BIBLIOTHÈQUE
CÉGEP DE L'ABITIBI-TÉMISCAMINGUE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC EN ABITIBI-TÉMISCAMINGUE

Mise en garde

La bibliothèque du Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue et de l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) a obtenu l'autorisation de la personne autrice de ce document afin de diffuser, dans un but non lucratif, une copie de son œuvre dans Depositum, site d'archives numériques, gratuit et accessible à tous. L'autrice ou l'auteur conserve néanmoins ses droits de propriété intellectuelle, dont son droit d'auteur, sur cette œuvre.

Warning

The library of the Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue and the Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) obtained the permission of the author to use a copy of this document for nonprofit purposes in order to put it in the open archives Depositum, which is free and accessible to all. The author retains ownership of the copyright on this document.

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC EN ABITIBI-TÉMISCAMINGUE

OPTIMISATION TOPOLOGIQUE DES MOYEUX DE VENTILATEURS MINIERS AXIAUX

MEMOIRE
PRESENTE
COMME EXIGENCE PARTIELLE
DE LA MAITRISE EN INGENIERIE

PAR
AHMED NSIR

AVRIL 2026

©Ahmed Nsir, 2026

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude envers toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce travail.

Je remercie tout particulièrement mon directeur de recherche, le professeur **Hatem Mrad**, pour son accompagnement, sa confiance, sa disponibilité et la qualité de son encadrement. Ses conseils avisés, sa rigueur scientifique, ses retours précis et sa vision m'ont guidé à chaque étape, du premier modèle jusqu'aux dernières vérifications.

Ma gratitude va aussi à toute l'équipe du laboratoire DIFIA, postdocs, doctorants et étudiants pour les échanges techniques, les coups de main et les données partagées. J'ai beaucoup appris à vos côtés. Merci d'avoir fait du DIFIA un endroit à la fois exigeant et chaleureux.

Je remercie également l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) pour l'environnement d'étude et de recherche stimulant qu'elle m'a offert, ainsi que l'ensemble du corps professoral pour leur soutien académique.

Je tiens aussi à adresser mes remerciements à la compagnie **Hyperflo**, pour la mise à disposition des données industrielles nécessaires à la réalisation de ce projet et pour le soutien financier accordé, qui ont permis de mener cette recherche.

Enfin, j'exprime toute ma reconnaissance envers mes collègues, mes amis et ma famille, dont l'encouragement et la présence m'ont accompagné tout au long de cette aventure universitaire. Leur soutien, sous toutes ses formes, a été essentiel à l'aboutissement de ce travail.

DÉDICACE

À mes parents, pour leurs sacrifices, leur amour et leur soutien inconditionnel depuis le premier jour de mon parcours académique.

À ma sœur, pour sa présence et ses encouragements.

À mes collègues et amis, pour les moments que nous avons partagés, les échanges que nous avons eus et l'énergie qui a enrichi ce parcours.

À toutes les personnes que j'ai rencontrées au Canada et qui ont contribué à mon intégration et à mon développement.

À mes encadrants et professeurs, pour leur confiance, leurs conseils et leurs orientations tout au long de mes études.

Je dédie ce travail à chacun d'entre vous, avec ma plus profonde gratitude. Aucun mot ne peut vraiment exprimer tout ce que je vous dois.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS ..... **II**
DÉDICACE ..... **III**
TABLE DES MATIÈRES ..... **IV**
LISTE DES FIGURES ..... **VII**
LISTE DES TABLEAUX ..... **X**
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS ..... **XI**
RÉSUMÉ ..... **XIII**
1. INTRODUCTION GÉNÉRALE **1**
1.1 Contexte du projet 1
1.2 Problématique du projet 3
1.3 Objectifs 4
1.3.1 Objectifs principaux 4
1.3.2 Objectifs spécifiques 5
1.4 Hypothèses de recherche 5
1.5 Cadre scientifique 6
1.6 Méthodologie 7
1.6.1 Modélisation géométrique 7
1.6.2 Génération du maillage 8
1.6.3 Analyse de la géométrie standard 8
1.6.4 Optimisation multicritères 8
1.6.5 Optimisation basée sur la densité 9
1.7 Originalité de la recherche 11
2. REVUE DE LITTÉRATURE **13**
2.1 Optimisation topologique et ses applications dans le génie mécanique 13
2.2 Différentes catégories d'optimisation 14
2.2.1 Optimisation de taille 15
2.2.2 Optimisation de forme 15
2.2.3 Optimisation topologique 15
2.3 Revue de littérature sur l'optimisation topologique des composants mécaniques 16

2.4 Approche théorique de l'optimisation topologique 25
2.4.1 Structure générale d'un problème d'optimisation topologique 25
2.4.2 Principe de l'algorithme d'optimisation topologique 26
2.4.3 Approche basée sur la densité SIMP 29
2.4.4 Approche BESO (Bi-directional Evolutionary Structural Optimization) 32
2.4.5 Méthode de Niveau de Gris (Level Set Method) 33
2.5 Procédé de fabrication des moyeux 33
2.6 Fatigue des matériaux 35
2.6.1 Les différentes sollicitations en fatigue 36
2.6.2 Facteurs affectant la durée de vie des pièces 38
2.6.3 Lois de fatigue 39
2.7 Conclusion 42
3. MODÉLISATION ET SIMULATION DE LA GÉOMÉTRIE STANDARD 44
3.1 Analyse statique de la géométrie standard 44
3.1.1 Modèle géométrique de l'ensemble pale/moyeu 44
3.1.2 Propriétés des matériaux des différents composants 46
3.1.3 Conditions aux limites et chargements 46
3.1.4 Maillage du modèle périodique 48
3.1.5 Résultats de l'analyse structurelle du modèle périodique standard 49
3.2 Analyse modale de la géométrie standard du modèle 51
3.2.1 Modes propres de la géométrie standard 52
3.2.2 Validation des résultats 53
3.2.3 Diagramme de Campbell de la géométrie standard 54
3.3 Résultats de l'étude de fatigue du moyeu standard 55
3.4 Conclusion 57
4. RÉSULTATS DE L'OPTIMISATION STRUCTURELLE DU MOYEU 59
4.1 Optimisation multicritères 59
4.1.1 Optimisation par poches 59
4.1.2 Résultats de l'analyse modale de l'optimisation par poches 60
4.1.3 Résultats de l'analyse structurelle de l'optimisation par poches 62
4.1.4 Optimisation multicritères : Moyeu inversé 66

4.1.5 Résultats de l'analyse structurelle du moyeu inversé 67
4.1.6 Résultats de l'analyse modale du moyeu inversé 70
4.2 Optimisation basée sur la densité 72
4.2.1 Simplification du modèle standard 73
4.2.2 Sélection des zones d'exclusion 73
4.2.3 Formulation de problème d'optimisation 74
4.2.4 Contrainte de direction de démoulage 74
4.2.5 Sélection du facteur de pénalisation *p* et du pourcentage d'optimisation 75
4.2.6 Résultats de l'optimisation basée sur la densité 78
4.2.7 Ré-conception du moyeu optimisé 80
4.2.8 Validation de la géométrie optimisée du moyeu 80
4.3 Comparaison de l'approche basée sur la densité et l'approche multicritères 84
4.4 Étude technico-économique : Méthode de vote pondérée 85
4.5 Eude de la résistance en fatigue de la nouvelle géométrie du moyeu 89
4.6 Influence des charges aérodynamiques sur la géométrie optimisée 91
4.7 Solution d'assemblage de l'ensemble pale/moyeu avec double U-bolts 96
4.7.1 Présentation de la solution d'assemblage avec double U-bolts 96
4.7.2 Résultats de la solution d'assemblage avec double U-bolts 97
4.8 Conclusion 99
CONCLUSION GÉNÉRALE ET PERSPECTIVE 100
LISTE DE RÉFÉRENCES 102
ANNEXE : DESSIN DE DÉFINITION DU MOYEU OPTIMISÉ (SIMP) 105

LISTE DES FIGURES

Figure 1: Modèle géométrique standard du moyeu du ventilateur minier 2
Figure 2: Méthodologie de l'optimisation 7
Figure 3: Différentes catégories d'optimisation 14
Figure 4: Géométrie standard du disque de la turbine [16] 17
Figure 5: Définition de la zone d'optimisation [16] 18
Figure 6: Géométrie finale du disque de la turbine [16] 19
Figure 7: Optimisation du moyeu d'un ventilateur : (a) modèle standard (b) modèle optimisé [17] 20
Figure 8: Modèle d'optimisation topologique de la jante [18] 20
Figure 9: Modèle optimisé de la jante [18] 21
Figure 10: Modèle initial de la jante [19] 21
Figure 11: Optimisation de la jante : (a) forme optimisée (b) forme réelle [19] 22
Figure 12: Principe de l'algorithme d'optimisation topologique 26
Figure 13: Exemple d'optimisation topologique d'une structure en porte-à-faux [Solidworks.com] 30
Figure 14: Effet du facteur de pénalisation *p* [Solidworks.com] 32
Figure 15: État des moyeux après démoulage 34
Figure 16: État brut du moyeu 35
Figure 17: Cycle de contrainte en fatigue [35] 38
Figure 18: Diagramme de Haigh 40
Figure 19: Modèle géométrique de l'ensemble pale/moyeu 45
Figure 20: Dimensions du moyeu standard 45
Figure 21: Conditions aux limites et chargements appliquées sur le modèle 47
Figure 22: Type de contact entre les composants 48
Figure 23: Maillage du modèle périodique 48
Figure 24: Convergence de maillage 49
Figure 25: Résultats de l'analyse structurelle du modèle périodique standard 50
Figure 26: Diagramme de Campbell de la géométrie standard 55
Figure 27: Contrainte répétée 56

Figure 28: Durée de vie du moyeu standard 57
Figure 29: Optimisation multicritères par poches..... 60
Figure 30: Distribution de contrainte de la géométrie optimisée par poches : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard..... 62
Figure 31: Contrainte équivalente en fonction de pourcentage d'optimisation..... 63
Figure 32: Déplacement maximal de la géométrie optimisée par poches : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard..... 64
Figure 33: Déplacement maximal en fonction du pourcentage d'optimisation..... 64
Figure 34: Coefficient de sécurité de la géométrie optimisée par poches : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard..... 65
Figure 35: Moyeu inversé..... 67
Figure 36:Distribution de contrainte de la géométrie optimisée du moyeu inversé : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard..... 68
Figure 37: Déplacement maximal de la géométrie optimisée du moyeu inversé : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard..... 69
Figure 38: Coefficient de sécurité de la géométrie optimisée du moyeu inversé : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard..... 70
Figure 39: Simplification du modèle standard 73
Figure 40: Sélection des zones d'exclusion 74
Figure 41: Contrainte de direction de démoulage : (a) Direction non définie (b) Direction selon l'axe Z..... 75
Figure 42: Résultat de l'optimisation basée sur la densité 78
Figure 43: Convergence de la fonction objective 79
Figure 44: Convergence de la contrainte de masse..... 79
Figure 45: Nouvelle géométrie du moyeu optimisée 80
Figure 46: Distribution de contrainte de la géométrie optimisée numériquement : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard..... 81
Figure 47: Déplacement maximal de la géométrie optimisée numériquement : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard..... 82
Figure 48: Coefficient de sécurité de la géométrie optimisée numériquement : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard..... 82

Figure 49: Diagramme de Campbell de la géométrie optimisée numériquement 84
Figure 50: Durée de vie du moyeu : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard 90
Figure 51: Coefficient de sécurité de fatigue : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard 91
Figure 52: Charge aérodynamique appliquée sur la pale : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard 94
Figure 53: Nouvelle solution d'assemblage avec double U-Bolts 97
Figure 54: Distribution de contrainte de la solution d'assemblage avec double U-bolt : (a) Nouvelle solution (b) Solution standard 97
Figure 55: Déplacement maximal de la solution d'assemblage avec double U-bolt : (a) Nouvelle solution (b) Solution standard 98
Figure 56: Coefficient de sécurité de la solution d'assemblage avec double U-bolt : (a) Nouvelle solution (b) Solution standard 98

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1: Propriétés des matériaux des différents composants 46
Tableau 2: Modes propres de la géométrie standard 53
Tableau 3: Analyse comparative de validation 54
Tableau 4: Résultats de l'analyse modale de l'optimisation par poches 61
Tableau 5: Résultats de l'analyse modale du moyeu inversé 71
Tableau 6: Étude paramétrique de sélection de facteur p et du pourcentage d'optimisation . 76
Tableau 7: Résultats de l'analyse modale de l'optimisation basée sur la densité 83
Tableau 8: Comparaison de l'approche basée sur la densité et l'approche multicritères 85
Tableau 9: Facteurs d'importance des critères d'appréciation 86
Tableau 10: Tableau de signification de la note 86
Tableau 11: Méthode du vote pondéré 88
Tableau 12: Résultats de l'analyse structurelle sous chargements combinés 95

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

SIMP: Solid Isotropic Material with Penalization

F(x) : Fonction objective

G(x) : Contrainte d'inégalité

X : Paramètre de conception

Nelx : Nombre d'éléments selon l'axe x

Nely : Nombre d'éléments selon l'axe y

Volfrac **:** Fraction du volume

P : Facteur de pénalisation

C : Compliance ou conformité

U : Vecteur déplacement

K : Matrice de rigidité

F : Vecteur force

u_e : Déplacement d'un élément

k_e : Rigidité d'un élément

ρ_e : Densité relative

$E(\rho_e)$: Module de Young relative de l'élément e

E_0 : Module de Young du matériau plein

BESO: Bi-directional Evolutionary Structural Optimization

R : Rapport de fatigue

σ_{max} : Contrainte maximale

σ_{min} : Contrainte minimale

σ_a : Amplitude de la contrainte

$\Delta\sigma$: Variation de contrainte

σ_m : Contrainte moyenne

σ_D : Limite d'endurance

F_s : Coefficient de sécurité à la fatigue

FEA: Finite Element Analysis

FEM: Finite Element Method

M : Matrice de masse globale

C : Matrice d'amortissement

K : Matrice de raideur

F(t) : Vecteur des efforts dynamiques

x(t) : Vecteur de déplacement en fonction du temps

$\dot{x}(t)$: Vecteur de vitesse

$\ddot{x}(t)$: Vecteur de l'accélération

ω_i : Pulsation naturelle

f_i : Fréquence naturelle

CFD : Computational Fluid Dynamics

RÉSUMÉ

Cette étude est axée sur l'optimisation topologique du moyeu d'un ventilateur minier axial afin de réduire son poids tout en conservant ou améliorant ses performances mécaniques et vibratoires ainsi que sa résistance à la fatigue. Le moyeu situé au cœur du système de ventilation joue un rôle critique dans la transmission des forces de rotation dans des conditions extrêmes. Pour relever ce défi, deux approches ont été développées : une optimisation multicritères basée sur des modifications géométriques et des contraintes de fabrication, et une optimisation avancée basée sur la densité utilisant la méthode SIMP intégrée dans ANSYS. Les différentes configurations obtenues ont ensuite été comparées en appliquant une étude technico-économique appuyée sur une méthode de vote pondérée tenant compte des performances mécaniques, de la stabilité vibratoire, de la fabricabilité et du coût de production, ce qui a permis de retenir la géométrie issue de l'optimisation basée sur la densité comme solution optimale. Après ré-conception du moyeu optimisé, les analyses structurelles, modales et de fatigue (Modèle de Goodman) ont montré une réduction de masse de 20 %, accompagnée d'une amélioration du coefficient de sécurité structurelle de 4,52 % et du coefficient de sécurité de fatigue de 4,66 %, tout en conservant une rigidité et une stabilité dynamique satisfaisantes. L'effet des charges aérodynamiques appliquées sur les pales a également été étudié, montrant que leur transmission vers le moyeu n'affecte pas la stabilité du modèle optimisé, ce qui confirme la robustesse de la solution malgré l'allègement. En parallèle à cette optimisation, une nouvelle solution d'assemblage utilisant deux U-bolts a été proposée afin d'améliorer l'accessibilité et de faciliter les opérations de maintenance. Ce travail met en évidence la pertinence de l'optimisation topologique appliquée aux composants rotatifs et ouvre la voie à des ventilateurs miniers plus légers, plus fiables et mieux adaptés aux exigences industrielles actuelles.

Mots-clés : Ventilateur minier, optimisation topologique, ANSYS, SIMP, fatigue, Goodman.

1. INTRODUCTION GÉNÉRALE

1.1 Contexte du projet

Ce projet de recherche intitulé ‘‘Optimisation topologique des moyeux de ventilateurs miniers axiaux’’ est le fait d'une collaboration entre Hyperflo, un fabricant renommé de ventilateurs axiaux pour l'industrie minière, situé dans la zone industrielle de Rouyn-Noranda au Québec et l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT). L'objectif principal de cette recherche est d'améliorer les performances des ventilateurs miniers en réduisant le poids des moyeux et en explorant de nouvelles solutions d'assemblage pour le système pale/moyeu. Les moyeux sont les éléments centraux de l'assemblage des pales et jouent un rôle important dans le fonctionnement optimal des ventilateurs, particulièrement dans les conditions extrêmes et les contraintes cycliques auxquelles ils sont soumis dans les environnements miniers.

Hyperflo est connu pour ses ventilateurs miniers de haute performance, utilisés dans des environnements extrêmement sévères. Ce partenaire cherche constamment à innover et à améliorer ses produits afin de suivre les dernières avancées technologiques en matière de ventilation minière. Des travaux de recherche ultérieurs ont déjà été menés dans ce sens entre Hyperflo et l'UQAT, présentés par le professeur Hatem Mrad [1, 2], qui traitent l’évaluation de la propagation des fissures et de la résistance à la fatigue d'une pale de ventilateur axial. Aussi, l'optimisation des performances aérodynamiques du ventilateur axial pour la ventilation minière, à travers l'analyse de divers paramètres de conception tels que l'angle d'attaque, le jeu entre les pales et le tube du ventilateur, la vitesse de rotation et le nombre de pales du rotor.

Par tradition, les pièces mécaniques étaient allégées en réduisant simplement leur taille ou leur épaisseur, ce qui compromettait souvent leur intégrité structurelle. Cependant, avec les progrès des technologies de simulation numérique et l'évolution des matériaux, des méthodes plus sophistiquées telles que l'optimisation topologique ont été mises au point [3]. Cette technique développée dans les années 1980 utilise la méthode des

éléments finis pour alléger les structures tout en maintenant ou en améliorant leurs performances mécaniques [4]. L'optimisation topologique permet de concevoir des structures à la fois légères et robustes en optimisant la répartition de la matière dans un espace donné, en fonction de contraintes de charge spécifiques [5].

La Figure 1 décrit la conception géométrique standard du moyeu d'un ventilateur minier, équipé de 16 pales conçues pour générer le flux d'air nécessaire à la ventilation du site minier. La cage du moyeu est spécialement conçue pour diriger efficacement l'air vers les pales. Des vis à tête hexagonales et des boulons en U sont utilisés pour assembler les pales. Les différentes vues de la figure mettent en évidence la structure complète du moyeu, montrant à la fois la disposition des pales sur le moyeu et la complexité de la géométrie qui assure une ventilation adéquate.

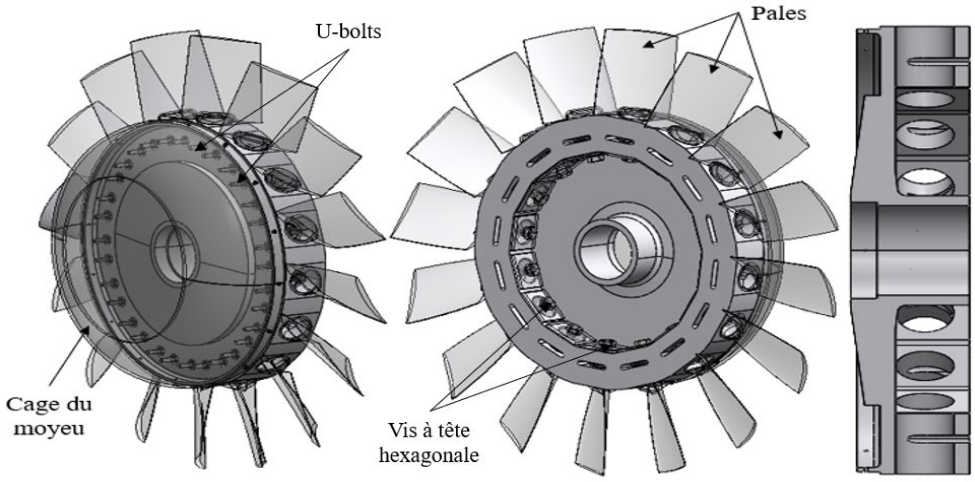

Figure 1: Modèle géométrique standard du moyeu du ventilateur minier

Ce projet met en lumière la diffusion de technologies modernes telles que l'optimisation topologique et la simulation numérique dans l'industrie minière, un secteur en pleine transition vers des solutions plus avancées. Ces outils repoussent les limites des conceptions traditionnelles, générant des conceptions complexes et performantes, souvent rendues possibles par les processus de fabrication additive. En s'appuyant sur

ces innovations, ce projet contribue également à renforcer la compétitivité industrielle. Pour une entreprise comme Hyperflo, la capacité à proposer des ventilateurs miniers légers, robustes et économes en énergie est un atout stratégique. Cela nous permet non seulement de nous démarquer sur un marché en constante évolution, mais aussi de renforcer les partenariats entre l'industrie et le monde universitaire.

1.2 Problématique du projet

Dans le cadre de l'amélioration des performances des ventilateurs miniers, l'optimisation du poids des composants mécaniques critiques, tels que les moyeux, constitue un défi majeur. Le moyeu est l'élément le plus important de l'ensemble des pales. Il relie l'arbre du moteur aux pales et transmet les forces de rotation. Il est soumis à des contraintes mécaniques considérables, en particulier dans des conditions de fonctionnement extrêmes et sous des charges cycliques. Actuellement, les moyeux employés par Hyperflo, fabriqués principalement en aluminium 713, ont un poids de 47,58 kg sans accessoires. Ce poids élevé représente un défi économique et technique, avec des conséquences directes sur l'efficacité énergétique, la fiabilité et les coûts de maintenance des ventilateurs.

Les méthodes de fabrication traditionnelles comme le moulage et l'usinage de précision garantissent des performances structurelles adéquates, mais sont limitées en termes de réduction significative du poids [6]. Bien que robustes, ces procédés n'optimisent pas complètement la masse du moyeu, ce qui a un impact négatif sur plusieurs aspects clés. D'une part, un moyeu plus lourd augmente la charge du moteur, ce qui se traduit par une consommation d'énergie plus élevée et une efficacité réduite. D'autre part, un poids élevé accélère l'usure des composants associés, ce qui réduit la fiabilité globale et augmente le risque de défaillance.

De plus, le poids et la complexité du moyeu influencent les coûts de maintenance. La manipulation et le remplacement de moyeux lourds nécessitent un équipement adapté,

ce qui augmente les coûts et le temps de panne du ventilateur [7]. À cela s'ajoute le problème de l'inaccessibilité des vis de fixation internes après l'assemblage, ce qui rend difficile le réglage de l'angle des pales et implique un démontage complet et coûteux. Ces contraintes mettent en danger la flexibilité et l'efficacité des opérations de maintenance, ce qui a un impact direct sur les performances des opérations minières.

Face à ces défis, il devient indispensable de repenser la conception de l'ensemble pales/moyeu. L'objectif est de réduire la masse du moyeu tout en conservant les performances mécaniques nécessaires pour résister aux conditions d'utilisation sévères. Parallèlement, le développement d'une solution d'assemblage innovante est essentiel pour simplifier la maintenance et les réglages des pales. L'intégration de technologies avancées, telles que l'optimisation topologique offre une opportunité prometteuse. Cette approche permettrait non seulement de réduire considérablement le poids des moyeux, mais aussi d'améliorer la fiabilité des ventilateurs miniers, tout en réduisant les coûts d'exploitation et de maintenance à long terme.

1.3 Objectifs

Les objectifs visés par ce projet sont divisés en deux grandes catégories :

1.3.1 Objectifs principaux

Les principaux objectifs de ce projet de recherche sont de développer une optimisation topologique des moyeux de ventilateurs et de proposer une nouvelle solution d'assemblage pour l'ensemble pale/moyeu. Ces deux axes visent à réduire le poids des moyeux tout en améliorant leur résistance et leurs performances dans les conditions d'exploitation. L'optimisation topologique permettra de minimiser les charges mécaniques subies par les moyeux, ce qui contribuera à réduire le risque de défaillance et ainsi améliorer l'efficacité énergétique globale et la fiabilité des ventilateurs miniers. Parallèlement, la nouvelle solution d'assemblage facilitera les opérations de montage et d'ajustement des pales.

1.3.2 Objectifs spécifiques

Pour atteindre les objectifs généraux décrits précédemment, une approche méthodique sera mise en place, avec chaque étape suivie d'une démarche systématique et structurée :

i. Explorer les méthodes d'optimisation et les approches de l'optimisation topologique.
ii. Établir un modèle numérique pour simuler le fonctionnement et les caractéristiques mécaniques de la géométrie actuelle du moyeu.
iii. Mettre en place une optimisation topologique du moyeu à l'aide de techniques de simulation numérique pour déterminer la meilleure répartition des matériaux dans le moyeu, afin de réduire son poids tout en maintenant ou en améliorant sa résistance mécanique et sa durabilité sous des charges cycliques.
iv. Proposer de nouvelles solutions d'assemblage de l'ensemble pale/moyeu.
v. Valider tous les résultats sur la base des travaux antérieurs et à travers une étude technico-économique.

1.4 Hypothèses de recherche

Tout au long de ce projet, il est essentiel de garder à l'esprit les hypothèses suivantes, qui constituent le fondement de la recherche. La prise en compte de ces hypothèses garantit que l'étude reste pertinente et conforme à ses objectifs.

i. Périodicité du modèle de l'ensemble pale/moyeu, ce qui permet de simplifier les calculs tout en conservant la validité des résultats.
ii. Les phénomènes transitoires sont exclus.
iii. Les vibrations induites par les charges aérodynamiques ne sont pas considérées.
iv. Les propriétés mécaniques des matériaux (aluminium 713 pour le moyeu, aluminium 356 pour les pales) sont supposées constantes, homogènes et isotropes tout au long de la simulation.

v. L’optimisation basée sur la densité est effectuée sur une version simplifiée du moyeu, en excluant les pales, vis et U-bolts, dont la masse est réintroduite sous forme de charges réparties.
vi. Les surfaces en contact avec d'autres pièces (Pale, U-bolt, arbre moteur, etc.) sont hors de la zone d'optimisation, dans la zone d'exclusion.

Les analyses de référence seront réalisées en tenant compte uniquement des charges centrifuges associées à la rotation. Cette simplification est motivée par le fait que, dans les applications de turbomachines, la charge centrifuge constitue généralement la contribution dominante en termes de forces structurelles par rapport aux charges de pression aérodynamiques. L'influence des charges aérodynamiques sera ensuite traitée séparément afin de vérifier la robustesse de la solution retenue sous des contraintes combinées.

1.5 Cadre scientifique

Le cadre scientifique de ce projet repose sur l’application de l’optimisation topologique basée sur la méthode SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization), largement reconnue dans la littérature pour l’optimisation des structures complexes soumises à des contraintes mécaniques. Cette méthode permet de déterminer la répartition optimale de la matière au sein d’un volume donné en minimisant une fonction objective (généralement la compliance) sous des contraintes de masse et de performance structurelle.

L’optimisation est couplée à la méthode des éléments finis (FEM), utilisée ici pour simuler le comportement mécanique du moyeu sous des charges centrifuges. Le solveur ANSYS Mechanical, intégrant ces deux approches, permet d’implémenter des algorithmes itératifs dans un environnement de calcul robuste. Parmi les paramètres clés utilisés dans la formulation du problème : le facteur de pénalisation p, le ratio volumique *Volfrac* sont essentiels au contrôle de la qualité des solutions obtenues.

Par ailleurs, une contrainte de direction de démoulage a été intégrée à l'optimisation, afin de s'assurer de la fabricabilité de la géométrie via des procédés de moulage. La combinaison de ces éléments méthodologiques permet d'explorer des conceptions manufacturables, tout en respectant les exigences de rigidité et de fiabilité.

1.6 Méthodologie

La méthodologie suivie pour l'optimisation topologique des moyeux du ventilateur minier repose sur une approche structurée en plusieurs étapes, combinant des analyses avancées afin de comparer et de sélectionner une des solutions proposées. L'organigramme présenté dans la Figure 2 permet d'illustrer clairement le processus d'optimisation adopté, intégrant à la fois la modélisation géométrique, l'optimisation topologique et la validation des résultats.

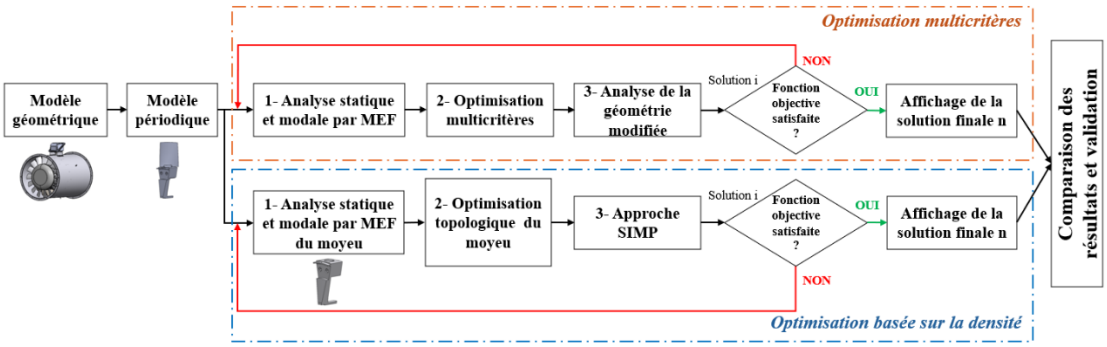

Figure 2: Méthodologie de l'optimisation

1.6.1 Modélisation géométrique

La première étape consiste à analyser les données techniques du ventilateur et à élaborer un modèle géométrique du moyeu et des pales. Ce modèle est conçu en tenant compte des dimensions initiales et des caractéristiques mécaniques du système. Le modèle est ensuite réduit pour pouvoir extraire un modèle périodique, ce qui simplifie les calculs sans altérer la qualité de la représentation du système complet.

1.6.2 Génération du maillage

La discrétisation du modèle se fait à l'aide d'un maillage adapté à l'analyse par éléments finis. Ce maillage divise la structure en éléments élémentaires, ce qui facilite la résolution des équations régissant le comportement mécanique du moyeu sous différentes contraintes.

1.6.3 Analyse de la géométrie standard

La première évaluation mécanique est effectuée sur le modèle initial, en tenant compte de trois critères principaux :

- Contrainte de Von Mises pour vérifier la résistance mécanique.
- Déplacement maximal afin d'évaluer la rigidité de la structure.
- Fréquence naturelle pour s'assurer que la structure ne présente pas de risques de résonance.

Cette analyse sert de référence pour comparer les performances des solutions optimisées.

1.6.4 Optimisation multicritères

L'optimisation multicritères repose sur l'expérience des ingénieurs et des concepteurs, qui ajustent les paramètres géométriques et mécaniques du modèle en fonction des contraintes physiques. Cette approche permet de corriger et adapter les résultats des simulations numériques afin de garantir la faisabilité et la performance du moyeu dans son environnement d'exploitation.
Le processus comprend plusieurs étapes :

- **Analyse des résultats de la simulation numérique :** Identification des zones critiques pouvant poser des problèmes lors de la fabrication ou de l'utilisation du moyeu en conditions réelles.

- **Ajustement manuel du modèle :** Modification des paramètres géométriques et structurels en fonction des contraintes physiques et des connaissances des ingénieurs.
- **Validation des ajustements :** Tests des nouveaux designs pour s'assurer qu'ils respectent les critères de performance et offrent une solution optimale pour les contraintes mécaniques et environnementales spécifiques à l'exploitation minière.

Si la solution obtenue satisfait à la fonction objective, elle est validée puis comparée à d'autres solutions. Dans le cas contraire, une approche basée sur la densité plus avancée est adoptée pour affiner la conception et améliorer les performances du moyeu.

1.6.5 Optimisation basée sur la densité

L'optimisation basée sur la densité est basée sur des techniques avancées d'optimisation structurelle et de conception paramétrique. Cette étape comprend plusieurs sous-processus permettant d'affiner la répartition des matériaux dans le moyeu.

- **Simplification du modèle géométrique**

Dans l'optimisation basée sur la densité, il est essentiel de simplifier le modèle géométrique afin de réduire la complexité des calculs tout en conservant une représentation fidèle du système. Étant donné que l'optimisation basée sur la densité se concentre sur une seule pièce avec son matériau unique, certains composants secondaires du modèle périodique, les pales, les U-bolts, les rondelles et les vis sont supprimés.

Toutefois, pour garantir une modélisation réaliste, le poids de ces composants supprimés est réintégré sous la forme d'un poids imposé sur le moyeu. Cette approche permet de représenter correctement les forces globales supportées par le moyeu, tout en facilitant l'optimisation de sa structure sans être influencé par la complexité des pièces secondaires.

- **Analyse du modèle géométrique simplifié**

Le modèle géométrique simplifié est soumis à une nouvelle analyse mécanique en évaluant les mêmes contraintes que pour la géométrie standard (Von Mises, déplacement, fréquence naturelle).

- **Application de technique d'optimisation**

L'optimisation structurelle s'appuie sur différentes techniques, mais notre approche se concentrera principalement sur l'optimisation topologique, reconnue dans la littérature comme étant la méthode la plus efficace pour améliorer les performances de pièces aux formes complexes [8], telles que les moyeux des ventilateurs miniers. Cette technique permet de redistribuer la matière de manière optimale afin de réduire la masse tout en augmentant la rigidité structurelle, répondant ainsi aux besoins spécifiques de notre projet.

- **Algorithme d'optimisation avancé**

Dans le cas où l'optimisation géométrique conventionnelle ne permet pas de déterminer une solution adéquate, nous déployons des algorithmes de pointe, notamment l'algorithme de l'approche basée sur la densité. Cet algorithme fonctionne en boucle, ajustant progressivement les paramètres du modèle jusqu'à la convergence vers une solution optimale qui respecte la fonction objective. Si la solution obtenue satisfait aux critères définis, elle est validée et affichée. Dans le cas contraire, une nouvelle itération est lancée avec des paramètres modifiés afin d'améliorer encore la conception. Cette démarche nous permet d'explorer différentes configurations en éliminant les matières inutiles et en optimisant la distribution des contraintes, donnant ainsi naissance au principe même de l'optimisation topologique.

- **Comparaison des résultats et validation**

La dernière étape consiste à comparer les solutions finales issues des différentes méthodes d'optimisation avec les résultats de l'analyse du modèle géométrique standard. Cette analyse comparative nous permettra d'évaluer l'efficacité des optimisations mises en œuvre, en mesurant les améliorations apportées en termes de réduction de poids, d'augmentation de la rigidité et d'amélioration de la résistance mécanique. De plus, l'impact des modifications sur la faisabilité et les contraintes de production sera également pris en compte, afin de s'assurer que la solution optimisée reste réalisable d'un point de vue industriel. Cette comparaison globale validera la méthodologie employée et justifiera le choix de la solution optimale pour l'application industrielle du ventilateur minier.

Cette méthodologie combine des approches empiriques et numériques, permettant d'optimiser la conception des moyeux de ventilateurs miniers tout en garantissant des performances optimales. En intégrant des techniques d'optimisation avancées, elle offre une solution innovante et efficace pour alléger la structure tout en conservant sa robustesse et sa fiabilité.

1.7 Originalité de la recherche

L'originalité de ce projet de recherche réside dans l'application innovante de l'optimisation topologique à un composant clé des ventilateurs miniers, à savoir le moyeu des ventilateurs, dans un contexte industriel rigoureux. Bien que l'optimisation topologique ait été largement explorée dans des secteurs tels que l'aéronautique et l'automobile, son application spécifique à l'industrie minière, et plus précisément à la conception de ventilateurs utilisés dans des conditions d'exploitation sévères, reste relativement peu étudiée. Ce projet se distingue en intégrant cette technique de pointe pour résoudre des problèmes spécifiques à la ventilation minière, tels que la réduction du poids des moyeux tout en améliorant leur performance et leur fiabilité sous des

charges mécaniques cycliques et extrêmes. Cette approche innovante a le potentiel non seulement d'améliorer les performances des ventilateurs, mais aussi de réduire les coûts de production et d'exploitation, renforçant ainsi la compétitivité d'Hyperflo sur le marché de l'équipement minier.

Cette approche apporte une contribution pertinente et originale à l'amélioration des performances des ventilateurs miniers grâce à l'optimisation topologique, une approche qui pourrait être étendue à d'autres composants et industries dans le futur.

Le présent mémoire est structuré en quatre chapitres. Le premier chapitre présente le contexte industriel et scientifique du projet, la problématique, les objectifs, les hypothèses de recherche ainsi que la méthodologie retenue. Le deuxième chapitre propose une revue de littérature sur l'optimisation topologique et la fatigue, puis expose le cadre théorique des principales approches, dont la méthode SIMP et les éléments nécessaires à la compréhension du procédé de fabrication des moyeux. Le troisième chapitre est consacré à la modélisation numérique de la géométrie standard et à sa caractérisation par analyses statique, modale et dynamique (diagramme de Campbell), ainsi qu'à l'évaluation de sa tenue en fatigue. Le quatrième chapitre présente les résultats des deux approches d'optimisation multicritères et basée sur la densité, la validation de la géométrie optimisée, une comparaison technico-économique, l'étude de la résistance en fatigue, l'influence des charges aérodynamiques, puis une proposition d'assemblage avec double U-bolts. Enfin, une conclusion générale synthétise les principaux apports du travail et propose des perspectives de recherche et d'industrialisation, complétées par une annexe de dessin de définition du moyeu optimisé.

2. REVUE DE LITTÉRATURE

L'optimisation topologique est une approche de conception qui répartit les matériaux au sein d'une structure afin de la rendre plus légère, plus rigide et plus résistante. Basée sur la méthode des éléments finis, elle est aujourd'hui une technique indispensable pour améliorer les performances des composants mécaniques complexes. Cette méthode permet d'obtenir des formes innovantes et hautement performantes qui seraient difficiles à réaliser avec les approches conventionnelles. Ce chapitre comprend les bases théoriques de l'optimisation topologique, ses principales méthodes et leurs applications dans le domaine de l'ingénierie mécanique. De plus, il aborde le procédé de fabrication des moyeux de ventilateur et la fatigue des matériaux, ce qui permet de mieux comprendre ce travail en même temps d'un point de vue théorique et pratique.

2.1 Optimisation topologique et ses applications dans le génie mécanique

Introduite dans les années 1980, l'optimisation topologique repose sur des formulations mathématiques qui déterminent la répartition optimale des matériaux dans un espace donné, en fonction des charges appliquées, des conditions aux limites et des contraintes de conception. Son intégration dans les outils numériques, en particulier ceux basés sur la méthode des éléments finis, a conduit à son adoption rapide dans plusieurs secteurs industriels. En génie mécanique, il est particulièrement utilisé pour concevoir des pièces légères et robustes. Parmi les applications les plus courantes, on trouve :

- **Aéronautique :** Conception de structures allégées pour les fuselages et les composants internes des avions afin d'améliorer l'efficacité énergétique.
- **Automobile :** Réduction du poids des composants, tels que les jantes, les bras de suspension ou les supports moteurs, pour diminuer la consommation de carburant.
- **Industrie manufacturière :** Optimisation des moules et des outillages pour augmenter leur durabilité tout en réduisant leur poids.

Dans le contexte des ventilateurs miniers, l'optimisation topologique offre une solution idéale pour réduire le poids du moyeu sans compromettre la résistance de la structure. Cette méthode permet non seulement de minimiser les contraintes mécaniques sur les composants critiques, mais aussi d'améliorer l'efficacité énergétique globale du système. En intégrant des algorithmes d'optimisation avancés et des outils de simulation numérique, il devient possible de concevoir des moyeux adaptés aux conditions extrêmes des environnements miniers, tout en tirant le meilleur parti des matériaux disponibles.

2.2 Différentes catégories d'optimisation

La Figure 3 illustre les trois principales catégories d'optimisation utilisées en conception mécanique : l'optimisation de taille, l'optimisation de forme et l'optimisation topologique. Ces méthodes permettent de modifier une structure initiale pour atteindre une configuration optimale en fonction de contraintes et d'objectifs définis.

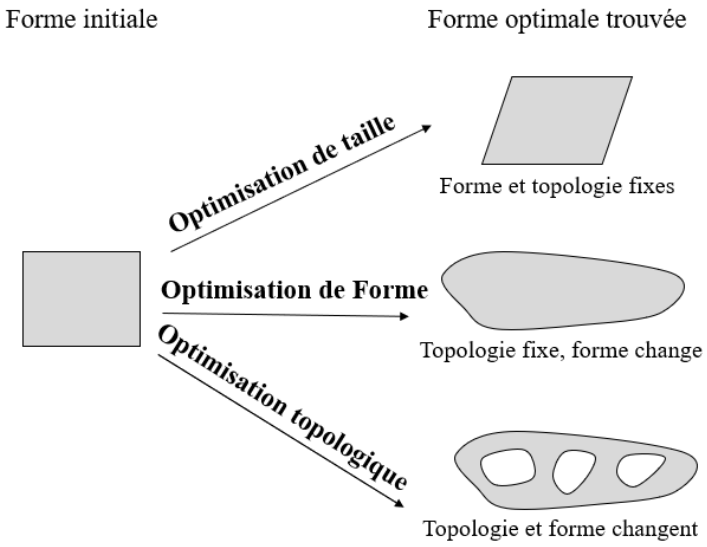

Figure 3: Différentes catégories d'optimisation

2.2.1 Optimisation de taille

L'optimisation de taille consiste à ajuster les dimensions des éléments constitutifs d'une structure, comme l'épaisseur ou la longueur, tout en conservant une forme et une topologie fixes. Cette approche est particulièrement utile pour améliorer les performances globales tout en limitant les changements géométriques majeurs. Par exemple, il peut s'agir d'optimiser l'épaisseur d'une plaque pour minimiser son poids tout en respectant les contraintes de résistance.

2.2.2 Optimisation de forme

Dans ce cas, seule la forme externe de la structure est modifiée, tandis que la topologie reste inchangée. L'objectif est d'obtenir une forme qui minimise les contraintes, améliore l'aérodynamisme ou réduit le poids, selon les besoins. Cette méthode est souvent utilisée pour les structures où les modifications internes ne sont pas possibles ou nécessaires.

2.2.3 Optimisation topologique

Cette méthode, la plus avancée, permet de modifier à la fois la forme et la topologie de la structure. Elle vise à déterminer la répartition optimale de la matière dans un domaine donné en tenant compte des contraintes mécaniques. Contrairement aux deux autres catégories, l'optimisation topologique permet de créer des vides ou des cavités à l'intérieur de la structure, offrant ainsi des designs innovants et légers. C'est l'approche idéale pour concevoir des pièces entièrement nouvelles ou améliorer des conceptions existantes. Cette partie met en évidence l'évolution des techniques d'optimisation, depuis les méthodes simples telles que l'optimisation de la taille jusqu'aux méthodes sophistiquées telles que l'optimisation topologique, qui tirent pleinement parti des matériaux et des technologies modernes.

Dans ses recherches sur l'optimisation de structures, Duysinx [9] a démontré que les améliorations de performances typiques, telles que la réduction de masse ou

l'augmentation de la rigidité, varient selon le type d'optimisation utilisé. Les méthodes d'optimisation dimensionnelle offrent généralement des améliorations de 5 à 10 %, tandis que l'optimisation de forme peut entraîner des gains de 10 à 30 %. L'optimisation topologique, en revanche, se distingue nettement en permettant des améliorations allant de 40 à 100 %, mettant en évidence son potentiel supérieur par rapport aux autres approches d'optimisation.

2.3 Revue de littérature sur l'optimisation topologique des composants mécaniques

De nombreuses recherches se concentrent sur l'optimisation structurelle des pièces tournantes. Bien que les méthodes d'optimisation soient couramment employées pour les applications civiles [10] et l'optimisation des composants automobiles [11], elles n'ont pas été pleinement explorées dans le domaine des turbomachines. Pourtant, ces méthodes sont souvent décrites comme ‘‘les plus difficiles et les plus prometteuses en termes d'optimisation structurelle’’[12, 13]. Cependant, ces études ont généralement été menées sans tenir compte des ventilateurs, et en particulier de la réduction du poids des moyeux. Il est donc essentiel de consulter des études pertinentes afin de trouver une méthodologie d'optimisation adaptée aux spécificités des systèmes de ventilation, tout en répondant aux exigences de l'industrie minière.

Crespo-Sánchez J. et al. [14] ont étudié un conduit d'admission supersonique dans le domaine aéronautique. L'objectif était de réduire la masse interne de la structure tout en conservant ses propriétés mécaniques et sa fiabilité aérodynamique. L'optimisation topologique a été réalisée à l'aide de l'approche SIMP, en définissant des zones d'exclusion afin de préserver les fonctions critiques du conduit. Des simulations structurelles ont validé la rigidité et la résistance de la conception obtenue. Les résultats ont montré une réduction impressionnante de 71 % de la masse, tout en conservant des performances mécaniques suffisantes pour résister aux conditions extrêmes d'un environnement supersonique.

Slavov S. et Konsulova-Bakalova M. [15] a travaillé sur les composants du carter (corps et couvercle) d'un réducteur à engrenages, avec pour objectif principal de réduire le poids de la structure sans compromettre sa rigidité et sa fiabilité mécanique. L'optimisation a été réalisée à l'aide de l'approche SIMP, intégrée dans SOLIDWORKS Simulation. Diverses conditions de charge réelles ont été appliquées pour valider la faisabilité de la conception. Les résultats ont montré une réduction significative de la masse de 7,33 %, avec une meilleure répartition des matériaux concentrés dans les zones critiques, ce qui a permis de maintenir la rigidité et la sécurité du réducteur.

Enrico B. et al. [16] ont réalisé une étude approfondie pour améliorer les performances et la fiabilité d'un disque de turbine présenté dans la Figure 4 en utilisant une méthode avancée d'optimisation topologique, spécifiquement la 'Lattice Structure Optimization'.

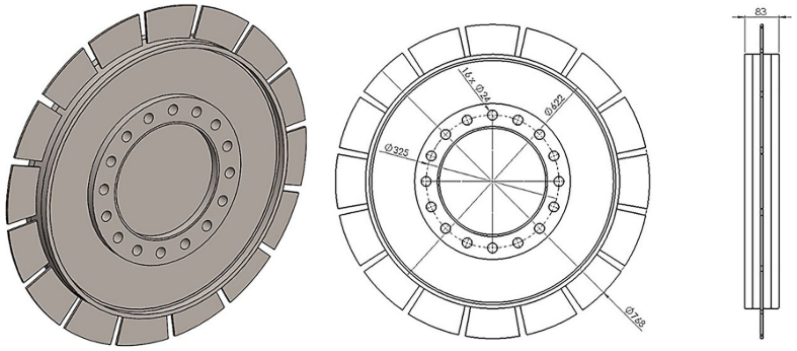

Figure 4: Géométrie standard du disque de la turbine [16]

Ce processus vise à concevoir des structures plus légères et résistantes en optimisant la répartition du matériau à l'intérieur de l'objet. Pour mener à bien cette optimisation, ils ont choisi d'utiliser OptiStruct, un logiciel développé par Altair, qui est reconnu pour sa capacité à fournir des solutions précises et efficaces en matière d'optimisation structurelle. Lors d'une optimisation topologique, il est important de délimiter l'espace de conception, ou 'Design space', qui est la zone susceptible d'être modifiée ou supprimée par le processus d'optimisation. Parallèlement, il est également important de définir l'espace de non-conception 'Non-design space', une région qui restera tout au

long de la phase d'optimisation. Ces deux zones distinctes sont exposées dans la Figure 5.

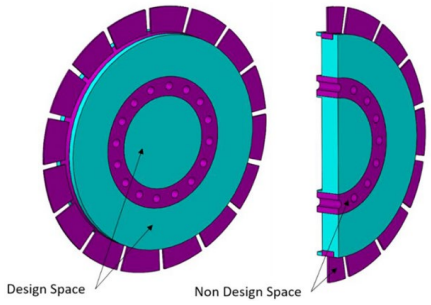

Figure 5: Définition de la zone d'optimisation [16]

Le principal objectif était de réduire la masse du disque de turbine, tout en maintenant ou en améliorant sa résistance aux contraintes mécaniques. En appliquant la méthode d'optimisation basée sur les structures en treillis, ils ont non seulement réduit la masse du disque de 200 kg à 166 kg, réalisant ainsi une économie de poids significative de 17%, mais ils ont également réussi à diminuer la contrainte maximale subie par le disque, passant de 788 MPa à 739 MPa. Cette réduction de 6% de la contrainte maximale contribue de manière significative à la prolongation de la durée de vie du disque et pour améliorer ses performances sous des conditions de fonctionnement extrêmes. La géométrie finale du disque est illustrée dans la Figure 6.

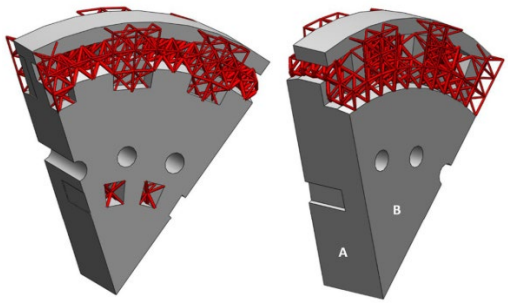

Figure 6: Géométrie finale du disque de la turbine [16]

Il est à noter que la méthode 'Lattice Structure Optimization' est particulièrement adaptée aux pièces fabriquées par des méthodes de fabrication additive [9], telles que l'impression 3D. Cette combinaison entre l'optimisation topologique et la fabrication additive ouvre de nouvelles voies pour la conception de composants industriels qui combinent légèreté et haute performance, adaptés aux exigences spécifiques des applications modernes en ingénierie. Ainsi, ce projet ne se contente pas de démontrer les capacités d'amélioration structurelle, mais il met également en lumière la flexibilité et l'efficacité de la combinaison de techniques avancées pour répondre aux défis contemporains de l'ingénierie mécanique.

Une étude menée par A.M. Krasyuk et al. [17] est concentrée sur l'optimisation des rotors de ventilateurs axiaux pour la ventilation minière, dans le but de réduire leur masse, les rotors sont fabriqués en acier 10XSND. Avec l'utilisation de la méthode SIMP d'ANSYS, ils ont conçu un rotor à disque unique, réduisant son poids de 37 % (de 2917 kg à 1850 kg) par rapport à la conception standard. La Figure 7 illustre la comparaison entre le modèle standard (a), plus massif, et le modèle optimisé (b), plus léger grâce à une meilleure répartition des charges. Cette optimisation permet d'atteindre des vitesses de pointe, améliorant ainsi les performances sans augmenter de manière significative les contraintes mécaniques. Les ventilateurs optimisés sont plus compacts, plus économiques à installer et mieux adapter aux conditions exigeantes des mines profondes.

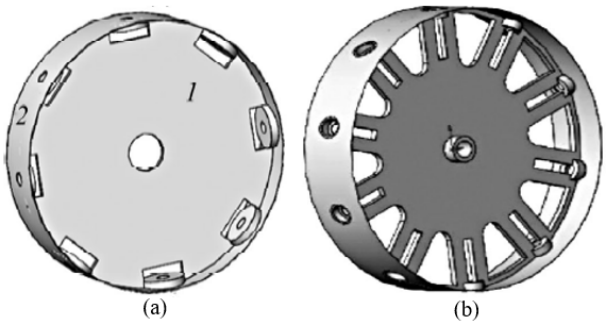

Figure 7: Optimisation du moyeu d'un ventilateur : (a) modèle standard (b) modèle optimisé [17]

Xiao D. et al. [18] ont avancé une approche novatrice en matière d'optimisation topologique, spécifiquement adaptée aux jantes en acier. Cette méthodologie repose sur une optimisation qui tient compte simultanément de la résistance mécanique et des fréquences propres des jantes, envisagées respectivement comme des objectifs d'optimisation statiques et dynamiques. La documentation de leur étude inclut une figure clé, numérotée Figure 8, qui détaille non seulement la géométrie initiale des jantes, mais également les spécificités des zones à optimiser et celles à conserver. Cela souligne une stratégie d'optimisation qui préserve certaines régions critiques tout en améliorant d'autres parties jugées plus flexibles aux modifications structurelles.

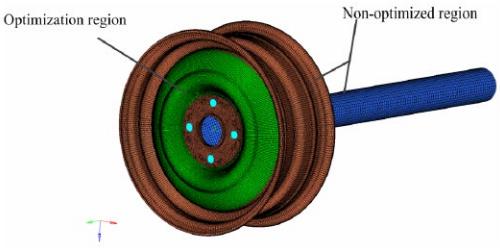

Figure 8: Modèle d'optimisation topologique de la jante [18]

Le problème d'optimisation topologique est résolu avec le solveur OptiStruct. En termes de résultats, le disque de roue optimisé affiche une réduction de masse significative de 0,15 kg, ce qui représente une diminution de 4,57 % par rapport à la

conception originale. Les états vibratoires sont améliorés de 2,34%. La Figure 9 présente la nouvelle conception **(**optimisée) de la jante.



Figure 9: Modèle optimisé de la jante [18]

L'optimisation topologique est capable de proposer un premier "modèle de conception" qui optimise la répartition des matériaux dans une structure, offrant ainsi des possibilités d'économie et d'amélioration de la conception supérieures à celles obtenues par l'optimisation de la forme, comme le souligne Xiao D. et al. [18] dans cette étude.

Sourav Das [19] a axé ses recherches sur le développement d'une jante en alliage d'aluminium destiné à un usage automobile, avec un accent particulier mis sur la réduction du poids de la roue. Grâce à l'analyse par éléments finis, il a été démontré que le poids de la jante optimisée peut être diminué de moitié par rapport à celui d'une roue traditionnelle en alliage d'aluminium à disque plein illustrée dans la Figure 10.

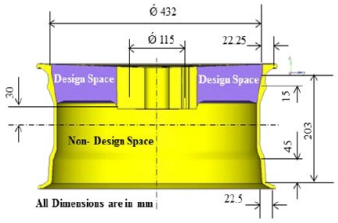

Figure 10: Modèle initial de la jante [19]

Le modèle en éléments finis est conçu pour couvrir 360° de la circonférence de la jante, car la section restante peut être parfaitement reproduite par réflexion. Les modifications

nécessaires sont effectuées sur ce même segment. La modélisation utilise des éléments hexaédriques et pentagonaux. La création du maillage est réalisé avec le logiciel Hypermesh, utilisant des éléments de 5 mm pour un total de 100118 éléments et 100200 nœuds. Le but de l'optimisation est de diminuer la consommation de matières premières, réduisant ainsi le poids de la roue. Les charges appliquées lors de la simulation par éléments finis ont été déterminées en fonction du poids de l'automobile exerçant une pression sur la roue. Les conditions aux limites considérées par S. Das pour cette simulation incluaient une charge radiale de 8976 N, une charge latérale de 4044 N, et une charge de flexion de 4488 N. Le logiciel Optistruct et l'approche basée sur la densité ont été employés pour résoudre cette analyse. L'étude d'optimisation topologique de poids révèle qu'une réduction significative du poids de la jante passant de 26 kg à 12,15 kg est réalisable. Cela démontre l'efficacité d'une analyse appropriée pour diminuer considérablement le poids.

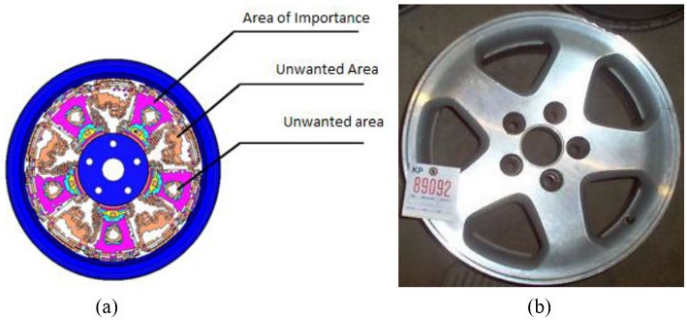

Figure 11: Optimisation de la jante : (a) forme optimisée (b) forme réelle [19]

La Figure 11 (a) illustre la jante dans sa forme optimisée, tandis que la Figure 11 (b) présente la jante pour donner suite à l'élimination du matériau non nécessaire, révélant ainsi sa forme définitive. Initialement, la jante pesait 26 kg en alliage d'aluminium. Après optimisation, le poids nécessaire pour la jante est réduit à 12,15 kg (53,26%) d'alliage d'aluminium, soit une économie de 13,85 kg d'alliage dans la fabrication des composants. Cet exemple confirme que l'optimisation ciblée de la jante permet une

réduction considérable de la quantité d'alliage d'aluminium nécessaire pour le composant.

Trovato M. et al. [20] ont travaillé sur la conception d'une bielle mécanique plus légère destinée à la fabrication additive. L'objectif était de réduire son poids sans compromettre ses performances mécaniques. Ils ont appliqué une optimisation topologique basée sur la densité (SIMP), en intégrant des contraintes liées à la rigidité et à la fabricabilité pour la fusion laser sur lit de poudre (L-PBF). Cette approche a permis d'obtenir une géométrie nouvelle, difficile à réaliser avec des méthodes d'usinage classiques. Les validations par éléments finis ont montré que la nouvelle conception réduisait considérablement la masse tout en conservant la résistance mécanique et la durabilité du composant, démontrant ainsi l'efficacité de l'optimisation combinée à la fabrication additive.

Pang T. Y. et Fard M. [21] de leur côté ont étudié le cas réel d'un levier coudé utilisé dans un side-car de Formule 1. L'objectif principal était d'alléger ce composant soumis à de fortes contraintes tout en garantissant sa rigidité et sa robustesse dynamique. Après avoir procédé à la rétro-ingénierie de la pièce existante, une optimisation topologique a été appliquée à l'aide de l'approche SIMP, avec pour fonction objectif la minimisation de la compliance (maximisation de la rigidité). La conception obtenue a ensuite été fabriquée et testée. Les résultats ont montré une réduction significative de la masse, accompagnée d'une augmentation de la fréquence naturelle et d'une amélioration du comportement mécanique global, prouvant la pertinence de l'approche dans un contexte compétitif et exigeant.

Servetti G. et al. [22] ont axé leur étude sur un bloc de refroidissement destiné à être produit par fusion sélective au laser (SLM). Le but était de concevoir une pièce plus légère sans compromettre ses performances structurelles. Pour ce faire, les chercheurs ont utilisé l'optimisation topologique via l'approche SIMP, en intégrant les contraintes de rigidité et de fabricabilité spécifiques à l'impression 3D métallique. Après la phase

de conception, la pièce optimisée a été fabriquée et testée. Les résultats ont confirmé que la géométrie obtenue permettait une réduction du volume et de la masse, tout en conservant la résistance mécanique et en garantissant une compatibilité satisfaisante avec le processus de fabrication additive.

Yao P. et al. [23] se sont intéressés au bras supérieur d'un robot de soudage industriel, un composant lourd qui doit être allégé afin d'améliorer la consommation d'énergie et la dynamique de fonctionnement du robot. Une optimisation topologique a été réalisée à l'aide de l'approche SIMP, dans le but de minimiser la masse tout en respectant les contraintes de rigidité et de fréquence naturelle. Des analyses statiques et modales ont validé la nouvelle conception. Les résultats ont montré une réduction de 17,9 % du poids, une diminution des contraintes maximales et une augmentation de la fréquence naturelle, ce qui s'est traduit par une amélioration des performances dynamiques et une augmentation de la durée de vie du robot.

Zeng Y. et al. [24] ont étudié les bouts d'ailes d'un avion eVTOL dans le but de réduire leur masse et d'améliorer l'efficacité énergétique de l'avion. Deux approches ont été comparées : l'enlèvement manuel de matière et l'optimisation topologique automatisée à l'aide de l'approche SIMP. Les deux conceptions ont été validées par des analyses de rigidité et de contrainte. Les résultats ont montré que l'optimisation topologique permettait une réduction de poids plus importante que la méthode manuelle, tout en répondant aux exigences mécaniques pour supporter les charges aérodynamiques, confirmant ainsi l'efficacité de la méthode pour les applications aéronautiques.

De façon synthétique, cette revue de la littérature fournit une base solide pour orienter ce travail vers son objectif principal, à savoir l'optimisation du poids des moyeux de ventilateurs miniers. L'analyse des différentes études a mis en évidence le potentiel de l'optimisation topologique pour réduire la masse des composants mécaniques réels tout en conservant leurs performances structurelles et dynamiques. À travers cette analyse, ces connaissances serviront de base pour la suite de cette étude, où les méthodes et les

approches numériques retenues seront présentées en détail et appliquées au cas particulier des moyeux de ventilateurs.

2.4 Approche théorique de l'optimisation topologique

2.4.1 Structure générale d'un problème d'optimisation topologique

Un problème d'optimisation topologique est structuré autour de trois éléments principaux : les objectifs, les contraintes et les variables de conception. Ces composantes permettent de formaliser le problème et de définir le cadre dans lequel l'optimisation est réalisée. Tout problème d'optimisation est présenté de la manière suivante :

$$\text{Minimiser} : f(x) \tag{1}$$

$$\text{Tels que} : \begin{cases} g(x) \leq 0 \\ h(x) = 0 \end{cases} \tag{2}$$

Où *f(x)* définit la fonction objective à minimiser, tandis que *g(x)* représente la contrainte d'inégalité et *h(x*) la contrainte d'égalité. Les paramètres de conception *x* constituent un vecteur qui décrit la géométrie du produit et évolue dans un domaine admissible défini à l'avance par l'utilisateur. En optimisation mécanique, les deux fonctions objectives les plus courantes sont la masse et la compliance. Si la masse est choisie comme fonction objectif, la compliance est définie comme une contrainte pour garantir une rigidité minimale. Inversement, si la conformité est l'objectif principal, la masse devient une contrainte pour limiter le poids de la structure. Il s'agit de trouver un équilibre optimal entre une structure légère et une rigidité suffisante, ou une structure rigide tout en conservant un poids minimal. Sur le plan mathématique, la résolution de ce problème revient à identifier les valeurs optimales des variables *x*, tout en respectant les contraintes définies, afin de minimiser la fonction objective et de concevoir des structures performantes et efficaces. Pour identifier les variables d'optimisation, différentes méthodes itératives peuvent être employées. Parmi elles, on trouve les

approches déterministes telles que la méthode d'homogénéisation ou les algorithmes génétiques. Chaque méthode présente des caractéristiques distinctes en termes de stabilité, de rapidité de convergence et de capacité à atteindre une solution optimale. Le choix de la méthode dépend souvent des exigences spécifiques du problème et des ressources disponibles.

2.4.2 Principe de l'algorithme d'optimisation topologique

L'algorithme d'optimisation topologique développée par O. Sigmund et al. [25] repose sur un processus itératif visant à déterminer la répartition optimale de la matière dans un domaine donné afin de maximiser les performances structurelles tout en respectant des contraintes spécifiques. La Figure 12 illustre les différentes étapes de cet algorithme, qui s'appuie sur la méthode des éléments finis (MEF) pour analyser les contraintes mécaniques et mettre à jour progressivement la densité des éléments.

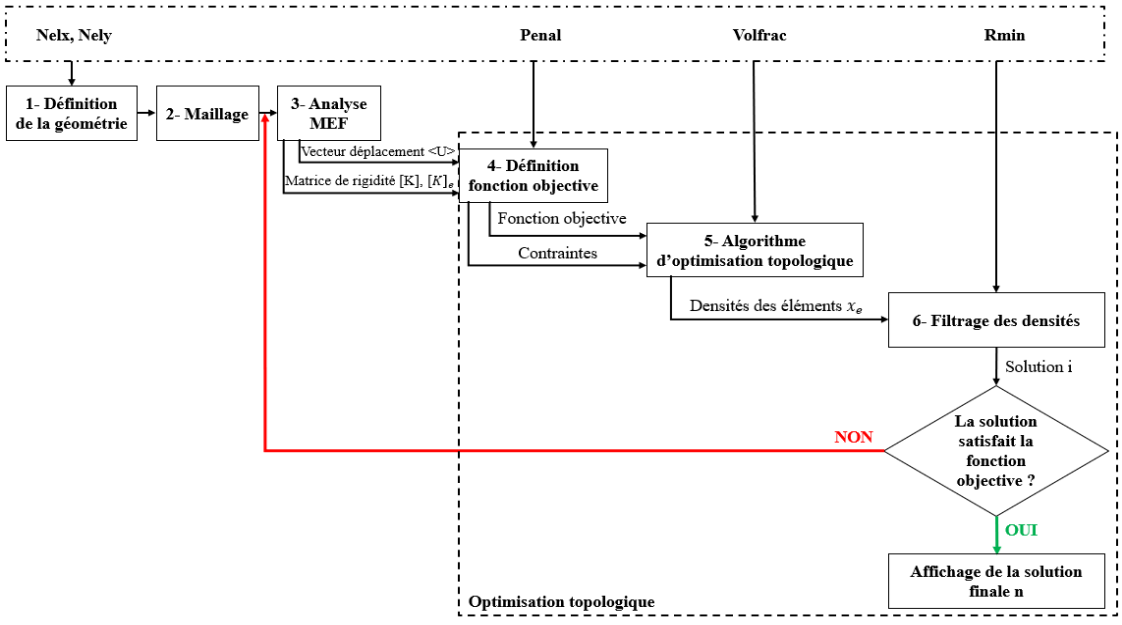

Figure 12: Principe de l'algorithme d'optimisation topologique

L'algorithme a pour objectif principal de minimiser la conformité sous un chargement statique. Pour son bon fonctionnement, l'utilisateur doit fournir un ensemble de cinq paramètres d'entrée sous forme de vecteur :

- *Nelx* : Nombre d'éléments selon l'axe *x*.
- *Nely* : Nombre d'éléments selon l'axe *y*.
- *Volfrac* **:** Fraction du volume final occupé par la matière par rapport au volume initial.
- *Penal* : Facteur de pénalisation des densités intermédiaires (entre 0 et 1). Une étude paramétrique réalisée par Bendsoe et Sigmund [26] a montré que la valeur *Penal* = 3 est considéré comme physiquement admissible, car elle permet d'obtenir des résultats réalistes.
- *Rmin* : Taille du filtre appliqué (où R est le rayon du cercle contenant les éléments raffinés).

L'algorithme fonctionne en suivant une boucle dans laquelle cinq étapes successives sont réalisées :

1. Analyse par éléments finis : Cette étape permet de calculer le déplacement de chaque nœud selon les directions *x* et *y*, en prenant en compte les propriétés du matériau, comme le module de Young *E* et le coefficient de poisson μ ainsi que les conditions aux limites imposées, telles que les forces appliquées et les encastrements.
2. Évaluation de la fonction objective : L'algorithme déterminant la fonction objective, qui vise dans ce cas à maximiser la rigidité de la structure. L'optimisation est formulée en respectant des contraintes d'égalité et d'inégalité, garantissant ainsi une solution réalisable et efficace. La fonction objective peut alors s'écrire de la manière suivante :

$$\min x : C(x) = U^T K U = \sum_{e=1}^{N} (x_e)^p u_e^T k_e u_e \quad (3)$$

$$s.c: \begin{cases} \dfrac{V(x)}{V_0} = Volfrac \\ KU = F \\ 10^{-3} \leq x \leq 1 \end{cases} \quad (4)$$

La fonction objective notée *C* (Compliance ou conformité) définit le critère d'optimisation. Les variables *U*, *K* et *F* correspondent respectivement au vecteur déplacement, à la matrice de rigidité et au vecteur force. Le déplacement d'un élément est noté u_e, tandis que sa rigidité est représentée par k_e. La densité d'un élément notée *x*, peut varier entre 1 (matière pleine) et 10^{-3} (matière vide). Une valeur minimale de 10^{-3} est utilisé à la place de 0 pour éviter des problèmes de singularités numériques.

3. Une optimisation topologique est réalisée grâce à l'ajustement de la densité des éléments, variant de 1 (présence de matière) à 0 (absence de matière), selon les déplacements des nœuds obtenus dans les calculs précédents. Cela nous permet de redéfinir la distribution de la matière dans la structure.
4. Un filtrage de la densité est appliqué pour homogénéiser la distribution du matériau dans une zone définie par le paramètre *Rmin*, ce qui garantit une transition plus régulière et des résultats plus exploitables.

La solution obtenue est contrôlée pour vérifier si elle répond à la fonction objective et aux contraintes imposées. Si c'est le cas, l'optimisation est terminée et la solution finale est validée. Dans le cas contraire, une nouvelle itération est effectuée jusqu'à ce que la différence entre deux solutions successives *i* et *i-1* soit inférieure à 2 %, ce qui garantit la convergence du processus d'optimisation.

2.4.3 Approche basée sur la densité SIMP

L'optimisation topologique est une technique couramment utilisée en ingénierie pour déterminer la répartition optimale de la matière dans une structure, en tenant compte des spécifications fonctionnelles et des contraintes de fabrication. Parmi les approches mathématiques employées, la méthode basée sur la densité SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization) est particulièrement populaire. Proposée initialement par Bendsoe et Kikuchi en 1988 [27], puis par Rozvany et Zhou en 1992 [28], cette approche prédit la répartition optimale de la matière dans un domaine de conception précis, à partir de cas de charge, des conditions aux limites, des contraintes de fabrication et des critères de performance.

- **Principe de discrétisation et variable de conception**

Le principe de la méthode SIMP repose sur la discrétisation du domaine de conception en une grille d'éléments finis. À chaque élément e est associée une pseudo-densité ρ_e telle que :

$$\rho_{min} \leq \rho_e \leq 1 \tag{5}$$

Où $\rho_e = 1$ représente la présence de matière (élément plein) et $\rho_e \approx \rho_{min}$ représente un élément quasi vide. L'introduction de ρ_{min} (typiquement très faible 10^{-3}) permet d'éviter les singularités numériques lors de l'assemblage de la matrice de rigidité.

- **Formulation mathématique (Minimisation de la compliance)**

Dans sa formulation la plus répandue, la méthode SIMP est posée comme un problème de minimisation de la compliance (équivalent à une maximisation de la rigidité globale), sous contrainte de volume, tout en respectant l'équilibre par éléments finis :

$$\min C(\rho) = F^T U \tag{6}$$

$$s.c\begin{cases} K(\rho)U = F \\ \sum_{e=0}^{N} \rho_e \vartheta_e \leq V^* \\ \rho_{min} \leq \rho_e \leq 1 \end{cases} \quad (7)$$

Où $K(\rho)$ est la matrice de rigidité globale, U le vecteur des déplacements nodaux, F le vecteur des charges, ϑ_e le volume de l'élément e et V^*le volume cible (ou la fraction volumique imposée).

- **Intérêt des densités continues et pénalisation des niveaux de gris**

La Figure 13 illustre un exemple d'optimisation topologique appliquée à une structure en porte-à-faux, où la matière est distribuée de manière optimale pour supporter une charge appliquée sur le bord supérieur, tout en étant fixée sur la gauche. Cette optimisation permet de supprimer la matière inutile et de concentrer la structure sur les chemins de charge les plus efficaces.

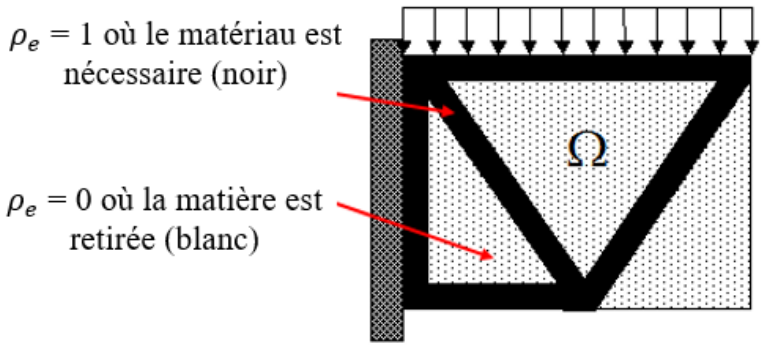

Figure 13: Exemple d'optimisation topologique d'une structure en porte-à-faux [Solidworks.com]

Toutefois, une représentation strictement binaire (matière/vide) est difficile à obtenir directement par optimisation numérique. La méthode SIMP introduit donc un champ de densité continu, mais cherche ensuite à éviter des zones intermédiaires (dites gris), qui compliquent l'interprétation et la fabricabilité.

C'est pourquoi la méthode SIMP introduit une fonction de densité relative continue, permettant aux éléments d'avoir des densités intermédiaires comprises entre une valeur minimale ρ_{min} (Généralement 0,001) et 1. Cette approche offre une plus grande souplesse dans la modélisation et permet d'éviter les singularités numériques qui pourraient compromettre la stabilité des calculs. Cependant, pour obtenir une structure bien définie et éviter des zones floues où la matière serait partiellement présente, une pénalisation des densités intermédiaires est appliquée.

- **Interpolation SIMP et rôle du paramètre de pénalisation p**

La rigidité relative de chaque élément est définie par une loi de puissance :

$$E(\rho_e) = (\rho_e)^p E_0 \tag{8}$$

où :

- $E(\rho_e)$ est le module de Young relative de l'élément.
- E_0 est le module de Young du matériau plein.
- ρ_e est la densité relative de l'élément.
- p est un facteur de pénalisation (généralement $p \geq 3$).

La pénalisation p permet de réduire les contributions apportées par les éléments ayant une densité intermédiaire (les éléments gris) sur la rigidité totale. Ce facteur de pénalisation permet d'orienter vers les éléments qui sont soit noirs ($\rho_e = 1$), soit blancs ($\rho_e = \rho_{min}$). De manière générale, un élément de densité $\rho_e = 1$ a un module de Young relatif égal à celui du matériau solide E_0, tandis qu'un élément de densité intermédiaire ρ_e a un module de Young relative plus faible, ce qui le rend moins rigide.

La Figure 14 montre que lorsque $p=1$, la relation entre ρ_e et $E(\rho_e)$ est linéaire, ce qui se traduit par la présence d'éléments semi-pleins. En revanche, avec $p=3$, la contribution des densités intermédiaires à la rigidité est fortement réduite, ce qui donne

une solution plus proche d'une distribution binaire des matériaux (pleins ou vides). Cette méthode guide l'optimisation vers des structures aux propriétés mécaniques optimisées, tout en respectant les contraintes fonctionnelles et de fabrication.

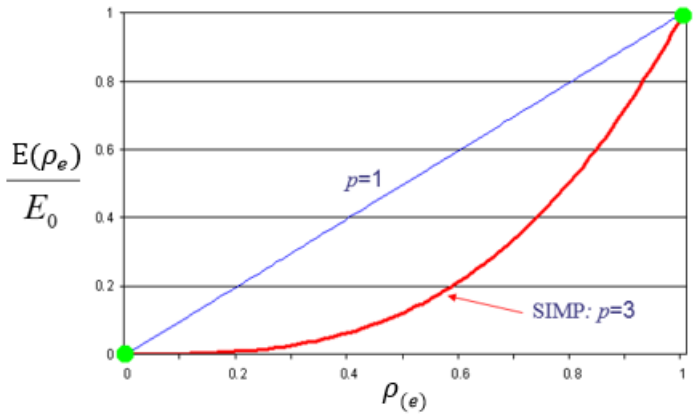

Figure 14: Effet du facteur de pénalisation p [Solidworks.com]

L'augmentation de p améliore la binarisation, mais rend aussi le problème plus non convexe, ce qui peut accroître la sensibilité aux minima locaux et influencer la convergence. Une pratique répandue consiste à utiliser une stratégie de continuation, démarrer avec un p plus faible puis augmenter progressivement vers 3 - 5 afin d'obtenir d'abord une topologie robuste, puis une solution plus noir/blanc.

L'application de la méthode SIMP permet donc d'obtenir des structures légères et rigides, idéales pour des pièces complexes telles que les moyeux de ventilateurs miniers. Cette approche est largement utilisée dans l'industrie pour améliorer la performance des composants tout en minimisant la masse des structures.

2.4.4 Approche BESO (Bi-directional Evolutionary Structural Optimization)

La méthode BESO (Optimisation Structurale Evolutionnaire Bidirectionnelle) est une approche évolutive qui modifie itérativement la structure en ajoutant ou en supprimant de la matière [29]. Contrairement aux méthodes purement soustractives, BESO permet des ajustements bidirectionnels, améliorant ainsi la flexibilité de l'optimisation. À

chaque itération, les éléments sont évalués en fonction de leur contribution à la performance structurelle, et ceux ayant une faible contribution peuvent être supprimés, tandis que de la matière peut être ajoutée dans les zones nécessitant un renforcement.

La méthode BESO présente plusieurs avantages par rapport aux approches purement soustractives. Sa capacité à ajouter et supprimer de la matière au cours du processus d'optimisation lui confère une grande flexibilité, permettant d'explorer un large éventail de solutions et d'obtenir des structures plus performantes. De plus, elle tend à produire des frontières nettes et bien définies, ce qui facilite l'interprétation des résultats et leur fabrication. Toutefois, cette méthode peut nécessiter un nombre élevé d'itérations avant de converger vers une solution optimale, ce qui peut allonger les temps de calcul. Par ailleurs, la définition des critères d'ajout et de suppression de matière peut s'avérer complexe, car elle dépend fortement des caractéristiques spécifiques du problème à résoudre.

2.4.5 Méthode de Niveau de Gris (Level Set Method)

La méthode de Niveau de Gris également appelée Level Set Method, utilise des fonctions mathématiques spécifiques appelées fonctions de niveau. Ces fonctions servent à définir les frontières entre le matériau solide et le vide [30]. Le contour du matériau est modifié par une équation différentielle résolue itérativement, facilitant ainsi une transition fluide et continue sans recourir à des variables de densité [31]. Cette technique est particulièrement avantageuse pour les designs nécessitant une continuité précise des frontières, telles que les composants biocompatibles ou les prothèses, où la précision des contours est vitale.

2.5 Procédé de fabrication des moyeux

Les moyeux des ventilateurs sont fabriqués par la fonderie FONDREMY à Chambly, à l'aide d'un procédé de moulage au sable chimique (Sable avec résine) adapté aux pièces complexes et de grandes dimensions. La préparation du moule comprend un

noyau central en sable pour former la cavité de l'arbre moteur, ainsi que seize noyaux individuels disposés autour de cette cavité pour créer les logements des pales. L'ensemble est placé dans le moule inférieur avec le modèle externe reproduisant la géométrie générale du moyeu. L'alliage d'aluminium A713 est ensuite coulé à environ 750 °C et solidifié en 30 minutes environ, des masselottes assurant un débit continu de métal liquide. Après démoulage, le moyeu brut présente encore les canaux de coulée et le plan de joint comme le montre la Figure 15.

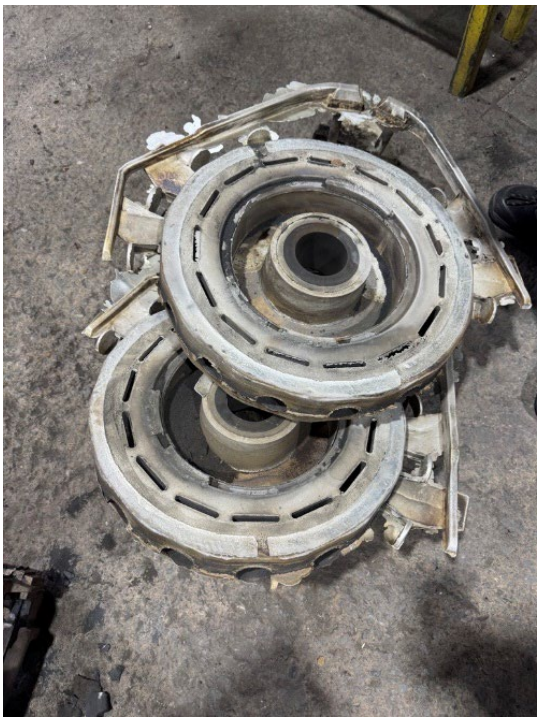

Figure 15: État des moyeux après démoulage

Après le démoulage, les résidus métalliques provenant des masselottes et des canaux sont systématiquement récupérés et recyclés pour être réutilisés dans de nouvelles pièces moulées, ce qui permet de limiter les pertes de matière et d'optimiser la consommation d'alliage. La pièce subit ensuite un nettoyage initial et un ébarbage manuel. L'état brut final du moyeu avant toute opération d'usinage est illustré à Figure 16. Dans cet état, le moyeu est prêt à être livré au sous-traitant chargé des opérations

d’usinage. Cette étape est essentielle pour usiner les surfaces fonctionnelles, garantir la précision dimensionnelle et assurer un équilibrage dynamique adéquat, conditions indispensables pour éviter tout déséquilibre pendant le fonctionnement du ventilateur. À l’exception des deux surfaces intérieures du moyeu, qui sont conservées à l’état brut, l’ensemble des autres surfaces est usiné : certaines parce qu’elles constituent des interfaces fonctionnelles en contact avec d’autres pièces, et d’autres afin d’améliorer l’état de surface après moulage et de contribuer à la stabilité dynamique du moyeu en rotation.



Figure 16: État brut du moyeu

2.6 Fatigue des matériaux

Les ventilateurs miniers sont soumis à des conditions de fonctionnement particulièrement sévères, caractérisées par des contraintes mécaniques cycliques dues à une rotation continue, des variations de charge et des vibrations induites par l'environnement. Dans ce contexte, la fatigue des matériaux est un facteur critique, car elle détermine directement la durée de vie et la fiabilité des composants, en particulier

des moyeux, qui relient l'arbre du moteur aux pales. Une fissuration prématurée ou une rupture par fatigue pourrait entraîner non seulement des pannes coûteuses, mais aussi des risques pour la sécurité dans les environnements industriels [32]. L'étude de la fatigue est donc essentielle pour anticiper le comportement de la nouvelle géométrie du moyeu sous des charges répétées et garantir sa robustesse en fonctionnement. De plus, l'optimisation topologique, en permettant une redistribution efficace des matériaux et en réduisant les concentrations de contraintes, offre un potentiel intéressant pour améliorer la résistance à la fatigue. En concevant un moyeu plus léger, mais mécaniquement plus résistant, il devient possible non seulement de réduire la masse en rotation et les coûts énergétiques, mais aussi d'augmenter la durée de vie.

La rupture par fatigue survient lorsque les propriétés mécaniques d'un matériau changent sous l'effet de contraintes répétées ou cycliques. Même si les niveaux de contrainte appliqués restent bien en dessous de la limite élastique ou de la résistance à la traction maximale [33], ces charges répétées peuvent entraîner une rupture progressive des composants. Ce phénomène est généralement déclenché par des irrégularités présentes à la surface ou dans la microstructure du matériau, telles que des fissures fines, des entailles, des traces d'usinage, des filets ou des défauts liés au moulage et au traitement thermique. Ces singularités constituent des sites privilégiés pour l'apparition de microfissures, qui se propagent progressivement sous l'action des contraintes appliquées jusqu'à provoquer la rupture de la pièce [34].

2.6.1 Les différentes sollicitations en fatigue

Les sollicitations en fatigue se décrivent généralement par deux grandeurs principales : la contrainte moyenne σ_m, qui peut être positive, négative ou nulle, et la contrainte variable σ, dont l'évolution n'est pas nécessairement sinusoïdale. Cette dernière peut présenter des formes périodiques régulières ou au contraire aléatoires, comme c'est le cas pour une pale ou bien un moyeu de ventilateur exposé à des excitations instables. Le comportement cyclique est souvent caractérisé par le rapport de charge R, défini

comme le quotient entre la contrainte minimale σ_{min} et la contrainte maximale σ_{max}. En pratique, plusieurs types d'essais de fatigue sont réalisés selon le mode de chargement : traction-compression, flexion, torsion ou encore sollicitations combinées. Ces conditions de charge conduisent à différentes catégories de contraintes, qui peuvent être alternatives (symétriques ou asymétriques), répétées ou pulsées, et dont la classification dépend directement de la valeur du rapport R.

Les paramètres suivants sont également nécessaires pour la définition du diagramme relatif aux contraintes :

- σ_{max} et σ_{min} : Correspondent à la contrainte maximale et à la contrainte minimale respectivement.
- σ_a : Représente le niveau (amplitude) de la contrainte

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{max} - \sigma_{min}) \quad (9)$$

- $\Delta\sigma$: Correspond aux variations de contrainte

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (10)$$

- σ_m : Désigne le niveau de contrainte moyenne

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\quad_{max} + \sigma_{min}) \quad (11)$$

- Le rapport de contrainte R :

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (12)$$

La Figure 17 présente les différents termes utilisés pour décrire tout le cycle dans lequel évolue la contrainte.

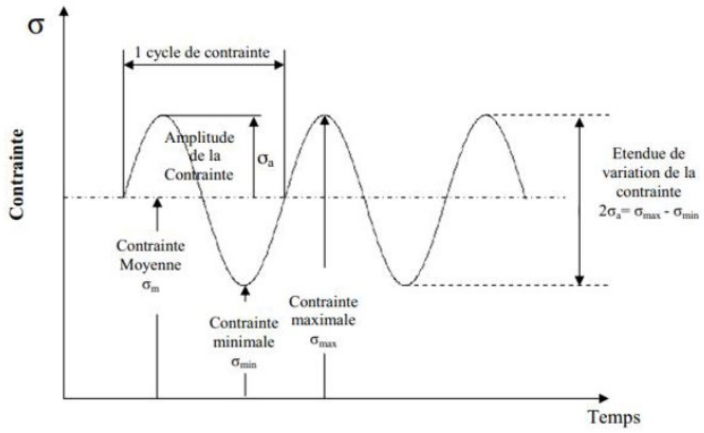

Figure 17: Cycle de contrainte en fatigue [35]

2.6.2 Facteurs affectant la durée de vie des pièces

La résistance d'un matériau ou d'une pièce à la fatigue dépend de plusieurs paramètres, notamment des facteurs métallurgiques, des aspects géométriques, de l'état de surface et des conditions de contrainte dans lesquelles la pièce est utilisée.

- **Facteurs métallurgiques**

Les caractéristiques intrinsèques du matériau jouent un rôle majeur dans sa résistance à la fatigue. Il s'agit notamment de sa composition chimique, de sa structure cristalline, de la présence d'inclusions ou de défauts introduits lors de la fabrication et des traitements thermiques appliqués après la mise en forme.

- **Facteurs géométriques**

La géométrie d'une pièce influence directement la durée de vie de celle-ci. Deux effets sont généralement considérés : l'effet d'échelle, lié aux dimensions globales de la pièce, et l'effet d'entaille, qui correspond à la sensibilité de la zone sollicitée aux concentrations de contraintes générées par les changements de forme ou les discontinuités géométriques.

- **État de surface**

Les fissures de fatigue apparaissent le plus souvent à la surface, là où les contraintes sont concentrées. Les traitements de durcissement superficiel, tels que la cémentation ou la nitruration, améliorent la résistance en retardant l'apparition de ces fissures. D'autre part, la rugosité ou les irrégularités de surface peuvent favoriser l'apparition de fissures en augmentant la concentration locale des contraintes.

- **Conditions de sollicitation**

La nature des charges appliquées (traction-compression, flexion, torsion ou une combinaison) influence la répartition des contraintes et donc la résistance à la fatigue. Les surcharges, lorsqu'elles dépassent la limite d'endurance, accélèrent les dommages, tandis que les sous-charges peuvent avoir l'effet inverse. La fréquence de charge est également un facteur déterminant : plus elle est élevée, plus la déformation plastique associée au même niveau de contrainte est faible, ce qui se traduit par une augmentation de la durée de vie, tandis qu'une fréquence plus faible favorise une défaillance plus rapide.

2.6.3 Lois de fatigue

La fatigue des matériaux ne dépend pas uniquement de l’amplitude des contraintes appliquées, mais également de la contrainte moyenne qui agit au cours du cycle de chargement. En présence d’une contrainte moyenne non nulle, la résistance à la fatigue d’un matériau tend à varier : une contrainte moyenne de traction accélère généralement l’initiation des fissures, tandis qu’une contrainte moyenne de compression a un effet stabilisant [36]. Pour tenir compte de cette influence, plusieurs lois de correction ont été proposées établissant une relation entre l’amplitude de contrainte et la contrainte moyenne. Ces modèles tels que ceux de Goodman, Gerber et Soderberg permettent d’évaluer plus précisément la durée de vie en fatigue d’un composant soumis à des chargements cycliques.

Dans ce qui suit, ces différentes approches proposent chacune une approche différente pour relier la contrainte moyenne σ_m et l'amplitude de contrainte σ_a à la résistance à la fatigue. Parmi ces modèles, la loi de Goodman sera retenue dans cette étude pour estimer et comparer la durée de vie en fatigue du moyeu standard et du moyeu optimisé.

Le modèle de Goodman est une méthode d'analyse utilisée pour prédire la durée de vie en fatigue des matériaux métalliques soumis à des charges cycliques. Ce modèle prend en compte les contraintes alternées σ_a et moyennes σ_m, de même que la limite de traction maximale R_m et la limite d'endurance sous contrainte alternée σ_D. L'équation de Goodman est donnée par :

$$\sigma_a = \sigma_D(1 - \frac{\sigma_m}{R_m}) \tag{13}$$

La droite de Goodman, illustrée à la Figure 18, représente la contrainte alternative σ_a en fonction de la contrainte moyenne σ_m. C'est ce que l'on appelle le diagramme de Haigh.

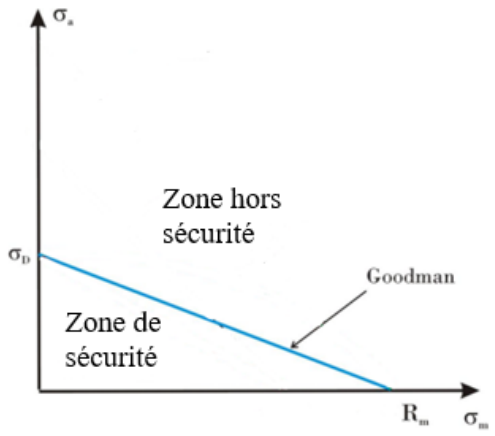

Figure 18: Diagramme de Haigh

Le diagramme de Haigh est divisé en deux zones distinctes. En dessous de la droite de Goodman, on trouve la zone de sécurité, où le coefficient de sécurité à la fatigue est

supérieur à 1. La deuxième zone est située au-dessus de la droite de Goodman, ce qui indique un coefficient de sécurité à la fatigue inférieur à 1.

- **Formulation du coefficient de sécurité en fatigue (Goodman)**

Dans l'approche de Goodman, la condition limite de rupture peut s'écrire sous la forme d'une droite reliant $(\sigma_m = 0, \sigma_a = S_e)\ et\ (\sigma_m = S_u, \sigma_a = 0)$. En introduisant un coefficient de sécurité en fatigue n_f, l'équation s'exprime classiquement comme :

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n_f} \tag{14}$$

D'où la formulation explicite :

$$n_f = \frac{1}{(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u})} \tag{15}$$

Où σ_a est la contrainte alternée, σ_m la contrainte moyenne, S_e la limite d'endurance et S_u la résistance ultime.

Une fois la contrainte alternée déterminée à l'aide du modèle de Goodman, la durée de vie en fatigue du matériau est estimée à partir de la courbe S-N, également appelée courbe de Wöhler. Cette courbe exprime la relation entre l'amplitude de la contrainte appliquée σ_a et le nombre de cycles jusqu'à la rupture *N*. En reportant la valeur de contrainte alternée calculée sur cette courbe, il permet de déterminer le nombre de cycles que le moyeu peut supporter avant qu'une fissure ou une défaillance ne se produise. Dans cette étude, cette méthode sera appliquée en même temps au moyeu standard et au moyeu optimisé afin d'évaluer l'impact de l'optimisation topologique sur la résistance à la fatigue.

- **Formulation de la durée de vie à partir de la courbe S-N**

Dans l'approche Stress-Life, la courbe S-N est généralement représentée par une relation de type loi de Basquin, linéaire en coordonnées log-log :

$$\sigma_a = AN_f^b \tag{16}$$

Ou, de façon équivalente :

$$log_{10}(\sigma_a) = log_{10}(A) + b\ log_{10}(N_f) \tag{17}$$

Où σ_a est la contrainte alternée (Goodman), N_f le nombre de cycles jusqu'à rupture, A la constante (coefficient de résistance en fatigue) et $b < 0$ l'exposant de fatigue (la pente de la droite linéaire). En inversant cette relation, la durée de vie s'écrit explicitement :

$$N_f = (\frac{\sigma_a}{A})^{\frac{1}{b}} \tag{18}$$

2.7 Conclusion

Ce deuxième chapitre a présenté tous les fondements théoriques et les travaux antérieurs sur l'optimisation topologique, les processus de fabrication et la fatigue des matériaux. Il a facilité l'apprentissage des bases de la conception optimisée des structures mécaniques et des différentes méthodes utilisées pour réduire le poids tout en conservant la rigidité et la résistance. L'analyse du processus de fabrication des moyeux lors de la visite de la fonderie FONDREMY a permis d'avoir une vue d'ensemble visuelle des étapes de production. De plus, l'étude de la fatigue des matériaux et des lois qui la régissent en particulier le modèle de Goodman choisi pour cette étude a permis d'établir le lien entre les contraintes mécaniques réelles et la durée

de vie. En résumé, ce chapitre a servi de base au reste du travail, initiant la transition vers la partie méthodologique axée sur la modélisation numérique et l'optimisation des moyeux.

3. MODÉLISATION ET SIMULATION DE LA GÉOMÉTRIE STANDARD

Cette section traite de l'analyse statique et modale du moyeu du ventilateur axial utilisé dans le secteur minier. Les buts essentiels de l'étude comprennent l'évaluation des contraintes et des déplacements, ainsi que la détermination des fréquences propres du moyeu. La méthode des éléments finis est utilisée pour obtenir la solution numérique, en recourant à Ansys Workbench. Chaque phase du processus de calcul est décrite en détail et clarifiée. Cette section se divise en deux sous-parties majeures : l'analyse statique, puis l'analyse modale.

3.1 Analyse statique de la géométrie standard

L'analyse par éléments finis (FEA pour Finite Element Analysis) est une méthode de simulation numérique qui permet d'anticiper la réaction d'une pièce face à des forces physiques, telles que la déformation, les vibrations, la fatigue et d'autres contraintes. Cette méthode s'appuie sur la décomposition d'une géométrie complexe en un ensemble de pièces finies plus petites et plus simples, souvent désignées par le terme « éléments », qui sont examinées individuellement. Chaque élément est caractérisé par un ensemble de points spécifiques, appelés nœuds, qui permettent de décrire son comportement sous diverses charges. Pour modéliser ces interactions entre les éléments, des équations mathématiques, souvent des équations aux dérivées partielles, sont utilisées. Cela permet d'observer la distribution des contraintes et des déformations. Dans les domaines de l'ingénierie et du design, on a recours à l'analyse par éléments finis dans le but de valider la conception d'un produit et d'en améliorer et optimiser les performances.

3.1.1 Modèle géométrique de l'ensemble pale/moyeu

Le modèle périodique standard de l'ensemble pale/moyeu illustré par la Figure 19 représente une solution de fixation d'une pale au moyeu du ventilateur axial. Chaque

pale fabriquée en aluminium A356 est montée sur le moyeu en alliage d'aluminium A713 à l'aide d'un système d'assemblage mécanique composé d'une vis à tête hexagonale et d'un U-bolt en acier. Ce système de fixation comprend également une plaque métallique en acier qui répartit la pression. Cette conception modulaire permet de fixer les pales au moyeu, tout en les maintenant en place sous les fortes charges centrifuges générées pendant le fonctionnement. Le modèle périodique est utilisé pour simplifier l'analyse mécanique et l'optimisation topologique, en exploitant la symétrie et la périodicité du système, tout en maintenant la précision des interactions entre les composants.

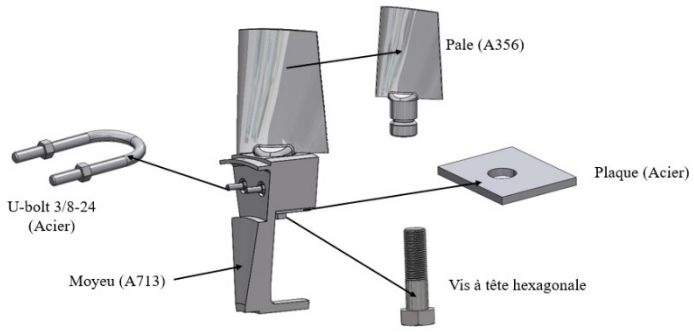

Figure 19: Modèle géométrique de l’ensemble pale/moyeu

La Figure 20 présente les principales dimensions du moyeu standard exprimées en millimètres.

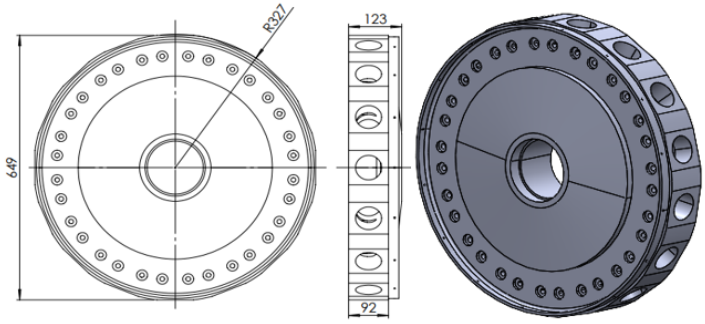

Figure 20: Dimensions du moyeu standard

3.1.2 Propriétés des matériaux des différents composants

Le Tableau 1 présente les propriétés mécaniques des matériaux de chaque composant du modèle périodique. Les caractéristiques de tous les matériaux sont extraites de la bibliothèque du logiciel ANSYS.

Tableau 1: Propriétés des matériaux des différents composants

Composant	Matériau	Résistance maximale à la rupture R_m(MPa)	Limite d'élasticité ($R_{e0.2\%}$ MPa)	Module d'Young E (MPa)	Coefficient de Poisson	Densité (g/cm^3)
Rondelle	Acier	460	250	200000	0,3	7,85
Vis	Acier	460	250	200000	0,3	7,85
Pale	A356	246,7	172,8	72041	0,32	2,68
Moyeu	A713	288,4	184,8	66990	0,32	2,87

3.1.3 Conditions aux limites et chargements

Les conditions aux limites et les chargements sont une partie essentielle de l'analyse par éléments finis, car elles nous permettent de simuler de manière réelle le comportement mécanique d'un système sous différentes charges. Dans le cadre de ce projet, elles sont appliquées au modèle périodique de l'ensemble pale/moyeu, afin de représenter correctement les contraintes réelles subies en fonctionnement. Une définition incorrecte de ces conditions pourrait conduire à des résultats non représentatifs, compromettant la pertinence de l'analyse. C'est la raison pour laquelle les supports, les interactions et les charges du modèle ont été rigoureusement définis afin de garantir une modélisation réaliste et utile des forces mécaniques qui s'exercent sur la structure.

Les conditions aux limites définies sur la structure sont élaborées pour reproduire de manière appropriée le modèle physique réel. Ces conditions comprennent :

- Une vitesse de rotation de 1800 tr/min (Vitesse opérationnelle).
- Une fixation de l'alésage du moyeu pour pouvoir simuler tout effet de montage du moyeu sur l'arbre moteur de ventilateur.
- Symétrie cyclique.

Dans cette étude, les charges aérodynamiques sont négligées et seules les forces centrifuges sont prises en compte. Cette hypothèse est retenue pour établir un cas de charge de référence dominé par la rotation, car les efforts centrifuges constituent généralement la contribution structurale majeure dans les systèmes à pales tournantes. L'effet des charges aérodynamiques est néanmoins évalué séparément afin de quantifier leur influence sur la réponse mécanique et la stabilité du moyeu standard et du moyeu optimisé. La Figure 21 présente les conditions aux limites et les chargements appliqués sur le modèle.

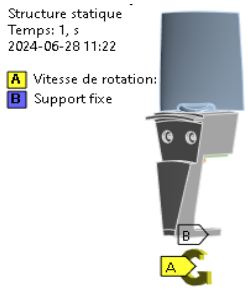

Figure 21: Conditions aux limites et chargements appliquées sur le modèle

La Figure 22 illustre les types de contacts définis entre les composants du modèle périodique. Le coefficient de frottement entre la pale et le moyeu est égal à 1, car le contact entre la pale et le moyeu (aluminium–aluminium) est sec, sans lubrification. Une valeur élevée de μ favorise l'adhérence et maximise la capacité de transfert des efforts tangentiels, assurant ainsi un bon maintien de la pale.

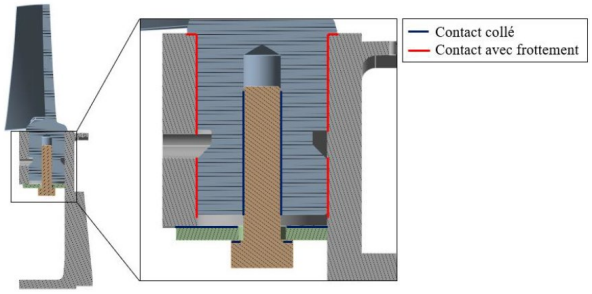

Figure 22: Type de contact entre les composants

3.1.4 Maillage du modèle périodique

La Figure 23 présente le maillage appliqué au modèle périodique de l'ensemble pale/moyeu. Un maillage tétraédrique d'ordre quadratique a été utilisé afin de garantir une meilleure précision dans la représentation des déformations et des contraintes, notamment dans les zones à forte variation géométrique. Ce type d'élément permet d'obtenir une bonne convergence des résultats tout en conservant une flexibilité adaptée aux formes complexes du modèle.



Figure 23: Maillage du modèle périodique

La Figure 24 illustre l'étude de convergence du maillage réalisée sur le modèle périodique. Le critère utilisé est le déplacement maximal en fonction du nombre de nœuds.

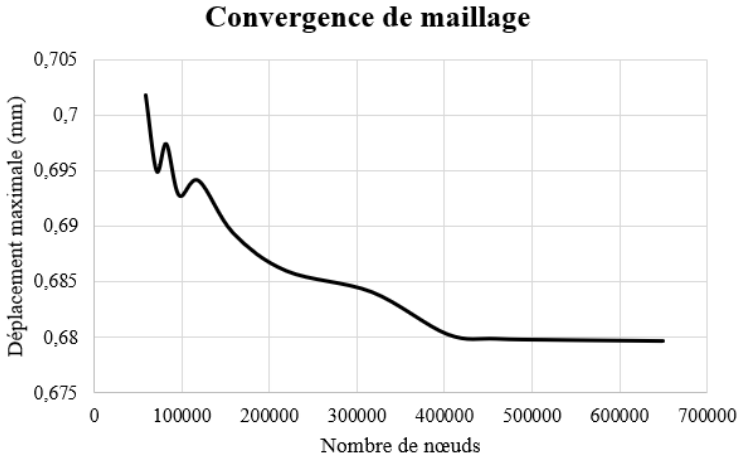

Figure 24: Convergence de maillage

Les résultats de déplacement se stabilisent à partir de 400 000 nœuds, ce qui indique que le maillage a atteint un niveau de raffinement suffisant pour garantir la précision des simulations sans compliquer le processus de calcul.

Les simulations ont été réalisées à l'aide d'ANSYS Workbench, plus précisément de son module ANSYS Mechanical. L'analyse statique a été effectuée dans un cadre implicite. Le solveur implicite a été choisi car il recherche directement l'équilibre pour les charges quasi-statiques, tandis que le solveur explicite est plus adapté aux événements rapides et nécessite des pas de temps très courts.

3.1.5 Résultats de l'analyse structurelle du modèle périodique standard

Dans cette étude, le coefficient de sécurité statique est évalué à partir du critère de plasticité de von Mises. Pour un matériau ductile, l'état est considéré sûr tant que la contrainte équivalente de Von Mises σ_{VM} reste inférieure à la limite d'élasticité σ_y. Le coefficient de sécurité local est donc défini par :

$$n_s(x) = \frac{\sigma_y}{\sigma_{VM}(x)} \tag{19}$$

Le coefficient de sécurité minimal reporté dans les figures correspond à :

$$n_{s,min} = \min_{x \in \Omega} \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{VM}(x)}\right) \tag{20}$$

Où $\sigma_y$est la limite d'élasticité du matériau, σ_{vM} la contrainte équivalente trouvée la méthode des éléments finis, Ω désigne le domaine géométrique et x représente la position d'un point dans ce domaine.

La Figure 25 présente les résultats de l'analyse structurelle du modèle périodique standard, incluant la contrainte équivalente de von Mises, le déplacement total et le coefficient de sécurité.

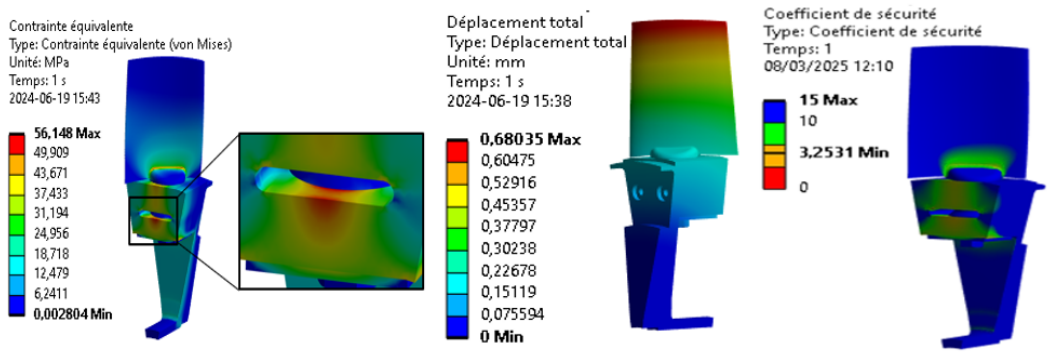

Figure 25: Résultats de l'analyse structurelle du modèle périodique standard

Cette étude a été réalisée afin de déterminer la réponse mécanique de la géométrie actuelle du moyeu sous les conditions aux limites et les chargements appliqués. L'objectif est d'identifier avec précision les zones critiques, ainsi que les zones de sécurité qui pourraient être vidées de matière afin de réduire le poids du moyeu. Ces informations serviront de base pour appliquer l'approche d'optimisation multicritères, tout en maintenant les mêmes performances mécaniques. Les contraintes maximales bien localisées autour de la zone de montage restent inférieures à la limite admissible

du matériau, ce qui indique un comportement mécanique sans risque. Le déplacement total atteint un maximum de 0,68 mm, ce qui reste faible par rapport à la dimension de la structure et qui garantit une bonne rigidité. Enfin, le coefficient de sécurité est supérieur à 3 ce qui confirme que la conception actuelle de l'ensemble pale/moyeu est parfaitement fiable d'un point de vue mécanique dans les conditions de charge simulées.

3.2 Analyse modale de la géométrie standard du modèle

Avant de procéder à l'optimisation topologique, une analyse modale est menée sur la géométrie standard de l'ensemble pale/moyeu afin d'évaluer le comportement dynamique du système. Cette étape est essentielle pour identifier les fréquences naturelles afin d'éviter toute coïncidence avec la fréquence de rotation ou d'autres excitations périodiques susceptibles d'entraîner un phénomène de résonance.

Sur le plan théorique, le comportement vibratoire du système est modélisé par l'équation différentielle matricielle suivante :

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t) \tag{21}$$

Dans cette équation, *M* représente la matrice de masse globale, *C* la matrice d'amortissement, *K* la matrice de raideur, et *F(t)* le vecteur des efforts dynamiques appliqués à la structure. Le vecteur *x(t)* désigne le déplacement en fonction du temps, $\dot{x}(t)$ sa dérivée première représentant la vitesse, et $\ddot{x}(t)$ sa dérivée seconde correspondant à l'accélération.

Dans le cadre de l'analyse linéaire non amortie, souvent utilisée pour les structures mécaniques à l'état libre, la matrice d'amortissement est négligée, ce qui conduit à l'équation de vibration libre suivante :

$$M\ddot{x}(t) + Kx(t) = 0 \tag{22}$$

En supposant une solution harmonique de la forme $x(t) = \varphi e^{i\omega t}$, on obtient le problème aux valeurs propres :

$$(K - \omega^2 M)\varphi = 0 \quad (23)$$

Afin d'obtenir des solutions physiques significatives, c'est-à-dire des formes modales non nulles, il est nécessaire que le déterminant du système matriciel soit nul. Cette condition s'écrit :

$$det(K - \omega^2 M) = 0 \quad (24)$$

Ce système constitue un problème généralisé aux valeurs propres, dont les solutions ω_i (pulsations naturelles) permettent de calculer les fréquences naturelles f_i selon la relation :

$$f_i = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_i}{M_i}} \text{ pour i = 1, 2, 3 …, n} \quad (25)$$

Où K_i est la raideur effective et M_i la masse modale associée au mode.

Dans notre cas, l'analyse a été réalisée à l'aide de la méthode des éléments finis (FEM) sous ANSYS Mechanical, en considérant une structure périodique représentant une pale fixée au moyeu. L'objectif est de s'assurer que les premières fréquences naturelles extraites ne sont pas proches de la fréquence de rotation du système (1800 tr/min, soit 30 Hz), afin d'éviter toute instabilité vibratoire.

Les six premiers modes propres ont été extraits et serviront de référence pour évaluer l'impact de l'optimisation topologique sur le comportement vibratoire global. Ce cadre modal garantit que les futures géométries allégées restent dynamiquement sûres et compatibles avec les conditions réelles d'exploitation.

3.2.1 Modes propres de la géométrie standard

Les résultats de l'analyse modale sont présentés dans le Tableau 2, qui regroupe les six premiers modes propres de la structure à une vitesse de rotation de 1800 tr/min.

Tableau 2: Modes propres de la géométrie standard

Vitesse de rotation	**1800 tr/min**	
Modes	**Fréquence (Hz)**	**Mode de déplacement (mm)**
1	81,99	36,01
2	106,78	31,33
3	332,99	62,28
4	471,45	37,18
5	578,39	54,98
6	922,86	108,98

La première fréquence propre est de 81,99 Hz, bien supérieure à la fréquence de rotation de 30 Hz, ce qui garantit que la structure ne subit pas de résonance et limite les risques de vibrations indésirables. Les valeurs des modes de déplacements varient selon les modes, avec des amplitudes maximales atteignant 108,98 mm pour le mode 6. Ces résultats serviront de référence pour garder les caractéristiques dynamiques essentielles lors des phases d'optimisation, qu'elles soient multicritères ou basée sur la densité.

3.2.2 Validation des résultats

Le Tableau 3 présente une analyse comparative entre les fréquences naturelles obtenues dans cette étude et celles signalées par J. Msahli [37] dans le cadre d'une étude paramétrique sur un ventilateur minier axial du même modèle.

Tableau 3: Analyse comparative de validation

Mode propre	Vitesse de rotation 1800 tr/min	
	J. Msahli [37]	Résultat actuel
	Fréquence (Hz)	Fréquence (Hz)
Mode 1	84,32	81,99
Mode 2	107,2	106,78
Mode 3	344,07	332,99
Mode 4	489,95	471,45
Mode 5	603,83	578,39
Mode 6	957,26	922,86

Les valeurs des six premiers modes propres montrent une très bonne compatibilité entre les deux analyses avec de faibles écarts relatifs inférieurs à 5 % dans tous les cas. Cette corrélation confirme la pertinence du modèle de simulation actuel, tant sur le plan géométrique que sur le plan des conditions aux limites et des hypothèses mécaniques retenues.

3.2.3 Diagramme de Campbell de la géométrie standard

La Figure 26 présente le diagramme de Campbell de la géométrie standard, représentant l'évolution des trois premiers modes propres en fonction de la vitesse de rotation.

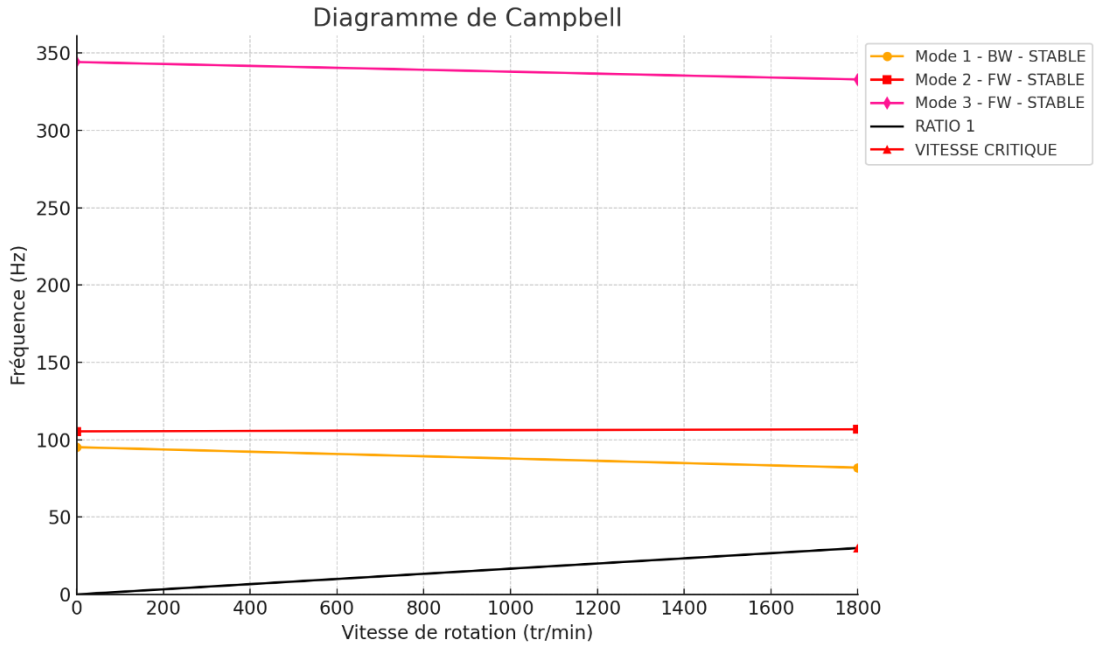

Figure 26: Diagramme de Campbell de la géométrie standard

Le diagramme de Campbell est un moyen de détecter les risques de résonance en comparant les fréquences naturelles de la structure avec la fréquence de l'excitation rotative. À une vitesse de fonctionnement de 1800 tr/min, aucun des modes ne fait l'intersection avec la ligne de résonance critique (Ratio = 1), ce qui confirme un comportement vibratoire stable et par conséquent l'absence de risques de résonance dans la plage de fonctionnement. Ce diagramme est un outil de validation dynamique et essentiel, notamment avant d'entamer les phases d'optimisation, pour s'assurer que les fréquences critiques restent bien éloignées des vitesses de fonctionnement.

3.3 Résultats de l'étude de fatigue du moyeu standard

Après avoir réalisé des analyses statiques et modales de la géométrie standard du moyeu pour évaluer son comportement mécanique et dynamique et déterminer les propriétés de référence nécessaires pour le processus d'optimisation, il est maintenant nécessaire d'étudier la fatigue. En effet, le moyeu est soumis à des contraintes cycliques répétées lors de son emploi, ce qui peut provoquer une dégradation progressive du

matériau au fil du temps. Le but de cette étude est donc de trouver la durée de vie en fatigue et le coefficient de sécurité de la géométrie standard. Les résultats serviront de référence pour comparer les performances du moyeu optimisé et quantifier les gains réalisés grâce à l'optimisation topologique en termes de résistance et de durabilité.

Dans le cadre de cette étude, la loi de Goodman a été retenue pour l'évaluation de la durée de vie en fatigue du moyeu. Cette approche permet de prendre en compte l'effet de la contrainte moyenne sur la limite d'endurance du matériau, en ajustant la contrainte alternée équivalente selon la relation de Goodman. Le chargement appliqué correspond à un rapport de fatigue R = 0, ce qui signifie que la contrainte minimale est nulle et que la contrainte varie de manière répétée entre 0 et une valeur maximale, comme l'illustre la Figure 27. Ce type de chargement est représentatif du fonctionnement réel du moyeu, soumis à des efforts cycliques de traction et de compression lors de fonctionnement du ventilateur.

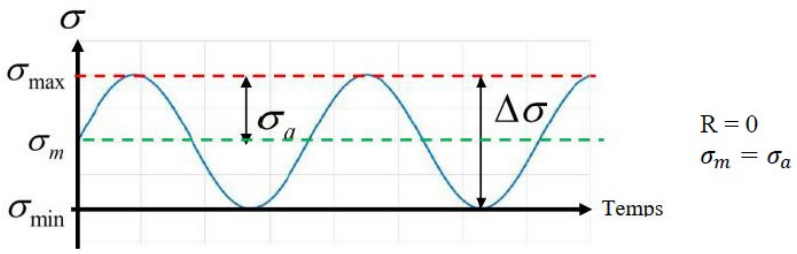

Figure 27: Contrainte répétée

Le résultat de l'analyse de fatigue effectuée sur la géométrie standard du moyeu sont présentés à la figure 28, qui illustre la distribution de la durée de vie calculée à l'aide de la loi de Goodman et de la courbe S–N du matériau A713 intégrée dans le logiciel ANSYS.

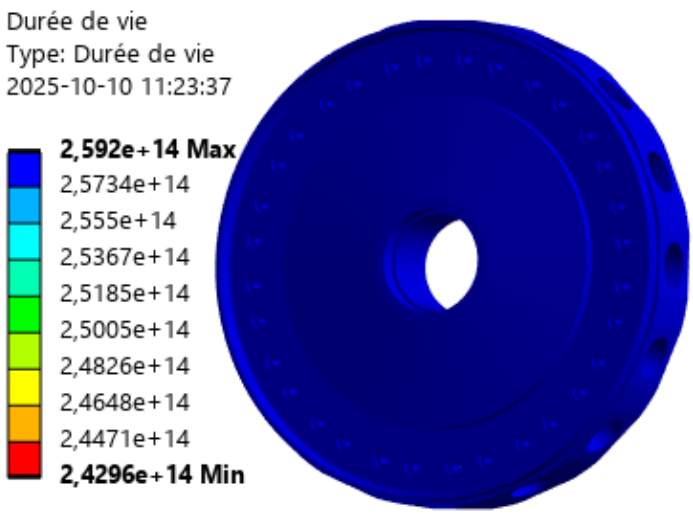

Figure 28: Durée de vie du moyeu standard

L'observation du résultat montre que la durée de vie minimale du moyeu standard atteint environ $2{,}429.\,10^{14}$ cycles, ce qui indique une excellente résistance à la fatigue dans les conditions de charge imposées. Cette valeur signifie que la structure peut supporter un nombre très élevé de cycles avant qu'une fissure ne se forme, ce qui démontre une marge de sécurité élevée. Dans l'ensemble, ce résultat confirme que la géométrie standard du moyeu résiste à la fatigue dans des conditions de fonctionnement à 1 800 tr/min et sert de référence pour la comparaison avec le modèle optimisé.

3.4 Conclusion

Ce chapitre a permis de valider le modèle périodique standard de l'ensemble pale/moyeu dans des conditions réelles d'utilisation. Les résultats mécaniques et dynamiques montrent que la structure est stable, sans risque de résonance ou de défaillance majeure. L'analyse de fatigue a ensuite confirmé la durabilité de la structure standard sous des charges cycliques représentatives des conditions d'exploitation minière. Ces résultats démontrent la fiabilité du modèle et constituent une base solide pour aborder les étapes d'optimisation topologique avec confiance, en identifiant les

zones pouvant être allégées sans compromettre la résistance ni la durée de vie du système.

4. RÉSULTATS DE L'OPTIMISATION STRUCTURELLE DU MOYEU

L'optimisation structurelle du moyeu vise à améliorer les performances mécaniques du ventilateur axial tout en réduisant son poids. Sur la base des résultats obtenus précédemment, cette étape vise à réexaminer la répartition de la matière dans la structure, sans compromettre sa rigidité ou sa résistance. Deux approches avancées sont explorées dans ce chapitre : l'optimisation multicritères et l'optimisation basée sur la densité.

4.1 Optimisation multicritères

4.1.1 Optimisation par poches

L'optimisation multicritères du moyeu a été réalisée en introduisant des poches réparties uniformément sur sa face interne, dans les zones identifiées comme non sollicitées lors de l'analyse structurelle initiale. Cette méthode, inspirée des pratiques du secteur aéronautique et automobile, vise à réduire le poids sans modifier la technique d'assemblage des pales. La Figure 29 illustre la géométrie du moyeu obtenue pour trois différents taux d'optimisation, où les évidements sont bien visibles. Par exemple pour une optimisation de 20 %, le poids du moyeu est passé de 47,58 kg à 38,07 kg, soit une réduction de 9,51 kg.

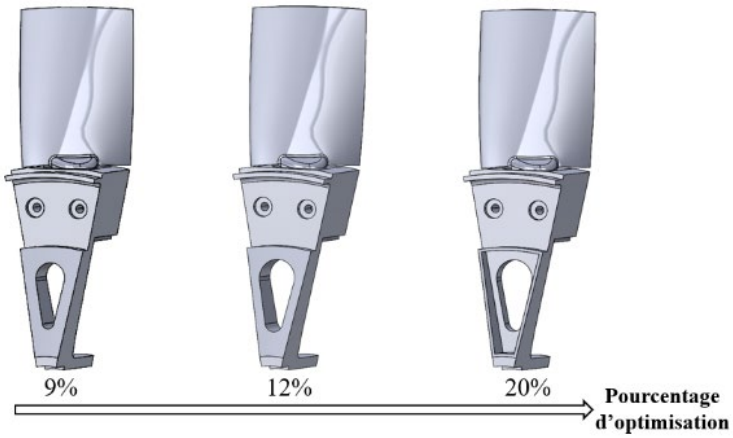

Figure 29: Optimisation multicritères par poches

Afin d'évaluer l'impact de cette stratégie sur le comportement mécanique et dynamique du système, trois configurations ont été testées, correspondant à des réductions de masse de 9 %, 12 % et 20 %. Les géométries conservent le même motif de poches, seul l'ajustement de leur épaisseur permet de contrôler le niveau d'allègement. À chaque niveau d'optimisation, une analyse statique et une analyse modale ont été réalisées sur chaque configuration afin de valider la stabilité vibratoire et la rigidité mécanique de la conception allégée.

4.1.2 Résultats de l'analyse modale de l'optimisation par poches

Les résultats de l'analyse modale des différentes configurations du moyeu optimisé par poches sont synthétisés dans le Tableau 4. On observe l'évolution des fréquences naturelles et des modes de déplacement pour les taux de réduction de masse de 9 %, 12 % et 20 % comparés au modèle standard.

Tableau 4: Résultats de l'analyse modale de l'optimisation par poches

Analyse modale								
Mode propre	**Modèle standard**		**Modèle optimisé 20%**		**Modèle optimisé 12%**		**Modèle optimisé 9%**	
	1800 tr/min		**1800 tr/min**		**1800 tr/min**		**1800 tr/min**	
	Fréquence (Hz)	**Mode de déplacement (mm)**	**Fréquence (Hz)**	**Mode de déplacement (mm)**	**Fréquence (Hz)**	**Mode de déplacement (mm)**	**Fréquence (Hz)**	**Mode de déplacement (mm)**
Mode 1	81,99	36,01	40,37	35,24	66,25	34,6	71,25	35,44
Mode 2	106,78	31,33	73,42	30,21	86,5	29,61	96,32	30,47
Mode 3	332,99	62,28	271,62	26,78	326,02	60,32	326,35	64,3
Mode 4	471,45	37,18	335,6	33,93	397,72	35,75	413,56	32,08
Mode 5	578,39	54,98	490,15	52,08	559,68	49,14	552,19	51,76
Mode 6	922,86	108,98	867,68	84,12	905,59	102,6	908,72	96,38

En effet, il apparaît clairement que l'optimisation multicritères à 20 % entraîne une diminution significative des fréquences naturelles, notamment pour les trois premiers modes critiques. Par exemple, la première fréquence passe de 81,99 Hz à 40,37 Hz, soit une baisse de près de 50 %, ce qui rapproche dangereusement cette fréquence des zones de résonance potentielles, surtout dans le cadre d'un fonctionnement en milieu minier à forte sollicitation dynamique.

En revanche, pour les configurations à 12 % et 9 % de réduction, les fréquences propres restent plus proches de celles du modèle standard, avec un bon équilibre entre allègement structurel et maintien des performances vibratoires. À 9 %, la première fréquence atteint 71,25 Hz, conservant une marge de sécurité suffisante au-dessus de la fréquence d'excitation de 30 Hz, tout en limitant les risques de résonance. Ces observations montrent que réduire la masse de 20 % dépasse le seuil acceptable pour ce système, en compromettant sa stabilité dynamique. Ainsi, un taux d'optimisation compris entre 9 % et 12 % constitue un compromis optimal, permettant d'alléger efficacement la structure tout en garantissant la conformité vibratoire aux exigences de fonctionnement.

4.1.3 Résultats de l'analyse structurelle de l'optimisation par poches

Les figures 30, 32 et 34 présentent les résultats de l'analyse structurelle du moyeu optimisé à 20 % de réduction de masse, comparés à ceux du modèle standard. Cette configuration correspond au cas extrême d'allègement, et permet ainsi d'évaluer la réponse mécanique de la structure dans les conditions les plus défavorables d'optimisation.

La Figure 30 illustre la distribution des contraintes équivalentes de von Mises, où l'on observe que la géométrie optimisée (a) atteint une contrainte maximale de 57,88 MPa, contre 56,15 MPa pour le modèle standard (b), soit une augmentation d'environ 3 %. Malgré cette légère hausse, la contrainte maximale reste largement inférieure à la limite élastique du matériau, ce qui confirme que la structure optimisée conserve une bonne résistance mécanique après allègement.

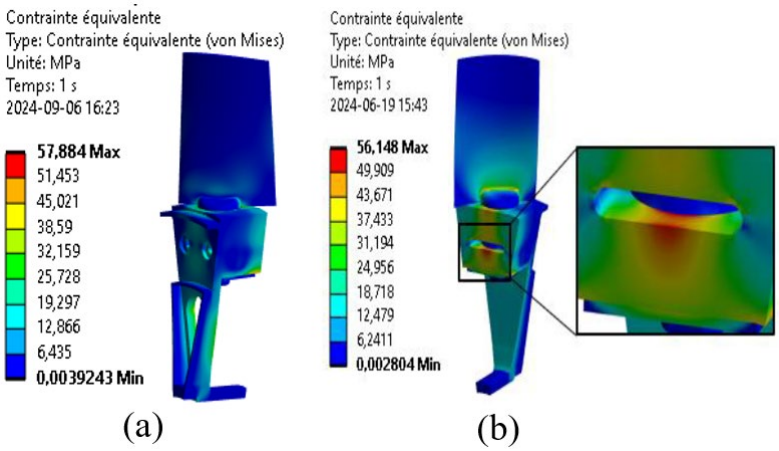

Figure 30: Distribution de contrainte de la géométrie optimisée par poches : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard

Les résultats pour les différents pourcentages d'optimisation sont regroupés dans la Figure 31 qui montre l'évolution de la contrainte équivalente de Von Mises en fonction du taux de réduction de matière.

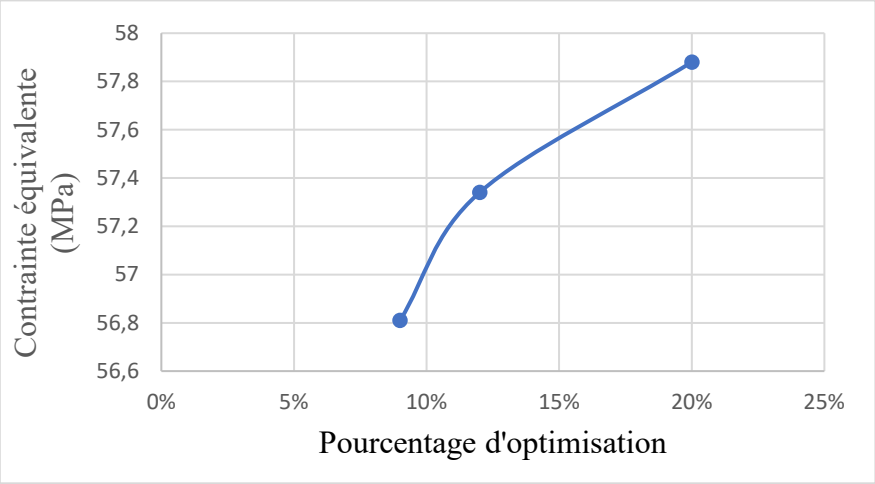

Figure 31: Contrainte équivalente en fonction de pourcentage d'optimisation

On observe que la contrainte augmente avec le pourcentage d'optimisation, ce qui signifie une perte de rigidité progressive après l'allègement de la structure. Mais cette augmentation reste limitée, preuve de la bonne tenue mécanique du moyeu malgré la perte de matière. Ces résultats mettent en évidence la capacité de la géométrie optimisée à conserver une résistance acceptable tout en permettant un gain de masse significatif. Parmi toutes les configurations testées, le taux d'optimisation de 9% est le plus équilibré, avec des contraintes proches du modèle standard, et donc le plus intéressant pour la suite de l'étude.

La Figure 32 compare les déplacements maximaux des deux configurations. Le modèle optimisé (a) présente un déplacement total de 0,65 mm, légèrement inférieur à celui du modèle standard (b) qui atteint 0,68 mm, soit une amélioration d’environ 4,4 %. Cette diminution indique que la rigidité globale de la structure est non seulement préservée, mais légèrement renforcée malgré la réduction de masse appliquée.

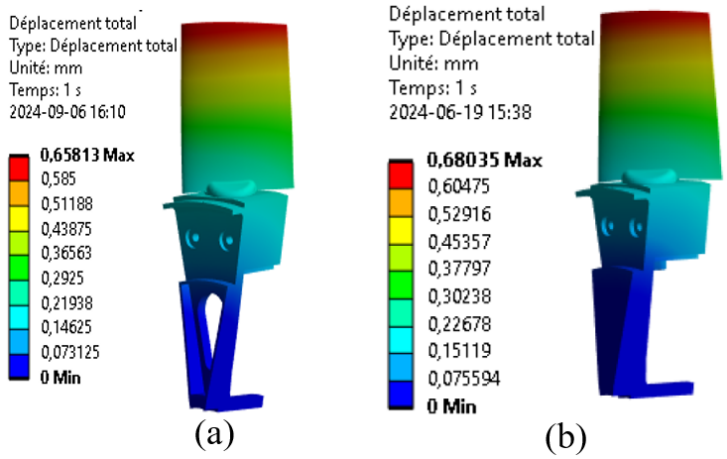

Figure 32: Déplacement maximal de la géométrie optimisée par poches : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard

Les résultats du déplacement maximal pour les différents pourcentages d'optimisation sont illustrés à la Figure 33.

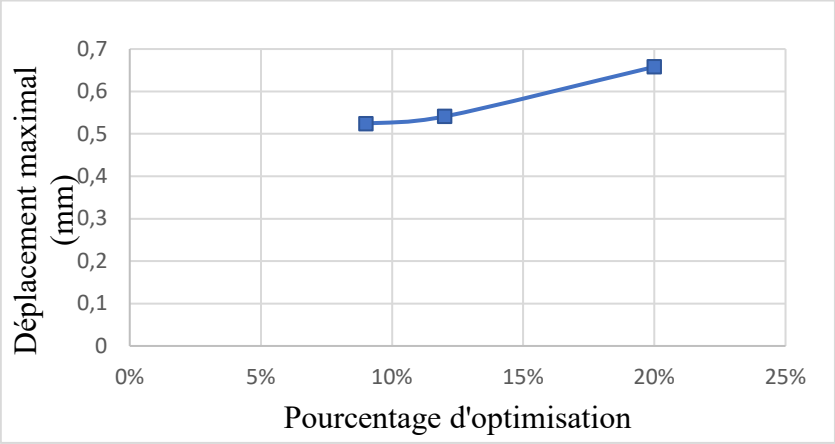

Figure 33: Déplacement maximal en fonction du pourcentage d'optimisation

On remarque une petite augmentation du déplacement avec l'augmentation du taux d'optimisation, ce qui est normal car la matière diminue et donc la rigidité structurelle. Cependant, toutes les valeurs restent inférieures au déplacement maximal du moyeu standard, ce qui valide la bonne tenue mécanique des géométries optimisées. Ces

résultats prouvent que l'optimisation allège la structure tout en conservant un comportement mécanique conforme aux exigences de rigidité et de sécurité du système.

Enfin, la Figure 34 montre le coefficient de sécurité pour les deux modèles. Le minimum obtenu dans la version optimisée (a) est de 3,22, contre 3,25 pour le modèle standard (b), soit une amélioration d'environ 1 %. Cette très légère différence confirme que la structure reste sécuritaire malgré l'allègement important.

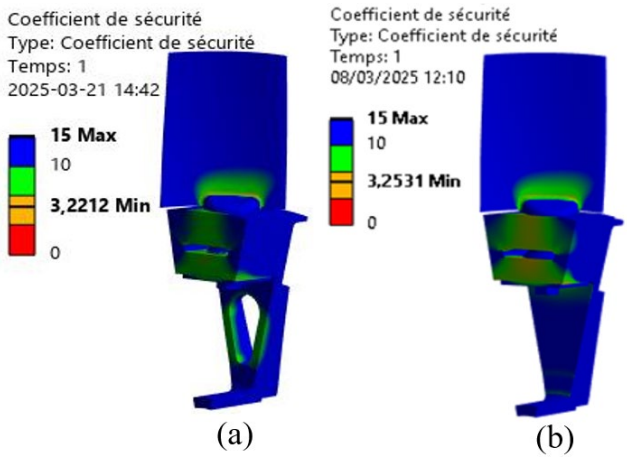

Figure 34: Coefficient de sécurité de la géométrie optimisée par poches : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard

Cette méthode d'optimisation démontre que même dans une configuration de réduction de masse maximale, le moyeu conserve un comportement mécanique fiable, avec des performances proches de la géométrie d'origine. Toutefois, combinés aux résultats modaux précédents, ces résultats suggèrent qu'un taux de réduction inférieur à 20 % serait plus judicieux pour garantir un bon compromis entre légèreté, rigidité et stabilité dynamique. Par conséquent, pour cette première solution d'optimisation multicritères utilisant des poches, le taux d'optimisation de 9 % s'avère être le plus approprié. Cette configuration offre un excellent équilibre entre réduction de masse, rigidité mécanique et stabilité vibratoire, tout en conservant des performances proches de celles du modèle standard. Ce pourcentage de réduction de poids sera donc conservé comme solution de

référence pour la suite de l'étude, afin d'être comparé aux autres optimisations topologiques qui seront développées par la suite.

4.1.4 Optimisation multicritères : Moyeu inversé

La deuxième solution d'optimisation multicritères consiste à créer un moyeu inversé illustré à la Figure 35. L'objectif de cette méthode est de réduire le poids du moyeu d'environ 20 % tout en conservant sa fonction et son assemblage avec les autres composants du ventilateur. Pour y parvenir, la géométrie a été retravaillée afin d'alléger la structure sans modifier les surfaces de contact existantes, garantissant ainsi la compatibilité avec les éléments environnants. La méthode d'assemblage des pales reste la même que sur le modèle standard, utilisant des U-bolts, des vis et des rondelles pour maintenir la cohérence de l'assemblage et éviter de modifier le système existant. Une attention particulière a également été portée à la facilité d'accès aux vis afin de faciliter les opérations de maintenance et d'assemblage. Les performances mécaniques et dynamiques de cette configuration seront ensuite analysées à l'aide d'analyses structurelles et modales, puis comparées à celles du moyeu standard afin de confirmer la validité de cette solution de réduction de poids.

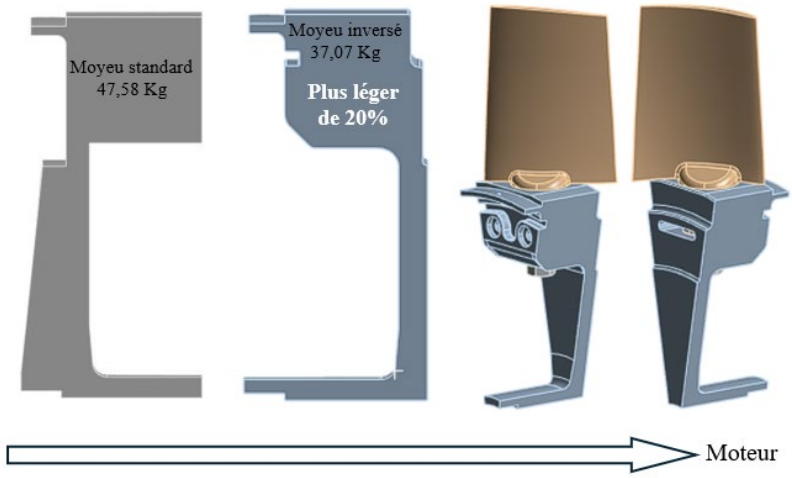

Figure 35: Moyeu inversé

4.1.5 Résultats de l'analyse structurelle du moyeu inversé

La Figure 36 illustre la distribution des contraintes équivalentes de Von Mises pour la géométrie du moyeu inversé optimisé (a) comparée à celle du moyeu standard (b). Les résultats montrent que la contrainte maximale atteint 69,83 MPa pour le modèle optimisé, contre 56,15 MPa pour le modèle standard.

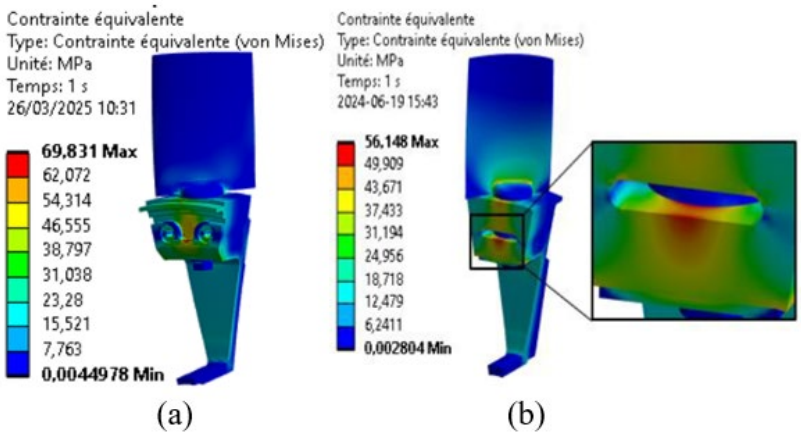

Figure 36:Distribution de contrainte de la géométrie optimisée du moyeu inversé : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard

Cette hausse notable est localisée principalement sur la face avant du moyeu, plus précisément entre les deux trous de fixation des U-bolts, là où les efforts mécaniques transmis par la pale sont les plus concentrés. Cette augmentation de contrainte n'est toutefois pas favorable, puisqu'elle conduit à une réduction du coefficient de sécurité, qui sera présentée ultérieurement, et indique que la conception du moyeu inversé ne respecte plus la limite de sécurité observée sur le modèle standard. Une telle situation pourrait, à long terme, favoriser l'apparition de phénomènes de défaillance mécanique, notamment des fissures ou des amorces de fatigue dans la zone la plus sollicitée. Ainsi, bien que cette configuration permette un allègement appréciable de la structure, elle nécessite une attention particulière sur le plan de la résistance mécanique avant d'être considérée comme une solution viable.

La Figure 37 présente la distribution du déplacement total pour la géométrie optimisée du moyeu inversé (a) comparée à celle du moyeu standard (b).

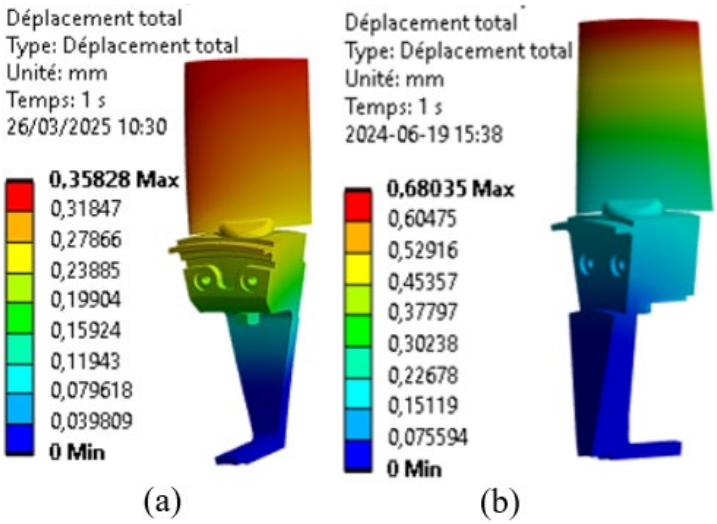

Figure 37: Déplacement maximal de la géométrie optimisée du moyeu inversé : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard

Les résultats indiquent une diminution du déplacement maximal de 0,68 mm pour le modèle de base à 0,35 mm pour le modèle optimisé. Cette réduction traduit l'amélioration de la rigidité globale de la nouvelle géométrie, malgré une réduction de 20% de la masse. Ceci est dû à la distribution plus uniforme du matériau autour des zones de contraintes, notamment au niveau de la liaison avec les pales. Donc, même si le moyeu inversé a une concentration de contraintes un peu plus élevée, il est plus rigide sous charge statique. Ces résultats montrent qu'en déplacement la solution optimisée satisfait les exigences de performance mécanique, mais qu'un compromis entre rigidité et sécurité à la fatigue est nécessaire.

La Figure 38 montre la distribution du coefficient de sécurité obtenu pour la géométrie optimisée du moyeu inversé (a) par rapport à celle du moyeu standard (b).

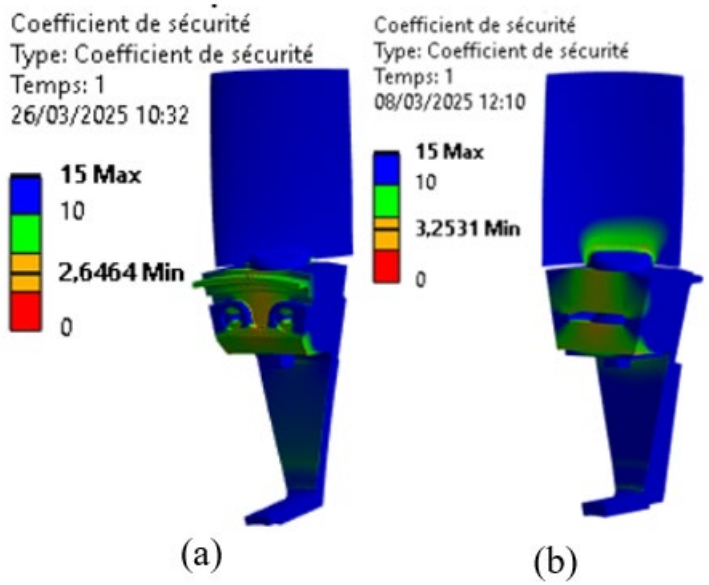

Figure 38: Coefficient de sécurité de la géométrie optimisée du moyeu inversé : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard

Les résultats indiquent une réduction du coefficient de sécurité minimal, qui passe de 3,25 pour le modèle standard à 2,64 pour le modèle optimisé. Cette diminution confirme l'augmentation des contraintes observée précédemment et reflète une réduction de la marge de sécurité par rapport aux contraintes mécaniques. Comme pour la contrainte de Von Mises, la zone critique se situe sur la face avant du moyeu, entre les deux trous de fixation des boulons en U. Bien que le coefficient de sécurité reste supérieur à la limite acceptable pour un fonctionnement sûr, cette tendance montre que la configuration inversée réduit légèrement la résistance globale du moyeu. Ces résultats mettent en évidence le compromis entre la réduction du poids structurel et la fiabilité mécanique et montrent que toute optimisation supplémentaire doit être effectuée avec prudence afin de ne pas dégrader les performances en fatigue.

4.1.6 Résultats de l’analyse modale du moyeu inversé

Le Tableau 5 présente les fréquences propres obtenues pour le moyeu inversé comparées à celles du moyeu standard à une vitesse de rotation de 1800 tr/min.

Tableau 5: Résultats de l'analyse modale du moyeu inversé

Mode propre	**Vitesse de rotation 1800 tr/min**	
	Modèle périodique standard	Modèle périodique avec Moyeu inversé
	Fréquence (Hz)	Fréquence (Hz)
Mode 1	81,99	47,55
Mode 2	106,78	91,79
Mode 3	332,99	288,43
Mode 4	471,45	349,14
Mode 5	578,39	534,14
Mode 6	922,86	966,96

Les résultats indiquent que les fréquences naturelles du modèle optimisé sont généralement inférieures à celles du modèle standard pour les cinq premiers modes, ce qui reflète une diminution de la rigidité dynamique due à la réduction de poids du moyeu de 20 %. La première fréquence naturelle du modèle inversé passe ainsi de 81,99 Hz à 47,55 Hz, une valeur plus proche de la fréquence d'excitation rotationnelle (30 Hz). Cette proximité peut provoquer une résonance si le ventilateur subit des changements de vitesse ou des perturbations vibratoires, ce qui pourrait déstabiliser le système. Bien que les autres modes soient loin de cette zone critique, cela souligne l'importance de valider le comportement dynamique du moyeu inversé dans des conditions réelles afin de garantir la sécurité et la fiabilité opérationnelles à long terme.

Les résultats des analyses structurelles et modales du moyeu inversé seront pris en compte parallèlement à ceux d'autres solutions d'optimisation, notamment la solution d'optimisation basée sur la densité qui sera développée dans la section suivante. L'objectif est de comparer toutes les configurations proposées de manière cohérente

afin de trouver la meilleure conception d'un point de vue mécanique et industriel. Pour ce faire, un système de vote pondéré sera utilisé afin que chaque solution puisse être évaluée en fonction d'un certain nombre de facteurs, notamment la masse, la contrainte maximale, le déplacement, le coefficient de sécurité, la stabilité vibratoire et des facteurs technico-économiques tels que le coût de fabrication et la faisabilité de la production. Cette méthode multicritère garantira un choix équitable et logique. L'objectif est de trouver la meilleure solution d'optimisation qui offre le meilleur équilibre entre légèreté, performances mécaniques, fiabilité et viabilité industrielle.

4.2 Optimisation basée sur la densité

Dans cette seconde approche, l'optimisation topologique du moyeu a été réalisée avec la méthode SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization), intégrée dans le module ANSYS Mechanical. Cette méthode est aujourd'hui l'une des plus répandues dans la littérature scientifique, notamment dans le domaine de l'optimisation structurelle des pièces soumises à des contraintes mécaniques complexes, telles que les structures rotatives. Son efficacité repose sur une représentation continue de la densité de matériau, permettant une redistribution progressive et optimale de la matière dans le domaine de conception.

La méthode SIMP a été choisie pour des raisons en particulier de simplicité, de mise en œuvre numérique, de fiabilité et de capacité à générer des formes efficaces en termes techniques, même dans des géométries complexes telles que les moyeux. Cela nous permet de conserver les caractéristiques essentielles du comportement structurel, tout en mettant en évidence les zones de matériau qui peuvent être enlevées pour alléger le moyeu du ventilateur.

4.2.1 Simplification du modèle standard

Afin de procéder à l'optimisation topologique en utilisant le module dédié d'ANSYS, une simplification du modèle périodique complet a été nécessaire, ce dernier ne pouvant intégrer qu'une seule pièce dans le domaine d'optimisation. Pour garder la conformité des conditions physiques du modèle d'origine, une masse distribuée équivalente à 2 kg a été appliquée sur le moyeu. Cette masse représente l'effet inertiel cumulé de la pale, de la vis, de la rondelle et du U-bolt, supprimés lors de la simplification géométrique. Comme illustré à la Figure 39, les mêmes conditions aux limites et chargements mécaniques que ceux appliqués dans l'analyse du modèle standard périodique ont été appliquées.

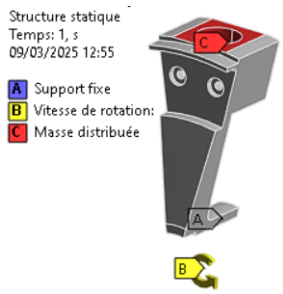

Figure 39: Simplification du modèle standard

Cette étape permet de garantir que les résultats issus de l'optimisation soient comparables et représentatifs du comportement structurel global, tout en respectant les contraintes pratiques du module d'optimisation topologique.

4.2.2 Sélection des zones d'exclusion

Dans l'étape d'optimisation topologique, il est essentiel de définir les zones d'exclusion afin de conserver l'intégrité fonctionnelle du moyeu. Comme le montre la Figure 40, les surfaces en contact avec les autres pièces, telles que la pale, le boulon en U, la vis de fixation ou l'arbre du moteur, ont été exclues du domaine d'optimisation (zones en rouge). Ces zones doivent rester inchangées pour assurer la compatibilité de l'assemblage et le bon fonctionnement. En revanche, le reste du volume du moyeu

représenté en bleu constitue la zone de conception, dans laquelle l'algorithme est capable de redistribuer ou d'enlever de la matière.

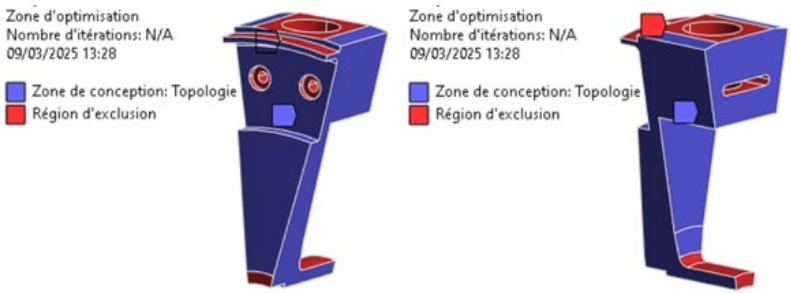

Figure 40: Sélection des zones d'exclusion

Cette division entre une zone à optimiser et une zone à non optimiser permet d'obtenir une structure légère, mais fonctionnellement fiable, sans compromettre les interactions critiques.

4.2.3 Formulation de problème d'optimisation

Le problème d'optimisation topologique a été formulé avec l'objectif principal de minimiser la conformité, augmentant par conséquent la rigidité du moyeu. Parallèlement, plusieurs contraintes ont été appliquées, notamment la réduction du poids, l'amélioration du coefficient de sécurité en limitant les contraintes maximales et des états vibratoires adéquats pour éviter les résonances.

4.2.4 Contrainte de direction de démoulage

Dans le cadre de l'optimisation topologique, l'introduction d'une contrainte de direction de démoulage permet d'assurer la réalisation de la géométrie optimisée, notamment pour les procédés de moulage. Pour les pièces rotatives comme le moyeu étudié, il est recommandé dans la littérature de définir cette direction selon l'axe de rotation, ce qui facilite l'extraction du moule. Comme illustré à la Figure 41, l'absence de direction imposée (a) conduit à une forme géométrique complexe difficilement réalisable. En revanche, la configuration (b) avec une direction de démoulage définie

le long de l'axe Z, génère une structure plus simple, symétrique et mieux adaptée à la fabrication, tout en respectant les objectifs d'allègement. Cette contrainte permet donc d'obtenir un compromis entre performance mécanique et faisabilité industrielle.



Figure 41: Contrainte de direction de démoulage : (a) Direction non définie (b) Direction selon l'axe Z

4.2.5 Sélection du facteur de pénalisation *p* et du pourcentage d'optimisation

Afin d'identifier la meilleure configuration pour l'optimisation topologique du moyeu, une étude paramétrique a été menée en faisant varier deux paramètres clés : le facteur de pénalisation p utilisé dans la méthode SIMP et le pourcentage d'optimisation représentant la masse que l'on souhaite éliminer. Le facteur p a été testé pour les valeurs 1, 3 et 5, tandis que le taux de réduction de masse a été fixé à 12 %, 20 % et 30 %. Au total, neuf scénarios ont été explorés, comme présentés dans le Tableau 6, afin d'évaluer leur impact sur la répartition de matière et la faisabilité des géométries obtenues.

Tableau 6: Étude paramétrique de sélection de facteur p et du pourcentage d'optimisation

Scénario	**Facteur *p***	**Pourcentage d'optimisation**	**Résultats**
S1	1	12	
S2	1	20	
S3	1	30	
S4	3	12	

S5	3	20	
S6	3	30	
S7	5	12	
S8	5	20	
S9	5	30	

Les résultats montrent que le scénario S5 (p = 3, optimisation à 20 %) offre le meilleur compromis entre l'allègement, la rigidité et la réalisation. Cette configuration produit une géométrie bien définie, sans zones floues, tout en respectant les contraintes

mécaniques. Ce choix est également soutenu par la littérature, qui recommande généralement une valeur de pénalisation $p = 3$ pour obtenir une structure fiable. En revanche, un taux de 30 % (Scénario S6 ou S9) mène à des formes trop ouvertes et difficiles à fabriquer, tandis qu'un taux trop faible (12 %) limite le gain de masse. Le scénario S5 a donc été choisi comme solution optimale, car il permet une distribution efficace de la matière pour une géométrie plus légère et plus performante qui répond aux objectifs du projet.

4.2.6 Résultats de l'optimisation basée sur la densité

Les résultats de l'optimisation topologique correspondant au scénario S5 (facteur de pénalisation $p = 3$, pourcentage d'optimisation de 20 %) sont illustrés dans la Figure 42.

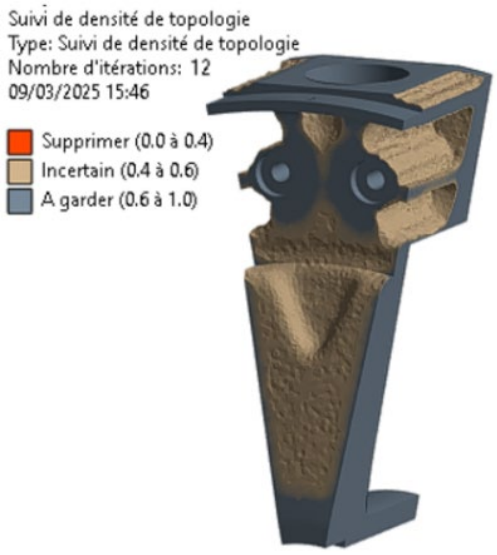

Figure 42: Résultat de l'optimisation basée sur la densité

La distribution de densité montre une différence claire entre les zones à conserver en gris et celles à supprimer en marron, avec une zone intermédiaire réduite, ce qui indique un bon rendement de l'algorithme SIMP. Ce résultat démontre que la géométrie est bien définie réalisable et optimisée.

Par ailleurs, les Figure 43 et Figure 44 présentent respectivement la convergence de la fonction objective et celle de la contrainte de masse.

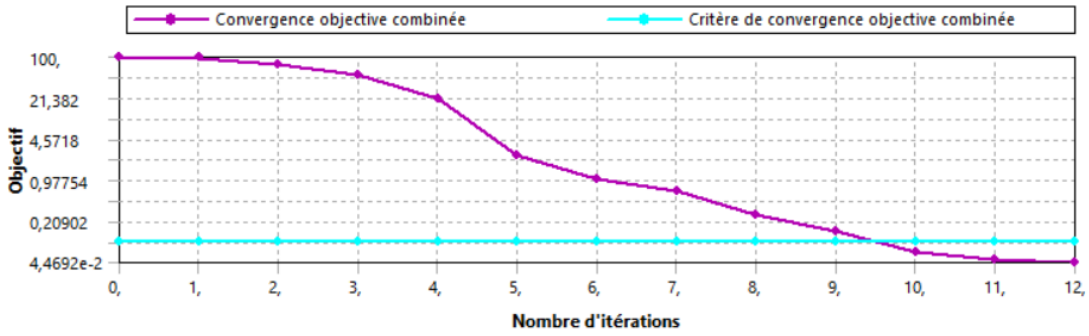

Figure 43: Convergence de la fonction objective

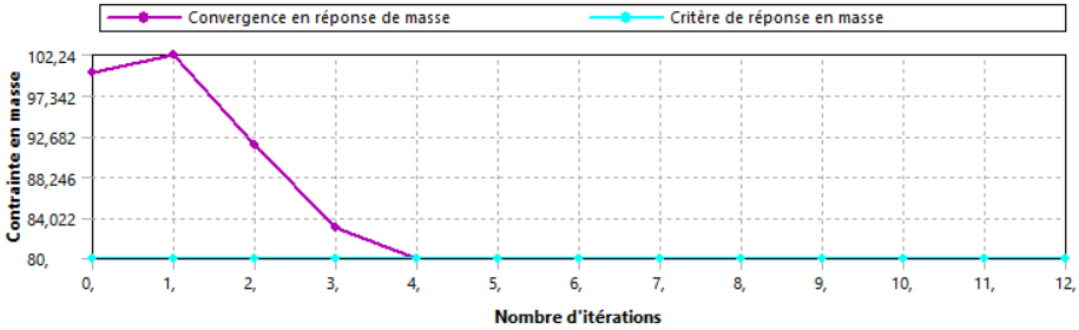

Figure 44: Convergence de la contrainte de masse

On observe que la fonction objective décroît rapidement dès les premières itérations pour atteindre une stabilité autour de l'itération 10, démontrant une amélioration significative de la rigidité de la structure. De même, la convergence de la masse montre que la contrainte de masse est respectée à partir de la quatrième itération, stabilisée à 80 % de la masse initiale conformément à l'objectif fixé.

Ces résultats confirment l'efficacité du scénario choisi par rapport aux autres scénarios pour générer une structure allégée et performante, tout en assurant la convergence des critères d'optimisation.

4.2.7 Ré-conception du moyeu optimisé

Après obtention du résultat brut de l'optimisation topologique à l'aide de l'algorithme SIMP, une phase de ré-conception CAO a été entreprise afin de transformer la géométrie suggérée par l'algorithme en un modèle exploitable, cohérent avec les contraintes de fabrication et d'assemblage. La Figure 45 illustre la nouvelle géométrie du moyeu optimisé, intégrant les formes structurelles proposées par l'algorithme tout en assurant une continuité géométrique et une compatibilité avec la technique de fixation des pales. Les détails des modifications apportées à la géométrie du moyeu sont présentés dans un schéma en 2D figurant en annexe. Cette nouvelle géométrie présente une structure allégée, fonctionnelle et réalisable, prête pour une validation par analyse statique et modale.

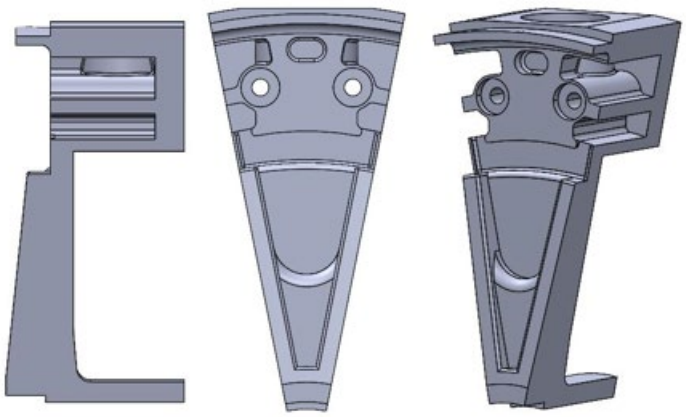

Figure 45: Nouvelle géométrie du moyeu optimisée

4.2.8 Validation de la géométrie optimisée du moyeu

Afin de valider la performance globale de la nouvelle géométrie optimisée numériquement, une analyse structurelle et modale a été réalisée sur l'ensemble du

modèle complet. Les résultats obtenus ont été comparés à ceux du modèle standard afin de vérifier la pertinence de l'optimisation. La Figure 46 montre une légère diminution de la contrainte maximale avec 54,23 MPa pour le modèle optimisé contre 56,14 MPa pour le modèle standard, soulignant une amélioration de la résistance mécanique.

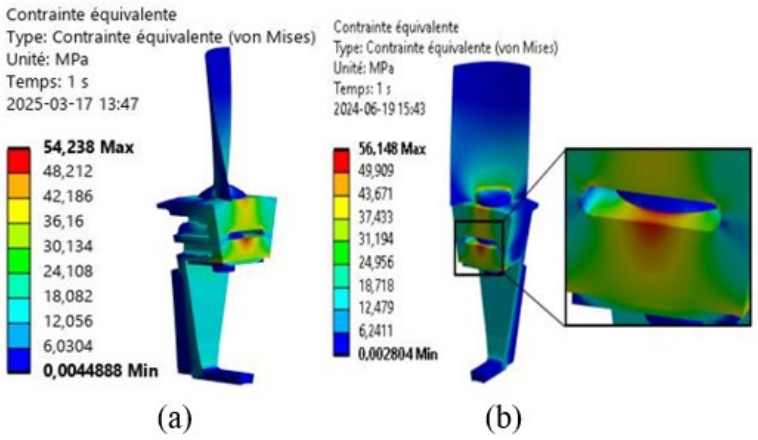

Figure 46: Distribution de contrainte de la géométrie optimisée numériquement : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard

Concernant le déplacement total, illustré à la Figure 47, les deux modèles présentent une rigidité équivalente avec un déplacement quasi identique, ce qui confirme la conservation de la stabilité et la rigidité globale de la nouvelle géométrie du moyeu.

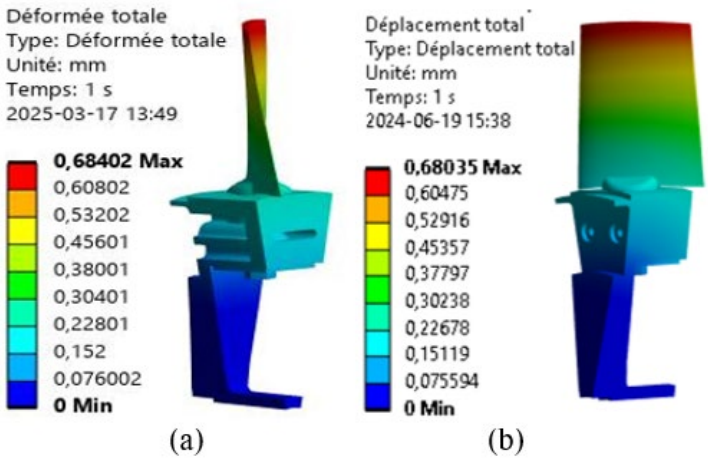

Figure 47: Déplacement maximal de la géométrie optimisée numériquement : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard

La Figure 48 met en évidence une amélioration du coefficient de sécurité, passant de 3,25 à 3,40 soit une augmentation de 4,52 %, renforçant ainsi la fiabilité de la structure du moyeu allégée.

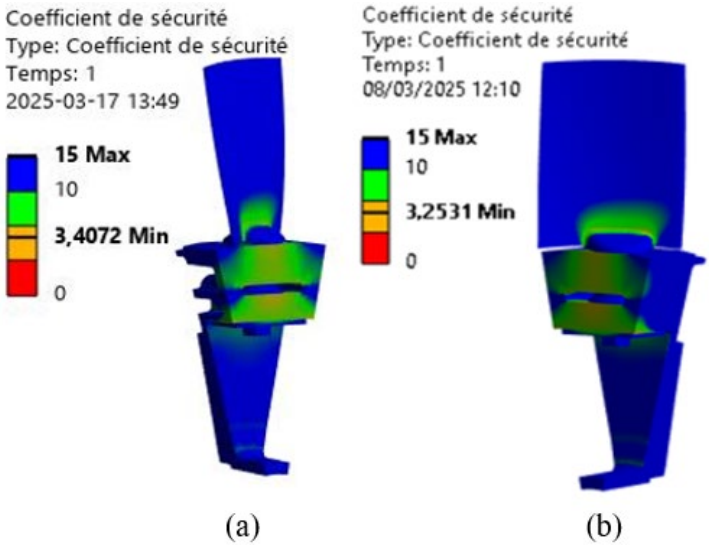

Figure 48: Coefficient de sécurité de la géométrie optimisée numériquement : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard

Sur le plan dynamique, les résultats de l'analyse modale présentés dans le Tableau 7, révèlent que les fréquences naturelles du modèle optimisé sont très proches de celles

du modèle initial, et même légèrement améliorées pour certains modes, garantissant ainsi l'absence de résonance indésirable.

Tableau 7: Résultats de l'analyse modale de l'optimisation basée sur la densité

Mode propre	**Vitesse de rotation 1800 tr/min**	
	Modèle standard	Modèle optimisé
	Fréquence (Hz)	Fréquence (Hz)
Mode 1	81,99	80,61
Mode 2	106,78	109,85
Mode 3	332,99	335,02
Mode 4	471,45	400,46
Mode 5	578,39	542,62
Mode 6	922,86	896,06

Le diagramme de Campbell présenté à la Figure 49 permet d'évaluer la stabilité vibratoire de la géométrie optimisée numériquement en analysant l'évolution des trois premiers modes propres en fonction de la vitesse de rotation. Ce diagramme a été généré à partir d'une analyse modale sous conditions de chargement à l'aide d'ANSYS, où la vitesse de rotation a été progressivement incrémentée jusqu'à 1800 tr/min, en conservant les mêmes conditions aux limites et caractéristiques matériaux que celles utilisées dans l'analyse statique. L'étude tient compte des effets inertiels liés à la rotation, ce qui permet une représentation plus réaliste du comportement dynamique de la structure en fonctionnement. On observe que la droite représentant la fréquence de rotation (ligne noire) ne croise aucune des courbes correspondant aux modes vibratoires, ce qui indique l'absence de résonance potentielle dans toute la plage de fonctionnement du ventilateur. Cette absence de coïncidence garantit un comportement dynamique, stable et sûr, sans vibrations indésirables susceptibles de compromettre la fiabilité de la géométrie optimisée. Ces résultats confirment la robustesse de la solution finale du moyeu, validée du point de vue vibratoire.

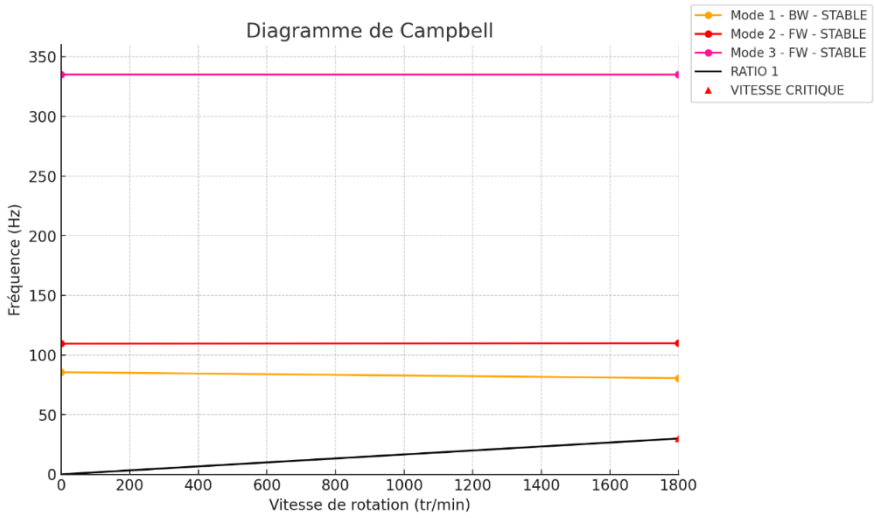

Figure 49: Diagramme de Campbell de la géométrie optimisée numériquement

Ces résultats confirment que l'allègement de 20 % du moyeu n'a pas compromis l'intégrité mécanique ou vibratoire de l'ensemble, validant ainsi complètement l'efficacité de l'optimisation basée sur la densité.

4.3 Comparaison de l'approche basée sur la densité et l'approche multicritères

Le Tableau 8 présente une synthèse comparative entre l'approche multicritères et l'approche basée sur la densité pour un même taux d'optimisation de 20 %. Cette comparaison met en évidence la puissance de l'approche basée sur la densité, qui se distingue par de meilleures performances mécaniques et vibratoires. Elle offre une meilleure répartition des efforts, un coefficient de sécurité plus élevé, ainsi qu'une première fréquence naturelle proche de celle du modèle standard, assurant ainsi la stabilité dynamique. En revanche, l'approche multicritères bien qu'efficace en termes de réduction de masse, induit une baisse significative de la fréquence naturelle, augmentant le risque de résonance. Cette synthèse permet de comparer efficacement les deux stratégies d'optimisation et d'orienter le choix vers la solution la plus fiable selon les critères de conception.

Tableau 8: Comparaison de l'approche basée sur la densité et l'approche multicritères

	Modèle standard	**Approche basée sur la densité**	**Approche multicritères**	
			Optimisation par poches	**Moyeu inversé**
Contrainte de Von Mises (MPa)	56,14	54,23	57,88	69,83
Déplacement maximal (mm)	0,68	0,68	0,65	0,35
Coefficient de sécurité	3,25	3,40	3,22	2,64
1re Fréquence naturelle (Hz)	81,99	80,61	40,37	47,55

4.4 Étude technico-économique : Méthode de vote pondérée

Après avoir comparé les trois solutions obtenues à partir des approches d'optimisation multicritères et basée sur la densité, il est désormais nécessaire de sélectionner la configuration la plus avantageuse. Cette étape vise à choisir la solution finale en se basant non seulement sur les résultats mécaniques et vibratoires, mais également sur des critères techniques et économiques liés à la fabrication, à la faisabilité et au coût de production.

Pour ce faire, une méthode de vote pondéré est utilisée afin d'évaluer toutes les solutions de manière équilibrée. Chaque critère est pondéré en fonction de son importance, ce qui permet d'obtenir une note globale pour chaque conception. Les critères pris en compte comprennent la contrainte maximale, le déplacement, le coefficient de sécurité, la fréquence naturelle fondamentale, la masse, ainsi que des aspects liés à la fabricabilité et au coût de production. Cette méthode permet d'identifier

la solution la plus optimale, offrant le meilleur compromis entre performances mécaniques, stabilité vibratoire, faisabilité industrielle et rentabilité économique.

La méthode de vote pondéré consiste à évaluer chaque solution d'optimisation sur la base d'un ensemble de critères représentant les performances mécaniques, vibratoires et économiques. Chaque critère est caractérisé par deux paramètres : son coefficient d'importance K et la note N attribuée à la performance de la solution pour ce critère.

Le coefficient d'importance est utilisé pour définir le poids relatif de chaque critère en fonction de sa contribution au choix final. Ce facteur varie de 1 à 5, comme le montre le Tableau 9, où un critère utile se voit attribuer un poids faible, tandis qu'un critère essentiel se voit attribuer le poids maximal, reflétant son influence décisive sur la décision.

Tableau 9: Facteurs d'importance des critères d'appréciation

Coefficient K	Importance de critère
1	Utile
2	Nécessaire
3	Importante
4	Très importante
5	Vital

La note N représente le niveau de performance d'une solution par rapport à un critère donné. Elle est évaluée sur une échelle de 1 à 3, comme le montre le Tableau 10, où une note faible correspond à une mauvaise performance, tandis qu'une note élevée indique une concordance optimale avec les objectifs fixés.

Tableau 10: Tableau de signification de la note

Note	Intérêt
1	Douteuse
2	Moyenne
3	Bien adapté

Le score total de chaque solution développée est ensuite déterminé à l'aide de la relation suivante :

$$Score = \sum_{i=1}^{n} note(i) * k(i) \quad (26)$$

Où n est le nombre des critères.

Cette approche permet une évaluation complète et équilibrée de chaque conception, en tenant compte à la fois de l'importance de chaque critère et des performances obtenues. Ainsi, la solution ayant obtenu le score le plus élevé sera considérée comme la plus optimale, car elle offre le meilleur compromis entre performances mécaniques, stabilité vibratoire, faisabilité de production et coût global.

Le Tableau 11 montre les résultats de l'application de la méthode de vote pondéré sur les trois solutions d'optimisation. Les critères sont la rigidité mécanique, le comportement vibratoire, les économies de matière, la fabrication et le coût, chacun étant pondéré en fonction de son importance dans la conception d'un moyeu performant et industriellement rentable. Les notes de chaque critère sont celles obtenues lors des analyses précédentes.

- Solution 1 : Optimisation multicritères par poches.
- Solution 2 : Optimisation basée sur la densité SIMP.
- Solution 3 : Optimisation multicritères du moyeu inversé.

Tableau 11: Méthode du vote pondéré

		Solution 1		**Solution 2**		**Solution 3**	
Critère d'appréciation	K	Note	Total	Note	Total	Note	Total
Rigidité mécanique	5	3	15	3	15	2	10
État vibratoire	5	2	10	3	15	1	5
Gain de matière	4	1	4	3	12	3	12
Production	3	3	9	2	6	1	3
Cout de fabrication	3	2	6	1	3	1	3
Total pondéré			44		**51**		33

L'évaluation globale montre que la solution 2 correspondant à l'optimisation basée sur la densité (SIMP) obtient le score pondéré le plus élevé avec 51 points, ce qui la place en première position. Cette solution se distingue par son bon compromis entre légèreté, rigidité et stabilité vibratoire, tout en offrant une faisabilité de production réaliste et des coûts de fabrication raisonnables.

La solution 1 de l'optimisation multicritères par poches arrive en deuxième position avec un score de 44, offrant de solides performances structurelles, mais des économies de masse limitées. Enfin, la solution 3 du moyeu inversé obtient le score le plus faible de 33 en raison de sa plus grande sensibilité aux vibrations et de sa complexité de production et changement totale de moule.

Ainsi, la méthode de vote pondéré conduit à la conclusion que la solution issue de l'optimisation basée sur la densité représente le meilleur choix global, combinant performances mécaniques, stabilité dynamique et rentabilité technique et économique.

4.5 Eude de la résistance en fatigue de la nouvelle géométrie du moyeu

Après avoir optimisé le poids du moyeu grâce au développement de plusieurs solutions basées sur des approches avancées, et après avoir appliqué une évaluation technique et économique établie sur la méthode de vote pondéré, il a été prouvé que la solution la plus efficace était l'optimisation basée sur l'approche de densité (SIMP).

Dans cette section, il est donc nécessaire d'évaluer la résistance à la fatigue de cette nouvelle géométrie afin d'analyser l'effet des modifications structurelles sur la durée de vie et le coefficient de sécurité de fatigue.

Dans cette étude, le modèle de fatigue Goodman a été utilisé pour prendre en compte l'influence de la contrainte moyenne sur la limite d'endurance du matériau. Afin d'évaluer la résistance à la fatigue de façon pertinente, l'analyse a été effectuée sur le modèle complet pour les deux configurations : le moyeu standard et le moyeu optimisé. Les mêmes conditions aux limites et charges ont été appliquées pour garantir une comparaison fiable entre les deux géométries. Dans cette modélisation, seule la géométrie du moyeu a été conservée, tandis que les autres composants, tels que les pales, les vis, les boulons en U et les rondelles, ont été éliminés du modèle afin de simplifier la simulation. Cependant, leur effet centrifuge a été pris en compte en ajoutant une charge répartie équivalente à un poids total de 40 kg appliqué au moyeu. Cette approche reproduit fidèlement les conditions de fonctionnement réelles tout en maintenant la cohérence entre les deux modèles étudiés afin de comparer leur comportement à la fatigue.

La Figure 50 donne les durées de vie obtenues à partir de l'analyse de fatigue pour les deux géométries de moyeu : le modèle optimisé (a) et le modèle standard (b).

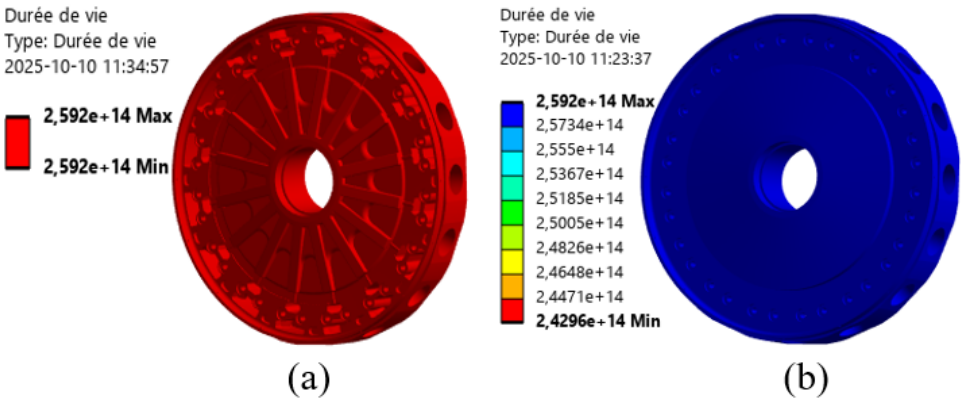

Figure 50: Durée de vie du moyeu : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard

La durée de vie minimale du modèle optimisé atteint environ $2{,}59.10^{14}$ cycles alors qu'elle est de $2{,}42.10^{14}$ cycles pour le modèle standard. Cette différence significative met en évidence une amélioration notable de la résistance à la fatigue après optimisation topologique. Ainsi, malgré la réduction de masse obtenue grâce à l'approche basée sur la densité (SIMP), la nouvelle géométrie offre une meilleure durabilité que le modèle initial. Cette performance confirme la pertinence de l'optimisation basée sur la densité qui a permis de maintenir et même d'améliorer la résistance à la fatigue tout en réduisant le poids du moyeu.

La Figure 51 présente le coefficient de sécurité de fatigue pour les deux géométries du moyeu : le modèle optimisé (a) et le modèle standard (b).

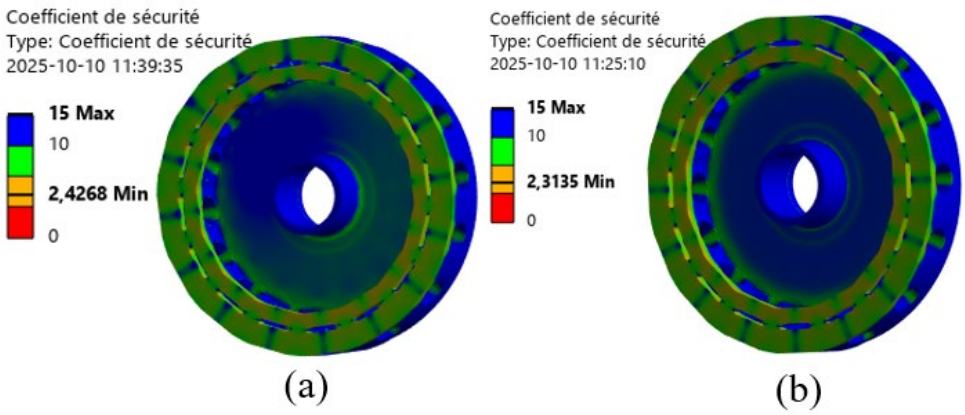

Figure 51: Coefficient de sécurité de fatigue : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard

Le coefficient de sécurité minimal du modèle optimisé est de 2,43 contre 2,31 pour le modèle standard, soit une augmentation d'environ 4,66 %. Cette amélioration démontre que la nouvelle géométrie, bien que plus légère et plus résistante à la fatigue. De plus, les deux modèles présentent une distribution similaire du coefficient de sécurité avec des zones critiques identiques situées principalement autour des logements des pales, où les contraintes cycliques sont concentrées. Cette similarité dans la répartition reflète une bonne concordance entre les deux modèles, confirmant que l'optimisation topologique n'a pas modifié le comportement mécanique global du moyeu. Ainsi, l'approche basée sur la densité (SIMP) a non seulement réduit la masse, mais aussi amélioré la sécurité à la fatigue tout en conservant la même logique de répartition des contraintes, validant ainsi la robustesse et la fiabilité du modèle optimisé.

4.6 Influence des charges aérodynamiques sur la géométrie optimisée

Après l’évaluation de la résistance mécanique et de la tenue en fatigue du moyeu sous l’effet des charges centrifuges, il est également pertinent d’examiner l’impact des efforts aérodynamiques. Bien que la littérature confirme que ces derniers sont nettement moins importants que les charges centrifuges, ils peuvent tout de même

provoquer des contraintes locales et influencer le comportement dynamique de la structure, notamment au niveau des zones de liaison avec les pales. Cette section vise donc à analyser la réponse du moyeu standard et du moyeu optimisé lorsqu'ils sont soumis à ces efforts aérodynamiques, afin de vérifier l'effet de la réduction de masse sur la stabilité de la structure. Les mêmes conditions aux limites ont été conservées pour les deux modèles, et des charges équivalentes de pression aérodynamique ont été appliquées sur les surfaces de contact des pales pour simuler les sollicitations réelles.

Cette étude permettra de déterminer si la géométrie optimisée conserve un comportement stable et sécuritaire sous l'influence combinée des effets aérodynamiques et centrifuges appliqués sur les pales, confirmant ainsi la robustesse et la fiabilité du design obtenu après optimisation.

Les charges aérodynamiques agissant sur le ventilateur proviennent principalement de l'interaction entre les pales et le flux d'air généré lors du fonctionnement. Ces charges se manifestent sous forme de pressions réparties sur la surface des pales et varient selon la vitesse de rotation et les conditions d'écoulement. Dans le cadre de cette étude, ces efforts aérodynamiques ne sont pas appliqués directement sur le moyeu, mais sur les pales, afin de reproduire les conditions réelles de fonctionnement. L'objectif est d'évaluer l'influence indirecte de ces sollicitations sur la réponse mécanique du moyeu, aussi bien pour la géométrie standard que pour la géométrie optimisée.

La détermination des charges aérodynamiques appliquées sur les pales peut être réalisée à partir de différentes approches. Trois méthodes principales sont généralement utilisées :

- **Les modèles expérimentaux :** qui reposent sur des essais en soufflerie permettant de mesurer directement les pressions et les forces sur les pales ;

- **La théorie des turbomachines :** qui fournit une estimation analytique des efforts aérodynamiques à partir des équations de conservation de la quantité de mouvement et de l'énergie ;
- **La dynamique des fluides numériques CFD (Computational Fluid Dynamics) :** une méthode de simulation détaillée capable de reproduire le comportement tridimensionnel de l'écoulement autour des pales et du moyeu.

Parmi ces approches, la CFD constitue la méthode la plus complète, car elle permet de prédire avec précision la distribution de pression et les charges aérodynamiques. Cette méthode est donc privilégiée pour l'étude du comportement aérodynamique du ventilateur.

Les pressions aérodynamiques appliquées sur les pales ont été obtenues à partir de résultats CFD développés par mes collègues dans le cadre d'une étude complémentaire sur l'écoulement d'air à travers le ventilateur. Ces résultats ont ensuite été directement intégrés au modèle mécanique afin d'assurer un couplage fluide-structure réaliste entre les sollicitations aérodynamiques et la réponse du moyeu. Les mêmes conditions aux limites et la même vitesse de rotation de 1800 tr/min ont été conservées pour les deux configurations (moyeu standard et moyeu optimisé), ce qui permet de comparer de manière cohérente l'influence des charges aérodynamiques sur la distribution des contraintes et les déplacements au niveau du moyeu.

La Figure 52 illustre la répartition des pressions aérodynamiques exercées sur les pales pour les deux configurations étudiées : (a) le modèle optimisé et (b) le modèle standard.

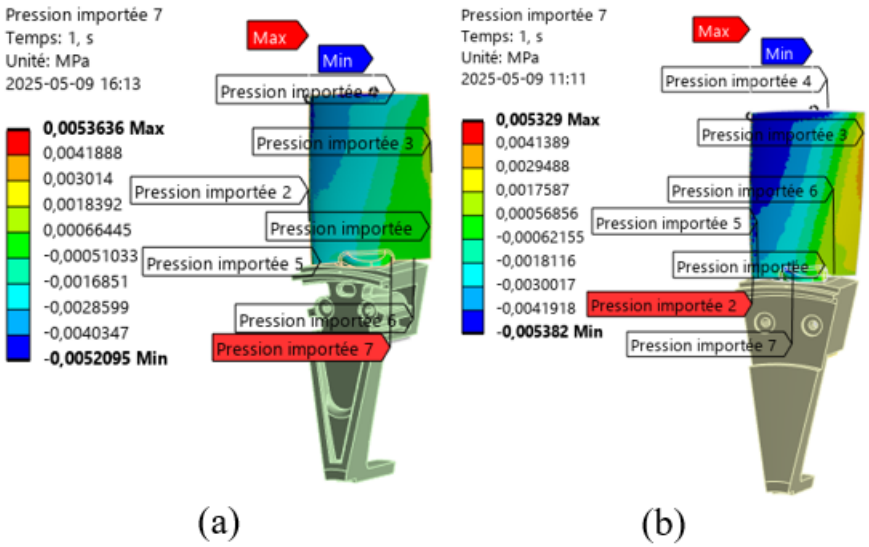

Figure 52: Charge aérodynamique appliquée sur la pale : (a) Modèle optimisé (b) Modèle standard

Ces pressions dérivées de l'analyse CFD montrent une distribution similaire sur toute la surface de la pale. La valeur de pression maximale enregistrée est d'environ 0,0053 MPa, ce qui correspond à une faible intensité et correspond aux résultats généralement observés dans la littérature pour des ventilateurs de même taille et de même vitesse de rotation.

Cette répartition aérodynamique des charges servira de base de chargement pour l'analyse mécanique couplée, ce qui nous permettra d'évaluer comment ces pressions appliquées aux pales sont transmises au moyeu et influencent sa réponse structurelle.

Le Tableau 12 présente les résultats de l’analyse structurelle du moyeu standard et du moyeu optimisé selon la méthode SIMP, soumis d’abord à une charge centrifuge seule, puis à des chargements combinés (Centrifuge + Aérodynamique).

Tableau 12: Résultats de l'analyse structurelle sous chargements combinés

Type de chargement	**Résultats mécaniques**	**Modèle standard**	**Modèle optimisé (SIMP)**
Charge centrifuge uniquement	Contrainte VM (MPa)	56,14	54,23
	Déplacement maximal (mm)	0,68	0,68
	Coefficient de sécurité	3,253	3,407
Chargements combinés (Centrifuge + Aérodynamique)	Contrainte VM (MPa)	59,42	59,33
	Déplacement maximal (mm)	0,74	0,69
	Coefficient de sécurité	2,908	3,260

Sous l'effet des seules charges centrifuges, le modèle optimisé présente une contrainte équivalente légèrement inférieure (54,23 MPa pour le modèle optimisé et 56,14 MPa pour le modèle standard) et un coefficient de sécurité plus élevé (3,407 pour le modèle optimisé et 3,253 pour le modèle standard). Ces résultats reflètent une résistance mécanique améliorée et une répartition plus uniforme des contraintes, tout en conservant une réduction importante de la masse de 20%.

Lorsque les charges aérodynamiques sont ajoutées, on observe une légère augmentation des contraintes et des déplacements maximaux sur les deux modèles, ce qui est prévisible en raison de la contribution des pressions aérodynamiques appliquées aux pales. Cependant, cette variation reste très faible, avec des valeurs de contrainte de 59,33 MPa pour le modèle optimisé et de 59,42 MPa pour le modèle standard. Cela

confirme que les charges aérodynamiques exercent une influence mineure par rapport aux efforts centrifuges et ne perturbent pas la réponse mécanique globale du moyeu [38].

Il est également important de noter qu'aucune influence significative des charges aérodynamiques n'a été observée sur le comportement structurel du moyeu optimisé lorsque ces charges étaient transmises par les pales. Ce résultat répond à l'objectif initial qui consistait à préserver les propriétés mécaniques du modèle standard tout en réduisant le poids de la structure. De plus, le coefficient de sécurité du modèle optimisé reste supérieur à celui du modèle standard, ce qui démontre que la géométrie optimisée reste stable, rigide et sécuritaire, même sous des contraintes combinées. Ces observations confirment la pertinence et la fiabilité de l'optimisation topologique effectuée.

4.7 Solution d’assemblage de l’ensemble pale/moyeu avec double U-bolts

4.7.1 Présentation de la solution d’assemblage avec double U-bolts

Dans la solution d’assemblage actuelle, la fixation de la pale repose sur une vis à tête hexagonale insérée à l’intérieur du moyeu et un seul U-bolt. Cette configuration engendre un problème majeur d’accessibilité, notamment après l’assemblage du moyeu sur l’arbre moteur, rendant l’entretien ou le remplacement des pales complexe et peu pratique. Face à ce problème, la nouvelle solution proposée illustrée à la Figure 53, remplace la vis interne par un deuxième U-bolt, simplifiant ainsi l’assemblage tout en améliorant la répartition des efforts. Par ailleurs, la forme de la gorge de la pale a été modifiée afin d’augmenter la surface de contact avec les U-bolts, renforçant la stabilité mécanique. Le diamètre de la pale est conservé, évitant ainsi tout impact sur l’entraxe des fixations. Enfin, l’angle d’inclinaison des pales reste ajustable, garantissant une flexibilité d’adaptation aux exigences de ventilation.

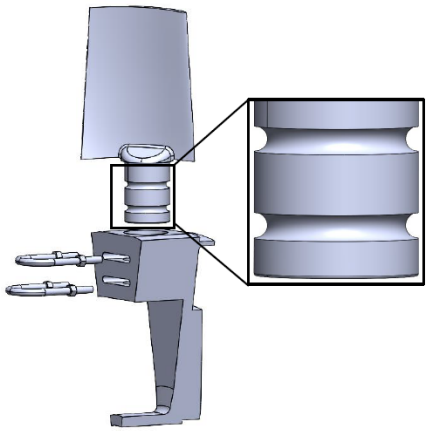

Figure 53: Nouvelle solution d'assemblage avec double U-Bolts

4.7.2 Résultats de la solution d'assemblage avec double U-bolts

Les Figures 54 à 56 présentent les résultats de l'analyse structurelle de la nouvelle solution d'assemblage avec double U-bolt, en comparaison avec la configuration standard.

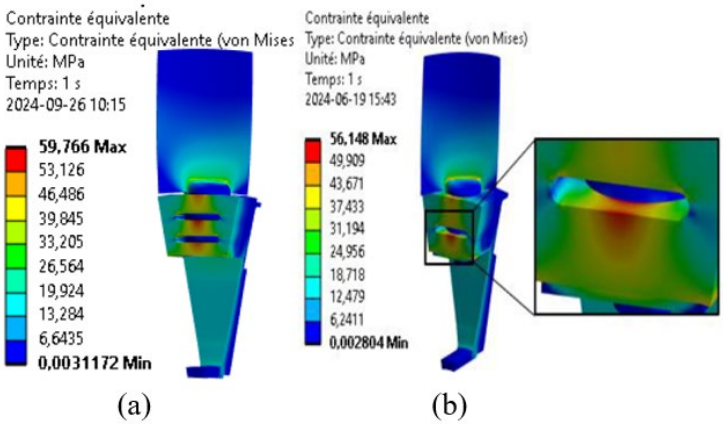

Figure 54: Distribution de contrainte de la solution d'assemblage avec double U-bolt : (a) Nouvelle solution (b) Solution standard

La Figure 54 montre une légère augmentation de la contrainte maximale de Von Mises, passant de 56,14 MPa à 59,76 MPa, soit une augmentation de 6,44%. Toutefois, cette

augmentation reste bien inférieure à la limite admissible du matériau, ce qui garantit la sécurité de la structure.

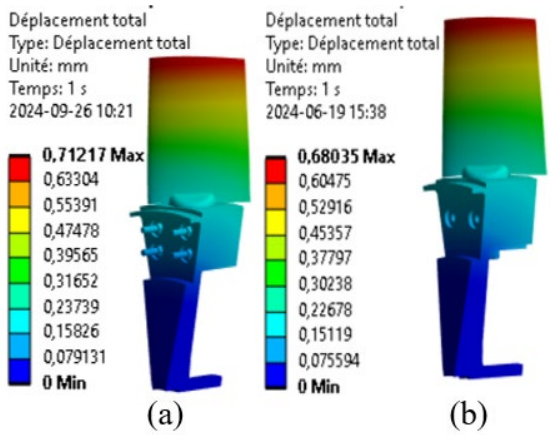

Figure 55: Déplacement maximal de la solution d'assemblage avec double U-bolt : (a) Nouvelle solution (b) Solution standard

La Figure 55 montre une légère augmentation du déplacement maximal dans la nouvelle configuration (0,71 mm contre 0,68 mm), soit une augmentation de 4,41 %, sans compromettre la rigidité globale.

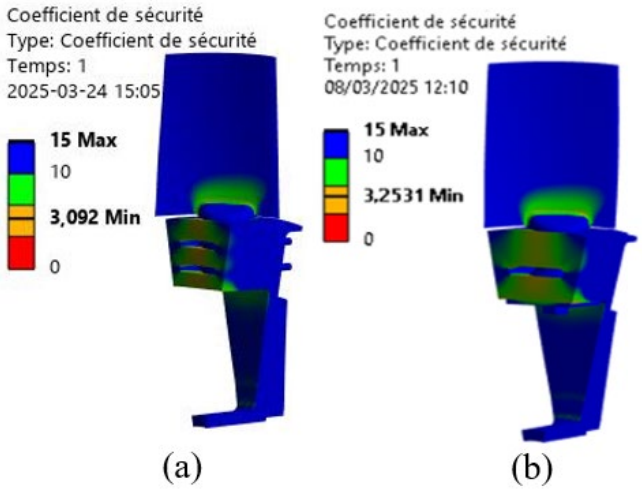

Figure 56: Coefficient de sécurité de la solution d'assemblage avec double U-bolt : (a) Nouvelle solution (b) Solution standard

La Figure 56 indique que le coefficient de sécurité minimal de 3,09 pour la nouvelle solution (a), contre 3,25 pour le modèle standard, soit une réduction de 4,92%, ce qui reste conforme aux exigences de fiabilité.

Cependant la solution actuelle avec boulon en U et vis à tête hexagonale offrant de meilleures performances mécaniques globales, ces résultats soulignent la nécessité d'explorer d'autres alternatives d'assemblage afin de mieux équilibrer l'accessibilité, la résistance et l'efficacité structurelle.

4.8 Conclusion

Ce chapitre a permis de mettre en œuvre deux approches complémentaires d'optimisation structurelle du moyeu : une approche multicritères basée sur l'expérience d'ingénierie, et une approche utilisant l'algorithme SIMP intégré dans ANSYS. L'analyse comparative a démontré la pertinence de l'optimisation basée sur la densité, offrant un meilleur équilibre entre allègement, rigidité, fiabilité mécanique et stabilité vibratoire. La géométrie finale optimisée a été validée par des analyses statiques et modales sur l'ensemble du modèle, confirmant la performance de la solution retenue. Par ailleurs, une nouvelle proposition d'assemblage à double U-bolts a été explorée, bien qu'elle présente des performances légèrement inférieures à la configuration standard. Ces résultats constituent une base solide pour les étapes futures du projet, tant sur le plan de la conception que de l'industrialisation.

CONCLUSION GÉNÉRALE ET PERSPECTIVE

L'objectif principal de ce projet de recherche exécuté en collaboration entre l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) et Hyperflo consiste à optimiser la structure du moyeu des ventilateurs axiaux miniers afin de réduire leur poids tout en maintenant ou en améliorant leurs performances mécaniques, vibratoires et sa résistance en fatigue. Pour ce faire, une méthodologie complète basée sur la modélisation par éléments finis a été mise en œuvre, comprenant l'analyse de la géométrie standard existante afin d'identifier les zones critiques et les zones de sécurité, le développement de plusieurs solutions d'optimisation à l'aide de deux approches, multicritères et basée sur la densité ainsi que la validation finale par une étude technico-économique multicritère.

Parmi les trois configurations étudiées, soit l'optimisation multicritères par poches, l'optimisation du moyeu inversé et l'optimisation basée sur la densité SIMP, cette dernière s'est révélée être la solution la plus performante selon la méthode de vote pondéré, en offrant la meilleure combinaison entre allègement, rigidité et faisabilité industrielle. La géométrie reconstruite à partir de cette optimisation basée sur la densité a ensuite été validée structurellement, démontrant une amélioration du coefficient de sécurité statique de 4,52 %. L'étude de fatigue réalisée avec le modèle de Goodman a également révélé une amélioration du coefficient de sécurité de fatigue de 4,66 %, accompagnée d'une durée de vie supérieure à celle du modèle standard. Enfin, l'influence des charges aérodynamiques a été ajoutée au modèle mécanique et les résultats ont montré que lorsqu'elles sont appliquées sur les pales, leur transmission vers le moyeu n'affecte pas négativement la stabilité de la géométrie optimisée. Ces résultats confirment que la réduction de masse obtenue n'a pas compromis la robustesse fonctionnelle du moyeu et que la nouvelle conception optimisée offre un meilleur équilibre entre légèreté, résistance mécanique et durabilité. Parallèlement, une solution alternative d'assemblage avec doubles U-bolts a été proposée pour faciliter les

opérations de maintenance, bien que ses performances mécaniques restent légèrement inférieures à celles du système original, ce qui ouvre la voie à d'autres pistes d'amélioration.

En résumé, ce projet a combiné des techniques d'optimisation avancées avec des considérations pratiques de fabrication et d'assemblage, contribuant ainsi de manière significative à la conception de ventilateurs miniers plus légers, plus fiables et plus rentables, sans compromettre leur résistance mécanique et mieux adaptée aux exigences de l'industrie moderne. Les résultats obtenus peuvent également servir de base à des travaux futurs, en particulier pour l'optimisation d'autres composants critiques dans le secteur de la ventilation minière ou dans des domaines connexes.

Ce travail pourrait être prolongé dans plusieurs directions. Une première étape logique consisterait à valider expérimentalement les résultats obtenus dans ce mémoire en fabriquant un prototype du moyeu optimisé, puis en effectuant des essais mécaniques et vibratoires sur un banc d'essai dans des conditions réelles de fonctionnement. Cela permettrait de confirmer les performances du modèle optimisé, d'observer l'effet de la variabilité de fabrication et d'ajuster les modèles numériques en conséquence. En outre, il serait intéressant d'explorer des procédés de fabrication avancés, tels que l'impression 3D métallique, afin de permettre des géométries plus complexes et potentiellement plus efficaces. De plus, il serait pertinent d’approfondir ce travail par une étude de l’effet des vibrations induites par les charges aérodynamiques.

LISTE DE RÉFÉRENCES

[1] M. B. Hassen, S. M. Fakhari, and H. Mrad, "Assessment of crack growth and fatigue life of an axial fan blade based on a Co-simulation approach," *Adv. Mater. Sci,* vol. 23, no. 3, pp. 61-79, 2023.

[2] S. M. Fakhari and H. Mrad, "Optimization of an axial-flow mine ventilation fan based on effects of design parameters," *Results in Engineering,* vol. 21, p. 101662, 2024.

[3] X. Huang and M. Xie, *Evolutionary topology optimization of continuum structures: methods and applications*. John Wiley & Sons, 2010.

[4] D. J. Munk, G. A. Vio, and G. P. Steven, "Topology and shape optimization methods using evolutionary algorithms: a review," *Structural and Multidisciplinary Optimization,* vol. 52, pp. 613-631, 2015.

[5] M. Grujicic *et al.*, "Application of topology, size and shape optimization methods in polymer metal hybrid structural lightweight engineering," *Multidiscipline modeling in Materials and Structures,* vol. 4, no. 4, pp. 305-330, 2008.

[6] S. Cecchel, "Materials and technologies for lightweighting of structural parts for automotive applications," *SAE International Journal of Materials and Manufacturing,* vol. 14, no. 1, pp. 81-98, 2021.

[7] R. Saidur, "A review on electrical motors energy use and energy savings," *Renewable and sustainable energy reviews,* vol. 14, no. 3, pp. 877-898, 2010.

[8] L. Tapie, B. Mawussi, and A. Bernard, "Topological model for machining of parts with complex shapes," *Computers in Industry,* vol. 63, no. 5, pp. 528-541, 2012.

[9] P. Duysinx, "Optimisation topologique: du milieu continu à la structure élastique," 1996.

[10] C. Dapogny, A. Faure, G. Michailidis, G. Allaire, A. Couvelas, and R. Estevez, "Geometric constraints for shape and topology optimization in architectural design," *Computational Mechanics,* vol. 59, pp. 933-965, 2017.

[11] C.-J. Chen and C. Young, "Integrate topology/shape/size optimization into upfront automotive component design," in *10th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference*, 2004, p. 4594.

[12] Y. Zhu, D. Dopico, C. Sandu, and A. Sandu, "Dynamic response optimization of complex multibody systems in a penalty formulation using adjoint sensitivity," *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics,* vol. 10, no. 3, p. 031009, 2015.

[13] J. Andkjær and O. Sigmund, "Topology optimized cloak for airborne sound," *Journal of Vibration and Acoustics,* vol. 135, no. 4, p. 041011, 2013.

[14] J. Crespo-Sánchez, C. Solek, S. F. d. Toro, A. M. Camacho, and A. Rodríguez-Prieto, "Retrofitting of a High-Performance Aerospace Component via Topology Optimization and Additive Manufacturing," *Machines,* vol. 13, no.

8, p. 700, 2025. [Online]. Available: https://www.mdpi.com/2075-1702/13/8/700.

[15] S. Slavov and M. Konsulova-Bakalova, "Optimizing Weight of Housing Elements of Two-stage Reducer by Using the Topology Management Optimization Capabilities Integrated in SOLIDWORKS: A Case Study," *Machines,* vol. 7, no. 1, p. 9, 2019. [Online]. Available: https://www.mdpi.com/2075-1702/7/1/9.

[16] E. Boccini *et al.*, "Toward the integration of lattice structure-based topology optimization and additive manufacturing for the design of turbomachinery components," *Advances in Mechanical Engineering,* vol. 11, no. 8, p. 1687814019859789, 2019.

[17] A. Krasyuk, E. Y. Russky, N. Panova, and T. Irgibaev, "Design of High Speed Rotors for Axial Mine Fans," *Journal of Mining Science,* vol. 59, no. 5, pp. 790-798, 2023.

[18] D. Xiao, H. Zhang, X. Liu, T. He, and Y. Shan, "Novel steel wheel design based on multi-objective topology optimization," *Journal of Mechanical Science and Technology,* vol. 28, pp. 1007-1016, 2014.

[19] S. Das, "Design and weight optimization of aluminum alloy wheel," *International Journal of Scientific and Research Publications,* vol. 4, no. 6, pp. 1-12, 2014.

[20] M. Trovato, F. Perquoti, and P. Cicconi, "Topological Optimization for the Redesigning of Components in Additive Manufacturing: The Case Study of the Connecting Rod," *Engineering Proceedings,* vol. 56, no. 1, p. 131, 2023. [Online]. Available: https://www.mdpi.com/2673-4591/56/1/131.

[21] T. Y. Pang and M. Fard, "Reverse Engineering and Topology Optimization for Weight-Reduction of a Bell-Crank," *Applied Sciences,* vol. 10, no. 23, p. 8568, 2020. [Online]. Available: https://www.mdpi.com/2076-3417/10/23/8568.

[22] G. Servetti, F. Valente, J. Laurent, and J. S. Rathore, "Topology Optimization Study of a Refrigeration Block Manufactured with Powder Bed Fusion Selective Laser Melting," *Journal of Manufacturing and Materials Processing,* vol. 9, no. 5, p. 164, 2025. [Online]. Available: https://www.mdpi.com/2504-4494/9/5/164.

[23] P. Yao, K. Zhou, Y. Lin, and Y. Tang, "Light-Weight Topological Optimization for Upper Arm of an Industrial Welding Robot," *Metals,* vol. 9, no. 9, p. 1020, 2019. [Online]. Available: https://www.mdpi.com/2075-4701/9/9/1020.

[24] Y. Zeng, J. Li, S. Lin, X. He, B. Li, and T. Deng, "Comparison of Manual Setting Weight Reduction and Topology Optimization of the Wing Tips of Electric Vertical Take-Off and Landing Aircraft," *Applied Sciences,* vol. 12, no. 11, p. 5548, 2022. [Online]. Available: https://www.mdpi.com/2076-3417/12/11/5548.

[25] O. Sigmund, "A 99 line topology optimization code written in Matlab," *Structural and multidisciplinary optimization,* vol. 21, pp. 120-127, 2001.

[26] M. P. Bendsoe and O. Sigmund, *Topology optimization: theory, methods, and applications*. Springer Science & Business Media, 2013.
[27] M. P. Bendsøe and N. Kikuchi, "Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method," *Computer methods in applied mechanics and engineering,* vol. 71, no. 2, pp. 197-224, 1988.
[28] G. I. Rozvany, M. Zhou, and T. Birker, "Generalized shape optimization without homogenization," *Structural optimization,* vol. 4, pp. 250-252, 1992.
[29] L. Xia, Q. Xia, X. Huang, and Y. M. Xie, "Bi-directional evolutionary structural optimization on advanced structures and materials: a comprehensive review," *Archives of Computational Methods in Engineering,* vol. 25, pp. 437-478, 2018.
[30] J. A. Sethian, "Theory, algorithms, and applications of level set methods for propagating interfaces," *Acta numerica,* vol. 5, pp. 309-395, 1996.
[31] D. Adalsteinsson and J. Sethian, "A level set approach to a unified model for etching, deposition, and lithography," *Journal of computational physics,* vol. 138, no. 1, pp. 193-223, 1997.
[32] G. A. Pantazopoulos, "A short review on fracture mechanisms of mechanical components operated under industrial process conditions: Fractographic analysis and selected prevention strategies," *Metals,* vol. 9, no. 2, p. 148, 2019.
[33] S. Kocanda, "Fatigue failure of metals," 1978.
[34] Z. P. Bažant and L. F. Estenssoro, "Surface singularity and crack propagation," *International Journal of Solids and Structures,* vol. 15, no. 5, pp. 405-426, 1979.
[35] F. Menan, "Fatigue & Mécanique de la rupture," 2024.
[36] S. C. Growth, "Studies on crack initiation and stable crack growth," *Elastic-plastic fracture,* vol. 668, p. 65, 1979.
[37] J. Msahli, "Étude paramétrique des performances d'un ventilateur minier axial," Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue, 2023.
[38] G. Persico, M. Pini, V. Dossena, and P. Gaetani, "Aerodynamics of centrifugal turbine cascades," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,* vol. 137, no. 11, p. 112602, 2015.

ANNEXE : DESSIN DE DÉFINITION DU MOYEU OPTIMISÉ (SIMP)

