

N d'ordre : 40321

THESE

Présentée en vue de l'obtention du titre de

DOCTEUR

En

Spécialité : Mécanique

Par

Antoine MILLECAMPS

INTERACTION AUBE-CARTER : CONTRIBUTION DE L'USURE DE L'ABRADABLE
ET DE LA THERMOMECHANIQUE SUR LA DYNAMIQUE D'AUBE

Thèse soutenue le 10 septembre 2010 devant le jury :

Rapporteur	Patrice CARTRAUD	Professeur, GÉM, Ecole Centrale de Nantes
Rapporteur	Alain COMBESCURE	Professeur, LaMCoS, INSA de Lyon
Examineur	François GARCIN	Ingénieur, Snecma Villaroche
Examineur	Djimédo KONDO	Professeur, LML, USTL, Villeneuve d'Ascq
Examineur	Sylvain PHILIPPON	Maître de conférences, LaBPS, ENI de Metz
Examineur	Arnaud SUFFIS	Docteur Ingénieur, Snecma Villaroche
Directeur de thèse	Philippe DUFRENOY	Professeur, LML, USTL, Villeneuve d'Ascq
Co-encadrant de thèse	Jean-François BRUNEL	Maitre de conférences, LML, USTL, Villeneuve d'Ascq

Thèse préparée au sein du LABORATOIRE DE MECANIQUE DE LILLE

Ecole Doctorale SPI 072 (Lille I, Lille III, Artois, ULCO, UVHC, EC Lille)

Résumé :

L'enjeu actuel pour les fabricants de turboréacteurs est de fournir des moteurs peu polluants tout en assurant un rendement élevé. Une solution consiste en une réduction significative du jeu entre le rotor aubagé et le stator, pouvant néanmoins conduire à des contacts sévères engendrant des pertes d'aubes. Même si la rupture des aubes provient d'un phénomène de fatigue sous sollicitation vibratoire, l'excitation, issue des contacts intermittents, reste méconnue. L'objet de ce travail est de considérer ces aspects, c'est-à-dire l'influence des efforts au contact, de l'usure et de la thermomécanique sur le comportement vibratoire.

Des résultats d'essais de contact aube-carter sur banc à échelle réelle, ayant conduit à la fissuration d'aubes, sont tout d'abord analysés. Les résultats permettent de constater différents régimes vibratoires avant la fissuration et de relever les profils d'usure du carter ainsi que les échauffements issus du contact.

Afin d'expliquer ces observations, des simulations numériques sont réalisées. Les études de la dynamique d'aube apportent une explication sur les profils d'usure du carter. Des simulations thermomécaniques montrent une influence significative des dilatations thermiques au contact. Enfin, une étude numérique couplée d'une aube en contact avec un carter est menée, considérant l'usure du carter induite par la dynamique de l'aube en contact, les échauffements et les dilatations thermiques se produisant au contact aube-carter. L'influence de ces phénomènes sur la dynamique de l'aube est clairement démontrée notamment les variations de régime vibratoire et les conditions pouvant entraîner la divergence du système.

Mots clés : Contact aube-carter, échauffements, dilatations thermiques, usure de l'abradable, dynamique d'aube

Abstract:

The issue for the turbojet engine designers is to develop less polluting and more efficient engines. A solution is to reduce significantly the clearance between the rotating bladed disk and the casing. However, operating with a very tight clearance induces inevitably interactions which can lead to loses of blades. Even if the failure of blades is due to fatigue loading the excitation coming from the blade-casing contact is not yet well understood. The aim of this work is to improve this aspect by studying the influence of contact forces, wear and thermo-mechanical behavior on the blade dynamic response.

The results of a study of a blade-casing contact performed on an experimental compressor of a turbojet at a real scale are firstly analyzed. Results show that several phases of the dynamic response are observed before blade cracking and allow determining wear profile and thermal level of the casing.

To explain these experimental observations, numerical simulations are performed. A study of the blade dynamics can explain the wear pattern of the casing. Thermomechanical simulations highlight a significant influence of thermal expansions.

A numerical study of the dynamics of a blade interacting with a casing is finally performed with the consideration of the wear induced by the contact and the heating and thermal expansions occurring at the local contact. It clearly highlights the influence of these phenomena on the blade dynamics, notably the variations of vibratory behavior and the conditions which can lead to the divergence of the system

Keywords: blade-casing contact, heating, thermal expansions, abradable wear, blade dynamics

Remerciements

Ces remerciements vont tout d'abord à M. Jean-François Brunel et M. Philippe Dufrenoy, les encadrants de cette thèse, qui ont joué un rôle prépondérant dans les résultats de ces travaux.

Ensuite, ces remerciements sont adressés à M. François Garcin, adjoint en Mécanique aux bureaux d'études de Snecma pour l'aide conséquente et la vive attention portée à ces travaux durant ces trois ans. Tous les membres de Snecma, associés de près ou de loin à cette thèse, sont aussi remerciés.

Les membres du jury, M. Patrice Cartraud, M. Alain Combescure, M. Djimedo Kondo, M. Sylvain Philippon et M. Arnaud Suffis sont également vivement remerciés pour l'intérêt et les critiques constructives apportées à ces travaux.

Ces remerciements n'auraient aucun sens sans citer les collègues de « fin de thèse » pour les moments de bonne humeur : Kevin, Martin, Loïc, Amavi et Mathieu. Sont également cités : Vincent, Florent et Haytam.

Véronique et Anne-Marie Moudart sont aussi remerciées.

Enfin, *last but not least*, j'adresse mes plus sincères remerciements à ma famille et belle famille. Bien sûr, je ne remercierai jamais assez Eva pour son soutien, sa patience et ses sacrifices.

Table des matières

REMERCIEMENTS	4
TABLE DES MATIERES	5
INTRODUCTION	7
1. CONTACT ROTOR/STATOR : UN PROBLEME MULTI-PHYSIQUE ET MULTI-ECHELLE	9
1.1. CONTACT ROTOR/STATOR : DYNAMIQUE D'ENSEMBLE	9
1.2. CONTACT ROTOR/STATOR : DYNAMIQUE D'UN ETAGE	13
1.2.1. <i>Couplage inter-étage</i>	13
1.2.2. <i>Dynamique de l'aube</i>	14
1.2.3. <i>Influence du carter</i>	18
1.3. CONTACT ROTOR/STATOR : ETUDES LOCALES AU CONTACT	19
1.3.1. <i>Revêtement abrasable : présentation</i>	19
1.3.2. <i>Usure et mécanismes d'usure de l'abrasable</i>	24
1.3.3. <i>Température au contact aube-abrasable</i>	27
1.3.4. <i>Effort au contact aube-carter</i>	29
1.3.5. <i>Interprétation</i>	32
1.4. SYNTHÈSE – CONCLUSION	33
2. ANALYSE D'ESSAIS DE CONTACT MAITRISE AUBE-CARTER	34
2.1. BANC D'ESSAI ET CAS D'ETUDE	35
2.1.1. <i>Banc d'essai et instrumentation</i>	35
2.1.2. <i>Présentation des deux cas d'étude</i>	36
2.2. COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE L'AUBE	39
2.2.1. <i>Dynamique de carter, des aubes adjacentes et signaux des trois jauges de déformation</i>	39
2.2.2. <i>Comportement dynamique de l'aube du premier cas d'étude</i>	43
2.2.3. <i>Comportement dynamique de l'aube du second cas d'étude</i>	46
2.2.4. <i>Synthèse</i>	49
2.3. USURE ET COMPORTEMENT THERMIQUE DU CARTER	50
2.3.1. <i>Usure du revêtement abrasable</i>	50
2.3.2. <i>Température du carter</i>	52
2.3.3. <i>Synthèse</i>	55
2.4. SYNTHÈSE - CONCLUSION	56
3. ETUDE NUMERIQUE DE LA DYNAMIQUE D'AUBE ET DES ECHAUFFEMENTS	57
3.1. DYNAMIQUE D'AUBE EXCITEE PAR UN EFFORT AU SOMMET	58
3.1.1. <i>Présentation de la simulation</i>	58
3.1.2. <i>Mouvement vibratoire sous excitation et évolution du jeu aube-carter</i>	60
3.1.3. <i>Influence de paramètres</i>	68
3.1.4. <i>Synthèse</i>	71
3.2. PHENOMENES THERMIQUES : ECHAUFFEMENTS ET DILATATIONS THERMIQUES	72
3.2.1. <i>Echauffements du carter et de l'aube</i>	72
3.2.2. <i>Dilatations thermiques du carter et de l'aube</i>	78
3.2.3. <i>Etude sur un modèle 3D : 1/6^{ème} de carter</i>	80
3.2.4. <i>Synthèse</i>	86
3.3. INTERPRETATION	88

4. DYNAMIQUE D'AUBE EN CONTACT : THERMIQUE ET USURE.....	91
4.1. DEMARCHE DE CALCULS ET SIMULATIONS NUMERIQUES	92
4.1.1. Démarche numérique globale	92
4.1.2. Simulation transitoire de la dynamique d'aube (étape 1).....	93
4.1.3. Usure de l'abradable (étape 2).....	97
4.1.4. Simulation thermomécanique de l'aube et du carter (étape 2)	98
4.2. INFLUENCE DE L'USURE SUR LE COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE L'AUBE.....	102
4.2.1. Présentation de la simulation.....	102
4.2.2. Comportement vibratoire de l'aube en contact	103
4.2.3. Condition en vitesse dans la loi d'usure.....	109
4.2.4. Synthèse	111
4.3. INFLUENCE DE L'USURE ET DE LA THERMOMECHANIQUE SUR LA DYNAMIQUE D'AUBE	112
4.3.1. Phénomènes thermiques au début de la simulation	112
4.3.2. Phénomènes thermiques lors d'une vibration d'aube à 6 flexions par tour.....	116
4.3.3. Flux de chaleur majoré	119
4.4. SYNTHESE	122
CONCLUSION-PERSPECTIVES	124
BIBLIOGRAPHIE	127

Introduction

Cette thèse a été réalisée dans le cadre d'une convention CIFRE entre la société Snecma (appartenant au groupe Safran) et le Laboratoire de Mécanique de Lille. Ces travaux s'inscrivent dans le projet MAIA (Méthodes Avancées en Ingénierie Mécanique) qui regroupe 11 partenaires autour des objectifs de recherche et développement du groupe Safran, et plus particulièrement au sein du thème MM3 dont les objectifs principaux sont la modélisation d'ingestion d'oiseau ou de glace, de perte d'aube et de contact rotor/stator des turboréacteurs. Cette thèse entre Snecma (site de Villaroche) et le Laboratoire de Mécanique de Lille (équipe ER5 : Freinage, Contact, Surface) se retrouve dans ce dernier objectif.

La poussée d'un moteur d'avion repose sur le principe d'action/réaction de Newton. Le turboréacteur produit une poussée par réaction, il peut donc propulser un avion. Il est composé de cinq éléments principaux (Figure 0-1). Un compresseur, associé à une soufflante, permet d'augmenter la pression de l'air aspiré. Une chambre de combustion mélange l'air et le carburant en présence d'une flamme permanente augmentant brusquement la température et la pression des gaz. Enfin, la turbine associée à une tuyère d'éjection transforme l'énergie issue de la chambre en énergie cinétique. Elle récupère également une partie du travail des gaz après la combustion pour faire tourner les roues des compresseurs.

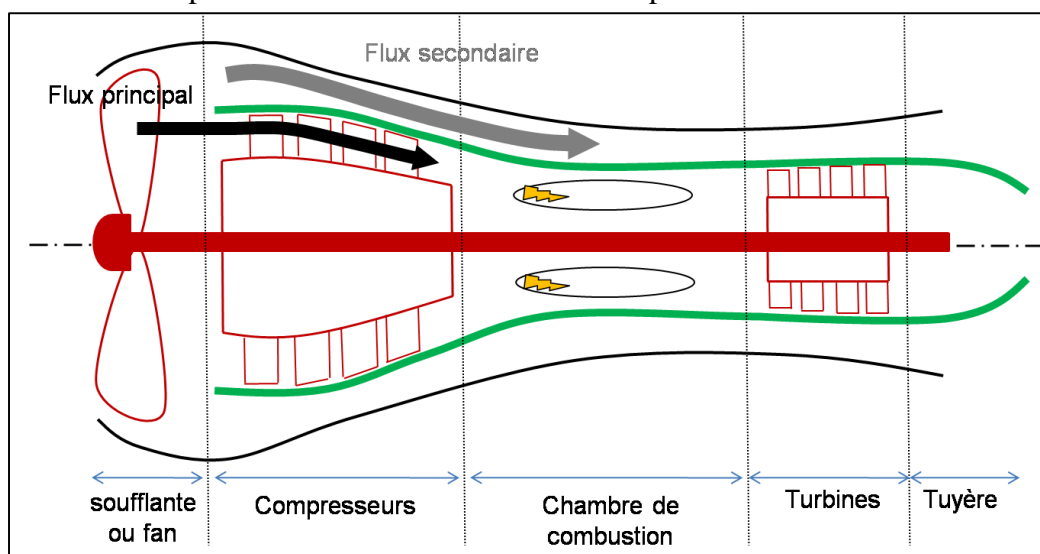


Figure 0-1 : Vue en coupe d'un turboréacteur double corps.

L'enjeu majeur du fabricant de moteur est l'amélioration du rendement et à ce titre, différentes configurations sont possibles : compresseurs axiaux ou radiaux, simples ou doubles corps, etc. Mais depuis quelques années, la contrainte environnementale prend une place de plus en plus importante dans le cycle de vie du turboréacteur d'avion. En effet, il s'agit désormais de proposer des moteurs plus économiques en consommation de carburant et rejetant moins d'émissions polluantes. La recherche de la performance tout en respectant l'environnement a imposé un changement notable dans la phase de conception des turboréacteurs afin de trouver le meilleur compromis.

Une solution apportée à ce problème consiste à optimiser le rendement du turboréacteur par la minimisation de la distance entre l'ensemble en rotation (appelé rotor constitué d'aubes pour

le compresseur et la turbine) et le carter (aussi nommé stator). Cependant la réduction du jeu entre l'extrémité des aubes et le stator augmente le risque de contact entre ces deux parties. Afin de tolérer ces interactions, les aubes sont conçues pour résister aux contacts intermittents et le carter est muni d'un revêtement (communément appelé abrasable) permettant d'adoucir les contacts. Malgré cela des endommagements sont constatés avec des ruptures d'aubes sur certains étages. S'il est évident que le comportement dynamique de l'ensemble rotor/stator joue un rôle non négligeable dans les mécanismes de défaillances du rotor aubagé, il ne suffit pas à expliquer entièrement son origine. Il s'agit dans ce travail de franchir un cap dans la compréhension de cas de défaillances en prenant en compte les phénomènes au contact rotor-stator, notamment l'usure et la thermomécanique et en analysant leur influence sur le comportement dynamique.

Ce mémoire est structuré en quatre chapitres :

Le **chapitre 1** présente le contexte scientifique du problème de contact rotor-stator afin de considérer toute la complexité de la problématique. La première partie traite de la dynamique de l'ensemble du système. Une seconde partie se focalise au niveau d'un étage de turboréacteur en tenant compte de la géométrie réelle (aube, carter, etc.). Enfin, les phénomènes à l'échelle locale du contact sont présentés. La complexité du problème de contact rotor-stator est ainsi décrite notamment la dimension multi-échelle et multi-physique.

Le **chapitre 2** propose une analyse approfondie d'une campagne d'essais de contact aube-carter. Le comportement vibratoire d'une aube de rotor est analysé de sa mise en rotation jusqu'à sa fissuration. L'usure du revêtement abrasable du carter et les échauffements du carter sont analysés dans l'objectif d'identifier une corrélation entre l'usure, les échauffements et le comportement dynamique de l'aube.

Le **chapitre 3** a pour objectif principal d'apporter des explications aux observations présentées au chapitre précédent. Une simulation dynamique d'aube sous conditions de contact simplifiées est présentée afin d'établir un lien entre l'usure et la dynamique d'aube. Une simulation thermomécanique du système est ensuite réalisée pour appréhender les échauffements du système et pour analyser l'influence des dilatations thermiques sur le jeu aube-carter. Ces simulations permettent de comprendre le rôle de la thermomécanique et de l'usure sur le contact aube-carter et explique certaines observations expérimentales.

Le **chapitre 4** propose une étude numérique couplée de la dynamique de l'aube sous conditions de contact avec un carter revêtu d'abrasable en considérant l'usure du revêtement et les phénomènes thermomécaniques. Le couplage entre ces phénomènes est considéré permettant de mettre en évidence les variations de régimes vibratoires observées expérimentalement et d'apporter des explications quant à la divergence du système.

Le mémoire se termine par un résumé des principaux enseignements et la proposition de certaines pistes pour poursuivre ce travail d'investigation scientifique et industriel.

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

La dynamique du rotor en contact avec une partie fixe (généralement un stator) et de sa ligne d'arbre est le premier point considéré. Les études se concentrent sur la dynamique d'ensemble.

Ensuite les études de contact rotor-stator se localisent à l'échelle d'un étage d'un module de turboréacteur. Les aubes du rotor et la dynamique du stator sont alors considérées.

Enfin, les études appréhendent les phénomènes à l'échelle locale du contact: usure du revêtement abrasable, échauffements et efforts de contact aube-carter.

1.1. Contact rotor/stator : dynamique d'ensemble

Etude sur une géométrie simplifiée. Les premières études des systèmes rotor/stator se sont concentrées sur la dynamique du rotor en raison des vitesses de rotation élevées et des phénomènes vibratoires induisant des contacts non désirés et pouvant entraîner la défaillance du rotor. Les premiers modèles majoritairement analytiques reposent sur un modèle dit de Jeffcott (Figure 1-1) permettant l'étude de la dynamique de l'ensemble en rotation, en y incluant l'arbre. L'ensemble en rotation est constitué d'un disque circulaire massique avec un arbre (souvent considéré sans masse) supporté par deux paliers généralement disposés à égale distance du disque en contact avec une partie fixe (appelée stator). Selon les études, le stator, le rotor et / ou l'arbre peuvent être considérés comme rigides et / ou amortis. Afin de créer une interaction entre le rotor et le stator, un défaut est généralement introduit dans le système : un balourd sur l'ensemble en rotation, un mauvais alignement du rotor par rapport au stator, une déformation du stator d'origine thermique ou mécanique, une défaillance dans les paliers, un rotor fissuré, etc.

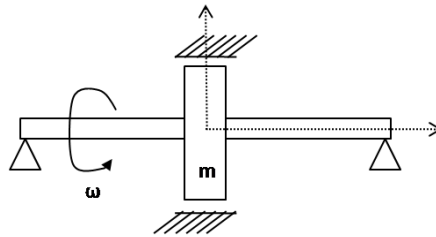


Figure 1-1. Modèle du rotor de Jeffcott [EHRICH67]

Identification de la dynamique du rotor. La vitesse de rotation est un paramètre majeur dans les phénomènes de défaillance de machines tournantes. Un chargement centrifuge peut engendrer un mécanisme destructeur s'il est accordé sur une des fréquences propres du système [CAMPBELL24]. Dans ce cas, la fréquence de rotation est dite critique. Le mouvement de précession du rotor est également identifié comme potentiellement destructeur pour la turbomachine [DENHARTOG40 et EHRICH69]. La précession d'un rotor entraîné en rotation définit le mouvement du centre du rotor. Si l'orbite du centre du rotor est décrite dans le même sens que la rotation, il s'agit de la précession directe, sinon il s'agit de la précession inverse [LALANNE96].

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

La caractérisation du mouvement vibratoire du rotor montre que la fréquence de vibration d'un rotor excité est étroitement liée à la vitesse de rotation [MUSZYNSKA84]. L'excitation du système est repérée par une augmentation soudaine de l'amplitude du mouvement vibratoire du centre du rotor [EHRICH88] dont la fréquence de vibration peut être synchrone ou asynchrone avec la fréquence de rotation [MUSZYNSKA02]. La fréquence des vibrations du rotor est dite synchrone si elle est égale à la fréquence de rotation. Le mouvement vibratoire asynchrone du rotor peut être caractérisé par deux régimes : un régime subharmonique ou un régime superharmonique [EHEHALT02]. Le régime subharmonique est une réponse vibratoire du rotor à une fréquence sous-multiple ($1/2N$, $1/3N$, $1/4N$, $1/5N$, etc.) de la fréquence de rotation (N). Le régime superharmonique se caractérise par une réponse vibratoire du rotor dont la fréquence est multiple ($2N$, $3N$, etc.) de la vitesse de rotation [EHRICH92]. Ces deux régimes, synchrones ou asynchrones, sont influencés par la vitesse de rotation, l'amortissement du système rotor-stator, ou le balourd du rotor [CHU97 et MUSZYNSKA02].

Il apparaît également que la dynamique du rotor seule peut être influencée par de nombreux paramètres [BACHSCHMID01] :

- L'axe du rotor. Par son mouvement de torsion, ce dernier peut modifier l'orbite du rotor (et donc le contact rotor/stator), en régime établi [EDWARD99] ou en régime transitoire [AL-BEDDOOR00].
- Les paliers. Le mouvement vibratoire du rotor en contact avec un stator selon que son axe soit supporté par des paliers à film d'huile [WAN03] ou par des roulements à rouleaux [SINOUE04] est significativement différent. Les efforts dans les paliers sont identifiés comme une source majeure de perturbation vibratoire du rotor [NOVAK02].
- Le disque. Par le biais de son amortissement et de sa rigidité, il semble avoir une influence significative sur la dynamique du système [MUSZYNSKA02]. Il est à noter qu'un défaut dans ce disque, typiquement une fissure, modifie significativement la dynamique du rotor [SINOUE05]. Un rotor fissuré possède deux fréquences d'excitation potentiellement critiques [DARPE07]. Ces deux fréquences subharmoniques, sont égales au tiers et au demi de la fréquence de rotation dite critique [SINOUE07].

Ligne d'arbre bi-rotor. Des géométries plus complexes de ligne d'arbres sont également considérées afin de se rapprocher des systèmes réels où plusieurs modules (fan, compresseur basse pression, compresseur haute pression, turbine, etc.) sont montés en série. [GUSKOV07] propose un dispositif expérimental (Figure 1-2) constitué de deux rotors montés en série, entraînés en rotation à des vitesses différentes. Chaque rotor est constitué d'un axe soutenu par deux paliers et d'un disque massique. Ces deux rotors sont reliés entre eux par un palier intermédiaire, ce dernier tendant à être au centre des études. En effet, les dynamiques des deux rotors peuvent interférer entre elles et mener à des comportements dommageables pour la structure. Une solution possible permettant un découplage des phénomènes vibratoires est l'introduction d'un amortisseur à film d'huile pincé (*squeeze film damper*) entre les deux modules [GUSKOV09].

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

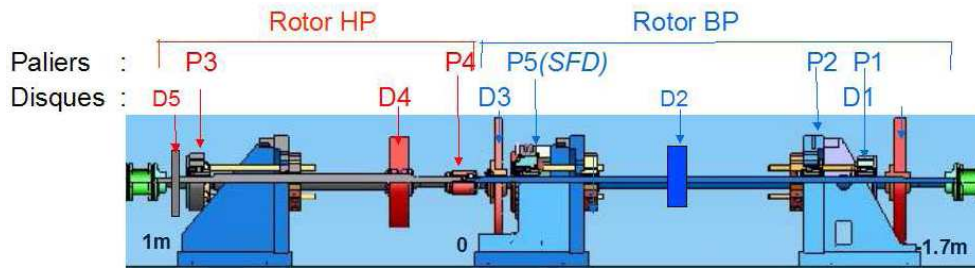


Figure 1-2. Banc d'essais bi-rotor du LTDS de Lyon [GUSKOV07].

Vibrations et contact. Le comportement vibratoire induit dans la plupart des cas, des contacts entre le rotor et le stator. Ainsi en régime établi [CHOY87] ou en régime transitoire [JIANG00] le contact rotor/stator peut être :

- (i) une phase de non contact, l'amplitude du mouvement du rotor est inférieure au jeu initial entre le rotor et le stator.
- (ii) un contact de type frottant sur toute la circonférence intérieure du stator, associé généralement à une fréquence de vibrations synchrone du rotor [MUSZYNSKA02].
- (iii) un contact plutôt de type impact (associé à une précession directe ou inverse) et un mouvement vibratoire synchrone ou asynchrone du rotor.
- (iv) un contact sans glissement avec un mouvement vibratoire s'amplifiant au cours du temps.

Considération du frottement et des échauffements au contact. L'introduction du frottement au contact entre le rotor et le stator est proposée par [FENG02]. Il s'agit d'une étude analytique d'un rotor de Jeffcott, considéré avec un balourd et entraîné en rotation à une vitesse correspondant à une de ces fréquences propres. L'effort normal et tangentiel de contact est considéré sur le disque, un frottement est introduit via une loi de Coulomb. L'influence du coefficient de frottement sur la dynamique du rotor est montrée :

- Sans frottement, après un contact bref avec le stator, le rotor retrouve rapidement un état stable sous deux formes différentes: soit le contact est perdu, soit le contact est maintenu.
- La non linéarité introduite dans le modèle par le frottement rend instable le rotor après un contact bref avec le stator. Il s'agit d'un comportement chaotique associé à un mouvement de précession inverse. Le coefficient varie entre 0 et 0,1 et il apparaît que les amplitudes de la réponse vibratoire sont d'autant plus importantes que le coefficient de frottement est élevé.

L'introduction des dilatations thermiques du rotor induites par le contact est proposée par [GOLDMAN95]. Un modèle analytique de rotor de Jeffcott est considéré avec un contact entre une partie fixe et l'arbre du rotor, générant localement un flux de chaleur (Figure 1-3). Dans un premier temps, le mouvement vibratoire du rotor induit par le balourd est déterminé à la résonance. Un état de contact en L2 est ensuite déduit afin d'estimer le flux de chaleur généré. Ce flux de chaleur est défini comme le produit de la vitesse tangentielle et l'effort tangentiel au point de contact. Puis une étude thermomécanique permet de déterminer les températures et la déformée thermique du rotor qui se résume en une flexion thermique localisée de la ligne d'arbre. Il est important de noter que les phénomènes thermiques étant plus lents que

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

les phénomènes vibratoires, ces deux études sont découplées mais il n'est pas précisé la durée des phénomènes.

La flexion thermique du rotor peut se comporter de trois manières différentes selon les amortissements et les raideurs du rotor et du stator :

- La flexion thermique du rotor permet de maintenir le contact au même endroit circonférentiellement, ce qui génère à nouveau un flux de chaleur. La déformée thermique s'amplifie au cours du temps.
- La flexion thermique du rotor ne localise pas le contact circonférentiellement : le contact tourne dans un plan orthogonal à l'axe de rotation et dans un sens inverse à celui du mouvement de rotation. Cependant la déformée thermique s'amplifie au cours du temps.
- La flexion thermique du rotor induit un changement de la localisation du contact engendrant des discontinuités dans le flux de chaleur. Il en résulte une déformée thermique très faible.

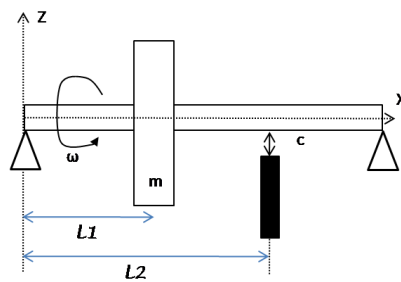


Figure 1-3. Modèle de Jeffcott avec un contact frottant en L2 générant un flux de chaleur [GOLDMAN95].

Le second comportement est également identifié par [BACHSCHMID07] à partir d'une simulation numérique. Les études thermiques et dynamiques sont découplées avec une résolution dans le domaine fréquentiel du problème vibratoire et dans le domaine temporel du problème thermique. Ces travaux mettent en évidence un comportement instable du rotor induit par la flexion thermique de l'axe bien que les températures de contact soient relativement faibles (environ 50 °C).

Ces deux travaux présentent la particularité de prendre en compte les phénomènes thermiques (échauffements et dilatations thermiques du rotor) et le découplage des études thermiques et dynamiques est mis en évidence. Toutefois si des dilatations thermiques, transcrites en termes de flexions thermiques, sont identifiées, leur influence sur le comportement vibratoire n'est pas mise en évidence.

Ces études de contact sur des géométries simplifiées ont montré des comportements vibratoires préjudiciables pour le système comme la précession du rotor et des fréquences de vibrations caractéristiques de l'excitation du rotor : fréquence synchrone, asynchrone, subharmonique ou superharmonique.

Les éléments du système influencent la dynamique du rotor. Ainsi la complexité du problème de contact rotor-stator révèle son caractère multi-échelle. Les échauffements et le frottement à l'échelle du contact, sont également identifiés comme des facteurs importants. Il apparaît donc en filigrane le caractère pluridisciplinaire du problème de contact rotor/stator, ne se limitant pas à la seule mécanique vibratoire.

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

1.2. Contact rotor/stator : dynamique d'un étage

Un module de turboréacteur, le compresseur particulièrement, est composé de plusieurs étages successifs. Un étage est défini comme l'ensemble carter et disque aubagé (Figure 1-4) dont la dynamique est différente de celle d'un disque plein. Les études se localisent désormais sur un étage de turbomachine en s'affranchissant de l'influence de la ligne d'arbre. Il s'agit de considérer ce qui était défini comme « disque » jusque maintenant, en le représentant comme un rotor aubagé.

D'abord le couplage inter-étage est considéré. Ensuite, l'influence de l'aube sur la réponse dynamique du rotor est étudiée. Enfin, les travaux tenant compte du comportement dynamique du carter sont présentés.

1.2.1. Couplage inter-étage

Les carters des étages sont reliés entre eux par vissage. Les rotors aubagés de chaque étage sont différents : géométrie, masse, nombre d'aubes, matériaux, etc. Afin de comprendre les phénomènes au contact d'un rotor aubagé et d'un carter il faut, dans un premier temps, identifier l'influence du couplage entre les étages, d'un point de vue dynamique puisque le comportement vibratoire d'un étage considéré seul semble différent de celui d'un étage couplé avec un second [BLADH03].

Une simulation numérique combinant une modélisation cyclique et un couplage inter-étage est proposée par [LAXALDE07a]. La modélisation cyclique consiste à modéliser un secteur angulaire d'un système ayant une symétrie de révolution (par exemple un rotor aubagé, une roue dentée, etc.). L'étude numérique réalisée sur un secteur d'un système bi-étage (modèle éléments finis représenté en Figure 1-5) montre que les fréquences propres d'un disque aubagé seul sont différentes de celles d'un disque aubagé couplé avec un second disque.

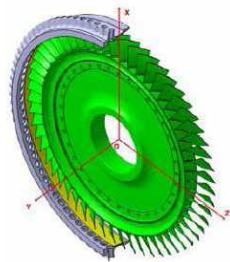


Figure 1-4. Représentation d'un étage d'un module de turboréacteur : en vert le rotor aubagé, en gris le carter et en jaune un revêtement abrasable déposé sur la paroi intérieure du carter.

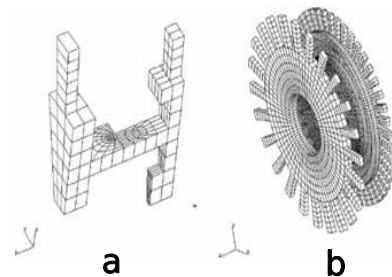


Figure 1-5. Un secteur (a) du système multi-étage (b) de [LAXALDE07a].

Une analyse harmonique est réalisée sur un secteur, chaque étage du secteur est excité par une force dont la période est multiple de leur fréquence propre respective. La Figure 1-6 représente les réponses fréquentielles des deux étages du secteur avec et sans prise en compte du couplage inter-étage. Le contenu fréquentiel est évidemment plus riche, pour chaque étage, en considérant le couplage.

De plus, cette étude montre que les niveaux de vibrations semblent plus faibles si le couplage est considéré. En effet, l'énergie se propage dans les 2 étages et cela tend à réduire les amplitudes vibratoires de chaque étage.

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

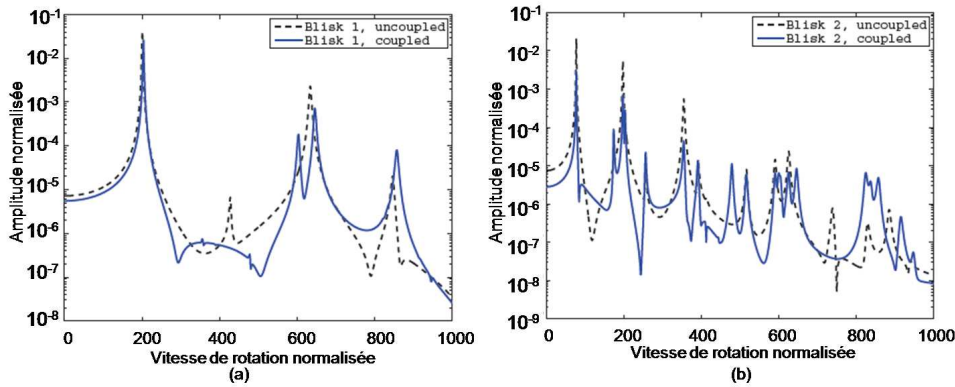


Figure 1-6. Réponse fréquentielle en fonction de la vitesse de rotation avec (-) et sans (--) couplage inter-étage pour l'étage 1 (a) et l'étage 2 (b) [LAXALDE07b].

1.2.2. Dynamique de l'aube

Le contact rotor/stator ne peut être complètement identifié sans prise en compte des aubes. Ces pièces sont en effet les premières concernées en cas d'interaction.

Dans un premier temps, l'influence des aubes sur la dynamique du rotor est mise en évidence sur deux géométries différentes : un rotor de Jeffcott [JIANG98] et un rotor monté en porte-à-faux [SINHA04]. Le premier cas est représentatif d'un contact rotor-stator au sein d'un compresseur et/ou turbine tandis que le second concerne plutôt les soufflantes.

L'étude sur le rotor de Jeffcott de [JIANG98] se déroule en deux temps. Une aube plate en rotation dont l'angle par rapport au plan de rotation du disque peut varier (Figure 1-7) est modélisée analytiquement par une poutre. Un modèle de frottement de Coulomb est considéré en sommet d'aube. Ce modèle détermine les efforts de contact normaux et tangentiels induits par le chargement centrifuge (Figure 1-8).

Ensuite ces efforts sont introduits dans un modèle analytique de Jeffcott. Ces efforts induisent un changement significatif de la dynamique du rotor (Figure 1-9). L'angle d'orientation de l'aube (α) modifie le mouvement vibratoire du rotor qui est une précession inverse pour un angle inférieur à 35° .

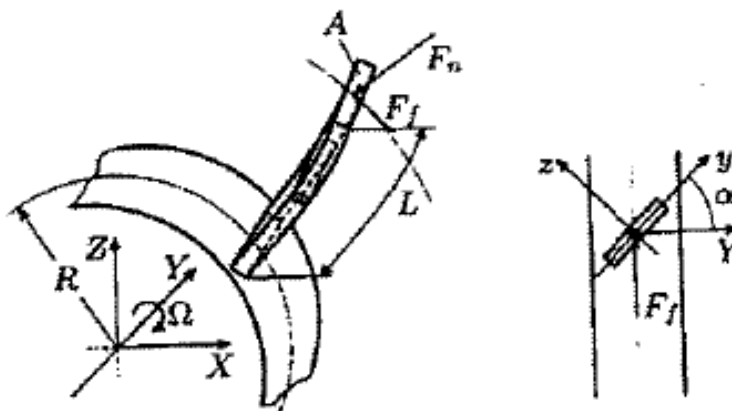


Figure 1-7. Représentation du modèle analytique d'aube de [JIANG98].

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

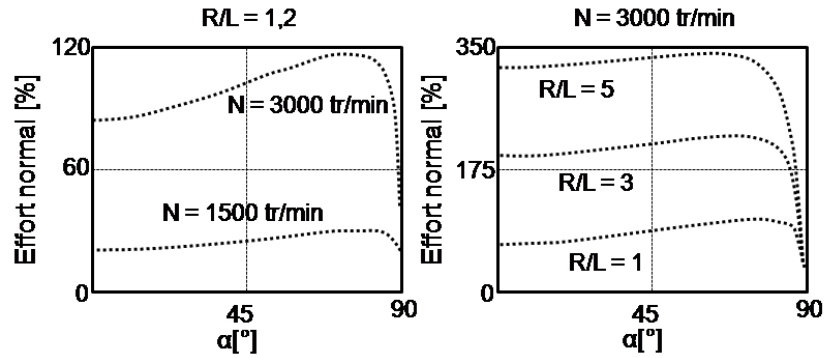


Figure 1-8. Evolution, en fonction de l'angle d'inclinaison de l'aube, de l'effort normal de contact adimensionné, paramétrée par la vitesse de rotation, et le rapport R/L [JIANG98].

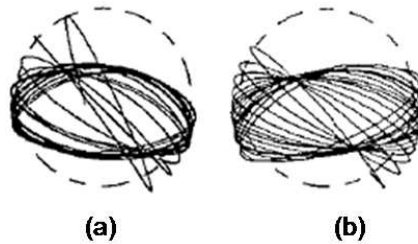


Figure 1-9. Orbite du centre du rotor avec (a) et sans (b) les efforts du sommet d'aube induits par le chargement centrifuge, pour une vitesse de 3000 tr/min, $\alpha=0^\circ$ et un coefficient de frottement de 0,1 [JIANG98].

Dans le cas d'un rotor monté en porte-à-faux [SINHA04], l'étude consiste en un modèle analytique d'un rotor comprenant un axe supporté par 3 paliers avec à son extrémité un disque aubagé. Les aubes sont considérées plates mais orientées de 60° par rapport au plan de rotation du disque (Figure 1-10). Le contact aube-carter est représenté dans le modèle analytique via un effort normal et un effort tangentiel en introduisant la loi de Coulomb. La dynamique du rotor est notamment étudiée à une vitesse de rotation critique, c'est-à-dire correspondant à une fréquence propre du système. Un comportement dynamique instable du rotor se traduisant par une augmentation exponentielle du mouvement vibratoire du rotor est montré dans le cas d'un contact frottant continu et un coefficient de frottement de 0,01 (Figure 1-11).

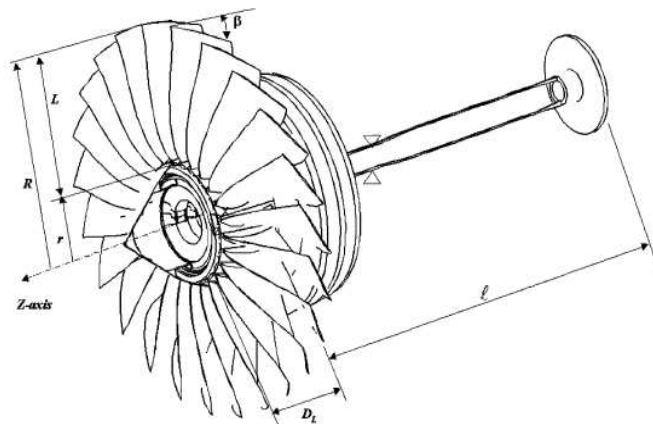


Figure 1-10. Représentation du modèle analytique de [SINHA04] : un axe supporté par 3 paliers et un disque aubagé à son extrémité.

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

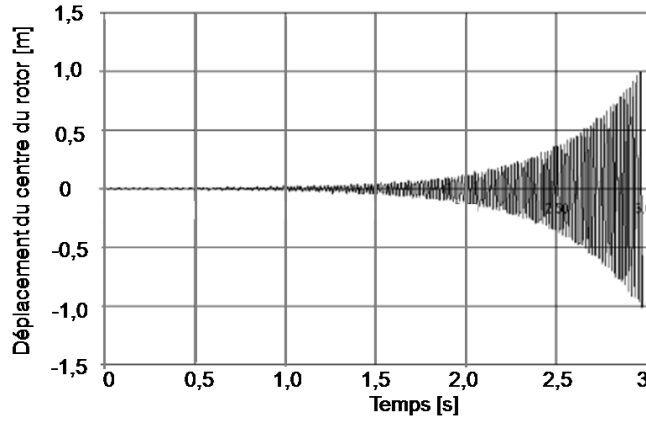


Figure 1-11. Mouvement vibratoire du centre du rotor aubagé en contact frottant continu avec le stator en phase d'accélération [SINHA04].

Si l'influence de l'aube sur le comportement vibratoire du rotor est constatée, les phénomènes locaux au contact, notamment le frottement et les efforts de contact peuvent influencer la réponse vibratoire de l'aube [SINHA05]. Un modèle analytique d'une poutre de Timoshenko représente une aube plate, de section rectangulaire et encastree sur un disque (Figure 1-12). Le contact avec un stator est représenté sur le sommet d'aube par un effort normal et tangentiel. Un modèle de frottement de Coulomb est considéré. En régime établi, le mouvement vibratoire du sommet d'aube est constant si le frottement est négligé (Figure 1-13a). Par contre, en considérant le frottement, le mouvement vibratoire est modulé (Figure 1-13b).

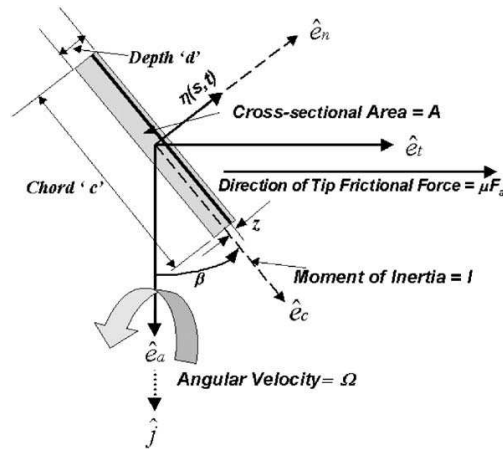


Figure 1-12. Section de la poutre de Timoshenko [SINHA05].

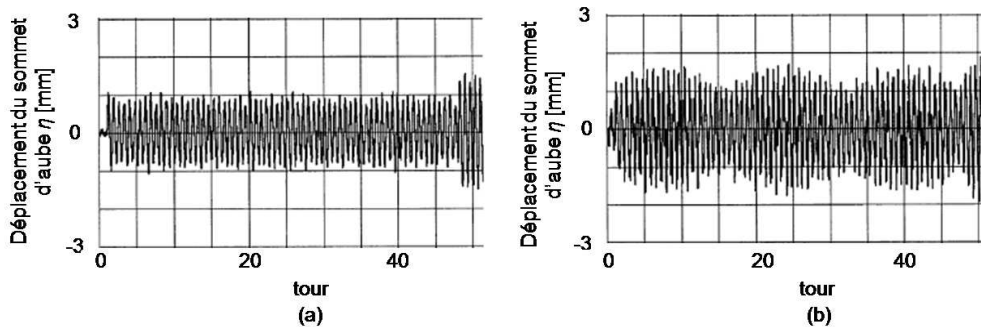


Figure 1-13. Mouvement vibratoire du sommet d'aube sans (a) et avec (b) frottement [SINHA05].

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

Le contact semble donc influencer le comportement vibratoire d'une aube plate. Cependant les aubes de turboréacteurs sont vrillées pour des raisons d'efficacité aérodynamique. Le précédent modèle est repris par [SINHA07] en introduisant un angle de vrillage pour l'aube (Figure 1-14a). Un modèle de poutre de Timoshenko modélise l'aube en considérant une section de poutre dont le centre de géométrie et le centre de gravité sont non coïncidents. La détermination des fréquences propres de l'aube en fonction de l'angle de vrillage met en évidence une influence significative de l'angle de vrillage sur les fréquences propres de l'aube. Une analyse transitoire de la dynamique d'aube, excitée par un effort sous forme d'impulsion en son sommet est réalisée. Les résultats du comportement vibratoire d'une aube vrillée et non vrillée sont présentés en Figure 1-14b. La réponse d'une aube non vrillée montre une amplitude vibratoire augmentant de façon monotone. Par contre, la réponse vibratoire de l'aube vrillée montre une sorte de 'battement' quasi-périodique. Cela indique que la poutre répond sur deux modes simultanément, très proches.

La forme de l'aube semble donc être un paramètre important nécessitant de plus en plus le recours à l'outil numérique pour considérer une géométrie d'aube réaliste [TURNER05].

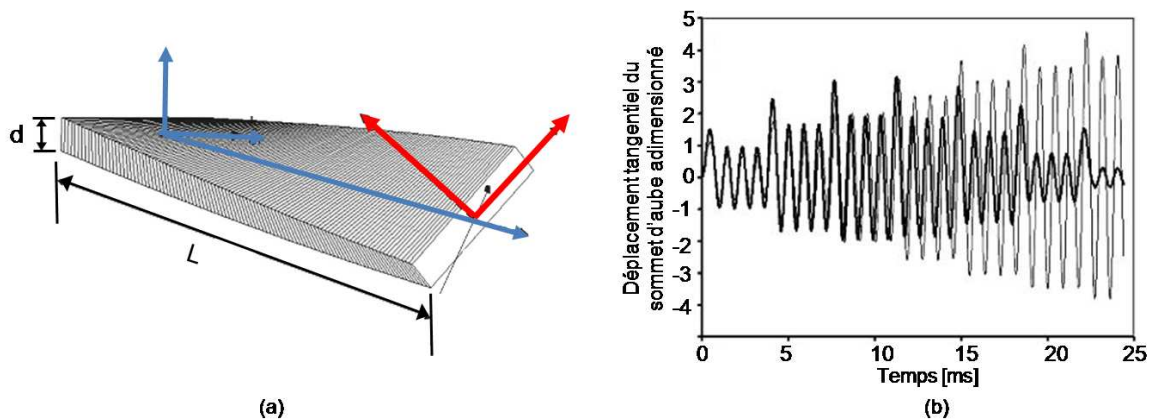


Figure 1-14. (a) : modèle d'aube vrillée. (b) : mouvement vibratoire d'une aube vrillée de 45° (en gras) et non vrillée, excitée par un effort en son sommet [SINHA07]

Les études de mouvements vibratoires d'aube ne peuvent se réduire aux cas présentés. En effet, les origines des phénomènes vibratoires dans les roues aubagées sont multiples et généralement complexes. Les phénomènes vibratoires peuvent être induits par les phénomènes aéroélastiques (excitation aérodynamique due au flux de gaz, résonance acoustique, etc.) ou par des excitations d'origine mécanique (le contact, entre autre). Il ne saurait être détaillé ici l'influence de tous ces paramètres, toutefois [LAXALDE07c] présente une étude fournie de l'influence de ces paramètres sur le mouvement vibratoire d'une roue aubagée.

Pour contrôler les amplitudes vibratoires des aubes, des solutions sont développées consistant à introduire des éléments en pied d'aube jouant le rôle d'amortisseur de vibrations.

Pour les roues aubagées (les aubes sont assemblées sur le disque), des frotteurs sont mis en place entre les aubes (Figure 1-15a). Leurs influences sur la dynamique vibratoire des aubes sont étudiées expérimentalement [NACIVET02] ou numériquement [CHARLEUX06].

Pour les disques aubagés monoblocs (structure monobloc dans laquelle les aubes et le disque sont usinés), une solution d'atténuation vibratoire utilisée, consiste à introduire des jons de friction [LAXALDE07c], Figure 1-15b.

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

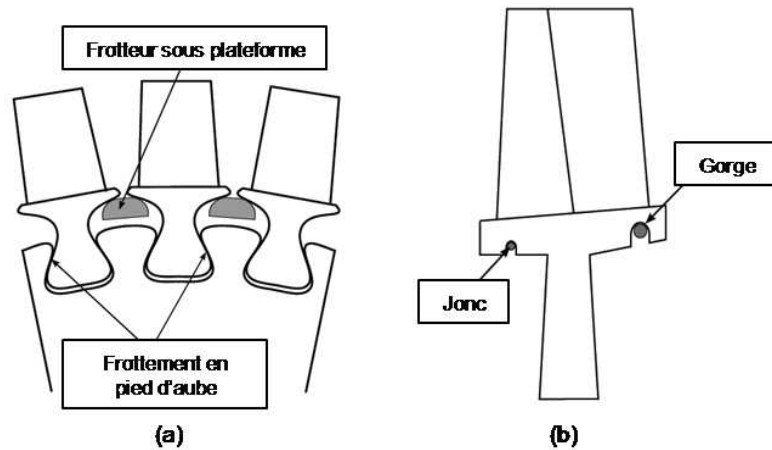


Figure 1-15. Assemblage aubes-disques munis de frotteurs sous plateforme (a) et implantations des joncs de friction sur un disque aubagé monobloc (b) [LAXALDE07c].

1.2.3. Influence du carter

Jusqu'à maintenant la dynamique du carter, considéré comme rigide, n'était pas prise en compte. Pour étudier son influence, le modèle de rotor aubagé flexible monté en porte-à-faux présenté par [SINHA04] est repris par [LESAFFRE07] en considérant un carter flexible par une approche énergétique. Le carter flexible est modélisé par un anneau et excité par des forces tournantes (représentant le contact avec un rotor aubagé). Un comportement instable se traduisant par des contacts aube-carter importants est identifié à certaines vitesses de rotation. Le rotor aubagé entraîné en rotation peut exciter le carter sur l'une de ces fréquences propres en l'impactant.

Par ailleurs [LEGRAND04] développe un modèle planaire de rotor aubagé en contact avec un carter. Il montre qu'une excitation forcée du rotor aubagé et du carter fait apparaître une coïncidence vibratoire, pouvant rendre instable le système.

[LEGRAND05] s'intéresse au couplage entre les modes du carter et ceux de la roue aubagée, entraînant l'apparition d'une coïncidence vibratoire et une possible augmentation des amplitudes de vibrations. Ce phénomène de coïncidence vibratoire est appelé phénomène d'« interaction modale ». Cette interaction peut apparaître si les structures vibrent à la fréquence propre d'un mode adéquate pour que la déformée des structures puissent échanger de l'énergie (typiquement vibrations à même diamètre, Figure 1-16) et les vitesses de propagations des modes tournants dans le repère fixe doivent coïncider [BERTHILLIER91].

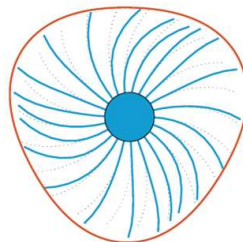


Figure 1-16. Caractéristiques de l'ensemble roue aubagée/carter avec un mode à 3 diamètres [LEGRAND05].

Globalement, la condition d'interaction modale peut s'écrire :

$$\omega_C = n_d \times \Omega \pm \omega_R \quad (1-1)$$

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

ω_C une fréquence propre du carter
 ω_R une fréquence propre du rotor aubagé
 Ω vitesse de rotation du rotor
 n_d le nombre de diamètre du système

La résolution numérique de ce problème est proposée dans le domaine fréquentiel, basée sur la réduction modale. [BATAILLY08] a poursuivi cette étude en portant une attention particulière sur la performance des différentes méthodes de réductions modales associées au contact : méthode à interfaces fixes (méthode de Craig-Bampton [CRAIG68] illustrée en Figure 1-17a) et une méthode à interfaces libres (méthode de Craig-Martinez, Figure 1-17b). La première méthode paraît plus adaptée pour simuler l'interaction modale sur des systèmes complexes en 3D. Ces travaux ont permis de fournir un outil numérique au milieu industriel permettant la prédiction d'un contact aube-carter.

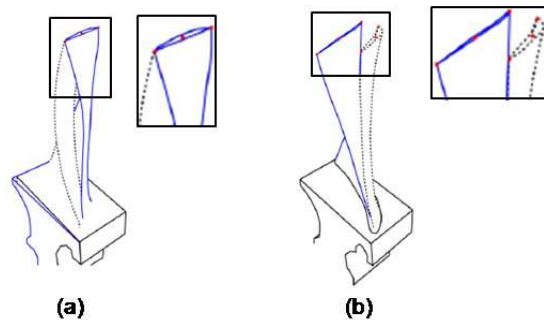


Figure 1-17. Méthode à interfaces fixe (a) et à interfaces libres (b) [BATAILLY08].

Les travaux traitant du couplage inter-étage permettent de montrer l'influence d'un étage sur un autre : modification des fréquences propres d'un étage selon la nature du couplage et interaction des étages entre eux. Il semble toutefois que le risque de défaillances des systèmes soit légèrement surestimé si ce couplage est négligé.

La dynamique de l'aube semble jouer un rôle sur le mouvement vibratoire du rotor. Il apparaît également que le frottement au sommet de l'aube peut influencer la dynamique de l'aube, qu'elle soit plate ou vrillée.

La dynamique du carter flexible est également un phénomène important pour la compréhension du contact rotor-stator avec la notion d'interaction modale.

1.3. Contact rotor/stator : études locales au contact

Le contact rotor/stator est considéré à l'échelle locale du contact. A cette échelle, la couche d'abradable revêtant le carter est prise en compte. Dans un premier temps le revêtement abradable sera présenté. Dans un second temps, l'usure de l'abradable et ses mécanismes seront étudiés. Ensuite, des études des températures et des efforts au contact aube-abradable seront considérées.

1.3.1. Revêtement abradable : présentation

Avant-propos. Il est important de rappeler le rôle majeur du revêtement abradable. Dans un turboréacteur, le jeu entre le rotor et le stator doit être le plus faible possible. Cela implique inévitablement des contacts indésirables entre parties fixes et parties tournantes. Afin de tolé-

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

rer ces contacts et de préserver le rotor et ses aubes, un revêtement abrasable est déposé sur la paroi interne du carter (Figure 1-18). Son rôle est de s'user en cas de contact avec l'aube mais il doit également résister à l'érosion induite par le flux de gaz. Il a donc un rôle prépondérant dans la phase de rodage et lors d'un contact ponctuel avec une aube et il doit résister à un environnement hostile : niveaux de température élevés, circulation de gaz, etc. Le revêtement abrasable doit donc posséder deux caractéristiques essentielles : l'abrasabilité et la résistance à l'érosion [YI99, BOUNAZEF04 et SUTTER06]. L'abrasabilité est définie comme la capacité du revêtement à s'user en cas de contact avec une aube, sans que cette dernière ne s'use elle-même.

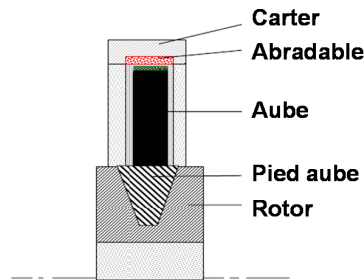


Figure 1-18. Vue en coupe d'un étage de compresseur montrant la localisation de l'abrasable.

Les différents types d'abrasable couramment utilisés dans l'industrie aéronautique peuvent être classés selon la température d'utilisation [GHASRIPOOR97 et LUGSCHEIDER05]. Ainsi, pour les faibles températures, dans les compresseurs, un revêtement abrasable à base de polymère (avec adjonction ou non de fibres) est utilisé. A hautes températures, notamment dans les turbines, les céramiques sont préférées (Figure 1-19).

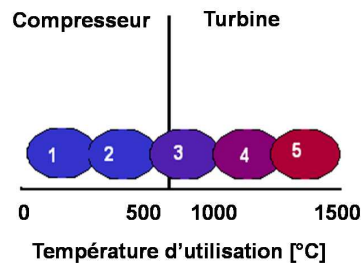


Figure 1-19. Gammes des abrasables choisis en fonction de la température d'utilisation. (1) polymère, (2) polymère avec fibres, (3) composite à matrice métallique et lubrifiant solide, (4) métal et céramique, (5) céramique [LUGSCHEIDER05].

Le revêtement abrasable peut être obtenu de différentes manières [SCHMID00] dont les trois principales sont :

- Le moulage. Il s'agit de revêtements d'abrasable en polymère déposés directement sur le carter pour certains étages « basse température ».
- Le brasage. Il s'agit de mettre en place un matériau assez poreux (typiquement, une structure en nid d'abeille). Il est utilisé sur de nombreux étages, quelque soit la température rencontrée.
- La projection thermique. Il s'agit de projeter des particules sur la paroi à recouvrir à l'aide d'un canon, d'un flux chaud de gaz et d'une poudre solide.

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

Cette dernière technique est la plus courante et préférée au brasage du fait de la simplicité du procédé de fabrication, de la maintenance, de son efficacité d'application, de ses propriétés et de son coût raisonnable [HERMAN96 et HERMAN00]. Le revêtement abrasable obtenu par projection thermique reste un matériau complexe, polyphasé et très poreux [SEICHEPINE04] mais sa microstructure hétérogène du revêtement répond aux attentes industrielles. Les porosités dans la structure améliorent son abrasabilité [SEICHEPINE05] et la poudre, mélange de métal et de polymère, constituant les fibres de ce matériau permet la résistance à l'érosion.

Abrasabilité. Les études expérimentales sont généralement réalisées sur un banc d'essai d'abrasabilité (représenté schématiquement en Figure 1-20), dont le principe est d'entraîner en rotation une aube plate (éventuellement deux) qui impacte un échantillon d'abrasable, qui peut être préalablement chauffé [FARAOUN06]. Cet échantillon se déplace parallèlement à l'aube, permettant une *incursion* qui peut représenter un mouvement radial du carter (induit thermiquement ou mécaniquement) ou un mouvement radial du rotor (par chargement centrifuge, sous l'effet d'un mauvais alignement, etc.). L'abrasabilité du matériau est alors caractérisée en fonction de la vitesse tangentielle de l'aube et de l'incursion (ou vitesse d'incursion, notée V_{inc}) de l'échantillon d'abrasable. Sur ce banc, l'abrasabilité est plutôt caractérisée lors d'un impact aube-abrasable.

Un second banc, moins courant, permet l'étude de l'abrasabilité lors d'un contact frottant continu (représentation schématique du banc en Figure 1-21). La machine d'essai consiste en un anneau en acier (AISI152100, HRC63) roulant et glissant et exerçant un effort de pression sur les échantillons [YI99].

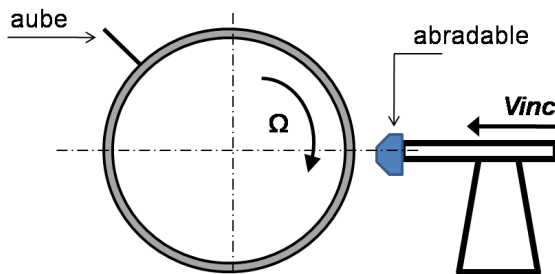


Figure 1-20. Illustration du banc d'essai d'abrasabilité, contact aube-abrasable de type impact [FARAOUN06]

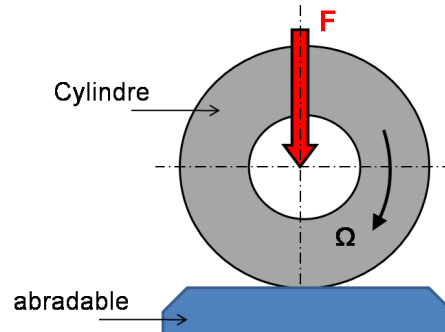


Figure 1-21. Illustration du banc d'essai d'abrasabilité en condition de contact frottant [YI99].

Les essais d'abrasabilité sous condition de contact de type impact sont plus répandus dans la bibliographie. Il faut cependant noter qu'il est difficile de tirer des conclusions précises, devant le grand nombre de configurations d'essais possibles et la diversité des revêtements d'abrasable. Toutefois certaines tendances se dégagent.

Les principaux revêtements rencontrés dans la bibliographie sont listés avec leur composition en Tableau 1-1.

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

	Phase métallique	Phase non métallique	Porosité
M307	Nickel (75%)	Graphite (25%)	20-30%
M310	Aluminium et silicium (65%)	Graphite (35%)	5-7%
M313	Aluminium et silicium (46%)	Graphite (45%) et composés organiques (9%)	8%
M320	Aluminium et silicium (60%)	Nitrure de bore (20%)	20%
M601	Aluminium et silicium (60%)	Polyester (40%)	1,5%

Tableau 1-1. Composition chimique de différents revêtements d'abrasable.

Quantification de l'abrasabilité. Il s'agit dans cette partie de présenter deux travaux estimant l'abrasabilité du revêtement à partir des deux bancs d'abrasabilité présentés ci-dessus.

Une cartographie de l'abrasabilité du revêtement M320 (Figure 1-22) est réalisée dans le cas d'un impact. Cette cartographie de [BOUNAZEF04] permet de relier une épaisseur perdue d'abrasable en fonction de la vitesse tangentielle et de l'incursion de l'aube. Une usure élevée (0,3 mm) est observée pour une faible incursion (10 μm) et pour une faible vitesse tangentielle (200 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$).

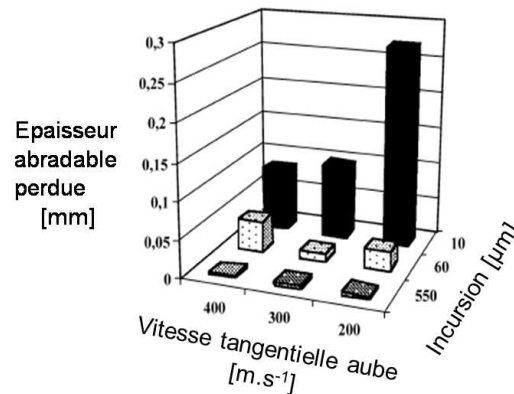


Figure 1-22. Epaisseur d'abrasable enlevée en fonction de la vitesse tangentielle de l'aube et de sa vitesse d'incursion pour le M320 [BOUNAZEF04].

Une quantification de l'abrasabilité de 4 échantillons (M307, M310, M313 et M601) est proposée par [YI99] dans le cas d'un contact frottant continu. Un volume usé d'abrasable est déterminé en fonction de l'effort appliqué par le rouleau sur l'échantillon d'abrasable.

L'évolution du volume d'abrasable perdu en fonction de l'effort appliqué est tracée en Figure 1-23. La tendance générale montre que plus l'effort appliqué sur l'abrasable est élevé plus l'usure est significative. L'usure est toutefois très différente selon les revêtements.

Estimation d'un coefficient de frottement. Une estimation d'un coefficient de frottement a été menée par [YI99] pour deux revêtements différents (M313 et M601) en contact avec l'anneau en acier (AISI152100, HRC63). Le coefficient de frottement évolue relativement peu en fonction de l'effort appliqué pour le M313 (Figure 1-24a). Concernant le M601, le coefficient de frottement diminue quand l'effort augmente (Figure 1-24b).

Erosion. La seconde caractéristique essentielle de l'abrasable est la résistance à l'érosion induite par le flux de gaz. La bibliographie est pauvre concernant ce point. Toutefois, [YI02] propose une étude expérimentale de l'érosion en projetant du sable sur l'abrasable, le sable étant sensé représenter le flux de gaz érodant l'abrasable. L'angle d'impact des particules de sable sur le revêtement est identifié comme le paramètre essentiel, l'érosion étant maximale pour un angle d'impact de 60° par rapport à la normale de contact.

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

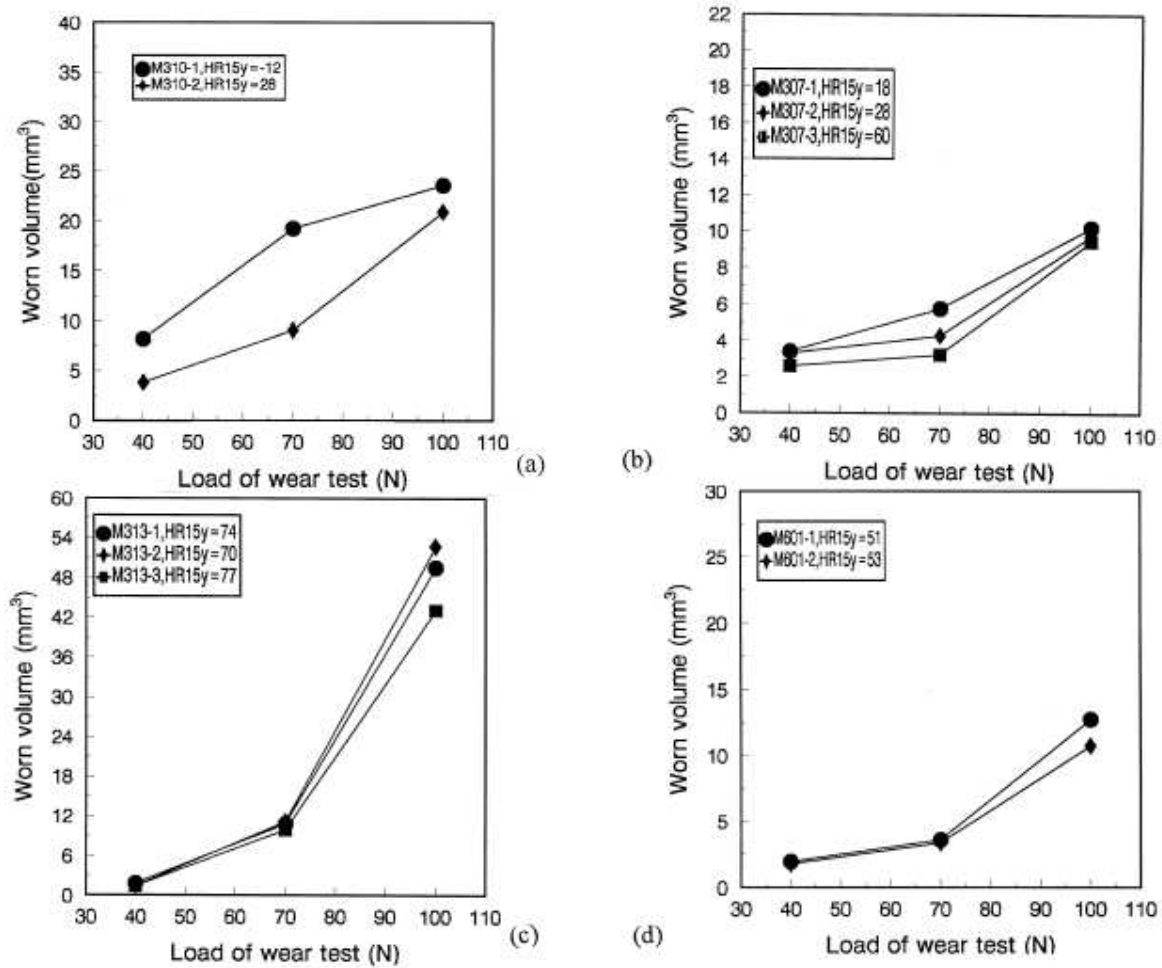


Figure 1-23. Usure du revêtement M307 (a), M310 (b), M313 (c) et M601 (d) en fonction de la charge appliquée sur l'anneau [YI99].

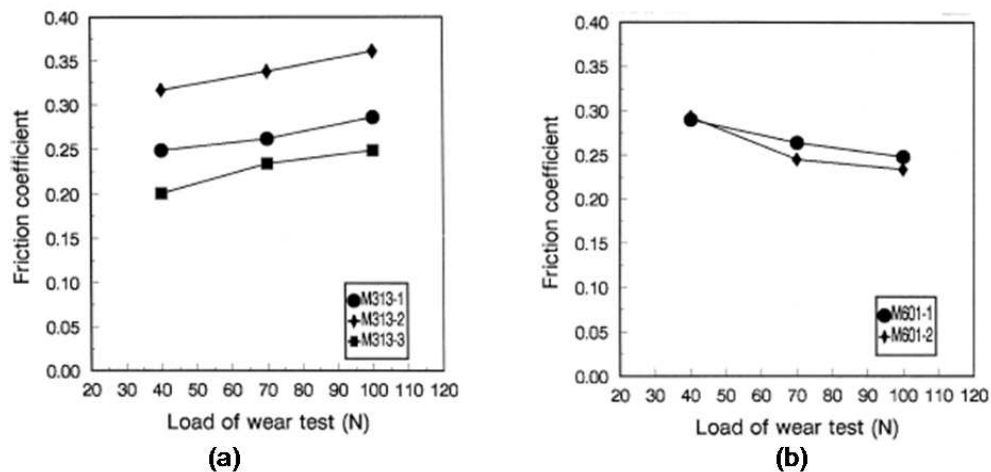


Figure 1-24. Evolution du coefficient de frottement en fonction de l'effort appliqué sur le M313 (a) et sur le M601 (b) [YI99].

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

Ces premières études quantifiant l'usure de l'abradable, à partir de deux bancs nettement différents montrent des volumes perdus d'abradable non négligeables et une usure fortement dépendante des vitesses (tangentielles et d'incursion) de l'aube.

Il s'agit dans la suite de poursuivre les investigations concernant l'usure de l'abradable en identifiant ses mécanismes puis leurs occurrences.

1.3.2. Usure et mécanismes d'usure de l'abradable

Influence de l'usure. Dans le but d'identifier le rôle du revêtement abradable sur la dynamique de l'aube, un modèle numérique de contact entre un carter rectiligne avec son revêtement d'abradable et une aube a été développé par [LEGRAND09], représenté en Figure 1-25. Une aube est mise en rotation et entre en contact avec un carter, supposé rigide et sans réponse vibratoire mais initialement déformé (ovalisation, proéminence, etc.). L'abradable peut se déformer radialement et le comportement en compression du revêtement est pris en compte. Une loi de déformation plastique bi-linéaire est considérée : plasticité uni-axiale et écrouissage isotrope. Le frottement ainsi que les échauffements au contact ne sont pas pris en compte. La réponse vibratoire de l'aube excitée sur son premier mode propre de flexion par le chargement centrifuge est étudiée en fonction de l'usure du revêtement. L'usure est pilotée par le module d'Young, la limite élastique et le module plastique tangent de l'abradable. Il est alors montré que si l'abradable ne se déforme pas, l'amplitude vibratoire de l'aube est limitée (Figure 1-26a), l'aube semble rester contrainte par le contact. Ensuite une usure trop importante limite également l'amplitude vibratoire de l'aube (Figure 1-26c) en raison d'une perte rapide du contact. Par contre, dans le cas d'un modèle de comportement simulant une faible usure, les efforts de contact semblent entretenir le mouvement vibratoire atteignant des amplitudes plus importantes que les deux cas précédents (Figure 1-26b).

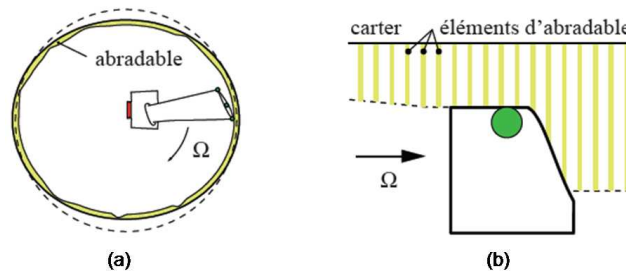


Figure 1-25. Passage d'un modèle de carter circulaire (a) à un modèle de carter rectiligne ou « déplié » (b) [LEGRAND09].

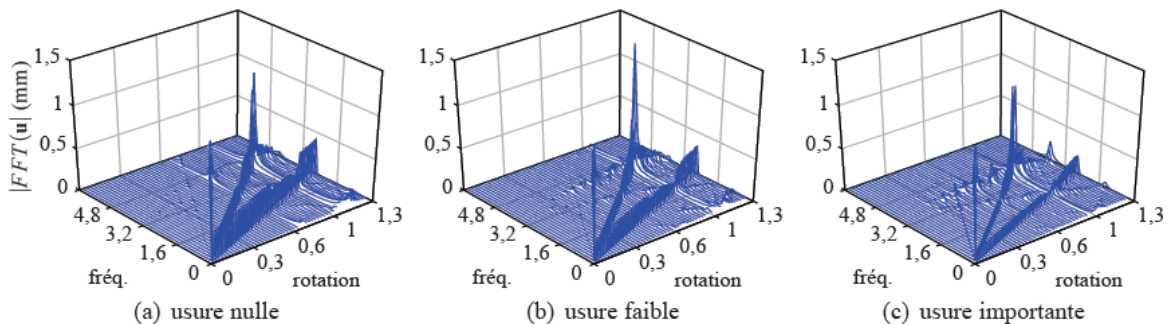


Figure 1-26. Fréquences normalisées de la réponse vibratoire de l'aube en fonction de la vitesse de rotation et en fonction de l'usure du revêtement abradable [LEGRAND09].

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

Mécanismes d'usure. Certains mécanismes d'usure sont identifiés par [BOREL89] à partir d'observations métallographiques de deux revêtements impactés par une aube, le M601 et le M307, issus de turbomachines en service.

- **érosion, corrosion et oxydation.** Ce mécanisme d'usure est induit par le flux de gaz et les hautes températures.
- **Coupe.** L'aube impactant à haute vitesse le revêtement peut se rapprocher de l'usinage, l'aube agissant tel un outil de coupe. Ce mécanisme d'usure génère un état de surface du revêtement relativement lisse : l'abradable s'use en petits copeaux se détachant de manière fragile, même pour les revêtements très ductiles. L'état de surface résultant est favorable à l'écoulement du flux de gaz, ainsi ce mécanisme d'usure est favorable pour la turbomachine en cas de contact.
- **Déformation plastique.** Un tel mécanisme d'usure produit, au niveau de l'abradable, un étalement de la phase métallique sur la phase non-métallique. L'état de surface est variable en raison de l'hétérogénéité du matériau et des stries de quelques microns à quelques millimètres sont généralement observées. Dans certains cas, le matériau peut se densifier par endroit menant littéralement à un écrasement du revêtement. La déformation plastique est un mécanisme d'usure néfaste pour la turbomachine en raison de la forte rugosité de la surface qui en résulte (défavorable pour l'écoulement de gaz) et de l'augmentation locale de la densité de l'abradable pouvant rendre les futurs impacts plus violents.
- **Transfert adhésif.** Ce quatrième mécanisme d'usure est généralement précédé de la déformation plastique. Il se traduit par un transfert de matière du revêtement vers l'aube ou vice-et-versa. L'étalement de la phase métallique sur la phase non-métallique, associé à un échauffement local modifie la structure de la matière. Cette couche métallique finit par se détacher et peut alors adhérer à l'aube. Si les échauffements localisés deviennent suffisamment importants les métaux peuvent fusionner et créer un nouvel alliage. Il peut en résulter un transfert de matière de l'aube vers le revêtement. Ce mécanisme d'usure est néfaste en raison des risques de fissurations du revêtement et du transfert de matière vers l'aube, fragilisant celle-ci.

Occurrences des mécanismes d'usure. Certains mécanismes d'usure sont néfastes lors d'une interaction aube-abradable pour le bon fonctionnement de la turbomachine. Il paraît donc opportun de déterminer l'occurrence des mécanismes d'usure en fonction des paramètres facilement contrôlables comme la vitesse tangentielle de l'aube ou sa vitesse d'incursion.

- **Revêtement M601 [BOREL89].** Les apparitions des mécanismes d'usure identifiés précédemment sur des échantillons M601 sont déterminées à partir de l'état de la surface du revêtement abradable, de l'état du sommet d'aube et des élévations de température à l'arrière de l'abradable (Figure 1-30). L'apparition des différents mécanismes d'usure est étudiée en fonction de la vitesse d'incursion et de la vitesse tangentielle de l'aube (Figure 1-27).
Le mécanisme de coupe est constaté pour des vitesses tangentielles de l'aube supérieures à 400 m.s^{-1} .

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

Pour des vitesses tangentielles inférieures, le mécanisme d'usure dépend de la vitesse d'incursion. Pour de faibles vitesses d'incursion (inférieure à $75 \mu\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$) l'abradable se déforme plastiquement, il y a transfert de matière de l'abradable vers l'aube. Si la vitesse d'incursion augmente, le transfert de matière diminue et il apparaît un écrasement prononcé de l'abradable qui sera sujet à de la fissuration. Pour des vitesses d'incursion supérieures à $150 \mu\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, l'aube s'use et un transfert de matière de l'aube vers le revêtement est constaté.

- **Revêtement M307** [BOREL89]. Les observations sont faites à partir de la même expérience que précédemment, dans les mêmes gammes de vitesse (Figure 1-28). Ce type de revêtement montre un comportement à l'usure nettement différent du précédent. Aucun mécanisme de coupe n'est constaté, le transfert adhésif est l'unique mécanisme observé et l'usure semble indépendante de la vitesse d'incursion. Par contre, pour une vitesse tangentielle supérieure environ à $400 \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, il est observé une fusion des métaux.
- **Revêtement M320** [BOUNAZEF04]. Une démarche identique est menée sur un M320 en fonction des mêmes paramètres : vitesse tangentielle et incursion de l'aube. Il apparaît un comportement à l'usure du M320 totalement différent du M601 (Figure 1-29). D'abord le mécanisme d'usure par coupe est majoritaire dans la plage d'étude concernée. Une déformation plastique avec un transfert de matière de l'abradable vers l'aube apparaît pour une faible vitesse d'incursion et une faible vitesse tangentielle. Ce régime coïncide avec les usures élevées constatées en Figure 1-22. Dans cette même zone des traces d'échauffements sont observées sur le revêtement abradable.

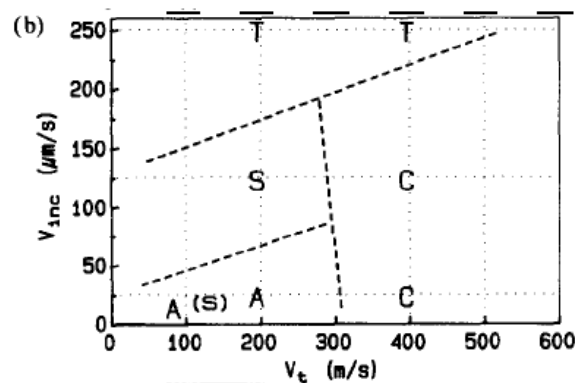


Figure 1-27. Mécanisme d'usure d'un revêtement M601 en fonction de la vitesse tangentielle et de la vitesse d'incursion : Coupe (C), Déformation plastique (S : avec étalement de matière, A : transfert de matière vers l'aube et T : transfert de matière vers l'abradable) [BOREL89].

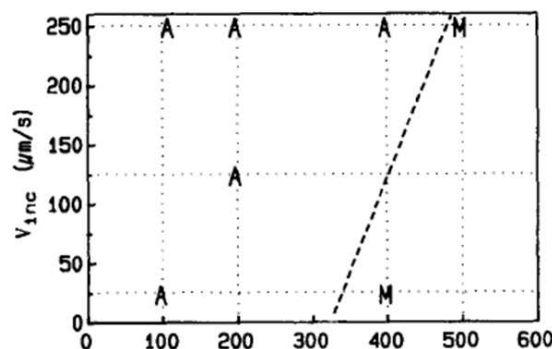


Figure 1-28. Mécanisme d'usure d'un revêtement M307: Déformation plastique et transfert de matière vers l'aube avec (M) ou sans (A) fusion des métaux [BOREL89].

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

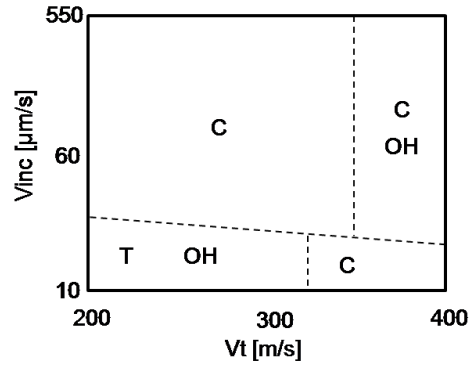


Figure 1-29. Mécanisme d'usure du M320 : Coupe (C) et transfert de matière vers l'aube (T) et traces d'échauffement visible sur l'abrasable (OH) [BOUNAZEF04].

L'identification des mécanismes d'usure est réalisée à partir des vitesses tangentielles et d'incursion de l'aube. Le dernier résultat montre que l'usure et a fortiori les mécanismes d'usure au contact peuvent être influencés par la température comme suggéré par les traces d'échauffements relevées par [BOUNAZEF04].

1.3.3. Température au contact aube-abrasable

[BOREL89] identifie un lien entre les températures et les mécanismes d'usure. En effet, dans le cas du M601, une élévation de température d'environ 40 °C est mesurée à l'arrière de l'abrasable lors d'un mécanisme de coupe alors qu'elle n'est que d'environ 3 °C pour un mécanisme de déformation plastique avec transfert adhésif de l'abrasable vers l'aube (Figure 1-30). Les températures étant relevées à l'arrière du revêtement, les températures au contact sont plus élevées, l'abrasable M601 ayant une très faible conductivité thermique (0,9 W.m⁻¹.K⁻¹). Pour ces relevés de températures aucune condition d'essai n'est indiquée.

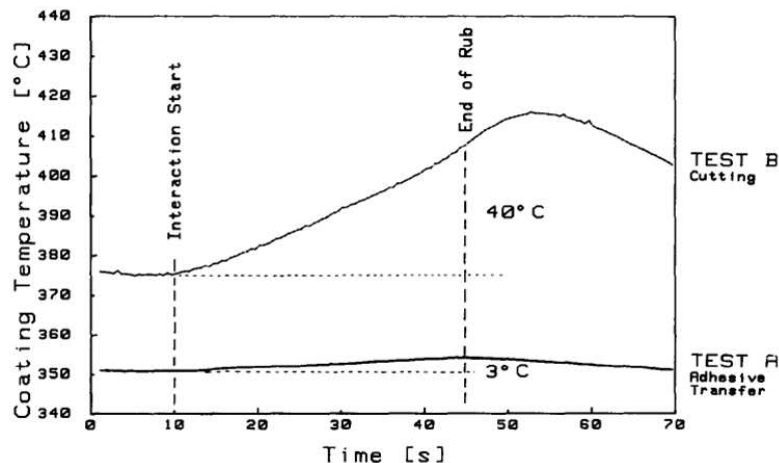


Figure 1-30. Evolution au cours du temps des températures à l'arrière de l'abrasable M601, dans le cas d'un transfert adhésif (TEST A) et d'un mécanisme de coupe (TEST B) [BOREL89].

Les températures de contact entre une aube en titane et un abrasable (M320) sont étudiées analytiquement par [WANG96] et numériquement (Figure 1-32a) par [SEICHEPINE08]. La chaleur est supposée être générée au contact en supposant un partage égal du flux de chaleur entre l'aube et l'abrasable. Les températures des pièces en contact sont déterminées par le biais de l'équation de Fourier en deux dimensions. La convection et le rayonnement sont pris en compte. Les évolutions des températures montrent un rapide échauffement au début du

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

contact. La température du titane maximale calculée est de 1565 K, tandis que le revêtement atteint 1165 K (Figure 1-31a) après 600 tours. La vitesse tangentielle de l'aube est de $152 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ et la vitesse d'incursion est de $0,75 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$. Ces températures sont supérieures à celles des résultats numériques de [SEICHEPINE08] qui obtient des températures maximales d'environ 1250 K pour le titane et 950 K pour le revêtement après 300 tours (Figure 1-33). Les vitesses de rotation ne sont pas indiquées dans ces travaux mais il semble que les températures déterminées par [SEICHEPINE08] ne soient pas encore stabilisées, les pièces peuvent encore s'échauffer et s'approcher des températures de [WANG96].

Dans le cas d'une interaction entre le titane et un revêtement en AISi, les températures maximales atteintes sont de 865 K et de 739 K pour le titane et le revêtement, respectivement (Figure 1-31b) après 600 tours. Il est clairement mis en évidence une forte dépendance des échauffements par rapport au matériau abrasable utilisé, du fait des propriétés matériaux différents.

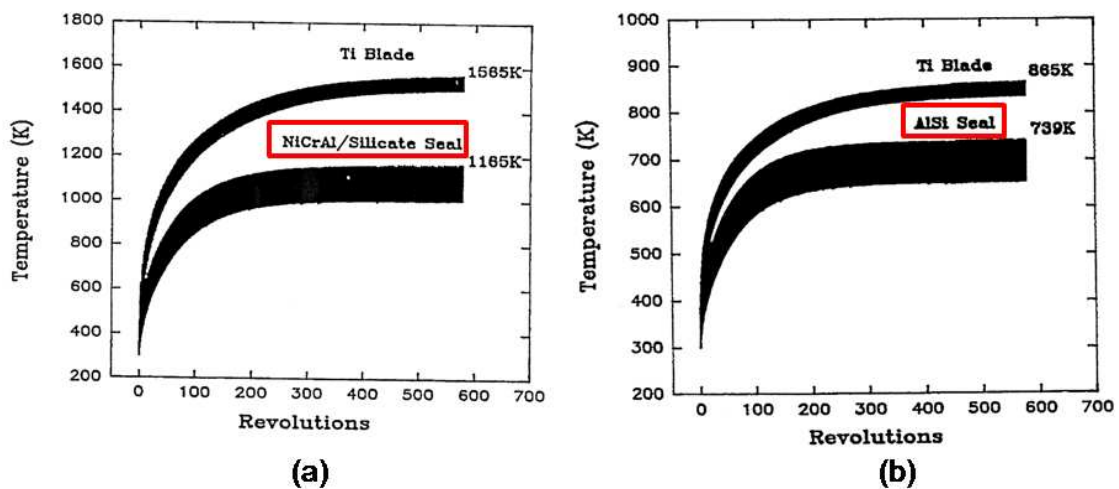


Figure 1-31. Températures de l'aube titane et du revêtement abrasable NiCrAl (a) et du revêtement abrasable AISi (b) [WANG96].

Le contact aube-abrasable étudié numériquement par [SEICHEPINE08] est reproduit expérimentalement (Figure 1-32b) par [PEYRAUT07] qui établit un lien entre l'usure du sommet d'aube et les températures. L'usure de l'aube est maximale pour des températures élevées (Figure 1-34). Si le lien de cause à effet n'est évidemment pas identifié, il est clair que la température semble liée fortement à l'usure du système.

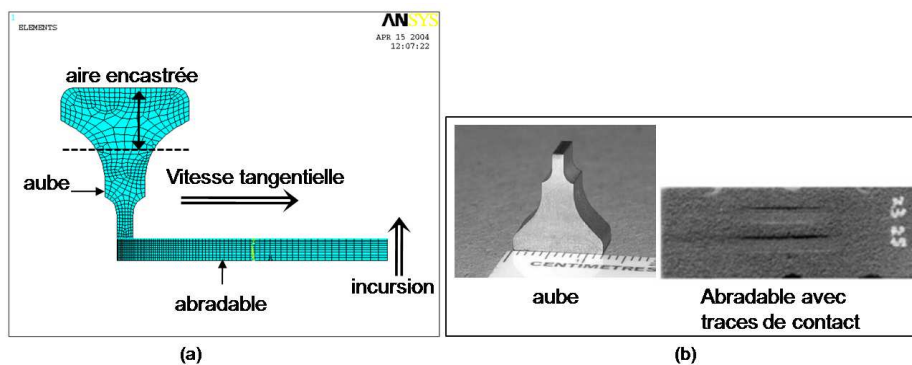


Figure 1-32. Modèle Eléments Finis du contact aube-abrasable de [SEICHEPINE08] (a) et banc expérimental associé [PEYRAUT07] (b).

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

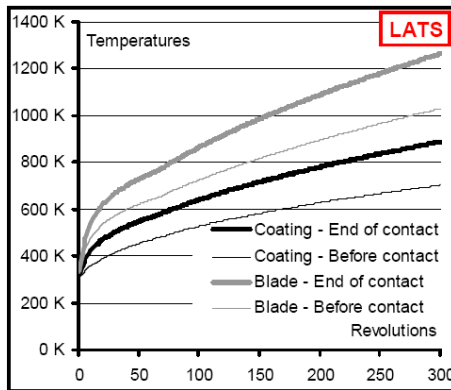


Figure 1-33. Evolution de la température du revêtement NiCrAl et de l'aube en titane [SEICHEPINE08].

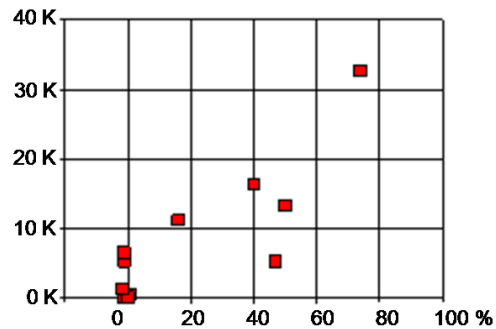


Figure 1-34. Elévation de la température de l'aube en fonction de l'usure de l'aube [%] [PEYRAUT07].

Sur un banc de test d'abrasabilité, les efforts normaux et tangentiels de contact entre une aube et un abrasable (M320) sont déterminés par [EMERY83]. En faisant varier de la vitesse d'incursion de 12,7 à 25,4 $\mu\text{m/s}$, l'effort normal varie de 200 à 520 N, l'effort tangential de 50 à 150 N et la température de 500 à 1170 °C. La température est sensiblement proportionnelle à l'effort tangential, et donc à l'énergie générée par frottement.

Par ailleurs si l'aube est inclinée de 45° par rapport au plan de rotation du rotor, la température maximale est légèrement supérieure, atteignant 1300 °C [LAVERTY82]. L'angle d'inclinaison de l'aube était déjà identifié comme un paramètre influençant la dynamique du système.

Les échauffements semblent proportionnels aux efforts de contact, il paraît alors judicieux de considérer les études, relativement peu nombreuses, traitant de la détermination des efforts au contact.

1.3.4. Effort au contact aube-carter

[SUTTER06] propose une étude expérimentale d'interaction entre une aube en titane et un abrasable (M601). Un banc d'essai original a ainsi été développé (Figure 1-35) consistant à projeter une éprouvette d'abrasable sur un outil en titane dont l'extrémité est semblable au sommet d'une aube de turboréacteur. L'effort de contact entre l'outil en titane et l'éprouvette d'abrasable est ainsi déterminé en fonction de la vitesse de projection et de la profondeur d'incursion, notée i , de l'outil dans l'abrasable.

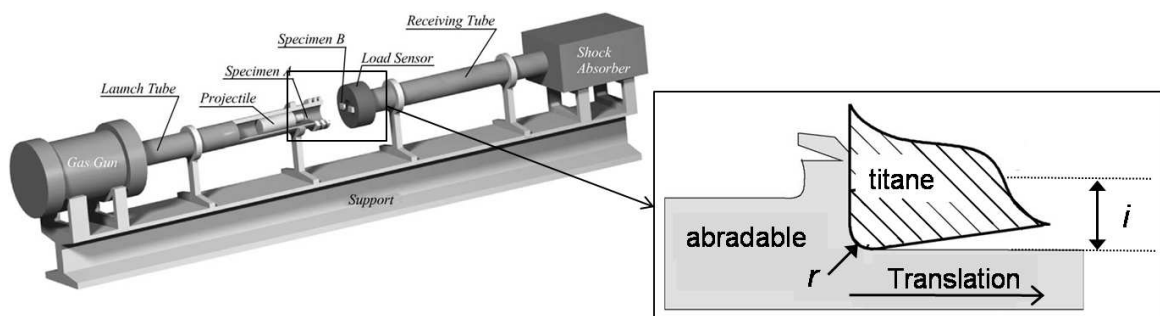


Figure 1-35. Banc d'essai d'interaction entre un outil en titane et un projectile d'abrasable [SUTTER06], i l'incursion du titane dans l'abrasable et r le rayon d'outil.

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

L'outil est perpendiculaire au déplacement et uniquement l'effort normal est mesuré par la cellule d'effort à l'arrière de l'aube. La vitesse du projectile et la profondeur d'incursion sont les paramètres de l'essai.

L'évolution de l'effort de contact en fonction de la vitesse de projection de l'échantillon est tracée en Figure 1-36. L'effort normal de contact évolue plus ou moins linéairement en fonction de la vitesse du projectile. De plus, l'effort normal de contact augmente lorsque l'incursion augmente. Enfin, le rayon de l'outil influence significativement les efforts de contact qui sont d'autant plus élevés que le rayon est grand.

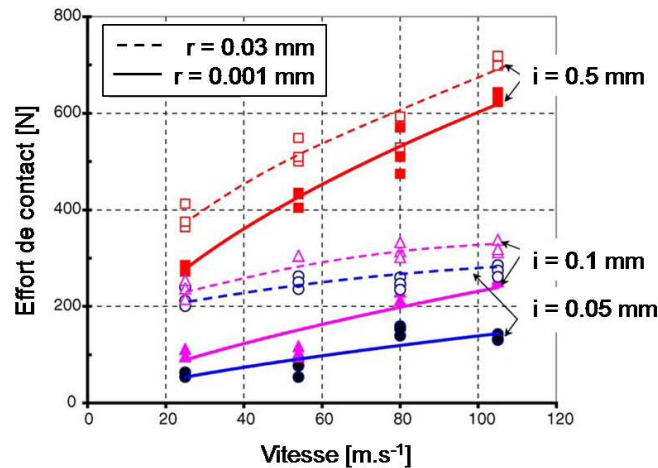


Figure 1-36. Evolution de l'effort de contact entre le titane et l'abrasif M601 en fonction de la vitesse de projection, de la profondeur d'incursion i et du rayon d'outil r [SUTTER06].

Cette étude reliant effort normal de contact et vitesse tangentielle de l'aube peut être interprétée en termes de puissance au contact. En supposant un coefficient de frottement de 0,2 estimé par [YI99] et un rayon d'outil de 0,001 mm, la puissance au contact définie par le produit de l'effort tangentiel et de la vitesse tangentielle peut être déterminée (Tableau 1-2). Il apparaît que la puissance est globalement plus élevée pour les incursions importantes et pour les vitesses élevées. Les valeurs de puissance au contact sont par ailleurs assez significatives dans certains cas (atteignant environ 13 000 W), il est cependant difficile d'estimer la part de la puissance générée en flux de chaleur et la part dissipée par l'arrachement de l'abrasif.

IncurSION [mm]	Effort normal [N]	Effort tangentiel [N]	Vitesse tangentielle [$m.s^{-1}$]	Puissance [W]
0,05	50	10	25	250
	60	12	50	600
	150	30	80	2400
	125	25	107	2675
0,1	100	20	25	500
	110	22	50	1100
	200	40	80	3200
	250	50	107	5350
0,5	280	56	25	1400
	400	80	50	4000
	500	100	80	8000
	600	120	107	12840

Tableau 1-2. Estimation de la puissance au contact à partir des efforts et de la vitesse au contact pour les 3 profondeurs d'incursion de [SUTTER06].

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

[TAYLOR07] relève les efforts au contact (Figure 1-37) entre une aube en Inconel 718 et un revêtement abrasable en NiCrAl sur le banc simulant un impact (Figure 1-20). Le relevé des efforts montre une tendance identique pour les efforts tangentiels et normaux. Ainsi l'effort croît plus ou moins linéairement si la vitesse tangentielle de l'aube augmente, quelque soit la valeur d'incursion. L'effort augmente également linéairement si la profondeur d'incursion est élevée, en raison de la grande quantité de matière rencontrée.

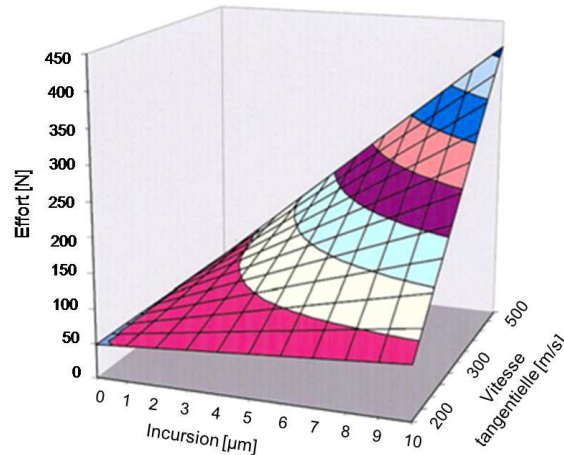


Figure 1-37. Effort tangentiel de contact en fonction de la vitesse tangentielle et de l'incursion de l'aube [TAYLOR07].

[PADOVA07] propose une étude expérimentale d'interaction entre une aube en Inconel 718 et un carter en acier, non revêtu d'abrasable (voir la photo du banc en Figure 1-38). Le banc se compose d'un rotor avec une seule aube entraînée en rotation et un quart de carter. Le banc a la particularité d'être monté verticalement et de tourner à de hautes vitesses, semblables aux vols commerciaux (17 000 tr/min).

Avec une incursion d'aube de 140 μm et une vitesse de rotation de 15 000 $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$, 9 cellules d'efforts relèvent les efforts axiaux et circonférentiels en sommet d'aube (Figure 1-39). Au fil des tours, la composante axiale de l'effort diminue tandis que la composante circonférentielle augmente. [PADOVA07] met donc clairement en évidence la non-linéarité introduite par le frottement au contact. Ensuite, plusieurs essais sont menés en faisant varier la profondeur d'incursion et il est montré que les efforts de contact augmentent si la profondeur d'incursion de l'aube augmente.

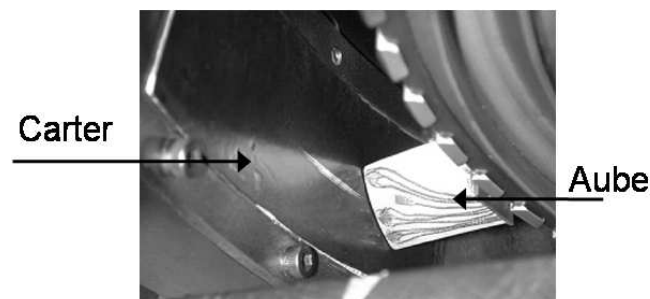


Figure 1-38. Photo du banc d'essai de contact aube-carter de [PADOVA07].

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

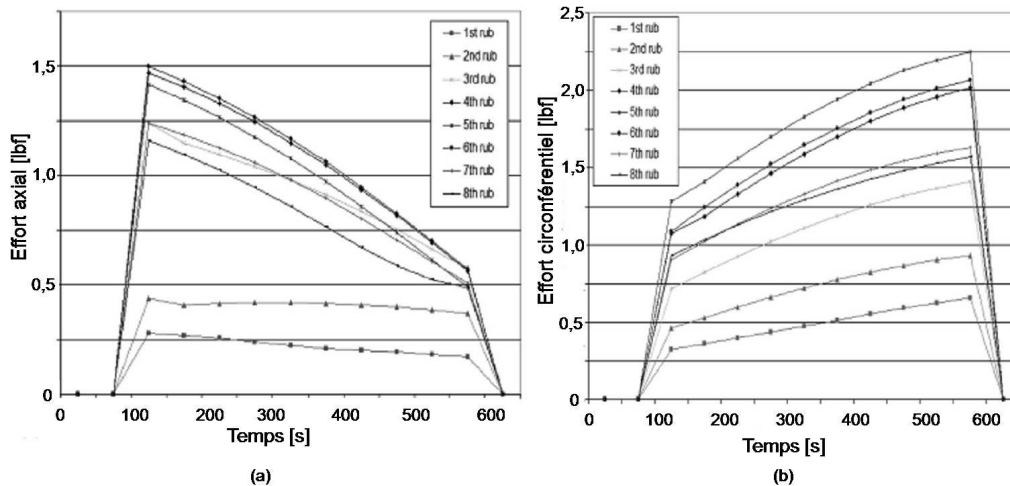


Figure 1-39. Effort axial (a) et circonférentiel (b) de contact en fonction du temps relevé par 8 cellules d'efforts, incursion de 140 μm et à 16000 $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$.

La détermination des efforts au contact reste relativement peu considérée dans la bibliographie mais les travaux montrent d'abord que les efforts sont d'autant plus importants que la vitesse d'impact est élevée. Une incursion élevée provoque également des efforts plus importants. De plus il est constaté que les efforts sont dépendants de la géométrie de l'aube.

1.3.5. Interprétation

Malgré une usure, des températures et des efforts très différents selon les revêtements d'abrasable, une interprétation de ces résultats est possible.

[BOUNAZEF04] identifie une usure d'abrasable importante lors de vitesses tangentielles et d'incursions élevées (Figure 1-22), coïncidant avec un mécanisme d'usure par déformation plastique et transfert de matière vers l'aube pour le M320 (Figure 1-29). L'abrasable M320 en se déformant plastiquement avec transfert de matière vers l'aube subit une perte de matière importante.

Pour une vitesse tangentielle d'environ $200 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ et une vitesse d'incursion supérieure à $600 \mu\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ une faible perte d'abrasable (donc une faible usure) est repérée par [BOUNAZEF04] pour le M320 (Figure 1-22). Pour ces vitesses, les températures du M320 sont relativement élevées (Figure 1-31b) [WANG96]. Ce résultat tend à mettre en évidence une faible perte de volume d'abrasable malgré une augmentation significative des températures.

Ce dernier point peut être observé pour le revêtement M601 qui s'échauffe notablement pendant que le mécanisme d'usure est de la coupe (Figure 1-30). Ce mécanisme engendrant de faibles pertes de volume [BOREL89], globalement il semble qu'un mécanisme de coupe provoque des échauffements élevés avec relativement peu de pertes de matières.

L'estimation des efforts de contact entre du titane et le M601 par [SUTTER06] est réalisée sur une plage de vitesse entre 20 et $100 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. D'après [BOREL89] le mécanisme d'usure est une déformation plastique avec transfert de matière, dans cette gamme de vitesse (Figure 1-27). En extrapolant les résultats de [SUTTER06] pour des vitesses tangentielles plus importantes, les efforts de contact deviennent plus élevés, bien qu'ils semblent tendre vers une valeur limite (Figure 1-36) et de la coupe peut se produire principalement.

1. Contact rotor/stator : un problème multi-physique et multi-échelle

Les puissances au contact déterminées précédemment (Tableau 1-2) sont donc relativement plus faibles que celles rencontrées lors d'un mécanisme de coupe, expliquant par ailleurs les échauffements importants associés.

1.4. Synthèse – conclusion

Ce chapitre présente le contexte scientifique de la problématique de contact rotor-stator où apparaît son caractère multi-échelle et multi-physique.

Le problème de contact traité sur un système simplifié met en évidence une dynamique complexe du rotor et sa ligne d'arbre avec une influence notable des phénomènes physiques au contact : le frottement et les dilatations thermiques induites par la chaleur générée au contact.

Puis la considération de géométries plus représentatives montre une influence prépondérante de la géométrie de l'aube. Les études de la dynamique du stator flexibles ont mises en évidence le phénomène d'interaction modale.

Toutes ces études concernaient la dynamique du système sous une excitation connue (balourd, etc.). Mais le contact est identifié comme prépondérant et source d'excitation du système, d'où la nécessité de considérer le problème à l'échelle locale du contact. Les études du revêtement abrasable montrent d'abord une usure non négligeable. L'identification des mécanismes d'usure très différents met en évidence un comportement de l'abrasable au contact variable en fonction des profondeurs d'incursion, des vitesses d'aube et la composition du revêtement. De plus des échauffements se produisent au contact et des températures élevées sont observées. Le contact aube-carter considéré comme origine potentielle de réponses vibratoires complexes met en jeu une concurrence complexe de l'usure et de la thermomécanique.

A la lumière de cette présentation du contexte scientifique, il apparaît qu'aux phénomènes vibratoires, à l'origine des défaillances, se superposent d'autres phénomènes: le frottement, les dilatations thermiques, l'usure du revêtement, etc. Pour comprendre les mécanismes au contact pouvant entraîner des réponses vibratoires préjudiciables pour le système rotor-stator, il paraît donc nécessaire de considérer le couplage entre ces phénomènes et aussi loin qu'a été étudié le contexte scientifique, les travaux traitant de ce couplage sont relativement peu nombreux voire quasiment inexistant.

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

Le contact rotor-stator constitue toujours à ce jour un problème majeur pour les constructeurs de turboréacteurs. Dans le but d'appréhender les phénomènes mis en jeu lors d'un contact, une campagne d'essais de contact maîtrisé aube-carter a été entreprise par Snecma en 2005. Lors de ces essais le contact, induit par les seuls effets centrifuges, était localisé sur une seule aube du rotor aubagé (en sur-longueur par rapport aux autres). L'essai était mené jusqu'à la fissuration de l'aube.

L'originalité de cette campagne d'essais réside dans l'emploi d'étages de moteurs à échelle réelle, identiques à ceux commercialisés.

Afin d'apporter une solution rapide aux problèmes de contact, le premier souci de Snecma a été de comprendre et de maîtriser le comportement vibratoire de l'aube. Des solutions ont été apportées par les bureaux d'études, par exemple des changements de la géométrie des aubes. Il s'est avéré qu'elles n'étaient cependant pas optimales. Par ailleurs les échauffements significatifs et les usures importantes observés lors de ces essais laissaient penser à la présence de phénomènes autres que dynamiques.

Durant cette thèse, les données brutes de ces essais sont donc reprises avec une nouvelle approche visant à approfondir les phénomènes d'usure et d'échauffement en parallèle d'une analyse détaillée du comportement dynamique du système.

Dans ce chapitre, il s'agit de présenter l'analyse de ces essais en de trois étapes dans l'objectif d'établir des corrélations entre les phénomènes thermiques et dynamiques. La première partie présente le banc d'essai, l'instrumentation utilisée et les deux cas d'étude considérés dans ce mémoire. La seconde partie présente une analyse du comportement vibratoire du stator et des aubes adjacentes à l'aube en sur-longueur. Le comportement vibratoire de l'aube en sur-longueur est ensuite détaillé. La dernière partie détaille l'analyse de l'usure du revêtement abradable et des échauffements du carter.

2.1. Banc d'essai et cas d'étude

2.1.1. Banc d'essai et instrumentation

Les essais ont été réalisés sur un seul étage de compresseur basse pression d'un turboréacteur afin de limiter les effets de la ligne d'arbre. Cet étage est directement issu d'un turboréacteur à échelle 1, identique à ceux équipant les avions (Figure 2-1). Le rotor aubagé reçoit une aube en titane plus longue que les autres afin de localiser le contact aube-carter sur cette aube. En vis-à-vis des aubes, un revêtement abrasable est projeté sur le carter en titane. Ce dernier comporte un aubage fixe, appelé redresseur, situé en aval du rotor aubagé (par rapport au sens du flux de gaz). Le carter est fixé sur un bâti du côté du redresseur tandis qu'il est vissé sur l'étage adjacent de l'autre côté (en amont). Il faut noter que les autres étages n'ont pas servi lors de ces essais puisqu'il n'y avait pas d'aubes sur leur rotor.

Le rotor est entraîné en rotation par un moteur électrique et les essais sont réalisés sous vide d'air afin d'éviter les charges aérodynamiques et l'effet de la température dû au flux de gaz.

Concernant l'instrumentation, l'aube en sur-longueur est équipée de trois jauges de déformation dynamiques (Figure 2-2) dans le but d'obtenir la réponse vibratoire de l'aube. Deux jauges (référéncées F et T) sont collées sur le côté en « dépression » de l'aube (extrados) et la troisième (référéncée S) est disposée de l'autre côté de l'aube, côté « pression » (intrados). Des accéléromètres sont mis en place sur la paroi extérieure du carter. Des thermocouples sont également situés sur cette paroi extérieure et en vis-à-vis de l'aube, à 100 mm (environ) du bâti (Figure 2-1) dans le but d'estimer les échauffements du carter. Ces échauffements potentiels sont induits uniquement par le contact, le vide étant considéré. Le nombre de thermocouples (de 3 à 9) varie selon les cas d'études.

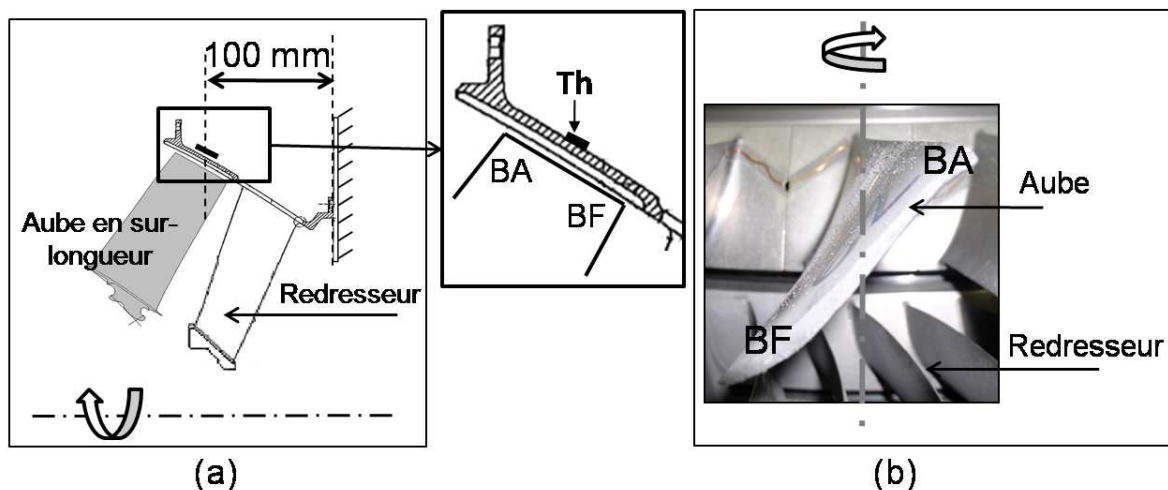


Figure 2-1. (a) vue en coupe de l'étage du compresseur testé. Th désigne la position axiale des thermocouples (et accéléromètres) du carter. (b) définition du bord d'attaque (BA) et du bord de fuite (BF) de l'aube vue de dessus.

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

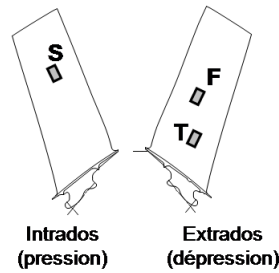


Figure 2-2. Position des jauges de déformations collées sur l'aube en sur-longueur.

2.1.2. Présentation des deux cas d'étude

Deux cas d'étude seront détaillés dans la suite bien que plusieurs cas aient été réalisés lors des essais. Toutefois, les autres cas considéraient une bosse dans le carter, simulant un impact et non un contact frottant, ces cas sortent du cadre de cette thèse. Les deux cas d'études considérés se différencient par une consigne de vitesse et une géométrie d'aube et de carter sensiblement différentes.

Ovalisation du carter. Dans ces deux cas, le carter est légèrement ovalisé, en raison des conditions d'assemblage. Avant la mise en rotation du rotor, les jeux aube-carter ont pu être estimés en certains points (Figure 2-3). Pour le cas 1, un jeu aube-carter positif est mesuré sur toute la circonférence du carter sans frottement initial. Dans le cas 2, un frottement initial est constaté en deux points diamétralement opposés de la circonférence du carter.

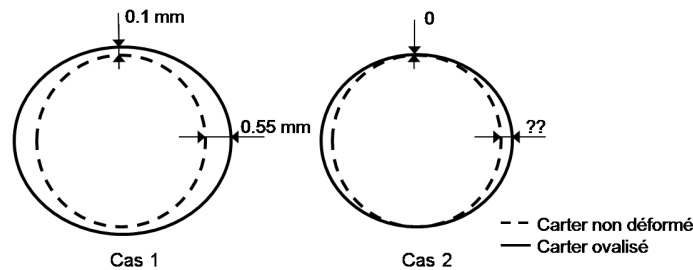


Figure 2-3. Ovalisation initiale du carter et valeurs des jeux aube-carter mesurées « à froid » (vitesse nulle).

Vitesse de rotation et fréquence propre de l'aube. La première fréquence propre de l'aube en sur-longueur est fonction de la géométrie de l'aube mais aussi de la vitesse de rotation. En effet le chargement centrifuge tend à rigidifier l'aube. Pour déterminer la vitesse de rotation des essais (notée $N1$ pour le cas 1 et $N2$ pour le cas d'étude 2), le diagramme de Campbell trace l'évolution de la fréquence propre d'une structure en fonction de sa vitesse de rotation. La Figure 2-4 présente les évolutions de la première fréquence propre des aubes du cas 1 et du cas 2 en fonction de la vitesse de rotation. A noter que les valeurs des fréquences sont adimensionnées en fonction de f_0 , qui est la première fréquence propre de l'aube du cas d'étude 1 à $N = 0$.

Pour le cas d'étude 1, la vitesse de rotation notée $N1$ est telle que la première fréquence propre de l'aube en sur-longueur soit multiple de 7 de la vitesse de rotation. Pour le cas d'étude 2, la vitesse de rotation en régime établi est telle que la première fréquence propre d'aube ne soit pas un multiple entier de la vitesse de rotation (néanmoins compris entre 5 et 6).

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

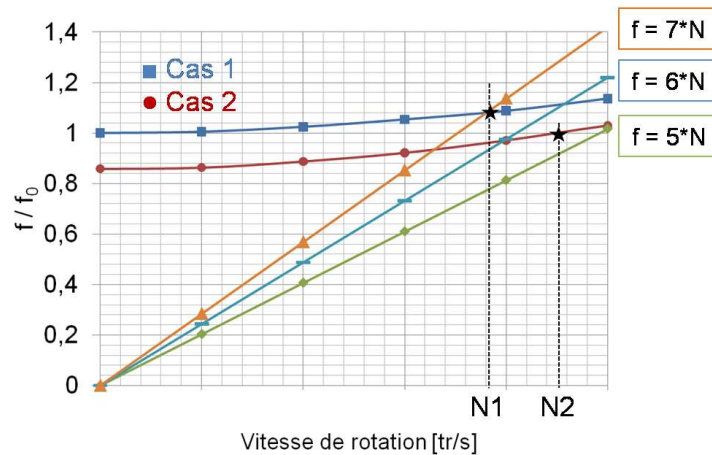


Figure 2-4. Evolution de la première fréquence propre de l'aube en sur-longueur du cas 1 et du cas 2 en fonction de la vitesse de rotation.

Consignes de vitesse de rotation. Pour le premier cas, la consigne est croissante par paliers (Figure 2-5a) afin d'atteindre la fréquence de rotation $N2$. Une fois le régime stationnaire atteint, vers 720 s, les jauges de déformations de l'aube en sur-longueur ne montraient aucun mouvement significatif de l'aube, aucun contact ne semblait donc observé. Dès lors, une augmentation de 1 % de la vitesse de rotation (Figure 2-5b) a été opérée à 840 s conduisant à une réponse vibratoire de l'aube.

Pour le second cas d'étude, une montée en vitesse rapide a permis d'atteindre la fréquence de rotation $N1$ (Figure 2-5c). De plus, à cette vitesse, l'aube était excitée en condition de contact avec le carter.

L'ovalisation est plus importante dans le cas d'étude 2, le contact aube-carter est donc plus sévère dans ce cas. Ceci permet donc d'expliquer le fait que l'aube soit en contact dès $N2$ atteinte tandis que dans le cas 1, il est nécessaire d'augmenter légèrement la vitesse de rotation pour qu'un contact puisse créer un mouvement vibratoire de l'aube.

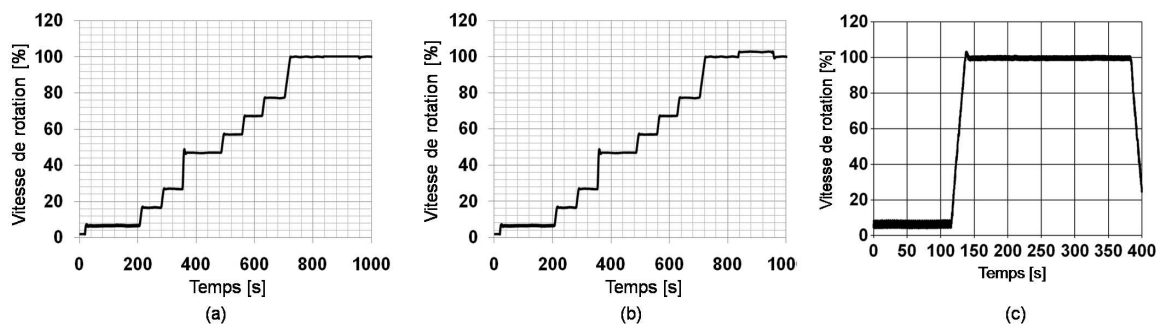


Figure 2-5. Consigne de vitesse prévue (a) et réelle (b) lors du cas d'étude 1 et consigne de vitesse lors du cas d'étude 2 (c).

Fissuration des aubes et usure. Pour chaque cas d'étude, des dégâts importants au niveau de l'aube en sur-longueur et du carter sont constatés. Une fissure en pied d'aube, du côté du bord d'attaque est observée dans le cas d'étude 1 (Figure 2-6a). L'aube en sur-longueur du cas 2 présente deux fissures en son pied : en bord d'attaque et au milieu. Un arrachement de matière au sommet, côté bord de fuite (Figure 2-6b) est également observé. L'aube du cas 2 est beaucoup plus endommagée que celle du premier cas d'étude.

Une usure importante du revêtement abrasable est également constatée dans les deux cas d'étude (Figure 2-6c et Figure 2-6d). Dans le premier cas, des traces significatives de frotte-

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

ment sont observées et l'abradable présente un aspect rugueux. Son épaisseur est devenue très faible par endroits. Dans le second cas, en certains endroits du carter, l'abradable a quasiment disparu, la partie métallique du carter est clairement visible. Il convient toutefois de rester prudent concernant l'interprétation de ces observations réalisées post mortem dans la mesure où il est impossible de déterminer avec certitude les instants où ces dégâts se sont produits.

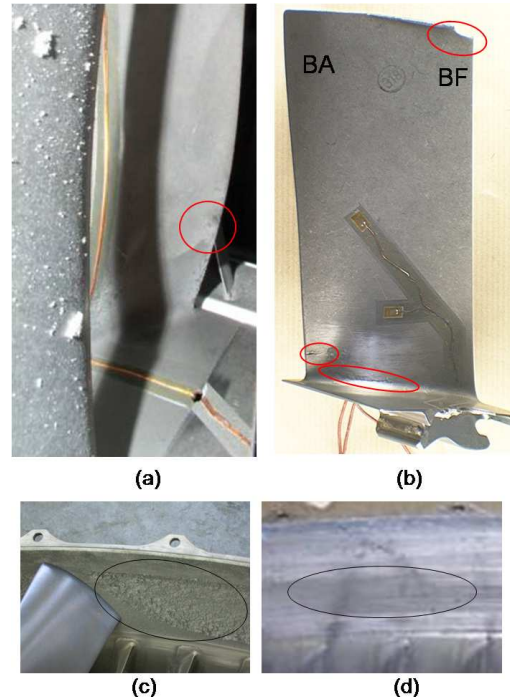


Figure 2-6. (a) : aube du cas d'étude 1. (b) : aube du cas d'étude 2. (c) : revêtement abradable du cas d'étude 1 et (d) revêtement abradable du cas d'étude 2.

Des essais menés sur un étage de compresseur basse pression de turboréacteur, avec une aube en sur-longueur ont été décrits. La première fréquence propre de l'aube du premier cas d'étude est multiple de 7 de la vitesse en régime établi alors qu'elle n'est pas un multiple entier de la vitesse dans le second cas.

Dans le premier cas, la vitesse de rotation seule, bien que multiple de la première fréquence propre de l'aube, ne suffit pas à observer une réponse vibratoire de l'aube. Le chargement centrifuge n'est pas une condition suffisante.

Les essais ont été menés jusqu'à fissuration de l'aube et même au-delà. Les premières observations mettent en évidence des dégâts importants de l'aube et une usure significative du revêtement d'abradable du carter.

2.2. Comportement dynamique de l'aube

Dans cette partie, il s'agit de présenter l'analyse du comportement vibratoire de l'aube induit par le contact, analyse réalisée au sein du Laboratoire.

Dans la première partie, l'étude se focalisera sur les signaux des jauges mises en place sur l'aube en sur-longueur, sur la dynamique de l'aube en sur-longueur et de ses aubes adjacentes et enfin sur la dynamique du carter.

Le comportement dynamique de l'aube en sur-longueur sera ensuite analysé en détail pour les deux cas d'étude.

Enfin la dernière partie réalisera la synthèse des phénomènes vibratoires observés.

2.2.1. Dynamique de carter, des aubes adjacentes et signaux des trois jauges de déformation

L'objectif de cette partie est d'abord de comparer les signaux des trois jauges mises en place sur l'aube en sur-longueur afin de justifier le choix de l'une de ses 3 jauges pour l'étude de son comportement vibratoire. Ensuite, la dynamique des aubes adjacentes sera considérée pour vérifier que le contact soit effectivement établi sur l'aube en sur-longueur. Enfin, la dynamique du carter sera étudiée au travers de ses accéléromètres afin de déterminer son influence potentielle sur la dynamique d'aube et le contact aube-carter.

Signaux des 3 jauges. Les signaux des 3 jauges de déformations (référéncées T, F et S, cf. Figure 2-2) sont tracés en Figure 2-7 pour le second cas d'étude. Ce raisonnement est mené à partir du second cas d'étude, mais reste identique pour le premier cas. Ces jauges, sous l'hypothèse d'une loi de comportement linéaire élastique pour le titane, permettent d'obtenir la variation temporelle d'une contrainte. Les 3 signaux sont adimensionnés par souci de confidentialité. La valeur de la contrainte, pour les 3 signaux, est divisée par σ_0 (valeur absolue de la contrainte mesurée par F vers 135 s). La justification de σ_0 sera détaillée dans le paragraphe suivant.

Le signal de F est choisi pour étudier le mouvement dynamique de l'aube, ce signal possédant l'amplitude la plus élevée. Par ailleurs, le choix de F est également justifié par le fait que le signal de cette jauge soit représentatif du mouvement de flexion de l'aube (voir en Figure 2-11).

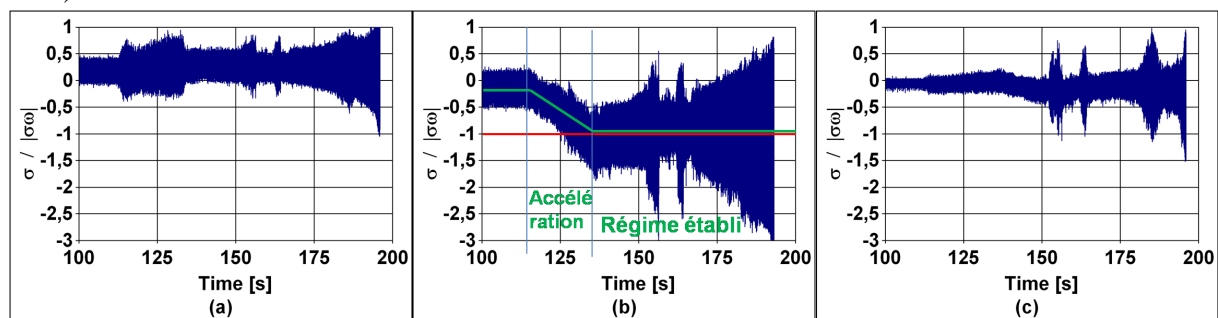


Figure 2-7. Evolution au cours du temps de la contrainte mesurée par les jauges T (a) F (b) et S (c) mises en place sur l'aube en sur-longueur pour le second cas d'étude.

Contrainte due au chargement centrifuge. Les signaux des trois jauges fixées sur l'aube en sur-longueur sont divisés par $|\sigma_0|$. Il s'agit de justifier, ici, sa valeur négative.

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

Durant le cas d'étude 2, l'évolution de la contrainte issue de la jauge F montre que sous chargement centrifuge la contrainte diminue notablement et devient négative (Figure 2-7b).

Une simulation numérique est réalisée afin de déterminer la déformée d'une aube soumise à un chargement centrifuge constant. Une géométrie d'aube 3D, semblable à celle du second cas d'étude, est considérée. L'aube est en titane. L'encastrement de l'aube sur le rotor au niveau de son pied est modélisé par un blocage complet des nœuds des deux faces représentées en rouge sur la Figure 2-8. Le vide est considéré et l'axe de rotation est l'axe Z (Figure 2-8). L'hypothèse de grandes déformations est prise en compte.

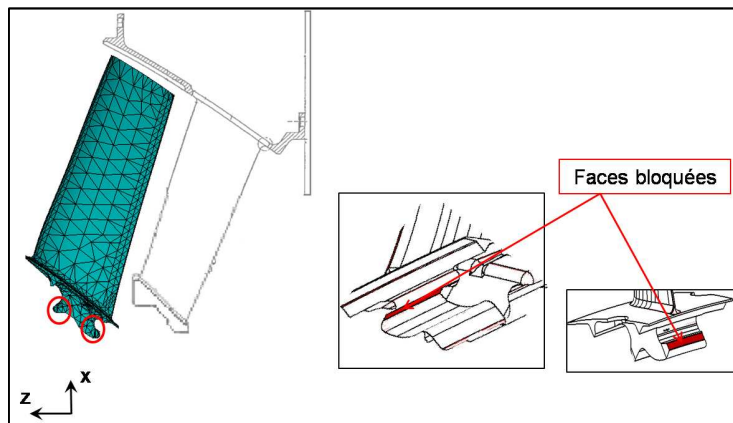


Figure 2-8. Modèle élément fini (EF) de l'aube considérée. Les conditions d'encastrement au pied d'aube, faces en rouge.

La déformée de l'aube soumise à un chargement centrifuge est représentée en Figure 2-9. L'aube sous l'effet du chargement centrifuge s'allonge radialement et fléchit à cause de sa géométrie complexe. L'extrados de l'aube (coté « dépression » où est collée la jauge) est donc bien comprimé en raison du chargement centrifuge.

Le champ de contrainte dans l'aube est déterminé numériquement dans la direction radiale (suivant l'axe X). Il s'agit de la direction de mesure de la jauge. La contrainte sur l'élément situé où la jauge est collée expérimentalement (coté extrados et à la même cote suivant X et Z, Figure 2-10a) est négative (Figure 2-10b). Ainsi il est vérifié numériquement que la contrainte mesurée par la jauge de déformation due aux efforts centrifuges (notée σ_ω) est effectivement négative.

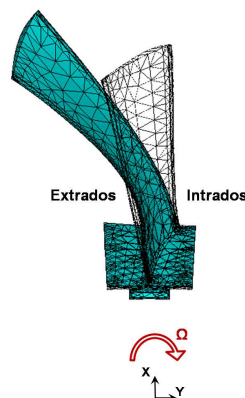


Figure 2-9. Déformée d'une aube soumise à un chargement centrifuge (coefficient multiplicateur de 50).

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

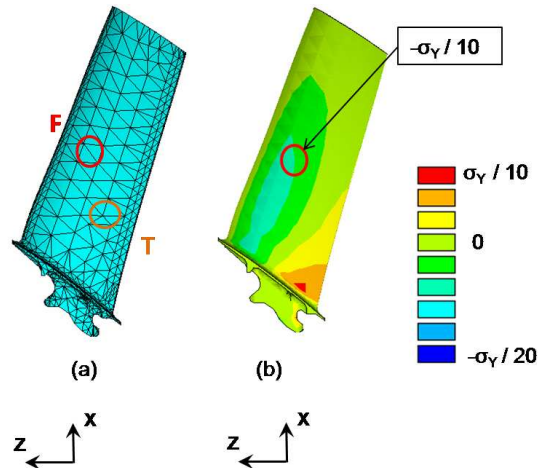


Figure 2-10. Position des éléments à la même localisation que les jauges T et F (a). Champ de contrainte dans l'aube dans la direction X (b) soumise à un chargement centrifuge rapporté à la limite élastique du titane (σ_Y).

Dynamique d'aube et contrainte. Dans ce paragraphe, il s'agit de comparer l'évolution temporelle du mouvement de flexion de l'aube avec celle de la contrainte (déterminée dans une zone proche de la jauge F). Le but est de vérifier que le signal issu de la jauge F est effectivement représentatif du mouvement de flexion de l'aube.

Le précédent modèle EF de l'aube est repris. Une analyse dynamique transitoire non linéaire est menée sur une durée équivalente à 1 tour. Un effort sinusoïdal est appliqué en sommet d'aube dans la direction circonférentielle permettant de faire fléchir l'aube et de lui imprimer une réponse vibratoire en flexion.

Le déplacement circonférentiel du bord de fuite de l'aube est tracé en Figure 2-11a. Ce déplacement est l'image du mouvement de flexion de l'aube.

En Figure 2-11b, les évolutions temporelles de la contrainte radiale en l'élément « F » représentant la jauge F et de la contrainte axiale en l'élément « T » sont tracées. L'évolution de la contrainte en l'élément « F » est identique à celle du mouvement de flexion de l'aube.

Ainsi, le signal de la contrainte mesurée par la jauge F, sur le banc d'essai est l'image du mouvement de flexion de l'aube.

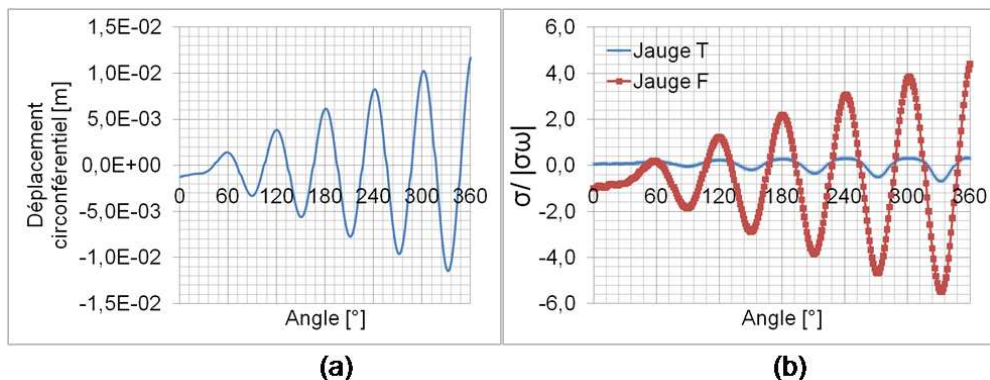


Figure 2-11. Déplacement circonférentiel du BF de l'aube sur un tour (a) et contrainte dans les éléments représentant les jauges T et F sur un tour (b).

Dynamique des aubes adjacentes. Les deux aubes adjacentes à l'aube en sur-longueur étaient également instrumentées de 3 jauges. Le signal de la jauge F est tracé en Figure 2-12 au cours du temps pour les 3 aubes. Ces signaux montrent clairement des amplitudes significativement

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

plus importantes après la phase de montée en vitesse pour l'aube en sur-longueur par rapport aux aubes adjacentes.

Le contact semble donc bien localisé sur l'aube en sur-longueur.

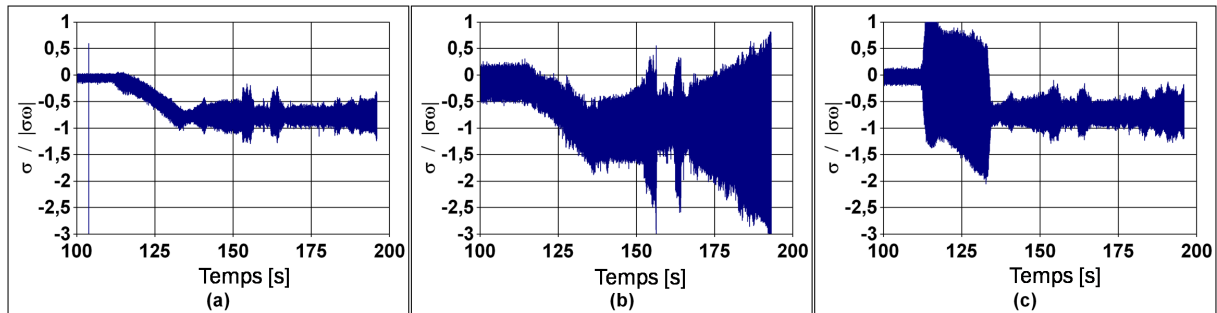


Figure 2-12. Signaux des jauges de déformation (F) représentant la flexion et collées sur l'aube en sur-longueur (b) et sur les aubes adjacentes (a et c) pour le second cas d'étude.

Dynamique du carter. 6 accéléromètres sont disposés sur la paroi extérieure du carter, à la même position axiale que les thermocouples (voir Figure 2-1). La position angulaire de ces 6 accéléromètres est donnée en Figure 2-13. Les évolutions de leur signaux dans le second cas d'étude sont tracées au cours du temps en Figure 2-13. Les amplitudes sont adimensionnées par souci de confidentialité. Des réponses du carter sont clairement visibles.

En Figure 2-14, le signal de chaque accéléromètre est tracé durant l'équivalent d'un tour de rotor extrait à 185 s. Une augmentation sensible du signal des accéléromètres est constatée uniquement au passage de l'aube en sur-longueur. Aucune dynamique propre de carter n'apparaît, ses mouvements ne semblent induits que par le passage de l'aube qui impacte le carter. Cette vérification est réalisée à 185 s pour le second cas d'étude, mais elle reste vraie quelque soit l'instant considéré.

Il n'apparaît donc aucune interaction modale entre le carter et l'aube au sens de [LE-GRAND05].

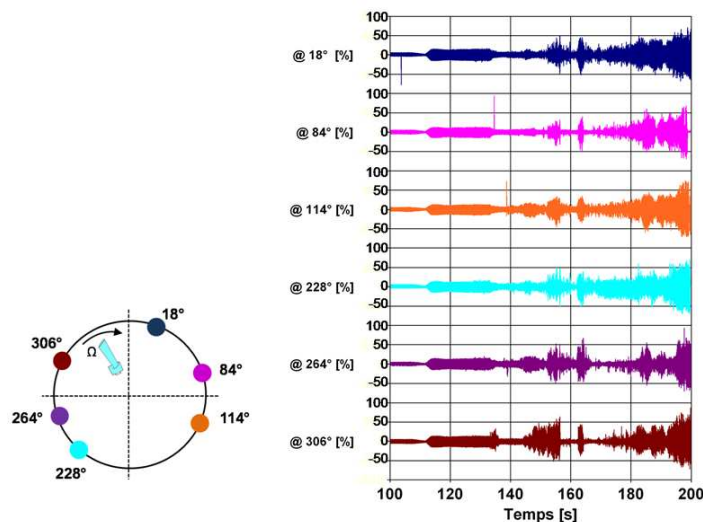


Figure 2-13. Position angulaire des accéléromètres sur la paroi extérieure du carter et évolution temporelle des 6 accéléromètres, dans le second cas d'étude.

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

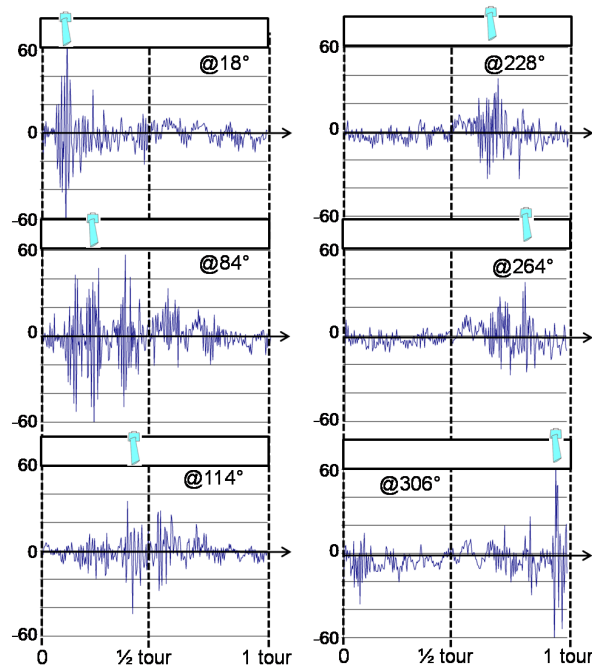


Figure 2-14. Evolution au cours du temps, extrait sur un tour (à 185 s) des 6 accéléromètres du carter et position de l'aube durant ce tour (dans le second cas d'étude).

Dans la suite, l'analyse du comportement vibratoire de l'aube en sur-longueur est menée pour les deux cas d'étude distincts à partir de la jauge F.

2.2.2. Comportement dynamique de l'aube du premier cas d'étude

Le signal de la jauge F pour le premier cas d'étude est tracé au cours du temps en Figure 2-15.

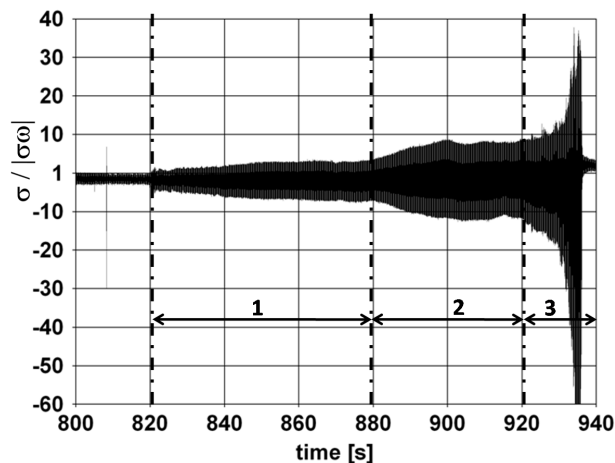


Figure 2-15. Evolution de la contrainte dans l'aube durant le régime établi du premier cas d'étude.

Trois phases, de 820 s à 940 s, peuvent être distinguées à partir de l'évolution temporelle de la contrainte (le régime établi est atteint à 820 s et la vitesse de rotation est gardée constante au-delà):

- A 820 s, le régime stabilisé en vitesse est atteint et une réponse vibratoire de l'aube est dès lors observée après la dernière augmentation de vitesse, avec une lente élévation de la contrainte puis une stabilisation.
- A 880 s, la contrainte augmente de nouveau et puis se stabilise jusque 920 s.

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

- A 920 s, la contrainte entame une augmentation exponentielle jusque 938 s où la contrainte mesurée par la jauge atteint 40 fois σ_ω . A cet instant le signal est perdu.

Une analyse numérique statique réalisée sur une aube encastrée en son pied (modèle EF en Figure 2-8) montre qu'un effort de 600 N doit être appliqué en son sommet dans la direction circonférentielle (suivant Y) pour que la contrainte dans la direction radiale (suivant X) atteigne approximativement 38 fois σ_ω (dans une zone proche de la localisation de la jauge, Figure 2-16b). La contrainte de Von Mises maximale est localisée en pied d'aube avec une valeur maximale supérieure à la limite élastique σ_Y . Ceci est en adéquation avec les endommagements constatés expérimentalement dans cette zone.

La perte du signal à 938 s correspond vraisemblablement à la fissuration de l'aube.

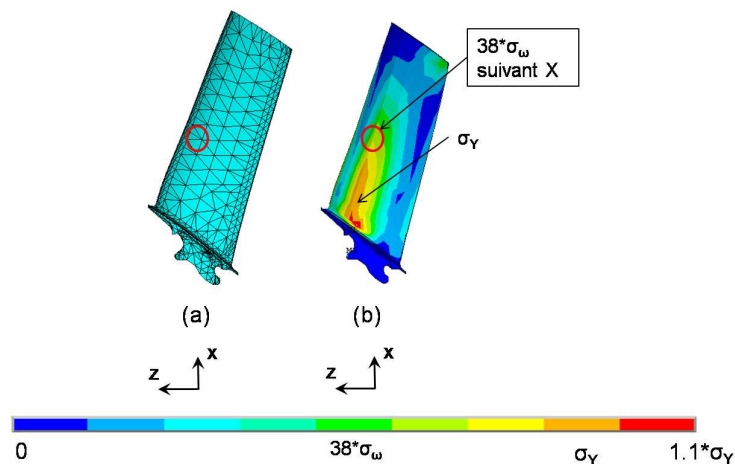


Figure 2-16. (a) Modèle EF de l'aube encastrée en son pied et soumise à un effort circonférentiel (direction Y) de 600 N et (b) champ de contrainte de Von Mises correspondant.

Pour chaque phase, le comportement vibratoire de l'aube durant 1 tour est maintenant détaillé, sachant que le comportement vibratoire est périodique. Une analyse harmonique de ce signal permet de déterminer les fréquences présentes (Figure 2-17). L'amplitude des harmoniques est représentée en pourcentage par rapport à l'harmonique le plus élevé calculé durant tout l'essai qui est déterminé évidemment durant la troisième et dernière phase, lorsque l'amplitude de la contrainte atteint 40 fois σ_ω .

Durant la première phase, un mouvement vibratoire à haute fréquence de l'aube est identifié et le contenu harmonique met en évidence la prédominance de deux fréquences : une fréquence multiple de 25 de la fréquence de rotation (notée H25) et une fréquence multiple de 7 de la fréquence de rotation (notée H7) qui est la première fréquence propre de l'aube associée au premier mode propre de flexion.

Durant la seconde phase (Figure 2-17b), le contenu harmonique montre la prédominance de H7 et l'amplitude de H25 diminue. Une réponse vibratoire à 7 flexions par tours plus marquée qu'à la phase 1 est observée.

Durant la troisième phase, le mouvement vibratoire de l'aube est clairement identifié à 7 flexions par tour avec H7 largement majoritaire. En Figure 2-17c, l'évolution de la contrainte est tracée pour deux tours distincts à 920 s et 935 s, aucun déphasage entre ces deux tours n'est constaté. Cela signifie que le mouvement vibratoire possède 7 oscillations par tour et

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

que ce mouvement ne glisse pas angulairement au fil des tours. La première fréquence propre de l'aube étant multiple de 7 de la vitesse de rotation, durant la phase 3, l'aube en contact est excitée sur son premier mode propre. L'amplitude des vibrations augmente au fil des tours.

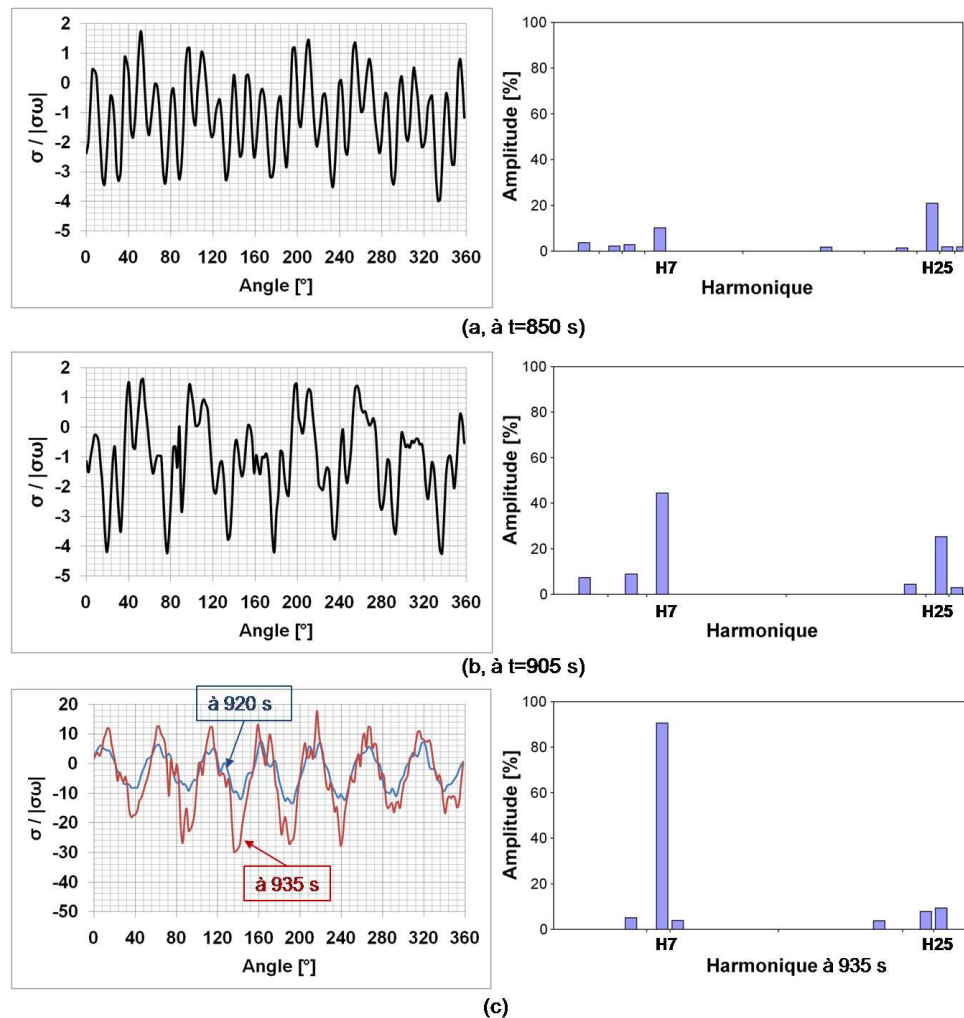


Figure 2-17. Evolution du mouvement vibratoire de l'aube durant 1 tour et son contenu harmonique durant la phase 1 (a), la phase 2 (b) et la phase 3 (c).

Dans ce premier cas, le mouvement vibratoire de l'aube est peu évolutif cours du temps en termes de fréquence mais plus significativement en termes d'amplitudes.

Un diagramme temps-fréquences, représentant le contenu harmonique du signal du mouvement vibratoire de l'aube au cours du temps avec l'amplitude des harmoniques (échelle tronquée à 80 % afin de visualiser précisément les évolutions temporelles) est tracé en Figure 2-18. Ce diagramme résume clairement le comportement vibratoire de l'aube et permet de justifier la périodicité du signal à chaque phase.

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

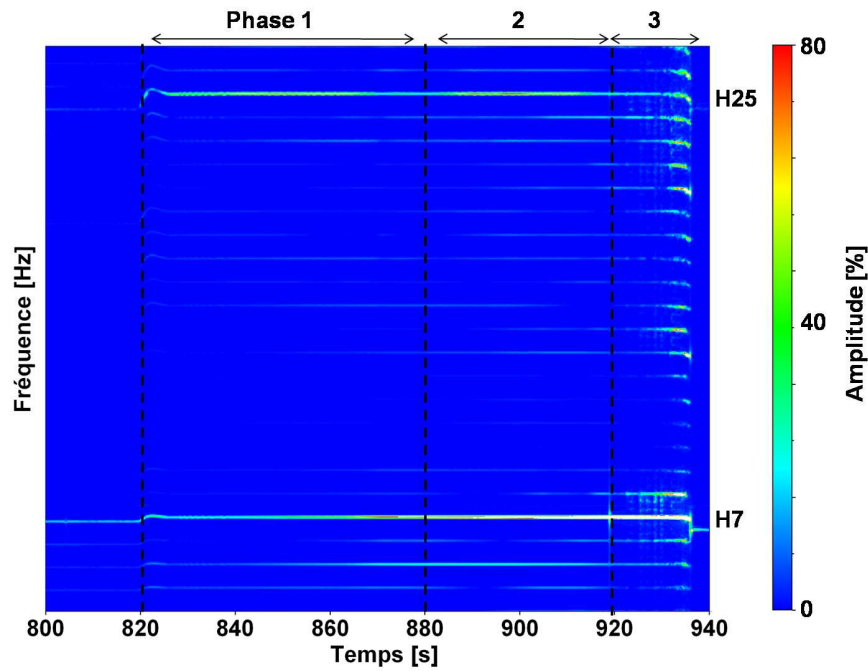


Figure 2-18. Diagramme temps-fréquence du mouvement vibratoire de l'aube dans le cas d'étude 1.

2.2.3. Comportement dynamique de l'aube du second cas d'étude

Dans cette configuration, le régime de vitesse est tel que la première fréquence propre de l'aube ne soit pas un multiple entier de cette vitesse. Le contact est plus sévère que celui du premier cas puisqu'un contact initial aube-carter était repéré sans chargement centrifuge.

L'évolution de la contrainte (déterminée à partir de la jauge F), image du mouvement de flexion, est tracée en Figure 2-19. De 112 s à 135 s, il s'agit de la phase de montée en vitesse. Vers 190 s, alors que l'amplitude du mouvement vibratoire augmente significativement, le signal est perdu dû à la rupture d'un fil (qui a précédé de quelques secondes la fissuration de l'aube). Durant le régime établi, entre 135 s et 190 s, l'évolution de la contrainte montre plusieurs réponses dynamiques d'aube avec des amplitudes différentes. Cinq phases peuvent être distinguées.

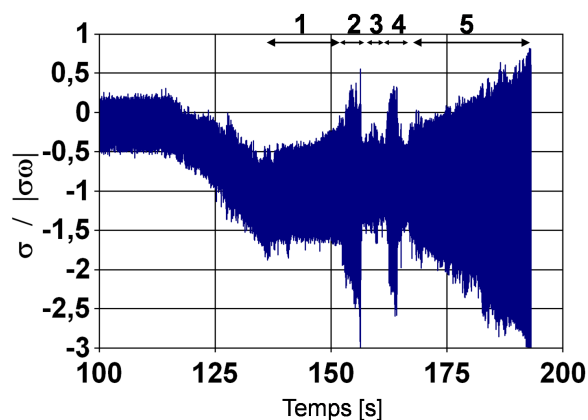


Figure 2-19. Evolution de la contrainte dans l'aube durant le régime établi du second cas d'étude.

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

Comme précédemment, la variation au cours du temps du mouvement vibratoire de l'aube sur un tour de rotor est analysée avec son contenu harmonique correspondant (Figure 2-20). L'amplitude des fréquences du contenu harmonique est exprimée en pourcentage par rapport à l'amplitude de la fréquence la plus élevée de l'essai (à la fin de la phase 5, vers 195 s).

Durant la première phase, d'une durée de 20 s, la variation au cours du temps de la contrainte montre 2 flexions majoritaires de l'aube durant un tour. L'analyse harmonique révèle la prédominance des fréquences multiples de deux et quatre de la fréquence de rotation (notées respectivement H2 et H4).

Lors de la seconde phase, qui dure 4 s, le mouvement vibratoire de l'aube s'amplifie significativement et progressivement. Le comportement dynamique de l'aube sur un tour laisse apparaître 7 flexions par tour (Figure 2-20b). L'analyse harmonique du signal montre la présence de H2 et de H5, mais avec H7 majoritaire (fréquence multiple de 7 de la fréquence de rotation).

La troisième phase dure environ 4 s et la variation temporelle du mouvement vibratoire ne met en évidence aucun mouvement vibratoire distinct (Figure 2-20c). L'analyse harmonique ne montre pas de fréquences majoritaires.

La quatrième phase, d'une durée d'environ 4 s, se traduit par une nouvelle augmentation de l'amplitude du mouvement de flexion de l'aube atteignant le niveau de la seconde phase. Le comportement dynamique sur un tour (Figure 2-20d) montre sensiblement 7 flexions par tour à nouveau avec des amplitudes semblables à celles de la seconde phase. L'analyse harmonique montre la présence de H2 et de H5 mais H7 est majoritaire. L'aube semble à nouveau montrer un comportement dynamique majoritairement à 7 flexions par tour.

La dernière phase correspond à une augmentation significative de l'amplitude du mouvement de flexion de l'aube. Le comportement dynamique de l'aube, sur un tour, met en évidence un mouvement à 6 flexions par tour (Figure 2-20e). L'analyse harmonique confirme la prédominance d'une fréquence multiple de 6 de la vitesse de rotation (notée H6). Le tracé de la contrainte durant deux tours distincts, séparés de 20 s, montre qu'aucun déphasage n'est constaté ce qui signifie qu'il n'y a pas de glissement angulaire du mouvement de flexion au fil des tours.

Le mouvement vibratoire de l'aube dans le cas d'étude 2, montre une réponse vibratoire évolutive au cours du temps : l'amplitude et la fréquence des vibrations évoluent. Deux réponses vibratoires sont à noter, celle où l'aube vibre à 7 flexions par tour à une fréquence accordée sur H7 et celle où l'aube vibre à 6 flexions par tour à une fréquence accordée sur H6.

Le diagramme temps-fréquences de la réponse vibratoire de l'aube durant le régime établi résume le comportement dynamique transitoire de l'aube (Figure 2-21). L'échelle des amplitudes de fréquences est tronquée à 50 % de la valeur maximale afin de visualiser distinctement les évolutions temporelles.

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

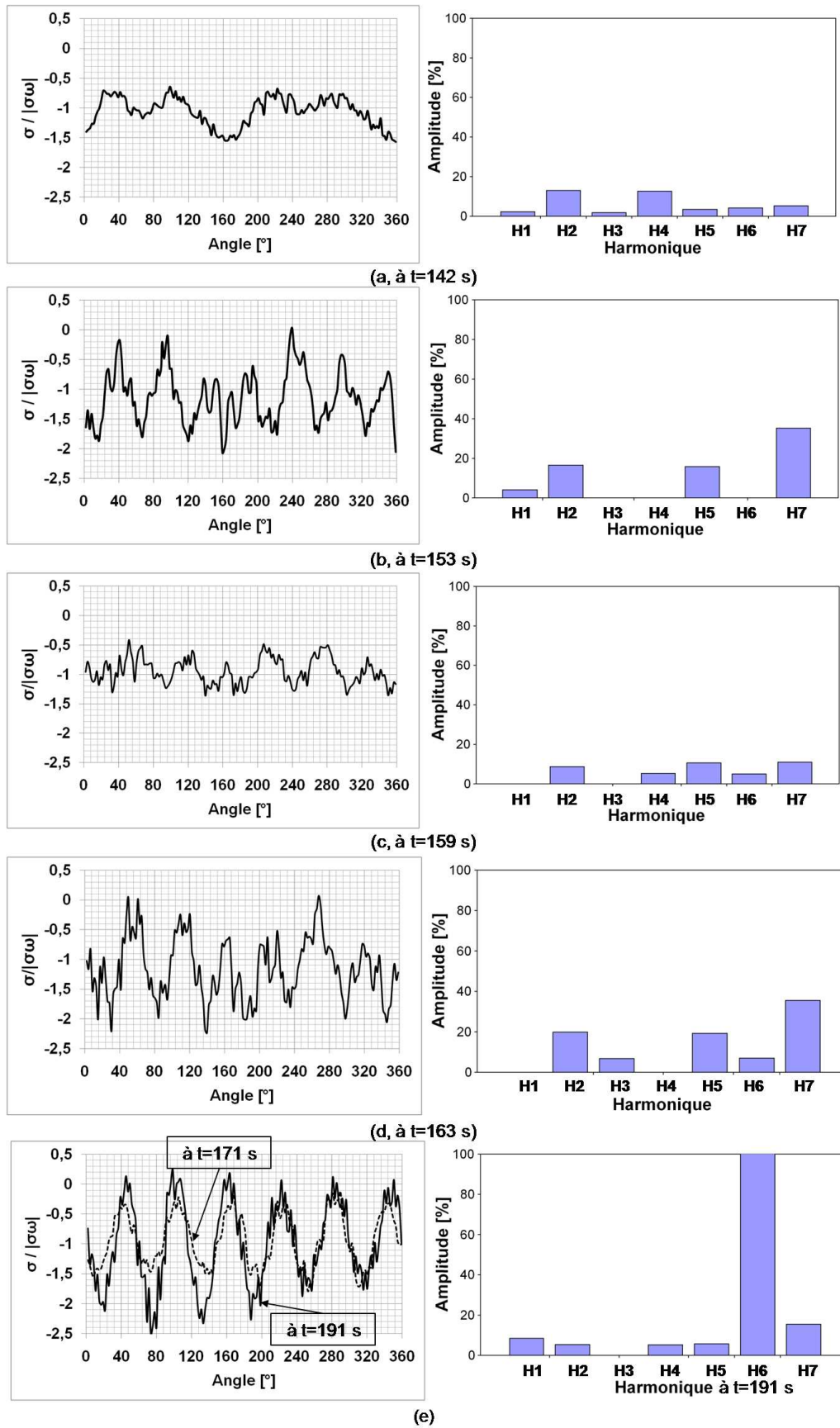


Figure 2-20. Evolution du mouvement vibratoire de l'aube durant 1 tour et son contenu harmonique durant la phase 1 (a), la phase 2 (b), la phase 3 (c), la phase 4 (d) et la phase 5 (e) dans le cas d'étude 2.

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

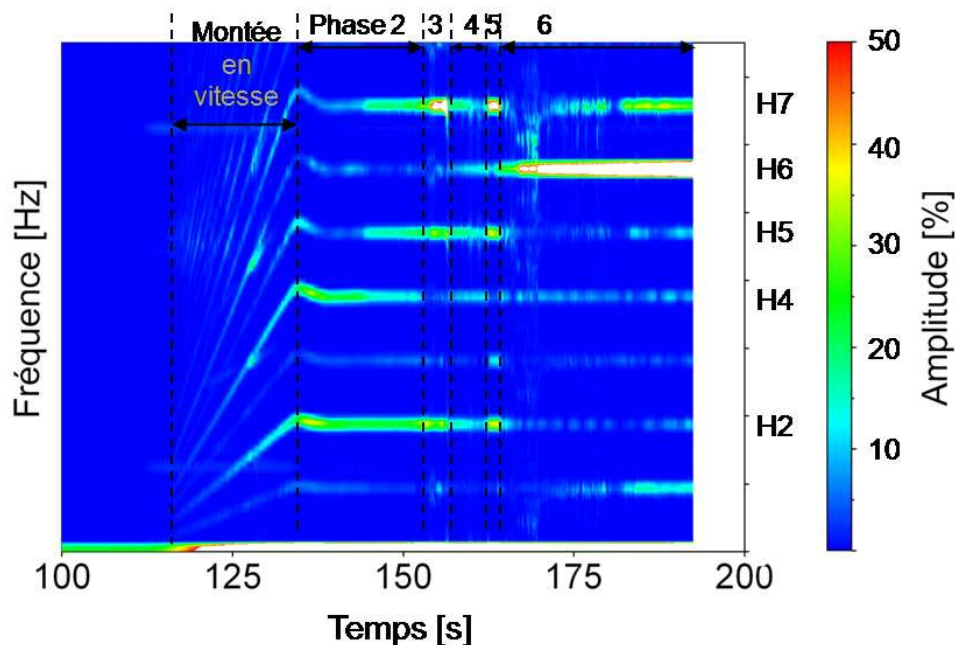


Figure 2-21. Diagramme temps-fréquence du mouvement vibratoire de l'aube dans le cas d'étude 2.

2.2.4. Synthèse

Dans un premier temps, le carter ne montre aucune dynamique propre. Il apparaît également que les deux aubes adjacentes à l'aube en sur-longueur ont des amplitudes relativement faibles comparativement à celle-ci, laissant présumer qu'elles n'entrent pas en contact avec le carter en régime établi. Ces premières conclusions permettent d'avancer que l'évolution des états de contact avec le carter est le phénomène à l'origine du mouvement vibratoire de l'aube menant à sa défaillance.

Dans un second temps, l'analyse du comportement vibratoire de l'aube en sur-longueur pour deux cas d'étude distincts a révélé un mouvement dynamique de l'aube variant au cours du temps, à la fois en amplitude et en fréquence. Dans les deux cas, la phase qui a précédé la fissuration de l'aube (ou la perte du signal) était une réponse vibratoire de l'aube sur son premier mode de flexion mais précédée de plusieurs phases vibratoires distinctes. Dans le second cas, les variations de la fréquence de la réponse vibratoire de l'aube sont plus marquées : prédominance de H2, puis H7 (simultanément avec H5) et H6.

L'évolution significative du mouvement vibratoire de l'aube en sur-longueur en régime établi semble indiquer un changement dans les conditions de contact. Il apparaît donc que l'analyse seule du comportement vibratoire de l'aube ne suffit pas à expliquer les raisons de la divergence d'aube et qu'il est nécessaire d'étudier plus précisément l'état du contact aube-carter. Pour cela les données complémentaires sur l'usure du revêtement abrasable du carter et sur son échauffement ont été analysées et sont présentées dans la partie suivante.

2.3. Usure et comportement thermique du carter

Une analyse du profil d'usure du revêtement abrasable post-mortem est tout d'abord présentée pour les deux cas d'études suivie de celle des échauffements du carter à partir des thermocouples disposés sur la paroi extérieure du carter.

2.3.1. Usure du revêtement abrasable

L'usure est relevée au démontage du carter donc à la fin des essais tous les 10° angulairement et en trois positions axiales différentes : en face du bord d'attaque (BA) en milieu de corde (MIL) et en face du bord de fuite (BF) de l'aube (Figure 2-22).

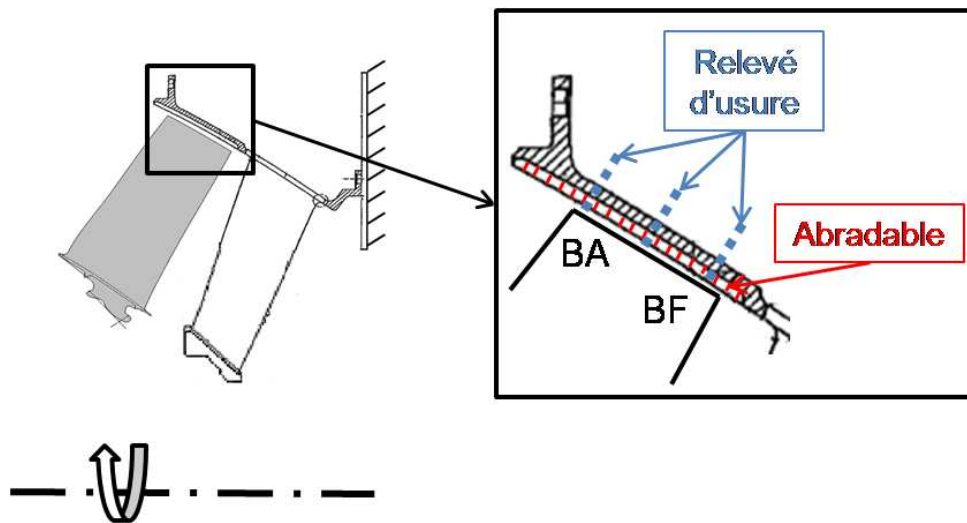


Figure 2-22. Sommet d'aube et l'abrasable en vis-à-vis pour la définition des trois positions de relevé de l'usure.

Profil de l'abrasable pour le cas 1. Les trois profils d'usure sont non uniformes à la fois axialement et circonférentiellement (Figure 2-23). Le profil d'usure est majoritairement en deux lobes en face du BA tandis qu'en face du BF, le profil d'usure présente clairement 7 lobes d'usure. En face du bord d'attaque (Figure 2-23a) l'usure maximale mesurée est de 0,46 mm (à 0°) alors qu'à 90° il n'y a pas d'usure. En face du bord de fuite (Figure 2-23c) alors que les 7 lobes traduisent une profondeur d'usure de l'ordre de 3 mm, à 90°, par exemple, l'abrasable est comme neuf.

Profil de l'abrasable pour le cas 2. L'analyse du profil d'usure post-mortem, dans le second cas d'étude, montre également une usure non uniforme axialement et circonférentiellement. Le profil d'usure d'abrasable en face du bord d'attaque (Figure 2-24a) possède 2 lobes majeurs, avec une usure maximale de 1,5 mm à 0° et à 180°, approximativement. Par contre, en face du bord de fuite (Figure 2-24c) l'usure présente distinctement un profil à 6 lobes d'une profondeur de l'ordre de 3 mm tandis qu'il n'y a quasiment aucune usure aux autres localisations circonférentielles.

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

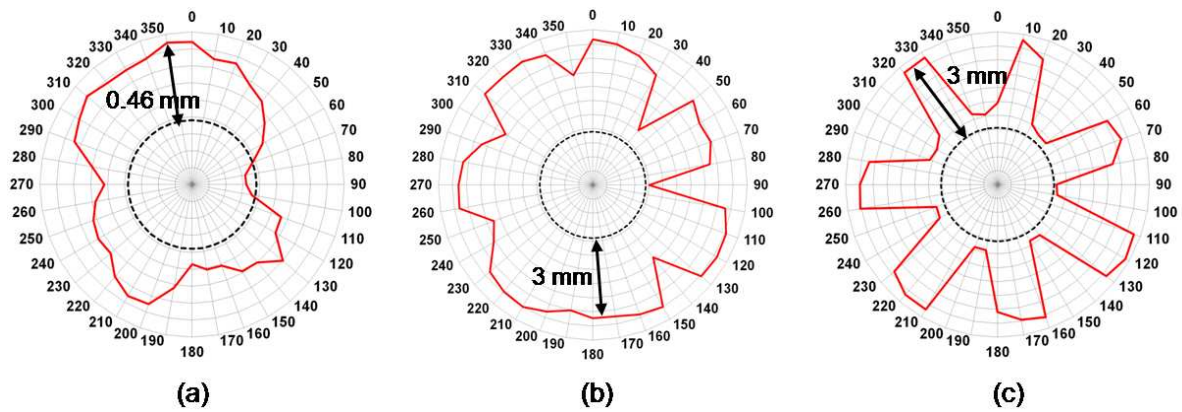


Figure 2-23. Profil d'usure circonférentiel du revêtement d'abrasable pour le premier cas d'étude : en face du bord d'attaque (a) au milieu de corde (c) et en face du bord de fuite (c) de l'aube.

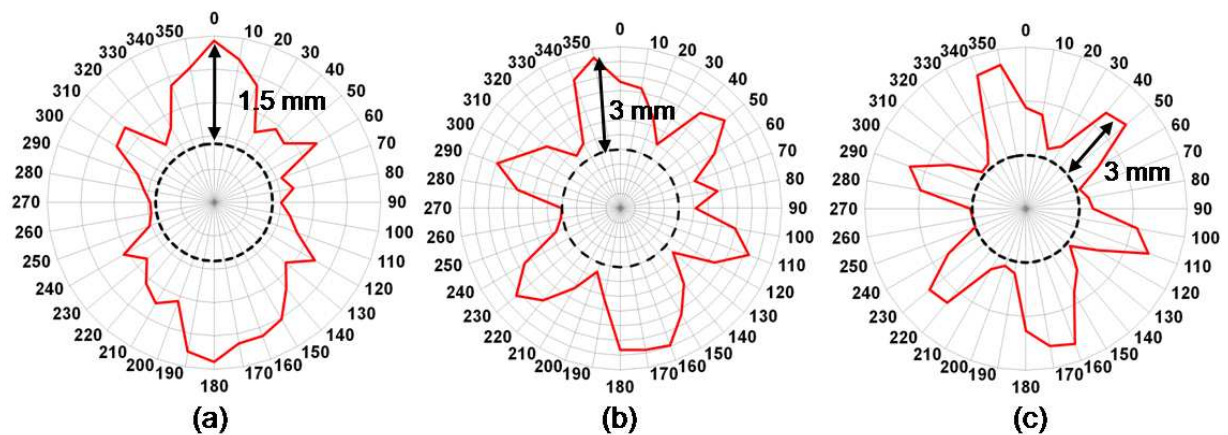


Figure 2-24. Profil d'usure circonférentielle du revêtement d'abrasable pour le second cas d'étude à trois positions axiales différentes : en face du bord d'attaque (a) en milieu de corde (b) et en face du bord de fuite (c) de l'aube.

Usure et dynamique d'aube. Concernant le premier cas d'étude, une usure en 7 lobes pour le revêtement en face du bord de fuite est clairement mise en évidence et la réponse vibratoire de l'aube durant la phase 3 était à 7 flexions par tour. Cette observation est également valable pour le second cas d'étude : 6 lobes d'usure et 6 flexions par tour. Ainsi une correspondance entre le comportement dynamique de l'aube et le profil d'usure du revêtement abrasable est constatée.

Dans le premier cas d'étude, le profil d'usure circonférentiel est déroulé et comparé avec la variation du comportement dynamique de l'aube sur un tour de rotor lors de la phase de divergence (de 920 s à 938 s). En mettant en vis-à-vis ces deux graphiques une correspondance angulaire quasiment parfaite est observée (Figure 2-25). En effet, lorsque la contrainte atteint un maximum relatif (à 10°, 60°, 120°, 160°, 216°, 270° et à 320°) un lobe d'usure est constaté sur une position circonférentielle très proche (à 10°, 65°, 120°, 160°, 216°, 270° et à 320°). A Chaque maximum relatif de la contrainte dans l'aube correspond un lobe d'usure. Cette correspondance angulaire est vérifiée quelque soit le tour considéré. Des observations similaires peuvent être faites pour le second cas d'étude (Figure 2-26).

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

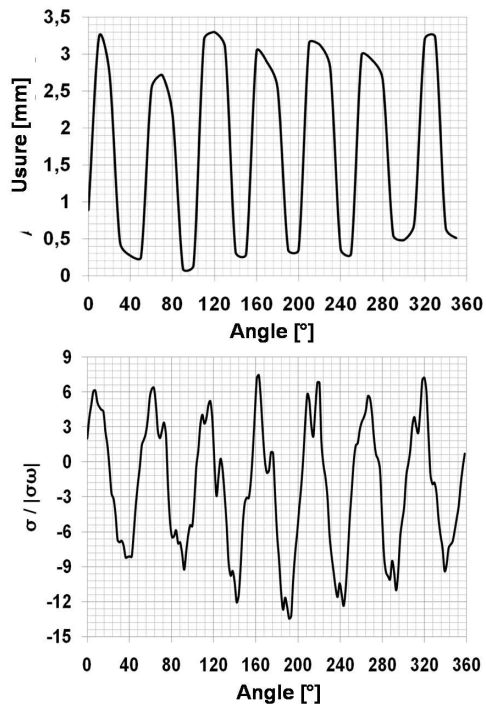


Figure 2-25. Profil d'usure circonférentiel du revêtement en face du BF et évolution de la contrainte de l'aube durant un tour de rotor lors de la dernière phase du cas d'étude 1.

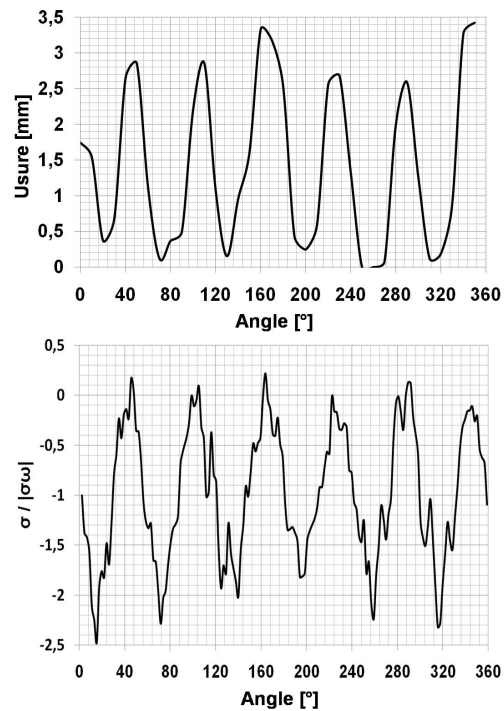


Figure 2-26. Profil d'usure circonférentiel du revêtement en face du BF et évolution de la contrainte de l'aube durant un tour de rotor lors de la dernière phase du cas d'étude 2.

2.3.2. Température du carter

L'analyse des échauffements du carter a été réalisée à partir des données provenant des thermocouples disposés sur la paroi extérieure du carter, 8 thermocouples pour le premier cas et 3 thermocouples pour le second cas. La position axiale des thermocouples était identique dans les deux cas, disposés à 100 mm du bâti (cf. Figure 2-1).

Echauffement du carter durant le cas 1. La Figure 2-27 indique la position angulaire des 8 thermocouples suivant un repérage angulaire.

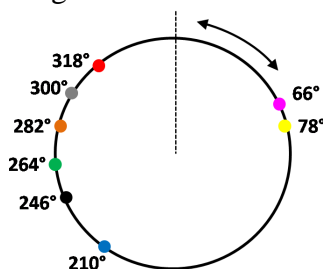


Figure 2-27. Position angulaire des 8 thermocouples disposés sur la paroi extérieure du carter dans le cas 1.

Les évolutions au cours du temps des températures enregistrées par les 8 thermocouples sont représentées en Figure 2-28. Les thermocouples à 318° et à 210° enregistrent la plus forte élévation de température de l'ordre de 120 °C. Les thermocouples à 66° et à 264° enregistrent une élévation de température d'environ 30 °C. Les autres thermocouples ne montrent pas (ou peu) d'élévations significatives de température. L'échauffement du carter n'est pas uniforme circonférentiellement et semble très localisé. L'essai se déroulant sous vide d'air,

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

l'échauffement du carter provient uniquement de la chaleur générée au contact aube-carter. Ainsi cette chaleur générée n'est pas uniforme circonférentiellement, comme l'usure du revêtement abrasable ne l'était pas également.

A noter également, les thermocouples à 318° et à 210° relèvent une augmentation de la température dès 895 s tandis que les autres thermocouples mesurent une élévation de la température vers 925 s. Les thermocouples à 318° et à 210° sont dans la zone où le rayon est plus petit de part l'ovalisation (Figure 2-29). Il semble donc que le contact, nécessairement plus sévère dans cette zone, génère un échauffement dans cette zone dès 895 s.

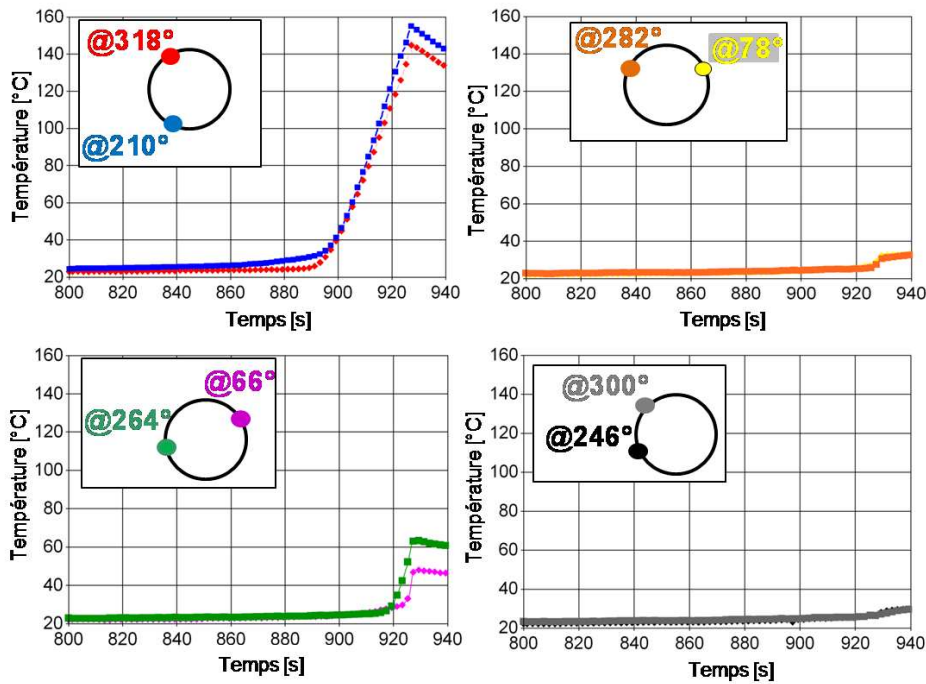


Figure 2-28. Evolution au cours du temps de la température enregistrée par les 8 thermocouples lors du premier cas d'étude.

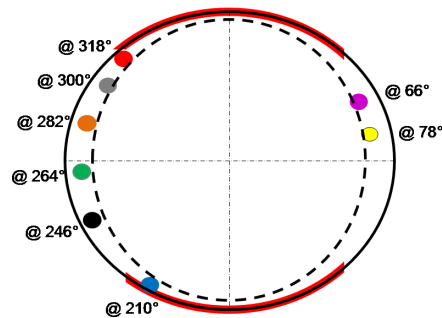


Figure 2-29. Ovalisation du carter et position angulaire des thermocouples dans le cas 1.

Echauffement du carter durant le cas 2. L'analyse de l'échauffement du carter du second cas d'étude est réalisée à partir de trois thermocouples disposés sur la paroi extérieure du carter à une position angulaire de 66°, 210° et 318° (Figure 2-30). Les évolutions des températures du carter, en ces trois points de mesure, mettent en évidence des phases d'échauffements distinctes, espacées de périodes de maintien en température (Figure 2-30).

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

A une position angulaire de 66° , le carter s'échauffe approximativement de 60°C à 170 s. Les thermocouples à la position angulaire de 210° et 318° relèvent un échauffement respectif de 40°C et 30°C vers 170 s.

Ces deux thermocouples enregistrent également un échauffement compris entre 20°C et 30°C vers 130 s, durant la phase de montée en vitesse. Ce résultat peut être expliqué par le fait que ces deux thermocouples soient placés « dans l'ovalisation » initiale du carter (Figure 2-31). Ainsi le contact peut générer de la chaleur et échauffer le carter en ces endroits.

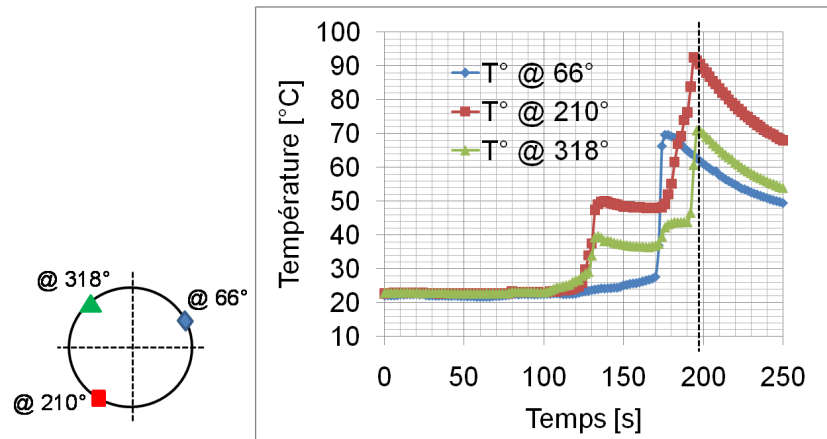


Figure 2-30. Position circconférentielle des thermocouples sur la paroi extérieure du carter et évolution des températures des thermocouples dans le second cas d'étude.

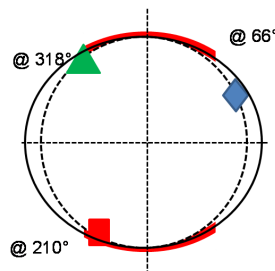


Figure 2-31. Ovalisation du carter (zone en rouge) et position angulaire des thermocouples dans le cas 2.

Corrélation usure et échauffement. Dans ce paragraphe, il s'agit de comparer les échauffements du carter avec le profil d'usure circconférentiel de l'abradable en milieu de corde, c'est-à-dire à la même localisation axiale que les thermocouples.

Pour le premier cas d'étude, le profil d'usure est superposé avec les points de mesure de la température représentant l'élévation maximale de température mesurée sur la paroi extérieure du carter (Figure 2-32a). Les thermocouples à la même position angulaire qu'un lobe d'usure montre une élévation de température significative. Les autres ne relèvent quasiment aucun échauffement.

Pour le second cas d'étude, des échauffements significatifs sont observés par les thermocouples bien qu'ils ne soient au droit des lobes d'usure (Figure 2-32b). Il est possible que les échauffements en face des lobes soient encore plus élevés, hypothèse potentiellement confirmée par les traces d'échauffement importantes et localisées à l'extrémité du sommet de l'aube (Figure 2-33).

2. Analyse d'essais de contact maîtrisé aube-carter

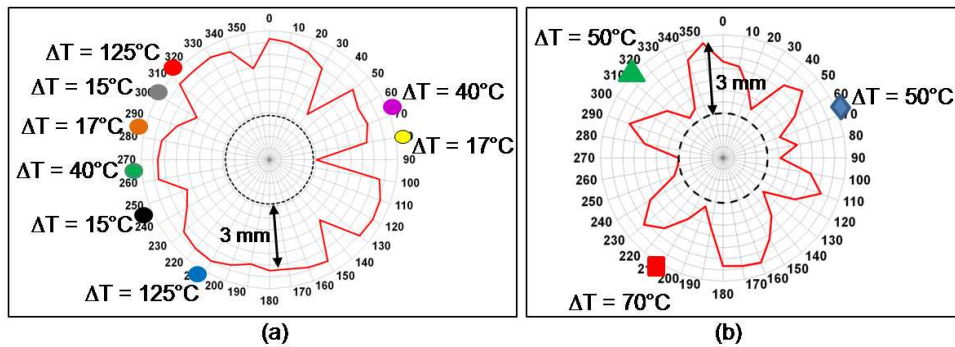


Figure 2-32. Profil d'usure circonférentiel à 100 mm du bâti et échauffements du carter à la même position axiale, lors du premier cas d'étude (a) et lors du second cas d'étude (b).

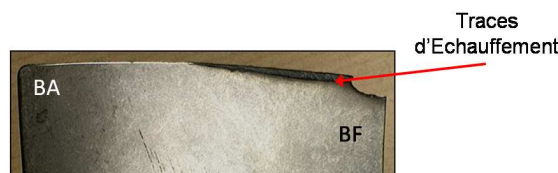


Figure 2-33. Sommet de l'aube en sur-longueur du second cas d'étude en fin d'essai.

Les résultats du cas 1 tendent à supposer qu'il n'y a pas ou peu de diffusion circonférentielle or le cas 2 présente des échauffements hors des lobes d'usure. Ce point devra donc être approfondi dans la suite à l'aide de simulations numériques (au chapitre 3). Par ailleurs, les échauffements pourraient être reliés aux différents régimes vibratoires. Mais les mesures de températures étant réalisées à l'arrière du carter, des « retards » d'échauffements dus à la diffusion thermique pourraient apparaître. Avant toute confrontation des résultats, ce point doit être considéré et il sera traité au chapitre 3.

2.3.3. Synthèse

L'analyse de l'usure du revêtement abrasable met en évidence dans un premier temps une usure non uniforme du revêtement abrasable : axialement et circonférentiellement.

- Axialement l'usure face au BA est relativement limitée (environ 1.5 mm) tandis que le profil d'usure face au BF montre une usure correspondant à l'épaisseur total de l'abrasable (3 mm).
- Circonférentiellement, l'usure face au BA est en 2 lobes alors que celle face au BF a pu être corrélée avec la dynamique de l'aube : le nombre de lobes d'usure face au BF est égal au nombre de flexions par tour lors de la dernière phase vibratoire de l'aube. Il y a donc une corrélation forte entre le mouvement de flexion de l'aube et l'usure.

Dans un second temps des élévations de températures importantes sont mesurées à l'arrière du carter. Selon les cas d'études, des échauffements localisés au droit des zones de contact et comprises entre 20°C et 140°C peuvent être relevés. Cependant il est probable que localement le carter soit significativement plus chaud, notamment au contact aube-abrasable. Par ailleurs les zones échauffées correspondent à des zones où l'abrasable a été utilisé.

Il semble toutefois nécessaire d'étudier d'avantage le comportement thermique du carter afin d'estimer les températures au contact et la répartition axiale et circonférentielle des échauffements. Des simulations numériques sont donc envisagées pour compléter cette étude.

2.4. Synthèse - Conclusion

Une partie de ces travaux a consisté à analyser certaines données d'essais de contact aube-carter afin d'observer notamment l'influence de phénomènes autres que dynamiques.

Le banc d'essai était un étage de compresseur de turboréacteur d'avion dont le rotor possédait une aube en sur-longueur, localisant le contact sur cette aube. Les essais de contact ont été menés jusqu'à fissuration de l'aube et les premières observations ont mis en évidence une fissuration de l'aube et une usure significative du revêtement d'abradable du carter. L'instrumentation utilisée a permis d'identifier la dynamique de l'aube en sur-longueur, la dynamique du carter et les échauffements du carter. Deux cas d'études ont été détaillés dans ce chapitre. Les observations principales issues de l'analyse d'essais sont :

- Les deux cas d'études ont mené à la fissuration de l'aube, sous conditions de contact induits seulement par un chargement centrifuge. Dès le régime stabilisé atteint, l'aube fissure au bout de 118 s pour le cas d'étude 1 et au bout de 60 s pour le cas 2.
- La vitesse de rotation seule, bien que multiple de la première fréquence propre de l'aube ne suffit pas pour observer une réponse vibratoire de l'aube.
- L'analyse du comportement vibratoire de l'aube en sur-longueur dans les deux cas révèle un mouvement vibratoire complexe, avec une évolution des amplitudes et des fréquences. Dans les deux cas, la réponse vibratoire de l'aube précédant sa fissuration est un mouvement de flexion dont la fréquence est égale (ou proche) à la première fréquence propre de l'aube et multiple de la vitesse de rotation.
- L'analyse du profil d'abradable après essais a mis en évidence une usure non uniforme axialement et circonférentiellement : majoritairement en 2 lobes circonférentiels face au BA et en 7 (ou 6, si cas 2) lobes circonférentiels face au BF.
- Dans chaque cas d'étude, le nombre de flexions d'aube lorsque cette dernière répond sur (ou proche) sa première fréquence propre est égal au nombre de lobes d'usure observé sur le profil d'abradable face au BF. Des corrélations entre la dynamique vibratoire de l'aube et le profil d'usure sont donc observées.
- Des échauffements significatifs de la paroi extérieure du carter sont mesurés, ils semblent fortement localisés circonférentiellement.

Toutes ces observations justifient la nécessité de déterminer les conditions (de contact) conduisant à l'excitation de l'aube sur son premier mode de flexion menant à sa fissuration. Des constatations ont été faites sur l'usure et les échauffements qui nécessitent d'être expliquées afin de comprendre leur rôle et leur degré d'importance sur les conditions de contact.

Des simulations numériques sont donc présentées dans la suite de ce mémoire. Elles permettront de compléter les analyses expérimentales : identification du lien entre l'usure et la dynamique d'aube, appréhension des échauffements du carter, estimation des déformations thermomécaniques du carter et de l'aube et corrélation entre phénomènes thermomécaniques et dynamiques.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

Le chapitre 2, consacré à l'étude expérimentale du contact aube-carter, a permis certaines observations importantes : dynamique d'aube complexe et évolutive au cours du temps, usure en lobes, échauffements significatifs, etc. L'objectif de ce chapitre est d'apporter des premiers éléments d'explications à ces observations à l'aide de simulations numériques et plus largement de définir les modèles de calculs nécessaires à l'étude des phénomènes observés.

Une simulation numérique concernera la dynamique d'aube sous l'effet du contact modélisé dans un premier temps par un effort au sommet de l'aube. L'objectif de cette étude est d'appréhender la dynamique de l'aube qui peut être complexe en raison de sa géométrie. L'identification de cette dynamique permettra une interprétation de l'évolution possible du jeu aube-carter. Certaines observations expérimentales concernant le profil d'usure de l'abradable pourront ainsi être expliquées. Une étude d'influence de paramètres sera enfin menée.

Dans un second temps, des simulations numériques thermiques et thermomécaniques du carter et de l'aube seront conduites. Une simulation thermique déterminera les échauffements du système à partir des températures relevées expérimentalement. L'influence de l'épaisseur de l'abradable sera étudiée. Une analyse thermomécanique permettra d'appréhender les dilatactions thermiques du système et d'estimer une tendance pour l'évolution du contact aube-carter.

La dernière partie de ce chapitre synthétisera les principaux résultats numériques et interprétera certaines observations expérimentales du chapitre 2.

3.1. Dynamique d'aube excitée par un effort au sommet

Le but de cette partie est d'identifier la dynamique d'aube à l'aide d'une simulation numérique de l'aube avec prise en compte des conditions aux limites de blocage et du chargement : effort au contact et chargement centrifuge. Le comportement vibratoire de l'aube est étudié en fonction de l'effort appliqué en son sommet. Enfin, l'influence du chargement, de la valeur d'amortissement de l'aube et du coefficient de frottement sur le mouvement vibratoire de l'aube est analysée.

3.1.1. Présentation de la simulation

Modèle éléments finis de l'aube. Le modèle éléments finis de l'aube (voir Figure 3-1) est fidèle à la géométrie de celle utilisée lors des essais, en respectant les dimensions, le profil, l'axe d'empilage et le vrillage. Ces trois dernières notions sont présentées en Figure 3-2a. Le profil de l'aube est sa section, évolutive du pied jusqu'au sommet. L'axe d'empilage est la courbe, démarrante au pied et se terminant au sommet de l'aube, suivant laquelle se superposent les profils. Enfin, le vrillage de l'aube est représenté par la forme de l'axe d'empilage dans les trois directions. La combinaison de ces trois paramètres induit une géométrie complexe de l'aube.

L'épaisseur de l'aube étant faible devant sa longueur et sa largeur, le modèle EF est constitué d'éléments *coques* quadratiques (à 8 nœuds) dont le paramètre d'épaisseur évolue le long de la largeur conformément à l'aube des essais (Figure 3-2b). Le maillage n'est pas régulier puisqu'il est raffiné en son sommet, la discrétisation de la corde (sommet de l'aube) est de 45 éléments. La fixation de l'aube sur le rotor est modélisée par un encastrement des nœuds inférieurs de l'aube, son pied n'étant pas considéré. Les paramètres mécaniques de l'aube, module d'Young, coefficient de Poisson et masse volumique sont ceux du titane (Tableau 3-1) dont le comportement est considéré élastique linéaire.

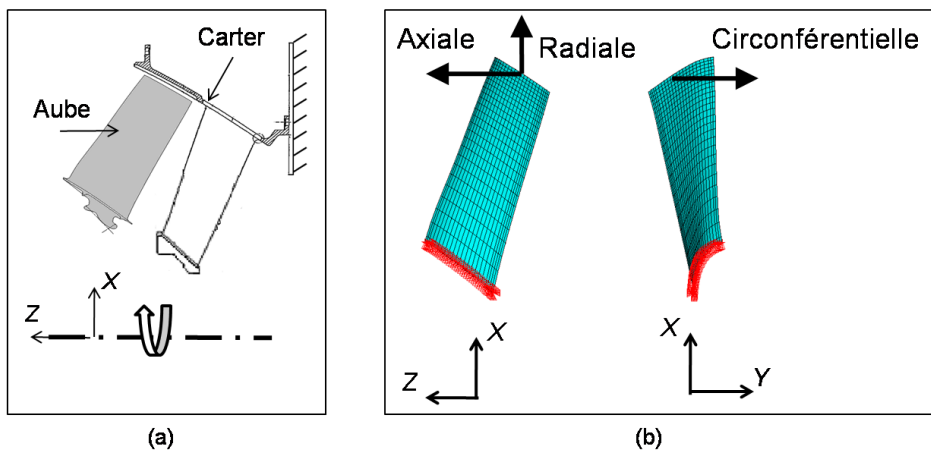


Figure 3-1. Représentation de l'aube montée sur le banc expérimental (a) et modèle EF avec définition des directions caractéristiques : axiale, radiale et circonférentielle (b).

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

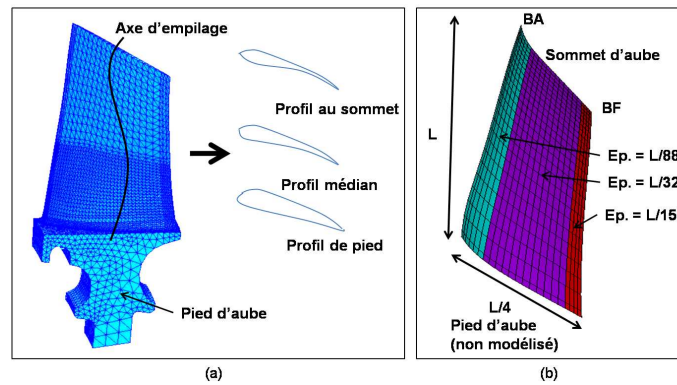


Figure 3-2. Aube de rotor avec son pied et son axe d'empilage avec 3 profils caractéristiques (a) et modèle éléments finis 2D avec éléments coques (b).

Module d'Young	Coefficient de Poisson	Masse volumique	Conductivité thermique	Chaleur massique	Coefficient de dilatation
<i>GPa</i>	-	<i>kg.m⁻³</i>	<i>W.m⁻¹.°C⁻¹</i>	<i>J.kg⁻¹.°C⁻¹</i>	<i>K⁻¹</i>
112	0,29	4420	16,7	522,5	0,95.10⁻⁵

Tableau 3-1. Paramètres mécaniques et thermiques du titane.

Analyse modale de l'aube. Une analyse modale est réalisée pour déterminer les fréquences propres de l'aube en fonction de la vitesse de rotation. L'aube est encastree en son pied et libre en son sommet. Pour correspondre avec les conditions d'essais, le vide est considéré, les charges aérodynamiques sont donc négligées. La rigidification de l'aube due au chargement centrifuge est prise en compte.

L'évolution de la première fréquence propre de l'aube (notée F1) associée au premier mode de flexion, est tracée en fonction de la vitesse de rotation en Figure 3-3. La valeur de la fréquence propre est rapportée à la première fréquence propre de l'aube sans chargement centrifuge (notée f_0). De plus, les vitesses de rotation sont rapportées à N_c , la vitesse de rotation telle que, à ce régime, la première fréquence propre de l'aube soit multiple de 6 de la vitesse de rotation (à $N_c, f=6*N_c$). Les fréquences propres de l'aube augmentent avec la vitesse de rotation du fait de la rigidification de l'aube induite par le chargement centrifuge.

Dans la simulation la vitesse est choisie égale à N_c .

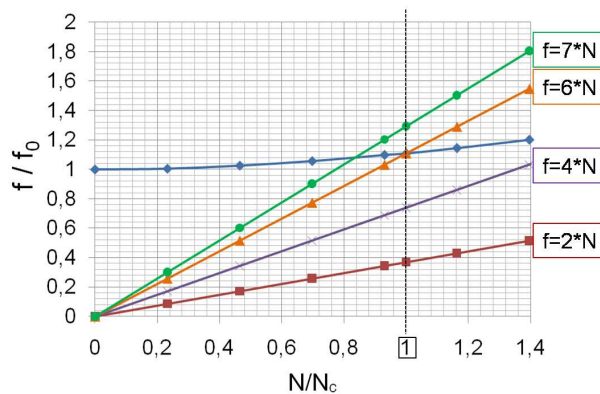


Figure 3-3. Evolution de la première fréquence propre de l'aube (F1) en fonction de la vitesse de rotation, N_c telle que $f = 6*N_c$.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

Chargement centrifuge. Afin de prendre en compte la déformée et l'état précontraint induits par le chargement centrifuge à N_c , une analyse statique préliminaire au calcul dynamique transitoire est réalisée. Cette analyse est communément appelée « mise à chaud de l'aube ».

Effort en sommet d'aube. Un effort au sommet de l'aube représente le contact aube-carter. Cet effort peut être, selon les cas d'étude, radial (suivant X), circonférentiel (suivant Y) et/ou axial (suivant Z). Sa zone d'application peut être en bord d'attaque (BA), en bord de fuite (BF) ou sur toute la corde de l'aube. Dans un premier temps, l'effort sera considéré uniquement circonférentiel, l'influence d'un effort axial et radial sera discutée dans la partie 3.1.3.

Un effort, d'une amplitude totale de 500 N, est appliqué 6 fois par tour réparti sur toute la corde de l'aube. L'effort est par impulsion afin de représenter un contact bref (Figure 3-4) et appliqué dans le sens Y négatif. La fréquence propre de l'aube étant multiple de 6 de la fréquence de rotation, une excitation à 6 occurrences par tour peut être un chargement défavorable pour l'aube. La fréquence fondamentale de l'effort d'excitation et la fréquence propre de l'aube sont donc égales.

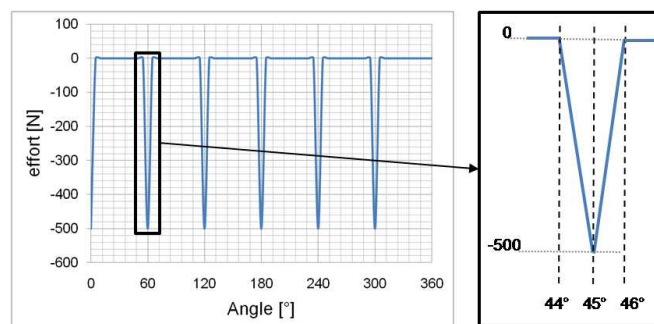


Figure 3-4. Excitation de l'aube en son sommet par un effort à 6 impulsions par tour.

Analyse transitoire de la dynamique d'aube. La dynamique d'aube est étudiée par le biais d'une simulation dynamique transitoire.

En raison des déformations importantes observées lors des essais, une hypothèse de grande déformation est considérée.

La durée de la simulation est équivalente à trois tours de rotation, le temps n'est pas indiqué afin de ne pas dévoiler la vitesse de rotation, dans un souci de confidentialité. Le troisième tour correspond au régime établi, le régime transitoire induit par l'amortissement structural de l'aube étant de deux tours. Cet amortissement initialement considéré à 0,6 % fait l'objet d'une analyse de sensibilité dans la partie 3.1.3.

3.1.2. Mouvement vibratoire sous excitation et évolution du jeu aube-carter

A partir des conditions de chargements détaillées précédemment, le mouvement vibratoire de l'aube est étudié durant un temps équivalent à 3 tours, en s'intéressant particulièrement à trois points caractéristiques de la corde de l'aube (Figure 3-5): en bord d'attaque (BA), en milieu de corde (MIL) et en bord de fuite (BF). L'évolution correspondant du jeu aube-carter est analysée à partir des déplacements du sommet d'aube.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

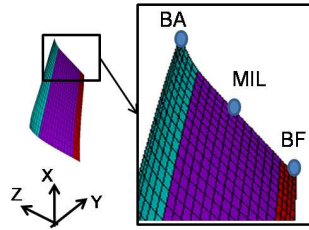


Figure 3-5. Trois points caractéristiques du sommet d'aube pour l'étude du déplacement de l'aube : le bord d'attaque (BA) le milieu de corde (MIL) et le bord de fuite (BF).

Mouvement vibratoire du sommet d'aube. Les déplacements circonférentiels (direction Y) du sommet d'aube en bord d'attaque (BA), en milieu de corde (MIL) et en bord de fuite (BF) sont tracés pour trois tours en Figure 3-6. Ils sont représentatifs du mouvement de flexion de l'aube et un déplacement circonférentiel est identique quelque soit le point de la corde choisi. L'effet de l'amortissement est visible avec une amplitude des mouvements de vibrations tendant vers une limite. L'amplitude du mouvement vibratoire de flexion est estimée à 8 mm durant le troisième tour.

Le déplacement axial du sommet de l'aube est représenté en Figure 3-7. Il présente des amplitudes non négligeables atteignant 4 mm et est sensiblement différent le long de la corde, le BA montrant une amplitude légèrement plus faible que les deux autres.

En Figure 3-8, les déplacements radiaux indiquent des amplitudes faibles, limitées et très différentes selon la corde, avec une valeur maximale en BA. Il est important de noter un déphasage entre le mouvement radial du BA et du BF illustré en Figure 3-9. Lorsque le déplacement radial en BA atteint un maximum, celui en BF atteint un minimum, alors qu'aucun déphasage n'était observé pour les déplacements circonférentiels et axiaux.

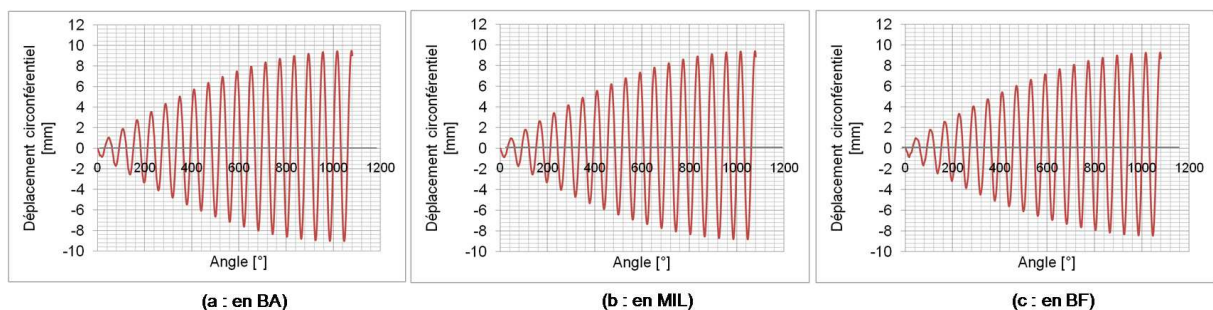


Figure 3-6. Déplacement circonférentiel (suivant Y) du sommet d'aube en trois points caractéristiques de la corde de l'aube: en BA (a), milieu de corde (b) et en BF (c).

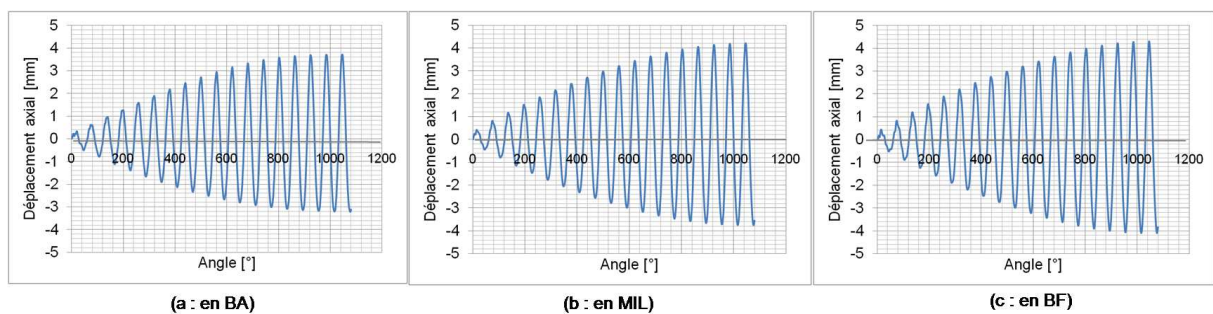


Figure 3-7. Déplacement axial (suivant Z) du sommet d'aube en BA (a) en milieu de corde (b) et en BF (c).

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

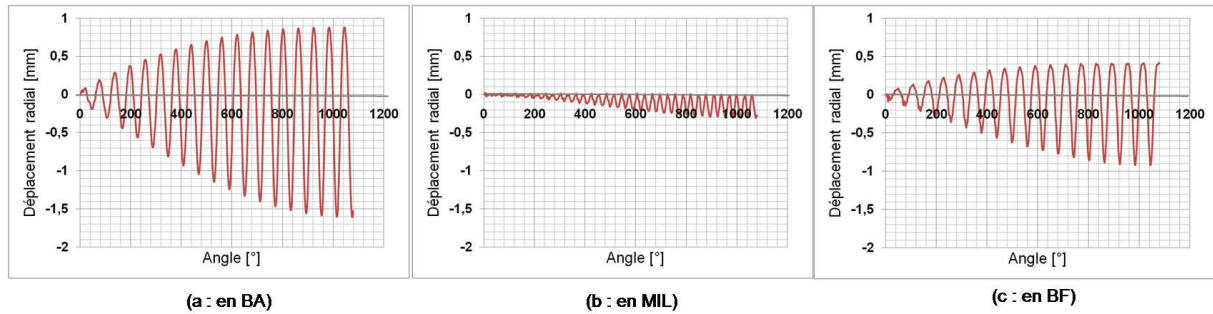


Figure 3-8. Déplacement radial (suivant X) du sommet d'aube en BA (a), en milieu de corde (b) et en BF (c).

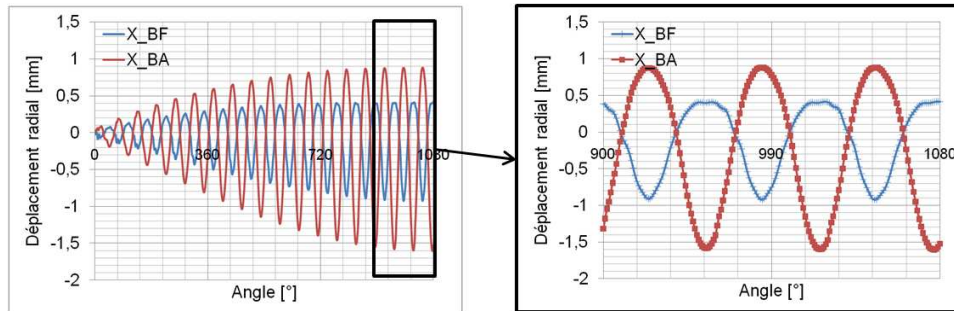


Figure 3-9. Déplacement radial en BA (rouge, ■) et en BF (bleu, +) et zoom sur un demi-tour.

Le déplacement radial du sommet d'aube est naturellement relié avec la valeur du jeu aube-carter : un déplacement radial de l'aube élevé aura tendance à diminuer le jeu et éventuellement à user (ou « consommer ») de l'abradable. A la lecture des déplacements radiaux, il semble que le BA pourrait consommer plus d'abradable que le BF de l'aube. Toutefois dans la suite, cette évolution du jeu est étudiée en fonction du déplacement circonférentiel et axial également et qui jouent un rôle significatif en raison de la conicité du carter.

Evolution du jeu aube-carter. Il s'agit d'estimer l'évolution du jeu entre le sommet d'aube et le carter à partir des déplacements du sommet d'aube.

Le carter vu en coupe dans le plan X0Z (Figure 3-10) présente une conicité importante d'un angle approchant 30° . Il est supposé que ce carter est parfaitement conique même si réellement il tend plutôt vers une évolution sphérique.

Le déplacement axial, en raison de cette conicité a une influence sur la valeur du jeu aube-carter : plus le déplacement axial augmente (dans le sens Z positif), plus le rayon du carter sera grand donc plus le jeu sera potentiellement grand (indépendamment des autres déplacements d'aube). La combinaison des déplacements axiaux et radiaux peut donc engendrer des évolutions significatives et inattendues du jeu aube-carter.

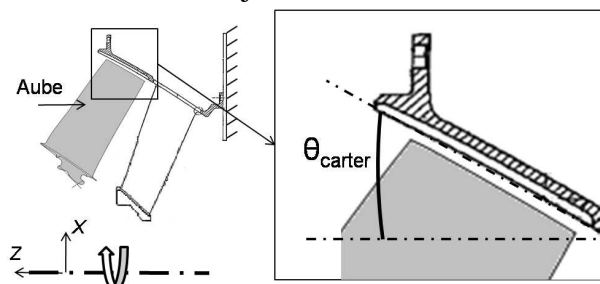


Figure 3-10. Représentation de la conicité du carter ($\theta_{\text{carter}} \sim 30^\circ$) dans le plan X0Z.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

Soit un point P de la corde de l'aube défini par les coordonnées suivantes :

$$P \begin{pmatrix} X_p(0) + \Delta X_p(t) \\ Y_p(0) + \Delta Y_p(t) \\ Z_p(0) + \Delta Z_p(t) \end{pmatrix}$$

avec $X_p(0)$, $Y_p(0)$ et $Z_p(0)$ les coordonnées du point P à l'instant initial, correspondant ici à la fin de la mise à chaud (position centrifugée). $\Delta X_p(t)$, $\Delta Y_p(t)$ et $\Delta Z_p(t)$ sont les variations de P à l'instant t .

A l'instant initial, le rayon du carter en face de P est connu et dépend de ses coordonnées $X_p(0)$, $Y_p(0)$ et $Z_p(0)$. Ce rayon initial est notée R_{init} .

Soit à un instant $t > 0$, la valeur du rayon du carter face à P est notée $R_{carter}(t)$. La valeur de ce rayon dépend de la valeur du rayon initial, notée R_{init} , à la cote Z_0 et de la variation $\Delta Z_p(t)$ par rapport à Z_0 ; tel qu'illustré en Figure 3-11 :

- Si $\Delta Z_p(t) > 0$ alors le rayon du carter au droit du point P augmente.
- A l'opposé si $\Delta Z_p(t) < 0$ alors le rayon du carter au droit du point P diminue. La valeur du rayon, à l'instant t , s'exprime par :

$$\mathbf{R}_{carter}(t) = \mathbf{R}_{init} + \Delta_z(t) * \tan(\theta_{carter}) \quad (3-1)$$

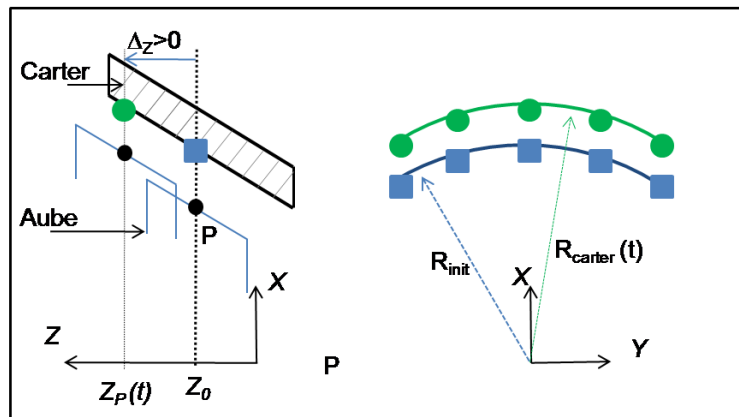


Figure 3-11. Evolution du rayon du carter au droit du point P, à l'instant t, en fonction du déplacement axial ($\Delta z(t)$) du point P et du rayon initial R_{init} .

Enfin, à un instant t , la valeur du jeu aube-carter dépend de R_{carter} et de la position du point $P(X_p(t), Y_p(t), Z_p(t))$, comme illustré en Figure 3-12. La valeur du jeu peut être exprimée :

$$\mathbf{J}(t) = \mathbf{R}_{carter}(t) - \mathbf{L}(t) \quad (3-2)$$

Avec $L(t) = \sqrt{X_p(t)^2 + Y_p(t)^2}$

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

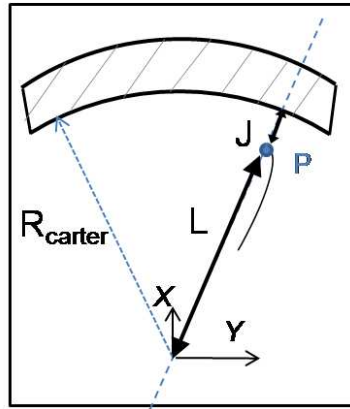


Figure 3-12. Représentation du jeu $J(t)$: écart entre la valeur du rayon $R_{carter}(t)$ et la position du point P, notée $L(t)$ en $Z_P(t)$.

L'évolution du jeu aube-carter, précédemment définie en (3-2), est étudiée pour deux points caractéristiques de la corde de l'aube : le BA et le BF. Le jeu aube-carter est supposé nul à la fin de la mise à chaud, permettant ainsi de définir le jeu à l'instant initial.

En Figure 3-13, l'évolution du jeu est tracée en BA et en BF sur trois tours. Une valeur de jeu négative implique un contact aube-carter et une consommation potentielle de l'abradable. L'aube peut donc user potentiellement 3 mm d'abradable, en BF alors qu'elle peut user au maximum 0,05 mm en BA.

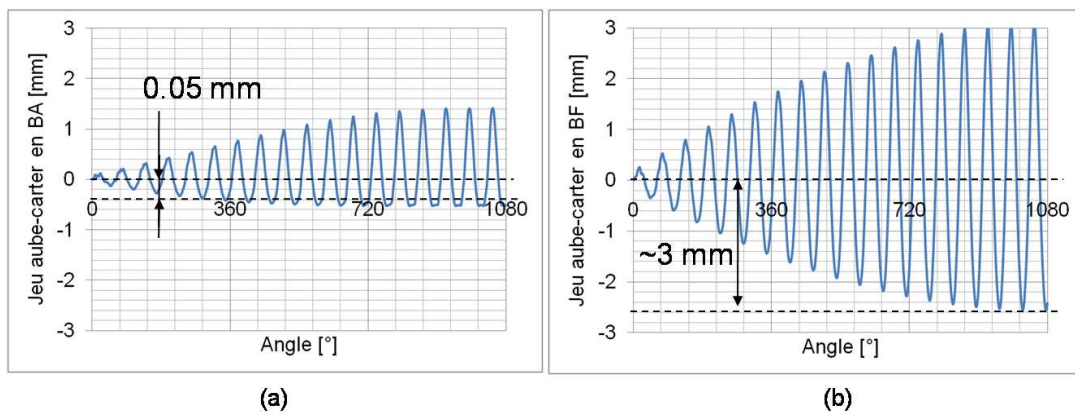


Figure 3-13. Evolution du jeu aube-carter en BA (a) et en BF (b) pour un effort de 500 N à 6 impulsions par tour en sommet d'aube dans la direction circonférentielle.

En BF, le déplacement radial et le déplacement axial sont en opposition de phase (Figure 3-14a). Ainsi lorsque le déplacement radial est positif, le déplacement axial est négatif et la somme de ces deux déplacements tend à diminuer le jeu aube-carter (Figure 3-14b) d'où une consommation de jeu potentiellement élevée, l'effet est inverse à une demi-période plus tard (Figure 3-14c).

En BA, l'évolution du jeu aube-carter est différente, le déplacement radial et le déplacement axial sont en phase (Figure 3-15a). Ces déplacements n'entraînent donc pas nécessairement une réduction importante du jeu aube-carter, ce qui explique la faible diminution du jeu aube-carter observée en BA en Figure 3-13a.

Ces résultats mettent en évidence que la combinaison des déplacements vibratoires de l'aube en BA est dans le même sens que la conicité du carter. En BF, il s'agit de l'inverse, le dépla-

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

Le mouvement vibratoire du BF de l'aube tend à se faire à l'encontre de la conicité (Figure 3-16). Une solution potentielle à ce problème serait de modifier la géométrie de l'aube afin d'obtenir un mouvement vibratoire moins préjudiciable en BF. Toutefois, une telle solution n'est pas simple : l'aube doit répondre à un compromis entre efficacité mécanique et aérodynamique.

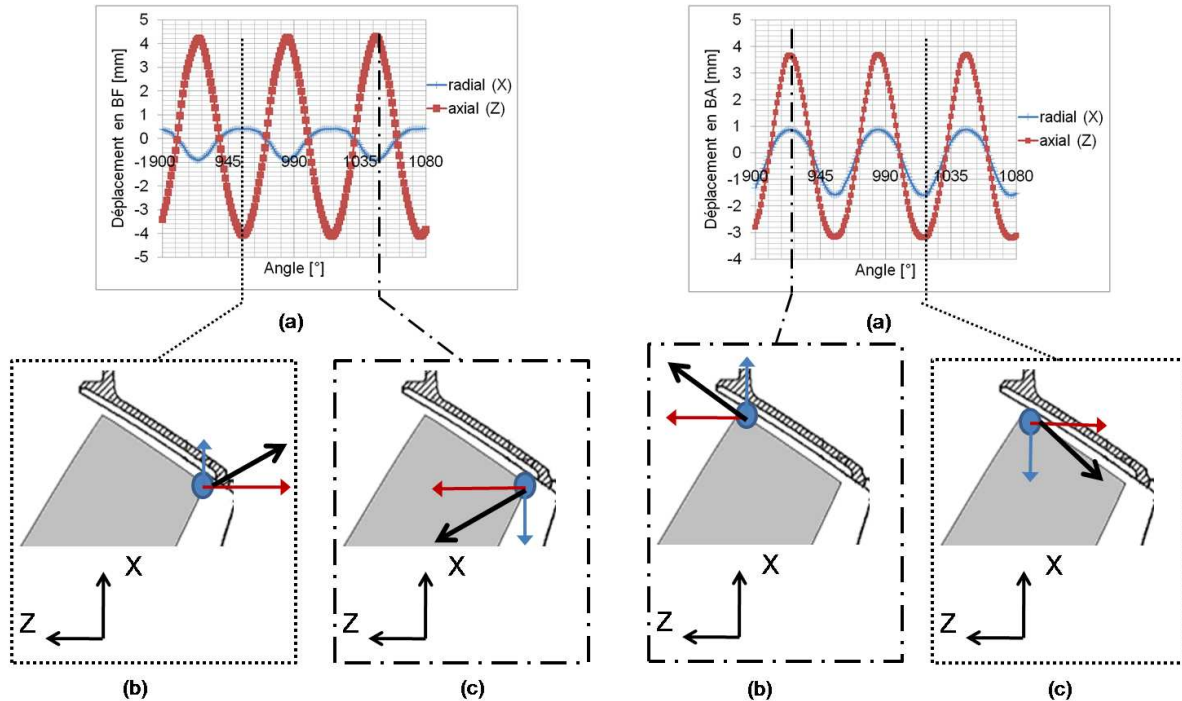


Figure 3-14. (a) Déplacement radial (+) et axial (■) en BF. (b) Diminution du jeu. (c) augmentation du jeu.

Figure 3-15. (a) Déplacement radial (+) et axial (■) en BA. (b) quand les déplacements sont maximaux. (c) si les déplacements sont minimaux.

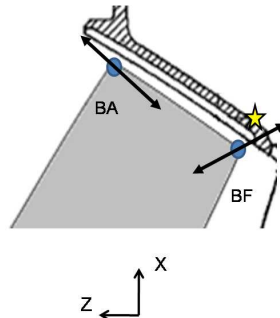


Figure 3-16. Mouvement vibratoire du sommet d'aube en bord d'attaque et en bord de fuite et son impact sur la diminution du jeu.

Dans le chapitre 2, l'analyse du profil d'usure de l'abradable des essais de contact rotor-stator (Figure 2-23 et Figure 2-24) a mis en évidence une usure en lobe pour l'abradable en face du BF, les lobes atteignant 3 mm. Par contre, l'usure du revêtement face au BA montrait un profil plutôt en 2 lobes, avec des profondeurs d'usure plus faibles (environ 1,5 mm). La simulation réalisée montre donc que le mouvement de vibration de l'aube explique le profil d'usure observé lors des essais expérimentaux : une usure prépondérante en BF et une usure relativement faible en BA.

L'usure en 2 lobes en BA peut quant à elle être justifiée par l'ovalisation initiale du carter : le rayon du carter est plus faible à 0° et à 180° car un frottement « à froid » a été observé au dé-

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

but des essais (Figure 3-17a). L'abrasable face au BA est utilisé aux endroits où le rayon du carter est diminué par l'ovalisation (Figure 3-17b).

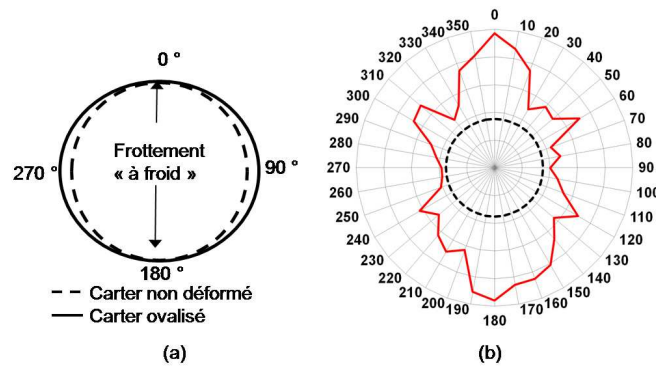


Figure 3-17. Ovalisation du carter observée expérimentalement (a) et usure en 2 lobes constatée post-mortem face au BA (b).

Lorsque le jeu aube-carter devient négatif, l'aube peut potentiellement user l'abrasable et afin d'analyser les phases potentielles d'usure, l'évolution temporelle du jeu radial en BF est mise en vis-à-vis avec celle du déplacement circonférentiel de ce même point (Figure 3-18a). Le jeu aube-carter en BF est minimal lorsque son déplacement circonférentiel atteint un maximum. Autrement dit, quand l'aube fléchit dans le sens Y positif, c'est-à-dire, dans le sens de la rotation, le BF de l'aube tend à user l'abrasable tel qu'en Figure 3-19a. Par contre, il n'y a potentiellement aucune usure du revêtement lors d'une flexion opposée à la rotation (Figure 3-19b). L'aube use l'abrasable lors de son redressement, c'est-à-dire, lorsqu'elle fléchit de l'extrados vers l'intrados.

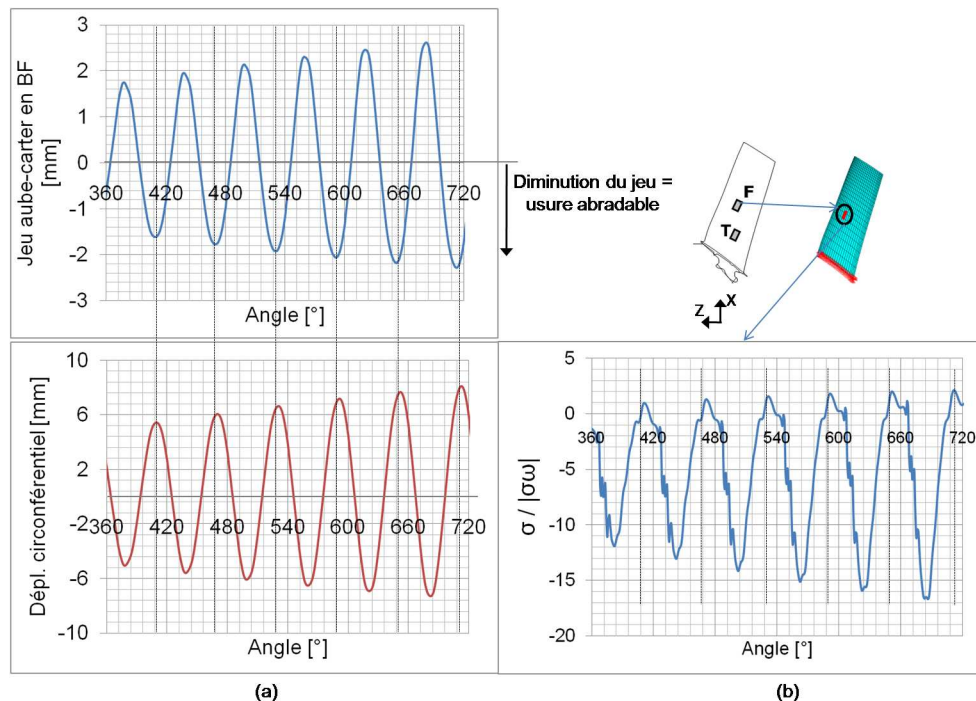


Figure 3-18. Evolution du jeu aube-carter et du déplacement circonférentiel du BF de l'aube (a) et évolution au cours du même tour de la contrainte dans la direction X de l'élément de l'aube correspondant à la jauge F (b).

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

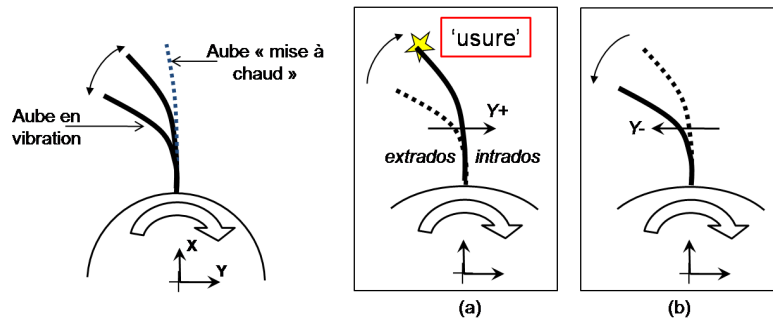


Figure 3-19. Illustration du déplacement circouférentiel du sommet d'aube, déplacement circouférentiel positif : usure (a) et déplacement circouférentiel négatif : pas d'usure (b).

Contrainte dans l'aube. La contrainte dans la direction radiale (direction X) est calculée dans l'élément de l'aube localisé au même endroit que la jauge F durant les essais. Son évolution durant un tour, tracée en Figure 3-18b, est fortement similaire à celle du déplacement circouférentiel du BF de l'aube. Il en résulte que le signal de la contrainte est effectivement représentatif du mouvement vibratoire de l'aube. De plus, le jeu aube-carter est négatif à la même position angulaire qu'un maximum positif de la contrainte mesurée sur l'extrados. L'aube peut donc user l'abradable quand la contrainte est maximale : il est donc justifié que l'aube peut user le revêtement lorsque l'extrados est moins comprimé donc lorsque l'aube se redresse. Ce résultat corrobore avec les observations expérimentales montrant qu'un lobe d'usure était en parfaite correspondance angulaire avec une maximum de la contrainte (Figure 2-25 et en Figure 2-26).

Une cartographie de la contrainte de Von Mises de l'aube est réalisée, en Figure 3-20, à un instant où le jeu est le plus faible (à la position angulaire de 660° sur la Figure 3-18a). La cartographie est présentée sur l'intrados et l'extrados de l'aube et la valeur des contraintes est exprimée en pourcentage par rapport à la limite à la rupture du titane (R_r). Il apparaît que la contrainte maximale dépasse la contrainte à la rupture du titane en pied d'aube et coté BA. Ce résultat est cohérent avec les observations expérimentales : dans l'essai 2 où l'aube avait fissuré à proximité de son pied et du coté du BA (Figure 3-21).

Cependant la limite de rupture par fatigue d'un titane proche de celui de l'aube est estimée à 580 MPa par [NGUYEN08] par la méthode de l'escalier soit quasiment la moitié de la limite à la rupture du titane de l'aube. L'amplitude d'effort de 500 N choisie dans cette simulation est sans doute surestimée.

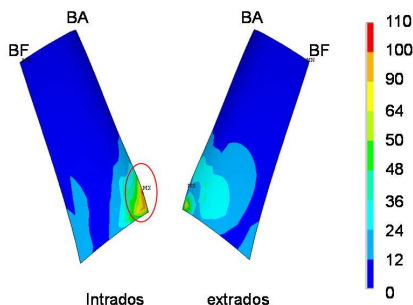


Figure 3-20. Cartographie de la contrainte de Von Mises, exprimée en % de R_r .

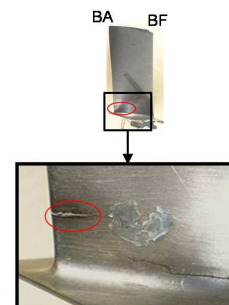


Figure 3-21. Fissuration de l'aube, observée expérimentalement dans le cas 2.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

3.1.3. Influence de paramètres

Il s'agit tout d'abord d'identifier l'influence des paramètres du chargement (vitesse de rotation et efforts d'excitation en sommet d'aube) sur le mouvement vibratoire de l'aube. Ensuite, une étude comparative des réponses vibratoires de l'aube sera menée avec différentes valeurs de coefficient de frottement et d'amortissement structural de l'aube.

Influence de la vitesse de rotation. Les paramètres de l'étude transitoire précédente menée sur trois tours sont inchangés à l'exception du chargement centrifuge, la vitesse de rotation n'est plus égale à N_c , deux cas sont étudiés :

- $N = 1,12*N_c$. La première fréquence propre de l'aube est égale à 5 fois la fréquence de rotation.
- $N = 0,84*N_c$. La première fréquence propre de l'aube est multiple de 7 de la fréquence de rotation.

En modifiant la vitesse de rotation, l'excitation en sommet d'aube n'est plus accordée avec le chargement centrifuge. En Figure 3-22, les mouvements vibratoires de l'aube durant un tour sont comparés avec les différents régimes de vitesse. Il apparaît clairement que les amplitudes vibratoires sont plus faibles dans le cas où les fréquences de rotation sont légèrement augmentées ou diminuées.

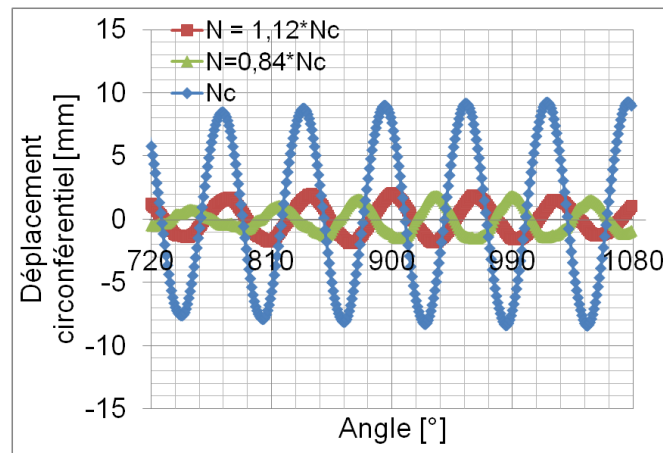


Figure 3-22. Mouvement vibratoire de l'aube pour $N = N_c$ (◆), $N = 0,84*N_c$ (▲) et $N = 1,12*N_c$ (■).

Influence de la fréquence de l'effort d'excitation. Dans l'étude qui suit, la vitesse de rotation est de nouveau égale à N_c . L'excitation en sommet d'aube est désormais le paramètre étudié. L'excitation est choisie telle qu'elle ne soit accordée ni avec la vitesse de rotation ni avec la fréquence propre de l'aube. Huit impulsions par tour sont désormais appliquées en sommet d'aube dans la direction circulaire (Figure 3-23a). Dans ce cas, sous une excitation à 8 impulsions par tour, la Figure 3-23b montre que les amplitudes de vibrations sont faibles.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

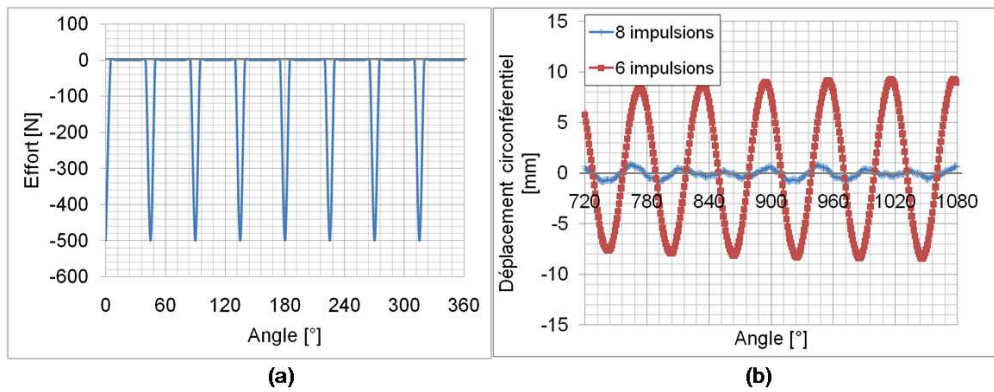


Figure 3-23. (a) : effort à 8 impulsions par tour appliqué en sommet d'aube suivant Y. (b) : mouvement vibratoire de l'aube excitée 6 fois par tour (rouge, ■) et 8 fois par tour (bleu, +).

Ces deux études mettent en évidence des conditions nécessaires pour que les amplitudes de la réponse vibratoire de l'aube soient élevées : la vitesse de rotation et la fréquence fondamentale des efforts d'excitation au contact doivent être égales.

Influence de la zone d'application de l'effort d'excitation. Toujours à partir du cas de référence, présenté en 3.1.2 (vitesse de rotation égale à N_c , fréquence de l'effort d'excitation accordée sur la fréquence de rotation et effort appliqué sur toute la corde de l'aube) il s'agit de faire varier la zone d'application de l'effort.

En Figure 3-24, les trois déplacements (radial, circonférentiel et axial) en BF sont tracés dans le cas d'une excitation en BA, en BF et sur toute la corde. Il apparaît clairement que la zone d'excitation de l'aube n'influence pas les déplacements vibratoires qui sont identiques, en BF, quelque soit la direction et la zone d'application de l'effort.

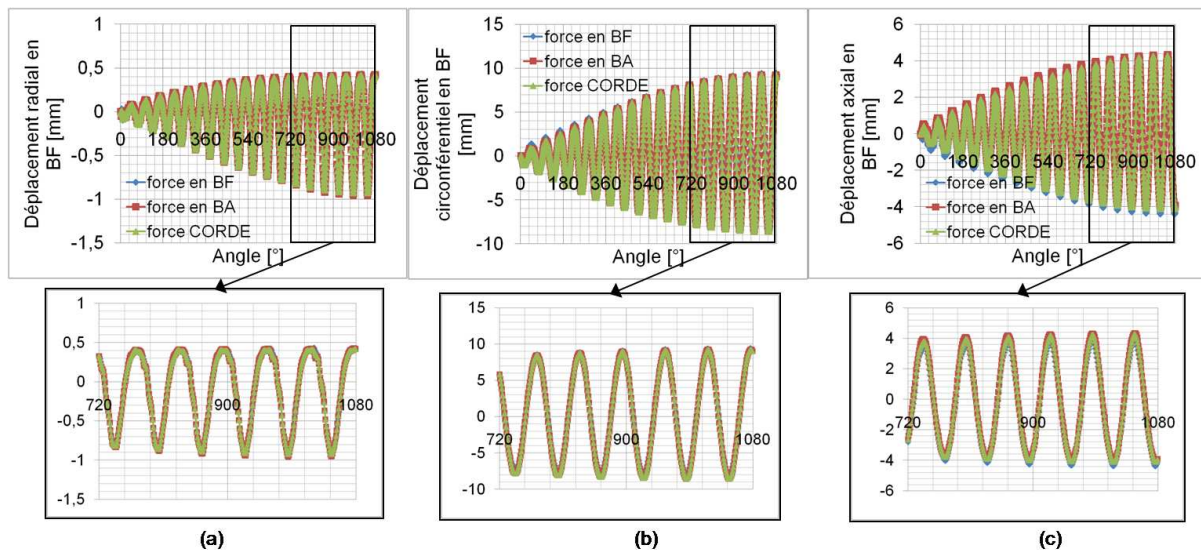


Figure 3-24. Mouvement vibratoire radial (a), circonférentiel (b) et axial (c) du BF de l'aube durant les trois tours de la simulation en fonction de la zone d'application de l'effort.

Influence de l'effort axial. Un effort axial (suivant Z) est ajouté à l'effort circonférentiel, les deux efforts ont même amplitude. Leur amplitude est égale à 354 N de manière à ce que la somme vectorielle de l'effort circonférentiel et de l'effort axial soit égale à 500 N et corresponde au cas référence (effort circonférentiel uniquement).

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

Il est mis en évidence que le comportement vibratoire avec ou sans effort axial est identique (Figure 3-25). Le mouvement vibratoire de l'aube ne semble pas influencé par l'effort axial.

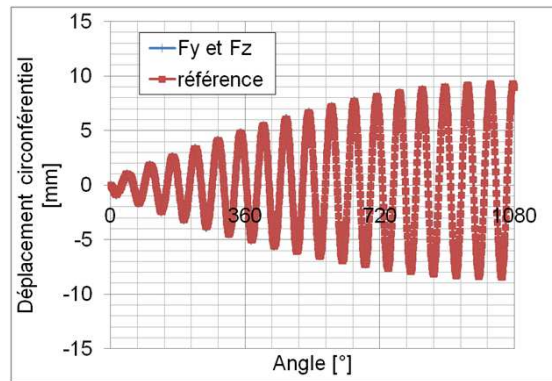


Figure 3-25. Mouvement vibratoire du bord de fuite de l'aube excitée dans la direction circconférentielle (■) et dans la direction axiale et circconférentielle (+).

Influence du coefficient de frottement. Un effort radial (F_r) est considéré afin d'identifier l'influence du coefficient de frottement sur le comportement dynamique de l'aube. Dans le cas servant de référence, seul un effort circconférentiel était considéré. Désormais, un effort radial et un coefficient de frottement sont pris en compte. Le chargement en vitesse est toujours égal à N_c , le chargement en effort est inchangé : 6 impulsions par tour.

Trois valeurs de coefficients de frottement sont choisies : 0,2, 0,6 et 1. Dans chacun de ces trois cas, l'effort total F est gardé constant et égal à 500 N (Tableau 3-2).

	Effort radial en N (F_r)	Effort circconférentiel en N (F_c)	Effort total en N (F)
$\mu = 0,2$	490	98	500
$\mu = 0,6$	428	257	500
$\mu = 1$	354	354	500

Tableau 3-2. Effort radial (F_r) et circconférentiel (F_c) appliqué en fonction du coefficient de frottement μ .

Le mouvement vibratoire du sommet d'aube sur 3 tours est tracé en Figure 3-26. Son évolution au cours du temps sur le dernier demi-tour (de 900 à 1080 °) est également représentée. L'influence du coefficient de frottement sur le mouvement vibratoire de l'aube apparaît clairement : plus il est élevé plus l'amplitude du mouvement vibratoire augmente, ce qui peut être relié à l'élévation de l'effort circconférentiel.

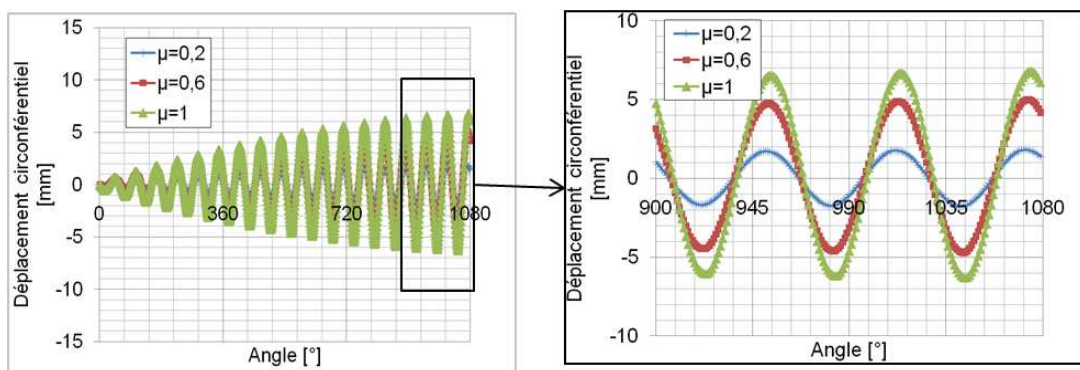


Figure 3-26. Evolution temporelle du mouvement vibratoire de l'aube en fonction du coefficient de frottement : $\mu = 0,2$ (vert, ▲), $\mu = 0,6$ (rouge, ■) et $\mu = 1$ (bleu, +).

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

Influence de l'amortissement structural de l'aube. A partir du cas servant de référence, il s'agit de faire varier la valeur de l'amortissement de l'aube (notée ξ). La vitesse de rotation reste inchangée et égale à N_c et 6 impulsions par tour sont appliquées. L'amortissement structural de l'aube en titane est une inconnue du problème mais peut être à rapprocher à celle de l'acier, environ 0,1 % et à pondérer avec l'amortissement introduit en pied d'aube. Il s'agit donc de faire varier l'amortissement de l'aube sur une gamme relativement large, il est successivement égal à : 0,6%, 0,06 % et 0.

Le mouvement vibratoire de l'aube est tracé pour ces trois cas d'étude en fonction du temps et durant un tour, en Figure 3-27. Il apparaît clairement qu'un amortissement à 0,06 % induit une réponse vibratoire très proche du cas « sans amortissement ». Un amortissement égal à 0,6% provoque une diminution des amplitudes vibratoires d'environ 15%.

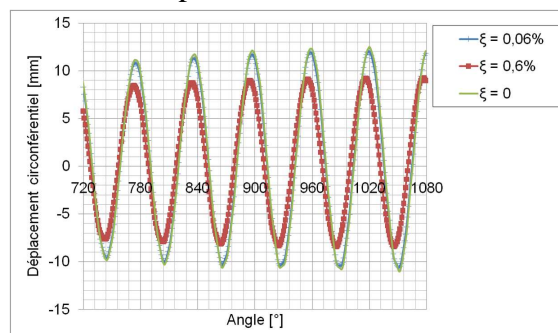


Figure 3-27. Mouvement vibratoire de l'aube durant un tour : sans amortissement (vert, +) avec $\xi = 0,06\%$ (bleu, x) et $\xi = 0,6\%$ (rouge, ■).

3.1.4. Synthèse

Une simulation numérique de la dynamique d'aube sous contact est présentée, le contact étant modélisé par un effort en sommet d'aube. La simulation se déroule en deux temps :

- * Une première analyse statique constitue la mise à chaud de l'aube. Le chargement centrifuge est choisi tel que, à N_c , $f = 6.N_c$, s'appuyant sur une analyse modale préalable de l'aube.
- * Une analyse transitoire détermine les mouvements vibratoires de l'aube induits par les efforts en son sommet.

Le mouvement vibratoire de l'aube est complexe et tridimensionnel : axial, radial et circouférentiel. Le mouvement vibratoire en BF est nettement différent de celui en BA.

Ensuite, le mouvement vibratoire de l'aube induit une variation significative du jeu aube-carter très différente en BA et en BF : l'aube use potentiellement l'abradable plus sévèrement en BF qu'en BA. Ce résultat explique donc les observations expérimentales : usure en lobes de l'abradable face au BF et faible usure face au BA. De plus, le BF de l'aube use l'abradable à son redressement (mouvement vibratoire de l'extrados vers l'intrados).

L'étude d'influence des paramètres montre que des conditions sont nécessaires pour que les amplitudes de la réponse vibratoire de l'aube puissent être importantes : la vitesse de rotation et la fréquence fondamentale des efforts d'excitation au contact doivent coïncider. Ensuite, un coefficient de frottement élevé engendre des efforts circouférentiels plus élevés et une dynamique d'aube plus importante.

Enfin, la valeur initiale de l'amortissement considéré à 0,6 % induit une diminution de l'amplitude vibratoire de l'aube de 15 % par rapport à une aube sans amortissement.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

3.2. Phénomènes thermiques : échauffements et dilatations thermiques

Il s'agit, dans cette partie, d'appréhender les phénomènes thermiques pouvant avoir lieu lors d'un contact aube-carter et d'estimer l'influence des dilatations thermiques de l'aube et du carter sur les conditions de contact.

Dans un premier temps, un modèle axisymétrique permettra d'estimer le flux de chaleur nécessaire au contact pour échauffer la paroi extérieure du carter de 20 °C (échauffement constaté expérimentalement au début de l'essai 2). Les échauffements de l'aube seront également étudiés.

Dans un second temps, les déformations thermiques seront évaluées en fonction des conditions aux limites imposées sur le carter. La déformée induite thermiquement de l'aube sera estimée.

Enfin, un modèle 3D d'un sixième de carter permettra l'étude des phénomènes thermiques dans le cas d'un chargement thermique non uniforme circonférentiellement et particulièrement lors de l'échauffement observé à la fin de l'essai 2.

3.2.1. Echauffements du carter et de l'aube

Les échauffements du carter et de son abrasable sont étudiés dans le cas où une élévation de 20 °C est constatée sur la paroi extérieure du carter. Expérimentalement, une telle élévation est relevée à l'arrière du carter, au début de l'essai 2, durant la phase de montée en vitesse et cette élévation de température dure 5 s (Figure 3-28). Les échauffements sont induits exclusivement par le contact (pas de flux de gaz, essais sous vide d'air) et il est supposé qu'au début de l'essai le contact est relativement uniforme sur la circonférence (si l'ovalisation est négligée). Suivant cette hypothèse, un modèle axisymétrique peut être considéré, la géométrie correspondant à une section du carter. A partir de ce modèle axisymétrique, un flux de chaleur nécessaire pour échauffer l'arrière du carter de 20 °C est déterminé en fonction de la position axiale de sa zone d'application. L'épaisseur de l'abrasable est ensuite modifiée pour estimer son influence sur les échauffements du carter.

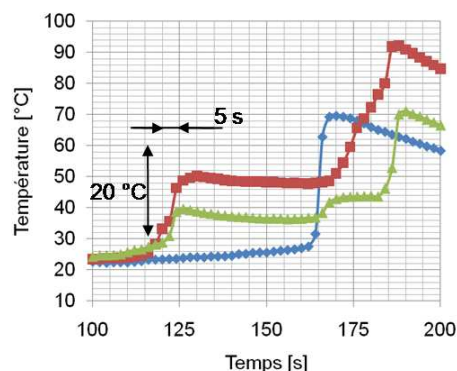


Figure 3-28. Evolution temporelle des températures expérimentales, identification d'un échauffement de l'arrière du carter de 20 °C durant 5 s.

Modèle numérique du carter et de l'aube. Le modèle axisymétrique, représentant la section du carter, est présenté en Figure 3-29. Les paramètres thermiques et mécaniques de l'abrasable

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

sont donnés dans le Tableau 3-3. La partie métallique du carter est en titane, ses paramètres sont donnés dans le Tableau 3-4. Le maillage de l'abradable est constitué d'éléments quadrilatères du premier ordre (à 4 nœuds), et composé de 1200 éléments. Le maillage de la partie métallique du carter est constitué de 1290 éléments, éléments du premier ordre, quadrilatères et triangulaires. Un flux de chaleur surfacique, noté φ , est appliqué sur la paroi intérieure de l'abradable, représentant le flux de chaleur généré au contact. Une température initiale de 20 °C est supposée uniforme dans tout le carter (y compris l'abradable). Aucun échange de chaleur avec l'extérieur n'est pris en compte, compte tenu de la configuration des essais.

Concernant l'aube, une géométrie 3D est considérée (Figure 3-30), fidèle à la géométrie réelle bien que le pied ne soit pas considéré. Le modèle EF de l'aube est constitué de 6186 éléments, tétraèdres du second ordre. Les paramètres mécaniques et thermiques du titane de l'aube sont rappelés en Tableau 3-4. L'aube est également considérée à une température initiale de 20 °C.

Module d'Young	Coefficient de Poisson	Masse volumique	Température de fusion	Conductivité thermique	Chaleur massique	Coefficient de dilatation
<i>GPa</i>	-	<i>kg.m⁻³</i>	<i>°C</i>	<i>W.m⁻¹.°C⁻¹</i>	<i>J.kg⁻¹.°C⁻¹</i>	<i>K⁻¹</i>
6,5	0,35	1950	650	0,9	1172	4,2.10⁻⁵

Tableau 3-3. Paramètres mécaniques et thermiques de l'abradable.

Module d'Young	Coefficient de Poisson	Masse volumique	Conductivité thermique	Chaleur massique	Coefficient de dilatation
<i>GPa</i>	-	<i>kg.m⁻³</i>	<i>W.m⁻¹.°C⁻¹</i>	<i>J.kg⁻¹.°C⁻¹</i>	<i>K⁻¹</i>
112	0,29	4420	16,7	522,5	0,95.10⁻⁵

Tableau 3-4. Paramètres mécaniques et thermiques du titane.

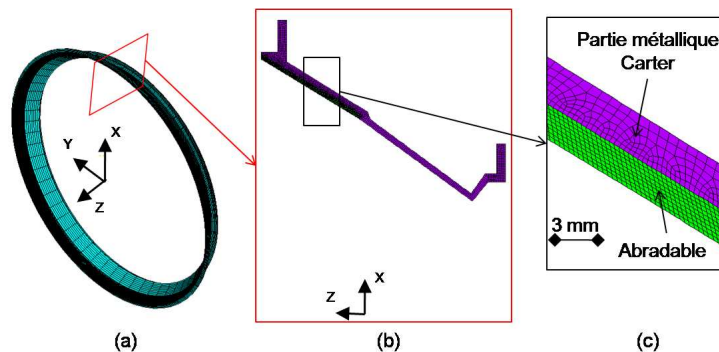


Figure 3-29. Représentation d'un carter en 3D (a), modèle axisymétrique du carter en 2D (b) et zoom sur l'abradable (c).

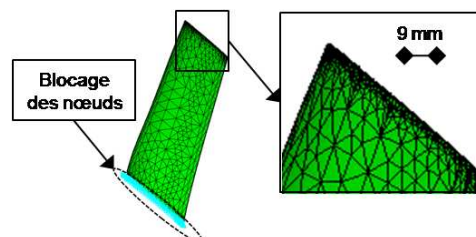


Figure 3-30. Modèle EF de l'aube pour la simulation thermique transitoire et illustration de l'encastrement des nœuds, pour une simulation thermomécanique.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

Détermination du flux de chaleur au contact. Pour la détermination du flux de chaleur généré au contact, les seules données disponibles sont les températures à l'arrière du carter relevées expérimentalement. Des méthodes de résolution inverse de conduction de la chaleur sont présentées par [RAYNAUD97] et [BUCZEK04] à partir de deux conditions en température. Cependant cette méthode nécessite l'utilisation de thermocouples de diamètres très petits (entre 0,1 et 0,5 mm) et un positionnement précis. Compte tenu des données disponibles sur ces essais, cette méthode n'est pas applicable. Une méthode directe est donc utilisée : elle consiste à supposer un flux constant et uniforme en surface de contact et à déterminer l'évolution des températures en profondeur via un modèle numérique du carter revêtu d'abrasable. Le flux de chaleur est cherché de manière itérative permettant de retrouver les résultats expérimentaux.

Echauffements et position axiale du flux de chaleur. Le flux de chaleur surfacique est ici appliqué en différentes zones de l'abrasable (Z_{BA} , Z_{CORDE} et Z_{BF}), définies en Figure 3-31. Ces trois zones d'application de flux de chaleur surfacique représentent trois cas de contact aube-carter distincts :

- Un contact aube-carter privilégié en bord d'attaque (BA) de l'aube, le flux de chaleur surfacique (noté dans ce cas, ϕ_{BA}) est appliqué en Z_{BA} .
- Un contact aube-carter privilégié en bord de fuite (BF) de l'aube, le flux de chaleur surfacique (noté ϕ_{BF}) est appliqué en Z_{BF} .
- Un contact aube-carter localisé sur toute la corde de l'aube, le flux de chaleur surfacique (noté ϕ_{CORDE}) est appliqué en Z_{CORDE} .

Dans chacun de ces trois cas, le flux de chaleur est appliqué durant 5 s pour correspondre avec la durée de l'élévation de la température relevée expérimentalement sous l'hypothèse que l'abrasable est échauffé durant 5 s. A l'issue de la simulation thermique, la température de la paroi extérieure du carter est déterminée au milieu de la zone de contact aube-carter (Figure 3-31) correspondant au point de mesure des températures lors des essais. Le but est d'obtenir une élévation de température d'environ 20°C en ce point, soit une température à l'arrière du carter de 40°C (avec 20°C pour la température initiale).

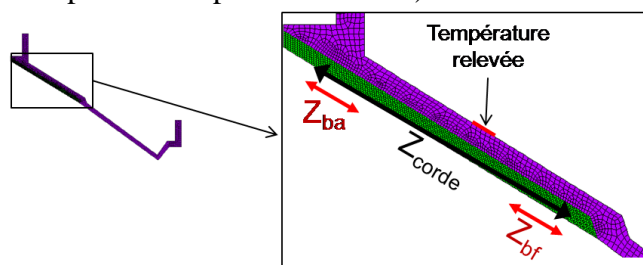


Figure 3-31. Modèle EF du carter et les trois zones différentes d'application du flux de chaleur représentant trois situations de contact différentes : contact en BA, en BF et sur toute la corde. Indication de la zone de détermination de la température.

La Figure 3-32 montre la distribution des températures du carter dans le cas d'un échauffement sur toute la corde. Un gradient de température significatif apparaît dans la direction radiale du carter et plus particulièrement suivant l'épaisseur de l'abrasable : la température au contact est de 540 °C tandis qu'elle atteint 40 °C à l'arrière du carter.

L'évolution temporelle de la température de la paroi extérieure du carter, dans le cas d'un échauffement en Z_{CORDE} (tracée en Figure 3-33c) montre que le carter s'échauffe quasiment

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

une seconde après que l'abradable soit échauffé. Un retard d'environ 1 s est constaté. Les échauffements constatés expérimentalement peuvent être reliés aux phénomènes dynamiques au même instant (à 1 s près). Ceci constitue un résultat important afin d'identifier les relations entre les phénomènes dynamiques et thermiques dans les résultats expérimentaux.

Le Tableau 3-5 présente le flux de chaleur surfacique, la température au contact et la température à l'arrière du carter, pour 3 cas différents : échauffement en BA, en BF et sur toute la corde. La température de la paroi extérieure du carter dépend fortement de la localisation axiale de la zone échauffée. En raison de la faible conductivité thermique de l'abradable, les échauffements restent localisés. Observer un échauffement de 20 °C à l'arrière du carter dans le cas d'un contact localisé en BF ou en BA avec un abradable neuf est impossible car la température de fusion du revêtement serait largement dépassée. Ce dernier résultat est important dans la mesure où il laisse entendre que, pour constater un échauffement de 20 °C à l'arrière du carter, il faut un échauffement au droit du point de mesure de la température et/ou une épaisseur d'abradable moindre. Dans la suite, l'épaisseur de l'abradable est modifiée afin d'estimer son influence.

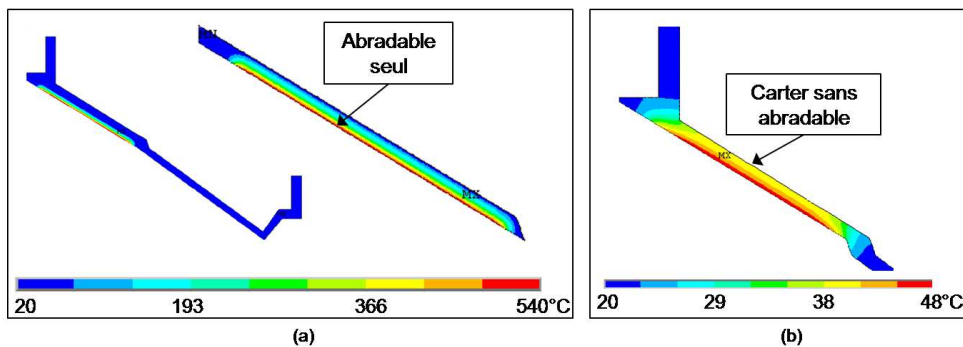


Figure 3-32. Cartographie de la température de l'abradable (a) et de la partie métallique du carter (b) dans le cas d'un échauffement sur toute la corde.

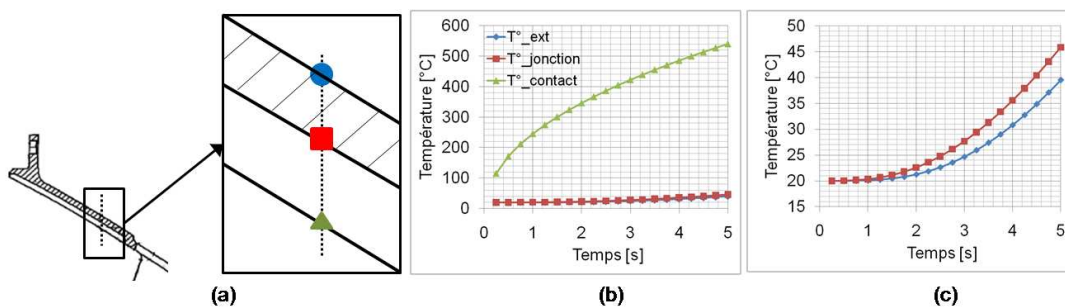


Figure 3-33. Evolution au cours du temps de la température au contact, à la jonction abradable/titane et à l'arrière du carter, échauffement de 5s en Z_{CORDE} .

Echauffement :	ϕ [W/m^2]	Température au contact [$^{\circ}C$]	Température relevée à l'arrière du carter [$^{\circ}C$]
en Z_{BA}	166 000 000	$T \gg T_{fusion}$	38
en Z_{CORDE}	300 000	540	40
en Z_{BF}	6 600 000	$T > T_{fusion}$	38

Tableau 3-5. Flux de chaleur surfacique nécessaire pour échauffer la paroi extérieure du carter d'environ 20 °C en fonction de la zone de contact échauffée et température de contact associée.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

Estimation du rayonnement au contact. Le rayonnement est négligé dans les simulations thermiques mais il est calculé ici afin de vérifier cette hypothèse. L'expression du rayonnement thermique est donnée par :

$$\varphi = \sigma \times \varepsilon \times (T_{contact}^4 - T_{ambiante}^4)$$

φ est le rayonnement en $W.m^{-2}$, σ est la constante de Boltzmann, $\sigma = 5,72.10^{-8} W.m^{-2}.K^{-4}$ et ε est l'émissivité du carter en titane choisie à 0,7.

Dans le cas d'un échauffement sur toute la corde obtenant une température de contact de 813 °K, le rayonnement vaut $17\,000 W.m^{-2}$. La valeur de la puissance perdue par rayonnement est approximativement 20 fois inférieure à la puissance générée par le contact.

Echauffements et influence de l'épaisseur de l'abradable. La simulation précédente est reprise avec une épaisseur d'abradable diminué de 90 %, pouvant correspondre à une usure élevée. En Figure 3-34, la géométrie du carter avec un abradable neuf est comparée avec un abradable usé à 90 %. Un flux de chaleur est appliqué en Z_{BA} , Z_{BF} et Z_{CORDE} durant 5 s. La température est déterminée à l'arrière du carter (point de mesure précédemment défini) et au contact.

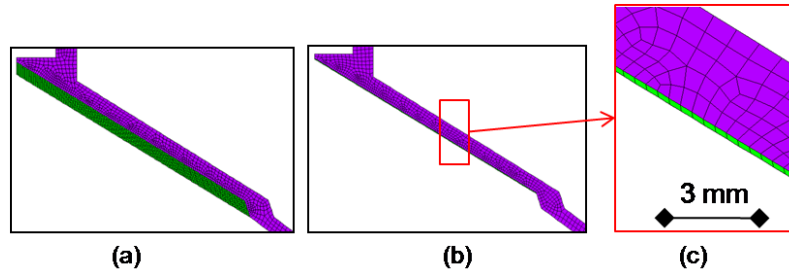


Figure 3-34. Modèle EF du carter, abradable neuf (a) et abradable usé à 90 % (b) avec un zoom sur l'abradable (c).

Cette simulation montre que les températures au contact sont moins élevées que précédemment (cartographie de températures en Figure 3-35), le flux de chaleur nécessaire au contact étant moins important. L'abradable jouant le rôle de « barrière thermique » il apparaît que l'usure du revêtement abradable joue un rôle important dans les échauffements du carter. Le gradient thermique dans l'épaisseur du carter est moins significatif (Figure 3-36).

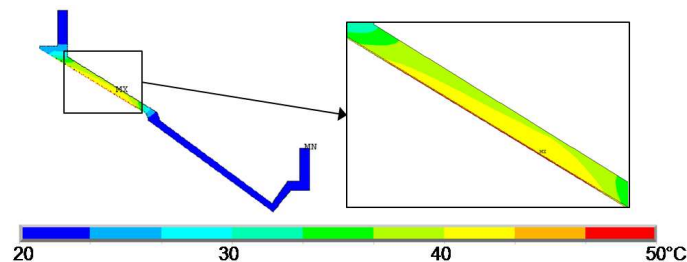


Figure 3-35. Cartographie de la température du carter avec un abradable usé à 90% dans le cas d'un échauffement localisé sur toute la corde.

Le Tableau 3-6 présente les résultats obtenus en fonction de la zone d'application du flux de chaleur : le flux de chaleur surfacique nécessaire, la température au contact et la température à l'arrière du carter. La température de la paroi extérieure du carter dépend fortement de la localisation axiale de la zone échauffée, bien que l'épaisseur d'abradable soit relativement faible.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

Echauffement :	ϕ [W/m ²]	Température au contact [°C]	Température relevée à l'arrière du carter [°C]
en Z_{BA}	13 410 000	$T > T_{\text{fusion}}$	42
en Z_{CORDE}	35 000	50	40
en Z_{BF}	330 000	230	39

Tableau 3-6. Flux de chaleur surfacique nécessaire pour échauffer la paroi extérieure du carter d'environ 20°C en fonction de la zone de contact échauffée et température de contact associée, dans le cas d'un abrasable usé à 90%.

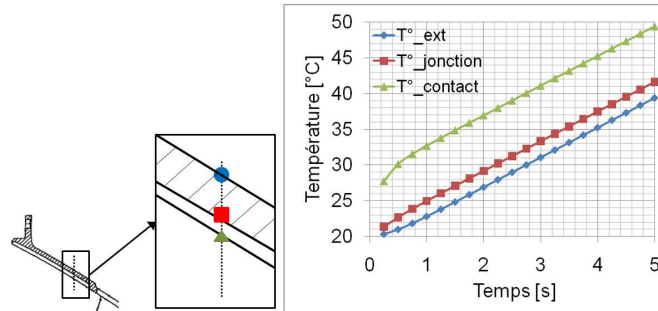


Figure 3-36. Evolution temporelle de la température au contact, à la jonction abrasable/titane et à l'arrière du carter, échauffement de 5 s en Z_{CORDE} pour un abrasable usé à 90%.

Echauffements de l'aube. L'échauffement de l'aube est étudié dans le cas d'un contact sur toute la corde de l'aube échauffant en 5 s l'arrière du carter de 20 °C avec un abrasable neuf. Dans ce cas, le flux de chaleur surfacique sur l'abrasable a été déterminé et égale à 300 000 W.m⁻² (cf. Tableau 3-5).

Le flux de chaleur à appliquer sur la surface du sommet d'aube est fonction du flux de chaleur généré par le contact, du flux de chaleur sur l'abrasable, des propriétés matériaux et des surfaces en contact. Il s'agit de la notion de partage de flux de chaleur, qui est expliquée en détail à la partie 4.1.4 (page 98). Il en résulte pour le flux de chaleur généré au contact :

$$\Phi = \Phi_{ab} + \Phi_a$$

$$\Phi_{ab} = \Phi \cdot p_{ab} \text{ et } \Phi_a = \Phi \cdot p_a$$

avec,

$$p_{ab} = \frac{S_{ab} \cdot \xi_{ab}}{S_{ab} \cdot \xi_{ab} + S_a \cdot \xi_a} \text{ et } p_a = \frac{S_a \cdot \xi_a}{S_{ab} \cdot \xi_{ab} + S_a \cdot \xi_a} \text{ avec } \xi = \sqrt{\lambda \cdot \rho \cdot C_p}$$

Où Φ_p est le flux de chaleur entrant dans la pièce p ($p = a$ pour aube ou $p = ab$ pour abrasable), S_p la section de passage du flux de chaleur, λ_p est la conductivité thermique, ρ_p la masse volumique, C_{p_p} chaleur massique, et ξ_p l'effusivité, de la pièce p . La surface retenue pour l'abrasable est sa paroi intérieure qui est 1000 fois supérieure à celle de l'aube. L'effusivité de l'aube est 5 fois supérieure à celle de l'abrasable.

La valeur du flux de chaleur généré par le contact est $\Phi = 81\,000\text{ W}$

Avec $p_{ab} = 0,997$ et $p_a = 0,003$

Le flux de chaleur appliqué sur toute la corde de l'aube (noté ϕ_a) est donc de 1,3 MW.m⁻² et appliqué durant 5 s.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

Après 5 s d'échauffement, le sommet de l'aube atteint une température de 345 °C (Figure 3-37). Il est observé que l'échauffement est surtout localisé au sommet de l'aube.

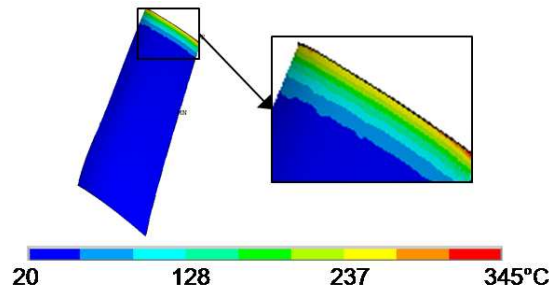


Figure 3-37. Cartographie de la température de l'aube après un échauffement de 5 s.

3.2.2. Dilatations thermiques du carter et de l'aube

Le modèle axisymétrique présenté dans la partie 3.2.1 est repris en considérant un abrasable neuf avec un échauffement sur toute la largeur de l'abrasable (Z_{CORDE}) permettant d'obtenir une élévation de 20 °C à l'arrière du carter. Suite à cet échauffement, la déformée induite thermiquement est déterminée en étudiant l'influence du redresseur du carter. Pour l'étude des dilatations thermiques de l'aube, le modèle 3D présenté précédemment est considéré.

Dilatations thermiques du carter. Lors des essais de contact aube-carter, le carter est vissé au niveau de sa partie en contact avec l'étage précédent et au niveau de l'étage suivant. Cela est traduit dans le modèle EF par un encastrement des nœuds des lignes des deux couronnes, comme indiqué en Figure 3-38. Par ailleurs, un redresseur est présent sur le banc expérimental qui peut être pris en compte dans la simulation par un encastrement des nœuds sensés être à la jonction carter-redresseur tout en gardant à l'esprit que l'influence réelle du redresseur sur les déformations thermiques du carter se situe entre deux cas : blocage complet et aucun blocage des nœuds à la jonction.

Les déformations thermiques du carter sont donc simulées dans deux cas différents : avec et sans prise en compte du redresseur.

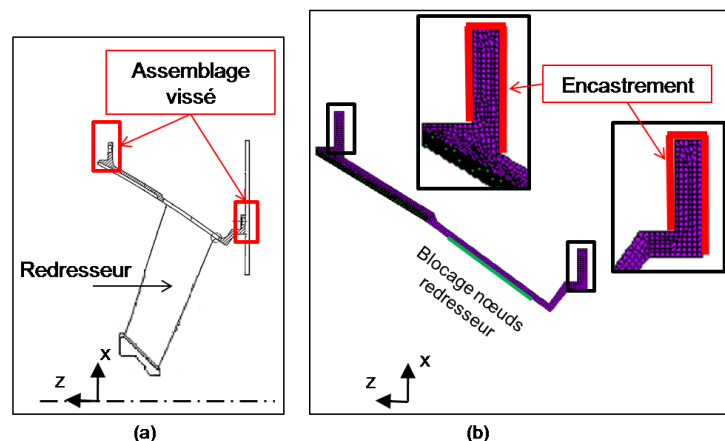


Figure 3-38. Géométrie du carter sur le banc d'essai (a) et son modèle EF axisymétrique avec prise en compte des conditions aux limites de blocage (b) et les nœuds à la jonction carter-redresseur.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

Dans le cas où le redresseur est considéré (les nœuds à la jonction carter-redresseur sont encastés), l'échauffement de 5 s sur toute la largeur de l'abradable induit une déformation thermomécanique de l'abradable qui a tendance à diminuer le rayon du carter. En Figure 3-39, une déformation thermique dans la direction radiale est négative, le rayon diminue d'environ 50 μm .

Dans le cas où le redresseur n'est pas pris en compte, la déformation thermomécanique est sensiblement différente au niveau du redresseur avec une augmentation du rayon du carter. Cependant la déformation du carter dans la zone au droit de l'aube reste assez proche de celle du cas avec redresseur avec une diminution du rayon du même ordre de grandeur (Figure 3-40).

Globalement, l'influence du redresseur sur les dilatations thermiques reste faible, sachant que son influence réelle se situe entre ces deux cas extrêmes.

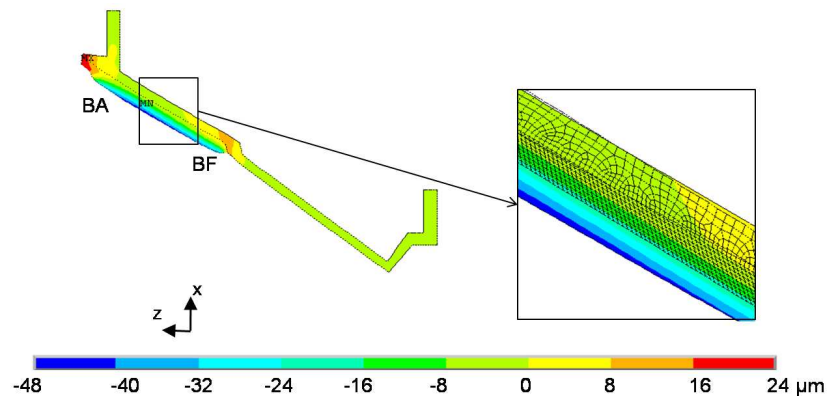


Figure 3-39. Déformation thermique radiale (direction X) du carter AVEC prise en compte du redresseur et zoom sur l'abradable avec représentation du maillage non déformé, déformation multipliée par 50.

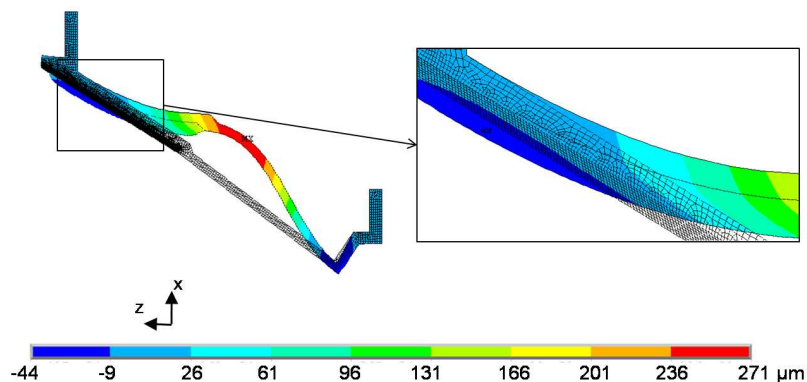


Figure 3-40. Déformation thermique radiale (direction X) du carter SANS prise en compte du redresseur et zoom sur l'abradable avec représentation du maillage non déformé, déformation multipliée par 50.

Dilatations thermiques de l'aube. Pour l'étude des dilatations thermiques de l'aube, le modèle EF 3D est repris avec une condition d'encastrement des nœuds dans sa partie basse pour modéliser le blocage de l'aube en son pied.

La dilatation thermique de l'aube, dans la direction radiale, est représentée en Figure 3-41 après un échauffement de 5 s. L'aube, sous l'effet de la chaleur générée par le contact s'allonge radialement. Il faut cependant noter que les conditions d'encastrement en pied

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

d'aube sont ici plus sévères que le cas réel et peuvent influencer significativement les dilatations thermiques de l'aube.

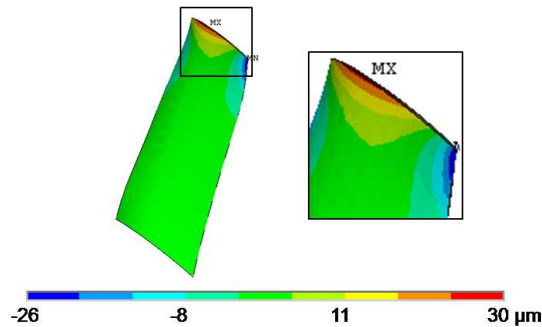


Figure 3-41. Dilatation thermique de l'aube dans la direction radiale après échauffement de 5 s.

Le Tableau 3-7 présente les dilatations thermiques dans les trois directions de deux points en BF et en BA de l'aube.

	Direction radiale [μm]	Direction circonférentielle [μm]	Direction axiale [μm]
En BA	13,7	16,61	24,6
En BF	-19,05	-156	180

Tableau 3-7. Dilatations thermiques dans les trois directions du BF et du BA de l'aube après un échauffement 5 s.

L'évolution du jeu aube-carter peut être déterminée en fonction des dilatations thermiques du système puisque chaque nœud de la corde de l'aube peut être mis en correspondance avec une valeur de rayon de carter déformé thermiquement (Figure 3-42).

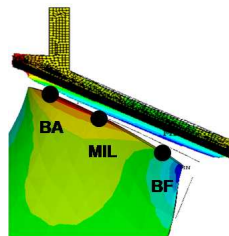


Figure 3-42. Illustration de l'état du jeu aube-carter suite aux dilatations thermiques.

En supposant un contact initial entre l'aube et le carter établi sur toute la corde il apparaît que sous l'effet des dilatations thermiques, le jeu aube-carter devient négatif en BF (-14 μm) et en BA (-42 μm).

3.2.3. Etude sur un modèle 3D : 1/6^{ème} de carter

L'objectif dans cette partie est d'appréhender les phénomènes thermiques dans la direction circonférentielle du carter. Dans le cas où l'aube présente une dynamique avec 6 contacts par tour (comme identifié dans la partie 3.1.2), le chargement n'est plus uniforme circonférentiellement. Dans ce cas, le contact est supposé identique en 6 zones avec 6 zones de génération de chaleur. Le chargement thermique et les conditions de symétrie permettent de modéliser un sixième de carter (1/12^{ème} peut également être suffisant en raison de la symétrie).

Modèle numérique. Des éléments hexaédriques du premier degré sont utilisés, le modèle EF possédant 2720 éléments (Figure 3-43a). A noter que le maillage de la section du carter est

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

modifié par rapport au modèle axisymétrique pour pouvoir utiliser des éléments hexaédriques (Figure 3-43b). Le maillage de l'abradable est régulier dans l'épaisseur et celui de la partie métallique du carter est raffiné du côté de l'abradable. La discrétisation circonférentielle est de 120 éléments.

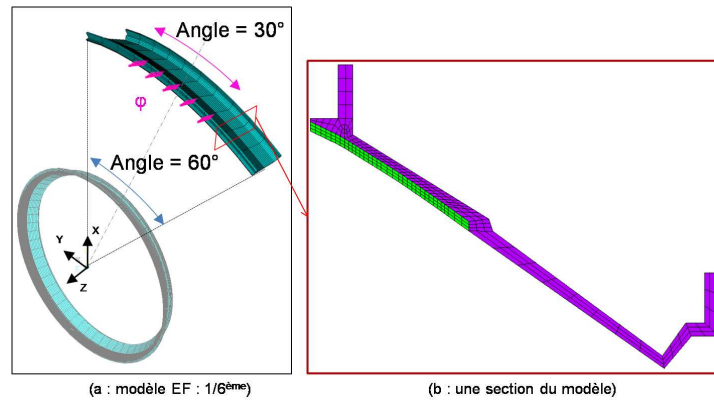


Figure 3-43. Modèle EF du 1/6^{ème} de carter, flux de chaleur appliqué sur un arc de 30° centré (a) et section du modèle EF (b).

Deux simulations sont menées : une simulation thermique et une simulation thermomécanique de manière découplée.

Simulation thermique. La simulation thermique détermine les températures dans le cas d'un flux de chaleur appliqué sur toute la largeur de l'abradable (Z_{CORDE}) induisant un échauffement de 20 °C à l'arrière du carter en 5 s. Le flux de chaleur au contact est uniforme axialement et radialement et non uniforme circonférentiellement (appliqué sur une portion angulaire du carter de 15° à 45°, Figure 3-43a). La valeur du flux surfacique appliqué est de 275 000 $W.m^{-2}$.

La cartographie de la température de contact du carter (Figure 3-44) montre un échauffement localisé circonférentiellement et une température de contact de 503 °C. La température au contact et la valeur du flux de chaleur surfacique sont globalement proches de celles du modèle axisymétrique.

Les évolutions de la température selon la circonférence sur la paroi extérieure du carter et intérieure de l'abradable, sont représentées en Figure 3-45. La température à l'arrière du carter est non uniforme circonférentiellement avec des échauffements localisés au droit de la zone de contact et une décroissance rapide de la température hors de la partie échauffée.

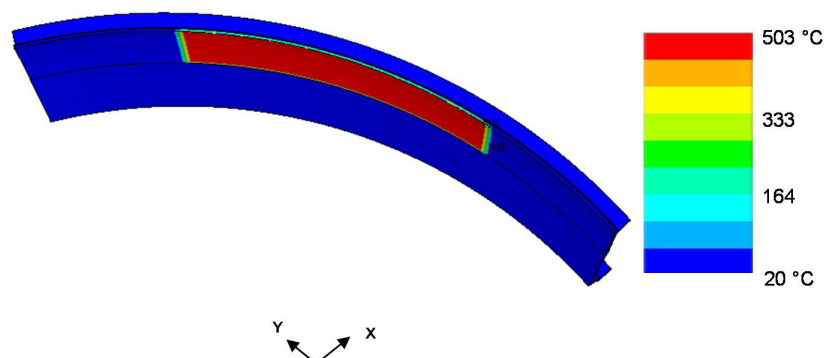


Figure 3-44. Température de contact du carter après un échauffement de 5 s.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

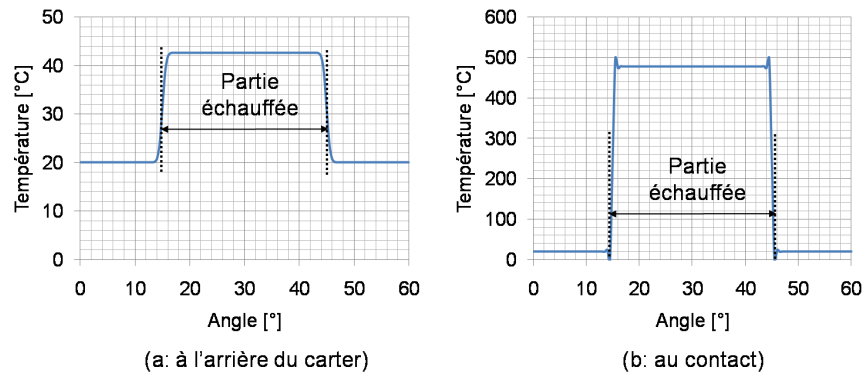


Figure 3-45. Température en fonction de la position angulaire : à l'arrière du carter (a) et au contact (b), après 5 s d'échauffement.

Simulation thermomécanique. Une simulation thermomécanique est menée avec le modèle EF présenté précédemment. Les conditions aux limites sont un blocage complet des nœuds pour représenter la fixation du carter avec les étages adjacents, comme dans le cas axisymétrique. La modélisation ne considérant qu'un sixième de carter, des conditions de symétrie sont appliquées sur les aires extrêmes. Deux cas sont étudiés : avec encastrement des nœuds à la jonction carter-redresseur et sans encastrement de ces nœuds (cf. Figure 3-38).

Sous ces conditions aux limites, les dilatations thermiques du carter sont déterminées au contact et à l'arrière, en milieu d'abradable (le long de la droite en rouge en Figure 3-46). Les dilatations thermiques sont déterminées dans la direction radiale, pour appréhender leur influence sur le jeu aube-carter. La Figure 3-47 représente l'évolution des dilatations thermiques radiales suivant la circonférence du carter (arc angulaire de 0° à 60°). Ces dilatations sont tracées au contact et à l'arrière du carter, dans le cas avec et sans redresseur.

Il apparaît que dans la zone échauffée (sur l'arc angulaire de 15° à 45°) le rayon intérieur du carter diminue (entre 30 et 40 μm en fonction des conditions limites appliquées). Le rayon extérieur du carter tend à augmenter (entre 0,1 et 10 μm) sous l'effet des échauffements. Une déformée de flexion « thermique » apparaît circonférentiellement au contact et à l'extérieur du carter (à un angle de 15° et de 45°) liée au gradient circonférentiel de température.

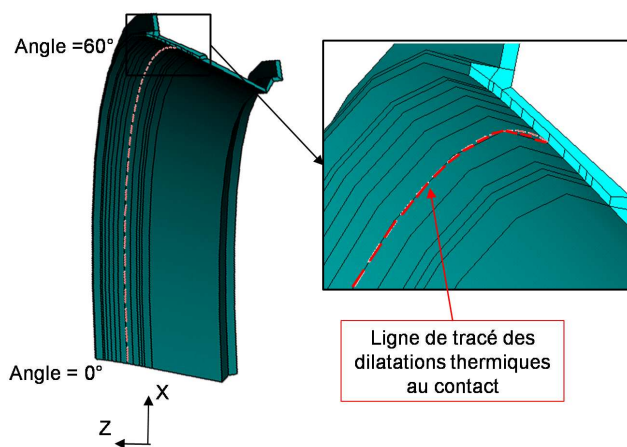


Figure 3-46. Ligne de tracé des dilatations thermiques suivant la circonférence.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

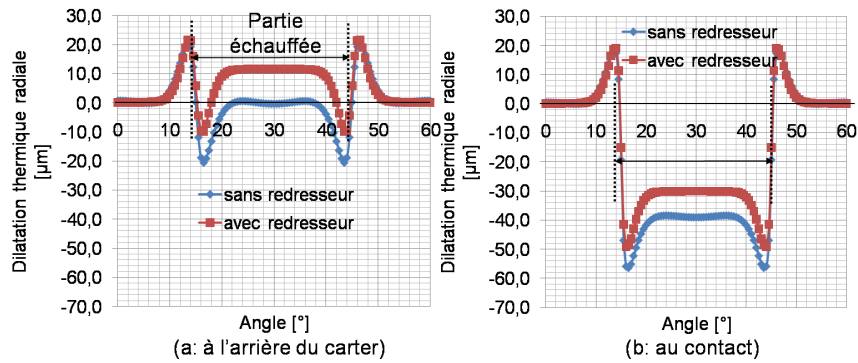


Figure 3-47. Dilatation thermique radiale en fonction de la position angulaire : à l'arrière du carter (a) et au contact (b), après 5 s d'échauffement.

La simulation thermomécanique réalisée met en évidence des échauffements nettement localisés circonférentiellement, il n'y a aucune propagation circonférentielle du flux de chaleur (propagation principalement radiale).

Refroidissement. La simulation précédente considère désormais un refroidissement de 35 s après la phase d'échauffement. Le redresseur n'est pas considéré. L'évolution temporelle de la température au contact et à l'arrière du carter, en milieu d'abradable est représentée en Figure 3-48a. La température au contact décroît dès la fin de l'échauffement. Par contre, l'arrière du carter continue de s'échauffer au-delà de 5 s et la température se stabilise vers 16 s, soit 11 s après la fin de la génération de chaleur. L'évolution temporelle de l'arrière du carter après échauffement montre de fortes similitudes avec celle relevée expérimentalement avec l'apparition d'un point d'inflexion puis d'une phase à température constante avant un léger refroidissement (Figure 3-48b).

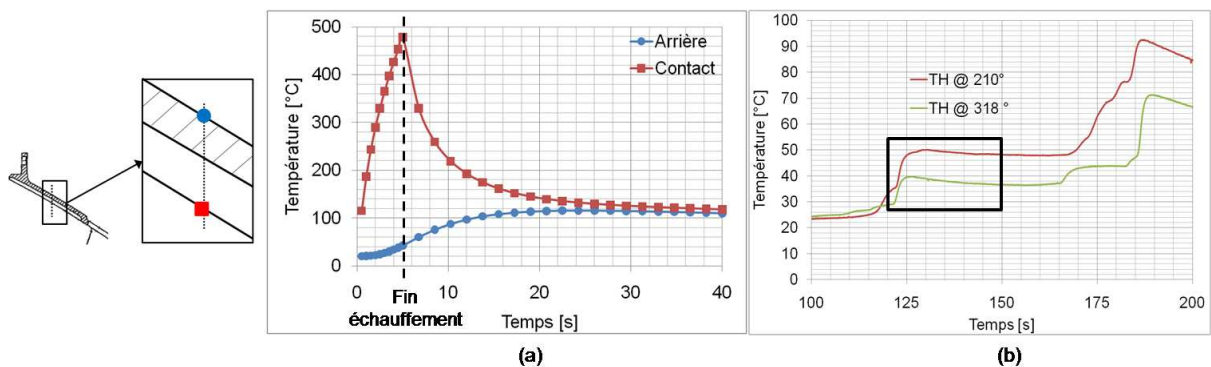


Figure 3-48. (a) : évolution temporelle de la température au contact et à l'arrière du carter (en milieu d'abradable) après 5 s d'échauffement puis 35 s de refroidissement. (b) : évolution temporelle des températures de deux thermocouples relevées lors du 2^{ème} cas d'étude.

Les dilatations thermiques dans la direction radiale et en milieu de corde sont tracées en fonction de la position angulaire, au contact et à l'arrière du carter (Figure 3-49) à la fin du refroidissement. Il apparaît que le rayon du carter, à l'arrière, augmente significativement alors qu'il n'évoluait pas à la fin de l'échauffement. Le rayon intérieur du carter croît également alors qu'à la fin de l'échauffement ce rayon avait diminué.

En phase de refroidissement les températures du carter deviennent uniformes et le rayon du carter tend donc à augmenter.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

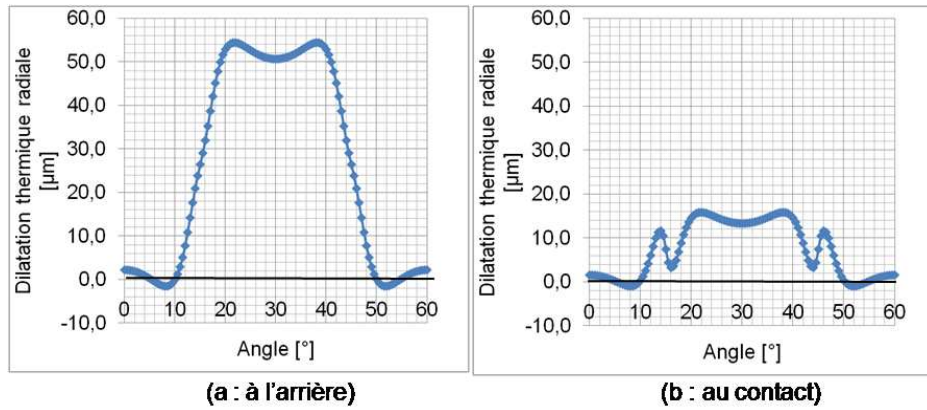


Figure 3-49. Dilatation thermique radiale en fonction de la position angulaire : à l'arrière du carter (a) et au contact (b), après un refroidissement de 35 s.

Echauffement à la fin de l'essai. Le thermocouple situé à une position angulaire de 210° , lors de l'essai 2 a relevé une élévation significative de la température de 40°C , à partir de 170 s jusque 185 s (cf. Figure 3-48b). Il s'agit ici de simuler ce cas de figure sur $1/6^{\text{ème}}$ de carter, sans redresseur. Le contact est supposé uniforme sur toute la corde de l'aube.

Le flux de chaleur surfacique au contact, déterminé par la méthode directe, est de $55\,000\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ pour observer un échauffement de 40°C en 15 s. Le temps de chauffe étant plus long, le flux de chaleur est nécessairement plus faible, comparativement au cas précédent.

Les résultats de cette simulation d'un échauffement de 15 s sont présentés en Figure 3-50. La température au contact atteint 190°C et les dilatations thermiques du carter sont telles que le rayon intérieur du carter diminue et le rayon extérieur augmente de $20\ \mu\text{m}$. Une déformée de flexion « thermique » circonférentielle apparaît nettement dans ce cas-ci.

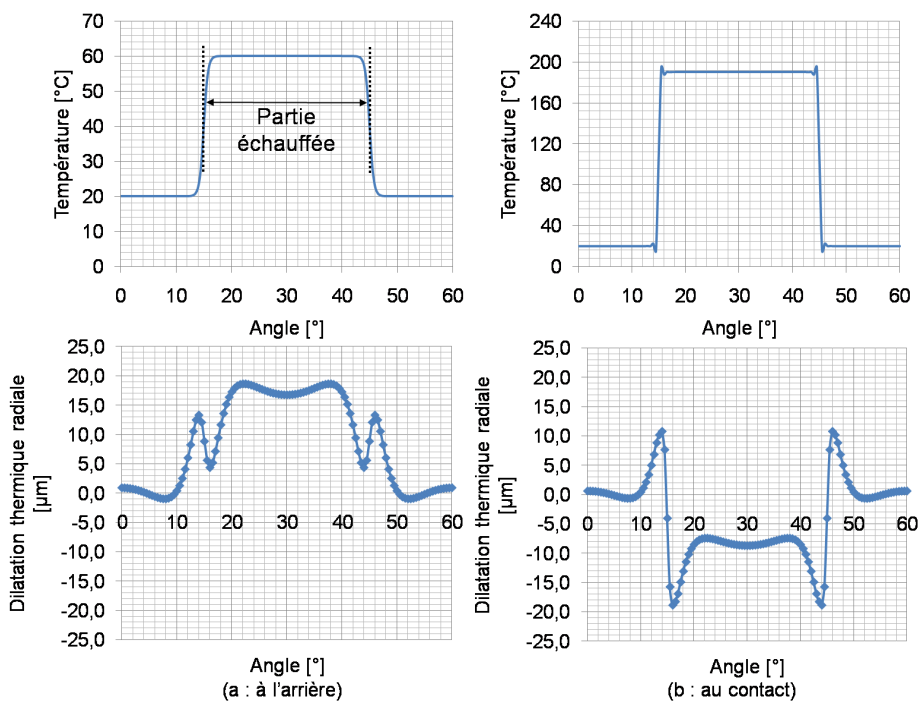


Figure 3-50. Température et dilatation thermique radiale en fonction de la position angulaire : à l'arrière du carter (a) et au contact (b), après 15 s d'échauffement.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

Durant les essais, suite à cet échauffement, qui a précédé une divergence de l'aube, la température expérimentale montrait une décroissance assez rapide (vers 190 s en Figure 3-48b). Ce qui n'est pas montrée numériquement puisqu'une décroissance n'est montrée qu'au contact. L'épaisseur d'abradable peut être mise en cause.

Influence de l'usure de l'abradable. La simulation thermomécanique est à nouveau considérée avec une épaisseur d'abradable de 0,5 mm. Le flux de chaleur appliqué sur la paroi intérieure du carter est de $22\,000\text{ W.m}^{-2}$ afin d'obtenir une élévation de 40°C à l'arrière du carter.

Une épaisseur plus faible d'abradable induit un gradient de température plus faible radialement (comme montré précédemment) : la température au contact est de 70°C pour une température à l'arrière de 60°C . Il en résulte une augmentation du rayon d'environ $15\ \mu\text{m}$ et $25\ \mu\text{m}$, respectivement au contact et à l'arrière du carter (Figure 3-51).

Les dilatations thermiques dans la direction radiale montrent que le rayon du carter tend à augmenter sous l'influence thermique, en paroi intérieure et extérieure (Figure 3-52a). Cependant il apparaît que le rayon du carter diminue moins fortement lorsque le redresseur est considéré (Figure 3-52b), l'accroissement du rayon étant deux fois plus faible.

Une simulation thermique et thermomécanique de l'aube est réalisée à partir de ce cas d'étude : échauffement de 15 s afin d'obtenir une élévation de 40°C à l'arrière du carter dont l'épaisseur d'abradable est de 0,5 mm. Le partage de flux donne :

$$\varphi_a = 95\,000\text{ W.m}^2$$

Avec $p_{ab} = 0,984$ et $p_a = 0,016$

La température au sommet d'aube atteint 58°C (Figure 3-53a) et tend à s'allonger dans la direction radiale de $6\ \mu\text{m}$, au maximum (Figure 3-53b).

L'usure et les dilatations thermiques semblent montrer dans ce cas étudié une augmentation du jeu en BF de $10\ \mu\text{m}$ et consommer entre 5 et $10\ \mu\text{m}$ de jeu en BA. Mais il faut noter que le couplage entre l'usure et les échauffements n'est pas considéré dans ce cas-ci et la concurrence de ces deux phénomènes peut modifier notablement les valeurs de jeu aube-carter.

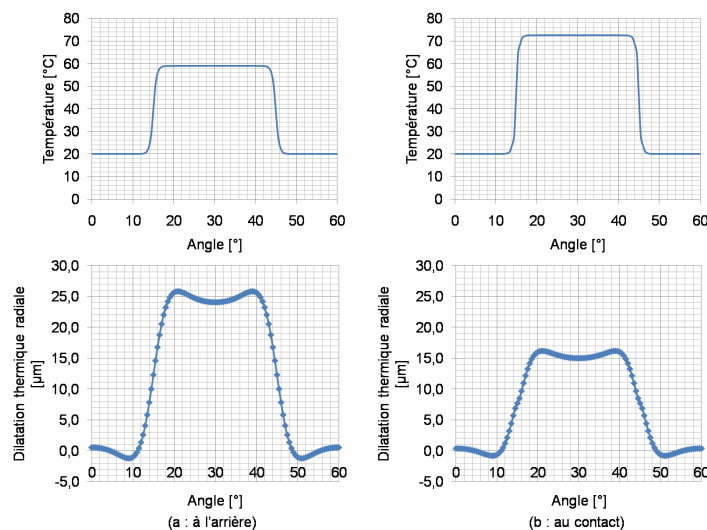


Figure 3-51. Evolution de la température et des dilatations thermiques radiales en fonction de la position angulaire : à l'arrière du carter (a) et à la paroi intérieure (b), sans considération du redresseur, avec un abradable usé et après un échauffement de 15 s.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

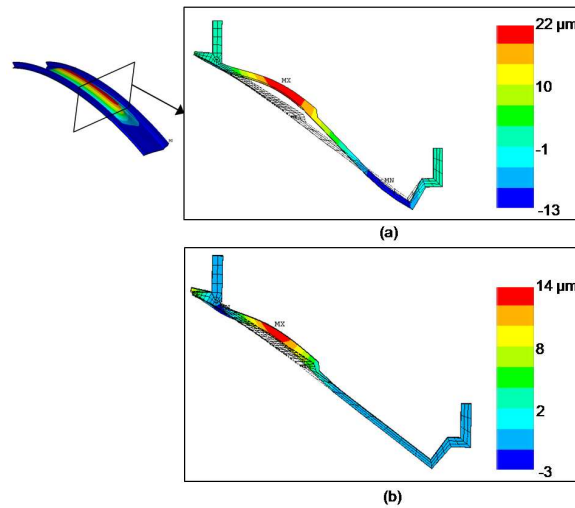


Figure 3-52. Déformée thermique radiale du carter après un échauffement de 15 s, abrasable usé, sans (a) et avec (b) redresseur, avec un facteur multiplicateur de 200.

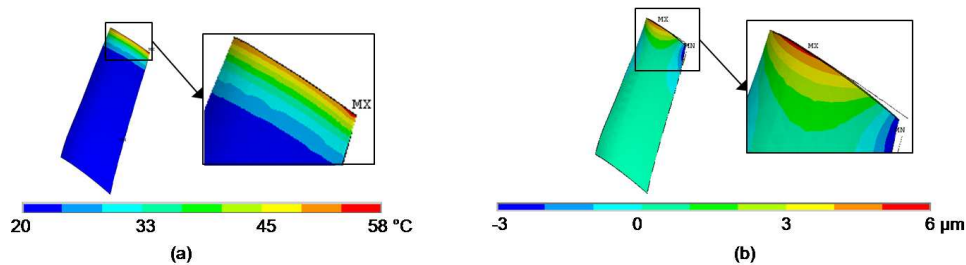


Figure 3-53. (a) : température de l'aube. (b) : dilatation thermique dans la direction radiale associée, avec un facteur multiplicateur de 200, après un échauffement de 15 s.

Si un refroidissement de 15 s est simulé après cet échauffement de 15 s, l'évolution temporelle de la température à l'arrière du carter (Figure 3-54) met en évidence un refroidissement du carter comme lors des essais, même si la décroissance de température est légèrement moins marquée (cf. Figure 3-48b).

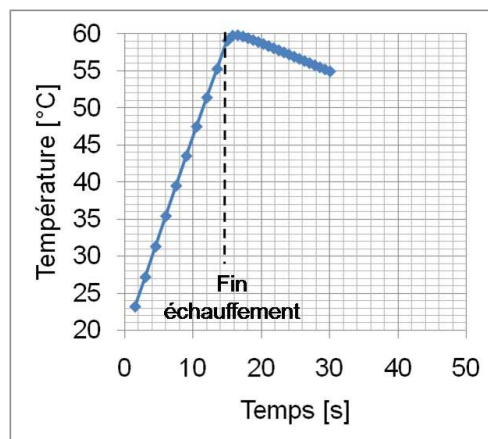


Figure 3-54. Evolution temporelle de la température à l'arrière du carter : échauffement de 15 s puis refroidissement de 15 s avec un abrasable usé.

3.2.4. Synthèse

Les études numériques des phénomènes thermiques du carter et de l'aube montrent que :

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

- Les échauffements du carter sont très localisés : la température du carter est peu uniforme radialement, axialement et circonférentiellement. Les températures sont nettement plus élevées au contact qu'à l'arrière du carter.
- Un retard de 1 s est observé entre les échauffements au contact et les échauffements à l'arrière du carter. Cela signifie qu'expérimentalement, les échauffements à l'arrière du carter peuvent être reliés aux phénomènes dynamiques de l'aube à une seconde près.
- Les échauffements tendent à diminuer notablement le jeu aube-carter.
- Une influence significative de l'usure dans l'échauffement du carter est mise en évidence : une faible épaisseur d'abradable tend à augmenter le rayon du carter. L'influence sur le jeu aube-carter est toutefois complexe en raison du couplage entre les deux phénomènes.
- En phase de refroidissement, la température du carter tend à s'uniformiser induisant une augmentation du rayon du carter.
- Les conditions aux limites apparaissent comme un point à améliorer dans cette étude. En effet l'encastrement en pied d'aube est technologiquement complexe (présence d'amortisseur, de liaisons vissées, etc.) et son influence sur les dilatations thermiques en dépend clairement. Les conditions limites du carter sont également une incertitude, notamment le redresseur qui semble surestimer l'augmentation du rayon du carter.

3.3. Interprétation

L'étude numérique de la dynamique d'aube excitée par un effort montre que l'aube en vibration tend à user potentiellement l'abradable majoritairement en BF. Par ailleurs il apparaît que le BF de l'aube impacte l'abradable lorsque son déplacement circonférentiel est positif, c'est-à-dire au redressement de l'aube (flexion de l'extrados vers l'intrados).

Si la vitesse de rotation et la fréquence fondamentale de l'excitation sont égales, une usure de 3 mm peut être observée en BF sous un effort maximal de 500 N, valeur se rapprochant des efforts d'impact mesurés par [SUTTER06].

La simulation numérique thermique a permis de déterminer le flux de chaleur surfacique nécessaire au contact pour obtenir les échauffements à l'arrière du carter observés expérimentalement. Un flux surfacique de $300\,000\text{ W.m}^{-2}$ est nécessaire et généré uniquement par le contact. Il est donc égal au produit de l'effort tangentiel par la vitesse tangentielle. L'effort tangentiel de contact correspondant peut être déduit, égal à 400 N, ce qui reste cohérent en ordre de grandeur. Cet effort représente une pression de contact au sommet d'aube légèrement supérieure à 2 MPa.

A la fin de l'essai 1, un échauffement de 40 °C est observé durant 15 s. Le flux de chaleur nécessaire au contact est égal à $55\,000\text{ W.m}^{-2}$, il en résulte un effort de contact de 100 N approximativement. Les valeurs d'efforts déterminées à partir des valeurs de flux de chaleur, bien qu'un peu éloignées des phénomènes physiques sont en correspondance avec les valeurs précédentes.

La simulation numérique thermique a montré un faible décalage temporel entre les échauffements à l'arrière du carter et l'instant de génération de flux de chaleur au contact. En Figure 3-55, le diagramme temps-fréquence du comportement dynamique de l'aube, dans le cas d'étude 2 est donc mis en correspondance avec l'évolution temporelle des 3 thermocouples à l'arrière du carter. Le diagramme temps-fréquence représente le contenu fréquentiel du signal de la jauge de déformation disposée sur l'aube au cours du temps. L'amplitude des fréquences est saturée (à 50%) afin de mieux observer les phénomènes à relativement faibles amplitudes. La corrélation entre les phénomènes thermiques et vibratoires montre que :

- Un échauffement est observé durant la montée en vitesse : le contact aube-carter étant déjà établi à l'état initial en deux points de la circonférence (par l'ovalisation), il est probable que la mise en rotation induise un contact plus sévère et donc une génération de chaleur au contact. Le contact ne peut toutefois pas être uniforme en raison de l'ovalisation. Ceci peut expliquer le fait que le thermocouple à une position angulaire de 66° ne montre pas d'échauffement durant cette phase de montée en vitesse car il est probable qu'il ne soit pas en face d'un contact.
- Le carter s'échauffe également lors de la phase 5, lorsque la réponse vibratoire de l'aube est de 6 flexions par tour. Même si les thermocouples ne se situent pas en face d'un lobe d'usure, ils indiquent un échauffement significatif.

Durant le premier échauffement, les dilatations thermiques tendent à diminuer le jeu aube-carter. Ensuite durant la phase de refroidissement, le jeu tend cette fois à augmenter. Il est donc possible que durant la phase 1, correspondant à une phase de refroidissement, les dilatations thermiques puissent notamment « relâcher » l'aube.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

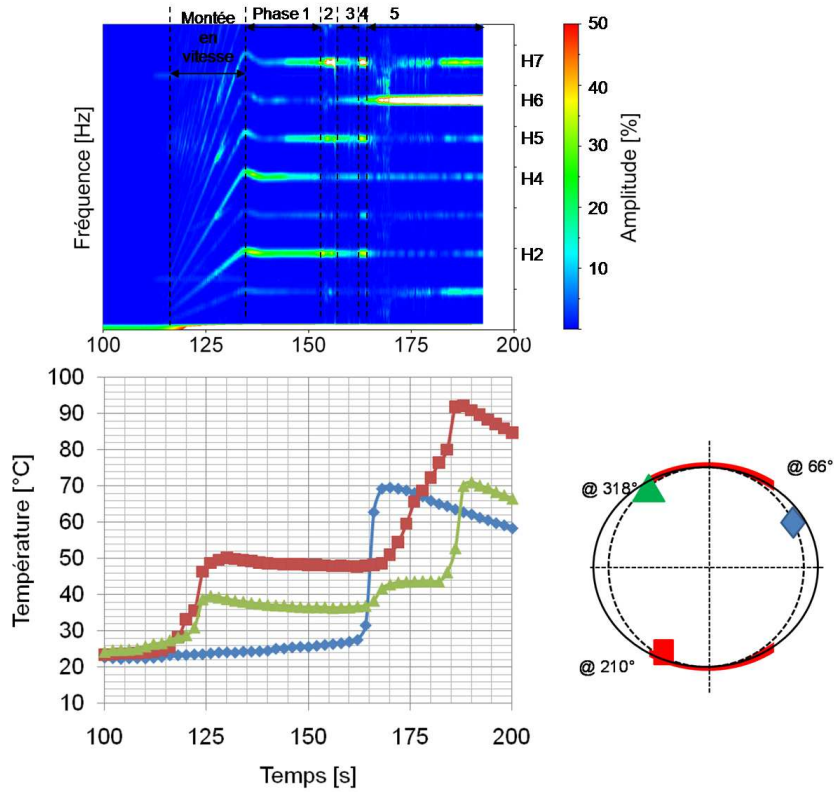


Figure 3-55. Diagramme temps-fréquence du comportement vibratoire de l'aube et évolution au cours du temps des 3 thermocouples dans le cas d'étude 2.

La correspondance du diagramme temps-fréquence avec les températures du carter pour le cas 1 montre que le carter s'échauffe dès que la réponse vibratoire de l'aube est à 7 flexions par tour (de 920 s à 940 s) à une fréquence accordée sur H7 (Figure 3-56).

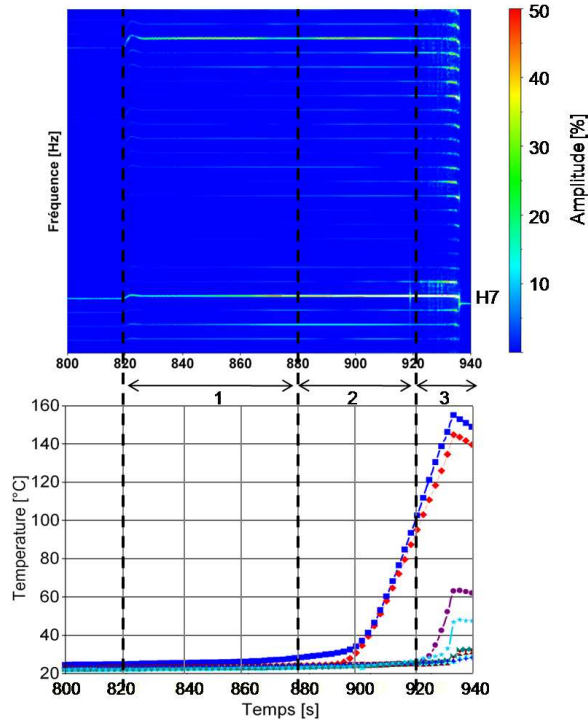


Figure 3-56. Diagramme temps-fréquence du comportement vibratoire de l'aube et évolution au cours du temps des 8 thermocouples dans le cas d'étude 1.

3. Etude numérique de la dynamique d'aube et des échauffements

Les observations expérimentales et les premiers résultats numériques confirment dans un premier temps une interaction entre les phénomènes dynamiques (vibrations de l'aube) et les phénomènes thermiques. Il est notamment établi un lien entre l'usure et la dynamique d'aube et entre les dilatations thermiques et l'état potentiel du contact aube-carter. Mais la démarche de compréhension souffre du manque d'informations concernant les efforts et les flux de chaleur générés au contact.

L'étape suivante consiste donc à déterminer la dynamique d'aube en contact avec un carter en considérant un contact plus réaliste. Le but est d'expliquer l'évolution du comportement vibratoire de l'aube au cours du temps. Notamment durant le cas d'étude 2 où l'aube montre un mouvement à 2 flexions par tour, puis une réponse à 7 flexions par tour pour enfin terminer avec un mouvement vibratoire à 6 flexions par tour menant à la fissuration de l'aube.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

Il s'agit d'étudier numériquement le couplage entre le comportement thermomécanique du carter, l'usure du revêtement abrasable et le comportement dynamique de l'aube lors d'un contact aube-carter. Le but est d'expliquer les différents régimes transitoires tels qu'observés expérimentalement et le mouvement dynamique de l'aube pouvant mener à des détériorations importantes du système (usure du revêtement et fissuration).

Cette démarche numérique reste ambitieuse en raison de la complexité du problème : échelles de temps différentes entre la dynamique et la thermomécanique, quantification d'usure d'abrasable peu étudiée, partage de flux complexe, modélisation du contact, etc.

Ce chapitre est composé de 3 parties. La première partie présente cette stratégie numérique retenue. Une attention particulière sera portée sur la physique considérée, les hypothèses relatives et les limites de la modélisation.

La seconde partie considère l'influence de l'usure du revêtement abrasable sur la dynamique d'aube.

Enfin, la dernière partie présente une étude de la dynamique d'aube avec prise en compte de l'usure et des phénomènes thermiques (échauffements et dilatations thermiques).

4.1. Démarche de calculs et simulations numériques

4.1.1. Démarche numérique globale

La démarche numérique globale est présentée sur la Figure 4-1, découpée en trois étapes détaillées dans la suite.

Le modèle comprend l'aube, le carter et son revêtement abrasable. Premièrement, la démarche est basée sur la détermination de la réponse dynamique de l'aube et des efforts de contact aube-carter (étape 1). Pour cela une résolution transitoire est menée sur une révolution de l'aube. A partir de cette simulation l'usure de l'abrasable et les échauffements du système sont déterminés (étape 2). Ces grandeurs sont ensuite intégrées dans la simulation dynamique suivante pour une mise à jour de la géométrie (étape 3).

Cette démarche suppose que l'énergie de frottement au contact est intégralement convertie en chaleur. Un modèle de frottement de Coulomb est considéré. L'approche est découpée compte tenu de la différence entre les échelles de temps (quelques ms pour la dynamique d'aube et de l'ordre de la seconde pour les phénomènes thermiques). L'usure du revêtement est encore un phénomène mal connu et sa considération est relativement récente. Les travaux expérimentaux permettant de définir une loi d'usure représentative sont rares, c'est pourquoi la loi d'usure considérée dans ce travail numérique est relativement simple et constitue objectivement une limite à cette étude. Pour simplifier le calcul dynamique, des géométries simplifiées sont considérées (notamment le carter considéré uniquement par le revêtement abrasable). Les simulations thermomécaniques sont menées quant à elles sur des géométries 3D correspondants aux cas réels, afin d'être représentatif des déformées thermomécaniques relativement complexes.

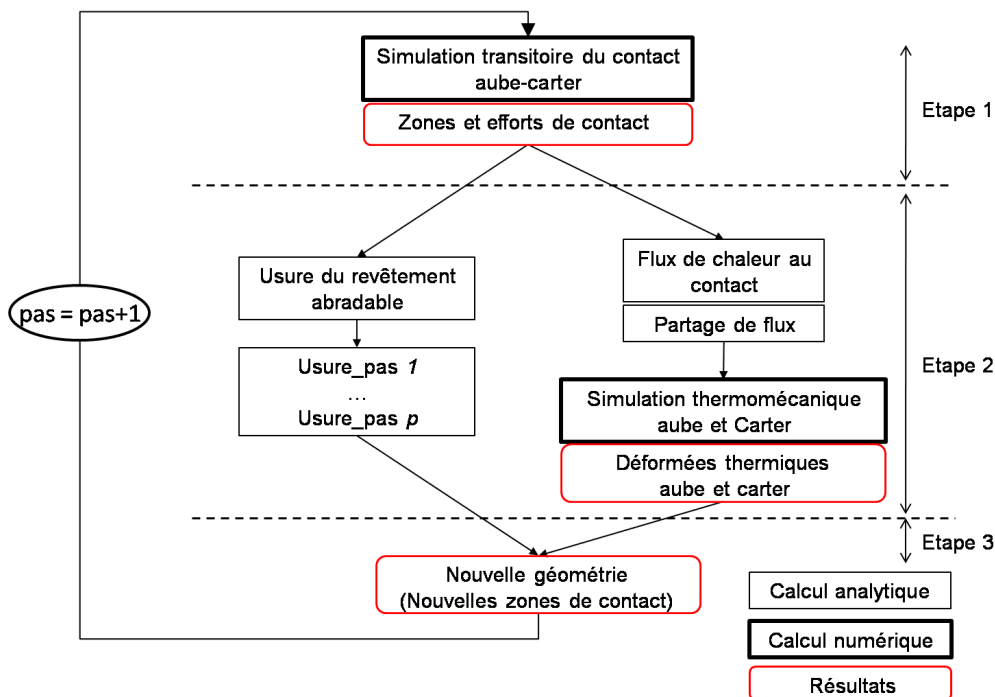


Figure 4-1. Démarche globale et itérative de l'étude numérique de couplage dynamique d'aube et thermomécanique du système {aube+carter}.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

Echelle de temps. La campagne expérimentale a mis en évidence que la durée des phénomènes thermiques et vibratoires était très différente : les phénomènes thermiques peuvent s'installer sur plusieurs secondes. La constante de temps des phénomènes thermomécaniques est estimée à 1s, basée d'après ces essais. La chronologie de la démarche (représentée en Figure 4-2) est plutôt commandée par la simulation thermomécanique, la dynamique d'aube déterminant ponctuellement un état de contact et donc un flux de chaleur généré au contact. Cette chronologie repose sur l'hypothèse que les phénomènes vibratoires durant un tour de rotor sont uniformes durant 1 s.

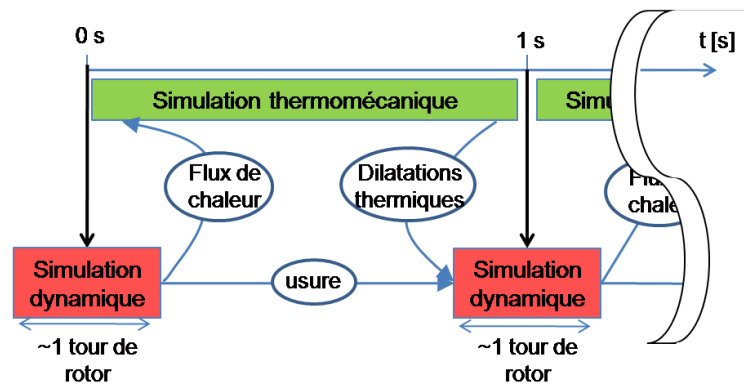


Figure 4-2. Chronologie des simulations numériques et constantes de temps associées aux phénomènes vibratoires et thermiques.

Dans la suite, chaque étape est détaillée.

4.1.2. Simulation transitoire de la dynamique d'aube (étape 1)

L'état de l'art (cf. chapitre 1) et les calculs réalisés au chapitre 3 ont montré l'importance de la géométrie de l'aube sur son comportement dynamique. Il est donc nécessaire de réaliser les simulations avec une géométrie d'aube réaliste. Les observations issues des essais constituant le point de départ des analyses, le modèle EF de l'aube doit être proche de la géométrie de l'aube des essais. Par ailleurs, le contact en géométrie concave complique les études numériques (problème de facettisation de l'aire de contact, etc.). En effet la discrétisation d'un carter se fait généralement par des segments de droites, rendant discontinue la normale au contact. Pour s'affranchir de ces problèmes numériques, un carter rectiligne ou « déplié » est considéré. Le mouvement de rotation de l'aube est traduit par un mouvement de translation rectiligne du carter.

La Figure 4-3 présente le modèle éléments finis de l'aube et du carter déplié pour l'étude de la dynamique d'aube en contact.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

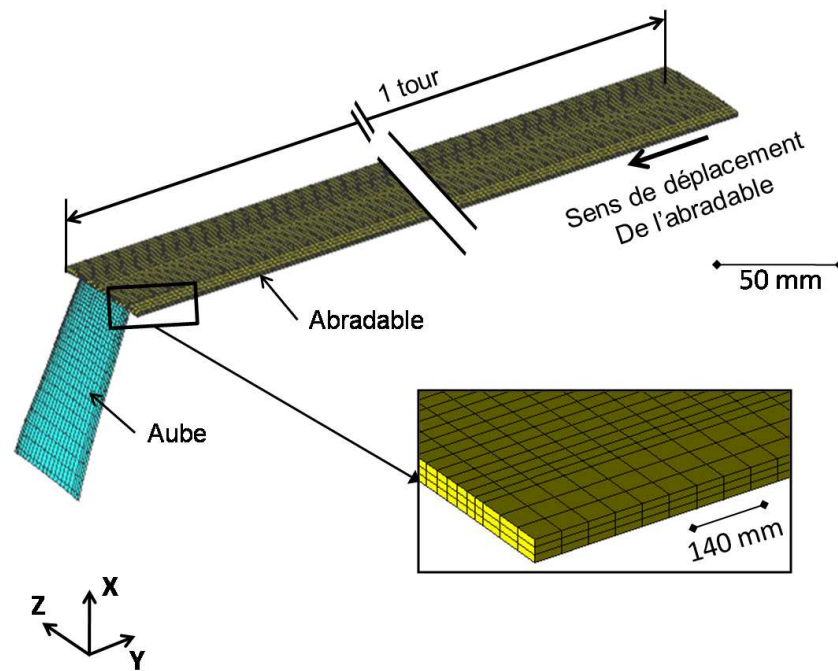


Figure 4-3. Modèle éléments finis (EF) du système aube-abradable, aube fixe et abradable mobile.

Modélisation de l'aube. Le modèle éléments finis (EF) de l'aube reprend exactement les mêmes caractéristiques que le modèle présenté au chapitre 3 (partie 3.1.1).

Modélisation de l'abradable. Le carter est rectiligne et seule la couche d'abradable est modélisée car aucune dynamique de carter n'est considérée, le carter est déplacé et l'aube est fixe. Le modèle éléments finis de l'abradable est présenté en Figure 4-3 avec les directions caractéristiques de l'étude : X direction radiale, Y direction circonférentielle et Z direction axiale. Des éléments quadrilatères à 8 nœuds sont utilisés pour mailler l'abradable, le maillage est régulier circonférentiellement et radialement. Le maillage axial de l'abradable est identique à celui du sommet d'aube. L'épaisseur de l'abradable est discrétisée en 3 éléments. La discrétisation circonférentielle est de 60, soit un élément tout les 6°. L'abradable est composé de 12240 éléments.

Le déplacement de l'abradable suivant Y est imposé sur tous les nœuds de la paroi extérieure de l'abradable. La vitesse de déplacement du carter est évidemment à rapprocher de la vitesse de rotation du rotor, c'est-à-dire que le déplacement total du carter est équivalent à un tour pour une durée de $1/N$ s (N étant la vitesse de rotation en tr.s^{-1}).

Les propriétés matériaux de l'abradable sont données dans le Tableau 4-1 et un comportement purement élastique est considéré pour l'abradable.

Module d'Young	Coefficient de Poisson	Masse volumique	Conductivité thermique	Chaleur massique	Coefficient de dilatation thermique
<i>GPa</i>	-	<i>kg.m⁻³</i>	<i>W.m⁻¹.°C⁻¹</i>	<i>J.kg⁻¹.°C⁻¹</i>	<i>K⁻¹</i>
6,5	0,35	1950	0,9	1172	4,2.10⁻⁵

Tableau 4-1. Paramètres mécaniques et thermiques du revêtement abradable.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

Des éléments de contact de type point/surface sont mis en place, en sommet d'aube et sur la paroi intérieure de l'abradable. La méthode par pénalisation, disponible dans le code Ansys®, est utilisée. Celle-ci est basée sur la notion de pénétration relative des deux surfaces en contact. Les efforts normaux de réactions F_n sont proportionnels à la pénétration ε et reliés par la raideur de contact K_N :

$$\mathbf{F}_n = \mathbf{K}_n \times \varepsilon \text{ (si } \varepsilon \leq 0 \text{) ou } \mathbf{F}_n = \mathbf{0} \text{ (si } \varepsilon > 0 \text{)} \quad (4-3)$$

Cette pénétration doit rester négligeable devant les dimensions des solides considérés. Des raideurs de contact élevées permettent ainsi de diminuer la pénétration mais elles peuvent entraîner a contrario des problèmes de convergence du calcul. Un compromis entre le temps de calcul et les pénétrations doit donc être réalisé. La raideur de contact K_N est choisie à $1e9 \text{ N.m}^{-1}$. Il en résulte ainsi des pénétrations d'environ $1 \mu\text{m}$.

Les résultats du chapitre 3 ont montré qu'un coefficient de frottement élevé induit des réponses vibratoires importantes. Ici, le coefficient de frottement est choisi a priori à 0,2 afin de faciliter la convergence de la simulation. Les amplitudes vibratoires sont donc plus faibles. La valeur du coefficient de frottement choisie peut toutefois être reliée à la valeur mesurée par [YI99] lors d'un contact frottant continu avec roulement.

L'ovalisation initiale du carter est prise en compte par une modification initiale de la géométrie de l'abradable. Ainsi le profil circonférentiel de l'abradable a une forme sinusoïdale : la valeur moyenne est égale au rayon de l'abradable, la valeur maximale représente le rayon maximum de l'abradable induit par l'ovalisation. Réciproquement, le rayon minimum est représenté par la valeur minimum (Figure 4-4). Cette forme de carter à deux bosses modélise l'ovalisation de façon simplifiée puisque le périmètre du carter ovalisé est légèrement supérieur à celui du carter initial. Cette augmentation est toutefois négligeable devant les dimensions conséquentes du carter.

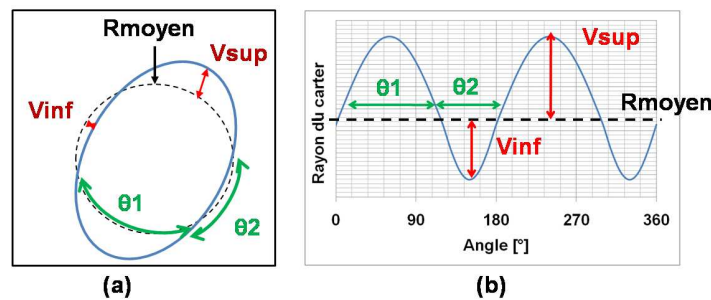


Figure 4-4. Prise en compte de l'ovalisation du carter (a) sur le modèle rectiligne sous forme sinusoïdale (b).

De la même manière, le profil de l'abradable peut être légèrement modifié dans le but d'établir des conditions de contact après mise à chaud de l'aube connues en chaque nœud de la corde de l'aube. La Figure 4-5 présente l'état du contact après chargement centrifuge de l'aube. Un effort normal total de 325 N est relevé en BA (soit un effort normal moyen de 54 N par nœud) et de 360 N en BF (soit un effort normal moyen de 36 N par nœud). Ces efforts, déterminés à la fin de la « mise à chaud » de l'aube sont relativement élevés. Cependant ces

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

efforts diminuent significativement dès le déplacement du carter en raison du glissement se produisant au contact.

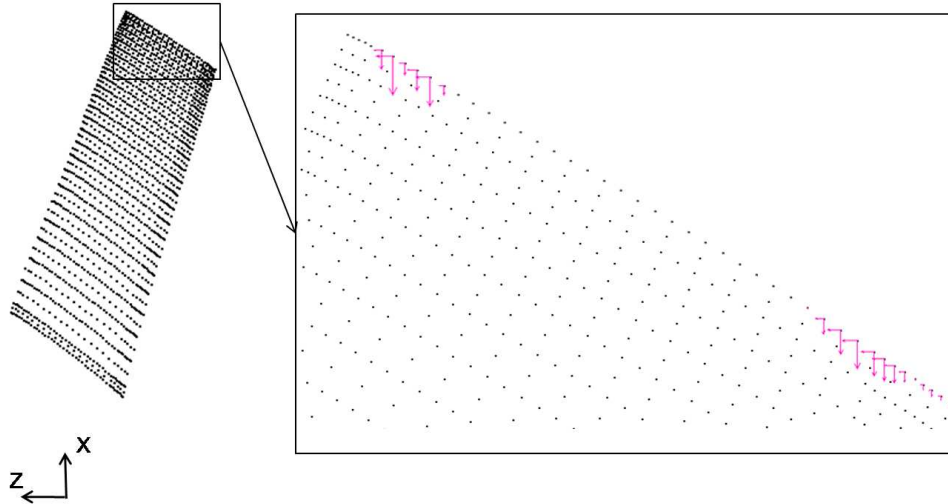


Figure 4-5. Effort de contact après mise à chaud de l'aube, l'effort total radial est de -685 N, effort total circonférentiel est de -106 N et effort axial total est de 316 N.

Simulation dynamique transitoire. Les essais ont montré une dynamique importante de l'aube avec des mouvements de grande amplitude, les simulations dynamiques transitoires sont donc réalisées avec l'hypothèse de grandes déformations, en intégration implicite. L'équation d'équilibre dynamique transitoire de la structure amortie et élastique (4-2) est résolue par la méthode de Newmark (4-3) et (4-4)

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{u}}\} + [\mathbf{C}]\{\dot{\mathbf{u}}\} + [\mathbf{K}]\{\mathbf{u}\} = \{\mathbf{F}\} \quad (4-4)$$

$$\{\dot{\mathbf{U}}_{n+1}\} = \{\dot{\mathbf{U}}_n\} + [(\mathbf{1} - \delta)\{\ddot{\mathbf{U}}_n\} + \delta\{\ddot{\mathbf{U}}_{n+1}\}]\Delta t \quad (4-5)$$

$$\{\mathbf{U}_{n+1}\} = \{\mathbf{U}_n\} + \{\dot{\mathbf{U}}_n\}\Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \alpha\right)\{\ddot{\mathbf{U}}_n\} + \alpha\{\ddot{\mathbf{U}}_{n+1}\}\right]\Delta t^2 \quad (4-6)$$

où α et δ sont des paramètres d'intégration de Newmark, Δt est le pas de temps, $\{U\}$ est la position, $\{\dot{U}\}$ est la vitesse et $\{\ddot{U}\}$ est l'accélération. $[M]$, $[C]$ et $[K]$ sont respectivement les matrices de masse, d'amortissement et de raideur du système. Le pas de temps choisi induit une fréquence d'échantillonnage égale à $300 \cdot f_0$.

Le pas de temps est très faible afin d'assurer la convergence du calcul et la raideur de contact est relativement élevée ($1e9 \text{ N.m}^{-1}$).

Par ailleurs, afin d'éviter les phénomènes transitoires inhérents à la mise en contact de l'aube avec le carter, la longueur de l'abradable est doublée devenant équivalente à deux tour d'abradable (Figure 4-6). Le premier est plat sur sa première moitié permettant un contact initial continu et stabilisé et sa seconde moitié est ovalisée. Le profil de la fin du premier tour d'abradable reprend le profil du second au pas de calcul précédent afin d'obtenir une continuité dans les conditions de contact entre les pas de calcul.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

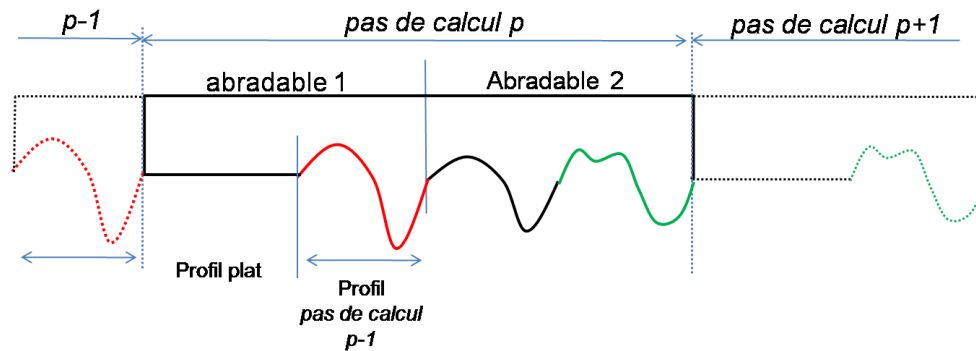


Figure 4-6. Principe de modélisation de la géométrie de l'abradable pour le calcul dynamique transitoire.

Résultats. A l'issue de la simulation dynamique transitoire du contact aube-abradable menée sur un tour, le comportement vibratoire de l'aube est étudié. Il est supposé que le déplacement circonférentiel du sommet d'aube (suivant la direction Y) est représentatif du mouvement vibratoire de l'aube et de son mouvement de flexion. Les zones de la paroi intérieure de l'abradable ayant été impactées par l'aube sont identifiées ainsi que les efforts de contact associés (effort radial, axial et circonférentiel). Ces données sont utilisées pour la simulation de l'usure et du comportement thermomécanique.

4.1.3. Usure de l'abradable (étape 2)

Les données concernant l'usure du revêtement abradable sont relativement peu nombreuses. Les efforts de contact constituent la donnée d'entrée pour la détermination de l'usure qui est supposée ici dépendante et proportionnelle à l'effort normal de contact. L'usure est prise en compte par le biais d'une modification de la coordonnée radiale (suivant X) du nœud impacté (le nœud impacté translate dans la direction X positive). Afin de conserver un maillage régulier, l'ensemble des nœuds suivant la profondeur de l'abradable est modifié (Figure 4-7). L'usure induit donc une modification de la géométrie de l'abradable. Il est important de préciser que les nœuds sont déplacés avant la résolution via une modification de leur coordonnée suivant X. Par la suite, le terme « déplacement » sera utilisé abusivement bien qu'il ne corresponde pas à une condition limite en déplacement.

L'usure doit être représentative d'une durée de 1 s, conformément à la résolution thermomécanique, bien que correspondante aux conditions de contact déterminées sur un seul tour. La relation, relativement arbitraire, liant l'effort normal de contact et le « déplacement » radial du nœud impacté est :

$$\mathbf{d} = \frac{F_n}{70} \quad (4-7)$$

avec d le « déplacement » du nœud de l'abradable impacté par l'aube, F_n l'effort normal de contact au nœud considéré.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

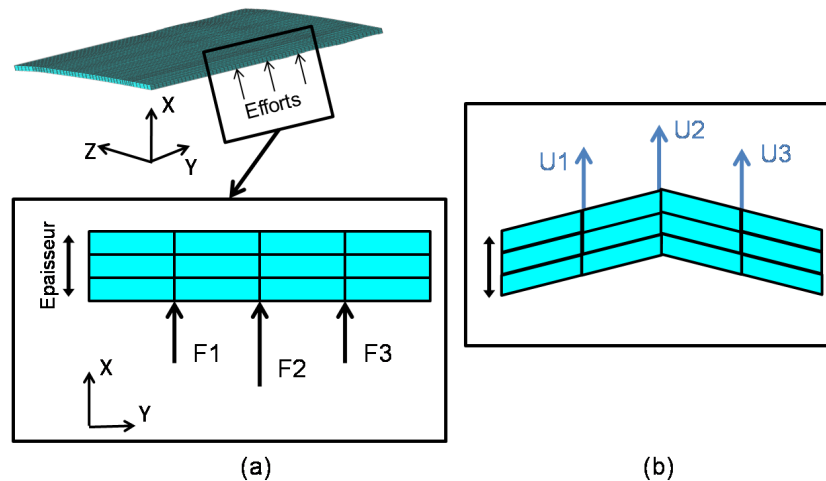


Figure 4-7. (a) : illustration du « déplacement » radial des nœuds d'abradable représentant l'usure : abradable vierge impacté par l'aube. (b) : abradable usé : nœud déplacé radialement.

Par ailleurs, cette loi d'usure recoupe globalement les travaux de [BOUNAZEF04] qui estime une vitesse d'usure pour un revêtement abradable M320 : $V_{USURE} = 0,213 \text{ mm.s}^{-1}$. Dans la simulation numérique, l'usure serait donc de 0.213 mm pour un pas de calcul (1 s) et à partir de (4-5) il en résulte un effort moyen de 15 N. Durant le premier pas de calcul, l'effort normal moyen obtenu sur la corde de l'aube est de 20 N.

Les usures du revêtement abradable se cumulent au fil des pas, sachant que le déplacement radial maximal est limité à l'épaisseur du revêtement, c'est-à-dire 3 mm.

Pour illustrer l'usure du revêtement, un profil de la paroi intérieure de l'abradable est présenté en Figure 4-8. Le déplacement radial des nœuds induit par l'usure est visible en BF et en BA.

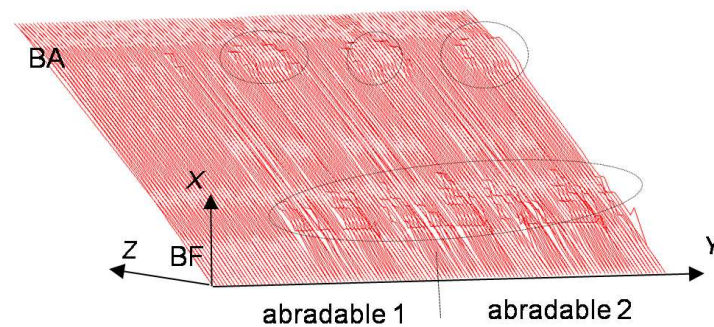


Figure 4-8. Exemple d'un profil de la paroi intérieure de l'abradable usé.

L'étape suivant le calcul des efforts de contact est la détermination des dilatations thermiques du système (aube et carter revêtu d'abradable). L'énergie générée par le frottement chauffe les pièces en contact. Cette énergie se partage entre l'aube et l'abradable provoquant des élévations de températures. Sous l'effet de cet échauffement, les pièces se dilatent et se déforment thermiquement.

4.1.4. Simulation thermomécanique de l'aube et du carter (étape 2)

Flux de chaleur. Suivant les essais présentés au chapitre 2, le vide est considéré et aucun flux de gaz ne circule. Dès lors, les échauffements de pièces en contact ne sont induits que par le

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

flux de chaleur généré par le frottement au contact aube-abradable. En considérant que la totalité de la puissance mécanique de frottement est convertie en flux de chaleur, on a :

$$\Phi = \vec{V} \cdot \vec{F} \quad (4-8)$$

où Φ est le flux de chaleur généré au contact, V est la vitesse de glissement et F l'effort tangentiel de frottement de l'aube sur l'abradable et qui se décomposent en un effort circonférentiel (suivant Y) et axial (suivant Z). Ce flux de chaleur est un produit scalaire projeté suivant la direction circonférentielle et suivant la direction axiale.

L'expression du flux de chaleur généré au contact par le frottement devient :

$$\Phi = F_c \cdot V_c + F_a \cdot V_a \quad (4-9)$$

où F_c est l'effort dans la direction circonférentielle, F_a l'effort dans la direction axiale, V_c la vitesse circonférentielle du sommet d'aube et V_a la vitesse axiale du sommet d'aube (Figure 4-9). A noter que la vitesse circonférentielle du sommet d'aube est la somme de la vitesse circonférentielle résultant de la fréquence de rotation (c'est-à-dire, le produit $R \cdot \Omega$) et de la vitesse circonférentielle résultant de la réponse vibratoire de l'aube.

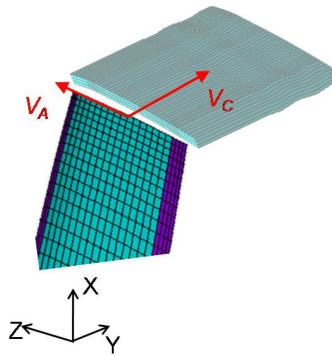


Figure 4-9 . Illustration de la vitesse axiale (suivant Z) et circonférentielle (suivant Y) en sommet d'aube.

Partage de flux. Le flux de chaleur généré au contact peut être considéré comme se partageant de manière égale entre l'aube et l'abradable [GOLDMAN95 et SEICHEPINE08], ce qui n'est pas réaliste de par les différences de géométrie et de matériaux. D'un point de vue thermique, le partage de flux de chaleur peut être considéré en fonction des matériaux et des surfaces en contact [VERNOTTE56 et ARCHARD58]. Ce cas correspond à l'hypothèse d'égalité des températures moyennes de surface, dans le cas statique, entre deux milieux semi-infinis. Un coefficient de partage de flux, p traduit la fraction de flux entrant dans chaque milieu :

- Pour l'aube :

$$\Phi_a = \Phi_T \cdot p_a$$

- Pour l'abradable :

$$\Phi_{abra} = \Phi_T \cdot p_{abra}$$

avec :

$$p_{abra} = \frac{S_{abra} \cdot \xi_{abra}}{S_{abra} \cdot \xi_{abra} + S_a \cdot \xi_a} \text{ et } p_a = \frac{S_a \cdot \xi_a}{S_{abra} \cdot \xi_{abra} + S_a \cdot \xi_a}$$

avec $\xi = \sqrt{\lambda \cdot \rho \cdot Cp}$

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

Où λ_p est la conductivité thermique, Cp_p la chaleur massique spécifique et ρ_p la masse volumique, de la pièce p ($p = a$ ou abra).

La démarche de calcul à partir des résultats dynamiques est la suivante : à la fin d'une simulation dynamique correspondant à une révolution de l'aube, les efforts et les zones de contact au niveau de l'abradable sont déterminés. Les surfaces de contact sont donc elles aussi déterminées, à partir de la connaissance des nœuds impactés.

- Pour l'aube, la surface en contact déterminant la section de passage du flux est équivalente à la somme des surfaces des éléments en contact.
- Pour l'abradable, la surface en contact déterminant la section de passage du flux est équivalente au nombre de nœuds de la paroi intérieure de l'abradable ayant été en contact multiplié par la surface des éléments de la paroi intérieure. Cette surface élémentaire est égale à $Lo*la$ (Figure 4-10). La longueur Lo est identique pour chaque élément (discrétisation circonférentielle constante) et une valeur moyenne est considérée pour la .

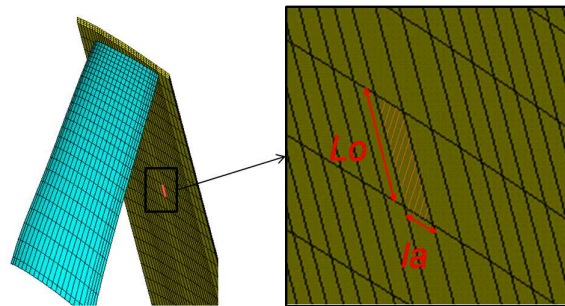


Figure 4-10. Eléments de l'abradable en contact avec l'aube et mis en évidence de la section de passage du flux de chaleur.

Pour la résolution thermique, le pas de temps n'est pas nécessairement le même que celui de l'analyse dynamique, la vitesse de diffusion étant beaucoup plus lente. Pour cela, une dernière étape vise à moyenniser les flux sur un tour. Ainsi le flux de chaleur généré durant un pas de calcul dynamique Δt est converti en un flux sur le temps d'un tour, ΔT , en réalisant l'équivalence en énergie. La Figure 4-11 illustre cette différence de flux de chaleur au contact. Il s'agit de conserver l'énergie générée durant le contact:

$$\Phi \cdot \Delta t = \Phi_{num} \cdot \Delta T$$

Avec :

$$\Delta T = 400 \times \Delta t$$

Donc le flux de chaleur déterminé en chaque nœud est divisé par la durée d'un tour.

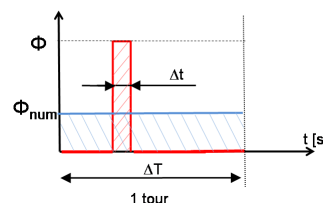


Figure 4-11. Flux de chaleur réel en un point (en rouge) et flux de chaleur appliqué dans la simulation en ce même point (en bleu) pour conserver l'énergie générée au contact.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

A cette étape, le chargement thermique est entièrement déterminé en chaque nœud de la paroi intérieure de l'abradable et du sommet d'aube. Un modèle de carter et d'aube en 3D permet de déterminer les échauffements induits par ces chargements thermiques. Les modèles EF sont détaillés dans la suite. Afin d'assurer la continuité des échauffements, au début de la simulation thermique, au pas de calcul p , les températures du système à la fin du pas $p-1$ sont réintroduites. A noter que l'évolution de la géométrie de l'abradable due à l'usure n'est pas prise en compte dans les simulations thermomécaniques.

Dilatations thermiques du système. Les dilatations thermiques sont sensibles à la géométrie du système et aux conditions aux limites. Ainsi la simulation thermomécanique du carter est réalisée à partir d'une géométrie réaliste : un carter circulaire, un revêtement abradable et dans la mesure du possible des conditions limites réelles, ainsi les liaisons vissées avec les étages adjacents sont représentées par un blocage des nœuds sur les lignes en ces endroits (en Figure 4-12, le modèle EF du carter pour la simulation thermomécanique). Le redresseur, dont l'influence reste modérée sur les déformées thermiques (cf. chapitre 3), n'est pas considéré ici.

Le maillage de l'abradable est identique à celui du modèle dynamique transitoire (carter rectiligne), c'est-à-dire, 3 éléments dans l'épaisseur, 60 éléments circonférentiellement et 45 éléments axialement. Le maillage de la partie métallique du carter, moins fin que celui de l'abradable, reprend des éléments quadrilatères à 8 nœuds. 6120 éléments composent l'abradable et 10200 éléments composent la partie métallique du carter. Les paramètres mécaniques et thermiques du métal du carter (en titane) sont donnés au Tableau 4-2. Le carter est considéré à 20 °C au début de l'étude.

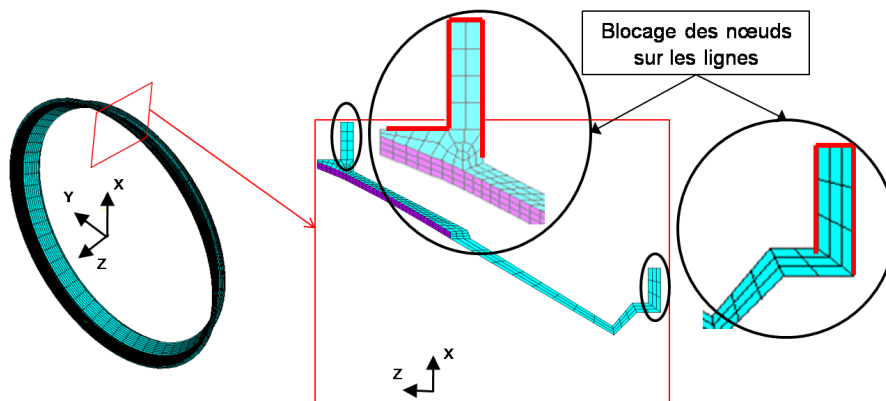


Figure 4-12. Modèle EF circulaire du carter revêtu d'abradable et section du carter avec une illustration des conditions aux limites.

La simulation thermomécanique de l'aube est réalisée sur une géométrie d'aube réelle sans pied maillée avec des éléments tétraèdres à 10 nœuds (Figure 4-13). Le maillage, composé de 6186 éléments, est raffiné au sommet de l'aube. Les paramètres mécaniques et thermiques du titane de l'aube sont également rappelés en Tableau 4-2. Les nœuds inférieurs de l'aube sont bloqués suivant tous les degrés de liberté afin de représenter le blocage de l'aube sur le rotor au niveau de son pied. L'aube est considérée à 20 °C au début de l'étude.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

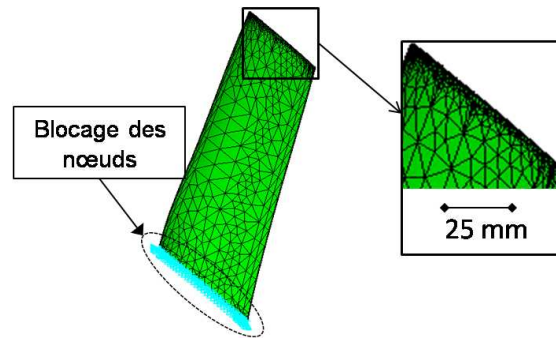


Figure 4-13. Modèle EF de l'aube pour la simulation thermomécanique et illustration du blocage des nœuds.

Module d'Young	Coefficient de Poisson	Masse volumique	Conductivité thermique	Chaleur massique	Coefficient de dilatation
<i>GPa</i>	-	<i>kg.m⁻³</i>	<i>W.m⁻¹.°C⁻¹</i>	<i>J.kg⁻¹.°C⁻¹</i>	<i>K⁻¹</i>
112	0,29	4420	16,7	522,5	0,95.10⁻⁵

Tableau 4-2 . Paramètres mécaniques et thermiques du titane.

Introduction des phénomènes thermiques dans le modèle dynamique. Les déformations thermiques sont calculées sur un carter circulaire et une aube en 3D. La dernière étape de l'étude consiste à introduire ces déformations sur le carter rectiligne et sur l'aube dans la simulation dynamique transitoire.

Cette partie présente la démarche globale d'une étude de la dynamique d'aube sous conditions de contact évoluant en fonction des dilatations thermiques et de l'usure du revêtement abrasable. L'objectif est d'identifier l'influence de l'usure et des dilatations thermiques sur la dynamique de l'aube en contact.

Les simulations numériques transitoires de la dynamique d'aube et des thermomécaniques du système sont découplées.

La chronologie de la simulation est commandée par la simulation thermique avec ponctuellement une simulation transitoire de la dynamique d'aube pour identifier la dynamique de l'aube et les conditions de contact.

La loi d'usure est simplifiée, considérée uniquement proportionnelle aux efforts normaux de contact. L'usure induite par les conditions de contact au pas p est introduite au début du pas $p+1$.

4.2. Influence de l'usure sur le comportement dynamique de l'aube

4.2.1. Présentation de la simulation

Démarche numérique. La simulation numérique reprend les bases de la démarche présentée précédemment dans laquelle les effets thermiques sont négligés (Figure 4-14).

La fréquence de rotation notée N (traduite en translation rectiligne du carter dans la simulation dynamique) est choisie telle qu'elle ne soit pas un multiple entier de la première fréquence propre de l'aube, sous conditions libre-encastree. Ce choix permet de s'approcher des condi-

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

tions de la campagne d'essai, notamment le second cas d'étude. Le diagramme de Campbell (Figure 4-15) montre l'évolution de la première fréquence propre de l'aube en fonction de la vitesse de rotation. La vitesse de rotation notée N_c correspond à l'intersection entre la courbe représentative de la fréquence propre de l'aube (en bleu foncé) et l'harmonique 6. N est donc supérieure à N_c , avec $N = 1,12 * N_c$.

Les paramètres d'ovalisation du carter sont représentés en Figure 4-16, le rayon minimum induit par l'ovalisation est diminué de 0,05 mm par rapport au rayon du carter parfaitement circulaire. Le rayon maximum est augmenté de 0,08 mm.

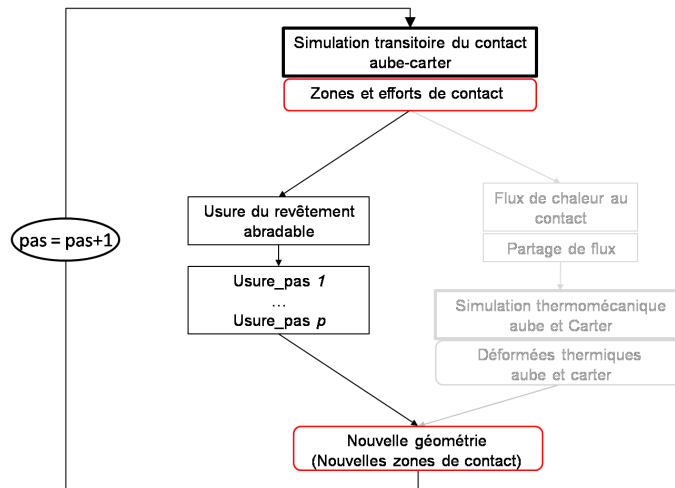


Figure 4-14. Démarche numérique de l'étude de la divergence d'aube sous condition de contact, sans prise en compte des effets thermiques.

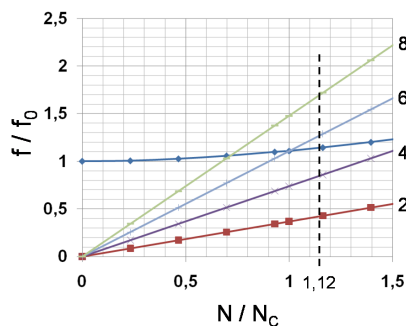


Figure 4-15. Evolution de la première fréquence propre de l'aube rapportée à f_0 , en fonction du rapport des vitesses de rotation : N/N_c .

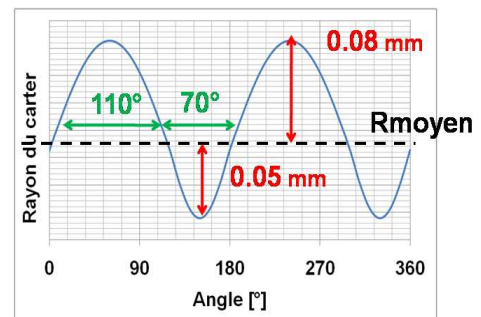


Figure 4-16. Paramètres de l'ovalisation initiale du carter.

Simulations. La démarche globale est réalisée sur un ensemble de 30 pas de calcul. Les résultats seront analysés dans les parties suivantes : comportement vibratoire de l'aube, efforts de contact et évolution du jeu aube-carter durant ces 30 pas de calcul.

4.2.2. Comportement vibratoire de l'aube en contact

Evolution générale et valeurs moyennes du déplacement circconférentiel. En Figure 4-17, le déplacement circconférentiel (suivant Y) du sommet d'aube est tracé en fonction du temps. L'amplitude des vibrations évolue au cours du temps : jusqu'au 8^{ème} pas de calcul, l'amplitude vaut environ 0,3 mm puis atteint 0,8 mm. Le mouvement vibratoire diminue ensuite globale-

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

ment même s'il passe par des phases où son amplitude augmente (au 15^{ème}, 17^{ème} et 21^{ème} pas). Après le 24^{ème} pas, l'amplitude des vibrations décroît.

La valeur moyenne du déplacement circonférentiel du sommet d'aube paraît également évoluer au cours du temps. Jusqu'au 10^{ème} pas de calcul, la valeur moyenne du déplacement circonférentiel du BF est de -0,8 mm. Du 10^{ème} au 14^{ème} pas de calcul, la valeur moyenne du déplacement diminue en valeur absolue et enfin, du 14^{ème} pas de calcul jusqu'à la fin de la simulation la valeur moyenne du déplacement circonférentiel est égale à -0,67 mm.

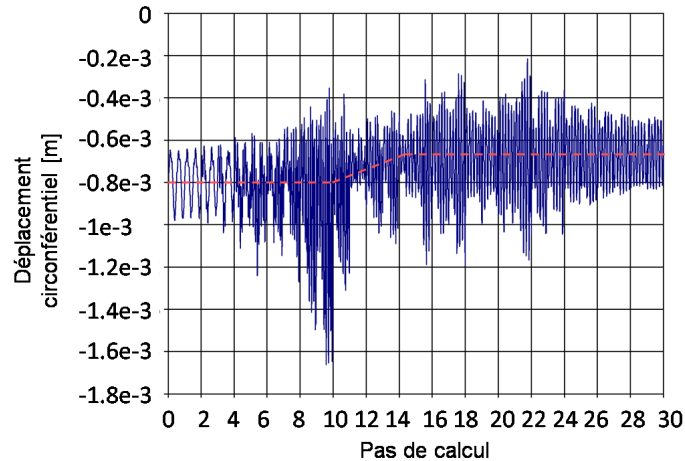


Figure 4-17. Déplacement circonférentiel (suivant Y) du BF du sommet d'aube, image du comportement vibratoire de l'aube.

La valeur moyenne du déplacement circonférentiel du sommet d'aube décroît en valeur absolue au fil du temps. Cette valeur peut refléter un état du contact :

- Du 1^{er} au 10^{ème} pas, quand la valeur moyenne du déplacement circonférentiel est élevée, le contact relativement sévère peut faire fléchir l'aube négativement en raison du mouvement de translation du carter imposé (Figure 4-18a). La valeur moyenne de l'effort normal de contact sur la corde vaut -16,2 N (Figure 4-19a).
- Lorsque la valeur moyenne du déplacement circonférentiel diminue (Figure 4-18b), la valeur moyenne de l'effort normal de contact sur la corde diminue également pour atteindre -7,7 N (Figure 4-19b). L'aube est alors moins fléchie.

Le contact devient en fait moins sévère au fil des pas de calcul. Sous l'influence de l'usure, l'abradable tend à « libérer » l'aube en relâchant le contact.

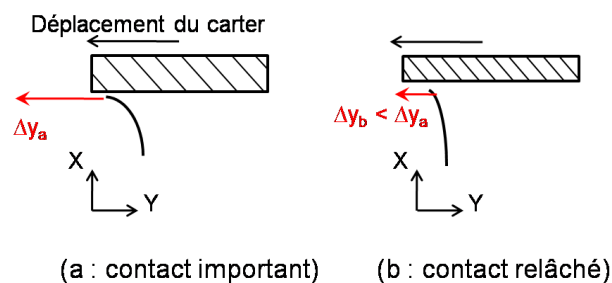


Figure 4-18. Illustration de l'état de contact aube-abradable et de la valeur moyenne du déplacement circonférentiel (Δy) du sommet d'aube.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

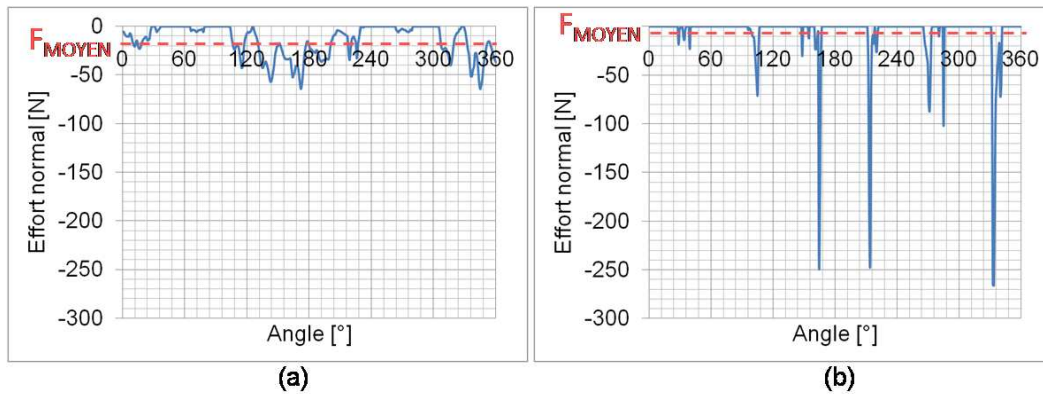


Figure 4-19. Effort normal de contact sur toute la corde au 2^{ème} pas de calcul (a) et au 18^{ème} pas (b).

Profil d'usure. Une cartographie de la paroi intérieure de l'abradable permet de représenter la son usure à différents pas de calcul : 4^{ème}, 14^{ème} et 22^{ème} (Figure 4-20). Au 4^{ème} pas, l'usure est plutôt localisée en BA puis au 11^{ème} pas, l'usure est clairement identifiée en BF et en milieu de corde avec l'effet de l'ovalisation (2 zones prépondérantes d'usure suivant la circonférence). Au 22^{ème} pas, l'usure devient de plus en plus visible et irrégulière avec un profil en lobes superposé à celui de l'ovalisation.

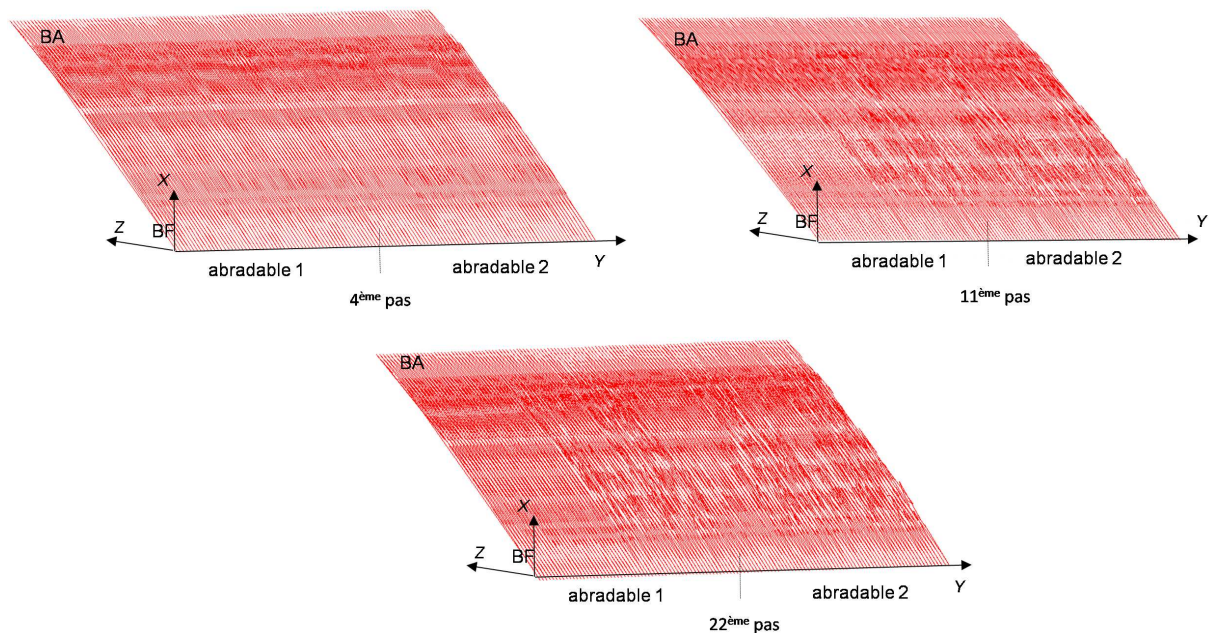


Figure 4-20. Profil de la paroi intérieure de l'abradable en tenant compte de l'usure au 4^{ème}, 11^{ème} et 22^{ème} pas de calcul.

Comportement vibratoire et contenu harmonique. Le mouvement vibratoire est évolutif au cours du temps.

Il s'agit d'analyser ce comportement vibratoire : son évolution durant un tour et ses fréquences associées (Figure 4-21), en différents pas de calcul : 4, 10, 14 et 22.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

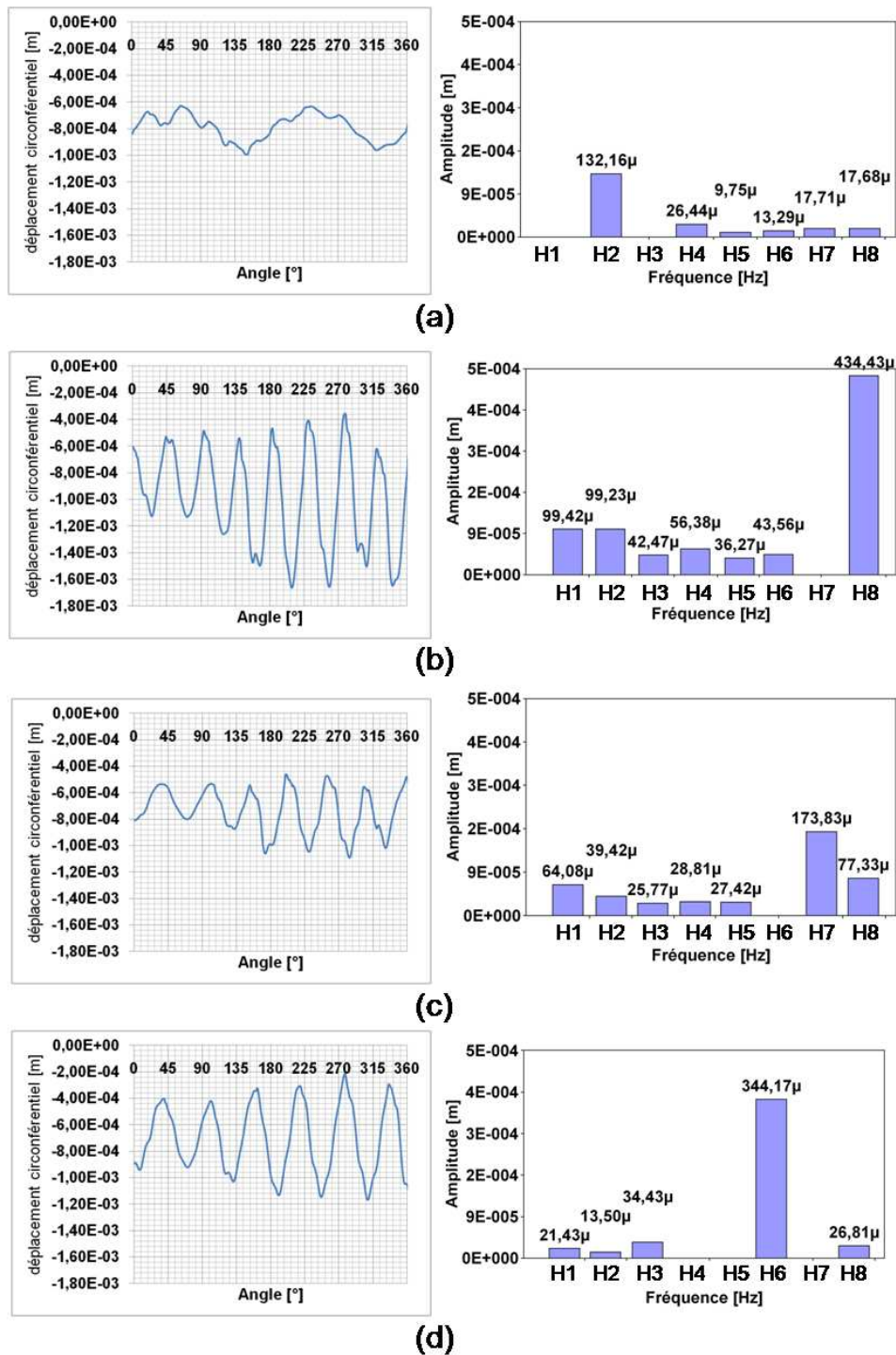


Figure 4-21. Déplacement circonférentiel (comportement vibratoire) de l'aube durant un tour, et son contenu harmonique, pour le pas de calcul 4 (a), 10 (b), 14 (c) et 22 (d).

Au 4^{ème} pas de calcul, la réponse vibratoire de l'aube montre 2 oscillations par tour, l'ovalisation de l'abradable semble dicter la déformée de l'aube. Le contenu harmonique met en évidence la prédominance de l'harmonique 2 qui est définie comme la fréquence multiple de 2 de la vitesse de rotation. Ce comportement vibratoire est cohérent avec l'évolution sur un tour de l'effort de contact avec 2 contacts par tour privilégiés par l'ovalisation.

Au 10^{ème} pas, la réponse vibratoire de l'aube montre huit flexions par tour et le contenu harmonique met en évidence H8 est majoritaire. La fréquence du mouvement vibratoire est donc

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

multiple de 8 de la vitesse de rotation et cette fréquence est supérieure à la première fréquence propre de l'aube. L'amplitude de la réponse vibratoire est relativement supérieure à celles des autres pas de calcul.

A ce pas de calcul, les efforts de contact radiaux, axiaux et circonférentiels, sommés sur toute la corde, sont tracés en Figure 4-22. Le tracé des efforts sur un tour met en évidence 8 contacts par tour qui sont donc associés aux 8 flexions par tour de l'aube. De plus, les efforts de contacts sont significatifs, atteignant une valeur maximale de 700 N dans la direction radiale.

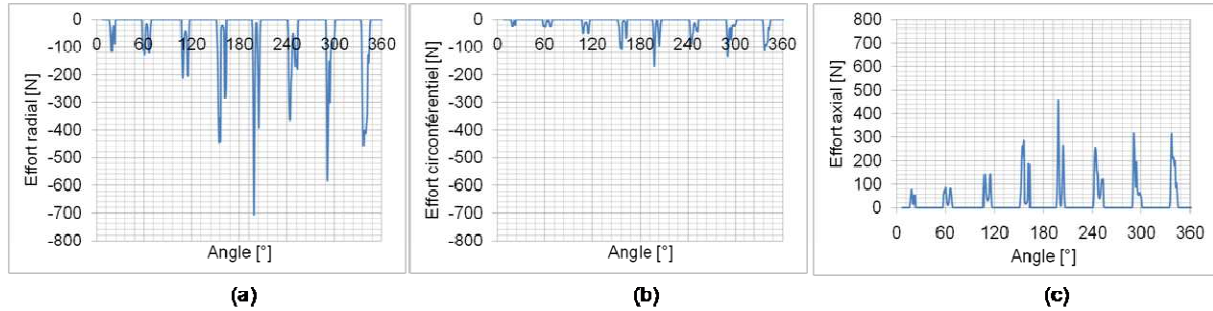


Figure 4-22. Evolution durant 1 tour des efforts de contact en sommet d'aube extraits au pas de calcul 10.

Au 14^{ème} pas, les vibrations de l'aube ne montrent pas un nombre entier d'oscillation par tour, il est observé 6,5 oscillations et le contenu harmonique met en évidence H7 majoritaire.

Au 22^{ème} pas, le mouvement vibratoire de l'aube montre clairement 6 oscillations par tour et le contenu harmonique met en évidence la prédominance de H6. La fréquence des mouvements de vibrations est donc un multiple de 6 de la fréquence de rotation. Son amplitude est plus faible que celle du 10^{ème} pas mais reste significative au regard de l'ensemble de la réponse de l'aube. Les efforts de contact extraits sur un tour montrent effectivement 6 contacts aube-abradable par tour (Figure 4-23). Toutefois, ces efforts sont clairement moins importants qu'au 10^{ème} pas de calcul.

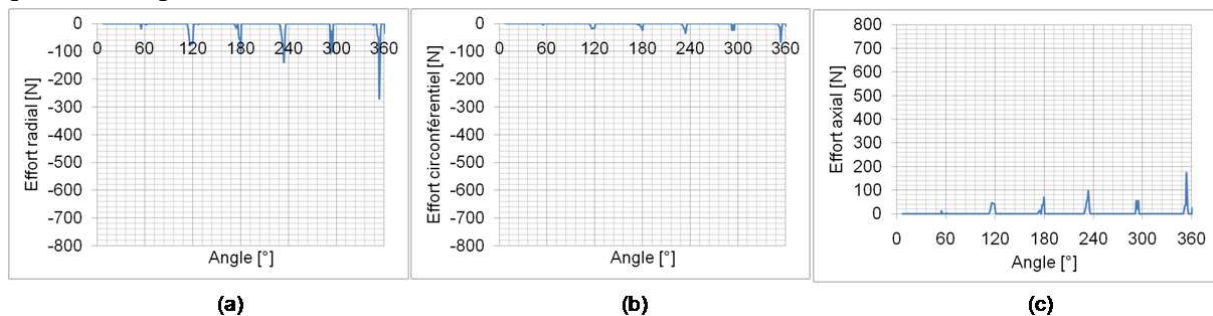


Figure 4-23. Evolution durant 1 tour des efforts de contact en sommet d'aube extraits au pas de calcul 22.

Au-delà du pas de calcul 22, l'amplitude de la réponse vibratoire diminue significativement, identifiée à 5,5 oscillations par tour (Figure 4-24). Le contenu harmonique de ce signal met en évidence la concurrence de H5 et H6, signifiant une fréquence de vibrations multiple de 5,5 de la fréquence de rotation. Dans ce cas, la fréquence de la réponse vibratoire est très proche de la première fréquence propre de l'aube. A ce stade, l'usure de l'abradable est telle que le contact aube-abradable a quasiment disparu. Ainsi, sans effort de contact significatif (Figure 4-25), l'aube ne peut plus être excitée et le mouvement vibratoire diminue.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

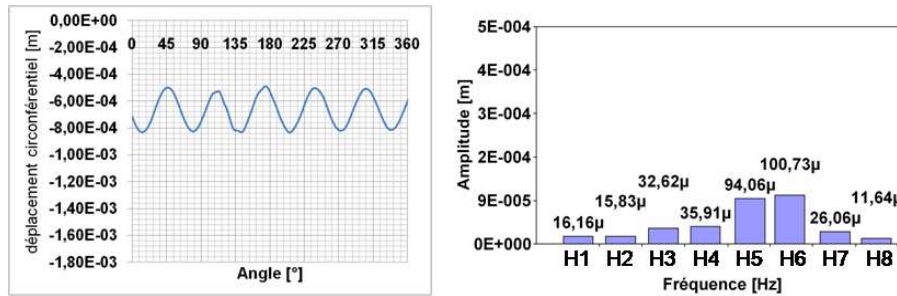


Figure 4-24. Comportement vibratoire de l'aube durant un tour et son contenu harmonique, au pas de calcul 25.

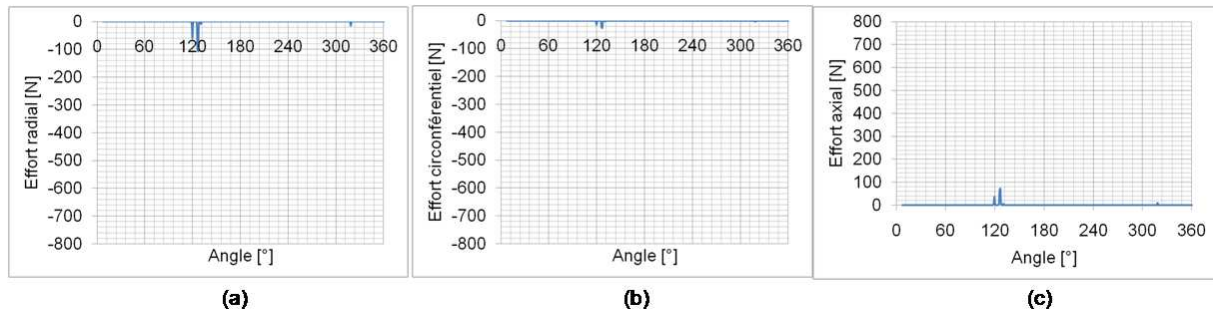


Figure 4-25. Effort radial (a), circconférentiel (b) et axial (c) de contact au 25^{ème} pas de calcul.

Evolution du jeu aube-carter. L'évolution durant 1 tour du jeu aube-carter peut être déterminée à partir du comportement vibratoire de l'aube, la méthodologie de calcul du jeu aube-carter a été présentée (cf. chapitre 3, partie 3.1.2).

Au 10^{ème} pas de calcul, l'évolution durant un tour du jeu aube-carter en BF est tracée en Figure 4-26a, à partir des déplacements (radiaux, axiaux et circconférentiels) du sommet de l'aube ce qui correspond au maximum d'amplitude vibratoire de l'aube, avec une usure atteignant 0,1 mm. Au 14^{ème} pas de calcul, la consommation est similaire bien que l'amplitude vibratoire diminue (Figure 4-26b). Au 22^{ème} pas, en Figure 4-26c, une consommation potentielle de 0,2 mm est clairement mise en évidence en BF malgré une amplitude vibratoire plus faible. Cela explique par les différences de déformée vibratoire.

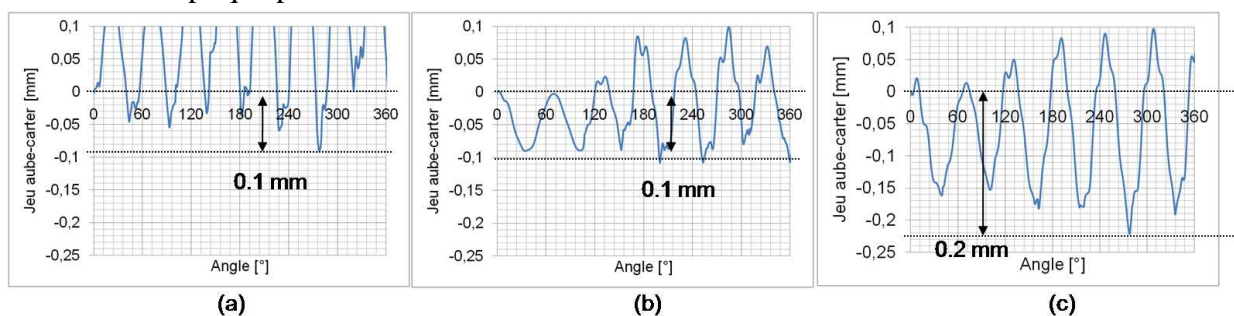


Figure 4-26. Evolution du jeu aube-carter en BF durant un tour déterminée à partir de la dynamique d'aube seule, au 10^{ème} pas (a), 14^{ème} pas (b) et 22^{ème} pas (c).

Ainsi dans le cas où l'aube a une réponse vibratoire à 6 flexions par tour (fréquence accordée sur H6), la consommation d'abradable est la plus élevée. Ce mouvement vibratoire semble donc être préjudiciable pour le système avec une usure significative du revêtement abradable.

Globalement, il est montré que les différents régimes vibratoires successifs sont liés à l'usure et à l'évolution des conditions de contact associée. Le contact initialement important tend à

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

augmenter la rigidité de l'aube qui est alors excitée sur une fréquence au-delà de celle proche de la vitesse de rotation. L'usure tend à relâcher peu à peu le contact, les efforts de contact diminuent tout comme la fréquence de vibrations d'aube. Par ailleurs, l'évolution du jeu n'est pas quant à elle directement proportionnelle à l'amplitude des déplacements mais également associée à la fréquence de vibration de l'aube.

4.2.3. Condition en vitesse dans la loi d'usure

La réponse vibratoire en fin de simulation à 6 flexions par tour n'était pas entretenue, c'est-à-dire que les amplitudes de vibrations diminuent. Or les essais avaient montré une amplitude du mouvement vibratoire de plus en plus importante au fil des tours, particulièrement lorsque le mouvement vibratoire était accordé sur H6.

Expérimentalement, il a été constaté que durant cette réponse vibratoire à 6 flexions par tour, l'aube tendait à user l'abradable à son redressement. Autrement dit, l'aube use l'abradable avec une vitesse tangentielle au sommet dans le même sens que sa vitesse engendrée par la rotation. Dans la partie qui suit, le comportement vibratoire de l'aube est analysé suivant le principe de l'usure au redressement uniquement lorsque celle-ci est accordée sur H6.

Condition en vitesse de la loi d'usure. Une condition supplémentaire est introduite dépendante de la vitesse en sommet d'aube : La simulation considère une usure de l'abradable si la vitesse tangentielle (suivant Y) du nœud de l'aube impactant l'abradable est positive (Figure 4-27a). Par contre, la loi ne considère pas d'usure si V_y est négative (Figure 4-27b).

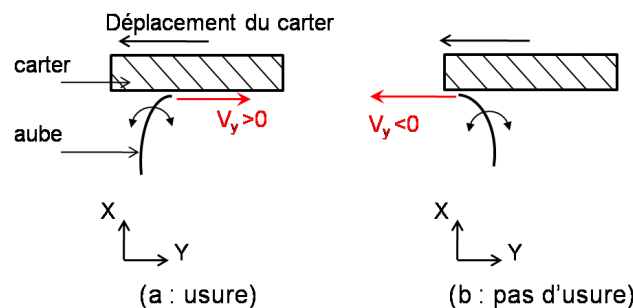


Figure 4-27. Illustration de la condition d'usure de l'abradable : usure si $V_y > 0$, au redressement de l'aube (a) et aucune usure si $V_y < 0$ (b).

L'expression de la loi d'usure s'écrit :

$$d = \frac{F_x}{70} \text{ si } V_y > 0 \text{ et } d = 0 \text{ si } V_y \leq 0 \quad (4-10)$$

avec d la valeur de l'usure, V_y la vitesse tangentielle du sommet d'aube et F_x l'effort radial de contact en sommet d'aube.

Comportement vibratoire du sommet d'aube. La simulation précédente est reprise à partir du 18^{ème} pas de calcul avec la loi d'usure modifiée. Le comportement vibratoire du sommet d'aube en BF est inchangé jusqu'au 17^{ème} pas.

Le mouvement de vibration de l'aube, tracé en Figure 4-28a, est sensiblement différent, comparé à la simulation précédente (Figure 4-28b). En effet, avec la nouvelle loi d'usure, l'amplitude du mouvement de vibration devient plus importante et tend à rester constante

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

alors que précédemment, elle tendait à décroître. Par ailleurs, un zoom du mouvement vibratoire de l'aube sur un tour extrait au 26^{ème} pas, représenté en Figure 4-29a, indique un mouvement vibratoire à 6 flexions par tour plus marqué. Le contenu harmonique (Figure 4-29b) montre la prédominance de H6.

L'évolution du jeu aube-carter, extraite au 26^{ème} pas, est tracée durant un tour à partir de la dynamique d'aube (Figure 4-30). Une consommation d'abradable potentielle de 0,2 mm est observée.

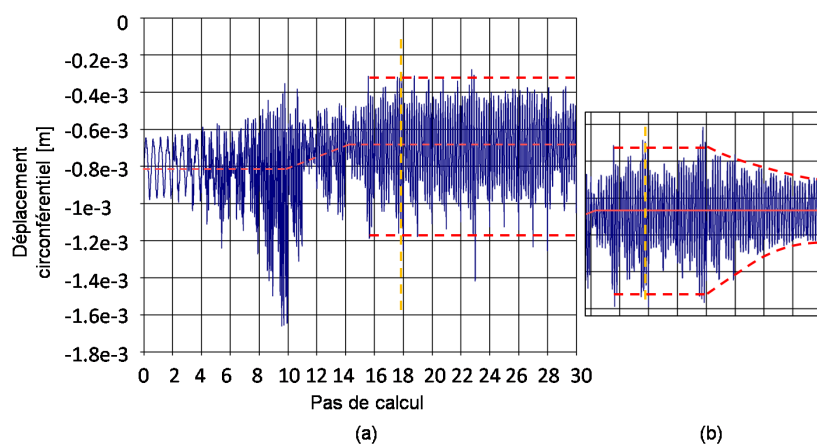


Figure 4-28. Déplacement circconférentiel du sommet d'aube en BF : introduction de la nouvelle loi d'usure au 18^{ème} pas (a). Rappel du comportement vibratoire avec l'ancienne loi d'usure (b).

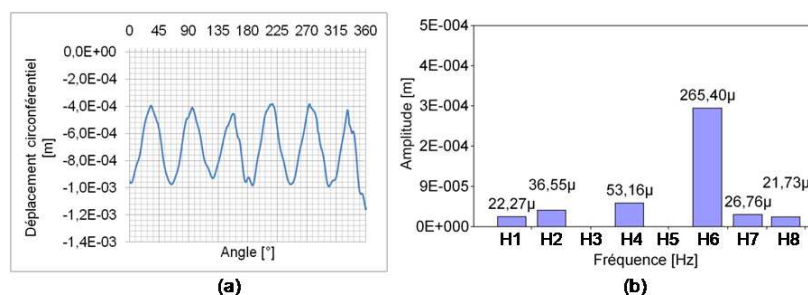


Figure 4-29. Mouvement vibratoire de l'aube sur un tour au pas 26 (a) et son contenu harmonique (b).

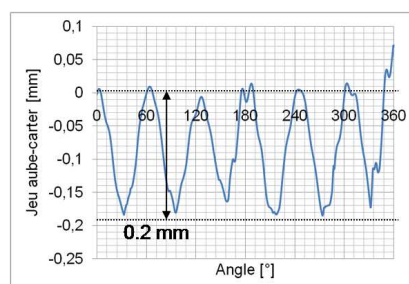


Figure 4-30. Evolution du jeu aube-carter au pas 26, avec la nouvelle loi d'usure.

L'introduction d'une condition sur la vitesse tangentielle du sommet d'aube dans la loi d'usure permet l'entretien de la réponse vibratoire à 6 flexions par tour.

Toutefois, l'amplitude du mouvement vibratoire n'augmente pas au cours des pas de calcul. Or expérimentalement, les amplitudes du mouvement vibratoire de l'aube accordée notamment sur H6 augmentaient significativement au fil des tours.

4.2.4. Synthèse

Cette étude de la dynamique de l'aube sous condition de contact, en considérant l'usure de l'abradable via une loi proportionnelle à l'effort normal de contact à partir d'un abradable initialement ovalisé, montre que la réponse vibratoire de l'aube évolue au cours de la simulation : en valeur moyenne, en amplitude et en fréquence.

L'évolution de la valeur moyenne du déplacement circonférentiel du sommet d'aube peut traduire un changement du contact. Rapidement la fréquence du mouvement vibratoire de l'aube est accordée sur H8 avec des amplitudes croissantes. Il apparaît ainsi que le contact relativement « sévère » tend à induire un mouvement de flexion d'aube, à une fréquence supérieure à sa première fréquence propre : le contact rigidifie l'aube. Ces résultats concordent avec les observations expérimentales.

Ensuite, les amplitudes du mouvement de flexion de l'aube évoluent au cours du temps, comme observé expérimentalement, en raison d'une diminution des efforts de contact induisant une flexion moins prononcée de l'aube. Cependant même si les amplitudes sont faibles il est montré que le mouvement vibratoire, accordée sur H6 est préjudiciable car il engendre une usure d'abradable plus importante. Ceci permet d'expliquer qu'expérimentalement, une usure d'abradable en 6 lobes est constatée face au BF.

Lorsque le mouvement vibratoire de l'aube est accordé sur H6, il s'amplifie mais diminue assez rapidement, ce qui ne correspond pas aux observations expérimentales. Dans la simulation, l'usure, durant cette période, induit une perte de contact, l'aube ne peut plus avoir de mouvements vibratoires significatifs. Les amplitudes diminuent, il n'y a pas de contact et la fréquence des (faibles) vibrations de l'aube est égale à la première fréquence propre de l'aube. En introduisant une condition sur la vitesse du sommet d'aube dans la loi d'usure, condition reliée aux observations expérimentales, il apparaît que le mouvement vibratoire peut être entretenu, mais qui ne s'amplifie pas.

4.3. Influence de l'usure et de la thermomécanique sur la dynamique d'aube

Dans cette partie la démarche globale numérique est reprise en introduisant les phénomènes thermiques induits par le contact (échauffements et dilatations thermiques). L'usure est encore considérée. L'influence de la thermique sera étudiée au début de la simulation numérique (contact sévère et vibrations de l'aube dictées par l'ovalisation) puis lorsque l'aube répond à 6 flexions par tour.

4.3.1. Phénomènes thermiques au début de la simulation

La démarche présentée au point 4.1 est donc considérée à partir du carter ovalisé en tenant compte de l'usure et des phénomènes thermiques. La démarche est menée sur 12 pas de calcul. Au-delà, les températures du revêtement abrasable sont trop élevées et la simulation ne présente plus de sens physique réel, l'accélération de l'usure avec la température n'étant pas considérée.

Dynamique de l'aube. Le comportement vibratoire de l'aube, représenté par le déplacement circonférentiel du BF de l'aube est tracé en Figure 4-31, pour tous les pas de la simulation. Le mouvement vibratoire est relativement similaire à celui dans le cas où l'usure seule était considérée (cf. Figure 4-17), pouvant effectivement se décomposer en deux phases. Jusqu'au 7^{ème} pas, le comportement reste globalement constant avec des amplitudes qui évoluent peu. A partir du 10^{ème} pas, la réponse vibratoire de l'aube devient de plus en plus importante.

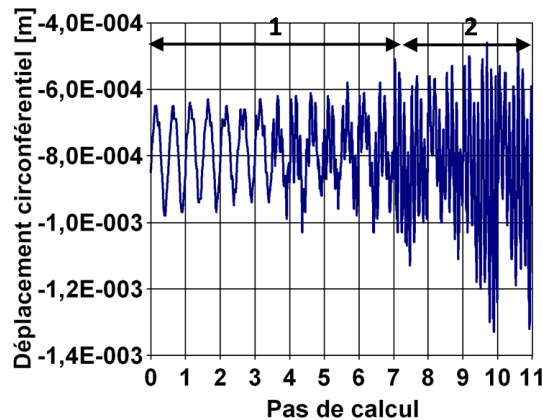


Figure 4-31. Comportement vibratoire du bord de fuite de l'aube durant la simulation sous l'influence de l'usure et des dilatations thermiques.

Le comportement vibratoire de l'aube en BF est étudié sur un tour au début et à la fin de la première phase (au pas 2 et au pas 7). Au second pas de calcul, la réponse vibratoire est induite par l'ovalisation du carter, l'harmonique 2 est prépondérant (Figure 4-32a). Au 7^{ème} pas de calcul, soit à la fin de la première phase, la réponse vibratoire de l'aube montre encore deux flexions par tour bien qu'elles soient moins marquées (Figure 4-32b). Le contenu harmonique met en évidence H2 majoritaire : l'ovalisation dicte toujours la déformée de l'aube. Au 11^{ème} pas, un mouvement vibratoire à 8 flexions par tour apparaît et l'harmonique 8 devient prépondérant par rapport à H2 : l'effet de l'ovalisation tend à disparaître, la dynamique d'aube devient prépondérante devant les effets de l'ovalisation.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

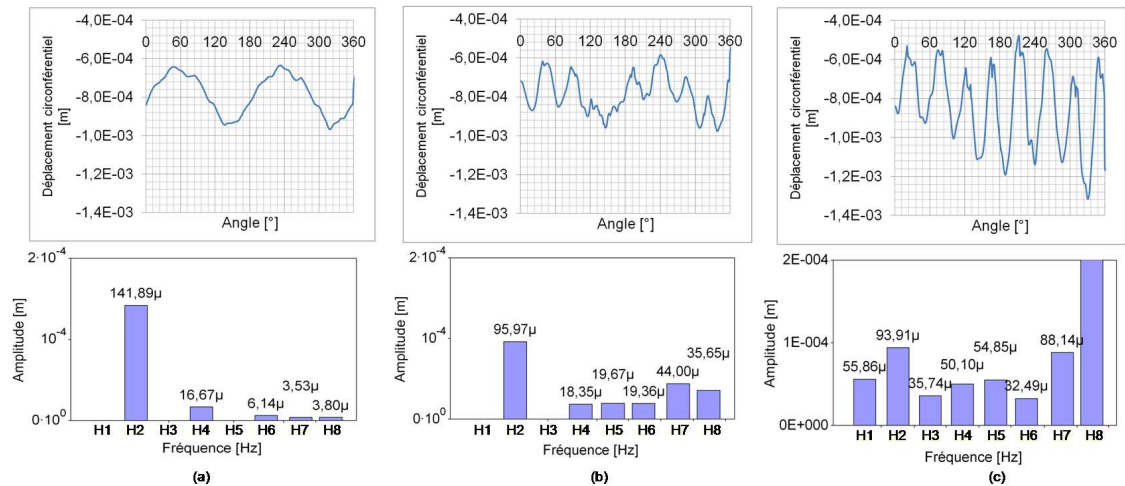


Figure 4-32. Réponse vibratoire de l'aube sur un tour et son contenu harmonique au pas de calcul 2 (a), 7 (b) et 11 (c).

Dilatations thermiques du carter au 7^{ème} pas de calcul. Ainsi, la phase 1, correspondant à la phase où la réponse vibratoire de l'aube est induite par l'ovalisation, s'arrête au 7^{ème} pas de calcul dans cette simulation. Dans le cas où les phénomènes thermiques étaient négligés, l'effet de l'ovalisation sur la réponse vibratoire de l'aube disparaissait dès le 6^{ème} pas de calcul.

Ceci peut être expliqué par les dilatations thermiques du carter. En Figure 4-33, les déformées thermiques dans la direction radiale du carter en face du BA et du BF sont tracées au pas de calcul 7. Le « rétrécissement » initial du rayon du carter induit par l'ovalisation est représentée en pointillé. A noter que la simulation thermomécanique du carter ne considère pas l'ovalisation initiale du carter car elle n'influe pas sur ses dilatations thermiques. En BA, dans les zones du carter correspondantes à l'ovalisation, le rayon du carter diminue par dilatation thermique. Sous l'influence des échauffements, l'effet de l'ovalisation est donc légèrement accentué en BA et peut donc expliquer le fait que l'influence de l'ovalisation soit plus longtemps présente dans le comportement vibratoire de l'aube en considérant les échauffements. En BF, les dilatations thermiques tendent à diminuer également le rayon du carter sur toute la circonférence.

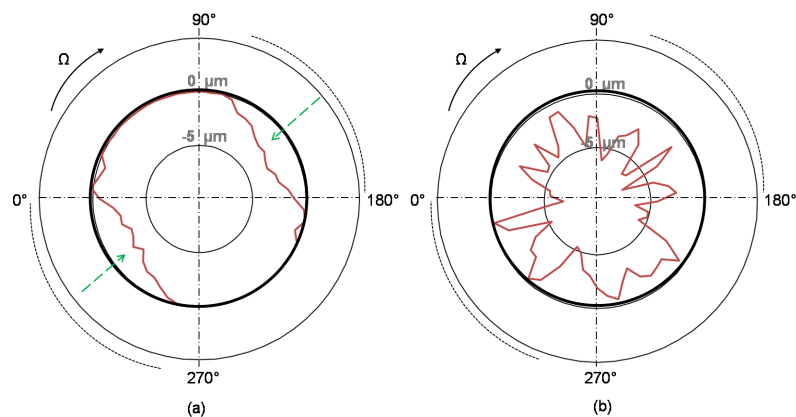


Figure 4-33. Déformée thermique dans la direction radiale du carter, au pas de calcul 7 en BA (a) et en BF (b), en pointillé, l'ovalisation initiale, en gras le rayon initial du carter.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

Températures de l'aube. La cartographie de la température de l'aube, au 11^{ème} pas de calcul, montre que les échauffements sont relativement faibles et extrêmement localisés en sommet d'aube (Figure 4-34) n'induisant pas de dilatation thermique significative de l'aube.

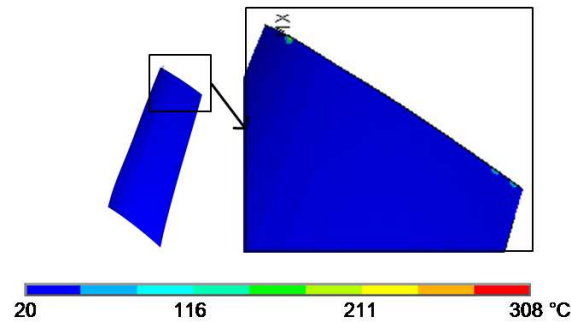


Figure 4-34. Température de l'aube extraite au 11^{ème} pas de calcul.

Températures du carter au 11^{ème} pas de calcul. Les températures du carter sont étudiées à la fin de la simulation, lors d'une dynamique d'aube à 8 flexions par tour. L'évolution circconférentielle de la température de contact est tracée en BA et en BF en Figure 4-35a. Les échauffements sont plus importants en BF avec des élévations localisées de 700 °C. 8 zones d'échauffements apparaissent.

A l'arrière du carter, les échauffements sont plus faibles (Figure 4-35b). Une élévation maximale de 8 °C est observée. L'échauffement de l'arrière du carter est lié à l'ovalisation initiale avec des échauffements localisés dans les zones où le rayon est plus faible et donc où le contact est plus important.

L'évolution au cours du temps de la température au contact (Figure 4-36a) et à l'arrière du carter (Figure 4-36b) est tracée à la position angulaire de 160 °, c'est-à-dire dans la zone fortement échauffée en raison de l'ovalisation. Au contact, le BA s'échauffe en premier sans surprise car le contact initial induit par le chargement centrifuge est principalement localisé en BA. La zone échauffée se déplace ensuite axialement : le milieu de corde et le BF s'échauffe ensuite. Le contact, qui est à l'origine des échauffements semble donc se déplacer axialement. L'arrière du carter s'échauffe progressivement et l'échauffement au contact étant discontinu, l'échauffement à l'arrière du carter présente des points d'inflexion.

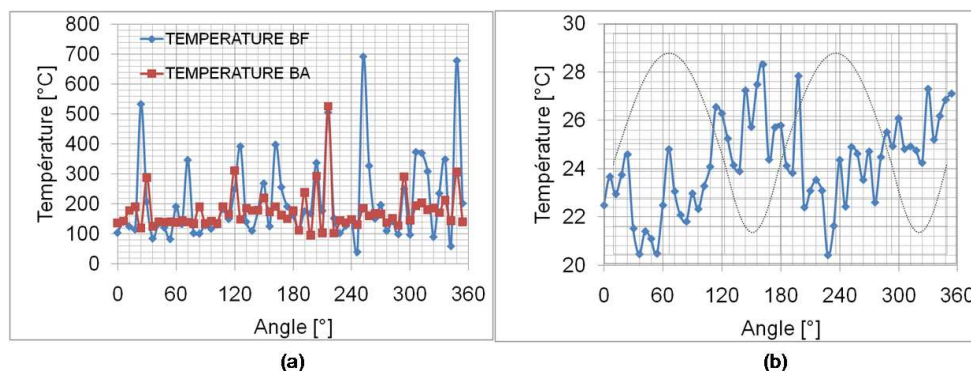


Figure 4-35. (a) : évolution circconférentielle de la température de contact en BA et en BF. (b) : évolution circconférentielle de la température à l'arrière du carter en milieu de corde, au 11^{ème} pas de calcul.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

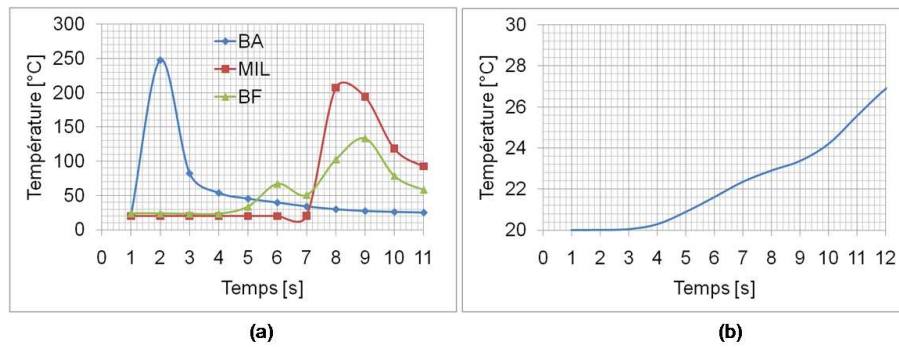


Figure 4-36. Evolution temporelle de la température au contact (a) et à l'arrière du carter (b) à une position angulaire de 160 °.

Effort de contact au 11^{ème} pas. Les évolutions circonférentielles des efforts radiaux, circonférentiels et axiaux sont tracées au 11^{ème} pas de calcul en Figure 4-37. Ces efforts sont sommés sur toute la corde de l'aube. 8 contacts par tour sont effectivement présents. L'amplitude des efforts dans ce cas est inférieure à celle dans le cas où l'usure seule est considérée (cf. Figure 4-22). Cette différence peut être expliquée par le fait que les efforts sont observés lors d'un mouvement vibratoire avec une amplitude de 1,2 mm tandis que dans le cas usure seule, les efforts sont tracés lors de vibrations d'amplitude de 1,8 mm.

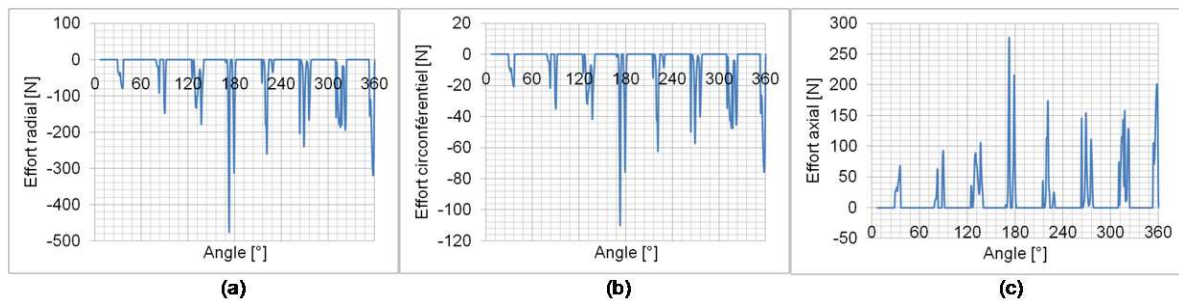


Figure 4-37. Effort radial (a), circonférentiel (b) et axial (c) de contact au 11^{ème} pas de calcul.

La prise en compte des phénomènes thermiques (associés à l'usure) montre des échauffements significatifs. Par rapport au cas considérant l'usure seule, l'évolution du comportement vibratoire de l'aube reste globalement inchangée: une première phase à 2 flexions par tour suivie d'une seconde phase à 8 flexions par tour.

Les dilatations thermiques du carter, notamment face au BA, tendent à réduire le rayon du carter dans les zones où il était déjà réduit par l'ovalisation initiale : les dilatations thermiques accentuent légèrement l'effet de l'ovalisation sur la dynamique de l'aube.

Cette simulation numérique met en évidence que les phénomènes thermiques tendent à retarder légèrement l'apparition d'un mouvement vibratoire de l'aube à 8 flexions par tour mais en aucun cas, de l'empêcher.

L'étape suivante consiste à étudier l'influence des phénomènes thermiques lorsque l'aube répond à 6 flexions par tour.

4.3.2. Phénomènes thermiques lors d'une vibration d'aube à 6 flexions par tour

L'étude numérique présentée en partie 4.2 (prise en compte de l'usure seule) est intégralement reprise en introduisant les phénomènes thermiques à partir de la phase où la réponse d'aube est de 6 flexions par tour à une fréquence accordée sur H6, c'est-à-dire au début du 19^{ème} pas de calcul.

Simulation numérique. La simulation considérée démarre au pas de calcul 19 de l'étude numérique présentée dans la partie 4.2.1. A partir du pas 19, l'étude thermique est intégrée dans le calcul. La loi d'usure (exprimée en 4-5), considère une usure quelque soit la vitesse en sommet d'aube. L'objectif de cette simulation est d'estimer l'influence des phénomènes sans avoir la prétention de les quantifier précisément dans la mesure où les paramètres d'usure (en fonction du temps et de la température) sont inconnus.

Comportement vibratoire de l'aube. Le déplacement circonférentiel du BF de l'aube est tracé en Figure 4-38, pour tous les pas de la simulation. Le comportement vibratoire de l'aube jusqu'au 18^{ème} pas de calcul est celui du cas présenté à la partie 4.2.2 (cf. Figure 4-17).

En introduisant les phénomènes thermiques, l'amplitude du mouvement vibratoire de l'aube augmente et semble tendre vers une limite. Sans les effets thermiques, l'amplitude après le 19^{ème} pas de calcul diminuait (Figure 4-39), ou au mieux se stabilisait avec une usure considérée uniquement au redressement de l'aube.

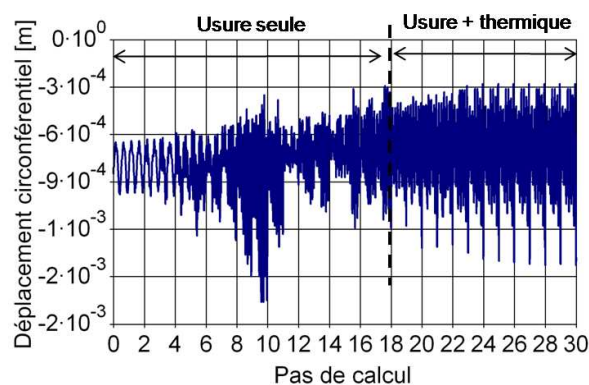


Figure 4-38. Comportement vibratoire du bord de fuite de l'aube durant la simulation sous l'influence de l'usure et des dilatations thermiques, à partir du pas 18.

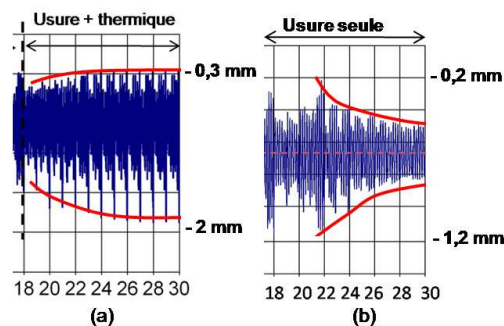


Figure 4-39. (a) : mouvement vibratoire de l'aube en considérant l'usure et les phénomènes thermiques. (b) : mouvement vibratoire de l'aube en considérant l'usure seule.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

L'évolution de la fréquence du mouvement vibratoire de l'aube durant la simulation est représentée en Figure 4-40 avec le déplacement circonférentiel de l'aube et son contenu harmonique aux pas 19, 25 et 30. Le mouvement vibratoire de l'aube, dès la prise en compte des phénomènes thermiques est identifié à 6 flexions par tour. Ce mouvement s'amplifie et tend vers une limite. Ainsi, les dilatations thermiques semblent entretenir le mouvement à 6 flexions par tour.

Dès les phénomènes thermiques considérés, l'amplitude de l'harmonique 6 augmente. Les harmoniques 7 et 8 sont également présents.

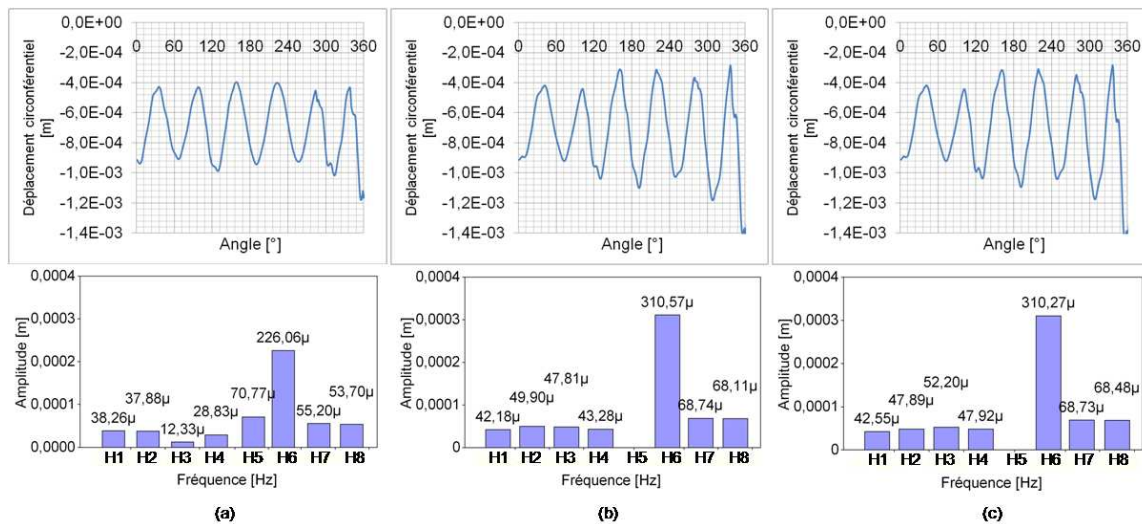


Figure 4-40. Déplacement circonférentiel du sommet d'aube en BF durant un tour de rotor et son contenu harmonique aux pas 19 (a), 25 (b) et 30(c).

Effort de contact. Les évolutions circonférentielles des efforts radiaux, circonférentiels et axiaux sont tracées au 30^{ème} pas de calcul en Figure 4-41. Ces efforts sont sommés sur toute la corde de l'aube. 6 contacts par tour sont effectivement présents. Les amplitudes sont cependant assez faibles.

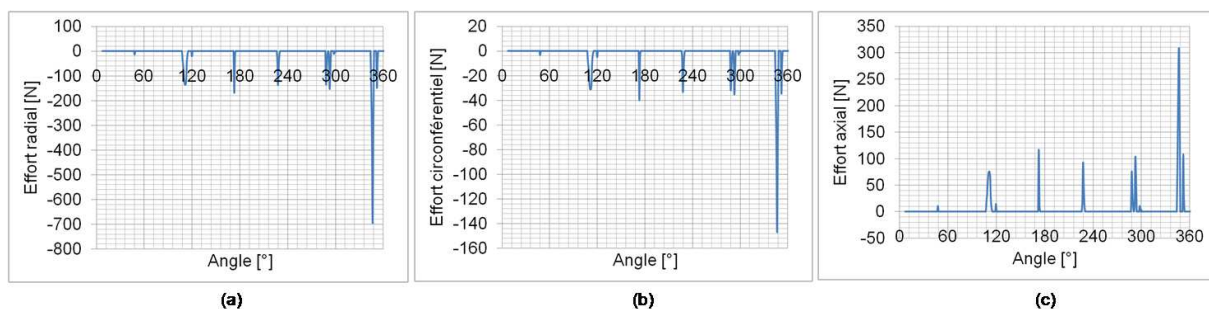


Figure 4-41. Effort radial (a), circonférentiel (b) et axial (c) de contact au 30^{ème} pas de calcul.

Températures au 30^{ème} pas. L'évolution circonférentielle de la température de contact est tracée en BF et en BA en Figure 4-42. 6 zones d'échauffements apparaissent nettement en face du BF tandis que le BA semble peu s'échauffer.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

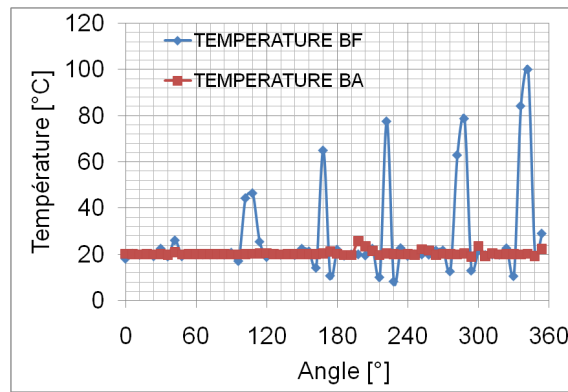


Figure 4-42. Evolution circconférentielle de la température au contact en BF (♦) et en BA (■) au 30^{ème} pas de calcul.

A une position angulaire de 340 °, l'évolution temporelle de la température au contact et à l'arrière du carter est tracée en Figure 4-43. Les zones échauffées au contact varient axialement : le contact s'établit d'abord en BA puis il migre vers le milieu de corde et le BF. Ensuite, la température à l'arrière du carter montre une évolution continue : le contact est maintenu à cette position circconférentielle, à la différence du cas précédent qui partait d'un carter ovalisé (cf. Figure 4-36).

Une cartographie de la température de l'aube, en Figure 4-44, réalisée au 30^{ème} pas de calcul, montre des échauffements localisés en sommet d'aube avec une température maximale de 127°C. L'allongement radial de l'aube associée à cet échauffement est de 2,8 µm

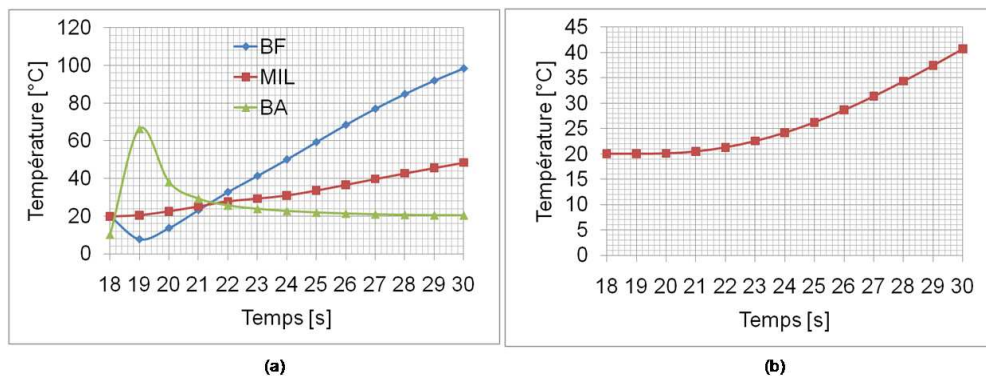


Figure 4-43. (a) : évolution temporelle de la température au contact. (b) : évolution temporelle de la température à l'arrière du carter, à une position angulaire de 340 °.

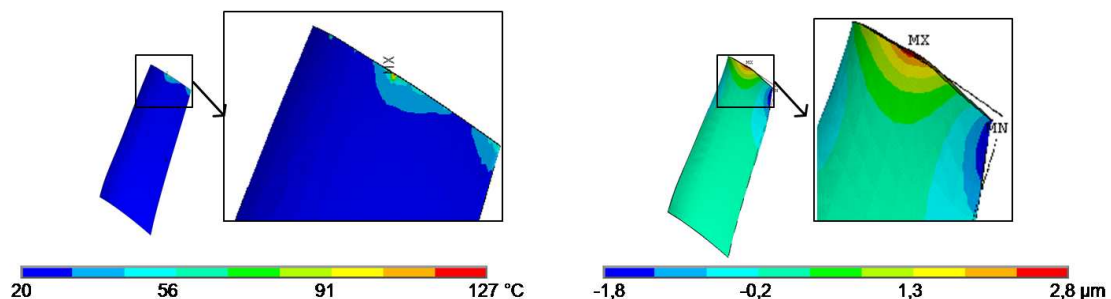


Figure 4-44. Température et dilatations thermiques dans la direction radiale (facteur multiplicateur de 200)

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

Dilatations thermique du carter au 30^{ème} pas. L'évolution circonférentielle de la déformée thermique de la paroi intérieure du carter extraite au 30^{ème} pas est tracée en Figure 4-45. Sous l'effet de l'échauffement, le rayon intérieur du carter tend à diminuer, dans les zones échauffées face au BF. Face au BA, aucune déformation significative n'est observée en raison des échauffements faibles.

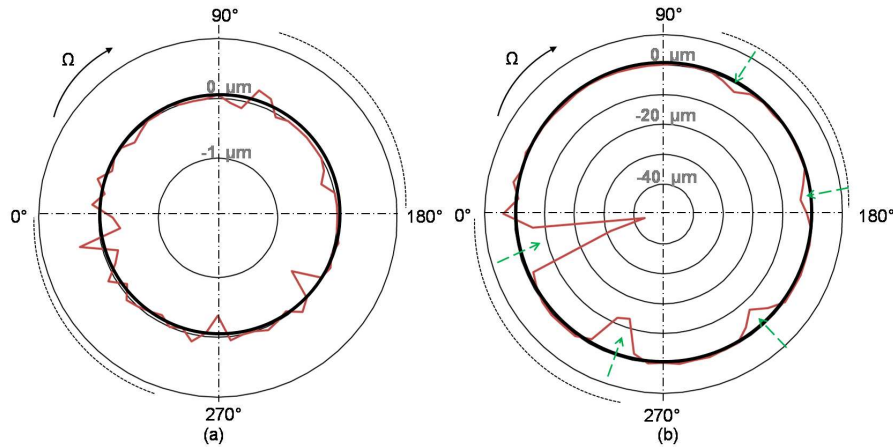


Figure 4-45. Dilatation thermique du carter en BA (a) et en BF (b) au 30^{ème} pas de calcul.

4.3.3. Flux de chaleur majoré

La simulation précédente met en évidence des amplitudes de vibrations constantes laissant penser à un entretien du mouvement dynamique de l'aube.

Cependant cette simulation repose sur une loi d'usure relativement arbitraire et les échauffements sont directement reliés aux efforts de contact. Deux limites se posent donc à la simulation précédente : l'usure peut être trop rapide par rapport aux échauffements (coefficient de proportionnalité trop élevé) et le coefficient de frottement trop faible (induisant des efforts tangentiels relativement faibles). Il apparaît globalement que ce cas d'étude présente des températures à l'arrière du carter relativement faibles par rapport aux résultats expérimentaux. Les efforts au contact sont aussi limités.

Il est proposé ici de considérer la même étude thermomécanique que précédemment en multipliant le flux de chaleur par 7, permettant d'atteindre des échauffements à l'arrière du carter comparables à ceux mesurés lors de la campagne d'essai.

Dynamique d'aube. Le déplacement circonférentiel du BF de l'aube est tracé en Figure 4-46, pour tous les pas de la simulation. Le comportement vibratoire de l'aube jusqu'au 18^{ème} pas de calcul est celui du cas présenté à la partie 4.2.2 (cf. Figure 4-17).

En introduisant les phénomènes thermiques avec un flux de chaleur majoré, le mouvement vibratoire de l'aube s'amplifie significativement au fil des pas de calcul, l'amplitude est quasiment multipliée par 10 entre le pas 18 et le pas 30. L'évolution de la valeur moyenne du déplacement circonférentiel montre une augmentation sensible en fin de simulation signifiant un contact qui redevient plus sévère, tendant à fléchir d'avantage l'aube.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

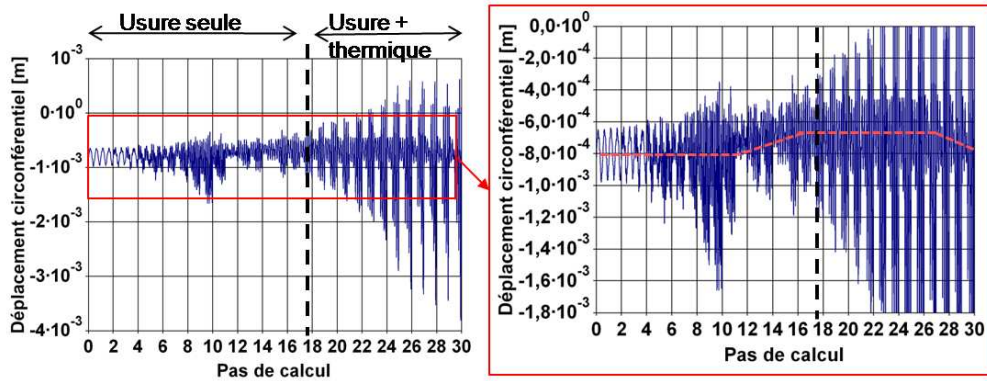


Figure 4-46. Comportement vibratoire du BF sous l'influence de l'usure et des dilatations thermiques, à partir du pas 18 avec une majoration du flux de chaleur par 7.

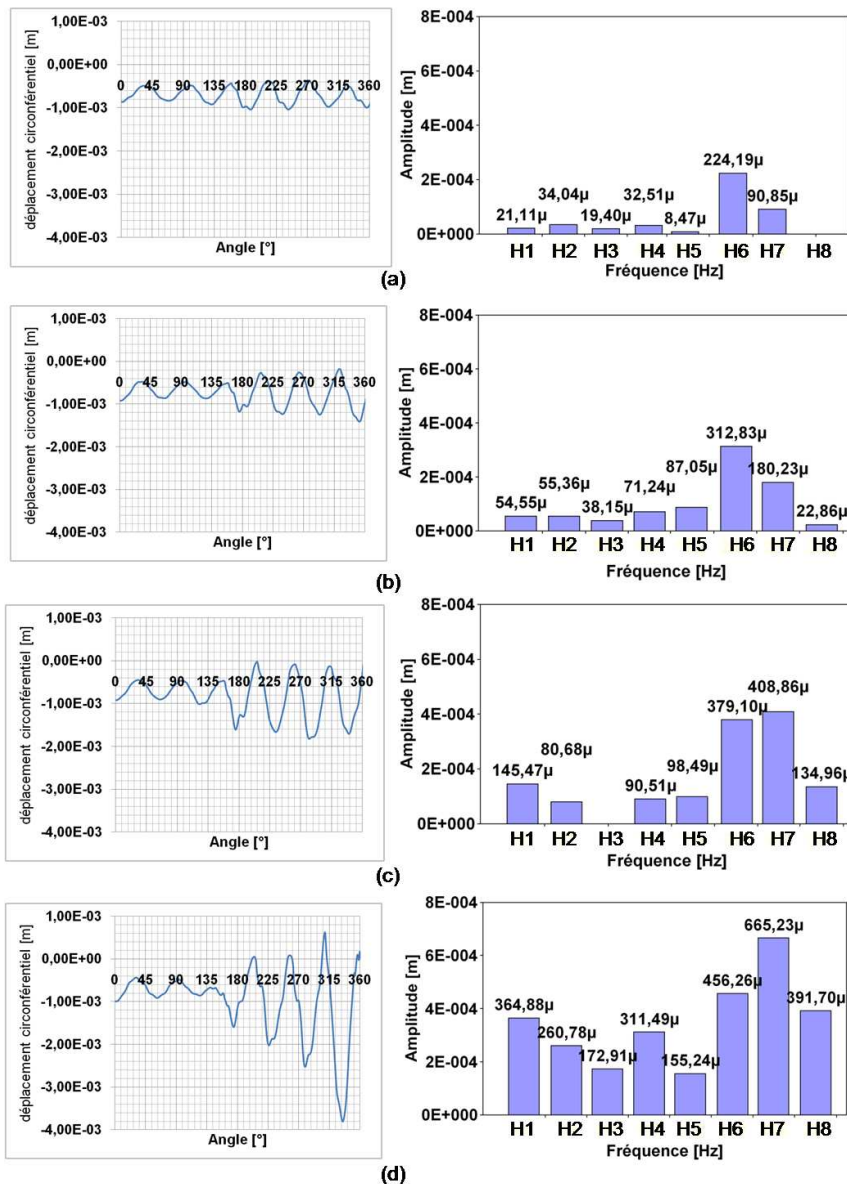


Figure 4-47. Comportement vibratoire du bord de fuite de l'aube sous l'influence de l'usure et des dilatations thermiques, à partir du pas 18, avec un flux de chaleur majoré par 7. (a) : au 18, (b) : au 19, (c) : au 22 et (d) : au 30^{ème} pas.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

L'évolution de la fréquence du mouvement vibratoire de l'aube durant la simulation est représentée en Figure 4-47 avec le déplacement circonférentiel de l'aube et son contenu harmonique aux pas 17, 19, 22 et 30. Dès les phénomènes thermiques considérés, l'amplitude de l'harmonique 6 augmente ainsi que celui de H7. L'harmonique 7 devient de plus en plus important devant l'harmonique 6 pour devenir prépondérant au pas 22. Les dilatations thermiques tendent à augmenter la fréquence de la réponse vibratoire de l'aube qui a quasiment augmenté d'un harmonique entre le pas 18 et le pas 30.

Effort de contact. Les évolutions circonférentielles des efforts radiaux, circonférentiels et axiaux sont tracées au 30^{ème} pas de calcul en Figure 4-48. Ces efforts sont sommés sur toute la corde de l'aube. 6 contacts par tour sont effectivement présents. Les efforts de contact observés en majorant le flux de chaleur sont clairement plus élevés (cf. Figure 4-41) et montrent effectivement que le mouvement vibratoire s'amplifie.

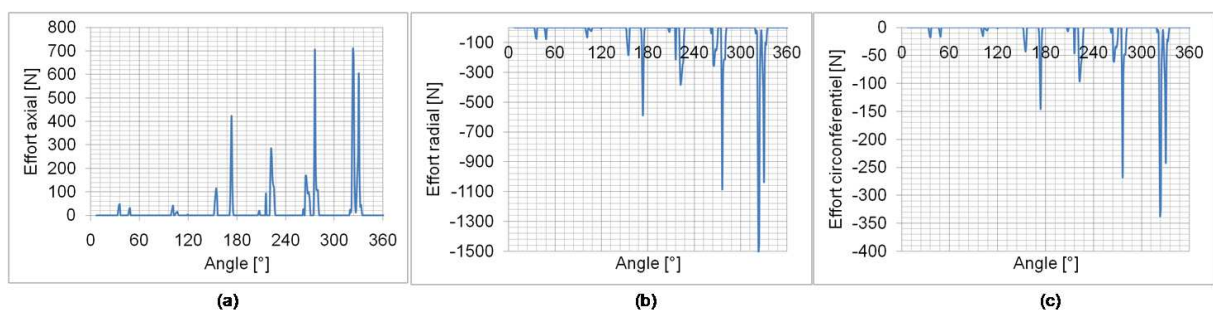


Figure 4-48. Effort radial (a), circonférentiel (b) et axial (c) de contact au 30^{ème} pas de calcul.

Température du carter. L'évolution circonférentielle de la température à l'arrière du carter, à une position axiale localisée en milieu de corde, est tracée en Figure 4-49a. 6 zones échauffées sont distinctes à l'arrière du carter, correspondantes aux 6 zones de contact avec des températures significativement plus élevées lors d'un contact plus sévère. La paroi extérieure du carter atteint une température maximale de 100°C, assez cohérente avec les observations expérimentales. L'évolution temporelle de la température de 6 points localisés en ces 6 zones échauffées de la paroi extérieure est tracée en Figure 4-49b. La température de la paroi extérieure atteint 100°C en 10 s.

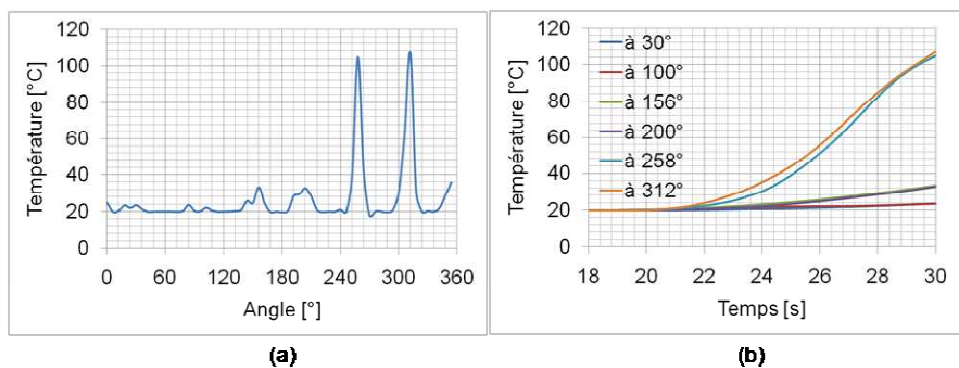


Figure 4-49. Evolution circonférentielle de la température à l'arrière du carter (a) et évolution temporelle de la température en 6 positions circonférentielles différentes de la paroi extérieure (b) dans le cas d'un flux de chaleur majoré.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

Ces résultats numériques montrent des échauffements cohérents avec ceux observés expérimentalement. Le fait de multiplier le flux de chaleur peut traduire des efforts de contact supérieurs à ceux considérés numériquement. Mais cela peut traduire aussi la dépendance de l'usure à la température non considérée numériquement.

Dilatations thermiques au 22^{ème} pas. Les dilatations thermiques radiales de la paroi intérieure du carter sont tracées suivant la circonférence face au BF et face au BA (Figure 4-50). La déformée thermomécanique du carter est majoritairement en lobes face au BF, 6 lobes sont plus ou moins représentés et le carter se referme en six positions angulaires. Les dilatations thermiques du carter tendent à justifier le maintien et l'amplification de la réponse vibratoire de l'aube par le biais du contact. Par ailleurs, les dilatations thermiques dans la direction radiale montrent un léger allongement de l'aube assez localisé (Figure 4-51).

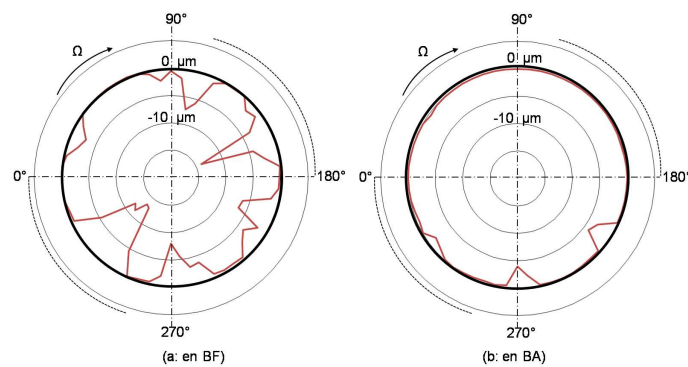


Figure 4-50. Dilatation thermique du carter en BF (a) et en BA (b) au 22^{ème} pas de calcul.

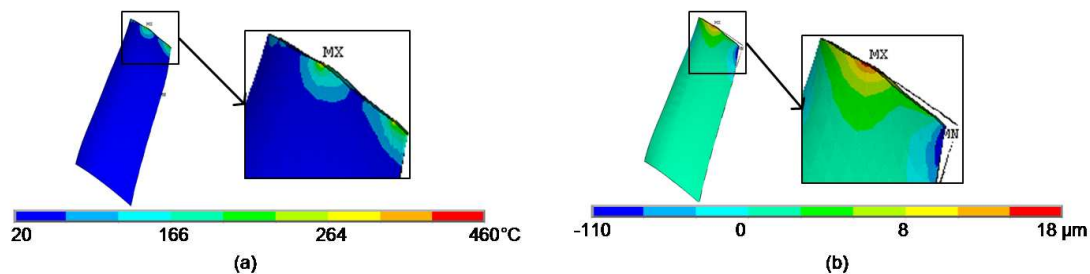


Figure 4-51. Cartographie de la température (a) et des dilatations thermiques radiales (b) de l'aube au pas 22.

4.4. Synthèse

L'objectif de ce chapitre est d'étudier numériquement l'influence de l'usure et des dilatations thermiques au contact sur la dynamique de l'aube, sans avoir la prétention de quantifier précisément ces phénomènes.

La démarche numérique mise en place a permis cette étude en considérant l'usure de l'abradable et les échauffements du système induits par le contact. Les études dynamiques transitoires de l'aube et thermomécaniques sont découplées en raison des temps de caractérisation des phénomènes très différents. Les phénomènes thermiques imposent le temps des simulations tandis que l'étude dynamique détermine un état du contact sur un tour de rotor ponctuellement.

4. Dynamique d'aube en contact : Thermique et Usure

L'état du contact aube-carter permet de déterminer l'usure à la fin de la simulation qui est réintroduite au pas de calcul suivant. L'usure, supposée proportionnelle à l'effort normal de contact n'est donc pas prise en compte en temps réel. Cette loi a pu être comparée aux données bibliographiques qui restent néanmoins insuffisantes pour pouvoir quantifier précisément les phénomènes. De plus, la dépendance de l'usure à la température n'est pas considérée, elle est par ailleurs relativement peu étudiée dans la bibliographie.

Ces hypothèses ne permettent donc pas un suivi continu de la dynamique d'aube mais des tendances peuvent être dégagées :

L'étude de l'influence de l'usure seule sur la dynamique d'aube a mis en évidence que :

- Le comportement vibratoire de l'aube est évolutif en raison du changement des conditions de contact. Une réponse vibratoire est identifiée à 8 flexions par tour puis à 6 flexions par tour, ce résultat corrobore donc les observations expérimentales. Le changement de fréquence dans la réponse dynamique d'aube a pu être associé à une modification des conditions de contact entre l'aube et l'abradable avec des efforts diminuant (en amplitude) durant la simulation.
- Les amplitudes du mouvement à 8 flexions par tour sont plus élevées que celles à 6 flexions par tour sans entraîner une consommation de jeu importante. A contrario, le mouvement vibratoire, accordée sur H6 peut potentiellement engendrer une usure d'abradable plus importante.
- Le mouvement vibratoire à 6 flexions par tour peut être entretenu en supposant que l'aube use le revêtement à son redressement, hypothèse basée sur une observation expérimentale et vérifiée par une simulation.

L'étude de l'influence des phénomènes thermiques au contact sur la dynamique a montré que :

- Les dilatations thermiques du carter et de l'aube tendent à amplifier l'effet de l'ovalisation tout en permettant une réponse vibratoire en flexion de l'aube ensuite.
- Le mouvement vibratoire de l'aube accordé sur H6 s'amplifie sous l'influence des dilatations thermiques. De plus, ces dilatations tendent à diminuer le jeu aube-carter ce qui a pour effet d'augmenter les amplitudes vibratoires et même la fréquence de la réponse vibratoire de l'aube si les conditions de contact deviennent très élevées. Un paramètre prépondérant semble être la compétition entre les phénomènes d'usure et thermiques.

Conclusion-Perspectives

Le contact rotor-stator au niveau des turboréacteurs d'avions est une problématique présentant de forts enjeux industriels et scientifiques.

Contexte scientifique. Les études antérieures de contact rotor-stator longtemps portées vers l'identification du comportement dynamique du rotor mettent en évidence un rôle notable du frottement et des échauffements au contact bien que la bibliographie traitant de ce phénomène soit relativement pauvre.

D'autres études se sont orientées vers la compréhension des mécanismes à l'échelle locale du contact ou sur la caractérisation du matériau abrasable déposé sur la paroi intérieure du carter. Des premiers éléments sur ses mécanismes d'usure apparaissent. Par ailleurs des études thermiques simplifiées tendent à montrer que le contact rotor-stator peut engendrer des échauffements significatifs. Enfin l'identification des forces de contact a permis de révéler des efforts élevés malgré la mise en place de l'abrasable. Ces études ne permettent pas de comprendre les raisons conduisant à la fissuration des aubes. Néanmoins elles apportent des éléments précieux qui ont été utilisés dans le présent travail.

Celui-ci vise à intégrer les couplages entre la dynamique, la thermique et l'usure pour la compréhension des phénomènes d'interaction aube-carter conduisant à la fissuration des aubes. L'originalité est de tenir compte de l'usure et des phénomènes thermomécaniques au contact (échauffements et dilatations thermiques) dans le but d'identifier leur influence sur la dynamique vibratoire de l'aube. Plusieurs études numériques ont été développées et s'appuient autant que possible sur les travaux antérieurs et sur des analyses approfondies d'essais menés juste avant le début de la thèse.

Observations expérimentales. Les observations expérimentales sont issues de résultats d'essais développés à Snecma et analysés au Laboratoire. Les essais consistaient à entraîner en rotation un rotor possédant une aube en sur-longueur en contact avec un carter revêtu d'abrasable jusqu'à fissuration de l'aube. Les points importants relevés sont les suivants :

- La fréquence et l'amplitude de la réponse vibratoire de l'aube en sur-longueur est évolutive au cours du temps, ceci bien que le vide soit réalisé, la vitesse de rotation soit gardée constante et qu'aucune dynamique de carter ne soit observée. L'évolution des conditions de contact est l'unique cause de cette variation du mouvement vibratoire.
- Le profil du revêtement abrasable présente une usure non uniforme circonférentiellement et axialement : majoritairement en 2 lobes circonférentiels face au BA et en n lobes circonférentiels face au BF, n étant égal au nombre de flexions par tour de l'aube observé lors de son régime vibratoire précédent sa fissuration.
- Les thermocouples disposés à l'arrière du carter signalent des élévations de températures significatives, pouvant atteindre 100 °C. Ces échauffements semblent fortement localisés circonférentiellement.

Corrélations entre usure, phénomènes thermiques et dynamique de l'aube. Toutes ces observations semblent concorder avec l'hypothèse selon laquelle les phénomènes vibratoires seuls ne suffisent pas à appréhender le problème de contact aube-carter.

Afin de poursuivre les investigations, plusieurs simulations numériques ont été conduites pour expliquer les observations expérimentales. Deux études numériques ont été menées : étude de la dynamique d'aube excitée en sommet par un effort et simulation thermomécanique du système (aube et carter). Ces études ont conduit aux observations suivantes :

- un mouvement vibratoire de l'aube complexe dans l'espace en raison de sa géométrie caractéristique. L'aube peut avoir une réponse vibratoire en flexion avec des amplitudes très importantes si la fréquence des efforts d'excitation et le chargement centrifuge sont accordés avec la première fréquence propre de l'aube.
- Sous ces conditions, le mouvement vibratoire de l'aube correspondant à sa première déformée modale est à l'origine du profil d'usure en lobes de l'abradable. Le bord de fuite de l'aube dans son mouvement de flexion impacte l'abradable et use potentiellement ce dernier à son redressement. Ce résultat corrobore les observations expérimentales.
- Un gradient thermique radial élevé apparaît lors d'une dissipation en flux de chaleur d'une puissance mécanique de frottement au contact. Ce gradient est fonction de l'épaisseur de l'abradable et donc de son niveau d'usure.
- Les dilatations thermiques de l'aube et du carter tendent à diminuer le jeu aube-carter et donc à accentuer potentiellement le contact, notamment en présence de gradient radiaux élevés coté carter.
- Il n'y a pas de retards significatifs entre les instants d'échauffement au contact et d'élévation de la température à l'arrière du carter. Il est donc possible de relier les échauffements observés expérimentalement avec la dynamique d'aube au même instant. Il apparaît que durant le régime vibratoire de l'aube précédant sa fissuration le carter est significativement échauffé sur sa paroi extérieure.

Couplage usure, thermomécanique et dynamique. Des simulations intégrant l'influence de l'usure et de la thermomécanique sur la dynamique d'aube ont été ensuite menées. Etant donnée la différence significative des échelles de temps entre les phénomènes thermiques et vibratoires, la stratégie a été de découpler les simulations comprenant un suivi transitoire thermique avec mise à jour, à intervalle de temps régulier, des conditions de contact issues du comportement vibratoire sous conditions d'usure et de dilatations thermiques. Les conclusions suivantes apparaissent :

- Les évolutions des conditions de contact avec l'usure et les dilatations thermiques entraînent des variations de sollicitations de l'aube et donc de sa rigidité, qui expliquent les évolutions de fréquences et d'amplitudes vibratoires.
- Les dilatations thermiques du carter, en présence notamment d'un gradient thermique radial important, induisent une diminution du rayon du carter et donc une diminution du jeu aube-carter. Il apparaît globalement que la sollicitation thermique issue de la dissipation d'énergie au contact par frottement tend à fermer le jeu aube-carter en phase d'échauffement. En phase de refroidissement, les températures du carter deviennent uniformes radialement, il en résulte alors une tendance à augmenter le jeu aube-carter.
- Enfin, il apparaît que l'usure et la thermomécanique sont des phénomènes qui entrent en compétition. L'usure tend à relâcher le contact au moins localement. La thermomécanique induit des variations du rayon globalement plus faibles mais qui tendent à refermer le contact. Il est montré que ce phénomène peut entraîner la divergence du système par

amplification de la réponse vibratoire en flexion, accordée sur la première fréquence propre en flexion de l'aube.

Perspectives. Ces travaux sont une première analyse du contact rotor/stator tenant compte à la fois de l'usure et de la thermomécanique. Les résultats obtenus sont cohérents avec les observations expérimentales sur banc d'essai mais la quantification des phénomènes souffre d'un manque de données concernant l'usure des matériaux, leurs propriétés physiques et les conditions aux limites. Pour tenter de pallier ces insuffisances, le premier souci a été de vérifier que les ordres de grandeurs étaient toujours respectés, par recoupement avec des résultats bibliographiques, expérimentaux ou encore à l'aide de modélisations simplifiées. Toutefois, certaines limites sont identifiées avec, par exemple, les sollicitations au contact sous-estimées et les conditions aux limites tendant à contraster l'influence des dilatations thermiques. Plusieurs perspectives peuvent être avancées dans l'optique d'une étude complémentaire :

- Estimation précise des niveaux d'usure et des mécanismes d'usure. Une possibilité est offerte par le banc développé par l'ONERA de Lille : l'abradable est projeté sur un cylindre entraîné en rotation tandis que l'aube est fixe. Ce montage permet un suivi instantané de l'usure de l'abradable avec notamment une caméra à images rapides.
- Loi d'usure du revêtement abradable pertinente. Une telle loi doit aller au-delà de la simple quantification d'un volume perdu (éventuellement en fonction de l'énergie dissipée au contact) en vue d'une implémentation dans les codes de calcul.
- Meilleure connaissance du matériau abradable. Son comportement en compression, son comportement plastique, ses propriétés thermiques, sa tenue en température, etc. sont autant de paramètres importants.
- Identification du lien entre la température et l'usure de l'abradable.
- Estimation des efforts au contact. Ce point peut potentiellement se rapprocher des études de mécanismes de coupe en usinage (grande vitesse) et être lié aux travaux caractérisant l'interaction à haute vitesse entre une aube et un abradable.
- Estimation précise des échauffements. Nécessaire pour maîtriser la notion de partage de flux, des améliorations peuvent être envisagées pour de futurs essais de contact aube-carter (disposition de thermocouples important circonférentiellement et axialement, détermination de la température au contact, etc.).
- Amélioration de l'étude dynamique de l'aube en contact. Les limites identifiées sont un temps de simulation important (intégration implicite) et sa structure itérative « au tour par tour » n'assurant pas la continuité du comportement vibratoire de l'aube. Ces deux points peuvent être en partie résolus en utilisant un code d'intégration explicite combiné à une stratégie de réduction modale.
- Maîtrise des conditions aux limites dans les MEF (pour le carter et au niveau du pied d'aube).
- Intégration des effets de la thermomécanique dans un code de prédiction de contact rotor-stator couplés avec l'usure de l'abradable.

Bibliographie

- [AL-BEDDOOR00] Al-Bedoor, B.O., 2000, “Transient torsional and lateral vibrations of unbalanced rotors with rotor-to-stator rubbing”, *Journal of Sound and Vibration*, vol. **229** (3), pp. 627-645.
- [ARCHARD58] Archard, J.F., 1958, “The temperature of rubbing surfaces”, *Wear*, vol. **2**, pp. 438-455.
- [BACHSCHMID01] Bachschmid, N, Pennacchi, P. et Vania A., 2001, “Identification of multiple faults in rotor systems”, *Journal of Sound and Vibration*, vol. **254** (2), pp. 327-366.
- [BACHSCHMID07] Bachschmid, N., Pennacchi, P. et Vania A., 2007, “Thermally induced vibrations due to rub in real rotors”, *Journal of Sound and Vibration*, vol. **299**, pp. 683-719.
- [BATAILLY08] Batailly, A., 2008, “Simulation de l’interaction rotor/stator pour des turbo-machines aéronautiques en configuration non-accidentelle”, *Thèse, Ecole Centrale de Nantes*.
- [BERTHILLIER91] Berthillier, M. et Mascarell, J.P., 1991, “Vibration des roués aubagées : étude de l’interaction rotor-stator”, Rapport interne Snecma YLEC N°DR/152/91.
- [BLADH03] Bladh, R., Castanier, M.P., et Pierre, C., 2003, “Effects of multistage coupling and disk flexibility on mistuned bladed disk dynamics”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. **125**, pp.121-130.
- [BOREL89] Borel, M.O., Nicoll, A.R., Schläpfer, H.W. et Schmid, R.K., 1989, “The wear mechanisms occurring in abradable seals of gas turbines”, *Surface and Coatings Technology*, vol. **39**, pp. 117-126.
- [BOUNAZEF04] Bounazef, M., Guessasma, S. et Ait Saadi, B., 2004, “The wear, deterioration and transformation phenomena of abradable coating BN–SiAl–bonding organic element, caused by the friction between the blades and the turbine casing”, *Materials Letters*, vol. **58**, pp. 3375-3380.
- [BUCZEK04] Buczek, A. et Telejko, T., 2004, “Inverse determination of boundary conditions during boiling water heat transfer in quenching operation”, *Journal Of Materials Processing Technology*, vol.**155**, pp. 1324-1329.
- [CAMPBELL24] Campbell, W., 1924, “Protection of Steam Turbine Disk Wheels from Axial Vibrations”, Schenectady, New York for General Electric company.
- [CHARLEUX06] Charleux, D., 2006, “Etude des effets de la friction en pied d’aube sur la dynamique des roues aubagées”, *Thèse, Ecole Centrale de Lyon*.
- [CHOY87] Choy, F.K. et Padovan, J., 1987, “Nonlinear transient analysis of rotor-casing rub events”, *Journal of Sound and Vibration*, vol. **113**, pp. 529-545.

- [CHU97] Chu, F. et Zhang, Z., 1997, "Periodic, quasi-periodic and chaotic vibrations of a rub-impact rotor system supported on oil film bearings", *International Journal of Engineering Science*, vol. **35**, pp. 936-973.
- [CRAIG68] Craig, R.R. et Bampton, C.C., 1968, "Coupling of substructures for dynamics analyses", *AIAA Journal*, vol. **6** (7), pp. 1313-1319.
- [DARPE07] Darpe, A.K., 2007, "Dynamics of a Jeffcott rotor with slant crack", *Journal of Sound and Vibration*, vol. **303**, pp. 1-28.
- [DENHARTOG40] Den Hartog, M.P., 1940, "mechanical vibration", 2nd edition, New York, pp 336-337.
- [EDWARDS99] Edwards, S., Lees, A.W. et Friswell, I., 1999, "The influence of twisting on rotor/stator contact in rotating machinery", *Journal of Sound and Vibration*, vol. **225** (4), pp. 767-778.
- [EHEHALT02] Ehehalt, U., Markert, R. et Wegener, G., 2002, "Stability of synchronous forward whirl at rotor-stator-contact", *The 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, USA*.
- [EHRICH67] Ehrich, F.F. et O'Connor, J.J., 1967, "Stator whirl with rotors in bearing clearance", *Journal of Engineering for Power*, pp. 381-390.
- [EHRICH69] Ehrich, F.F., 1969, "the dynamic stability of Rotor/ Stator Radial Rubs in rotating machinery", *Journal of Engineering for Industry*, Vol. **91** (4), pp. 1025-1028.
- [EHRICH88] Ehrich, F.F., 1988, "High-order subharmonic response of high speed rotors in bearing clearance", *Journal of Vibrations Acoustics Stress and Reliability in Design – Transactions of ASME*, vol. **110**, pp. 9-16.
- [EHRICH92] Ehrich, F.F., 1992, "Observations of subcritical superharmonic and chaotic response in rotordynamics", *Journal of vibrations acoustics – Transactions of ASME*, vol. **114**, pp. 93-100.
- [EMERY83] Emery, A.F., Wolak, J., Etemad, S. et Choi, S.R., 1983, "An experimental investigation of temperatures due to rubbing at the blade-seal interface in an aircraft compressor", *Wear*, vol. **91**, pp. 117-130.
- [FARAOUN06] Faraoun, H.I., Seichepine, J.L., Coddet, C., Aourag, H., Zwick, J., Hopkins, N., Sporer, D. et Hertter, M., 2006, "Modelling route for abradable coatings", *Surface and Coatings Technology*, vol. **200** (22), pp. 6578-6582.
- [FENG02] Feng, Z.C. et Zhang, X., 2002, "Rubbing phenomena in rotor-stator contact", *Chaos, Solitons and Fractals*, vol. **14**, pp. 257-267.
- [GHASRIPOOR97] Ghasripoor, F., Schmid, R.K. et Drofman, M., 1997, "Abradables Improve Gas Turbine Efficiency", *Journal of the Institute of Materials*, Vol. **5** (6).

- [GOLDMAN95] Goldman, P. et Muszynska, A., 1995, “Rotor to stator, rub-related, thermal/mechanical effects in rotating machinery”, *Chaos, Solitons and Fractals*, vol. **5** (9), pp. 1579-1601.
- [GUSKOV07] Guskov, M., Sinou, J.J., Thouverez, F. et Naraikin, O.S., 2007, “Experimental and Numerical Investigations of a Dual-Shaft Test Rig with Intershaft Bearing”, *International Journal of Rotating Machinery*, vol. **2007**, pp.1-12.
- [GUSKOV09] Guskov, M., Gibert, C., Sanchez, L. et Thouverez, F., 2009, “Réponse dynamique d'un banc d'essais bi-rotors équipé d'un amortisseur squeeze-film : études numérique et expérimentale”, *19ème Congrès Français de Mécanique, Marseille, France*.
- [HERMAN96] Herman, H. et Sampath, S., 1996, “Metallurgical and Protective Coatings”, *Chapman & Hall in K.H. Stern (Ed)*, pp. 261-289.
- [HERMAN00] Herman, H., Sampath, S. et McCune, R., 2000, “Thermal spray: current status and future trends”, *MRS Bulletin*, vol. **25**, pp. 17-25.
- [JIANG98] Jiang, J., Ahrens, J., Ulbrich, H. et Scheideler, E.M., 1998, “a Contact Model of a Rotating, Rubbing Blade”, 1998, *The 5th International Conference on Rotor Dynamics, IFToMM, Darmstadt, Germany*.
- [JIANG00] Jiang, J. et Ulbrich, H., 2000, “Dynamics and stability of rotor/stator systems with rubs”, *ASME turbo expo, Munich, Germany*.
- [LALANNE96] Lalanne M. et Ferraris, G., 1996, “Dynamique des rotors en flexion”, *Technique de l'Ingénieur*, **B5 110**.
- [LAVERTY82] Lavery, W.F., 1982, “Rub energetic of compressor blade tip seals”, *Wear*, vol.**75**, pp. 1-20.
- [LAXALDE07a] Laxalde, D., Thouverez, F. et Lombard, J.P., 2007, “Dynamical analysis of multi-stage cyclic structures”, *Mechanics research communications*, vol. **34**, pp. 379-384.
- [LAXALDE07b] Laxalde, D., Lombard, J.P. et Thouverez, F., 2007, “Dynamics of Multi-Stage Bladed Disks Systems”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. **129**, pp. 1058-1074.
- [LAXALDE07c] Laxalde, D., 2007, “ Etude d’amortisseurs non-linéaires appliqués aux roues aubagées et aux systèmes multi-étages”, *Thèse, Ecole Doctorale de Mécanique de Lyon*.
- [LEGRAND04] Legrand, M., Peseux, B. et Pierre, C., 2004, “Étude de l’interaction modale rotor-stator dans un moteur d’avion”, *14^{ème} colloque Vibration, Choc et Bruit, Lyon*.
- [LEGRAND05] Legrand, M., 2005, “Modèle de Prédiction de l’Interaction Rotor/Stator dans un Moteur d’Avion”, *Thèse, Ecole Centrale de Nantes, Nantes*.

- [LEGRAND09] Legrand, M. et Pierre, C., 2009, “Modélisation plastique bi-linéaire de l’usure de matériaux abrasables: application aux turbo-machines”, *9ème colloque national en calcul des structures, Giens, France*.
- [LESAFFRE07] Lesaffre, N., Sinou, J.J. et Thouverez, F., 2007, “Contact analysis of a flexible bladed-rotor”, *European Journal of Mechanics A/Solids*, vol. **26**, pp. 541-557.
- [LUGSCHEIDER05] Lugscheider, E., Zwick, J., Hertter, M. et Sporer, D., 2005, “Control of Coating Properties of Abradable Seals by On-Line Process Diagnostics”, *International Thermal Spray Conference (ITSC), Basel, Switzerland*.
- [MUSZYNSKA84] Muszynska, A., 1984, “Partial Lateral rotor-to-stator rubs”, *The 3rd International Conference on Vibration in Rotating Machinery, York, UK*.
- [MUSZYNSKA02] Muszynska, A., 2002, “Rotor-to-stationary part full annular contact modeling”, *The 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, USA*.
- [NACIVET02] Nacivet, S., 2002, “Modélisation du frottement en pied d’aube par une approche fréquentielle”, *Thèse, Ecole Centrale de Lyon, France*.
- [NGUYEN08] Nguyen, T.T.H., 2008, “Effets des hétérogénéités microstructurales sur le comportement en fatigue multiaxial à grand nombre de cycles – Application à l’usinage assisté laser”, *Thèse, Laboratoire Procédés – matériaux et Instrumentations, ENSAM Angers*.
- [NOVAK02] Novak, P., Gasch, R. et Liebich, R., 2002, “Numerical Simulation of a multi-angular retainer bearing with regard to contact forces”, *The 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC), Honolulu, USA*.
- [PADOVA07] Padova, C., Barton, J., Dunn, M. et Manwaring, S., 2007, “Experimental Results From Controlled Blade Tip/Shroud Rubs at Engine Speed”, *Journal of turbomachinery*, vol. **129**, pp. 713-723.
- [PEYRAUT07] Peyraut, F., Seichepine, J.L., Faraoun, H.I., Hertter, M., Sporer, D., Hopkins, N. et Coddet, C., 2007, “Modélisation de revêtements abrasables pour l’industrie aéronautique”, *8ème colloque national en calcul des structures, Giens, France*.
- [RAYNAUD97] Raynaud, M., 1997, “Le problème inverse de conduction de la chaleur”, *Technique de l’ingénieur*, **BE 8 265**.
- [SCHMID00] Schmid, R.K., Ghasripoor, F., Dorfman, M. et Wei, X., 2000, “An Overview of Compressor Abradables”, *International Thermal Spray Conference (ITSC), Montréal, Canada*.
- [SEICHEPINE04] Seichepine, J.L., Faraoun, H.I., Peyraut, F. et Coddet, F., 2004, “Comprendre l’abrasabilité – modélisation du revêtement abrasable et simulation de l’action de l’ailette”, *7ème colloque industriel sur les matériaux et traitements de surface (CIMATS), Belfort, France*.

- [SEICHEPINE05] Seichepine, J.L., Albertazzi, S., Nardin, P., Coddet, C. et Sporer, D., 2005, "Topological characterization of wear tracks in thermally sprayed abrasion resistant coatings", *International Thermal Spray Conference (ITSC)*, Basel, Switzerland.
- [SEICHEPINE08] Seichepine, J.L., Faraoun, H.I., Peyraut, F., Chandler, P. et Coddet, C., 2008, "Numerical simulation of the thermo-mechanical behavior of thermally sprayed abrasion resistant coatings", *International Thermal Spray Conference (ITSC)*, Maastricht, Nederland.
- [SINHA04] Sinha, S.K., 2004, "Dynamic characteristics of a flexible bladed-rotor with Coulomb damping due to tip-rub", *Journal of Sound and Vibration*, vol. **273** (4), pp. 875-919.
- [SINHA05] Sinha, S.K., 2005, "Non-linear dynamic response of a rotating radial Timoshenko beam with periodic pulse loading at the free-end", *International Journal of Non-Linear Mechanics*, vol.**40**, pp.113-149.
- [SINHA07] Sinha, S.K., 2007, "Combined Torsional-Bending-Axial Dynamics of a Twisted Rotating Cantilever Timoshenko Beam With Contact-Impact Loads at the Free End", *Journal of Applied Mechanics*, vol. **74** (3), pp. 505-522.
- [SINOUE04] Sinou, J.-J. et Thouverez, F., 2004, "Non-linear dynamic of rotor-stator system with non-linear bearing clearance", *Compte Rendus Mecanique*, vol.**332**, pp.743-750.
- [SINOUE05] Sinou, J.-J. et Lees, A.,W., 2005, "Influence of cracks in rotating shafts", *Journal of Sound and Vibration*, vol. **285**, pp.1015-1037.
- [SINOUE07] Sinou, J.-J. et Lees, A.,W., 2007, "a non-linear study of a cracked rotor", *European Journal of Mechanics A/Solids*, vol. **26**, pp. 152-170.
- [SUTTER06] Sutter, G., Philippon, S. et Garcin, F., 2006, "Dynamic analysis of the interaction between an abrasion resistant material and a titanium alloy", *Wear*, vol. **261**, pp. 686-692.
- [TAYLOR07] Taylor, T.A., Thompson, B.W. et Aton, W., 2007, "High speed rub wear mechanism in IN-718 versus NiCrAl-Bentonite", *Surface & Coatings Technology*, vol. **202**, pp. 698-703.
- [TURNER05] Turner, K., Amdas, M. and Dunn, M., 2005, "Simulation of engine blade tip-rub induced vibration", *Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air, Reno-Tahoe, Nevada, USA*.
- [VERNOTTE56] Vernotte, P., 1956, "Calcul numérique, calcul physique : application à la thermocinétique", *Publications scientifiques et techniques du ministère de l'air*.
- [WAN03] Wan, F., Xu, Q. et Li, S., 2003, "Vibration analysis of cracked rotor sliding bearing system with rotor-stator rubbing by harmonic wavelet transform", *Journal of Sound and Vibration*, vol. **271**, pp. 507-518.

- [WANG96] Wang, H., 1996, "Criteria for analysis of abradable coatings", *Surface and coatings Technology*, vol. **79**, pp. 71-75.
- [YI99] Yi, M., He, J., Huang, B. et Zhou, H., 1999, "Friction wear behavior and abrasability of abradable seal coating", *Wear*, vol. **231**, pp. 47-53.
- [YI02] Yi, M., Huang, B. et He, J., 2002, "Erosion wear behavior and model of abradable seal coating", *Wear*, vol. **252** (1), pp. 9-15.