

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE CONSTANTINE 1
FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

N° d'ordre :

Série :

MEMOIRE PRESENTE PAR :

MOHAMMEDI ALI

**EN VUE DE L'OBTENTION
DE DIPLOME DE MAGISTER**

**EN GENIE MECANIQUE
OPTION : CONSTRUCTION MECANIQUE**

SUJET :

**MODELISATION ANALYTIQUE DES CONTRAINTES
RESIDUELLES DANS LES ASSEMBLAGES TUBES-PLAQUES
TUBULAIRES**

Soutenu le : 28.. / ..06 / 2014

DEVANT LE JURY COMPOSE DE :

| | | |
|-------------------|------------------------------------|---------------------------------|
| Président | : Professeur Talbi Kamel | Université Constantine 1 |
| Rapporteur | : Professeur MEZIANI Salim | Université Constantine 1 |
| Examineur | : Professeur BOUCHOUCHA Ali | Université Constantine 1 |
| Examineur | : Professeur MILI Fayçal | Université Constantine 1 |

2013/2014

REMERCIEMENTS :

Avant toute chose, je tiens à remercier :

- Le Professeur Meziani Salim pour m'avoir fait l'honneur de suivre ce travail qui n'aurait jamais vu le jour sans son investissement, ses directives, ses conseils et remarques.
- Tous les Professeurs que j'ai fréquentés au cours de ma formation durant l'année 2011/2012, qui nous ont été d'une grande aide en rafraichissant nos mémoires et en prodiguant leurs conseils instructifs.
- Tous mes camarades de la promotion magister 2011 auprès de qui j'ai appris plein de choses utiles.
- Tous mes amis qui m'ont soutenu, aidé et encouragé à poursuivre mes études supérieures.
- Toute ma famille.
- Tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin, à l'aboutissement de cet humble travail.

MODELISATION ANALYTIQUE DES CONTRAINTES RESIDUELLES DANS LES ASSEMBLAGES TUBES-PLAQUES TUBULAIRES

RESUME :

Afin d'assurer l'intégrité d'un échangeur tubulaire, l'assemblage tubes-plaques tubulaires doit assurer l'étanchéité, positionner les tubes, encaisser les différentes charges et augmenter la rigidité de l'ensemble. Ces fonctions sont assurées par un choix optimisé de la pression maximale de dudgeonnage, des caractéristiques géométriques, mécaniques et thermiques des tubes et de la plaque. Souvent quand ils sont en service, ces assemblages perdent l'étanchéité soit à cause de la perte de la pression résiduelle de contact, produite par le procédé de fabrication, sous les effets du fluage et de la relaxation, soit à cause de l'apparition des fissures dans les tubes au niveau de la zone de transition à cause des charges mécanique, thermique et sous l'effet de la corrosion sous contraintes (CSC). Les vibrations engendrées par l'écoulement du fluide pourraient aussi introduire un mécanisme de rupture additionnel.

Au début, les recherches s'intéressaient aux techniques de dudgeonnage, ensuite ils se sont orientés vers la résistance axiale et ce n'est que plus tard qu'ils se sont orientés vers les contraintes résiduelles et les mécanismes de dégradation de l'assemblage.

Plusieurs modèles ont été développés pour prédire la pression résiduelle de contact à la fin du procédé de dudgeonnage : un modèle basé sur une supposition que l'assemblage est élastique parfaitement plastique, un autre tenant compte de l'écrouissage des matériaux par une loi de comportement bilinéaire, etc. Tous ces modèles avaient leurs points forts et leurs points faibles.

Récemment, un nouveau modèle analytique a été développé introduisant l'effet du fluage sur la relaxation sur les contraintes résiduelles et son effet sur la pression résiduelle de contact à la fin du procédé de dudgeonnage et en service.

Mots-clés : assemblage tubes-plaque à tubes, dudgeonnage hydraulique, contraintes résiduelles, pression résiduelle de contact, écrouissage.

ABSTRACT :

To ensure the integrity of a tubular exchanger, tubes to tub sheet assembly has seal plates, positioning the tubes to absorb the different loads and increase the rigidity of the assembly. These functions are performed by an optimized maximum pressure expander choice, by geometrical, mechanical and thermal characteristics of tubes and plate. Often when in service, the sealing assemblies is lost because of the loss of the residual contact pressure, produced by the manufacturing process, as the effects of creep and relaxation, or due to the emergence cracks in the tubes at the transition zone due to mechanical and thermal loads, under the effect of stress corrosion cracking (SCC). The vibrations generated by the fluid flow could also introduce a mechanism of additional rupture.

At first, the research was interested in the expansion process, and then they were oriented toward the axial resistance and it was only later that they were oriented to the residual stresses and degradation mechanisms of the assembly.

Several models have been developed to predict the residual contact pressure at the end of the expansion process: one based on an assumption that the assembly model is elastic perfectly plastic, another taking into account the hardening materials by a constitutive bilinear law, etc. All these models have their strengths and weaknesses.

Recently a new analytical model has been developed introducing the effect on the creep on the relaxation of the residual stress and its effect on the residual contact pressure at the end of the expansion process and in service.

Keywords: *tube-to-tube sheet joint, hydraulic expansion, residual stress, residual contact pressure, strain hardening.*

الخلاصة:

من أجل ضمان استمرارية عمل المبادلات الحرارية ذات الأنابيب فإن الوصلة بين الأنابيب و لوحة الأنابيب يجب أن تضمن الكتامة و تموضع الأنابيب و تحمل الأعباء و زيادة صلابة الجهاز. هذه الوظائف يضمنها الاختيار الأمثل للضغط الأقصى للتوسيع و الخصائص الميكانيكية و الهندسية و الحرارية للأنابيب و اللوحة. كثيرا ما تفقد هذه الوصلات من كتمامها اثناء العمل بسبب تلاشي الضغط المتبقي بعد عملية التوسيع تحت تأثير الارتخاء أو بسبب ظهور تشققات في الأنابيب خاصة في المنطقة الانتقالية تحت التأثيرات الميكانيكية و الحرارية أو تحت تأثير التآكل. و يمكن للاهتزازات التي يولدها مرور الموائع أن تخلق آليات انقطاع مفاجئ.

في البدايات اهتمت الدراسات بتقنيات التوسيع ثم اتجهت نحو دراسة المقاومة المحورية. أما أخيرا فقد اهتمت بالإجهادات الداخلية المتبقية و آليات اهتلاك الوصلة.

لقد تم تطوير الكثير من النماذج لتوقع ضغط التماس المتبقي عند انتهاء عملية التوسيع. و كل واحد منها يعتمد على فرضيات و له إيجابيات و سلبيات.

مؤخرا تم تطوير نموذج تحليلي يأخذ بعين الاعتبار تأثير التموجات الناتجة عن التشوه في الاجهادات الداخلية المتبقية و ضغط التماس المتبقي عند نهاية عملية التوسيع.

الكلمات المفتاحية: *تجميع أنابيب لوحة أنابيب، توسيع بالضغط الهيدروليكي، إجهادات متبقية، ضغط تماس متبقي.*

TABLE DES MATIERES

| | |
|--|-----------|
| Nomenclature | vii |
| Liste des figures | viii |
| Liste des tableaux | x |
| Introduction générale | 1 |
| | |
| Chapitre 1 : Généralités sur les échangeurs de chaleurs | 3 |
| 1.1 Préface | 3 |
| 1.2 Définition | 3 |
| 1.3 Principe générale de fonctionnement | 4 |
| 1.4 Composition | 4 |
| 1.5 Critères de classement des échangeurs | 5 |
| 1.5.1 Classement technologique | 5 |
| 1.5.2 Classement suivant le mode de transfert de chaleur | 5 |
| 1.5.3 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur | 5 |
| 1.5.4 Classement fonctionnel | 5 |
| 1.5.5 Classement suivant la compacité de l'échangeur | 6 |
| 1.5.6 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange | 6 |
| 1.6 Types d'échangeurs de chaleur | 6 |
| 1.6.1 Les échangeurs tubulaires | 6 |
| 1.6.2 Les échangeurs à plaques | 7 |
| 1.6.3 Autres types d'échangeurs | 9 |
| 1.7 Problèmes de fonctionnement | 12 |
| 1.7.1 Encrassement | 13 |
| 1.7.2 Corrosion | 14 |
| 1.7.3 Marteau de la vapeur ou de l'eau | 14 |
| 1.7.4 Vibrations | 15 |
| 1.7.5 Fatigue thermique | 16 |
| 1.7.6 Expansion thermique | 16 |
| 1.7.7 Engèlement | 16 |
| | |
| Chapitre 2 : Le procédé de dudgeonnage | 18 |
| 2.1 Généralités | 18 |
| 2.2 Les assemblages tubes-plaque à tubes | 20 |
| 2.3 Le procédé de dudgeonnage | 20 |
| 2.3.1 Le procédé TIG | 21 |
| 2.3.2 Types de courants de soudage | 22 |
| 2.3.3 Les principaux avantages et inconvénients du procédé TIG | 22 |
| 2.4 Le procédé de dudgeonnage | 22 |
| 2.4.1 Dudgeonnage par rouleaux | 24 |
| 2.4.2 Dudgeonnage par explosifs | 26 |
| 2.4.3 Dudgeonnage par pression hydraulique | 27 |
| 2.4.4 Dudgeonnage hybride | 29 |
| 2.5 Rigidité d'un assemblage tubes-plaque tubulaire | 29 |
| 2.5.1 Mécanisme de dégradation des assemblages tubes-plaques à tubes | 29 |
| 2.5.2 Corrosion sous contraintes | 30 |
| 2.5.3 Corrosion intergranulaire | 30 |

| | | |
|---|--|-----------|
| 2.5.3.1 | Méthodes d'étude de la corrosion intergranulaire | 31 |
| 2.5.3.2 | Initiation de la corrosion intergranulaire | 31 |
| 2.5.3.3 | Propagation de la corrosion intergranulaire; évaluation de son importance .. | 32 |
| 2.5.3.4 | Les facteurs de la corrosion intergranulaire | 32 |
| 2.5.4 | Contraintes cycliques | 32 |
| Chapitre 3 : Théorie des contraintes résiduelles | | 33 |
| 3.1 | Généralités | 33 |
| 3.2 | Définition globale des contraintes résiduelles | 33 |
| 3.3 | Production des contraintes résiduelles | 34 |
| 3.4 | Types de contraintes résiduelles | 34 |
| 3.5 | Effets des contraintes résiduelles sur les performances d'une composante | 35 |
| 3.6 | Evaluation des contraintes résiduelles | 36 |
| 3.7 | Les techniques de mesure des contraintes résiduelles | 37 |
| 3.7.1 | Perçage (trou) incrémental et contour d'anneau | 37 |
| 3.7.2 | Déflexion | 37 |
| 3.7.3 | Sectionnement | 38 |
| 3.7.4 | Crack Compliance Method («Slitting») | 38 |
| 3.7.5 | Diffraction par rayons-X | 39 |
| 3.7.6 | Synchrotron | 39 |
| 3.7.7 | Diffraction par neutrons | 40 |
| 3.7.8 | Techniques ultrasoniques | 40 |
| 3.7.9 | Méthodes magnétiques | 40 |
| 3.7.10 | Effets piezo-spectroscopiques (Raman) | 41 |
| 3.7.11 | Méthodes photo-élastiques | 41 |
| Chapitre 4 : Modélisation analytique des contraintes résiduelles | | 42 |
| 4.1 | Généralités | 42 |
| 4.2 | Contexte théorique | 42 |
| 4.3 | Modèle analytique avec écrouissage | 43 |
| 4.3.1 | Dudgeonnage sans déformation plastique de la plaque | 44 |
| 4.3.2 | Dudgeonnage avec déformation élasto-plastique de la plaque | 50 |
| 4.4 | Contraintes résiduelles | 51 |
| 4.4.1 | Contraintes résiduelles dans le tube | 51 |
| 4.4.2 | Contraintes résiduelles dans la plaque | 52 |
| 4.5 | Résultats et commentaires | 52 |
| 4.5.1 | Présentation de MATLAB | 52 |
| 4.5.2 | Données géométriques et mécaniques | 52 |
| 4.5.3 | Déroulement du procédé de dudgeonnage | 53 |
| 4.5.4 | Interprétation des résultats | 59 |
| 4.6 | Conclusions | 60 |
| Chapitre 5 : Modélisation par éléments finis | | 61 |
| 5.1 | Introduction | 61 |
| 5.2 | Premier exemple | 61 |
| 5.2.1 | Géométrie et modèle 3-D | 61 |
| 5.2.2 | Caractéristiques mécaniques et géométriques | 63 |

| | | |
|-------|---|-----------|
| 5.2.3 | Résultats et discussions | 63 |
| 5.3 | Deuxième exemple | 65 |
| 5.3.1 | Géométrie et modèle | 66 |
| 5.3.2 | Résultats et discussion | 67 |
| 5.4 | Troisième exemple | 67 |
| 5.4.1 | Géométrie et modèle 3D | 67 |
| 5.4.2 | Caractéristiques et géométriques | 68 |
| 5.4.3 | Résultats et discussions | 69 |
| 5.4.4 | Conclusions | 70 |
| 5.4.5 | Comparaison des résultats avec ceux du modèle analytiques | 70 |
| 5.5 | Conclusions | 73 |
| | Conclusion générale | 74 |
| | Bibliographie | 75 |

NOMENCLATURE (LISTE DES ABREVIATIONS ET ACRONYMES)

ABREVIATIONS :

| | |
|-----------------------|--|
| ν_t, ν_p | : Coefficient de Poisson (tube et plaque) |
| ν | : Coefficient plastique de Poisson ($\nu = 0.5$) |
| σ_e | : Contrainte équivalente (MPa) |
| σ_r | : Contrainte radiale (MPa) |
| σ_θ | : Contrainte tangentielle (MPa) |
| σ_z | : Contrainte axiale (MPa) |
| A_t, A_p | : Constantes intermédiaires ($2*(2-\nu_t)/3/E_t$ et $2*(2-\nu_p)/3/E_p$) |
| c_s, c_{smax} | : Rayon de l'interface élasto-plastique de la plaque et sa valeur maximale (mm) |
| c_t, c_{yt} | : Rayon de l'interface élasto-plastique du tube durant le chargement et le retour plastique (mm) |
| E_{pt}, E_{pp} | : Module plastique du tube et de la plaque (GPa) |
| E_t, E_p | : Module de Young de du tube et de la plaque (MPa) |
| E_{tt}, E_{tp} | : Module tangent de Young de du tube et de la plaque (GPa) |
| J | : Jeu initial (mm) |
| P_{at}, P_{ap} | : Pression de début de l'écoulement plastique du tube et de la plaque (MPa) |
| $P_c, P_{c,max}$ | : Pression de contact et sa valeur maximale (MPa) |
| P_c^* | : Pression résiduelle de contact (MPa) |
| $P_e, P_{e,max}$ | : Pression de dudgeonnage et sa valeur maximale (MPa) |
| P_{esyt}, P_{esypt} | : Pression de début de l'écoulement plastique du tube et de la plaque (MPa) |
| r | : Rayon (mm) |
| r_i, r_e | : Rayon intérieur et extérieur du tube (mm) |
| R_i, R_e | : Rayon intérieur et extérieur de la plaque (mm) |
| S_{yt}, S_{yp} | : Contrainte de l'écoulement plastique du tube et de la plaque (MPa) |
| U_r | : Déplacement radial (mm) |
| Y_t | : Rapport des rayons du tube (r_e/r_i) |
| Y_p | : Rapport des rayons de la plaque (R_e/R_i) |
| Y_{ct} | : Rapport plastique des rayons du tube |

ACRONYMES :

| | |
|------|--|
| ASTM | : American Society of Testing and Materials |
| ASME | : American Society of Mechanical and Engineers |
| CRC | : Corrosion sous contraintes |
| GV | : Générateur de vapeur |

LISTE DES FIGURES :

- Figure 1-1 : Différents types d'échangeurs tubulaires
Figure 1-2 : Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire
Figure 1-3 : Échangeur à plaques et joints
Figure 1-4 : Évaporateurs (schémas de principe)
Figure 1-5 : Condenseurs (schémas de principe)
Figure 1-6 : Échangeur à lit fluidisé (contact direct)
Figure 1-7 : Échangeur à tubes de verre
Figure 1-8 : Échangeurs en graphite
Figure 1-9 : Échangeurs en céramique
Figure 1-10 : Échangeurs en matière plastique
Figure 1-11 : Tube endommagé par effet de marteau par la vapeur d'eau
Figure 1-12 : La vitesse des vibrations induites le long d'un tube
Figure 1-13 : Rupture par fatigue thermique dans un secteur en U
Figure 1-14 : Engèlement d'un tube à proximité de la plaque
Figure 2-1- Centrale électrique : schéma représentatif
Figure 2-2 : Circuit primaire : schéma simplifié
Figure 2-3 : Schéma simplifié d'un générateur de vapeur
Figure 2-4 : Echangeurs à tubes et la zone d'assemblage des tubes dans les plaques
Figure 2-5 : Assemblage par soudage orbital
Figure 2-6 : assemblage d'un tube et d'une plaque par dudgeonnage
Figure 2-7 : Expansion parallèle et avec élargissement
Figure 2-8 : Dispositif de dudgeonnage par rouleaux
Figure 2-9 : Coupe transversale d'un dispositif à trois rouleaux
Figure 2-10 : Préparations au procédé de dudgeonnage par explosifs
Figure 2-11 : Dudgeonnage par charge explosive : installation
Figure 2-12 : Résultat de la détonation
Figure 2-13 : Dudgeonnage hydraulique
Figure 2-14 : Mandrin de dudgeonnage hydraulique (TENDO)
Figure 4.1 : Séquence de la pression d'expansion
Figure 4-2 : Pression de dudgeonnage en fonction du déplacement radial au diamètre extérieur du tube
Figure 4-3 : Pression résiduelle de contact en fonction de la pression de dudgeonnage (pression appliquée)
Figure 4-4 : Variation de la pression résiduelle de contact en fonction du jeu initial
Figure 4-5 : Variation de la contrainte résiduelle équivalente en fonction du jeu initial
Figure 4-6 : Variation de la pression résiduelle de contact en fonction de l'épaisseur du tube
Figure 4-7 : Variation de la contrainte résiduelle équivalente en fonction de l'épaisseur du tube
Figure 4-8 : Variation de la pression résiduelle de contact en fonction du jeu initial avec des valeurs différentes du module tangent du tube
Figure 4-9 : Variation de la contrainte résiduelle équivalente en fonction du jeu initial avec des valeurs différentes du module tangent du tube
Figure 4-10 : Variation de la pression résiduelle de contact en fonction du jeu initial avec des valeurs différentes des modules tangents de la plaque

Figure 4-11 : Variation de la contrainte résiduelle équivalente en fonction du jeu initial avec des valeurs différentes des modules tangents de la plaque

Figure 5-1a : Géométrie et les dimensions du modèle du joint tube-plaque tubulaire

Figure 5-1b : Maillage complet du modèle 3-D

Figure 5-1c : Vue 2-D du modèle avec des conditions aux limites sur le côté primaire

Figure 5-2 : Déplacement radial des diamètres intérieur et extérieur du tube Chargé et résiduel

Figure 5-3 : Distributions des contraintes sur les surfaces externes (a) et interne (b) du tube après le déchargement

Figure 5-4 : Effets de l'écroutissage et du jeu sur la pression de contact

Figure 5-5 : Variation des pressions de contact comparée pour le modèle axisymétrique et 3D en fonction du jeu pour des matériaux différents

Figure 5-6 : Maillage et conditions aux limites appliquées au modèle

Figure 5-7 : Evolution de la contrainte résiduelle interfaciale en fonction de la pression d'expansion

Figure 5-8 : Configuration des trous dans la plaque

Figure 5-9 : Coupe axiale du joint

Figure 5-10 : Modèle éléments finis 3D avec maillage

Figure 5-11 : Distribution de la pression résiduelle de contact pour un joint sans rainure

Figure 5-12 : Distribution de la pression résiduelle de contact pour un joint avec rainure

Figure 5-13 : Pression résiduelle de contact en fonction de la pression d'expansion

Figure 5-14 : Force d'arrachement en fonction de la pression d'expansion

Figure 5-15 : Comparaison entre les modèles analytique et éléments finis

LISTE DES TABLEAUX :

- Tableau 4-1 : Données géométriques et mécaniques du tube et de la plaque
- Tableau 5-1 : Caractéristiques géométriques et mécaniques de l'assemblage
- Tableau 5-2 : Caractéristiques mécaniques des composants
- Tableau 5-3 : Caractéristiques géométriques du tube et de la plaque
- Tableau 5.4 : Valeurs approximatives de la pression résiduelle de contact
- Tableau 5-5 : Caractéristiques mécaniques des composants
- Tableau 5-6 : Valeurs analytiques de la pression résiduelle de contact
- Tableau 5-7 : Comparaison des modèles analytique et éléments finis

INTRODUCTION GENERALE

Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans diverses industries pour un large éventail d'applications. Certaines de ces applications peuvent être trouvées dans le secteur de chauffage, domaine de climatisation, production d'électricité, récupérations de la chaleur perdue, et traitement des produits chimiques...etc.

Les échangeurs de chaleur 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 les échangeurs à fluides séparés, le transfert de chaleur s'effectue à travers une paroi matérielle, ce qui exclut donc les échangeurs dits « à contact direct ». Deux grandes familles : les échangeurs tubulaires et les échangeurs à plaques où les tubes à l'intérieur desquels circule le fluide sont assemblés à une plaque séparant ainsi les circuits primaire et secondaire.

L'un des principes utilisés pour assurer l'assemblage tube plaque est le principe de dudgeonnage. Il consiste à créer une expansion radiale du tube par mandrinage, ou par pression hydraulique entraînant une déformation plastique du tube. Les contraintes résiduelles se traduisent par une pression de contact tube-plaque ayant pour conséquence la réalisation d'une liaison mécanique résistante entre le tube et la plaque. Les outils utilisés ne doivent pas provoquer d'empreintes à pentes brusques sur le métal, ni arrachement, ni bien sûr d'amorces de fissures.

Pour qu'un échangeur soit opérationnel, il faut que le joint entre les tubes et la plaque à tubes soit étanche pour séparer les circuits primaire et secondaire. Cette étanchéité est assurée par le procédé de dudgeonnage et plus précisément la pression résiduelle de contact qui en résulte. Une étude détaillée de cette pression et des contraintes résiduelles s'impose donc pour déterminer les facteurs qui peuvent avoir une influence importante sur ces deux paramètres.

L'objectif de ce travail est d'entreprendre une étude analytique des contraintes résiduelles et de la pression résiduelle de contact générées par le procédé de dudgeonnage hydraulique dans les assemblages tubes-plaques à tubes. Les paramètres mécaniques et géométriques seront pris en considération. Les objectifs à atteindre sont :

- Choisir un modèle analytique pour prédire les contraintes résiduelles produites par le procédé de dudgeonnage et analyser les effets des caractéristiques mécaniques et géométriques les plus significatifs sur les contraintes résiduelles en général et la pression résiduelle de contact en particulier.
- Utiliser ce modèle pour effectuer le calcul des contraintes et de la pression tout en variant les paramètres géométriques et mécaniques pour déterminer les plus influents.
- Faire un résumé des travaux de simulation les plus récents (sur ANSYS) et confronter leurs résultats à ceux obtenus par le modèle analytique si c'est possible.

Pour atteindre ces objectifs, le travail a été organisé comme suit :

1. Faire une recherche bibliographique sur les échangeurs de chaleur, le procédé de dudgeonnage et les contraintes résiduelles (chapitres 1, 2 et 3).
2. Choisir le modèle analytique, l'exposer et l'utiliser pour analyser les paramètres géométriques et mécaniques influant sur les contraintes résiduelles et la pression de contact en utilisant MATLAB (chapitre 4).
3. Résumer les travaux de simulation et les confronter aux résultats du modèle analytique (chapitre 5).

Par conséquent, le mémoire se composera de cinq chapitres :

- Chapitre 1 : une première recherche bibliographique sur les échangeurs de chaleur, leur principe de fonctionnement, leur composition, les critères de leur classement, leurs types et les problèmes rencontrés durant leur fonctionnement.
- Chapitre 2 : une deuxième recherche bibliographique sur les assemblages tubes-plaque à tubes, les principaux procédés de ces assemblages, le soudage, le dudgeonnage et ses types ainsi que la rigidité du joint et ses mécanismes de dégradation.
- Chapitre 3 : une dernière recherche bibliographique sur la théorie des contraintes résiduelles, leur production, leurs types, leur effets sur les performances d'un composant et les techniques de leurs mesures.
- Chapitre 4 : un résumé du modèle analytique choisi pour calculer les contraintes résiduelles et la pression résiduelle de contact, ensuite l'application de ce modèle pour déterminer les paramètres les plus influents.
- Chapitre 5 : un résumé des travaux de simulation par éléments finis les plus récents pour tenter de les confronter au modèle analytique choisi et vérifier sa fiabilité.

Chapitre 1

LES ECHANGEURS DE CHALEUR

1.1. Préface

Au cours du quart de siècle passé, l'importance des échangeurs de chaleur a augmenté énormément du point de vue de la conservation de l'énergie, la conversion, la récupération et la mise en œuvre réussie des nouvelles sources d'énergie. Son importance est également en augmentation du point de vue des préoccupations environnementales telles que la pollution thermique, la pollution atmosphérique, la pollution de l'eau et l'élimination des déchets. Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans domaine de l'énergie, le transport, la climatisation et la réfrigération, la cryogénique, la récupération de chaleur, les carburants alternatifs, et les industries manufacturières, tout en étant des éléments clés de nombreux produits industriels disponibles sur le marché. D'un point de vue pédagogique, les échangeurs de chaleur illustrent d'une manière ou d'une autre la plupart des principes fondamentaux des sciences thermiques, servant ainsi un excellent moyen pour l'examen et l'application, aux lignes directrices pour les études universitaires. Des avancées significatives ont eu lieu dans le développement de la technologie de fabrication des échangeurs de chaleur ainsi que la théorie du design.

Dans les sociétés industrielles, 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.

1.2. Définition

Un échangeur de chaleur est un appareil de transfert de chaleur qui est utilisé pour le transfert de l'énergie thermique interne entre deux ou plusieurs fluides à des températures différentes. Dans la plupart des échangeurs de chaleur, les fluides sont séparés par une surface de transfert de chaleur, et, idéalement, ils ne se mélangent pas. [1]

Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans les domaines de l'énergie, du pétrole, du transport, de la climatisation, de la réfrigération, de la cryogénie, de la récupération de chaleur, des carburants alternatifs, et d'autres industries.

Des exemples courants d'échangeurs de chaleur qui nous sont familiers : les radiateurs d'automobiles, les condenseurs, les évaporateurs, les réchauffeurs d'air et refroidisseurs d'huile. [2]

1.3. Principe général de fonctionnement

Le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid. En d'autres termes, le fluide chaud se refroidit au contact du fluide froid et le fluide froid se réchauffe au contact du fluide chaud. Les deux fluides échangent de la chaleur à travers la paroi d'où le nom de l'appareil. On le voit, le principe général est simple mais il donne lieu à un grand nombre de réalisations différentes par la configuration géométrique. [1]

Le problème principal consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. On vient de le dire, la quantité de chaleur transférée dépend de la surface d'échange entre les deux fluides mais aussi de nombreux autres paramètres ce qui rend une étude précise de ces appareils assez complexe. Les flux de chaleur transférés vont aussi dépendre des températures d'entrée et des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique) ainsi que des coefficients d'échange par convection. Ce dernier paramètre dépend fortement de la configuration des écoulements et une étude précise doit faire appel à la mécanique des fluides. [1]

1.4. Composition

Un échangeur de chaleur est constitué d'éléments d'échange de chaleur tels qu'un noyau ou une matrice contenant la surface de transfert de chaleur, les éléments de distribution de fluides comme les en-têtes ou les réservoirs, les buses ou les tuyaux d'entrée et de sortie, etc. Habituellement, il n'y a pas de pièces mobiles dans l'échangeur de chaleur, mais il y a des exceptions, comme le récupérateur rotatif dans lequel la matrice est entraînée en rotation à une vitesse déterminée. La surface de transfert de chaleur est en contact direct avec les fluides et à travers laquelle la chaleur est transférée par conduction. La partie de la surface qui sépare les fluides est appelée la surface de contact primaire ou directe. Afin d'augmenter la surface de transfert, des surfaces secondaires connus comme des ailettes peuvent être fixées à la surface principale. [2]

L'étude complète d'un échangeur comporte une analyse thermique et hydraulique, une étude mécanique et une optimisation économique :

- **L'étude thermique** consiste essentiellement à déterminer la surface d'échange thermique nécessaire, le flux thermique échangé, la distribution des températures des deux fluides de l'entrée à la sortie de l'appareil.
- **L'étude hydraulique** a pour but de déterminer les pertes de charges dans l'appareil.
- **L'étude mécanique** concerne le calcul des efforts et contraintes en fonctionnement compte-tenu des températures et pressions opératoires.

- **L'optimisation économique** consistera à trouver le meilleur compromis, pour une puissance de transfert donnée, entre une surface d'échange faible avec des vitesses de fluides élevées, au prix d'une puissance de pompage importante, et d'autre part, une surface d'échange plus grande, mais avec des vitesses de circulation des fluides plus faibles.

Dans ce qui suit, nous n'aborderons que le seul aspect de l'étude thermique, et ceci d'une manière très élémentaire.

1.5. Critères de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des types d'échangeurs. Les principaux sont:

1.5.1. Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;
- à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire ;
- autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

1.5.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient. [1]

1.5.3. Classement suivant le procédé de transfert de chaleur

Suivant qu'il y a ou non stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu.
- transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique.

1.5.4. Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase, suivant le cas, on dit que on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

- les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs ;
- les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs.

1.5.5. Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur (R.K. Shah propose qu'un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$). [1]

1.5.6. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi :

- les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée dépend de nombreux paramètres : les propriétés physiques des fluides, leur agressivité, les températures ainsi que les pressions de service. Les contraintes d'encombrement et de maintenance doivent aussi être prises en compte, ainsi que les considérations économiques. [1]

1.6. Types d'échangeurs de chaleur

Les principaux types d'échangeurs de chaleur rencontrés sont les suivants :

- les échangeurs tubulaires ;
- les échangeurs à plaques.

Compte-tenu des diverses applications dans lesquelles interviennent les échangeurs de chaleur, de leurs développements actuels et des nombreux critères de classement (cités ci-dessus), on n'a pas ici, la prétention de fournir une liste exhaustive des différentes configurations existantes. [1]

1.6.1. Les échangeurs tubulaires

Les échangeurs tubulaires représentent encore près de la moitié des échangeurs thermiques vendus. Ils présentent un certain nombre d'avantages : en particulier ils sont faciles à fabriquer, relativement bon marché, de maintenance aisée et surtout ils peuvent être utilisés à des pressions élevées et à de fortes températures. Leur robustesse et leur fiabilité contrebalancent leur encombrement. On distingue, le plus souvent, trois catégories :

- les échangeurs monotubes pour lesquels le tube est placé dans un réservoir (figure 1-1a);
- les échangeurs coaxiaux pour lesquels les tubes sont le plus souvent cintrés (figure 1-1b);
- les échangeurs multitubulaires qui existent sous 4 formes :
 - i. les échangeurs à tubes séparés (figure 1-1c): à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises.
 - ii. les échangeurs à tubes rapprochés (figure 1-1d): les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire de rubans enroulés en spirale autour de certains d'entre eux.

iii. les échangeurs à tubes ailetés qui permettent d'améliorer le coefficient d'échange (figure 1-1e): lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur s'avère moins bon caloporteur que l'autre, l'utilisation d'ailettes autour des tubes ou dans les tubes s'impose pour que la résistance thermique globale ne soit pas entièrement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique.

Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons :

- les ailettes transversales divisées en deux groupes : les ailettes continues qui sont traversées par plusieurs tubes et qui sont généralement de forme rectangulaire planes ou ondulées, et les ailettes indépendantes qui sont traversées par un seul tube et qui peuvent être annulaires ou hélicoïdales, pleines ou segmentées. Elles peuvent être aussi à fil préformé, poinçonnées ou en brosse.
 - les ailettes longitudinales qui sont disposées selon l'axe des tubes et qui peuvent être localement torsadées.
- iv. les échangeurs à tubes et calandre (figure 1-1f): où la calandre est une enveloppe métallique cylindrique entourant un faisceau de tubes : ils possèdent une boîte de distribution c'est à dire un dispositif qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes. Ils peuvent être à boîte fixe, à boîte flottante, ou à tubes en U avec une boîte à chaque extrémité de l'échangeur. Les tubes peuvent être supportés par des chicanes afin d'augmenter la vitesse du fluide dans la calandre dans le but d'améliorer le coefficient d'échange. Pour cela, un compromis doit être trouvé pour avoir simultanément un coefficient d'échange global et des pertes de charge acceptables.

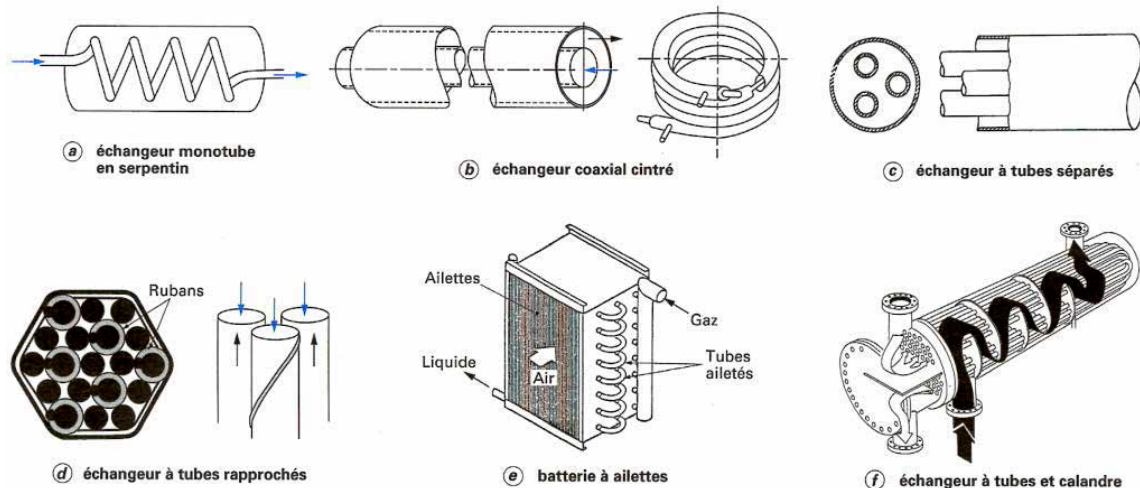


Figure 1-1 – Différents types d'échangeurs tubulaires [1]

1.6.2. Les échangeurs à plaques

De création plus récente que les échangeurs tubulaires, les échangeurs à plaques ont subi depuis leur création, il y a environ 60 ans, des améliorations substantielles. Ils sont formés par l'empilement d'un ensemble de plaques métalliques embouties (figures 1-2), au travers desquelles s'effectue le transfert de chaleur entre deux fluides. S'ils ne peuvent pas toujours être utilisés pour les températures élevées et les fortes pressions, les échangeurs à plaques bénéficient d'avantages tenant notamment à leur meilleur rendement et à leur compacité. Plusieurs technologies sont en concurrence. La principale, et la plus ancienne, est celle des

échangeurs à plaques avec joints (figure 1-3). Un joint par plaque assure l'étanchéité de l'échangeur ainsi que la répartition des fluides dans les canaux formés par deux plaques. Ces échangeurs ne peuvent être utilisés que pour des pressions maximales de 30 bars et des températures maximales de 200 degrés Celsius.

D'autres technologies plus récentes permettent de remédier aux inconvénients de l'existence de joints, comme les échangeurs à plaques soudées. Ces échangeurs (à plaques soudées) sont adaptés à l'utilisation de fluides encrassant corrosifs, chauds, sous pression, présentant des débits très différents de part et d'autre de la surface d'échange.

Il existe d'autres échangeurs à plaques dont la diffusion est moins importante tels que les échangeurs à spirales et les échangeurs à plaques brasées. Les échangeurs à plaques brasées sont formés de plaques embouties, mais sans joints, qui forment ainsi un appareil compact et résistent à hautes pressions.

Les échangeurs à spirales sont constitués de deux rubans de tôle gaufrée, enroulés et maintenus parallèles et où la circulation du fluide est de type monocanal à courants parallèles ou croisés.

Reste encore les échangeurs à plaques serties qui sont constitués d'un assemblage de tôles planes parallèles entre lesquelles sont disposées des ailettes. [2]

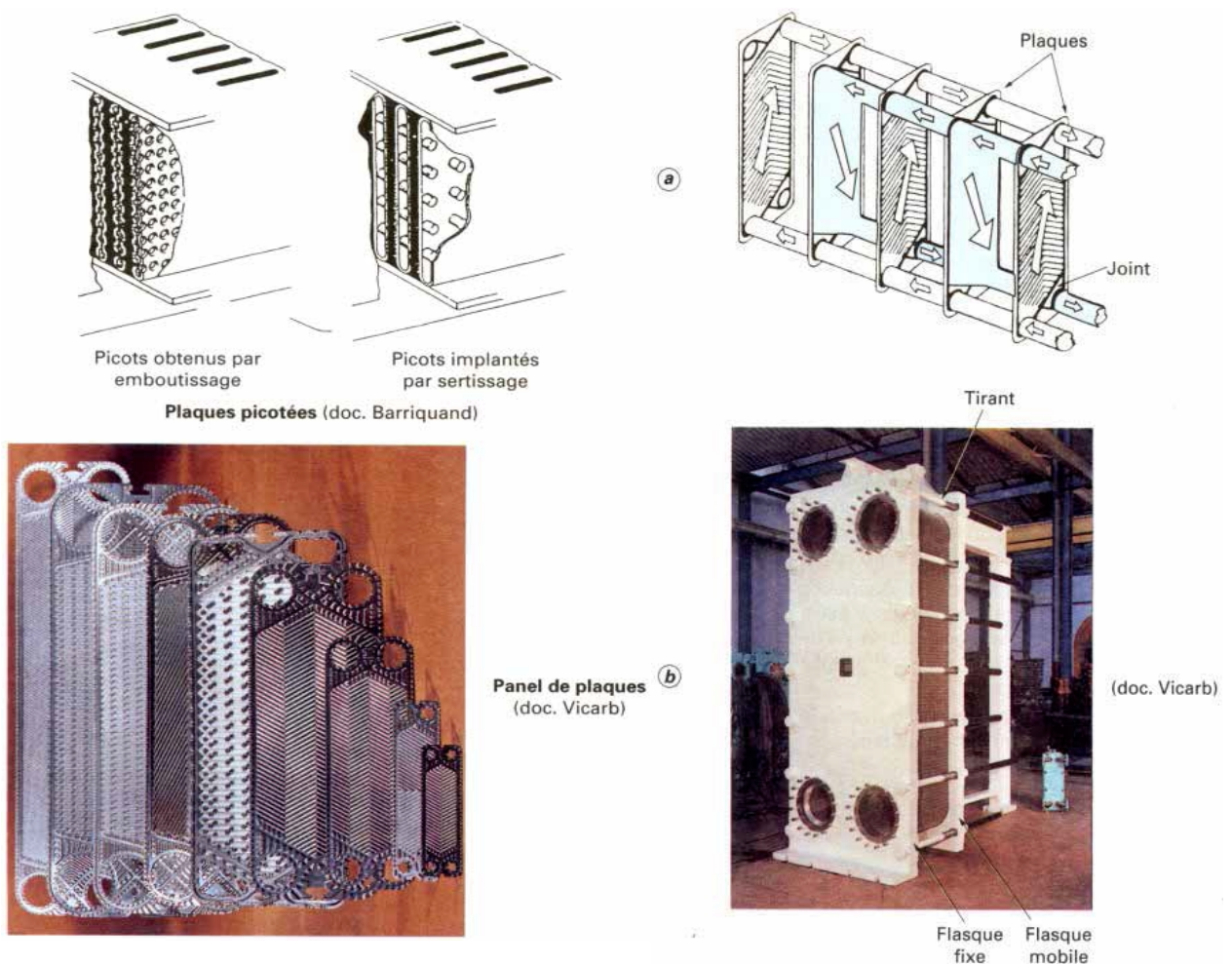


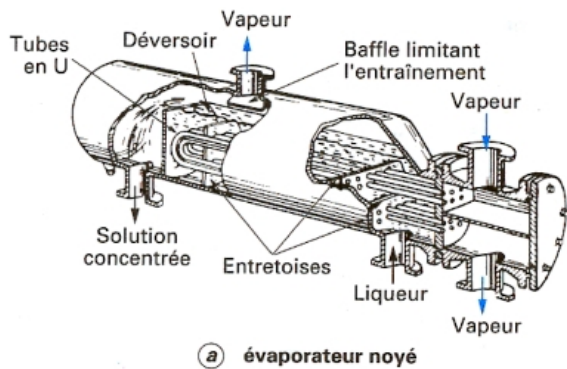
Figure 1-2 – Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire [1]

Figure 1-3 – Échangeur à plaques et joints [1]

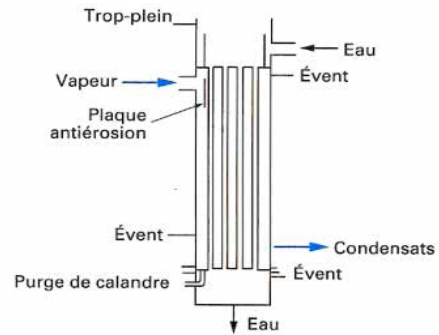
1.6.3. Autres types d'échangeurs

Parmi les échangeurs thermiques, il convient également de citer les échangeurs où l'un des deux fluides change de phase. Il s'agit du cas particulier des évaporateurs - tubulaires ou à plaques - (figure 1-4) où le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux, et des condenseurs - tubulaires ou à plaques - (figure 1-5) où le fluide chaud passe de l'état gazeux à l'état liquide. Ils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide ou produire de la vapeur.

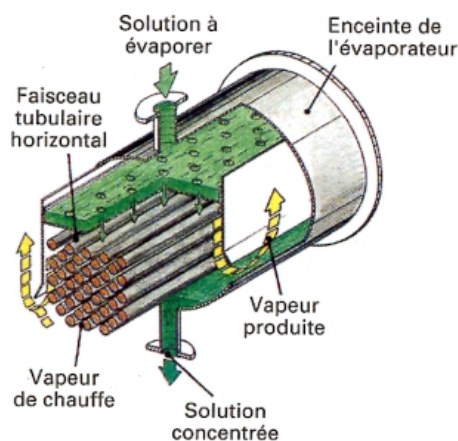
Pour résoudre ses problèmes d'échanges thermiques, l'utilisateur se trouve devant une grande variété de produits, dont les principales catégories sont, rappelons-le, les échangeurs tubulaires et les échangeurs à plaques. Toutefois, la technologie de ces types d'échangeurs porte surtout sur l'utilisation de nouveaux matériaux ainsi que sur les conditions d'amenée des fluides. Les matériaux les plus utilisés dans les échangeurs sont les aciers inoxydables et le titane, mais d'autres matériaux sont également employés, notamment pour limiter l'effet des phénomènes de corrosion, comme le graphite, la céramique, le verre et les plastiques. L'objectif est d'améliorer la résistance des échangeurs afin de les rendre plus fiables lorsqu'ils sont utilisés dans des cycles thermiques. [3]



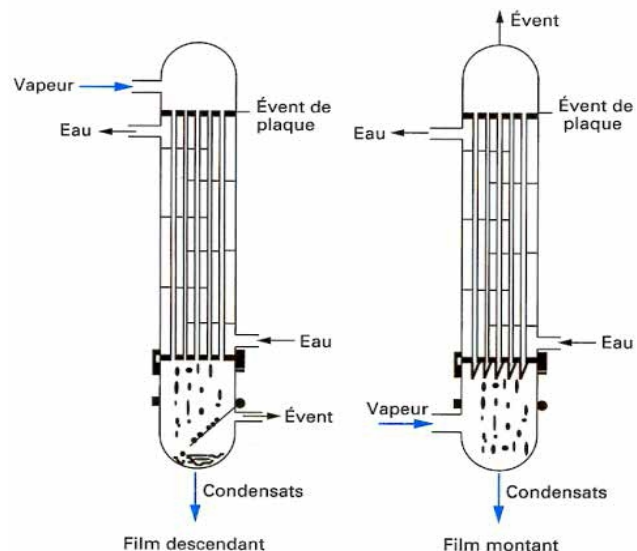
(a) évaporateur noyé



(a) condensation extérieure aux tubes



(b) évaporateur à tubes arrosés (doc. Entropie)



(b) condensation intérieure aux tubes

Figure 1-4 : Évaporateurs (schémas de principe) [1]

Figure 1-5 : Condenseurs (schémas de principe) [2]

Une autre technologie vise à diminuer l'encombrement des échangeurs par le développement d'échangeurs compacts ou même de micro échangeurs (figure 1-6).

Les appareils suivant sont encore des échangeurs, mais un peu moins courants :

- les échangeurs à lit fluidisé ;
- les échangeurs à contact direct ;
- les échangeurs à fluide complexe.

Utilisés depuis plus d'un siècle dans l'industrie agroalimentaire, les échangeurs thermiques ont maintenant de nombreuses applications, majoritairement dans l'industrie, mais également dans l'habitat ou dans les transports. [2]

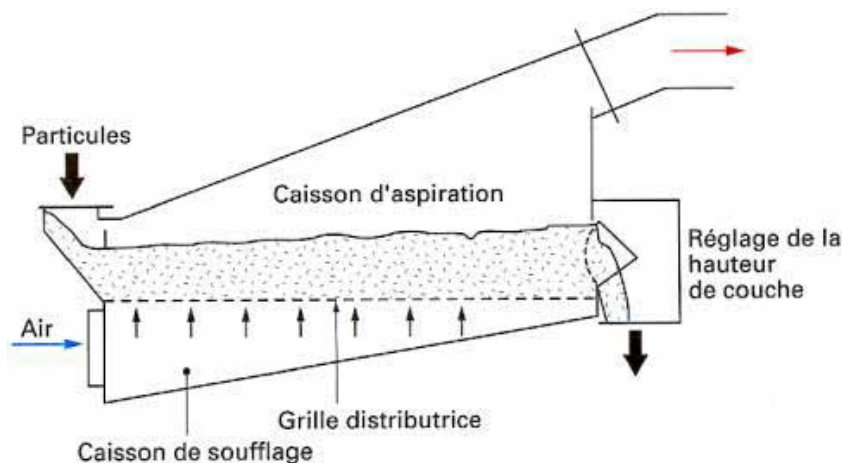


Figure 1-6 – Échangeur à lit fluidisé (contact direct) [1]

Il existe une grande variété de produits, de tailles, et de performances différentes qui se différencient principalement par leurs fonctions, leurs conditions d'utilisation, les technologies ou les matériaux employés, ainsi que par leur prix.

On peut citer les échangeurs en tubes de verre (figure 1-7), en graphite (figure 1-8), en céramique (figure 1-9) et en matières plastiques (figure 1-10).

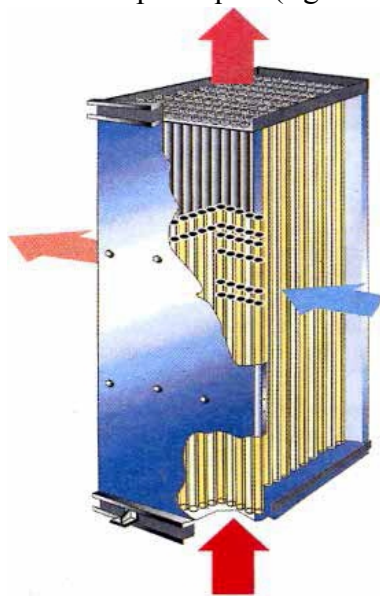
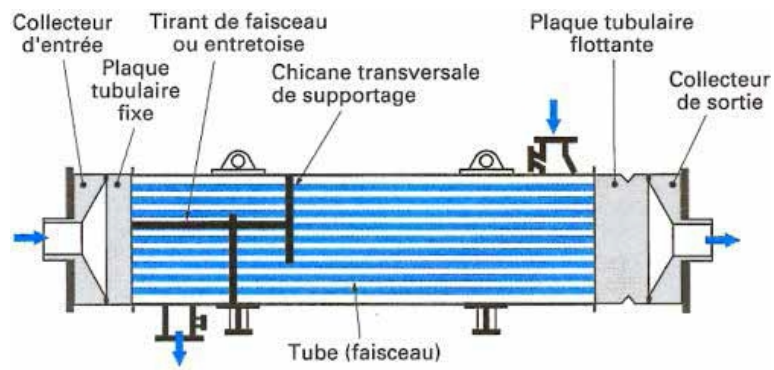


Figure 1-7 – Échangeur à tubes de verre [2]

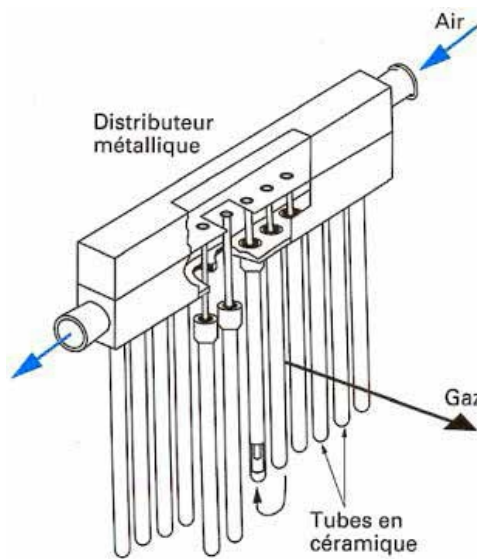


a échangeur à tubes, éléments en graphite repérés (doc. Carbone Lorraine)

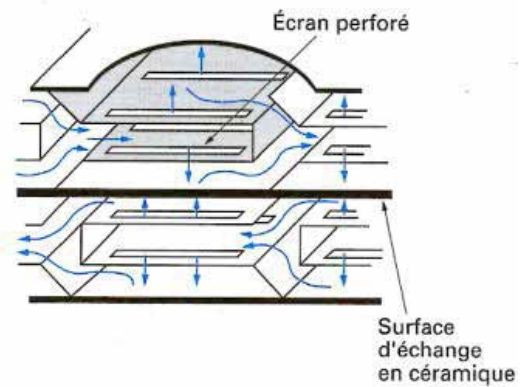


b échangeur à bloc (doc. Vicarb)

Figure 1-8 – Échangeurs en graphite [1]



a échangeur à baïonnette



b échangeur à impact de jets (doc. Bertin)

Figure 1-9 – Échangeurs en céramique [1]

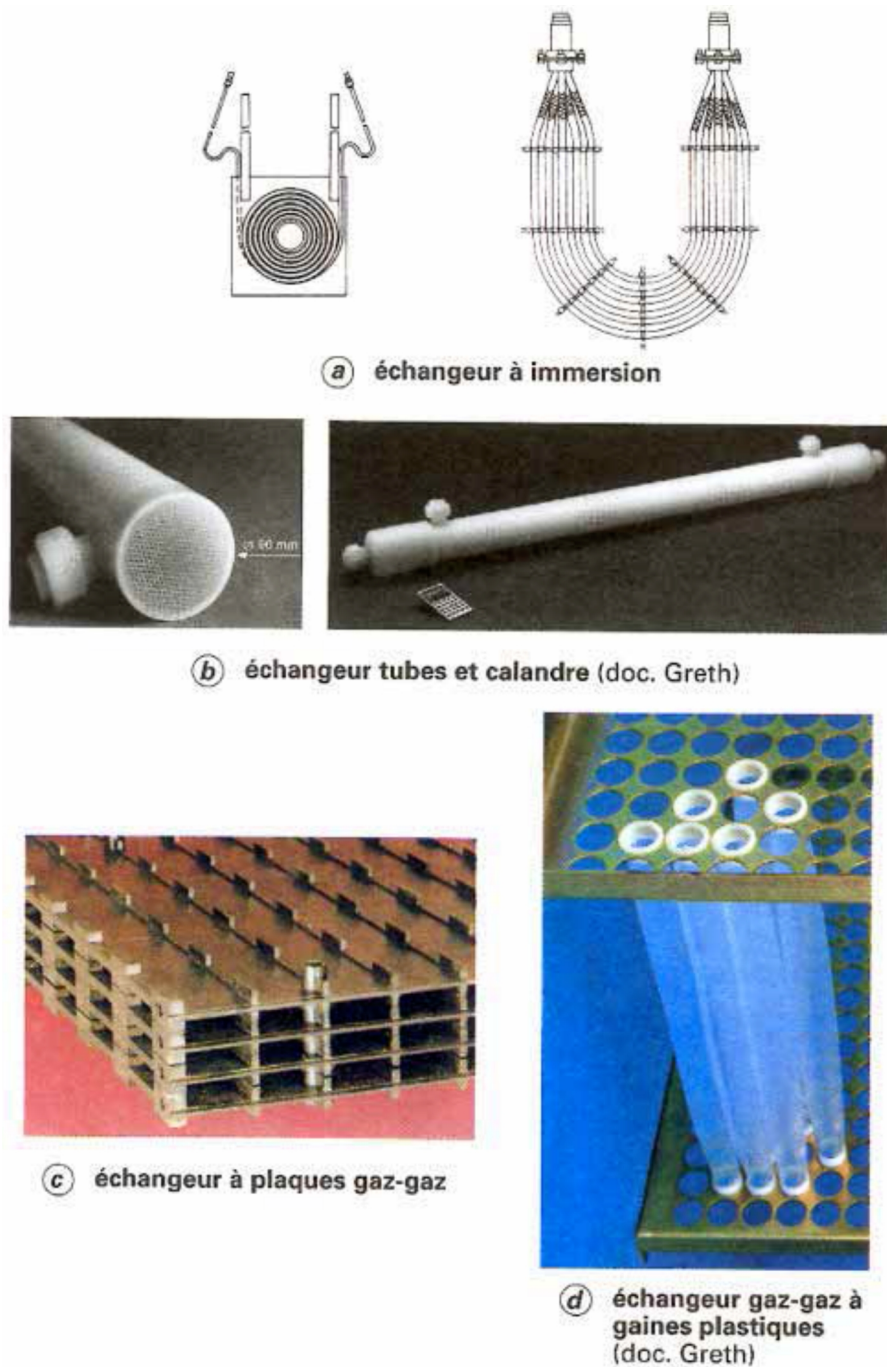


Figure 1-10 – Échangeurs en matière plastique [1]

1.7. Problèmes de Fonctionnement

Lors de l'exploitation des échangeurs de chaleur, les industriels sont le plus souvent confrontés aux phénomènes :

- d'encrassement ;
- de corrosion ;
- de vibrations ;
- voire de tenue mécanique des appareils.

1.7.1. Encrassement

Encrassement : processus d'accumulation de particules solides contenues dans un fluide en circulation, soit par dépôt de tartre, soit par apparition de micro-organismes d'origine biologique. [3]

1.7.2.1. Types d'encrassement

Le classement se fait selon le mécanisme de dépôt :

- a. Encrassement particulaire :** Il s'agit du dépôt, puis de l'accumulation de particules solides sur les surfaces d'échange, charriées par un fluide en écoulement.
Exemples de systèmes provoquant de l'encrassement particulaire :
 - l'eau d'une chaudière (produits de corrosion),
 - l'eau d'une tour de refroidissement (poussières, oxydes et hydroxydes de fer),
 - les fumées industrielles qui déposent un résidu solide de combustion.

- b. Corrosion :** C'est le résultat d'une réaction chimique (ou électrochimique) entre la surface d'échange et le fluide en écoulement. Cela se traduit par un encrassement dû aux produits de la réaction qui se déposent sur la surface d'échange (on parle alors de corrosion in situ). En revanche, les produits de corrosion créés ailleurs, entraînent un encrassement particulaire (corrosion ex situ).

- c. Entartrage :** A lieu généralement quand on est en présence d'une production de solution solide à partir d'une solution liquide. Ce phénomène est rencontré surtout dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de dessalement d'eau de mer ou saumâtre, dans les chaudières et les systèmes géothermiques.

- d. Encrassement biologique :** Le développement de micro-organismes tels que les bactéries, les algues,..., crée un film au contact de la surface thermique. Ce type d'encrassement bien qu'apparaissant comme un processus naturel (les bactéries sont omniprésentes dans l'eau) peut être particulièrement favorisé par les conditions physico-chimiques rencontrées dans les échangeurs.

- e. Encrassement par réaction chimique :** Il apparaît quand une réaction chimique se déroule près de la surface d'échange et que les solides produits par la réaction s'y déposent. Ce phénomène se traduit souvent par une polymérisation. En général, les domaines concernés sont :
 - l'industrie pétrochimique (craquage thermique des hydrocarbures lourds) ;
 - l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) ;
 - les systèmes de chauffage utilisant des fluides organiques.

- f. Encrassement par solidification :** La solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous-refroidie se traduit parfois par la formation d'une couche de glace ou givre entraînant l'encrassement par solidification des conduites.

1.7.2. Corrosion

Elle se définit comme un processus de dégradation des matériaux métalliques (on convient également d'utiliser cette définition pour les matériaux non métalliques) sous l'action d'un milieu agressif. En principe les mécanismes de dégradation des matériaux métalliques et non métalliques sont différents, mais conduisent au même résultat pratique : la destruction du matériau. [2]

1.7.2.1. Types de Corrosion

Selon l'aspect des dégradations, la corrosion peut se présenter sous différentes formes à savoir la corrosion généralisée ou la corrosion localisée :

- a. **Corrosion généralisée** : se caractérise par une même vitesse de corrosion sur toute la surface métallique en contact avec le milieu agressif. En général, une surépaisseur de corrosion peut être adoptée sur les pièces, en tenant compte de la durée de vie de fonctionnement à prévoir pour la pièce considérée.
- b. **Corrosion localisée** : Elle apparaît dans le cas où la vitesse de corrosion diffère d'un endroit à l'autre de la surface du métal exposé à l'agent corrosif. Plusieurs formes de corrosion localisées sont observées dont on peut citer :
 - corrosion par piqûres : seuls quelques endroits ponctuels de la surface métallique sont corrodés.
 - corrosion inter cristalline : apparaît aux joints des grains du réseau cristallin.
 - corrosion sous tension : cette forme de corrosion se manifeste dans les zones soumises à des contraintes mécaniques.
 - fatigue-corrosion : elle concerne tout matériau en milieu corrosif marqué par des fissures et une rupture se produisant pour un nombre de cycles et une contrainte bien inférieurs au cas d'une fatigue en milieu non corrosif.
 - corrosion galvanique : si deux métaux possédant un potentiel électrochimique différent sont mis en contact dans un milieu corrosif, il se produit alors le passage d'un courant (création d'une pile électrique) conduisant à la corrosion du métal le plus négatif, Retenons enfin, que la corrosion des métaux peut se faire selon des processus chimiques ou électrochimiques influencés par plusieurs paramètres dont :
 - la nature du métal.
 - son état de surface.
 - la nature de l'agent agressif, et les conditions physico-chimiques. [2]

1.7.3. Marteau de la vapeur ou de l'eau

Des pointes de pression, des surtensions ou des ondes de choc à la suite d'une brusque accélération ou décélération rapide de tout liquide peuvent provoquer un effet de marteau préjudiciable à l'échangeur.

Les coups de marteau ont été observés à des niveaux supérieurs de 137,9 MPa, ce qui entraînerait la rupture complète ou l'effondrement de la tubulure de l'échangeur de chaleur.

Les coups de marteau peuvent être le résultat d'une interruption du flux d'eau de refroidissement, l'eau stagnante chauffée avec une production de vapeur d'eau résultant, ou une reprise de la production de vapeur à passage. Tous ces processus seraient susceptibles de causer un marteau de surpression, de la vapeur ou de l'eau. Par conséquent, l'écoulement du fluide de refroidissement doit toujours commencer avant l'ajout de la charge thermique.

Les vannes de régulation qui s'ouvrent ou se ferment brusquement pour contrôler l'écoulement du fluide peut produire cet effet. La figure (1-11) est un exemple typique des dommages causés. Le condensat s'accumulant rapidement dans la coquille, produit une onde de choc à haute pression qui fait effondrer les tubes et cause de multiples trous et déchirures. [3]



Figure 1-11 : Tube endommagé par effet de marteau par la vapeur d'eau [1]

1.7.4. Vibrations

L'excès des vibrations «environnementale» de l'équipement, y compris les compresseurs d'air, les machines frigorifiques ou autres moteurs peuvent causer des défaillances des tubes qui se forment à la suite des fissures de fatigue ou de l'érosion (cas où les tubes sont en contact avec les chicanes). Idéalement, les échangeurs de chaleur doivent être isolés de toute forme de vibration. [1]



Figure 1-12 : La vitesse des vibrations induites le long d'un tube [1]

Les vitesses des fluides qui dépassent $1,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ pourraient causer des dommages dans les tubes (Figure 1-12). La vitesse des vibrations induites peut aussi causer des ruptures de

fatigue par durcissement des tubes aux points de contact entre les chicanes ou dans les segments en U, conduisant finalement à des fissures et des fractionnements. [1]

1.7.5. La fatigue thermique

Des tubes, principalement dans les sections cintrées en U, peuvent être sérieusement endommagés en raison des contraintes de fatigue cumulatives liée à un cycle thermique constant. Ce problème est aggravé de façon significative par la différence de température à travers l'augmentation de coudes en U.

La figure (1-13) est un exemple typique de la fatigue thermique. Les différences de température ont causé la flexion du tube, ce qui fait que les contraintes augmentent jusqu'à ce que la résistance à la traction du matériau soit dépassée et que les fissures apparaissent.

Les fissures se produisent le plus souvent radialement, et peuvent conduire à une rupture complète du tube. [2]



Figure 1-13- Rupture par fatigue thermique dans un secteur en U [2]

1.7.6. Expansion thermique

Les dommages dus à la dilatation thermique sont généralement observés dans les échangeurs impliquant d'autres échangeurs, mais ils peuvent se produire dans la plupart dans tout processus dans lequel l'écoulement d'un fluide chauffé est interrompu sans un moyen pour absorber la dilatation thermique résultante. [2]

1.7.7. L'engèlement

Ce type de dommages est le plus souvent constaté dans les condenseurs ou les évaporateurs, mais ils peuvent se produire dans n'importe quel processus où une baisse de la température en dessous du point de congélation d'un fluide donné existe.

Les engèlements typiques sont causés par :

- l'opérateur n'assurant pas une protection thermique suffisante.
- le drainage non conforme lors d'une fermeture saisonnière.
- le dysfonctionnement d'un système de protection thermique ou de chauffage.
- les solutions antigel inadéquates.

La figure (1-14) représente un tube à proximité de la plaque tubulaire, qui a été mal protégé dans un évaporateur. [2]



Figure 1-14- Rupture par fatigue thermique dans un secteur en U [2]

Ces engèlements peuvent également se produire dans un condenseur lorsque l'eau de refroidissement circule à l'intérieur des tubes et le réfrigérant sur les surfaces à ailettes n'a pas été vidangé pour l'arrêt d'hiver. [2]

Chapitre 2

LE POCEDE DE DUDGEONNAGE

2.1. Généralités

Les générateurs de vapeur chaude (GV) sont des éléments essentiels de la plupart des réseaux de chaleur et des centrales électriques, thermiques ou nucléaires (figure 2-1).

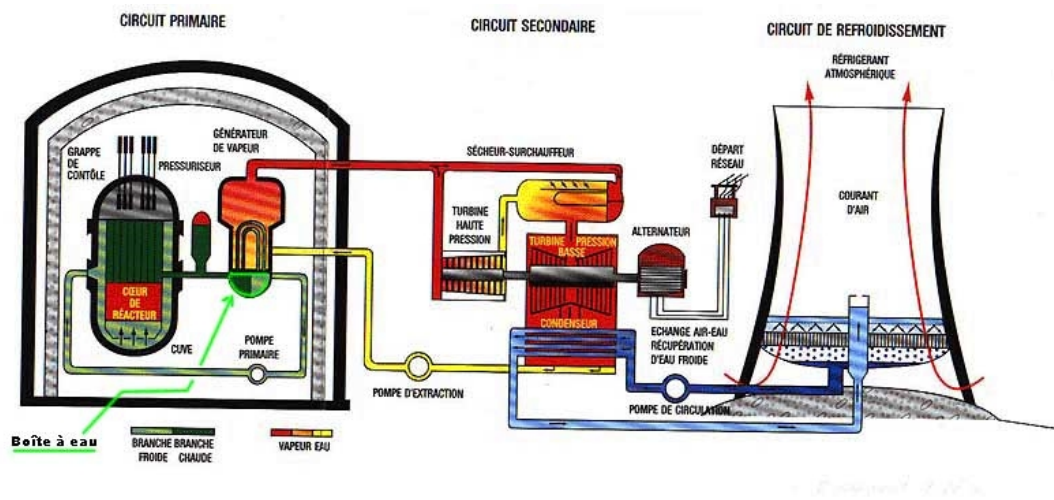
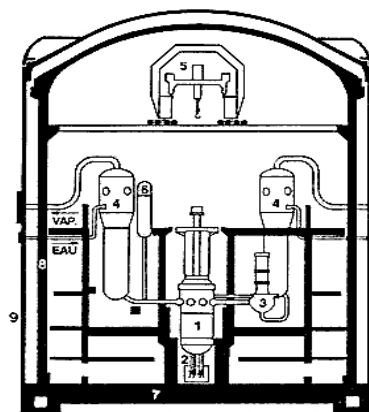


Figure 2-1- Centrale électrique : schéma représentatif

La fonction du GV est d'échanger la chaleur entre le caloporteur primaire (figure 2-2) chauffé par le réacteur (pétrole, charbon, nucléaire,...) et le circuit secondaire qui fait tourner la turbine ou transporte la chaleur produite. C'est le mode de déplacement par excellence de l'énergie thermique et mécanique pour des puissances très élevées (très bonne puissance spécifique de la vapeur et dimension non limitée de l'installation pour certains usages).



1. Cœur du réacteur
2. Instrumentation du cœur
3. Pompe primaire
4. Générateur de vapeur
5. Pont polaire
6. Pressuriseur
7. Radier
8. Enceinte interne
9. Enceinte externe

Figure 2-2 – Circuit primaire : schéma simplifié

L'eau du circuit secondaire est portée à ébullition comme une cocotte-minute : la vapeur s'échappe alors sous pression et fait tourner la turbine couplée à l'alternateur. Cette vapeur humide présente des inconvénients dans ces utilisations : dans les turbines elle augmente l'usure des aubes et dans les transports de chaleur, elle augmente les pertes calorifiques par contact/conductibilité-thermique des condensats avec les parois. Les circuits à vapeurs sèches (appelés aussi surchauffés) sont plus complexes à conduire (pression et température plus élevées) mais ont moins ces inconvénients (figure 2-3).

Dans le GV, le fluide primaire circule dans les tubes. L'entrée dans les tubes se fait sous la plaque tubulaire, dans la branche chaude. Le fluide monte dans les tubes, côté branche chaude, transmet une partie de sa chaleur au fluide secondaire pendant la montée et surtout dans les cintres, puis redescend côté branche froide.

Le fluide secondaire entre dans le GV au-dessus de la plaque tubulaire, et s'échappe sous forme de vapeur sous pression au sommet du GV.

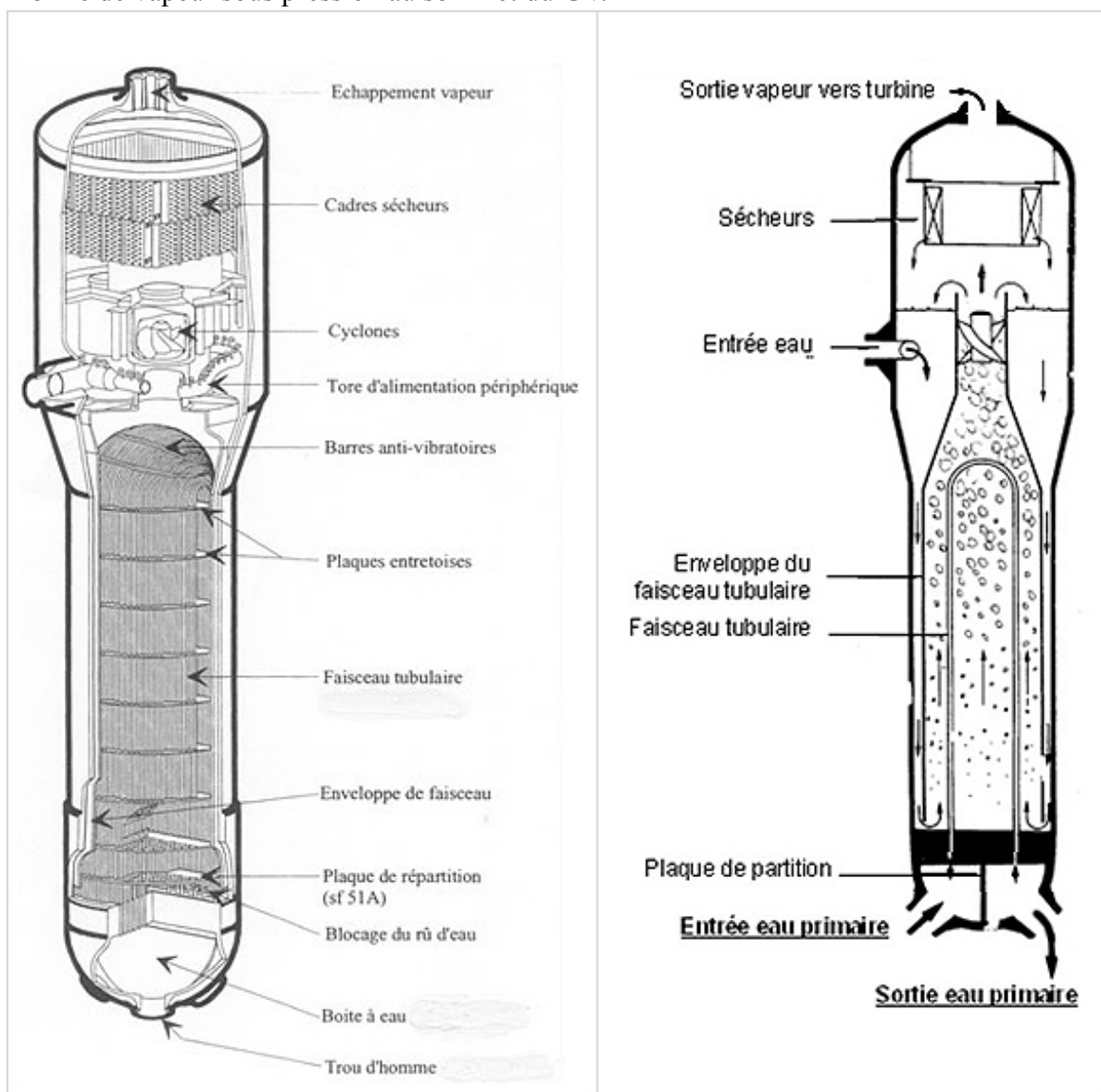


Figure 2-3 - Schéma simplifié d'un générateur de vapeur

Pour éviter que le fluide du circuit primaire pollue celui du circuit secondaire, une étanchéité extrême est requise. Il faut donc s'assurer que l'assemblage des tubes dans la plaque à tubes (figure 2-4) soit assez résistant pour ne pas encourir ce risque.

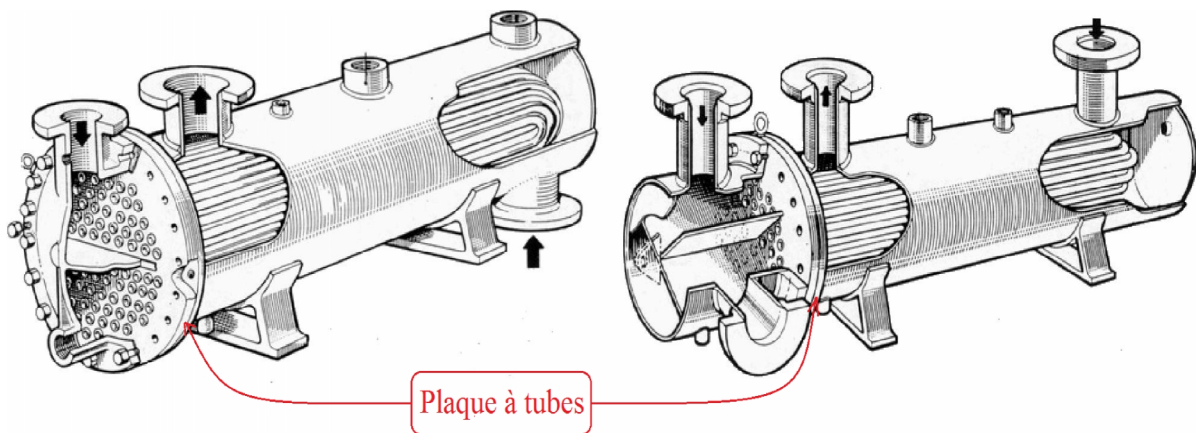


Figure 2-4 – Echangeurs à tubes et la zone d'assemblage des tubes dans les plaques [4]

2.2. Les assemblages tubes-plaques à tubes

Les échangeurs de chaleur à tubes sont utilisés dans une grande variété d'applications dans de nombreux secteurs à des fins de transfert de chaleur. L'intégrité de l'assemblage tube-plaque tubulaire joue un rôle critique en termes de durabilité et du coût du cycle de vie d'un échangeur de chaleur. [4]

Deux techniques sont utilisées pour réaliser ces assemblages : le soudage et le dudgeonnage.

2.3. Le procédé de soudage

Parmi les différents procédés de soudage industriels, le soudage TIG orbital (Tungsten Inert Gas) s'est peu à peu imposé comme une technique très efficace.

C'est la technique idéale pour les applications de soudage tube-tube (figure 2-5a) ou tube-plaque (figure 2-5b).

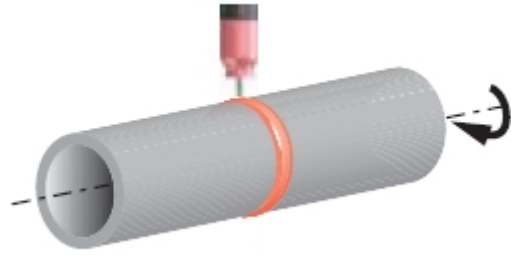
Généralement, avec ce procédé, la torche de soudage tourne autour des tubes à souder. L'appellation soudage orbital vient donc de ce mouvement circulaire de l'équipement de soudage autour de la pièce à souder.

On distingue deux grandes catégories d'applications pour le soudage orbital :

- les applications tube / tube ;
- les applications tube / plaque.

La première catégorie regroupe l'ensemble des applications de soudage d'un tube sur un tube pour le raboutage ou bien sur un accessoire de type bride, coude, té, vanne. C'est le domaine de la tuyauterie.

La seconde catégorie regroupe l'ensemble des applications de soudage d'un tube sur une plaque percée. C'est le domaine essentiellement des échangeurs à plaques tubulaires. [5]



(a) : Tube-Tube



(b) : Tube-Plaque

Figure 2-5 – Assemblage par soudage orbital

2.3.1. Le procédé TIG

Ce procédé s'effectue comme suit :

- Un arc électrique est généré entre l'électrode de tungstène réfractaire et la pièce à souder.
- L'électrode concentre la chaleur de l'arc tandis que le métal de la pièce à souder fond, formant ainsi le bain de fusion.
- Le métal fondu de la pièce à souder et l'électrode ne doivent pas entrer en contact avec l'oxygène présent dans l'atmosphère. On utilise alors un gaz de protection inerte comme l'argon, par exemple.
- Si l'ajout de métal s'avère nécessaire, on ajoute directement au bain de fusion, du fil d'apport qui fond grâce à l'énergie générée par l'arc électrique.

2.3.2. Types de courants de soudage

Le procédé de soudage TIG utilise deux types de courant :

- Le courant continu (CC) servant au soudage de tous les matériaux (le plus fréquemment utilisé).
- Le courant alternatif (CA) utilisé, de façon essentiellement, pour le soudage de l'aluminium et des alliages d'aluminium. [5]

2.3.3. Les principaux avantages et inconvénients du procédé TIG

a. Avantages

- i. Presque tous les métaux peuvent être assemblés.
- ii. Le procédé s'applique facilement à tous les aciers dont l'acier inoxydable, ainsi qu'aux alliages de nickel résistants à la corrosion ou réfractaires, le titane, l'aluminium; le magnésium, le cuivre, le laiton, le bronze ou l'or. Les pièces à souder composées de différents alliages ou de différents métaux (soudures hétérogènes) peuvent également être assemblées moyennant l'utilisation d'un métal d'apport approprié.
- iii. Toutes les positions de soudages sont réalisables.
- iv. Le procédé est très stable et fiable permettant d'abaisser les taux de défaut ou de reprise, à des niveaux inférieurs à 1 %.
- v. Aucune fumée ni aucun résidu n'apparaît lors de la soudure.
- vi. Les paramètres de soudage sont adaptables et, pour la plupart, indépendants les uns des autres.
- vii. Le procédé de soudage TIG peut être mis en œuvre avec ou sans fil d'apport suivant l'application.
- viii. La tension d'arc, qui est directement liée à la longueur d'arc et à l'intensité du courant de soudage est facilement automatisable. [5]

b. Inconvénients

- i. Comparé à d'autres procédés de soudage à l'arc, le taux de dépôt du procédé TIG est relativement faible.
- ii. L'établissement des procédures et des paramètres de soudage nécessaires au bon fonctionnement du procédé nécessite du temps ainsi qu'un certain coût de développement.
- iii. La sophistication de l'équipement de soudage implique des coûts d'investissement supérieurs à ceux d'un équipement de soudage manuel. [5]

2.4. Le procédé de dudgeonnage

Le principe de dudgeonnage (figure 2-6) d'un tube dans une plaque à tubes est de créer une expansion radiale du tube par mandrinage, par explosifs ou par pression hydraulique entraînant une déformation plastique du tube. Les contraintes résiduelles se traduisent par une pression de contact tube-plaque ayant pour conséquence la réalisation d'une liaison mécanique résistante entre le tube et la plaque. [5]

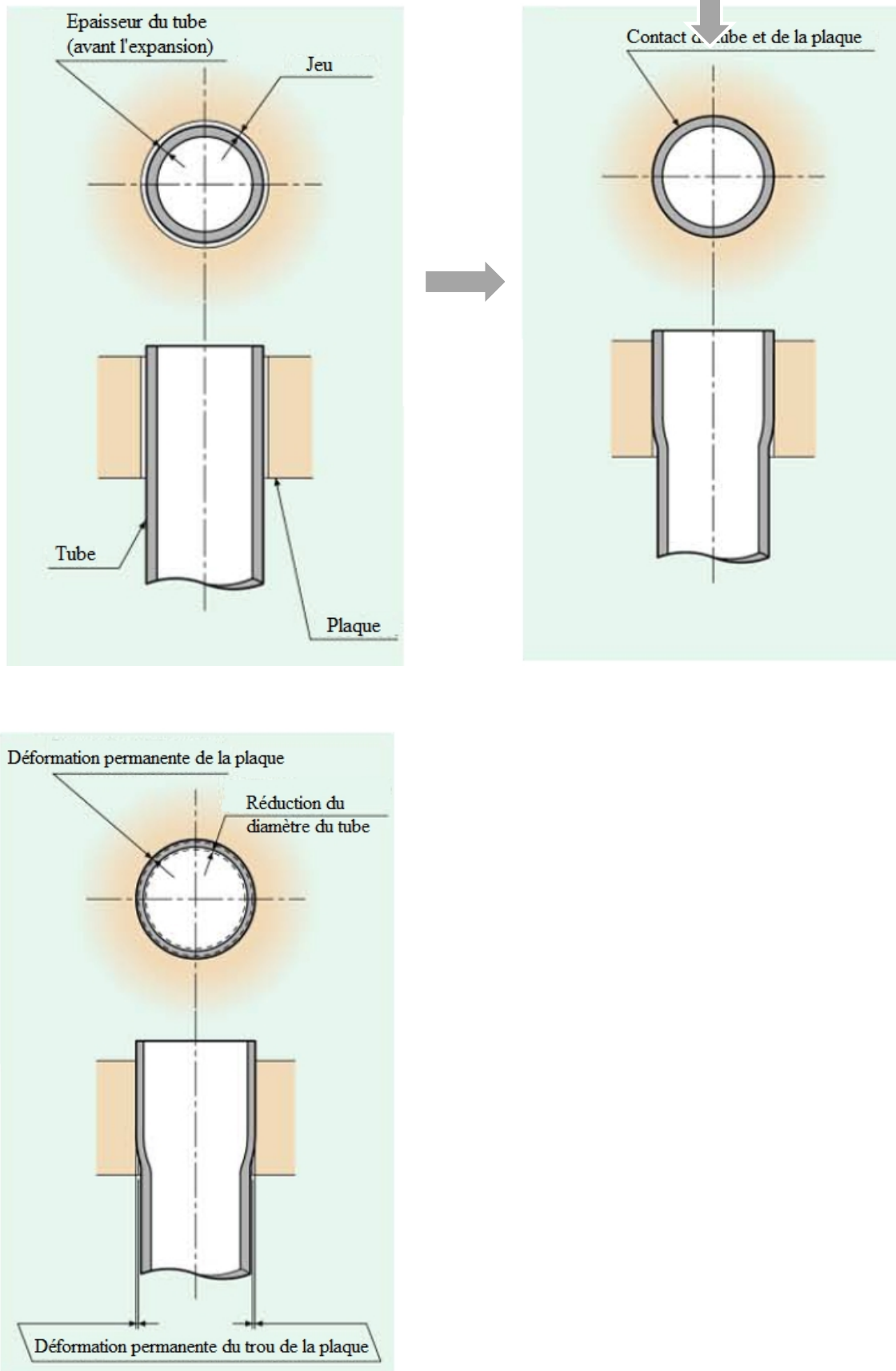


Figure 2-6 – Assemblage d'un tube et d'une plaque par dudgeonnage [6]

Pour l'extrémité libre du tube, on peut pratiquer une expansion parallèle (sans élargissement) ou avec élargissement du bout libre à l'aide d'un dispositif légèrement différent (figure 2-7).

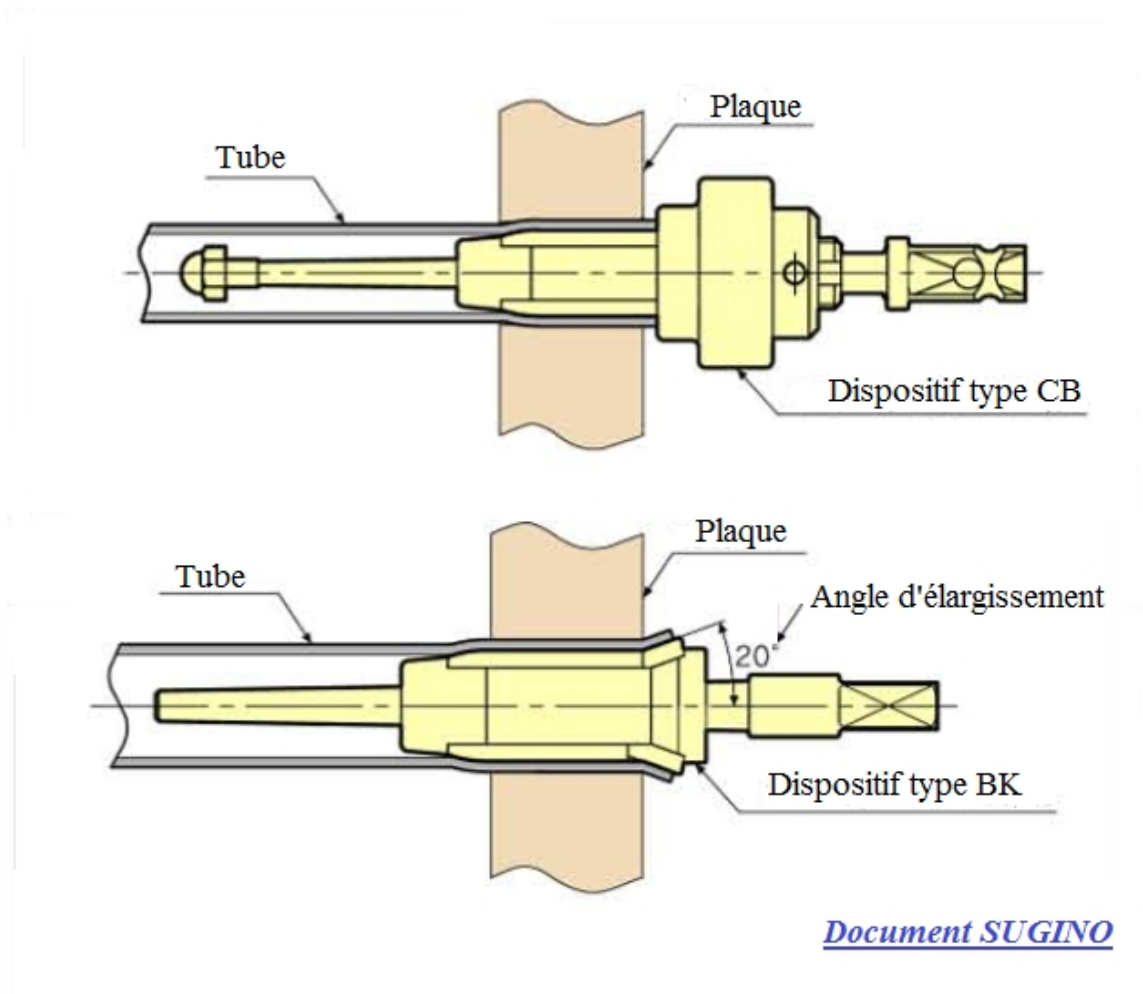


Figure 2-7 - Expansion parallèle et avec élargissement [6]

Selon la valeur maximale de la pression de dudgeonnage, les caractéristiques géométriques et mécaniques du joint, trois cas de mandrinage vont être distingués:

- i. dudgeonnage sans déformation plastique de la plaque;
- ii. dudgeonnage avec déformation plastique de la plaque;
- iii. dudgeonnage avec déformation plastique de la plaque et retour plastique du tube.

Les méthodes de dudgeonnage incluent : le dudgeonnage par rouleau (ou mandrinage mécanique), le dudgeonnage par explosifs, le dudgeonnage par pression hydraulique et le dudgeonnage hybride.

2.4.1. Dudgeonnage par rouleaux

Le dudgeonnage par roulement (figure 2-8) est le procédé le plus courante pour l'expansion des tubes des échangeurs de chaleur dans les trous de la plaque tubulaire. Les dispositifs sont

constitués d'une cage cylindrique avec trois (figure 2-9) ou cinq rouleaux (pour des cas particuliers sept) équidistants.

Les rouleaux en acier trempé de plus grand diamètre que la largeur de fente sont emboîtés et maintenue en place par un mandrin conique en acier trempé qui s'adapte à l'intérieur du nid.

Il est courant de fabriquer des repères avec un angle de conicité approximativement opposée à celle du mandrin. Les fentes dans lesquelles les broches se logent dans la cage peuvent être parallèles à la ligne médiane ou fixé à un angle. Lorsque les fentes sont parallèles, une force axiale est nécessaire pour insérer et retirer le mandrin. [6]

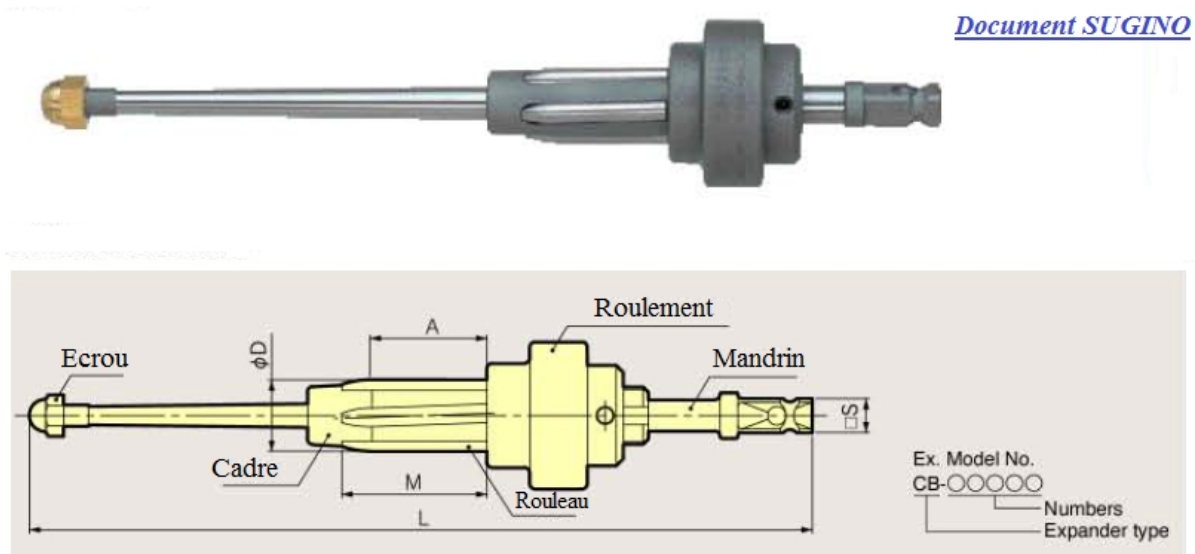


Figure 2-8 – Dispositif de dudgeonnage par rouleaux [6]

Lors de l'expansion des tubes dans les trous de la plaque tubulaire, l'extrémité extérieure du mandrin est serrée dans l'outil du pilotage de dispositif grâce à un écrou de serrage.

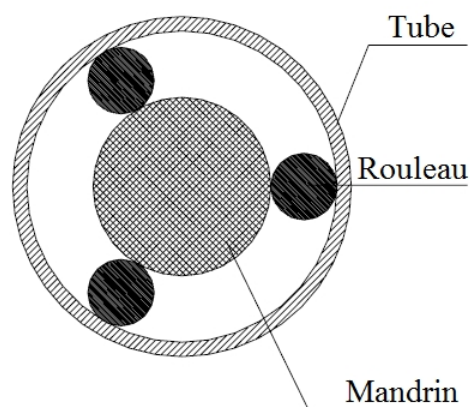


Figure 2-9 - Coupe transversale d'un dispositif à trois rouleaux [4]

2.4.2. Dudgeonnage par explosifs

L'expansion par explosifs (figure 2-10) fournit une alternative efficace à la réalisation des joints mécaniques de haute intégrité du type tube-plaque tubulaire pour de nombreux modèles d'échangeurs de chaleur à tubes et plaque tubulaire. [5]



Figure 2-10 – Préparations au procédé de dudgeonnage par explosifs [5]

La quasi-totalité des expansions par explosifs est pratiquée sur les constructions où l'étanchéité principale de l'assemblage tube - plaque tubulaire est assurée par soudage.

a. Méthode

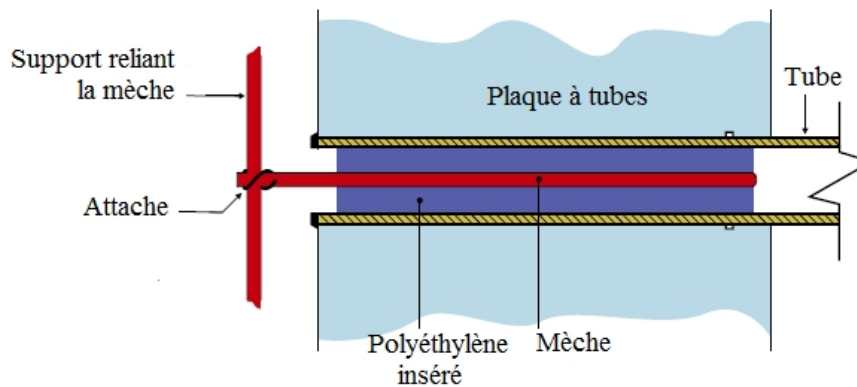
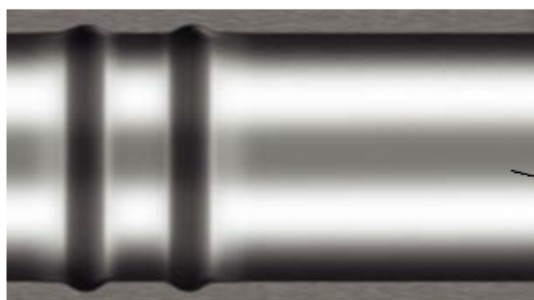


Figure 2-11 – Dudgeonnage par charge explosive : installation [5]



Coupe longitudinale d'un tube assemblé à une plaque par la détonation d'une charge explosive (joint avec deux rainures)

Figure 2-12 – Résultat de la détonation [5]

La détonation contrôlée des charges explosives spécifiques et précisément positionné (figure 2-11) génère des pressions élevées dans les creux des tubes, il en résulte l'expansion presque instantanée des sections appropriées (figure 2-12).

La valeur de charge explosive doit être calculée et vérifiée expérimentalement ; les extrémités des tubes doivent être nettoyées après l'expansion, néanmoins certains résidus restent et il y a une certaine décoloration du tube. [5]

b. Avantages et inconvénients

1) Avantages

- i. Un certain nombre de charges explosives peuvent être déclenchées simultanément et du coup réduire significativement les temps de travail.
- ii. L'amincissement de paroi du tube, l'écroutissage et l'allongement des sections élargies sont normalement négligeables.
- iii. Des joints satisfaisants peuvent souvent être produits dans les trous des plaques à tubes où l'ovalisation et la finition de la surface empêcherait l'utilisation d'autres.

2) Inconvénients :

- i. L'assemblage n'est pas étanche et il faut recourir au soudage pour y remédier.
- ii. Certains résidus subsistent même après un bon nettoyage.
- iii. Ce procédé nécessite une grande précision et beaucoup de précautions.

2.4.3. Dudgeonnage par pression hydraulique

La méthode d'extension la plus récente, l'hydro-emboutissage, a été développée, sur demande, par des ingénieurs de Westinghouse qui cherchaient une méthode plus efficace que le dudgeonnage par rouleaux pour les générateurs de vapeur à haute pression.

Parce que les pressions d'extension sont appliquées de manière uniforme, tube après tube, l'expansion hydraulique donne des joints cohérents tout le long de la plaque tubulaire.

Le système est facile à utiliser avec une formation minimale et la méthode a été appliquée avec succès pour assembler des tubes et des plaques tubulaires aussi minces que 19 mm et plus épaisses que 840 mm. [4]

a. Procédure

La pression de l'eau est appliquée sur le diamètre intérieur du tube sur toute la longueur du joint dans une zone choisie avec précision, et en une seule étape, la réalisation de joints est propre et cohérente.

Avec ce procédé, la corrosion par cavitation et les changements métallurgiques sont réduits au minimum.

Parce que l'expansion est réalisée en utilisant uniquement de l'eau distillée ou purifiée, aucun lubrifiant n'est appliqué sur la surface du tube et il n'y a pas d'écaillage de surface à l'intérieur du tube.

Une transition en douceur entre les zones dudgeonnées et non-dudgeonnées, aucun changement des propriétés du matériau du tube, ce procédé permet aussi de réduire considérablement l'écrouissage, la fatigue du tube et les fissures induite par contraintes sous corrosion.

La figure (2-13) représente un schéma simplifié d'un dudgeonnage par pression hydraulique, et la figure (2-14) représente un mandrin de dudgeonnage hydraulique (14a : schéma et 14b : photo)

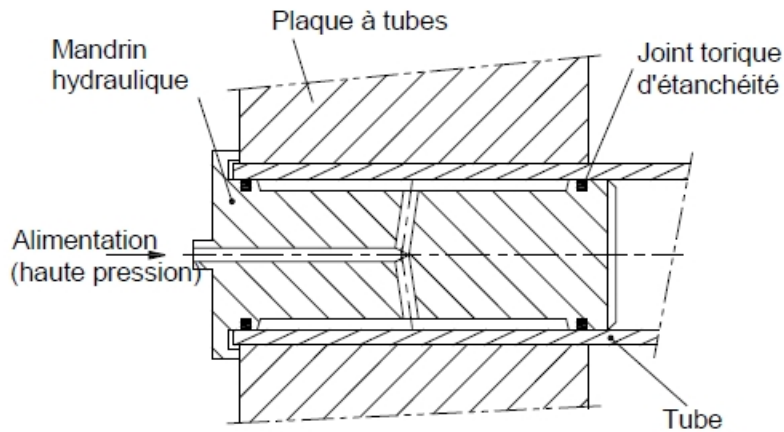
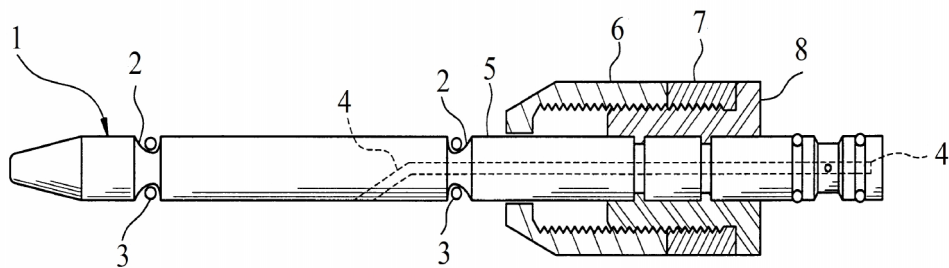


Figure 2-13 – Dudgeonnage hydraulique [4]



- | | |
|---------------------------|---------------------------------|
| 1- Mandrin | 5- Fin d'alimentation en fluide |
| 2- Rainures | 6- Butée de verouillage |
| 3- Joint toriques | 7- Bague fileté de séparation |
| 4- Alimentation en fluide | 8- Bague fileté |



Figure 2-14a

Figure 2-14b - Mandrin de dudgeonnage hydraulique (TENDO)

b. Avantage

- i. Le dudgeonnage hydraulique ne laisse aucun résidu et ne modifie pas l'apparence des extrémités du tube.
- ii. La pression appliquée au joint est contrôlée avec précision, ce dudgeonnage ne provoque pas de ligaments ou de fissures.
- iii. En raison de son uniformité, il réduit aussi la probabilité de rayures axiales.
- iv. Il réduit le risque de corrosion par cavitations, ceci est réalisé par une pression appliquée de manière uniforme à la longueur du tube en même temps.

2.4.4. Dudgeonnage hybride

Le dudgeonnage hybride, comme son nom l'indique, c'est un mandrinage hydraulique suivi d'un roulement mécanique. Au cours du procédé de dudgeonnage, l'augmentation des diamètres intérieure et extérieure du tube provoque un rétrécissement de la longueur de la zone déformée du tube. Cette diminution de longueur induit des tensions internes dans le tube. Pour réduire la valeur de ces tensions provoquées par le rétrécissement du tube, celui-ci est roulé après relâchement de la pression hydraulique pour permettre à sa longueur de revenir à sa valeur initiale. [5]

2.5. Rigidité d'un assemblage tubes plaque tubulaire

En l'absence de défaut de la structure cristalline du matériau, la rigidité d'un assemblage tubes-plaque tubulaire est affectée par plusieurs paramètres de conception incluant les types des matériaux utilisés, le jeu initial entre les pièces assemblées et la valeur maximale de la pression de dudgeonnage. Généralement cette rigidité est mesurée en termes de pression résiduelle de contact ou de force nécessaire pour déloger le tube de la plaque tubulaire qu'on appelle généralement la résistance à l'arrachement; toutes les deux sont linéairement dépendantes. Cependant, dans quelques installations où la sécurité est très sollicitée, par exemple dans les centrales nucléaires, un cordon de soudure est rajouté entre le tube et la plaque à tubes pour augmenter davantage la résistance et l'étanchéité. Plusieurs travaux ont été réalisés pour étudier les effets de différents paramètres sur cette rigidité. [4]

2.5.1. Mécanisme de dégradation des assemblages tubes-plaques à tubes

Dans les années 70, l'amincissement de l'épaisseur des tubes dû aux attaques chimiques de l'eau était la cause dominante de la dégradation des tubes. Depuis, toutes les usines ont changé leurs programmes de gestion chimique de l'eau et ont ainsi résolu ce problème d'amincissement. Plus tard, la bosselure de tube est devenue un souci primaire.

Ce phénomène a été découvert en 1975 lorsque des sondes à courant de Foucault n'ont pu être glissées dans les tubes jusqu'à dépasser la plaque de maintien à cause de la présence des bosselures qui créent une restriction du diamètre des tubes. La bosselure est un terme employé pour décrire les déformations qui se produisent quand la plaque de maintien corrode aux points où elle maintient les tubes.

Des mesures ont été entreprises pour résoudre ce problème, notamment en changeant la composition chimique du milieu environnant. Cependant d'autres phénomènes continuent à causer la dégradation des tubes et les assemblages. Selon des études réalisées, plusieurs modes de dégradation sont à l'origine de la destruction des assemblages tubes-plaques à tubes. Parmi les plus répandus, on note : les contraintes résiduelles, l'attaque inter granulaire, la CSC et les contraintes cycliques. [5]

2.5.2. Corrosion sous contraintes

Ce type de corrosion se définit comme un processus de développement de fissures, pouvant aller jusqu'à la rupture complète de la pièce sous l'action combinée d'une tension mécanique et d'un milieu corrosif.

Ce sont les contraintes de tension, d'où le nom donné parfois à ce mode de corrosion, qui sont dangereuses ; les contraintes de compression exerçant au contraire une action protectrice.

La corrosion sous contrainte mécanique (CSC) se produit la plupart du temps dans des milieux peu ou non agressifs à l'égard du métal ou de l'alliage en l'absence de toute contrainte (par exemple eau et vapeur à haute température pour les aciers inoxydables austénitiques).

Les pertes en poids sont généralement très faibles et sans commune mesure avec l'ampleur des dégâts. Cette forme de corrosion est de grande importance du point de vue pratique : elle constitue un risque permanent dans de nombreuses installations industrielles, tant sur le plan des incidences économiques que sur les aspects sécuritaires (personnel, fiabilité des équipements, respect de l'environnement).

On ne connaît pas de classe de métaux ou alliages commerciaux qui y soient rigoureusement insensible. Des matériaux comme le verre, les matières plastiques ou le caoutchouc sont aussi sujets, dans certaines conditions, à cette forme d'attaque.

Les moyens pour réduire cette corrosion sont l'élimination des contraintes résiduelles par traitements thermiques de détente, l'épuration du milieu, l'action sur le matériau ou l'état de surface ou l'application des moyens de protection extérieurs : protection cathodique, inhibiteurs ou revêtements. [5]

2.5.3. Corrosion intergranulaire

La corrosion intergranulaire correspond à une dissolution préférentielle des zones d'émergence des joints de grains à la surface des matériaux mis en présence de milieux agressifs. Les milieux susceptibles d'entraîner l'attaque intergranulaire sont très variés : gaz, solutions, sels fondus, métaux liquides... Les phénomènes observés ont plusieurs origines.

Ainsi, la précipitation de phases étrangères au voisinage des joints de grains peut entraîner, suivant la nature de l'environnement agressif, la dissolution préférentielle des précipités ou des zones voisines des précipités appauvries en un élément constituant la matrice. C'est le cas de la corrosion intergranulaire de certains alliages légers et des aciers inoxydables, austénitiques ou ferritiques, sensibilisés. [4]

3.5.3.1. Méthodes d'étude de la corrosion intergranulaire

La plupart des travaux ont été effectués avec des matériaux poly cristallins. Cependant, la mise en œuvre, depuis un certain nombre d'années, de bicristaux présentant des joints aux caractéristiques bien déterminées, a conduit à une meilleure connaissance du comportement des joints de grains vis-à-vis de la corrosion. Les bicristaux ont surtout été utilisés pour l'étude de la corrosion intergranulaire des aciers inoxydables, et de l'aluminium.

Des travaux effectués ces dernières années ont révélé le rôle important joué par certaines impuretés dans la corrosion intergranulaire de l'aluminium et des aciers inoxydables. [5]

3.5.3.2. Initiation de la corrosion intergranulaire

Différents arguments ont été avancés pour expliquer le démarrage d'une attaque préférentielle des zones d'émergence des joints de grains.

Sans faire d'hypothèses sur la structure des joints de grains, on peut admettre que l'existence de zones à énergie élevée modifie localement les conditions thermodynamiques de stabilité du matériau. Si l'on considère un cycle amenant les atomes du réseau métallique à l'état d'ions solvatés, on voit immédiatement que les atomes situés au voisinage des joints de grains, ayant une énergie plus importante, passent plus facilement en solution. L'énergie ΔG correspondant aux zones intergranulaires entraîne une variation ΔV du potentiel d'équilibre :

$$\Delta V = -\Delta G/ZF \quad [4]$$

Où : Z est la valence des ions passant en solution et F le Faraday. En prenant par exemple le fer γ (énergie moyenne des joints de grande désorientation voisine de 850 ergs/cm^2), et en admettant que la largeur du joint correspond à 3 fois le paramètre a du réseau ($a = 3,6 \text{ \AA}$), on obtient :

$$\Delta G = 1,68 \text{ Kcal mole}^{-1} \quad [4]$$

La différence de potentiel qui en résulte serait alors de $36,4 \text{ mV}$ valeur non négligeable.

Un autre point de vue, probablement plus réaliste, est de considérer la cinétique de dissolution anodique des zones intergranulaires. Le courant de dissolution anodique I_a s'exprime par la relation :

$$I_a = I_0 e^{bV} \quad [4]$$

A potentiel constant V , la présence de zones intergranulaires pourrait modifier le terme pré-exponentiel I_0 :

$$I_0 = K e^{-E/RT} \quad [4]$$

Où : K est proportionnel au nombre de sites superficiels actifs et E l'énergie d'activation. On peut alors prévoir une augmentation du nombre de sites actifs liée à l'émergence de défauts de réseau et/ou une variation de l'énergie d'activation E liée à l'énergie des zones intergranulaires.

Si l'on suppose que la variation de E est du même ordre de grandeur que :

$$\Delta G (1,68 \text{ Kcal.mole}^{-1}) \quad [4]$$

Il en résulterait un courant de dissolution des zones intergranulaires au moins 10 fois supérieur à celui de la matrice. Des expériences effectuées sur des aciers inoxydables contenant du silicium ont effectivement révélé des variations entre les courants de dissolution anodique des joints et de la matrice de cet ordre de grandeur. Il est cependant difficile dans ce cas de séparer les facteurs liés à la variation d'énergie intergranulaire et ceux dus à une ségrégation intergranulaire du silicium. [4]

3.5.3.3. Propagation de la corrosion intergranulaire et évaluation de son importance

Dans la plupart des cas, on observe, après une période transitoire, que la corrosion intergranulaire atteint un régime stable : à l'aplomb de tous les joints de grains apparaissent des sillons plus ou moins profonds.

Si l'on étudie l'évolution des caractéristiques géométriques du sillon d'attaque en fonction du temps, on constate généralement qu'après une variation rapide, l'angle d'ouverture a atteint une valeur stable. Celle-ci est obtenue après le passage d'une quantité d'électricité qui dépend du matériau et des conditions de l'attaque. On se placera donc dans des conditions conduisant à un régime stable, c'est-à-dire où le sillon a atteint un profil d'équilibre.

Ainsi, sera facilitée l'étude des différents facteurs intervenant sur la corrosion intergranulaire. On voit tout de suite que dans le cas d'échantillons poly cristallins, on sera amené à caractériser la corrosion intergranulaire par des valeurs moyennes relatives à un nombre important de joints à forte désorientation. Par contre, la mise en œuvre de bi cristaux aux caractéristiques cristallographiques connues permettra de rattacher beaucoup plus facilement l'importance de la corrosion intergranulaire à des données comme la désorientation entre les grains, l'asymétrie des joints ... Enfin, l'utilisation des bi cristaux permet de tenir compte des facteurs d'anisotropie de l'attaque suivant que celle-ci est effectuée parallèlement ou perpendiculairement à l'axe, dans le cas des joints de flexion. [5]

3.5.3.4. Les facteurs de la corrosion intergranulaire

- i. Energie des joints de grains ;
- ii. Structure des joints de grains (Influence de l'asymétrie) ;
- iii. Intervention des facteurs propres à la matrice (Influence de l'anisotropie de dissolution, influence de la composition ; phénomènes de ségrégation).

2.5.4. Contraintes cycliques

Le phénomène de vibration est lié au type d'écoulement dans la tuyauterie du générateur. Généralement, il se produit lorsque les facteurs de l'écoulement de recyclage sont élevés. Pour améliorer l'efficacité thermique des échangeurs tubulaires dans des raffineries de pétrole et de produits chimiques, leur dimension et la vitesse du fluide sont régulièrement augmentées causant ainsi des vibrations. Ces vibrations sont malheureusement favorisées par la présence de cloisons dans ces échangeurs tubulaires qui produisent un écoulement à travers et autour des tubes afin d'améliorer l'évacuation de la chaleur. La combinaison de l'amplitude de ces vibrations liée à une faible rigidité de l'assemblage tubes-plaque tubulaire crée dans le tube une contrainte moyenne élevée qui s'ajoute à la contrainte résiduelle causant ainsi sa dégradation. [3]

Chapitre 3

THEORIE DES CONTRAINTES RESIDUELLES

3.1. Généralités

Avant d'analyser les méthodes pour mesurer et prédire les contraintes résiduelles, il est important de comprendre les notions théoriques de base associées à ce phénomène physique. Pour ce faire, ce chapitre répond à certaines questions telles que : Quelle est la définition d'une contrainte résiduelle? Comment sont produites les contraintes résiduelles? Quels sont les différents types de contraintes résiduelles? Quels sont les effets des contraintes résiduelles sur les performances d'une composante?

La fiabilité et la longévité en service des générateurs de vapeur nucléaire ont été gravement touchées dans le monde entier par ce type de corrosion. C'est pourquoi, la conception des échangeurs de chaleur actuels pour les nouvelles installations tente d'améliorer la résistance à la corrosion grâce à l'utilisation de nouveaux matériaux de pointe pour les tubes, la conception des joints et les techniques de fabrication. L'alliage 690TT utilisé pour les tubes a démontré une performance exceptionnelle dans les circuits primaires. La résistance à la corrosion sous contraintes dans le circuit secondaire a été montrée comme étant généralement supérieure aux matériaux alternatifs.

Le dudgeonnage par pression hydraulique a largement remplacé le dudgeonnage par rouleaux dans le but de réduire encore la sensibilité aux contraintes de corrosion causées par l'écoulement d'eau dans le circuit secondaire et le travail à froid dans la zone de transition critique entre les parties expansée et non expansée du tube. L'étude mécanique des tubes expansés hydrauliquement est de la première importance afin de comprendre et de minimiser les contraintes résiduelles et le travail à froid.

3.2. Définition globale des contraintes résiduelles

Les contraintes résiduelles sont des tensions ou des compressions qui existent dans un volume de matière sans aucune application de force externe (force appliquée ou changement de température). En d'autres mots, les contraintes résiduelles sont des contraintes auto équilibrées présentes dans le matériau sous des conditions de température uniforme et sans aucune force externe. Par conséquent, selon le principe de linéarité élastique, la somme des forces et des moments agissant sur chacune des sections de la pièce entière seront égales à zéro :

$$F_A = \iint_A \sigma_{ij} n_j dA = 0$$

$$M_A = \iint_A e_{ijk} x_j \sigma_{ij} n_k dA = 0 \quad [7]$$

3.3. Production des contraintes résiduelles

Selon la littérature, les contraintes résiduelles résultent de déformations élastiques ou plastiques non-uniformes qui, de manière permanente, provoquent des incompatibilités dans l'état de déformation. Une seconde définition dit que les contraintes résiduelles proviennent des mauvais ajustements entre les différentes régions d'un matériau et ce, à différents niveaux (macroscopique et microscopique). Ces déformations peuvent être induites mécaniquement, thermiquement ou via les phases de transformations d'un matériau. La plupart des procédés manufacturiers et des traitements de surfaces produisent des contraintes résiduelles :

- i. produits primaires: moulage, formage, forgeage, extrudage, laminage, pliage, etc.
- ii. enlèvement de matière: usinage, électroérosion, etc.
- iii. assemblage: soudage, brasage, etc.
- iv. traitements de surfaces mécaniques: grenailage, chocs laser, etc.
- v. traitements thermiques, chimiques et thermo-chimiques : trempe, carburation, nitruration, carbonitruration, recouvrement PVD, CVD, etc.

D'un point de vue technique, les procédés manufacturiers ou les traitements de surfaces ou les assemblages de matériaux vont toujours induire des déformations irréversibles. En réalité, aucune composante mécanique n'est exempte de contraintes résiduelles. [7]

3.4. Types de contraintes résiduelles

Les contraintes résiduelles peuvent être classées en fonction de l'échelle de grandeur auxquelles elles sont significatives et selon les techniques de mesure utilisées pour les étudier. Les contraintes dites macroscopiques agissent sur de longues distances tandis que les contraintes microscopiques agissent à l'échelle du grain ou à l'échelle atomique du matériau. Un système de standardisation a donc été établi pour diviser les contraintes résiduelles en trois types appelés contraintes résiduelles de types I, II et III. [7]

Les contraintes résiduelles de Type I, également appelées macros contraintes résiduelles, sont distribuées de façon continue sur une largeur de plusieurs grains et représentent le niveau moyen de contrainte. Un changement dans l'équilibre de ce type de contraintes va toujours engendrer une variation macroscopique des dimensions. [7]

Les contraintes résiduelles de Type II, aussi appelées micros contraintes résiduelles, elles sont uniformes pour une variation inférieure ou égale à la grosseur du grain du matériau. Les contraintes de type II sont pratiquement toujours présentes dans les matériaux polycristallins. Ceci est simplement dû au fait que les différents grains dans un même voisinage sont orientés différemment et par conséquent, leurs propriétés élastiques et thermiques vont être différentes. Il y a également une présence significative des contraintes de type II lorsque la microstructure du matériau contient plusieurs phases ou lorsque des transformations de phases se produisent. Un changement dans l'équilibre de ce type de contraintes peut également engendrer un changement de dimensions (macroscopique) et ce, à cause de l'addition des déformations microscopiques. [7]

Les contraintes résiduelles de Type III sont continues seulement à l'échelle sous microscopique ou atomique. Les dislocations, les vides ainsi que les atomes impurs sont à l'origine de ce type de contraintes. Un changement dans l'équilibre de ce type n'engendre pas un changement macroscopique de dimensions. [7]

En somme, il est possible de dire que la contrainte résiduelle totale en un point du matériau peut être exprimée par la superposition des trois types de contraintes. Pour mieux visualiser les trois types de contraintes.

Pour terminer, si l'on fait le lien entre les types de contraintes et la production des contraintes résiduelles, on dira que : les contraintes macroscopiques proviennent généralement des traitements thermiques, de l'usinage, des procédés secondaires et des assemblages; et que les contraintes microscopiques proviennent généralement du coefficient d'expansion thermique, des mauvais jeux entre les phases et des transformations de phases. [7]

3.5. Effets des contraintes résiduelles sur les performances d'une composante

L'importance des contraintes résiduelles dépend du matériau utilisé, de la composante fabriquée et des applications de cette dernière. Aucune réponse unique ne peut être donnée puisque les contraintes résiduelles peuvent être bénéfiques ou destructives pour les performances d'une composante. Elles peuvent également être critiques ou insignifiantes.

Chaque cas doit donc être étudié selon son propre mérite. [8]

Généralement, les contraintes résiduelles en compression ont un effet bénéfique sur la durée de vie en fatigue et sur la corrosion car elles retardent l'initiation et la propagation de fissures. Au contraire, les contraintes résiduelles en tension réduisent les performances mécaniques. Dans le domaine élastique, les contraintes résiduelles peuvent être simplement additionnées à la contrainte appliquée. [8]

Pour cette raison, les contraintes résiduelles en compression permettent de réduire le niveau de contrainte de la couche où la force appliquée est la plus élevée. Cela mène à une augmentation apparente de la limite en fatigue. Cependant lorsque la contrainte totale excède la contrainte de limite élastique, le matériau est plastiquement déformé et cela mène alors à un changement dans le champ de contraintes résiduelles. Dans le cas de la présence de la plasticité, on dit alors qu'il y a adaptation de la structure par rapport à la force appliquée. En d'autres termes, on pourrait dire que les contraintes résiduelles changent. [7]

Dans le cas de chargements cycliques, des fissures peuvent s'initier et se propager pour un niveau de contrainte inférieur à la limite élastique. Cela mène donc à une redistribution (relaxation) des contraintes résiduelles. On dit alors qu'il y a accommodation de la structure par rapport à la force appliquée. Il a été démontré que les contraintes résiduelles en compression ont un effet de fermeture des fissures et par conséquent, elles ralentissent la propagation de ces dernières. [8]

Finalement, le phénomène le plus important à considérer est la relaxation des contraintes résiduelles. La relaxation peut être due à la fatigue, aux traitements thermiques (trempe) ou à

l'enlèvement de couches de matière (usinage). La relaxation peut être définie comme un relâchement ou une redistribution des contraintes résiduelles qui permet de retrouver l'état d'équilibre interne de la composante. Le problème relié à ce phénomène est qu'il engendre généralement des changements dimensionnels au niveau macroscopique. [8]

3.6. Evaluation des contraintes résiduelles

Durant les dernières décennies, différentes méthodes quantitatives et qualitatives ont été développées afin de mesurer les contraintes résiduelles. De façon générale, ces méthodes sont divisées en deux catégories : les techniques destructives et les techniques non destructives. Plusieurs sources traitent des techniques de mesure des contraintes résiduelles.

La première série de méthodes est basée sur la destruction de l'état d'équilibre des contraintes résiduelles après sectionnement, usinage ou enlèvement de couches minces sur la composante mécanique (pièce). La redistribution des forces internes mène aux déformations locales qui sont mesurées pour évaluer le champ de contraintes résiduelles. Les contraintes résiduelles sont déduites des déformations mesurées à l'aide de la théorie des déformations dans le domaine élastique (approche analytique ou par la méthode des éléments finis). Ces techniques sont uniquement sensibles aux contraintes résiduelles macroscopiques (Type I). [8]

Les principales méthodes sont :

- i. perçage (trou) incrémental (« Hole-Drilling method »).
- ii. contour d'anneau (« Ring core method »).
- iii. déflexion (« Bending deflection method »).
- iv. sectionnement (« Sectioning »).
- v. « crack compliance method (Slitting)».

La seconde série de méthodes est basée sur la relation entre les paramètres physiques et cristallographiques du matériau et les contraintes résiduelles. Certaines de ces méthodes permettent d'évaluer les contraintes résiduelles de types I, II et III. Les méthodes les plus développées sont :

- i. méthode de diffraction par rayons-X ou synchrotrons (« Hard X-rays ») ou par neutrons.
- ii. les techniques ultrasoniques.
- iii. les méthodes magnétiques.
- iv. effets piezo-spectroscopiques (Raman).
- v. méthodes photo-élastiques.

3.7. Les techniques de mesure des contraintes résiduelles

3.7.1. Perçage (trou) incrémental et contour d'anneau :

Les méthodes « Hole-Drilling » et « Ring Core » sont les plus communes pour mesurer les contraintes résiduelles. Elles impliquent toutes deux un enlèvement de matière localisé et la mesure des déformations aux abords de la zone soustraite. Les déformations sont généralement mesurées à l'aide de jauges de déformation.

La méthode « Hole-Drilling » s'effectue en perçant un trou de petit diamètre, généralement entre 1 et 4 mm, jusqu'à une profondeur approximativement égale à 1.2 fois le diamètre utilisé. Une jauge de déformation à trois éléments appelée rosette est utilisée pour mesurer les déformations aux abords du trou. La méthode « Ring Core » est similaire à l'exception que le trou est remplacé par le perçage d'un anneau de diamètre intérieur variant entre 15 et 150 mm. Les déformations sont également mesurées à l'aide d'une rosette mais à l'intérieur de l'anneau. Cette méthode permet d'atteindre une profondeur d'environ 25-150 mm de la valeur du diamètre intérieur. [8]

Les méthodes de « Hole-Drilling » et « Ring Core » sont souvent décrites comme étant des méthodes semi-destructives. L'enlèvement de matière peut parfois être toléré ou même réparé. Dans les deux cas, les contraintes résiduelles existent dans le matériau avant le perçage du trou ou de l'anneau et elles peuvent être calculées à partir des déformations mesurées par les jauges. Malgré le fait qu'elle offre certains avantages comme une meilleure sensibilité due au relâchement quasi complet de la surface et une moins grande influence des erreurs mineures d'excentricité ou de diamètre du trou (anneau) percé, la méthode du « Ring Core » demeure la moins utilisée. [8]

Cela est dû principalement au fait que les résultats obtenus sont moins locaux, que le diamètre de l'anneau cause plus de dommages et qu'il faut parfois déconnecter et reconnecter les jauges pour pouvoir percer l'anneau. La méthode du «Hole-Drilling» est donc privilégiée. Cependant, cette méthode comporte également certains inconvénients. Le premier étant le manque de sensibilité (± 50 MPa). Puisque les relâchements de contraintes décroissent rapidement en fonction de la distance à partir du bord du trou, les jauges ne mesurent que 25 à 40% des contraintes résiduelles originales. De plus, étant donné la précision de mesure des jauges de déformation, une erreur de dimension du diamètre du trou ou une erreur d'excentricité peut introduire une erreur significative dans les calculs des contraintes résiduelles. En dépit de ces inconvénients, cette méthode demeure la plus utilisée. Le «Hole-Drilling» est donc une technique bien implantée expérimentalement et théoriquement. La disponibilité d'équipements et d'outils de perçage de précision ainsi que des procédures expérimentales connues et prouvées limitent les erreurs et donc les désavantages reliés à cette méthode. [8]

3.7.2. Déflexion

Cette méthode est surtout utilisée pour déterminer les contraintes dues à l'ajout d'une couche de recouvrement («coating») ou à un enlèvement de couche («layer removal»). On la retrouve également sous les noms «Curvature» et «Layer removal». Le principe de cette méthode repose sur l'équilibre des contraintes et des moments internes lorsque de fines couches sont graduellement enlevées à l'aide de méthodes d'usinage chimiques ou électrochimiques (ou ajoutées). La déflexion de la composante engendrée par le re-balancement des contraintes internes est mesurée et les contraintes résiduelles sont calculées à partir de théories appartenant au domaine élastique. La valeur de la déflexion peut être mesurée de façon discrète (instruments de mesures conventionnels) ou en continue (jauges de déformation ou capteurs de déplacements). La plupart du temps, la méthode continue est privilégiée puisqu'elle nécessite un temps d'analyse et de calculs moins longs. La Figure 2.2 représente un exemple de la méthode de déflexion avec des jauges de déformations comme instruments de mesures. Cette méthode est destructive. Elle permet de mesurer des contraintes de type 1 seulement. Sa

précision est déterminée par l'instrument de mesure utilisé. Cette méthode n'est pas utilisée pour l'enlèvement de matière par usinage puisqu'elle n'est pas en mesure de différencier les contraintes résiduelles des contraintes induites lors de l'usinage. [8]

3.7.3. Sectionnement

La méthode de sectionnement fait appel au principe de relaxation des contraintes. Lorsqu'une composante est sectionnée, les contraintes résiduelles présentes à l'intérieur du matériau se relâchent. On peut alors mesurer ces relâchements et calculer les contraintes résiduelles. Il existe deux approches pour mesurer les contraintes résiduelles avec la méthode du sectionnement. : L'utilisation des contraintes ou l'utilisation des déformations surfaciques comme paramètres.

Dans la première approche, ce sont les contraintes de sectionnement qui servent de mesurande. Cette approche est appelée «Sectionning method». Pour mesurer une pièce en trois dimensions, les distributions de contraintes sur les nouvelles surfaces exposées, avant les sectionnements, sont évaluées à partir des relaxations de déformations observées sur la surface pendant le sectionnement. Le sectionnement est successivement répété sur la composante jusqu'à ce qu'on n'observe plus de déformations.

La seconde approche se concentre surtout sur la source des contraintes résiduelles qu'on appelle déformation inhérente. En se basant sur cette approche, les déformations inhérentes sont directement évaluées à partir des déformations observées sur la surface de l'objet et les contraintes résiduelles peuvent être estimées à l'aide de relations contraintes-déformations dans le domaine élastique. De nos jours, c'est cette approche qui est la plus utilisée. Elle permet de mesurer plus facilement un modèle tridimensionnel et elle permet également de prévenir la propagation des erreurs de mesures. [8]

La méthode de sectionnement est surtout utilisée en Amérique. On la retrouve très peu dans la littérature européenne. C'est bien entendu une méthode destructive.

3.7.4. Crack Compliance Method («Slitting»)

Cette méthode est dérivée de la méthode de sectionnement avec l'approche de la déformation inhérente comme paramètre de mesure. Le principe consiste à effectuer une rainure dans la composante à étudier pour relâcher les contraintes résiduelles normales à la surface et pour faire déformer la pièce. Cette rainure est effectuée de façon incrémentale en fonction de la profondeur. Les déformations sont enregistrées pour chacune des profondeurs à l'aide de jauges de déformations placées sur la surface aux abords de la rainure. À partir des déformations, il est alors possible de calculer les contraintes en fonction de la profondeur.

De plus, en installant une jauge sur la face arrière de la pièce (Figure 2.3), cette méthode offre l'avantage de pouvoir mesurer les contraintes à travers la pièce entière et non seulement près de la surface. La coupe peut être effectuée à l'aide de la coupe au fil («Wire EDM»), par fraisage ou par lame de scie. Cette méthode est surtout utilisée au États-Unis et elle a été développée et exploitée par le Dr Michael B. Prime (Los Alamos National Laboratory).

Elle offre certains avantages tels que la facilité d'exécution, des coûts abordables, une sensibilité intéressante pour une large plage de profondeur. La méthode a été testée jusqu'à

une profondeur de 166 mm. C'est la profondeur qui détermine les limites possibles des dimensions du brut. La longueur et la largeur du brut ne doivent pas excéder 1.5 fois la profondeur de la pièce. Par exemple, pour une pièce ayant une profondeur de 100 mm, les dimensions maximales du brut sont de 150 mm de longueur par 150 mm de largeur. Au-delà de cette distance, la relaxation latérale de contrainte peut engendrer une erreur non négligeable. Pour une pièce de grande taille, il faut donc exécuter plusieurs coupes espacées de 1.5 fois sa profondeur ou y découper des échantillons de petites tailles. Cette deuxième option implique toutefois la présence de contraintes dues à la relaxation de l'échantillon lors de sa coupe. Cette relaxation peut engendrer une diminution de la contrainte mesurée de l'ordre de 25%. Il est toutefois possible de compenser cette erreur lors des calculs. La Figure 2.3 illustre la terminologie utilisée pour la mise en œuvre de la méthode de «Crack compliance». [9]

3.7.5. Diffraction par rayons-X

La méthode de diffraction par rayons-X est la plus commune et la plus utilisée parmi les méthodes non-destructives existantes. Comme son nom le dit, cette technique repose sur le principe de la diffraction. Des faisceaux rayons-X monochromatiques sont projetés sur la surface de la composante à étudier et sont déviés par les atomes composants le matériau. Les atomes du matériau doivent être ordonnés selon un réseau polycristallin. Pour une longueur d'onde connue et un changement dans l'angle de Bragg, les changements de distances inter planaires peuvent être mesurés. Par la suite, les déformations élastiques peuvent être calculées à partir des distances inter planaires. Cette méthode est très précise. La technique permet de mesurer les contraintes de type I, II et III. Elle est cependant limitée par sa profondeur de pénétration qui n'est pas très élevée (environ 50 mm pour l'aluminium). Pour cela, on dit que c'est une technique de surface. Pour une plus grande profondeur, elle est parfois jumelée à la méthode d'enlèvement de couches (destructive). La machine utilisée pour effectuer ce genre de tests est appelée un diffractomètre. La Figure 2.4 montre un exemple de ce type d'appareil. [8]

3.7.6. Synchrotron

La méthode du synchrotron (« Hard X-Rays ») utilise les mêmes principes que la diffraction par rayons-X. La différence se situe au niveau du faisceau projeté. Le synchrotron produit un faisceau d'énergie beaucoup plus puissant. Ces rayons-X ont une plus grande pénétration dans le matériau que les rayons-X conventionnels (environ 1 à 2 mm pour la plupart des matériaux). Cette augmentation de la profondeur de pénétration permet à la méthode du synchrotron de fournir une résolution spatiale élevée.

Ainsi, il est possible de tracer une représentation tridimensionnelle des déformations. L'augmentation de la profondeur de pénétration constitue le premier avantage de cette méthode par rapport à celle du rayon-X conventionnel. Elle permet de mesurer des contraintes jusqu'à une profondeur d'environ 100 mm pour l'aluminium. Un second avantage intéressant est la grosseur du faisceau (1 à 10 mm de diamètre). Ce diamètre de faisceau fait en sorte que la résolution spatiale n'est plus limitée par l'instrument de mesure, mais par la grosseur des grains à l'intérieur de l'échantillon. Le temps de mesure est également beaucoup plus rapide. On parle d'une fraction de seconde avec le synchrotron versus 1 heure de travail avec la méthode de diffraction par rayons-X conventionnelle. [8]

3.7.7. Diffraction par neutrons

La méthode de diffraction par neutrons utilise les mêmes principes que pour la diffraction par rayons-X. L'utilisation des neutrons permet cependant une augmentation importante de la profondeur de pénétration. Cette méthode est capable de lire à des profondeurs allant jusqu'à 250 mm pour l'aluminium. Tout comme pour le synchrotron, la méthode par neutrons possède une excellente résolution spatiale et permet de tracer une représentation tridimensionnelle des déformations. Cette méthode d'évaluation des contraintes est capable de collecter une grande quantité de données (via la position du capteur) d'une pièce entière (dépendant de son épaisseur). C'est ce qui fait de cette méthode un outil particulièrement utile pour valider des modèles théoriques. Par contre, cette méthode est très coûteuse et son accessibilité est très limitée. C'est pourquoi elle n'est pas très répandue. Le laboratoire de recherche du CNRC situé à Chalk River en Ontario est l'un des rares centres de recherches à offrir ce genre de technologie au Canada. [9]

3.7.8. Techniques ultrasoniques

Les techniques ultrasoniques utilisent la sensibilité de la vitesse des ondes ultrasoniques voyageant à travers le solide par rapport au niveau de contraintes. Un changement de vitesse des ondes ultrasoniques dans un matériau est directement affecté par la magnitude et la direction des contraintes présentes. Cette technique peut donc tenir compte des trois types de contraintes résiduelles (I, II et III), mais sans les différencier. La pénétration peut être très élevée (> 10 cm). Par contre, la résolution est médiocre (environ 5 mm) puisque les changements de vitesses dépendent du champ de contraintes se trouvant sur la trajectoire de l'onde toute entière. De plus, le coefficient « acousto-élastique » nécessaire pour l'analyse est généralement calculé expérimentalement. Cette méthode offre l'avantage de pouvoir mesurer les macros contraintes à travers un volume important de matériel. Elle est surtout utilisée pour des opérations de maintenance. [9]

3.7.9. Méthodes magnétiques

Les propriétés ferromagnétiques des matériaux ferromagnétiques sont sensibles à l'état de contrainte interne dû à la striction magnétique qui provoque des effets magnéto-élastiques. La striction magnétique est le phénomène par lequel chaque domaine magnétique est étiré selon la direction de la magnétisation. À un niveau d'énergie minimum, la magnétisation est alignée avec les directions cristallines. C'est ce qu'on appelle les lignes d'axes magnétiques. Un changement dans le niveau de contraintes engendre une variation du nombre de domaines magnétiques alignés selon chaque ligne d'axe magnétique. Cela mène à une réduction de l'énergie magnéto-élastique. Même si la dépendance des contraintes par rapport aux paramètres magnétiques est forte, il y a plusieurs autres variables à considérer, tel que, la dureté du matériau, la texture, la grosseur du grain, etc. qui vont également affecter les mesures. Pour cette raison, une combinaison de plusieurs techniques est nécessaire pour éliminer les variables indésirables. Les principaux avantages de cette méthode sont sa rapidité d'exécution, la portabilité de l'équipement, la possibilité de mesurer les contraintes bi-axiales, et la profondeur de pénétration de l'ordre de 6 à 10 mm. Les principales lacunes sont le

nombre limité de matériaux que la méthode peut couvrir (ferromagnétiques seulement) et sa sensibilité inhérente envers une variété d'éléments microstructuraux. [8]

3.7.10. Effets piezo-spectroscopiques (Raman)

L'effet de Raman fait appel à l'interaction de la lumière avec la matière. Un rayon laser provoque la vibration des liens atomiques. L'analyse de la lumière dispersée, connue sous le nom de spectre de Raman, révèle certaines informations sur l'état physique de l'échantillon et sur sa structure chimique. Les lignes du spectre de Raman varient linéairement avec le niveau des contraintes. Cette technique n'est pas destructive et possède une excellente résolution spatiale (environ 1 mm). Avec l'utilisation d'un microscope optique, il est possible de sélectionner ce qui nous intéresse sur une distance de seulement quelques microns. Cette méthode est essentiellement surfacique. [10]

3.7.11. Méthodes photo-élastiques

Ce sont des méthodes d'extensométrie indirecte. L'effet physique mis en cause est un effet optique de la biréfringence accidentelle de certains matériaux transparents, causée par l'application d'un état de contraintes. Cela fait également appel à la nature ondulatoire de la lumière. Ce sont les franges obtenues en projetant une lumière blanche ou monochromatique à travers des polarisateurs et à travers la pièce transparente (ou la couche de recouvrement dans le cas des pièces non transparentes) qui permettent d'évaluer les niveaux de contraintes. La Figure 2.6 montre un exemple de résultat obtenu avec la photoélasticité. Les techniques photo-élastiques ont été beaucoup utilisées pour l'étude sur modèles réduits transparents de géométries compliquées en 2 et 3 dimensions. C'est une technique non destructive. La technique de recouvrement photo-élastique (matériau non transparent) est une technique surfacique seulement (2D). Il est toujours possible d'évaluer en trois dimensions en jumelant cette méthode à celle de l'enlèvement de couches. Les principaux inconvénients sont alors que la pièce étudiée sera détruite et que les temps d'exécution et d'analyse seront très longs. C'est pourquoi cette technique n'est pas très utilisée dans le domaine d'évaluation des contraintes résiduelles. [8]

Chapitre 4 :

MODELISATION DES CONTRAINTES RESIDUELLES

4.1. Choix du modèle analytique :

Les calculs théoriques des contraintes résiduelles et de la pression résiduelle de contact faits dans ce chapitre sont faits en se basant sur le modèle analytique présenté par Abdel-Hakim Bouzid et Nor-eddine Laghzale. [11] [12]

La justification est toute simple : tous les autres modèles analytiques sont très simplifiés et se résument quasiment en une seule formule (avec quelques constantes pour les plus récents), alors le modèle choisi, comme il sera détaillé plus tard dans ce chapitre, prend en charge chaque phase du procédé de dudgeonnage.

4.2. Contexte théorique

La référence analytique la plus ancienne, trouvée sur les assemblages tubes plaque tubulaire est présentée par Jantsscha R., (1929) [12]. Il s'agit d'une analyse élasto-plastique résultant du dudgeonnage du tube dans la plaque tubulaire. En 1947, Sachs G., (1947) [11] [12] a proposé une évaluation théorique simplifiée sur les conditions aboutissant à une étanchéité maximale dans les assemblages dudgeonnés.

L'étude a été traitée avec une douille de diamètre infini. La valeur de la pression de dudgeonnage proposée est de 1.1 fois la contrainte de l'écoulement du tube. L'auteur suggère que la contrainte d'écoulement du tube devrait être le double de celle de la plaque tubulaire pour que la pression résiduelle de contact soit maximale.

En 1976, Krips, H. et Podhorsky, M., (1976) [11] [12] ont formulé l'équation ci-dessous qui donne l'expression de la pression résiduelle de contact :

$$P_c^* = \frac{1}{K} (P_{e_max} - P_{e_min}) \quad (4.1)$$

Avec : P_c^* : désigne la pression résiduelle de contact ;

P_{e_max} : désigne la pression maximale d'expansion ;

P_{e_min} : désigne la pression minimale qui assure la fermeture du jeu initial ;

K : est un coefficient relatif aux caractéristiques mécanique et géométrique du joint.

En 1991, Yokell [12], a aussi élaboré le modèle donné par l'équation ci-dessous. Cependant, l'auteur a supposé que le tube et la douille qui modélise la plaque à tube sont supposés constitués du même matériau, en plus, le diamètre extérieur de la douille est supposé infini.

$$P_c^* = P_e \left[1 - \frac{r_i}{r_o} \right]^2 - \frac{2}{\sqrt{3}} S_{yt} \ln \frac{r_o}{r_i} \quad (4.2)$$

Plus tard, grâce à une comparaison avec une analyse par éléments finis, Allam M., (1996) [11] [12] a modifié l'équation. 2.1 en introduisant deux coefficients α_1 et α_2 . Plusieurs cas ont été considérés en tenant compte des caractéristiques géométriques et mécaniques du joint et tous les résultats indiquent que les valeurs de α_1 et α_2 sont respectivement au voisinage de 1.15 et 0.85

L'équation (4.1) se met alors sous la forme ci-dessous:

$$P_c^* = \frac{\alpha_1}{K} (P_{e_max} - \alpha_2 P_{e_min}) \quad (4.3)$$

Afin de tenir compte de l'effet de l'écroutissage, Allam M. [12] a corrigé l'équation (4.3) en introduisant un coefficient \bar{f} .

La pression résiduelle de contact prend alors la forme suivante :

$$P_c^* = P_c^0 \cdot \bar{f} \quad (4.4)$$

L'expression de \bar{f} est donnée par :

$$\bar{f} = 0.91745 - 5559.02128 \frac{c}{d} \frac{E_{tt}}{E_t} - 1.48397 \frac{E_{tt}}{E_t}$$

4.3. Modèle analytique avec écroutissage

En l'absence de défaut de la structure cristalline du matériau, la rigidité de l'assemblage tubes-plaque à tubulaire est affectée par plusieurs paramètres de conception incluant les caractéristiques géométriques et mécaniques.

Généralement celle-ci est mesurée par l'entremise de la pression résiduelle de contact. L'analyse analytique des contraintes résiduelles dans ces assemblages et en particulier la pression résiduelle de contact a fait l'objet de plusieurs études.

Dans leurs travaux Abdel-Hakim Bouzid et Nor-eddine Laghzale [11] [12] ont analysé la distribution des contraintes résiduelles produites pendant et à la fin du procédé de dudgeonnage hydraulique.

Un nouveau modèle a été élaboré à partir des équations d'équilibre et de compatibilité géométrique. L'analyse suppose que l'état de contrainte est un état plan. En plus, deux autres hypothèses ont été considérées :

- La première suppose que la plaque est modélisée par une douille dont le diamètre extérieur est représenté par un diamètre équivalent. L'expression de ce diamètre est donné par Chaaban A. and al., (1992) [12] et Khohlpaintner W. R., (1995) [12];
- La seconde hypothèse, suppose que le tube subit l'effondrement plastique avant que sa surface extérieure ne rentre pas en contact avec la douille.

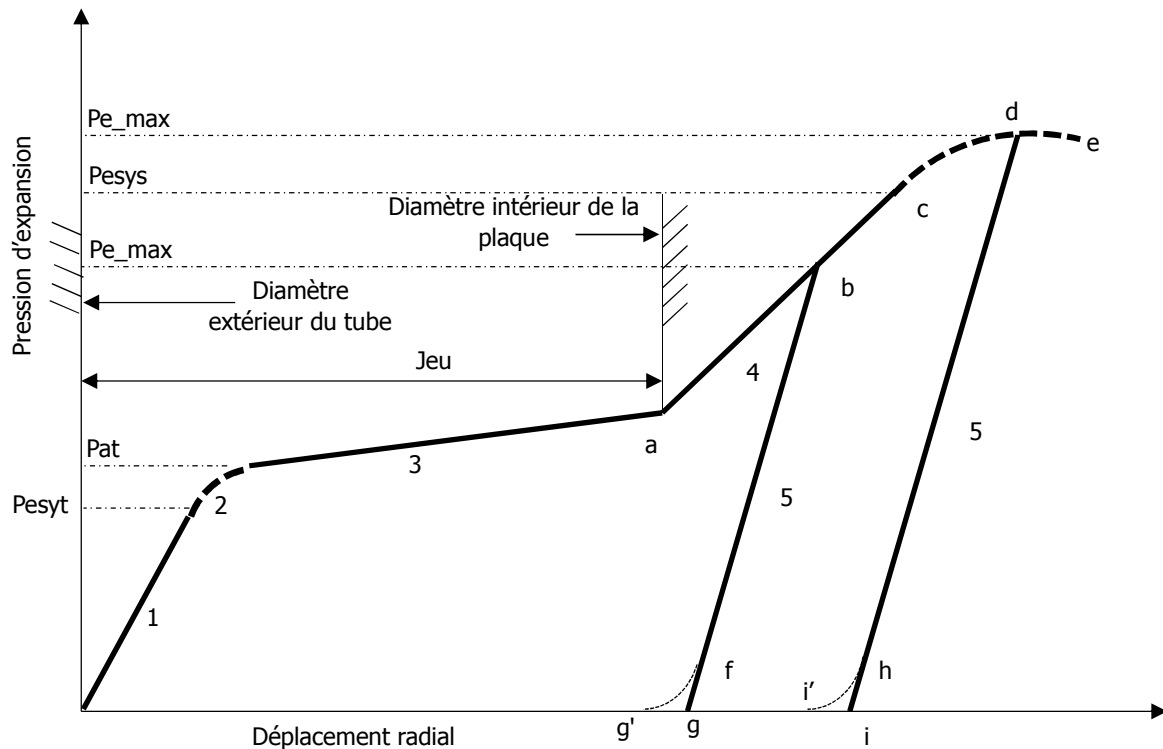


Fig. 4.1 : Séquence de la pression d'expansion [12]

Selon la valeur maximale de la pression de dudgeonnage, les caractéristiques géométrique et mécanique de l'assemblage, trois cas sont distingués:

- 1- Cas : Dudgeonnage sans déformation plastique de la plaque (figure 4.1, étape 123ab5fg).
- 2- Cas : Dudgeonnage avec déformation plastique de la plaque au cours du chargement (figure 4.1, étape 123acd5dhi) ;
- 3- Cas : Dudgeonnage avec déformation plastique de la plaque et le retour plastique du tube (figure 4.1, étape 123acd5bfg' ou 123acd5dhi').

Les résultats d'analyse de ces trois cas différents seront comparés et commentés avec les résultats des équations 4.1, 4.2, 4.3 et 4.4 à la fin de ce chapitre.

4.3.1. Dudgeonnage sans déformation plastique de la plaque

En se référant à la figure (4.1), la phase de chargement représenté par les étapes 1 et 2 correspondant à la déformation élastique et plastique du tube. Dans l'étape 3, le tube déjà entré complètement à l'état plastique va en contact avec la plaque en comblant l'écart sans aucune nécessité d'augmentation de la pression. L'étape 4 correspond à la déformation élastique de la plaque. Enfin, l'étape 5 représente le retour élastique du tube et la plaque.

Il est important de noter que les pentes des courbes de la figure (4.1) représentent la rigidité de la structure et de sa capacité à résister à la pression. C'est-à-dire, la pente de la ligne de l'étape 1 représente la rigidité du tube. Au cours de l'étape 2, la rigidité du tube diminue pour devenir nul et pour l'étape 3, le tube ne peut pas résister à la pression. Dans l'étape 4, la pente

représente la rigidité de la plaque alors que le tube ne résiste pas. Pendant le déchargement (étape 5), la pression est résistée à la fois par le tube et la plaque et dans ce cas leur rigidité combinée représentée par la pente de la ligne de déchargement est supérieur à celle du tube ou de la plaque.

a. Déformation élastique du tube

Sous l'effet de la pression d'expansion, le tube se déforme élastiquement jusqu'à ce qu'il atteigne la valeur de P_{esynt} la pression à laquelle l'écoulement plastique du tube commence. Selon le critère d'élasticité de Von Mises, cette pression est donnée par:

$$P_{esynt} = \frac{S_{yt} Y_t - 1}{\sqrt{3} Y_t} \quad (4.5)$$

Dans le domaine élastique, le tube est considéré comme un cylindre épais à extrémité ouverte soumis à une pression intérieure, le déplacement de rayon extérieur est donné comme suit:

$$U_t r_o = \frac{2P_e r_o (1 - \nu^2)}{E_t Y_t^2 - 1} \quad (4.6)$$

Les expressions des contraintes radiale et tangentielle, à r_i et r_o du tube en fonction de l'expansion de la pression P_e , sont données ci-dessous par les équations de Lamé:

$$\begin{aligned} \sigma_r^t r_i &= -P_e & \sigma_r^t r_o &= 0 \\ \sigma_\theta^t &= \frac{P_e(Y_t^2 + 1)}{Y_t^2 - 1} & \sigma_\theta^t r_o &= \frac{2P_e}{Y_t^2 - 1} \end{aligned} \quad (4.7) \quad \text{et} \quad (4.8)$$

b. Déformation élasto-plastique du tube :

Au-delà de P_{esynt} le tube commence à se déformer plastiquement à partir de la surface intérieure. Les contraintes de la zone élastique-plastique sont données dans (Livieri P. et Lazzarin P., 2002) [12]. L'équation de la pression qui provoque une zone plastique de rayon c_t est la suivante:

$$P_e = \frac{S_{yt}}{\sqrt{3}} \left[1 - \frac{r_c^2}{r_o^2} + \frac{A_t E_t p}{1 + A_t E_t p} \left(\frac{c_t}{r_i} \right)^2 - 1 + 2 \ln \frac{c_t}{r_i} \right] \quad (4.9)$$

Où : A_t est une constante donnée par $A_t = \frac{2(2 - \nu_t)}{3E_t}$

L'équation (4.6) reste valable dans la zone élastique et peut être utilisé pour déterminer le déplacement du rayon extérieur du tube en fonction du rayon de l'interface élasto-plastique. En remplaçant P_e par P_{esynt} et Y_t par $Y_{tc} = r/c$ dans les équations (4.5) et (4.6):

$$U_r^t r_o = \frac{2r_o S_{yt}(1-\nu_t^2)}{\sqrt{3}E_t Y_t^2} \quad (4.10)$$

L'état d'effondrement est donné par l'équation (4.9) avec $c = r_o$ et $Y_{tc} = 1$ telle que:

$$P_{at} = \frac{S_{yt}(A_t E_{tp} Y_t^2 - 1 + 2\ln(Y_t))}{\sqrt{3}(1 + A_t E_{tp})} \quad (4.11)$$

Les contraintes à r_o sont donnés par les équations de Lamé en remplaçant la pression par celle de l'équation (4.5):

$$\begin{aligned} \sigma_r^t &= 0 \\ \sigma_\theta^t r_o &= \frac{2S_{yt}}{\sqrt{3}Y_t^2} \end{aligned} \quad (4.12)$$

Les expressions de la contrainte à r_i peuvent être évaluées en tenant compte de la zone plastique (Livieri P. et Lazzarin P., 2002) [12]:

$$\begin{aligned} \sigma_r^t r_i &= -P_e \\ \sigma_\theta^t(r_i) &= \frac{S_{yt}}{3} \frac{r_c^2}{r_o^2} + 1 + \frac{A_t E_{tp} \frac{c_t^2}{r_i^2} - 1 - 2\ln\left(\frac{c_t}{r_i}\right)}{1 + A_t E_{tp}} \end{aligned} \quad (4.13)$$

c. Fermeture du jeu initial

Si la pression d'expansion P_e augmente au-delà de la pression P_{at} , les équations qui régissent la déformation du tube sont les mêmes que celles utilisées au domaine élastique (étape 1) avec le remplacement du module de Young E_t par le module tangent E_{tt} , le coefficient de Poisson ν par $\bar{\nu} = 0,5$, la pression P_e par $P_e - P_{at}$ et le déplacement $U_r^t(r_o)$ par $U_r^t r_o - U_r^t(r_o)|_{P_{at}}$ dans l'équation (4.6). Le déplacement $U_r^t(r_o)$ est donc exprimée par:

$$U_r^t r_o = U_r^t(r_o)|_{P_{at}} + \frac{2r_o}{E_{tt}} \frac{1-\bar{\nu}^2}{Y_t^2-1} (P_e - P_{at}) \quad (4.14)$$

Où : $U_r^t(r_o)|_{P_{at}}$ est le déplacement à $P_e = P_{at}$ ou par le remplacement de c_t par r_o dans l'équation (4.10).

Les contraintes à r_i et r_o sont :

$$\begin{aligned} \sigma_r^t r_o &= 0 \\ \sigma_\theta^t r_o &= \sigma_\theta^t r_o|_{P_{at}} + \frac{2(P_e - P_{at})}{Y_t^2 - 1} \end{aligned} \quad (4.15)$$

$$\begin{aligned}\sigma_r^t r_i &= -P_e \\ \sigma_\theta^t r_i &= \sigma_\theta^t r_i |_{P_{at}} + \frac{(Y_t^2+1)}{Y_t^2-1}\end{aligned}\quad (4.16)$$

Où : $\sigma_\theta^t r_i |_{P_{at}}$ et $\sigma_r^t r_o |_{P_{at}}$ sont obtenues pour $P_e = P_{at}$ ou par le remplacement de c_t par r_o dans les équations (4.12) et (4.13).

d. Déformation élastique de la plaque

Après que le tube vienne en contact de la plaque, cette dernière se déforme élastiquement en subissant le même déplacement que le tube. Ceci est illustré dans l'étape 4 de la figure (4.1) du point a au point b et jusqu'au point c. Une pression de contact P_c est générée à l'interface de contact et prend une valeur maximale P_{c_max} lorsque la pression d'expansion atteint sa valeur maximale P_{e_max} .

La valeur maximale de la pression d'expansion P_{e_max} reste inférieure à celle à laquelle l'écoulement plastique de la plaque commence P_{e_sys} , le cas contraire sera traité plus loin.

Dans ce stade, le déplacement radial et les contraintes peuvent être déterminés si la pression de contact est connue, ceci est obtenu en considérant l'équation de compatibilité géométrique du tube et de la plaque à leur interface commune à $r_o = R_i$ comme suit :

$$U_r^t r_o = J + U_r^p(R_i) \quad (4.17)$$

Le déplacement radial du tube est donné par :

$$U_r^t r_o = U_r^t(r_o)|_{P_{at}} + \frac{r_o(1+\bar{\nu})}{E_{tt} Y_t^2-1} [2(1-\bar{\nu})P_e - P_{at} - P_c(1-2\bar{\nu}Y_t^2+1)] \quad (4.18)$$

Le déplacement radial de la plaque est donné par :

$$U_r^p R_i = \frac{1+\nu_p}{E_p} \frac{R_i}{Y_p^2-1} P_c (1-2\nu_p + Y_p^2) \quad (4.19)$$

En substituant les valeurs de $U_r^t r_o$ et de $U_r^p R_i$ dans l'équation (4.17), on obtient :

$$P_c = \frac{1}{\gamma} \frac{E_{tt}}{r_o} Y_t^2 - 1 [U_r^t r_o |_{P_{at}} - J + 2(1-\bar{\nu})P_e - P_{at}] \quad (4.20)$$

Où : γ est donné par :

$$\gamma = 1 + \bar{\nu} \left[1 + \frac{1-2\bar{\nu}Y_t^2}{E_p} \frac{Y_t^2-1}{Y_p^2-1} (1+\nu_p)(1+Y_p^2-2\nu_p) \right] \quad (4.21)$$

Et si on remplace l'expression de P_c dans l'équation (4.18) ou (4.19), le déplacement de l'interface est obtenu en fonction de P_e . Les contraintes au rayon extérieur du tube est :

$$\begin{aligned} \sigma_r^t r_o &= -P_e \\ \sigma_\theta^t r_o &= \sigma_r^t r_o \Big|_{P_{at}} + \frac{2 P_e - P_{at}}{Y_t^2 - 1} - P_c \frac{Y_t^2 + 1}{Y_t^2 - 1} \end{aligned} \quad (4.22)$$

Les contraintes au rayon intérieur du tube sont :

$$\begin{aligned} \sigma_r^t r_i &= -P_e \\ \sigma_\theta^t r_i &= \sigma_r^t r_i \Big|_{P_{at}} + \frac{P_e - P_{at} (Y_t^2 + 1)}{Y_t^2 - 1} - 2P_c \frac{Y_t^2}{Y_t^2 - 1} \end{aligned} \quad (4.23)$$

Les contraintes à l'intérieur de la plaque sont :

$$\begin{aligned} \sigma_r^t R_i &= -P_e \\ \sigma_\theta^t R_i &= P_c \frac{Y_p^2 + 1}{Y_p^2 - 1} \end{aligned} \quad (4.24)$$

e. Déchargement

La pression d'expansion P_e étant à sa valeur maximale, P_{e_max} toute diminution de la pression en-deçà de cette valeur implique un retour élastique simultané du tube et de la plaque. La pression de contact est obtenue par l'analyse de la variation du déplacement radial du tube et de la plaque tubulaire à leur interface. Ce changement doit être le même de telle sorte que:

$$U_r^t r_o = U_r^p (R_i) \quad (4.25)$$

Pendant le déchargement, le déplacement radial relatif du tube est donnée par le retour élastique de l'état où il est soumis aux pressions maximales internes et externes P_{e_max} et P_{c_max} à un niveau inférieur de pressions internes et externes P_e et P_c tel que:

$$U_r^t r_o = \frac{r_o(1+\nu_t)}{E_t(Y_t^2-1)} \left[2(1-\nu_t)(P_e - P_{e_max}) - (P_c - P_{c_max})(1 + Y_t^2(1 - 2\nu_t)) \right] \quad (4.26)$$

Le déplacement radial relatif de la plaque au rayon intérieur R_i (et notant que $R_i = r_o$) est donnée par le retour élastique de l'état où il est soumis à une pression maximale internes de contact P_{c_max} au niveau inférieur de la pression interne P_c tel que:

$$U_r^t r_o = \frac{R_i(1+\nu_p)}{E_p(Y_p^2-1)} (P_c - P_{c_max})(1 + Y_t^2 - 2\nu_p) \quad (4.27)$$

En substituant les équations (4.26) et (4.27) dans l'équation (4.25), on aura :

$$P_c = P_{c_max} + \lambda(P_e - P_{e_max}) \quad (4.28)$$

Où : λ est donné par :

$$\lambda = \frac{2(1-\nu_t^2)}{\frac{E_t Y_t^2 - 1}{E_p Y_p^2 - 1} Y_p^2 + 1 - 2\nu_p \quad 1 + \nu_p \quad + (1 + \nu_t)(1 + Y_t^2 \quad 1 - 2\nu_t)} \quad (4.29)$$

La pression résiduelle de contact est obtenue en annulant la pression d'expansion dans l'équation (4.28) :

$$P_c = P_{c_max} - \lambda P_{e_max} \quad (4.30)$$

Le déplacement interfacial est donné par :

$$U_r^t r_o = U_r^t(r_o)|_{P_{e_max}} + \frac{R_i \quad 1 + \nu_p}{E_p \quad Y_p^2 - 1} (P_c - P_{c_max})(1 + Y_p^2 - 2\nu_p) \quad (4.31)$$

Où : $U_r^t(r_o)|_{P_{e_max}}$ est obtenu en remplaçant P_e par P_{e_max} dans l'équation (4.18)

Les contraintes dans le tube à r_o sont données par :

$$\begin{aligned} \sigma_r^t r_o &= -P_c \\ \sigma_\theta^t r_o &= \sigma_\theta^t r_o|_{P_{e_max}} + 2 \frac{P_e - P_{e_max}}{Y_t^2 - 1} - (P_c - P_{c_max}) \frac{Y_t^2 + 1}{Y_t^2 - 1} \end{aligned} \quad (4.32)$$

Où : $\sigma_\theta^t r_o|_{P_{e_max}}$ est obtenu en remplaçant P_e par P_{e_max} dans l'équation (4.22)

Les contraintes au rayon intérieur du tube (r_i) sont :

$$\begin{aligned} \sigma_r^t r_i &= -P_e \\ \sigma_\theta^t r_i &= \sigma_\theta^t r_i|_{P_{e_max}} + (P_e - P_{e_max}) \frac{1 + Y_t^2}{Y_t^2 - 1} - 2(P_c - P_{c_max}) \frac{Y_t^2}{Y_t^2 - 1} \end{aligned} \quad (4.33)$$

Où : $\sigma_\theta^t r_i|_{P_{e_max}}$ est obtenu en remplaçant P_e par P_{e_max} dans l'équation (4.23)

Les contraintes dans la plaque à R_i sont données par :

$$\begin{aligned} \sigma_r^p R_i &= -P_c \\ \sigma_\theta^p R_i &= \sigma_\theta^p R_i|_{P_{e_max}} + (P_c - P_{c_max}) \frac{Y_p^2 + 1}{Y_p^2 - 1} \end{aligned} \quad (4.34)$$

Où : $\sigma_\theta^p R_i|_{P_{e_max}}$ est obtenu en remplaçant P_e par P_{e_max} dans l'équation (4.24)

Les contraintes résiduelles et le déplacement à la fin du processus d'expansion peuvent être donnés par annulation de la pression d'extension P_e et le remplacement de la pression de contact P_c par sa valeur résiduelle P_c donnée par l'équation (4.30).

4.3.2. Dudgeonnage avec déformation élasto-plastique de la plaque

a. Chargement avec écoulement plastique de la plaque

En se référant à la figure (4.1), la pression d'expansion nécessaires pour que l'écoulement plastique de la plaque commence P_{esys} est donnée par l'équation (4.19) en remplaçant la pression de contact P_c par P_{esys} . Cette la pression est donnée par le remplacement S_{yt} et Y_t par S_{yp} et le Y_p respectivement dans l'équation (4.5):

$$P_{esyp} = \frac{S_{yp}(Y_p^2-1)}{3Y_p^2} \quad (4.35)$$

Cependant, P_{esyp} est donnée par l'équation (4.20) comme étant :

$$P_{esyp} = P_{at} + \frac{\gamma r_o P_{esyp} + (J - U_r^t r_o P_{at}) E_{tt} (Y_t^2 - 1)}{2r_o(1-\bar{\nu}^2)} \quad (4.36)$$

Au-delà de cette pression, la section transversale de la plaque est divisée en deux zones délimitées par un cercle de rayon c_p , une zone élastique et une zone plastique.

L'équation de la compatibilité géométrique à r_o (4.17) peut être utilisée avec le déplacement donné par l'équation (4.18). Le déplacement radial de la plaque à R_i est donné par (Livieri P. and Lazzarin P., 2002) [12] par :

$$U_r^p R_i = \frac{S_{yp} R_i (1 + \nu_s)}{3E_p} \frac{c_p^2}{R_o^2} (1 - 2\nu_p) + 1 + \frac{1}{1 + A_p E_{pp}} \left(A_p E_{pp} \frac{c_p^2}{R_i^2} - 1 \right) + \frac{3E_p}{2E_{pp} (1 + \nu_p)} - 2 \ln \left(\frac{c_p}{R_i} \right) (1 - 2\nu_p) \quad (4.37)$$

Où : $P_c = \sigma_r^p$ $r = R_i$ est donnée par :

$$P_c = \frac{S_{yp}}{3} \left(1 - \frac{c_p^2}{R_o^2} \right) + \frac{A_p E_{pp} \frac{c_p^2}{R_i^2} - 1 - 2 \ln \left(\frac{c_p}{R_i} \right)}{1 + A_p E_{pp}} \quad (4.38)$$

Où : A_p est une constante donnée par : $A_s = \frac{2(2 - \nu_p)}{3E_p}$

Le calcul de P_c est conditionné par la détermination du rayon de la déformation élasto-plastique de la plaque c_p .

En substituant les équations (4.18) et (4.37) dans l'équation (4.17) et en remplaçant P_c par son expression de l'équation (4.38), on peut aboutir à une expression de c_p en fonction de P_e .

Le rayon c_p peut alors être déterminé. Ainsi, on peut aussi déterminer les contraintes à r_i et r_o par les équations (4.22) et (4.23) en remplaçant P_c par son expression de l'équation (4.38).

Les contraintes de la plaque à R_i sont données par :

$$\sigma_r^p R_i = -P_c$$

$$\sigma_\theta^p R_i = \frac{S_{yp}}{3} \left[1 + \frac{c_p^2}{R_o^2} + \frac{A_p E_{pp} \frac{c_p^2}{R_i^2} - 1 - 2 \ln \left(\frac{c_p}{R_i} \right)}{1 + A_p E_{pp}} \right] \quad (4.39)$$

b. Déchargement avec écrouissage partiel de la plaque

Cette étape est traitée d'une manière similaire à celle du déchargement sans déformation plastique.

Les équations (4.25) jusqu'à (4.34) demeurent applicables alors que les expressions pour P_{c_max} , $U_r^t(r_o)|_{P_{e_max}}$, $\sigma_\theta^t(r_i)|_{P_{e_max}}$, $\sigma_\theta^t(r_o)|_{P_{e_max}}$, $\sigma_\theta^p(R_i)|_{P_{e_max}}$ on peut les déterminer grâce aux formules (4.38), (4.37), (4.22), (4.23) et (4.39) respectivement.

4.4. Contraintes résiduelles

Le problème des contraintes résiduelles à la fin du processus de dudgeonnage a été résolu par Laghzale et Bouzid dans (Laghzale N. et Bouzid A., 2008 et 2009) [11] [12].

4.4.1. Contraintes résiduelles dans le tube

Se référant aux travaux des deux auteurs cités, les expressions qui permettent de calculer théoriquement (analytiquement) les contraintes radiale et angulaire à n'importe quel rayon du tube sont données par :

$$\sigma_r^t r = - \frac{S_{yt} A_t E_{tp} r_o r^2 - 1 \lambda + 2 \ln r_o r}{3(1 + A_t E_{tp})} + P_e - P_{at} \frac{1 - r_o r^2}{Y_t^2 - 1} + (P_e - P_{e_max} - P_e) \frac{(r_o r)^2 - Y_t^2}{Y_t^2 - 1} \quad (A.1)$$

$$\sigma_\theta^t r = \frac{S_{yt}}{3} \left[2 + \frac{A_t E_{tp} r_o r^2 - 1 - 2 \ln r_o r}{(1 + A_t E_{tp})} + P_e - P_{at} \frac{1 + r_o r^2}{Y_t^2 - 1} - (P_e - \lambda P_{e_max} - P_e) \frac{(r_o r)^2 + Y_t^2}{Y_t^2 - 1} \right] \quad (A.2)$$

Ces valeurs sont obtenues par l'annulation de la valeur de la pression d'expansion P_e (fin du procédé de dudgeonnage).

$$\text{Avec : } A_t = \frac{2(2-\nu)}{3E_t} \quad \text{et} \quad E_{tp} = \frac{E_{tt}E_t}{(E_t - E_{tt})}$$

λ , γ et P_{at} sont données par les équations (5.29), (5.21) et (5.11) respectivement.

Quant à P_{c_max} , elle est obtenue par :

$$P_{c_max} = \frac{2(1-\nu^2)S_{yt}r_o}{3E_t} - J \frac{E_{tt}(Y_t^2-1)}{r\gamma} + 2 \frac{1-\bar{\nu}^2}{\gamma} (P_{e_max} - P_{at}) \quad (\text{A.3})$$

4.4.2. Contraintes résiduelles dans la plaque

Les contraintes résiduelles radiale et angulaire dans la plaque sont données par :

$$\begin{aligned} \sigma_r^p(r) &= P_{c_max} - \lambda P_{e_max} \frac{1 - \left(\frac{R_o}{r}\right)^2}{Y_p^2 - 1} \\ \sigma_\theta^p(r) &= P_{c_max} - \lambda P_{e_max} \frac{1 + \left(\frac{R_o}{r}\right)^2}{Y_p^2 - 1} \end{aligned} \quad (\text{A.4})$$

4.5. Résultats et commentaires

Le choix s'est porté sur MATLAB pour effectuer les calculs des déplacements radiaux, des pressions de contact résiduelles et des contraintes résiduelles, ainsi que pour tracer les différentes représentations graphiques et ce parce qu'il offre plusieurs intérêts :

- Programmation infiniment plus rapide pour le calcul et pour l'affichage
- Une librairie très riche
- Possibilité d'exécuter du code en dehors du programme

4.5.1. Présentation de MATLAB

MATLAB « MATrix LABoratory » est un langage de programmation de quatrième génération et un environnement de développement, il est utilisé à des fins de calcul numérique. Développé par la société « The MathWorks », MATLAB permet de manipuler des matrices, d'afficher des courbes et des données, de mettre en œuvre des algorithmes, de créer des interfaces utilisateurs, et peut s'interfacer avec d'autres langages comme le C, C++, Java, et Fortran. Les utilisateurs de MATLAB (environ un million en 2004) sont de milieux très différents comme l'ingénierie, les sciences et l'économie dans un contexte aussi bien industriel que pour la recherche.

Le langage MATLAB a été conçu par Cleve Moler à la fin des années 1970 à partir des bibliothèques Fortran, LINPACK et EISPACK. Un ingénieur, Jack Little en comprend rapidement les capacités et entreprend avec un collègue, Steve Bangert, de le recoder en langage C. Jack Little, Cleve Moler et Steve Bangert créèrent la société The MathWorks en 1984 afin de commercialiser la version 1.0 de MATLAB3.

La version utilisée dans la suite de ce chapitre est la R2013b.

4.5.2. Données géométriques et mécaniques

Les données géométriques et mécaniques du tube et de la plaque proviennent de la même source que le modèle analytique (article publié par Laghzale N. et Bouzid A. en 2009 [12]). Elles sont données dans le tableau 4.1.

Tableau 4-1 : Données géométriques et mécaniques du tube et de la plaque [12]

| Données | Tube | Plaque |
|---|--------|--------|
| Jeu initial (J) : mm | 0.0508 | |
| Rayons extérieurs (r_e, R_e) : mm | 9.5 | 36 |
| Rayons intérieurs (r_i, R_i) : mm | 7.3 | 9.5508 |
| Modules élastiques (E_b, E_p) : GPa | 207 | 207 |
| Modules tangents (E_{tt}, E_{tp}) : GPa | 6 | 6 |
| Limites élastiques - contraintes admissibles - (S_{yt}, S_{yp}) : MPa | 248 | 400 |
| Coefficients de Poisson (ν_b, ν_p) | 0.3 | 0.3 |
| Pression d'expansion maximale ($P_{e\ max}$) : MPa | 270 | |

4.5.3. Déroulement du procédé de dudgeonnage

Le procédé de dudgeonnage se déroule en trois phases :

La première : application d'une pression croissante dont résulte :

- La déformation élastique du tube jusqu'à atteindre la limite élastique ($S_{yt}=248$ MPa).
- Le début d'écoulement plastique (la pression est un peu supérieure à la limite élastique).
- La déformation plastique du tube qui continue jusqu'à la fermeture du jeu initial (la surface extérieure du tube entre en contact avec la surface intérieure de la plaque).

La deuxième : la pression continue de croître, le tube continue sa déformation plastique et la plaque commence à se déformer élastiquement. La valeur maximale de la pression d'expansion ($P_{e\ max}=273$ MPa) est largement inférieure à la limite élastique de la plaque ($S_{yp}=400$ MPa), il n'y a donc qu'une petite déformation plastique de la plaque.

La troisième : la pression commence à décroître rapidement pour devenir nulle (phase de déchargement). Il en résulte le retour du tube et de la plaque

Une série de programmes ont été écrits pour permettre de calculer :

- Les valeurs des pressions résiduelles de contact au cours et à la fin du dudgeonnage.
- Les contraintes résiduelles équivalentes après la phase de déchargement.
- La pression d'expansion maximale provoquant l'effondrement du tube.

Les calculs ont permis de déterminer les valeurs du déplacement radial de la surface extérieure du tube, des pressions intermédiaires, la pression résiduelle de contact et les contraintes résiduelles.

Ces valeurs ont permis de tracer les graphes représentant les deux éléments cruciaux de cette étude qui sont : la pression résiduelle de contact et les contraintes résiduelles en fonction des plus importants paramètres géométriques et mécaniques.

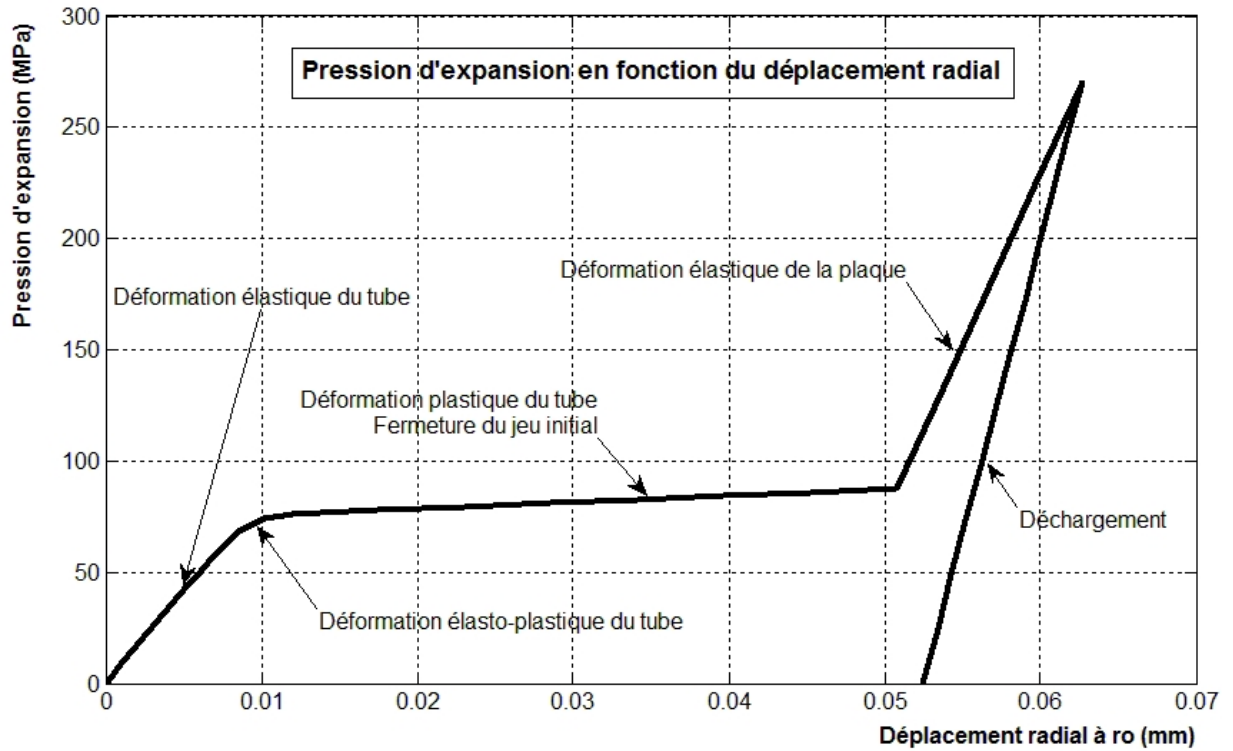


Figure 4-2 : Pression de dudgeonnage en fonction du déplacement radial au diamètre extérieur du tube

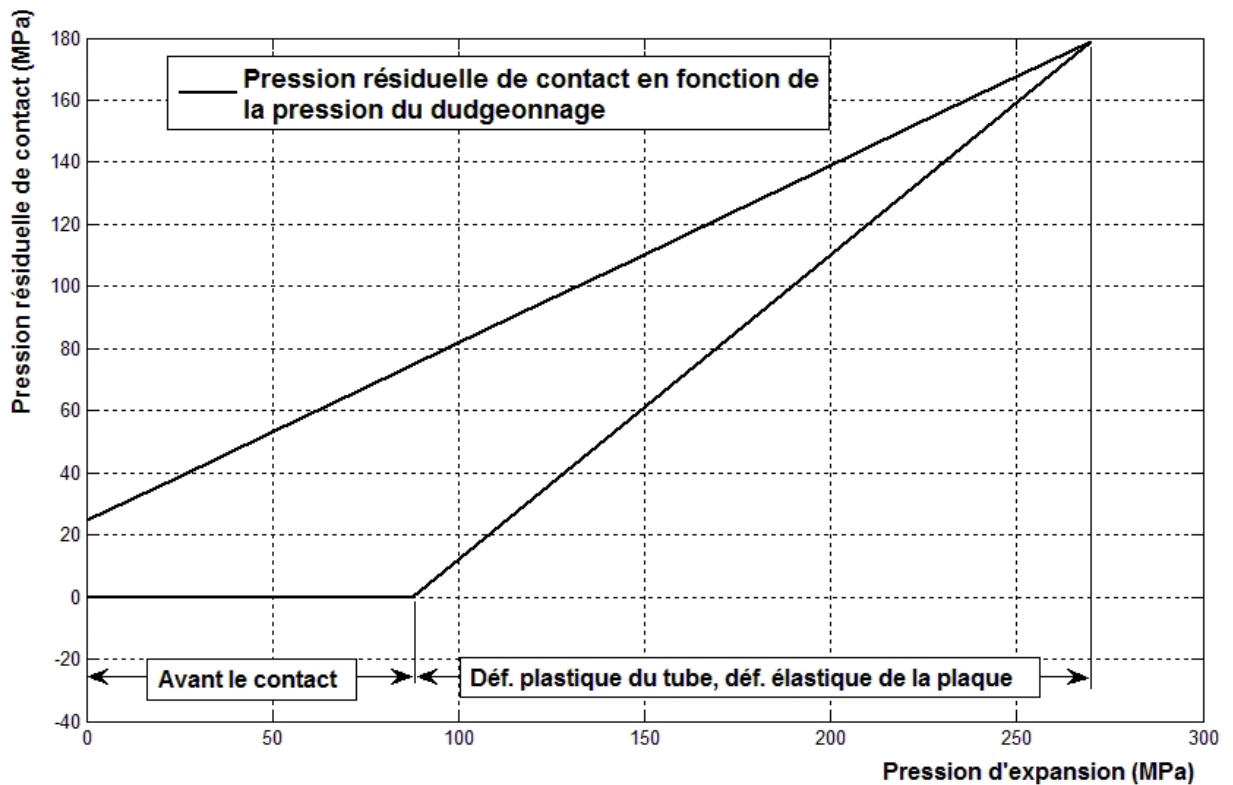


Figure 4-3 : La pression résiduelle de contact en fonction de la pression de dudgeonnage (pression appliquée)

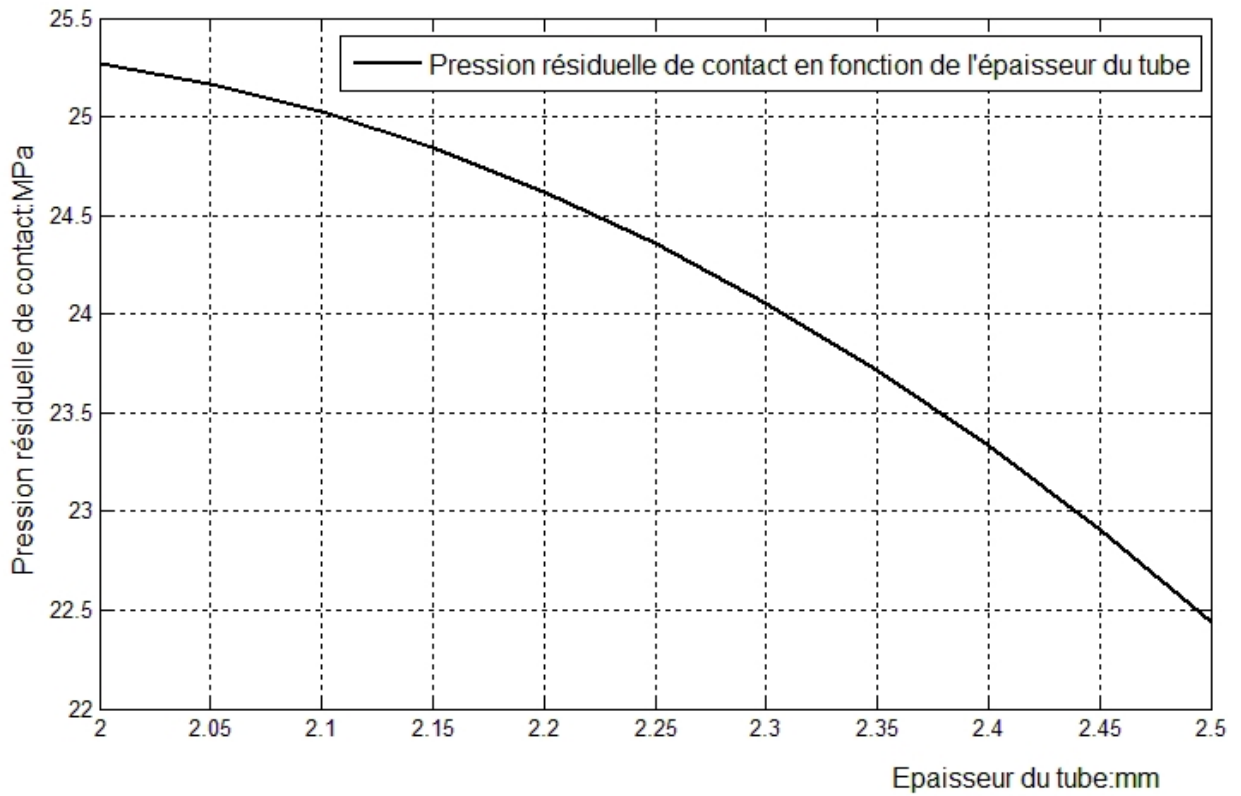


Figure 4-4 : Variation de la pression résiduelle de contact en fonction du jeu initial ($E_{tt} = E_{tp} = 6\text{GPa}$)

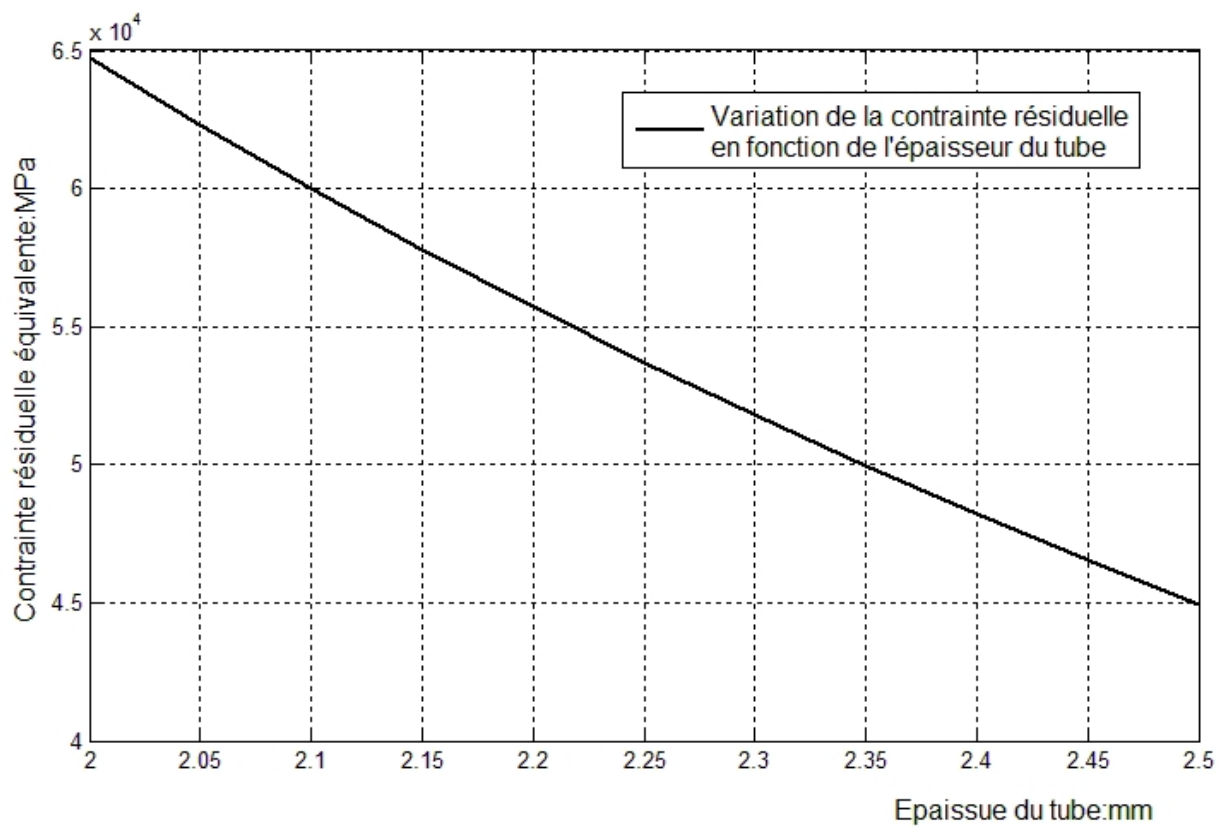


Figure 4-5 : Variation de la contrainte résiduelle équivalente en fonction du jeu initial ($E_{tt} = E_{tp} = 6\text{GPa}$)

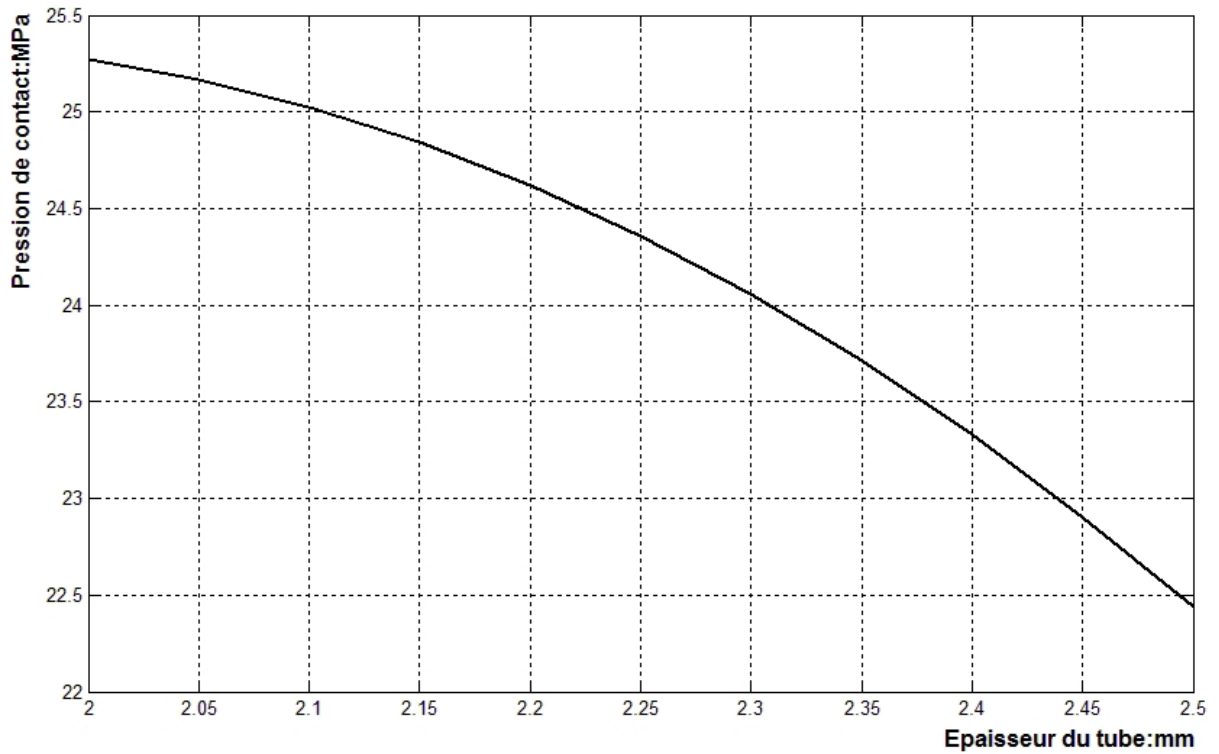


Figure 4-6 : Variation de la pression résiduelle de contact en fonction de l'épaisseur du tube ($E_{tt} = E_{tp} = 6\text{GPa}$)

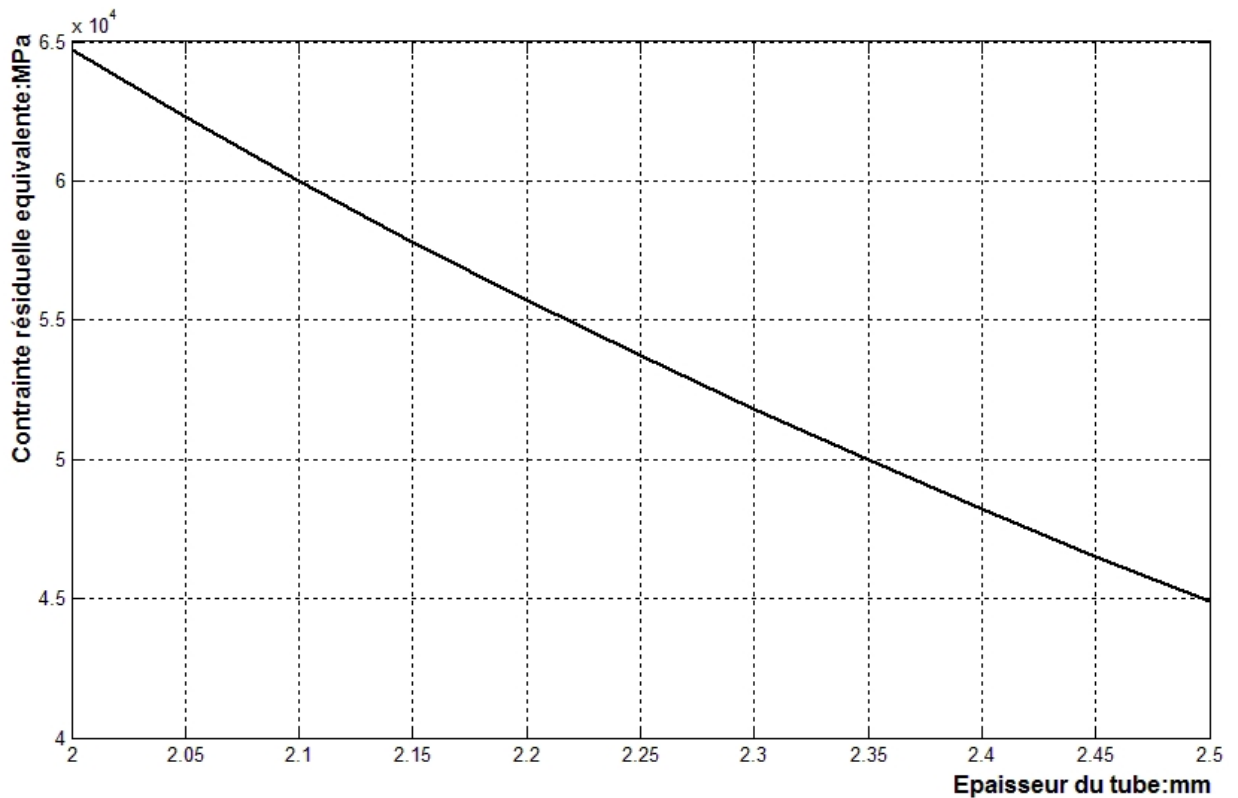


Figure 4-7 : Variation de la contrainte résiduelle équivalente en fonction de l'épaisseur du tube ($E_{tt} = E_{tp} = 6\text{GPa}$)

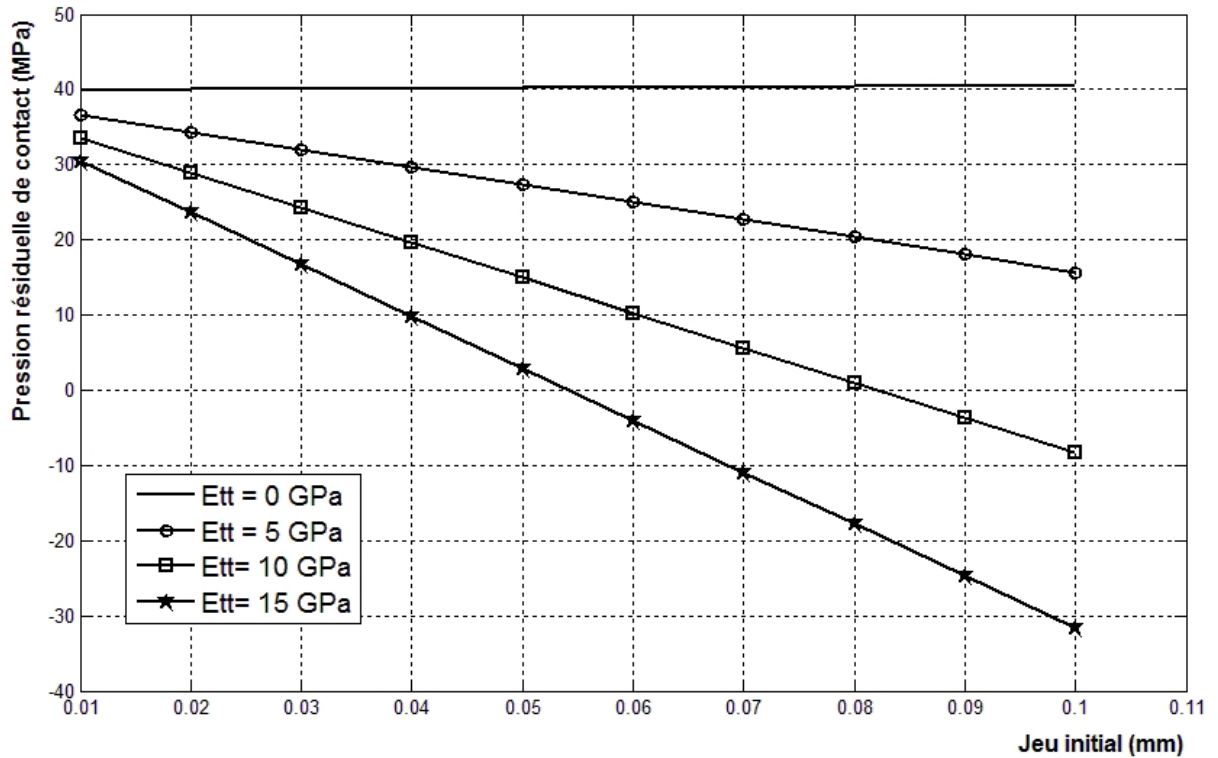


Figure 4-8 : Variation de la pression résiduelle de contact en fonction du jeu initial avec des valeurs différentes du module tangent du tube

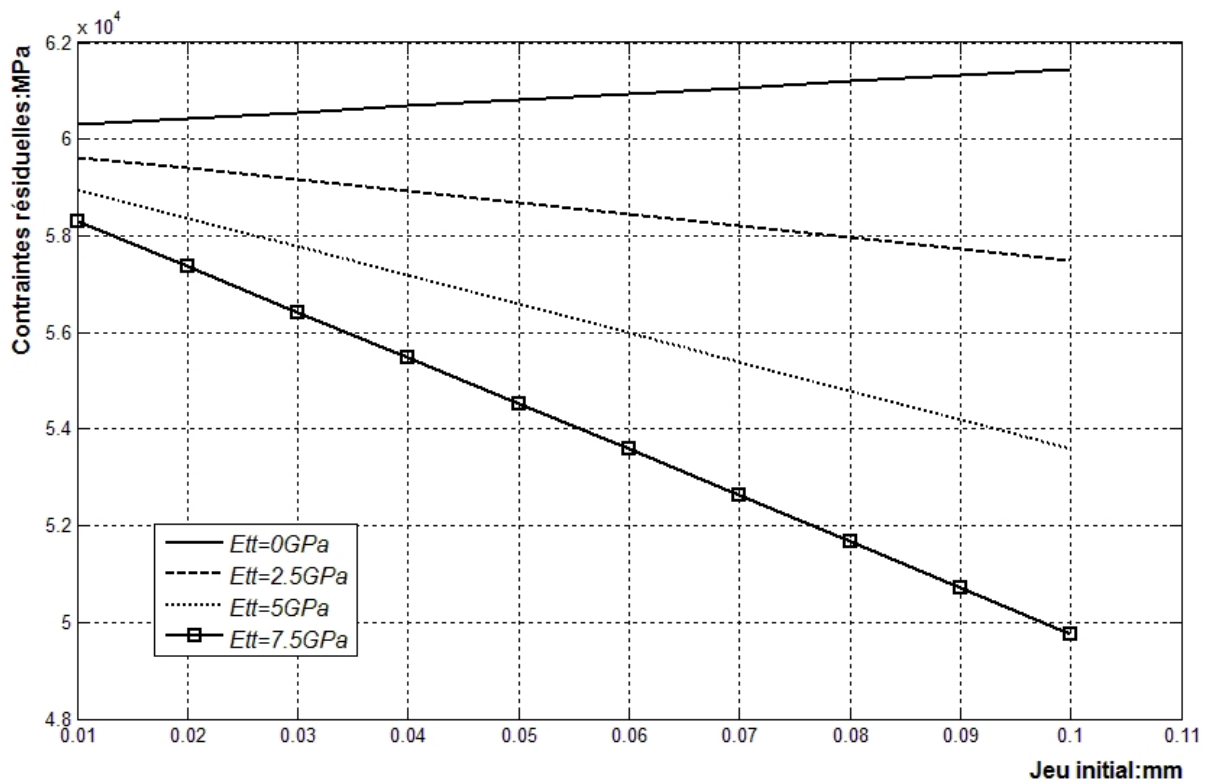


Figure 4-9 : Variation de la contrainte résiduelle équivalente en fonction du jeu initial avec des valeurs différentes du module tangent du tube

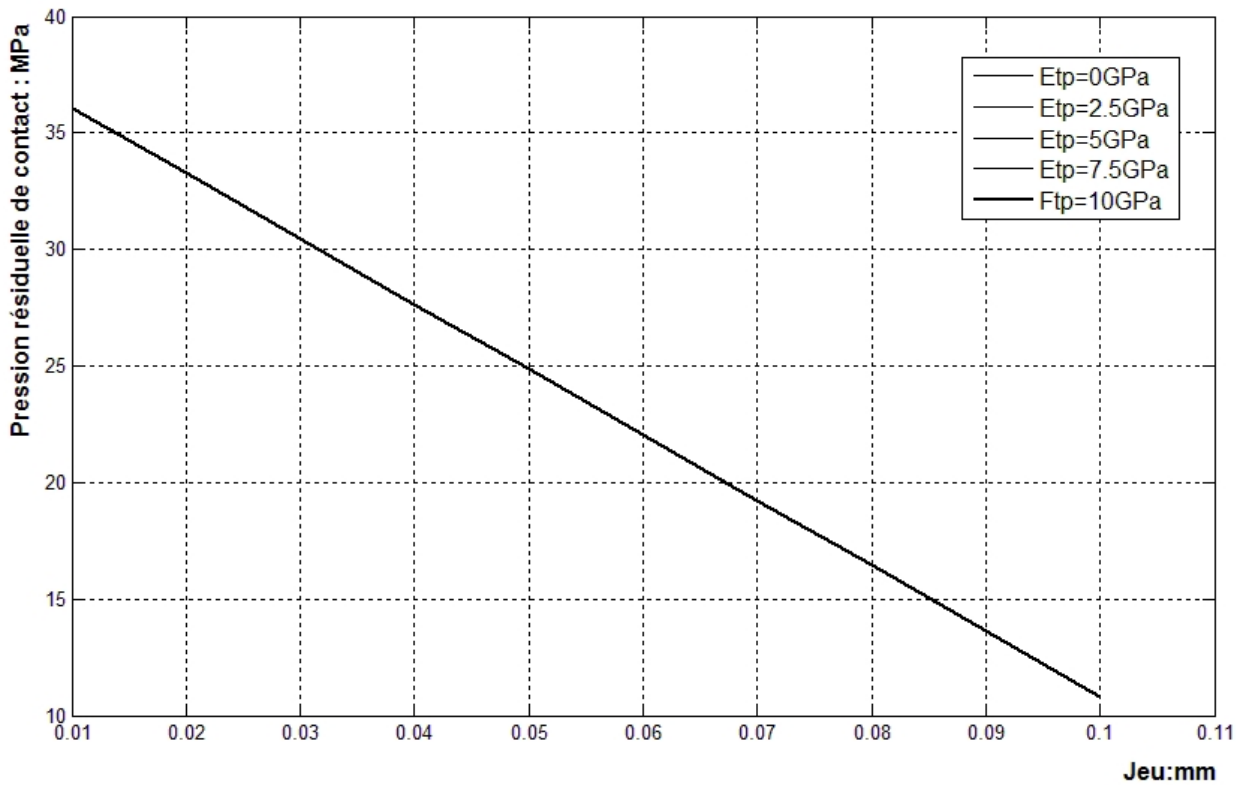


Figure 4-10 : Variation de la pression résiduelle de contact en fonction du jeu initial avec des valeurs différentes des modules tangents de la plaque ($E_{it}=6\text{GPa}$)

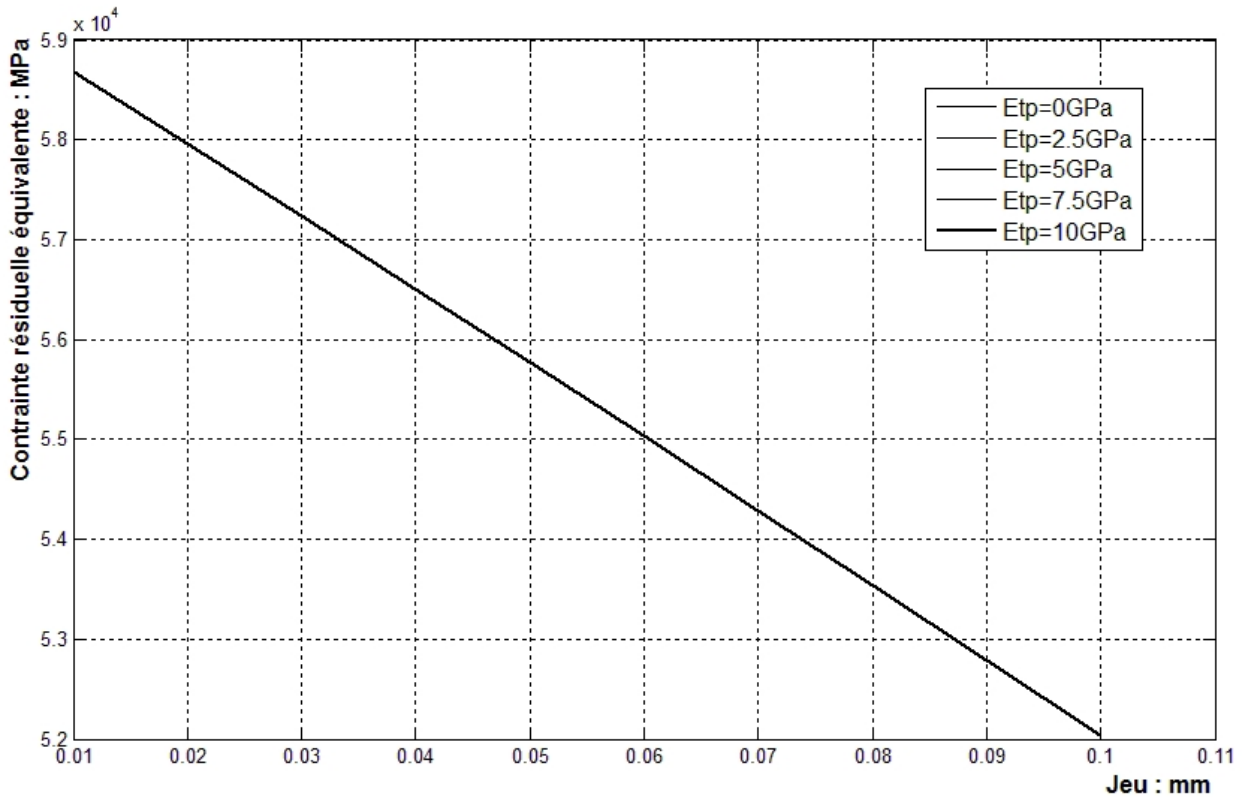


Figure 4-11 : Variation de la contrainte résiduelle équivalente en fonction du jeu initial avec des valeurs différentes des modules tangents de la plaque ($E_{it}=6\text{GPa}$)

4.5.4. Interprétation des résultats

En se référant à la relation (A.4), on remarque que les contraintes radiale et tangentielle sont des fonctions linéaires de la pression résiduelle de contact. C'est-à-dire, leurs variations sont analogues à celle de la pression de contact.

Ainsi, les interprétations faites de l'influence des certaines caractéristiques géométriques ou mécaniques s'appliquent aussi à la contrainte résiduelle équivalente calculée à partir des contraintes radiale et tangentielle.

La figure 4-3 montre l'évolution de la pression résiduelle de contact au cours des différentes phases du procédé de dudgeonnage. On remarque qu'elle atteint sa valeur maximale lorsque la pression d'expansion est au maximum, c'est-à-dire, avant la phase de déchargement à la fin de laquelle la pression de contact atteint sa valeur finale de 24.6 MPa.

Cette valeur finale dépend de la pression maximale d'expansion, et toute variation de cette dernière influe sur la valeur finale de la pression résiduelle de contact.

D'après les figures (4-4) et (4-6), la pression résiduelle de contact diminue sensiblement avec l'augmentation du jeu initial et de l'épaisseur du tube si la pression d'expansion reste constante. Ceci s'explique par le fait que la phase de fermeture du jeu devient plus longue et que la déformation élastique de la plaque est minimale.

Il est à noter que l'influence de l'augmentation du jeu sur la diminution de la pression résiduelle de contact (entre 36 et 10 MPa) est plus importante que celle de l'épaisseur du tube (25 et 22 MPa).

D'après la figure (4-8), la pression résiduelle de contact diminue avec l'augmentation du module tangent du tube avec une relation presque linéaire si la plaque reste élastique.

Cette diminution est à chaque fois plus importante que le module tangent augmente (entre 38.3 et 27.9 MPa pour 2.5 GPa, 36.6 et 15.6 MPa pour 5 GPa, 35.1 et 3.5 MPa pour 7.5 GPa). Lorsque le module tangent du tube augmente, le tube exerce une plus grande résistance, et donc une augmentation de la pression d'expansion est nécessaire pour obtenir la même pression de contact pour un jeu donné.

De toute évidence, il n'y a pas d'effet du jeu initial lorsque module tangent du tube tend vers zéro si ce n'est une légère augmentation de l'ordre de 0.5 MPa (39.9 pour de faibles jeux et 40.4 pour des jeux plus importants).

Une augmentation du module tangent du tube correspond à une augmentation de la pression d'expansion maximale si le jeu initial est maintenu constant et la réduction du jeu initial si le module tangent du tube est maintenu constant.

Au-delà d'une valeur de 7.5 GPa, le module tangent du tube n'a pas une grande influence sur la pression résiduelle de contact. A des valeurs supérieures à 10 GPa, aucune influence

La figure (4-10) montre que la variation de la pression résiduelle de contact n'est pas influencé par le module tangent de la plaque et ce pour différents jeux.

Et c'est tout à fait normal parce que la pression d'expansion est relâchée avant la limite élastique de la plaque.

4.6. Conclusion

Il a été trouvé qu'à la fois l'écroissage du tube (module tangent), son épaisseur et le jeu initial entre la surface extérieure du tube et la surface intérieure de la plaque ont un effet significatif sur la pression résiduelle de contact. L'augmentation de ces deux paramètres produit sa diminution linéaire. Un ajustement de la détente peut être fait pour une contrainte résiduelle cible requise en fonction de l'amplitude de ces deux paramètres.

Enfin, l'écroissage de la plaque tubulaire a peu ou pas d'effet sur la pression résiduelle de contact.

Chapitre 5

MODELISATION DE L'ASSEMBLAGE PAR ELEMENTS FINIS

5.1. Introduction

L'assemblage tube plaque sont souvent l'objet d'études théoriques, numériques et expérimentales car c'est la partie la plus faible dans les générateurs de vapeur. Cet assemblage est assuré par soudure ou surtout par dudgeonnage.

Les simulations par éléments finis fournissent des résultats très intéressants qui permettent de cerner les facteurs (géométriques et mécaniques) qui provoquent les défaillances et ainsi de les modifier de manière à prolonger la durée de vies de l'assemblage.

Beaucoup d'auteurs ont publié les résultats de leurs travaux. Dans ce chapitre, un résumé de quelque uns de ces travaux sera fait pour guider la présente étude.

5.2. Premier exemple

N. Merah, A. Al-Aboodi, A. N. Shuaib, Y. Al-Nassar [13] ont publié un article dans lequel ils présentent une étude par éléments finis d'un joint dudgeonné par rouleaux.

Dans cet article, un modèle 3-D a été utilisé pour simuler l'expansion par rouleaux et étudier la déformation résiduelle et les distributions des contraintes pour montrer l'effet du jeu initial et des matériaux du tube sur la pression résiduelle de contact entre le tube et la plaque tubulaire. Des jeux initiaux à l'intérieur et au-delà de la plage de la TEMA (Tubular Exchanger Manufacturer Association) ont été pris en compte.

Les résultats du modèle 3-D relatifs à l'effet du jeu sur la pression interfaciale sont comparés à ceux obtenus à partir de la simulation axisymétrique des mêmes effets et validés à l'aide des résultats expérimentaux développés plus tôt par Shuaib et al. (2003) [13].

5.2.1. Géométrie et modèle 3-D

Le diamètre de la douille équivalente déterminée auparavant par Shuaib et al. (2003) [13] pour les échangeurs a été mis en œuvre dans le modèle 3-D.

La figure (5-1a) illustre la géométrie et les dimensions du modèle du joint tube-plaque tubulaire. La figure (5-1b) montre le maillage complet du modèle 3-D et la figure (5-1c) représente une vue 2-D du modèle avec des conditions aux limites sur le côté primaire.

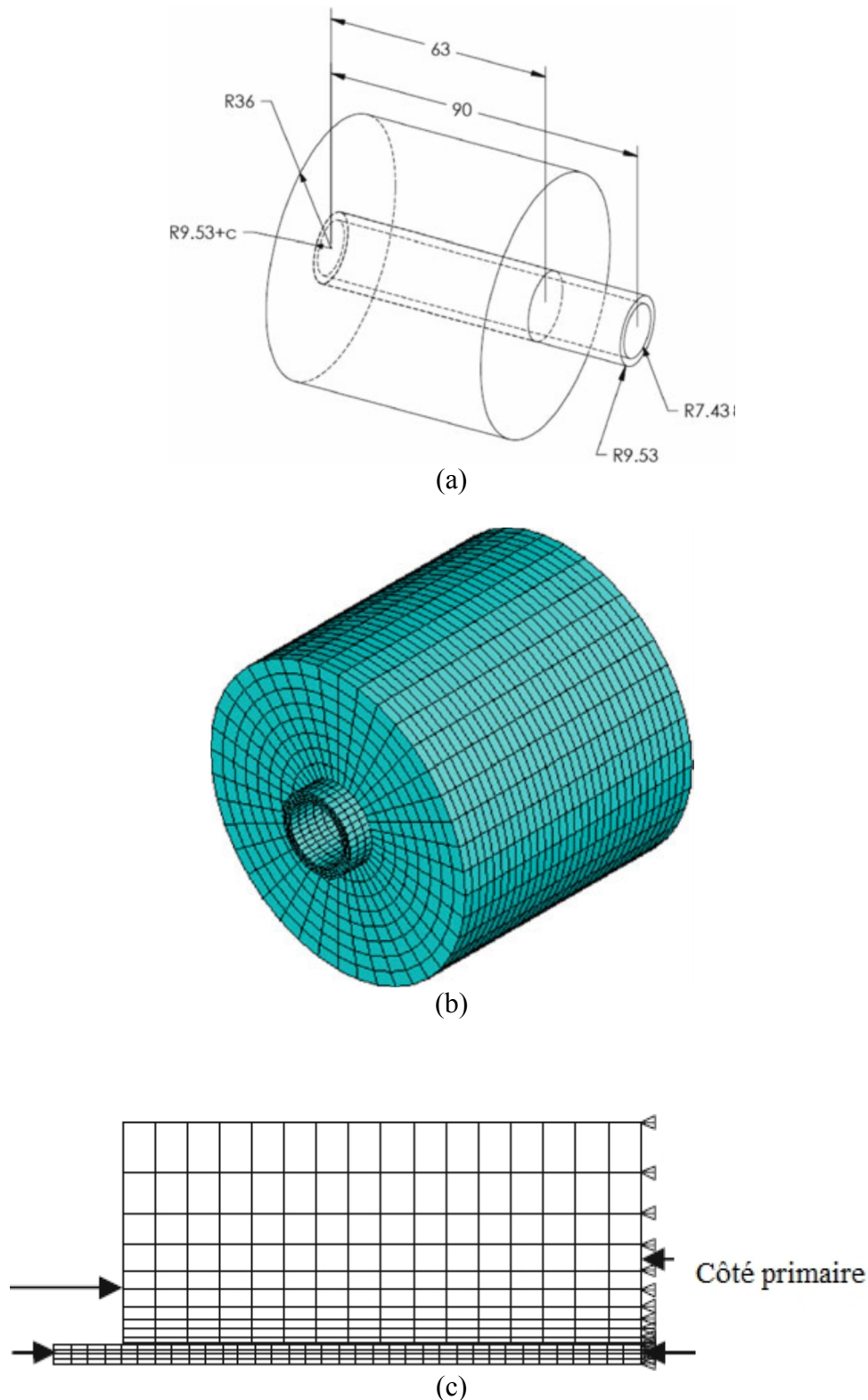


Fig. 5-1 : Géométrie et maillage du modèle éléments finis :
 a. ensemble de tubes et calandre avec des dimensions en millimètres,
 b. modèle complet 3-D avec maillage,
 c. représentation 2-D montrant les conditions aux limites sur le côté primaire

[13]

Le maillage du tube et de la plaque est réalisé en utilisant ANSYS-SOLIDE 186, élément 3D structural solide qui a un comportement de déplacement quadratique et qui est bien adapté à la modélisation des maillages irréguliers. L'élément est défini par 20 nœuds ayant trois degrés de

liberté chacun : translations dans les directions : x, y, et z. L'élément est choisi ici car il prend en charge la plasticité, l'hyper élasticité, et les grands déplacements.

Le modèle de la figure 5-8b a 8000 éléments et 9920 nœuds. Le niveau de raffinement a été testé pour établir des modèles maillés efficacement. Il a été constaté que le raffinement du maillage au-delà de 8000 éléments n'a pas ajouté de précision importante à la solution.

L'élément de contact CONTA174 est utilisé pour représenter le contact et le glissement entre la surface cible (TARGE170) et la surface déformable, défini par cet élément. L'élément est applicable à une analyse structurelle de contact 3-D. Cet élément est situé sur les surfaces des éléments solides en 3-D avec des nœuds au milieu des côtés. Il a les mêmes caractéristiques géométriques que la face de l'élément solide avec lequel il est connecté.

5.2.2. Caractéristiques mécaniques et géométriques

Le tube est sans soudure, étirés à froid, à faible teneur en carbone de type acier ASTM 179, la plaque est un acier carbone de type ASTM A5 16 G70 avec une limite d'élasticité moyenne de 248 MPa et un module d'élasticité de 207 GPa.

A cause des grandes déformations plastiques attendues, l'option « écouissage bilinéaire isotrope » a été utilisé dans le modèle 3-D. La courbe de la région plastique a été approchée par une relation linéaire. La pente de la région plastique approchée dans le véritable diagramme contrainte-déformation définit le module tangent de plasticité (E_{tt}). Un matériau élastique parfaitement plastique a un module tangent nul. La valeur moyenne de E_{tt} pour le matériau du tube utilisé dans l'étude expérimentale a été trouvée comme ayant la valeur de 733 MPa (Al- Aboodi et al. 2008) [13].

Afin d'étudier l'effet de l'écouissage du tube sur les contraintes résiduelles, des valeurs de E_{tt} allant de 0 à 1,2 GPa ont été examinées (voir le tableau 5-1). Ces valeurs ont été choisies pour couvrir le comportement plastique de la plupart des matériaux en acier utilisés dans des applications semblables.

Tableau 5-1 : Caractéristiques géométriques et mécaniques de l'assemblage [13]

| Paramètre | Valeur ou intervalle de valeur |
|--|--------------------------------|
| Jeu initial | 0 à 4.5 mm |
| Module élastique du tube et de la plaque : E_t , E_s | 207 GPa |
| Contrainte élastique maximale (tube, plaque) : S_{yt} , S_{ys} | 248 MPa |
| Coefficient de poisson (plaque, tube) : ν | 0.3 |
| Module tangent du tube E_{tt} | 0, 0.4, 0.8, 1.2 GPa |

5.2.3. Résultats et discussions

Les figures (5-2), (5-3), (5-4) et (5-5) résument les résultats obtenus.

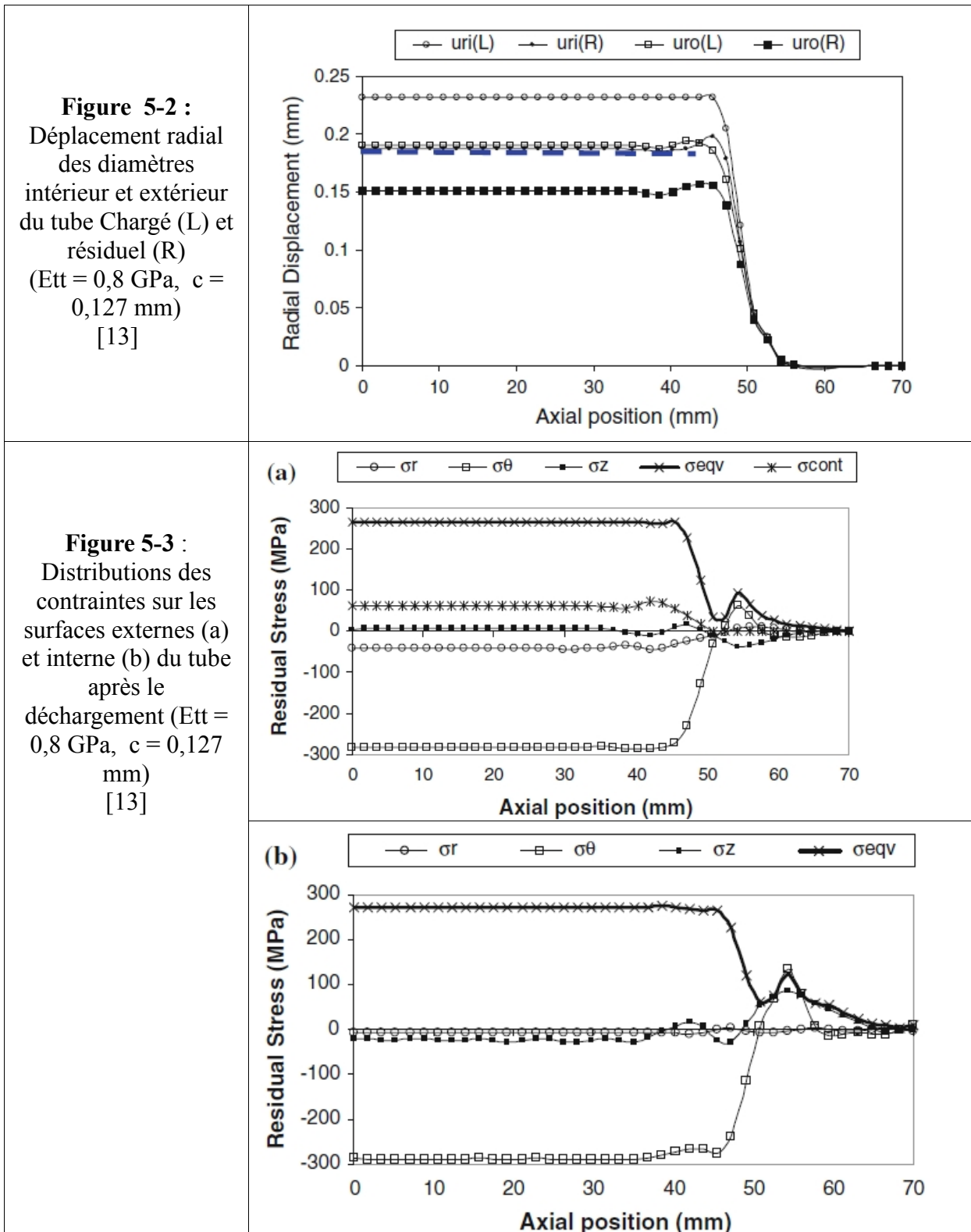


Figure 5-4 : Effets de l'écrouissage et du jeu sur la pression de contact [13]

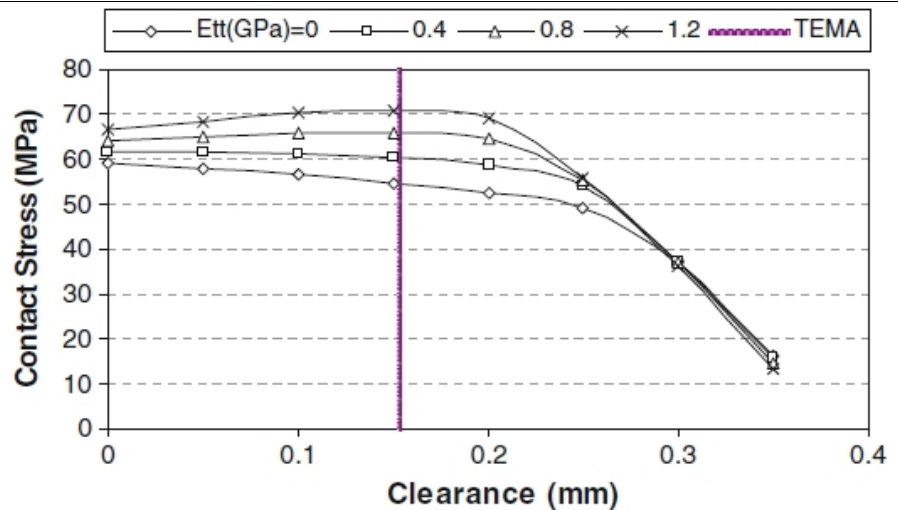
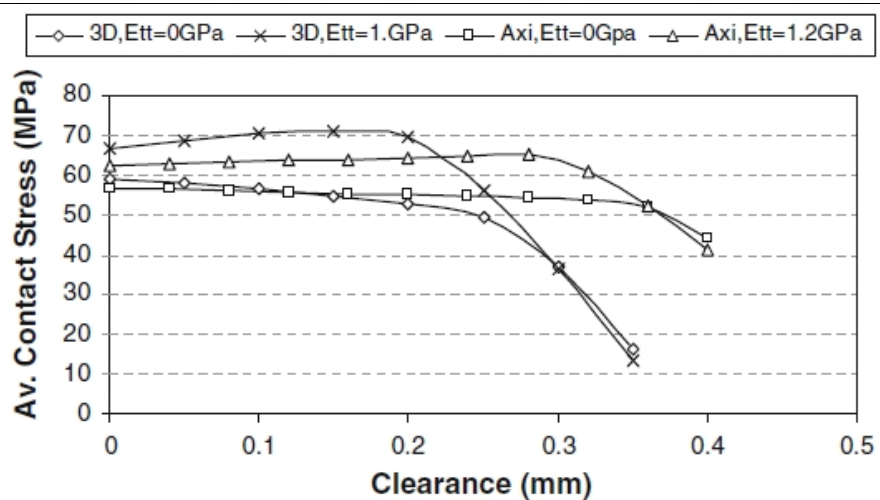


Figure 5-5 : Variation des pressions de contact comparée pour le modèle axisymétrique et 3-D en fonction du jeu pour des matériaux différents. [13]



L'effet du jeu sur la pression interfaciale résiduelle déterminée en utilisant le modèle 3-D est comparée à celle du modèle axisymétrique. Les deux modèles se sont avérés donner des résultats comparables qui montrent que pour un matériau de tube en matériau plastique élastique parfaitement, la pression résiduelle de contact reste à peu près constante même pour des valeurs supérieures au maximum prescrit par la TEMA. En outre, les deux modèles montrent que l'écrouissage augmente la pression de contact avec l'augmentation du jeu; avec le modèle 3-D on a remarqué des valeurs plus élevées des contraintes radiales.

5.3. Deuxième exemple

Ce travail réalisé par Kotcherla Sriharsha, Venkata Ramesh Mamilla and M.V. Mallikarjun [14] se concentre sur l'analyse de la résistance du joint tube- plaque tubulaire dans la coquille et l'échangeur de chaleur.

Le problème est résolu dans ANSYS 9.0 comme une méthode de contrôle non destructive qui permet d'obtenir la concentration des contraintes et des déformations du joint. Pour résoudre le problème dans ANSYS, essentiellement des hypothèses sont faites comme suit :

1. L'hypothèse selon laquelle l'assemblage est concentrique entre le rayon du ligament de la plaque et à la fois le diamètre extérieur et le diamètre intérieur du tube.

2. L'hypothèse selon laquelle les tensions sont homogènes, à tout rayon particulier de la partie efficace du ligament de la plaque tubulaire et dans le tube pendant et après la dilatation.
3. Le chargement de la pression sur la surface intérieure du tube est uniforme.
4. le chargement provoque l'écroutissage du tube avant la fermeture du jeu entre le trou du tube et le diamètre extérieur du tube.
5. En outre, le chargement du tube provoque le chargement de la plaque et produit au sein de la région élastique ou plastique de matériau de la plaque au niveau requis afin de causer des contraintes résiduelles dans le tube après le déchargement.

5.3.1. Géométrie et modèle

L'objet de l'étude est de forme cylindrique. D'où un quart de l'objet est uniquement nécessaire pour être considéré comme l'objet est symétrique le long de deux axes vertical et horizontal.

Les contraintes dans l'épaisseur de la plaque tubulaire à chaque plan parallèle à la face de la plaque tubulaire en même. Ainsi, l'élément de contraintes planes PLANE82 est choisi dans ANSYS.

Puisque l'écart entre la surface extérieure du tube et la surface intérieure du trou du tube doivent être en communication, l'élément de Contact : CONTA172 & TARGE169 est choisi.

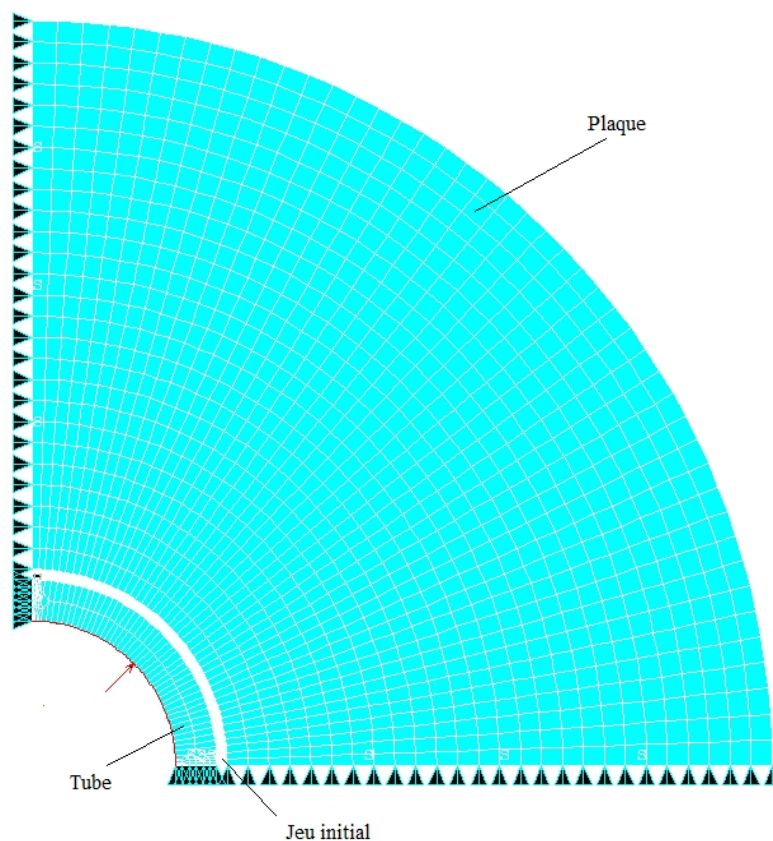


Figure 5-6 : Maillage et conditions aux limites appliquées au modèle [14].

Les propriétés géométriques des deux éléments sont résumées dans le tableau 5.2.

Tableau 5-2 : Caractéristiques mécaniques des composants [14]

| | | Tube | Plaque |
|---|------------------------|------------------------|------------------------|
| | Propriétés | Cuivre étamé | Acier |
| 1 | Densité | 8525 kg/m ³ | 7850 kg/m ³ |
| 2 | Coefficient de Poisson | 0.35 | 0.25 |
| 3 | Module de Young | 110 GPa | 207 GPa |
| 4 | Limite d'élasticité | 217 MPa | 207 MPa |

5.3.2. Résultats et discussion

La figure (5-7) représente l'évolution des contraintes résiduelles à l'interface entre la surface extérieure du tube et le surface intérieur du trou de la plaque en fonction de la pression d'expansion. Cette contrainte augmente linéairement jusqu'au moment où la pression d'expansion atteint sa valeur maximale, ensuite, elle chute jusqu'à la valeur de 32 MPa à la fin de la phase de déchargement.

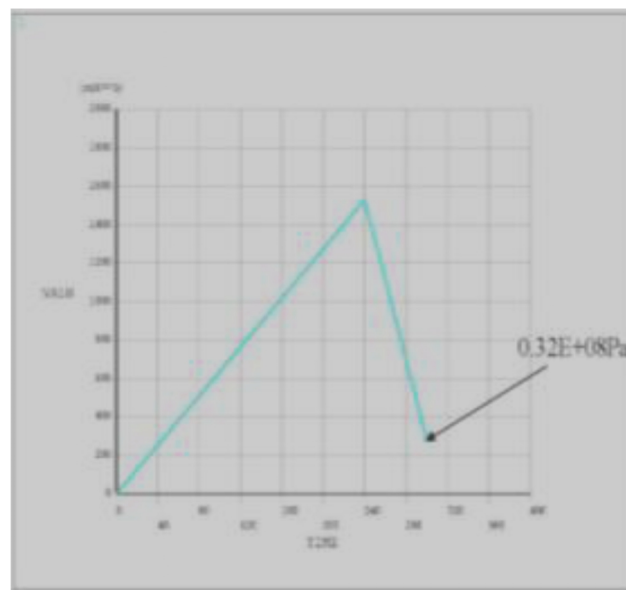


Figure 5-7 : Evolution de la contrainte résiduelle interfaciale en fonction de la pression d'expansion [14]

5.4. Troisième exemple

Caifu Qian et al ont publié un modèle éléments finis 3D dans lequel il s'intéresse à un dudgeonnage par pression hydraulique avec et sans rainures dans le trou de la plaque ainsi que la force nécessaire pour arracher le tube.

5.4.1. Géométrie et modèle 3D

Dans les échangeurs de chaleur à tubes il y a quatre couches de tubes dans la plaque. Elles sont triangulaires, carrées ou triangulaires tournées. Les couches triangulaires sont les plus

utilisées parce qu'il y a plus de tubes et parce qu'elles permettent l'échange de plus de chaleur comme le montre la figure (5-8).

Les assemblages sont faits avec ou sans rainures comme le montre la figure (5-9). Le modèle éléments finis 3D est représenté sur la figure (5-10) en considérant la symétrie (avec maillage).

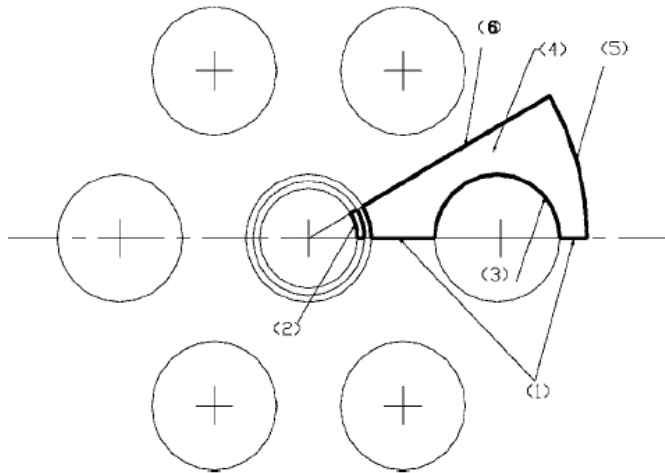


Figure 5-8
Configuration des trous dans la plaque [15]

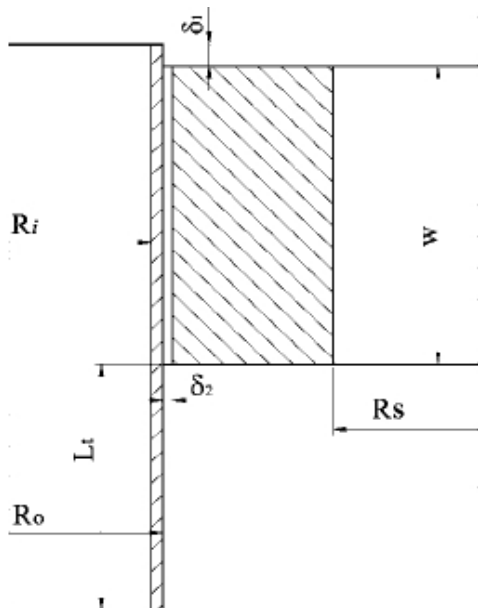


Figure 5-9 : Coupe axiale du joint [15]

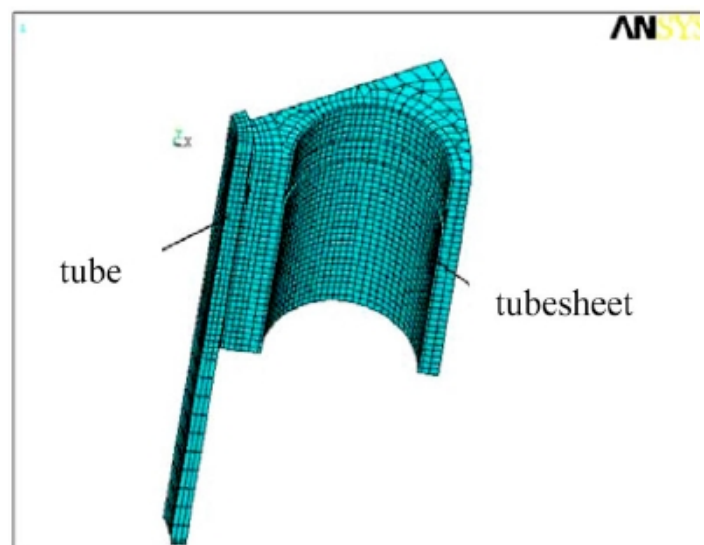


Figure 5-10 : Modèle éléments finis 3D avec maillage [15]

5.4.2. Caractéristiques et géométriques

L'étude est faite sur ANSYS. Le maillage est fait sur un élément solide 3D (Solid 45) et pour simuler le contact entre le tube et la plaque, la paire Contact173 et Targe170 a été utilisé.

Dans cette étude, le matériau de la plaque est 16Mn (Acier doux) et le matériau des tubes est numéro No. 20 (Acier à faible teneur en carbone). Ces deux matériaux sont les plus utilisés dans la construction des échangeurs de chaleur.

Tableau 5-3 : Caractéristiques géométriques du tube et de la plaque [15]

| Paramètres | Valeurs ou intervalles de valeur |
|---|----------------------------------|
| Diamètre intérieur des tubes D_i | 20 mm |
| Diamètres extérieur des tubes D_e | 25 mm |
| Longueur des tubes L | 183 mm |
| Epaisseur de la plaque E | 48 mm |
| Diamètre des trous D_t | 25.4 mm |
| Diamètre extérieur de la douille (hypothèse) | 56 mm |
| Espace entre deux trous adjacents | 32 mm |
| Distance entre la ligne du centre de la rainure et la surface extérieure de la plaque d | 10 mm |
| Profondeur de la rainure P | 0.5 mm |
| Largeur de la rainure La | 6 mm |

5.4.3. Résultats et discussions

La figure (5-11) représente la distribution de la pression résiduelle de contact dans un système de coordonnées cylindriques sur la surface de contact entre le tube et la plaque (pat sans rainure) avec une pression d'expansion maximale 170 MPa. Tandis que la figure (5-12) représente le même paramètre ou pour des plaques avec des rainures.

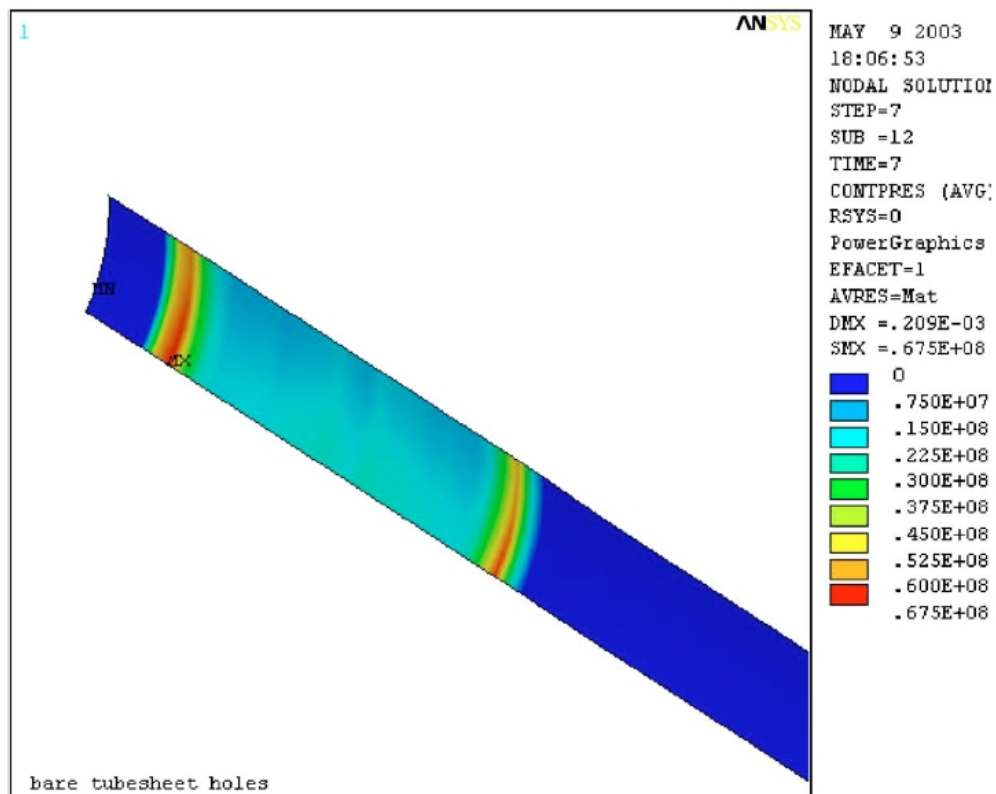


Figure 5-11 : Distribution de la pression résiduelle de contact pour un joint sans rainure ($P_e=170$ MPa) [15]

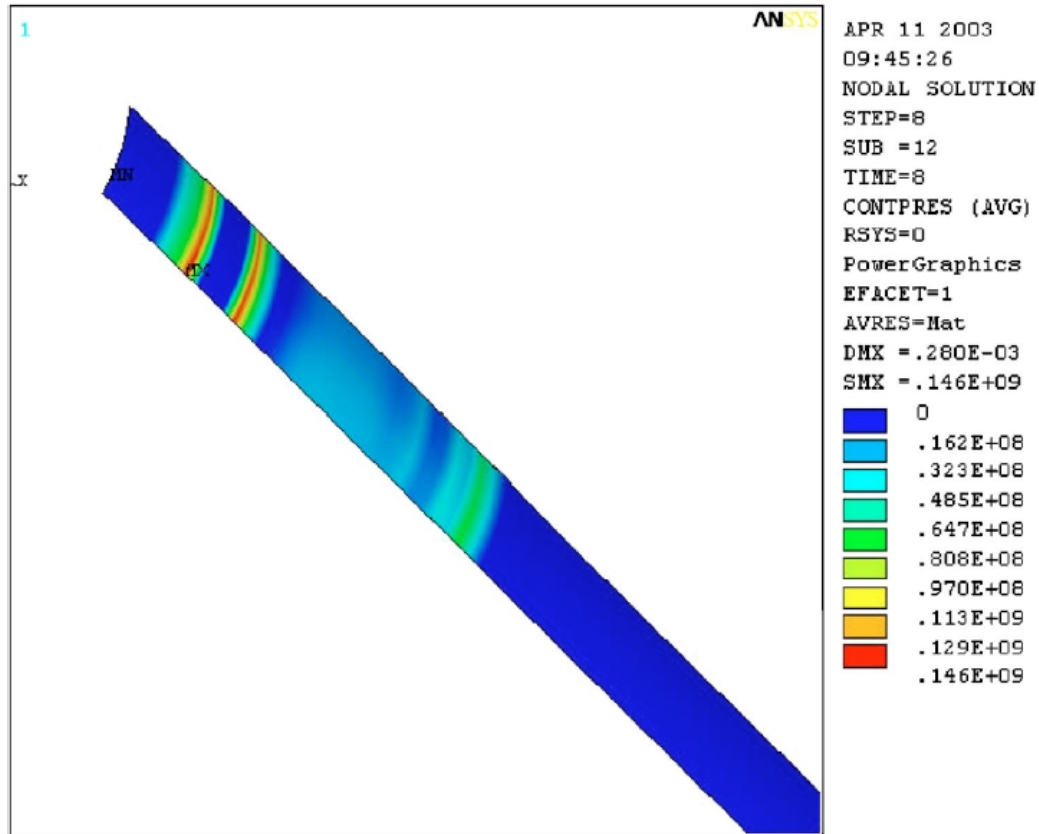


Figure 5-12 : Distribution de la pression résiduelle de contact pour un joint avec rainure ($P_e=170$ MPa) [15]

La figure (5-13) représente l'évolution de la pression résiduelle de contact lorsqu'on varie la pression d'expansion entre 150 et 220 MPa pour des trous avec ou sans rainures.

La figure (5-14) représente la force nécessaire pour arracher le tube du trou de la plaque en fonction de la pression d'expansion et il est clair qu'il faut plus de force pour arracher des tubes dudgeonnés avec des pressions importantes.

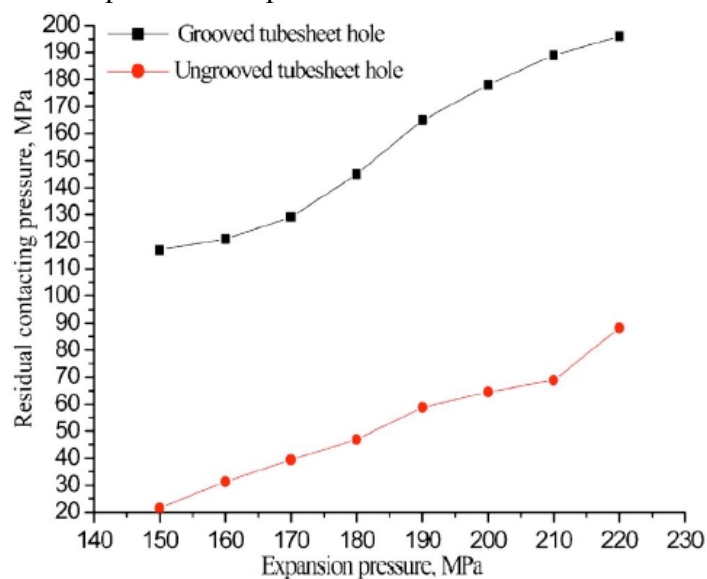


Figure 5-13 : Pression résiduelle de contact en fonction de la pression d'expansion [15]

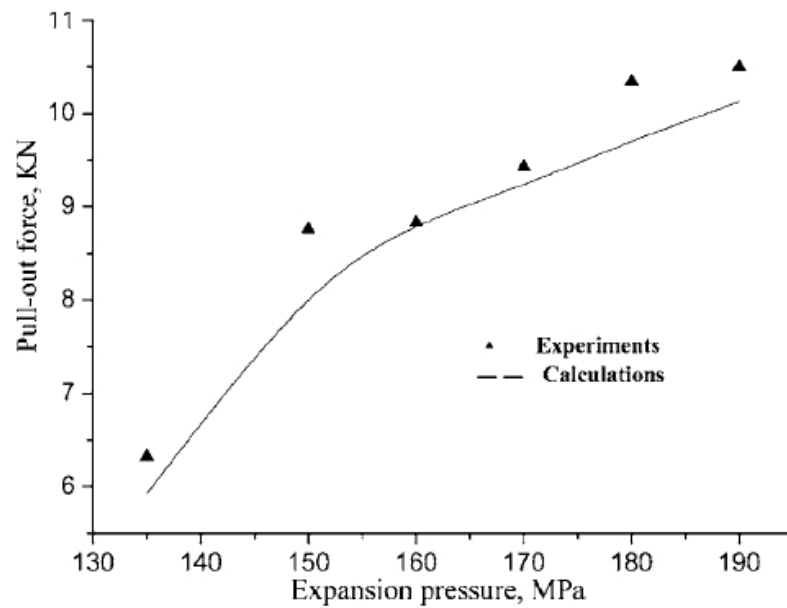


Figure 5-14 : Force d'arrachement en fonction de la pression d'expansion [15]

5.4.4. Conclusions

Les conclusions provenant de cette étude sont les suivantes :

- la distribution de la pression résiduelle de contact n'est pas uniforme sur toute la largeur de la plaque. Elle est plus élevée sur les extrémités pour les joints sans rainure et pour ceux avec des rainures, elle se concentre sur les deux côtés
- L'adhérence est meilleure lorsqu'il y a une rainure.
- Les calculs numériques et expérimentaux montrent que la force d'arrachement est plus importante lorsque les rainures sont présentes à cause du métal du tube qui pénètre dans la rainure.

5.4.5. Comparaison des résultats avec ceux du modèle analytiques

D'après la figure (5-13), on obtient le tableau suivant qui représente la variation de la pression résiduelle de contact (P_{cs}) en fonction de la pression d'expansion maximale (P_e)

Tableau 5.4 : Valeurs approximatives de la pression résiduelle de contact

| | | | | | | | | |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| P_e (MPa) | 150 | 160 | 170 | 180 | 190 | 200 | 210 | 220 |
| P_{cs} (MPa) | 22.5 | 31.1 | 40.2 | 47.1 | 59.6 | 65.1 | 69.9 | 88.8 |

Dans ce qui suit, on essaiera de calculer les valeurs de la pression résiduelle de contact en fonction de la pression d'expansion maximale en utilisant le modèle analytique exposé dans le chapitre 4. Les caractéristiques mécaniques de la plaque (en acier faiblement allié à haute résistance) et du tube (en acier à faible teneur en carbone) sont les suivantes :

Tableau 5-5 : Caractéristiques mécaniques des composants

| Paramètre | Tube | Plaque |
|--|---------|---------|
| Limite élastique (S_{yt} , S_{yp}) | 250 MPa | 325 MPa |
| Module de Young (E_t , E_p) | 205 GPa | 205 GPa |
| Module tangent (E_{tb} , E_{tp}) | 11 GPa | 6 GPa |

En tenant compte des données des tableaux 5-3 et 5-5, en variant la valeur maximale de la pression d'expansion selon les données du tableau 5-4 et en utilisant le même programme Matlab, on obtient les données du tableau 5-6 comme suit :

Tableau 5-6 : Valeurs analytiques de la pression résiduelle de contact

| P_e (MPa) | 150 | 160 | 170 | 180 | 190 | 200 | 210 | 220 |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| P_{ca} (MPa) | 22.5 | 31.7 | 40.2 | 50.1 | 59.6 | 68.9 | 78.9 | 88.8 |

Pour faire la comparaison entre les valeurs calculées analytiquement (P_{ca}) et les valeurs obtenues par simulation sur ANSYS (P_{cs}), on regroupe les données des tableaux 5-4 et 5-6 dans le tableau 5-7 :

Tableau 5-7 : Comparaison des deux modèles

| P_e (MPa) | 150 | 160 | 170 | 180 | 190 | 200 | 210 | 220 |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| P_{ca} (MPa) | 22.5 | 31.7 | 40.2 | 50.1 | 59.6 | 68.9 | 78.9 | 88.8 |
| P_{cs} (MPa) | 23.0 | 32.6 | 42.3 | 52.0 | 61.6 | 71.3 | 80.9 | 90.6 |
| Différence | 0.5 | 0.9 | 2.1 | 1.9 | 2 | 2.4 | 2 | 1.8 |

La différence entre les deux modèles (analytique et ansys) n'est pas très importante. Elle varie entre 0.5 MPa (pour les petites pressions) et 2.4 MPa (pour les grandes pressions). La figure 5-15 illustre la différence entre les deux modèles.

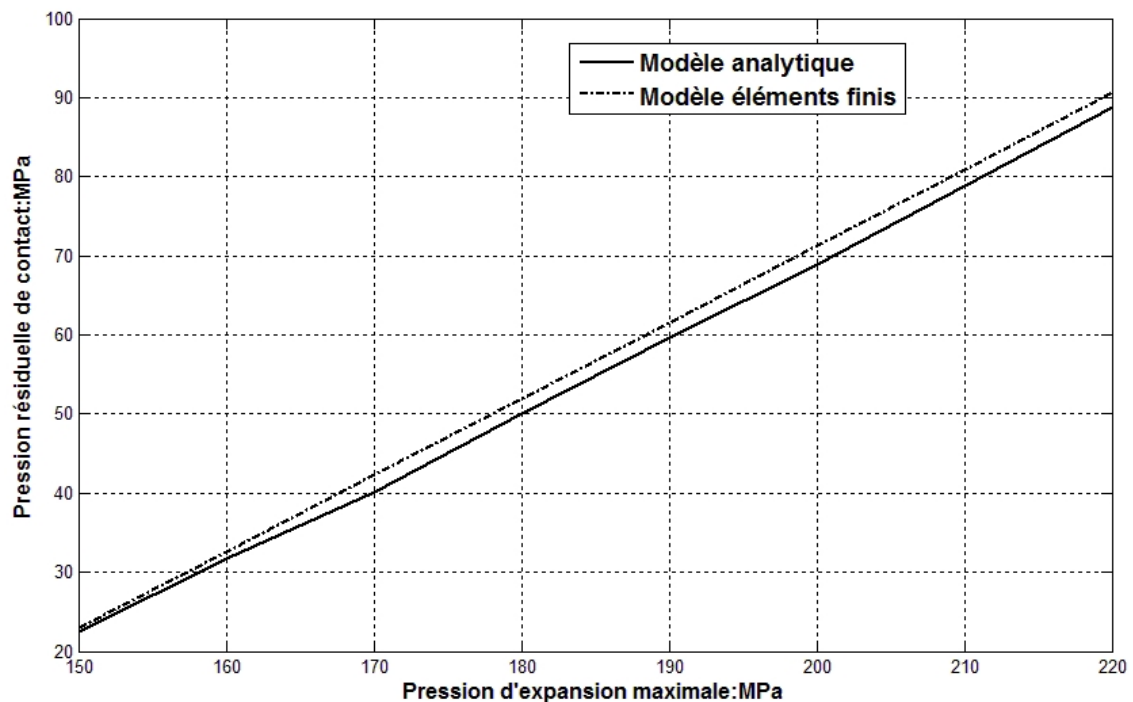


Figure 5-15 : Comparaison entre les modèles analytique et éléments finis

5.5. Conclusion

Même s'il ne s'agit que d'une seule comparaison, mais on peut avancer que ce modèle analytique est fiable et pourrait être utilisé comme complément aux simulations faites pour prédire les valeurs de la pression résiduelle de contact et les contraintes résiduelles dans les assemblages tube plaque tubulaire où les joints sont dudgeonnés.

Comme premier recours, il représenterait une alternative avantageuse vu le gain considérable de temps par rapport aux simulations qui en nécessitent beaucoup plus et la fiabilité dont il a fait preuve.

CONCLUSION GENERALE

Afin de respecter les objectifs fixés au début de ce travail, un nouveau modèle analytique a été choisi. Ce modèle prédit la distribution des contraintes résiduelles induites par le procédé de dudgeonnage hydraulique ainsi que la pression résiduelle de contact avec les considérations suivantes :

- La loi de comportement des matériaux du joint a été supposée élastique parfaitement plastique.
- Afin de tenir compte du comportement réel des matériaux utilisés dans ce domaine, le modèle a été amélioré en introduisant l'effet de l'écroutissage des matériaux du joint en adaptant une loi de comportement des matériaux supposée bilinéaire.
- Plusieurs cas de chargement ont été pris en considération : chargement avec ou sans déformation plastique de la plaque tubulaire et avec ou sans retour plastique du tube à la fin de la phase de déchargement.

Les résultats obtenus peuvent être récapitulés de la manière suivante :

Concernant le modèle analytique :

Il s'est avéré qu'il est fiable, comparé à des simulations faites par le logiciel commercial le plus utilisé sur le marché (ANSYS). Pour davantage de fiabilité, ce modèle pourrait être amélioré en introduisant une loi de variation non linéaire de l'écroutissage du tube.

Concernant l'assemblage :

- d'abord, il a été trouvé qu'à la fois l'écroutissage du tube, le jeu initial entre le tube et la plaque et l'épaisseur du tube ont un effet significatif sur la pression de contact résiduelle. L'augmentation de l'un de ces paramètres (ou des trois simultanément) produit une diminution linéaire de la pression résiduelle de contact (et aussi des contraintes résiduelles).
- De plus, un ajustement de la détente (vitesse de relâchement de l'effort) peut être fait pour une contrainte résiduelle cible requise en fonction de l'amplitude de ces deux paramètres.
- Enfin, l'écroutissage de la plaque tubulaire (représenté par le module tangent), les modules élastiques et les coefficients de Poisson (du tube et de la plaque) ont peu d'effet sur la pression de contact résiduelle.

Pour conclure et dans l'objectif que l'assemblage soit productif, il doit faire l'objet d'une amélioration avec l'optimisation des paramètres principaux :

- Diamètre du tube et épaisseur tube (leur augmentation réduit la pression résiduelle).
- Familles de matériau de la plaque et du tube (la plaque doit être plus dure que le tube).
- Présence ou non de rainures et nombre (elles améliorent l'adhérence).

Conclusion générale

Pour chaque échangeur en projet, l'assemblage tube plaque tubulaire doit être précédé de la réalisation d'un échantillon de plaque et de tube sur lequel sera réalisé un contrôle visuel des surfaces, une mesure finale de diamètre intérieur, et un essai d'arrachement des tubes, en notant la valeur d'arrachement du tube.

On devra vérifier que le procédé de dudgeonnage assure en principe une valeur d'arrachement supérieure de deux ou trois fois à l'effort maximal qui sera subi par les tubes en service, sous les effets conjugués de la pression et de la température.

BIBLIOGRAPHIE :

- [1] André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, (1995). “Échangeurs de chaleur : Description des échangeurs”. Techniques de l’Ingénieur. Pages : 3, 4, 5, 10, 15, 19 et 21
- [2] M. FROMENT , (1975). “Mécanisme de la corrosion intergranulaire des matériaux métalliques”, J. Phys. Colloques, Volume 36, Numéro C4
- [3] Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic, (2003). “Fundamentals of Heat Exchanger Design”. John Wiley & Sons,
- [4] Fisher, F. F. and Brown, G. J. 1954. “Tube Expanding and related subjects”. Transaction of ASME, Vol. 75, 563-584.
- [5] Fisher, F. F. and Cope, E. T. 1943. “Automatic Uniform Rolling –In of Small Tubes”. Transaction of ASME, Vol. 65, 53-60
- [6] “Tube expansion tools for heat exchangers, catalogue SUGINO n° L3213E”
- [7] Albertini, Giarmi, Giovarmi Bmno, Adèle Carrado, Fabrizio Fiori, Massimo Rogante et Franco Rustichelli, (1999). “Détermination of residual stresses in materials and industrial components by neutron diffraction”. Measurement Science & Technology, vol. 10,
- [8] Brand, P.C., et H.J. Prask. (1994). “New methods for the alignment of instrumentation for residual-stress measurements by means of neutron diffraction”. Journal of Applied Crystallography, vol. 27,
- [9] Capello, Edoardo. (2005). “Residual stresses in tuming: Part I: Influence of process parameters”. Journal of Materials Processing Technology, vol. 160, no 2
- [10] Sang Z. F., Zhu Y. Z., (1996). “Reliability factors and tightness of tube to tubesheet joints”. Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 118. Pages: 138, 139
- [11] Laghzale N. and Abdel-Hakim Bouzid, 2009, “Analytical Modeling of Hydraulically Expanded Tube-To-Tubesheet Joints ”, ASME Journal of Pressure and Vessel Technology, Volume 131 / 011208. Pages : 5, 8, 9
- [12] Laghzale Nor-eddine and Abdel Hakim Bouzid, “Theoretical Analytical of Hydraulically Expanded Tube-To-Tubesheet Joints with Linear Strain Hardening Material Behavior ”, ASME Journal of Pressure and Vessel Technology, Volume 131 / 061202. Pages : 6, 8, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19
- [13] N. Merah, A. Al-Aboodi, A. N. Shuaib, Y. Al-Nassar, (2012). “3-D finite element analysis of roller-expanded heat exchanger tubes in over-enlarged tubesheet holes”. Springerlink.com. Pages: 46, 47, 49, 50, 51

[14] Caifu Qian, Chenghong Duan, Hongjie Yu, Hongwei Duan, Junli Tian, (2006). "Reliability study of the hydraulically expanded tube to tubesheet joint". ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol 128. Pages: 408, 409, 410, 411, 412

[15] Kotcherla Sriharsha, Venkata Ramesh Mamilla and M.V. Mallikarjun, (2012). "Strength Analysis of Tube to Tube Sheet Joint in Shell and Tube Heat Exchanger". International Journal of Science, Engineering and Technology Research (IJSETR) Volume 1, Issue 4. Pages: 44, 45, 46, 47, 48