

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA  
INSTITUT D'AERONAUTIQUE



Projet de Fin d'Etude pour l'Obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat  
en Aéronautique

OPTION : STRUCTURE

## Thème

MODELE DE LA PREDICTION  
A L'INTERACTION FATIGUE-FLUAGE  
APPLICATION A UN CAS REEL  
LA TURBINE HAUTE PRESSION  
ALLISON 501-D22A

Présenté par :

M<sup>lle</sup> BEN BELAID SAMIRA

Encadré par :

Mme SEMMAR  
Mr KAHLA

Promotion 2004



# Remerciements & Dédicaces

Je remercie dieu qu'il m'a donné le courage et la patience afin de réussir ce travail.

Je remercie ainsi toutes personnes qui m'ont aidé de loin ou de près, à leurs têtes ma promotrice et mon promoteur .

Je conclurai en remerciant les professeurs et maîtres du département de l'aéronautique.

Je dédie cet ouvrage :

- A mes chères parents.
- A ma sœur aînée et son mari, et ses enfants, surtout les jumeaux Abdelah et Abderahman, ainsi que ma sœur cadette.
- Ma promotrice Semmar et son mari et ses enfants.
- A mes cousines : Nadia, Linda, Karima et son fiancé Jugurtha et son ami Hamada.
- Mes cousins Said et Karim.
- Ma meilleure amie Hafida.
- Ma chère tante Louiza, et sa petite fille Ninis.
- A tous mes amis de la fac Bourennani, Mohamed, Mustapha, Lamine, Amel et Djida. Son oublier mes amis de la classe.
- Et à toute la promo 2003-2004.



## Liste des variables :

Variable	Description	Valeur
TET	Température d'entrée turbine.	°K
TETP	Température d'entrée turbine de puissance.	°K
PET	Pression d'entrée turbine.	MPa
PETP	Pression d'entrée turbine de puissance.	MPa
TOT	Température d'échappement.	°K
T	Température	°K
P	Pression.	MPa
Tcool	Température de refroidissement.	°K
Tgaz	Température de gaz.	°K
Tblade	Température d'aube.	°K
CEFF	Coefficient d'efficacité de refroidissement.	-
$\pi$	Rapport de pression.	-
$\tau$	Rapport de température.	-
R	Constante des gaz parfait.	J/mol°K
A	Constante de fluage	MPa
Q	L'énergie d'activation thermique du fluage.	KJ/mol
$N^*$	Exposant de fluage.	-
$\lambda^*$	Constante déterminé par des essais de rupture par fluage.	MPa
N	Exposant de résistance de durcissement cyclique	-
K	Facteur de résistance de durcissement cyclique.	MPa
$\dot{\epsilon}$	Taux de déformation plastique.	/s
n	Nombre des étages de compresseur.	-
n'	Nombre des étages de la turbine	-
r	Taux de compression.	-
r'	Taux de détente.	-
k	Rapport de la chaleur massique.	-
Cp	Chaleur massique à pression constante.	J/mol°K
$\rho$	Masse volumique.	kg /m <sup>3</sup>
N	Vitesse de rotation.	tr/min
R	Rayon.	mm
Lp	Longueur d'aube.	mm
Wp	Largeur d'aube.	mm
Ep	L'épaisseur d'aube.	mm
$\epsilon_{mec}$	Déformation mécanique.	-
$\epsilon_{th}$	Déformation thermique.	-
$\epsilon$	Déformation.	-
$\sigma_{mec}$	Contrainte mécanique.	MPa
$\sigma_{th}$	Contrainte thermique.	MPa
$\sigma$	Contrainte.	MPa
$\sigma_a$	Contrainte alternée.	MPa
$\sigma_{moy}$	Contrainte moyenne.	MPa
$\sigma_{10}$	La limite d'	MPa

$\sigma_u$	Contrainte ultime.	MPa
$\sigma_{eq}$	Contrainte équivalente de Goodman.	MPa
E	Coefficient de Young.	MPa
$\lambda$	Coefficient de dilatation.	/°K
$\sigma_f$	Coefficient de la résistance à la fatigue.	MPa
$\varepsilon_f$	Coefficient de la ductilité à la fatigue.	-
B	Exposant de la résistance à la fatigue.	-
C	Exposant de la ductilité à la fatigue.	-
$N_f$	Le temps à rupture par fatigue.	Heure
$N_C$	Le temps à rupture par fluage.	Heure
D	Domage.	-
$\alpha$	Constante de dommage de fatigue.	-
$\beta$	Constante de dommage de fatigue.	-
k	Constante de dommage de fluage.	-
$N_R$	Le temps à rupture par fatigue-fluage.	Heure

## Table des figures :

- Figure 1-1 Représentation d'un turbopropulseur ALLISON 501-D22A
- Figure 1-2 Principaux composants d'un turbo-propulseur.
- Figure 1-3 Turbopropulseur classique
- Figure 1-4 La chambre de combustion avec ces différentes zones
- Figure 1-5 Les formes de la chambre de combustion .
- Figure 1-6 Comparaison des formes typique d'aubes de rotor de turbine et de compresseur.
- Figure 1-7 Représentation Premier étage turbine.
- Figure 1.8 Comportement d'obstruction pour turbine à gaz.
- Figure 1.9 Vue de fin de NGV ou de profils aérodynamiques de l'aube
- Figure 1-10 Turbo moteur à simple arbre.
- Figure 1-11 Effet des aires des secteurs de gorge sur la ligne de  
Fonctionnement d'un moteur à simple d'arbre.
- Figure 1-12 La représentation du cycle critique.
- Figure 1-13 Turbomoteur double arbre.
- Figure 1-14 Effet des aires des secteurs de gorge de turbine de puissance sur la ligne de  
fonctionnement.
- Figure 1-15 Numérotation des parties d'un turbopropulseur.
- Figure 1-16 Cycle de Brayton pour un turboréacteur.
- Figure 1-17 Les variations aérodynamiques de pression, de température, et de vitesse pour  
turbomoteur.
- Figure 2.1 Mode typique de vibration d'un rotor dans l'image holographique .
- Figure 2-2 Les modes typiques des vibrations forcées.
- Figure 2-3 Diagramme de Cambell
- Figure 2-4 Distribution d'effort et de température dans une lame de bout libre (a).
- Figure 2-4 Distribution d'effort et de température dans une lame enveloppée (b).
- Figure 2-5 Exemples de matériaux poreux pour mousse de nickel a porosité ouverte,  
(microscopie électronique à balayage).
- Figure 2.6 Les cycles thermo- mécaniques de fatigue (a).
- Figure 2-7 Comportement de contrainte - déformation (b).
- Figure 2-8 Essais de fluage.
- Figure 2-9 Courbe de fluage.
- Figure 2-10 Contrainte en fonction du taux de déformation.
- Figure 2-11 Micrographe électronique à balayage illustrant la formation des fissures  
intergranulaires de type de wedge Observées dans un acier austénitique (source:(Auzoux,  
2003)) (a)
- Figure 2-11 Cavités intergranulaires de fluage en métaux de rampement :  
(a) diagramme schématique ; (b) criques de type wedge (w) et de type ronde (r).  
Observées dans un acier inoxydable austénitique (source: (Auzoux, 2003)) (b)
- Figure 3-1 Essai de rupture par fluage en fonction de la densité
- Figure 3-2 Résistance à la traction à 1093 °c en fonction de la densité.
- Figure 3-3 Une illustration de l'effet de corrosion d'un non- revêtus (gauche), revêtus (droit)  
pour aube de turbine après 2500 heures de basse altitude de vol.
- Figure 3-4 Exemples typiques d'expositions pour une vanne et une aube tournante.
- Figure 4-1 Diagramme pour les démarches d'estimation de la vie.
- Figure 4-2 La courbe de Larson miller .
- Figure 4-3 Variation schématique de la constante de Monkman-Grant, CMG avec le taux de  
déformation par fluage en métaux. (Notez l'existence d'une transition en mode de rupture de  
transgranulaire au taux élevé de déformation à intergranulaire au bas taux de déformation).



- Figure 4-4 Le fractographie d'électron à balayage montrant la rupture intergranulaire d'un acier inoxydable austénitique examiné sous condition de fluage 600° C (source (Auzoux, 2003)).
- Figure 4-5 Diagramme de calcul du nombre de cycle à rupture.
- Figure 5-1 Schéma simplifié d'une turbine à gaz.
- Figure 5-2 Organigramme de la procédure des calculs thermodynamiques.
- Figure 5-3 Les chargements sur l'aube de stator.
- Figure 5-4 Les chargements sur l'aube de rotor.
- Figure 5-5 Le cycle thermique pendant 2heure de vol.
- Figure 5.6 La courbe de Larson Miller.
- Figure5-7 Organigramme de la prédiction au problème de fatigue fluage.
- Figure5-8 Organigramme de l'évaluation du dommage pour le fluage et pour la fatigue d'après le modèle du cumul non linéaire du dommage de Chaboche.
- Figure5-9 La courbe de la variation des contraintes dans le stator du 1<sup>er</sup> étage de la turbine (a).
- Figure5-9 La courbe de la variation des contraintes dans le rotor du 1<sup>er</sup> étage de la turbine (b).
- Figure 5-10 Courbe d'évaluation des dommages en fonction du temps pour le modèle de Miner pour le cas stator (a).
- Figure5-10 Courbe d'évaluation des dommages en fonction du temps pour le modèle de Chaboche pour le cas stator (b).
- Figure 5-11 Courbe d'évaluation des dommages en fonction du temps pour le modèle de Miner pour le cas rotor (a).
- Figure 5-11 Courbe d'évaluation des dommages en fonction de temps pour le modèle de Chaboche pour le cas rotor (b).

## Liste des tableaux :

- Tableau 1-1 La différence entre les deux types de compresseur
- Tableau 1-2 Elaboration des transformations thermodynamiques.
- Tableau 3-1 propriétés mécaniques des superalliages.
- Tableau 3-2 Composition chimique de IN738
- Tableau 5-1 Tableau des données géométriques.
- Tableau 5-2 Les résultats aérodynamiques.
- Tableau 5-3 Les résultats des contraintes.
- Tableau 5-4 les résultats des durés de vies.

## Résumé :

Les aubes de la turbine haute pression (HPT) d'un réacteur doivent résister au fluage et à la fatigue à hauts cycles, et cela pour une durée sure bien déterminée. Afin de définir cette vie sure avant l'initiation de fissure, il est nécessaire de calculer la vie aux phénomènes de détérioration majeurs qui sont la fatigue et le fluage.

Le travail consiste à déterminer la durée de vie due au phénomène de l'interaction fatigue-fluage. Pour ce, on a adopté deux modèles d'accumulation de dommages qui sont : la règle linéaire de Miner et la règle non linéaire de Chaboche.

## ABSTRACT

First stage blades of turbo reactor, turbine have to stand up to creep and fatigue phenomena, during a sure period before failure initiation it is necessary to calculate lives to this phenomena.

This work presents models of calculation of fatigue-creep interaction with application to a reel case. Two rules of damages accumulation were adopted and compared; the linear rule of Miner model and no linear rule of Chaboche model.

# Tables des matières:

## Introduction.

1. Les principes de fonctionnement d'un turbomoteur.
  - 1.1 Introduction
  - 1.2 Description d'un turbopropulseur.
  - 1.3 Fonctionnement d'un turbopropulseur.
    - 1.3.1 L'hélice.
    - 1.3.2 Le compresseur
    - 1.3.3 La chambre de combustion.
    - 1.3.4 La turbine.
      - 1.3.4.1 Généralités.
      - 1.3.4.2 Premier étage de la turbine.
      - 1.3.4.3 Les caractéristiques des turbines.
    - 1.3.5 La buse propulsive (tuyère).
  - 1.4 Le cycle de Brayton.
  - 1.5 Conclusion.
2. Les mécanismes de rupture des aubes de la turbine haute pression.
  - 2.1 Introduction.
  - 2.2 Structure et dynamique.
    - 2.2.1 Les vibrations.
      - 2.2.1.1 Les vibrations forcées.
      - 2.2.1.2 Les vibrations auto excitées.
    - 2.2.2 Les contraintes sur l'aube.
      - 2.2.2.1 Les contraintes dues à la force centrifuge.
      - 2.2.2.2 Les contraintes réguliers induits par écoulement des gaz.
      - 2.2.2.3 Les contraintes alternatives induits par écoulement des gaz.
      - 2.2.2.4 Les contraintes thermiques.
  - 2.3 Les modes de défaillance dans l'aubage de la turbine.
    - 2.3.1 Les modes non localisés.
      - 2.3.1.1 La corrosion.
      - 2.3.1.2 L'érosion.
      - 2.3.1.2 Les dommages dues à des objets inconnus (foreign objet damage FOD).
    - 2.3.2 Les modes localisés.
      - 2.3.2.1 Fatigue thermo-mécanique(TMf).
      - 2.3.2.2 Fluage.
  - 2.4 Conclusion.
3. Les technologies de prévention.
  - 3.1 Introduction.
  - 3.2 La sélection des matériaux utilisés.
    - 3.2.1 Aube de turbine haute pression.
    - 3.2.2 Aube de turbine basse pression.
  - 3.3 Choix de revêtements.
  - 3.4 Système de refroidissement.
    - 3.4.1 Développement de la technologie.



3.4.2 La température de l'aube.

3.5 Conclusion.

## 4. La modélisation.

4.1 Introduction.

4.2 La procédure pour le calcul de longévité pour les applications industrielles.

4.3 Les modèles de durée de vie.

4.3.1 le modèle de durée de vie pour la fatigue.

4.3.1.1 Prédiction de l'initiation en fatigue.

4.3.1.2 La progression de la fissure et la rupture.

4.3.2 Le modèle de durée de vie pour le fluage.

4.3.2.1 Le modèle de prévision du temps du fluage.

4.3.2.2 Le modèle de rupture par fluage.

4.3.3 Le modèle d'interaction fatigue-fluage.

4.3.3.1 Le modèle linéaire.

4.3.3.2 Le modèle non linéaire.

4.4 Identification des paramètres de Chaboche

4.4.1 En fatigue pure ( $\alpha, \beta$ ).

4.4.1 La fonction  $\alpha$ .

4.4.2 La constante  $\beta$ .

4.4.2 En fluage pur  $k$  où ( $N^*$ ).

4.5 Conclusion.

## 5. Application.

5.1 Introduction.

5.2 Déduire les pressions et températures de 1<sup>er</sup> étage de la turbine.

5.2.1 Le stator.

5.2.2 Le rotor.

5.3 Calcul des contraintes.

5.3.1 Les contraintes mécaniques.

5.3.1 Le stator.

5.3.2 Le rotor.

5.3.2 Les contraintes thermiques.

5.4 La vie en fatigue.

5.5 Les propriétés de rupture par fluage.

5.6 Calcul des dommages d'interaction fatigue-fluage.

5.7 Les résultats.

5.7.1 Les pressions et températures.

5.7.2 Les contraintes.

5.7.3 Les vies retrouvées.

5.8 Interprétation.

5.9 Conclusion.

## Introduction :

Les aubes de turbines sont soumises à des rotations significatives et à des contraintes de flexion dues aux gaz, ce qui constitue la contrainte mécanique. D'un autre côté les aubes sont soumises à des températures extrêmement élevées variables constituant un chargement thermomécanique important à cause du fonctionnement normal de mise en train de démarrage et d'arrêt ainsi que des voyages inattendus. La température d'entrée à la turbine pour un certain nombre de moteurs est au-dessus de 1650°K, avec des températures de métal de base s'échelonnant entre 850°C et 1050°C dépendamment du type de moteur, de l'efficacité du refroidissement et du régime de fonctionnement. Pour définir un fonctionnement sûr, il nous faut retrouver les vies aux phénomènes qui sévissent dans ces structures et qui sont la fatigue, la fatigue thermomécanique et le fluage. Les vies recherchées sous ces conditions peuvent être au-dessus de 24.000 à 50.000 heures d'opérations (HO) [1]. L'exploitant de la flotte nationale a confirmé la problématique du premier étage turbine par la détection de ruptures fréquentes dans les aubages des turbines hautes pressions.

Afin de reconnaître le fonctionnement du turboréacteur, le premier chapitre décrit le fonctionnement d'un turbomoteur et explique le processus thermodynamique de Brayton qui se déroule dans cette machine thermique. La connaissance du cycle thermique permet la détermination des températures et des pressions en tous points du moteur. Le premier étage de la turbine haute pression est le siège des écarts les plus importants de températures et des pressions maximales, c'est la partie la plus critique pour la sûreté de fonctionnement.

Dans le second chapitre l'intérêt est porté aux mécanismes de rupture les plus importants qui peuvent se produire au cours du fonctionnement. Les aubes du stator traversent le sillage de la chambre de combustion et les aubes du rotor sont sujettes à des excitations de fréquence, qui peuvent mener à la défaillance par la fatigue à endurance limitée, à la fatigue thermomécanique et au fluage. Pendant longtemps, la première considération dans la conception des aubes devait éviter la possibilité de défaillance au fluage dû à la combinaison des températures élevées.

Les étages à haute pression sont refroidis pour résister aux températures chaudes des gaz. La structure d'aube est protégée par l'utilisation des revêtements protecteurs. Pour résister aux températures élevées à l'entrée de la turbine il est exposé une sélection des matériaux avancés utilisés actuellement et qu'ont été introduits dans les sections de la turbine pour atténuer l'effet de la température importante. Ces technologies sont traitées dans le chapitre trois.

On a retrouvé ensuite le modèle de la durée de vie, basé sur le modèle de Basquin pour la fatigue (la fatigue à endurance limitée) et sur le modèle de Larson Miller pour le fluage. Il est ensuite appliqué pour le calcul de la vie des aubes de la turbine haute pression, en tenant compte des paramètres des modèles et des comportements des matériaux variant en fonction des températures.

Deux modèles de cumul de dommage sont utilisées pour la prédiction de la vie à l'interaction fatigue-fluage ; le modèle de Miner pour le cas linéaire, et le modèle de Chaboche pour le cas non linéaire. Une comparaison entre les deux modèles est faite.

L'application a été faite pour les aubes du premier étage de turbines hautes pression avec l'identification, des contraintes existantes, du modèle de prévision de la vie, des modèles d'endommagement et la détermination des propriétés variant en fonction de la température d'un superalliage de Nickel, pour l'Allison 501-D22A de la flotte d'air Algérie.



# Chapitre 1

## Les principes de fonctionnement d'un turbomoteur

### 1.1 Introduction :

Dans ce chapitre nous verrons la description de la structure propulsive, ses différents composants et leurs fonctionnements.

Le principe de fonctionnement de ce turbomoteur est basé sur le cycle de Brayton. C'est grâce à ses propriétés que les variations des pressions et des températures seront déterminées.

### 1.2 Description d'un turbopropulseur :

Le turbopropulseur est un réacteur muni d'une turbine supplémentaire destinée à absorber toute l'énergie disponible dans les gaz après prélèvement de la quantité nécessaire pour entraînement du compresseur. En pratique, il reste toujours une faible quantité de poussée « résiduelle » dans les gaz d'échappement. (*figure 1-1*).

Les principaux composants du turboréacteur sont le compresseur, la chambre de combustion et la turbine (*figure 1-2*).

### 1.3 Le fonctionnement d'un turbopropulseur:

Le fonctionnement de ces moteurs est très simple. Un petit moteur entraîne une grande hélice interne. Cette hélice accélère et entraîne l'air à grande vitesse dans le moteur (juste en dessous de la vitesse du son).

Les composants du moteur seront énumérés selon la progression de l'air dans le turbopropulseur (*figure 1-3*). L'air traverse l'hélice (2), il est comprimé dans le compresseur (5), (6). L'air est enflammé dans la chambre de combustion (7). L'énergie des gaz de la combustion va être récupérée en grande partie par les turbines : la turbine à haute pression (8), la turbine à pression intermédiaire (9) et la turbine à basse pression (10), les gaz résiduels sortent par la buse propulsive (11).

Tous ces éléments seront décrits sommairement à l'exception de la turbine qui est l'objet de notre étude. La turbine sera décrite avec plus de détails.

#### 1.3.1 L'hélice :

L'hélice, située à l'entrée du moteur, est entraînée par la turbine basse pression et tourne très rapidement. Son rôle est d'accélérer l'air très rapidement en augmentant sensiblement sa pression.

L'air sortant de hélice est dirigé soit dans le compresseur (entrée du réacteur), soit dans la canalisation de dilution. Cette canalisation située tout autour du moteur entraîne de l'air pour fournir de la propulsion (cas de la turbosoufflante) ou pour amener de l'air dans la section de la post-combustion (cas d'un moteur turbo jet).

#### 1.3.2 Le compresseur :

Il existe deux types de compresseur axial et radial. Tous deux sont utilisés dans une grande variété d'applications et de processus. Les caractéristiques des deux compresseurs sont différentes, voir (*tableau 1-1*).



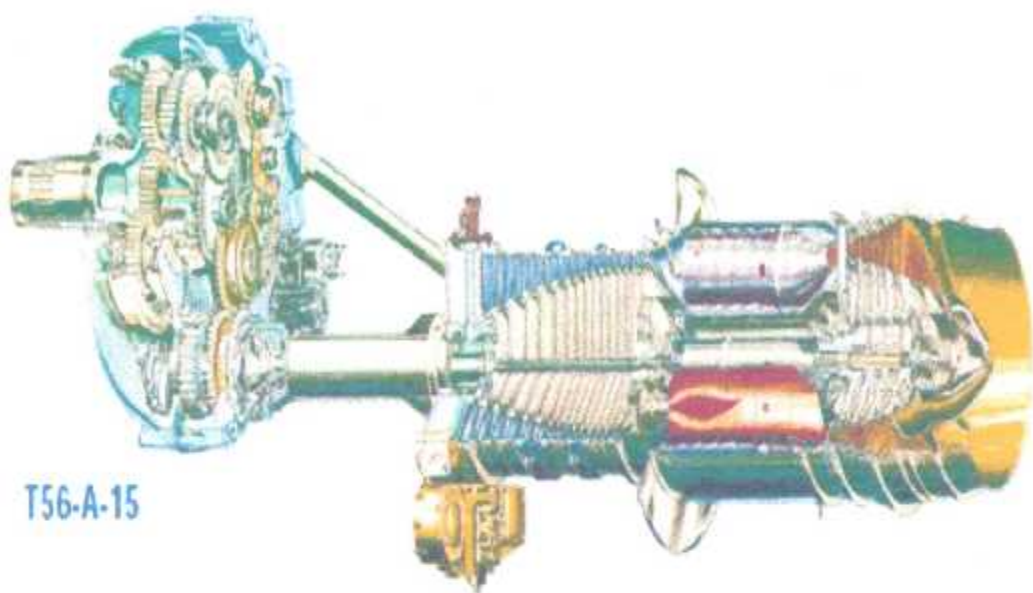


Figure 1-1 Représentation d'un turbopropulseur ALLISON 501-D22A

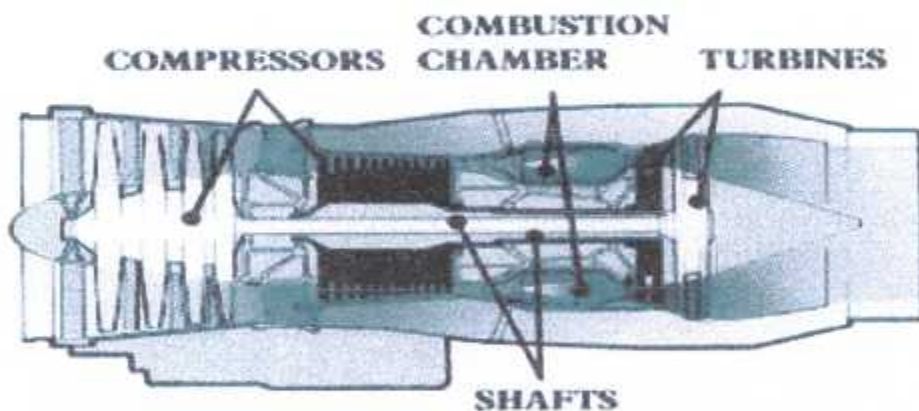


Figure 1.2- Principaux composants d'un turbo-propulseur.

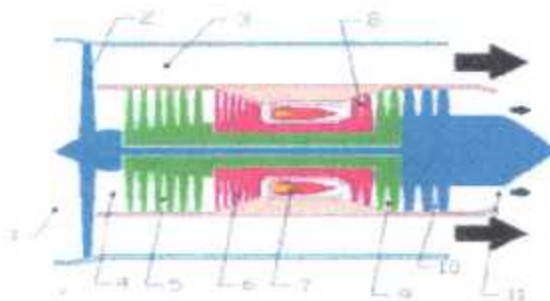


Figure 1.3 – Un turbopropulseur classique

Caractéristiques	Compresseur axial	Compresseur centrifuge ( radial)
Possibilités d'écoulement	Elevé	Moyenne
Flexibilité d'écoulement	Mauvaise	Bonne
Stabilité	Mauvaise	Bonne
Efficacité	Bonne	Mauvaise
Rapport de pression /étage	<1.3	1.2 - 4
Dimensions relatives	Grandes	Petites
Tolérances de dommages	Mauvaises	Meilleures

Tableau 1-1 La différence entre les deux types de compresseur

Le compresseur se divise en deux parties : le compresseur de pression Intermédiaire et le compresseur de haute pression. Au fur et à mesure que l'air avance dans le compresseur, le volume qui lui est alloué diminue. L'air est donc comprimé, sa pression et sa température augmentent.

Le compresseur de pression intermédiaire est entraîné par la turbine de pression intermédiaire. L'air dans le compresseur n'est pas accéléré. Le compresseur de pression intermédiaire tourne plus rapidement que l'hélice, mais moins rapidement que le compresseur haute pression. La raison pour laquelle, les différents étages des compresseurs tournent à des vitesses différentes améliorer la performance et pour obtenir de meilleurs rapports de compression. On développe ainsi plus de puissance en consommant moins de carburant.

Le compresseur haute pression, quant à lui, est entraîné par la turbine haute pression. Dans le dernier étage du compresseur, l'air atteint des températures autour de 600°C. Les moteurs à turbines acheminent une quantité importante d'air qui n'est pas entièrement utilisée pour la combustion du carburant. Une grande partie de l'air est prélevée du compresseur haute pression pour les fonction auxiliaires ; pour les avions, la pressurisation de la cabine, le dégivrage et le refroidissement des éléments haute température etc.

### 1.3.3 La chambre de combustion :

En sortant des compresseurs, l'air passe par un conduit divergeant avant d'entrer dans la chambre de combustion, ceci résulte en une augmentation de pression et de température, mais une diminution de la vitesse de l'air. L'air entre donc dans la chambre de combustion et y est brûlé avec le carburant, ce qui entraîne une très grande accélération du fluide. Celui-ci sort donc extrêmement rapidement de la chambre. On désire avoir une très grande pression à la sortie du compresseur pour que les gaz brûlés n'y retournent pas.

La combustion s'effectue dans la ou les chambre(s) d'une combustion. La flamme doit être stabilisée avec le recyclage derrière un arrangement de cloison / swirler c'est ce que l'on nomme la zone primaire. Les températures peuvent y atteindre les 2000°C.

Le restant d'air alors est graduellement introduit pour poursuivre la combustion dans la zone secondaire et pour se refroidir ensuite vers le bas dans la zone de dilution. La température moyenne de sortie de combustion se nomme généralement la température d'admission de turbine (température entrée turbine TET) (figure 1.4)

Les configurations des chambres de combustion peuvent changer légèrement, mais les principes de bases restent les mêmes. Les turbines à gaz peuvent avoir multiple des chambres de combustion indépendantes, cependant deux types de configurations existent ; la configuration tubulaire et la configuration annulaire (figure 1-5).

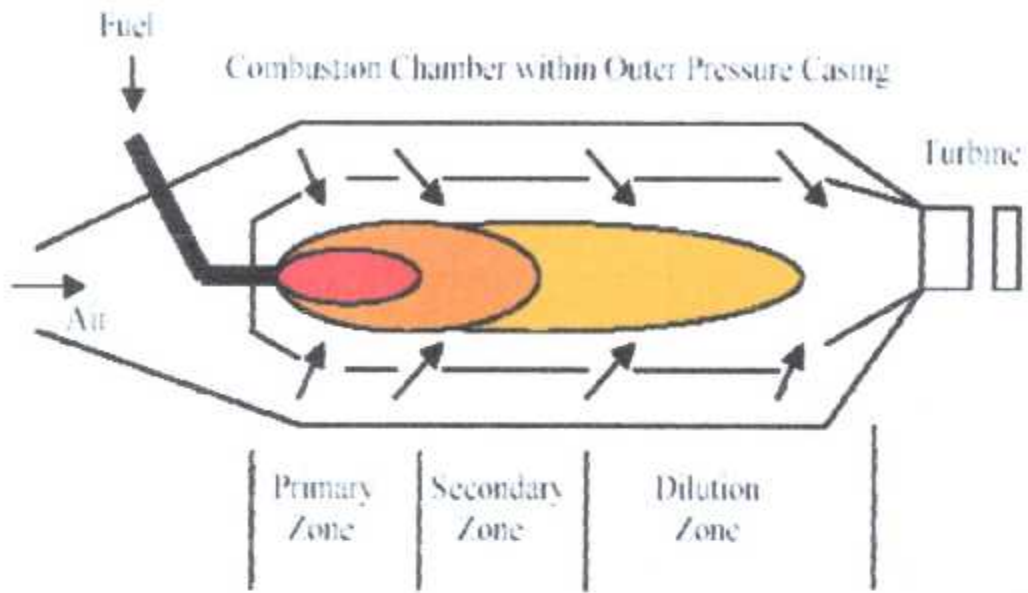


Figure 1- 4. La chambre de combustion avec ces différentes zones[réf.3].



Figure 1.5- Les formes de la chambre de combustion[réf.3].



Dans l'arrangement tubulaire de la chambre de combustion, deux tubes (flamme tube /liners) portent des bougies ajustées pour un allumage réussi afin que la flamme se propage aux autres tubes à travers les inter - connecteurs, qui reçoivent un chargement thermique très grave mais bref.

La configuration de la chambre de combustion annulaire a l'avantage d'une moindre perte de pression et de la densité de puissance plus élevée. Mais il est plus difficile d'assurer une bonne distribution de température dans les aubages de turbine. D'où la nécessité d'augmenter le nombre des injecteurs.

## → 1.3.4 La turbine :

### 1.3.4.1 Généralités :

On distingue deux types de configuration de turbines, axial et radial. La majorité des turbines sont axiales. La configuration radiale a une efficacité moindre mais est simple et résistante. Elle est répandue dans des turbo chargeurs de moteur d'échange. Les deux types de turbines apprécient la stabilité d'écoulement. En divers point de vue, la turbine n'est autre qu'un compresseur inversé (*figure 1-6*).

Pendant la section de turbine survit dans un environnement extrêmement agressif dû à des contraintes et aux températures très élevées. Les températures des gaz à l'entrée de la turbine avoisinent les températures de fusion du métal. L'augmentation de la température d'entrée à la turbine (TET) est directement liée à une augmentation de l'efficacité et la performance globale de turbomoteur.

### → 1.3.4.2 Premier étage de la turbine:

L'étage axiale de la turbine est composé d'une rangée d'ailettes de guidage fixes (nozzle guide vanes NGV) suivies d'une rangée des aubes tournantes (buckets). Les ailettes fixes (NGV) accélèrent et dirigent l'écoulement des gaz à fin de corriger l'angle d'incidence pour les aubes tournantes.

Les ailettes fixes (NGV) reçoivent les gaz de combustion avec un profil de température dont le maximum est plus grand que la température d'entrée turbine (TET) qui est une température moyenne des gaz. La température maximale sera transférée à la partie extérieure du rayon des aubes rotatives, afin de réduire au maximum la combinaison des contraintes et des températures sur les aubes tournantes (*figure 1-7*).

Les aubes de rotor peuvent extraire l'énergie à partir de l'écoulement des gaz par impulsion (phénomène d'impact avec les aubes de rotor) ou par une combinaison d'impulsion et de réaction (réaction due à l'accélération des gaz). L'accélération de l'écoulement à travers les aubes du stator (NGV) est un facteur important dans la réduction de la température statique de l'écoulement des gaz, ainsi que la température pratique des aubages du rotor.

*Exemple :*

Par exemple si la température d'entrée des gaz à la turbine (TET) est de 1000°C et que la vitesse des gaz sortent avec un nombre de Mach de 0,8, la température statique moyenne serait autour de 875°C. En supposant qu'il n'y a pas de refroidissement.

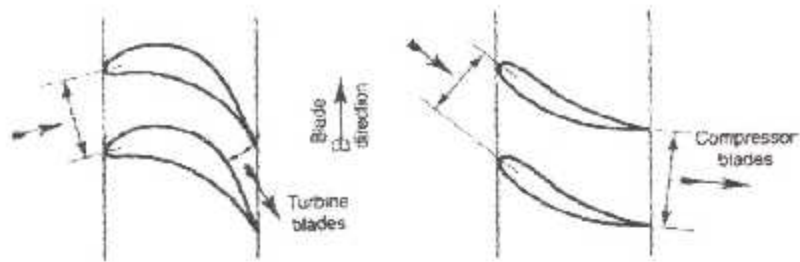


Figure 1.6 - Comparaison des formes typique d'aubes de rotor de turbine et de compresseur[ref.4].

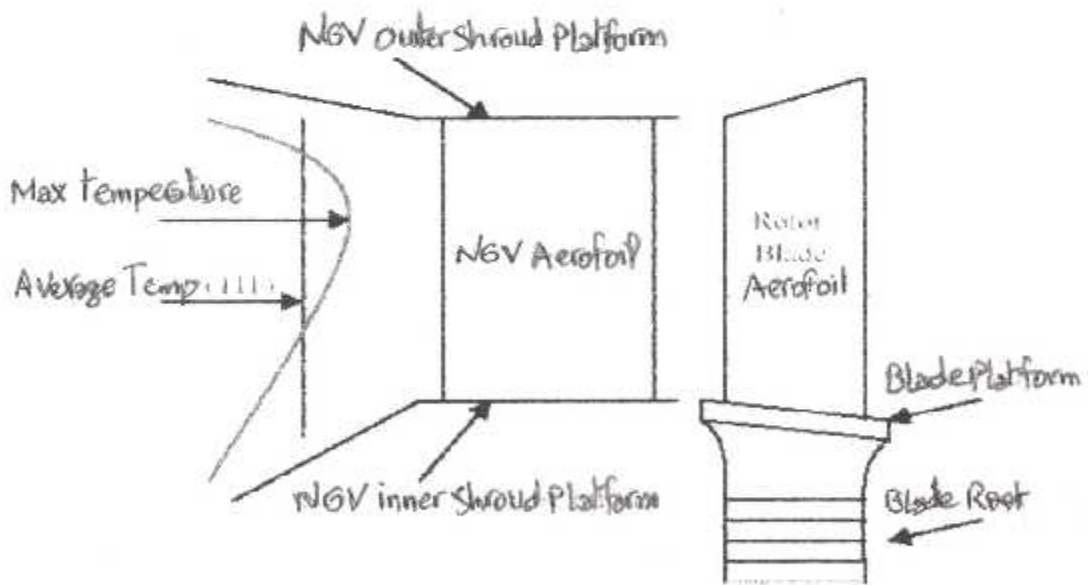


Figure 1-7 – Représentation Premier étage turbine[ref.3]

### 1.3.4.3 Les caractéristiques des turbines:

En général, les turbines vont avoir des obstructions (choking behavior) au cours de leur plage de fonctionnement utile. Une turbine est obstruée quand le rapport de pression à travers 1<sup>er</sup> étage des NGV ou dans certains cas les aubes de rotor de 1<sup>er</sup> étage excède  $\sim 1,85$ . Dans ce cas la vitesse des gaz approche et excède la vitesse du bruit (Mach  $M = 1$ ) et l'écoulement de la masse non-dimensionnel devient constant (c.-à-d. obstrué) ou presque constant dans le cas de l'obstruction de l'aube de rotor.

L'obstruction est illustrée ci-dessous (figure 1-8) grâce à une fonction d'écoulement semi-quadratique simplifiée.

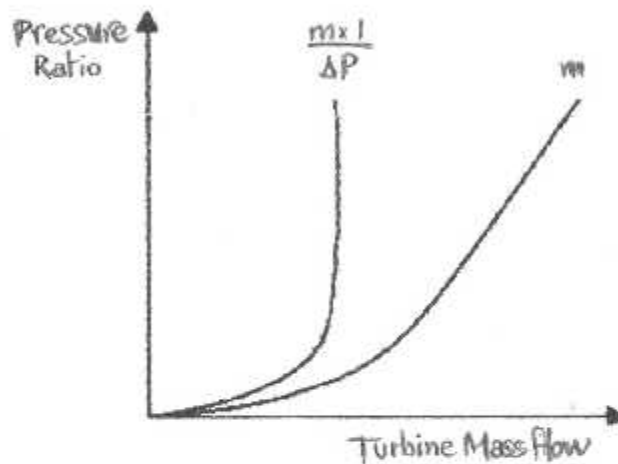


Figure 1.8 - Comportement d'obstruction pour turbine à gaz [ref.3].

Le secteur minimum d'écoulement associé s'appelle le secteur de gorge. Ce dispositif a des implications importantes pour la performance de turbine à gaz (figure 1-9).

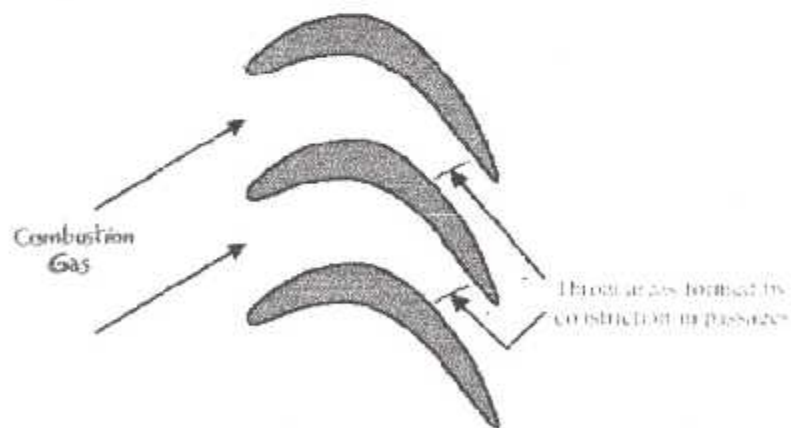


Figure 1.9 - Vue de fin de NGV ou de profils aérodynamiques de l'aube [ref.3].



Dans le cas d'un moteur à un simple arbre (figure 1-10) le comportement d'obstruction et l'efficacité de turbine déterminent la ligne de fonctionnement du compresseur pour certaines conditions. Si les secteurs de gorge sont par exemple réduits dus à l'encrassement ou la dépose corrosion, la ligne de fonctionnement du compresseur augmente et le risque de fonctionnement critique est plus grand. Par contre si les secteurs de gorge des aubes du stator (NVG) augmentent à cause de l'aplatissement des bords de fuite des aubes sous l'effet de l'exposition prolongée à des hautes températures, la ligne de fonctionnement du compresseur chutera et l'efficacité et le rendement de puissance diminueront (figure 1-11).

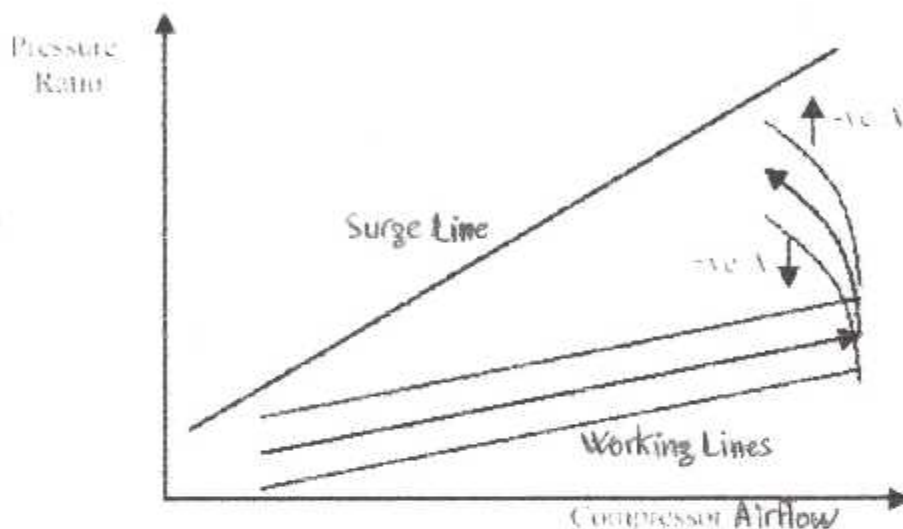


Figure 1-11 - Effet des aires des secteurs de gorge sur la ligne de fonctionnement d'un moteur à simple d'arbre[ref.3].

La ligne critique (surge line) du compresseur est un événement grave. Elle est caractérisée par une inversion complète de l'écoulement d'air par rapport à l'écoulement des gaz, entraînant l'augmentation de la température d'aspiration. Une fois que l'élévation de pression a chuté suffisamment le compresseur essaiera de rétablir l'écoulement perdu et le cycle critique (surge cycle) se répétera à moins qu'il ne soit autrement arrêté. Une turbine à gaz peut être exposée aux flammes à l'entrée d'air, et au niveau de l'échappement pendant un cycle critique.

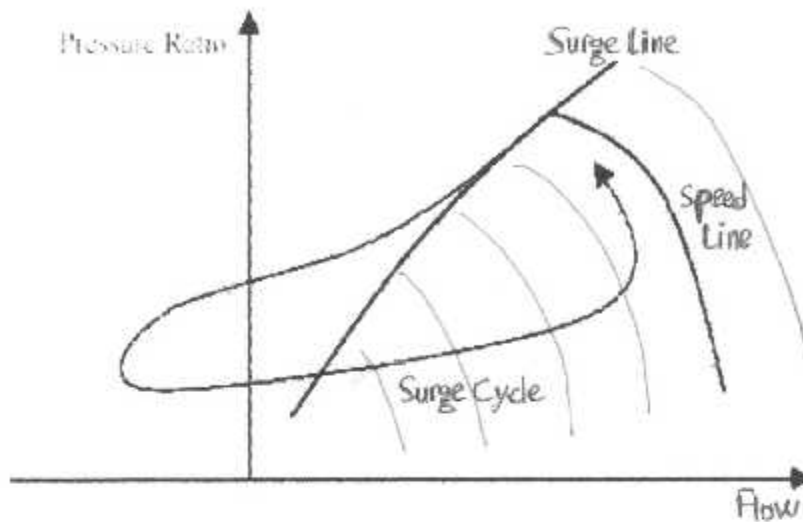


Figure- 1-12 La représentation du cycle critique[réf.3].

Les moteurs doubles d'arbre (figure 1-13) sont un peu plus compliqués car les secteurs de gorge de la turbine de puissance contribuent également à déterminer la ligne fonctionnant du compresseur. L'effet de changements de secteur de gorge des aubes de turbine de puissance à des effets opposés pour la turbine du compresseur.

Par exemple une augmentation des secteurs de gorge de turbine de puissance réduit la température d'admission de turbine de puissance (TETP) et la pression d'admission (PETP). Par conséquent pour un écoulement d'air spécifique et une vitesse du rotor du compresseur, TET et le rapport de pression de compresseur diminueront et par conséquent la ligne fonctionnement se réduira (figure 1-14). L'efficacité de la turbine de puissance n'a aucun effet sur les lignes de fonctionnement du compresseur. Les changements de l'efficacité de la turbine du compresseur ont les mêmes effets sur la ligne de fonctionnement du compresseur comme pour les moteurs à un simple arbre.

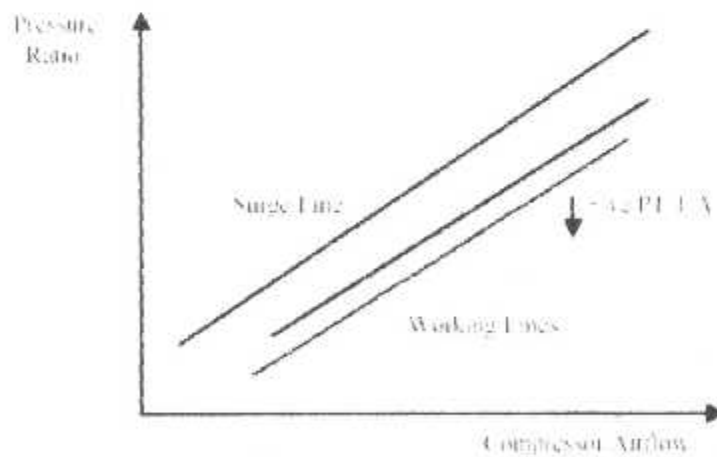


Figure 1-14 Effet des aires des secteurs de gorge de turbine de puissance sur la ligne de fonctionnement [réf.3].

Quand la turbine du compresseur et la turbine de puissance sont obstrués le rapport de pression et le rapport de la température à travers la turbine du compresseur sont constants (Pour une approximation de premier degré) :

$$\frac{TET}{TETP} = \text{constante (1.2)}, \quad \frac{PET}{PETP} = \text{constante (1.3)}$$

Les rapports réels dépendront de la composition des gaz de combustion, qui sont affectés par l'humidité de l'air, par la composition du carburant et le rapport de dilution (carburant /air). Le rapport TET/TETP est unique à chaque type de générateur à gaz et de turbine de puissance dus à la variation de tolérance des secteurs de gorge respectifs et des efficacités des différents éléments de ces moteurs.

Selon le modèle de la turbine à gaz, le générateur à gaz ne peut être examiné à l'encontre de sa propre turbine de puissance. La performance du moteur sera en fonction alors des deux éléments. Selon le degré de disparité entre le générateur et la turbine deux effets indésirables sont évident. S'ils sont significatifs il peut être avantageux de corriger la disparité :

1) Le sous dimensionnement de la turbine de puissance (under sized power turbine) ; TETP maximum , TET basse. C'est une limitation artificielle de la puissance de sortie.

2) Le sur dimensionnement de la turbine de puissance (oversized power turbine) ; TETP maximum, TET haute. Ceci accélère la détérioration des éléments chauds.

Les machines à arbre simple n'ont pas un rapport constant, entre les températures de sortie de turbine ou d'échappement (TOT) et la température d'entrée (TET). Néanmoins la température de sortie de turbine (TOT) est utilisée comme mesure de la TET en utilisant les courbes particulières de contrôle. Les changements du secteur de gorge de turbine changeront les rapports de la courbe.

Les effets de l'inverse des changements de turbine de puissance ci-dessus, tels qu'un plus grand secteur de gorge ai comme conséquence une réduction de puissance au maximum TOT. Tandis qu'un plus petit secteur augmentera la TET au maximum TOT qui augmenterait la puissance mais accélère une chaud détérioration.



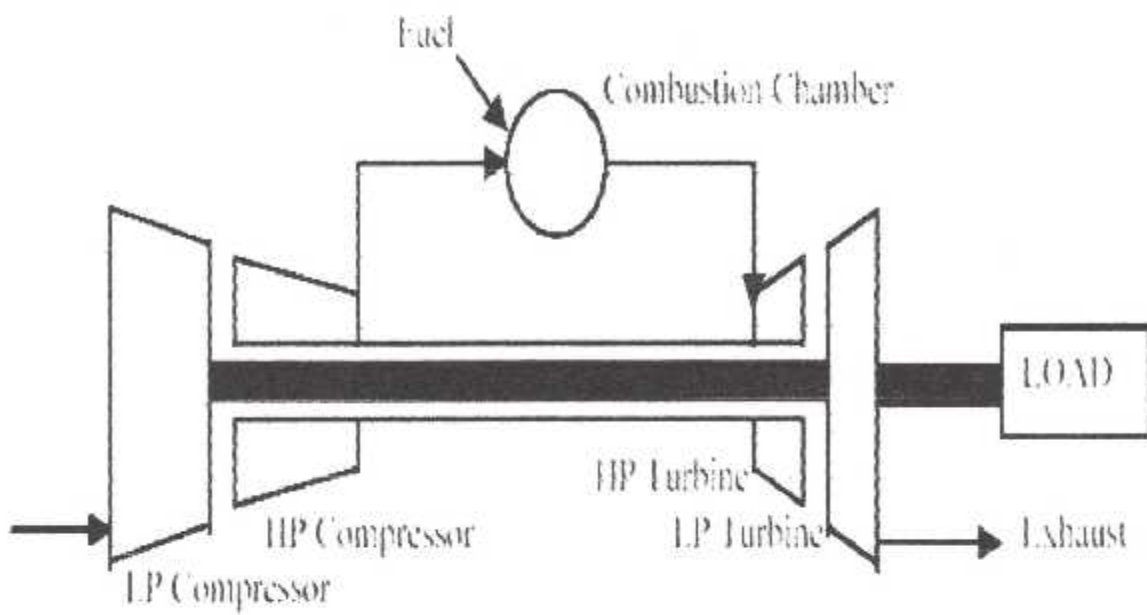


Figure 1-10 Turbo moteur à simple arbre[réf.3].

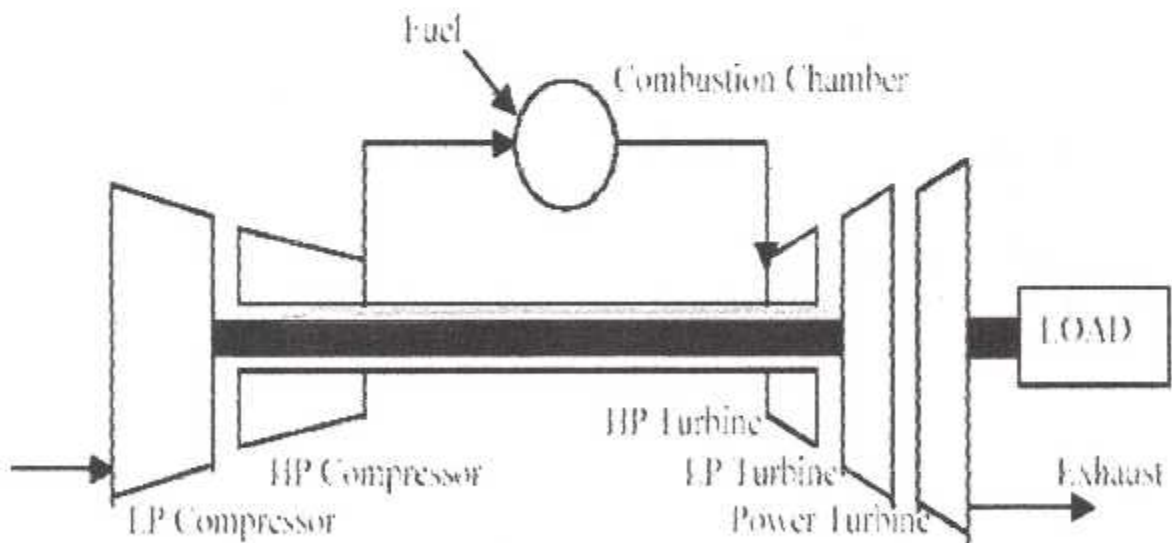


Figure1-13 Turbomoteur double arbre[réf.3].

### 1.3.6 La buse propulsive (tuyère) :

La buse propulsive a comme but de convertir toute l'énergie restante dans le fluide en énergie cinétique, et ce en diminuant la pression et en augmentant la vitesse du fluide.

### 1.4 Le cycle de Brayton :

La fonction du turbomoteur est basée sur un cycle thermodynamique, composé de quatre processus idéaux, deux processus adiabatiques et deux processus isobares. Ce cycle est appelé le cycle de Brayton.

Numérotation des parties du turbomoteur (figure 1-15). Afin de localiser l'évolution thermodynamique dans le moteur

- 0 Loin en amont de la turbine
- 1 Entrée d'air
- 2 Entrée du compresseur
- 3 Sortie du compresseur
- 4 Entrée de la turbine
- 5 Sortie de la turbine
- 6 Entrée de la chambre de postcombustion
- 7 Entrée de la tuyère
- 8 Gorge de la tuyère
- 9 Sortie de la tuyère

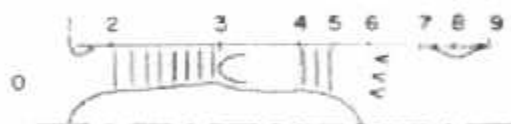


Figure 1-15 Numérotation des parties d'un turbopropulseur.

Dans les cycles de Brayton (figure 1-16), on observe les variations de pression et de températures évoluant dans le turbomoteur.

(Le tableau 1.2) montre qu'il y a trois transformations adiabatiques (0→3, 4→5, et 5→9 où l'on observe les relations entre les rapports de pressions ( $\pi$ ), et de température ( $\tau$ ). La transformation 3→4 consiste en un ajout de chaleur où la pression reste constante.

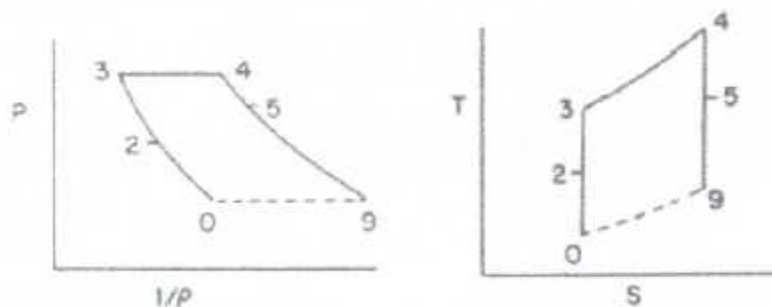


Figure 1-6 Cycle de Brayton pour un turboréacteur.

Transfo	Appareil	Genre de transformation	1 <sup>ère</sup> loi	Transformation réversible
0 → 3	Compresseur	Compression adiabatique	$W = \dot{m}(h_3 - h_0)$ $= \dot{m}c_p(T_3 - T_0)$	$s_3 = s_0$ $\frac{P_3}{P_0} = \left(\frac{T_3}{T_0}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$
3 → 4	Chambre de combustion	Ajout de chaleur	$Q = \dot{m}(h_4 - h_3)$ $= \dot{m}c_p(T_4 - T_3)$	$P_4 = P_3$
4 → 5	Turbine	Détente adiabatique	$W = \dot{m}(h_4 - h_5)$ $= \dot{m}c_p(T_4 - T_5)$	$s_4 = s_5$ $\frac{P_4}{P_5} = \left(\frac{T_4}{T_5}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$
5 → 9	Tuyère	Détente adiabatique		$s_5 = s_9$ $\frac{P_5}{P_9} = \left(\frac{T_5}{T_9}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$

Tableau1-2 Elaboration des transformations

### 1.5 Conclusion :

Nous pouvons maintenant, grâce à ce cycle de Brayton calculer les températures et les pressions qui passent par le 1<sup>er</sup> étage de la turbine haute pression (HPT). Cette partie que l'on peut assimiler à la structure la plus critique dans le moteur par apport aux autres composante majeurs a cause des grandes variations de la température, de pression, et de la vitesse subi par cette partie (figure 1-17).

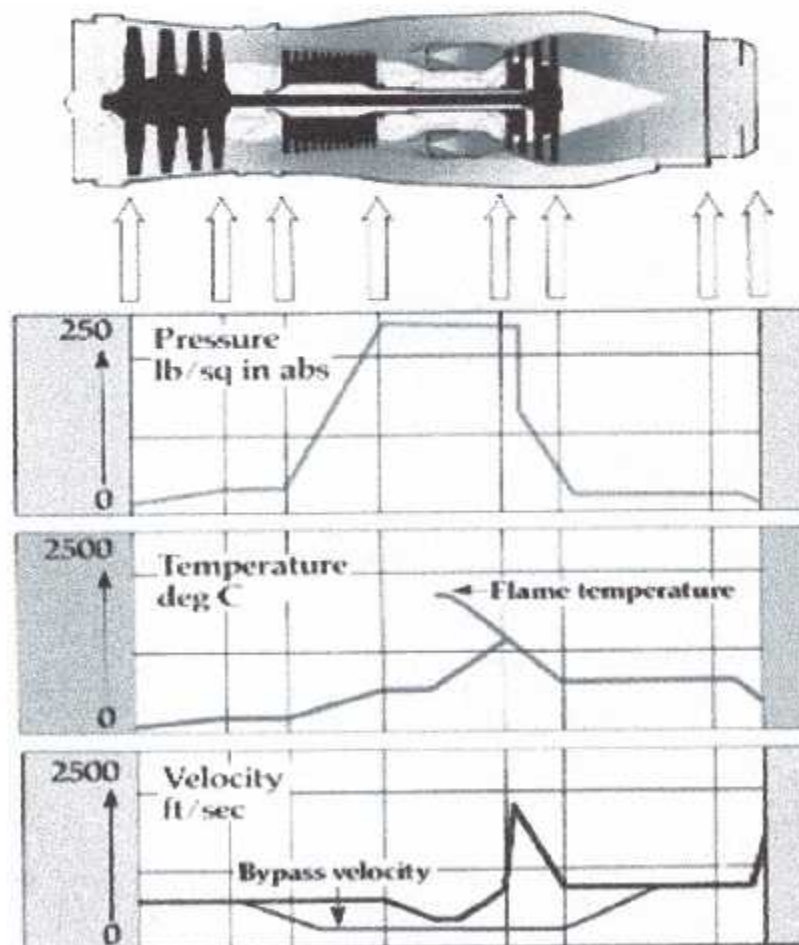


Figure 1-17 les variations aérodynamiques de pression, de température, et de vitesse pour turbomoteur [réf.4].



## Chapitre 2

# Les mécanismes de défaillance dans l'aubage de la turbine.

### 2.1 Introduction:

D'après les derniers recensements, 42% des défaillances de moteur sont liées aux problèmes d'aubes [réf .4] dont les mécanismes les plus importants sont les suivants :

- La fatigue oligocyclique (LCF) pour les disques de compresseurs et des turbines.
- La fatigue à haut cycle (HCF) - aubes et disques de Compresseur et de turbine, les vannes de compresseur
- La fatigue thermique -les vannes de turbine, composants de chambre de combustion
- Les problèmes d'environnements -(oxydation, Sulphidation, corrosion chaude, corrosion de réserve) - les aubes de section chaude et des vannes, des chambres de combustion
- Fluage - les vannes de section chaude
- Erosion et usage.
- Vieillessement thermique.
- Les interaction, fluage/fatigue, Corrosion/fatigue, oxydation/érosion. Ce genre d'interactions rend les modèles de prédiction de vie des plus complexes.

### 2.2 Structure et dynamique:

#### 2.2.1 Les vibrations :

Les vibrations dans un équipement tournant peuvent être divisées en deux catégories, à savoir les vibrations forcées et les vibrations auto excitées.

##### 2.2.1.1 Les vibrations forcées :

Les vibrations forcées sont les plus fréquentes. Elles sont causées par des forces externes agissant sur la structure partiellement ou globalement. Cette classe inclut la vibration provoquées par le déséquilibre du rotor, la variation de profil de combustion, la déformation d'écoulement autour des contrefiches d'enveloppe (shroude) ou tout renversement d'écoulement.

Toutes les parties d'équipement tournant ont plusieurs fréquences naturelles et ceci affecte souvent la réaction de la pièce à la force appliquée malgré que la résonance se produit ou pas. Les forces extérieurs les plus commune sont à l'origine de la rotation arbre / rotors (*figure2.1*).

On peut assumer que la vibration résultante est harmonique du fait que chaque force change comme une vague (sinusoïdale) et se produit à une fréquence discrète.

L'équipement tournant à de grandes vitesses est susceptible de subir des vibrations résonnantes. Elles se produisent quand un élément vibre à cause de la coïncidence une de ses fréquences naturelles avec la fréquence de la force externe. Cela peut causer de l'usure et du frottement anormal, du bruit ou dans le plus mauvais des cas une défaillance de fatigue.

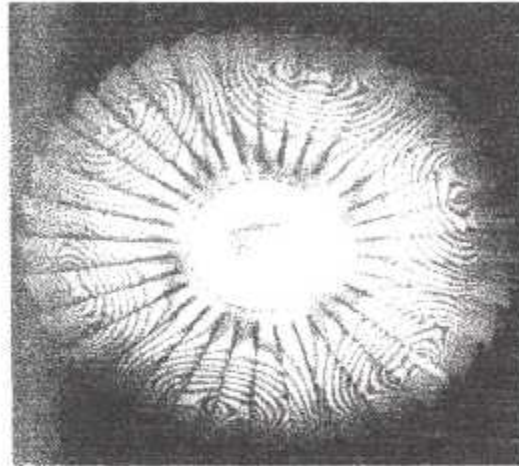


Figure 2-1 Mode typique de vibration d'un rotor dans l'image holographique.

Mode plane

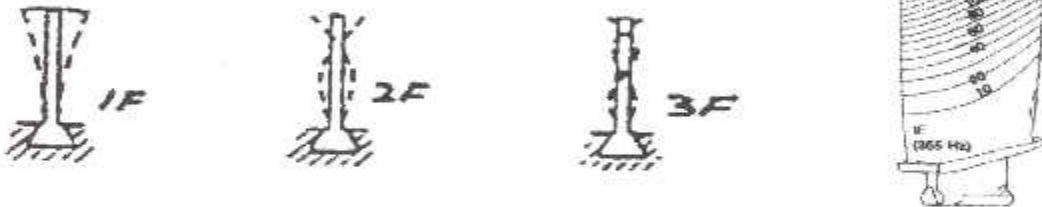


Figure 2-2 L'aube de rotor avec 1 F mode de vibration (a)

Modes De torsion

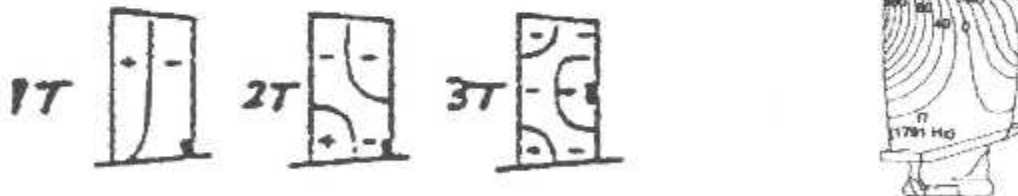


Figure 2-2 L'aube de rotor avec 1T mode de vibration (b)

Modes De Disque



Figure 2-2 Les types des modes de vibration.

Il n'y a souvent aucune indication directe qui signifie que cette résonance peut se produire. Chaque élément a une série multiple de fréquences naturelles du 1<sup>er</sup> mode (ou mode fondamental) à travers les modes harmoniques successifs. Par exemple, une aube de rotor peut vibrer en mode plan (flap), en mode disque (edgewise), ou mode de torsion ou par des combinaisons les plus complexes (figure 2-2).

La fréquence de ces modes est gouvernée par la forme matérielle et physique des aubes et modifiée par la température de fonctionnement et l'effet de raidissement des forces centrifuges. La fréquence est réduite avec l'augmentation de la température, en raison de la réduction de module du Young, et est accru à grande vitesse, en raison de la force centrifuge.

Le diagramme de Cambel ou de Spoke peut montrer la coïncidence des fréquences naturelles et d'excitations disponibles et par conséquent démontrer les problèmes potentiels (figure 2-3).

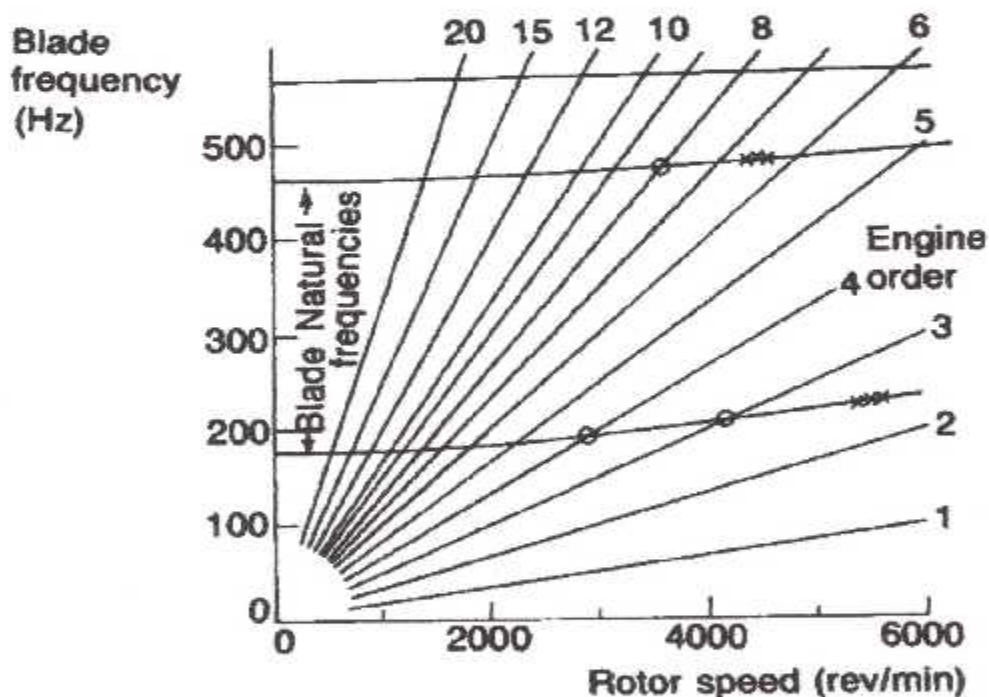


Figure 2-3 Diagramme de Cambel [réf .4].



### 2.2.1.2 Les vibrations auto excitées :

Les vibrations auto excitées se produisent quand les couples des éléments du mouvement se croisent avec les forces qui entraînent le mouvement. Ces vibrations représentent l'auto propagation qui mène à la génération des forces nourrissant le mouvement. Elles sont associées aux fréquences naturelles mais sont essentiellement indépendantes du stimulus externe et des fréquences d'arbre. Ce type de vibration peut être très endommageant car soutenu pendant une durée indéterminée. Il y a une très faible atténuation de l'amplitude de vibration dans la direction du mouvement. Elle peut être très rapidement augmenté par emballement. Il y a deux classes de vibration à considérer ; celle liée à la rotation de l'arbre, et celle au flottement dans les aubes axiales du rotor.

Le flottement est une instabilité qui affecte les aubes du rotor. OÙ la turbulence périodique de l'air et des gaz, créée par les aubes soutient les vibrations. Il peut se produire quand la direction angulaire du flux d'air sur un profil aérodynamique d'aube est trop positif ou trop négative. L'aube de rotor de compresseur sont particulièrement en danger car ils sont relativement flexibles comparés aux aubes de turbine. Pour un compresseur les conditions limite d'écoulement positive et négatif sont sur ou près de la ligne critique (bas écoulement) et sous des conditionne d'obstruction (écoulement élevé) respectivement. La présence de la saleté tendra à favoriser le flottement, et les turbulences Mais les dommages d'impact étrangers FOD peuvent réellement aider à empêcher le flottement en introduisant l'asymétrie.

### 2.2.2 Les contraintes dans l'aube :

Les contraintes développées dans les aubes sont le résultat des actions combinées des gradients de forces de rotation, des forces aérodynamiques, et des forces thermiques qui donnent un champ de contrainte complexe et variable. (La figure 2-4 (a)) représente graphiquement l'état de contraintes en équilibre et le profil de température pour la surface portante d'une aube à bout libre (aube de rotor). La contrainte moyenne due à la rotation change d'un maximum à la plateforme (le moyeu) jusqu'à zéro au bout. La température est plus importante à la mi section ou légèrement au-dessus.

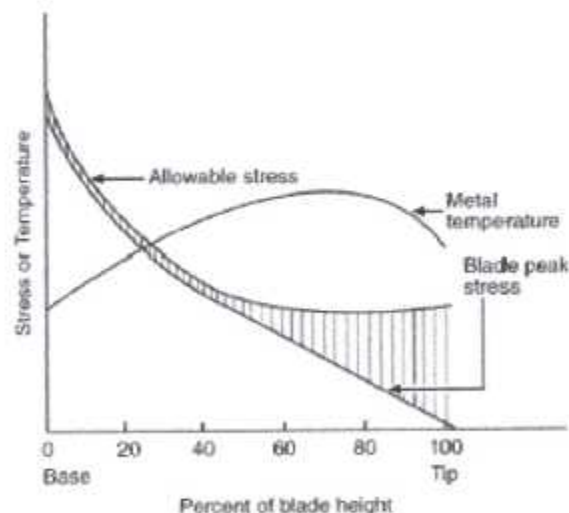


Figure 2-4 Distribution d'effort et de température dans une lame de bout libre (a) [réf .5].

(La figure 2-4 (b)) est un graphique semblable que a la figure 2-4 (a) pour une aube enveloppée (aube de stator).

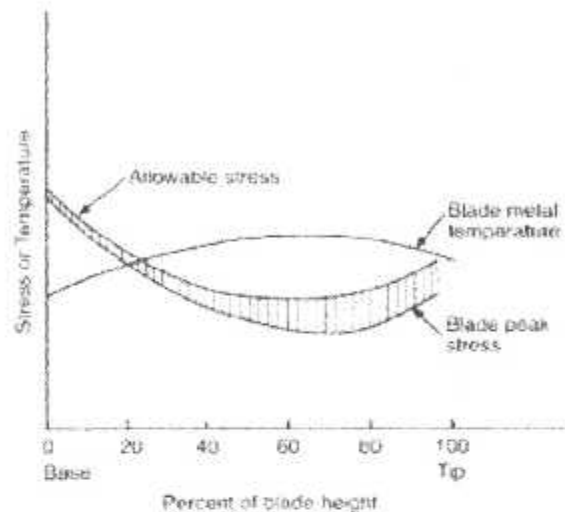


Figure 2-4 Distribution d'effort et de température dans une lame enveloppée (b) [réf. 5].

### 2.2.2.1 Contrainte due à la force Centrifuge :

#### . Contrainte due à la force Centrifuge de traction :

La force centrifuge due à l'inertie de l'élément est en fonction du paramètre appelé le facteur de section chaude qui tient compte des variations du volume due à la déformation plastique causé par le fluage [réf.4] :

. **Contrainte due à la force centrifuge de flexion** : se produit si les centres de la gravité de l'enveloppe (shroud), le profil et la racine ne sont pas situés sur un axe radial commun.

### 2.2.2.2 La contrainte statique induite par les écoulements des gaz :

C'est une contrainte de flexion qui se superpose à la force centrifuge et qui est proportionnel au chargement aérodynamique sur l'aube.

### 2.2.2.3 La contrainte alternative induite par les écoulements des Gaz :

Elle est causée par les sillages les ailettes du stator et les sillages des contrefiches de soutien.

#### **2.2.2.4 Les contraintes thermiques :**

Les aubes sont soumises à des contraintes thermiques graves pendant des temps très courts exemple : les démarrages et les arrêts.

Pendant la phase de démarrage, ainsi que pendant les accélérations et décélérations, les variations de température provoquent des dilatations inégales de diverses parties de la turbine.

#### **Remarque:**

Les défaillances d'aube devant dépasser la limite de vitesse (overspeed) sont très dangereuses car 25% augmentation en survitesse implique 56% d'augmentation des forces résultantes [réf .4].

### **2.3 Modes de défaillance dans l'aubage de turbine à gaz :**

On peut citer ici deux types de dommages que l'on peut rencontrer dans les aubes 1<sup>er</sup> étage turbine tel que les dommages non localisés et localisés.

#### **2.3.1 Les modes de dommages non localisés:**

Les dommages non localisés peuvent être corrosion, l'érosion, FOD et, ou le fluage uniforme, les trois premiers sont typiquement des fonctions de l'environnement externe du moteur. De ces derniers, seulement la corrosion à un impact sur la défaillance de fatigue oligocyclique, car les dommages de fatigue sont typiquement aggravés dans un environnement corrosif. En tant que ces trois modes de défaillance sont en fonctions des facteurs externes, puis il peut être difficile de prévoir leur prédominance exacte qui est habituellement traitée par des inspections périodiques et d'autres actions d'entretien.

##### **2.3.1.1 Le corrosion:**

###### **2.3.1.1.1 Le corrosion chaude et oxydation :**

Le type le plus commun de dégradation extérieure surfacique à travers le chemin des gaz chauds aux composants est le corrosion chaud et l'oxydation. Le sulfate de sodium et d'autres sels peuvent condenser dehors des gaz de combustion sur des composants de turbine. Il se produit quand des superalliages à base de nickel sont exposés à une température supérieure à 1000°F (538°C). Une fois l'aube soumise à la vibration et aux cycles thermiques, en début et de fin lors du fonctionnement, la couche de nickel-oxyde tend à fissurer et se déliter.

###### **2.3.1.1.2 Sulphidation :**

Une réaction qui se produit quand le sulfurer (dans le carburant) réagit avec l'oxygène et attaque le métal de base.

Intérêt particulier quand on le trouve dans la région de racine de l'aube de rotor ou le long des bords d'attaque ou de fuite, ou sous l'enveloppe (shroud) de l'aube.

###### **2.3.1.1.3 Corrosion de réserve (standby corrosion):**

Se produit pendant un arrêt de turbine, et est comme résultat de l'humidité d'air et d'être corrosif présent dans la machine.

La résistance à la fatigue de l'aube est sensiblement réduite par la corrosion.



### **2.3.1.2 Erosion :**

L'érosion dans l'aubage de la turbine peut être un problème sérieux. Elle enlève le revêtement anti-corrosion et change le profil aérodynamique, entraînant une perte permanente de performance.

Il se produit quand la couche limite de refroidissement de la surface chute pour une période de temps très courte ou bien l'efficacité de refroidissement est faible.

La rugosité extérieure de l'aube qui entre en contact avec les gaz chauds est soumise aux cycles des contraintes thermiques élevés. Après plusieurs cycles, les dommages prennent des endroits, et la rugosité d'érosion devient importante.

### **2.3.1.3 Les dommages dus à des objets inconnus (foreign objet damage FOD) :**

Les FOD à l'aubage de compresseur ou de turbine est un problème assez fréquent. Ils se produisent quand les particules ou les articles durs sont incorrectement ingérés dans la prise de compresseur, et ceux ci pourraient inclure des fils, des morceaux de perles, des bouts de soudure, de la peinture, des petites pierres, de la glace, des écrous ou des boulons etc. Les dommages sont souvent des dommages localisés asymétriques détruisant les limites du profil aérodynamique mais ils peuvent avoir des conséquences graves.

Un autre aspect des dommages dus aux FOD est qu'ils pourraient sensibiliser le profil aérodynamique à la défaillance de fatigue résonnante. Si une aube ou une vanne particulière était près de la résonance, le FOD peut empirer la vibration.

Il limite les performances du compresseur puis FOD n'est pas souvent détectable et peut seulement être confirmé par les inspections visuelles bien qu'il peut y avoir des vibrations. Des dommages dus aux FOD sont également provoqués par les débris d'éléments.

## **2.3.2 Dommages localisés :**

Il y a deux mécanismes localisés significatifs de dommages, à savoir fluage et fatigue. La fatigue thermomécanique (TMF) avec ou sans le fluage est le facteur le plus important de la technologie dans beaucoup d'applications à hautes températures.

### **2.3.2.1 Fatigue thermomécanique :**

La fatigue thermomécanique est une des matières les plus complexes dans la recherche matérielle puisque, en général, est une conséquence de l'action combinée du fluage, de la charge cyclique et de l'environnement. Ces mécanismes de dommages peuvent agir indépendamment ou en association selon de divers matériaux et conditions de fonctionnement, telles que les températures maximum et les températures minimums, la plage de température, la gamme de déformation mécanique, le taux de déformation, la mise en phase de la température et de la contrainte, le temps d'angle de saturation, ou les facteurs d'environnement.

Les efforts les plus graves que l'on rencontre dans l'aube de turbine sont ceux induits par des gradients extrêmes de la température et des coupures thermiques rapides. Ces efforts thermique induits, combinés avec un chargement mécanique élevé, ont comme conséquence des contraintes élevées localisées et produisent de ce fait la fatigue thermo mécanique (thermo-mechanical fatigue) menant à la défaillance thermomécanique dans l'aube, si la récurrence est importante. Dans les moteurs récents d'avions, les composants qui entrent en contact direct avec les gaz à hautes températures (c.-à-d. les aubes de la turbine où les aubes de guidage de stator (NGV, qui sont complètement immergés dans le courant des gaz chauds, ainsi que les disques de turbine, qui sont partiellement immergés) sont fortement susceptibles de la fatigue thermo-mécanique.

Les fissures tendent à être initiées sur la surface du composant (en raison de la température très élevée se produisant à la surface) et se propageant subséquemment à la majeure partie de l'aube.

A températures élevées, L'initiation de fissure se produit aux sous-surfaces poreuses dans tout les cas.

Un grand nombre de matériaux sont poreux à des degrés divers, en particulier lorsqu'ils sont fabriqués à partir de poudres. Par exemple métallurgie des poudres, céramiques à haute résistance : la porosité résiduelle limite les propriétés mécaniques et on cherche à la réduire (frittage à haute température, vitrocéramiques...) (figure 2-5)

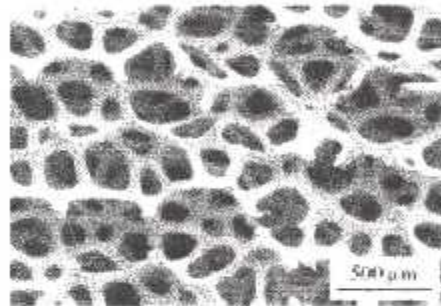


Figure 2-5 Exemples de matériaux poreux mousse de nickel à porosité ouverte, (microscopie électronique à balayage)

La porosité peut être ouverte (sur le milieu extérieur) ou fermée. On la caractérise généralement par sa fraction volumique (ou par la densité du matériau poreux), son caractère ouvert ou fermé et la distribution de taille des pores. La porosité ouverte contrôle notamment les propriétés d'accrochage des revêtements sur la surface du matériau.

L'initiation des criques de fatigue est affectée par la taille de pore, cornière, position et allongement critiques.

La coalescence des criques de fatigue dépend de la distribution initiale d'initier des dispositifs (la porosité). Des pores ont été également vus pour causer l'arrêt provisoire de fissure et peut allongée la vie de spécimen.

La mise en phase des cycles thermiques et mécaniques change, les extrémités ayant lieu complètement dans la phase et complètement hors de la phase.

Quand les formes des sollicitations mécanique et thermique sont en phase (IP) respectivement, la déformation maximum se produit à la température maximale, tandis que si les formes des sollicitations mécanique et thermique sont en hors phase (HP), la déformation maximum se produit à la température minimum. Ces deux types de phasiques reproduisent plusieurs des mécanismes qui se développent sous TMF. La variation des composants thermiques, mécaniques, et totaux de contrainte avec du temps dans des cas HP et IP est illustrée sur les (figure 2-6 (a) IP (a) et HP (b)). La déformation mécanique ( $\epsilon_{mec}$ ) est la somme des composants élastiques et non élastiques de déformation, alors que la déformation total (c) est la somme des composants thermiques et mécaniques de contrainte.

$$\varepsilon = \varepsilon_{th} + \varepsilon_{mec} = \lambda E(T - T_0) + \varepsilon_{mec} \quad (21)$$

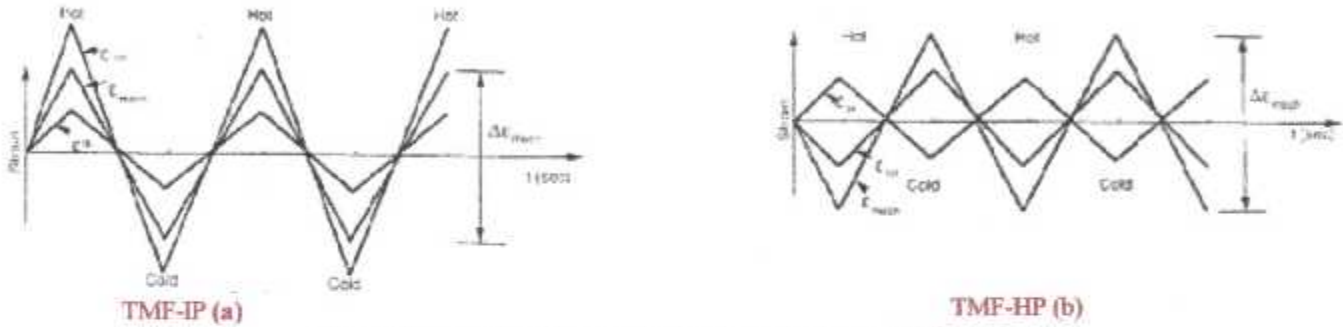


Figure 2-6 Les cycle thermo-mécanique de fatigue (a) [réf. 12].

Un schéma du comportement de contrainte-déformation correspondant aux cas de TMF-HP et de TMF-IP est illustré sur les (figure 2-7 (b) IP(a) et HP(b)). Dans le cas de TMF-HP, le matériel subit la compression à températures élevées et la traction à de basses températures. On observe le comportement inverse pour le cas de TMF-IP. L'effort moyen du cycle est de traction dans le cas de TMF-HP, alors qu'il est compressif dans le cas de TMF-IP.



Figure 2-7 Comportement de contrainte - déformation (b) [réf. 12].

Traditionnellement, les dommages de fatigue sont les dommages cycliques indépendants de temps et de température qui existent toutes les fois que le chargement cyclique se produit. Le



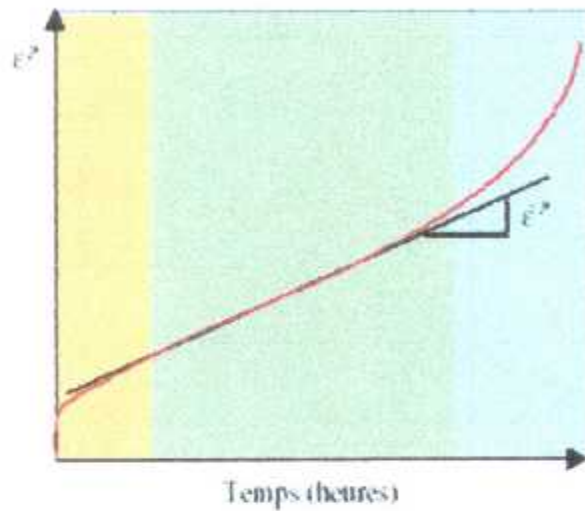


Figure 2.9 courbe de fluage.

On distingue trois phases :

1. Une phase de fluage « primaire » (sur fond jaune) quoique la déformation initiale ne puisse être négligé. Elle se produit rapidement et peut être traité approximativement de la même façon que la déformation élastique que l'on autorise à une structure au cours de laquelle l'écroutissement du matériau engendre une diminution de la vitesse de fluage.
2. Une phase de fluage « secondaire » (sur fond vert) pendant laquelle la vitesse de fluage est sensiblement constante. Cette phase est décrite par la loi de Norton :

$$\dot{\epsilon}^2 = A \sigma^{N^*} \exp(-Q/RT) \quad (2.2)$$

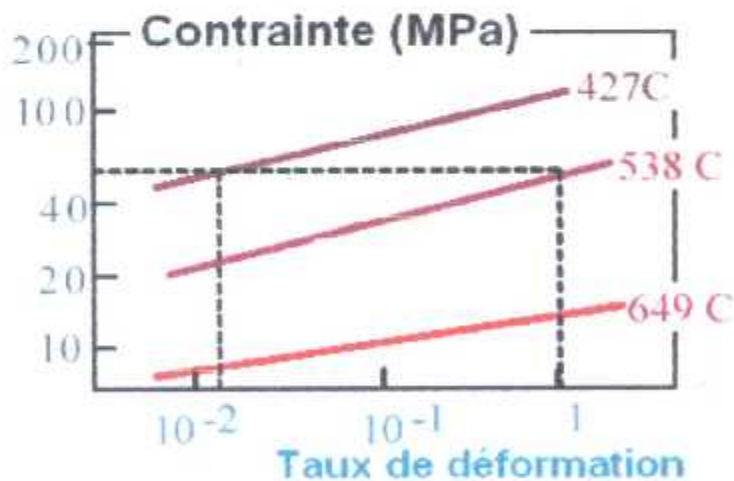


Figure 2.10- Contrainte en fonction de déformation.

fluage se rapporte à un matériel subissant la déformation visqueuse à un niveau constant de contrainte. Ce type de déformation mène à la croissance intergranulaire et la rupture des cavités de fluage. Sous le chargement de TMF, cependant, la déformation de fluage contribue à la formation et la propagation des microfissures. Des métaux exposés aux environnements à températures élevées sont soumis à la corrosion par oxydation. Ce genre de corrosion est accéléré par un effort de tension. Pendant le TMF, les oxydes fragilisent les structures et peuvent augmenter la nucléation et la propagation des microfissures de fatigue et empêcher la fermeture des fentes de surface pendant le déchargement.

En raison de la complexité, un cadre bien admis pour la prévision de la vie de TMF a été évasif. Des diverses approches ont été adoptées, des généralisations en apparence non isothermal et des modèles iso thermiques dérivées sont adoptés.

### 2.3.2.2 Le fluage :

De nos jours de nombreuses structures, en particulier celles associées aux productions d'énergie comme les turbines, les réacteurs, les moteurs à vapeurs.

Doivent fonctionner dans des conditions de très hautes températures. Le phénomène de fluage, - c'est à dire la déformation dans le temps de la matière soumise à un chargement constant - se manifeste lorsque la température augmente.

L'essai permettant de visualiser le fluage consiste à imposer au matériau un échelon de traction ( $\sigma = Cte$ ) à température constante et à mesurer la déformation de l'éprouvette en fonction du temps. Tel que présente (la figure 2-8).

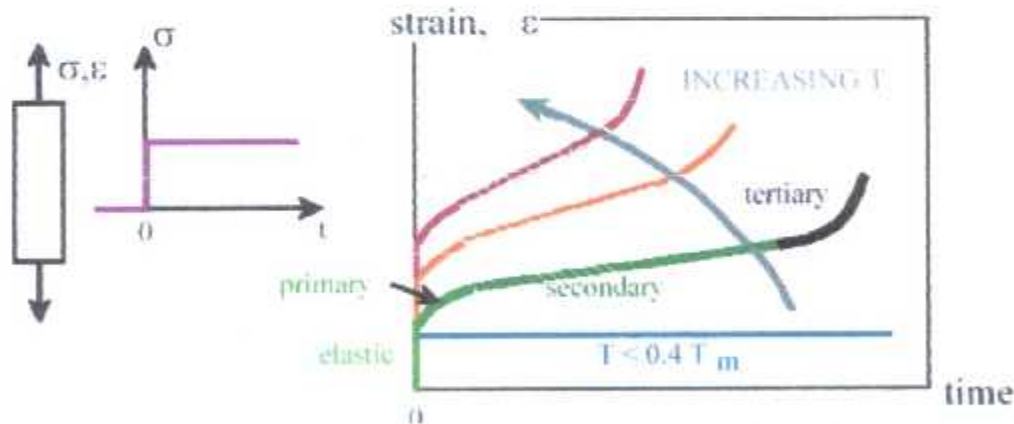


Figure 2-8 Essais de fluage.

- Se produit à la température élevée qu'elle est supérieure à 0.4 fois de la température de fusion c.a.d ( $T > 0.4 T$  de fusion).
- Evaluation de la déformation avec du temps.

(La figure 2-9) présentation d'une courbe de fluage représentant la déformation plastique en fonction du temps.

3. Une phase de fluage «tertiaire » (sur fond bleu) où la vitesse de déformation augmente régulièrement jusqu'à la rupture (striction et endommagement). La déformation de fluage peut mener à cette phase de fluage tertiaire à la défaillance. On a suggéré que la rupture de fluage puisse se produire par une crique de type w ou (wedge-type), illustré dans (la figure 2-11(a)), aux points de triple de frontière de grain. Un certain nombre d'auteurs ont suggéré cette forme de fissures de w-type le plus facilement à des contraintes plus élevées (de plus basses températures) et à de plus grandes tailles de grain. D'autres ont suggéré que la crique de type w nucléation est produite par suite du glissement de frontière de grain. Un autre mode de défaillance a été associé aux cavités (rondes) de r-type illustrées dans (la figure 2-11(b)). Il convient de noter que les fissures de w-type peuvent être fragiles d'origine ou simplement comme le résultat d'une accumulation des vides de r-types (Chen et argon, 1981a, b). Puisque des fissures de w-type sont liées aux cavités de r-type.



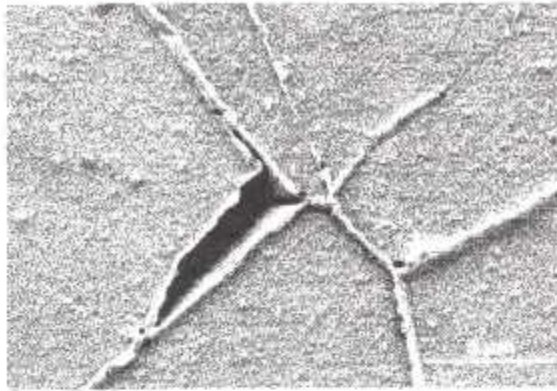


Figure 2-12 Micrographe électronique à balayage illustrant la formation des fissures intergranulaires de type de wedge Observées dans un acier austénitique (source: (Auzoux, 2003)) (a) [réf.7]

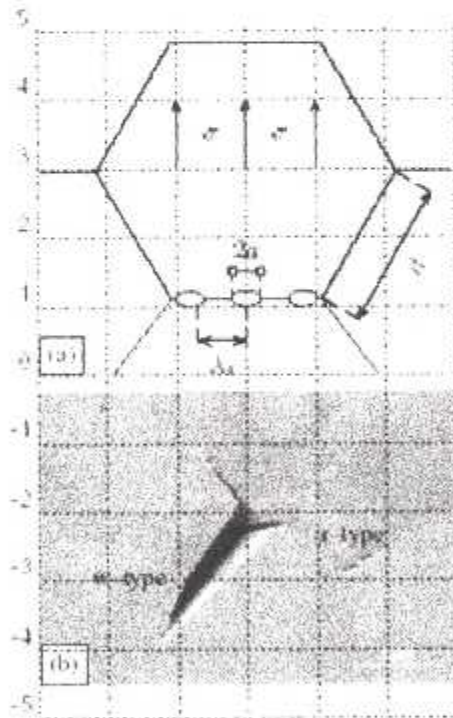


Fig 2.12- Cavités intergranulaires de fluage en métaux de rampement : (a) diagramme schématique ; (b) criques de type wedge (w) et de type ronde (r). Observées dans un acier inoxydable austénitique (source: (Auzoux, 2003)) (b) [réf.7].

## **Conclusion :**

Après avoir vu les différents modes de défaillances dans les turboréacteurs et étudié les mécanismes de ruptures, il apparaît clair que le mécanisme de la fatigue thermomécanique est le mécanisme le plus critique qui sévit dans la structure propulsive. Ce problème qui combine le fluage à la fatigue de façon très peu connue ne possède pas non plus des formulations définitivement établies. Le développement d'un modèle est un souci scientifique très actuel. Nous intéresserons à ce modèle dans les chapitres suivants.

## Chapitre 3

### Les technologies de prévention.

#### 3.1 Introduction :

L'amélioration de la poussée et de la consommation spécifique des turboréacteurs requièrent sur une augmentation de la température des gaz de combustion à l'entrée de la turbine. Il faut donc, pour augmenter l'efficacité de la turbine, utiliser des aubes haute pression pouvant évoluer à haute température telle qu'elles répondent à des critères de performances importants qui sont alors la résistance au fluage, la résistance à l'oxydation à haute température, une faible densité, la ténacité et la résistance à la fatigue thermique.

Au cours des 50 dernières années, les revêtements ont été développés pour satisfaire les demandes croissantes dans des applications de production d'énergie.

Pour des composants fonctionnant à températures élevées dans de telles unités, les revêtements jouent un rôle important dans ce développement.

De plus, des technologies de refroidissement interne de plus en plus complexes ont été intégrées pour améliorer la tenue à haute température.

#### 3.2 La sélection des matériaux utilisés :

L'évolution technologique des matériaux, comme l'utilisation de matériaux monocristallins revêtus, permet d'acquies une meilleure résistance au fluage et à la fatigue thermique.

Les micros canalisations sont des moyens efficaces pour diminuer la température globale de la pièce mais créent des gradients thermiques et des concentrations des contraintes qui peuvent être à l'origine de l'amorçage de fissures. Il est donc impératif de faire un choix judicieux pour obtenir des matériaux les plus efficaces que possible.

##### 3.2.1 Aube de turbine haute pression :

Le matériau utilisé pour la production d'aube haute pression est généralement un alliage de nickel haute température élaboré par fonderie ou par solidification dirigée.

Ceux-ci permettent une utilisation à haute température et ont d'excellentes propriétés mécaniques tout en ayant une densité relativement faible. De plus, ces superalliages monocristallins présentent plusieurs avantages :

- La résistance au fluage à haute température est améliorée par l'absence de joints de grains ;
- La faible valeur du module d'Young selon la direction de croissance minimise les contraintes induites par les déformations d'origine thermique ;
- La suppression des éléments destinés au renforcement des joints de grains, tels que le carbone, le bore, le zirconium autorise le développement de compositions chimiques et facilite l'homogénéisation de ces alliages.

Le choix du matériau et de son revêtement n'est pas une évidence. En effet, il existe plusieurs types de superalliages à hautes performances fabriqués par diverses compagnies et chacune a sa propre façon de caractériser leurs alliages. A l'aide de diverses sources de la littérature, [ASM International. Handbook Committee, 1990; Davis, 1998; Oberg et coll., 1996; Kablov et coll., 2002; AlloyTech Inc., 2003] les superalliages les plus communs et généralement utilisés pour cet application ont été comparés. (Le tableau 3-1) résume certaines propriétés importantes des alliages retenus lors de la recherche.



Superaliage	Densité (g/cm <sup>3</sup> )	Résistance 21 °C (Mpa)	Résistance 538 °C (Mpa)	Résistance 1093 °C (Mpa)	Fluage 100h-890 °C (Mpa)
IN-738	8,11	1095	1035		130
CMSX-10	7,98				310
PWA-1484	8,95	1130	1130	685	250
VKNA-4V mono	7,9	1320	1320	110	220
MA9-M200	8,53	1035	1035	540	170
René 125	7,75	1070	1070	550	115
ZHS26VNK	8,5				210
TMS-63	8,18			570	

Tableau 3-1 Propriétés mécanique des superalliages.

Pour permettre de faire le meilleur choix, (les figures 3-1 et 3-2) représentant des diagrammes d'Ashby simplifiés de la résistance au fluage et de la résistance ultime à haute température en fonction de la densité ont été créés.

En analysant les figures, le matériau idéal se retrouverait dans le coin supérieur gauche. Dans le cas présent, on décèle rapidement que l'alliage CMSX-10 possède la meilleure performance sur le diagramme 3-1. Par contre, un inconvénient de taille pour le choix de cet alliage est qu'il ne favorise pas la tenue du revêtement. Il est donc impossible d'opter pour cet alliage.

D'après ces critères de performance, deux autres options semblent se démarquer, soit les alliages PWA-1484 et VKNA-4V mono. L'alliage PWA-1484 possède une masse volumique plus élevée, mais possède une meilleure résistance à haute température [Kablov et coll., 2002]. De plus, l'alliage VKNA-4V mono possède un faible avantage au niveau de la corrosion à haute température [Toloraiya et coll., 2002]. Étant donné ces caractéristiques, on concède sur la résistance et on optimise la densité pour arrêter le choix sur l'alliage VKNA-4V mono.

### 3.2.2 Aube de turbine basse pression :

L'aube de turbine basse pression est utilisée à une température maximale d'environ 700 °C [Département de Génie Mécanique, 2003]. On peut donc utiliser un matériau moins coûteux ayant une température d'utilisation plus basse. Dans le tableau 3.1, tous les superalliages présents peuvent résister adéquatement à cette température. Par contre, la masse volumique ainsi que la résistance à la rupture et aux fluages à une température de 700 °C sont des propriétés importantes. De plus, cet alliage doit avoir une bonne résistance à l'oxydation. Dans cette optique, on conclue que l'alliage de première génération IN-738 remplis bien les critères de sélection [Ganesan et coll., 1995].

En effet, l'alliage IN-738 possède une masse volumique relativement faible et a de bonnes propriétés mécaniques jusqu'à une température de 750 °C, et comme il fond à environ 1280°C. Il représente donc une option fort intéressante. Tableau ci-dessous (tableau 3-2) représente la composition chimique de ce superalliage.

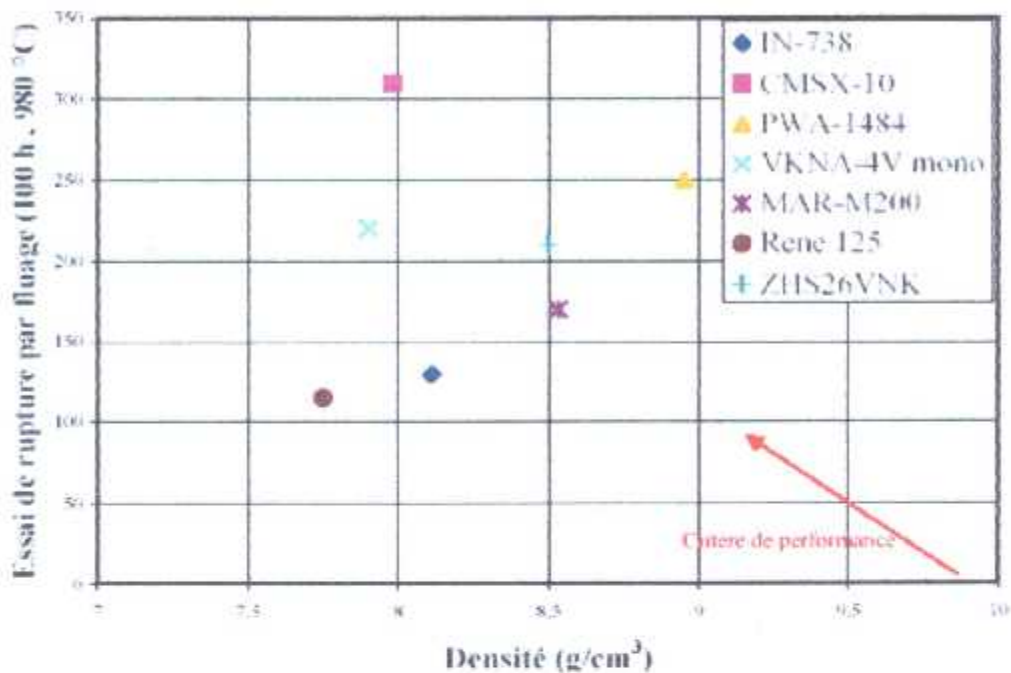


Figure 3-1 Essai de rupture par fluage en fonction de la densité[réf.8]

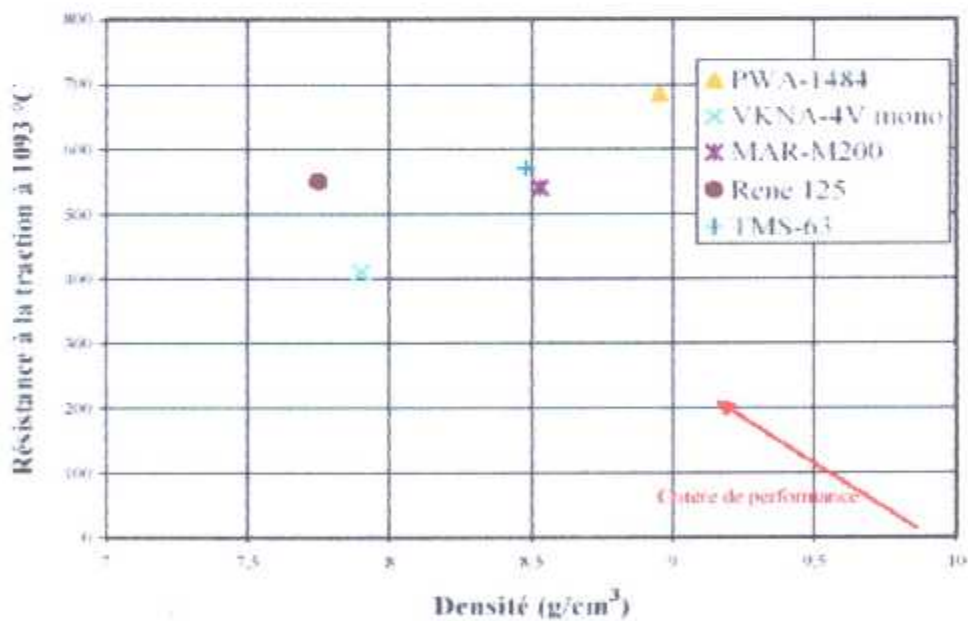


Figure 3-2 Résistance à la traction à 1093 °C en fonction de la densité[réf.8].

Alloy	Ni	Cr	Co	Mo	W	Ta	Cb	Al	Ti	Mn	C	B	Other
IN-738	61	16	8.5	1.7	2.6	1.7	0.9	3.4	3.4	0.0	0.11	0.01	0.0521

Tableau 3-2- Composition chimique de IN738

Personne n'essaye de retenir des détails exacts de cet alliage ou de ses semblables.

### 3.3 Choix du revêtement :

Des revêtements à hautes températures sont employés pour limiter la dégradation extérieure ou pour isoler thermiquement le matériel contre l'environnement chaud. Comme la vie des composants structuraux est fréquemment contrôlée par la dégradation extérieure, des améliorations significatives de coût et de performance sont obtenues par l'application des revêtements.

Un exemple de la corrosion est illustré dans la (figure3-3), où une aube non- revêtus de turbine à gaz est comparée à une aube revêtue. Les deux lames ont été enlevées et inspectées après 2500 heures à la basse altitude.

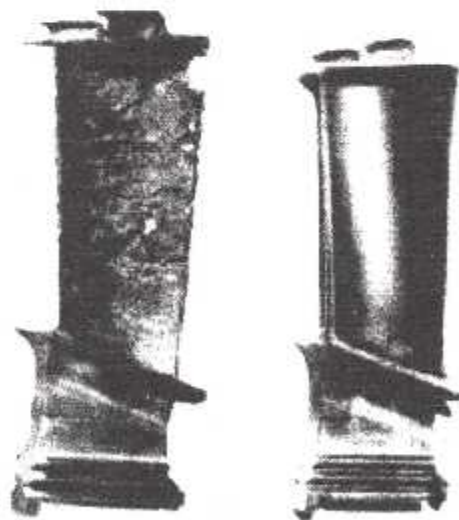


Figure 3-3 Illustration de l'effet de corrosion d'un non- revêtus (gauche), revêtus (droit) pour aube de turbine après 2500 heures de basse altitude de vol .



Les avantages attendus de l'application du revêtement sont :

- Prolongement de la durée de vie de l'aube ;
- Elévation de la température des gaz de combustion ;
- Diminution du débit d'air de refroidissement et simplification des circuits de refroidissement ;
- Réduction de l'effet de l'oxydation sur la pièce.

Pour effectuer ce travail, on opte pour le revêtement PWA-266 étant constitué de céramique appliquée par évaporation sous bombardement électronique et de  $\text{MCrAlY}$  projeté sous vide. La Zircone avec l'addition d'oxydes d'alcalinoterreux constitue la couche de céramique.

La structure colonnaire de ce revêtement leur confère une tolérance à la déformation permettant une accommodation des contraintes thermique. De plus, il possède une bonne adhérence, une rugosité superficielle faible, une bonne résistance à l'érosion, la faculté de ne pas boucher les trous de refroidissement et il est compatible avec les exigences aérodynamiques. Malgré sa conductivité thermique moyenne [Mévrel, 1996], le PWA 266 est donc un choix judicieux de revêtement pour l'application.

La température d'opération de l'aube de turbine en VKNA 4v mono avec un revêtement de type PWA-266 peut atteindre 1250 °C [Kablov et coll., 2002].

### **3.4 Système de refroidissement :**

#### **3.4.1 Développement de la technologie :**

Le besoin de refroidir des turbines à gaz est fréquemment augmenté au cours des trente dernières années en raison d'augmentation des différences entre la température d'admission de turbine (TET) et la température matérielle permise.

La température d'admission devient notablement supérieure à celle de l'aube de turbine elle-même. Cette possibilité de faire fonctionner les moteurs à une température bien supérieure à celle qu'admettrait le matériau des aubes de turbine est une conséquence du refroidissement par circulation d'air des aubes de turbine. Dans les premières versions des aubes refroidies à l'air, l'air refroidissant provenant de l'étage de compression du réacteur circulait dans des canalisations tout en long de l'aube de turbine et était éjecté avec les autres gaz à l'extrémité de l'aube. Ce refroidissement interne des aubes a permis d'augmenter immédiatement la température d'entrée de 100°C sans changer les propriétés de l'alliage utilisé.

Une amélioration tardive a été le refroidissement par couche froide : l'air est éjecté sur toute la surface de l'aube de turbine, créant une couche limite d'air froide entre l'aube et les gaz chauds.

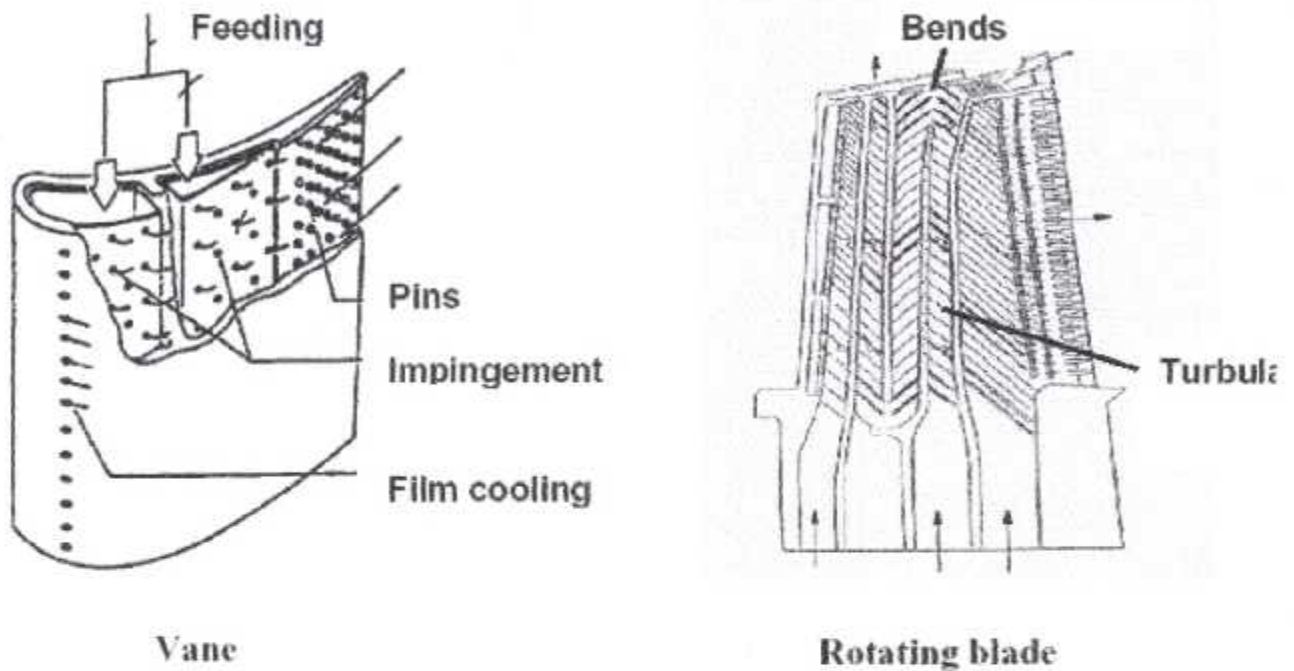


Figure 3-4 Exemples typiques d'expositions pour une vanne et une aube tournante.

Pour des NGV, le refroidissement d'impact est utilisé très souvent ainsi que des gouilles et des turbulents. Pour les aubes tournantes la plupart du temps les turbulents sont préférés ainsi que des gouilles afin de refroidir efficacement l'aube. Les deux arrangements de refroidissement peuvent utiliser le film de refroidissement supplémentaire si la température chaude externe de gaz est trop haute pour refroidir l'aube seulement par la convection interne.

### 3.3.2 La température de l'aube :

La température à n'importe quel emplacement considérée dans l'aube est influencée par la température de :

- (i) l'écoulement de gaz autour de l'extérieur de l'aube,
- (ii) L'air de refroidissement à l'admission à, et à la sortie de, l'aube.

En développant le programme machine pour la détermination de la distribution de la température de l'aube en métal, les facteurs suivants ont été considérés :

1. les aubes de HPT sont refroidies par la convection multiple de passage se refroidissant et film de refroidissement au bord d'attaque: l'air relativement frais utilisé augmentera la résistance de l'aube au fluage et à la fatigue thermique.
2. l'air de refroidissement est injecté dans l'aube près de leurs bords d'attaque et de Fuite, c.-à-d. les régions de la lame qui sont exposées aux plus grands assauts thermiques.
3. l'air de refroidissement est purgé de la dernière étage du HPC.

La combinaison convection / efficacité de refroidissement (cooling effectiveness) de film a été définie d'après [réf.16] comme:

$$CEFF = \frac{(T_{gas} - T_{blade})}{(T_{gas} - T_{cool})} \quad (3.1)$$

L'efficacité de refroidissement d'une aube de rotor dépend de la température des gaz et de température de refroidissement relativement à ceux des aubes. Si on le suppose que la vitesse axiale ne change pas à travers le rotor, et la vitesse tangentielle est zéro, la température relative du gaz du rotor peut être écrite en fonction de la vitesse de rotation à haute pression turbine [réf.16] c.a.d. :

$$T_{gas} = TET + \frac{(NR)^2}{2Cp} = TET + \frac{(2\pi NR/60)^2}{2Cp} \quad (3.2)$$

On suppose que la température des gaz de refroidissement sera identique à la température de sortie des gaz quittant HPC. Il n'est pas irraisonnable de supposer que le coefficient de l'efficacité de refroidissement (CEFF) à chaque point de fonctionnement reste presque invariable. Quoique les aubes de HPT puissent être dégradées, on le suppose également que leur efficacité de refroidissement ne changera pas.

La température en métal, et le CEFF (avec une valeur typique de 60%) peuvent être représentés à partir de l'équation (3.1) par l'équation simple suivante :

$$T_{blade} = T_{gas} - CEFF (T_{gas} - T_{cool}) = T_{gas} - 0.6(T_{gas} - T_{cool}) \quad (3.3)$$

On l'envisage que les températures calculées par cette méthode seront des sous estimations, parce qu'aucun compte n'est pris du taux auquel la chaleur est absorbée ou relâchée près des aubes. En tant que tels températures en métal de l'aube calculées dépasseront les valeurs vraies pendant l'accélération de moteur et inversement elle est plus petite pendant les décélérations du moteur.

Cependant, pour le but de travail de recherche la vie sure, cet écart de température est plus conservateur.

## 4.5 Conclusion :

Ce chapitre nous permet de voir l'effet de refroidissement et son importance. Nous avons pu aussi de retrouver les formulations pour tenir compte de l'effet du refroidissement pour notre modèle de prédiction.



# Chapitre 4

## Modélisation de la durée de vie

### 4.1 Introduction :

Afin de trouver la vie sûre de l'aube de turbopropulseur, qui évolue dans des conditions extrêmes il nous est nécessaire d'adopter un modèle pour l'évaluation de la vie. Cette modélisation de la durée de vie est un problème qui à l'heure actuelle fait l'objet de nombreux développements scientifiques. La prédiction de la durée de vie plus généralement l'évaluation de la tenue à un mécanisme de rupture ou à plusieurs mécanismes à la fois est un enjeu important pour assurer la fiabilité des systèmes.

### 4.2 Procédure pour le calcul de longévité pour les applications industrielles :

L'organigramme de longévité développé pour les applications industrielles à hautes températures est représenté sur la (figure 4-1). Les prévisions des vies des structures évoluant dans des conditions de hautes températures, exigent généralement des données en entrées de température, de contrainte, de déformation et des propriétés de matériaux.

La température peut être mesurée dans l'équipement à certains emplacements ou grâce à des bancs d'essais, et sa distribution autour et dans l'élément entier peut être modélisée en effectuant une analyse thermique par éléments finis. Les contraintes ou les déplacements peuvent être aussi mesurée dans les environnements à hautes températures, mais des techniques et des instruments spéciaux sont nécessaires.

Dans quelques logiciels commerciaux d'élément fini, les modèles de visco-plasticité sont également disponibles. En utilisant ces modèles, les contraintes appropriées ou les taux de déformation peuvent être obtenu pour des calculs de la vie de l'élément.

La corrélation entre températures ou les déformations mesurées, et celles calculées peut également être exécutée (Figure 4-1), pour s'assurer que une bonne modélisation a été réalisée. Pour une prévision réussie de la vie, des paramètres matériels dans des modèles de dommages et des relations de contrainte - déformation doivent être déterminés à partir des essais appropriés, bien que ces essais sont chers et prennent habituellement beaucoup de temps. Ce procédé permet évidemment l'identification des emplacements de vie -critiques et fournit une base pour l'optimisation de la conception. Il était évident que l'avantage d'utiliser un tel procédé serait très énorme.

### 4.3 Les modèles de durée de vie :

Les modèles de durée de vie couramment utilisés ont trois approches [réf.10] :

• l'approche en déformation, qui utilise la déformation plastique comme variable critique pour le calcul du nombre de cycles à la rupture. La formule la plus classique est donnée par Manson-Coffin [réf.11].

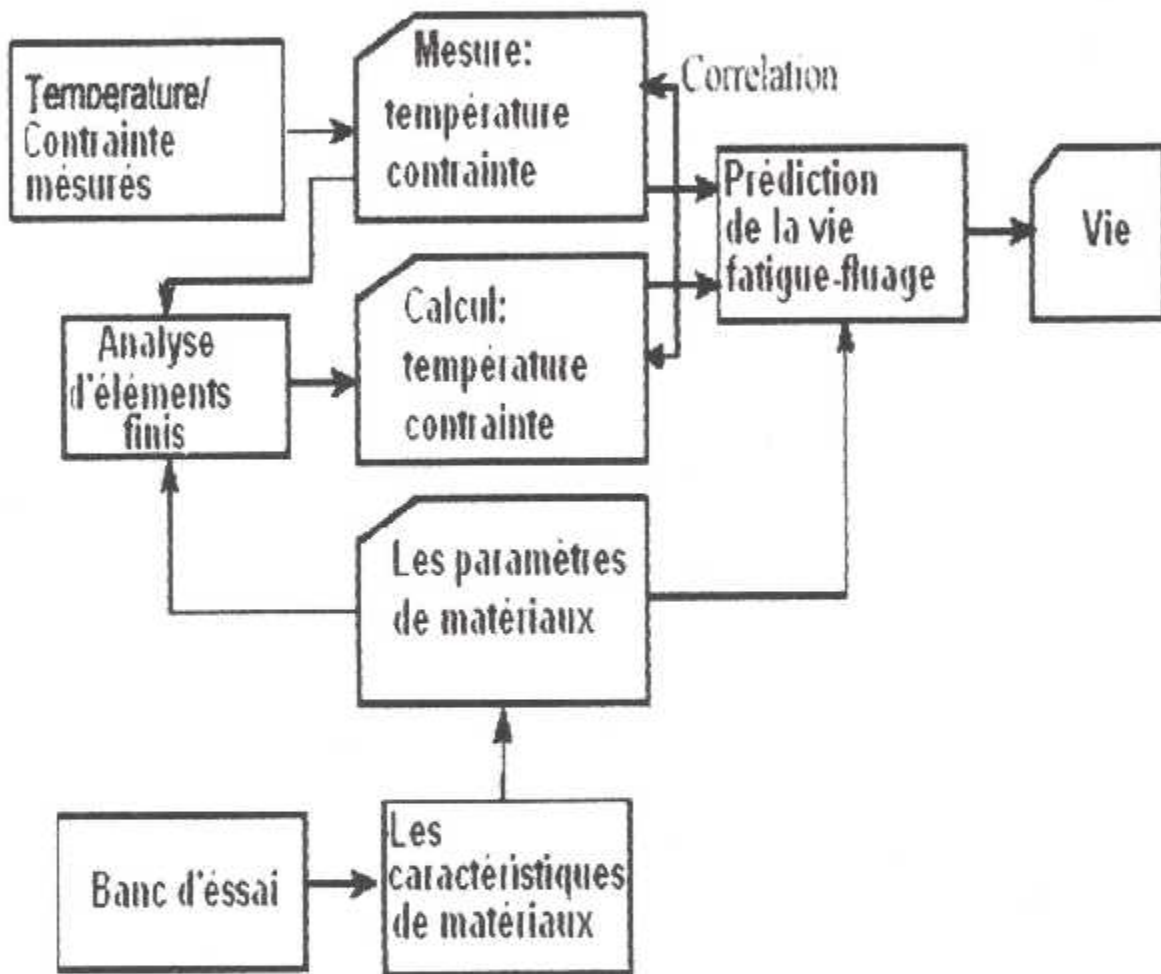


Figure 4-1 Organigramme pour les démarches actuel d'estimation de la vie.

La méthode de décomposition des déformations [réf.12] (SRP, Halford et Manson, 1976), permet de prendre en compte les effets de fluage à haute température.

• L'approche en contrainte, qui utilisent comme variables critiques les contraintes moyenne et maximale. C'est le cas des modèles de Chaboche en fatigue et de Kachanov-Rabotnov et du modèle de Larson-Miller en fluage.

• Les modèles mixtes, combinant les effets de contrainte et de déformation. Citons par exemple le modèle SWT qui propose une relation simple entre le nombre de cycles à rupture et la fonction  $\sqrt{\sigma_M \Delta \epsilon E}$

Beaucoup d'approches iso thermiques et thermomécaniques pour le calcul de la vie ont été développées. Ce retrouvées dans [réf.13,14] sont les suivants :

- Modèle d'interaction fluage- fatigue de Chaboche
- Modèle des dommages de Sehitoglu
- Approche linéaire de sommation du dommage de Miner
- Le modèle de Taira.

Une brève approche de ces modèles a été retrouvée [réf.11, 12, 13, 14, 15].

### 4.3.1 Le modèle de durée de vie pour la fatigue :

L'évolution de défaillance en fatigue se caractérise par deux stades majeures avant le stade final et catastrophique : la rupture. Afin de prévenir cette défaillance les deux stades doivent être considérées, le 1<sup>er</sup> stade c'est l'initiation, et le deuxième stade c'est la progression. Nous ne tiendrons compte que l'initiation dans notre modèle.

#### 4.3.1.1 Prédiction de l'initiation en fatigue :

Des approches phénoménologiques est largement répandues pour la caractérisation de la vie de fatigue en fonction de l'amplitude de contrainte, l'amplitude de déformation, et la contrainte moyenne, ainsi que les effets de l'environnement.

L'approche en contrainte a commencé par le travail de Wohler en 1860. Depuis, d'autres approches ont évolué comme l'équation proposée par Basquin en 1910. Il a observé que si le nombre d'inversions de charge à la défaillance tracée en fonction de l'amplitude de contrainte est un rapport linéaire sur une échelle logarithmique. L'expression d'amplitude de contrainte est entièrement renversée, la constante d'amplitude de l'essai de fatigue est lié au nombre de cycles de charge comme suit :

$$\sigma_a = \frac{\Delta \epsilon}{E} \sigma_f = \frac{\sigma_f}{E} (2Nf)^b \quad (4.1)$$

Coffin et Manson ont introduit plus tard, en 1945, un rapport pour la contrainte plastique basé sur la vie de fatigue. Ils ont noté que l'amplitude en contrainte plastique tracée en fonction du logarithme du nombre de cycles de charge à la défaillance est également un rapport linéaire. Ceci ainsi que l'équation de Basquin, ci-dessus, a eu comme conséquence la prétendue d'équation de Coffin-Manson.

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\sigma_f}{E} (2Nf)^b + \epsilon_f (2Nf)^c \quad (4.2)$$



E est le module d'élasticité du matériaux de l'élément (l'aube), et  $\sigma_f$ ,  $\epsilon_f$  sont des paramètres des matériaux, et b et c pour la plupart des matériaux sont égaux à respectivement -0,12 et -0,6 [réf.4]. Le premier terme résulte de la contrainte élastique de haut cycle fatigue (HCF) et le deuxième terme résulte de la contrainte plastique ou de la fatigue oligocyclique (low cycle fatigue LCF). Généralement, pour les moteurs aéronautiques, la vie de la turbine haute pression est grande. Par exemple, pour l'aube de HPT F404, la vie est de 30 000 cycles (réf 14). Cela nous permet d'utiliser l'équation (4.1) pour calculer la vie en fatigue qui est dominé par la limite élastique.

Et plus tard Coffin a proposé une prolongation à la fréquence cyclique sur les effets de la température ( Halford ). L'équation (4.2) est devenue (4.3) :

$$\Delta \epsilon = C_{f1} (N_f v_c^{k_1-1})^{\beta_1} + C_{f2} (N_f v_c^{k_2-1})^{\beta_2} \quad (4.3)$$

Dans l'équation ci-dessus  $C_{f1}$ ,  $C_{f2}$ ,  $v_c$ ,  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $\beta_1$  et  $\beta_2$  sont des paramètres des matériaux dépendants de la ductilité et de la fréquence du chargement. Dans notre cas on peut pas utilisés cette équation à cause de l'indisponibilité de ces derniers paramètres.

#### 4.3.1.2 La progression de la fissure et la rupture :

La rupture par fatigue ou par la croissance de crique sous la plasticité à grande échelle est basée sur l'approche Intégrale et peut être utilisée pour la fatigue thermo-mécanique. J-Intégrale est défini comme suit:

$$J = \int_{\Gamma} W dy - T_i \frac{du_i}{dx_i} ds \quad (4.4)$$

J est la densité d'énergie de traction,  $T_i$  est le vecteur de traction et  $u_i$  est la normale de vecteur de déplacement au chemin fermé  $\Gamma$ . Ce W représente la densité d'énergie de traction. Dans cette formulation nous avons besoin d'une certaine relation constitutive pour dériver la distribution l'effort. Les paramètres correspondants pour la caractérisation de la progression de la fissure dans des conditions de progression de la fissure au fluage sont  $C^*$ ,  $C_t$  et  $C(t)$ (ref.11). Pour la progression de la fissure de fluage l'amplitude de fente est obtenu par unité du temps  $da/dt$  au lieu des cycles.

Dans ce travail la considération de la progression n'a pas été faite nous nous intéressons qu'à l'initiation.

### 4.3.2 Le modèle de durée de vie pour le fluage :

#### 4.2.2.1 Le modèle de prévision du temps de fluage:

Le fluage est la déformation plastique graduelle mais limité dans le temps des structures dû aux effets combinés de l'effort et de la température menant finalement à la défaillance de la structure dans les cas extrêmes. Il affecte typiquement les composants fortement soumis à une contrainte à hautes températures. Le fluage est un mécanisme dépendant du temps. Il peut produire les vides dans le matériau qui peut alors être pris par analyse métallurgique de laboratoire. Le début du fluage pour un matériau bien spécifique, est décrit par le paramètre de Larson – Miller (LMP) (Larson et Miller, 1952) :

$$LMP = T^*(\log N_c + 20) / 100 \quad (4.5)$$

T est la température de fonctionnement en degrés Kelvin (°K) , et N<sub>c</sub> est le temps avant la rupture, en heures . Notez que l'échelle est logarithmique pour l'axe des contraintes. La constante de Larson Miller est empiriquement déterminé et est prise égale environ 20 [réf.7], indépendamment du type de matériaux (figure4-2).

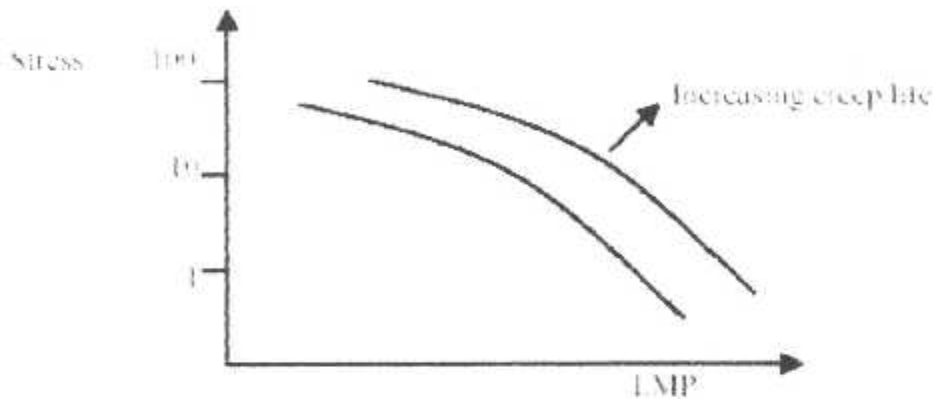


Figure 4-2 Le diagramme de Larson miller [réf.3].

Un des principes souvent cité est que la vie de fluage diminue de moitié pour chaque augmentation de température de 15°C.

#### 4.2.2.2 Le modèle de rupture par fluage:

La rupture par fluage en traction uniaxiale sous une contrainte constante est habituellement décrite par la formule de Monkman-Grant [Monkman et Grant, 1956] qui déclare que la rupture par fluage est contrôlée par le taux d'équilibré de fluage:

$$\dot{\epsilon}_{ss} t_R = C_{MG} \quad (4.6)$$

Où CMG, désigne une constante appelée la constante de Monkman-Grant et  $\alpha$  est une constante en général environ 1,0 [réf.7]. Pour beaucoup de matériaux, on a observé que le CMG suit une courbe en forme de S, une fois tracée en fonction du taux de déformation  $\dot{\epsilon}_{ss}$  (figure 4-3).

La valeur la plus faible de la constante de Monkman-Grant correspond à la rupture inter granulaire (figure 4-4), tandis que des valeurs plus grandes sont associées au mode de rupture fonctionnant à des taux plus élevés de contraintes.

Une difficulté avec des équations (4.5) et (4.6) est que les constantes déterminées dans un régime de fluage, avec un taux de contrôle de mécanisme donné, ne peut pas être fiable pour l'extrapolation aux temps de rupture correspondant à un autre régime de fluage là où les " constantes " peuvent réellement changer. C'est pourquoi dans la rupture par fluage comme en d'autres modes de rupture, il est extrêmement important d'étudier les micro- mécanismes de dommages avant de formuler un modèle correcte.

Les mécanismes de rupture de fluage qui sont peu discutés sont ceux qui résultent des cavités de nucléation suivies de croissance et mènent à l'interdépendance (interleakage), comme dans la rupture ductile à défaillance catastrophique.



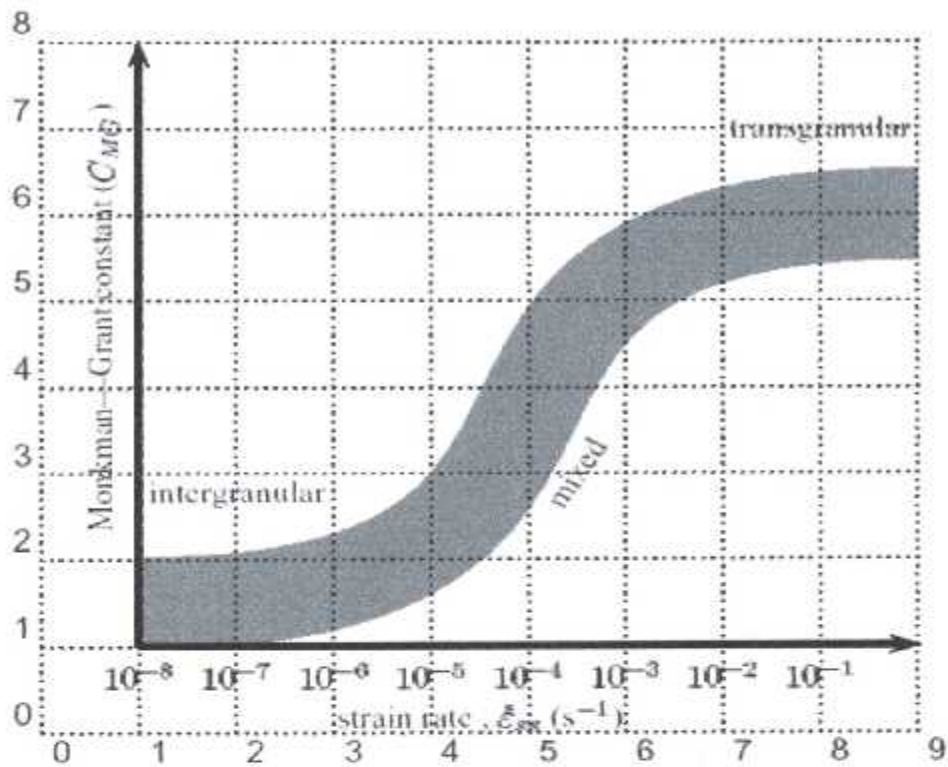


Figure 4-3 Variation schématique de la constante de Monkman-Grant, CMG avec taux de déformation par fluage dans les métaux. Notez l'existence d'une transition en mode de rupture du transgranulaire au taux élevé de déformation à l'intergranulaire à bas taux de déformation [réf.7].

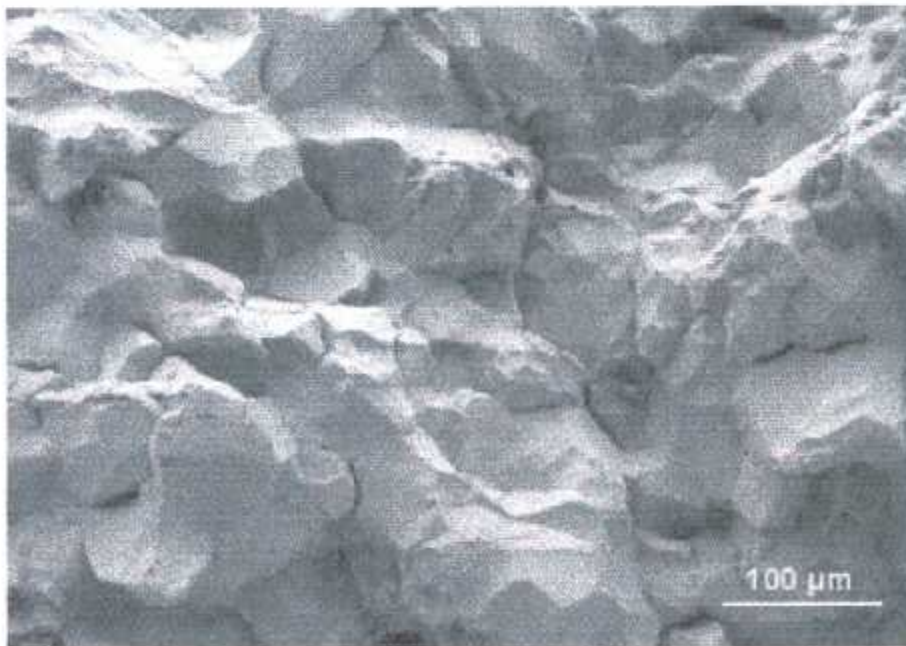


Figure 4-4 Le fractographie électronique à balayage montrant la rupture intergranulaire de l'acier inoxydable austénitique examiné sous des condition de fluage à 600° C (source (Auzoux, 2003)) [réf.7].



### 4.3.3 Le modèle d'interaction fatigue- fluage:

Des approches nombreuses ont été développées ces dernières années pour essayer de prévoir la vie sure des matériaux soumis à des hautes températures.

Pour traduire l'interaction entre les endommagements de fatigue et de fluage on utilise une règle de cumul des dommages. Ce cumul peut être linéaire ou non linéaire.

#### 4.3.3.1 Le modèle linéaire :

Un cumul linéaire consiste à additionner linéairement les dommages de fatigue et de fluage pur, qui sont ainsi découplés :

$$\sum \frac{n_i}{N_i} + \sum \frac{t_j}{t_{Rj}} = D \quad (4.7)$$

D représente les dommages accumulés, qui souvent pris à l'unité quand la vie est entièrement consommée.

Si le matériaux est soumis aux  $n_i$  cycles de  $\Delta\sigma/2$  d'amplitude de contrainte alors que le nombre de cycles à la défaillance sous cette amplitude de contrainte, est  $N_i$  la fraction des dommages de fatigue est donnée par le première terme dans l'équation (4.7) c'est-à-dire :

$$D_f = \frac{n_i}{N_i} \quad (4.7a)$$

Cette relation est appelé la relation de **Palmgren-Miner**, est la règle du cumul du dommage en fatigue.

De même, si  $t_j$  est connus comme étant le temps moyen sous une contrainte  $\sigma$  moyenne du chargement ( $T^\circ$ ), et  $t_{Rj}$  est le temps nécessaire, sous ce niveau de contrainte, pour la rupture au fluage

Le dommage au fluage est repéré par l'équation suivante :

$$D_c = \frac{t_j}{t_{Rj}} \quad (4.7b)$$

#### 4.3.3.2 Le modèle non linéaire :

Le cumul non linéaire consiste quant à lui à prendre en compte l'accélération de la propagation des microfissures de fatigue par la présence d'endommagement de fluage ainsi que l'augmentation du taux de croissance des cavités de fluages par concentration de contraintes provoquées par les fissures de fatigue.

On considère qu'au cours du cycle  $i$ , l'endommagement de fluage fait passer de

L'endommagement de  $D_0$  à  $D_1$  et que l'endommagement de fatigue augmente à la fin du cycle de  $D_1$  à  $D_2$  (**Cailletaud et Chaboche 1982**). L'algorithme permettant de calculer le nombre de cycles à la rupture est représenté sur la (*figure 4-5*). Il utilise les deux équations :

$$\frac{1}{N_c} = (1 - D_0)^{K+1} - (1 - D_1)^{K+1} \quad (4.8)$$

$$\frac{1}{N_f} = \left(1 - (1 - D_2)^{\beta+1}\right)^{-\alpha} - \left(1 - (1 - D_2)^{\beta+1}\right)^{-\alpha} \quad (4.9)$$

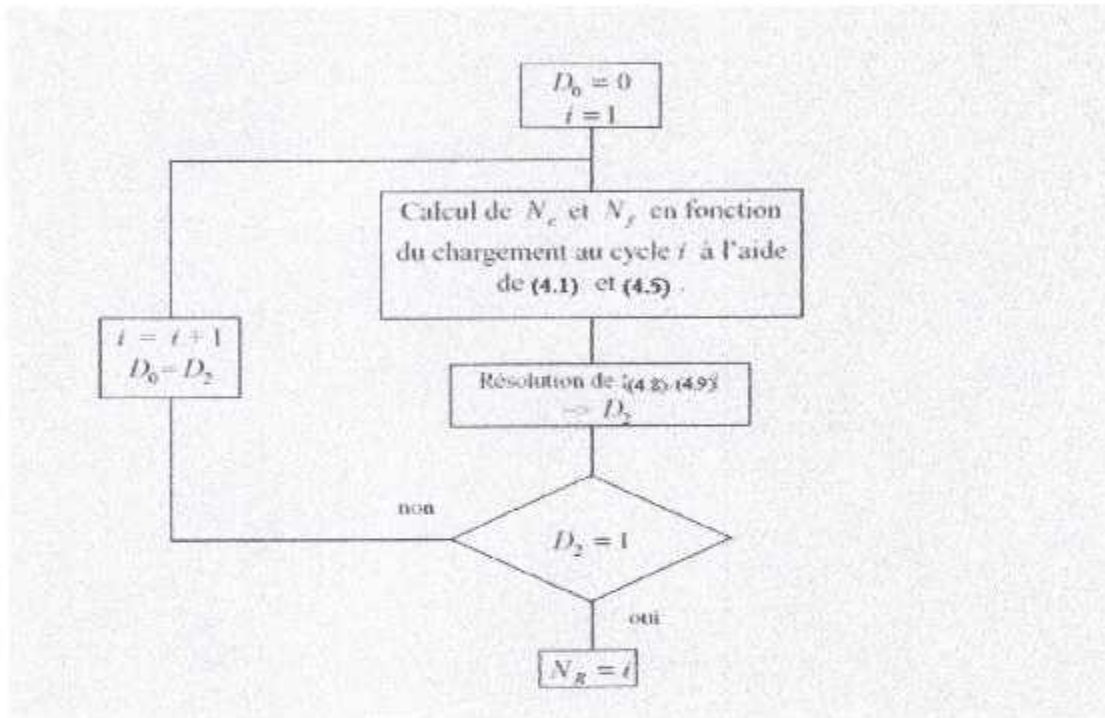


Figure 4-5 L'algorithme pour le calcul de nombre de cycle à rupture.

## 4.4 L'identification des paramètres de Chaboche:

Nous allons exposer les étapes pour identifier les paramètres des matériaux pour le modèle de Chaboche pour l'accumulation du dommage de l'interaction fatigue-fluage.

### 4.5.1 En fatigue pure ( $\alpha$ , $\beta$ ) :

#### 4.5.1.1 La fonction $\alpha$ :

Cette fonction décrit la limite de fatigue et elle est définie comme suit [réf.10] :

$$\alpha = 1 - \gamma \left\langle \frac{\sigma_{\max} - \sigma_f}{\sigma_u - \sigma_{\max}} \right\rangle \quad (4.10)$$

Avec :

$\sigma_{max}$  : contrainte maximum.

$\sigma_u$  : contrainte ultime.

$\gamma$  : Constante.

$$\gamma = \gamma_\infty + (1 - \gamma_\infty)e^{-\epsilon_p} \quad (4.11)$$

Avec  $\gamma_\infty$  est une constante et  $\epsilon_p$  est la déformation plastique.

$$\sigma_t = \sigma_t' + \sigma_{moy} \quad (4.12)$$

Avec :

$$\sigma_t' = \sigma_{10}(1 - b\sigma_{moy}) \quad (4.13)$$

$\sigma_{10}$  : La limite d'endurance en chargement alternée.

$\sigma_{moy}$  : La contrainte moyenne du chargement.

L'identification de  $b$  à partir d'essais non symétriques ( $R = 0.1$ ). Le coefficient  $b$  détermine l'effet de la contrainte moyenne sur la durée de vie. De plus, pour un rapport de charge donné, la contrainte moyenne se déduit de la contrainte maximale. D'après les indications de Chaboche, le coefficient  $b$  compris entre 0 et 1.

#### 4.5.1.1 La constante $\beta$ :

Identification de paramètre  $\beta$  se fait à partir d'essais symétriques. ( $R = -1$ ). Le nombre de cycles à la rupture, dans le cas d'essais cycliques de rapport  $R = -1$  s'écrit de la manière suivante [réf.10] :

$$Nf = \left\langle \frac{1 - S_{max}}{S_{max} - S_{10}} \right\rangle \left[ \frac{S_{max}}{M_0} \right]^{-\beta} \quad (4.14)$$

Avec :

$$S_{max} = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_u} \text{ et } S_{10} = \frac{\sigma_{10}}{\sigma_u} \quad (4.15)$$

et  $M_0$  est une constante qui définit la rupture mono tonique.

La courbe représentative ( $Nf$  en abscisse et  $S_{max}$  en ordonnée) comporte deux asymptotes horizontales : ( $S_{max} = 1$  pour  $Nf \rightarrow 0$  et  $S_{max} = S_{10}$  pour  $Nf \rightarrow \infty$ ).

Avant de déterminer  $\beta$ , il est nécessaire de déterminer pour chaque température la valeur de la contrainte ultime  $\sigma_u$  et de la limite de fatigue  $\sigma_{10}$ .

En pratique, il faut considérer la variable  $\sigma_u$  comme un paramètre plus ou moins ajustable.



Deux méthodes d'identification sont alors possibles :

- La détermination simultanée des paramètres  $\beta$ ,  $M_0$  et  $S_{10}$  grâce à une méthode d'identification numérique minimisant l'écart-type  $\sigma_t$  [réf.10].

$$\sigma_t = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left( \text{Log}(N_{calc}(i)) - \text{Log}(N_{exp}(i)) \right)^2}{n}} \quad (4.16)$$

Cette méthode est toutefois difficile à mettre en œuvre, bien que la relation entre  $Nf$  et  $S_{max}$  semble pouvoir être assimilée à un modèle de régression,  $Nf$  étant affecté de la dispersion et  $S_{max}$  étant supposé connu, on constate que cette relation n'est pas linéaire quand on tient compte des données de la zone d'endurance et une partie des essais se traduit par des non ruptures.

- Une identification préalable de  $\beta$  et  $M_0$  qui correspond respectivement à la pente et à l'ordonnée à l'origine de la tangente au point d'inflexion de la courbe. En passant au logarithme, on obtient :

$$\text{Log}(Nf) = \log\left(\frac{1 - S_{max}}{S_{max} - S_{10}}\right) - \beta \cdot \log\left(\frac{S_{max}}{M_0}\right) \quad (4.17)$$

En outre, il existe un point d'inflexion :

$$S_{max} = \frac{1 + S_{10}}{2} \quad (4.18)$$

Le premier terme à droite de l'égalité devient négligeable et nous aurons alors :

$$\text{Log}(Nf) \approx -\beta \cdot \log\left(\frac{S_{max}}{M_0}\right) \quad (4.19)$$

Il est alors aisé d'effectuer une corrélation linéaire permettant de trouver  $\beta$  et  $M_0$ , en utilisant les points expérimentaux situés non loin du point d'inflexion. On peut remettre en cause la précision et la rigueur mathématique d'une telle méthode. Néanmoins, elle fournit de manière simple et rapide une approximation des coefficients recherchés.

## 4.5.2 En fluage pur : $k$ où ( $N^*$ ) :

La détermination des coefficients  $\lambda^*$  et  $N^*$  a été obtenue en écrivant la loi de Norton sous forme logarithmique, à savoir que on peut l'écrire sous la forme suivant [réf.10]. :

$$\dot{\epsilon}^p = \left( \frac{\sigma}{\lambda^*} \right)^{N^*} \quad (4.20)$$

$$\text{Ln}(\sigma) = \text{Ln}(\lambda^*) + \frac{1}{N^*} \text{Ln}(\dot{\epsilon}^p) \quad (4.21)$$

Il est alors aisé d'interpoler  $\text{Ln}(\sigma)$  en fonction de  $\text{Ln}(\dot{\epsilon}^p)$ , la pente de la droite d'interpolation étant donnée par  $1/N^*$  et son ordonnée à l'origine par  $\text{Ln}(\lambda^*)$ .

D'après Chaboche, on observe généralement d'après [réf.10] que le coefficient  $n$  varie tel que :

$$0.6N^* < n < N^* \quad (4.22)$$

Avec  $n$  exposant de résistance au durcissement cyclique, et  $K$  est le facteur de résistance au durcissement cyclique.

Un tel critère est évidemment très imprécis, d'autant plus qu'on peut difficilement associer la valeur de  $\lambda^*$  à celle de  $K$ .

Une identification plus fine des paramètres  $n$  et  $K$  peut être obtenue à l'aide d'essais de fatigue relaxation, permettant de couvrir une large gamme de vitesses de déformation.

## 4.5 Conclusion :

Après avoir eu une idée sur les différents modèles qui sont actuellement utilisés par les spécialistes pour la prédiction de la vie des structures. Notre recherche bibliographique nous a permis de retrouver les formulations et les paramètres, afin de proposer un modèle qui permet de retrouver la prédiction de la vie pour un élément subissant la fatigue et le fluage. Ce modèle est basé sur la détermination de la vie aux phénomènes de la fatigue pour prévenir l'initiation (équation de Basquin), et au phénomène de fluage grâce à la méthode de Larson Miller. L'accumulation du dommage est effectuée par une règle d'accumulation linéaire et celle non linéaire proposé par Chaboche.

Les détails du modèle construit seront exposés au chapitre 5.

# Chapitre 5

## Application

### 5.1 Introduction :

Les aubes de l'étage de la turbine haute pression (HPT) d'un réacteur d'avion doivent résister au fluage et à la fatigue à hauts cycles, et cela pour une durée sûre bien déterminée, au-delà de cette période leur fonctionnement devient incertain. Afin de définir cette vie sûre avant l'initiation de fissure, il est nécessaire de calculer la vie aux phénomènes de détériorations majeurs qui sont la fatigue et le fluage, due à l'importance des contraintes mécaniques et thermiques fluctuantes et aux gradients de contrainte.

Le présent chapitre présente l'application du calcul de la vie à l'initiation pour l'interaction fatigue-fluage dans le premier étage de la turbine haute pression de l'Allison équipant les avions de la flotte nationale civile.

Le modèle est basé sur le calcul des contraintes mécaniques et thermiques, l'évaluation des vies à la fatigue et au fluage avec le choix des propriétés des matériaux en fonction des températures. Le calcul du dommage par deux règles d'accumulations différentes la règle linéaire de Miner et la règle non linéaire de Chaboche. Le matériau adopté est sur avis des exploitants l'IN 738.

### 5.2 Déduire les pressions et températures du 1<sup>er</sup> étage de la turbine :

Pour déduire les températures et les pressions on a le schéma simplifié d'une turbine à gaz (figure 5-1).

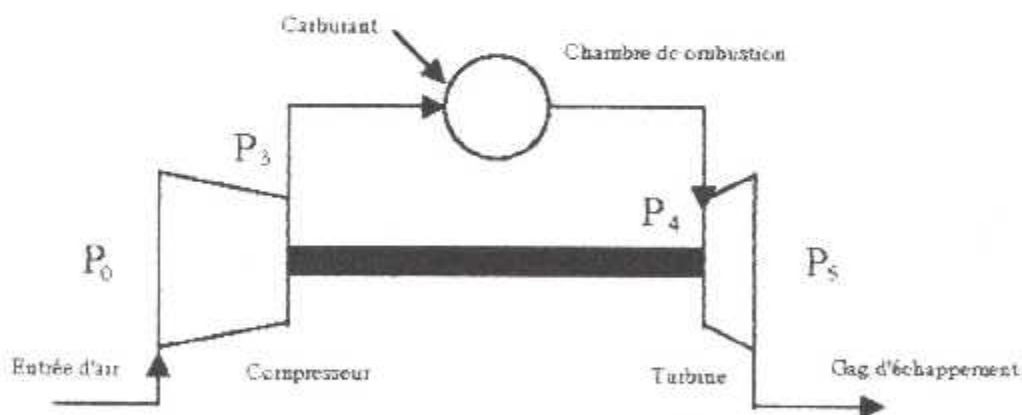


Figure 5-1 Schéma simplifié d'une turbine à gaz.

#### 5.2.1 Le stator :

D'après le cycle de brayton et (le tableau 1-2) on a :

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad P_5 = P_4 \quad (5.1)$$

Avec  $P_4$  est la pression aérodynamique à l'entrée de la turbine  $P$ , et  $P_0$  est la pression ambiante qu'est égale à 1atm.



Le rapport de pression ( $\pi$ ) dépend du nombre des étages de compresseur  $n$ , et du taux de compression  $r$  ou de détente  $r'$ .

$$\pi = (r)^n \quad (5.2)$$

Pour le compresseur, on a 14 étages et le taux de compression  $r$  est égal à 1.2.

D'après (5.2) on a :

$$P = \pi P_0 \quad (5.3)$$

Donc on peut déduire la température  $T_3$  prélevé de compresseur et qui s'appelle la température de refroidissement  $T_{cool}$

$$T_{cool} = T_0 (\pi)^{\frac{k-1}{k}} \quad (5.4)$$

Avec  $T_0 = 15^\circ\text{C} = 288^\circ\text{K}$  et  $k$  est le rapport de chaleur massique et égal à 1.4.

La température des gaz est la température d'entrée de la turbine notée TET.

$$T = \text{TET} \quad (5.5)$$

D'après équation (3.2), on peut déduire la température des gaz traversant le 1er étage de turbine de stator avec  $N = 0$  tr/min, on trouve :

$$T_{\text{gas}} = \text{TET} \quad (5.6)$$

### 5.2.2 Le rotor :

Pour calculer la pression qui traverse le 1<sup>er</sup> étage rotor de la turbine on a d'après (le tableau 1-2)

$$\frac{P_5}{P_4} = \left( \frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (5.7)$$

Pour avoir un bon fonctionnement, on a :

$$\frac{P_5}{P_4} = \frac{P_0}{P_3} = \frac{1}{\pi} = r'^{n'} \quad (5.8)$$

Avec  $r'$  le taux de détente de turbine et  $n'$  est le nombre des étages de la turbine qui est égale à 4.

$$r' = \left( \frac{1}{\pi} \right)^{1/4}$$

Le rapport de détente par étage de la turbine est tel que :

$$\frac{P_{4-1}}{P_4} = r' \Rightarrow P_{4-1} = P_4 r' \quad (5.9)$$

$P_{4-1}$  est la pression à l'entrée du rotor de 1<sup>er</sup> étage de la turbine P.

La température de gaz traversant le 1<sup>er</sup> étage des aubes de rotor se traduit comme suit :

$$T' = T (r')^{k-1/k} \quad (5.10)$$

On peut déduire la température de refroidissement traversant le 1<sup>er</sup> étage de rotor de turbine:

$$T'_{cool} = T_{cool} (r')^{k-1/k} \quad (5.11)$$

D'après l'équation (3.2), on peut déduire la température des gaz traversant le 1<sup>er</sup> étage de la turbine de rotor avec  $N = 13820$  tr/min et  $C_p$  et  $k$  qui dépendent de la température (annex1) pour cela une routine a été faite pour préparer les données du programme principal, l'organigramme est proposé ci-dessous :

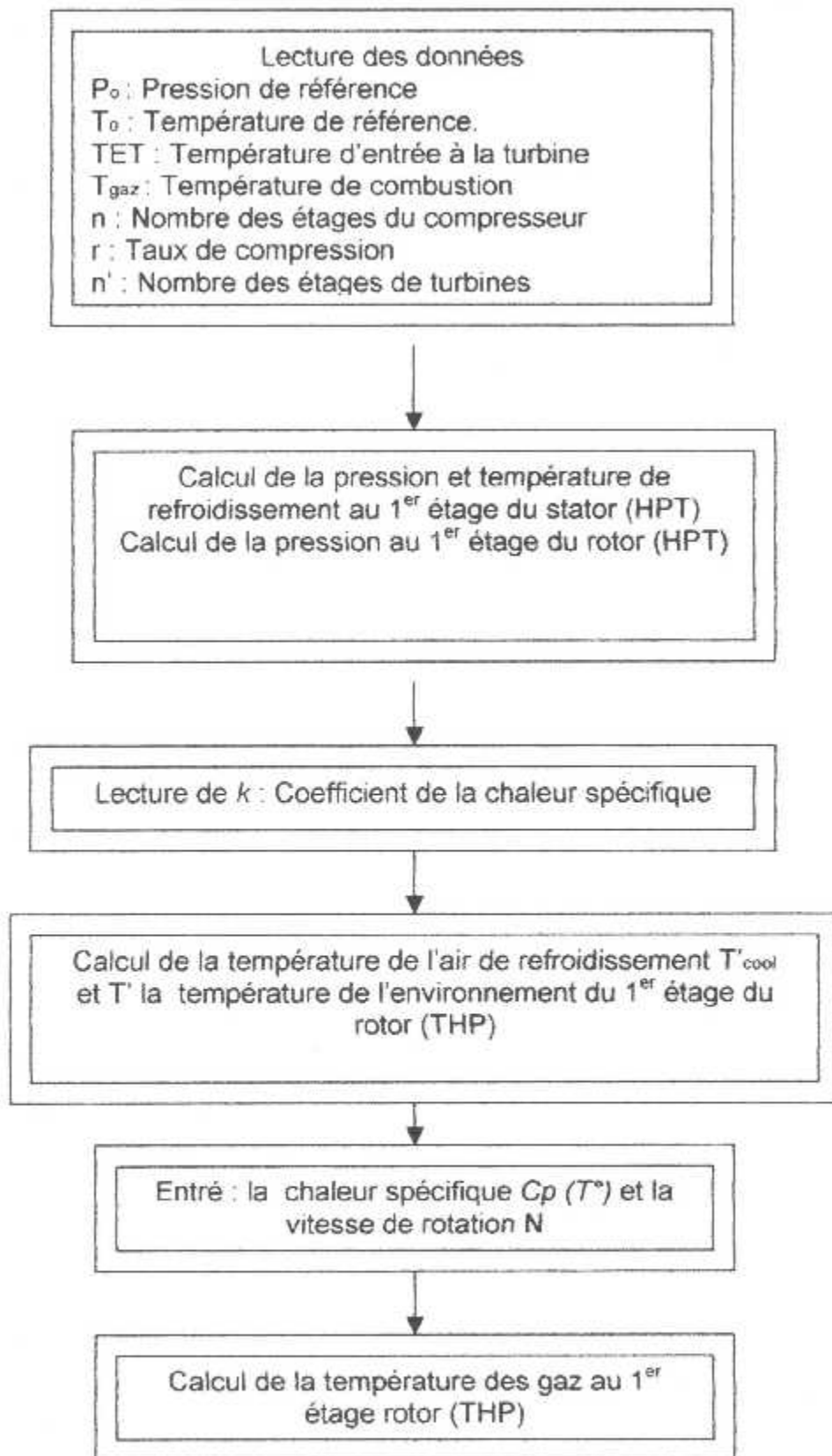


Figure 5-2 Organigramme de la procédure des calculs thermodynamiques afin de définir les températures et les pressions dans les aubes de la turbine haute pression.



## 5.3 Calcul des contraintes :

Les forces externes étant connues, la contrainte totale sera définie comme :

$$\sigma = \sigma_{méc} + \sigma_{th} \quad (5.12)$$

La somme de la contrainte mécanique et la contrainte thermique signifie, car il existe un problème de fatigue thermomécanique.

### 5.3.1 Les contraintes mécaniques :

Dans notre cas on assimile une aube à une palette de dimension connue afin de simplifier les calculs.

Pour l'analyse la de palette, on considère les deux cas :

1. L'aube du stator est considérée comme une palette à deux encastremets en équilibre statique (figure 5-3).
2. L'aube du rotor est considérée comme une palette à un encastrement et à un bout libre, en équilibre statique (figure 5-4).

On peut ainsi calculer la force et le moment de réaction résultant l'encastrement pour les deux cas.

#### 5.3.1.1 Le stator :

Aube du stator résiste seulement à des forces aérodynamiques telles que la pression.

Les calculs d'équilibre nous donnent :

1. Les réactions aux appuis sont suivantes :

$$\begin{aligned} \sum (F_x) &= 0 \\ R_A + R_B - PL_p e_p &= 0 \\ R_A = R_B &= \frac{PL_p e_p}{2} \end{aligned} \quad (5.13)$$

2. Les moments aux appuis sont suivants :

$$\begin{aligned} \sum (M_x)_{A} &= 0 \\ M_A + PL_p e_p \frac{L_p}{2} + M_B - \frac{PL_p e_p}{2} L_p &= 0 \Rightarrow M_A + M_B = 0 \\ M_A = -M_B &= PL_p e_p \frac{L_p}{2} \end{aligned} \quad (5.14)$$

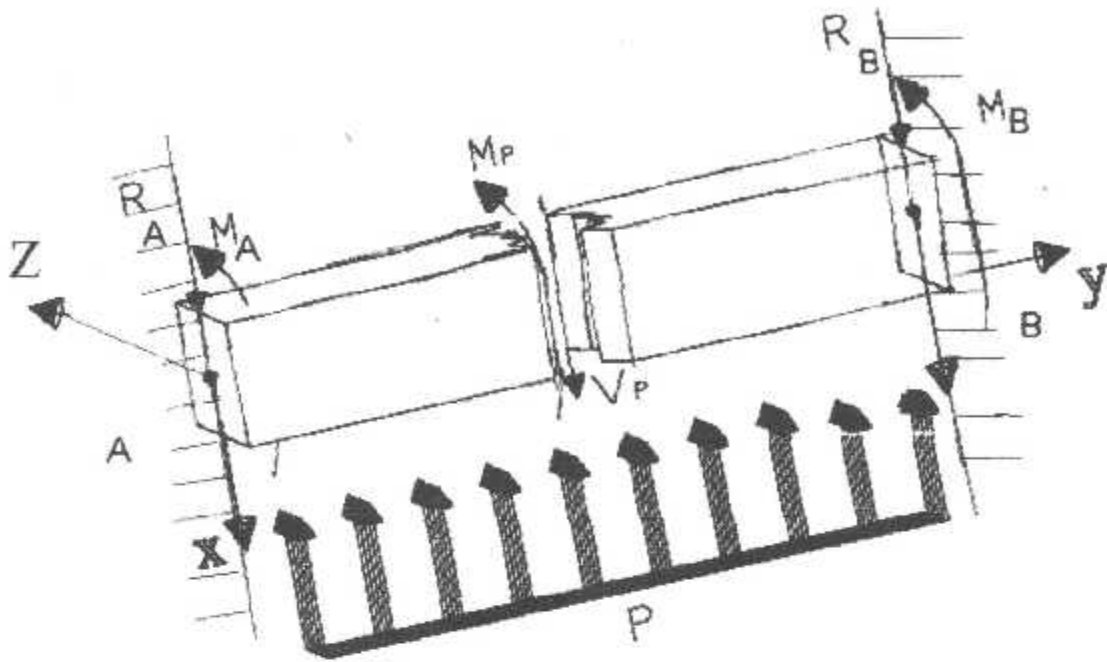


Figure 5-3 Les chargements sur aube de stator.

Il est possible de trouver l'effort tranchant et le moment fléchissant agissant sur la palette :

$$M_p = Pe_p \left( \frac{L_p^2}{2} - \frac{L_p}{2} y + \frac{y^2}{2} \right)$$

$$V_p = Pe_p \left( y - \frac{L_p}{2} \right) \quad (5.15)$$

Il est possible de calculer la contrainte produite par le moment de flexion et le cisaillement avec les équations (5.16) :

$$\sigma_y = -\frac{M \cdot x}{I} \quad \text{et} \quad \tau_w = \frac{V \cdot Q}{Ib} \quad (5.16)$$

Dans le cas présent  $I = \frac{e_p w_p^3}{12}$ ,  $b = e_p$  et  $Q = \frac{e_p}{2} \left( \frac{w_p^2}{4} - x^2 \right)$ . Les équations suivantes sont obtenues :

$$\sigma_y = -\frac{12Px}{w_p^3} \left( \frac{L_p^2}{2} - \frac{L_p}{2} y + \frac{y^2}{2} \right)$$

$$\tau_w = \frac{-6P}{w_p^3} \left( y - \frac{L_p}{2} \right) \left( \frac{w_p^2}{4} - x^2 \right) \quad (5.17)$$

Sachant que  $x$  varie de  $-\frac{w_p}{2}$  à  $\frac{w_p}{2}$  et que  $y$  varie de 0 à  $L_p$ , il est possible de calculer les contraintes maximales en valeur absolue dans la palette. On remarque

que la contrainte  $\sigma_x$  est plus élevée d'un rapport  $2 \frac{L_p}{w_p}$  qui n'est pas très grand dans le cas présent par rapport à la contrainte  $\sigma_{xy}$ . Donc ce n'est pas possible de négliger la contribution du cisaillement dans le dimensionnement de la palette sans commettre une grande erreur :

$$\sigma_{y \max} = \sigma_{xy} \Big|_{y=0}^{y=L_p} = 3P' \frac{L_p^2}{w_p^2} \quad \text{et} \quad \tau_{xy \max} = \tau_{xy} \Big|_{y=0}^{y=L_p} = \frac{3}{2} P' \frac{L_p}{w_p} \quad (5.18)$$

D'après troisième loi de la résistance, la contrainte mécanique équivalente sera suivante:

$$\sigma_{méc} = \sqrt{(\sigma_{y \max})^2 + 4(\tau_{xy \max})^2} \quad (5.19)$$

### 5.3.1.2 Le rotor :

Pour le cas de rotor l'aube elle résiste à la fois à la force aérodynamique et la force centrifuge qui est causée par la rotation. Les calculs d'équilibre nous donnent :

1. Les réactions aux appuis sont suivantes :

$$\begin{aligned} \sum (F_x) &= 0 \\ R_D - PL_p e_p &= 0 \\ R_D &= PL_p e_p \end{aligned} \quad (5.20)$$

2. Les moments aux appuis sont suivants :

$$\begin{aligned} \sum (M_x)_{D} &= 0 \\ M_D + PL_p e_p \frac{L_p}{2} &= 0 \\ M_D &= -PL_p e_p \frac{L_p}{2} \end{aligned} \quad (5.21)$$



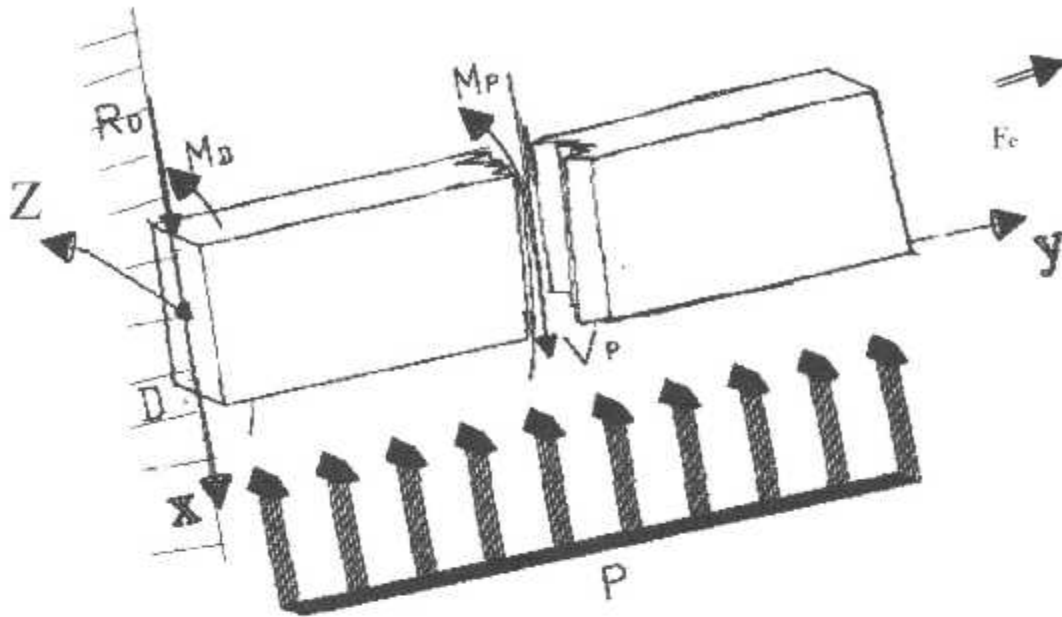


Figure 5-4 Les chargements sur l'aube de rotor

Il est possible de trouver l'effort tranchant et le moment fléchissant agissant sur la palette.

$$M_p = P e_p \left( \frac{L_p^2}{2} - L_p y + \frac{y^2}{2} \right) \quad (5.22)$$

$$V_p = P e_p (y - L_p)$$

De la même façon il est possible de calculer la contrainte produite par le moment de flexion et l'effort de cisaillement avec les équations (5.16)

$$\sigma_y = -\frac{12Px}{w_p^3} \left( \frac{L_p^2}{2} - L_p y + \frac{y^2}{2} \right) \quad (5.23)$$

$$\tau_{xy} = \frac{-6P}{w_p^3} (y - L_p) \left( \frac{w_p^2}{4} - x^2 \right)$$

De la même façon il est possible de calculer les contraintes maximales en valeur absolue dans la palette

$$\sigma_{y \max} = \sigma_{y, x=0} = 3P \frac{L_p^2}{w_p^2} \quad \text{et} \quad \tau_{xy \max} = \tau_{xy, x=0, y=L_p} = \frac{3}{2} \frac{L_p}{w_p} P \quad (5.24)$$

La force de centrifuge  $F_C$  tend à produire une traction dans la direction y.

$$F_C = \left( \frac{2\pi N}{60} \right)^2 (R + L_p) \rho L_p w_p e_p \quad (5.25)$$

D'où :

$$\sigma_{y \max} = 3P \frac{L_p^2}{W_p^2} + \frac{F_c}{W_p e_p} \quad (5.26)$$

D'après troisième loi de la résistance, la contrainte mécanique équivalente sera suivante:

$$\sigma_{mec} = \sqrt{(\sigma_{y \max})^2 + 4(\tau_{xy \max})^2} \quad (5.27)$$

Les dimensions géométriques de l'aube confirmées par le stage à air Algérie sont suivantes :

	NGV	Rotor
La corde = $W_p$	29.86 mm	27.45 mm
Longueur = $L_p$	32.16 mm	32.16 mm
Le rayon = $R$	200.00 mm	200.00 mm
L'épaisseur = $e_p$	5.00 mm	5.00 mm
Nombre des aubes	43	64

Tableau 5-1 Tableau des données géométriques

D'après ces données géométriques, les variations cycliques des contraintes mécaniques pour les deux cas stator et rotor dépendent des variations thermodynamique de la pression tel que :

1. La contrainte mécanique maximum ( $\sigma_{mec \max}$ ) est produite à la pression maximum  $P$  calculée par l'équation (5.3) remplacée en équation (5.19) pour le cas de stator, et (5.27) pour le cas de rotor.
2. La contrainte mécanique minimum ( $\sigma_{mec \min}$ ) est produite à la pression minimum  $P_0 = 1 \text{ atm} = 10.13 \times 10^4 \text{ N/m}^2 \approx 0 \text{ MPa}$  remplacée en équation (5.19) pour le cas de stator, et (5.27) pour le cas de rotor.

### 5.3.2 Les Contraintes thermiques :

L'amplitude de la contrainte thermique est déterminée par :

$$\sigma_{th} = E\lambda(T - T_0) \quad (5.28)$$

$\lambda$  est le coefficient de la dilatation thermique du matériaux de l'aube, ce qui est fait un cycle entre la température  $T$  et  $T_0$ . La température  $T_0$  de référence dépend principalement du régime ralenti du moteur aux états standard de niveau de la mer.

La contrainte thermique est une condition par laquelle les cycles de déformation soient principalement provoqués par le cycle de la température.

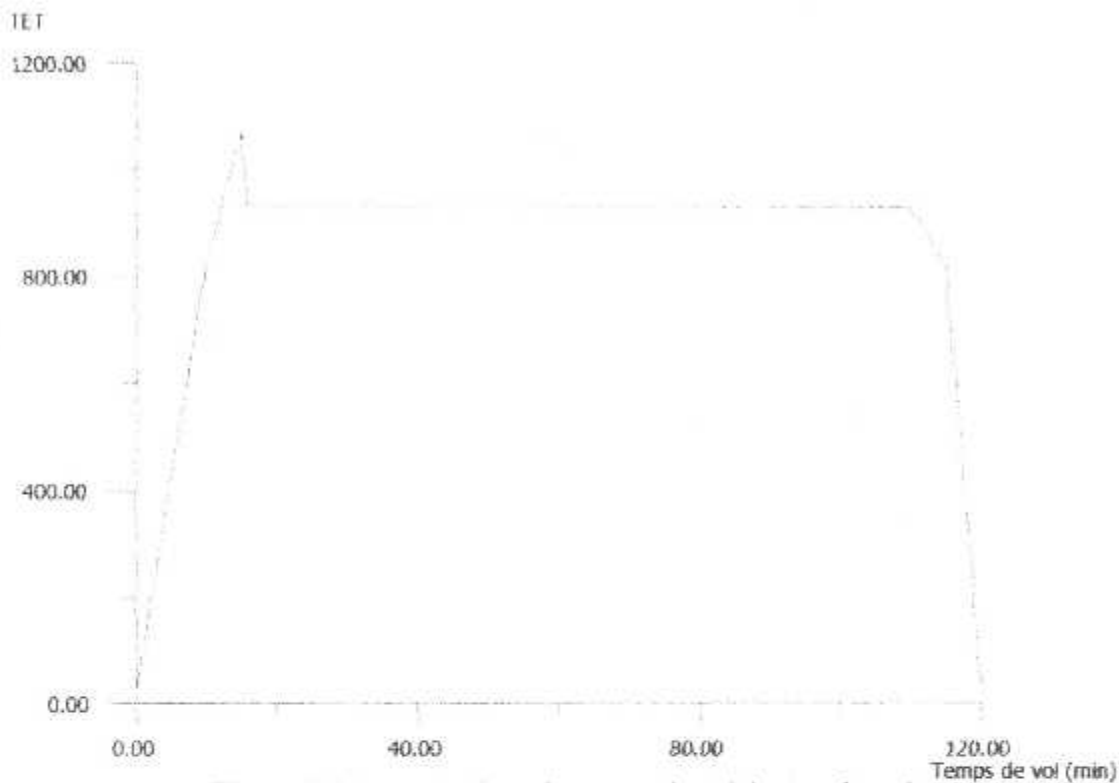


Figure 5-5 Le cycle thermique pendant 2 heures de vol.

La température d'entrée de la turbine (TET) est de l'ordre de  $T_1 = 820^\circ\text{C}$  pendant la phase de démarrage, et elle augmente brusquement au décollage jusqu'à  $T_3 = 1071^\circ\text{C}$ , et elle recule à  $T_2 = 932^\circ\text{C}$  qui représente la température de vol.

Dans ce cas la contrainte thermique est maximale en décollage tel que représente une pique de contrainte qu'on la négligée, donc on peut la calculée par l'équation (1.28) :

$$\sigma_{th\max} = \lambda E (T_{blade3} - T_{blade0})$$

La contrainte thermique est minimum en arrêt tel que elle est égale presque à 0.

$$\sigma_{th\min} = 0$$

La contrainte thermique pendant le vol qu'on peut l'assimilée à une contrainte thermique moyenne peut être calculée d'après l'équation (1.28) :

$$\sigma = \lambda E (T_{blade3} - T_{blade0}) - \lambda' E' (T_{blade2} - T_{blade3})$$

$T_{blade0}$  : est la température de l'aube de référence que l'on prend égale à  $25^\circ\text{C}$ .

$T_{blade2}$  : est la température de l'aube en vol par équation (3.3).

$T_{blade3}$  : est la température de l'aube en décollage déterminé par équation (3.3).

$E, E'$  : Module de Young dépendant de la température (annex2)

$\lambda, \lambda'$  : Coefficient de dilatation dépendant de la température (ANNEX3).



## 5.4 La vie en fatigue :

La méthode basé sur l'accumulation des cycles thermiques équivalents a été considéré afin de cette thèse parce qu'elle prévoit la sévérité relative de la fatigue thermique. Par conséquent, bien que n'importe quelle contradiction / anomalie du procédé change la valeur de la vie d'utilisation prévue, il n'influencera pas sur les différences relatives de pourcentage provoquées par la détérioration du moteur.

L'accumulation des cycles thermiques équivalents fournit une indication sur le degré de fatigue thermique (qui est la vie - limitant le mécanisme de défaillance pour le moteur choisi peut être étudié) éprouvé par les aubes de la turbine haute pression (HPT). Cette accumulation est basée sur une prévision de température du métal de l'aube de HPT au bord de fuite. Puisque la fatigue thermique est très importante-limitant le mécanisme de défaillance pour les aubes de la turbine haute pression (HPT) dans le moteur, surveillance précise de la température en métal d'aube est critique.

D'après (5.12) on a:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{mec,max}} + \sigma_{\text{th,max}}$$

$\sigma_{\max}$  Représente la contrainte thermomécanique maximum.

$$\sigma_{\min} = \sigma_{\text{mec,min}} + \sigma_{\text{th,min}}$$

$\sigma_{\min}$  Représente la contrainte thermomécanique minimum.

Vue que le cycle de fatigue est un cycle irréversible à contrainte moyenne non nulle, on utilise l'équation de Goodman pour calculer la contrainte équivalente à un cycle complètement réversible noté  $\sigma_{eq}$ .

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{eq}} + \frac{\sigma_{moy}}{\sigma_u} = 1 \quad (5.29)$$

Avec :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \text{et} \quad \sigma_{moy} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$\sigma_u$  est la contrainte ultime qui dépend de la température (annex4).

L'amplitude de déformation est reliée au nombre de cycles  $N_f$  accompli avant défaillance qui est été exprimé par équation (4.1) devient :

$$\frac{\sigma_{eq}}{E} = \frac{\sigma_f}{E} (2N_f)^b \quad (5.30)$$

Avec :  $\sigma_f = 1655$  MPa et  $b = -0.076$  qui dépendent de matériau qu'on a concéderei.

## 5.5 Propriétés de rupture par fluage :

Quand on augment la température, sous des charges qui à la température ambiante ne produisaient pas la déformation permanente. Les matériaux commencent à fluer. Le fluage est une déformation lente continue dans le temps : La déformation, au lieu de dépendre seulement de la contrainte, devient aussi une fonction du temps et de la température tel que montre le graphe de la (figure 5-6) .

$$\varepsilon = f(\sigma, t, T) \quad (5.31)$$

$$\sigma = \lambda.F \left( (T_{blade3} - T_{blade0}) + (T_{blade2} - T_{blade3}) \right) + \sqrt{(\sigma_{y,max})^2 + 4(\tau_{xy,max})^2}$$

L'application des charges à température élevée peut causer des fissures à la nucléation qui se développent. Cette forme de fluage est macroscopiquement localisée. Le fluage est particulièrement répandu dans les aubes du 1<sup>er</sup> étage de la turbine. La vie de fluage est exprimée par l'équation (4.5) de Larson-Miller :

$$LMP = \frac{(T_{gaz} + 273) (\text{Log}(N_c) + 20)}{1000} \quad (5.32)$$

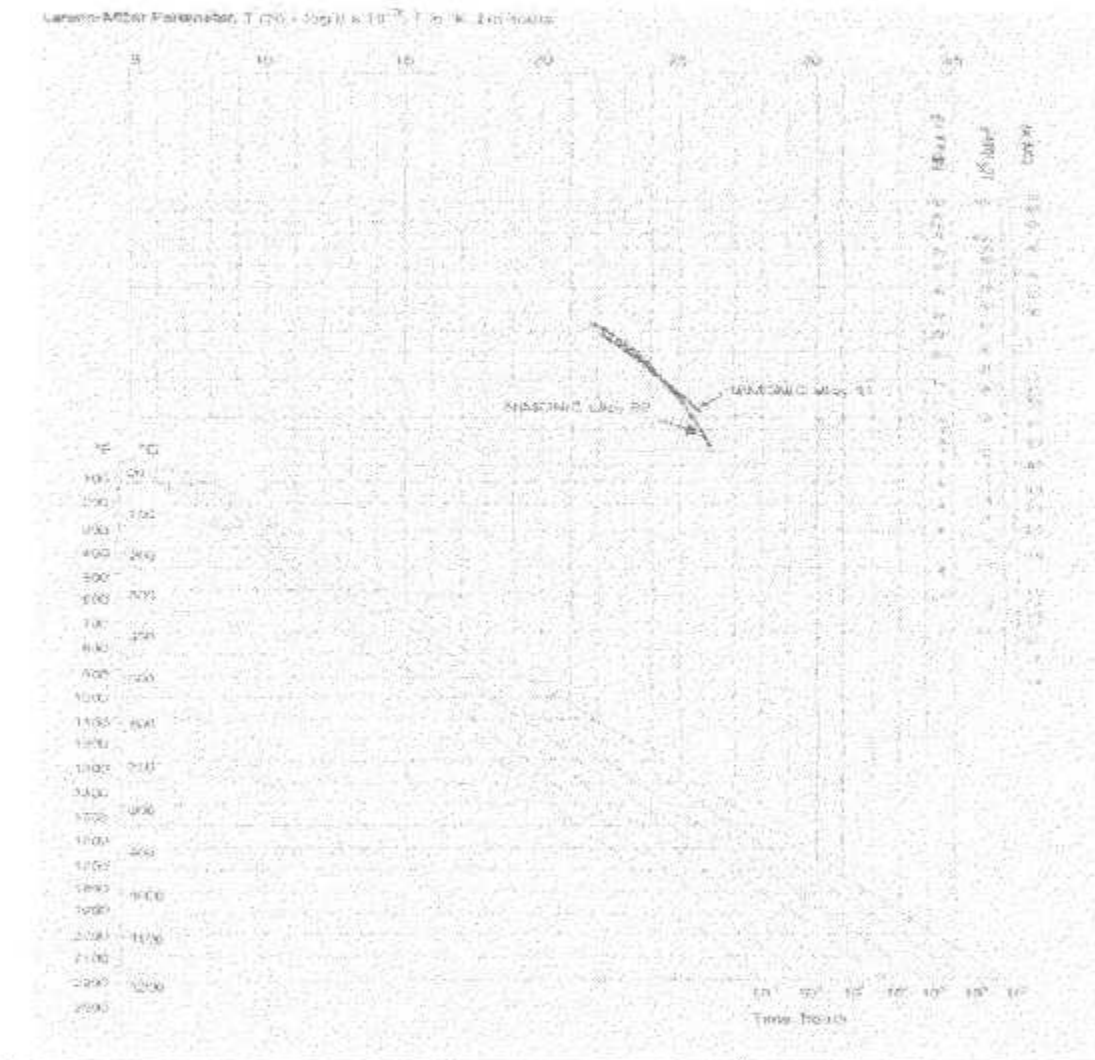


Figure 5.6 la courbe de Larson Miller.

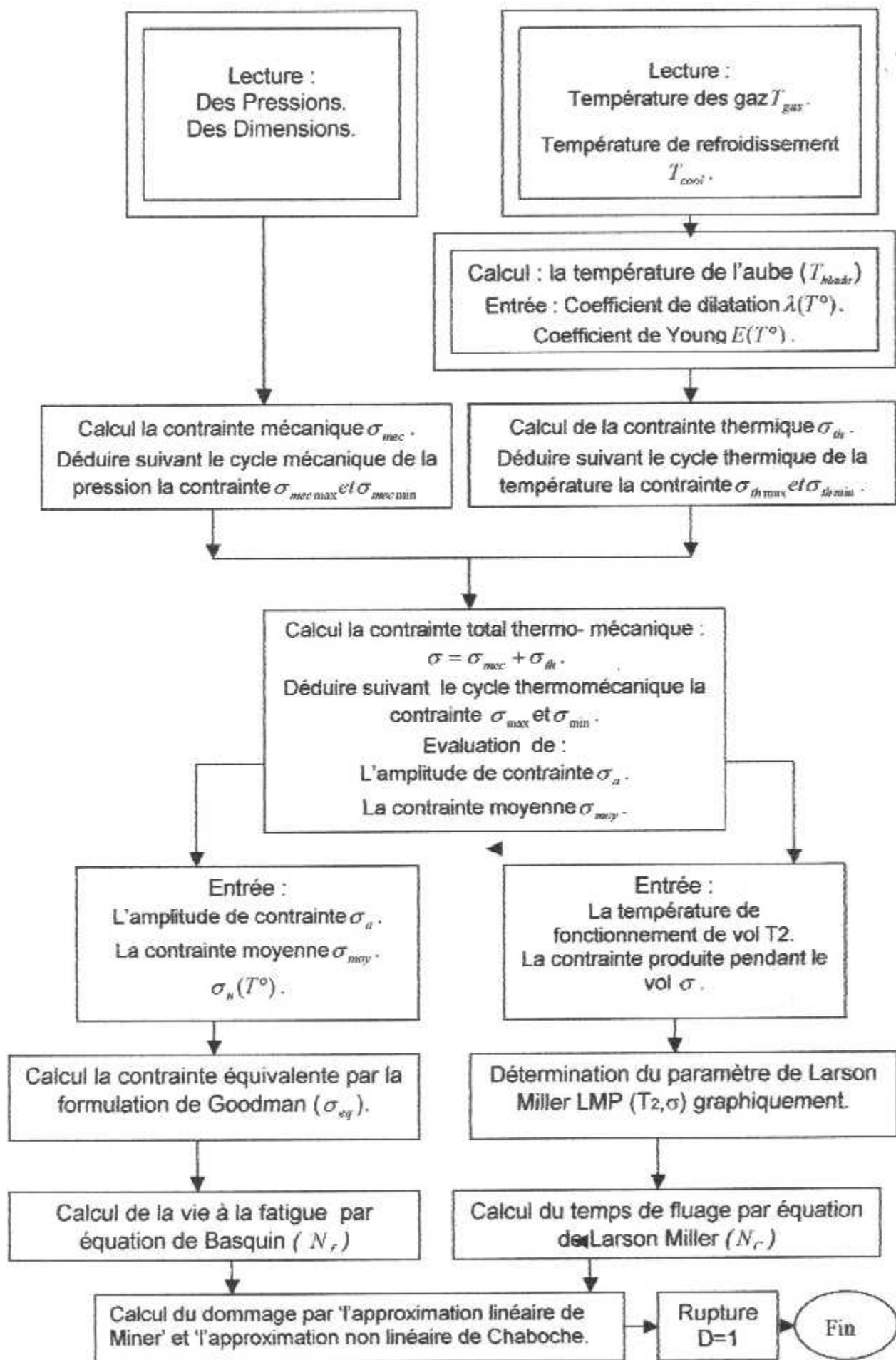


Figure 5-7 Organigramme de la prédiction au problème de fatigue- fluage



## 5.6 Calcul des dommages d'interaction fatigue - fluage :

Pour calculé la vie d'interaction des deux phénomènes on a deux modèles à utilisées :

Le modèle linéaire de Miner qui consiste à sommer les dommage de fatigue et de fluage à la fois pour chaque cycle jusque on arrive à  $D=1$  tel que  $N_R$  représente le nombre de cycle à la rupture pour le modèle de Miner :

$$N_R(D_f + D_c) = 1 \quad (5.33)$$

Le modèle non linéaire de Chaboche qui basé sur la détermination des paramètres de matériaux afin de définir le modèle  $(\alpha, \beta, k)$ .

$\alpha$  est déterminé par équation (4.10), et  $\beta$  généralement est égale à 1 d'après la [réf.14]. Pour la constante de fluage  $k = N^* = 0.2$  pour les superalliages de nickel d'après [réf.17] tel que elle vérifiée l'équation (4.22).

Après la détermination des paramètres on passe aux équation (4.8), (4.9) pour les simplifiés avant d'aller à la résolution numérique pour trouvé le temps à la rupture par le modèle de Chaboche.

D'après simplification l'équation (4.8) on obtient:

$$D_1 = 1 - \left( (1 - D_0)^{(k+1)} - \frac{1}{N_f} \right)^{\frac{1}{1+\alpha}} \quad (5.34)$$

Simplification de l'équation (4.9) nos donne :

$$D_2 = 1 - \left( 1 - \left( C + \frac{1}{N_f} \right)^{1-\alpha} \right)^{\frac{1}{1+\beta}} \quad (5.35)$$

Avec :

$$C = (1 - (1 - D_1)^{\beta+1})^{1-\alpha}$$

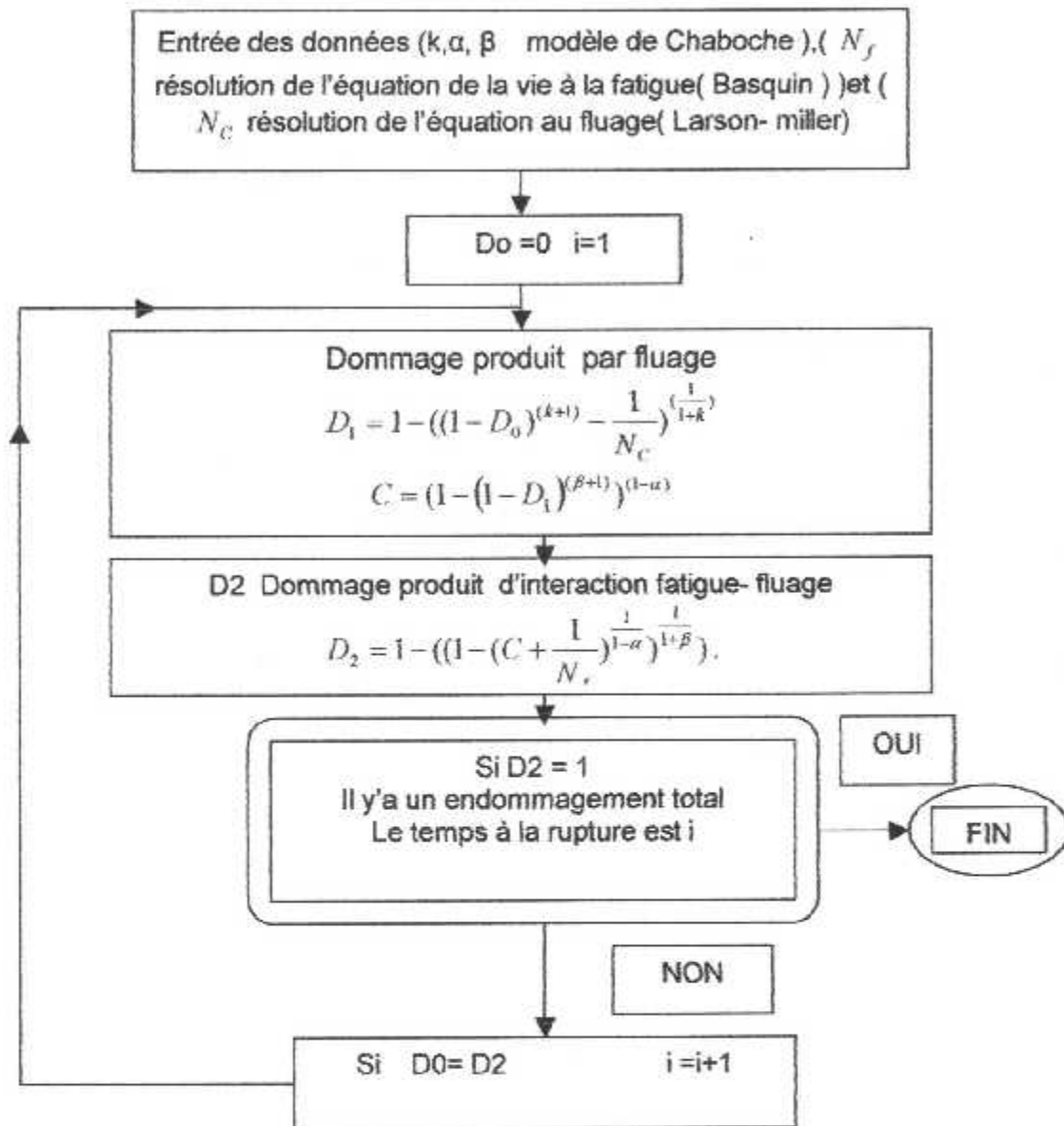


Figure5-8 Organigramme de l'évaluation du dommage pour l'interactio Fluage- fatigue d'après le modèle du cumul non linéaire du dommage de Chaboche

## 5.7 Les résultats :

D'après effectuée le programme à partir des organigramme qu'on a effectués on estimons les résultats suivants :

### 5.7.1 Les températures et les pressions :

Pression et Température	P( MPa )	T (°C)	T <sub>gaz</sub> (°C)	T <sub>cool</sub> (°C)
Stator	1.296	932	932	323.65
		1071	1071	323.65
Rotor	0.685	758.87	880.45	237.945
		880.60	921.60	239.175

Tableau 5-2 Les résultats aérodynamique.

### 5.7.2 Les contraintes :

Contraintes (MPa)	$\sigma_{th\max}$	$\sigma_{th\min}$	$\sigma_{mec\max}$	$\sigma_{mec\min}$	$\sigma_{\max}$	$\sigma_{\min}$	$\sigma_{moy}$	$\sigma_a$	$\sigma_{eq}$
Stator	806.76	0	5.31	0	812.081	()	406.41	406.41	686.93
Rotor	756.30	0	120.86	0	877.17	()	438.58	438.58	781.21

Tableau 5-3 Les résultats des contraintes.

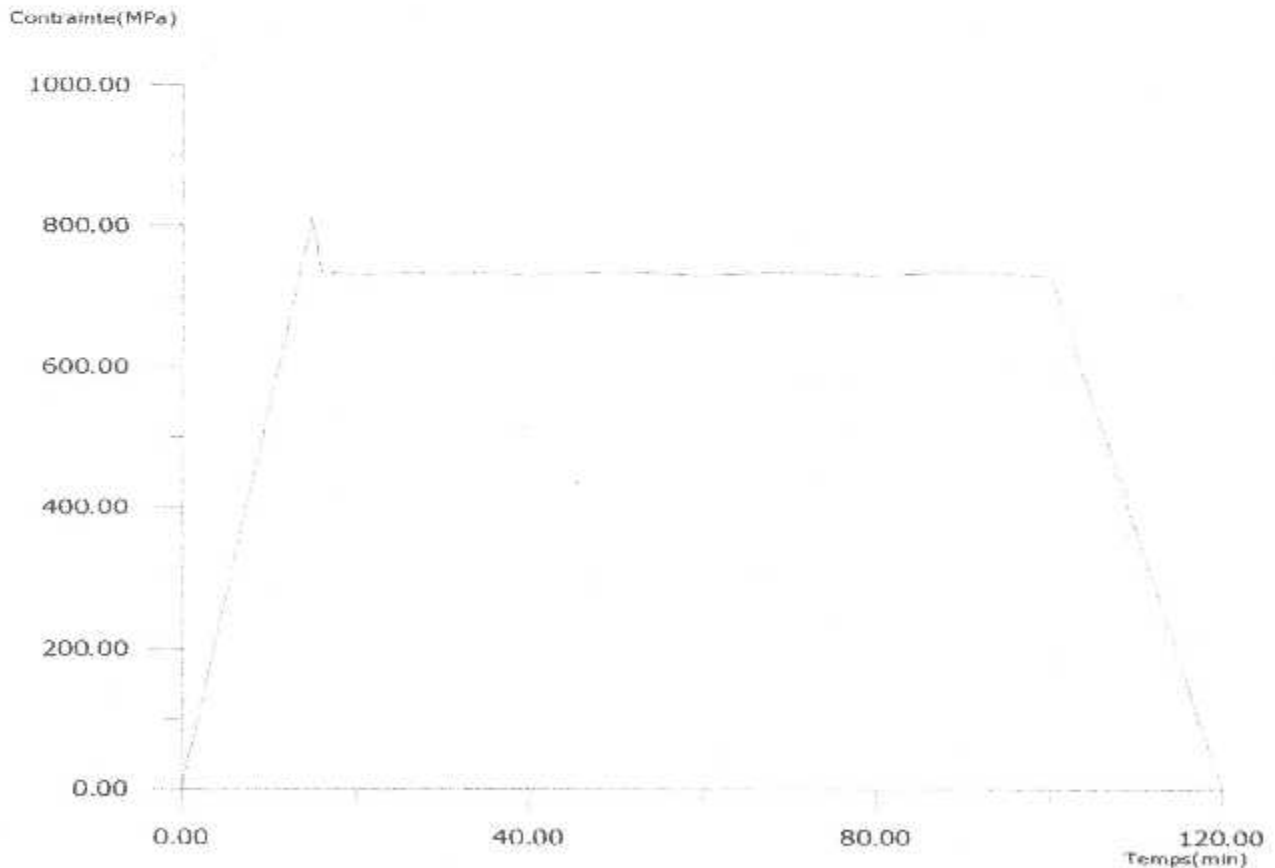


Figure5-9 La courbe de la variation des contraintes dans le stator de la 1er étage turbine (a).



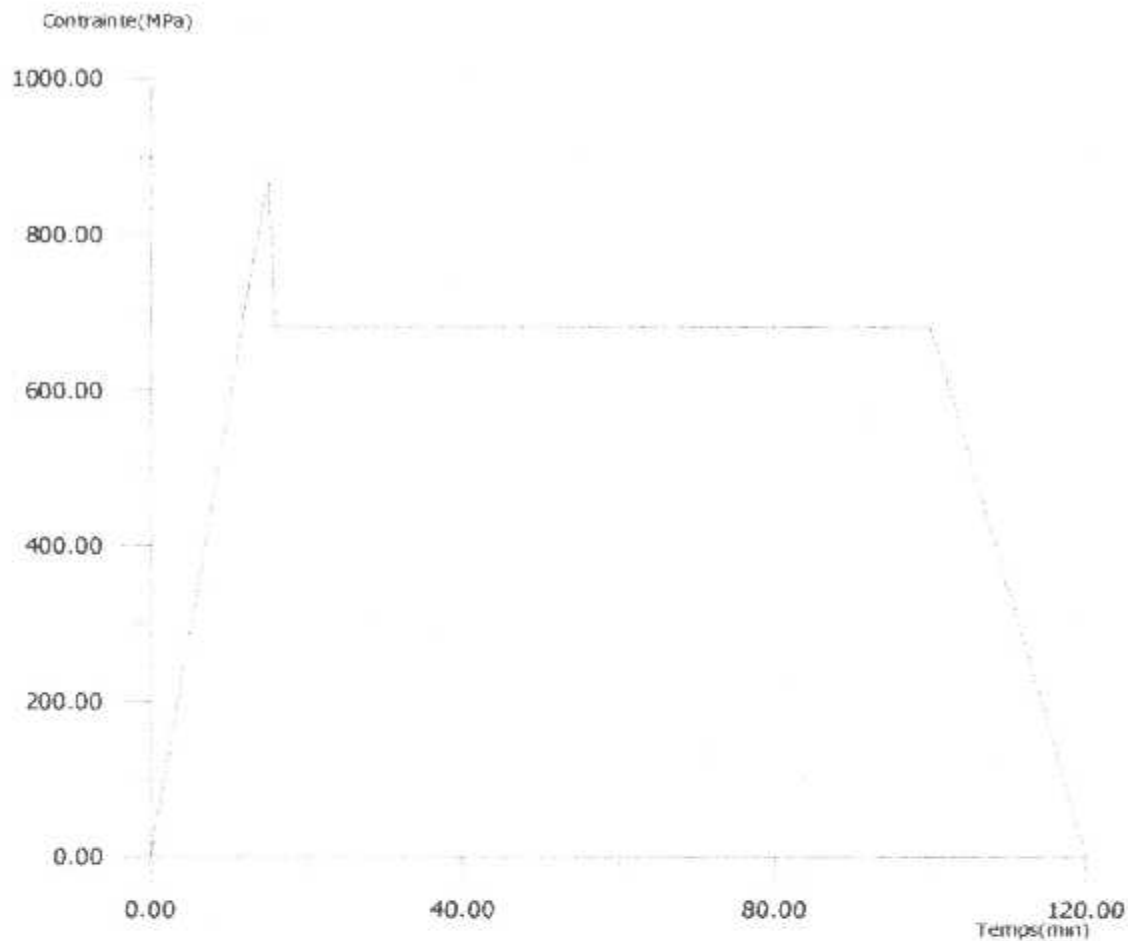


Figure5-9 La courbe de la variation des contraintes dans le rotor de la 1<sup>er</sup> étage turbine (b).

### 5.7.3 Les vies retrouvées :

Les vies (heures)	Fatigue (Basquin)	Fluage (Larson Miller)	Fatigue-fluage (Miner)	Fatigue-fluage (Chaboche)
Stator	211768	78752	57404	46814
Rotor	38983	196015	32512	31762

Tableau 5-4 les résultats des durés de vies.

### 5.8 Interprétation :

Nous présentons dans ce paragraphe l'évaluation des dommages en fonction de temps pour les deux modèles de prédiction appliqué pour les deux cas de stator et le rotor afin d'avoir la déférence entre les deux modèles.

Les 1<sup>er</sup> colonne représentent les vies en heurs et les deuxièmes colonnes représentent le dommage du à fluage et les troisièmes colonnes représentent le dommage due en interaction fatigue- fluage et ceux ci pour chaque 2000 heures. On peut avoir le dommage du à la fatigue par substruction des dommage des 1<sup>er</sup> et des deuxièmes colonnes pour chaque cycle.

Maintenant on traçons les courbes des variation des dommages total (interaction fatigue-fluage) en fonction de temps pour chaque cas et pour chaque modèle.

## 5.8.1 Le stator:

### 5.8.1.1 Mdèle de Miner :

1	1.269809035875369E-005	1.742023914630408E-005
2001	3.485317638296692E-002	3.485789853175447E-002
4001	6.969365467557509E-002	6.969837682436264E-002
6001	1.045341329681833E-001	1.045388551169708E-001
8001	1.393746112607914E-001	1.393793334095790E-001
10001	1.742150895533996E-001	1.742198117021871E-001
12001	2.090555678460078E-001	2.090602899947953E-001
14001	2.438960461386159E-001	2.439007682874035E-001
16001	2.787365244312241E-001	2.787412465800117E-001
18001	3.135770027238323E-001	3.135817248726198E-001
20001	3.484174810164404E-001	3.484222031652280E-001
22001	3.832579593090486E-001	3.832626814578362E-001
24001	4.180984376016568E-001	4.181031597504443E-001
26001	4.529389158942649E-001	4.529436380430525E-001
28001	4.877793941868731E-001	4.877841163356607E-001
30001	5.226198724794813E-001	5.226245946282688E-001
32001	5.574603507720894E-001	5.574650729208770E-001
34001	5.923008290646976E-001	5.923055512134852E-001
36001	6.271413073573058E-001	6.271460295060933E-001
38001	6.619817856499140E-001	6.619865077987015E-001
40001	6.968222639425221E-001	6.968269860913097E-001
42001	7.316627422351303E-001	7.316674643839178E-001
44001	7.665032205277385E-001	7.665079426765260E-001
46001	8.013436988203466E-001	8.013484209691342E-001
48001	8.361841771129548E-001	8.361888992617423E-001
50001	8.710246554055630E-001	8.710293775543505E-001
52001	9.058651336981711E-001	9.058698558469587E-001
54001	9.407056119907793E-001	9.407103341395668E-001
56001	9.755460902833875E-001	9.755508124321750E-001

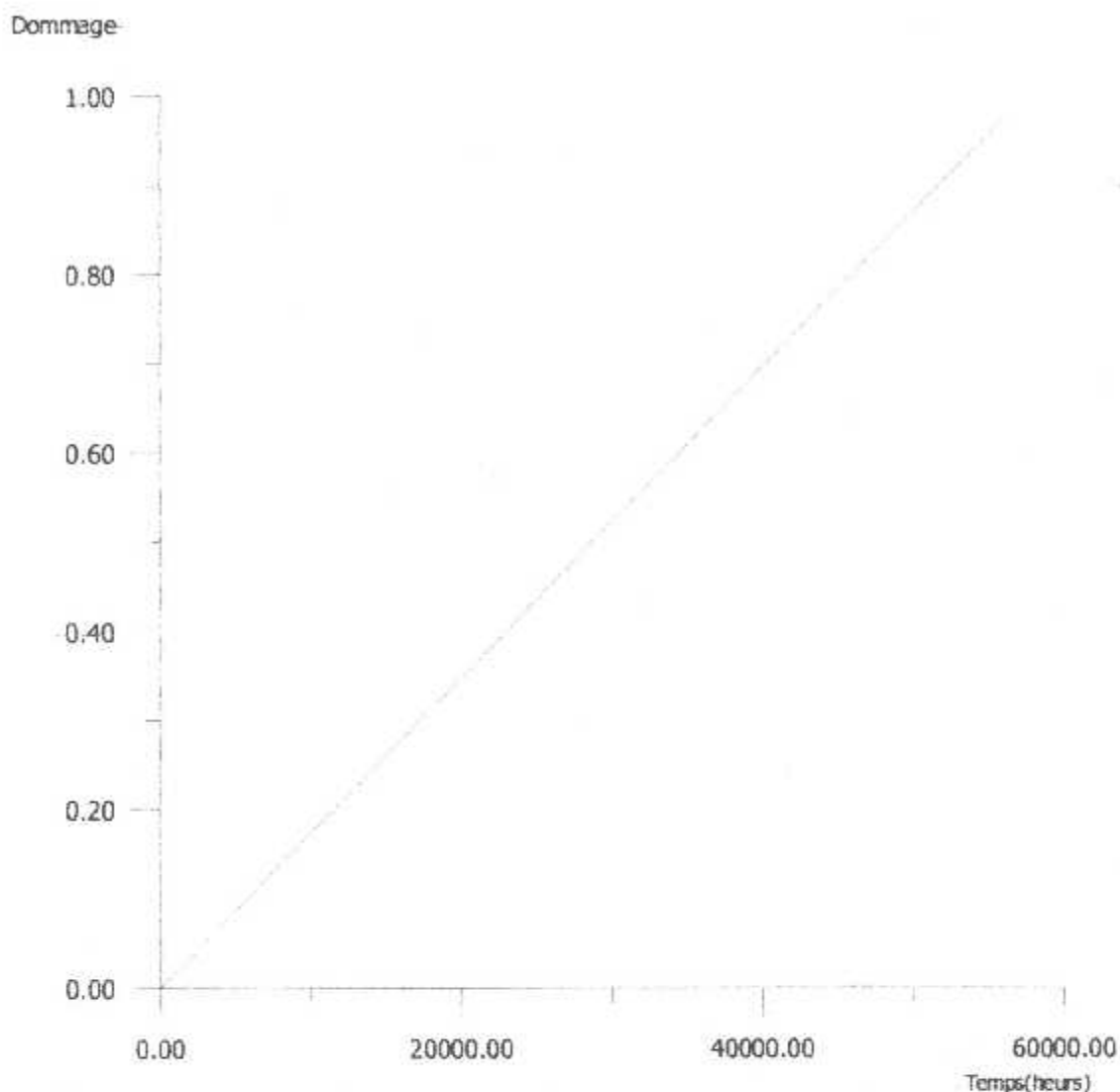


Figure 5-10 Courbe d'évaluation des dommages en fonction de temps pour le modèle de Miner pour le cas stator(a)

### 5.8.1.2 Modèle de Chaboche :

1	1.058175E-05	1.059805E-05
2001	2.248573E-02	2.248671E-02
4001	4.627219E-02	4.627366E-02
6001	7.105850E-02	7.106038E-02
8001	9.675656E-02	9.675884E-02
10001	1.233344E-01	1.233370E-01
12001	1.507872E-01	1.507902E-01
14001	1.791285E-01	1.791319E-01
16001	2.083871E-01	2.083908E-01
18001	2.386047E-01	2.386089E-01
20001	2.698379E-01	2.698425E-01
22001	3.021567E-01	3.021618E-01
24001	3.356572E-01	3.356628E-01
26001	3.704506E-01	3.704567E-01
28001	4.066874E-01	4.066941E-01



30001	4.445522E-01	4.445597E-01
32001	4.842969E-01	4.843053E-01
34001	5.262582E-01	5.262675E-01
36001	5.709091E-01	5.709197E-01
38001	6.189580E-01	6.189702E-01
40001	6.715377E-01	6.715522E-01
42001	7.306926E-01	7.307107E-01
44001	8.009642E-01	8.009890E-01
46001	8.989883E-01	8.990381E-01

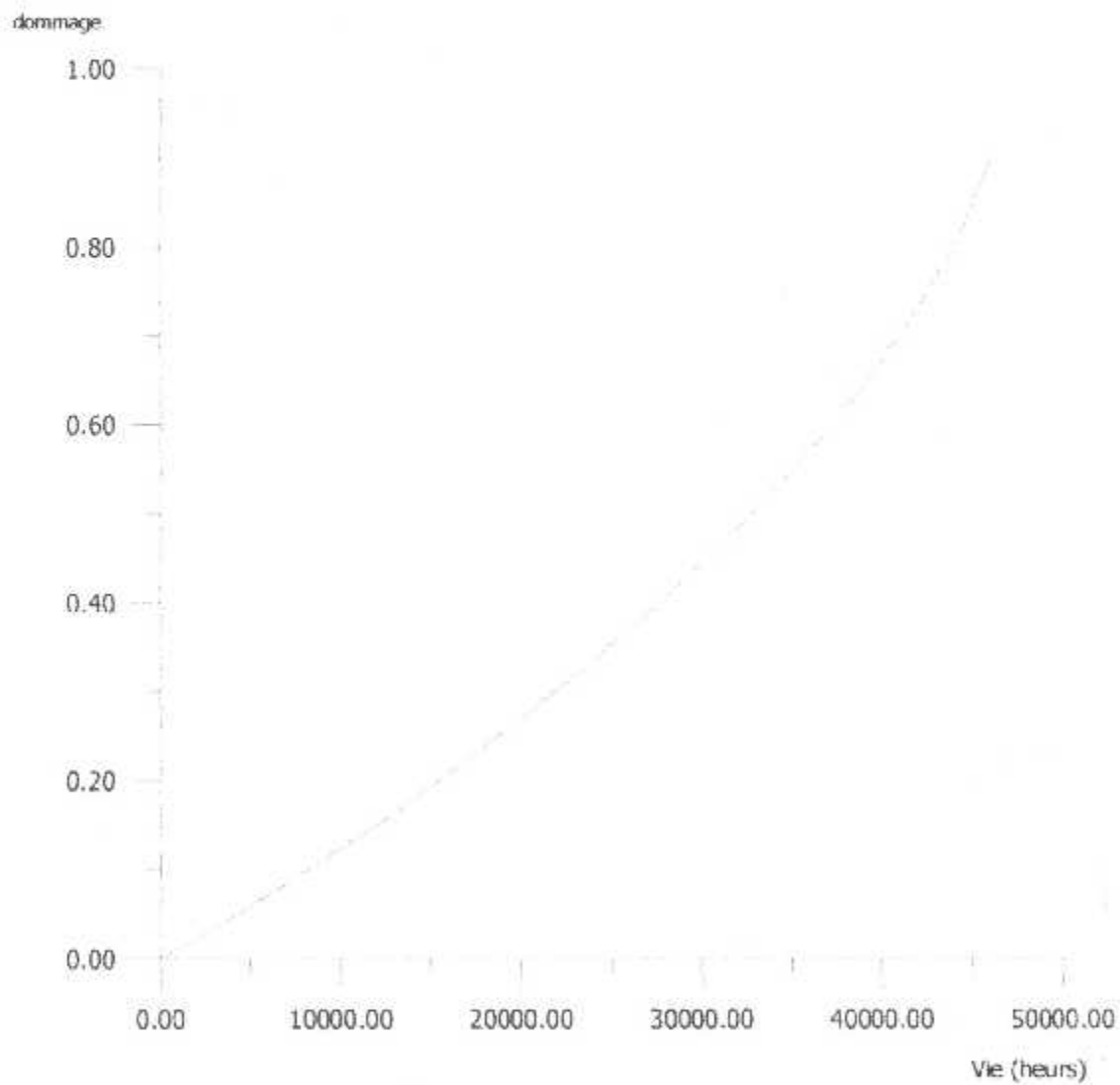


Figure 5-10 Courbe d'évaluation des dommages en fonction de temps pour le modèle de Chaboche pour le cas stator(b)

## 5.8.2 Le rotor:

### 5.8.2.1. Modèle de Miner:

1	5.101650458527729E-006	3.075385757256299E-005
2001	6.151281679558451E-002	6.153846900269855E-002
4001	1.230205319407105E-001	1.230461841478245E-001
6001	1.845282470858365E-001	1.845538992929505E-001
8001	2.460359622309625E-001	2.460616144380765E-001
10001	3.075436773760885E-001	3.075693295832025E-001
12001	3.690513925212144E-001	3.690770447283285E-001
14001	4.305591076663404E-001	4.305847598734545E-001
16001	4.920668228114664E-001	4.920924750185804E-001
18001	5.535745379565924E-001	5.536001901637064E-001
20001	6.150822531017184E-001	6.151079053088324E-001
22001	6.765899682468444E-001	6.766156204539584E-001
24001	7.380976833919704E-001	7.381233355990844E-001
26001	7.996053985370963E-001	7.996310507442104E-001
28001	8.611131136822223E-001	8.611387658893364E-001
30001	9.226208288273483E-001	9.226464810344623E-001
32001	9.841285439724743E-001	9.841541961795883E-001

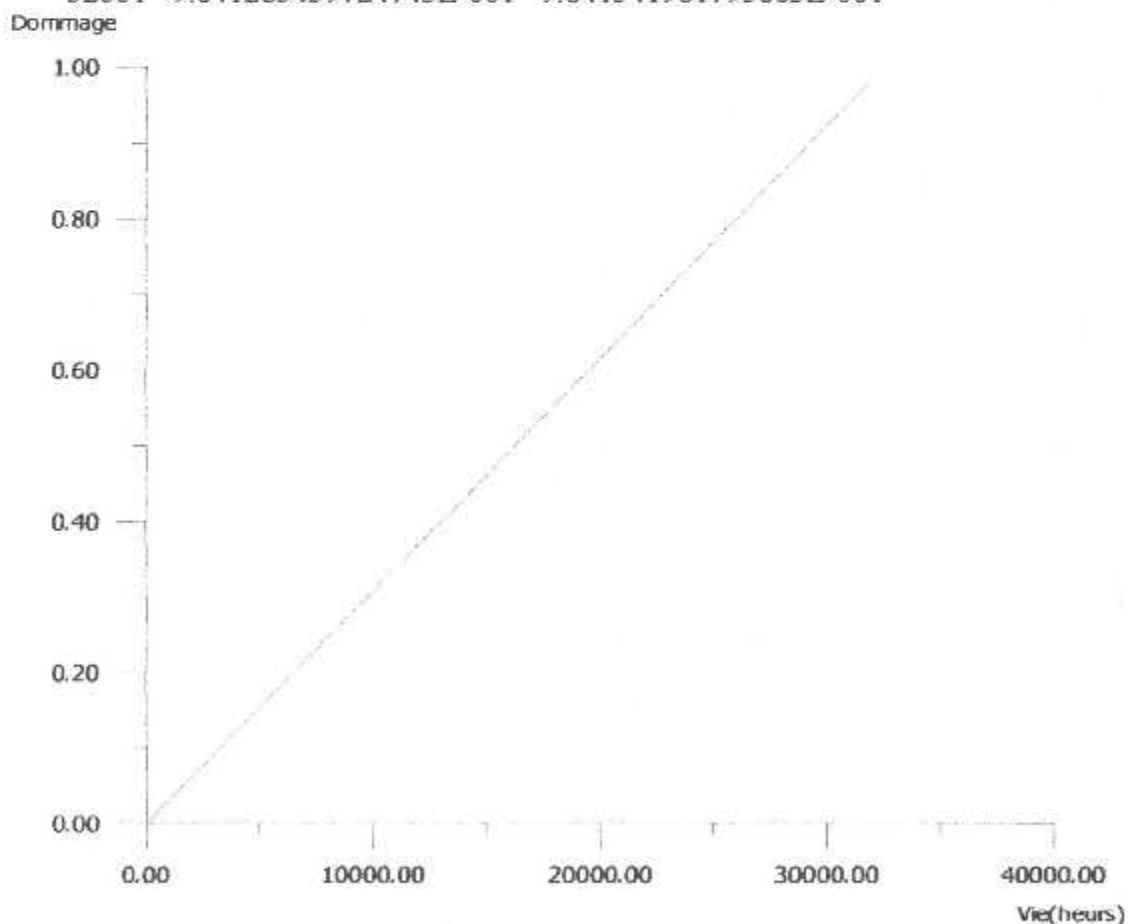


Figure 5-11 Courbe d'évaluation des dommages en fonction de temps pour le modèle de Miner pour le cas rotor(a).

### 5.8.2.2 Modèle de Chaboche:

1	4.251377E-06	2.921308E-05
2001	3.989026E-02	3.990519E-02
4001	7.820667E-02	7.822153E-02
6001	1.168020E-01	1.168171E-01
8001	1.561292E-01	1.561447E-01
10001	1.964901E-01	1.965062E-01
12001	2.381587E-01	2.381754E-01
14001	2.814284E-01	2.814460E-01
16001	3.266533E-01	3.266719E-01
18001	3.742742E-01	3.742940E-01
20001	4.248848E-01	4.249063E-01
22001	4.793333E-01	4.793569E-01
24001	5.389222E-01	5.389486E-01
26001	6.058612E-01	6.058919E-01
28001	6.845382E-01	6.845765E-01
30001	7.868698E-01	7.869262E-01

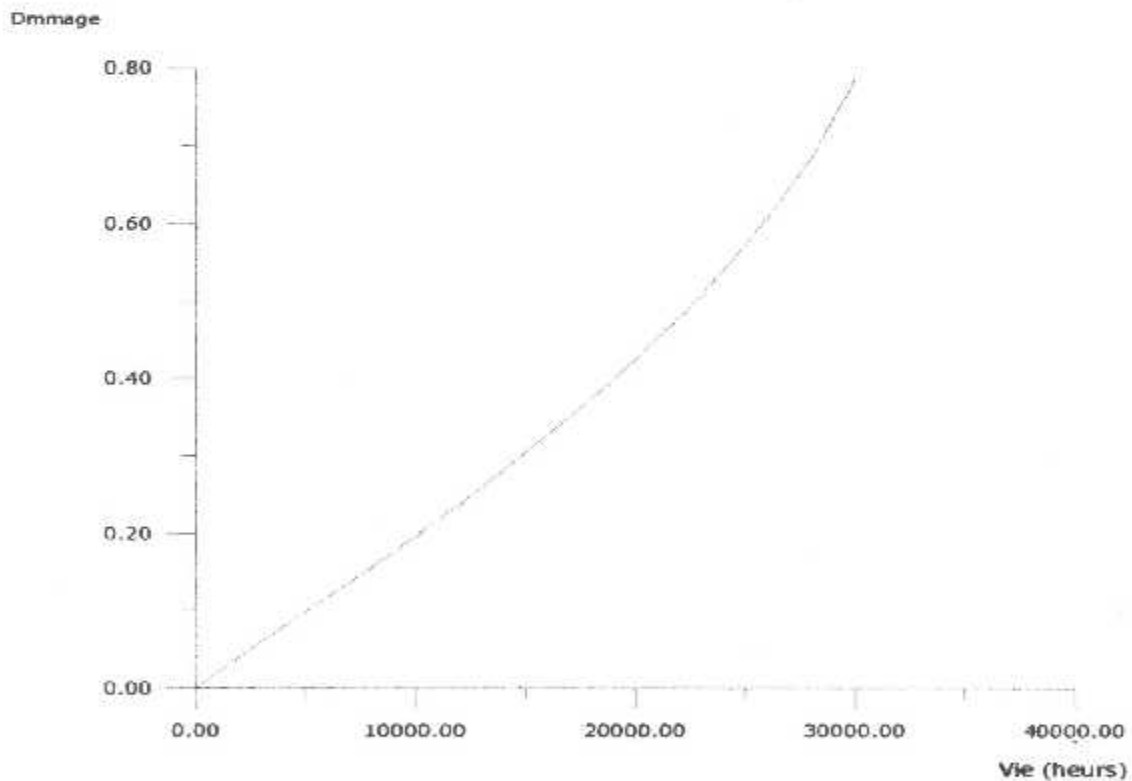


Figure 5-11 Courbe d'évaluation des dommages en fonction de temps pour le modèle de Chaboche pour le cas rotor(b).

## 5.9 Conclusion :

Dans ce chapitre d'application a été réalisé une procédure, qui calcul la vie au phénomène fatigue- fluage. Grâce à ce travail nous pouvons dire que les contraintes thermiques sont le facteur principal dans le chargement des aubes, et que le dommage non linéaire de Chaboche est plus descriptif de l'évolution de ce dernier, et qu'il est plus conservateur.

### Remarque :

Un cycle présent dans notre cas deux heurs de vol.



## Conclusion :

Après avoir fait une description d'un turbopropulseur et déduit les pressions et les températures, on a calculé les contraintes mécaniques et thermiques dues aux chargements thermomécaniques variables. Sous ces chargements, la déformation viscoplastique de fluage à niveau constante des contraintes conduit à la croissance inter granulaire des cavités de fluage qui contribues également à la formation et à la propagation des microfissures. C'est ce qu'on appel « interaction fluage- fatigue ».

Après avoir identifié séparément les modèles de durée de vie en fatigue (Basquin) et en fluage pur (Larson Miller), il est désormais possible d'identifier les modèles de durée de vie utilisant les cumuls d'endommagement développé dans le quatrième chapitre. Des études montrent qu'une telle identification est réalisable de manière précise grâce à des essais de fatigue fluage, où les deux effets sont couplés à chaque cycle. de ce fait il est difficile de faire une identification des paramètres du modèle de dommage de Chaboche et pour cette raison là le modèle de Miner est plus général et plus utilisé malgré qu'il est moins précis et moins conservateur que le modèle de Chaboche .

L'analyse élastoplasticité ou de visco-plasticité contrainte/déformation n'est pas une proposition pratique pour la température ou de répétition des chargements mécaniques mesurées dans le domaine, car c'est souvent long et complexe. Un certain besoin de méthodes simplifiées doit être développé. Le problème multiaxial doit être également traité à l'avenir. Plus de recherches sont nécessaire.

D'un côté plus personnel, enfin, ce travail m'aura permis de découvrir de manière très concrète la réalité du métier d'ingénieur. Je retiens notamment que les connaissances théoriques enseignées dans le département, nécessaires pour appréhender et résoudre les problèmes posés, ne constituent qu'une partie des compétences que doit avoir un ingénieur.

## Les annexes :

### Annex1 : Les propriétés des gaz [réf.3].

Gas Temperature		Dry Air Properties		Specific Heats for Exhaust Gases			
Celsius	Kelvin	Cp	Gamma	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O
-70	203	1.0021	1.4016	0.9114	1.0410	0.7357	1.8513
-60	213	1.0020	1.4016	0.9111	1.0403	0.7482	1.8515
-50	223	1.0020	1.4016	0.9111	1.0397	0.7605	1.8521
-40	233	1.0020	1.4016	0.9113	1.0392	0.7725	1.8529
-30	243	1.0021	1.4015	0.9118	1.0388	0.7842	1.8541
-20	253	1.0023	1.4014	0.9125	1.0385	0.7956	1.8555
-10	263	1.0025	1.4013	0.9135	1.0382	0.8068	1.8572
0	273	1.0028	1.4012	0.9146	1.0381	0.8178	1.8591
10	283	1.0031	1.4010	0.9159	1.0380	0.8286	1.8613
15	288	1.0033	1.4009	0.9166	1.0381	0.8338	1.8625
20	293	1.0035	1.4007	0.9174	1.0381	0.8391	1.8637
30	303	1.0040	1.4004	0.9191	1.0382	0.8493	1.8664
40	313	1.0046	1.4001	0.9209	1.0384	0.8594	1.8692
50	323	1.0053	1.3998	0.9229	1.0388	0.8692	1.8723
60	333	1.0060	1.3994	0.9250	1.0392	0.8789	1.8756
70	343	1.0068	1.3989	0.9272	1.0396	0.8883	1.8791
80	353	1.0077	1.3984	0.9295	1.0402	0.8976	1.8827
90	363	1.0087	1.3979	0.9320	1.0408	0.9066	1.8866
100	373	1.0097	1.3973	0.9345	1.0416	0.9155	1.8906
110	383	1.0109	1.3967	0.9371	1.0424	0.9242	1.8947
120	393	1.0121	1.3960	0.9398	1.0432	0.9327	1.8991
130	403	1.0133	1.3953	0.9425	1.0442	0.9410	1.9035
140	413	1.0147	1.3946	0.9454	1.0452	0.9491	1.9081
150	423	1.0161	1.3938	0.9482	1.0463	0.9571	1.9129
160	433	1.0176	1.3930	0.9511	1.0475	0.9650	1.9178
170	443	1.0192	1.3922	0.9541	1.0488	0.9726	1.9228
180	453	1.0208	1.3913	0.9571	1.0501	0.9802	1.9279
190	463	1.0225	1.3904	0.9601	1.0514	0.9875	1.9331
200	473	1.0243	1.3895	0.9632	1.0529	0.9946	1.9384
210	483	1.0261	1.3885	0.9662	1.0544	1.0019	1.9439
220	493	1.0279	1.3875	0.9693	1.0559	1.0088	1.9494
230	503	1.0299	1.3865	0.9724	1.0575	1.0156	1.9550
240	513	1.0318	1.3855	0.9755	1.0592	1.0223	1.9607
250	523	1.0338	1.3845	0.9785	1.0609	1.0289	1.9665
260	533	1.0359	1.3834	0.9816	1.0627	1.0353	1.9724
270	543	1.0380	1.3823	0.9847	1.0645	1.0416	1.9784
280	553	1.0402	1.3812	0.9877	1.0664	1.0478	1.9844
290	563	1.0423	1.3801	0.9908	1.0683	1.0539	1.9905
300	573	1.0446	1.3790	0.9938	1.0702	1.0598	1.9966
310	583	1.0468	1.3779	0.9968	1.0722	1.0656	2.0028
320	593	1.0491	1.3768	0.9998	1.0743	1.0714	2.0091
330	603	1.0514	1.3757	1.0027	1.0763	1.0770	2.0155
340	613	1.0537	1.3745	1.0057	1.0784	1.0825	2.0218
350	623	1.0560	1.3734	1.0085	1.0806	1.0879	2.0283
360	633	1.0584	1.3722	1.0114	1.0827	1.0933	2.0347
370	643	1.0608	1.3711	1.0142	1.0849	1.0985	2.0413
380	653	1.0632	1.3699	1.0170	1.0872	1.1036	2.0478
390	663	1.0656	1.3688	1.0198	1.0894	1.1086	2.0544
400	673	1.0680	1.3677	1.0225	1.0917	1.1136	2.0611
410	683	1.0704	1.3665	1.0252	1.0940	1.1184	2.0677
420	693	1.0728	1.3654	1.0278	1.0963	1.1232	2.0745
430	703	1.0752	1.3643	1.0304	1.0986	1.1279	2.0812
440	713	1.0776	1.3632	1.0329	1.1009	1.1325	2.0880

Gas Temperature		Dry Air Properties		Specific Heats for Exhaust Gases			
Celsius	Kelvin	Cp	Gamma	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O
450	723	1.0801	1.3621	1.0354	1.1033	1.1370	2.0947
460	733	1.0825	1.3610	1.0379	1.1056	1.1414	2.1016
470	743	1.0849	1.3599	1.0403	1.1080	1.1457	2.1084
480	753	1.0873	1.3588	1.0427	1.1104	1.1500	2.1153
490	763	1.0897	1.3577	1.0450	1.1128	1.1542	2.1221
500	773	1.0921	1.3567	1.0473	1.1152	1.1583	2.1290
510	783	1.0944	1.3556	1.0496	1.1176	1.1624	2.1359
520	793	1.0968	1.3546	1.0518	1.1200	1.1663	2.1429
530	803	1.0991	1.3536	1.0539	1.1224	1.1702	2.1498
540	813	1.1015	1.3525	1.0561	1.1248	1.1741	2.1568
550	823	1.1038	1.3516	1.0581	1.1271	1.1778	2.1637
560	833	1.1061	1.3506	1.0602	1.1295	1.1815	2.1707
570	843	1.1083	1.3496	1.0622	1.1319	1.1852	2.1777
580	853	1.1106	1.3486	1.0641	1.1343	1.1887	2.1847
590	863	1.1128	1.3477	1.0660	1.1366	1.1922	2.1917
600	873	1.1150	1.3468	1.0679	1.1390	1.1957	2.1987
610	883	1.1172	1.3458	1.0697	1.1413	1.1991	2.2057
620	893	1.1194	1.3449	1.0715	1.1437	1.2024	2.2127
630	903	1.1215	1.3441	1.0733	1.1460	1.2056	2.2197
640	913	1.1237	1.3432	1.0750	1.1483	1.2089	2.2267
650	923	1.1258	1.3423	1.0767	1.1506	1.2120	2.2336
660	933	1.1279	1.3415	1.0784	1.1528	1.2151	2.2408
670	943	1.1299	1.3406	1.0800	1.1551	1.2181	2.2478
680	953	1.1319	1.3398	1.0816	1.1573	1.2211	2.2548
690	963	1.1339	1.3390	1.0831	1.1595	1.2240	2.2618
700	973	1.1359	1.3382	1.0847	1.1617	1.2269	2.2688
710	983	1.1379	1.3375	1.0862	1.1639	1.2297	2.2758
720	993	1.1398	1.3367	1.0876	1.1660	1.2325	2.2828
730	1003	1.1417	1.3359	1.0891	1.1681	1.2352	2.2898
740	1013	1.1436	1.3352	1.0905	1.1702	1.2379	2.2968
750	1023	1.1455	1.3345	1.0919	1.1723	1.2405	2.3038
760	1033	1.1473	1.3338	1.0933	1.1743	1.2431	2.3107
770	1043	1.1491	1.3331	1.0946	1.1764	1.2457	2.3177
780	1053	1.1509	1.3324	1.0959	1.1784	1.2481	2.3246
790	1063	1.1527	1.3317	1.0972	1.1803	1.2506	2.3316
800	1073	1.1544	1.3310	1.0985	1.1823	1.2530	2.3385
810	1083	1.1561	1.3304	1.0997	1.1842	1.2554	2.3454
820	1093	1.1578	1.3297	1.1010	1.1861	1.2577	2.3523
830	1103	1.1595	1.3291	1.1022	1.1880	1.2599	2.3592
840	1113	1.1611	1.3285	1.1034	1.1898	1.2622	2.3660
850	1123	1.1628	1.3279	1.1046	1.1916	1.2644	2.3729
860	1133	1.1644	1.3273	1.1058	1.1934	1.2665	2.3797
870	1143	1.1659	1.3267	1.1069	1.1952	1.2687	2.3865
880	1153	1.1675	1.3261	1.1081	1.1969	1.2707	2.3933
890	1163	1.1690	1.3255	1.1092	1.1986	1.2728	2.4001
900	1173	1.1706	1.3250	1.1103	1.2003	1.2748	2.4068
910	1183	1.1721	1.3244	1.1114	1.2019	1.2768	2.4136
920	1193	1.1735	1.3239	1.1125	1.2036	1.2787	2.4203
930	1203	1.1750	1.3233	1.1136	1.2052	1.2806	2.4269
940	1213	1.1765	1.3228	1.1147	1.2067	1.2825	2.4336
950	1223	1.1779	1.3223	1.1157	1.2083	1.2843	2.4402
960	1233	1.1793	1.3218	1.1168	1.2098	1.2861	2.4468



Gas Temperature		Dry Air Properties		Specific Heats for Exhaust Gases			
Celsius	Kelvin	Cp	Gamma	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O
970	1243	1.1807	1.3213	1.1178	1.2113	1.2879	2.4534
980	1253	1.1820	1.3208	1.1189	1.2128	1.2897	2.4600
990	1263	1.1834	1.3203	1.1199	1.2142	1.2914	2.4665
1000	1273	1.1847	1.3198	1.1209	1.2157	1.2931	2.4730
1010	1283	1.1860	1.3194	1.1220	1.2171	1.2948	2.4794
1020	1293	1.1873	1.3189	1.1230	1.2184	1.2964	2.4859
1030	1303	1.1886	1.3185	1.1240	1.2198	1.2980	2.4923
1040	1313	1.1899	1.3180	1.1250	1.2211	1.2996	2.4986
1050	1323	1.1911	1.3176	1.1260	1.2225	1.3012	2.5049
1060	1333	1.1924	1.3171	1.1270	1.2237	1.3027	2.5112
1070	1343	1.1936	1.3167	1.1279	1.2250	1.3042	2.5175
1080	1353	1.1948	1.3163	1.1289	1.2263	1.3057	2.5237
1090	1363	1.1960	1.3159	1.1299	1.2275	1.3072	2.5299
1100	1373	1.1972	1.3155	1.1309	1.2287	1.3086	2.5360
1110	1383	1.1983	1.3151	1.1318	1.2299	1.3101	2.5421
1120	1393	1.1995	1.3147	1.1328	1.2311	1.3115	2.5482
1130	1403	1.2006	1.3143	1.1337	1.2323	1.3128	2.5542
1140	1413	1.2017	1.3139	1.1347	1.2334	1.3142	2.5602
1150	1423	1.2028	1.3135	1.1356	1.2346	1.3156	2.5661
1160	1433	1.2039	1.3131	1.1365	1.2357	1.3169	2.5720
1170	1443	1.2050	1.3128	1.1375	1.2368	1.3182	2.5778
1180	1453	1.2061	1.3124	1.1384	1.2379	1.3195	2.5836
1190	1463	1.2071	1.3120	1.1393	1.2390	1.3208	2.5894
1200	1473	1.2082	1.3117	1.1402	1.2401	1.3221	2.5951
1210	1483	1.2092	1.3113	1.1411	1.2412	1.3233	2.6007
1220	1493	1.2102	1.3110	1.1420	1.2422	1.3246	2.6063
1230	1503	1.2112	1.3107	1.1429	1.2433	1.3258	2.6119
1240	1513	1.2122	1.3103	1.1438	1.2443	1.3270	2.6174
1250	1523	1.2132	1.3100	1.1447	1.2454	1.3282	2.6229
1260	1533	1.2142	1.3097	1.1455	1.2464	1.3294	2.6283
1270	1543	1.2152	1.3094	1.1464	1.2474	1.3306	2.6336
1280	1553	1.2161	1.3090	1.1473	1.2484	1.3318	2.6390
1290	1563	1.2171	1.3087	1.1481	1.2494	1.3329	2.6442
1300	1573	1.2180	1.3084	1.1489	1.2504	1.3341	2.6494
1310	1583	1.2189	1.3081	1.1498	1.2514	1.3352	2.6546
1320	1593	1.2198	1.3078	1.1506	1.2524	1.3363	2.6597
1330	1603	1.2207	1.3075	1.1514	1.2534	1.3374	2.6648
1340	1613	1.2216	1.3072	1.1522	1.2544	1.3385	2.6698
1350	1623	1.2225	1.3069	1.1530	1.2554	1.3396	2.6747
1360	1633	1.2234	1.3066	1.1538	1.2564	1.3407	2.6796
1370	1643	1.2242	1.3064	1.1546	1.2573	1.3418	2.6845
1380	1653	1.2251	1.3061	1.1553	1.2583	1.3429	2.6893
1390	1663	1.2259	1.3058	1.1561	1.2593	1.3439	2.6941
1400	1673	1.2268	1.3055	1.1569	1.2603	1.3450	2.6988
1410	1683	1.2276	1.3053	1.1576	1.2612	1.3460	2.7034
1420	1693	1.2284	1.3050	1.1583	1.2622	1.3470	2.7081
1430	1703	1.2292	1.3047	1.1591	1.2631	1.3480	2.7126
1440	1713	1.2300	1.3045	1.1598	1.2641	1.3491	2.7172
1450	1723	1.2308	1.3042	1.1605	1.2650	1.3501	2.7217
1460	1733	1.2316	1.3040	1.1612	1.2659	1.3511	2.7261
1470	1743	1.2324	1.3037	1.1619	1.2669	1.3520	2.7305
1480	1753	1.2332	1.3035	1.1626	1.2678	1.3530	2.7349
1490	1763	1.2340	1.3032	1.1633	1.2687	1.3540	2.7392
1500	1773	1.2348	1.3030	1.1640	1.2696	1.3549	2.7435



**Annex2** : Les modules de Young pour les superalliage de base de nickel [site internet. 5].

°C	GPa
20	222
100	204
200	218
300	195
400	207
500	163
600	167
700	149
800	159
900	132
1000	108

**Annex3** : Les coefficients de dilatation pour les superalliage de base de nickel [site internet. 7].

Temperature		Coefficient	
70° F to	21° C to	in./in./° F x 10 <sup>6</sup>	mm/mm/° C x 10 <sup>6</sup>
800	425	7.5	13.5
1000	540	7.7	13.9
1200	650	8.0	14.4
1300	705	8.2	14.8

**Annex4** : Les contraintes ultimes et les contraintes d'endurances pour les superalliage de base de nickel [site internet. 5].

°C	0.1% Proof Stress MPa	0.2% Proof Stress MPa	Tensile Strength MPa	Elongation %	Reduction %
20	657	663	1180	31.2	29.3
200	399	410	1126	29.6	31.3
400	533	544	1001	28.0	26.6
600	330	347	909	21.6	23.5
700	361	381	947	26.0	27.9
800	335	356	644	25.8	24.9
900	293	315	365	22.4	24.2
1000	59	61	95	137.8	95.0

## Les références :

1. Joint Research Centre, European Commission . Institute of Materials annual Report 1999.
2. Joint Research Centre, European Commission . Institute of Materials annual Report 2000.
3. Rotating Notes - version 1.3 : Dugald Carmichael . 2001.  
Lecture Notes: Fundamentals in the Gas Turbine Engine. Fluid machinery laboratory. 2001 .
4. Lecture notes . Fluid machinery laboratory. 2001.
5. Overview of Hot Section Component Repair Methods : D. W. Gandy and G. Frederick, EPRI RRAC, Charlotte, North Carolina, J. T. Stover, Consultant. Travelers Rest, South Carolina . R. Viswanathan EPRI SS&T Palo Alto, California. 2000.
6. Properties and Selection: Stainless Steels, Tool Materials, and Special Purpose Metals, Vol. 3, 9th ed., D. Benjamin (Senior Ed.), American Society for Metals, 1980, p. 131.).
7. PHYSICAL MECHANISMS OF DAMAGE : A. Pineau . 2003.
8. Projet d'intégration : Jean-François Lauzon - 01 133 482, Mathieu Levasseur - 00 943 858, Alexis Lussier Desbiens - 01 152 781, France Sergerie - 01 132 526 . Sherbrooke (Québec) Canada 5 août 2003.
9. Mechanical Behaviour of Gas Turbine Coatings : Mats Eskner. Doctoral Thesis. Department of Materials Science and Engineering Royal Institute of Technology SE-100 44 Stockholm, Sweden . Stockholm 2004.
10. AMELIORATION DE MODELES DE COMPORTEMENT ET DE DUREE DE VIE POUR DES ALLIAGES DE CULASSES : RAPPORT DE STAGE D'OPTION SCIENTIFIQUE. RENAULT S.A. - Direction de la mécanique Service de Mécanique des solides et Thermique 67, rue des bons raisins 92500 RUEIL-MALMAISON. 2002.
11. Accuracy of material parameter estimation : Anders Salomonsson . Volvo Aero Corporation Materials Technology 461 81 Trollhättan, Sweden . Division of Computer Aided Design Departement of Mechanical Engineering Luleå university of Technology 971 87 Luleå, Sweden. December 1999.
12. Développements récents dans la prévision thermomécanique de la vie de fatigue de Super alloys : 1999.
13. NUMERICAL PREDICTION OF ISOTHERMAL AND THERMO-MECHANICAL FATIGUE LIFE OF COMPONENTS AND STRUCTURES. X. Lin, R. Anderson, O. Vladimir and L. Lack.  
nCode International Ltd, 230 Woodbourn Road, Sheffield S9 3LQ, UK.  
nCode International, Inc. 26877 Northwestern Highway, Suite 220, Southfield, MI 48034, USA.
14. Thermal Fatigue of Automotive Components : Vladimir Ogarevic nCode International, Bruce Whittle Ford Motor Company, Xiaobin Lin nCode International, Robin Anderson nCode International. Copyright © 2001 Society of Automotive Engineers, Inc.
15. Damage and Fracture Mechanics VIII, C. A. Brebbia & A. Varvani-Farahani (Editors) © 2004 WIT Press, www.witpress.com, ISBN 1-85312-707-8.
16. Implication of engine's deterioration upon an aero-engine HP turbine blade's thermal fatigue life : M. Naeem , R. Singh, D. Probert. Central Technical Development Unit (CTDU), PAF Base Faisal, Shahrah-e-Faisal, Karachi, Pakistan. School of Mechanical Engineering, Cranfield University . Bedfordshire, MK 43 0AL, UK. 1999.

Ryb

K



17. Matériaux Tome 1. Propriétés et applications: Michael F. Ashby, David R. H. Jones. Professeurs au département d'Ingénieur de l'Université de Cambridge (Grand-Bretagne).
18. X. Badiche, S. Forest et coll., *Materials Science and Engineering* 6 A289 (2000) p. 277.
19. Materials Research Group, School of Engineering Sciences, University of Southampton, Highfield, Southampton. SO17 1BJ : M. Miller, P. Reed, M. Joyce.
20. ATS Land Based Turbine Casting Initiative:  
Allen R.Price(aprice@howmet.com; 616-894-7149),  
Boyd A. Mueller (bmueller@howmet.com; 616-894-7216). Howmet Research Corporation 1500 S. Warner Street Whitehall, MI 49461.
21. LIFE MANAGEMENT SYSTEM FOR COMBUSTION TURBINE BUCKETS AND NOZZLES :R. Viswanathan, J. Scheibel and D.W. Gandy, EPRI, USA.
22. REVIEW OF STATUS OF ADVANCED MATERIALS FOR POWER GENERATION Octobre 2002
23. Materials Behavior in HTGR Environments :K. Natesan, A. Purohit, and S. W. Tam. U.S. Nuclear Regulatory Commission Office of Nuclear Regulatory Research Washington, DC 20555-0001. 2003.
24. ABAQUS user subroutines for the simulation of viscoplastic behaviour including anisotropic damage for isotropic materials and for single crystals: Weidong Qi, Wolfgang Brocks. June 2001.
25. 2.002 MECHANICS and MATERIALS II SPRING 2004. SUPPLEMENTARY NOTES : ©L. Anand and D. M. Parks . MASSACHUSETTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING CAMBRIDGE MASSACHUSETTS 02139.
26. DEVELOPMENT OF A LASER-BASED / HIGH STRENGTH WELDFILLER PROCESS TO EXTEND REPAIR LIMITS ON IN-738 GASTURBINE BLADES. Presented at Fourth International EPRI Conference Marriott's Marco Island Resort and Golf Club Naples, Florida, USA. Welding and Repair Technology for Power Plants June 7 - 9, 2000.
27. CHARACTERISATION OF THE CYCLIC BEHAVIOUR OF ELASTIC-PLASTIC-CREEPING BODIES: Alan.R.S.Ponter .XXI ICTAM, 15-21 August 2004, Warsaw, Poland.
28. Investigation on high temperature strengthening and toughening of iron-base superalloy: Xishan Xie, Zhengdong Mao, Jianxin Dong, and Yaohe Hu . *Journal of University of Science and Technology Beijing Volume 10, Number 1, February 2003, Page 44.*
29. stainless steels and their properties by Béla Leffler
30. ALLISON ENGINE COMPANY'S INDUSTRIAL ADVANCED TURBINE SYSTEMS PROGRAM OVERVIEW:William D. Weisbrod II (William.D.Weisbrod@Allison.com; 317-230-2470) Allison Engine Company P.O. Box 420 Indianapolis, IN 46206.
31. An extended Chaboche viscoplastic law at finite strains and its numerical implementation: W. Brocks, Ruocheng Lin. GKSS 2003/20.
32. MODELING CREEP AND FATIGUE OF COPPER ALLOYS: G. Li, B. G. Thomas, and J. F. Stubbins . *Metallurgical and Materials Transactions A*, 2000, Vol. 31A, No. 10, pp. 2491-2502.
33. INFLUENZA DEL CREEP IN PROVE DI FATICA BITERMICA: G. Zonfrillo, F. Pratesi. *Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali, Università di Firenze, Via S.Marta 3 - 50139 Firenze.*
34. Thermomechanical fatigue - Damage mechanisms and mechanism-based life prediction methods: H-J CHRIST, A JUNG, H J MAIER and R TETERUK. Institut für Werkstofftechnik, Universität at Siegen, D-57068 Siegen, Germany. *Sadhana* a Vol.28, Parts 1 & 2, February/April 2003, pp. 147-165. © Printed in India.

35. Modeling of the Cyclic Stress Strain Behaviour of Nickel Base Superalloys under Thermomechanical Fatigue Conditions: *Ernst E. Affeldt* , *Joachim Hammer* , *Lorena Cerdán de la Cruz* .
36. Integrated lifing analysis for gas turbine Components : T. Tinga, W.P.J. Visser and W.B. de Wolf. Nationaal Lucht- en Ruimtevaartlaboratorium  
National Aerospace Laborator y NLR.NLR-TP-2000-632.2000

## Les sites inter net :

1. [www.rodin.com](http://www.rodin.com)
2. [xiaobin.lin@ncode.com](mailto:xiaobin.lin@ncode.com)
3. <http://www.engin.brown.edu/courses/en222/Notes/Fracturemechs/Fracturemechs.htm>
4. [www.specialmetals.com](http://www.specialmetals.com)
5. [giovanni.zonfrillo@unifi.it](mailto:giovanni.zonfrillo@unifi.it)
6. [Christ@ifwt.mb.uni-siegen.de](mailto:Christ@ifwt.mb.uni-siegen.de)
7. email : [acroeng@spstech.com](mailto:acroeng@spstech.com)