

Optimisation du carénage d'aube de turbine intégré dans la phase de conception préliminaire

par

Salomé MARTIN

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE
LA MAITRISE AVEC MÉMOIRE EN GENIE MECANIQUE
M. Sc. A.

MONTREAL, LE 3 AOÛT 2020

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



Salomé Martin, 2020



Cette licence [Creative Commons](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

PRÉSENTATION DU JURY
CE RAPPORT DE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Hany Moustapha, directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Mme Marlène Sanjosé, codirectrice de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Mme Ghizlane El Boussaidi, présidente du jury
Département de génie logiciel à l'École de technologie supérieure

M. Pascal Doran, examinateur externe
Pratt & Whitney Canada

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 13 JUILLET 2020

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Tout d'abord je tiens à remercier les personnes de l'ETS qui m'ont encadré durant ces deux ans. Merci à Hany Moustapha de m'avoir accepté dans sa chaire de recherche, et d'avoir cru en mon potentiel. De plus, je remercie Marlène Sanjosé, nos échanges m'ont beaucoup aidé dans le contexte de pandémie nécessitant une accélération de rédaction assez importante.

Merci à l'équipe de Pratt & Whitney Canada qui m'a accompagné durant ces deux ans. Je tiens à remercier particulièrement Benoît Blondin, Daniel Lecuyer, François Roy et Pascal Doran, pour m'avoir accueillis, conseillés et aidés tout au long de mon travail. Le partage de leurs connaissances et de leurs expertises m'a beaucoup apporté, notamment en complétant mes compétences, mes connaissances et mon apprentissage du monde.

De plus, j'ai eu la chance de partager ces deux ans avec des amis fidèles et forts appréciables. Rémi, Romain, Victor, Thomas et Aubin je vous remercie pour votre présence à mes côtés et pour les moments de partages, votre gaieté inébranlable a égayé mon temps libre : Thomas et sa ponctualité légendaire, Romain et son organisation pointilleuse, Victor et sa soif perpétuelle, Rémi et sa motivation hebdomadaire pour nos footings au parc Lafontaine, enfin Aubin et sa maîtrise parfaite des barbecues.

Aussi je remercie mes deux colocataires, Aude et Corey, pour la patience et le calme dont ils ont fait preuve pendant le confinement, m'ayant permis de me concentrer au maximum sur mon travail de mémoire.

Finalement, je tiens à remercier ma famille qui a su braver le froid pour me tenir compagnie pendant une période de vacances d'hiver semi neigeuse. Enfin ma reconnaissance la plus vive va à mes parents et mon frère, Nathalie, Thomas et Charles, m'ayant toujours soutenu durant ma vie et particulièrement mes études qui s'achèvent sur cette maîtrise.

Optimisation du carénage d'aube de turbine dans la phase de conception préliminaire

Salomé MARTIN

RÉSUMÉ

Le carénage d'aube de turbine permet d'augmenter l'efficacité aérodynamique du rotor en réduisant l'écoulement de fuite en extrémité de pale. Plus le carénage est grand, entre le bord d'attaque et le bord de fuite, plus l'écoulement est affaibli, mais plus les contraintes mécaniques sont importantes. Surtout deux contraintes sont impactées : la concentration de contrainte dans le rayon de raccordement entre le carénage et la pale et la contrainte sur la surface supérieure de la pale due à la masse du carénage en rotation. Pour réduire cette première contrainte il est possible d'augmenter la valeur du rayon, cependant cela augmente la masse en extrémité de pale et donc la contrainte associée.

Dans ce contexte, ce travail de maîtrise a permis de développer une méthode permettant d'évaluer rapidement un point optimal, pour les valeurs de la taille du carénage et du rayon, respectant les contraintes associées, et ce pour tout modèle de rotor ayant une pale carénée. Cette méthode est adaptée au cadre de développement, c'est-à-dire à l'environnement du logiciel d'automatisation de conception préliminaire implémenté chez Pratt & Whitney Canada.

Le processus est le suivant : à partir d'une géométrie de rotor l'algorithme effectue plusieurs analyses mécaniques dans CATIA, ce qui permet de réaliser des interpolations et de déterminer l'espace des ensembles admissibles pour enfin extraire le point correspondant à la taille de carénage la plus grande. Les simulations reposent sur une géométrie de rotor allégée : l'aube et son carénage. Les résultats de ces simulations ont été comparés aux résultats obtenus avec la procédure usuelle : les écarts relatifs ne dépassent pas 4%, ce qui est satisfaisant pour la phase de conception préliminaire. De plus le gain de temps est considérable : 10 minutes pour le processus habituel contre 1 minute pour les simulations allégées.

Le procédé développé montre qu'un dimensionnement local et ciblé, limitant ainsi le nombre de paramètres et de contraintes, répond rapidement et précisément au problème. Toutefois le choix des paramètres variables est crucial, d'où l'importance de l'étude de l'influence des paramètres présentée dans ce mémoire. Cette méthode d'optimisation contribue à la phase de conception préliminaire du carénage pour réduire le temps de conception et gagner en précision tout en assurant la robustesse du procédé.

Mots-clés : carénage de pale, optimisation, conception préliminaire, écoulement de fuite

Turbine shroud optimization in preliminary design phase

Salomé MARTIN

ABSTRACT

The turbine blade shroud increases the aerodynamic efficiency of the rotor by reducing the leakage flow at the blade tip. The larger the shroud, between the leading and trailing edges, the more the flow is weakened, but the greater the mechanical stresses. Two stresses in particular are impacted: the stress concentration in the fillet of the connection between the shroud and the blade and the stress on the tip surface of the blade due to the mass of the rotating shroud. To reduce this first stress it is possible to increase the value of the fillet, however this increases the mass at the blade tip and therefore the associated stress.

In this context, this master work has allowed the development of a method to quickly evaluate an optimal point, for the values of the size of the shroud and the fillet, respecting the associated stress, and this for any model of rotor having a shrouded blade. This method is adapted to the development framework, i.e. the preliminary design automation software environment implemented at Pratt & Whitney Canada.

The process is as follows: from rotor geometry, the algorithm performs several mechanical analyses in CATIA, allowing interpolations to be performed and the space of admissible assemblies to finally extract the point corresponding to the largest shroud size. The simulations are based on lighter rotor geometry: the blade and its shroud. The results of these simulations were compared with the results obtained with the usual procedure: the relative deviations do not exceed 4%, which is satisfactory for the preliminary design phase. In addition, the time saved is considerable: 10 minutes for the usual process as opposed to 1 minute for the lighter simulations.

The process developed shows that a local and targeted dimensioning, limiting the number of parameters and constraints, responds quickly and precisely to the problem. However, the choice of variable parameters is crucial, hence the importance of the study of the influence of the parameters presented in this paper. This optimization method contributes to the preliminary design phase of the shroud to reduce the design time and gain in accuracy while ensuring the robustness of the process.

Keywords: shroud, optimization, preliminary design, tip leakage

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LITTERATURE.....	3
1.1 Notions de fonctionnement d'une turbine.....	3
1.1.1 Généralités	3
1.1.2 L'aube de rotor et les pertes associées.....	4
1.1.2.1 Anatomie et fonctionnement.....	4
1.1.2.2 Les différentes catégories de pertes	4
1.1.2.3 Le courant de fuite et les solutions associées.....	6
1.2 Le carénage de pale de rotor	12
1.2.1 Généralités	12
1.2.2 Le carénage et les pertes aérodynamiques	14
1.2.2.1 L'écoulement de fuite à travers le carénage	14
1.2.2.2 Influence de la plateforme du carénage	18
1.2.2.3 Les ailettes : leur rôle et paramètres influents	22
1.2.3 Les contraintes induites et les paramètres influents.....	25
1.2.4 Conclusion sur l'aube de turbine et son carénage.....	27
1.3 Optimisation pour la conception mécanique.....	27
1.3.1 Définition d'un problème d'optimisation	27
1.3.2 Différentes méthodes d'optimisation et leurs outils	28
1.4 Conclusion	30
CHAPITRE 2 CONTEXTE ET OBJECTIFS DE LA RECHERCHE.....	31
2.1 Contexte	31
2.2 Problématique	34
2.3 Objectifs.....	35
CHAPITRE 3 PROCEDE D'OPTIMISATION.....	37
3.1 Processus d'optimisation	37
3.2 Automatisation d'analyse 3D.....	39
3.2.1 Conception paramétrique	40
3.2.2 Les macros de simulation.....	41
3.2.3 Détermination du nombre de simulations et les grandeurs associées	42
3.3 Matlab et l'optimisation.....	43
3.4 Échange avec l'utilisateur	45
3.5 Synthèse sur la méthode choisie	46
CHAPITRE 4 RÉSULTATS ET APPLICATIONS.....	49
4.1 Comparaison avec les résultats du processus usuel	49
4.2 Relation entre les contraintes et les paramètres du problème	52
4.3 Précision de l'outil développé.....	57

4.3.1	Étude sur la configuration de rotor 1	58
4.3.2	Étude sur la configuration de rotor 2	61
4.3.3	Conclusion concernant le nombre de simulations	64
4.4	Comparaison avec optimisateur de CATIA	64
4.4.1	Résultats pour la configuration de rotor 1.....	66
4.4.2	Résultats pour la configuration de rotor 2.....	67
4.4.3	Conclusion et comparaison	69
CONCLUSION.....		71
RECOMMANDATIONS		73
ANNEXE I	RESULTATS D'INTERPOLATIONS EN FONCTION DU NOMBRE DE POINTS	75
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....		77

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 4.1	Étude de convergence de maillage pour le modèle CATIA50
Tableau 4.2	Valeur de l'écart relatif en % entre la contrainte obtenue à partir du procédé de CATIA et la contrainte obtenue par Ansys51
Tableau 4.3	Résultats d'optimisation en faisant varier Nr et Nl pour la configuration 159
Tableau 4.4	Résultats d'optimisation sur le volume (<i>VTableaux</i> *, équation 4.4) pour la configuration 159
Tableau 4.5	Résultats d'optimisation en faisant varier Nr et Nl pour la configuration 262
Tableau 4.6	Résultats d'optimisation sur le volume (<i>VTableaux</i> *, équation 4.4) pour la configuration 262
Tableau 4.7	Récapitulatif des résultats obtenus avec le module d'optimisation de CATIA par recuit simulé pour la configuration de rotor 1 en comparaison avec le résultat obtenu avec le module développé dans ce travail de maîtrise.....66
Tableau 4.8	Récapitulatif des résultats obtenus avec le module d'optimisation de CATIA par recuit simulé pour la configuration de rotor 2 en comparaison avec le résultat obtenu avec le module développé dans ce travail de maîtrise.....68

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1	Vue en coupe d'un moteur3
Figure 1.2	Illustration des paramètres géométriques des pales de rotor4
Figure 1.3	Illustration des origines des pertes5
Figure 1.4	Deux modélisations d'écoulement en extrémité de pale.....6
Figure 1.5	Évolution du coefficient de pertes en fonction de la position le long de la corde axiale pour 4 valeurs de jeu (gauche), et évolution du coefficient de pertes en fonction du jeu (en % de la corde) à 100% de la corde axiale (droite)7
Figure 1.6	Description de la modélisation de l'écoulement de fuite selon Bindon (1989), les descriptions ont été traduites de l'image originale8
Figure 1.7	Modélisation de l'écoulement de fuite pour un jeu valant 3% de la corde de la pale9
Figure 1.8	Visualisation au niveau de la surface supérieure de la pale : de la vitesse de l'écoulement (droite) et du contour d'augmentation d'entropie à 30, 50, 80 et 110 % de la corde axiale10
Figure 1.9	Évolution de l'efficacité en fonction du jeu, pour trois configurations différentes11
Figure 1.10	Exemple d'une pale carénée et d'une pale non carénée12
Figure 1.11	Carénage à 1, à 2, et à 3 ailettes12
Figure 1.12	Exemples de géométrie de carénage avec différentes géométries de plateforme13
Figure 1.13	Illustration du chemin emprunté par l'écoulement de fuite à travers le carénage, vue en coupe15
Figure 1.14	Efficacité de la turbine simulée à trois étages en fonction de la taille du jeu (τ : jeu, h : taille de la pale)16
Figure 1.15	Lignes de courant à travers le carénage et interaction avec les lignes du courant principal en sortie de carénage.....17

Figure 1.16	Évolution des pertes dues à l'écoulement de fuite en fonction du jeu (τ) en % de l'envergure de la pale (h), et quantification des pertes associées au mélange et interne au jeu (« seal » et « gap »)18
Figure 1.17	Deux géométries de plateforme de carénages différentes.....19
Figure 1.18	Illustration des trois configurations considérées : a : carénage complet, b : carénage minimal, c : carénage optimisé20
Figure 1.19	Ligne de courant de l'écoulement de fuite, la couleur indique l'augmentation d'entropie20
Figure 1.20	Impact des différentes configurations de carénage sur l'efficacité, ayant comme référence le cas du carénage complet21
Figure 1.21	Illustration des trois géométries de carénage analysées : minimal (« deep scallop »), optimisé (« medium scallop »), complet (« un-scalloped »)21
Figure 1.22	Perte de pression totale en fonction de la taille du jeu pour les trois géométries de carénage22
Figure 1.23	Différents aspects sur le flux de fuite à travers les trois ailettes, « p_{t_rel} » : pression totale réelle, « p_{t0} » : pression de stagnation en entrée23
Figure 1.24	Illustration des paramètres variables pour la configuration à 2 ailettes.....24
Figure 1.25	Variation de l'efficacité en fonction du débit massique de l'écoulement de fuite pour des ailettes inclinées24
Figure 1.26	Région des contraintes majeures dans le carénage d'aube25
Figure 1.27	Résultats d'optimisation pour une pale carénée.....26
Figure 1.28	Exemple de processus d'optimisation pour un problème simple.....29
Figure 2.1	Evolution de la liberté de conception et de connaissances en fonction du temps durant la conception du moteur, les courbes en pointillé correspondent à l'idéal vers lequel tendre32
Figure 2.2	Architecture de PDDS.....33
Figure 2.3	Illustration des tâches itératives impliquées dans le dimensionnement du rayon et de la longueur.....34
Figure 3.1	Illustration des paramètres d'optimisation : coupe radiale de la pale (gauche) et coupe axiale de la pale (droite)38

Figure 3.2	Vue simplifiée de la conception utilisée dans ce travail (la pale et son carénage)40
Figure 3.3	Processus d'automatisation des simulations CATIA grâce à VB.....41
Figure 3.4	Illustration du processus global pour un exemple (pour des raisons de confidentialité les valeurs ci-dessus ne sont pas représentatives de la réalité)42
Figure 3.5	Illustration des calculs des couples (L, R) pour σ_R pour un exemple où $N_R = 3$ et $N_L = 3$ (les calculs sont les mêmes pour σ_{CF}).....44
Figure 3.6	Illustration du calcul du point optimal45
Figure 3.7	Illustration des deux zones de séparation du rayon46
Figure 3.8	Résumé de la méthode implémentée.....46
Figure 4.1	Estimation de la contrainte principale avec la procédure usuelle (courbe pleine avec barre d'erreur à 3%) et avec le nouveau processus (courbe transparente) pour un même modèle dans les mêmes conditions de simulations (avec rayon 1 < rayon 2 < ... < rayon 5).....51
Figure 4.2	Évolution de la contrainte principale maximale dans le rayon en fonction de la longueur du carénage et du rayon pour la configuration 1.....53
Figure 4.3	Évolution de la contrainte principale maximale dans le rayon en fonction de la longueur du carénage et du rayon pour la configuration 2.....54
Figure 4.4	Évolution de la contrainte en extrémité de pale en fonction de la longueur pour différents rayons pour le modèle 155
Figure 4.5	Évolution de la contrainte en extrémité de pale en fonction de la longueur pour différents rayons pour le modèle 256
Figure 4.6	Comparaison des interpolations dépendamment du nombre de points considérés à la longueur minimale pour la configuration 160
Figure 4.7	Comparaison des interpolations dépendamment du nombre de points considérés au rayon maximal pour la configuration 161
Figure 4.8	Comparaison des interpolations dépendamment du nombre de points considérés à la longueur minimale pour la configuration 263

Figure 4.9	Comparaison des interpolations dépendamment du nombre de points considérés au rayon maximal pour la configuration 263
------------	--

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

CAO : Conception assistée par ordinateur

PMDO : Optimisation préliminaire multidisciplinaire

MDO : Optimisation multidisciplinaire

VCM : « Variable Complexity Modeling » : Modèle de complexité variable

RSM : « Response Surface Methods » : Méthode de surface de réponses

SQP : « Sequential Quadratic Programming » : Programmation quadratique séquentielle

VB : Visual Basic

CATIA : Conception Assistée Tridimensionnelle Interactive Appliquée

MEF : Méthode des éléments finis

PDDS : « Pre-Detailed Design System » : Système de conception préliminaire

σ_R : Contrainte principale dans le rayon de raccordement entre la pale et le carénage

σ_{CF} : Contrainte liée aux forces centrifuges dues au carénage en rotation appliquée sur la surface supérieure de la pale

R : Rayon de raccordement entre la pale et le carénage

L : Longueur du carénage entre le bord d'attaque et le bord de fuite

S : Surface supérieure de la pale

N_L ou N_l : Nombre de longueur

N_R ou N_r : Nombre de rayon

N : Nombre de simulations

V : Volume total du carénage et du rayon

ρ : Densité du matériau de la pale

R_p : Position radiale du carénage

XX

Ω : Vitesse de rotation du rotor

INTRODUCTION

La conception d'un moteur d'aéronef est un processus itératif faisant appel à de multiples disciplines. Toutefois, l'automatisation des tâches réduit ces itérations et offre la possibilité d'effectuer des boucles d'optimisation en prenant en considération les requis de chaque discipline impliquée (MDO).

La conception d'un moteur se décompose en plusieurs phases, notamment la première phase est la de conception préliminaire. Celle-ci se base sur les connaissances de la ligne moyenne et les performances du moteur, et précède la phase de conception détaillée. Notamment du fait de la nécessité de rapidité, durant cette phase plusieurs décisions sont prises sans les connaissances suffisantes, réduisant ainsi la liberté de conception et la possibilité d'aboutir à une conception optimale (NATO & Workshop on Integrated Airframe Design, 1997). Ainsi en générant rapidement les données, la liberté de conception est accrue et la probabilité d'obtention d'une conception finale optimale l'est d'autant. Cela est possible grâce à l'automatisation des tâches et à l'optimisation durant cette phase de conception préliminaire (PMDO). La compilation de ces outils résulte ainsi à la réduction des coûts de développement et à l'augmentation des performances du moteur.

Ces outils ont été concentrés dans la construction d'une plateforme : PDDS. A travers une interface graphique, celle-ci réunit l'ensemble des tâches automatisées à ce jour concernant la conception du moteur, que ce soit pour le compresseur ou pour la turbine.

Cette dernière est un élément central du moteur, dont la performance aérodynamique constitue une caractéristique majeure. Cette performance est notamment dépendante de l'efficacité aérodynamique des pales de rotor de turbine. Or pour améliorer cette efficacité, la pale peut être carénée et la longueur de ce carénage est un paramètre clé dans l'aérodynamique de la pale. Cependant la présence de ce carénage augmente les contraintes mécaniques subies par la pale.

La recherche d'un outil rapide accroissant la précision d'estimation des contraintes permettrait la possibilité d'une optimisation sommaire et s'inscrirait dans la logique de conception préliminaire, c'est-à-dire rapide et robuste.

Afin d'effectuer un choix judicieux concernant cet outil, un état de l'art exposera les aspects importants du carénage mis en perspective avec son impact dans l'aérodynamique de la pale. Puis la présentation du cadre et des outils existants permettra, dans un second temps, de mettre en lumière les choix des procédés impliqués. Enfin la rapidité, la fiabilité et la robustesse de l'outil implémenté seront exhibés.

CHAPITRE 1

REVUE DE LITTERATURE

Ce chapitre est un état de l'art, à l'issu duquel on verra l'importance du carénage de pale dans la performance aérodynamique de la turbine. Dans un premier temps, une introduction sur la turbine permettra de développer sur les mécanismes de pertes aérodynamiques au niveau de la pale de rotor, débouchant ainsi sur le rôle du carénage de pale et les paramètres géométriques influents sur son efficacité. Enfin une étude sur les techniques d'optimisation pour la conception mécanique sera présentée.

1.1 Notions de fonctionnement d'une turbine

1.1.1 Généralités

Placée à la sortie de la chambre de combustion (Figure 1.1), la turbine récupère l'énergie du fluide accéléré pour la transformer en énergie mécanique et afin d'entraîner le compresseur notamment. Ainsi sa performance réside dans sa capacité à récupérer le plus d'énergie possible. La turbine est constituée de plusieurs étages, chacun ayant un stator redressant le fluide afin d'assurer l'optimal fonctionnement du rotor.

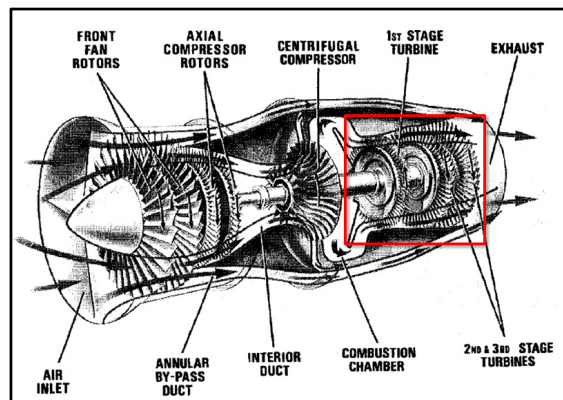


Figure 1.1 Vue en coupe d'un moteur
Tirée de Liu (2017, p.2)

1.1.2 L'aube de rotor et les pertes associées

1.1.2.1 Anatomie et fonctionnement

Pour assurer la performance d'une turbine, la pale de rotor est un élément central : le fluide à haute vitesse induit un différentiel de pression entre l'intrados (Figure 1.2 « pressure surface ») et l'extrados (« suction surface ») des pales de rotor permettant de les entrainer en rotation. Toutefois, toute l'énergie du fluide ne peut être recueillie et les pertes associées à son écoulement à travers la pale sont de natures diverses.

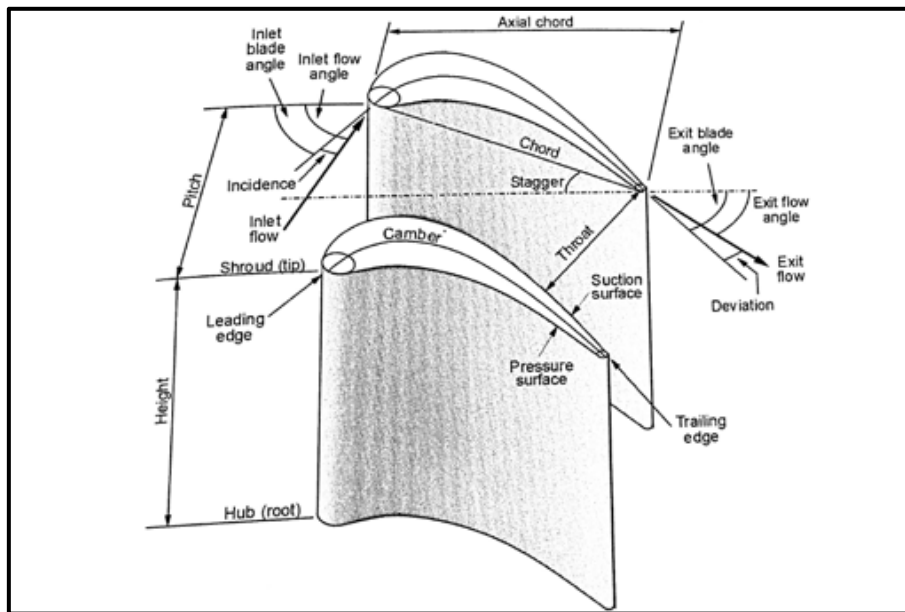


Figure 1.2 Illustration des paramètres géométriques des pales de rotor
Tirée de Moustapha, Zelesky, Banies, & Kapikse (2003, p.13)

1.1.2.2 Les différentes catégories de pertes

Une perte est considérée comme étant toute énergie de fluide dépensée sans contribuer à la mise en rotation de la pale. Par exemple, les frottements visqueux du fluide sur les parois de l'aube dissipent de l'énergie qui ne participe pas à la mise en rotation de la pale.

Le calcul de ces pertes étant primordial dans l'estimation de la performance de la turbine et donc du moteur, plusieurs études ont proposés des modélisations, la plus complète étant celle

d'Ainley et Mathieson (1951). Cette dernière modélisation a depuis été corrigée à partir de nouvelles données d'essai, notamment par Kacker et Ockapuu (1982). Pour simplifier l'approche, les théories développées proposent de diviser les pertes totales en différents coefficients caractérisant différentes catégories de pertes (Denton, 1993), résumées sur la Figure 1.3 :

$$Y_T = Y_p + Y_s + Y_{TE} + Y_{clr} \quad (1.1)$$

La définition des coefficients est la suivante :

1. Y_T : coefficient des pertes totales pour une pale,
2. Y_p : coefficient des pertes de profil (« profile losses ») : elles correspondent à l'énergie dissipée dans les couches limites le long du profil de la pale et dans les ondes de choc qui peuvent s'y former,
3. Y_s : coefficient de pertes dues aux écoulements secondaires (« cascade secondary vortices », « corner flow loss » et « annulus losses ») générés par le vortex en fer à cheval et au tourbillon de passage,
4. Y_{TE} : coefficient de pertes de bord de fuite (« trailing edge losses ») : Ces pertes sont liées à la géométrie du bord de fuite, où se forme ondes de choc et sillage,
5. Y_{clr} (« tip clearance loss ») : coefficient caractérisant les pertes dues au jeu en extrémité d'aube (détails au paragraphe suivant).

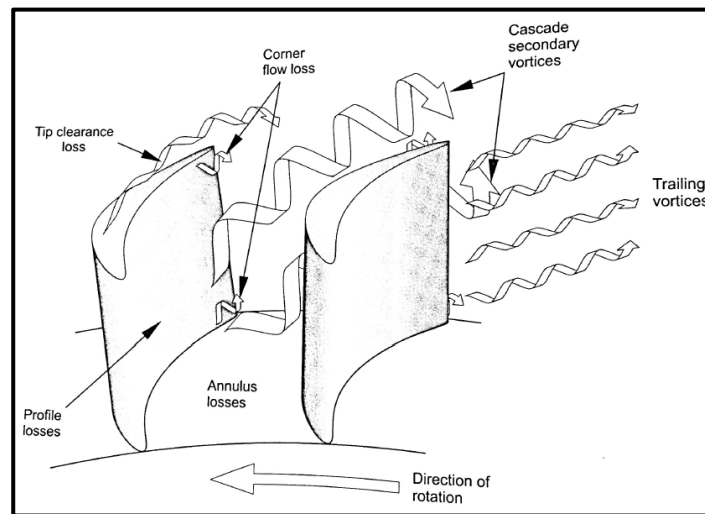


Figure 1.3 Illustration des origines des pertes
Tirée de Moustapha et al. (2003, p.32)

1.1.2.3 Le courant de fuite et les solutions associées

Origines :

Entre l'extrémité de l'aube en rotation et le carter statique il est nécessaire d'avoir un espace, dont la taille doit assurer l'absence de frottement entre la partie rotative et la partie statique. Cependant, la présence de ce jeu cause la formation d'un écoulement indésirable : l'écoulement de fuite (illustration Figure 1.4).

Du fait du gradient de pression entre l'intrados et l'extrados, l'écoulement fuite du côté des hautes pressions (intrados) vers les basses pressions (extrados) (Yaras & Sjolander, 1992 ; Denton, 1993 ; Moustapha et al., 2003 ; Bindon, 1989 ; Zou, Liu, Zhang, & Wang, 2016).

Cet écoulement est complexe et implique des mécanismes de pertes de natures très différentes schématisé sur la Figure 1.4 :

1. Réduction du travail extrait par l'aube,
2. Pertes d'énergie dissipée dans le mélange de l'écoulement de fuite avec le flux principal,
3. Pertes par la dissipation d'énergie dans la formation de plusieurs vortex.

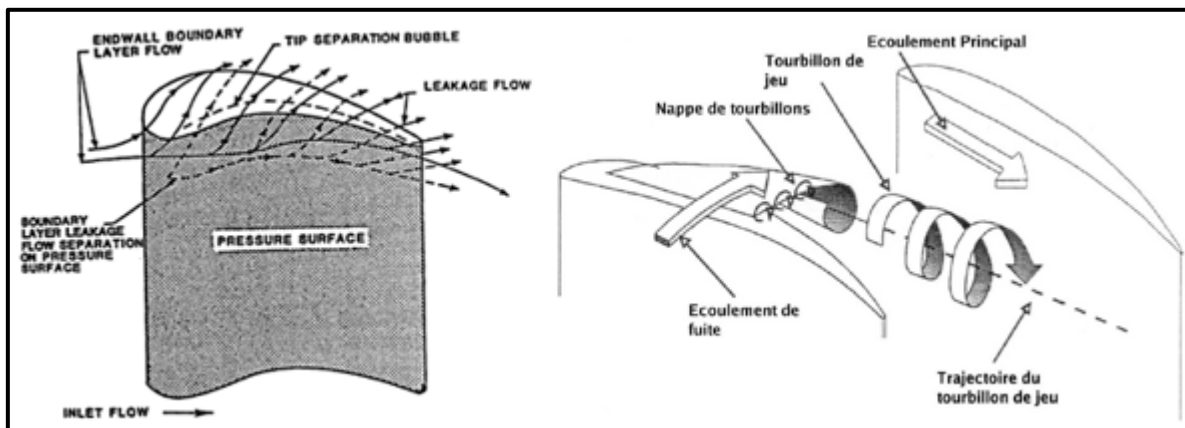


Figure 1.4 Deux modélisations d'écoulement en extrémité de pale
Tirée de : gauche : Moustapha et al. (2003, p.46), et droite : Gougeon (2015)

Réduction du travail extrait par l'aube :

La source de pertes ayant l'impact le plus important sur l'efficacité est la quantité de fluide fuitant, réduisant ainsi le travail potentiellement extractible par l'aube. Ces pertes sont fonction linéaire de la taille du jeu et donc du débit massique de l'écoulement de fuite (Liu et al., 2016 ; Moustapha et al., 2003 ; Bindon, 1989). La Figure 1.5 (droite) illustre cette linéarité entre le jeu minimum (1%) et le jeu maximum (2.5%).

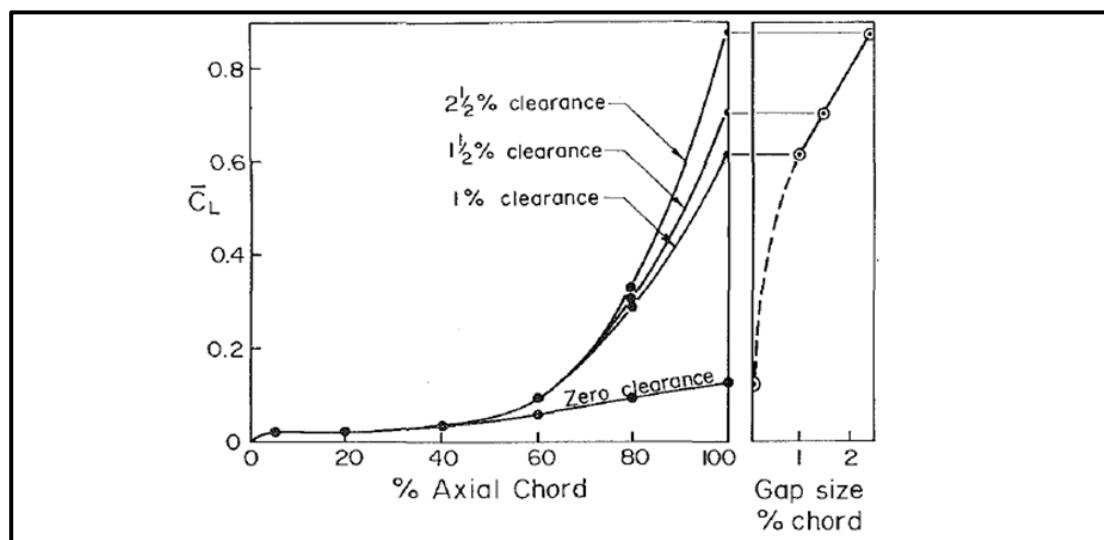


Figure 1.5 Évolution du coefficient de pertes en fonction de la position le long de la corde axiale pour 4 valeurs de jeu (gauche), et évolution du coefficient de pertes en fonction du jeu (en % de la corde) à 100% de la corde axiale (droite)
Tirée de Bindon (1989)

Cependant, le fait qu'entre le jeu nul et le jeu minimum la fonction ne soit pas linéaire (Figure 1.5, droite) suggère que d'autres phénomènes ont lieu, au-delà du débit fuitant. Bindon (1989) a étudié plus en détails la structure de l'écoulement de fuite.

Anatomie de l'écoulement de pertes :

Bindon (1989) s'est notamment inspiré de l'observation de Sjolander et Amrud (1987), dans laquelle ils ont mis en évidence la formation de vortex à mesure que le jeu augmentait, sans investigué davantage la cause de leur formation. A l'issu de ses recherches, Bindon (1989) a proposé une modélisation pour l'écoulement de fuite présenté sur la Figure 1.6, justifiant

ainsi la génération de ces vortex, et en introduisant des suppositions (correspondantes aux points d'interrogations).

En entrant dans la rangée d'aube, le courant de fuite suit la corde de l'aube. Puis, sur la première moitié de la corde de l'aube, du fait du gradient de pression, l'écoulement passe par-dessus la bulle de séparation formée sur le côté intrados du jeu après laquelle il se rattache sur la surface supérieur de la pale, puis il quitte le jeu sous forme de tourbillon et se mélange au courant principal du côté extrados, générant ainsi des pertes de mélange (Figure 1.6, 1).

A l'intérieur de la bulle de séparation, le fluide suit le gradient de pression le long de l'arête intrados du jeu (2), jusqu'à atteindre un point de convergence correspondant à l'inversion du gradient de pression, le fluide s'y accumule (3). Ce fluide de faible vitesse est ensuite entraîné par le jet de fuite sans pertes jusqu'à la sortie du jeu (4), formant ainsi un sillage à haute perte, qui quitte le jeu par-dessus la deuxième partie de l'aube. Ce sillage constitue une majorité des pertes internes du jeu, mais aussi une perte majeure de mélange avec l'écoulement principal.

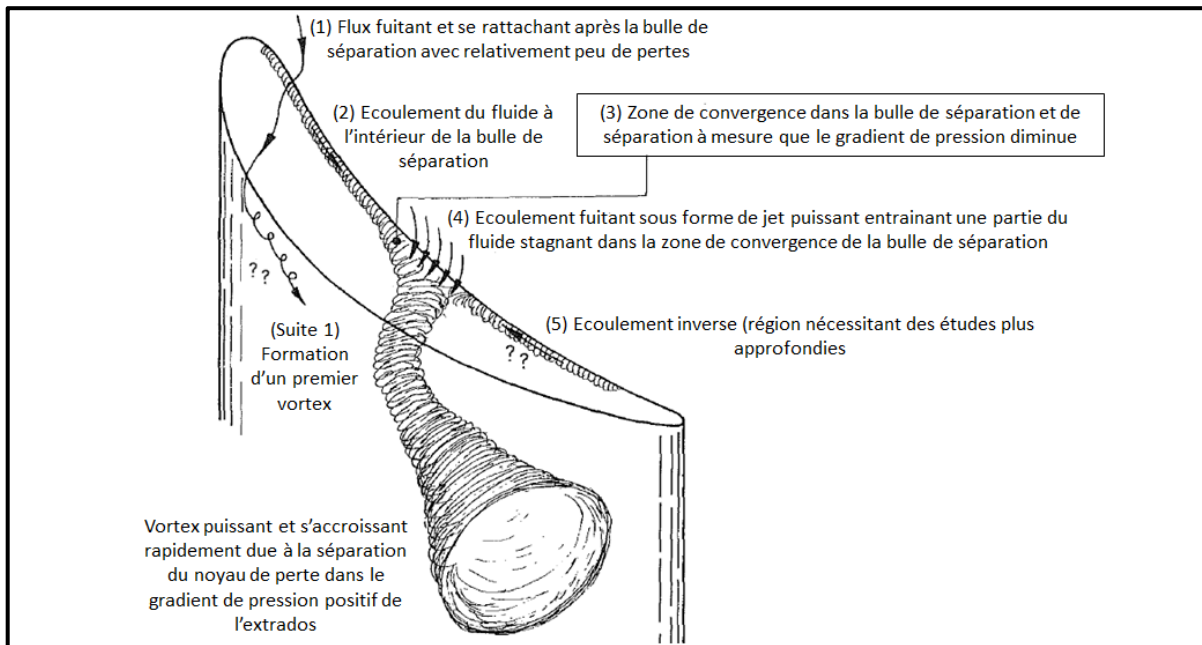


Figure 1.6 Description de la modélisation de l'écoulement de fuite selon Bindon (1989), les descriptions ont été traduites de l'image originale
Tirée de Bindon (1989)

Les recherches de Lee, Moon et Lee (2008) corroborent les résultats précédents concernant la formation des vortex et la dépendance de la morphologie de l'écoulement à la taille du jeu, plus il est important plus la ligne de rattachement s'éloigne de l'arête intrados du jeu.

Ainsi l'étude propose deux modèles d'écoulement de fuite. Pour un jeu faible (autour de 1% de la corde de la pale), l'écoulement est relativement constant le long de la corde de la pale avec une bulle de séparation le long de l'arête intrados. Tandis que pour un jeu important (h/c autour de 3%) l'écoulement est plus complexe et confirme celle proposée précédemment en apportant quelques précisions (Figure 1.7). En entrant dans le jeu au niveau du bord d'attaque, l'écoulement se sépare en deux vortex dont la branche intrados va intensifier les pertes dues au vortex issu de la zone de convergence.

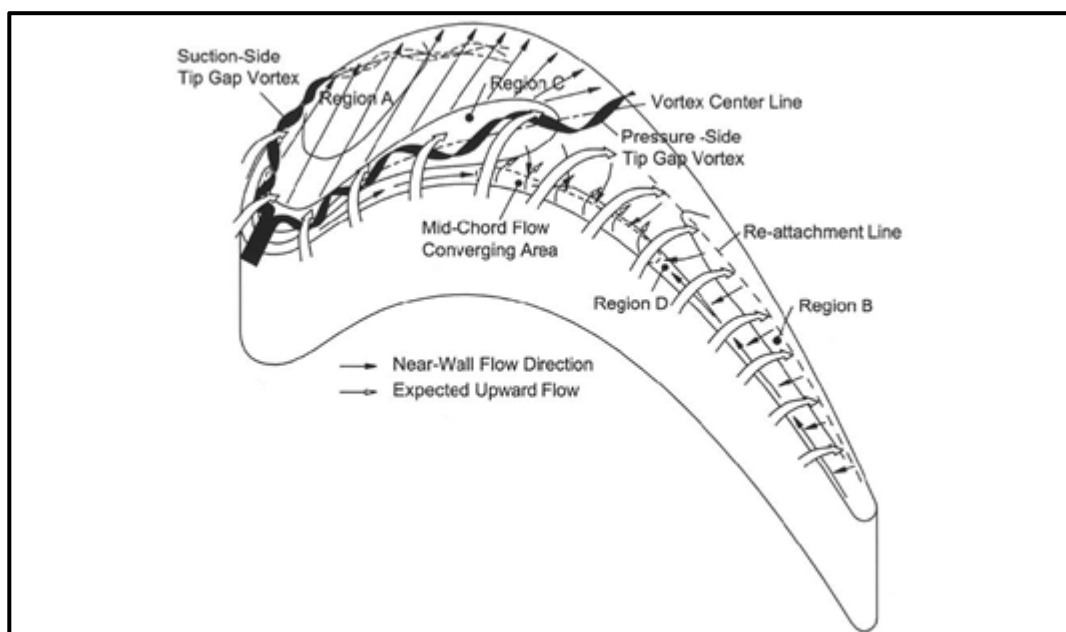


Figure 1.7 Modélisation de l'écoulement de fuite pour un jeu valant 3% de la corde de la pale

Tirée de Lee, Moon, & Lee (p.209, 2009)

L'écoulement dans le jeu est donc complexe et les pertes associées à chaque aspect de cet écoulement sont difficilement quantifiable. Toutefois, à la lumière de ces observations et avec des résultats d'analyse CFD il est envisageable d'identifier les régions où les pertes les plus importantes ont lieu.

Identification des régions de fortes pertes :

En effet, la Figure 1.8 montre des résultats d'analyse CFD (Gao, Zheng, Zhang, & Jiang, 2014a) et les zones préférentielles de pertes apparaissent. Ces dernières correspondent aux régions à forte création d'entropie (Figure 1.8, droite), ainsi à 50% de la corde axiale la zone d'augmentation importante d'entropie correspond à la formation du vortex de fuite, qui se développe rapidement.

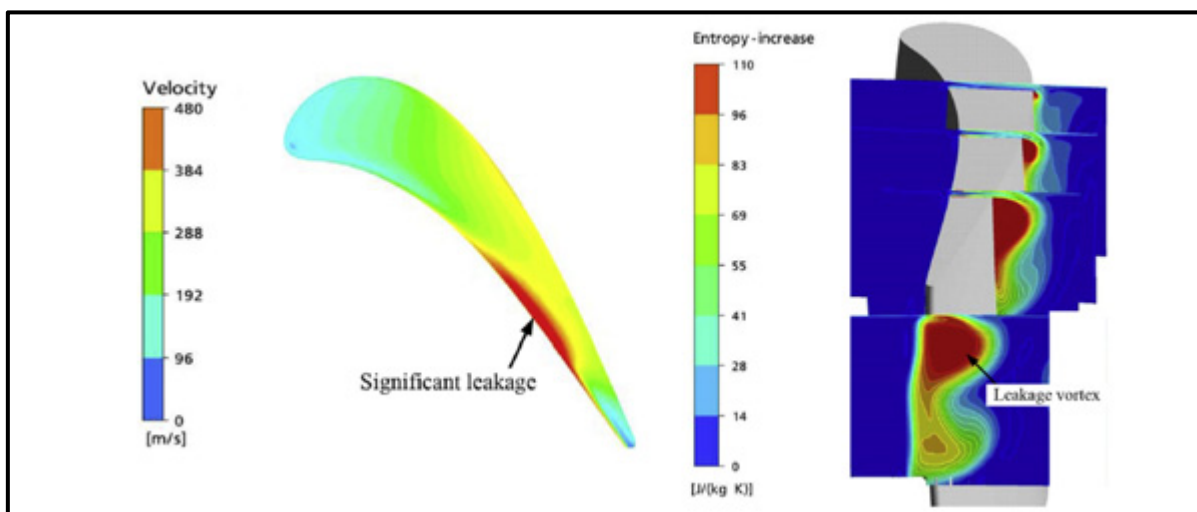


Figure 1.8 Visualisation au niveau de la surface supérieure de la pale : de la vitesse de l'écoulement (droite) et du contour d'augmentation d'entropie à 30, 50, 80 et 110 % de la corde axiale

Tirée de Gao et al. (2014a)

Réduction des pertes dues au jeu en extrémité de pale :

Pour réduire ces pertes plusieurs solutions existent, permettant ainsi d'augmenter l'efficacité aérodynamique de la pale.

Certaines solutions reposent sur le principe du contrôle actif du jeu, par exemple en injectant de l'air à travers de petits trous disposés sur la surface supérieure de la pale. D'autres solutions résident dans la modification de la géométrie de l'extrémité supérieure de la pale réduisant ainsi le chargement sur cette partie, donc en réduisant le différentiel de pression et ce qui finalement réduit l'intensité de l'écoulement de fuite (Denton, 1993), mais cela induit aussi la réduction du travail extrait par cette portion.

Dépendamment des conditions d'applications (température, vitesse de rotation, taille de la pale ...), la géométrie de la surface supérieure de la pale peut être modifiée : arête d'extrémité allongée (« minishroud » ou « winglets », Figure 1.9 droite), surface supérieur sous forme de cavité (« squealer ») ou encore carénage complet de la pale (« shroud »). Chaque solution n'apporte pas le même gain en efficacité et l'avantage du carénage de la pale apparaît sur la Figure 1.9 (gauche). Il est un obstacle plus imposant que les autres solutions, mais introduit davantage de contraintes mécaniques, il ne peut donc pas être installé sur n'importe quelle pale.

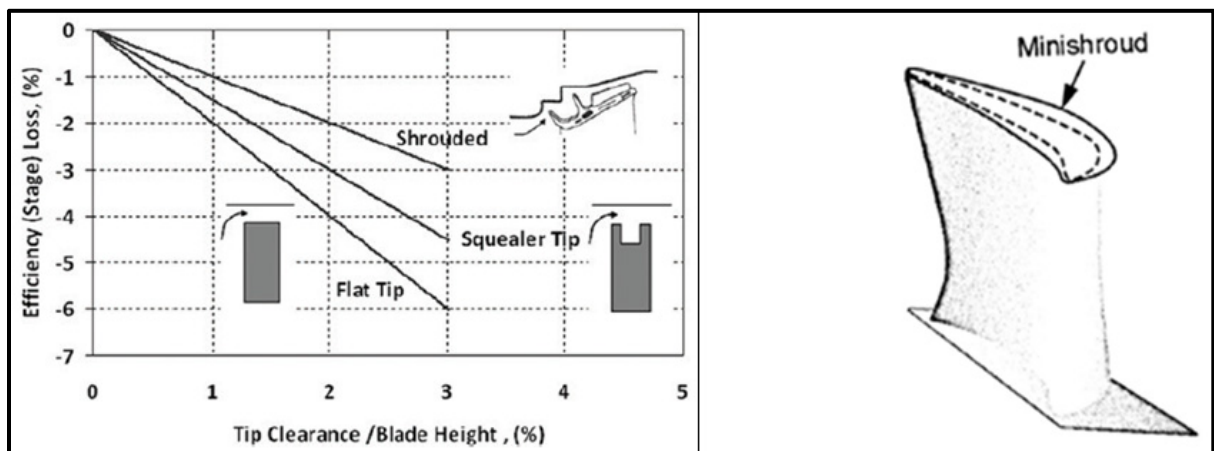


Figure 1.9 Évolution de l'efficacité en fonction du jeu, pour trois configurations différentes
Tirée de : gauche : Naik (p.122, 2017), et droite : Moustapha et al. (p.48, 2003)

1.2 Le carénage de pale de rotor

La pale de rotor de turbine joue un rôle central dans la performance aérodynamique de la turbine, d'où l'importance du carénage de pale. En effet, couvrir la pale est une solution efficace pour réduire le débit de fluide en extrémité de pale.

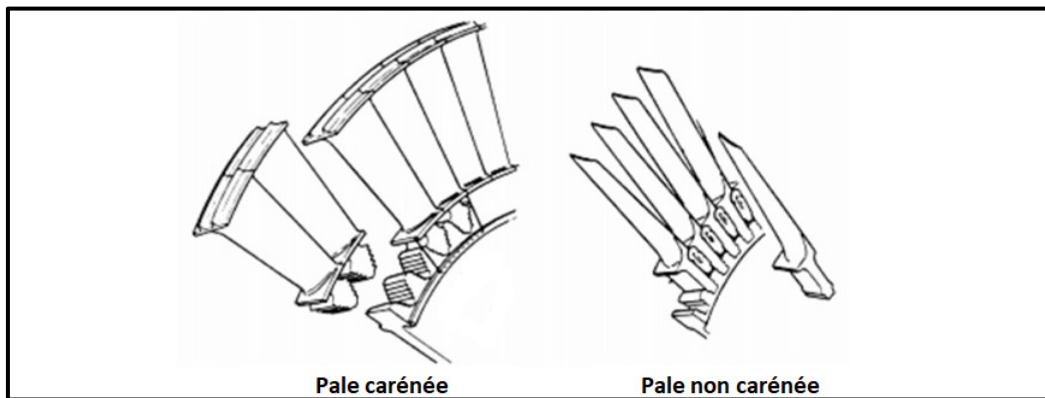


Figure 1.10 Exemple d'une pale carénée et d'une pale non carénée
Tirée de Term (2010)

1.2.1 Généralités

Il peut avoir des formes très variées, la Figure 1.11 et la Figure 1.12 en présente quelques formes. Les principaux paramètres variant sont : le nombre d'ailettes (Figure 1.11), l'inclinaison des ailettes, leurs positions, la géométrie de la plateforme (Figure 1.12), ou encore la forme de la zone de contact entre deux carénages consécutifs.

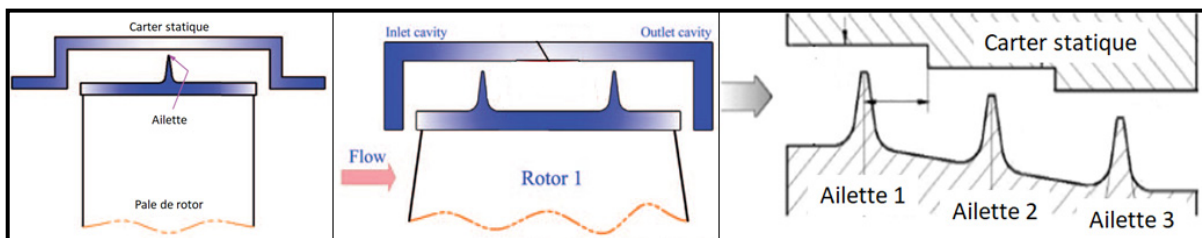


Figure 1.11 Carénage à 1, à 2, et à 3 ailettes

Tirée de : gauche : Gao, Zheng, Zhang & Chen (2013), milieu : Gao, Zheng, Yue, & Sun (2011) et droite : El-Dosoky (2009)

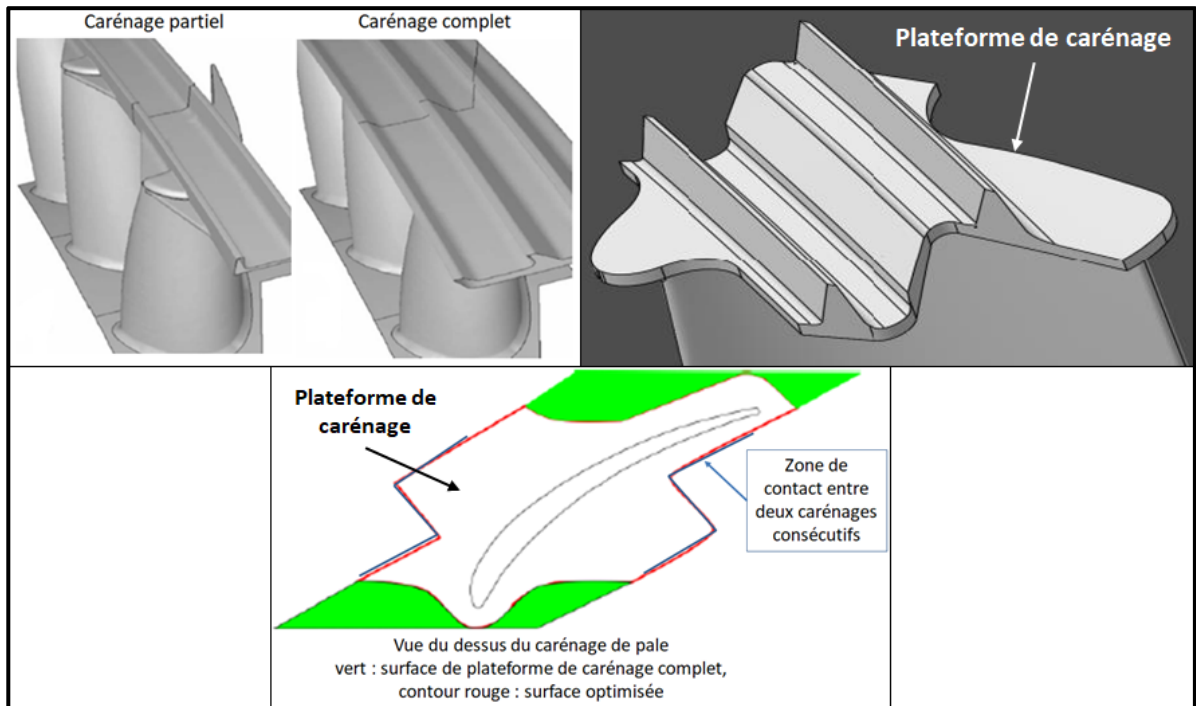


Figure 1.12 Exemples de géométrie de carénage avec différentes géométries de plateforme
Tirée de : en haut à gauche : Porreca, Behr, Schlienger, Kalfas, Abhari, Ehrhard, & Janke, (2005), et en bas : Le Guyader, Démolis, & Munoz (2016)

La forme du carénage varie selon les applications. Les principaux avantages du carénage sont (Moustapha et al., 2003) :

1. La réduction des pertes aérodynamiques de l'aube (voir paragraphe suivant),
2. Le contrôle de la fréquence de vibration de la pôle : en fonctionnement les faces de contact des deux carénages consécutifs entrent en collision, ce qui produit un amortissement,
3. L'augmentation de la rigidité de la pale : le contact entre deux carénages consécutifs forme un anneau sur la circonférence totale du rotor et permet la réduction des efforts dans la pale,
4. L'augmentation de la vie en fatigue : grâce à l'apport de rigidité et le gain sur l'aspect vibratoire.

1.2.2 Le carénage et les pertes aérodynamiques

Concernant la réduction des pertes aérodynamiques, les paramètres ayant une réelle influence sur cet aspect sont :

1. Sa taille : correspondant à l'envergure de la plateforme du carénage du bord d'attaque au bord de fuite de l'aube selon la corde axiale ;
2. Les ailettes : leurs nombres, leurs tailles, et leurs inclinaisons.

Dans un premier temps on s'intéressera aux aspects généraux de l'écoulement à travers le carénage, puis à l'effet de la taille de la plateforme et enfin au rôle des ailettes dans l'apport d'efficacité aérodynamique.

1.2.2.1 L'écoulement de fuite à travers le carénage

Anatomie de l'écoulement :

Le carénage bloque le passage du fluide entre l'intrados et l'extrados, cependant le jeu étant toujours présent le fluide s'y engouffre et l'écoulement se fait du bord d'attaque vers le bord de fuite, plutôt que de l'intrados vers l'extrados (Moustapha et al., 2003 ; Gao et al., 2013), c'est-à-dire le long de l'axe de rotation de l'arbre. En effet, une partie du fluide arrivant au bord d'attaque de la pale s'engouffre dans la cavité d'entrée du carénage, est freiné par les ailettes, atteint la cavité de sortie et se mélange au l'écoulement principal (Figure 1.13). Bien que différent d'une pale non carénée, cet écoulement est à l'origine de pertes de nature similaire.

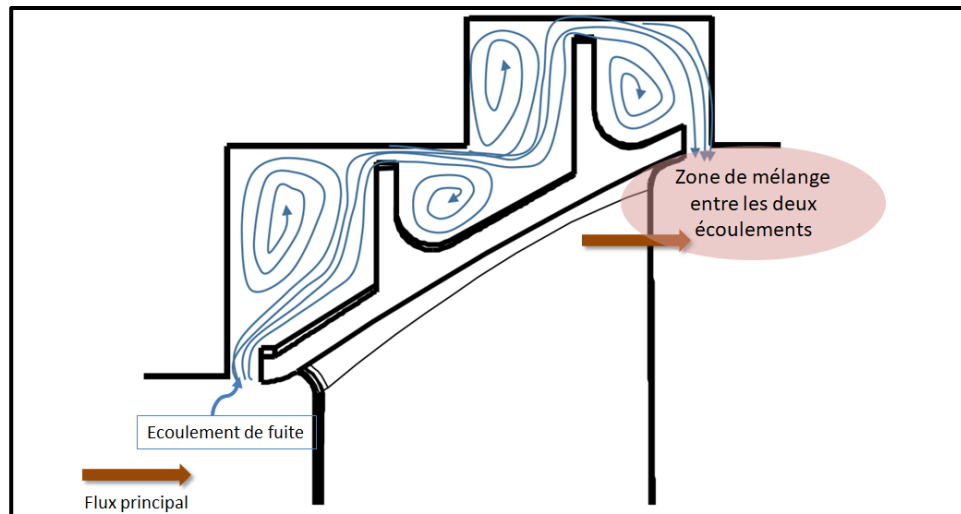


Figure 1.13 Illustration du chemin emprunté par l'écoulement de fuite à travers le carénage, vue en coupe
Tirée de Bauinger, et al. (p.4, 2017)

Tout d'abord, la quantité de fluide traversant le carénage ne participe pas à l'énergie récupérée par la pale. En effet, l'efficacité aérodynamique est fonction linéaire de la quantité de fluide traversant le carénage, plus le jeu est grand plus la quantité de fluide s'y engouffrant est importante (Figure 1.14). Ces résultats corréleront ceux obtenues dans de nombreuses autres recherches (Zou et al., 2016). Cependant, la Figure 1.14 montre une singularité, en effet pour les valeurs de jeu faible (en-dessous de 0.62%) la pale non carénée présente une meilleure efficacité que la pale carénée, cela peut s'expliquer par la présence des cavités d'entrée et de sortie au niveau du carénage, région de création d'entropie.

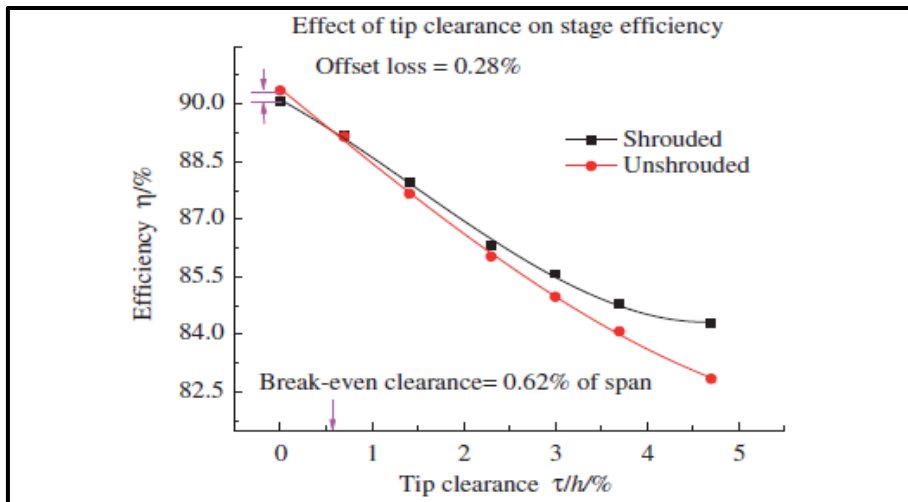


Figure 1.14 Efficacité de la turbine simulée à trois étages en fonction de la taille du jeu (τ : jeu, h : taille de la pale)
Tirée de Gao et al. (2013)

De plus, comme pour une pale non carénée des pertes sont à déplorer lors de l'interaction de la fuite avec l'écoulement inter-aubes. En effet, malgré la présence des ailettes, le fluide traversant le carénage transporte encore de l'énergie à la sortie de celui-ci, et son interaction avec l'écoulement principal génère des pertes de mélange (Figure 1.13). Ces pertes sont dues à la différence de vitesse entre l'écoulement de fuite qui rejoint l'écoulement principal à la sortie du carénage, que ce soit en direction ou en intensité. La discordance de ces deux vitesses est illustrée Figure 1.15, où les lignes de courant de l'écoulement de fuite et de l'écoulement principal sont représentées. Ainsi, lorsque la vitesse circonférentielle du flux de fuite correspond à celle de l'écoulement principal la création d'entropie due au mélange des deux flux est moindre, réduisant ainsi les pertes associées (Zou et al., 2016).

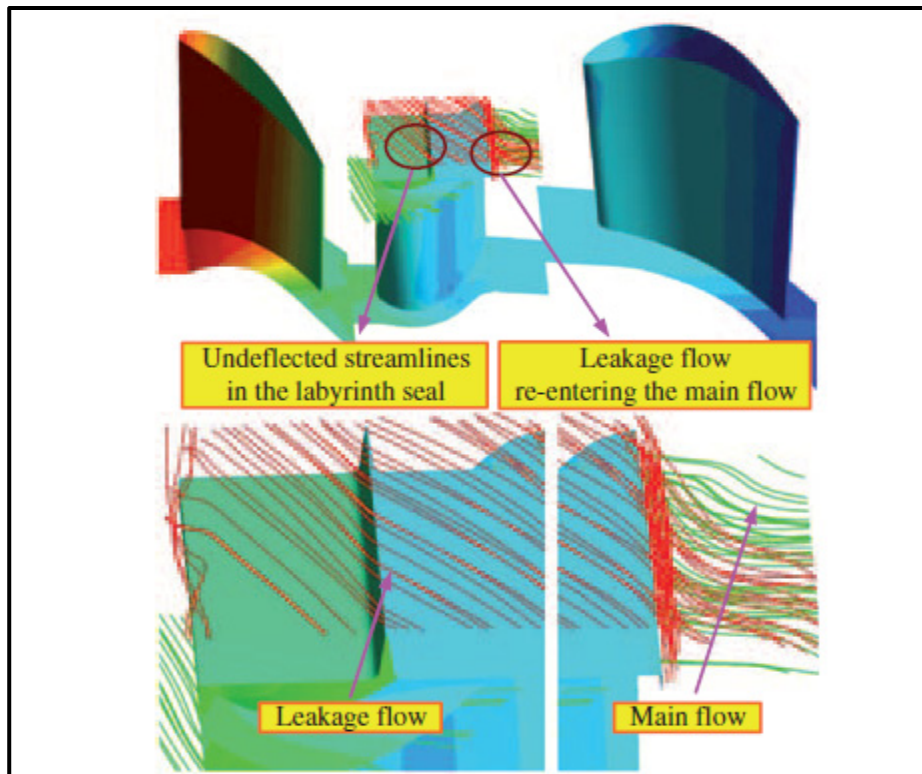


Figure 1.15 Lignes de courant à travers le carénage et interaction avec les lignes du courant principal en sortie de carénage
Tirée de Gao et al. (2013)

Quantification des deux principales sources de pertes :

La Figure 1.16 représente les pertes totales pour une pale non carénée (« unshrouded ») et une pale carénée (« shrouded ») en quantifiant les pertes internes au jeu (« seal » et « gap ») et les pertes de mélange (« mixing ») dans chaque cas. La présence des ailettes permet de dissiper une partie de l'énergie du fluide, ce qui réduit les pertes dues au mélange, par rapport à une pale sans carénage, et augmente les pertes internes au jeu. Cependant, à partir d'une certaine valeur de jeu (3%), les pertes internes chutent car l'espace au-dessus est suffisant pour que la circulation du fluide se fasse par-dessus les ailettes, et ainsi les pertes de mélange en sont d'autant impactées.

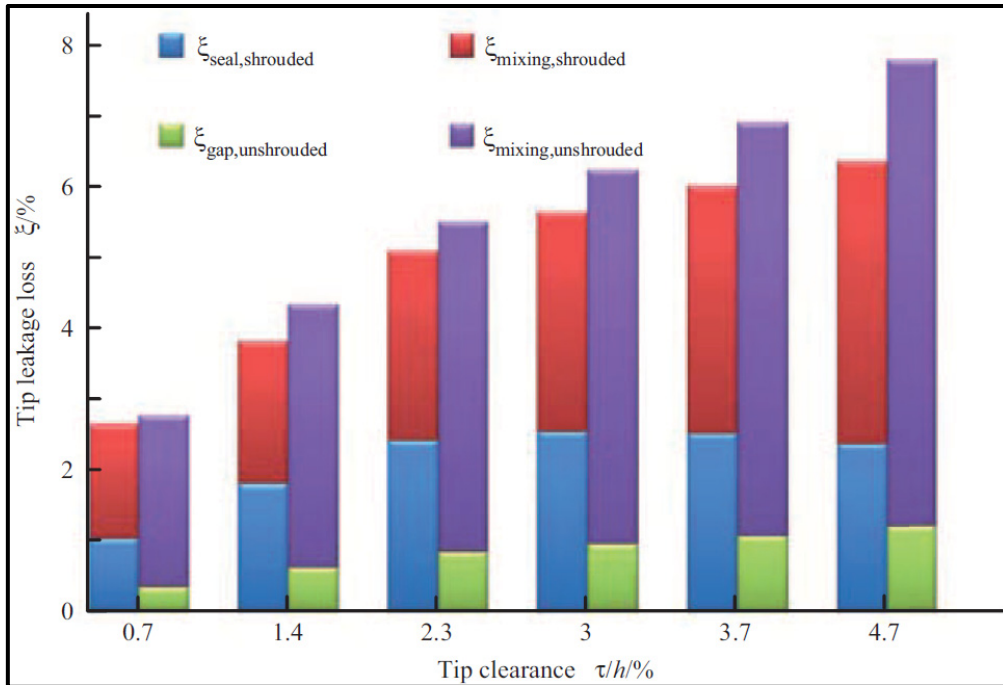


Figure 1.16 Évolution des pertes dues à l'écoulement de fuite en fonction du jeu (τ) en % de l'envergure de la pale (h), et quantification des pertes associées au mélange et interne au jeu (« seal » et « gap »)
Tirée de Gao et al. (2013)

Finalement, comme dans la configuration sans carénage, l'objectif est d'avoir un jeu faible. Toutefois, le jeu n'est pas l'unique levier permettant de gagner en efficacité, certains paramètres géométriques du carénage permettent aussi de gagner en efficacité aérodynamique.

1.2.2.2 Influence de la plateforme du carénage

En effet, la plateforme de carénage joue un rôle essentiel dans l'efficacité aérodynamique de la pale. Ainsi plus elle est grande plus le gain en efficacité est grand, mais aussi plus le volume du carénage est important et plus les contraintes mécaniques dans la pale sont importantes. Le développement sur l'anatomie de l'écoulement de fuite a permis de mettre en exergue les régions les plus importantes à couvrir, c'est-à-dire les régions à forte création d'entropie. Ces régions correspondent à l'espace de la gorge de passage où la vitesse du

fluide est plus importante et le différentiel de pression l'est d'autant (« Throat », Figure 1.2). L'objectif est donc de couvrir au maximum cette gorge, ce qui induit donc d'avoir plus de matière du côté du bord de fuite.

C'est pourquoi les conceptions récentes de carénage de pale proposent des solutions plus optimisées afin d'amoindrir la masse de cette pièce : des carénages partiels dont certaines extrémités ayant un impact faible sur l'apport aérodynamique du carénage ont été retirées (Figure 1.17 gauche).

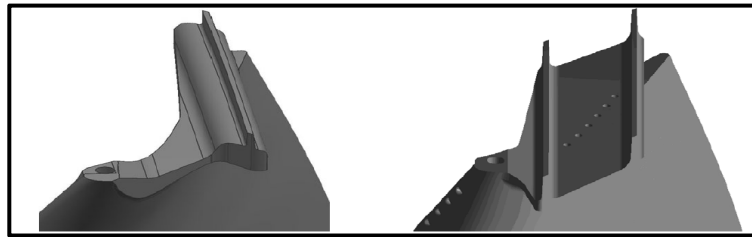


Figure 1.17 Deux géométries de plateforme de carénages différentes
Tirée de Belousov & Nazdrachev (2016)

Certaines recherches ont donc comparé l'efficacité entre un carénage minimal, optimisé et complet, afin de mettre en exergue l'intérêt d'un carénage optimisé (Porreca, Kalfas, & Abhari, 2008 ; Nirmalan et Bailey, 2005).

Une première étude a comparé trois formes de carénage (Porreca, Kalfas, & Abhari, 2008) (Figure 1.18) : complet (a), minimale (b), et optimisé (c), cette dernière géométrie couvre davantage le bord de fuite par rapport au carénage minimale. Les résultats CFD sont présentés sur la Figure 1.19.

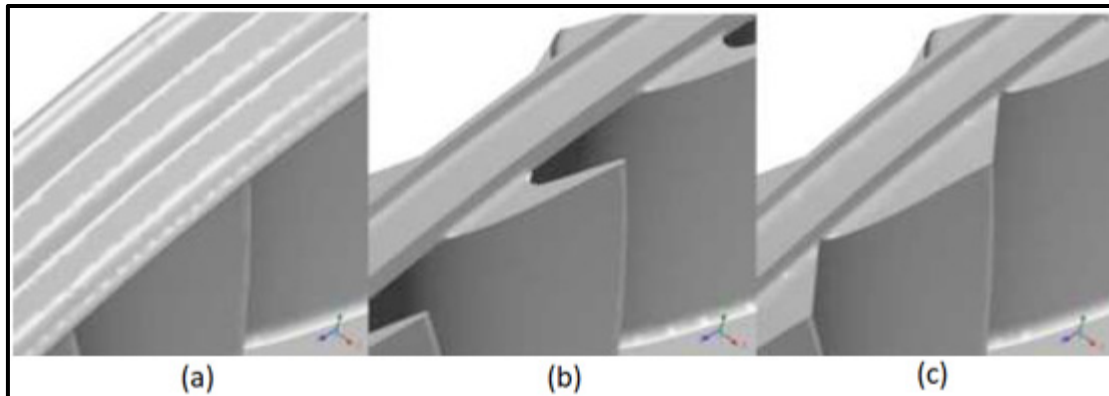


Figure 1.18 Illustration des trois configurations considérées : a : carénage complet, b : carénage minimal, c : carénage optimisé
Tirée de Porreca et al. (2008)

Dans le cas du carénage complet (a) les lignes de courant de l'écoulement de fuite se linéarisent rapidement après le mélange des deux écoulements, contrairement au cas minimal (b), où le mélange perturbe beaucoup plus l'écoulement principal avec plus grande région à forte création d'entropie. Enfin le carénage optimisé présente une région de mélange plus confiné à la sortie du carénage comparé à la configuration minimale.

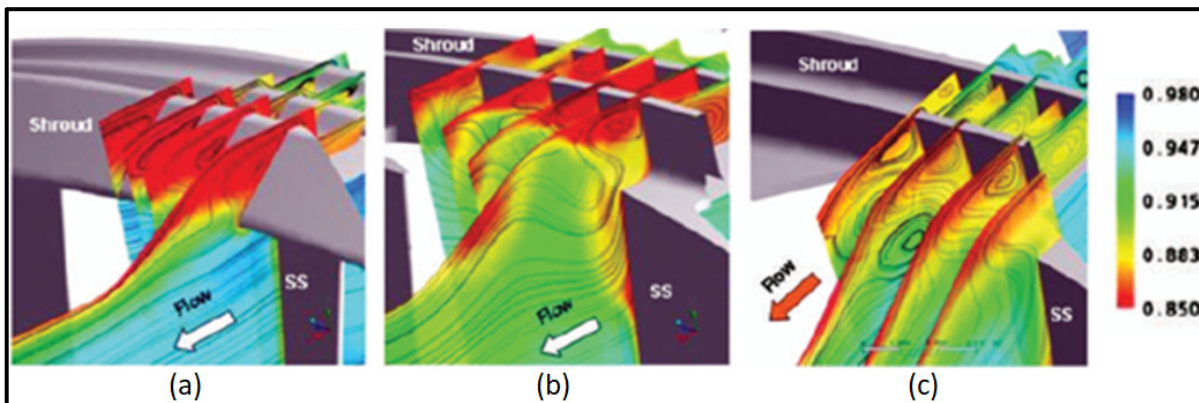


Figure 1.19 Ligne de courant de l'écoulement de fuite, la couleur indique l'augmentation d'entropie
Tirée de Porreca et al. (2008)

Ces observations sont confirmées par les résultats d'efficacité de la Figure 1.20. Les résultats montrent qu'une géométrie optimisée du carénage partiel ne présente qu'une pénalité

d'efficacité par rapport au carénage complet de 0,5 %, contre 1,1 % pour une géométrie minimale, par rapport au cas de référence qui est le carénage complet.

Turbine pressure difference [Pa]	(a)	(b)	(c)
Total to total efficiency (second stage) (%)			
33,900	100	-1.0	
37,485	100	-1.1	-0.5
40,575	100	-0.8	

Figure 1.20 Impact des différentes configurations de carénage sur l'efficacité, ayant comme référence le cas du carénage complet
Tirée de Porreca et al. (2008)

Une seconde recherche a, de même, jeté son dévolu sur l'analyse de l'intérêt d'un carénage optimisé (Nirmalan et Bailey, 2005). Comme précédemment, ils ont comparés différentes formes de carénage (Figure 1.21) : un carénage minimal (« deep scalloping »), un carénage optimisé (« medium scalloping »), et un carénage complet (« no scalloping »).

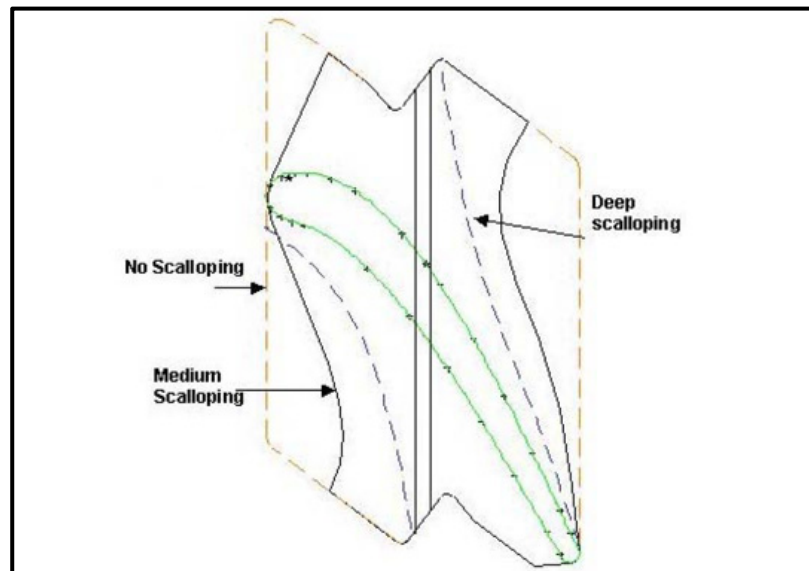


Figure 1.21 Illustration des trois géométries de carénage analysées : minimal (« deep scallop »), optimisé (« medium scallop »), complet (« un-scalloped »)
Tirée de Nirmalan et Bailey (2005)

Les résultats d'expérience sont présentés sur la Figure 1.22, où les pertes totales de pression sont représentées en fonction de la taille du jeu. On constate que plus le jeu est faible plus l'intérêt d'un carénage complet est évident, toutefois les pertes de pression sont plus faibles pour le carénage optimal par rapport au carénage minimal, ce qui corrobore les résultats précédents (Porreca et al., 2008).

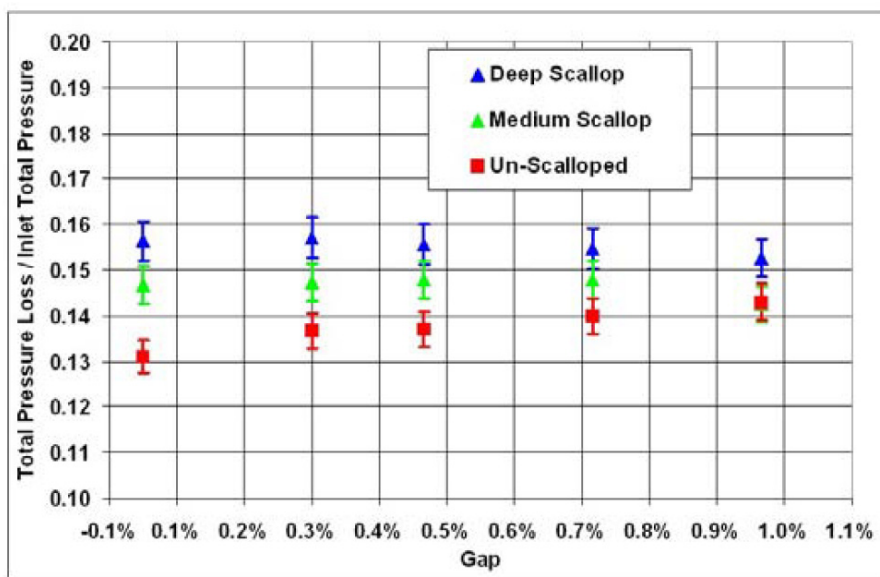


Figure 1.22 Perte de pression totale en fonction de la taille du jeu pour les trois géométries de carénage
Tirée de Nirmalan et Bailey (2005)

Ces diverses analyses comparatives permettent de conclure quant à l'intérêt d'un carénage partiel optimisé. En effet, en couvrant la zone stratégique d'un point de vue aérodynamique, le rapport entre l'apport aérodynamique et les contraintes associées (à la présence du carénage) peut être optimisé.

1.2.2.3 Les ailettes : leur rôle et paramètres influents

Les ailettes du carénage permettent d'obstruer le passage de l'écoulement de fuite dissipant ainsi une partie de son énergie et par conséquent réduisant les pertes de mélange (Figure

1.23). A mesure que le flux traverse les ailettes des vortex se forment dissipant l'énergie du fluide. Cela se traduit aussi dans la valeur du rapport entre la pression totale d'entrée et la pression totale réelle qui diminue.

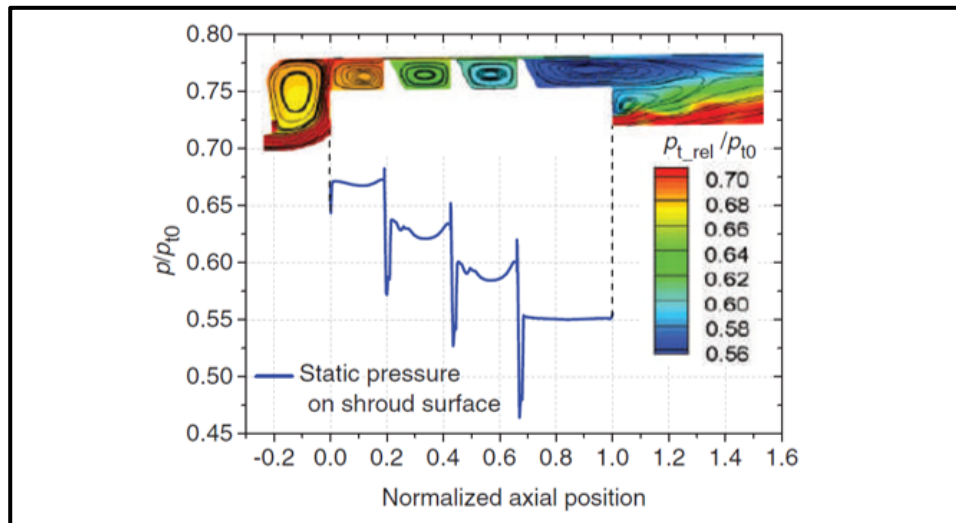


Figure 1.23 Différents aspects sur le flux de fuite à travers les trois ailettes, « p_{t_rel} » : pression totale réelle, « p_{t0} » : pression de stagnation en entrée

Tirée de Liu et al. (2016)

Leur nombre peut varier, cependant au-delà de deux ailettes l'apport aérodynamique d'une ailette supplémentaire est limité par rapport à l'apport de masse. Ainsi lorsque le carénage de pale s'est développé, il supportait jusqu'à 5 ailettes, puis suite à différentes analyses aérodynamiques, il a été conclu que au-delà de 3 ce n'était plus intéressant (Xu, Bo, Hongde, & Lei, 2015 ; Belousov & Nazdrachev, 2016).

Abou-Salem (2016) a étudié l'influence du nombre d'ailettes, de la taille du jeu sur l'écoulement de fuite, et l'impact d'avoir des ailettes inclinées ou non, étagées ou non (Figure 1.24).

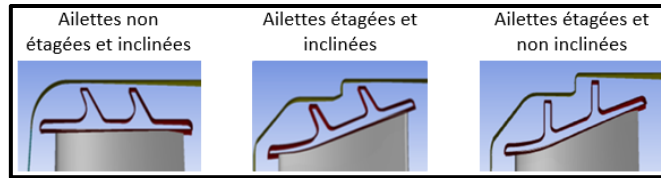


Figure 1.24 Illustration des paramètres variables pour la configuration à 2 ailettes
Tirée de Abou-Salem (2016)

Les résultats (Figure 1.25) recoupe l'affirmation précédente, c'est-à-dire que au-delà de 2 ailettes l'apport aérodynamique n'est plus intéressant au regard de l'ajout de masse. Aussi on remarque l'intérêt d'ailettes étagées et l'intérêt d'avoir le jeu le plus faible possible.

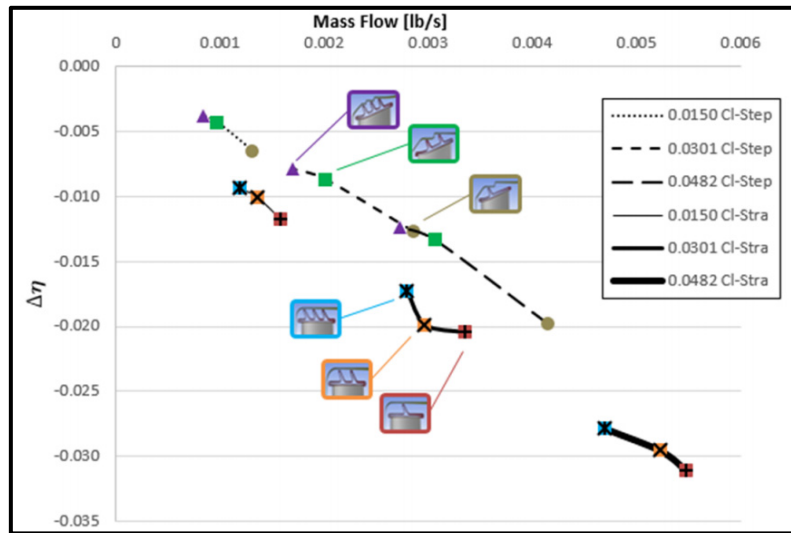


Figure 1.25 Variation de l'efficacité en fonction du débit massique de l'écoulement de fuite pour des ailettes inclinées
Tirée de Abou-Salem (2016)

En obstruant le passage du fluide, le carénage offre donc un gain aérodynamique à la pale. La taille de la plateforme est importante afin de bloquer le fluide au point stratégique, cependant elle doit être judicieusement conçue afin d'allier apport aérodynamique et ajout de masse. Le fluide traversant le carénage voit son énergie dissipée par la formation de vortex lié à la présence des ailettes. Toutefois la présence du carénage augmente les contraintes mécaniques dans la pale.

1.2.3 Les contraintes induites et les paramètres influents

Les contraintes subies par la pale sont de nature diverse, mais ce sont les contraintes induites par les effets centrifuges qui vont avoir les conséquences les plus critiques.

Malgré ses avantages diverses, la présence du carénage génère des contraintes, dont deux sont prépondérantes : la contrainte induite par le contact entre les faces de deux carénages successifs (zone A, Figure 1.26) et la concentration de contraintes dans le rayon de jonction entre la pale et le carénage (zone B, Figure 1.26).

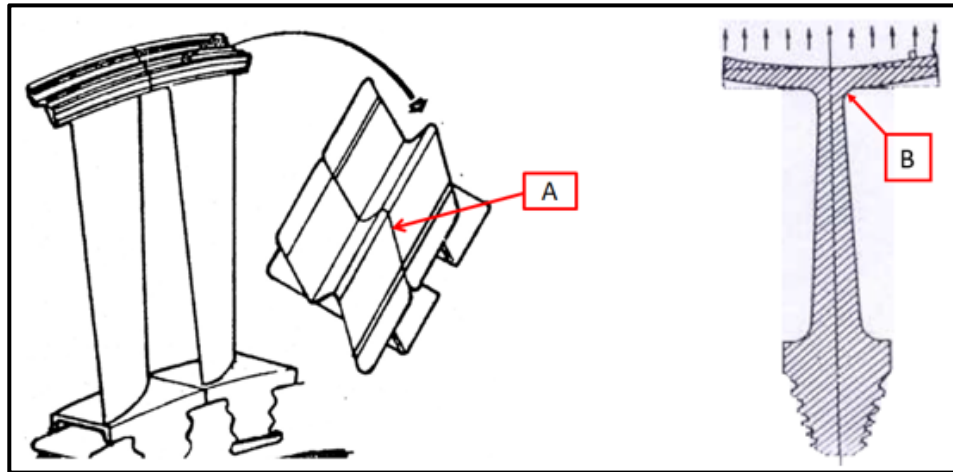


Figure 1.26 Région des contraintes majeures dans le carénage d'aube
Tirée de : gauche : Daverdin (1989), droite : Chandrasekhar et al., 1988)

Concernant la contrainte dans le rayon de jonction, du fait de la complexité de la géométrie du carénage, il est difficile d'établir une équation permettant de calculer la valeur maximale de cette contrainte à partir des paramètres géométriques du carénage (Axelrad & Jaeger, 1965). Cependant, cette contrainte est directement proportionnelle à la taille du carénage puisqu'elle est causée par la flexion de la surface de carénage en porte-à-faux sous les effets centrifuges (Belousov & Nazdrachev, 2016 ; Chandrasekhar et al., 1988). Ainsi, l'objectif d'augmenter la taille du carénage en vue d'augmenter son efficacité aérodynamique est en contradiction avec la réduction de cette contrainte.

Suite à une analyse photo élastique de la contrainte dans le rayon de jonction (Chandrasekhar et al., 1988), la capacité de réduction de cette contrainte grâce à l'augmentation du rayon a été mise en avant : pour un rayon variant de 2.8 à 6 millimètres, la contrainte est réduite de 34%, pour un carénage complet. Toutefois l'augmentation de la taille du rayon ajoute de la masse et engendre donc l'augmentation des contraintes dues aux effets centrifuges subies par la pale.

Des optimisations ont été effectuées sur le carénage, ayant pour objectif la maximisation de l'efficacité aérodynamique et la minimisation de la masse totale de la pale, en donnant un coefficient prépondérant à l'aspect aérodynamique (Hu, Mao, Wang, Jia, & Song, 2016). Parmi l'ensemble des contraintes considérées dans cette optimisation s'y trouve notamment la contrainte mécanique équivalente dans la jonction entre la pale et le carénage. Néanmoins, la valeur du rayon de jonction ne fait pas parti des paramètres variables. Une partie des résultats d'optimisation est présentée sur la Figure 1.27.

<i>Output values: structural mechanical constraints (Y_1)</i>		
$dx_{tip}, 10^{-3} \text{ m}$	3.50	2.95
$\sigma_{shroud}, \text{MPa}$	435.02	450.3
$\sigma_{blade}, \text{MPa}$	593.14	575.36
$\sigma_{joint}, \text{MPa}$	270.13	295.36
$\sigma_{contact}, \text{MPa}$	80.10	105.67
<i>Aerodynamic constraints (Y_2)</i>		
$m_f, \text{kg/s}$	107.36	106.83
T, K	1234.86	1187.75
Total mass $m_t (10^{-3}), \text{kg}$	203.27	189.70
Aerodynamic efficiency η	0.875	0.9235
Objective F	1.100	1.038

Figure 1.27 Résultats d'optimisation pour une pale carénée
Tirée de D. Hu et al. (2016)

Dans l'ensemble des paramètres ayant été modifiées, la taille de la plateforme du carénage a été augmentée. Ainsi, l'optimisation de la géométrie résulte en l'augmentation de la contrainte dans la jonction (σ_{joint}), l'augmentation de l'efficacité aérodynamique (η), et la diminution de la masse totale (m_t). Ces résultats sont intéressants mais à mettre en perspective avec le temps qu'elle a pris : 120 heures au total.

1.2.4 Conclusion sur l'aube de turbine et son carénage

Cette section d'étude de littérature a fait valoir l'intérêt du carénage dans les performances aérodynamiques de la turbine, tout comme l'incidence de sa présence sur les contraintes mécaniques.

Toutefois certains paramètres, comme la taille de la plateforme du carénage, ont un impact non négligeable sur le poids du carénage. Or la phase de conception préliminaire, bien que succincte comparée à la phase détaillée, requiert la connaissance du poids global du carénage afin de dimensionner les performances de la turbine. On peut ainsi retenir deux aspects clés pour cette étude concernant le carénage de la pale et sa conception :

1. Augmenter la taille du carénage permet d'augmenter l'efficacité aérodynamique de l'étage, mais augmente les contraintes mécaniques,
2. Augmenter le rayon de jonction entre l'aube et le carénage permet de réduire les concentrations de contraintes dans la jonction, mais accroît le poids supporté par la pale.

L'optimisation est une solution évidente permettant de concilier ces diverses contradictions.

1.3 Optimisation pour la conception mécanique

Le développement technologique a fortement impacté les industries et, dans une logique exacerbée d'amélioration des performances, l'optimisation est devenue une caractéristique intrinsèque de tout développement. La conception mécanique n'est pas épargnée puisque l'interaction incessante interdisciplinaire est un terrain propice à l'optimisation multidisciplinaire (MDO) ou lorsque cela concerne la phase de conception préliminaire : PMDO.

1.3.1 Définition d'un problème d'optimisation

Un problème d'optimisation met en jeu la volonté de minimiser ou maximiser une *fonction* en respectant les *contraintes* tout en faisant varier les *paramètres*, ce sont ces trois entités constitutives de la définition d'un problème d'optimisation.

Les variables de décision sont les paramètres dont on cherche la valeur pour trouver une valeur optimale pour la fonction objective. La fonction objective est la fonction centrale du problème à minimiser ou maximiser, elle varie lorsque les variables de décision varient. Lorsqu'il s'agit d'une optimisation multidisciplinaire on peut définir une fonction unique à optimiser en sommant et en donnant un poids à chaque fonction considérée. Les contraintes peuvent être des fonctions dépendantes des paramètres ou simplement des limites géométriques. Il est aussi possible d'avoir des problèmes d'optimisation sans contrainte.

1.3.2 Différentes méthodes d'optimisation et leurs outils

Du fait de la multitude de paramètres à considérer ou encore de fonctions dont l'expression est inconnue, un problème d'optimisation peut rapidement s'envenimer, d'autant plus dans le cas de la MDO. Afin d'alléger les calculs d'optimisation une grande diversité de méthodes existe.

Méthode des modèles de complexités variables (VCM) :

Lorsque les expressions des fonctions d'optimisation sont inconnues (contraintes ou objectives), il est nécessaire de réaliser des simulations à chaque point d'étude. Pour réduire le nombre de simulations à effectuer, quelques résultats peuvent suffire pour faire des approximations avec des erreurs acceptables. Ainsi un premier niveau de haute-fidélité correspondant aux résultats de simulation permet de construire un modèle de faible fidélité, c'est-à-dire reposant sur l'interpolation des résultats de simulation (RSM). Ce dernier modèle permet d'obtenir des résultats rapidement, mais introduit des erreurs.

Méthode des surfaces de réponses (RSM) :

L'objectif est d'approximer les fonctions inconnues du problème basé sur les résultats de simulations ou d'expériences. Elle consiste à calibrer les coefficients de la fonction inconnue en minimisant l'erreur entre les données (de simulation) et les résultats de la courbe d'approximation en utilisant la méthode des moindres carrées (« Least Square »)

(Baillargeon, 1976). Cette méthode est largement appliquée au problème d'optimisation multidisciplinaire (Valakos, Ntipteni, & Nikolos, 2007 ; Hu, Xiong, He, & Pan, 2016 ; Jun, Jean, Rho & Lee, 2006).

Algorithme d'optimisation :

Dans la forêt des algorithmes existants il est difficile de choisir le plus adapté à chaque problème. L'objectif est de trouver l'algorithme permettant de converger le plus rapidement vers la solution optimale, c'est-à-dire permettant de minimiser le temps de calcul tout en assurant la fiabilité de la résolution.

La majorité des problèmes d'optimisation actuelle sont complexes, la recherche du point optimal l'est d'autant. Une grande diversité d'algorithme d'optimisation basée sur des méthodes de recherche méta heuristiques, comme des méthodes descendantes (Hu, Mao, Wang, Jia, & Song, 2016) ou encore génétique (Hu et al., 2017 ; Song, Luo, Li, & Feng, 2012), répond à ces besoins.

Aussi dans certains cas plus simples, il est possible d'utiliser des méthodes d'optimisation plus efficace par rapport à la taille du problème posé. En effet, lorsque la fonction objective évolue de manière monotone en fonction des variables du problème, il est possible d'évaluer l'espace des ensembles admissibles, d'où on extrait alors le couple de paramètres correspondant à l'optimal (Figure 1.28).

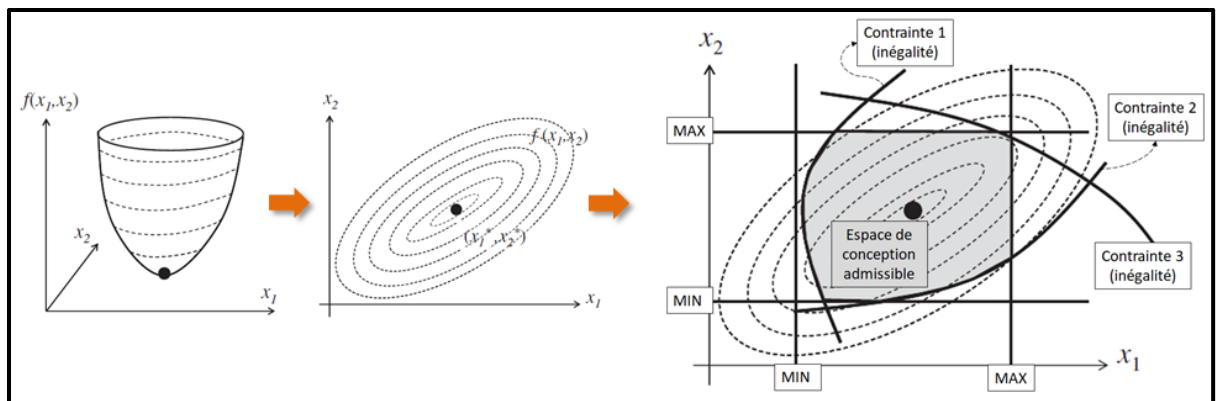


Figure 1.28 Exemple de processus d'optimisation pour un problème simple
Tirée de Bruyneel, Craveur, & Gourmelen (2014)

1.4 Conclusion

L'intérêt du carénage d'aube a été montré, ainsi que l'intérêt de sa taille sur l'efficacité aérodynamique de l'aube. Cependant ce dernier aspect s'oppose à la réduction des contraintes mécaniques subies par l'aube. Grâce à des outils d'optimisation il est envisageable de trouver un point optimal permettant de répondre à ces prérogatives.

Toutefois, avant de développer ces outils, il est important d'étudier l'évolution des contraintes mécaniques en fonction des différents paramètres considérés. Une fois les influences identifiées, les outils d'optimisation pourront être développés judicieusement en fonction de la nécessité du cas d'étude.

CHAPITRE 2

CONTEXTE ET OBJECTIFS DE LA RECHERCHE

Les effets de l'écoulement de jeu dans les turbines présentées au chapitre précédent ont mis en avant l'intérêt du carénage dans l'aspect aérodynamique de la pale. En s'appuyant sur ce constat, ce chapitre expose le cadre d'étude de ce travail de maîtrise, à travers le développement de la problématique ainsi que les objectifs et les limites. Cette section énonce aussi la position de la présente recherche par rapport aux connaissances actuelles et son apport industriel.

2.1 Contexte

La phase de conception préliminaire :

La phase de conception préliminaire requiert de la rapidité dans son élaboration. Ainsi, l'Organisation de Sciences et technologies de l'OTAN (Figure 2.1) a montré que les décisions prises tôt dans le processus de conception sont basées sur une faible quantité d'informations, ce qui altère la possibilité d'un choix optimal.

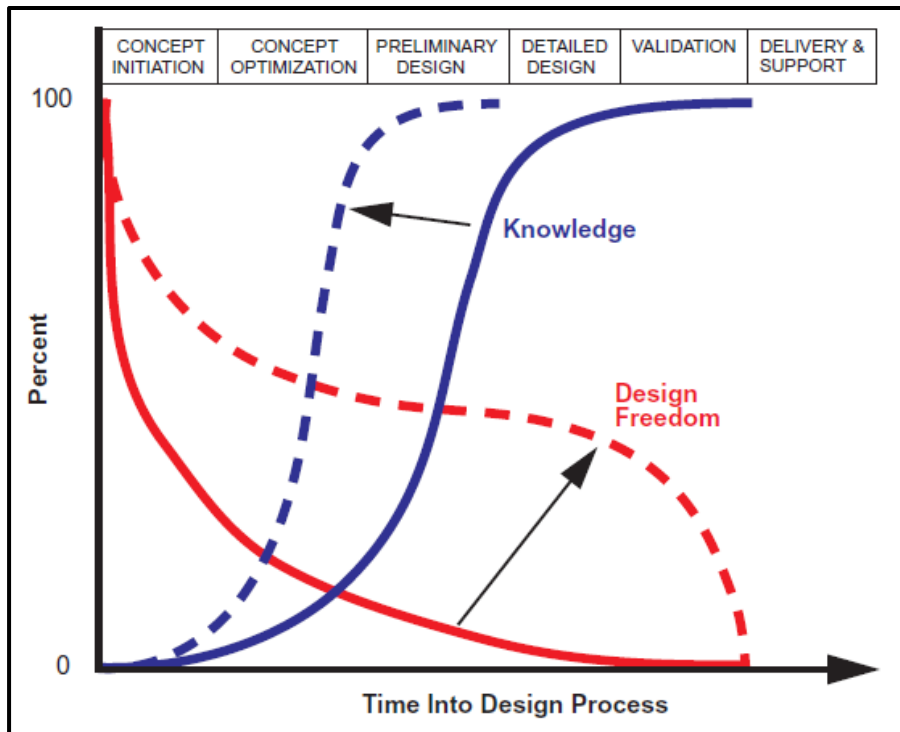


Figure 2.1 Evolution de la liberté de conception et de connaissances en fonction du temps durant la conception du moteur, les courbes en pointillé correspondent à l'idéal vers lequel tendre
Tirée de NATO & Workshop on Integrated Airframe Design (1997)

Concernant la turbine, l'objectif est de déterminer une première géométrie en s'appuyant sur la résolution de l'écoulement méridien. Puis à partir des calculs de chargement statiques et dynamiques des pièces, et toujours en interaction avec l'aérodynamique, il s'agit d'établir les paramètres géométriques respectant au maximum les contraintes mécaniques.

Nécessité d'intégration dans le système actuel (PDDS) :

Du fait de l'importance de la phase préliminaire dans le coût de développement d'un moteur, le gain de temps et l'amélioration de la précision de cette étape sont des sujets clés. Pour cela des obstacles sont à surmonter, notamment la compatibilité entre logiciel ou encore la gestion des données, toutefois une plateforme a été développée palliant certaines de ces problématiques : PDDS. L'unification et l'automatisation des modèles paramétriques CAD et des analyses associées ne sont pas aisées étant donné que chaque discipline peut utiliser des

paramètres différents pour une même pièce. PDDS offre la possibilité d'une optimisation (PMDO), et offre un gain de temps considérable, ainsi qu'un gain en précision (Moret, 2018). D'autant plus que P&WC effectue entre 30 et 40 analyses de conception préliminaire par an, le bénéfice de cet outil n'est pas négligeable.

L'architecture du logiciel est présentée sur la Figure 2.2, à l'aide d'une interface graphique, celui-ci centralise la gestion des modèles paramétriques construit dans CATIA et l'ensemble des procédés automatisés. Une interface graphique existe pour tous les modules développés jusqu'à aujourd'hui, comme le stator ou le rotor de turbine. Ainsi, à partir d'un noyau de données basées sur les caractéristiques du moteur, pour chaque pièce et module plusieurs outils ont été développés et sont en développement, comme des analyses thermiques, de la conception à partir des modèles paramétriques de CAO, des analyses numériques, ou encore un module d'optimisation complet.

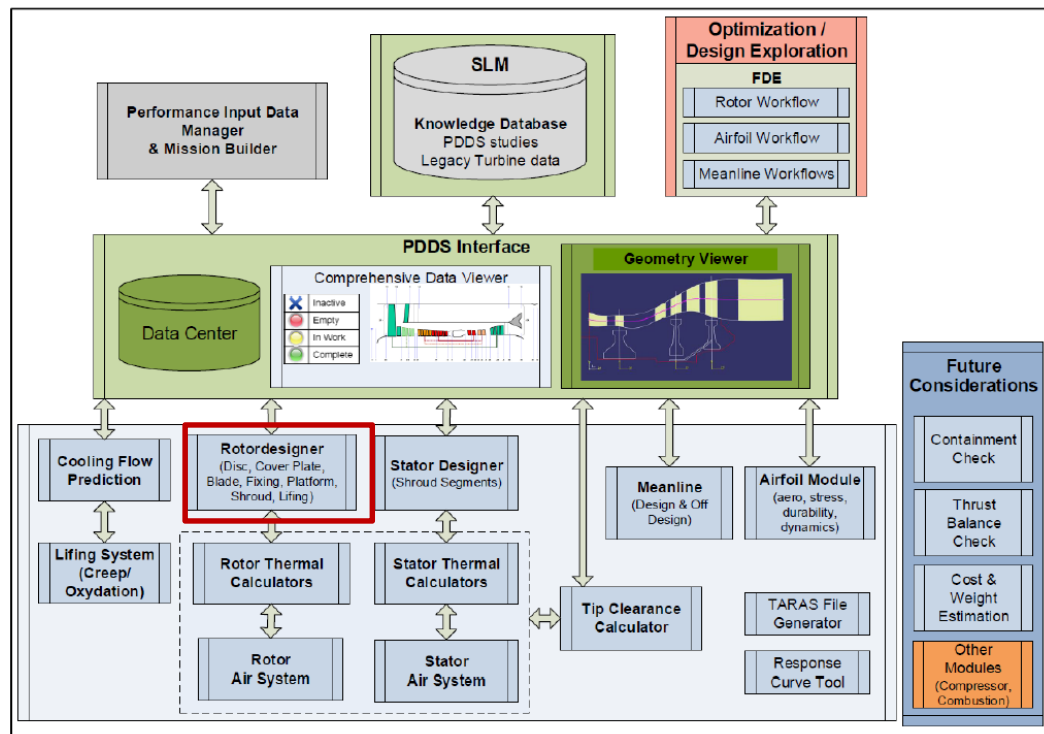


Figure 2.2 Architecture de PDDS
Tirée de Moret (2018)

Le développement de ce logiciel a débuté en 2013 et est aujourd'hui complexe, et, dans la myriade de modules existants, le rectangle rouge (Figure 2.2) situe le cadre de développement de cette maîtrise : « Rotor designer ». Ce dernier regroupe les différents modules des pièces intrinsèques au rotor de turbine, et notamment celui du carénage de pale de turbine. Ce travail de maîtrise vient ainsi s'intégrer à la structure existante et se frayer une place dans les différents projets de développement.

2.2 Problématique

Après une première proposition de conception aérodynamique, l'évaluation des contraintes induites dans la géométrie de la pale peut nécessiter le changement de paramètres, notamment pour le carénage de pale. La conception aérodynamique doit donc être modifiée en respectant les critères de contraintes, et ce jusqu'à ce que chaque discipline ait rencontré ses critères (Figure 2.3). Ce processus est long et itératif, d'autant plus qu'il n'assure pas une conception optimale.

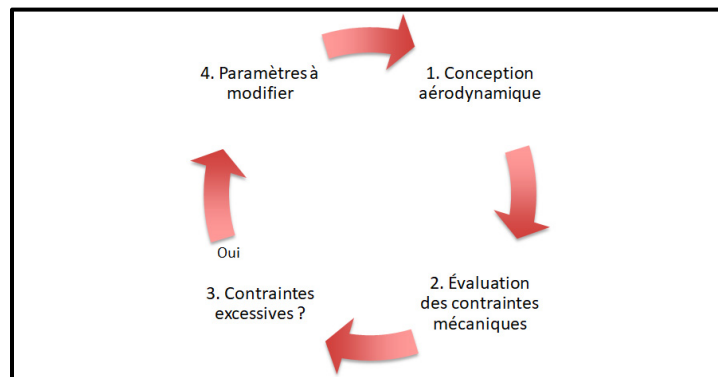


Figure 2.3 Illustration des tâches itératives impliquées dans le dimensionnement du rayon et de la longueur

Un des aspects rentrant dans ce processus itératif est le dimensionnement du carénage développé dans le chapitre précédent. En effet, l'augmentation de la taille du carénage augmente l'efficacité aérodynamique mais induit l'augmentation de la flexion de la

plateforme en porte à faux, conséquemment la concentration de contrainte dans le rayon de jonction augmente, toutefois accroître la valeur du rayon atténue cette concentration.

Ainsi la problématique de ce mémoire réside dans le fait que le choix de ces paramètres vient d'un processus long et itératif aboutissant à un résultat non optimal, pouvant être automatisé grâce à une optimisation sous contraintes.

2.3 Objectifs

L'objectif principal est d'étudier et de développer une méthode automatisable, rapide et robuste qui calcule la longueur maximale de carénage respectant les limites de contraintes fixées par l'ingénieur en modifiant la valeur du rayon de raccordement. Ceci doit fonctionner pour n'importe quelle géométrie de pale carénée, tout en répondant à l'ensemble des requis imposés par le cadre de développement de la plateforme PDDS. Une interface graphique, simple d'utilisation, doit permettre à l'utilisateur de lancer le processus d'optimisation répondant à la problématique.

Le but est de développer un procédé rapide, robuste, adapté à la structure de PDDS et automatisable afin de calculer le point optimal rencontrant les requis aérodynamiques et mécaniques. Pour rencontrer ces requis l'optimisation se limitera à l'évaluation des paramètres et contraintes suivantes :

1. Paramètres : la valeur du rayon de jonction et l'envergure de la plateforme du carénage de pale ;
2. Contraintes : la concentration de contrainte dans le rayon de jonction entre la plateforme et la pale, et la contrainte en extrémité de pale induite par la masse du carénage et les effets centrifuges.

Afin d'exposer les choix effectués répondant à l'ensemble des critères et problématiques énoncés précédemment, les deux paragraphes suivants aborderont :

1. Les choix des méthodes de détermination des inconnues et du calcul du point optimal,
2. La validation des méthodes impliquées et l'évaluation des capacités du processus développé.

CHAPITRE 3

PROCEDE D'OPTIMISATION

Ce chapitre est consacré au développement du processus d'optimisation et aux outils choisis répondant aux objectifs définis précédemment. D'abord la méthode globale sera présentée, puis chaque partie du processus sera détaillée, à savoir une partie concernant la méthode de simulations mécaniques dans CATIA et une partie concernant le développement des calculs dans Matlab.

3.1 Processus d'optimisation

La compréhension du problème d'optimisation et des grandeurs mises en jeu permettra de développer sur le processus d'optimisation répondant à cette description.

Définition du problème d'optimisation :

Les grandeurs impliquées sont les suivantes (détails Figure 3.1) :

1. L : la longueur de la plateforme du carénage de pale,
2. R : le rayon de jonction entre le carénage et la pale,
3. σ_R : la contrainte principale maximale dans le rayon de jonction, dont l'expression est inconnue,
4. σ_{CF} : la contrainte due aux effets centrifuges induits par la masse du carénage sur la surface supérieure de la pale, dont l'expression est la suivante :

$$\sigma_{CF} = \frac{(R_p \rho V \Omega^2)}{S} \quad (3.1)$$

Avec :

1. R_p : la position radiale du carénage de la pale,
2. ρ : la densité du matériau,
3. V : le volume total du carénage et du rayon de raccordement, dont l'expression est inconnue,
4. Ω : la vitesse de rotation,

5. S : la surface supérieure de la pale.

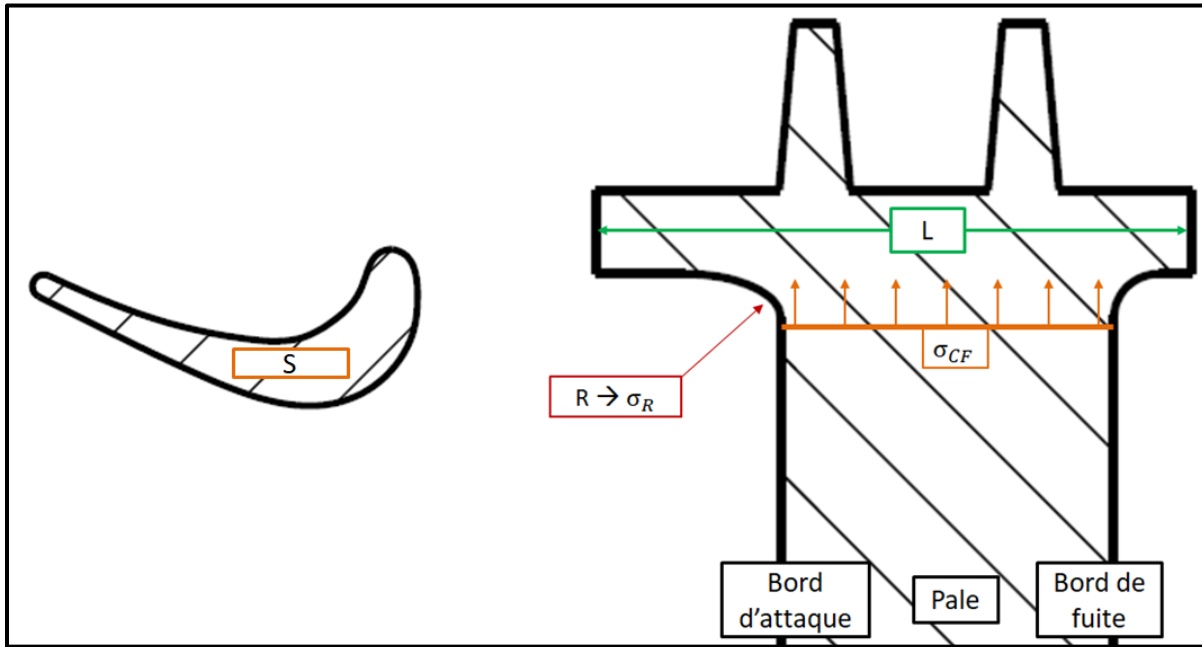


Figure 3.1 Illustration des paramètres d'optimisation : coupe radiale de la pale (gauche) et coupe axiale de la pale (droite)

Le problème d'optimisation est le suivant :

Fonction objectif à maximiser :

$$F = L \quad (3.2)$$

Avec :

$$\text{Limite inférieure} < L < \text{Limite supérieure} \quad (3.3)$$

Les limites sont dépendantes de la géométrie du carénage.

Contraintes :

$$\sigma_R \leq \text{limite} \pm \text{tolérance} \quad (3.4)$$

$$\sigma_{CF} \leq \text{limite} \pm \text{tolérance} \quad (3.5)$$

Variable : R, tel que :

$$\text{Limite inférieure} < R < \text{Limite supérieure} \quad (3.6)$$

Ces limites sont choisies par l'utilisateur.

Dans ce problème plusieurs inconnues sont à déterminer. En effet, du fait de la complexité de la géométrie du carénage, il n'est pas possible de calculer le volume et la contrainte principale dans le rayon de raccordement en fonction des paramètres géométriques.

Description du processus global :

Une première phase de recherche a consisté à développer des équations 1D pour déterminer la contrainte principale maximale dans le rayon. Ces équations se basaient sur le principe de poutre en flexion, et un coefficient de concentration de contrainte dépendant des paramètres géométriques de la pale et du carénage permettait d'adapter la formule à toute géométrie. Toutefois cette méthode prédisait la valeur de la contrainte avec près de 30% d'erreur, ce qui était insatisfaisant. Après une étude de faisabilité, un compromis entre ajout de temps et gain en précision a été choisi.

Tout d'abord, l'algorithme extrait les données du fichier PDDS (pale et carénage) permettant la construction du modèle CATIA et extrait les données d'entrée de l'utilisateur (entré à partir de l'interface graphique développée à cet effet). Puis, plusieurs analyses mécaniques par MEF dans CATIA sont réalisées pour obtenir les valeurs des inconnues du problème aux différentes valeurs de rayon et de longueur. Enfin les résultats de simulations sont exploités dans Matlab, et le processus d'optimisation permet de calculer le point optimal.

L'étape critique du processus est les analyses mécaniques 3D effectuées dans CATIA, car le logiciel présente des difficultés pour certaines étapes de définition des conditions d'analyses pouvant amener l'arrêt de l'optimisation.

3.2 Automatisation d'analyse 3D

En se basant sur la conception paramétrique dans CATIA, un code d'automatisation exécute les différentes opérations nécessaires afin d'effectuer plusieurs analyses mécaniques permettant d'obtenir la valeur de la contrainte principale dans le rayon ainsi que le volume en fonction des deux paramètres d'optimisation : le rayon et la longueur.

3.2.1 Conception paramétrique

Pour créer une boucle d'optimisation sur des systèmes, la géométrie centrale du problème doit être aisément manipulable pour être modifiée à chaque itération (Martins & Lambe, 2013). Au lieu d'aller chercher les valeurs des grandeurs dans l'arborescence du modèle à chaque modification, le paramétrage permet le contrôle de la géométrie grâce à une liste de paramètres entremêlés de lois et de formules. Cela réduit notamment le nombre de paramètres manipulables et augmente la rapidité de conception. Néanmoins, les paramètres modifiables et les formules et lois imbriquées doivent être choisis judicieusement et répondre à toutes les disciplines impliquées, car ce choix aura un impact sur la qualité de conception.

Les procédés de simulations usuels et certifiés emploient des modèles de rotor complet. Concernant le problème ci-présent, la conception paramétrique utilisée se base sur celles du carénage et de la pale (voir Figure 3.2) développée dans PDDS. Cette modélisation allégée assure la robustesse du processus et la rapidité des analyses.

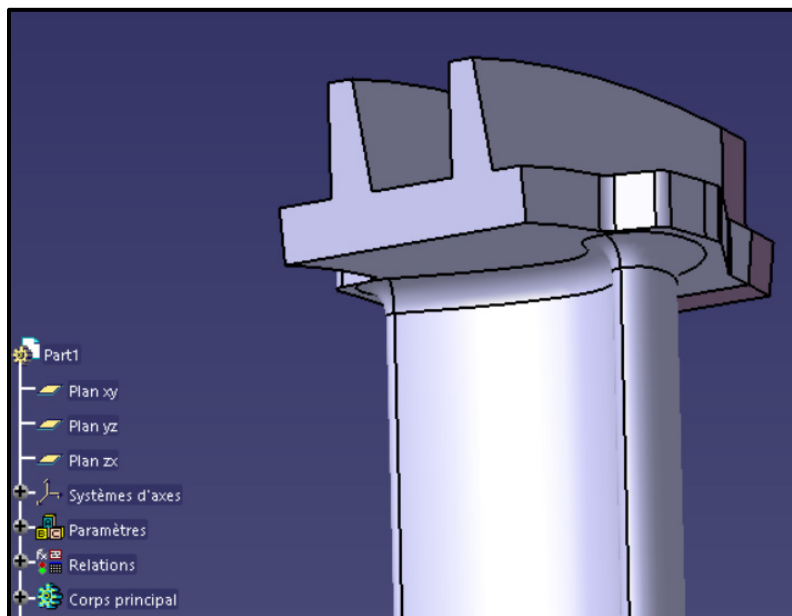


Figure 3.2 Vue simplifiée de la conception utilisée dans ce travail (la pale et son carénage)

3.2.2 Les macros de simulation

Choix d'analyse dans CATIA :

Les processus d'analyses mécaniques approuvés actuellement sont effectués dans ANSYS, bien que les modélisations se fassent dans CATIA. Cela soulève des problématiques d'automatisation puisque la compatibilité entre les deux logiciels n'est pas optimale.

Pour ce procédé, puisque la conception mécanique est initialement dans CATIA, le choix s'est porté sur des simulations dans CATIA, assurant ainsi la stabilité, la robustesse et la rapidité (Valakos et al., 2007), d'autant plus que l'automatisation y est aisée.

Automatisation :

En effet, dans CATIA il existe plusieurs outils pour éviter la redondance des opérations et rendre automatique les processus. Le paramétrage des modèles est le premier niveau d'automatisation et les scripts VB constituent un niveau de complexité supérieur. A partir du développement autour des objets disponible dans CATIA, il est possible d'effectuer automatiquement un ensemble d'opération contenu dans un script (macros), le principe de fonctionnement de ce code est résumé dans la Figure 3.3.

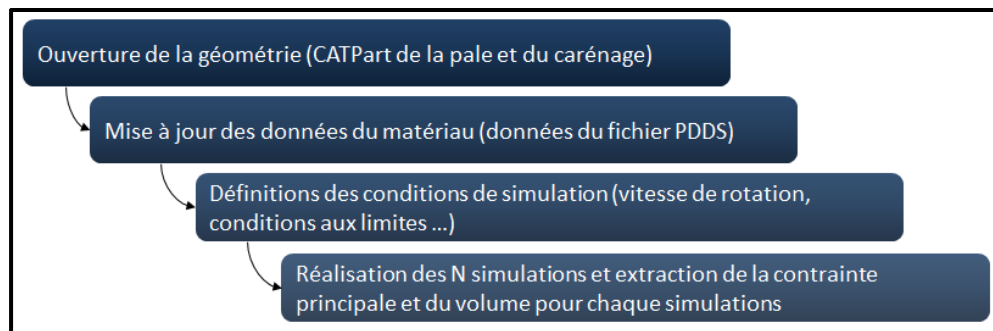


Figure 3.3 Processus d'automatisation des simulations CATIA grâce à VB

De plus, CATIA possède un mode de fonctionnement sans interface graphique grâce au traitement par lots (« batch processing »). Ce mode permet notamment l'exécution de macros à partir de commande Windows. Ainsi depuis Matlab il est aisé d'exécuter le script d'analyse

CATIA pour obtenir les résultats nécessaires à l'optimisation (Del Rio-Cidoncha, Martinez-Palacios, & Ortuno-Ortiz, 2007; Dassault Systemes, 2009).

3.2.3 Détermination du nombre de simulations et les grandeurs associées

Le nombre de simulations effectuées par la macro dépend des choix de l'utilisateur. En effet, parmi d'autres paramètres, l'utilisateur peut choisir :

1. Les limites inférieur et supérieur pour le rayon (R_{inf} et R_{sup}),
2. Le nombre de rayon (N_R) et de longueur (N_L), ces deux paramètres déterminent le nombre de simulations (N) qui seront effectuées dans CATIA :

$$N = N_R N_L \quad (3.7)$$

A partir du nombre de simulations choisies, l'algorithme calcule l'ensemble des couples L et R auquel seront effectuées les analyses selon une répartition linéaire. Le calcul de la k-ième valeur pour le rayon, par exemple, est le suivant :

$$R_k = R_{inf} + k \frac{R_{sup} - R_{inf}}{N_R - 1} \quad (3.8)$$

Dans cette expression k varie entre 1 et $N_R - 1$, celle-ci est la même pour le calcul des longueurs L.

Le choix de N_R et N_L peut varier entre 2 et 5, et la macro effectue les N simulations demandées de la manière illustrée sur la Figure 3.4.

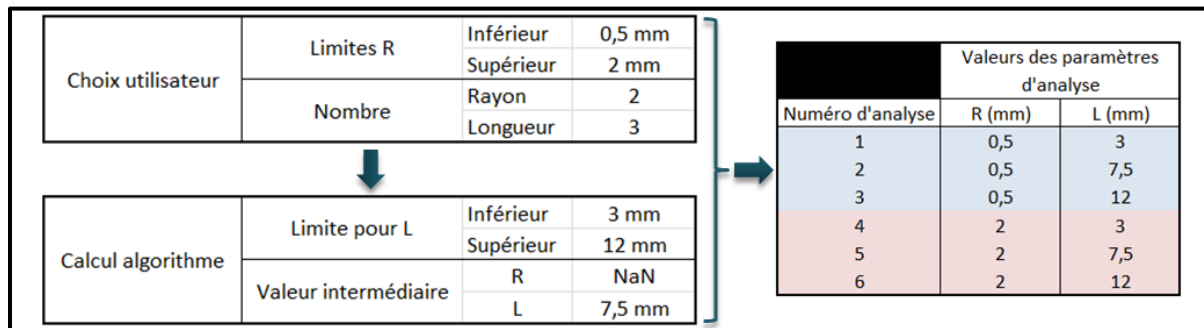


Figure 3.4 Illustration du processus global pour un exemple (pour des raisons de confidentialité les valeurs ci-dessus ne sont pas représentatives de la réalité)

La quantité de simulations influence directement la qualité des résultats d'optimisation, mais aussi le temps. C'est donc un compromis qui est laissé à la volonté de l'utilisateur.

Une fois l'ensemble des résultats généré, ils sont exploitables dans Matlab pour calculer le point optimal du problème.

3.3 Matlab et l'optimisation

Dans le contexte économique actuel, l'optimisation est au cœur des discussions et tout logiciel propose un module d'optimisation, que ce soit des logiciels de conception comme CATIA, ou encore des supports de programmation comme Matlab ou Python. Malheureusement dans les logiciels payants ces modules reposent sur des licences supplémentaires spécifiques. L'objectif est donc d'être indépendant de ces modules, et de garantir la rapidité du procédé.

Comme mentionné précédemment, une fois les données générées par CATIA et à partir des différentes contraintes énumérées, il est possible de délimiter l'espace afin d'obtenir l'ensemble des couples (L, R) vérifiant l'intégralité des inéquations et ainsi de calculer le point optimal répondant au problème.

Construction des interpolations :

L'algorithme effectue des interpolations pour obtenir les expressions des inconnues. Ces interpolations se basent sur la fonction de Matlab « polyfit », qui elle-même se base sur la méthode des moindres carrées pour déterminer les coefficients du polynôme cherché. Le degré du polynôme interpolé est de 2 si le nombre de points est supérieur à deux, sinon c'est une interpolation linéaire.

On a alors les fonctions suivantes pour la contrainte principale dans le rayon :

$$\sigma_{R,fixe} = f_R(L) \quad (3.9)$$

$$\sigma_{R,Lfixe} = f_L(R) \quad (3.10)$$

Et on a aussi les fonctions suivantes pour la contrainte sur la surface supérieure de l'aube :

$$\sigma_{CF,Rfixe} = f_R(L) \quad (3.11)$$

$$\sigma_{CF,Lfixe} = f_L(R) \quad (3.12)$$

Pour chaque courbe correspondant à une valeur de rayon fixé, l'algorithme extrait la longueur vérifiant la valeur limite de la contrainte (Figure 3.5).

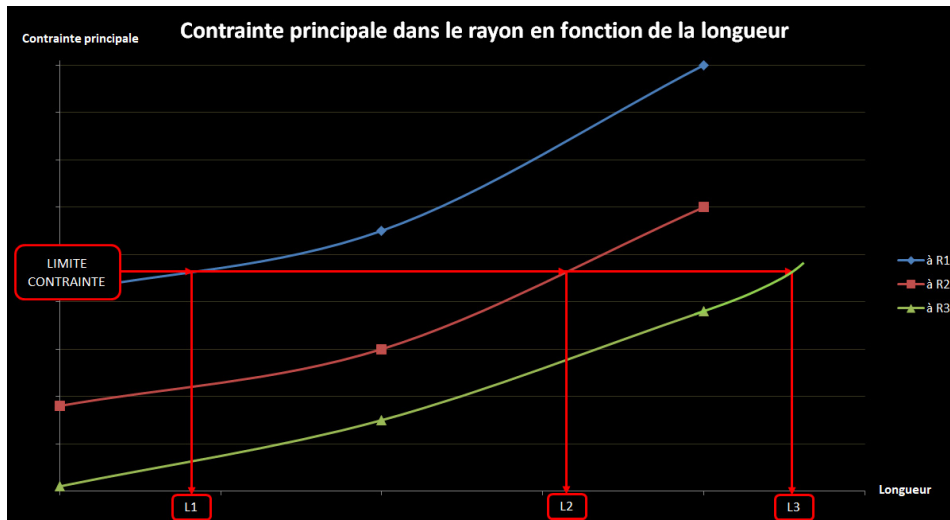


Figure 3.5 Illustration des calculs des couples (L, R) pour σ_R pour un exemple où $N_R = 3$ et $N_L = 3$ (les calculs sont les mêmes pour σ_{CF})

Calcul du point optimal :

Enfin la détermination de ces couples définit les courbes délimitant l'ensemble de conception dans le plan (L, R), et le point optimal correspond au point de l'ensemble de conception maximisant la longueur, ce point étant donc l'intersection entre les courbes d'iso contraintes (Figure 3.5).

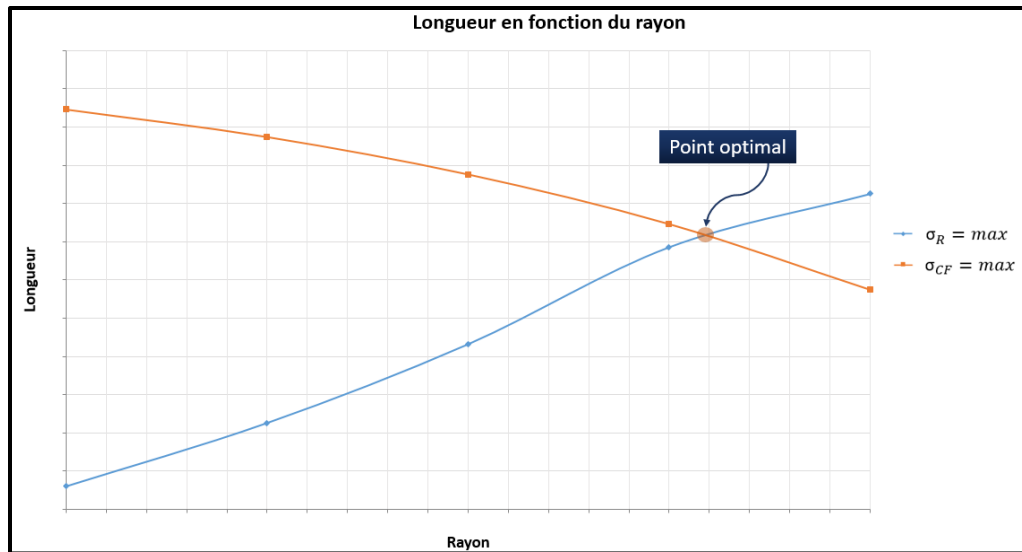


Figure 3.6 Illustration du calcul du point optimal

3.4 Échange avec l'utilisateur

Afin de rendre l'utilisation de ce module aisée, une interface graphique permet à l'utilisateur de définir les entrées du problème et d'obtenir les résultats attendus, sinon dans le cas d'une configuration problématique le message expliquant la source du problème s'affiche. En plus des résultats d'optimisation des informations complémentaires sur la contrainte principale et l'influence des paramètres sur celle-ci sont affichés.

Les résultats de CATIA sont stockés sous forme de fichiers textes dans lesquels se trouve l'ensemble des nœuds du maillage du rayon pour chaque analyse. A chaque nœud le fichier texte contient la coordonnée du nœud et la valeur de la contrainte principale à ce nœud. A partir de ce nuage de point il est possible de reconstituer l'aspect du rayon dans l'interface graphique, mais aussi de séparer le rayon en un côté intrados et un côté extrados (Figure 3.7), pour obtenir la contrainte principale maximale pour le côté intrados et le côté extrados. Un tableau sur l'interface graphique affiche les valeurs de contrainte principale pour ces deux côtés. Enfin un graphique, où les nœuds du rayon sont représentés, permet de positionner le point de contrainte principale maximale sur le rayon.

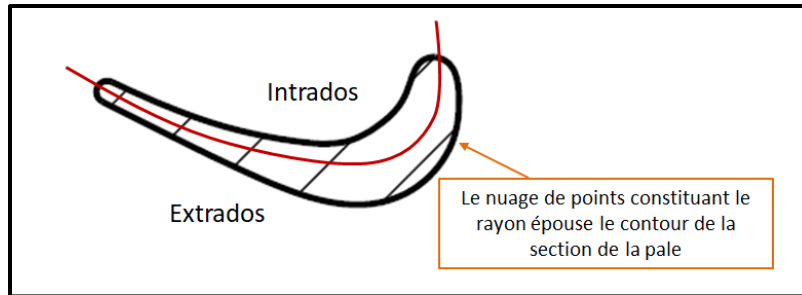


Figure 3.7 Illustration des deux zones de séparation du rayon

La séparation de la contrainte pour le côté intrados et extrados est importante car la modification des paramètres (longueur et rayon) influencent la valeur de la contrainte principale maximale dans le rayon mais aussi sa répartition dans le rayon. En effet, l'ajout de longueur peut influencer l'ajout de masse de manière asymétrique sur le carénage, donc augmenter la contrainte principale dans le rayon de manière asymétrique sur le côté intrados ou extrados.

3.5 Synthèse sur la méthode choisie

A travers ce chapitre les étapes de la méthode implémentée dans ce travail de maîtrise ont été présentées et sont résumées sur la Figure 3.8.

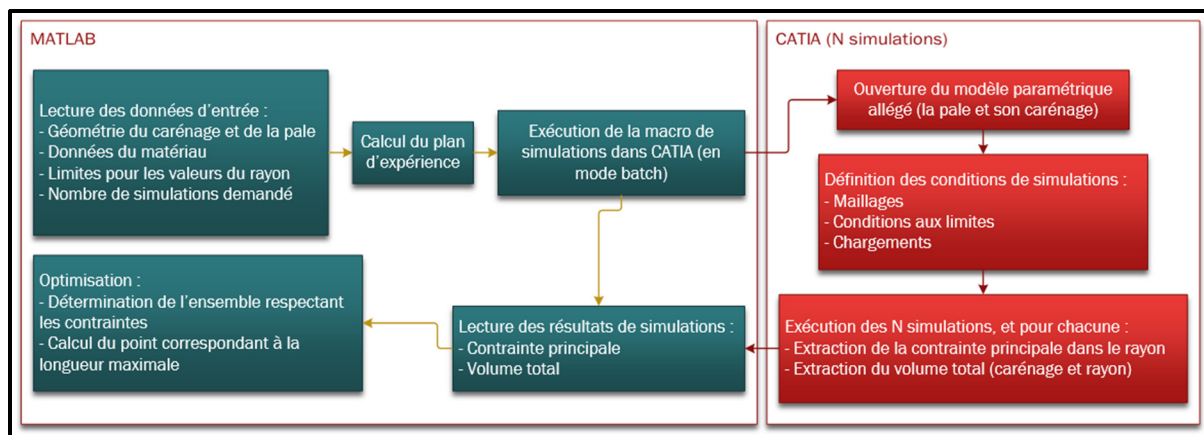


Figure 3.8 Résumé de la méthode implémentée

La méthode d'optimisation développée dans ce travail de maitrise remplit l'ensemble des requis énoncé dans le cadre de ce problème tout en assurant la robustesse du procédé, notamment par la prise en compte des différents cas limites. Pour certaines configurations, il n'y a pas d'intersection entre les deux courbes (orange et bleue de la Figure 3.6), alors la longueur maximale respectant la limite entrée est extraite à partir de la contrainte la plus contraignante. Ainsi l'utilisateur choisi simplement ses données d'entrée puis appuie sur le bouton d'optimisation.

De plus l'interface graphique permet de communiquer l'ensemble des données utilisées dans le procédé, permettant ainsi une estimation rapide de l'évolution de la contrainte principale dans le rayon en fonction des deux paramètres variables. Toutefois l'ensemble des outils implémentés doivent démontrer la justesse des résultats apportés.

CHAPITRE 4

RÉSULTATS ET APPLICATIONS

La fiabilité de l'outil développé doit être validée pour vérifier la capacité à délivrer des résultats satisfaisants pour toute géométrie d'entrée, ainsi chaque étape constitutive de l'optimisation doit être validée. Dans un premier temps, la méthode d'évaluation de la contrainte principale dans CATIA sera validée en comparant les résultats au procédé usuel. Ensuite, on verra l'influence des paramètres sur les contraintes du problème certifiant le choix de l'algorithme. Aussi l'importance du nombre de simulation initiale dans la précision sera mise en exergue. Enfin les résultats avec la méthode développée dans ce travail de maîtrise seront comparés aux résultats obtenus grâce à l'outil d'optimisation de CATIA.

Dans l'ensemble du paragraphe (excepté 4.1) les résultats sont présentés pour deux configurations de rotor différent et donc deux géométries de carénage et de pale différentes. La première configuration appartient à un turbopropulseur, tandis que le second modèle appartient à un turboréacteur, et ont donc des caractéristiques dimensionnelles profondément différentes, dans le but de démontrer la robustesse de l'approche implémentée.

4.1 Comparaison avec les résultats du processus usuel

L'ensemble de la méthode développée repose sur les simulations CATIA à partir desquelles sont extraites les valeurs des inconnues du problème permettant ensuite la résolution du problème d'optimisation. La confirmation de la fiabilité de ces résultats est donc l'étape de validation fondatrice du procédé.

Tout d'abord la vérification du maillage pour les simulations dans CATIA a été effectuée et les résultats sont présentés dans le Tableau 4.1. Dans ce tableau, la dernière ligne du tableau correspond au maillage le plus fin, et donc à la valeur de contrainte de référence pour les autres maillages, et la dernière colonne correspond à l'écart relatif de la contrainte pour les autres maillages à la valeur de référence. Le maillage le plus grossier est en première ligne.

Tableau 4.1 Étude de convergence de maillage pour le modèle CATIA

Noëuds	Éléments	Ecart relatif en % au maillage le plus fin
201000	125466	0,00%
268000	171000	-1,16%
309000	195500	-1,27%
471500	306000	-0,72%
652700	424600	-0,83%
485000	302200	-0,83%
989000	662200	0,45%
1730000	1145000	0,00%

D'après le Tableau 4.1 les écarts sont inférieurs à 1.5% de la valeur sur le maillage le plus fin, le maillage le plus grossier (première ligne) est donc suffisant. La simulation basée sur ce maillage n'a pris que 2 minutes à être effectuée contre 30 minutes pour le maillage le plus fin. Quant au processus ANSYS, cette étude de convergence n'a pas été réalisée dans le cadre de mon travail car elle a été le sujet particulier d'une étude antérieure qui a conduit à l'écriture d'un protocole, qui a été suivi pour les études réalisées dans le cadre cette maîtrise.

La procédure habituelle pour évaluer notamment la contrainte principale dans le rayon pour un rotor repose sur la simulation dans ANSYS du modèle CATIA du rotor complet. Le processus à suivre est long et précis, et peut poser des problèmes de robustesse du fait de certaines incompatibilités entre les deux logiciels.

La validation de cette étape se concentre sur la contrainte principale dans le rayon étant donné que la contrainte en extrémité de pale découle du volume du carénage (voir équation 1.4) et que celui-ci provient du modèle CATIA du carénage qui dans les deux cas est le même. La Figure 4.1 présente les résultats de calculs de la contrainte en fonction de la longueur pour différentes valeurs de rayons à l'aide des deux procédés. La première valeur de longueur correspond au minimum admissible par la géométrie et la dernière correspond au maximum de la géométrie, et de même pour le rayon.

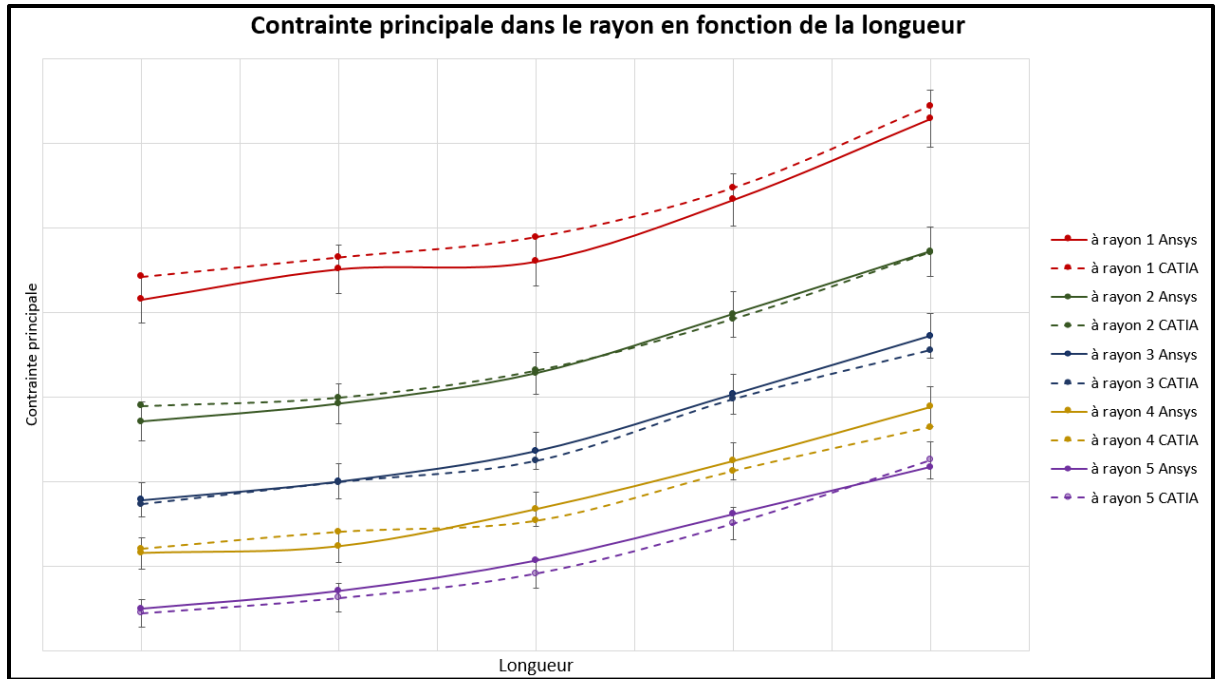


Figure 4.1 Estimation de la contrainte principale avec la procédure usuelle (courbe pleine avec barre d'erreur à 3%) et avec le nouveau processus (courbe transparente) pour un même modèle dans les mêmes conditions de simulations (avec rayon 1 < rayon 2 < ... < rayon 5)

Tableau 4.2 Valeur de l'écart relatif en % entre la contrainte obtenue à partir du procédé de CATIA et la contrainte obtenue par Ansys

Ecart relatif en % entre la contrainte obtenue par CATIA et celle obtenue par Ansys						
R \ L		1	2	3	4	5
1	1	2,95	1,47	3,02	1,36	1,33
2	2	2,33	0,88	0,36	0,67	0,10
3	3	0,74	0,14	1,63	0,75	1,95
4	4	0,81	2,73	2,10	1,66	3,05
5	5	0,91	1,40	2,48	1,66	1,12

Le Tableau 4.2 regroupe les écarts relatifs pour chaque point auquel a été évaluée la contrainte. Cet écart est calculé comme suit :

$$Ecart_{\%} = \left(\frac{|\sigma_{R,CATIA} - \sigma_{R,Ansys}|}{\sigma_{R,Ansys}} \right) 100 \quad (4.1)$$

Les barres d'erreur à 3% de la Figure 4.1 et le Tableau 4.2 attestent que pour chaque point (couple L et R) la méthode avec CATIA ne s'écarte pas de plus de 3.1% de la valeur obtenue par Ansys, ce qui est satisfaisant pour la phase de conception préliminaire et au vu de la différence de temps entre les deux procédés. En effet, le procédé usuel bien qu'automatisé reste beaucoup plus long : pour les 25 configurations il aura fallu autour de 8 heures afin d'obtenir tous les résultats contre 1 heure avec le procédé développé. Bien évidemment le procédé usuel est utilisé dans ce cadre pour obtenir la contrainte principale dans le rayon, mais il donne une multitude d'autres informations puisqu'il simule la géométrie du rotor complet, tandis que la méthode développée dans ce mémoire vise essentiellement l'évaluation de la contrainte principale.

Les résultats délivrés par la première étape étant validés, l'influence des paramètres sur les contraintes du problème peut être étudiée à partir de ce procédé, car une fois automatisé un simple clic dans l'interface graphique (développée à cet effet) permet d'obtenir l'ensemble des résultats de contrainte pour les différents points de simulation demandés.

4.2 Relation entre les contraintes et les paramètres du problème

L'analyse de l'influence des paramètres sur les contraintes est primordiale pour justifier le choix de l'algorithme déterministe. Pour apporter de la précision, les courbes suivantes ont été réalisées à partir de 9 longueurs et 9 rayons (dépassant ainsi la limite offerte à l'utilisateur) pour les deux configurations de rotor mentionnées précédemment.

Concernant σ_R :

La contrainte principale maximale dans le rayon est une fonction croissante de la longueur, polynomiale ou linéaire dépendamment des modèles, mais elle est fonction décroissante du rayon. En effet, l'augmentation de la longueur engendre l'augmentation de la surface en porte-à-faux et donc accentue la flexion induite par les effets centrifuges appliqués à cette surface, ce qui cause l'augmentation de concentration de contrainte dans le rayon. Et

l'augmentation du rayon permet de renforcer la zone subissant cette concentration de contrainte. On retrouve ces deux aspects sur les surfaces de la Figure 4.2 et la Figure 4.3.

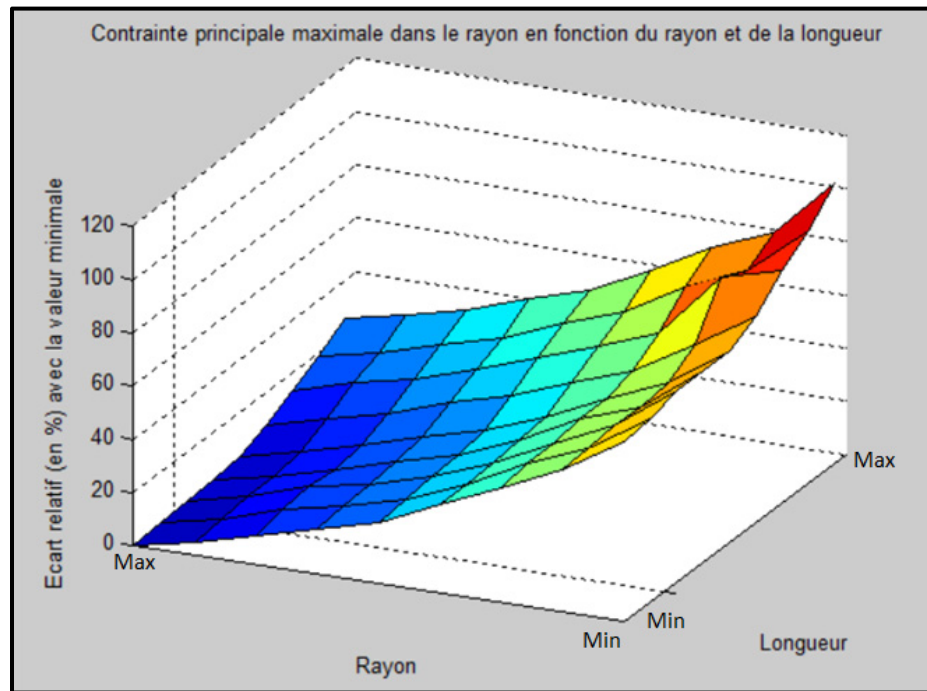


Figure 4.2 Évolution de la contrainte principale maximale dans le rayon en fonction de la longueur du carénage et du rayon pour la configuration 1

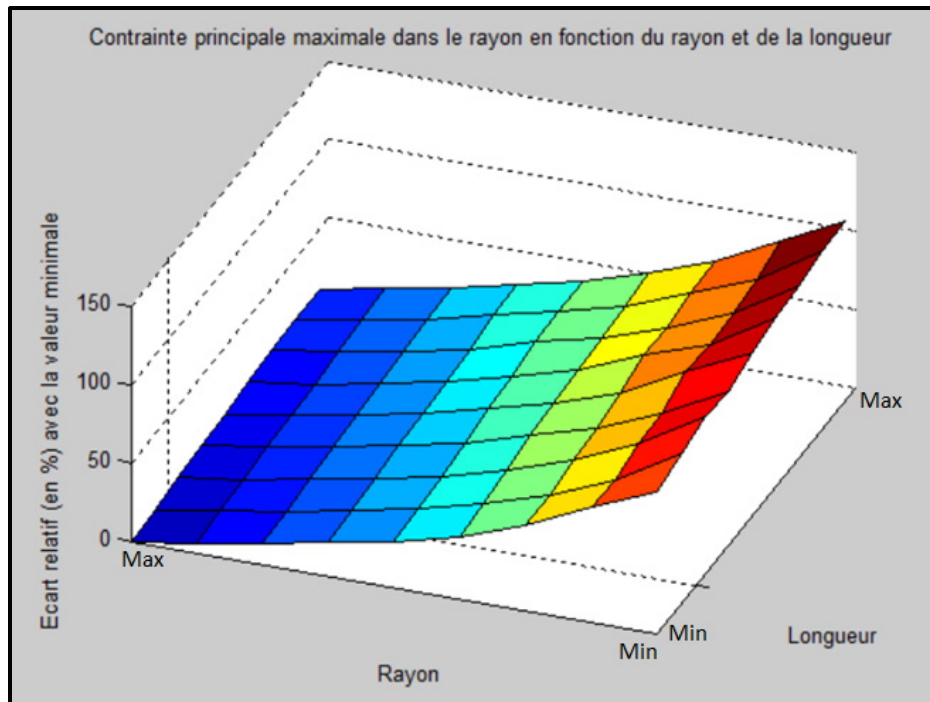


Figure 4.3 Évolution de la contrainte principale maximale dans le rayon en fonction de la longueur du carénage et du rayon pour la configuration 2

Sur ces deux surfaces, le point de contrainte la plus faible correspond à la longueur minimale et au rayon maximal. Tandis que le point de contrainte la plus grande correspond à la longueur maximale et au rayon minimal.

Afin de compléter l'information apportée par ces courbes l'influence du rayon sur la contrainte peut être mise en exergue :

1. A la longueur minimale une augmentation de 200% du rayon réduit de 40.5% la contrainte dans le rayon pour la configuration 1 et de 47.5% pour la configuration 2;
2. A la longueur maximale une telle augmentation de rayon réduit la contrainte de 38.5% pour la configuration 1 et de 47.5% pour la configuration 2.

Concernant σ_{CF} :

Par définition, la contrainte appliquée sur la surface supérieure de la pale est directement liée au volume en extrémité de pale, c'est-à-dire au volume du carénage ainsi qu'au volume du rayon. Ainsi, l'augmentation du rayon et de la longueur cause l'augmentation de cette

contrainte, la Figure 4.4 et la Figure 4.5 illustrent l'évolution de cette contrainte calculée à partir de l'équation 1.4 et des volumes pour le rayon et le carénage extrait depuis le modèle CATIA.

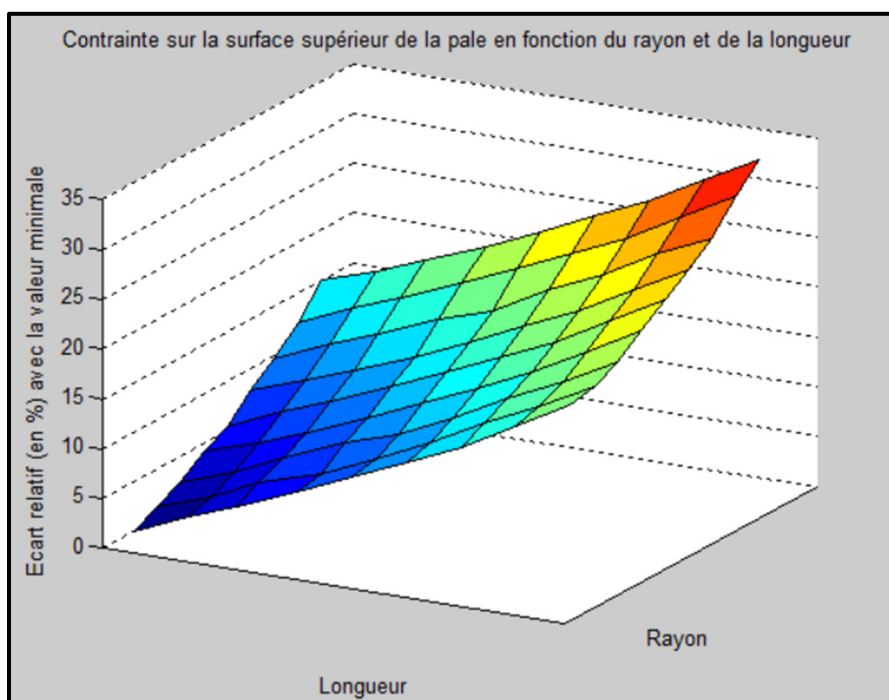


Figure 4.4 Évolution de la contrainte en extrémité de pale en fonction de la longueur pour différents rayons pour le modèle 1

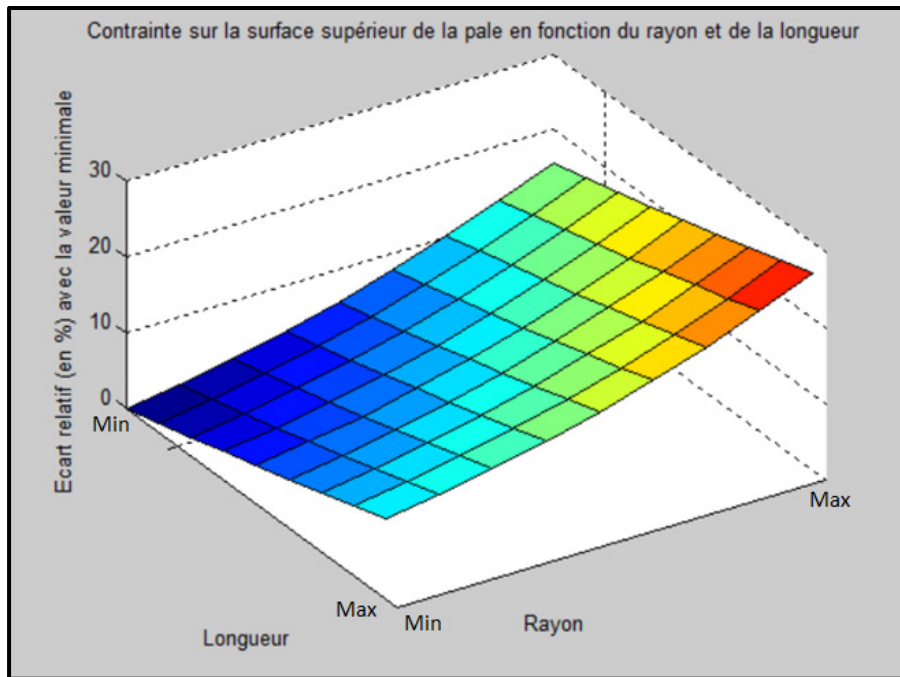


Figure 4.5 Évolution de la contrainte en extrémité de pale en fonction de la longueur pour différents rayons pour le modèle 2

Ces 4 surfaces proviennent de 2 modèles de rotor différents et montre bien la monotonie de ces deux contraintes en fonction des deux paramètres considérés. Ainsi un algorithme déterministe est adapté à ce problème, puisqu'il suffit de trouver l'intersection des deux surfaces de contraintes pour trouver la longueur maximale et le rayon associé vérifiant les contraintes définies. Cependant, la nécessité de s'affranchir des « Toolbox » de Matlab et des licences associées requiert de revenir à un problème 1D pour trouver l'intersection de ces deux surfaces.

Ces 4 surfaces ont été construites à partir d'un ensemble de 81 simulations, soit 81 points. Donc plus la quantité d'informations est importante plus les interpolations seront exactes. Toutefois la quantité d'information va de pair avec le temps d'optimisation. Ainsi il est judicieux de s'intéresser à la concordance entre temps minimale et quantité d'informations suffisantes.

4.3 Précision de l'outil développé

La précision du résultat final est directement dépendante du nombre de simulations choisies par l'utilisateur puisque l'ensemble des calculs effectués reposent sur l'interpolation des résultats de simulations. Ainsi plus le nombre de simulations est élevé plus la quantité d'information est élevée et plus l'erreur de l'algorithme est réduite.

Ce paragraphe présente l'influence du nombre de simulations sur les interpolations conduisant au résultat d'optimisation. Pour cela, l'outil a été testé pour les deux configurations de rotor (les mêmes qu'au-dessus) en gardant les contraintes du problème fixes, ce sont uniquement Nr et Nl qui varient pour ces tests. En faisant varier Nr et Nl entre 2 et 5, plusieurs grandeurs ont été calculées et sont présentées dans les tableaux des deux paragraphes suivants :

1. Les parties gauches du Tableau 4.3 et du Tableau 4.5 (dans chaque paragraphe suivant) présente le pourcentage de longueur au point optimal à partir de la valeur minimum de la longueur, soit :

$$L_{Tableau}^* = (L_{Optimisé} - L_{min}) \left(\frac{100}{L_{max}} \right) \quad (4.2)$$

2. Les parties droites du Tableau 4.3 et du Tableau 4.5 (des deux paragraphes suivants) présente l'écart relatif en pourcentage entre : la valeur limite et la valeur de la contrainte au point optimal de CATIA (les signes « - » caractérise les valeurs qui dépassent la contraintes limite), soit :

$$\sigma_{R,Tableau}^* = \left(\frac{\sigma_{R,optimisé} - \sigma_{R,limite}}{\sigma_{R,limite}} \right) 100 \quad (4.3)$$

3. Le Tableau 4.4 et le Tableau 4.6 présentent l'écart relatif en pourcentage entre : le volume dans CATIA aux paramètres optimaux et la valeur limite pour le volume calculée à partir de la valeur limite de la contrainte sur la surface supérieure de la pale :

$$V_{Tableaux}^* = \left(\frac{V_{Optimisé} - V_{Limite}}{V_{Limite}} \right) 100 \quad (4.4)$$

Lorsque l'algorithme trouve le point optimal, les résultats sont affichées sur l'interface graphique : la longueur, le rayon et les contraintes associées. Ces dernières reposent sur les

interpolations réalisées à partir des données initiales des simulations, elles comportent donc des erreurs. Et la possibilité est laissée à l'ingénieur de lancer une analyse finale afin de s'assurer des valeurs des contraintes aux paramètres proposés (ce qui rajoute environ 5 minutes). C'est pourquoi les parties droites du Tableau 4.3 et du Tableau 4.5 montrent l'écart relatif par rapport à la valeur évaluée dans CATIA et non les résultats de calcul à la fin de l'optimisation.

De plus, dans ce chapitre les courbes d'interpolations sont présentées pour chaque configuration, en fonction du nombre de simulations effectuées pour σ_R . En effet, j'ai pu remarquer que σ_{CF} a une tendance linéaire et N_r et N_l n'influe pas sur son erreur (Tableau 4.4 et Tableau 4.6). Et, contrairement aux figures du paragraphe 4.2, les interpolations représentent σ_R en fonction de L ou R à R ou L fixé (et non sous forme de surface) car l'algorithme effectue des interpolations de courbe et non de surface. Pour ces courbes, le nombre de rayon et le nombre de longueur varient entre 2 et 5, et la référence est la verte correspondante à 9 points qui donne la tendance vers laquelle tendre. Toutes les courbes réalisées ne sont pas présentées ci-dessous, les figures complémentaires sont en ANNEXE I.

4.3.1 Étude sur la configuration de rotor 1

Comme énoncé au-dessus les tableaux de résultats pour la configuration 1 sont présentés ci-dessous.

Tableau 4.3 Résultats d'optimisation en faisant varier Nr et NI pour la configuration 1

Modèle 1									
$L_{Tableau}^*$					$\sigma_{R,Tableau}^*$				
Nr \ NI	2	3	4	5	Nr \ NI	2	3	4	5
2	13.61	11.98	12.25	12.92	2	7.84	3.95	4.00	3.95
3	15.98	16.88	20.36	18.71	3	1.95	0.24	-0.26	-0.10
4	14.71	15.77	17.19	15.93	4	2.57	3.81	3.85	3.84
5	15.43	13.62	17.63	16.12	5	2.70	7.92	3.89	3.90

Tableau 4.4 Résultats d'optimisation sur le volume ($V_{Tableaux}^*$, équation 4.4) pour la configuration 1

Ecart relatif entre la donnée CATIA et le volume limite					
Nr \ NI	2	3	4	5	
2	< 1%	< 1%	< 1%	< 1%	
3	< 1%	1.72	< 1%	1.06	
4	< 1%	1.05	< 1%	< 1%	
5	0	< 1%	< 1%	< 1%	

Le Tableau 4.3 montre qu'entre 2 et 3 rayons les calculs effectués gagnent en précision. Cela permet même d'avoir un gain en longueur, ce qui est en concordance avec la Figure 4.2, où la tendance de la surface de la contrainte en fonction des deux paramètres est polynomiale et non linéaire, ce qui requiert donc d'avoir 3 valeurs de rayon et non 2. D'après ces deux tableaux, pour cette configuration de rotor, le couple offrant le meilleur résultat d'optimisation avec la plus faible erreur correspond à 3 rayons et 4 longueurs, soit 12 simulations au total. L'augmentation du nombre de simulations apparaît contre-productive, puisque pour 4 et 5 rayons les longueurs sont plus faibles que pour 3 et les écarts de contrainte à la valeur limite sont plus grands. Cela peut provenir des boucles d'interpolations 1D. En effet, puisqu'à la fin de l'optimisation pour chaque rayon et chaque longueur des interpolations sont effectuées afin de recalculer la valeur de la contrainte correspondante au couple R et L optimal. En effet, à ce point optimal les deux contraintes devraient être à leurs valeurs limites spécifiées par l'utilisateur, mais du fait des multiples interpolations en cascade, il faut revenir aux données initiales (provenant des simulations CATIA) afin de calculer sa valeur au point optimal trouvé par l'algorithme.

Concernant l'écart relatif sur le volume, et donc sur la contrainte sur la surface en extrémité de pale, il ne dépasse pas 2% pour toutes les configurations, ce qui est satisfaisant.

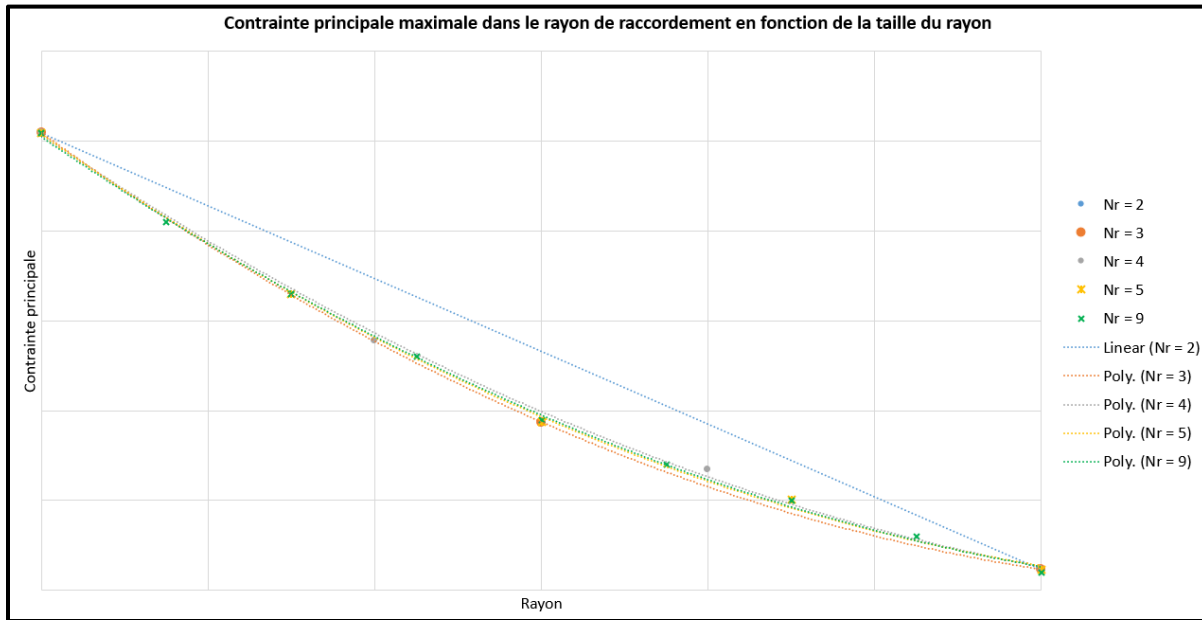


Figure 4.6 Comparaison des interpolations dépendamment du nombre de points considérés à la longueur minimale pour la configuration 1

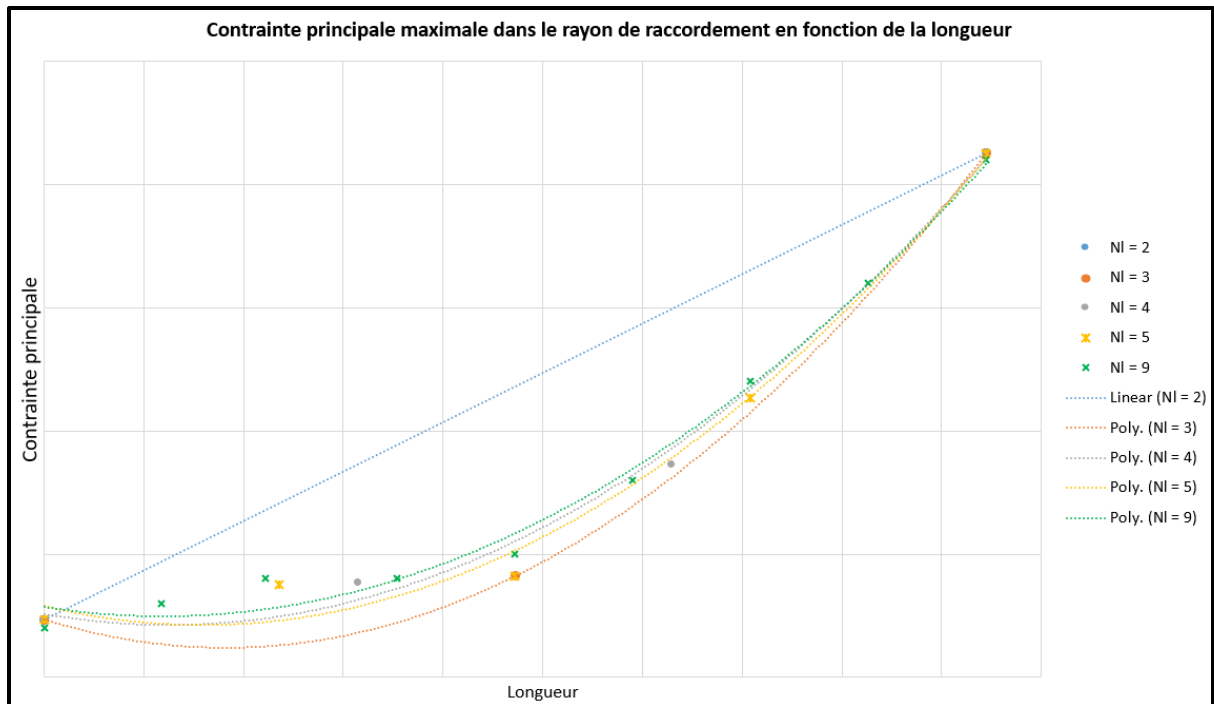


Figure 4.7 Comparaison des interpolations dépendamment du nombre de points considérés au rayon maximal pour la configuration 1

Comme présenté dans les tableaux précédents, le gain entre 2 et 3 valeurs s'observe sur les courbes d'interpolations la Figure 4.6 et la Figure 4.7. A mesure que le nombre de points augmentent les tendances des courbes d'interpolations se rapprochent de la courbe verte. Cela est particulièrement observable pour l'interpolation en fonction de la longueur (Figure 4.7), tandis que l'interpolation en fonction du rayon pourrait ne nécessiter que 3 points (courbe orange Figure 4.6). Cela corrobore les résultats des tableaux au-dessus.

4.3.2 Étude sur la configuration de rotor 2

Comme énoncé au-dessus les tableaux de résultats pour le second rotor sont présentés ci-dessous.

Tableau 4.5 Résultats d'optimisation en faisant varier Nr et NI pour la configuration 2

Modèle 2									
$L_{Tableau}^*$					$\sigma_{R,Tableau}^*$				
Nr \ NI	2	3	4	5	Nr \ NI	2	3	4	5
2	2.45	0.57	2.34	1.86	2	4.61	5.23	6.03	7.22
3	7.38	9.74	7.38	9.72	3	-1.13	-3.75	-0.88	-2.13
4	6.63	7.41	9.20	4.82	4	0	0	-1.16	-0.75
5	6.78	7.14	5.31	4.27	5	0	2.50	1.13	3.44

Tableau 4.6 Résultats d'optimisation sur le volume ($V_{Tableaux}^*$, équation 4.4) pour la configuration 2

Ecart relatif entre la donnée CATIA et le volume limite					
Nr \ NI	2	3	4	5	
2	<1%	<1%	<1%	<1%	
3	<1%	<1%	<1%	<1%	
4	<1%	<1%	<1%	1.25	
5	<1%	<1%	<1%	<1%	

Pour cette configuration de rotor, on retrouve l'importance de passer de 2 à 3 valeurs de rayon. De plus, ici le passage de 3 à 4 rayons est intéressant car contrairement à la configuration précédente, la précision est accrue par la maximisation de la contrainte et l'augmentation de la longueur comme le montre le Tableau 4.5, notamment pour Nr = 4 et NI = 3, pour NI = 4 la longueur est plus grande mais la contrainte est dépassée. Toutefois pour Nr = 5 les résultats perdent en attrait, ce qui peut s'expliquer comme précédemment.

Aussi le passage de 2 à 3 longueurs n'est pas intéressant, et cela est en accord avec la Figure 4.9 où l'écart entre la courbe linéaire (NI = 2) et les courbes polynomiales (NI > 2) est plus faible que pour les interpolations en fonction du rayon (Figure 4.8).

Enfin, de même que pour la configuration précédente, l'écart relatif sur le volume, et donc sur la contrainte sur la surface en extrémité de pale, ne dépasse pas 2% pour tous les couples ce qui est satisfaisant.

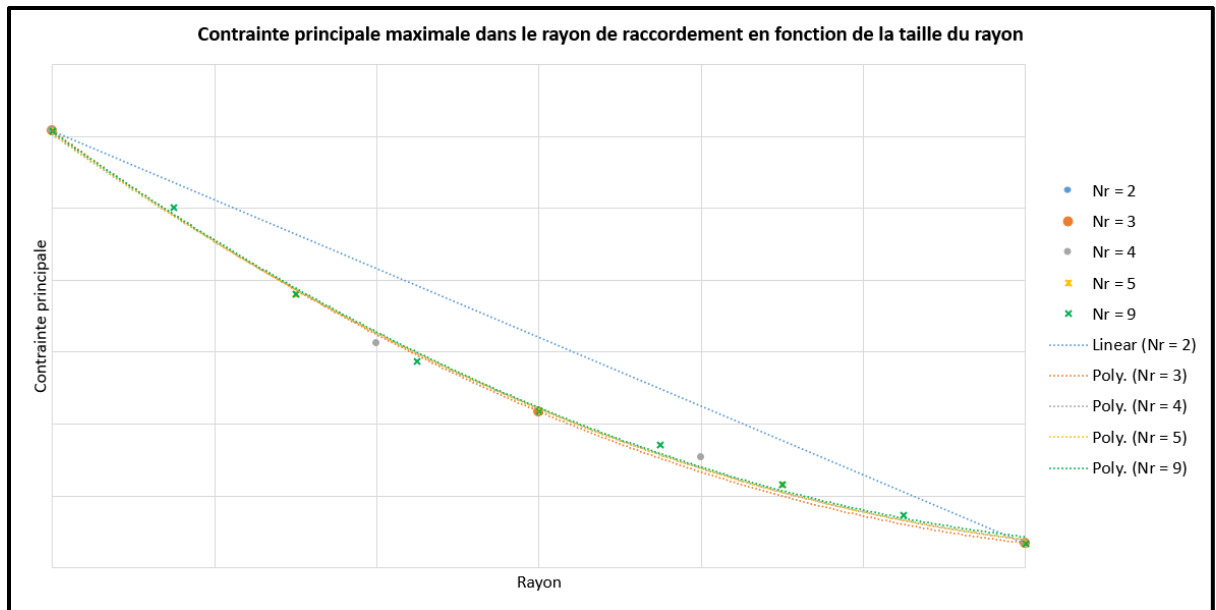


Figure 4.8 Comparaison des interpolations dépendamment du nombre de points considérés à la longueur minimale pour la configuration 2

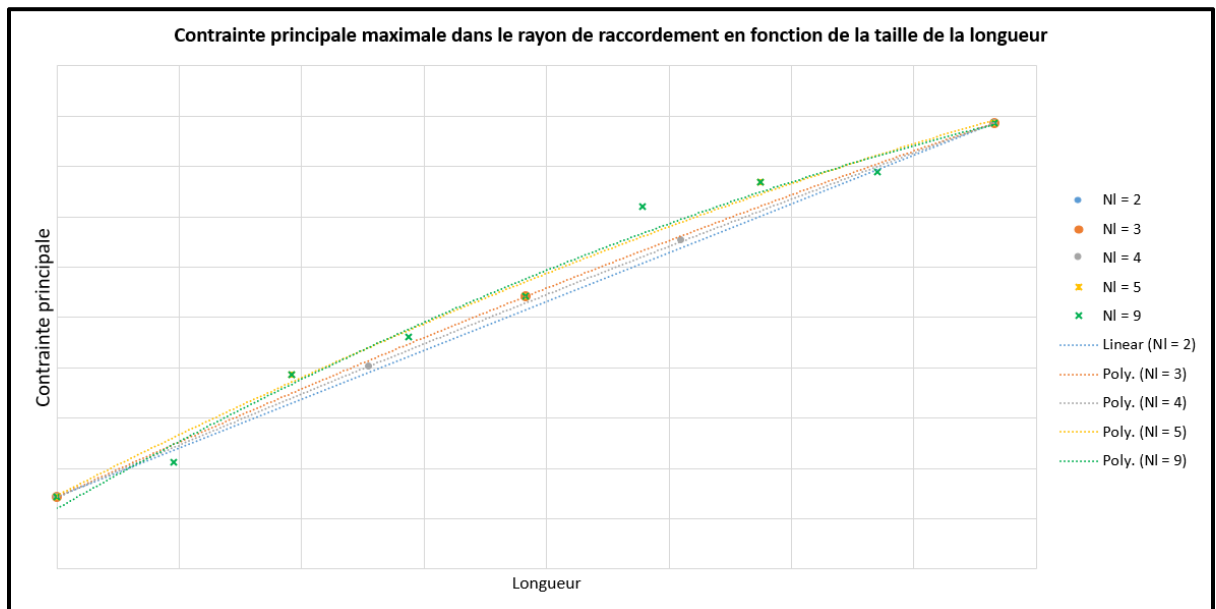


Figure 4.9 Comparaison des interpolations dépendamment du nombre de points considérés au rayon maximal pour la configuration 2

Pour cette configuration, les interpolations en fonction du rayon de 3, 4, et 5 points se superposent à celle de 9 points, ainsi l'interpolation avec 3 points (courbe orange) peut être suffisante pour avoir la tendance avoisinant celle de la courbe à 9 points (courbe verte).

Comme mentionné précédemment, concernant les interpolations en fonction de la longueur, dans cette configuration la courbe pour 2 points est proche de la tendance pour 9 points, même si l'augmentation du nombre de points fait converger la tendance de la courbe.

4.3.3 Conclusion concernant le nombre de simulations

Le nombre de simulations a un impact non négligeable sur la qualité des résultats finaux. En effet, pour les deux configurations la différence entre 2 et 3 rayons est significative. Ainsi la recommandation serait d'effectuer au minimum des analyses pour 3 rayons et 3 longueurs, soit 9 simulations, mais pour des raisons d'applications le choix est laissé à l'utilisateur avec la notification de la recommandation.

Dans ce travail le choix s'est porté sur des interpolations polynomiales du second degré pour des raisons de robustesse. Avec l'algorithme développé pour cette application, la parabole permet d'avoir une unique intersection (avec la droite horizontale de la contrainte limite) dans l'intervalle de travail, tandis qu'une courbe cubique ou d'ordre plus élevé introduit diverses complications par rapport à l'apport de précision.

Pour valider la capacité de calcul du point optimal du module, sa valeur est comparée dans la suite avec le résultat d'un module d'optimisation existant dans les logiciels. Le choix s'est logiquement porté sur l'optimiseur de CATIA, étant donné que la conception initiale est dans CATIA.

4.4 Comparaison avec optimisateur de CATIA

Parmi tous les secrets que recèle CATIA, un module d'optimisation est proposé et différents types d'algorithme sont utilisables, notamment celui de recuit simulé. Le temps de mise en forme des résultats était limité, le choix de l'algorithme s'est donc fait pour des raisons fonctionnelles, puisqu'aucun des autres algorithmes proposés ne fonctionnaient pour le problème présent. Après avoir défini la fonction objectif à maximiser, les contraintes et leurs

limites, ainsi que les variables et leurs plages de variations, il ne restait plus qu'à définir les quelques paramètres de fonctionnement de l'algorithme. Comme on le verra dans les tableaux suivants le temps d'arrêt est crucial, mais aussi les pas de variations des variables, car sinon l'algorithme a tendance à tourner autour des mêmes valeurs, ainsi un grand pas de variations le force à balayer l'ensemble de la plage de variations des variables.

Le recuit simulé consiste en l'application du principe de recuit en physique appliqué pour un algorithme. L'objectif est ainsi de minimiser l'énergie du système (fonction objectif), et donc de trouver un état d'équilibre thermique, en partant d'un état initial élevé permettant de converger plus rapidement. En faisant varier la température selon une loi de décroissance exponentielle. Le nouvel état peut être soit meilleur que le précédent (donc une énergie plus faible), soit il n'est pas intéressant et dans ce cas la probabilité de conserver cet état est régie par les lois de la statistique physique. L'objectif étant de trouver un état d'équilibre du système minimisant l'énergie de celui-ci. Toutefois, du fait de la complexité des systèmes, les fonctions ne sont pas monotones et peuvent présenter des minimums locaux, qui ne sont pas des minimums globaux, et pouvant fausser l'approbation par l'algorithme d'un état optimal.

Le module d'optimisation de CATIA a été testé pour les deux configurations de rotor étudiées dans ces travaux, en suivant les mêmes limites définies avec la méthode développée dans ce mémoire. L'optimiseur a été testé pour différents temps limites, c'est-à-dire qu'il s'arrête une fois ce temps atteint et non lorsqu'il juge avoir trouvé un optimal répondant aux critères. Concernant la contrainte liée aux forces centrifuges sur la surface supérieure de l'aube, le problème a été ramené à une limite sur le volume total (carénage et rayon), calculée à partir de l'équation 3.1.

La longueur ajoutée affichée dans le Tableau 4.7 et Tableau 4.8 (colonne 4) correspond à la moyenne d'ajout sur chaque côté, c'est-à-dire du côté du bord d'attaque et du côté du bord de fuite, eux-mêmes calculés à partir l'équation 4.2. Ce choix a été fait pour pouvoir les comparer aux résultats obtenus avec l'outil développé puisque celui-ci augmente symétriquement la longueur du bord d'attaque et du bord de fuite de manière à préserver l'équilibre du carénage. Les tableaux de présentation des résultats sont constitués de 9

colonnes dont les deux dernières correspondent aux équations : 4.3 pour la dernière et 4.4 pour l'avant-dernière.

Enfin afin de comparer les résultats de l'optimiseur de CATIA avec le résultat donné par le module développé dans ce travail, une dernière ligne est ajoutée à chaque tableau. Celle-ci correspond pour les deux configurations de rotor au couple pour 3 rayons et 4 longueurs, car elle montrait les meilleurs résultats.

Chaque nouveau test de l'optimiseur de CATIA nécessitait de revenir aux valeurs initiales pour tous les paramètres mis en cause dans l'optimisation, sinon l'algorithme ne convergerait pas rapidement.

4.4.1 Résultats pour la configuration de rotor 1

Le Tableau 4.7, ci-dessous, rassemble l'ensemble des résultats obtenus avec l'optimiseur pour la configuration de rotor 1, pour chaque ligne le problème d'optimisation était le même, il n'y a que le temps limite d'optimisation qui varie (colonne 2).

Tableau 4.7 Récapitulatif des résultats obtenus avec le module d'optimisation de CATIA par recuit simulé pour la configuration de rotor 1 en comparaison avec le résultat obtenu avec le module développé dans ce travail de maîtrise

Modèle 1								
Numéro	Temps (minutes)	Nombre de simulations	Ajout de longueur en % du maximum (à partir du minimum)	Ajout du côté du bord de fuite	Ajout du côté du bord d'attaque	Rayon (en % du minimum)	Écart relatif sur le volume par rapport à la valeur limite	Écart relatif sur la contrainte principale par rapport à la valeur limite
1	45	38	9.7	19.5	0.0	251.1	0.405	-0.2
2	45	38	9.3	18.6	0.0	252.0	0.535	0.3
3	50	40	19.0	7.0	31.1	154.9	2.756	1.8
4	50	40	18.8	6.5	31.1	154.9	2.424	1.8
5	50	36	13.8	0.0	27.5	202.3	0.729	12.6
6	80	57	19.4	5.9	32.8	171.4	1.616	6.0
7	100	77	20.9	23.3	18.6	184.9	1.464	-8.4
8	120	85	20.9	7.8	34.0	165.2	1.189	2.1
Mémoire	18	12	20.36	20.36	20.36	203.3	0.2	-0.3

Premièrement, on peut souligner l'importance du temps limite pour l'optimisation. Malgré plusieurs répétitions au même temps limite, les valeurs de l'optimal proposé par l'optimiseur de CATIA ne sont pas exactement les mêmes, ce qui est en corrélation avec le type d'algorithme choisi (réinitialisation aléatoire par le temps de recuit, mais qui est

problématique dans le cas de la conception. Aussi lorsque le temps limite n'est pas assez grand, le nombre de simulations effectuées n'est pas suffisant pour trouver l'optimum global. La meilleure solution respectant les deux contraintes et ayant la plus grande longueur correspond à 120 minutes. Le module développé dans ce travail propose aussi une longueur similaire bien qu'inférieure, avec un rayon supérieur et donc un volume plus important, malgré cela la contrainte principale est excédée mais respectait la tolérance.

La différence entre les deux optimiseurs est due à l'absence d'augmentation symétrique entre le côté du bord de fuite et le bord d'attaque, on observe que pour augmenter la longueur totale, un côté est plus favorisé, car sa longueur impacte moins les contraintes étudiées, ce qui est directement lié à la géométrie du carénage, ici il s'agit du bord d'attaque. Même si pour 120 minutes CATIA propose des paramètres intéressants la 4^{ème} colonne indique que le volume n'est pas maximisé, tout comme la 5^{ème} colonne pour σ_R , ainsi la longueur peut être davantage agrandie en augmentant le rayon.

Malgré tout, les deux algorithmes paraissent converger vers la même longueur totale optimale. Pour CATIA le temps minimum de convergence est de 120 minutes, comparé à 18 minutes pour l'optimiseur développé dans ce mémoire.

4.4.2 Résultats pour la configuration de rotor 2

Le Tableau 4.8, ci-dessous, rassemble l'ensemble des résultats obtenus avec l'optimiseur pour la configuration de rotor 2, pour chaque ligne le problème d'optimisation était le même, il n'y a que le temps limite d'optimisation qui varie.

Tableau 4.8 Récapitulatif des résultats obtenus avec le module d'optimisation de CATIA par recuit simulé pour la configuration de rotor 2 en comparaison avec le résultat obtenu avec le module développé dans ce travail de maîtrise

Modèle 2								
Numéro	Temps (minutes)	Nombre de simulations	Ajout de longueur en % du maximum (à partir du minimum)	Ajout du côté du bord de fuite	Ajout du côté du bord d'attaque	Rayon (en % du minimum)	Écart relatif sur le volume par rapport à la valeur limite	Écart relatif sur la contrainte principale par rapport à la valeur limite
1	30	30	30.3	38.3	22.3	130.3	0.4	-39.7
2	40	35	11.8	17.8	5.9	212.2	0.5	-0.5
3	50	49	27.8	38.3	17.3	151.2	0.1	-28.1
4	60	54	14.1	23.5	4.7	198.0	0.9	-3.9
5	80	67	12.0	17.9	6.1	214.6	0.1	-0.3
6	100	85	12.9	21.3	4.5	214.6	0.0	1.1
7	120	102	14.1	24.1	4.1	210.7	0.1	0.2
Mémoire	15	12	7.4	7.4	7.4	214.0	0.7	-0.9

Pour cette configuration, les analyses sont plus rapides car la géométrie est plus petite que la configuration 1 ainsi pour le même temps l'optimiseur effectue plus de simulations et converge plus rapidement : ici l'optimiseur trouve une solution appréciable dès 60 minutes, toutefois la contrainte est dépassée.

Paradoxalement, l'augmentation du temps ne permet pas nécessairement de converger vers une meilleure solution : la solution pour 50 minutes est moins satisfaisante que pour 40 minutes, car la contrainte est largement dépassée (numéro 3 et dernière colonne).

On voit qu'à partir de 40 minutes l'algorithme converge vers une solution convenable. Mais la solution trouvée pour 120 minutes est plus satisfaisante car le gain de longueur est plus important.

Pour ce rotor, les deux algorithmes ne convergent pas vers le même optimum. Comme énoncé précédemment, CATIA augmente la longueur sans contrainte de symétrie et l'augmentation d'un côté peut être plus favorable que l'autre et ainsi peut augmenter la longueur totale sans contraindre le carénage. Pour cette configuration le module CATIA montre un avantage net, explicable au regard de la géométrie, mais sans le respect de la symétrie et donc de l'équilibre du carénage par rapport à la pale.

4.4.3 Conclusion et comparaison

Chaque configuration nécessite un temps minimum pour que l'optimisation de CATIA converge vers une solution respectant les contraintes. Ce temps est notamment dépendant de la durée d'une simulation. De plus, l'optimiseur de CATIA ne converge pas systématiquement, et n'aboutit jamais au même résultat. Enfin, la robustesse du procédé n'est pas assurée car à plusieurs reprises durant les optimisations il a été nécessaire de redémarrer le processus.

CATIA est beaucoup plus long que le module développé dans ce mémoire, puisqu'il effectue une nouvelle simulation à chaque nouveau point. En effet, du fait du faible nombre de paramètres considérés et de la monotonie des contraintes, les interpolations offrent un gain de temps aux dépens de la précision mais cette perte est acceptable pour cette application. Tandis que le module d'optimisation de CATIA permet de répondre à des problèmes d'optimisation plus larges.

CONCLUSION

Le carénage de turbine apporte un gain en efficacité proportionnelle à son envergure, mais introduit des contraintes mécaniques supplémentaires dans la pale et donc dans l'ensemble du rotor. Durant la phase de conception préliminaire il est essentiel de dimensionner rapidement la géométrie globale de la pièce afin de pouvoir estimer les contraintes induites et le poids associé.

L'objectif de ce mémoire était d'étudier les méthodes robustes répondant à cette problématique : trouver la longueur maximale et le rayon associé respectant la contrainte principale maximale limite dans le rayon de raccordement entre la pale et le carénage ainsi que la contrainte limite liée aux effets centrifuges sur la surface supérieure de la pale. La robustesse est un point névralgique puisque le procédé doit fonctionner pour n'importe quelle géométrie de rotor.

Comme décrit dans le corps de ce mémoire, le choix s'est porté sur des interpolations à partir de résultats de simulations mécaniques basées sur une géométrie de rotor allégé : la pale et son carénage. Cette solution est un compromis entre la nécessité de rapidité et de précision. En effet, les équations 1D ne permettant pas une précision suffisante, l'utilisation de simulations mécaniques augmente le temps de calculs mais apporte une précision cruciale. De plus, le choix de cette géométrie allégée assure la robustesse, car le modèle CAO contient moins d'éléments et donc réduit le potentiel de défaillance du procédé. En seulement 15 minutes il est possible d'obtenir un point optimal mais aussi les informations associées à ce résultat. En effet, les contraintes extraites des simulations sont affichées sur l'interface graphique avec les valeurs des paramètres auxquels ont été évaluées ces contraintes.

Ce travail de maîtrise a permis d'implémenter un nouveau procédé et d'une nouvelle méthode de dimensionnement simplifiée pour le carénage. Parce qu'elle intervient tôt dans le processus de conception elle ne nécessite que les données de fonctionnement du moteur et la conception de la pale et du carénage et non l'ensemble du rotor comme le procédé ANSYS. Les simulations mécaniques allégées suivies d'interpolations présentent une solution totalement adaptée et robuste, au problème soulevé. Pour l'amélioration des procédés, il est possible d'effectuer la résolution de problème d'optimisation par des méthodes ciblées et

locales. Ce qui suggère que le développement de solutions spécifiques montre de meilleures aptitudes que des résolutions généralistes.

Finalement l'outil développé permettra à termes d'accroître la probabilité d'obtenir une conception de turbine optimale (MDO), car en intervenant tôt dans la conception il apporte rapidement des informations précises répondant ainsi aux problématiques de PMDO (NATO & Workshop on Integrated Airframe Design, 1997). Cet outil s'inscrit ainsi dans le dessein global de proposer un outil de conception préliminaire rapide de turbine.

RECOMMANDATIONS

La crise économique engendrée par la pandémie a fortement impacté le domaine de l'aéronautique ainsi la fin de ce mémoire a été écourtée puisque les financements de l'entreprise pour la chaire de recherche ont été stoppés, limitant l'ensemble des résultats initialement prévus. Ainsi plusieurs parties nécessitent un développement ou éclaircissement supplémentaire. De plus certains aspects peuvent être ajoutés à ce module afin de compléter ses fonctionnalités.

Tout d'abord, l'étape de validation du module d'estimation de la contrainte principale dans CATIA (4.1) devrait être effectué avec d'autres modèles de rotor, et en faisant varier l'ensemble des paramètres du carénage et non simplement le rayon et la longueur.

De plus, comme présenté dans le chapitre 1 (1.2.3), la zone de contact entre deux carénages consécutifs est critique (Zone A de la Figure 1.26). Ainsi pour compléter le module, il faut ajouter la valeur de la force sur l'interface graphique et valider sa valeur avec la procédure usuelle.

Le modèle du rotor au complet offre la possibilité d'avoir un rayon de raccordement variable, c'est-à-dire que la valeur du rayon n'est pas constante sur l'ensemble du contour qu'il couvre. Cela permet de réduire localement la contrainte sans ajouter de matière inutile sur l'ensemble du contour. Il faut alors pouvoir cibler la région critique du rayon où la contrainte principale limite sera atteinte. Il serait nécessaire de séparer le rayon non plus en 2 zones mais en autant de zones que nécessaire, par exemple 4 régions : côté extrados, côté intrados, côté du bord de fuite et côté du bord d'attaque. Puis il faut effectuer l'optimisation sur chacune de ces zones, plutôt que sur l'ensemble du rayon, afin de prévoir où se trouverait le point de contrainte critique pour pouvoir continuer à augmenter la longueur.

Enfin, ce travail avait pour volonté de se limiter aux paramètres de rayon et de longueur, toutefois une multitude d'autres paramètres peuvent avoir un impact sur les contraintes considérées, comme le nombre de pale, l'épaisseur du carénage ou encore le nombre

d'ailettes, car la présence des ailettes rigidifient la surface en porte-à-faux donc réduit la flexion et la concentration de contrainte dans le rayon. Ces paramètres ont aussi un effet sur les pertes autres que l'écoulement de fuite. Bien que la plupart des articles sur le carénage se focalise sur la perte principale à laquelle le carénage répond, le carénage a un impact non négligeable sur l'ensemble des pertes mentionnées au paragraphe 1.1.2.2.

ANNEXE I

RESULTATS D'INTERPOLATIONS EN FONCTION DU NOMBRE DE POINTS

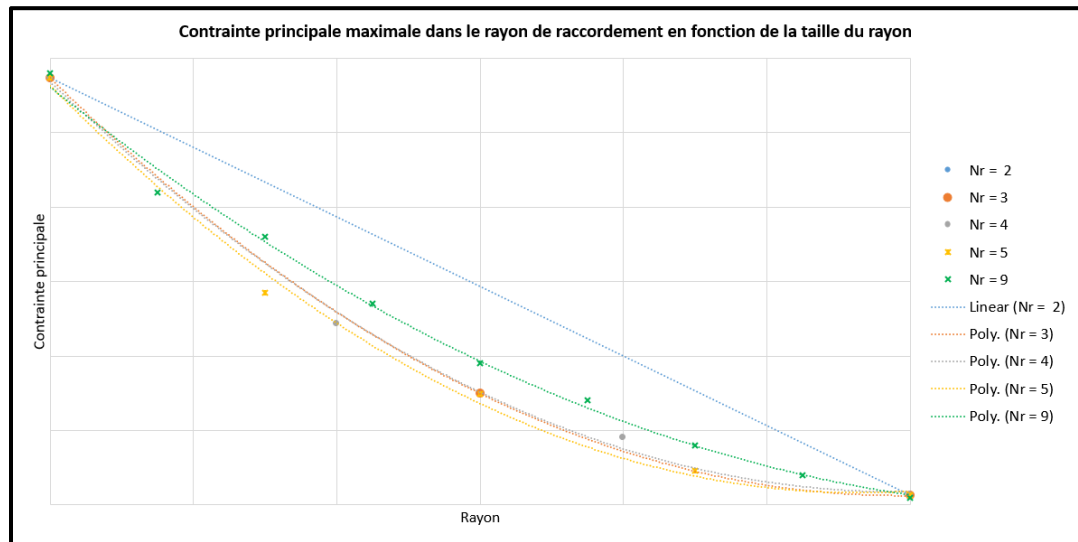


Figure-A I.1 Comparaison des interpolations dépendamment du nombre de points considérés à la longueur maximale pour le modèle 1

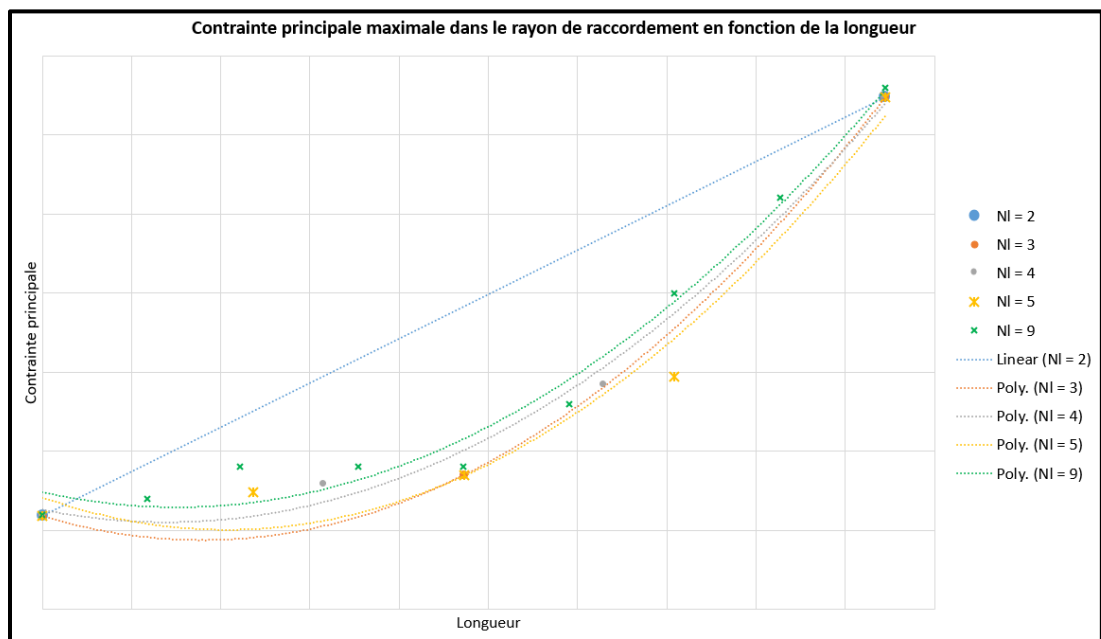


Figure-A I.2 Comparaison des interpolations dépendamment du nombre de points considérés au rayon minimale pour le modèle 1

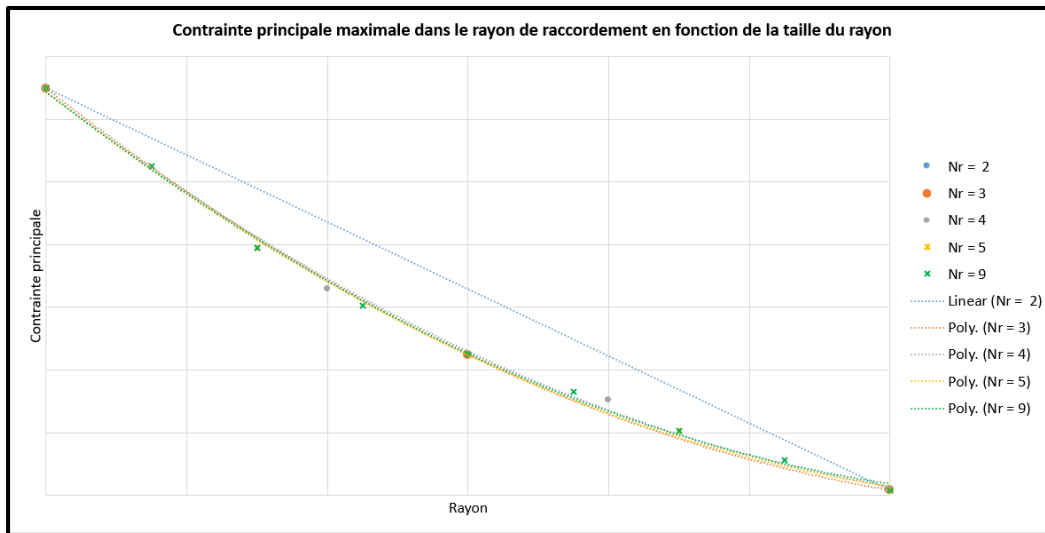


Figure-A I.3 Comparaison des interpolations dépendamment du nombre de points considérés à la longueur maximale pour le modèle 2

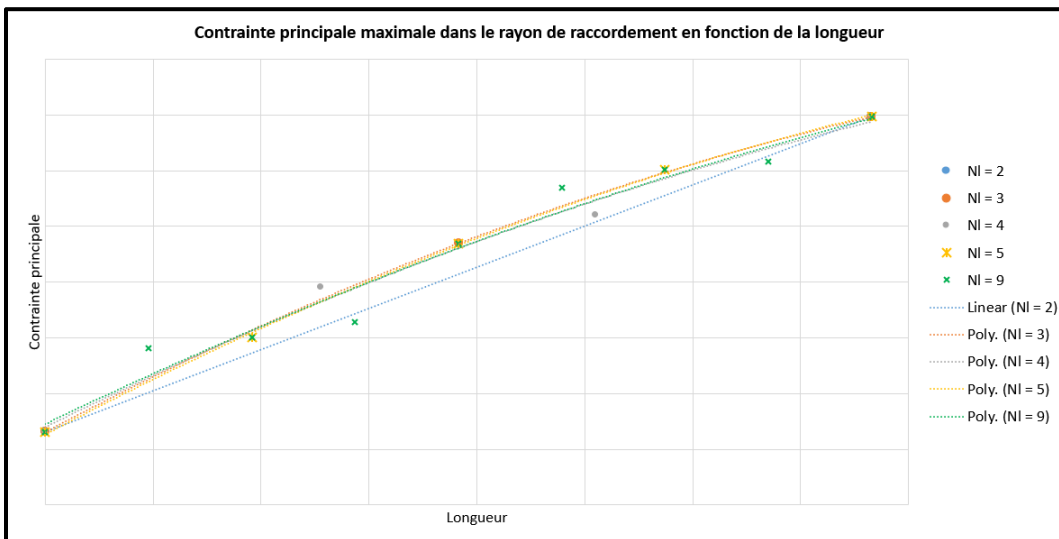


Figure-A I.4 Comparaison des interpolations dépendamment du nombre de points considérés au rayon minimale pour le modèle 2

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Abou-Salem, A. (2016). *Turbine blade tip leakage loss investigation*. (Mémoire de maîtrise, Ecole de Technologie Supérieure, Montréal QC). Repéré à <https://espace.etsmtl.ca/1729/>.
- Axelrad, D. R. & Jaeger, L. G.. (1965). *Stress analysis of the tip portion of a shrouded turbine blade* (65). Montréal : Université de McGill.
- Baillargeon, G. (1976). *Programmation linéaire : aide à la décision économique et technique*. Trois-Rivières : Éditions SMG.
- Baillargeon, G. (1990). *Méthodes statistiques de l'ingénieur*. Trois-Rivières : Éditions SMG.
- Bauinger, S., Lindenthaler, B., Willinger, R., A. Marn, A., & Heitmeir, F. (2017). Impact of different shroud configurations on leakage flow of a LP rotor. Dans *12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12, April 3-7, 2017* (117). Stockholm, Sweden.
- Belousov A. I. & Nazdrachev S. V.. (2016). Weight Optimization Principles for Turbine Blade Shroud Platform. *Russian Aeronautics*, 59 (1), 51-57.
- Berglund, A.. (2017). *Evolution of Cavity Tip Vortices in High-Pressure Turbines* (536). Suède : Université d'Uppsala.
- Bindon, J. P. (1989). The measurement and formation of tip clearance loss. *Journal of turbomachinery*, 111, 257-263.
- Borisoglebsky, D.. (2013). Development of frameworks for steel manufacturing planning capability improvement using discrete event simulation. (Thèse de doctorat, Université de Cranfield, Royaume-Uni).
- Bruyneel, M., Craveur, J-C., & Gourmelen, P. (2014). *Optimisation des structures mécaniques : Méthodes numériques et éléments finis*. Paris : Dunod.
- Chandrasekhar, U., Gururaj, D., Ramachandra, K., & Padmanabhan, R. (1988). Photoelastic Investigation of Turbine Rotor Blade Shrouds. *Defence Science Journal*, 38(4), 431-438. <https://doi.org/10.14429/dsj.38.5873>

- Collignan, A. (2019). *Méthode d'optimisation et d'aide à la décision en conception mécanique : Application à une structure aéronautique*. (Thèse de doctorat, Université de Bordeaux, France). Repéré à <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00662303>.
- Dassault Systemes (2009). CATIA (V5R19) [Logiciel]. Repéré à : http://yvonet.florent.free.fr/SERVEUR/COURS%20CATIA/CATIA%20Infrastructure/VBA_A/Teacher/EDU_CAT_EN_VBA_AI_V5R19_toprint.pdf
- Daverdin, G. (1989). Moteur d'avion. Boulogne, France : Institut Aeronautique Jean-Mermoz.
- Del Rio-Cidoncha, M. G., Martinez-Palacios, J. & Ortuno-Ortiz, F.. (2007). Task automation for modeling solids with CATIA V5. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, 79 (1), 53–59.
- Denton, J. D. (1993). Loss Mechanisms in Turbomachines. *Volume 2: Combustion and Fuels; Oil and Gas Applications; Cycle Innovations; Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration; Ceramics; Structures and Dynamics; Controls, Diagnostics and Instrumentation; IGTI Scholar Award*, V002T14A001. <https://doi.org/10.1115/93-GT-435>
- El-Dosoky, M. F. F. (2009). Analytical and CFD methods investigating shroud blade tip leakage. (Université de Leicester, Angleterre)
- Gao, J., Zheng, Q., Zhang, H., & Chen, H. (2013). Comparative investigation of tip leakage flow and its effect on stage performance in shrouded and unshrouded turbines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 227(8), 1265-1276. <https://doi.org/10.1177/0954410012454493>
- Gao, J., Zheng, Q., Zhang, Z., & Jiang, Y. (2014a). Aero-thermal performance improvements of unshrouded turbines through management of tip leakage and injection flows. *Energy*, 69, 648-660. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.03.060>
- Gao, J., Zheng, Q., Yue, G., & Sun, L. (2011). Control of shroud leakage flows to reduce mixing losses in a shrouded axial turbine. *Mechanical Engineering Science*, vol. 226, pages 1263 - 1277
- Gao, J., Zheng, Q., Zhang, Z., & Jiang, Y. (2014b). Aero-thermal performance improvements of unshrouded turbines through management of tip leakage and injection flows. *Energy*, 69, 648-660. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.03.060>

- Gougeon, P. (2015). Interactions aérodynamiques entre une turbine haute pression et le premier distributeur basse pression. (Thèse de Doctorat, Université de Lyon, Lyon). Repéré à <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01140139>.
- Gueniv, M. D., Fantini, P., Balachandran, L., Maginot, J. & Padulo, M.. (2009). MDO at predesign stage. American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- Harvey, N. W., Ramsden, K. (2001). A computational study of a novel turbine rotor partial shroud. *Journal of turbomachinery*, 123, 534-543.
- Hu, D., Mao, J., Wang, R., Jia, Z., & Song, J. (2016). Optimization Strategy for a Shrouded Turbine Blade Using Variable-Complexity Modeling Methodology. *AIAA Journal*, 54(9), 2808-2818. <https://doi.org/10.2514/1.J054742>
- Hu, Z., Xiong, Y., He, J., & Pan, Y. (2017). Development of an MDO platform for aerostuctural interactions. *MATEC Web of Conferences*, 119, 01033. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201711901033>
- Jesudasan, R., Zhang, X. & Mueller J. D.. (2017). Adjoint Optimisation of Internal Turbine Cooling Channel Using NURBS-Based Automatic and Adaptive Parametrisation Method. Dans ASME (Ed), *Gas Turbine India Conference*. Bangalore : ASME.
- Jiang, F., Weiwei, Z., Rongqiao, W., Xiuli, S., & Zhiying, C. (s. d.). *Research on design and optimization of the turbine blade shroud*. 7.
- Jun, S., Jean, Y. H., Rho, J. & Lee, D. H.. (2006). Application of collaborative optimization using genetic algorithm and response surface method to an aircraft wing design. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 20 (1), 113-146.
- Kacker, S. C., & Okapuu, U. (1982). A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency. *Journal of Engineering for Power*, 104(1), 111-119. <https://doi.org/10.1115/1.3227240>
- Key, N. L. & Arts, T.. (2006). Comparison of turbine tip leakage flow for flat tip and squealer tip geometries at high-speed conditions. *Journal of Turbomachinery*, 129, 213-220.

- Le Guyader, S., Démolis, J., & Munoz, J. (2016). Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016, June 13 – 17, 2016 (56006). Seoul, South Korea.
- Lee, S. E., Lee, S. W., & Kwak, H. S. (2011). Tip leakage aerodynamics over stepped squealer tips in a turbine cascade. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35(1), 135-145. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2010.08.014>
- Lee, S. W., Moon, H. S., & Lee, S. E. (2009). Tip gap height effects on flow structure and heat/mass transfer over plane tip of a high-turning turbine rotor blade. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 30(2), 198-210. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.12.009>
- Li, W., Qiao, W., Xu, K., & Luo, H. (2009). Numerical Simulation of Active Control on Tip Leakage Flow in Axial Turbine. *Chinese Journal of Aeronautics*, 22(2), 129-137. [https://doi.org/10.1016/S1000-9361\(08\)60078-3](https://doi.org/10.1016/S1000-9361(08)60078-3)
- Liu, H., An, Y., & Zou, Z. (2016). Aerodynamic impact of hub and shroud leakage flow on an axial turbine stage. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 230(14), 2483-2495. <https://doi.org/10.1177/0954406215597711>
- Liu, Y. M. (2017). Numerical investigation of heat transfer and tip leakage flow in high pressure turbines. (Mémoire de maîtrise, Faculté des sciences appliquées de Liège, Liège, Belgique).
- Martin, I., Hartwig, L., & Bestle, D. (2019). A multi-objective optimization framework for robust axial compressor airfoil design. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 59(6), 1935-1947. <https://doi.org/10.1007/s00158-018-2164-3>
- Martins, R. R. A. J. & Lamben A. B.. (2013). Multidisciplinary Design Optimization: A Survey of Architectures. *American Institute of Aeronautics and Astronautics*, 51 (9), 2086-2097.
- Maruthi, B. H., Channakeshavalu, K., Rudresh, M., & Harsha, R. N. (2014). Finite Element Method of Structural Analysis of Shrouded Aero Engine Turbines. *International Journal of Engineering Research*, 3(5), 7.
- Moret, M. (2018). Automation of a turbine tip clearance preliminary calculation process. (Thèse de Doctorat, Ecole de Technologie Supérieure, Montréal, QC).

- Moustapha, H., Zelesky, M. F., Banies, N. C., & Kapikse, D. (2003). Axial and Radial Turbines. White River Junction, Vermont, USA: Concpets NREC.
- Moustapha, H. (2011). AER600 : Introduction à l'aérospatiale. Ecole de technologie supérieure.
- Naik, S. (2017). Basic Aspects of Gas Turbine Heat Transfer. In S. M. S. Murshed & M. M. Lopes (Éd.), *Heat Exchangers—Design, Experiment and Simulation*. InTech. <https://doi.org/10.5772/67323>
- NATO Science and Technology Organization. (2006). Integration of Tools and Processes for Affordable Vehicles. Chapter 3: Air Vehicules. NATO RTO Research Task Group AVT 093.
- Nirmalan, N. V., & Bailey, J. C. (2005). Experimental Investigation of Aerodynamic Losses of Different Shapes of a Shrouded Blade Tip Section. *Volume 3: Turbo Expo 2005, Parts A and B*, 785-792. <https://doi.org/10.1115/GT2005-68903>
- Porreca, L., Kalfas, A. I. & Abhari, R. S.. (2008). Optimized Shroud Design for Axial Turbine Aerodynamic Performance. *ASME Journal of Turbomachinery*, 130(3). Repéré à <https://doi.org/10.1115/1.2777187>
- Porreca, L., Behr, T., Schlienger, J., Kalfas, A. I., Abhari, R. S., Ehrhard, J., & Janke, E. (2005). Fluid dynamics and performance of partially and fully shrouded axial turbines. *Journal of turbomachinery*, 127, 668-678.
- Rao, A. R., Scanlan, J. P., & Keane, A. J. (2007). Applying Multiobjective Cost and Weight Optimization to the Initial Design of Turbine Disks. *Journal of Mechanical Design*, 129(12), 1303-1310. <https://doi.org/10.1115/1.2779899>
- Saravanamuttoo, H., Rogers, G., Cohen, H., & Straznicky, P. (2009). Gas Turbine Theory (Sixth Edition ed.). Harlow, Essex, England: Pearson Education Limited.
- Savaria, C. (2016). New correlations for high-pressure gas turbine housing and shroud segments. (Mémoire de maîtrise, Ecole de Technologie Supérieure, Montréal QC). Repéré à <https://espace.etsmtl.ca/1617/2/>.
- Sjolander, S. A. & Amrud, K. K. (1987). Effects of Tip Clearance on Blade loading in a planar cascade of turbine blades. *Journal of turbomachinery*, 109, 237-244.

- Song, L., Luo, C., Li, J., & Feng, Z. (2012). Automated multi-objective and multidisciplinary design optimization of a transonic turbine stage. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 226(2), 262-276. <https://doi.org/10.1177/0957650911425005>
- Term, M.. (2010). Aero-thermal performance of transonic high-pressure turbine blade tips. (Thèse de doctorat, Université d'Oxford, Royaume-Uni).
- Valakos, I. M., Ntipteni, M. S., & Nikolos, I. K. (2007). *Structural Optimization of a Centrifugal Impeller Using Differential Evolution in CATIATM Environment*. 27.
- Xu, L., Bo, S., Hongde, Y., & Lei, W. (2015). Evolution of Rolls-royce Air-cooled Turbine Blades and Feature Analysis. *Procedia Engineering*, 99, 1482-1491. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.689>
- Yaras, M. I. & Sjolander, S. A.. (1992). Prediction of tip-leakage losses in axial turbines. *Journal of Turbomachinery*, 114(1), 204-210.
- Zou, Z., Liu, J., Zhang, W., & Wang, P. (2016). Shroud leakage flow models and a multi-dimensional coupling CFD (computational fluid dynamics) method for shrouded turbines. *Energy*, 103, 410-429. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.02.070>

