

UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA

Faculté de technologie

Département de Génie Mécanique

MEMOIRE DE MAGISTER

Spécialité : Energétique

DETERMINATION DES CONTRAINTES MECANIQUES ET CHAMPS
DE TEMPERATURES DANS UNE SOUDURE D'UN TUBE
D'ECHANGEUR DE CHALEUR

Présentée Par :

Abdelkader. NADJEM

Devant le jury composé de :

Y.BENKEDDA	Professeur	Université Saad Dahlab Blida	Président
B. BOUMEDDANE	Professeur	Université Saad Dahlab Blida	Examineur
A. KHELLAF	Directeur de recherche	CDER. Alger	Examineur
A. HAMID	Maître de conférences (A)	Université Saad Dahlab Blida	Examineur
D. SEMMAR	Maître de conférences (A)	Université Saad Dahlab Blida	Rapporteur

Blida, Janvier 2014

RESUME:

Cette étude porte principalement sur le comportement de l'échangeur de chaleur sous l'effet de la pression interne et de la variation de la température de la vapeur surchauffé et des gaz de combustion après une longue durée de service.

Ce tube est exposé à l'intérieure a une haute pression de vapeur surchauffé et a l'extérieur a un flux de chaleur de haute température des gaz de combustion, équipant la chaudière d'une centrale thermique à vapeur.

Le but étant de calculer les champs de contraintes couplés à la variation de la température.

Ce couplage définit de façon réaliste le comportement thermomécanique de l'échangeur et notamment au soudage qui joint les tube où on constate des concentrations importantes de contraintes.

L'échangeur de chaleur est un élément très utilisé dans les installations industrielles tel que les circuits de refroidissement des centrales nucléaires qui sont soumis à des fluctuations de température dues au mélange des fluides chaud et froid c'est ce qu'on appelle les zones de mélange.

Ces fluctuations peuvent engendrer par fatigue thermique ou mécanique des endommagements et fissurations dans les circuits causant des fuites.

La modélisation numérique est réalisée sur le code de calcul « COMSOL ».

Mots clés :

X20CrMoV12-1, échangeur de chaleur, soudage de réparation, transfert thermique, contrainte mécanique et thermique.

ABSTRACT:

This study focuses on the behavior of the heat exchangers under the effect of internal pressure and the variation of the temperature of the superheated steam and flue gas after a long life service.

This tube is exposed to the interior has a high-pressure superheated steam and the outside has a heat flux of high-temperature combustion gas boiler fitted with a steam power plant.

The goal is to calculate the stress fields coupled to the temperature variation.

This coupling defines a realistic thermo-mechanical behavior of the exchanger and including welding joining the tube where there are significant stress concentrations.

The heat exchanger is a widely used in industrial installations such as cooling circuits of nuclear power plants which are subject to fluctuations in temperature due to mixing of hot and cold fluids is called zones mixture.

These fluctuations can cause thermal fatigue, mechanical damage and cracking in the circuits causing leaks.

Numerical modeling is performed on the computer code "COMSOL".

Keywords:

X20CrMoV12-1, heat exchanger, repairs welding, thermal transfer, thermal and mechanical stress.

ملخص :

ترتكز هذه الدراسة على سلوك المبادلات الحرارية تحت تأثير الضغط الداخلي والتباين في درجة حرارة البخار وغازات الاحتراق بعد الخدمة الطويلة في الحياة.

يتعرض هذا الأنبوب من الداخل إلى بخار عالي الضغط ساخن للغاية و من جهة اخرى تدفق الحرارة من ارتفاع درجة حرارة غازات الاحتراق. الهدف هو حساب حقول الإجهاد مقترنة بتغير في درجة الحرارة.

هذا الاقتران يحدد بشكل واقعي سلوك الحرارية و الميكانيكية للمبادلات الحرارية ولاسيما على لحام الأنبوب حيث هناك تركيز كبير من الاجتهادات .

المبادلات الحرارية تستخدم على نطاق واسع في المنشآت الصناعية مثل دوائر التبريد في المحطات الطاقة النووية التي تخضع لتقلبات درجات الحرارة بسبب اختلاط السوائل الساخنة و الباردة فيما يسمى بمناطق الخلط.

يمكن لهذه التقلبات الناجمة عن التعب الحراري أو الميكانيكي أن تسبب الأضرار و الشقوق في الدوائر مما يسبب التسريبات.

يتم تنفيذ البرمجة العددية على الرمز الحسابي comsol.

كلمات البحث :

X20CrMoV12 -1، المبادلات الحرارية إصلاح لحام، انتقال الحرارة، الإجهاد الحراري والميكانيكي.

REMERCIEMENTS :

Ce travail de thèse a été réalisé à université de Saad Dahlab de Blida au sein de département de Génie Mécanique faculté de technologie en collaboration avec la faculté de Mécanique de Belgrade Serbie.

Je me dois de remercier Allah le tout puissant pour toute la volonté et le courage qu'il m'a donné pour l'achèvement de ce travail.

Je voudrais en premier lieu remercier chaleureusement mon directeur de mémoire de Magister Monsieur D.Semmar, qui a suivi et a encadré ce travail avec intérêt et disponibilité. Je le remercie aussi de m'avoir initié avec autant de talents à ce travail de recherche ; aussi pour ses directions scientifiques, ses qualités pédagogiques, Je tiens particulièrement à remercier.

Vivement le Professeur Y .Benkedda pour tous les efforts qu'il a fait pour les étudiants, et de m'avoir fait l'honneur de présider le jury de ce mémoire.

Je tiens aussi à remercier les autres membres de jury Messieurs le Professeur B. BOUMEDDANE, Docteur A. HAMID et Mr A.KHELLAF Directeur de recherche CDER. Alger pour avoir accepté à évaluer ce travail.

Je n'oublie pas aussi de remercier tous les enseignants qui ont participé à ma formation durant toutes mes études universitaires. Particulièrement tous les enseignants qui ont contribués à ma formation de post graduation à l'université de Blida.

Ses compétences ont fait de ces deux années de formation les plus riches en enseignement de mon cursus.

Merci enfin à tous ceux qui mon entendu, qui mon compris et qui ont bien voulu m'aider.

A toute ma famille...

TABLE DES MATIERES :

Résumé	
Remerciement	
Table des matieres	
Liste des illustrations, graphiques et tableaux	
INTRODUCTION GENERALE :	14
CHAPITRE 1 ETAT DE L'ART ET REVUE BIBLIOGRAPHIQUE	16
1.1 Introduction	16
1.2 les centrales thermiques.....	16
1.2.1 Historique :	17
1.2.2 Types des centrales thermiques :	18
1.2.2.1 Centrale à flamme	18
1.2.2.2 Centrale au charbon :	18
1.3 Les échangeurs de chaleur :	21
1.3.1 Définition :	22
1.3.2 Principes de fonctionnement d'un échangeur de chaleur.....	22
1.4 REVUE BIBLIOGRAPHIQUE	23
1.5 Conclusion	41
1.6 L'OBJECTIF DE L'ETUDE	41
CHAPITRE 2 CONTRAINTES MECANIQUES ET THERMIQUES	42
2.1 INTRODUCTION :	42
2.2 CONTRAINTES MÉCANIQUES ET THERMIQUES :	42
2.2.1 Contraintes mécaniques et déformation :	42
2.2.2 Contraintes thermiques et déformation :	43
2.2.3 Contraintes circonférentielles :	45
2.2.4 Contraintes résiduelles :	45

2.2.5 Facteurs causant des contraintes mécaniques ou thermiques dans une pièce.....	45
2.2.6 Conséquences du dépassement des limites de résistance des matériaux :.....	47
2.2.7 les vitesses de réchauffement et de refroidissement limitées :	47
2.3 TRANSITION DUCTILE-FRAGILE :	48
2.3.1 Ductilité :	48
2.3.2 Fragilité :	49
2.3.3 Température de transition à la ductilité nulle :.....	49
2.3.4 Différences entre le comportement ductile et la rupture fragile :	49
2.4 FLUAGE :	50
2.5 FATIGUE :	51
2.5.1 Mécanismes de défaillance dus à la fatigue causée par l'érouissage :.....	51
2.6 ÉROSION :	52
2.6.1 Défaillance en surface due à l'usure ou à l'érosion des matériaux :.....	52
2.6.2 Abrasion :	53
2.6.3 Adhésion :	54
2.6.4 Usure de contact :	54
2.7 Conclusion :	54
CHAPITRE 3 MODELISATION ET SIMULATION NUMERIQUE.....	55
3.1 PRINCIPES DE MODELISATION PAR ELEMENTS FINIS :.....	55
3.1.1 Introduction :.....	55
3.1.2 CAS Thermique :	55
3.1.2.1 Tenseur De Conductivité Thermique :	55
3.1.2.2. Bilan Thermique :	57
3.1.2.2.1 Equation de chaleur :	57
3.1.2.3 Forme discrétisée d'éléments finis :.....	58
3.1.2.4 Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures :	59
3.1.2.5 Représentation globale du champ de températures :	59
3.1.2.6 Discrétisation de la forme intégrale faible :	60
3.1.3 CAS Mécanique :	61

3.1.3.1 Tenseur des contraintes:	61
3.1.3.2 Vecteur de contrainte :	62
3.1.3.3 Contrainte normale et tangentielle :	63
3.1.3.4 Contraintes principales et directions principales :	63
3.1.3.5 Déplacements - Déformations :	65
3.1.3.6 Champ des déplacements :	65
3.1.3.7 Tenseur des déformations :	65
3.1.3.8 Déformations principales et directions principales :	66
3.1.4 Loi de comportement :	66
3.1.5 Matrice de Rigidité :	67
3.1.6 Matrice de Souplesse (ou de complaisance) :	67
3.1.7 Matériaux Anisotropes :	68
3.1.8 Matériau orthotrope :	68
3.1.9 Matériaux Isotropes :	69
3.2 Elasticité et thermo-élasticité :	69
3.2.1 Déformations thermo-élastiques :	69
3.2.2 Elasticité :	70
3.2.3 Elasticité isotrope :	71
3.2.4 Déformation thermique et thermo-élasticité isotrope :	73
3.2.5 Analyse élasto-plastique d'un tube cylindrique sous pression interne :	76
3.2.6 Détermination des contraintes radiale et circonférentielle [14,15] :	78
3.2.7 Critères de limite élastique :	79
3.2.8 Critère de Tresca :	80
3.2.9 Critère de Von Mises :	80
3.3 Conditions de fonctionnement et description du domaine :	82
3.3.1 Introduction :	82
3.3.2 Détails d'expérimentation :	83
3.3.3 Propriété du matériau X20CrMoV12-1 :	83
3.3.4 Analyse chimique des matériaux :	85

3.3.6 Modélisation du problème:.....	86
3.3.7 Paramètres de transfert de chaleur :	86
3.4 Introduction à COMSOL multiphysics :	91
3.4.1 Introduction :.....	91
3.4.2 Présentation générale du logiciel :.....	92
3.3.1 Conditions aux limites de tube surchauffeur SH	93
3.3.1.1 Répartition du maillage au cordon de soudure.....	93
3.3.1.2 Masse volumique des matériaux X20CrMoV12-1 NiCr70 Nb	94
3.3.2.1 Transfert de chaleur	94
3.3.2.1.1 isolation thermique	94
3.3.2.1.2 Refroidissement convectif.....	95
3.3.2.1.3 Flux de chaleur	96
3.3.4.1 Mécanique du solide.....	97
3.3.4.1.1 appui plan.....	97
3.3.4.1.2 Chargement sur frontières	97
3.3.4.1.3 Chargement sur frontières	98
3.4 Conclusion	98
CHAPITRE 4 RESULTATS ET DISCUSSIONS.....	99
4. 1 INTRODUCTION :	99
4.2 La distribution du champ de température dans la paroi de l'échangeur de chaleur :	99
4.2.1 variation du champ de la température suivant la direction Z :	100
4.2.2 La variation du champ de la température suivant la direction R :.....	104
4. 3 La distribution du champ des contraintes de Von Mises dans la paroi de l'échangeur de chaleur :	108
4.3.1 La variation du champ de contrainte de Von mises suivant la direction Z :	111
4.3.2 La variation du champ de contrainte de Von mises suivant la direction Z1:	111
4.3.3 La variation du champ de contrainte de Von mises suivant la direction Z2 :	114
4 .4 Les déformations dans la paroi soudée de l'échangeur :	118
4 .4.1 Les déplacements dans la paroi soudée de l'échangeur suivant la trajectoire Z :	118

4.4.2 Les déplacements dans la paroi soudée de l'échangeur suivant des différents rayons :	121
V.6 Conclusion :	125
CONCLUSION GENERALE :	126
Listes des symboles :	127
REFERENCE :	129

LISTE DES FIGURES, GRAPHIQUES ET TABLEAUX :

Figure 1.1 : Cycle thermique d'une Centrale électrique	18
Figure 1.2 : Centrale thermique à vapeur	21
Figure 1.3 : Echangeur a tube et calandre.....	23
Figure 1.4 : Zone dévaluation de contrainte avant la rupture	25
Figure 1.5 : Les échantillons examinés.....	26
Figure 1.6 : Modèle de tube de surchauffeur et de réchauffeur sur la surface interne.....	27
Figure 1.7 : importants dommages sur la surface extérieure du tube endommagé.....	28
Figure 1.8 : défaillance de tube en acier au carbone.	29
Figure 1.9 : Condition de tubes échoués: déformé et fissuré.	30
Figure 1.10 : La restriction sur les tubes a ailette identifiés.....	31
Figure 1.11 : Mesure du déplacement du tube montre 45 mm de la position d'origine.....	31
Figure 1.12 : Contraintes et la déformation de tube obtenu à partir de la simulation.....	31
Figure 1.13 : Modèle de tube réchauffeur à épaisseur d'oxyde.....	33
Figure 1.14 : Distributions de la température (°C) du tube avec deux épaisseurs de couche d'oxyde différent de 0,6 mm et 1,6 mm.	34
Figure 1.15 : Sollicitations des contraintes et les températures correspondantes en heures de service.....	34
Figure 1.16 : Distribution de la Température (°C) dans le tube pour les heures de service de 115 494 h.	35
Figure 1.17 : Les dommages de fluage cumulatifs estimés.	36
Figure 1.18 : la dureté et la température estimée de tubes métalliques en moyenne sur une période de temps.....	36
Figure 1.19 : Contrainte admissible maximal dans les tubes à des températures moyennes de service.	37
Figure 1.20 : Fissuration d'un tube conique entretien pour 100.000 h.....	38
Figure 1.21 : Courbes de fluage à 520 °C et 110-170 MPa.	39
Figure 1.22 : Contraintes et les dommages de la conduite du cône.....	40

Figure 2.1 : Pliage dû à la dilatation thermique différentielle	44
Figure 2.2: Types d'usure de surface	53
Figure 3.1 : Le vecteur de densité de flux :	56
Figure 3.2 : Matériau anisotrope :	57
Figure 3.3 : Matériau isotrope :	57
Figure 3.4 : Bilan thermique :	57
Figure 3.5 : Domaine plan discrétisé en 12 élément reliés entre eux par 15 nœuds:	59
Figure 3.6 : Contraintes autour du point A :	62
Figure 3.7 : Contrainte normale σ et tangentielle τ en un point A :	63
Figure 3.8 : Contraintes principales autour du point A :	64
Figure 3.9 : Progression de la zone plastique à partir de la surface intérieure :	70
Figure.3.1: modélisation des tubes surchauffeur et réchauffeur	86
Figure.3. 2 : Arrangements en ligne et à en quinconce des tubes nus.....	91
Figure 3.12 : répartition du maillage sur le joint de tube	93
Figure 3.13 : la masse volumique :	94
Figure 3.14 : isolation thermique au bout de tube :	95
Figure 3.15 : refroidissement convectif :	95
Figure 3.16 : flux de chaleur sur la partie extérieur de tube :	96
Figure 3.17 : un appui plan au bout de tube :	97
Figure 3.18 : chargement sur frontières une pression suiveuse :.....	97
Figure 3.19 : chargement sur frontières une pression suiveuse :.....	98
Figure 4.1 : La distribution de la température dans la paroi :	100
Figure 4.2 : Représentation de la trajectoire utilisée sur la longueur de la paroi :	101
Figure 4.3 : Variation du champ de la température (1.a).....	101
Figure 4.4 : Variation du champ de la température (1.b).....	102
Figure 4.5 : Variation du champ de la température (1.c).....	102
Figure I4.6 : Variation du champ de la température (2.a).....	103
Figure 4.7: Variation du champ de la température (2.b).....	103
Figure 4.8 : Variation du champ de la température (2.c).....	104

Figure 4.9 : La variation du champ de la température suivant la direction R.....	105
Figure 4.10 : La variation du champ de la température suivant la direction R1	105
Figure 4.11 : La variation du champ de la température suivant la direction R2.....	106
Figure. 4.12 : La variation du champ de la température suivant la direction R3.....	106
Figure 4.13 : La variation du champ de la température suivant la direction R4.....	107
Figure 4.14 : La variation du champ de la température suivant la direction R5.....	108
Figure 4.15 : La distribution du champ des contraintes de Von Mises après 150 000 h de fonctionnement.....	109
Figure 4.16 : les courbes d'iso-contraintes	109
Figure 4.17 : Zones de concentrations de contours de contraintes côté gauche.....	110
Figure 4.18 : Zones de concentrations de contours de contraintes côté droit	110
Figure 4.19 : les trajectoires des contraintes de Von Mises	111
Figure 4.20 : contrainte de Von mises suivant la trajectoire 1	111
Figure 4.20.A : Contrainte de Von mises suivant la partie 1.A.....	112
Figure 4.20.B : Contrainte de Von mises suivant la partie 1.B.....	113
Figure 4.20.C : Contrainte de Von mises suivant la partie 1.C.....	114
Figure 4.21 : contrainte de Von mises suivant la trajectoire 2.....	115
Figure 4.21.A : Contrainte de Von mises suivant la partie 2.A.....	115
Figure 4.21.B : Contrainte de Von mises suivant la partie 2.B.....	116
Figure 4.21.C : Contrainte de Von mises suivant la partie 2.C.....	116
Figure 4.22 : La répartition des chargements sur la pièce.	117
Figure 4.23 : la distribution de la déformation dans la paroi.....	118
Figure 4.24 : Représentation de la trajectoire utilisée sur la longueur de la paroi.	119
Figure 4.25 : représentation des déplacements suivant la trajectoire 1.....	119
Figure 4.26 : représentation des déplacements suivant la trajectoire 2.....	120
Figure 4.27 : représentation des déplacements suivant la trajectoire 3.....	120
Figure4.28 : représentation des trajectoires utilisées pour mesurer les déformations. ...	121
Figure 4.29 : Les déformations suivant la trajectoire R1	122
Figure 4.30 : Les déformations suivant la trajectoire R2	122

Figure 4.31 : Les déformations suivant la trajectoire R3	123
Figure 4.32 : Les déformations suivant la trajectoire R4	124
Figure 4.33 : Les déformations suivant la trajectoire R5	124
Figure 4.34 : La relation entre les chargements et les déplacements	125
Tableau 2.1 : Caractéristiques de la rupture ductile et de la rupture fragile.	50
Tableau 3.1 : Analyse Chimique des Matériaux.....	85
Tableau 3.2 : dimension de base de tube surchauffeur (SH)	85
Tableau 3.3 : Propriétés de vapeur : [15].....	87
Tableau 3.4 : combinaisons de modèles étudiés	88
Tableau 3.5 : propriétés du Gaz de combustion à des températures différentes	89
Tableau 3.6 : le coefficient de convection h_s dans le tube de surchauffeur.....	89
Tableau 3.7: paramètres utilisés pour déterminer la vitesse du gaz de masse G	90
Tableau 3.8 : Composition des gaz de combustion à l'air en excès de 15%.....	90
Tableau 3.9 : coefficient de convection h_g sur la surface extérieure de tube	90
Tableau 3.10 : résultats de mesure des Propriété mécanique	91

INTRODUCTION GENERALE :

L'acier martensitique résistant à la chaleur X20CrMoV121 a été largement utilisé les dernières décennies comme matériau du système de tuyauterie et canalisation des centrales électriques. Le comportement à long terme de ce matériau est bien connu et prouvé. Le X20 a été reconnu efficace en tant que matériau fiable à des températures élevées pour une longue durée de service. Toutefois le principal inconvénient de ce matériau est sa difficulté à souder à l'exception des autres propriétés importantes du système de tuyauterie (tubage).

La défaillance du système de tuyauterie durant le service nécessite un remplacement rapide des pièces endommagées, la réparation sur place (soudage) des aciers martensitiques est toujours problématique car elle nécessite des techniques spéciales de soudage qui sont difficiles à réaliser rapidement pendant les coupures de courant forcées.

Dans ce travail nous présentons une technique de soudure qui a été utilisée sur la partie d'évacuation de surchauffeur X20 dans deux centrales électriques 600 MW.

La solution a été trouvée en utilisant la soudure à froid qui consiste à une réparation par électrode austénitique à haute teneur de nickel et de chrome. Cette technique présente de nombreux avantages tels que le temps de soudage court, pas besoin de l'atmosphère particulière ou de traitement de préchauffage, procédé de soudage est relativement facile.

Dans ce modeste travail, on va étudier le comportement thermique et mécanique d'un échangeur de chaleur équipant la chaudière à vapeur d'une centrale thermique au charbon lignite de 600 MW.

Notre objective est de déterminer par modélisation numérique les contraintes mécaniques et la distribution des champs de température dans le cordon de soudure qui joint le tube, la recherche de ces contrainte nous permis de prévoir ces fissure afin de prédire dans les autre centrale.

Le premier chapitre, a pour objet de décrire l'état de l'art et l'étude bibliographique, ainsi on a cité quelques travaux de recherche concernant la défaillance de tube surchauffeur et réchauffeur.

Au deuxième chapitre nous passerons à l'étude des différents types de contraintes (contraintes mécaniques et thermiques) et leurs impacts sur les propriétés des matériaux.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude du principe de modélisation et simulation numérique. Les équations utilisées par COMSOL sont présentées, les conditions aux limites de transfert de chaleur et la mécanique du solide sont introduit.

Les résultats de la simulation et les discussions sont présentés dans le quatrième chapitre, Et finalement nous avons clôturé cette étude par une conclusion générale.

CHAPITRE 1

ETAT DE L'ART ET REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

1. 1 Introduction :

La défaillance des matériaux dans les centrales électriques a attiré un grand d'intérêt expérimental et théorique ces dernières années. La plupart de ces études traitent de la variation du taux de déformation élastique, la rupture dynamique, et la fatigue thermique des circuits de refroidissement, où les taux de chargements extrêmes peuvent être à la base de l'adoucissement thermique du matériau à cause des températures assez élevées. Dans de tels problèmes, la prise en compte de la distribution du champ de température et les contraintes mécanique et thermiques est essentielle pour comprendre les mécanismes de défaillance.

1 .2 Les centrales thermiques :

Une centrale thermique est une centrale électrique qui produit de l'électricité à partir d'une source de chaleur.

Cette source peut être soit un combustible (tel que du gaz naturel, du fioul, certaines huiles minérales, du charbon, des déchets industriels ou agricoles, des déchets ménagers), soit la fission de noyaux d'uranium 235 ou de plutonium 239 soit les énergies renouvelables (solaire, géothermique...).

La source de chaleur chauffe un fluide (souvent de l'eau) qui passe de l'état liquide à l'état gazeux (vapeur par exemple). Ce gaz entraîne une turbine accouplée à un alternateur qui transforme l'énergie cinétique de la turbine en énergie électrique. Pour entraîner la turbine, il faut que la pression soit plus faible à sa sortie qu'à l'entrée. La baisse de pression à la sortie de la turbine est obtenue en condensant le gaz, en aval de la turbine, à l'aide d'une source froide.

1.2.1 Historique :

Pendant de très nombreuses années, les centrales électrogènes ont utilisé essentiellement les installations motrices à vapeur. Celles-ci sont encore utilisées majoritairement dans le monde du fait de leur puissance unitaire nettement supérieure à celle des centrales à base de turbines à gaz ainsi que d'un meilleur rendement. Le combustible utilisé majoritairement dans le monde est le charbon, suivi par le fioul.

Les cycles sont pratiquement tous des cycles de Hirn à resurchauffe avec 6 à 8 soutirages. Seules quelques centrales dans le monde fonctionnent avec un cycle supercritique (pression supérieure à 221 bars).

Le cycle de Hirn (ou de Rankine avec surchauffe) utilise un fluide condensable qui est refroidi à une pression et une température suffisantes pour qu'il soit entièrement liquéfié avant compression. Dans ces conditions, le travail de compression devient quasiment négligeable devant le travail de détente (alors qu'il en représente environ 60 % dans une turbine à gaz).

Le liquide comprimé est vaporisé et surchauffé dans la chaudière par échange thermique avec la source chaude, puis détendu et condensé. L'état diphasique du fluide lors des phases de condensation et de vaporisation est très favorable pour les échanges de chaleur.

Le schéma de principe d'une centrale thermique à vapeur idéale fonctionnant selon le cycle de Hirn est donné sur la figure ci-dessous. Il montre qu'une telle centrale comprend quatre composants, traversés par le même débit d'eau :

- une pompe,
- une chaudière,
- une turbine
- et un condenseur.

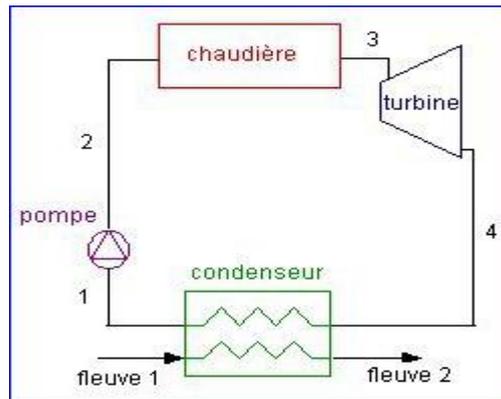


Figure 1.1 : Cycle thermique d'une Centrale électrique

Les centrales nucléaires, majoritaires en France, utilisent également ce type de conversion d'énergie thermique-mécanique avec un cycle vapeur à température et pression plus faibles.

1.2.2 Types des centrales thermiques :

Les centrales thermiques se répartissent en trois grandes catégories, selon la nature de leur source de chaleur

- Centrales nucléaires
- Centrales à flamme (charbon, fioul ou gaz)
- Centrales récupérant de la chaleur préexistante (solaire, géothermique...)

1.2.2.1 Centrale à flamme :

Dans les centrales à flammes, le combustible est brûlé dans une chaudière utilisant la chaleur dégagée par la combustion pour produire de la vapeur d'eau sous pression. Cette vapeur alimente une turbine entraînant un alternateur.

1.2.2.2 Centrale au charbon :

Les centrales thermiques au charbon sont les plus répandues dans le monde, notamment dans les pays ayant d'importantes réserves de charbon (Inde, Chine, États-Unis, Allemagne, etc.).

De quelques dizaines de MW au milieu du XXe siècle, leur puissance unitaire a rapidement augmenté pour maintenant dépasser 1000 MW. Parallèlement à la croissance de leur puissance unitaire, leur rendement a été amélioré grâce à l'augmentation de la pression et de la température de la vapeur utilisée. Des valeurs usuelles de 180 bars et 540 °C que l'on rencontrait dans les années 1970, on atteint désormais des valeurs supercritiques de plus de 250 bars et 600 °C.

Une nouvelle technologie de chaudière a été développée depuis 1980 : les chaudières à lit fluidisé circulant. Ces chaudières ont une température de foyer beaucoup plus basse (850 °C) permettant de diminuer la formation de Nox et pouvant contenir dans leur lit du calcaire réagissant avec les oxydes de soufre. Elles permettent donc une production de vapeur à faible pollution et on rencontre le terme de « charbon propre » pour les caractériser. Cependant leur taille actuelle (300-400 MW) ne leur permet pas de concurrencer les chaudières conventionnelles dans les plus fortes puissances.

Les développements en cours concernent la capture du CO₂ dans les centrales thermiques. C'est en effet la production d'électricité à partir de charbon qui est le principal émetteur de gaz à effet de serre au monde. Plusieurs technologies sont étudiées en parallèle : la précombustion (essentiellement aux États-Unis, fervents défenseurs de l'IGCC, c'est-à-dire en utilisant la gazéification du charbon), l'oxy-combustion (combustion à l'oxygène pur, et non à l'air) et la post combustion (captage du CO₂ dans les fumées, par réaction avec des amines ou de l'ammoniaque). Ce sont ces dernières techniques qui sont les plus avancées, bien qu'encore à l'état de prototype. Toutes ces techniques ont le désavantage de consommer beaucoup d'énergie et donc de faire chuter le rendement net d'une dizaine de points.

Les principaux composants d'une centrale thermique au charbon sont :

- la chaudière et ses auxiliaires (broyeurs, dépoussiéreur électrostatique, évacuation des cendres...)
- le groupe turbo-alternateur
- le condenseur
- le poste d'eau (réchauffage de l'eau)

- le poste électrique (transformateurs...)

Le principe simplifié de fonctionnement est le suivant :

- L'eau déminéralisée contenue dans la bêche alimentaire y est dégazée, avant d'être envoyée par les pompes alimentaires vers la chaudière.
- La chaudière transfère la chaleur dégagée par la combustion, à l'eau qui se transforme en vapeur surchauffée sous pression.
- La vapeur ainsi produite est admise dans la turbine où elle est détendue avant de rejoindre le condenseur. La détente de la vapeur provoque la rotation des roues de la turbine, qui entraîne l'alternateur.
- Refroidie dans le condenseur par une circulation d'eau d'un circuit secondaire (eau de mer, eau de rivière...) la vapeur retourne à l'état liquide et est renvoyée à la bêche d'où elle repart pour un nouveau cycle.

En fait, le fonctionnement est un peu plus complexe car plusieurs dispositifs sont prévus pour améliorer le rendement. Par exemple :

La turbine à généralement 2 corps (HP - haute pression - et MP - moyenne pression) et la détente de la vapeur s'effectue en 2 étages. Entre les deux, la vapeur retourne à la chaudière pour y être « resurchauffée ».

Divers soutirages de vapeur sont prévus permettant le réchauffage de l'eau alimentaire avant son admission dans la chaudière.

Ce principe de fonctionnement, décrit pour les centrales à charbon (cas le plus fréquent) est le même pour toutes les centrales thermiques avec turbine à vapeur, mais utilisant d'autres combustibles (fioul, gaz, incinération, etc.)

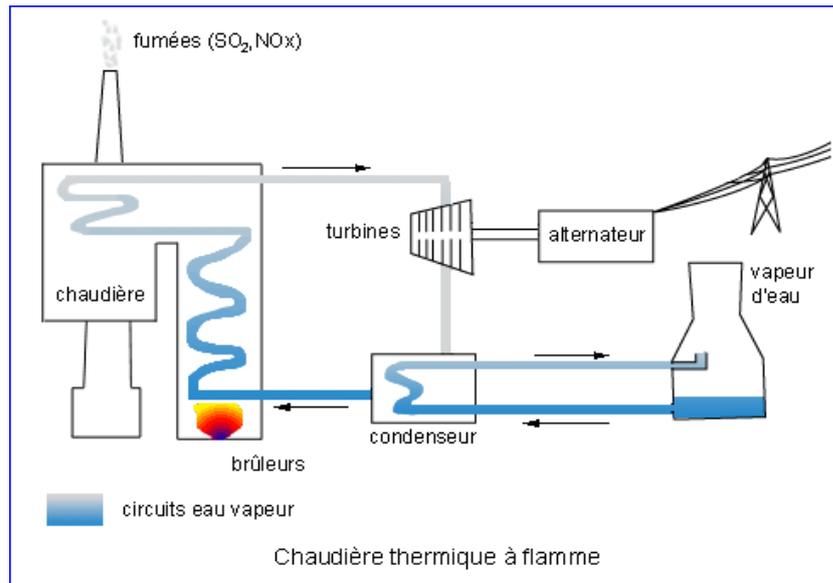


Figure 1.2 : centrale thermique à vapeur

1.3 Les échangeurs de chaleur :

Parmi Les principaux composants d'une centrale thermique au charbon la chaudière et ses auxiliaires, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.).

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

1.3.1 Définition :

Les échangeurs de chaleurs sont des appareils permettant de transférer de la chaleur entre deux fluides à des températures différentes. Dans la plupart des cas, les deux fluides ne sont pas en contact, et le transfert s'effectue à travers une surface d'échange.

Au sein de la paroi séparatrice, le mécanisme de transmission de la chaleur est la conduction, et, sur chacune des deux surfaces de contact avec les fluides, ce sont presque toujours les phénomènes de convection qui prédominent. Dans de nombreux cas, les fluides restent monophasiques, qu'ils soient gazeux ou liquides.

Il existe toutefois trois grandes catégories d'échangeurs dans lesquelles surviennent des changements de phase : les vaporiseurs ou évaporateurs où l'on vaporise un liquide, les condenseurs où une vapeur est liquéfiée, et les vapocondenseurs dans lesquels les deux fluides changent de phase.

1.3.2 Principes de fonctionnement d'un échangeur de chaleur :

Dans un échangeur, l'écoulement des deux fluides peut s'effectuer dans de multiples dispositions relatives : parallèlement, à contre-courant, de manière croisée...

On peut facilement démontrer que, sur le plan thermodynamique, l'échangeur le plus performant est l'échangeur à contre-courant, mais d'autres préoccupations que l'efficacité thermodynamique entre en ligne de compte lorsque l'on conçoit un échangeur : les températures maximales admissibles dans l'un des fluides, ou plus souvent des considérations d'encombrement, de poids ou de prix de revient.

Il en résulte que les configurations des échangeurs que l'on rencontre en pratique sont relativement nombreuses.

On peut cependant ramener ces configurations à trois géométries principales :

- les écoulements à contre-courant, dans lequel les fluides circulent parallèlement et en sens contraire ;
- les écoulements co-courant, dans lequel les fluides circulent parallèlement et dans le même sens ;
- les écoulements croisés, dans lesquels les fluides circulent dans des directions perpendiculaires.

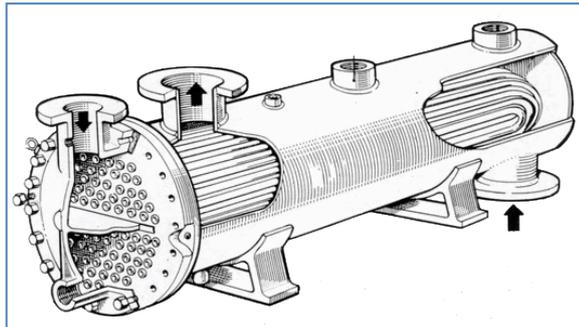


Figure 1.3 : Echangeur a tube et calandre

1.4 Revue Bibliographique :

Avec le développement de la technologie et plus précisément le domaine de la métallurgie plusieurs études sont faites afin d'améliorer les caractéristiques des échangeurs de chaleur et de trouver des solutions pour la défaillance de ces tubes.

Ces travaux ont la particularité de mobiliser des compétences dans plusieurs domaines scientifiques, et de chaîner en peu de temps des niveaux d'études allant de la recherche jusqu'à l'application industrielle, ce qui a permis de répondre concrètement aux enjeux de sûreté et de performance.

Mais l'étude des joints de soudure des échangeurs de chaleur et leurs défaillances (étude thermique, mécanique, et métallurgique) est très nouvelle.

(Chakrapani Basavaraju 2004) [1] : Dans cet article, l'analyse thermique par éléments finis est utilisée en premier pour obtenir la distribution de la température sur la surface d'un support de tuyaux vers une plaque extrémité. Ensuite, l'analyse

par éléments finis de structure a été réalisée pour obtenir l'état d'équilibre des contraintes thermiques à l'interface de pipe, en utilisant le code « ANSYS » (Programme d'analyse par éléments finis).

(N.Haddard .2003) [2] : a conclu, sur la base d'essais de fatigue thermomécaniques sur V.E.R. que la fatigue thermique de l'acier AISI 304L pouvait être assimilée à la fatigue mécanique pour une température inférieure à 300°C et une durée de vie allant jusqu'à 10^5 cycles.

Dans une autre approche, plusieurs études ont essayé de simuler l'endommagement thermique des structures soumises à des fluctuations de température par des essais de fatigue mécano-thermique sur élément de volume. Dans ce cadre, **(Hayashi et al 1994) [3]** : ont testé les aciers Inoxydables austénitiques 304 et 316NG dans des conditions de fonctionnement du réacteur REP (solicitations sous eau). Ils ont constaté que la durée de vie des deux aciers en fatigue thermique est semblable à celle obtenue en fatigue mécanique à 25 et 288°C sous air et sous eau.

(Ray et al. 2007) [4] : ont rapporté l'évaluation et l'analyse de vie restante de fluage de tubes surchauffeur et réchauffeur fait en acier 2.25Cr-1Mo d'une centrale thermique. Les tubes avaient exploité pendant 17 ans avec une température moyenne de fonctionnement de 540°C et une pression opérationnelle de 40 MPa.

L'Augmentation de la température et la diminution des valeurs de dureté du métal et le développement des dépôt sur la surface interne de tubes de la chaudière pendant une période de temps prolongée sont des problèmes typiques dans les centrales électriques.

L'analyse par éléments finis est réalisée à l'aide du logiciel ANSYS, Le transfert de chaleur le long de la surface externe entre les gaz de combustion et la paroi du tube, est considéré comme le transfert de chaleur par convection forcée due au passage du gaz de combustion chauds sur des tubes nus.

(J. Ahmad, J. Purbolaksono2011) [5] : ont simulé les tubes surchauffeur déformés en utilisant la méthode des éléments finis. Les résultats de simulation ont une bonne conformité avec les conclusions de l'inspection visuelle du site.

La méthode des éléments finis est utilisé pour l'analyses et calcul du transfert de chaleur, qui impliquent des convections forcées sur la surface intérieure en raison de l'écoulement turbulent de la vapeur et sur la surface extérieure due à l'écoulement des gaz de combustion chauds sur des tubes nus, sont effectués afin de déterminer la distribution des champs de température dans le tube.

La surveillance de l'état des tubes de chaudière doivent être effectués de temps à autre, en utilisant des méthodes de simulations numériques ont peu éprouvé favorablement la méthode d'évaluation avant la rupture, à savoir inspections visuelle, des examens métallurgiques et les mesures de résistance mécanique. Toutefois, les estimations obtenues à partir des simulations peuvent fournir un avertissement avancé à prendre des mesures préventives avant la rupture.



Figure 1.4 : zone dévaluation de contrainte avant la rupture [5]

(Port et Herro 1991) [6] : ont rapporté que près de 90 % des défaillances sont provoquées par la longue durée de service se produisent de accroissement de température des surchauffeurs et réchauffeurs. Tubes qui sont particulièrement soumis à une surchauffe continuellement, causé par des dépôts

importants. Ces dépôts réduisent le débit du liquide de refroidissement qui agit directement sur l'augmentation de la température de liquide de refroidissement, d'une part et d'autre part le flux de chaleur important sur la paroi extérieure des tubes ont subi un apport de chaleur au coin du feu excessive.

La résistance thermique du matériau de tube agit sur une très faible baisse de la température à travers la paroi, quand le transfert de chaleur du côté de la vapeur à travers la surface est considérable.

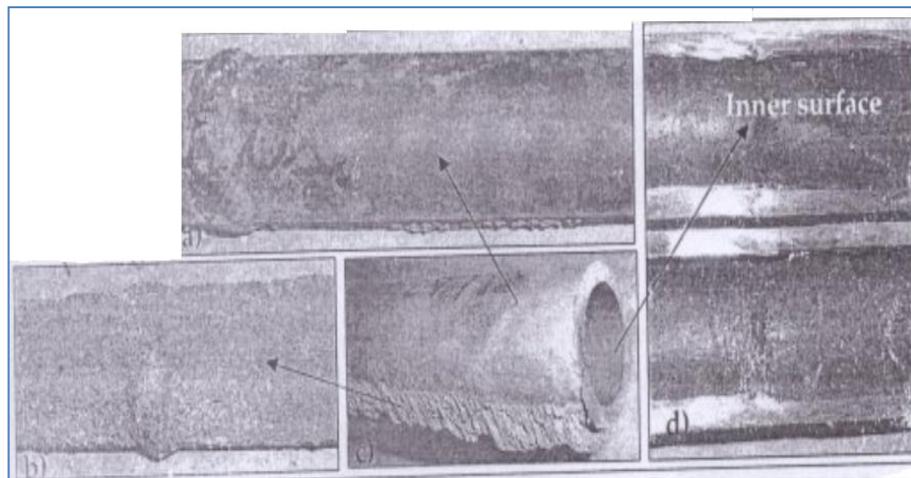


Figure 1.5 : Les échantillons examinés [6]

(Starr, Castle, and Walker 2004) [7] : décrit aussi que l'oxydation du côté de la vapeur de tube peut induire à des défaillances prématurées à cause de l'effet isolant des couches d'oxyde qui provoque augmentation des températures de tubes.

En outre, le développement d'épaisseur d'oxyde de fer pourrait également augmenter les températures des tubes, ainsi les débris peuvent s'accumuler dans le fond de tubes, faisons un de blocage sur le débit de vapeur. L'attention est attirée sur un problème potentiel dans lequel la température du tube et la vitesse d'augmentation de l'oxydation avec le temps s'accumule.

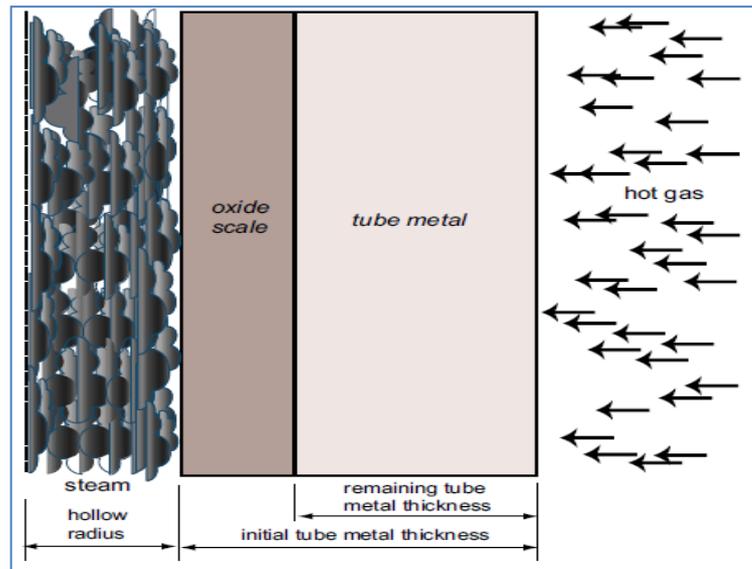


Figure1.6 : Modèle de tube de surchauffeur et de réchauffeur sur la surface interne [7]

(Chaudhuri, S. 2006) [8] : décrit certains aspects de la métallurgie dévaluation des tubes de la chaudière. Il a étudié les problèmes de défaillance dans l'acier au carbone, sur des tubes de réchauffeur et surchauffeur. Études éventuel de cas liés à la défaillance de tube de réchauffeur en acier 1.25Cr-0.5Mo, et des tubes de surchauffeur en acier 2.25Cr-1Mo.

L'influence de prolonger le service a démontré que les tubes de réchauffeur présentent des propriétés de résistance à la traction supérieure à celle des tubes de surchauffeur. La durée de vie restante de fluage de tube surchauffeur estimée à 50 MPa et 570°C de plus de 10 ans, et celui du tube de réchauffeur à 50 MPa et 580°C est de 9 ans.

Le tube a été modélisé, situé en position horizontale en face du gaz de fumée chaud entrant en provenance de la région du four. Les simulations sont effectuées dans le but de déterminer la distribution de température en présence de différentes épaisseurs dans le tube.

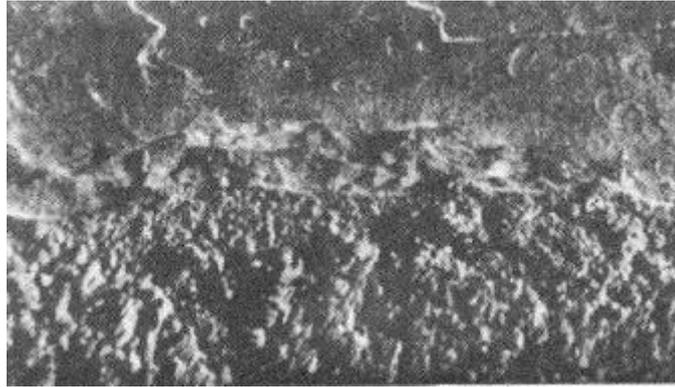


Figure 1.7: importants dommages sur la surface extérieure du tube endommagé [8]

Le tube réchauffeur défailant (figure 7) dans la chaudière de 500 MW avait une pression de fonctionnement est de 25 kgf/cm² et la température de sortie de la vapeur était de 535°C. La température de fonctionnement des gaz de combustion dans la zone est de 700 à 720°C. Le matériau de tube est en acier 1.25Cr-0.5Mo.

Le tube a subi d'importants dégâts sur la surface extérieure, la dimension des fissures à certains endroits était aussi grand que 40 mm × 10 mm avec une profondeur maximale de 2 mm, la surface piquée portait couleur brunâtre à la différence des surfaces libres des dommages du tube. La défaillance avait eu lieu après environ 24.000 heures de service.

L'investigation menée au laboratoire a montré que le tube avait la microstructure typique composé de ferrite et de bainite ainsi les propriétés mécaniques ont également été trouvés normales. L'expansion diamétrale non appréciable a été observée, le tube présenté de vastes surfaces piquées, microanalyse aux rayons X par MEB a été réalisée sur les surfaces piquées pour vérifier la présence d'éléments corrosifs.

La présence d'éléments très corrosifs tels que K, Ca, Si, S et Cl ont été observées. La présence de ces éléments suggère que l'attaque a été provoquée par la fusion des particules de cendres. Une telle attaque se produit généralement en raison de:

- La volatilisation et la condensation des constituants de cendres volatiles contenant Na_2SO_4 ou CaSO_4 .
- le dépassement de température au-delà de 650°C , en particulier au cours de la période de départ en l'absence de vapeur d'eau s'écoule à travers les tubes de réchauffeur.

Les particules de cendres de bas point de fusion peuvent fusionner et coller sur les surfaces des tubes à de telles températures. On peut noter que les métaux alcalins ainsi que des S et Fe peuvent former des cendres avec une température de fusion aussi basse que 620°C .

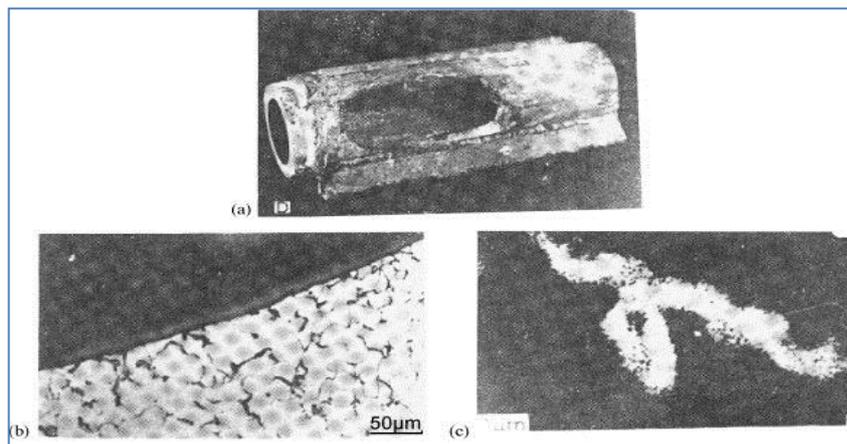


Figure 1.8 : défaillance de tube en acier au carbone [8]

(a) rupture d'un tube en acier au carbone, (b) la microstructure à travers la paroi du tube à proximité de la rupture révélant du métal carburé et extensif discontinues, (c) la microstructure de distribution de chlorure révélateur à l'interface entre l'oxyde et de métal à des piqûres de corrosion.

(Viswanathan, Foulds, et Roberts 1988) [9] : Ont réalisé l'estimation de la température des tubes de réchauffeur et de surchauffeur de la chaudière à charbon. Ils ont fait une Corrélation entre dureté et Paramètre Larsen-Miller pour $1\text{Co} - \frac{1}{2}\text{Mo}$, $2\frac{1}{4}$ aciers $\text{Cr} - 1\text{Mo}$ et $9\text{Cr} - 1\text{Mo}$.

La simulation par éléments finis a été utilisée pour les défaillances dans le tube de surchauffeur et tubes de réchauffeur.

(Otman, Purbolaksono, et Ahmad, 2009) [10] : Une recherche est menée suite à la découverte des déformations importantes et la présence de fissures dans le voisinage des joints soudés dans les tubes de surchauffeur d'un générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG) dans la centrale électrique de la Malaisie Electricité Compagnie.

La méthode des éléments finis est utilisé pour le calcul du transfert de chaleur, afin d'identifier les causes possibles des ruptures dans les tubes de surchauffeur déformés à l'aide du logiciel de MSC PATRAN / NASTRAN.

Les emplacements de contrainte maximale induite par le tube déformé sont déterminés. La corrélation entre la contrainte maximale et l'état de restriction admissible est présentée, Les résultats de simulations sont en bonne conformité avec les conclusions de l'inspection visuelle du site.

L'inspection visuelle sur le site a trouvé deux de raccordement des tubes de surchauffeur au collecteur de sortie subissent une déformation importante. La fissure était périphérique et l'emplacement était d'environ 5 mm des joints soudés. Il a été constaté que la fin des tubes identifiés a été limitée à la deuxième paroi de la chaudière. La restriction sur l'ailette des tubes identifiés et des mesures de déplacement du tube sont présentés respectivement dans la figure 1.10 et la Figure 1.11.



Figure 1.9 : Condition de tubes échoués déformé et fissuré [10]

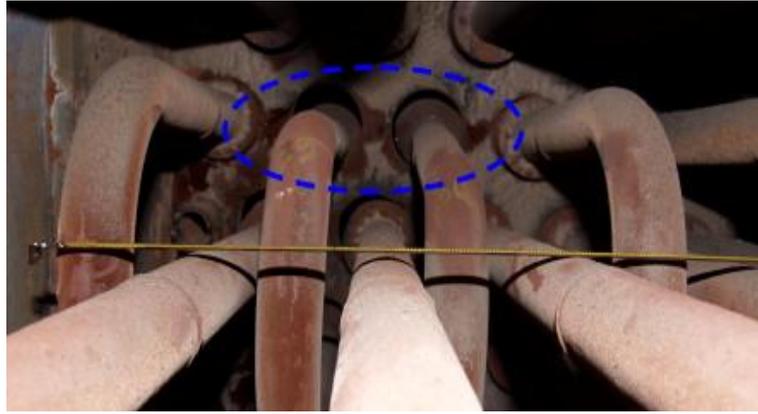


Figure 1.10 : La restriction sur les tubes a ailette identifiés [10]



Figure 1.11 : Mesure du déplacement du tube montre 45 mm de la position d'origine [10]

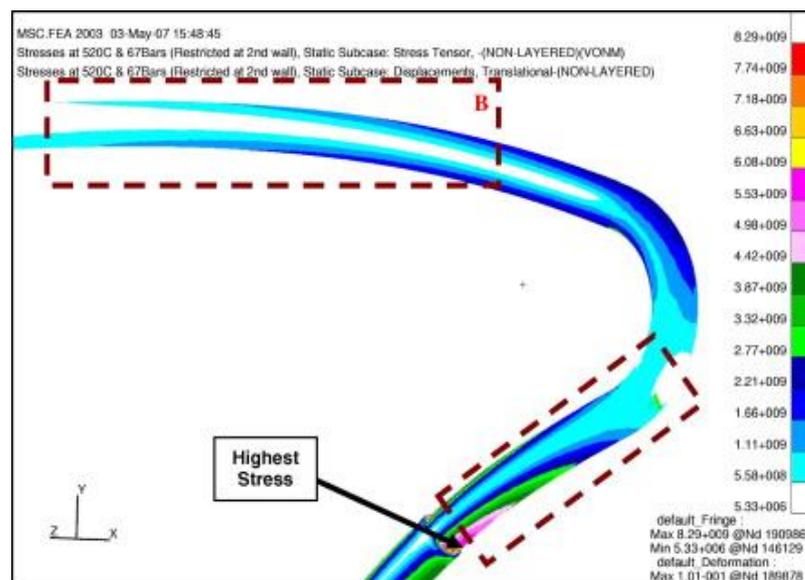


Figure 1.12 : Contraintes et la déformation de tube obtenu à partir de la simulation [10]

Les résultats de la simulation indiquent que la température est le principal facteur de la déformation due à la restriction de tube. Pour l'ensemble des résultats d'analyse, la température de fonctionnement était 520°C et la pression opérationnelle était 67 bars.

La restriction du tube a provoqué la dilatation de ce dernier. La dilatation de tube droit indésirable a produit une contrainte de flexion de l'assemblage soudé entre la tubulure et le tube de raccord. Ainsi, la distance de l'obstacle aux deuxièmes parois de la chaudière permet la dilatation maximale de tube rectiligne et a produit un niveau de contrainte plus élevé sur la région du joint soudé pour tous les cas. Cette contrainte élevée indésirable peut favoriser la défaillance du tube.

En outre, l'existence d'une «caractéristique rainure» à la région du joint soudé entre talon et tubes de liaison a encouragé la défaillance du tube.

(Purbolaksono, Hong, Nor, Othman, et Ahmad, 2009) [11] : Ce travail effectue la modélisation du problème de transfert de chaleur dans le tube échangeur de chaleur , à savoir l'analyse d'une convection forcée simultanée de vapeur, d'épaisseur de la couche d'oxyde, et le tube afin de déterminer la distribution des contraintes dans le tube.

Le modèle de tube utilisée est de 90 mm de longueur avec un diamètre intérieur de 43,8 mm et un diamètre extérieur de 50,8 mm. La vapeur s'écoule à travers la surface interne du tube avec une température d'entrée de 540°C et un débit d'écoulement de masse de 18000 kg / h. La température des gaz de combustion est de 800°C. Le matériau d'épaisseur d'oxyde formé est la magnétite (Fe_3O_4 oxyde de fer).

Les propriétés de certains paramètres indiqués sont prises à partir des données réelles par courtoisie de Kapar Power Plant (appartenant à l'électricité compagnie Malaisienne).

Le tube se trouve en position horizontale en face du gaz de fumée chaud entrant en provenance de la région du four. Les résultats obtenus à partir de l'analyse par éléments finis ont une bonne conformité avec les résultats de l'examen microscopique.

L'analyses par éléments finis sont effectuées à l'aide du logiciel de MSC PATRAN / NASTRAN.

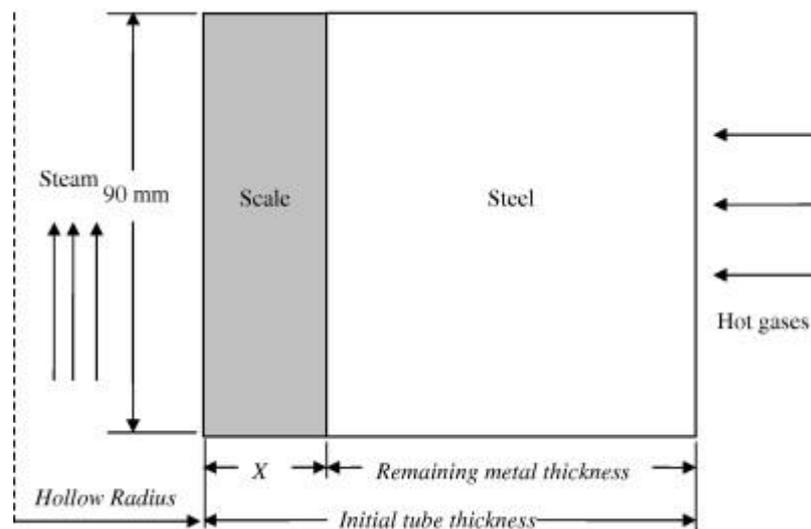


Figure 1.13 : Modèle de tube réchauffeur à épaisseur d'oxyde [11]

Il a été rapporté que la défaillance de tube a eu lieu à 117 522 h de service. Pour l'estimation du taux de croissance de la couche d'oxyde, l'épaisseur moyenne de la couche d'oxyde est mesurée à partir des tubes voisins pour être utilisé en tant que des données de base. Il est supposé que les tubes ont fonctionné normalement, la pression de fonctionnement des tubes de réchauffeur est initialement 40 bars ou 4 MPa jusqu'à 92 526 h.

Les analyses de l'état d'équilibre de transfert de chaleur sont réalisées dans le but de montrer l'influence de l'épaisseur d'autre couche d'oxyde à la distribution de la température développée dans la paroi du tube. Le phénomène du transfert de chaleur à l'intérieur du tube de chaudière est considéré comme la convection forcée avec un écoulement turbulent, tandis que la surface externe subit convection libre.

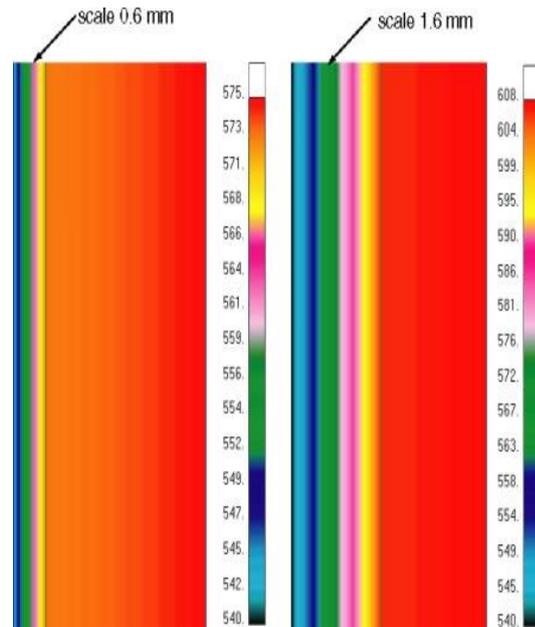


Figure 1.14 : Distributions de la température (°C) du tube avec deux épaisseurs de couche d'oxyde différent de 0,6 mm et 1,6 mm [11]

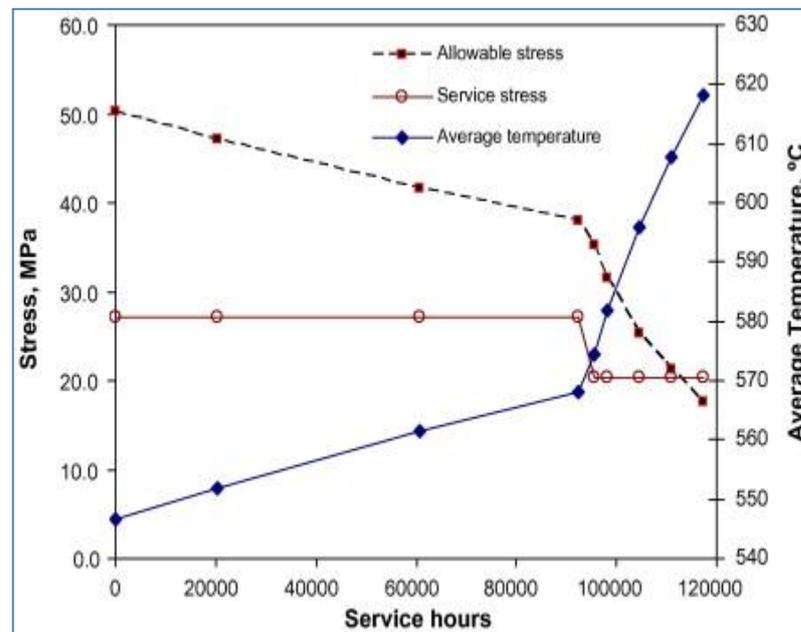


Figure 1.15 : Sollicitations des contraintes et les températures correspondantes en heures de service [11]

Il a été constaté que le tube de réchauffeur endommagé avait subi une exposition à une température plus élevée et avait une contrainte opérationnelle qui dépasse les valeurs maximales de contraintes admissibles pour une période

assez prolongée. Les résultats obtenus à partir de l'analyse par éléments finis sont en bonne conformité avec les résultats des examens microscopiques.

(Purbolaksono et Ahmed. 2009) [12] : ont rapporté évaluation sur une défaillance de tube de réchauffeur et surchauffeur, la géométrie et l'épaisseur de dépôt du tube endommagé telle que reçue est mesurée et utilisée pour générer les modèles d'éléments finis. L'épaisseur de dépôt dans le tube au cours du temps de service est considérée comme une croissance linéaire.

Les résultats des simulations sont en bonne conformité avec le résultat de l'examen microscopique. Ces résultats ont montré que le tube de réchauffeur endommagé avait une surchauffe pour une période de temps prolongée.

Les tubes réchauffeur et surchauffeur sont en matériau acier SA213 -T22, la simulation numérique en utilisant les paramètres opérationnel contribue à l'évaluation des contraintes avant la rupture, soient la méthode des inspections visuelles, des examens métallurgiques et Les mesures de résistance mécanique, les estimations obtenues à partir de la simulation numérique fournissent un avantage à prendre des mesures préventives, actions avant la rupture.

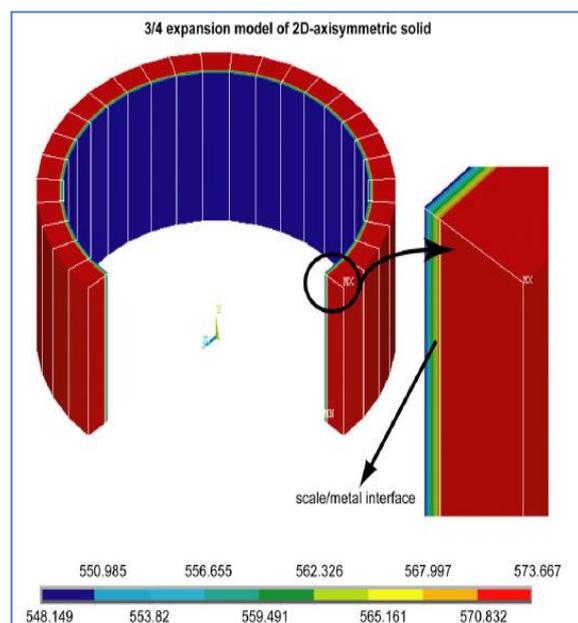


Figure 1.16 : Distribution de la Température (°C) dans le tube pour les heures de service de 115 494 h [12]

La figure I.16 montre la distribution de température de tube 2 pour les heures de service de 115 494 h, modèle axisymétrique. On peut voir la température sur la surface externe estimé à environ 574°C.

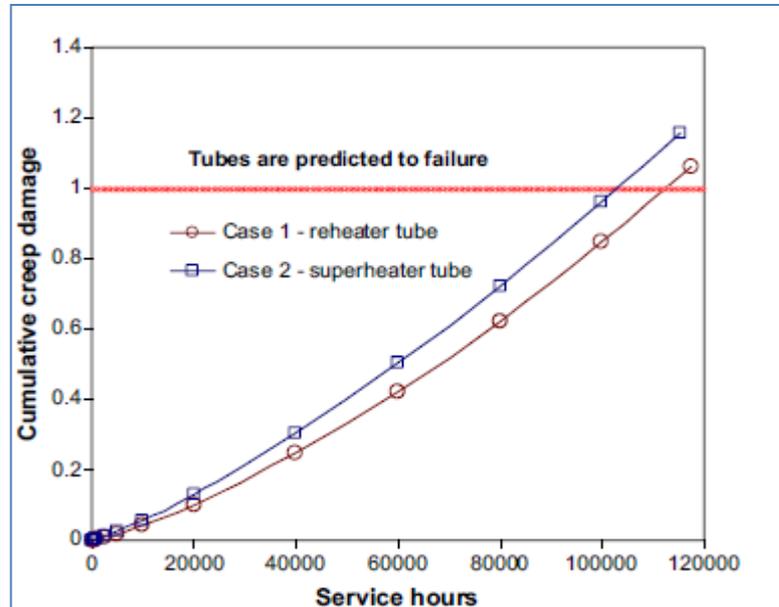


Figure 1.17 : Les dommages de fluage cumulatifs estimés [12]

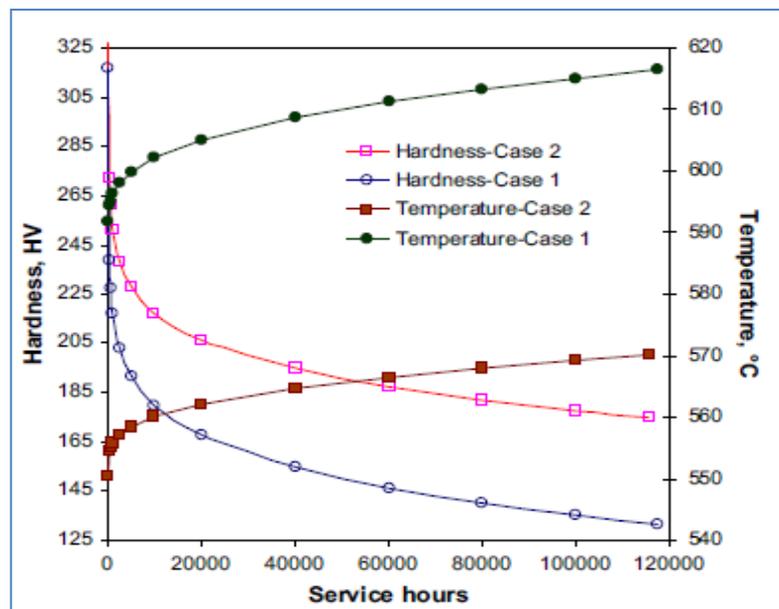


Figure 1.18 : la dureté et la température estimée de tubes métalliques en moyenne sur une période de temps [12]

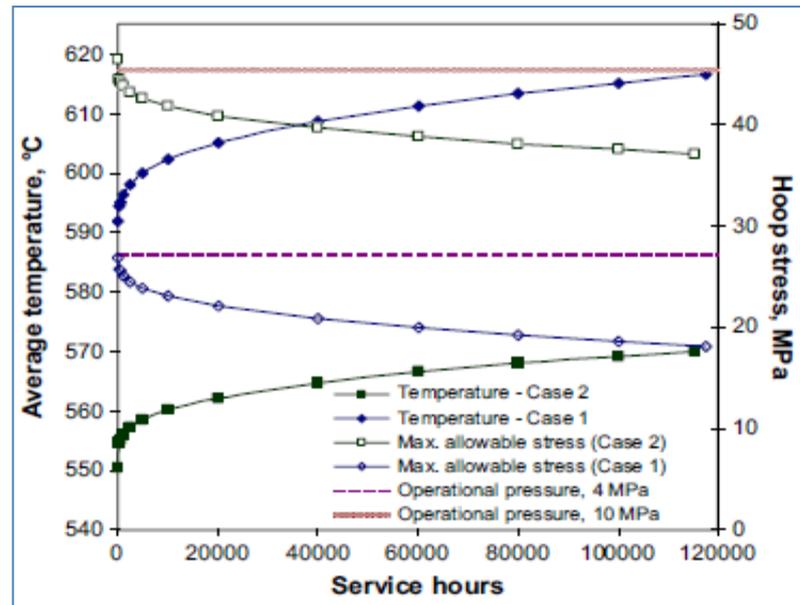


Figure 1.19 : Contrainte admissible maximal dans les tubes à des températures moyennes de service [12]

(Viswanathan, 1989) [13] : Les estimations de vie restante pourraient aider à la mise en place du programme d'inspection appropriés et des procédures d'exploitation afin d'éviter une défaillance prématurée des tubes surchauffeurs et réchauffeurs. Une prédiction précise du champ de la température et des contraintes mécaniques dans le tube de surchauffeur et réchauffeur facilitera la réparation avant la rupture.

La présence d'écailles d'oxyde sur la surface interne de tubes de la chaudière peut contribuer de manière significative à l'augmentation de la température du métal des tubes. Par conséquent, dans le cas d'exposition prolongée ce phénomène peut aggraver la situation qui conduit à une rupture possible de tubes.

(Xiao-Chi Niu, Jian-Ming Gong, Yong Jiang, Jun-Tao Bao) [14] : un groupe des chercheurs qui ont étudié le changement des propriétés mécanique des tubes de vapeur en acier 1.25Cr-0.5Mo qui travaille sous une haute pression et haute température. Les conduites de vapeur, qui opéraient à haute pression et haute température, sont largement utilisées dans les centrales électriques et les usines chimiques, dans ces conditions, le fluage est un facteur important, ce qui provoque l'usure des conduites.

En outre, l'analyse par la méthode des éléments finis des dommages de fluage local d'un tube conique en exposition prolongé pour 100.000 h de service a été effectuée. La répartition et évolution des dommages dans le tuyau conique analysé ont été réalisées. L'emplacement de la valeur maximale des dommages a été déterminé.

Le modèle de tube est un cône de $\phi 400 \times \phi 250$ mm représenté sur la Fig. 20. La pression interne de 12 MPa, une contrainte de traction axiale de 30 MPa et un moment de flexion additionnel de 3×10^4 Nm ont été appliquées sur la section d'extrémité inférieure, tandis que le degré de liberté dans la direction Z de l'autre section d'extrémité a été limité.



Figure 1.20 : Fissuration d'un tube conique entretien pour 100.000 h [14]

Les conduites de vapeur analysées dans cette étude a été réalisé à 520°C, et soumis à une pression interne 12 MPa, le matériau de tube est l'acier STPA23 résistant à la chaleur. Les essais de fluage uniaxial ont été effectués à 520°C et 110-170 MPa. Les courbes de fluage à différentes contraintes sont présentées dans la figure I.22.

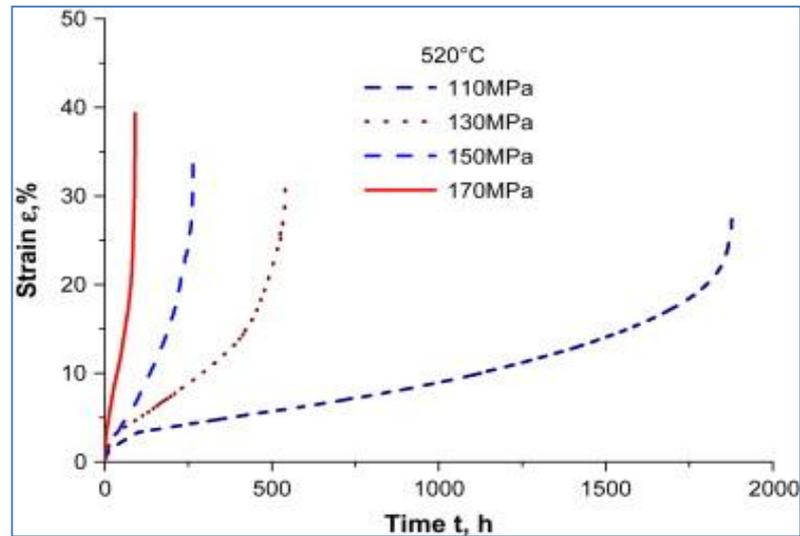


Figure 1.21 : Courbes de fluage à 520 °C et 110-170 MPa [14]

Les distributions de contraintes dans la conduite de cône au moment du service sont présentées dans la figure. 22 (a) et (b), et la distributions des contraintes à temps correspondants sont montrés à la Fig. 22 (c) et (d). La contrainte maximale de Von Mises présentée à 5 nœud tandis, l'effet du fluage sur la répartition des contraintes a ($t = 0$) n'a pas d'effet, et la contrainte maximale est survenue à 595 nœud après une durée de 120 000 h de service, les positions de ces deux éléments sont représentés à la Fig. 22 (a) et (b).

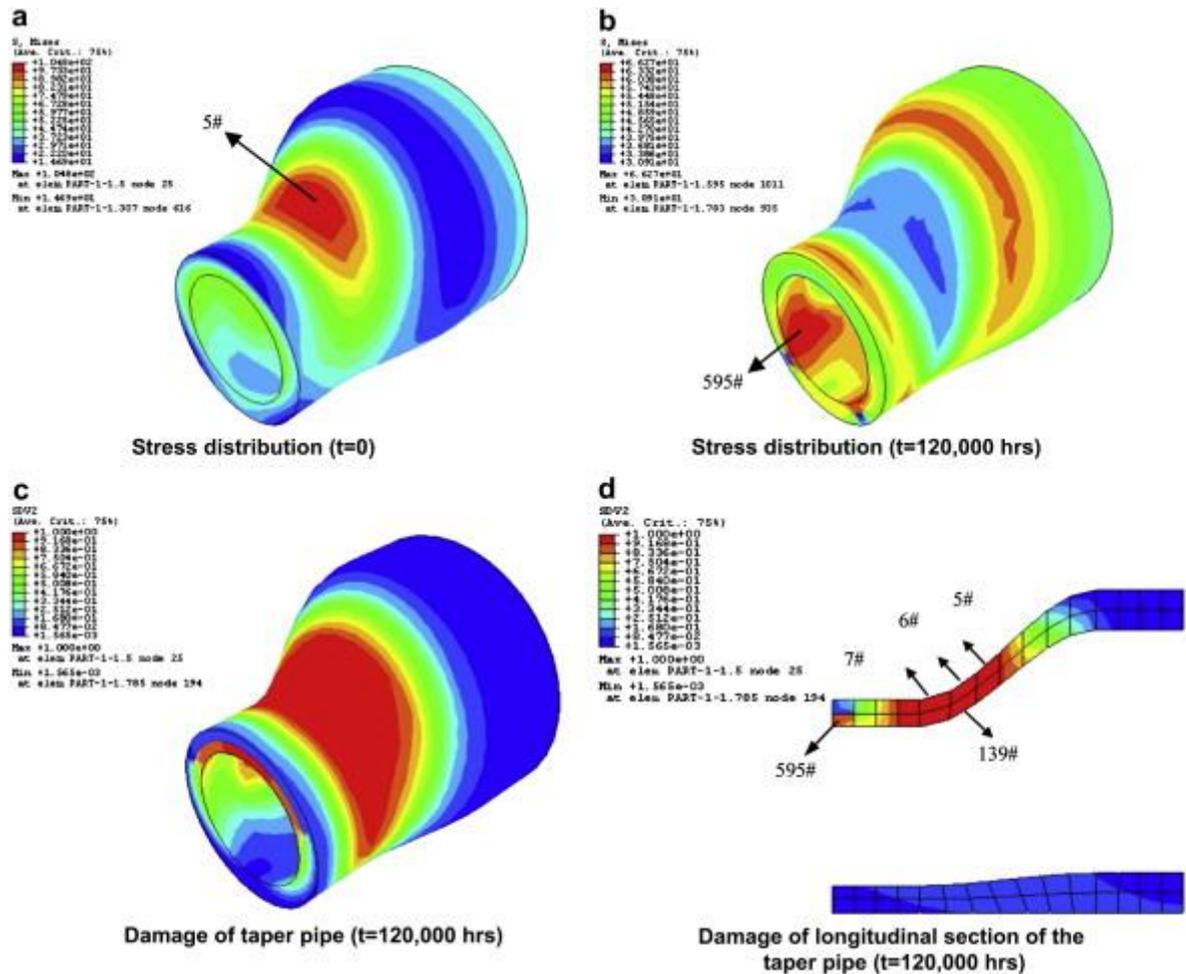


Figure 1.22 : Contraintes et les dommages de la conduite du cône [14]

La contrainte de fluage et la répartition des dommages de tubes à 100.000 h de service ont été obtenus. La position de la valeur maximale des dommages est située à un cintrage de tubes, ce qui est conforme avec l'inspection visuelle. La durée de vie de la canalisation endommagée est comprise entre 30% et 40% de toute la durée de vie. La durée de vie existante des conduites est d'environ 200.000 h, ce qui est conforme avec le résultat de l'examen métallographique.

1.5 Conclusion :

Dans ce chapitre on a présenté des généralités sur les centrales électriques des définitions type de fonctionnement, ainsi leurs principales constitutions aussi on a présenté quelque études bibliographique relatif à des recherche d'endommagement des tube de chaudière dans les central électrique a charbon ces recherche se sont basé plus sur le problème du fluage, la corrosion, la détermination d'épaisseur de la couche d'oxyde avec les contrainte Maximal et l'évolution de la température pendant un service prolongé.

1.6 L'objectif de L'étude :

L'objectif du travail est de déterminer par modélisation numérique les contraintes mécaniques et la distribution des champs de température dans une soudure d'un tube d'échangeur de chaleur d'une centrale électrique.

La recherche de ces contraintes nous permis de prévoir ces fissures afin de prédire dans les autres centrales.

Le problème adopté doit avoir à connaitre la façon de rentrer les données du problème qui sont un plan soumis à la pression de vapeur et de la température des gaz extérieurs.

Un problème de transfert de chaleur et un problème de résistance de contraintes.

CHAPITRE 2

CONTRAINTES MECANIKES ET THERMIQUES

2.1 Introduction :

Différents types de matériaux sont nécessaires pour la conception et l'exploitation des centrales thermiques. Tous les matériaux peuvent connaître des défaillances à cause de forces externes ou internes, comme les contraintes mécaniques et thermiques, ou à cause de phénomènes connexes comme le fluage, la fatigue et l'érosion. Dans ce chapitre, nous allons examiner les principales causes et conséquences de la défaillance mécanique de matériaux courants sur lesquels l'exploitant peut exercer un certain contrôle.

2.2 Contraintes mécaniques et thermiques :

Le terme contrainte, ou stress, est employé couramment aujourd'hui, mais il possède un sens technique bien précis, et il en est de même pour le terme déformation. La déformation est un effet qui résulte de la contrainte. Les définitions de ces termes et d'autres termes connexes sont indiquées ci-après.

2.2.1 Contraintes mécaniques et déformation :

Lorsqu'une charge ou une force est appliquée à un matériau, ce matériau est assujéti à une contrainte définie comme étant la force appliquée sur une unité de surface. (Cette notion nous permet d'ignorer la taille de l'unité tout en examinant les effets de la force sur l'état physique de la pièce). Par exemple, une force externe due à la pesanteur est exercée sur tous les matériaux.

Il existe trois types de contraintes :

- Contrainte de traction qui tend à allonger un matériau.

Exemple : un ressort muni d'un poids attaché à l'une de ses extrémités.

- Contrainte de compression qui tend à comprimer un matériau.
Exemple : un cric d'automobile soumis à une charge.
- Contraintes de cisaillement qui résultent de l'application d'une charge transversale. Exemple : contrainte exercée sur un arbre qui est mal aligné.

La déformation est l'effet résultant de la contrainte. Par exemple, la déformation est souvent mesurée comme étant le % d'allongement ou le changement relatif de longueur d'une pièce sur laquelle une force de traction a été exercée. Dans de nombreux matériaux, les contraintes appliquées peuvent avoir un ou plusieurs des effets suivants, selon l'importance de la contrainte :

- Lorsqu'il est assujéti à une contrainte relativement faible, le matériau subit une déformation élastique, et retourne à son état initial après l'élimination de la contrainte :
- Lorsqu'il est assujéti à des niveaux de contrainte modérés, le matériau atteint sa limite d'élasticité, ou limite apparente d'élasticité et commence à subir une déformation plastique. Il ne retournera pas à son état initial, mais subira une déformation permanente.
- Lorsqu'il est assujéti à des niveaux de contrainte relativement élevés, le matériau connaît une défaillance ou une rupture parce que sa limite conventionnelle de proportionnalité a été dépassée.

2.2.2 Contraintes thermiques et déformation :

Les matériaux subissent également des contraintes à cause des gradients de température. Celles-ci peuvent entraîner des changements dans les dimensions des pièces. Lorsqu'une pièce résiste à un changement de dimensions, il en résulte une contrainte thermique. Les changements dans les dimensions d'une unité peuvent être causés par des contraintes externes ou par des gradients de température internes, ou les deux. Par exemple, une contrainte externe peut être appliquée à une poutre dont les deux extrémités sont coulées dans le béton. Lorsque la poutre est chauffée ou refroidie de manière importante, on observera la présence de contraintes de compression ou de traction.

Dans les cas où survient un gradient de température à l'intérieur du matériau, les forces générées seront internes.

Les parties les plus chaudes du matériau subissent généralement une dilatation plus importante que les parties plus froides, ce qui génère des contraintes de tension dans les parties plus chaudes et des contraintes de compression dans les parties plus froides.

Il arrive parfois, contrairement au cas précité, qu'on observe alors une contrainte thermique réelle. Certains processus sont en cause dans les contraintes thermiques, notamment :

- La dilatation thermique (ou l'allongement), dans la plupart des matériaux, résulte d'une augmentation de la température. L'ampleur de la dilatation dépend du changement de température, de la température elle-même, de la longueur de la pièce et des matériaux qui la compose.
- La dilatation thermique différentielle survient lorsqu'il y a une différence de température ou un gradient entre deux points d'une même pièce en métal. On qualifie cette dilatation de différentielle parce que la plupart des métaux se dilatent lorsque la température augmente. Si l'augmentation (ou la diminution) de température n'est pas la même dans les différentes parties d'une même pièce, ces différentes parties ne subiront pas la même dilatation. Dans ce cas, les contraintes de compression et de traction entraîneront le pliage de la pièce.

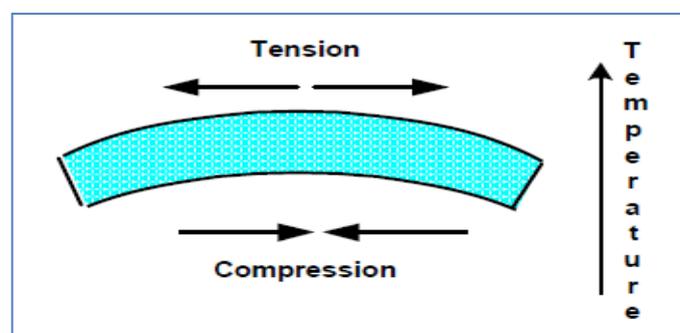


Figure 2.1 : Pliage dû à la dilatation thermique différentielle

- Le choc thermique est une contrainte qui résulte du réchauffement ou du refroidissement rapide d'une pièce. Dans le cas du réchauffement, les contraintes de compression élevées près de la surface de la pièce peuvent causer une fissuration interne alors que dans le cas du refroidissement, des contraintes de traction élevées apparaissant à la surface de la pièce pourraient donner lieu à une fissuration externe.

2.2.3 Contraintes circonférentielles :

La contrainte circonférentielle dans une conduite est une contrainte qui s'oppose à la dilatation de la conduite lorsque le fluide contenu à l'intérieur de la conduite est sous pression. En termes plus techniques, il s'agit de la contrainte à l'intérieur de la paroi d'une conduite qui agit de manière circonférentielle dans un plan perpendiculaire à l'axe longitudinal de la conduite et qui est produite par la pression exercée par le fluide sur la conduite.

2.2.4 Contraintes résiduelles :

Au cours de la fabrication, de l'installation ou de l'entretien, le matériau peut être laissé dans un état tel que des contraintes agissent de manière permanente à l'intérieur du matériau. La contrainte résiduelle est appliquée de manière continue à l'intérieur du matériau durant toute la durée de vie de l'équipement. On peut pratiquer des ouvertures à la perceuse, souder ou plier les pièces pour appliquer des contraintes résiduelles dans un matériau. Une définition plus rigoureuse suivra. La contrainte résiduelle est une tension ou une compression, qui existe dans le substrat du matériau en l'absence de l'application de charges externes (force appliquée, déplacement d'un gradient thermique).

2.2.5 Facteurs causant des contraintes mécaniques ou thermiques dans une pièce

Comme nous l'avons mentionné plus tôt, la plupart des matériaux soumis à une contrainte ont tendance à se déformer de manière réversible (déformation élastique) à des niveaux de contrainte relativement faibles, alors que ceux qui se déforment de manière permanente (déformation plastique) ont généralement été

soumis à des contraintes élevées dépassant leur limite d'élasticité. Ces notions, ainsi lorsque la contrainte augmente (force/surface), le matériau se déforme et subit des déformations plus importantes, jusqu'à ce que le matériau atteigne sa limite d'élasticité. Toute augmentation ultérieure de la contrainte appliquée peut donner lieu à une déformation plastique ou irréversible. À un certain moment, le matériau commence à se fissurer, puis la contrainte diminue.

Tous les matériaux à la surface de la Terre sont assujettis à des contraintes mécaniques causées par la force de gravité. La pesanteur est également responsable des charges de compression sur les supports de machines et du fluage potentiel des grands arbres horizontaux.

D'autres contraintes mécaniques sont exercées dans les machines tournantes à cause de la force centrifuge et des charges appliquées sur les bagues de butée.

Les contraintes thermiques sont causées par le réchauffement ou le refroidissement imputable aux différences de température qui surviennent à cause du flux de chaleur vers l'intérieur ou l'extérieur d'une pièce.

Comme nous l'avons déjà mentionné, les dimensions d'une pièce dépendent de l'élévation de température et augmentent par la même occasion. Il en résulte que la surface de la pièce chauffée se dilate davantage que l'intérieur de la pièce, ce qui crée des contraintes de compression près de la surface et des contraintes de traction et de cisaillement à l'intérieur de la pièce. Bien que les tubes d'échangeurs thermiques soient également soumis à des contraintes thermiques, les effets sont moins importants parce que le gradient de température dans l'échangeur est généralement très faible.

Des contraintes thermiques et mécaniques peuvent résulter d'un changement soudain dans la pression d'un circuit de fluide (gaz ou liquide). La pression est une mesure de la force exercée par un fluide dont l'écoulement est restreint par une surface solide (par exemple, l'eau d'alimentation des générateurs de vapeur ou la vapeur dans une conduite).

À l'intérieur de la conduite qui est exposée à l'atmosphère, la pression manométrique est une mesure des forces de traction exercées par le fluide sur la conduite.

Une chute soudaine de pression peut laisser supposer une rupture de pipeline potentiellement catastrophique. Si l'écoulement du fluide s'arrête soudainement pour une quelconque raison, on observera une augmentation presque instantanée de la pression et de la température du circuit, ce qui pourrait causer une défaillance due aux contraintes mécaniques et thermiques.

2.2.6 Conséquences du dépassement des limites de résistance des matériaux :

Lorsque les matériaux sont soumis à des contraintes qui s'accroissent, les déformations augmentent elles aussi en passant par différentes étapes, où l'effet est réversible, puis irréversible et enfin, où il y a rupture totale. En résumé, une pièce risque de ne plus être utile longtemps avant que la rupture se produise parce que la déformation plastique est irréversible et, par conséquent, la pièce ne reviendra jamais à son état initial.

Avec l'expérience, les concepteurs ont appris à connaître les relations qui existent entre les contraintes, les déformations, la température et les conditions de fonctionnement. Forts de ces connaissances, ils sont en mesure de fixer des limites de résistance afin de permettre le fonctionnement et l'utilisation d'une pièce pendant un temps acceptable. Cependant, le dépassement de la limite de résistance peut entraîner une défaillance prématurée de la pièce, avec toutes les conséquences qui en découlent.

2.2.7 Les vitesses de réchauffement et de refroidissement limitées :

Des contraintes thermiques apparaissent dans un matériau lorsqu'on est en présence de gradients de température et des gradients de température sont générés lorsqu'on chauffe ou que l'on refroidit une pièce.

Comme nous l'avons fait remarquer précédemment, le réchauffement ou le refroidissement rapide d'une pièce génère d'importants gradients de température en raison des vitesses différentielles de dilatation thermique.

Pour éviter une rupture interne ou externe de la pièce, les vitesses de réchauffement et de refroidissement sont conçues pour limiter les différences de température et les déformations qui résultent des contraintes thermiques de manière à les maintenir à des niveaux acceptables.

2.3 Transition ductile-fragile :

2.3.1 Ductilité :

La ductilité est une mesure de la capacité d'un corps à se déformer ou à subir une déformation plastique sous l'effet d'une contrainte de cisaillement ou de traction sans se rompre. La déformation plastique est irréversible. Cela signifie que des changements sont survenus dans la structure fondamentale de la pièce au cours de la déformation. Pour la plupart des matériaux, la ductilité augmente avec la température.

La dureté, ou la résistance d'un matériau à la pénétration d'un objet tranchant est une propriété associée de près à la ductilité. Les matériaux ductiles sont habituellement relativement tendres, et les matériaux durs sont souvent fragiles (manquent de ductilité). Les diamants et l'alundon sont des exemples de matériaux très durs, et le talc est un exemple de matériau très tendre.

Le cuivre, par ailleurs, est un métal relativement ductile, bien qu'il soit tendre. On peut le plier plusieurs fois sans qu'il se rompe mais, comme nous l'a appris l'expérience, s'il est plié trop souvent, il devient écroui puis fragile, et se rompt alors facilement.

La ténacité est une propriété semblable qui combine la ductilité et la résistance. Le cuir est un excellent exemple de matériau ayant une bonne

ténacité. De façon générale, les métaux ductiles ont également une bonne ténacité en général.

2.3.2 Fragilité :

Les métaux fragiles ont une capacité de déformation plastique relativement faible avant la rupture. Cela signifie qu'une pièce fragile soumise à une charge excessive de contraintes peut connaître une défaillance soudaine et potentiellement catastrophique sans allongement initial ou déformation. Moins un métal est ductile, plus il sera fragile.

2.3.3 Température de transition à la ductilité nulle :

Certains métaux, comme les aciers au carbone, de même que certains plastiques subissent une transition plutôt brusque du comportement ductile au comportement fragile lorsque la température baisse.

Une façon de caractériser cette propriété consiste à mesurer l'énergie absorbée par le matériau au point de rupture en fonction de la température.

2.3.4 Différences entre le comportement ductile et la rupture fragile :

Le tableau 2.1 résume les différences entre la rupture fragile et la rupture ductile (précédée par une déformation plastique appréciable) :

De façon générale, la rupture ductile est le mode de défaillance le plus souhaitable parce qu'il est précédé d'une déformation plastique appréciable avant la rupture; cette déformation, si l'on en tient compte, constitue un avertissement précoce à l'effet qu'une rupture est imminente.

Tableau 2.1Caractéristiques de la rupture ductile et de la rupture fragile.

Caractéristiques d'une rupture ductile	Caractéristiques d'une rupture fragile
D'abord, on observe un processus de déformation au cours duquel le matériau se déchire lentement avec une grande dépense d'énergie	Comprend peu ou pas de déformation du matériau.
La propagation de fissures est un processus lent. On observe une déformation plastique importante avant et pendant la propagation des fissures.	La propagation de fissures est rapide (environ 2000 m/s). (La rupture fragile n'est possible que lorsque les fissures se propagent à des vitesses élevées.)
La fissure se propage à travers les grains (propagation transgranulaire) et l'aspect de la fissure est le suivant : elle est grise et fibreuse	La fissure se propage le long des joints de grain (propagation intergranulaire) et confère à la surface de rupture un aspect cristallin brillant ou granulaire

2.4 Fluage :

Le fluage est une déformation permanente ou irréversible, en fonction du temps, d'un matériau soumis à des charges continues. Si la déformation d'un matériau n'est pas gérée adéquatement, des fissures et une rupture permanente pourraient se produire. Voici des exemples de conditions dans lesquelles des métaux sont assujettis à une charge continue :

- Un arbre de turbine stationnaire qui supporte son propre poids (attraction gravitationnelle)
- Les parois d'une cuve ou de conduites, par exemple des tubes de force dans un réacteur CANDU, qui fonctionnent sous pression (force de pression)

- Les aubes d'un rotor de turbine (force centrifuge)
 - Les câbles contenus dans des poutres en béton précontraint (force de traction imposée)
 - Ligne aérienne de transport d'électricité (attraction gravitationnelle) Pour un matériau donné, la vitesse de fluage augmentera dans les conditions suivantes :
- Un accroissement des contraintes appliquées
 - Une élévation de température
 - Un accroissement des flux de neutrons (s'il y a lieu) conjugué à des températures d'utilisation plus élevées.

Habituellement, les dommages causés par une irradiation par les neutrons tendent à durcir le matériau, mais à des températures élevées, l'accroissement de la ductilité en fonction de la température compense largement le processus de durcissement normal dans un champ neutronique.

2.5 Fatigue :

2.5.1 Mécanismes de défaillance dus à la fatigue causée par l'érouissage :

La fatigue est un phénomène associé à l'érouissage des matériaux, et est causée par des charges variables ou répétées qui a pour résultat une fragilité accrue et une durée de vie en service réduite. La fatigue est un phénomène propre aux matériaux ductiles, mais la défaillance finale est rapide et caractéristique de la rupture fragile.

Le temps qui s'écoule avant que survienne une défaillance par fatigue ne peut être prévu avec exactitude, mais on sait que les conditions suivantes donnent lieu à l'érouissage, qui mène à la fatigue :

- Contraintes relativement importantes et variables
- Un nombre suffisamment grand de cycles de contraintes.

La défaillance par rupture due à la fatigue survient souvent lorsque des contraintes relativement faibles sont appliquées, et qu'elles sont de beaucoup inférieures aux charges nominales spécifiées. Les contraintes peuvent être mécaniques, thermiques ou les deux; il peut agir en alternance de contraintes de tension ou de compression, ou simplement d'une alternance entre des valeurs de contraintes élevées et faibles.

Le meilleur moyen d'assurer une durée de vie en service raisonnable pour les pièces soumises à ce genre de contraintes consiste à s'assurer que les égratignures et d'autres imperfections de surface sont enlevées par polissage et, dans la mesure du possible, par traitement thermique, ce qui élimine les déformations internes.

2.6 Erosion :

2.6.1 Défaillance en surface due à l'usure ou à l'érosion des matériaux :

La défaillance en surface est la perte de matière d'une pièce à cause de la corrosion ou de l'usure. Les principales causes et mécanismes mécaniques d'usure seront examinés dans cette partie. Les principales causes de défaillance par usure sont l'abrasion, l'adhésion et l'usure de contact. La défaillance due à l'usure est beaucoup moins problématique si les surfaces sont entièrement lisses.

Malheureusement, même les surfaces les mieux polies possèdent des imperfections microscopiques, avec des points élevés (bosses) et des points plus bas (creux). La charge appliquée n'est pas uniformément répartie mais tend à se concentrer sur les bosses. Cela signifie que les niveaux de contrainte sur les bosses peuvent être importants et dépasser les limites de conception.

La figure illustre trois mécanismes d'abrasion, d'adhésion et d'usure de contact. Les trois mécanismes dépendent du mouvement relatif des surfaces les unes par rapport aux autres.

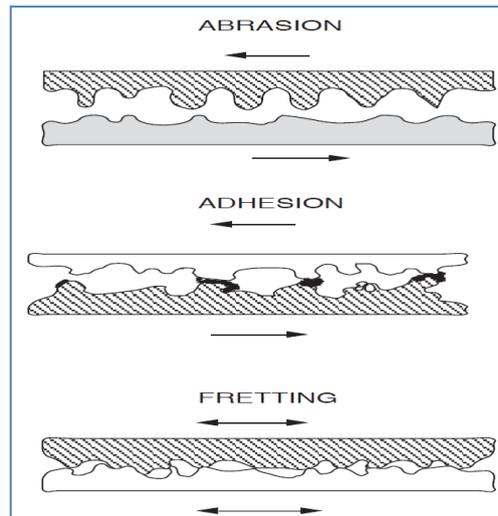


Figure 2.2 : Types d'usure de surface

2.6.2 Abrasion :

L'abrasion est le gougeage microscopique d'une surface plus tendre par les bosses d'une surface plus dure en mouvement, ou par des particules piégées entre des surfaces en mouvement. Les particules peuvent provenir de l'extérieur et avoir été forcées dans le système, ou encore être des morceaux brisés de bosses d'une autre surface.

La filtration de particules dures recueillies dans un lubrifiant en recirculation réduit les effets de l'abrasion sur les joints et les dispositifs d'étanchéité.

Les pièces en mouvement dans des boues et des circuits de gaz/liquides sont également sujettes à l'abrasion. Les joints de conception spéciale et l'entretien régulier sont importants pour réduire au minimum l'abrasion dans ces circuits.

La cavitation provoque également l'érosion des vannes et des pompes. Des contraintes très élevées sont causées lorsque les bulles de vapeur éclatent, ce qui cause d'abord une fragilisation, puis mène à la formation de piqûres de corrosion et de cavités.

2.6.3 Adhésion :

L'adhésion est un processus de défaillance en surface par lequel les bosses des pièces de métal sont fusionnées ou soudées ensemble au niveau microscopique, et où il y a ensuite enlèvement des particules soudées à cause du mouvement relatif des pièces les unes par rapport aux autres.

Les surfaces relativement rugueuses et tendres sont particulièrement sujettes à ce type de défaillance. Pour éviter ce type de défaillance, des périodes de rodage sont spécifiées pour les nouvelles machines ou nouvelles pièces, on évite alors les charges élevées et l'on veille à lubrifier adéquatement les pièces pour s'assurer que la réduction de la rugosité de la surface est bien contrôlée.

2.6.4 Usure de contact :

L'usure de contact est habituellement associée à la corrosion et se produit lorsque des produits de corrosion, comme les oxydes, s'accumulent entre deux surfaces par petits déplacements, suivant un mouvement périodique les unes par rapport aux autres. Les oxydes sont très durs et amplifient le processus d'usure. Ce type de corrosion en surface se produit fréquemment dans les conduites et les échangeurs de chaleur, où même une petite vibration peut lancer le processus d'usure de contact.

2.7 Conclusion :

Dans ce chapitre on a parlé des différents types des contraintes (contraintes mécaniques et thermiques) et leurs impacts sur les propriétés des matériaux afin de les modéliser dans les chapitres qui suivent.

CHAPITRE 3

MODELISATION ET SIMULATION NUMERIQUE

3.1 PRINCIPES DE MODELISATION PAR ELEMENTS FINIS :

3.1.1 Introduction :

La méthode des éléments finis est une technique pour rapprocher les équations différentielles régissant pour un système avec un ensemble d'équations algébriques concernant un nombre limité de variables. Ces méthodes sont populaires parce qu'ils peuvent facilement être programmés.

Les techniques des éléments finis ont été initialement développées pour des problèmes structurels, mais ils ont été étendus à de nombreux problèmes du terrain. Le solide est décomposé en éléments de forme géométrique simple ayant des côtés communs et dont les sommets ou nœuds sont les points d'articulation de plusieurs éléments entre eux. Ces nœuds seront les points d'application des forces intérieures ou extérieures.

L'opération de décomposition est le maillage. Un bon maillage doit faciliter les opérations prévues par un programme d'ordinateur. Il faut donc adopter une méthode systématique de numérotation des éléments et des nœuds.

Les équations ci-dessus utilisés pour montrer la modélisation numérique et de définir les nombres adimensionnels caractéristiques du problème.

Les équations utilisées par COMSOL sont présentées dans ce qui suit

3.1.2 CAS Thermique

3.1.2.1 Tenseur De Conductivité Thermique

Soit $T(x, y, z; t)$ la température au point M de coordonnées (x, y, z) à l'instant t . Si la température dépend du temps, on dit que le régime thermique est variable (ou transitoire). Dans le cas contraire, on dit qu'il est permanent (ou stationnaire).

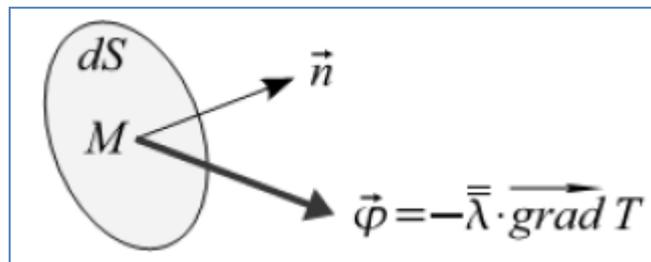


Figure 3.1 : Le vecteur de densité de flux

Considérons en un point M un élément de surface dS infiniment petit. Soit \vec{n} un vecteur unitaire et normal à dS . La puissance thermique (quantité de chaleur par unité de temps) qui traverse dS dans le sens de \vec{n} est égale :

$$d\phi = \vec{n} \cdot (-\vec{\lambda} \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T) dS = \vec{n} \cdot \vec{\phi} \cdot dS \quad 3.1$$

Où le tenseur de conductivité thermique du matériau λ a pour représentation matricielle dans le repère orthonormé $\{x, y, z\}$:

$$[\lambda] = \begin{bmatrix} \lambda_{xx} & \lambda_{xy} & \lambda_{xz} \\ & \lambda_{yy} & \lambda_{yz} \\ \text{sym.} & & \lambda_{zz} \end{bmatrix} \quad 3.2$$

Remarque :

Le vecteur de densité de flux et le gradient thermique ne sont pas nécessairement colinéaires.

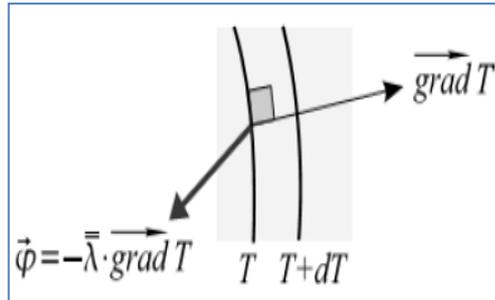


Figure 3.2 : Matériau anisotrope

Si le matériau est isotrope, la matrice de conductivité se réduit à :

$$[\lambda] = \lambda \begin{bmatrix} 1 & & \\ & 1 & \\ & & 1 \end{bmatrix} \quad 3.3$$

Le vecteur de densité de flux et le gradient thermique sont colinéaires

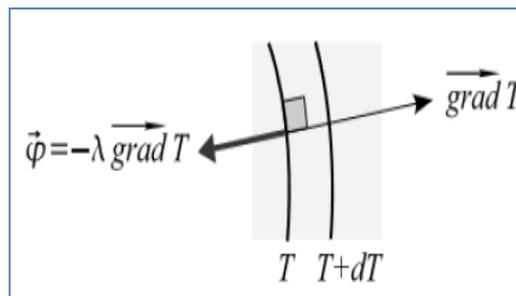


Figure 3.3 : Matériau isotrope

3.1.2.2. Bilan Thermique :

3.1.2.2.1 Equation de chaleur :

Soit v une partie quelconque de V limitée par la surface s .

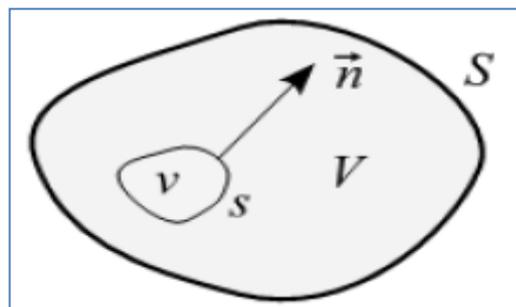


Figure 3.4 : Bilan thermique

La puissance thermique stockée dans v est égale à la somme de la puissance thermique q générée par les sources volumiques contenues dans V et de la puissance thermique reçue sous forme de flux à travers la surface S :

$$\int \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dv = \int q dv + \int -\vec{n} \cdot (-\bar{\lambda} \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T) dS \quad 3.4$$

Le domaine v étant arbitraire, on en déduit : en tout point du solide

$$\rho c_p \dot{T} - \text{div}(\bar{\lambda} \cdot \text{grad } T) - q = 0 \quad 3.5$$

Pour un matériau homogène et isotrope, l'équation (3.5) s'écrit dans le repère orthonormé

{x, y, z} :

$$\rho c_p \dot{T} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + q \quad 3.6$$

Ou :

$$\dot{T} = \frac{dT}{dt} \quad 3.7$$

3.1.2.3 Forme discrétisée d'éléments finis :

La solution analytique de l'équation (3.6) est en général inaccessible. On est donc conduit à chercher une solution approchée par une méthode numérique : la méthode des éléments finis. Cette méthode est un cas particulier de la méthode de Galerkin : le champ de températures et les fonctions test appartiennent au même espace de dimension finie.

Le domaine V est décomposé en sous domaines V_e de forme géométrique simple (les éléments) reliés entre eux en des points appelés nœuds. Cette opération s'appelle maillage

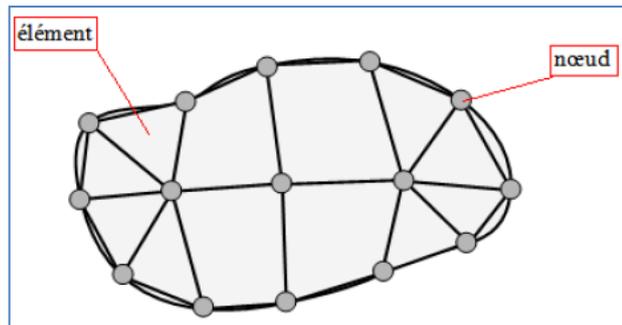


Figure 3.5 : Domaine plan discrétisé en 12 élément reliés entre eux par 15 nœuds

3.1.2.4 Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures :

Le champ de températures $T(x, y, z; t)$ dans l'élément (e) a pour expression

$$T^e(x, y, z; t) = [N_1^e(x, y, z) \dots N_i^e(x, y, z) \dots N_{n^e}^e(x, y, z)] \begin{Bmatrix} T_1^e(t) \\ \vdots \\ T_i^e(t) \\ \vdots \\ T_{n^e}^e(t) \end{Bmatrix} \quad 3.8$$

$$T^e(x, y, z; t) = [N^e(x, y, z)] \{T^e(t)\} \quad 3.9$$

Ou :

- n^e est le nombre de nœuds de l'élément.
- les fonctions $N_i^e(x, y, z)$ sont les fonctions d'interpolation élémentaires
- la matrice $N^e(x, y, z)$ est la matrice d'interpolation élémentaire
- le vecteur $\{T^e(t)\}$ regroupe les températures des nœuds de l'élément (e)

3.1.2.5 Représentation globale du champ de températures :

Le champ de températures $T(x, y, z; t)$ a pour expression sur l'ensemble du domaine V :

$$T(x, y, z; t) = [N_1(x, y, z) \dots N_i(x, y, z) \dots N_n(x, y, z)] \begin{Bmatrix} T_1(t) \\ \vdots \\ T_i(t) \\ \vdots \\ T_n(t) \end{Bmatrix} \quad 3.10$$

$$T(x, y, z; t) = [N(x, y, z)]\{T(t)\} \quad 3.11$$

Ou :

- n est le nombre de nœuds du maillage.
- les fonctions $N_i(x, y, z)$ sont les fonctions d'interpolation (ou fonction de forme)
- la matrice $[N(x, y, z)]$ est la matrice d'interpolation
- $\{T(t)\}$ est le vecteur des températures nodales

Les fonctions d'interpolation vérifient les relations :

$$N_i^e(x_j, y_j, z_j) = \delta_{ij} \quad N_i(x_j, y_j, z_j) = \delta_{ij} \quad \forall i, j \quad 3.12$$

Ou (x_j, y_j, z_j) son les coordonnées du nœud j

3.1.2.6 Discrétisation de la forme intégrale faible :

De l'expression du champ de températures T sur le domaine :

$$T = [N]\{T\} \quad 3.13$$

Et

$$\{grad T\} = [B]\{T\} \quad avec \quad [B] = [\{B_1\} \dots \{B_i\} \dots \{B_n\}] \quad 3.14$$

Ou $\{B_i\}$ dépend du problème traité (spatial, plan, axisymétrique...) pour un problème spatial

, $\{B_i\}$ s'écrit dans le repère orthonormé $\{x, y, z\}$

$$\{B_i\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \\ \frac{\partial N_i}{\partial z} \end{Bmatrix} \quad 3.15$$

De même :

$$T^* = [N] \{T^*\} = \{T^*\}^T [N]^T \quad 3.16$$

et

$$\{grad T^*\} = [B] \{T^*\} \quad 3.17$$

$$\{grad T^*\}^T = \{T^*\}^T [B]^T \quad 3.18$$

En portant ces relations dans l'équation (3.5), il vient :

$$\{T^*\}^T ([C] \{\dot{T}\} + [K] \{T\} - \{F\}) = 0 \quad 3.19$$

$$[K] = \int_v [B]^T [\lambda] [B] dv + \int_s h [N]^T [N] ds \quad 3.20$$

Ou :

$[C]$ est la matrice de capacité thermique [J/C°]

$[K]$ est la matrice de conductivité thermique [$W/m^\circ C$]

$\{F\}$ est le vecteur des flux nodaux [W]

$\{T\}$ est le vecteur des températures nodales [$^\circ C$]

3.1.3 CAS Mécanique :

3.1.3.1 Tenseur des contraintes:

L'état de contrainte en un point A (figure 3.6) est caractérisé par le tenseur des contraintes. C'est un tenseur du second ordre symétrique. Dans une base orthonormée il est représenté par la matrice des contraintes, noté σ_{ij} qui s'écrit :

$$\sigma_{ij} = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{12} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \sigma_{13} & \sigma_{23} & \sigma_{33} \end{bmatrix} \quad 3.21$$

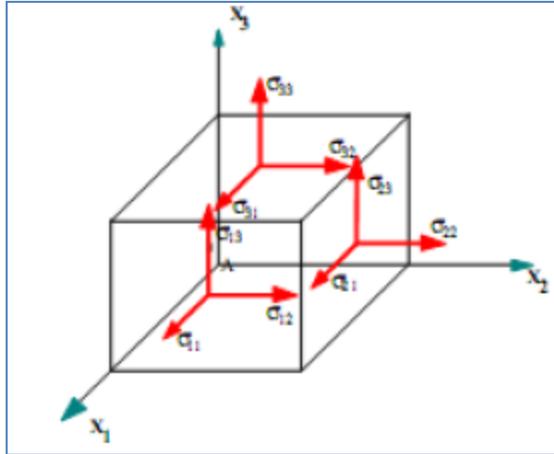


Figure 3.6 : Contraintes autour du point A

Par définition le tenseur des contraintes σ_{ij} est symétrique c.à.d.

$$\sigma_{21} = \sigma_{12} \quad \sigma_{31} = \sigma_{13} \quad \sigma_{32} = \sigma_{23} \quad 3.22$$

$$\sigma(A) = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \cdot & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \text{Sym} & \cdot & \sigma_{33} \end{bmatrix} \quad 3.23$$

Dans cette notation du tenseur des contraintes, le premier indice (i) indique la direction de la normale à la facette, le deuxième (j) : la direction de la contrainte

3.1.3.2 Vecteur de contrainte :

Soit un point A d'un solide, et une direction repérée par un vecteur \vec{n} (normale extérieure à la matière). Soit une facette infiniment petite d'aire dS de normale.

Le vecteur contrainte au point A suivant la direction \vec{n} s'écrit :

$$\vec{T}(A, \vec{n}) = \bar{\sigma}(A)\vec{n} \quad 3.24$$

Soit :

$$\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{12} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \sigma_{13} & \sigma_{23} & \sigma_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n_1 \\ n_2 \\ n_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_{11}n_1 + \sigma_{12}n_2 + \sigma_{13}n_3 \\ \sigma_{12}n_1 + \sigma_{22}n_2 + \sigma_{23}n_3 \\ \sigma_{13}n_1 + \sigma_{23}n_2 + \sigma_{33}n_3 \end{bmatrix} \quad 3.25$$

3.1.3.3 Contrainte normale et tangentielle :

Le vecteur de contrainte en un point A et pour la direction \vec{n} (figure 3.7) peut être projeté :

- sur la normale, on obtient la contrainte normale :

$$\sigma = \vec{T}(A, \vec{n}) \cdot \vec{n} = \vec{n}^T \bar{\sigma}(A) \vec{n} \quad 3.26$$

$$\sigma = [n_1 \quad n_2 \quad n_3] \begin{bmatrix} \sigma_{11}n_1 + \sigma_{12}n_2 + \sigma_{13}n_3 \\ \sigma_{12}n_1 + \sigma_{22}n_2 + \sigma_{23}n_3 \\ \sigma_{13}n_1 + \sigma_{23}n_2 + \sigma_{33}n_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_1(\sigma_{11}n_1 + \sigma_{12}n_2 + \sigma_{13}n_3) \\ n_2(\sigma_{12}n_1 + \sigma_{22}n_2 + \sigma_{23}n_3) \\ n_3(\sigma_{13}n_1 + \sigma_{23}n_2 + \sigma_{33}n_3) \end{bmatrix} \quad 3.27$$

- sur le plan tangent, on obtient la contrainte tangentielle τ telle que:

$$\tau^2 = |T(A, n)|^2 - \sigma^2 \quad 3.28$$

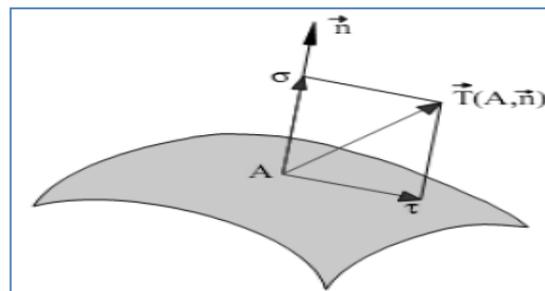


Figure 3.7 : Contrainte normale σ et tangentielle τ en un point A

Les contraintes normale et tangentielle sont d'une grande importance en mécanique des milieux continus. Elles permettent en particulier de définir les conditions aux limites en pression (contrainte normale sur une face).

3.1.3.4 Contraintes principales et directions principales :

Mathématiquement on démontre : le tenseur des contraintes étant réel symétrique, il est diagonalisable, c'est à dire qu'il existe un réel σ_i et une direction \vec{X}_i telle que:

$$\bar{\sigma}(A)\vec{X} = \sigma_i\vec{X}_i \quad 3.29$$

- les trois valeurs propres σ_i sont réelles (distinctes ou confondues) ;
- si les trois valeurs propres sont distinctes, les vecteurs propres correspondants X_i sont orthogonaux.

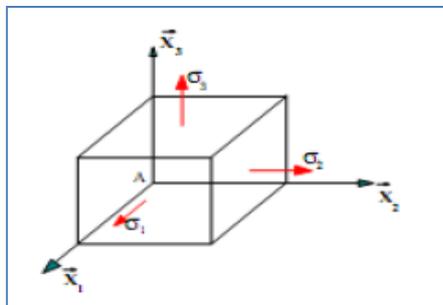


Figure 3.8 : Contraintes principales autour du point A

Traduction mécanique : si les trois contraintes principales σ_1 , σ_2 et σ_3 sont distinctes, il existe trois directions principales orthogonales correspondantes \vec{X}_1 , \vec{X}_2 et \vec{X}_3 .

Ainsi pour une telle direction \vec{X}_i le vecteur contrainte :

$$T(A, \vec{X}_i) = \sigma_i \vec{X}_i \quad 3.30$$

, est colinéaire à la direction \vec{X}_i

En d'autres termes, la contrainte tangentielle pour cette direction est nulle. Dans cette direction on a donc affaire, soit à une sollicitation de traction ($\sigma_i > 0$), soit à une sollicitation de compression ($\sigma_i < 0$).

Dans le repère principal la matrice des contraintes s'écrit alors :

$$\bar{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_1 & & \\ & \sigma_2 & \\ & & \sigma_3 \end{bmatrix}_{(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \bar{x}_3)} \quad 3.31$$

3.1.3.5 Déplacements - Déformations :

3.1.3.6 Champ des déplacements :

Sous l'effet des efforts, la structure se déforme. Un point A de coordonnées (x_1, x_2, x_3) appartenant à la structure se déplace sous le chargement. Son déplacement est caractérisé par le vecteur déplacement :

$$\vec{U}(A) = u_1(x_1, x_2, x_3)\vec{X}_1 + u_2(x_1, x_2, x_3)\vec{X}_2 + u_3(x_1, x_2, x_3)\vec{X}_3 \quad 3.32$$

Comme on est en théorie des petites perturbations, les composantes u_1, u_2 et u_3 sont "petites"

3.1.3.7 Tenseur des déformations :

On se place ici dans le cas des petites déformations. On démontre que l'état de déformation au voisinage d'un point A est caractérisé par le tenseur des déformations. C'est un tenseur du second ordre symétrique qui se déduit du champ des déplacements par la relation :

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad 3.33$$

$$\varepsilon_{11} = \frac{\partial u_1}{\partial x_1} \quad \varepsilon_{12} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_1}{\partial x_2} + \frac{\partial u_2}{\partial x_1} \right) \quad \varepsilon_{13} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_1}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_1} \right)$$

$$\varepsilon_{22} = \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \quad \varepsilon_{33} = \frac{\partial u_3}{\partial x_3} \quad \varepsilon_{23} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_2}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_2} \right)$$

Le tenseur des déformations s'écrit sous la forme matricielle suivante :

$$\varepsilon_{ij} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} & \varepsilon_{12} & \varepsilon_{13} \\ \varepsilon_{12} & \varepsilon_{22} & \varepsilon_{23} \\ \varepsilon_{13} & \varepsilon_{23} & \varepsilon_{33} \end{bmatrix} \quad 3.34$$

Par définition le tenseur des déformations ε_{ij} est symétrique c.à.d.

$$\varepsilon(A) = \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} & \varepsilon_{12} & \varepsilon_{13} \\ \cdot & \varepsilon_{22} & \varepsilon_{11} \\ Sym & \cdot & \varepsilon_{33} \end{bmatrix} \quad 3.35$$

3.1.3.8 Déformations principales et directions principales :

De même que pour le tenseur des contraintes, le tenseur des déformations étant réel symétrique, il est diagonalisable, c'est à dire qu'il existe un réel ε_i et une direction \vec{X}_i telle que :

$$\bar{\varepsilon}(A)\vec{X} = \varepsilon_i\vec{X}_i \quad 3.36$$

Ainsi dans une telle direction \vec{X}_i il n'y a pas de glissement mais seulement un allongement.

Dans le repère principal en A, la matrice des déformations s'écrit alors :

$$\bar{\varepsilon}(A) = \begin{bmatrix} \varepsilon_1 & & \\ & \varepsilon_2 & \\ & & \varepsilon_3 \end{bmatrix}_{(\vec{X}_1, \vec{X}_2, \vec{X}_3)} \quad 3.37$$

3.1.4 Loi de comportement :

La linéarité de la loi de comportement de l'élasticité se traduit par la linéarité de la loi qui relie tenseur des contraintes et tenseur des déformations.

Soit en notation indicielle :

$$\sigma_{ij} = \lambda \varepsilon_{kk} \delta_{ij} + 2G \varepsilon_{ij} \quad 3.38$$

δ_{ij} est le tenseur de Kronecker $\delta_{ij} = 1$ si $i = j$, $\delta_{ij} = 0$ si $i \neq j$

Dans certains manuels on note G : μ

λ et G sont les coefficients de Lamé, constants pour un matériau donné.
 $\varepsilon_{kk} = \varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33}$, est le premier invariant du tenseur des déformations
 Inversement, on peut exprimer le tenseur des déformations à partir de celui des contraintes :

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1 + \nu}{E} \sigma_{ij} - \frac{\nu}{E} \sigma_{kk} \delta_{ij} \quad 3.39$$

Dans cette relation E est le module de Young et ν le coefficient de Poisson, constants pour un matériau donné. $\sigma_{kk} = \sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33}$, est le premier invariant du tenseur des contraintes

Les relations entre les différents coefficients d'élasticité sont les suivantes :

$$\lambda = \frac{E\nu}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \quad G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad 3.40$$

3.1.5 Matrice de Rigidité :

La relation d'élasticité linéaire est décrite par la loi de Hooke généralisée :

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \varepsilon_{kl} \quad 3.41$$

Elle s'écrit sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \tau_{23} \\ \tau_{13} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{14} & C_{24} & C_{34} & C_{44} & C_{45} & C_{46} \\ C_{15} & C_{25} & C_{35} & C_{45} & C_{55} & C_{56} \\ C_{16} & C_{26} & C_{36} & C_{46} & C_{56} & C_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad 3.42$$

$C_{ijkl} = C_{klij}$, quand l'énergie de déformation est considérée

D'où : $C = C_{ij}$ est la matrice de Rigidité symétrique de 21 composantes indépendantes

3.1.6 Matrice de Souplesse (ou de complaisance) :

La relation d'élasticité linéaire 3.41 peut être écrite sous la forme inverse, comme :

$$\varepsilon_{ij} = S_{ijkl} \sigma_{kl} \quad 3.43$$

La matrice S est la matrice inverse de la matrice de rigidité C, et s'écrit dans le cas général comme suit :

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & S_{14} & S_{15} & S_{16} \\ S_{12} & S_{22} & S_{23} & S_{24} & S_{25} & S_{26} \\ S_{13} & S_{23} & S_{33} & S_{34} & S_{35} & S_{36} \\ S_{14} & S_{24} & S_{34} & S_{44} & S_{45} & S_{46} \\ S_{15} & S_{25} & S_{35} & S_{45} & S_{55} & S_{56} \\ S_{16} & S_{26} & S_{36} & S_{46} & S_{56} & S_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \tau_{23} \\ \tau_{13} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} \quad 3.44$$

Avec :

$$[S] = [C]^{-1} \quad 3.45$$

Les coefficients S_{ij} sont appelés constantes de souplesse ou de complaisance.

3.1.7 Matériaux Anisotropes :

Un matériau Anisotropes est un matériau qui possède un seul plan de symétrie. La forme de la matrice de rigidité (ou de souplesse) doit être telle qu'un changement de base effectué par symétrie par rapport à ce plan ne modifie pas la matrice.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \tau_{23} \\ \tau_{13} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & C_{16} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & C_{26} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & C_{36} \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & C_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{45} & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad 3.46$$

La matrice de souplesse a la même forme. Le nombre de constantes d'élasticité indépendantes est réduit à 13.

3.1.8 Matériau orthotrope :

Un matériau orthotrope possède trois plans de symétrie, perpendiculaires deux à deux. Il est à noter que l'existence de deux plans de symétrie perpendiculaires implique l'existence du troisième, la forme de la matrice de rigidité est donc obtenue en ajoutant au matériau monoclinique un plan de symétrie perpendiculaire au précédent. L'invariance de la matrice dans un changement de base effectué par symétrie par rapport à ce deuxième plan conduit à une relation d'élasticité linéaire de la forme :

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \tau_{23} \\ \tau_{13} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad 3.47$$

La matrice de souplesse a la même forme. Le nombre de constantes d'élasticité indépendantes est réduit à 9.

3.1.9 Matériaux Isotropes :

Un matériau est dit isotrope si ses propriétés sont indépendantes du choix de ses axes de référence. Les matériaux usuels ou bien classiques (excepté le bois) répondent généralement à cette modélisation établie à l'échelle macroscopique.

Il n'existe alors pas de directions privilégiés ou plans de symétrie, et la matrice de rigidité (ou de souplesse) doit être invariante dans tout changement de bases orthonormées.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \tau_{23} \\ \tau_{13} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{12} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{11} & C_{12} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{12} & C_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad 3.48$$

3.2 Elasticité et thermo-élasticité :

3.2.1 Déformations thermo-élastiques :

Un incrément de déformation dans un solide peut résulter d'un changement de contrainte ou d'un changement de température imposé au système.

L'origine physique de ces deux modes de déformation a été décrite dans la sous-section précédente.

Nous pouvons écrire de façon générale que

$$d\varepsilon = \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \sigma}\right)_T d\sigma + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial T}\right)_\sigma dT \quad 3.49$$

$d\varepsilon$ Thermique + $d\varepsilon$ Mécanique

Cette relation est écrite sous forme tensorielle. Ainsi rien n'empêche qu'une contrainte appliquée dans une direction puisse générer des composantes de déformations à la fois d'élongation et de cisaillement toutes non-nulles.

De même, dans le cas général, un incrément de température peut générer à la fois une élongation dans toutes les directions (dilatation) mais également des cisaillements. Les paramètres $\left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \sigma}\right)_T$ et $\left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial T}\right)_\sigma$ peuvent être dérivés à partir des relations qui existent entre la déformation et la contrainte ou entre la déformation et la température.

De façon générale ces paramètres peuvent varier avec la déformation et ne sont pas nécessairement des constantes.

Les paramètres $\left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \sigma}\right)_T$ appelées coefficients de souplesse,

3.2.2 Elasticité :

L'expression 3.49 a été écrite de manière très générale.

Dans la pratique, heureusement, le problème consistant à relier contraintes et déformations dans le domaine élastique peut être fortement simplifié.

Tout d'abord, les déformations élastiques dans la plupart des solides usuels restent petites, le plus souvent inférieures à 1%.

La raison est associée à l'apparition de mécanismes irréversibles comme la plasticité ou l'endommagement, qui tendent à relaxer fortement les contraintes.

Ensuite, les 81 coefficients $\left(\frac{\partial \varepsilon^{el}}{\partial \sigma}\right)_T$ ne sont pas tous indépendants.

Utilisons les notations suivantes pour les constantes de rigidité élastiques :

$$C_{ijkl} = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial \varepsilon_{kl}^{el}} \quad 3.50$$

Tandis que les constantes de souplesse sont définies par :

$$S_{ijkl} = \frac{\partial \varepsilon_{ij}^{el}}{\partial \sigma_{kl}} \quad 3.51$$

, ce qui donne

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \varepsilon_{kl}^{el} \quad \text{et} \quad \varepsilon_{ij}^{el} = S_{ijkl} \sigma_{kl} \quad 3.52$$

D'abord, la symétrie des tenseurs de contrainte et de déformation, c.à.d. $\sigma_{ij} = \sigma_{ji}$ et $\varepsilon_{ij}^{el} = \varepsilon_{ji}^{el}$ (de par le principe de conservation du moment de la quantité de mouvement) impose que $C_{ijkl} = C_{ijlk} = C_{jikl}$ ce qui réduit le nombre de constantes indépendantes à 36.

3.2.3 Elasticité isotrope :

Une grande part des matériaux « industriels » sont des poly cristaux, c.à.d. des arrangements plus ou moins aléatoires de cristaux.

La réponse élastique des polycristaux sera une réponse moyenne de celles des cristaux, indépendantes de la direction de sollicitation.

Dans le cas élastique, deux constantes élastiques suffisent :

Le module de Young E et le coefficient de Poisson ν , Plus précisément, la matrice des constantes élastiques s'écrit pour un matériau Isotrope

$$[C_{ij}] = \begin{bmatrix} \lambda + 2\mu & \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda + 2\mu & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \end{bmatrix} \quad 3.53$$

Ou les constantes λ et μ appelées constantes de lamé sont liées à E et ν Par

$$\lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad , \quad \mu = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad 3.54$$

$$\text{Donc : } \{\sigma\} = [C] \{\varepsilon_{el}\}$$

$$\{\sigma\} = \text{vecteur de contrainte} = [\sigma_x \ \sigma_y \ \sigma_z \ \sigma_{yz} \ \sigma_{zx} \ \sigma_{xy}]^T \quad 3.55$$

$$\{\varepsilon_{el}\} = \text{vecteur de deformation elastique} = [\varepsilon_x \ \varepsilon_y \ \varepsilon_z \ \varepsilon_{yz} \ \varepsilon_{zx} \ \varepsilon_{xy}]^T \quad 3.56$$

$$[C] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (1-2\nu)/2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (1-2\nu)/2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (1-2\nu)/2 \end{bmatrix} \quad 3.57$$

Maintenant, dans le cas d'un état de contrainte quelconque, les déformations élastiques sont liées aux contraintes par la loi de Hooke complète

$$\{\varepsilon_{el}\} = [C]^{-1}\{\sigma\} \quad 3.58$$

$$[C]^{-1} = [S] = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1 & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \quad 3.59$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_x^{el} = \frac{1}{E} (\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)) \\ \varepsilon_y^{el} = \frac{1}{E} (\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)) \\ \varepsilon_z^{el} = \frac{1}{E} (\sigma_z - \nu(\sigma_y + \sigma_x)) \\ \varepsilon_{xy}^{el} = \frac{2(1+\nu)}{E} \sigma_{xy} \\ \varepsilon_{yz}^{el} = \frac{2(1+\nu)}{E} \sigma_{yz} \\ \varepsilon_{xz}^{el} = \frac{2(1+\nu)}{E} \sigma_{xz} \end{array} \right. \quad 3.60$$

La loi de Hooke permet également d'évaluer les contraintes à partir de déformations

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_x = \frac{E}{h} [(1 - \nu^2)\varepsilon_x + (\nu + \nu^2)(\varepsilon_y + \varepsilon_z)] \\ \sigma_y = \frac{E}{h} [(1 - \nu^2)\varepsilon_y + (\nu + \nu^2)(\varepsilon_x + \varepsilon_z)] \\ \sigma_z = \frac{E}{h} [(1 - \nu^2)\varepsilon_z + (\nu + \nu^2)(\varepsilon_x + \varepsilon_y)] \\ \sigma_{xy} = G_{xy}\varepsilon_{xy} \\ \sigma_{yz} = G_{yz}\varepsilon_{yz} \\ \sigma_{xz} = G_{xz}\varepsilon_{xz} \end{array} \right. \quad 3.61$$

$$G_{xy} = G_{yz} = G_{xz} = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad 3.62$$

$$h = -2\nu^3 - 3\nu^2 + 1 \quad 3.63$$

3.2.4 Déformation thermique et thermo-élasticité isotrope :

Des déformations peuvent causées également par un changement de température.

Dans le cas isotrope et en l'absence de contrainte, on a

$$\varepsilon_x^{th} = \varepsilon_y^{th} = \varepsilon_z^{th} = \alpha\Delta T \quad 3.64$$

Où $\alpha = \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial T}\right)_\sigma$ est le coefficient de dilatation thermique linéaire et ΔT correspond au changement de température.

Dans la plupart des structures cristallines, un changement de température n'induit aucun cisaillement (les exceptions sont les symétries monocliniques et tricliniques).

Dans la plupart des matériaux, α est positif. La seule exception est fournie par les élastomères.

Pour le cas de 3D, le vecteur de déformation thermique est:

$$\{\varepsilon_{th}\} = \Delta T [\alpha_x \ \alpha_y \ \alpha_z \ 0 \ 0 \ 0]^T \quad 3.65$$

$$\Delta T = T - T_{ref} \quad 3.66$$

T : température actuelle à l'endroit en question

T_{ref} : Température de référence (étant la température à laquelle on considère que

$$\varepsilon_{th}(T_{ref}) = 0 \quad 3.67$$

Lorsque sont imposés à la fois une contrainte et un changement de température, la déformation totale

$$\{\varepsilon_{tot}\} = \{\varepsilon_{el}\} + \{\varepsilon_{th}\} \quad 3.68$$

, est la somme d'une déformation élastique et d'une déformation thermique (auxquelles peut encore s'ajouter une déformation plastique si la limite d'élasticité est dépassée, ainsi que des déformations piézoélectriques en présence d'un champ électrique ou ferromagnétiques en présence d'un champ magnétique).

La loi de Hooke complète (valable seulement dans le cas de déformations thermo-élastiques) s'écrit alors :

$$\{\varepsilon_{tot}\} = \{\varepsilon_{th}\} + [C]^{-1}\{\sigma\} \quad 3.69$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_x = \alpha \Delta T + \frac{1}{E} (\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)) \\ \varepsilon_y = \alpha \Delta T + \frac{1}{E} (\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)) \\ \varepsilon_z = \alpha \Delta T + \frac{1}{E} (\sigma_z - \nu(\sigma_y + \sigma_x)) \\ \varepsilon_{xy} = \frac{1 + \nu}{E} \sigma_{xy} \\ \varepsilon_{yz} = \frac{1 + \nu}{E} \sigma_{yz} \\ \varepsilon_{xz} = \frac{1 + \nu}{E} \sigma_{xz} \end{array} \right. \quad 3.70$$

La loi de Hooke permet également d'évaluer les contraintes à partir de déformations

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_x = \frac{E}{h} [(1 - \nu^2)(\varepsilon_x - \alpha\Delta T) + (\nu + \nu^2)(\varepsilon_y + \varepsilon_z - 2\alpha\Delta T)] \\ \sigma_y = \frac{E}{h} [(1 - \nu^2)(\varepsilon_y - \alpha\Delta T) + (\nu + \nu^2)(\varepsilon_x + \varepsilon_z - 2\alpha\Delta T)] \\ \sigma_z = \frac{E}{h} [(1 - \nu^2)(\varepsilon_z - \alpha\Delta T) + (\nu + \nu^2)(\varepsilon_x + \varepsilon_y - 2\alpha\Delta T)] \\ \sigma_{xy} = G_{xy}\varepsilon_{xy} \\ \sigma_{yz} = G_{yz}\varepsilon_{yz} \\ \sigma_{xz} = G_{xz}\varepsilon_{xz} \end{array} \right. \quad 3.71$$

$$G_{xy} = G_{yz} = G_{xz} = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad h = -2\nu^3 - 3\nu^2 + 1 \quad 3.72$$

Les contraintes d'origine thermique, abusivement appelée parfois « contraintes thermiques », viennent de ce qu'un matériau soumis à un changement de température est contraint de façon telle qu'il ne puisse se déformer librement. Dans ce cas, la déformation thermique est compensée par une déformation élastique.

C'est donc bien la déformation élastique (qui correspond à un déplacement des atomes par rapport à leur position d'équilibre, laquelle a changé avec la température) qui est à l'origine de la contrainte, ce n'est qu'indirectement que le changement de température induit une contrainte.

Un objet libre, se déforme sous l'effet d'un changement de température, sans qu'aucune contrainte n'apparaisse.

3.2.5 Analyse élasto-plastique d'un tube cylindrique sous pression interne :

Pour les corps cylindriques épais, soumis uniquement à des contraintes internes radiales, la théorie de l'état plan de contrainte est appliquée ; et les équations d'équilibre en coordonnées cylindriques sont données par :

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_{r\theta}}{\partial \theta} + \frac{\partial \sigma_{rz}}{\partial z} + \frac{1}{r} (\sigma_r - \sigma_\theta) + F_r = 0 \\ \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial \sigma_{r\theta}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{\theta z}}{\partial z} + \frac{2\sigma_{r\theta}}{r} + F_\theta = 0 \\ \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \sigma_{rz}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_{\theta z}}{\partial \theta} + \frac{1}{r} \sigma_{rz} + F_z = 0 \end{cases} \quad 3.73$$

Dans le cas axisymétrique et en négligeant les forces de masses \vec{F} la première équation d'équilibre devient :

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{1}{r} (\sigma_r - \sigma_\theta) = 0 \quad 3.74$$

Pour déterminer la pression critique dans le cylindre on applique le critère de Tresca, comme critère de la limite élastique [13] qui stipule que : $\sigma_\theta > \sigma_z > \sigma_r$

Avec :

$$(\sigma_\theta - \sigma_r) = \sigma_0 > 0 \quad 3.75$$

En substituant chaque contrainte par sa valeur respective on obtient :

$$\sigma_\theta - \sigma_r = \frac{2p \left(\frac{b^2}{r^2} \right)}{\left(\frac{b^2}{a^2} - 1 \right)} = \sigma_0 \quad 3.76$$

La variation croissante de la pression à l'intérieure du cylindre nous permet de constater le premier point de plasticité où $r = a$ lorsque la pression p atteint sa valeur limite d'élasticité. p_{lim} . A partir de cette valeur, une zone de plasticité totale de rayon (c) se développe en fonction de l'augmentation de la pression interne dans le cylindre d'où l'apparition d'une zone plastique et une autre zone élastique (figure 3.9).

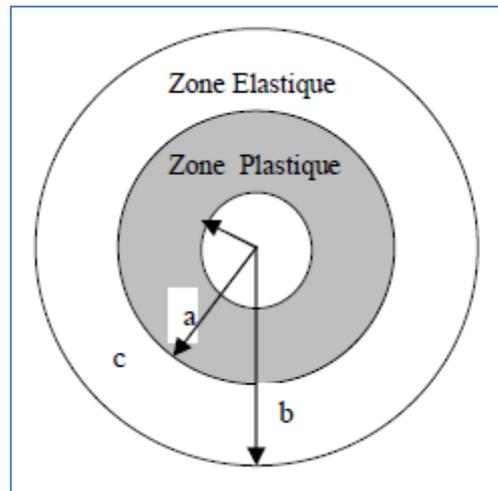


Figure 3.9 : Progression de la zone plastique à partir de la surface intérieure

La pression limite d'élasticité sur la face $r = a$ est donc :

$$\sigma_0 = p_{lim} \frac{2b^2}{b^2 - a^2} \quad 3.77$$

D'où :

$$p_{lim} = \frac{\sigma_0}{2} \left(1 - \frac{a^2}{b^2} \right) \quad 3.78$$

Lorsque la pression interne p croit au-delà de la valeur limite d'élasticité p_{lim} où le premier point plastique est apparu sur la face intérieure du cylindre, il est normal de supposer qu'une zone plastique se développe à partir de cette face, et occupe un volume de rayon r compris entre (a et c), c'est-à-dire : ($a \leq r \leq c$), où c : est en fonction de la pression appliquée (p).

Tandis que la zone décrite par: ($c \leq r \leq b$) reste parfaitement élastique. Autrement dit, quand : $r = c$, la contrainte normale sera :

$$\sigma_{rr} = \sigma_c = -q \quad 3.79$$

, qui est la pression radiale critique de frontière. De cela on peut écrire que :

$$q = \frac{\sigma_0}{2} \left(1 - \frac{c^2}{b^2} \right) \quad 3.80$$

3.2.6 Détermination des contraintes radiale et circonférentielle:

Utilisant le critère de Tresca à l'équation 3.75 :

$$\frac{d\sigma_{rr}}{dr} = \frac{\sigma_0}{r} \quad 3.81$$

On trouve :

$$\sigma_{rr} = \sigma_0 \ln r + cte \quad 3.82$$

En appliquant les conditions aux limites pour ($r = a$) où

$$\sigma_{rr} = -p \quad 3.83$$

On aura :

$$\sigma_{rr} = \sigma_0 \ln \frac{r}{a} - p \quad 3.84$$

En conséquence et à l'état critique quand $r = c$ on a :

$$\sigma_{rr} = \sigma_0 \ln \frac{c}{a} - p = \sigma_c \quad 3.85$$

Dans la zone élastique et quand $r = c$ et employant l'équation (3.78), σ_0 devient :

$$\sigma_0 = \sigma_c \frac{2b^2}{b^2 - c^2} \quad 3.86$$

En éliminant σ_c des équations (3.80) et (3.85) où clairement on a une continuité de pression à $r = c$, on aura :

$$\frac{p}{\sigma_0} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{(c/a)^2}{(b/a)^2} \right) + \ln \frac{c}{a} \quad 3.87$$

Autrement dit :

$$\frac{p}{\sigma_0} = \ln \frac{c}{a} + \frac{1}{2} \left(1 - \frac{c^2}{b^2} \right) \quad 3.88$$

Par ailleurs, la distribution des contraintes radiale et circonférentielle à n'importe quelle position (r) et pour différentes valeurs de (c) sont données par :

$$\sigma_{rr} = \sigma_0 \left[\ln \frac{r/a}{c/a} - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{(c/a)^2}{(b/a)^2} \right) \right] \quad 3.89$$

$$\sigma_{\theta\theta} = \sigma_0 \left[\ln \frac{r/a}{c/a} + \frac{1}{2} \left(1 + \frac{(c/a)^2}{(b/a)^2} \right) \right] \quad 3.90$$

Tandis que l'expression (3.88) nous permet de constater l'étendue de la zone de plasticité à n'importe quelle position du cylindre (c) en fonction de la variation de la pression interne (p).

L'étude élasto-plastique est fondée sur un critère faisant intervenir la limite élastique pour pouvoir déterminer l'avancée de la zone plastique du tube cylindrique à travers l'épaisseur.

Lorsque le niveau des contraintes est élevé, le comportement du tube cylindrique ne peut plus être élaboré traduisant ainsi correctement le comportement du matériau.

La figure 3.9 résume la progression de la zone plastique à partir de la face interne du tube cylindrique soumis à une variation de pression.

Dans le cas où la pression atteint la limite d'élasticité, alors le risque de l'apparition des fissures est probable.

3.2.7 Critères de limite élastique :

Lors d'un essai de traction ou de compression unidimensionnel, la limite d'élasticité est définie comme étant la contrainte pour laquelle apparaissent les premières déformations plastiques. En deçà de cette limite, toutes les déformations générées pendant le chargement de l'éprouvette peuvent être recouvrées.

Cette définition du domaine élastique pour un essai uni axial doit être généralisée dans le cas d'un chargement complexe. Cette généralisation tridimensionnelle est appelée critère de plasticité. Elle permet de définir, dans l'espace des contraintes, la région pour laquelle le matériau aura un comportement élastique.

Nous nous limiterons ici à la définition des deux critères isotropes les plus utilisés pour les métaux, les critères de Von Mises et de Tresca.

3.2.8 Critère de Tresca :

Le critère de Tresca relie le seuil de plasticité à la contrainte de Tresca, qui est la contrainte tangentielle maximale. En égalant la contrainte tangentielle maximale d'un état de contrainte quelconque avec celle d'une traction uni axiale correspondant à l'obtention de la limite élastique, on aboutit à l'expression du critère de Tresca :

$$f = \frac{1}{2} \sup (|\sigma_i - \sigma_j|) - \frac{1}{2} \sigma_0 \quad 3.91$$

3.2.9 Critère de Von Mises :

Pour ce critère, l'état limite est atteint lorsque l'énergie de distorsion par unité de volume est égale à l'énergie de distorsion unitaire limite du matériau.

L'énergie de distorsion par unité de volume s'exprime en fonction des contraintes principales par:

$$\frac{dw(f)}{dv} = \frac{1 + \nu}{E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2] \quad 3.92$$

Dans le cas de la traction simple, seule ($\sigma_1 \neq 0$) :

$$\frac{dw(f)}{dv} = \frac{1 + \nu}{E} 2\sigma_1^2 \quad 3.93$$

Ce critère devant être valable quel que soit l'état de sollicitation, on doit donc avoir :

$$[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2] \leq 2\sigma_e^2 \quad 3.94$$

La contrainte de traction simple équivalente σ_g à l'état de contrainte complexe est alors en fonction des contraintes principales telle que :

$$\sigma_g^2 = \frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2] \quad 3.95$$

3.3 Conditions de fonctionnement et description du domaine :

3.3.1 Introduction :

Le but principal des soudures de réparation est de remettre rapidement en service la pièce originale endommagée pendant la maintenance de la centrale électrique.

Bien que la soudure de réparation est une solution efficace effectuée à un coût minimal et en temps court pendant les pannes, une procédure carrément utilisée pour réparer l'endommagement du Système de tuyauterie, qui sont considérés les causes les plus fréquentes des pannes de chaudières.

Les tubes en acier qui ont une faible densité de carbone peuvent être soudés durant les pannes sans risque d'endommager la solidité de la pièce. D'autre part les tubes en acier martensitique tel que X20CrMoV121 qui a une forte densité de carbone, ces aciers malheureusement ont une propriété de soudabilité faible de soudage, qui nécessite un traitement thermique de l'acier avant la procédure de soudage pour offrir une bonne dureté et un service durable aux parties soudées.

En générale les aciers martensitique résistant à la chaleur durcissent étant donné qu'ils sont traités à la chaleur. Néanmoins les aciers martensitique au faible densité de carbone peuvent être soudés sans précaution particulière, si le contenu du carbone dépasse 0.15% comme dans le cas du X20CrMoV121 avec une teneur de carbone de 0.2% approximativement, le traitement par chaleur avant et après la soudure est nécessaire afin d'éviter le durcissement du matériau ainsi qu'un refroidissement à faible vitesse après phase poste soudure au traitement par chaleur, cependant l'application du traitement par chaleur pré et post soudure avec refroidissement ralenti n'est pas tous jours la solution acceptée spécialement durant les très courtes durées de panne (électriques).

Dans ce cas le matériau d'acier inoxydable austénitique peut être utilisé pour réparer les tubes en acier martensitique si les températures opérationnelles ne dépassent pas 300°C. L'alliage en nickel contenant 70% Ni et 20%Cr sont utilisés

comme matériau d'apport mais sont utilisés aussi au-delà de ces températures ainsi appelées réparation par soudure à froid, cette technique a plusieurs avantages sur la procédure habituelle les plus importantes sont le temps de soudure réduit pas besoin d'une atmosphère particulière et de traitement préchauffage, procédé de soudure facile, etc...

Toute fois la soudure de réparation à froid est souvent une solution temporaire pour les réparations d'endommagement et la plupart des parties soudées sont réinstallés durant la prochaine révision.

3.3.2 Détails d'expérimentation :

Le système de tube d'évacuation SH (surchauffeur) de la chaudière de la central thermique au charbon 600 MW est fait en acier X20CrMoV121 (DIN-17175/79), disposai de tubes de 38mm de diamètre avec différentes parois d'épaisseur dans différentes section du tube comme il est indiqué au (tableau 3.2).

La partie d'admission est fabriquée avec des tubes a paroi d'épaisseur de 4 ou 4.5 mm, les températures et les pressions opérationnelles l'exigent ($T_{\text{vapeur}}=485^{\circ}\text{C}$, $P=190.8$ bar, $T_{\text{Gaz}}=900^{\circ}\text{C}$) sont relativement basses dans cette parties auprès les tubes de sorties ont des parois plus épais à savoir de 5 et 5.6 mm étant donné les condition opérationnelles sont plus forte (intenses) dans cette zone ($T_{\text{vapeur}}=540^{\circ}\text{C}$, $P=186$ bar $T_{\text{Gaz}}=815^{\circ}\text{C}$).

3.3.3 Propriété du matériau X20CrMoV12-1

Il est sûr que la présence d'une couche d'oxyde en surface intérieure de tubes de surchauffeurs, couche provenant de la corrosion de l'acier par la vapeur circulant dans ces tubes, crée une résistance thermique qui augmente avec l'épaisseur de cette couche et qui entraîne à flux thermique constant une augmentation de la température moyenne des tubes donc une diminution importante de leur durée de vie.

En outre, l'écaillage de cette couche lorsqu'elle est trop importante peut conduire à des accumulations de débris dans les cintres de surchauffeurs entravant la circulation de la vapeur avec un risque supplémentaire de surchauffe des tubes. L'écaillage peut également conduire à des entraînements de débris dans la turbine et donc à des détériorations des aubes de celle-ci.

On connaît par ailleurs l'acier X20CrMoV12-1 (en abrégé X20) selon la norme allemande DIN 17175 qui contient 0,20 % C, 11 à 12 % Cr, 1 % Mo et 0,2 % V.

Cet acier est censé être plus résistant à l'oxydation à chaud que les T91 ou T92 du fait de sa teneur en Cr mais il est beaucoup moins résistant à la rupture par fluage que les T91/P91 et il est difficile à souder, notamment en fortes épaisseurs.

L'augmentation de la teneur en Cr dans l'acier X20 est compensée par une teneur en C plus élevée (0,20 % contre 0,10 %) et par une addition modérée de Ni (entre 0,5 et 1 %).

Une teneur en Carbone supérieure ou égale à 0,20 % apparaît peu souhaitable pour la soudabilité. Une addition importante de Ni offre quant à elle l'inconvénient d'abaisser fortement le point Ac1 et donc de limiter la température maximale de revenu des tubes ; elle semble également être néfaste pour la résistance à la rupture par fluage.

Depuis 1959 l'acier X20CrMoV 121 est utilisé dans les tuyauteries à haute pression des centrales thermiques. Des recherches sur un segment de tuyauterie de plus de 200 000 h de service confirment le bon état de l'acier qui répond encore largement aux normes. Pour le fonctionnement ultérieur des tuyauteries on a déterminé la durée de vie à plus de 150.000 h. Les quelques zones endommagées sont étudiées.

3.3.4 Analyse chimique des matériaux :

La composition chimique des matériaux examinés ainsi que les données standard de l'acier X20CrMoV121 (DIN 17175/79) sont représenté dans le tableau 3.1, la composition chimique du matériau est dans les normes standard à part l'échantillon 1 qui contient moins de Cr.

Tableau 3.1 : Analyse Chimique des Matériaux : [32]

Matériaux	Composition chimique, wt %												
	C	Si	S	P	Mn	Ni	Cr	Mo	V	W	Al	Ti	Cu
1	0.19	0.42	0.01	0.02	0.47	0.73	9.25	1.17	0.26	0.03	0.01	0.02	0.16
2	0.21	0.33	0.01	0.02	0.42	0.68	10.1	0.95	0.33	0.03	0.02	0.03	0.14
3	0.18	0.39	0.01	0.02	0.46	0.73	10.2	0.90	0.28	0.02	0.02	0.02	0.15
X20CrMoV12-1 (DIN 17175)	0.17 - 0.23	 ≤ 0.50	 Max 0.03	 Max 0.03	 ≤ 1.00	 - 0.80	 - 12.5	 - 1.20	 - 0.35				
FOX NIBAS 70/20 (BOHLER) NiCr70 Nb	0.025	0.4	-	-	5.0	≥ 67.0	19.0	≤ 1.2	-	Nb 2.2 Fe 3.0 Co ≤ 0.08 Ti			

Tableau 3.2 : dimension de base de tube surchauffeur (SH) : [32]

Tube surchauffeur 4	Matériels (DIN)	Dimension mm	Longueur m	Nombre de tube x Nombre de ligne
1	X20CrMoV12-1	Ø38x4	21.7	27x24
2	X20CrMoV12-1	Ø38x4.5	8.3	
3	X20CrMoV12-1	Ø38x5	6.2	
4	X20CrMoV12-1	Ø38x5.6	11.5	

3.3.6 Modélisation du problème:

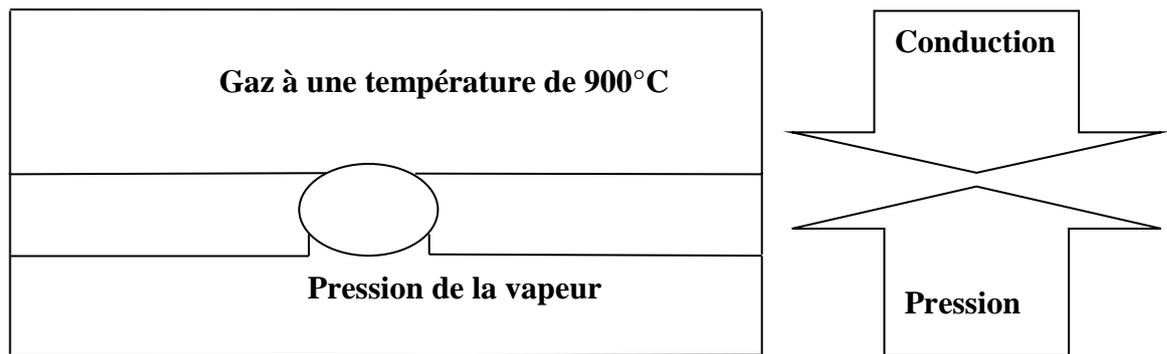


Figure 3.10 : modélisation des tubes surchauffeur et réchauffeur

Les données aux frontières sont les conditions suivantes :

- Sur les bouts de tube nous avons des conditions isothermes.
- Pour les faces des parois du côté de la vapeur la température à 485°C
- Pour les coté de la partie supérieur température à 900°C
- Conditions de pression à 19.08Mpa.
- En suppose que l'irradiation externe ou directe est absent.

3.3.7 Paramètres de transfert de chaleur :

Le modèle utilisé est un tube de (2) m de longueur et de 38mm de diametre dont la modélisation du transfert de chaleur par conduction , la zone du modèle est divisée en trois régions, à savoir région de vapeur surchauffé et region de tube materiau et une région des gaz de combustion (voir fig 3.10).

Le phénomène de transfert de chaleur à l'intérieur du tube de chaudière est considérée comme convection forcée avec un écoulement turbulent.

l'écoulement turbulent dans le tube est exprimée [17] :

$$Nu_s = 0.023(Re_s)^{0.8}(Pr_s)^{0.4} \quad 3.94$$

Où Re_s est le nombre de Reynolds qui peut être exprimé comme :

$$Re_s = \frac{4\dot{m}_s}{\pi D_i \mu_s} \quad 3.95$$

Avec :

\dot{m}_s est le débit massique de la vapeur ; D_i est le diamètre intérieur du tube ; μ_s est la viscosité de la vapeur, et Pr_s est son nombre de Prandtl est défini comme :

$$Pr_s = \frac{\mu_s c p_s}{k_s} \quad 3.96$$

Ou: $c p_s$ et k_s sont, respectivement la chaleur spécifique et conductivité thermique du vapeur.

Equation. (3.1) est conforme aux conditions suivantes:

- $Re_s > 10.000$.
- $0.7 < Pr_s < 100$.
- $L/D \geq 10$; L est la longueur du tube.

Tableau 3.3 : Propriétés de vapeur : [15]

Propriété	Température, 485°C	Température, 540°C	Pression, MPa
Conductivité thermique	$86.895 \cdot 10^{-3} \text{ w/m}^\circ\text{k}$	$89.83 \cdot 10^{-3} \text{ w/m}^\circ\text{k}$	19 MPa
chaleur spécifique	$3340,85 \text{ j/kg}^\circ\text{k}$	$2948,2 \text{ j/kg}^\circ\text{k}$	19 MPa
viscosité dynamique	$29.215 \cdot 10^{-6} \text{ N/m}^\circ\text{k}$	$31.47 \cdot 10^{-6} \text{ w/m}^\circ\text{k}$	19 MPa

Coefficient de convection d'un film de vapeur de l'écoulement turbulent pleinement développée dans le tube circulaire est exprimé : [17]

$$h_s = 0.023 \frac{k_s}{D_i} (Re_s)^{0.8} (Pr_s)^{0.4} \quad 3.97$$

Où k_s est la conductivité de la vapeur.

Le coefficient convection h_s sur la surface interne du tube de chaudière est obtenu à partir de l'équation. (4) à l'aide paramètres donnés dans les tableaux 3 et 4. Les valeurs des coefficients sont présentées dans le tableau 6.

Tableau 3.4 : combinaisons de modèles étudiés

model	Température de vapeur (°C)	Débit massique (kg/h)	Pression de vapeur (MPa)	température des gaz de combustion (°C)	tube
1	485	2079	19,08	900	1
2	485	2079	19,08	900	2
3	485	2079	19,08	900	2
4	485	2079	19,08	1000	2
5	540	2079	19,08	800	3
6	540	2079	19,08	800	3
7	540	2079	19,08	800	4

Le transfert de chaleur en dehors du tube chaudière est considéré comme convection forcé due à l'écoulement des gaz de combustion chauds sur des tubes nus.

Le coefficient de convection estimée de fumées h_g sur la surface extérieure du tube nu dans les arrangements en ligne et décalés (voir fig. 3.2) : [16]

$$h_g = 0.33 \frac{12k_g}{D_o} (Re_g)^{0.6} (Pr_g)^{0.33} \quad 3.98$$

Où k_g est la conductivité des gaz de combustion ; D_o est le diamètre extérieur du tube ; Pr_g est définie comme :

$$Pr_g = \frac{\mu_g c p_g}{k_g} \quad 3.99$$

Dont $c p_g$ et k_g sont respectivement, la chaleur spécifique et conductivité thermique des gaz de combustion.

Tableau 3.5 : propriétés du Gaz de combustion à des températures différentes

Température (°C)	800	900	1000
Viscosité dynamique μ_g (N s/m ²)	0.0418	0.0442	0.0465
Chaleur spécifique $c p_g$ (j/kg°k)	3158	3220	3277
Conductivité thermique k_g (w/kg°k)	0.0410	0.0440	0.0469

Le nombre de Reynolds Re_g peut être exprimé comme :

$$Re_g = \frac{G D_o}{12 \mu_g} \quad 3.100$$

Où G est la vitesse massique de gaz et peut être définie comme

$$G = 12 \frac{W_g}{N_w L (S_t - D_o)} \quad 3.101$$

W_g : Le débit du gaz de combustion

N_w : Le nombre de tubes de large; Saint est transverse hauteur (voir fig. 2)

L : la longueur du tube.

Tableau 3.6 : le coefficient de convection h_s dans le tube de surchauffeur

model	h_s (w/m ² °C)
1	2500,25
2	2500,25
3	2500,25
4	2500,25
5	2355,070
6	2355,070
7	2355,070

Les paramètres utilisés pour déterminer la vitesse de la masse de gaz sont donnés dans le tableau 7. compositions des gaz de combustion à l'air en excès de 15% comme indiqué dans le tableau 8 est utilisé dans cette l'étude.

Le coefficient de convection H_g sur la surface externe de la chaudière tube sont obtenus à partir de l'équation. (5) en utilisant les paramètres donnés dans les tableaux 5 et 7.

Table 3.7: paramètres utilisés pour déterminer la vitesse du gaz de masse G

écoulement de gaz (kg/h)	200.000
nombre de tubes gamme	27
pas transversal (m)	0.1016
longueur du tube (m)	10

Table 3.8 : Composition des gaz de combustion à l'air en excès de 15%

Nitrogène (mole%)	71.08
Oxygène (mole%)	2.46
Carbone dioxyde (mole%)	8.29
Eau (mole%)	18.17

Tableau 3.9 : coefficient de convection h_g sur la surface extérieure de tube

Température (°C)	800	900	900	1000
diamètre extérieur du tube (m)	0.0492	0.047	0.048	0.048
coefficient de convection h_g (w/m ² °k)	118.84	134.29	123.07	127.43

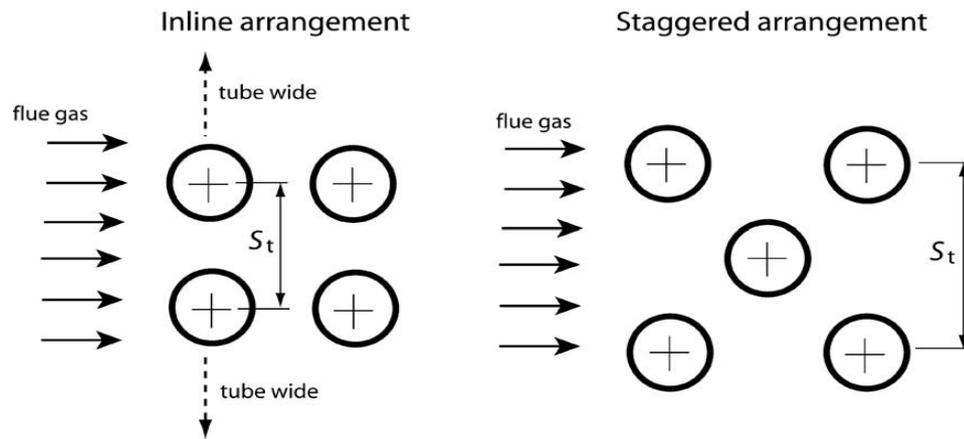


Figure 3.11 : Arrangements en ligne et à en quinconce des tubes nus [16]

Tableau 3.10 : résultats de mesure des Propriétés mécaniques [32]

échantillons	Re, MPa	Rm, MPa	A%
1	590	750	21.3
2	557	790	21.8
3	626	806	21.0
X20CrMoV12-1 (DIN 17175)	490	690-840	min 17
1-WELD METAL	483	594	-
FOX NIBAS 70/20 Bohler welding	420	680	40

3.4 Introduction à COMSOL multiphysics :

3.4.1 Introduction :

Le logiciel COMSOL, anciennement appelé FEMLAB, est avant tout un outil de résolution d'équations aux dérivées partielles par éléments finis. Sa particularité est de disposer d'une base de données d'équations permettant de modéliser différents phénomènes physiques, comme l'électrostatique, l'écoulement de fluides ou encore la déformation des matériaux.

Développé initialement comme une toolbox de Matlab, il dispose aujourd'hui de son propre environnement graphique permettant à la fois le dessin des géométries et l'affichage de résultats en post-traitement. Sa spécificité est également de permettre de coupler différentes EDP, de manière à décrire des phénomènes multiphysiques, particulièrement adapté au micro monde.

Il est ainsi possible d'obtenir la déformation d'une membrane dû à la pression dans un liquide par exemple. Ou encore l'élévation de température dans un conducteur dû au passage d'un courant électrique. Des fonctions avancées permettent d'entrer manuellement des EDP spécifiques. De plus, les données du logiciel sont accessibles depuis Matlab, ce qui permet la réalisation de scripts.

3.4.2 Présentation générale du logiciel :

La modélisation par éléments finis est une technique numérique permettant d'obtenir des modèles précis, c'est pour cela qu'elle est très utilisée dans le prototypage virtuel.

Dans notre cas bien précis, la simulation numérique va reposer sur le code de calcul par éléments finis comsol multiphysics. Il présente l'avantage d'être très approprié pour les calculs ayant des non linéarités avec un couplage entre la thermique et la mécanique.

Cette étude présente la procédure du calcul permettant de déterminer les contraintes mécanique et thermique, ainsi dans un premier temps, il est important de définir le maillage qui est le support des calculs ensuite, il est important de bien définir ensuite le comportement des domaines ainsi leurs propriétés. Puis, il faut définir les conditions aux limites qu'elles soient mécanique ou thermique.

Pour modéliser l'assemblage réel, les calculs sont réalisés sur un modèle axisymétrique 2D maillé avec des éléments triangulaires libres. La géométrie du modèle est exactement celle de l'assemblage réalisé.

Une particularité dans le maillage est la concentration impotente des contrainte dans le cordon de soudage qui joint les tubes, ainsi on a raffiné le maillage dans cette zone.

On définit ensuite le comportement des domaines en leur associant des propriétés. Ensuite, on impose des conditions sur certaines frontières, et éventuellement sur certains points. Cette opération est à refaire pour chaque modèle utilisé. Une fois la physique du problème posée, il faut effectuer le maillage de la géométrie.

Il est possible de faire un raffinement local du maillage. Il ne reste ensuite plus qu'à simuler le model. Toutes les inconnues sont alors déterminées.

3.5.1 Conditions aux limites de tube surchauffeur SH :

3.5.1.1 Répartition du maillage au cordon de soudure :

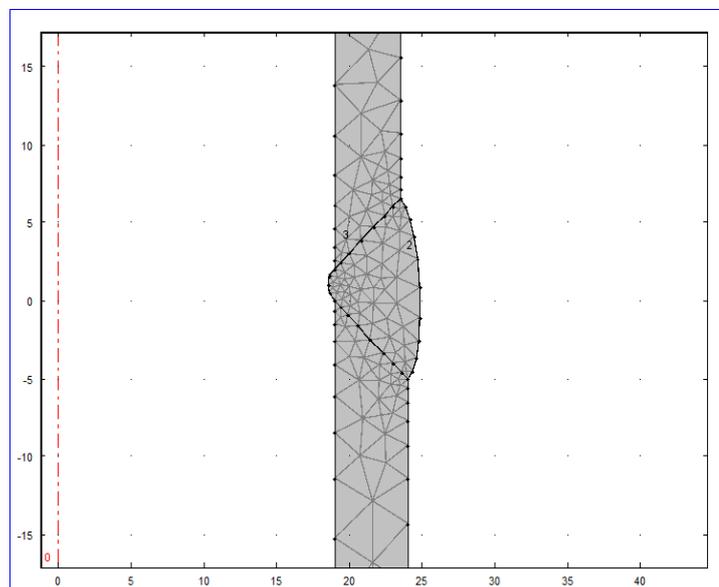


Figure 3.12 : répartition du millage sur le joint de tube

Un raffinement local du maillage triangulaire libre au joint de la soudure ou ont supposé qu'il y a une grande concentration de contrainte mécanique ainsi on a une variation du champ de température.

Le choix du maillage adapté est un choix arbitraire on a choisi le maillage triangulaire libre à cause de la concentration de contrainte dans la région du cordon de soudage est très important aussi on a étât de surface la surface irrégulier.

3.5.1.2 Masse volumique des matériaux X20CrMoV12-1 NiCr70 Nb :

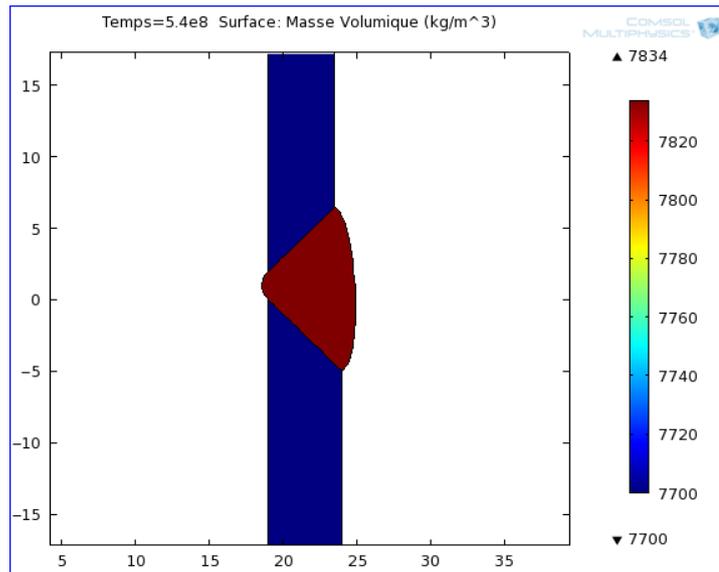


Figure 3.13 : la masse volumique

La figure si dessus montre la variation de la masse volumique des deux métaux, le tube surchauffeur de L'acier martensitique X20CrMoV12 qui est le métal de base et Le matériaux d'apport l'acier austénitique NiCr70 Nb.

3.5.2.1 Transfert de chaleur :

3.5.2.1.1 Isolation thermique :

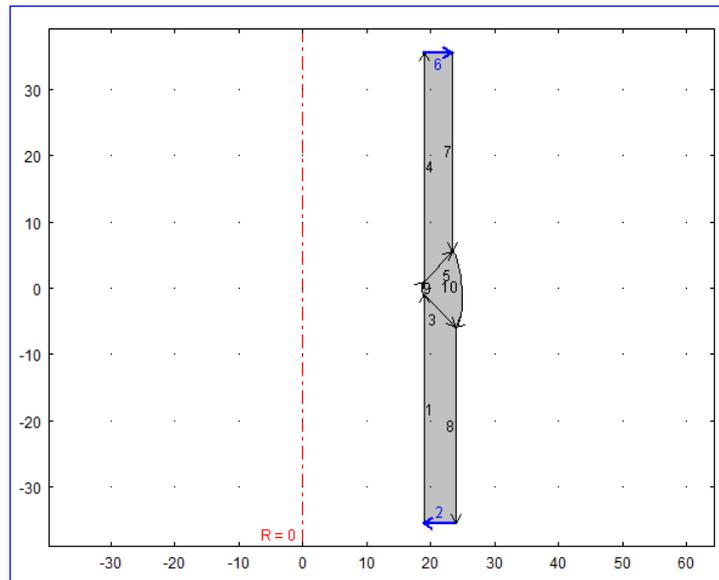


Figure 3.14 : isolation thermique au bout de tube

La figure 3.5 nous montre les conditions aux limites imposé qui sont une isolation thermique aux boues des deux extrémités de tube échangeur de chaleur, les tubes ont une très grande longueur et de diamètre intérieur égale à 38mm.

3.5.2.1.2 Refroidissement convectif :

A l'intérieur de tube on a une vapeur surchauffé $T=758^{\circ}\text{K}$

$H=2500$

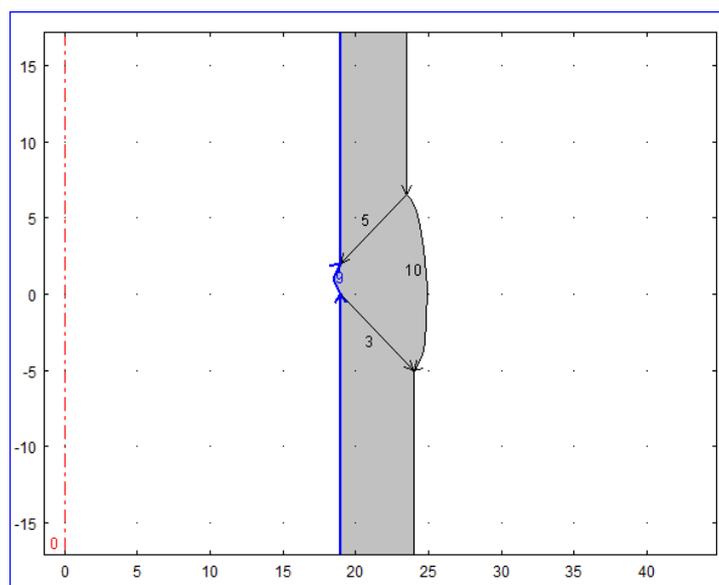


Figure 3.15 : refroidissement convectif

La figure 3.6 montre les conditions aux limites dans la partie intérieure de tube surchauffeur qui est la vapeur surchauffé à la température 758°K avec un coefficient d'échange égale à 2500.

3.5.2.1.3 Flux de chaleur :

La partie extérieure de tube nu adjacente du feu on a un flux de chaleur excessive $T=1173^{\circ}\text{K}$ $H=130$

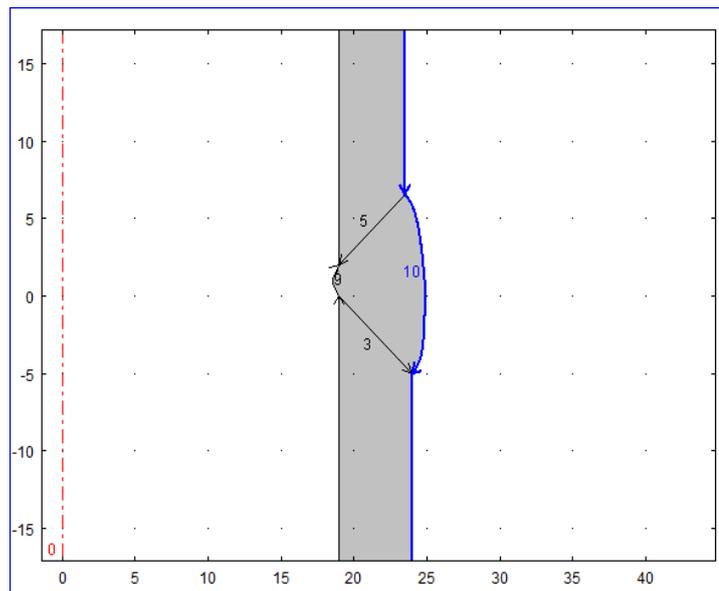


Figure 3.16 : flux de chaleur sur la partie extérieur de tube

La figure3.7 montre les conditions aux limites de la partie extérieure de tube surchauffeur a une température de 1173°K et un coefficient d'échange égale à 130

3.5.4.1 Mécanique du solide :

3.5.4.1.1 Appui plan :

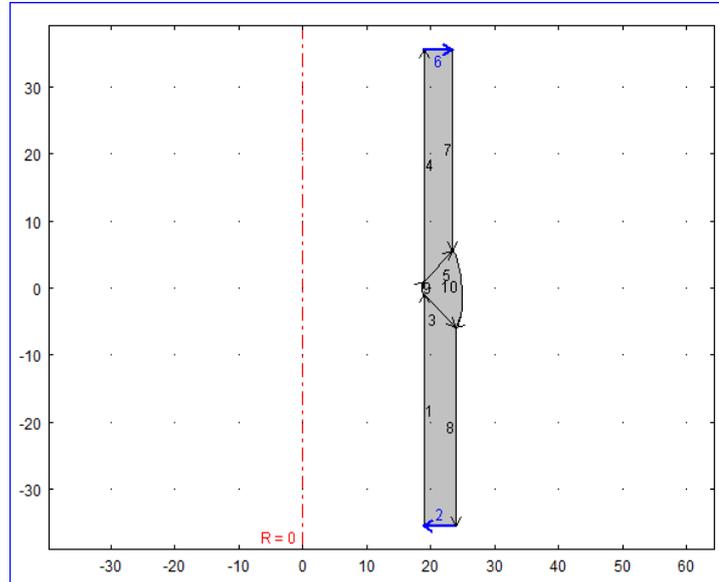


Figure 3.17 : un appui plan au bout de tube

La figure 3.8 nous montre les conditions aux limites dans la partie mécanique du solide sur l'extrémité des deux coté de tube surchauffeur on a un appui plan.

3.5.4.1.2 Chargement sur frontières :

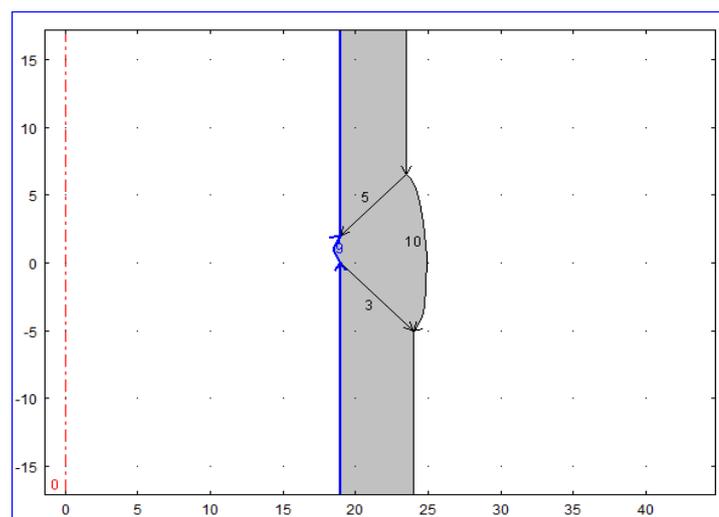


Figure 3.18 : chargement sur frontières une pression suiveuse

La figure 3.9 nous montre dans la partie intérieure de tube les chargements sur frontières, une pression de vapeur surchauffé de 19.08 MPa.

3.5.4.1.3 Chargement sur frontières :

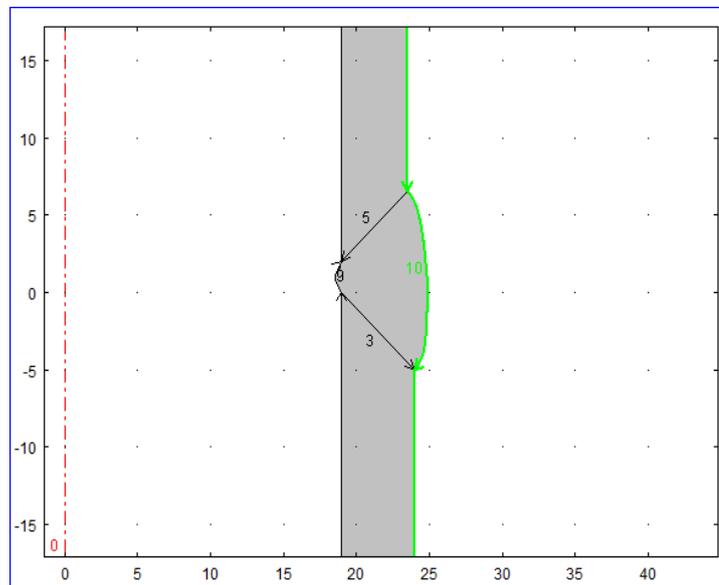


Figure 3.19 : chargement sur frontières une pression suiveuse

La figure 3.10 montre les conditions aux limites sur la partie extérieure de tube les chargements sur frontière qui est une pression de $P=18.9$ MPa.

3.6 Conclusion :

Dans ce chapitre on a défini le matériau de tube échangeur de chaleur l'acier martensitique X20CrMoV121 ainsi le matériau d'apport austénitique NiCr70 Nb, la composition chimique et leurs propriétés mécaniques.

On a également évalué les coefficients d'échange à l'intérieur de tube ou il y a la convection de la vapeur surchauffé est à l'extérieur la convection des gaz de combustion est dominante afin de les utiliser comme condition aux limites.

Aussi on a présenté le logiciel de simulation comsol mltipysics, on a défini notre domaine de recherche, Le tube a été modélisé, les conditions aux limite de transfert de chaleur et la mécanique du solide sont introduit.

CHAPITRE 4

RESULTATS ET DISCUSSIONS

4.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats des programmes sous forme graphique ainsi que les commentaires et analyses nécessaires.

Nous allons exposer et discuter les résultats obtenus par notre étude numérique en prenant le cas des champs de température et les contraintes mécanique dans le joint de soudure.

Dans un premier cas de notre étude, la distribution du champ de température et la répartition des contraintes dans la paroi d'un tube soudé de petit diamètre (38 mm) a été étudiée numériquement en utilisant le modèle bidimensionnel de mécanique des structures et de transfert de chaleur.

4.2 La distribution du champ de température dans la paroi de l'échangeur de chaleur :

Le tube se trouve en position horizontale en face du gaz de fumée chaud entrant en provenance de la région du four.

La distribution du champ de température dans le tube échangeur de chaleur est montrée sur la figure si dessous :

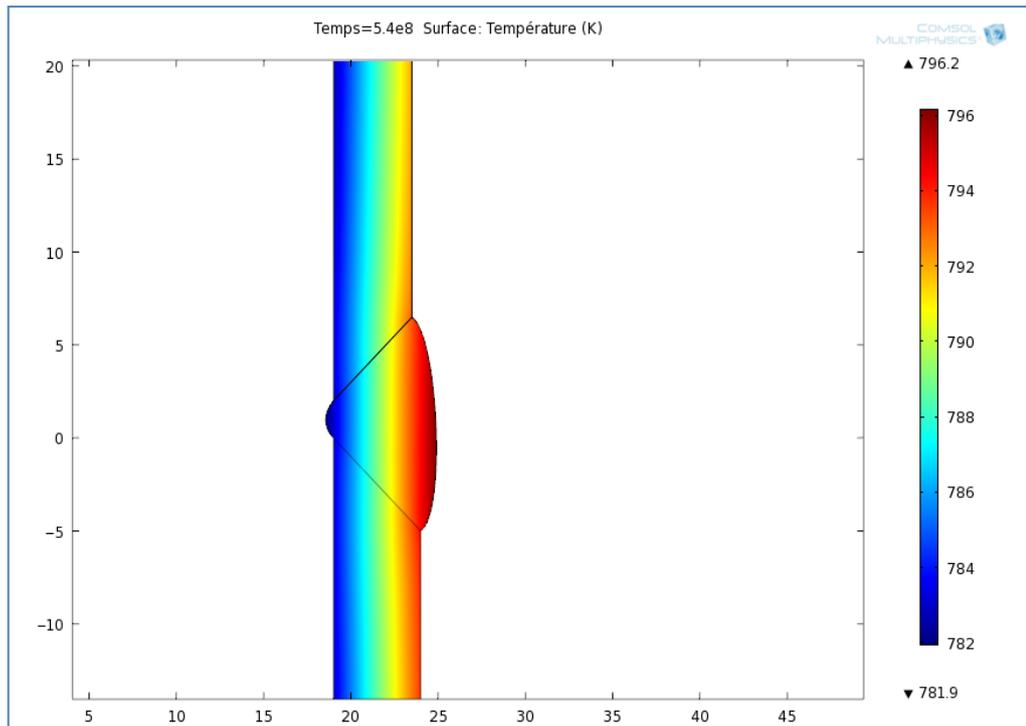


Figure 4.1 : La distribution de la température dans la paroi

On sait que la température au niveau des gaz d'échappements (l'extérieur) est plus grande que celle de (l'intérieur), d'où notre supposition pour la modélisation thermique suivant plusieurs références (Figure 4.1). Dans notre cas, la condition à la limite imposée est du type de Dirichlet.

4.2.1 Variation du champ de la température suivant la direction Z :

La figure 4.2 représente les trajectoires utilisées pour déterminer bien le comportement thermique de la paroi, on prendre plusieurs points sur toute la longueur de la paroi, on obtient les courbes suivantes.

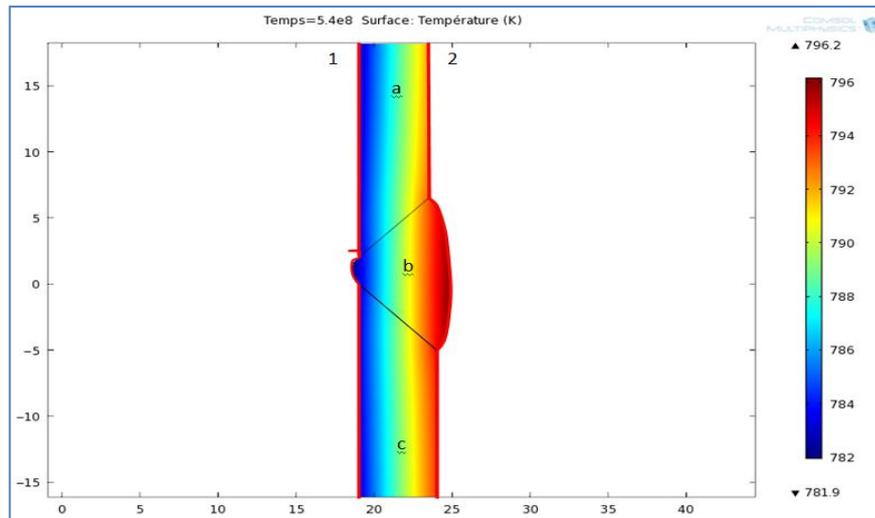


Figure 4.2 : Représentation de la trajectoire utilisée sur la longueur de la paroi

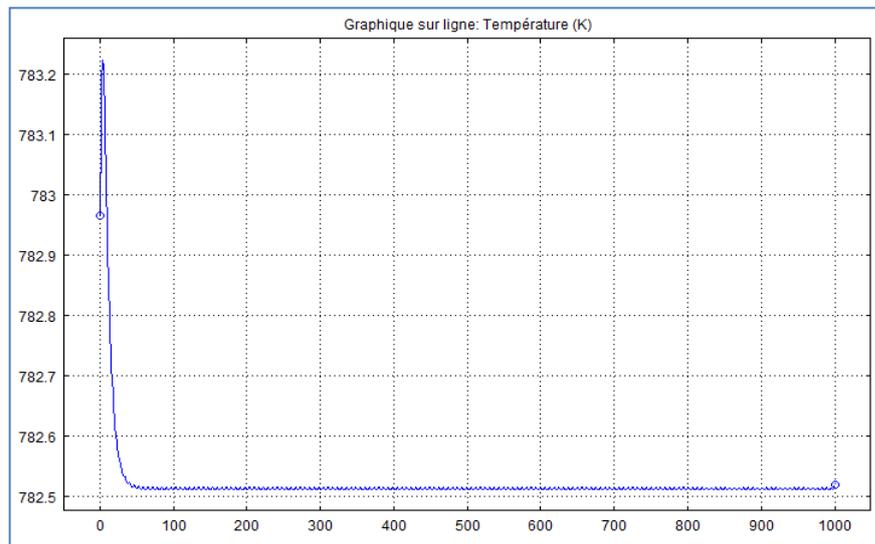


Figure 4.3 : Variation du champ de la température (1.a)

Dans la figure 4.3 qui représente la variation de la température en fonction de la longueur Z sur la trajectoire 1.a, nous pouvons observer que la température diminue de 783.3K à 782.55 K dans les premiers 50 mm. Après la variation de la température reste presque nulle ($T=782.5$). Dans ce cas en a deux phénomènes importants le premier c'est la convection entre la paroi du tube et la vapeur surchauffée ($T=758K$), le deuxième, c'est la conduction dans la paroi où la température est plus grande, ainsi la conduction entre la paroi et le joint de soudure.

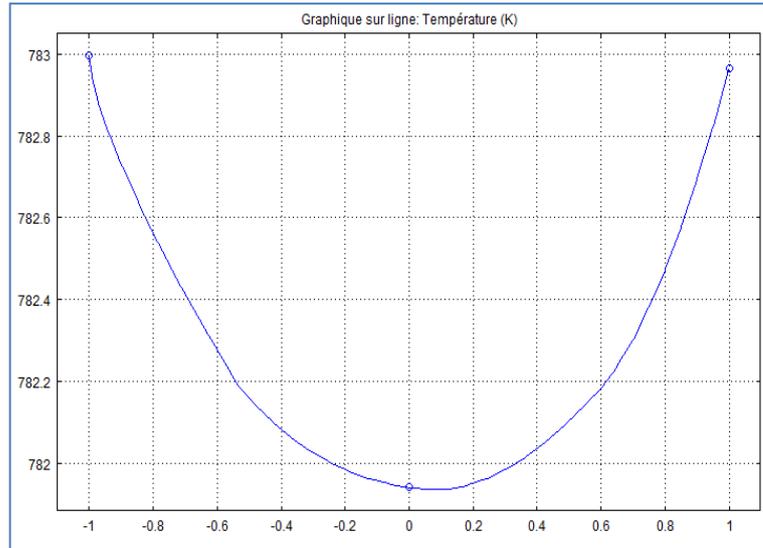


Figure 4.4 : Variation du champ de la température (1.b)

La figure 4.4 représente la variation du champ de température suivant la trajectoire 1.b en fonction de la longueur Z, cette zone se trouve au niveau du joint de soudure. On observe une diminution de 1.2 K entre ($Z=-1$ et $Z=0$ mm) cette variation due au changement du coefficient de conduction dans cette zone et aussi la géométrie de cette partie.

Par contre dans la deuxième partie ($Z=0$ et 1 mm) on a une augmentation de 1.1 K, cette dernière due à la température de la partie A de la paroi.

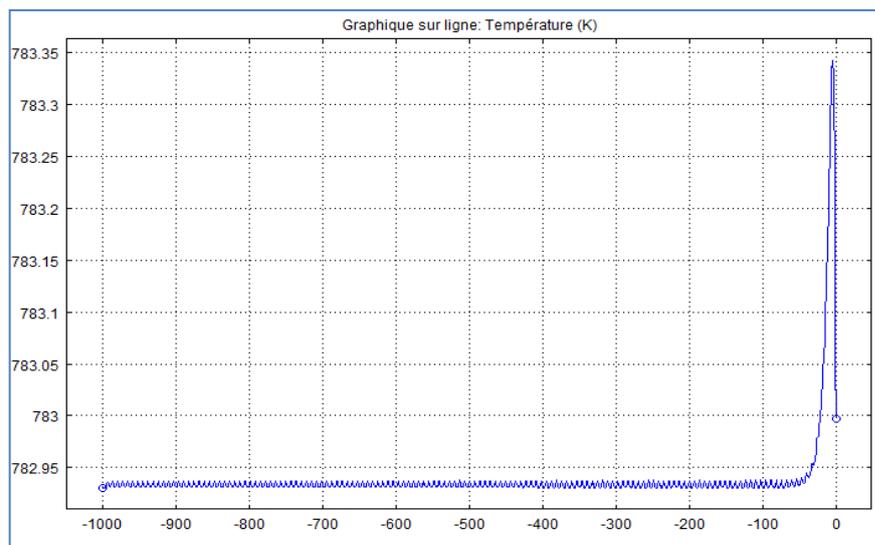


Figure 4.5 : Variation du champ de la température (1.c)

La Figure 4.5 représente la variation du champ de température suivant la trajectoire 1.c, on observe la même variation comme le premier cas, la variation de température dans la zone ($z=-1000$ $z=-50$ mm) est presque nulle. Après on observe une petite variation après la zone de contact avec le joint de soudure. Comme les autres parties on trouve deux phénomènes, la convection entre la paroi et la vapeur et aussi la conduction au niveau de la paroi.

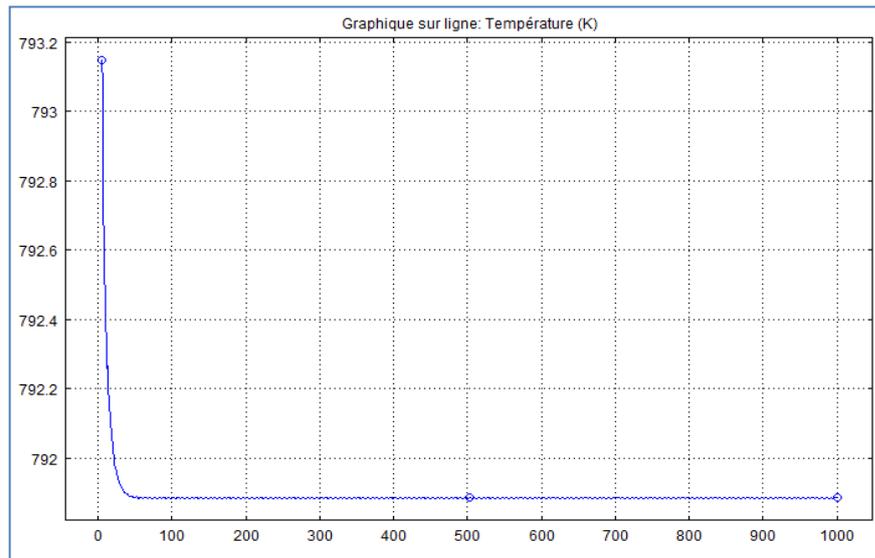


Figure 4.6 : Variation du champ de la température (2.a)

La même chose pour cette figure qui représente la variation de la température dans la surface extérieure de tube suivant la trajectoire 2.a, la température reste presque constante sauf dans l'extrémité où il existe une isolation.

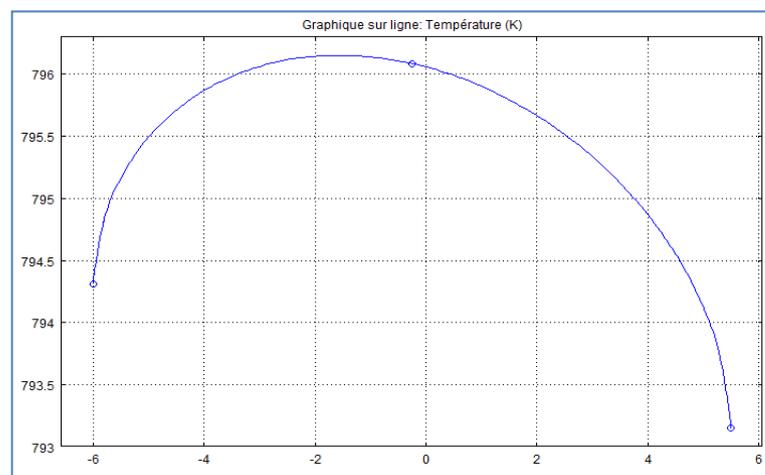


Figure 4.7: Variation du champ de la température (2.b)

La figure 4.7 représente la variation de la température au niveau du joint de soudure. Mais la variation est faible (3 K) et le facteur le plus important dans cette variation est la géométrie du joint de soudure aussi la température des deux autres parties de la paroi.

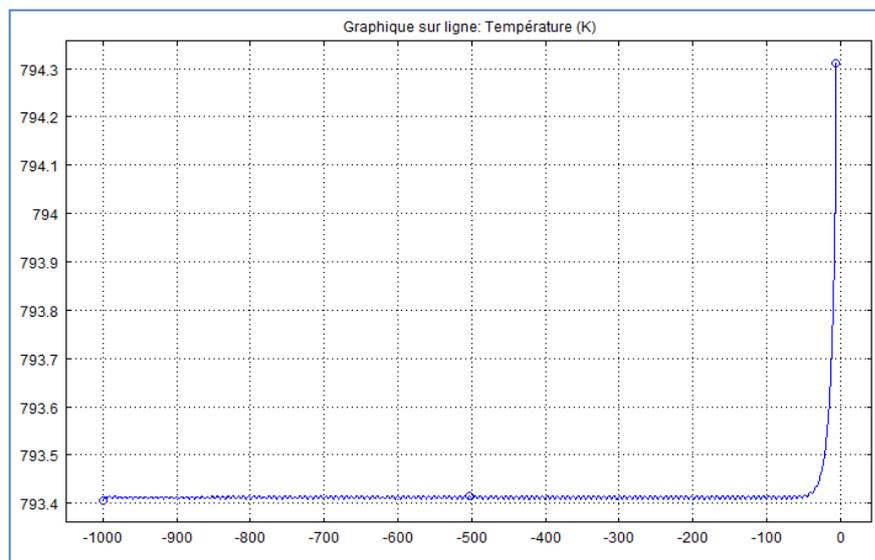


Figure 4.8 : Variation du champ de la température (2.c)

Cette figure représente la variation de la température suivant la trajectoire 2.c. on observe que la température reste presque constante dans cette partie ($T=794.3$ K), la température est maximale près du joint de soudure après elle se stabilise dans la valeur (793.4 K)

D'après ce qu'on a vu la plus grande valeur de température se trouve au niveau du joint de soudure qui due essentiellement à la géométrie et aussi à la conductivité de cette partie.

4.2.2 La variation du champ de la température suivant la direction R :

La figure 4.9 représente les trajectoires utilisées pour déterminer bien le comportement thermique de la paroi. On prend plusieurs points sur des différents rayons de la paroi. et on obtient les courbes suivantes.

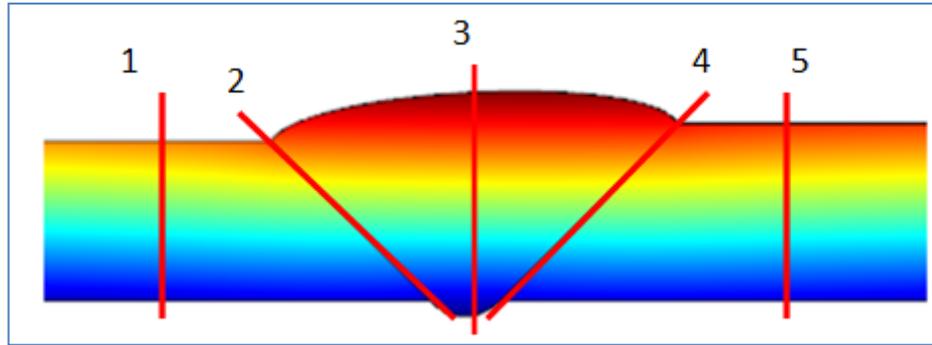


Figure 4.9 : La variation du champ de la température suivant la direction R

Les graphes ci-dessous représentent la variation de la température en fonction du rayon de l'échangeur, pour mieux comprendre les résultats, on va faire des interprétations pour chaque graph.

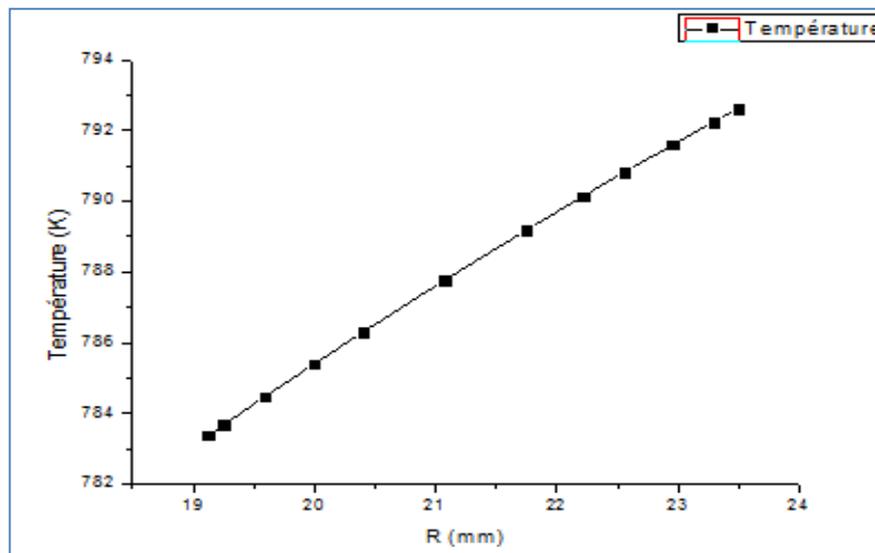


Figure 4.10 : La variation du champ de la température suivant la direction R1

Le graph de la figure 4.10 représente la variation de la température dans la direction R1, la température augmente de l'intérieur 783K vers l'extérieur 793 K dans la paroi, mais dans la réalité la température diminue de l'extérieur vers l'intérieur. La température de la paroi extérieure augmente par le phénomène de la convection avec le milieu extérieur où il y a des gaz d'échappement avec une température de 1173K et un coefficient de convection $h= 130 \text{ W/m}^2.\text{K}$. Aussi on trouve la conduction au niveau de la paroi externe vers l'intérieur avec une conductivité $K=26.4 \text{ W/m.k}$. et pour la partie interne on trouve un échange par

convection entre la paroi et la vapeur surchauffé $T=758\text{ K}$ avec un coefficient de convection très important $h=2500\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

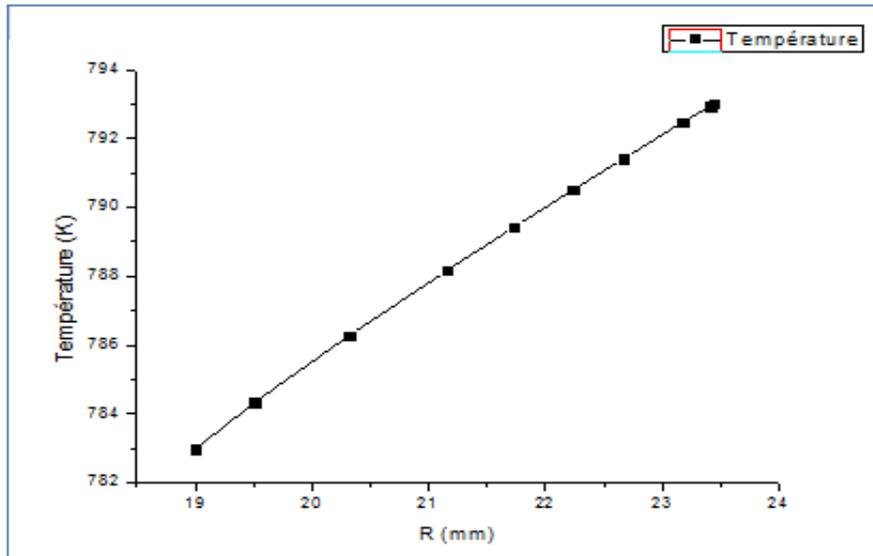


Figure 4.11 : La variation du champ de la température suivant la direction R2

La figure 4.11 représente la distribution de la température suivant la trajectoire R2 on observe que la distribution est uniforme car il y a une augmentation de température de l'intérieur 783 K vers l'extérieur 783 K. Le phénomène qui influence dans ce cas c'est la conduction au niveau de la zone de mélange entre les deux métaux.

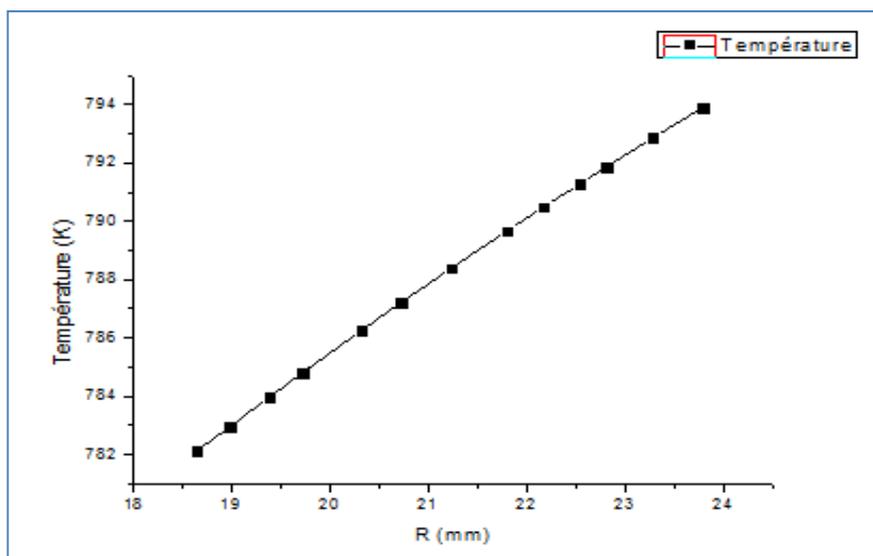


Figure 4.12 : La variation du champ de la température suivant la direction R3

La figure 4.12 représente la variation de la température au niveau de joint de soudure en fonction de R3. La distribution de la température est uniforme dans le joint de soudure, le transfert de chaleur se fait par la convection dans la partie supérieure avec les gaz d'échappements de température $T=1173$ K, ensuite on trouve la conduction dans tout le volume du joint avec un coefficient de conduction constant $K=25.1$ W/m.K. Et pour la partie intérieure on a la convection entre le joint et la vapeur surchauffée $T=758$ K et un $h=2500$ W/m².K.

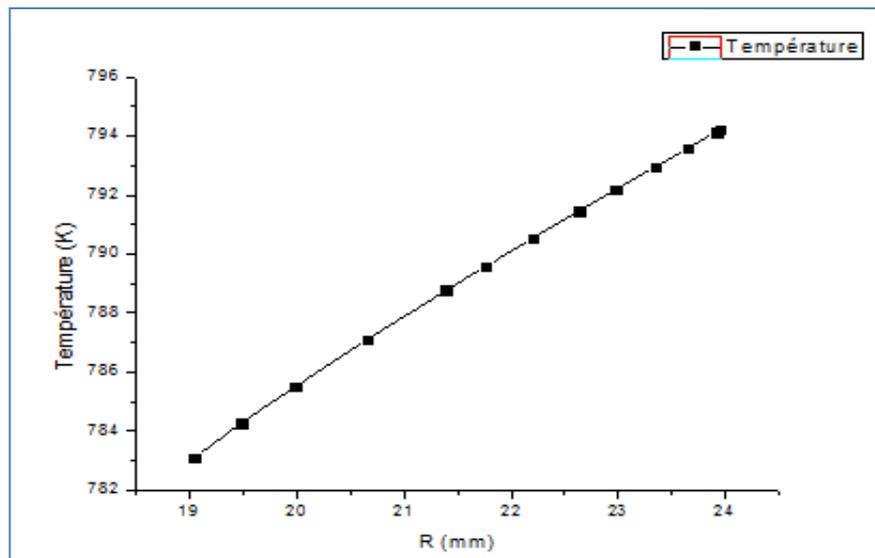


Figure 4.13 : La variation du champ de la température suivant la direction R4

La figure 4.13 représente la distribution de la température suivant la direction R4, cette partie se trouve dans la zone de contact ou plus exacte la zone de mélange des deux métaux par le procédé de soudage, la température augmente de l'intérieur vers l'extérieur par le phénomène de la conduction.

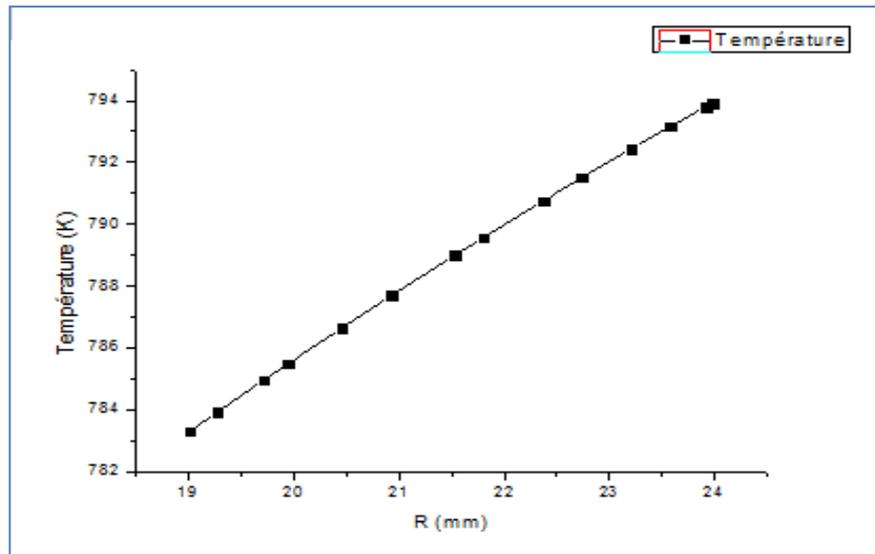


Figure 4.14 : La variation du champ de la température suivant la direction R5

La figure 4.14 représente la variation de température suivant la direction R5. On a une convection entre la paroi externe et les gaz d'échappements avec un $h = 130 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ aussi on a de la conduction au niveau de la paroi de tube avec une conductivité $K=26.4 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. et pour la partie interne on trouve la convection avec la vapeur de température 758 K et le $h=2500 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.

4. 3 La distribution du champ des contraintes de Von Mises dans la paroi de l'échangeur de chaleur :

La figure ci-dessous représente la distribution des contraintes de Von mises dans la paroi de l'échangeur après 150 000 h de fonctionnement.

Dans ce qui suit on va parler de la distribution des contraintes dans plusieurs parties de la paroi pour les interpréter

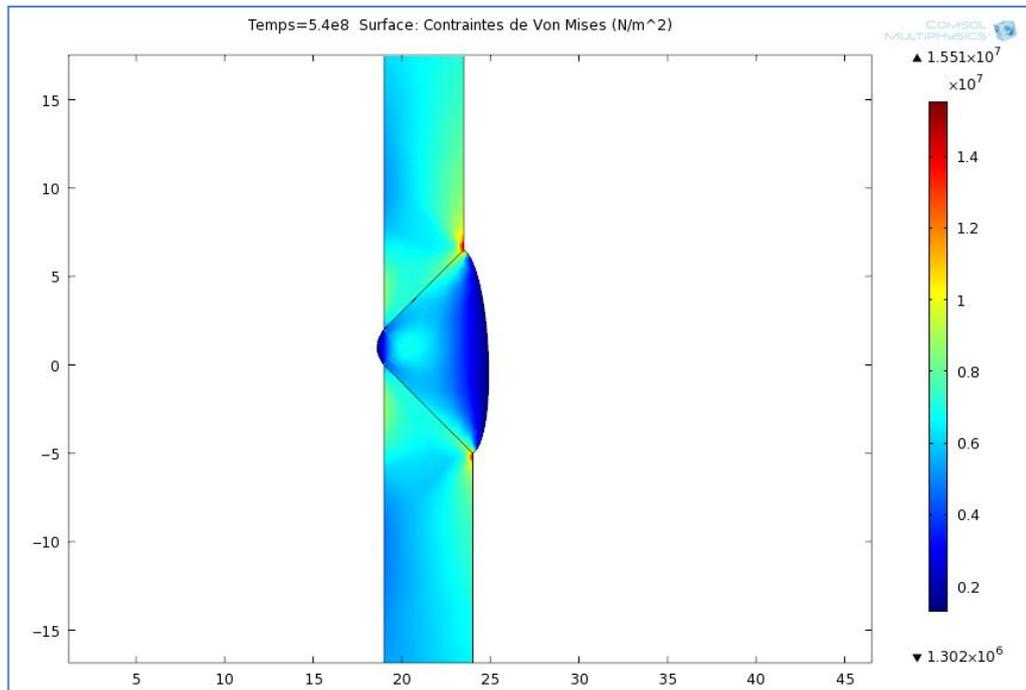


Figure 4.15 : La distribution du champ des contraintes de Von Mises après 150 000 h de fonctionnement

Pour connaître la distribution des contraintes de Von mises sur la paroi on va représenter les courbes d'iso-contraintes

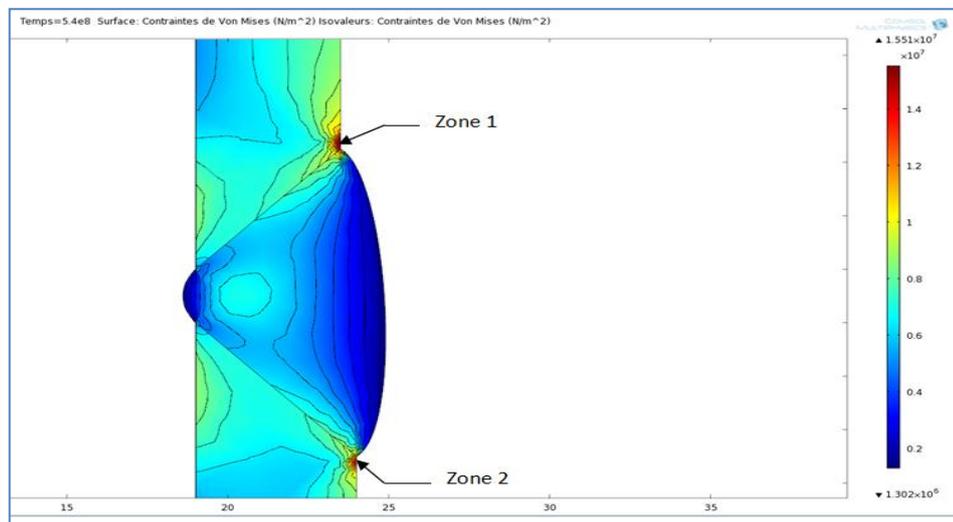


Figure 4.16 : les courbes d'iso-contraintes

Dans les figures 4-(16,17 et 18) nous pouvons observer deux points (les zones de concentrations de contours de contraintes) correspondant à deux valeurs

maximales pour la contrainte, une prée du joint de soudure côté gauche et l'autre côté droit. On constate aussi que la forme de l'interface, la position de la zone, et les propriétés physiques des matériaux ont un grand effet sur la contrainte de Von mises.

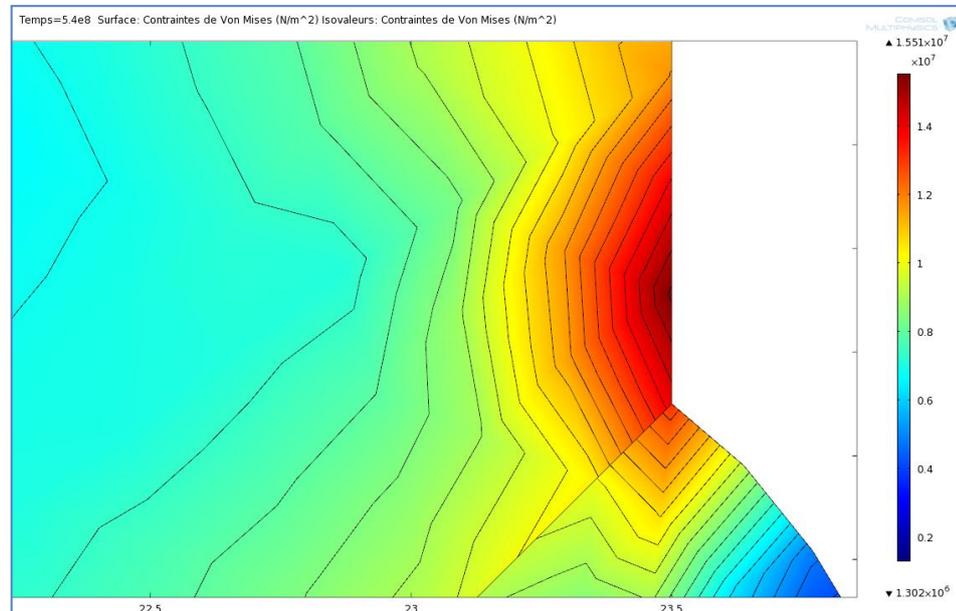


Figure 4.17 : Zones de concentrations de contours de contraintes côté gauche

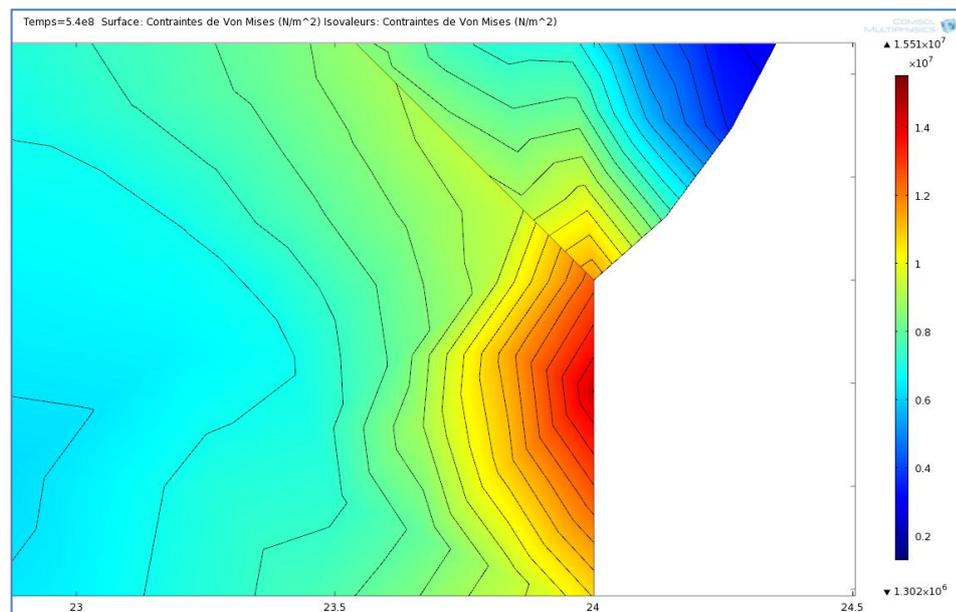


Figure 4.18 : Zones de concentrations de contours de contraintes côté droit

4.3.1 La variation du champ de contrainte de Von mises suivant la direction Z :

La figure 4.19 représente la trajectoire utilisée pour déterminée bien le comportement mécanique (contraintes de Von mises) sur la paroi. On prend plusieurs points sur toute la longueur du paroi.et on obtient les courbes suivantes.

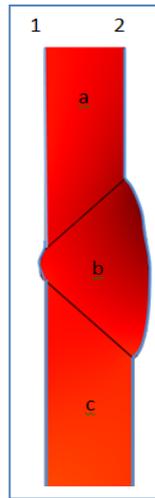


Figure 4.19 : les trajectoires des contraintes de Von Mises

4.3.2 La variation du champ de contrainte de Von mises suivant la direction Z .1:

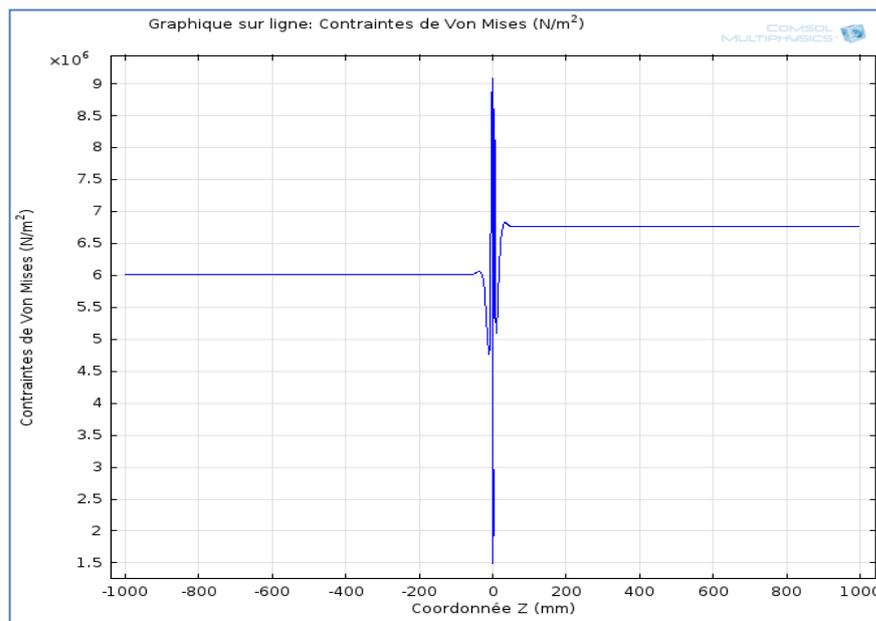


Figure 4.20 : contrainte de Von mises suivant la trajectoire 1

Dans la figure 4.20 qui représente le graph de la variation des contraintes de Von mises suivant Z sur la toute la trajectoire 1, on observe qu'il y a des grandes variations dans des zones et une stabilité dans les autres zones.

Pour bien comprendre on va découper la trajectoire 1 en 3 zones (a, b, c).

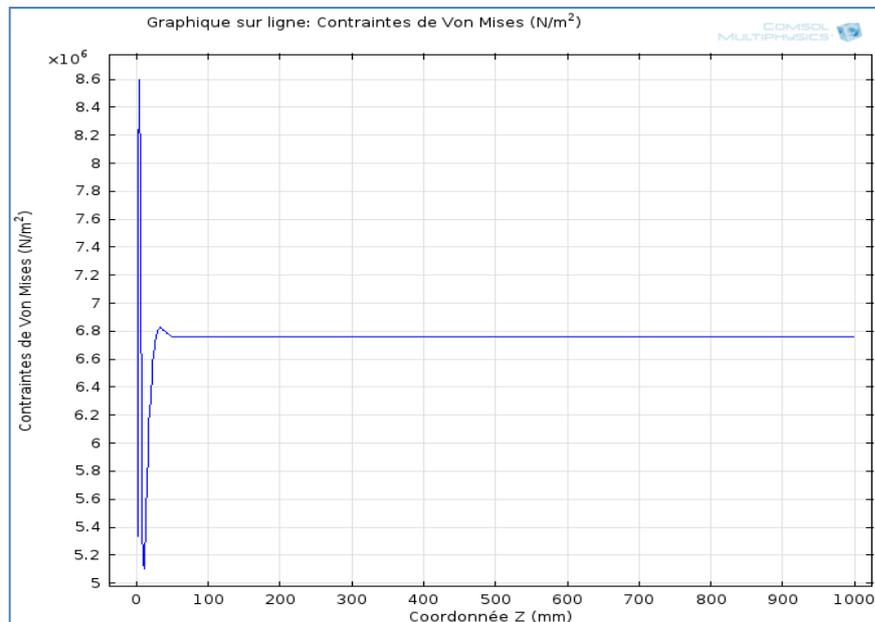


Figure 4.20.A : Contrainte de Von mises suivant la partie 1.A

La figure 4.20.A représenté la variation de la contrainte de Von mises dans la partie A de la zone 1. On observe que dans le point $Z=0$ la contrainte augmente brusquement de $5.33 \text{ E}6$ à une valeur maximal de $8.59 \text{ E}6$, et redescendre a une valeur de $5.10 \text{ E}6$, puis elle augmente jusqu'à la valeur $6.8 \text{ E}6$ où elle commence à se stabilisé et atteint une valeur de $6.76 \text{ E}6$ cette variation due au positionnement car elle se trouve dans la zone de contact entre la paroi et le joint de soudure.

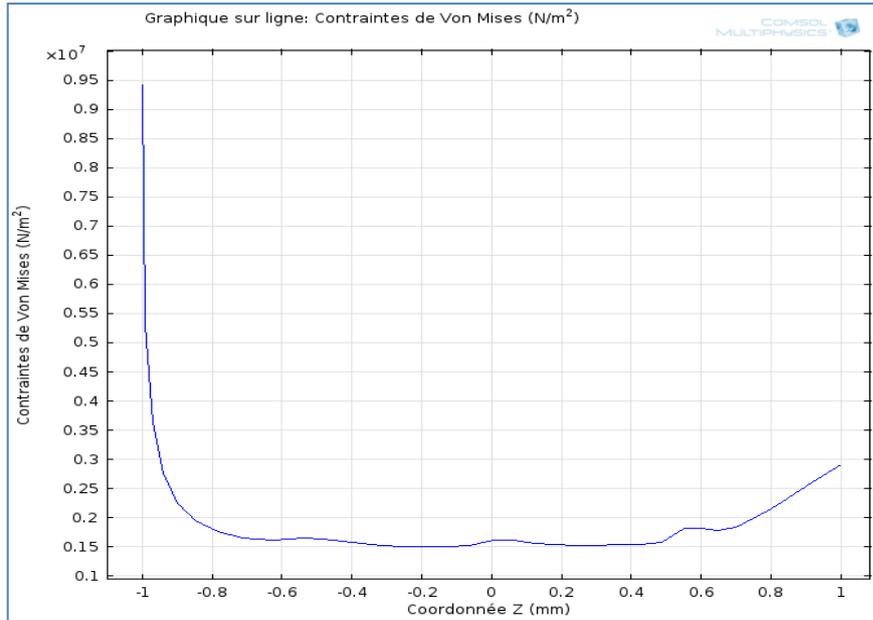


Figure 4.20.B : Contrainte de Von mises suivant la partie 1.B

La figure 4.20.B représente la distribution de la contrainte de Von mises sur le joint de soudure coté intérieur. On observe au point $z=-1$ qui représente la zone de contact entre le joint de soudure et la paroi où la valeur chute de $0.94 E7$ à $0.15 E7$, après elle commence à augmenter jusqu'à la deuxième extrémité de joint de soudure où elle atteint une valeur égale à $0.29 E7$.

D'après les résultats on constate que les importantes valeurs de contraintes sont localisées dans les zones de contact.

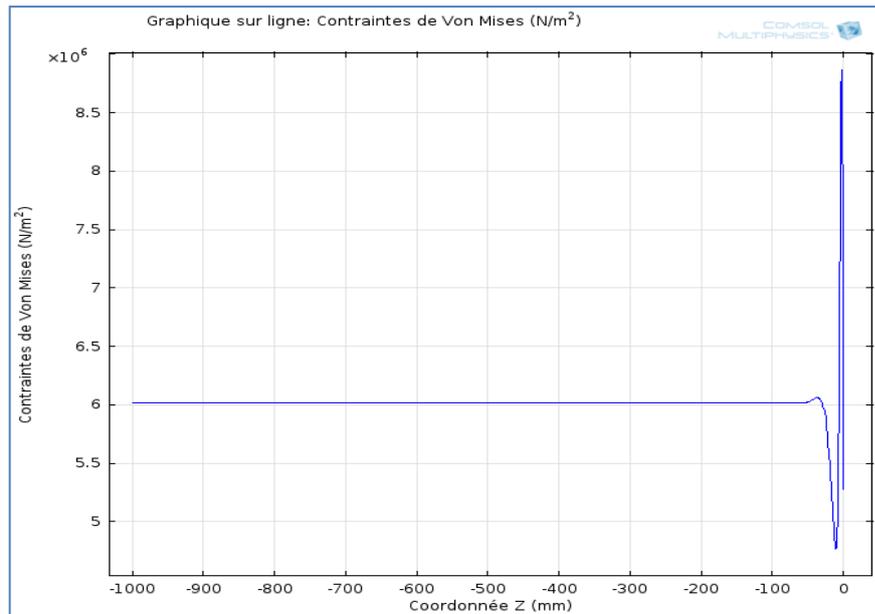


Figure 4.20.C : Contrainte de Von mises suivant la partie 1.C

La figure 4.20.C représente la variation des valeurs de contraintes suivant la trajectoire 1 partie C. à $z=0$ le point de contact entre la deuxième partie de l'échangeur et le joint de soudure la valeur égale $2.26 \text{ E}6$ elle augmente à une valeur maximale de $8.86 \text{ E}6$ et diminue à une valeur de $4.76 \text{ E}6$ puis se stabilise à une valeur de $6.02 \text{ E}6$ après 50 mm de joint de soudure.

4.3.3 La variation du champ de contrainte de Von mises suivant la direction Z2 :

Dans cette deuxième partie on va étudier la distribution de la contrainte de Von mises suivant la trajectoire 2 pour pouvoir faire la comparaison et compléter les résultats.

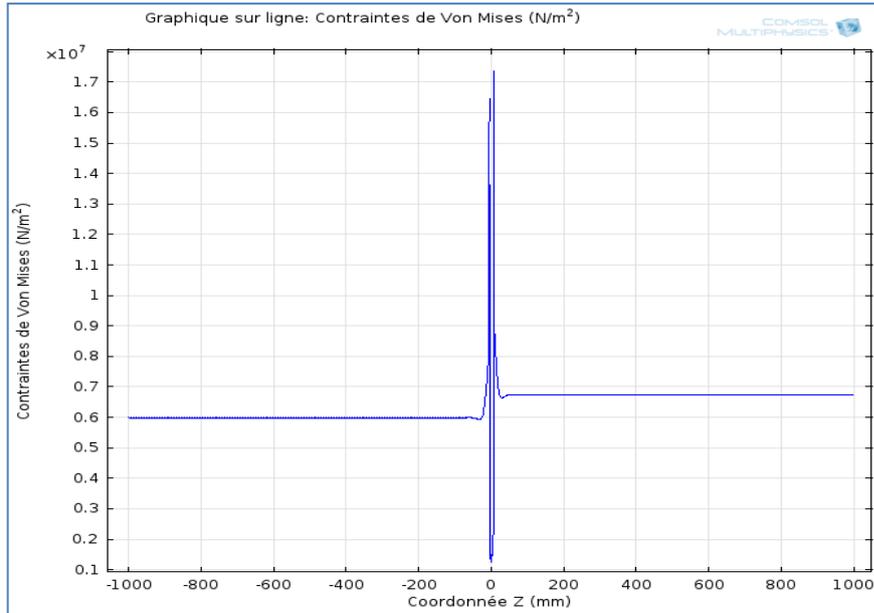


Figure 4.21 : contrainte de Von mises suivant la trajectoire 2

La figure 4.21 représente la distribution des contraintes de Von mises suivant la trajectoire 2, et pour mieux comprendre on va la décomposer en 3 zones.

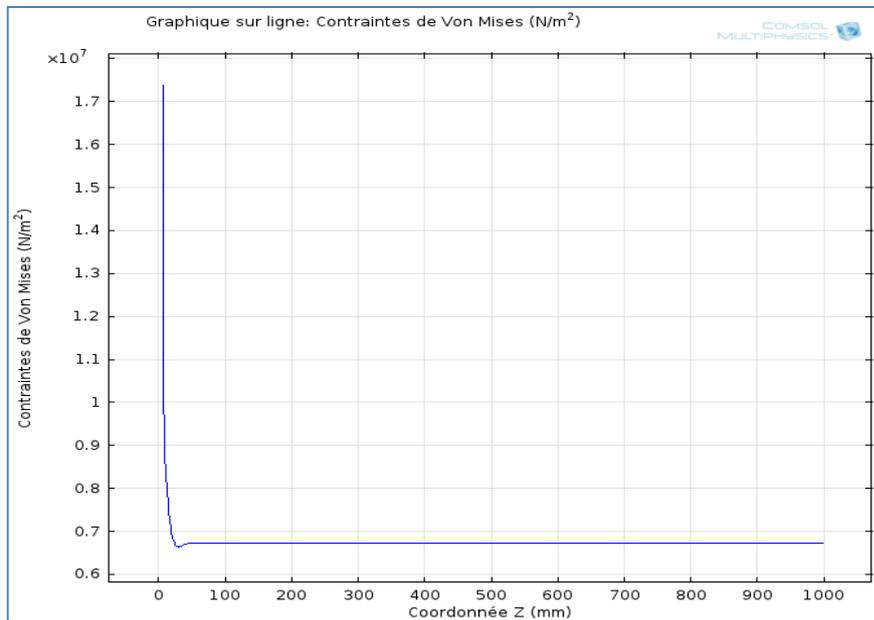


Figure 4.21.A : Contrainte de Von mises suivant la partie 2.A

Dans cette figure on a représenté la distribution de la contrainte de Von mises dans la paroi A. on observe que la valeur diminue à $Z=0$ d'une valeur maximal de $1.73E7$ a une valeur de $6.63 E6$ après elle se stabilise a une valeur de $6.7 E6$.

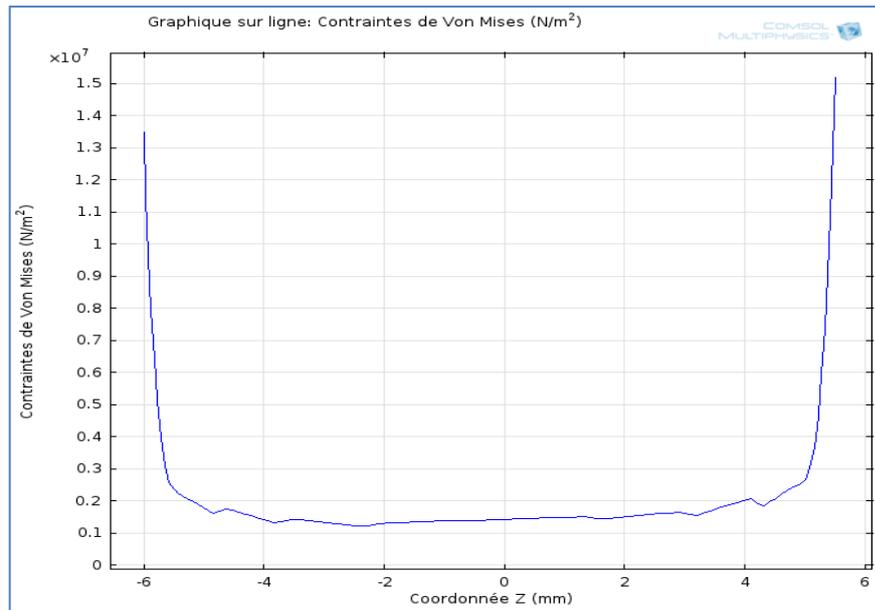


Figure 4.21.B : Contrainte de Von mises suivant la partie 2-B

Cette figure représente la distribution des contraintes de Von mises suivant la surface de joint de soudure. On observe qu'elle est très grande dans les deux extrémités du joint entre 1.36 E7 et 1.56 E7. Et diminue au milieu et presque constante 0.2 E7.

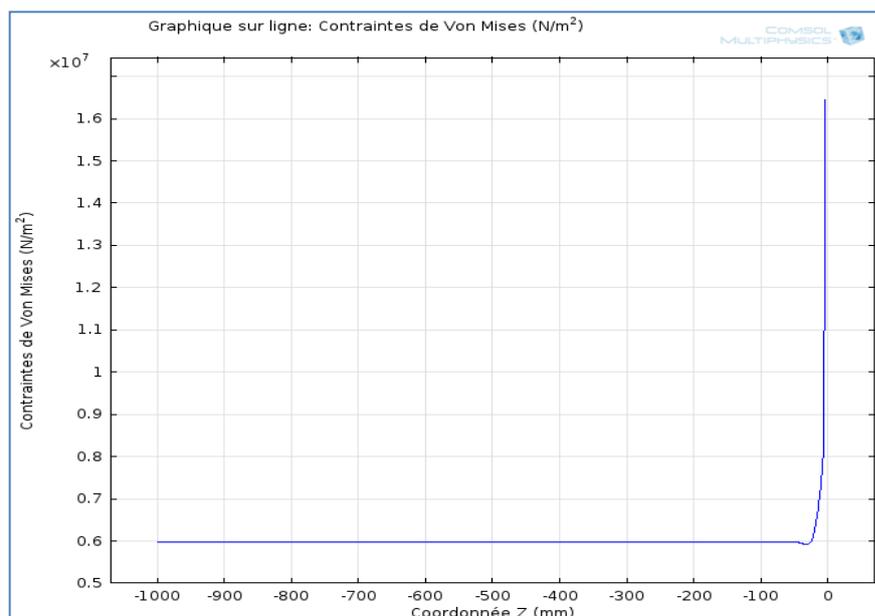


Figure 4.21.C : Contrainte de Von mises suivant la partie 2.C

Dans cette figure le graph représente les contraintes de Von mises en fonction de la longueur Z représenté par la trajectoire 2.C. On observe que la valeur de contrainte est très grande dans la zone de contact entre le joint de soudure et la paroi et diminue dans la longueur de la paroi pour atteindre une valeur de $0.6 E7$.

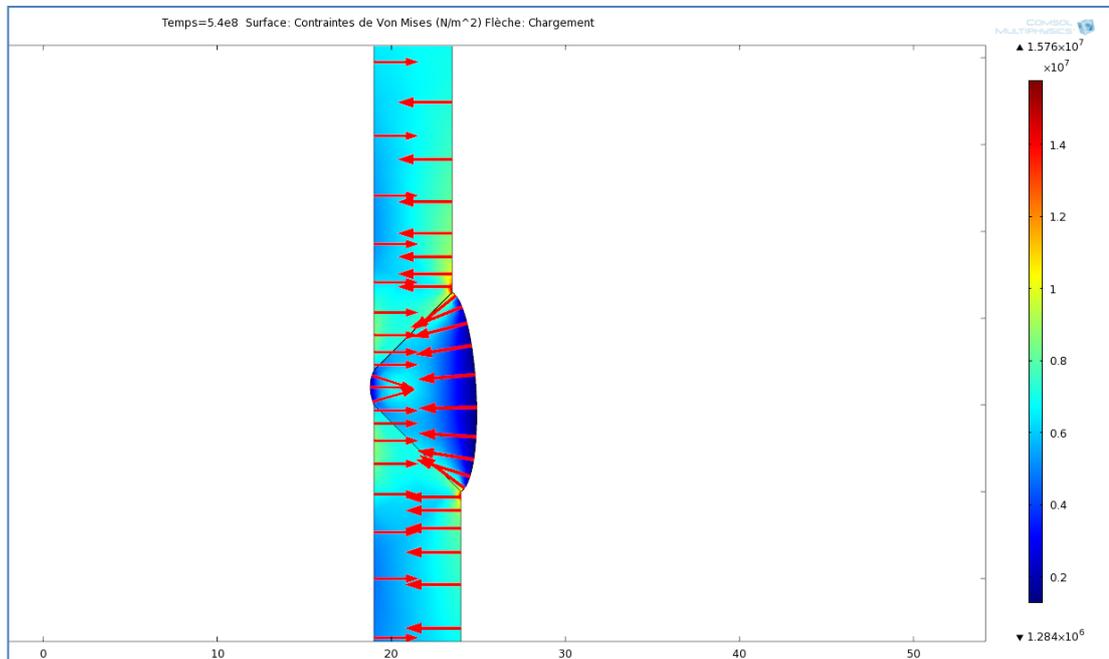


Figure 4.22 : La répartition des chargements sur la pièce.

Cette figure montre la répartition des charges sur la paroi, on observe que pour les zones des grandes valeurs des contraintes sont aussi sous des charges importantes comme les deux zone de la figure 4.16.

D'après cette figure on constate que les charges appliqué sur la pièce ont une influence sur les valeurs des contraintes ce qui est logique.

Comme une petite conclusion sur la distribution des contraintes. Les figures (20;21) illustre la variation de la contrainte équivalente de Von Mises suivant le les trajectoires de la paroi. Sa valeur est une mesure de l'état globale des contraintes dans la paroi, en remarque l'allure particulière que prennent ces courbes. Ils ont une forme W ce qui confirme les remarques trouvées. L'ordre de grandeur de la contrainte, représenté par la courbe correspondant à l'interface extérieur, varie de 2 à 28 MPa. L'ordre de grandeur de la contrainte le long de la

périphérie $R = 19 \text{ mm}$, varie de 1.3 à 8.8 MPa. En comparaison avec les autres courbes et de point de vue quantitatif, ces figures confirment que la zone qui est juste à côté de joint de soudure est soumise à des contraintes importantes par rapport au reste de la paroi, mais ne dépassant néanmoins pas, la résistance à la rupture des deux aciers (490 MPa).

4.4 Les déformations dans la paroi soudée de l'échangeur :

La figure 4.23 représente les contours de déplacement dans la paroi pour mieux comprendre et pouvoir analyser le problème, on va mesurer et représenter la déformation dans plusieurs points et suivant différentes trajectoires.

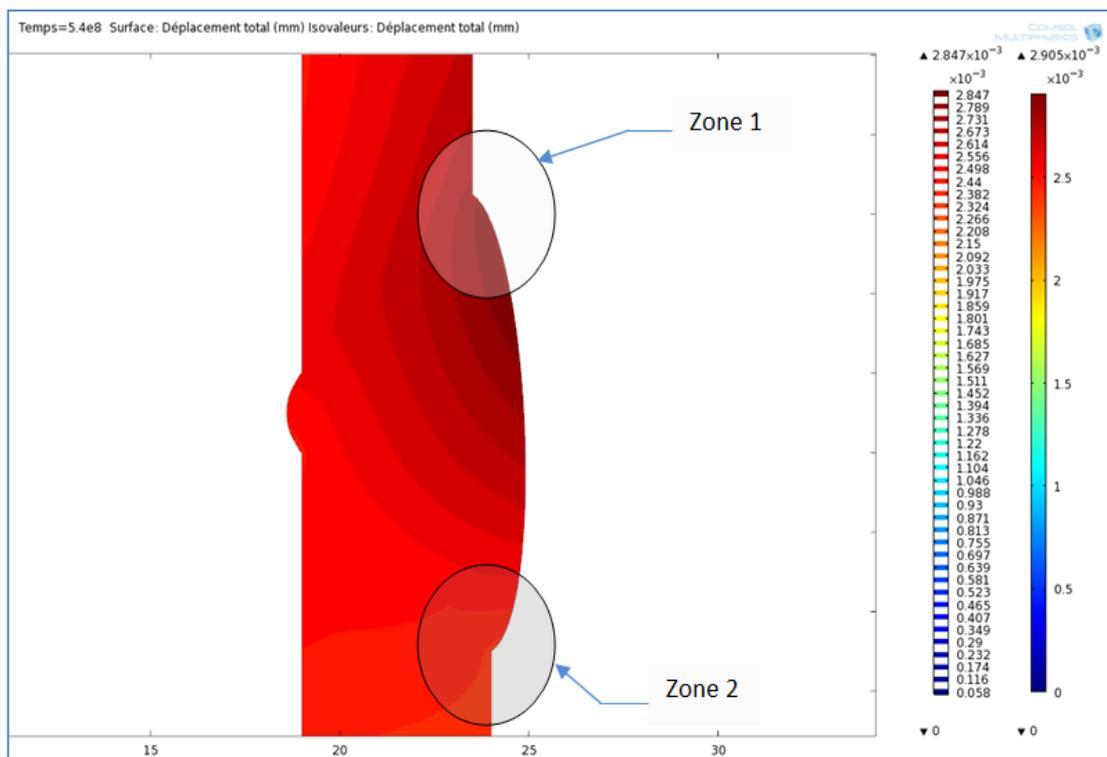


Figure 4.23 : la distribution de la déformation dans la paroi

4.4.1 Les déplacements dans la paroi soudée de l'échangeur suivant la trajectoire Z :

La figure 4.24 représente les trajectoires utilisées sur la longueur de la paroi suivant la direction X de notre repère, et nous choisissons ce chemin entre les

deux extrémités parce que c'est une zone qui supporte des grands chargements soit en compression ou en traction et des déformations de flambages.

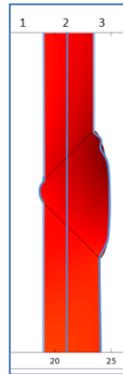


Figure 4.24 : Représentation de la trajectoire utilisée sur la longueur de la paroi.

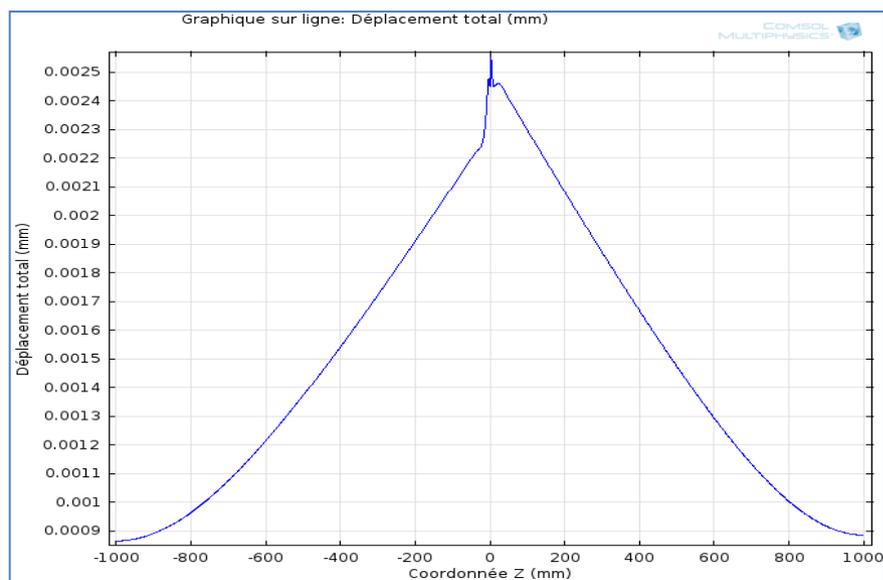


Figure 4.25 : représentation des déplacements suivant la trajectoire 1

La figure 4.25 représente les déplacements enregistrés suivant la trajectoire 1, elle montre que le champ de déplacement augmente à partir des extrémités gauche et droite de la paroi vers la partie soudée. La valeur maximale de déplacement est 0.0025 mm qui se trouve sur le joint.

Par contre dans le déplacement diminue jusqu'à une valeur presque nulle dans les extrémités. Ce qui est logique par rapport aux conditions de chargement.

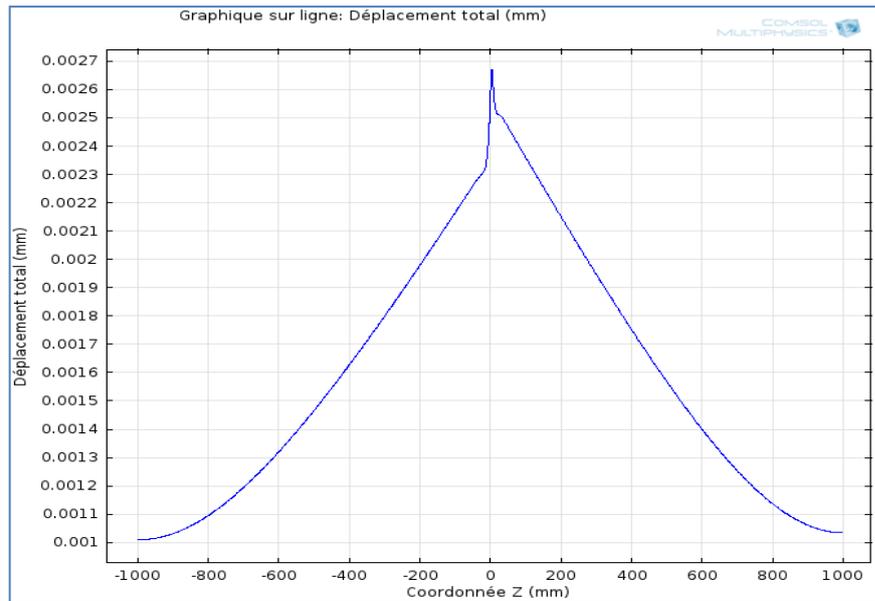


Figure 4.26 : représentation des déplacements suivant la trajectoire 2

La figure 4.26 illustre les déformations suivant Z, elle montre très clairement que les déformations sont très importantes sur le joint de soudure sous forme d'une déformation de valeur 0.0026 mm et une déformation de 0.001 mm qui est logique avec la réalité puisque on a supposé un appui plan dans les extrémités ce qui implique une déformation nulle.

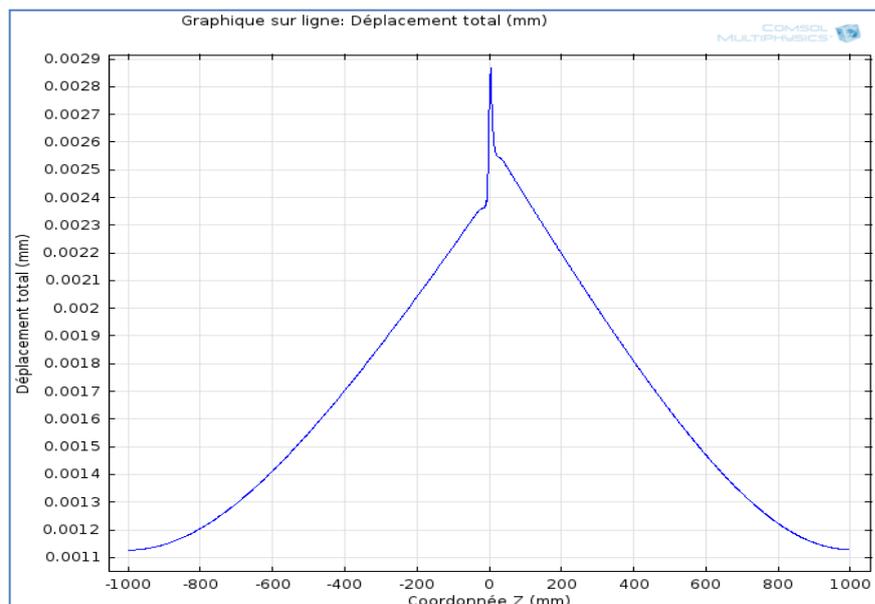


Figure 4.27 : représentation des déplacements suivant la trajectoire 3

La figure 4.27 comme les autres figures représente la variation de déplacement suivant z , mais la seule différence dans ce cas est la valeur maximale de déplacement sur le joint de soudure qui est 0.0028 (mm), la cause de cette augmentation est la position de la trajectoire (trajectoire extérieure) ou les forces de pression exercent directement sur la paroi et aussi la surface du joint dans cette zone. Et pour le déplacement dans les deux extrémités sont toujours négligeable cette petite valeur causée par la présence d'un appui plan.

4.4.2 Les déplacements dans la paroi soudée de l'échangeur suivant des différents rayons :

Dans cette partie du travail on va mesurer et représenter les déplacements suivant les différentes trajectoires (rayons).

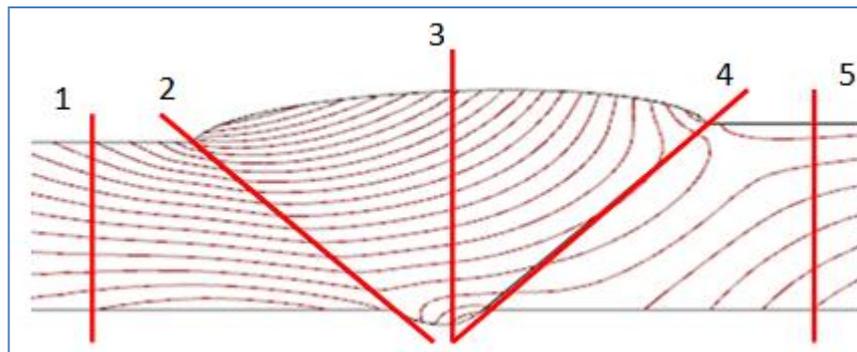


Figure 4.28 : représentation des trajectoires utilisées pour mesurer les déformations.

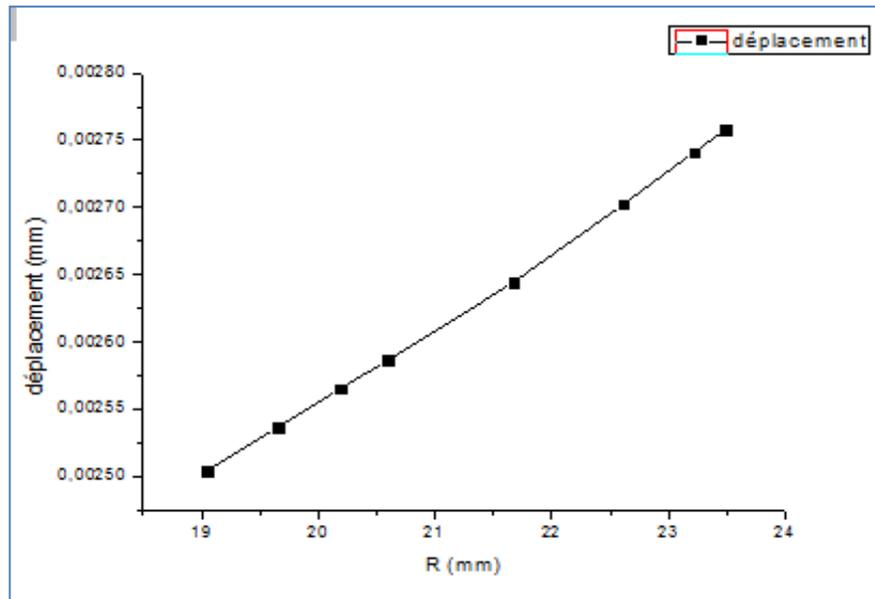


Figure 4.29 : Les déformations suivant la trajectoire R1

La figure 4.29 illustre la variation de déplacement suivant R1. On observe que la valeur du déplacement augmente de l'intérieur à l'extérieur.

La valeur minimale de déplacement est 0.0025 mm où $r=19$ mm sur la paroi interne et 0.00275 mm sur la paroi externe ça veut dire il ya une force de traction vers l'intérieur.

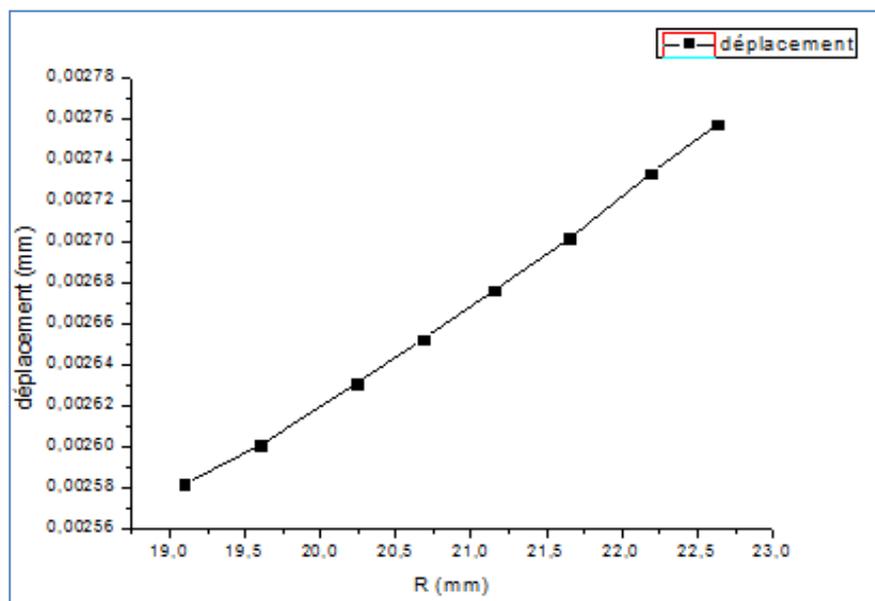


Figure 4.30 : Les déformations suivant la trajectoire R2

La figure 4.30 représente la variation du déplacement suivant la trajectoire R2, qui se trouve au niveau de la zone de contact entre les deux métaux. Dans ce cas la valeur minimale de déplacement est 0.00256 où $R=19$ mm et la valeur maximale est 0.00276 mm où $R=23.5$ mm.

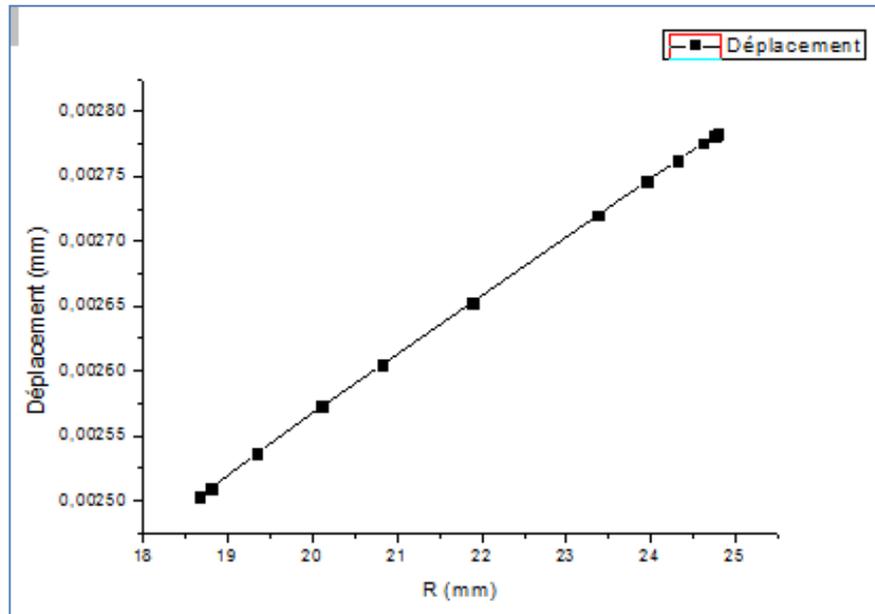


Figure 4.31 : Les déformations suivant la trajectoire R3

La figure 4.31 représente la variation des valeurs de déplacement suivant la trajectoire R3 au milieu du joint de soudure. Puisque les valeurs sont grandes à l'extérieur et diminuent vers l'intérieur alors il existe une force de traction vers l'intérieur.

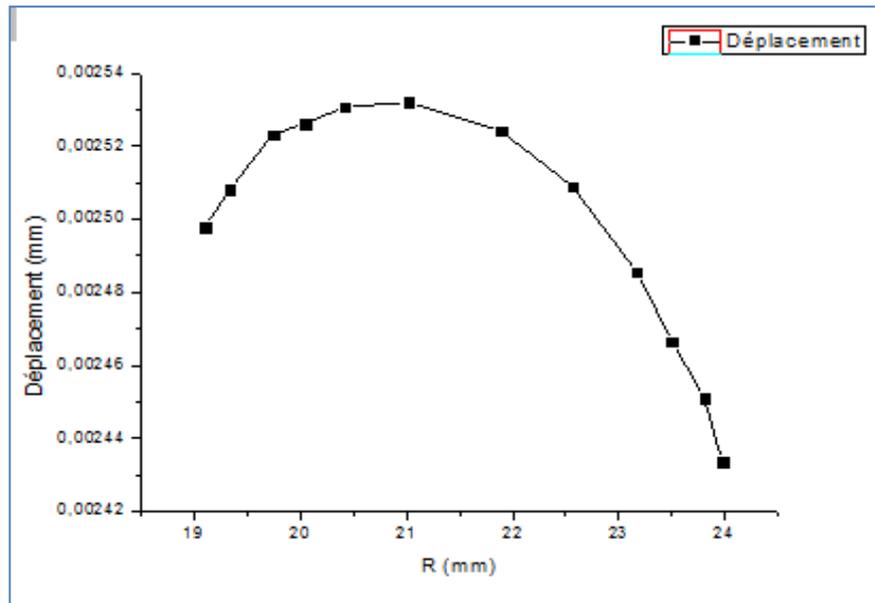


Figure 4.32 : Les déformations suivant la trajectoire R4

Dans la figure 4.32 qui représente la variation des valeurs de déplacement en fonction de la trajectoire R4. On observe qu'il y a une augmentation dans la valeur de déformation de 0.0025 mm à 0.00253 mm au point $R=21\text{mm}$, après il a une diminution dans cette valeur jusqu'à la valeur minimale 0.0243 qui se trouve sur la paroi extérieur.

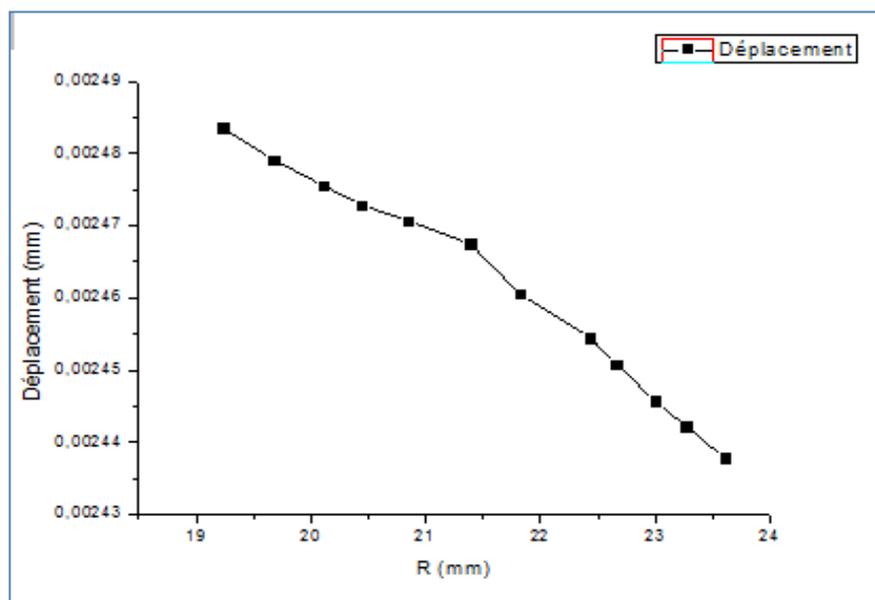


Figure 4.33 : Les déformations suivant la trajectoire R5

La figure 4.33 illustre la variation de la déformation suivant la trajectoire R5. On observe une diminution dans la valeur de déformation de l'intérieur 0.00249 mm vers l'extérieur 0.00243 mm.

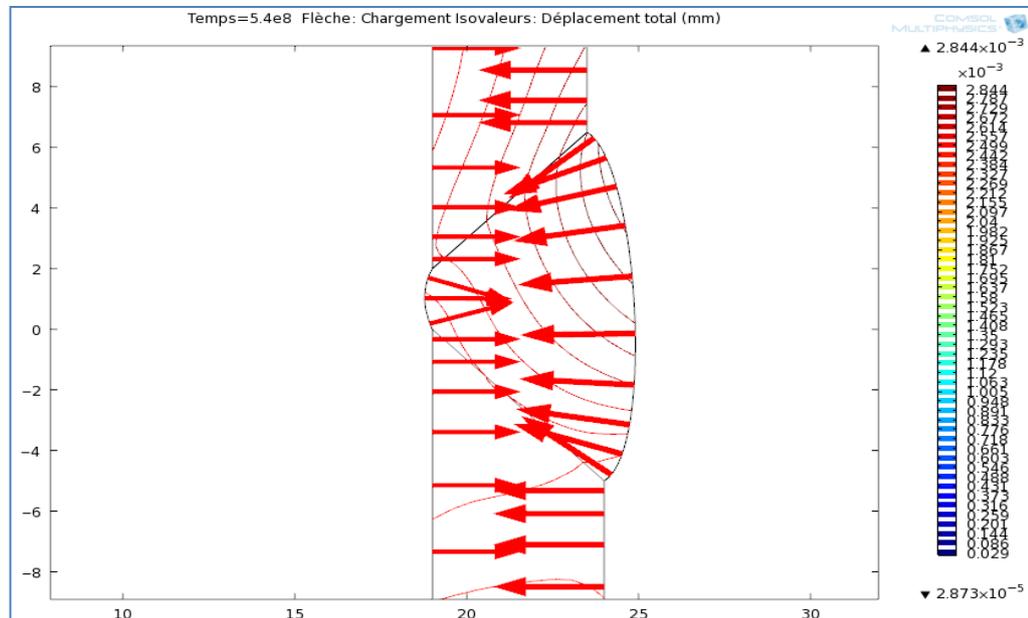


Figure 4.34 : La relation entre les chargements et les déplacements

Cette figure nous montre la relation entre les chargements et le déplacement. On observe qu'il y a des grande valeurs de déformation dans les zones ou on applique des grandes charges ce qui est logique aussi.

- Ces résultats montrent que le joint de soudure est la partie la plus faible dans le tube.

V.6 Conclusion :

Les recherche précédentes ont donné une grande importance à la partie métallurgique plus particulièrement les phénomènes microscopiques et leurs influences sur les propriétés mécanique. Mais dans notre cas nous sommes parmi les premiers qui ont étudié le champ de température et les contraintes mécaniques au niveau du joint de soudure dans un échangeur de chaleur au cours de son fonctionnement (150 000 h) alors on n'a pas trouvé des résultats pour les comparer.

CONCLUSION GENERALE:

En conclusion de cette étude, nous pouvons affirmer que la modélisation thermomécanique des différents assemblages revêt un caractère sécuritaire avant tout. En effet, le comportement du soudage dans des conditions de chargement (pression et température) caractérise la fiabilité et la sécurité des installations industrielles.

Dans notre étude, on a présenté une technique de réparation de soudage à arc électrique pour la réparation des défaillances prématuré des tubes surchauffeur et réchauffeur.

Le calcul de ces contraintes nous a permis de prédire les défaillances dans la zone estimée de concentration des contraintes localisée au soudage qui joint les tubes. Le calcul numérique a donné une bonne conformité avec le cas réel. La répartition des contraintes équivalentes de vos mises se concentre d'une variation brusque au joint de soudure, ainsi on a remarqué une variation du champ de température dans cette zone. On confirme que le joint de soudage est une zone fragile pour la défaillance de tube surchauffeur.

Les résultats présentés dans cette étude sont relatives à la modélisation thermique et mécanique des échangeurs de chaleurs notamment aux joints de soudures des tubes surchauffeur et réchauffeurs.

LISTE DES SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS :

- C_{p_s} : La chaleur spécifique à pression constante ($J\ kg^{-1}\ k^{-1}$).
- C_{p_g} : La chaleur spécifique à pression constante ($J\ kg^{-1}\ k^{-1}$).
- D_i : Diamètre intérieur du tube (m).
- D_o : Diamètre extérieur du tube (m).
- G : Vitesse massique de gaz de combustion ($m\ s^{-1}$).
- h_s : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($W\ m^{-2}\ k^{-1}$).
- h_g : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($W\ m^{-2}\ k^{-1}$).
- k_s : Conductivité thermique ($W\ m^{-1}\ k^{-1}$).
- k_g : Conductivité thermique ($W\ m^{-1}\ k^{-1}$).
- L : La longueur du tube (m).
- \dot{m}_s : Débit massique de vapeur ($kg\ h^{-1}$).
- \dot{m}_g : Débit massique de gaz de combustion ($kg\ h^{-1}$).
- N_w : Le nombre de tubes de large.
- Nu_s : Nombre de Nusselt coté vapeur.
- Nu_g : Nombre de Nusselt coté gaz de combustion.
- Pr_s : Nombre Prandtl de côté vapeur.
- Pr_g : Nombre Prandtl coté gaz de combustion.
- Re : Nombre de Reynolds coté vapeur.
- Re_g : Nombre de Reynolds coté vapeur.
- St : Pas transversal (m).
- T : La température ($^{\circ}\ k$).

- σ_{eq} : Contrainte équivalente de Von mises (N /mm²)
- σ_n : Contrainte normale (N /mm²)
- τ : Contrainte tangentielle (N /mm²)
- E : Module de Young (N /mm²)
- ε_{el} : déformation élastique (%)
- ε_{th} : Déformation thermique (%)
- ε_{tot} : Déformation totale (%)
- ν : Coefficient de Poisson
- W : Ecoulement de gaz (kg h⁻¹).
- μ : La viscosité dynamique (en kg m⁻¹ s⁻¹).
- ρ : Densité (kg m⁻³).
- e : Extérieur.
- o : Intérieur.
- g : Gaz.
- s : Vapeur.
- t : Transversal.

REFERENCES:

1. Chakrapani Basavaraju, Bechtel Corporation, Thermal Stresses at Dissimilar Pipe-Stanchion Interfaces, 2004 ASME Pressure Vessels and Piping Conference.
2. (N. Haddard 2003), "Fatigue thermique d'un acier inoxydable austénitique 304L : simulation de l'amorçage et de la croissance des fissures courtes en fatigue isotherme et anisotherme", Thèse ENSMP, (2003).
3. (Hayashi et al 1994) Hayashi, M, Enomoto, K, Saito, T, Miyagawa, T, 1994. ASME PVP, 287, 81.
4. Ray, A. K. Tiwari, Y. N., Roy, P. K., Chaudhuri, S., Bose, S. C., Ghosh, R. N., et al. (2007). Creep rupture analysis and remaining life assessment of 2.25Cr–1Mo steel tubes from a thermal power plant. *Materials Science and Engineering. A – Structural Materials: Properties, Microstructure and Processing*, 454–455(2007), 679–684.
5. J. Ahmad, J. Purbolaksono. Analysis on a failed 2.25Cr–1Mo reheater bent tube at upper bank vertical tubes region. *Engineering Failure Analysis* Volume 18, Issue 1, January 2011, Pages 523-529.
6. Port, R. D., & Herro, H. M. (1991). *The NALCO guide to boiler failure analysis*. New York: Nalco Chemical Company, McGraw-Hill Inc.
7. Starr, F, Castle, J., & Walker, R. (2004). Potential problems in the identification of the root cause of superheater tube failures in 9Cr martensitic alloys. *Materials at High Temperatures*, 21(3), 147–160.

8. Chaudhuri, S. (2006). Some aspects of metallurgical assessment of boiler tubes basic principles and case studies. *Materials Science and Engineering. A – Structural Materials: Properties, Microstructure and Processing*, 432, 90–99.
9. Viswanathan, R., Foulds, J. R., Roberts, D. A. (1988). Method for estimating the temperature of reheater and superheater tubes in fossils boilers. In *Proceeding of the international conference on life extension and assessment*, The Hague.
10. Othman, H., Purbolaksono, J., & Ahmad, B. (2009). Failure investigation on deformed superheater tube. *Engineering Failure Analysis*, 16(1), 329–339.
11. Purbolaksono, J, Hong, Y. W., Nor, S. S. M, Othman, H., & Ahmad, B. (2009). Evaluation on reheater tube failure. *Engineering Failure Analysis*, 16(1), 533–537.
12. Purbolaksono J, Ahmad J, Khinani A, Ali AA, Rashid AZ. Failure case studies of SA213-T 22 steel tubes of boiler through computer simulations. *J Loss Prevent Proc* 2009; 23(1): 98–105.
13. Viswanathan, R. (1989). *Damage mechanics and life assessment of high temperature components*. Ohio: ASM International.
14. Xiao-Chi Niu, Jian-Ming Gong, Yong Jiang, Jun -Tao Bao: Creep damage prediction of the steam pipelines with high temperature and high pressure *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Volume 86, Issue 9, September 2009, Pages 593–598.
15. International Steam Tables Wolfgang Wagner Hans-Joachim Kretzschmar *Properties of Water and Steam Based on the Industrial Formulation IAPWS-IF97* 2009; 17(1): 158–67.
16. Ganapathy V. *Industrial boilers and heat recovery steam generator; design, applications, and calculations*. New York: Marcel Dekker; 2003.

17. Incropera FP, Dewitt DP Introduction to heat transfer. 3rd ed. John Wiley, 1996
18. French DN. Metallurgical failures in fossil fired boilers. New York: A Wiley – Inter science Publication, John Wiley and Sons Inc.; 2000.
19. Purbolaksono J et al. Failure analysis on a primary superheater tube of a power plant. Eng Failure Anal 2010; 17:158–67.
20. Purbolaksono J, Khinani A, Ali A, Rashid AZ, Ahmad J, Nordin NF. A new method for estimating heat flux in superheater and reheater tubes. Nucl Eng Des 2009; 239(10):1879–84.
21. Purbolaksono J, Khinani A, Ali A, Rashid AZ, Nordin NF. Prediction of oxide scale growth in superheater and reheater tubes. Corros Sci 2009; 51(5):1022–9.
22. Ahmad J, Purbolaksono J. An incident investigation on stub tube at high temperature reheater outlet header region of a power plant. Eng Fail Anal 2010; 17(5):1254–9
23. Rahman MM, Purbolaksono J, Ahmad J. Root cause failure analysis of a division wall superheater tube of a coal-fired power station. Eng Fail Anal 2010; 17(6):1490–4.
24. Ahmad J, Purbolaksono J, Beng LC. Failure analysis on high temperature superheater Inconel_ 800 tube. Eng Fail Anal 2010; 17(1):328–33.
25. Ennis PJ, Quadackers WJ. Implications of steam oxidation for the service life of high-strength martensitic steel components in high-temperature plant. Int J Pressure Vessels Piping 2007; 84:82–7.
26. Lee Nam-Hyuck et al. Failure analysis of a boiler tube in USC coal power plant. Eng Failure Anal 2009; 16:2031–5.

27. Varin RA, Haftek J. Structural changes in ferritic heat-resistant steel after long-term service. *Mater Sci Eng* 1984; 62:129–36.
28. Viswanathan R, Paterson SR, Grunloh H, Gehl S. Life assessment of superheater reheater tubes in fossil boilers. *J Pressure Vessel Technol, Trans ASME* 1994; 116(1):1–16
29. Smith BJ, Marder AR. Metallurgical mechanism for corrosion-fatigue (circumferential) crack initiation and propagation in Cr–Mo boiler tube steels. *Mater Charact* 1994; 33:43–50.
30. Smith BJ et al. High-temperature corrosion-fatigue (circumferential) cracking life evaluation procedure for low alloy (Cr–Mo) boiler tube steels. *Mater Charact* 1995; 34:81.
31. J. Purbolaksono, A. Khinani, A.A. Ali, A.Z. Rashid, N.F. Nordin Prediction of oxide scale growth in superheater and reheater tubes *Corrosion Sci*, 51 (5) (2009), pp. 1022–1029.
32. Characterization of welds in X20CrMoV121 steel super heater tube system that were repaired with austenitic filler material after prolonged service. *Fac. of Mech Eng. Belgrade*.