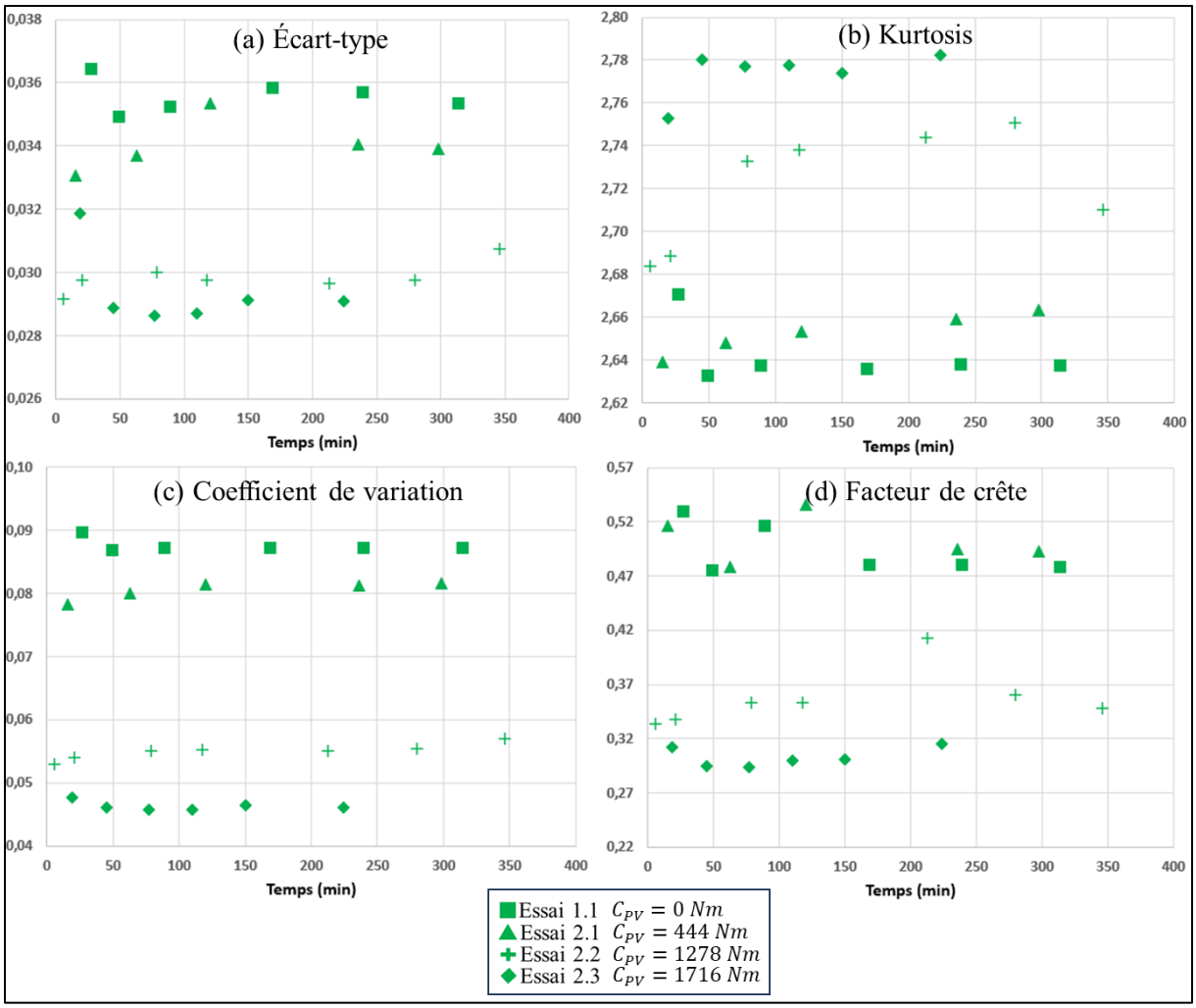

Figure IV-4 Évolution des indicateurs statistiques du module du vecteur de Park courant pour les essais à 1500 tr/min à différents niveaux de charge

Les conditions opératoires influent de manière significative sur les indicateurs statistiques étudiés. Par ailleurs, la valeur de ces indicateurs varie au sein même d'essai ou les conditions opératoires sont constantes ; ainsi, par exemple, le coefficient de variation de l'essai 1.3 augmente de 22% (Figure IV-3 (c) – marqueurs rouge). Les courants d'alimentation du moteur étant une image du couple que celui-ci génère sur la ligne d'arbre *GV* et les conditions opératoires étant constantes, les variations de ces indicateurs s'expliquent par des variations de pertes de puissance (Eq. IV-11). Comme expliqué dans le Chapitre II, au cours du temps le réducteur s'échauffe, les propriétés de l'huile et notamment sa viscosité évoluent et font varier le couple de pertes.

$$\mathbf{C_{GV}} = \frac{\mathbf{P_{Pertes\ totales}}}{\boldsymbol{\omega_{GV}}} + \frac{\mathbf{C_{PV}}}{\boldsymbol{u}} \qquad \textbf{IV-11}$$

Afin de considérer ces différents éléments, les indicateurs statistiques seront tracés en fonction de la puissance GV. Le jumeau numérique thermique permet d'estimer précisément les pertes de puissance du système (Tableau II-14). Or, la puissance GV étant la somme de la puissance PV (donnée d'entrée) et des pertes, celle-ci peut, elle aussi, être determinée numériquement. Dans l'optique d'établir un dialogue entre l'approche électrique et l'approche thermique, ce sont donc les valeurs de puissance GV issues des simulations du jumeau numérique qui seront utilisées dans la suite de ce chapitre. Par ailleurs, sur certains systèmes

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

la puissance d'entrée n'est pas mesurée (ou mesurable) ce qui conforte ce choix dans l'optique de développement d'un processus de maintenance industrialisable.

La Figure IV-5 présente l'évolution de ces indicateurs en fonction de la puissance d'entrée (puissance GV) simulée. Les essais réalisés à 1500 tr/min sont représentés en vert, ceux à 2000 tr/min en bleu et ceux à 3000 tr/min en rouge.

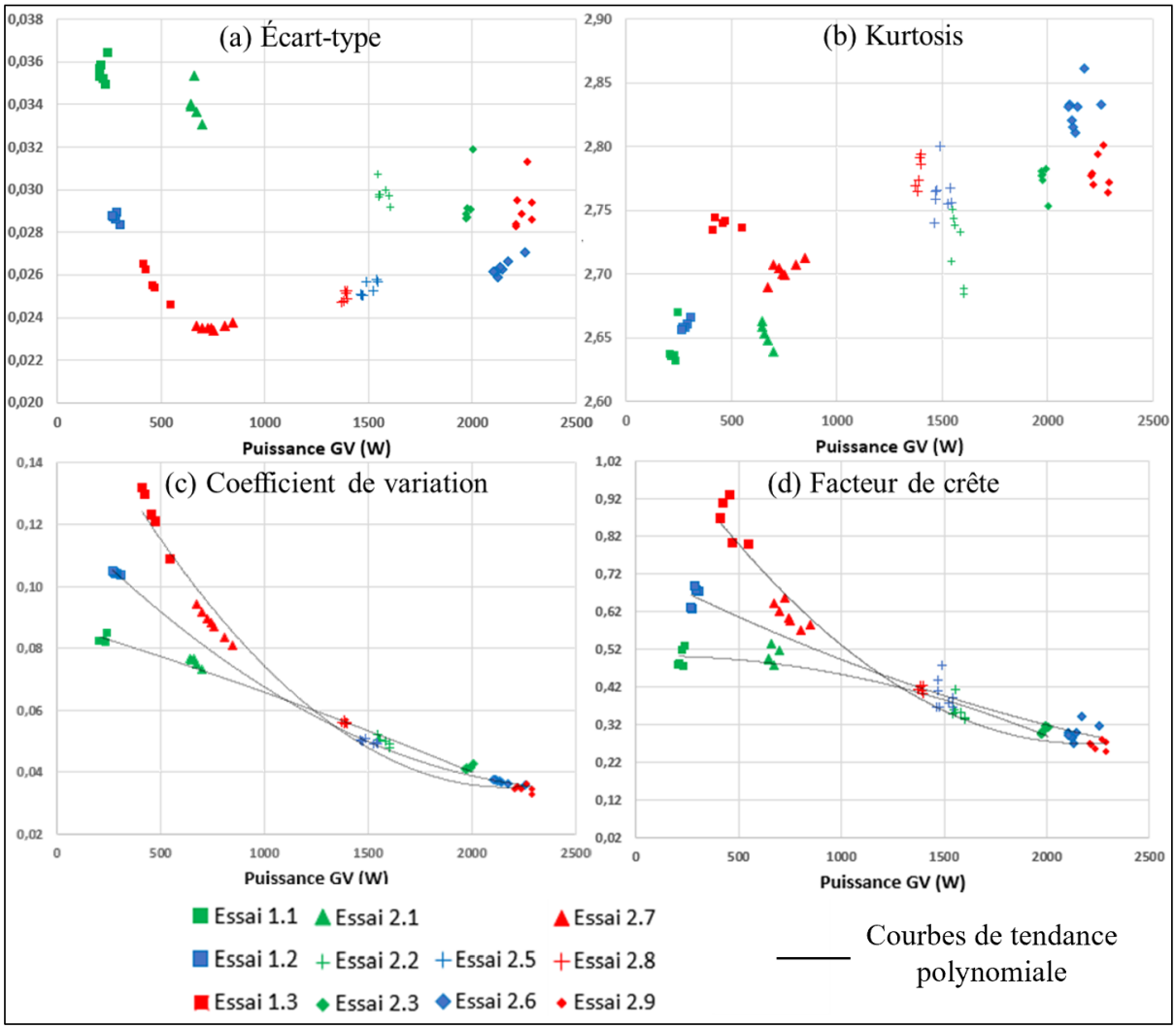

Figure IV-5 Evolution de différents indicateurs statistiques du module du vecteur de Park courant en fonction de la puissance d'entrée

Premièrement, cette figure confirme des variations significatives des valeurs de ces différents indicateurs au sein même d'un essai pour lequel les conditions opératoires (vitesse et couple PV) restent constantes. La valeur du coefficient de variation varie par exemple de 0.081 à 0.094 soit une augmentation de 16% lors de l'essai 2.7 (Figure IV-5 (c)).

Deuxièmement, cette figure confirme l'influence de différents paramètres sur la valeur de ces indicateurs. Le facteur de crête (d) ainsi que le coefficient de variation (a) diminuent lorsque la puissance GV augmente pour des essais réalisés à la même vitesse de rotation (i.e. les marqueurs de même couleur) tandis que celle du kurtosis (b) augmente. Comme attendu, le couple GV influe donc sur la valeur de ces indicateurs comme le met en évidence le Tableau IV-2 à travers différents exemples.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Essai n°	Vitesse GV (tr/min)	Puissance GV (W)	Indicateur	Valeur
1.3	3000	412	Coefficient de variation	0.132
2.9	3000	2290		0.034 (-74%)
1.1	1500	206	Kurtosis	2.64
2.3	1500	2004		2.75 (+4%)
1.2	2000	283	Facteur de crête	0.69
2.6	2000	2173		0.34 (-51%)

Tableau IV-2 Influence du couple GV sur la valeur des indicateurs

Par ailleurs, pour certains de ces indicateurs, il est possible de tracer différentes courbes de tendance pour chaque vitesse de rotation. Pour le coefficient de variation (Figure IV-5 (c)) et le facteur de crête (Figure IV-5 (d)) des courbes de tendance polynomiales de degré 2 sont tracées et leur coefficient de détermination sont présentés dans le Tableau IV-3.

Indicateur	Vitesse	Coefficient de détermination R^2
Coefficient de variation	1500	0.9907
	2000	0.9937
	3000	0.9848
Facteur de crête	1500	0.9214
	2000	0.9544
	3000	0.969

Tableau IV-3 Coefficient de détermination relatif aux courbes de tendances de la Figure IV-5

Ces premiers résultats confirment la possibilité de combiner l'approche électrique et l'approche thermique en utilisant les valeurs de pertes issues des simulations du jumeau numérique. Les quatre indicateurs statistiques sont tracés en fonction de la puissance d'entrée théorique. Uniquement sur la base de mesures de courants, des tendances théoriques – lorsque le système est dans un état sain – pour chacun de ces indicateurs sont observées en fonction de la puissance GV théorique. Il convient désormais d'étudier si des déviations par rapport à ces tendances théoriques sont observables en présence de défauts.

IV.2.b. Influence du défaut d'hélice sur les indicateurs statistiques

Afin d'étudier l'influence du défaut d'hélice sur la valeur des indicateurs statistiques du module du vecteur de Park, les mesures réalisées en présence du système sain sont comparées aux essais de caractérisation réalisés à la suite de l'introduction du pignon présentant le défaut d'hélice. La Figure IV-6 présente, en vert, les valeurs de ces indicateurs pour les essais réalisés à 1500 tr/min avec le système sain (Essais 1.1, 2.1, 2.2 et 2.3). Les valeurs des indicateurs statistiques durant les essais de caractérisation à 1500 tr/min (Essais 3.1, 3.2 et 3.4) sont quant à elles représentées en violet. Concernant les essais de caractérisation, la valeur de la puissance GV simulée par le jumeau numérique est celle lorsque γ est actualisé suite au changement de pignon ($\gamma' = 0.19$).

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

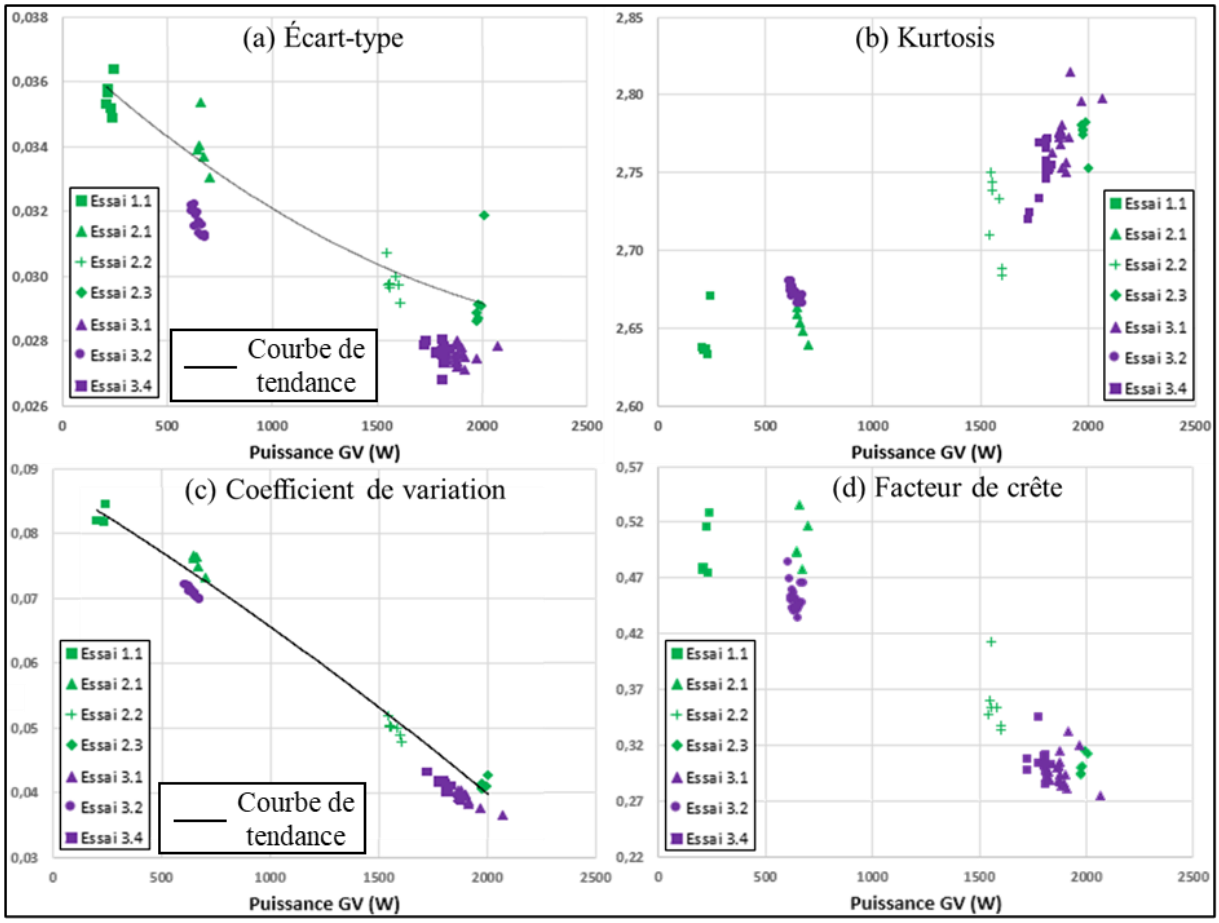

Figure IV-6 Comparaison des indicateurs statistique à 1500 tr/min entre (i) les essais avec le système sain et (ii) les essais de caractérisation en présence du défaut d'hélice

Cette figure met en évidence une diminution de la valeur de l'écart-type et du coefficient de variation suite au changement de pignon pour des essais réalisés dans des conditions de fonctionnement similaires.

Essai n°	Etat système	Vitesse GV (tr/min)	Puissance GV moyenne (W)	Coefficient de variation moyen	Ecart-type moyen
2.1	Sain	1500	663	0.076	0.0340
3.2	Défaut d'hélice	1500	640	0.071 (-7%)	0.0317 (-7%)
2.3	Sain	1500	1982	0.041	0.0294
3.1	Défaut d'hélice	1500	1892	0.039 (-5%)	0.0275 (-7%)

Tableau IV-4 Influence du défaut d'hélice sur le coefficient de variation et le facteur de crête

Le Tableau IV-4 présente les valeurs moyennes de ces indicateurs et confirme la tendance observée. Par ailleurs, la Figure IV-6 montre une décroissance de ces deux indicateurs avec l'augmentation de la puissance GV. Pour les essais présentés dans le Tableau IV-4 la puissance GV moyenne est plus élevée lors des essais 2.1 et 2.3 (que pour, respectivement, les essais 3.2 et 3.1). Par conséquent la variation de puissance GV moyenne ne peux pas expliquer la diminution de la valeur de ces indicateurs, ce qui renforce ces conclusions.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Une plus faible influence du défaut d'hélice sur le Kurtosis et le facteur de crête est observable (Tableau IV-5) notamment durant les essais peu chargés 2.1 et 3.2 qui ont été réalisés dans des conditions de fonctionnement similaires.

Essai n°	Etat système	Vitesse GV (tr/min)	Puissance GV moyenne (W)	Kurtosis moyen	Facteur de crête moyen
2.1	Sain	1500	663	2.652	0.504
3.2	Défaut d'hélice	1500	640	2.672	0.452

Tableau IV-5 Influence du défaut d'hélice sur le kurtosis et le facteur de crête

Pour le coefficient de variation et l'écart-type, les essais sur système sain permettent de tracer des courbes de tendances. Le Tableau IV-6 présente alors le R^2 par rapport à ces courbes pour les essais sur système sain et ceux menés suite à l'introduction du défaut d'hélice.

Indicateur	Vitesse	R^2 - Système sain	R^2 - Défaut d'hélice
Coefficient de variation	1500	0.9907	0.9391
Écart-type	1500	0.9146	0.1924

Tableau IV-6 Influence du défaut d'hélice sur le coefficient de détermination des courbes de tendances de la Figure IV-6

Comme attendu une diminution nette du R^2 sur ces deux indicateurs est observée ce qui confirme la pertinence de leur utilisation pour la détection du défaut d'hélice.

Cette section démontre que le changement de pignon introduisant un défaut d'hélice influe sur les différents indicateurs statistiques étudiés du module du vecteur de Park. Les différentes étapes ayant amenées à ce résultat sont les suivantes :

1. Essais sur système sain : les courants sont mesurés et la valeur de quatre indicateurs statistiques sur le module de Park est calculée.
2. La puissance d'entrée est obtenue grâce au jumeau numérique thermique.
3. La valeur des indicateurs est tracée en fonction de cette puissance GV. Des tendances sont observées.
4. Essais de caractérisation suite à l'introduction du défaut d'hélice : nouvelles mesures et calcul des indicateurs.
5. Le jumeau numérique se met à jour suite au changement de pignon et la puissance GV est calculée avec la nouvelle valeur des pertes à l'engrènement.
6. La valeur des indicateurs est tracée en fonction de cette puissance GV et comparée aux tendances observées à l'état sain.
7. On observe une nette diminution du R^2 pour les données en présence du défaut d'hélice pour le coefficient de variation et l'écart-type. Ceci indique une déviation par rapport à l'état sain et donc une détection du défaut.

IV.2.c. Influence du défaut d'écaillage sur les indicateurs statistiques

Des mesures de courant ont, par la suite, été réalisées pendant la phase d'endurance afin notamment d'observer l'influence du défaut d'écaillage sur les indicateurs statistiques du module du vecteur de Park courant. Les graphiques présentés sur les Figure IV-7 et Figure IV-8 montrent l'évolution de ces indicateurs durant la phase d'endurance. Ces valeurs sont comparées à celles issues des essais sur système sain et aux essais de caractérisation (Figure

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

IV-7). Les données issues des essais réalisés durant la phase d'endurance sont représentées du jaune (début de la phase d'endurance) vers le rouge (fin de la phase d'endurance). L'évolution de la dégradation du pignon est rappelée dans le Tableau IV-7.

Essai	3.4	3.11	3.17	3.20	3.22	3.26
Surface de dent écaillée (%)	0	1.5	2.8	3.3	5.2	6.5

Tableau IV-7 Évolution de la dégradation au cours de l'essai d'endurance

Afin d'observer clairement l'évolution des indicateurs statistiques au cours de la phase d'endurance, la Figure IV-8 présente ces mêmes données pour les essais durant lesquels la puissance GV est supérieure à 1500 W.

Ces deux figures montrent une évolution de la valeur des indicateurs statistiques au fur et à mesure de la phase d'endurance. Cependant, celle-ci peut s'expliquer par la diminution du couple appliqué par le frein à poudre sur la ligne d'arbre PV (Figure III-13) tout au long de la phase d'endurance comme expliqué dans le Chapitre III. Pour l'ensemble des quatre indicateurs, les données issues de la phase d'endurance sont proches de celles issues des essais de caractérisation et ne permettent pas de conclure sur la détectabilité de l'écaillage du pignon GV.

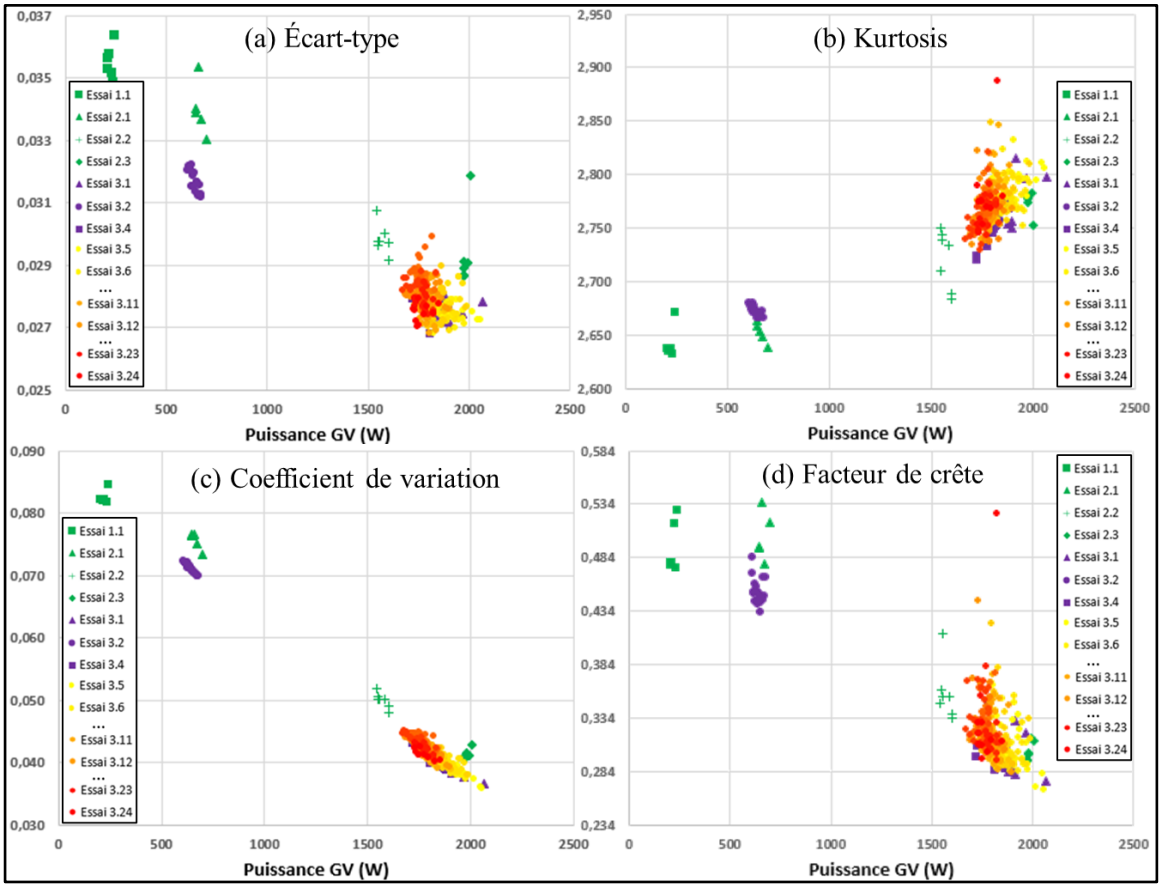

Figure IV-7 Valeurs des indicateurs statistiques pour les essais à 1500 tr/min

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

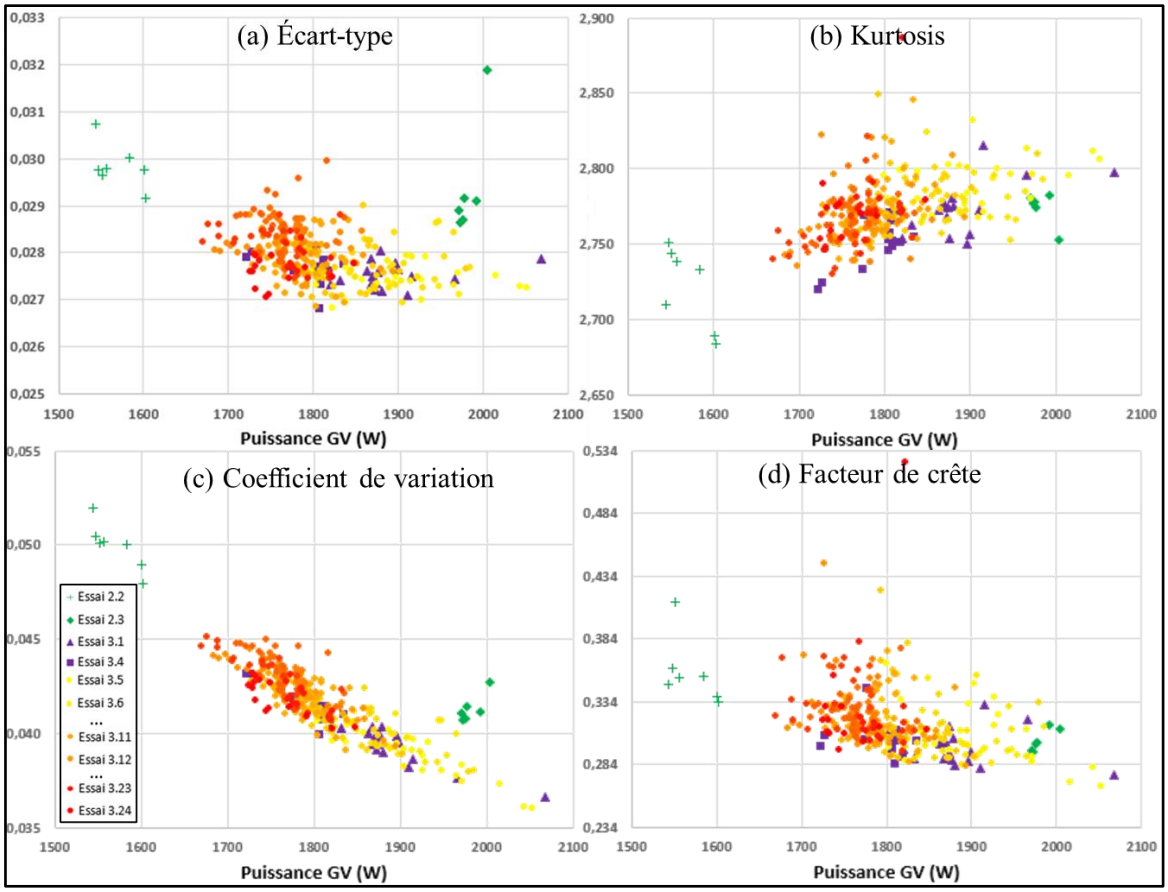

Figure IV-8 Valeurs des indicateurs statistiques (1500 tr/min - P_{GV} >1500W)

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

IV.3. Etude de la courbe de Lissajous du module du vecteur de Park

La courbe de Lissajous du module de Park $I_q = f(I_d)$ est fréquemment utilisée dans la littérature afin de détecter différents types de défauts [96] [97] [99]. Cette section vise à évaluer si celle-ci peut permettre d'apporter des informations supplémentaires quant à la détection des défauts étudiés.

IV.3.a. Influence du défaut d'hélice

La Figure IV-9 présente un exemple de courbe de Lissajous pour les essais 2.1 (pignon GV sain) et 3.2 (pignon présentant le défaut d'hélice).

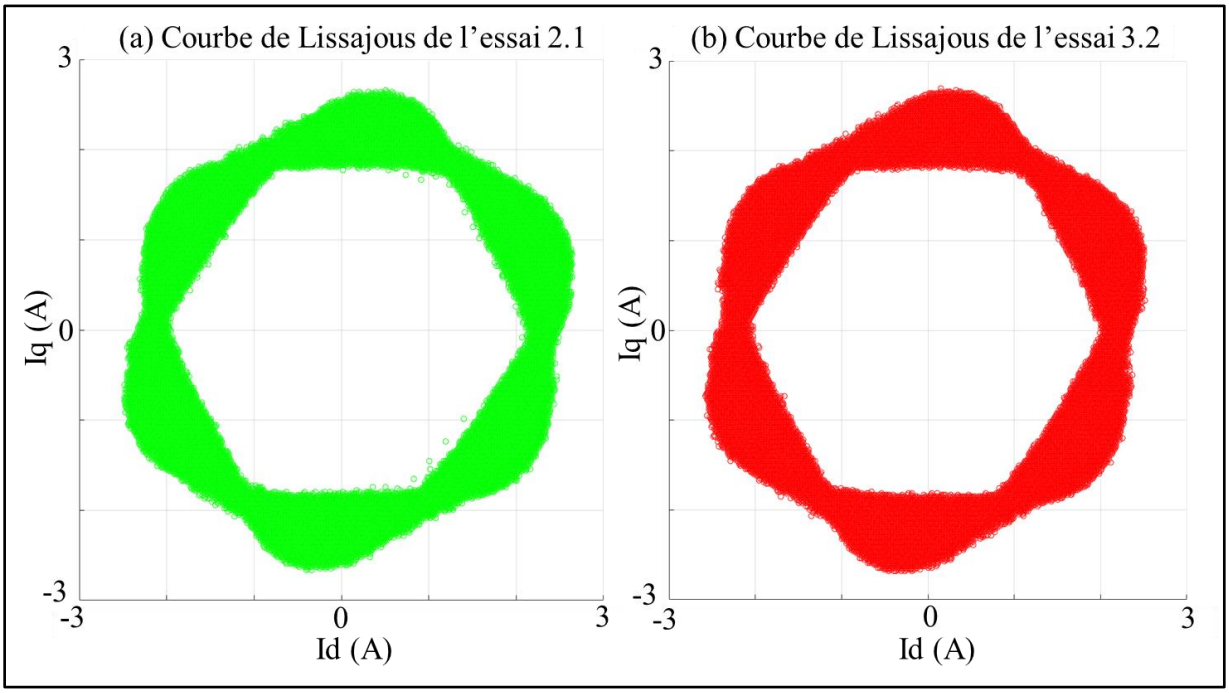

Figure IV-9 Courbe de Lissajous des essais (a) 2.1 et (b) 3.2

La courbe de Lissajous est ici difficilement exploitable à partir de sa représentation géométrique. Afin de pouvoir comparer les courbes de Lissajous issues des différentes mesures, il est nécessaire d'introduire un nouvel indicateur : le « normalized splitting severity factor » (NSSF) $(\Delta_\rho)_N$ calculant l'épaisseur de la courbe. Celui-ci se détermine comme suit :

$$(\boldsymbol{\Delta_\rho})_N = \frac{(\boldsymbol{\Delta_\rho})_{av}}{\boldsymbol{\rho_{av}}} \qquad \textbf{IV-12}$$

$$(\boldsymbol{\Delta_\rho})_{av} = \frac{\sum_{k=1}^{N_e/2}(\sqrt{I_{d_k}^2 + I_{q_k}^2} - \sqrt{I_{d_{\frac{N}{2}+k}}^2 + I_{q_{\frac{N}{2}+k}}^2})}{N/2} \qquad \textbf{IV-13}$$

$$\boldsymbol{\rho_{av}} = \frac{\sum_{k=1}^{N_e}(\sqrt{I_{d_k}^2 + I_{q_k}^2})}{N_e} \qquad \textbf{IV-14}$$

où N_e est le nombre de point du signal, I_d et I_q sont, pour rapppel, les composantes directe et en quadrature du module de Park.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

La Figure IV-10 montre la pertinence de cet indicateur pour la détection du défaut d'angle d'hélice. Que ce soit à 1500 tr/min ou à 3000 tr/min, on observe un diminution significative de la valeur du NSSF pour une puissance GV identique.

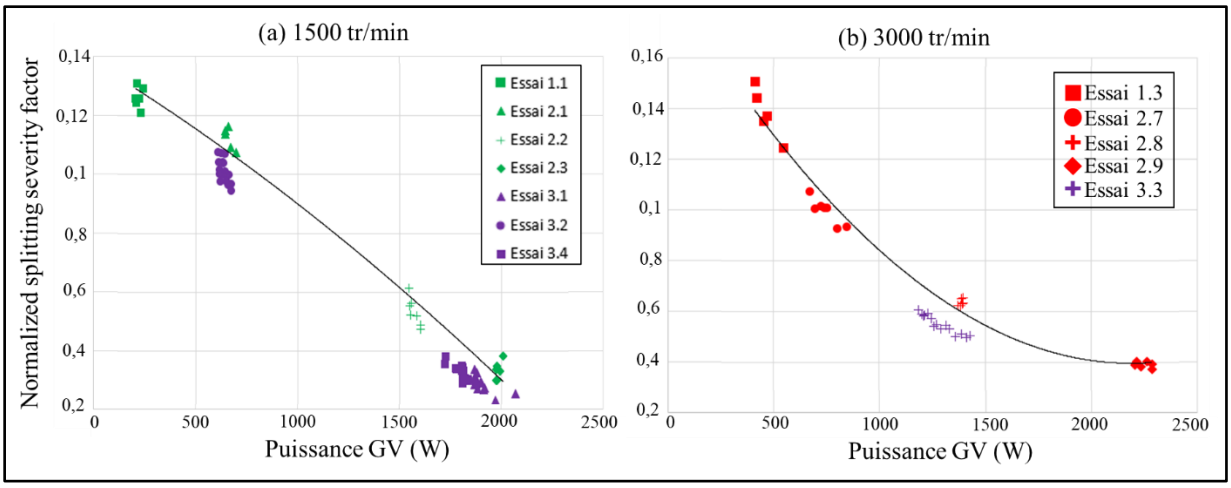

Figure IV-10 Valeurs du NSSF avant et après le changement d'angle d'hélice pour des essais à (a) 1500 tr/min et (b) 3000 tr/min

Pour corroborer cela, les essais 2.1 et 3.2 ainsi que les essais 2.3 et 3.1 sont comparées dans le Tableau IV-8 ; comme rappelé dans ce même tableau, ces essais ont été réalisés dans des conditions opératoires similaires avant et après l'introduction du défaut d'hélice.

Essai n°	Etat système	Vitesse GV (tr/min)	Puissance GV moyenne (W)	NSSF moyen
2.1	Sain	1500	663	0.0863
3.2	Défaut d'hélice	1500	640	0.0806 (-7%)
2.3	Sain	1500	1982	0.0468
3.1	Défaut d'hélice	1500	1892	0.0447 (-4%)

Tableau IV-8 Influence du défaut d'hélice sur le NSSF

Le Tableau IV-9 met une nouvelle fois en évidence une déviation de la valeur de cet indicateur par rapport à la tendance observée lorsque le système était sain.

Indicateur	Vitesse	R^2 - Système sain	R^2 - Défaut d'hélice
NSSF	1500	0.9853	0.9329
	3000	0.9839	-7.7120

Tableau IV-9 Influence du défaut d'hélice sur le coefficient de détermination de la courbe de tendance du NSSF

Dans le cas de l'essai 3.3 un R^2 négatif est obtenu ce qui signifie que les prédictions sont moins bonnes que si l'on prédisait systématiquement la valeur moyenne. Cela est dû à la faible plage de puissance sur laquelle les mesures ont été réalisées. L'étude de la courbe de Lissajous à travers l'utilisation de l'indicateur NSSF permet de clairement détecter l'introduction d'un défaut d'angle d'hélice.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

IV.3.b. Influence du défaut d'écaillage

En ce qui concerne la détection du défaut d'écaillage, le NSSF n'apporte pas d'information supplémentaire par rapport aux indicateurs statistique du module de Park précédemment évoqués. Le comportement de cet indicateur est similaire à celui des autres indicateurs statistiques. La Figure IV-11 montre une diminution du NSSF au fur et à mesure de la phase d'endurance pouvant s'expliquer par la diminution du couple appliqué par le frein à poudre sur la ligne d'arbre PV tout au long de la phase d'endurance. Les valeurs du NSSF issues de la phase d'endurance sont proches de celles issues des essais de caractérisation et ne permettent pas de conclure sur la détectabilité de l'écaillage du pignon GV.

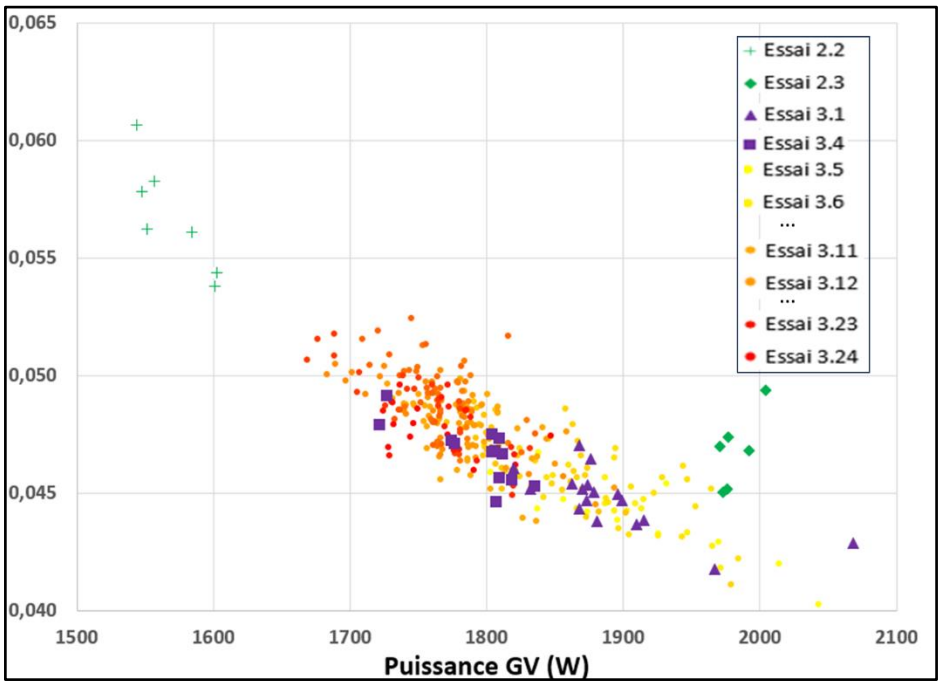

Figure IV-11 Valeurs du NSSF pour les essais à 1500 tr/min (P_{GV} >1500W)

IV.4. Conclusion

Dans une optique de surveillance du réducteur, quatre indicateurs statistiques du module de vecteur de Park ont été étudiés : l'écart-type, le kurtosis, le coefficient de variation et le facteur de crête. Un indicateur, le NSSF, a par ailleurs été utilisé afin d'étudier la courbe de Lissajous du module de Park. L'étude de ces indicateurs a révélé différents éléments :

- Leurs valeurs sont fortement dépendantes du couple et de la vitesse GV, ceux-ci ont alors été représentés en fonction de la puissance GV simulées par le jumeau numérique thermique. En combinant ces deux approches, le nombre de capteurs utilisés dans le processus de maintenance est alors limité.
- A partir de cette représentation des différents indicateurs, des tendances sont observables lorsque le système est dans un état sain. L'objectif était alors de comparer ces courbes de tendances aux mesures réalisées lorsque le système présente un défaut.
- Le défaut d'hélice entraine une diminution notable du coefficient de variation et de l'écart-type du module du vecteur de Park. Ce défaut a par ailleurs un impact important sur le NSSF de la courbe de Lissajous. La diminution du R^2 des données par rapport aux courbes de tendances initiales suite à l'introduction du défaut est notable. L'étude de ces indicateurs permet donc la détection de ce défaut.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

- L'étude des indicateurs statistiques ne permet pas la détection du défaut d'écaillage. Comme démontré dans le chapitre III, l'écaillage généré sur le pignon GV a un impact extrêmement limité sur les pertes et par conséquent sur les courants ce qui peut expliquer ces résultats.

Combiner les approches électrique et thermique avait pour objectif d'analyser des signaux renvoyant à des constantes de temps longues (pour les températures) et d'autres courtes (pour les courants). On en vient alors à se demander pourquoi l'écaillage qui se développe n'entraine pas une réponse dynamique du courant différente. Afin d'explorer les causes de ce dernier résultat le profil d'une des dents écaillées (Figure IV-12) a été mesuré au rugosimètre à partir de sa réplique Figure IV-13).

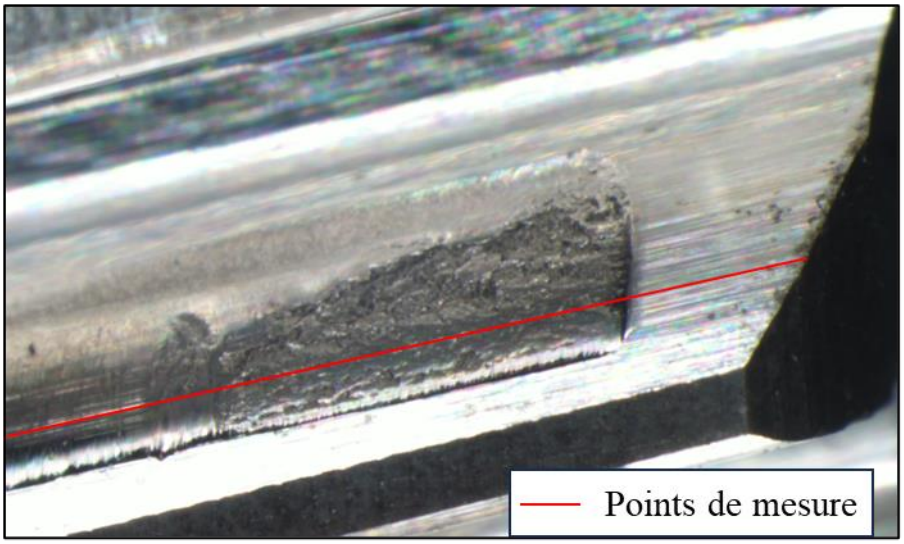

Figure IV-12 Photographie de la dent écaillée observée au rugosimètre

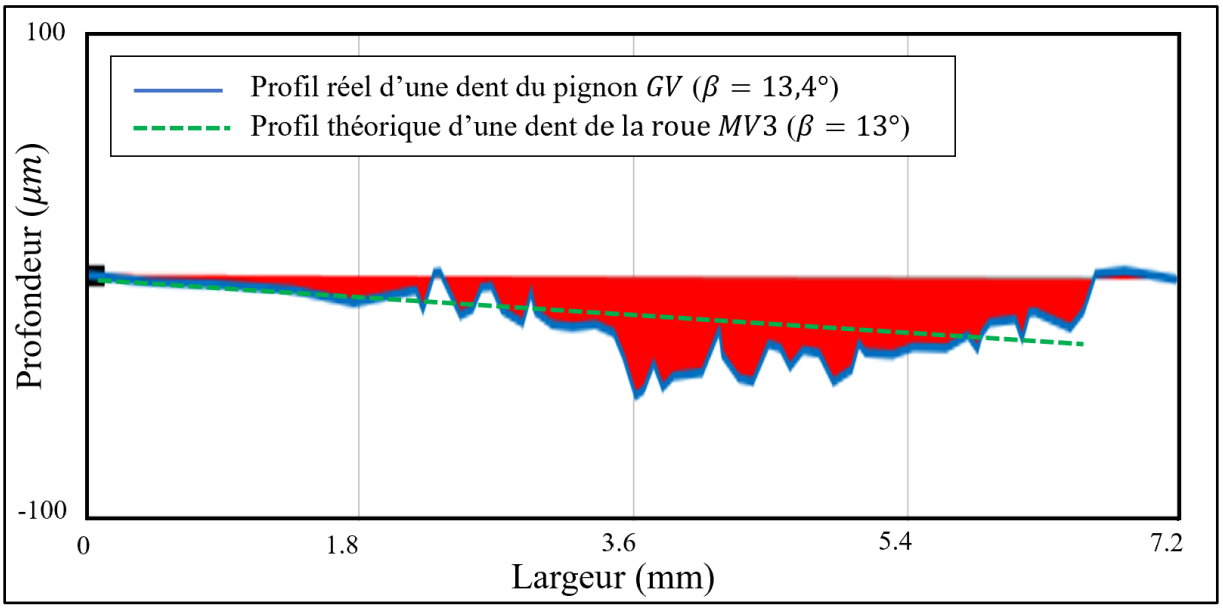

Figure IV-13 Profil de l'écaille sur une des dents du pignon GV

Olver [125] montre dans ses travaux que les dents écaillées à la suite de différents processus industriels présentent des profils beaucoup plus irréguliers que celui observé. En considérant que la zone de contact débute à $x = 0$ sur la Figure IV-13, la position théorique d'une dent de

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

la roue MV3 (engrenée par le pignon GV) est représentée. Cette figure montre alors qu'il est même possible que, dans le cas présent, l'arrachement de matière observé permette de corriger l'erreur de fabrication (le défaut d'hélice). Ceci expliquerait alors la diminution des pertes observée durant l'essai d'endurance en régime permanent (Figure III-17). Ce défaut qui a été simulé via un changement de l'angle d'hélice du pignon n'est donc probablement pas représentatif d'un véritable écaillage ce qui peut justifier les résultats précédents.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Conclusion générale

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Cette thèse réalisée dans le cadre du consortium CIRTrans avait pour objectif de répondre à une problématique industrielle réelle qui est : comment assurer une maintenance prédictive efficiente des transmissions mécaniques ? Ces travaux de thèse ont été guidés par différentes contraintes industrielles afin de permettre, in fine, une éventuelle mise en place des solutions proposées. Ainsi, la surveillance de la transmission doit : (i) utiliser des capteurs peu invasifs, (ii) pouvoir être réalisée en temps réel, (iii) permettre la localisation du défaut et (iv) utiliser un nombre restreint de données expérimentales.

L'originalité des travaux présentés repose sur la création d'un jumeau numérique thermique d'un réducteur à plusieurs trains d'engrenages, élaboré à partir d'un modèle physique et d'un nombre réduit de données expérimentales. Combiner cette approche thermique avec l'analyse de mesures de courants (sur le moteur électrique associé) dans l'optique d'assurer la maintenance prédictive de la transmission est aussi un aspect novateur.

Le premier chapitre propose une étude bibliographique qui examine d'abord les divers types de défauts susceptibles d'affecter les transmissions à engrenages. Cet état de l'art met en lumière les différentes méthodes de détection de ces défauts, en se concentrant particulièrement sur la surveillance par analyse des températures de la transmission et des courants d'alimentation du moteur qui l'entraine. Étant donné la complexité d'interprétation des variations de température mesurées, soulignant ainsi la nécessité d'un modèle de référence, les diverses modélisations thermiques des transmissions mécaniques sont présentées et discutées, ainsi que le concept de jumeau numérique. Cet état de l'art montre la nécessité d'utiliser une modélisation nodale ainsi que la mesure de température par contact afin de répondre au besoin industriel.

Le chapitre II décrit tout d'abord le système de transmission étudié : un réducteur à quatre trains d'engrenages hélicoïdaux, lubrifié par barbotage, provenant d'un treuil de levage de l'entreprise REEL, et associé à un moteur asynchrone. Par la suite, il propose une méthode de développement d'un modèle prédictif thermique du réducteur, appelé « jumeau numérique thermique », qui repose sur la méthode des réseaux thermiques ainsi que sur des mesures expérimentales. Une procédure composée de différents essais (en refroidissement, à vide et en charge) est présentée. À partir de mesures uniquement issues de six thermocouples ainsi que des conditions opératoires (couple appliqué en sortie et vitesse de rotation), quatre paramètres incertains du modèle sont ajustés, comme le coefficient de frottement à l'engrènement, via un processus d'optimisation.

Cette méthode présente de bons résultats : le jumeau numérique prédit précisément l'évolution de la température des roulements et du bain d'huile dans différentes conditions opératoires. Pour l'ensemble des essais et des composants du réducteur, l'erreur moyenne numérique-expérimental ne dépasse jamais 3°C. L'efficacité de l'approche est vérifiée à travers l'utilisation de données de validation non utilisées dans le processus d'optimisation. Les pertes de puissance du réducteur sont notamment prédites avec moins de 10% d'erreur moyenne pour chacun des essais.

Dans le chapitre III, ce jumeau numérique sert de fondation pour la mise en place d'une maintenance prédictive, en permettant de simuler le comportement thermique du réducteur sain, quelles que soient les conditions de fonctionnement. Dans ce chapitre, la campagne d'essais réalisée à la suite de l'introduction d'un défaut d'hélice sur l'un des pignons est présentée. Ce défaut d'hélice a entrainé l'apparition d'écaillage sur l'ensemble des dents du pignon. La capacité du jumeau numérique thermique à détecter et localiser ces deux défauts est alors étudiée.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Les simulations du jumeau numérique thermique et les mesures expérimentales à la suite de l'introduction du défaut d'hélice sont alors comparées. Les températures de l'huile et d'un roulement de la ligne grande vitesse sont respectivement supérieures de 3.4 °C et 3.2 °C à leurs valeurs simulées. L'étude a alors montré que le défaut d'hélice était détectable et localisable. Le jumeau numérique permet même (i) d'exclure la possibilité que ces hausses de températures soient causées par un autre défaut et (ii) de caractériser l'influence du défaut d'hélice en ajustant le coefficient de frottement. Par la suite, l'étude a porté sur le défaut d'écaillage, cependant les comparaisons avec le jumeau numérique ne permettent pas d'affirmer la détection du défaut. Une étude de l'impact de ces deux défauts sur les pertes à l'engrènement a révélé que le défaut d'angle d'hélice les affecte significativement, contrairement à l'écaillage qui a un effet marginal pouvant expliquer ces résultats.

Le chapitre IV présente l'étude d'indicateurs liés au module de Park des courants statoriques. Ce chapitre a pour objectif de compléter les capacités du jumeau numérique thermique en le combinant à une approche électrique liée à des constantes de temps nettement plus courtes. Les valeurs des indicateurs issues de mesures de pinces ampèremétriques sont tracées en fonction de la puissance d'entrée simulée par le jumeau numérique. À partir de cette représentation des différents indicateurs, des tendances peuvent être identifiées lorsque le système est en état sain. Ces courbes de tendance sont alors comparées avec les mesures obtenues lorsque le système présente un défaut.

Le défaut d'hélice entraîne une déviation significative du coefficient de variation et de l'écart-type du module du vecteur de Park par rapport aux courbes de tendance initiales. Ce défaut a également un impact marqué sur l'épaisseur de la courbe de Lissajous. L'analyse de ces indicateurs permet donc de détecter ce défaut. En revanche, l'analyse des indicateurs statistiques ne permet pas de détecter le défaut d'écaillage.

Diverses perspectives s'ouvrent alors à la suite de ces travaux qu'elles soient sur le plan industriel ou sur celui de la recherche :

- La méthodologie utilisée est applicable à d'autres transmissions mécaniques dans divers domaines industriels afin de réduire les défaillances mécaniques et les coûts de maintenance. Évaluer la pertinence de l'approche sur des transmissions mécaniques ayant (i) une architecture différente (comme les trains planétaires) ou (ii) un degré de complexité plus élevé (comme les boîtes de vitesse) est une perspective de travail.
- La capacité d'un jumeau numérique thermique à identifier et localiser d'autres types de défauts est une piste de recherche intéressante. Il serait par exemple pertinent d'étudier la détectabilité : (i) de défauts au niveau des roulements, (ii) de défauts de lubrification - comme la sous-lubrification ou la pollution de l'huile - ou encore (iii) d'autres défauts géométriques liés à des erreurs de montages très fréquentes dans de nombreux domaines industriels.
- Dans l'optique d'améliorer la précision d'un jumeau numérique l'aspect multi-physique de celui-ci est primordial. Il serait alors intéressant d'investiguer la possibilité d'instaurer un dialogue entre le jumeau numérique thermique et d'autres méthodes de surveillance dans divers domaines physiques. Une autre idée serait d'étendre la modélisation réalisée du système d'étude à d'autres aspects via, par exemple, la modélisation du comportement du moteur. Cela permettrait d'accroître la robustesse du jumeau numérique et de s'approcher de l'objectif final qui est d'avoir une surveillance de la transmission capable de détecter et localiser le moindre défaut.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

- Ces travaux ont aussi mis en exergue la nécessité de développement d'un processus de génération de défauts représentatifs de ceux qui surviennent dans l'industrie. En effet, afin de pouvoir étudier correctement l'influence de défauts sur la physique d'une transmission, ceux-ci se doivent d'être réalistes. Dans cette étude, comme fréquemment dans les travaux de recherche à ce sujet, les défauts ont été simulés et le défaut d'écaillage ne semble pas représentatif d'un défaut observable sur une transmission industrielle.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Annexe

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Le réseau thermique du réducteur est tel que présenté sur la Figure 0-1. Cette annexe vise à détailler le calcul des différentes résistances thermiques utilisées dans ce modèle.

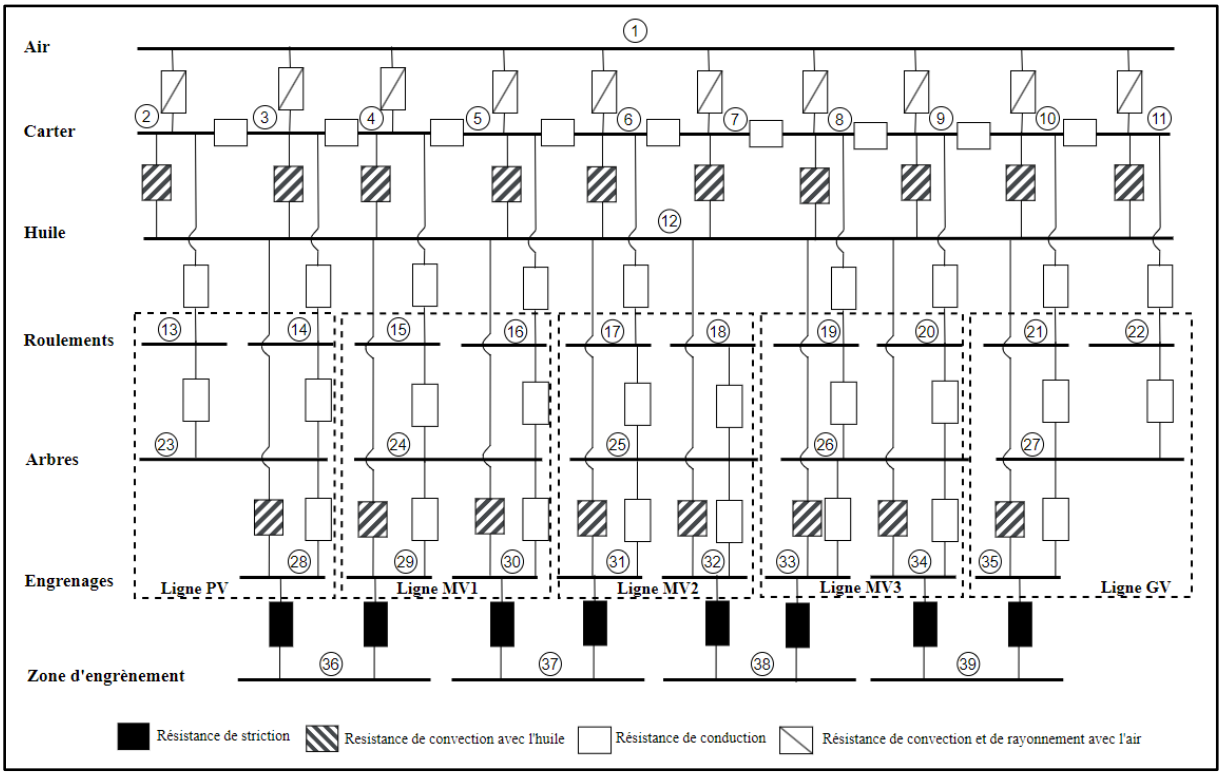

Figure 0-1 Réseau thermique du réducteur

A.1 Échanges avec le milieu ambiant

Deux types d'échanges, modélisés par des résistances thermiques distinctes, se produisent entre le carter du réducteur (nœuds 2 à 11 sur la Figure 0-1) et le milieu ambiant (nœud 1) : la convection (naturelle ou forcée) et le rayonnement. Ces échanges ayant lieu simultanément, la résistance thermique équivalente peut être calculée à partir de l'équation II-4. La modélisation de ces échanges au sein du réseau thermique est présentée en Figure 0-2.

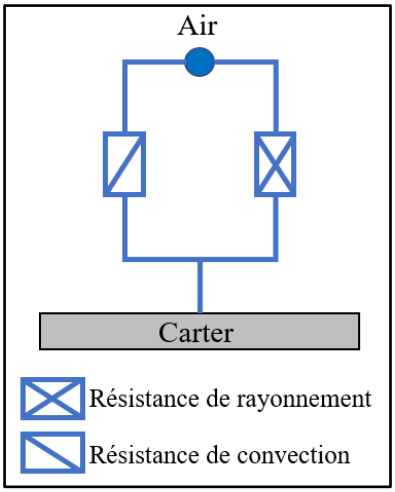

Figure 0-2 Modélisation des échanges avec le milieu ambiant

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

A.1.a Résistances de convection

Les résistances de convection sont calculées de la façon suivante [111] :

$$\boldsymbol{R_{Th} = \frac{1}{h_{conv} S}} \quad \textbf{0-1}$$

où h_{conv} est le coefficient de convection et S la surface d'échange considérée. Le calcul h_{conv} est quant à lui dépendant de différents paramètres, notamment du type d'échange convectif (naturel si l'air est immobile ou forcé si l'air est en mouvement) mais aussi de la forme et de l'orientation du solide considéré. Le carter du réducteur étant modélisé uniquement par des plaques verticales et horizontales, seules ces formules de h_{conv} seront présentées.

A.1.a.i Convection naturelle

Lorsque la paroi qui échange avec l'air est verticale, le coefficient d'échange convectif est calculé comme suit :

$$\boldsymbol{h_{conv} = \frac{0.28 (G_r P_r)^{0.3} k}{L}} \quad \textbf{0-2}$$

où L est la hauteur de la paroi, G_r et P_r sont respectivement les nombres de Grashoft et de Prandtl et k est la conductivité thermique de l'air.

Lorsque la paroi qui échange avec l'air est horizontale, le coefficient d'échange convectif est calculé comme suit :

$$\boldsymbol{h_{conv} = \frac{0.2 (G_r P_r)^{0.32} k}{l}} \quad \textbf{0-3}$$

où l est la longueur de la paroi.

A.1.a.ii Convection forcée

Lorsque le flux d'air en convection forcée est, comme dans ces travaux, normal à la paroi, le coefficient de convection est calculé comme suit [73] :

$$\boldsymbol{h_{conv} = 5.6 L_c^{-0.34} V^{0.66}} \quad \textbf{0-4}$$

où V est la vitesse d'écoulement de l'air et L_c la longueur caractéristique exprimée comme suit :

$$\boldsymbol{L_c = \frac{S}{p}} \quad \textbf{0-5}$$

où S est la surface de la paroi et p son périmètre.

A.1.b Résistance de rayonnement

La résistance de rayonnement représente l'échange radiatif entre un solide et l'environnement. Cette résistance est dépendante des températures des surfaces du carter ainsi que de l'émissivité de celui-ci. Elle est calculée avec l'expression suivante proposée par Changenet [73], issue de la loi de Stefan-Boltzmann [111] :

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

$$R_{Th} = \frac{1}{\varepsilon \sigma_s S (T_p^2 + T_{air}^2)(T_p + T_{air})} \quad \textbf{0-6}$$

où ε est l'émissivité du matériau, σ_s est la constante de Stefan-Boltzmann (=5,67.10^{-8} W/m^{2}K^4), S correspond à la surface d'échange, T_p et T_{air} sont les températures de la paroi et de l'air.

A.2 Échanges entre les pièces mécaniques assemblées

Les transmissions mécaniques sont composées de nombreuses pièces assemblées comme les sous-ensembles composant le carter ou les roulements montés sur les arbres de transmission. Entre ces pièces assemblées, il existe deux phénomènes de transfert de chaleur : la conduction et le contact, chacun étant représenté par des résistances thermiques.

A.2.a Résistance de conduction axiale

La résistance de conduction traduit le passage d'un flux de chaleur au sein d'un solide avec une section constante. Celle-ci est issue de la loi de Fourier [73] et se calcule comme suit :

$$R_{Th} = \frac{e}{kS} \quad \textbf{0-7}$$

où e est la longueur de conduction, k la conductivité thermique du solide et S la surface de conduction.

A.2.b Résistance de conduction radiale

La résistance de conduction radiale traduit la conduction d'un flux de chaleur à travers un solide cylindrique dans la direction radiale. Celle-ci se calcule comme suit [73] :

$$R_{Th} = \frac{ln(\frac{R_{ext}}{R_{int}})}{2\pi k l} \quad \textbf{0-8}$$

où R_{ext} et R_{int} sont respectivement le rayon extérieur et intérieur du cylindre considéré et l sa longueur.

A.2.c Résistance de contact

Une transmission mécanique et notamment son carter peuvent être constitués de plusieurs sous-ensembles en contact les uns avec les autres. La chaleur traverse la surface de contact entre deux solides en contact et au niveau de la frontière de contact une chute de température est observable. Cette diminution de température résulte des imperfections des surfaces en contact. Le contact ne se fait que par un nombre limité de zones de contact. Celles-ci sont séparées par des zones où le fluide dans lequel les pièces étaient immergées au moment de l'assemblage est présent. Cette résistance est calculée comme suit [73] :

$$R_{Th} = \frac{4.5 \times 10^{-3}}{\bar{k} S} \quad \textbf{0-9}$$

où $\bar{k}$ est la conductivité thermique équivalente calculée à partir des conductivités thermique des matériaux des deux pièces en contact k_1 et k_2 comme suit :

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

$$\bar{k} = \frac{2k_1k_2}{k_1 + k_2} \quad \textbf{0-10}$$

A.3 Échanges avec l'huile

Le système étudié est lubrifié par barbotage ce qui signifie qu'une partie des engrenages est immergée dans le lubrifiant. L'huile est projetée et échange donc avec différents éléments du réducteur.

A.3.a Résistance de ruissèlement

La projection de l'huile par les pignons entraine son ruissèlement par gravité le long des parois. Cette résistance de ruissèlement correspond à un échange convectif et se calcule comme suit [73] [111]:

Si $Re < 5.10^5$

$$h_{conv} = \frac{0.664 {R_e}^{1/2} {P_r}^{1/3} k}{L} \quad \textbf{0-11}$$

Si $Re > 5.10^5$

$$h_{conv} = \frac{{P_r}^{1/3}(0,037 {R_e}^{0,8} - 850)k}{L} \quad \textbf{0-12}$$

où L est la hauteur de la paroi et R_e est le nombre de Reynolds calculé comme suit :

$$R_e = \frac{VL}{\nu} \quad \textbf{0-13}$$

où V est la vitesse caractéristique de l'écoulement, celle-ci est estimée par Changenet [73] :

$$V \approx 2,95\sqrt{L} \quad \textbf{0-14}$$

A.3.b Résistance de projection

L'étude de Blok [112] montre que lorsqu'un engrenage met en mouvement l'huile, des échanges thermiques spécifiques se produisent. Deux régimes de fonctionnement sont différenciés en fonction du nombre sans dimension ψ, défini par l'expression suivante :

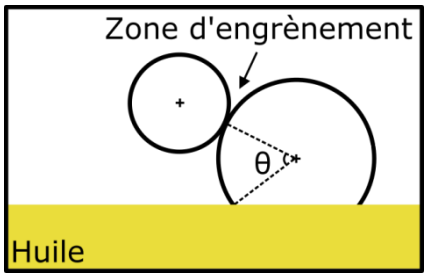

Figure 0-3 Représentation schématique de l'immersion d'un engrenage dans l'huile [2]

$$\psi = \left(\frac{r_p D \theta^2}{\nu H_{dent}}\right)^{1/4} \quad \textbf{0-15}$$

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

où r_p est le rayon primitif du pignon, D la diffusivité thermique de l'huile, θ l'angle de projection présenté sur la Figure 0-3 et H_{dent} la hauteur de dent.

Si $\psi < 0.68$:

$$\boldsymbol{R_{Th} = \frac{2\pi}{1,14bZH_{dent}\chi\sqrt{\theta\Omega}}} \quad \textbf{0-16}$$

Si $0.68 < \psi < 0.68$:

$$\boldsymbol{R_{Th} = \frac{2\pi}{(1,55 - 0,6\psi)bZH_{dent}\chi\sqrt{\theta\Omega}}} \quad \textbf{0-17}$$

où Z est le nombre de dents, χ est l'effusivité thermique de l'huile et Ω la vitesse de rotation.

A.3.c Résistance de convection avec les roulements

Certains des roulements du réducteur sont partiellement immergés dans l'huile. L'échange de chaleur convectif se produisant est calculé avec le coefficient d'échange convectif h_{conv} de Harris [115] :

$$\boldsymbol{h_{conv} = 0,0332k{P_r}^{1/3}\left[\frac{\Omega}{4\nu}(1 - \frac{2rcos(\theta_{rlt})}{d_m})\right]^{1/2}} \quad \textbf{0-18}$$

où Ω est la vitesse de rotation du roulement, r le rayon des éléments roulants θ_{rlt} l'angle de contact des éléments roulants et d_m le diamètre moyen du roulement.

A.4 Echanges à l'engrènement

Au moment de l'engrènement des dentures, une élévation rapide et significative de la température au niveau de la zone de contact est observable. Phénomène que Blok qualifie de "température éclair" [112]. Ce phénomène n'entraîne cependant qu'une augmentation limitée de la température de masse des pignons. Afin de considérer ce phénomène, des nœuds intermédiaires (nœuds 36 à 39 sur la Figure 0-1) sont introduits entre les nœuds des engrenages. Le nœud « engrènement » est alors relié au chacun des deux engrenages par une résistance de striction calculée comme suit :

$$\boldsymbol{R_{Th} = \frac{0,767}{\sqrt{2a_c}\,b_c\chi\sqrt{V_{ri}}}} \quad \textbf{0-19}$$

où a est la demi-longueur de contact dans le sens du glissement, b est la largeur axiale de contact, χ est l'effusivité thermique du matériau de la dent et V_{ri} est la vitesse de roulement moyenne de la denture.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Bibliographie

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

[1] T. Zonta, C. A. Da Costa et R. Da Rosa Righi, «Predictive maintenance in the Industry 4.0: A systematic literature review,» *Computers & Industrial Engineering,* vol. 150, 2020.

[2] T. Touret, *Health Monitoring : impact thermique d'un défaut dans une transmission par engrenages - Application aéronautique, thèse LaMCoS,* 2019.

[3] *NF ISO 10825-1 - Engrenages : Usure et défauts des dentures - Partie 1 : Nomenclature et caractéristiques,* 2022.

[4] R. L. Errichello, «Morphology of micropitting,» *Gear technology,* vol. 4, pp. 74-81, 2012.

[5] *NF ISO 15243 - Roulements - Détérioration et défaillance - Termes, caractéristiques et causes,* 2017.

[6] G. Wright et M. Neale, «Wear-debris analysis as an integral component of machinery condition monitoring,» *Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy,* vol. 87, n° 18, pp. 253-260, 1987.

[7] J. Zhu, D. He et E. Bechhoefer, «Survey of lubrication oil condition monitoring, diagnostics, and prognostics techniques and systems,» *Journal of chemical science and technology,* vol. 2, n° 13, pp. 100-115, 2013.

[8] T. J. Harvey, S. Morris, L. Wang, R. J. K. Wood et H. E. G. Powrie, «Real-time monitoring of wear debris using electrostatic sensing techniques,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology,* vol. 221, pp. 27-40, 2007.

[9] T. J. Harvey, R. J. K. Wood et H. E. G. Powrie, «Electrostatic wear monitoring of rolling element bearings,» *Wear,* vol. 263, n° 17-12, pp. 1492-1501, 2007.

[10] D. J. Holve et K. D. Annen, «Optical particle counting, sizing, and velocimetry using intensity deconvolution,» *Optical Engineering,* vol. 23, n° 15, pp. 591-603, 1994.

[11] J. F. Archard et W. Hirst, «The wear of metals under unlubricated conditions,» *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences,* vol. 236, n° 11206, pp. 397-410, 1956.

[12] R. W. Bogue, «An improved magnetic plug for the continuous monitoring of wear debris,» *Condition Monitoring84,* pp. 628-636, 1984.

[13] O. P. Sondhiya et A. K. Gupta, «Wear debris analysis of automotive engine lubricating oil using by ferrography,» *International Journal of Engineering and Innovative Technology,* pp. 46-54, 2012.

[14] J. B. Roylance, J. A. Williams et R. Dwyer-Joyce, «Wear Debris and Associated Wear Phenomena—Fundamental Research and Practice,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology,* vol. 214, n° 11, pp. 79-105, 2000.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

[15] B. Fitch, «Anatomy of wear debris,» *Machinery lubrication*, vol. 10, 2013.

[16] S. Ebersbach, Z. Peng et N. J. Kessissoglou, «The investigation of the condition and faults of a spur gearbox using vibration and wear debris analysis techniques,» *Wear*, vol. 260, n° 11-2, pp. 16-24, 2006.

[17] K. Vernekar, H. Kumar et K. V. Gangadharan, «Gear fault detection using vibration analysis and continuous wavelet transform,» *Procedia Materials Science*, vol. 5, pp. 1846-1852, 2014.

[18] J. Zarei, M. A. Tajddini et H. R. Karimi, «Vibration analysis for bearing fault detection and classification using an intelligent filter,» *Mechatronics*, vol. 24, n° 12, pp. 151-157, 2014.

[19] B. Dolenc, P. Boskoski et Đ. Juricic, «Distributed bearing fault diagnosis based on vibration analysis,» *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 66, pp. 521-532, 2016.

[20] Z. Guan, P. Chen et X. Zhang, «Vibration analysis of shaft misalignment and diagnosis method of structure faults for rotating machinery,» *International Journal of Performability Engineering*, vol. 13, n° 14, p. 337, 2017.

[21] P. D. McFadden, «A revised model for the extraction of periodic waveforms by time domain averaging",» *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 1, n° 11, pp. 83-95, 1987.

[22] B. D. Forrester, «Advanced Vibration Analysis Techniques for Fault Detection and Diagnosis in Geared Transmission Systems,» Swinburne University of Technology, Australia, 1996.

[23] W. Wang et P. D. McFadden, «Early detection of gear failure by vibration analysis i. calculation of the time-frequency distribution,» *Mechanical systems and signal processing*, vol. 7, n° 13, pp. 193-203, 1993.

[24] E. B. Halim, S. L. Shah et Z. M. J. , «Fault detection of gearbox from vibration signals using time-frequency domain averaging,» *American Control Conference*, Minneapolis, p. 6, 2006.

[25] N. Zuber, R. Bajric et R. Sostakov, «Gearbox faults identification using vibration signal analysis and artificial intelligence methods,» *Eksploatacja i Niezawodność*, vol. 16, n° 11, pp. 61-65, 2014.

[26] P. Czech, B. Łazarz et A. Wilk, «Application of neural networks for detection of gearbox faults,» *WCEAM CM 2007*, Harrogate, United Kingdom, 2007.

[27] C. Stander et P. Heyns, «Instantaneous angular speed monitoring of gearboxes under non-cyclic stationary load conditions,» *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 19, pp. 817-835, 2005.

[28] H. André et Z. A. J. Daher, «Comparison between angular sampling and angular resampling methods applied on the vibration monitoring of a gear meshing in non stationary conditions,» *Proceedings of ISMA2010 including USD2010*, Leuven, pp.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

2727-2736, 2010.

[29] J. L. Gomez, I. Khelf et A. Bourdon, «Angular modeling of a rotating machine in non-stationary conditions: Application to monitoring bearing defects of wind turbines with instantaneous angular speed,» *Mechanism and Machine Theory,* vol. 136, pp. 27-51, 2019.

[30] L. Renaudin, F. Bonnardot, O. Musy, J. Doray et D. Rémond, «Natural roller bearing fault detection by angular measurement of true instantaneous angular speed,» *Mechanical Systems and Signal Processing,* vol. 24, pp. 1998-2011, 2010.

[31] A. Bourdon, S. Chesné, H. André et D. Rémond, «Estimation of the size of a spall defect on a rolling bearing outer ring using Instantaneous Angular Speed (I.A.S.) measurements,» *Proceedings of ISMA,* 2014.

[32] T. Touret, C. Changenet et F. Ville, «Experimental investigations on the effect of micropitting on friction–Part 1,» *Tribology International,* vol. 149, p. 105678, 2020.

[33] T. Touret, C. Changenet et F. Ville, «Experimental investigation on the effect of micropitting on friction-Part 2: Analysis of power losses evolution on a geared system,» *Tribology International,* vol. 153, p. 106551, 2021.

[34] W. Ramdane, C. Changenet et S. Seghir-Ouali, «Erratum to: Transient thermal model of a planetary gear set based on a uniform temperature approach,» *Forschung im Ingenieurwesen,* vol. 87, n° 13, pp. 1193-1193, 2023.

[35] T. Touret, C. Changenet et F. Ville, «On the use of temperature for online condition monitoring of geared systems–A review,» *Mechanical Systems and Signal Processing,* vol. 101, pp. 197-210, 2018.

[36] Y. Feng, Y. Qiu et C. J. Crabtree, «Monitoring wind turbine gearboxes,» *Wind energy,* vol. 16, n° 15, pp. 728-740, 2013.

[37] Y. Qiu, Y. Feng et J. Sun, «Applying thermophysics for wind turbine drivetrain fault diagnosis using SCADA data,» *IET Renewable Power Generation,* vol. 10, n° 15, pp. 661-668, 2016.

[38] F. F. Wang, X. Q. Xiao et H. S. Zhao, «Wind turbine gearbox failure prediction based on time series analysis and statistical process control,» *Advanced Materials Research, 2012, vol. 347, p. 2236-2240.,* vol. 347, pp. 2236-2240, 2012.

[39] H.-s. Zhao et X.-t. Zhang, «Early fault prediction of wind turbine gearbox based on temperature measurement,» *2012 IEEE International Conference on Power System Technology (POWERCON),* pp. 1-5, 2012.

[40] Y. Wang et D. Infield, «Supervisory control and data acquisition data-based non-linear state estimation technique for wind turbine gearbox condition monitoring,» *IET Renewable Power Generation,* vol. 7, n° 14, pp. 350-358, 2013.

[41] A. S. A. E. Zaher, S. D. J. McArthur et D. G. Infield, «Online wind turbine fault detection through automated SCADA data analysis,» *Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology,* vol. 12,

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

n° 16, pp. 574-593, 2009.

[42] C. M. Tarawneh, L. Sotelo et A. A. Villarreal, «Temperature profiles of railroad tapered roller bearings with defective inner and outer rings,» *ASME/IEEE Joint Rail Conference. American Society of Mechanical Engineers*, Columbia, vol. 49675, 2016.

[43] M. Craig, «Advanced condition monitoring to predict rolling element bearing wear using multiple in-line and off-line sensing,», thesis, University of Southampton, 2010.

[44] T. P. Howard, «Development of a novel bearing concept for improved wind turbine gearbox reliability,», PhD, University of Sheffield, 2016.

[45] M. Schlechtingen et I. F. Santos, «Comparative analysis of neural network and regression based condition monitoring approaches for wind turbine fault detection,» *Mechanical systems and signal processing, 2011, vol. 25, no 5, p. 1849-1875.*, vol. 25, n° 15, pp. 1849-1875, 2011.

[46] A. Kusiak et A. Verma, «Analyzing bearing faults in wind turbines: A data-mining approach,» *Renewable Energy*, vol. 48, pp. 110-116, 2012.

[47] M. C. Garcia, M. A. Sanz-Bobi et J. Del Pico, «SIMAP: Intelligent System for Predictive Maintenance: Application to the health condition monitoring of a windturbine gearbox,» *Computers in industry, 2006, vol. 57, no 6, p. 552-568.*, vol. 57, n° 16, pp. 552-568, 2006.

[48] P. Bangalore et L. B. Tjernberg, «An artificial neural network approach for early fault detection of gearbox bearings,» *IEEE Transactions on Smart Grid*, vol. 6, n° 12, pp. 980-987, 2015.

[49] R. F. Handschuh, «Thermal behavior of aerospace spur gears in normal and loss-of-lubrication conditions,» *American Helicopter Society Annual Forum and Technology Display*, Philadelphia, 2015.

[50] O. Tonks et Q. Wang, «The detection of wind turbine shaft misalignment using temperature monitoring,» *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, vol. 17, pp. 71-79, 2017.

[51] A. R. Mohanty et S. Fatima, «Shaft misalignment detection by thermal imaging of support bearings,» *IFAC-PapersOnLine*, vol. 48, n° 121, pp. 554-559, 2015.

[52] T. Waqar et M. Demetgul, «Thermal analysis MLP neural network based fault diagnosis on worm gears,» *Measurement*, vol. 86, pp. 56-66, 2016.

[53] E. Resendiz-Ochoa, J. J. Saucedo-Dorantes et J. P. Benitez-Rangel, «Novel methodology for condition monitoring of gear wear using supervised learning and infrared thermography,» *Applied Sciences*, vol. 10, n° 12, p. 506, 2020.

[54] Y. E. Karabacak, N. Gürsel Özmen et L. Gümüsel, «Worm gear condition monitoring and fault detection from thermal images via deep learning method,» *Eksploatacja i Niezawodność, 2020, vol. 22, no 3, p. 544-556.*, vol. 22, n° 13, pp. 544-556, 2020.

[55] Y. Li, J. X. Gu et D. Zhen, «An evaluation of gearbox condition monitoring using

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

infrared thermal images applied with convolutional neural networks,» *Sensors,* vol. 19, n° 19, p. 2205, 2019.

[56] D.-Y. Kim, H.-B. Yun et S.-M. Yang, «Fault diagnosis of ball bearings within rotational machines using the infrared thermography method,» *Journal of the Korean Society for Nondestructive Testing,* vol. 30, n° 16, pp. 558-563, 2010.

[57] A. Widodo, D. Satrijo et T. Prahasto, «Confirmation of thermal images and vibration signals for intelligent machine fault diagnostics,» *International Journal of Rotating Machinery,* 2012.

[58] A. M. Younus, A. Widodo et B.-S. Yang, «Evaluation of thermography image data for machine fault diagnosis,» *Nondestructive Testing and Evaluation, 2010, vol. 25, no 3, p. 231-247.,* vol. 25, n° 13, pp. 231-247, 2010.

[59] V. Leemans, M.-F. Destain et B. Kilundu, «Evaluation of the performance of infrared thermography for on-line condition monitoring of rotating machines,» *Engineering,* n° 13, 2011.

[60] A. Choudhary, T. Mian et S. Fatima, «Passive thermography based bearing fault diagnosis using transfer learning with varying working conditions,» *IEEE Sensors Journal,* vol. 23, n° 15, pp. 4628-4637, 2022.

[61] W. Kim, J. Seo et D. Hong, «Infrared thermographic inspection of ball bearing; condition monitoring for defects under dynamic loading stages,» chez *18th World Conference on Nondestructive Testing*, 2012.

[62] O. Janssens, R. Schulz et V. Slavkovikj, «Thermal image based fault diagnosis for rotating machinery,» *Infrared Physics & Technology,* vol. 73, pp. 78-87, 2015.

[63] D. Lopez-Perez et J. Antonino-Daviu, «Detection of mechanical faults in induction machines with infrared thermography: Field cases,» *IECON 2016-42nd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society,* pp. 7107-7112, 2016.

[64] J. A. Ramirez-Nunez, L. A. Morales-Hernandez et R. A. Osornio-Rios, «Self-adjustment methodology of a thermal camera for detecting faults in industrial machinery,» *IECON 2016-42nd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society,* Florence, pp. 7119-7124, 2016.

[65] H. Rashid et E. R. J. Khalaji, «Fault prediction of wind turbine gearbox based on SCADA data and machine learning,» *2020 10th International Conference on Advanced Computer Information Technologies (ACIT),* pp. 391-395, 2020.

[66] B.-R. Hohn, K. Michaelis et T. Vollmer, «Thermal rating of gear drives: balance between power loss and heat dissipation,» *American Gear Manufacturers Association,* vol. 96, p. 12, 1996.

[67] R. Martins, J. Seabra et A. Brito, «Friction coefficient in FZG gears lubricated with industrial gear oils: biodegradable ester vs. mineral oil,» *Tribology international,* vol. 39, n° 16, pp. 512-521, 2006.

[68] K. D. Cole, C. M. Tarawneh et A. A. Fuentes, «Thermal models of railroad wheels and

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

bearings,» *International Journal of Heat and mass transfer,* vol. 53, n° 19-10, pp. 1636-1645, 2010.

[69] J. R. Brown et N. H. Forster, «Carbon phenolic cages for high speed bearings. Part III-Development of numerical models for heat generation and temperature prediction in lightly lubricated bearings,» *Air Force Res Lab Rep,* pp. 1-23, 2003.

[70] J. Chang, S. Liu et X. Hu, «Evolution of surface spur gear tooth temperature based on three-dimensional finite element model,» *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering,* vol. 41, pp. 1-10, 2019.

[71] Y. Marchesse, C. Changenet et F. Ville, «Numerical investigations on drag coefficient of balls in rolling element bearing,» *Tribology Transactions,* vol. 57, n° 15, pp. 778-785, 2014.

[72] C. M. Tarawneh, K. D. Cole et B. M. Wilson, «Experiments and models for the thermal response of railroad tapered-roller bearings,» *International Journal of Heat and Mass Transfer,* vol. 51, n° 125-26, pp. 5794-5803, 2008.

[73] C. Changenet, «Modélisation Du Comportement Thermique Des Transmission Par Engrenages,» Thèse, LaMCoS, 2006.

[74] J.-B. Boni, «Modélisation thermique d'un train épicycloïdal lubrifié par babotage,» Thèse, LaMCoS, 2020.

[75] J. Durand de Gevigney, C. Changenet, F. Ville et P. Velex, «Thermal modelling of a back to back gearbox test machine: application to the FZG test rig,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal Engineering Tribology,* vol. 226, n° 16, pp. 501-515, 2012.

[76] A. Neurouth, C. Changenet et F. Ville, «Influence of rolling element bearing modeling on the predicted thermal behavior of the FZG test rig,» *Tribology Transactions,* vol. 60, n° 14, pp. 753-761, 2017.

[77] G. Leprince, «Pertes mécaniques par frottement et lubrification dans une boîte de vitesse,» LaMCoS, 2011.

[78] I. Errandonea, S. Beltrán et S. Arrizabalaga, «Digital Twin for maintenance: A literature review.,» *Computers in Industry,* vol. 123, pp. 1-14, 2020.

[79] E. Glaessgen et D. Stargel, «The digital twin paradigm for future NASA and US Air Force vehicles,» chez *53rd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC structures, structural dynamics and materials conference 20th AIAA/ASME/AHS adaptive structures conference 14th AIAA*, 2012.

[80] R. Tharma, R. Winter et M. Eigner, «An approach for the implementation of the digital twin in the automotive wiring harness field.,» chez *DS 92: Proceedings of the DESIGN 2018 15th International Design Conference (pp. 3023-3032).*, 2018.

[81] R. K. Phanden, P. Sharma et A. Dubey, «A review on simulation in digital twin for aerospace, manufacturing and robotics,» *Materials today: proceedings,* vol. 38, pp. 174-178, 2021.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

[82] J. Wu, Y. Yang, X. U. N. Cheng, H. Zuo et Z. Cheng, «The development of digital twin technology : Review,» *Chinese Automation Congress,* pp. 4901-4906, 2020.

[83] F. K. Moghadam, G. F. d. S. Rebouças et A. R. Nejad, «Digital twin modeling for predictive maintenance of gearboxes in floating offshore wind turbine drivetrains,» *Forschung im Ingenieurwesen,* vol. 85, n° 12, pp. 273-286, 2021.

[84] K. Feng, J. C. Ji et Y. Zhang, «Digital twin-driven intelligent assessment of gear surface degradation,» *Mechanical Systems and Signal Processing,* vol. 186, 2023.

[85] J. Li, S. Wang et J. Yang, «A Digital Twin-Based State Monitoring Method of Gear Test Bench,» *Applied Sciences,* vol. 13, n° 15, p. 3291, 2023.

[86] S. H. Kia, H. Henao et G.-A. Capolino, «Trends in gear fault detection using electrical signature analysis in induction machine-based systems,» *2015 IEEE Workshop on Electrical Machines Design, Control and Diagnosis (WEMDCD),* pp. 297-303, 2015.

[87] M. Frini, «Diagnostic des engrenages à base des indicateurs géométriques des signaux électriques triphasés,» Thèse, Université de Lyon, 2018.

[88] M. A. Khan, B. Aasad et K. Kudelina, «The Bearing Faults Detection Methods for Electrical Machines—The State of the Art,» *Energies,* vol. 16, n° 11, p. 296, 2022.

[89] N. Feki, G. Clerc et P. Velex, «An integrated electro-mechanical model of motor-gear units—Applications to tooth fault detection by electric measurements,» *Mechanical Systems and Signal Processing,* vol. 29, pp. 377-390, 2012.

[90] Z. Jiang, Q. Han et X. Xu, «Fault diagnosis of planetary gearbox based on motor current signal analysis,» *Shock and Vibration,* pp. 1-13, 2020.

[91] S. H. Kia, H. Henao et G.-A. Capolino, «Gear tooth surface damage fault detection using induction machine stator current space vector analysis,» *IEEE Transactions on industrial Electronics,* vol. 62, n° 13, pp. 1866-1878, 2014.

[92] R. R. H. T. G. K. F. Schoen, «Motor bearing damage detection using stator current monitoring,» *IEEE transactions on industry applications,* vol. 31, n° 16, pp. 1274-1279, 1995.

[93] K. Bacha, S. B. Salem et A. Chaari, « An improved combination of Hilbert and Park transforms for fault detection and identification in three-phase induction motors,» *International Journal of Electrical Power & Energy Systems,* vol. 43, n° 11, pp. 1006-1016, 2012.

[94] J. L. Silva et A. M. Cardoso, «Bearing failures diagnosis in three-phase induction motors by extended Park's vector approach,» *31st Annual Conference of IEEE Industrial Electronics Society, 2005. IECON 2005,* p. 6, 2005.

[95] M. Irfan, N. Saad et R. Ibrahim, «Analysis of distributed faults in inner and outer race of bearing via Park vector analysis method,» *Neural Computing and Applications,* vol. 31, pp. 683-691, 2019.

[96] J. Zarei et J. Poshtan, «An advanced Park's vectors approach for bearing fault

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

detection,» *Tribology International,* vol. 42, n° 12, pp. 213-219, 2009.

[97] M. Frini, A. Soualhi et M. El Badaoui, «Gear faults diagnosis based on the geometric indicators of electrical signals in three-phase induction motors,» *Mechanism and Machine Theory,* vol. 138, pp. 1-15, 2019.

[98] F. Combet, «Gear fault diagnosis by motor current analysis–application to industrial cases,» *International Conference Surveillance,* pp. 1-7, 2015.

[99] H. Nejjari et M. E. H. Benbouzid, «Monitoring and diagnosis of induction motors electrical faults using a current Park's vector pattern learning approach,» *IEEE Transactions on industry applications,* vol. 36, n° 13, pp. 730-735, 2000.

[100] A. R. Mohanty et C. Kar, «Fault detection in a multistage gearbox by demodulation of motor current waveform,» *IEEE transactions on Industrial Electronics,* vol. 53, n° 14, pp. 1285-1297, 2006.

[101] X. Gong et W. Qiao, «Bearing fault diagnosis for direct-drive wind turbines via current-demodulated signals,» *IEEE Transactions on Industrial Electronics,* vol. 60, n° 18, pp. 3419-3428, 2013.

[102] L. Hong et J. S. Dhupia, «A time-domain fault detection method based on an electrical machine stator current measurement for planetary gear-sets,» *2013 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics,* pp. 1631-1636, 2013.

[103] S. H. Kia, H. Henao et G.-A. Capolino, «A comparative study of acoustic, vibration and stator current signatures for gear tooth fault diagnosis,» *2012 XXth International Conference on Electrical Machines,* pp. 1514-1519, 2012.

[104] N. G. Lo, A. Soualhi et M. Frini, «Gear and bearings fault detection using motor current signature analysis,» *2018 13th ieee conference on industrial electronics and applications (iciea),* pp. 900-905, 2018.

[105] R. R. Schoen, B. K. Lin et T. G. Habetler, «An unsupervised, on-line system for induction motor fault detection using stator current monitoring,» *IEEE Transactions on Industry Applications,* vol. 31, n° 16, pp. 1280-1286, 1995.

[106] M. Blodt, D. Bonacci et J. Regnier, «On-line monitoring of mechanical faults in variable-speed induction motor drives using the Wigner distribution,» *IEEE Transactions on Industrial Electronics,* vol. 55, n° 12, pp. 522-533, 2008.

[107] B. R. Rajendra et S. V. Bhaskar, «Condition monitoring of gear box by using motor current signature analysis,» *International Journal of Scientific and Research Publications,* vol. 3, n° 18, pp. 563-568, 2013.

[108] B. Yazici et G. Kliman, «An adaptive statistical time-frequency method for detection of broken bars and bearing faults in motors using stator current,» *IEEE Transactions on Industry Applications,* vol. 35, n° 12, pp. 442-452, 1999.

[109] S. Singh, A. Kumar et N. Kumar, «Motor current signature analysis for bearing fault detection in mechanical systems,» *Procedia Materials Science,* vol. 6, pp. 171-177, 2014.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

[110] C. Kar et A. R. Mohanty, «Monitoring gear vibrations through motor current signature analysis and wavelet transform,» *Mechanical systems and signal processing,* vol. 20, n° 11, pp. 158-187, 2006.

[111] J. P. Holman, Heat Transfer, 7th ed., New York: Mac Graw-Hill, 1989.

[112] H. Blok, "Theoretical Study of Temperature Rise at Surface of Actual," *Proc. Inst. Mech. Eng., General Discussion on Lubrication and Lubricants,* p. 222–235, 1937.

[113] F. Pouly, C. Changenet, F. Ville, P. Velex et B. Damiens, «Investigations on the power losses and thermal behaviour of rolling element bearings,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology,* vol. 224, pp. 925-933, 2012.

[114] D. Niel, C. Changenet et F. Ville, «A new test rig to study rolling element bearing thermomechanical behavior,» *Int. Gear Conf,* 2018.

[115] T. A. Harris, Rolling Bearing Analysis, New York: John Wiley and Sons, Inc, 1991.

[116] Simrit, Radialwellendichtringe, Katalog Nr. 100, 1976 .

[117] ISO, Gears Reducers - Thermal Capacity Part 2: Thermal load-carrying capacity. ISO-TR 14179-2, 2001, p. 42.

[118] H. Ohlendorf, *Verlustleistung Und Erwärmung von Stirnrädern,* Doctoral dissertation, Technische Universität München, 1958.

[119] C. Changenet, G. Leprince, F. Ville et P. Velex, «A Note on Flow Regimes and Churning Loss Modeling,» *Journal of Mechanical Design,* vol. 133 (12), n° 1121009-1, pp. 1-5, 2011.

[120] A. Monot, T. Touret, C. Changenet, F. Ville, T. Grandgeorge et F. Fayolle, «A method to develop a high-fidelity gearbox thermal model based on limited temperature measurements,» *Mechanics Based Design of Structures and Machines,* pp. 1-21, 2024.

[121] J. Durand de Gevigney, «Analyse thermomécanique d'un réducteur épicycloïdale - Application aéronautique,» Thèse, LaMCoS, 2013.

[122] S. Chattopadhyay, M. Mitra, S. Sengupta, S. Chattopadhyay, M. Mitra et S. Sengupta, Electric Power Quality. Clarke and park transform., 2011.

[123] I. Y. Önel et M. E. H. Benbouzid, «Induction motor bearing failure detection and diagnosis: Park and concordia transform approaches comparative study,» *IEEE/ASME Transactions on mechatronics,* vol. 13, n° 12, pp. 257-262, 2008.

[124] R. G. Ferraz, L. U. Iurinic et A. D. Filomena, «Park's transformation analitycal approach of transient signal analysis for power systems,» *2012 North American Power Symposium (NAPS),* pp. 1-6, 2012.

[125] A. V. Olver, «The mechanism of rolling contact fatigue: an update,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology,* vol. 219, n° 15, pp. 313-330, 2005.

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés

FOLIO ADMINISTRATIF

THESE DE L'INSA LYON, MEMBRE DE L'UNIVERSITE DE LYON

NOM : MONOT
(avec précision du nom de jeune fille, le cas échéant)

DATE de SOUTENANCE : 12/02/2025

Prénoms : Antonin

TITRE : Maintenance prédictive d'un réducteur à engrenages par analyse combinée des températures et des courants

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2025ISAL0015

Ecole doctorale : ED162 - MEGA – Mécanique Energétique Genie civil, Acoustique

Spécialité : Thermique- Energétique

RESUME : Dans le contexte industriel actuel, la fiabilité et la performance des équipements sont des préoccupations majeures. Les transmissions à engrenages sont des éléments essentiels des systèmes mécaniques et sont - pour nombre d'applications industrielles - associées à un moteur électrique. Ces motoréducteurs sont soumis à des contraintes opérationnelles de plus en plus importantes, et leur défaillance peut entraîner des conséquences graves, tant en termes de sécurité que de coûts de maintenance. La maintenance prédictive émerge alors comme une stratégie essentielle afin de garantir leur bon fonctionnement en identifiant les signes avant-coureurs de défaillance et en planifiant de manière optimale les interventions de maintenance.
L'objectif de cette étude est d'étudier le potentiel des approches thermique et électrique pour la maintenance prédictive d'un réducteur à engrenages. Afin de répondre au besoin industriel ces travaux proposent une approche permettant de détecter et localiser des défauts en temps réel en utilisant un nombre limité de capteurs non intrusifs.
Un banc d'essai a été développé à partir d'un treuil de l'entreprise REEL International pour étudier le comportement thermique d'un réducteur à quatre étages. Cette étude présente, dans un premier temps, une méthode pour créer un jumeau numérique thermique du réducteur. Un modèle hybride analytique-expérimental est proposé. Sa structure est basée sur l'approche des réseaux thermiques². Une procédure expérimentale est utilisée pour déterminer certains paramètres critiques du modèle, tel que le coefficient de frottement des dentures. Dans un second temps, la capacité de ce jumeau numérique thermique à réaliser la maintenance prédictive du réducteur est étudiée via l'introduction d'un défaut d'hélice et d'un défaut d'écaillage sur un des pignons. Dans un troisième temps, une étude du module du vecteur de Park des courants statoriques du moteur pour la détection des défauts est présentée en complément de l'approche thermique.
Il résulte de cette étude que le jumeau numérique thermique est capable de prédire précisément le comportement thermique des composants du réducteur (roulements, carter, huile) en utilisant seulement quelques capteurs thermiques. Celui-ci permet la détection et la localisation d'un défaut géométrique à l'engrènement. L'étude du module de Park démontre quant à elle la pertinence de certains indicateurs ainsi que celle de combiner les deux approches pour la surveillance de la transmission.

MOTS-CLÉS : maintenance prédictive, jumeau numérique, expérimental, thermique, courants statoriques, transmissions par engrenage, roulements

Laboratoire (s) de recherche :
LaMCoS – INSA Lyon
LabECAM – ECAM Lyon

Directeur de thèse: Fabrice Ville, Christophe Changenet

Président de jury : Maxence Bigerelle

Composition du jury : Christophe Changenet, Fabrice Ville, Thomas Touret, Maxence Bigerelle, Agnès Fabre, Noël Brunetière

Thèse accessible à l'adresse : https://theses.insa-lyon.fr/publication/2025ISAL0015/these.pdf © [A. Monot], [2025], INSA Lyon, tous droits réservés