

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université M'Hamed Bougara-Boumerdes
Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département Transport et Equipements des Hydrocarbures

Mémoire de fin d'études
En vue de l'obtention du diplôme de

Master

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Hydrocarbure

Option : Génie mécanique-Mécanique des unités Pétrochimiques

Présenté par :

YAHIOUCHE Ouail
BOULAASEL Oussama

THEME

**ANALYSE DU PHENOMENE DE FISSURATION DES ROUES DU ROTOR DE LA
TURBINE A VAPEUR MHI 9CL12**

Devant le jury :

	Nom et Prénom	Grade	Université/Affiliation
Examinateur	GACEB Mohamed	Pr.	UMBB
Examinateur	SAHNOUNE Khaled	MAA	UMBB
Encadreur	BETTAYEB Mourad	MCB	UMBB

Remerciements

Nous rendons avant tout grâce à Dieu tout puissant qui nous a aidés à surmonter les difficultés que nous avons rencontré tout au long de notre travail.

Nous remercions également nos familles pour les sacrifices qu'elles ont faits Pour que nous terminions nos études.

Nous tenons à exprimer nos vives gratitudees et notre profonde reconnaissance à notre promoteur pour son aide, et ses conseils.

Nous adressons nos sincère remerciements à notre encadreur pour nous avoir permis de réaliser notre mémoire et d'effectuer notre stage pratique .

Nos plus vifs remerciements vont à tous nos professeurs qui ont contribué à notre formation.

Nombreuses sont les personnes qui nous ont apporté leurs aides et leurs soutiens, nous tenons à citer nos camarades qui nous ont beaucoup aidé sans citer leurs noms, nous tenons à leurs présenter nos remerciements les plus sincères.

Nous tenons enfin à remercier toutes les personnes qui nous ont aidés de près ou de loin à réaliser ce mémoire.

- **Résumé**

Les turbines à vapeur, ainsi que tous les types de turbines, sont considérées comme des équipements de base des centrales énergétiques, et leur panne ou leur dysfonctionnement entraîne une rupture de la production de l'énergie.

Le but de cette étude est la vérification de la résistance de l'arbre de la turbine à vapeur MHI JT 9CL12, soumis aux différentes sollicitations. D'abord par un calcul analytique, puis par un calcul numérique par la méthode des éléments finis en utilisant le logiciel RDM 7. Les résultats trouvés des deux méthodes ont été comparés.

Un deuxième but de cette étude est l'analyse de la fissure qui s'est produite au niveau du neuvième disque du rotor, par simulation par éléments finis de la fissure supposée comme semi-elliptique en utilisant le logiciel ANSYS.

Mots clés : Turbine à vapeur, Rotor, Méthode des éléments finis, mécanique de la rupture.

Table des matières

Introduction générale	1
Chapitre1	2
1.1 Introduction	2
1.2 Historique	2
1.3 Description de la turbine à vapeur	3
1.4 Principes généraux de fonctionnement de la turbine à vapeur	4
1.5 Classification des turbines à vapeur	5
1.6 Différents types de turbines à vapeur	7
1.7 Les avantages et inconvénients des turbines à vapeur	8
1.7.1 Les avantages	8
1.7.2 Les inconvénients	9
1.8 Directives de maintenance d'une turbine à vapeur	9
1.9 Conclusion	10
CHAPITRE 2	11
2.1 Introduction	11
2.2 Appellation des turbines MHI	11
2.3 Caractéristiques de la turbine JT 9CL12 et paramètres de fonctionnement	12
2.4 Éléments constitutifs d'une turbine à vapeur JT 9CL12	13
2.4.1 Un rotor	13
2.4.2 L'arbre moteur	14
2.4.3 Des ailettes mobiles	14
2.4.4 Le distributeur fixe	14
2.4.5 Un stator ou enveloppe fixe	15
2.4.6 Des paliers porteurs	15
2.4.7 Diaphragmes	15
2.4.8 Des bagues de graissage	15
2.4.9 Boîtes étanches	15
2.5 Système de régulation et de sécurité	16
2.6 Les organes d'admission et de distribution de vapeur	16
2.6.1 Description	16
2.6.2. Les vannes d'admission principales	16
2.6.3. Les soupapes de réglage	16
2.7 Fonctionnement	18
2.8 Le Système Hydraulique	19

2.8.1 Le régulateur de vitesse.....	20
2.9 Conclusion.....	21
CHAPITRE 3.....	22
3.1 Mécanique de la rupture et fissuration	22
3.1.1 Historique de la mécanique de la rupture	22
3.1.2 L'importance de la mécanique de la rupture en conception	23
3.1.3 Modes de rupture	24
3.1.4 Méthode de facteur d'intensité des contraintes FIC	25
3.1.5 La méthode Energétique.....	29
3.1.6 La fissuration par corrosion sous contrainte	31
3.2 Méthodes des éléments finis MEF.....	34
3.2.1 Principe des éléments finis.....	35
3.2.2 La formulation élémentaire au niveau de l'élément fini.....	35
3.2.3 Discrétisation de la structure en éléments finis.....	35
3.2.4 Construction de l'approximation nodale par sous domaine.....	35
3.2.5 Etablissement de la relation entre déformation et déplacement	35
3.2.6 Etablissement de la relation entre contraintes et déformations	35
3.2.7 Calcul des matrices élémentaires	35
3.2.8 Relation entre les déplacements et les déformations	36
3.2.9 La matrice de rigidité.....	37
3.3 Conclusion.....	37
Chapitre 4.....	38
4.1 Introduction	38
4.2 Vérification de la résistance de l'arbre par la <i>RDM</i>	38
4.2.1 Les caractéristiques du matériau	38
4.2.2 Dimensions des différentes parties du rotor et les forces agissantes sur l'arbre	39
4.2.3 Modélisation.....	40
4.2.4 Calcul d'effort tranchant et du moment fléchissant.....	41
4.2.5 Calcul de vérification de la résistance.....	48
4.3 Vérification de la résistance de l'arbre par le logiciel <i>RDM7</i>	50
4.3.1 Les étapes de modélisation par le logiciel <i>RDM7</i>	50
4.3.2 Les résultats	51
4.4 Conclusion.....	53
Chapitre 5.....	54
5.1 Introduction	54

5.2 Présentation du problème	54
5.3 La conception du modèle	54
5.4 Introduction de la géométrie dans ANSYS	57
5.5 Modélisation de la fissure	58
5.6 Les résultats d'analyse	60
5.6.1 Concentration de contraintes à l'extrémité de la fissure	61
5.6.2 Facteurs d'intensités des contraintes K (FIC)	63
5.6.3 Les distributions locales du facteur d'intensité de contrainte	67
5.6.4 Vérification de propagation de fissure	69
5.7 Conclusion	70
Conclusion générale	71

Liste des figures

Figure 1.1 : La turbine à vapeur a été inventée en 1884.....	03
Figure 1.2 : L'ensemble turbine à vapeur.....	03
Figure 1.3 : Schéma simplifié d'un circuit vapeur.....	05
Figure 1.4 : Principe de fonctionnement d'une turbine à vapeur.....	05
Figure 1.5 : Les différents types de turbines à vapeur.....	08
Figure 2.1 : Turbine à vapeur JT 9CL12.....	13
Figure 2.2 : Rotor de la turbine JT 9CL12.....	14
Figure 2.3 : Les ailettes mobiles.....	14
Figure 2.4 : paliers porteurs.....	15
Figure 2.5 : Dispositif de commande des soupapes de réglages (huile de réglage modulée par le régulateur de vitesse et l'huile motrice à pression constante).....	17
Figure 2.6 : Diagramme de Réglage des Soupapes.....	19
Figure 2.7 : Circuit hydraulique de régulation.....	20
Figure 2.8 : Régulateur lie vitesse (avec le circuit d'huile lie réglage commandant les soupapes).....	20
Figure 3.1 : Les trois modes élémentaires de rupture.....	24
Figure3.2 : Plaque chargée uniformément percée d'un trou elliptique.....	25
Figure3.3 : Clichés de photoélasticité montrant la similitude des 3 champs de contraintes...26	
Figure 3.4 : les coordonnées (r,θ) au voisinage de l'extrémité d'une fissure	27
Figure3.5 : Contour Γ dans la définition de l'intégrale J.....	31
Figure3.6 : les paramètres contrôlant la corrosion sous contrainte.....	32
Figure3.7 : Morphologie des fissures de CSC.....	32
Figure3.8 : Les étapes de la CSC.....	33
Figure 3.9 : Poutre en flexion-traction dans son repère local $(x y)$	36

Figure 4.1 : Modélisation du rotor	41
Figure 4.2 : 1 ^{ère} étape de modélisation.....	51
Figure 4.3 : 2 ^{ème} étape de modélisation.....	51
Figure 4.4 : La déformé de l'arbre.....	52
Figure 4.5 : Le diagramme d'effort tranchant.....	52
Figure 4.6 : diagramme de moment fléchissant	53
Figure 4.7 : diagramme des contraintes normales.....	53
Figure 5.1 : Fissure du disque du 9 ^{ème} étage du rotor de la turbine MHI.....	54
Figure 5.2 : Créer le plan de dessin.....	55
Figure 5.3 : Créer l'emplacement des ailettes.....	55
Figure 5.4 : Définition de l'épaisseur.....	56
Figure 5.5 : Créer l'emplacement de l'arbre.....	56
Figure 5.6 : Assemblage des pièces.....	57
Figure 5.7 : liste des données.....	57
Figure 5.8 : Introduction de la géométrie	58
Figure 5.9 : le maillage de disque.....	58
Figure 5.10 : Les contrain équivalente de Von Mises	59
Figure 5.11 : fissure semi-elliptique.....	60
Figure 5.12 : Taille de fissure.....	60
Figure 5.13 : concentrations des contraintes à l'extrémité des fissures.....	62
Figure 5.14 : l'évolution les contraintes équivalentes des fissures	63
Figure 5.15 : comparaison entre KI et KII.....	64
Figure 5.16 : distributions de facteur d'intensité au front des fissures.....	66
Figure 5.17 : facteur d'intensité en fonction du rapport $a/2c$	66

Figure 5.18 : facteur d'intensité par rapport au rapport a/t	67
Figure 5.19 : Les distributions locales par rapport les positions des fissures.....	68
Figure 5.20 : Compositions chimique des aciers de rotor de turbine à vapeur.....	69
Figure 5.21 : Comparaison entre la propagation par rapport au KI.....	70

Liste des tableaux

Tableau 4.1 La composition chimique de l'alliage des matériaux	38
Tableau 4.2 Les données du calcul.....	38
Tableau 4.3 Masses et poids des tronçons.....	49
Tableau 4.4 Masses et poids des roues.....	40
Tableau 5.1 : les différentes tailles des fissures.....	61

Nomenclature

K_C : La ténacité $MPa\sqrt{m}$

σ_E : La limite d'élasticité [MPa]

a : La longueur initiale de la fissure.

σ_0 : La contrainte appliquée.

Y : Le coefficient de correction

μ : Le module de cisaillement

E : Module de Young [GPa]

L_{arbre} : Longueur d'arbre [m]

G : La gravité [m/s²]

ρ : La masse volumique [Kg/m³]

ν : Le Coefficient de poisson

ϕ : Le rapport d'amortissement

σ_r : la contrainte de rupture [MPa]

n_r, n_e : Les coefficients de sécurité selon les normes AFNOR

P : Le poids [N]

σ_{fl} : La contrainte de flexion [MPa]

W_p : Le moment de résistance en torsion [mm³]

P : La puissance de l'arbre [W]

M_t : Le moment de torsion [N.m]

M_f : Le moment fléchissant [N.m]

R : La force de Réaction [N]

$[\tau]$, $[\sigma]$: Les contraintes admissibles en cisaillement et traction [MPa]

τ : La contrainte de torsion [MPa]

$\sigma_{\acute{e}q}$: La contrainte équivalente de Von Mises et de TRESCA [MPa]

ω : La vitesse de rotation angulaire [rad/s]

V: La vitesse [m/s]

D : Le diamètre [mm]

T : L'effort tranchant en [N]

$u(x)$: Déplacement selon l'axe des x

m : La masse, en (Kg)

Introduction générale

La production des hydrocarbures a joué un rôle prépondérant dans l'économie de l'Algérie indépendante. Pour construire un état moderne le pays s'est appuyé sur ses ressources en pétrole et en gaz qui lui ont permis de s'enrichir. Elle utilise un système d'appareillage qui permet d'améliorer et d'augmenter la production, la turbine est l'une des machines contribuant au développement de l'industrie pétrolière.

La turbine est un dispositif rotatif qui transfère l'énergie interne d'un fluide, liquide ou gazeux en énergie mécanique au moyen d'aubes disposées sur un arbre tournant. L'énergie sortante de la turbine entraîne un autre mécanisme rotatif comme une pompe, un compresseur. On appelle turbine à vapeur lorsque le fluide de travail est de la vapeur. Les turbines à vapeur, comme toutes les turbomachines (et contrairement aux machines volumétriques), sont des appareils à écoulement continu, ce qui veut dire que, pour un régime de fonctionnement donné, l'état du fluide est invariable en tout point. Cette propriété leur permet de fonctionner avec des débits très importants et rend donc possible la réalisation de machines de grande puissance (pouvant dépasser un million de kilowatts), et cela avec un rendement élevé et avec toute la souplesse de réglage exigée par le fonctionnement des centrales électriques modernes. De plus, les turbines à vapeur se prêtent, dans des conditions économiques, à la production simultanée d'énergie électrique et de chaleur. Pour toutes ces raisons, ces machines jouent un rôle très important dans la production d'énergie électrique aux dépens de la chaleur fournie par les combustibles, qu'ils soient classiques ou nucléaires.

Après l'introduction générale, ce mémoire est composé de cinq chapitres et une conclusion générale.

Chapitre 1 : Présente un aperçu général sur les turbines à vapeurs.

Chapitre 2 : Dans ce chapitre est donnée une description de la turbine à vapeur **MHI JT 9CL12**, dont on a étudié.

Chapitre 3 : Quelques notions de la mécanique de la rupture et méthode des éléments finis nécessaires aux calculs sont expliquées.

Chapitre 4 : Il est consacré à l'étude de la résistance du rotor de la turbine, analytiquement par la *RDM* et numériquement par la méthode des éléments finis en utilisant le logiciel *RDM7*.

Chapitre 5 : Il est consacré à la simulation de la fissuration d'un disque du rotor de la turbine par le logiciel *ANSYS*, où la fissure est considérée comme semi-elliptique.

Chapitre 1
APERÇU SUR LES
TURBINES A VAPEUR

1.1 Introduction

Le terme turbine désigne une installation de production d'énergie, ces installations aujourd'hui produisent la plus grande partie d'énergie dans le monde, le début de ces inventions a commencé par le démarrage de la révolution industrielle au milieu du XVIIIe. Turbine, est un moteur rotatif qui convertit l'énergie d'un courant d'eau, de vapeur ou de gaz en énergie mécanique. Plus généralement, c'est un organe permettant la détente d'un fluide en recueillant son énergie sous forme mécanique. L'élément de base d'une turbine est une roue ou un rotor à ailettes, à hélice, à lames, à aubes ou à augets disposés sur sa circonférence, de façon que le fluide en mouvement exerce une force tangentielle qui fait tourner la roue et lui confère de l'énergie. Cette énergie mécanique est ensuite transmise par un arbre qui fait tourner une pompe, un compresseur, un générateur ou une hélice. On distingue les turbines hydrauliques, ou à eau, les turbines à vapeur et les turbines à gaz.

1.2 Historique

Après l'extrapolation faite par Giovanni Branca en 1629, de ce qu'aurait été l'invention d'*Héron*, les premiers appareils industriels à vapeur ou « pompe à feu » sont apparus au XVIIème siècle pour extraire l'eau des galeries des mines grâce aux travaux de *Denis Papin*, *Thomas Savery* et *Thomas Newcomen*. Cependant, la véritable machine à vapeur industrielle, dans le sens large (chemins de fer, navigation, etc.) fut une réalisation de *James Watt*. A partir du début du XIXème siècle, des recherches s'opèrent pour améliorer le fonctionnement et le rendement des machines à vapeur et l'idée de machines rotatives commencèrent à germer dans l'esprit de plusieurs inventeurs. En raison de l'énergie cinétique de l'écoulement de vapeur, la turbine promettait des rendements supérieurs à ceux de la machine à piston de Watt. Elle aussi se profilait à un coût inférieur à cause d'une plus petite taille. Finalement, elle permettait la génération d'un mouvement rotatif sans avoir recours à une bielle.

Des contributions importantes furent apportées par *Sir Charles A. Parsons* (1854-1931) d'Angleterre, dont le premier modèle était relié à une dynamo qui générait 7,5 kW (10 ch) d'électricité ; le modèle de Parsons est du type à réaction. Sa licence est brevetée et sa turbine est améliorée peu de temps après par un Américain, *George Westinghouse*. La taille des génératrices a augmenté depuis la première de 7,5 kW jusqu'à des unités de 50 000 kW de capacité.

Parsons introduisit la turbine à plusieurs étages et il proposa la vente d'une première turbine industrielle vers 1884. Son design consistait en une machine axiale à réaction multi-étages. A peu près à la même époque Gustaf Patrick de Laval en Suède développa la turbine à vapeur à impulsion. Des raffinements ont été proposés par la suite, dont ceux avec une turbine multicellulaire ayant un rapport de pression uniforme pour tous les étages.

Durant les années plusieurs développements des turbines à vapeur ont été effectués, des types de turbines de plus en plus efficaces avec différentes capacités et compatibles avec les domaines d'applications ont vu le jour. Malgré ces différents développements, le même principe que la turbine de Laval est utilisé [1].

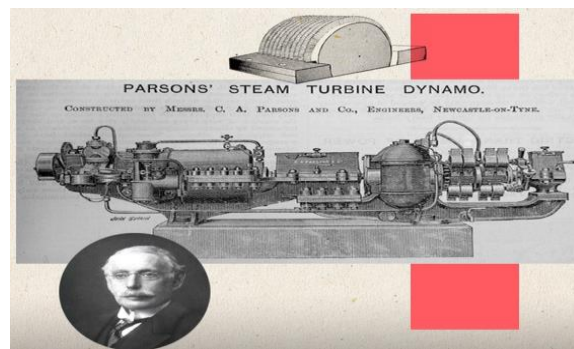


Figure 1.1 : La turbine à vapeur a été inventée en 1884



Figure 1.2 : L'ensemble turbine à vapeur

1.3 Description de la turbine à vapeur

Une turbine à vapeur est constituée d'un rotor comprenant un arbre sur lequel sont fixées des aubes et d'un stator constitué d'un carter portant des déflecteurs fixes, généralement constituée de deux parties assemblées selon un plan axial. Elle comprend en

outre un tort d'admission segmenté et un divergent d'échappement dirigé vers le condenseur. La fonction des déflecteurs fixes est d'assurer tout ou partie de la détente en formant un réseau des tuyères et de modifier la direction de l'écoulement sortant de l'étage précédent. Une turbine à vapeur comprend un ou plusieurs étages assurant chacun deux fonctions [2]:

- La détente de la vapeur qui correspond à la conversion de l'énergie potentielle en énergie cinétique.
- La conversion de l'énergie cinétique en couple de rotation de la machine par le biais des aubages mobiles.

1.4 Principes généraux de fonctionnement de la turbine à vapeur

Principes de fonctionnement La turbine à vapeur contrairement à la machine à vapeur alternative (qui fonctionne en raison de l'énergie de pression du système) fonctionne en raison de l'action dynamique de la vapeur. L'accélération, qui peut être un changement de magnitude ou de direction d'un flux de fluide, produit un moment de rotation sur un arbre rotatif. Dans une vapeur turbine, la vitesse de la vapeur est augmentée au détriment de la pression en passant la vapeur à travers un ensemble de buses et cette vapeur à haute vitesse lorsqu'elle est autorisée à heurte une série de lames mobiles fixées à un arbre commun, produit l'arbre travail. La vitesse de la vapeur peut être en partie augmentée dans le passage entre le déplacement lames elles-mêmes. La turbine fonctionne selon deux principes. Elles sont [2]:

- Le Principe d'impulsion
- Le Principe de réaction

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique . Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau. Ce cycle comprend au moins les étapes suivantes :

- L'eau liquide est comprimée par une pompe et envoyée vers la chaudière,
- La vapeur se détend dans la turbine en fournissant de l'énergie mécanique,
- La vapeur détendue est condensée au contact de la source froide sous vide partiel.

La turbine en constitue une évolution exploitant les principaux avantages des turbomachines à savoir :

- Puissance massique et puissance volumique élevées.
- Rendement amélioré par la multiplication des étages de détente

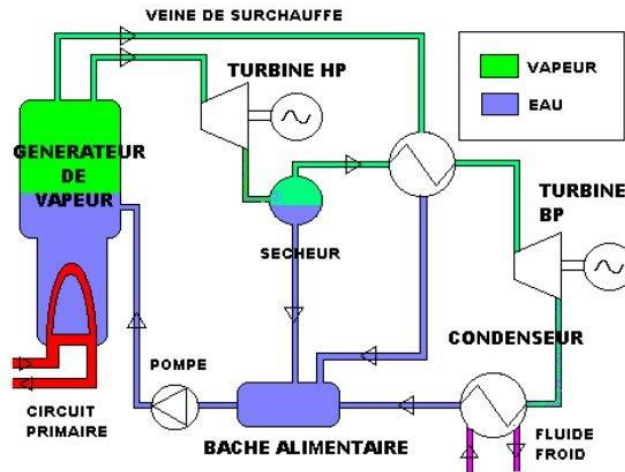


Figure 1.3 : Schéma simplifié d'un circuit vapeur

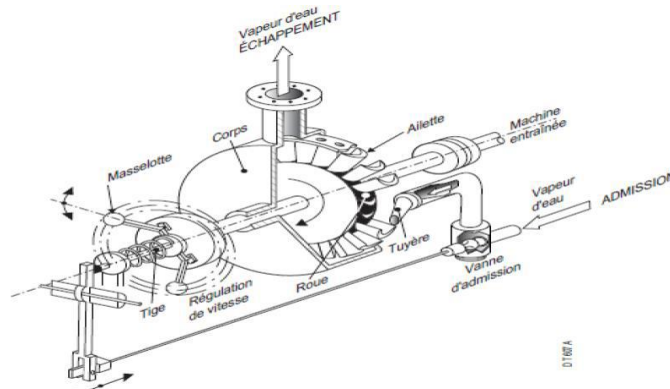


Figure 1.4 : Principe de fonctionnement d'une turbine à vapeur

1.5 Classification des turbines à vapeur

Il existe deux critères principaux pour la classification des turbines à vapeur selon [3]:

- Le Principe de travail
- La Direction de courant

➤ D'après le principe de travail on peut classer les turbines en deux groupes :

- Les turbines à impulsion (à action)

- **Les turbines à réaction**

- ✚ **Turbines à impulsion (à action)**

La forme la plus simple des turbines à vapeur est la turbine à action, dans laquelle les jets sont fixés sur la partie intérieure de l'enveloppe de la turbine, et les ailettes placées sur le bord des roues tournantes montées sur un arbre central. La vapeur se déplaçant dans une tuyère fixe passe sur les ailettes incurvées, qui absorbent une partie de l'énergie cinétique de la vapeur dilatée, faisant ainsi tourner la roue et l'arbre sur lesquels elles sont montées. Cette turbine est conçue de manière à ce que la vapeur entrant par une extrémité de la turbine se dilate à travers une succession de tuyères jusqu'à ce qu'elle ait perdu la majeure partie de son énergie interne.

- ✚ **Turbines à réaction**

Dans la turbine à réaction, une partie de l'énergie mécanique est obtenue par l'impact de la vapeur sur les ailettes. La partie la plus importante est obtenue par l'accélération de la vapeur lors de son passage dans la roue de la turbine où elle se détend. Une turbine de ce type se compose de deux jeux d'ailettes, l'un fixe, l'autre mobile. Ces ailettes sont disposées de telle façon que chaque paire joue le rôle de tuyère à travers laquelle la vapeur se dilate lors de son passage dans chaque étage, une faible quantité d'énergie thermique est convertie en énergie cinétique. La vapeur se détend dans les aubes fixes. Puis entraîne les aubes mobiles disposées sur la roue ou le tambour de la turbine. La chute d'enthalpie se fait donc en deux étapes, une première dans la tuyère et une deuxième dans le rotor.

➤ Selon la direction du courant de vapeur on peut distinguer:

- **Les turbines axiales**
- **Les turbines radiales**

- ✚ **les turbines axiales**

Dans ce type, le flux de vapeur est essentiellement parallèle à l'axe de la turbine. Les turbines axiales sont essentiellement composées d'un rotor d'admission qui canalise le fluide vers l'entrée et d'un stator portant des aubes fixes ou distributeurs où l'énergie cinétique thermique du fluide se transforme entièrement (cas de la turbine à action) ou partiellement (cas de la turbine à réaction) en énergie cinétique. Le rotor porte les

aubes ou l'énergie cinétique et l'énergie thermique restantes se transforment en énergie mécanique.

Les turbines radiales

Le flux de vapeur entre dans ce cas perpendiculairement à l'axe du rotor. Elle fonctionne comme un compresseur centrifuge avec un écoulement inversé (centripète) et de rotation dans le sens opposé. Elle est en général utilisée pour des petites puissances et pour des applications où la turbine axiale plus longue (plus encombrante) ne peut être utilisée.

1.6 Différents types de turbines à vapeur

En fonction de leur utilisation, on distingue quatre grandes catégories des turbines à vapeur [4]:

- **Les turbines à condensation**

Dans lesquelles la vapeur est complètement détendue jusqu'à une pression voisine de 0,02 à 0,04 bars, puis liquéfiée dans un condenseur refroidi soit par l'air ambiant, soit par de l'eau. Ce type de turbine est surtout utilisé dans les installations de production de force motrice. La pression de sortie de la vapeur étant basse, ce qui fait apparaître des condensats dans la turbine qu'il faut évacuer par le biais de purgeur. Le rendement global est de l'ordre de 30% .

- **Les turbines à contre-pression**

Dans lesquelles la vapeur est détendue de la pression HP (> 40 bars) jusqu'à une pression BP (de l'ordre de 4 bars). Ce type de turbine permet de produire de la puissance mécanique ou de l'électricité grâce aux hautes températures et pression que l'on peut obtenir dans une chaudière, tout en utilisant l'enthalpie résiduelle pour des procédés divers. Dans ce type de turbine la vapeur reste strictement en phase gazeuse après détente, dont l'intérêt est de délivrer de la vapeur à un niveau enthalpie suffisant pour qu'elle soit utilisable (exemple : séchage) L'inconvénient avec une pression de sortie de 3bars, il est difficile d'atteindre un rendement thermodynamique supérieur à 18%.

- **Les turbines à soutirage et condensation**

Dans lesquelles la vapeur subit une détente partielle jusqu'à une moyenne pression (environ 20 bars) dans un corps haute pression. Une partie est dirigée vers un réseau d'utilisation, tandis que le reste de la vapeur est détendu dans un corps basse pression, comme dans une turbine à condensation. Ce type de turbine trouve un champ d'application important dans les usines de cogénération dont les demandes de chaleur sont susceptibles de varier fortement au cours du temps.

- **Les turbines à soutirage et contre-pression**

La seule différence par rapport à la précédente, est que la vapeur d'eau s'échappe à basse pression dans un réseau BP au lieu d'être condensée.

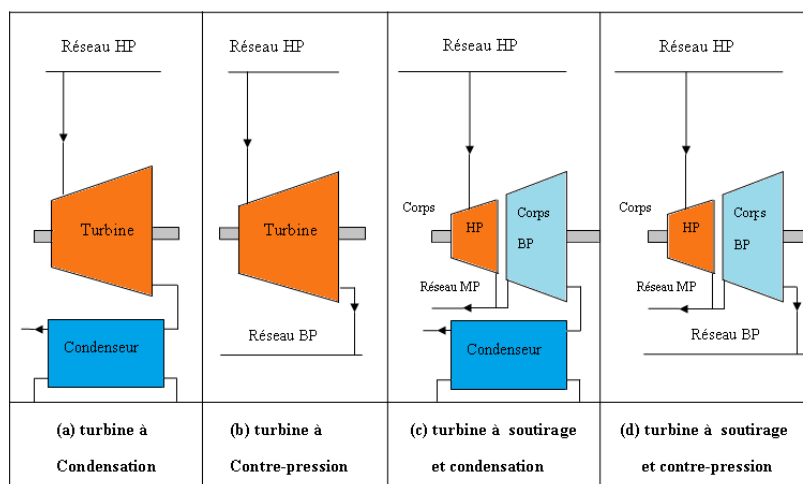


Figure 1.5 : Les différents types de turbines à vapeur

1.7 Les avantages et inconvénients des turbines à vapeur

1.7.1 Les avantages

- Puissance très importante.
- Peu de maintenance si la conduite et le traitement de l'eau de chaudière sont bien faits.
- Convient à tous types de combustible.
- Très bon rendement global >0.85 .
- Coût d'entretien modéré.
- Durée de vie élevée.
- Possibilité d'effectuer des soutirages de vapeur à divers stades de détente pour les usages thermiques.
- Peut être construit en petite ou très grande unité.

- Capacité à utiliser de la vapeur haute pression et haute température.
- Vitesse de rotation élevée.

1.7.2 Les inconvénients

- Système lourd et majeur.
- Longue durée de maintenance.
- Investissement élevé.
- Possibilités de panne mécanique complète.

1.8 Directives de maintenance d'une turbine à vapeur

Elle doit être régulièrement surveillée, en particulier dans le cas de toutes les protections, limitant et des dispositifs de surveillance. La centrale à turbine est équipée de systèmes de surveillance, de sécurité et de protection ; dispositifs dont la fonction est d'empêcher ou d'avertir des conditions de fonctionnement non économique ou dangereux pour les turbines [5]:

- Les dispositifs de surveillance servent à identifier les conditions de fonctionnement de l'usine et / ou tout écart à partir des conditions de consigne.
- Les dispositifs de limitation servent à identifier et à éliminer les conditions indésirables fonctionnement de la turbine. Ils sont conçus et ajustés de manière à fonctionner avant le dispositif de protection pertinent et son déclenchement et contribuent ainsi à éviter le fonctionnement voyages.
- Les dispositifs de protection servent à arrêter la turbine elle-même ou des parties de l'installation dès que des conditions qui mettent la turbine en danger. Les principaux critères qui peuvent indiquer une condition dangereuse en fonctionnement normal sont comme ci-dessous:
 - Température de l'huile et du métal du roulement
 - Boîtier de roulement et vibrations d'arbre
 - Vibration relative de l'arbre et expansion absolue du carter
 - Pressions et températures de vapeur
 - Vitesse

- Déplacement axial élevé

La tâche des équipements de surveillance est de tenir le personnel d'exploitation constamment informé sur l'état de fonctionnement de la turbine. Si les valeurs mesurées s'écartent de leur fonctionnement normal gamme, le personnel d'exploitation pourra prendre des mesures pour ramener la turbine à son état normal ou pour compenser un écart par rapport à la condition de fonctionnement optimale, avant que le dispositif de limitation ou de protection réponde. Une maintenance préventive doit être effectuée sur la turbine à certains intervalles fixés par le fabricant de la turbine.

1.9 Conclusion

Après avoir présenté les différents types de turbines et leur fonctionnement, nous remarquons leur importance dans la génération des diverses énergies. Ce qui nous a amenés à étudier la turbine à vapeur MHI 9CL12, lors de notre stage.

CHAPITRE 2
Description de la turbine à
vapeur MHI 9CL12

2.1 Introduction

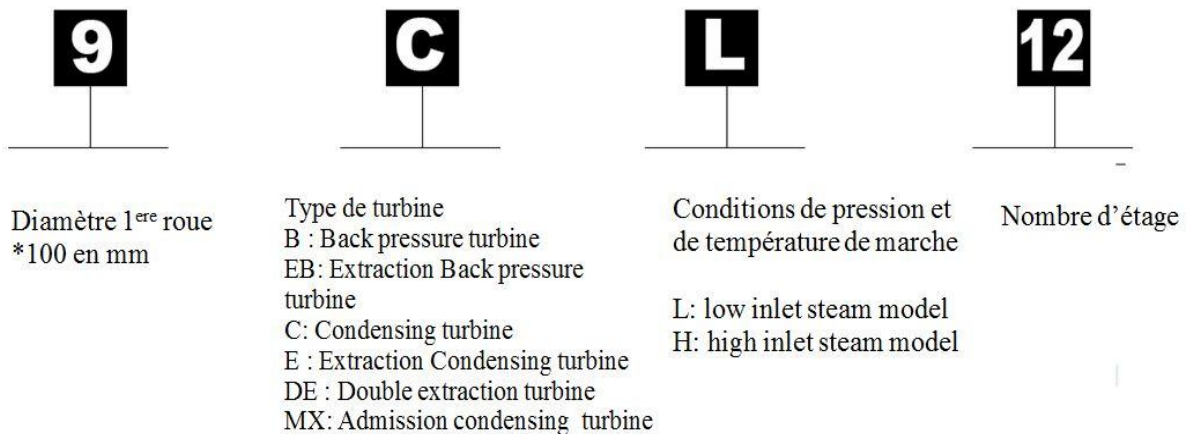
Cette turbine à vapeur est une machine motrice à écoulement continue ; elle est de type multi étagés à condensation, elle se compose de douze étages de détente et elle est alimentée par la vapeur moyenne pression qui vient de la chaudière. Cette turbine est accouplée à un compresseur centrifuge.

MHI : (Mitsubishi Heavy Industries) est une entreprise japonaise de construction mécanique qui utilise la marque Mitsubishi.

2.2 Appellation des turbines MHI

Le constructeur MHI a utilisé pour l'appellation de leurs turbines à vapeur la forme:

JT xx x xxx x



2.3 Caractéristiques de la turbine JT 9CL12 et paramètres de fonctionnement

- Usine : RENOVATION LNG GL-II.Z
- Étanchéité par bague de carbone.
- Paliers refroidis par eau de mer.
- Série du model JT 9CL12.
- Nombre d'étage 12.
- Application de la turbine à vapeur Entraînement mécanique (compresseur)
Type de fonctionnement Continu.
- Puissance nominale..... 24397kw.
- Puissance maximale..... 30107kw.
- Vitesse nominale 4492 tr/min.
- Vitesse max 4717 tr/min.
- Vitesse de déclanchement 5189 tr/min.
- Pression max de vapeur d'entrée 68.3 bar.
- Pression normale de vapeur d'entrée 64.5 bar.
- Température max de vapeur d'entrée..... 455 C0.
- Normal température de vapeur d'entrée..... 441 C0.
- Pression d'échappement..... 101.6 mmHg.
- Données sur la lubrification/huile de commande existante.
- Huile de 441 L/min. fournie à 1.38 Bar (flux d'huile lubrification de lubrification max. existant: 441 t/min).
- Huile de commande: 20 L/min fournie à 6.9 Bar.
- Température: 45°C normale. 30°C minimum (la température de fourniture sera de 45°C).
- Viscosité: 220 SUS @ 30°C. 140-170 SUS @ 38°C. 41-49 SUS @ 100°C.



Figure 2.1 : Turbine à vapeur JT 9CL12

2.4 Éléments constitutifs d'une turbine à vapeur JT 9CL12

Les principaux composants de la turbine sont :

2.4.1 Un rotor

Il comporte un arbre et des roues à aubes. L'arbre, en acier spécial, est muni d'une longue portée de calage sur laquelle sont montés les disques des roues.

La nuance est choisie selon les conditions de fonctionnement pour résister aux contraintes thermiques, mécaniques (force centrifuge) et chimique (corrosion par la vapeur).

Sur les deux extrémités on trouve :

- Coté accouplement : est muni d'un demi-manchon d'accouplement flexible.
- L'autre extrémité de l'arbre est munie d'une petite roue tachymétrie dentée sur laquelle seront disposés à proximité des sondes pour le contrôle des vitesses ainsi que pour le suivi des déplacements axiaux.



Figure 2.2 : Rotor de la turbine JT 9CL12

2.4.2 L'arbre moteur

Sur lequel est claveté le rotor supporté par les paliers

2.4.3 Des ailettes mobiles

Sont fixées sur la roue par deux méthodes soit par broche soit par la soudure.

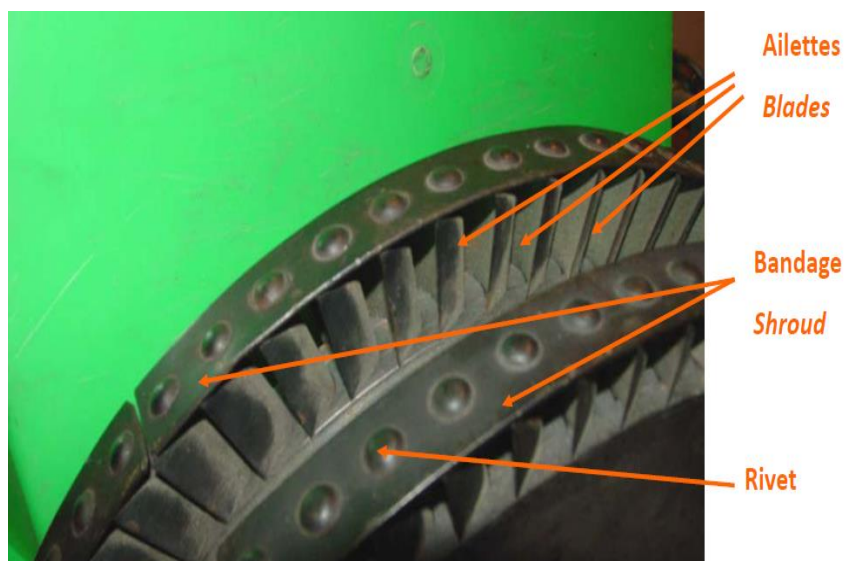


Figure 2.3: Les ailettes mobiles

2.4.4 Le distributeur fixe

Il est constitué par une ou plusieurs tuyères placées face aux ailettes mobiles

2.4.5 Un stator ou enveloppe fixe

Le corps en fonte comporte la conduite d'admission et la conduite d'évacuation de la vapeur, des logements annulaires pour les disques fixes et les supports de paliers.

2.4.6 Des paliers porteurs

Le rotor est porté par les deux paliers désignés comme coté admission et coté échappement. Les paliers sont des coussinets cylindriques lisses régulés avec des épaulements aux extrémités qui les maintenus dans leur position axiale. Une goupille de blocage les empêche de tourner avec l'arbre.

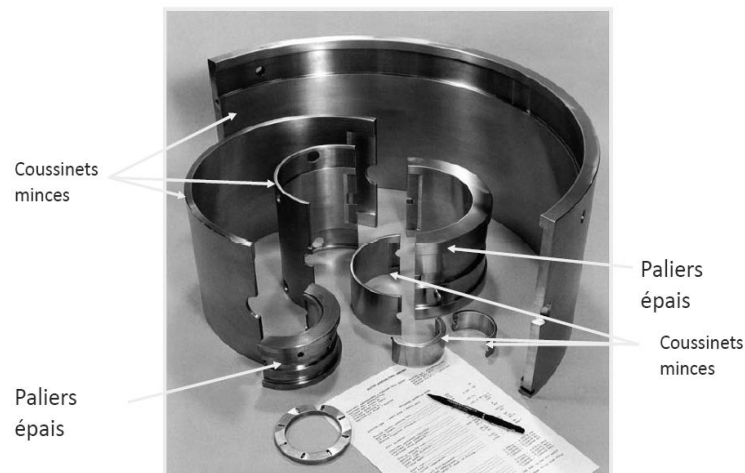


Figure 2.4: paliers porteurs

2.4.7 Diaphragmes

Ce sont des disques en deux pièces, à joint diamétral, portant les aubages distributeurs à leur périphérie.

2.4.8 Des bagues de graissage

En marche, les bagues qui tournent librement autour de l'arbre plongent dans le réserve d'huile et amènent l'huile sur l'arbre ou elle est distribuée à chaque coussinet.

2.4.9 Boîtes étanches

Sont les organes d'étanchéité rapporter sur le stator ou passage de l'arbre.

2.5 Système de régulation et de sécurité

Avant de présenter en détail le système mécanique de régulation de vitesse existant sur la turbine, nous nous intéresserons d'abord aux organes d'admission et de distribution de vapeur installés sur cette dernière. La compréhension du principe de fonctionnement de ces appareils est nécessaire parce que c'est sur ces derniers que va agir le système de régulation pour faire varier le débit de vapeur. La régulation électronique qui sera mise en place à la suite de cette étude remplacera juste le régulateur mécanique déjà installé; tout le dispositif de commande des organes d'admission et de distribution (notamment le système hydraulique que nous allons présenter à la suite) sera conservé. La régulation électronique agira elle aussi sur ces mêmes organes. C'est pourquoi une bonne compréhension des différents mécanismes commandant ces appareils s'avère indispensable dans un premier temps. [3]

2.6 Les organes d'admission et de distribution de vapeur

2.6.1 Description

Les organes d'admission et de distribution sont essentiellement constitués des vannes d'admission principales et des soupapes de réglage.

2.6.2. Les vannes d'admission principales

Elles sont au nombre de deux, à fermeture rapide commandées par un servomoteur à huile sous pression. Elles sont placées avant les soupapes de réglage, portées chacune par un bâti en acier rapporté par boulons sur le coté de la partie avant du cylindre inférieur du corps HP. Leur ouverture est obtenue par la manœuvre d'un volant à main de l'appareil de mise en marche et d'arrêt commandant l'arrivée d'huile sous pression sous le servomoteur. [6]

2.6.3. Les soupapes de réglage

Sont au nombre de quatre. Elles commandent chacune un jeu de tuyères de distribution et sont actionnées par l'huile modulée par le régulateur de vitesse. La représentation ci-dessous, (figure 1.5) montre les différentes parties constitutives du dispositif de commande des soupapes. Ce dispositif comporte deux pistons dans sa partie supérieure. Le premier piston est le piston pilote (3), le second, plus bas, est le piston de réglage (5). Les soupapes sont donc dites à double siège, construction qui présente l'avantage de réduire au minimum les forces exercées par la pression de la vapeur sur la tige de soupape et le servomoteur à huile. Le piston pilote est relié à une tige verticale qui passe à travers du piston

de réglage et qui porte une douille tiroir (6) à son bout inférieur. Quand le piston se soulève, la douille tiroir obture l'ouverture centrale pratiquée sur le piston de réglage au travers de laquelle passe la tige. Le piston de réglage (5) lui est relié aux soupapes (7) par l'intermédiaire de la tige de soupape et dans son mouvement il entraîne les soupapes. Ce dispositif de servomoteur est soumis à l'action de deux circuits d'huile sous pression:

- Un circuit d'huile de sécurité (huile motrice). A la pression constante de 5 bars alimente la chambre dans laquelle est logée le piston de réglage (5). maintenu en équilibre par un ressort antagoniste (4) sur sa partie supérieure. Cette huile motrice commande aussi l'ouverture et la fermeture des vannes d'admission. Sa circulation en circuit fermé est assurée par une pompe.

- Le deuxième circuit est le circuit d'huile de réglage. dont la pression agit sur la face inférieure du piston pilote (3). La pression de cette huile est modulée par le régulateur de vitesse. Elle augmentera si la vitesse baisse et diminuera dans le cas contraire. Le piston pilote (3) est maintenu en équilibre par un ressort antagoniste (2) sur sa partie supérieure. Plus la pression d'huile de réglage est élevée, plus le piston pilote (3) se soulève et plus le ressort est comprimé. Une vis d'ajustage (1) permet de faire varier la tension initiale du ressort; on peut de sorte régler la pression d'huile de réglage pour laquelle le piston commence à se soulever, donc la pression pour laquelle la soupape commence à s'ouvrir.

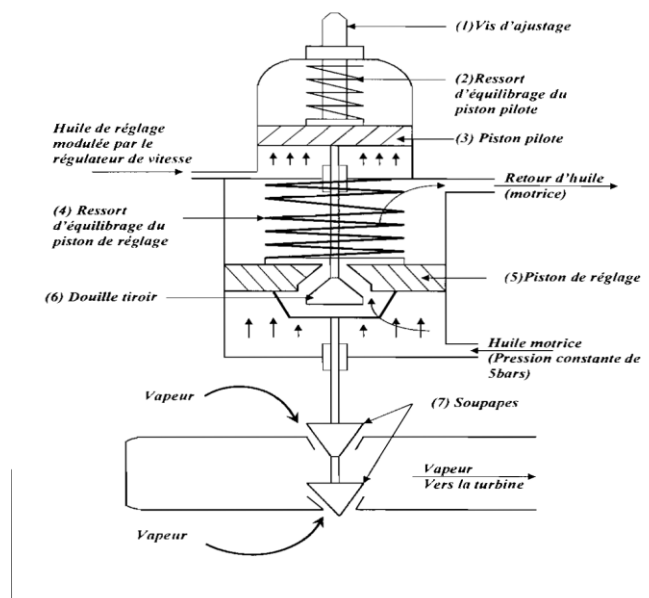


Figure 2.5 : Dispositif de commande des soupapes de réglages (huile de réglage modulée par le régulateur de vitesse et l'huile motrice à pression constante)

2.7 Fonctionnement

En nous aidant du schéma représentatif d'une soupape (ci-dessus). Nous illustrerons le comportement des différentes parties lors des phases d'ouverture et de fermeture.

- Lors de l'ouverture des soupapes, la pression d'huile de réglage ayant augmentée, (sous l'action du régulateur de vitesse, dont la vitesse a baissé), le piston pilote (3) et la douille tiroir (6) se soulèvent. La douille tiroir empêche alors l'huile motrice de circuler et L'emprisonne ainsi dans la chambre du piston de réglage (5), sous ce dernier. La pression augmente et agit sur la face inférieure du piston de réglage qui se soulève entraînant dans son mouvement les soupapes (7) auxquelles il est relié. L'écoulement de l'huile contenue dans la chambre au dessus du piston de réglage est assurée par la montée de la douille tiroir qui dans son mouvement découvre une lumière qui met en communication cette huile et la conduite d'échappement,

- Lors du mouvement de fermeture. la pression d'huile de réglage ayant diminuée, (sous l'effet du régulateur de vitesse dont la vitesse a augmenté). le piston pilote (3) et la douille tiroir (6) se déplacent vers le bas; l'huile sous pression parvient alors sur la face supérieure du piston de réglage (5) tandis que sa face inférieure est mise en communication avec l'échappement. La pression s'exerçant cette fois sur la face supérieure, le piston se déplace vers le bas, fermant les soupapes (7), Ainsi, le piston de réglage suit très exactement chaque déplacement du piston pilote et impose à la soupape la course prescrite par la pression d'huile de réglage. Le ressort (4) renforce le mouvement de fermeture et assure celle-ci même lorsque la pression d'huile vient à manquer.

- L'ouverture des quatre soupapes d'admission n'est pas simultanée, Grâce à la vis d'ajustage (1) on peut régler les tarages des ressorts des pistons pilotes des quatre soupapes à des valeurs différentes. On obtient ainsi l'ordre d'ouverture suivant:

La soupape n°1 et la soupape n°4 (semblables et plus grandes que les deux autres) s'ouvrent en premier. La soupape n°1 s'ouvre quand la pression d'huile de réglage atteint la pression de 0.6 bar. La deuxième grande soupape n°4 s'ouvre lorsque la pression atteint 1.6 bars.

Les soupapes n°2 et n°3 (semblables elles aussi et plus petites) s'ouvrent respectivement pour des pressions d'huile de réglage de 2.12 bars et 3.1 bars.

L'ordre d'ouverture est donc :

1 → 4 → 2 → 3

Ce mode d'ouverture des soupapes permet d'assurer la linéarité entre débit de vapeur et pression de réglage. La figure 1.6 montre le diagramme de réglage des soupapes, leur ordre d'ouverture, leur course en mm et les pressions respectives d'ouverture correspondantes. La courbe du débit de vapeur entrant dans la turbine y est aussi représentée (en bleu). Le débit maximal de vapeur qui est de 126,7 t/h est atteint pour une pression d'huile dans le circuit de réglage de 3.72 bars. Nous utiliserons ce diagramme par la suite pour trouver une expression liant débit de vapeur entrant dans la turbine à la pression de réglage, dans la troisième partie qui s'intéressera à la modélisation.

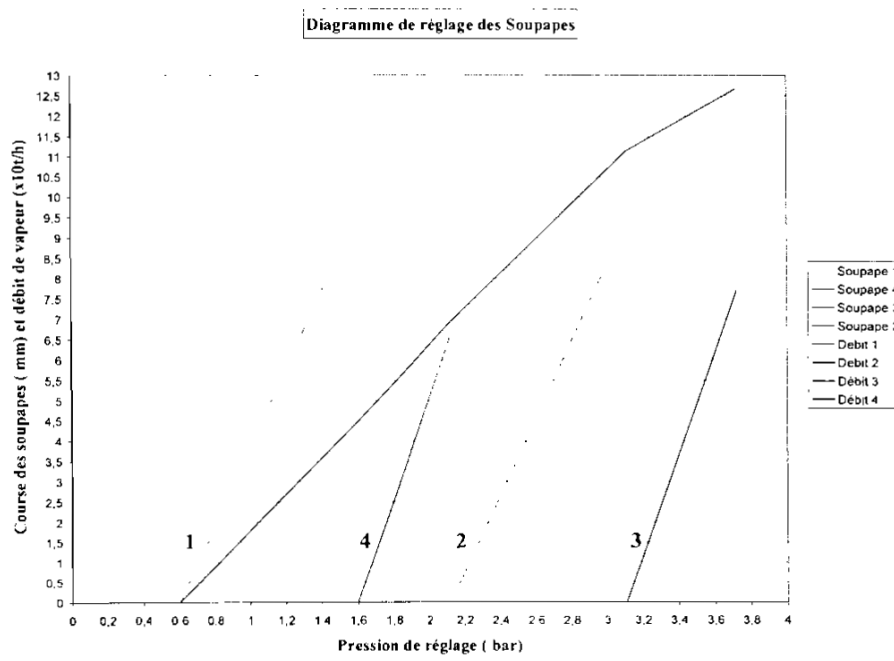


Figure 2.6 : Diagramme de Réglage des Soupapes

2.8 Le Système Hydraulique

Tous les servomoteurs commandant les vannes d'admission et les soupapes de réglages sont alimentées par un système hydraulique représenté à la figure 2.7, elle fait apparaître une pompe à huile (1) à engrenage entraînée par l'arbre de la turbine. La pompe alimente le circuit d'huile motrice (2) dont la pression est maintenue constante à l'aide d'une soupape Mano statique. Le circuit d'huile de réglage (5) est alimenté au moyen du diaphragme (4), L'huile retourne au réservoir d'huile (7) par un orifice à section variable (6).

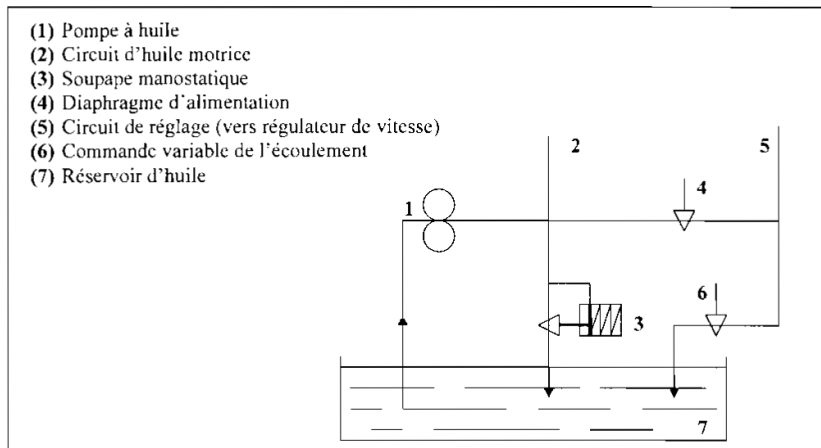


Figure 2.7: Circuit hydraulique de régulation

Plus la section est réduite plus la pression monte dans le circuit, jusqu'à atteindre après étranglement complet de (6) la pression de refoulement de la pompe. La modulation de la pression d'huile dans le circuit sera transformée en un mouvement de levée de soupapes. Cette modulation de pression sera assurée par le régulateur de vitesse.

2.8.1 Le régulateur de vitesse

C'est un régulateur mécanique (10) de type centrifuge à boules. Il est entraîné à partir de l'arbre de la turbine (Voir figure 2.8). Le circuit d'huile (5) dont nous avons parlé dans le paragraphe précédent alimente le circuit (9) à travers un diaphragme (8) dont la section est fixe.

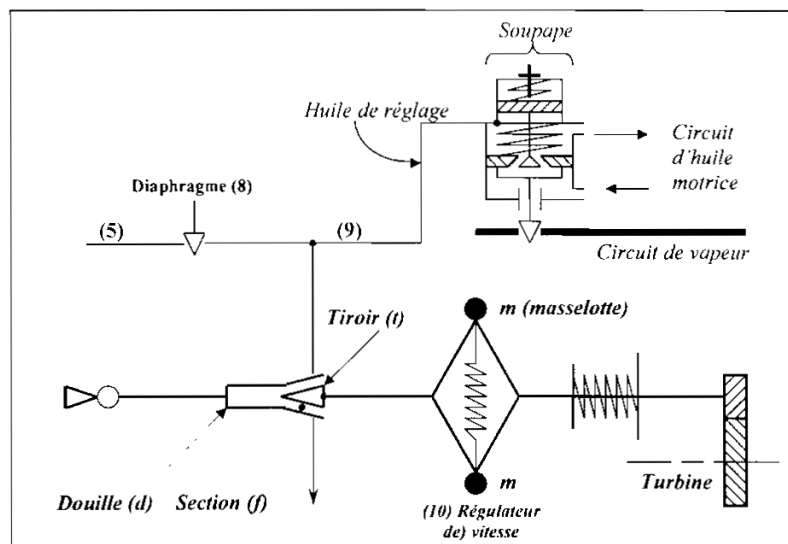


Figure 2.8 : Régulateur de vitesse (avec le circuit d'huile de réglage commandant les soupapes)

La pression du circuit (8) est assujettie à la valeur de la section de décharge « f » du régulateur de vitesse (10). La section « f » varie en fonction de la vitesse. Quand la vitesse croît, les masselottes « m » s'écartent sous l'effet de la force centrifuge et entraînent le tiroir « t » vers la droite. La section « f » augmente ainsi et la pression de l'huile de réglage dans le circuit (9) diminue, entraînant une fermeture des soupapes. Par contre quand la vitesse décroît les masselottes (m) se rapprochent entraînant le tiroir (t) vers la gauche. La section (f) diminue et la pression dans le circuit (9) augmente causant une ouverture des soupapes, donc une augmentation du débit de vapeur dans la turbine.

2.9 Conclusion

Après avoir donné une description générale de la turbine MHI JT 9CL12 et ces divers composants dans ce chapitre, nous avons remarqué l'importance de cette turbine dans les unités de production et traitement pétrolières, dont sa panne engendre des retards dans la production. Vu qu'elle est assujettie aux différentes pannes, généralement dues aux différentes défaillances, dont un type de défaillance touche les disques du rotor de la turbine à vapeur par leur fissuration, chose qu'on a remarqué nous et nos prédécesseurs lors de notre stage à travers des rapports sur ce type de turbines.

Donc il est nécessaire de faire une étude d'analyse et de résistance et de la fissuration de ces roues de rotor. Pour contribuer à la résolution de cette problématique, nous avons opté pour l'approche de calcul analytique par la RDM et numérique par la méthode des éléments par l'utilisation de logiciels d'éléments finis. Pour la fissuration nous avons opté pour la mécanique de la rupture linéaire, dont ces notions sont expliquées dans le chapitre prochain.

CHAPITRE 3
Notions de la mécanique de
la rupture et méthode des
éléments finis

3.1 Mécanique de la rupture et fissuration

3.1.1 Historique de la mécanique de la rupture

L'utilisation de nouveaux matériaux ductiles (acier et autres alliages métalliques) dans les constructions pour des chargements en traction conduisit à quelques problèmes ; des ruptures se produisaient parfois pour des niveaux de charges bien inférieurs à la limite d'élasticité ; on a dans un premier temps essayé d'éviter ces risques de ruptures en surdimensionnant les structures, mais la nécessité d'alléger de plus en plus les structures et de réduire les coûts conduisit au développement des recherches sur la mécanique de la rupture.

Les premiers essais de rupture ont été menés par *Léonard de Vinci* bien avant la révolution industrielle, qui a montré que la résistance à la traction de fils de fer variait inversement avec leur longueur. Ces résultats suggéraient que les défauts contenus dans le matériau contrôlaient sa résistance ; plus le volume est important (fil de fer long) plus la probabilité de présence de fissure par exemple est importante.

Cette interprétation qualitative fût précisée plus tard en 1920 par Griffith qui établit une relation directe entre la taille du défaut et la contrainte de rupture. S'appuyant sur les travaux d'Inglis, Griffith appliqua l'analyse des contraintes autour d'un trou elliptique à la propagation instable d'une fissure ; il formule ainsi à partir du premier principe de la thermodynamique, une théorie de la rupture. Selon cette théorie, un défaut devient instable et conduit à la rupture lorsque la variation d'énergie liée à une propagation du défaut atteint l'énergie spécifique du matériau. Cette théorie prédit correctement la relation entre la contrainte de rupture et la taille du défaut dans les matériaux fragiles. Dans les matériaux ductiles et notamment les alliages métalliques, l'avancée d'un défaut s'accompagne d'une importante dissipation d'énergie due à la plastification qui se développe à l'extrémité d'une fissure et la théorie de *Griffith* qui ne considère que l'énergie de création de surface ne peut en rendre compte. Il a fallu attendre les travaux d'*Irwin* en 1948 qui proposa une modification de la théorie de *Griffith* en incluant justement dans le bilan énergétique, l'énergie due à la plastification, pour que l'approche de Griffith soit applicable aux matériaux ductiles.

La mécanique de la rupture passa du stade de curiosité scientifique à celui d'une discipline scientifique largement utilisée dans l'ingénierie de la construction, après ce qui arriva aux bateaux de la liberté lors de la deuxième guerre mondiale. Le principe de conception de ces bateaux avec une coque entièrement soudée constituait un grand succès jusqu'au jour où un de ces navires se fissura en deux parties entre la Sibérie et l'Alaska dans

une mer très froide. Une dizaine d'autres navires sur les 2700 en service, subira ensuite le même sort.

C'est dans ces années après-guerre qu'un groupe de chercheurs dirigé par Irwin étudia en détail le problème de la rupture. Il considéra que les outils fondamentaux pour étudier la rupture existaient et proposa en 1948, une extension de l'approche de *Griffith* aux matériaux ductiles en y incluant le terme de dissipation d'énergie due à l'écoulement plastique près des extrémités d'une fissure. Il développa ensuite en 1956 le concept de taux de restitution d'énergie à partir toujours de la théorie de *Griffith* mais sous une forme facilement exploitable par les concepteurs de structures. En 1957 s'appuyant sur les travaux de *Westergaard* qui analysa les champs de déplacements et de contraintes élastiques près de l'extrémité d'une fissure sous chargement donné, *Irwin* montra que les déplacements et les contraintes au voisinage de l'extrémité d'une fissure peuvent être décrits à l'aide d'un paramètre unique qui était relié au taux de restitution d'énergie ; ce paramètre issu de la mécanique linéaire de la rupture, est le facteur d'intensité des contraintes (FIC).

Les nouveaux concepts de la mécanique de la rupture furent ensuite utilisés pour montrer que la plupart des ruptures dans les fuselages d'avions étaient dues à des fissures de fatigue qui atteignaient une taille critique. Ces fissures prenaient naissance près des hublots dans les coins qui constituent des zones de forte concentration des contraintes. Les ruptures qui se produisaient dans les essieux d'engins roulants ou encore dans les rotors des turbines à vapeur furent aussi expliquées grâce à l'application de ces nouveaux concepts. Le concept de *FIC* fut également utilisé par Paris pour décrire la propagation des fissures de fatigue et progressivement les courbes de propagation des fissures de fatigue proposées par ces auteurs remplacèrent les courbes d'endurance pour une meilleure prédiction des durées de vie des structures.

La période entre 1960 et 1980 vit une intensification des recherches sur la rupture avec deux écoles qui s'affrontaient. D'une part les tenants de l'approche utilisant la mécanique linéaire de la rupture et ceux qui s'intéressaient essentiellement à la plastification qui se développe à l'extrémité d'une fissure [6].

3.1.2 L'importance de la mécanique de la rupture en conception

Pour la prévention des constructions mécaniques contre les risques de la rupture les concepteurs proposent 2 approches :

- L'approche classique appuie sur la limite d'élasticité σ_E
- L'approche de mécanique de la rupture qui s'appuie sur la ténacité K_c

L'approche classique est basée sur deux variables ; σ (Contrainte appliquée) et σ_E (la limite d'élasticité) le concept générale de cette approche dit que la contrainte appliquée est toujours inférieure à la limite d'élasticité décrit une relation entre les deux variables $\sigma \ll \alpha \sigma_E$ tell que (α est le coefficient de sécurité < 1) pour éviter tous les risques de la rupture. L'utilisation de Cette approche qui est basée généralement sur les deux variables σ et σ_E est insuffisante pour la description du comportement des matériaux et détecter les défauts sous forme microfissure aussi pour résoudre ce problème et de prévenir contre tous les risques de rupture dans les matériaux.

Alors les concepteurs adaptent et développent une autre approche basée sur la mécanique de la rupture, Cette approche est basée sur trois variables : Contrainte appliquée σ , la ténacité K_c qui remplace la limite d'élasticité σ_E et une nouvelle variable qui représente la taille du défaut.

Pour l'application de cette approche les concepteurs proposent deux méthodes; l'une utilise la méthode de facteur d'intensité des contraintes **FIC** et l'autre utilise la méthode Energétique

3.1.3 Modes de rupture

La rupture d'un composant mécanique se produit par fissuration du matériau; Une fissure est définie comme une surface séparant un composant mécanique en deux parties. [7] Le champ des déplacements est alors discontinu à travers cette surface et les trois composantes vectorielles de cette discontinuité forment les trois modes de rupture décrits ci-dessous (Figure3.1)

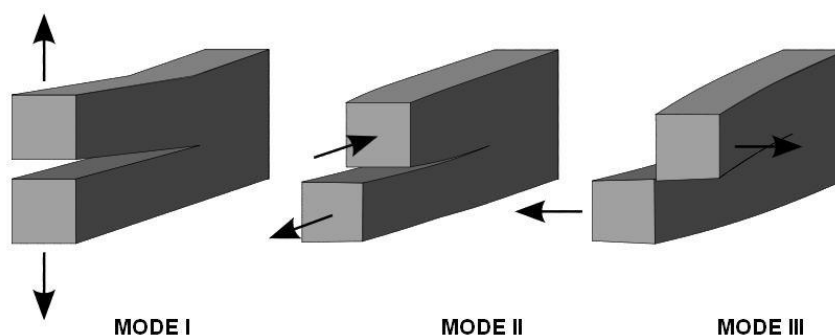


Figure 3.1 : Les trois modes élémentaires de rupture

- Mode I : Ouverture (Contrainte de traction appliquée perpendiculairement au plan de la fissure).
- Mode II : Glissement plan (scission dans le plan de la fissure et appliquée perpendiculairement au front de la fissure).
- Mode III : Cisaillement anti-plan (scission dans le plan de la fissure et appliquée parallèlement au front de la fissure).

Le mode I est considéré comme le plus critique en raison de l'ouverture par traction qui favorise l'initiation et la propagation des fissures car en tire directement sur les liaisons atomiques en pointes des fissures. Donc la mécanique de la rupture s'intéresse plus particulièrement à ce mode.

Le mode II, III sont respectivement les modes de glissement et de déchirement.

3.1.4 Méthode de facteur d'intensité des contraintes FIC

3.1.4.1 Facteur d'intensité des contraintes (FIC)

On considère une plaque percée d'un trou de forme elliptique à partir des longueurs $2a$ et $2b$ et du rayon à fond d'entaille ρ (figure3.2) ou de $\rho = \frac{b^2}{a}$; l'étude de concentration au voisinage de l'entaille a permis de présenter le facteur de concentration K_t . Ce paramètre important pour caractériser la sévérité de l'entaille est donné par les relations suivantes [8] :

$$K_t = 1 + 2\frac{a}{b} = 1 + 2\sqrt{\frac{a}{\rho}}$$

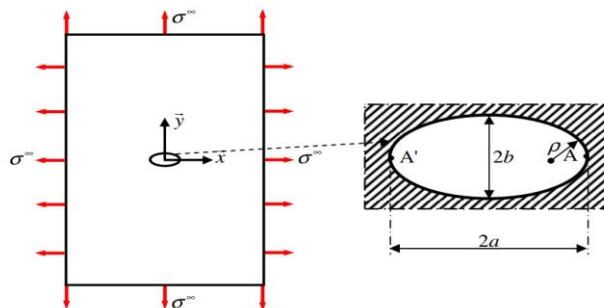


Figure3.2 : Plaque chargée uniformément percée d'un trou elliptique

En considérant les fissures comme des entailles elliptique très aplatis avec $b \ll a$ ou $\rho \ll a$ Dans ce cas le facteur de concentration $K_t \rightarrow \infty$ et on ne peut pas alors décrire la répartition des contraintes à l'extrémité des fissures. Irwin proposa d'introduire un nouveau paramètre c'est K le Facteur d'Intensité des Contraintes (*FIC*).

L'observation des clichés obtenus par la méthode photo-élastique entre trois différents types des fissures d'une plaque chargée en traction (figure3.3) montrent des franges très similaires ; ce qui est évident en est de même de la répartition des contraintes aux extrémités de ces fissures.

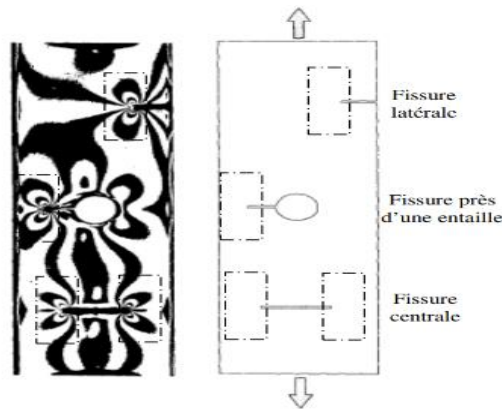


Figure3.3 : Clichés de photoélasticité montrant la similitude des 3 champs de contraintes

Le facteur d'intensité de contrainte (*FIC*) est l'un des paramètres les plus importants dans l'analyse de la mécanique de la rupture. Il définit le champ de contraintes à proximité du fond de fissure et fournit des informations fondamentales sur la façon dont la fissure va se propager.

Irwin montre que la connaissance du facteur d'intensité de contrainte K , qui est fonction à la fois du chargement et de la géométrie, permet de décrire la distribution des contraintes admissibles au voisinage du front d'une fissure. La rupture se produit quand la valeur de *FIC* atteint une valeur critique K_c appelée « **ténacité** » est représentée comme caractéristique des matériaux. Le facteur d'intensité de contrainte s'exprime en mode I sous la forme suivante : $K_I = Y\sigma_0\sqrt{\pi a}$

a : est la longueur initiale de la fissure.

σ_0 : est la contrainte appliquée.

Y :est un facteur géométrique ou de forme (coefficient de correction).

Le **FIC** exprimé en $MPa\sqrt{m}$; d'après les études *Irwin* représente le critère de rupture par la condition suivante : $K > K_C$

3.1.4.2 Champs de contraintes et de déplacement au voisinage d'une fissure

Irwin suggère de décrire la distribution des champs des contraintes au voisinage du front d'une fissure dans un matériau dont le comportement est élastique et linéaire par la relation suivante [7] :

$$\sigma_{ij} = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}(\theta) + \sum_{m=0}^{\infty} \alpha_m r^{\frac{m}{2}} g_{ij}(\theta) \quad (3.1)$$

r, θ sont les coordonnées polaire d'un point considéré par rapport à l'extrémité de la fissure (figure 3.4) La fonction adimensionnelle f_{ij} dépend du mode de sollicitation, la fonction adimensionnelle g_{ij} dépend à la fois du mode de sollicitation, de l'état de contrainte et de la géométrie du corps fissuré.

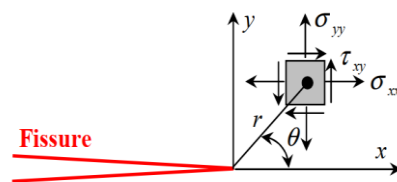


Figure 3.4 : les coordonnées (r, θ) au voisinage de l'extrémité d'une fissure

Au voisinage immédiat de l'extrémité de la fissure, les contraintes présentent une singularité en $\frac{1}{\sqrt{r}}$ (c'est à dire lorsque $r \rightarrow 0$, le produit $\sqrt{r}\sigma_{ij}$ tend vers une constante). Comme les termes d'ordre plus élevé $r^{\frac{m}{2}}$ (avec $m \geq 2$) sont négligeables devant $\frac{1}{\sqrt{r}}$. La zone la plus critique est bien le voisinage immédiat de l'extrémité de la fissure. Pour ces raisons, seuls les termes en $\frac{1}{\sqrt{r}}$ sont considérés. On dit que les champs de contraintes asymptotiques sont de la forme :

$$\sigma_{(ij)} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} f_{(ij)}(\theta) \quad (3.2)$$

Irwin propose que la connaissance de K qui représente l'amplitude de la distribution des contraintes et à l'aide des coordonnées polaires d'un point considéré par rapport à une extrémité d'une fissure on peut décrire la distribution des contraintes au voisinage du front de

fissure ; et Suivant le mode de la rupture K peut être noté K_I , K_{II} ou K_{III} et on peut classifier le champ des contraintes et le déplacement en trois modes aussi.

Le champ des contraintes et des déplacements :

- **Mode I**

Contraintes :

$$\sigma_x(\theta) = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}\right)$$

$$\sigma_y(\theta) = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}\right)$$

$$\sigma_{xy}(\theta) = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(\sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}\right)$$

$$\sigma_z = \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) \quad \text{En déformation plane}$$

$$\sigma_z = 0 \quad \text{En contrainte plane}$$

Déplacements :

$$u_x = \frac{K_I}{2\mu} \sqrt{\frac{2r}{\pi}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - 2\theta^* + \sin^2 \frac{\theta}{2}\right)$$

$$u_y = \frac{K_I}{2\mu} \sqrt{\frac{2r}{\pi}} \sin \frac{\theta}{2} \left(2(1 - 2\theta^*) - \cos^2 \frac{\theta}{2}\right)$$

- **Mode II**

Contraintes :

$$\sigma_x = -\frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \left(2 + \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2}\right)$$

$$\sigma_y = \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2}$$

$$\sigma_{xy} = \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}\right)$$

Déplacements :

$$u_x = \frac{K_{II}}{2\mu} \sqrt{\frac{2r}{\pi}} \sin \frac{\theta}{2} (2(1 - \vartheta^*) + \cos^2 \frac{\theta}{2})$$

$$u_y = \frac{K_{II}}{2\mu} \sqrt{\frac{2r}{\pi}} \cos \frac{\theta}{2} (1 - 2\vartheta^* - \sin^2 \frac{\theta}{2})$$

- **Mode III**

Contraintes :

$$\sigma_z = -\frac{K_{III}}{\sqrt{2\pi r}} \left(\sin \frac{\theta}{2}\right)$$

$$\sigma_{yz} = \frac{K_{III}}{\sqrt{2\pi r}} \left(\cos \frac{\theta}{2}\right)$$

Déplacements :

$$u_z = \frac{K_{III}}{\mu} \sqrt{\frac{2r}{\pi}} \left(\sin \frac{\theta}{2}\right)$$

$\vartheta^* = \vartheta$ *En déformation plane.*

$\vartheta^* = \frac{\vartheta}{1+\vartheta}$ *En contrainte plane.*

μ : Représente le module de cisaillement défini par: $\mu = \frac{E}{1+\vartheta}$. (3.3)

E et ϑ représentent respectivement le module d'Young et le coefficient de *Poisson* du matériau.

3.1.5 La méthode Energétique

3.1.5.1 Le taux de restitution d'énergie

La résistance des matériaux est composée de l'énergie de création de surface, de l'énergie de plastification de l'extrémité de la fissure, et d'autres types d'énergies dissipatives associées à la propagation d'une fissure. En 1920 *Griffith* été le premier à avoir postulé un

critère d'énergie pour étudier la propagation des fissures dans les matériaux fragiles; ce critère étendu aux matériaux ductiles par d'autres auteurs dont (*Irwin* et *Orowan*) . L'énergie de *Griffith* « G » appelée aussi « *taux de restitution d'énergie* »; représente l'énergie nécessaire pour faire progresser la fissure par unité de surface [8]:

$$G = -\frac{1}{B} \frac{\partial P}{\partial a} = -\frac{\partial P}{\partial A} \quad (3.4)$$

$$P = U_{\text{def}} + W_{\text{ext.}}$$

U_{def} : Variation de l'énergie de déformation élastique.

W_{ext} : Travail des forces extérieures.

B : l'épaisseur de l'éprouvette.

a : longueur de la fissure.

A : la surface de la fissure créée après propagation $A = B.a$.

La rupture se provoque lorsque G atteint une valeur critique G_c . cette valeur est représentée par la résistance à la fissuration : $G_c = 2\gamma_s$ où γ_s est la densité d'énergie superficielle des surfaces créées qui permet de décrire la condition suivant :

$$G > 2\gamma_s : \text{propagation} \quad G < 2\gamma_s : \text{non propagation}$$

3.1.5.2 Intégrales J de RICE (intégrale de contour)

Les champs mécaniques près des fonds des fissures peuvent également être étudiés grâce à certaines intégrales de contour déduites de la loi de conservation de l'énergie. Ces intégrales ont la particularité d'être équivalentes au taux de restitution d'énergie, et d'être indépendantes du contour d'intégration choisi. L'intégrale telle qu'introduite par Eshelby et Rice est peut-être la quantité la plus utile pour l'analyse ces champs [10].

Rice a montré que L'intégrale J est équivalente au taux de restitution d'énergie, J a été utilisée dans plusieurs études pour caractériser l'intensité des champs de contrainte et de déformation à proximité des fissures dans les matériaux. Pour l'intégrale de Rice, on considère un milieu bidimensionnel fissuré, dont la fissure sera supposée rectiligne. Le contour Γ est un contour ouvert (Figure3.5), orienté dont les extrémités se trouvent sur les faces supérieure et inférieure de la fissure. Le paramètre J est défini à partir de l'intégrale de contour suivante [9] :

$$J = \int_{\Gamma} (w dy - T_i \frac{\partial u_i}{\partial x} ds) \quad (3.5)$$

Γ : Tout contour orienté entourant la pointe de fissure

$\mathbf{T} = \boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n}$: Vecteur contrainte s'exerçant sur les facettes de normale \mathbf{n} ;

\mathbf{U} : Vecteur déplacement

s : Abscisse curviligne le long de Γ

$W = \int_0^{\epsilon} \sigma_{ij} d\epsilon_{ij}$: Densité volumique d'énergie de déformation

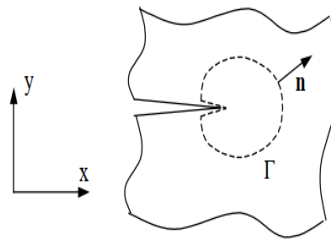


Figure 3.5 : Contour Γ dans la définition de l'intégrale J

- l'intégrale J est bien indépendante du contour d'intégration entourant l'extrémité de la fissure
- L'intégrale J représente le taux de restitution d'énergie potentielle

$$J = G = -\frac{\partial P}{\partial A}$$

- L'intégrale J permet, dans certaines conditions, de décrire le champ des contraintes et des déformations à la pointe de la fissure à travers les

3.1.6 La fissuration par corrosion sous contrainte

3.1.6.1 Définition de la corrosion sous contrainte (CSC)

Malheureusement, les métaux sont sujets à la corrosion. (Les métaux nobles tels que l'or et le platine font exception à cette règle), mais ils sont plutôt trop rares pour un usage commun. La corrosion peut prendre de nombreuses formes ; la forme qui nous intéresse ici est là l'interaction de la corrosion et des contraintes mécaniques pour produire une défaillance par fissuration. Ce type de défaillance est connu sous le nom de La fissuration par corrosion sous contrainte (CSC).

Le CSC est un mode de corrosion assisté par l'environnement qui crée des ruptures fragiles macroscopiques des matériaux ductile à l'aide des contraintes et du milieu. La fissuration par corrosion sous contrainte est un terme utilisé pour décrire les défaillances de service dans les matériaux ; ce phénomène soit possible a la présence ces paramètres (matériau, environnement, contrainte) (figure3-6)

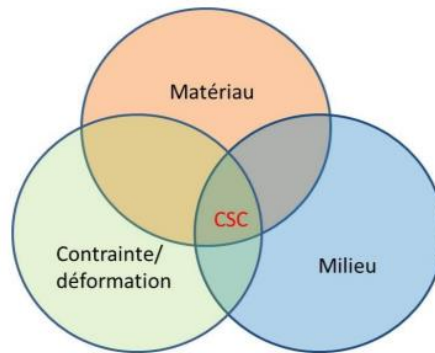


Figure3.6 : Les paramètres contrôlant la corrosion sous contrainte

La fissuration par CSC peut grouper en trois groupes (intergranulaire, intragranulaire ou mixte) (figure3-7) dépend de la fissure si elle suit ou non les joints de grains ; la plupart des fissurations par CSC rapportés sur les sites est de type intergranulaire pour les aciers inoxydables en milieu primaire des réacteurs à eau sous pression.

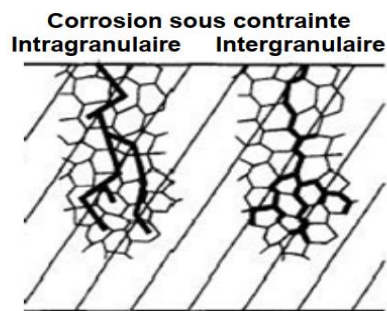


figure3.7 : Morphologie des fissures de CSC

3.1.6.2 Les étapes de CSC

Les fissures par CSC se propagent sur une vitesse lent d'environ 10^{-3} à 10 mm/h, en fonction de la combinaison de l'alliage et de l'environnement impliqués ; la CSC décrite comme un mécanisme en deux étapes :

- L'étape d'amorçage.
- L'étape de propagation rapide des fissures.

La transition entre amorçage et propagation peut être reliée à une profondeur de défaut critique qui permet d'introduire une valeur critique K_{CSC} qui distinguer :

- Propagation lente : les fissures favorablement orientées se propagent et coalescent jusqu'à atteindre K_{CSC} .
- Propagation rapide : la fissure se propage rapidement dès que la valeur du facteur d'intensité des contraintes d'une fissure devient supérieure à K_{CSC} .

Staeble propose une description plus détaillée de la CSC (figure3-8)

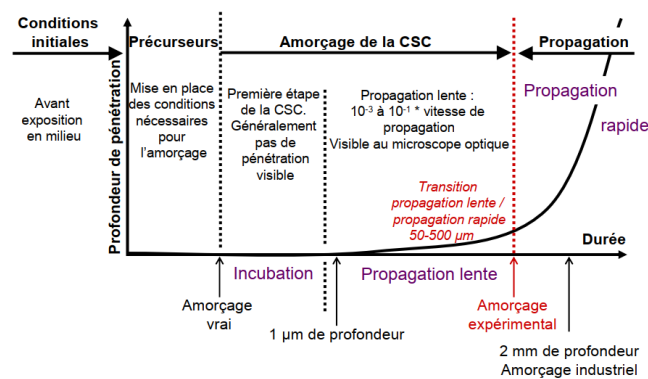


figure3.8 : Les étapes de la CSC

L'amorçage vrai : correspond à l'apparition du plus petit défaut (fissures ou pénétrations d'oxyde).

L'amorçage expérimental : recouvre les étapes d'amorçage vrai et de propagation lente. La notion d'amorçage expérimental est un artifice de laboratoire qui se justifie par le changement de vitesse de propagation et la brièveté de la phase de propagation rapide.

L'amorçage industriel : est en réalité un critère de détection de fissures ; une fissure peut être repérée à partir d'une profondeur de l'ordre du millimètre. La valeur de 2 mm est couramment retenue.

3.1.6.3 L'initiation des fissurations

a) Amorçage de fissures aux discontinuités de surface :

La fissuration par corrosion sous contrainte s'amorce fréquemment à caractéristiques de surface préexistantes ou induites par la corrosion. Ces caractéristiques peuvent inclure des rainures, des chevauchements, ou bavures causées par les procédés de fabrication

b) Initiation des fissures dans les fosses de corrosion :

c) Des fissures de corrosion peuvent également s'initier au niveau des piqûres qui se forment lors de l'exposition à l'environnement de service ou lors d'opérations de nettoyage, telles que le décapage de l'acier inoxydable de type 304 avant la fabrication ; La transition entre les piqûres et la fissuration Dépend des mêmes paramètres que le contrôle CSC :

- _ L'électrochimie à la base de la fosse
- _ Géométrie de la fosse
- _ La contrainte ou la vitesse de déformation à la base de la fosse

d) Amorçage de fissure par corrosion intergranulaire ou dissolution par glissement :

L'initiation peut également se produire en l'absence de piqûres par des procédés intergranulaires ou de dissolution par glissement. La CSC initié par la corrosion intergranulaire exige que la chimie locale de la frontière des grains diffère de la chimie en vrac. Cette condition se produit dans les aciers inoxydables austénitiques sensibilisés.

3.1.6.4 La mécanisme de CSC

Un grand nombre de modèles a été proposé pour décrire les mécanismes mis en jeu lors de la fissuration par CSC : des modèles reposant principalement sur la rupture du film d'oxyde, des modèles basés sur la fragilisation par l'hydrogène et des modèles basés sur un couplage entre l'environnement et la plasticité. Il semble vraisemblable que seuls les modèles basés sur le couplage corrosion / mécanique puissent rendre compte de la CSC des aciers inoxydables en milieu primaire.

3.2 Méthodes des éléments finis MEF

La méthode des éléments finis permet de résoudre un problème dont la solution analytique ne peut éventuellement pas être déterminée. Elle fournit une solution approchée de la solution exacte. Le milieu étudié est discrétisé en plusieurs éléments reliés entre eux par des nœuds. La géométrie d'un élément est caractérisée par un nombre fini de nœuds sur son périmètre. La résolution d'un problème par la méthode des éléments finis consiste à trouver les déplacements (par exemple les translations et les rotations) de ces nœuds. Le champ de déplacement en tout point est déterminé par interpolation entre les valeurs déterminées aux nœuds. L'interpolation est basée sur l'utilisation de fonctions de formes.

3.2.1 Principe des éléments finis

Pour un problème de mécanique en élasticité, le principe des travaux virtuels s'écrit en un point M d'un domaine A chargé par des efforts volumiques F et des efforts f sur une partie du bord ∂A .

3.2.2 La formulation élémentaire au niveau de l'élément fini

Pour chaque élément et dans un repère local, on choisit une fonction d'interpolation qui représente la variation des déplacements à l'intérieur de cet élément en termes de déplacements nodaux puis on calcule chaque élément, ses matrices de rigidité et de masse ainsi que son vecteur des forces ces caractéristiques élémentaires sont transformées par la suite dans le repère global de la structure

3.2.3 Discrétisation de la structure en éléments finis

C'est l'ensemble des opérations à effectuer pour établir le modèle mathématique pour la résolution du problème représenté au mieux à la structure réel

3.2.4 Construction de l'approximation nodale par sous domaine

Pour chaque élément on choisit une fonction d'interpolation qui représente la variation des déplacements $u^e(X,Y,Z)$ à l'intérieur de cette élément en termes de déplacement nodaux U^e . Ce modèle peut être représenté de façon commode par une expression polynomiale contenant un coefficient inconnu pour chaque degré de liberté.

Soit :

$$u^e(X,Y,Z) = N^t U$$

3.2.5 Etablissement de la relation entre déformation et déplacement

Il s'agit de trouver la matrice B reliant les déformations de l'élément à ses déplacements nodaux U. Cette relation est exprimée par : $\{\varepsilon\} = BU^e$

3.2.6 Etablissement de la relation entre contraintes et déformations

Pour un matériau élastique linéaire, les contraintes σ sont des fonctions linéaires des déformations ε . elles sont exprimées par l'expression :

$$\{\sigma\} = D\{\varepsilon\} \text{ Ou } D \text{ est la matrice d'élasticité}$$

3.2.7 Calcul des matrices élémentaires

Cette étape constitue la partie la plus importante du problème. Les déplacements U_e aux nœuds sont déterminés de telle façon que les contraintes engendrées dans l'élément équilibrent le chargement extérieur F^e , c'est-à-dire que :

$$\bar{K} \bar{U}^e = \bar{F}^e \tag{3.6}$$

K^e est la matrice de rigidité de l'élément exprimée dans le repère local. Elle est déduite de l'énergie de déformation de l'élément et exprimée par :

$$\bar{K}^e = \int_0^l B^T D B \, dv \tag{3.7}$$

Finalement, on exprime les matrices $\bar{K}^e \bar{U}^e$ et \bar{F}^e dans le repère global défini pour toute la structure.

La figure illustre un élément poutre dans le plan (x-y) orienté suivant son axe local x

Dans le cas général d'élément poutre, il possède six degrés de libertés correspondant au vecteur déplacement suivant :

$$\bar{U}^e = [\bar{U}_{xi} \ \bar{U}_{yi} \ \bar{\theta}_{zi} \ \bar{U}_{xj} \ \bar{U}_{yj} \ \bar{\theta}_{zj}]$$

Où \bar{U}_{xi} \bar{U}_{yi} \bar{U}_{xj} \bar{U}_{yj} sont les déplacements aux nœuds i et j suivant x et y ; $\bar{\theta}_{zi}$ et $\bar{\theta}_{zj}$ sont les rotations aux nœuds i et j autour de l'axe z.

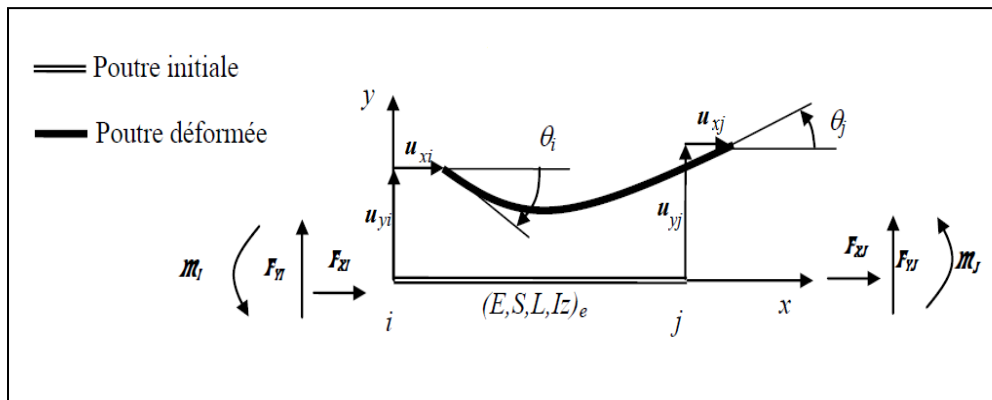


Figure 3.9 : Poutre en flexion-traction dans son repère local (x y)

3.2.8 Relation entre les déplacements et les déformations

La seule déformation à considérer est la courbure autour de l'axe y. Le vecteur de déformation est donné par :

$$\varepsilon(x, y) = -y \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} \tag{3.8}$$

La contrainte σ et le moment m_z dus à la flexion dans le plan (x- y) sont :

$$\sigma = -yE \frac{\partial^2 \bar{u}_y}{\partial x^2} \quad (3.9)$$

$$m_z = -EI_z \frac{\partial^2 \bar{u}_y}{\partial x^2} \quad (3.10)$$

Si E est le module de Young du matériau et I_z est le moment d'inertie de la section par rapport à l'axe z. On a :

$$m_z = -EI_z [(6- 12N_1) L(2N_2-4N_1) (6-12N_2) L(4N_2 -2N_1)] \bar{U}^e$$

La contrainte σ et la déformation ε correspondant au moment interne dans la poutre sont reliées par la relation :

$$\sigma = D \{ \varepsilon \} = DB \bar{U}^e \quad (3.11)$$

Dans ce cas particulier, la matrice D contient un seul terme correspondant à la rigidité de flexion EI_z la matrice reliant les déformations de l'élément à ses déplacements nodaux est

$$B = \left[\frac{6}{L^2} - \frac{12}{L^3} x - \frac{4}{L} - \frac{6x}{L^2} - \frac{6}{L^2} - \frac{12x}{L^3} - \frac{2}{L} - \frac{6x}{L^2} \right] \quad (3.12)$$

3.2.9 La matrice de rigidité

a. La matrice de rigidité

La matrice de rigidité de l'élément poutre à 4 d.d.l dans le repère local sans tenir compte de l'effort normal est donnée par :

$$\bar{K}^e = \begin{bmatrix} \frac{12EI_z}{L^3} & \frac{6EI_z}{L^2} & -\frac{12EI_z}{L^3} & \frac{6EI_z}{L^2} \\ & \frac{4EI_z}{L} & \frac{-6EI_z}{L^3} & \frac{2EI_z}{L} \\ & & \frac{12EI_z}{L^3} & \frac{-6EI_z}{L^2} \\ & & & \frac{4EI_z}{L} \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

3.3 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté les différentes notions de la mécanique de la rupture et de la méthode des éléments finis, ainsi que les paramètres de fissuration nécessaires à la compréhension et l'analyse du phénomène de la fissuration des disques du rotor de la turbine à vapeur, ainsi que sa résolution par l'utilisation des logiciels de calcul par éléments finis tels que *RDM 7* pour l'étude de la résistance du rotor et *ANSYS* pour la modélisation de la fissuration.

Chapitre 4

Etude de la résistance du rotor

4.1 Introduction

Le rôle de la turbine à vapeur est de transformer l'énergie de pression en énergie mécanique par un mouvement de rotation assuré par le rotor.

Le rotor est un ensemble de pièces de rotation (l'arbre, les roues, les aubes) cet élément non seulement il porte les pièces de rotation, il transmet encore le mouvement de rotation.

Dans ce chapitre nous allons vérifier la résistance du rotor dont l'arbre est de 2525 mm de longueur qu'on divise en sept tronçons avec une masse de 2383.233 Kg. D'abord par un calcul RDM donc analytique puis par simulation numérique par l'utilisation du module **Flexion** du logiciel **RDM 7** de calcul par éléments finis, en utilisant des éléments finis poutres.

4.2 Vérification de la résistance de l'arbre par la RDM

4.2.1 Les caractéristiques du matériau

Les différentes caractéristiques du matériau du rotor sont données dans les tableaux ci-dessous :

Tableau 4.1 La composition chimique de l'alliage du matériau

Matériau	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	V
Alliage de Ni Cr Mo V	0.27-0.37	0.15-0.35	0.35-0.65	< 0.035	< 0.035	0.5-1.2	1-1.5	0.3-0.5	0.05-0.1

Tableau 4.2 Les données du calcul

Type d'acier Acier traité	acier traité
La limite d'élasticité	900 [N/mm ²]
La contrainte de rupture	1440 [N/mm ²]
Module de Young	210000 [N/mm ²]
La masse volumique	7700 [kg/m ³]
Poids du l'arbre	6991.531 kg
Longueur du rotor	2.525 m
Puissance de l'arbre	30107 KW
Vitesse de rotation	5000 tpm
Coefficient de sécurité	1.5
Coefficient de poisson	0.28

4.2.2 Dimensions des différentes parties du rotor et les forces agissantes sur l'arbre

1. Les forces qui agissent sur l'arbre sont le poids propre de l'arbre qu'on a divisé en 7 tronçons
2. Les poids des roues (12 roues donc 12 forces de poids)

4.2.2.1 Calcul des poids de chaque tronçon

La masse de chaque tronçon :

$$M_{ti} = \rho \times \pi \times \frac{1}{4} \times l_i \times D_i^2 \quad (4.1)$$

Le poids de chaque tronçon :

$$P_i = M_{ti} \times g \quad (4.2)$$

Avec :

- M_{ti} : la masse d'un tronçon
- ρ : la masse volumique
- L_i : longueur du tronçon
- D_i : diamètre du tronçon
- g : la gravité = 9.81 m/s²

Tableau 4.3 Masses et poids des tronçons

	Diamètre	Longueur	Masse [kg]	Poids [N]
1	0.287	0.159	79.20298	776.9812
2	0.328	0.503	327.2625	3210.445
3	0.318	0.929	568.1337	5573.392
4	0.459	0.109	138.8777	1362.39
5	0.643	0.409	1022.647	10032.17
6	0.328	0.265	172.4147	1691.388
7	0.286	0.151	74.69467	732.7547
Somme		2.525	2383.233	

4.2.2.2 Calcul des poids des roues

Pour calculer les poids des roues on utilise les deux formules suivantes :

- La masse des roues : $M_{ri} = E_i \times (D_{r\text{ext}}^2 - D_{r\text{int}}^2) \times \frac{1}{4} \times \pi \times \rho \quad (4.3)$

- Le poids des roues : $P_{ri} = M_{ri} \times g$ (4.4)

Avec :

M_{ri} : la masse d'une roue

E_i : l'épaisseur de la roue

D_{ext} : diamètre extérieur de la roue

D_{int} : diamètre intérieur de la roue

Après l'application des formules (4.3) et (4.4) on obtient les résultats suivants :

Tableau 4.4 Masses et poids des roues

Roue	Diamètre intérieur [m]	Diamètre extérieur [m]	Epaisseur [m]	Masse [kg]	Poids [N]
1	0.328	0.862	0.085	326.6538	3204.474
2	0.328	0.91	0.034	148.1505	1453.357
3	0.328	0.932	0.034	156.4829	1535.098
4	0.328	0.948	0.034	162.6679	1595.772
5	0.328	1.026	0.034	194.3272	1906.35
6	0.328	1.064	0.034	210.6573	2066.548
7	0.328	1.106	0.034	229.3973	2250.387
8	0.328	1.17	0.041	312.7436	3068.014
9	0.459	1.148	0.053	354.8882	3481.453
10	0.459	1.244	0.056	452.7442	4441.421
11	0.643	1.412	0.079	754.9981	7406.531
12	0.643	1.624	0.097	1304.586	12797.99
Somme				4608.298	

La masse du rotor est égale à :

$$M_{rotor} = \sum_{i=1}^{12} M_{ri} + \sum_{i=1}^7 M_{ti} \quad (4.5)$$

$$M_{rotor} = 2383.233 + 4608.298 = 6991.531 \text{ kg}$$

4.2.3 Modélisation

La modélisation du rotor de la turbine à vapeur par éléments finis poutre est représentée dans la figure ci-dessous :

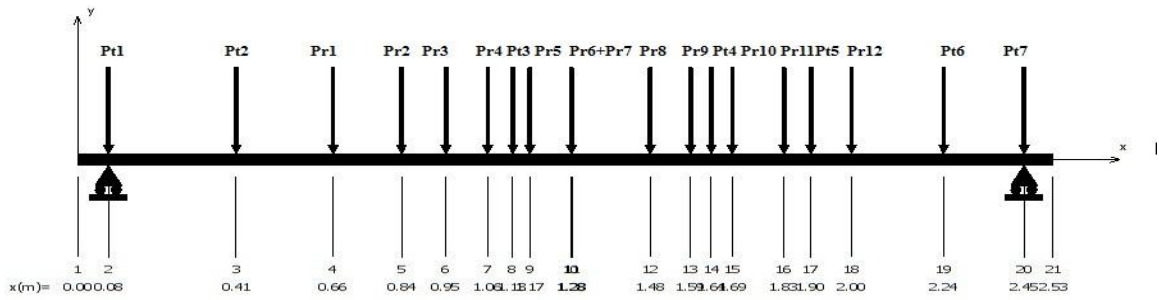


Figure 4.1 : Modélisation du rotor

4.2.4 Calcul d'effort tranchant et du moment fléchissant

4.2.4.1 Calcul des forces de réactions Ra et Rb :

En considérons les deux paliers comme des appuis simples ; à l'équilibre statique la somme des forces et des moments est nulle :

- $\sum M/B=0$
- $\sum M/A=0$
- $\sum M/A = P_i \times x_i = R_b \times 2,51 - R_a \times 0 - Pt1 \times 0 - Pt2 \times 0,251 - Pr1 \times 0,502 - Pr2 \times 0,679 - Pr3 \times 0,794 - Pr4 \times 0,902 - Pr5 \times 0,967 - Pr6 \times 1,01 - Pr7 \times 1,12 - Pr8 \times 1,22 - Pr9 \times 1,27 - Pr10 \times 1,28 - Pr11 \times 1,28 - Pr12 \times 1,28 - Pt4 \times 1,481 - Pr10 \times 1,535 - Pr11 \times 1,669 - Pt5 \times 1,739 - Pr12 \times 1,844 - Pt6 \times 2,082 - Pt7 \times 2,15$
- $R_b = 42721,221 \text{ N}$

Par la même méthode on calcule Ra :

$$R_a = 25865,698 \text{ N}$$

Vérification l'équilibre statique :

A l'équilibre statique $\sum F_{ext} = 0$ donc :

$$\sum R = M_{rotor} \times g \tag{4.6}$$

$$M_{rotor} \times g = 6991,531 \times 9,81 = 68586,91911 \text{ N}$$

$$\sum R = 42721,221 + 25865,698 = 68586,91911 \text{ N}$$

La somme des réactions $R_a + R_b$ égale au poids de rotor donc les résultats sont vérifiés.

4.2.4.2 L'effort tranchant et Moment fléchissant

- L'effort tranchant

$$T = R_a + P_{t1} + P_{t2} + P_{r1} + P_{r2} + P_{r3} + P_{r4} + P_{r5} + P_{r6} + P_{r7} + P_{r8} + P_{r9} + P_{t4} + P_{r10} + P_{r11} + P_{t5} + P_{r12} +$$

$$P_{t6} + P_{t7}$$

(4.8)

1^{er} tronçon $0 < x < 0.079$ m

$$T_1 = 0 \text{ N}$$

2^{eme} tronçon $0.079 < x < 0.410$ m

$$T_2 = -R_a + P_{t1}$$

$$T_2 = -25088.717 \text{ N}$$

3^{eme} tronçon $0.079 < x < 0.661$ m

$$T_3 = -R_a + P_{t1} + P_{t2}$$

$$T_3 = -21878.272 \text{ N}$$

4^{eme} tronçon $0.661 < x < 0.838$ m

$$T_4 = -R_a + P_{t1} + P_{t2} + P_{r1}$$

$$T_4 = -18673.798 \text{ N}$$

5^{eme} tronçon $0.838 < x < 0.953$ m

$$T_4 = -R_a + P_{t1} + P_{t2} + P_{r1} + P_{r2}$$

$$T_4 = -17220.441 \text{ N}$$

6^{eme} tronçon $0.953 < x < 1.061$ m

$$T_6 = -R_a + P_{t2} + P_{r1} + P_{r2} + P_{r3}$$

$$T = -15685.343 \text{ N}$$

7^{eme} tronçon $1.061 < x < 1.126$ m

$$T_7 = -R_a + P_{t1} + P_{t2} + P_{r1} + P_{r2} + P_{r3} + P_{r4}$$

$$T_7 = -14089.571 \text{ N}$$

8^{eme} tronçon $1.126 < x < 1.170$ m

$$T8 = -R_a + Pt1 + Pt2 + Pr1 + Pr2 + Pr3 + Pr4 + Pt3$$

$$T8 = -8516.179 \text{ N}$$

9^{eme} tronçon $1.170 < x < 1.278$ m

$$T9 = -R_a + Pt1 + Pt2 + Pr1 + Pr2 + Pr3 + Pr4 + Pt3 + Pr5$$

$$T9 = -6609.829 \text{ N}$$

10^{eme} tronçon $1.278 < x < 1.281$ m

$$T10 = -R_a + Pt1 + Pt2 + Pr1 + Pr2 + Pr3 + Pr4 + Pt3 + Pr5 + Pr6 + Pr7$$

$$T10 = -2292.894 \text{ N}$$

11^{eme} tronçon $1.281 < x < 1.482$ m

$$T11 = -R_a + Pt1 + Pt2 + Pr1 + Pr2 + Pr3 + Pr4 + Pt3 + Pr5 + Pr6 + Pr7$$

$$T11 = -2292.894 \text{ N}$$

12^{eme} tronçon $1.482 < x < 1.586$ m

$$T12 = -R_a + Pt1 + Pt2 + Pr1 + Pr2 + Pr3 + Pr4 + Pt3 + Pr5 + Pr6 + Pr8$$

$$T12 = 775.120 \text{ N}$$

13^{eme} tronçon $1.586 < x < 1.640$ m

$$T13 = -R_a + Pt1 + Pt2 + Pr1 + Pr2 + Pr3 + Pr4 + Pt3 + Pr5 + Pr6 + Pr7 + Pr8 + Pr9$$

$$T13 = 4256.573 \text{ N}$$

14^{eme} tronçon $1.640 < x < 1.694$ m

$$T14 = -R_a + Pt1 + Pt2 + Pr1 + Pr2 + Pr3 + Pr4 + Pt3 + Pr5 + Pr6 + Pr7 + Pr8 + Pr9 + Pt4$$

$$T14 = 5618.963 \text{ N}$$

15^{eme} tronçon $1.694 < x < 1.828$ m

$$T15 = -R_a + Pt1 + Pt2 + Pr1 + Pr2 + Pr3 + Pr4 + Pt3 + Pr5 + Pr6 + Pr7 + Pr8 + Pr9 + Pt4 + Pr10$$

$$T15 = 10060.384 \text{ N}$$

16^{eme} tronçon $1.828 < x < 1.898$ m

$$T_{16} = -R_a + P_{t1} + P_{t2} + P_{r1} + P_{r2} + P_{r3} + P_{r4} + P_{t3} + P_{r5} + P_{r6} + P_{r7} + P_{r8} + P_{r9} + P_{t4} + P_{r10} + P_{r11}$$

$$T_{16} = 17466.915 \text{ N}$$

17^{eme} tronçon $1.898 < x < 2.003 \text{ m}$

$$T_{17} = -R_a + P_{t1} + P_{t2} + P_{r1} + P_{r2} + P_{r3} + P_{r4} + P_{t3} + P_{r5} + P_{r6} + P_{r7} + P_{r8} + P_{r9} + P_{t4} + P_{r10} + P_{r11} + P_{t5}$$

$$T_{17} = 27499.085 \text{ N}$$

18^{eme} tronçon $2.003 < x < 2.241 \text{ m}$

$$T_{18} = -$$

$$R_a + P_{t1} + P_{t2} + P_{r1} + P_{r2} + P_{r3} + P_{r4} + P_{t3} + P_{r5} + P_{r6} + P_{r7} + P_{r8} + P_{r9} + P_{t4} + P_{r10} + P_{r11} + P_{t5} + P_{r12}$$

$$T_{18} = 40297.078 \text{ N}$$

19^{eme} tronçon $2.241 < x < 2.449 \text{ m}$

$$T_{19} = -$$

$$R_a + P_{t1} + P_{t2} + P_{r1} + P_{r2} + P_{r3} + P_{r4} + P_{t3} + P_{r5} + P_{r6} + P_{r7} + P_{r8} + P_{r9} + P_{t4} + P_{r10} + P_{r11} + P_{t5} + P_{r12} + P_{t6}$$

$$T_{19} = 41988.466 \text{ N}$$

20^{eme} tronçon $2.449 < x < 2.525 \text{ m}$

$$T_{20} = -R_a + P_{t1} + P_{t2} + P_{r1} + P_{r2} + P_{r3} + P_{r4} + P_{t3} + P_{r5} + P_{r6} + P_{r7} + P_{r8} + P_{r9} + P_{t4} + P_{r10} + P_{r11} + P_{t5} + P_{r12} + P_{t6} + P_{t7} - R_b$$

$$T_{20} = 0 \text{ N}$$

- **Le moment fléchissant**

$$\begin{aligned} M_{20} = & R_a(x-0.079) - P_{t1}(x-0.079) - P_{t2}(x-0.41) - P_{r1}(x-0.66) - P_{r2}(x-0.838) - P_{r3}(x-0.953) - \\ & P_{r4}(x-1.061) - P_{r3}(x-1.126) - P_{r5}(x-1.1170) - P_{r6}(x-1.278) - P_{r7}(x-1.281) - P_{r8}(x-1.482) - \\ & P_{r9}(x-1.586) - P_{t4}(x-1.640) - P_{r10}(x-1.694) - P_{r11}(x-1.828) - P_{r12}(x-2.003) - \\ & P_{t6}(x-2.241) - P_{t7} + R_b \end{aligned} \quad (4.7)$$

1^{er} tronçon $0 < x < 0.079 \text{ m}$

Il n'y a pas de charge sur ce tronçon donc $M_f = 0 \text{ N}$ dans cet intervalle

$$x=0 \text{ m} \quad M_1 = 0 \text{ N.m}$$

$$x=0.079 \text{ m} \quad M_1 = 0 \text{ N.m}$$

2^{eme} tronçon $0.079 < x < 0.410$ m

$$M_2 = R_a(x-0.079) - Pt_1(x-0.079)$$

$$x=0.079 \text{ m} \quad M_2 = 0 \text{ N.m}$$

$$x=0.410 \text{ m} \quad M_2 = 8304.3653 \text{ N.m}$$

3^{eme} tronçon $0.410 < x < 0.661$ m

$$M_3 = R_a(x-0.079) - Pt_1(x-0.079) - Pt_2(x-0.410)$$

$$x = 0.410 \text{ m} \quad M_3 = 8304.3653 \text{ N.m}$$

$$x=0.661 \text{ m} \quad M_3 = 13795.8115 \text{ N.m}$$

4^{eme} tronçon $0.661 < x < 0.838$ m

$$M_4 = R_a(x-0.079) - Pt_1(x-0.079) - Pt_2(x-0.410) - Pr_1(x-0.661)$$

$$x=0.661 \text{ m} \quad M_4 = 13795.8115 \text{ N.m}$$

$$x=0.838 \text{ m} \quad M_4 = 17101.074 \text{ N.m}$$

5^{eme} tronçon $0.838 < x < 0.953$ m

$$M_5 = R_a(x-0.079) - Pt_1(x-0.079) - Pt_2(x-0.410) - Pr_1(x-0.661) - Pr_2(x-0.838)$$

$$x=0.838 \text{ m} \quad M_5 = 17101.074 \text{ N.m}$$

$$x=0.953 \text{ m} \quad M_5 = 19081.424 \text{ N.m}$$

6^{eme} tronçon $0.953 < x < 1.061$ m

$$M_6 = R_a(x-0.079) - Pt_1(x-0.079) - Pt_2(x-0.410) - Pr_1(x-0.661) - Pr_2(x-0.838) - Pr_3(x-0.953)$$

$$x=0.953 \text{ m} \quad M_6 = 19081.424 \text{ N.m}$$

$$x=1.061 \text{ m} \quad M_6 = 20775.441 \text{ N.m}$$

7^{eme} tronçon $1.061 < x < 1.126$ m

$$M_7 = R_a(x-0.079) - Pt_1(x-0.079) - Pt_2(x-0.410) - Pr_1(x-0.661) - Pr_2(x-0.838) - Pr_3(x-0.953) -$$

$$Pr_4(x-1.061)$$

$$x=1.061 \text{ m} \quad M_7 = 20775.441 \text{ N.m}$$

$$x=1.126 \text{ m} \quad M_7 = 21691.264 \text{ N.m}$$

8^{eme} tronçon $1.126 < x < 1.170$ m

$$M_8 = R_a(x-0.079) - Pt_1(x-0.079) - Pt_2(x-0.410) - Pr_1(x-0.661) - Pr_2(x-0.838) - Pr_3(x-0.953) - Pr_4(x-1.061) - Pt_3(x-1.126)$$

$$x=1.126 \text{ m} \quad M_8 = 21691.264 \text{ N.m}$$

$$x=1.170 \text{ m} \quad M_8 = 22065.975 \text{ N.m}$$

9^{eme} tronçon $1.170 < x < 1.278 \text{ m}$

$$M_9 = R_a(x-0.079) - Pt_1(x-0.079) - Pt_2(x-0.410) - Pr_1(x-0.661) - Pr_2(x-0.838) - Pr_3(x-0.953) - Pr_4(x-1.061) - Pt_3(x-1.126) - Pr_5(x-1.1170)$$

$$x=1.170 \text{ m} \quad M_9 = 22065.975 \text{ N.m}$$

$$x=1.278 \text{ m} \quad M_9 = 22779.8369 \text{ N.m}$$

10^{eme} tronçon $1.278 < x < 1.281 \text{ m}$

$$M_{10} = R_a(x-0.079) - Pt_1(x-0.079) - Pt_2(x-0.410) - Pr_1(x-0.661) - Pr_2(x-0.838) - Pr_3(x-0.953) - Pr_4(x-1.061) - Pt_3(x-1.126) - Pr_5(x-1.1170) - Pr_6(x-1.278)$$

$$x=1.278 \text{ m} \quad M_{10} = 22779.8369 \text{ N.m}$$

$$x=1.281 \text{ m} \quad M_{10} = 22798.0721 \text{ N.m}$$

11^{eme} tronçon $1.281 < x < 1.482 \text{ m}$

$$M_{11} = R_a(x-0.079) - Pt_1(x-0.079) - Pt_2(x-0.410) - Pr_1(x-0.661) - Pr_2(x-0.838) - Pr_3(x-0.953) - Pr_4(x-1.061) - Pt_3(x-1.126) - Pr_5(x-1.1170) - Pr_6(x-1.278) - Pr_7(x-1.281)$$

$$x=1.281 \text{ m} \quad M_{11} = 22798.0721 \text{ N.m}$$

$$x=1.482 \text{ m} \quad M_{11} = 23254.3384 \text{ N.m}$$

12^{eme} tronçon $1.482 < x < 1.586 \text{ m}$

$$M_{12} = R_a(x-0.079) - Pt_1(x-0.079) - Pt_2(x-0.410) - Pr_1(x-0.661) - Pr_2(x-0.838) - Pr_3(x-0.953) - Pr_4(x-1.061) - Pt_3(x-1.126) - Pr_5(x-1.1170) - Pr_6(x-1.278) - Pr_7(x-1.281) - Pr_8(x-1.482)$$

$$x=1.482 \text{ m} \quad M_{12} = 23254.3384 \text{ N.m}$$

$$x=1.586 \text{ m} \quad M_{12} = 23173.7259 \text{ N.m}$$

14^{eme} tronçon $1.640 < x < 1.694 \text{ m}$

$$M_{14} = R_a(x-0.079) - Pt1(x-0.079) - Pt2(x-0.410) - Pr1(x-0.661) - Pr2(x-0.838) - Pr3(x-0.953) - Pr4(x-1.061) - Pt3(x-1.126) - Pr5(x-1.1170) - Pr6(x-1.278) - Pr7(x-1.281) - Pr8(x-1.482) - Pr9(x-1.586) - Pt4(x-1.640)$$

$$x=1.640 \text{ m} \quad M_{14} = 23143.5259 \text{ N.m}$$

$$x=1.694 \text{ m} \quad M_{14} = 22901.1204 \text{ N.m}$$

15^{eme} tronçon $1.694 < x < 1.828 \text{ m}$

$$M_{15} = R_a(x-0.079) - Pt1(x-0.079) - Pt2(x-0.410) - Pr1(x-0.661) - Pr2(x-0.838) - Pr3(x-0.953) - Pr4(x-1.061) - Pt3(x-1.126) - Pr5(x-1.1170) - Pr6(x-1.278) - Pr7(x-1.281) - Pr8(x-1.482) - Pr9(x-1.586) - Pt4(x-1.640) - Pr10(x-1.694)$$

$$x=1.694 \text{ m} \quad M_{15} = 22901.1204 \text{ N.m}$$

$$x=1.828 \text{ m} \quad M_{15} = 22758.6521 \text{ N.m}$$

16^{eme} tronçon $1.828 < x < 1.898 \text{ m}$

$$M_{16} = R_a(x-0.079) - Pt1(x-0.079) - Pt2(x-0.410) - Pr1(x-0.661) - Pr2(x-0.838) - Pr3(x-0.953) - Pr4(x-1.061) - Pt3(x-1.126) - Pr5(x-1.1170) - Pr6(x-1.278) - Pr7(x-1.281) - Pr8(x-1.482) - Pr9(x-1.586) - Pt4(x-1.640) - Pr10(x-1.694) - Pr11(x-1.828)$$

$$x=1.828 \text{ m} \quad M_{16} = 22758.6521 \text{ N.m}$$

$$x=1.898 \text{ m} \quad M_{16} = 21452.8547 \text{ N.m}$$

17^{eme} tronçon $1.898 < x < 2.003 \text{ m}$

$$M_{17} = R_a(x-0.079) - Pt1(x-0.079) - Pt2(x-0.410) - Pr1(x-0.661) - Pr2(x-0.838) - Pr3(x-0.953) - Pr4(x-1.061) - Pt3(x-1.126) - Pr5(x-1.1170) - Pr6(x-1.278) - Pr7(x-1.281) - Pr8(x-1.482) - Pr9(x-1.586) - Pt4(x-1.640) - Pr10(x-1.694) - Pr11(x-1.828) - Pt5(x-1.898)$$

$$x=1.898 \text{ m} \quad M_{17} = 21452.8547 \text{ N.m}$$

$$x=2.003 \text{ m} \quad M_{17} = 20145.332 \text{ N.m}$$

18^{eme} tronçon $2.003 < x < 2.241 \text{ m}$

$$M_{18} = R_a(x-0.079) - Pt1(x-0.079) - Pt2(x-0.410) - Pr1(x-0.661) - Pr2(x-0.838) - Pr3(x-0.953) - Pr4(x-1.061) - Pt3(x-1.126) - Pr5(x-1.1170) - Pr6(x-1.278) - Pr7(x-1.281) - Pr8(x-1.482) - Pr9(x-1.586) - Pt4(x-1.640) - Pr10(x-1.694) - Pr11(x-1.828) - Pt5(x-1.898) - Pr12(x-2.003)$$

$$x=2.003 \text{ m} \quad M_{18} = 20145.332 \text{ N.m}$$

$$x=2.241 \text{ m} \quad M_{18} = 17854.586 \text{ N.m}$$

19^{eme} tronçon $2.241 < x < 2.449 \text{ m}$

$$M_{19} = R_a(x-0.079) - Pt1(x-0.079) - Pt2(x-0.410) - Pr1(x-0.661) - Pr2(x-0.838) - Pr3(x-0.953) - Pr4(x-1.061) - Pt3(x-1.126) - Pr5(x-1.1170) - Pr6(x-1.278) - Pr7(x-1.281) - Pr8(x-1.482) - Pr9(x-1.586) - Pt4(x-1.640) - Pr10(x-1.694) - Pr11(x-1.828) - Pt5(x-1.898) - Pr12(x-2.003) - Pt6(x-2.241)$$

$$x=2.241 \text{ m} \quad M_{19} = 17854.586 \text{ N.m}$$

$$x=2.449 \text{ m} \quad M_{19} = 7415.78 \text{ N.m}$$

20^{eme} tronçon $2.449 < x < 2.525 \text{ m}$

$$M_{20} = R_a(x-0.079) - Pt1(x-0.079) - Pt2(x-0.410) - Pr1(x-0.661) - Pr2(x-0.838) - Pr3(x-0.953) - Pr4(x-1.061) - Pt3(x-1.126) - Pr5(x-1.1170) - Pr6(x-1.278) - Pr7(x-1.281) - Pr8(x-1.482) - Pr9(x-1.586) - Pt4(x-1.640) - Pr10(x-1.694) - Pr11(x-1.828) - Pt5(x-1.898) - Pr12(x-2.003) - Pt6(x-2.241) - Pt7 + R_B$$

$$x=2.449 \text{ m} \quad M_{20} = 7415.78 \text{ N.m}$$

$$x=2.525 \text{ m} \quad M_{20} = 0 \text{ N.m}$$

4.2.5 Calcul de vérification de la résistance

4.2.5.1 Vérification du diamètre de l'arbre

La limite élastique $\sigma_e = 900 \text{ MPa}$, la contrainte de rupture est $\sigma_r = 1440 \text{ MPa}$

Les contraintes admissibles : d'après les normes AFNOR : ($n_e = 1.5$, et $n_r = 3$)

$$[\sigma] = \min \left[\frac{\sigma_e}{n_e}; \frac{\sigma_r}{n_r} \right]$$

$$\text{Donc : } [\sigma] = \min [600; 514.285]$$

$$\text{Alors : } [\tau_t] = \frac{[\sigma]}{k} \quad (4.9)$$

$$[\tau_t] = \frac{514.285}{1.5}$$

$$[\tau_t] = 342.857 \text{ Mpa}$$

Supposant que le diamètre de l'arbre est soumis uniquement au moment de torsion ; le

$$\text{diamètre de l'arbre est déterminé par : } \tau_t = \frac{M_t}{w_p} \leq [\tau_t] \quad (4.10)$$

- $W_p = 0.196 d^3$: moment de résistance en torsion
- P : puissance de l'arbre
- M_t : moment de torsion ou le couple.
- ω : vitesse angulaire de rotation $\omega = \frac{2\pi N}{60} = 493.963$

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{30107}{493.963} = 6094.99 \text{ N.M} \quad (4.11)$$

En appliquant la relation (4.10) pour vérifier le diamètre de l'arbre :

$$\frac{M_t}{0.196d^3} \leq [\tau_t]$$

$$\frac{6094.99}{0.196d^3} \leq 342.857$$

$$d \leq \sqrt[3]{\frac{6094.99}{342.857 \times 0.196}} = 0.044 \text{ m}$$

$$d = 0.044 \text{ m} \ll d_{\min} = 0.286 \text{ m}$$

En peut dire que la résistance de l'arbre est vérifiée

4.2.5.2 Calcul des contraintes de flexion et de torsion

- La contrainte normale de flexion

$$\sigma_f = \frac{M_{fmax}}{w} \quad (4.12)$$

$$M_{fmax} = 22065.975 \text{ N.m}$$

$$W = \pi \times \frac{d^3}{32}$$

$$\sigma_f = \frac{22065.975}{0.0022}$$

$$\sigma_f = 6.91 \text{ Mpa}$$

- La contrainte de cisaillement de torsion

$$\tau_t = \frac{M_t}{w_p}$$

$$\tau_t = \frac{6094.099}{0.004} = 1.523 \text{ Mpa}$$

- on vérifie la résistance de l'arbre selon deux critères
-

- **Selon le critère de TRESCA**

Pour que l'arbre résiste il faut avoir : $\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^3} < [\sigma]$

$$\sqrt{11.032^2 + 4 \times 1.523^3} = 11.44 \text{ Mpa} < [\sigma]$$

- **Selon le critère de VON MISES**

Pour que l'arbre résiste il faut avoir : $\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^3} < [\sigma]$

$$\sqrt{11.032^2 + 3 \times 1.523^3} = 11.50 \text{ Mpa} < [\sigma]$$

Selon les deux critères la résistance de l'arbre est vérifiée

4.3 Vérification de la résistance de l'arbre par le logiciel RDM7

RDM 7 est un logiciel qui nous permet de faire comme son nom l'indique de calcul de résistance des matériaux et des simulations mécaniques basées sur la méthode des éléments finis. Il comprend quatre modules à savoir le module flexion, d'élément finis, ossature et le module rosette.

4.3.1 Les étapes de modélisation par le logiciel RDM7

La modélisation est faite par RDM7, en utilisant le module flexion :

- **1^{ère} étape**

La modélisation se fait par l'utilisation de 21 nœuds, on introduit les abscisses de chaque nœud.

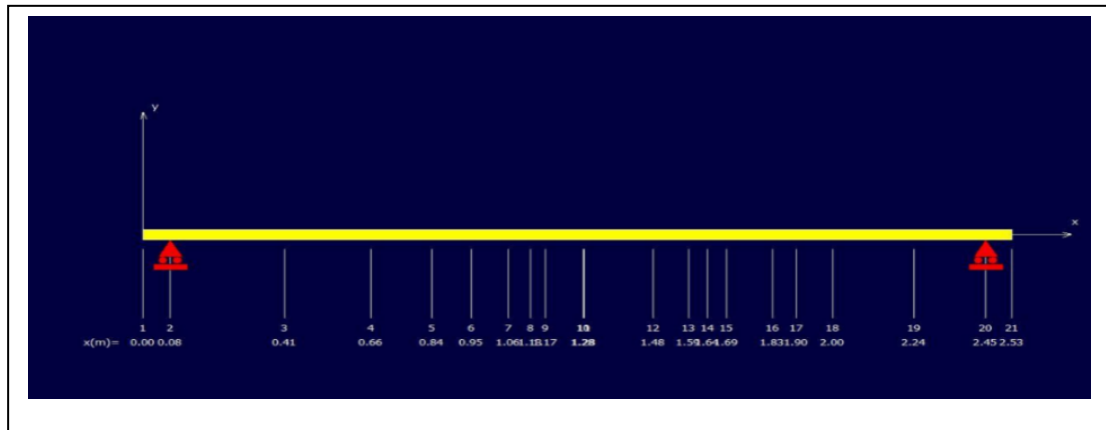


Figure 4.2 : 1^{ère} étape de modélisation

- 2^{ème} étape

On définit la section de l'arbre et le matériau et on introduit les caractéristiques mécaniques puis les forces et les types d'appuis utilisés dans l'arbre.

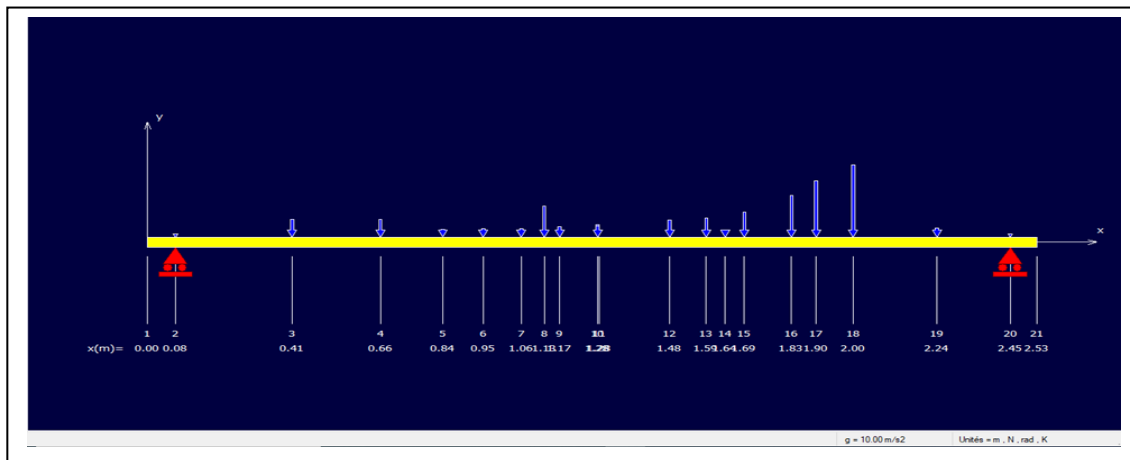


Figure 4.3 : 2^{ème} étape de modélisation

4.3.2 Les résultats

- La déformée de l'arbre

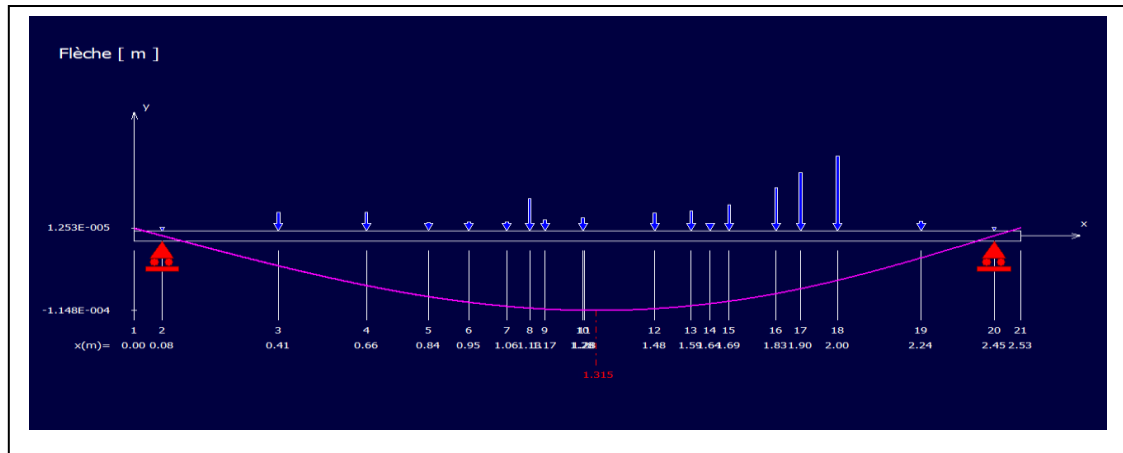


Figure 4.4 : La déformée de l'arbre

La flèche maximale est dans le dixième tronçon et elle est égale à **0.01375 m** à **x = 1.315 m**.

- **Diagramme d'effort tranchant**

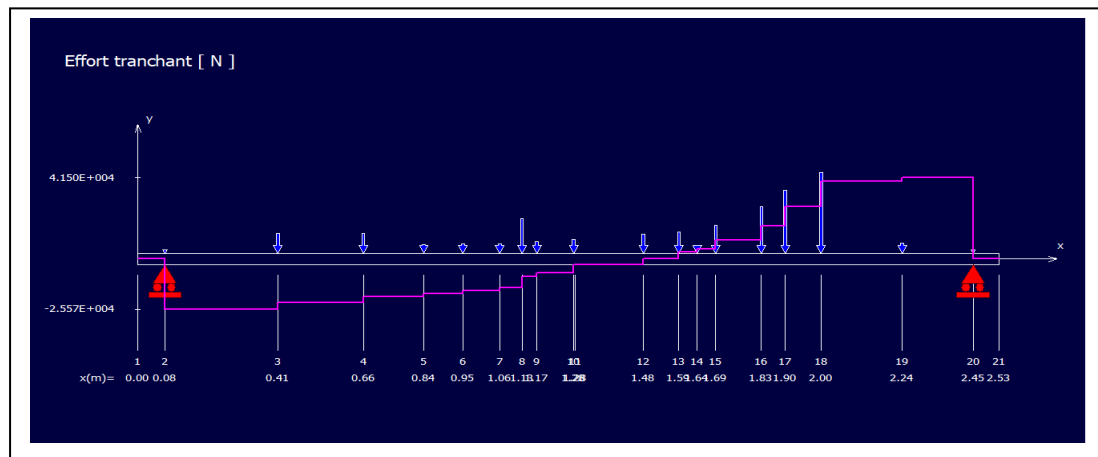


Figure 4.5 : Le diagramme d'effort tranchant

- **Diagramme du moment fléchissant M(x)**

Le moment fléchissant max est : **$M_{fmax} = 2.393 \cdot 10^4 \text{ N.m}$** .

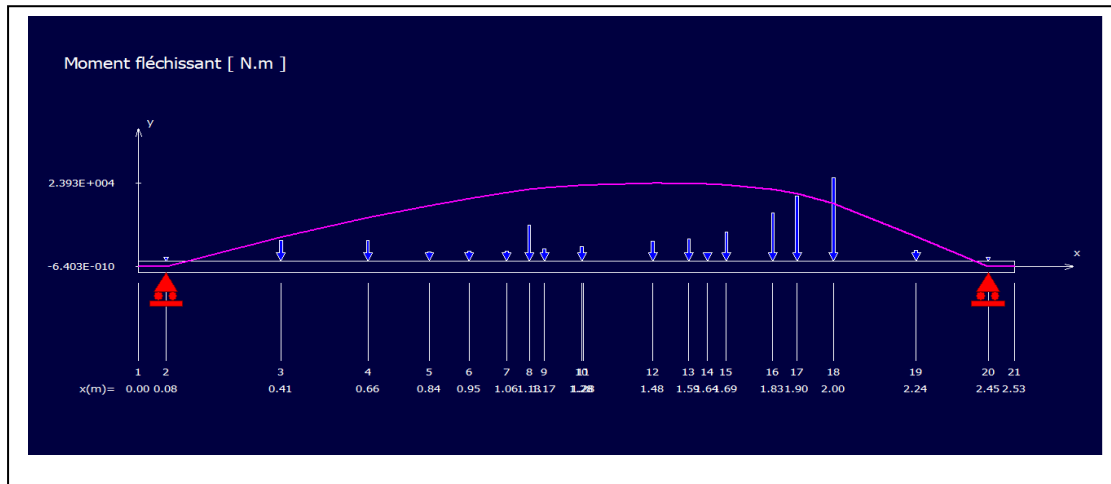


Figure 4.6 : Le diagramme du moment fléchissant

- Diagramme des contraintes normales

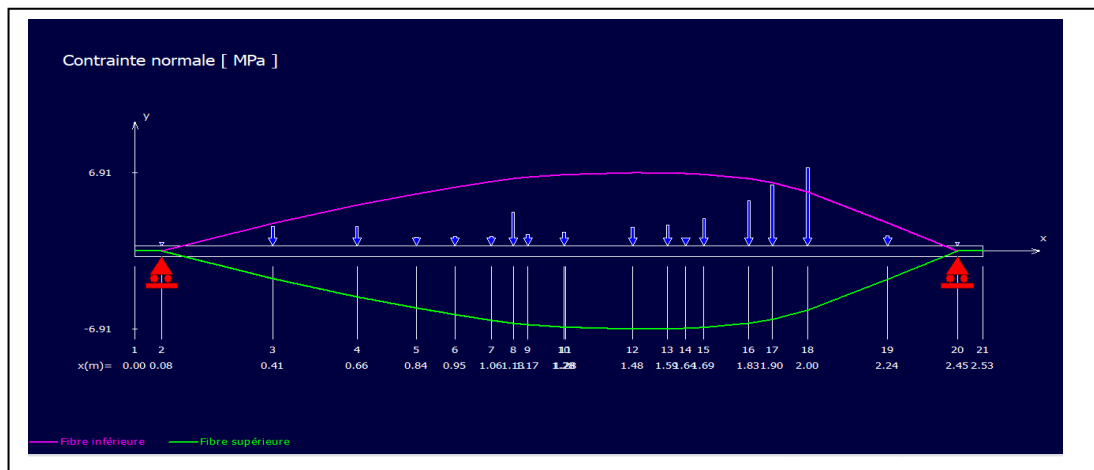


Figure 4.7 : Diagramme des contraintes normales

La contrainte normale maximale de flexion est 6.91 MPa qui se trouve dans le tronçon 12 (roue 9).

4.4 Conclusion

Dans cette partie, pour la vérification de la résistance de l'arbre nous avons utilisé deux méthodes ; analytique et numérique du logiciel RDM7 par l'utilisation des critères de résistance de TRESCA et de VON MISES.

On note que les résultats obtenus analytiquement et numériquement sont proches l'un à l'autre avec quelques erreurs dues au calcul numérique. D'après les résultats obtenus on peut dire que l'arbre de la turbine MHI JT 9CL12 résiste aux différentes sollicitations auxquelles est soumis, en remarquant des contraintes maximales au niveau du huitième et neuvième disque du rotor, où le dernier fera l'objet de notre étude d'analyse de sa fissuration.

Chapitre 5

ANALYSE DE LA

FISSURATION

5.1 Introduction

Dans ce chapitre nous allons faire une étude d'une fissure semi-elliptique au niveau de disque d'épaisseur de 53mm du 9^{ém} étage de la turbine MHI JT9CL12.

Pour cette étude nous allons utiliser deux logiciels, l'un pour la conception et l'autre pour l'analyse et modélisations de la fissuration et calcul du facteur d'intensité de contraintes K avec la méthode des éléments finis :

- **SOLIDWORKS** : pour la conception
- **ANSYS** : pour l'analyse et modélisation

5.2 Présentation du problème

Après cinq années de service, les premières révisions de la turbine à vapeur MHI JT9CL12 qui entraîne des compresseurs ont montré un état d'oxydations superficielles.

Lors de la maintenance préventive il a été constaté que le rotor de la turbine à vapeur MHI présentait des fissures au niveau du disque du 9^{ém}e étage [10]

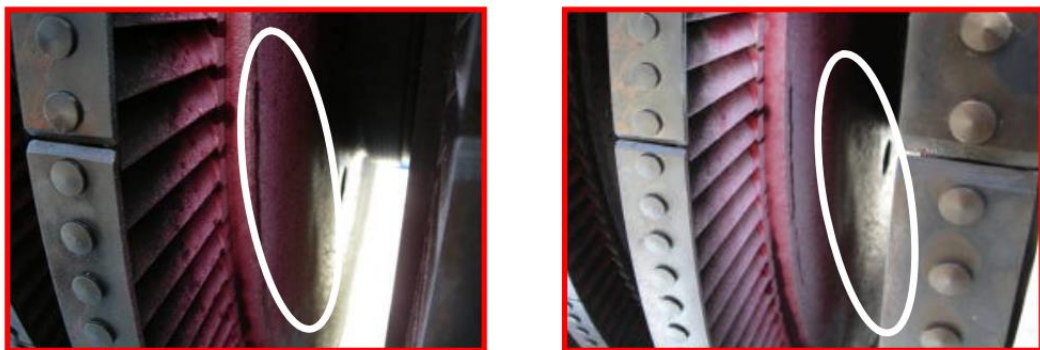


Figure 5.1: Fissure du disque du 9^{ém}e étage du rotor de la turbine MHI

5.3 La conception du modèle

Les données de l'application numérique sont résumées dans les Tableaux (4.2, 4.3 et 4.4) du chapitre précédent, on utilise le SOLIDWORKS pour cette conception

On ouvre le logiciel SOLIDWORKS et dans la fenêtre de bienvenue on clique **New document** → **part**(figure5.1) Après l'ouverture de la nouvelle fenêtre, on choisit le plan pour le design par clique sur **Front plan**(figure5.2)

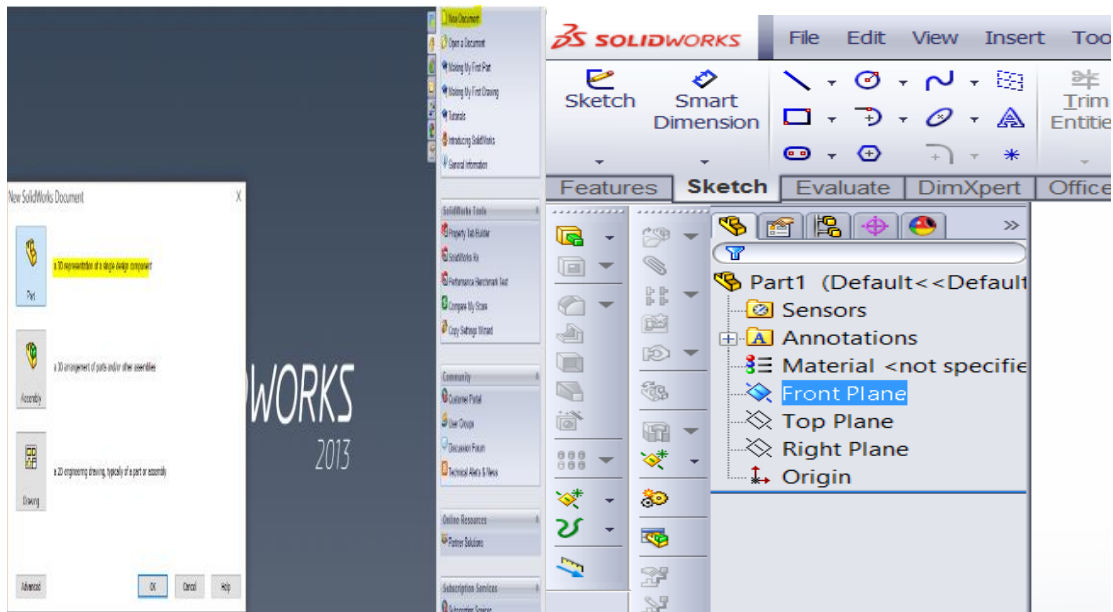


Figure 5.2 : Création du plan de dessin

Après le choix de plan on fait le dessin en **2D** de notre disque qui contient une ailette ; après on clique sur **Linear sketch pattern** → **circular sketch pattern** pour créer l'emplacement des autres ailettes dans notre disque (60 ailettes) (figure5.3)

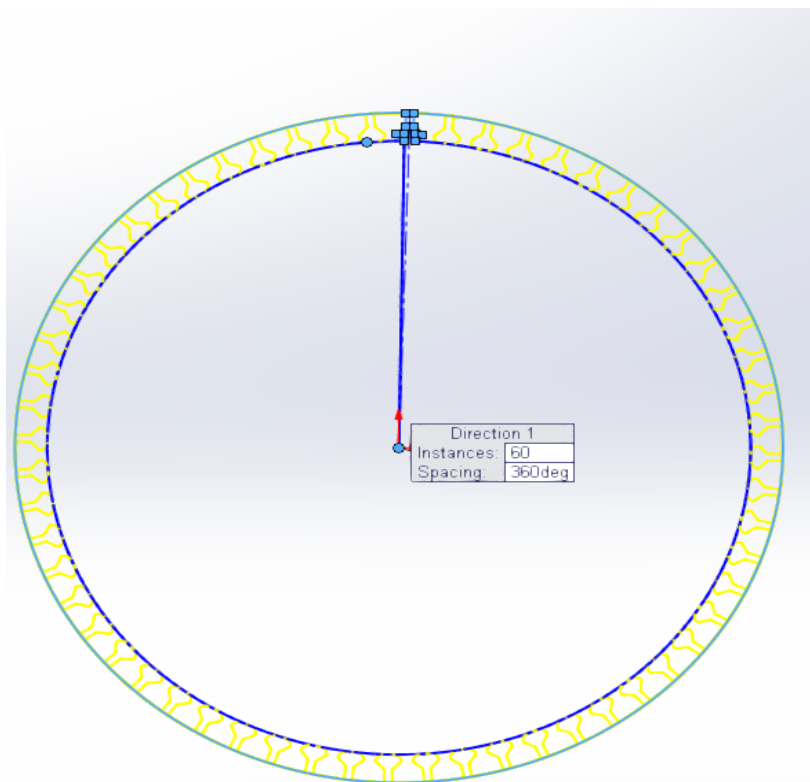


Figure 5.3 : Création de l'emplacement des ailettes

Appuyer sur **Features** → **Extruded Boss/Bas** ensuite on va donner une valeur pour l'épaisseur (figure 5.4) dans notre disque (53mm)

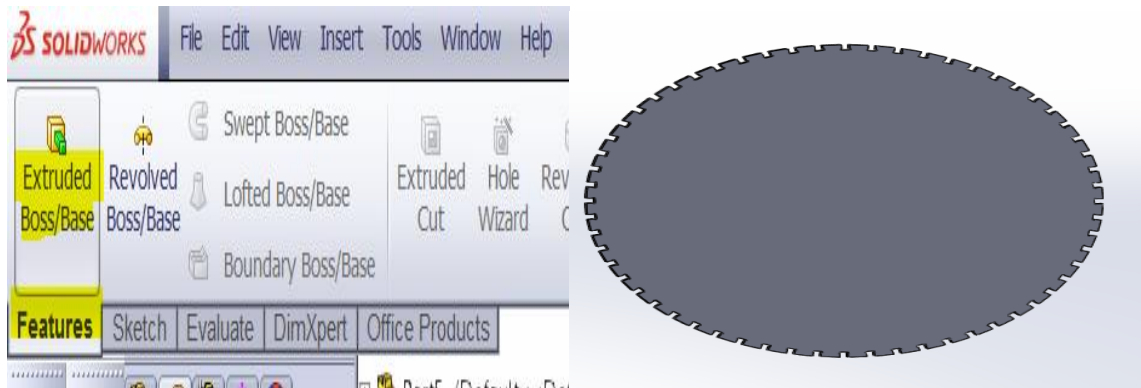


Figure 5.4 : Définition de l'épaisseur

Au centre du modèle épais on dessine un cercle avec diamètre égale au diamètre du tronçon d'arbre pour créer l'emplacement d'arbre ensuite cliquez sur **Features** → **Extruded cut** (figure 5.5)

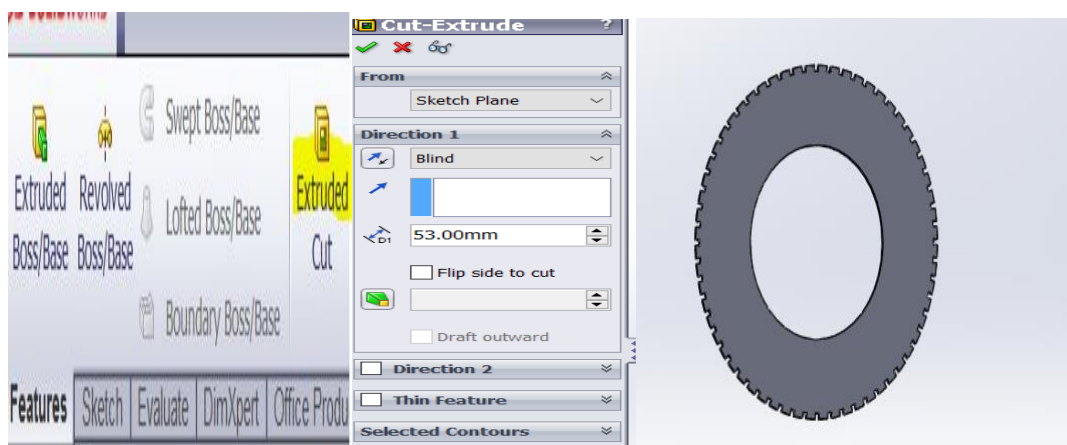


Figure 5.5 : Création de l'emplacement de l'arbre

On suit les mêmes étapes pour la conception des ailettes et le tronçon d'arbre ; pour l'assemblage de toutes les pièces on va ouvrir **New document** → **Assembly** → **Insert component**

Export les pièces ; il y a une seule méthode d'assemblage ; appuyer sur **Mate** → sélectionner les surfaces de contact et le type de contact pour assembler les pièces (figure 5.6)

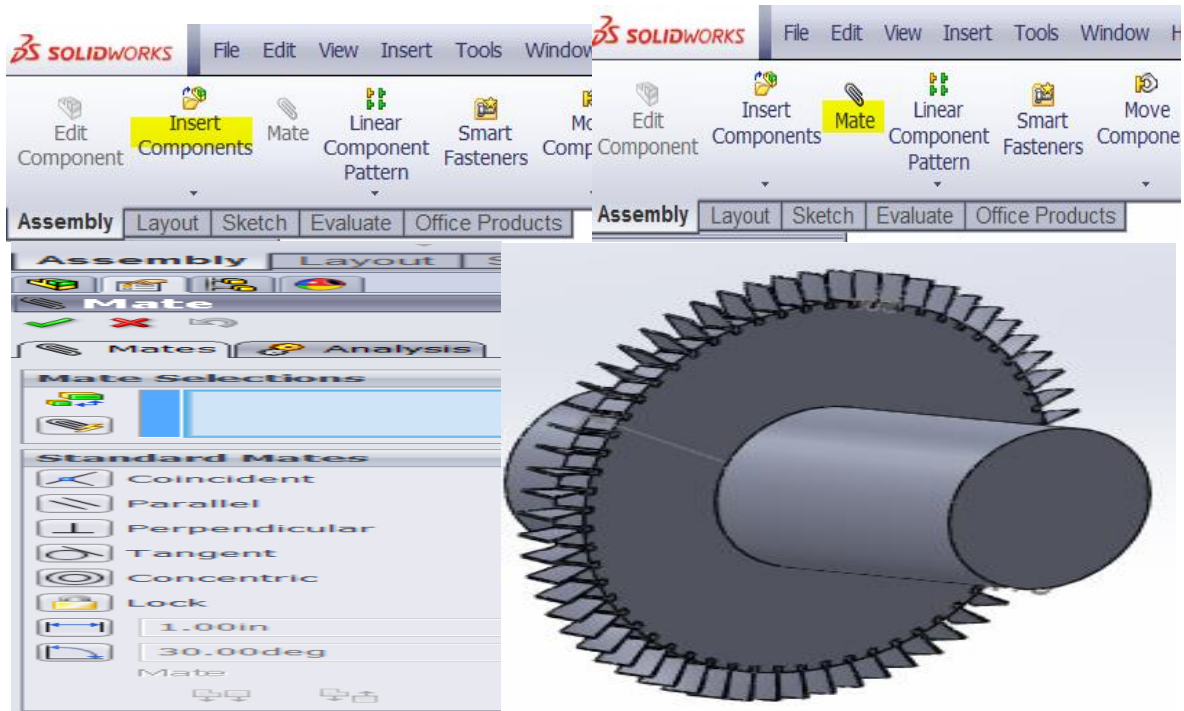


Figure 5.6 : Assemblage des pièces

5.4 Introduction de la géométrie dans ANSYS

Dans cette partie on utilise le logiciel ANSYS de calcul par la méthode des éléments finis pour créer et générer la fissure en 3D.

Ouvrir le logiciel ANSYS, on voit une liste des types d'analyses on choisit **structure statique**, il apparait une liste des données (figure 5.7)

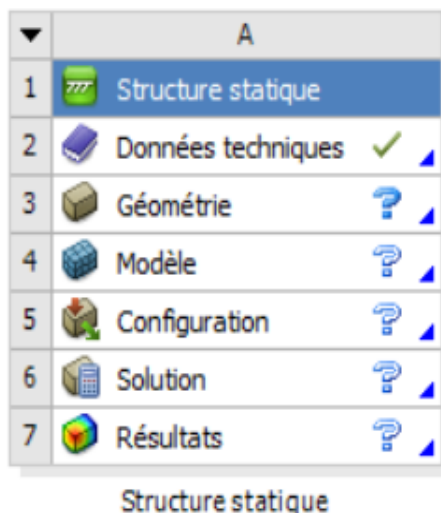


Figure 5.7 : liste des données

On clique sur **données techniques** pour définir le matériau ; après on clique sur **Géométrie** et on importe le modèle que nous avons déjà créé par SOLIDWORKS ; ensuite cliquez sur **Modèle** pour afficher la fenêtre de modélisation (figure5.8)

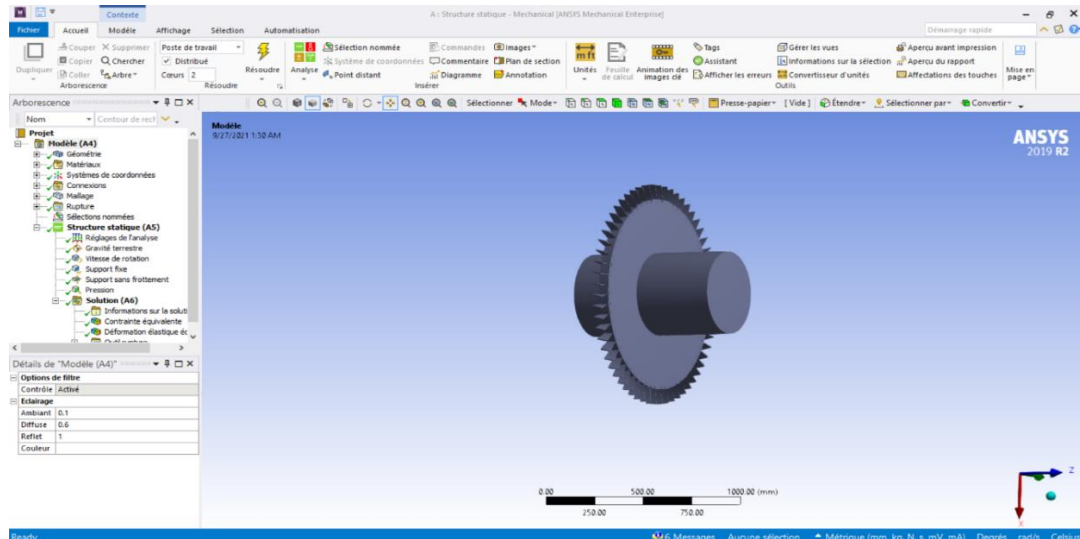


Figure 5.8 : Introduction de la géométrie

5.5 Modélisation de la fissure

Etap1 représenter les forces, la pression et la vitesse qui est appliquée sur le disque on clique sur **Structure statique** →insertion

Etap2 cliquez sur **connexions** pour définir les types de contacts entre les pièces

Etap3 pour générer le maillage on sélectionne la méthode **tétraèdres** et l'ordre des éléments **Quadratique**, ensuite on choisit la **taille du maillage** (figure 5.9)

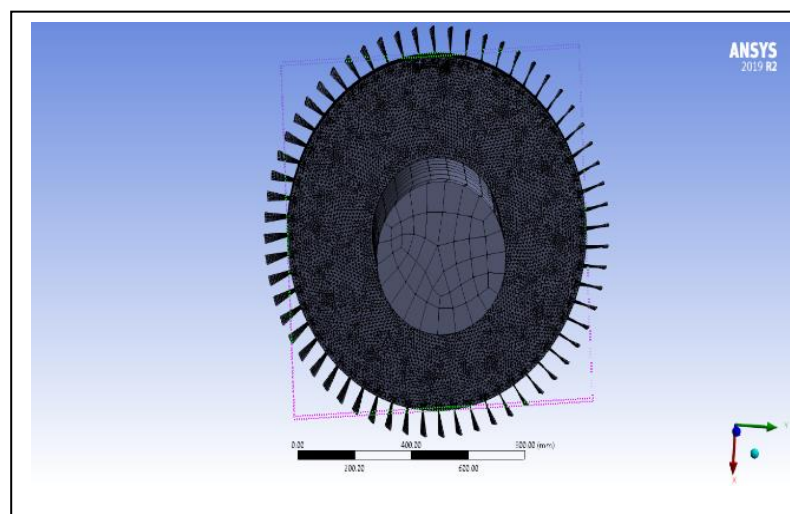


Figure 5.9 : Le maillage du disque

Etap4 Etude de la résistance du disque sans fissure ; pour la contrainte équivalente de Von Mises on clique sur **solution** → **insertion** → **contrainte équivalente** (figure5.10)

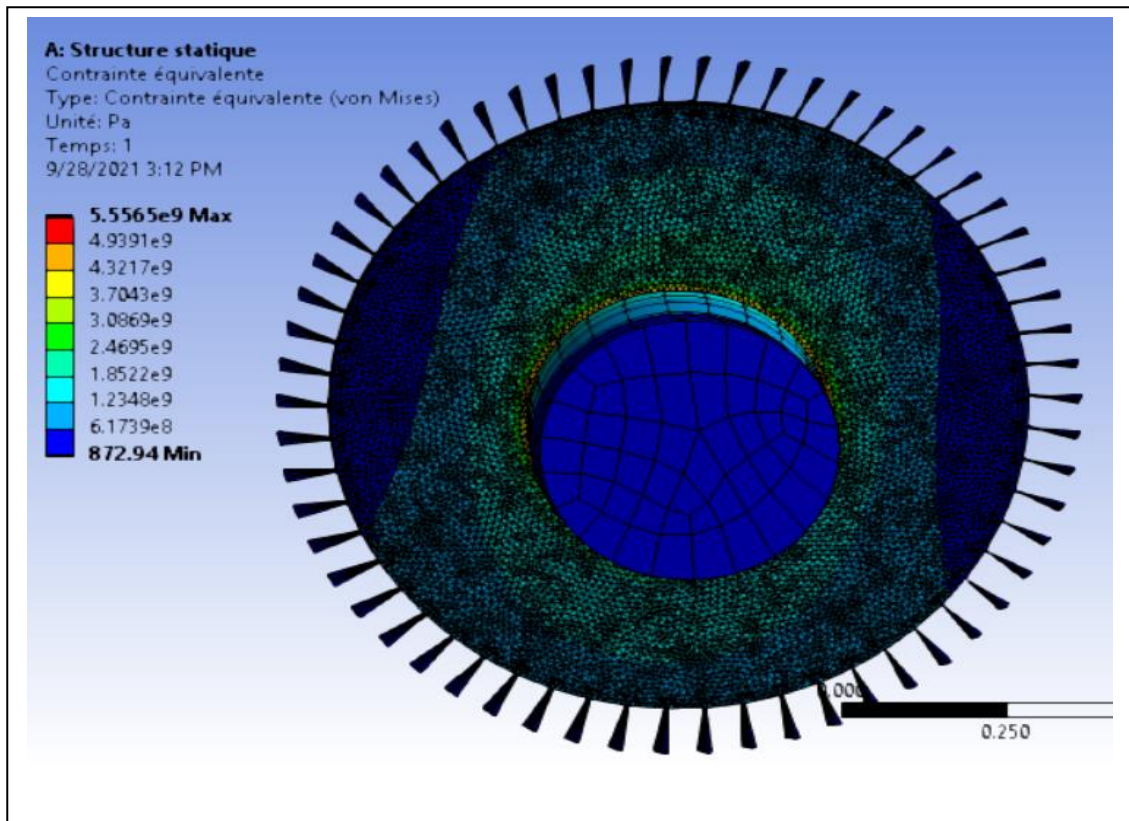


Figure 5.10 : La contrainte équivalente de Von Mises

On note que les contraintes sont maximales au niveau de la zone de contact de l'arbre et du disque, sachant que notre étude concerne l'analyse de fissure due à la contrainte sous corrosion (CSC) donc l'emplacement de la fissure a été choisi dans la zone de corrosion comme il est montré dans la figure 5.1 qui représente une fissure réelle qui c'est propagée .

Etap5 Sélectionner l'emplacement de la fissure par l'insertion d'un système de coordonnées ; on choisit **coordonnées globales** → **Emplacement** (on choisit la zone sure le disque où les contraintes sont importantes)

Etap6 on clique sur **modèle** → **Rupture** → **fissure semi-elliptique** pour créer une fissure semi-elliptique (voir Figure 5.11)

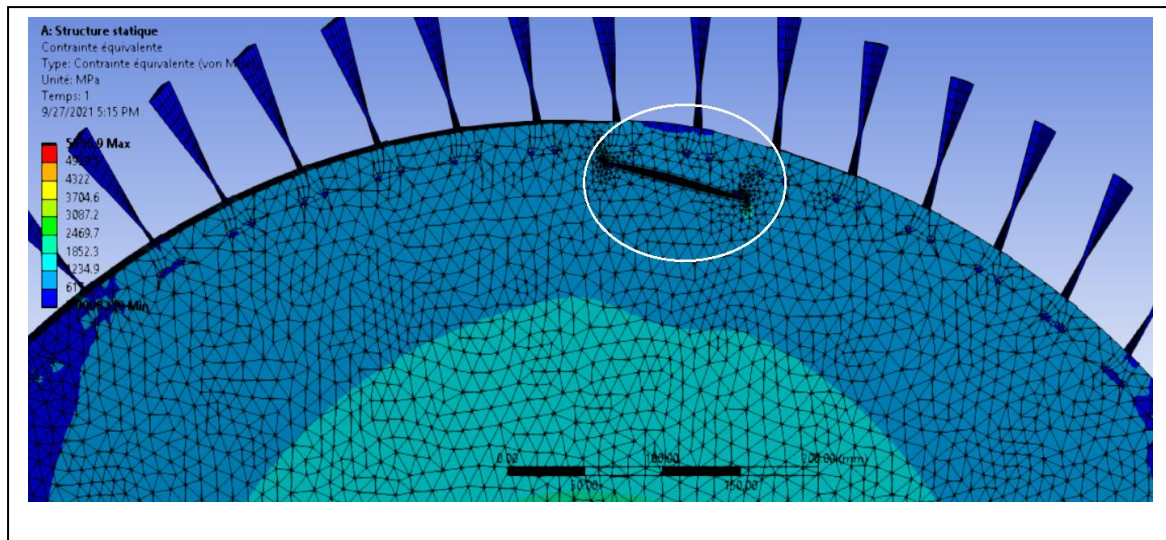


Figure 5.11: Fissure semi-elliptique

5.6 Les résultats d'analyse

Dans cette partie on va représenter les différents résultats des contraintes équivalentes de Von Mises à l'extrémité des fissures ainsi que les facteurs d'intensité de contrainte K (FIC) pour différentes dimensions de fissures.

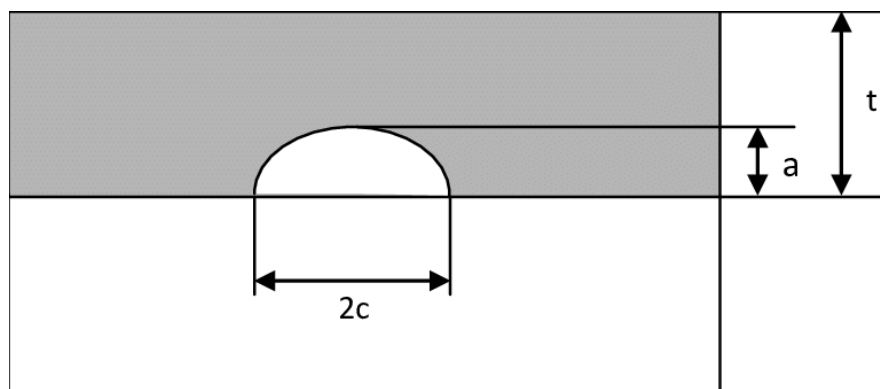


Figure 5.12 : Fissure semi-elliptique à travers l'épaisseur du disque

t : L'épaisseur du disque

a : Profondeur de la fissure

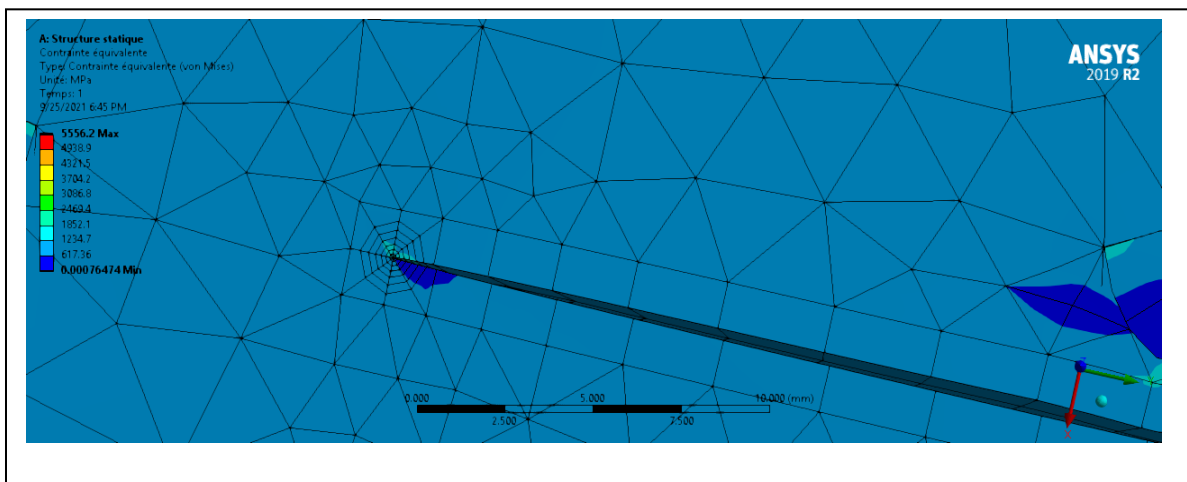
c : Demi longueur de la fissure

Tableau 5.1 : les Différentes dimensions de fissures

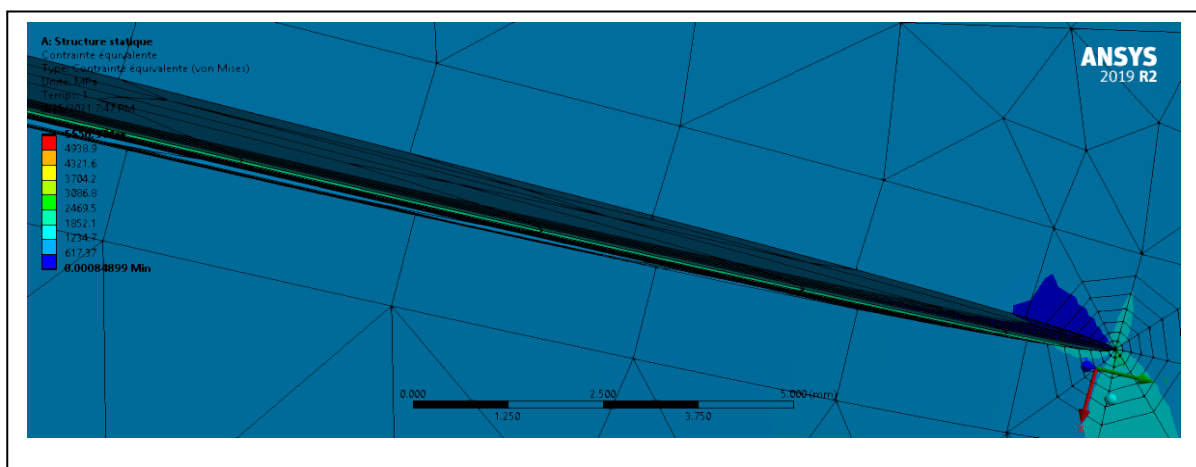
Fissure	Dimensions de la fissure	
Fissure A	a = 10mm	2c =40mm
Fissure B	a = 20mm	2c=60mm
Fissure C	a = 30mm	2c=80mm
Fissure D	a = 40mm	2c=100mm
Fissure E	a = 50mm	2c=120mm

5.6.1 Concentration de contraintes à l’extrémité de la fissure

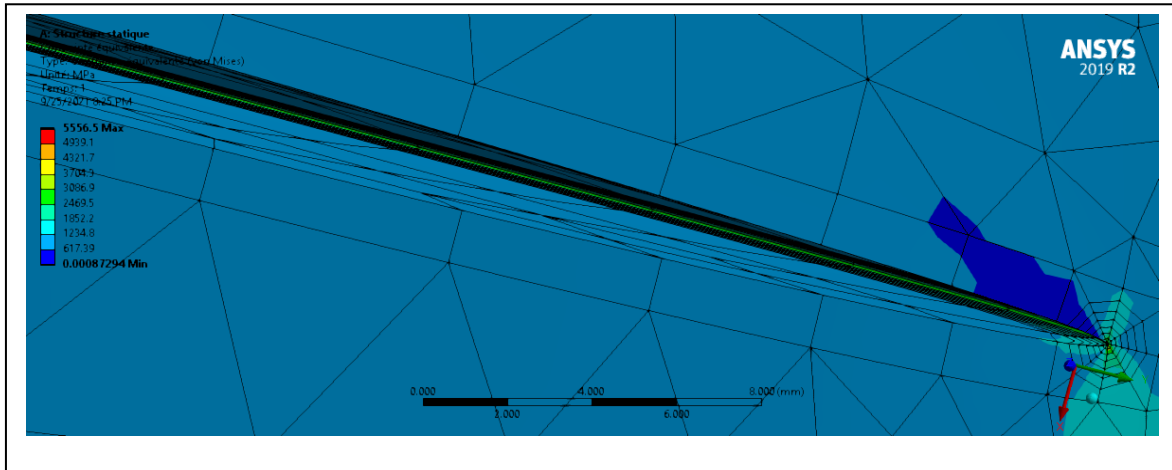
Ces figures représentent les concentrations des contraintes aux extrémités des fissures :



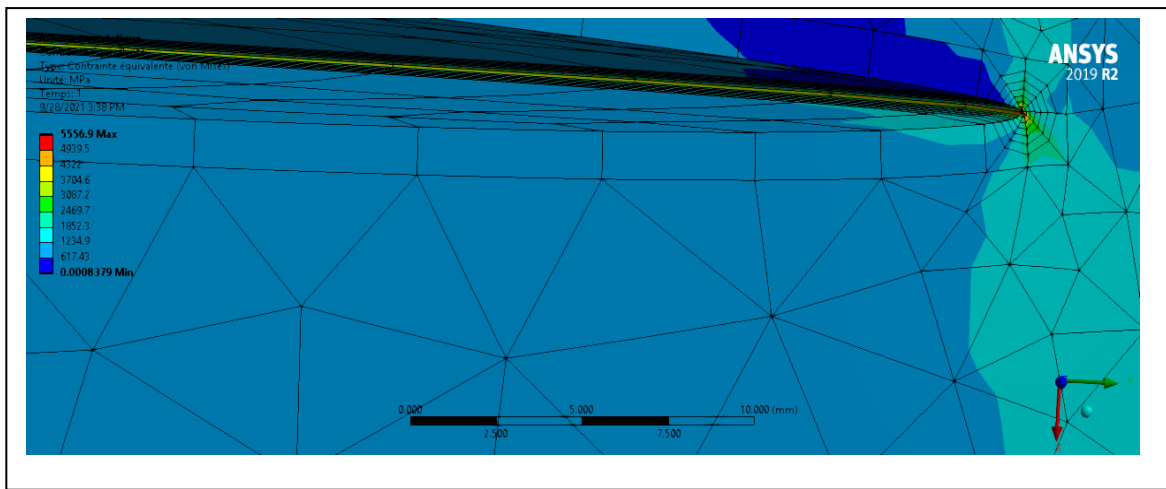
Fissure A



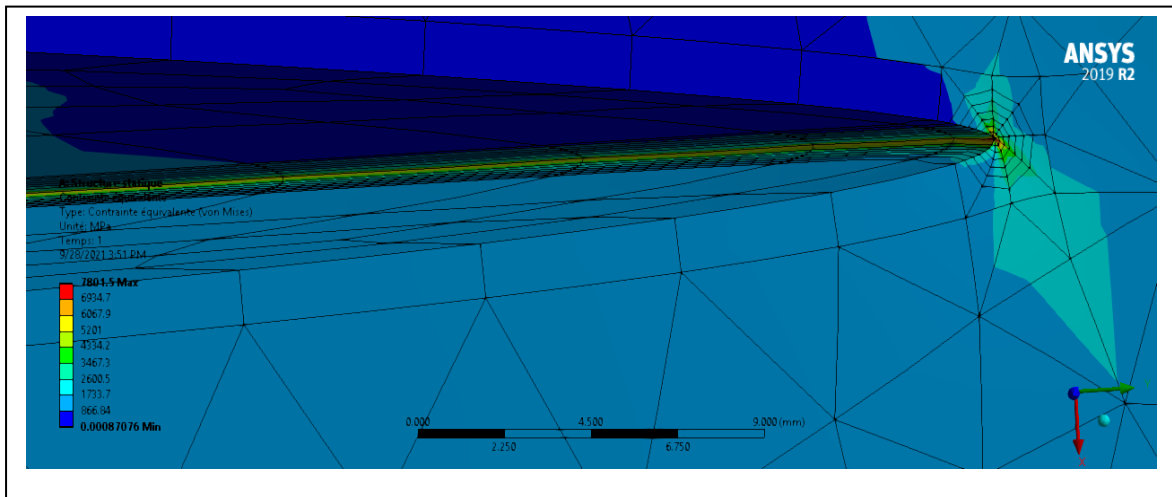
Fissure B



Fissure C



Fissure D



Fissure E

Figure 5.13 : Concentrations des contraintes aux extrémités des fissures

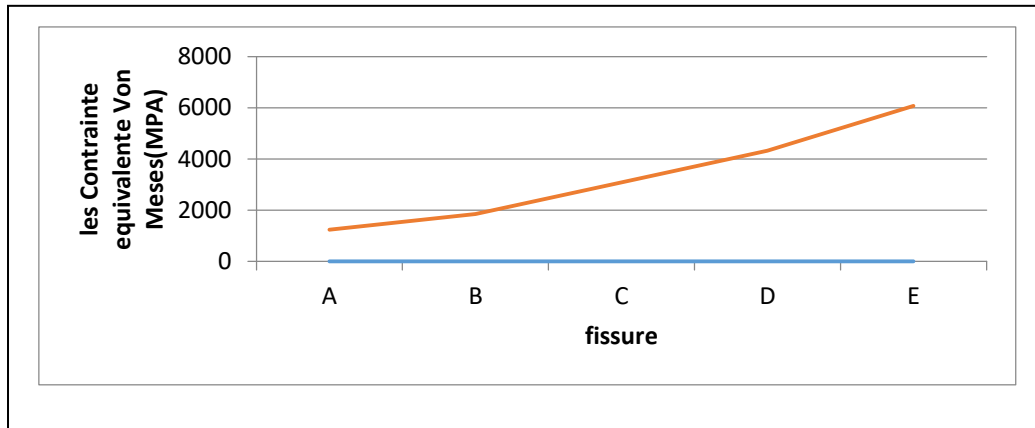
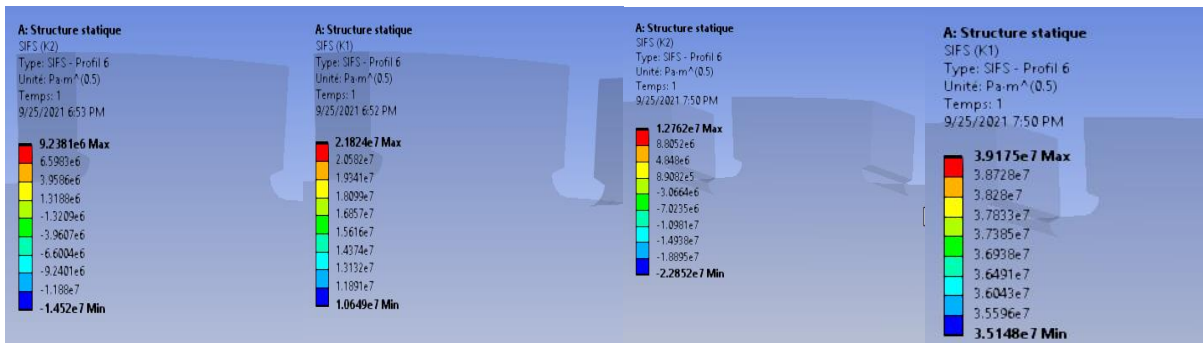


Figure 5.14 : L'évolution des contraintes équivalentes de Von Mises

On observe bien que lorsque le facteur $a/2c$ augmente la concentration des contraintes équivalentes de Von Mises aux extrémités des fissures tendent vers des valeurs plus élevées.

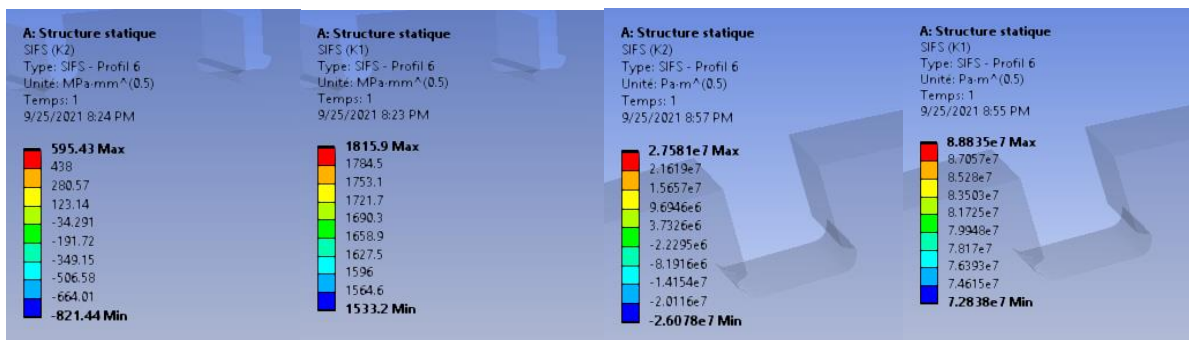
5.6.2 Facteurs d'intensités des contraintes K (FIC)

Avant la discussions des résultats du FIC K il faut d'abord comparer les valeurs maximales des facteurs K des deux modes de ruptures d'ouverture K_I et de cisaillement K_{II} , dont les valeurs sont plus importantes de celles du mode de déchirement K_{III} (figure5.15).



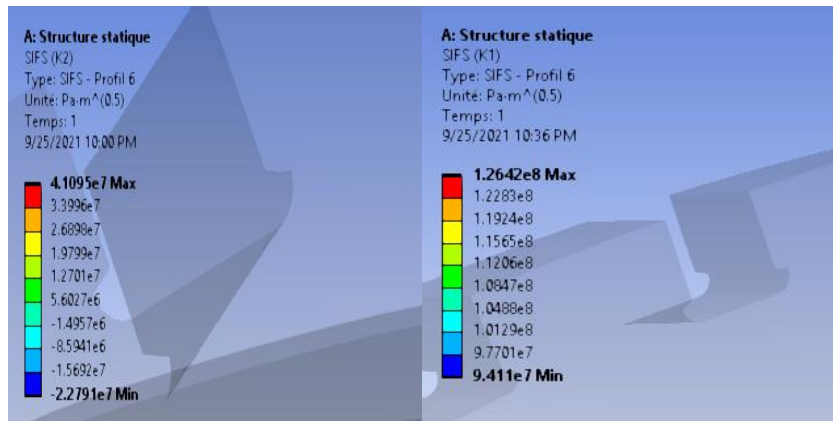
Fissure A

Fissure B



Fissure C

Fissure D

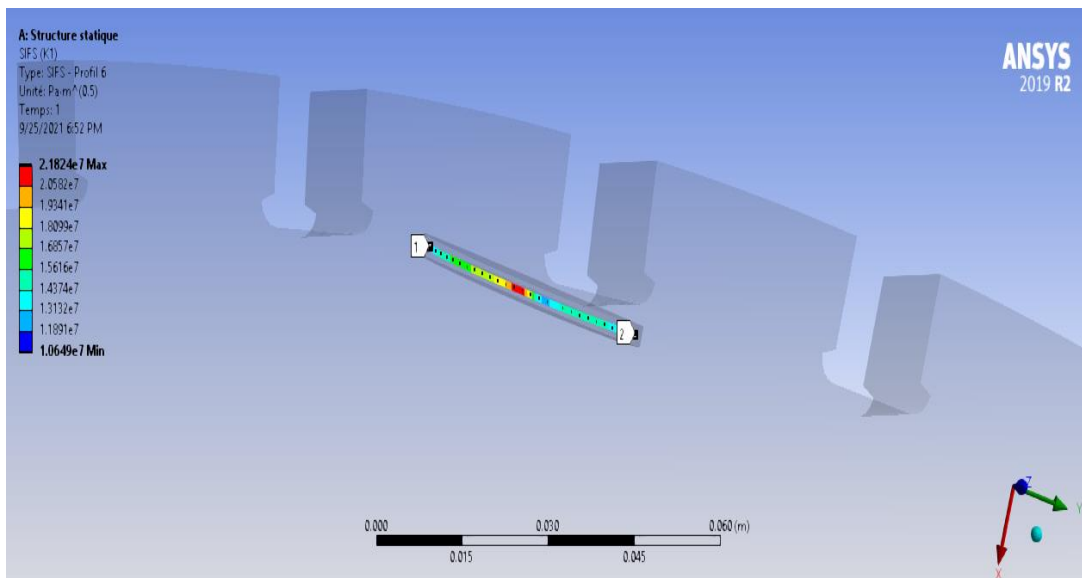


Fissure E

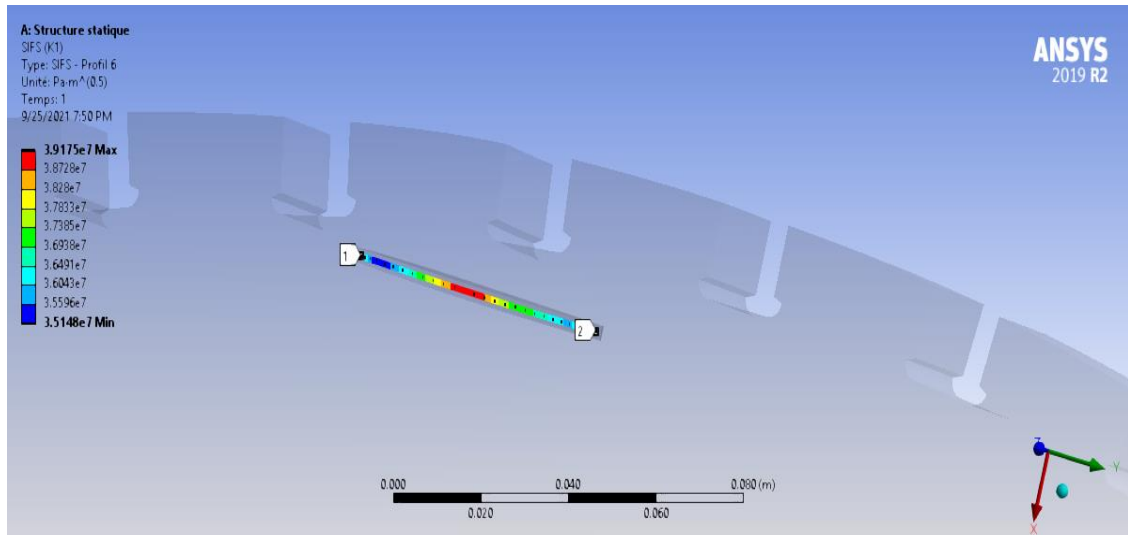
Figure 5.15 : Comparaison entre les facteurs K_I et K_{II}

On remarque que les valeurs de K_I sont plus grandes que K_{II} . Une autre comparaison mais par rapport au K_{III} a été faite et qui a donner les mêmes remarques.

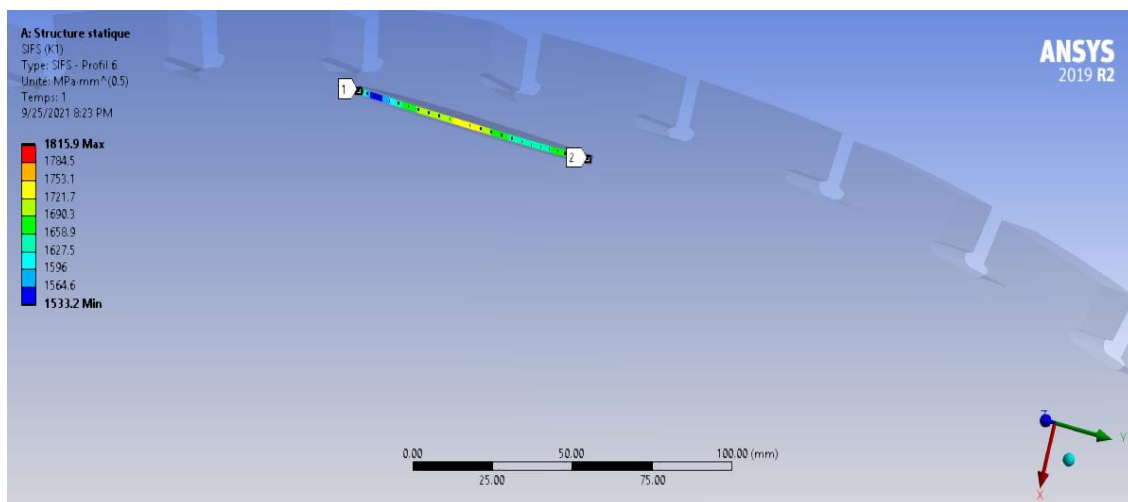
Dans cette étude on se contente de discuter les résultats des facteurs d'intensités des contraintes du mode I K_I les plus importants. Les figures données ci-dessous représentent les distributions des facteurs d'intensités au front des fissures A, B, C, D et E.



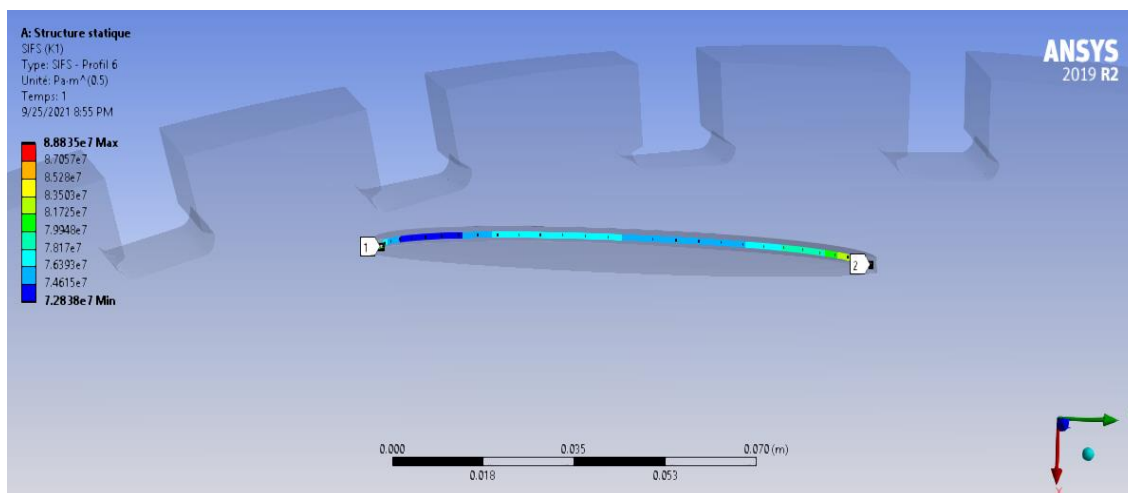
Fissure A



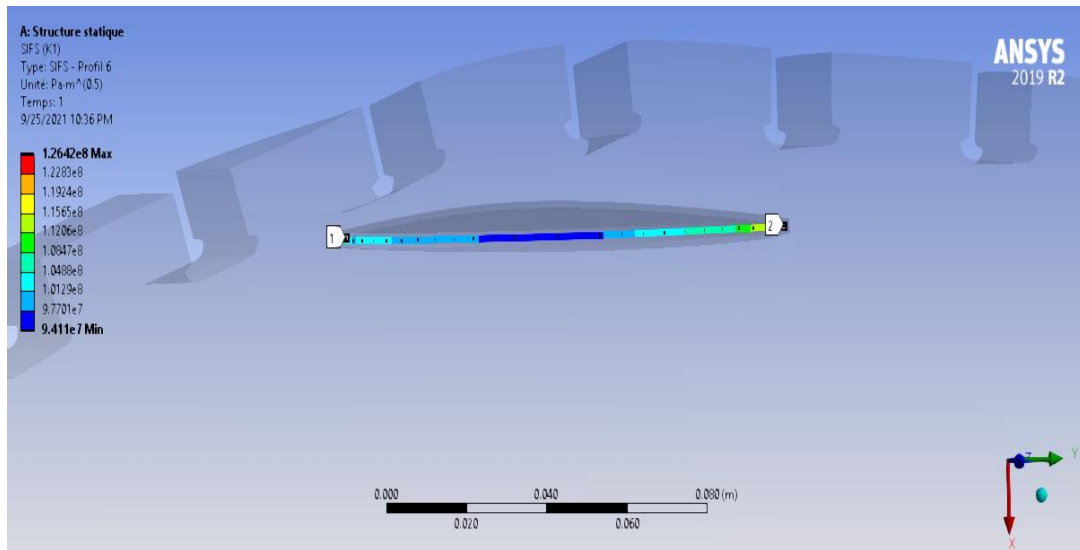
Fissure B



Fissure C



Fissure D



Fissure E

Figure 5.16 : Distributions de K_I au front des fissures

Dans ces figures on peut remarquer que les valeurs maximales de K_I correspondent toujours aux fissures de grandes dimensions avec des valeurs maximales aux extrémités des fissures. En mêmes temps ces valeurs sont maximales au centres des fissures de petites dimensions.

Pour voir la variation du facteur K_I en fonction du rapport $a/2c$ et le rapport a/t qui représente la profondeur de la fissure par rapport à l'épaisseur du disque. On donne les courbes dans les figures ci-dessous :

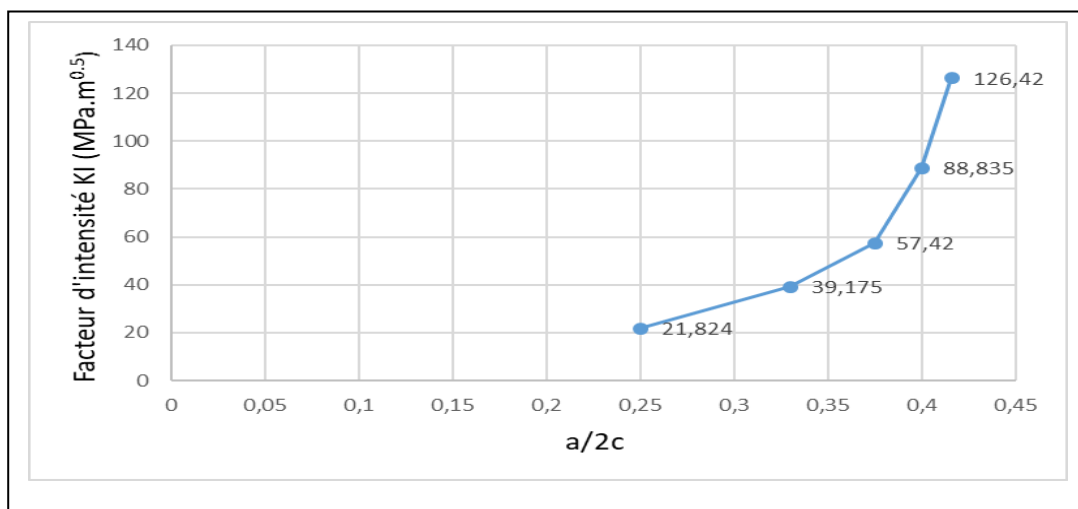


Figure 5.17 : Facteur d'intensité en fonction du rapport $a/2c$

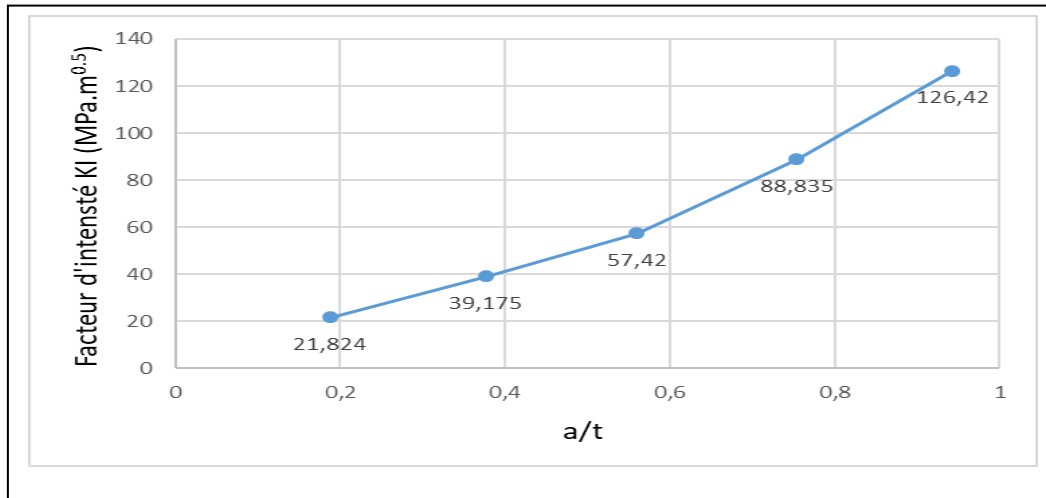


Figure 5.18 : Facteur d'intensité en fonction du rapport a/t

On observe que lorsque les rapports $a/2c$ et a/t augmentent le facteur d'intensité de contrainte augmente. Pour le premier, l'augmentation est beaucoup plus importante quand le rapport $a/2c$ dépasse 0.35. Pour le rapport a/t l'augmentation est plus importante quand le rapport dépasse 0.5, donc quand la profondeur de la fissure atteint la moitié de l'épaisseur du disque. Ce qui est très logique car le facteur d'intensité de contrainte K_I augmente avec la propagation de la fissure et devient plus critique avec l'augmentation des dimensions de la fissure surtout en profondeur.

5.6.3 Les distributions locales du facteur d'intensité de contrainte

Les distributions locales du facteur d'intensité de contrainte sont des paramètres très importants dans l'observation de la propagation des fissures pour mieux comprendre la position des fissures sur les matériaux. On donne dans les graphes ci-dessous (figure 5.19) la distribution locale de K_I des fissures précédentes par leurs positions au front de fissure.

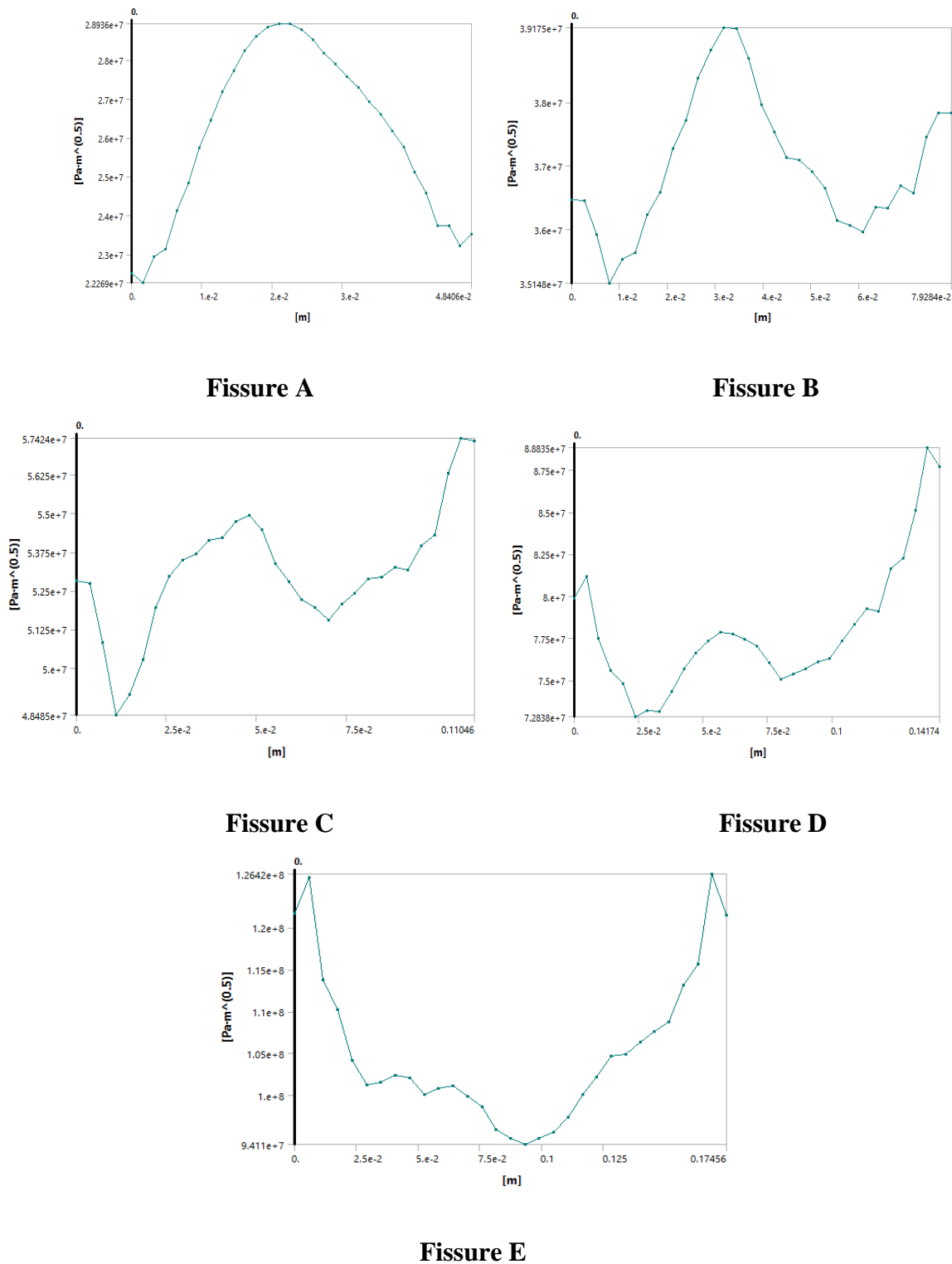


Figure 5.19 : Les distributions locales de KI aux fronts des fissures

Les distributions locales d'une fissure sont reliées directement à la position de la fissure et ses dimensions. Cette distribution est concentrée au centre quand la taille est petite ou vers l'extrémité quand la taille de la fissure est importante.

5.6.4 Vérification de propagation de fissure

Après l'analyse des fissures précédentes on note que le mode de propagation est le mode d'ouverture I. Le critère de la rupture est représenté par la condition $KI > K_C$ ou le K_C est le facteur d'intensité de contraintes critique du matériau.

Pour une étude comparative pour différents matériaux d'aciers utilisés pour les rotors de turbines à vapeur, nous avons effectué des calculs pour trois types d'aciers dont les caractéristiques sont données ci-dessous (Figure 5.20), matériau n° 1, 9 et 11 de facteurs d'intensité de contrainte critique K_C petit, moyen et grand respectivement [11].

Steel Number	Designation	Chemical Composition, Weight-Percent												
		C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo	V	Al	Sn	As	Sb
1	3.5NiCrMoV	0.28	0.19	0.008	0.005	0.18	3.57	1.44	0.40	0.12	n.d.	0.011	sum	0.009
2	HP3.5NiCrMoV	0.31	0.02	0.0024	<0.001	0.03	3.42	1.44	0.40	0.10	n.d.	0.0032	sum	0.005
3	HP	0.26	0.031	0.0012	0.0012	0.022	3.47	1.65	0.45	0.10	0.006	0.003	0.003	0.0009
4	HP + 0.15Mn	0.26	0.15	0.0013	0.0013	0.019	3.51	1.67	0.45	0.10	0.005	0.003	0.003	0.0009
5	HP + Sn + As + Sb	0.26	0.031	0.0012	0.0012	0.021	3.47	1.65	0.45	0.10	0.006	0.011	0.008	0.0013
6	CP + 0.15Mn	0.24	0.17	0.010	0.008	0.012	3.57	1.68	0.44	0.10	0.006	0.010	0.006	0.0016
7	CP + 0.35Mn	0.24	0.37	0.010	0.008	0.014	3.52	1.67	0.44	0.10	0.005	0.010	0.006	0.0014
8	26NiCrMo 12 7	0.20	0.43	0.012	0.009	0.20	3.11	1.72	0.57	0.07	n.d.	0.004	n.d.	n.d.
9	3.5NiCrMoV	0.30	0.35	0.006	0.006	0.05	3.58	1.65	0.41	0.10	n.d.	0.008	0.015	0.003
10a	2CrNiMo	0.20	0.52	0.011	0.007	0.23	0.96	1.73	0.56	0.005	n.d.	0.005	n.d.	n.d.
10b	2CrNiMo	0.20	0.62	0.006	0.005	0.18	1.02	1.85	0.55	0.01	0.005	0.010	0.003	0.002
11	HP 2CrNiMo	0.22	0.020	0.002	<0.003	0.015	1.10	1.87	0.60	0.051	0.017	0.007	<0.005	<0.001
12	HP 2CrNi	0.23	0.020	0.002	<0.003	0.007	1.10	1.75	0.003	0.044	0.010	0.005	<0.005	<0.001
13	0.5NiCrMoV	0.27	0.81	0.004	0.003	0.080	0.57	1.12	0.99	0.24	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.

Steel Number	Tempering Temperature [°C]	Tempering Time [h]	Cooling Medium	Yield Strength $R_{p0.2}$ [MPa]	Tensile Strength R_m [MPa]	Fracture Toughness K_{IC} [MNm ^{-3/2}]
1	625	20	air	821	939	196
2	625	20	air	756	863	229
3	590	18	furnace	751	863	262
4	590	18	furnace	735	856	264
5	590	18	furnace	768	883	259
6	590	94	air	763	886	219
7	590	94	air	783	915	218
8	630	10	air	729	844	221
9	625	20	air	705	833	211
10	630	2	air	614	756	250
11	690	2	air	676	749	268
12	650	2	air	679	761	230
13	unknown	unknown	unknown	666	780	unknown

Figure 5.20 : Différentes compositions chimiques et caractéristiques mécaniques des aciers de rotor de turbines à vapeur

Pour la vérification de propagations on représente le rapport KI_{max}/K_C par rapport aux valeurs maximales de KI de chaque fissure précédente dans la courbe de la figure ci-dessous.

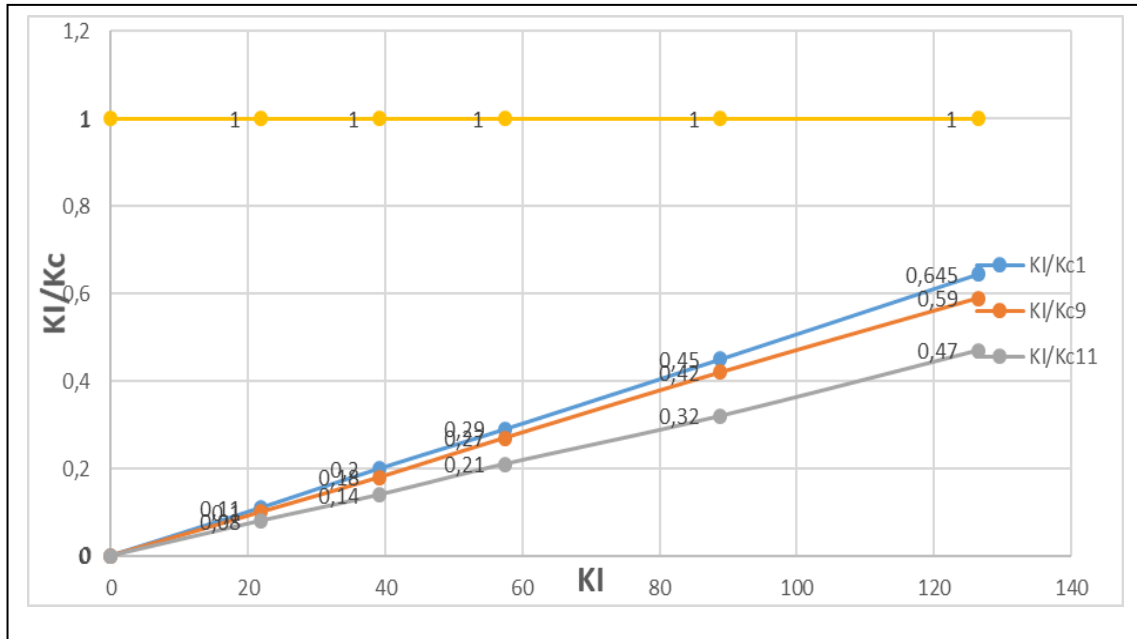


Figure 5.21 : Comparaison entre la propagation par rapport au KI

On observe que le rapport KI/Kc par rapport différentes valeurs de KI des différentes tailles de fissures est beaucoup plus important que les dimensions de la fissure augmentent. Cette augmentation pour la mêmes fissure est beaucoup plus importante que le facteur Kc est petit. On remarque aussi que ces variations sont notables et remarquables pour les fissures de grandes dimensions qui sont beaucoup plus influencées par la variation de Kc surtout pour les plus grandes valeurs de Kc .

Mais dans tous les calculs effectués, on a remarqué que ce rapport ne dépasse pas 1, donc on peut conclure que la taille de la fissure n'est pas critique et la propagation reste stable. Donc dans ces conditions sa ne nécessite pas d'intervention pour réparer ou changer le disque du neuvième étage de la turbine.

5.7 Conclusion

A travers ce chapitre, pour l'analyse de la fissuration on a utilisé différentes tailles de fissure pour l'observation d'évolution des paramètres de la rupture entre eux, à l'aide du logiciel ANSYS de calcul par éléments finis. On a remarqué que plus la fissure est large et profonde plus devient critique et risque de devenir instable, donc il faut intervenir pour la traiter et réparer à temps. Ce type d'étude peut être utilisé par les exploitants de la turbine à vapeur dans la prévention des défaillances dues à la fissuration et réparer au bon moment.

Conclusion générale

Le but de cette étude étant de montrer l'importance de la mécanique de la rupture et la méthode des éléments finis. Pour cela, nous avons procédé à l'étude d'une intervention de roue de rotor de turbine MHI JT9CL12 présentant une fissure. En phase de conception, la compréhension des facteurs influant sur le comportement statique d'un rotor, nécessite d'abord le choix d'une configuration géométrique simple, ensuite le choix d'une vitesse angulaire et une pression thermique. En effet, une bonne caractéristique mécanique réduit la corrosion et améliore la résistance.

Dans cette étude portant sur l'analyse de la résistance du rotor de la turbine et la deuxième partie avec le même but, avec calcul numérique par la méthode des éléments finis par l'utilisation du logiciel RDM7, puis par simulation de la fissuration en utilisant le logiciel ANSYS, a révélé:

- La géométrie ou le dimensionnement de la fissure initiale semi-elliptique joue un rôle très important sur la variation de la concentration de contrainte et le facteur d'intensité en front de cette fissure.
- La localisation de la valeur maximale d'intensité de contraintes et le facteur d'intensité

Dans cette étude, nous avons mis en application les normes en vigueur, à savoir, les règles de la comparaison entre les résultats de facteur d'intensité donnée par ANSYS et les caractéristiques mécaniques des matériaux, en peut dire que la propagation de fissure est stable et il n y a pas d'un risque de rupture.

Aussi, l'utilisation d'un logiciel de calcul automatique, n'était pas envisagée uniquement dans un but de facilité et de rapidité de calcul, mais nous a permis de faire une analyse en simulant un comportement proche de la réalité.

Cependant il est nécessaire de prendre en considération la propagation de la fissure due à la corrosion sous contraintes (CSC) en plus dans les prochaines études, pour être plus proches des problèmes pratiques de ce type de fissures dans les disques de rotor de turbines à vapeur. Car comme il a été constaté dans notre Mémoire que le phénomène de corrosion associé aux contraintes mécaniques joue un rôle important dans la propagation de la fissure



Bibliographie

[1] Mr. TELLACHE NORDINE, étude l'Influence des paramètres du système de détente sur le fonctionnement de la centrale thermique de Cap-Djanet, Mémoire fin d'étude Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou 2012.

[2] Mme KLAI SIHEM, CONSTRUCTION D'UNE ONTOLOGIE A PARTIR DE BASES DEDONNEES POUR L'AIDE A LA MAINTENANCE INDUSTRIELLE APPLICATION : TURBINE A VAPEUR, MEMOIRE Pour l'obtention du Diplôme Magister, FSI 2009.

[3]: MM. Alexandre LALEYE et Cheick o. SANOU, modélisation et régulation d'une turbine à vapeur dans un central thermique, projet fin d'études En vue tic l'obtention tin diplôme d'ingénieur de conception, école supérieur polytechnique SENEGAL Année: 2004 – 2005.

[4] M. SERIER, cours turbomachine semestre 6 (3^{ème} année License) page 21-23, FHC 2018.

[5] UKU, steam turbine training mode, edition 2003, uploaded 20178.

[6] Mr AHMED BEN HAMOUDA, mémoire présenté pour obtenir le diplôme de magistère, (université Constantine) 2010.

[7] ABDERAHIM ZEGHLOL, fondamentaux de la mécanique de la rupture, science pour l'ingénieur, université de LORRAINE 2017.

[8] AHMADE AL RASSIS, thèse de doctorat spécialité mécanique, université de science et technologie de LILE 1995.

[9] American society for testing and materials, The J integral as a fracture criterion, race street Philadelphia 1916.

[10] Rapport d'analyse du phénomène de fissuration des roues du 9^{ème} étage des rotors des trois(3) turbines à vapeur MHI du train 500 du complexe GL2Z.

[11] RUTH M. MAGDOWSKI and MARKUS O. SPEIDEL, Clean Steels for Steam Turbine Rotors Their Stress Corrosion Cracking Resistance. METALLURGICAL TRANSACTIONS A. VOLUME 19A, JUNE 1988.