

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université Djilali bounaama Khmiss Miliana

Faculté de Science et Technologie

Département de Technologie



En vue de l'obtention du diplôme de **MASTER**

En Génie Mécanique

Spécialité : Construction Mécanique

Sujet

Etude statique et dynamique d'un système de rotor fissuré

Présentée par

❖ ASBAR Nasreddine

❖ QEBLAN Abdalrahman

Soutenu publiquement, le 11/07/2023, devant le jury composé de :

Mr ZAHAF Samir	MCA	UNIV. DBKM	Encadreur
Mr A. Mahieddine	MCA	UNIV. DBKM	Président
Mr G. Mehdi	MCA	UNIV. DBKM	Examineur

Année universitaire 2022/2023

A decorative border with intricate floral and scrollwork patterns in black ink, framing the central text.

Remerciements

On remercie ALLAH le tout puissant de nous avoir donné la santé et la volonté d'entamer et de terminer ce mémoire.

Je tiens à exprimer toute ma reconnaissance à mon encadrant, Monsieur Samir Zahaf. Je le remercie de m'avoir encadré, orienté, aidé et conseillé.

J'adresse mes sincères remerciements à tous mes professeurs, qui par leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils et leurs critiques ont guidé mes réflexions, et qui ont accepté de me rencontrer et de répondre à mes questions durant mes années d'études.

J'adresse aussi mes vifs remerciements aux membres des jurys pour avoir bien voulu examiner et juger ce travail.

Je remercie mes chers parents, ASBAR DJILLALI et BOUZIANE KHAIRA, dont je ne pourrai jamais assez remercier. Que Dieu, exalté soit-Il, vous accorde les plus hautes demeures du paradis.

Un sincère merci à mes frères qui ne me déçoivent jamais et qui m'ont soutenu tout au long des années, en particulier ma chère sœur DJOUHAR.

Je remercie mes amis, mon binôme dans le mémoire, QABALAN, et mon ami merveilleux dans université, Abdelaziz Bradai.

Enfin, je souhaite adresser un sincère remerciement à tous ceux qui m'ont soutenu, que ce soit de près ou de loin, et qui m'ont apporté leur soutien inconditionnel sans rien attendre en retour. Votre générosité et votre soutien constant ont été une véritable source d'inspiration pour moi.

Un sincère merci également à l'époux de ma sœur, Saïd Ahmed, que Dieu le protège en bonne santé et lui accorde le bien-être.

A decorative border made of black floral and scrollwork patterns, framing the central text. The patterns are symmetrical and intricate, with leaves and swirling lines.

Dédicace

C'est grâce à ALLAH seul que j'ai pu achever ce travail, je le dédie a :
Ma chère mère et mon cher père qui m'ont toujours encouragé et soutenue
durant toute ma vie.

A mon ami Qabalan Abd al-Rahman et sa famille en Palestine
Ma grand sœur Djouhar et mes chères frères Fayçal Ahmed & Ibrahim, l'époux
de ma sœur Saïd Ahmed.

A mes chers amies, ma famille et tous qui me connaissent.

Tous ceux que j'ai connus de près ou de loin.

Puisse Dieu vous donne réussite, bonheur, courage et surtout santé.

Résume

Les machines rotatives sont une partie importante du domaine d'applications industrielles (l'aéronautique, l'automobile, le nucléaire, ainsi que l'industrie pétrolière... etc.). Des amplitudes de vibration destructrices peuvent apparaître dans les arbres tournants en raison de la présence des fissures, ces amplitudes produisent une défaillance imprévue et un éventuel endommagement des composants de la machine. La surveillance de comportement dynamique des rotors est un outil de détection de la présence et de l'évolution de ces fissures.

Par logiciel SOLIDWORKS, Un modèle d'élément rotor pour un seul disque (modèle jeffecot) a été concept, avec une longueur d'arbre de 1000 mm et un diamètre de 60 mm Le diamètre du disque de turbine est de 588 mm avec une épaisseur de 77 mm, et la longueur de la pale de turbine est de 283 mm avec une largeur de 59 mm, fixée par des paliers rigides.

Dans cette étude nous avons fait une étude sur l'effet de la position de fissure semi elliptique et latéral sur la pale de turbine. Dans la deuxième partie, nous avons fait une étude statique sur l'effet de fissure transversal sur l'arbre de turbine. En utilisant logiciel calcule par élément finis ANSYS workbench pour calculer les contraintes de Von Mises, facteur d'intensité de contrainte K et le J-intégral. Pour les conditions aux limites, ont été appliqué les conditions aux limites sur la pale de turbine par fixe la base de pale et appliqué une pression (0.025217 MPa) sur la surface concave de pale. D'autre part, dans le troisième étude, on fixe les extrémités de l'arbre (paliers) et on applique une pression (0.025217 MPa) sur la surface concave des pales de turbine pour connaitre l'effet de la fissure transversal sur le système de rotor dynamique.

Les résultats obtenus dans cette étude montrent que la fissure semi-elliptique centrée dans la pale avec une profondeur de $C=2\text{mm}$ indique une contrainte maximale de Von Mises égale 1391.1MPa concentrée au niveau de pale de turbine) et les résultats de FIC et J-INT, déplacement total, déformation total sont maximales par rapport les autres positions de fissures (pied, sommet). Par conséquent, l'effet de la position de fissure latéral dans la pale et transversal dans l'arbre joue un très grand rôle dans la réduction de la rigidité et de la durée de vie du système rotor-dynamique.

L'étude modale et harmonique montre que la fissure transversale joue un rôle très important l'augmentation de contrainte normale dans le système de rotor-dynamique. En revanche, l'augmentation de la contrainte dans un système de rotor fissuré indique une diminution de la rigidité et la possibilité d'un système instable est très probable. Dans ce dernier cas, il subit des déformations et une altération de sa forme d'origine. On conclut, La simulation numérique proposée est une approche pratique qui permet de prédire facilement et efficacement le comportement des fissures dans les pales de turbine. Il devrait contribuer à la gestion de la durée de vie et à la surveillance des dommages des aubes de turbine.

Mot clés : Comportement dynamique, système rotor, logiciel de simulation ANSYS, fissures, vibrations, contrainte de Von Mises.

Abstract

Rotating machines are an important part of the field of industrial applications (aeronautics, automotive, nuclear, as well as the oil industry... etc.). Destructive vibration amplitudes can appear in rotating shafts due to the presence of cracks, these amplitudes produce unforeseen failure and possible damage to machine components. Monitoring the dynamic behaviour of rotors is a tool for detecting the presence and evolution of these cracks.

By SOLIDWORKS software, a rotor element model for a single disc (jeffecot model) was designed, with a shaft length of 1000 mm and a diameter of 60 mm. The diameter of the turbine disc is 588 mm with a thickness of 77 mm, and the length of the turbine blade is 283 mm with a width of 59 mm, fixed by rigid bearings.

In this study we made a study on the effect of the semi-elliptical and lateral crack position on the turbine blade. In the second part, we made a static study on the transverse crack effect on the turbine shaft. Using finite element software ANSYS workbench to calculate the Von Mises stresses, stress intensity factor K and the J-integral. For the boundary conditions, the boundary conditions were applied on the turbine blade by fixing the base of the blade and applying a pressure (0.025217 MPa) on the concave surface of the blade. On the other hand, in the third study, we fix the ends of the shaft (bearings) and we apply a pressure (0.025217 MPa) on the concave surface of the turbine blades to know the effect of the transverse crack on the system dynamic rotor.

The results obtained in this study show that the semi-elliptical crack centered in the blade with a depth of $C=2\text{mm}$ indicates a maximum Von Mises stress equal to 1391.1MPa concentrated at the turbine blade level) and the results of FIC and J- INT, total displacement, total deformation are maximum by contribution the other positions of cracks (foot, top). Therefore, the effect of lateral crack position in the blade and transverse in the shaft plays a very big role in reducing the stiffness and life of the rotor-dynamic system.

The modal and harmonic study shows that the transverse crack plays a very important role of normal stress in the rotor-dynamics system. In contrast, the increase in stress in a cracked rotor system indicates a decrease in stiffness and the possibility of an unstable system is very likely. In the latter case, it undergoes deformations and an alteration of its original shape.

It is concluded, the proposed numerical simulation is a practical approach that allows to easily and efficiently predict the behaviour of cracks in turbine blades. It should help in the life management and damage monitoring of turbine blades.

Keywords:

Dynamic behaviour, rotor system, ANSYS simulation software, cracks, vibrations, Von Mises stress.

ملخص

تعد الآلات الدوارة جزءاً مهماً من مجال التطبيقات الصناعية (الطيران ، والسيارات ، والنووية ، وكذلك صناعة النفط ... إلخ). يمكن أن تظهر ساعات الاهتزاز المدمرة في الأعمدة الدوارة بسبب وجود الشقوق ، وتنتج هذه الساعات عطلاً غير متوقع وتلفاً محتملاً لمكونات الماكينة. تعتبر مراقبة السلوك الديناميكي للدورات أداة للكشف عن وجود هذه الشقوق وتطورها.

بواسطة برنامج SOLIDWORKS ، تم تصميم نموذج عنصر دوار لقرص واحد) نموذج jefecot بطول عمود 1000 مم وقطر 60 مم. يبلغ قطر قرص التوربين 588 مم بسمك 77 مم ، ويبلغ طول ريش التوربين 283 مم وعرض 59 مم ، مثبتة بمحامل صلبة.

في هذه الدراسة قمنا بدراسة تأثير وضعية الشق شبه الإهليلجي والجانبى على شفرة التوربين. في الجزء الثاني ، قمنا بإجراء دراسة ثابتة حول تأثير الشق المستعرض على عمود التوربين. استخدام منصة ANSYS لبرنامج العناصر المحدودة لحساب ضغوط Von Mises وعامل شدة الإجهاد K والتكامل J. بالنسبة للظروف الحدودية ، تم تطبيق الشروط الحدودية على شفرة التوربين عن طريق تثبيت قاعدة الشفرة وتطبيق ضغط (0.025217 ميجا باسكال) على السطح المقعر للشفرة. من ناحية أخرى ، في الدراسة الثالثة قمنا بتثبيت أطراف العمود (المحامل) وقمنا بتطبيق ضغط (0.025217 ميجا باسكال) على السطح المقعر لشفرة التوربين لمعرفة تأثير الشق المستعرض على النظام الديناميكي. الدوار.

أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها في هذه الدراسة أن الشق شبه الإهليلجي المتمركز في الشفرة بعمق $C = 2$ مم يشير إلى حد أقصى من إجهاد فون ميزس يساوي 1391.1 ميجا باسكال مركزة على مستوى ريشة التوربين) ونتائج FIC و J-INT ، الإزاحة الكلية ، التشوه الكلي هي الحد الأقصى من خلال مساهمة المواضع الأخرى للشقوق (القدم ، القمة). لذلك ، يلعب تأثير موضع الشق الجانبى في الشفرة والعرض المستعرض في العمود دوراً كبيراً جداً في تقليل صلابة وعمر النظام الديناميكي الدوار.

توضح الدراسة النمذجية والتوافقية أن الشق المستعرض يلعب دوراً مهماً للغاية في الإجهاد الطبيعي في نظام الديناميكيات الدوارة ، ، تشير الزيادة في الإجهاد في نظام الدوار المتصدع إلى انخفاض في الصلابة وإمكانية وجود نظام غير مستقر. من المحتمل جداً. في الحالة الأخيرة ، يخضع لتشوهات وتغيير في شكله الأصلي.

وخلص إلى أن المحاكاة العددية المقترحة هي نهج عملي يسمح بالتنبؤ بسهولة وكفاءة بسلوك الشقوق في ريش التوربينات. يجب أن تساعد في إدارة الحياة ومراقبة تلف ريش التوربينات.

الكلمات المفتاحية :

السلوك الديناميكي ، نظام الدوار ، برنامج محاكاة ANSYS. الشقوق ، الاهتزازات ، إجهاد فون ميزس.

Table des matières

Résumé	i
Abstract	ii
ملخص.....	iii
Liste des figures	iv
Liste des tableaux	ix
Liste des symboles	x
Introduction général	1
Chapitre I. Généralité sur la dynamique des rotors ou machines tournantes.	
I.1. Introduction.....	3
I.1.1. Définition d'un rotor	3
I.1.2. Le Stator	4
I.2. Les paliers	5
I.2.1. Paliers lisses.....	5
I.2.2. Paliers à roulement.....	5
I.2.3. Palier aérodynamique	6
I.2.4. Palier hydrodynamique.....	6
I.2.5. Palier hydrostatique	8
I.2.6. Palier magnétique.....	9
I.2.7. palier SFD.....	9
I.3. Force de balourd	10
I.4. Notion fondamental	10
I.4.1. cycle vibratoire.....	10
I.4.2. Amplitude	10
I.4.3. Fréquence	10
I.4.4. Fréquence d'excitation.....	11
I.4.5. Fréquence propre.....	11
I.4.6. Types de vibration.....	11
I.4.7. Facteurs affectant les fréquences subjectives.....	12
I.4.7.a) L'inertie	12
I.4.7.b) La rigidité	12
I.4.8. Amortissement	12
I.4.9. Résonance	12
I.4.10. Vitesse critique.....	13

I.4.11. L'effet gyroscope	13
I.4.12. Diagramme de Campbell	13
I.5. Les différents type modèles rotors	14
I.5.1. Modèle LAVAL/JEFFCOTT (Rotor flexible sur des paliers rigides)	14
I.5.2. modèle de rotor rigide avec paliers flexible	15
I.6. Etude bibliographique sur le system de rotor fissuré	15
I.7. Conclusion	33
Chapitre II. Etude statique et dynamique d'un système rotor fissurée.....	35
II.1. Introduction	35
II.2. Les notions mathématiques d'un system de rotor	36
II.2.1. Équation du mouvement.....	36
II.2.2. Quantité de mouvement (P) et impulsion (I)	36
II.2.3. L'énergie cinétique du disque	37
II.2.4. Énergie cinétique et de déformation de l'arbre	37
II.2.5. Travail virtuel des roulements	38
II.2.6. Force de balourd	39
II.2.7. Formulations de la matrice par la version h-p du MEF (Méthode des éléments finis)	39
II.2.8. Étude simplifiée des mouvements gyroscopiques	41
II.2.9. Élément finis 1D	41
II.2.10. Concentration de contrainte au voisinage d'un défaut	44
II.3. Etude statique du système de rotor fissurée.....	46
II.3.1. ANSYS :.....	47
II.3.1.a) Maillage :.....	47
II.3.1.b) MEF (méthode élément fini) :	47
II.3.1.c) clarification une échelle de couleurs visuelle progressive	47
II.4. L'effet de la fissure centrée sur la pale de la turbine (fissure semi-elliptique)	48
II.4.1. Résultats	49
II.4.2. Distribution des contraintes de Von Mises dans la pale de turbine	49
II.4.3. Distribution de déformation totale dans la pale de turbine	50
II.4.4. Distribution de l'énergie de déformation dans la pale de turbine	50
II.4.5. Distribution de facteur d'intensité de contraintes (FIC) dans la pale de turbine	51
II.4.6. Distribution de J-intégrale dans la pale de turbine.....	53
II.5. Fissure semi-elliptique au pied de pale	55
II.5.1. Distribution des contraintes de Von Mises dans la pale de turbine	55
II.5.2. Distribution de déformation totale dans la pale de turbine	56
II.5.3. Distribution de l'énergie de déformation dans la pale de turbine	56
II.5.4. Distribution de facteur d'intensité de contraintes dans la pale de turbine	57

II.5.5. Distribution de J-intégrale dans la pale de turbine.....	59
II.6. L'effet de la fissure latéral sur la pale de turbine d'un rotor	60
II.6.1. Distribution des contraintes de Von Mises dans la pale de turbine	60
II.6.2. Distribution de déformation totale dans la pale de turbine	61
II.6.3. Distribution de FIC et J-INT dans la pale de turbine	63
II.7. Etude system rotor à fissurée dans l'arbre (fissure transversal)	67
II.7.1. Résultats	68
II.7.2. Distribution des contraintes de Von Mises dans l'arbre fissurée	68
II.7.3. Distribution des déformations total de rotor avec fissure dans l'arbre.....	68
II.7.4. Distribution énergie de déformation et déplacement de rotor avec fissure dans l'arbre	69
II.7.5. Distribution de facteur d'intensité de contrainte K et J-INT	70
II.8. Etude modale de system de rotor fissuré	72
II.8.1. Les modes propres (déplacement total) du system de rotor	74
II.8.2. Diagramme Campbell	76
II.9. Etude harmonique	78
II.9.1. La réponse harmonique de contrainte équivalente (Von Mises).....	79
II.9.2. La réponse harmonique de déplacement total dans le système de rotor.....	79
II.9.3. La réponse harmonique des déformations totales dans le système de rotor	80
II.9.4. La réponse en fréquence.....	80
II.9.5. La réponse en fréquence de la contrainte normale.....	81
II.9.6. La réponse en fréquence de déplacement	82
II.9.7. La réponse en phase de la contrainte normal.....	83
II.10. Conclusion	85
Conclusions générales.....	86
Références bibliographiques	88
Annexes	91

Liste des figures

Introduction général

Figure 1. Rotor plusieurs étages sur machine d'équilibrage pour l'industrie.....	1
Figure 2. Élément d'un mélangeur (fonction rotative pour mélanger).....	2

Chapitre I

Figure I.1. Élément d'un rotor.....	3
Figure I.2. Exemple type d'un banc d'essai de roulements de rotor [2].	4
Figure I.3. Un exemple de stator de la réalité [3].	4
Figure I.4. Palier à demi-cosines [4].	5
Figure I.5. Quelques types de roulements [5].	5
Figure I.6. Dispositif d'essai des paliers à air Le palier aérodynamique [6].	6
Figure I.7. Palier hydrodynamique [7].	7
Figure I.8. Principe de la lubrification hydrodynamique [8].	7
Figure I.9. Palier hydrostatique [9].	8
Figure I.10. Palier magnétique [10].	9
Figure I.11. Amortisseur de type film compressible [11].	9
Figure I.12. Élément balourd [2].	10
Figure I.13. Types vibrations	11
Figure I.14. Courbe l'amplitude de vibration [13].	13
Figure I.15. Phénomène d'effet gyroscopique [14].	13
Figure I.16. Diagramme de Campbell.	14
Figure I.17. Modèle jeffcott/Laval [2].	14
Figure I.18. Rotor rigide symétrique avec paliers flexible [16].	15
Figure I.19. Une coupe simple du système de rotor à engrenages (Toutes les dimensions sont en mm) [15].	16
Figure I.20. Modèle 3D du système de rotor à engrenage créé dans ADAMS. [15].	16
Figure I.21. Modèle d'arbre de rotor à engrenages dans le logiciel EF. [15].	16
Figure I.22. (a) Premier mode de flexion dû aux vibrations transversales ; (b) Deuxième mode de flexion dû aux vibrations transversales. [15].	17
Figure I.23. Modèle 3D (a) et coupe frontale (b) de la pompe centrifuge NPS200-700 [17].	17
Figure I.24. Schéma de calcul de la charge du support (a) et visualisation des résultats (b) [17].	18
Figure I.25. Model par éléments finis du rotor étudié [18].	18
Figure I.26. Système simple d'arbres rotatifs [19].	19
Figure I.27. Le système de rotor avec un disque et des roulements rigides [19].	19
Figure I.28. Élément de poutre à section circulaire [20].	20

Figure I.29. Modèle de mélange de mailles de fissure adopté dans la présente étude. (L'octogone bleu à gauche représente la coupe transversale des maillages de fissures constitués de deux types d'éléments à droite.) [21].	21
Figure I.30. Types de fissures typiques à différentes positions dans les pales de turbine [21].	21
Figure I.31. Système de suspension magnétique d'un rotor de véhicule aérien sans pilote(UAV).	22
Figure I.32. Système de suspension magnétique d'un rotor de drone [22].	22
Figure I.33. Laboratoire du palier magnétique actif avec capteurs : (a) modèle de laboratoire,(b) configuration des jauges de contrainte, (c) jauges de contrainte avec nœuds de mesure.	23
Figure I.34. a) Spécifications, dimensions et matériaux de l'engrenage droit, b) scénarios de formation de fissures, et c) modèle CAO 3D de l'engrenage droit utilisé dans cette étude [24].	24
Figure I.35. CLP% (a) ; 0 %, (b) ; 10 %, (c) ; 20 %, (d) ; 30 %, (e) ; 40 %, (f) ; 50 %, (g) ; 30 % par le bord, et (h) ; 20 % par le bord. [24].	25
Figure I.36. (a) : Conditions limites pour l'étude de fréquence et (b) : maillage pour la dent fissurée à l'aide d'un maillage de dimensionnement [24].	25
Figure I.37. Vue de l'aube du premier étage du compresseur avant (a) et après (b) l'essai de fatigue (aube n° 1). Positions de l'aube lors de la résonance pour le 1er mode de vibrations transversales (c) [25].	26
Figure I.38. Vue du système de vibration utilisé dans les études expérimentales pour créer les conditions de fatigue à haut cycle (a) et la lame montée horizontalement sur la tête du vibrateur (b) [25].	26
Figure I.39. Une fissure semi-elliptique s'est propagée à partir de la surface convexe de la pale dans la phase préliminaire de la rupture (pale n° 2) [25].	27
Figure I.40. Forme du front de fissure et dimensions de l'éprouvette utilisées dans les équations de Raju-Newman [25].	27
Figure I.41. Fracture de la pale no. 1 après des études expérimentales de fatigue avec des marques de plage sélectionnées (a) et la section transversale de remplacement de la lame avec les fronts de la fissure définis sur la base des résultats expérimentaux (b) [25].	27
Figure I.42. Distribution de la contrainte de flexion dans la partie inférieure de la pale (la section transversale est située 7 mm au-dessus de la serrure) (a). Distribution de la contrainte principale maximale pendant le 1er mode de vibrations transversales [25].	28
Figure I.43. (a) ; Surface fracturée de la lame et (b) ; extension de la fissure à partir de deux fissures semi-elliptiques différentes [26].	29
Figure I.44. MEB (5000) de la section médiane d'une grande semi-elliptique [26].	29
Figure I.45. (a) ; élément C3D10 utilisé dans Abaqus et (b) ; charges et conditions aux limites sur la pale [26].	29
Figure I.46. Contour de la contrainte maximale due à : (a) la charge de pression et (b) la force centrifuge [26].	30

Figure I.47. Résultats de l'analyse modale : (a) premier mode, (b) deuxième mode et (c) troisième mode [26].	30
Figure I.48. Fissure initiale insérée dans la simulation de la croissance de la fissure [26].	30
Figure. I.49. Règle d'extension de la fissure dans Franc3D [26].	31
Figure I.50. Le schéma d'un système à deux rotors [27].	31
Figure I.51. Modèle par éléments finis du système à double rotor : (a) ; modèle à base de poutre et (b) ; modèle solide [27].	32

Chapitre II

Figure II.1. Système de rotor fissuré.	35
Figure II.2. Repère de référence d'un disque monté sur un arbre flexible [29].	37
Figure II.3. Coupe d'un élément fissuré [20].	39
Figure II.4. Élément de poutre à section circulaire [20].	41
Figure II.5. Couple gyroscopique dans rotor simple [2].	41
Figure II.6. Modélisation d'un rotor unidimensionnel (1D)	42
Figure II.7. Définition des axes (x,y) et des coordonnées (r,θ) au voisinage de l'extrémité [39].	44
Figure II.8. Les modes de propagation des fissures [33]	45
Figure II.9. Schéma d'un système de rotor étudié.	46
Figure II.10. Position de fissure dans l'arbre par (SOLIDWORKS)	46
Figure II.11. Position de fissure semi-elliptique et latérale	46
Figure II.12. Conditions aux limites de pale de turbine.	48
Figure II.13. Fissure Semi-elliptique [34].	48
Figure II.14. Distribution des contraintes de Von Mises dans la pale de turbine pour une fissure semi elliptique centré dans la pale.	49
Figure II.15. Distribution de déplacement totale dans la pale de turbine pour différentes profondeurs de fissure, (a) ; 2mm, (b) ; 3mm, (c) ; 4mm.	50
Figure II.16. Distribution de l'énergie de déformation dans la pale de turbine pour différentes profondeurs de fissure, (a) ; 2mm, (b) ; 3mm, (c) ; 4mm.	50
Figure II.17. Distribution de facteur d'intensité de contraintes dans la pale de turbine.	52
Figure II.18. Graphe de facteur d'intensité de contrainte (KI) en fonction de longueur de la fissure dans pale de turbine entre trois cas (a, b et c).	53
Figure II.19. Distribution de J-intégrale dans la pale de turbine pour différentes profondeurs de fissure.	53
Figure II.20. Graphe de J-Intégral en fonction de longueur de fissure dans pale de turbine ..	54
Figure II.21. Distribution des contraintes de Von Mises dans la pale de turbine.	55
Figure II.22. Distribution de déformation totale dans la pale de turbine pour une fissure semi-elliptique au pied de la pale.	56
Figure II.23. Distribution de l'énergie de déformation dans la pale de turbine.	56
Figure II.24. Distribution de facteur d'intensité de contraintes dans la pale de turbine pour différents longueur de fissures.	57

Figure II.25. Courbes de facteur d'intensité de contraintes KI pour trois cas (abc) dans la pale de turbine à pied.....	58
Figure II.26. Graphes de distribution de J-intégrale dans la pale de turbine entre trois cas (a) ;(b) ; (c).....	59
Figure II.27. Distribution des contraintes de Von Mises dans la pale de turbine pour une fissure latérale.	60
Figure II.28. Distribution de déformation totale dans la pale de turbine.	61
Figure II.29. Les Courbes des contraintes σ -déformation ϵ	62
Figure II.30. Distribution de FIC et J-INT dans la pale de turbine pour trois cas (a) ; pied, (b) ; centré , (c) ; sommet.	63
Figure II.31. Les courbes de J-intégral dans les trois cas (a) ; (b) et (c) de fissure. latéral ...	66
Figure II.32. Les conditions aux limites à rotor fissurée dans l'arbre.....	67
Figure II.33. Distribution des contraintes maximales de Von Mises dans le système de rotor fissurée.....	68
Figure II.34. Distribution de la déformation totale de rotor avec fissure dans l'arbre.	68
Figure II.35. Distribution énergie de déformation(a), déplacement total (b) dans le system rotor fissurée.	69
Figure II.36. Distribution de facteur d'intensité de contrainte K et J-INT.	70
Figure II.37. graphe distribution facteur d'intensité fonction longueur de fissure.....	71
Figure II.38. Graphe e distribution J-INT fonction longueur de fissure.	71
Figure II.39. Conditions limites de system rotor avec et sans fissurée.....	72
Figure II.40. Les modes propres d'un system de rotor sans fissure.	74
Figure II.41. Les modes propres d'un system de rotor fissurée.	75
Figure II.42. Diagramme de Campbell et vitesse critique d'un system de rotor.	76
Figure II.43. Conditions aux limites de system rotor pour l'étude harmonique.....	78
Figure II.44. La réponse harmonique de contraintes équivalentes (Von Mises) dans le système de rotor fissurée (a) et sans fissure (b).	79
Figure II.45. La réponse harmonique des déplacements dans le system de rotor (avec fissure (a) et sans fissure(b)).....	79
Figure II.46. La réponse harmonique des déformations dans le système de rotor (avec fissure (a) et sans fissure (b)).....	80
Figure II.47. Graphe de la réponse en fréquence de contraint normal suivant l'axe X dans le système de rotor (avec fissure (a) et sans fissure(b)).	81
Figure II.48.Graphe de la réponse en fréquence de contraint normal suivant l'axe Y dans le système de rotor (avec fissure (a) et sans fissure (b)).	81
Figure II.49. Graphe de la réponse en fréquence de contraint normal suivant l'axe Z dans le system rotor (avec fissure (a) et sans fissure (b)).....	82
Figure II.50. Graphe de la réponse en fréquence de déplacement suivant l'axe X à system de rotor (avec fissure (a) et sans fissure (b)).....	82
Figure II.51. Graphe de la réponse en fréquence de déplacement suivant l'axe Y dans le système de rotor (avec fissure (a) et sans fissure (b)).	83

Figure II.52. Graphe de la réponse en fréquence de déplacement suivant l'axe Z dans le système de rotor (avec fissure (a) et sans fissure (b)).	83
Figure II.53. La réponse en phase de la contrainte normale.	84

Liste des tableaux

Tableau II:1. Propriétés mécaniques de pale.	48
Tableau II:2. différent les valeurs de Contrainte σ_{eq} et déformation ε entre trois cas.	61
Tableau II:3. Résultats de facteur d'intensité et J-INT dans la fissure latérale au pied.	64
Tableau II:4. Résultats de facteur d'intensité de contrainte et J-INT dans la fissure latérale centrée.	65
Tableau II:5. Résultats de facteur d'intensité de contrainte et J-INT dans la fissure latérale au sommet.	65
Tableau II:6. Propriété mécanique de modèle rotor	67
Tableau II:7. Changement facteur d'intensité et J-INT par rapport la taille de fissure.....	70
Tableau II:8. Données important relatives au rotor pour analyse.....	72
Tableau II:9. Diagramme de Campbell et vitesse critique d'un système de rotor.	77
Tableau II:10. Réglage d'analyse harmonique.	78

Liste des symboles

T, T_d, T_a, T_b	: T Énergie cinétique, T_d énergie cinétique de disque, T_a énergie cinétique de l'arbre T_b Énergie cinétique de balourd (J)
U, U_a	: U L'énergie de déformation, U_a L'énergie de déformation dans l'arbre (J)
q_i	: Les coordonnées généralisées indépendantes
F_i	: Les forces généralisées (Kg)
$\dot{q}_i$	: Les vitesses généralisées (m/s)
p, p_f, p_i	: p Quantité de mouvement, p_f quantité de mouvement final, p_i quantité de Mouvement initial (Kg. m/s).
Ω, N, ω	: Vitesse de rotation (rad/s ou tr/min)
m, m_d, m_a	: m La masse, m_d La masse de disque, m_a La masse de l'arbre (Kg)
L	: Longueur de l'arbre (mm)
a	: L'accélération (m/s ²)
d	: Diamètre de disque (mm)
K	: rigidité (N/mm)
F	: La force (N)
σ	: Contrainte (MPa)
σ_x	: Contrainte en direction l'axe x (MPa)
σ_y	: Contrainte en direction l'axe y (MPa)
σ_z	: Contrainte en direction l'axe x (MPa)
t	: temps (S)
Δ_t	: Différence de temps (s)
Δ_v	: Différence entre vitesse initiale et finale (m/s)
V, V_i, V_f	: V vitesse, V_i vitesse initiale, V_f vitesse final, (m/s)
F_r	: Charge radiale sur le roulement (N)
R_e	: Limite élastique (MPa)
R_m	: Limite de rupture (MPa)
E	: Module de Young du matériau (MPa)
ν, δ_A, δ_M	: Coefficient de poisson
σ_{rmax}	: Contrainte radiale maximale (MPa)

$[K]$	: Matrice de rigidité
$\{q\}$	: Vecteur de déplacement (mm)
$\{F\}$	: Vecteur de charge extérieure (Kg)
N_i	: le nombre de nœude
F_w, F_u	: Forces généralisées des paliers (N)
I_{dx}, I_{dy}, I_{dz}	: sont les moments d'inertie du disque suivant direction x, y et z.
I_d	: Tenseur d'inertie de disque
ψ	: Fonction de gauchissement
$\dot{\theta}$	: vitesse angulaire (rad/s)
$\theta_x, \theta_y, \theta_z$	: D.D.L de rotation
L_e	: Longueur d'élément (mm)
R	: Rayon (mm)
r	: Le rayon extérieur de disque (mm)
e	: Épaisseur (mm)
γ	: Profondeur de la fissure (mm)
μ	: Profondeur adimensionnelle de la fissure
ε	: Champ de déformation
h	: Epaisseur du disque (mm)
ξ	: Représenté coordonnée adimensionnelle
$[C_p]$	: La matrice d'amortissement des appuis $N \cdot s/mm$
$[k_p]$	: La matrice de raideur des appuis N/mm .
$\delta, \delta_u, \delta_w$	: Déplacement en fonction des mouvements, δ_u, δ_w sont direction l'axe X et Z
G	: Module de cisaillement (MPa)
k_I, k_{II}, k_{III}	: Facteur d'intensité de contrainte ($MPa \cdot \sqrt{m}$)
ρ	: La masse volumique (Kg/m^3)
$N(y)$	: Vecteur des fonctions de formes

Introduction général

Les machines tournantes à plusieurs étages sont utilisées aujourd'hui dans une grande variété d'applications industrielles. Elles sont utilisées dans divers secteurs tels que l'industrie électrique, l'aérospatiale et la marine. Par exemple, elles sont utilisées dans les centrales électriques pour convertir le mouvement rotatif en énergie électrique. Elles sont également utilisées dans l'équipement spatial tel que les propulseurs à réaction et les moteurs de fusée, ainsi que dans les systèmes de propulsion marine tels que les moteurs marins et les ventilateurs marins. Le système de rotor est considéré comme le composant principal de toutes les machines tournantes, car il représente une technologie importante pour les performances et la productivité des machines. La conception de ces systèmes nécessite une grande attention pour répondre aux exigences opérationnelles. Ces exigences comprennent plusieurs aspects techniques importants est la rigidité, les niveaux de vibration et la plage de vitesse de fonctionnement.

La maintenance n'a cessé de se développer et de s'améliorer depuis des années, grâce aux progrès technologiques enregistrés dans plusieurs domaines, notamment l'électronique et l'informatique. La plupart des problèmes des machines tournantes sont des vibrations indésirables dues à une vitesse excessive et critique. L'utilisation de la méthode de maintenance prédictive par des techniques vibratoires innovantes (simulation) nécessite une meilleure maîtrise des méthodes de diagnostic des machines. L'utilisateur doit savoir placer les capteurs aux bons endroits, utiliser l'instrumentation correctement, interpréter correctement les signaux vibratoires mesurés en corrélant les signaux et les anomalies émergentes, estimer le degré de nocivité de ces défauts et enfin prédire leur évolution. C'est pourquoi un simulateur de machines tournantes est un outil didactique utile et nécessaire.



Figure1. Rotor à plusieurs étages sur machine d'équilibrage pour l'industrie.

En ce qui concerne la présence de fissures dans les systèmes tournants, il est important de noter que les fissures peuvent être des défauts critiques qui peuvent entraîner des défaillances catastrophiques des machines. Où la gravité de la fissure varie en fonction de la qualité de la structure et de ses caractéristiques. Les fissures peuvent se former en raison de contraintes mécaniques, de vibrations excessives, de la fatigue des matériaux ou d'autres facteurs. La détection précoce et la surveillance des fissures sont essentielles pour prévenir les accidents et les pannes majeures. Le diagnostic vibratoire, dont il a été précédemment question, peut jouer un rôle important dans la détection et l'analyse des signaux vibratoires anormaux associés aux

fissures, permettant ainsi de prendre des mesures correctives avant que les fissures ne se propagent et ne conduisent à des défaillances. Par exemple, dans cette figure, une machine utilisée pour mélanger la farine d'alimentation du bétail a subi des dommages. Les superviseurs ont remarqué la présence d'une petite fissure dans le mélangeur, mais l'état n'a pas été diagnostiqué et traité correctement. En conséquence, la fracture s'est propagée et a finalement entraîné une panne de la machine, interrompant la production d'alimentation animale et entraînant de lourdes pertes.



(a) : Un mélangeur endommagé et usé en raison de la fissure

(b) : Un mélangeur en bon état avant la rupture.

Figure 2. Élément d'un mélangeur (fonction rotative pour mélanger)

L'objectif de ce travail est de voir l'effet de la fissuration dans les rotors pour comprendre la manière optimale pour le comportement des machines tournantes et de mettre en évidence les phénomènes vibratoires pour connaître l'effet des défauts mécaniques et des problèmes de rupture (fissure) pour différents types d'excitation, afin de trouver un moyen de résoudre les problèmes de fissures dans les systèmes tournants en validant un système expert pour la maintenance conditionnelle et prédictive des machines tournantes. Cette mémoire se compose de deux chapitres :

- Le premier chapitre est consacré aux informations générales sur les machines tournantes et les caractéristiques des éléments de rotor, en plus de passer en revue les travaux de chercheurs qui ont mené des recherches sur le même problème que nous.

Le deuxième chapitre est consacré au sujet, car nous l'avons divisé en quatre sections. Dans la première section, nous avons mentionné le plan de travail (nous avons créé un élément de rotor - un palier d'arbre de turbine (disque)) avec les concepts mathématiques utilisés dans l'analyse. Quant à la deuxième section, nous avons effectué une étude statique du système de rotor en créant des fissures à différentes positions dans le rotor et nous avons extrait les résultats. Tandis que les troisième et quatrième sections, nous avons effectué une étude analytique du système rotor afin de comprendre la dynamique du rotor et de comparer le comportement dynamique entre le rotor en bon état et le rotor endommagé - fissuré - en utilisant la plateforme de conception et de modélisation 3D **SOLIDWORKS** suivie du banc d'essai numérique d'analyse dynamique **ANSYS**. Nous terminons cette mémoire par une conclusion générale.

CHAPITRE I

Généralité sur la dynamique des rotors ou machines tournantes.

Chapitre I. Généralité sur la dynamique des rotors ou machines tournantes

I.1. Introduction

Les machines rotatives sont une partie importante du domaine mécanique. La dynamique des rotors est l'étude de la dynamique et de la stabilité des machines tournantes, qui se développe depuis la naissance de l'industrie, ce sont des outils importants pour la production d'énergie et le convertir. Afin d'éviter la dégradation du système, les dysfonctionnements et les pannes catastrophiques, la maintenance des diagnostics de vibration joue un rôle important dans l'amélioration de l'intégrité des fissures et remplissez bien cette fonction. Les résultats permettent de prédire avec précision le comportement dynamique du rotor et de réaliser une étude de sensibilité montrant les phénomènes complexes étant mis en jeu [1].

I.1.1. Définition d'un rotor

Le rotor est utilisé dans plusieurs domaines, On peut dire que tous les corps tournant autour du même axe avec leurs roulements forment un rotor, Les parties de la machine qui ne tournent pas sont désignées par la définition générale du stator, Les rotors de machines ont, pendant leur fonctionnement, une grande quantité d'énergie rotative et une faible quantité d'énergie vibratoire. Il est très évident du fait qu'une turbine relativement petite propulse un avion énorme, Le but de la dynamique du rotor en tant que sujet est de garder l'énergie vibratoire aussi petite que possible [2].

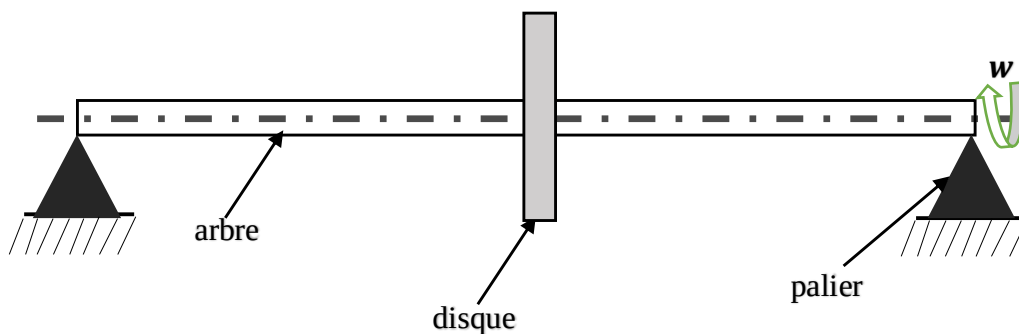


Figure I.1. Élément d'un rotor

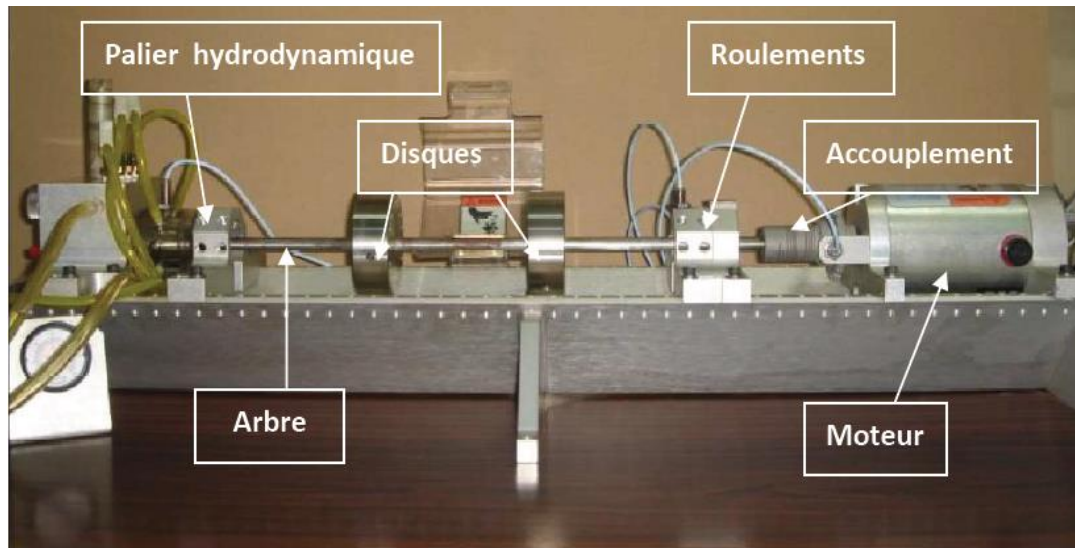


Figure I.2. Exemple type d'un banc d'essai de roulements de rotor [2].

I.1.2. Le Stator

Le stator est la structure supportant les roulements (paliers). Dans lequel le stator fait partie intégrante de la machine et ne tourne pas. En revanche, la fondation est la structure de support et ne sert qu'à maintenir la machine en place. Lorsque l'on considère la dynamique du rotor, il n'y a pas de distinction entre le stator et la fondation. Cependant, on fait la distinction car on peut vouloir connaître les efforts transmis par la machine aux fondations. En général, le stator et la fondation sont considérés comme ayant la même chose [2].



Figure I.3. Un exemple de stator de la réalité [3].

I.2. Les paliers

Les paliers sont des organes ou éléments utilisés en construction mécanique pour supporter et guidage en rotation, des arbres de transmission suivant l'usage désiré, Il existe plusieurs types des paliers :

I.2.1. Paliers lisses

Les paliers lisses sont soumis au frottement de glissement entre les surfaces en contact ; les bagues, les coussinets et les manchons de paliers, qui sont généralement de forme cylindrique et ne contiennent aucun élément mobile [4].

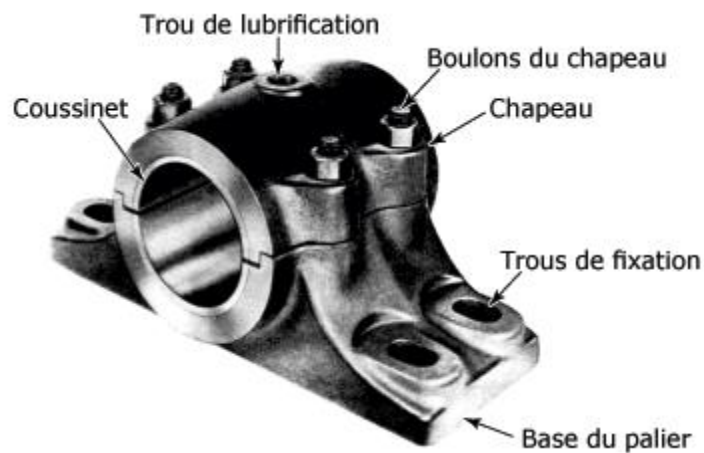


Figure I.4. Palier à demi-cosines [4].

I.2.2. Paliers à roulement

Un roulement est un élément de rotor cordonné les mouvements d'arbre. La sélection du bon roulement joue un rôle important dans les performances des machines tournantes; ces figures représentées défèrent types de roulement [5].

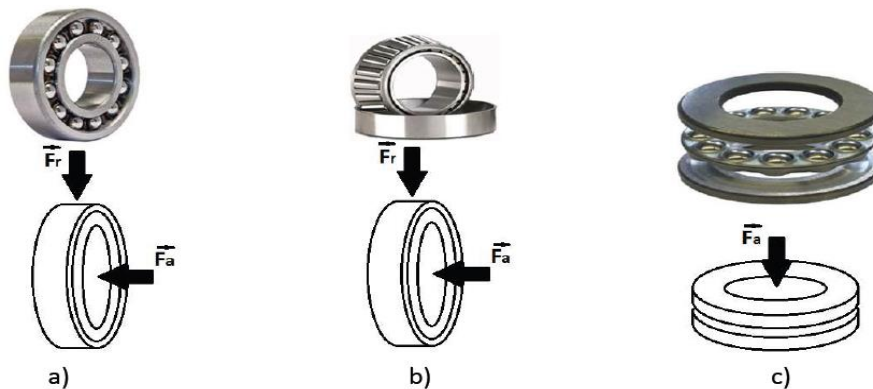


Figure I.5. Quelques types de roulements [5].

a) À billes à contact radial, b) A rouleaux coniques, c) Butée à billes

I.2.3. Palier aérodynamique

Le palier aérodynamique (à air, à gaz) est un système de support de charge utilisé dans les machines tournantes telles que les turbines, les compresseurs et les moteurs. Le palier aérodynamique utilise l'effet de la couche limite pour maintenir une faible pression entre les surfaces en mouvement. Dans un palier aérodynamique, la couche limite est entraînée à haute vitesse par la rotation de l'arbre de la machine, créant une zone de basse pression entre l'arbre et le palier. Cette technique permet de réduire considérablement les frottements, ce qui diminue la chaleur générée, réduit l'usure et prolonge la durée de vie de la machine. Les paliers aérodynamiques peuvent être utilisés seuls ou en combinaison avec d'autres types de paliers pour offrir une meilleure stabilité et réduire les vibrations de la machine [6].

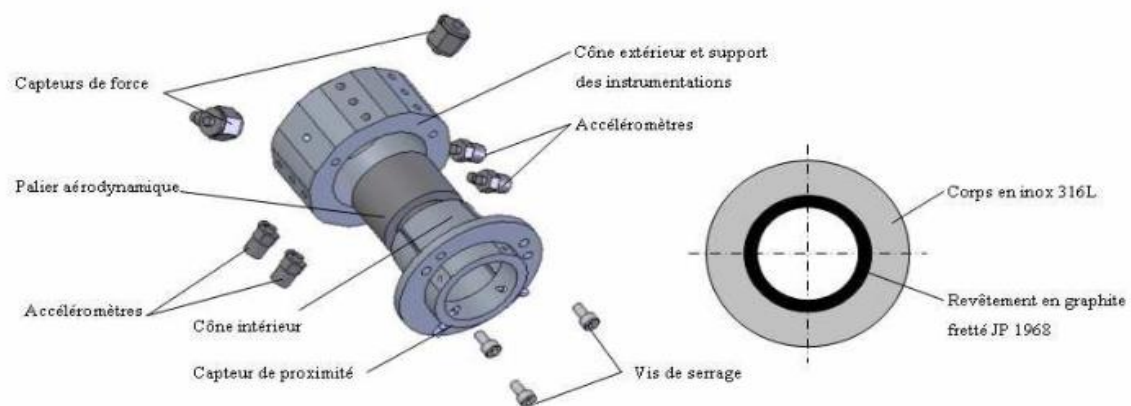


Figure I.6. Dispositif d'essai des paliers à air Le palier aérodynamique [6].

I.2.4. Palier hydrodynamique

Un palier hydrodynamique est un composant mécanique utilisé pour supporter une charge et permettre le mouvement relatif entre deux pièces en contact. Contrairement à un palier statique, un palier hydrodynamique utilise un film lubrifiant mince pour séparer les surfaces en contact et réduire les frottements. Lorsque les vitesses des machines tournantes augmentent et atteignent les vitesses critiques, les paliers fluides deviennent nécessaires car ils fournissent un amortissement au système de rotor. La lubrification dans le palier hydrodynamique a pour rôle de supprimer tout contact entre les deux surfaces à l'aide de la présence d'un film fluide dont la pérennité doit être assurée sous la charge à supporter.

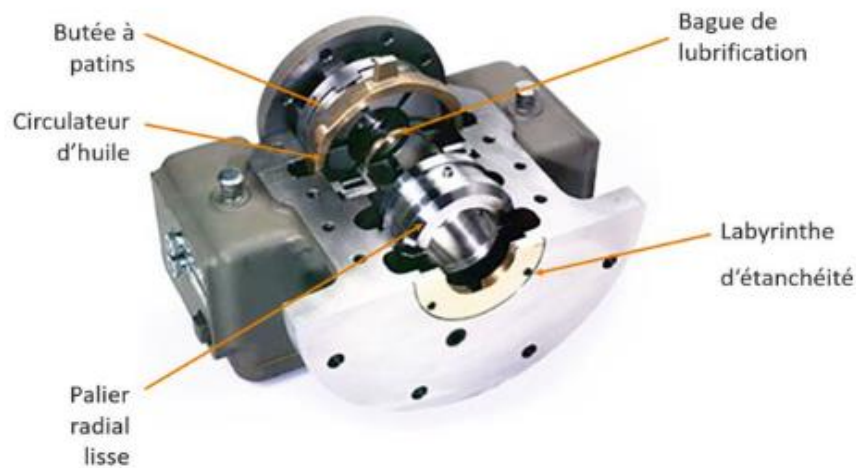


Figure I.7. Palier hydrodynamique [7].

Le principe de fonctionnement du palier hydrodynamique est le suivant : lorsque les deux surfaces sont en mouvement relatif, l'huile ou le lubrifiant est aspiré dans l'espace entre les surfaces. Ce film lubrifiant crée alors une couche de fluide qui permet de réduire considérablement les frottements et donc l'usure des pièces en contact. Le mécanisme de la lubrification hydrodynamique est présenté dans la (Figure I.8).

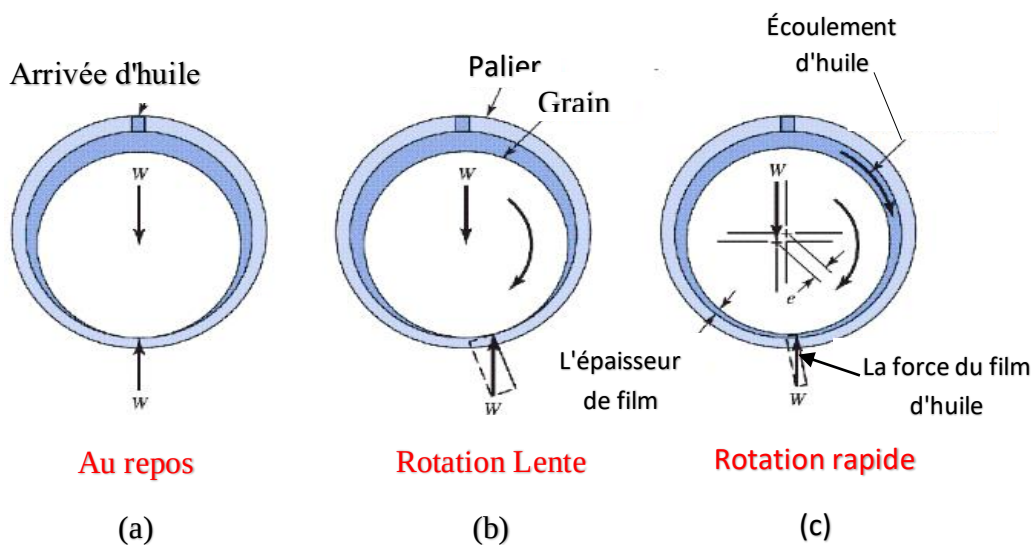


Figure I.8. Principe de la lubrification hydrodynamique [8].

- Lorsque le palier est au repos, le lubrifiant remplit l'espace entre les deux surfaces. On observe que la charge a comprimé le film d'huile vers le bas (a)
- La rotation lente entraîne l'arbre à roller vers la droite (b)
- Lorsque la vitesse de rotation augmente, une quantité accrue d'huile adhère à la surface et essaie de pénétrer dans la zone de contact. Cela crée une pression suffisante juste avant la zone de contact, ce qui soulève l'arbre. (c)

I.2.5. Palier hydrostatique

Le palier hydrostatique est un système de support de charge dans lequel un fluide est utilisé pour réduire les frottements et les forces de cisaillement entre deux surfaces en mouvement relatif. Dans un palier hydrostatique, le fluide est pompé dans l'espace entre les surfaces en mouvement relatif pour former une couche de film mince qui sépare les deux surfaces et réduit le contact direct. Cette couche de film fluide agit comme un amortisseur, absorbant les chocs et les vibrations, ce qui permet une réduction significative de l'usure et de la fatigue des matériaux. Les paliers hydrostatiques sont utilisés dans de nombreuses applications, notamment dans les turbines à gaz, les pompes, les compresseurs, les moteurs, les machines-outils, les véhicules à moteur, etc... [9].

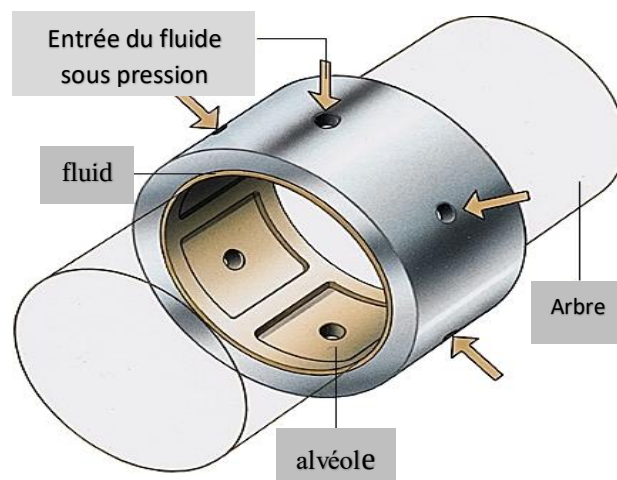


Figure I.9. Palier hydrostatique [9].

I.2.6. Palier magnétique

Les paliers magnétiques actifs permettent la sustentation sans contact d'un rotor tournant à très haute vitesse (sans aucun frottement) et très haute température et qui supporte de très fortes charges [10].



Figure I.10. Palier magnétique [10].

I.2.7. palier SFD

Squeeze-film damper sont appelé film fluide amortisseur ou l'amortisseur à film écrasé .et elles sont essentiellement des paliers hydrodynamiques dans lesquels les deux surfaces d'appui ne tournent pas (généralement) l'une par rapport à l'autre. En raison de l'absence de rotation, les amortisseurs à film compressible n'ont aucune rigidité et aucune capacité à supporter des charges statiques [11].



Figure I.11. Amortisseur de type film compressible [11].

I.3. Force de balourd

Le balourd est toute masse excentrée d'un rotor mais La force de balourd (ou force d'inertie centrifuge) est une force fictive qui apparaît lorsqu'un objet en mouvement décrit une trajectoire courbe. Cette force agit perpendiculairement à la direction du mouvement et est dirigée vers l'extérieur de la courbe. Plus précisément, la force de balourd est causée par l'inertie de l'objet en mouvement qui tend à continuer à se déplacer dans sa direction initiale. Cependant, la courbure de la trajectoire force l'objet à changer de direction, ce qui crée une force qui s'oppose à ce changement de direction. Cette force est la force de balourd. La force de balourd peut être importante dans de nombreux contextes, tels que les manèges de parcs d'attractions, les voitures qui tournent à grande vitesse ou les avions en virage serré. Elle doit être prise en compte pour assurer la sécurité et la stabilité des objets en mouvement [2].

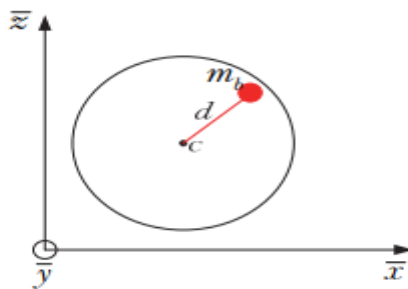


Figure I.12. Élément balourd [2].

I.4. Notion fondamentale

I.4.1. cycle vibratoire

La vibration est un phénomène dynamique associé aux oscillations de mouvement d'un système mécanique. Un cycle de vibration est complet lorsqu'un objet passe deux positions d'équilibre consécutives dans la même direction. La vitesse de rotation des machines tournantes étant exprimée en tours par minute (tour/min), la fréquence des vibrations auxquelles elles sont soumises est couramment exprimée en tours par minute (cycle /min) [13].

I.4.2. Amplitude

L'amplitude (A) est le déplacement maximal par rapport à la position d'équilibre, et l'unité couramment utilisée pour mesurer l'amplitude des vibrations est le micromètre (μm), qui est une petite fraction de mètre: $1\mu\text{m}=10^{-6}\text{m}$ [13].

I.4.3. Fréquence

La fréquence (f) est le nombre de cycles de vibration par unité de temps. L'unité de fréquence est le Hertz (**Hz**), c'est donc un cycle par seconde, puisque 1 minute équivaut à 60 secondes, **1 Hz = 60 cycles/min** [13].

I.4.4. Fréquence d'excitation

La fréquence d'excitation est la fréquence à laquelle le corps vibre sous l'action d'une force répétée.

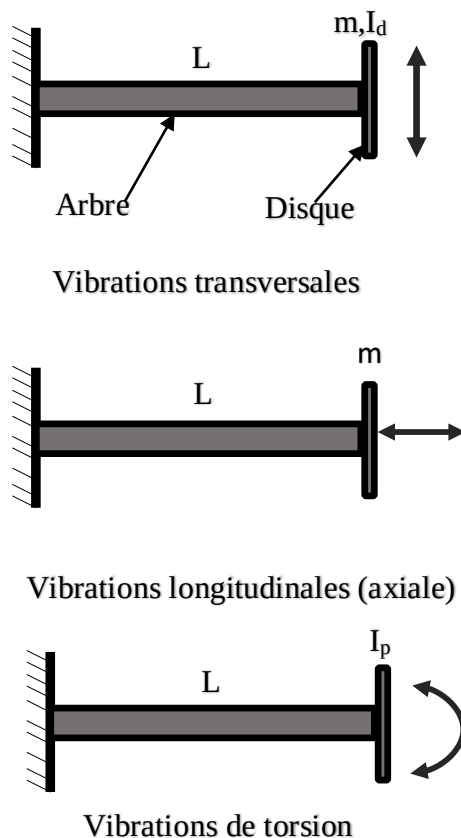
Une force d'excitation répétée appliquée à un objet produit des vibrations de même fréquence que cette force répétée, et les vibrations de ce type sont appelées vibrations forcées [13].

I.4.5. Fréquence propre

La fréquence naturelle est la fréquence à laquelle le corps vibre lorsque l'impulsion initiale est supprimée et peut osciller librement, les vibrations de ce type sont appelées vibrations libres ou naturelles [13].

I.4.6. Types de vibration

Il existe trois types de vibrations en fonction du sens du mouvement et des déformations subies par le corps vibrant



m : la masse de disque(kg)
 L : longueur de l'arbre (m)
 I_d : moment d'inertie de disque
 I_p : moment polaire

Figure I.13. Types vibrations

Un objet n'est presque jamais mû par un type de vibration car il est généralement soumis à de nombreuses forces périodiques exercées simultanément.

Certaines de ces forces produisent des vibrations transversales, d'autres produisent des vibrations longitudinales ou de torsion.

I.4.7. Facteurs affectant les fréquences subjectives

L'inertie et la rigidité sont des facteurs majeurs affectant les fréquences naturelles du corps.

I.4.7.a) L'inertie

L'inertie d'un corps vibrant dépend de sa masse et, dans la plupart des cas, de la répartition des masses dans le corps. La masse corporelle et ses distributions sont déterminées par la taille et la forme du corps et la densité de ses matériaux constitutifs.

Plus l'inertie d'un objet est grande, plus l'accélération produite sous l'action d'une force ou d'un couple donné est faible et, par conséquent, l'objet vibrera plus lentement [13].

I.4.7.b) La rigidité

Comme l'inertie, la raideur d'un corps vibrant dépend de la taille et de la forme du corps et de la nature des matériaux qui le composent, ainsi que du type et du mode de vibration.

Les fréquences naturelles du corps dépendent également de la rigidité. Plus le corps est rigide, plus la force (couple) du ressort est grande. Ainsi, en cas d'inertie, la force ou le couple du ressort va produire une accélération plus élevée. Ainsi, le corps vibrera plus rapidement et ses fréquences naturelles seront plus élevées [13].

I.4.8. Amortissement

L'amortissement des vibrations est la dissipation de l'énergie mécanique d'un objet en vibration.

Dans le cas d'une vibration libre, l'amortissement réduit l'amplitude de la vibration à zéro, et cette réduction est généralement progressive.

Dans le cas de vibrations forcées, l'amortissement a pour effet d'absorber l'énergie mécanique produite par la force d'excitation exercée sur le corps. L'amplitude des vibrations se stabilise à une valeur où l'énergie produite est égale à l'énergie absorbée.

Dans les machines tournantes, l'amortissement est généralement assuré par un film d'huile dans les paliers, le carter en fonte et le socle en béton [13].

I.4.9. Résonance

Le phénomène de résonance se produit lorsque la fréquence d'excitation est égale à l'une des fréquences propres, et la résonance est potentiellement dangereuse car elle peut entraîner des vibrations excessives. Lorsqu'un objet est en résonance, l'amplitude des vibrations augmente car la résistance que le corps oppose alors aux vibrations est la plus faible [13].

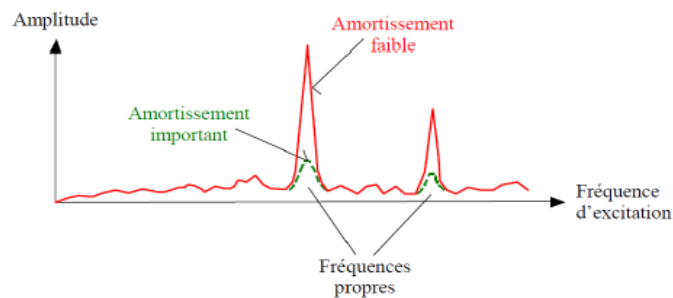


Figure I.14. Courbe l'amplitude de vibration [13].

I.4.10. Vitesse critique

La notion de vitesse critique ne s'applique qu'aux machines tournantes et plus particulièrement à l'élément principal de ces machines, le rotor.

La vitesse critique d'une machine tournante est la vitesse à laquelle l'une des fréquences propres de l'ensemble de base des paliers rotor est égale à la fréquence d'excitation correspondant à la vitesse de rotation de la machine [13].

I.4.11. L'effet gyroscope

Il provoque le couplage de déplacement orthogonal à l'axe de rotation conduisant à la séparation des fréquences en rotation en deux branches : un mode en mouvement direct (FW : Forwardwhirl) et un mode en mouvement inverse ou indirect (BW : Backwardwhirl) [13].

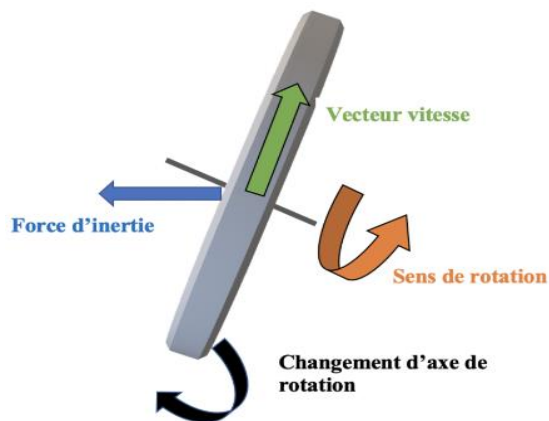


Figure I.15. Phénomène d'effet gyroscopique [14].

I.4.12. Diagramme de Campbell

Un diagramme de Campbell est un graphique montrant la fréquence naturelle d'un système de rotor en fonction de la vitesse de rotation. Ce diagramme est également utilisé pour connaître la vitesse critique du système de rotor comme l'intersection de la ligne de séquence d'excitation et de la ligne de fréquence propre. Cela aide à trouver une zone de vitesse de fonctionnement sûre pour le système de rotor. Considérez dix vitesses de rotation pour

dessiner un diagramme de Campbell. Ces vitesses sont de 0 à 9000 tr/min dans l'intervalle de 1000 tr/min [15].

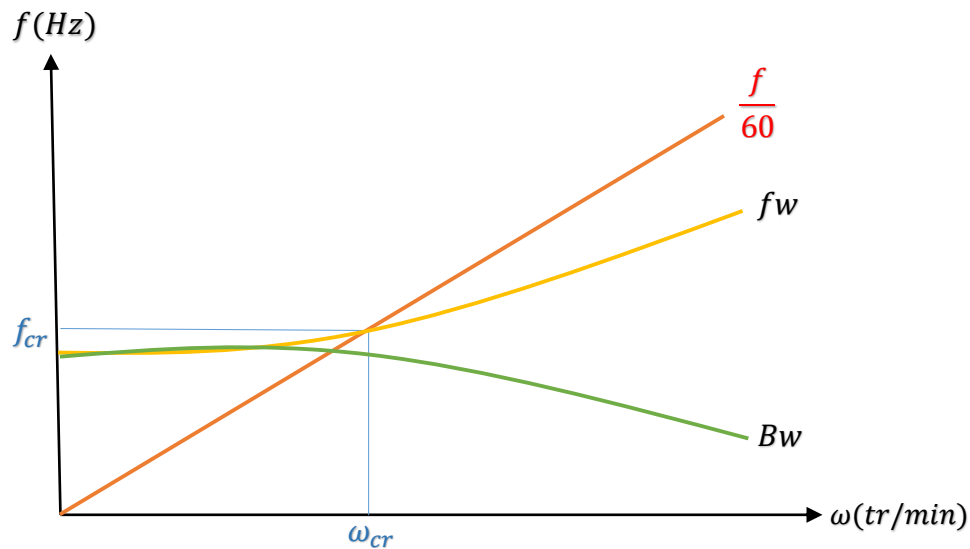


Figure I.16. Diagramme de Campbell.

I.5. Les différents types de modèles de rotors

I.5.1. Modèle LAVAL/JEFFCOTT (Rotor flexible sur des paliers rigides)

C'est un modèle simple utilisé pour étudier le comportement dynamique en flexion ou torsion des rotors industriels, la configuration de ce modèle est caractérisée par des points matériels attachés dans un arbre non massif dans le but de négliger les effets gyroscopiques. Leur comportement dynamique a été étudié par Jeffcott en 1919. Ce modèle est très souvent utilisé par les chercheurs dans un but phénoménologique, car il permet une interprétation plus directe de l'influence de quelque phénomène sur le comportement dynamique du système [2].

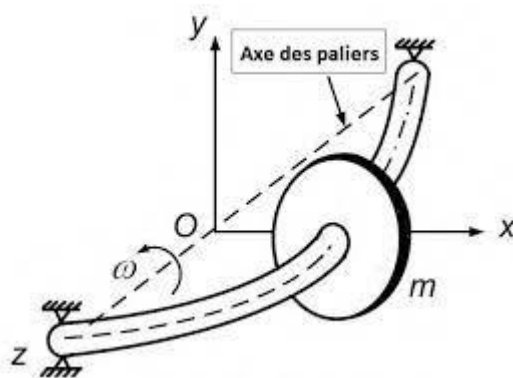


Figure I.17. Modèle Jeffcott/Laval [2].

I.5.2. Modèle de rotor rigide avec paliers flexible

Un modèle de rotor simple qui peut être utilisé pour étudier la dynamique de rotation de base est un rotor rigide symétrique sur deux supports élastiques identiques, comme illustré à la Figure 4. Le rotor est solide et symétrique. Encore une fois, les mouvements de translation et de rotation sont séparés au centre de masse et peuvent être étudiés séparément [2].

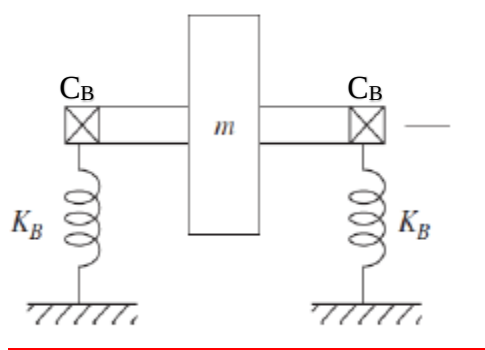


Figure I.18. Rotor rigide symétrique avec paliers flexible [16].

Dans ce cas, nous savons que le rotor est rigide et symétrique et que les deux paliers sont identiques avec la dureté K_B , la rigidité en translation et en rotation peut être déterminée à partir des équations de force et de couple comme suit:

La rigidité en translation k_T (N/mm): $k_T = 2k_B$

La rigidité en rotation k_r (N/mm) :

$$k_r = \frac{1}{2} k_B L^2$$

L: longueur de l'arbre (m)

K_B : rigidité des paliers (N/mm)

I.6. Etude bibliographique sur le system de rotor fissuré

Ankur Saxena et al en (2016) ont étudié l'analyse modale pour déterminer les caractéristiques dynamiques inhérentes d'un système sous forme de fréquences propres, facteurs d'amortissement et formes de modes. Ces paramètres sont importants dans la conception d'un système pour des conditions de chargement dynamiques. Classiquement, l'analyse modale est réalisée avec des outils commerciaux spécifiques. D'autre part, les logiciels AEF modernes ont un bon potentiel pour effectuer des études d'analyse modale. Ce travail tente une analyse modale à l'aide d'éléments solides dans ANSYS Workbench d'un système de rotor à engrenages supporté par des roulements à billes aux extrémités. Cela a été réalisé pour étudier les fréquences naturelles dans différents modes, pour prédire la direction du tourbillon de divers modes ainsi que pour étudier le diagramme de Campbell. En fin de compte, l'effet de la

variation de la rigidité des roulements a été découvert sur les fréquences naturelles dans divers modes du système de rotor à engrenages [15].

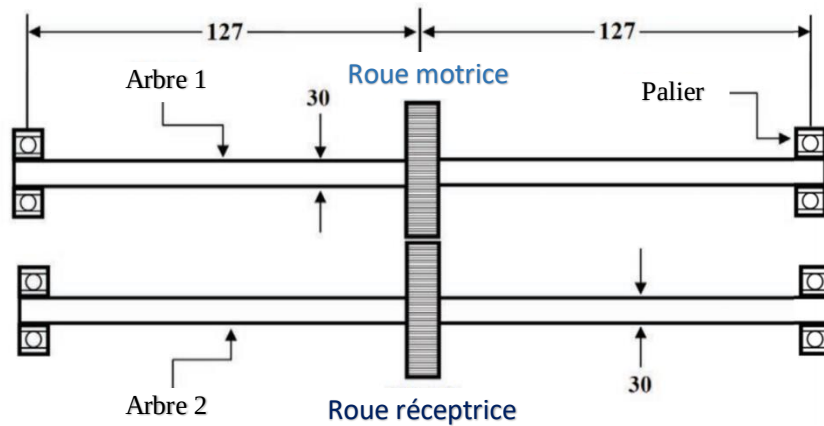


Figure I.19. Une coupe simple du système de rotor à engrenages (Toutes les dimensions sont en mm) [15].

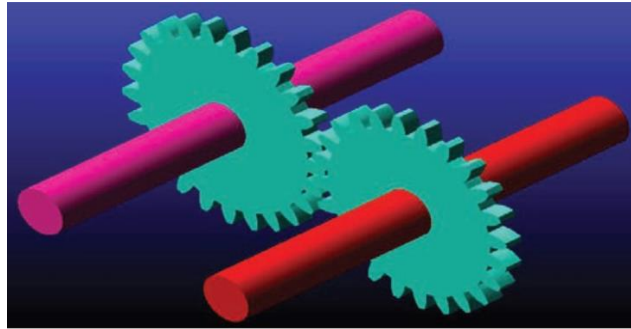


Figure I.20. Modèle 3D du système de rotor à engrenage créé dans ADAMS. [15].

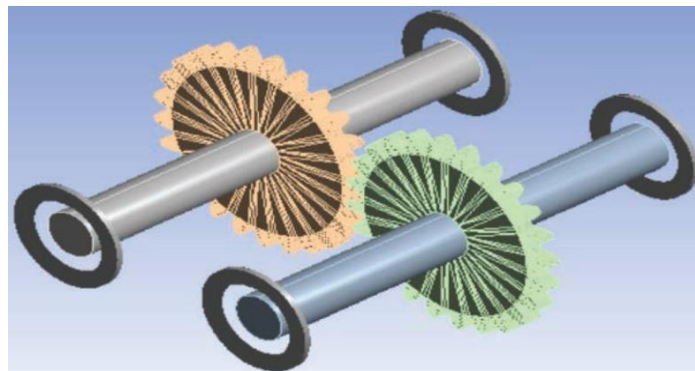


Figure I.21. Modèle d'arbre de rotor à engrenages dans le logiciel EF. [15].

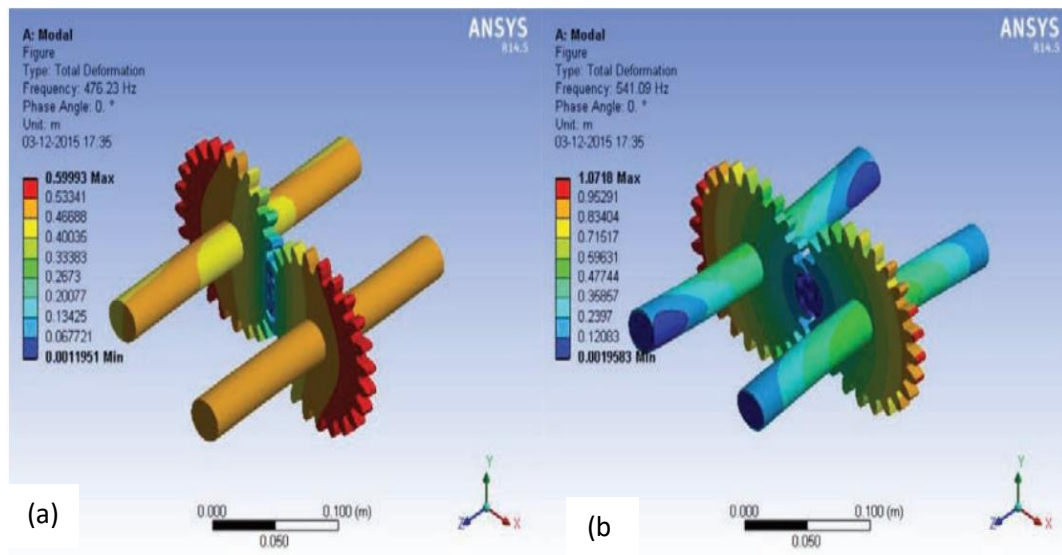


Figure I.22. (a) Premier mode de flexion dû aux vibrations transversales ; (b) Deuxième mode de flexion dû aux vibrations transversales. [15].

PAVLENKO, et al en (2017), Ce document de recherche vise à étudier la dynamique du rotor des machines centrifuges multi-étagées avec des roulements à billes en utilisant les programmes informatiques "Fréquences critiques du rotor" et "Oscillations forcées du rotor", qui sont mis en œuvre le modèle mathématique basé sur l'utilisation d'éléments finis de poutre. Les oscillations libres et forcées du rotor pour la pompe à huile centrifuge multicellulaire NPS 200-700 sont observées en tenant compte de la dépendance analytique de la rigidité du roulement par rapport à la vitesse du rotor, qui est préalablement définie sur la base de l'approximation des résultats pour la simulation numérique dans ANSYS en appliquant des éléments finis 3D. Les calculs ont permis de déterminer les oscillations caractéristiques et contraintes du rotor et les formes de vibrations qui leur correspondent, ainsi que la forme d'oscillation contrainte sur la fréquence réelle pour un déséquilibre résiduel acceptable [17].

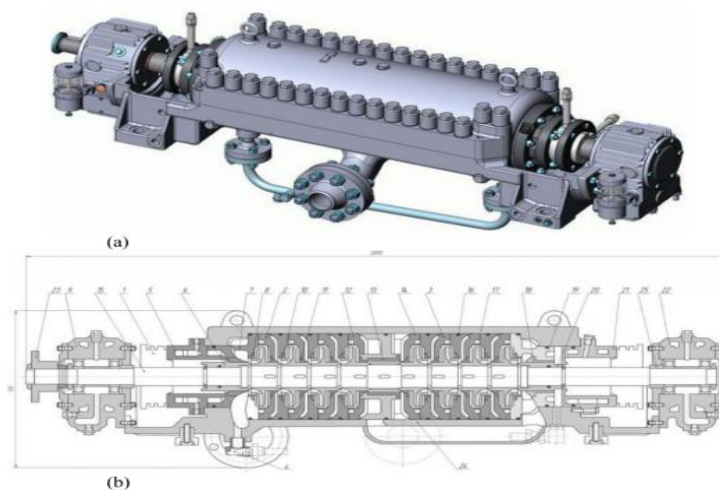


Figure I.23. Modèle 3D (a) et coupe frontale (b) de la pompe centrifuge NPS200-700 [17].

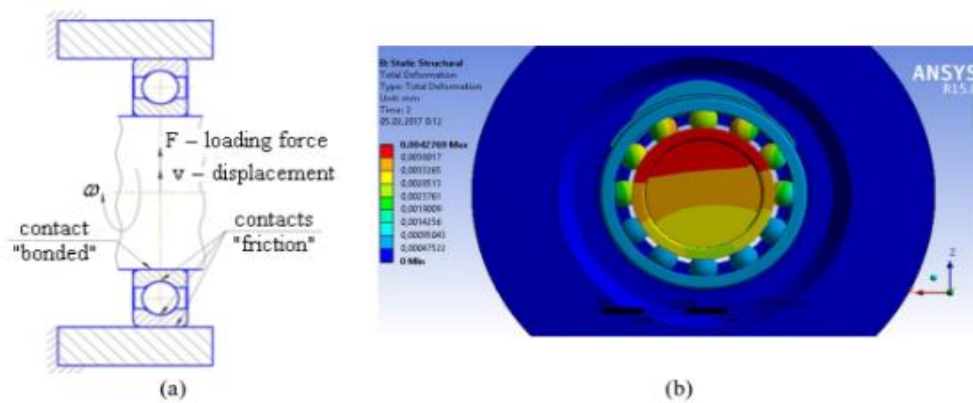


Figure I.24. Schéma de calcul de la charge du support (a) et visualisation des résultats (b) [17].

AHMED Fellah et al en (2017) ont étudié l'effet d'une fissure transversale ouverte sur le comportement vibratoire d'un rotor en utilisant la version classique du MEF, la poutre d'Euler-Bernoulli en éléments finis est utilisée pour la discrétisation de ce rotor. L'équation du mouvement est obtenue par l'application de l'équation de Lagrange sur les énergies cinétique et de déformation des différents composants du rotor en tenant compte de la variation de la rigidité de la poutre [18].

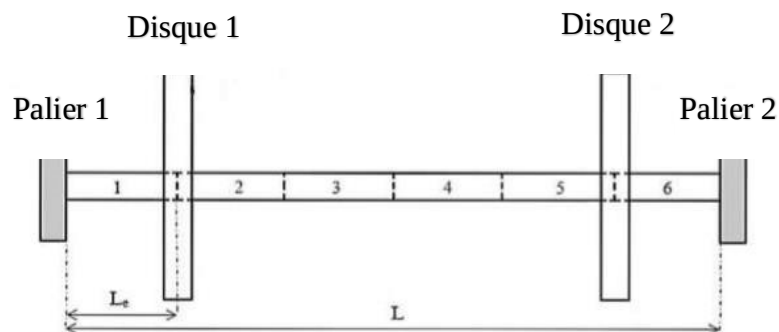


Figure I.25. Model par éléments finis du rotor étudié [18].

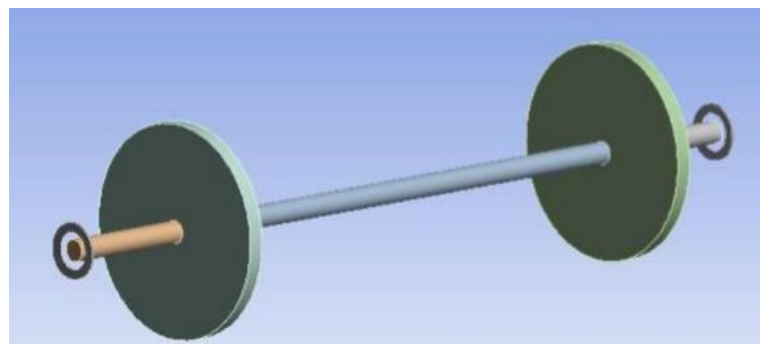


Figure I.26. Modèle du rotor étudié dans ANSYS Workbench [18].

AZMAN, NH Mohd, et al en (2021), le tourbillonnement est un type important de vibrations qui peut causer une défaillance par fatigue d'un système de rotor. Les fréquences naturelles de tourbillonnement du système dépendent beaucoup de la rigidité, de l'amortissement, de la masse et des contraintes imposées au système. Une analyse modale pour les vibrations de type tourbillonnaire a été menée sur les systèmes de rotor en utilisant la méthode des éléments finis du logiciel ANSYS APDL pour déterminer les fréquences de tourbillonnement des systèmes de rotor. Deux cas de systèmes de rotor ont été considérés : un arbre simple avec un roulement rigide et un système d'arbre à disque avec un roulement rigide. Dans le second cas, le travail est validé en comparant la fréquence de tourbillonnement du système avec des travaux antérieurs. De plus, dans le second cas, des études paramétriques ont été menées pour étudier l'impact de la variation du diamètre de l'arbre, des paramètres du roulement et du disque sur les caractéristiques vibratoires du système. Des diagrammes de Campbell ont été générés pour fournir la différence des fréquences de tourbillonnement des systèmes de rotor par rapport à la vitesse de rotation, tout en fournissant la fréquence de tourbillonnement des systèmes de rotor. Il a été constaté que dans le premier cas, le diagramme de Campbell généré suivait la forme théorique supposée tandis que les résultats dans le deuxième cas étaient en accord avec les résultats antérieurs. Ont montré que les différents modes de fréquence naturelle du tourbillon dépendaient du diamètre de l'arbre, de l'emplacement du disque et de la masse du disque [19].

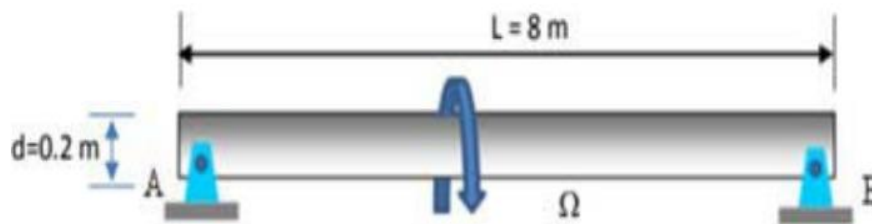


Figure I.26. Système simple d'arbres rotatifs [19].

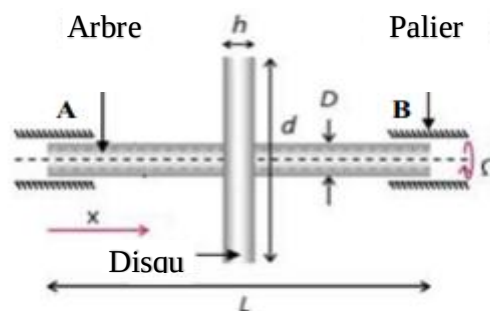


Figure I.27. Le système de rotor avec un disque et des roulements rigides [19].

AHMED, F., et al en (2019) ont été utilisés la version hybride h-p de la méthode des éléments finis pour étudier l'effet d'une fissure transversale ouverte sur le comportement vibratoire des rotors, la poutre d'Euler-Bernoulli à éléments finis unidimensionnels est utilisée pour modéliser le rotor, les fonctions de forme utilisées sont les fonctions cubiques de Hermite couplées aux polynômes de Legendre spéciaux de Rodrigues. Les matrices globales de l'équation du mouvement du rotor fissuré sont dérivées par l'application de l'équation de Lagrange en tenant compte de la variation locale de la rigidité de l'arbre due à la présence de la fissure, et la rigidité de l'élément fissuré de l'arbre est déterminée en utilisant la méthode de la rigidité variable dans le temps. Les résultats numériques générés par un programme développé en MATLAB montrent la rapidité de la convergence de la version h-p de la MEF par rapport à la version classique, après la validation de résultats avec des résultats théoriques et expérimentaux et d'autres obtenus avec le simulateur ANSYS Workbench, une étude paramétrique a été fournie pour montrer l'influence de la profondeur et de la position de la fissure sur le comportement vibratoire d'un rotor symétrique et asymétrique [20].

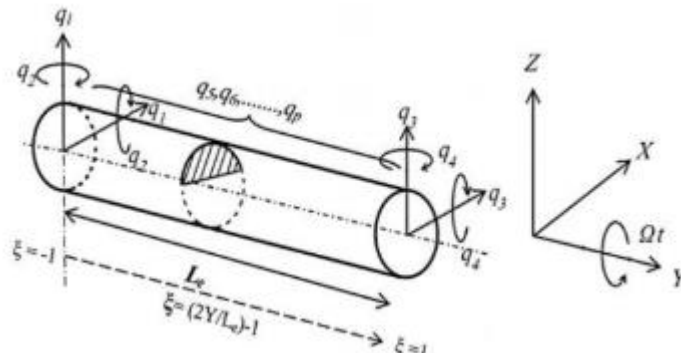


Figure I.28. Élément de poutre à section circulaire [20].

LIU, He et al en (2020) ont étudié une approche numérique spécifique pour simuler la propagation des fissures en 3D dans les aubes de turbine a été établie (voir Figure 32). Tout d'abord, une stratégie de maillage appropriée a été proposée pour prendre en compte les différents types de fissures induites dans les aubes de turbine, et un schéma optimal de raffinement du maillage des fissures a été déterminé. En outre, un algorithme de mise en œuvre de la propagation des fissures en 3D a été utilisé pour prendre en compte l'effet de l'évolution de la forme des fissures. L'approche proposée a été appliquée sur une aube de turbine haute pression d'un moteur d'avion, et les niveaux de risque ont été évalués pour les fissures dans différentes positions. La méthode numérique proposée est une approche pratique qui permet de prédire facilement et efficacement le comportement de propagation des fissures dans les aubes de turbine. Il devrait contribuer à la gestion de la durée de vie et à la surveillance des dommages des aubes de turbine [21].

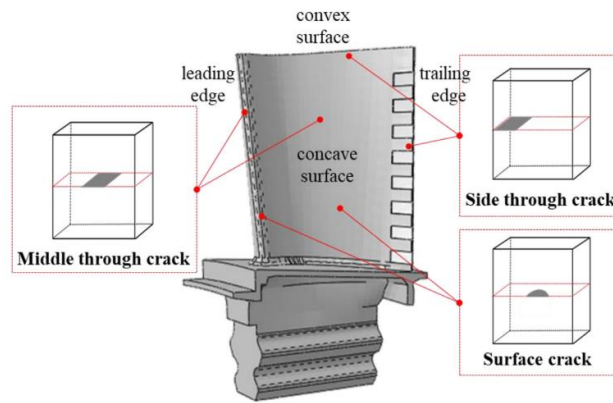


Figure I.29. Types de fissures typiques à différentes positions dans les pales de turbine [21].

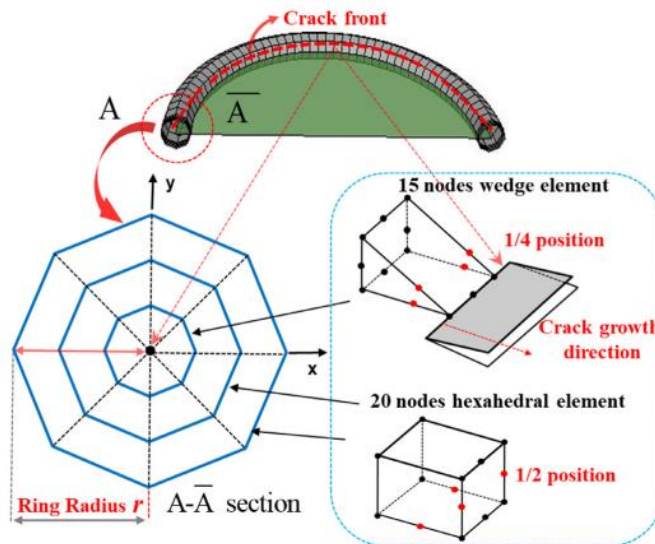


Figure I.30. Modèle de mélange de mailles de fissure adopté dans la présente étude. (L'octogone bleu à gauche représente la coupe transversale des maillages de fissures constitués de deux types d'éléments à droite.) [21].

KURNYTA-MAZUREK et al (2020), ont étudié le concept du système de palier avec un rotor suspendu magnétiquement et un système de mesure d'un système de suspension magnétique pour un rotor de turboréacteur (voit Figure 34). La technologie de la suspension magnétique permet un diagnostic continu d'une machine rotative et élimine les propriétés négatives des roulements classiques. Ce système de palier de rotor se compose de deux paliers magnétiques radiaux et d'un palier magnétique axial (de poussée). Les caractéristiques géométriques et inertielles du rotor ont été supposées conformes aux paramètres d'un moteur à réaction TS-21. Des études préliminaires du système de mesure des moteurs à rotor ont été réalisées sur un banc de laboratoire avec des paliers magnétiques actifs homopolaires. Le système de mesure était composé de jauges de contrainte, d'accéléromètres et de capteurs de proximité sans contact. Pendant la recherche, les déformations ont été enregistrées à l'aide d'un système d'acquisition de données sans fil (DAQ). Les mesures ont été effectuées pour différents

paramètres opérationnels de la vitesse de rotation du rotor, des paramètres du système de contrôle, et en présence de signaux de perturbation provenant du système de contrôle [22].

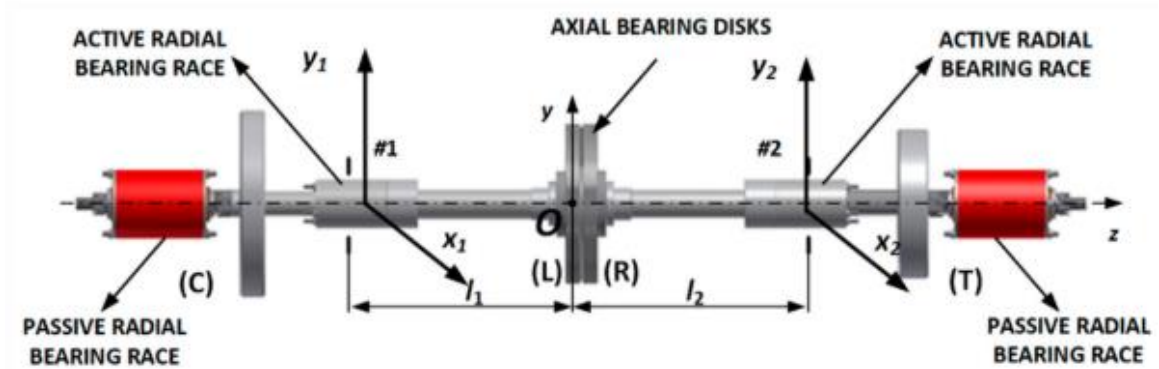


Figure I.31. Système de suspension magnétique d'un rotor de véhicule aérien sans pilote(UAV) [22].

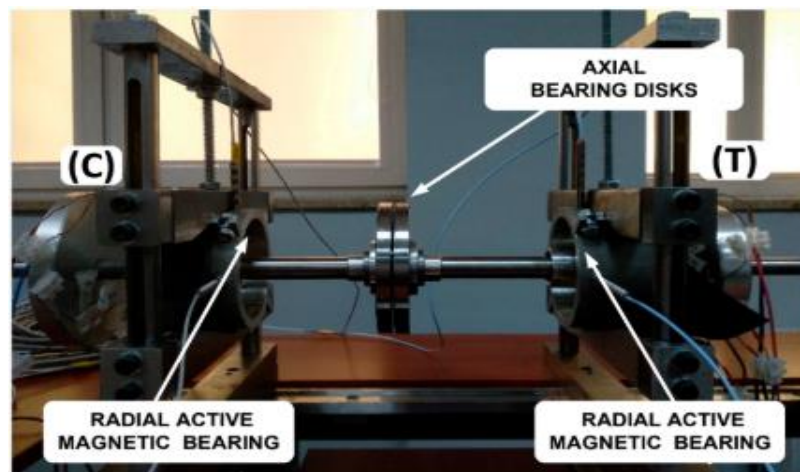


Figure I.32. Système de suspension magnétique d'un rotor de drone [22].

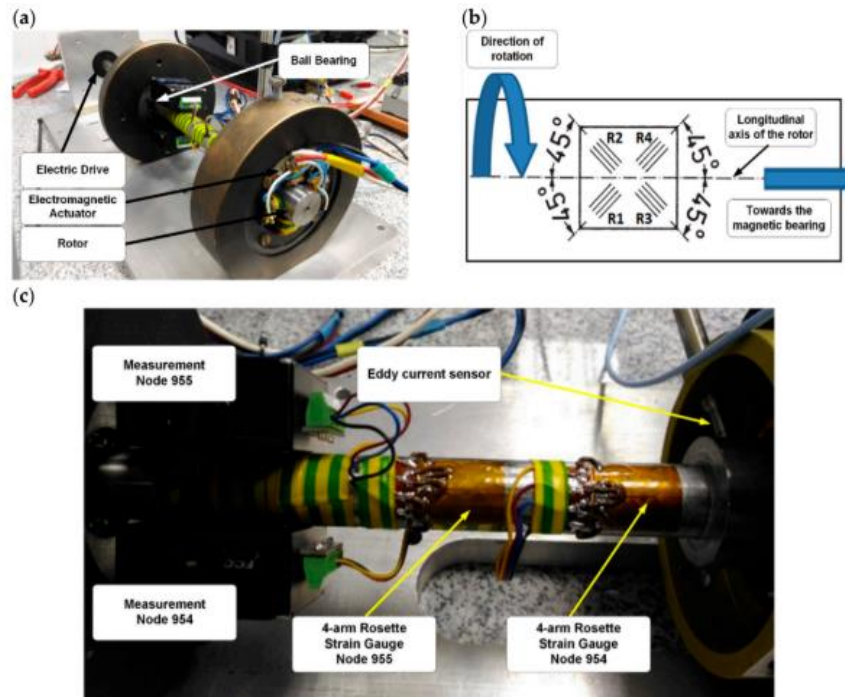


Figure 1.33. Laboratoire du palier magnétique actif avec capteurs : (a) modèle de laboratoire, (b) configuration des jauges de contrainte, (c) jauges de contrainte avec nœuds de mesure [22].

FELLAH, AHMED et al en (2019), ont étudié la présence des fissures dans le rotor influe sur le comportement vibratoire des machines tournantes (fréquences propres, amplitudes, modes propres). L'étude de ce dernier permet d'identifier la présence, l'emplacement et la profondeur de la fissure. L'objectif de ce travail, est d'étudier l'influence d'une fissure transversale sur les paramètres modaux du rotor, en utilisant la version h-p de la méthode des éléments finis. L'élément poutre Euler-Bernoulli est utilisé pour la modélisation du rotor, les fonctions de forme utilisées sont les fonctions d'Hermite cubiques modifiées pour la version h couplées aux polynômes de Legendre spéciaux de Rodrigues pour la version p. Les matrices globales de l'équation du mouvement du rotor fissuré sont déterminées par l'application de l'équation de Lagrange en tenant compte de la variation locale de la rigidité de l'arbre due à la fissure, la rigidité de l'élément fissuré de l'arbre est déterminée en utilisant la méthode de rigidité variable. Un programme est développé en MATLAB pour calculer les fréquences propres et tracer la réponse dynamique ainsi que les amplitudes et les orbites d'un rotor fissuré et non fissuré. Après avoir montré la rapidité de la convergence de la version h-p de la méthode des éléments finis (MEF) par rapport à la version h, une étude détaillée de l'influence d'une fissure transversale ouverte et respiratoire sur les paramètres modaux du rotor est présentée. Les résultats trouvés montrent l'efficacité de la version h-p de la MEF et la méthode de rigidité variable pour l'étude des rotors fissurés [23].

SYAM, THAER, et al en (2022), La défaillance d'un engrenage est considérée comme le principal événement alarmant et indésirable dans les boîtes de vitesses. Habituellement, les fissures se produisent par fatigue due à une charge cyclique (voir Figure 37). La contrainte de fatigue se concentre sur la racine des dents en raison du faible rayon du congé de la dent. Cela provoque un endommagement progressif des dents de l'engrenage, ce qui entraîne une rupture des dents et, par conséquent, un engrenage endommagé. Ce travail montre un cadre numérique pour identifier et quantifier l'existence de fissures à la racine des dents des engrenages droits (voir Figure 37 et Figure 38). Le problème est analysé numériquement par une simulation par éléments finis avec ANSYS en effectuant une analyse modale. Il y a neuf cas d'engrenages avec différentes fissures sur leur dent ; ces fissures sont variées par leur nombre (simple ou multiple), le pourcentage de longueur de fissure (CLP %) et leur emplacement. L'analyse par éléments finis est utilisée pour simuler les neuf cas afin de prédire la fréquence naturelle de flexion des dents et d'étudier les effets de la variation de la fissure en examinant la fréquence naturelle de flexion des dents ainsi que le niveau de déformation. Les résultats ont révélé que la fréquence naturelle de la flexion des dents diminue lorsque le CLP% augmente. En outre, la rigidité de l'engrenage est calculée sur la base de la fréquence naturelle et de la masse de l'engrenage. En outre, la rigidité de l'engrenage est calculée sur la base de la fréquence naturelle et de la masse de l'engrenage et il est indiqué que la rigidité diminue lorsque le CLP% augmente, tandis que le niveau de déformation augmente avec le CLP% [24].

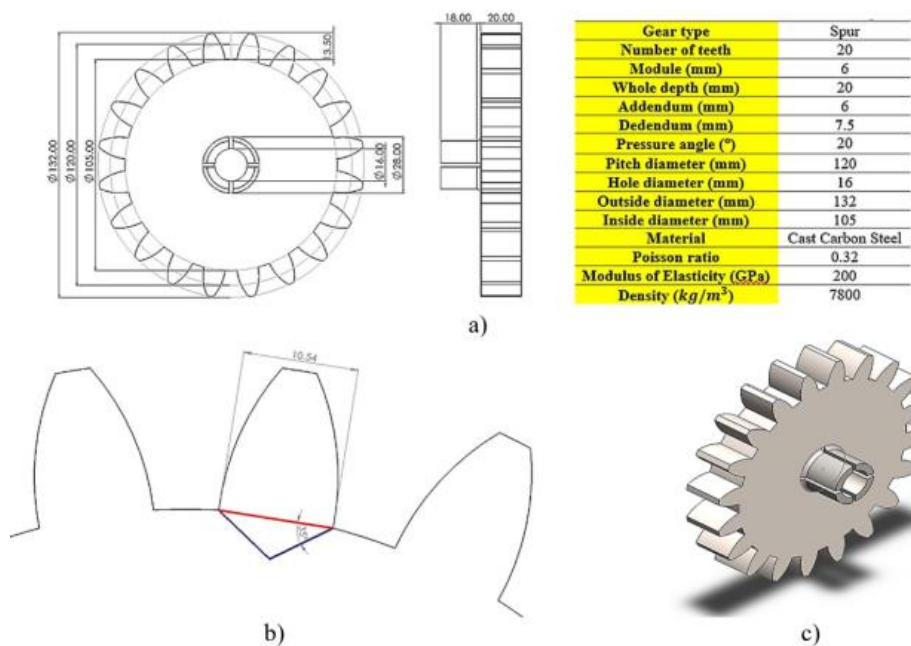


Figure I.34. a) Spécifications, dimensions et matériaux de l'engrenage droit, b) scénarios de formation de fissures, et c) modèle CAO 3D de l'engrenage droit utilisé dans cette étude [24].

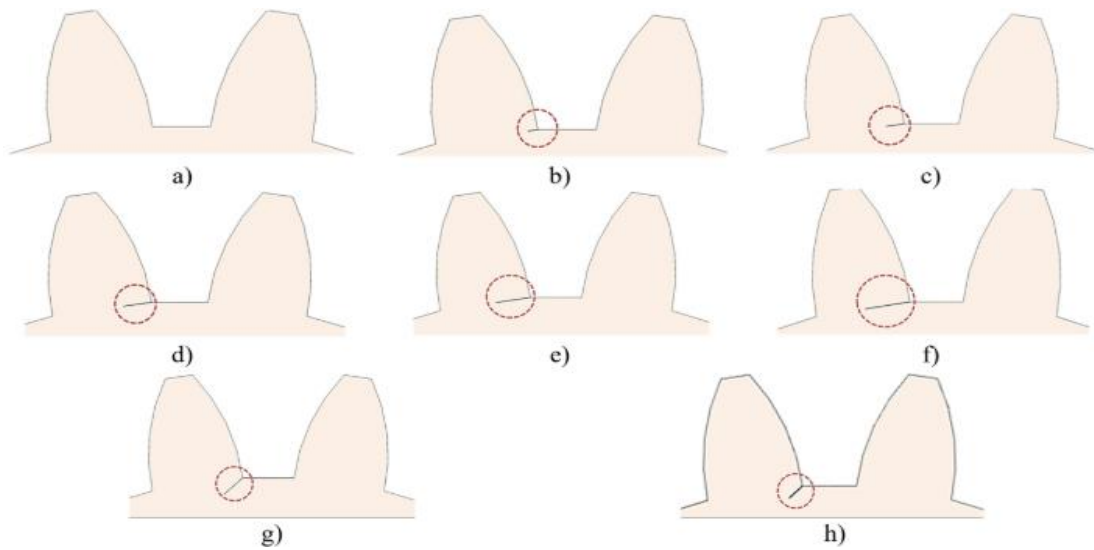


Figure I.35. CLP% (a) ; 0 %, (b) ; 10 %, (c) ; 20 %, (d) ; 30 %, (e) ; 40 %, (f) ; 50 %, (g) ; 30 % par le bord, et (h) ; 20 % par le bord. [24].

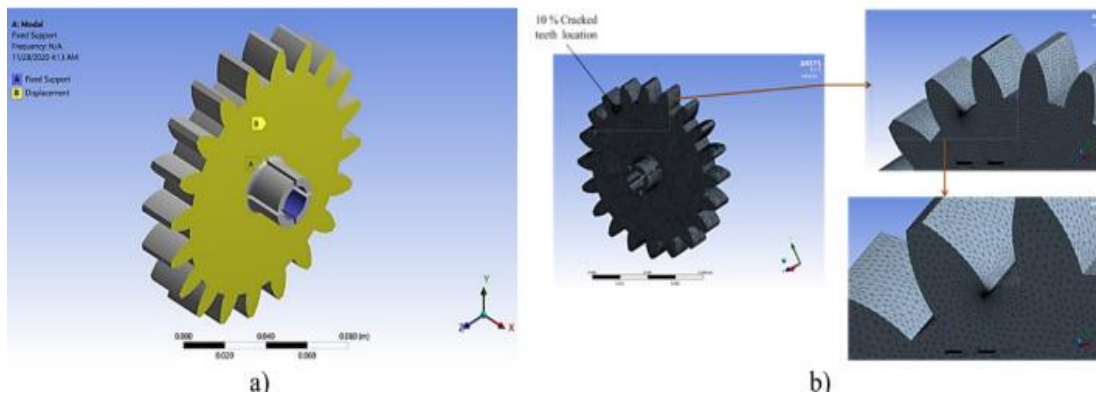


Figure I.36. (a) : Conditions limites pour l'étude de fréquence et (b) : maillage pour la dent fissurée à l'aide d'un maillage de dimensionnement [24].

WITEK, Lucjan, et al en (2015), ont présenté des résultats de l'analyse de la croissance des fissures d'une aube de compresseur de moteur d'avion soumise à une vibration résonante (voir Figure 43). Dans ce travail, une méthode hybride originale a été utilisée pour l'estimation de la dynamique des fissures. La procédure proposée relie trois méthodes : l'analyse de fatigue analytique, numérique et expérimentale de l'aube testée dans des conditions de fatigue à haut cycle. Au cours des études, seul le premier mode de vibration transversale a été considéré. Dans la première étape de l'analyse, le facteur d'intensité de la contrainte pour le modèle simplifié de la pale avec une fissure semi-elliptique a été calculé en utilisant la méthode de Raju-Newman. Les dimensions et l'emplacement de la fissure ont été déterminés sur la base d'études

expérimentales. La contrainte de flexion utilisée dans la solution de Raju-Newman a été calculée pour la géométrie réelle de la lame en utilisant la méthode des éléments finis. Les valeurs du facteur d'intensité de contrainte ont ensuite été utilisées comme données d'entrée dans l'équation de Paris-Erdogan. L'analyse hybride proposée a permis de déterminer le tracé de la longueur des fissures en fonction du nombre de cycles de charge pour l'aube du compresseur vibrant à amplitude constante. Les résultats obtenus par la simulation ont finalement été comparés aux résultats de l'analyse expérimentale de la croissance des fissures réalisée pour l'aube du compresseur du premier étage du turbomoteur d'hélicoptère [25].

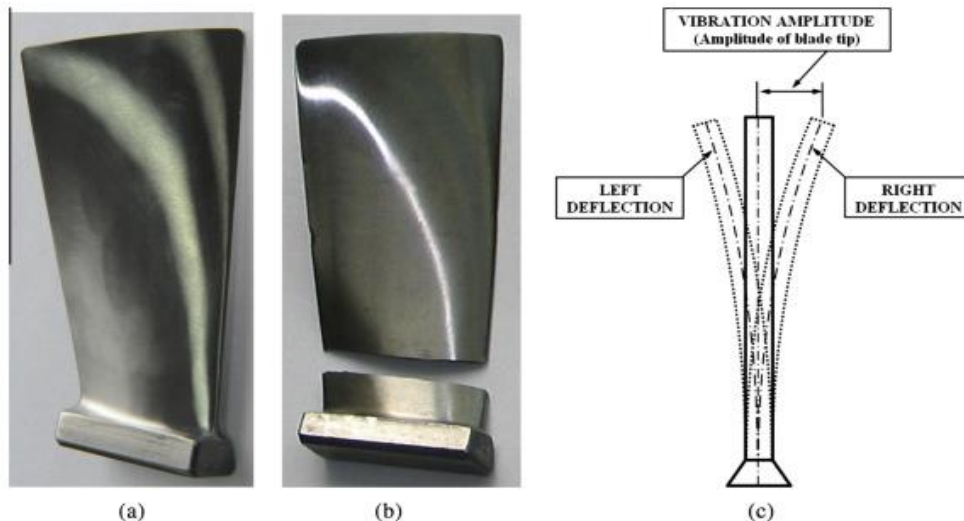


Figure I.37. Vue de l'aube du premier étage du compresseur avant (a) et après (b) l'essai de fatigue (aube n° 1). Positions de l'aube lors de la résonance pour le 1er mode de vibrations transversales (c) [25].



Figure I.38. Vue du système de vibration utilisé dans les études expérimentales pour créer les conditions de fatigue à haut cycle (a) et la lame montée horizontalement sur la tête du vibreur (b) [25].

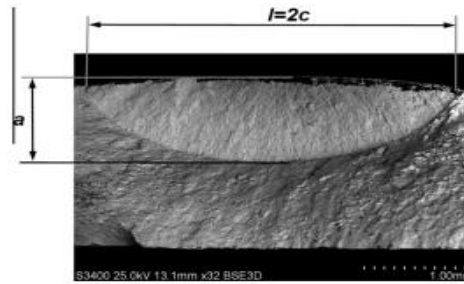


Figure I.39. Une fissure semi-elliptique s'est propagée à partir de la surface convexe de la pale dans la phase préliminaire de la rupture (pale n° 2) [25].

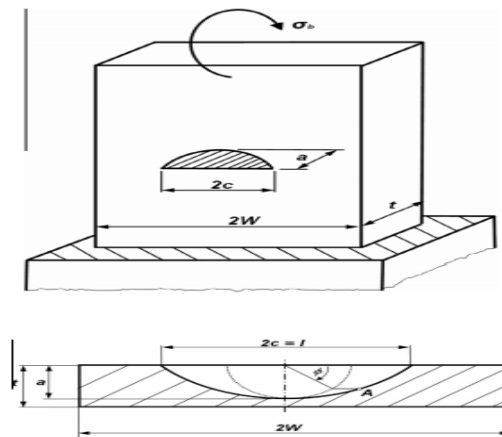


Figure I.40. Forme du front de fissure et dimensions de l'éprouvette utilisées dans les équations de Raju-Newman [25].

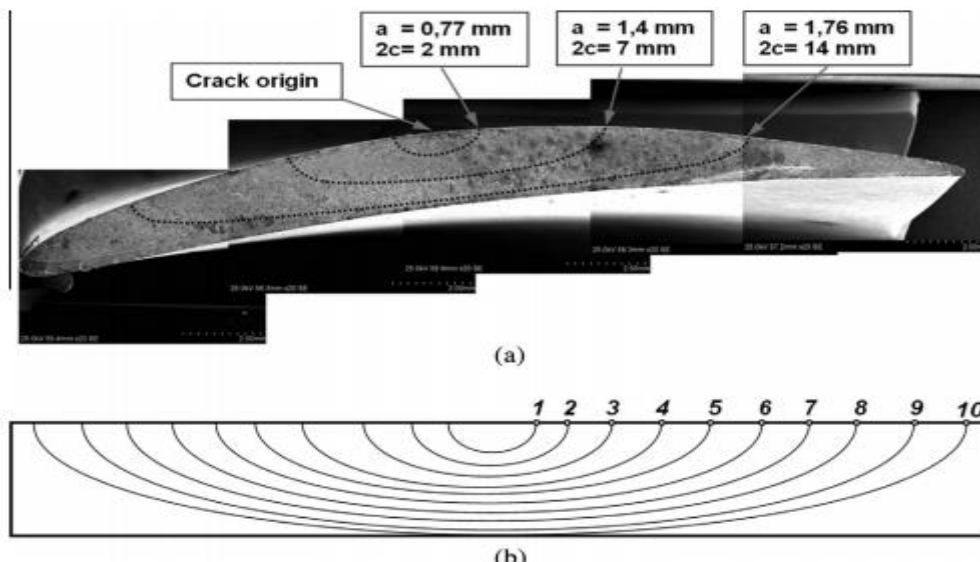


Figure I.41. Fracture de la pale no. 1 après des études expérimentales de fatigue avec des marques de plage sélectionnées (a) et la section transversale de remplacement de la lame avec les fronts de la fissure définis sur la base des résultats expérimentaux (b) [25].

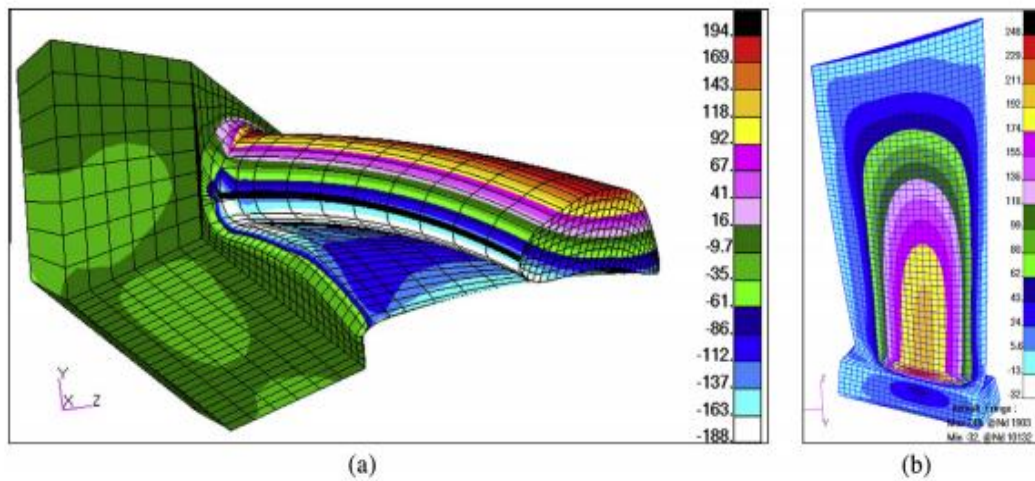


Figure I.42. Distribution de la contrainte de flexion dans la partie inférieure de la pale (la section transversale est située 7 mm au-dessus de la serrure) (a). Distribution de la contrainte principale maximale pendant le 1er mode de vibrations transversales [25].

ESMAEIL POURSAEIDI, et al en (2014), ont étudié une aube de compresseur rotatif du premier étage d'une turbine à gaz modèle GE-F6 s'est rompue en raison de vibrations au début du mois de mars 2008 (voir la Figure 46). Les premières investigations ont montré que des piqûres sur le côté pression de l'aube ont provoqué des microfissures, conduisant à des fissures plus importantes en raison de la fatigue à haut cycle. Pour évaluer cette défaillance, une série d'analyses expérimentales, numériques et analytiques ont été menées. La fractographie de la surface fracturée de la pale a indiqué que deux fissures semi-elliptiques se sont incorporées et ont formé une seule fissure. Dans cette étude, des analyses de contraintes statiques et dynamiques ont été réalisées dans le logiciel Abaqus. En outre, le critère de mécanique de la rupture a été accompli pour simuler la croissance des fissures de fatigue. Ceci a été réalisé à l'aide d'un code d'analyse de fracture pour les problèmes tridimensionnels (Franc3D) en deux états. Tout d'abord, les facteurs d'intensité de contrainte (FIC) pour une fissure de surface semi-elliptique, puis les FIC pour deux fissures de surface semi-elliptiques ont été pris en compte. Enfin, les modèles de Paris et de Forman-Newman-De Koning ont été utilisés pour prédire la durée de vie en fatigue. Étant donné que le niveau de contrainte et la forme de la fissure sont identiques dans les deux conditions et que la FIC à l'extrémité de la fissure atteint la résistance à la rupture de la lame, les résultats des FIC indiquent que l'insertion d'une deuxième fissure n'a aucun effet sur la FIC finale, mais que la deuxième fissure facilite le processus d'atteinte de la longueur critique. Ainsi, la durée de vie en fatigue dans deux fissures est inférieure à celle de l'état à une fissure [26].

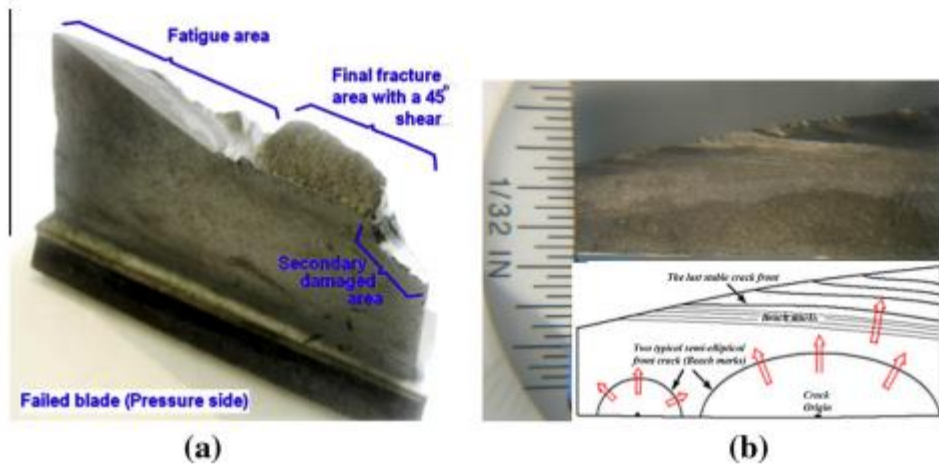


Figure I.43. (a) ; Surface fracturée de la lame et (b) ; extension de la fissure à partir de deux fissures semi-elliptiques différentes [26].

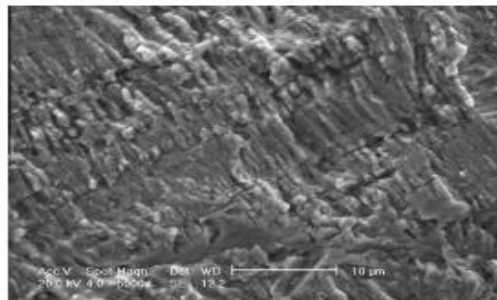


Figure I.44. MEB (5000) de la section médiane d'une grande semi-elliptique [26].

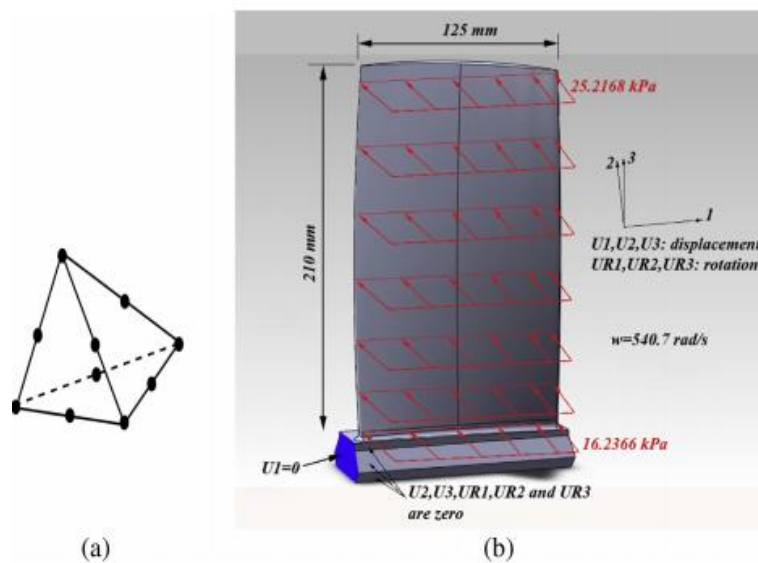


Figure I.45. (a) ; élément C3D10 utilisé dans Abaqus et (b) ; charges et conditions aux limites sur la pale [26].

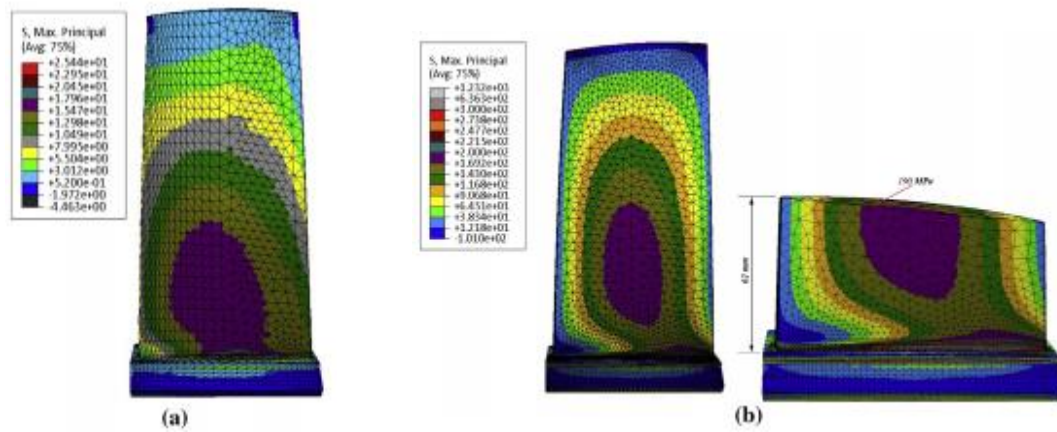


Figure I.46. Contour de la contrainte maximale due à : (a) la charge de pression et (b) la force centrifuge [26].

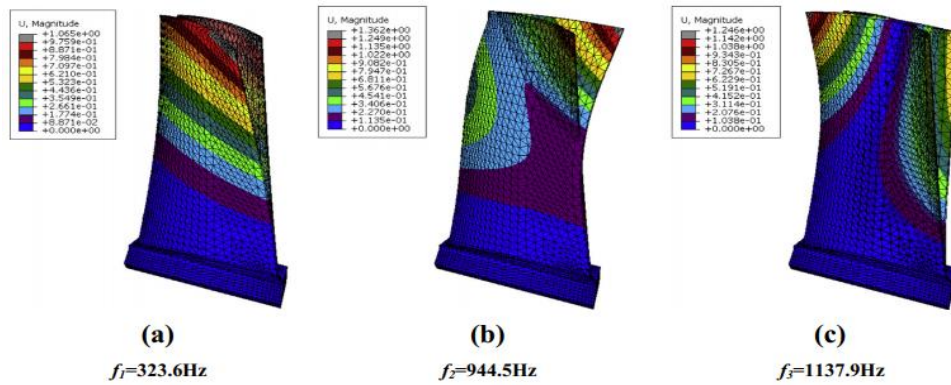


Figure I.47. Résultats de l'analyse modale : (a) premier mode, (b) deuxième mode et (c) troisième mode [26].

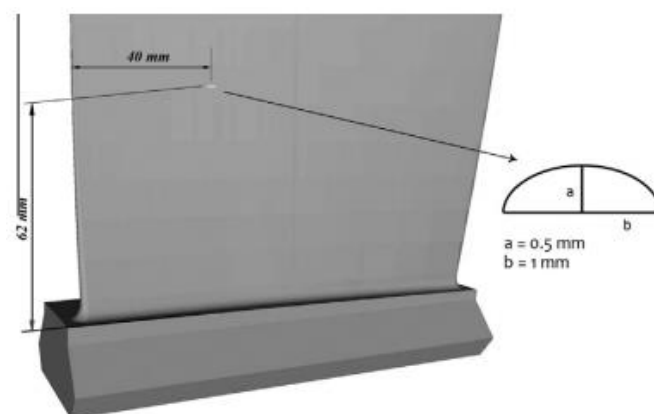


Figure I.48. Fissure initiale insérée dans la simulation de la croissance de la fissure [26].

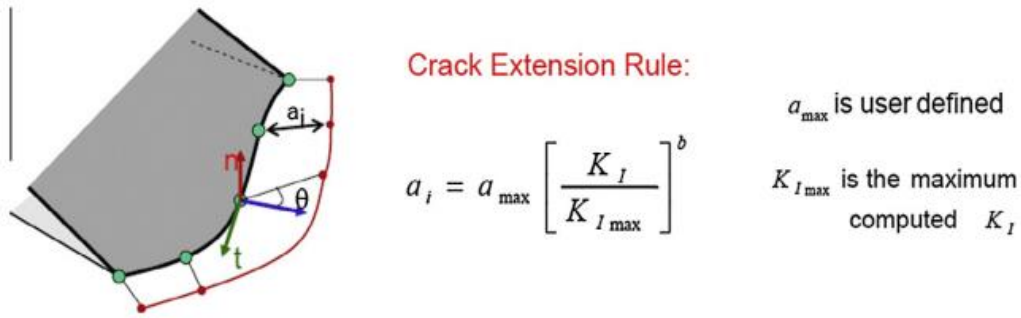


Figure I.49. Règle d'extension de la fissure dans Franc3D [26].

Nanfei Wang, et al en (2019), ont étudié une structure à double rotor est sensible aux vibrations, ce qui entraîne le dysfonctionnement de l'ensemble du système d'exploitation. Afin d'éviter la résonance pendant le fonctionnement, il est important et nécessaire d'effectuer une analyse modale de ces rotors (voir la Figure 53). L'analyse dynamique du système complet à double rotor dans des conditions de fonctionnement est également nécessaire pour étudier les caractéristiques dynamiques du système rotatif. Dans ce travail, un modèle unidimensionnel de type poutre de Timoshenko, incluant les effets des moments gyroscopiques, des inerties rotatives, des déformations de flexion et de cisaillement, et un modèle tridimensionnel pour le système à double rotor avec palier inter-arbre sont développés. Des tests de vitesse critique du double rotor sont effectués pour vérifier les résultats analytiques. Sur la base des modèles par éléments finis, la première vitesse critique excitée par le rotor interne et les deux premières vitesses critiques excitées par le rotor externe sont calculées. Les comparaisons entre les deux modèles d'éléments finis indiquent que le modèle 1D est moins coûteux en temps et qu'il peut être utilisé pour prédire les vitesses critiques. Le bon accord entre les résultats théoriques et expérimentaux montre la précision des modèles EF. Le diagramme de Campbell, les vitesses critiques, les formes de déviation opérationnelle et la réponse de déséquilibre du double rotor sont obtenus pour étudier complètement les caractéristiques dynamiques du système à double rotor [27].

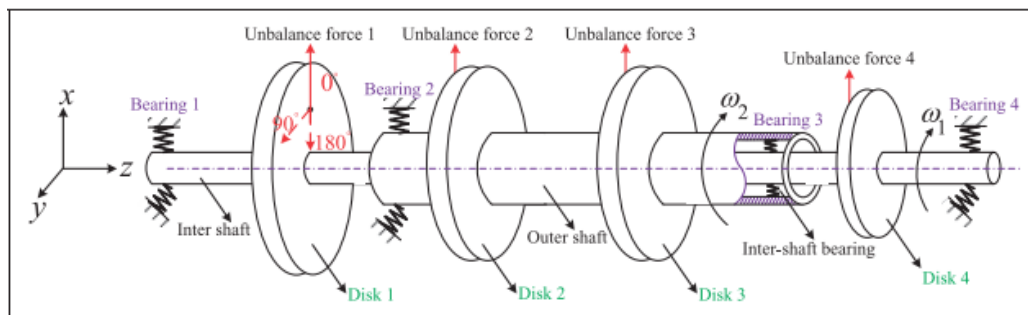


Figure I.50. Le schéma d'un système à deux rotors [27].

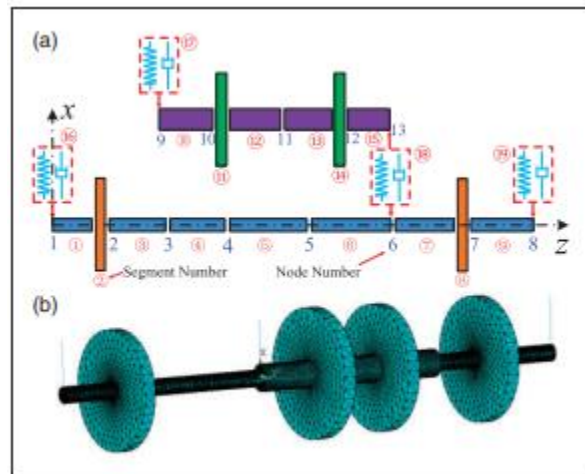


Figure 1.51. Modèle par éléments finis du système à double rotor : (a) ; modèle à base de poutre et (b) ; modèle solide [27].

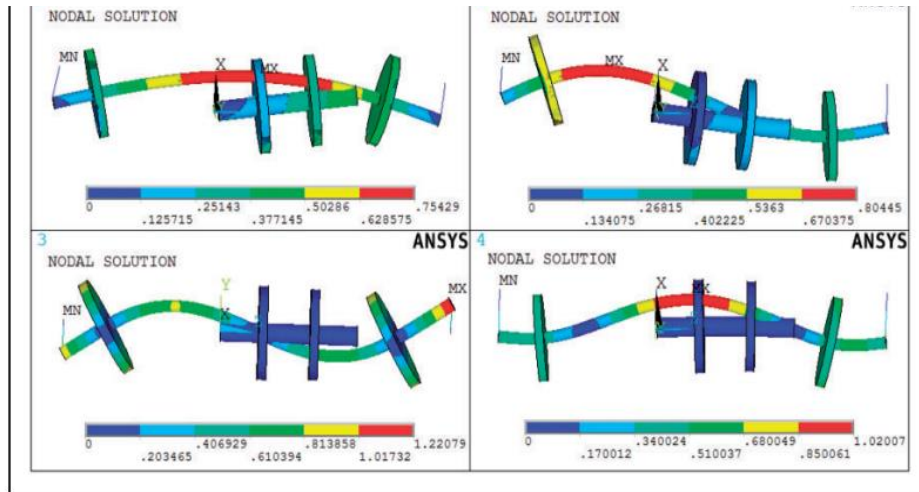


Figure STYLEREF 1 \s I. SEQ Figure * ARABIC \s 1 52. Les quatre premières fréquences naturelles et les modes naturels tracés par ANSYS (modèle 3D) [27].

SATHUJODA PRABHAKAR, et al en (2021), ont étudié le développement de la détection en ligne des défauts basée sur les caractéristiques vibratoires d'un système rotatif a fait l'objet d'un intérêt particulier au cours des dernières décennies (voir la Figure 54.). Une nouvelle méthode de détection de la corrosion est proposée dans ce travail, basée sur l'analyse modale transformée par ondelettes d'un système de rotor à gradient fonctionnel (FG). Les propriétés matérielles d'un arbre FG dépendent de la position et de la température et sont graduées dans une direction radiale suivant respectivement la loi de puissance et la distribution non linéaire de la température (NLTD). Un rotor FG composé d'un mélange de dioxyde de zirconium (ZrO) et d'acier inoxydable (SS) est considéré, où la fraction volumique du métal diminue vers le rayon extérieur et la fraction volumique de la céramique augmente. Les formulations d'éléments finis (FE) ont été développées en utilisant la théorie des poutres de Timoshenko (TBT) pour l'analyse modale d'un système de roulement de rotor FG corrodé. Une variation spatiale d'une transformée en ondelettes est utilisée pour transformer les formes de mode calculées du rotor

FG dans le domaine des ondelettes afin d'identifier et de localiser le défaut de corrosion local. Une analyse de sensibilité et une étude paramétrique ont été réalisées pour vérifier la validité de la nouvelle méthode proposée [28].

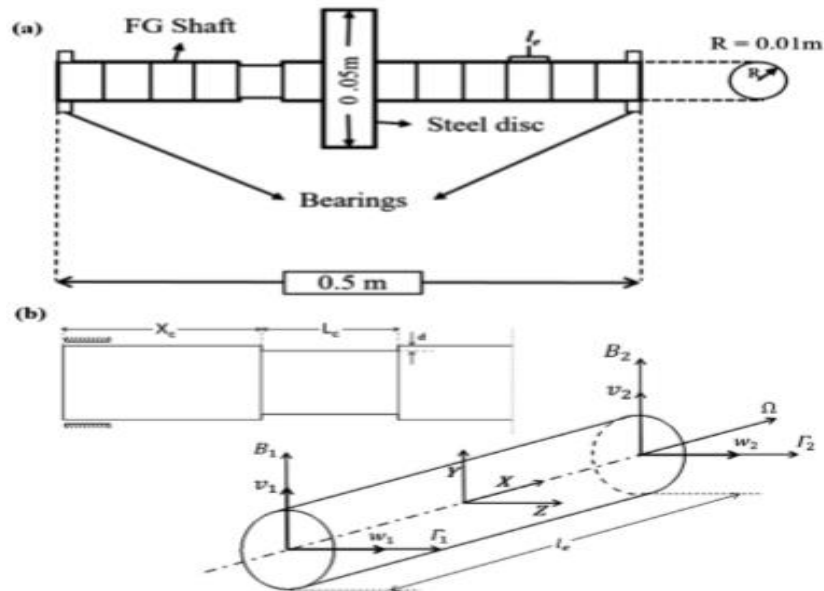


Figure STYLEREF 1 \s palier FG, (b) -s 1 53. (a) ; Un système rotor\RABIC A *II. SEQ Figure .[28] Un élément d'arbre FG montrant les paramètres de corrosion ;

I.7. Conclusion

Dans ce chapitre, les concepts fondamentaux de la dynamique des rotors ont été examinés, en présentant les principaux éléments d'un système de rotor (arbre, paliers, disque). Nous avons expliqué les types de paliers et comment ils remplissent leur fonction dans le système du rotor. Les travaux importants des chercheurs sur les rotors et les phénomènes liés à ce problème ont été mentionnés, en mettant l'accent sur les travaux et les recherches qui abordent le sujet des fissures dans le rotor. On peut noter que la majorité des recherches au départ se concentraient sur l'identification des vitesses critiques, les modes de déformation des rotors et les différents facteurs qui les ont affectés. Cependant, les études d'aujourd'hui visent à étudier la stabilité et les phénomènes non linéaires qui peuvent être rencontrés, à les prédire et à les traiter expérimentalement à l'aide de programmes et de bancs d'essai appropriés.

Il ne peut pas un équilibrage parfait être atteint dans les machine tournant (rotor) avec les problèmes de vibration et la rupture (fissure) rn même temps , il possible la analyse dynamique de rotor dans différents logiciels comme (ANSYS, ABAQUS, FLUENTE etc.) aide pour obtenir un bon résultats de équilibre parfait uniquement en théorie (par calcul) avec la possibilité d'atteindre les meilleures performances en pratique. C'est ce que nous allons étudier en chapitre II, une étude statique et dynamique analytique du Rotor avec rupture (fissure).

CHAPITRE II

Etude statique et dynamique d'un système rotor fissurée

Chapitre II. Etude statique et dynamique d'un système rotor fissurée

II.1. Introduction

Les progrès dans conception des machines tournant et la fabrication en générale permettent aujourd'hui d'augmenter à la fois les performances et le rendement des machines en les faisant fonctionner dans des gammes de vitesse de rotation de plus en plus élevées. Cependant, les efforts générés, de plus en plus importants, sollicitent fortement le comportement dynamique global de la machine et les amplitudes vibratoires deviennent souvent trop élevées pour que la structure puisse les supporter. Pour cela, l'amplitude de déformation de l'arbre doit être maîtrisée et ses fréquences de résonance connues afin d'éviter qu'une trop grande vibration engendre un moindre rendement, un bruit trop important ; et cette vibration peut même aboutir à l'instabilité et à l'endommagement du système comme rupture par fatigue, endommagement des paliers, frottement rotor/stator. L'étude de la dynamique des machines tournantes est donc plus importante [29].

La dynamique du rotor est une branche de la physique qui traite de l'étude du comportement des systèmes en rotation sous l'application de forces dynamiques. Le rotor fait partie du système, c'est-à-dire que les disques, les pales ou les accouplements montés sur l'arbre sont appelés rotor. Ce chapitre présente l'étude du rotor Jeffcott d'un système d'arbre fissuré par le code ANSYS Workbench 16.2, diamètre 60 mm, longueur 1000 mm avec un disque au milieu d'un diamètre extérieur de 880 mm et d'une épaisseur de 72.5 mm fabriquée par un acier standard. Pour un cas simplement appuyé et il est important de déterminer les fréquences propres, les vitesses critiques et les amplitudes du système rotor dynamique (contrainte de Von Mises, déplacement total, déformation total) (Voir La **Figure. 1**).

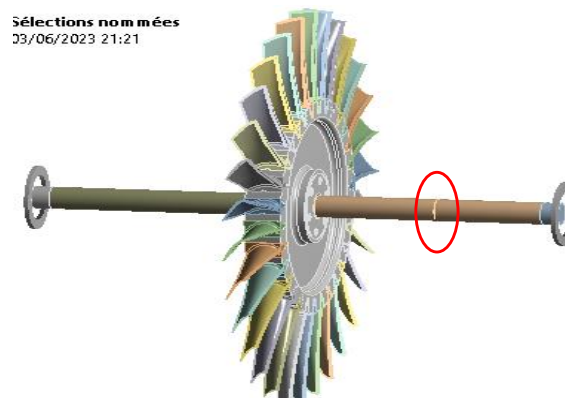


Figure II.1. Système de rotor fissuré.

Le code **ANSYS Workbenche-16.2** est utilisé pour évaluer la distribution des contraintes et déformations autour de ces fissures. Ainsi le paramètre de la rupture : facteur d'intensité de contrainte (FIC), le taux de restitution d'énergie (J-INT) sont calculées pour les différents tailles et positions de ces fissures.

Les distributions de l'état global des contraintes de Von Mises dans le modèle ont été présentées sous l'effet de chargement appliqué. Une analyse quantitative a été réalisée, basée

sur une échelle de couleurs visuelle progressive, prédéfinie par le logiciel utilisé (**ANSYS Workbench 16.2**), allant du bleu foncé au rouge.

II.2. Les notions mathématiques d'un system de rotor

II.2.1. Équation du mouvement

Les équations du mouvement sont obtenues par l'application de l'équation de Lagrange. (1) sur les énergies cinétiques et de déformation des composants du rotor (arbre, disque, roulements) [29].

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\delta T}{\delta \dot{q}} \right) - \frac{\delta T}{\delta q} + \frac{\delta U}{\delta q} = F_i \quad (1)$$

Le symbole $\frac{d}{dt}$ désigne la dérivée par rapport au temps.

II.2.2. Quantité de mouvement (P) et impulsion (I)

Une force **F** agit sur un corps de masse *m*, pendant un temps Δt . La vitesse du corps varie de

$$\Delta \mathbf{v} = \mathbf{v}_f - \mathbf{v}_i$$

L'accélération (moyenne) vaut : $\mathbf{a} = \Delta \mathbf{v} / \Delta t = (\mathbf{v}_f - \mathbf{v}_i) / \Delta t$ Par la deuxième loi de Newton:

$$\mathbf{F} = m\mathbf{a} = m(\mathbf{v}_f - \mathbf{v}_i) / \Delta t$$

donc:
$$\mathbf{F} \Delta t = m\mathbf{v}_f - m\mathbf{v}_i = \mathbf{p}_f - \mathbf{p}_i \quad (2)$$

Quantité de mouvement $\mathbf{p} = m\mathbf{v}$ (un vecteur), Le produit $\mathbf{F} \Delta t$ est appelé impulsion (aussi un vecteur).

La variation de la quantité de mouvement est égale à l'impulsion : $\mathbf{F} \Delta t = \mathbf{p}_f - \mathbf{p}_i$

$$\begin{aligned} \overrightarrow{I_{1/2}} &= \overrightarrow{p_2} - \overrightarrow{p_1} = m\overrightarrow{V_{G2}} - m\overrightarrow{V_G} = \int_{t_1}^{t_2} \Sigma \overrightarrow{F_{ext}} dt = \Sigma \overrightarrow{F_{ext}} \int_{t_1}^{t_2} dt = \Sigma \overrightarrow{F_{ext}} (t_2 - t_1) = \Sigma \overrightarrow{F_{ext}} \cdot \\ \Delta t &= \overrightarrow{I_{1/2}} \end{aligned} \quad (3)$$

Le vecteur rotation instantanée traduisant la position du repère R s'écrit :

$$\vec{\omega}_{R/R_0}^R = \dot{\theta}_z \vec{Z} + \dot{\theta}_x \vec{x}_1 + \dot{\theta}_y \vec{y} \quad (4)$$

Où $\vec{Z}$, $\vec{x}_1$ et $\vec{y}$ sont les vecteurs unitaires suivant les axes $\overrightarrow{OZ}$, $\overrightarrow{Ox_1}$ et $\overrightarrow{Oy}$.

L'énergie cinétique du disque autour de son centre de masse *O* est calculée dans le repère tournant *R*. Le vecteur de rotation instantanée s'exprime alors dans ce repère:

$$\vec{\omega}_{R/R_0}^R = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\dot{\theta}_z \cos \theta_x \sin \theta_y + \dot{\theta}_x \cos \theta_y \\ \dot{\theta}_y + \dot{\theta}_z \sin \theta_x \\ -\dot{\theta}_z \cos \theta_x \cos \theta_y + \dot{\theta}_x \sin \theta_y \end{bmatrix}_R \quad (5)$$

ω_x, ω_y et ω_z étant les composants du vecteur de rotation instantanée suivant x, y et z . Soient u et w les coordonnées du centre du disque O suivant OX, OZ dans R_0 ; la coordonnée suivant OY .

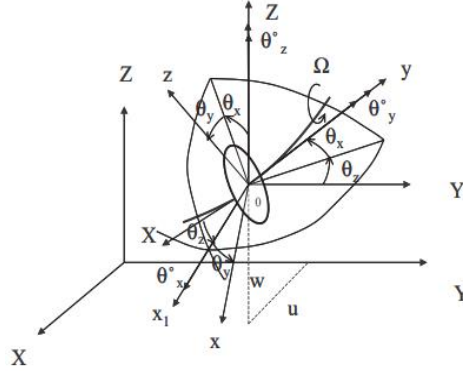


Figure II.2. Repère de référence d'un disque monté sur un arbre flexible [29].

II.2.3. L'énergie cinétique du disque

L'expression de l'énergie cinétique du disque est donnée par :

$$T_d = \frac{1}{2} m_d (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} I_{dx} (\dot{\theta}_x^2 + \dot{\theta}_z^2) + \frac{1}{2} I_{dy} (\Omega^2 + 2\Omega \dot{\theta}_x \theta_z) \quad (6)$$

I_d Est le tenseur d'inertie principal, exprimé dans le repère lié au disque:

$$I_d / O = \begin{bmatrix} I_{dx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{dy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{dz} \end{bmatrix} \quad (7)$$

I_{dx}, I_{dy} et I_{dz} sont les moments d'inertie du disque suivant x, y et z .

$$I_{dx} = I_{dz} = \frac{m_d}{12} (3r^2 + 3R^2 + e^2) \quad (8)$$

$$I_{dy} = \frac{m_d}{12} (r^2 + R^2) \quad (9)$$

II.2.4. Énergie cinétique et de déformation de l'arbre

L'expression de l'énergie cinétique d'un élément de l'arbre de longueur L_e est donnée par :

$$T_a = \frac{1}{2} \rho_a S \int_0^{L_e} (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy + \rho_a \frac{I_a}{2} \int_0^{L_e} (\dot{\theta}_x^2 + \dot{\theta}_z^2) dy + \rho_a I_a L_e \Omega^2 + 2\rho_a I_a \Omega \int_0^{L_e} \dot{\theta}_x \theta_z dy \quad (10)$$

L'énergie de déformation d'un élément de l'arbre est calculée en considérant le cas d'une poutre d'Euler-Bernoulli (la déformation à l'effort tranchant est négligeable), cette dernière est donnée par :

$$U_a = \frac{E}{2} \int_0^{L_e} \left(I_Z \left(\frac{\partial \theta_Z}{\partial y} \right)^2 + I_X \left(\frac{\partial \theta_X}{\partial y} \right)^2 - 2I_{XZ} \frac{\partial \theta_Z}{\partial y} \frac{\partial \theta_X}{\partial y} \right) dy \quad (11)$$

Pour un élément sain (élément non fissuré), les moments d'inertie de la section transversale selon les coordonnées fixes (O, X, Z) sont égaux à :

$$I_X = I_Z = \pi R^2 / 4 \quad I_{XZ} = 0$$

Dans le cas d'un élément fissuré ; où la section transversale n'est pas circulaire, la fissure provoque une dissymétrie lors de la rotation du rotor [30], les moments d'inertie le long des coordonnées de rotation (o, x, z) sont donnés :

$$\begin{cases} I_x = \frac{\pi R^4}{8} + \frac{R^4}{4} ((1 - \mu)(2\mu^2 - 4\mu + 1)\gamma + \sin^{-1}(1 - \mu)) \\ I_z = \frac{\pi R^4}{4} - \frac{R^4}{12} ((1 - \mu)(2\mu^2 - 4\mu - 3)\gamma + 3\sin^{-1} \gamma) \\ I_{xz} = 0 \end{cases} \quad (12)$$

Où $0 \leq \mu = h/R \leq 1$ est le rapport entre la profondeur de fissure et le rayon de l'arbre R (profondeur de fissure non dimensionnelle) et $\gamma = \sqrt{\mu(2 - \mu)}$

Selon, les moments d'inertie le long des coordonnées de rotation par rapport aux moments d'inertie.

$$\begin{cases} I_x = I_x \cos^2 \Omega t + I_z \sin^2 \Omega t + 2I_{xz} \cos \Omega t \sin \Omega t \\ I_z = I_z \cos^2 \Omega t + I_x \sin^2 \Omega t - 2I_{xz} \cos \Omega t \sin \Omega t \\ I_{xz} = (I_z - I_x) \cos \Omega t \sin \Omega t + I_{xz} (\cos^2 \Omega t - \sin^2 \Omega t) \end{cases} \quad (13)$$

À partir des Éqs. (6) et (8), on remarque que l'énergie de déformation de l'élément fissuré est variable par rapport à la longueur de l'élément L_e et aussi par rapport au temps t , donc, la raideur de l'élément fissuré dépend du raffinement du maillage et dépend du temps (rigidité variable dans le temps). Par conséquent, le choix du nombre d'élément du maillage joue un rôle important dans notre étude [20].

II.2.5. Travail virtuel des roulements

Les composantes des forces généralisées des appuis F_u et F_w le long des coordonnées fixes sont données :

$$\begin{bmatrix} F_u \\ F_w \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{XX} & k_{XZ} \\ k_{ZX} & k_{ZZ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ w \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{XX} & c_{XZ} \\ c_{ZX} & c_{ZZ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \end{bmatrix} \quad (14)$$

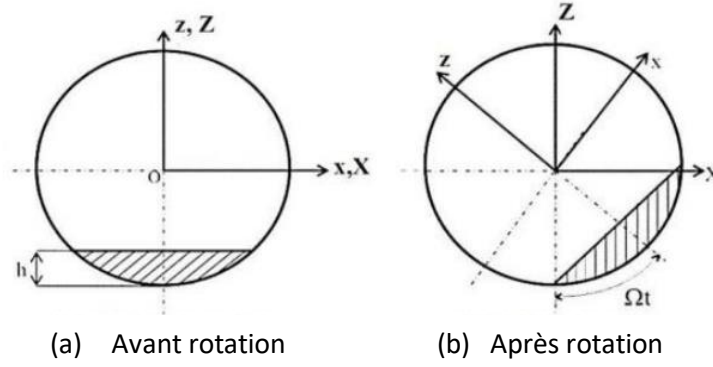


Figure II.3. Coupe d'un élément fissuré [20].

II.2.6. Force de balourd

Le balourd est caractérisé par son énergie cinétique donnée par :

$$T_b = m_b d \Omega^2 (\dot{u} \sin \Omega t - \dot{w} \cos \Omega t) \quad (15)$$

Où :

m_b : est la masse du balourd.

d : est la distance entre la position de la masse de balourd et le cent.

II.2.7. Formulations de la matrice par la version h-p du MEF (Méthode des éléments finis)

Dans notre modélisation par méthode éléments finis par la version h-p du MEF ; pour élaborer les matrices élémentaires de l'équation du mouvement, le rotor a été discrétisé en un ensemble d'éléments finis poutre d'Euler-Bernoulli (**Figure. 4**), on utilise la coordonnée adimensionnelle ξ donnée par [20]:

$$\xi = (2Y/L_e) - 1 \quad , \quad (-1 \leq \xi \leq 1) \quad (16)$$

Les déplacements (U, W) et les rotations (θ_x, θ_z) ont été remplacés par les vecteurs des coordonnées généralisées et les vecteurs des fonctions de forme comme :

$$\begin{cases} U = [N_U] \{q_U\} \\ W = [N_W] \{q_W\} \\ \theta_x = [N_{\theta_x}] \{q_{\theta_x}\} \\ \theta_z = [N_{\theta_z}] \{q_{\theta_z}\} \end{cases} \quad (17)$$

Où q est le vecteur de coordonnées généralisé et N est le vecteur qui contient les fonctions de forme et p est le nombre de degrés de polynômes d'un élément.

$$\begin{cases} q = \{q_1 q_2 q_3 q_4 \dots q_p\} \\ N = \{f_1 f_2 f_3 f_4 \dots f_p\} \end{cases} \quad (18)$$

Les quatre premières fonctions du vecteur $N(f_1, f_2, f_3, f_4)$ sont les fonctions de forme cubique Hermite standard du classique version h qui représente les déplacements réels (U, W) et les rotations ($\theta X, \theta Z$) de chaque nœud de l'élément [20].

$$\begin{cases} f_1(\xi) = \frac{1}{2} - \frac{3}{4}\xi + \frac{1}{4}\xi^3 \\ f_2(\xi) = \left(\frac{1}{8} - \frac{1}{8}\xi - \frac{1}{8}\xi^2 + \frac{1}{8}\xi^3\right) L_e \\ f_3(\xi) = \frac{1}{2} + \frac{3}{4}\xi - \frac{1}{4}\xi^3 \\ f_4(\xi) = \left(-\frac{1}{8} - \frac{1}{8}\xi + \frac{1}{8}\xi^2 + \frac{1}{8}\xi^3\right) L_e \end{cases} \quad (19)$$

Les autres composantes du vecteur N où $p > 4$ sont les fonctions de forme hiérarchiques de la version p du MEF, ces fonctions de forme représentent le déplacement interne virtuel de l'élément, les fonctions utilisées dans ce travail sont les polynômes de Legendre spéciaux de Rodrigues [20], qui sont donnés par :

$$f_p(\xi) = \sum_{n=0}^{(p-1)/2} \frac{(-1)^n (2p-2n-7)!!}{2^n n! (p-2n-1)!} \xi^{(p-2n-1)} \quad (20)$$

Où $p!! = p(p-2)(p-4) \dots$ (2 ou 1), $0!! = (-1)!! = 1$ et $(p-1)/2$ désigne sa propre partie entière.

Après avoir remplacé les déplacements et les rotations par des vecteurs de fonction de forme et des vecteurs de coordonnées généralisées dans l'équation lagrangienne. La taille des matrices élémentaires de chaque élément. Ces matrices sont composées de quatre sous-matrices h, h-p, p-h et p, l'assemblage de ces matrices rend possible de déterminer les matrices globales de l'équation du mouvement [20] :

$$[M]\ddot{q} + ([C_p] + \Omega[G])\dot{q} + ([K_p] + [K])q = F \quad (21)$$

Où:

$[M]$: Est la matrice de masse globale qui comprend la matrice de masse globale de l'arbre et du disque.

$[G]$: est la matrice gyroscopique globale qui inclut la matrice gyroscopique de l'arbre et du disque.

$[K]$: est la matrice de rigidité globale de l'arbre qui comporte la matrice de rigidité de l'élément fissuré (Annexe) assemblée aux matrices des autres éléments remplaçant la matrice de l'élément non fissuré par la matrice de l'élément fissuré.

$[C_p]$ et $[K_p]$ sont les matrices d'amortissement et de raideur des appuis.

q : est le vecteur de coordonnées généralisées.

F : est le vecteur des forces de balourd,

Ω : est la vitesse de rotation en rd/s .

Les vitesses propres et critiques avant et arrière sont obtenues à partir de la solution propre de la matrice S donnée par :

$$S(\Omega) = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -[M]^{-1}([K] + [K_p]) & -[M]^{-1}(\Omega[G] + [C_p]) \end{bmatrix} \quad (22)$$

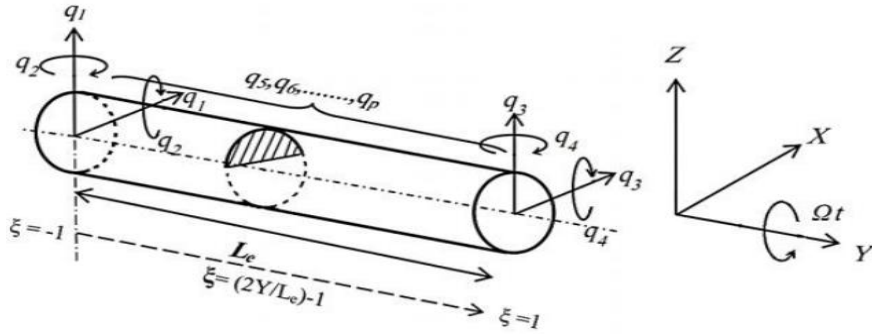


Figure II.4. Élément de poutre à section circulaire [20].

II.2.8. Étude simplifiée des mouvements gyroscopiques

La vitesse de rotation propre ω du rotor (2) est très grande comparativement à celle du mouvement de précession Ω de la fourche (1). La combinaison des deux mouvements (ω et Ω) du gyroscope engendre l'apparition d'un couple dynamique $\vec{M}_g$, appelé couple gyroscopique [2], perpendiculaire aux axes x et z des deux rotations et ayant pour intensité :

$$M_g = J_{zz}\omega\Omega = J_{Gz}\omega\Omega \quad \vec{M}_g = J_{Gz}\vec{\omega} \wedge \vec{\Omega} \quad (23)$$

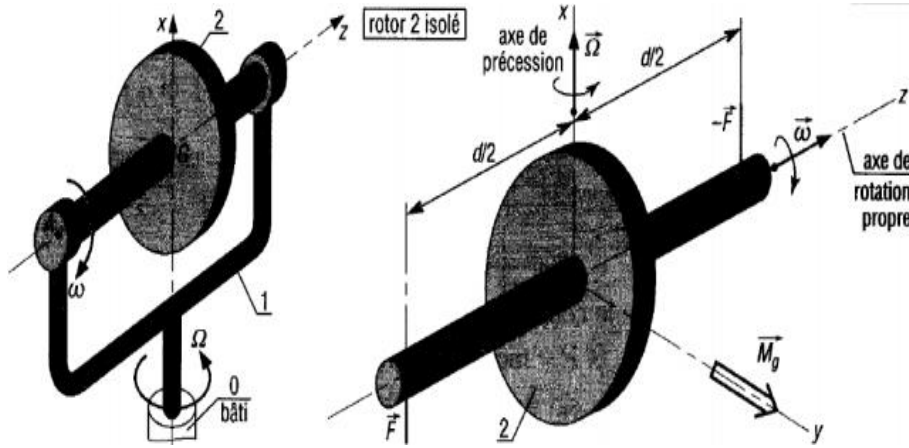


Figure II.5. Couple gyroscopique dans rotor simple [2].

II.2.9. Élément finis 1D

Dans un élément finis 1D, l'arbre est modélisé comme une poutre dont la section transversale est circulaire et constante. Si l'élément a deux nœuds, il formera une matrice d'ordre 8. Chaque nœud a 4 degrés de liberté : 2 déplacements et 2 pentes dans les plans x - y et y - z (Figure II.6), c'est pourquoi le vecteur de déplacement du nœud peut être écrit sous la forme d'une matrice

d'ordre 8 (**Figure II.6**). Vecteur de déplacement nodal peut être écrit dans l'équation suivante équation [32] :

$$\delta = [u_1, w_1, \theta_1, \psi_1, u_2, w_2, \theta_2, \psi_2]^T \quad (24)$$

La relation entre le déplacement et la pente sont:

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{\delta w}{\delta y} \\ \psi &= -\frac{\delta u}{\delta y} \end{aligned} \quad (25)$$

Déplacements δu et δw en fonction des mouvements dans les directions X and Z écrites par l'équation:

$$\begin{aligned} \delta_u &= [u_1, \psi_1, u_2, \psi_2]^T \\ \delta_w &= [w_1, \theta_1, w_2, \theta_2]^T \end{aligned} \quad (26)$$

Les déplacements dans l'élément fini sont formés de :

$$\begin{aligned} u &= N_1(y)\delta u \\ w &= N_2(y)\delta w \end{aligned} \quad (27)$$

$N_1(y)$ et $N_2(y)$ sont fonction des déplacements de la poutre soumise à des charges de flexion:

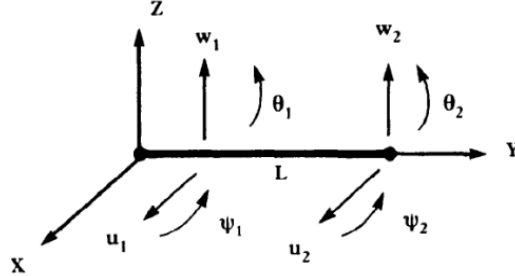


Figure II.6. Modélisation d'un rotor unidimensionnel (1D)

$$\begin{aligned} N_1(y) &= \left[1 - \frac{3y^2}{L^2} + \frac{2y^3}{L^3}; -y + \frac{2y^2}{L} - \frac{y^3}{L^2}; \frac{3y^2}{L^2} - \frac{2y^3}{L^3}; \frac{y^2}{L} - \frac{y^3}{L^2} \right] \\ N_2(y) &= \left[1 - \frac{3y^2}{L^2} + \frac{2y^3}{L^3}; y - \frac{2y^2}{L} + \frac{y^3}{L^2}; \frac{3y^2}{L^2} - \frac{2y^3}{L^3}; -\frac{y^2}{L} + \frac{y^3}{L^2} \right] \end{aligned} \quad (28)$$

L'énergie cinétique de l'arbre peut être calculée comme suit:

$$\begin{aligned} T &= \frac{\rho S}{2} \int_0^L [\delta \dot{u}^T N_1^T N_1 \delta \dot{u} + \delta \dot{w}^T N_2^T N_2 \delta \dot{w}] dy + \frac{\rho I}{2} \int_0^L \left[\delta \dot{u}^T \frac{dN_1}{dy} \frac{dN_1}{dy} \delta \dot{u} + \right. \\ &\quad \left. \delta \dot{w}^T \frac{dN_2}{dy} \frac{dN_2}{dy} \delta \dot{w} \right] dy - 2\rho I \Omega \int_0^L \delta \dot{u}^T \frac{dN_1}{dy} \frac{dN_2}{dy} \delta w dy + \rho I L \Omega^2 \end{aligned} \quad (29)$$

Où ρ est la masse par unité de volume, S est la section transversale de la poutre et I est la surface moment d'inertie de la section transversale du faisceau autour de l'axe neutre [32], L est la longueur de l'élément et Ω est la vitesse angulaire. Substitution des équations (27) et (28) dans l'équation (29), alors:

$$T = \frac{1}{2} \delta \dot{u}^T M_1 \delta \dot{u} + \frac{1}{2} \delta \dot{w}^T M_2 \delta \dot{w} + \frac{1}{2} \delta \dot{u}^T M_3 \delta \dot{u} + \frac{1}{2} \delta \dot{w}^T M_4 \delta \dot{w} + \Omega \delta \dot{u}^T M_5 \delta w + \rho I L \Omega^2 \quad (30)$$

M_1 et M_2 sont la matrice de masse classique, M_3 et M_4 sont générés en raison d'un effet secondaire de l'inertie du rotor, et M_5 est généré en raison du gyroscopique [32]. En appliquant l'équation de Lagrange, alors :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \delta} = (M + M_s) \ddot{\delta} + C \dot{\delta} \quad (31)$$

Où M and M_s sont obtenus à partir de M_1, M_2, M_3, M_4 et C à partir M_5 , donc [32] :

$$\begin{aligned} M &= \frac{\rho S L}{420} \begin{bmatrix} 156 & 0 & 0 & -22L & 54 & 0 & 0 & 13L \\ 0 & 156 & 22L & 0 & 0 & 54 & -13L & 0 \\ 0 & 22L & 4L^2 & 0 & 0 & 13L & -3L^2 & 0 \\ -22L & 0 & 0 & 4L^2 & -13L & 0 & 0 & -3L^2 \\ 54 & 0 & 0 & -13L & 156 & 0 & 0 & 22L \\ 0 & 54 & 13L & 0 & 0 & 156 & -22L & 0 \\ 0 & -13L & -3L^2 & 0 & 0 & -22L & 4L^2 & 0 \\ 13L & 0 & 0 & -3L^2 & 22L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \\ M_s &= \frac{\rho I}{30L} \begin{bmatrix} 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & 4L^2 & 3L & 0 & 0 & -L^2 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & -L^2 & 3L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \\ C &= \frac{\rho I}{15L} \begin{bmatrix} 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & 4L^2 & 3L & 0 & 0 & -L^2 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & -L^2 & 3L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (32)$$

L'effet de la force de cisaillement peut être calculé par l'équation :

$$a = \frac{12EI}{GS_r L^2} \quad (33)$$

Avec module de cisaillement :

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (34)$$

Où ν est le coefficient de Poisson et E est le module de Young du matériau. Puis en appliquant l'Eq. (30) à l'équation de Lagrange [32]:

$$\begin{aligned}\frac{\partial U}{\partial \delta} &= K\delta \\ K &= K_C + K_F\end{aligned}\quad (35)$$

Où K_C et K_F , peut être calculé :

$$K_C = \frac{EI}{(1+a)L^3} \begin{bmatrix} 12 & 0 & 0 & -6L & -12 & 0 & 0 & -6L \\ 0 & 12 & 6L & 0 & 0 & -12 & 6L & 0 \\ 0 & 6L & (4+a)L^2 & 0 & 0 & -6L & (2-a)L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & (4+a)L^2 & 6L & 0 & 0 & (2-a)L^2 \\ -12 & 0 & 0 & 6L & 12 & 0 & 0 & 6L \\ 0 & -12 & -6L & 0 & 0 & 12 & -6L & 0 \\ 0 & 6L & (2-a)L^2 & 0 & 0 & -6L & (4+a)L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & (2-a)L^2 & 6L & 0 & 0 & (4+a)L^2 \end{bmatrix} \quad (36)$$

$$K_F = \frac{F}{30L} \begin{bmatrix} 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & (-L^2) & 0 \\ -3L & 0 & 0 & 4L^2 & 3L & 0 & 0 & -L^2 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & -L^2 & 3L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (37)$$

Les calculs suivants pour voir la méthode de formulation matricielle [32], nous n'avons pas calculé dans cette rotor fissuré.

II.2.10. Concentration de contrainte au voisinage d'un défaut

La mécanique de la rupture est basée sur la distribution des contraintes à la pointe d'une fissure dérivée de la théorie de l'élasticité [39]:

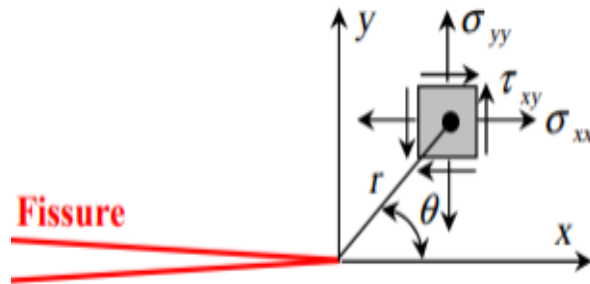


Figure II.7. Définition des axes (x,y) et des coordonnées (r,θ) au voisinage de l'extrémité [39].

$$\begin{aligned}
 \text{Mode I} & \begin{cases} \sigma_{xx} = \frac{k_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) \\ \sigma_{yy} = \frac{k_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) \\ \tau_{xy} = \frac{k_I}{2\pi r} \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \end{cases} \\
 \text{Mode II} & \begin{cases} \sigma_{xx} = \frac{k_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \sin \left(\frac{\theta}{2} \right) \left[2 + \cos \left(\frac{\theta}{2} \right) \cos \left(\frac{3\theta}{2} \right) \right] \\ \sigma_{yy} = \frac{k_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \\ \tau_{xy} = \frac{k_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) \end{cases} \quad (37) \\
 \text{Mode III} & \begin{cases} \sigma_{13} = -\frac{K_{III}}{\sqrt{2\pi}} \sin \frac{\theta}{2} \\ \sigma_{23} = \frac{K_{III}}{\sqrt{2\pi}} \cos \frac{\theta}{2} \end{cases}
 \end{aligned}$$

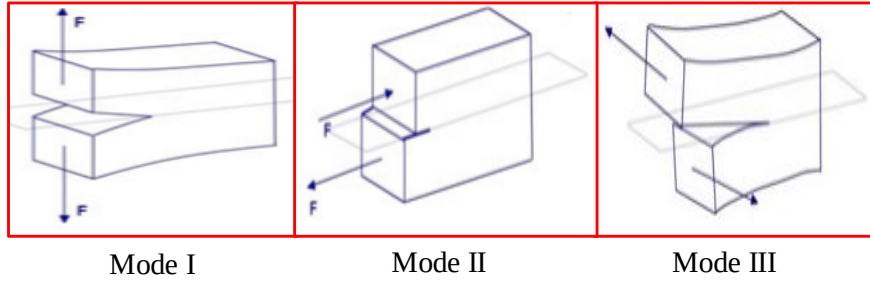


Figure II.8. Les modes de propagation des fissures [33]

Le **mode I** est souvent le plus critique et les études théorique sont donc souvent limitée à ce mode de propagation [39].

Mode I (ouverture) Les surfaces de la fissure se déplacent perpendiculairement au plan de fissure

Mode II (glissement de translation) Les surfaces de la fissure se déplacent dans le plan de fissure et dans une direction perpendiculaire au front de fissure

Mode III (glissement de rotation) Les surfaces de la fissure se déplacent dans le plan de fissure et dans une direction parallèle au front de la fissure.

II.3. Etude statique du système de rotor fissurée

Dans l'étude statique du system rotor, Nous étudierons trois positions (au pied, centrée et au haut) de fissures latéral et deux position (au pied, centrée) de fissure semi elliptique à pale de turbine, fissure transversal dans la pale et l'arbre de la turbine (voir la **Figure. II.10** et **Figure. II.11**).

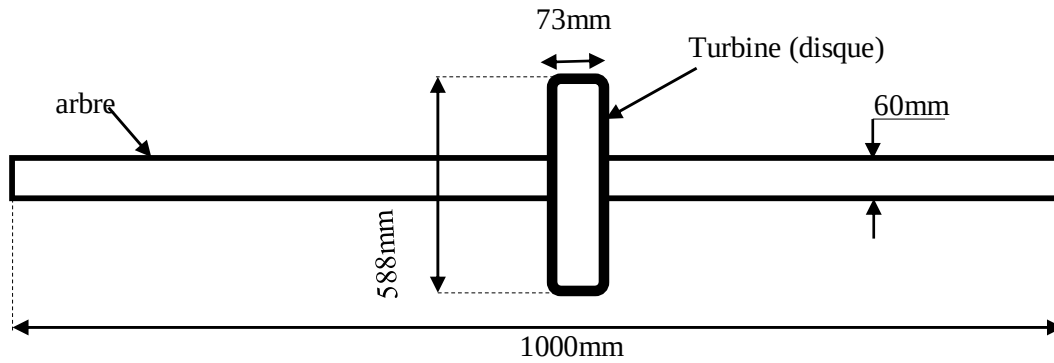


Figure II.9. Schéma d'un système de rotor étudié.

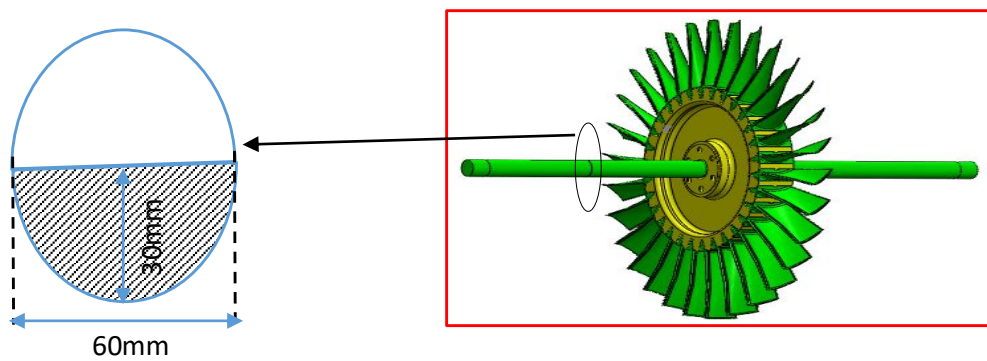


Figure II.10. Position de fissure dans l'arbre par (SOLIDWORKS)

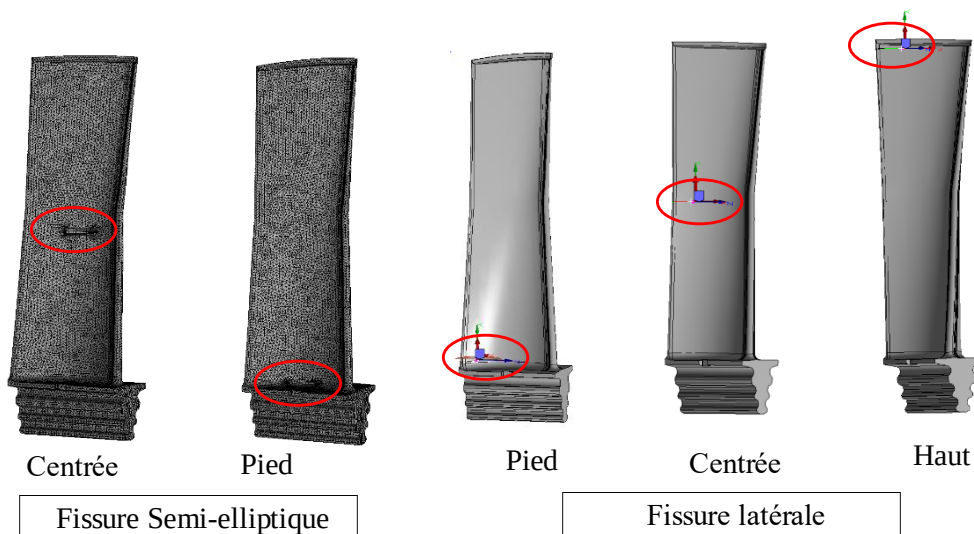


Figure II.11. Position de fissure semi-elliptique et latérale

Avant de commencer de l'étude statique, nous devons connaître le logiciel (**ANSYS**) que nous utiliserons et sa fonctionnalité (maillage) la plus importante pour obtenir des bons résultats.

II.3.1. ANSYS :

ANSYS est l'un des programmes les plus populaires dans le domaine de l'ingénierie (conception, simulation, analyse...). Il est utilisé pour résoudre une large gamme de problèmes complexes d'ingénierie, y compris l'analyse de contrainte, la charge dynamique, la charge thermique, les écoulements de fluides, les effets électriques, magnétiques, et autres. Il peut également être utilisé pour concevoir et améliorer des produits, et les tester avant leur fabrication réelle, ce qui permet de gagner du temps et des coûts dans le processus de développement. Le maillage est un processus critique dans ANSYS, car elle peut affecter la précision et l'efficacité des analyses et des simulations, nous utilisons dans cette étude la version ANSYS workbench 16.2.

II.3.1.a) Maillage :

Le Maillage dans **ANSYS** fait référence au processus de division d'un modèle d'ingénierie 3D en petits éléments appelés **éléments finis**. La fragmentation donne de petites formes géométriques en fonction de la forme complexe, Maillage vise à approximer un modèle 3D complexe en composants plus petits et plus simples qui peuvent être facilement calculés et analysés.

II.3.1.b) MEF (méthode élément fini) :

Méthode numérique représentation mathématique d'un problème réel ; méthode approximative. Dépend de la méthode des éléments finis réduit les degrés de liberté de l'infini au fini à l'aide de la discrétisation ou du maillage.

II.3.1.c) clarification une échelle de couleurs visuelle progressive



La zone **rouge** : indique un problème très élevée. Cela suggère que la pièce est soumise à des contraintes et des déformations élevées, ce qui peut présenter un risque de dommages.

La zone **orange** : correspond à une zone de contrainte élevée. Cela implique que des contraintes et déformation significatives sont présentes dans la pièce et nécessitent une étude plus approfondie pour s'assurer qu'il n'y a pas de problèmes potentiels.

La zone **jaune** : représente une zone modérée. Cela indique qu'il y a une certaine charge sur la pièce, mais ce niveau de contrainte ou déformation n'est pas considéré comme critique.

La zone **verte** : correspond à une zone faible. C'est la zone préférée, où elles sont faibles (déformation, contrainte, énergie de déformation...) et la pièce est dans un bon état.

Les zones **bleues** : représentent des zones très faibles. Chez ces zones sont négligeables (déformation, contrainte, énergie de déformation...) et n'ont pas d'impact significatif sur la pièce.

Matériau	Acier standard (H1100) PH 17-4
vitesse de rotation (rad/s)	540.7
Pression (Mpa)	0.025217
Température de l'environnement (c°)	22
Mass de (kg)	1.3442
Coefficient de Poisson	0.3
Module de Young (MPa)	2.04e+005
Résistance à la traction (MPa)	793
Densité(kg mm⁻³)	7.815e-006

Tableau II.1. Propriétés mécaniques de pale.

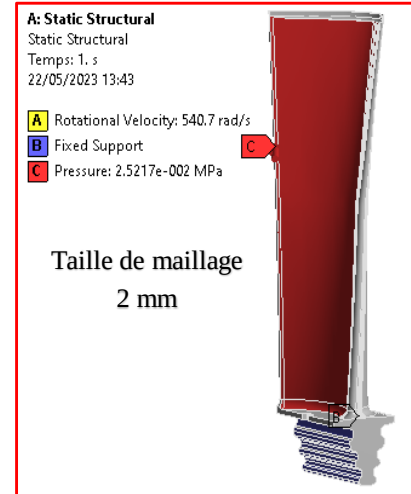


Figure II.12. Conditions aux limites de pale de turbine.

Remarque : on donne une vitesse de rotation dans étude statique pour applique la force centrifuge

II.4. L'effet de la fissure centrée sur la pale de la turbine (fissure semi-elliptique)

La fissure semi-elliptique est un type de fissure ou de craquelure qui se produit généralement dans les matériaux solides. La fissure semi-elliptique se distingue par sa forme similaire à un œuf renversé, avec une section plus large dans la partie supérieure qui se rétrécit progressivement vers la partie inférieure. Les fissures semi-elliptiques se forment en raison des contraintes et des contraintes appliquées sur le matériau et peuvent survenir en raison de facteurs tels que la fatigue de fonctionnement ou la traction dynamique. La fissure semi-elliptique étudiée dans la pale de turbine pour estimer leur influence sur la durabilité et la résistance structurelle de system rotor et on va étudier une fissure au centre et au pied de la partie concave de pale, La profondeur de fissure varié entre (1-5mm) mais la longueur de fissure reste constante (l'effet de profondeur fissure).

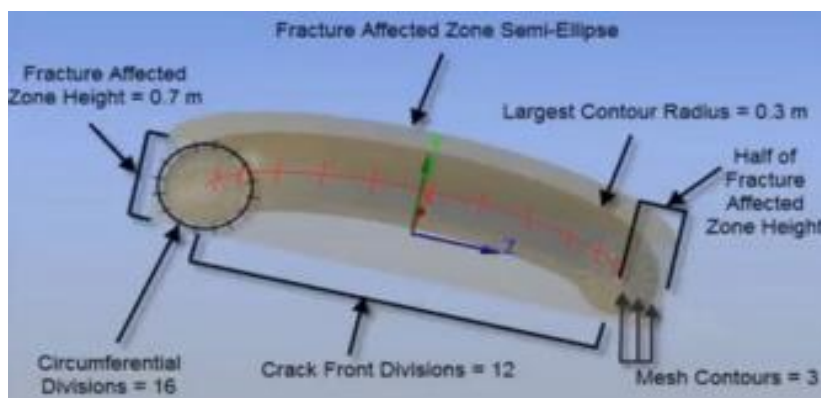


Figure II.13. Fissure Semi-elliptique [34].

II.4.1. Résultats

II.4.2. Distribution des contraintes de Von Mises dans la pale de turbine

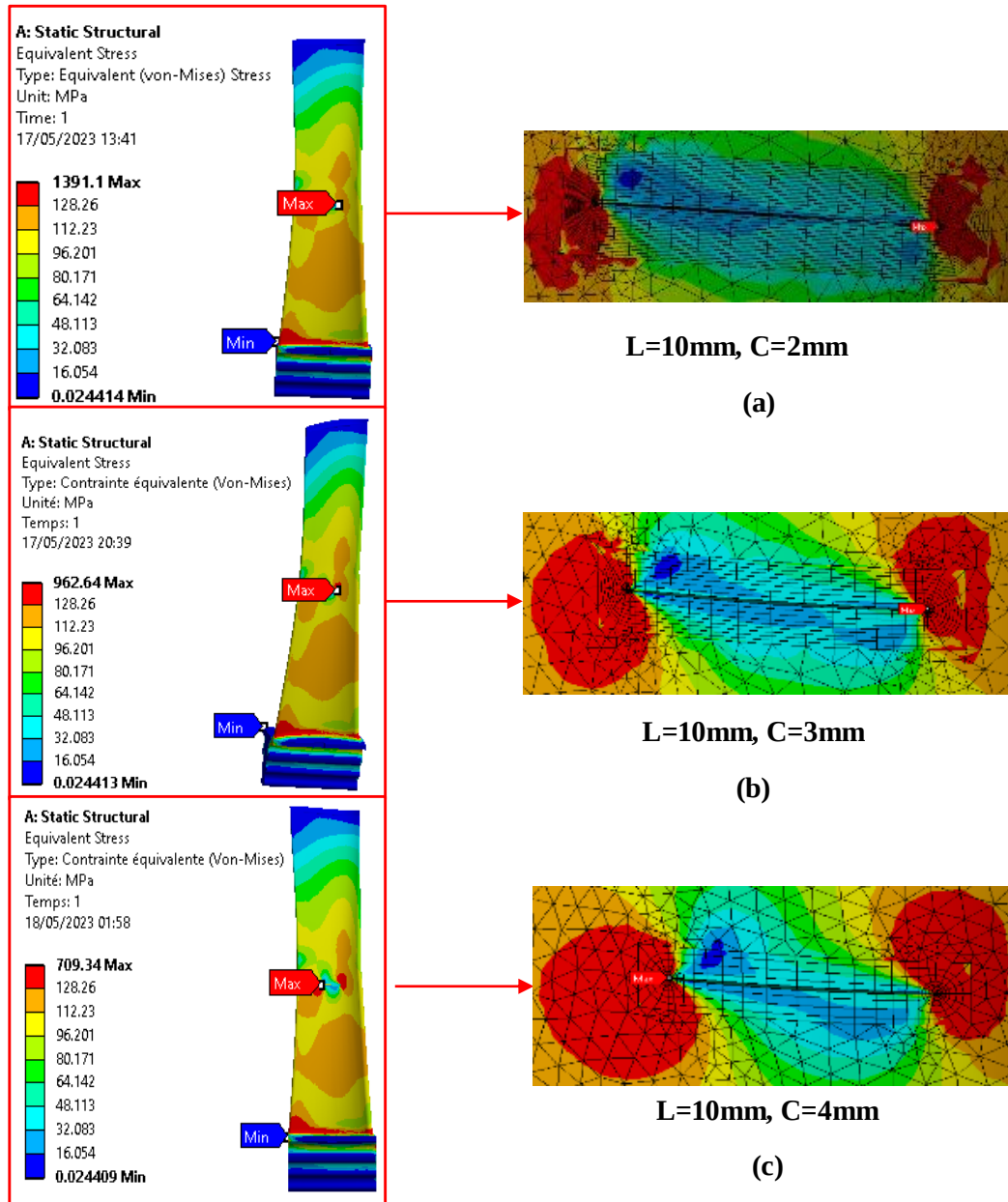


Figure II.14. Distribution des contraintes de Von Mises dans la pale de turbine pour une fissure semi elliptique centrée dans la pale.

Nous avons étudié et analysé la distribution des contraintes de Von Mises dans la pale de turbine pour différents profondeur C de fissures (a), (b) et (c) (voir la **Figure. II-14**), Nous remarquons dans la figure ci-dessus (**Figure. II.14**), la distribution des contraintes n'est pas homogène dans toute la structure de la pale. Les contraintes les plus fortes à profondeur ($C=2\text{mm}$) estimé (**1391.1 MPa**) (contour en rouge) est concentrée dans les deux bornes de la fissure. Il s'accompagne d'une diminution de contraintes de Von mises (**962.64MPa**) pour un profondeur ($C=3\text{mm}$), (**709.34MPa**) pour un profondeur ($C=4\text{mm}$). Bien que les valeurs minimales soient presque égales entre les trois états.

II.4.3. Distribution de déformation totale dans la pale de turbine

Dans cette partie, Nous avons étudié et analysé la distribution de déplacement total de Von Mises dans la pale de turbine en fonction de différents profondeurs de fissures (a), (b) et (c). Nous remarquons dans la figure ci-dessous (**Figure II.15**), la distribution de déformations total est presque sont les mêmes dans toute la structure de la pale (Des résultats similaires mais inégaux). Nous sommes enregistrer le déplacement maximal (**0.80516 mm**) concentrée dans la partie libre de la pale de turbine (contour en rouge) et le déplacement minimal égal **0 mm** concentrée dans la partie fixe de la pale de turbine (contour en bleu).

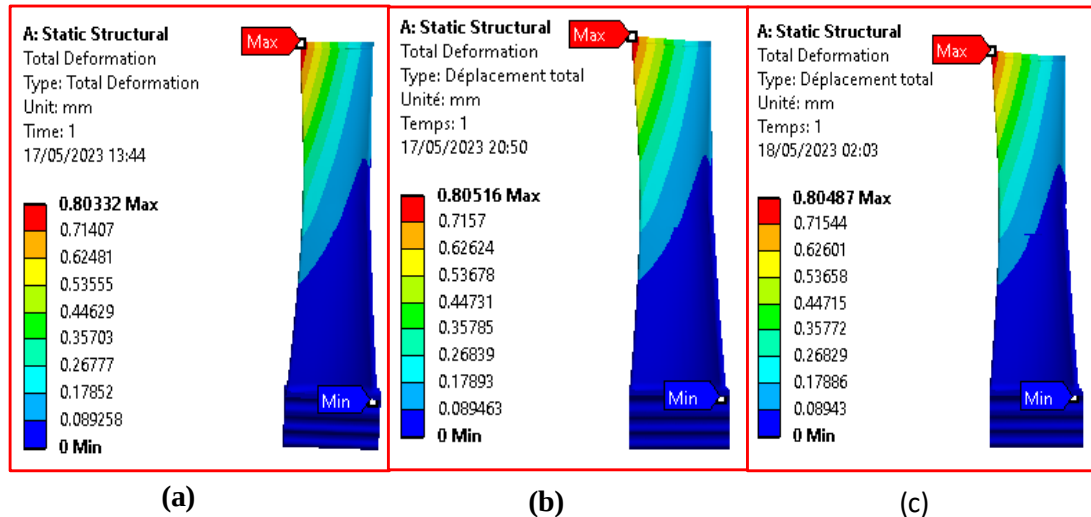


Figure II.15. Distribution de déplacement totale dans la pale de turbine pour différentes profondeurs de fissure, (a) ; 2mm, (b) ; 3mm, (c) ; 4mm.

II.4.4. Distribution de l'énergie de déformation dans la pale de turbine

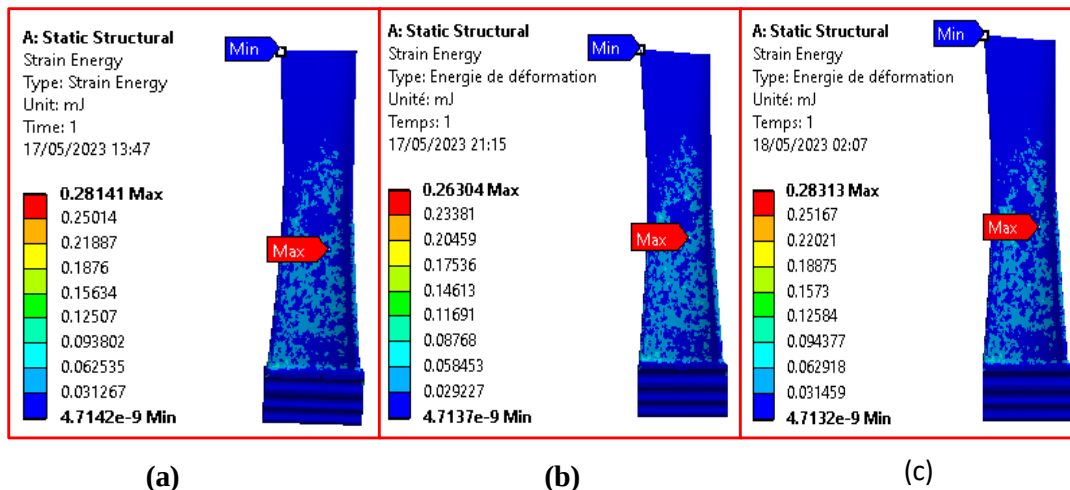


Figure II.16. Distribution de l'énergie de déformation dans la pale de turbine pour différentes profondeurs de fissure, (a) ; 2mm, (b) ; 3mm, (c) ; 4mm.

La simulation numérique du système de rotor montre que l'énergie de déformation dans la pale de turbine et pour différents profondeur de fissures (a) et (b), (c), nous constatons dans la figure ci-dessus, la valeur de l'énergie de déformations pour les trois profondeurs est presque

été égales dans toute la structure de la pale et concentré au niveau de la fissure semi-elliptique (Des résultats similaires mais inégaux). Nous sommes enregistrer que l'énergie de déformation maximale **(0.28313mJ)** pour la profondeur **(c=4mm)**, **(0.28141mJ)** pour la profondeur **(a=2mm)**, **(0.26301mJ)** pour la profondeur **(b=3mm)**. D'autre part, la valeur minimale de l'énergie de déformation est presque été égales **(4.7142e-9mJ)** pour les trois profondeurs.

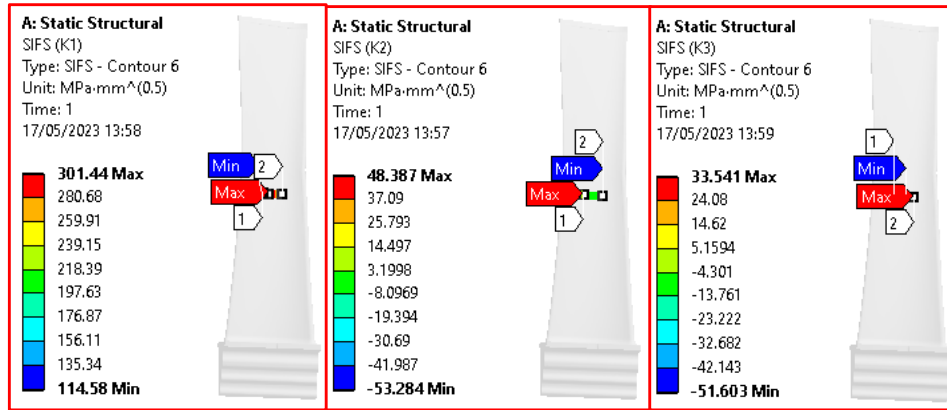
II.4.5. Distribution de facteur d'intensité de contraintes (FIC) dans la pale de turbine

KI (FIC Mode I) : facteur d'intensité de contrainte de mode I. Il est défini comme la quantité de tension générée dans la direction de la traction longitudinale de la fissure. La fissure dans ce mode est parallèle à la direction de traction et se produit principalement par extension et ouverture le long de l'axe principal de la fissure.

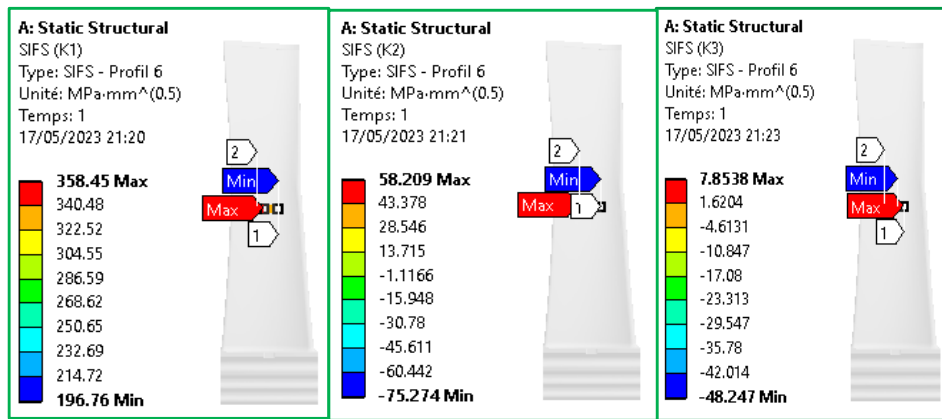
KII (FIC Mode II) : facteur d'intensité de contrainte de mode II. Il est défini comme la quantité de tension générée dans la direction de cisaillement transversal de la fissure. La fissure dans ce mode est parallèle à la direction de cisaillement et se produit principalement par glissement et séparation dans la direction transversale de la fissure.

KIII (FIC Mode III) : le facteur d'intensité de contrainte de mode III. Il est défini comme la quantité de tension générée dans la direction de flexion de la fracture. La fracture dans ce mode est parallèle à la direction de flexion et se produit principalement par flexion et rotation de la fracture. [39].

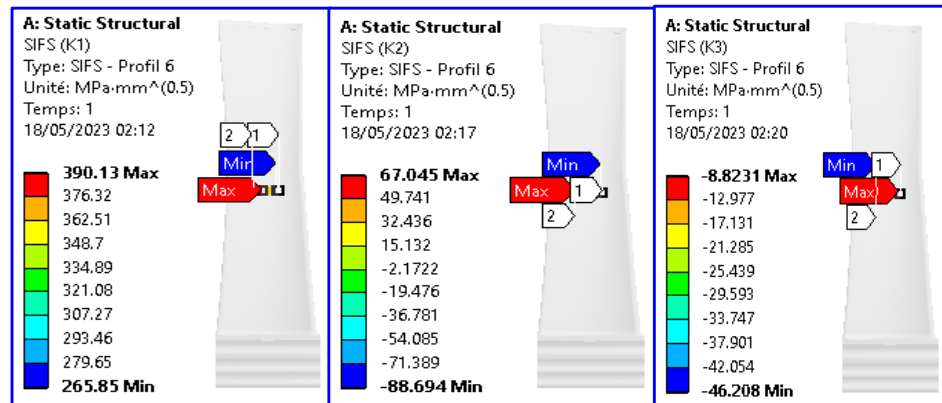
Dans cette étude, Nous avons commencé par l'analyse de l'effet de profondeur de fissure sur la variation du facteur d'intensité de contraintes (cas d'une fissure centré). On remarque d'après la **(Figure II.17)** que la profondeur de la fissure influe considérablement sur la variation du FIC. A titre indicatif, pour une longueur de fissure de 10mm et 2mm de profondeur le FIC-KI égale $301.44\text{MPa}\cdot\text{mm}^{0.5}$ (voir la **Figure II.17**). D'autre part, pour une longueur de fissure égale 10mm plus 4mm de profondeur, les trois facteurs d'intensités de contraintes (KI, KII, KIII) augmentent progressivement ($390.13\text{MPa}\cdot\text{mm}^{0.5}$, $67.045\text{MPa}\cdot\text{mm}^{0.5}$, - $8.8231\text{MPa}\cdot\text{mm}^{0.5}$). ceci justifier clairement que la propagation de fissure dans la pale de turbine commence progressivement au sommet de la fissure (voir la **Figure II.18**).



(a)



(b)



(c)

Figure II.17. Distribution de facteur d'intensité de contraintes dans la pale de turbine.

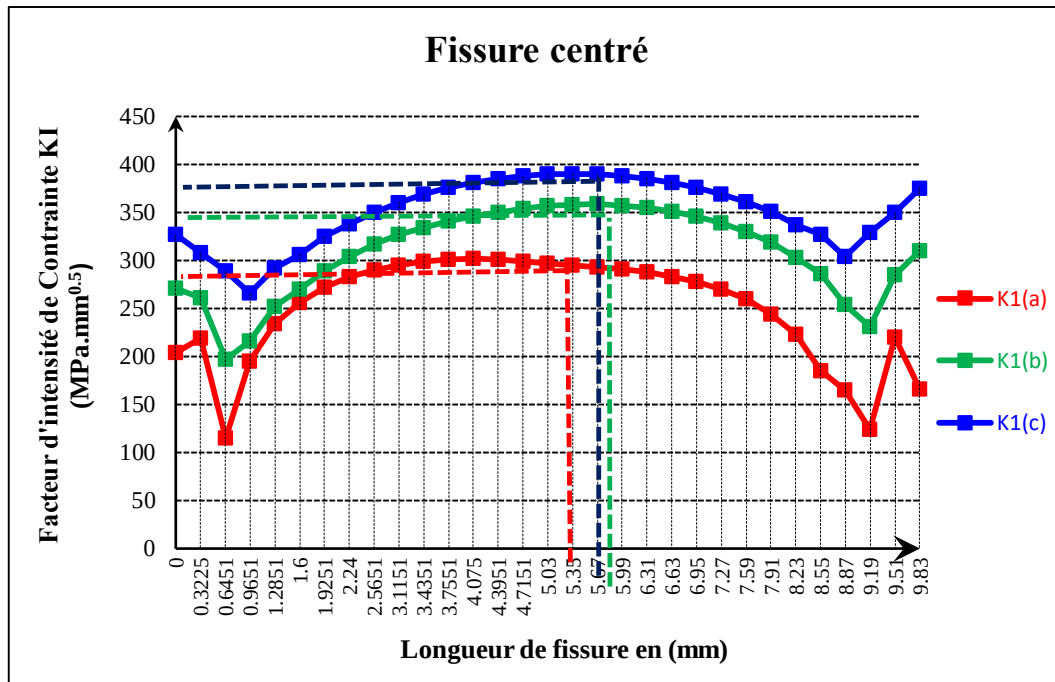


Figure II.18. Graph de facteur d'intensité de contrainte (KI) en fonction de longueur de la fissure dans pale de turbine entre trois cas (a, b et c).

Nous constatons dans la **figure II.18** Ci-dessus que pour une profondeur de fissure égale 4mm, la valeur de facteur d'intensité de contrainte KI augmente progressivement, ceci justifier que la profondeur de fissure joue un rôle très important de l'augmentation de FIC-KI. Nous conclut dans cette figure, Il existe une relation directe entre le FIC et profondeur de fissure C.

II.4.6. Distribution de J-intégrale dans la pale de turbine

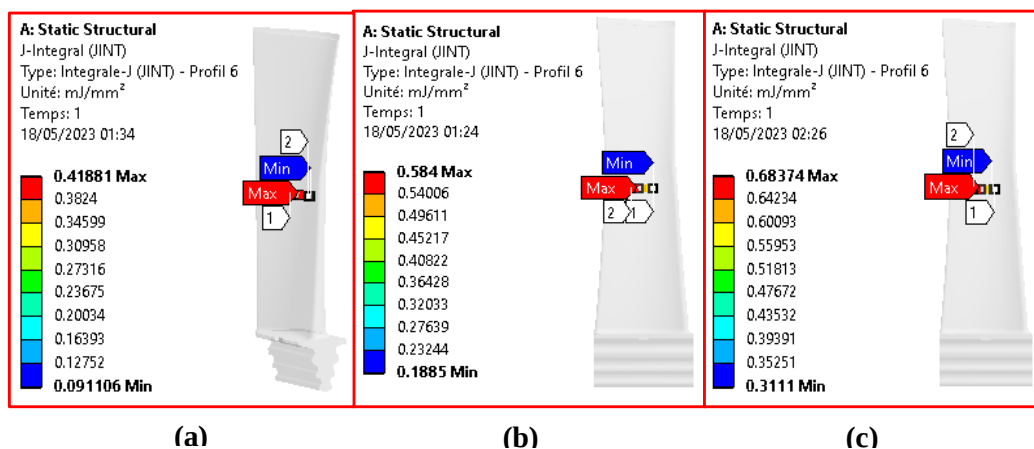


Figure II.19. Distribution de J-intégrale dans la pale de turbine pour différentes profondeurs de fissure.

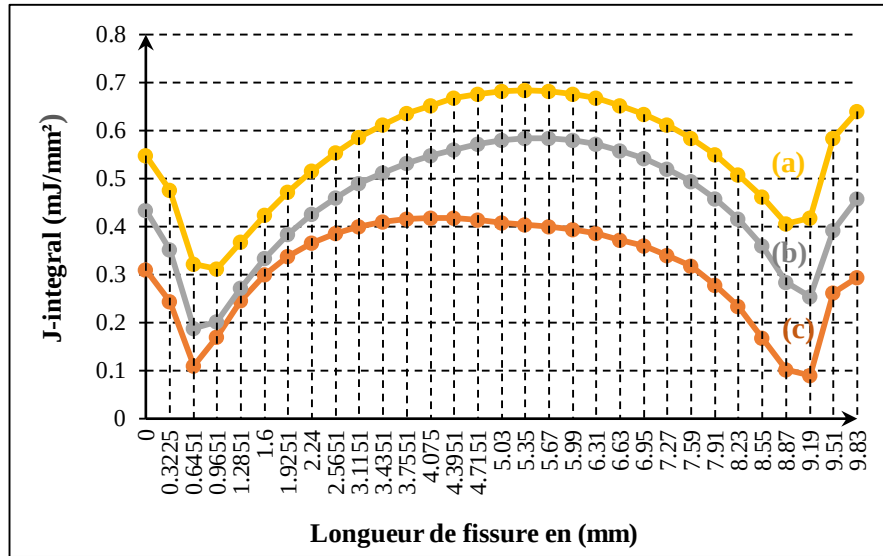


Figure II.20. Graphe de J-Intégral en fonction de longueur de fissure dans pale de turbine

Dans les trois cas de profondeurs de fissure (a, b et c), On remarque d'après la (Figure. II.19) que la profondeur de la fissure influe considérablement sur les valeurs du j-intégral (J-INT). A titre indicatif, les résultats du J-INT n'est pas homogène. Dans lequel la valeur maximale (0.68374 mJ/mm²) pour une grand profondeur (c=4mm) et la valeur minimale (0.3111 mJ/mm²), ceci mentionné dans la figure ci-dessus. Les trois courbes de (J-INT) montrent que la propagation de la fissure commencé au sommet de la profondeur de fissure où est la valeur minimale de (J-INT) concentré au extrémité de longueur de fissure voir (Figure. II.20).

Nous concluons dans cette partie, les résultats de déplacement total, l'énergie de déformation total, FIC et le J-intégral affecté dans la fissure centrée qui situé dans la pale turbine par augmentation de profondeur. La possibilité de fatigue ou la rupture de pale de turbine dans le mode I (mode ouverture). Il est défini comme la quantité de tension générée dans la direction de la traction longitudinale de la fissure. La fissure dans ce mode est perpendiculaire à la direction de traction et se produit principalement par extension et ouverture le long de l'axe principal de la fissure.

II.5. Fissure semi-elliptique au pied de pale

Dans cette partie, On va étudier une fissure au pied de pale, on change la longueur de fissure mais la profondeur de fissure reste constante (l'effet de longueur fissure).

II.5.1. Distribution des contraintes de Von Mises dans la pale de turbine

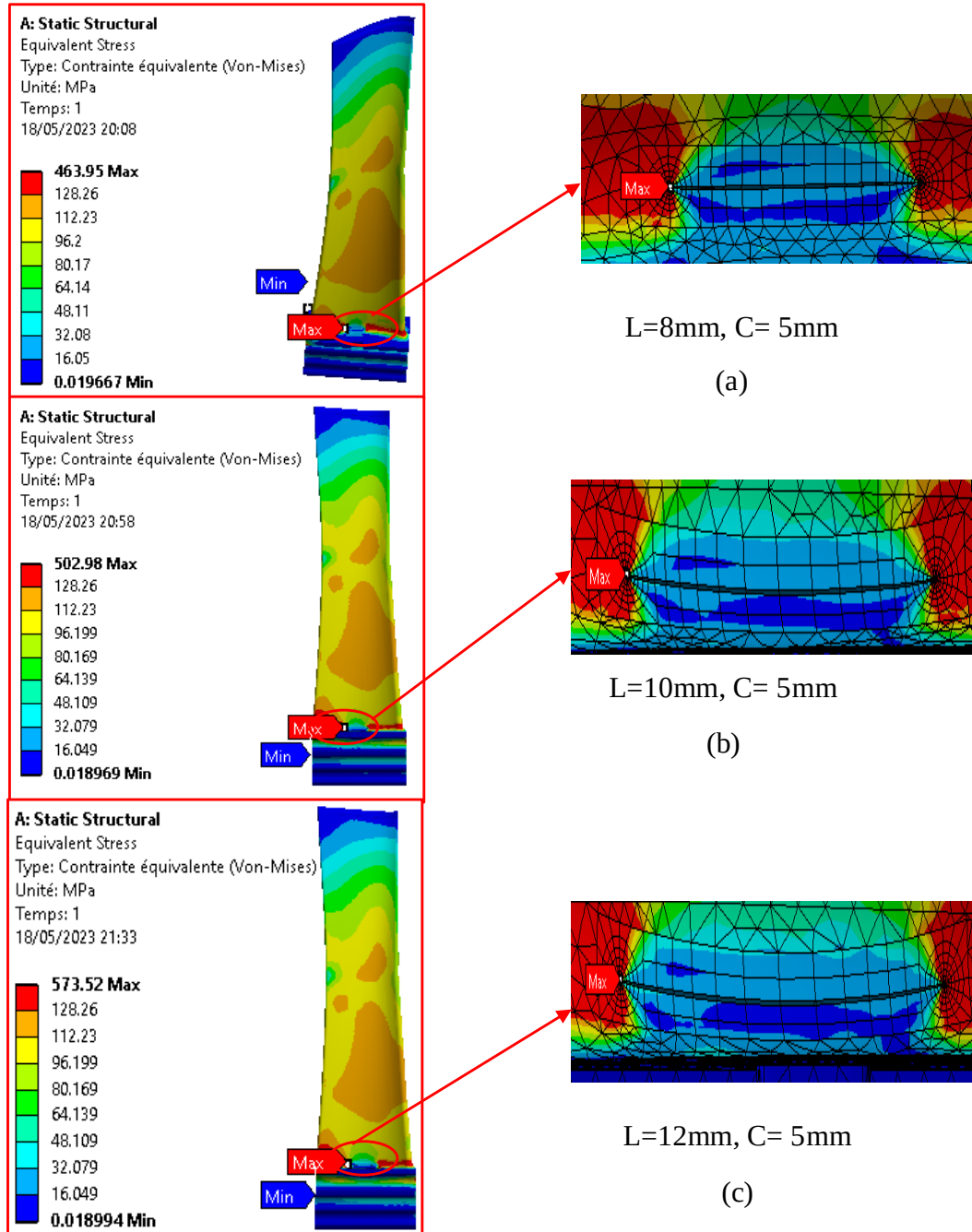


Figure II.21. Distribution des contraintes de Von Mises dans la pale de turbine.

Nous avons simulé et analysé la distribution des contraintes de Von Mises dans la pale de turbine et pour différentes longueurs de fissures (a), (b) et (c) (voir la **Figure II.21**). Nous remarquons dans la figure ci-dessus, la distribution des contraintes n'est pas homogène dans toute la structure de la pale. Les contraintes les plus fortes à la longueur (L= 12mm) estimé (**573.52 MPa**) (contour en rouge) est concentrée au niveau de pied et spécifiquement à zone de fissure. Il s'accompagne d'une diminution de contraintes de Von mises (**0.01966MPa**) pour une longueur (L=8mm) sachant que les valeurs minimales des contraintes soient presque été égales voir (**Figure II.21**).

II.5.2. Distribution de déformation totale dans la pale de turbine

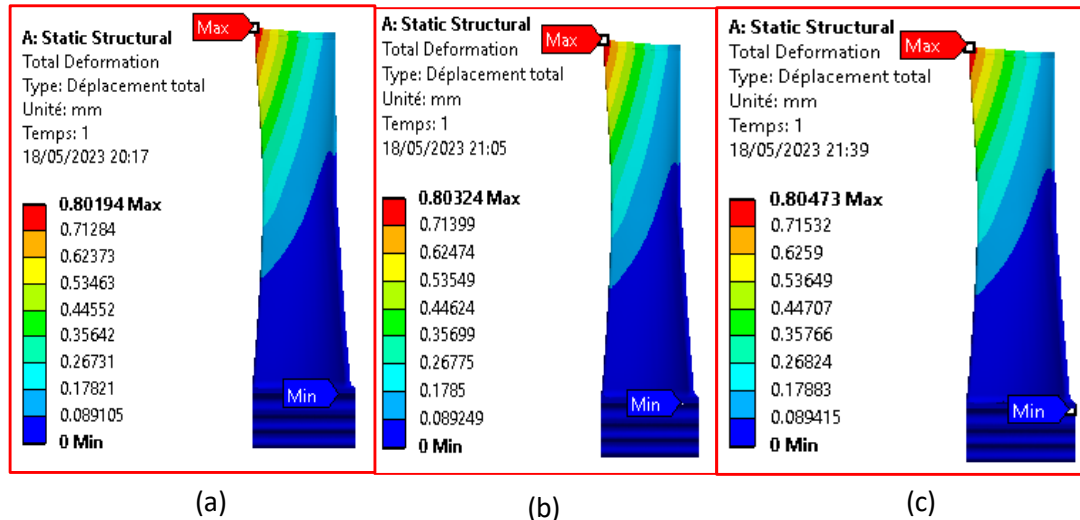


Figure II.22. Distribution de déformation totale dans la pale de turbine pour une fissure semi-elliptique au pied de la pale.

La **Figure. II.22** montre la distribution de déformations total dans la pale de turbine pour différentes longueurs de fissures (a), (b) et (c). Nous constatons dans cette figure, la distribution de déformations total est homogène dans toute la structure de la pale (Des résultats similaires mais inégaux). Nous somme enregistré la déformation maximale (**0.803473mm**) pour une longueur de fissure égale 12mm, 0.80324mm pour 10mm, 0.80194mm pour 8mm et concentrée au pied de la pale dans la partie libre du pale.

II.5.3. Distribution de l'énergie de déformation dans la pale de turbine

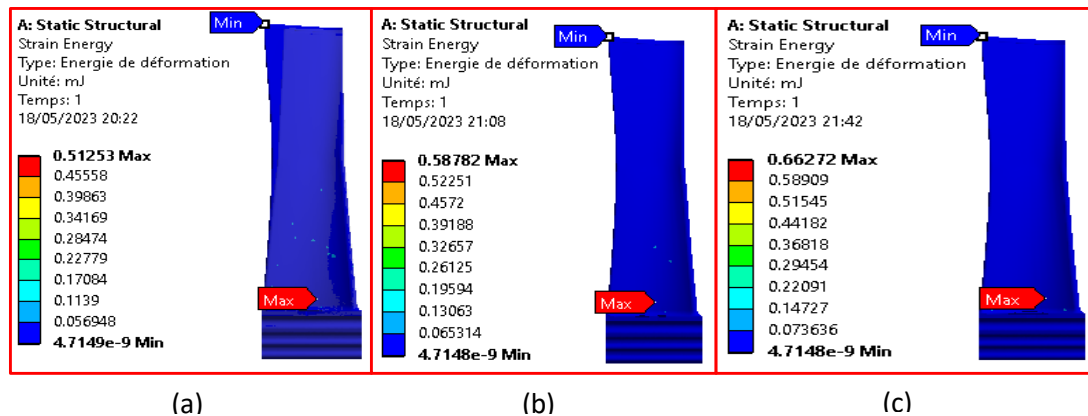


Figure II.23. Distribution de l'énergie de déformation dans la pale de turbine.

Nous avons étudié et analysé l'énergie de déformation dans la pale de turbine en fonction de longueurs de fissures (a) et (b), (c). Nous remarquons dans la figure ci-dessus (**Figure. II.23**) l'énergie de déformation est presque homogène dans toute la structure de la pale. Nous somme enregistré l'énergie de déformation maximale (**0.66272mJ**) et l'énergie de déformation minimale (**4.7148e-9mJ**) pour une longueur de fissure (c=12mm) est concentrée au niveau de pied de la pale, ceci indique que la longueur de fissure semi-elliptique joue un rôle très important de l'augmentation de l'énergie de déformation dans la pale de turbine.

II.5.4. Distribution de facteur d'intensité de contraintes dans la pale de turbine

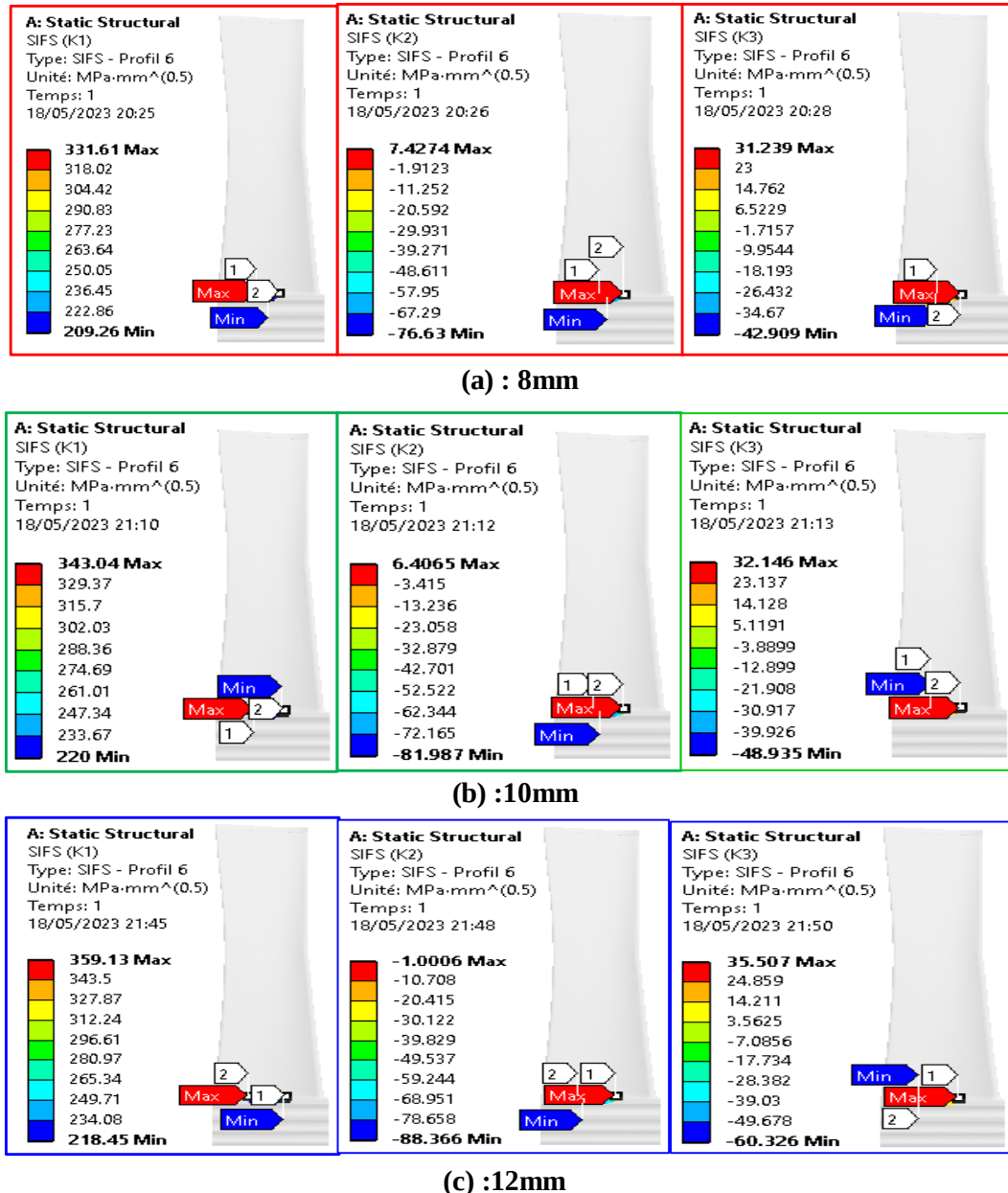


Figure II.24. Distribution de facteur d'intensité de contraintes dans la pale de turbine pour différents longueur de fissures.

Nous remarquons à travers notre étude sur l'analyse de l'effet la longueur de fracture sur le pied de la pale de turbine que le FIC est maximale au deux points de fissure voir (**Figure. II.24**). Par conséquent, la variation des résultats n'est pas assez homogène. Les résultats indiquent que la valeur maximale du facteur d'intensité de contrainte de KI est de $359.13 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$ dans le cas ($C=12\text{mm}$), tandis que sa valeur minimale est de $331.61 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$ dans le cas ($a=8\text{mm}$). En ce qui concerne que le facteur d'intensité de contrainte de KII, la valeur maximale est de $7.4274 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$ dans le cas ($a=8\text{mm}$) et la valeur minimale est de $-88.36 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$ dans le cas ($C=12\text{mm}$). D'autre part, pour le facteur d'intensité de contrainte KIII, nous trouvons une valeur maximale de $35.507 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$ et une valeur minimale de $-60.326 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$, ceci justifier que la propagation de fissure dans la pale de turbine commence au point de fissure.

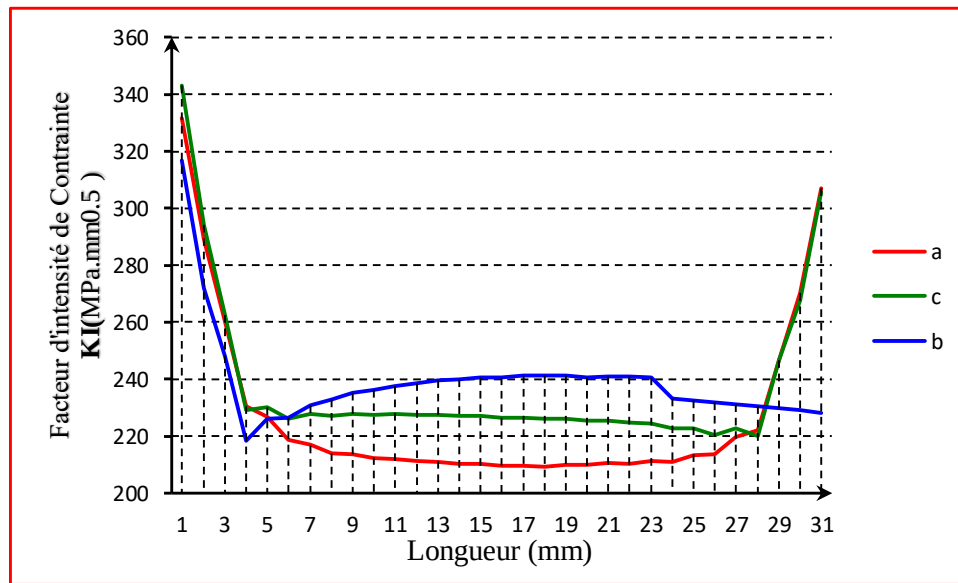


Figure II.25. Courbes de facteur d'intensité de contraintes **KI** pour trois cas (a), (b),(c) dans la pale de turbine à pied.

Nous avons collecté 31 valeurs de FIC-(KI) afin de comparer leur évolution entre les trois cas de variation de la longueur de la fissure, on remarque d'après la (**Figure. II.25**) que la longueur de la fissure influe considérablement sur la variation du facteur d'intensité de contrainte entre les deux pointes de la fissure. D'autre part, la variation du FIC-(KI) entre les trois longueurs ($a=8\text{mm}$), ($b=10\text{mm}$) et ($c=12\text{mm}$) n'est pas homogène, la valeur maximal $359.13 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$ pour une longueur de (12mm) avec la valeur minimal $218.45 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$, ceci mentionné dans la figure ci-dessus. Nous concluons dans cette figure, La propagation de fissure commence à partir des deux points de fissure.

II.5.5. Distribution de J-intégrale dans la pale de turbine

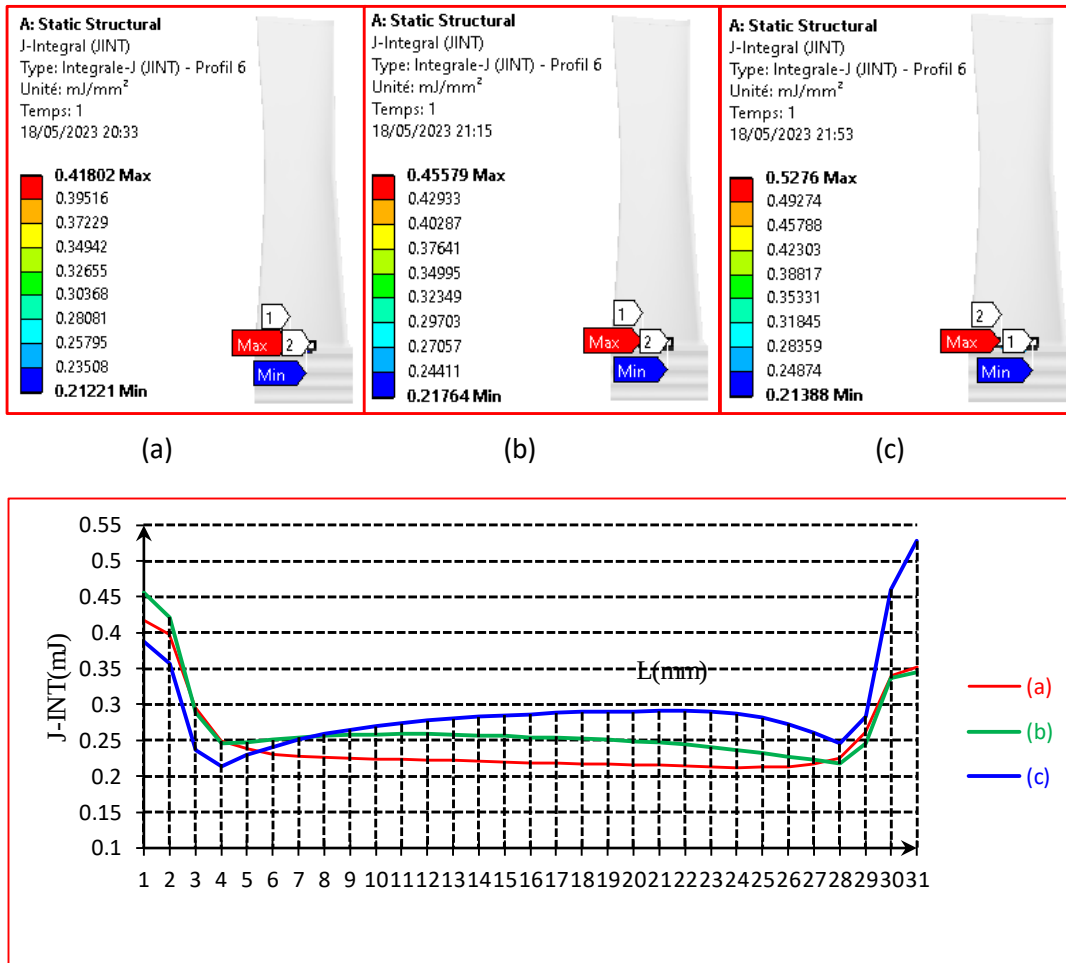


Figure II.26. Graphes de distribution de J-intégrale dans la pale de turbine entre trois cas (a) ;(b) ; (c).

Nous avons collecté 31 valeurs de J-INT afin de comparer leur évolution entre les trois cas de variation de la longueur de la fissure, On remarque d'après la **(Figure II.26)** que la longueur de la fissure influe considérablement sur les valeurs du j-intégral (J-INT). A titre indicatif, les résultats du J-INT n'est pas homogène. Dans lequel la valeur maximale (0.5276mJ/mm²) pour une longueur (c=12mm) et la valeur minimale (0.21221 mJ/mm²) voir **(Figure II.25)**. Ainsi que les trois courbes de (J-INT) montrent la propagation de la zone de croissance de la fracture au deux pointes de la fissure.

De ces résultats, on peut déduire que plus la longueur de fissure est augmentée, les contraintes $\sigma_{\max}$ et déformations total ϵ sont augmentées au niveau de point de fissure, aussi à travers les résultats du j-intégral et énergie de déformation, nous avons constaté que la partie fixe de pied de pale contient moins quantité d'énergie nécessaire à la formation de la fissure par apport la fissure au centre de pale.

II.6. L'effet de la fissure latéral sur la pale de turbine d'un rotor

Dans ce cas on va créer une fissure latérale par le programme *SOLIDWORK* et nous étudions l'effet de la fissure latéral dans la pale de turbine par différents positions (au pied (A), au centre (B), au sommet (C)) voir (**Figure. II- 26.**). Après la conception de la géométrie de la pale, Le modèle de pale enregistré sur format para-solide (xt) et importer par le code élément finis ansys *WOEBENCH 16.2*.

Résultats

II.6.1. Distribution des contraintes de Von Mises dans la pale de turbine

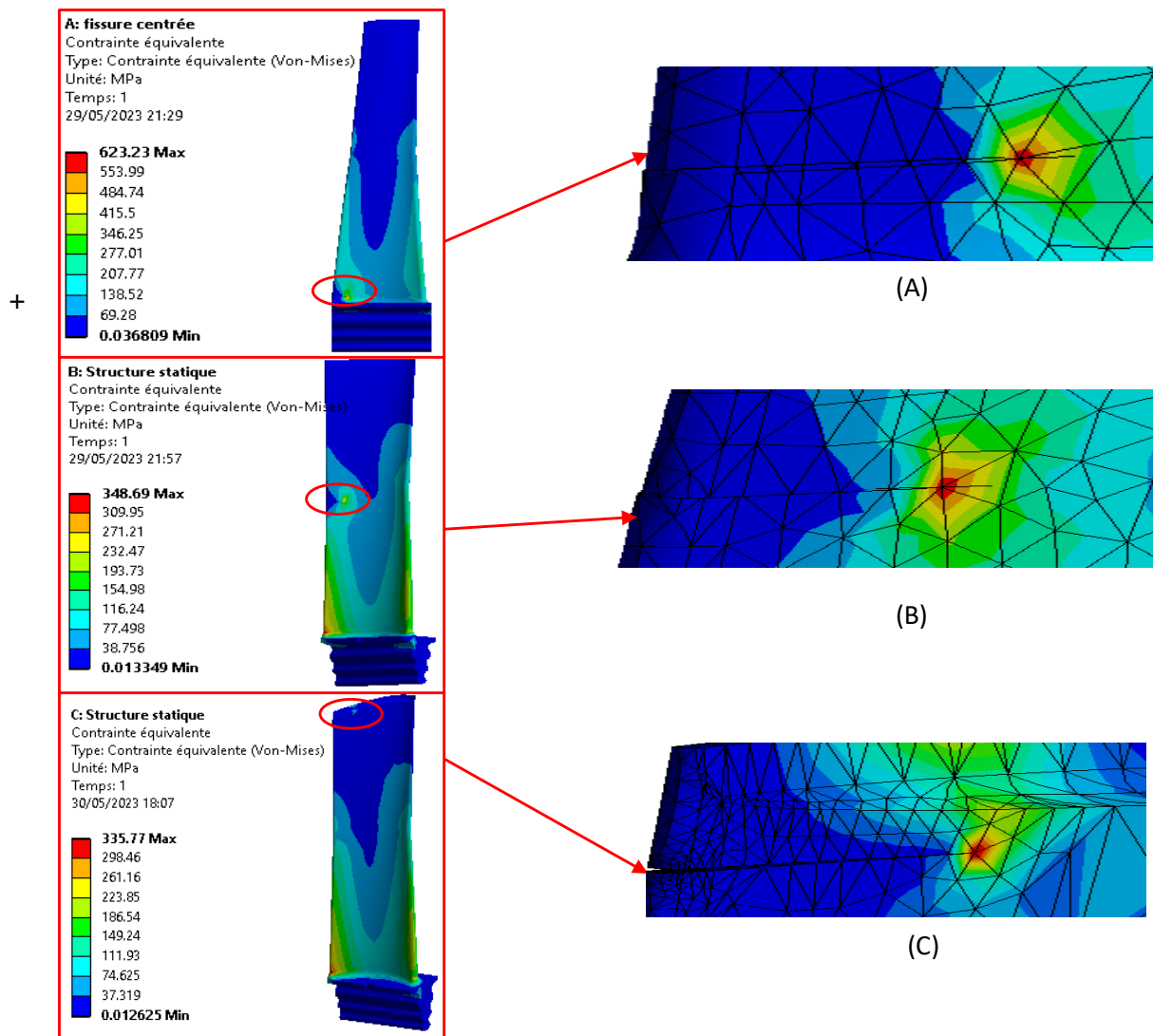


Figure II.27. Distribution des contraintes de Von Mises dans la pale de turbine pour une fissure latérale.

Un chargement de pression applique sur la surface concave du pale fissuré indique des contraintes maximales de Von Mises sont concentrées au niveau de pied de la pale qui sont égale à (623.23MPa) par rapport les autres positions. D'autre part, la contrainte pour la position au sommet égale 335.77MPa et 348.69MPa pour la position au centre de la pale.

II.6.2. Distribution de déformation totale dans la pale de turbine

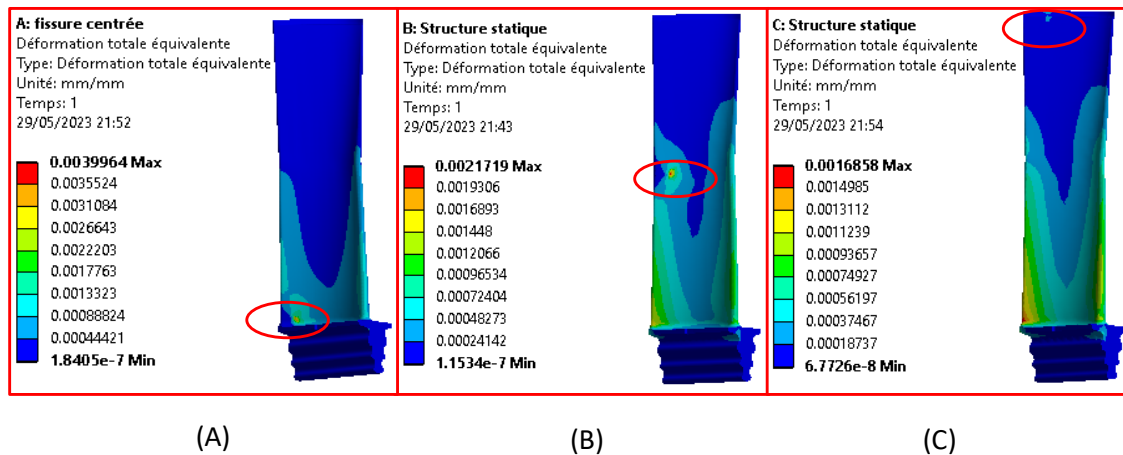


Figure II.28. Distribution de déformation totale dans la pale de turbine.

On considère que la déformation élastique est égale à la quantité d'allongement sur la longueur totale, et à travers les résultats obtenus ci-dessus (**Figure. II-28**), on note que la fissure latérale au pied de la pale présente des valeurs maximales de déformations qui sont égales à (0.0039) par rapport les autres défauts. Les deux positions de fissures (centré, sommet) indiquent des valeurs maximales de déformations élastique qui sont égales à (0.0021719, 0.0016858) contour en rouge voire la figure ci-dessus.

Fissure au pied		Fissure centrée		Fissure au sommet	
$\sigma_A(\text{MPa})$	ε	$\sigma_B(\text{MPa})$	ε	$\sigma_C(\text{MPa})$	ε
0.036	0.00000018	0.013	0.00000015	0.012	0.000000067
69.20	0.00044	38.75	0.00024	37.31	0.00018
138.52	0.00088	77.49	0.00048	74.62	0.00037
207.77	0.0013	116.24	0.00072	111.93	0.00056
277.01	0.0017	154.98	0.00096	149.24	0.00074
346.25	0.0022	193.73	0.0012	186.54	0.00093
415.5	0.0026	232.47	0.0014	223.85	0.0011
484.74	0.0031	271.21	0.0016	261.16	0.0013
553.99	0.0035	309.95	0.0019	298.46	0.0014
623.23	0.0039	348.69	0.0021	335.77	0.0016

Tableau II:2. différent les valeurs de Contrainte σ_{eq} et déformation ε entre trois cas.

D'après c'est résultats numériques, nous constatons que les fissures jouent un rôle très important de l'augmentation des contraintes dans le système de rotor dynamique.

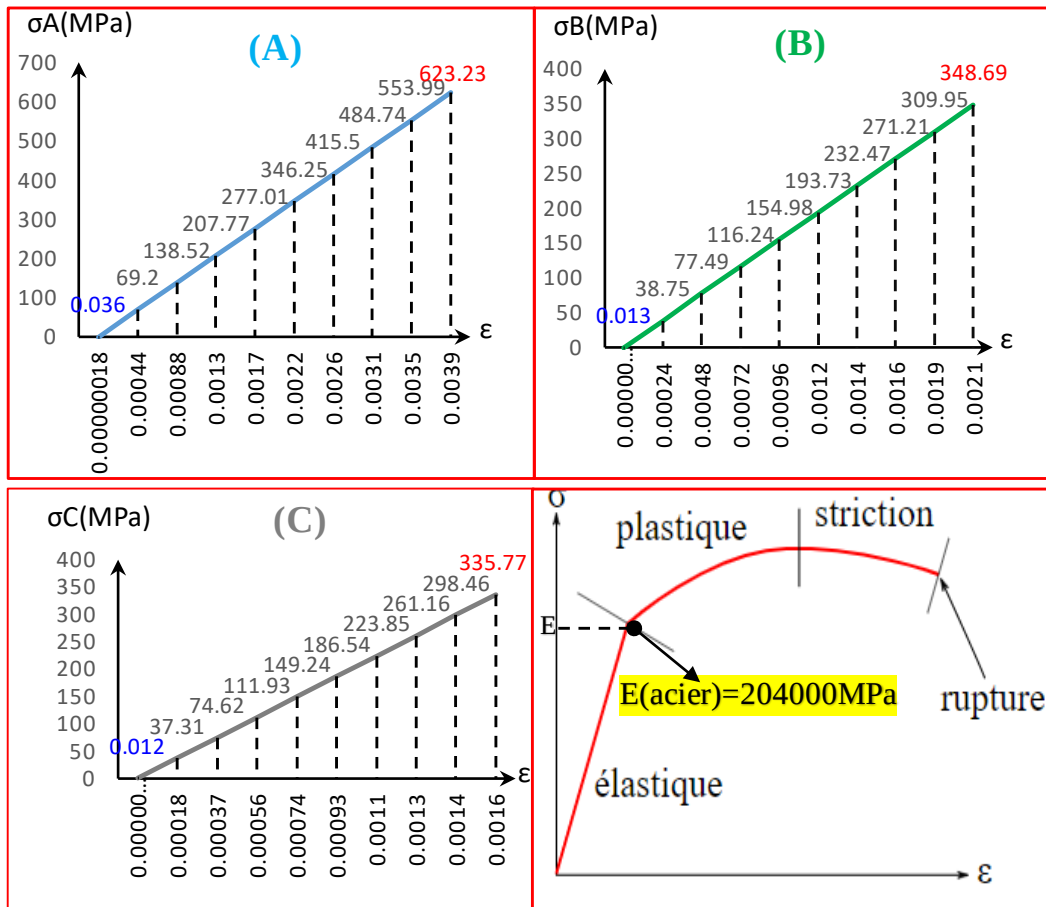


Figure II.29. Les Courbes des contraintes σ -déformation ϵ .

Nous remarquons dans les résultats obtenus dans la **Figure II.29**, les contraintes équivalents de Von Mises sur la pale de turbine par différents positions de fissures (pied, centré, sommet). Les résultats varient en fonction de la position de la fissure latéral et les courbes de déformation en termes de contraintes est linéaire. D'autre part, les trois fissures latérales indiquent des contraintes supérieures à la limite élastique de l'acier standard. Pour la fissure au pied les contrainte équivalent égale ($623.23 \text{ MPa} > \sigma_{eq} = 280 \text{ MPa}$), fissure centré, les contraintes sont ($348.69 \text{ MPa} > \sigma_{eq} = 280 \text{ MPa}$) et la fissure au sommet, les contraintes sont ($335.77 \text{ MPa} > \sigma_{eq} = 280 \text{ MPa}$). Ceci justifié clairement que la fissure latérale joue un rôle très important de l'augmentation des contraintes dans le system de rotor.

II.6.3. Distribution de FIC et J-INT dans la pale de turbine

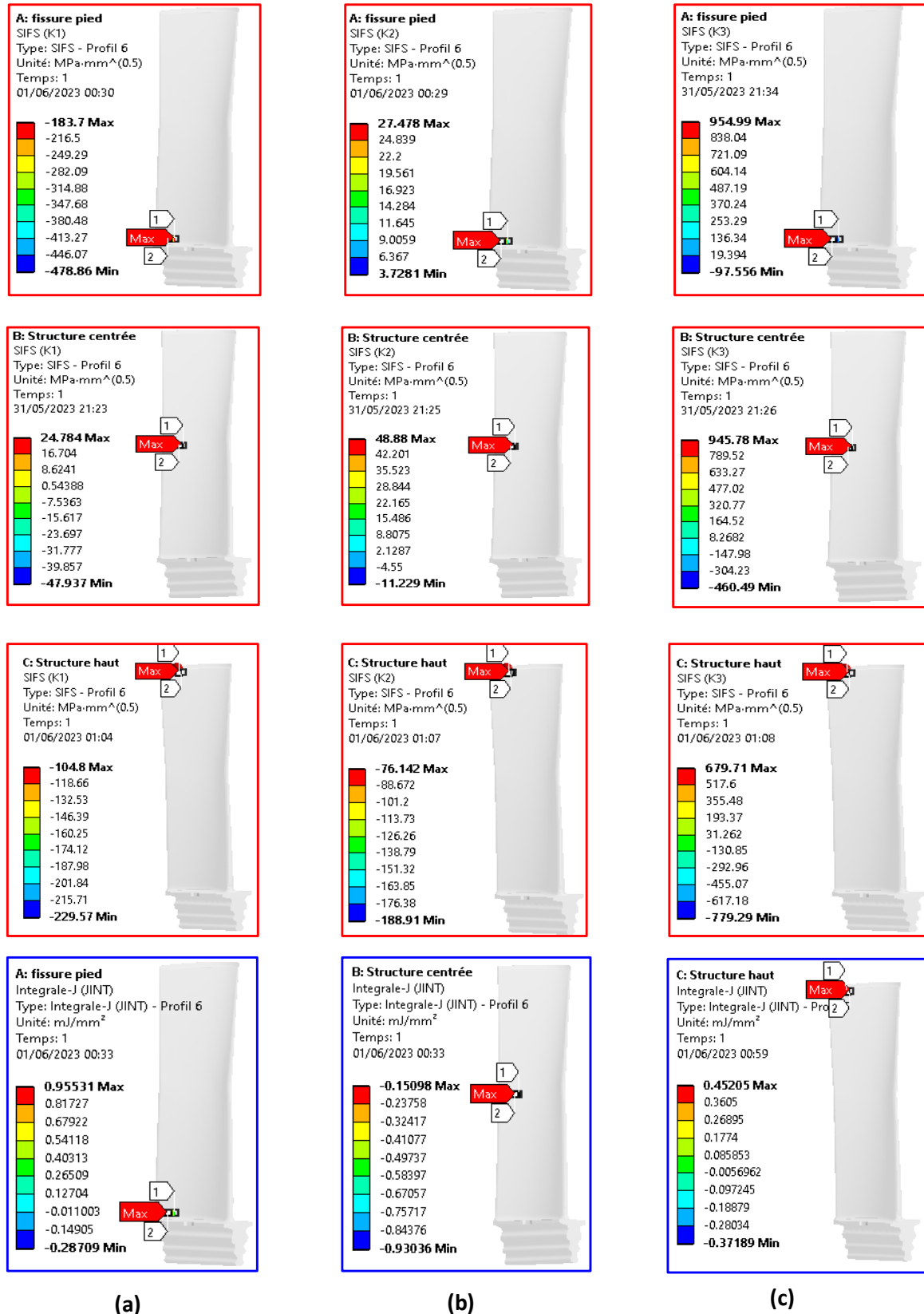


Figure II.30. Distribution de FIC et J-INT dans la pale de turbine pour trois cas (a) ; pied, (b) ; centré, (c) ; sommet.

L(mm)	KI	KII	KIII	J-INT
0	-183.7	10.547	32.132	0.32264
0.48667	-206.06	11.96	30.532	0.34726
1.46	-240.06	16.144	6.0541	0.40555
1.9467	-251.68	18.915	-16.823	0.43922
2.4333	-264.55	16.048	-36.691	0.46664
2.92	-277.42	13.182	-56.559	0.49406
3.4067	-300.19	8.9571	-66.796	0.51738
3.8934	-322.96	4.7324	-77.034	0.54069
4.38	-340.44	5.8065	-87.295	0.56785
4.8667	-357.93	6.8807	-97.556	0.59501
5.3534	-367.6	6.667	-93.449	0.62603
5.84	-377.27	6.4533	-89.343	0.65706
6.3267	-376.08	8.6534	-82.087	0.67957
6.8134	-374.89	10.853	-74.832	0.70209
7.3	-305.7	8.92	-57.456	0.34034
8.2734	-226.72	5.3574	161	-0.15425
8.7601	-216.94	3.7281	362.08	-0.28709
9.2467	-347.9	15.603	658.54	0.33411
9.7334	-478.86	27.478	954.99	0.95531

Tableau II:3. Résultats de facteur d'intensité et J-INT dans la fissure latérale au pied.

On remarque à travers le **Tableau II:3** et la **Figure II.30** ci-dessus que les résultats obtenus pour la fissure latérale, la propagation de FIC au niveau de la pale de la turbine à pied n'est pas homogène. En effet, on constate que la tension typique de mode III (KIII) présente une valeur maximale égale 954.99 MPa.mm^{0.5} par rapport les autres positions, possible qui est le résultat de la rotation supportée par la partie fixe de la pale de la turbine, tandis que la valeur minimale de (KIII) est -97.556 MPa.mm^{0.5}. En ce qui concerne la tension typique de mode I (KI) longitudinale, on observe qu'il diminue avec une valeur négative. La valeur maximale se situe au début de la fissure qui est égale à -183.7 Mpa.mm^{0.5}, et la valeur minimale à la fin de celle-ci égale -478,86 Mpa.mm^{0.5}. Quand la tension typique de mode I (KII) transversal, on constate que le FIC varie de manière aléatoire sur les zones entourant la fissure de la pale du turbine à pied, La valeur maximale est de 24.478MPa.mm^{0.5} et la valeur minimale est de 3.7281MPa.mm^{0.5}. Ces valeurs ne sont pas éloignées l'une de l'autre sur la fissure.

L(mm)	KI	KII	KIII	J-INT
0	7.8139	19.647	945.78	-0.9274
1.1098	16.299	34.263	748.24	-0.78
2.2195	24.784	48.88	550.7	-0.6326
3.3293	6.3146	35.745	45.107	-0.3918
4.4391	-12.155	22.61	-460.49	-0.151
5.5488	-30.046	5.6905	-257.73	-0.5407
6.6586	-47.937	-11.229	-54.978	-0.9304

Tableau II:4. Résultats de facteur d'intensité de contrainte et J-INT dans la fissure latérale centrée.

Nous remarquons dans le **Tableau II : 4** et la **Figure II.30** à travers la fissure latérale centrée situé dans la pale de la turbine que le FIC-(KIII) de la fissure en raison de la flexion et de la rotation du rotor est maximale à 945.78MPa.mm^{0.5} au début de la fissure. Il varie de manière aléatoire le long de la fissure et sa valeur minimale est de -460.49MPa.mm^{0.5}, ce qui indique une grande différence entre la valeur minimale et maximale dans mode III. Quant aux FIC (KI et KII), nous constatons la propagation sur long de la fissure, mais les valeurs sont différentes. La valeur maximal de FIC-(KI) est égale 24.0784MPa.mm^{0.5} et la valeur minimale est égale 47.937MPa.mm^{0.5} tandis que pour FIC-(KII), la valeur maximale est de 48.88MPa.mm^{0.5} et la valeur minimale est de -11.29 MPa.mm^{0.5}. D'après ces résultats, nous conclut que la fissure latérale présente des facteurs d'intensités des contraintes maximales sur le système de rotor-dynamique.

L(mm)	KI	KII	KIII	J-INT
0	-104.8	-157.44	-779.29	-0.37189
0.47146	-121.57	-166.65	-746.52	-0.308
0.94292	-138.35	-175.85	-713.75	-0.2441
1.4144	-132.85	-140.4	-599.4	-0.22196
1.8858	-127.34	-104.94	-485.04	-0.19981
2.3573	-136.07	-90.54	-289.09	-8.59E-02
2.8288	-144.8	-76.142	-93.139	2.80E-02
3.3002	-178.12	-110.3	167.26	0.20877
3.7717	-211.44	-144.46	427.66	0.38958
4.7146	-220.5	-166.69	553.68	0.42082
5.6575	-229.57	-188.91	679.71	0.45205

Tableau II:5. Résultats de facteur d'intensité de contrainte et J-INT dans la fissure latérale au sommet.

Nous observons à travers le **Tableau II : 5** et la **Figure II.30** ci-dessus que les résultats obtenus par la fissuration latérale au sommet de la pale de la turbine indiquent que le FIC-

(KIII) indique une croissance de la propagation de fissure par flexion de manière impressionnante avec une valeur maximale de $679.71 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$ à la fin de la longueur de la fissure et qui se propage uniforme le long de la fissure qui 5,65 mm, Il est plus stable au début de la fissure avec une valeur minimale de $-779,29 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$ pour le FIC-(KIII) parmi les autre modes. Nous constatons que la valeur de la première mode (KI) n'est pas régulière avec des résultats négatifs, une valeur maximale de $-104.8 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$ au début de la fissure et une valeur minimale de $-229,57 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$ dans fin de fissure, ce qui indique que l'ouverture de la fissure générée dans la direction longitudinale diminue. En revanche, les résultats du FIC-(KII) sont aléatoires et négatifs le long de la fissure de 5,65 mm avec une valeur maximale de $-76,142 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$ au milieu de la fissure et une valeur minimale de $-188.91 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$ à la fin de la fissure, cela se fissure est aléatoirement le long de la pale.

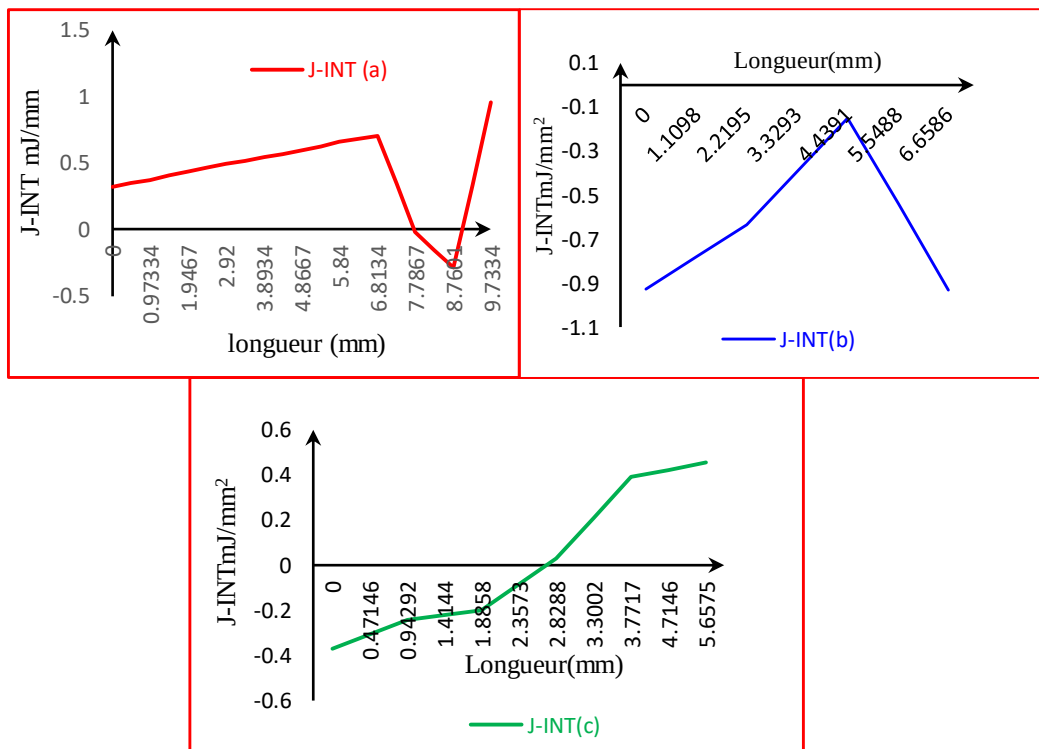


Figure II.31. Les courbes de J-intégral dans les trois cas (a) ; (b) et (c) de fissure. latéral

Dans notre étude sur J-INT et les résultats (**Tableau : 3,4,5** et **Figure II.31**) et les trois cas (A), (B) et (C), nous remarquons pour la fissure latérale dans la pale de turbine que la valeur maximale se trouve dans le cas (A), à $0,95531 \text{ mJ/mm}^2$. Elle augmente linéairement au début, puis diminue au milieu de la fissure avec une valeur minimale de $-0,28709 \text{ mJ/mm}^2$. Cela indique que l'énergie stockée dans le matériau constituant la pale en raison de la résistance de la fissure. D'autre part, la valeur de J-INT est négative lorsque la fissure latérale centrée de la pale, elle atteint un maximum de $-0,15098 \text{ mJ/mm}^2$, puis diminue linéairement jusqu'à une valeur de $-0,93036 \text{ mJ/mm}^2$. Cela signifie qu'il y a une diminution de l'énergie libre stockée en raison de la fissure dans la zone de fatigue et nous observons également que la valeur de J-INT

pour la fissure latérale au sommet de la pale est égale $-0,37189 \text{ mJ/mm}^2$ et augmente jusqu'à une valeur maximale de $0,45205 \text{ mJ/mm}^2$.

- Nous concluons dans cette partie d'analyse, la présence et la position de la fissure latérale dans la pale de la turbine ont un impact très important sur la distribution des contraintes, la déformation et le facteur d'intensité de contrainte dans le matériau. Les résultats varient en fonction de la position de la fissure et montrent des tendances différentes dans chaque cas étudié. On peut dire que la fissure sur la pale est facteur trop grave de rupture dans la turbine et donc un défaut dans rotor.

II.7. Etude system rotor à fissurée dans l'arbre (fissure transversal)

Dans cette étude, la fracture est utilisée au niveau d'un arbre, la pression est appliquée sur les pales de turbine, le rotor est fixé au niveau de paliers simples rigide, le disque est au milieu de l'arbre. Afin de comparer les résultats dynamique et statique du système de rotor avec ou sans fissure, et ce sont quelques-unes des caractéristiques utilisées dans l'analyse par ANSYS workbench16.2.

propriété mécanique	
Volume	$1.8614 \times 10^7 \text{ mm}^3$
masse	146.12 kg
Coefficient de Poisson	0.3
Module de Young	$204 \times 10^3 \text{ MPa}$
Coefficient de ductilité	0.213

Tableau II:6. Propriété mécanique de modèle rotor

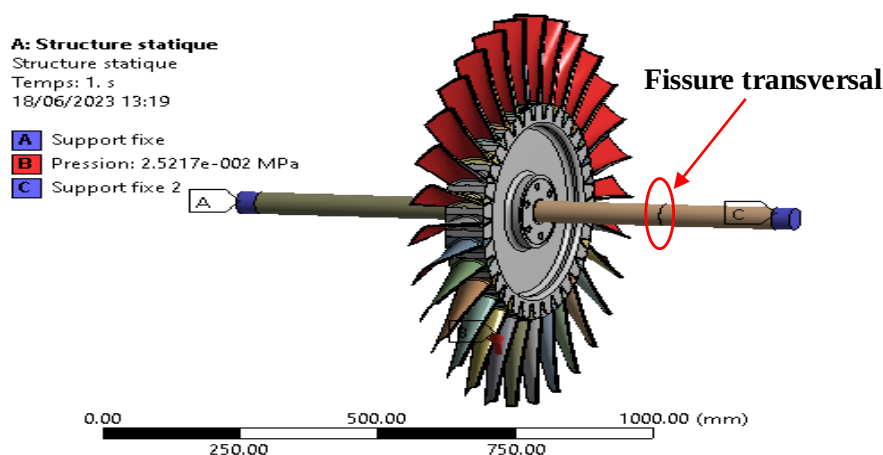


Figure II.32. Les conditions aux limites à rotor fissurée dans l'arbre

II.7.1. Résultats

II.7.2. Distribution des contraintes de Von Mises dans l'arbre fissurée

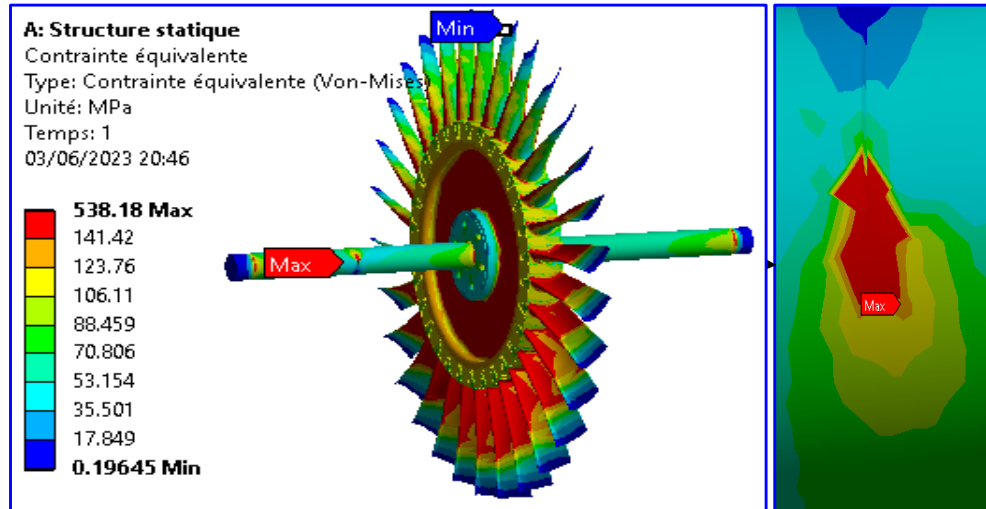


Figure II.33. Distribution des contraintes maximales de Von Mises dans le système de rotor fissurée.

Nous remarquons sur la figure ci-dessus (**figure II.33**) que les résultats obtenus de contraintes de Von Mises sont maximaux au pied de la pale qui sont égale à 538.18MPa (contour en rouge). D'autre part, la fissure transversale présente des contraintes maximales situées autour de la fissure, c'est-à-dire dans l'arbre du rotor, et elles sont maximales avec une valeur de 538.18MPa. D'autre part, la fissure transversale dans l'arbre présente des contraintes supérieur à la limite élastique de l'acier standard (280MPa), ceci mentionné que la fissure est un facteur aggrave sur le système de rotor-dynamique.

II.7.3. Distribution des déformations total de rotor avec fissure dans l'arbre

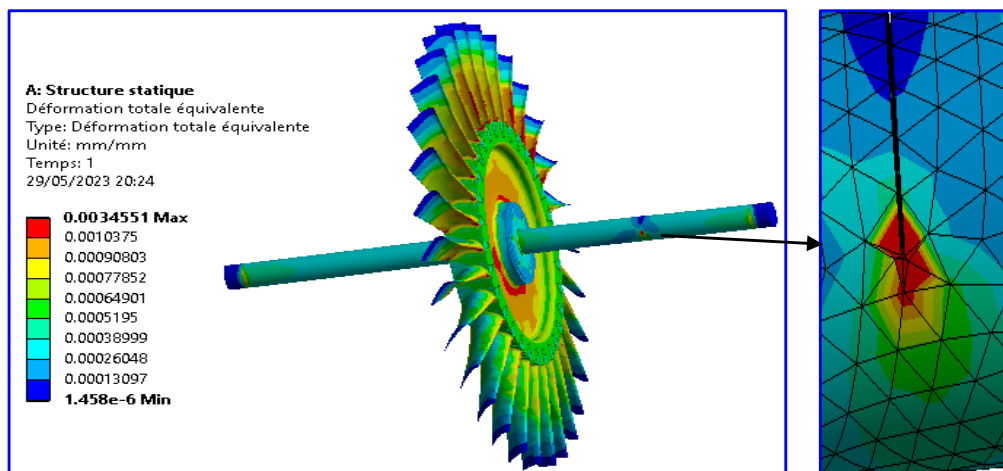


Figure II.34. Distribution de la déformation totale de rotor avec fissure dans l'arbre.

Nous remarquons à travers la figure ci-dessous (**Figure. II.34**), un chargement de pression appliquée sur les pales de turbine indique une déformation totale équivalente égale 0.0034551mm/mm concentré dans la zone de fissure. D'autre part, cette fissure avec le temps provoque une propagation de fissure c'est-à-dire la durée de vie de l'arbre diminué.

II.7.4. Distribution énergie de déformation et déplacement de rotor avec fissure dans l'arbre

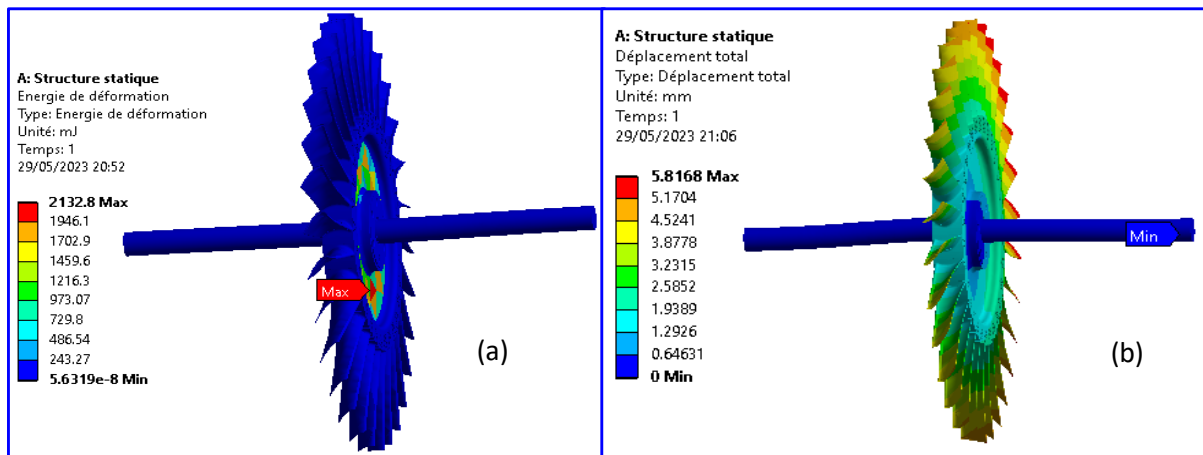


Figure II.35. Distribution énergie de déformation(a), déplacement total (b) dans le system rotor fissurée.

Dans cette (**Figure II. 35**), on observe que l'énergie stockée due à la déformation et au déplacement total est concentrée principalement dans le disque du rotor. Cela est probablement dû à une fissure dans l'arbre. Cependant, l'énergie de déformation est largement répartie autour de la fissure, la valeur maximale étant de 2132.8 mJ . En ce qui concerne le déplacement total, il est le plus important pour la turbine, atteignant une valeur maximale de 5.8168. En examinant la figure ci-dessus, on remarque une relation directe entre l'énergie de déformation (a) et le déplacement total (b).

II.7.5. Distribution de facteur d'intensité de contrainte K et J-INT

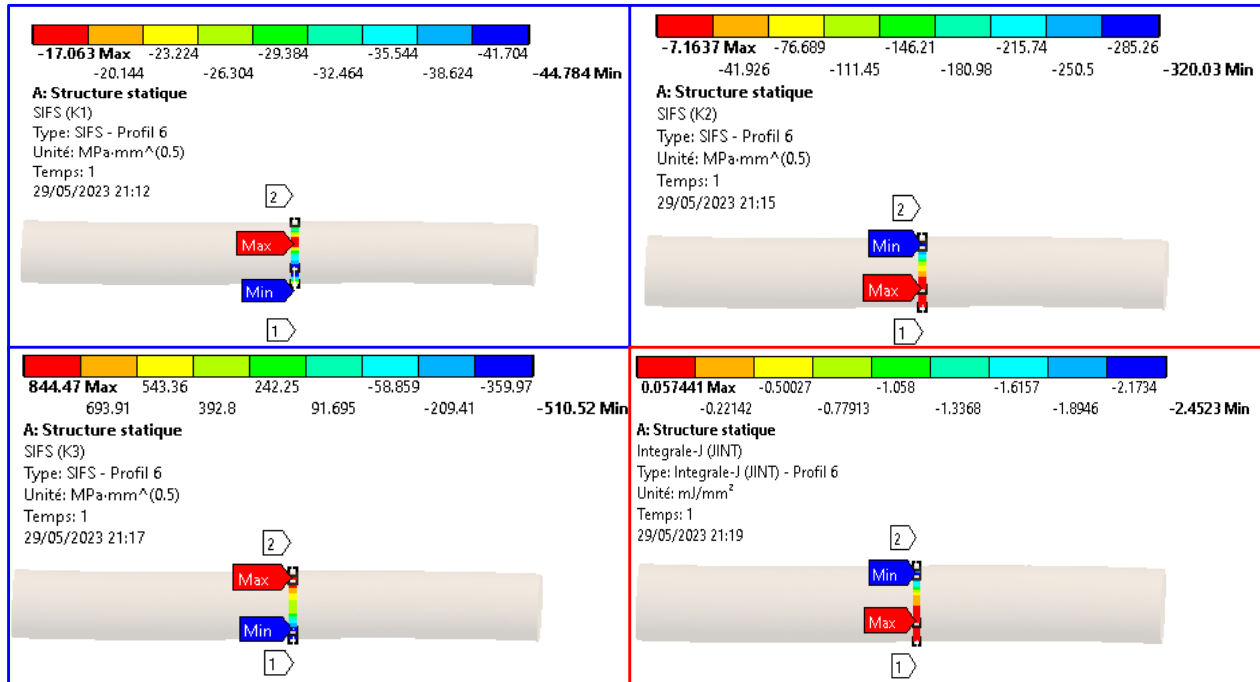


Figure II.36. Distribution de facteur d'intensité de contrainte K et J-INT.

L (mm)	KI (MPa·mm ^{^(0.5)})	KII (MPa·mm ^{^(0.5)})	KIII (MPa·mm ^{^(0.5)})	J-INT (mJ/mm ²)
0	-22.859	-35.286	-359.58	-0.11904
3.75	-32.723	-38.644	-435.05	-9.84E-02
7.5	-42.586	-42.002	-510.52	-7.78E-02
11.25	-43.685	-24.583	-332.03	-1.02E-02
15	-44.784	-7.1637	-153.55	5.74E-02
18.75	-41.808	-9.8271	41.431	1.07E-03
22.5	-38.831	-12.491	236.41	-5.53E-02
26.25	-35.916	-42.568	297.05	-0.16828
30	-33.001	-72.646	357.7	-0.28128
33.75	-25.032	-97.992	390.98	-0.40289
37.5	-17.063	-123.34	424.26	-0.52449
41.25	-18.547	-186.98	555.52	-1.1003
45	-20.031	-250.61	686.79	-1.6761
48.75	-27.255	-285.32	765.63	-2.0642
52.5	-34.479	-320.03	844.47	-2.4523
56.25	-29.239	-253.99	671.13	-1.9732
60	-23.999	-187.96	497.8	-1.4942

Tableau II:7. Changement facteur d'intensité et J-INT par rapport la taille de fissure.

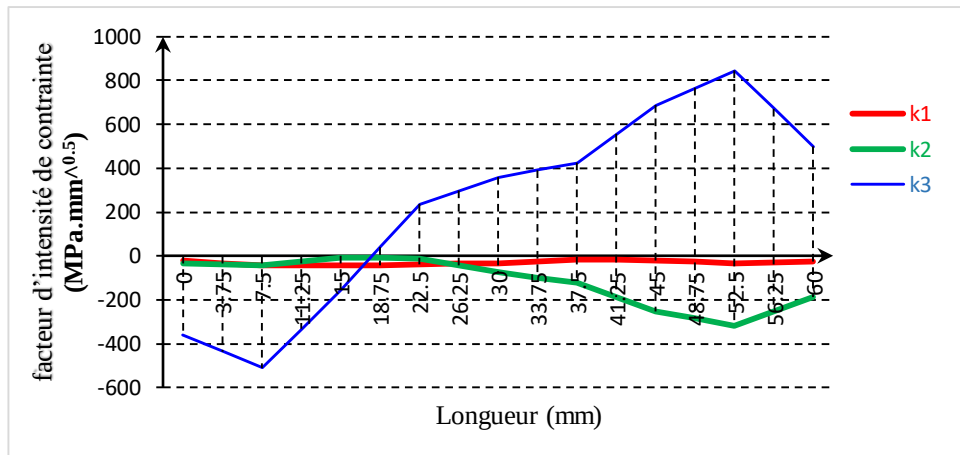


Figure II.37. Graphe distribution facteur d'intensité fonction longueur de fissure

À des résultats de la **Figure II.36**, du **Tableau : II.7** il est évident qu'il existe une variation de différentes valeurs non homogènes de la FIC (K1, K2, K3). La valeur de la contrainte générée dans la direction longitudinale (K1) de la fissure est irrégulière et négative, bien que la courbe montre que la variation de (K1) est presque stables, valeur maximale de $-17.063 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$ et minimales de $-44.784 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$. En revanche, la contrainte dans la direction transversale (K2) de la fissure atteint un maximum au début de la fissure avec $-163.7 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$ et une valeur minimale de $-320.03 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$. Il y a donc une variation entre ces deux valeurs (max et min), ce qui indique que le rotor est plus influencé de fissure par les forces de cisaillement et par les forces de traction. Ce qui est le plus important dans ces résultats, comme nous le constatons, est la valeur de la contrainte générée par la flexion (K3), qui augmente à mesure que la longueur de la fissure augmente, passant de la valeur minimale $-510.2 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$ à la valeur maximale de $844.47 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{0.5}$ et cette grande variation entre résultats de FIC (K3) max et min.

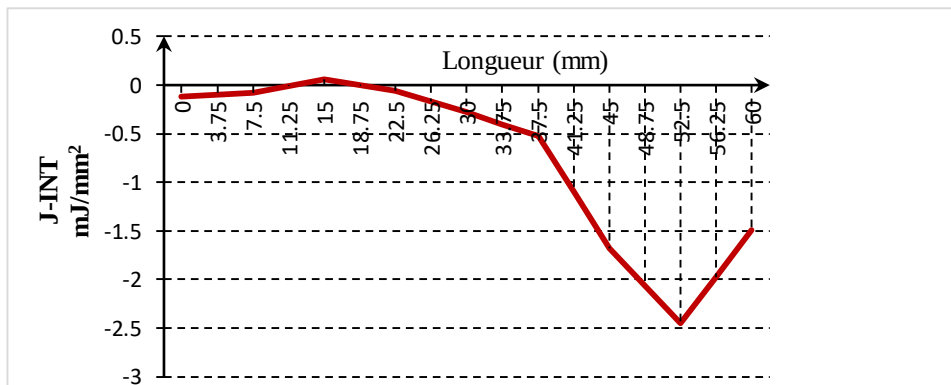


Figure II.38. Graphe e distribution J-INT fonction longueur de fissure.

Nous remarquons dans la figure ci-dessus, les résultats de J-intégral obtenue à la création d'une fissure dans l'arbre, voir la (**figure 38**), la valeur de l'énergie stockée autour de la fissure atteint son maximum à $0,0574 \text{ mJ/mm}^2$ et son minimum à $-2,4523 \text{ mJ/mm}^2$. Il y a clairement une variation significative entre ces deux valeurs. À partir de la courbe ci-dessus, on remarque que l'énergie de déformation se réduit progressivement au centre de la fissure, puis augmente au limite de la fissure.

II.8. Etude modale de system de rotor fissuré

Cette étude vise à comprendre le comportement et les caractéristiques du système rotor afin d'assurer sa sécurité et d'éviter les vibrations excessives et les déformations techniques. L'évaluation des tensions, déformations et l'analyse de la réponse temps-fréquence contribuent de manière significative à l'équilibre du système, qui est une étape essentielle dans les systèmes tournants.

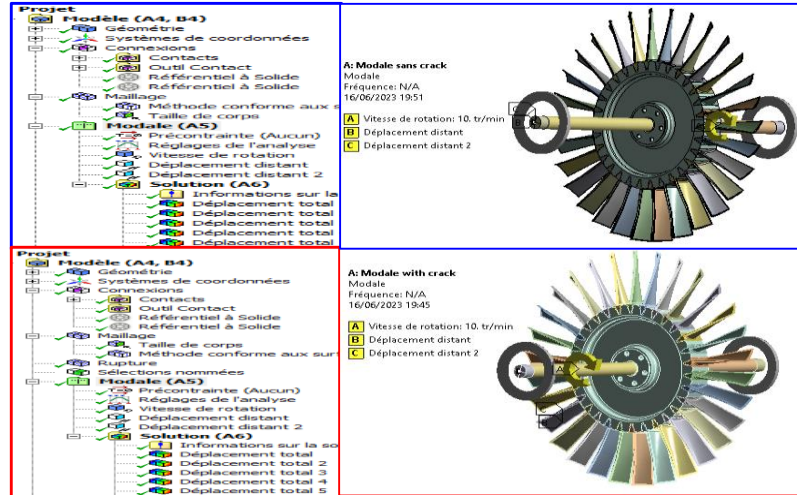


Figure II.39. Conditions limites de system rotor avec et sans fissurée.

propriété mécanique		Condition aux limites	
Volume	$1.8614 \times 10^7 \text{ mm}^2$	Vitesse de rotation	10000tr/min
masse	146.12 kg	Module de cisaillement	76923MPa
Coefficient de Poisson	0.3	Module de compressibilité	$1.6667 \times 10^5 \text{ MPa}$
Module de Young	$204 \times 10^3 \text{ MPa}$	raideur	1600000 N/mm
Coefficient de ductilité	0.213	Amortissement	23000 N·s/mm

Tableau II:8. Données important relatives au rotor pour analyse

Dans cette étude modale, Il y a quatre modes dans lesquels le système de rotor se déforme, et ils sont les suivants : **Vibration axiale** est modèle se produit lorsque le rotor se déplace dans la direction de son axe, c'est-à-dire dans la direction parallèle à l'axe de rotation du rotor .**Vibration radiale** est modèle se produit lorsque le rotor s'éloigne transversalement ou transversalement de son axe de rotation .**Vibration de torsion** est modèle se produit lorsque le rotor se déplace autour de son axe de rotation selon un angle angulaire. **Tourbillon** est modèle se produit lorsque le rotor se déplace de manière erratique ou en avant de son axe d'un certain angle [36].

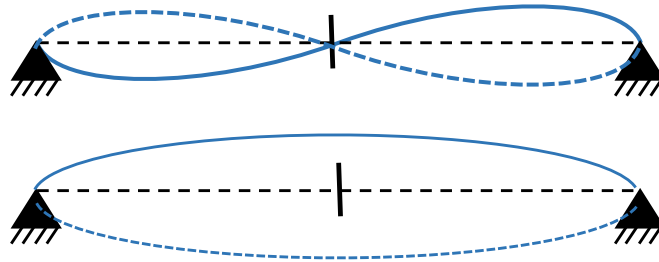


Figure II-38. Possible mode d'un system rotor étudié

II.8.1. Les modes propres (déplacement total) du système de rotor

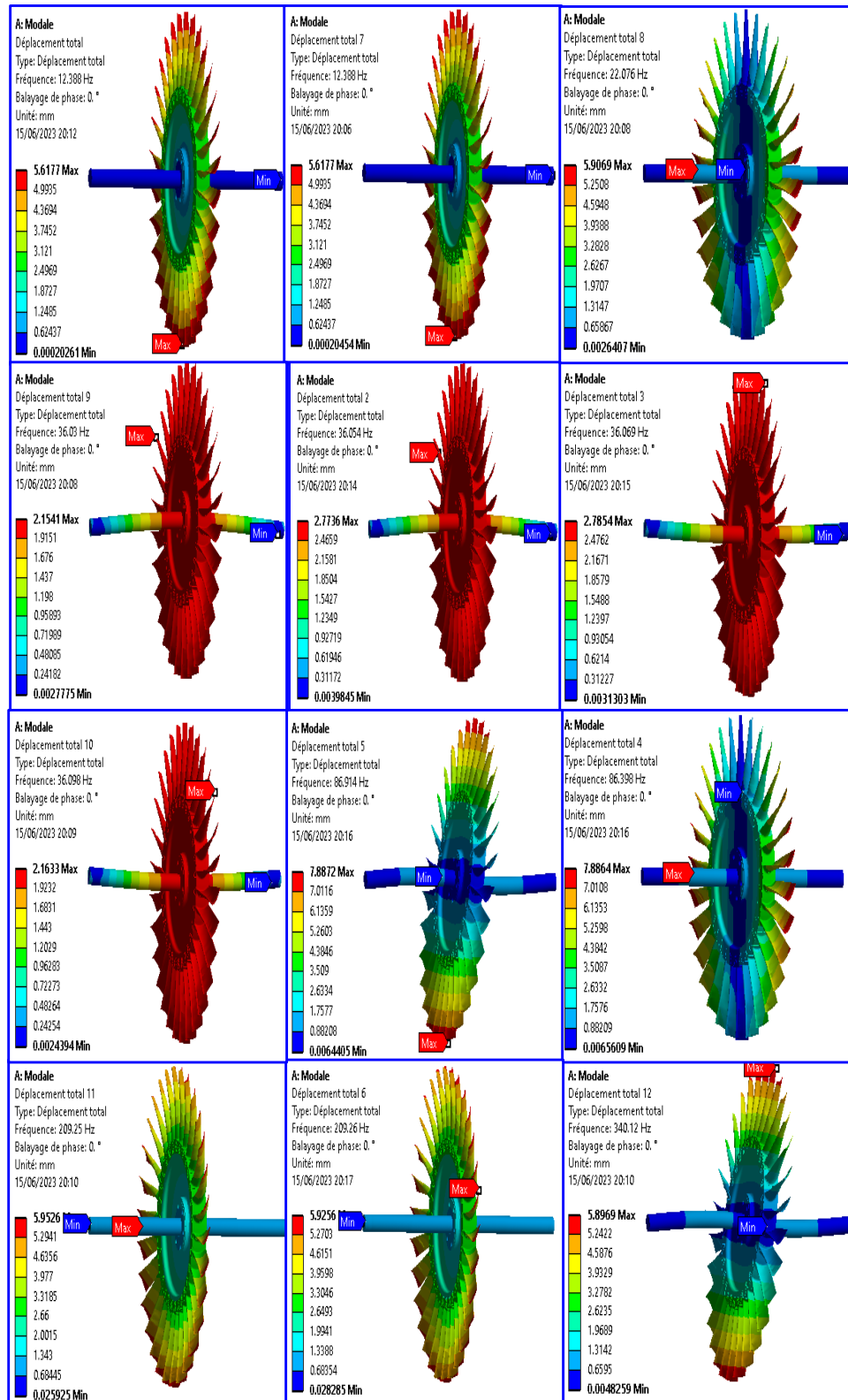


Figure II.40. Les modes propres d'un système de rotor sans fissure.

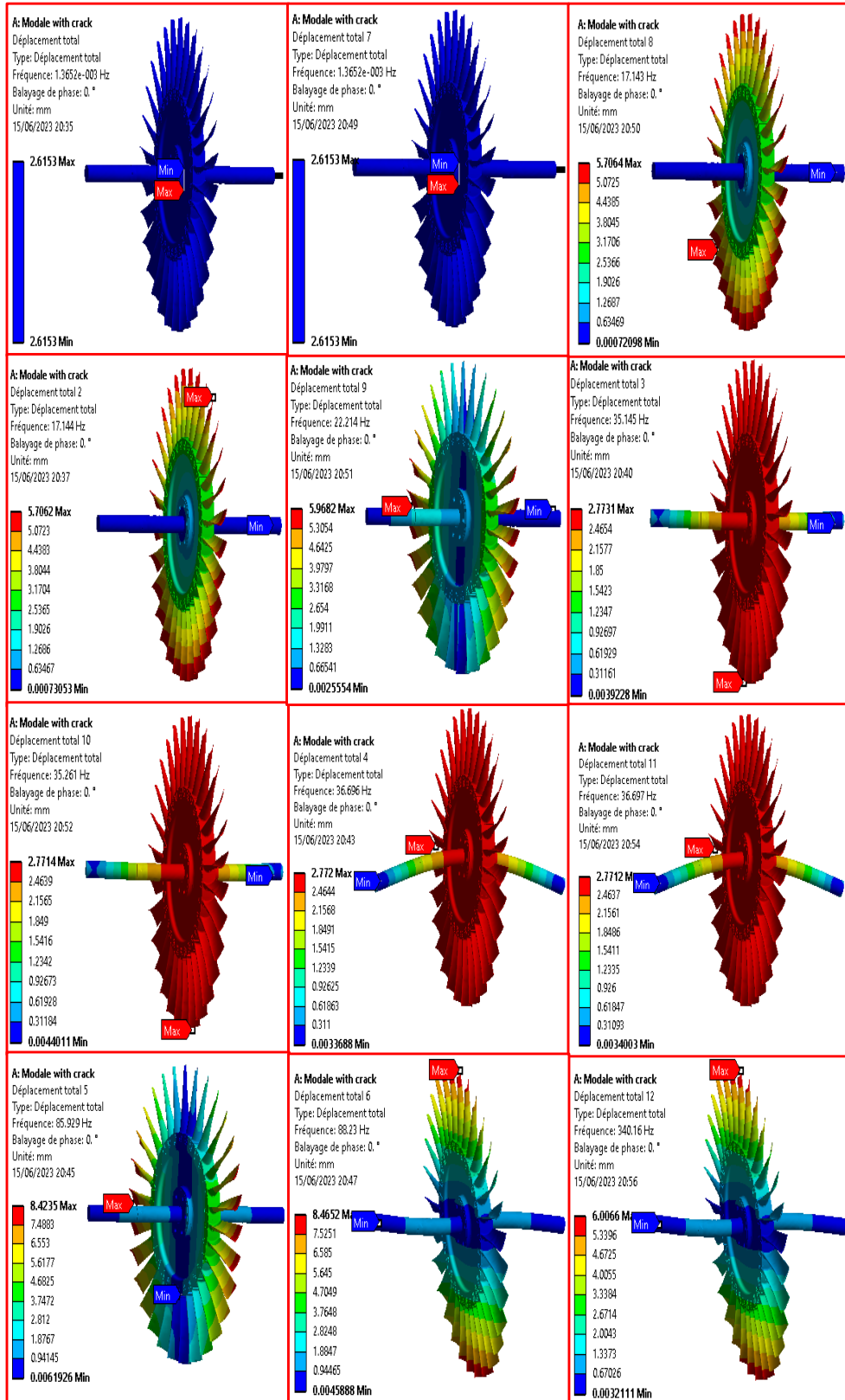


Figure II.41. Les modes propres d'un system de rotor fissurée.

Les fréquences naturelles expliquent généralement les distributions de masse et de la rigidité structurale (rotor), D'autre part, les modes propres dans le système de retour (fissuré et sans fissure) qui tourne avec une vitesse de rotation égale 10000 tr/min sont illustrés dans la **Figure II.40** et **Figure II.41**, visualisés dans l'environnement de post-traitement ANSYS workbench16.2. Les déplacements causent à des vibrations indésirables et qui ont conduit à la déformation du système de rotor. En ce qui concerne les résultats du déplacement total, nous avons obtenu 12 modes dans les deux solutions - avec et sans fissure - le déplacement maximal du rotor avec fissure est dans le **mode- 6** est de **8,4652 mm** à une fréquence de 88,23 Hz. Alors que la valeur maximale du rotor sans fissure dans le **Mode-5** est de **7,8872 mm** à une fréquence de 86,914 Hz. Mais la fréquence maximale du rotor fissurée est dans le **mode-12** est **340.16 Hz** à un déplacement 6.0066mm, Alors que la fréquence maximale du rotor sans fissure dans le **Mode-12** est de **340.12 Hz** à un déplacement de 5.8969mm, les fréquences maximale dans les deux cas presque sont égales.

II.8.2. Diagramme Campbell

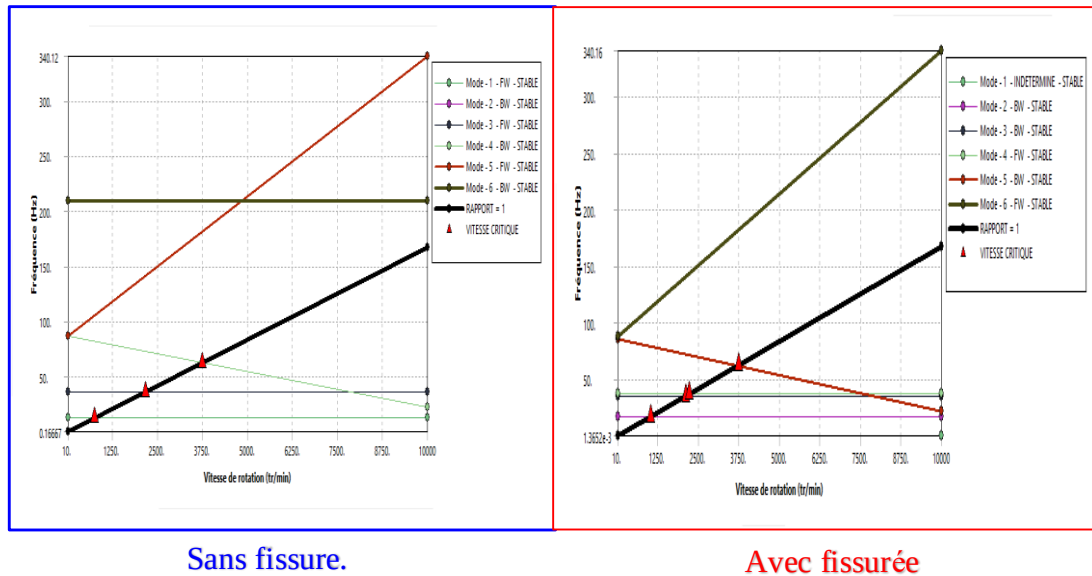


Figure II.42. Diagramme de Campbell et vitesse critique d'un system de rotor.

Dans cette **Figure II.42** présente diagramme de Campbell (également appelé carte de vitesse de tourbillon) du système de rotor. Une ligne de tourbillon synchrone (**rapport=1**) a également été tracée pour connaître la vitesse critique due à l'excitation de déséquilibre. L'intersection de cette ligne avec les lignes de modes représentant la vitesse critique du système. La vitesse critique indique sur le **Tableau II.9** dans le système de rotor fissuré et sans fissure. On peut également voir qu'en raison de l'effet gyroscopique, chaque fréquence propre de tourbillon (mode) est divisée en deux fréquences (12 modes) voir la **Figure II.40** et **Figure II.41**.

	Mode	Direction de swirl	Mode Stabilité	Vitesse critique	10. tr/min	10000 tr/min
Sans Fissure	1.	FW	STABLE	743.26 tr/min	12.388 Hz	12.388 Hz
	2.	BW	STABLE	2163. tr/min	36.054 Hz	36.03 Hz
	3.	FW	STABLE	2164.5 tr/min	36.069 Hz	36.098 Hz
	4.	BW	STABLE	3742.1 tr/min	86.398 Hz	22.076 Hz
	5.	FW	STABLE	AUCUN	86.914 Hz	340.12 Hz
	6.	BW	STABLE	AUCUN	209.26 Hz	209.25 Hz
Avec Fissure	1.	INDETERMINE	STABLE	AUCUN	1.36e-003 Hz	1.3652e-003 Hz
	2.	BW	STABLE	1028.6 tr/min	17.144 Hz	17.143 Hz
	3.	BW	STABLE	2110.2 tr/min	35.145 Hz	35.261 Hz
	4.	FW	STABLE	2201.8 tr/min	36.696 Hz	36.697 Hz
	5.	BW	STABLE	3731.6 tr/min	85.929 Hz	22.214 Hz
	6.	FW	STABLE	AUCUN	88.23 Hz	340.16 Hz

Tableau II:9. Diagramme de Campbell et vitesse critique d'un système de rotor.

II.9. Etude harmonique

Le rôle de l'analyse de la réponse harmonique est d'identifier les réponses aux stimuli équilibrés et déséquilibrés. De nombreux chercheurs ont découvert et ont été impressionnés par l'efficacité de l'analyse de la réponse harmonique pour obtenir des résultats basés sur différents paramètres de vibration [34, 36, 37]. Effectuer une analyse harmonique des excitations déséquilibrées ; L'effet d'une masse déséquilibrée est représenté par des forces dans les deux directions perpendiculaires à l'axe de rotation. Dans ce cas, l'angle α sera nul et on obtiendra les expressions suivantes pour les forces dans le plan XY, comme indiqué précédemment dans l'étude statique.

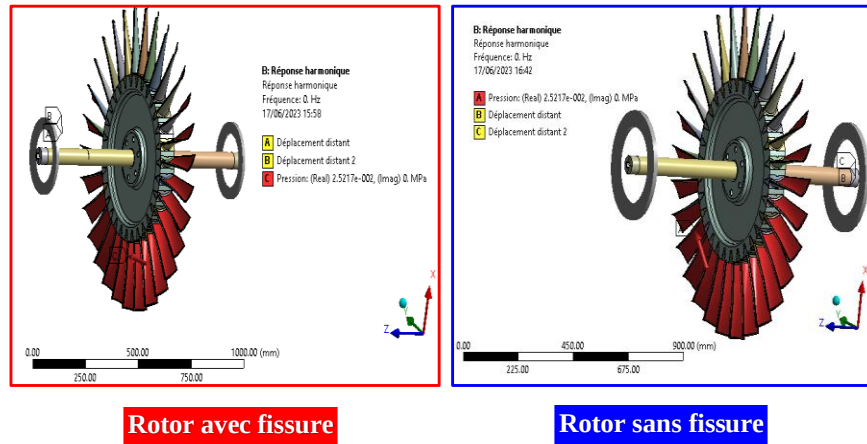


Figure II.43. Conditions aux limites de system rotor pour l'étude harmonique.

Les résultats de la réponse harmonique peuvent donner une compréhension du comportement du système à différentes fréquences et révéler toutes les fréquences qui peuvent conduire à des phénomènes indésirables tels que des vibrations excessives ou un captage résonnant. Ces résultats peuvent également être utilisés pour améliorer la conception et déterminer les éléments optimaux du système pour atteindre les performances requises.

Options	
Espacement des fréquences	Linéaire
☐ Limite inférieure de la plage	0. Hz
☐ Limite supérieure de la plage	340. Hz
☐ Intervalles de résolution	10
Méthode de résolution	Complète
Technologie variationnelle	Contrôlé par le programme
Contrôles de dynamique des rotors	
Effet Coriolis	Activé
Contrôles de sortie	
Contrainte	Oui
Déformation	Oui
Forces nodales	Non
Calculer les réactions	Oui
Divers général	Non
Contrôles d'amortissement	
☐ Taux d'amortissement const...	0.
Amortissement beta défini par	Entrée directe
☐ Valeur d'amortissement beta	0.
☐ Coefficient de masse	0.
Gestion de données d'analyse	

Tableau II:10. Réglage d'analyse harmonique.

Le même réglage d'analyse harmonique dans le system de rotor fissurée et sans fissure pour comparer les deux cas.

Résultat et discussions

II.9.1. La réponse harmonique de contrainte équivalente (Von Mises)

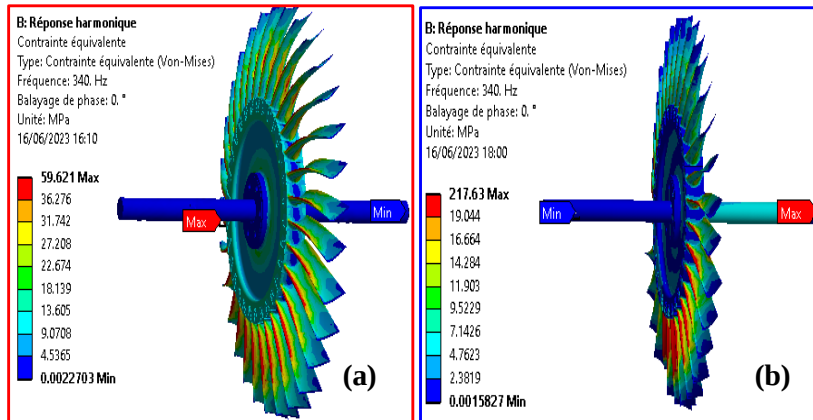


Figure II.44. La réponse harmonique de contraintes équivalentes (Von Mises) dans le système de rotor fissurée **(a)** et sans fissure **(b)**.

Lorsque la fréquence harmonique est appliqué au système de rotor (Le retard entre la fréquence d'entrée et de sortie à chaque cas- avec ou sans fissure -) la réponse de contrainte équivalente dans les deux cas varie dans les pales de taurine spécialement. Comme la contrainte dans le rotor sans fissure, une valeur maximale au palier, est de **217.63 MPa**, alors que dans un rotor avec une fissure, la valeur maximale est de **59.621MPa**, concentrée dans l'arbre près de la fissure. Ce dernier cas (rotor fissurée) représente une déformation évidente de la turbine, voir **(Figure II.44)**.

II.9.2. La réponse harmonique de déplacement total dans le système de rotor

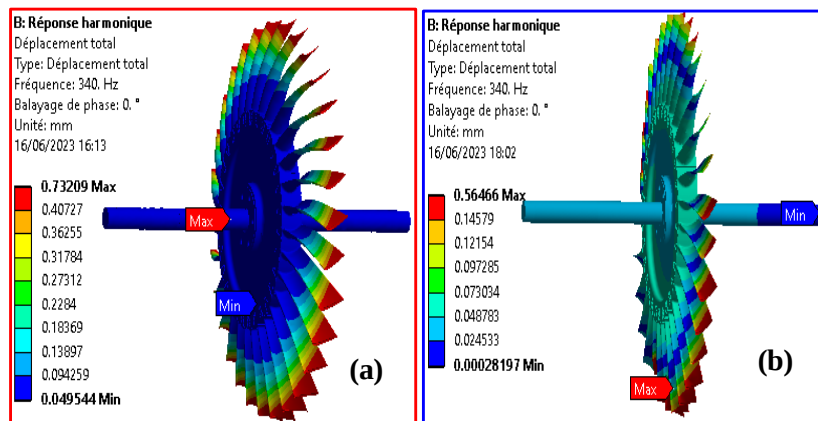


Figure II.45. La réponse harmonique des déplacements dans le system de rotor (avec fissure **(a)** et sans fissure**(b)**).

Aussi la fréquence harmonique est appliqué au système de rotor (Le retard entre la fréquence d'entrée et de sortie à chaque cas- avec ou sans fissure -) la réponse de déplacement dans les deux cas varie dans les pales de turbine spécialement. Le déplacement dans le rotor sans fissure, une valeur maximale est de **0.56466mm** concentrée dans les pales de la turbine, alors que dans

un rotor avec une fissure, la valeur maximale est de **0.73209mm**, concentrée dans l'arbre près de la fissure. Ce dernier cas (rotor fissurée) représente une déformation évidente de la turbine, voir (**Figure II.45**).

II.9.3. La réponse harmonique des déformations totales dans le système de rotor

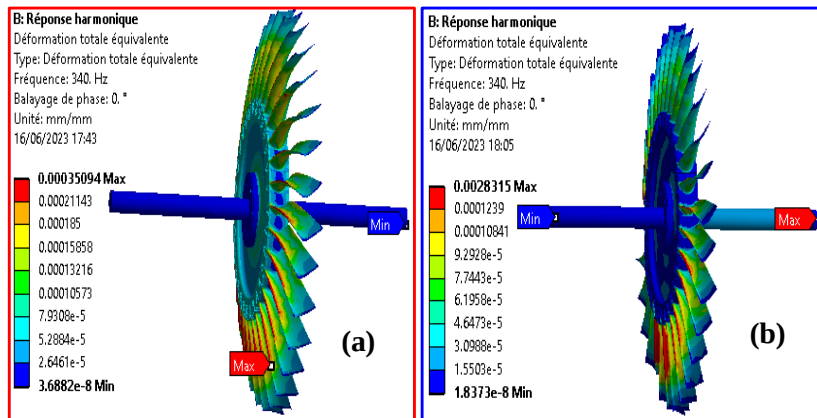


Figure II.46. La réponse harmonique des déformations dans le système de rotor (avec fissure **(a)** et sans fissure **(b)**)

La fréquence harmonique est appliqué au système de rotor (Le retard entre la fréquence d'entrée et de sortie à chaque cas- avec ou sans fissure -) la réponse de déformation dans les deux cas varie dans les pales de turbine spécialement. La déformation dans le rotor sans fissure, une valeur maximale est de **0.0028** concentrée dans le palier droit, alors que dans un rotor avec une fissure, la valeur maximale de déformation est de **0.00035**, concentrée dans les pales de la turbine. Ce dernier cas (rotor fissurée) représente une valeur maximale de déformation évidente de la turbine, voir (**Figure II.45**).

II.9.4. La réponse en fréquence

Dans cette étude de la détermination de la réponse en fréquence, cela aide à comprendre l'effet de la fréquence sur les déformations et les contraintes dans le système de rotor.

Lorsqu'une charge dynamique (pression, force ou chaleur) est appliquée sur une structure étudiée dynamiquement, (dans notre étude, nous avons appliqué une pression de 0,025217 MPa sur les pales de turbine avec autre condition limite ,voir **Figure II.43**), la structure répond avec différentes fréquences. L'une des manières d'analyser cette réponse est d'étudier la réponse en fréquence, qui consiste à convertir l'entrée temporelle en bande passante à l'aide de la transformation de Fourier. Ces changements sont mesurés sous forme de différentes fréquences, et sont généralement représentés sous forme de "diagrammes de contraintes de fréquence" [38].

Après avoir obtenu les valeurs des contraintes et déplacement résultant des différentes fréquences, nous pouvons déterminer les fréquences qui peuvent provoquer des vibrations indésirables dans le système de rotor ou conduire à sa rupture. Les résultats peuvent également être utilisés pour améliorer la conception de la structure ou choisir de meilleurs matériaux.

II.9.5. La réponse en fréquence de la contrainte normale

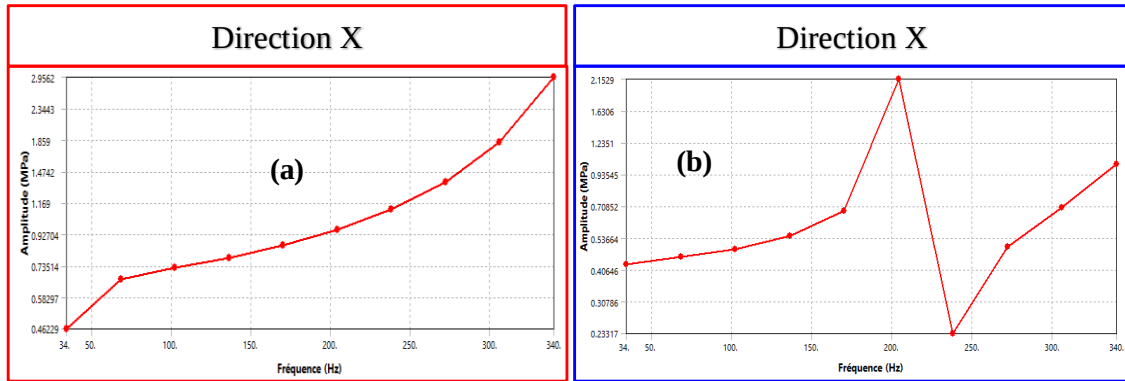


Figure II.47. Graphe de la réponse en fréquence de contraint normal suivant l'axe X dans le système de rotor (avec fissure (a) et sans fissure(b)).

Dans cette courbe (**Figure II.47**) la variation des fréquences avec un pas de 50 Hz depuis **34 Hz** vers **340Hz**, dans le system rotor fissurée ,l'amplitude de la contrainte normale sur l'axe X augmenté à partir de **0,46229MPa(min)** à 34Hz vers **2.9562MPa(max)** à 340Hz , alors que pour un system rotor sans fissure l'amplitude de la contrainte normale sur l'axe X varie de 0,406 MPa à 34Hz et **2.152MPa(max)** à 210 Hz ,**0.233MPa(min)** à 240 Hz et 0.955 MPa à 340Hz ,Nous remarquons que la fissure transversale joue un rôle très important de l'augmentation de contrainte de Von normale dans le système de rotor suivant l'axe x.

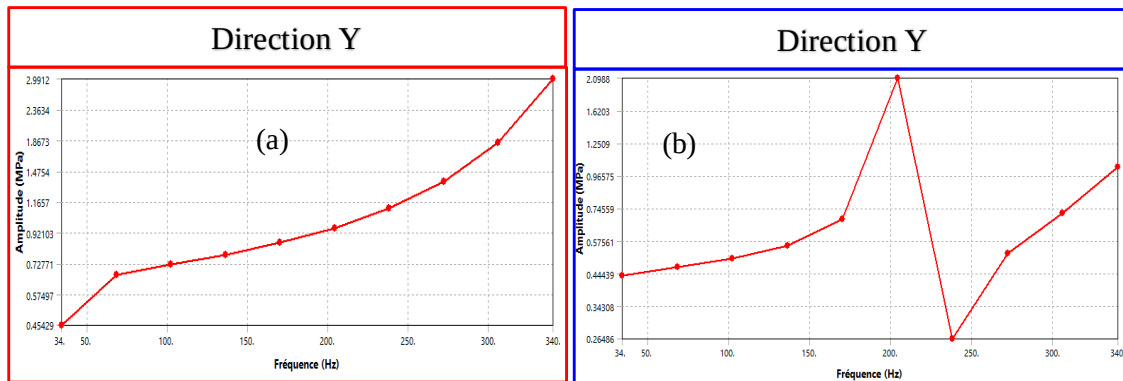


Figure II.48. Graphe de la réponse en fréquence de contraint normal suivant l'axe Y dans le système de rotor (avec fissure (a) et sans fissure (b)).

Dans cette courbe(**Figure II.48**) la variation des fréquences avec un pas de 50 Hz depuis **34 Hz** vers **340Hz**, dans le system rotor fissurée ,l'amplitude de la contrainte normale sur l'axe Y augmenté à partir de **0,45429MPa(min)** à 34Hz vers **2.9122MPa(max)** à 340Hz , alors que pour un system de rotor sans fissure l'amplitude de la contrainte normale sur l'axe Y varie de 0,44439MPa à 34Hz et **2.0988MPa(max)** à 210 Hz ,**0.26486MPa(min)** à 240 Hz et 0.98 MPa à 340Hz , Nous remarquons que la fissure transversale joue un rôle très important de l'augmentation de contrainte de normale dans le système de rotor suivant l'axe y.

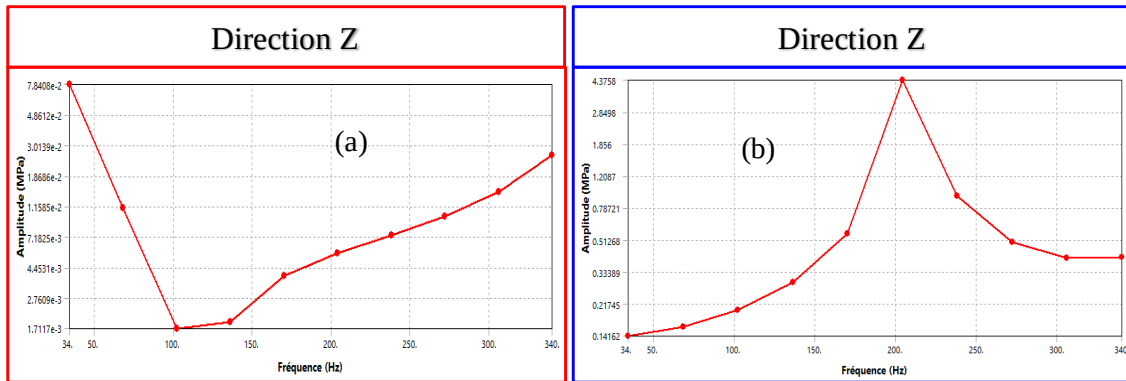


Figure II.49. Graphe de la réponse en fréquence de contraint normal suivant l'axe Z dans le system rotor (avec fissure (a) et sans fissure (b)).

Dans cette courbe (**Figure II.49**) la variation des fréquences avec un pas de 50 Hz depuis 34 Hz vers 340Hz, dans le system rotor fissurée ,l'amplitude de la contrainte normale sur l'axe Z varié de 7.84×10^{-2} MPa(max) à 34Hz, 1.71×10^{-3} MPa(min) à 100Hz et 2.98MPa à 340Hz , alors que pour un système rotor sans fissure l'amplitude de la contrainte normale sur l'axe Z varie de 0,14162MPa(min) à 34Hz et 4.3758MPa(max) à 210 Hz , et 0.42 MPa à 340Hz, Nous remarquons que la fissure transversale joue un rôle très important de l'augmentation de contrainte normale dans le système de rotor suivant l'axe z.

II.9.6. La réponse en fréquence de déplacement

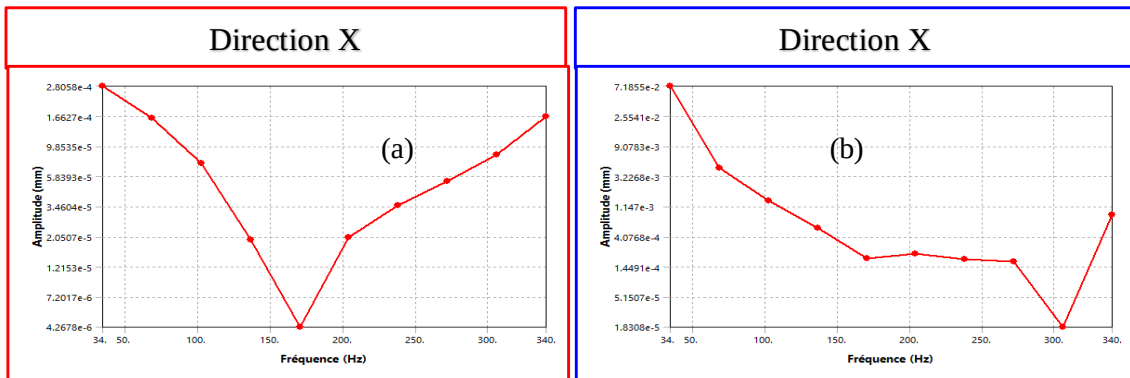


Figure II.50. Graphe de la réponse en fréquence de déplacement suivant l'axe X à system de rotor (avec fissure (a) et sans fissure (b)).

Dans cette courbe (**Figure II.50**) la variation des fréquences avec un pas de 50 Hz depuis 34 Hz vers 340Hz, dans le système rotor fissurée ,l'amplitude de déplacement sur l'axe X varié de 0.83222mm (max) à 34Hz, 4.267×10^{-6} mm (min) à 170Hz et 1.6619mm à 340Hz , alors que pour un système de rotor sans fissure l'amplitude de déplacement sur l'axe X varie de 7.1855e-002 (max) à 34Hz et 1.8308×10^{-5} (max) à 306Hz , et 8.7542×10^{-4} mm à 340Hz, Nous remarquons que la fissure transversale joue un rôle très important de l'augmentation de déplacement dans le système de rotor suivant l'axe X.

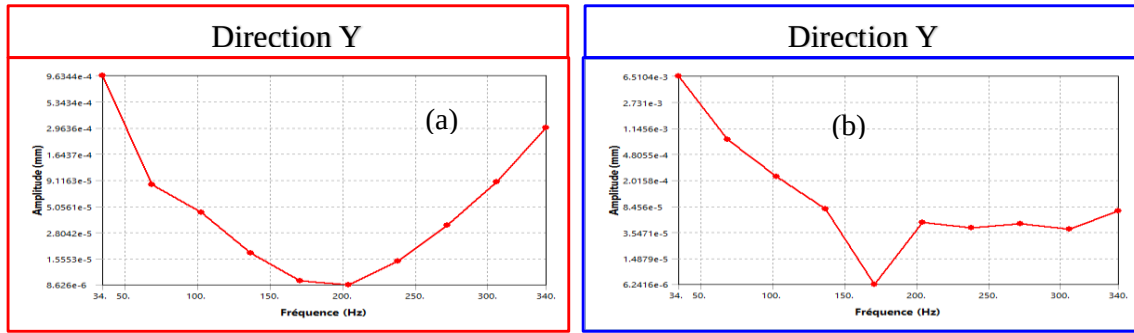


Figure II.51. Graphe de la réponse en fréquence de déplacement suivant l'axe Y dans le système de rotor (avec fissure (a) et sans fissure (b)).

Dans cette courbe (**Figure II.51**) la variation des fréquences avec un pas de 50 Hz depuis 34 Hz vers 340Hz, dans le system rotor fissurée ,l'amplitude de déplacement sur l'axe Y varié de 9.6344×10^{-4} mm (max) à 34Hz, 8.626×10^{-6} mm(min) à 206Hz et 2.9964×10^{-4} mm à 340Hz , alors que pour un système de rotor sans fissure l'amplitude de déplacement sur l'axe Y varie de 6.5104×10^{-3} mm(max) à 34Hz et 6.2416×10^{-6} mm(min) à 170Hz , et 7.2867×10^{-5} mm à 340Hz, Nous remarquons que la fissure transversale joue un rôle très important de l'augmentation de déplacement dans le système de rotor suivant l'axe Y.

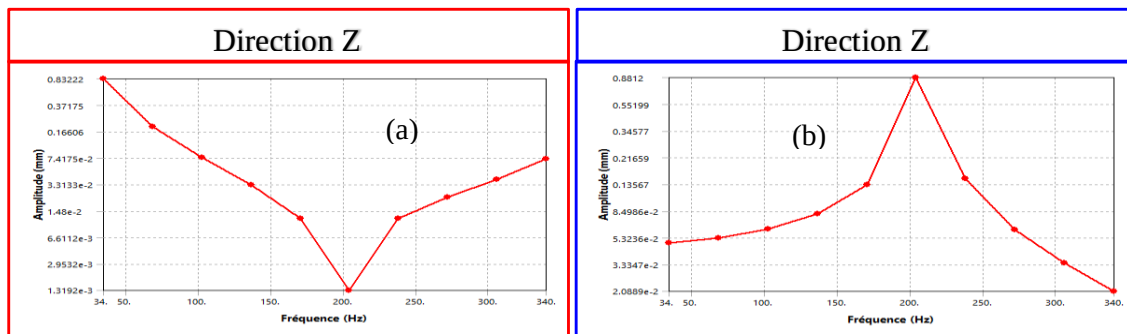


Figure II.52. Graphe de la réponse en fréquence de déplacement suivant l'axe Z dans le système de rotor (avec fissure (a) et sans fissure (b)).

Dans cette courbe (**Figure II.52**) la variation des fréquences avec un pas de 50 Hz depuis 34 Hz vers 340Hz, dans le system rotor fissurée ,l'amplitude de déplacement sur l'axe Z varié de 0.8322mm (max) à 34Hz, 1.3192×10^{-3} mm(min) à 204Hz et 7.3106×10^{-2} mm à 340Hz , alors que pour un système de rotor sans fissure l'amplitude de déplacement sur l'axe Z varie de 4.898×10^{-2} mm à 34Hz et 0.8812mm (max) à 204Hz , et 2.0889×10^{-2} mm à 340Hz, Nous remarquons que la fissure transversale joue un rôle très important de l'augmentation de déplacement dans le système de rotor suivant l'axe Z.

II.9.7. La réponse en phase de la contrainte normal

La réponse en phase qui implique une rétroaction répétée, indiquant comment la phase du signal de sortie change en fonction d'un changement de fréquence du signal d'entrée (en radians ou degrés) et est appelé la "phase" [38]. La réponse est étudiée dans le système rotor pour comprendre le phénomène de résonance provoqué par la contrainte normal.

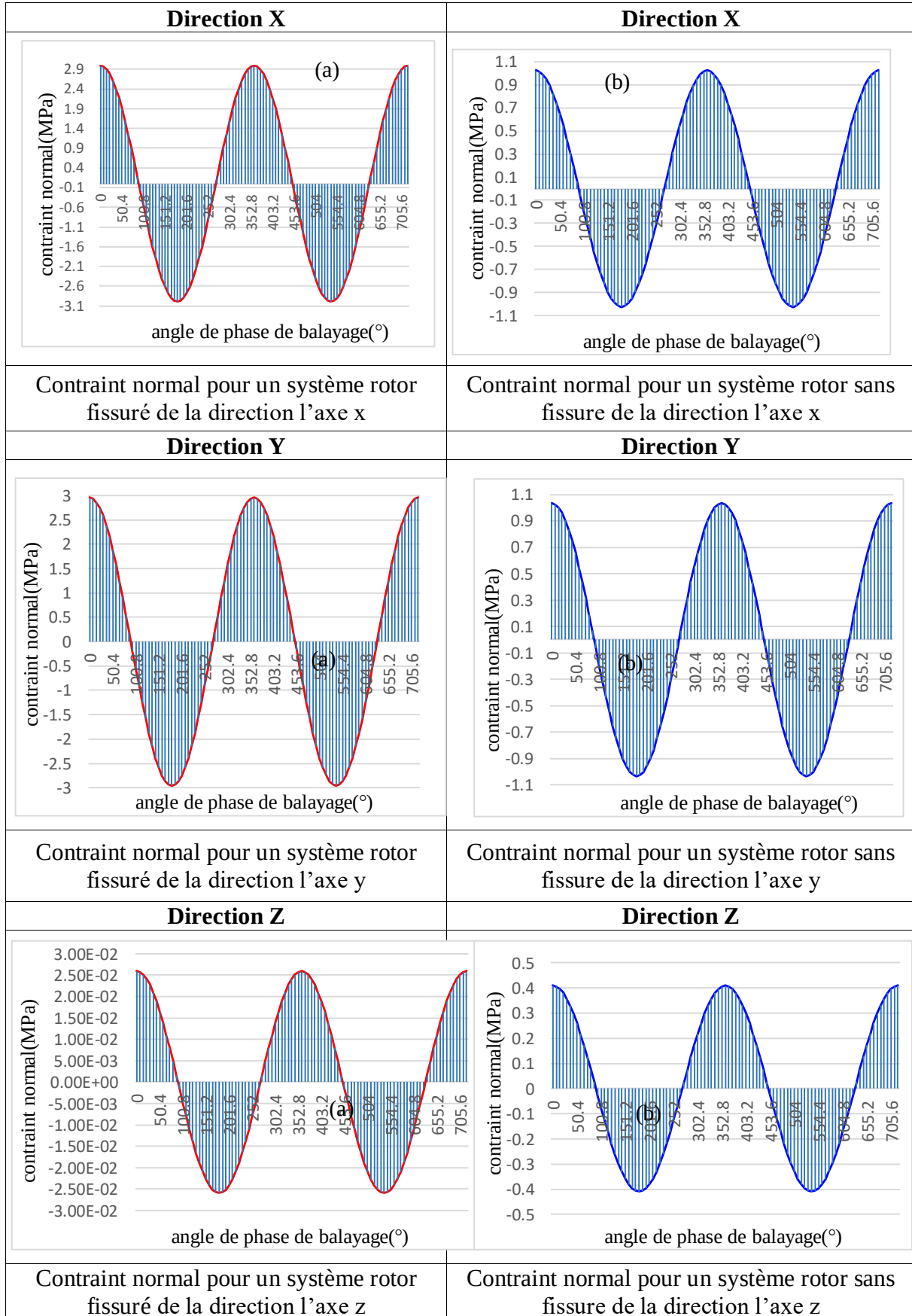


Figure II.53. La réponse en phase de la contrainte normale.

Cette **Figure II.53** représente la réponse en phase de la contrainte maximale par rapport à l'angle de balayage de phase (fonction périodique) à une fréquence de 340 Hz avec un angle de 270°. L'angle de balayage de phase augmente de 7.2° de 0° à 270°, donc le résultat est le suivant:

- Dans le système de rotor fissuré, la contrainte normale maximale sur l'axe X est de 2.9562 MPa à un angle de phase de 2.8014e-007 °, mais dans le système de rotor sans fissure, elle est de 1.0237 MPa à un angle de phase de -1.3692e-005 °.
- Dans le système de rotor fissuré, la contrainte normale maximale sur l'axe Y est de 2.9912 MPa à un angle de phase de -9.4305e-007 °, mais dans le rotor sans fissure, elle est de 1.0348 MPa (min) à un angle de phase de -1.9945e-005 °.
- Dans le système de rotor fissuré, l'intervalle de contrainte normale maximale sur l'axe Z est de 2.5947x10-2 MPa à un angle de phase de -2.3144e-005 °, tandis que dans le rotor sans fissure, elle est de 0.40921 MPa à un angle de phase de 180°.

II.10. Conclusion

Nous constatons que la fissure transversale joue un rôle très important dans l'augmentation de la contrainte de normale dans le système de rotor. De plus, les contraintes sont plus grandes dans le système de rotor sans fissure, ce qui est la cause d'une plus grande rigidité dans ce cas. En revanche, l'augmentation de la contrainte dans un système de rotor fissuré indique une diminution de la rigidité et la possibilité d'un système instable est très probable. Dans ce dernier cas, il subit des déformations et une altération de sa forme d'origine.

Conclusion général

Ce mémoire est une initiation à l'étude de l'influence de fissure sur la dynamique des rotors. Notre but consistait étudier la fissuration dans les rotors pour comprendre la manière optimale pour le comportement des machines tournantes et de mettre en évidence les phénomènes vibratoires pour connaître l'effet des défauts mécaniques et des problèmes de rupture (fissure) pour différents types d'excitation pour valider un système rotor prédictive des machine tournantes la rigidité, la résistance, la rupture, la stabilité, Cela a été démontré à travers des simulations et des comparaisons entre les résultats mentionnés précédemment et ceux obtenus à l'aide du logiciel **ANSYS**, dans des conditions limites spécifiques (vitesse de rotation, la pression, Amortissement, raideur, partie fixe, etc.).

Nous avons commencé par expliquer les principales équations mathématiques de l'analyse numérique en dynamique des rotors. Ensuite, nous avons établi un schéma d'un élément rotatif (arbre, paliers turbine) avec spécifiant les dimensions. Ensuite, nous avons utilisé le logiciel **SOLIDWORKS** pour modéliser en 3D le modèle du rotor. Ensuite, nous avons transféré le modèle vers le logiciel de simulation **ANSYS** pour l'analyse. Dans ce dernier contexte, nous l'avons divisé en deux parties : une étude statique pour examiner l'effet des types de fissures à différentes positions des parties du rotor, et une étude dynamique comparant un rotor exempt de défauts à un rotor fissuré (fissure). Cette étude comprenait également deux types d'études : une étude model et harmonique. Les résultats obtenus et les conclusions tirées étaient divers comme suit :

- Parmi les trois types de fissures, nous avons constaté que la fissure transversale était la plus dangereuse pour le système, suivie de la fissure latérale, tandis que la fissure semi-elliptique était la moins dangereuse par rapport aux types de fissure.
- L'effet de la fissure varie en fonction de sa profondeur, de sa longueur et de son emplacement dans les parties du rotor. Plus la fissure est profonde et longue, plus la déformation dans la partie endommagée et la possibilité de rupture totale sont élevées.
- En ce qui concerne la position de la fissure, plus elle est proche de la partie fixe de l'élément endommagé du rotor, plus la déformation et la contrainte sont maximales, ce qui augmente le risque de rupture.
- Les résultats du facteur d'intensité de contrainte FIC sont utilisés pour étudier l'état mécanique d'une pièce, afin de diagnostiquer et de comprendre l'évolution des défauts mécaniques, notamment la fissuration. Ces résultats fournissent des indications précieuses pour évaluer la propension à la rupture et permettent ainsi d'améliorer la fiabilité et la durabilité des composants.
- En comparant les deux cas du rotor normal et endommagé, nous constatons que la fréquence naturelle est instable et plus déformée dans le système de rotor endommagé. De même, s'applique aux modes propres.
- Dans l'étude du modèle, détermination des fréquences propres et des fréquences critiques, ainsi que des formes d'oscillations libres et forcées par la mise en œuvre combinée de modèles d'éléments finis 3D et de poutres à l'aide d'**ANSYS** nous avons obtenu quatre vitesses critiques différentes pour chaque cas du système de rotor normal et endommagé (fissurée), cela a été réalisé à l'aide d'un diagramme de Campbell.
- Nous constatons que la fissure transversale joue un rôle très important de l'augmentation de contrainte de Von mises du système de rotor.

- À partir des résultats de la réponse harmonique, nous avons constaté que l'augmentation des contraintes est proportionnelle à l'augmentation des fréquences naturelles et de la rigidité
- Les résultats peuvent être utiles dans la maintenance des machines rotatives pour estimer les défauts et prévoir les dommages futurs.

Enfin, ce travail a été l'occasion d'améliorer nos connaissances en matière d'analyse de conception par le biais de la simulation et de fournir une initiation aux dynamiques des systèmes de rotor qui ouvre de nouvelle perspective de recherche dans le domaine de la maintenance de l'industrie moderne. En raison de nos ressources limitées, nous n'avons pas pu réaliser la partie pratique de la dynamique du rotor (banc d'essai). Nous avons l'espoir qu'un les étudiant en master puisse réaliser cette étape à future.

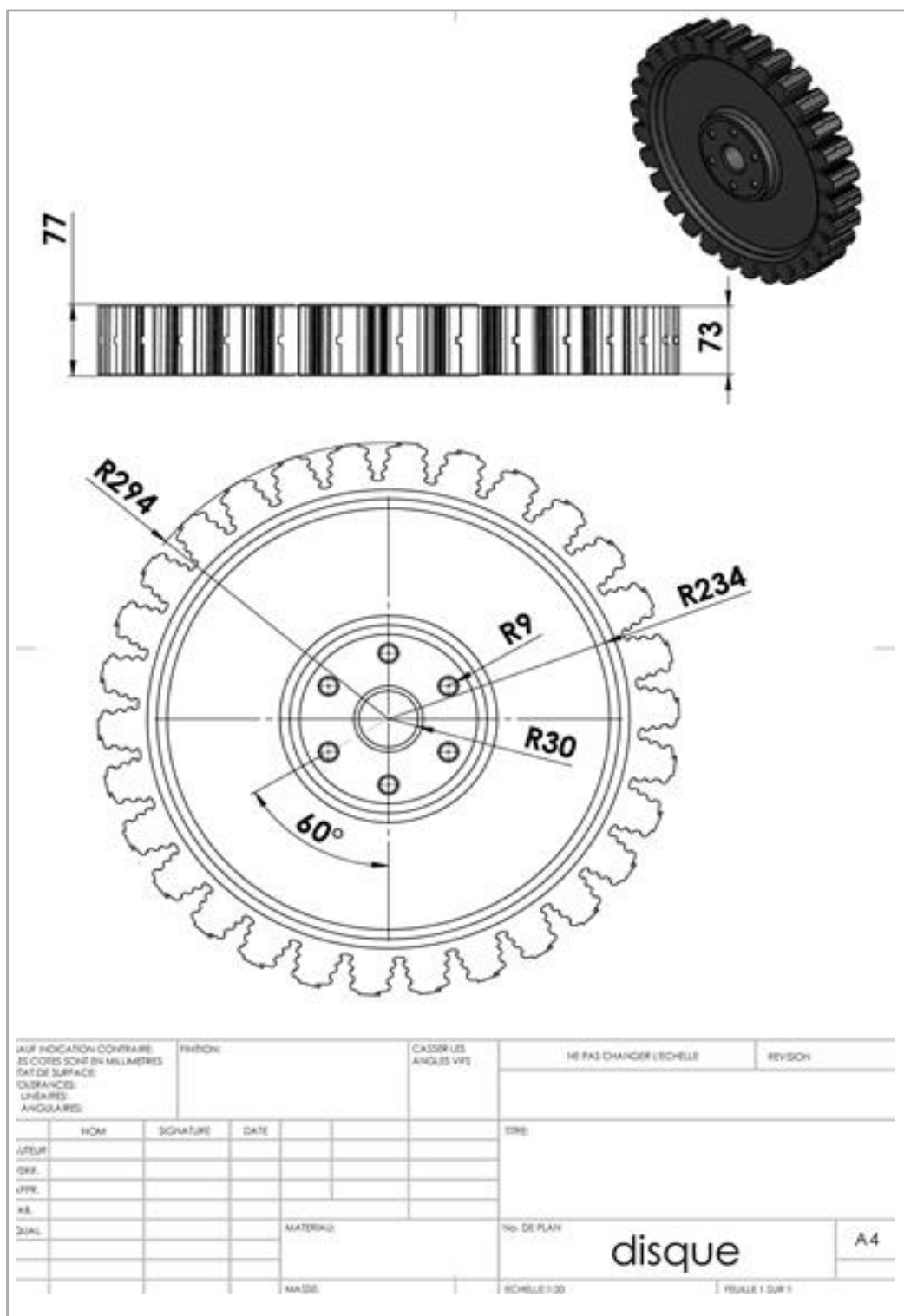
Références bibliographiques

- [1] DENIMAL, Enora et SINOUE, Jean-Jacques. Méta-modélisation avancée et analyse de sensibilité pour la dynamique des rotors en contexte incertain. In : *CFM 2022-Congrès Français de Mécanique*. 2022.
- [2] Michael I. Friswell, John E. T. Penny, Seamus D. Garvey, and Arthur W. Lees 2010 "book the dynamics of rotating machines "cambridge university press <https://doi.org/10.1017/CBO9780511780509> February 2015
- [3] <https://www.pngwing.com/es/search?q=Motor+de+inducci%C3%B3n>
- [4] http://www.zpag.net/Tecnologies_Industrielles/paliers_lisses.htm
- [5] <https://www.researchgate.net/publication/336944457>
- [6] https://www.researchgate.net/figure/Dispositif-dessai-des-paliers-a-air-Le-palier-aerodynamique-figure-2-est-fabrique-en_fig1_48270890 24/04/2023 19:05
- [7] <https://twitter.com/princertitude/status/1272448501658660864> 24/04/2023 18:07
- [8] <https://quizlet.com/au/445756929/md1-keys-splines-etc-flash-cards/> 24/04/2023 18:21
- [9] <https://slideplayer.fr/slide/3097407/>
- [10] <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/magneticka-loziska-skf-od-inovace-k-osvedcenym-resenim--13657>
- [11] <https://www.d-sep.com/index.php/products/squeeze-film-damper>
- [12] KANYIKI, Trésor. Simulation par la méthode des éléments finis du comportement vibratoire d'un rotor. *ISTE OpenScience*, 2018.
- [13] Course master 2 dynamique de rotor Dr MEHDI Ghalem/2023
- [14] <https://boutae.org/leffet-gyroscopique/>
- [15] SAXENA, Ankur, PAREY, Anand, et CHOUEKSEY, Manoj. Study of Modal Characteristics of a geared rotor system. *Procedia Technology*, 2016, vol. 23, p. 225-231
- [16] CAO, Hongrui, NIU, Linkai, XI, Songtao, *et al.* Mechanical model development of rolling bearing-rotor systems: A review. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, vol. 102, p. 37-58.
- [17] PAVLENKO, I. V.; SIMONOVSKIY, V. I.; DEMIANENKO, M. M. Dynamic analysis of centrifugal machines rotors supported on ball bearings by combined application of 3D and beam finite element models. In: *IOP conference series: materials science and engineering*. IOP Publishing, 2017. p. 012053.
- [18] AHMED, Fellah; ABDELHAMID, Hadjoui; BRAHIM, Bakhaled. Numerical study of an open cracked rotor.

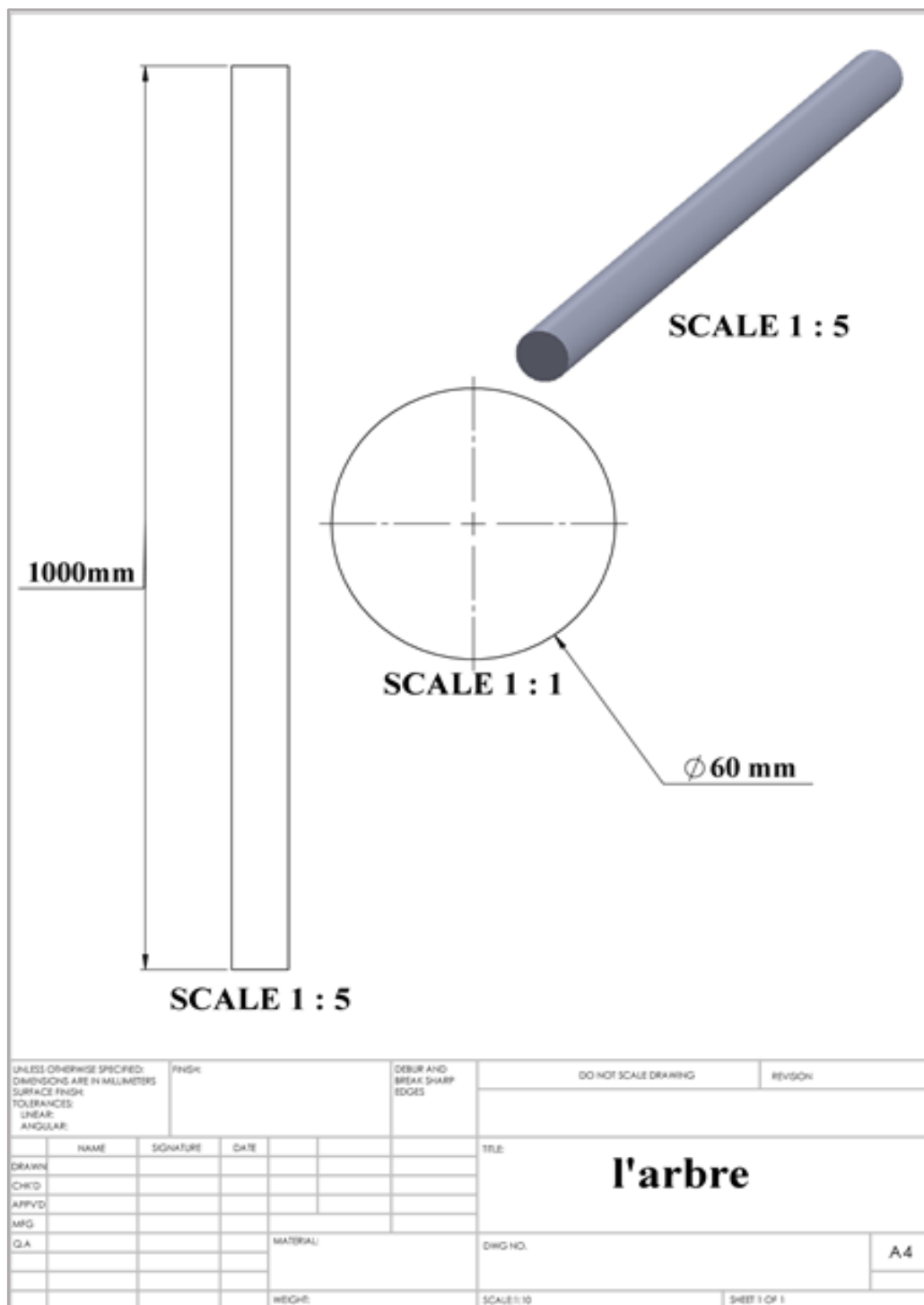
- [19] AZMAN, NH Mohd, et al. Whirling frequencies of rotor systems using ANSYS APDL. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. OP Publishing, 2021. p. 012039.
- [20] AHMED, F., et al. Study of the effect of an open transverse crack on the vibratory behaviour of rotors using the hp version of the finite element method. *Journal of Solid Mechanics*, 2019, 11.1: 181-200.
- [21] LIU, He, et al. A numerical approach to simulate 3D crack propagation in turbine blades. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2020, 171: 105408.
- [22] KURNYTA-MAZUREK, Paulina; KURNYTA, Artur; HENZEL, Maciej. Measurement system of a magnetic suspension system for a jet engine rotor. *Sensors*, 2020, 20.3: 862.
- [23] FELLAH, AHMED. *Influence des fissures sur le comportement vibratoire des rotors*. 2019. PhD Thesis.
- [24] SYAM, Thaer, et al. Modal analysis of spur gears for varied teeth root cracks characteristics: finite element analysis (FEA) simulations. *Vibroengineering PROCEDIA*, 2022, 45: 33-40.
- [25] WITEK, Lucjan. Simulation of crack growth in the compressor blade subjected to resonant vibration using hybrid method. *Engineering Failure Analysis*, 2015, 49: 57-66.
- [26] POURSAEIDI, Esmaeil; BAKHTIARI, Hosein. Fatigue crack growth simulation in a first stage of compressor blade. *Engineering Failure Analysis*, 2014, 45: 314-325.
- [27] WANG, Nanfei; JIANG, Dongxiang; XU, Hongzhi. Dynamic characteristics analysis of a dual-rotor system with inter-shaft bearing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 2019, 233.3: 1147-1158.
- [28] SATHUJODA, Prabhakar. A novel corrosion detection method using wavelet transformed mode shapes of a functionally graded rotor-bearing system. *Composites Part C: Open Access*, 2021, 5: 100134.
- [29] Barzem, L. (2011). *Analyse théorique et expérimentale de la dynamique de rotor sur paliers à feuilles lubrifié par l'air* (Doctoral dissertation, INSA de Lyon).
- [30] AL-Shudeifat M.A., Butcher E.A., 2011, New breathing functions for the transverse breathing crack of the cracked rotor system: approach for critical and subcritical harmonic analysis, *Journal of Sound and Vibration* 330(3): 526-544
- [31] Bardell, N. S. (1996). An engineering application of the hp version of the finite element method to the static analysis of a Euler-Bernoulli beam. *Computers & structures*, 59(2), 195-211.
- [32] M. Lalanne, G. Ferraris, *Rotor dynamics Prediction in Engineering*, 2nd Edition, United Kingdom: John Wiley and Sons Ltd, 1998, pp. 1-248.
- [33] Zhang, X. B. (1992). *Etude numérique de la propagation de fissures par la mécanique de la rupture* (Doctoral dissertation, Clermont-Ferrand 2).

- [34] Kulakov, P., Kutlubulatov, B., Rubtsov, A., Mukhametzyanov, Z., & Afanasenko, V. (2021, May). The assessment of impact of the crack size on the fracture load of a cylindrical element. In *CEUR Workshop Proceedings.–2021* (Vol. 2899, pp. 17-24). usqp=CAU
- [35]https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/4/48/Courbe_traction_ideale_ductile.svg/1200px-Courbe_traction_ideale_ductile.svg.png
- [36] Gomez-Mancilla, J., Sinou, J. J., Nosov, V. R., Thouverez, F., & Zambrano, A. (2004). The influence of crack-imbalance orientation and orbital evolution for an extended cracked Jeffcott rotor. *Comptes Rendus Mecanique*, 332(12), 955-962.
- [37] Kushwaha, N., & Patel, V. N. (2020). Modelling and analysis of a cracked rotor: a review of the literature and its implications. *Archive of Applied Mechanics*, 90(6), 1215-1245.
- [38] McConnell, K. G. (1995). *Vibration testing: theory and practice*. John Wiley & Sons.
- [39] Zeghloul, A. (2003). Concepts fondamentaux de la mécanique de la rupture. *DEA Mécanique-Matériaux-Structures-Procédés*, 2004.

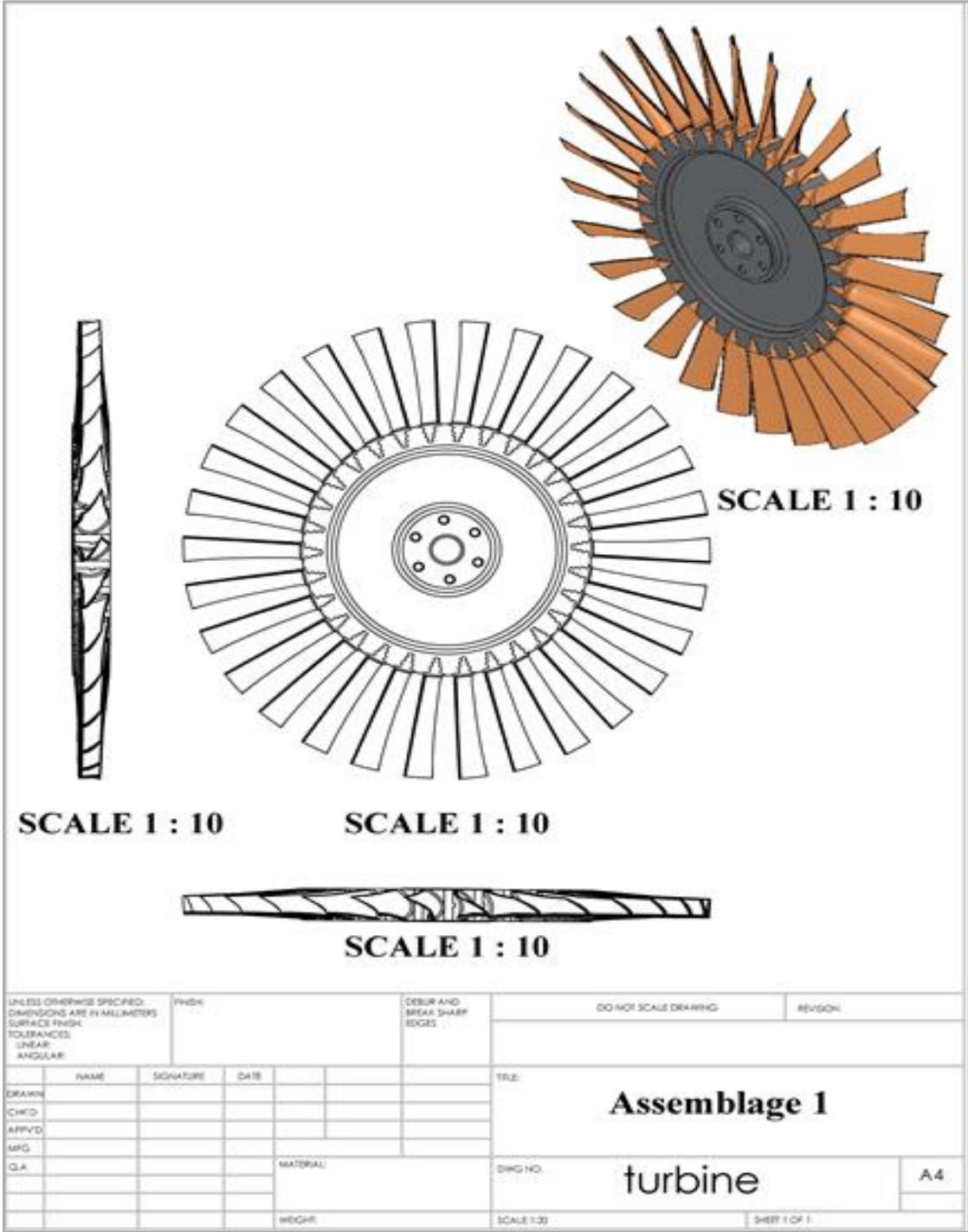
Annexe 1



Annexe 3



Annexe 4



Annexe 5

