



**Université Batna 2 – Mostefa Ben Boulaïd**  
**Faculté de Technologie**  
**Département de Génie Mécanique**



**Thèse**

Préparée au sein du Laboratoire de Productique Mécanique L.R.P

Présentée pour l'obtention du diplôme de :

**Doctorat L.M.D**  
**Option : Productique Mécanique**

Sous le Thème :

**Etude du comportement thermomécanique en flexion des poutres sandwich  
carbone/céramique**

Présentée par :

**Khalid FAIZA**

**Devant le jury composé de :**

M. Cherif REBIAI	Prof. Université de Batna 2	Président
M. Rabah MANAA	Prof. Université de Batna 2	Rapporteur
M. Abdelaziz Mahmoud BOUCHELAGHEM	Prof. Université d'Annaba	Examineur
M. Walid CHIHAOUI	Prof. Université de Khenchela	Examineur
M. Hammoudi MAZOUZ	Prof. Université de Batna 2	Examineur

**Juin 2022**

Je dédie ce travail à :

**Ma mère**

**Mes frères et ma sœur**

**Mes amis**

**Ma famille.**

Je prie dieu « Allah » de leurs accorder longue vie et bonne santé.

# REMERCIEMENTS

Je dois tout d'abord remercier **ALLAH**, pour m'avoir donné la santé et la force pour accomplir ce travail.

Le moment est venu d'exprimer toute ma reconnaissance à mon directeur de thèse Monsieur **Rabah MANAA**, Professeur à l'Université de Batna 2, pour m'avoir confié ce travail, pour ses précieux conseils tout au long de la réalisation de ce travail.

Je tiens également à remercier profondément au Monsieur **Saad SALAH**, Professeur à l'Université d'Annaba pour son aide et ses conseils avisés. Je le remercie pour ses idées stratégiques ce qui a permis d'obtenir des résultats que je juge de haute qualité.

Je tiens très sincèrement à remercier Monsieur **Chrif, REBIAI** Professeur à l'Université de Batna 2, pour m'avoir fait l'honneur d'accepter de présider le jury de cette thèse.

Je tiens à exprimer ma gratitude aux Messieurs **Abdelaziz Mahmoud BOUCHELAGHEM**, Professeur à l'Université d'Annaba, Monsieur **Walid CHIHAOUI**, Professeur à l'Université de Khenchela et Monsieur **Hammoudi MAZOUZ**, Professeur à l'Université de Batna 2, d'avoir acceptés d'examiner ce travail.

Je tiens également à remercier mes collègues, mes amis et mes frères **Drs. Faris AISSAOUI** et **Amar ROUAG**.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes remerciements à la famille du département de Génie Mécanique de l'Université de Batna 2.

Enfin, j'aimerais aussi remercier mes chers amis, collègues et tous ceux et celles qui m'ont aidé à réaliser ce travail de thèse.

## TABLE DES MATIERES

Dédicace .....	I
Remerciements.....	II
Table des matières.....	III
Liste des figures.....	VII
Liste des tableaux .....	XII
Nomenclature.....	XIII
Résumé.....	XV
Abstract.....	XVI
المخلص.....	XVII
Introduction générale .....	1

### Chapitre I : Etat de l'art sur les turbomachines et procédés de fabrication des ailettes

I. 1 Introduction .....	5
I. 2 Généralités sur les turbomachines.....	5
I. 3 Les turboréacteurs .....	6
I. 4 Différent types de turboréacteurs .....	7
I.4. 1 Turboréacteur à compresseur centrifuge .....	7
I.4.2 Turboréacteur à compresseur axial .....	8
I.4.2. 1 Turboréacteur simple flux mono-corps.....	8
I.4.2. 2 Turboréacteur simple flux double-corps.....	8
I.4.2. 3 Turboréacteur double flux mélangés .....	9
I.4.2. 4 Turboréacteur avec post-combustion.....	9
I.4.2. 5 Turbo réacteur double flux avec soufflante .....	9
I.4. 3 Matériaux des turboréacteurs .....	10
I. 5 Structure et composants de la turbine à gaz .....	11
I.5. 1 Compresseur.....	11
I.5. 2 Chambre de combustion.....	11
I.5. 3 Turbine de détente.....	11
I. 6 Principales applications des turbines à gaz .....	12
I.6. 1 Production d'électricité.....	12
I.6. 2 Moteurs aéronautiques .....	13
I.6.3 Production combinée chaleur-force .....	13
I.7 Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz.....	13

I. 8 Classification des turbines.....	14
I.8. 1 Turbine mono - arbre.....	14
I.8. 2 Turbine bi – arbre.....	15
I. 9 Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz.....	15
I.9. 1 Température .....	15
I.9. 2 Pression .....	16
I.9. 3 Humidité relative.....	16
I. 10 Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la turbine à gaz .....	17
I.10. 1 Chutes de pression dans la section d'admission du compresseur.....	17
I.10. 2 Chutes de pression dans le système d'échappement de la turbine.....	17
I.10. 3 Influence du type de combustible .....	18
I. 11 Modes de fabrication des aubages.....	19
I.11. 1 L'usinage des aubes d'une turbine.....	19
I.11. 2 Fraisage des aubes de turbines .....	20
I.11. 3 Ébauche de brut quelconque 3D.....	20
I.11. 4 Usinage en bout d'aube de turbine 5 axes.....	20
I.11. 5 Usinage en roulant d'aubes de turbine 5 axes.....	20
I. 12 Conclusion.....	21

## **Chapitre II : Analyse bibliographié sur les ailettes**

II. 1 Introduction.....	22
II. 2 Recherches réalisées sur les métaux et leurs alliages .....	23
II. 3 Recherches Réalisées sur le refroidissement des aubes de turbines à gaz.....	41
II. 3.1 Géométrie des aubes de turbine pour le refroidissement .....	41
II. 4 Recherches Réalisées sur les barrières thermiques.....	44
II. 4.1. Description du système multicouche .....	45
II. 4.1. 1 L'AM1 .....	45
II. 4.1. 2 La couche de liaison .....	46
II. 4.1. 3 La couche d'alumine .....	47
II. 5 Conclusion .....	56

## **Chapitre III : Caractéristiques et comportement élastique des matériaux composites**

III. 1 Introduction .....	58
III. 2 Définition et constituants des matériaux composites .....	58

III.2. 1 La matrice .....	59
III.2. 2 Le renfort .....	60
III.2. 3 Présentation des fibres .....	56
III.2.3. 1 Fibres de verre .....	60
III. 2.3. 2 Fibres d'aramides.....	61
III. 2.3. 3 Fibres de carbone .....	61
III.2. 4 Architecture des renforts .....	62
III.2.4. 1 Les structures aléatoires .....	63
III.2.4. 2 Les structures orientées .....	63
III. 3 Architecture du composite.....	64
III.3. 1 Les monocouches .....	64
III.3. 2 Les stratifiées.....	65
III.3. 3 Les sandwichs.....	65
III.4 Caractéristiques et comportement élastique des matériaux composites.....	66
III.4. 1 Caractéristiques mécaniques.....	66
III. 5 Comportement d'un composite à renfort mât.....	67
III. 6 Effet thermiques sur la loi de comportement mécanique des composites.....	68
III. 7 Conclusion.....	70

## **Chapitre IV : Modélisation numérique du comportement thermomécanique en flexion des poutres sandwichs**

IV. 1 Introduction .....	71
IV. 2 Les caractéristiques mécaniques et thermiques du matériau étudié.....	71
IV. 3 Comportement mécanique en flexion des poutres sandwichs.....	72
IV. 4 Application numérique.....	73
IV.4. 1 Modélisation par la méthode des éléments finis .....	74
IV.4. 2 L'effet de volume des fibres sur la rigidité de matériaux composite.....	74
IV.4. 3 L'effet de volume des fibres sur le comportement thermomécanique.....	75
IV.4. 4 Influence du nombre d'éléments sur les résultats .....	76
IV. 5 Résultats et discussions .....	77
IV.5. 1 Analyse statique de la poutre sandwich .....	77
IV.5. 2 Analyse thermomécanique d'une poutre sandwich.....	84
IV.5. 3 Comparaison entre les déplacements et les déformations d'une poutre sandwich et une poutre composite a renfort mats (isotrope).....	89
IV. 6 Conclusion.....	90

**Chapitre V : Modélisation numérique du comportement thermomécanique d'une aube de turbine à gaz**

V.1 Introduction ..... 91

V.2 Analyse numérique ..... 91

V. 2.1. Modélisation d'aubes de turbines à gaz ..... 91

V. 2. 2. Analyse du modèle d'une aube de turbine à gaz ..... 92

V. 2. 3. Validation avec la littérature ..... 93

V. 3 Résultats et discussion ..... 95

V. 3.1 Analyse statique ..... 95

V. 3. 2. Analyse thermomécanique ..... 102

V. 5. Conclusion ..... 108

**Conclusions et perspective ..... 109**

**Références bibliographiques ..... 113**

**Annexes A ..... 120**

**Annexes B ..... 122**

## LISTE DES FIGURES

Figure I.1 Turbomachine dans un moteur Turbomeca.....	5
Figure I.2 Schéma d'un Turboréacteur .....	6
Figure I.3 Turboréacteur à compresseur centrifuge.....	7
Figure I.4 Turboréacteur simple flux mono corps.....	8
Figure I.5 Turboréacteur simple flux double-corps .....	8
Figure I.6 Turboréacteur double flux mélangés .....	9
Figure I.7 Turboréacteur avec post-combustion.....	9
Figure I.8 Turboréacteur double flux avec soufflante.....	9
Figure I.9 Coupe thermique du turbo fan CFM56 série 7 .....	10
Figure I.9 Turbine à gaz de production d'électricité lourde GE-Alstom GT13E2 .....	11
Figure I.10 Turbine à gaz industrielle .....	11
Figure I.11 Turbine à gaz de production d'électricité Siemens SGT-800 .....	12
Figure I.12 Moteur d'avion Rolls Royce Trent 1000 .....	13
Figure I.13 Processus de combustion typique .....	14
Figure I.14 Schéma de la turbine à gaz mono arbre .....	14
Figure I.15 Schéma de la turbine à gaz bi-arbre .....	15
Figure I.16 Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine .....	16
Figure I.17 Influence de la puissance utile de la turbine à gaz par rapport à l'altitude d'installation .....	16
Figure I.18 Influence de l'humidité relative .....	17
Figure I.20 Ébauche de brut quelconque .....	19
Figure I.21 Usinage en bout d'aube de turbine 5 axes .....	20
Figure I.22 Usinage en roulant d'aubes de turbine 5 axes .....	20
Figure I.23 Usinage en bout en 5 axes d'une aube de compresseur.....	21
Figure II.1 Développement de matériaux d'aube depuis 1940 .....	22
Figure II.2 Contrainte dans trois aubes en matériaux différents sous l'influence de la force centrifuge.....	24
Figure II.3 Modèle CAD de turbine à gaz .....	25
Figure II.4 Modèle 3D d'une aube de rotor .....	26
Figure II.5 Modèle d'aube de turbine à gaz .....	26
Figure II.6 Comparaison entre les résultats de (a. déplacements, b. déformations).....	27
Figure II.7 Comparaison entre les résultats des (a. contraintes, b. contraintes de cisaillement .....	27
Figure II.8 Déplacements en fonction des matériaux de l'aube de Turbine.....	28
Figure II.10 Les fréquences naturelles d'aube en matériau (a. Inconel 738, b.U500) .....	29
Figure II.11 Modèle d'une ailette de turbine à gaz .....	29
Figure II.12 Modèle des aubes associées de turbine a gaz .....	30
Figure II.13 Modèle 3D des composants de l'étage de la turbine.....	30
Figure II.14 Distribution de la température dans une aube en (a. Inconel 718, b. Titane) .....	31
Figure II.15 Distribution des contraintes de Von Mises dans une aube en (a. Inconel 718, b. Titane) .....	32

Figure II.16 Distribution des déplacements dans une aube en (a. Inconel 718, b. Titane) .....	32
Figure II.17 Contraintes Von Mises dans une aube en matériau (a. N 155, b. Inconel 718) . .	32
Figure II.18 Distribution de température dans une aube en (a. N 155, b. Inconel 718) .....	33
Figure II.19 Fréquence Natural d'une aube en matériau (a. N 155, b. Inconel 718) .....	33
Figure II.20 (a-j). Déplacement maximale de (In-625, In-718, In-738, In-738LC, MARM-246, Ni-Cr, Ni-Alloy, Ti-Alloy, Ti-Al, Ti-T6 et U500 respectivement) .....	35
Figure II.21 (a-j). Contrainte de Von-Mises équivalente (In-625, In-718, In-738, In-738 LC, MARM-246, Ni-Cr, Ni-Alloy, Ti-Alloy, Ti-Al, Ti-T6 et U500 respectivement) .....	37
Figure II.22 Comparaison entre les résultats des contraintes (a. normales, b. Von Mises) pour quatre alliages différents .....	37
Figure II.23 Comparaison entre les résultats des contraintes principale (a. minimum, b. maximum) pour quatre alliages différents .....	37
Figure II.24 Variations des paramètres structuraux entre deux matériaux .....	39
Figure II.25 Variations des (a. contrainte de von mises, b. déformation équivalente, c. déplacement totale) entre trois matériaux .....	39
Figure II.26 (a) Aube HPT (scrap), (b) Modèle 3D de l'aube .....	39
Figure II.27 Distribution des (a. contrainte verticale, b. déplacement vertical, c. déformation verticale) .....	40
Figure II.28 Modèle 3D d'aube de turbine à gaz .....	40
Figure II.29 Distributions des (a. déplacements, b. contraintes Von Misses) dans l'aube de turbine .....	41
Tableau II.2 Comparaison des résultats statiques et thermiques .....	42
Figure II.30 Aube de turbine avec dispositif de refroidissement . .....	43
Figure II.31 Distribution des (a. température, b. contraintes, c. déplacement) en fonction de nombre de trous .....	44
Figure II.32 La distribution de l'efficacité de refroidissement sur le bord d'attaque .....	44
Figure II.33 Comparaison entre les (a. déplacements, b. contraintes, c. déformations) en fonction de nombre des trous .....	45
Figure II.34 Aube de turbine et constituants de la barrière thermique .....	46
Figure II.35 Couches constituantes de la barrière thermique étudiée et abaissement de la température dans l'épaisseur . .....	47
Figure II.36 Micrographie des différentes couches constituant la sous-couche .....	48
Figure II.37 Illustrations des transformations de phase de la sous-couche .....	48
Figure II.38 Vue de dessus (à gauche alumine $\theta$ ) et en coupe (à droite alumine $\alpha$ ) de la couche d'alumine .....	49
Figure II.39 Illustration d'un décollement en sommet d'aube .....	50
Figure II.40 Illustration de décollements progressifs de la barrière thermique (en rouge) ....	50
Figure II.41 Distribution des contraintes dans l'aube de turbine à gaz .....	51
Figure II.42 a) micrographies électroniques à balayage de surface supérieure d'un revêtement par pulvérisation 150/100 $\mu\text{m}$ 7Y-PSZ / Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> TBC ; b) après 70 cycles de charge de choc thermique à un agrandissement x2000 .....	52

Figure II.43 a) micrographies électroniques à balayage de surface supérieure d'un revêtement par pulvérisation 250/100 $\mu\text{m}$ 7Y-PSZ / Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> TBC ; b) après 70 cycles de charge de choc thermique à un agrandissement x2000 .....	52
Figure II.44 Modèle d'une aube de turbine à gaz (a. non revêtue, b. revêtue) .....	53
Figure III.1 Constituants d'un matériau composite .....	58
Figure III.2 Observation MEB de sections de composites - Mise en évidence de la Microstructure des fibres de verre et de carbone. ....	57
Figure III.3 Courbes contrainte/allongement en traction des principales fibres de renfort....	58
Figure III.4 Structure aléatoire .....	58
Figure III.5 Structure unidirectionnelle (nappe).....	58
Figure III.6 Mode d'entrecroisement des fibres .....	59
Figure III. 7 Pli à renforcement unidirectionnel .....	59
Figure III. 8 Composite stratifié .....	60
Figure III. 9 Composite sandwich .....	60
Figure IV.1 Poutre composite sandwich.....	73
Figure IV. 2 Influence des volumes des fibres sur la rigidité de matériau.....	74
Figure IV.3 Les déplacements de la poutre sandwich pour trois différents volumes des fibres avec variation de la température.....	75
Figure IV.4 Influence du nombre d'éléments sur les déplacements de la poutre sandwich. .	76
Figure IV.5 Distribution des déplacements et les déformations successivement à P= 0.1 MPa. ....	77
Figure IV.6 Distribution des déplacements et les déformations successivement à P= 0.2 MPa. ....	77
Figure IV.7 Distribution des déplacements et les déformations successivement à P= 0.3 MPa. ....	78
Figure IV.8 Distribution des déplacements et les déformations successivement à P= 0.4MPa. ....	78
Figure IV.9 Distribution des déplacements et les déformations successivement à P= 0.5MPa. ....	78
Figure IV.10 Distribution des déplacements et les déformations successivement à P= 0.6MPa. ....	79
Figure IV.11 Distribution des déplacements et déformations successivement à P= 0.7MPa. ....	79
Figure IV.12 Distribution des déplacements et déformations successivement à P= 0.8MPa. ....	79
Figure IV.13 Distribution des déplacements et déformations successivement à P= 0.9MPa. ....	80
Figure IV.14 Distribution des déplacements et déformations successivement à P= 1MPa. ....	80
Tableau IV.15 Comparaison entre les déplacements analytique et numérique.....	81
Figure IV.16 Comparaison entre les déformations analytique et numérique de la poutre sandwich.....	82

Figure IV.17 Comparaison entre les contraintes analytique et numérique de la poutre sandwich. ....	83
Figure IV.18 Distribution des déplacements et les déformations successivement à T= 20 °C. ....	84
Figure IV.19 Distribution des déplacements et les déformations successivement à T= 200 °C. ....	85
Figure IV.20 Distribution des déplacements et les déformations successivement à T= 400 °C. ....	85
Figure IV.21 Distribution des déplacements et les déformations successivement à T= 600 °C. ....	85
Figure IV.22 Distribution des déplacements et les déformations successivement à T= 800 °C. ....	86
Figure IV.23 Distribution des déplacements et les déformations successivement à T= 1000 °C. ....	86
Figure IV.24 Distribution des déplacements et les déformations successivement à T= 1200 °C. ....	87
Figure IV.25 Variation des déplacements en fonction de la température. ....	87
Figure IV.26 Variation des déformations en fonction de la température. ....	87
Figure IV.27 Variation des contraintes de Von Mises en fonction de la température. ....	88
Figure IV.31 Distribution des déplacements et déformation successivement dans poutre composite à renfort mats. ....	89
Figure IV.32 Comparaisons entre les déplacements des trois poutres. ....	89
Figure IV.33 Comparaisons entre les déformations des trois poutres. ....	89
Figure V.1 Modèle d'aube de turbine à gaz. ....	84
Figure V.2 Modèle d'éléments finis d'une aube de turbine. ....	85
Figure V.3 Distribution des (a. déplacements, b. contraintes de Von mises) dans l'aube en alliage de titane. ....	86
Figure V.4 Distribution des (a. déplacements, b. contraintes de Von mises) dans l'aube en alliage d'acier inoxydable. ....	86
Figure V.5 Répartition des (a. déplacements, b. contraintes de Von mises) dans l'aube en alliage d'aluminium 2024. ....	87
Figure V.6 (a, b). Matériaux des aubes de turbine en fonction des déplacements et des contraintes de Von mises successivement. ....	87
Figure V.7 Distribution des déplacements et les déformations dans l'aube en matériau composite successivement. ....	89
Figure V.8 Distribution des contraintes de Von mises et contraintes principale de l'aube en matériau composite successivement. ....	89
Figure V.9 Distribution des déplacements et les déformations dans l'aube en titanium alloy successivement. ....	90
Figure V.10 Distribution des contraintes Von mises et contraintes principale d'aube en titanium alloy successivement. ....	90
Figure V.11 Distribution des déplacements et les déformations dans l'aube en stainless steel alloy successivement. ....	91

Figure V.12 Distribution des contraintes Von mises et contraintes principale de l'aube en stainless steel alloy successivement. ....	91
Figure V.13 Distribution des déplacements et les déformations dans l'aube en hastelloy X successivement. ....	92
Figure V.14 Distribution des contraintes Von mises et contraintes principale de l'aube en Hastelloy X successivement. ....	92
Figure V.15 Distribution des déplacements et les déformations dans l'aube en nimonic alloy 80A successivement. ....	93
Figure V.16 Distribution des contraintes Von mises et contraintes principale de l'aube en nimonic alloy 80A successivement. ....	93
Figure V.17 Distribution des déplacements et les déformations dans l'aube en inconel 625 successivement. ....	94
Figure V.18 Distribution des contraintes Von mises et contraintes principale de l'aube en inconel 625 successivement. ....	94
Figure V.19 Distribution des déplacements et les déformations dans l'aube en U500 successivement. ....	95
Figure V.20 Distribution des contraintes Von mises et contraintes principale de l'aube en U500 successivement. ....	95
Figure V.21 Distribution des déplacements et les déformations dans l'aube en inconel 738 successivement. ....	96
Figure V.22 Distribution des contraintes Von mises et contraintes principale de l'aube en inconel 738 successivement. ....	96
Figure V.23 Les déplacements comparés (pour les 8 matériaux) en fonction de la longueur d'aube. ....	96
Figure V.24 Les déformations comparées (pour les 8 matériaux) en fonction de la longueur d'aube. ....	97
Figure V.25 Distribution des déplacements et les déformations dans l'aube en matériau composite successivement. ....	98
Figure V.26 Distribution des déplacements et les déformations dans l'aube en titanium alloy successivement. ....	98
Figure V.27 Distribution des déplacements et les déformations dans l'aube en stainless steel alloy successivement. ....	99
Figure V.28 Distribution des déplacements et les déformations dans l'aube en U500 successivement. ....	99
Figure V.29 Distribution des déplacements et les déformations dans l'aube en inconel 625 successivement. ....	100
Figure V.30 Distribution des déplacements et les déformations dans l'aube en inconel 738 successivement. ....	100
Figure V.31 Distribution des déplacements et les déformations dans l'aube en hastelloy X successivement. ....	101
Figure V.32 Distribution des déplacements et les déformations dans l'aube en Nimonic alloy 80A successivement. ....	101

Figure V. 33 Les déplacements comparés (pour les 8 matériaux) en fonction de la longueur sous l'effet de la température ( $T=800C^{\circ}$ ).....	102
Figure V.34 Les déformations comparés (pour les 8 matériaux) en fonction de la longueur sous l'effet de la température ( $T=800C^{\circ}$ ). .....	102
Figure V.35 Variation des déplacements et les déformations de l'aube en matériau composites à renfort mats successivement. ....	103
Figure V.36 Variation des déplacements en fonction des matériaux des aubes.....	103
Figure V.37 Variation des déformations en fonction des matériaux des aubes.....	104

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 Chutes de pression et réduction de la puissance .....	17
Tableau II.1 Les fréquences naturelles pour aube de turbine à gaz en différents matériaux....	26
Tableau II.2 Comparaison des résultats statiques et thermiques .....	30
Tableau II.3 Déplacements .....	55
Tableau II.4 Contraintes de Von Mises .....	55
Tableau II.5 Résumé des résultats .....	56
Tableau III.1 Propriétés des principales fibres de renfort .....	57
Tableau IV.1 Caractéristiques mécanique du matériau étudié. ....	71
Tableau IV.2 Caractéristiques mécanique de composite à renfort mâ. ....	71
Tableau IV.3 Les déplacements de la poutre sandwich pour trois déférents volumes des fibres. ....	74
Tableau IV.4 Les déplacements de la poutre sandwich pour trois déférents volumes des fibres avec variation de la température. ....	75
Tableau IV.5 Influence du nombre d'éléments sur les déplacements de la poutre sandwich. ....	76
Tableau IV.6 Comparaison des déplacements calculées analytiquement et en calcul numérique dans le cas d'une poutre sandwich. ....	81
Tableau IV.7 Comparaison des déformations principales calculées analytiquement et en calcul numérique dans le cas d'une poutre sandwich. ....	82
Tableau IV.8 Comparaison des déformations principales calculées analytiquement et en calcul numérique dans le cas d'une poutre sandwich. ....	83

## LISTE DES ABREVIATIONS

Symbole	Définition
$E$	Module de Young de la matrice, GPa
$E_f$	Module de Young de la fibre, GPa
$E_L$	Module d'élasticité dans le sens longitudinal, GPa
$E_m$	Module de Young de la matrice, GPa
$E_{mât}$	Module d'Young avec renfort de mât, GPa
$E_T$	Module d'élasticité dans le sens transversal, GPa
$F_a$	Force axiale N
$F_c$	Force centrifuge, N
$F_t$	Force tangentielle, N
$G_L$	Module de cisaillement dans le sens longitudinal, GPa
$G_T$	Direction transversale du module de cisaillement, GPa
$L$	Longueur, mm
$V_f$	Fraction volumique de fibres, %
$V_m$	Fraction volumique de la matrice, %
$\alpha$	Coefficient de dilatation thermique, $10^6 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$
$\alpha_L$	Dilatation thermique dans le sens longitudinal, $10^6 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$
$\alpha_T$	Dilatation thermique dans la direction transversale, $10^6 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$
$\mu$	coefficient de Poisson
$\mu_L$	Coefficient de Poisson dans le sens longitudinal
$\mu_T$	Coefficient de Poisson dans la direction transversale
$\rho$	Densité, Kg/m <sup>3</sup>
$\delta$	Limite d'élasticité, MPa
$\sigma$	Contraintes, MPa
$I$	Moment d'inertie

E	Module d'Young, MPa
CMP	Composites à Matrice Polymère
CMC	Composites à Matrice Céramique
CMM	Composites à Matrice Métallique
GD	Grande Diffusion
HR	Haute Résistance
HM	Haut Module
UD	Unidirectionnel
MÉF	Méthode des éléments finis
ÉF	Eléments finis
ÉDP	Equations aux Dérivées Partielles
DAO	Dessin Assisté par Ordinateur
$C_{ij}$	Matrice de rigidité symétrique
$S_{ijkl}$	Matrice de souplesse

# *Etude du comportement thermomécanique en flexion des poutres sandwich carbone/céramique*

## Résumé

Le problème des ailettes de turbine à gaz qui sont soumises à des charges thermomécaniques élevées réside principalement dans le phénomène de la flexion provoqué par les forces centrifuges importantes qui provoquent des fissurations par écaillage. L'objectif de ce travail de thèse est de mettre en place dans le cadre de la recherche sur un matériau composite à matrice céramique renforcée par des fibres courte (mats) de carbone à haut module, susceptibles de fonctionner à plus hautes températures que les matériaux actuellement les plus couramment utilisés dans les turbines à gaz, en aéronautique, aérospatiale. Le matériau étudié est un matériau composite, la matrice choisie est une céramique technique, soit l'alumine (oxyde d'aluminium  $Al_2O_3$ ) comme matrice et le renfort se fait par des fibres courtes (mats) en carbone d'un pourcentage optimisé. L'étude numérique du comportement thermomécanique de l'aube a été effectuée par logiciel Ansys (Workbench 16.0). L'analyse comparative effectuée pour déterminer les déplacements et les déformations d'un même point de l'aube pour différents matériaux utilisés dans la fabrication des aubes de turbine à gaz. Les résultats obtenus ont été comparés pour choisir le matériau qui a la meilleure performance sous contraintes thermomécaniques.

**Mots- clés:** comportement thermomécanique, flexion, alumine, carbone HM, fibre courte, déplacement, déformation.

# دراسة السلوك الحراري الميكانيكي للعوارض من الساندويتش كربون / سيراميك في حالة انحناء

## ملخص

تكمن مشكلة شفرات التوربينات الغازية التي تتعرض لأحمال ميكانيكية حرارية عالية بشكل أساسي في ظاهرة الانحناء التي تسببها قوى الطرد المركزي الكبيرة التي تنتج عنها تشققات بسبب التقشير. الهدف من هذه الأطروحة هو الإعداد في إطار البحث على مادة مركبة ذات مصفوفة خزفية معززة بألياف قصيرة (حصائر) من الكربون عالي المعامل ، قادرة على العمل في درجات حرارة أعلى من المواد الأكثر شيوعًا حاليًا في التوربينات الغازية في الملاحة الجوية أو الفضاء أو البحرية أو البرية. المادة المدروسة عبارة عن مادة مركبة ، والمصفوفة المختارة عبارة عن سيراميك تقني ، أو ألومينا (أكسيد الألومنيوم  $Al_2O_3$ ) حيث يتم تصنيعها بواسطة ألياف قصيرة (حصائر) من الكربون بنسبة مئوية يتم تحسينها. تم إجراء الدراسة العددية للسلوك الحراري الميكانيكي للشفرة بواسطة برنامج (Workbench 16.0). تم إجراء التحليل المقارن لتحديد الإزاحات والتشوهات في نفس نقطة الشفرة للمواد المختلفة المستخدمة في تصنيع ريش التوربينات الغازية تمت مقارنة النتائج لاختيار المادة ذات الأداء الأفضل تحت الضغوط الميكانيكية الحرارية.

**الكلمات المفتاحية :** السلوك الميكانيكي الحراري ، الانحناء ، الألومين ، كربون عالي المعامل ، الألياف القصيرة ، الإنتقال ، التشوه.

# *A study of the thermomechanical behavior in bending of carbon/ceramic sandwich beams*

## Abstract

The problem with gas turbine fins which are subjected to high thermo-mechanical loads lies mainly in the phenomenon of bending caused by the large centrifugal forces which cause chipping cracks. The objective of this thesis is to set up within the framework of research on a composite material with a ceramic matrix reinforced by short fibers (mats) of high modulus carbon, capable of functioning at higher temperatures than the materials currently most commonly used in gas turbines in aeronautics, aerospace, marine or land. The material studied is a composite material, the matrix chosen is a technical ceramic, or alumina (aluminum oxide  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) as the matrix and the reinforcement is made by short carbon fibers (mats) of a percentage to be optimized. The numerical study of the thermo-mechanical behavior of the vane was carried out by Ansys software (Workbench 16.0). The comparative analysis carried out to determine the displacements and the deformations of the same point of the vane for different materials which used in the manufacturing gas turbine blades. The results obtained were compared to choose the material that has the best performance under thermo-mechanical stresses.

**Keywords:** thermo-mechanical behavior, bending, alumina, carbon HM, short fiber, displacement, deformation.

# **Introduction générale**

## Introduction générale

Les turbomachines occupent une place prépondérante et incontournable car elles interviennent dans presque tous les domaines industriels où il y a lieu d'échange de puissance par rotation en production d'énergie électrique. Les turbines à gaz sont d'une grande importance dans les applications d'ingénierie modernes, elles sont le composant principal du processus de production d'énergie électrique. Elles présentent de nos jours une diversité et une richesse de conception notable. La durée de vie des composants critiques des turbines à gaz est régie par les modes de dégradation et de défaillance tels que: fatigue, écaillage, fluage, corrosion, érosion, usure, etc. Les aubes de turbine à gaz sont généralement les composants les plus importants d'un moteur, qui doit supporter une charge mécanique et thermique importante. Si un problème survient dans la section de turbine, il affectera de manière significative l'ensemble du fonctionnement du moteur et, bien sûr, la sécurité du moteur à turbine à gaz. La température à laquelle la turbine fonctionne (température d'allumage) affecte également le rendement, des températures plus élevées augmentant le rendement.

De nos jours, l'amélioration du rendement des turbomachines modernes, notamment des turbines à gaz, s'obtient principalement en augmentant leur niveau de températures dans la chambre de combustion. La température maximale à l'entrée de la turbine est actuellement limitée par la résistance des matériaux utilisés pour les aubes de la turbine, nécessite le développement de nouveaux matériaux et de nouveaux procédés de mise en œuvre pour la production des aubes. Les aubes actuelles des turbines à haute pression et à haute température sont produites sous la forme d'un monocristal de superalliage à base de nickel, et recouvertes d'une fine couche de protection contre l'environnement, riche en chrome et en aluminium. Les principaux problèmes rencontrés sont liés à la solidification du dépôt : l'orientation cristallographique du solide déposé doit être identique à celle du substrat (solidification épitaxiale) et la formation de défauts tels que grains désorientés et fissures sont à éviter. La protection physico-chimique des alliages métalliques destinés à des applications à haute température, est généralement assurée par la croissance d'une couche d'oxyde qui se développe en service à la surface du matériau. Lorsque le matériau contient une quantité suffisante d'aluminium, c'est une couche d'alumine, particulièrement dense, compacte et adhérente, qui croît lors des

phases de maintien à haute température. Cette couche se développe selon des cinétiques de croissance paraboliques et joue le rôle de barrière de diffusion protégeant ainsi l'alliage des agressions environnementales thermiquement activées. La ruine des systèmes barrière thermique survient par écaillage de la couche de céramique. Le métal mis à nu est alors dangereusement exposé aux gaz chauds de la chambre de combustion. Le mode de dégradation dominant dans ces systèmes est la création de microfissures qui résultent de l'accroissement des ondulations hors-plan d'une couche intermédiaire d'oxyde formée en service entre la céramique et la sous-couche. Cette couche d'oxyde comprimée et ondulée est le siège de l'amorçage et de la propagation de microfissures pouvant conduire à l'écaillage de la barrière thermique. Jusqu'à présent, de nombreuses études ont été effectuées sur les matériaux des aubes de turbine à gaz, Le choix porté sur une ailette en matériau composite carbone/céramique est prometteur vu les capacités du couple (Carbone-Céramique.) à supporter les charges thermomécaniques. L'attente de cette amélioration est ressentie techniquement sur deux aspects, d'abord le rendement de la turbine et là, intuitivement nous pensons que la céramique, par ses propriétés thermiques et le renfort par ses propriétés mécaniques élevées ferons un composite de caractéristiques mécaniques adaptées aux conditions de fonctionnement d'une turbine à gaz à plein régime. Contrairement aux turbines aux aubes en superalliages ses caractéristiques thermomécaniques augmenterai sa durée de vie et par conséquent, réduirai d'une manière significative l'entretien et les frais de maintenance. C'est à partir de cela que l'étude du comportement mécanique et thermomécanique sur un matériau composite est engagée. L'optimisation d'un tel matériau composite a pour objectif de concevoir une ailette qui supporte l'essentiel du chargement thermomécanique.

L'objectif de notre travail est dévaluer le comportement mécanique et thermomécanique des ailettes en matériaux composites carbone (mats)/céramique. Le matériau étudié dans ce travail est un matériau composite, et la matrice choisie est une céramique technique qui est de l'alumine (oxyde d'aluminium  $Al_2O_3$ ) et le renfort est réalisé avec des fibres courtes de carbone a haut module 40% de carbone (mât) et 60% de céramique ( $Al_2O_3$ ).

Cette étude fournit une analyse numérique pour comprendre le comportement des aubes de turbine à gaz sous des charges mécaniques et thermomécaniques. La simulation a été réalisée à l'aide de logiciel Ansys (Workbench 16.0).

Plusieurs matériaux ont été sélectionnés pour la fabrication des aubes de la turbine à gaz, tels que les Stainless Steel Alloy, Hastelloy X, NimonicAlloy 80A, Inconel 625, Titanium Alloy, U 500 et Inconel 738. Pour obtenir de nombreux paramètres tels que les contraintes, le déplacement total et les déformations. Les résultats ont montré qu'en augmentant les charges, toutes les valeurs des paramètres obtenus ont été augmentées et on peut conclure que les matériaux composites supportent plus la charge que les autres matériaux. Par conséquent, il est recommandé d'utiliser des matériaux composites dans la fabrication des aubes de turbine à gaz.

Le manuscrit est structuré en deux parties, avec cinq chapitres, précédés d'une introduction générale et suivis d'une conclusion générale. La première partie de la thèse est une synthèse bibliographique composée du chapitre I et chapitre II. Le premier chapitre introduit quelques notions et définitions relatives aux turbomachines (machines rotatives), les turboréacteurs, la classification et leurs utilisations des turbines à gaz, le chapitre est terminé par la procédé de fabrication des ailettes de turbines à gaz sur machine 5 axes. Le deuxième chapitre propose une revue critique de la littérature des travaux antérieurs ayant une relation étroite avec le sujet traité. Un accent est mis sur les principaux problèmes rencontrés les aubes de turbine à gaz en termes de développement de nouveaux alliages (nouveaux matériaux), le système de refroidissement et le dépôt de revêtements de protection (barrière thermique). Le troisième chapitre est consacré au sommaire des lois et les relations mathématiques des matériaux composites décrivant, les différentes équations des lois des mélanges et quelques notions et définitions relatives au comportement mécanique et thermomécanique des matériaux composites.

Le quatrième chapitre est réservé à l'étude du comportement mécanique en flexion des poutres composites sandwichs et le comportement thermomécanique des ou bien l'effets thermiques sur la loi de comportement mécanique. Le chapitre est terminé par la corrélation entre les déplacements et les déformations d'une poutre sandwich et la poutre composite a renfort mats. Le cinquième chapitre traite une étude numérique d'une aube de turbine à gaz en matériaux composite à renfort mats sous chargement mécanique et thermomécanique, pour la comparaison entre les déplacements et les déformations d'aube en matériaux composite à renfort mats avec les aubes en différent matériaux tels que l'alliage de titane, l'alliage d'acier inoxydable et l'alliage d'aluminium 2024 ont été comparés au matériau composite.

Ensuite nous allons discuterons les résultats engendrés de l'application des charges. La comparaison recherchée s'est faite sur les résultats des déplacements de l'aube en matériau composite et ceux des matériaux à utilisé dans la fabrication des aubes des turbine à gaz.

La thèse est achevée par une conclusion générale englobant l'intérêt de l'ensemble des résultats obtenus lors de l'étude entreprise ainsi que les suggestions proposées dans le but d'améliorer les propriétés thermomécanique en termes de rigidité.

# **Chapitre I :**

**Etat de l'art sur les turbomachines et  
procédés de fabrication des ailettes**

## I.1 Introduction

Les turbomachines sont des machines rotatives composées d'une ou plusieurs séries d'aubages, fixées alternativement sur le stator et sur le rotor. Les turbomachines thermiques permettent la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique par l'intermédiaire d'un fluide de travail. La transformation de l'énergie entre l'arbre tournant et le gaz est continue et se produit par l'intermédiaire d'aubes en rotation. Le principe du transfert de la force dynamique rend possible une concentration de puissance dans une machine de plus petites dimensions.

Ce chapitre est consacré l'état de l'art et aux généralités sur les turbomachines (machines rotatives) et les turboréacteurs. Nous allons introduire quelques notions et définitions relatives aux utilisations des turbines à gaz, la classification des turbines, les domaines d'application, les principaux composants et en concluant ce chapitre par les procédés de fabrication des ailettes de turbines à gaz.

## I.2 Généralités sur les turbomachines

Une turbomachine est un système qui permet un transfert d'énergie entre un écoulement fluide et un ensemble d'aubages tournant figure I.1. La partie mobile, le rotor, modifie l'enthalpie totale, la pression totale et l'énergie cinétique du fluide en y apportant ou récupérant le travail des forces aérodynamiques sur les aubes lié au mouvement de rotation dans le fluide. La partie fixe, le stator, adapte la giration de l'écoulement pour les roues suivantes et agit telle une tuyère convergente ou divergente pour modifier la pression totale et l'énergie cinétique du fluide. Ces variations d'énergie s'accompagnent d'une modification de la pression et de la température statique dans le système. Un compresseur exerce un travail sur le fluide tout en le comprimant. Une turbine récupère un travail du fluide tout en diminuant sa pression [1].



**Figure I.1** Turbomachine dans un moteur Turbomeca [1].

Les turbomachines ont des applications multiples. On peut citer par exemple les systèmes de propulsion (aéronautiques, maritimes ou terrestres), les turbines de puissance (hydrauliques, à vapeurs ou au gaz), les systèmes de climatisation ou encore les éoliennes. Ce dernier cas est un exemple de turbomachine ouverte, comme les hélices. Ces dernières agissent sur une quantité de fluide indéterminée au contraire des turbomachines fermées qui agissent sur une quantité de fluide déterminée que l'on peut mesurer via un débit. Au sein des turbomachines fermées on peut également différencier les machines selon que l'écoulement principal au sein de la turbomachine soit axial ou radial [1].

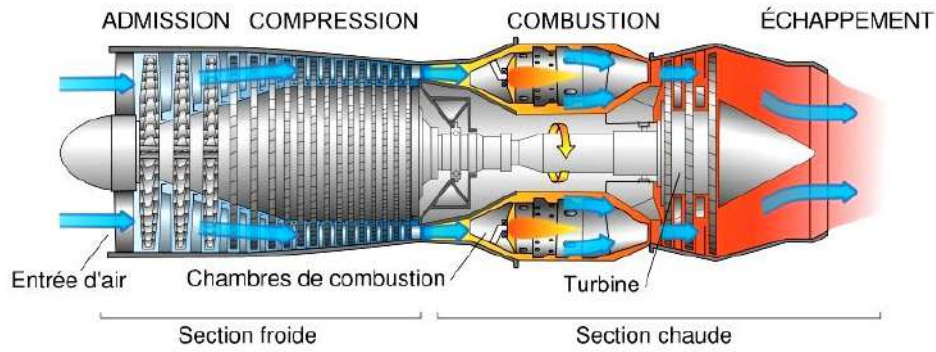
### I.3 Les turboréacteurs

Un turboréacteur fonctionne sur le principe d'action-réaction. La variation de la vitesse de l'air entre l'entrée et la sortie du réacteur crée une quantité de mouvement (poussée) vers l'arrière du moteur qui par réaction, d'où le terme de moteur à réaction engendre le déplacement du moteur, (voir figure I.2).

Un turboréacteur se compose d'un tube qui contient

- a. Un compresseur à plusieurs étages.
- b. Une chambre à combustion.
- c. Une turbine à gaz.
- d. Une tuyère de sortie.

Le principe de fonctionnement de ce type de moteur se résume par l'entrée d'air froid par l'avant et qui sera mis sous pression par le compresseur. Ensuite, l'air comprimé entre dans la chambre à combustion afin de se mélanger au carburant puis s'enflammer ce qui permet la production d'une très grande force de poussée causée par la dilatation de la chaleur et l'explosion du mélange. La turbine à gaz tourne par l'air explosé qui sort du moteur par la tuyère de sortie. Le mouvement est auto-entretenu tant qu'il y a injection de carburant. En simplifiant, l'énergie de pression engendrée au sein du réacteur sera transformée en énergie cinétique en sortie, ce qui engendrera un forte poussé. Un schéma visualise mieux les étapes citées précédemment [2].



**Figure I.2** Schéma d'un Turboréacteur [2].

La force de poussée du moteur pourrait être exprimée (en thermodynamique) en fonction de la masse d'air et la différence entre la vitesse d'entrée et la vitesse de sortie des écoulements de gaz. L'équation I.1 présente cette relation :

$$F_{\text{poussée}} = M(V_{\text{sortie}} - V_{\text{entrée}}) \quad (\text{I.01})$$

Où :

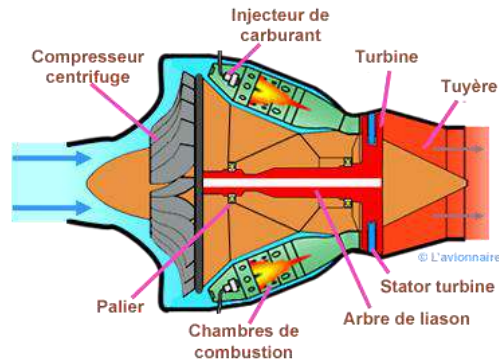
- $M$  : le débit massique de l'air passant dans le moteur (kg/s)
- $V_{\text{entrée}}$  : Vitesse d'entrée des gaz dans le compresseur (m/s)
- $V_{\text{sortie}}$  : Vitesse de sortie des gaz de la tuyère du turboréacteur (m/s).

Lorsque la totalité de l'air traverse le moteur et actionne les turbines, le turboréacteur est dit à "simple flux". En effet, pour ce type de moteur lorsque la température de l'air ambiant augmente, l'air chaud et le flux massique de l'air passant dans le moteur diminuent ce qui provoque la diminution de la poussée du réacteur. Pour augmenter cette poussée au décollage et durant les périodes chaudes, il faudrait injecter de l'eau à l'entrée du compresseur qui devrait se vaporiser et refroidir l'air [3].

## I. 4 Différent types de turboréacteurs

### I. 4. 1 Turboréacteur à compresseur centrifuge

Un compresseur centrifuge est lié mécaniquement par un arbre à une turbine. Celle-ci peut être centripète ou axiale à un ou plusieurs étages. Le compresseur centrifuge offre l'avantage d'être simple à fabriquer. Sa faible longueur malgré un fort diamètre en fait un moteur compact idéal pour les hélicoptères. La figure I.3 montre un turboréacteur à compresseur centrifuge comportant plusieurs chambres de combustion et une turbine axiale à deux étages [3].

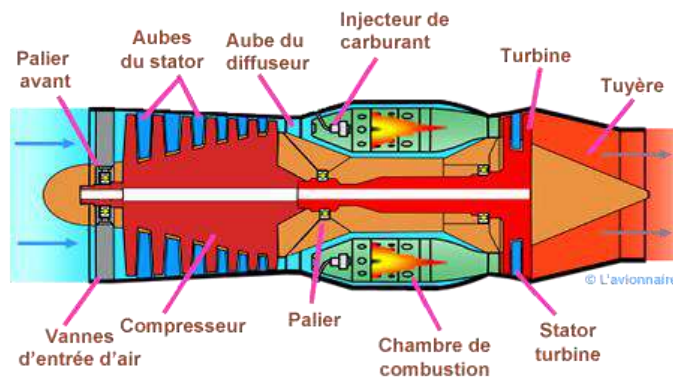


**Figure I.3** Turboréacteur à compresseur centrifuge [3].

## I.4. 2 Turboréacteur à compresseur axial

### I.4.2. 1 Turboréacteur simple flux mono-corps

C'est le cas le plus simple. Un compresseur à plusieurs étages est lié mécaniquement par un arbre à une turbine à un ou plusieurs étages. L'ensemble tourne à la même vitesse. Ce type de turboréacteur peut être conçu soit avec plusieurs chambres de combustion, soit avec une seule chambre annulaire figure I.4 [3].



**Figure I.4** Turboréacteur simple flux mono corps [3].

### I.4.2. 2 Turboréacteur simple flux double-corps

Dans le but d'accroître le taux de compression, il est pratiquement impossible d'augmenter le nombre d'étages au-delà d'une douzaine, le compresseur a été divisé en deux parties (tournant à des vitesses différentes) l'une à "basse pression" et l'autre à "haute pression" ce qui définit les turboréacteurs à double corps est représenté dans la figure I.5 [3].

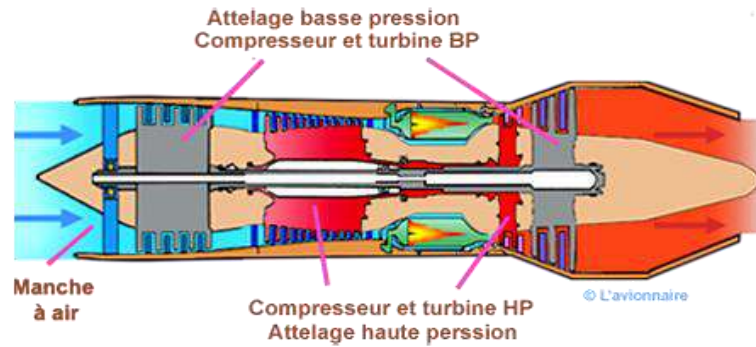


Figure I.5 Turboréacteur simple flux double-corps [3].

#### I.4.2. 3 Turboréacteur double flux mélangés

Dans le cas où l'élément haute pression alimente la chambre de combustion et l'élément basse pression (corps froid) envoie de l'air se mélanger directement dans la tuyère aux gaz de combustion, cette version est appelée turboréacteurs à double flux figure I.6 [3].

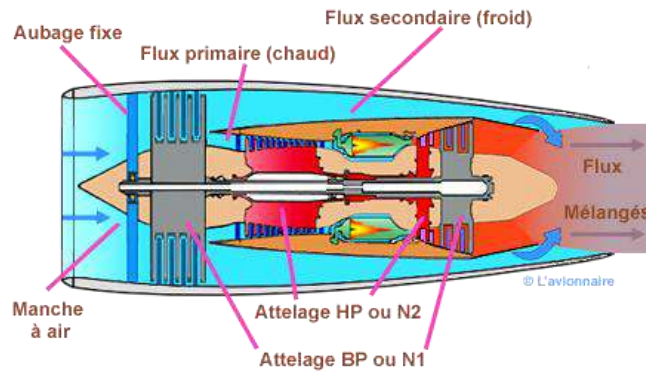


Figure I.6 Turboréacteur double flux mélangés [3].

#### I.4.2. 4 Turboréacteur avec postcombustion

La postcombustion est un système principalement utilisé sur les avions militaires dont l'objectif est d'accroître temporairement la poussée, soit pour aller plus vite, soit pour initier une poussée immédiate (afin d'améliorer le décollage). Ce principe de post-combustion (figure I.7) est très répandu et s'illustre par une très grande flamme en sortie de réacteur et un niveau de bruit accentué [3].

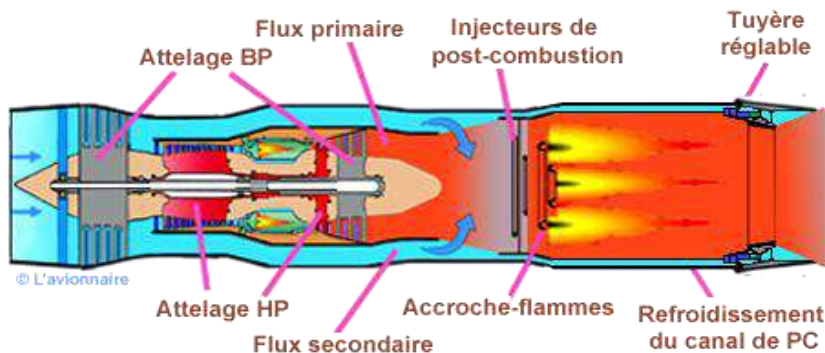
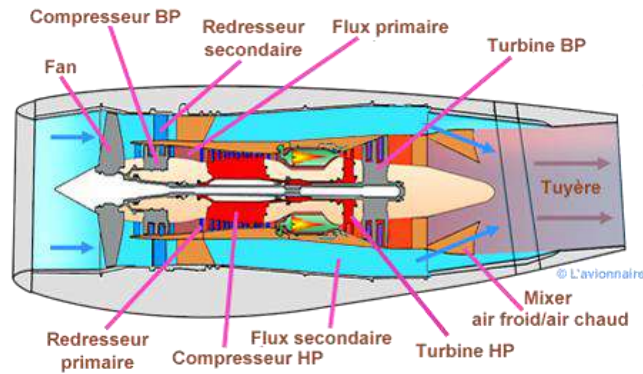


Figure I.7 Turboréacteur avec postcombustion [3].

### I.4.2. 5 Turboréacteur double flux avec soufflante

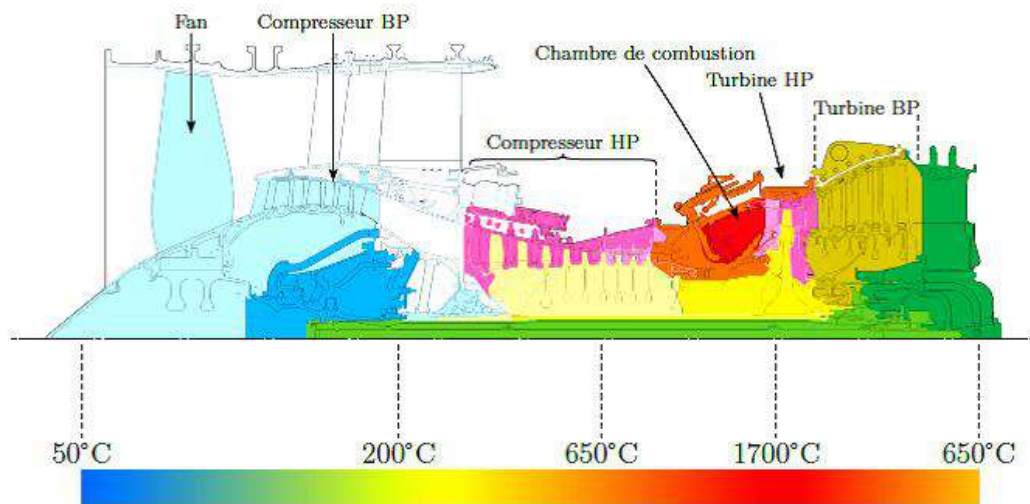
Sur ce type de turboréacteur une soufflante [4] d'un diamètre bien supérieur au compresseur BP est rajoutée à l'avant de celui-ci. Ce qui permet d'obtenir du flux secondaire un maximum de poussée. Cette soufflante est entraînée par le même arbre que le compresseur BP [3].



**Figure I.8** Turboréacteur double flux avec soufflante [4].

### I.4. 3 Matériaux des turboréacteurs

Concevoir un turboréacteur nécessite de faire un compromis entre performance, résistance mécanique et masse de la structure. La température n'est pas homogène dans un turboréacteur (Figure I.9). Elle est basse à l'entrée du moteur (soufflante) puis augmente progressivement dans les compresseurs. Elle atteint son maximum après la chambre de combustion puis diminue jusqu'à la tuyère [5].



**Figure I.9** Coupe thermique du turbo fan CFM56 série 7 [5].

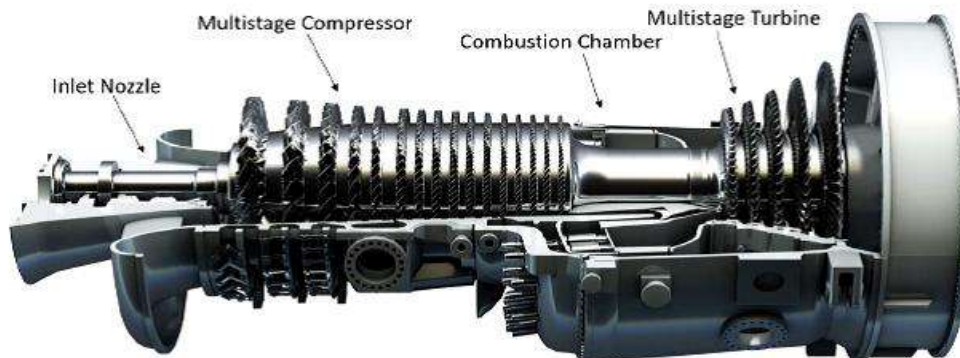
Dans les parties froides, les matériaux légers sont privilégiés tels que le titane ou bien des composites à matrice organique (CMO). Ces derniers sont constitués de fils noyés dans une matrice, le plus souvent, de type résine polymère. Dans les parties moyennement chaudes, on choisit des matériaux à base d'acier et de titane. Les parties encore plus

chaudes nécessitent des matériaux techniques. Les plus utilisés sont des alliages métalliques à base de nickel et de cobalt. Bien que réfractaires, ces matériaux nécessitent des barrières thermiques supplémentaires pour assurer leur tenue mécanique. Une alternative consiste à employer des matériaux composites matrice céramique (CMC). En effet, les composites possèdent une très bonne tenue aux hautes températures mais une faible résistance mécanique. L'emploi de renfort permet de combler cette faiblesse et permet leur introduction dans la conception des pièces industrielles [5].

## I.5 Structure et composants de la turbine à gaz

Les moteurs à turbine à gaz (GT) sont des types de turbomachines qui transforment l'énergie totale du fluide de travail en énergie cinétique et vice versa. Un moteur à turbine à gaz comporte généralement trois éléments principaux: le compresseur, la chambre de combustion et la turbine. Dans le compresseur, la puissance mécanique est transférée au fluide de travail (air) pour augmenter sa pression.

Dans la chambre de combustion, le carburant est ajouté au fluide de travail et fait augmenter sa température par le processus de combustion. Enfin, le gaz de combustion haute pression-haute température passe par une turbine où son énergie totale est transformée en énergie mécanique et fait tourner l'arbre. La figure I.10 représente une turbine à gaz et les principaux composants correspondants [6].



**Figure I.10** Turbine à gaz de production d'électricité lourde GE-Alstom GT13E2 [6].

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, cette machine est composée de trois éléments principaux (figure I.11).

### I.5.1 Le compresseur

Un compresseur d'air axial composé par une série d'aubes mobiles (rotor), qui communiquent de l'énergie cinétique au fluide (air) et qui sont suivies alternativement par des aubes fixes (stator) qui transforment l'énergie cinétique en énergie de pression [7].

### I.5. 2 La chambre de combustion

Une chambre de combustion dans laquelle est introduit un combustible liquide ou gazeux qui, en brûlant, consomme partiellement l'air amené par le compresseur et élève la température de ce mélange air-gaz de combustion [7].

### I.5. 3 La turbine de détente

Une turbine, dans laquelle le mélange air-gaz sortant de la chambre de combustion à la pression obtenue après compression se détend dans plusieurs étages pour produire de l'énergie mécanique. Cette énergie sert à entraîner le compresseur d'air et à fournir à l'arbre une puissance utilisable, recueillie par exemple par un alternateur [7].

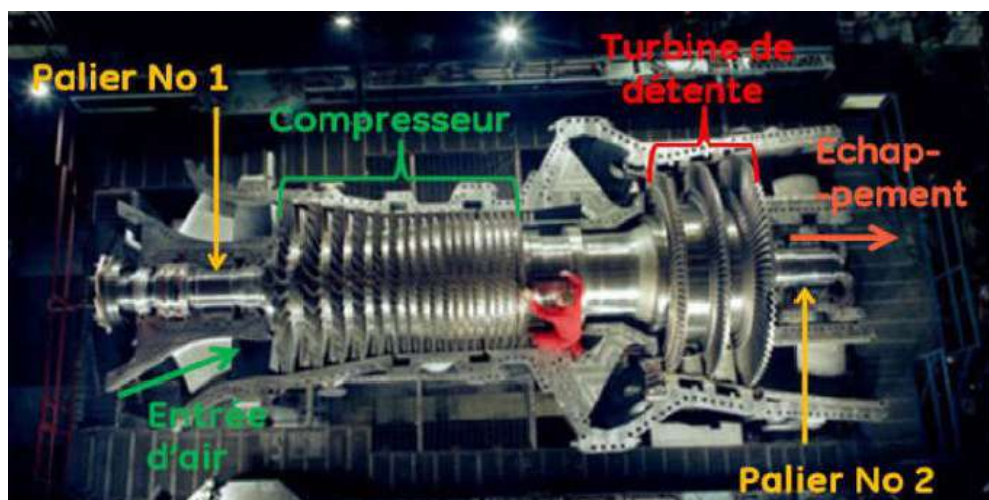


Figure I.11 Turbine à gaz industrielle [7].

## I. 6 Principales applications des turbines à gaz

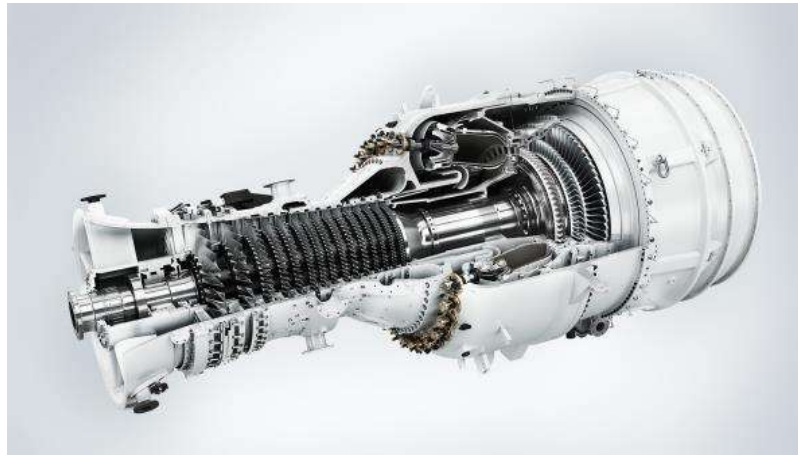
Chaque cas d'application d'une turbine à gaz comprend un nombre important de paramètres de définitions spécifiques : type de combustible, durée de fonctionnement par an, températures extérieures extrêmes, montage, nuisances, etc.

Il en résulte qu'une installation de turbine à gaz doit être personnalisée afin de répondre aux conditions d'exploitation envisagées [7].

### I.6. 1 Production d'électricité

L'une des principales utilisations des turbines à gaz est dans les centrales de production d'énergie. Les turbines à gaz ont des rendements thermiques élevés, utilisent l'air comme fluide de travail et ont une température d'échappement élevée. Ces caractéristiques les rendent très populaire pour la production d'électricité. La température élevée des gaz d'échappement permet d'utiliser la turbine à gaz dans un cycle combiné où les gaz d'échappement sont utilisés comme source de chaleur pour une production d'énergie

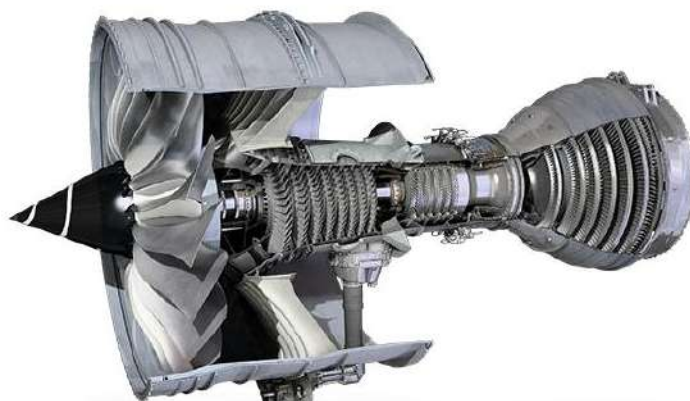
supplémentaire via une turbine à vapeur. Le cycle combiné peut atteindre des rendements nets étonnants de plus de 60%. La figure I.12 montre un moteur à turbine à gaz industriel de production d'énergie, SGT-800 de Siemens [6].



**Figure I.12** Turbine à gaz de production d'électricité Siemens SGT-800 [6].

### I.6.2 Moteurs aéronautiques

Les turbines à gaz jouent un rôle très important dans le transport car elles sont le principal système de propulsion des avions de toutes tailles. La fonction principale d'une turbine à gaz d'aéronef est de générer de la poussée. En règle générale, les turbines à gaz aéronautiques sont conçus comme Turbosoufflantes qui contiennent deux bobines (ou plus) (arbres). Le tiroir HP comprend une turbine HP qui entraîne le compresseur HP via l'arbre de liaison. Le tiroir LP contient la turbine LP qui entraîne le ventilateur principal qui est le principal fournisseur de poussée dans un moteur à taux de dilution élevé. Le taux de dilution est défini comme le rapport du débit massique d'air contournant le noyau de moteur (turbine et de la chambre de combustion) pour le débit massique d'air traversant le noyau du moteur. La figure I.13 montre le moteur Rolls Royce Trent 1000.



**Figure I.13** Moteur d'avion Rolls Royce Trent 1000 [6].

### I.6.3 Production combinée chaleur-force

Ce type d'application permet d'économiser les dépenses d'énergies. Le couple de force peut servir à l'entraînement d'une machine réceptrice et la chaleur peut servir pour le chauffage, séchage, production de vapeur pour un processus industriel.

Le principe de cette application peut être encore poussé plus loin pour obtenir des installations industrielles dites à énergie totale où la turbine à gaz peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60% [8].

### I.7 Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz

Pendant le processus de combustion type, l'air est aspiré dans l'entrée d'air de turbine à gaz et est comprimé sur plusieurs étages à écoulement axial du compresseur du moteur. L'air comprimé est dirigé dans la chambre de combustion annulaire à un flux constant. Le carburant est injecté et mélangé avec l'air comprimé et enflammé pendant le cycle de démarrage. La combustion continue sera maintenue aussi longtemps qu'il y a un flux suffisant d'air sous pression et de carburant. La chaude pression de gaz de la chambre de combustion s'étend à travers et entraîne la turbine, passant de la pression et la température à sa sortie de la turbine. Ce cycle de combustion convertit l'énergie dans le combustible en énergie cinétique de rotation à l'arbre de sortie de turbine. Pour la combustion, la turbine à gaz nécessite environ un quart de l'air total. L'excès d'air est mélangé avec les produits de combustion afin de réduire la température du gaz à l'étage de la turbine-première entrée. L'air de refroidissement maintient également des températures du métal dans la chambre de combustion et de montage des turbines relativement faible pour assurer une longue durée de vie [8].

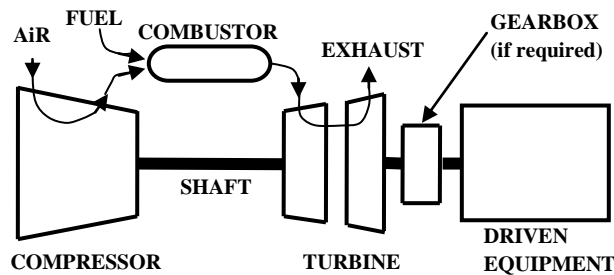


Figure I.14 Processus de combustion typique [8].

## I. 8 Classification des turbines

On distingue deux types de Turbine à gaz à cycle ouvert prennent un certain nombre de formes différentes [9].

### I.8. 1 Turbine mono arbre

Les turbines à un seul arbre sont aptes à l'entraînement des machines qui fonctionnent à vitesse constante, telle que les alternateurs et pour cette raison, sont employées dans la génération d'énergie électrique (Figure I.15).

Le compresseur et l'ensemble des étages de détente sont regroupés sur le même arbre entraînant également l'organe récepteur [8].

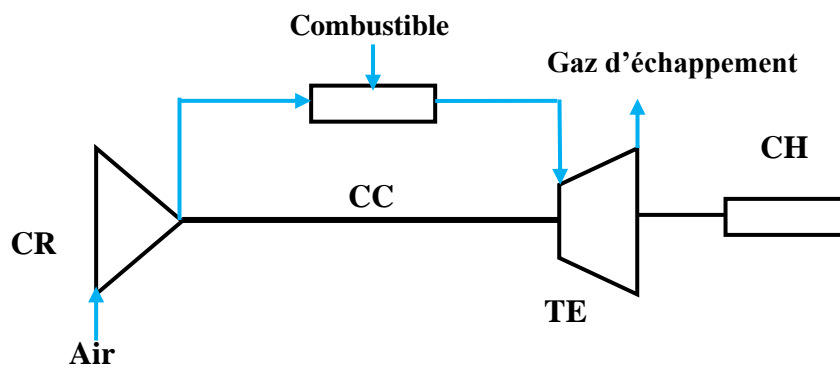


Figure I.15 Schéma de la turbine à gaz mono arbre [9].

### I.8. 2 Turbine bi arbre

Dans les applications où la puissance est réglée en variant la vitesse de la machine, on utilise les turbines à gaz deux arbres figure I.16. La turbine à deux arbres est divisée en deux sections séparées mécaniquement :

- Une section à haute pression, qui fonctionne à vitesse constante dans une plage de puissances, et entraîne exclusivement un compresseur axial.
- Une section à basse pression liée à la machine conduite par l'intermédiaire d'un accouplement, cette section peut changer sa vitesse de rotation indépendamment de la section turbine à haute pression [10].

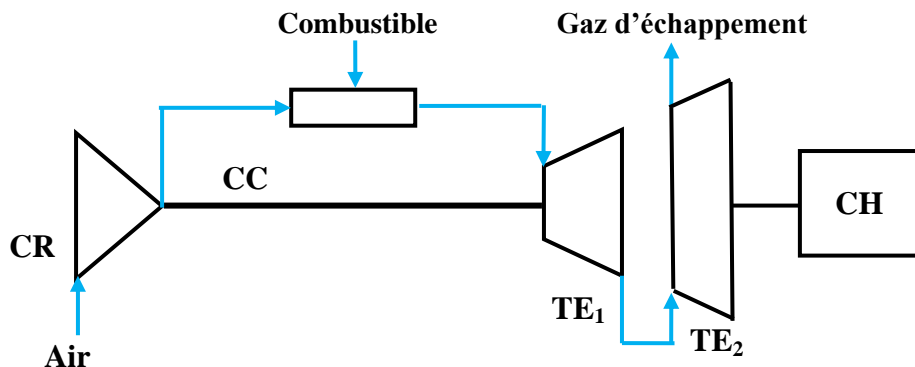


Figure I.16 Schéma de la turbine à gaz bi arbre [10].

## I. 9 Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz

Une turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique, donc, ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air refoulé au compresseur [10].

### I.9. 1 Température

À mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente, tandis que le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de la masse spécifique). En conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile (la puissance) diminuent. Si la température diminue, le phénomène inverse se produit.

Ce lien entre la température d'admission du compresseur, la puissance et le rendement change de turbine à turbine, selon les paramètres du cycle, le rendement de compression, d'expansion et le débit d'air.

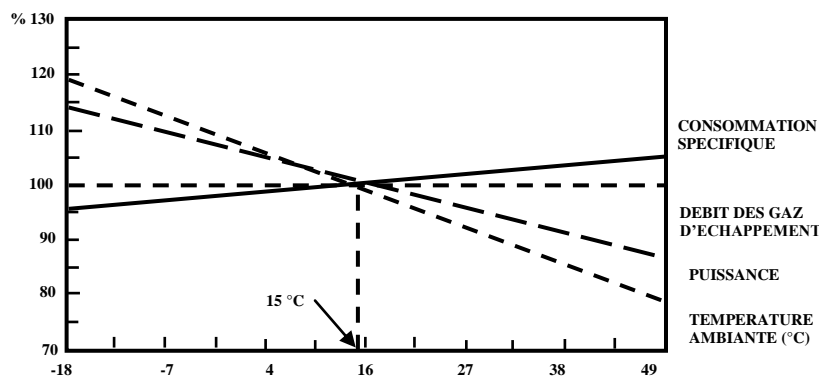


Figure I.17 Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine [10].

### I.9. 2 Pression

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence ISO, le débit massique de l'air diminue, et la puissance utile est proportionnellement réduite parce qu'elle est proportionnelle au débit massique du gaz. Au contraire, les autres paramètres du cycle thermodynamique (HR, etc.) ne sont pas influencés.

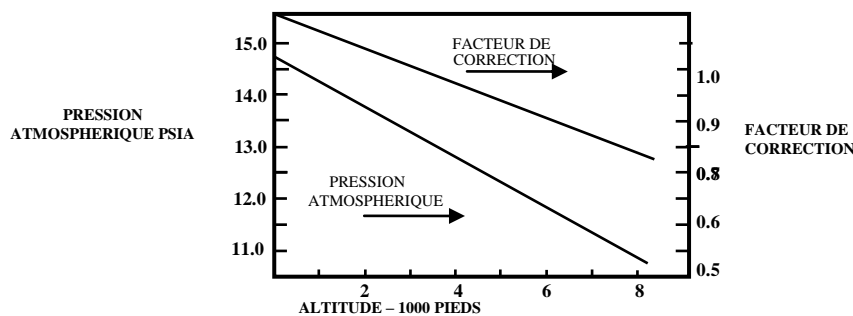


Figure I.18 Influence de la puissance utile de la turbine à gaz par rapport à l'altitude d'installation [10].

### I.9.3 Humidité relative

Influence de la masse spécifique de l'air d'admission du compresseur. En effet, l'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique (HR) augmente.

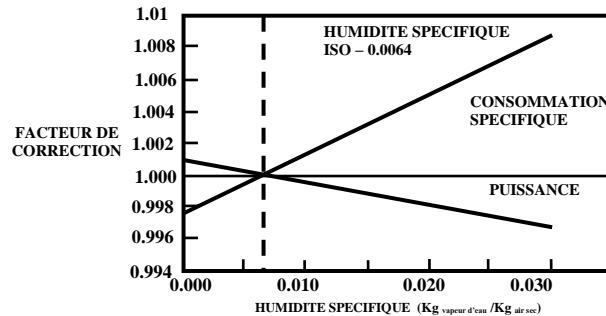


Figure I.19 Influence de l'humidité relative [10].

## I. 10 Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la turbine à gaz

### I.10.1 Chutes de pression dans la section d'admission du compresseur

Les chutes de pression sont provoquées par le système d'admission de la turbine à gaz, composée d'un filtre d'air, un silencieux, un coude, des variations de section des tuyauteries, etc., installés en amont de la bride d'aspiration du compresseur. Quand l'air traverse ce système, il est soumis au frottement, qui réduit sa pression et son poids spécifique. Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique, comme précédemment mentionné à cause de l'influence exercée par la pression ambiante [10].

### I.10.2 Chutes de pression dans le système d'échappement de la turbine

Le système par lequel les gaz d'échappement sont expulsés à l'atmosphère. Ces gaz d'échappement traversant ce système sont soumis aux pertes dues au frottement, qui augmentent la valeur de la contre-pression, par rapport à la valeur de la pression extérieure et atmosphérique.

Ces pertes réduisent la détente de la turbine, car cette dernière s'arrête à une isobare plus haute que celle de référence, et ceci a comme conséquence la réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique. Le tableau I.1 ci-dessous donne des valeurs typiques montrant comment les performances sont influencées par les chutes de pression de l'admission et de l'échappement. Pour les raisons expliquées dans le tableau, ces effets sont proportionnels aux chutes de pression [10].

Tous les 100 millimètres de H <sub>2</sub> O à l'aspiration	Tous les 100 millimètres de H <sub>2</sub> O à l'échappement
1.42 % pertes de puissance	0.42 % pertes de puissance
0.45 % augmentation de la consommation spécifique	0.42 % augmentation de la consommation spécifique
1 °C augmentation de la température d'échappement	1 °C augmentation de la température d'échappement

**Tableau I.1** Chutes de pression et réduction de la puissance [10].

### I.10.3 Influence du type de combustible

On obtient de meilleures performances si l'on emploie le gaz naturel plutôt que le gasoil. En effet, la puissance débitée quand la charge est basse et les autres conditions (ambiantes, chutes de pression, etc.) sont identiques, est supérieure d'environ 2%, tandis que la consommation spécifique est inférieure de 0,7 jusqu'à 1 %, selon le modèle de turbine à gaz. Ces différences deviendront d'autant plus remarquables si nous comparons les performances obtenues avec du gaz naturel et avec des types de combustible de plus en plus " lourds", tels que les combustibles résiduels, Bunker C, etc. Ce comportement est dû au pouvoir calorifique plus élevé des produits générés par la combustion du gaz naturel, car ce dernier a une teneur plus élevée de vapeur d'eau, résultant d'un rapport plus élevé entre l'hydrogène et le carbone, ce qui est typique pour le méthane, le composant principal du gaz naturel. Les combustibles gazeux ayant un pouvoir calorifique inférieur au gaz naturel (généralement appelés les gaz à bas Btu) peuvent considérablement influencer les performances d'une turbine à gaz. En effet, si le pouvoir calorifique diminue (kJ/Nm<sup>3</sup>), le débit massique du combustible vers la chambre de combustion doit augmenter pour fournir la quantité nécessaire d'énergie (kJ/h). Ce débit supplémentaire de fluide, qui n'est pas comprimé par le compresseur, crée une augmentation de puissance et une réduction de la consommation spécifique.

Dans ce cas-ci, la puissance absorbée par le compresseur est pratiquement constante. Tout de même, dans le cas de la combustion des gaz à bas Btu, les effets secondaires suivants doivent être pris en compte :

- Une augmentation du débit de la turbine augmente le taux de compression dans le compresseur, qui ne doit pas trop s'approcher de la limite de pompage.
- Une augmentation du débit de combustible exige souvent un diamètre plus grand des tuyauteries et des vannes de réglage (avec une hausse conséquente des coûts). Cet effet est d'autant plus remarquable si la température du gaz et, en conséquence, le volume spécifique sont plus hauts (par exemple, les gaz produits par la gazéification du charbon).

- Les gaz à faible pouvoir calorifique sont saturés assez fréquemment avec la vapeur d'eau en amont du système de combustion de la turbine à gaz. Cela augmente le coefficient de transfert de chaleur en augmentant la température des parties métalliques des parties chaudes de la turbine [10].

## I.11 L'usinage des aubes d'une turbine

L'usinage des aubes s'effectue dans des centres d'usinage qui sont souvent optimisés avec des systèmes de contrôle sophistiqués avec 4 ou 5 axes et avec jusqu'à 4 broches, l'usinage complet d'aubes sans démonter la pièce. L'usinage de surfaces d'écoulement avec arêtes d'attaque et de sortie ainsi que les zones transitoires [11].

### I.11.1 Fraisage des aubes de turbines

Les aubes des turbines sont fraisées avec une précision de forme de l'ordre du centième de millimètre.

### I.11.2 Ébauche de brut quelconque 3D

L'aube de turbine est usinée à partir d'une ébauche librement définie ou quelconque. La stratégie évite automatiquement les trajets à vide dans les parties en contre dépouilles. Des profondeurs de coupe régulières et l'avance indépendante des axes de rotation offrent des conditions de coupe constantes.

Le serrage des axes de rotation permet d'utiliser des outils de plus grande taille et d'obtenir un débit de copeaux en volume élevé (Figure I.20) [12].

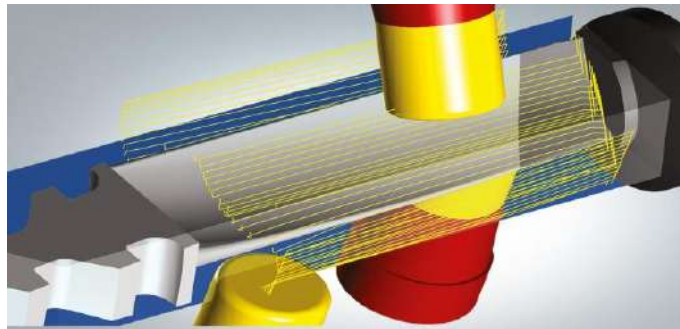


Figure I.20 Ébauche de brut quelconque [12].

### I.11.3 Fraisage en bout d'aube de turbine 5 axes

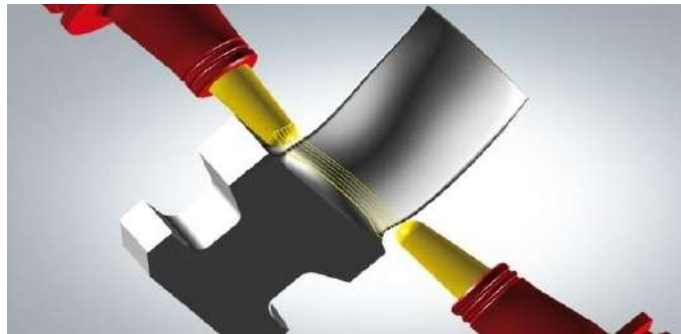
Ce cycle permet la finition des surfaces de la pale. Le trajet d'outil hélicoïdal peut être généré comme un usinage simultané 4 axes ou 5 axes. Pour les fraises cylindriques et toriques, l'angle guide est toujours automatiquement corrigé pour ne pas endommager les surfaces et pour que seule la partie coupante de l'outil soit sollicitée (figure I.21) [13].



**Figure I.21** Fraisage en bout d'aube de turbine 5 axes [13].

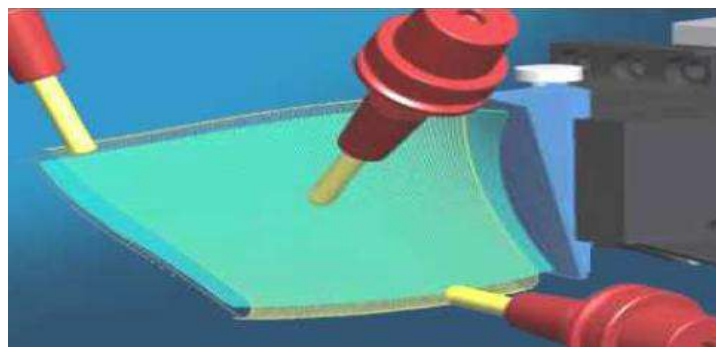
#### I.11. 4 Fraisage en roulant d'aubes de turbine 5 axes

La partie située entre la pale et les surfaces latérales, qui ne peut être fraisée avec l'usinage en bout 5 axes, est usinée avec l'usinage des flancs 5 axes. Les angles guides et d'inclinaison latérale offrent d'excellentes conditions de coupe. Par ailleurs, l'usinage des flancs 5 axes permet de créer rapidement des surfaces latérales légèrement courbées avec l'usinage en roulant (figure I.22) [13].



**Figure I.22** Fraisage en roulant d'aubes de turbine 5 axes [13].

La géométrie des aubes de turbines détermine l'efficacité des moteurs d'avions, des turbines à vapeur ou des turbo chargeurs. La tendance s'oriente clairement vers les profilés minces en matériaux durs. Les aciers fortement alliés sont les matériaux les plus simples qui sont usinés dans les centres de fraisage de Starrag Heckert. Désormais, on serre fréquemment des alliages à base de titane ou de nickel dans les machines. S'ajoute à cela le fait que les aubes sont produites en série (figure I.23) [13].



**Figure I.23** Usinage en bout en 5 axes d'une aube de compresseur [13].

Lors d'usinage, des défauts apparaissaient jusqu'à présent à la surface: marques de retour, arêtes écrasées ou traces de broutage. Même si toutes les tolérances étaient respectées, on pouvait voir fréquemment sur les anciennes aubes de turbines des traces de broutage. Une surface aussi impeccable ne pouvait jusqu'à présent être obtenue que par une opération supplémentaire de meulage, un procédé qui est cependant contesté, étant donné qu'il risque de modifier la géométrie des aubes. Ce sont surtout les surfaces d'amenée d'air qui sont délicates [13].

## **I. 12 Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons examiné une variété des turboréacteurs. Après une présentation succincte de quelques notions et définitions relatives aux utilisations, principe de fonctionnement, application des turbines à gaz et un aperçu sur l'influence des facteurs extérieurs et intérieurs sur les performances de la turbine à gaz et en fin les procédés de fabrication des ailettes de turbines à gaz sur les machines à cinq axes.

# **Chapitre II :**

## **Analyse bibliographié sur les ailettes**

## II. 1 Introduction

Le principal facteur limitant dans les premiers moteurs à turbine à gaz était la performance des matériaux disponibles pour la partie chaude (chambres de combustion et turbines) du moteur et en particulier les aubes de turbine à gaz. L'efficacité thermique des premières turbines à gaz était extrêmement faible car la température maximale du cycle était limitée par les métaux qui étaient alors disponibles pour la fabrication des composants. Les progrès de recherche sur les matériaux ont augmenté l'efficacité thermique des turbines à gaz. L'amélioration de l'efficacité des moteurs aéronautiques est un défi majeur car l'environnement est très agressif. Cet aspect dépend non seulement de la conception, mais également du choix des matériaux appropriés pour sa fabrication. Entre les deux, la sélection des matériaux joue un rôle essentiel car les matériaux doivent bien fonctionner pendant la période de conception dans les conditions environnementales difficiles de l'avion. Le besoin de meilleurs matériaux pour les aubes de turbine a stimulé de nombreuses recherches dans les techniques d'optimisation d'alliage et de fabrication. Dans la turbine haute pression, les aubes sont les pièces qui subissent les sollicitations les plus extrêmes.

L'endommagement est donc du à de la fatigue-fluage en isotherme. De plus, à cause des gradients thermiques, des formes complexes et de la différence de coefficient de dilatation entre la barrière thermique et le substrat, l'état de contrainte est multiaxial et varie dans le temps. Les solutions technologiques souhaitées pour améliorer la durée de vie des aubes et d'augmenter fortement la température d'entrée turbine dont dépend le rendement sont:

- ❖ Le développement de nouveaux alliages (nouveaux matériaux)
- ❖ Le refroidissement des aubes
- ❖ Le dépôt de revêtements protecteurs

Après cette préface, nous exposons dans ce chapitre quelques travaux disponibles dans la littérature qui traitent l'aspect des solutions technologiques précédemment mentionnées pour améliorer la durée de vie, le rendement et la résistance des matériaux utilisés sous l'effet des chargements thermomécaniques.

## II. 2 Recherches réalisées sur les métaux et leurs alliages

Les métaux et leurs alliages ont toujours joué un rôle primordial dans le développement des matériaux des pièces de turbine à gaz et ont largement contribué à des progrès technologiques majeurs.

Des démarches de développement de ces matériaux ont été engagées et ont abouti à une large gamme de matériaux métalliques dont les superalliages à base de nickel et revêtements résistants à la température ont été considérés. Certains alliages d'aubes de turbine performantes sont présentés dans la figure II. 1.

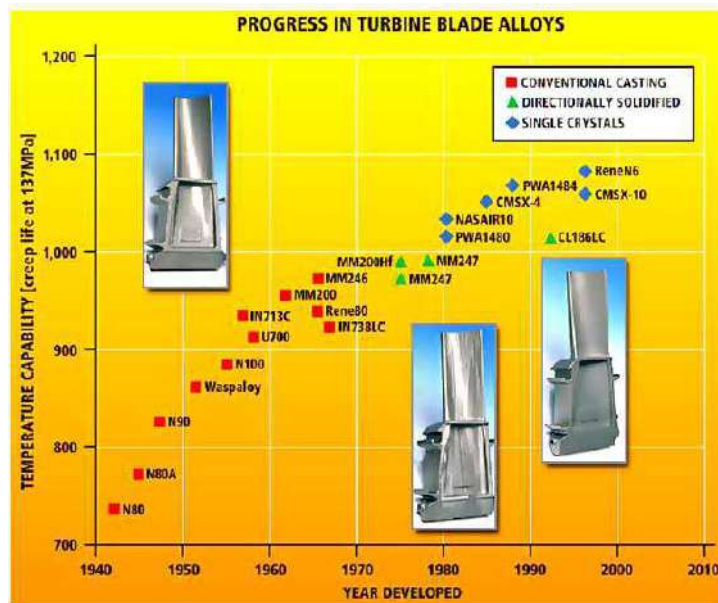
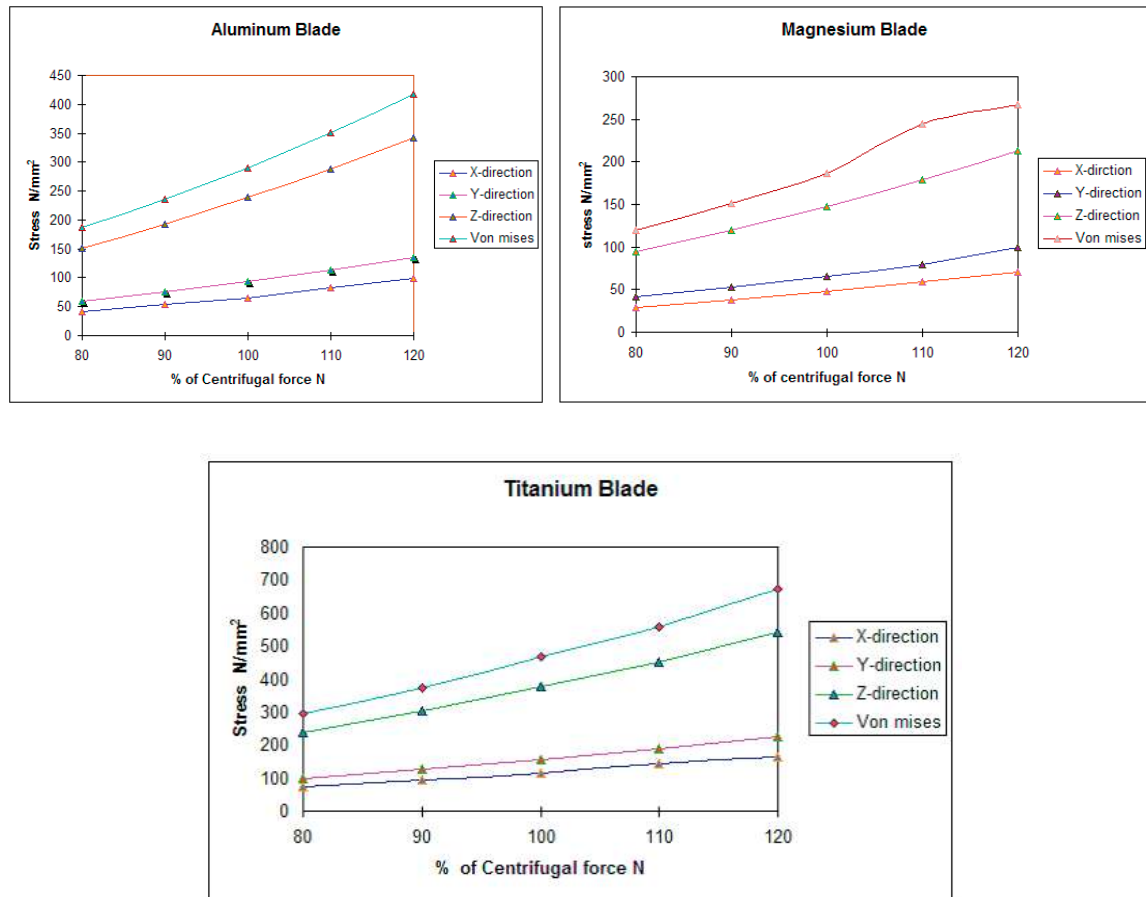


Figure II.1 Développement de matériaux d'aube depuis 1940 [8].

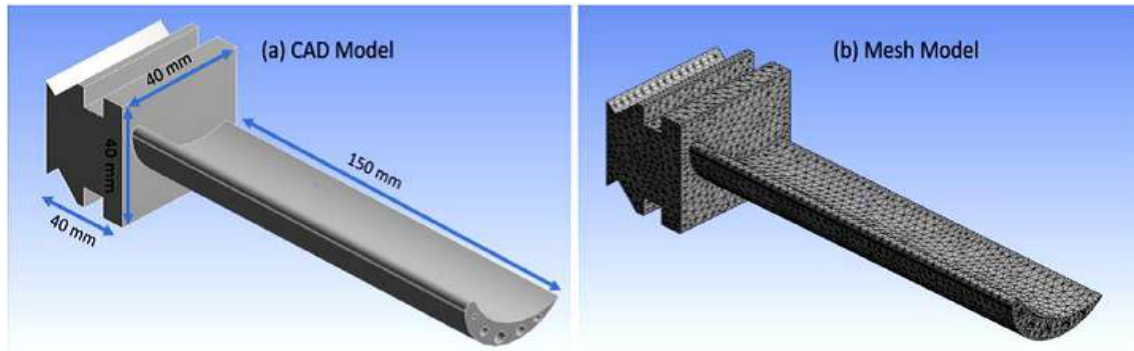
Bien qu'il soit avéré depuis longtemps que l'augmentation de la température d'entrée de turbine dans l'efficacité des moteurs aéronautiques. Jusqu'à présent, de nombreuses études ont été effectuées sur les matériaux des aubes de turbine à gaz tenant en compte la température de service et les conditions de travail. G. Chintala et al. [14] ont fait une analyse d'une aube de turbine à gaz sous des conditions de trois chargements  $F_x$ ,  $F_y$  et  $F_z$  à l'aide du logiciel Ansys, Alors que la force centrifuge ( $F_z$ ) est plus élevée par rapport aux autres forces. Ils ont constaté que les contraintes dans l'aube en aluminium étaient inférieures à la limite d'élasticité du matériau, même après augmentation de la force centrifuge de 10 % de la valeur normale. La contrainte de Von Mises est supérieure à la limite d'élasticité après une augmentation de 20 % par rapport à la valeur normale. Ils ont Noté que les contraintes dans l'aube en Magnésium atteignent la limite élastique à 120 % de la valeur de la force centrifuge. En ce qui concerne l'aube en alliage de titane, que la contrainte de Von Mises dans la lame en alliage de titane se situe dans la limite d'élasticité

lorsque la force centrifuge est augmentée au-delà de 20 % de la valeur normale comme montre dans la figure II. 2.



**Figure II.2** Contrainte dans trois aubes en matériaux différents sous l'influence de la force centrifuge [14].

Singh et al. [15] Ont établi une analyse statique et une analyse modale pour une aube de turbine à gaz (figure II.3) pour différents matériaux tels que l'alliage de titane, le Nimonic80A, l'alliage d'inconel 617 et le Rhénium. Ils ont effectué l'analyse structurale pour obtenir les contraintes et les déformations maximales qui sont générées par la force centrifuge agissant sur une turbine à gaz et l'analyse modale est effectuée dans les conditions thermiques de 900°C pour évaluer les fréquences naturelles des six premières formes de mode. L'analyse a pour objectif de sélectionner le matériau le mieux adapté pour la fabrication des aubes de turbine à gaz.



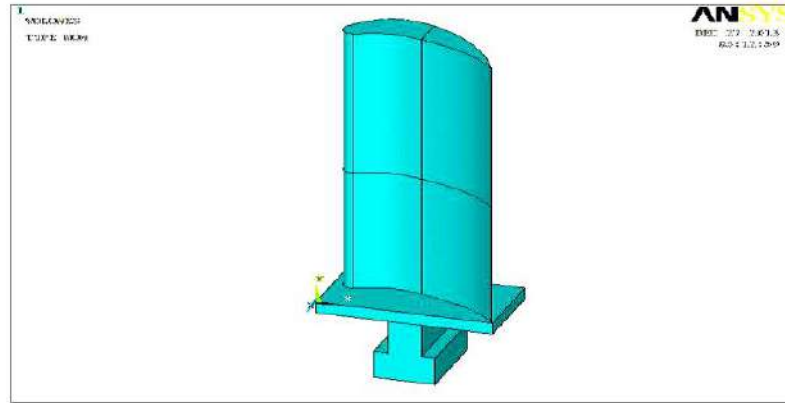
**Figure II.3** Modèle CAD de turbine à gaz [15].

D'après les résultats, les auteurs ont conclu que le Nimonic 80A peut être sélectionné comme un matériau approprié pour l'aube de turbine à gaz possédant des propriétés appropriées par rapport aux autres matériaux comme indiqué dans le tableau II. 1.

Modes	Fréquences (Hz)			
	Titanium alloy	Nimonic 80alloy	Inconel alloy 617	Rhenium
1	691.23	570.28	747.49	733.27
2	997.31	1257	1224.4	1169.6
3	1470.6	1935	1898.2	1803
4	2248.6	2811.6	2736.4	2617.2
5	3566.3	4709.2	4609.9	4374.7
6	4778.4	6491.6	6314.3	5968

**Tableau II.1** Les fréquences naturelles pour aube de turbine à gaz en différents matériaux [15].

Jabbar, A.A et al. [16] ont mené une analyse statique, thermique et vibratoire pour une aube de turbine à gaz (figure II.4) pour différents matériaux tel que l'alliage de titane, l'acier inoxydable et l'alliage d'aluminium 2024. Ils ont observé que la distribution de la température était presque uniforme dans la zone de flexion maximale le long de la pale. Pour les trois matériaux, la température maximale est comprise entre 794 °C et 812 °C et la contrainte maximale produite est dans les limites de sécurité pour tous les matériaux sauf l'aluminium. L'analyse modale a révélé que la fréquence de base de l'alliage de titane est la plus élevée (35 Hz) que tous les autres matériaux. Par conséquent, le retard de résonance de celui-ci est plus stable dynamiquement.



**Figure II.4** Modèle 3D d'une aube de rotor [16].

Dans un autre travail, Reddy et al. [17] ont fait une analyse statique et thermique pour un même modèle d'aube de rotor de turbine à gaz. Les auteurs ont constaté que la température a un effet significatif sur les contraintes totales qui se produisent dans les aubes de turbine et les contraintes thermiques qui en résultent étaient plus faibles pour l'Inconel 625 car il présente de meilleures propriétés thermiques.

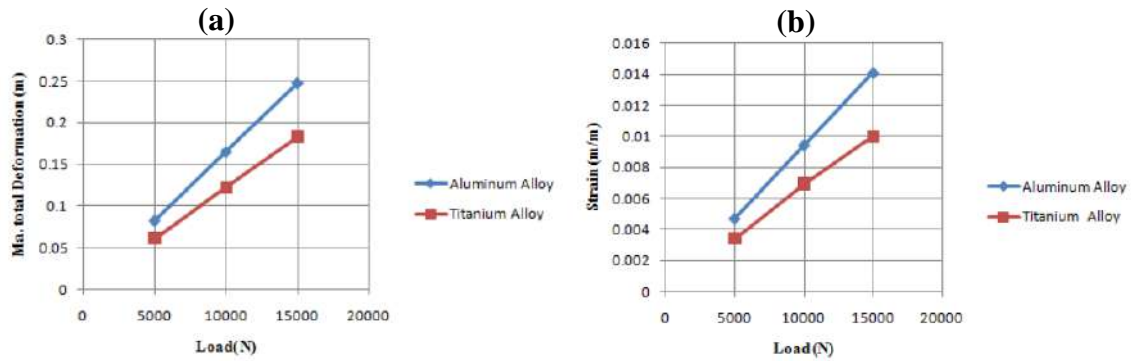
En plus, Krishnakanth et al. [18] ont mené une analyse par éléments finis pour une aube de turbine à gaz pour trois matériaux différents, à savoir N155, Inconel 625 et acier inoxydable. Ils ont constaté que la température a un effet significatif sur les contraintes totales qui se produisent dans les aubes de turbine. Les températures des aubes obtenues et les contraintes thermiques qui en résultent sont plus faibles pour l'inconel 625, car il a de meilleures propriétés thermiques.

Muhsin et al. [19] ont procédé à une analyse numérique pour comprendre le comportement des aubes de rotor de turbine à gaz (figure II.5) pour deux matériaux : l'alliage d'aluminium et l'alliage de titane sous différentes charges (5000, 10000, 150000) N pour trouver les contraintes, les déformations, les déplacements et les contraintes de cisaillement.



**Figure II.5** Modèle d'aube de turbine à gaz [19].

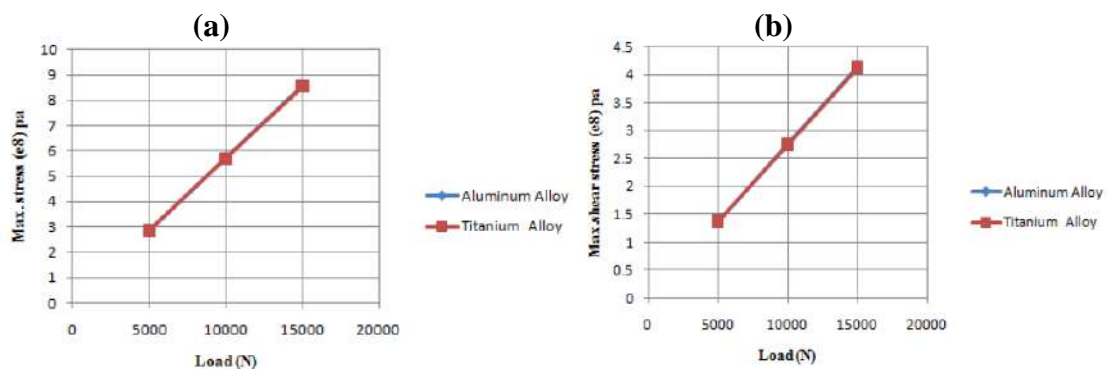
La figure II.6, a montre une comparaison entre les déplacements des aubes de rotor de turbine à gaz pour deux matériaux, sous l'effet des trois chargements et la figure II.6, b montre la comparaison entre les déformations des aubes de rotor de turbine à gaz pour deux matériaux, sous l'effet des trois chargements.



**Figure II.6** Comparaison entre les résultats de (a. déplacements, b. déformations) [19].

La figure II.7, a montre la comparaison entre les contraintes Von mises des aubes de rotor de turbine à gaz pour les deux matériaux, sous l'effet des trois chargements.

La figure II.7, b montre la comparaison entre les contraintes de cisaillement des aubes de rotor de turbine à gaz pour deux matériaux sous l'effet des trois chargements.

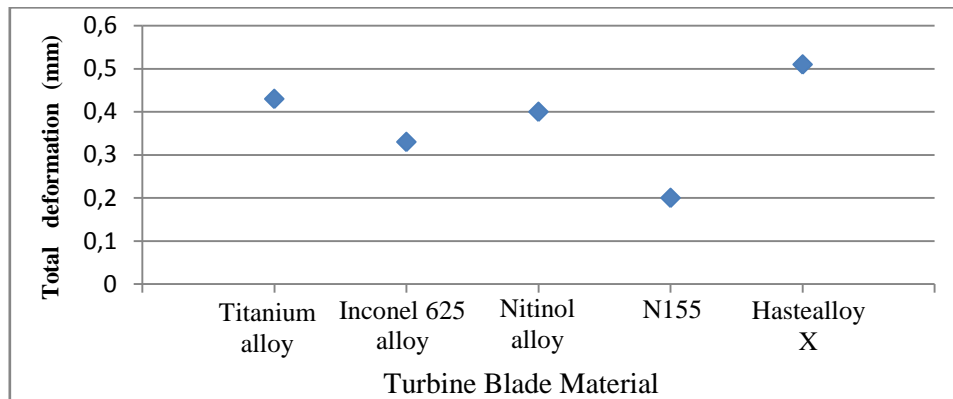


**Figure II.7** Comparaison entre les résultats des (a. contraintes, b. contraintes de cisaillement) [19].

A partir des résultats, les auteurs ont démontré que l'alliage de titane pouvait supporter la charge plus que l'alliage d'aluminium, de sorte qu'il recommande de l'utiliser dans la fabrication des aubes de turbine à gaz.

Dans un autre travail Kumar et al. [20] ont effectué une analyse thermique et statique pour une aube de turbine à gaz pour cinq matériaux : l'alliage de titane, N 155, l'acier inoxydable, alliages de Nitinol et l'Inconel 625 qui est utilisé dans la fabrication des aubes de moteurs aéronautiques ont été considérés pour l'analyse dans les mêmes conditions de fonctionnement. Ils ont constaté que le maximum déplacement est de 0,023821 mm pour

l'acier inoxydable et le minimum est de 0,00978284 mm pour le N155 comme le montre dans la figure II.8.

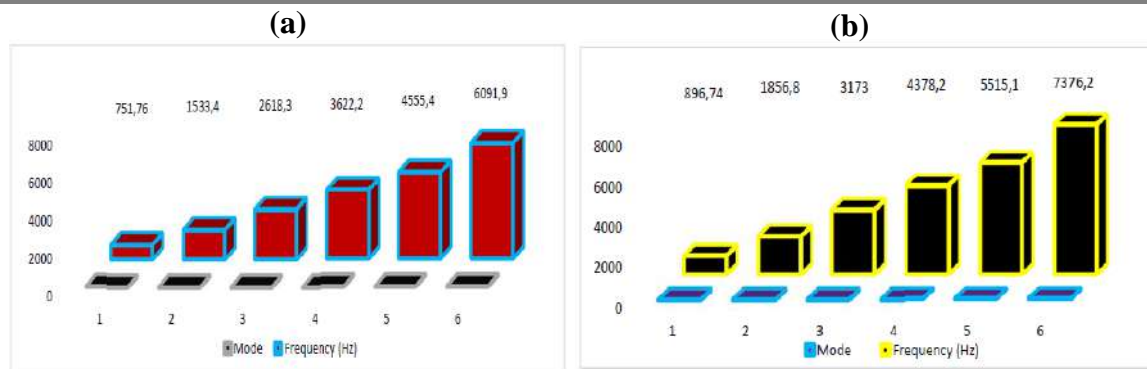


**Figure II.8** Déplacements en fonction des matériaux de l'aube de Turbine [20].

Les contraintes qui se produisent dans l'aube de turbine en superalliage dans les limites de sécurité de N155. L'auteur et ses collaborateurs ont pu conclure que le N155 est le meilleur matériau approprié pour la fabrication des aubes des moteurs aéronautiques.

Kumar et al. [21], ont conçu trois prototypes par le logiciel Solidworks, le premier modèle est pris comme NACA 6409, le deuxième et troisième modèle sont réalisés par un angle à  $72,5^\circ$  et  $145^\circ$ . Ils ont mené une analyse structurelle et modale sur ces trois modèles des aubes de turbine à gaz afin d'obtenir le profil de pales appropriées et les matériaux nécessaires pour générer la puissance requise à une certaine vitesse. Ils à effectué l'analyse structurelle avec trois vitesses différentes 20000,40000 et 60000 tr / min pour trois matériaux différents super alloy X, Nimonic 80A et Inconel 625 pour obtenir les contraintes de Von Mises et l'analyse modale pour trouver la fréquence propre et les déformations totales. Ils ont conclu que l'inconel 625 doit être utilisé comme matériau d'aube de turbine pour des conditions de vitesse constante ou variable car le rapport contrainte / déformation est minimum à toutes les vitesses pour tous les profils d'aubes.

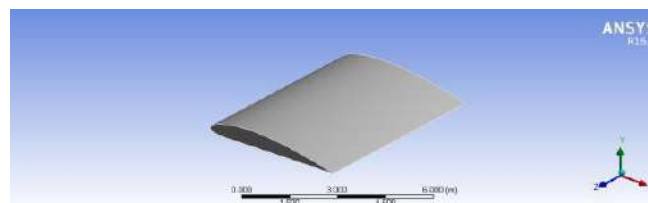
Oghenefero et al.[22] ont établi une analyse numérique par logiciel Ansys pour déterminer la fréquence propre d'une aube en deux matériaux inconel 738 et U500. En comparant, la fréquence de base dans les mêmes conditions de charge était de 751 Hz pour l'inconel 738 et de 896 Hz pour le matériau des aubes de turbine U500.



**Figure II.10** Les fréquences naturelles d'aube en matériau (a. Inconel 738, b.U500) [22].

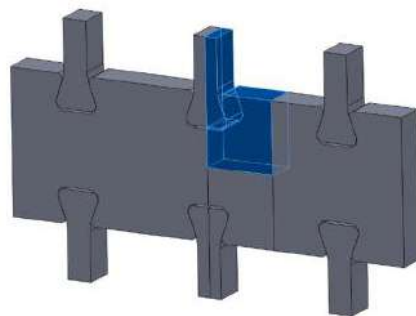
A partir des résultats ci-dessus figure II.10, L'auteur et ses collaborateurs ont pu conclure que, parmi les deux matériaux des aubes de turbine étudiés. L'inconel 738 est le meilleur matériau pour la fabrication des aubes de moteur à turbine à gaz. Il est adopté pour une utilisation pour une aube rotative pour le premier étage, tandis que le matériau d'U500 est généralement utilisé pour le deuxième étage du rotor et déconseillé d'utilisation pour le premier étage de la turbine. Des simulations numériques pour l'étude de la dynamique des aubes ont été réalisées par Millecamps. [23] dans le but d'étudier l'influence des efforts au contact, de l'usure et de la thermomécanique sur le comportement vibratoire d'une aube de turbine à gaz, considérant l'usure du carter induite par la dynamique de l'aube en contact. Les résultats permettent de constater différents régimes vibratoires avant la fissuration et de relever les profils d'usure du carter ainsi que les échauffements issus du contact.

Surve et al. [24] Ont établi une analyse structurelle statique d'une ailette NACA4412 de turbine à gaz (figure II.11) pour trois matériaux tels que l'alliage d'aluminium, l'alliage de titane et l'alliage de magnésium utilisé dans la fabrication des aubes de turbine pour moteurs destinés aux applications marines. Le profil du modèle d'aube de turbine a été généré à l'aide du logiciel Solidworks. Ils ont utilisé le logiciel d'analyse par éléments finis Ansys pour l'analyse structurelle. Les auteurs ont conclu dans leur étude que les alliages de titane sont plus performants que les alliages d'aluminium et de magnésium, en raison de la contrainte équivalente maximale et de réduction des déformations.



**Figure II.11** Modèle d'une ailette de turbine à gaz [24].

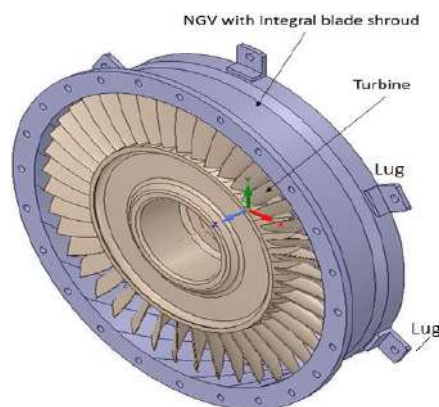
Maricic [25] a fait une étude expérimentale et numérique sur le comportement thermomécanique des aubes associées figure II.12, afin de voir l'influence des différentes caractéristiques géométriques sur les contraintes de contact des aubes-disques d'arbre et le partage de la charge thermomécanique. L'objectif de cette étude était le développement d'un modèle analytiquement à l'aide de solutions de formes fermées et à l'aide d'une photoélasticité, sous l'effet des forces centrifuges auto-générées du disque et des aubes associées. L'auteur a conclu que le modèle développé a montré des caractéristiques géométriques acceptables par rapport à la relaxation des contraintes résiduelles dues au chargement cyclique sur les fixations des aubes de turbine dans les moteurs à turbine à gaz.



**Figure II.12** Modèle des aubes associées de turbine à gaz [25].

L'auteur a conclu que le modèle développé a montré des caractéristiques géométriques acceptables par rapport à la relaxation des contraintes résiduelles dues au chargement cyclique sur les fixations des aubes de turbine dans les moteurs à turbine à gaz.

Rahul Kumar et al [26] ont mené une simulation thermomécanique d'un modèle 3D de la géométrie complète des composants de l'étage de la turbine (disque aubage intégré et aube directrice de buse avec carénage de pale intégré), comme illustré à la figure II.13 pour étudier le jeu en bout d'aube qui est influencé par la déformation de ces composants pendant les phases transitoires, pour comprendre le comportement structurel du système dans un environnement de chargement thermique et centrifuge.

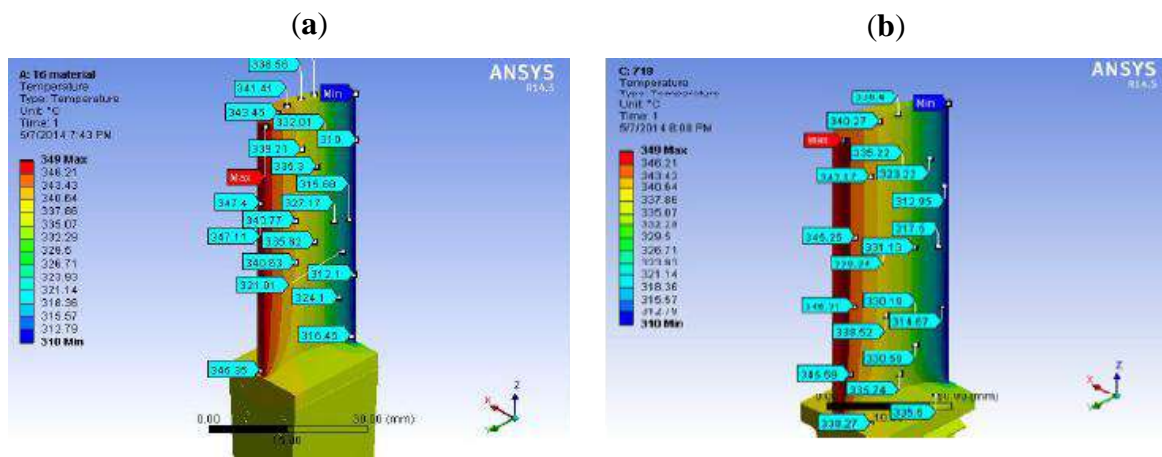


**Figure II.13** Modèle 3D des composants de l'étage de la turbine [26].

D'après les résultats, les auteurs ont observé une croissance significative de la pale et du rotor par rapport au carter, ce qui a entraîné des jeux minimes pendant ces opérations transitoires et les gradients à haute température contribuent principalement aux contraintes et au déplacement radial du rotor par rapport aux effets centrifuges.

Swain et al. [27] ont considéré par analyse la défaillance des aubes de turbine à gaz afin de surmonter les défaillances dans les matériaux. En plus de l'importance des revêtements dans les turbines à gaz après avoir enquêté sur l'analyse des défauts et les matériaux développés, ils ont noté qu'il existe encore certaines caractéristiques qu'il faut développer pour obtenir une aube de turbine à gaz optimale. Ils ont conclu que la défaillance des aubes de la turbine à gaz était principalement due à la fatigue, à l'usure des particules dures, à l'oxydation du bord arrière et à l'érosion de la surface du revêtement de barrière thermique.

Theju et al.[28] Ont analysé le comportement thermomécanique d'une aube de turbine à gaz pour un moteur à réaction pour suggérer le meilleur matériau pour une aube de turbine en comparant les résultats obtenus pour deux matériaux différents (Inconel 718 et alliage de titane T6). La tentative a été faite pour étudier les états des contraintes de Von Mises, le déplacement et la distribution de la température dans les aubes de turbine en raison de l'effet de couplage thermique et des charges centrifuges. Sur la base des graphiques et des résultats obtenus (voir figures II.14, 15& 16), les auteurs ont conclu que l'inconel 718 peut être considéré comme le meilleur matériau économique, en outre, il présente de bonnes propriétés physiques aux températures élevées par rapport au titane.



**Figure II.14** Distribution de la température dans une aube en (a. Inconel 718, b. Titane) [28].

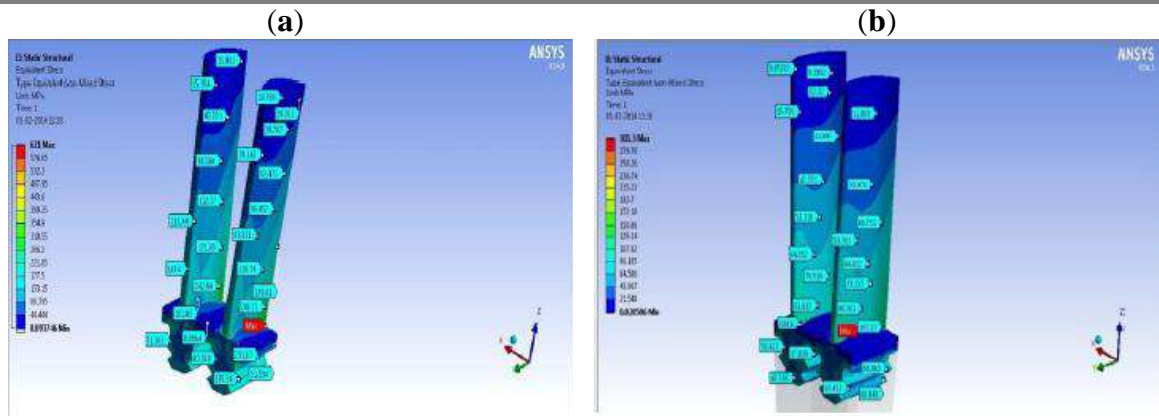


Figure II.15 Distribution des contraintes de Von Mises dans une aube en

(a. Inconel 718, b. Titane) [28].

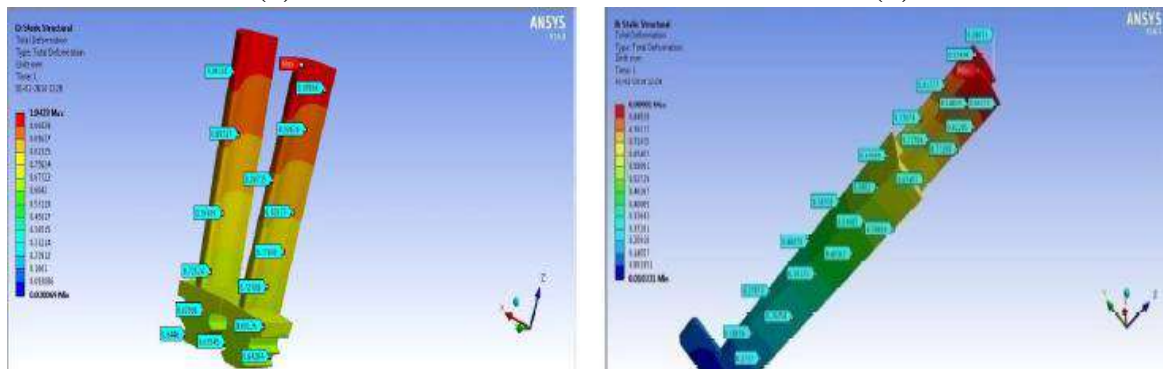


Figure II.16 Distribution des déplacements dans une aube en

(a. Inconel 718, b. Titane) [28].

Alain KÖSTER. [29] a mené une étude expérimentale et numérique de l'endommagement en fatigue thermique de l'alliage utilisé pour la réalisation des aubes de la turbopompe à hydrogène, le Superwaspaloy. En s'appuyant sur les résultats d'essais de propagation de fissure en plasticité généralisée, il propose deux modèles basés sur la mécanique de l'endommagement pour étudier la durée de vie des éprouvettes en fatigue thermique. L'auteur a choisi de limiter son travail à l'étude de l'endommagement de cet alliage sous air pour des sollicitations isothermes.

Matta et al. [30] ont fait des études statiques, thermiques et modales pour une aube de turbine à gaz sous l'effet de transfert de chaleur et les charges centrifuges. L'étude menée est une analyse détaillée pour trouver les contraintes de Von Mises, transfert de chaleur et les fréquences (voir les figures II.17, 18 & 19) dans l'aube pour deux matériaux (N155, Inconel 718). Les auteurs, ont conclu à partir des résultats obtenus que les valeurs sont en limite de tolérance pour le matériau inconel 718.

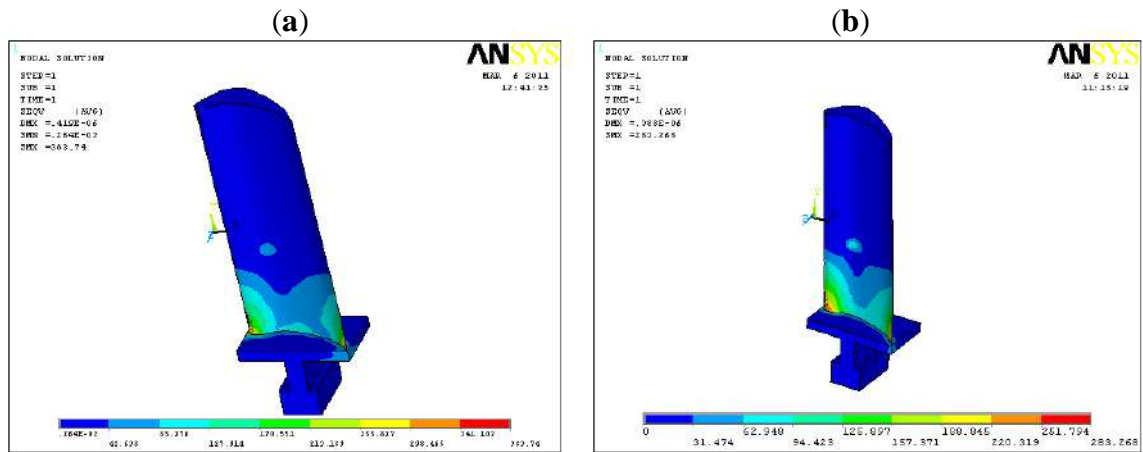


Figure II.17 Contraintes Von Mises dans une aube en matériau (a. N 155, b. Inconel 718) [30].

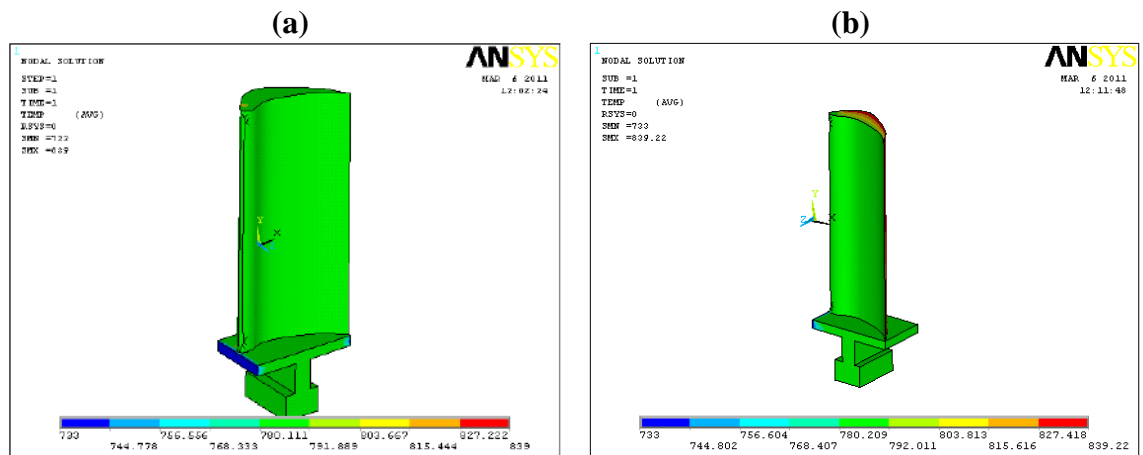


Figure II.18 Distribution de température dans une aube en (a. N 155, b. Inconel 718) [30].

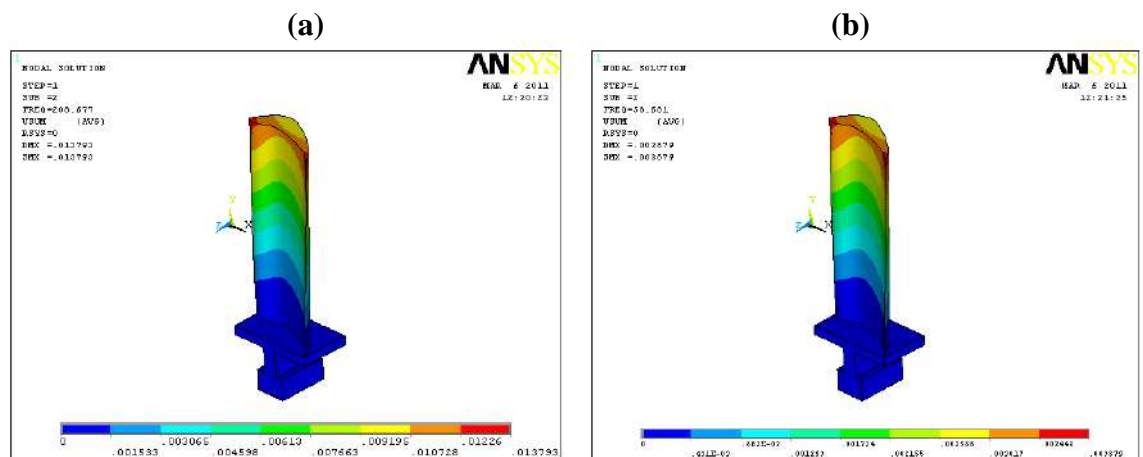


Figure II.19 Fréquence Naturelle d'une aube en matériau (a. N 155, b. Inconel 718) [30].

Umamaheswararao et al.[31] Ont mené des analyses structurales et thermiques à l'aide d'Ansys (logiciel d'analyse par éléments finis) de la pale de rotor d'une turbine à gaz du premier étage pour trois matériaux le N-155, l'acier doux et l'inconel 718 pour obtenir la

distribution de température à travers la pale, les contraintes maximales que la lame peut supporter et les répartitions des contraintes à travers la lame. Les résultats obtenus numériquement ont été comparés au N-155, acier doux pour trouver le matériau le plus approprié pour la fabrication de la lame. A partir des résultats indiqués ils ont conclu que l'utilisation d'inconel 718 est plus avantageuse que les autres matériaux, en raison de son faible déplacement, de sa bonne résistance thermique et de son faible coût.

Une tentative numérique a été menée par Ramani et Maniiarasan. [32] pour étudier l'effet de la charge mécanique et thermique sur l'aube de turbine à gaz avec des matériaux à gradation fonctionnelle (FGM) est composé de Nickel, Zircon et la fibre de carbone, cette aube de turbine a été conçue et analysée avec des couches de matériaux (FGM), ce qui donne de meilleurs résultats sur l'augmentation des couches de la lame.(FGM) est composé de nickel, de zircon et de renfort de fibre de carbone pour réduire l'amplitude des vibrations de la lame. Les auteurs ont montré que la (FGM) dans l'aube de turbine à gaz peut fonctionner à des températures élevées et qu'elle absorbera et réduira un certain niveau de vibration. Par conséquent, il s'avère avantageux d'utiliser une conception en couches d'aube de turbine à gaz avec l'utilisation de (FGM). Les matériaux fonctionnellement classés sont des matériaux avancés ayant des propriétés supérieures de résistance à la chaleur, aptes à être utilisés dans des conditions de températures extrêmes et ayant en même temps des propriétés mécaniques appropriées.

Dans les turbines à gaz, la majeure partie de la dépendance des performances repose sur la conception des aubes de turbine. Les aubes de turbine subissent des forces centrifuges, axiales et tangentielles très élevées pendant la production d'électricité. Une autre tentative a été réalisée par Mazarbhuiya et al. [33] pour déterminer les contraintes de Von Mises et le déplacement de l'aube de turbine à gaz en différents alliages tel que (In 625, In 718, In 738, In 738 LC, MAR M246, Ni-Cr, Ti-alliage, Ti-Al, Ti-T6, U500). Les auteurs ont observé à partir de l'analyse que la contrainte et la déformation maximales sont moindres dans le cas de MAR M246 parmi tous les matériaux d'aubes de turbine. Sur la base des résultats ci-dessous (voir les figures II. 20 & 21), on peut conclure que MAR M246 peut être sélectionné comme matériau approprié pour l'aube de turbine à gaz.

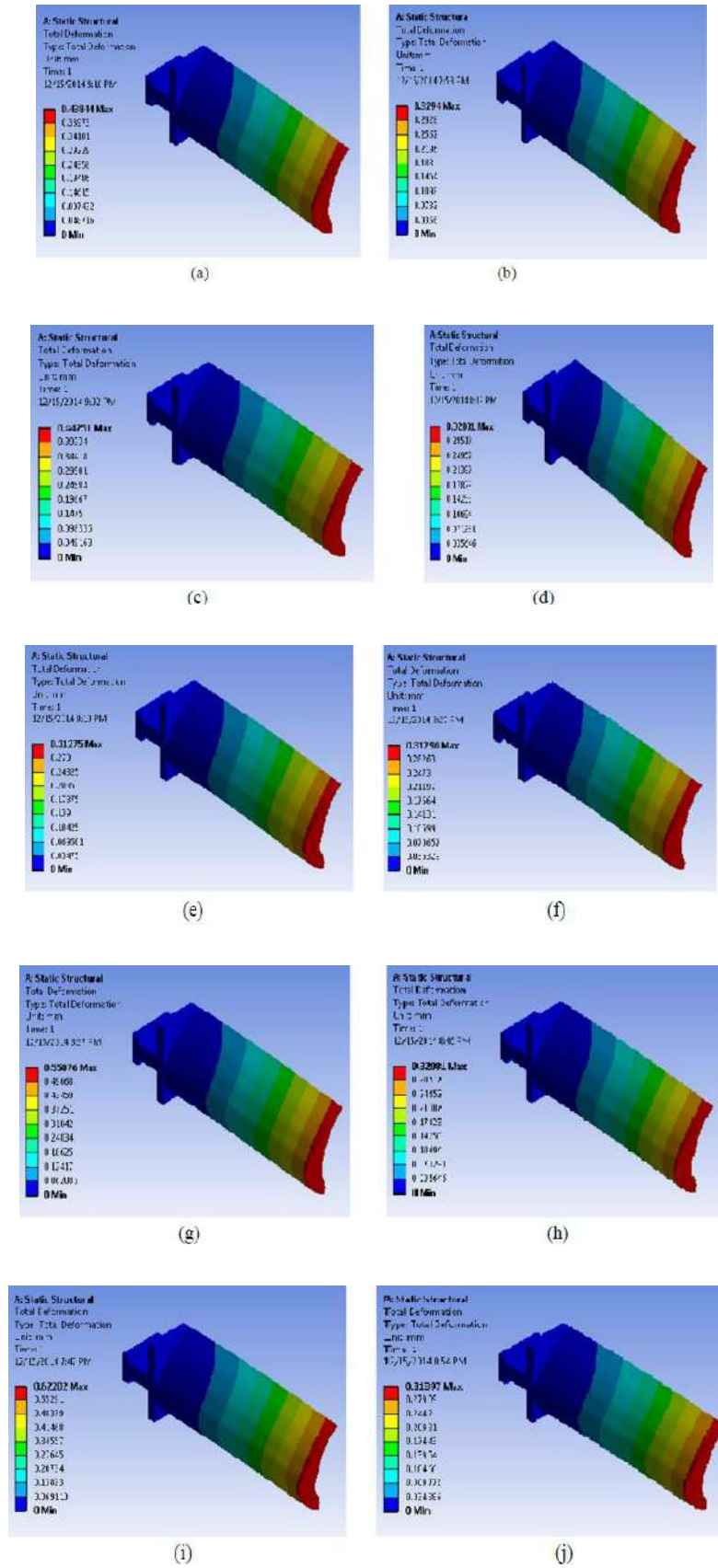


Figure II.20 (a-j). Déplacement maximale de (In-625, In-718, In-738, In-738LC, MARM-246, Ni-Cr, Ni-Alloy, Ti-Alloy, Ti-Al, Ti-T6 et U500 respectivement) [33].

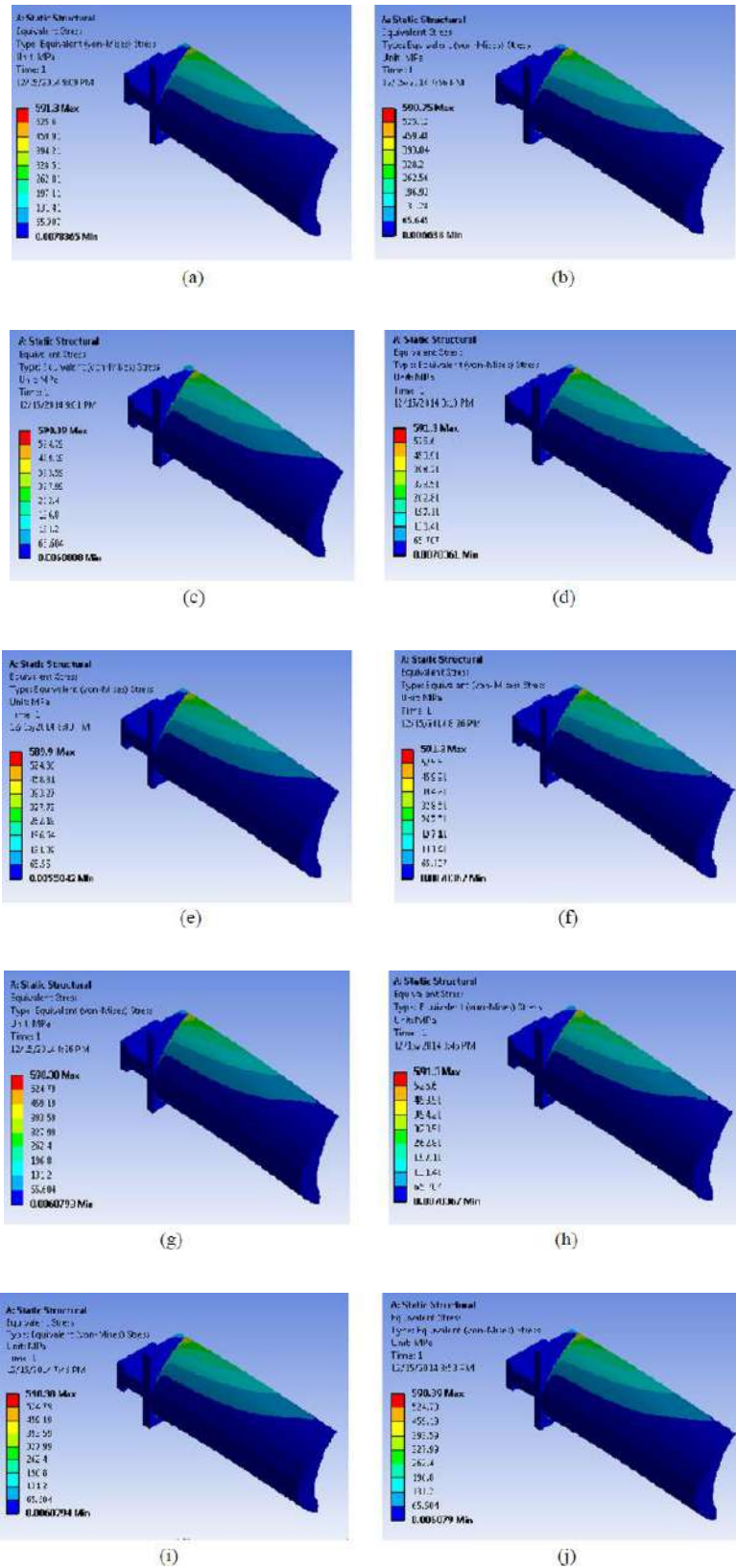


Figure II.21 (a-j). Contrainte de Von-Mises équivalente (In-625, In-718, In-738, In-738 LC, MARM-246, Ni-Cr, Ni-Alloy, Ti-Alloy, Ti-Al, Ti-T6 et U500 respectivement) [33].

Ahmed et al. [34] ont déterminé les contraintes normales, contraintes de Von Mises, contraintes principales minimum et maximum. Sous l'effet des forces centrifuges appliquées sur les aubes du rotor à une vitesse de fonctionnement de 6000 tr / min, pour différents matériaux tels que Inconel 718, Inconel 625 alloy, Mar M-200 alloy et alliage de titane. Les auteurs ont conclu que l'alliage de titane est le meilleur alliage utilisé en termes de réduction des contraintes dues à la force centrifuge, parce que la densité de l'alliage de titane utilisé est inférieure à celle des autres alliages utilisés, entraînant une réduction des forces centrifuges directement proportionnelles à la masse comme représenté dans les figures II. 22, 23.

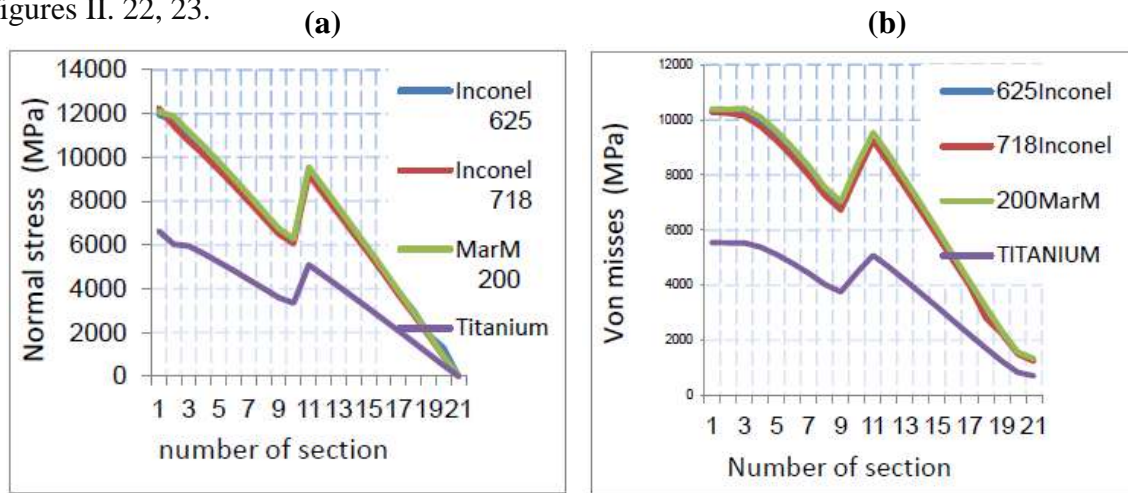


Figure II.22 Comparaison entre les résultats des contraintes (a. normales, b. Von Mises) pour quatre alliages différents [34].

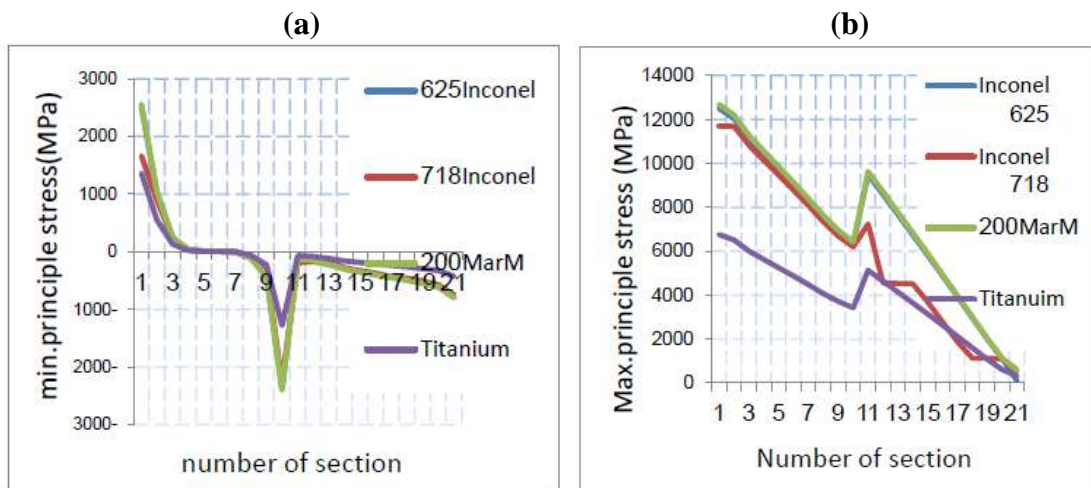
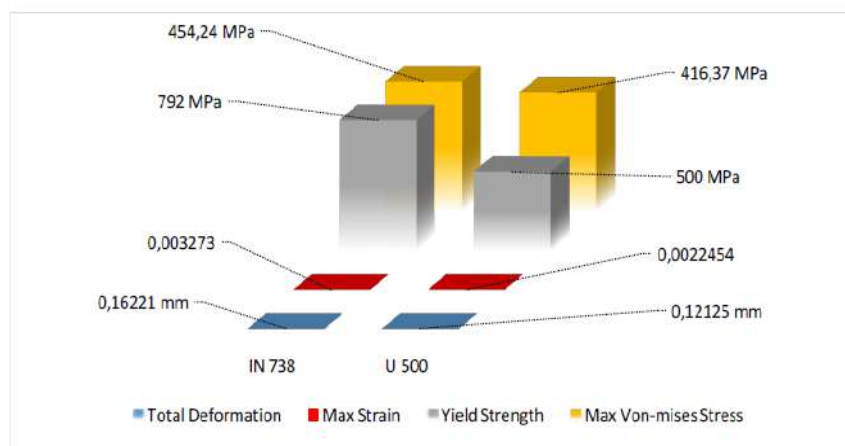


Figure II.23 Comparaison entre les résultats des contraintes principale (a. minimum, b. maximum) pour quatre alliages différents [34].

Une autre analyse comparative a été réalisée par Gurajarapu et al. [35], ils ont réalisé une analyse statique et thermique en régime permanent des pales d'un moteur à turbine à gaz de 30 MW configuré pour fonctionner à bord du navire à l'aide d'Ansys pour prédire les conditions potentielles de panne du moteur. Les auteurs ont comparé la lame HPT en superalliage nickel X avec deux autres matériaux le Nimonic 80A et l'Inconel 625. Sur la base des résultats de l'étude comparative et l'analyse de prédiction de défaillance, ils ont conclu que l'alliage de nickel X peut être adopté pour la fabrication d'aubes de turbines à gaz.

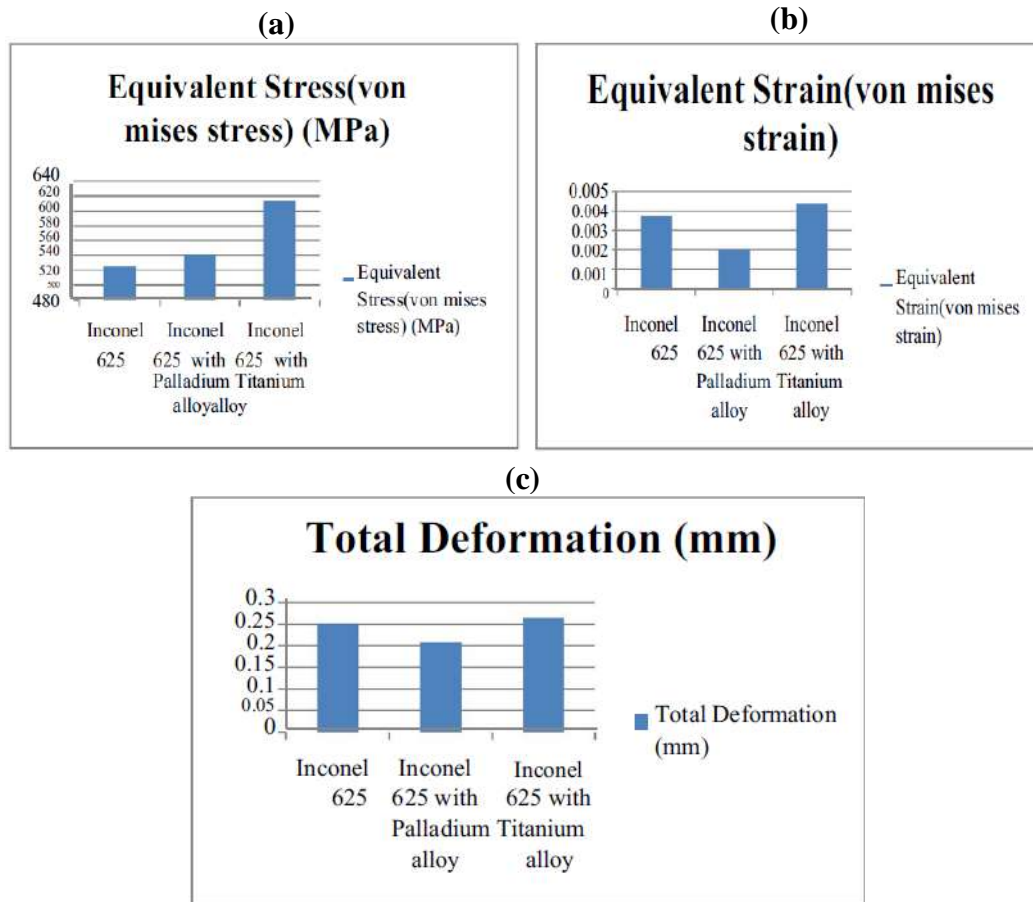
Aniekan et al. [36] ont présenté une analyse thermique et statique, qui a porté sur le choix de matériaux appropriés qui peuvent résister à des conditions de travail difficiles et l'analyse thermique en utilisant la méthode des éléments finis (FEM), pour déterminer le comportement de chaque matériau dans des conditions de service. Pour l'analyse statique, la contrainte de Von-Mises maximum de 454 MPa et le déplacement totale de 0,16221mm obtenue pour Inconel 738 tandis qu'une contrainte de Von-Mises maximum de 416 MPa et le déplacement totale de 0,12125 mm ont été obtenues pour le matériau de lame U500(voir figure II.24). Alors que les résultats analytiques FEA pour les deux matériaux présentaient moins de variations entre eux, Inconel 738 présentait de meilleures caractéristiques thermiques, tandis que l'U500 présentait des résultats statiques structurels satisfaisants et surtout, les contraintes de Von-Mises obtenues pour les deux matériaux étaient inférieures à leur limite d'élasticité et à leur température de fusion.



**Figure II.24** Variations des paramètres structuraux entre deux matériaux [36].

Yadav et al. [37] Ont réalisé une modélisation de l'aube de turbine avec le logiciel Solidworkset la simulation a été réalisée par la méthode de calcul numérique à l'aide du logiciel Ansys. Pour déterminer les contraintes Von Mises équivalentes, la déformation

équivalente et le déplacement total de l'aube de turbine à réaction en différents alliages tels que l'Inconel 625, l'alliage de palladium et l'alliage de titane.



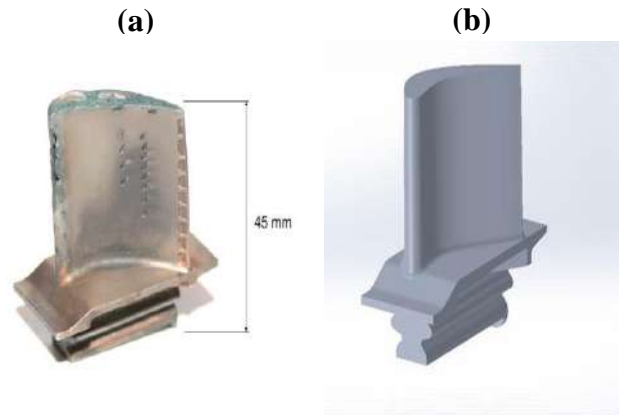
**Figure II.25** Variations des (a. contrainte de Von mises, b. déformation équivalente, c. déplacement totale) pour trois matériaux [37].

D'après les résultats de la figure II.25, les auteurs ont conclu que l'inconel 625 avec l'alliage de palladium sont les plus appropriés parmi les trois compositions.

Nehru et al. [38] ont élaboré une étude expérimentale pour les changements de propriétés thermiques sur l'aube de turbine à gaz en matériau GTD-111 DS (Directional Solidification), Dans leur étude, ils ont expliqué l'évolution de la transition de la microstructure en fonction de la distribution de la fraction  $\gamma'$ .

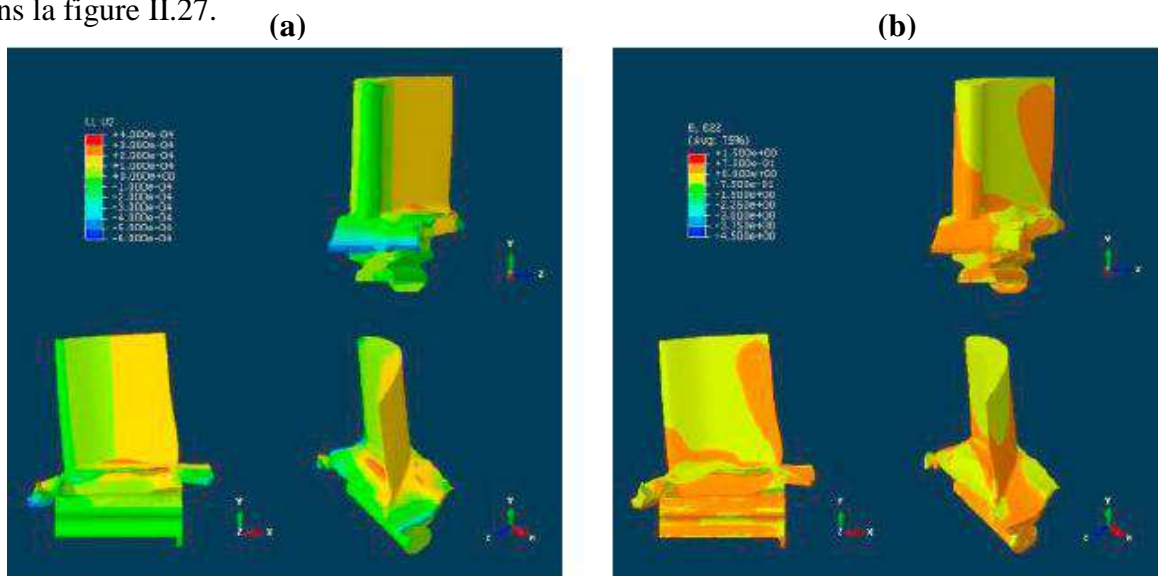
Les résultats expérimentaux montrent que les changements de fraction  $\gamma'$  et de forme ont été affectés par le traitement HIP et post- traitement thermique et aussi des changements de propriétés mécaniques telles que la micro-dureté liée à la phase  $\gamma'$ . L'application d'un traitement HIP (post-traitement thermique) pour les matériaux utilisés a été particulièrement efficace pour récupérer la microstructure au plus près du nouveau produit.

Brandao et al. [39] Ont étudié le comportement thermomécanique afin de prédire le fluage des aubes HPT. L'objectif de sont étude était le développement d'un modèle numérique permettant l'analyse de la température et le comportement mécanique d'une lame HPT, en mettant l'accent sur la déformation par fluage. Une pièce d'aube fournie par une compagnie aérienne commerciale a été utilisée (Figure II.26).



**Figure II.26** (a) Aube HPT (scrap), (b) Modèle 3D de l'aube [39].

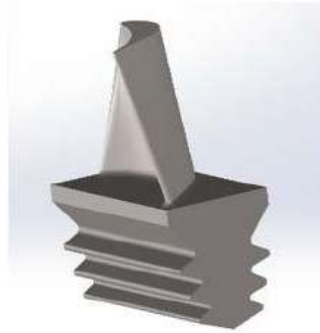
Ils ont conclu que le déplacement du bord de fuite représenté est conforme à ce qui est attendu, bien que la rétraction du bord d'attaque soit en quelque sorte inattendue. La distribution des déplacements et des déformations verticales sont également représentés dans la figure II.27.



**Figure II.27** Distribution des (a. déplacement vertical, b. déformation verticale) [39].

Brotzu et al. [40] Il a conçu une aube de turbine à gaz de rotor légère et résistante au fluage. Le processus de fabrication de l'aube à partir d'une étape de prototype dans laquelle une version entièrement 3D (Figure II.28) a été produite par modélisation de dépôt en fusion. Des pales grandeur nature en investissant dans un four à induction. Des sondes

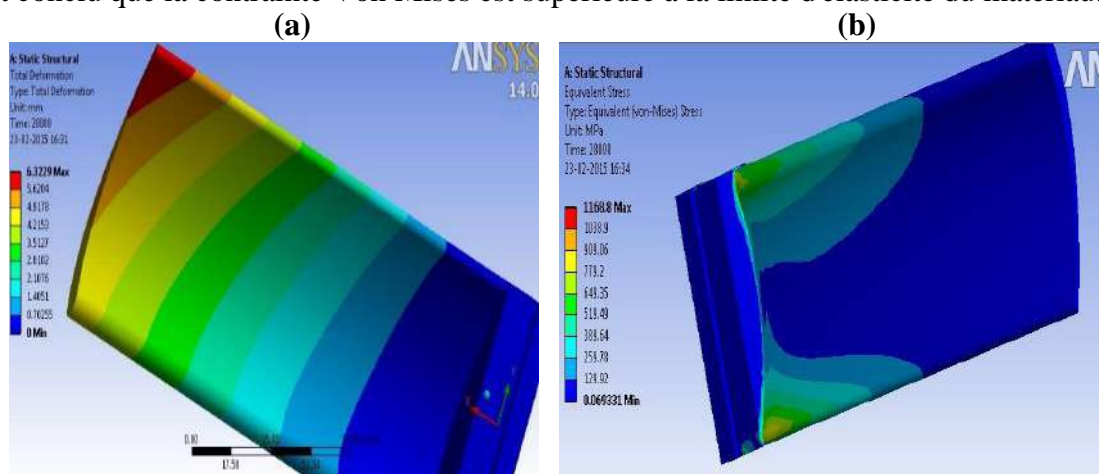
métallurgiques et des essais mécaniques préliminaires ont été effectués sur les échantillons d'aubes. Ils ont fait des investigations métallographiques et des essais mécaniques préliminaires sur les échantillons d'aubes. La géométrie a ensuite été affinée par une étude CFD, et une forme légèrement modifiée a été obtenue dont l'essai final en conditions opératoires. Les auteurs ont conclu que les produits fabriqués ont montré des caractéristiques acceptables en termes de forme et de résistance.



**Figure II.28** Modèle 3D d'aube de turbine à gaz [40].

Rogge et al. [41] ont fait une étude statique des aubes de turbines à gaz dans les moteurs d'avion. Les recherches sur le comportement des aubes se concentrent sur l'analyse, l'évaluation de la dynamique de démarrage, la résistance à la fatigue et l'influence du désaccord structurel sur les caractéristiques de vibration de l'aube.

Nehru et al. [42] ont réalisé une modélisation de l'aube de turbine à gaz en matériau Ti-6Al-4V, pour effectuer une analyse statique en donnant une charge de flexion centrifuge et un gaz à très haute température d'entrée de turbine du gaz près de  $1400^{\circ}\text{C}$ , pour déterminer les contraintes de Von Mises et le déplacement total (figure II.29). Les auteurs ont conclu que la contrainte Von Mises est supérieure à la limite d'élasticité du matériau.



**Figure II.29** Distributions des (a. déplacements, b. contraintes Von Mises) dans l'aube de turbine [42].

Sanviemvongsak [43] a réalisé une étude expérimentale par la fabrication additive des superalliages pour évaluer la résistance à l'oxydation et à la corrosion à haute température de différents superalliages élaborés par FA (alliage 718, alliage 738 et Hastelloy X), et de les comparer aux alliages de références coulés ou forgés (alliage 718, alliage 738 et C1023). Dinesh Kumar et al. [44] ont réalisé une analyse numérique statique et thermique complète à l'aide d'Ansys pour une aube de turbine à gaz de rotor du premier étage pour différents matériaux tels que l'alliage de Nitinol, l'Inconel 718 et l'Inconel 783. Les auteurs ont observé que le déplacement total minimal, la contrainte minimale et le flux de chaleur minimal sont observés pour le Nitinol comme représenté dans le tableau II. 2.

Type de l'analyse	Matériaux	Nitinol		Inconel 718		Inconel 783	
		Max	Min	Max	Min	Max	Min
Statique	Déplacement total (m)	0.004	0	0.072	0	0.085	0
	Déplacement directionnel (m)	0.0007	-0.001	0.012	-0.012	0.014	-0.015
	Contraintes équivalente (MPa)	867.5	2.10	9153.2	8.60	9153.2	8.60
	Déformation équivalente	0.004	1.80x10 <sup>-5</sup>	0.04	5.37 x10 <sup>-5</sup>	0.052	6.37 x10 <sup>-5</sup>
Thermique	Température (°C)	839.22	785.88	839.22	785.88	839.22	785.88
	Transfert chaleur (MW/m <sup>2</sup> )	1.65	0.3 x10 <sup>-14</sup>	1.88	0.43 x10 <sup>-14</sup>	2.68	0.538 x10 <sup>-14</sup>
	Transfert directionnel (MW/m <sup>2</sup> )	0.561	-165	0.640	-1.88	0.909	-2.67

**Tableau II.2** Comparaison des résultats statiques et thermiques [44].

Witek et al. [45] ont présenté une étude expérimentale pour une analyse de la fatigue des aubes de compresseurs des moteurs d'avions soumises à des vibrations résonnantes a été réalisée, l'aube avec entaille en V qui simule le dommage aux objets (FOD) ont été pris en compte. L'encoche située sur le bord d'attaque de la pale a été réalisée par usinage. Le défaut mécanique (FOD) provoque une diminution considérable par fatigue de la durée de vie de la lame fonctionnant dans des conditions de résonance. À la suite des enquêtes effectuées, le nombre de cycles de charge jusqu'à l'initiation de la fissure ainsi que la dynamique de croissance de la fissure ont été déterminés.

Fan et al. [46] ont mené une étude numérique à l'aide de logiciel de calcul de fluide CFD FLUENT pour simuler le modèle de trajectoire d'écoulement de l'aube de turbine à gaz. La conception du modèle tridimensionnel de l'aube de turbine a été réalisée à l'aide de SolidWorks. La distribution du champ de température et de pression de la pale sont obtenus, alors la température du gaz à haute pression diminue avec la direction de l'air et le champ de pression diminue avec le sens d'écoulement du gaz à haute pression.

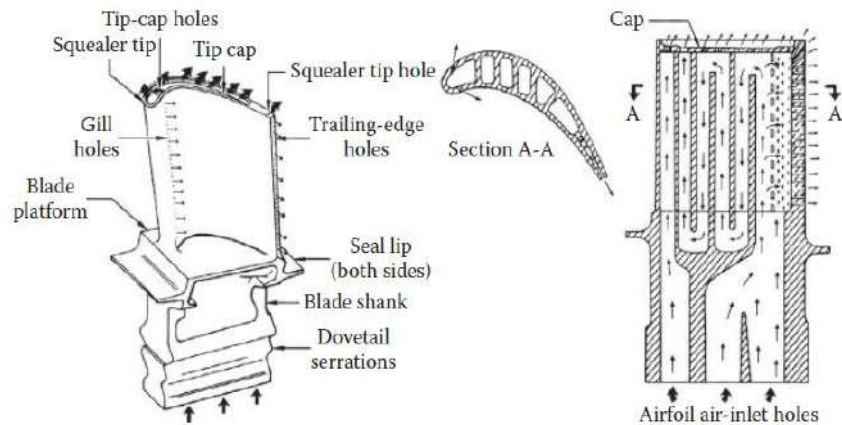
Kolagar et al. [47] Ont présenté une étude expérimentale pour étudier la défaillance d'aube de turbine à gaz de 6,5 MW du premier étage. L'aube est en superalliage à base de nickel, et la défaillance s'est produite dans les profils aérodynamiques après 6500 heures de fonctionnement. Plusieurs examens ont été effectués afin d'identifier les causes potentielles de défaillance telles que : examen visuel, fractographie et caractérisation microstructurale utilisés par les systèmes optiques et microscopes électroniques à balayage (MEB) et rayons X à dispersion d'énergie (EDX).

## **II. 3 Recherches Réalisées sur le refroidissement des aubes de turbines à gaz**

### **II. 3.1 Géométrie des aubes de turbine pour le refroidissement**

Les turbines à gaz fonctionnent de nos jours sous des conditions de température de plus en plus élevée dans les chambres de combustion. Ces valeurs élevées de températures dépassent souvent la limite thermique admissible pour les matériaux couramment utilisés. Les aubes de turbines à gaz font partie des composants les plus exposés à ces effets thermiques. Leur protection nécessite l'application d'un refroidissement efficace et continu. Dans cette technique (figure II.30), l'air de refroidissement, généralement tiré du compresseur, traverse des circuits à géométrie complexe aménagés à l'intérieur des aubes.

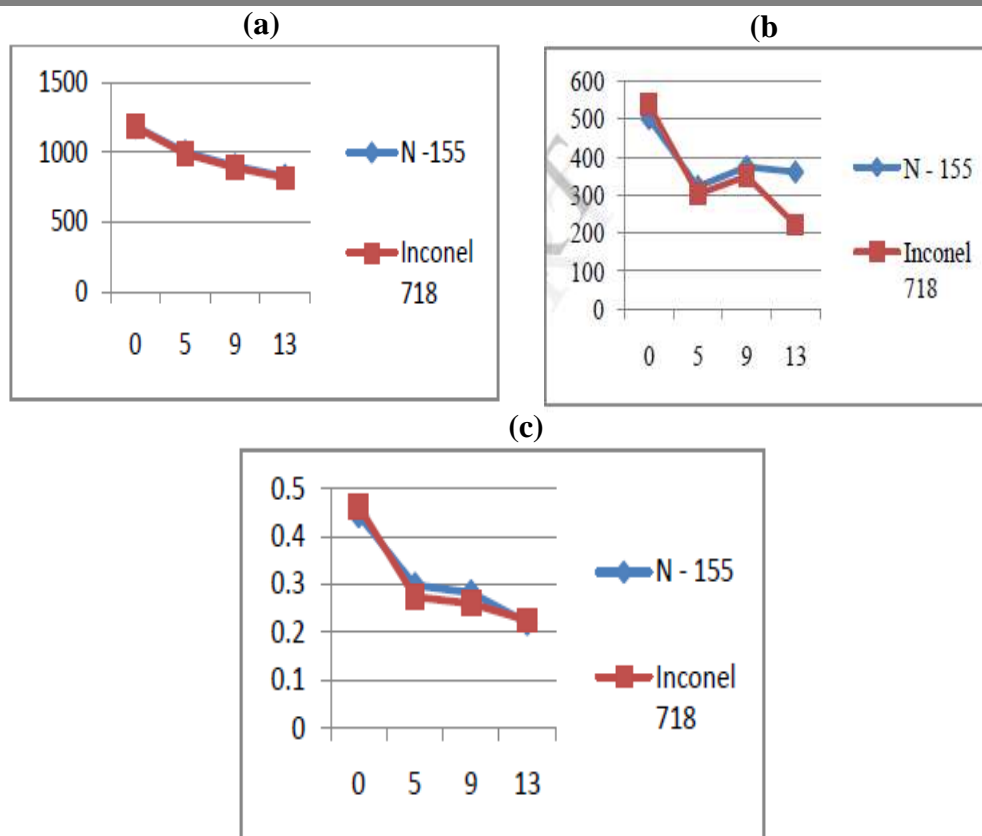
La présence, dans ces canaux, de perturbateurs régulièrement disposés, joue le rôle d'amplificateur du niveau de turbulence, mais complique davantage les mécanismes de l'écoulement. Avec l'augmentation des niveaux de températures atteints dans les turbines à gaz modernes, il apparaît nécessaire de prendre en considération, en plus des paramètres aérothermiques, les paramètres géométriques qui seraient capables d'apporter des améliorations au refroidissement des aubes. La conception des canaux de refroidissement doit reposer sur des objectifs précis qui sont principalement : l'amélioration du niveau d'échange thermique entre le fluide et la paroi pour une surface d'échange fixée, la minimisation de la perte de pression pour le même flux de chaleur. Ainsi, de nombreux paramètres sont à prendre en considération, on cite particulièrement: l'espacement des perturbateurs, leur inclinaison, les rapports de forme et de blocage et la géométrie même du perturbateur. Ces paramètres aérothermiques pouvant influencer considérablement l'efficacité du refroidissement [8].



**Figure II.30** Aube de turbine avec dispositif de refroidissement [48].

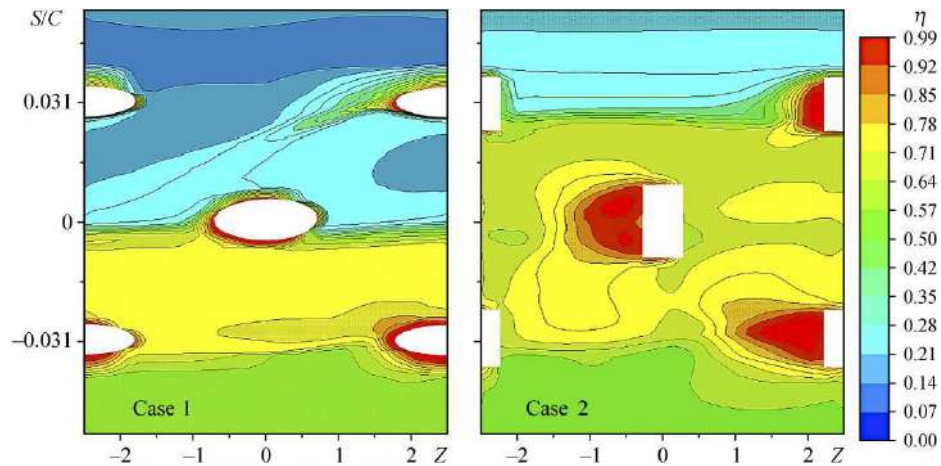
Plusieurs méthodes ont été suggérées pour le refroidissement des lames. La technique est d'avoir des trous radiaux pour passer l'air de refroidissement de vitesse élevée le long de l'envergure de l'aube. Le transfert de chaleur obligatoire de convection à partir de la lame à l'air de refroidissement ramènera la température de la lame aux limites tolérées.

Prasad et al. [49] Ont mené une étude thermique et statique pour une aube de turbine à gaz en vue de découvrir le nombre optimum des trous de refroidissement, pour quatre modèles différents des lames, pleine et avec le nombre variable des trous (5, 9 et 13) en matériaux N155 et Inconel 718 (voir figure 31). Les auteurs Ont constaté que l'inconel 718 a de meilleures propriétés thermiques car les températures des aubes et les contraintes thermiques résultantes sont plus faibles et avéré que le fait de prévoir des passages de refroidissement dans les aubes atténuait le problème des températures élevées et des contraintes thermiques. Ils ont conclu que le modèle de lame avec 13 trous est le plus approprié.



**Figure II.31** Distribution des (a. température, b. contraintes, c. déplacement) en fonction de nombre de trous [49].

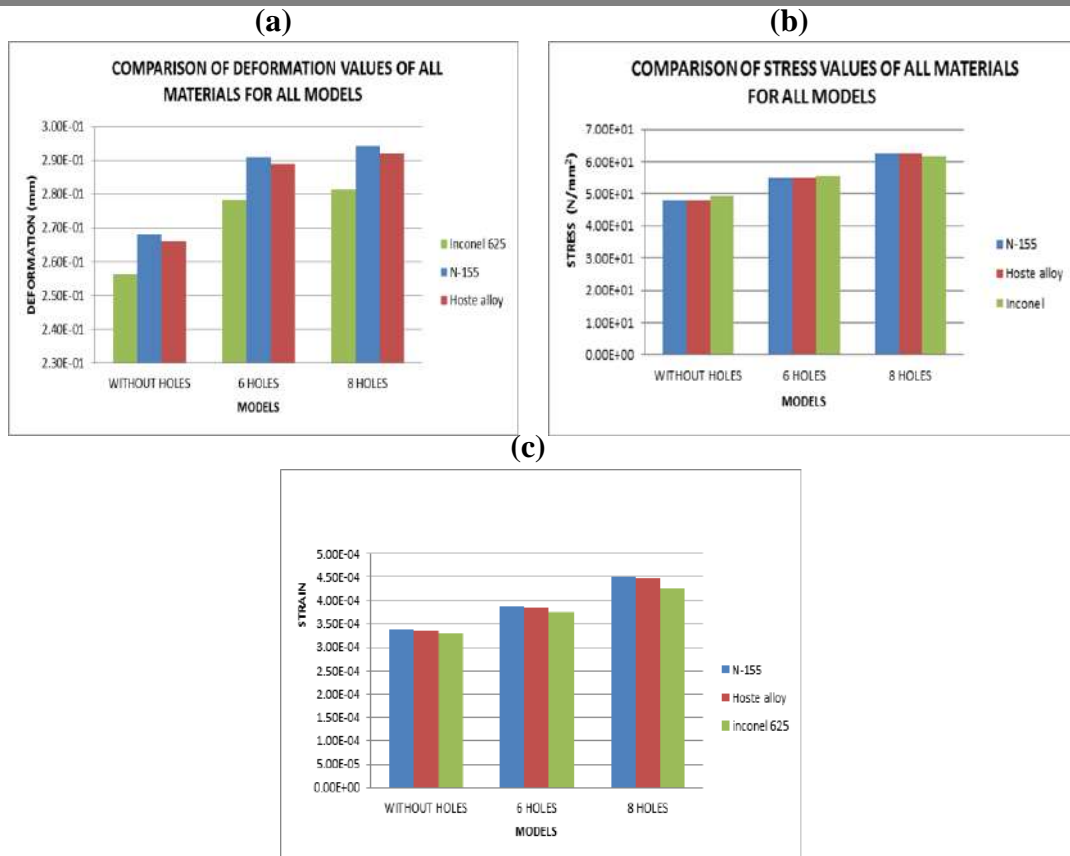
GUELAILIA et al. [50] Ont mené une étude numérique utilisant le code de calcul Ansys CFX, pour étudier l'effet du débit massique sur l'efficacité du refroidissement du film et le transfert de chaleur sur une pale de rotor de turbine à gaz avec trois rangées décalées de trous de pomme de douche qui sont inclinés à  $30^\circ$  dans le sens de l'envergure et sont normaux, dans le sens du courant sur la lame. Pour améliorer l'efficacité du refroidissement du film, les trous cylindriques, situés sur la région du bord d'attaque, sont remplacés par les trous de fente convergents (console). Ils ont noté que le débit massique a un effet très fort sur l'efficacité de refroidissement du film et la trajectoire de l'injecteur y est sensible. Pour un trou cylindrique typique, les auteurs ont observé que l'injecteur se soulève et se sépare de la surface lorsque le débit massique augmente et la console (cas 2) montre une efficacité de refroidissement du film beaucoup plus élevée en raison de la forte impulsion latérale de l'injecteur par diffusion dans le sens de l'envergure de la sortie du trou.



**Figure II.32** La distribution de l'efficacité de refroidissement sur le bord d'attaque [50].

Yusop, et al [51] ont étudié numériquement l'influence du nombre de rangées et la forme des trous. Ils ont mené une étude numérique de refroidissement par film pour voir l'influence de la forme des trous et le nombre de rangées sur l'efficacité du refroidissement. L'étude pour la même forme d'orifice d'injection a été réalisée sur une surface convexe en changeant la forme des trous d'injection pour 1, 2 et 3 rangées décalées. Les auteurs ont montré qu'une configuration à trois rangées de trous donne une meilleure efficacité de refroidissement comparée à celle d'une ou deux rangées.

Bhondiwale et al. [52] Ont mené une étude thermique et statique structurale pour une aube de turbine à gaz conçue sans trous, six (6) trous et huit (8) trous à des fins de refroidissement de l'aube pour les matériaux N-155, Inconel 625 et alliage de l'acier inoxydable respectivement pour déterminer les déplacements, déformations, contraintes et flux de chaleur et le nombre optimum des trous de refroidissement. En observant les résultats de l'analyse (figures II.33) structurale et thermique, les contraintes augmentent avec l'augmentation du nombre de trous. Les auteurs ont conclu que les valeurs de contrainte pour tous les matériaux sont inférieures aux valeurs de limite d'élasticité respectives, les valeurs minimales sont pour le matériau inconel 625. Ainsi, l'utilisation des trois matériaux est sûre dans des conditions de charge données et le taux de transfert de chaleur augmente en augmentant le nombre des trous et c'est plus pour l'acier inoxydable, on peut conclure qu'il est préférable de prévoir huit trous pour l'alliage de l'acier inoxydable.

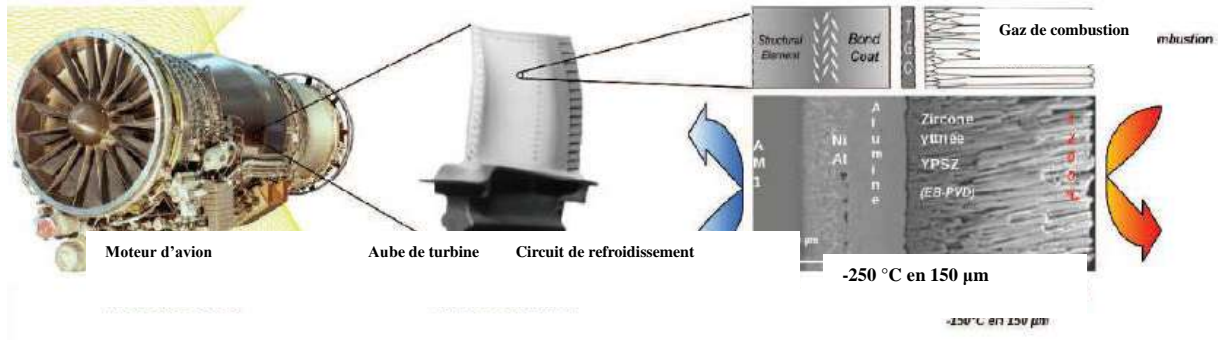


**Figure II.33** Comparaison entre les (a. déplacements, b. contraintes, c. déformations) en fonction de nombre de trous [52].

## II. 4 Recherches Réalisées sur les barrières thermiques

Les barrières thermiques sont des systèmes multicouches composés d'une couche de céramique isolante déposée à la surface du superalliage constitutif de l'aube de turbine sur une couche de liaison intermédiaire qui assure la protection du superalliage contre l'oxydation. Entre la couche de liaison et la couche de céramique, se développe, dès l'élaboration du système, une couche d'alumine qui croît en service, par réaction entre l'oxygène qui se diffuse à travers la couche de céramique et l'aluminium contenu dans la couche de liaison.

Les systèmes de barrière thermique aident également à contrôler la température des pales. Ce sont des revêtements multicouches qui se déposent sur les parties chaudes des machines à turbine pour les isoler des gaz à très haute température. La constitution du système standard de barrière thermique Snecma (figureII.34). Il est composé du superalliage monocristallin AM1, revêtu d'une couche de liaison Ni (Pt) Al nickel-aluminaire, et d'une couche de céramique de zirconite yttrifiée YPSZ<sup>2</sup> [53].



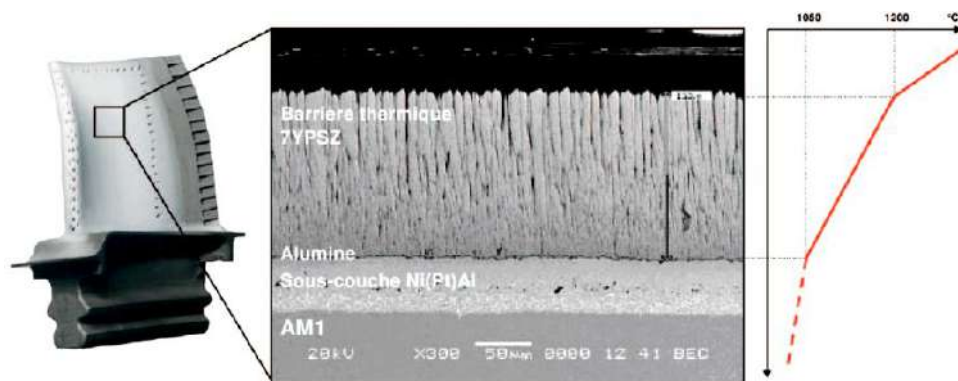
**Figure II.34** Aube de turbine et constituants de la barrière thermique [53].

## II. 4. 1 Description du système multicouche

La barrière thermique permet un abaissement de la température d'environ  $1^{\circ}\text{C}/\mu\text{m}$ , soit un abaissement de la température du métal de l'ordre de 100 à  $150^{\circ}\text{C}$ , pour des épaisseurs de barrière de 100 à  $150\ \mu\text{m}$ . Le système est composé de trois couches exerçant chacune un rôle distinct (figure II.35) [53].

### II.4.1. 1 L'AM1

Le superalliage AM1 [Davidson 1983] développé en collaboration par l'Onera, Snecma, l'ENSMP et IMPHY à été choisi par la société Snecma, motoriste aéronautique et spatial, pour équiper certains de ses turboréacteurs. Sa composition nominale et sa microstructure ont été optimisées pour obtenir de bonnes propriétés mécaniques à haute température (résistance au fluage, résistance en fatigue ...) [53].



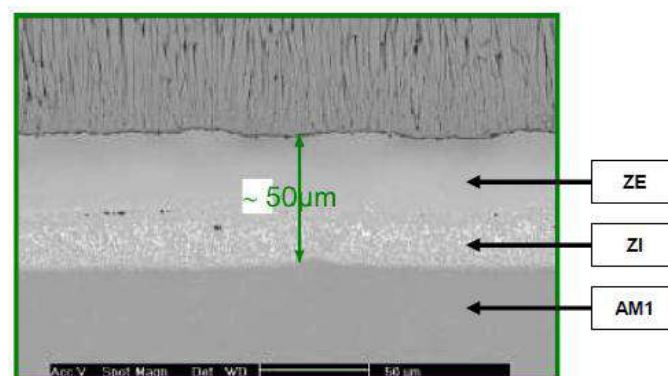
**Figure II.35** Couches constituantes de la barrière thermique étudiée et abaissement de la température dans l'épaisseur [53].

Il s'agit d'un alliage monocristallin bi phase, la microstructure de cet alliage comporte deux phases : une matrice  $\gamma$ -NiAl, solution solide désordonnée cubique à faces centrées, dans laquelle précipite une phase pseudo-cuboidale cohérente  $\gamma'$ - Ni<sub>3</sub>Al, de type L12, dotée d'un faible écart paramétrique avec la matrice. À température ambiante, la fraction

volumique de  $\gamma'$ -Ni<sub>3</sub>Al est d'environ 70%. Les éléments nickel, cobalt, chrome, molybdène et tungstène se répartissent préférentiellement dans la matrice  $\gamma$ -NiAl, tandis que les éléments se plaçant de préférence dans la phase  $\gamma'$ -Ni<sub>3</sub>Al sont l'aluminium, le titane et le tantale. Il est élaboré par solidification dirigée, le choix d'une direction de solidification étant rendu possible par une coulée sous gradient thermique contrôlé selon la méthode de Bridgman [53].

#### II.4.1. 2 La couche de liaison

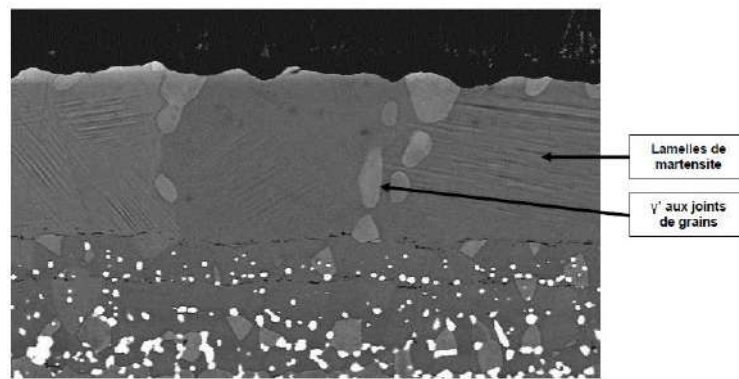
Dans le système standard Snecma, la couche de liaison, ou sous-couche, dont l'épaisseur est d'environ 50  $\mu\text{m}$ , a pour fonction principale la protection contre l'oxydation du matériau de base de l'aube, l'AM1. Elle produit et maintient un oxyde protecteur d'alumine, lors du fonctionnement du système à haute température, c'est une sorte de réservoir d'aluminium. Les couches de liaisons utilisées sur les aubes de turbines du M88 sont composées de l'intermétallique ( $\beta$ -NiAl) auquel est ajouté du platine. L'effet majeur de l'ajout du platine est de favoriser l'adhésion de la couche d'alumine formée par oxydation sur la couche de liaison. Industriellement, le procédé utilisé consiste à effectuer après sablage de la pièce, un pré-dépôt électrolytique de platine, avec une épaisseur visée de 7  $\mu\text{m}$  environ, suivi d'un traitement de diffusion sous vide. Ensuite est effectué le traitement d'aluminisation qui consiste à apporter l'aluminium par voie thermochimique, sous forme d'halogénure produit par la réaction entre un activateur halogénée et un ciment donneur constitue d'aluminium et de chrome (procède' APVS 3). Le revêtement obtenu est constitué de la phase  $\beta$ -(Ni,Pt)Al de type B2. La figure II.36 montre la disposition de ces différentes couches [54].



**Figure II.36** Micrographie des différentes couches constituant la sous-couche [54].

La microstructure du système multicouche évolue au cours des cycles thermomécaniques du fait de l'oxydation et des phénomènes d'inter diffusion avec le

substrat. L'appauvrissement de la couche de liaison en aluminium qui se produit à cause de l'oxydation et de la diffusion vers le substrat nuit à la résistance à l'oxydation du système. D'autre part, la diminution de la teneur en aluminium dans la zone externe de la couche de liaison entraîne des transformations de phase : la transformation partielle de  $\beta$  en  $\gamma'$  qui s'accroît au fil du vieillissement, et la transformation martensitique de la phase  $\beta$  qui opère à chaque refroidissement ou montée en température passant par la température de transition. Ces transformations induisent des variations de volume importantes qui génèrent des contraintes pouvant contribuer à l'écaillage de la couche d'alumine. [54].



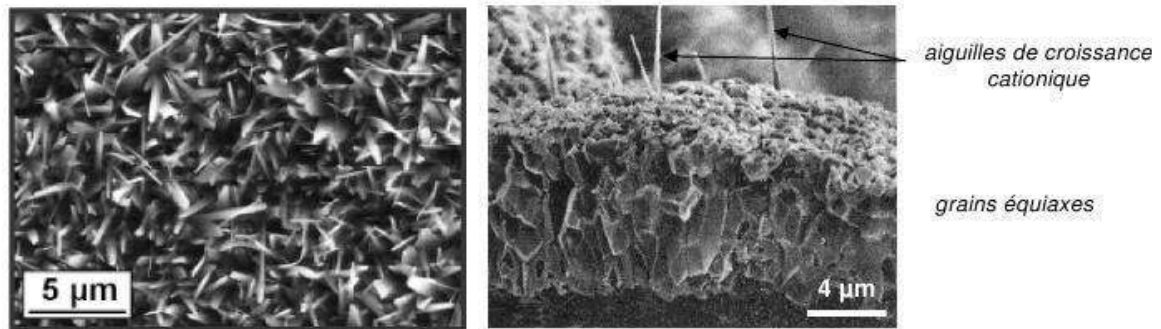
**Figure II.37** Illustrations des transformations de phase de la sous-couche [54].

La sous-couche subit, avant le dépôt EB-PVD de zircone yttrée, une opération de sablage, qui permet d'homogénéiser sa surface, en lissant les aspérités de l'état brut d'aluminisation, en réduisant notamment les différences d'altitudes entre les grains et les joints de grains. On obtient alors une surface rugueuse, mais de rugosité contrôlée présentant un  $Ra^4$  d'environ  $0,7 \mu\text{m}$  ( $Rq \approx 0,9 \mu\text{m}$ ). Cette rugosité engendre une meilleure topographie d'accroche pour la couche d'alumine induite par la phase de pré-oxydation imposée dans l'enceinte de préchauffage lors du dépôt EB-PVD, et assure une meilleure accroche pour la barrière thermique elle-même. De plus, ce traitement de surface (sablage) favorise la croissance d'alumine  $\alpha$ , variété allotropique stable, ce qui est a priori bénéfique pour la durabilité du système barrière thermique [54].

### II.4.1. 3 La couche d'alumine

Dans la gamme de température à laquelle sont exposées initialement les couches de liaison durant l'élaboration des systèmes barrière thermique (typiquement  $850^\circ\text{C}$  à  $950^\circ\text{C}$ ), il se forme en principe l'alumine métastable  $\theta$ . Sa morphologie typique en fines plaquettes (figure II.38-a) témoigne d'une croissance rapide, réalisée essentiellement par un mécanisme de diffusion cationique des ions d'aluminium ( $\text{Al}^{3+}$ ) au travers de la couche

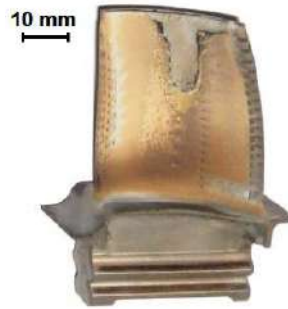
d'alumine, préférentiellement aux joints de grains. Le développement de l'oxyde se fait, dans ce cas, au niveau de l'interface alumine/gaz. Il est a priori conseillé d'éviter la formation de cette alumine de transition  $\theta$ , car elle est moins adhérente et sa transformation en alumine stable  $\alpha$ , à plus haute température, génère des contraintes qui peuvent entraîner une rupture de l'oxyde inter-facial. De manière générale, cette croissance mixte entraîne une morphologie de la couche d'alumine caractérisée par des grains équiaxes (figure II.38-b) [55].



**Figure II.38** Vue de dessus (à gauche alumine  $\theta$ ) et en coupe (à droite alumine  $\alpha$ ) de la couche d'alumine [55].

Entre 1000 et 1100°C, températures auxquelles sont portées les couches de liaison durant l'élaboration de la barrière thermique et dans leurs conditions de service, la formation d'alumine  $\alpha$  se poursuit. La couche d'alumine, dont l'épaisseur varie entre une fraction de micromètres et quelques micromètres, joue un rôle crucial dans la durabilité du système barrière thermique [55].

Les processus de rupture de la couche de liaison entre le substrat en superalliage d'AM1 et la barrière thermique ne sont pas complètement compris actuellement. Cet endommagement est sujet à une grande variabilité d'une aube à l'autre, et d'un moteur à l'autre, dans des conditions d'utilisation similaires. Le décollement de la barrière thermique touche en revanche principalement une zone située sur l'intrados, au centre de l'aube, là où la croissance de la couche d' $\text{Al}_2\text{O}_3$  est la plus importante (figure II.39) [56].



**Figure II.39** Illustration d'un décollement en sommet d'aube [56].

Dans cette zone, la rupture de la couche de liaison progresse sous la barrière thermique, en partant du sommet de l'aube vers le pied. Lorsque la tenue mécanique de la zone touchée devient trop faible pour résister aux contraintes thermomécaniques et aérodynamiques, la barrière thermique s'écaille brutalement sur une surface pouvant s'étendre sur plusieurs  $\text{mm}^2$ .

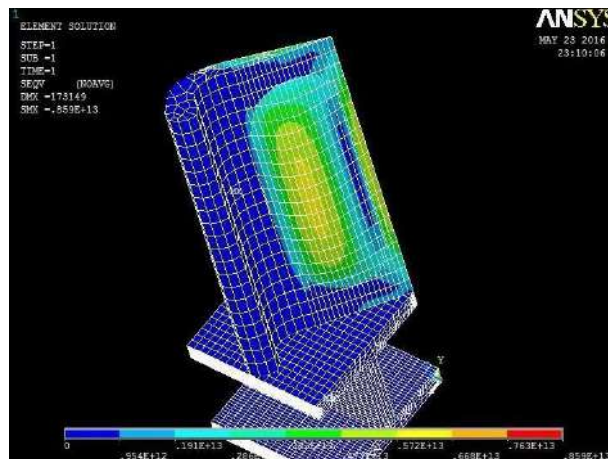


**Figure II.40** Illustration de décollements progressifs de la barrière thermique (en rouge) [56].

Jusqu'à présent, de nombreuses études ont été menées sur les barrières thermiques des aubes de turbine à gaz Marie-Anne Prevost. [57] a établi une analyse expérimentale et numérique d'une nouvelle céramique susceptible de fonctionner à plus haute température que la zircone yttrée, le système le plus employé actuellement pour constituer la couche isolante des barrières thermiques de turbines, aéronautiques ou terrestres. Il caractérisait ces deux oxydes expérimentalement : structure par diffraction de rayons X, conductivité thermique jusqu'à 1200 °C à partir de la mesure de la diffusivité thermique par méthode flash laser, coefficient de dilatation entre 200 et 1200 °C. L'étude du gravage thermique de joints de grains, avec suivi par microscopie à force atomique du profil de joints après traitements entre 1100 °C et 1400 °C, a permis dans certains cas, de déterminer le coefficient de diffusion en surface. L'auteur a constaté que la pérovskite BMT possède un ensemble de propriétés intéressantes pour constituer une barrière thermique : stabilité structurale, conductivité thermique à 1200 °C du même ordre que celle de la zircone yttrée

(autour de  $2 \text{ W.m}^{-1}\text{.K}^{-1}$ ), coefficient de dilatation élevé structure par diffraction de rayons X, conductivité thermique jusqu'à  $1200 \text{ }^\circ\text{C}$  à partir de la mesure de la diffusivité thermiques par méthode flash laser, coefficient de dilatation entre  $200$  et  $1200 \text{ }^\circ\text{C}$ , des phénomènes de sublimation sont susceptibles de perturber la stabilité de couches à très hautes températures.

Mohamad et Abdelhussien [58]. Ont mené une analyse sur la défaillance d'aube de turbine à gaz 9EGE, installé dans un type spécifique de système simple consistant en une turbine à gaz entraînant un générateur d'énergie électrique. Ils ont utilisé la méthode des éléments finis non linéaires pour déterminer l'état de contrainte de l'aube dans les conditions de fonctionnement. Ils ont appliqué une vitesse de rotation  $6000 \text{ tr / min}$ . Les forces aérodynamiques ont été modélisées dans la procédure simplifiée sous la forme de deux vecteurs de  $100 \text{ newtons}$ , un calcul a également été effectué avec une vitesse de rotation excessive. Les auteurs se sont concentrés sur les mécanismes d'endommagement des aubes de turbine en plus des régions critiques à fortes contraintes.

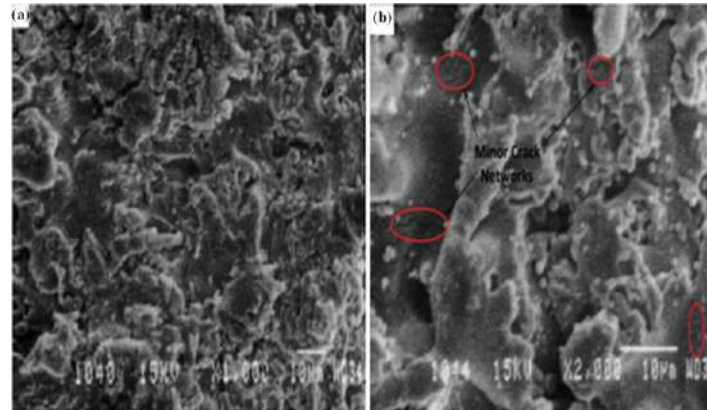


**Figure II.41** Distribution des contraintes dans l'aube de turbine à gaz [58].

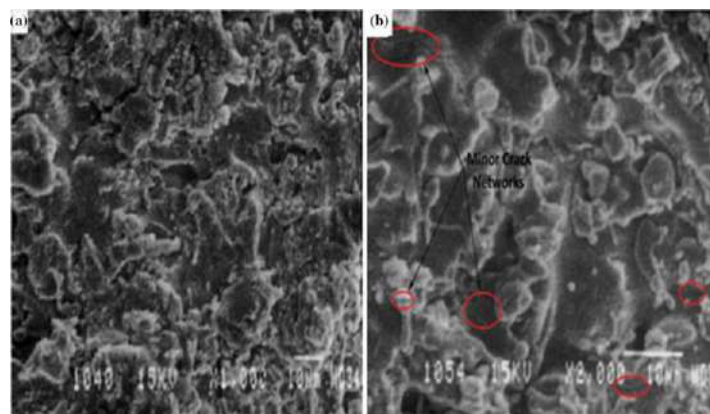
Le calcul a également été effectué à une vitesse de rotation excessive. Leur étude se concentre sur les mécanismes d'endommagement des aubes de turbine et les zones critiques à haute pression.

D'autre part, une étude thermomécanique a été réalisée expérimentalement par Maffren [59] pour revêtir la couche de barrière thermique Y-PSZ d'une couche d'alumine ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) sur quatre types d'épaisseurs de revêtement céramique ( $150, 250, 350$  et  $450 \text{ }\mu\text{m}$ ). L'intensité des chocs a été testée pendant  $70$  cycles sur différentes épaisseurs du revêtement céramique cette étude a été portée sur l'effet de l'épaisseur du revêtement sur le phénomène d'éruccation. La résistance thermique des échantillons testés a été vérifiée avec

une flamme chauffante en perçant un trou au milieu des échantillons. L'étude micrographiques du revêtement des échantillons subissant les chocs thermiques testés a révélé que les échantillons de revêtement 150/100 et 250/100 sont meilleures que les autres échantillons de revêtement. Puisqu'ils sont moins fissurés, comme le montrent dans les figures II.42 et 43.

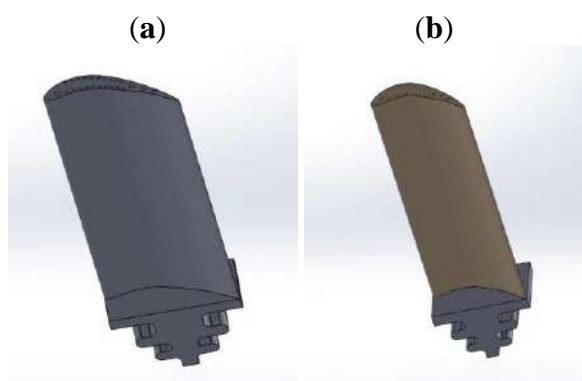


**Figure II.42** a) micrographies électroniques à balayage de surface supérieure d'un revêtement par pulvérisation 150/100  $\mu\text{m}$  7Y-PSZ / Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> TBC ; b) après 70 cycles de charge de choc thermique à un agrandissement x2000 [59].



**Figure II.43** a) micrographies électroniques à balayage de surface supérieure d'un revêtement par pulvérisation 250/100  $\mu\text{m}$  7Y-PSZ / Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> TBC ; b) après 70 cycles de charge de choc thermique à un agrandissement x2000 [59].

Plusieurs méthodes ont été proposées pour améliorer les propriétés mécaniques et thermiques des aubes pour résister à ces conditions difficiles. L'analyse structurale a été effectuée par Griffin et Kumar. [60] pour déterminer la déformation totale et la contrainte équivalente de (Von-Mises) d'une aube parmi les divers alliages avec et sans le revêtement (figure II.44) en céramique. Les conditions aux limites requises pour l'analyse sont la force centrifuge, la force tangentielle, la force axiale et la température obtenue à partir de l'analyse thermique est également imposée.



**Figure II.44** Modèle d'une aube de turbine à gaz (a. non revêtue, b. revêtue) [60].

Ils ont examiné l'état d'équilibre thermique et les performances structurelles de l'aube revêtue de SiC / SiC (composés à matrice céramique), alliages de titane non polis Ti 6Al 4V, Inconel 718, Multimet N155, Incoloy A286 et Haynes 188. D'après les résultats de l'analyse structurelle, il est évident que le déplacement et la contrainte de Von-Mises sont moindres dans le Haynes 188 revêtu par rapport aux autres alliages comme indiqué dans le tableau II.3 et II.4, de sorte que Haynes 188 revêtu peut être utilisé dans toutes sortes de conditions thermiques et mécaniques.

Variables	Unit	Titanium Alloy	Inconel 718	Multimet N155	Incoloy A286	Haynes 188
Uncoated	mm	0.46388	0.27912	0.39011	0.27749	0.23981
coated		0.19977	0.17498	0.19204	0.17465	0.16645

**Tableau II.3** Déplacements [60].

Variables	Unit	Titanium Alloy	Inconel 718	Multimet N155	Incoloy A286	Haynes 188
Uncoated	MPa	484.17	489.31	487.98	487.64	483.27
coated		461.36	474.64	471.3	470.45	458.93

**Tableau II.4** Contraintes de Von Mises [60].

Jun et al. [61] Ont présenté une étude numérique pour modéliser la propagation des fissures dans la couche de TGO et la croissance de TGO près d'une rainure de surface dans un substrat métallique pour plusieurs cycles thermomécaniques. Ils ont utilisé la méthode de changement de propriété du matériau utilisé pour modéliser la formation de TGO cycle par cycle et les propriétés de fluage des matériaux constitutifs incorporés. Les résultats de déformation finale de TGO entre l'observation numérique et expérimentale montre un bon accord indiquant l'exactitude et l'efficacité de la présente procédure, ce qui peut mener à la

prédiction de la défaillance dans TGO pour la conception et l'optimisation futures du système TBC. Fabien BLAS [62], il fait une optimisation de protocole d'élaboration des barrières thermiques (BT) aéronautiques issues de la voie sol-gel, pour augmenter la durée de vie à partir de l'évolution de l'endommagement des barrières thermiques en fonction du nombre de cycles d'oxydation. Il s'agit de chauffer les échantillons pendant 1 heure, puis de les refroidir sous air ambiant pendant 5 minutes à l'aide de ventilateur. son étude s'est divisée en deux parties: la première partie concerne l'étude des paramètres dimensionnels du réseau de microfissures en fonction de l'épaisseur de la barrière thermique après frittage sur trois types d'épaisseurs de la barrière thermique après frittage (98, 180 et 250  $\mu\text{m}$ ). et de 98,187 et 250  $\mu\text{m}$  et la seconde partie concerne l'évolution des paramètres dimensionnels du réseau de microfissures en fonction du vieillissement en oxydation cyclique.

En fin Ziaei-Asl et al. [63] ont fait une étude du comportement thermomécanique d'une aube de turbine à gaz équipée de conduits de refroidissement et d'un revêtement de protection, pour étudier les effets de l'épaisseur du revêtement de barrière thermique (TBC) sur la répartition des contraintes thermiques sur le corps de l'aube. D'après les résultats (tableau II.5), les auteurs ont observé que l'augmentation de l'épaisseur du TBC de 100 à 500  $\mu\text{m}$  entraîne une diminution de 40 fois la déformation plastique équivalente.

TBC thickness ( $\mu\text{m}$ )	Maximum Temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )	Average Temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )	Von-Mises Stress (MPa)	Maximum Equivalent Plastic Strain
100	1099.000	502.660	695.373	$8.130 \times 10^{-4}$
200	1098.100	493.376	692.100	$4.860 \times 10^{-4}$
300	1097.600	484.794	693.562	$3.510 \times 10^{-4}$
400	1097.200	477.250	685.634	$1.040 \times 10^{-4}$
500	1096.900	470.200	674.044	$0.240 \times 10^{-4}$

**Tableau II.5** Résumé des résultats [63].

## II.5 Conclusion

A travers cette étude bibliographique, on a remarqué que les précédents chercheurs suscités ont réalisé beaucoup de recherches et d'études concernant les principales solutions technologiques pour améliorer l'efficacité des turbines à gaz, notamment sur les matériaux utilisés dans la fabrication des aubes de turbine à gaz.

D'après l'étude bibliographique présentée, nous avons remarqué que l'amélioration de l'efficacité des turbines à gaz dépend fortement au choix des matériaux appropriés pour sa fabrication, car les matériaux doivent résister aux charges thermomécaniques élevées pendant le fonctionnement.

A partir d'une analyse critique de la revue bibliographique, les points importants sont récapitulés comme suit:

- nous avons noté que l'alliage de titane donne de meilleurs résultats par rapport aux autres matériaux en termes de rigidités sous les charges thermomécaniques.
- La forme des trous et le nombre de rangées ont une influence sur l'efficacité de refroidissement, mais ces trous créent des défauts et des concentrations de contraintes dans la structure des aubes.
- Les problèmes de l'écaillage de la barrière thermique cause de la différence de coefficient de dilatation entre la barrière thermique et le substrat.

# **Chapitre III :**

## **Caractéristiques et comportement élastique des matériaux composites**

### III. 1 Introduction

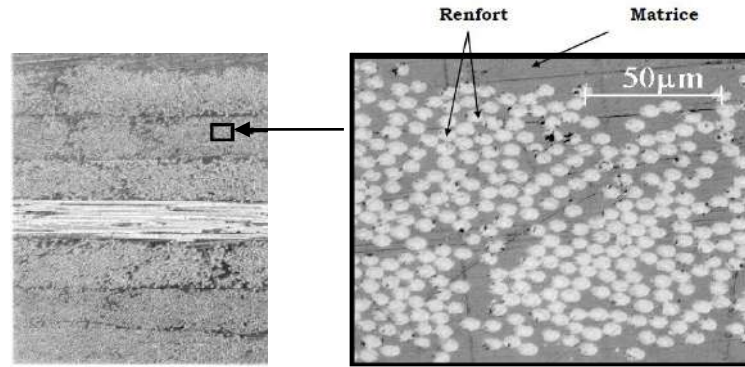
Les matériaux composites disposent d'atouts considérables par rapport aux matériaux traditionnels. Ainsi, ils permettent d'augmenter la durée de vie de certains équipements grâce à leurs propriétés mécaniques et thermiques. Ils contribuent au renforcement de la sécurité grâce à une meilleure tenue aux chocs et au feu. Ils offrent une meilleure isolation thermique ou phonique et, pour certains d'entre eux, une bonne isolation électrique. Ils enrichissent aussi les possibilités de conception en permettant d'alléger des structures et de réaliser des formes complexes, aptes à remplir plusieurs fonctions. Dans chacun des secteurs d'application (aéronautique, automobile, ferroviaire, construction civile, construction nautique, médical, sports et loisirs, construction électrique, équipements industriels,...) ces performances remarquables sont à l'origine de plusieurs solutions technologiques innovantes, telles que l'allègement des structures d'avions qui permet l'amélioration de leurs performances tout en conservant d'excellentes propriétés mécaniques. La possibilité de réaliser des pièces plus efficaces et bien d'autres applications dans les différents secteurs de l'industrie.

Dans ce chapitre, nous présentons quelques théories sur les matériaux composites, les formules mathématiques adoptées pour le calcul des propriétés mécaniques et thermiques par les lois de mélanges, des propriétés mécaniques d'un composite à renfort mât (orientation aléatoire) et enfin nous étudierons l'effet de la température sur le comportement mécanique des matériaux composites.

### III. 2 Définition et constituants des matériaux composites

Un matériau composite peut être défini d'une manière générale comme l'assemblage de deux ou plusieurs matériaux, l'assemblage final ayant des propriétés supérieures aux propriétés de chacun des matériaux constitutifs (figure III.1). On appelle maintenant de façon courante "matériaux composites" des arrangements de renforts qui sont noyés dans une matrice dont la résistance mécanique est beaucoup plus faible, entre le renfort et la matrice, existe une zone de liaison appelée interface. Ces matériaux composites sont la plupart du temps hétérogènes et anisotropes [64].

La matrice assure la cohésion et l'orientation des fibres, elle permet également de transmettre les sollicitations auxquelles sont soumises les pièces.



**Figure III.1** Constituents d'un matériau composite [65].

Les propriétés physiques d'un matériau composite dépendent directement de ses différents constituants. L'imprécision sur l'orientation et la position des fibres, par exemple, lors de la fabrication du composite, augmentera les incertitudes dans l'estimation des propriétés physiques [65].

### III.2. 1 La matrice

La matrice permet de lier les fibres du renfort entre elles, et de répartir les efforts mécaniques (résistance à la compression ou à la flexion). La matrice est facilement déformable et assure la protection chimique des fibres. Généralement, c'est un polymère ou une résine organique. Les matrices les plus employées dans les matériaux composites sont les polymères thermodurcissables et les polymères thermoplastiques [65].

### III.2. 2 Le renfort

Le renfort constitue l'armature ou le squelette, assurant la tenue mécanique (résistance à la traction et rigidité). Il est par définition de nature fibreux ou filamentaire. Le diamètre des fibres est d'environ 5 à 15 $\mu\text{m}$ . Ce sont les renforts qui apportent l'essentiel des propriétés mécaniques d'un matériau composite. Ils sont le plus souvent d'origine organique (par exemple aramide) ou minérale (carbone, verre, bore, carbure de silicium)[65].

### III.2. 3 Présentation des fibres

#### III.2.3. 1 Fibres de verre

Les fibres de verre sont fabriquées à partir d'un mélange à base de silice. En faisant varier la composition de ce mélange, différents types de verre peuvent être obtenus : le verre E, les verres S ou R pour des applications mécaniques plus sévères, le verre C pour des applications chimiques et le verre D pour des applications diélectriques. Rappelons que les fibres de verre E constituent le principal renfort des produits composites de grande

diffusion et sont utilisés dans plus de 95% des matériaux composites. Le mélange est porté à fusion à 1200°C puis est transféré dans un four filière à 1000°C [66].

### III.2.3.2 Fibres d'aramides

Ces fibres sont des Polyamides aromatiques, ces fibres ont une mauvaise tenue en compression, mais une bonne résistance au choc et à la fatigue. La fibre d'aramide (on la nomme souvent « **Kevlar** », qui est la marque de son créateur, (Dupont de Nemours.) utilisée dans les protections balistiques gilets pare-balles. En plus de ces deux constituants de base, il faut rajouter : une interface qui assure la compatibilité renfort-matrice, qui transmet les contraintes de l'un à l'autre sans déplacement relatif. Bonne adhérence en couche fine. Des produits chimiques (charges et additifs) entrent aussi dans la composition du composite, l'interphase etc. ... qui peuvent jouer sur le comportement mécanique, mais n'interviennent pratiquement jamais dans le calcul de la structure composite [67].

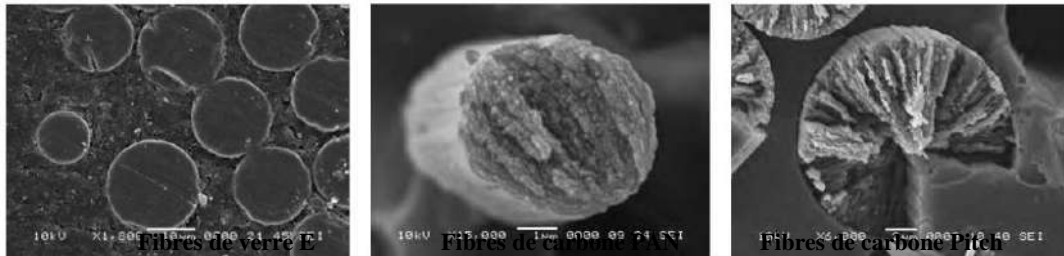
### III.2.3.3 Fibres de carbone

Les fibres de carbone sont traditionnellement considérées comme les renforts des composites (High-tech) couramment employés dans l'aéronautique et la voile de compétition. Ces fibres restent chères par rapport aux fibres de verre E mais sont très attractives pour produire des structures dont la rigidité est le principal critère de choix. Si on considère le coût spécifique (coût/densité) des fibres de carbone haute résistance, il tombe à 7 fois celui des fibres de verre. La rigidité d'une fibre peut être aussi rapportée à son coût spécifique. Dans ce cas, le rapport entre fibre de verre et fibre de carbone n'est plus que de 2. Cela veut dire que, si le prix du carbone continue de baisser, son utilisation risque de pénétrer des marchés de grande diffusion occupés à l'heure actuelle par les fibres de verre.

Il existe deux grandes sortes de fibres de carbone : les fibres HR (Haute Résistance) qui sont les plus utilisées et les fibres HM (Haut Module). Les fibres HM ont des modules d'Young très élevés qui peuvent être jusqu'à deux fois supérieur à ceux des fibres HR. Mais, elles comportent des allongements à rupture en traction 2 fois moins élevés ce qui a tendance à rendre les composites plus (fragiles). Par ailleurs, les fibres de carbone sont anisotropes et peuvent présenter des structures très différentes suivant la nature du précurseur utilisé pour leur fabrication : fibres PAN fabriquées à partir de poly acrylonitrile ou fibres pitch fabriquées à partir de brais [66].

Il est intéressant de remarquer que les caractéristiques des fibres sont fonction de leur nature mais aussi de leur microstructure. La figure III.2 montre les sections de trois types de fibres observées par microscopie électronique à balayage : verre E, carbone PAN et

carbone Pitch. On constate la présence de structures très différentes : régulières pour les fibres de verre, en (oignon) pour les fibres de carbone PAN et radiale pour les fibres Pitch. Ces observations illustrent l'influence de la structure sur le comportement d'une fibre (verre E isotrope et carbone anisotrope) et sur ses propriétés dans le cas des fibres de carbone (PAN, Pitch).



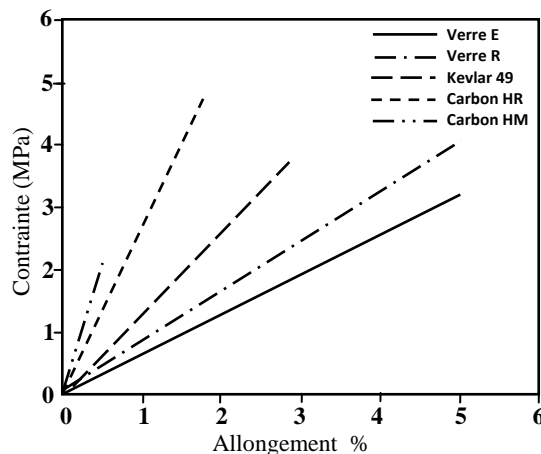
**Figure III.2** Observation MEB de sections de composites - Mise en évidence de la microstructure des fibres de verre et de carbone [66].

### III.2. 4 Architecture des renforts

Les fibres qui viennent d'être présentées servent à fabriquer des renforts ayant des architectures variées (Figures III.4, III.5 et III.6). Elles sont utilisées soit de manière aléatoire, soit sous forme de mèches tissées les unes aux autres. Les renforts sont le plus souvent bidimensionnels et constituent la base du pli composite.

Fibre	Diamètre (µm)	Masse volumique (Kg/m <sup>3</sup> )	Module longitudinal (GPa)	Module transverse (GPa)	Coefficient de poisson	Allongement de rupture (%)
Verre E	15-20	2520-2600	72-77	72-77	0.20-0.25	2.1-3.4
Kevlar 49	12	1450-1490	124-135	5-6	0.40	2.8-3.5
Carbone HR	7	1750-1800	200-260	15	0.30	2.5-4.5
Carbone HM	5-6	1800-1950	350-600	6	0.35	2.2-4.0

**Tableau III.1** Propriétés des principales fibres de renfort [66]



**Figure III.3** Courbes contrainte/allongement en traction des principales fibres de renfort [66].

Les fibres suivant les trois directions dans l'espace et non plus dans le plan, le renfort peut se présenter suivant deux structures distinctes:

#### III.2.4.1 Les structures aléatoires

Les structures aléatoires (Figure III.4) sont réalisées à partir de fibres coupées ou broyées. Ces fibres sont dispersées de façon aléatoire et maintenues par un liant soluble afin d'obtenir un mat à fibres courtes. Ce type de renfort est utilisé lorsqu'on recherche une bonne résistance à la compression [65].

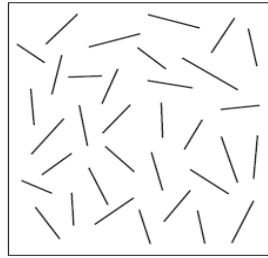


Figure III.4 Structure aléatoire [68].

#### III. 2.4.2 Les structures orientées

Les structures orientées se divisent en deux catégories :

##### a) Les structures unidirectionnelles (UD)

Dans ces structures, les fibres sont orientées dans une même direction qui sera la direction principale de contrainte (Figure III.5). Certaines propriétés physiques, telles que les conductivités électrique et thermique, d'un pli unidirectionnel sont plus grandes dans un sens que dans l'autre.

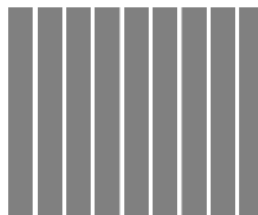
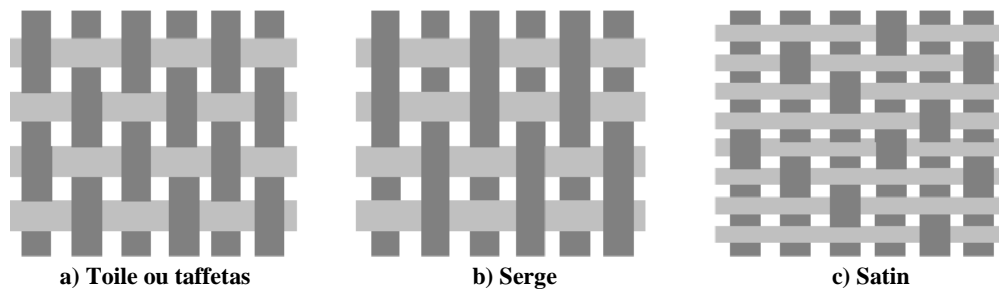


Figure III.5 Structure unidirectionnelle (nappe)[65].

##### b) Les structures tissées

Elles sont généralement obtenues par tissage (bi ou tri directionnel) ou par superposition de nappes unidirectionnelles. Les tissus diffèrent par le mode d'entrecroisement des fibres appelé armure. On distingue le satin, le serge et le taffetas, (Figure III.6).Le satin est surtout employé lorsqu'on souhaite obtenir une grande résistance mécanique, le taffetas et la serge sont les plus couramment utilisés [65].



**Figure III.6** Mode d'entrecroisement des fibres [65].

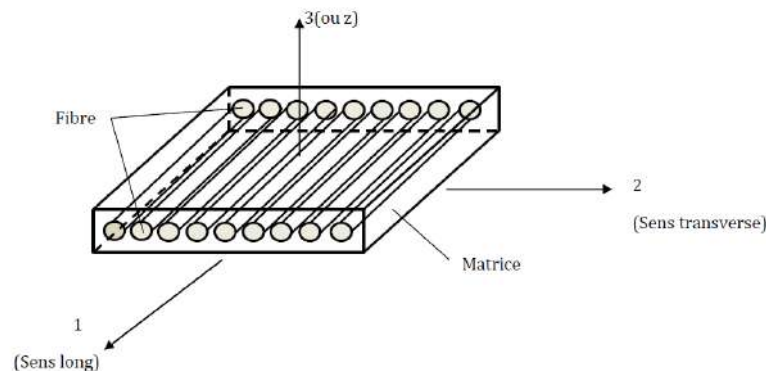
Il est également possible de réaliser des structures de renforts hybrides en tissant des fibres de natures différentes ou, en superposant des tissus ou nappes de renforts de fibres différentes [65].

### III. 3 Architecture du composite

Les structures des matériaux composites peuvent être classées en trois types

#### III.3. 1 Les monocouches

Les monocouches représentent l'élément de base de la structure composite. Les différents types de monocouches sont caractérisés par la forme du renfort : à fibres longues (unidirectionnelles UD, réparties aléatoirement), à fibres tissées, à fibres courtes [67].



**Figure III.7** Pli à renforcement unidirectionnel [67].

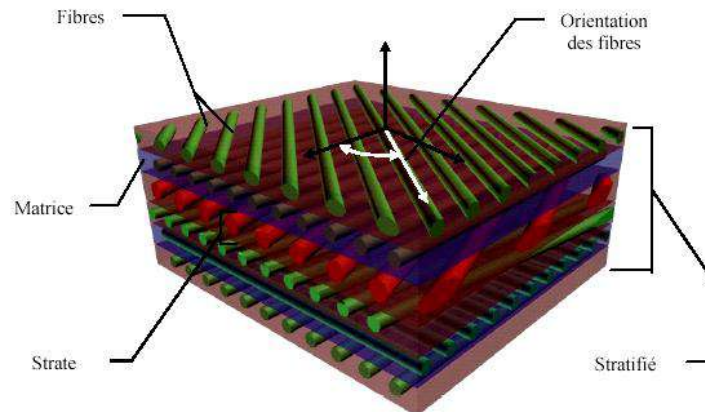
#### III.3.2 Les stratifiées

Le composite stratifié est constitué d'un empilement de monocouches ayant chacune une orientation propre par rapport à un référentiel commun aux couches, et désigné comme le référentiel du stratifié (Figure III.8).

Le choix de l'empilement et plus particulièrement des orientations permettra d'avoir des propriétés mécaniques spécifiques. On pourra avoir des stratifiés du type :

- Equilibré : stratifié comportant autant de couches orientées suivant la direction  $+\theta$  que de couches orientées suivant la direction  $-\theta$ .
- Symétrique : stratifié comportant des couches disposées symétriquement par rapport à un plan moyen.

- c. Antisymétrique : stratifié comportant des couches disposées non symétriquement par rapport à un plan moyen.
- d. Croisé : stratifié comportant autant de couches à  $0^\circ$  que de couches à  $90^\circ$ .
- e. Hybride : les couches successives comportent des fibres de natures différentes, il s'agit d'un stratifié hybride [67].



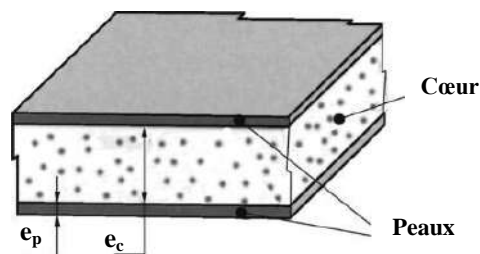
**Figure III.8** Composite stratifié [65].

L'avantage que présentent les composites stratifiés est de permettre de créer des matériaux aux propriétés mécaniques orientées de manière optimale afin de mieux répondre aux sollicitations de la structure [65].

### III.3.3 Les sandwichs

Les sandwichs sont des matériaux possédant deux peaux de grande rigidité et de faible épaisseur renfermant un cœur (âme) de forte épaisseur et de faible résistance (Figure III.9). L'ensemble forme une structure d'une grande légèreté.

Le matériau sandwich possède une bonne résistance à la flexion et est un excellent isolant thermique [65].



**Figure III. 9** Composite sandwich [69].

### III.4 Caractéristiques et comportement élastique des matériaux composites

A partir de la fraction volumique des fibres  $V_f$ , les propriétés mécaniques et thermiques de composite sont évaluées par des modèles micromécaniques loi des mélanges.

Toutes les équations des caractéristiques mécaniques sont données par Clyne [70] et Valery [71] et sont rappelées ici pour plus de clarté.

#### III.4.1 Caractéristiques mécaniques

Le module d'élasticité longitudinal  $E_L$  est donné par l'équation suivante:

$$E_L = E_f V_f + E_m (1 - V_f) \quad (III.1)$$

Le module d'élasticité transversal  $E_T$  est exprimé comme suit:

$$E_T = \frac{E_m E_f}{E_f V_m + E_m V_f} \quad (III.2)$$

Alors le coefficient de Poisson  $\mu_L$  et  $\mu_T$  s'écrit:

$$\mu_L = \nu_f V_m + \nu_m (1 - V_f) \quad (III.3)$$

$$\mu_T = \mu_L \frac{E_T}{E_L} \quad (III.4)$$

Enfin le module de cisaillement longitudinal  $G_L$  et le module de cisaillement transversal  $G_T$  exprimés comme suit :

$$G_L = \frac{G_m G_f}{G_f V_m + G_m V_f} \quad (III.5)$$

$$G_T = \frac{E_T}{2(1+\nu_T)} \quad (III.6)$$

#### III.4.2 Caractéristiques thermiques

Les équations des caractéristiques thermiques sont données par Bhagwan [72] et Krishan [73] sont résumées ici pour plus de clarté.

La dilatation thermique longitudinale  $\alpha_L$  et la dilatation thermique transversale  $\alpha_T$  s'écrit:

$$\alpha_L = \frac{(1-V_f)\alpha_m E_m + V_f \alpha_f E_f}{(1-V_f) E_m + V_f E_f} \quad (III.7)$$

$$\alpha_T = (1 - V_f)\alpha_m + V_f \alpha_f + (\alpha_f - \alpha_m) \frac{\nu_f E_m - \nu_m E_f}{\frac{E_m}{V_f} + \frac{E_f}{1-V_f}} \quad (III.8)$$

### III.5 Comportement d'un composite à renfort mât

Un mât est constitué de fibres coupées d'orientation aléatoire dans le plan [68]. Il peut être considéré comme une couche contenant des fibres orientées entre  $\theta$  et  $\delta\theta$ .

Dans ce cas les rigidités réduites transformées correspondantes seront examinées par :

$$\tilde{Q}_{ij} = \frac{\int_0^{2\pi} (\bar{Q}_{ij}) \partial\theta}{\int_0^{2\pi} \partial\theta} \quad (\text{III. 9})$$

$\bar{Q}_{ij}$ : Sont les rigidités réduites transformées d'une couche unidirectionnelle de fraction volumique égale à celle de la couche à renfort mâ. Pour simplifier les calculs, nous introduisons des grandeurs intermédiaires  $U_1$  et  $V_1$  lors de passage d'un repère d'orthotrope (1, 2) à un repère quelconque (x, y) [74].

De plus on remplace les puissances des fonctions trigonométriques par des multiples de l'angle  $\theta$ . Tsai et Pagano ont démontré que :

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{11} &= V_1 + V_2 \cos(2\theta) + V_3 \cos(4\theta) \\ \bar{Q}_{22} &= V_1 - V_2 \cos(2\theta) + V_3 \cos(4\theta) \\ \bar{Q}_{12} &= V_4 - V_3 \cos(4\theta) \\ \bar{Q}_{16} &= -\frac{V_2}{2} \sin(2\theta) - V_3 \sin(4\theta) \\ \bar{Q}_{26} &= -\frac{V_2}{2} \sin(2\theta) + V_3 \sin(4\theta) \\ \bar{Q}_{66} &= -\frac{V_1 - V_4}{2} \sin(2\theta) - V_3 \sin(4\theta) \end{aligned} \quad (\text{III.10})$$

Dont les expressions de  $V_i$  sont :

$$\begin{aligned} V_1 &= \frac{1}{8} (3Q_{11} + 3Q_{22} + 3Q_{12} + 4Q_{66}); \\ V_2 &= \frac{1}{2} (Q_{11} - Q_{22}) \\ V_3 &= \frac{1}{8} (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 4Q_{66}); \\ V_4 &= \frac{1}{8} (Q_{11} + Q_{22} + 6Q_{12} - 4Q_{66}); \end{aligned} \quad (\text{III.11})$$

De façon similaire, on obtient les coefficients de la matrice de souplesse transformée en fonctions des invariants :

$$\begin{aligned} \bar{S}_{11} &= U_1 + U_2 \cos(2\theta) + U_3 \cos(4\theta) \\ \bar{S}_{22} &= U_1 - U_2 \cos(2\theta) + U_3 \cos(4\theta) \\ \bar{S}_{12} &= U_4 - U_3 \cos(4\theta) \\ \bar{S}_{16} &= -U_2 \sin(2\theta) - 2U_3 \sin(4\theta) \\ \bar{S}_{26} &= -U_2 \sin(2\theta) + 2U_3 \sin(4\theta) \\ \bar{S}_{66} &= -\frac{U_1 - U_4}{2} - 4U_3 \sin(4\theta) \end{aligned} \quad (\text{III.13})$$

Avec :

$$\begin{aligned}
 U_1 &= \frac{1}{8}(3S_{11} + 3S_{22} + 2S_{12} + S_{66}); \\
 U_2 &= \frac{1}{2}(S_{11} - S_{22}); \\
 U_3 &= \frac{1}{8}(S_{11} + S_{22} - 2S_{12} - S_{66}); \\
 U_4 &= \frac{1}{8}(S_{11} + S_{22} + 6S_{12} - S_{66});
 \end{aligned}
 \tag{III.14}$$

Dans ce cas, la loi de comportement d'un pli, orienté arbitrairement et soumis à un état de contraintes, devient :

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} V_1 & V_4 & 0 \\ V_4 & V_1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{V_1 - V_4}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix}
 \tag{III.15}$$

Et les modules de la couche mât seront égales à :

$$\begin{aligned}
 E_{m\hat{a}t} &= \frac{(V_1 - V_4)(V_1 + V_4)}{V_1} \\
 \nu_{m\hat{a}t} &= \frac{V_4}{V_1} \\
 G_{m\hat{a}t} &= \frac{V_1 - V_4}{2}
 \end{aligned}
 \tag{III.16}$$

Nous vérifions que  $G_{m\hat{a}t} = \frac{E_{m\hat{a}t}}{2(1 + \nu_{m\hat{a}t})}$  montre que le matériau se comporte dans le plan de la couche comme un matériau isotrope caractérisé par deux constantes élastiques indépendantes, la matrice de rigidité réduite en contraintes planes sera donc :

$$[Q] = \begin{bmatrix} \frac{E}{1-\nu^2} & \nu \frac{E}{1-\nu^2} & 0 \\ \nu \frac{E}{1-\nu^2} & \frac{E}{1-\nu^2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{E}{2(1+\nu)} \end{bmatrix}
 \tag{III.17}$$

### III. 6 Effet thermiques sur la loi de comportement mécanique des composites

La déformation des milieux continus, en général, et des matériaux composites en particulier, n'est pas un phénomène mécanique pur mais s'accompagne normalement d'un effet thermique [75]. La variation de la température produit une dilatation thermique (extension ou contraction) du matériau. Le phénomène de dilatation thermique peut être décrit en écrivant les déformations en un point (x, y) sous la forme :

$$\varepsilon_{i(\text{thermique})} = \alpha_i \Delta T_{(x,y)}
 \tag{III.18}$$

Où  $\alpha_i$  sont les coefficients de dilatation thermique et  $\Delta T$  est la variation de température à partir d'une température de référence pour laquelle les déformations thermiques sont considérées comme étant égale à zéro. Les propriétés mécaniques d'un matériau composite

dépendent étroitement de la liaison fibres-matrice, liaison mécanique ou liaison chimique. L'état principal est la superposition des déformations produites par toutes les contraintes dans le repère d'orthotrope:

$$\{\sigma\}_{ij} = [Q]_{ij} \{\varepsilon_{ij} - \alpha_{ij} \Delta T\} \quad (\text{III.19})$$

Ou bien sous la forme matricielle :

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} - \Delta T \begin{Bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{III.20})$$

Il est supposé que la variation de température  $\Delta T$  son uniformes. Dans le système d'axes de symétrie (x, y), le comportement d'un stratifié d'ordre d'empilement k est :

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} - \Delta T \begin{Bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_{xy} \end{Bmatrix} \quad (\text{III.21})$$

Avec :

$$\alpha_x = \alpha_1 \cos^2 \theta + \alpha_2 \sin^2 \theta$$

$$\alpha_y = \alpha_1 \sin^2 \theta + \alpha_2 \cos^2 \theta \quad (\text{III.22})$$

$$\alpha_{xy} = 2(\alpha_1 - \alpha_2) \sin \theta \cos \theta$$

En substituant les relations  $\begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} + Z \begin{bmatrix} k_x^0 \\ k_y^0 \\ k_{xy}^0 \end{bmatrix}$  dans l'expression (III.21) on trouve :

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + Z \begin{Bmatrix} k_x^0 \\ k_y^0 \\ k_{xy}^0 \end{Bmatrix} - \Delta T \begin{Bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_{xy} \end{Bmatrix} \quad (\text{III.23})$$

Les efforts en membrane sont obtenus par intégration des contraintes de l'équation (III.23), par unité d'envergure de chaque couche à travers l'épaisseur du stratifié

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ T_{xy} \end{Bmatrix} = \sum_{k=1}^n \int_{Z_{k-1}}^{Z_k} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix}_k dz \quad (\text{III.24})$$

Où :

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ T_{xy} \end{Bmatrix} = \sum_{k=1}^n \int_{Z_{k-1}}^Z \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + Z \begin{Bmatrix} k_x^0 \\ k_y^0 \\ k_{xy}^0 \end{Bmatrix} - \Delta T \begin{Bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_{xy} \end{Bmatrix} dz \quad (\text{III.25})$$

Ce qui donne :

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ T_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{21} & A_{22} & A_{26} \\ A_{61} & A_{62} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{21} & B_{22} & B_{26} \\ B_{61} & B_{62} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} k_x^0 \\ k_y^0 \\ k_{xy}^0 \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} N_x^T \\ N_y^T \\ T_{xy}^T \end{Bmatrix} \quad (III.26)$$

[A] et [B] sont les matrices de rigidité de membrane et de couplage, et en déduisant les résultantes des forces thermique  $[N^T]_{xy}$ :

$$\begin{Bmatrix} N_x^T \\ N_y^T \\ T_{xy}^T \end{Bmatrix} = \sum_{k=1}^n \int_{z_{k-1}}^z \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \left\{ \Delta T \begin{Bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_{xy} \end{Bmatrix} \right\} dz \quad (III.27)$$

Les moments résultants à travers les plis du stratifié sont dérivés à partir de l'équation (III.23).

$$\begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \sum_{k=1}^n \int_{z_{k-1}}^{z_k} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix}_k dz \quad (III.28)$$

D'où

$$\begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{21} & B_{22} & B_{26} \\ B_{61} & B_{62} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{21} & D_{22} & D_{26} \\ D_{61} & D_{62} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} k_x^0 \\ k_y^0 \\ k_{xy}^0 \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} M_x^T \\ M_y^T \\ M_{xy}^T \end{Bmatrix} \quad (III.29)$$

[B] et [D]: sont respectivement les rigidités de couplage et de flexion.

$[M^T]_{xy}$ : sont les moments thermiques :

$$\begin{Bmatrix} M_x^T \\ M_y^T \\ M_{xy}^T \end{Bmatrix} = \sum_{k=1}^n \int_{z_{k-1}}^z \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix} \left\{ \Delta T \begin{Bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_{xy} \end{Bmatrix} \right\} dz \quad (III.30)$$

Les équations (III.27) et (III.28) sont réécrites respectivement sous la forme :

$$\begin{Bmatrix} N_x^T \\ N_y^T \\ T_{xy}^T \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ T_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{N}_x \\ \bar{N}_y \\ \bar{T}_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{21} & A_{22} & A_{26} \\ A_{61} & A_{62} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{21} & B_{22} & B_{26} \\ B_{61} & B_{62} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} k_x^0 \\ k_y^0 \\ k_{xy}^0 \end{Bmatrix} \quad (III.31)$$

$$\begin{Bmatrix} M_x^T \\ M_y^T \\ M_{xy}^T \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{M}_x \\ \bar{M}_y \\ \bar{M}_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{21} & B_{22} & B_{26} \\ B_{61} & B_{62} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{21} & D_{22} & D_{26} \\ D_{61} & D_{62} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} k_x^0 \\ k_y^0 \\ k_{xy}^0 \end{Bmatrix} \quad (III.32)$$

$[\bar{N}]$  et  $[\bar{M}]$  sont respectivement les résultantes en forces et en moment. Elles sont égales à la somme des composantes mécaniques et thermique, c-à-d sous la forme contractée :

$$\begin{bmatrix} \bar{N} \\ - \\ \bar{M} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon^0 \\ - \\ k \end{bmatrix} \quad (III.33)$$

Dans le cas d'un stratifié symétrique, le comportement en membrane est défini par :

$$\begin{pmatrix} \bar{N}_x \\ \bar{N}_y \\ \bar{T}_{xy} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{21} & A_{22} & A_{26} \\ A_{61} & A_{62} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{pmatrix} \quad (\text{III.34})$$

Dans le cas d'un stratifié symétrique, le comportement en flexion est défini par :

$$\begin{pmatrix} \bar{M}_x \\ \bar{M}_y \\ \bar{M}_{xy} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{21} & D_{22} & D_{26} \\ D_{61} & D_{62} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} k_x^0 \\ k_y^0 \\ k_{xy}^0 \end{pmatrix} \quad (\text{III.35})$$

### III. 7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les équations de calcul des caractéristiques mécanique et thermique des matériaux composites par lois des mélanges. ont été présentées lois des comportements d'un composite à différents types de renforcement avec les hypothèses simplificatrices que nous avons posées, qui nous a permis de calculer, notamment la loi de comportement d'un composite à renfort mât (structure aléatoire), qui est considérée comme un matériau isotrope dans le plan, comme l'ont proposé les auteurs Berthelot et Daniel Gay.

# **Chapitre IV :**

**Modélisation numérique du comportement thermomécanique en flexion des poutres sandwichs**

## IV. 1 Introduction

L'importance de développer une analyse sur le comportement thermomécanique des structures composites est liée d'une part à l'utilisation des poutres comme éléments de base dans la réalisation des structures, et d'autre part à la caractérisation des propriétés mécaniques et thermique des matériaux composites sandwichs.

Dans ce chapitre nous effectuons une analyse du comportement mécanique et thermomécanique en flexion des poutres sandwichs soumise à une charge répartie. Cette étude est basée sur la théorie des poutres étroites. La distinction est basée sur le rapport  $b/h$  de la section. Nous avons d'abord calculé les propriétés mécaniques et thermiques de composite sandwich, après une étude d'optimisation pour choisir la composition optimale (fraction volumique en fibre  $v_f=0.4$ ). Ensuite, nous avons comparé entre l'étude analytique et numérique des déplacements, les déformations principales et les contraintes principales d'une poutre sandwich sous l'effet de la charge appliqué sur la poutre. Cette poutre est soumise à une charge répartie  $P$  sollicitée en flexion pure, les forces de cisaillements sont négligeable.

Le but de ce travail est la modélisation numérique du comportement mécanique et thermomécanique en flexion d'une poutre sandwich en utilisant logiciel Ansys. L'étude a aussi pour objectif la comparaison des déplacements et les déformations d'une poutre sandwich avec une poutre en matériau composite à renfort mats.

Plusieurs travaux de recherche ont étudié le cas des poutres composites sandwichs sollicitées en flexion. La théorie classique des stratifié sont largement utilisées par les chercheurs pour analyser les déformations et les déplacements. Dans la littérature, des études ont été menées par les auteurs [76, 77 et 78] sur la flexion des poutres composites pour deux cas de poutres stratifiées symétriques sollicitées en flexion 3-points et 4-points.

## IV. 2 Les caractéristiques mécaniques et thermiques du matériau étudié

Dans cette étude, nous allons utiliser les résultats des caractéristiques mécaniques et thermiques obtenus dans le travail de Faiza et al [79], les propriétés mécaniques et thermiques sont rapportées comme présentées ci-dessous dans les tableaux IV.1 et IV.2, respectivement.

Modules d'élasticité [GPa]		Coefficients de Poisson		Modules de cisaillement [GPa]		Délitacion thermique [(10 <sup>-6</sup> (°C <sup>-1</sup> ))]	
E <sub>1</sub>	E <sub>2</sub>	v <sub>L</sub>	v <sub>T</sub>	G <sub>L</sub>	G <sub>T</sub>	α <sub>L</sub>	α <sub>T</sub>
384	383.94	0.29	0.29	148.88	148.82	5.075	4.96

**Tableau IV.1** Caractéristiques mécanique du matériau étudié.

Matériau à renfort (mâts)	E <sub>mât</sub> [GPa]	ν <sub>mât</sub>	G <sub>mât</sub> [GPa]
	400.44	0.2704	156.90

**Tableau IV.2** Caractéristiques mécanique de composite à renfort mât.

### IV.3 Comportement mécanique en flexion des poutres sandwichs

Le comportement mécanique élastique d'une structure constituée de matériaux sandwichs [80] est généralement analysé par la théorie classique des stratifiés. La loi de comportement globale de toute la structure sandwich est exprimée par :

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_x \\ N_x \\ M_x \\ M_y \\ M_{xy} \\ Q_x \\ Q_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} & B_{11} & B_{12} & B_{16} & 0 & 0 \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} & B_{12} & B_{22} & B_{26} & 0 & 0 \\ A_{11} & A_{26} & A_{66} & B_{11} & B_{26} & B_{66} & 0 & 0 \\ C_{11} & C_{12} & C_{16} & D_{11} & D_{12} & D_{16} & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{11} & D_{11} & D_{22} & D_{26} & 0 & 0 \\ C_{16} & C_{26} & C_{66} & D_{16} & D_{26} & D_{66} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & F_{44} & F_{44} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & F_{45} & F_{55} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_{xz}^a \\ \epsilon_{xz}^a \\ \gamma_{xz}^a \\ K_x \\ K_y \\ K_{xy} \\ \gamma_{yz}^a \\ \gamma_{xz}^a \end{bmatrix} \tag{IV. 1}$$

Dans le cas d'une flexion d'une poutre symétrique, l'équation constitutive (IV. 1) se réduit à :

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \kappa_x^0 \\ \kappa_y^0 \\ \kappa_{xy}^0 \end{bmatrix} \tag{IV. 2}$$

Où les courbures sont définies comme :

$$\kappa_x^0 = \frac{\partial^2 W_0}{\partial x^2}, \quad \kappa_y^0 = \frac{\partial^2 W_0}{\partial y^2}, \quad \kappa_{xy}^0 = -2 \frac{\partial^2 W_0}{\partial x \partial y} \tag{IV. 3}$$

Les courbures peuvent s'obtenir en inversant l'équation (IV. 2) :

$$\begin{bmatrix} \kappa_x^0 \\ \kappa_y^0 \\ \kappa_{xy}^0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} \tag{IV. 4}$$

Dans ce travail nous utilisons le cas de la poutre étroite

$$(M_x = \frac{M}{b} \neq 0) \text{ Alors : } M_y = M_{xy} = 0 \tag{IV. 5}$$

Les équations (IV. 2) et (IV. 3) conduisent à :

$$\kappa_x^0 = \frac{\partial^2 W_0}{\partial x^2} = D_{11}^0 M_x$$

$$\kappa_y^0 = \frac{\partial^2 W_0}{\partial y^2} = D_{12}^0 M_x \quad (\text{IV. 6})$$

$$\kappa_{xy}^0 = -2 \frac{\partial^2 W_0}{\partial x \partial y} = D_{16}^0 M_y$$

$$\frac{\partial^2 W_0}{\partial x^2} = -\kappa_x^0 = -D_{11}^0 M_x = -D_{11}^0 \frac{M}{b} \quad (\text{IV. 7})$$

L'expression du module d'élasticité en flexion ( $E_{fx}$ ) du sandwich

$$E_{fx} = \frac{12}{D_{11}^0 h^3} \quad (\text{IV. 8})$$

Ou :

$$I_{yy} = \frac{bh^3}{12} \quad (\text{IV. 9})$$

Et la rigidité apparente est :

$$J_a = E_{fx} I = \frac{b}{D_{11}^0} \quad (\text{IV. 10})$$

Idriss [81] a démontré que dans le cas de la flexion d'une poutre encastree avec chargement répartie la flèche maximale où  $x = L$  est trouvée égale à :

$$w = \frac{PL^3}{8(EI)_{eq}} + \frac{PL^3}{2(AG)_{eq}} \quad (\text{IV. 11})$$

Les déformations dans les axes principaux de la couche  $k$

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_L \\ \varepsilon_T \\ \gamma_{LT} \end{bmatrix}_k = Z_k \begin{bmatrix} \kappa_x^0 \\ \kappa_y^0 \\ \kappa_{xy}^0 \end{bmatrix} \quad (\text{IV. 12})$$

Les contraintes dans les axes principaux de la couche  $k$ :

$$\begin{bmatrix} \sigma_L \\ \sigma_T \\ \sigma_{LT} \end{bmatrix}_k = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix}_k \begin{bmatrix} \varepsilon_L \\ \varepsilon_T \\ \gamma_{LT} \end{bmatrix}_k \quad (\text{IV. 13})$$

#### IV. 4 Application numérique

On se propose d'étudier la flexion d'une poutre sandwich (Figure IV.1), soumise à une pression  $p=1 \text{ MPa}$ , de longueur  $L = 100 \text{ mm}$ , de section rectangulaire avec les caractéristiques géométriques  $b = 12 \text{ mm}$ . L'âme en stratifié [90/45/0/-45/0/-45/0/45/90] du composite carbone/alumine ( $Al_2O_3$ )  $c = 3.6 \text{ mm}$ , les plis ont la même épaisseur de  $0.40 \text{ mm}$  et les peaux en matériau composite a renfort mats  $e = 1.2 \text{ mm}$ .

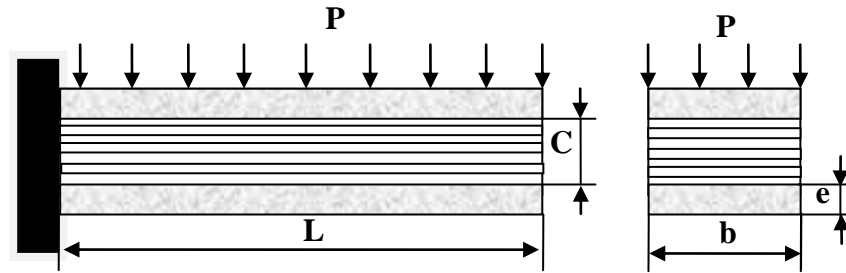


Figure IV.1 Poutre composite sandwich.

**IV.4.1 Modélisation par la méthode des éléments finis**

Le logiciel de calcul des structures par la méthode des éléments finis Ansys a été utilisé pour de déterminer les champs des déplacements dans la poutre sandwich en flexion. Le maillage est effectué automatiquement à l’aide des éléments quadratiques (Figure IV.2) à 04 nœuds, la structure est discrétisée en 1104 éléments et 1209 nœuds. Les conditions aux limites et les charges appliquées sont similaires à un test de flexion. L’analyse permet de déterminer les champs des déplacements et des déformations dans la poutre sandwich.

**IV.4.2 Formulation élément fini**

L’élément utilisé est un Q4 iso-paramétrique formulé par la méthode des éléments finis et adapté aux matériaux sandwich.

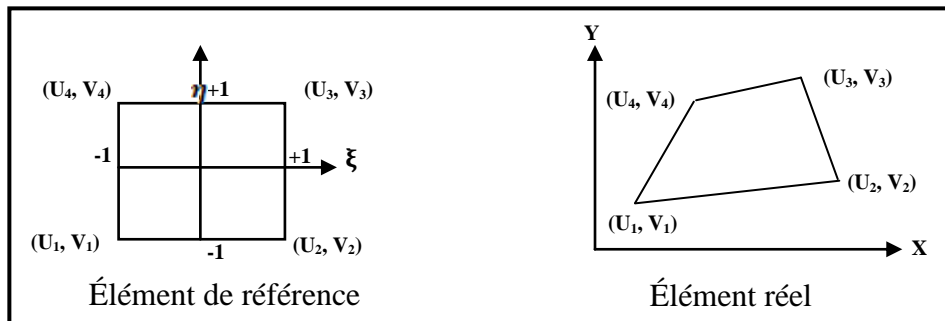


Figure IV.2 Quadrilatère iso-paramétrique à quatre nœuds [82].

D’après Madenci et Guven [82] Les coordonnées  $x(\xi, \eta)$  et  $y(\xi, \eta)$  d’un point quelconque sont définies par :

$$x = \sum_{i=1}^4 N_i(\xi, \eta)x_i \tag{IV. 14}$$

$$y = \sum_{i=1}^4 N_i(\xi, \eta)y_i \tag{IV. 15}$$

Avec :

$$N_i = \frac{1}{4}(1 + \xi\xi_i)(1 + \eta\eta_i) \tag{IV. 16}$$

Ou :

$(x_i, y_i)$  sont les coordonnées du nœud  $i$ .

$N_i$  Sont les fonctions de formes ou fonctions d’interpolation

#### IV.4.2 L'effet de volume des fibres sur la rigidité de matériaux composite

Volume des fibres est un paramètre important qui influe sur la variation des propriétés mécaniques et thermique des matériaux composites. D'après les théories présentées dans le chapitre précédent, le déplacement dans la poutre affecte la variation de ces paramètres. Ceci sera étudié pour trois types de volume des fibres (20%, 30% et 40%) sous l'effet mécanique et thermique voir annexe a. Les résultats présentés dans les tableaux IV.3 et IV. 4, respectivement.

##### IV.4.2.1 L'effet de volume des fibres sur le comportement mécanique

Charges (MPa)	Déplacements (mm)		
	Composite à 20% fibre	Composite à 30% fibre	Composite à 40% fibre
0.1	0.0882	0.0878	0.0875
0.2	0.1764	0.1757	0.1750
0.3	0.2646	0.2635	0.2625
0.4	0.3528	0.3514	0.3499
0.5	0.4410	0.4392	0.4374
0.6	0.5292	0.5271	0.5249
0.7	0.6174	0.6149	0.6124
0.8	0.7056	0.7027	0.6999
0.9	0.7938	0.7906	0.7874
1	0.8820	0.8784	0.8748

**Tableau IV.3** Les déplacements de la poutre sandwich pour trois différents volumes des fibres.

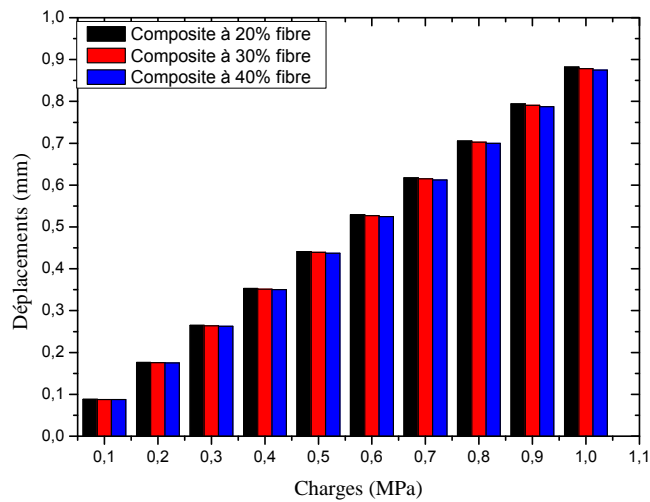
##### IV.4.2.2 L'effet de volume des fibres sur le comportement thermomécanique

Température (°C)	Déplacements (mm)		
	Composite à 20% fibre	Composite à 30% fibre	Composite à 40% fibre
20	1,8083	1,8046	1,8010
100	1,8111	1,8071	1,8032
300	1,8209	1,816	1,8111
500	1,8376	1,8311	1,8247
700	1,8612	1,8523	1,8438
900	1,8912	1,8795	1,8682
1200	1,9274	1,9123	1,8977

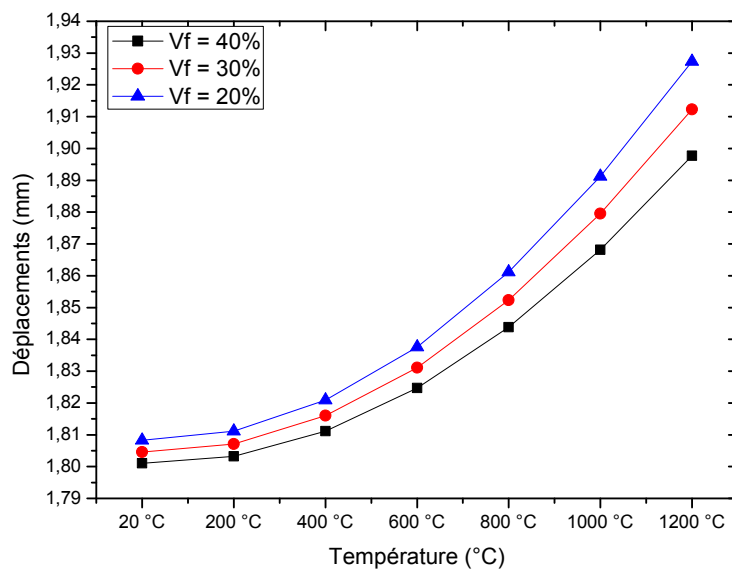
**Tableau IV.4** Les déplacements de la poutre sandwich pour trois différents volumes des fibres avec variation de la température.

L'analyse des résultats obtenus (tableau IV.3 et IV.4) nous permet de mettre en évidence l'influence des volumes des fibres sur le comportement mécanique et thermomécanique des composites respectivement.

Les résultats présentés dans les tableaux, seront traduits sous forme de graphe dans les figures IV.3 et IV.4.



**Figure IV.3** Influence des volumes des fibres sur la rigidité de matériau.



**Figure IV.4** Les déplacements de la poutre sandwich pour trois différents volumes des fibres avec variation de la température.

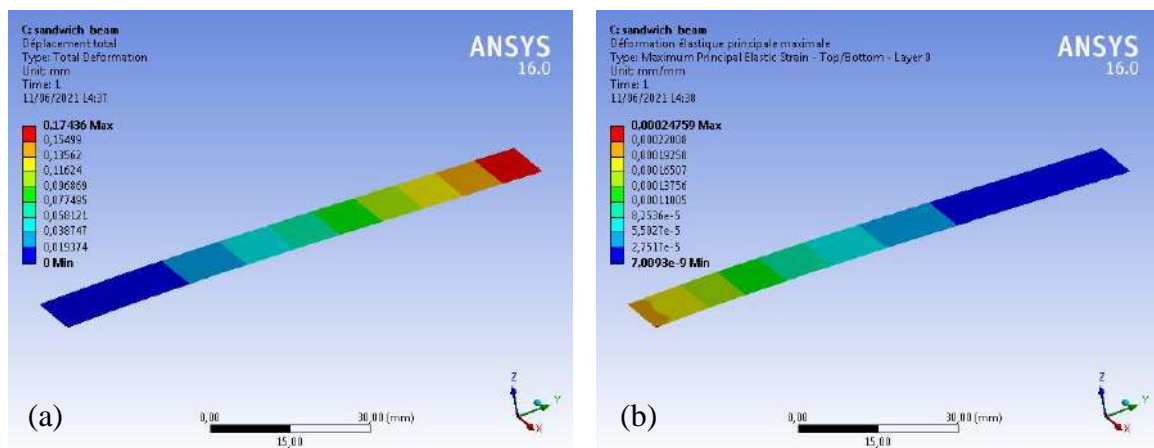
D'après les résultats sous dessus on remarque que le volume des fibres 40% donne un meilleur résultat en termes de la rigidité thermomécanique par apport aux deux autres volumes (20 % et 30 %), cela est confirmé par la courbe illustrée dans la figure IV.4.

On peut conclure que le paramètre du volume des fibres influe sur la variation des propriétés mécaniques et thermique des matériaux composites.

## IV. 5 Résultats et discussions

### IV.5.1 Analyse statique de la poutre sandwich

Le problème résolu sous Ansys est le problème général décrit par les équations (IV.2) à (IV.13), et prend en considération l'hypothèse d'Euler-Bernoulli pour les ailettes qui considère l'ailette comme une poutre simple [23]. Cette poutre sollicitée en flexion pure, les forces de cisaillements sont négligeable. Les résultats analytiques et numériques des déplacements, les déformations principales et les contraintes principales de la poutre sandwich en flexion avec différents chargement sont représentés dans les tableaux (IV.6, IV.7 et IV.8).



**Figure IV.5** Distribution des déplacements et les déformations successivement à  $P = 0.1$  MPa.

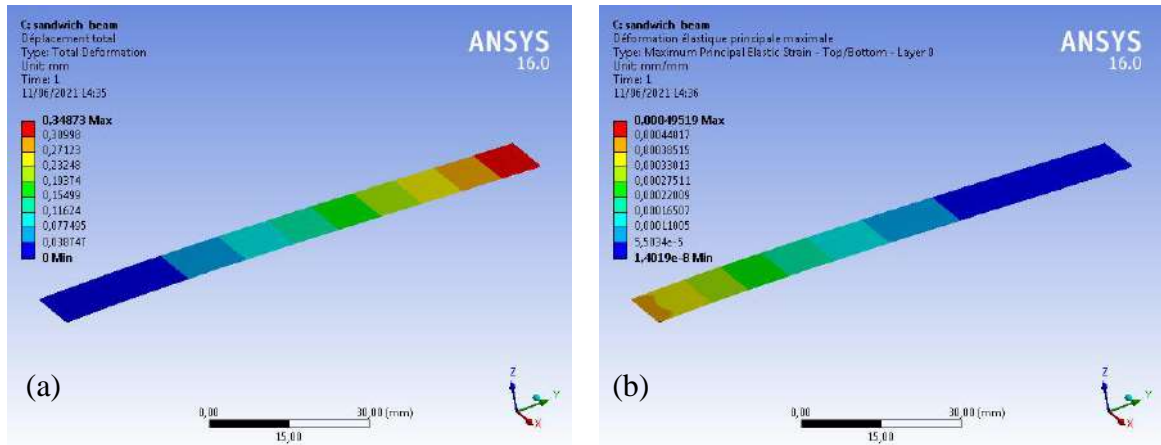


Figure IV.6 Distribution des déplacements et les déformations successivement à  $P = 0.2$  MPa.

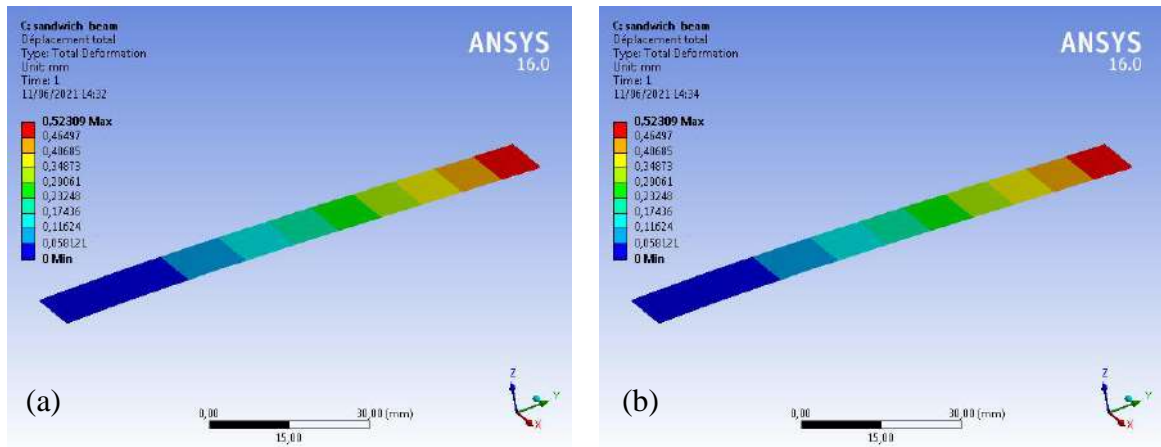


Figure IV.7 Distribution des déplacements et les déformations successivement à  $P = 0.3$  MPa.

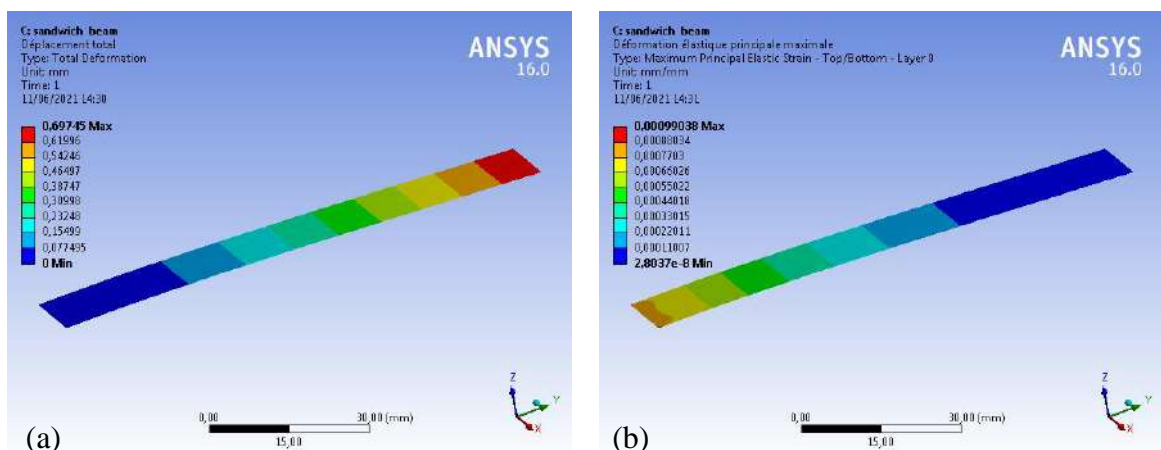


Figure IV.8 Distribution des déplacements et les déformations successivement à  $P = 0.4$  MPa.

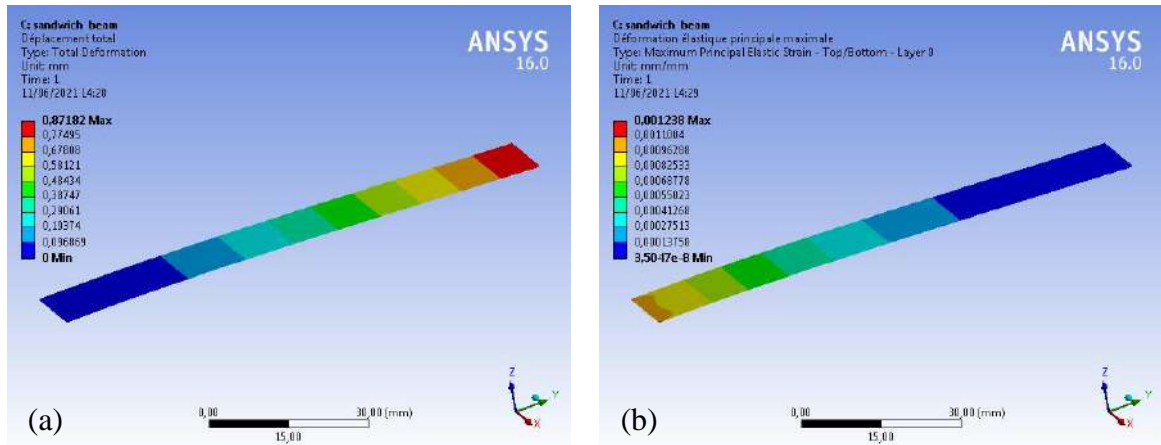


Figure IV.9 Distribution des déplacements et les déformations successivement à  $P = 0.5 \text{ MPa}$ .

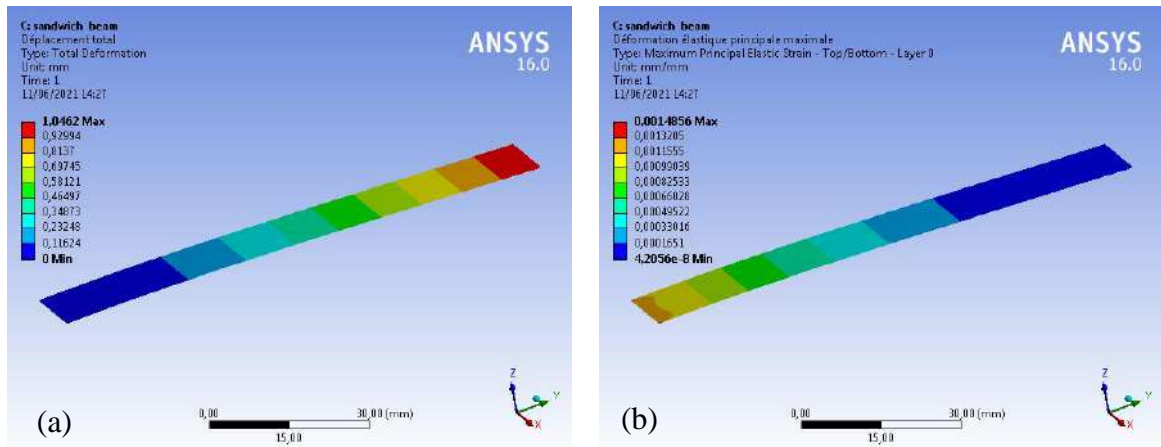


Figure IV.10 Distribution des déplacements et les déformations successivement à  $P = 0.6 \text{ MPa}$ .

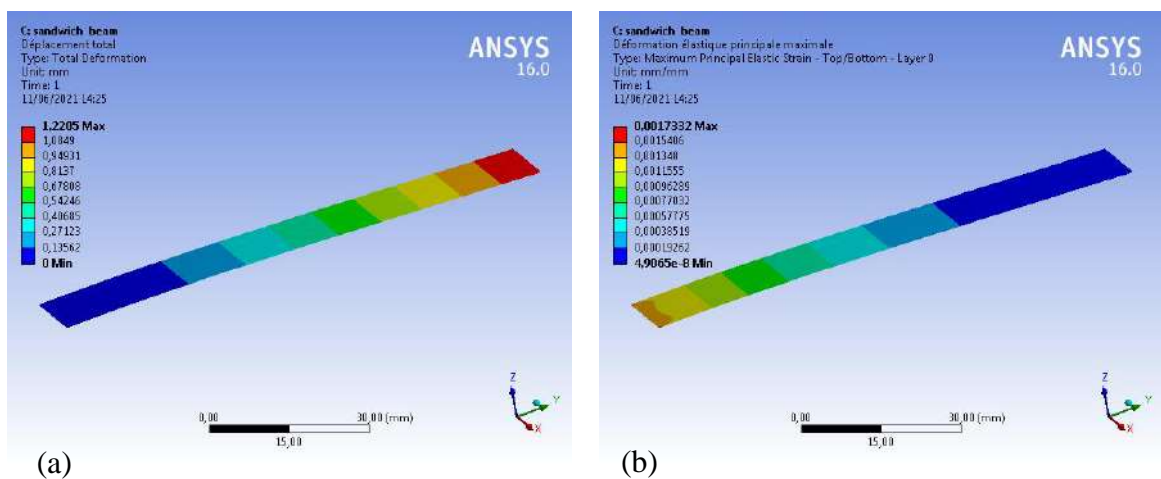


Figure IV.11 Distribution des déplacements et déformations successivement à  $P = 0.7 \text{ MPa}$ .

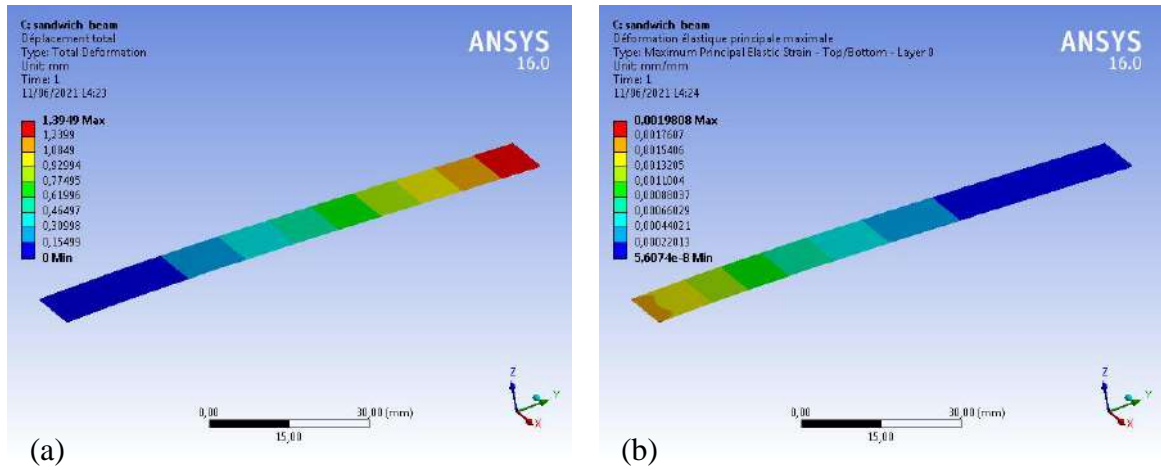


Figure IV.12 Distribution des déplacements et déformations successivement à  $P = 0.8 \text{ MPa}$ .

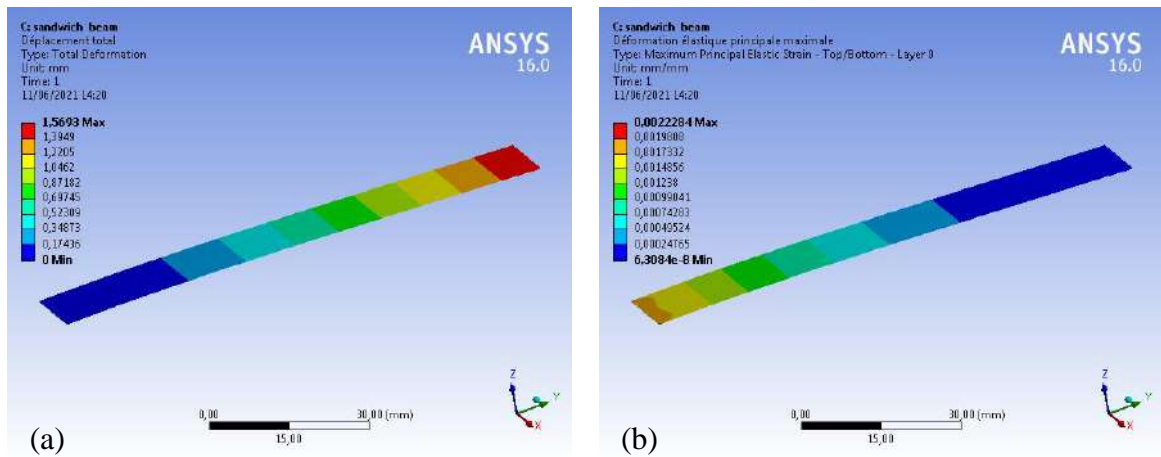


Figure IV.13 Distribution des déplacements et déformations successivement à  $P = 0.9 \text{ MPa}$ .

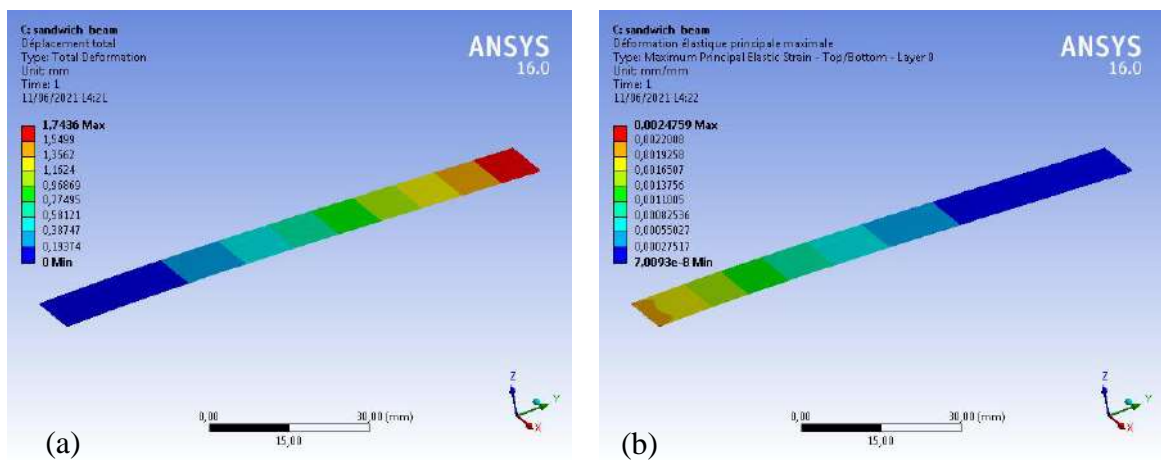


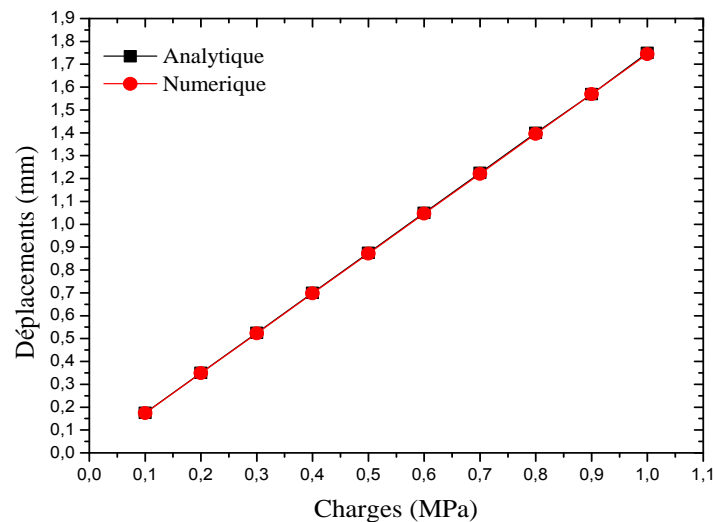
Figure IV.14 Distribution des déplacements et déformations successivement à  $P = 1 \text{ MPa}$ .

Les résultats analytiques et numériques des déplacements, les déformations principales et les contraintes principales de la poutre sandwich en flexion avec différents chargement sont représentés dans les tableaux (IV.6, IV.7 et IV.8).

➤ Résultat analytique et numérique des déplacements de la poutre en flexion

Charges (MPa)	Déplacements (mm)		Ecart (mm)	Ecart relatif (%)
	Analytique	Numerique		
0.1	0,175	0,1743	0,0007	0,004
0.2	0,3499	0,34879	0,00111	0,00317233
0.3	0,5249	0,52309	0,00181	0,00344828
0.4	0,6999	0,69745	0,00245	0,0035005
0.5	0,8748	0,87182	0,00298	0,00340649
0.6	1,0498	1,0462	0,0036	0,00342922
0.7	1,2248	1,2205	0,0043	0,00351078
0.8	1,3997	1,3949	0,0048	0,00342931
0.9	1,5696	1,5693	0,0003	0,00019113
1	1,7497	1,7436	0,0061	0,00348631

**Tableau IV.6** Comparaison des déplacements calculées analytiquement et en calcul numérique dans le cas d'une poutre sandwich en flexion.



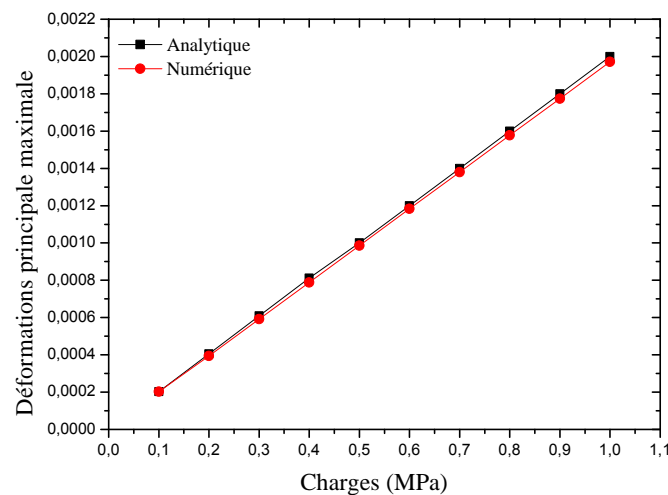
**Tableau IV.15** Comparaison entre les déplacements analytique et numérique de la poutre sandwich en flexion.

Le tableau IV.6, représente la comparaison entre les résultats analytiques et numériques avec variation de la charge. On remarque la convergence des résultats numériques vers les résultats analytiques, cela est confirmé par la courbe illustrée dans la figure IV.15.

- Résultat analytique et numérique des déformations principales de la poutre en flexion

Charges (MPa)	Déformations principales		Ecart (mm)	Ecart relatif (%)
	Analytique	Numérique		
0.1	0.0002029	0.0001971	0,0000058	0,0286
0.2	0.0004057	0.0003942	0,0000115	0,0283
0.3	0.0006086	0.0005914	0,0000172	0,0283
0.4	0.0008114	0.0007885	0,0000229	0,0282
0.5	0.0010	0.0009856	0,0000144	0,0144
0.6	0.0012	0.0011828	0,0000172	0,0143
0.7	0.0014	0.0013799	0,0000201	0,0144
0.8	0.0016	0.0015771	0,0000229	0,0143
0.9	0.0018	0.0017742	0,0000258	0,0143
1	0.0020	0.0019713	0,0000287	0,0144

**Tableau IV.7** Comparaison des déformations principales calculées analytiquement et en calcul numérique dans le cas d'une poutre sandwich en flexion.



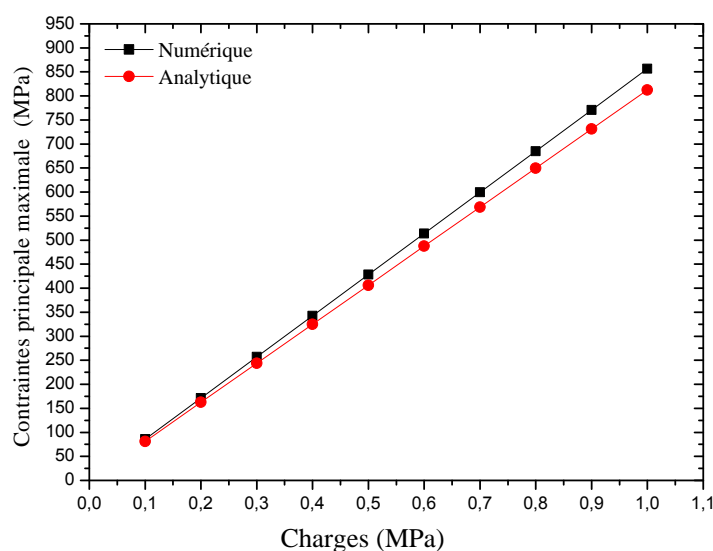
**Figure IV.16** Comparaison entre les déformations analytique et numérique de la poutre sandwich en flexion.

Le tableau IV.7, représente la comparaison entre les résultats analytiques et numériques avec variation de la charge. On remarque la convergence des résultats numériques vers les résultats analytiques, cela est confirmé par la courbe illustrée dans la figure IV.16.

- Résultat analytique et numérique des contraintes principales de la poutre en flexion

Charges (MPa)	Contraintes principales (MPa)		Ecart (MPa)	Ecart relatif (%)
	Analytique	Numérique		
0.1	81.2341	85,639	-4,4049	-5,42247652
0.2	162.46	171,28	-8,82	-5,42902868
0.3	243.70	256,92	-13,22	-5,4247025
0.4	324.93	342,56	-17,63	-5,42578402
0.5	406.17	428,2	-22,03	-5,42383731
0.6	487.40	513,84	-26,44	-5,4247025
0.7	568.63	599,48	-30,85	-5,42532051
0.8	649.87	685,12	-35,25	-5,42416176
0.9	731.10	770,75	-39,65	-5,4233347
1	812.34	856,39	-44,05	-5,4226063

**Tableau IV.8** Comparaison des déformations principales calculées analytiquement et en calcul numérique dans le cas d'une poutre sandwich en flexion.



**Figure IV.17** Comparaison entre les contraintes analytique et numérique de la poutre sandwich.

Le tableau IV.8, représente la comparaison entre les résultats analytique et numérique avec variation de la charge. On remarque la convergence des résultats numériques vers les résultats analytiques, cela est confirmé par la courbe illustrée dans la figure IV.17.

Il faut noter la précision de l'étude numérique qui donne des résultats très acceptables comparés à l'étude analytique, sur tous pour une approche de discrétisation qui reste très intéressante pour l'observation de la variation des déplacements en fonction de la longueur.

IV.5. 2 Analyse thermomécanique d’une poutre sandwich

Dans le cas de la flexion d’une poutre encastree avec chargement réparti la flèche maximale sous l’effet thermique où  $x = L$  est trouvée égale à :

$$w = \frac{PL^3}{8(EI)_{eq}} + \frac{PL^3}{2(AG)_{eq}} + \alpha \Delta T \tag{IV.18}$$

Dans ce cas, nous allons étudier le comportement thermomécanique de la poutre sandwich avec les mêmes conditions aux limites que définies précédemment,  $P= 1 \text{ MPa}$  et avec les températures suivante :  $T= 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $400 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $600 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $800 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $1000 \text{ }^\circ\text{C}$  et  $1200 \text{ }^\circ\text{C}$ .

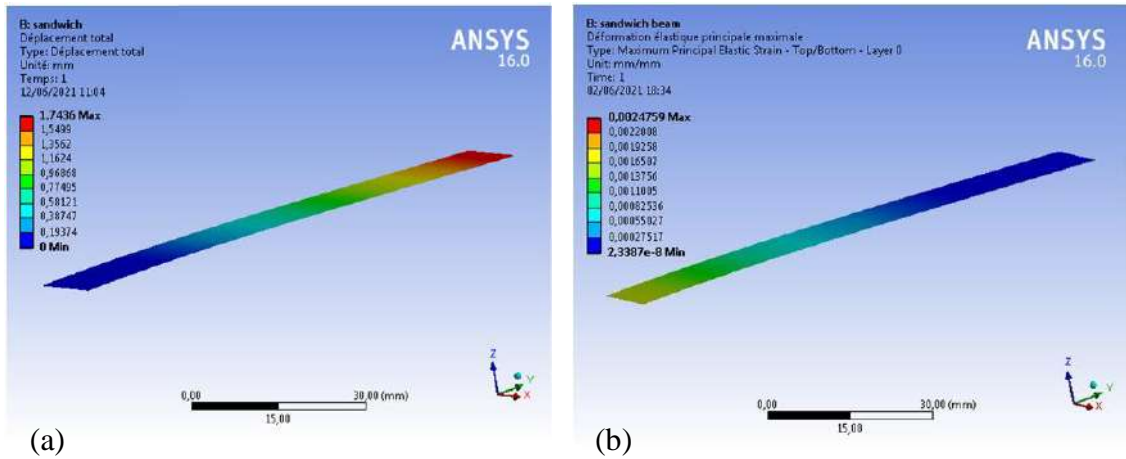


Figure IV.18 Distribution des déplacements et des déformations successivement à  $T= 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

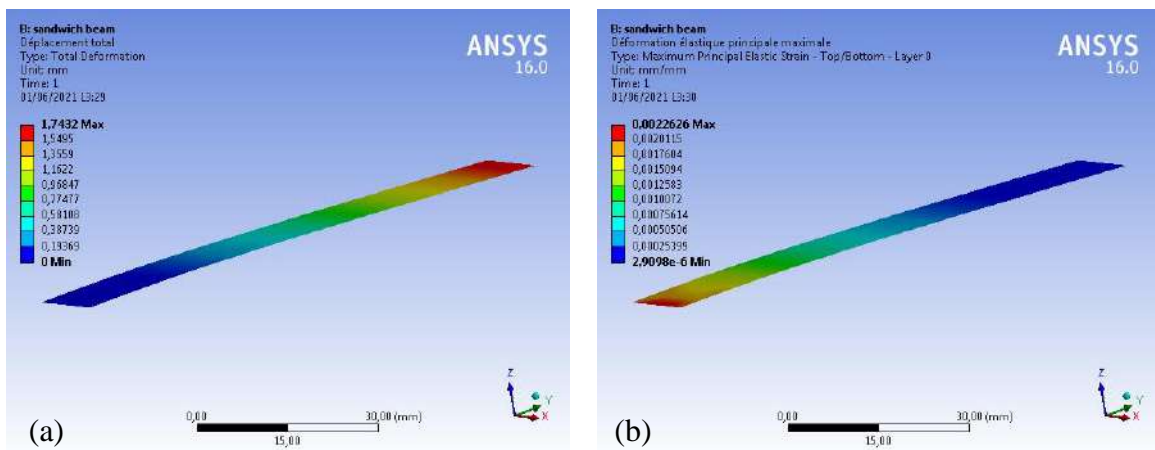


Figure IV.19 Distribution des déplacements et des déformations successivement à  $T= 200 \text{ }^\circ\text{C}$ .

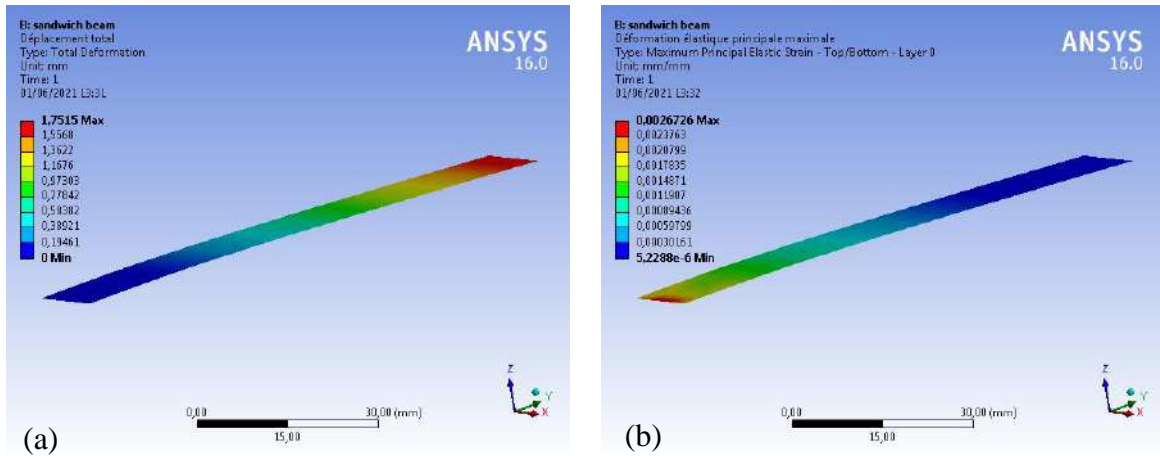


Figure IV.20 Distribution des déplacements et des déformations successivement à T= 400 °C.

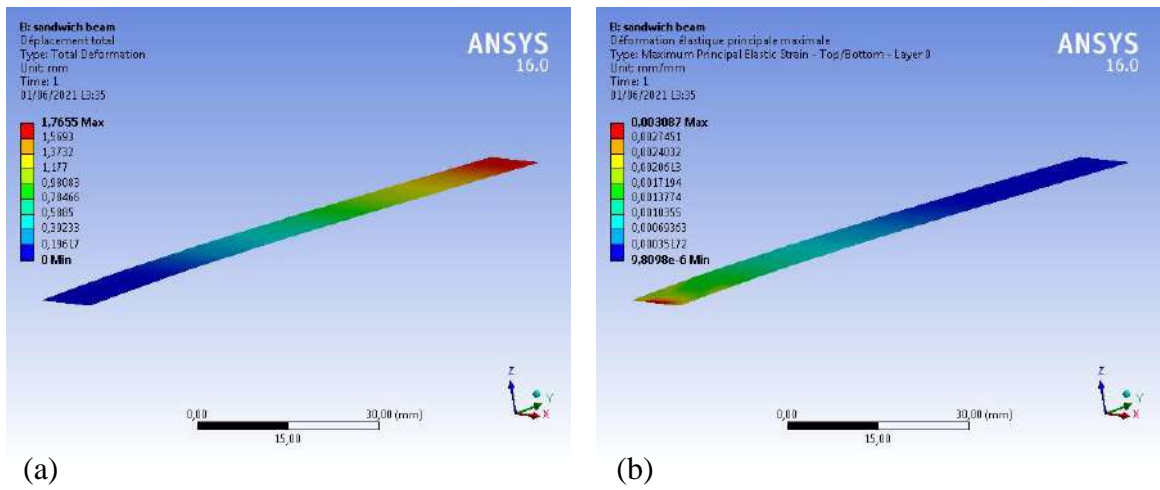


Figure IV.21 Distribution des déplacements et des déformations successivement à T= 600 °C.

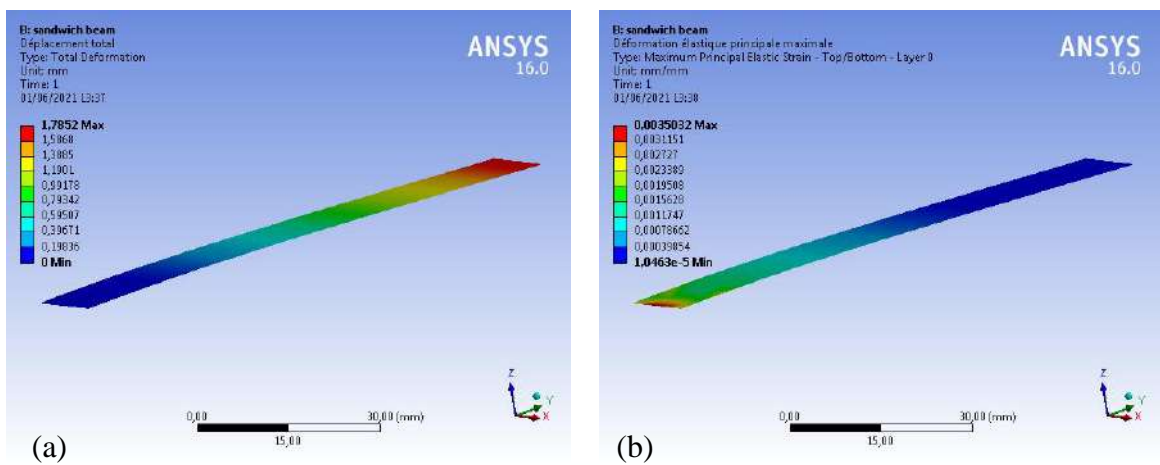


Figure IV.22 Distribution des déplacements et des déformations successivement à T= 800 °C.

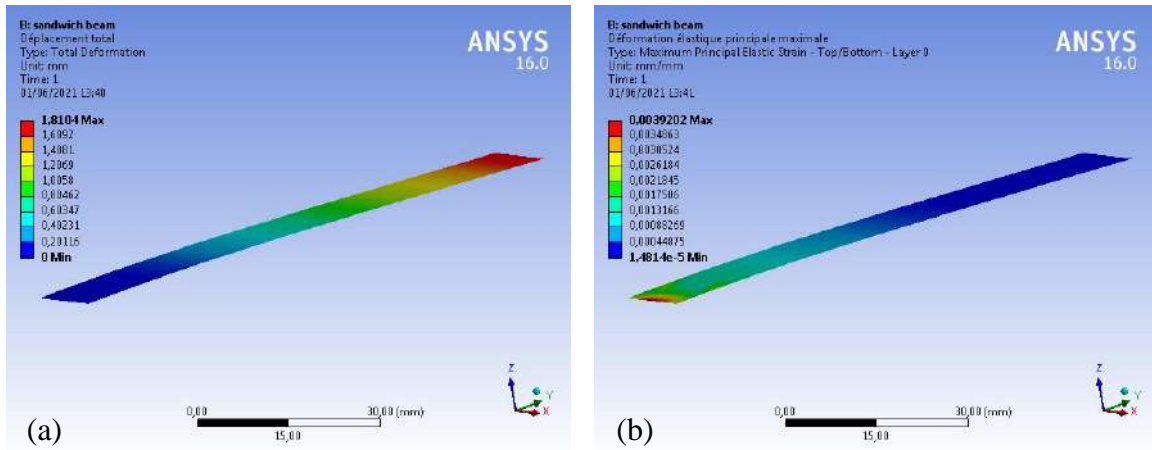


Figure IV.23 Distribution des déplacements et des déformations successivement à T= 1000 °C.

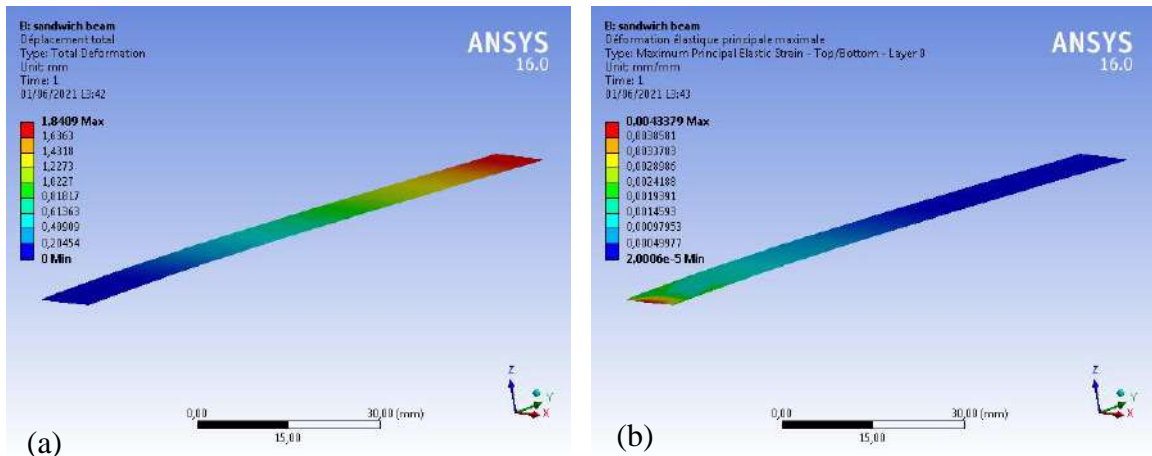


Figure IV.24 Distribution des déplacements et des déformations successivement à T= 1200 °C.

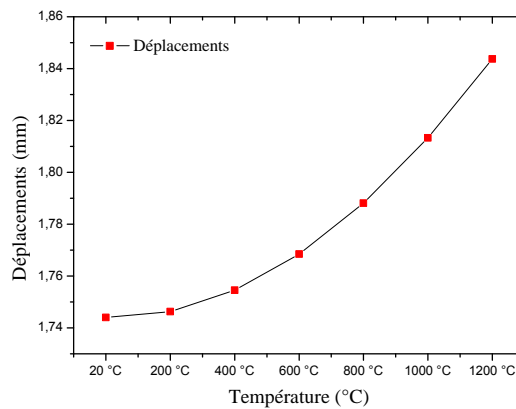
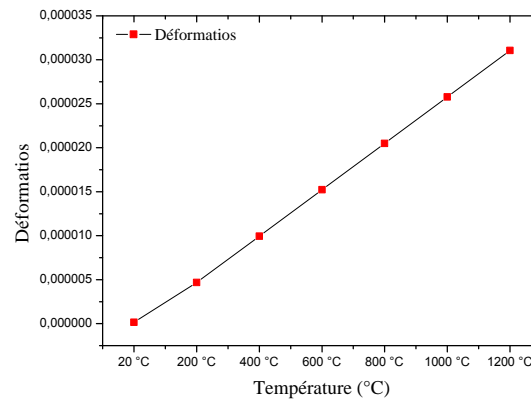


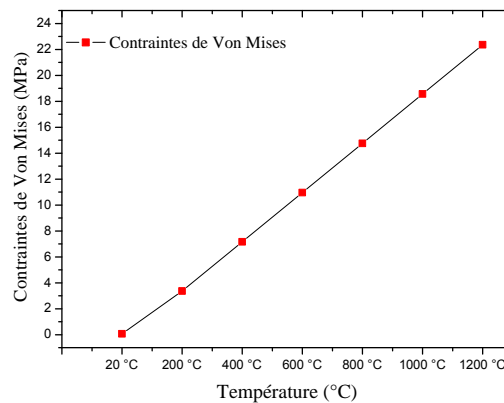
Figure IV.25 Variation des déplacements en fonction de la température.

Le graphe de la figure IV.25, représente l'évolution des déplacements en fonction de la température de la poutre sandwich sous chargement thermomécanique.



**Figure IV.26** Variation des déformations en fonction de la température.

Le graphe de la figure IV.26, représente l'évolution des déformations en fonction de la température de la poutre sandwich sous chargement thermomécanique.



**Figure IV.27** Variation des contraintes de Von Mises en fonction de la température.

Le graphe de la figure IV.27, représente l'évolution des contraintes de Von Mises en fonction de la température de la poutre sandwich sous chargement mécanique.

### IV.5. 3 Comparaison entre les déplacements et les déformations d'une poutre sandwich et une poutre composite a renfort mats (isotrope).

Nous avons commencé par réaliser une poutre en sandwich afin de voir la corrélation entre les déplacements d'une poutre sandwich et la poutre composite à renfort mats (considérée isotrope).

Les résultats des déplacements et les déformations de la poutre sandwich et ceux de la poutre en matériau composite à renfort mats (isotrope) sont représentés dans les graphes présentés sur les figures IV.30, IV.31 successivement.

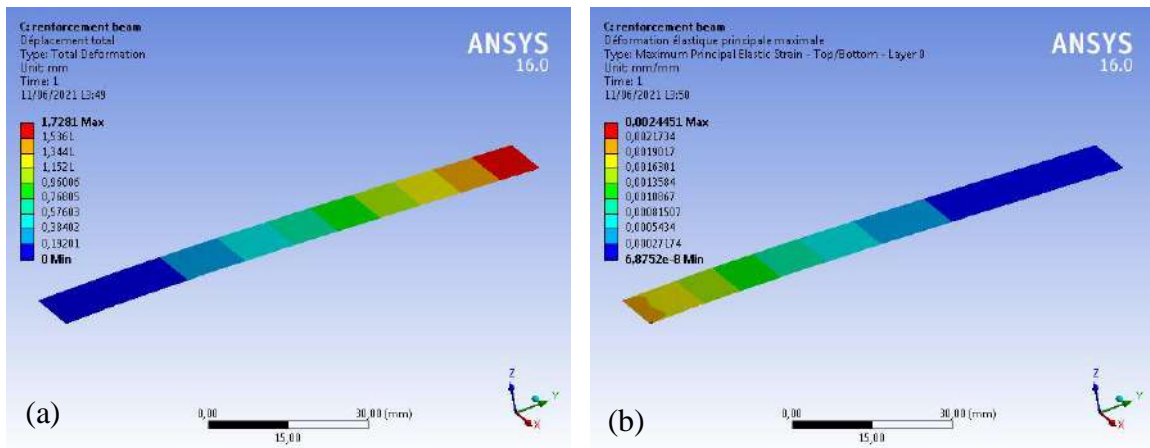


Figure IV.28 Distribution des déplacements et des déformations successivement dans une poutre composite à renfort mats.

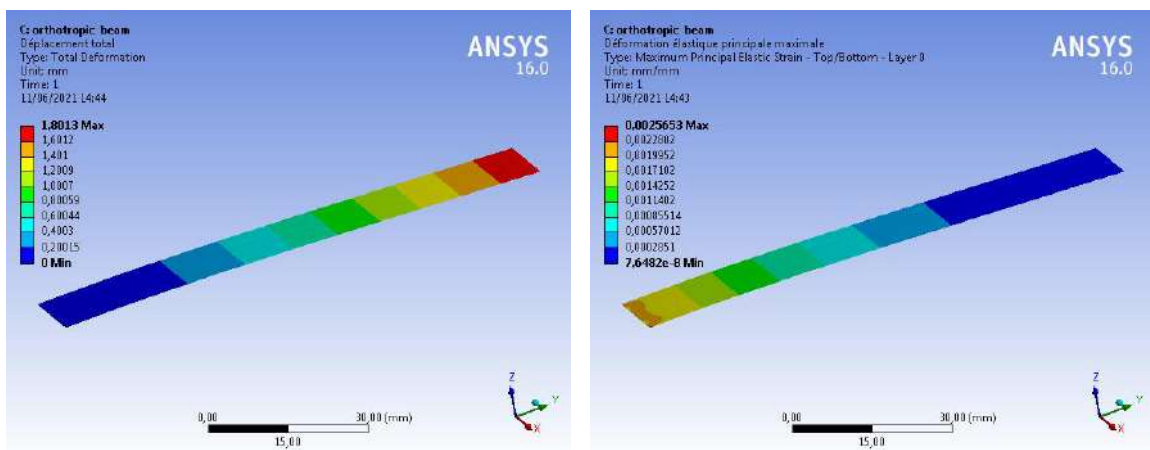


Figure IV.29 Distribution des déplacements et des déformations successivement dans une poutre composite orthotrope.

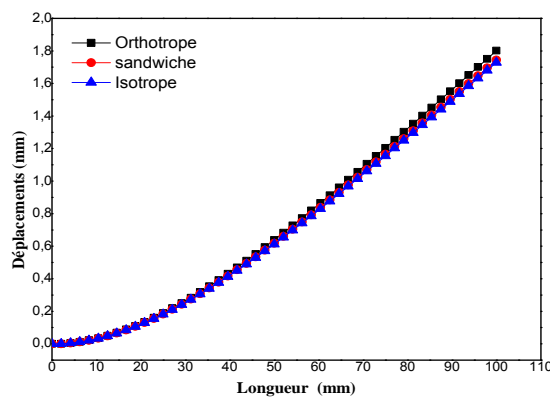
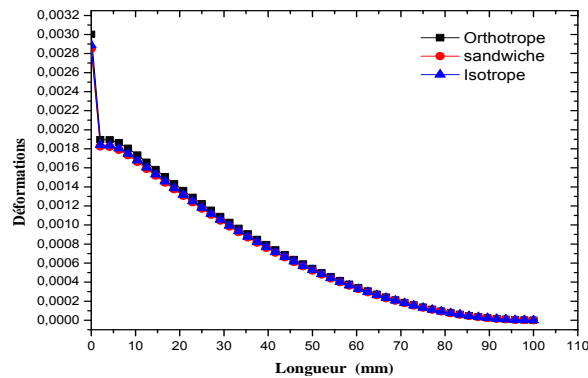


Figure IV.30 Comparaisons entre les déplacements des trois poutres.



**Figure IV.31** Comparaisons entre les déformations des trois poutres.

Nous notons que dans le cas d'une poutre en matériau à renfort mats la valeur de la flèche maximale est toujours plus faible que dans le cas des deux autres poutres en matériau sandwich et orthotrope. Le graphe de la figure IV. 30, représente la convergence de la valeur de déplacement de la poutre isotrope par rapport à la valeur de la poutre sandwich. Cette convergence se distingue clairement dans la figure IV. 31.

A partir des résultats cités ci-dessus nous nous proposons dans le but de linéariser (faciliter) le problème à utiliser ce matériau composite comme un matériau isotrope pour une étude du comportement mécanique et thermomécanique des aubes de turbine à gaz.

## IV. 7 Conclusion

Les sandwichs sont de nouveaux matériaux particulièrement utilisés dans le domaine de l'aéronautique, bâtiments et de l'aérospatial. Leurs avantages résident principalement dans la forte rigidité en flexion, l'excellente résistance à la fatigue, l'isolation thermique et le faible poids.

Dans ce chapitre, nous avons étudié le comportement mécanique et thermomécanique en flexion d'une poutre en matériaux composites sandwichs. Les résultats obtenus ont permis de déterminer les déplacements et les déformations dans la poutre sandwich, Après une étude d'optimisation pour choisir la composition optimale (fraction volumique en fibre  $v_f=0.4$ ). Pour l'exemple exploité nous avons constaté la convergence rapide des résultats donnés par le logiciel Ansys Workbench vers ceux obtenus par l'étude analytique.

En plus on a comparé entre les déplacements et les déformations d'une poutre sandwich avec une poutre en matériau composite à renfort mats. Ceci fera le matériau de l'étude que nous présentons dans le prochain chapitre, Pour l'étude du comportement mécanique et thermomécanique d'une aube de turbine à gaz.

# **Chapitre V :**

**Modélisation numérique du comportement thermomécanique d'une aube de turbine à gaz**

## V. 1. Introduction

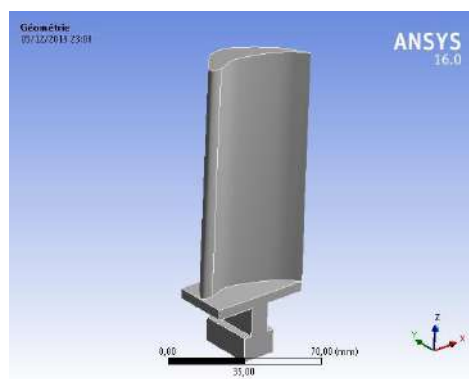
Le couplage thermomécanique dans la défaillance des matériaux a attiré un gain d'intérêt expérimental et numérique ces dernières années. La plupart de ces études traitent de la variation du taux de déformation élastique, la rupture dynamique, et la fatigue thermique des circuits de refroidissement, où les taux de chargements extrêmes peuvent être à la base de l'adoucissement thermique du matériau à cause des températures assez élevées. Dans de telles conditions, la prise en compte du couplage thermomécanique est essentielle pour comprendre les mécanismes de défaillance.

Dans ce chapitre nous effectuons une analyse du comportement mécanique et thermomécanique, pour la comparaison entre les déplacements et les déformations d'aube en matériaux composite à renfort mats. Ensuite nous discuterons les résultats engendrés de l'application des charges. La comparaison recherchée s'est faite sur les résultats des déplacements de l'aube en matériau composite et ceux des matériaux souvent utilisés dans la fabrication des aubes des turbines à gaz.

## V. 2 Analyse numérique

### V.2. 1 Modélisation d'aube de turbine à gaz

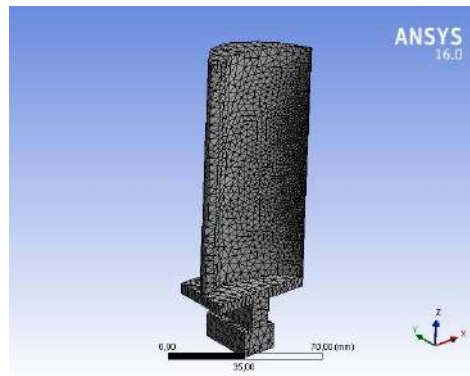
Le modèle 3D (figure V.1) de l'aube de turbine à gaz a été généré à l'aide du logiciel Solid Works comme décrit dans Ahmed [16] voir annexe b et les analyses ont été faites avec le logiciel Ansys, pour trouver les déplacements et les déformations dans l'aube.



**Figure V.1** Modèle d'aube de turbine à gaz.

### V.2.2 Analyse du modèle d'une aube de turbine à gaz

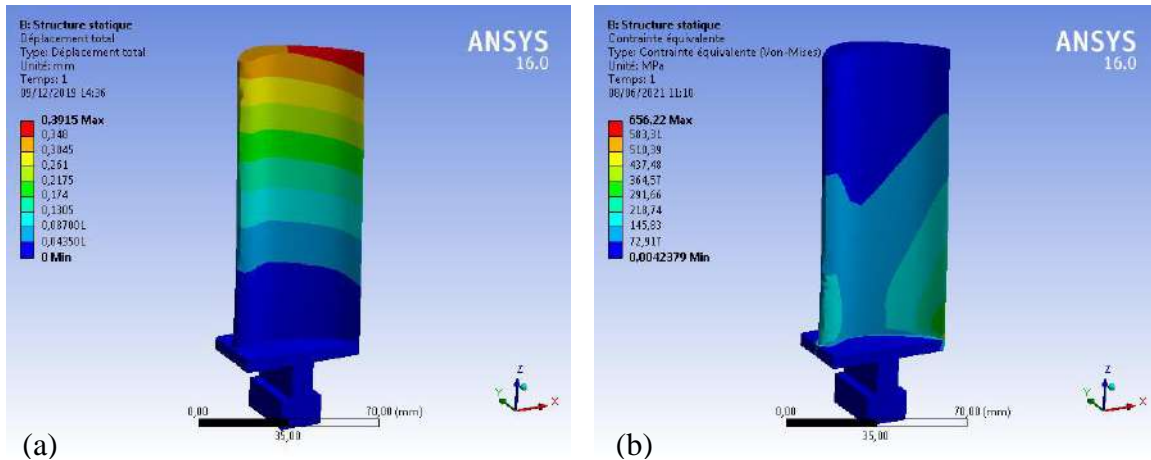
Il est proposé d'étudier le comportement mécanique d'une aube en matériau composite. Les conditions aux limites sont appliquées au pied de pale, telles qu'appliquées par [16]. Trois types de chargement différents ont été appliqués au modèle.  $F_a = 3,82$  N,  $F_t = 248,199$  N,  $F_c = 38038,73$  N. Les efforts sont appliqués au nœud situé au centre de gravité de l'aube voir annexe b. La structure est maillée avec des éléments tétraédriques, l'élément tétraédrique est la forme pavée la plus simple et capable de modéliser des structures géométriques tridimensionnelles arbitraires. Il est également bien adapté à la génération automatique de maillage. Le maillage composé de 10987 éléments et 20950 nœuds comme le montre la figure V.2.



**Figure V.2** Modèle d'éléments finis d'une aube de turbine.

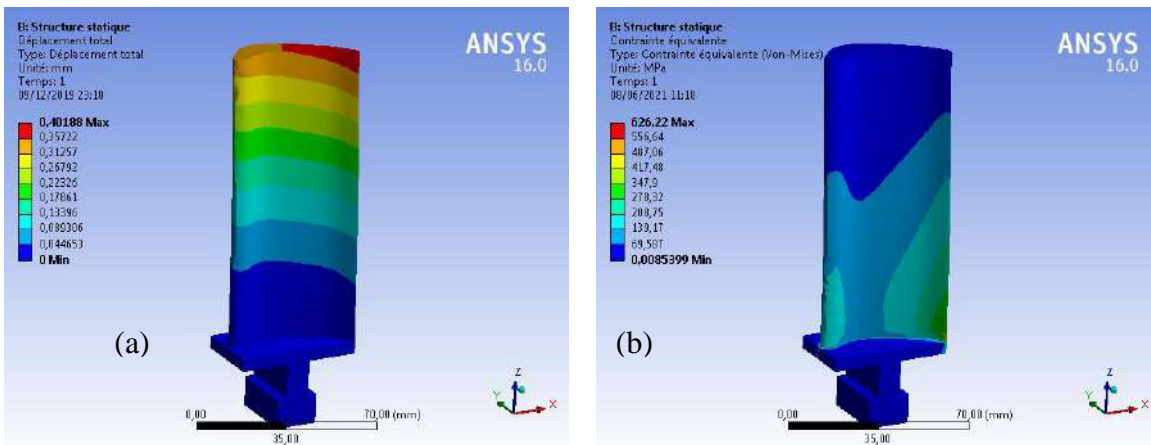
### V.2.3 Validation avec la littérature

En raison de l'absence d'étude expérimentale, nous avons comparé les résultats obtenus avec les résultats numériques obtenus par Ahmed [16]. L'analyse structurelle a été réalisée en appliquant les mêmes conditions limites, les mêmes forces mécaniques et les mêmes matériaux sélectionnés par [16] pour validation. La comparaison a été faite sur des matériaux tels que Stainless steel alloy, Aluminium 2024 alloy et Titanium alloy.



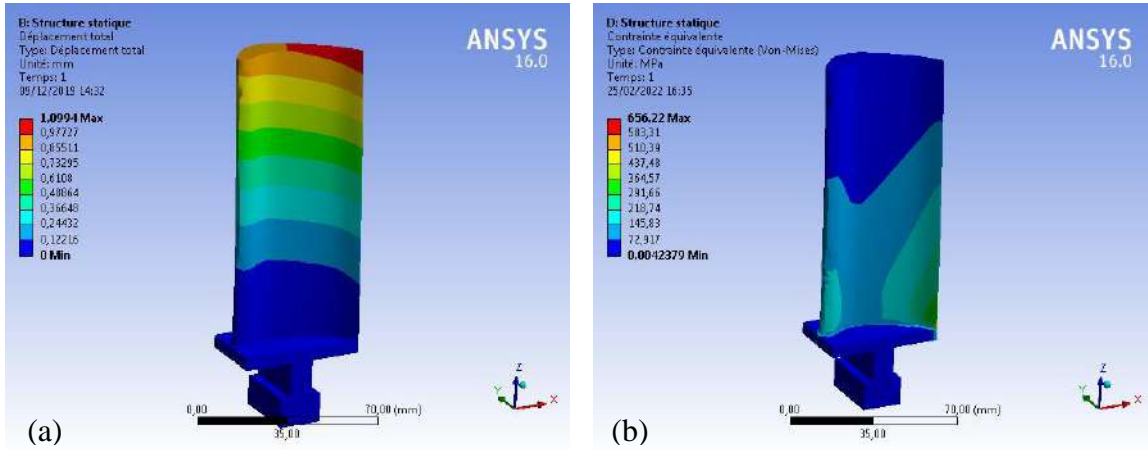
**Figure V.3** Distribution des (a. déplacements, b. contraintes de Von mises) dans l'aube en Titanium alloy.

La figure V.3 représente successivement la répartition des déplacements et les contraintes de Von mises dans l'aube en matériau de Titanium alloy. Le déplacement maximal est de 0,3915mm et la contrainte maximale est de 656.22MPa.



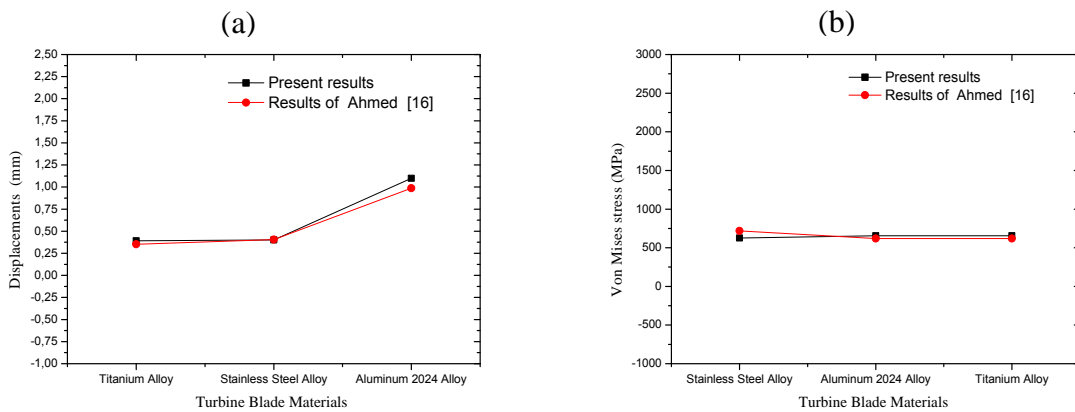
**Figure V.4** Distribution des (a. déplacements, b. contraintes de Von mises) dans l'aube en Stainless steel alloy.

La figure V.4 représente la répartition des déplacements et les contraintes de Von mises dans l'aube en matériau de Stainless steel alloy. Le déplacement maximal est de 0.40188mm et la contrainte maximale est de 626.22MPa.



**Figure V.5** Répartition des (a. déplacements, b. contraintes de Von mises) dans l'aube en Aluminium 2024 alloy.

La figure V.5 représente la répartition des déplacements et les contraintes de Von mises dans l'aube en matériau d'Aluminium 2024 alloy. Le déplacement maximal est de 1.0994 mm et la contrainte maximale est de 656.22MPa.



**Figure V.6** (a, b). Matériaux des aubes de turbine en fonction des déplacements et des contraintes de Von mises successivement.

Pour confirmé la fiabilité de notre étude numérique, nous avons comparé les résultats de notre étude avec les résultats précédents. Les résultats obtenus et publiés par Ahmed [16] sont utilisés pour la validité de la tentative. La figure V.6 représente la comparaison entre les résultats des déplacements et les contraintes de Von mises respectivement pour la (présente étude numérique et celle étudiée par Ahmed [16]).

Les résultats de déplacement ont permis de constater la conformité des résultats donnés par la présente étude numérique et ceux obtenus par Ahmed [16]. Il est à noter que la précision de l'étude numérique donne des résultats très acceptables.

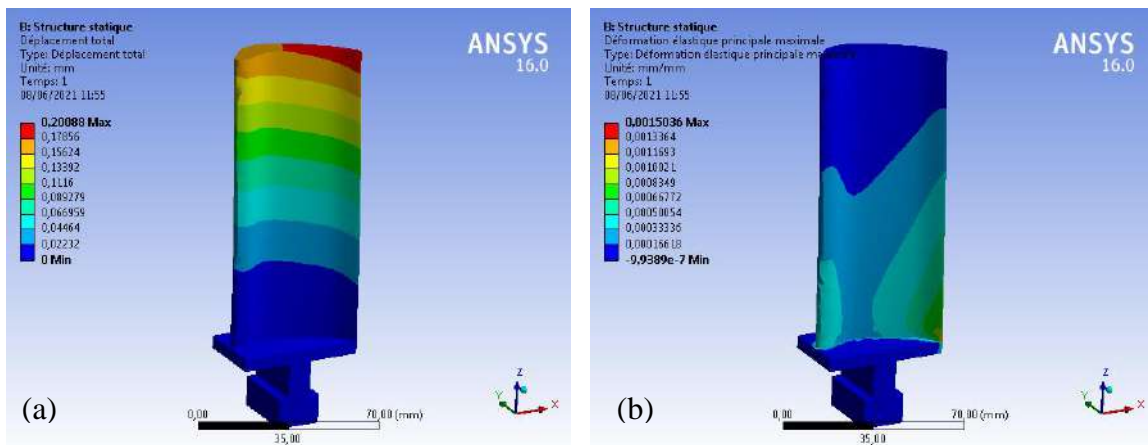
### V. 3 Résultats et discussion

Dans notre étude nous proposons de réaliser une aube de turbine à gaz en matériaux composites renforcé avec des mâts en carbone. Le matériau étudié est un matériau composite, la matrice choisie est une céramique technique qui est une alumine (oxyde d'aluminium  $Al_2O_3$ ) et le renfort est réalisé par des fibres courtes de carbone HM pour optimiser un pourcentage de 40% de carbone HM et 60% d' $Al_2O_3$ .

La modélisation et l'analyse ont été analysées par le logiciel Ansys (Workbench16.0) pour différents matériaux tels que l'inconel 738, hastelloy X, nimonic alloy80A, inconel 625, titanium alloy, U 500 et stainless steel alloy ont été comparés au matériau composite à renfort mâts.

#### V.3.1 Analyse statique

Dans ce cas, nous étudierons l'analyse statique de l'aube en matériau composite à renfort matset autre matériaux sous le chargement mécanique et les conditions aux limites donnés dans l'annexe b. Les résultats de l'analyse sont présentés ci-dessous.



**Figure V.7** Distribution des (a. déplacements, b. déformations) dans l'aube en matériau composite.

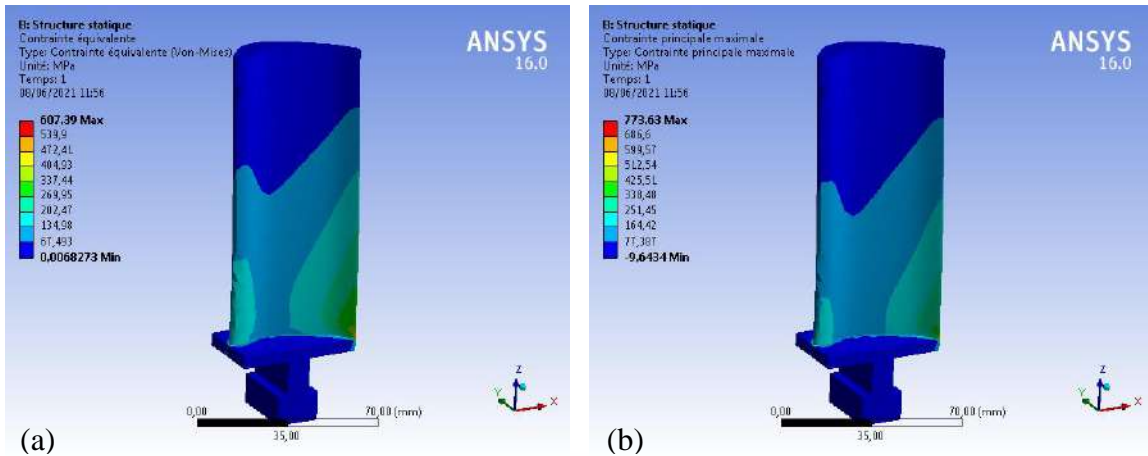


Figure V.8 Distribution des (a. contraintes de Von mises, b. contraintes principale) de l'aube en matériau composite.

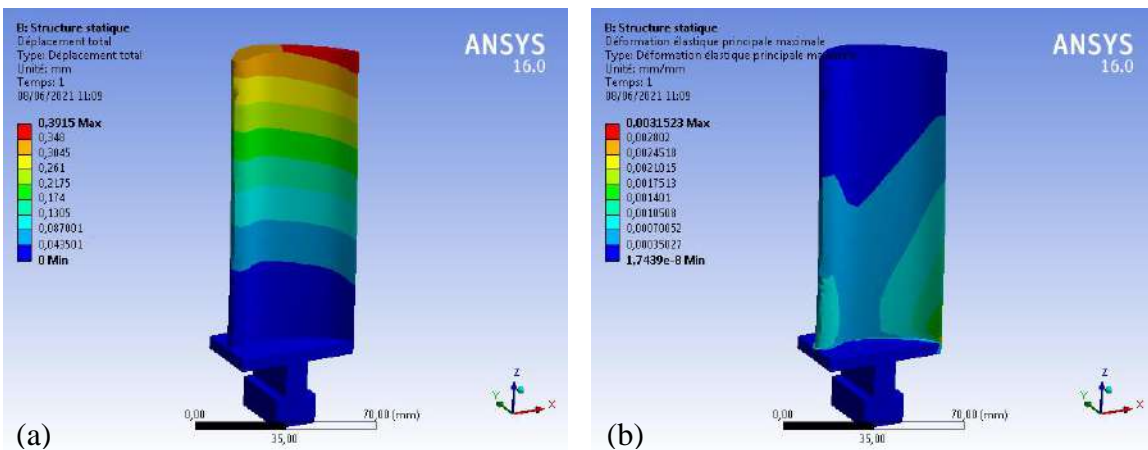


Figure V.9 Distribution des (a. déplacements, b. déformations) dans l'aube en Titanium alloy

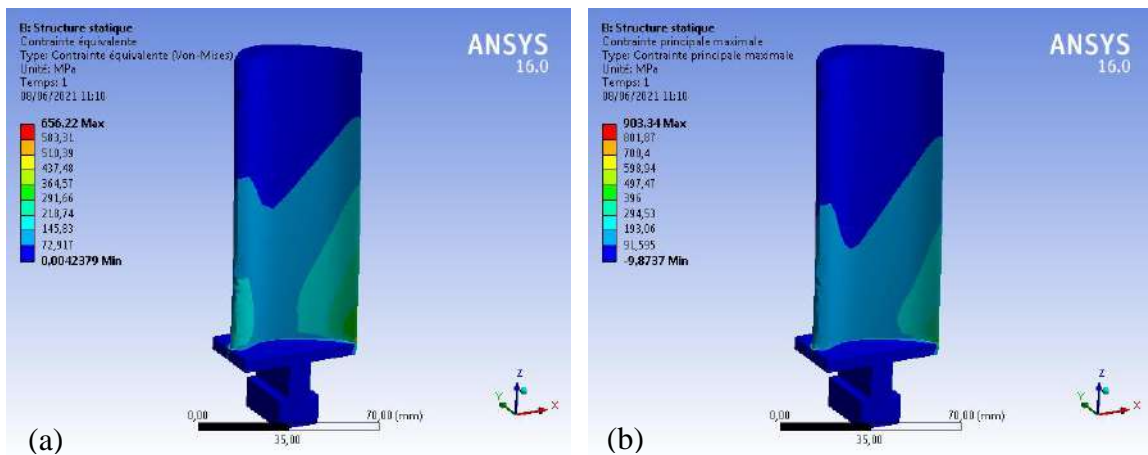


Figure V.10 Distribution des (a. contraintes de Von mises, b. contraintes principale) d'aube en Titanium alloy.

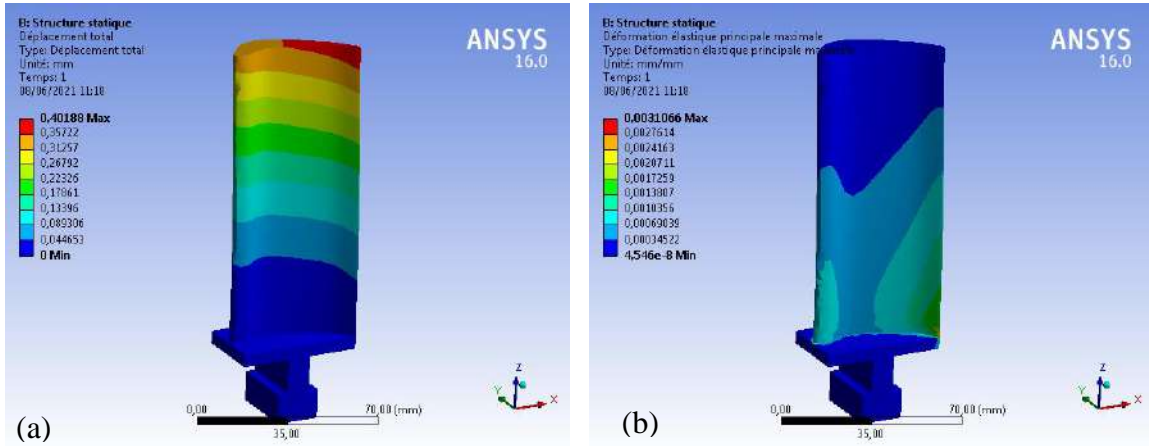


Figure V.11 Distribution des (a. déplacements, b. déformations) dans l'aube en Stainless steel alloy.

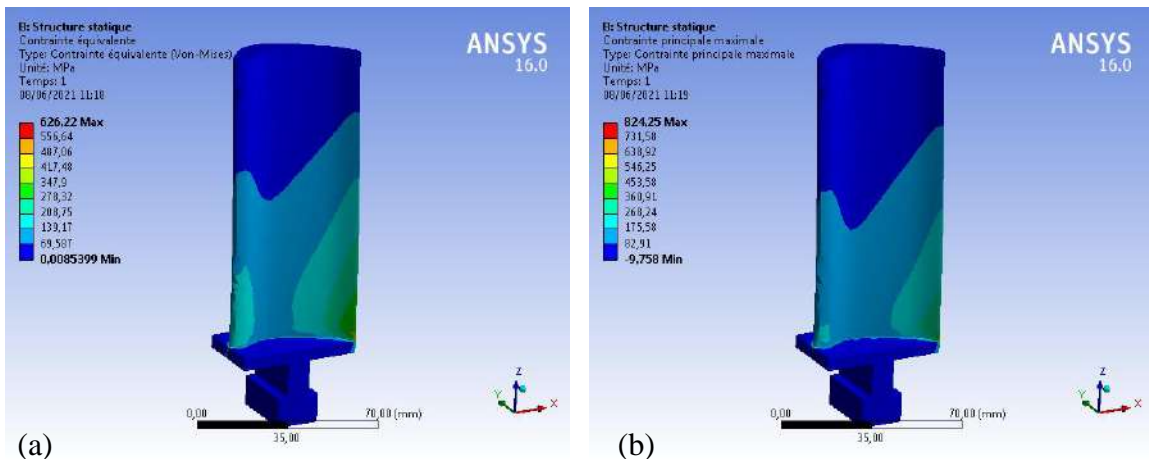


Figure V.12 Distribution des (a. contraintes de Von mises, b. contraintes principale) de l'aube en Stainless steel alloy.

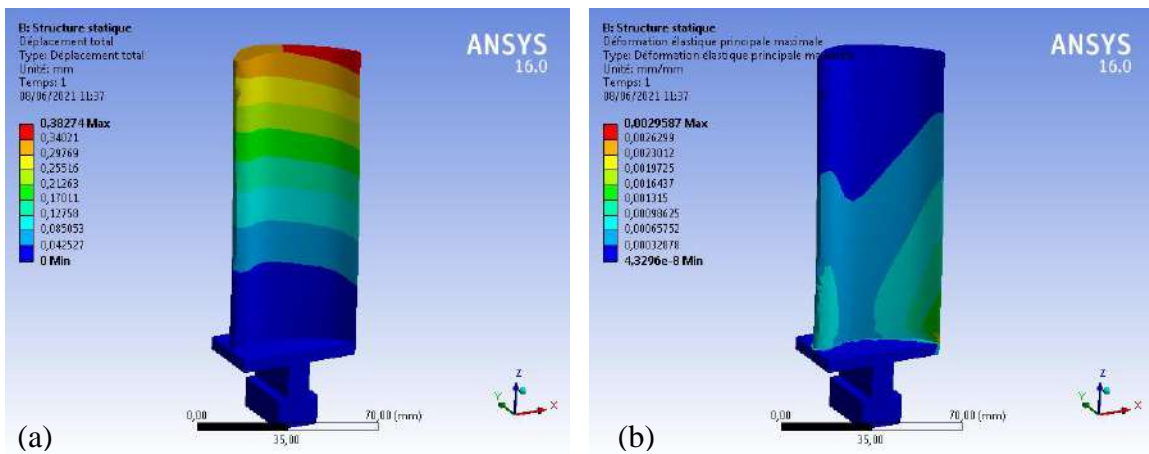


Figure V.13 Distribution des (a. déplacements, b. déformations) dans l'aube en Hastelloy X.

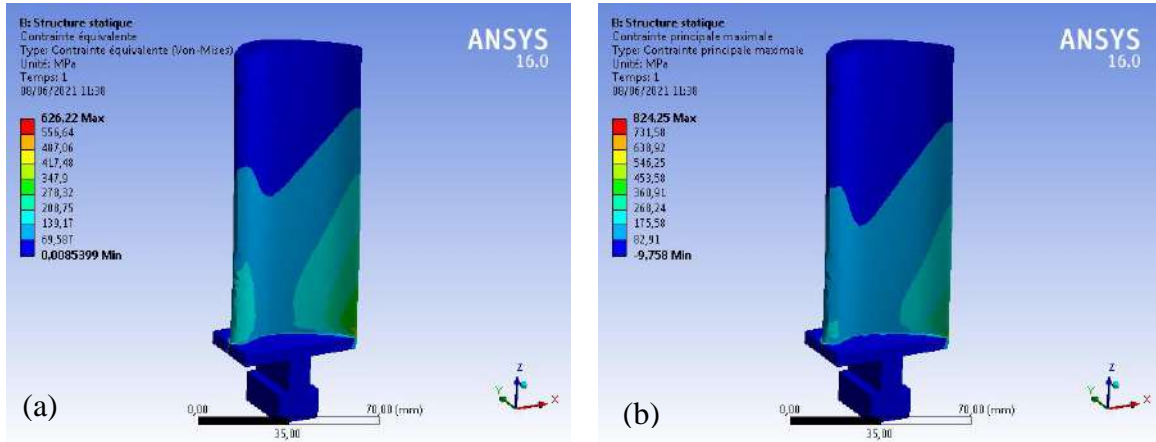


Figure V.14 Distribution des (a. contraintes de Von mises, b. contraintes principale) de l'aube en Hastelloy X.

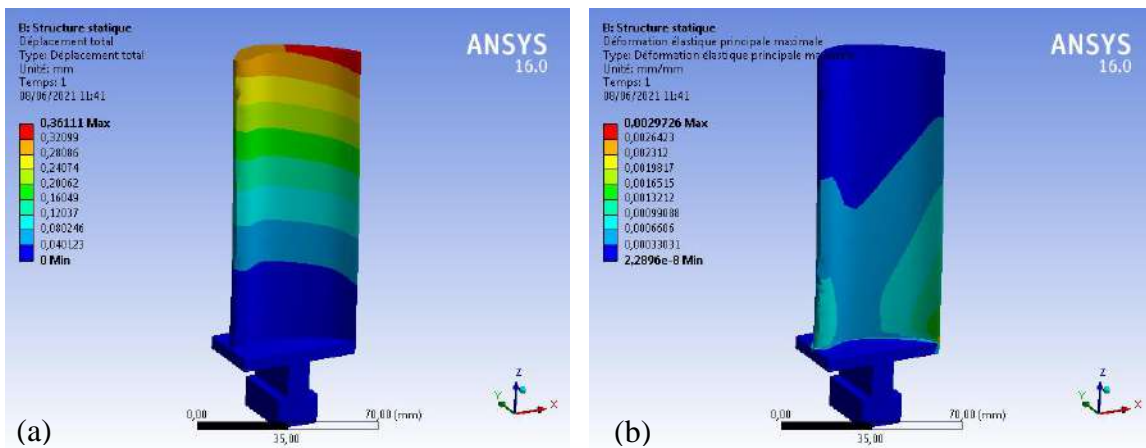


Figure V.15 Distribution des (a. déplacements, b. déformations) dans l'aube en Nimonic alloy 80A.

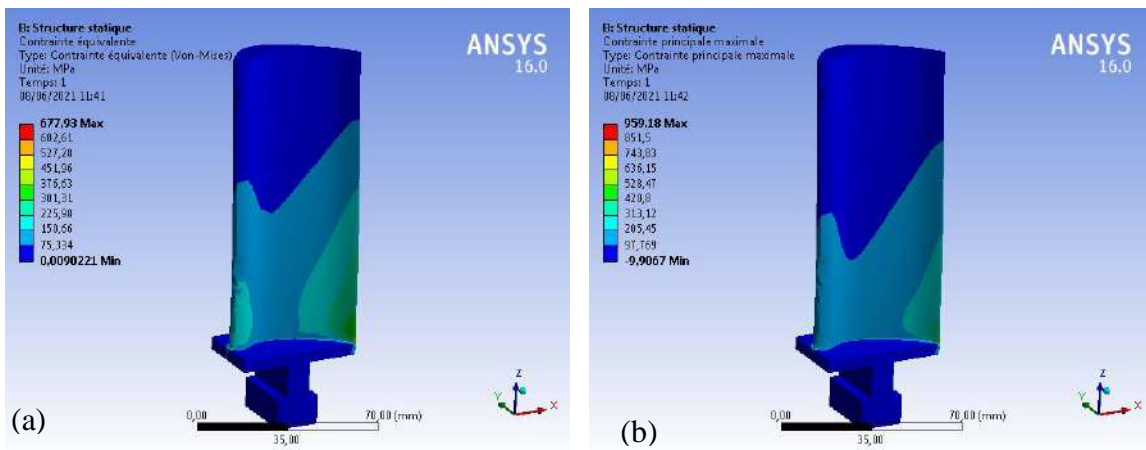


Figure V.16 Distribution des (a. contraintes de Von mises, b. contraintes principale) de l'aube en Nimonic alloy 80A.

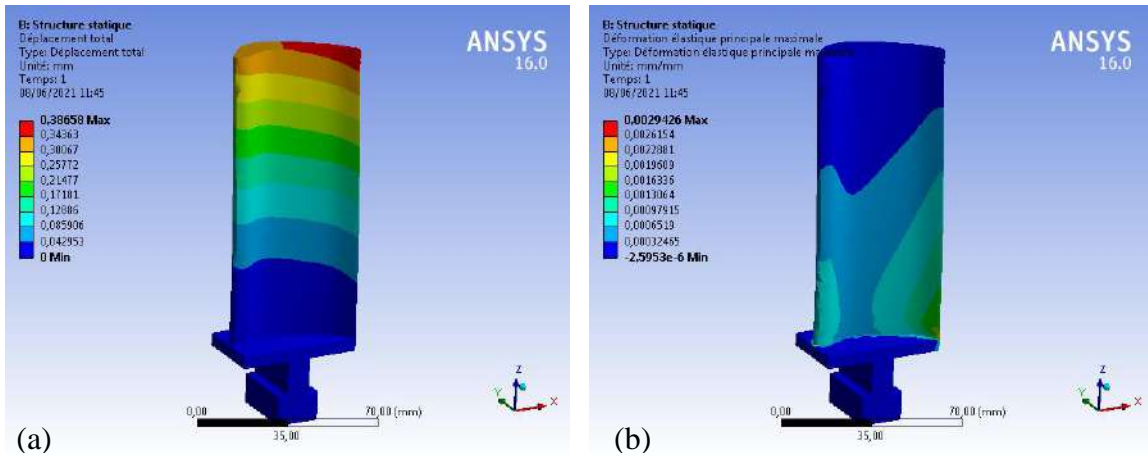


Figure V.17 Distribution des (a. déplacements, b. déformations) dans l'aube en Inconel 625.

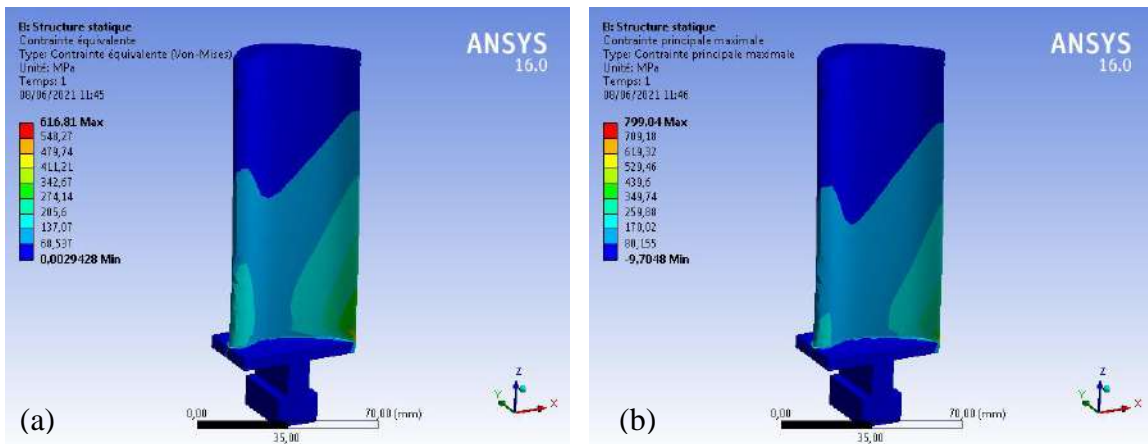


Figure V.18 Distribution des (a. contraintes de Von mises, b. contraintes principale) de l'aube en Inconel 625.

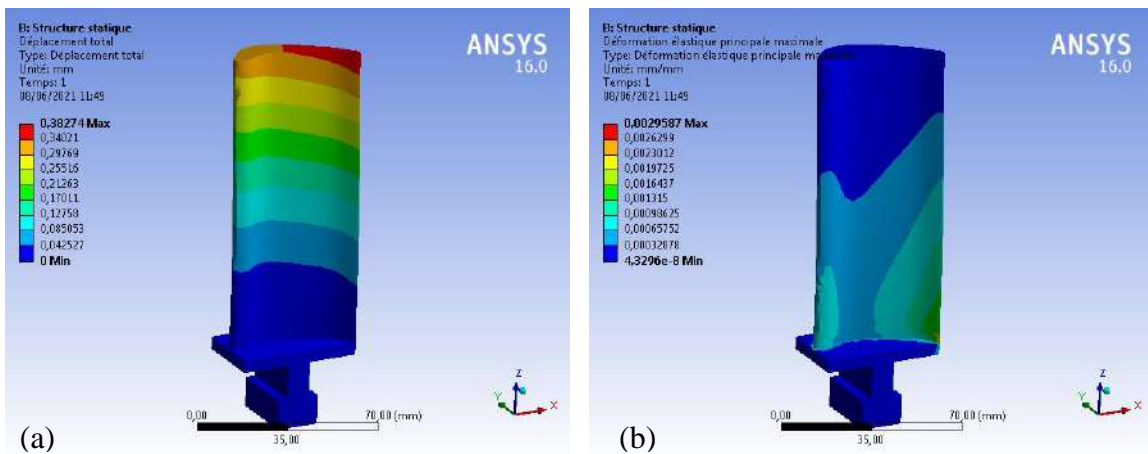


Figure V.19 Distribution des (a. déplacements, b. déformations) dans l'aube en U500.

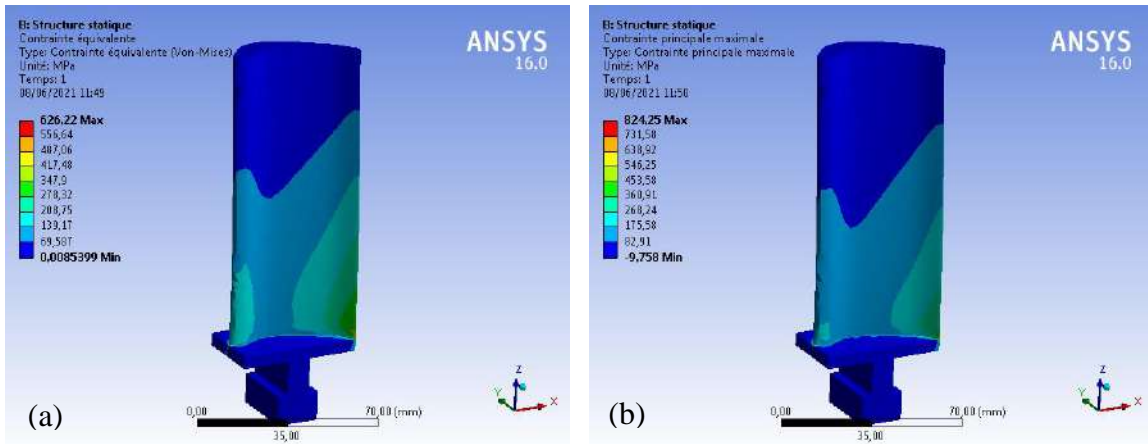


Figure V.20 Distribution des (a. contraintes de Von mises, b. contraintes principale) de l'aube en U500.

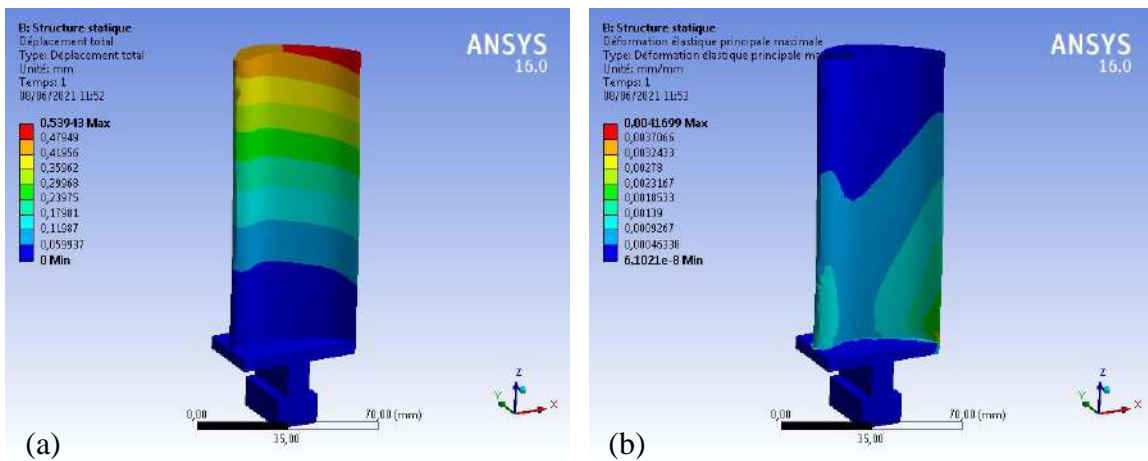


Figure V.21 Distribution des (a. déplacements, b. déformations) dans l'aube en Inconel 738.

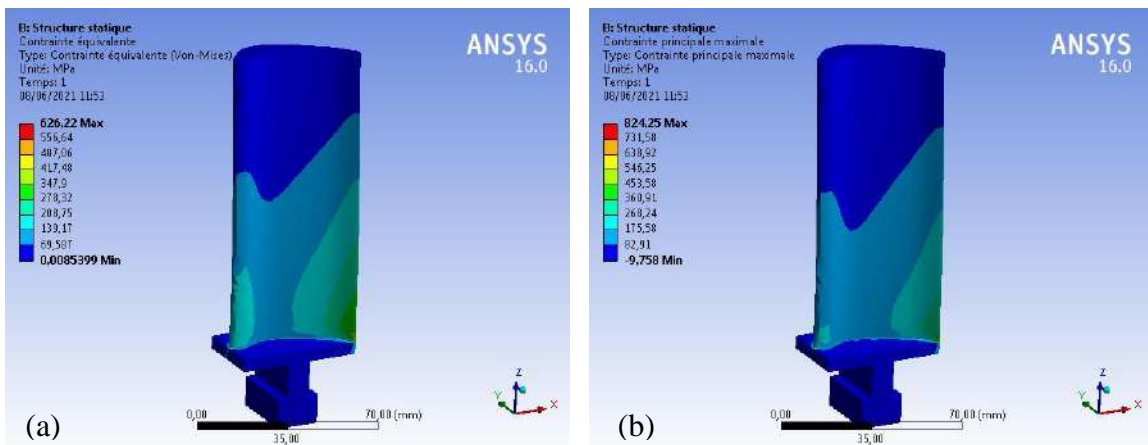
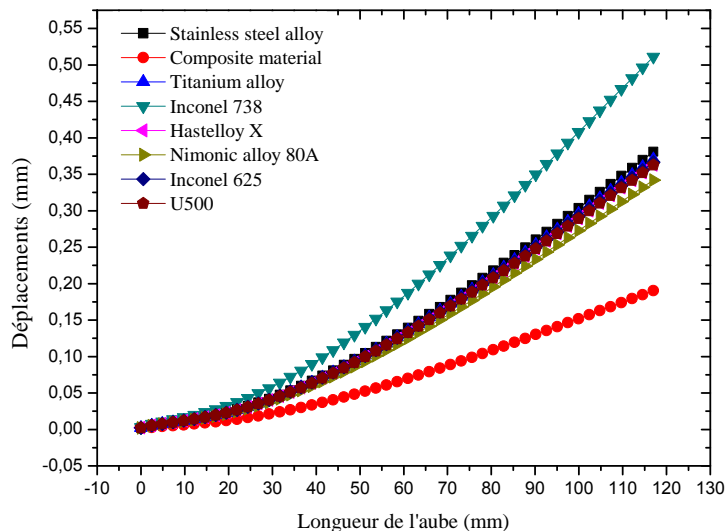
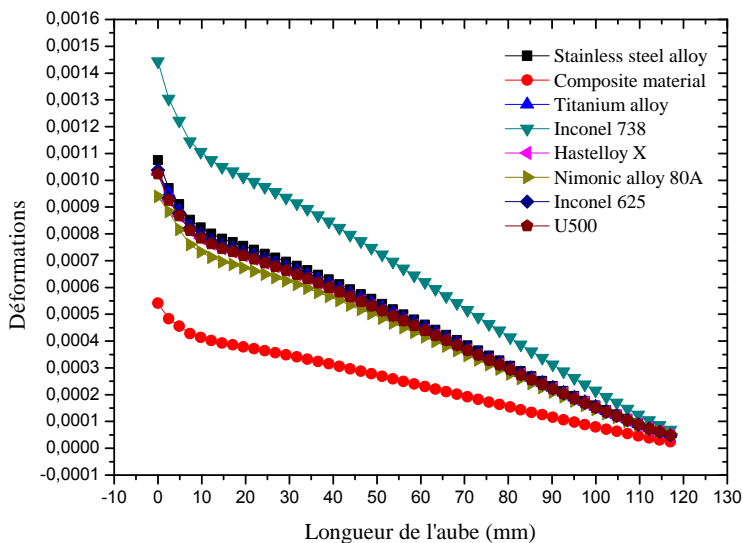


Figure V.22 Distribution des (a. contraintes de Von mises, b. contraintes principale) de l'aube en Inconel 738.



**Figure V.23** Les déplacements comparés (pour les 8 matériaux) en fonction de la longueur d'aube.



**Figure V.24** Les déformations comparées (pour les 8 matériaux) en fonction de la longueur d'aube.

Figure V.23 représente l'évolution des déplacements en fonction de la longueur de l'aube. On remarque que le déplacement de l'aube composite donne de meilleurs résultats par rapport aux autres matériaux, en remarque que la valeur maximale du déplacement est localisée dans

l'aube de matériau Inconel 738, il vaut 0,53943mm, tandis que la valeur minimale se trouve dans l'aube en composite a renfort mats et qui vaut 0,19042mm.

Figure V.24. Représente la variation de la distribution des déformations de différents matériaux d'aube de turbine à gaz. On observe que la déformation varie avec la distance radiale et le maximum est de 0,0041699 pour Inconel 738 et minimum de 0,00054139 pour le matériau composite à renfort mats.

### V.3. 2 Analyse thermomécanique

Dans le cas de l'étude thermomécanique en va passer par les mêmes étapes que le cas statique mais dans l'étape des charges on va appliquer un champ de température de 800°C sur la surface de l'aube.

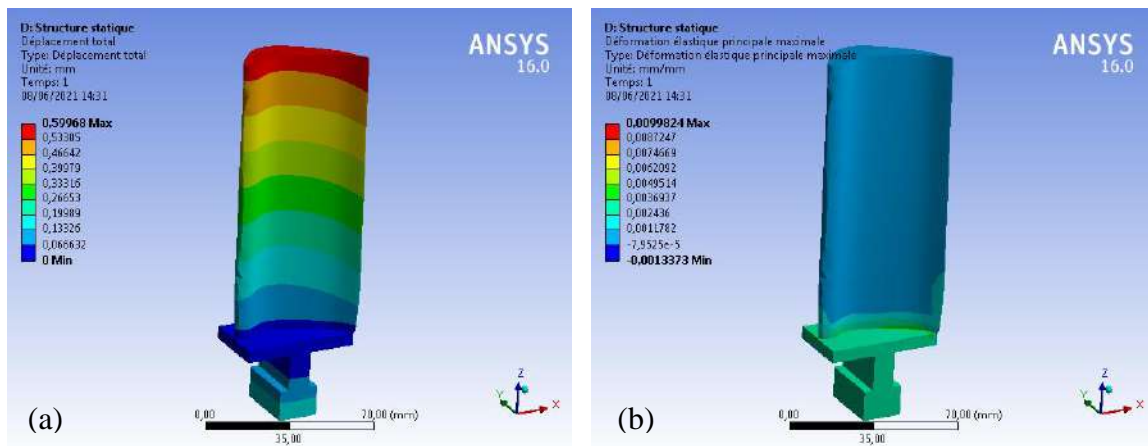


Figure V.25 Distribution des (a. déplacements, b. déformations) dans l'aube en matériau composite.

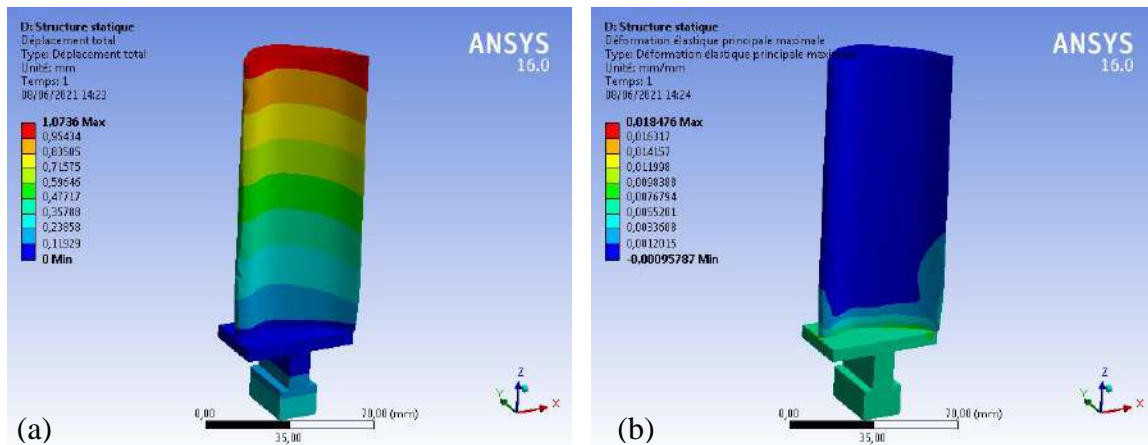


Figure V.26 Distribution des (a. déplacements, b. déformations) dans l'aube en Titanium alloy.

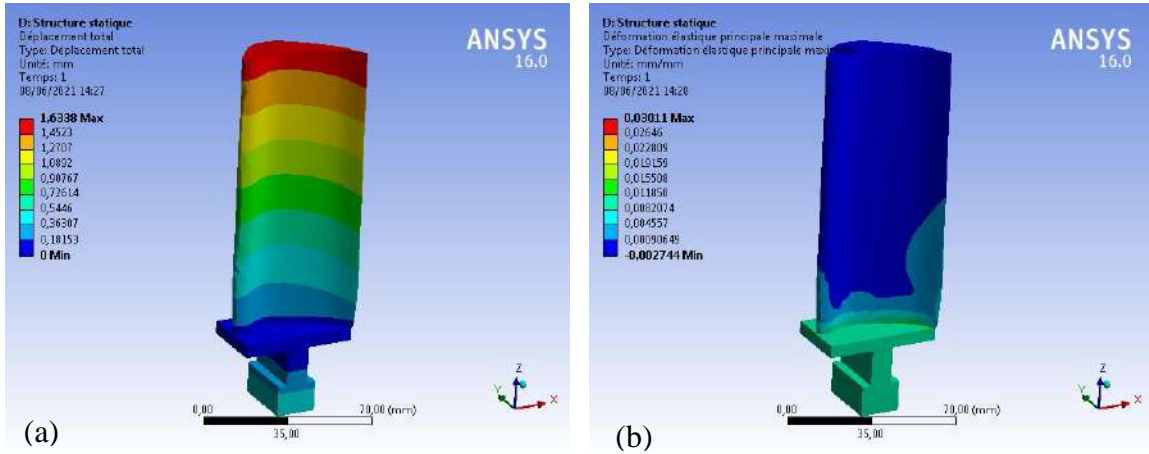


Figure V.27 Distribution des (a. déplacements, b. déformations) dans l'aube en Stainless steel alloy.

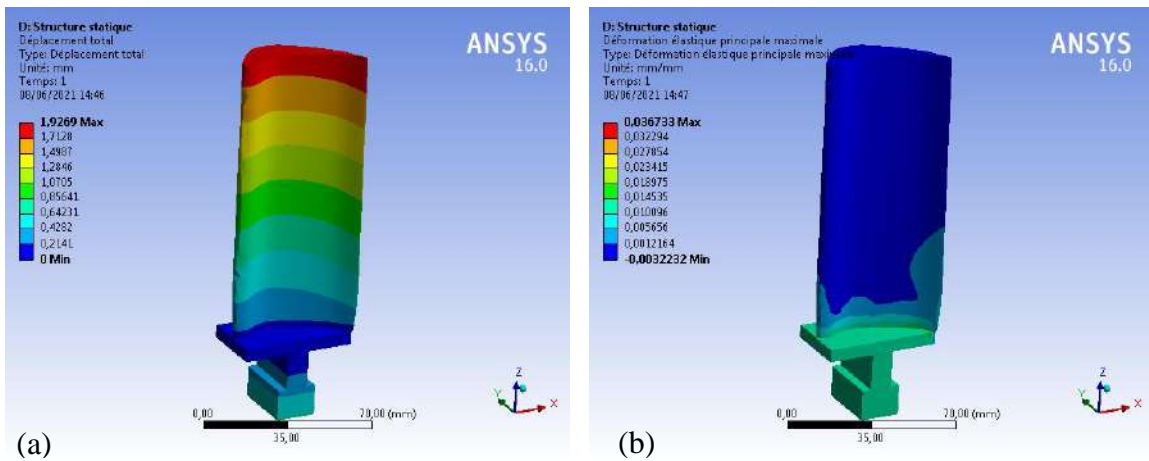


Figure V.28 Distribution des (a. déplacements, b. déformations) dans l'aube en U500.

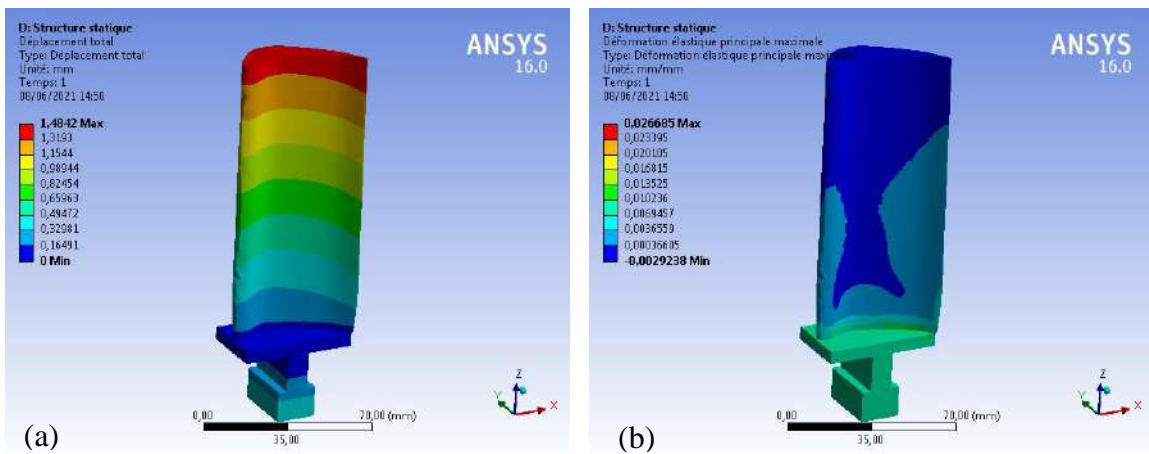


Figure V.29 Distribution des (a. déplacements, b. déformations) dans l'aube en Inconel 625.

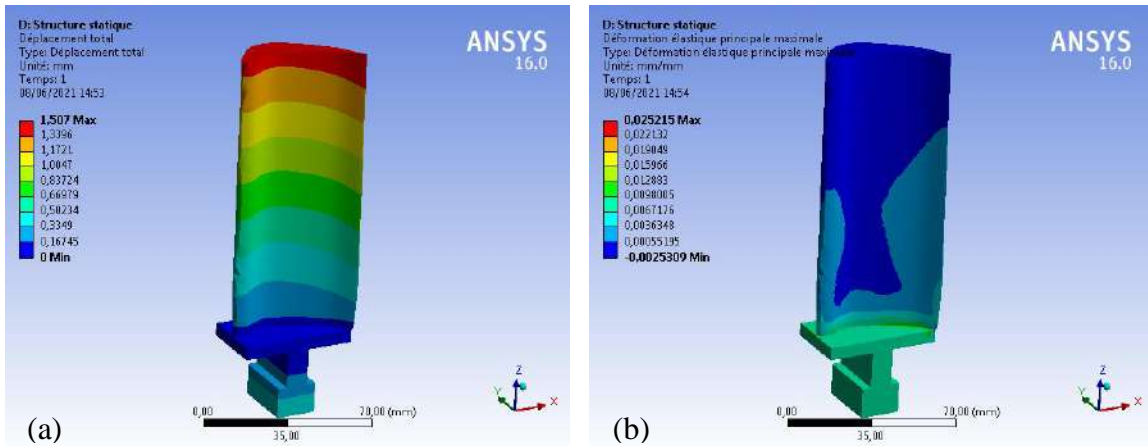


Figure V.30 Distribution des (a. déplacements, b. déformations) dans l'aube en Inconel 738.

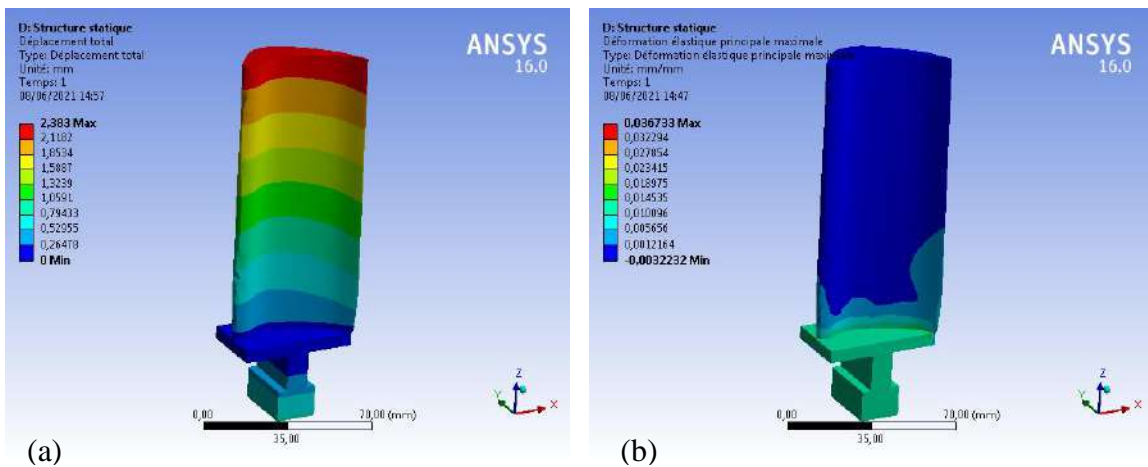


Figure V.31 Distribution des (a. déplacements, b. déformations) dans l'aube en hastelloy X.

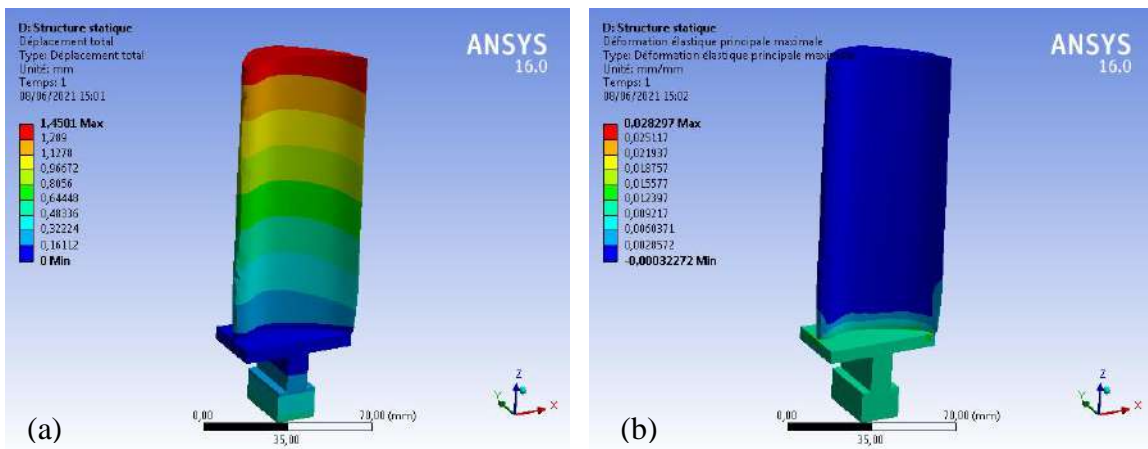


Figure V.32 Distribution des (a. déplacements, b. déformations) dans l'aube en Nimonic alloy 80A.

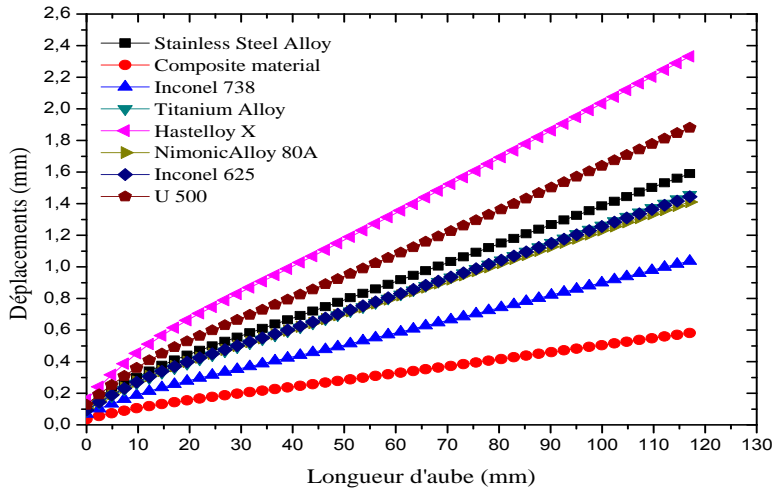


Figure V.33 Les déplacements comparés (pour les 8 matériaux) en fonction de la longueur sous l'effet de la température ( $T=800C^{\circ}$ )

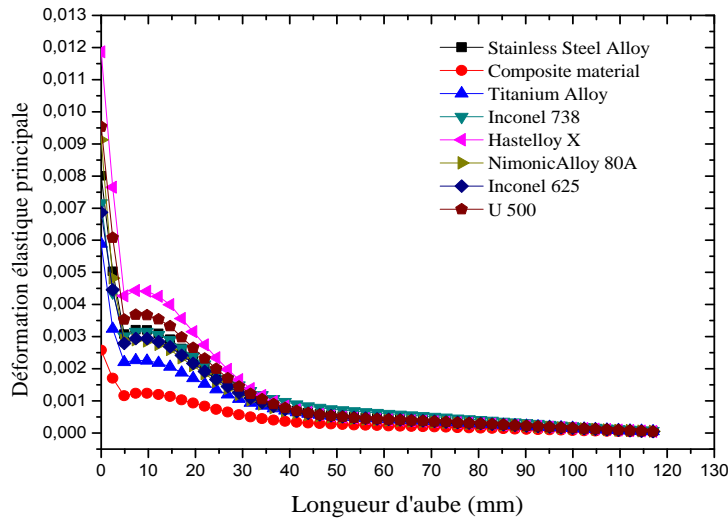


Figure V.34 Les déformations comparées (pour les 8 matériaux) en fonction de la longueur sous l'effet de la température ( $T=800C^{\circ}$ ).

Figure V.33.Représente l'évolution des déplacements en fonction de la longueur d'aube avec température constante  $T=800 C^{\circ}$ . On remarque que le déplacement de l'aube composite donne de meilleurs résultats par rapport aux autres matériaux, en remarque que la valeur maximale du déplacement est localisée dans l'aube de matériau Hastelloy X, il vaut

2,3313mm, tandis que la valeur minimale se trouve dans l'aube en matériau composite et qui vaut 0,58044mm.

Figure V.34.Représente la variation de la distribution des déformations de différents matériaux d'aube de turbine à gaz. On observe que la déformation varie avec la distance radiale et le maximum est de 0,011862 pour le Hastelloy X et minimum de 0,0025769 pour le matériau composite.

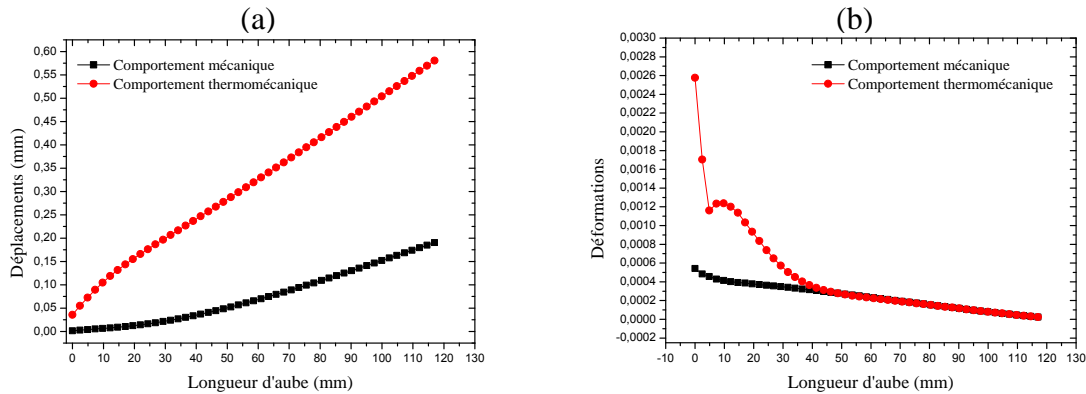


Figure V.35 Variation des (a. déplacements, b. déformations) de l'aube en matériaux composites à renfort mats.

Le graphe de la figure V.35, représente l'évolution des déplacements et des déformations en fonction de la longueur de l'aube en matériau composites à renfort mats sous chargement mécanique et thermomécanique. On remarque que les déplacements et les déformations sont fortement influencés par la température, comme le montre dans la figure.

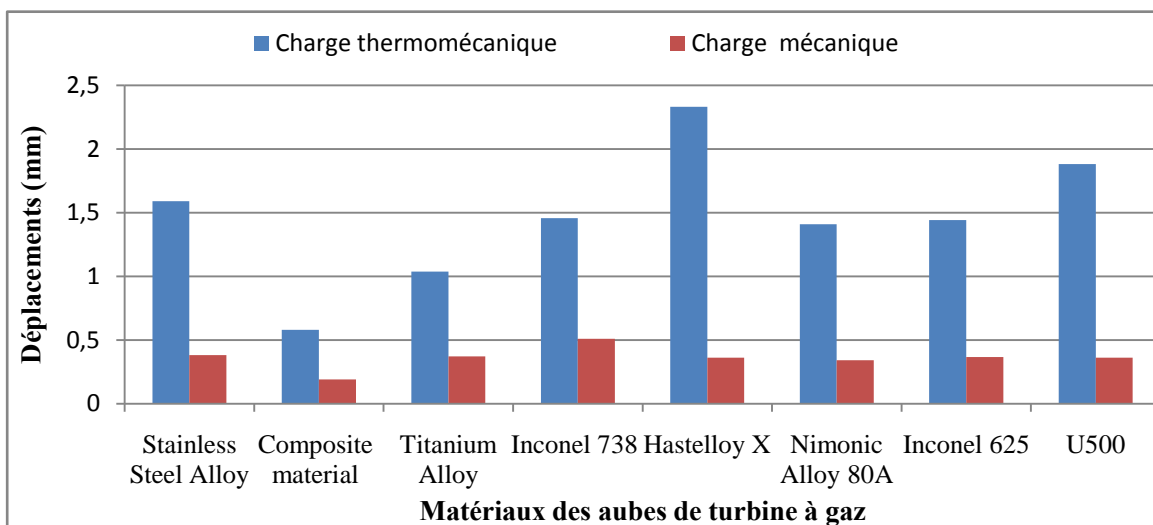
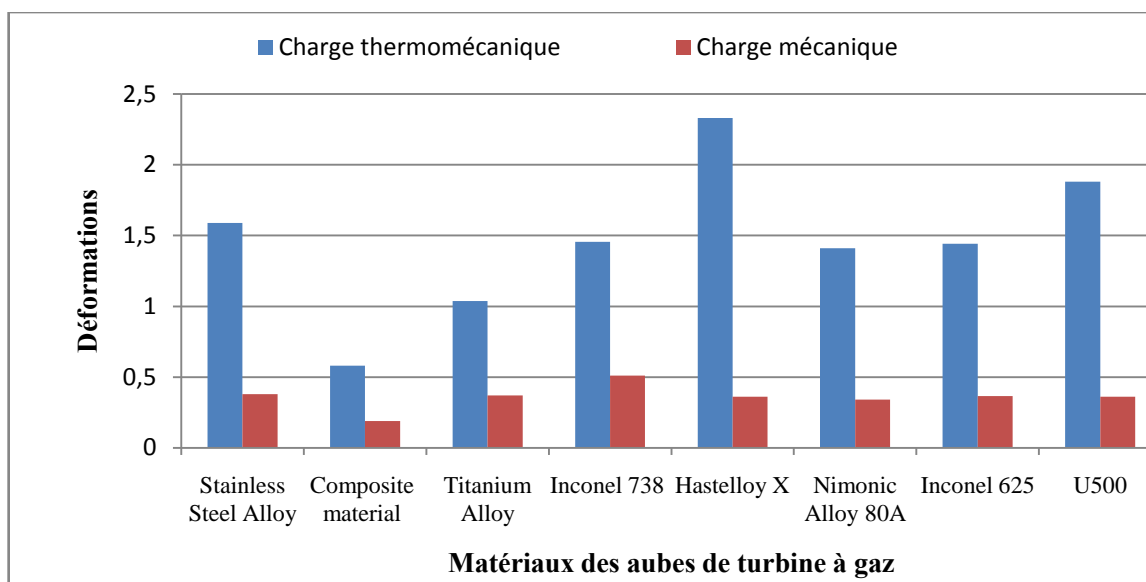


Figure V.36 Variation des déplacements en fonction des matériaux des aubes.

Le graphe de la figure V.36, représente l'évolution des déplacements en fonction de la longueur de l'aube pour plusieurs matériaux utilisés dans la fabrication des aubes des turbines à gaz, tels que les Stainless steel alloy, Hastelloy X, Nimonic alloy80A, Inconel 625, Titanium alloy, U 500 et Inconel 738 sous chargement mécanique et thermomécanique.

On remarque que dans le cas du chargement mécanique, la valeur maximale du déplacement de l'aube en Inconel 738 et vaut 0.53943mm, tandis que la valeur minimale est pour l'aube en matériaux composites à renfort mats et vaut 0,19042mm et dans le cas du chargement thermomécanique, la valeur maximale du déplacement de l'aube en hastelloy Xet vaut 2,3313mm, tandis que la valeur minimale est pour l'aube en matériau composites à renfort mats et vaut 0,58044mm



**Figure V.37** Variation des déformations en fonction des matériaux des aubes.

Le graphe de la figure V.36, représente l'évolution des déformations dans l'aube en plusieurs matériaux utilisés dans la fabrication des aubes des turbines à gaz, tels que les Stainless steel alloy, Hastelloy X, Nimonic alloy 80A, Inconel 625, Titanium alloy, U 500 et Inconel 738 sous chargement mécanique et thermomécanique.

On remarque que dans le cas du chargement mécanique, la valeur maximale de la déformation de l'aube en Inconel 738 et vaut 0.0041699, tandis que la valeur minimale est pour l'aube en matériau composites à renfort mats et vaut 0,00054139 et dans le cas du chargement thermomécanique, la valeur maximale de la déformation de l'aube en

Hastelloy X et vaut 0,011862, tandis que la valeur minimale est pour l'aube en matériaux composites à renfort mats et vaut 0,0025769.

## V. 5 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté et interprété les différents résultats numériques et obtenus pour différents matériaux d'aube de turbine à gaz avec chargement mécanique et thermomécanique. En premier lieu, nous avons validé nos études par rapport aux résultats obtenus par Ahmed [16] et en suite, nous avons comparé entre les déplacements et les déformations d'aube en matériaux composites à renfort mats avec sept matériaux utilisés dans la fabrication des aubes des turbines à gaz.

En conclusion et selon les résultats obtenus en termes des charges mécaniques et thermomécaniques, le matériau composite carbone/céramique donne de hautes performances pour répondre au cahier de charge des installations soumises aux contraintes thermomécaniques sévères comme les turbines à gaz.

L'étude thermomécanique nous a facilité la compréhension de l'influence de l'aspect thermique sur les performances des matériaux des aubes de turbine à gaz.

# **Conclusions et perspective**

## 1. Conclusion général

L'augmentation de la durée de vie des aubes de turbine à gaz constitue à l'heure actuelle un enjeu capital pour les motoristes turbomachines. L'accroissement recherché de la température au niveau des distributeurs du premier étage d'une turbine à gaz a toujours été limité par la tenue mécanique et thermique des matériaux et par suite de durée de vie des organes. L'étude proposée constitue une contribution dans l'établissement d'une méthodologie et d'un modèle permettant d'identifier le comportement thermomécanique d'une aube, pour déterminer les déplacements et les déformations.

Le comportement thermomécanique du secteur d'aubes, sollicité par le chargement mécanique et thermique dans les conditions d'exploitation est analysé à l'aide d'un code de calcul par éléments finis Ansys. Ces composants sont généralement en superalliage à base de nickel monocristallin mais nous avons fait notre étude avec un matériau composite d'une matrice d'alumine renforcée par des fibres courte (mats) de carbone HM. Cette étude constitue une contribution assez importante à la modélisation de l'aube pour l'analyse de l'influence de l'effet thermomécanique. Elle permet de déterminer les déplacements et les déformations dans l'ailette de turbine à gaz.

Le principe de réalisation de cette ailette par moulage sous pression est rapide et peu coûteux contrairement à l'usinage sur machine 5 axes, intuitivement on s'attend à des retombées économiques importantes. L'attente de cette amélioration est ressentie techniquement sur deux aspects, d'abord le rendement de la turbine et là, intuitivement nous pensons que la céramique, par ses propriétés thermiques et le renfort par ses propriétés mécaniques élevées ferons un composite de caractéristiques mécaniques adaptées aux conditions de fonctionnement d'une turbine à gaz à plein régime.

Dans ce travail nous avons présenté une étude numérique et analytique en flexion des poutres sandwichs. Pour l'exemple exploité nous avons constaté la convergence rapide des résultats donnés par logiciel Ansys vers ceux obtenus par l'étude Analytique. Il faut noter la précision de l'étude numérique qui donne des résultats très acceptables comparés à l'étude analytique, sur tous pour une approche de discrétisation qui reste très intéressante pour l'observation de la variation des déplacements en fonction de la longueur. L'étude montre que pour les poutres sandwich soumise à la flexion, la rigidité en flexion de la poutre dépend du volume des fibres.

La convergence des résultats des déplacements de la poutre en matériau isotrope est s'approche rapidement tendent vers les résultats des déplacements de la poutre sandwich étudiée. Nous avons proposé d'étudier le matériau de l'ailette en tant que matériau isotrope, afin de simplifier le problème des couches. Le choix du matériau composite à renfort mats optimisé, réduit de manière significative les déformations le long de l'ailette et par conséquent réduit localement la microfissuration à l'origine de l'usure par écaillage.

Pour arriver aux résultats obtenus, nous avons procédé à l'établissement d'un protocole de recherche dans un ordre prédéfini :

1. Une étude critique sur le comportement thermomécanique en lien avec l'usure par écaillage des ailettes de turbines à gaz (problématique) pour différents matériaux.
2. Une étude bibliographique très large sur les nouveaux matériaux (composites) et les moyens techniques permettant de les intégrer dans la conception et fabrication des ailettes de turboréacteurs en général. Le choix d'un couple (Matrice/renfort) Carbone/céramique après une étude d'optimisation pour choisir la composition optimale (fraction volumique en fibre  $v_f=0.4$ ).
3. Des études successives de simulations menées sur un model géométrique réel (aube) en matériaux composites comparées avec le même model en plusieurs matériaux que utilisé dans la fabrication des ailettes de turbines à gaz, pour définir essentiellement les déplacements d'un même point pour les différents matériaux et les déformations locales.
4. Les résultats obtenus montrent une nette amélioration de la rigidité de l'ailette et une réduction du déplacement du point extrême de l'aube, les déformations locales sont réduites. Ces résultats nous permettent de conclure que les fissurations par écaillage seront réduites de manière significative.
5. La tentative d'optimisation d'un matériau composite (carbone/céramique) dans la conception des aubes de turboréacteurs nous permet d'affirmer que le couple carbone/céramique est très bien adapté à un fonctionnement thermomécanique optimal : Augmentation de la rigidité, réduction locale des déformations, réduction de microfissuration, réduction de l'écaillage et augmentation de la durée de vie.

## 2. Perspectives

Le protocole de simulations donne des réponses logiques et cohérentes, alors, en guise de perspective, il est intéressant d'envisager de faire une étude à caractère expérimentale pour compléter le présent travail afin de mettre en disposition les techniques de moulage sous pression (frittage), est rapide et peu couteux contrairement à l'usinage sur machine 5 axes, intuitivement on s'attend à des retombées économiques importantes.

Une étude vibratoire sous l'effet thermomécanique pour déterminé les fréquences et les modes propre dans l'aube.

Une étude du comportement hygro-thermomécaniques des aubes en matériau composite à renfort mats.

# **Références bibliographiques**

## Références bibliographiques

- [01] Fabien Wlassow, Analyse instationnaire aérothermique d'un étage de turbine avec transport de points chauds. application à la maîtrise des performances des aubes, Thèse de Doctorat, université de Lyon École Doctorale Mécanique, Énergétique, Génie civil et Acoustique, 2012. <https://www.theses.fr/2012ECDL0006>
- [02] Robin Degeilh, Développement expérimental et modélisation d'un essai de fatigue avec gradient thermique de paroi pour application aube de turbine monocristalline, Thèse Doctorat de l'école normale supérieure de Cachan, 2013, <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00910829>
- [03] HELIS Mohamed Elamine, Etude thermodynamique d'un turboréacteur à simple flux, Mémoire de Master université Mohamed Khider de Biskra, 2019.
- [04] Gabriel Reboul, Modélisation du bruit à large bande de soufflantes de turboréacteurs, Thèse Doctorat de l'école centrale de Lyon (2010), <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00562647>
- [05] Paul LÉPINE, Recalage stochastique robuste d'un modèle d'aube de turbine composite à matrice céramique, Thèse Doctorat de l'université de Bourgogne - Franche-Comté, 2017, <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01862730>
- [06] SEYED MOSTAFA GHOREYSHI, Development of an ultra-high efficiency gas turbine engine (uHEGT) with stator internal combustion: design, off-design, and nonlinear dynamic operation, Thesis Doctorate University of Texas A&M, 2018, <https://www.researchgate.net/publication/330223035>
- [07] MAROUF hadjar, Critères mécaniques d'amendées pour la fabrication de l'aube d'une turbine, Mémoire de Master université Larbi BEN M'HIDI Oum el bouaghi, 2018.
- [08] KLAA Eftikhar, Conception d'une aube de turbine à gaz en matériaux composites, Mémoire de Magistère université de Batna, 2015.
- [09] Ahmed F. El-Sayed, Aircraft Propulsion and Gas Turbine Engines, Taylor & Francis Group, Second Edition, 2017. <https://lccn.loc.gov/2016048776>
- [10] BOUNOUARA kamal, Etude de conception d'un moule d'injection pour fabrication d'ailette de turbine à gaz, Mémoire de Master université HADJ Lakdar – Batna, 2012.
- [11] TOLGUI Farid, LOUAHABI Ali, Contribution à l'étude des turbines à gaz taurus 60, Mémoire d'ingénieur d'état en génie mécanique université de Batna, 2011.
- [12] Saidi abde latif et Bouhafs fares, Matériaux et procédés de fabrication des aubes de turbines, Mémoire de Master université Larbi Ben M'hidi Oum-El-Bouaghi
- [13] SALAMANI Messaoud, BELAID Soufiane, évaluation de la qualité et de la reproductibilité de pose d'un montage d'usinage dédié à la fabrication des ailettes mobiles d'une turbine à gaz, Mémoire de Master université de M'sila, 2020.

- [14] G. Chintala and P.Gudimetla, Optimum material evaluation for gas turbine blade using Reverse Engineering (RE) and FEA, *Procedia Engineering* 97 ( 2014 ) 1332 – 1340 , DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.413>
- [15] Haresh Pal Singh, Ashish Rawat, Avi Raj Manral, Pushpendra Kumar, Computational analysis of a gas turbine blade with different materials, *Materials Today: Proceedings*, 2020, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.06.486>
- [16] Jabbar, A.A., Rai, A.K., Reedy, P.R., Dakhil, M.H. Design and analysis of gas turbine rotor blade using finite element method, *International Journal of Mechanical and Production*, 4,pp. 91-112,2014. <https://www.researchgate.net/publication/274373167>
- [17] K. Harshavardhan Reddy, D. Raghurami Reddy and N. Balajiganesh, Structural and thermal analysis of a gas turbine blade, *International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT)*, Vol 7, pp.38-42 , 2017.
- [18] P.V.Krishnakanth, G.Narasa Raju, R D V. Prasad and R. Saisrinu, Structural & Thermal Analysis of Gas Turbine Blade by Using F.E.M, *International Journal of Scientific Research Engineering & Technology (IJSRET)*, Vol 2, pp. 60-65, 2013.
- [19] Nawfel Muhammed BaqerMuhsin, Hayder H. Khaleel, Noor husseinDhafer, Numerical study and analysis of gas turbine blades, *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development (IJMPERD)*, Vol. 9, 2019.
- [20] G Kumar, J Bruce Ralphin Rose, comparative analysis of advanced gas turbine blade materials used in aircraft applications, *International Journal of Innovative Research in Technology, Science & Engineering (IJIRTSE)*, Vol – 1, pp.34-43, 2015.
- [21] Ravi Ranjan Kumar and K. M. Pandey, Static Structural and Modal Analysis of Gas Turbine Blade, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, <http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/225/1/012102>
- [22] Oghenefejiro E. Efe-Ononeme, Aniekan E. Ikpe, Godfrey O. Ariavie, Modal analysis of conventional gas turbine blade materials (udimet 500 and in738) for industrial applications , *Journal of Engineering Technology and Applied Sciences*, 2018, Vol. 3,pp. 119-133, 2018.
- [23] Antoine MILLECAMPS, Interaction aube-carter : contribution de l'usure de l'abradable et de la thermomécanique sur la dynamique d'aube, thèse de Doctorat Ecole Doctorale SPI 072 Lille, 2010.
- [24] P.R. Surve, R.V.Shitole, D.R.Shirdhankar, S.N.Shigwan and V. S.Bagade, Structural Analysis of Gas Turbine Blade, *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, Vol 04,pp.419-421, 2017.
- [25] Luke Anthony Maricic, Thermo-Mechanical Behaviour of Turbine Disc Assembly in the Presence of Residual Stresses, A thesis submitted in conformity with the requirements for the degree of Master of Applied Science Mechanical and Industrial Engineering University of Toronto, 2013. [https://tspace.library.utoronto.ca/bitstream/1807/43135/11/Maricic\\_Luke\\_A\\_201311\\_MASc\\_thesis.pdf](https://tspace.library.utoronto.ca/bitstream/1807/43135/11/Maricic_Luke_A_201311_MASc_thesis.pdf)

- [26] R. Kumar, V. Sessa Kumar, M. Mursaleen Butt, N. Ahmed Seikh, S. Afghan Khan, A. Afzal, Thermo-mechanical Analysis and Estimation of Turbine Blade Tip Clearance of a Small Gas Turbine Engine under Transient Operating Conditions, Applied Thermal Engineering (2020), doi: [https://doi.org/ 10.1016/j.applthermaleng.2020.115700](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115700)
- [27] B. Swain, P. Mallick, S. Patel, R. Roshan, S.S. Mohapatra, S. Bhuyan, M. Priyadarshini, B. Behera, S. Samal and A. Behera, Failure analysis and materials development of gas turbine blades, Materials Today: Proceedings, pp.01-04, 2020 Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.02.859>
- [28] Theju V, Uday P S, PLV Gopinath Reddy and C.J.Manjunath, Design and Analysis of Gas Turbine Blade International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, Vol. 3, pp. 13533-13539, 2014.
- [29] Alain KÖSTER, Fatigue thermique d'un alliage pour aubes de turbo pompe astronautique : le Superwaspaloy, thèse de Doctorat de l'Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 1997. <https://www.researchgate.net/publication/46572302>
- [30] A.K.Matta, D.VenkataRao, P.RameshBabu and R.Umamaheswararao, Analysis of Gas Turbine Blades with materials N155 & INCONEL718, International Journal of Advances in Science and Technology, Vol. 4, No.1 pp. 45-50, 2012. <https://www.researchgate.net/publication/329935037>
- [31] L.Umamaheswararao and K. Mallikarjunarao, Design and analysis of a gas turbine blade by using FEM, International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology (IJLTET), Vol. 4, pp.19-24, 2014
- [32] R. Ramani and P. Maniirasan, Investigation of Mechanical and Thermal Loading in Gas Turbine Blade with Different Materials, International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), Vol. 5, pp.34-39, 2016.
- [33] Hussain Mahamed Sahed Mostafa Mazarbhuiya and Krishna Murari Pandey, Steady State Structural Analysis of High Pressure Gas Turbine Blade using Finite Element Analysis, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017. <http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/225/1/012113>.
- [34] Suha Hashim Ahmed, Ghaidaa Ibrahim Husain and Majeed Ali Abdulrazaq, Theoretical Stress Analysis of Gas Turbine Blade Made From Different Alloys, Al-Rafidain Engineering Journal (AREJ), Vol.24, pp. 10-18, 2019. <https://www.researchgate.net/publication/337193211>
- [35] Naresh Gurajrapu, V. Naga Bhushana Rao and I. N. Niranjana Kumar, Selection of a Suitable Material and Failure Investigation on a Turbine Blade of Marine Gas Turbine Engine using Reverse Engineering and FEA Techniques, International Journal of u- and e- Service, Science and Technology, Vol. 7, pp. 297-308, 2014. <http://dx.doi.org/10.14257/ijunesst.2014.7.6.26>
- [36] Aniekan Ikpe E, Oghenefejiro Efe - Ononeme E and Godfrey Ariavie O, Thermo-Structural Analysis of First Stage Gas Turbine Rotor Blade Materials for Optimum Service Performance, International Journal of Engineering & Applied Sciences (IJEAS), Vol.10, pp. 118-130, 2018. <http://dx.doi.org/10.24107/ijeas.447650>

- [37] Mukesh Yadav, Ashwin Misra, Aahan Malhotra and Naveen Kumar, Design and analysis of a high-pressure turbine blade in a jet engine using advanced materials, *Materials Today: Proceedings*, pp. 1-7, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2019.07.530>
- [38] Moon Young Kim, Sung Ho Yang, and Kuk Hyun Song, Mechanical properties according to heat treatment for gas turbine blade material, *Advanced Materials Research*, Vols. 26 (2007) pp 209-212, <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.26-28.209>
- [39] P.Brandao, V. Infante and A. M. Deus, Thermo-mechanical modeling of a high pressure turbine blade of an airplane gas turbine engine, *Procedia Structural Integrity*1 (2016) 189–196. <http://dx.doi.org/10.1016/j.prostr.2016.02.026>
- [40] Andrea Brotzu, Roberto Capata, Ferdinando Felli, Daniela Pilone, Enrico Sciubba, Preliminary design Modeling Production and First Evaluation Tests of a Ti-Al Gas Turbine Blade, *Journal of Engineering Materials and Technology*, 2017, <http://dx.doi.org/10.1115/1.4035894>
- [41] Timo Rogge, Ricarda Berger, Linus Pohle, R. Rolfes, Efficient structural analysis of gas turbine blades, *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, 2018, doi: <http://dx.doi.org/10.1108/AEAT-05-2016-0085>
- [42] K.Nehru, Dr.R. Asokan, LOW CYCLE FATIGUE ANALYSIS OF GAS TURBINE BLADE, *National Journal on Advances in Building Sciences and Mechanics* Vol.6, 2015
- [43] Tom Sanviemvongsak, Oxydation et corrosion à haute température de superalliages à base de nickel issus de la fabrication additive, Thèse de Doctorat de l'université de Toulouse, 2020. <https://www.theses.fr/2020INPT0066/document>
- [44] S. Dinesh Kumar, K. Sambasivara, I. Anil Kumar, Modeling and Prediction of Mechanical Behaviour of Gas Turbine Blade with Smart Materials, *International Journal for Scientific Research & Development* Vol. 4, 2016
- [45] Lucjan Witek, Arkadiusz Bednarz, Feliks Stachowicz, Fatigue analysis of compressor blade with simulated foreign object damage, *Engineering Failure Analysis*, 2015. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.09.002>
- [46] Bai-lin Fan, Hong-yu Li, Turbine Blade Mechanics Research Based on Strain Gauge Bonding Position, *J. Inst. Eng. India Ser. C*, doi: <https://doi.org/10.1007/s40032-019-00526-w>
- [47] A.M. Kolagar, N. Tabrizi, M. Cheraghzadeh, M.S. Shahriari, Failure analysis of gas turbine first stage blade made of nickel-based superalloy, *Engineering Failure analysis*, 2017, doi: <http://dx.doi.org/doi:10.1016/j.csefa.2017.04.002>
- [48] Je-Chin Han, Sandip Dutta, Srinath Ekkad, *Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology*, Taylor & Francis Group, Second Edition, 2013.

- [49] R D V Prasad, G Narasa Raju, M S SSrinivasa Rao and N Vasudeva Rao ,Steady State Thermal & Structural Analysis Of Gas Turbine Blade Cooling System, International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT) Vol. 2, pp. 1-6, 2013
- [50] A. Guelailia, A. Khorsi, and M.K. Hamidou , Computation of leading edge film cooling from a console geometry (CONverging Slot hOLE), Thermophysics and Aeromechanics, 2016, Vol. 23,pp. 33-42, 2014, doi: <http://dx.doi.org/10.1134/S0869864316010042>
- [51] N.M. Yusop, A.H. Ali and M.Z. Abdullah, "Computational prediction into staggered film cooling holes on convex surface of turbine blade," International Communications in Heat and Mass Transfer, 39, pp.1367–1374, 2012
- [52] Pradnya Rajaram Bhondiwale and Nitin K. Deshmukh, Thermal and Structural Analysis of Blade using Radial Cooling Holes, International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), Vol. 8, pp. 392-395, December-2019
- [53] Noémie Rakotomalala, Simulation numérique de l'écaillage des barrières Thermiques avec couplage thermomécaniques, Thèse de Doctorat L'Ecole nationale supérieure des mines de Paris, 2014. <https://pastel.archives-ouvertes.fr/tel-01153585>
- [54] Jean-Roch Vaunois, Modélisation de la durée de vie des barrières thermiques, par le développement et l'exploitation d'essais d'adhérence, Thèse Doctorat de l'université de Grenoble, 2013, <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01010448>
- [55] Sarah Hamadi, Étude du comportement en oxydation de nouveaux revêtements en aluminiure de nickel dopé au zirconium. Application aux barrières thermiques, Thèse Doctorat de Université L'UNIVERSITE PIERRE ET MARIE CURIE, 2009, <https://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00006150>
- [56] Jean-Briac Le Graverend, Etude et modélisation des effets d'incursion à très haute température sur le comportement mécanique d'un superalliage monocristallin pour aubes de turbine, Thèse Doctorat del'école nationale supérieure de mécanique et d'aérotechnique Toulouse, 2013, <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00834830>
- [57] Marie-Anne Prevost, Etude de nouvelles céramiques pour barrière thermique, thèse de Doctorat université Pierre et Marie Curie (Paris VI), 2007. <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00809130>
- [58] Barhm Abdullah Mohamad, Abdelsalam Abdelhussien, Failure analysis of gas turbine blade using finite element analysis, International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET), Vol 7, pp. 299–305, 2016
- [59] Thierry MAFFREN, Détection et caractérisation de fissures dans des aubes de turbine monocristallines pour l'évaluation de leurs durées de vie résiduelles, Thèse Doctorat de l'école doctorale technologique et professionnelle (ED415), 2013, <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01766554>
- [60] Griffin.T and Rajesh Kumar.B , Analysis of ceramic (SiC) coated gas turbine blade using ansys, International Journal of Recent Innovation in Engineering and Research, Vol 02, pp.30-45 2017. <https://www.researchgate.net/publication/325442369>

- [61] Ding Jun, Huang Xia, Chen Song, and Yang E-Chuan, Numerical Simulation Procedure for Modeling TGO Crack Propagation and TGO Growth in Thermal Barrier Coatings upon Thermal-Mechanical Cycling, *Advances in Materials Science and Engineering*, 2014, doi: <http://dx.doi.org/10.1155/2014/491930>
- [62] Fabien BLAS, La voie sol-gel pour la mise en œuvre de barrières thermiques aéronautiques : optimisation du procédé et étude de leur comportement mécanique, Thèse Doctorat de l'université Toulouse 3 Paul Sabatier (UT3 Paul Sabatier), 2016. <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01492842/document>
- [63] A. Ziaei-Asl , M. Tayefe Ramezanlou , Thermo-Mechanical Behavior of Gas Turbine Blade Equipped with Cooling ducts and Protective Coating with Different Thicknesses, *Inter-national Journal of Mechanical Sciences* (2018), doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.10.070>
- [64] BREK Samir, Modélisation numérique de la propagation de l'endommagement et de la rupture dans les matériaux composites stratifiés sous sollicitations thermomécaniques et cycliques, Thèse Doctorat de l'université de HADJ Lakhdar Batna, 2012.
- [65] Samir Bensaid, Contribution à la caractérisation et à la modélisation électromagnétique et thermique des matériaux composites anisotropes, Thèse Doctorat de l'université de Nantes, 2006. <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00424804>
- [66] Yves Perrot, Influence des propriétés de la matrice sur le comportement mécanique de matériaux composites verre/polyester utilisés en construction navale de plaisance - Cas des résines polyester, Thèse Doctorat de l'université Bretagne Sud, 2006
- [67] KASKAS SALIHA, Etude de l'effet du cisaillement transverse sur le comportement mécanique de poutres composites, Mémoire Magister de l'université de MENTOURI Constantine, 2010.
- [68] P.K. Mallick, *Fiber-reinforced composites: materials, manufacturing and design*, Book THIRD EDITION Taylor & Francis Group, LLC, 2008
- [69] Daniel Gay, *Matériaux composite*, Hermes Science Publications, 6<sup>ème</sup> édition, 2015
- [70] T. W. Clyne, D. Hull, *An Introduction to Composite Materials*, Book THIRD EDITION, 2019, Cambridge University Press DOI: <https://doi.org/10.1017/9781139050586>
- [71] Valery V. Vasiliev, Evgeny V. Morozov, *Advanced Mechanics of Composite Materials and Structures*, Book Fourth Edition 2018 Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/C2016-0-04497-2>
- [72] Bhagwan D. Agarwal, Lawrence J. Broutman, K. Chandrashekhara, *Analysis and performance of fiber composites*, THIRD EDITION. 2015, Wiley & Sons. <https://www.wiley.com/go/permissions>
- [73] Krishan K. Chawla, *Composite Materials*, Book THIRD EDITION, 2012, doi: <http://dx.doi.org/10.1007/978-0-387-74365-3>

- [74] Jean Marie Berthelot, matériaux composites, comportement mécanique et analyse des structures, 5<sup>ème</sup> édition, TEC &DOC, 2012.
- [75] Abdeldjalil BENFOUGHAL, Analyse tribologique et thermique d'un matériau composite carbone-carbone dans un contact électrique, Mémoire Magister de l'université de MENTOURI Constantine, 2010.
- [76] Marie-Hélène Philippe, Etudes de quelques modélisations de structures en composite à haute rigidité en flexion, Thèse Doctorat de l'école nationale des ponts et chaussées, 2010, <https://pastel.archives-ouvertes.fr/tel-00529473>
- [77] Paczos, P., Wichniarek, R., Magnucki, K., Three-point bending of sandwich beam with special structure of the core, Composite Structures (2018), doi: <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2018.06.077>
- [78] honeycomb cores Zhendong Li, Zhonggang Wang, Xinxin Wang, Wei Zhou, Bending behavior of sandwich beam with tailored hierarchical, Thin-Walled Structures , 2020,doi:<https://doi.org/10.1016/j.tws.2020.107001>
- [79] Faiza Khalid, Manaa Rabah, Saad Salah, Ameddah Hacene, A Study of the Thermo-Mechanical Behavior of a Gas Turbine Blade in Composite Materials Reinforced with Mast, Revue des Composites et des Matériaux Avancés, Vol. 31, pp. 101- 108, 2021, doi: <https://doi.org/10.18280/rcma.310205>
- [80] Jamal Eddine ARBAOUI, Étude comparative et caractérisations mécaniques des structures sandwichs multicouches, Thèse Doctorat de l'université Paul Verlaine – Metz, 2009,<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01752670/document>
- [81] Moustapha Idriss, Analyse expérimentale et par élément finis du comportement statique et vibratoire des matériaux composites sandwichs sains et endommages, Thèse Doctorat de l'université de Maine, 2013. <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00808603>
- [82] Eugenio Oñate , Structural Analysis with the Finite Element Method. Linear Statics. Volume 1. Basis and Solids, Springer; 2009th edition.
- [83] Erdogan Madenci, Ibrahim Guven, The finite element method and applications in engineering using ansys, 2006 by Springer Science+Business Media, LLC
- [84] M. Cetkovic, Thermo-mechanical bending of laminated composite and sandwich plates using layerwise displacement model, Composite Structures, 2015, doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.compstruct.2015.01.051>

## A. 1 Calcule des caractéristiques mécaniques et thermiques du matériau composite étudié

Nous avons écrit un programme en Matlab permettant le calculer des caractéristiques mécanique et thermique de matériau composites par la loi des mélanges. Les résultats obtenus pour le matériau composites étudié sont illustrés dans le tableau A.1.

Volume des fibres	0,2	0,3	0,4
$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	3320	3130	2940
$E_{mat}$ (GPa)	396,9	398,66	4,0044
$E_x$ (GPa)	382	383	384
$E_y$ (GPa)	381,96	382,95	383,94
$E_z$ (GPa)	381,96	382,95	383,94
$\vartheta_{mat}$	0,2611	0,2704	0,2797
$\vartheta_x$	0,27	0,28	0,29
$\vartheta_y$	0,27	0,28	0,29
$\vartheta_z$	0,27	0,28	0,29
$G_{mat}$ (GPa)	157,36	156,9	156,45
$G_x$ (GPa)	150,43	149,65	148,88
$G_y$ (GPa)	150,38	149,59	148,82
$G_z$ (GPa)	150,43	149,65	148,88
$\alpha_x 10^{-6}$ (°C <sup>-1</sup> )	6,52	5,8	5,075
$\alpha_y 10^{-6}$ (°C <sup>-1</sup> )	6,45	5,69	4,96
$\alpha_z 10^{-6}$ (°C <sup>-1</sup> )	6,45	5,69	4,96
$\lambda_x \left(\frac{w}{kg \cdot ^\circ C}\right)$	80,62	95,82	110,93
$\lambda_y \left(\frac{w}{kg \cdot ^\circ C}\right)$	80	95	110
$\lambda_z \left(\frac{w}{kg \cdot ^\circ C}\right)$	80	95	110
$C_p$	880	870	860

**Tableau A.1** Caractéristiques mécanique et thermique de matériau étudié.

## A. 2 Calcule de la matrice de rigidité de l'équation constitutive s'écrit

### A.2. 1 Matrices de rigidité de chaque couche

Couche à  $0^\circ$

$$Q'_{0^\circ} = \begin{bmatrix} 4.3236 & 1.2536 & 0 \\ 1.2536 & 4.3229 & 0 \\ 0 & 0 & 1.5339 \end{bmatrix} \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Couche à  $45^\circ$

$$Q'_{45^\circ} = \begin{bmatrix} 4.3236 & 1.2536 & 0 \\ 1.2536 & 4.3229 & 0 \\ 0 & 0 & 1.5339 \end{bmatrix} \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Couche à  $90^\circ$

$$Q'_{90^\circ} = \begin{bmatrix} 4.3229 & 1.2536 & 0 \\ 1.2536 & 4.3236 & 0 \\ 0 & 0 & 1.5339 \end{bmatrix} \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

### 3. Matrice A

$$A_{1j} = \sum_{k=1}^n (Q'_{ij})_k e_k$$

$$A = \begin{bmatrix} 21615,78 & 6268,190 & 0 \\ 6268,190 & 21616,44 & 0 \\ 0 & 0 & 7669,616 \end{bmatrix}$$

### 4. Matrice B

$$B_{1j} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n (h_k^2 - h_{k-1}^2) (Q'_{ij})_k$$

$$B = \begin{bmatrix} -4,2632 & -1,4210 & 0 \\ -1,4210 & -5,6843 & 0 \\ 0 & 0 & -1,4210 \end{bmatrix} 10^{-14}$$

### 5. Matrice D

$$D_{1j} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^n (h_k^3 - h_{k-1}^3) (Q'_{ij})_k$$

$$D = \begin{bmatrix} 4,5035 & 1,3058 & 0 \\ 1,3058 & 4,5031 & 0 \\ 0 & 0 & 1,5978 \end{bmatrix}$$

### 6. Les tenseurs de rigidité réduite Q

$$Q = \begin{bmatrix} 4.1925 & 1.2156 & 0 \\ 1.2156 & 4.1919 & 0 \\ 0 & 0 & 1.4888 \end{bmatrix} \cdot 10^{11}$$

## B. 1 Modèle géométrique de l'aube de rotor de turbine à gaz

Le modèle tridimensionnel de l'aube de turbine à gaz est d'abord modélisé à l'aide du logiciel Solid Works tel que décrit.

Le modèle 3D des aubes de la turbine à gaz a été conçu à l'aide de Solid Works, selon les étapes suivies par Ahmed et al [16] dans leur travail.

## B. 2 Modèle géométrique d'aube de turbine à gaz

Le profil aérodynamique de l'aube de rotor a été généré sur le plan XY à l'aide des points définis par les coordonnées comme indiqué dans le tableau 1. Ensuite, un certain nombre de cannelures ont été ajustées à travers les points clés et un rectangle avec des dimensions de 49 \* 27 mm a été créé comme le montre la Fig1.

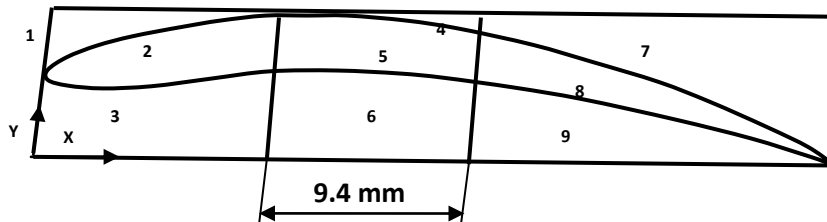


Fig B.1 Section Aero d'aube.

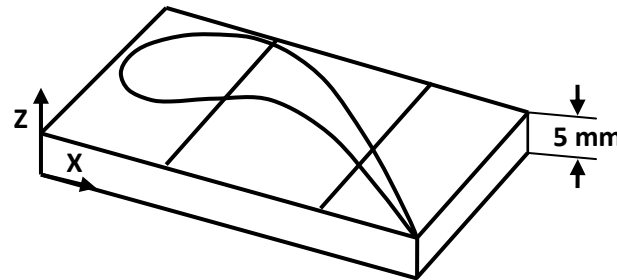
En utilisant des splines et des lignes, 9 zones différentes ont été générées en tant que volumes. Dans l'option forme et taille, le nombre de bords d'élément le long des lignes entourant les zones 1 à 9 a été spécifié.

No	X	Y	No	X	Y
1	0.00	0.00	20	49	0.00
2	2.6	17.3	21	49	27.00
3	5.85	21	22	0.00	27.00
4	10	25	23	19.8	0.00
5	14.8	26.6	24	1.00	13.60
6	22.9	25.3	25	29.2	0.00
7	28	22.2	26	29.2	27.00
8	33.4	18.5	27	19.8	27.00
9	38	14.4	28	15.2	27.00
10	42	10.9	29	18.08	27.00
11	45.5	5.70	30	49	0.027
12	49	0.00	31	48.90	0.0288
13	6.18	12.4	32	29.20	12.49
14	11.2	14.4	33	19.8	26.62
15	16.18	15.5	34	19.8	15.12
16	21.1	14.9	35	29.2	21.25

17	26	13.6	36	0.00	0.030
18	38.2	8.77	37	19.8	0.030
19	45	3.95	38	19.8	15.12

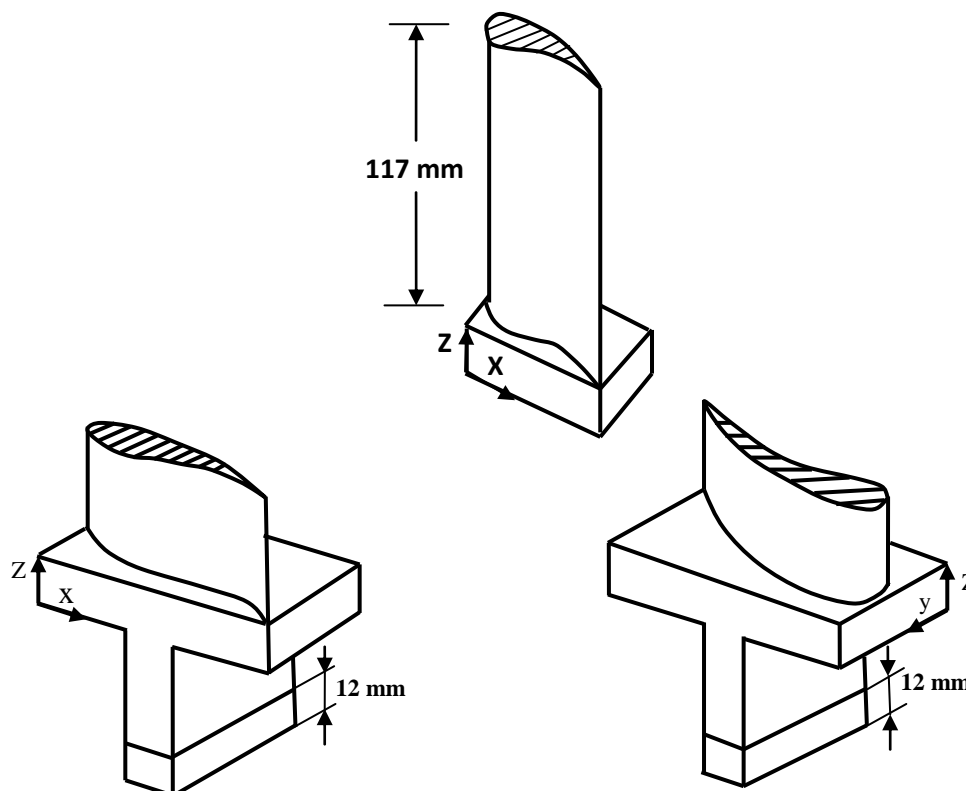
**Tableau.1** Liste des points clés (Key Point).

Les zones 1 à 9 ont été extrudées vers le haut dans la direction Z positive sur une hauteur de 5 mm. Après extrusion, le bloc rectangulaire tel qu'illustré à la figure 2 que a été généré



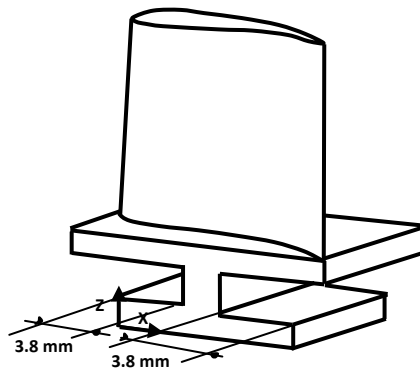
**Figure B.2** Bloc de rotor de turbine

En utilisant à nouveau l'option d'extrusion, la zone ombrée comme illustré à la figure 15 a été extrudée vers le haut à travers la hauteur de la lame (117 mm) le long de la direction Z positive, les zones 4, 5, 6 ont été extrudées vers le bas le long de la direction négative sur une distance de 14,5 mm. Le modèle a été généré comme le montre dans la figure 3.



**Figure B.3** l'extrude des volumes de l'aube de rotor.

Les zones ombrées illustrées ci-dessous dans la figure 16 ont été extrudées le long de la direction X sur une distance de 3,8 mm.



**Figure B.4** l'extrude des volumes de l'aube de rotor.

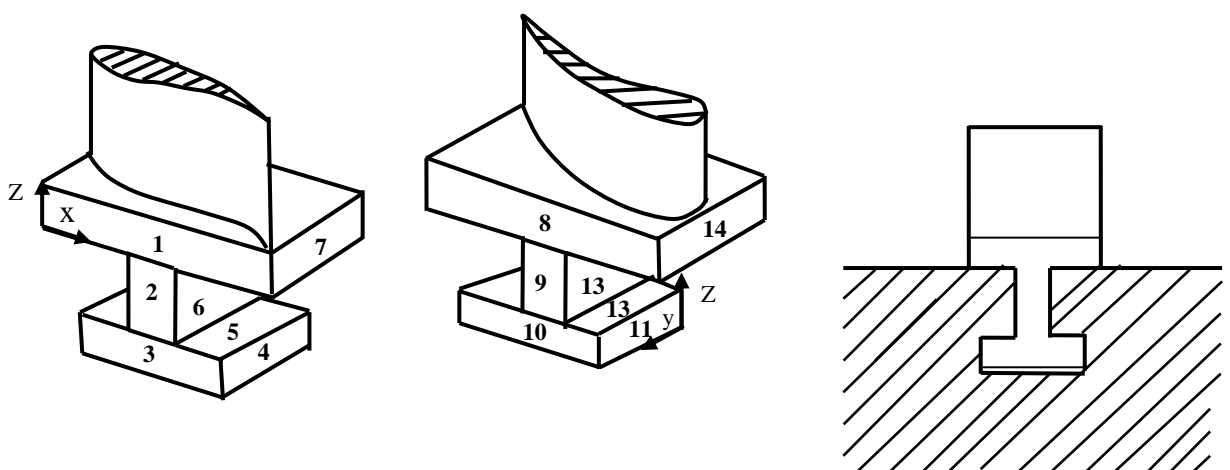
### B. 3 Les conditions aux limites et les charges appliqué sur le modèle d'aube de rotor

Deux conditions aux limites structurales, à savoir le déplacement et les trois forces, ont été appliquées au modèle de pale de rotor, comme le montre dans les figures B.5 et B.6. L'aube de turbine à gaz est fixée au rotor. La moitié du pied d'aube de turbine à gaz est fixée à l'intérieur du rotor, de sorte que les conditions aux limites de déplacement appliquées à la moitié du pied de pale comme le montre la figure B.5 c'est-à-dire

$U_x = 0$  pour les faces 4, 5, 6, 7 et 11, 12, 13, 14.

$U_y = 0$  pour les faces 1, 2, 3 et 8, 9, 10.

$U_z = 0$  pour les faces 5 et 12



**Figure B.5** Conditions aux limites d'aube de rotor.

L'aube de turbine à gaz est soumise à trois types de charges. Ce sont les (i) axiales, (ii) tangentielles et (iii) centrifuges les forces. La force axiale agit parallèlement à l'axe X, la force tangentielle est parallèle à l'axe Y et la force centrifuge en radial direction, c'est-à-dire parallèle à l'axe Z. Pour pale de rotor, Force axiale,  $F_a = 3.82$  N, Force tangentielle,  $F_t = 248.199$  N, Centrifuge force,  $F_c = 38038.73$  N. Les forces de lame à savoir tangentielles, axiales et centrifuges sont appliquées sur le nœud situé au centriode de la pale comme le montre la figure B.6.

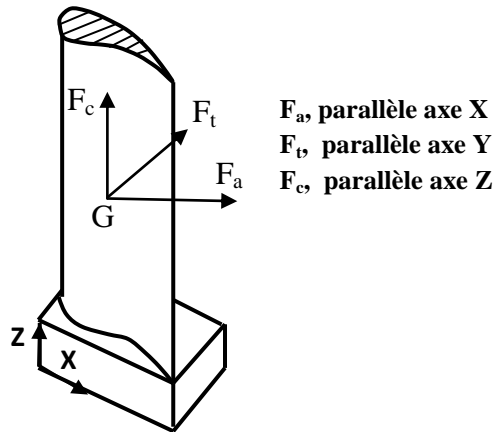


Figure B.6 les charges appliqué sur l'aube de rotor

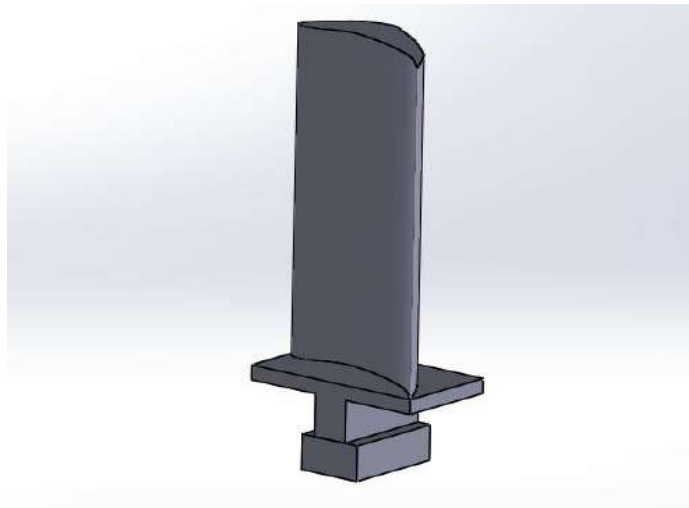


Figure B.7 Modèle 3D de l'aube de rotor

## Résumé

Le problème des ailettes de turbine à gaz qui sont soumises à des charges thermomécaniques élevées réside principalement dans le phénomène de la flexion provoqué par les forces centrifuges importantes qui provoquent des fissurations par écaillage. L'objectif de ce travail de thèse est de mettre en place dans le cadre de la recherche sur un matériau composite à matrice céramique renforcée par des fibres courtes (mats) de carbone à haut module, susceptibles de fonctionner à plus hautes températures que les matériaux actuellement les plus couramment utilisés dans les turbines à gaz, en aéronautique, aérospatiale. Le matériau étudié est un matériau composite, la matrice choisie est une céramique technique, soit l'alumine (oxyde d'aluminium  $Al_2O_3$ ) comme matrice et le renfort se fait par des fibres courtes (mats) en carbone d'un pourcentage optimisé. L'étude numérique du comportement thermomécanique de l'aube a été effectuée par logiciel Ansys (Workbench 16.0). L'analyse comparative effectuée pour déterminer les déplacements et les déformations d'un même point de l'aube pour différents matériaux utilisés dans la fabrication des aubes de turbine à gaz. Les résultats obtenus ont été comparés pour choisir le matériau qui a la meilleure performance sous contraintes thermomécaniques.

**Mots- clés:** comportement thermomécanique, flexion, alumine, carbone HM, fibre courte, déplacement, déformation.

## ملخص

تكمّن مشكلة شفرات التوربينات الغازية التي تتعرض لأحمال ميكانيكية حرارية عالية بشكل أساسي في ظاهرة الانحناء التي تسببها قوى الطرد المركزي الكبيرة التي تنتج عنها تشققات بسبب التقشير. الهدف من هذه الأطروحة هو الإعداد في إطار البحث على مادة مركبة ذات مصفوفة خزفية معززة بألياف قصيرة (حصائر) من الكربون عالي المعامل، قادرة على العمل في درجات حرارة أعلى من المواد الأكثر شيوعاً حالياً في التوربينات الغازية في الملاحية الجوية أو الفضاء أو البحرية أو البرية. المادة المدروسة عبارة عن مادة مركبة، والمصفوفة المختارة عبارة عن سيراميك تقني، أو ألومينا (أكسيد الألومنيوم  $Al_2O_3$ ) حيث يتم تصنيعها بواسطة ألياف قصيرة (حصائر) من الكربون بنسبة مئوية يتم تحسينها. تم إجراء الدراسة العددية للسلوك الحراري الميكانيكي للشفرة بواسطة برنامج (Workbench 16.0). تم إجراء التحليل المقارن لتحديد الإزاحات والتشوهات في نفس نقطة الشفرة للمواد المختلفة المستخدمة في تصنيع ريش التوربينات الغازية تمت مقارنة النتائج لاختيار المادة ذات الأداء الأفضل تحت الضغوط الميكانيكية الحرارية.

**الكلمات المفتاحية:** السلوك الميكانيكي الحراري، الانحناء، الألومين، كربون عالي المعامل، الألياف القصيرة، الإنتقال، التشوه.

## Abstract

The problem with gas turbine fins which are subjected to high thermo-mechanical loads lies mainly in the phenomenon of bending caused by the large centrifugal forces which cause chipping cracks. The objective of this thesis is to set up within the framework of research on a composite material with a ceramic matrix reinforced by short fibers (mats) of high modulus carbon, capable of functioning at higher temperatures than the materials currently most commonly used in gas turbines in aeronautics, aerospace, marine or land. The material studied is a composite material, the matrix chosen is a technical ceramic, or alumina (aluminum oxide  $Al_2O_3$ ) as the matrix and the reinforcement is made by short carbon fibers (mats) of a percentage to be optimized. The numerical study of the thermo-mechanical behavior of the vane was carried out by Ansys software (Workbench 16.0). The comparative analysis carried out to determine the displacements and the deformations of the same point of the vane for different materials which used in the manufacturing gas turbine blades. The results obtained were compared to choose the material that has the best performance under thermo-mechanical stresses.

**Keywords:** thermo-mechanical behavior, bending, alumina, carbon HM, short fiber, displacement, deformation.