

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

THÈSE PAR ARTICLES PRÉSENTÉE À  
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE  
À L'OBTENTION DE  
DOCTORAT EN GÉNIE  
Ph.D.

PAR  
Nor-eddine, LAGHZALE

ANALYSE DES CONTRAINTES RÉSIDUELLES DANS LES ASSEMBLAGES TUBES-  
PLAQUES À TUBES DUDGEONNÉS PAR PRESSION HYDRAULIQUE

MONTREAL, LE 03 DÉCEMBRE 2009

© Nor-eddine Laghzale, 2009

CETTE THÈSE A ÉTÉ ÉVALUÉE

PAR UN JURY COMPOSÉ DE

Abdel-Hakim Bouzid, directeur de thèse  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Rachid Aissaoui, président du jury  
Département de génie de la production automatisée à l'École de technologie supérieure

Van Ngan Le, membre du jury  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Victor Songmene, membre du jury  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

André Bazergui, membre du jury  
Consortium de Recherche et d'Innovation en Aérospatial au Québec

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 03 DÉCEMBRE 2009

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

## REMERCIEMENTS

Je voudrais commencer par remercier tous ceux qui de près ou de loin ont contribué par un mot, un geste, une attention à ce travail et qui ne seront pas cités par la suite.

Je tiens à exprimer toute ma gratitude à mon directeur de recherche, le professeur Abdel-Hakim Bouzid, sans lui ce travail n'aurait jamais pu voir le jour. J'ai eu le privilège de travailler sous sa direction. Pendant toutes ces années sa collaboration, son dévouement, ses judicieux conseils ainsi que ses qualités humaines ont contribué à un environnement de travail très agréable. Merci d'avoir supporté mes très rares ronchonnements et de m'avoir soutenu jusqu'au bout. Encore une fois, un grand merci à tous les collègues que j'ai côtoyé le long de la préparation de cette thèse pour leurs encouragements dans mon travail.

Je tiens, ensuite, à témoigner ma gratitude au professeur Rachid Aissaoui du département de génie de la production automatisée d'avoir accepté la présidence du jury de ma soutenance de thèse. Aux membres de jury, les professeurs Van Ngan Le et Victor Songmene du département de génie mécanique et M. André Bazergui, Président-directeur général du CRIAQ d'avoir accepté de faire partie de ce comité.

Enfin, j'aimerais exprimer tous mes respects envers toute ma famille, mes chers parents, mes frères et mes sœurs qui m'ont toujours soutenu, sans eux je n'aurais jamais pu poursuivre mes études. Un spécial remerciement à ma femme 'Aamri' pour sa présence, merci d'être venue au bon moment. Enfin, je remercie mon frère Ahmadou pour son soutien et sa présence au moment difficile, merci mille et une fois.

# **ANALYSE DES CONTRAINTES RÉSIDUELLES DANS LES ASSEMBLAGES TUBES-PLAQUES À TUBES DUDGEONNÉS PAR PRESSION HYDRAULIQUE**

Nor-eddine, LAGHZALE

## **RÉSUMÉ**

Au début des années 40, la totalité des travaux de recherche s'intéressaient aux techniques employées dans le dudgeonnage des assemblages tubes-plaques à tubes. Un peu plus tard, dans les années 60, les travaux de recherche se sont orientés sur l'étude de la résistance axiale de ces assemblages. Ce n'est qu'au début des années 70, suite à un nombre important de défaillance décelée dans plusieurs générateurs de vapeur à travers le monde, que les travaux de recherche commençaient à s'intéresser aux contraintes résiduelles et aux mécanismes de dégradation des assemblages tubes-plaques à tubes.

Plusieurs modèles ont été élaborés pour prédire la pression résiduelle de contact produite par le procédé de dudgeonnage. Cependant, un écart important a été observé entre les résultats de ces modèles et ceux obtenus par les éléments finis ou mesurés expérimentalement. Bien que des ajustements aient été apportés par certains chercheurs pour ne citer qu'Allam, M. (1998a) à l'équation de la pression résiduelle de contact élaborée par Krips, H. (1976), cet écart reste quant même significatif. Une revue de littérature nous a révélé que les effets de l'écroutissage des matériaux et de la relaxation des contraintes résiduelles en service n'ont pas été considérés de façon adéquate dans la phase de la conception des assemblages tubes-plaques à tubes. Ainsi, une analyse plus exacte tenant compte de tous les paramètres impliqués s'avère donc nécessaire. Dans le cadre de ce projet de recherche, la prédiction de ces contraintes résiduelles a été développée.

Un premier modèle a été développé pour prédire la pression résiduelle de contact générée lors du dudgeonnage. La loi de comportement des matériaux de l'assemblage est supposée élastique parfaitement plastique (EPP). Ensuite, un deuxième modèle, plus réaliste que le premier et qui tient compte de l'effet de l'écroutissage des matériaux, simulé par une loi de comportement supposée bilinéaire (BL), a été adopté à cet effet. En plus, les effets de l'écroutissage de la plaque pendant la phase de chargement du procédé et le retour plastique du tube pendant le déchargement, s'il a lieu, ont été pris en considération.

Les résultats montrent que les effets du jeu initial et du module tangent du tube sont très significatif sur la pression résiduelle de contact tant que le module tangent du tube est pris en considération. Lorsque ce dernier devient nul, la pression résiduelle de contact devient insensible au jeu initial. En comparaison avec les modèles des éléments finis, les résultats semblent en bonne concordance et nettement meilleurs que les autres modèles élaborés auparavant.

Enfin, un autre nouveau modèle analytique a été développé afin de prédire l'effet du fluage des matériaux de l'assemblage sur la relaxation des contraintes résiduelles produites lors du dudgeonnage et son influence sur la pression résiduelle de contact en service. Les résultats de

ce modèle et ceux obtenues par les éléments finis montrent qu'en service, la réduction de la pression résiduelle de contact par rapport à sa valeur initialement produite par le procédé de dudgeonnage peut atteindre 16,6% en régime stationnaire et 85,66% en cas d'arrêt après le régime stationnaire. La bonne concordance des résultats de ce nouveau modèle et ceux des éléments finis procure une haute confiance sur fiabilité des modèles analytiques développés.

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

# ANALYSIS OF RESIDUAL STRESSES IN HYDRAULICALLY EXPANDED TUBE-TO-TUBESHEET JOINTS

Nor-eddine, LAGHZALE

## ABSTRACT

In the early 40's, most of the research work focussed on the techniques used in the tube-to-tubesheet joints expansion process. Later, in the 60's the research work was dedicated to the study of the axial strength of the expanded joints. It was until the beginning of 70's, after a significant number of failures detected in several steam generators throughout the world that research began to focus on residual stresses and the degradation mechanisms of these joints. Several models have been developed to predict the contact pressure produced by the expansion process. However, a significant difference was observed between the results of these models and those obtained by finite elements or measured experimentally. Although adjustments were made by some researchers such as Allam, M. (1998a) to the equation of the residual contact pressure developed by Krips, H. (1976), the difference in the results remains significant.

A literature review has revealed that the effects of the tube strain hardening material and the relaxation of residual stresses in service have not been adequately considered in the design of the expanded joint. Therefore a more accurate model taking into account these parameters is needed to better predict the residual pressure. Three analytical models capable of predicting the contact pressure during the manufacturing process and its variation during service were developed.

A first model was developed to predict the residual contact pressure during and after the expansion process. The joint material law behaviour was initially assumed to be elastic perfectly plastic (EPP). A second model, more realistic than the first that takes into account the effect of strain hardening of the seal materials with a linear behavior (BL) was adopted for this purpose. In addition, the effects of strain hardening and the tube reverse yielding were taken into account. The results show that the residual contact pressure is very sensitive to initial clearance and the tube tangent modulus. In comparison with the finite element models, the results are in good agreement and significantly better than existing models. Finally, a third analytical model was developed to predict the effect of the creep on the residual stress relaxation and its influence on the in-service residual contact pressure. The results of this model and those obtained by the finite elements show that during service, the reduction of the residual contact pressure can reach 16.6% in the case of stationary creep and 85.7% in the event of a shut-down after creep has taken place. The good agreement between the results of the new model and those of finite elements gives a high confidence in the reliability and accuracy of the developed analytical models.

**Key words:** Hydraulic expansion, tube-to-tubesheet joint, residual stress, residual contact pressure, strain hardening, creep, relaxation.

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION .....	1
CHAPITRE 1 GÉNÉRALITÉS .....	8
1.1 Les générateurs de vapeur et les échangeurs de chaleurs .....	8
1.2 Les assemblages tubes-plaques à tubes .....	10
1.3 Procédé de dudgeonnage des assemblages tubes-plaques à tubes .....	11
1.3.1 Mandrinage par roulement .....	12
1.3.2 Dudgeonnage par pression hydraulique .....	13
1.3.3 Dudgeonnage hybride .....	15
1.3.4 Dudgeonnage par charge explosive .....	15
1.4 Le principe du dudgeonnage hydraulique .....	16
1.5 Rigidité d'un assemblage tubes-plaque tubulaire .....	17
1.6 Mécanisme de dégradation des assemblages tubes-plaques à tubes .....	18
1.6.1 Contraintes résiduelles .....	19
1.6.2 Attaque intergranulaire .....	19
1.6.3 Corrosion sous contraintes .....	21
1.6.4 Contraintes cycliques .....	22
1.7 Méthode de détermination de la pression résiduelle de contact .....	22
1.7.1 Méthode expérimentales .....	23
1.7.1.1 Méthodes mécaniques .....	23
1.7.1.2 Méthodes physiques .....	23
1.7.2 Méthodes analytiques .....	25
1.7.3 Analyse par éléments finis .....	25
CHAPITRE 2 REVUE BIBLIOGRAPHIQUE .....	26
2.1 Introduction .....	26
2.2 Approche expérimentale .....	27
2.2.1 Commentaires et conclusion .....	34
2.3 Approche par éléments finis .....	34
2.3.1 Commentaires et conclusion .....	42
2.4 Approche analytique .....	42
2.4.1 Commentaires et conclusion .....	44
2.5 Conclusion générale .....	45
CHAPITRE 3 ARTICLE # 1 <<ANALYTICAL MODELING OF HYDRAULICALLY EXPENDED TUBE-TO-TUBESHEET JOINTS>> .....	47
Résumé .....	47
Abstract .....	49
3.1 Introduction .....	50
3.2 Theoretical background .....	51
3.3 Analytical model .....	53

3.3.1	Expansion without tubesheet plastic deformation .....	53
3.3.2	Expansion with elasto-plastic deformation of tubesheet .....	60
3.4	Unloading phase with tube reverse yielding .....	62
3.5	Finite element model .....	66
3.6	Results and discussion .....	68
3.7	Conclusion .....	75
3.8	References .....	75
CHAPITRE 4	ARTICLE # 2 <<THEORETICAL ANALYSIS OF HYDRAULICALLY EXPANDED TUBE-TO-TUBESHEET JOINTS WITH LINEAR STRAIN HARDENING MATERIAL BEHAVIOR>> .....	79
	Résumé .....	79
	Abstract .....	82
4.1	Introduction .....	83
4.2	Analytical model with strain hardening .....	85
4.2.1	Expansion without tubesheet plastic deformation .....	85
4.2.2	Expansion with tubesheet elasto-plastic deformation .....	94
4.3	Validation using FE modeling .....	96
4.4	Results and discussion .....	98
4.5	Conclusion .....	107
4.6	References .....	107
CHAPITRE 5	ARTICLE # 3 <<EFFECT OF CREEP ON THE RESIDUAL STRESSES IN TUBE-TO-TUBESHEET JOINTS>> .....	110
	Résumé .....	110
	Abstract .....	113
5.1	Introduction .....	114
5.2	Analytical model .....	115
5.2.1	Governing equations .....	115
5.2.2	Summary of computational procedure .....	119
5.3	Validation using finite element modelling .....	119
5.4	Results and discussion .....	121
5.5	Conclusion .....	127
5.6	Reference .....	127
ANNEXE I	RESIDUAL STRESSES CALCULATION AFTER THE EXPANSION PROCESS .....	130
CONCLUSION	.....	135
RECOMMANDATIONS	.....	138
ANNEXE II	PROGRAMME ANSYS .....	139



ANNEXE III PROGRAMME MATLAB .....	144
BIBLIOGRAPHIE.....	152

## LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 3.1	Geometry and material properties (Chapitre 3).....66
Tableau 4.1	Geometry and material properties (Chapitre 4).....97
Tableau 5.1	Geometry and material properties (Chapitre 5).....120

## LISTE DES FIGURES

		Page
Figure 1.1	Schéma simplifié d'un générateur de vapeur.....	8
Figure 1.2	Exemple d'un générateur de vapeur. ....	9
Figure 1.3	Exemple typique d'un assemblage tubes-plaque tubulaire.....	11
Figure 1.4	Schéma simplifié d'un mandrin à rouleaux. ....	12
Figure 1.5	Mandrin à 3, 5 et 7 rouleaux. ....	12
Figure 1.6	Schéma simplifié d'un mandrin hydraulique.....	14
Figure 1.7	Schéma simplifié d'une installation hydraulique.....	14
Figure 1.8	Dudgeonnage par charge explosive. ....	16
Figure 1.9	Variation de la pression de dudgeonnage en fonction du déplacement de l'interface. ....	17
Figure 1.10	Schéma illustrant la dégradation d'un tube.....	18
Figure 1.11	Illustration montrant l'attaque intergranulaire.....	20
Figure 1.12	Illustration montrant les lieux typiques où se concentre la corrosion sous contrainte. ....	21
Figure 3.1	Expansion pressure sequence.....	52
Figure 3.2	Tube in partial reverse yielding. ....	64
Figure 3.3	Plane and axisymmetric FE models.....	67
Figure 3.4	Case of expansion without reverse yielding: Radial stress variation during expansion.....	69
Figure 3.5	Case of expansion without reverse yielding: Tangential stress variation during expansion.....	69
Figure 3.6	Case of expansion without reverse yielding: Equivalent stress variation during expansion.....	70
Figure 3.7	Case of expansion with reverse yielding: Radial stress variation during expansion. ....	71

Figure 3.8	Case of expansion with reverse yielding: Tangential stress variation during expansion. ....	71
Figure 3.9	Case of expansion with reverse yielding: Equivalent stress variation during expansion. ....	72
Figure 3.10	Effect of reverse yielding on the residual contact pressure. ....	73
Figure 3.11	Evaluation of the residual contact pressure with different methods. ....	74
Figure 4.1	Expansion pressure sequence. ....	86
Figure 4.2	Plane strain FE models. ....	97
Figure 4.3	Radial stress variation during expansion: Case of expansion without tubesheet plastic deformation. ....	98
Figure 4.4	Tangential stress variation during expansion: Case of expansion without tubesheet plastic deformation. ....	99
Figure 4.5	Equivalent stress variation during expansion: case of expansion without tubesheet plastic deformation. ....	99
Figure 4.6	Tangential stress variation during expansion: case of expansion with tubesheet plastic deformation. ....	100
Figure 4.7	Tangential stress variation during expansion: case of expansion with tubesheet plastic deformation. ....	101
Figure 4.8	Equivalent stress variation during expansion: case of expansion with tubesheet plastic deformation. ....	101
Figure 4.9	Residual contact pressure variation with initial clearance. ....	102
Figure 4.10	Residual contact pressure variation with tube tangent modulus without plastic deformation of tubesheet. ....	103
Figure 4.11	Required expansion pressure to achieve a residual contact pressure of 20 MPa. ....	104
Figure 4.12	Residual contact pressure variation with tube and tubesheet tangent modulus. ....	104
Figure 4.13	Residual contact pressure variation with tube and tubesheet tangent modulus. ....	105

Figure 4.14	Percentage of thickness reduction.....	106
Figure 5.1	Plan and axisymmetric FE models.....	121
Figure 5.2	Radial stress distribution after the expansion process. ....	122
Figure 5.3	Tangential stress distribution after the expansion process.....	122
Figure 5.4	Radial stress distribution at the steady state condition. ....	123
Figure 5.5	Radial stress distribution at the steady state condition. ....	123
Figure 5.6	Radial stress distributions during the different operating conditions. ....	124
Figure 5.7	Tangential stress distributions during the different operating conditions.....	125
Figure 5.8	Contact pressure relaxation with time.....	126

## LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

$\alpha_i$	Coefficient de dilatation thermique ( $^{\circ}C^{-1}$ )
$\epsilon_r^i, \epsilon_{\theta}^i$	Déformation totale radiale et tangentielle ( $mm/mm$ )
$\epsilon_{r,el}^i, \epsilon_{\theta,el}^i$	Déformation élastique radiale et tangentielle ( $mm/mm$ )
$\epsilon_{r,cr}^i, \epsilon_{\theta,cr}^i$	Déformation radiale et tangentielle due au fluage ( $mm/mm$ )
$\epsilon_{r,th}^i, \epsilon_{\theta,th}^i$	Déformation thermique radiale et tangentielle ( $mm/mm$ )
$\nu_i$	Coefficient de Poisson
$\bar{\nu} = 0.5$	Coefficient plastique de Poisson
$\sigma_e^i$	Contrainte équivalente ( $MPa$ )
$\sigma_r^i$	Contrainte radiale ( $MPa$ )
$\sigma_{\theta}^i$	Contrainte tangentielle ( $MPa$ )
$\sigma_z^i$	Contrainte axiale ( $MPa$ )
$\Delta t$	Incrément de temps ( $hr$ )
$\Delta T$	Différence de la température ( $^{\circ}C$ )
$C$	Jeu initial ( $mm$ )
$\bar{c} = \frac{C}{2.r_o}$	Rapport jeu rayon tube
$c_s, c_{s\max}$	Rayon de l'interface élasto-plastique de la plaque et sa valeur maximale ( $mm$ )
$c_t, c_{ry}$	Rayon de l'interface élasto-plastique du tube durant le chargement et le retour plastique ( $mm$ )

$E_{pt}, E_{ps}$	Module plastique du tube et de la plaque ( <i>GPa</i> )
$E_t, E_s$	Module de Young de du tube et de la plaque ( <i>MPa</i> )
$E_{tt}, E_{ts}$	Module tangent de Young de du tube et de la plaque ( <i>GPa</i> )
$f_1^i$	Fonction paramétrique définit par l'équation (5.7)
$g_1^i, g_2^i$	Fonction paramétrique définit par l'équation (5.9)
$i$	Indice dénotant le tube si $i = t$ et la plaque si $i = s$
$I_1^i, I_2^i$	Fonction intégrale définit par l'équation (5.12)
$K_i, n_i$	Constante matérielle de la loi de Bailey-Norton
$P_{at}, P_{as}$	Pression de début de l'écoulement plastique du tube et de la plaque ( <i>MPa</i> )
$P_c, P_{c\_max}$	Pression de contact et sa valeur maximale ( <i>MPa</i> )
$P_c^*$	Pression résiduelle de contact ( <i>MPa</i> )
$P_d$	Pression de service ( <i>MPa</i> )
$P_e, P_{e\_max}$	Pression de dudgeonnage et sa valeur maximale ( <i>MPa</i> )
$P_{esyt}, P_{esys}$	Pression de début de l'écoulement plastique du tube et de la plaque ( <i>MPa</i> )
$r$	Rayon ( <i>mm</i> )
$r_i, r_o$	Rayon intérieur et extérieur du tube ( <i>mm</i> )
$R_i, R_o$	Rayon intérieur et extérieur de la plaque ( <i>mm</i> )
$S_{yt}, S_{ys}$	Contrainte de l'écoulement plastique du tube et de la plaque ( <i>MPa</i> )

$t$	Temps ( <i>hr</i> )
$U_r^i$	Déplacement radial ( <i>mm</i> )
$\dot{U}_r^i$	Taux de déplacement radial ( $mm/h^{-1}$ )
$Y_{ct}$	Rapport plastique des rayons du tube
$Y_i$	Rapport des rayons du tube
$Y_{ry}$	Rapport plastique des rayons du tube pendant le retour plastique du tube

## ACRONYMES

ASTM	American Society of Testing and Materials
ASME	American Society of Mechanical and Engineers
BL	Bilinéaire
CODAP	Code de Construction des Appareils à Pression
CSC	Corrosion Sous Contraintes
EPP	Elastique Parfaitement Plastique
EPRI	Electric Power Research Institute
FEA	Finite Elements Analysis
JIS	Standard Industriel Japonais
JPVT	Journal of Pressure Vessel Technology
REP	Réacteurs à Eau Pressurisée



## INTRODUCTION

L'étanchéité des assemblages tubes-plaques à tubes est assurée par l'existence d'une pression résiduelle de contact induite par le procédé de mandrinage ou de dudgeonnage lors de la fabrication des échangeurs tubulaires. En service, les contraintes résiduelles produites par le procédé se superposent aux contraintes induites par les effets de la température, de la pression interne, de la pression différentielle due à la différence de la pression entre les circuits primaire et secondaire et les vibrations engendrées par l'écoulement du fluide dans les tubes. La résultante de ces contraintes résiduelles peut atteindre des valeurs très élevées, conduisant l'assemblage à sa dégradation totale. En plus, quand les conditions de fonctionnement deviennent de plus en plus sévères, suite à l'accroissement requis de la température et de la pression dans les équipements industrielles, la pression résiduelle de contact ne cesse pas de diminuer sous l'effet du fluage des matériaux et la relaxation de ces contraintes résiduelles. Si cette réduction est importante, elle peut provoquer une perte de la pression résiduelle de contact, causant ainsi des fuites dont les conséquences sont parfois très lourdes sur le plan écologique, humain et économique. Cependant, ce mode de défaillance des assemblages n'est pas le seul; la fissuration due à la corrosion sous contrainte (CSC) peut également être parmi les facteurs principales causant leur dégradation. Généralement, celle-ci se produit au niveau de la zone de transition où les contraintes résiduelles atteignent des valeurs très élevées pouvant parfois dépassées la contrainte de l'écoulement du matériaux. On retrouvera un aperçu sur les mécanismes de dégradation des assemblages tubes-plaques à tubes dans le premier chapitre de ce travail.

Lors de l'apparition des réacteurs à eau pressurisée (REP) à la fin des années 50, plusieurs problèmes liés à la fiabilité des générateurs de vapeur ont été recensés. Plus de 100 000 tubes dégradés ont été recensé dans le monde (Electric Power Research Institute, 1998). En 1996, le rapport annuel de l'institut de recherche de l'énergie électrique (EPRI) a mentionné que sur 226 centrales utilisant les REP, les tubes de 92 générateurs de vapeurs ont subit des réparations. 105 générateurs de vapeur dans 37 centrales REP dans le monde ont été remplacés en raison de la dégradation sérieuse de leurs tuyauteries, y compris 44 générateurs

de vapeur dans 15 usines aux États-Unis. Les coûts associés à de tels remplacements de générateurs de vapeur sont généralement compris entre 100 et 200 millions de dollars par usine, les coûts de remplacement sont non compris (Douglas, 1995).

Le respect des normes environnementales est un enjeu mondial, et les équipements qui assurent l'étanchéité doivent être fiables et rassurantes. Les assemblages tubes-plaques à tubes sont des éléments fragiles qui peuvent causer dans certains cas des fuites dont les conséquences sont parfois inacceptables. C'est pour cette raison que l'estimation de leurs durées de vie est essentielle afin de répondre aux exigences des normes de sécurité. En effet, la sécurité est devenue une préoccupation mondiale suite à l'émission nocive constatée dans plusieurs pays en Europe et en Amérique (Accords de Kyoto, Agence Américaine de Protection de l'Environnement).

### **Problématique**

Afin d'assurer l'intégrité d'un échangeur tubulaire, l'assemblage tubes-plaque tubulaire 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 CSC. Les vibrations engendrées par l'écoulement du fluide pourraient aussi introduire un mécanisme de rupture additionnelle. Selon l'étude bibliographique qu'on a réalisée, deux types de problèmes ont été recensés.

Le premier type de problème est lié à l'estimation de la pression résiduelle de contact générée par le procédé de dudgeonnage, qu'on tienne compte ou non de l'effet de

l'écrouissage des matériaux de l'assemblage, bien que celui de la plaque reste peu significatif (voir chapitre 4). En effet, les modèles existants qui prédisent la pression résiduelle de contact, présentent un écart non négligeable en comparaison avec les résultats expérimentaux et ceux obtenus par éléments finis (Allam M., 1996)

Le deuxième type de problème est lié à la diminution de la pression résiduelle de contact en service sous l'effet du fluage des matériaux de l'assemblage et la relaxation des contraintes résiduelles produites par dudgeonnage.

### **Objectifs**

Ce travail de recherche présente une analyse détaillée des contraintes résiduelles et particulièrement la pression résiduelle de contact. Il se limite à l'élaboration d'une plateforme solide servant comme donnée de base pour passer par la suite à la problématique de la zone de transition qui constitue le maillon le plus faible du point de vue résistance dans un échangeur tubulaire. En effet, une conception optimisée consiste à réaliser un assemblage avec une pression résiduelle de contact la plus élevée et une zone de transition la moins sollicitée.

L'objectif de notre travail est d'entreprendre des études analytiques et numériques des contraintes résiduelles générées par le procédé de mandrinage hydraulique dans les assemblages tubes-plaques à tubes et leur évolution en service. Les paramètres mécaniques, géométriques et thermiques seront pris en considération. Ce programme de recherche a donc comme objectif :

- 1- Élaborer un modèle analytique capable de 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 d'un assemblage tubes-plaque tubulaire.

- 2- Élaborer un modèle analytique capable de prédire l'évolution de la pression résiduelle de contact en service et en arrêt, en tenant compte des conditions de service, à savoir, la température et les pressions de fonctionnement.
- 3- Fournir aux fabricants des échangeurs tubulaires et des générateurs de vapeurs les moyens de développer des produits innovateurs et contribuer à l'amélioration du code de calculs de ces assemblages.

### **Méthodologie**

Afin de respecter l'objectif de ce travail de recherche, nous avons envisagé la démarche méthodologique ci-dessous :

- Entamer une recherche bibliographique dont le but est de mieux cerner les problèmes concernant la prédiction des contraintes résiduelles et en particulier la pression résiduelle de contact dans les joints tubes-plaques à tubes.
- Envisager deux approches analytiques pour prédire au cours et à la fin du procédé de soudage les contraintes résiduelles. La première approche suppose que la loi de comportement est élastique parfaitement plastique. La seconde, suppose que la loi de comportement est BL. En effet cette dernière approche, plus réaliste que la première, prend en considération les effets de l'écroutissage des matériaux sur les contraintes résiduelles.
- Élaborer, en service, une nouvelle approche analytique capable de prendre en considération les phénomènes du fluage des matériaux ainsi que la relaxation des contraintes résiduelle et leurs effets sur la pression résiduelle de contact.
- Valider chacun de ces modèles en faisant une analyse par éléments finis. Alors deux modèles de calcul seront utilisés : le modèle d'état plan de contrainte et le modèle

axisymétrique. Le code programme ANSYS sera utilisé et les résultats analytiques et par éléments finis seront comparés et commentés.

### **Plan de la thèse**

Le contenu de cette thèse est organisé comme suit :

Le premier chapitre décrit de manière générale les assemblages tubes-plaques à tubes, explique et donne le principe de réalisation d'un assemblage et donne un aperçu sur les différents procédés de dudgeonnage, ensuite, il définit la rigidité et décrit les mécanismes de dégradation des assemblages. Enfin, il aborde les différentes techniques utilisées pour mesurer la pression résiduelle de contact. Le deuxième chapitre est consacré à l'étude bibliographique, elle couvre la totalité des travaux de recherches qui ont été réalisées dans ces deux dernières décennies dans ce domaine. Les chapitres 3, 4 et 5 représentent trois articles qui constituent la contribution originale de l'auteur au développement des modèles analytiques pouvant être utilisés dans la conception des assemblages tubes-plaques à tubes.

Le premier article intitulé "Analytical Modelling of Hydraulically Expanded Tube-to-Tubesheet Joints," a été publié en février 2009 dans la revue ASME Journal of Pressure Vessel Technologie (JPVT), volume 131 / 011208-7. Son contenu s'intéresse au développement d'un nouveau modèle analytique qui prédit la distribution des contraintes résiduelles et en particulier la pression résiduelle de contact. La loi de comportement des matériaux est supposée EPP et l'état de contrainte est supposé un état plan. La plaque est modélisée par une douille dont le diamètre extérieur est représenté par un diamètre équivalent. En plus, nous supposons que le tube subit l'effondrement plastique avant que sa surface extérieure rentre en contact avec la douille. Notons également que ce nouveau modèle prend en considération l'effet du retour plastique du tube, s'il a lieu, à la fin de la phase de déchargement du procédé du dudgeonnage. Selon la valeur maximale de la pression de dudgeonnage, les caractéristiques géométrique et mécaniques du joint, trois cas de mandrinage vont être distingués:

- 1- Cas : Dudgeonnage sans déformation plastique de la plaque;
- 2- Cas : Dudgeonnage avec déformation plastique de la plaque;
- 3- Cas : Dudgeonnage avec déformation plastique de la plaque et retour plastique du tube.

En plus de ce modèle analytique, les modèles des éléments finis en état plan de contrainte et axisymétrique sont également élaborés. Afin de valider la nouvelle approche analytique, les résultats seront comparés et commentés avec ceux de Krips H. (Eq. 3.1), Allam M. (Eq. 3.2), Yokell S. (Eq.3.3) et les éléments finis

Le deuxième article intitulé “Theoretical Analysis of Hydraulically Expanded Tube-To-Tubesheet Joints with Linear Strain Hardening Material Behaviour,” a été publié en décembre 2009 dans la revue ASME Journal of Pressure Vessel Technologie (JPVT), volume 131 / 061202-3. Cet article a été élaboré spécialement pour tenir compte de l’effet de l’écrouissage des matériaux de l’assemblage sur les contraintes résiduelles au cours et à la fin du procédé de dudgeonnage. Afin de simplifier les calculs, la loi de comportement des matériaux du joint est supposée BL avec un état plan de déformation. En plus, deux autres hypothèses seront considérées, la première suppose que la plaque à tubes est modélisée par une douille dont le diamètre extérieur est représenté par un diamètre équivalent et la seconde hypothèse suppose que le tube subit l’effondrement plastique avant qu’il rentre en contact avec la douille. Selon la valeur maximale de la pression de dudgeonnage, les caractéristiques géométrique et mécaniques du joint, trois cas de mandrinage vont être distingués:

- 1- Cas : Dudgeonnage sans déformation plastique de la plaque;
- 2- Cas : Dudgeonnage avec déformation plastique de la plaque;
- 3- Cas : Dudgeonnage avec déformation plastique de la plaque et retour plastique du tube.

Seul les deux premiers cas de dudgeonnage sont traités dans cette thèse. À côté du modèle analytique décrit précédemment, deux autres modèles éléments finis sont simulés par le code

programme ANYS. Le premier correspond à un modèle d'état plan de déformation et le second à un modèle axisymétrique. L'étude ne prend pas en considération le phénomène du frottement. Les résultats de ce modèle analytique, des éléments finis et ceux d'Allam M. seront comparés et commentés.

Le troisième article intitulé "Effect of Creep on the Residual Stresses in Tube-to-Tubesheet Joints," a été soumis en septembre 2009 à la revue ASME Journal of Pressure Vessel Technology. Son contenu est consacré à l'étude de l'effet du fluage des matériaux de l'assemblage et la relaxation des contraintes résiduelles sur l'évolution de la pression résiduelle de contact en service. Ce phénomène n'est que très peu pris en considération par les normes de calcul. Notons qu'au niveau conception, les codes de calcul tel que TEMA (1999) ne donnent que quelques informations très limitées. Les matériaux constituant le tube et la plaque à tubes sont respectivement l'alliage 800 (Incoloy) et ASTM SA 387, les caractéristiques mécanique et géométrique sont données dans la table 5.1. Ces matériaux sont souvent utilisés comme des composants dans les centrales thermiques et nucléaires depuis plus de 20 années.

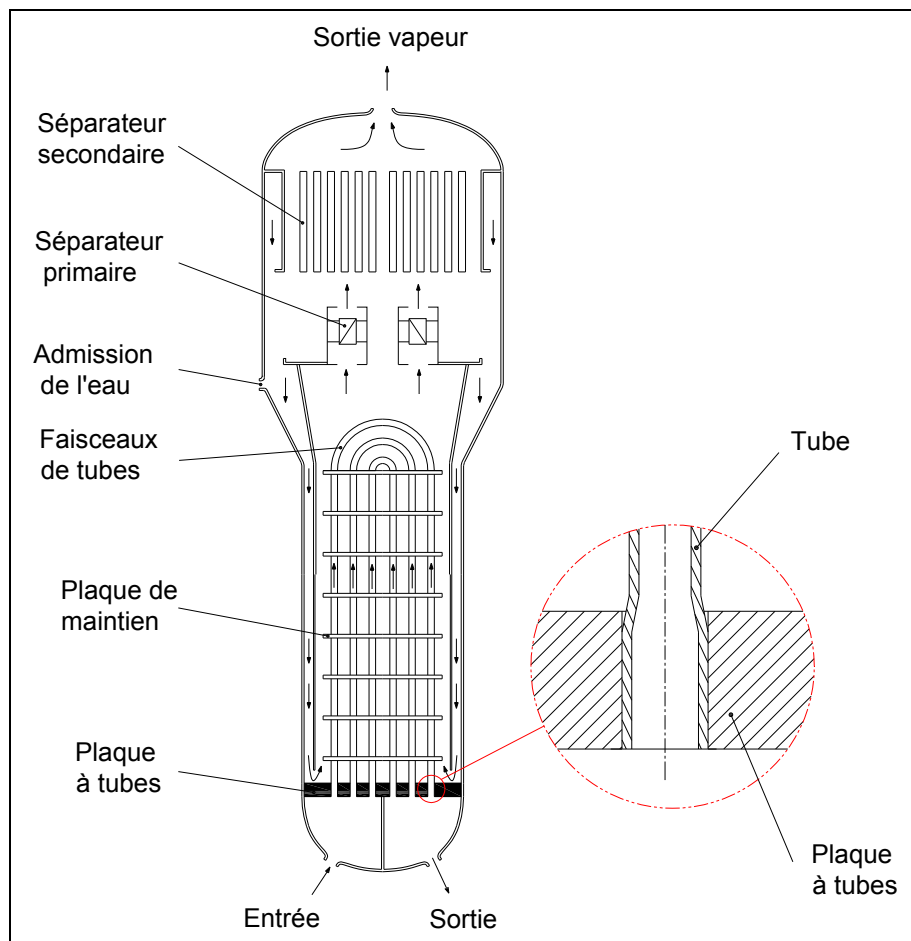
Trois hypothèses seront considérées, la première suppose que la plaque à tubes est modélisée par une douille dont le diamètre extérieur est représenté par un diamètre équivalent. La seconde hypothèse suppose que le tube subit l'effondrement plastique avant que sa surface extérieure ne rentre en contact avec la plaque tubulaire. Enfin, la troisième hypothèse suppose que la pression maximale de dudgeonnage reste inférieure à la pression qui ne produit pas le retour plastique du tube. En plus, les matériaux sont supposés homogènes et isotropes et le gradient de température est supposé nul en tout point du joint. Les équations qui régissent la distribution des contraintes sont élaborées sur à partir des équations d'équilibre, les lois de comportement des matériaux et la loi de Bailey-Norton.

# CHAPITRE 1

## GÉNÉRALITÉS

### 1.1 Les générateurs de vapeur et les échangeurs de chaleurs

Dans l'industrie nucléaire, thermique et pétrochimique (KAKAC S., 1980), les générateurs de vapeur et les échangeurs de chaleur, appelés communément échangeurs tubulaires, sont des dispositifs utilisés pour transférer l'énergie thermique entre les fluides aux différentes températures.



**Figure 1.1 Schéma simplifié d'un générateur de vapeur.**

*(Tirée de Green S. J., 1986)*



L'utilisation des générateurs de vapeur dans les centrales nucléaires consiste, et sans risque, à transformer l'eau en vapeur et à absorber une quantité de chaleur produite dans le cœur du réacteur. Les échangeurs de chaleur sont généralement utilisés pour réchauffer ou refroidir un fluide. Ces échangeurs tubulaires sont conçus pour des basses et hautes pressions en fonction de l'environnement et/ou relative aux fluides internes. Le schéma simplifié figure 1.1 montre un exemple typique d'un générateur de vapeur. Il est constitué de tubes ronds montés dans une coquille cylindrique avec l'axe parallèle à celui de la coquille. L'eau lourde radioactive coule à l'intérieur des tubes. L'eau légère coule à l'extérieur des tubes. Les composants principaux sont les tubes, la coquille, les plaques à tubes, les têtes des extrémités supérieure et inférieure. Le transfert de l'énergie entre fluides se produit par conduction et convection à travers et le long des parois des tubes. Les tubes ainsi que leurs liaisons avec les plaques à tubes sont donc les composants de base des échangeurs tubulaires.

Dans les centrales nucléaires, les générateurs de vapeur sont de grands composants qui mesurent jusqu'à 22 m de hauteur et pèsent plus que 700 tonnes (figure 1.2). L'eau chaude du circuit primaire parcourt des milliers de mètres de tuyauterie dans le générateur. Chaque générateur de vapeur peut contenir entre 3000 à 10000 tubes dépendamment du type. Chaque tube mesure environ 18 mm de diamètre.



**Figure 1.2 Exemple d'un générateur de vapeur.**  
(Tirée de [www.kochheattransfer.com](http://www.kochheattransfer.com))

L'eau lourde coulant dans les tubes chauffe l'eau légère du circuit secondaire situé à l'extérieur des tubes et la convertit en vapeur. La vapeur saturée ou surchauffée coule dans plusieurs étapes d'une turbine qui est couplée à des générateurs électriques. La vapeur sortante durant la dernière étape de la turbine est plus tard condensée en eau et est renvoyée de nouveau au générateur de vapeur. Dans le cas où le mélange n'est pas permise entre les deux fluides, les tubes ainsi que leurs assemblages dans les plaques à tubes ont un rôle très important en matière de sécurité; car ils constituent une des barrières primaires entre le côté primaire et le coté secondaire des échangeurs tubulaires utilisés dans les industries nucléaire et chimique. C'est pour cette raison que l'intégrité de la tuyauterie et tous les assemblages tubes-plaques à tubes qui lui sont associés est un facteur important quant à la réduction au minimum de la fuite entre les deux côtés de l'installation. Si au cours du fonctionnement la pression résiduelle de contact se réduit à une valeur critique ou une rupture de tube se produit, il est fort probable que des résidus radioactifs, par exemple, se trouvant dans la boucle primaire infiltre le circuit secondaire et s'échappent directement dans l'atmosphère avec de la vapeur ou se retrouve dans les rivières. Ceci indique qu'il est d'une grande importance de maintenir l'intégrité structurale d'un générateur de vapeur ou d'un échangeur de chaleur pour une exploitation efficace et sécuritaire.

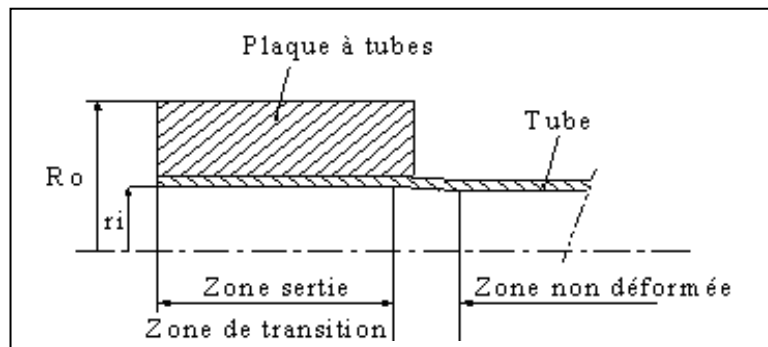
Plusieurs défaillances pourraient être à l'origine de la dégradation d'un échangeur tubulaire et notamment, les assemblages tubes-plaques à tubes, qui feront l'objet d'une mise en situation dans le paragraphe suivant et dont certaines seront traitées dans les chapitres 3, 4 et 5.

## **1.2 Les assemblages tubes-plaques à tubes**

Lors de la fabrication d'un échangeur tubulaire, les tubes sont généralement fixés dans les plaques à tubes. Pour empêcher le mélange des fluides, les tubes doivent s'adapter confortablement dans leurs places. L'assemblage formé par la plaque tubulaire et le tube serti constitue ce qu'on appelle un assemblage tubes-plaque tubulaire (figure 1.3). Un assemblage

bien conçu doit donc assurer l'étanchéité entre le circuit primaire et secondaire d'un échangeur tubulaire, 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 résiduelle de contact, initialement installée au cours du procédé de dudgeonnage et des caractéristiques géométriques et mécaniques des pièces constituant l'assemblage.

L'assemblage tubes-plaque tubulaire apparaît donc l'élément le plus critique dans l'échangeur tubulaire. Cependant, la partie du tube du côté de la face secondaire de la plaque tubulaire (figure 1.3) présente une zone appelée zone de transition (Yokell, S., 1982) sévèrement sollicitée au cours du procédé de dudgeonnage et représente, donc, une zone critique.



**Figure 1.3 Exemple typique d'un assemblage tubes-plaque tubulaire.**  
(Tirée de Allam M., 1996)

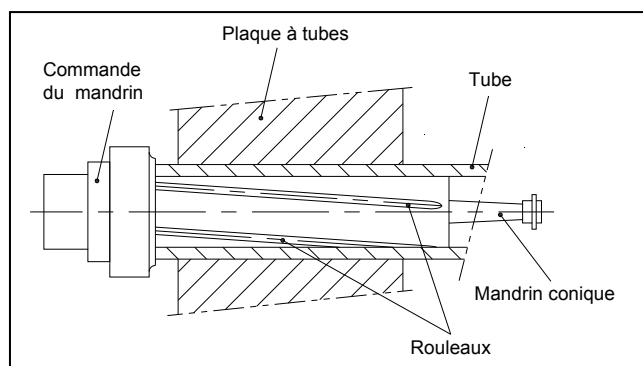
### 1.3 Procédé de dudgeonnage des assemblages tubes-plaques à tubes

Les procédés de dudgeonnage par pression hydraulique et mandrinage par roulement sont parmi les procédés les plus couramment employés dans le domaine de l'industrie des échangeurs tubulaires. Cependant, le mandrinage par roulement est plus ancien et continue à être la technique dominante et la plus utilisée à ce jour. Ces deux procédés de dudgeonnage sont très économique et efficace, mais peuvent être, comme d'autres procédés à l'origine des

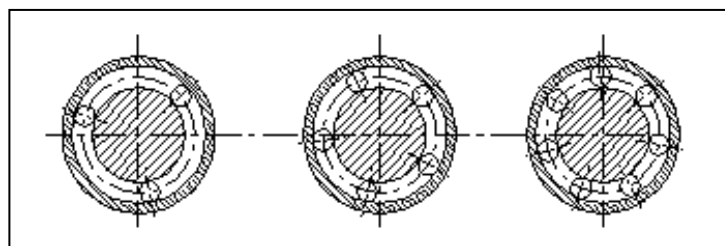
contraintes résiduelles élevées pouvant donner lieu à la fissuration et à la corrosion sous contrainte.

### 1.3.1 Mandrinage par roulement

Cette méthode présentée à la moitié du dix-neuvième siècle (Dudley F. E., 1953) continue à être la technique dominante et la plus utilisée à ce jour. Ce procédé est parfois appelé le roulage mécanique (figure 1.4) par l'utilisation d'un mandrin à rouleaux expansible. Le mandrin est constitué d'un cylindre conique tournant avec trois à sept rouleaux (figure 1.5), dont les axes sont légèrement inclinés par rapport à l'axe du mandrin et guidés en rotation dans des rainures usinées dans le cylindre conique.



**Figure 1.4 Schéma simplifié d'un mandrin à rouleaux.**  
(Tirée de Allam M., 1996)



**Figure 1.5 Mandrin à 3, 5 et 7 rouleaux.**  
(Tirée de Allam M., 1996)

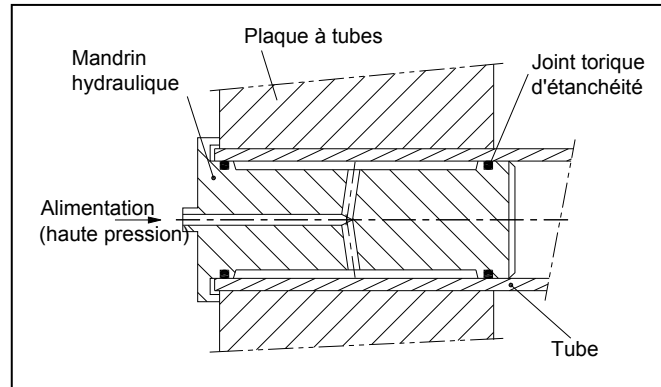
L'opération consiste à mettre le bout du tube dans un trou percé à cet effet dans la plaque tubulaire. Le mandrin expansible est introduit dans le tube et l'opération consiste à agrandir le diamètre intérieur du tube tout en déformant la plaque tubulaire autour du trou. Une commande pneumatique ou électrique actionne le mandrin en rotation, habituellement dans une gamme de vitesse allant de 400 à 1000 tr/mn. Lors du relâchement du mandrin expansible, la plaque tubulaire vient enserrer le tube déformé plastiquement. L'étanchéité est assurée par le serrage provenant du frettage du tube à l'intérieur de la plaque tubulaire. Les contraintes résiduelles sont fonction du pourcentage d'amincissement de la paroi du tube serti qu'on appelle parfois le pourcentage de roulage appliquée au tube.

Le mandrinage par roulement est la méthode la plus utilisée. Cependant, au cours de dudgeonnage, il crée des contraintes et des déformations locales très élevées à cause du contact entre les rouleaux et le tube facilitant, ainsi, la corrosion sous contrainte. En outre il n'est pas possible d'éliminer complètement l'espace initial entre le tube et la plaque tubulaire. En effet, le roulement au-delà de l'épaisseur de la plaque du côté de la face secondaire de la plaque tubulaire, est inconcevable. Cet espace annulaire développe facilement la corrosion et expose la plaque tubulaire et particulièrement le tube à la dégradation. Une amélioration de ce procédé ne peut pas être prévue en raison du principe mécanique lui-même. On ne peut donc pas éliminer les effets indésirables de ce procédé sans penser à la modification fondamentale du processus lui-même. Ceci a mené au développement du procédé de dudgeonnage par pression hydraulique. C'est l'objet du contenu du paragraphe suivant.

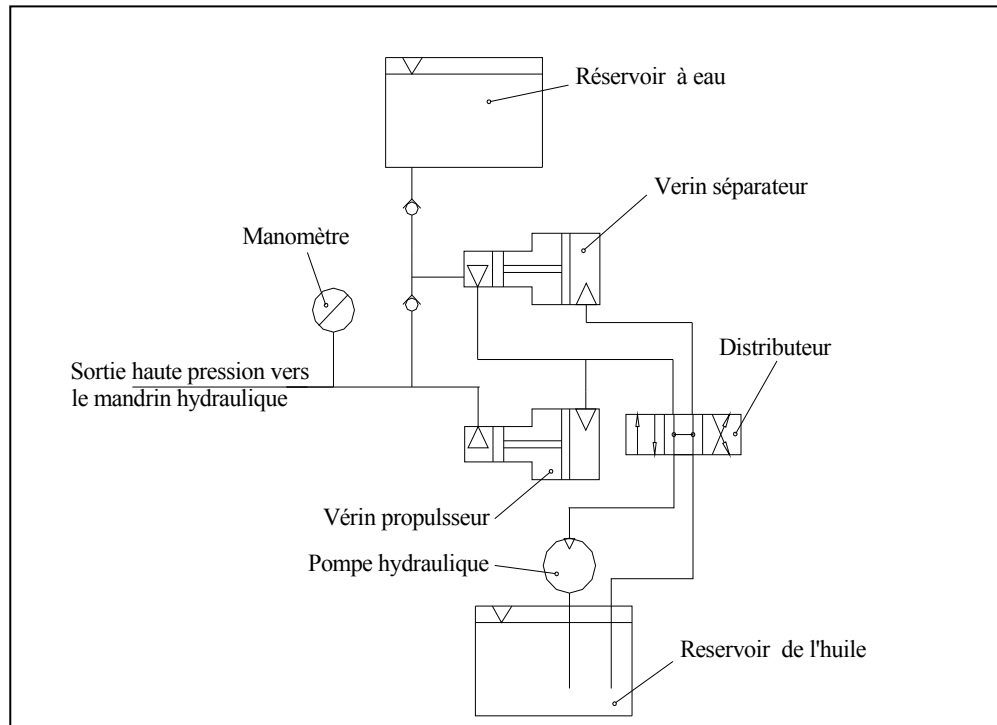
### **1.3.2 Dudgeonnage par pression hydraulique**

La figure 1.6 ci-dessous représente un mandrin hydraulique alimenté en pression par une installation hydraulique dont le schéma simplifié est donné par la figure 1.7. Pour que le dudgeonnage avec de l'eau, ou tout autre liquide soit convenable, deux circuits séparés sont

nécessaires. En commutant le distributeur vers la position de droite, la pompe alimente le vérin séparateur.



**Figure 1.6 Schéma simplifié d'un mandrin hydraulique.**  
(Tirée de Allam M., 1996)



**Figure 1.7 Schéma simplifié d'une installation hydraulique.**  
(Tirée d'Allam M., 1996)

La chambre de détente du mandrin et le vérin propulseur sont alors remplis d'eau. En commutant, de nouveau, le distributeur vers la gauche, la pompe revoie de l'huile vers le vérin propulseur et le dudgeonnage aura lieu. Au cours du procédé, la pression dans le mandrin (figure 1.7) est plus grande que la pression d'huile dans le propulseur d'un facteur égale au rapport des surfaces des pistons. En même temps, le piston du séparateur est repoussé et l'eau est de nouveau aspirée du réservoir à eau. La pression désirée de dudgeonnage peut être ajustée au moyen d'un limiteur de pression permettant, ainsi, de contrôler sa valeur maximale.

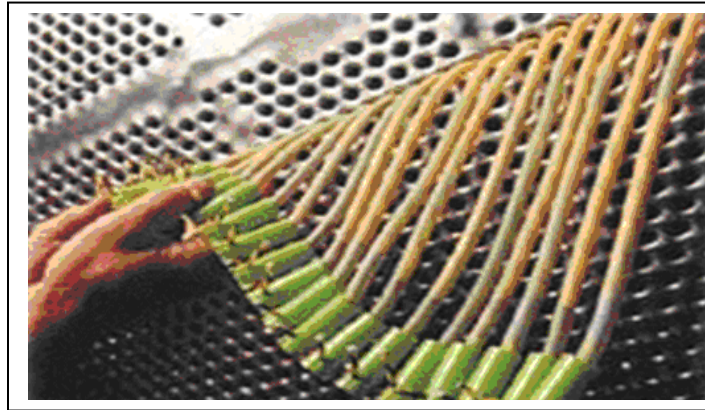
### **1.3.3 Dudgeonnage hybride**

Le dudgeonnage hybride, comme son nom l'indique, 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.

### **1.3.4 Dudgeonnage par charge explosive**

Le principe de ce procédé consiste à mettre des charges explosives (figure 1.8) dans les tubes placés dans les trous de la plaque tubulaire. Le dudgeonnage des tubes dans la plaque tubulaire se fait simultanément. Les assemblages en acier inoxydable, contenant du titane et de l'austénite, doivent être tirés deux fois. Généralement, l'épaisseur de la plaque tubulaire ne doit pas excéder 150 mm. Au cours de dudgeonnage, les ligaments subissent un déplacement; ce qui provoque des déformations elliptiques des trous adjacents, voir même des fissures dans les ligaments. Il est alors recommandé d'installer des supports pour tous les

ligaments adjacents et de nettoyer les assemblages après la détonation. Des techniciens qualifiés sont nécessaires pour exécuter ce type de dudgeonnage.

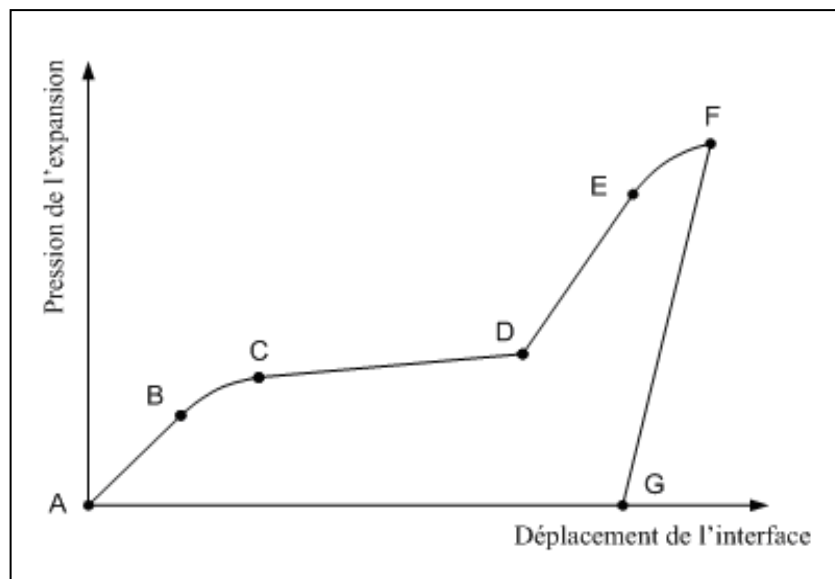


**Figure 1.8 Dudgeonnage par charge explosive.**  
(Tirée de [www.babcockpower.com](http://www.babcockpower.com))

#### 1.4 Le principe du dudgeonnage hydraulique

Le graphe donné par la figure 1.9 montre l'évolution de la pression de dudgeonnage. Au début, sous l'effet de la pression, le tube commence à se déformer élastiquement (de A à B), puis elasto-plastiquement (de B à C). Au point C, le tube rentre dans l'effondrement plastique. Ensuite, il continue à se déformer plastiquement jusqu'à ce que sa surface extérieure rentre en contact avec la surface intérieure de la plaque tubulaire (point D). La pression de mandrinage continue à augmenter en déformant le tube plastiquement, simultanément, la plaque tubulaire se déforme élastiquement (de D à E), puis selon le cas, elasto-plastiquement (de E à F). Quand la pression atteint sa valeur maximale (point F), celle-ci chute instantanément vers zéro dans le mandrin expansible causant ainsi le retour élastique du tube et de la plaque tubulaire (de F à G). À la fin du processus, en raison des déformations permanentes et inégales du tube et de la plaque tubulaire, une pression résiduelle de contact est créée au niveau de l'interface de l'assemblage. Sa valeur finale dépend de la pression maximale de dudgeonnage et des caractéristiques géométriques et mécaniques de l'assemblage.





**Figure 1.9 Variation de la pression de dudgeonnage en fonction du déplacement de l'interface.**

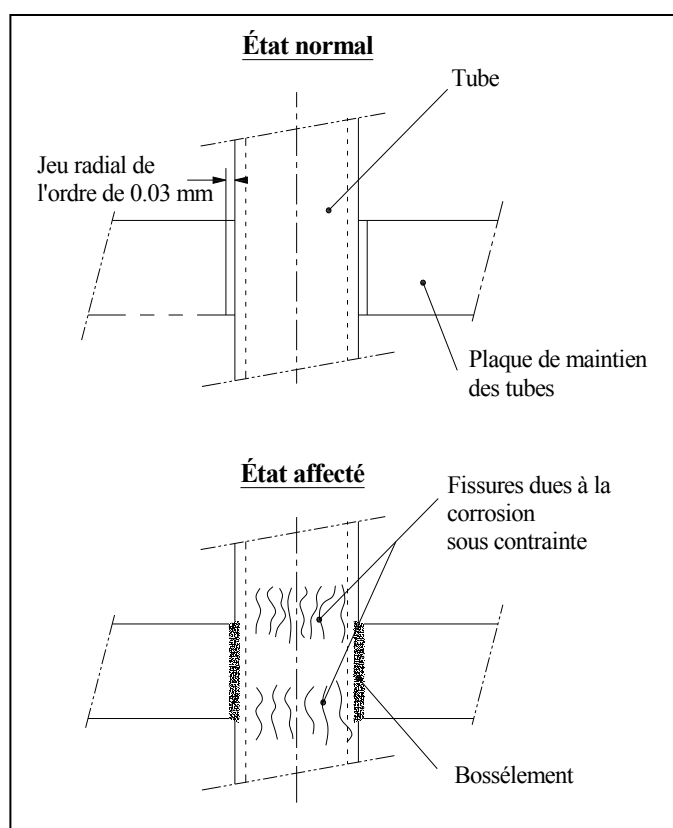
*(Tiré de Laghzale N. et Bouzid H., 2009)*

### 1.5 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 (Allam M., 1998b). 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 (Sang Z. et al. (1996), Bazergui A. et al. (2002), Shuaib A. et al. (2001), Merah N. et al. (2003), Al-Zayer A. (2001)).

## 1.6 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 (figure 1.10) de tube est devenue un souci primaire.



**Figure 1.10 Schéma illustrant la dégradation d'un tube au niveau de la plaque de maintien des tubes.**

(Tiré de <http://www.domeng.com>)

Ce phénomène a été découvert en 1975 (Green S. J., 1986) 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 par MacDonald P., (1996) et Wade K. C., (1995), 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 intergranulaire, la CSC et les contraintes cycliques.

### **1.6.1 Contraintes résiduelles**

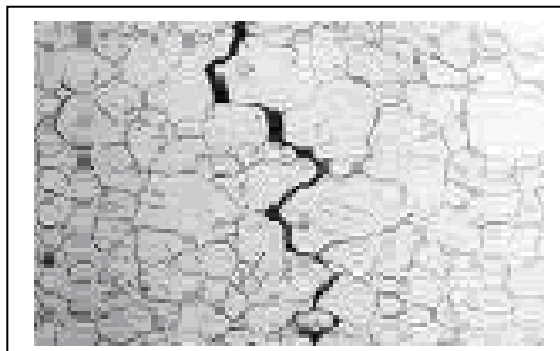
Les contraintes résiduelles sont des contraintes internes, qui se manifestent dans nombreuses pièces mécaniques en l'absence de charges extérieures. Leurs valeurs peuvent être très élevées, de l'ordre de la contrainte d'écoulement. Elles sont produites au cours de la fabrication des pièces ou lors de leur mise en forme, de l'usinage, de l'assemblage ou lors de leur traitement thermique. Ces procédés de fabrication peuvent être à l'origine de la corrosion, de la fissuration et de la rupture des assemblages tubes-plaques à tubes. Les contraintes résiduelles produites au cours du procédé de dudgeonnage, peuvent être réduites par un traitement thermique spécifique qui nécessite la mise au point de méthode précise permettant d'atténuer leur niveau sans toutefois les éliminer.

### **1.6.2 Attaque intergranulaire**

L'attaque intergranulaire des tubes (Green S. J. (1986) et Diercks D. (1999)) se produit le long des frontières des grains du métal et commence sur la surface du côté circuit secondaire (figure 1.11). Cette forme de corrosion prend effet en l'absence d'effort, mais peut être

accélérée en leur présence. Elle peut aussi se produire sous l'effet de la présence des de cambouis dans les régions de soutien du tube. Green S. J., (1986) a montré que :

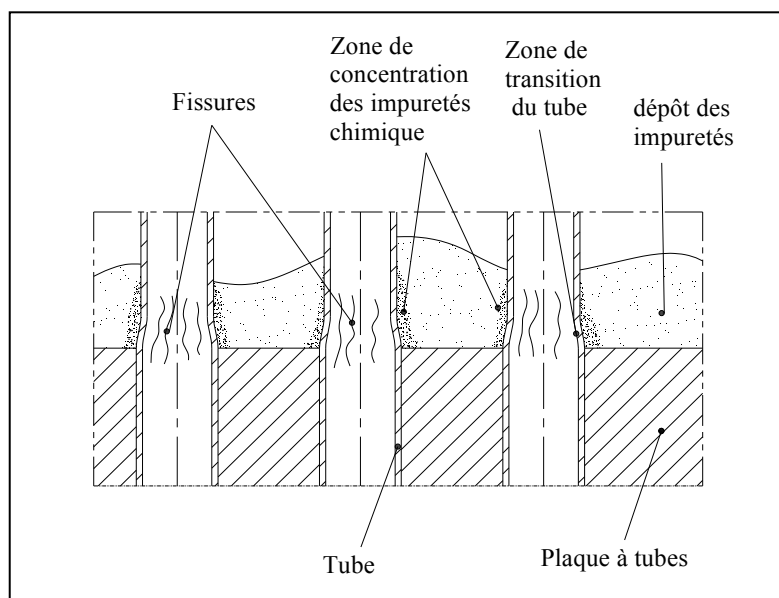
- L'augmentation des efforts de service sous la présence de contraintes résiduelles élevées peut être un facteur principal de déclenchement ou propagation des fissures par attaque intergranulaire.
- Un traitement thermique de stabilisation à la température de 704° C et de durée de 15 heures, réalisé sur l'alliage 600, à pour effet de réduire l'intensité des contraintes résiduelles et de minimiser l'attaque intergranulaire.
- La modification du milieu environnant semble être la méthode la plus simple pour empêcher ou arrêter l'attaque intergranulaire. La modification peut inclure plusieurs facteurs : abaisser la température, enlever le corrodant par rinçage ou trempage et changer la concentration du milieu.
- La réduction de la profondeur des crevasses (évidement annulaire entre le tube et la plaque tubulaire; coté face secondaire) au cours du procédé de dudgeonnage et l'élimination des résidus chimiques qui tendent à favoriser l'agglomération semble être un moyen efficace pour réduire la concentration de la pile de cambouis.



**Figure 1.11 Illustration montrant l'attaque intergranulaire.**  
(Tiré de <http://www.domeng.com>)

### 1.6.3 Corrosion sous contraintes

La CSC se produit sous l'action combinée de la corrosion et de l'effet des charges mécaniques ou thermique; appliquées ou résiduelles. Selon les matériaux et le milieu corrosif, la rupture peut être intergranulaire ou transgranulaire. Les fissures provoquées par la CSC peuvent se produire à l'intérieur et/ou à l'extérieur du tube. Elles peuvent aussi se produire à l'intérieur du trou de la plaque tubulaire. La fréquence et la vitesse de la propagation de la fissure croient avec l'augmentation des efforts au fur et à mesure que l'environnement devienne de plus en plus agressif et à mesure que la susceptibilité du matériau à la corrosion augmente. Les endroits les plus sollicités sont au niveau des bosselures (figure 1.10), de la région d'alignement, et particulièrement la zone de transition ainsi qu'au niveau du secteur (figure 1.12) où les impuretés sont concentrées; côté circuit secondaire (Green S. J., 1986)



**Figure 1.12 Illustration montrant les lieux typiques où se concentre la corrosion sous contrainte.**

(Tiré de <http://www.domeng.com>)

#### **1.6.4 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 favorisés 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 (Mayinger F. et Gross H. G., 1981).

#### **1.7 Méthode de détermination de la pression résiduelle de contact**

Depuis le début du siècle, de nombreuses méthodes ont été proposées pour évaluer les contraintes résiduelles. On peut trouver une revue de ces méthodes dans le livre d'Osgood W. R., (1954), ainsi que dans les articles de (Ford H. (1984), Lynch J. J. (1951), Denton A. A. (1966), Tebedge N. et al. (1973), Chabenat A. et Martin R. (1975), Masubuchi K. (1980)).

Les contraintes sont généralement calculées à partir d'un état de chargement où des forces sont appliquées. Elles sont aussi déduites des déformations des corps en utilisant les lois de comportement des matériaux. Les déformations sont mesurées entre un état initial sans chargement et un état final où les chargements sont appliqués. Cependant, le cas des contraintes résiduelles est différent puisqu'elles existent sans que des charges extérieures soient appliquées à la pièce.

Le principe général de détermination de ces contraintes consiste à provoquer leur relâchement total ou partiel, donc une déformation de la pièce par un procédé d'usinage. Ces méthodes sont généralement destructives. D'autres méthodes sont basées sur la mesure des

modifications apportées par les contraintes résiduelles à une propriété physique du matériau. Ces méthodes, dites physiques, sont non destructives. Dans cette partie, nous passerons en revue les différentes méthodes de détermination de ces contraintes résiduelles.

## **1.7.1 Méthode expérimentales**

### **1.7.1.1 Méthodes mécaniques**

Ces méthodes consistent à découper la pièce, tube ou plaque tubulaire, selon le besoin tout en mesurant les déformations résultantes des différentes parties. Cette méthode a été utilisée la première, en 1888 par Kalakoutsky, pour déterminer des contraintes résiduelles. Les déformations sont mesurées optiquement à partir des marques tracées sur la pièce, ou par des extensomètres mécaniques, en utilisant des jauges de déformation. Le procédé de découpage peut être mécanique, ou par électroérosion. Cette méthode nécessite un travail considérable au niveau de l'usinage et de la mesure de déformations. En plus, l'usinage peut altérer ces contraintes résiduelles qu'on veut mesurer.

### **1.7.1.2 Méthodes physiques**

Ces méthodes sont basées sur le fait que certaines des propriétés physiques d'un matériau sont modifiées par la présence des contraintes résiduelles dans une pièce. Une mesure comparative ou un étalonnage avec une pièce libre de contraintes ou soumise à des contraintes connues permet de déterminer la valeur des contraintes résiduelles cherchées. Généralement ces méthodes ne sont pas destructives, parmi les méthodes les plus connues, on distingue :

#### **Méthode de diffraction des rayons X**

La propriété physique affectée par la présence des contraintes résiduelles est la dimension de la maille cristalline des matériaux. Le rayon X est diffracté par les atomes du cristal suivant

la loi de Bragg en formant un motif de diffraction. L'analyse de ce motif est faite en utilisant un film sensible ou un diffractomètre. La mesure de la contrainte résiduelle est prise à la surface de la pièce puisque la diffraction des rayons X se fait au niveau des premières couches atomiques.

La méthode est très précise et largement utilisée dans les laboratoires de sciences des matériaux. On trouve une étude bibliographique concernant la méthode dans les articles de (Macherauch E. (1966), Hughes H. (1967), Birley S. S. et Alder J. F. (1980), Walker G. A. et Goldsmith C. C. (1980), Amin K. E. et Ganesh S. (1981)).

### **Méthode d'ultrason**

La vitesse de propagation des ultrasons dans une pièce dépend des contraintes résiduelles. Par étalonnage avec une pièce témoin dont le matériau est identique et dont l'état des contraintes est connu, on peut mesurer les valeurs des contraintes résiduelles. Pour plus de détail sur cette méthode, on peut se référer à l'article de Salama K., (1980) qui présente une étude bibliographique relative aux différentes techniques de mesure des contraintes résiduelles basées sur l'ultrason.

### **Méthode utilisant la variation des propriétés magnétiques et électromagnétiques**

Généralement, ces méthodes sont qualitatives, Elles sont basées sur la variation des propriétés électriques et magnétiques des matériaux lorsque les contraintes sont appliquées. Abuku S. et Cullity B. D., (1971) ont proposé une méthode basée sur des mesures d'inductance à différente fréquence. Zaharia C., (1974) a préconisé des mesures de potentiel, reliées aux déformations dans le domaine élastique, tandis que Barton J. R. et Kusenberger F. N., (1974) ont utilisé le bruit généré par un champ magnétique dans les pièces ferromagnétiques (effet de Barkhausen).



### **1.7.2 Méthodes analytiques**

L'analyse analytique des contraintes résiduelles dans les assemblages tubes-plaques à tubes, et en particulier la pression résiduelle de contact, est généralement élaborée en faisant appel aux équations d'équilibre, aux lois de comportement des matériaux et aux équations de compatibilité. Plusieurs modèles ont été analysés, Krips H. et Podhorsky M., (1976) ont formulé une équation qui donne la pression résiduelle de contact. Plus tard, grâce à une analyse par éléments finis, Allam M., (1998) a modifié cette équation. Yokell S., (1991) a aussi élaboré un autre modèle. Cependant, les matériaux du tube et de la douille qui modélise la plaque à tube sont supposés identiques, en plus, le diamètre extérieur de la douille est supposé infini.

### **1.7.3 Analyse par éléments finis**

Ces méthodes font appel à un code programme élaboré spécialement pour ce genre d'étude. Les modèles utilisés sont des modèles 3D et 2D. Le choix d'un modèle dépend généralement de la puissance et des performances logicielles et matérielles utilisés. Le modèle 3D nécessite généralement plus d'espace mémoire et beaucoup plus de temps d'exécution, alors que, le modèle 2D (état plan de contrainte, état plan de déformation ou axisymétrique) a l'avantage d'être moins exigeant que le modèle 3D. Cependant, la modélisation de la plaque tubulaire par une douille nécessite un calcul préliminaire qui consiste à déterminer le diamètre équivalent de la douille (Kohlpaintner W. R. 1995, Chaaban A. et al. 1992).

## CHAPITRE 2

### REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

#### 2.1 Introduction

Le procédé de dudgeonnage des assemblages tubes-plaques à tubes remonte à 1840 et il dérive du processus français appelé autofrettage. La contribution de la recherche scientifique et technique dans les assemblages tubes-plaques à tubes a été commencée dans les années 20, ces premières investigations ont été fondamentalement focalisées sur le sujet de la technique de mandrinage par roulement.

Le premier article publié à ce sujet a été édité par Oppenheimer P. H., (1927) en 1927. Dans les années 40, beaucoup de chercheurs ont investi dans la technique de dudgeonnage par roulement qui était le seul procédé existant à cette époque. Cependant, la totalité de la recherche a été concentrée sur la rigidité des assemblages, la pression résiduelle de contact et l'étanchéité, alors que les phénomènes qui causent la dégradation et la rupture des assemblages tubes-plaques à tubes ont été omis. Ce n'est qu'en 1966 qu'une publication éditée par Toba A. A., (1966) a mis en évidence l'effet de la corrosion et sa relation avec les contraintes résiduelles dans la zone de transition du tube. Plus tard, le dudgeonnage hydraulique a été proposé pour la première fois dans les années 70 et sa première publication en Allemagne en 1976 par Krips H. et Podhorsky M., (1976).

La première analyse par éléments finis des assemblages tubes-plaques à tubes a été introduite en 1978 par Wilson R. M., (1978), le procédé de dudgeonnage est hydraulique. Le modèle a été supposé axisymétrique et le traitement des données a nécessité un temps relativement long pour un nombre d'éléments de maillage très limité.

Cette revue bibliographique sera élaborée de la manière suivante : une approche expérimentale, ensuite, numérique et enfin analytique.

## 2.2 Approche expérimentale

En 1927, Oppenheimer P. H., (1927) a effectué la première recherche sur les assemblages tubes-plaques à tubes réalisés avec mandrinage par roulement, avec et sans gorges usinées dans l'alésage de la plaque tubulaire. L'auteur a conclu que la rigidité de l'assemblage avec cannelures, dans le cas où il y a enfoncement de la matière du tube dans les gorges est 12 fois meilleure que celle d'un assemblage sans gorges. En plus il a conclu que la rigidité d'un assemblage dont le tube est en acier doux et la plaque tubulaire en acier dur est plus grande que dans le cas où la combinaison des matériaux est renversée.

En 1940, un nouveau mandrin a été développé pour surmonter les faiblesses du mandrin standard dont la longueur de la zone de dudgeonnage était limitée.

En 1943, Maxwell C. A., (1943) a enregistré quelques suggestions pratiques pour produire un assemblage optimum. Une de ses conclusions est que le point optimum est atteint lorsque la plaque tubulaire exerce un effort de rappel sur le tube dont la valeur doit être légèrement au dessous de la contrainte d'écoulement du tube. Il a aussi mis en évidence la présence des contraintes de cisaillement au cours du procédé de mandrinage par roulement ainsi que leurs conséquences sur la conception et particulièrement sur la rigidité de l'assemblage.

Dans la même année, Fisher F. F. et Cope E. T., (1943) ont développé des nouvelles techniques de roulement qui consistent à fournir un effort axial modéré et des compétences moins élevées de la part de l'opérateur au cours du mandrinage.

En 1954, Fisher F. F. et Brown G. J., (1954) ont fait la synthèse de plusieurs années d'expérience dans le domaine des assemblages dudgeonnés. Ils ont conclu que le mandrin à axes parallèles produit des assemblages plus rigides qu'un mandrin conique. Ils ont montré aussi, grâce à un essai expérimental, que la rigidité d'un assemblage augmente en même temps que le pourcentage de roulage, néanmoins le roulement est limité par l'élasticité des

matériaux. Les meilleurs résultats obtenus sur la rigidité correspondent à un assemblage dont le matériau du tube est plus doux que celui de la plaque tubulaire. Un choix inversé de la combinaison des matériaux a comme conséquence une altération considérable de la pression résiduelle de contact. En effet, cette dernière remarque est la confirmation de ce qu'a trouvé Oppenheimer en 1927.

En 1956, Alexandre J. M. et Ford H., (1956) ont critiqué la remarque de Fisher et Brown (1954) sur le dudgeonnage par roulement en utilisant un mandrin à rouleaux à axes parallèles. Ils ont montré que celui-ci n'est pas convenable et que le mandrin conique à 3 rouleaux est le mieux adapté. Comme nous l'avons signalé auparavant, cette dernière suggestion a été confirmée par Maxell. C. A. en 1943. Les auteurs ont conçu un appareil spécial pour la détermination de quelques grandeurs physiques de l'assemblage pendant et après le procédé. Ils ont mesuré les contraintes radiales et tangentielles sur les deux faces de la plaque tubulaire ainsi que l'allongement de la partie déformée du tube. La rigidité de l'assemblage a été déterminée à partir de la mesure des contraintes résiduelles sur les faces avant et arrière de la plaque tubulaire. Ils ont aussi constaté que l'allongement du tube du côté de la face secondaire de la plaque tubulaire est plus grand que celui du côté de la face opposée ou primaire.

Enfin ils ont conclu qu'un état plan de contrainte est loin d'être accepté dans une telle étude et que le meilleur indicateur du degré de dudgeonnage est le couple moteur et non pas l'allongement axial du tube qui a été utilisé jusqu'à ce moment là.

En 1959, Culver L. E. et Ford H., (1959) ont réalisé plusieurs essais pour connaître l'effet du jeu initial, la position de départ du mandrin dans le tube et la relaxation de l'assemblage. Ils ont conclu que la rigidité est d'autant meilleure si le roulement se fait à couple moins élevé et un démarrage avec l'embout du mandrin, presque, au fond du tube. Un jeu initial allant de 0 à 0,02 pouce est sans effet sur la rigidité et que la relaxation des contraintes résiduelles est non significative pour une durée de sept jours après le roulement.

En 1966, suite à une rupture des tubes d'un condensateur, Toba A., (1966) a étudié le niveau des contraintes résiduelles et de la corrosion dans un assemblage en alliage d'aluminium, il a constaté la présence des fissures dans la surface intérieure du tube au niveau de la zone de transition. Il a alors conclu que la présence des contraintes résiduelles de tension, à la surface intérieure du tube, sont la cause principale de la présence de ces fissures. Il a également mis en relation la pression résiduelle de contact et le jeu initial. Finalement il a conclu que la présence des contraintes résiduelles favorise la CSC et par conséquent la dégradation du tube.

Pour la première fois, en 1976, le dudgeonnage hydraulique a été utilisé par Krips H. et Podhorsky M., (1976) comme un nouveau procédé des assemblages tubes-plaques à tubes. Les auteurs ont décrit dans cette méthode des points forts que le procédé de mandrinage conventionnel n'a pas pu améliorer. En effet, la déformation mécanique produite par les efforts causés par le roulement ne pourrait pas être exactement déterminée en raison des irrégularités inhérentes de la méthode. Celles-ci sont reliées aux efforts qui augmentent la susceptibilité de tube à la corrosion, à l'impossibilité d'éliminer la totalité du jeu du côté de la face secondaire de la plaque tubulaire et à la pression de dudgeonnage qui ne peut être correctement déterminée. De ce fait, le mandrinage hydraulique apparaît donc comme un nouveau procédé qui solutionne plusieurs problèmes que le roulement mécanique n'a pu résoudre ou a résolu partiellement.

En 1982, Uragami K., (1982) a réalisé des tests de fatigue et a procédé par comparaison, en faisant appel au dudgeonnage hybride et hydraulique. Les matériaux du tube et de la plaque tubulaire sont, respectivement, ASTM A.508 et l'inconel 600. Il a conclu que la résistance à la fatigue de dudgeonnage hybride est de 12 à 15 fois plus grande que celle du mandrinage hydraulique. De plus il a remarqué que l'effet des contraintes résiduelles sur la zone de transition du tube est négligeable dans le cas du dudgeonnage hybride.

En 1983, Haslinger K. H. et Hewitt E. W., (1983) ont réalisé des tests dont le but est de déterminer les effets des charges cycliques sur l'étanchéité de l'assemblage tubes-plaque tubulaire dans le cas où ces charges dépassent la valeur permise par le code HEI. Le test a également inclus l'effet du couple de roulement et le pourcentage de roulement sur la rigidité de l'assemblage. Ils ont conclu que la rigidité de l'assemblage augmente avec le couple de roulement tant que les déformations ne deviennent pas significatives et que la qualité de l'assemblage roulé mécaniquement ne peut être mesurée à partir du couple moteur et qu'elle devrait être, plutôt, évaluée sur la base du pourcentage de roulement.

Dans la même année, Druetz et Bazergui, (1983) ont développé un procédé expérimental pour évaluer la distribution des contraintes résiduelles en fonction de l'épaisseur dans les tubes droits et sertis en utilisant des jauges de déformation après avoir libéré l'assemblage par usinage en combinant l'usinage par attaque chimique et mécanique. Des détails ont été donnés sur les techniques utilisées et leurs principes. Les auteurs ont conclu que les contraintes résiduelles axiales et tangentielles dans les tubes droits et sertis peuvent atteindre un pourcentage important de la contrainte d'écoulement et que la pression résiduelle de contact dans l'assemblage peut être réduite de 30 à 50%, et dans certains cas, elle peut même disparaître après un traitement thermique de relaxation. L'étanchéité de l'assemblage ne peut être assurée que si un joint de soudure est mis en place et que le sertissage par rouleau favorise la corrosion et la fissuration de l'assemblage. Enfin, la zone la plus critique est la partie extérieure du tube située à la fin du roulement.

En 1984, Scott D. A. et al., (1984) ont effectué des tests sur des assemblages dudgeonnés afin de mesurer les contraintes résiduelles dans la zone de transition. La technique de mesure est la diffraction des rayons X et les jauges de déformation. Les auteurs ont conclu que : seul le dudgeonnage hydraulique produit des contraintes résiduelles moins élevées. Cependant, la rigidité de l'assemblage produit par dudgeonnage hydraulique est moins élevée que celle obtenue par roulement. Ils ont également réalisé un test de corrosion où les échantillons

d'essai ont été placés dans un milieu corrosif pour une durée allant de 6 à 9 mois. Des fissures ont été observées dans la zone de transition.

En 1993, Flesch B. and al., (1993) ont réalisé une inspection et des examens afin connaître les raisons pour lesquelles une augmentation des phénomènes de dégradation au niveau de la zone de transition des tubes d'un générateur de vapeur de la série REP de 900 MWe et 1300 MWe de la société française EDF. L'étude avait pour but, d'abord, de diriger les actions de maintenance préventive et corrective, ensuite, de contribuer à la définition d'un modèle de dégradation sous l'effet de la corrosion sous contrainte, et enfin, pour améliorer la conception du point de vue résistance à la corrosion. L'examen a montré la présence de plusieurs fissures dans la zone de transition. Une simulation par éléments finis a été également élaborée et les résultats sont résumés comme suit :

- Des fissures circulaires sur le diamètre intérieur de la zone de transition de roulement des générateurs de vapeur affectent seulement un nombre limité de tubes craqués. À l'exception des défauts jusque là identifiées (les défauts de roulement et le bossellement), ils ont remarqué que toutes les fissures circulaires sont situées dans la partie centrale de la plaque tubulaire, zone où les impuretés sont concentrées favorisant alors le développement de la corrosion.
- La corrélation entre les impuretés et la présence des fissures circulaires peut être expliquée par la modification de l'état des contraintes thermiques dans la zone de transition résultant du changement du transfert thermique. Une estimation des contraintes totales a permis une évaluation significative des composantes longitudinales et tangentielles, et a prouvé qu'en raison de la présence des impuretés, les états régnants de contraintes peuvent commuter de circulaire à longitudinal, et en particulier sur la surface intérieure du tube.

- Il serait plus raisonnable de limiter les zones des impuretés dans le générateur de vapeur afin de réduire au minimum les fissures circulaires que de les contrôler comparativement aux fissures longitudinales à cause de la cinétique de propagation.

En 2002, Bazergui A. et Allam M., (2002) ont publié un article dont l'étude est concentrée sur la détermination de la résistance à l'arrachement en utilisant la méthode des éléments finis, expérimentale et analytique. Les auteurs ont développé un appareil expérimental afin de déterminer le coefficient de frottement entre le tube et la plaque tubulaire étant donné que les caractéristiques de frottement ne sont pas disponibles dans la littérature. Dans ce travail, l'évaluation est réalisée sur des assemblages obtenus et par procédé de dudgeonnage hydraulique. Les assemblages n'ont été soumis à aucun traitement thermique et aucun chargement mécanique et/ou thermique n'a été considéré. Une autre investigation expérimentale a été conçue afin de valider le modèle analytique et la méthode des éléments finis. Les résultats étaient comme suit :

- Les matériaux du tube et de la plaque tubulaire sont respectivement l'Inconel 690 et l'acier SA-508, la courbe de friction-déplacement est non linéaire pour les déplacements inférieurs à 10  $\mu\text{m}$  et avant que la résistance maximale à l'arrachement soit atteinte. La relation friction-déplacement suit la loi de Coulomb et le coefficient de frottement relevé est de 0.1375.
- Les résultats de la résistance à l'arrachement simulés par les éléments finis selon les modèles 2D (axisymétrique) et le modèle 3D sont en très bon accord, que ces modèles ont été vérifiés expérimentalement et les résultats ont été considérés très acceptables.
- L'analyse par éléments finis et les résultats expérimentaux montrent que la méthode analytique surdimensionne la résistance à l'arrachement.

En 2004, Jose L. O. et Pablo G. F., (2004) ont analysé les causes de dégradation des assemblages de cinq échangeurs de chaleur, tous identiques, fabriqués par la même



compagnie et mis en service en même temps. Grâce à des analyses chimiques et mécaniques des matériaux du tube et de la plaque tubulaire, ils ont conclu que la dégradation est causée par la présence des fissures dans les plaques à tubes chaude et froide de l'échangeur de chaleur. Même si la plaque tubulaire froide était sérieusement endommagée, ils ne s'attendaient pas à ce que les fissures se propagent dans la plaque tubulaire chaude. Dans certains cas, ils ont constaté la présence d'un jeu non nul entre le tube et la plaque tubulaire indiquant que le sertissage n'est pas toujours réussi. Beaucoup de fissures commencent dans la crevasse entre la plaque tubulaire et les tubes avec une trace rectiligne large. Ces fissures sont généralement caractérisées par une trace embranchée et intergranulaire. Leur propagation est fortement influencée par les caractéristiques microstructurales et mécaniques des matériaux. Les caractéristiques de la propagation leurs permettent de définir un mécanisme microstructural fragile. Les contraintes résiduelles élevées dans les cordons de soudure mis entre le tube et la plaque tubulaire et les charges mécaniques de service ont favorisé la propagation des fissures.

En 2005, Wang H., F et.Sang Z.F., (2005), ont entrepris une étude expérimentale pour évaluer l'effet de la géométrie des gorges circulaires réalisées sur l'alésage d'une plaque tubulaire. Sept modèles avec différents espacements entre les gorges et avec différentes largeurs et profondeurs ont été utilisés. L'épaisseur de la plaque tubulaire est 50 mm et les gorges sont disposées d'une manière symétrique par rapport au plan de symétrie de la plaque tubulaire. Les résultats expérimentaux et les calculs numériques ont montrés que le facteur géométrique des gorges le plus important est leur largeur. La profondeur, l'espacement et l'endroit de l'emplacement des gorges ont un effet secondaire.

Dans la même année, suite à une fuite causée par des fissures, dues à la présence de la corrosion sous contrainte, dans les tubes d'un générateur de vapeur d'une centrale nucléaire coréenne, Seong S. H. et Hwang P. K., (2005) ont effectué des essais sur un certain nombre de tubes pris comme spécimen pour étudier le comportement des fuites dans les tubes sous les effets de la température, de la pression de service et la pression accidentelle. La CSC dans

la surface extérieure des tubes a été développée dans le laboratoire et les essais de pression et d'étanchéité ont été effectués à la température ambiante et à haute température 282 °C. Les auteurs ont conclu que bien que tous les spécimens aient les fissures développées à 100% à travers l'épaisseur sous une pression de 20.7 MPa, aucun tube n'a fui à la pression de service. La longueur de la fissure située à l'extérieure du tube était au maximum 17 fois plus longue que celle se trouvant à l'intérieur. La première fuite sous forme de gouttelette d'eau a été détectée entre 17.2 et 24.8 MPa. Enfin, la pression de l'éclatement du tube était entre 35.9 et 39.3 MPa.

### **2.2.1 Commentaires et conclusion**

- Il s'est avéré que le procédé de dudgeonnage le plus employé est celui du roulement mécanique malgré le manque d'information sur le degré de dudgeonnage. Le pourcentage de roulement et le couple moteur d'entraînement du mandrin ont été utilisés comme indicateur du degré de dudgeonnage.
- Même avec les jauges de déformation et les rayons X, il est un peu difficile de faire les mesures de la pression résiduelle de contact.
- Le degré de dudgeonnage optimal est obtenu pour des valeurs allant de 3 à 5.5% du pourcentage du roulement.
- L'étude des contraintes résiduelles n'a été prise en compte dans les publications qu'à partir des années 60 et les fissures dans la zone de transition ont été attribuées au procédé de dudgeonnage.
- Peu d'investigations ont été entamées sur les effets des contraintes thermiques, sur les effets du fluage et la relaxation des contraintes résiduelles en service.

### **2.3 Approche par éléments finis**

Comme nous l'avons signalé auparavant, la première analyse par éléments finis sur les assemblages tubes-plaques à tubes a été introduite dans la littérature par Wilson R. M.,

(1978), le nombre des éléments de maillage a été limité à 165 éléments, le diamètre de la plaque à tube a été choisi pour être trois fois le diamètre du tube. Les résultats analytiques montrent que la zone plastique ne pourrait dépasser une zone dont le diamètre est 2.6 fois le diamètre du trou de la plaque tubulaire. L'auteur a prouvé, également, qu'un diamètre extérieur de la plaque tubulaire, beaucoup plus petit, pourrait être utilisé sans changer de manière significative la distribution des contraintes dans le tube.

En 1979, Podhorsky M. et Krips H., (1979) ont combiné les dudgeonnage par roulement et hydraulique afin de modérer le niveau des contraintes résiduelles, puisque le mandrinage hydraulique raccourci la longueur de la zone déformée du tube et le dudgeonnage par roulement la prolonge. Cette technique peu connue actuellement s'appelle le mandrinage hybride. L'analyse par éléments finis, à l'époque n'a pu résoudre ni le problème de contact ni le problème élasto-plastique. Par conséquent le but du calcul était d'obtenir le diagramme de déformation élastique dû à la présence de la pression résiduelle de contact.

En 1982, à l'aide d'un modèle simple, Uragami K., (1982) et les autres ont exécuté une analyse par éléments finis. Les résultats des contraintes résiduelles axiales étaient conformes à ceux déterminés expérimentalement. Cependant, les auteurs ont constaté la divergence entre les résultats des contraintes résiduelles tangentielles calculés par éléments finis et ceux relevés expérimentalement. En effet, l'interaction due à la présence des frottements entre le tube et la douille n'était pas prise en compte par le modèle éléments finis. Les auteurs ont aussi constaté que les contraintes résiduelles résultantes du dudgeonnage hydraulique sont moins élevées que celles produites par roulement. En outre, le mandrinage hybride paraît d'une part avantageuse du point de vue rigidité et d'autre part, elle minimise l'espace restant de la zone déformée du côté secondaire de la plaque tubulaire. En effet cette zone favorise le dépôt des impuretés.

Kasraie B. et Porowski J. S., (1983) et les autres, en 1983, ont fait une analyse par éléments finis afin d'établir la limite de dudgeonnage par roulement pour ne pas endommager les

ligaments de la plaque tubulaire. Le processus de dudgeonnage étant séquentiel et le code ANSYS a été utilisé pour la simulation. Les auteurs ont constaté que la différence des contraintes de l'écoulement du tube et de la plaque tubulaire affecte significativement la pression résiduelle de contact et que l'espace entre le tube et le trou de la plaque tubulaire a tendance de s'ouvrir pendant le déchargement et particulièrement dans le cas où le tube possède une contrainte d'écoulement élevée. Ils ont aussi recommandé que le dudgeonnage, des tubes étroitement espacés, doit être bien contrôlé afin de ne pas charger les ligaments de la plaque tubulaire.

En 1987, un logiciel de calcul par éléments finis a été développé par Ramu S. A. et al., (1987) et les autres afin de déterminer la distribution des contraintes dans les assemblages tubes-plaques à tubes par roulement en génie nucléaire. Le modèle, constituant la douille et le tube, est supposé axisymétrique avec une pression de mandrinage supposée uniforme. Les éléments de discrétisation du domaine étaient des éléments isoparamétriques à 8 nœuds. Aucun résultat autre que les amplitudes de déformation n'a été rapporté.

En 1988, Wang Y. et Soler A. I., (1988) ont développé un code de calcul par éléments finis afin d'étudier l'effet des trous adjacents et les conditions aux limites sur le tube et la plaque tubulaire pour permettre au code développé par Soler en 1984 et 1985 de traiter plusieurs combinaisons géométriques. La pression résiduelle de contact a été déterminée en fonction du rayon (adimensionnel) de l'anneau qui simule la plaque à tube après avoir calculé son diamètre équivalent. Le modèle d'éléments finis a été utilisé et a été associé à un état plan de contrainte afin de décrire les effets des trous adjacents, des ligaments de la plaque tubulaire et de la géométrie. Afin de simplifier l'analyse de dudgeonnage simultané, un modèle avec sept tubes et une partie du ligament central de la plaque tubulaire ont été considérés. Enfin, la pression de contact a été comparée afin de corriger le diamètre équivalent de la plaque tubulaire qui fournira les mêmes résultats.

En 1989, Chaaban A. et al., (1989) et les autres ont utilisé la méthode des éléments finis pour étudier les effets des propriétés mécaniques des matériaux, le degré de dudgeonnage et le jeu radial initial sur les contraintes et la pression de contact résiduelles dans les assemblages à expansion hydraulique. Le modèle proposé est un tube avec une douille, l'état de contrainte est axisymétrique avec une loi de comportement supposée élastique parfaitement plastique. Ils ont conclu que la réduction du jeu radial autant que possible conduit à des contraintes résiduelles moins élevées dans la zone de transition. Ensuite, ils ont proposé un modèle constitué d'une plaque tubulaire avec sept tubes, sans jeu initial, afin d'étudier le rapport entre la pression résiduelle de contact et quelques paramètres de conception et particulièrement le degré de dudgeonnage. Dans le cas de dudgeonnage simultané, les résultats ont montré que la distribution de la pression résiduelle de contact est uniforme autour du tube central; ce qui valide un état axisymétrique.

En 1990, Ma H., (1990) et les autres ont proposé un modèle axisymétrique pour simuler le comportement d'un modèle 3D. Le modèle proposé est de sept tubes et le diamètre équivalent de la douille qui doit être utilisé dans ce modèle axisymétrique a été déterminé. Pour la première fois la méthode orthogonale a été employée pour minimiser le nombre de calcul en gardant tous les paramètres impliqués. Une analyse statistique détaillée a été utilisée en utilisant un modèle simple de tube. Les résultats de la pression résiduelle prouvent que le paramètre le plus significatif est la contrainte de l'écoulement du tube, ensuite le niveau de la pression de mandrinage et enfin le module de Young des matériaux du tube et de la plaque tubulaire.

En 1991, Middlebrooks W. B., (1991) et les autres ont utilisé deux codes de calcul par éléments finis pour analyser les contraintes et les déformations résiduelles. Trois modèles d'éléments finis et la méthode analytique incrémentale développée par Singh et Soler en 1984 ont été utilisés. L'état plan de contrainte et l'état plan de déformation ont été analysés. Afin de tenir compte des effets des trous adjacents de la plaque tubulaire, une simplification a été apportée en calculant le module d'élasticité réduit. Trois diamètres équivalents de la

douille ont été pris en considération selon le ligament minimum, maximum et la moyenne des deux. Le code *WECAN* a été employé pour effectuer les calculs. La comparaison entre la pression résiduelle de contact et le modèle annulaire donné par *Soler* a indiqué que le diamètre ramener à la moyenne simulerais convenablement la plaque tubulaire. Enfin, pendant le dudgeonnage hydraulique l'épaisseur du tube aminci d'environ 1.5% et sa longueur a raccourci de 0.9%.

En 1992, une équation empirique a été développée par Chaaban A. et al., (1992) et les autres afin de calculer le diamètre équivalent de la douille dans le cas d'un dudgeonnage séquentielle ou spontané. D'autres équations empiriques adaptées aux résultats de la méthode des éléments finis ont été obtenues par une régression multiple et non linéaire. Les résultats de la méthode des éléments finis et les équations développées montrent une bonne corrélation entre les deux méthodes.

En 1993, Hwang J. et al., (1993) ont présenté une analyse par éléments finis, le procédé de dudgeonnage est hydraulique. Deux différents codes programmes ont été utilisés. Pour des motifs triangulaire et carré les, la pression résiduelle de contact a été évaluée en employant le modèle d'un état plan de contrainte. Les auteurs ont supposé que le diamètre extérieur de la douille du modèle axisymétrique est celui qui correspond à une pression résiduelle de contact en accord avec celui calculé en utilisant le model d'un état plan de contrainte. Cependant, la valeur moyenne de la pression résiduelle de contact autour du tube centrale dans le model triangulaire était 100% plus grande que celle du modèle quadrilatérale.

En 1995, Metzger D. R., (1995) et les autres on évalué l'état de contrainte le long de l'épaisseur du tube en fonction de la position angulaire et ils ont conclu que le modèle axisymétrique n'est pas précis et ne peut pas être utilisé comme modèle dans les assemblages de dudgeonnage par roulement.

En 2001, Kyu I. S. et al., (2001) et les autres ont simulé la progression d'une fissure se trouvant à l'extérieur de la surface intérieure du tube d'un échangeur de chaleur par la méthode des éléments finis. La différence de pression et les contraintes résiduelles ont été considérées comme efforts appliqués. Le procédé de dudgeonnage de l'assemblage est le roulement et l'équation de progression de la fissure est celle donnée par Scott D. et al. (1991). La fissure est supposée de forme elliptique et se trouve sur la zone où les contraintes résiduelles atteignent leur valeur maximale. Des simulations ont été effectuées pour plusieurs cas de distribution des contraintes résiduelles et les résultats obtenus sont comme suit :

- Pour une fissure orientée suivant la direction axiale du tube et située sur sa surface intérieure, l'augmentation de la longueur de la fissure sous l'effet des efforts résiduels augmente le taux de croissance de sa profondeur, mais diminue le taux de croissance de sa longueur.
- Pour une distribution des contraintes résiduelles, les courbes montrent que l'allongement relatif de la fissure est presque constant pendant l'étape initiale de la progression de la fissure.
- Le temps exigé par simulation pour que la fissure progresse le long de l'épaisseur du tube est de 2.2 à 5 ans et dépend fortement de la distribution des contraintes résiduelles et la valeur simulée de l'allongement relatif de la fissure pour traverser la paroi du tube est de 0.24 à 0.35.

Dans la même année, Allam M. et Bazergui A., (2002) ont publié un article dont l'étude est concentrée sur la détermination de la résistance à l'arrachement en utilisant les méthodes des éléments finis, expérimentale et analytique. En éléments finis, deux modèles différents ont été utilisés à cet effet, le premier est un modèle en 3D et le deuxième est en 2D et axisymétrique. Le code de programme Abaqus Version 5.4, (1995) a été utilisé. Le modèle 3D qui représente la plaque tubulaire avec 19 trous est constitué des éléments solides en 3D à 20 nœuds combinés parfois avec des éléments solides 3D à 8 nœuds, le nombre totale

d'élément est de 1317 et celui des nœuds est 4979. Le modèle axisymétrique équivalent se compose de 292 éléments solides à 8 nœuds et le nombre total des nœuds est 840. La charge a été appliquée par incrément jusqu'à un certain niveau auquel le mouvement relatif entre le tube et la plaques à tube soit observé. Le dernier incrément correspond alors à la résistance à la traction. Les résultats des deux modèles axisymétrique 2D et 3D sont en très bon accord. En plus la solution axisymétrique a été vérifiée expérimentalement et les résultats sont considérés très acceptables.

En 2003, Merah N et al., (2003) ont édité un article sur l'analyse par éléments finis qui complète une étude expérimentale sur l'effet du jeu radial sur la rigidité des assemblages tubes-plaques à tubes des échangeurs tubulaires. L'objectif de l'analyse par éléments finis est d'étudier l'effet de l'écrouissage et du jeu radial initial sur la rigidité de l'assemblage. L'étude inclus également une évaluation numérique de la pression résiduelle et le pourcentage de réduction de l'épaisseur du tube. L'effet de la température n'a pas été pris en compte étant donné que son influence est négligeable dans les conditions normales de fonctionnement. Le matériau constituant la plaque tubulaire est un acier au carbone ASTM A516 G70, le rayon extérieur est de 19 mm. Les tubes sont en acier au carbone ASTM 179 et les valeurs moyennes du rayon extérieur et intérieur sont respectivement de 9,5123 et 7,272 mm. Une analyse préliminaire a été exécutée pour valider l'utilisation d'un modèle simplifié où un diamètre équivalent de la douille a été estimé par l'équation proposé par Chaaban A. et al., (1992) et les autres. Une portion représentant le 1/8 de la paque de 9 trous a été analysée. Trois jeux radiaux (0.0127, 0.0254 et 0.0381 mm) ont été simulés. Les résultats ont prouvé qu'en raison de la différence dans la largeur du ligament autour du tube, la pression résiduelle de contact n'est pas uniforme autour du secteur de contact et était à moins de 5% de celle obtenue par le modèle simple trou, soit 27.6 MPa par rapport à 26.2 MPa du modèle simplifié (simple trou). Les résultats peuvent être récapitulés comme suit.

- Il n'y a pratiquement aucun effet du jeu radial initial sur la pression de contact pour un niveau bas d'écrouissage. Dans le cas où l'écrouissage se produit, la pression résiduelle de



contact diminue linéairement en fonction du jeu radial. À mesure que le module d'élasticité transversal augmente, la pression de contact devient plus sensible au jeu radial.

- Semblable aux résultats expérimentaux, le pourcentage de réduction de l'épaisseur du tube calculé à partir de la déformation radiale s'est avéré proportionnelle au jeu radial et à l'écroutissage subit par les matériaux.

En 2004, L.I. Xiaotian et H.E. Shuyan, (2004) ont fait une analyse par éléments finis, afin d'étudier la distribution de la température et les contraintes thermiques et mécaniques dans les assemblages tubes-plaque tubulaire d'un générateur de vapeur utilisé dans une centrale nucléaire de 10 MW. Les conditions de l'étude supposent que le réacteur se met en marche après un arrêt accidentel de quelques heures; ce qui suppose que les températures du circuit primaire et secondaire sont respectivement au voisinage de 430 °C et 100 °C. Par conséquent, la grande différence de température entre ces deux circuits engendre dans l'assemblage des contraintes thermiques de fatigue causant ainsi, sa dégradation. L'épaisseur de la plaque tubulaire est 65 cm, le diamètre intérieur du trou de la plaque est 22,3 mm, les diamètres extérieur et intérieur du tube sont, respectivement, 22 et 17 mm et la liaison du tube avec la plaque tubulaire est complétée par un joint de soudure. Le matériau du tube et de la plaque tubulaire est identique, soit 12Cr Mo V. Le modèle choisi est un modèle axisymétrique. Les distributions de la température et des contraintes ont été effectuées et la valeur moyenne de l'intensité de la contrainte dans la section minimale du joint de soudure placé entre le tube et la plaque tubulaire sous une différence de température de 200 °C est 360 MPa. Le grand écart de température produit donc, des efforts thermiques élevés qui mènent à la dégradation de l'assemblage.

En 2005, Wang et Sang, (2005) ont entrepris une analyse par éléments finis en même temps qu'une analyse expérimentale pour évaluer l'effet de la géométrie des gorges circulaires sur la rigidité de l'assemblage d'un échangeur tubulaire. Sept modèles ont été utilisés avec différentes largeurs de gorges, de profondeurs et d'espacements. Dans cette étude, l'épaisseur

de la plaque tubulaire est 50 mm, les gorges sont disposées d'une manière symétrique par rapport au plan neutre de la plaque tubulaire. Les tubes et la plaque tubulaire ont été modélisés par un seul assemblage constitué d'un tube et d'une douille. Le diamètre extérieur de la douille a été estimé en utilisant le diamètre équivalent (Kohlpaintner W. R. (1995), Chaaban A. (1992)). Le modèle des éléments finis est supposé axisymétrique 2D. Les frottements entre le tube et la douille ont été pris en compte selon les lois de Coulomb. Les calculs numériques comme les résultats expérimentaux ont montré que le facteur géométrique des gorges le plus important est la largeur des gorges. Cependant, la profondeur, l'espacement et l'endroit de l'emplacement des gorges ont des effets secondaires.

### **2.3.1 Commentaires et conclusion**

- L'analyse par éléments finis a été employée pour évaluer les contraintes résiduelles dans la zone de transition et pour estimer la valeur de la pression résiduelle de contact. Plusieurs modèles ont été utilisés; le modèle 3D et les modèles 2D : axisymétrique, état plan de contrainte et état plan de déformation.
- Le modèle 3D plus réaliste s'avère plus complexe et un peu coûteux pour le mettre en application, puisqu'il nécessite plus de temps de calcul et d'espace mémoire. Les modèles 2D, état plan de contrainte et état plan de déformation ont été employés pour simplifier le problème afin d'estimer la valeur de la pression résiduelle de contact et enfin, le modèle axisymétrique 2D pour évaluer les contraintes dans la zone de transition.

### **2.4 Approche analytique**

La référence analytique la plus ancienne que nous avons trouvé sur les assemblages tubes-plaque tubulaire est l'article de Jantsscha R., (1929). Elle s'agit d'une analyse élasto-plastique résultant de dudgeonnage du tube dans la plaque tubulaire.

En 1947, Sachs G., (1947) 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'hauteur 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. Cependant, aucun résultat soutenant sa dernière conclusion ne peut être trouvé dans la littérature. La totalité des investigations et même les plus récentes prévoient le contraire.

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

$$P_c^* = \frac{1}{K} (P_{e\_max} - P_{min}) \quad (2.1)$$

$P_c^*$ ,  $P_{e\_max}$  et  $P_{min}$  dénotent respectivement la pression résiduelle de contact, la pression maximale de dudgeonnage et la pression minimale qui ferme le joint sans pression résiduelle de contact,  $K$  est une constantes qui dépend des caractéristiques mécanique et géométrique. Les expressions de  $P_{min}$  et celle de  $K$  sont données par :

$$\frac{P_{min}}{S_{yt}} = 2 \left( \frac{E_s}{E_t} \right) \left( \frac{1}{1+2\bar{c}} \right) \frac{(Y_s^2 - 1) Ln(Y_t)}{(Y_t^2 - 1)(1-\nu + (1+\nu)Y_s^2)} + Ln Y_t \quad (2.2)$$

$$K = 1 + \frac{E_s}{E_t} \left( \frac{1}{1+2\bar{c}} \right) \left( \frac{Y_s^2 - 1}{Y_t^2 - 1} \right) \left( \frac{(1-\nu)Y_t^2 + 1 + \nu}{1-\nu + (1+\nu)Y_s^2} \right) \quad (2.3)$$

En 1991, Yokell, (1991) 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.

$$P_c^* = P_e \left[ 1 - \left( \frac{r_i}{r_o} \right)^2 \right] - \left( \frac{2}{\sqrt{3}} \right) S_{yt} \left[ \ln \left( \frac{r_o}{r_i} \right) \right] \quad (2.4)$$

Plus tard, grâce à une comparaison avec une analyse par éléments finis, Allam M., (1996) a modifié l'équation. 2.1 en introduisant deux coefficients  $\alpha_1, \alpha_2$ . Plusieurs cas ont été considérés en tenant compte des caractéristiques géométriques et mécaniques du joint et tous les résultats indiquent que les valeurs de  $\alpha_1, \alpha_2$  sont respectivement au voisinage de 1.15 et 0.85. L'Eq.2.1 se met alors sous la forme ci-dessous:

$$P_c^* = \frac{\alpha_1}{K} (P_{e\_max} - \alpha_2 \cdot P_{min}) \quad (2.4)$$

Afin de tenir compte de l'effet de l'érouissage, Allam M. a corrigé l'équation 2.4 en introduisant un coefficient  $\bar{f}$ . La pression résiduelle de contact prend alors la forme suivante :

$$P_c^* = P_o \cdot \bar{f} \quad \text{avec} \quad P_o = \frac{\alpha_1}{K} (P_{e\_max} - \alpha_2 \cdot P_{min}) \quad (2.5)$$

L'expression de la constante  $\bar{f}$  est donnée par

$$\bar{f} = 0.91745 - 5559.02 \left( \frac{C}{2r_o} \right) \left( \frac{E_{tt}}{E_t} \right) - 1.48397 \left( \frac{E_{tt}}{E_t} \right) \quad (2.6)$$

#### 2.4.1 Commentaires et conclusion

- Beaucoup d'auteurs ont considéré que le rayon extérieur de la plaque tubulaire est infini.
- En raison de la complexité du modèle théorique, tous les efforts ont été orientés vers le modèle 2D.
- Aucun modèle analytique n'a été produit pour modéliser la technique de mandrinage par roulement.

- Très peu de modèles analytiques tenant compte de l'effet de l'écroutissage sur la pression résiduelle de contact ont été développés.
- Aucune approche analytique tenant compte des effets du fluage et de la relaxation des contraintes résiduelles n'a été produite.
- Aucune approche analytique tenant compte de l'effet du module tangent de la plaque n'a été développée.
- Les contraintes résiduelles maximales sont les contraintes tangentielles localisées sur la surface intérieure du tube au début de la zone de transition et axiales localisées à l'intérieure du tube à la fin de la zone de transition.
- Le jeu initial a un effet très important sur la pression résiduelle de contact si le module tangent du tube est pris en considération.
- La pression résiduelle de contact croît avec l'augmentation de la pression maximale de dudgeonnage et la réduction du jeu initial.

## **2.5 Conclusion générale**

En conclusion, cette recherche bibliographique peut être récapitulée comme suit :

- Le jeu initial a un effet très important sur la pression résiduelle de contact si le module tangent du tube est pris en considération.
- Les contraintes résiduelles maximales sont les contraintes tangentielles localisées sur la surface intérieure du tube au début de la zone de transition et axiales localisées à l'intérieure du tube à la fin de la zone de transition.
- En raison de la complexité du modèle théorique, tous les efforts ont été orientés vers le modèle 2D.
- Très peu de travaux de recherche ont été investis pour connaître les effets de l'écroutissage sur les contraintes résiduelles en général et la pression résiduelle de contact en particulier.
- Aucune analyse n'a été réalisée sur l'effet du retour plastique du tube.

- Aucune approche analytique tenant compte des effets du fluage et de la relaxation des contraintes résiduelles n'a été produite.
- Peu d'investigations ont été entamées sur les effets des contraintes thermiques en régime transitoire.

## CHAPITRE 3

### ARTICLE # 1 <<ANALYTICAL MODELING OF HYDRAULICALLY EXPENDED TUBE-TO-TUBESHEET JOINTS>>

Cet article a été publié comme l'indique la référence bibliographique suivante.

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 (9 pages).

#### Résumé

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. Parmi les modèles les plus connus, nous citons celui de Krips H., (1976), Allam M., (1996) et Yokell S., (1992)

Dans ce chapitre, nous analyserons la distribution des contraintes résiduelles produites pendant et à la fin du procédé de dudgeonnage hydraulique. Un nouveau modèle est alors élaboré à partir des équations d'équilibre et de compatibilité géométrique. L'analyse suppose que la loi de comportement des matériaux de l'assemblage est EPP et que l'état de contrainte est un état plan. En plus, deux autres hypothèses seront considérées, la première suppose que la plaque tubulaire 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) et khohlpaintner W. R., (1995). La seconde hypothèse, suppose que le tube subit l'effondrement plastique avant que sa surface extérieure ne rentre pas en contact avec la douille.

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

- 1- Cas : Dudgeonnage sans déformation plastique de la plaque (figure 3.1, étape 123a4bg) ;
- 2- Cas : Dudgeonnage avec déformation plastique de la plaque (figure 3.1, étape 123a4bg) ;
- 3- Cas : Dudgeonnage avec déformation plastique de la plaque et le retour plastique du tube (figure 3.1, étape 123a4bg).

Dans cette étude, une analyse par éléments finis est également élaborée. Afin de surmonter les problèmes de divergence à la non linéarité géométrique (Présence des surfaces de contact) et mécanique (loi de comportement non linéaire), le chargement est appliqué d'une manière très progressive et en particulier lorsque le tube arrive à l'état d'effondrement plastique. Les modèles ne prennent pas en considération les frottements entre le tube et la plaque puisque leurs effets sur la pression résiduelle de contact sont non significatif (Merah N., 2003).

Afin de valider la nouvelle approche analytique, les résultats sont comparés et commentés avec ceux de Krips H. (Eq. 3.1), Allam M. (Eq. 3.2), Yokell S. (Eq.3.3). Les données géométriques et mécaniques utilisées cette approche analytique et celles des éléments finis sont données dans la table 3.1 et les résultats peuvent être récapitulés comme suit :

- Cas de dudgeonnage sans déformation plastique de la plaque tubulaire : le modèle analytique prédit une pression résiduelle de contact de 16 MPa contre 12 MPa avec les éléments finis alors que les modèles de Krips H., Allam M. et Yokell S. donnent 3, 10 et 1 MPa respectivement.
- Cas de dudgeonnage sans déformation plastique de la plaque tubulaire : le modèle analytique prédit une pression résiduelle de contact de 46 MPa contre 47 MPa avec les éléments finis. Les modèles de Krips H., Allam M. et Yokell S. donnent 19, 31 et 31 MPa respectivement. Notons que le retour plastique du tube est présent dans ce cas et que la zone plastique du tube atteint 19,9 % pour le modèle analytique contre 16,4 % pour les modèles des élément finis.



- Les valeurs de la pression résiduelle de contact et de la zone plastique croissent avec l'augmentation de la valeur maximale de la pression de dudgeonnage.
- Le modèle analytique prédit que la pression de dudgeonnage optimale, pression qui génère une pression résiduelle maximale de contact, est obtenue lorsque 75% de la zone plastique du tube est atteinte contre 78% avec les éléments finis. Au-delà cette valeur, toute augmentation de la pression de dudgeonnage produit une diminution de la pression résiduelle de contact et une augmentation de la zone plastique, ce qui conduit au risque d'effondrement plastique du tube et en conséquence la perte de l'étanchéité du joint.

La bonne concordance entre ce modèle analytique et celui des éléments finis a été observée dans toute cette analyse ; ce qui procure une haute confiance au modèle analytique employé et à la méthodologie utilisée.

### **Abstract**

The loss of the initial tightness during service is one of the major causes of failure of tube-to-tubesheet joints. The initial residual contact pressure and its variation during the lifetime of the joint is among the parameters to blame. A reliable assessment of the initial contact pressure value requires accurate and rigorous modeling of the elasto-plastic behavior of the tube and the tubesheet during the expansion process. This paper deals with the development of a new analytical model used to accurately predict the residual contact pressure resulting from a hydraulic expansion process. It is based on the elastic perfectly plastic material behavior of the tube and the tubesheet and the interaction between them. The model results have been compared and validated with those of the more accurate numerical FEA models. Additional comparisons have been made with existing methods.

### 3.1 Introduction

The process of expansion of tube-to-tubesheet joints is not adequately covered by a detailed standardized design procedure. While existing standards such as TEMA, ASME, CODAP, UPV and JIS give detailed structural integrity calculations of heat exchangers, they do not account for the tube expansion (Osweiller F., 2006). TEMA standard, (1999) provides some guidance as the preparation of the components being subjected to the expansion process in terms of dimensions and clearance of the tubes and tubesheet holes. However it does not give a step by step design methodology to follow to achieve a desired structural integrity and tightness after the expansion process of the tube-to-tubesheet joint. It is often left to the good judgment of the design or manufacturing engineer and the limited tests conducted on few samples which occasionally lead to unsatisfactory operation.

The expansion of tube-to-tubesheet joints has been the subject of both analytical and experimental studies. Several researchers have developed analytical models and proposed equations that give the residual contact pressure (Goodier J.N. and al., 1943; Allam M. and al., 1998). FE analyses have been conducted to verify the available analytical solutions and adjustments have been proposed in some cases (Allam M. and al., 1995; Al-Aboodi A. and al., 2006).

The effects of tube-to-hole clearance and material hardening were also studied in (Al-Aboodi A. and al., 2006; Reinhardt W. and al., 1999). Studies to explain the various failure mechanisms in the expanded-to-unexpanded transition zones have been reported in (Reinhardt W. and al., 1999; Cizelj L. and al., 1993). Several push-pull tests were completed mainly to evaluate the strength of the tube-to-tube sheet and tightness as described in (Grimison E. D. and Lee H., 1943; Shuaib A.N. and al., 2003).

### 3.2 Theoretical background

In the absence of defect of the crystalline structure of material, the rigidity of expanded joint is affected by several design parameters including the types of materials used and the geometrical characteristics of the joint. Generally, this is measured in term of residual contact pressure. The theoretical analysis of the residual stresses in the joints, and particularly, the residual contact pressure, was the subject of investigation of several authors. In 1976, a formulation of the residual contact pressure based on an elastic perfectly plastic tube behavior was proposed (Krips H. and Podhorsky M., 1976). Based on the displacement of the tube and the tubesheet at the contact diameter, the method proposes the following equation:

$$P_c^* = \frac{1}{K}(P_e - P_{\min}) \quad (3.1)$$

$P_{\min}$  denotes the minimal pressure that closes the joint without residual contact pressure and is compared to the pressure that causes the tube to be fully autofrettaged. The constant  $K$  is a coefficient which takes account of the geometrical and material characteristics of the joint. Later, thanks to a comparison with a finite element analysis, Allam and his co-workers, (1998) modified equation 3.1 by introducing two coefficients  $\alpha_1$  and  $\alpha_2$  which correct for the von Mises yield criterion. The values of these coefficients are 1.15 and 0.85 respectively noting that these values are close to  $2/\sqrt{3}$  and its inverse, respectively. Equation 3.1 is then put in the form below:

$$P_c^* = \frac{\alpha_1}{K}(P_e - \alpha_2 \cdot P_{\min}) \quad (3.2)$$

In 1992, Yokell S., (1992) developed a model based on an infinite sleeve thickness and proposed a new residual contact pressure formula given by equation 3.3. While the von Mises criterion is used with a perfectly plastic tube behavior. The tube and the sleeve that

models the tubesheet are supposed to be of the same material and the sleeve external diameter is assumed to be infinite.

$$P_c^* = P_e \left[ 1 - \left( \frac{r_i}{r_o} \right)^2 \right] - \left( \frac{2}{\sqrt{3}} \right) S_{yt} \left[ \ln \left( \frac{r_o}{r_i} \right) \right] \quad (3.3)$$

This paper presents a new proposed analytical approach based on a rigorous analysis of the hydraulically expanded tube-to-tubesheet process. The elastic perfectly plastic behavior of both the tube and tubesheet during the loading phase and the reverse yielding of the tube that may occur during the unloading phase are considered. The method is based on the compatibility equation of the radial displacement at the interface of both the tube and the tubesheet for the case of plane stress using the Tresca yield criterion. The build up of the contact pressure is analyzed during the whole expansion process and is given as a function of the expansion pressure loading and unloading sequences as shown in figure 3.1

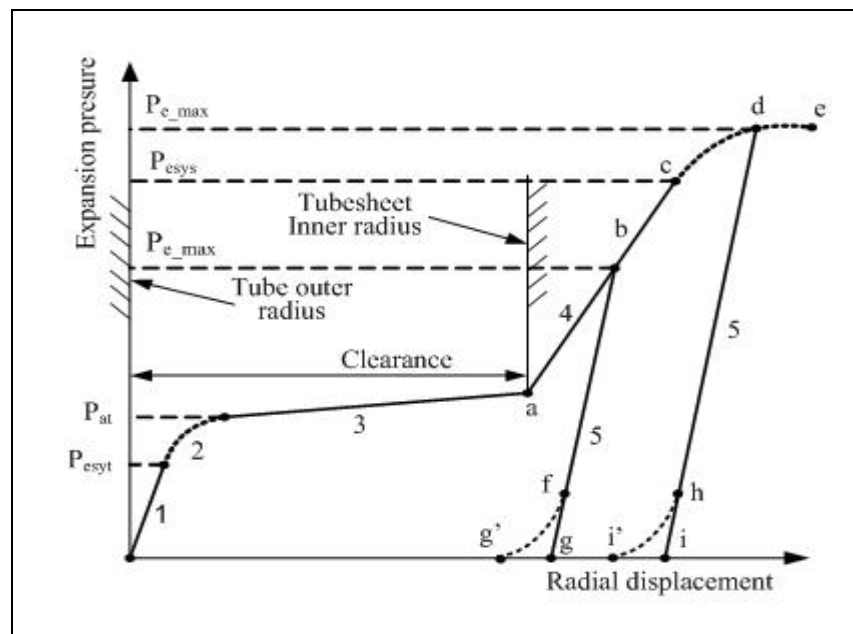


Figure 3.1 Expansion pressure sequence.

### 3.3 Analytical model

In the analytical model the tubesheet is modeled by a sleeve with an equivalent external diameter, as described by Chaaban et al., (1992) and later used by Kohlpaintner W. R., (1995). It is assumed that the tube undergoes plastic collapse before it contacts the tubesheet. According to the maximum level of the expansion pressure, the geometrical and material characteristics of the joint, three cases will be distinguished:

- 1- Case of expansion without plastic deformation of the sleeve (figure 3.1, steps 1-2-3-4-ab-5-bfg).
- 2- Case of expansion with plastic deformation of the sleeve during the loading phase (figure 3.1, steps 1-2-3-4-acd-5-dhi).
- 3- Case of expansion with plastic deformation of the sleeve and reverse yielding of the tube during the unloading phase shown by the steps fg' or hi' (figure 3.1, steps 1...5-bfg' or 5-dhi').

The analytical results of three different cases will be compared to those of FEA. Results from equations (3.1), (3.2) and (3.3) will also be compared and commented on in this paper.

#### 3.3.1 Expansion without tubesheet plastic deformation

Referring to figure 3.1, the loading phase shown under steps 1 and 2 corresponds to the elastic and plastic deformation of the tube. In step 3, the tube already in the fully plastic state comes into contact with the tubesheet closing the gap without requiring any increase of pressure. Step 4 corresponds to the elastic deformation of the tubesheet. Finally step 5 represents the elastic recovery of the tube and the tubesheet. It is important to note that the slopes of the curves of figure 3.1 represent the rigidity of the structure and its capability to resist pressure. Therefore, the slope of step 1 line represents the tube rigidity. In step 2, the

tube rigidity decreases to become zero at the end of this step and during step 3 in which case the tube can not resist pressure. In step 4 the slope represents the rigidity of the tubesheet while the tube does not resist even though the pressure acts on it. During unloading, in step 5, the pressure is resisted by both the tube and the tubesheet in which case their combined rigidity represented by the slope of the unloading line is higher than that of the tube or the tubesheet alone.

### **Tube elastic deformation**

Under the effect of the expansion pressure, the tube deforms elastically until it reaches the value of  $P_{esyt}$  the pressure at which yield of the tube starts. According to Tresca yield criterion, this pressure is given by:

$$P_{esyt} = \frac{S_{yt} (Y_t^2 - 1)}{2 Y_t^2} \quad (3.4)$$

In the elastic range, considering the tube as an open-ended thick cylinder subjected to an internal pressure, the outer radius displacement is given as follows:

$$U_t(r_o) = \frac{2P_e r_o}{E_t (Y_t^2 - 1)} \quad (3.5)$$

The expressions of the radial and tangential stresses, at  $r_i$  and  $r_o$  of the tube according to the expansion pressure  $P_e$ , are given below by the Lamé equations:

$$\begin{aligned} \sigma'_r(r_i) &= -P_e \\ \sigma'_\theta(r_i) &= \frac{P_e (1 + Y_t^2)}{(Y_t^2 - 1)} \end{aligned} \quad (3.6)$$

And

$$\begin{aligned}\sigma_r^t(r_o) &= 0 \\ \sigma_\theta^t(r_o) &= \frac{2 P_e}{(Y_t^2 - 1)}\end{aligned}\quad (3.7)$$

### **Tube elasto-plastic deformation**

Beyond the pressure  $P_{esy\prime t}$ , the tube starts to deform plastically starting at the inner surface. The elastic-plastic zone stresses are given in (Livieri P. and Lazzarin P., 2002). The equation for the pressure that causes a plastic zone of radius  $c_t$  is:

$$P_e = \frac{S_{yt}}{2} \left[ 1 - \frac{c_t^2}{r_o^2} + 2 \ln \left( \frac{c_t}{r_i} \right) \right] \quad (3.8)$$

Equation (3.5) remains valid in the elastic zone and can be used to determine the displacement of the tube outside radius as a function of the elastic-plastic interface radius  $c$ . Replacing  $P_e$  by  $P_{esy\prime t}$  and  $Y_t$  by  $Y_{tc} = r/c$  in equation (3.4) and (3.5) gives:

$$U_t = \frac{r_o S_{yt}}{E_t Y_{tc}^2} \quad (3.9)$$

The collapse condition is given by equation (3.8) with  $c = r_o$  and  $Y_{tc} = 1$  such that:

$$P_{at} = S_{yt} \ln(Y_t) \quad (3.10)$$

The stresses at  $r_o$  are given by Lamé equations substituting the pressure with equation (3.4):

$$\sigma_r^t(r_o) = 0; \quad \sigma_\theta^t(r_o) = \frac{S_{yt}}{Y_{tc}^2} \quad (3.11)$$

The expressions of the stress at  $r_i$  can be evaluated by considering the plastic zone (Livieri P. and Lazzarin P., 2002):

$$\begin{aligned}\sigma_r^t(r_i) &= -P_e \\ \sigma_\theta^t(r_i) &= S_{yt} \left( 1 + \ln\left(\frac{r_i}{c}\right) - \frac{1}{2} \left( \frac{Y_{tc}^2 - 1}{Y_{tc}^2} \right) \right)^2\end{aligned}\quad (3.12)$$

### **Closing of the initial clearance**

Theoretically, no increase in the expansion pressure  $P_e$  beyond  $P_{a_t}$  is necessary to close the gap and the displacement evolves independently until contact with the tubesheet. The stress state at  $r_i$  and  $r_o$  is:

$$\begin{aligned}\sigma_r^t(r_o) &= 0 \\ \sigma_\theta^t(r_o) &= S_{yt}\end{aligned}\quad (3.13)$$

and

$$\begin{aligned}\sigma_r(r_i) &= -P_e \\ \sigma_\theta(r_i) &= S_{yt} - P_e\end{aligned}\quad (3.14)$$

### **Elastic expansion of tubesheet**

After step 3, the sleeve starts to deform elastically by undergoing the same displacement at its inside diameter as the tube outside diameter minus the clearance. This is shown in step 4 of figure 3.1 when going from a to b without surpassing point c. A contact pressure  $P_e$  builds up at the interface until the expansion pressure  $P_e$  takes its maximum value  $P_{e\_max}$ . In this case, the maximum pressure is supposed to be lower than the expansion pressure  $P_{esys}$



required to cause the tubesheet to start yielding. The case of the tubesheet deforming plastically, where  $P_{e\_max}$  is higher than  $P_{esys}$  will be treated later. The relation binding the expansion pressure and the contact pressure is given by

$$P_c = P_e - P_{at} = P_e - S_{yt} \ln(Y_t) \quad (3.15)$$

The radial displacement of the tube outer radius is given by that of the tubesheet inner radius to which the clearance is added such that:

$$U_t(r_o) = C + \frac{R_i (P_e - P_{at}) (1 - \nu_s + (1 + \nu_s) Y_s^2)}{E_s (Y_s^2 - 1)} \quad (3.16)$$

The stresses at the tube  $r_o$  are

$$\begin{aligned} \sigma_r^t(r_o) &= -P_c = -(P_e - P_{at}) \\ \sigma_\theta^t(r_o) &= S_{yt} - P_c = S_{yt} - (P_e - P_{at}) \end{aligned} \quad (3.17)$$

And at the tube inner radius  $r_i$  the stress state is still given by equation (3.14). At the tubesheet inner radius  $R_i$ , the Lamé equations apply:

$$\begin{aligned} \sigma_r^s(R_i) &= -P_c = -(P_e - P_{at}) \\ \sigma_\theta^s(R_i) &= \frac{(1 + Y_s^2) (P_e - P_{at})}{(Y_s^2 - 1)} \end{aligned} \quad (3.18)$$

### **Unloading phase without tubesheet yielding**

The contact pressure is obtained by an analysis of the radial displacement of both the tube and tubesheet at their interface known as the geometrical compatibility equation. As shown in figure 3.1, once the contact is established the loading starting from point a in step 4 and in

subsequent steps the change in radial displacement is the same. In particular, the change of the radial displacement of the tube and tubesheet at the interface during the unloading phase is given by:

$$\Delta U_t(r_o) = \Delta U_s(R_i) \quad (3.19)$$

During unloading, the tube relative radial displacement is given by the elastic recovery from the state where it is subjected to maximal internal and external pressures  $P_{e\_max}$  and  $P_{c\_max}$  to a lower state level of internal and external pressures  $P_e$  and  $P_c$  such that:

$$\Delta U_t(r_o) = \frac{2r_o(P_{e\_max} - P_e)}{E_t(Y_t^2 - 1)} - \frac{(P_{c\_max} - P_c)r_o}{E_t} \left( \frac{Y_t^2 + 1}{Y_t^2 - 1} - \nu_t \right) \quad (3.20)$$

The tubesheet relative radial displacement at the inner radius  $R_i$  (and noting that  $R_i = r_o$ ) is given by the elastic recovery from the state where it is subjected to maximal internal contact pressures  $P_{c\_max}$  to the lower state level of internal pressure  $P_c$  such that:

$$\Delta U_s(r_o) = \frac{r_o(P_{c\_max} - P_c)}{E_s} \left[ \frac{Y_s^2 + 1}{Y_s^2 - 1} + \nu_s \right] \quad (3.21)$$

Any time during the unloading, the contact pressure  $P_c$  may be given as a function of the expansion pressure  $P_e$  by equating equations (3.20) and (3.21):

$$P_c = P_{e\_max} - P_{at} - 2\gamma (P_{e\_max} - P_e) \quad (3.22)$$

Where  $\gamma$  is given by:

$$\gamma = \frac{1}{(Y_t^2 - 1) \left( \frac{Y_t^2 + 1}{Y_t^2 - 1} - \nu_t + \frac{E_t}{E_s} \left( \frac{Y_s^2 + 1}{Y_s^2 - 1} + \nu_s \right) \right)} \quad (3.23)$$

The residual contact pressure  $P_c^*$  is given by putting  $P_e$  equal to zero in equation (3.22) such that:

$$P_c^* = P_{e\_max} (1 - 2\gamma) - P_{at} \quad (3.24)$$

The interfacial displacement is given by:

$$U_i(r_o) = U_i(r_o) \Big|_{P_{e\_max}} + \frac{R_i (P_c - P_{c\_max}) [1 - \nu_s + (1 + \nu_s) Y_s^2]}{E_s (Y_s^2 - 1)} \quad (3.25)$$

Where  $U_i(r_o) \Big|_{P_{e\_max}}$  is obtained by replacing  $P_e$  by  $P_{e\_max}$  in equation (3.16). The tube stresses at  $r_o$  are given by:

$$\begin{aligned} \sigma_r'(r_o) &= -P_c \\ \sigma_\theta'(r_o) &= \sigma_\theta'(r_o) \Big|_{P_{e\_max}} - \frac{2(P_{e\_max} - P_e) - (Y_t^2 + 1)(P_{c\_max} - P_c)}{Y_t^2 - 1} \end{aligned} \quad (3.26)$$

Where  $\sigma_\theta'(r_o) \Big|_{P_{e\_max}}$  is obtained by replacing  $P_e$  by  $P_{e\_max}$  in equation (3.17). The tube stresses at  $r_i$  are given by:

$$\begin{aligned} \sigma_r'(r_i) &= -P_e \\ \sigma_\theta'(r_i) &= \sigma_\theta'(r_i) \Big|_{P_{e\_max}} - \frac{(Y_t^2 + 1)(P_{e\_max} - P_e) - 2Y_t^2(P_{c\_max} - P_c)}{Y_t^2 - 1} \end{aligned} \quad (3.27)$$

Where  $\sigma_\theta'(r_i) \Big|_{P_{e\_max}}$  is obtained by replacing  $P_e$  by  $P_{e\_max}$  in equation (3.14) and the tubesheet stresses at  $R_i$  are given by:

$$\sigma_r^s(R_i) = -P_c$$

$$\sigma_\theta^s(R_i) = \sigma_\theta^s(R_i)\Big|_{P_{e\_max}} - \frac{(Y_s^2 + 1)(P_{c\_max} - P_c)}{Y_s^2 - 1} \quad (3.28)$$

Where  $\sigma_\theta^s(R_i)\Big|_{P_{e\_max}}$  is obtained by replacing  $P_e$  by  $P_{e\_max}$  in equation (3.18). The state of stress and displacement is given as a function of the expansion pressure and the contact pressure during the unloading phase. The residual stresses and displacement at the end of the expansion process may be given by setting the expansion pressure  $P_e$  to zero and replacing the contact pressure  $P_c$  by its residual value  $P_c^*$  as per equation (3.24).

### 3.3.2 Expansion with elasto-plastic deformation of tubesheet

Referring to figure 3.1, if the expansion is increased beyond point c during step 4, the tubesheet starts to deform plastically. The calculation of the radial interface displacement  $U_r'(r_o)$  and the stress at  $r_i$ ,  $r_o$  and  $R_i$  is similar to what was elaborated previously. The expansion pressure required to start yielding the tubesheet  $P_{esys}$  is given by equation (3.4) applied to the tubesheet to which the tube collapsed pressure is added such that:

$$P_{esys} = P_{at} + \frac{S_{ys}}{2} \frac{(Y_s^2 - 1)}{Y_s^2} \quad (3.29)$$

Beyond the pressure  $P_{esys}$ , the cross section of the tubesheet is divided into two zones delimited by a circle of radius  $c_s$ ; an elastic zone and a plastic zone. It is supposed that the maximal expansion pressure  $P_{c\_max}$  remains below the pressure which causes the plastic collapse of the tubesheet, that is to say:

$$\begin{aligned}
P_{e\_max} &\leq P_{at} + P_{as} \\
P_{e\_max} &\leq S_{yt} \ln Y_t + S_{ys} \ln Y_s
\end{aligned}
\tag{3.30}$$

This expansion pressure is the maximum value not to be exceeded as it will theoretically compromise the integrity of the joint because of a plastic collapse. For an expansion pressure higher than  $P_{esys}$  and lower than  $P_{e\_max}$ , the radial displacement of the tubesheet at the inner radius is given by considering an elastoplastic cylinder under plane stress:

$$U_s(R_i) = \frac{S_{ys}}{E_s} \left\{ R_i (1-2\nu_s) \left[ \ln \left( \frac{R_i}{c_s} \right) - \frac{1}{2} \right] + \frac{c_s^2}{2R_o^2} (1-\nu_s) + \frac{c_s^2}{2R_i^2} (2-\nu_s) \right\}
\tag{3.31}$$

The radial displacement of the tube is given by

$$U_t(r_o) = C + U_s(R_i)
\tag{3.32}$$

In this equation, the determination of  $U_t(r_o)$  is conditioned by the determination of the tubesheet elasto-plastic radius  $c_s$ . Combining equation (3.15) and (3.8) applied to the case of the tubesheet gives the expansion pressure to produce a plastic zone in the tubesheet of radius  $c_s$ :

$$P_e = P_{at} + \frac{S_{ys}}{2} \left[ 2 \ln \left( \frac{c_s}{R_i} \right) + 1 - \frac{c_s^2}{R_o^2} \right]
\tag{3.33}$$

The state of stress at the tubesheet inner radius is:

$$\begin{aligned}
\sigma_r^s(R_i) &= \frac{S_{ys}}{2} \left[ \frac{c_s^2}{R_o^2} - 1 - 2 \ln \left( \frac{c_s}{R_i} \right) \right] \\
\sigma_\theta^s(R_i) &= S_{ys} + \sigma_r^s(R_i) = \frac{S_{ys}}{2} \left[ 1 - 2 \ln \left( \frac{c_s}{R_i} \right) + \frac{c_s^2}{R_o^2} \right]
\end{aligned}
\tag{3.34}$$

The state of stress at the tube inner and outer radius is given by equations (3.14) and (3.17). The procedure to determine the contact pressure  $P_c$  is identical to the one that lead to equations (3.22) and (3.24) which are still applicable. The displacement of the interface  $U'_r(r_o)$  is given by

$$U'_r(r_o) = C + U'_s(R_i) + R_i \frac{(P_c - P_{c\_max}) (1 - \nu_s + (1 + \nu_s) Y_s^2)}{E_s (Y_s^2 - 1)} \quad (3.35)$$

$U'_s(R_i)$  is given by equation(3.31) and  $c_s$  can be found by solving numerically equation (3.33) after replacing  $P_e$  by  $P_{e\_max}$ . The state of stress of the tube at  $r_i$  and  $r_o$  is given by equation (3.26) and (3.27) while the state of stress of the tubesheet at  $R_i$  is given by equation (3.28) with  $\sigma'_\theta(R_i)|_{P_{e\_max}}$  given by equation (3.34).

### 3.4 Unloading phase with tube reverse yielding

There are cases where during the unloading phase, reverse yielding of the tube occurs as shown in figure 3.1 by steps fg' or hi'. This phenomenon is very frequent in thick autofrettaged cylinders (Livieri P. and Lazzarin P., 2002; Parker P. and al., 2003) and is analyzed in the case of hydraulically expanded tube-to-tubesheet joints. The equations of the loading phase remain valid with or without tubesheet partial yielding. However, during the unloading phase, a point is reached (point f or g) where reverse yielding starts at the tube inner radius. Let the expansion pressure at which this occurs be  $P_{rp}$ . When the expansion pressure is completely released a plastic zone is present. When  $P_{rp}$  is reached, the stress state of the tube inner radius is  $\sigma'_\theta(r_i) \leq \sigma'_r(r_i) \leq \sigma'_z(r_i) = 0$  with yield being reached. Then it follows that:

$$\sigma'_z(r_i) - \sigma'_\theta(r_i) = S_{yt} \quad (3.36)$$

The tangential stress at the tube inner radius given by equation (3.27) is substituted into equation (3.36) to give:

$$2S_{yt} - P_{e\_max} = \frac{(Y_t^2 + 1)(P_{e\_max} - P_e) - 2Y_t^2(P_{c\_max} - P_c)}{Y_t^2 - 1} \quad (3.37)$$

Replacing  $P_c$  by its expression of equation (3.22) and  $P_e$  by  $P_{ry}$  in equation (3.37), the pressure at which reverses yielding starts is obtained as:

$$P_{ry} = P_{e\_max} - (P_{e\_max} - 2S_{yt})\lambda \quad (3.38)$$

Where

$$\lambda = \frac{(Y_t^2 - 1)^2}{\frac{4Y_t^2}{\frac{Y_t^2 + 1}{Y_t^2 - 1} - \nu_t + \frac{E_t}{E_s} \left( \frac{Y_s^2 + 1}{Y_s^2 - 1} + \nu_s \right)} - (Y_t^4 - 1)} \quad (3.39)$$

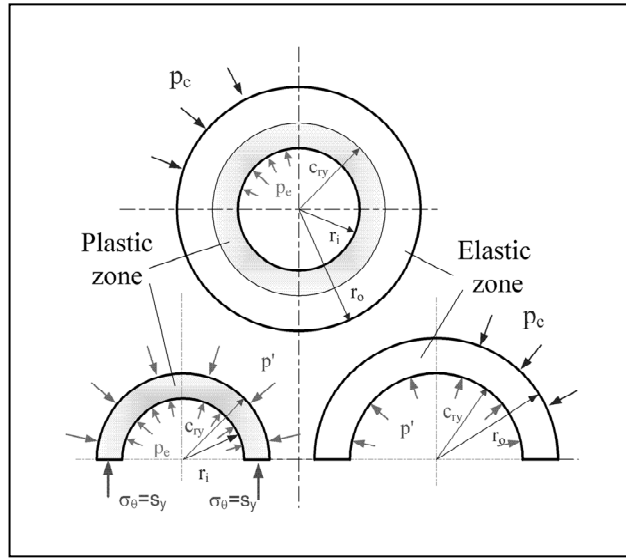
As the expansion pressure continues to decrease the plastic zone increases to reach a radius  $c_{ry}$ . The determination of the residual contact pressure resides on the determination of this radius  $c_{rp}$ . Let us consider the elastic zone of the tube which is subjected to reverse yielding as shown in figure 3.2. This is a cylinder of  $Y_{ry} = r_o / c_{ry}$  subjected to an internal pressure  $P'$  and an external pressure  $P_c$  to which the stress at the beginning of the unloading should be added to give:

$$S_{yt} \left( 2 - \ln Y_{ry} \right) - \frac{Y_{ry}^2 + 1}{Y_t^2 - 1} P_{At} = \frac{2Y_{ry}^2}{Y_{ry}^2 - 1} P_c - \frac{1 + Y_{ry}^2}{Y_{ry}^2 - 1} P' \quad (3.40)$$

$P'$  is the pressure acting at  $r = c_{ry}$ . Equation (40) has three unknowns  $P'$ ,  $P_c$  and  $Y_{ry}$ . If the plastic zone is now considered, the expression of  $P'$  can be obtained by establishing radial

equilibrium of half tube cross section shown in figure 3.2. Noting that the tangential stress reaches yield everywhere in the plastic zone because  $\sigma_{\theta}^t \leq \sigma_r^t \leq \sigma_z^t = 0$ . Therefore,

$$P' = S_{yt} + \frac{Y_{ry}}{Y_t} (P_e - S_{yt}) \quad (3.41)$$



**Figure 3.2 Tube in partial reverse yielding.**

An additional equation proves necessary to solve the problem. It is the geometrical compatibility equation that states that the change in the radial displacement at the interface during the unloading phase is the same for the tube and tubesheet as given by equation (3.19). The variation of the displacement at the tube outer radius is obtained by considering the tube subjected to the inside and outside pressures  $P_{e\_max}$  and  $P_{c\_max}$  at the start of the unloading and the elastic portion of the tube subjected to the inside and outside pressures  $P'$  and  $P_c$  such that:

$$\Delta U_t(r_o) = \frac{2r_o P_{e\_max}}{E_t (Y_t^2 - 1)} - \frac{P_{c\_max} r_o}{E_t} \left( \frac{Y_t^2 + 1}{Y_t^2 - 1} - \nu_t \right) - \frac{2r_o P'}{E_t (Y_{ry}^2 - 1)} + \frac{P_c r_o}{E_t} \left( \frac{Y_{ry}^2 + 1}{Y_{ry}^2 - 1} - \nu_t \right) \quad (3.42)$$



And for the tubesheet  $\Delta U_t(r_o)$  is given by equation (3.21). Combining equations (3.21) and (3.42) gives:

$$P_c = \frac{\left( \frac{E_t}{E_s} \left( \frac{Y_s^2 + 1}{Y_s^2 - 1} + \nu_s \right) + \frac{Y_t^2 + 1}{Y_t^2 - 1} - \nu_t \right) P_{c\_max} + \frac{2P'}{Y_{ry}^2 - 1} - \frac{2P_{e\_max}}{Y_t^2 - 1}}{\left[ \frac{Y_{ry}^2 + 1}{Y_{ry}^2 - 1} - \nu_t + \frac{E_t}{E_s} \left( \frac{Y_s^2 + 1}{Y_s^2 - 1} + \nu_s \right) \right]} \quad (3.43)$$

Equations (3.40), (3.41) and (3.43) can be solved to give the three parameters  $P_c$ ,  $P'$  and  $Y_{ry}$ . The radius  $c_{ry}$  can therefore be obtained as a function of the expansion pressure  $P_e$ . Of special interest is its value when the expansion pressure is completely removed. A positive value of the reverse yield pressure of equation (3.38) indicates that reverse yielding occurs, and therefore a value of  $c_{ry}$  between 1 and  $Y_{ry}$  is obtained. A maximum residual contact pressure can be reached before full collapse. Any increase in expansion pressure beyond this maximum residual contact pressure will not increase the residual contact pressure but will increase the chance of a complete collapse of the joint. Equation (3.30) gives the limiting value of the expansion pressure.

The interfacial displacement  $U_t(r_o)$  is given by equation (3.35) while the tubesheet stress state at  $R_i$  is given by equation (3.28) in which the tangential stress at  $P_e = P_{e\_max}$  is given by equations (3.18) or (3.34) depending on the tubesheet yielding. The stress state of the tube outer radius is obtained by considering the elastic zone and is given by equation (3.26) in which  $Y_t$  is replaced by  $Y_{ry}$ . The stress state at the tube inner diameter is given by equation (3.14). The residual stresses in the tube and tubesheet are obtained from these equations by letting the expansion pressure  $P_e$  equal to zero.

### 3.5 Finite element model

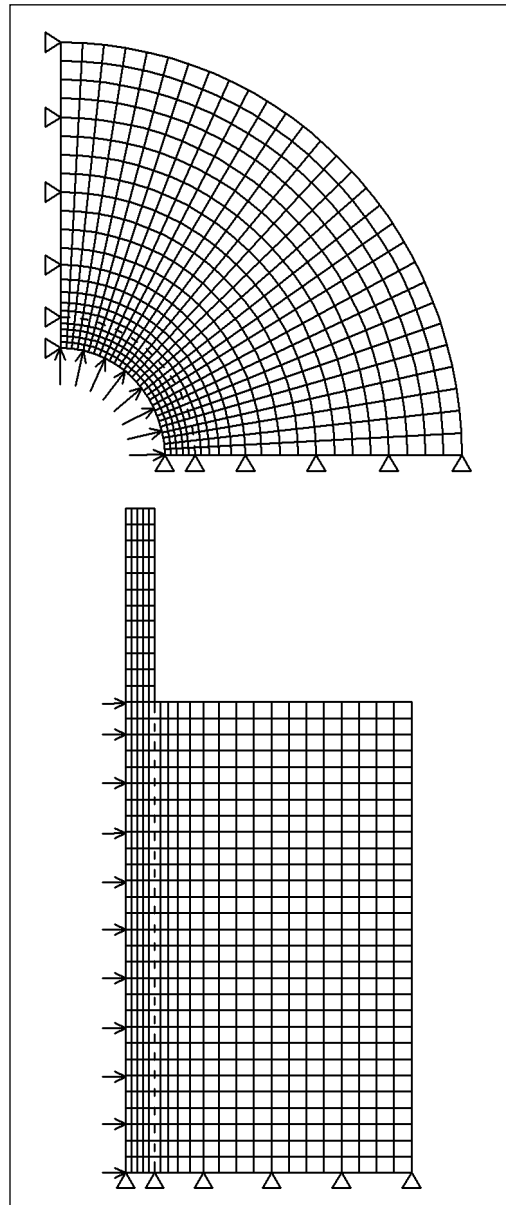
To validate the above theory, a few cases were run in both plane and axisymmetric modeling using the general purpose finite element program. The geometrical and mechanical characteristics of the joint are shown in table 3.1. Of particular interest are case 1 and 2. The first case corresponds to the case where the tubesheet is not deformed plastically and no tube reverse yielding occurs. The second case corresponds to the case of an expansion with the tubesheet being partially deformed plastically with tube reverse yielding.

**Tableau 3.1**  
**Geometry and material properties**

	Case 1		Case 2		Case 3	
	Tube	Sleeve	Tube	Sleeve	Tube	Sleeve
$r_o, R_o$ (mm)	8.725	21.12	9.5	36	9.5	36
$r_i, R_i$ (mm)	7.709	8.750	7.3	9.516	Var.	9.518
$E_t, E_s$ (GPa)	211	201	207	207	207	207
$S_{yt}, S_{ys}$ (MPa)	345	414	248	248	248	500
$\nu_t, \nu_s$	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
$P_{e\_max}$ (MPa)	228		260		260	
$C$ (mm)	0.0254		0.016		0.016	

Other cases are run with different tube thicknesses to compare the proposed model with the other models given by equations (3.1), (3.2) and (3.3) in case 3. Isoparametric plane stress elements with eight nodes were used to model the tube and the tubesheet. Special contact elements were employed to model the deformable contact surfaces of the tube and the tubesheet. In order to overcome the problem of the divergence related to the nonlinearity

during the loading phase, the expansion pressure was gradually applied, and in particular, when plastic collapse of the tube is reached. The plane and the axisymmetric models are presented, in Figure 3.3.



**Figure 3.3** Plane and axisymmetric FE models.

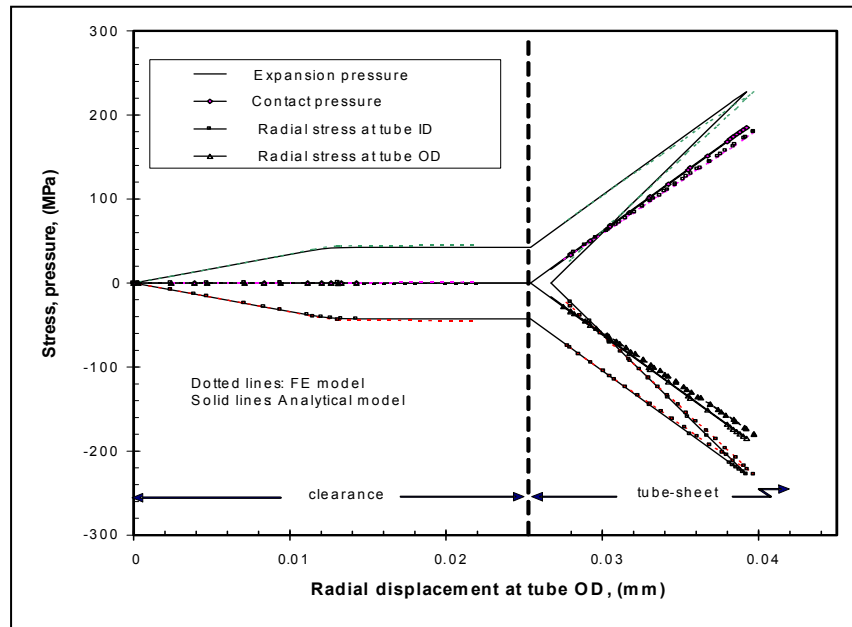
A convergence criterion based on the final residual contact pressure was used to refine the mesh. Nine elements were modeled through the thickness of the tube and twenty seven through the thickness of the sleeve. In the axisymmetric model, the tube length exceeding the expansion zone shown in figure 3.3 is greater than  $2.45\sqrt{rt}$ .

The friction was not taken into account as previous studies showed that the influence of friction on the residual contact pressure is not significant (Merah N. and al., 2003). The characteristics given in table 3.1 were used for the analytical and finite elements simulations. The residual contact stress as well as the stresses including the equivalent stresses at  $r_i$ ,  $r_o$  and  $R_i$  are plotted as a function of the radial displacement of the interface during the expansion process.

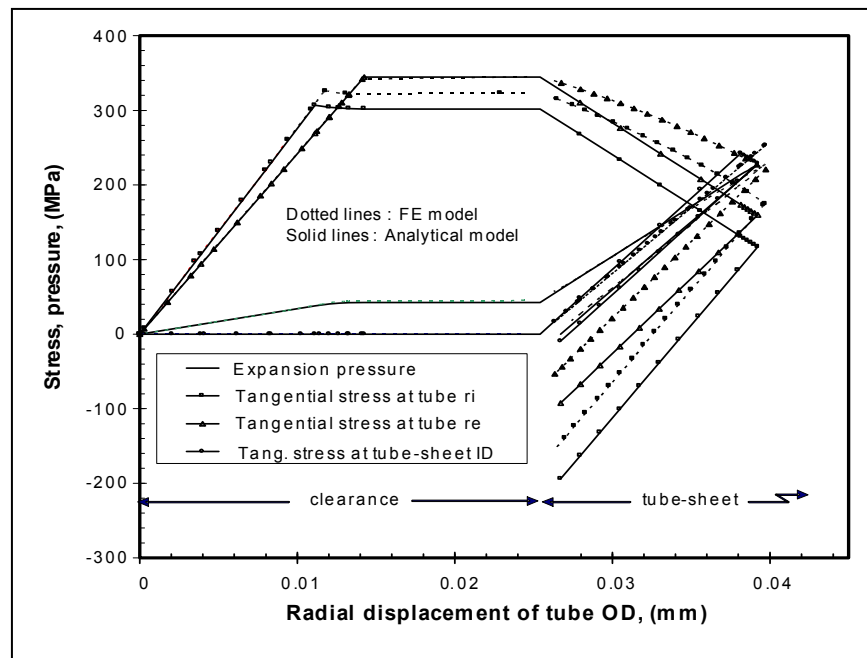
### 3.6 Results and discussion

To verify the developed methodology and the new theoretical approach, the stresses and displacement at different stages of the expansion process are compared. Figures 3.4 and 3.5 give the radial and tangential stresses for case 1 where neither the tubesheet yielding nor the tube reverse yielding occurs.

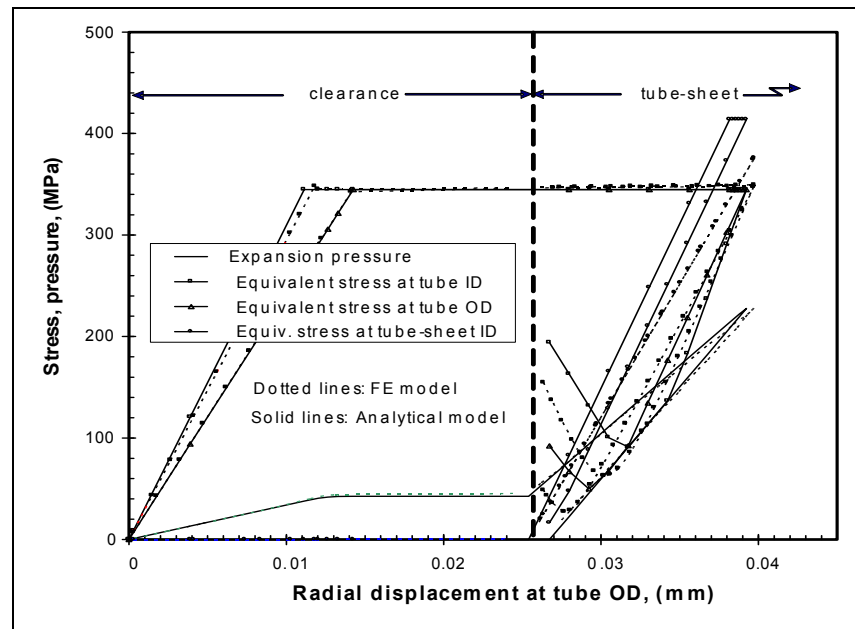
The results of the proposed analytical model and the FE models are in very good agreement. Referring to figure 3 4, the radial stress at the tube OD is equal to the radial stress of the tubesheet ID and is also the contact pressure. At the end of the expansion process, the predicted residual contact stress with equation (3.24) is 16 MPa versus 12 MPa with FEA noting that equation (3.1), (3.2) and (3.3) give 3, 10 and 1 MPa respectively. The equivalent stresses are shown in figure. 3.6. While the FEA gives the von Mises equivalent stresses, the present theory is based on the Tresca equivalent stresses. This explains the difference observed in the tube stresses and in particular in the tangential stress as shown in figure 3 5.



**Figure 3.4 Case of expansion without reverse yielding:  
Radial stress variation during expansion.**



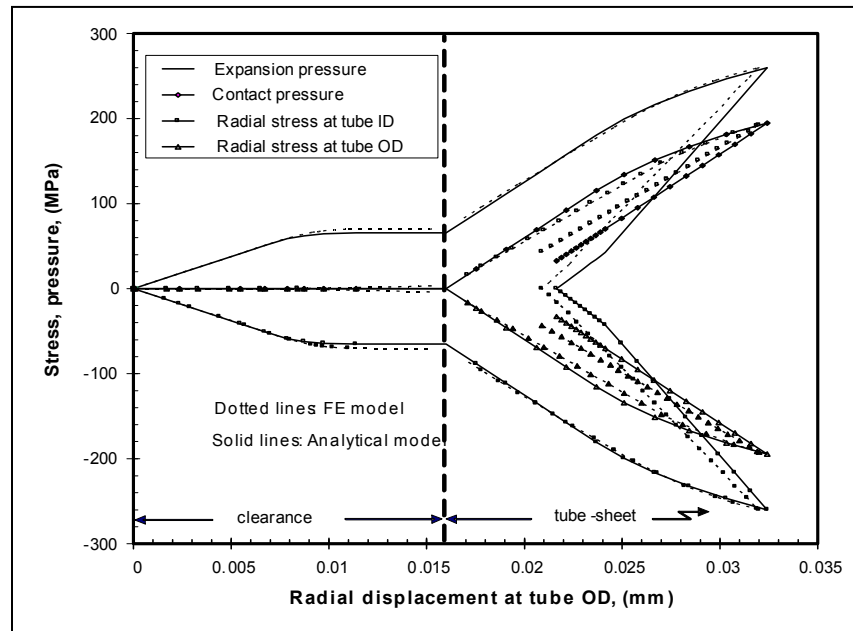
**Figure 3.5 Case of expansion without reverse yielding:  
Tangential stress variation during expansion.**



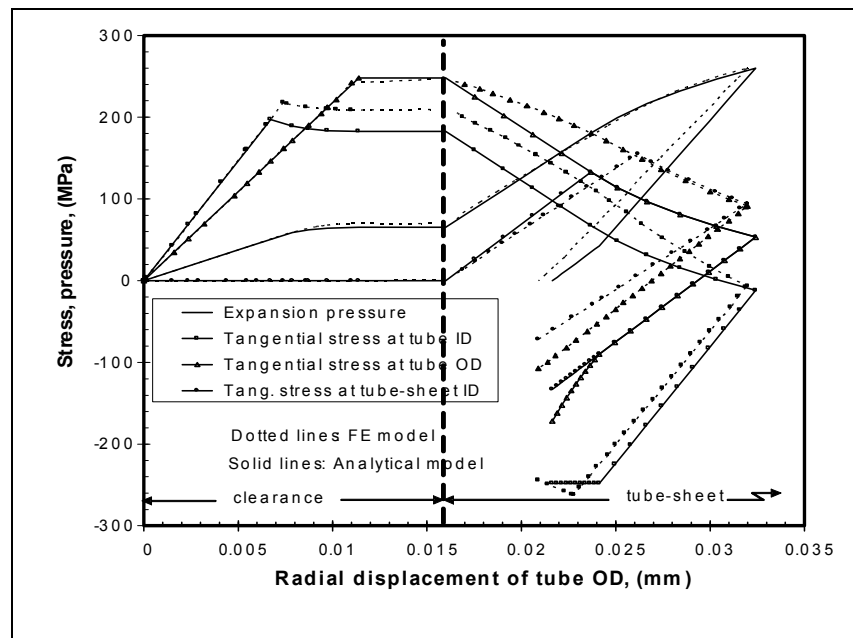
**Figure 3.6 Case of expansion without reverse yielding:  
Equivalent stress variation during expansion.**

Figures 3.7, 3.8 and 3.9 compare the results of case 2. It is important to note that this time the tubesheet is deformed plastically. This is shown in figure 3.7 by the nonlinear behavior of the expansion pressure just before it reaches its maximum value. As already mentioned, the slope of the pressure line represents the rigidity of the structure. The latter decreases as plasticity makes its way through the thickness as in the case of the tube, noting that it becomes equal to zero when full collapse is reached.

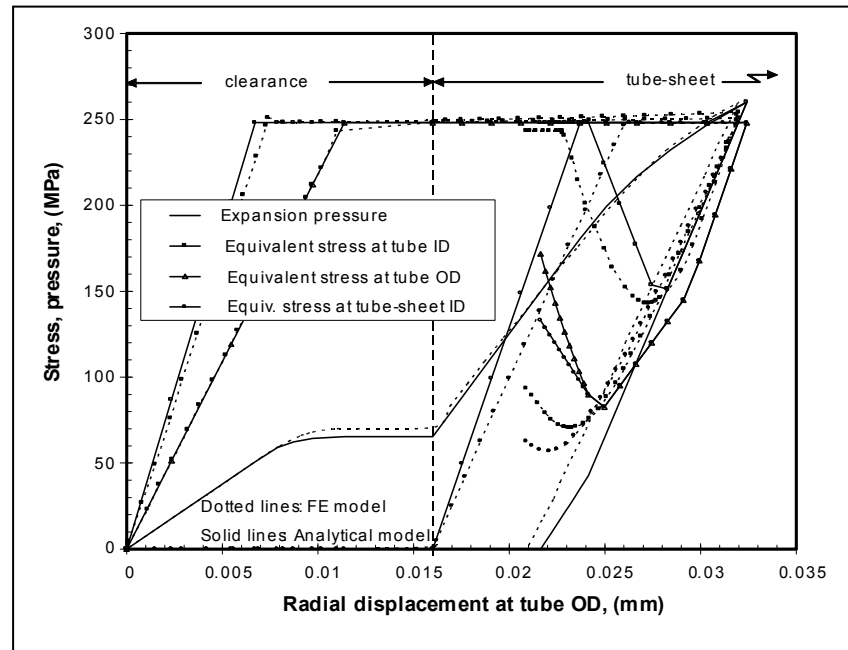
In this case the developed model predicts 15.4% elastic zone while the FEA value is 8.4%. Nevertheless, the radial and tangential stresses obtained from the developed theory are in a good agreement with those of FEA. Referring to figure 3.8, the tubesheet tangential stress is shown to decrease when the expansion pressure reaches 181 MPa according to the analytical model and 205 MPa according to FEA. This is confirmed in the graph of the equivalent stresses of figure 3.9 which shows that at these pressures yielding has started in the tubesheet.



**Figure 3.7 Case of expansion with reverse yielding:  
Radial stress variation during expansion.**



**Figure 3.8 Case of expansion with reverse yielding:  
Tangential stress variation during expansion.**



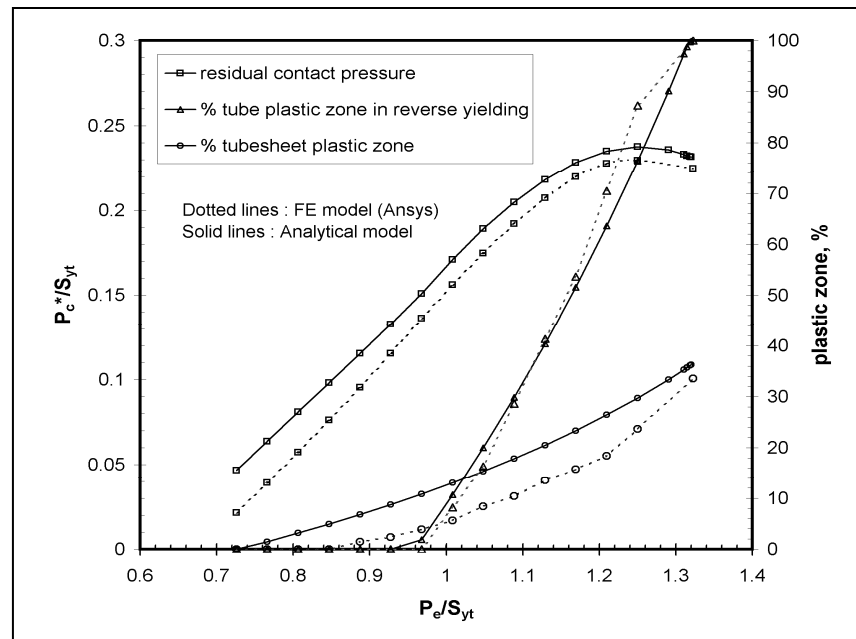
**Figure 3.9 Case of expansion with reverse yielding:  
Equivalent stress variation during expansion.**

In addition to tubesheet yielding, tube reverse yielding is present in this case. This is observed in figure 3.8 which shows that the tangential stress reaches yield just before the end of the unloading according to Tresca yield criterion. This is because  $\sigma_{\theta}^t \leq \sigma_r^t \leq \sigma_z^t = 0$ . It is important to note that the tube ID starts to yield first and the plastic zone builds its way through the thickness as the expansion pressure is decreased. At the end of the expansion process, the tube plastic zone due to reverse yielding is 19.9% while the FEA value is 16.4%. The predicted residual contact stress with equation (3.46) is 47 MPa versus 44 MPa with FEA, noting that equation (3.1), (3.2) and (3.3) give 19, 31 and 31 MPa respectively.

This case was pursued further to optimize the design by evaluating the maximal expansion pressure to produce the highest residual expansion pressure. Figure 3.10 shows the effect of the expansion pressure on both the plastic zone due to reverse yielding of the tube and the residual contact pressure. The plastic zone of the tubesheet is also shown in the same graph. The optimum pressure is obtained when 75% of yield is reached in the tube according to the



above analysis and 78% according to FEA as shown in figure 3.10. Further increase in the expansion pressure will not increase the residual contact stress but increases the tubesheet plastic zone unnecessarily and consequently increases the risk of a full collapse of the joint.



**Figure 3.10 Effect of reverse yielding on the residual contact pressure.**

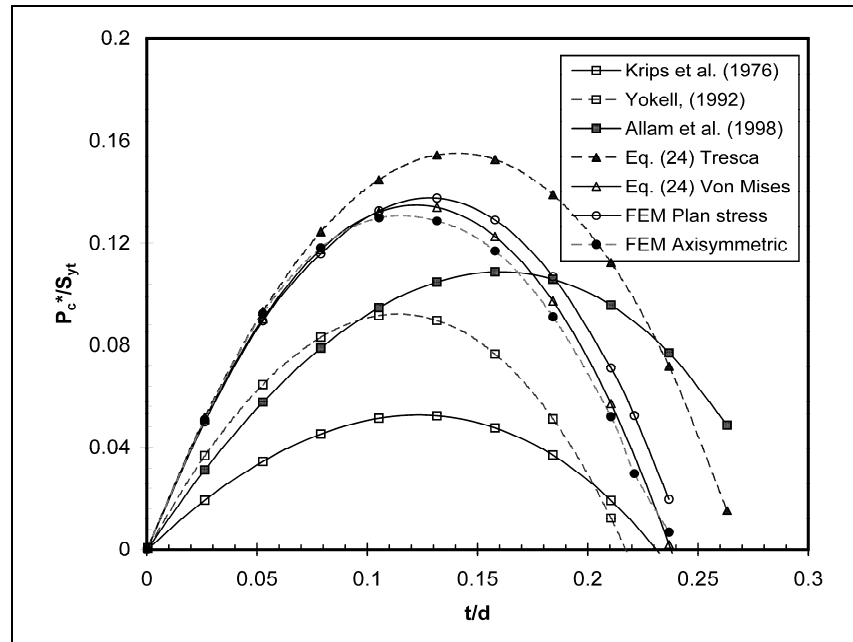
In view of the above successful results, the study was brought one step ahead by investigating the effect of the use of Tresca yield criterion in lieu of the von Mises one. In fact an adjustment to equation (3.23) was made by introducing the von Mises exact solution for collapse pressure  $P_{at}$  of a cylinder under plain stress conditions given by Gao X. L. (1992) such that

$$P_{At} = \frac{2}{\sqrt{3}} S_{yt} \cos(\phi_a) \quad (3.44)$$

Where  $\phi_a$  being the root of the equation below

$$\frac{\sqrt{3}}{2} Y_t^2 - \sin\left(\phi_a + \frac{\pi}{6}\right) \exp\left(\sqrt{3}\left(\frac{\pi}{2} - \phi_a\right)\right) = 0 \quad (3.45)$$

As shown from the graph of figure 3.11, when these equations are used in conjunction with equation (3.24), the predicted residual contact stress curve for different thickness to the outside diameter ratio of the tube lies between those of plane strain and axisymmetrical FEA models.



**Figure 3.11 Evaluation of the residual contact pressure with different methods.**

It is worth mentioning that there is no significant difference between those three curves. Nevertheless it is worth noting that even with Tresca collapse pressure; equation (3.24) gives much better results than those given in the literature as may be appreciated from figure 3.11.

In this study, because the model is based on an elastic perfectly plastic behavior, the clearance has no effect provided it is big enough to allow the tube to fully collapse before it comes into contact with the tubesheet. Therefore, although the clearances used in this study may seem to be small compared to what is typically used in practice (0.125 mm), it has no impact on the study except to help FEA models converge more rapidly.

### 3.7 Conclusion

An accurate analytical model of the hydraulically expanded tube-to-tubesheet joint process was developed. It is based on the elastic perfectly plastic behavior of the tube and tubesheet materials. It also takes into account the tube reverse yielding. The proposed analytical solution of the residual contact pressure is shown to give better results than the existing methods.

The model can be used to optimize designs as well as calculate the stresses at different critical points in the expanded joint during the whole expansion process. The accuracy in the evaluation of these stresses relies on the elastic plastic material behavior consideration and the Tresca failure criterion used. Currently new developments are underway to develop a model that accounts for the strain hardening to study the effect of clearance and other parameters.

### 3.8 References

- Al-Aboodi, A. and al., (2006), "FEA of the effects of initial tube-tubesheet clearance, wall reduction and material strain hardening on rolled joint strength," 2006 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP2006-ICPVT-11-93202, CD-ROM, 7p.
- Allam, M., Bazergui, A. and Chaaban A., (1998), "Effect of tube strain hardening level on the residual contact pressure and residual stresses of hydraulically expanded tube-to-tubesheet joint," 1998 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference PVP-Vol. 373, pp. 447-455.
- Allam, M., Chaaban, A. and Bazergui A., (1995), "Residual Contact Pressure of Hydraulically Expanded Tube-to-Tubesheet Joint: Finite Element and Analytical Analyses," ASME Conference, PVP-Vol, 305, p 57-64.

- Allam, M., Chaaban, A. and Bazergui, A., (1998), "Estimation of residual stresses in hydraulically expanded tube-to-tubesheet joints," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 120(2), pp. 129-137.
- Bazergui, A. and Allam, M. (2002), "Axial strength of tube-to-tubesheet joints: Finite element and experimental evaluations," *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, 124(1), pp. 22-31.
- Chaaban, A., Ma H. and Bazergui, A., (1992), "Tube-Tubesheet Joint: A Proposed Equation for the Equivalent Sleeve Diameter Used in the Single Tube Model," *ASME Journal Pressure Vessel Technology*, 114(1), pp. 19-22.
- Cizelj, L. and Mavko, B., (1993), "Crack propagation in residual stress dominated steam generator tube expansion transition zones," *Proceedings of the Meeting on Nuclear Energy: Central Europe: Present and Perspectives*, pp. 228-235.
- Flesch, B., Vidal, P., Chabrerie, J. and Brunet, J.P., (1993), "Operating stresses and stress corrosion cracking in steam generator transition zones (900-MWe PWR)," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 56(2), pp. 213-228.
- Gao, X.L., (1992), "An Exact Elasto-plastic Solution for an Open-ended Thick Walled Cylinder of a Strain-hardening Material," *Int. J. of Pres. Vessel Piping*, 52(1), pp. 9-44.
- Goodier, J.N., Schoessow, G.J., (1943), "Holding power and hydraulic tightness of expanded tube joints: analysis of stress and deformation," *American Society of Mechanical Engineers - Transactions*, 65(5), pp. 489-496.
- Grimison, E. D. and Lee, H., (1943), "Experimental Investigation of Tube Expanding," *Trans. of ASME*, pp. 497-505.
- Kalnins, A., Updike, D. P. and Caldwell, S. M., (1991), "Contact pressure in rolled tube-tubesheet joints," *Nuclear Engineering and Design*, 130(2), pp. 229-34.
- Kohlpaintner, W. R., (1995), "Calculation of hydraulically expanded tube-to-tubesheet joints," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 117(1), pp. 24-30.

- Krips, H. and Podhorsky, M., (1976), "Hydraulisches Aufweiten Em Dash Ein Neues Verfahren Zur Befestigung Von Rohren," VGB Kraftwerkstechnik, 56(7), pp. 456-464.
- Lee, S.C., Kong, C.S. Shim and Duk, N., (2005), "Residual stresses in expanded transition region," Proceedings of the American Nuclear Society - International Congress on Advances in Nuclear Power Plants 2005, ICAPP'05, v 1, Proceedings of the American Nuclear Society - International Congress on Advances in Nuclear Power Plants 2005, ICAPP'05, pp. 256-262.
- Livieri, P. and Lazzarin, P., (2002), "Autofrettaged Cylindrical Vessels and Bauschinger Effect: An Analytical Frame for Evaluating Residual Stress Distributions," ASME J. Pressure Vessel Technology, 124(1), pp. 38-46.
- Merah, N., Al-Zayer, A., Shuaib, A. and Arif, A., (2003), "Finite element evaluation of clearance effect on tube-to-tubesheet joint strength," International Journal of Pressure Vessels and Piping, 80(12), pp. 879-885.
- Oswieller, F., (2006), "U-tube heat-exchangers: New common design rules for ASME, ODAP, and EN 13445 CODES," ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 128(1), pp. 95-102.
- Parker, P., O'Hara, G. P. and Underwood, J. H., (2003), "Hydraulic Versus Swedge Autofrettage and Implications of the Bauschinger Effect," ASME Journal Pressure Vessel Technology, 125(3), Special Issue on Pressure Vessels Technology Applied to Gun Tubes, pp. 309-314.
- Reinhardt, W. McGregor, R. and Mou, Y., (1999), "Simulation of the hydraulic expansion of steam generator tubes in a tubesheet" American Society of Mechanical Engineers, PVP-Vol. 385, pp. 165-173.
- Rochester, D., McIlree A., Molkenhuth, J.P., Magee, T.P., Hall, J.F. and Fink, G.C., (1999), "Unique primary side initiated degradation in the vicinity of the upper roll transition in once through steam generators from Oconee Unit 1," Proceedings of the Ninth International Symposium on Environmental Degradation of Materials in Nuclear Power Systems - Water Reactors -, pp. 133-140.

- Shuaib, A.N., Merah, N. Khraisheh, M.K. Allam, I.M. and Al-Anizi, S.S., (2003), “Experimental investigation of heat exchanger tube sheet hole enlargement,” ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 125(1), pp. 19-25.
- Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, (1999), 8th ed., the Tubular Manufacturers Association, Tarrytown, New York, pp. 71.
- Udike, D. P., Kalnins, A. and Caldwell, S. M., (1992), “Residual Stress in Transition Zones of Heat Exchanger Tubes,” ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 114(2), pp. 149-156.

## CHAPITRE 4

### **ARTICLE # 2 <<THEORETICAL ANALYSIS OF HYDRAULICALLY EXPANDED TUBE-TO-TUBESHEET JOINTS WITH LINEAR STRAIN HARDENING MATERIAL BEHAVIOR>>**

Cet article a été publié dans le Journal of Pressure Vessel Technology de l'ASME comme l'indique la référence bibliographique suivante.

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 (8 pages)

Dans ce chapitre, nous développerons un nouveau modèle qui prédit les contraintes résiduelles produites par le procédé de dudgeonnage en tenant compte de l'effet de l'érouissage des matériaux du joint, la loi de comportement des matériaux est supposée BL. En effet, un comportement BL est plus réaliste qu'un comportement EPP que nous avons adopté au précédent chapitre. Les effets du module tangent du tube et de la plaque tubulaire ainsi qu le jeu initial seront pris en considération dans cette approche analytique et les résultats seront commentés et comparés avec ceux des éléments finis et les models existants.

#### **Résumé**

Les mécanismes de dégradation des assemblages tubes-plaques à tubes est lié aux niveaux des contraintes résiduelles produites par le procédé de dudgeonnage dans la zone de dudgeonnage et de transition. Un modèle précis capable d'évaluer ces contraintes résiduelles s'avère donc un outil essentiel pour la conception afin d'optimiser la pression maximale de dudgeonnage ainsi que la combinaison géométrique et matérielle appropriée pour maintenir le contact au niveau de l'interface de l'assemblage.

Le contenu de ce chapitre s'intéresse à l'analyse des contraintes résiduelles, produites par le procédé de dudgeonnage, dans les joints tubes-plaques à tubes en tenant compte de l'effet de l'écroutissage des matériaux. Afin de simplifier les calculs, la loi de comportement des matériaux est supposée BL. En effet, vis-à-vis la loi de comportement réel des matériaux qu'on utilise, un comportement BL semble plus réaliste qu'un comportement élastique parfaitement plastique. D'autres lois, encore plus réalistes qu'un comportement BL, comme celles développées par Ramberg-Osgood, (1943), peuvent être investies dans ce domaine. Cependant, la mise en œuvre des équations qui régissent le procédé de dudgeonnage est généralement un peu complexe et un comportement BL s'avère plus adapté à notre analyse. Rappelons qu'à l'exception des analyses par éléments finis, très peu d'études analytiques tenant compte de l'effet de l'écroutissage ont été réalisées.

Dans cette approche analytique, plusieurs hypothèses vont être considérées, la première hypothèse suppose que l'état de déformation est un état plan, la seconde suppose que la plaque tubulaire 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) et Khohlpaintner W. R., (1995), enfin, nous supposons que le tube subit l'effondrement plastique avant que sa surface extérieure ne rentre pas en contact avec la douille. Cette dernière hypothèse est généralement satisfaite car dans la pratique le jeu initial est suffisamment grand pour le tube rentre dans l'effondrement plastique avant qu'il rentre en contact avec plaque tubulaire. Signalant également, que la pression maximale de dudgeonnage reste inférieure à celle qui produit un retour plastique du tube.

Selon la valeur maximale de la pression de dudgeonnage et les caractéristiques géométrique et mécaniques de l'assemblage; trois cas vont être distingués:

- 1- Cas : Dudgeonnage sans déformation plastique de la plaque (figure 3.1, étape 123a4bg);
- 2- Cas : Dudgeonnage avec déformation plastique de la plaque (figure 3.1, étape 123a4bg);
- 3- Cas : Dudgeonnage avec déformation plastique de la plaque et retour plastique du tube (figure 3.1, étape 123a4bg).



Seuls les deux premiers cas de dudgeonnage sont traités dans cet article. À côté du modèle analytique décrit précédemment, deux autres modèles d'éléments finis sont simulés par le code programme ANYS pour des raisons de validation. Afin de surmonter les problèmes de la divergence liés à la non linéarité géométrique et mécanique dans l'analyse par éléments finis, le chargement est appliqué d'une manière très progressive pour les valeurs du module tangent proche de zéro et en particulier lorsque le tube arrive à l'état d'effondrement plastique. Les modèles ne prennent pas en considération les frottements entre le tube et la plaque puisque leurs effets sur la pression résiduelle de contact sont non significatif (Merah N., 2003). Les résultats du modèle analytique développé, ceux d'Allam, M. et des éléments finis sont comparés et commentés. Selon les caractéristiques géométriques et mécaniques données par la table 4.1, les résultats sont comme suit :

- Cas de dudgeonnage sans déformation plastique de la plaque tubulaire : le modèle analytique prédit une pression résiduelle de contact de 24,3 contre 23,9 MPa pour les éléments finis alors que le modèle d'Allam prédit 9,7 MPa.
- Cas de dudgeonnage avec déformation plastique de la plaque tubulaire : le modèle analytique prédit une pression résiduelle de contact de 28,83 contre 27,34 MPa pour les éléments finis, le modèle d'Allam prédit une valeur de 13,06 MPa. À la fin de la phase de chargement du procédé de dudgeonnage, le modèle analytique montre la présence d'une zone plastique de 22 % dans la plaque contre 22,6 % pour les éléments finis.
- La pression résiduelle croît avec la diminution du module tangent du tube et le jeu initial. Pour les faibles valeurs du module tangent du tube, la pression résiduelle de contact devient insensible au jeu initial.
- Au fur et à mesure que le module tangent du tube croît, le tube réagit avec plus de résistance pour se déformer et le processus requiert plus de pression maximale de dudgeonnage.

- La pression résiduelle de contact demeure insensible aux variations du module tangent de la plaque si le jeu initial est maintenu constant et sa variation en fonction du module tangent du tube suit une loi linéaire.
- Le coefficient de réduction de l'épaisseur du tube est, respectivement, 0,8 % et 0.6 % à la fin de la phase de chargement et de déchargement du processus de dudgeonnage. Rappelons qu'au début de cette thèse, ce coefficient peut être utilisé comme indicateur du degré de l'expansion.

La bonne concordance entre les résultats du modèle analytique et les éléments finis révèle la crédibilité du modèle analytique employé et la méthodologie utilisée.

### **Abstract**

The mechanism of failure of tube-to-tubesheet joints is related to the level of stresses produced in the tube expansion and transition zones during the expansion process. Maintaining a lower bound limit of the initial residual contact pressure over the lifetime of the expanded joint is a key solution to a leak free joint. An accurate model that estimates these stresses can be a useful tool to the design engineer to select the proper material geometry combination in conjunction with the required expansion pressure.

Most existing design calculations are based on an elastic perfectly plastic behavior of the expansion joint materials. The proposed model is based on a strain hardening with a bilinear material behavior of the tube and the tubesheet. The interaction of these two components is simulated during the whole process of the application of the expansion pressure. The effects of the gap and the material strain hardening are to be emphasized. The model results are validated and confronted against the more accurate numerical FEA models. Additional comparisons have been made to existing methods.

## 4.1 Introduction

The process of expansion of tube-to-tubesheet joints is not adequately covered by a detailed standardized design procedure. Existing standards such as standard TEMA (1999) give only limited information on the basic dimensions of the tubes and the tubesheet holes including clearances. Existing design procedures do not provide a step by step design methodology to follow in order to achieve a desired structural integrity and leak tightness (Sang Z. F. and al., 1996) after the expansion process. Successful joint designs are often the result of a combination of good engineering practices coupled to a large experience gained throughout the years. However, this is not sufficient to avoid occasional unsatisfactory operating joints and more research is required.

The expansion of tube-to-tubesheet joints has been the subject of both analytical and experimental studies. Several researchers have developed analytical models and proposed equations that give the residual contact pressure (Goodier J. N. and Schoessow, G. J., 1943; Krips, H., and Podhorsky, M., 1976; Yokell, S., 1992; Kohlpaintner W.R., 1995). Finite element analyses have often been conducted to verify the validity of the analytical solutions and adjustments have been proposed in some cases (Allam M. et al., 1998; Jawad, M. H. et al. 1987; Williams D. K., 2007). The effects of initial clearance and material hardening were also studied (Updike, D. et al. 1992; Allam M, et al. 1998; Merah, N. et al., 2003). Several studies to explain failures in transition zones were conducted in (Grimison E. and Lee G., 1943; Rochester, D. et al., 1999; Cizelj L. and Mavko B., 1993). In parallel, experimental investigations were conducted to mainly evaluate the strength of the tube-to-tube sheet adhesion and tightness by performing push-pull tests (Shuaib A. N. et al., 2001; Bazergui A. and Allam M., 2002).

Apart from the finite element analyses, very few analytical investigations looking into the effect of strain hardening were carried out in the field of expanded joints. In 1998, Allam et

al. (1998) formulated the equation below which gives the expression of the residual contact pressure:

$$P_o^* = \frac{\alpha_1}{K} (P_{e\_max} - \alpha_2 P_{e\_min}) \quad (4.1)$$

$P_o^*$ ,  $P_{e\_max}$  et  $P_{e\_min}$  indicate, respectively, the residual contact pressure, the maximum expansion pressure and the minimal expansion pressure which closes the initial clearance without residual contact pressure.  $K$  is a coefficient which takes account of the geometrical and joint mechanical characteristics.  $\alpha_1$  and  $\alpha_2$  are two coefficients estimated as 1.15 and 0.85 respectively. In order to take into account strain hardening of the tube, a coefficient  $\bar{f}$  was introduced to equation (4.1) such that:

$$P_c^* = P_o^* \cdot \bar{f} \quad (4.2)$$

The expression of  $\bar{f}$  is given by:

$$\bar{f} = 0.91745 - 5559.02128 \left( \frac{c}{d} \right) \left( \frac{E_H}{E_t} \right) - 1.48397 \left( \frac{E_H}{E_t} \right) \quad (4.3)$$

This paper presents an analytical approach based on a rigorous analysis of the hydraulically expanded tube-to-tubesheet process. The material behaviour of the tube is considered to be bilinear. Although the elastic perfectly plastic behaviour treated previously (Laghzale N. and Bouzid A., 2009) is not suitable for this study, other more realistic plasticity laws, like those developed by Ramberg-Osgood (Ramberg, W., and Osgood, W. T., 1943) can be also be applied. However, with such laws, the implementations of the equations which govern the expansion process are generally more complex and a bilinear behaviour proves to be more adapted to our analysis. In order to further simplify the analysis, the grooves, the seal welding and the transition zones are not considered. The developed method is based on the compatibility equation of the radial displacement at the interface of the tube and the

tubesheet for the case of plain strain. The evolution of the contact pressure is analysed during the whole expansion process and is given as a function of the expansion pressure during the loading and unloading phases as shown in figure 4.1

## 4.2 Analytical model with strain hardening

Two assumptions are made. The first one considers that the tubesheet is modelled by a sleeve with an equivalent external diameter, the expression of which can be given in (Chaaban A. and al., 1992). The second one supposes that the whole tube section undergoes fully plastic deformation before it touches the wall. This presumes that, immediately after fully plastic deformation, the displacement of tube outer surface remains lower than the initial clearance. In practice, initial clearances are much higher than the fully plastic displacement; the recommended clearances are given by TEMA (1999). According to the maximum level of the expansion pressure, the geometry and mechanical characteristics of the joint, two cases are distinguished:

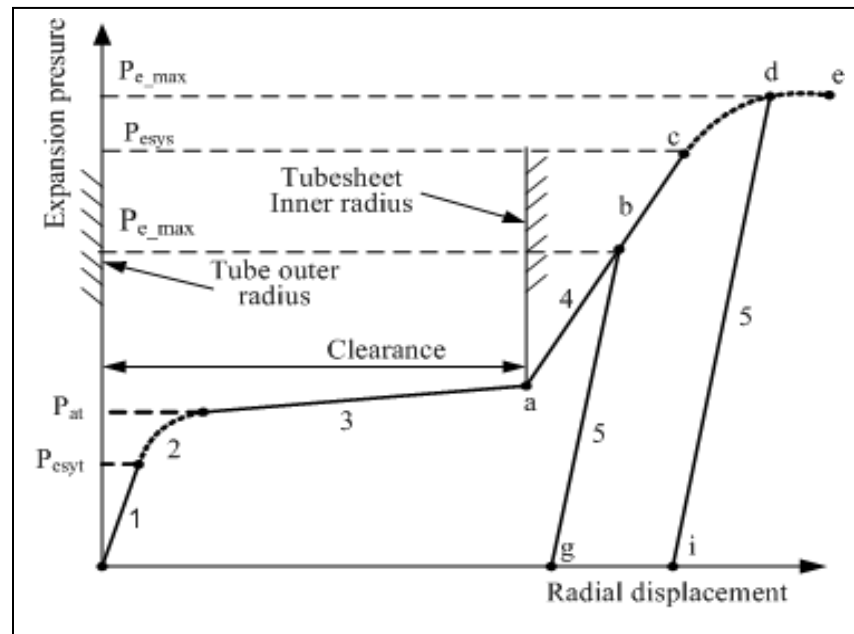
- 1- Case of expansion without plastic deformation of the tubesheet (figure 4.1, steps 1-2-3-4-a-b-5-b-g);
- 2- Case of expansion with plastic deformation of the tubesheet during the loading phase (figure 4.1, steps 1-2-3-4-acd-5-dhi).

The case of reverse yielding of the tube during the unloading phase will not be treated in this paper. In order to validate the analytical model, simulations will be run on a general purpose finite element program with different cases. Results from equation (4.1) will also be compared and commented on in this paper.

### 4.2.1 Expansion without tubesheet plastic deformation

During this phase of loading, the maximum expansion pressure  $P_{e\_max}$  is supposed to be

lower than the pressure  $P_{esys}$  at which yield of the tubesheet occurs at the end of the loading phase. Referring to figure 4.1, the loading phase shown under steps 1 and 2 corresponds to the elasto-plastic deformation of the tube. In step 3, the entire tube deforms plastically and the initial gap is closed. Step 4 corresponds to the elastic deformation of the tubesheet. Finally step 5 represents the unloading phase showing the elastic recovery of the tube and the tubesheet. It is worth noting that the slopes of these lines represent the rigidity of the structure and its capability to resist pressure.



**Figure 4.1 Expansion pressure sequence.**

Therefore, the slope in step 1 represents the tube rigidity. In step 2, the tube rigidity decreases significantly to become constant at the end of this step and during step 3 in which case the tube resists much less under the expansion pressure. In step 4 the slope represents the combined rigidity of the tube and tubesheet with a predominant contribution from the latter. During the unloading phase, in step 5, the pressure is resisted by both the tube and the tubesheet in which case the slope is higher since full elastic rigidity contribution of both the tube and the tubesheet takes place.

**Step 1: Tube elastic deformation**

Initially, as the pressure is increased the tube deforms elastically until it reaches yield. According to the Von Mises criteria, the pressure  $P_{esyt}$  that causes yield is given by:

$$P_{esyt} = \frac{S_{yt}}{\sqrt{3}} \frac{Y_t^2 - 1}{Y_t^2} \quad (4.4)$$

In the elastic range, the tube outer radius displacement is given by:

$$U_r^t(r_o) = 2r_o P_e \frac{1 - \nu_t^2}{E_t (Y_t^2 - 1)} \quad (4.5)$$

The expressions of the radial and tangential stresses, at  $r_i$  and  $r_o$  of the tube according to the expansion pressure  $P_e$ , are given by Lamé equations as:

$$\begin{aligned} \sigma_r^t(r_i) &= -P_e \\ \sigma_\theta^t(r_i) &= P_e \frac{Y_t^2 + 1}{Y_t^2 - 1} \end{aligned} \quad (4.6)$$

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

**Step 2: Tube elasto-plastic deformation**

In step 2, as the pressure is increased above the tube yield pressure  $P_{esyt}$ , the tube plastic zone starts to increase. The stresses and displacements of the elastic and plastic zones are given in

(Livieri P. and Lazzarin P., 2002). The pressure that causes a plastic zone of radius  $c_t$  is given by:

$$P_e = \frac{S_{yt}}{\sqrt{3}} \left[ 1 - \frac{r_c^2}{r_o^2} + \frac{A_t \cdot E_{pt} \left( \frac{c_t^2}{r_i^2} - 1 \right) + 2 \ln \left( \frac{c_t}{r_i} \right)}{1 + A_t \cdot E_{pt}} \right] \quad (4.8)$$

Where  $A_t$  is a constant given by  $A_t = 2(2 - \nu_t)/3E_t$ . Equation 4.5 remains valid in the elastic zone and can be used to determine the displacement of the tube outside radius as a function of the elastic-plastic interface radius  $c_t$ . Replacing  $P_e$  by  $P_{esyt}$ , and  $Y_t$  by  $Y_{tc} = r_o/c_t$  in equations (4.4) and (4.5) gives:

$$U'_r(r_o) = \frac{2r_o}{\sqrt{3}} \frac{S_{yt}(1 - \nu_t^2)}{E_t Y_{tc}^2} \quad (4.9)$$

The pressure that causes full plastic deformation in the tube is given by equation (4.8) with  $c_t = r_o$  or  $Y_{tc} = 1$  such that:

$$P_{at} = \frac{S_{yt}}{\sqrt{3}} \frac{A \cdot E_{pt} (Y_t^2 - 1) + 2 \ln(Y_t)}{1 + A \cdot E_{pt}} \quad (4.10)$$

The stresses at  $r_o$  are given by Lamé equations substituting pressure by equation (4.4):

$$\sigma'_r(r_o) = 0; \quad \sigma'_\theta(r_o) = \frac{2S_{yt}}{Y_t^2 \sqrt{3}} \quad (4.11)$$

The expressions of the stress at  $r_i$  can be evaluated by considering the plastic zone.



$$\sigma_r^t(r_i) = -P_e ; \quad \sigma_\theta^t(r_i) = \frac{S_{yt}}{\sqrt{3}} \left[ \frac{r_c^2}{r_o^2} + 1 + \frac{A_t \cdot E_{pt} \left( \frac{c_t^2}{r_i^2} - 1 \right) - 2 \ln \left( \frac{c_t}{r_i} \right)}{1 + A_t \cdot E_{pt}} \right] \quad (4.12)$$

**Step 3: Closing of the initial clearance**

If the expansion pressure  $P_e$  is increased beyond the tube autofrettaged pressure  $P_{at}$ , the equations governing the tube deformation are the same as those controlling its elastic range during step 1 with the Young modulus  $E_t$  replaced by the tangent modulus  $E_{tt}$ , the Poisson's ratio  $\nu$  by  $\bar{\nu} = 0.5$ , the expansion pressure  $P_e$  by  $(P_e - P_{at})$  and the displacement  $U_r^t(r_o)$  by  $(U_r^t(r_o) - U_r^t(r_o)|_{P_{at}})$  in equation (4.5). The displacement  $U_r^t(r_o)$  is thus expressed by:

$$U_r^t(r_o) = U_r^t(r_o)|_{P_{at}} + \frac{2r_o(1-\bar{\nu}^2)}{E_{tt}(Y_t^2-1)}(P_e - P_{at}) \quad (4.13)$$

Where  $U_r^t(r_o)|_{P_{at}}$  is the displacement for  $P_e = P_{at}$  or by replacing  $c_t = r_o$  in equation (4.9).

The stress state at  $r_i$  and  $r_o$  is:

$$\begin{aligned} \sigma_r^t(r_o) &= 0 \\ \sigma_\theta^t(r_o) &= \sigma_\theta^t(r_o)|_{P_{at}} + \frac{2(P_e - P_{at})}{Y_t^2 - 1} \end{aligned} \quad (4.14)$$

And

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

Where  $\sigma_{\theta}^t(r_o)|_{P_{at}}$  and  $\sigma_{\theta}^t(r_i)|_{P_{at}}$  are obtained for  $P_e = P_{at}$  or by replacing  $c_t$  by  $r_o$  in equations (4.11) and (4.12).

**Step 4: Elastic deformation of tubesheet**

After the tube comes into contact with the tubesheet, the latter deforms elastically by undergoing the same displacement as the tube. This is shown in step 4 of figure 4.1 from point a to b up to point c. A contact pressure  $P_c$  is generated at the interface taking a maximum value of  $P_{c\_max}$  at the maximum expansion value of  $P_{e\_max}$ .

As previously mentioned, the maximum expansion pressure  $P_{e\_max}$  remains lower than the expansion pressure that starts tubesheet yielding,  $P_{esys}$ . The case where  $P_{e\_max}$  is higher than  $P_{esys}$  will be treated later in this paper. During this step, the interface displacement and the stress state can be determined if the contact pressure  $P_c$  is known. This is obtained by considering the geometrical compatibility equation of displacement of the tube and tubesheet at their interface where  $r_o = R_i$  and is given by:

$$U_r^t(r_o) = C + U_r^s(R_i) \quad (4.16)$$

The tube radial displacement is given by:

$$U_r^t(r_o) = U_r^t(r_o)|_{P_{at}} + \frac{r_o(1+\bar{\nu})}{E_{tt}(Y_t^2 - 1)} \cdot \left\{ 2(1-\bar{\nu})(P_e - P_{at}) - P_c \left[ (1-2\bar{\nu})Y_t^2 + 1 \right] \right\} \quad (4.17)$$

And the tubesheet radial displacement is given by:

$$U_r^s(R_i) = \frac{(1+\nu_s)R_i}{E_s(Y_s^2-1)} P_c (1-2\nu_s + Y_s^2) \quad (4.18)$$

By substituting equations (4.17) and (4.18) into equation (4.16), the contact pressure is obtained:

$$P_c = \frac{1}{\gamma} \left\{ \frac{E_{tt}}{r_o} (Y_t^2 - 1) \left[ U_r^t(r_o) \Big|_{P_{at}} - C \right] + 2(1-\bar{\nu}^2)(P_e - P_{at}) \right\} \quad (4.19)$$

Where  $\gamma$  is given by:

$$\gamma = (1+\bar{\nu}) \left[ 1 + (1-2\bar{\nu}) Y_t^2 \right] + \frac{E_{tt} (Y_t^2 - 1)}{E_s (Y_s^2 - 1)} (1+\nu_s) (1+Y_s^2 - 2\nu_s) \quad (4.20)$$

If  $P_c$  given by equation (4.19) is substituted into equation (4.17) or (4.18), the interfacial displacement is obtained as function of  $P_e$ . The tube stresses at  $r_o$  are given by:

$$\begin{aligned} \sigma_r^t(r_o) &= -P_c \\ \sigma_\theta^t(r_o) &= \sigma_r^t(r_o) \Big|_{P_{at}} + \frac{2(P_e - P_{at})}{Y_t^2 - 1} - P_c \frac{Y_t^2 + 1}{Y_t^2 - 1} \end{aligned} \quad (4.21)$$

The tube stresses at  $r_i$  are given by:

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

The tubesheet stresses at  $R_i$  are given by:

$$\begin{aligned}\sigma_r^s(R_i) &= -P_c \\ \sigma_\theta^s(R_i) &= P_c \frac{1+Y_s^2}{Y_s^2-1}\end{aligned}\quad (4.23)$$

### **Step 5: Unloading**

The expansion pressure  $P_e$  being at its maximum value  $P_{e\_max}$ , any pressure decrease beyond this value involves the simultaneous elastic recovery of the tube and the tubesheet. The contact pressure is obtained by analyzing the change in the radial displacement of the tube and tubesheet at their interface. This change must be the same such that:

$$\Delta U_r^t(r_o) = \Delta U_r^s(R_i) \quad (4.24)$$

During unloading, the tube relative radial displacement is given by the elastic recovery from the state where it is subjected to maximal internal and external pressures  $P_{e\_max}$  and  $P_{c\_max}$  to a lower state level of internal and external pressures  $P_e$  and  $P_c$  such that:

$$\Delta U_r^t(r_o) = \frac{r_o(1+\nu_t)}{E_t(Y_t^2-1)} \left\{ 2(1-\nu_t)(P_e - P_{e\_max}) - (P_c - P_{c\_max}) [1 + Y_t^2(1-2\nu_t)] \right\} \quad (4.25)$$

The tubesheet relative radial displacement at the inner radius  $R_i$  (and noting that  $R_i = r_o$ ) is given by the elastic recovery from the state where it is subjected to maximal internal contact pressures  $P_{c\_max}$  to the lower state level of internal pressure  $P_c$  such that:

$$\Delta U_r^s(R_i) = \frac{R_i(1+\nu_s)}{E_s(Y_s^2-1)} (P_c - P_{c\_max})(1-2\nu_s + Y_s^2) \quad (4.26)$$

Substituting equations (4.25) and (4.26) into equation (4.24), gives:

$$P_c = P_{c\_max} + \lambda(P_e - P_{e\_max}) \quad (4.27)$$

Where  $\lambda$  is given by:

$$\lambda = \frac{2(1-\nu_t^2)}{\frac{E_t(Y_t^2-1)}{E_s(Y_s^2-1)}(Y_s^2+1-2\nu_s)(1+\nu_s)+(1+\nu_t)[1+Y_t^2(1-2\nu_t)]} \quad (4.28)$$

The residual contact pressure  $P_c^*$  is given by putting  $P_e$  equal to zero in equation (4.27) such that:

$$P_c^* = P_{c\_max} - \lambda P_{e\_max} \quad (4.29)$$

The interfacial displacement is given by:

$$U_r^t(r_o) = U_r^t(r_o)|_{P_{e\_max}} + \frac{R_i(1+\nu_s)}{E_s(Y_s^2-1)}(P_c - P_{c\_max})(1-2\nu_s + Y_s^2) \quad (4.30)$$

Where  $U_r^t(r_o)|_{P_{e\_max}}$  is obtained by replacing  $P_e$  by  $P_{e\_max}$  in equation (4.17).

The tube stresses at  $r_o$  are given by:

$$\begin{aligned} \sigma_r^t(r_o) &= -P_c \\ \sigma_\theta^t(r_o) &= \sigma_\theta^t(r_o)|_{P_{e\_max}} + \frac{2(P_e - P_{at})}{Y_t^2 - 1} - (P_c - P_{c\_max}) \frac{Y_t^2 + 1}{Y_t^2 - 1} \end{aligned} \quad (4.31)$$

Where  $\sigma_\theta^t(r_o)|_{P_{e\_max}}$  is obtained by replacing  $P_e$  by  $P_{e\_max}$  in equation (4.21)

The tube stresses at  $r_i$  are given by:

$$\sigma_r^t(r_i) = -P_e$$

$$\sigma_\theta^t(r_i) = \sigma_\theta^t(r_i)|_{P_{e\_max}} + (P_e - P_{e\_max}) \frac{(1 + Y_t^2)}{Y_t^2 - 1} - 2(P_c - P_{c\_max}) \frac{Y_t^2}{Y_t^2 - 1} \quad (4.32)$$

Where  $\sigma_\theta^t(r_i)|_{P_{e\_max}}$  is obtained by replacing  $P_e$  by  $P_{e\_max}$  in equation (4.22) and the tubesheet stresses at  $R_i$  are given by:

$$\sigma_r^s(R_i) = -P_c$$

$$\sigma_\theta^s(R_i) = \sigma_\theta^s(R_i)|_{P_{e\_max}} + (P_c - P_{c\_max}) \frac{1 + Y_s^2}{Y_s^2 - 1} \quad (4.33)$$

Where  $\sigma_\theta^s(R_i)|_{P_{e\_max}}$  is obtained by replacing  $P_e$  by  $P_{e\_max}$  in equation (4.23). The residual stresses and displacement at the end of the expansion process may be given by setting the expansion pressure  $P_e$  to zero and replacing the contact pressure  $P_c$  by its residual value  $P_c^*$  as given by equation (4.29).

#### 4.2.2 Expansion with tubesheet elasto-plastic deformation

##### **Step 4: Loading with tubesheet yielding**

Referring to figure 4.1, the expansion pressure  $P_{esys}$  required to start tubesheet yielding is given by equation (4.19) replacing the contact pressure  $P_c$  by  $P_{csys}$ . The latter is the pressure required to cause tubesheet yielding and its expression is given by replacing  $S_{yt}$  and  $Y_t$  by  $S_{ys}$  and  $Y_s$  respectively in equation (4.4):

$$P_{csys} = \frac{S_{ys}}{\sqrt{3}} \frac{Y_s^2 - 1}{Y_s^2} \quad (4.34)$$

Therefore, from equation (4.19), the expression of  $P_{esys}$  is given by

$$P_{esys} = P_{at} + \frac{\gamma r_o P_{csys} + \left( C - U_r^t(r_o) \Big|_{P_{at}} \right) E_{tt} (Y_t^2 - 1)}{2r_o (1 - \bar{\nu}^2)} \quad (4.35)$$

Beyond the pressure  $P_{esys}$ , the cross section of the tubesheet is divided into two zones delimited by a circle of radius  $c_s$ ; an elastic zone and a plastic zone. The geometrical compatibility equation at  $r_o$  given by equation (4.16) can be used in conjunction with the tube displacement given by equation (4.17). The tubesheet radial displacement at  $R_i$  is given in (Livieri P. and Lazzarin P., 2002) by:

$$U_r^s(R_i) = \frac{(1 + \nu_s) S_{ys} R_i}{E_s \sqrt{3}} \left\{ \frac{c_s^2}{R_o^2} (1 - 2\nu_s) + 1 + \frac{1}{1 + A_s E_{ps}} \right. \\ \left. \left[ A_s E_{ps} \left( \frac{c_s^2}{R_i^2} - 1 \right) \left( 1 + \frac{3}{2} \frac{E_s}{E_{ps} (1 + \nu_s)} \right) - 2 \ln \left( \frac{c_s}{R_i} \right) (1 - 2\nu_s) \right] \right\} \quad (4.36)$$

Where  $P_c = -\sigma_r^s(r) \Big|_{r=R_i}$  is given by:

$$P_c = \frac{S_{ys}}{\sqrt{3}} \left\{ 1 - \frac{c_s^2}{R_o^2} + \frac{A_s E_{ps} \left( \frac{c_s^2}{R_i^2} - 1 \right) + 2 \ln \left( \frac{c_s}{R_i} \right)}{1 + A_s E_{ps}} \right\} \quad (4.37)$$

$A_s$  is a constant given by  $A_s = 2(2 - \nu_s)/3E_s$ . The calculation of  $P_c$  is conditioned by the determination of the elastic plastic tubesheet radius  $c_s$ . Substituting equations (4.17) and (4.36) into equation (4.16) and replacing  $P_c$  by its expression in equation (4.37) can result in an equation in  $c_s$  as a function of  $P_e$ . The radius  $c_s$  can then be obtained and the tube stresses at

$r_o$  and  $r_i$  can be determined by equations (4.21) and (4.22) replacing  $P_c$  by its expression given by equation (4.37). The tubesheet stresses at  $R_i$  are given by:

$$\sigma_r^s(R_i) = -P_c$$

$$\sigma_\theta^s(R_i) = \frac{S_{ys}}{\sqrt{3}} \left[ \frac{c_s^2}{R_o^2} + 1 + \frac{A_s \cdot E_{ps} \left( \frac{c_s^2}{R_i^2} - 1 \right) - 2 \ln \left( \frac{c_s}{R_i} \right)}{1 + A_s \cdot E_{ps}} \right] \quad (4.38)$$

#### **Step 5: Unloading with tubesheet partial yielding**

This unloading phase is treated similarly as the unloading without tubesheet yielding. Equations (4.24) to (4.33) remain applicable while the expressions for  $P_{c\_max}$ ,  $U_r^t(r_o)|_{Pe\_max}$ ,  $\sigma_\theta^t(r_i)|_{Pe\_max}$ ,  $\sigma_\theta^t(r_o)|_{Pe\_max}$  and  $\sigma_\theta^s(R_i)|_{Pe\_max}$  are given by equations (4.37), (4.36), (4.21), (4.22) and (4.38) respectively.

### **4.3 Validation using FE modeling**

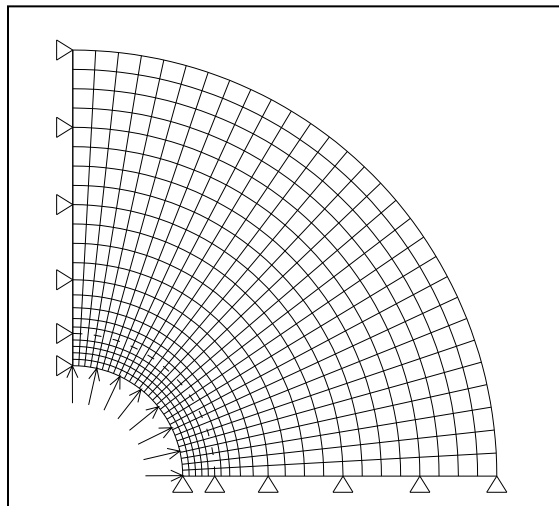
The developed analytical approach was validated using plane strain FE model with the use of a commercially available finite element analysis software package. The geometrical and mechanical characteristics of the joint are shown in Table 4.1. The first two cases correspond to the case where the tubesheet is not deformed plastically and the second case corresponds to the case of an expansion with partial yielding of the tubesheet. No reverse yielding was considered in these examples. Isoparametric plane strain elements with eight nodes were used to model the tube and the tubesheet. Special contact elements were also employed to model the contact surfaces of the tube and the tubesheet. Although a small angle portion could have been used to model the expanded joint, a 90 degree portion was model for simplicity.



**Tableau 4.1**  
**Geometry and material properties**

	<i>Case 1</i>		<i>Case 2</i>	
	<i>Tube</i>	<i>Tubesheet</i>	<i>Tube</i>	<i>Tubesheet</i>
$r_o, R_o$ (mm)	9.5	36	9.5	36
$r_i, R_i$ (mm)	7.3	9.5508	7.3	9.5508
$E_t, E_s$ (GPa)	207	207	207	207
$E_{tb}, E_{st}$ (GPa)	6	6	6	3
$S_{yt}, S_{ys}$ (MPa)	248	400	248	180
$\nu_t, \nu_s$	0.3	0.3	0.3	0.3
$P_{e\_max}$ (MPa)	270		273	
$C$ (mm)	0.0508		0.035	

In order to overcome the problem of the divergence related to the nonlinearity during the loading phase, the expansion pressure was gradually applied, and in particular, when the tube plastic collapse has been reached. The plane model is presented, in figure 4.2.

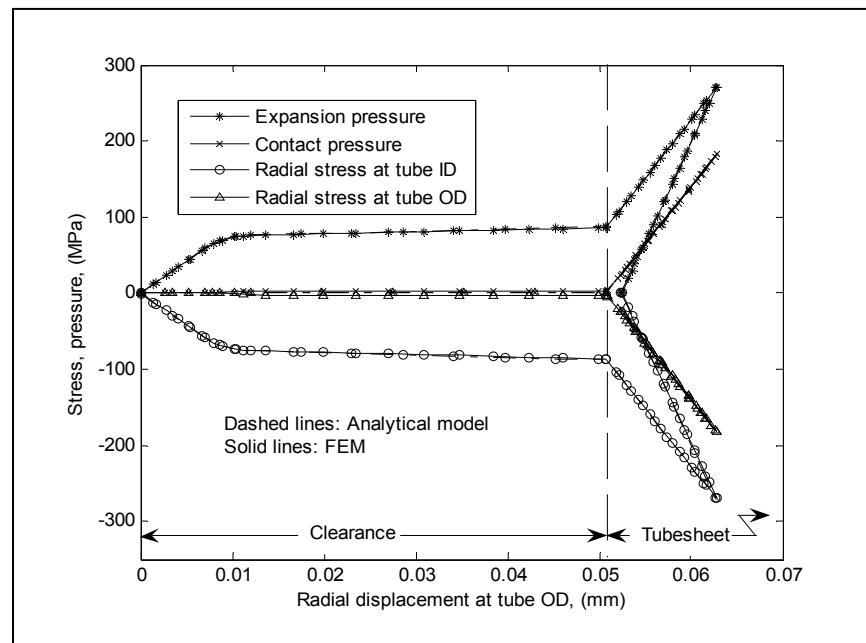


**Figure 4.2 Plane strain FE models.**

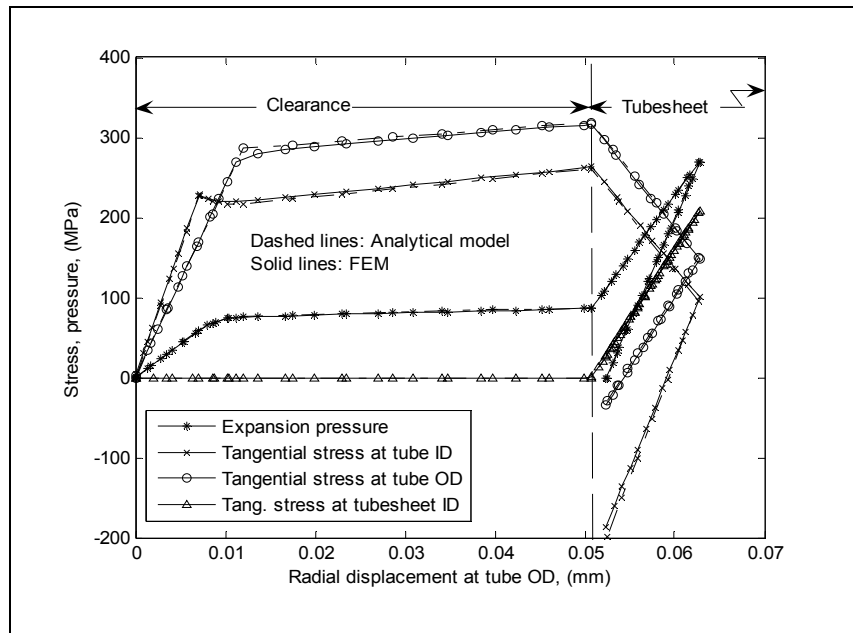
The friction was not taken into account as previous studies showed that the influence of friction on the residual contact pressure is not significant (Merah N. and al., 2003). A mesh convergence criterion was run to validate the FE model. In fact, the meshing was refined until the change in the contact pressure was less than 1%. The other parameters such as the stresses and displacements have been found relatively less sensitive to mesh refinement. The characteristics given in table 4.1 were used for the analytical and finite elements simulations. The residual contact stress as well as the stresses including the equivalent stresses at  $r_i$ ,  $r_o$  and  $R_i$  are plotted as a function of the radial displacement of the interface during the expansion process

#### 4.4 Results and discussion

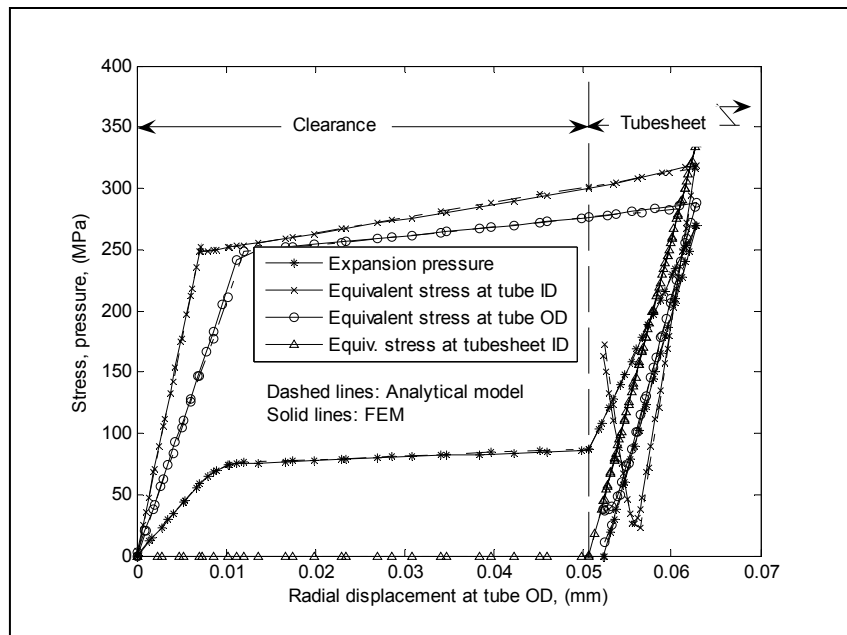
The validity of the developed analytical model is of prime concern before investigating any effect of strain hardening or clearance.



**Figure 4.3 Radial stress variation during expansion:  
Case of expansion without tubesheet plastic deformation.**



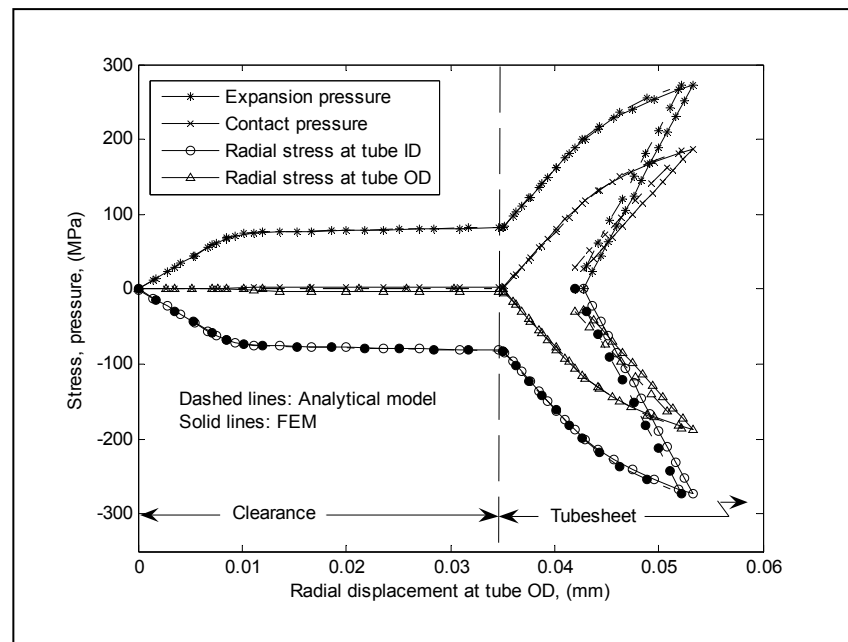
**Figure 4.4 Tangential stress variation during expansion: Case of expansion without tubesheet plastic deformation.**



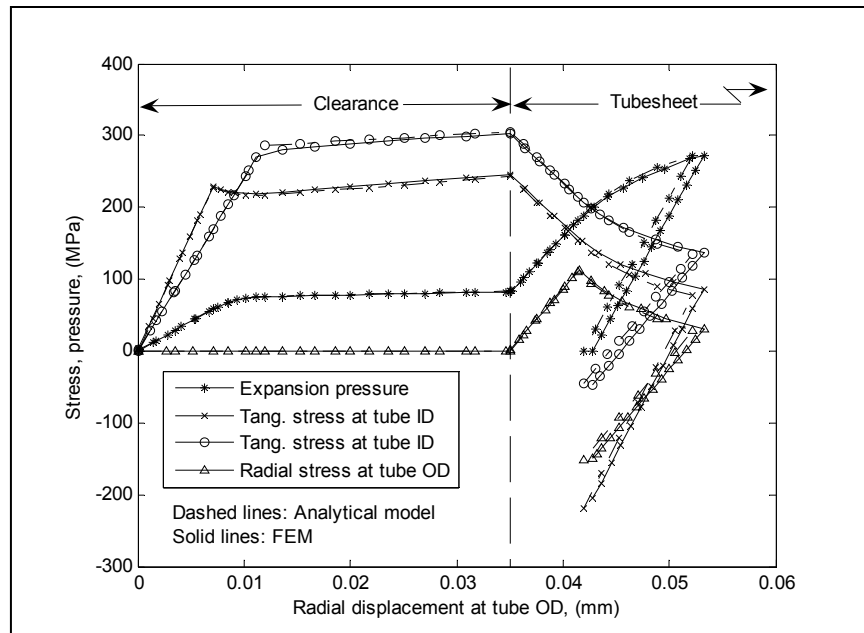
**Figure 4.5 Equivalent stress variation during expansion: case of expansion without tubesheet plastic deformation.**

This was achieved by a comparison of stresses and displacements at different stages of the expansion on the two cases 1 and 2 of table 1. Figures 3, 4 and 5 give the radial, tangential and equivalent stresses for case 1 where the tubesheet deformation remains elastic. The results between the proposed analytical model and the FEA are in a very good agreement. Referring to figure 4.3, it is worth noting that the radial stress at the tube OD is equal to the radial stress of the tubesheet ID and represents also the contact pressure. At the end of the expansion process, the analytical solution gives a residual contact pressure of 24.6 MPa as compared to 23.9 MPa with FEA while equation (4.2) gives 9.7 MPa.

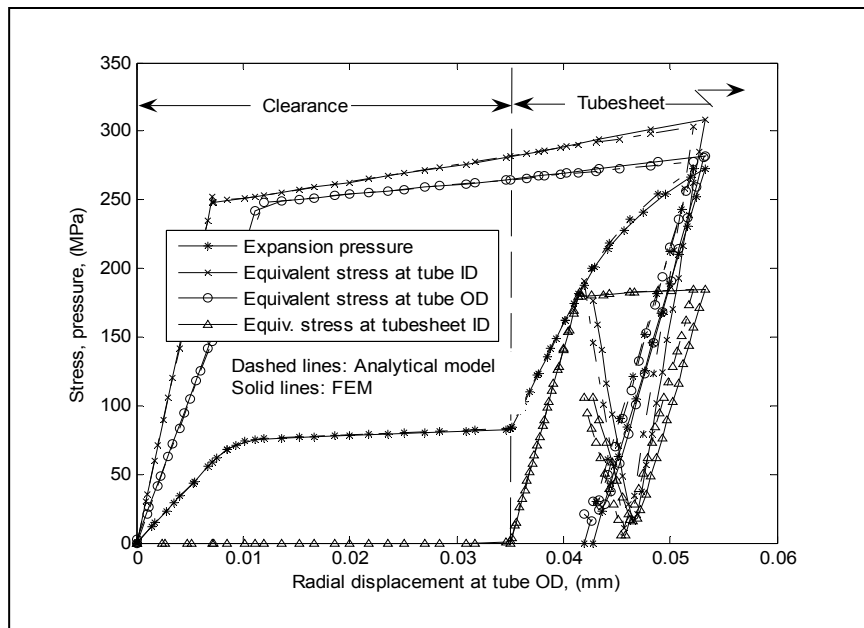
Figures 4.6, 4.7 and 4.8 show the results of case 2 which includes partial yielding of the tubesheet. The equivalent stress above the 180 MPa yield stress confirms plastic deformation of the tubesheet as shown in figure 4.8. The non linear behaviour of the expansion pressure versus displacement just before it reaches its maximum value also confirms this finding in



**Figure 4.6 Tangential stress variation during expansion: case of expansion with tubesheet plastic deformation.**

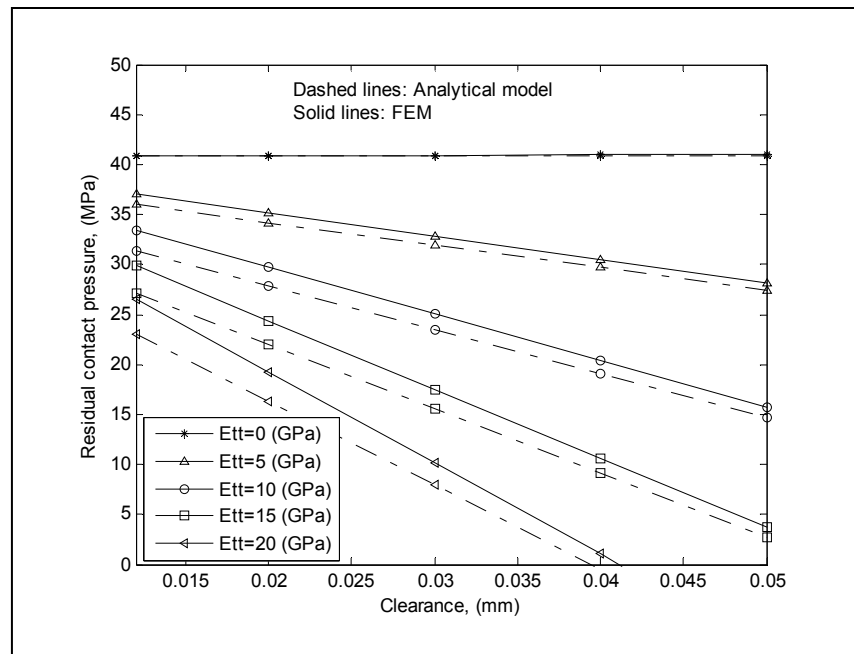


**Figure 4.7 Tangential stress variation during expansion: case of expansion with tubesheet plastic deformation.**



**Figure 4.8 Equivalent stress variation during expansion: case of expansion with tubesheet plastic deformation.**

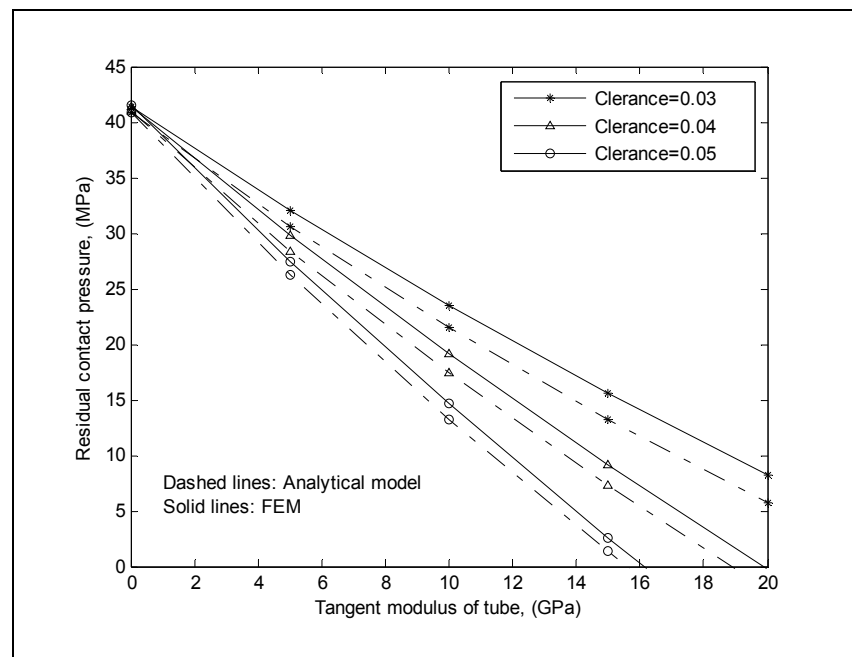
figure 4.6. The slope of the pressure line representing the rigidity of the structure decreases as plasticity makes its way through the thickness of the tubesheet as in the case of the tube in step 2, noting that it becomes constant if full plastic deformation through the thickness is reached. In case 2, the analytical model predicts 22.04% plastic zone while FEA gives 22.64%. In addition, the radial and tangential stresses obtained from the developed theory compares well with those of FEA. The tubesheet tangential stress is shown to decrease when the expansion pressure reaches 181.4MPa according to the analytical model and 182 MPa according to FEA. This is confirmed in the graph of the equivalent stresses of figure 4.8 which shows that at these pressures the tubesheet starts yielding. At the end of the expansion process, the predicted residual contact stress is 28.8 MPa versus 27.3 MPa with FEA while equation (4.2) gives 13.1 MPa. It is to be noted that equation (4.29) is valid for both cases of tubesheet elastic and plastic states but without reverse yielding of the tube. The residual contact pressure is plotted versus the initial clearance in figure 4.9 for several values of tangent modulus. The ranges of these parameters were selected so as to cover most of industrial applications.



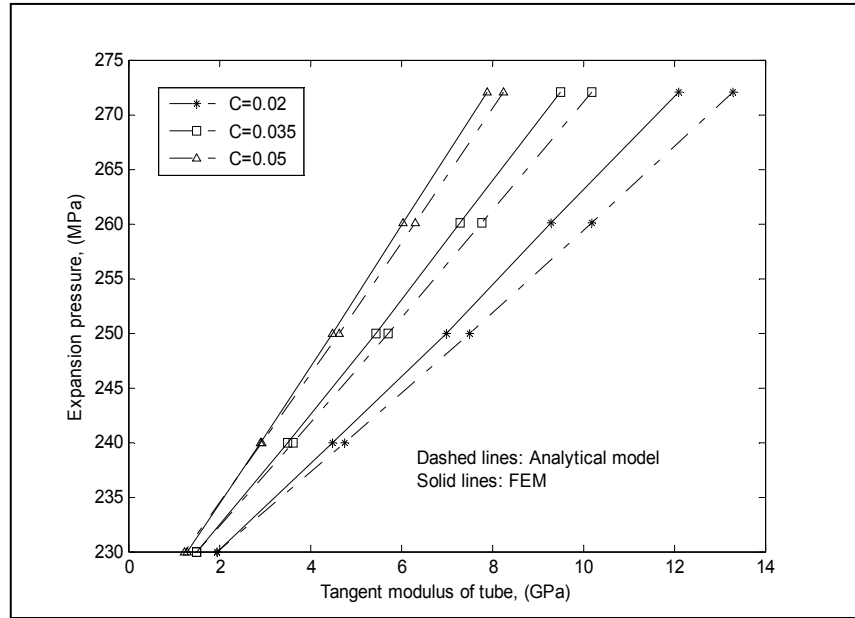
**Figure 4.9 Residual contact pressure variation with initial clearance.**

Referring to this graph, the residual contact pressure decreases with an increase in the tube tangent modulus with a quasi linear relationship if the tubesheet remains elastic. Obviously, there is no effect of initial clearance when  $E_{tt}$  tends towards zero which represents the elastic perfectly plastic behaviour (Laghzale N. and Bouzid A., 2009), confirmed by Merah N. et al., (2003).

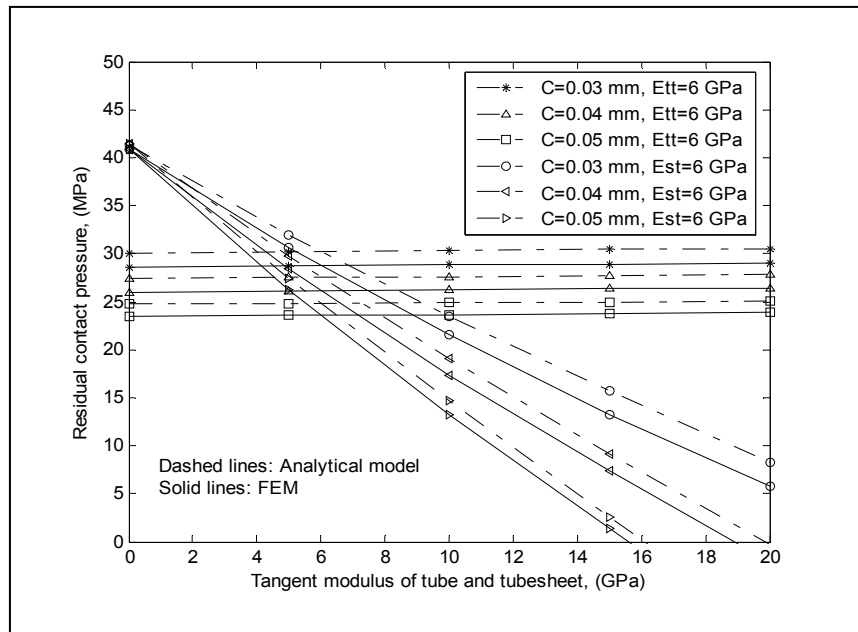
Figure10 shows the variation of the residual contact pressure as a function of the tangent modulus for different initial clearances. It is observed that the contact pressure decreases when strain hardening is increased making the joint more rigid. As the tube tangent module increases, the tube exerts more resistance and therefore more expansion pressure is required to achieve the same contact pressure for a given clearance. This was investigated and reported in figure 4.11. The case was worked out to see how much the expansion pressure need to be increased when the tube tangent modulus and the initial clearance are increased in order to achieve a constant residual contact pressure (in this case  $P_c^*=20$  MPa).



**Figure 4.10 Residual contact pressure variation with tube tangent modulus without plastic deformation of tubesheet.**  
( $P_{e\_max}=270$  MPa,  $S_{yt}=S_{ys}=248$ )



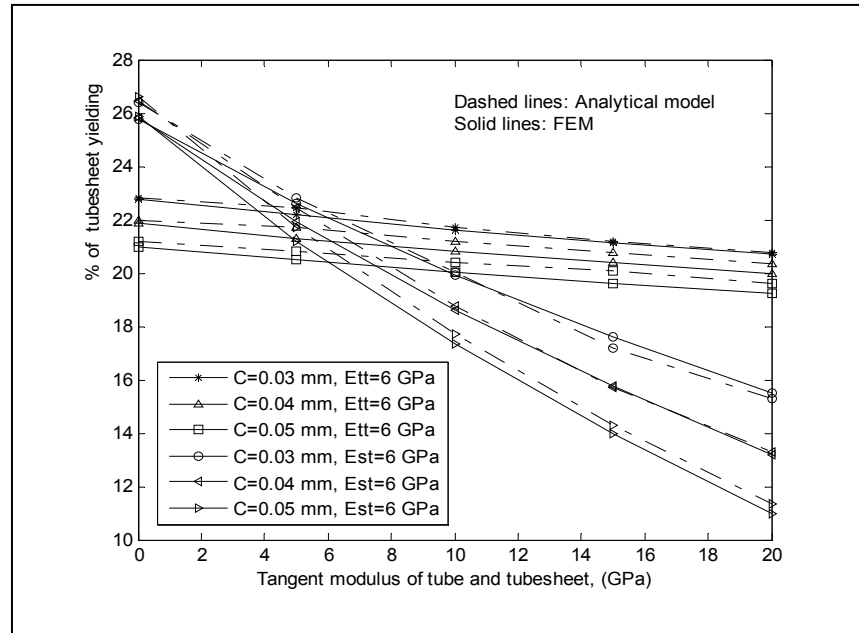
**Figure 4.11 Required expansion pressure to achieve a residual contact pressure of 20 MPa.**



**Figure 4.12 Residual contact pressure variation with tube and tubesheet tangent modulus.**

*( $P_{e\_max}$ =273 MPa,  $S_{yt}$ =248 MPa,  $S_{ys}$ =180MPa)*



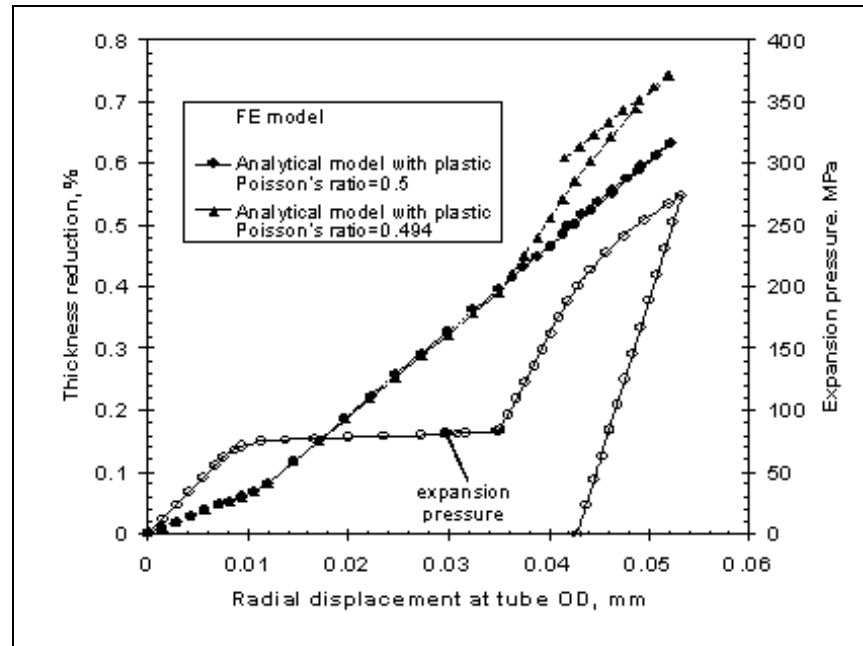


**Figure 4.13 Residual contact pressure variation with tube and tubesheet tangent modulus.**

*( $P_{e\_max}$ =273 MPa,  $S_{yt}$ =248 MPa,  $S_{ys}$ =180MPa)*

An increase in the tube tangent module corresponds to an increase in the maximum expansion pressure if the initial clearance is maintained constant and a reduction in the initial clearance if the tube tangent module is maintained constant. In spite of the light difference for the large values of the tube tangent modulus and the initial clearance, the predicted analytical model and the FEA are in a very good agreement.

Figure 4.12 shows the effect of strain hardening in the case where partial yielding of the tubesheet is present. It can be seen that a relationship between the residual contact pressure and the tangent modulus is practically linear. It is to be noted that the strain hardening of the tubesheet has little effect on the residual contact stress. Figure 4.13 shows the case of the partial plastic deformation of the tubesheet. It gives the percentage of the plastic zone as a function of the tubesheet strain hardening. It could be stated that both tangent modulus of the tube and the initial clearance have a significant effect on the residual contact pressure.



**Figure 4.14 Percentage of thickness reduction during the expansion process of case 2.**

The reduction of the tube thickness is an important parameter to consider. The developed model based on plane strain calculates this reduction based on the radial displacement at the outside and inside of the tube. Figure 14 shows the thickness reduction for case 2 during the whole expansion process. About 0.8% reduction is obtained at the maximum expansion pressure and about 0.6% at the end of the expansion and after recovery. The comparison with FEA is quite remarkable and particularly when Poisson's ratio is taken as 0.494 instead of 0.5 in the plastic region in the analytical model. It is believed that 0.494 is the value considered by the FE program to avoid volumetric locking problems concerning nearly incompressible materials. Nevertheless further investigation is necessary to evaluate the effect of strain hardening and the gap on this reduction with other joint sizes including thinner tubesheet cases where plane stress governs.

#### **4.5 Conclusion**

It is possible to accurately model tube-to-tubesheet expansion process analytically taking into account strain hardening. The developed analytical model was validated against FEA at the different stages of the expansion process and was found to give a good estimate of the contact pressure and the stresses in the joint. The analytical approach has the ability to tackle a parametric study quickly as compared to FEA.

It was found that both strain hardening of the tube and clearance have significant effect on the residual contact pressure. The increase of these two parameters produces a linear decrease in contact pressure. An adjustment of the expansion can be made for a required target residual stress depending on the magnitude of these two parameters. Lastly, the strain hardening of the tubesheet has little effect on the residual contact pressure. There seems to be an influence of the value of Poisson's ratio considered by FE programs to avoid volumetric locking problems concerning nearly incompressible materials. Presently work is carried out to evaluate the percentage of the tube thickness reduction and the effect of the transition zone on the residual contact pressure.

#### **4.6 References**

- Allam M, Bazergui A, Chaaban A. , 1998, "The effect of tube strain hardening level on the residual contact pressure and residual stresses of hydraulically expanded tube-to-tubesheet joint," Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, vol. 375, pp. 447-455.
- Allam, M., Chaaban, A. and Bazergui, A., 1998, "Estimation of residual stresses in hydraulically expanded tube-to-tubesheet joints," Journal of Pressure Vessel Technology, 120, pp. 129-137

- Bazergui, A. and Allam M., 2002, "Axial strength of tube-to-tubesheet joints: Finite element and experimental evaluations," *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, 124, pp. 22-31.
- Chaaban, A., Ma, H., and Bazergui, A., 1992, "Tube-Tubesheet Joint: A Proposed Equation for the Equivalent Sleeve Diameter Used in the Single Tube Model," *ASME J. Pressure Vessel Technology*, 114, pp. 19-22.
- Cizelj, L., and Mavko, B., 1993, "Crack Propagation in Residual Stress Dominated Steam Generator Tube Expansion Transition Zones," *Proc. of the Meeting on Nuclear Energy: Central Europe: Present and Perspectives*, pp. 228-235.
- Goodier, J. N., and Schoessow, G. J., 1943, "the Holding Power and Hydraulic Tightness of Expanded Tube Joints: Analysis of the Stress and Deformation," *Trans. ASME*, 65(5), pp. 489-496.
- Grimison, E., and Lee, G., 1943, "Experimental Investigation of Tube Expanding," *Trans. ASME*, pp. 497.
- Jawad, M. H., Clarkin, E. J., and Schuessler, R. E., 1987, "Evaluation of Tube-to-Tubesheet Junctions," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 109, pp. 19-26.
- Kohlpaintner, W.R., 1995, "Calculation of hydraulically expanded tube-to-tubesheet joints," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 117, pp. 24-30.
- Krips, H., and Podhorsky, M., 1976, "Hydraulisches Aufweiten Em Dash Ein Neues Verfahren Zur Befestigung Von Rohren," *VGB Kraftwerkstechnik*, 56(7), pp. 456-464.
- Laghzale N. and Bouzid A., 2009, "Analytical Modelling of Hydraulically Expanded Tube-To-Tubesheet Joints," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 131(1), 011208.
- Livieri, P. and Lazzarin, P., 2002, "Autofrettaged Cylindrical Vessels and Bauschinger Effect: An Analytical Frame for Evaluating Residual Stress Distributions," *ASME J. Pressure Vessel Technology*, 124, pp. 38-46.

- Merah, N., Al-Zayer, A., Shuaib, A., and Arif, A., 2003, "Finite element evaluation of clearance effect on tube-to-tubesheet joint strength," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 80(12), p 879-885
- Ramberg, W., and Osgood, W. T., 1943, "Description of stress-strain curves by three parameters," National Advisory Committee for Aeronautics, Technical Notes, n 902, Washington, D.C., 13p.
- Rochester, D., McIlree, A., Molkenthin, J.P., Magee, T.P., Hall, J.F., and Fink, G.C., 1999, "Unique Primary Side Initiated Degradation in the Vicinity of the Upper Roll Transition in once through Steam Generators from Oconee Unit 1," *Proceedings of the Ninth International Symposium on Environmental Degradation of Materials in Nuclear Power Systems - Water Reactors -*, pp. 133-140.
- Sang Z.F., Zhu Y.Z., Widera G.E.O., 1996, "Reliability factors and tightness of tube-to-tubesheet joints," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 118, pp. 137-41.
- Shuaib A.N., Merah N. and Allam I., 2001, "Investigation of Heat Exchanger Tube Sheet Hole Enlargement," ME2203 Final Report, King Fahd University of Petroleum and Petroleum, Dhahran, Saudi Arabia.
- Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1999, 8th ed., the Tubular Manufacturers Association, Tarrytown, New York.
- Urdike, D., Kalnins, A., and Caldwell, S., 1992, "Elastic Plastic Analysis of Tube Expansion in Tubesheets," *ASME J. Pressure Vessel Technol.*, 114, pp. 149-156.
- Williams D. K., 2007, "Comparison of Residual Stresses in the Mechanical Roll Expansion of HX Tubes into TEMA Grooves," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 129, pp. 324-241.
- Yokell, S., 1992, "Expanded, and Welded-and-Expanded Tube-to-Tubesheet Joints," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 114, pp. 157-165.

## CHAPITRE 5

### ARTICLE # 3 <<EFFECT OF CREEP ON THE RESIDUAL STRESSES IN TUBE-TO-TUBESHEET JOINTS>>

Cet article a été accepté à l'ASME Journal of Pressure Vessel Technology comme l'indique la référence bibliographique ci-dessous.

Laghzale Nor-eddine, Abdel Hakim Bouzid, "Effect of Creep on the Residual Stresses in Tube-To-Tubesheet Joints", l'ASME Journal of Pressure Vessel Technology, accepté, Novembre, 2009.

Dans les précédents chapitres, on a développé un modèle analytique qui perdait la distribution des contraintes résiduelles produites par le procédé de dudgeonnage. Cependant, sous l'effet du fluage des matériaux du joint la relaxation de ces contraintes résiduelles incluant la pression résiduelle de contact prennent place en fonction du temps. La diminution de la pression résiduelle de contact au dessous du seuil critique après un certain nombre d'heures de fonctionnement s'avère un paramètre important à considérer dans la conception des assemblages dudgeonnés. Il est donc nécessaire de développer un modèle analytique simple capable de prédire l'évolution de cette pression de contact en fonction du temps. C'est donc l'objet de ce nouveau chapitre.

#### **Résumé**

Certains générateurs de vapeur sont utilisés pour transférer la chaleur du sodium liquide du circuit primaire vers l'eau du circuit secondaire. La nécessité d'évacuer les flux importants d'énergie produite dans le cœur d'un réacteur rend difficile l'emploi des gaz. L'eau n'est pas utilisable en raison de son pouvoir modérateur et enfin les sels fondus posent de nombreux problèmes de corrosion. La seule solution possible consiste donc à faire appel à un métal liquide, le sodium, en raison de ses intéressantes propriétés : capacité calorifique et

conductivité thermique élevées et faible viscosité. Au sein de ces générateurs et particulièrement au niveau des joints tubes-plaques à tubes, l'étanchéité est assurée par l'existence d'une pression résiduelle de contact qui agit au niveau de l'interface des assemblages tubes-plaques à tubes qui sépare les circuits primaire et secondaire du générateur. La moindre fuite est intolérable, et ses conséquences sont très lourdes sur les plans humain, matériel et économique. Des études ont été réalisées pour expliquer les défaillances de la zone transition (Grimison E.D. and al, (1943) ; Cizelj L. and al, (1993)). D'autres investigations expérimentales ont été également réalisées pour déterminer la valeur de l'effort de la résistance à l'arrachement afin d'évaluer la pression résiduelle de contact (Shuaib AN and al., (2001) ; Bazergui A. and Allam M., (2002)).

Plusieurs causes peuvent être à l'origine des fuites dans un générateur de vapeur, les fissurations dues aux attaques intergranulaires, à la CSC ou à la fatigue au niveau de la zone de transition du joint sont souvent les plus connues. Cependant, sous l'effet de la relaxation des contraintes résiduelles, la perte de la pression résiduelle de contact produite par le procédé de dudgeonnage peut être à la cause d'une fuite, provoquant ainsi le mélange entre les écoulements du circuit primaire et secondaire du générateur de vapeur. Ce phénomène n'est que très peu pris en considération par les normes de calcul. Au niveau de la conception, les codes de calcul tel que TEMA, (1999) donne seulement quelques informations très limitées et ils ne donnent pas une méthodologie de conception permettant d'assurer l'étanchéité et l'intégrité de ces générateurs. Une méthode analytique capable de prédire la distribution et l'évolution des contraintes résiduelles dans l'espace et dans le temps s'avère nécessaire et est donc proposé dans ce chapitre.

Les matériaux constituant le tube et la plaque à tubes sont respectivement l'alliage 800 (Incoloy) et ASTM SA 387, les caractéristiques mécanique et géométrique sont données dans la table 5.1. Le choix de ces matériaux est justifié par le fait qu'ils ont une excellente résistance au fluage, un faible coefficient de dilatation thermique et un excellent coefficient

de conductivité thermique. Ces matériaux sont souvent utilisés comme des composants dans les centrales thermiques et nucléaires depuis plus de 20 années.

Trois hypothèses seront considérées, la première suppose que la plaque à tubes est modélisée par une douille dont le diamètre extérieur est représenté par un diamètre équivalent. La seconde hypothèse suppose que le tube subit un effondrement plastique avant qu'il rentre en contact avec la douille. Dans la pratique, le jeu initial est largement supérieur à ce déplacement de l'interface qui cause l'effondrement plastique du tube, (TEMA, 1999). Enfin, la troisième hypothèse suppose que la pression maximale de dudgeonnage reste inférieure à la pression qui produit le retour plastique du tube. En plus, les matériaux sont supposés homogènes et isotropes et aucun gradient de température n'est pris en considération. Les équations qui régissent la distribution des contraintes sont élaborées à partir des équations d'équilibre, la loi de comportement des matériaux et la loi du fluage de Bailey-Norton. Selon les caractéristiques géométriques et mécaniques données par la table 5.1, les résultats de cette approche analytique peuvent être récapitulés comme suit :

- À la fin de du procédé de dudgeonnage, le modèle analytique prédit une pression résiduelle de 25,6 MPa contre 29,3 et 28,8 MPa, respectivement, pour les modèles des éléments finis en état plan de contrainte et axisymétrique. La contrainte tangentielle est maximale à l'intérieur du tube et atteint 250 MPa alors qu'au niveau de la plaque elle ne dépasse pas 30 MPa.
- En service, après quelques heures de fonctionnement,  $P_d = 16 \text{ MPa}$  et  $\Delta T = 550^\circ \text{C}$ , la pression de contact résiduelle donnée par le modèle analytique augmente de 25,6 MP (Pression de contact résiduelle produite par le procédé) à 48,28 MPa. Les deux modèles des éléments : état plan de contrainte et axisymétrique prédisent 54,25 et 55,3 MPa respectivement.
- En service après 10000 heures de fonctionnement,  $P_d = 16 \text{ MPa}$  et  $\Delta T = 550^\circ \text{C}$ , le modèle analytique prédit une chute de la pression résiduelle de contact d'une valeur de



23,59 MPa, soit, une réduction de 13,3 %. Les modèles des éléments finis, état plan de contrainte et axisymétrique prévoient 24,2 et 224,5 MPa, soit une réduction de 17,41 et 15,9 % respectivement.

- En cas d'arrêt en régime permanent (après 10000 heures,  $P_d = 0 \text{ MPa}$ ,  $\Delta T = 0^\circ \text{C}$ ), cette pression de contact résiduelle chute à une valeur critique de 4.4 MPa, soit une réduction de 79,9 % pour le modèle analytique. Les modèle de élément finis état plan de contrainte et axisymétrique prédisent respectivement une réduction de 83,22 % et 86,81 %.
- La relaxation des contraintes résiduelle soulage considérablement le joint. En effet, immédiatement après un démarrage, la contrainte équivalente maximale à l'intérieur du tube passe de 231,9 à 280,6 MPa. Ensuite, elle subit une régression accélérée pour se stabiliser au voisinage de 48,4 MPa (après 10000 heures de service). On a observé la même tendance pour les deux modèles des éléments finis.

La bonne concordance entre le modèle analytique et celui des éléments finis a été observée dans toute cette analyse ; ce qui procure une haute confiance au modèle analytique employé et à la méthodologie utilisée.

### **Abstract**

Steam generators are the subject of major concern in nuclear power plant safety. Within these generators, the tightness barrier, which separates the primary and secondary circuits, is ensured by the existence of a residual contact pressure at the tube-to-tubesheet joint interface. Any leakage is unacceptable, and its consequences are very heavy in terms of the human and environmental safety as well as maintenance cost.

Some studies have been conducted to comprehend the main reasons for such failure. However, no analytical model able to predict the attenuation of the residual contact pressure

under the effect of material creep relaxation behavior. The development of a simple analytical model able to predict the change of the residual contact pressure as a function of time is lay out in this paper. The results from the analytical model are checked and compared with those of finite elements.

## **5.1 Introduction**

Some steam generators are used to transfer the heat from primary sodium circuit to secondary water circuit. The need to evacuate the flows of energy produced in the reactor core makes difficult to use the gas. The water can be used, but its restraining power and molten salts pose many problems of corrosion. The only possible solution is to use a liquid metal: sodium. This is because it has interesting properties (heat capacity and high thermal conductivity, low melting temperature ( $100^{\circ}\text{C}$ ), high boiling temperature ( $882^{\circ}\text{C}$ ), low viscosity and a low price.

Several causes can be at the origin of leak in a steam generator. Cracks due to intergranular attack and corrosion under stress or fatigue in the joint transition zone are just to name a few. However, the loss of the initial residual contact pressure due to the relaxation may be the source of a leak at the tube-to-tubesheet joint interface, causing the fluid moderator of the primary circuit to mix with water steam of the secondary circuit in the steam generator.

The interface residual stress relaxation is not adequately covered by a detailed standardized design procedure. Existing standards such as TEMA (1999) give only limited information. They do not provide a design methodology to follow in order to insure a desired structural integrity and tightness (Sang Z.F. et al., 1996) after the expansion process and during the life time of expanded joint. Several studies to explain failures in transition zones were conducted in (Grimison E. D. et al., 1943; Cizelj L. et al., 1993).

In parallel, experimental investigations were conducted to mainly evaluate the strength of the tube-to-tube sheet adhesion and tightness by performing push-pull tests (Shuaib A. et al., 2001; Bazergui A. and Allam M., 2002). Middlebrook et al. (1993) showed that the relaxation effects on the residual contact pressure are not significant if the service temperature remains below 482 °C. In their study, the materials of the tube and tubesheet were alloy 800 and SA-508 respectively. The authors neglected the creep effect of the tubesheet because the tubesheet ligament membrane stress is an order of magnitude smaller than the tube membrane stress.

In our study Incoloy 800 and ASTM SA 387 materials for the tubes and tubesheet respectively will be used to validate the analytical developed model to predicts the contact pressure variation with the applied loading including relaxation due to creep. These materials are often most used material for tube and tubesheet respectively. Because these materials have excellent creep rupture strength as well as the advantage of a lower thermal expansion coefficient and higher thermal conductivity, they have been extensively used for high temperature pressurized equipment such tubular exchanger, reheater and piping in power plants for over 20 years.

## **5.2 Analytical model**

### **5.2.1 Governing equations**

Three assumptions are made. The first one considers that the tubesheet is modeled by a sleeve with an equivalent external diameter, the expression of which can be given in (Chaaban A. et al., 1992; Kohlpaintner W. R., 1995). The second one supposes that the tube material strain hardening is linear and during the expansion process the tube undergoes plastic deformation before it touches the wall. The third one supposes that the maximum expansion pressure does not produce yield in the tubesheet. Higher expansion may yield the tubesheet ligament and produce high stresses in the tube transition zone. Such condition can cause joint deterioration and jeopardize the equipment integrity. In addition to these

assumptions, the material is assumed to be isotropic and homogeneous and the temperature gradient is equal to zero through the tubesheet thickness. The expanded joint relaxation model is developed for a plane stress case which implies that the longitudinal stress  $\sigma_z$  is negligible. The equation governing the tube-to-tubesheet joint equilibrium is given by:

$$\frac{d\sigma_r^i}{dr} + \frac{\sigma_r^i - \sigma_\theta^i}{r} = 0 \quad (5.1)$$

Total strains are assumed to be composed of three parts; elastic, thermal and creep strain.

$$\varepsilon^i = \varepsilon_{el}^i + \varepsilon_{th}^i + \varepsilon_{cr}^i \quad (5.2)$$

The elastic  $\varepsilon_{el}^i$  and thermal  $\varepsilon_{th}^i$  strains may be obtained from Hooke's and Fourier's law of thermal conductivity, respectively. Creep strain components  $\varepsilon_{cr}^i$  are assumed to follow Norton's law (Bailey R. W., 1935).

$$\varepsilon_{cr}^i = K_i \cdot (\sigma_e^i)^{n_i} \cdot t \quad (5.3)$$

$K_i$  and  $n_i$ , are creep constants,  $\sigma_e^i$  and  $t$  are the Von Mises effective stress and time parameter, respectively. In the case of plane stress, the compatibility equations take the following form:

$$\begin{aligned} \varepsilon_r^i &= \frac{dU_r^i}{dr} = \frac{1}{E_i} (\sigma_r^i - \nu \sigma_\theta^i) + \alpha_i \Delta T + \varepsilon_{r,cr}^i \\ \varepsilon_\theta^i &= \frac{U_r^i}{r} = \frac{1}{E_i} (\sigma_\theta^i - \nu \sigma_r^i) + \alpha_i \Delta T + \varepsilon_{\theta,cr}^i \end{aligned} \quad (5.4)$$

In which  $E_i$ ,  $\nu$ ,  $\alpha_i$ ,  $\Delta T$ ,  $\varepsilon_{r,cr}$  and  $\varepsilon_{\theta,cr}$  are Young's modulus, Poisson's ratio, the coefficient of thermal expansion, the temperature field and the radial and tangential creep strains, respectively. The radial and tangential stress  $\sigma_r^i$  and  $\sigma_\theta^i$  are then given by:

$$\begin{aligned}\sigma_r^i &= \frac{E_i}{1-\nu^2} \left[ \frac{dU_r^i}{dr} + \nu \frac{U_r^i}{r} - (\varepsilon_{r,cr} + \nu \varepsilon_{\theta,cr}) - (1+\nu) \alpha_i \Delta T \right] \\ \sigma_\theta^i &= \frac{E_i}{1-\nu^2} \left[ \nu \frac{dU_r^i}{dr} + \frac{U_r^i}{r} - (\nu \varepsilon_{r,cr} + \varepsilon_{\theta,cr}) - (1+\nu) \alpha_i \Delta T \right]\end{aligned}\quad (5.5)$$

Substituting equations (5.4) and (5.5) into equation (5.1) gives:

$$\frac{d^2 U_r^i}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dU_r^i}{dr} - \frac{1}{r^2} U_r^i = f_1^i \quad (5.6)$$

In which  $f_1^i$  is given by:

$$f_1^i = \frac{1-\nu}{r} (\varepsilon_{r,cr}^i - \varepsilon_{\theta,cr}^i) + \frac{d\varepsilon_{r,cr}^i}{dr} + \nu \frac{d\varepsilon_{\theta,cr}^i}{dr} \quad (5.7)$$

Hence, the governing rate equations become:

$$\begin{aligned}\frac{d^2 \dot{U}_r^i}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\dot{U}_r^i}{dr} - \frac{1}{r^2} \dot{U}_r^i &= 0 & t = 0 \\ \frac{d^2 \dot{U}_r^i}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\dot{U}_r^i}{dr} - \frac{1}{r^2} \dot{U}_r^i &= \frac{\dot{g}_1^i}{r} + \frac{d\dot{g}_2^i}{dr} & t > 0\end{aligned}\quad (5.8)$$

Where:

$$\begin{aligned}\dot{g}_1^i &= (1-\nu) (\dot{\varepsilon}_{r,cr}^i - \dot{\varepsilon}_{\theta,cr}^i) \\ \dot{g}_2^i &= (\dot{\varepsilon}_{r,cr}^i + \dot{\varepsilon}_{\theta,cr}^i)\end{aligned}\quad (5.9)$$

The radial and tangential strain rates are given by the Prandtl Reuss flow rule (Nabarro FRN., 1948) and equation (5.3) as follows:

$$\begin{aligned}\dot{\epsilon}_{r,cr}^i &= K_i (\sigma_e^i)^{n_i-1} (\sigma_r^i - \sigma_\theta^i) \\ \dot{\epsilon}_{\theta,cr}^i &= K_i (\sigma_e^i)^{n_i-1} (\sigma_\theta^i - \sigma_r^i)\end{aligned}\quad (5.10)$$

The general solution of equation (5.8) is:

$$\dot{U}_r^i = A_i r + \frac{B_i}{r} - \left( \frac{I_1^i}{1-\nu} + \frac{I_2^i}{1+\nu} \right) r \quad (5.11)$$

Where  $I_1^i$  and  $I_2^i$  are:

$$\begin{aligned}I_1^i &= \frac{1-\nu}{2r^2} \int_{r_i}^r (\dot{g}_1^i - 2\dot{g}_2^i) r dr \\ I_2^i &= \frac{1+\nu}{2} \int_{r_i}^r \frac{\dot{g}_1^i}{r} dr\end{aligned}\quad (5.12)$$

$A_i$  and  $B_i$  are the integration constants to be found by applying the following boundary conditions:

$$\begin{aligned}r = r_i & \quad \dot{\sigma}_r^i(r) = 0 \\ r = R_o & \quad \dot{\sigma}_r^s(r) = 0 \\ r = r_o & \quad \dot{\sigma}_r^i(r) = \dot{\sigma}_r^s(r) \\ r = r_o & \quad U_r^i(r) = U_r^s(r)\end{aligned}\quad (5.13)$$

The stress rates are given by:

$$\begin{aligned}\dot{\sigma}_r^i &= \frac{E_i}{1-\nu^2} \left[ A_i(1+\nu) - B_i \frac{(1-\nu)}{r^2} + I_1^i + I_2^i \right] \\ \dot{\sigma}_\theta^i &= \frac{E_i}{1-\nu^2} \left[ A_i(1+\nu) + B_i \frac{(1-\nu)}{r^2} - I_1^i + I_2^i - (1-\nu^2) \dot{\epsilon}_{\theta,cr}^i \right]\end{aligned}\quad (5.14)$$

### 5.2.2 Summary of computational procedure

- Step 1: The initial residual radial and tangential stress distributions at time  $t = 0$  are calculated by the method described in ANEXE I.
- Step 2: Use the stresses from step 1 the strain rates are then calculated
- Step 3: Applying the boundary conditions the constants  $A_i$  and  $B_i$  are solved to obtain the stress rates.
- Step 4: By selecting a suitable time interval  $\Delta t$ , the new stresses and strains are found:

$$\begin{aligned} (\sigma_r^i)_{j+1} &= (\dot{\sigma}_r^i)_j \Delta t + (\sigma_r^i)_j \\ (\sigma_\theta^i)_{j+1} &= (\dot{\sigma}_\theta^i)_j \Delta t + (\sigma_\theta^i)_j \end{aligned} \quad (5.15)$$

$$\begin{aligned} (\varepsilon_r^i)_{j+1} &= (\dot{\varepsilon}_r^i)_j \Delta t + (\varepsilon_r^i)_j \\ (\varepsilon_\theta^i)_{j+1} &= (\dot{\varepsilon}_\theta^i)_j \Delta t + (\varepsilon_\theta^i)_j \end{aligned} \quad (5.16)$$

- Step 5: Step 2 to 4 are repeated for each time interval until the radial and tangential stress distributions approach a steady state condition.

### 5.3 Validation using finite element modelling

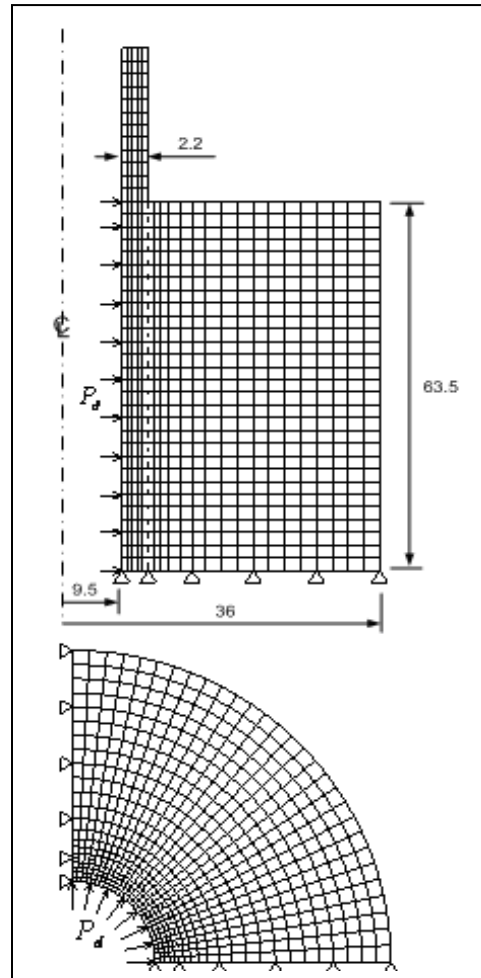
The developed analytical approach was validated using both plan stress and axisymmetric FE modelling. Isoparametric plane elements PLANE82 with eight nodes were used to model the tube and the tubesheet. This element is well suited to model curved boundaries and can be used as a planar element or as an axisymmetric element. Elements CONTA72 and TARG169 were also employed to model the contact surfaces of the tube and the tubesheet. The friction was not taken into account as previous studies showed that the influence friction on the residual contact pressure is not significant (Merah N. et al., 2003).

**Tableau 5.1**  
**Geometry and material properties**

	<i>Tube</i>	<i>Tubesheet</i>
$r_o, R_o$ (mm)	9.512	36
$r_i, R_i$ (mm)	7.272	9.547
$E_t, E_s$ (GPa)	196	218
$E_{tt}, E_{st}$ (GPa)	3	2
$S_{yt}, S_{ys}$ (MPa)	329	415
$K_t (MPa^{-n} h^{-1}), K_s (MPa^{-n} h^{-1})$	$1.46 \cdot 10^{-26}$	$1.1 \cdot 10^{-22}$
$n_t, n_s$	10.64	8.25
$\nu_t, \nu_s$	0.3	0.3
$\alpha_t, \alpha_s$ ( $\mu$ Strain. $^{\circ}C^{-1}$ )	13.01	12.4
$P_{e\_max}$ (MPa)	340	
$P_d$ (MPa)	16	
$C$ (mm)	0.12	
$\Delta T$ ( $^{\circ}C$ )	550	

The finite element for plan stress and axisymmetric models are shown in figure 5.1. The geometrical characteristics of the tube-to-tubesheet joint selected for the validation study are shown in Table 1. The material properties including creep constants for alloy 800 (EL Gharad A., 1986) and ASTM SA 387 (Gaffard V., 2004) are also given in table 5.1. These are used for both the analytical and finite elements simulations. In order to overcome the problem of the divergence related to the nonlinearity during the loading phase, the expansion pressure was gradually applied till full plastic deformation of the tube is reached. As shown in table 5.1, in the working example, the loading conditions of pressure and temperature  $P_d$  and  $T$  are taken from the primary side circuit only. The secondary side circuit pressure is neglected since this paper does not deal with the tube transition zone.

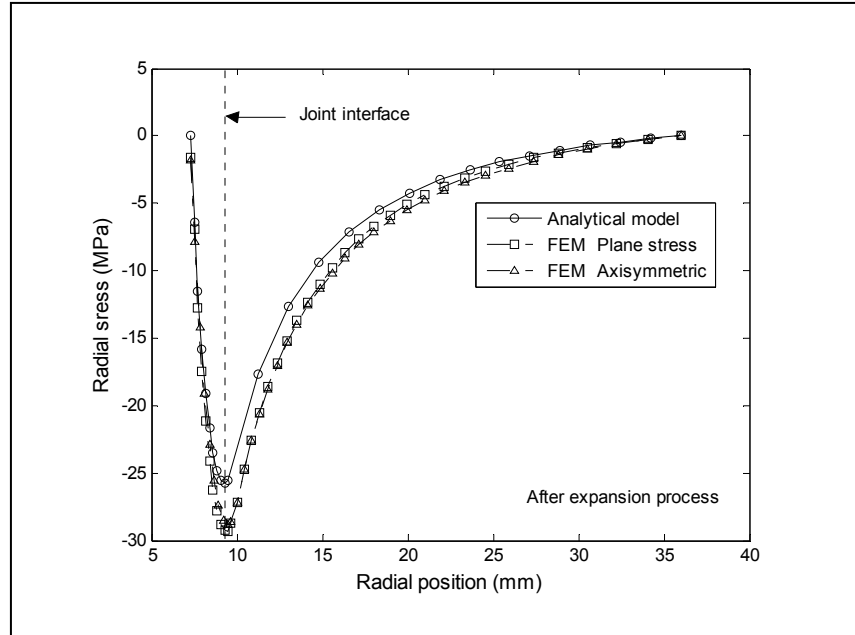




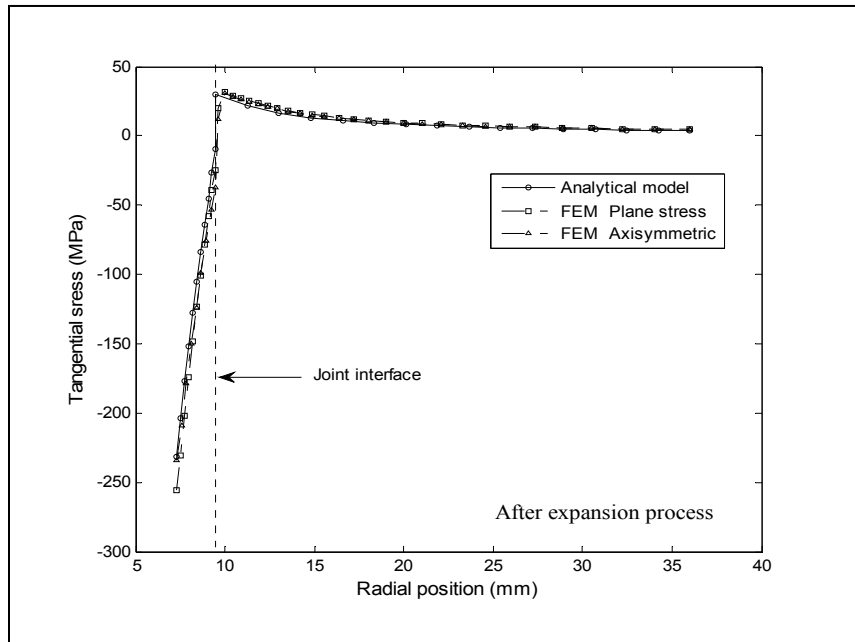
**Figure 5.1 Plan and axisymmetric FE models.**

#### **5.4 Results and discussion**

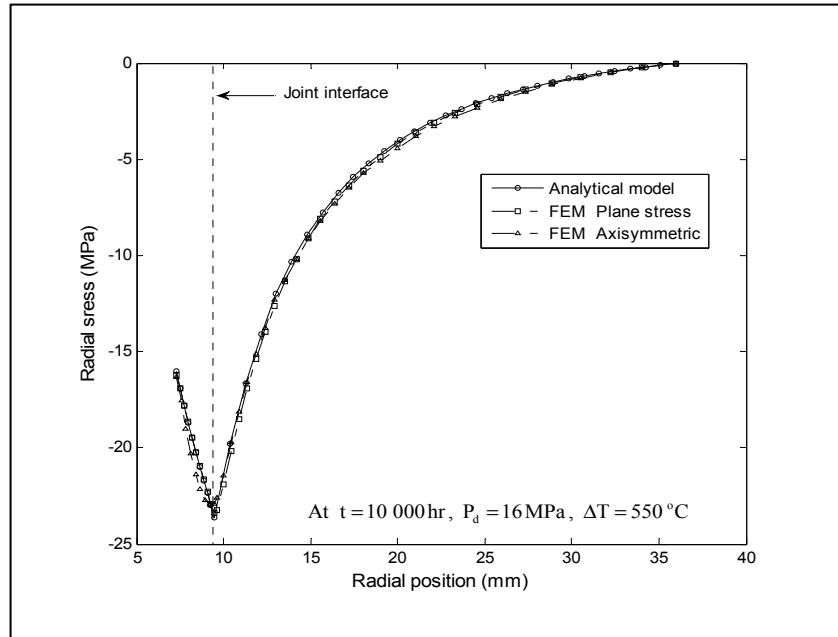
Figures 5.2 and 5.3 show the residual radial and tangential stress distributions immediately after the expansion process with no pressure and temperature applied. The analytical model predicts a contact pressure of 25.6 MPa while FEM gives 29.3 and 28.8 MPa for plane stress and axisymmetric models, respectively. These values are actually the radial stresses at the joint interface obtained from figure 5.2. As expected the maximum residual tangential stress



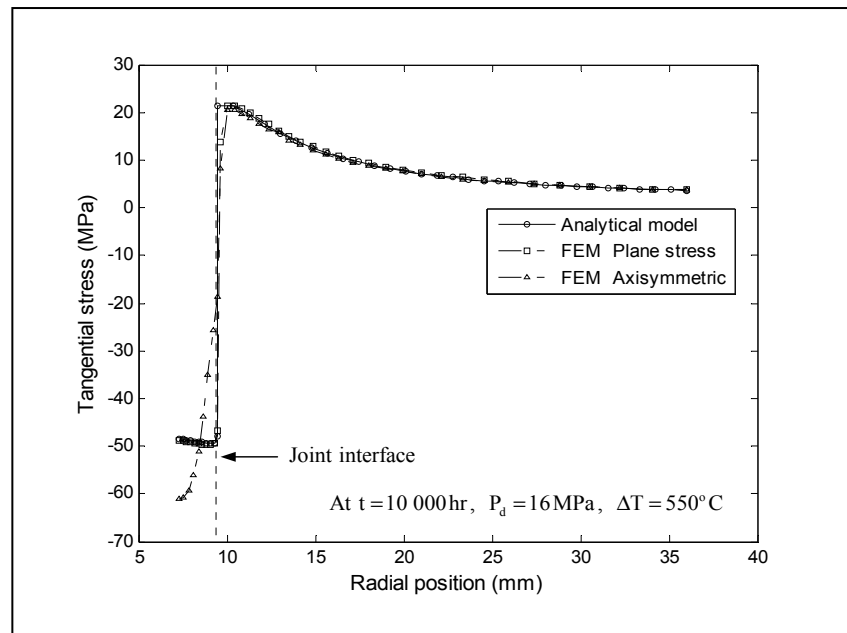
**Figure 5.2 Radial stress distribution after the expansion process.**



**Figure 5.3 Tangential stress distribution after the expansion process.**



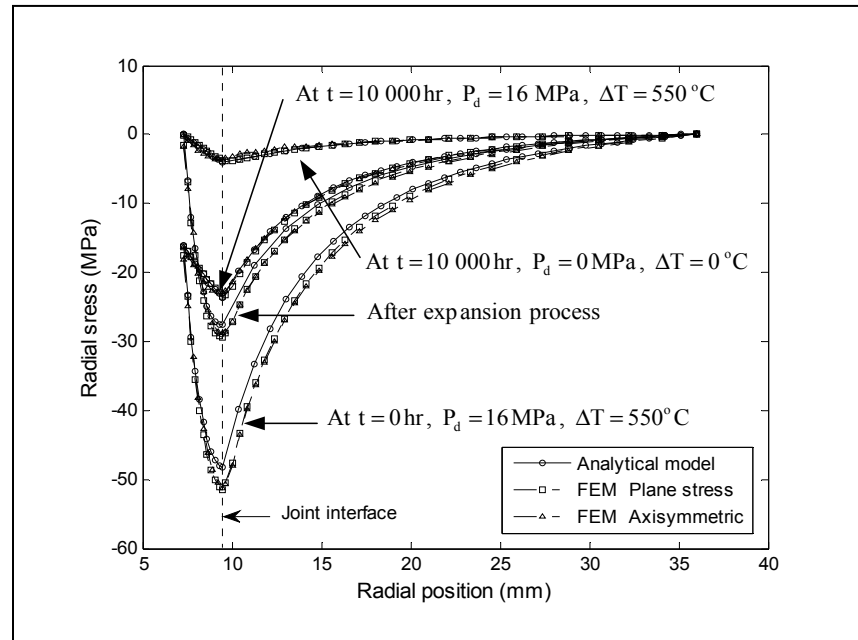
**Figure 5.4 Radial stress distribution at the steady state condition.**



**Figure 5.5 Tangential stress distribution at the steady state condition.**

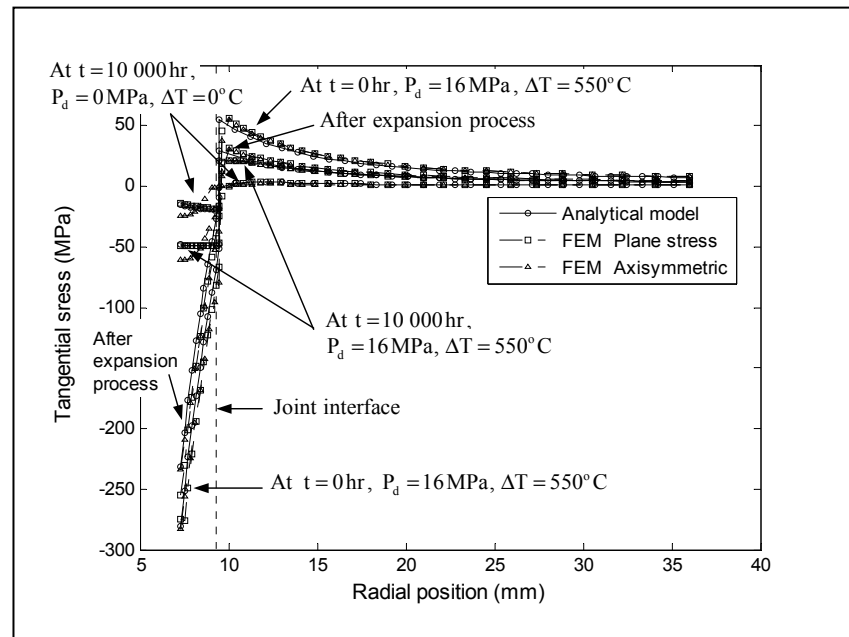
is at the tube inside diameter reaching a value of 250 MPa while the tubesheet stresses remain below 30 MPa. Part 1.1 of ANNEXE I gives the analytical equations of these stresses the derivation of which can be found in (Laghzale N. et Bouzid A., 2008). A good agreement between the analytical solution and FEA is obtained.

Figures 5.4 and 5.5 show the radial and tangential stress distributions at a pressure of 16 MPa a temperature increase of 550°C and after 10,000 hours of service. The analytical prediction of both stresses is in a perfect match with FEA and in particular with the FE plane stress model. The analytical model predicts a contact pressure of 23.59 MPa while FEA gives 23.4 and 22.9 MPa, respectively, for the plane stress and axisymmetric models. Note that the tube tangential stresses have relaxed to about 48.39 MPa with the analytical model at the inside diameter. This stress is 48.77 and 60 MPa for the FE plane stress and axisymmetric models respectively



**Figure 5.6 Radial stress distributions during the different operating conditions.**

Figures 5.6 and 5.7 show the stress distributions during all operating stages. The residual contact pressure, initially at 25.58 MPa after the expansion process, reaches to around 48.28 MPa during operation the first few hours and then decreases to 23.59 MPa after 10,000 hours of service ( $P_d = 16 \text{ MPa}, \Delta T = 550^\circ \text{C}$ ) resulting in a reduction of 51.2 %. The FE models predict a reduction of 54.25 and 55.3 % for the FE plane stress and axisymmetric models, respectively.

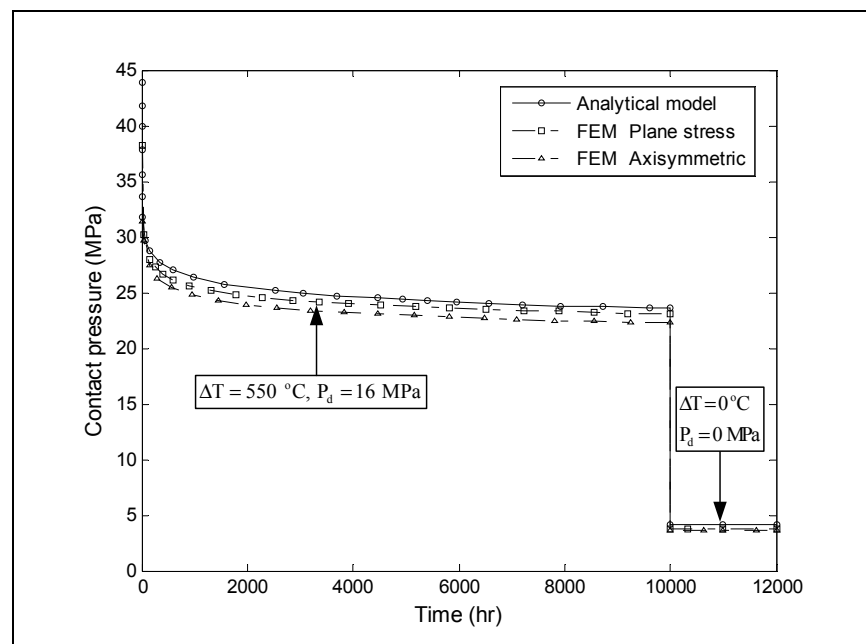


**Figure 5.7 Tangential stress distributions during the different operating conditions.**

The state of the contact pressure is critical during shut-down since its value would be less than 4.4 MPa as shown in figure 5.6 under the condition.  $t = 10,000 \text{ hr}$   $P_d = 0$ ,  $\Delta T = 0$ . This represents a reduction of 83.9 % for analytical model against 87.5 and 86.4 % for the FE plane stress and axisymmetric models, respectively. The joint relaxation relieves stresses considerably during operation. Indeed, in the analytical model, the maximum absolute value of the effective stress at tube inner radius increases slightly from 231.89 MPa to 280.61 MPa

during the operation and then decrease drastically to 48.39 MPa after 10,000 hours of service. Similar trend is observed with the two FE models.

Figure 5.8 shows the variation of residual contact pressure with time. After the tube-to-tubesheet joint is brought into service, the residual contact pressure increases from 27.9 to 50.32 MPa due to internal pressure and thermal expansion difference. It then starts to relax due to creep to reach a stabilized value of 23.29 MPa after 10,000 hours of service. In the event of cold shutdown after steady state, the contact pressure falls drastically to around 4 MPa with all three models



**Figure 5.8 Contact pressure relaxation with time.**

It can be stated that a good agreement between the analytical and FE models was observed throughout the study which give a good confidence in the developed analytical model and the methodology used.

## 5.5 Conclusion

A rigorous analytical model that treats tube-to-tubesheet joint relaxation was developed in this paper. It takes into account not only the initial residual stresses generated during the expansion process but the effect of pressure, thermal expansion difference and creep. The developed analytical approach can be used to optimize the expanded joint designs.

From the specific case study it is shown that creep can have significant effect on the contact pressure at the tube-to-tubesheet interface. While during the contact pressure increases immediately after application of pressure and temperature, it can decrease to a much lower value after few hours of service and in particular when the loading is retrieved. This steady showed that at the steady state condition, the residual contact pressure decreases by 16.5% and 86.4% with respect to the initial residual contact pressure obtained at the end of the expansion process.

The developed analytical model was validated against FEA and was found to give a good estimate of the contact pressure and the stresses in the joint at both service condition and cold shutdown.

## 5.6 Reference

- Bailey R.W., 1935, "The Utilization of Creep Test Data in Engineering Design," Proc IMechE, 131,pp. 186-205.
- Bazergui, A. and Allam M., 2002, "Axial strength of tubeto-tubesheet joints: Finite element and experimental evaluations," Journal of Pressure Vessel Technology, 124, pp. 22-31.
- Chaaban, A., Ma, H., and Bazergui, A., 1992, "Tube-Tubesheet Joint: A Proposed Equation for the Equivalent Sleeve Diameter Used in the Single Tube Model," ASME J. Pressure Vessel Technology, 114 (1), pp. 19-22.

- Cizelj, L., and Mavko, B., 1993, "Crack propagation in residual stress dominated steam generator tube expansion transition zones," Proc. of the Meeting on Nuclear Energy: Central Europe: Present and Perspectives, pp. 228-235.
- EL Gharad, A. 1986, "Comportement en Fatigue Relaxation de l'Alliage 800 (Z 5 NCT A 33-21) à 550 oC. Influence du Vieillissement et Prévion à Long Terme,". Ph. D, thesis, University of Metz.
- Gaffard, V., 2004, "Experimental Study and Modelling of High Temperature Creep Flow and Damage Behaviour of 9Cr1Mo-Nbv Steel Weldments,". PhD, Thesis, Ecole des Mines de Paris.
- Grimison, E.D., and Lee, G.H., 1943, "Experimental Investigation of Tube Expanding," Transaction of ASME, pp. 497-505.
- Kohlpaintner, W.R., 1995, "Calculation of Hydraulically Expanded Tube-to-Tubesheet Joints," Journal of Pressure Vessel Technology, 117 (1), pp. 24-30.
- Laghzale N. et Bouzid A., 2008, "An Analytical Solution of Hydraulically Expanded Tube-To-Tubesheet Joints with Linear Strain Hardening Material Behaviour," ASME-PVP Conference, Paper N° PVP2008-61920, Chicago, Illinois.
- Laghzale N. et Bouzid A., 2009, "Analytical Modelling of Hydraulically Expanded Tube-To-Tubesheet Joints," ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 131(1), 011208.
- Merah, N., Al-Zayer, A.; Shuaib, A.; Arif, A., 2003, "Finite Element Evaluation of Clearance Effect on Tube-To-Tubesheet Joint Strength," International Journal of Pressure Vessels and Piping, 80 (12), p 879-885.
- Nabarro FRN., (1948), Report of a conference on the strength of solids, London: Physical Society; 1948.
- Sang Z.F., Zhu Y.Z., Widera GEO. , 1996, "Reliability factors and tightness of tube-to-tubesheet joints," ASME J. Press Vessel Technol, 118, pp.137-41.
- Shuaib AN, Merah N, Allam I., 2001, "Investigation of heat exchanger tube sheet hole enlargement," ME2203 Final Report, King Fahd University of Petroleum and Petroleum, Dhahran, Saudi Arabia.



Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1999, 8th ed., the Tubular Manufacturers Association, Tarrytown, New York.

W.B. Middlebrooks a, D.L. Harrod and R.E. Gold b, 1993, "Residual stresses associated with the hydraulic expansion of steam generator tubing into tubesheet" Nuclear Engineering and Design, 143, pp. 159-169

## ANNEXE I

### RESIDUAL STRESSES CALCULATION AFTER THE EXPANSION PROCESS

#### I-1 Stresses in tube

##### I-1-1 Residual stresses at the end of expansion processes

At room temperature, the analytical tube residual stresses at the end of the expansion process with a bilinear tube material behavior and no plastic deformation of tubesheet have been resolved by Laghzale and Bouzid in (Laghzale N. et Bouzid A., 2009; Laghzale N. et Bouzid A., 2008). These are given by:

$$\begin{aligned} \sigma_r'(r) = & -\frac{S_{yt}}{\sqrt{3}} \left[ \frac{A_t \cdot E_{tp} \left( (r_o/r)^2 - 1 \right) + 2 \ln(r_o/r)}{1 + A_t \cdot E_{tp}} \right] + (P_e - P_{at}) \cdot \frac{(1 - (r_o/r)^2)}{Y_t^2 - 1} \\ & + (P_{c\_max} - \lambda(P_{e\_max} - P_e)) \cdot \frac{(r_o/r)^2 - Y_t^2}{Y_t^2 - 1} \\ \sigma_\theta'(r) = & \frac{S_{yt}}{\sqrt{3}} \left[ 2 + \frac{A_t \cdot E_{tp} \left( (r_o/r)^2 - 1 \right) - 2 \ln(r_o/r)}{1 + A_t \cdot E_{tp}} \right] + (P_e - P_{at}) \cdot \frac{(1 + (r_o/r)^2)}{Y_t^2 - 1} \\ & - (P_{c\_max} - \lambda(P_{e\_max} - P_e)) \cdot \frac{(r_o/r)^2 + Y_t^2}{Y_t^2 - 1} \end{aligned} \quad (I.1)$$

Where  $P_e$  and  $P_{e\_max}$  are the expansion pressure and its maximum value.  $P_e = 0$  at the end of the expansion process.

$A_t$ ,  $E_{tp}$  and  $\lambda$  are constants given by:

$$A_t = \frac{2(2-\nu)}{3E_t}, \quad E_{tp} = \frac{E_u E_t}{E_t - E_u} \quad (I.2)$$

$$\lambda = \frac{2(1-\nu)}{\frac{E_t(Y_t^2-1)}{E_s(Y_s^2-1)}(Y_s^2+1-2\nu)+1+Y_t^2(1-2\nu)} \quad (I.3)$$

$P_{at}$  is the expansion pressure which causes the tube plastic collapse. It is given by:

$$P_{at} = \frac{S_{yt}}{\sqrt{3}(1+A_t E_{tp})} [A_t E_{tp} (Y_t^2 - 1) + 2 \ln(Y_t)] \quad (I.4)$$

$P_{c\_max}$  is the maximum contact pressure ( at  $P_e = P_{e\_max}$  ), it is given by:

$$P_{c\_max} = \left[ \frac{2(1-\nu^2)S_{yt}r_o}{\sqrt{3}E_t} - C \right] \frac{E_u(Y_t^2-1)}{r_o\gamma} + 2 \frac{(1-\bar{\nu}^2)}{\gamma} (P_{e\_max} - P_{at}) \quad (I.5)$$

Where  $\bar{\nu} = 0.5$  and  $\gamma$  is constant given by:

$$\gamma = (1+\bar{\nu}) \left[ 1 + (1-2\bar{\nu})Y_t^2 \right] + \frac{E_u(Y_t^2-1)}{E_s(Y_s^2-1)} (1+\nu) (1+Y_s^2-2\nu) \quad (I.6)$$

$E_t, E_u$  and  $E_s$  are respectively the tube elastic modulus, its tangent modulus and the tubesheet elastic modulus.

### I-1-2 Total stresses when operating pressure is applied

To calculate stresses in the tube during operation with pressure only ( $t = 0$ ,  $P_d = 16MPa$  and  $\Delta T = 0$ ), use equation (I.1) replacing  $P_e$  by  $P_d$ . At the end of the expansion process  $P_e$  is equal to zero and the application of the service operating pressure  $P_d$  would simply have

the same effect as an unloading to a pressure of  $P_d$  from its maximum value  $P_{e\_max}$ . It is to be noted that the unloading phase during the expansion process and the loading phase during operation are elastic.

### I-1-3 Total stresses with pressure and temperature

The residual contact pressure  $P_{c\_th}$  due to thermal expansion difference between the tube and tubesheet as a result of a temperature increase ( $t = 0$ ,  $P_d = 0$  and  $\Delta T = 550^\circ C$ ) can be obtained by the compatibility equation of the radial displacement at their interface. As in a shrink fit problem of a plane strain, its expression is given by:

$$P_{c\_th} = \frac{\Delta T E_t (\alpha_t - \alpha_s) (Y_t^2 - 1)}{\frac{E_t (Y_t^2 - 1)}{E_s (Y_s^2 - 1)} (Y_s^2 (1 + \nu) + 1 - \nu) + 1 + \nu + Y_t^2 (1 + \nu)} \quad (I.7)$$

These total stresses expressions are given by the following expressions:

$$\begin{aligned} \sigma_r^t(r) &= \sigma_r^t(r) \Big|_{op} + P_{c\_th} \cdot \frac{(r_o/r)^2 - Y_t^2}{Y_t^2 - 1} \\ \sigma_\theta^t(r) &= \sigma_\theta^t(r) \Big|_{op} - P_{c\_th} \cdot \frac{(r_o/r)^2 + Y_t^2}{Y_t^2 - 1} \end{aligned} \quad (I.8)$$

Where  $\sigma_r^t(r) \Big|_{op}$  and  $\sigma_\theta^t(r) \Big|_{op}$  are, respectively, the radial and tangential stress obtained by equation (I.1) replacing  $P_e$  by  $P_d$ .

### I-1-4 Residual stress after shutdown

As in I.1.3, the residual contact pressure  $P_{c\_cs}$  at the cold shutdown ( $t = 10,000 \text{ hr}$ ,  $P_d = 0$  and  $\Delta T = 0$ ) is given by:

$$P_{c\_cs} = P_{c\_pt} - \frac{\frac{2P_d}{E_t(Y_t^2 - 1)} + \Delta T(\alpha_t - \alpha_s)}{\frac{1 + \nu + Y_t^2(1 - \nu)}{E_t(Y_t^2 - 1)} + \frac{Y_s^2(1 + \nu) + 1 - \nu}{E_s(Y_s^2 - 1)}} \quad (\text{I.9})$$

$P_{c\_pt}$  is the residual contact pressure obtained with pressure, temperature and after creep has taken place. It is the radial stress at the tube OD and its expression is given by  $P_{c\_pt} = -\sigma_r^t(r) \Big|_{r=r_o}$ .

The residual stresses are then given by the below equations:

$$\begin{aligned} \sigma_r^t(r) &= \sigma_r^t(r) \Big|_{pt} - P_d \frac{1 - (r_o/r)^2}{Y_t^2 - 1} + (P_{c\_cs} - P_{c\_pt}) \frac{(r_o/r)^2 - Y_t^2}{Y_t^2 - 1} \\ \sigma_\theta^t(r) &= \sigma_\theta^t(r) \Big|_{pt} - P_d \frac{1 + (r_o/r)^2}{Y_t^2 - 1} - (P_{c\_cs} - P_{c\_pt}) \frac{Y_t^2 + (r_o/r)^2}{Y_t^2 - 1} \end{aligned} \quad (\text{I.10})$$

$\sigma_r^t(r) \Big|_{pt}$  and  $\sigma_\theta^t(r) \Big|_{pt}$  are, respectively, the radial and tangential stress obtained including creep.

## I-2 Stresses in tubesheet

### I-2-1 Residual stresses at the end of expansion process

During the loading and unloading phases at the expansion process, the tubesheet is assumed to remain in the elastic range; the derivations of the residual stresses are given by Laghzale N. and Bouzid H. (2008, 2009) and are given by:

$$\begin{aligned}\sigma_r^s(r) &= (P_{c\_max} - \lambda P_{e\_max}) \cdot \frac{1 - (R_o/r)^2}{Y_s^2 - 1} \\ \sigma_\theta^s(r) &= (P_{c\_max} - \lambda P_{e\_max}) \cdot \frac{1 + (R_o/r)^2}{Y_s^2 - 1}\end{aligned}\tag{I.11}$$

### I-2-2 Total stresses after application of pressure

To calculate stresses in the tubesheet during operation with pressure only ( $t = 0$ ,  $P_d = 16MPa$  and  $\Delta T = 0$ ), use equation (I.11) replacing  $P_{e\_max}$  by  $(P_{e\_max} - P_d)$ .

### I-2-3 Total stresses with pressure and temperature

To calculate stresses in the tubesheet with pressure and temperature ( $t = 0$ ,  $P_d = 16MPa$  and  $\Delta T = 550^\circ C$ ) use equation (I.11) replacing  $P_{e\_max}$  by  $P_{e\_max} - P_d$  and  $P_{c\_max}$  by  $(P_{c\_max} + P_{c\_th})$  where  $P_{c\_th}$  is given by equation (I.9).

### I-2-4 Residual stresses after shutdown

The residual stresses are given by the below equations:

$$\begin{aligned}\sigma_r^s(r) &= \sigma_r^s(r)|_{pt} + (P_{c\_cs} - P_{c\_pt}) \frac{1 - (R_o/r)^2}{Y_s^2 - 1} \\ \sigma_\theta^s(r) &= \sigma_\theta^s(r)|_{pt} + (P_{c\_cs} - P_{c\_pt}) \frac{1 + (R_o/r)^2}{Y_s^2 - 1}\end{aligned}\tag{I.12}$$

$\sigma_r^s(r)|_{pt}$  and  $\sigma_\theta^s(r)|_{pt}$  are, respectively, the radial and tangential stress obtained in I.2.3 and  $P_{c\_pt}$  is the residual contact pressure obtained with pressure, temperature and after creep has taken place.

## CONCLUSION

Afin de respecter les objectifs fixés au début de cette thèse, deux nouveaux modèles analytiques ont été développés. Le premier modèle prédit la distribution des contraintes résiduelles induites par le procédé de dudgeonnage hydraulique. 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, ce 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 de ce premier modèle peuvent être récapitulés comme suit :

- a) Cas où les lois de comportement sont supposées élastiques parfaitement plastiques :
- Pour les deux cas : dudgeonnage avec et sans déformation plastique de la plaque tubulaire et avec ou sans retour plastique du tube, le présent modèle donne des résultats nettement meilleurs que ceux qu'on a trouvés dans la littérature. Cependant un écart de 20 % a été observé entre les résultats du présent modèle et les éléments finis. Nous attribuons cet écart au fait que les éléments finis (ANSYS) utilisent le critère de Tresca alors que le présent modèle a été élaboré avec ce-lui de Tresca.
  - Les deux approches, analytiques et éléments finis montrent que la pression résiduelle de contact croît quand la pression maximale de dudgeonnage et le pourcentage de la zone plastique (cas du retour plastique du tube) augmentent.
  - Le modèle analytique prédit que la pression optimale de dudgeonnage (Pression qui génère la pression résiduelle maximale de contact) est obtenue lorsque 75% de la zone plastique du tube est atteinte (dudgeonnage avec retour plastique du tube) contre 78% avec les éléments finis. Au-delà cette valeur, toute augmentation de la pression de dudgeonnage produit une diminution de la pression résiduelle de contact et une augmentation de la zone plastique, ce qui conduit au risque de l'effondrement plastique du tube et en conséquence la perte de l'étanchéité du joint

b) Cas où les lois de comportements sont supposées BL :

- Dans les deux cas : dudgeonnage avec ou sans déformation plastique de la plaque à tubes, la différence entre les résultats du présent modèle et ceux des éléments finis n'excède pas 2,5 %. Notons que cette fois-ci, le critère de Von Mises de l'écoulement plastique que nous avons employé est comme celui des éléments finis (ANSYS). À la fin de la phase de chargement du procédé de dudgeonnage, le modèle analytique montre la présence d'une zone plastique de 22.1 % dans la plaque contre 22,6 % pour les éléments finis.
- La pression résiduelle croit avec la diminution du module tangent du tube.
- La pression résiduelle augmente avec la diminution du jeu initial.
- Pour les faibles valeurs du module tangent du tube, la pression résiduelle de contact devient insensible au jeu initial.
- Pour un module tangent plus grand, le tube réagit avec plus de résistance pour se déformer et le processus requiert plus de pression maximale de dudgeonnage.
- La pression résiduelle de contact demeure insensible aux variations du module tangent de la plaque si le jeu initial est maintenu constant et sa variation en fonction du module tangent du tube suit une loi linéaire.

En service, afin de surveiller les contraintes résiduelles dans l'assemblage dudgeonné, le deuxième modèle a été élaboré pour prédire l'évolution de ces contraintes en fonction du temps. Les effets du fluage des matériaux du joint et la relaxation des contraintes résiduelles sur la pression résiduelle de contact ont été pris en considération. Les matériaux sont supposés homogènes et isotrope. Les équations qui régissent la distribution des contraintes sont élaborées sur la base des équations d'équilibre, la loi de comportement des matériaux et la loi du fluage de Bailey-Norton. Les résultats de cette approche analytique peuvent être récapitulés comme suit :

- En service, après pressurisation et échauffement du joint, la pression résiduelle de contact subit une augmentation de 88,1%, 85,3% et 92,1% respectivement pour le présent modèle, le modèle éléments finis état plan de contrainte et axisymétrique.



- Après 10000 heures de fonctionnement, le nouveau modèle analytique prédit une régression de 13% de la pression résiduelle de contact par rapport à sa valeur initiale produite par le procédé de dudgeonnage. On observe la même tendance pour les modèles éléments finis état plan de contrainte et axisymétrique.
- La relaxation soulage considérablement le joint de ses contraintes résiduelles. En effet, immédiatement après le démarrage, la contrainte équivalente maximale à l'intérieur du tube subit une forte diminution pendant les 1000 premières heures et continue à évoluer lentement pour se stabiliser au voisinage de sa valeur finale en régime permanent
- Si un arrêt se produit en régime permanent  $P_d = 0 \text{ MPa}$  et  $\Delta T = 0^\circ \text{C}$ , cette pression résiduelle de contact chute à une valeur critique qui correspond à une diminution de 79,7 % pour le présent modèle. Les modèles élément finis état plan de contrainte et axisymétrique prédisent respectivement une réduction de 83,22 % et 86,8 %.

La bonne concordance entre nos modèles analytiques et ceux des éléments finis a été observée le long de ce travail de recherche; ce qui procure une haute confiance au modèle analytique employé et à la méthodologie utilisée.

Pour conclure, le travail de recherche mené dans le cadre de la présente thèse a permis de réaliser une étude analytique capable de prédire la distribution des contraintes résiduelles produites par le procédé de dudgeonnage hydraulique et leurs évolutions en service. Les résultats de ces travaux peuvent servir comme données de base pour d'éventuelles études sur la zone de transition, le maillon le plus faible dans les joints tubes-plaques à tubes. En effet, une conception optimisée consiste à réaliser un joint avec une pression résiduelle de contact maximale et une zone de transition la moins sollicitée possible.

## RECOMMANDATIONS

À la lumière des résultats obtenus dans ce projet, et afin d'améliorer l'analyse de contraintes résiduelles dans les joints dudgeonnés hydrauliquement, les recommandations suivantes s'imposent :

- ❖ Les modèles analytiques et éléments finis développés, quoique probant, doivent être validés par des essais expérimentaux (Mesure des contraintes résiduelles après le procédé de dudgeonnage et en service).
- ❖ Reprendre l'approche analytique de l'écroutissage avec des lois de comportement plus réaliste qu'un comportement BL (lois des puissances par exemple)
- ❖ Tenir compte du retour plastique du tube dans le cas de l'écroutissage des matériaux.
- ❖ Élaborer des modèles élément finis en 3D avec plusieurs assemblages pour vérifier :
  - La distribution des contraintes résiduelles dans les zones de dudgeonnage et la zone de transition.
  - L'expression du diamètre équivalent.
  - Effet du dudgeonnage sur les trous adjacents.
  - Effet du dudgeonnage sur les contraintes résiduelles tangentielles et axiales.
- ❖ Développer un modèle analytique qui prédit la distribution des contraintes résiduelles dans la zone de transition en fonction de l'espace et du temps.
- ❖ Prendre en compte la déflexion de la plaque tubulaire sous l'effet de la pression différentielle



```

!!!! Type des éléments
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
    et,1,plane82
    keyopt,1,3,0

    et,2,targe169
    et,3,conta172

    r,3,,,1e10,,
    keyopt,3,9,0
    keyopt,3,12,2
    !keyopt,3,10,3

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!! Propriétés des matériaux
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
    !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! plaque tubulaire
        uimp,1,ex,nuxy,alpx,E_s,nu_t,alf_s
        tb,bkin,1,1
        tbdata,1,Sy_s,Es_t
        TBPLOT,BKIN,1
        tb,creep,1,,,1
        tbdata,1,C1s,C2s,C3,0
    !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! tube
        uimp,2,ex,nuxy,alpx,E_t,nu_t,alf_t
        tb,bkin,2,1
        tbdata,1,Sy_t,Et_t
        tb,creep,2,,,1
        tbdata,1,C1t,C2t,C3,0

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!! Acquisition de la géométrie de la plaque
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
    sizeelem=1
        Local,11,1,0,0,0,0,0,0
    CSYS,11

    k,1,rsi,0,0
    k,2,rse,0,0
    k,3,rse,ang,0
    k,4,rsi,ang,0

    A,1,2,3,4
    lsel,s,line,,1
    lesize,all,sizeelem,,,5
    lsel,s,line,,3
    lesize,all,sizeelem,,1/5
    alls

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!! Acquisition de la géométrie du tube

```

```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
    k,5,rte,0,0
    k,6,rte,0,0
    k,7,rte,ang,0
    k,8,rte,ang,0

    A,5,6,7,8

    lsel,s,line,,5
    lesize,all,,10
    lsel,s,line,,7
    lesize,all,,10
    alls

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!! Maillage des surfaces
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
    lsel,s,loc,y,ang/2
    lesize,all,,28
    esize,sizeelem
    mat,1$type,1
    amesh,1

    mat,2$type,1
    amesh,2

    !esel,none

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!! Génération des éléments des surfaces de contact
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
    real,3
    type,3
    mat,1

    tshap,line
    ksel,s,kp,,6,7
    lslk,s,1
    lmesh,all
    !esurf,,reve
    alls

    type,2
    tshap,line
    ksel,s,kp,,1,4,3
    lslk,s,1
    lmesh,all
    alls
    eplot
    nrotat,all
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!! Affectation de la temperature

```

```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
      Tref,20
      BFUNIF,temp,570

finish

!!!!!!!!!!!! SOLUTION !!!!!!!!!!!!!!!
/solu
!condition au limite
  nlgeom,on
  SOLCONTROL,on

  nsel,s,loc,y,0
  nsel,a,loc,y,ang
  d,all,uy,0

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!! Chargement (Application de la pression de dudgeonnage)
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
      inc=5
      *do,i,1,inc
        pi=Pe_max*i/inc
        time,pi
        nsel,s,loc,x,rti
        sf,all,pres,pi

        rate, off
        deltim,1e-41,1e-42,1e-41
        time,1e-41
        alls
        outres,all,all
solve
      *enddo
      alls

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!! Déchargement
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
      *do,i,1,inc

        Pdd=pe_max-Pe_max*i/inc+Pd
        time,Pe_max+Pe_max*i/inc-Pd
        nsel,s,loc,x,rti
        sf,all,pres,Pdd

        rate, off
        deltim,1e-40,1e-41,1e-40
        time,1e-40

      alls

```

```

        outres,all,all
solve
    *enddo

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!!!!!! Activation module fluage
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
    rate, on
    deltim,40,20,100    !Specifies the time step sizes
    !deltim,1e-5,1e-5,100    !to be used for this load step.
    time, Temps
    kbc,1
    outres,all,all
    alls
solve
finish

/post1
    noeud_in_plaque=1
        noeud_ex_tube=2381
        noeud_in_tube=2380
        Nbint=400
        *DIM,Tab,,Nbint,2

        set,,,1,,1e-30,,
        rsys,11
        *get,Pression,node,noeud_ex_tube,s,x
        Tab(1,1)=1e-5
        Tab(1,2)=-1*Pression

        *do,i,2,Nbint,1
            t=i*25
            set,,,1,,t,,
            rsys,11
            *get,Pression,node,noeud_ex_tube,s,x
            Tab(i,1)=t
            Tab(i,2)=-1*Pression
        *enddo

/COM
/OUT,vm10,vrt
/COM,
/COM,
*VWRITE,Tab(1,1),Tab(1,2)
(1X,' ',F10.2,' ',F10.2)
/COM,
/OUT
FINISH
*LIST,vm10,vrt

```





```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%% Calcul de la pression résiduelle de contact %%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
[Ur Pca
m_div]=Func_Pc_cas1(J,ro,ri,t,Ro,Ri,Syt, Sys,Et,Ett,Etp,Es,Est,Esp,...

nut,nus,nup,Pe_max,n1,n2,n3,n4,n5,n41,n6,n7,n61);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%% Calcul de contrainte tangentielle en r=ro %%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
[Ur
St_roa]=Func_St_ro_cas1(J,ro,ri,t,Ro,Ri,Syt, Sys,Et,Ett,Etp,Es,Est,Esp,...

nut,nus,nup,Pe_max,n1,n2,n3,n4,n5,n41,n6,n7,n61);

m=length(Ur);
Sz_ro=[];

for i=1:m
    if i<= m_div
        Sr_ro(i)=-Pca(i);
        Sz_ro(i)=nup*(St_roa(i)+Sr_ro(i));
        Seq_ro(i)=1/2^0.5*((St_roa(i)-Sr_ro(i))^2+(Sr_ro(i)-
Sz_ro(i))^2+(St_roa(i)-Sz_ro(i))^2)^0.5;
    else
        nup=0.3;
        Sr_ro(i)=-Pca(i);
        Sz_ro(i)=nup*(St_roa(i)+Sr_ro(i));
        Seq_ro(i)=1/2^0.5*((St_roa(i)-Sr_ro(i))^2+(Sr_ro(i)-
Sz_ro(i))^2+(St_roa(i)-Sz_ro(i))^2)^0.5;
    end
end

plot(Ur,Seq_ro,'-*')
set(findobj(gca,'type','line'),'MarkerSize',5)
grid on
legend('Contrainte équivalente en r=ro')
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

function [Ur Pc
m_div]=Func_Pc_cas1(J,ro,ri,t,Ro,Ri,Syt, Sys,Et,Ett,Etp,Es,Est,Esp,...

nut,nus,nup,Pe_max,n1,n2,n3,n4,n5,n41,n6,n7,n61);

global Syt At Etp AEt Yt Ys Pe_max Pcmx P_7 nut ro nus Ri Et Es Pa_t

```



```

    gam00=(1+nup)*(1+(1-2*nup)*Yt^2)+Ett*(Yt^2-1)/Es/(Ys^2-
1)*(1+nus)*(Ys^2+1-2*nus)
    Pe_sy_s=Pa_t+(gam00*Pc_sy_s+(J-Ur(m))*Ett*(Yt^2-1)/ro)/2/(1-nup^2)

    if Pe_max >= Pe_sy_s
%     n4=6;
        for i=1:n4
            P1=Pf; P2=Pe_sy_s;
            P=(P2-P1)/(n4-1)*(i-1)+P1;

            Pc_4=((Ur(m)-J)*Ett/ro*(Yt^2-1)+2*(1-nup^2)*(P-Pa_t))/gam00
            Ur_4=Pc_4*Ri*(1+nus)/Es/(Ys^2-1)*(Ys^2+1-2*nus);           %%%EPD
            Ur_4=Ur_4+J;
            Ur=[Ur Ur_4];
            Pc=[Pc Pc_4];
        end

% % %%% Pe_sy_s---5--->Pe_max %%%
% n5=6;

        for i=1:n5
            P1=Pe_sy_s; P2=Pe_max;
            P_5=(P2-P1)/(n5-1)*(i-1)+P1;
%%%% Calcul du rayon Cs D'autofretage de la douille -chargement-
%%%%
            x2 = fsolve(@(x2)...
            Ur(m)+(1+nup)*ro/Ett/(Yt^2-1)*(2*(1-nup)*(P_5-Pa_t)-((1-
2*nup)*Yt^2+1))*... %Pc
            Sys/3^0.5*(1-x2^2/Ro^2+(As*Esp*(x2^2/Ri^2-
1)+2*log(x2/Ri))/(1+As*Esp))...
            -J-(1+nus)*Sys*Ri/Es/3^0.5*(x2^2/Ro^2*(1-
2*nus)+1+1/AEs*(As*Esp*(x2^2/Ri^2-1)*(1+3/2*Es/Esp/(1+nus))...
            -2*log(x2/Ri)*(1-2*nus))...
            , [(Ri+Ro)/2])
            Cs=x2(1)

            Pc_5=Sys/3^0.5*((1-Cs^2/Ro^2)+(As*Esp*(Cs^2/Ri^2-
1)+2*log(Cs/Ri))/(1+As*Esp))
            Pc=[Pc Pc_5];

            Ur_5=Ur(m)+(1+nup)*ro/Ett/(Yt^2-1)*(2*(1-nup)*(P_5-Pa_t)-
Pc_5*((1-2*nup)*Yt^2+1))

            Ur=[Ur Ur_5];

        end
        Pcmax=Pc_5;
        m_div=length(Ur);
    else

```

```

% %%% Pf---41--->Pe_max %%%
% n41=5;
    for i=1:n41
        P1=Pf; P2=Pe_max;
        P=(P2-P1)/(n41-1)*(i-1)+P1;
        Pc_41=((Ur(m)-J)*Ett/ro*(Yt^2-1)+2*(1-nup^2)*(P-Pa_t))/gam00
        Ur_41=Pc_41*Ri*(1+nus)/Es/(Ys^2-1)*(Ys^2+1-2*nus);
%%EPD
        Ur_41=Ur_41+J;
        Ur=[Ur Ur_41];
        Pc=[Pc Pc_41];
    end
    Pcmax=Pc_41;
    m_div=length(Ur);
end

% % % %%% Pe_max----6----Prp %%%
% % %%% Calcul de Prp %%%
land=2*ro*(1-nut^2)/(Et/Es*(Yt^2-1)/(Ys^2-1)*Ri*(1+nus)*(Ys^2+1-2*nus)+(1+nut)*ro*(1+Yt^2*(1-2*nut)));
Prp=Pe_max-2*Syt*(Yt^2-1)/Yt^2/(1-land)/3^0.5; %pression retour plas. tube
Pe_max_rp=2*Syt*(Yt^2-1)/Yt^2/(1-land)/3^0.5

    m1=length(Ur);

if Prp >=0
disp ('Le retour plastique du tube est non traité')

else % %%% Pe_max----61----0
%%

% n61=8;
    for i=1:n61
        P1=0; P2=Pe_max;
        P=(P2-P1)/(n61-1)*(i-1)+P1;
        P_61=-P+Pe_max;
        Pc_61=Pcmax+land*(P_61-Pe_max);
        Pc=[Pc Pc_61];
        Ur_6=Ur(m1)+(1+nus)*Ri/Es/(Ys^2-1)*(Pc_61-Pcmax)*(Ys^2+1-2*nus);
        Ur=[Ur Ur_6];
    end
end

%%
%%

function [Ur
St_ro]=Func_St_ro_cas1(J,ro,ri,t,Ro,Ri,Syt,Sys,Et,Ett,Etp,Es,Est,Esp,...

```

```

nut, nus, nup, Pe_max, n1, n2, n3, n4, n5, n41, n6, n7, n61);

global Syt At Etp AEt Yt Ys Pe_max Pcmx P_7 nut ro nus Ri Et Es Pa_t

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
Yt=ro/ri;
Ys=Ro/Ri;
At=2*(2-nut)/3/Et;
As=2*(2-nus)/3/Es;
AEt=1+At*Etp;
AEs=1+As*Esp;
Pe_sy_t=Syt/3^0.5*(Yt^2-1)/Yt^2
Pa_t=Syt/3^0.5*(At*Etp*(Yt^2-1)+2*log(Yt))/AEt;
Pc_sy_s=Sys/3^0.5*(Ys^2-1)/Ys^2;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
Ur=[];
St_ro=[];

%%%% 0---1--->Pe_sy_t  %%%
% n1=5;
for i=1:n1
    P1=0; P2=Pe_sy_t;
    P=(P2-P1)/(n1-1)*(i-1)+P1;
    Ur_1=(1+nut)*ro/Et/(Yt^2-1)*2*P*(1-nut);
    Ur=[Ur Ur_1];
    St_ro_1=P*2/(Yt^2-1);
    St_ro=[St_ro St_ro_1];
end

% %%%% Pe_sy_t--2---->Pa_t  %%%
% n2=4;
for i=1:n2
    c1=ri; c2=ro+10^-6;
    rc=(c2-c1)/(n2-1)*(i-1)+c1;
    Yt_t=ro/rc;
    Pc=Syt/3^0.5*(Yt_t^2-1)/Yt_t^2;
    U_2=(1+nut)*ro/Et/(Yt_t^2-1)*2*Pc*(1-nut);
    Ur=[Ur U_2];
    St_ro_2=Pc*2/(Yt_t^2-1);
    St_ro=[St_ro St_ro_2];
end

% %%%% Pa_t---3---->Pf  %%%
% n3=8;
m=length(Ur);
Pf=Pa_t+(J-Ur(m))*Ett*(Yt^2-1)/2/ro/(1-nup^2)%%EPD
P1=Pa_t; P2=Pf;
for i=1:n3
    P=(P2-P1)/(n3-1)*(i-1)+P1;
    Ur3= Ur(m)+(1-nup^2)*2*ro*(P-Pa_t)/Ett/(Yt^2-1) %%%EPD
    Ur=[Ur Ur3];
end

```

```

St_ro_3=St_ro(m)+(P-Pa_t)*2/(Yt^2-1);
St_ro=[St_ro St_ro_3];

end

% %%%%%%%%%% Pf---4--->Pe_sy_s %%%%%%%%%%
gam00=(1+nup)*(1+(1-2*nup)*Yt^2)+Ett*(Yt^2-1)/Es/(Ys^2-
1)*(1+nus)*(Ys^2+1-2*nus);
Pe_sy_s=Pa_t+(gam00*Pc_sy_s+(J-Ur(m))*Ett*(Yt^2-1)/ro)/2/(1-nup^2);

if Pe_max >= Pe_sy_s
% n4=6;
for i=1:n4
P1=Pf; P2=Pe_sy_s;
P=(P2-P1)/(n4-1)*(i-1)+P1;

Pc_4=((Ur(m)-J)*Ett/ro*(Yt^2-1)+2*(1-nup^2)*(P-Pa_t))/gam00;
Ur_4=Pc_4*Ri*(1+nus)/Es/(Ys^2-1)*(Ys^2+1-2*nus); %%EPD
Ur_4=Ur_4+J;
Ur=[Ur Ur_4];
St_ro_4=St_ro(m)+(P-Pa_t)*2/(Yt^2-1)-(Yt^2+1)*Pc_4/(Yt^2-1);
St_ro=[St_ro St_ro_4];

end

% % %%%%%%%%%% Pe_sy_s---5--->Pe_max %%%
% n5=6;

for i=1:n5
P1=Pe_sy_s; P2=Pe_max;
P_5=(P2-P1)/(n5-1)*(i-1)+P1;
%%%%%%%% Calcul du rayon Cs d'autofretage de la douille %%%%%%%%%%
x2 = fsolve(@(x2)...
Ur(m)+(1+nup)*ro/Ett/(Yt^2-1)*(2*(1-nup)*(P_5-Pa_t)-((1-
2*nup)*Yt^2+1)*... %Pc
Sys/3^0.5*(1-x2^2/Ro^2+(As*Esp*(x2^2/Ri^2-
1)+2*log(x2/Ri))/(1+As*Esp)))...
-J-(1+nus)*Sys*Ri/Es/3^0.5*(x2^2/Ro^2*(1-
2*nus)+1+1/AEs*(As*Esp*(x2^2/Ri^2-1)*(1+3/2*Es/Esp/(1+nus)))...
-2*log(x2/Ri)*(1-2*nus)))...
, [(Ri+Ro)/2])
Cs=x2(1)

Pc_5=Sys/3^0.5*((1-Cs^2/Ro^2)+(As*Esp*(Cs^2/Ri^2-
1)+2*log(Cs/Ri))/(1+As*Esp));
Ur_5=Ur(m)+(1+nup)*ro/Ett/(Yt^2-1)*(2*(1-nup)*(P_5-Pa_t)-
Pc_5*((1-2*nup)*Yt^2+1));
Ur=[Ur Ur_5];

St_ro_5=St_ro(m)+(P_5-Pa_t)*2/(Yt^2-1)-(Yt^2+1)*Pc_5/(Yt^2-1);
St_ro=[St_ro St_ro_5];

```

```

end
Pcmax=Pc_5

else
% % %%% Pf---41--->Pe_max %%%
% n41=6;
for i=1:n41
    P1=Pf; P2=Pe_max;
    P=(P2-P1)/(n41-1)*(i-1)+P1;
    Pc_41=((Ur(m)-J)*Ett/ro*(Yt^2-1)+2*(1-nup^2)*(P-Pa_t))/gam00
    Ur_41=Pc_41*Ri*(1+nus)/Es/(Ys^2-1)*(Ys^2+1-2*nus);

    Ur_41=Ur_41+J;
    Ur=[Ur Ur_41];
    St_ro_41=St_ro(m)+(P-Pa_t)*2/(Yt^2-1)-(Yt^2+1)*Pc_41/(Yt^2-1);
    St_ro=[St_ro St_ro_41];
end
Pcmax=Pc_41
end

% % % %%% Pe_max----6----Prp %%%
% % %%% Calcul de Prp %%%

land=2*ro*(1-nut^2)/(Et/Es*(Yt^2-1)/(Ys^2-1)*Ri*(1+nus)*(Ys^2+1-2*nus)+(1+nut)*ro*(1+Yt^2*(1-2*nut)));
Prp=Pe_max-2*Syt*(Yt^2-1)/Yt^2/(1-land)/3^0.5;
Pe_max_rp=2*Syt*(Yt^2-1)/Yt^2/(1-land)/3^0.5;

m1=length(Ur);
if Prp >=0
    disp('Le retour plastique du tube est non traité')
else

% % %%% Pe_max----61----0 %%%
% n61=10;
for i=1:n61
    P1=0; P2=Pe_max;
    P=(P2-P1)/(n61-1)*(i-1)+P1;
    P_61=-P+Pe_max;
    Pc_61=Pcmax+land*(P_61-Pe_max);

    Ur_61=Ur(m1)+(1+nus)*Ri/Es/(Ys^2-1)*(Pc_61-Pcmax)*(Ys^2+1-2*nus);
    Ur=[Ur Ur_61];

    St_ro_61=St_ro(m1)+(P_61-Pe_max)*2/(Yt^2-1)-(Yt^2+1)*(Pc_61-Pcmax)/(Yt^2-1);
    St_ro=[St_ro St_ro_61];
end
% % %%%
% % %%%

```

## BIBLIOGRAPHIE

- Abaqus Version 5.4, 1995, Hibbitt, Karlson & Sorenson, Inc.
- Abuku, S. and Cullity, B.D. 1971. «A Magnetic Method for the determination of residual Stress ». *Exp. Mech.*, Vol. 11, No. 5, May 1971, pp. 217-223.
- Alexander, J. M. and Ford, H. 1956. «Experimental Investigation of the Process of Expanded Boiler Tubes ». *Proceeding of institute of mechanical Engineering*, Vol. 171, 351-367.
- Allam, M. 1996. «Analysis of Hydraulically Expanded Tube-To-Tubesheet Joints ». Thèse en génie mécanique, Montréal, Ecole polytechnique, p. 15-23.
- Allam, M., Bazergui, A. and Chaaban, A. 1998b. «The effect of tube strain hardening level on the residual contact pressure and residual stresses of hydraulically expanded tube-to-tubesheet joint ». *Proceedings, of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference*, 375.; 1998. p. 447–55.
- Allam, M., Chaaban, A. and Bazergui, A. 1998a. «Estimation of residual stresses in hydraulically expanded tube-totubesheet joints ». *Journal of Pressure Vessel Technology*, *Transactions of the ASME*, v 120, n 2, 1998, p 129-137.
- Allam, M., Chaaban, A. and Bazergui, A. 1995. «Residual Contact Pressure of Hydraulically Expanded Tube-to-Tubesheet Joint: Finite Element And Analytical Analyses ». *ASME Conference, PVP-Vol*, 305.
- Al-Zayer, A. 2001. «Analytical and finite element investigation of initial clearance effect on tube-tubesheet joint strength ». MS Thesis. Dhahran, Saudi Arabia: King Fahd University of Petroleum and Petroleum; 2001.
- Amin, K. E. and Ganesh, S. 1981. «Residual stresses in Copper -2% Beryllium Alloy Strips ». *exp. Mech.*, Vol. 21, No. 12, Dec. 1981, pp. 473-476.
- Barton, J. R. and Kusenbrger, F. N. 1974. «Residual Stress in Gas Turbine Engine Components from Barkhausen Noise Analysis ». *Trans. A.S.M.E., Serie A*, Vol. 96, No. 4, Oct. 1974, pp. 349-357.



- Bazergui, A. and Allam, M. 2002. «Axial strength of tube-to-tubesheet joints: Finite element and experimental evaluations ». *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, v 124, n 1, p 22-31.
- Birley, S. S. and Alder, J. F. 1980. «Techniques for the measurement of Residual Stress in the Assessment of shot Peering ». *Proc. of the British Soc. for Strain Measurement, Int. Conf. 'Product Liability and Reliability'*, Birmingham, 1-5 Sept. 1980, Vol. 2, 20 pages.
- Chaaban, A., Ma, H. and Bazergui, A. 1992. «Tube-tubesheet joint: a proposed equation for the equivalent sleeve diameter used in the single-tube model ». *ASME J. Press. Vessel Technol.* 1992, 114:19–22.
- Chaaban, A., Morin, E., Ma, H. and Bazergui, A. 1989. «Finite Element Analysis of Hydraulically Expanded Tube-To-Tubesheet Joints: A Parametric Study ». *ASME PVP conference*, 19-25.
- Chabenat, A. and Martin, R. 1975. «Analyse des contraintes résiduelles ». *CTIM-information (Senlis-France)*, No. 41, juin 1975, pp. 35-42.
- Culver, L. E. and Ford, H. 1959. «Experimental Study of Some Variables of the Tube-Expanding Process ». *Proceeding of Institute of Mechanical Engineering Vol. 173*, 399-413.
- Denton, A. A. 1966. «Determination of residual stresses ». *Met. Reviews (101), J. Inst. Met., Vol. II (1966)*, pp. 1-23.
- Diercks, D. 1999. «Overview of steam generator tube degradation and integrity issues ». *Nuclear Engineering and Design* 194 (1999) 19–30.
- Douglas, J. 1995. «Solutions for steam generators ». *EPRI J.* May, June, 28–35.
- Druez and Bazergui. 1983. «Détermination des Contraintes résiduelles dans des Tubes d'Echangeur de Chaleur ». *Ph.D. Thesis, Ecole Polytechnique De Montréal*.
- Dudley F. E. 1953. «Electronic Control Method for the Precision, Expanding of Tubes ». *ASME Winter Annual Meeting, Paper No. 53-A-133*.

- Electric Power Research Institute. 1998. «Steam Generator Progress Report ». Revision 13, Worldwide web address <http://www.epri.com/npg:cr:sgims13:index.html>. Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA, May.
- Fisher, F. F. and Brown, G. J. 1954. «Tube Expanding and related subjects ». Transaction of ASME, Vol. 75, 563-584.
- Fisher, F. F. and Cope, E. T. 1943. «Automatic Uniform Rolling –In of Small Tubes ». Transaction of ASME, Vol. 65, 53-60.
- Flesch, B. and al. 1993. «Operating Stresses and Stress Corrosion Cracking in Steam Generator Transition Zones (900-MWe PWR) ». Int. J. Pres. Ves. & Piping 56 (1993) 213-228, Commissariat ~ l'Energie Atomique, Cadarache, France.
- Ford, H. 1984. «Mechanical Methods for the Measurement of Internal Stress ». Proc. Symp. On Internal Stresses in Metals and Alloys, Oct. 1947, The Inst. Of Metals, London, 1984, paper no. 10 72.
- Gao, X.L. 1992. «An exact elasto-plastic solution for an open-ended thick walled cylinder of a strain-hardening material ». Int. Journal of Pressure Vessel Piping, vol. 52, pp. 9–44.
- Green, S. J. 1986. «Methods for Preventing Steam Generator Failure or Degradation ». Int. J. Pres. Ves. & Piping 25, 1986, 359-391.
- Haslinger, K. H. and Hewitt, E. W. 1983. «Leak Tight, High Strength Joints for Corrosion Resistant Condenser Tubing ». Joint Power Generation, ASME paper 83-JPGC-Pwr-39.
- Hughes, H. 1967. «X-Ray Techniques for Residual Stress Measurement ». Vol. 3, No. 3 July 1967, pp.26-31.
- Hwang, J. Harrod, D. and Middlebrooks, W. 1993. «Analytical Evaluation of The Hydraulic Expansion of Stream Generator Tubing in to Tubesheet ». International Conferences on Expanded and Rolled Joint Technology, Toronto, CANADA, C98-C113.
- Jantsscha, R. 1929. «Ueber das Einwalzen und Einpressen von Kessel-und Ueberhitzerrohren bei Verwendung Verschiedener Werkstoffe ». Ph.D thesis, technical university of darmstadt.

- José, L. O. and Pablo, G. F. 2004. «Failure analysis of tube–tubesheet welds in cracked gas heat exchangers ». *Engineering Failure Analysis* 11 (2004) 903–913.
- Kakac, S. 1980. «Introduction to Heat Exchangers : Thermal and Hydraulic Fundamentals and Design Preview of the Contributions ». *HEAT EXCHANGERS*, pp.3-, McGRAW-HILL BOOK COPANY.
- Kasraie, B. and Porowski, J. S. 1983. «Elastic-Plastic Analysis of Tube Expansion in Tubesheet ». *Pressure Vessel and Piping Conference*, Portland, Ore.
- Kohlpaintner, W. R. 1995. «Calculation of Hydraulically Expanded Tube-to-Tubesheet Joints». *ASME J. Pressure Vessel Technol.*, 117, pp. 24–30.
- Krips, H. and Podhorsky, M. 1976. «Hydraulic Expansion –A New Method for Anchoring of Tubes ». *Journal of Pressure vessel Technology*, Vol. 117, 24-30.
- Kyu, I. S. and al. 2001. «Simulation of stress corrosion crack growth in steam generator tubes ». *Nuclear Engineering and Design* 214 (2002) 91–101.
- LI Xiaotian and HE Shuyan. 2004. «FATIGUE ANALYSIS OF STEAM GENERATOR IN HTR-10 ». 2nd International Topical Meeting on HIGH TEMPERATURE REACTOR TECHNOLOGY, Beijing, China, September 22-24, 2004.
- Lynch, J. J. 1951. «The Measurement of Residual Stresses”, from “Residual stress Measurements ». by Treuting, Vishart, Lynch, Richards; A.S.M., Detroit, 1951, pp. 42-96.
- Ma, H. 1990. «Parametric Study of hydraulic Expanded Joint ». Ph.D Thesis, École Polytechnique de Montréal.
- MacDonald, P. E., Shah, V. N., Ward L. W. and Ellison P. G. 1996. «Steam Generator Tube Failures ». NUREG/CR-6365, 1996.
- Macherauch E. 1966. «X-ray Stress Analysis ». *Exp. Mech.*, Vol. 6, No. 3, 1966, pp. 140-145.
- Masubuchi, K. 1980. «Analysis of Welded Structures ». *Int. Series on materials Science and Tech.*, Vol. 33, Pergamon Press, 1980, 642pages.
- Maxwell, C. A. 1943. «Practical aspects of Marking Expanded Joint ». *Transaction of ASME*, Vol. 65, 507-514. [44]

- Mayinger, F. and Gross H. G. 1981. «Vibration in Heat Exchangers ». Heat Exchanger, pp. 981-983, McGraw-Hill Book Company. [18]
- Merah, N., Al-Zayerb, A., Shuaib, A. and Arif, A. 2003. «Finite element evaluation of clearance effect on tube-to-tubesheet joint strength ». International Journal of Pressure Vessels and Piping 80, 2003, 879–885. [11].
- Metzger, D. R., Sauve, R. G. et Nadeau, E. 1995. «Predication of Residual Stress by Simulation of the Rolled Joint Manufacturing Process for Steam Generator ». Conference. Vol. 305, 67-74.
- Middlebrooks, W. B., Harrod, D. and Gold, R. E. 1991. «Residual Stresses Associated with the Hydraulic Expansion of Steam Generator Tubing into Tubesheets ». Transaction of the 11th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology Atomic Energy Society of Japan, Vol. F.
- Oppenheimer P.H. 1927. «Rolling Tubes in Boiler Plates ». Power, 300-303.
- Osgood, W. R. 1954. «Residual Stresses in Metals and Metal Construction ». prepared for the Ship Struct. Comm., Committee on Residual Stresses, Nat. Academy of Sciences-Nat. Res. Council, Reinhold Publ. Corp., N.Y., 1954.
- Podhorsky, M. and Krips, H. 1979. « Hydraulic Expansion of Tubes ». VGB KRAFTWERK-STECHNIK, Number 1, 77-83.
- Ramu, S. A., Krihnan, A. and Dxit, K. 1987. «Finite Element Analysis of Elastic-plastic Stresses in Channel Rolled Joints ». 9th. International Conference on Structural Mechanic in Reactor Technology, Vol. 8, T 359-368.
- Sachs, G. 1947. «Note on the Tightness of expanded tube joints ». Journal of Applied Mechanics. A285-A286.
- Salama, K. 1980. «New developments in Measuring Residual Stresses Using Ultrasonic techniques ». S. E. S. A., fall Meet., Oct. 12-15, 1980, Ft. Lauderdale, Proc. pp. 56-59.
- Sang, Z., Zhu, Y. a Widera, G. 1996. «Reliability factors and tightness of tube-to-tubesheet joints ». ASME J Press Vessel Technol, 1996;118: 137–41.

- Scott, D. A., Wolgemuth, G.A. and Aikin, J.A., 1984. «Hydraulically Expanded Tube-to-Tubesheet Joints ». *Journal of Pressure vessel technology*, pp. 104-109.
- Scott, D., Dammak, M. and Paiement, G. 1991. «Hydraulic Expanded Tube-to-Tubesheet joints ». *Transactions of ASME, Journal of Pressure Vessels Technology*, Vol. 106, 104-109.
- Seong, S. H. and Hong, P. K. 2005. «Leak behaviour of SCC degraded steam generator tubings of nuclear power plant ». *Nuclear Engineering and Design* 235 (2005) 2477–2484.
- Shuaib, A., Merah, N. and Allam, I. 2001. «Investigation of heat exchanger tube sheet hole enlargement ». ME2203 Final Report, King Fahd University of Petroleum and Petroleum, Dhahran, Saudi Arabia; 2001.
- Tebedge, N., Alpsten, G. and Tall, L. 1973. «Residual Stress Measurement by the Sectioning Method ». *Experimental Mechanics*, Feb. 1973, pp. 88-96.
- Toba, A. 1966. «Residual Stress and Stress Corrosion Cracking in the Vicinity of Expanded Joint of Aluminium Brass Tube Condensers ». *Journal of Japan Petroleum Institute* Vol. 9, No. 5, 30-34.
- Uragami, K. 1982. «Experimental Residual Stress Analysis of Tube to Tube Sheet Joints During Expansion ». *Pressure Vessel and Piping*. ASME, 82-PVP-61.
- Wade, K. C. 1995. «Steam Generator Degradation and its Impact on Continued Operation of Pressurized Water Reactors in the United States ». *Energy Information Administration/ Electric Power Monthly*, August 1995.
- Walker, G.A. and Guldsmit, C. C. 1980. «Measurement of stress Using a microdiffractometer ». all Meet., S.E.S.A Fall Meet., Oct. 12-15, 1980, Ft. Lauderdale, Proc. pp. 11-16.
- Wang, H. F. and Sang, Z. F. 2005. «Effect of Geometry of Grooves on Connection Strength of Hydraulically Expanded Tube-to-Tubesheet Joints ». *Journal of Pressure Vessel Technology*, *Transactions of the ASME*, Vol. 127, NOVEMBER 2005.
- Wang, Y. et Soler, A. I. 1988. «Effect of Boundary Conditions on The Tube-Tubesheet Joint Annulus Model- Finite Element Analysis ». *ASME PVP Conference*, Vol. 139.

- Wilson, R. M. 1978. «The Elastic-Plastic Behaviour of a Tube During Expansion ». ASME, paper 78-PVP-112.
- Yokell, S. 1992. «Expanded, and Welded-and-Expanded Tube-to-Tubesheet Joints ». ASME J. Pressure Vessel Technology, 114, pp. 157–165.
- Yokell, S. 1982. «Heat-exchanger tube-to-tubesheet connections ». journal Chemical Engineering, pp.78-94, Feb. 8.
- Zaharia, C. 1974. «Local Residual Stress Evaluation by electrical Measurements ». Preprints of the Fifth Int. Conf. on Exp. Stress Analysis, Udine, Italy, 1974, paper no 50, pp 4.161-4. 164.