

ANALYSE DEFAILLANCE DISQUES HP DES TURBINES A GAZ

Mohamed Ali DJERIDANE , Mahmoud FERHAT⁽²⁾, H.A.BENHORMA⁽²⁾

Responsable Laboratoire Métallurgie

⁽¹⁾ Département Mécanique Industrielle/Direction Maintenance Laghouat/ Laboratoire Métallurgie,

⁽¹⁾ Labo. Mécanique/Uni-Laghouat

E-Mail: Mohamed-Ali.Djeridane@sonatrach.dz, m.ferhat@mail.lagh-univ.dz

Résumé

L'analyse de défaillance d'un disque HP récemment installé d'une turbine à gaz, par FEM été effectuée pour plusieurs conditions, a indiqué, là où une contrainte maximale a été observée, est située au niveau du rayon des dents inférieures des sapins (lieu d'amorce des fissures). La combinaison de la température et des contraintes élevées a ensuite provoqué une zone d'amorce. A partir du moment où l'amorce était présente, le processus est allé en s'amplifiant et

en s'accroissant. En fin de mécanisme, le disque s'est rompu, libérant trois aubes causant la destruction catastrophique d'une turbine à gaz de la DML-SONATRACH.

Mots-clefs : Turbine à gaz, défaillance, modélisation, fissuration.

1. INTRODUCTION

Dans les turbines à gaz, les roues de turbine ont pour fonction de convertir l'énergie des gaz issus de la combustion, en énergie mécanique. (fig.1).

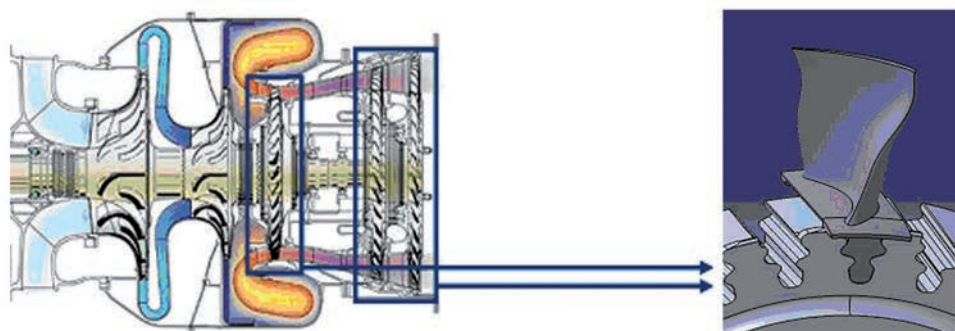


Fig.1. Roues de turbine (disque+aubes)

Elles sont constituées de disques sur lesquels sont montées des pales par des liaisons de type « pied de sapin» (fig. 2).

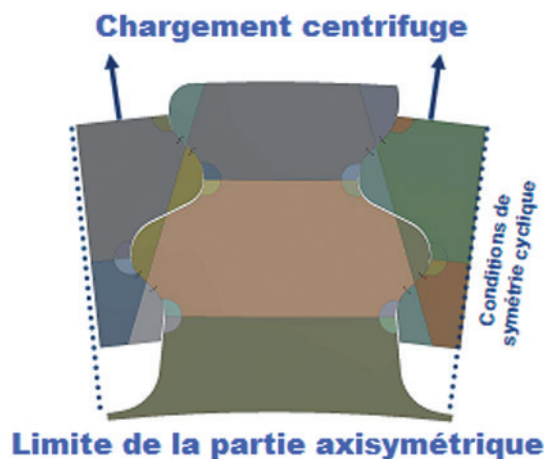


Fig. 2. Liaison type pied de sapin

Les attaches sont des interfaces :

- confinées et hyperstatiques,
- transmettant des charges de l'ordre de 50 kN,'
- opérant à des températures de l'ordre de 700°C,
- soumises à des vibrations,
- liées aux performances de la turbine

L'optimisation de leur dimensionnement impose de venir se placer aux limites des capacités matériaux (traction, cisaillement, fluage, fatigue, fretting, matage). Il est donc nécessaire de

déterminer finement la fiabilité de ces liaisons. Les probabilités de défaillance objectives sont faibles alors que les modèles mécaniques sont volumineux (grand nombre de paramètres, non linéarités.. etc.).

2. ANALYSE METALLURGIQUE

Après l'éclatement des disques HP des turbines à gaz, on constaté l'apparition des fissures au niveau des pas de sapin des attaches (fig. 3).



Fig. 3. Partie du disque HP endommagée

Des échantillons prélevés dans différentes zones du disque endommagé ont été préparés et examinés sous le microscope optique.

Les microstructures observées sont caractéristiques d'un A286 convenablement traité : grains de taille ASTM 5-6, fraction volumique d'inclusions et de phases primaires (ex : Ti(C, N)) faible, précipitation aux joints de grains normale (pas de vieillissement prématuré), absence d'oxydation intergranulaire [1].

Un examen des faciès de rupture a montré que les fissures s'étaient propagées par la coalescence de microcavités le long des joints de grains (intergranular microvoid coalescence) [2]. Ce mécanisme est typique des ruptures à propagation relativement lente ayant lieu à haute température. Aucune trace de striations de fatigue n'a été observée (fig. 4).

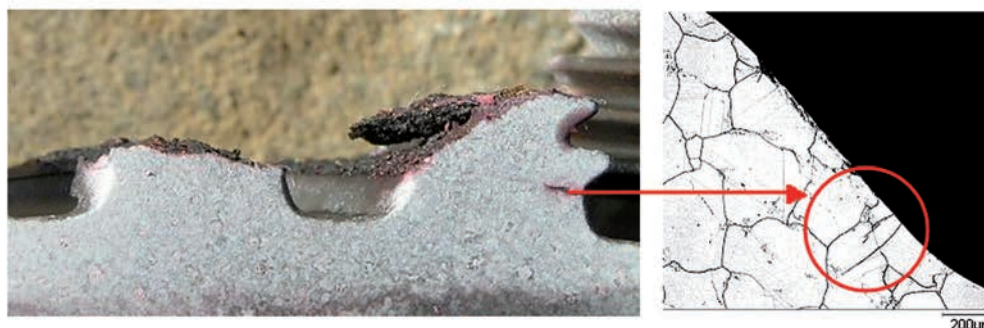


Fig.4. Micrographie de la fissure

3. CONTROLE DIMENSIONNEL

Lors du contrôle dimensionnel du disque éclaté, on a constaté la différence au niveau des attaches du sapin, par rapport au disque du constructeur d'origine MAN Turbo (fig. 5).

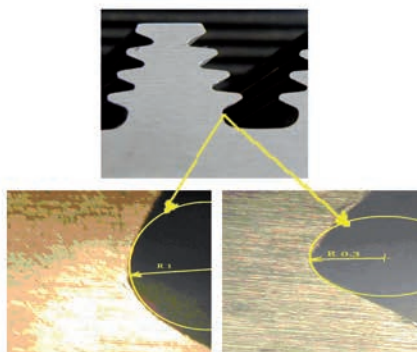


Fig.5. Différence dimensionnelle des sapins

4. MODELISATION

Le dimensionnement des attaches fait appel à des modèles mécaniques sous la forme de chaînes de calcul paramétrées et automatisées sous SolidWorks :

- **Etape 1** : Construction de la géométrie,
- **Etape 2** : Calcul préliminaire de moments statiques,
- **Etape 3** : Analyse axisymétrique du disque,
- **Etape 4** : Analyse mécanique de l'attache.
- **Etape 5** : Post traitements et écriture d'un fichier résultats.

Principales caractéristiques des calculs :

- Calcul 2D en contraintes planes,
- Sollicitations thermiques et mécaniques,
- Matériaux isotropes ou monocristallins,

- Lois élastiques ou élastoplastiques,
- Non-linéaires en raison des contacts et des lois matériaux

4.1. Calculs par éléments finis

Nous avons modélisé la géométrie précédente par éléments finis en considérant qu'il s'agit d'un matériau homogène isotrope. L'élément utilisé pour la discrétisation est le tétraédrique à quatre nœuds avec différentes finesses.

Les caractéristiques principales du matériau utilisé (Superalliage A286) sont :

Module de Young: $E = 2.01 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$.

Coefficient de Poisson : $\nu = 0.3$.

Masse volumique : $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$.

Limite élastique : $Re = 760 \text{ N/m}^2$.

Résistance à la rupture : $Rr = 1035 \text{ N/m}^2$.

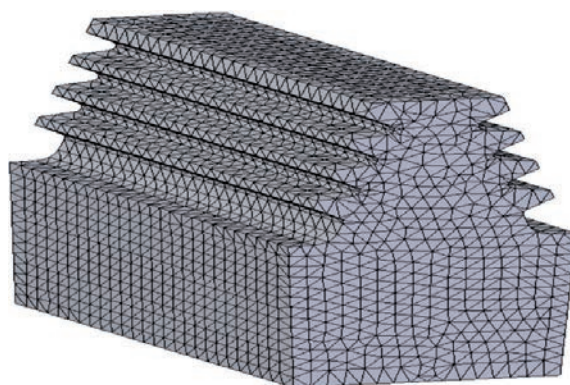


Fig. 6. Discretisation par éléments finis

4.2. Géométrie du pied de sapin

Puisque la roue HP est symétrique, il est évident de ne discrétiser que la partie illustrée (fig. 7).

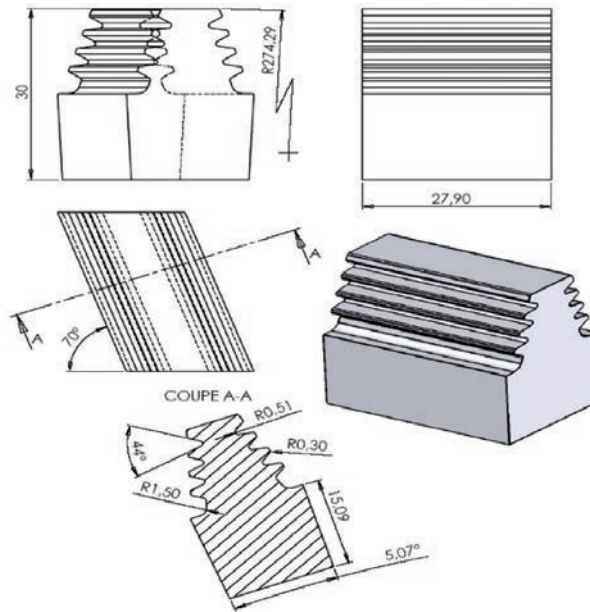


Fig.7. Dimensions de la partie éclatée du disque

On calcule la force centrifuge F qu'exerce une aube de turbine sur son attache. Pour cela, on considère que sa masse est linéairement répartie et que la densité linéique est uniquement fonction de la distance r à l'axe de rotation selon la formule :

$$F = m\omega^2 r \quad (1)$$

Ou : m est la masse de l'aube, r est la distance entre l'aube et le centre de rotation (le rayon de courbure) et ω est la vitesse angulaire de l'aube.

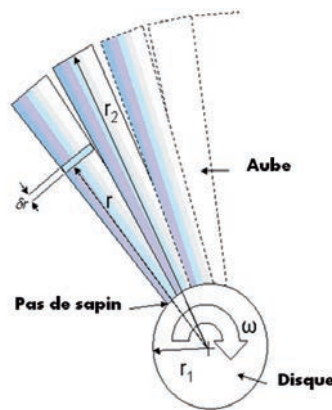


Fig.8. Dimensions de l'aube simplifiée

En considérant que l'aube à une surface A (m^2) et une masse volumique ρ (kg/m^3), la masse à la distance r de l'axe entre r et $r + dr$ est :

$$\partial m = \rho A \partial r \quad (2)$$

La force d'inertie centrifuge sur dm est :

$$\partial F = \rho A \omega^2 r \partial r \quad (3)$$

En écrivant la sommation on arrive à :

$$F = \sum \partial F = 4\omega^2 \sum_{r=r_1+h}^{r=r_2} (0.3-r)r \partial r \quad (4)$$

Y a plus qu'à faire la somme des ∂F de r_1 à r_2

$$F = \rho A \omega^2 r \int_{r_2}^{r_1} r \partial r \quad (5)$$

Donc :

$$F = \rho A \omega^2 \left(\frac{r_2^2 - r_1^2}{2} \right) \quad (6)$$

Finalement on peut estimer la contrainte nominale sur l'attache de l'aube :

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (7)$$

5. RESULTATS NUMERIQUES

Nous avons essayé différentes conditions aux limites (Fixation seulement sur la partie inférieure, fixation sur toute la partie encastrée, force centrifuge uniformément répartie, force centrifuge inégalement répartie, avec et sans l'effet de la pression des gaz sur l'aube, ...). Les figures suivantes résument les résultats obtenus pour le cas étudié.

Fig.9. Distribution des contraintes et des déformations

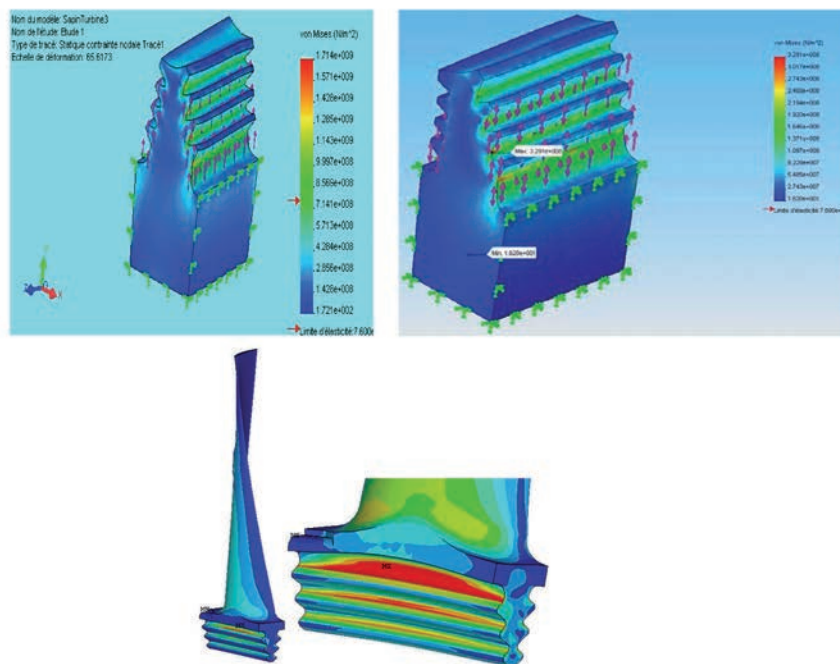


Fig. 9. Distribution des contraintes et des déformations

6. CONCLUSION & RECOMMANDATIONS

L'analyse de défaillance d'un disque HP récemment installé d'une turbine à gaz a été effectuée par FEM effectuée pour plusieurs conditions a indiqué là où une contrainte maximale a été observée est située au niveau du rayon des dents inférieures des sapins (lieu d'amorce des fissures). La combinaison de la température et des contraintes élevées a ensuite provoqué une zone d'amorce. A partir du moment où l'amorce était présente, le processus est allé en s'amplifiant et en s'accroissant. En fin de mécanisme, le disque s'est rompu, libérant trois aubes causant la destruction catastrophique d'une turbine à gaz.

Les résultats de la modélisation numériques confirment que l'incident de l'éclatement de la

Au fur et à mesure que le disque de la turbine tourne à une très grande vitesse, l'extrémité des aubes tourne à une vitesse de plus de 1.100 kilomètres à l'heure, et cette grande vitesse signifie que la force centrifuge est formidable : elle peut atteindre 8000 Kg/mm² à la surface d'aube [3,4].

La force centrifuge n'est pas la seule fatigue supportée par l'aube ; il faut aussi compter sur les efforts aérodynamiques causés par le courant des gaz à haute vitesse. Au lieu de couler régulièrement, ces gaz frappent les aubes en une succession de coups brusques, si bien que tout le rythme des aubes tournantes change aussi constamment et que les aubes tendent à se tordre et à se courber [5].

turbine, avait pour origine la rupture d'un des disques du rotor HP. Cette rupture est le résultat de l'amorce, au niveau de la racine des sapins, de plusieurs fissures qui se sont ensuite propagées par fluage.

7. REFERENCES

- [1] De CICCIO, H., Luppo, (2004), « Microstructure development and creep behaviour in A286 superalloy », J. Mater. Char. 52, 2004.
- [2] HIRAKAWA, K., (1998), Int. J. Fatigue, 20.
- [3] Burns, C., (2002), Proc. 7th Nat. Turbine Engine HCF Conf. Dayton, Ohio.
- [4] NOWELL, D., (2000), « RECENT DEVELOPMENTS IN THE UNDERSTANDING OF FRETTING Fatigue », Proc. Prog. in Structural Mechanics, Univ. of Seville, 61.
- [5] Xi, N.S. (2000), « ., Engineering Failure Analysis, 7, pp.385-392, 2000